

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ  
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Тракторы и автомобили

**Направление подготовки (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»**

**Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК**

**Форма обучения очная**

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>1</b>	<b>Конспект лекций</b>	
1.1	Лекция № 1 Теоретические циклы ДВС.....	4
1.2	Лекция № 2 Действительные рабочие циклы ДВС.....	9
1.3	Лекция № 3 Процессы газообмена и сжатия.....	13
1.4	Лекция № 4 Процессы сгорания и расширения.....	19
1.5	Лекция № 5 Индикаторные и эффективные показатели.....	42
1.6	Лекция № 6 Тепловой баланс и токсичность двигателей.....	56
1.7	Лекция № 7 Характеристики двигателей.....	71
1.8	Лекция № 8 Кинематика и динамика двигателя.....	110
1.9	Лекция № 9 Перспектива развития тепловых двигателей.....	141
1.10	Лекция № 10 Динамика колеса.....	168
1.11	Лекция № 11 Общая динамика колесной машины.....	188
1.12	Лекция № 12 Общая динамика гусеничного трактора.....	205
1.13	Лекция № 13 Тяговая динамика трактора.....	213
1.14	Лекция № 14 Тяговая динамика автомобиля.....	224
1.15	Лекция № 15 Разгон автомобиля.....	234
1.16	Лекция № 16 Топливная экономичность автомобиля.....	241
1.17	Лекция № 17 Тормозная динамика автомобиля.....	249
1.18	Лекция № 18 Устойчивость мобильных машин.....	259
<b>2</b>	<b>Методические материалы по выполнению лабораторных работ</b>	<b>269</b>
2.1	Лабораторная работа № 1 Расчет номинальной мощности двигателя трактора и автомобиля.....	269
2.2	Лабораторная работа № 2 Расчет процессов газообмена и сжатия.....	273
2.3	Лабораторная работа № 3 Расчет процессов сгорания. Расчет процессов расширения.....	276
2.4	Лабораторная работа № 4 Расчет индикаторных и эффективных показателей.....	280
2.5	Лабораторная работа № 5 Приборы и оборудование для испытания ДВС и ТНВД.....	283
2.6	Лабораторная работа № 6 Регулировочная характеристика по составу смеси.....	295
2.7	Лабораторная работа № 7 Регулировочная характеристика по углу опережения.....	299
2.8	Лабораторная работа № 8 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя.....	301
2.9	Лабораторная работа № 9 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя.....	303
2.10	Лабораторная работа № 10 Характеристика механических потерь.....	305
2.11	Лабораторная работа № 11 Характеристика дизельного двигателя при работе на регуляторе.....	308

<b>2.12</b>	<b>Лабораторная работа № 12 Характеристика по подаче на ТНВД.....</b>	<b>309</b>
<b>2.13</b>	<b>Лабораторная работа № 13 Скоростная характеристика ТНВД.....</b>	<b>312</b>
<b>2.14</b>	<b>Лабораторная работа № 14 Регуляторная характеристика ТНВД.....</b>	<b>316</b>
<b>2.15</b>	<b>Лабораторная работа № 15 Кинематический и динамический расчет КШМ</b>	<b>319</b>
<b>2.16</b>	<b>Лабораторная работа № 16 Тяговый расчет трактора.....</b>	<b>322</b>
<b>2.17</b>	<b>Лабораторная работа № 17 Динамический расчет автомобиля.....</b>	<b>328</b>
<b>2.18</b>	<b>Лабораторная работа № 18 Потенциальная тяговая характеристика тракто- ра.....</b>	<b>333</b>
<b>2.19</b>	<b>Лабораторная работа № 19 Тяговая диаграмма движения автомобиля.....</b>	<b>335</b>
<b>2.20</b>	<b>Лабораторная работа № 20 Динамическая характеристика автомобиля.....</b>	<b>337</b>
<b>2.21</b>	<b>Лабораторная работа № 21 Время и путь разгона автомобиля.....</b>	<b>339</b>
<b>2.22</b>	<b>Лабораторная работа № 22 Мощностной баланс автомобиля</b>	<b>346</b>
<b>2.23</b>	<b>Лабораторная работа № 23 Топливо-экономическая характеристика авто- мобиля.....</b>	<b>347</b>
<b>2.24</b>	<b>Лабораторная работа № 24 Характеристика поворота гусеничного трактора</b>	<b>349</b>
<b>2.25</b>	<b>Лабораторная работа № 25 Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора.....</b>	<b>351</b>

# 1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

## 1. 1 Лекция №1( 2 часа).

Тема: «Теоретические циклы ДВС»

### 1.1.1 Вопросы лекции:

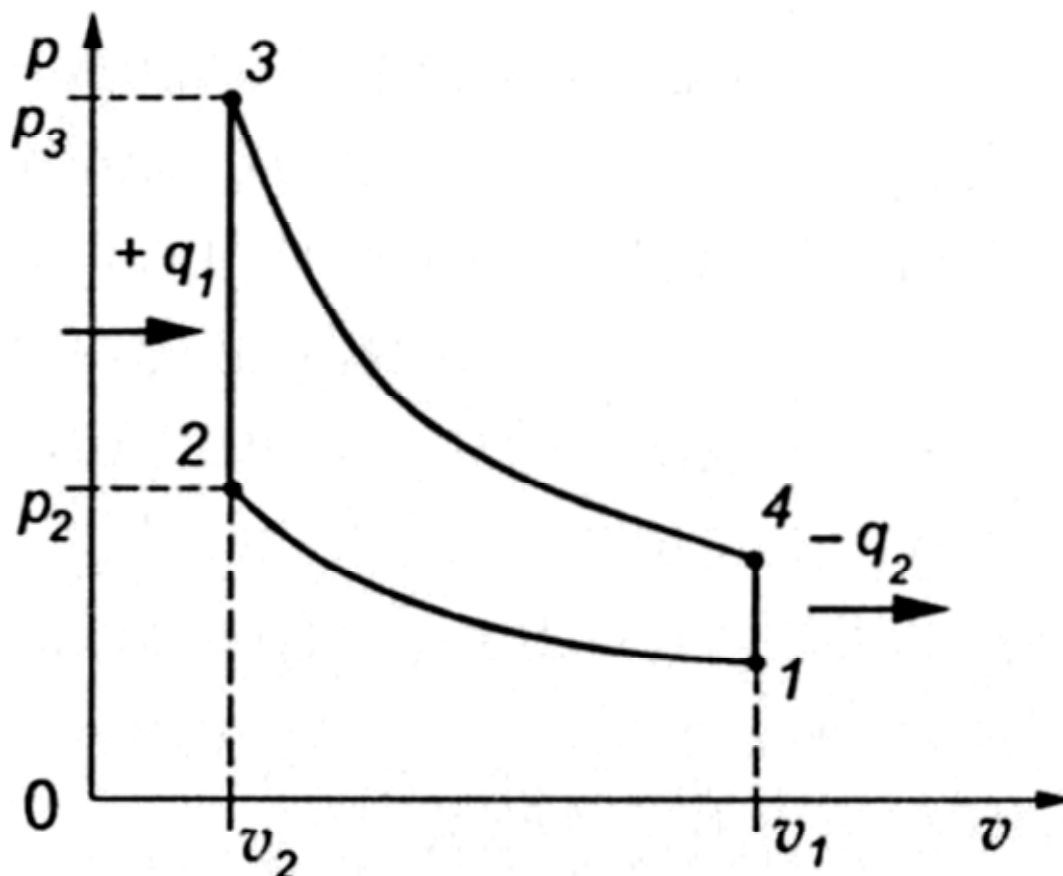
1. Классификация тепловых двигателей
2. Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме
3. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении
4. Цикл со смешанным подводом теплоты

### 1.1.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Классификация тепловых двигателей . По способу подвода теплоты к рабочему телу различают: • двигатели внешнего сгорания; • двигатели внутреннего сгорания. Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) по способу реализации полезной работы цикла могут быть: • поршневыми (роторно-поршневыми); • газотурбинными; • комбинированными; • реактивными. ДВС — это тепловая машина, в которой подвод теплоты к рабочему телу осуществляется путем сжигания топлива внутри самого Двигателя. Рабочим телом в ДВС является на первом этапе воздух или смесь воздуха с легко воспламеняющимся топливом, а на втором этапе — продукты сгорания этого жидкого или газообразного топлива. ДВС имеют два существенных преимущества. Во-первых, так как источник теплоты находится внутри самого двигателя, нет необходимости в больших теплообменных поверхностях, что способствует его компактности. Во-вторых, в двигателях внешнего сгорания внешний температурный предел рабочего тела ограничен свойством конструкционных материалов, через которые осуществляется теплообмен. В двигателях же внутреннего сгорания, где тепловыделение происходит в самом рабочем теле, температурный предел может быть значительно выше. А так как стенки головки и цилиндра двигателя имеют принудительное охлаждение, то температурные границы цикла могут быть расширены и термический КПД может быть увеличен. В поршневых и роторно-поршневых двигателях рабочее тело находится в замкнутом пространстве между неподвижными деталями и движущимся поршнем или ротором, которые воспринимают давление рабочего поршня и преобразуют его во внешнюю работу. В газотурбинном двигателе рабочее тело расширяется в потоке, т. е. в незамкнутом пространстве. При тепловом расширении кинетическая энергия потока преобразуется в механическую работу на лопатках вращающегося рабочего колеса. В реактивных двигателях рабочее тело расширяется также в незамкнутом пространстве, но кинетическая энергия газа преобразуется в работу не на лопатках колеса как в газотурбинном двигателе, а за счет сил реакции при выходе рабочего тела из двигателя в окружающую среду с большой скоростью. Комбинированный двигатель представляет собой гибрид поршневого и газотурбинного двигателей. Термин «двигатель внутреннего сгорания» получил распространение применительно к поршневым двигателям.

**2. Наименование вопроса № 2.** Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме называется циклом Отто по имени немецкого конструктора Н. А. Отто, осуществившего этот цикл в 1876 г. Горючей смесью в цикле Отто является воздух, смешанный с парами бензина или любым другим легко испаряющимся веществом. На рис. 2 представлена  $p-v$  диаграмма двигателя, работающего именно по циклу Отто. Идеализированный замкнутый

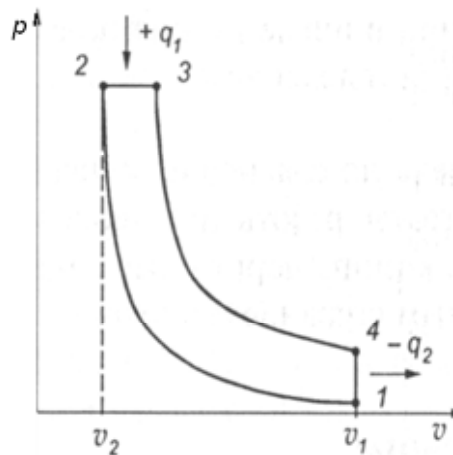
цикл, термодинамически эквивалентный циклу Отто, состоит из двух адиабат



(рис. 2, кривые 1—2 и 3—4) и двух изохор (прямые 2—3 и 4—1). Работа, производимая двигателем за цикл, выражается площадью. Цикл поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме. Так как в этом цикле участвует постоянное количество рабочего тела, то линии впуска и выпуска отсутствуют. Кривая 1—2 соответствует процессу адиабатного (условно без теплообмена) сжатия газа, в это время поршень перемещается от нижней мертвой точки (НМТ) к верхней мертвой точке (ВМТ). При положении поршня в ВМТ и постоянном объеме  $v_2$  (см. рис. 2, прямая 2—3) осуществляется процесс подвода теплоты  $q_1$  к рабочему телу. При этом давление и температура рабочего тела повышаются. При движении поршня от ВМТ к НМТ (кривая 3—4) происходит процесс адиабатного расширения газа. Отвод теплоты ( $-q_2$ ) от рабочего тела к холодильнику соответствует прямой 4—1 и осуществляется при постоянном объеме, когда поршень находится в НМТ. Характеристиками цикла являются степень сжатия  $\epsilon$  и степень повышения давления  $\lambda$ . Степень сжатия показывает, во сколько раз уменьшается объем газа в процессе сжатия:  $\epsilon = \frac{v_1}{v_2}$  (2.1) где  $v_1$  — удельный объем газа в начале хода сжатия или полный объем при положении поршня в НМТ;  $v_2$  — удельный объем газа в конце хода сжатия или объем над поршнем при его положении в ВМТ (объем камеры сгорания). Степень повышения давления показывает, во сколько раз повышается давление газа в результате подвода к нему теплоты при постоянном объеме:  $\lambda = \frac{p_3}{p_2}$  (2.2) где  $p_3$  — давление газа в конце подвода теплоты;  $p_2$  — давление газа в начале подвода теплоты. Так как параметры начального состояния (точка 1) всегда известны, то параметры всех других состояний могут быть выражены через  $p_1$ ,  $v_1$  и  $T_1$ . Так как  $\epsilon$  и  $\lambda$  выражены через  $v$  и  $p$ , то и они являются параметрами состояния. Двигатели, работающие по данному циклу, имеют  $\epsilon$  от 6 до 11;  $\lambda$  от 3 до 5.

**3. Наименование вопроса № 3.** 4. Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении. Степень сжатия  $\epsilon$  в цикле может быть существенно повышена, если сжимать не горючую

смесь, а чистый воздух, а затем в конце процесса сжатия ввести в цилиндр горючее вещество. Именно на этом основан цикл Дизеля (названный по имени немецкого инженера Р. Дизеля, построившего в 1887 г. двигатель, работавший по этому принципу). Степень сжатия в двигателях с циклом Дизеля обычно достигает 15—20 единиц. В цилиндр двигателя засасывается чистый воздух, затем сжимается до тех пор, пока его температура не станет выше температуры самовоспламенения топлива. Такой температуры воздух должен достичь в конце хода поршня. Тогда в цилиндр через специальную форсунку подается распыленное жидкое топливо. У Дизеля это топливо подавалось к форсунке сжатым воздухом, который в свою очередь нагнетался компрессором под давлением 5—6 МПа. Распыляясь через форсунку, топливо воспламенялось в цилиндре и сгорало примерно при постоянном давлении, так как поршень в этот момент перемещался, объем увеличивался. После прекращения подачи топлива продукты сгорания расширяются до тех пор, пока поршень не достигнет крайнего положения.



На рис. 1

показана индикаторная диаграмма поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении. Кривая 1—2 соответствует процессу адиабатного сжатия, прямая 2—3 — процессу подвода теплоты при постоянном давлении, кривая 3—4 — процессу адиабатного расширения, а прямая 4—1 — процессу отвода теплоты при постоянном объеме. Рис. 3. Цикл поршневого ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении. Характеристиками цикла являются степень сжатия  $\epsilon$  и степень предварительного расширения  $\rho$ : , где  $v_3$  — объем рабочего тела в конце подвода теплоты;  $v_2$  — объем рабочего тела в начале подвода теплоты. Двигатели, работающие по данному циклу, имеют  $\epsilon$  от 12 до 20, а  $\rho$  от 1,5 до 2,5. Используя метод, применяемый при определении КПД и удельной работы в цикле Отто, в данном случае получим формулы для определения работы цикла: (2.12) и термического КПД: (2.13) Из формул (2.12) и (2.13) видно, что работа цикла увеличивается вместе с увеличением степени сжатия и количества подведенной теплоты, которая характеризуется степенью предварительного расширения  $\rho$ , а термический КПД цикла увеличивается с увеличением степени сжатия  $\epsilon$ . В то же время с увеличением  $\rho$  (кривая 3—4, рис. 4) адиабата расширения будет уменьшаться, а значение температуры, при которой от газа отводится теплота, приблизится к  $T_3$ . Поэтому при увеличении  $\rho$  уменьшается  $\eta_t$  цикла.

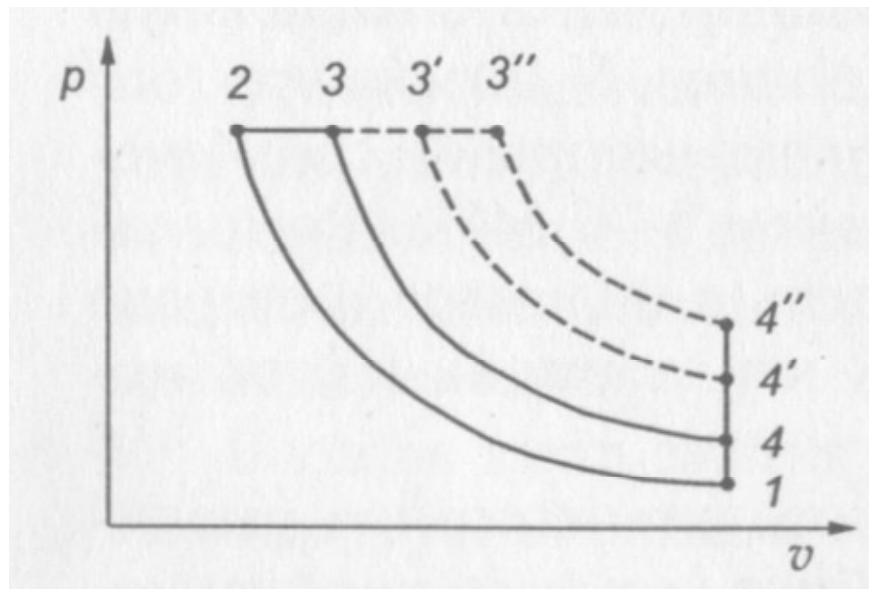


Рис. 2.4.

Диаграммы циклов с изобарным подводом тепла, имеющие различные степени предварительного расширения. Значение  $p$  так же, как и  $\lambda$  не может меняться в таких широких пределах как значение  $\epsilon$ , так как максимальная величина  $p$  вполне определена количеством воздуха в камере сгорания, необходимого для сгорания соответствующего количества топлива. Рост степени сжатия выше 15—18 единиц в цикле Дизеля ограничивается увеличением расхода работы на преодоление сил трения в двигателе. Известным недостатком двигателя Дизеля по сравнению с двигателем Отто является необходимость затраты работы на привод компрессора, большие габаритные размеры компрессорной установки и тихходность, обусловленная медленным сгоранием топлива.

**4. Наименование вопроса № 4.** Цикл со смешанным подводом теплоты. Стремление обеспечить высокий термический КПД цикла в сочетании с большой работой цикла привело к созданию так называемого бескомпрессорного поршневого двигателя, где топливо подается не сжатым до 4—5 МПа воздухом, а механическим насосом под давлением свыше 30 МПа. Высокое давление обеспечивает хорошее распыливание топлива. Часть топлива, наиболее хорошо перемешанная с воздухом, быстро сгорает, практически при постоянном объеме, а часть топлива, которая не успела перемешаться с воздухом, горит медленнее, уже при движении поршня в сторону расширения, так что можно считать давление поршня постоянным. Данный цикл был предложен в 1904 г. русским инженером Г.В. Тринклером. Кривая 1—2 на рис. 5 соответствует процессу адиабатного сжатия, кривая 2—3 процессу подвода теплоты при постоянном объеме, прямая 3—4 — процессу подвода теплоты при постоянном давлении, кривая 4—5 — процессу адиабатного расширения газа, прямая 5—1 — процессу отвода теплоты при постоянном объеме. Характеристиками цикла являются: . Рис. 5. Цикл поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты. Двигатели, работающие по данному циклу, имеют  $\epsilon$  от 15 до 20;  $\lambda$  от 1,4 до 2,4;  $p$  от 1,1 до 1,6. В данном цикле удельная работа вычисляется по формуле (14) а КПД цикла — по формуле (2.15). Анализ формулы (2.15) показывает, что термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты зависит от всех трех параметров, т. е. от  $\epsilon$ ,  $\lambda$  и  $p$ . 6. Сравнение различных циклов ДВС. Результаты исследований показывают, что при одинаковых степенях сжатия наиболее экономичен цикл с подводом теплоты при постоянном объеме, так как в этом случае подвод теплоты осуществляется при наиболее высокой температуре и сообщенная рабочему телу теплота обладает наибольшей работоспособностью. При одинаковых степенях сжатия увеличение  $\lambda$  в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме приведет к росту максимального давления цикла, а в цикле Дизеля этого не произойдет, так как  $\lambda = 1$ . Однако прирост максимального давления сопровождается большими

нагрузками на детали кривошипно-шатунного механизма, что вызывает увеличение сил трения в механизме. Следовательно, увеличение  $\lambda$ , а вместе с ним и работы в цикле с подводом теплоты при постоянном объеме не всегда компенсируется более высоким  $\eta_t$  цикла. Преимуществом циклов с подводом теплоты при постоянном давлении и со смешанным подводом теплоты являются более высокие степени сжатия. Поэтому циклы поршневых ДВС целесообразно сравнивать при одинаковых максимальных давлениях и одинаковых количествах подведенной теплоты. В этом случае цикл Дизеля будет обладать более высоким термическим КПД по сравнению с циклом Отто. Так как смешанный цикл и цикл с подводом теплоты при постоянном давлении осуществляются с одинаковыми степенями сжатия, а максимальное давление у смешанного цикла оказывается больше (так как  $\lambda > 1$ ), то и термический КПД смешанного цикла оказывается более высоким.

## **1. 2 Лекция №2 ( 2 часа).**

**Тема: «Действительные рабочие циклы ДВС»**

### **1.2.1 Вопросы лекции:**

1. История создания ДВС
2. Классификация, основные тенденции в развитие конструкции тракторных и автомобильных двигателей.
3. Действительные рабочие циклы поршневых двигателей. Процессы действительных циклов поршневых двигателей.

### **1.2.2 Краткое содержание вопросов:**

**1. Наименование вопроса № 1.** История создания ДВС. Попытки создания поршневого ДВС предпринимались еще в конце 18 века. Так, в 1799 г. англичанин Д.Бербер предложил двигатель, работавший на смеси воздуха с газом. Другой изобретатель газового двигателя Э.Э. Ленуар использовал в качестве топлива светильный газ. В 1801 г. француз Ф. де Бонне предложил смесь воспламенять от электрической искры. В 1862 г. бельгийский механик Н.Отто построил четырехтактный газовый двигатель. Официально изобретателями транспортных двигателей, работающих на жидких фракциях перегонки нефти, признаны три немецких конструктора. Г. Даймлер – 29.08.1885 г., К. Бенц – 25.03.1886 г., Р. Дизель – 1892 г. запатентовал двигатель с воспламенением от сжатия. В 1879 г. И.С. Костовичем был спроектирован и построен в 1885 году бензиновый двигатель. В 1899 г. в Петербурге создан первый в мире дизельный двигатель. В 1901 г. был построен первый бескомпрессорный двигатель Г.В. Тринклера, а 1910 г. – Я.В. Мамина.

Успешное проектирование, разработка новых конструкций и создание опытных образцов ДВС были обеспечены научно – исследовательскими работами в области теории рабочего процесса двигателей. В 1906 г. профессор В.И. Гриневецкий впервые разработал метод теплового расчета двигателя. За рубежом этот метод сформировался в 30 годы 20 века. Большой вклад в развитие двигателей и транспортных машин внесли Российские ученые Н.Р. Брилинг, Е.А. Чудаков, Е.К. Мазинг, С.И. Алексеев, В.А. Петров, Б.С. Стечкин и многие другие.

**2. Наименование вопроса № 2.** Классификация, основные тенденции в развитие конструкции тракторных и автомобильных двигателей.

Устройства, преобразующие какой-либо вид энергии в механическую работу, называются двигателями. Машины, трансформирующие тепловую энергию в механическую работу, носят название тепловых двигателей (ТД). ТД являются основным типом энергетической установки на всех видах транспорта (железнодорожный, речной, морской, автомобильный и воздушный), на сельскохозяйственных и дорожно-строительных машинах. Различают ТД стационарные и транспортные.

Классификация ТД по способу подвода теплоты к рабочему телу (РТ) (РТ — это субстанция, с помощью которой происходит преобразование тепловой энергии в механи-



ческую работу) различают двигатели с внешним подводом теплоты (ДВПТ) и двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Для ДВПТ характерны следующие особенности:

- теплота к РТ подводится вне рабочего цилиндра двигателя (обычно в теплообменнике);
- РТ не обновляется и циркулирует в различных агрегатных состояниях по замкнутому контуру;
- работа совершается в турбине или в расширительном цилиндре.

Для ДВС характерно следующее:

- сжигание топлива, выделение теплоты и преобразование ее в механическую работу происходят непосредственно в цилиндре двигателя;
- РТ обновляется в процессе работы двигателя.

По конструкции элементов, с помощью которых тепловая энергия сгорающего топлива преобразуется в механическую работу, различают: поршневые ДВС с возвратно-поступательно движущимися поршнями (ПДВС); двигатели с вращающимися поршнями, или роторно-поршневые ДВС (РПД); газотурбинные двигатели (ГТД); реактивные двигатели (РД).

По способу воспламенения смеси различают ДВС с принудительным (преимущественно искровым) зажиганием и дизели, работающие с воспламенением от сжатия. Двигатели с искровым зажиганием могут быть карбюраторные и газовые. ДВС с внешним смесеобразованием и дизель относится к двигателям с внутренним смесеобразованием. Двигатели с искровым зажиганием относятся к ДВС с количественным регулированием мощности. Дизели являются двигателями с качественным регулированием мощности. По способу осуществления цикла различают двухтактные и четырехтактные ДВС.

**3 Наименование вопроса № 3.** Действительные рабочие циклы поршневых двигателей. Процессы действительных циклов поршневых двигателей.

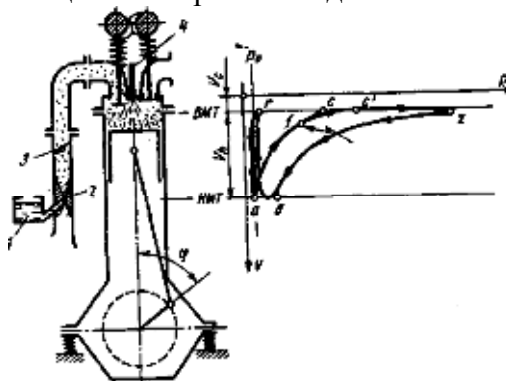


Схема и индикаторная диаграмма карбюраторного двигателя:

- 1-поплавковая камера; 2-диффузор карбюратора; 3-дроссельная заслонка;  
4 - свеча зажигания

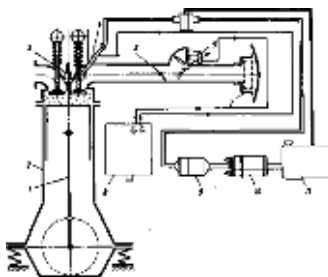


Схема двигателя с впрыскиванием бензина во впускную систему:

- 1 - кривошипно-шатунный механизм; 2 - картер; 3 - свеча зажигания; 4 - форсунка; 5 - дроссель; 6 - расходомер; 7 - воздухоочиститель; 8 - электронный блок управления; 9 - топливный фильтр; 10 - топливный насос; 11 - топливный бак.

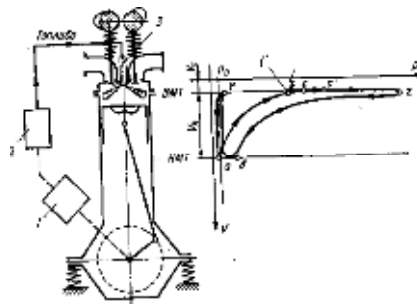


Схема и индикаторная диаграмма дизеля:  
1 - редуктор; 2 - ТНВД; 3 – форсунка.

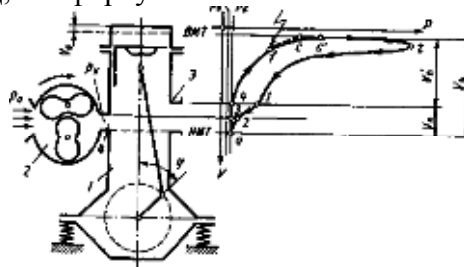


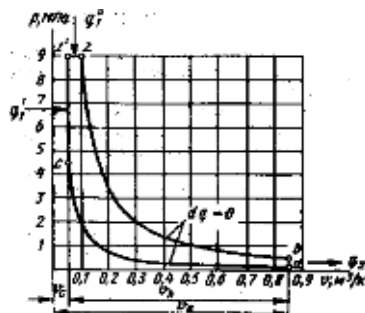
Схема и индикаторная диаграмма двухтактного двигателя

Под расчетными циклами донимаются совокупности термодинамических процессов, приближенно описывающие процессы действительного цикла.

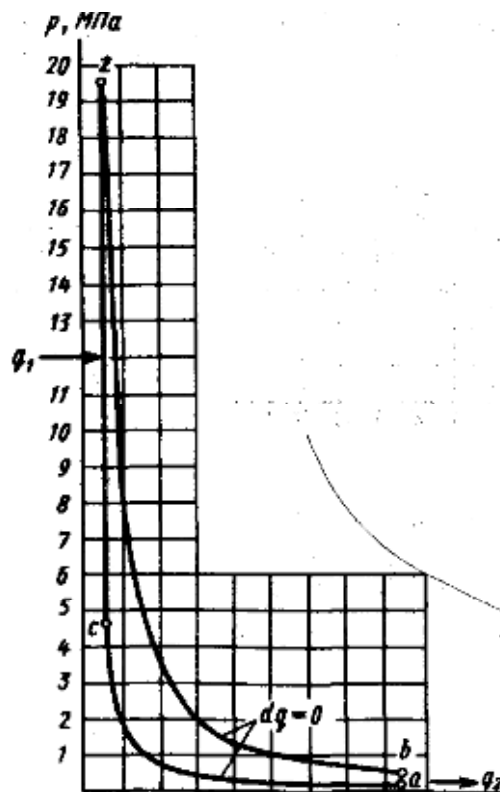
Под термодинамическими циклами принято понимать расчетные циклы, основанные на следующих допущениях:

- процессы, составляющие цикл, являются обратимыми;
- процессы осуществляются с несменяемым рабочим телом неизменного состава;
- теплоемкость РТ не зависит от его состояния;
- теплообмен между РТ и окружающей средой отсутствует. В термодинамических циклах ДВС подвод теплоты осуществляется по изохоре, изобаре или смешанно — по изохоре и изобаре.

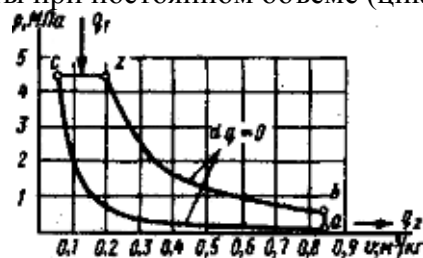
Наиболее общим является цикл со смешанным подводом теплоты (Сабатэ — Тринклера).



Цикл со смешанным подводом - теплоты (цикл Сабатэ—Тринклера)



Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто)



Цикл с подводом теплоты при постоянном давлении (цикл Дизеля)

Характер процессов, формирующих рабочий цикл ДВС, зависит от принципов организации газообмена, способа организации смесеобразования (внешнее или внутреннее) и воспламенения (от искры или от сжатия).

Рабочий процесс двигателя принято анализировать по индикаторной диаграмме, представляющей собой зависимость давления в цилиндре двигателя от переменного объема надпоршневого пространства  $V$ .

I такт (впуск) реализуется при повороте кривошипа от 0 до 180°, чему соответствует изменение объема надпоршневого пространства от  $V_c$  (объем камеры сгорания) при  $\varphi=0^\circ$  (ВМТ) до  $V_a = V_c + V_h$  (полный объем цилиндра) при  $\varphi=180^\circ$  (НМТ). Объем  $V_h$ , называют рабочим объемом цилиндра.

В действительном цикле понятия «такт» и «процесс» не совпадают. Для лучшей организации процессов газообмена клапаны открываются до начала соответствующего такта и закрываются по его окончании.

Перед началом впуска в объеме камеры сгорания  $V_c$  находятся продукты сгорания, оставшиеся от предыдущего цикла, которые называются остаточными газами. Заполнение цилиндра свежим зарядом (линия га на диаграмме) происходит из-за разрежения в нем, создаваемого движущимся в сторону НМТ поршнем.

Давление  $p_a$  в конце такта впуска (точка а) определяется гидравлическими потерями во впускном тракте, величина которых зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя (от скорости перемещения ТВС по впускному тракту и от степени открытия дроссельной заслонки). На режиме номинальной мощности (дроссель открыт полностью, и частота вращения коленчатого вала равна номинальной)  $p = (0,8 \dots 0,9)p_0$ .

На температуру  $T_a$  влияют теплообмен свежего заряда с элементами двигателя, формирующими впускную систему и камеру сгорания, и его охлаждение за счет затрат теплоты на испарение топлива, для компенсации которых в карбюраторном двигателе осуществляется специальный подогрев ТВС во впускном трубопроводе, ОГ или горячей жидкостью из системы охлаждения. Кроме того, температура свежего заряда увеличивается вследствие перемешивания его с горячими остаточными газами.

II такт работы двигателя (сжатие) осуществляется при повороте кривошипа на угол  $\varphi = 180...360^\circ$  (линия а-с на диаграмме). На расчетные значения параметров рабочего тела в конце сжатия (точка с) в основном влияют их начальные значения ( $p_a, T_a$ ) и степень сжатия  $\epsilon$ , которая равна отношению объемов  $V_a$  и  $V_c$ , т. е.  $\epsilon = V_a/V_c$ . При значениях  $\epsilon$ , характерных для современных карбюраторных двигателей ( $\epsilon = 6,5...10$ ),  $p_c = 0,9...1,5$  МПа и  $T_c = 550...750$  К.

При реализации действительного цикла давление в конце такта сжатия, т. е. при положении поршня в ВМТ,  $p_z > p_c$ ,  $p_c = (1,15...1,25)p_z$ , что является следствием повышения давления в результате начавшегося процесса сгорания (точка момент искрового разряда в свече зажигания). Угловой интервал от момента подачи искры до прихода поршня в ВМТ называется углом опережения зажигания.

III такт ( $\varphi = 360...540^\circ$ , линия z-в на диаграмме)—такт расширения. Во время этого такта работы двигателя происходят сгорание основной доли поданного в цилиндр топлива, расширение рабочего тела и осуществляется полезная работа.

Вблизи ВМТ при повороте кривошипа на угол  $\varphi = 100...150^\circ$  давление в цилиндре достигает максимума  $p_z = 3,5...6,5$  МПа и соответственно возрастает температура рабочего тела до  $T_z = 2400...2800$  К. Отношение  $\rho = p_z/p_c$  называют степенью повышения давления. Для современных карбюраторных двигателей  $\rho = 1,4...2,2$ .

По завершении такта расширения РТ имеет расчетные значения давления и температуры, соответственно  $p_v = 0,35...0,5$  МПа,  $T_v = 1400...1700$  К.

Следует заметить, что в действительном цикле процесс расширения заканчивается раньше, чем поршень приходит в НМТ, из-за раннего начала открытия выпускного клапана.

IV такт ( $\varphi = 540...720^\circ$ , линия в-г на диаграмме) - такт выпуска—осуществляется под некоторым избыточным давлением  $p_r = (1,05...1,2)p_o$ , величина которого зависит от гидравлических потерь в выпускной системе. Отработавшие газы покидают цилиндр с  $T_r = 900...1100$  К.

При термодинамическом расчете действительного цикла карбюраторного двигателя принимается допущение, что основная доля теплоты при сгорании топлива выделяется вблизи ВМТ, т. е. при условиях, близких к условиям подвода теплоты при постоянном объеме ( $V = \text{const}$ ).

### 1. 3 Лекция №3 ( 2 часа).

#### Тема: «Процессы газообмена и сжатия»

##### 1.3.1 Вопросы лекции:

1. Процессы впуска и его параметры.
2. Влияние на процесс впуска конструктивных и эксплуатационных факторов.
3. Процесс сжатия и расчет его параметров.

##### 1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. **Наименование вопроса № 1.** Процессы впуска и его параметры. Как следует из графиков (рис. 1), вскоре после начала открытия впускного клапана давления  $p_r, p_o$  сравниваются (точка А),

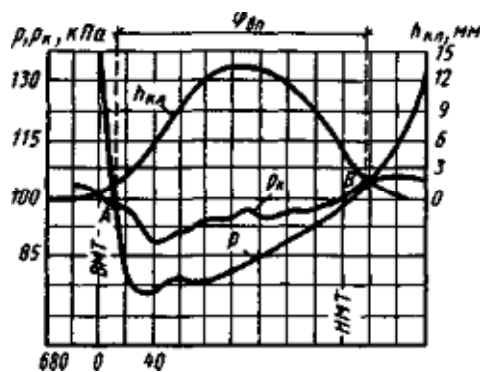


Рис. 1. Изменение  $p$  и  $p_k$  в процессе выпуска в четырехтактном двигателе

с этого момента начинается выпуск, так как при дальнейшем движении поршня  $p_a < p_o$ , причем разность давлений, определяющая скорость истечения свежего заряда через клапанную щель, не остается постоянной.

Количество свежего заряда, поступающего в цилиндр в течение процесса выпуска, зависит от общего гидравлического сопротивления впускной системы, т. е. от разности между давлением окружающей среды  $p_o$  и давлением в цилиндре  $p$ , которая изменяется по мере перемещения поршня от ВМТ к НМТ. Естественно, что чем меньше потеря давления во впускной системе к приходу поршня в НМТ  $\Delta p_a = p_o - p_a$ , тем больше количество свежего заряда, заполняющего цилиндр к этому моменту (точка  $a$  на рис. 1).

При увеличении частоты вращения коленчатого вала поток воздуха (или ТВС) движется с возрастающей скоростью и под действием сил инерции, а также в результате волновых явлений в системе выпуска давление также возрастает. Поэтому если в начале хода сжатия  $p_o > p_a$ , то выпуск продолжается; этот процесс называют *дозарядкой*. В показанном на рис. 1 примере дозарядка заканчивается в точке  $B$ . Для осуществления дозарядки впускной клапан закрывают спустя  $35...85^\circ$  после НМТ. При малой частоте вращения, когда инерция свежего заряда невелика, во время закрытия впускного клапана поршень вытесняет часть заряда из цилиндра обратно во впускную систему, т. е. происходит *обратный выброс*. Таким образом, в общем случае количество свежего заряда, заполняющего цилиндр после окончания выпуска, меньше общего количества заряда, поступившего в цилиндр в течение газообмена. Поверхности впускного трубопровода, канала в головке и внутрицилиндровые поверхности имеют температуру более высокую, чем свежий заряд, поэтому последний вследствие теплообмена в процессе выпуска нагревается. Нагревание свежего заряда происходит и вследствие его смешения с горячими остаточными газами.

При правильном выборе фаз газораспределения не только улучшаются очистка цилиндров от продуктов сгорания и заполнение его свежим зарядом, но может несколько сократиться затрата энергии на газообмен, которая пропорциональна разности давлений в цилиндре в течение процессов выпуска и впуска. Выбор фаз газораспределения и основных геометрических размеров впускного тракта согласовывают при экспериментальной доводке новой модели двигателя.

Фазы газораспределения для каждой частоты вращения имеют свою оптимальную величину, а реальные фазы газораспределения выбирают так, чтобы обеспечить оптимум  $\eta_v$  для наиболее важного диапазона скоростных режимов работы двигателя.

В большинстве случаев высокооборотные двигатели имеют более широкие фазы газораспределения, чем двигатели малооборотные. Если необходимо увеличить наполнение цилиндров свежим зарядом и в каком-то определенном диапазоне частоты вращения, то следует подобрать сочетание фаз газораспределения и геометрических размеров впускного тракта (главным образом его длины), которое обеспечит большую дозарядку. Такое явление называют динамическим наддувом.

Для эффективного газообмена важно обеспечить большие проходные сечения в клапанах. Площади сечения при газообмене изменяются, поэтому пропускную способность клапанов характеризуют параметром, называемым *время-сечение*.

Выраженная в градусах поворота коленчатого вала общая длительность процессов газообме-

на в двухтактных двигателях в 3...3,5 раза меньше, чем в четырехтактных. Большая часть всего газообмена проходит при одновременно открытых впускных (продувочных) и выпускных (окнах или клапанах) органах. Период газообмена между началом открытия выпускных органов и началом поступления в цилиндр свежего заряда называют свободным выпуском. В начале этого периода ОГ покидают цилиндр через выпускные органы с критической скоростью, а затем истечение происходит в подкритической области.

К моменту начала открытия впускных органов давление в цилиндре больше, чем во впускном ресивере (или в кривошипной камере), т. е.  $p_b > p_a$ , поэтому отработавшие газы через выпускные органы в небольшом количестве забрасываются во впускной ресивер. Давление  $p$  во впускном ресивере создается специальным (продувочным) нагнетателем, а в кривошипной камере — поршнем.

В конце газообмена при петлевой схеме газообмена происходит дополнительный выпуск, когда впускные органы закрыты, а выпускные еще открыты. В двигателях с прямоточной схемой газообмена выпускные органы закрываются одновременно с впускными органами, или с небольшим запаздыванием, поэтому дополнительный выпуск в них отсутствует или невелик. Если впускные органы закрываются позже выпускных органов, то имеет место дозарядка.

Совершенство газообмена в двухтактных двигателях существенно зависит от схемы системы газообмена. Существует большое разнообразие конструкций систем газообмена. Анализ процессов газообмена показал, что наибольшее распространение получил петлевой (контурный) и прямоточный.

После завершения процесса газообмена цилиндр заполняет рабочая смесь, состоящая из ОГ и свежего заряда, оставшегося в цилиндре после закрытия впускных и выпускных органов.

Параметры процессов газообмена. Качество очистки цилиндра от продуктов сгорания характеризуется отношением количества молей остаточных газов  $M_g$  к количеству молей свежего заряда  $M_1$ , заполнившего цилиндр после завершения процесса впуска; это отношение называют коэффициентом остаточных газов  $\gamma_r$ .

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{oc} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доз} \cdot p_a - \varphi_{oc} \cdot p_r};$$

Основная характеристика качества процесса газообмена — коэффициент наполнения  $\eta_v$ ,

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_r} \cdot (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{oc} p_r)$$

Коэффициент наполнения, представляющий собой отношение количества свежего заряда  $M_1$ , заполнившего цилиндр после завершения газообмена, к тому количеству свежего заряда  $M_0$ , которое теоретически могло бы заполнить рабочий объем цилиндра.

**2. Наименование вопроса № 2.** Влияние на процесс впуска конструктивных и эксплуатационных факторов.

Сложная взаимосвязь факторов, определяющих величину  $\eta_v$ , при формальном подходе к оценке их влияния на коэффициент наполнения может привести к неточным выводам. Например, следует, что с ростом  $\eta_v$  коэффициент наполнения будет уменьшаться пропорционально величине  $\varepsilon/(\varepsilon - 1)$ . В действительности эта связь сложнее, так как при росте степени сжатия уменьшаются  $\eta_v$ , также изменяются некоторые другие величины, влияющие на  $\eta_v$ . Поэтому, как показывают эксперименты, в результате комплексного изменения ряда величин коэффициент  $\eta_v$  от  $\varepsilon$  практически не зависит. Отсюда следует, что при рассмотрении влияния на показатели качества процессов газообмена того или иного фактора необходимо учитывать воздействие этого фактора на все зависящие от него величины, которые входят в аналитические выражения для определения рассматриваемого показателя.

Сопротивление на впуске. Чем больше потеря  $\Delta p_a$ , тем меньше давление  $p_a$ , а следовательно, меньше плотность свежего заряда в цилиндре и коэффициент наполнения.

На давление оказывают влияние сопротивление впускной системы и скорость заряда. Сопротивление впускной системы в первую очередь зависит от сопротивления впускного клапана, а также от наличия поворотов, местных сужений и шероховатости поверхности каналов в головке ци-

линдров и впускного трубопровода, сопротивления карбюратора и воздухоочистителя. Сопротивление впускных систем дизелей и двигателей с впрыскиванием бензина меньше, чем у карбюраторных.

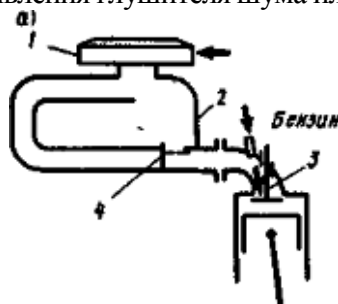
Для увеличения  $\eta_v$  в двигателях без наддува обычно стремятся по возможности увеличить диаметр впускного клапана и делают его несколько больше по сравнению с выпускным. В дизеле с камерой в поршне при центральном расположении форсунки и в двигателях с искровым зажиганием для легковых автомобилей заметный эффект по увеличению  $\eta_v$  дает применение четырех клапанов — по два впускных и два выпускных на каждый цилиндр. Реже используют два впускных и один выпускной клапан на цилиндр.

В ряде случаев для создания интенсивного вихревого движения заряда в цилиндре впускные каналы в головке специально профилируют (винтовые и тангенциальные каналы) или устанавливают дополнительные заслонки и отклоняющие пластины; сопротивление таких каналов несколько увеличивается.

Влияние гидравлического сопротивления впускной системы на  $\eta_v$  используется в двигателях с искровым зажиганием для количественного регулирования нагрузки. При повороте дроссельной заслонки от полного до минимального ее открытия  $\alpha$  уменьшается от 0,75...0,9 до 0,15...0,25.

При эксплуатации двигателей нельзя допускать значительного загрязнения воздухоочистителя, чрезмерного увеличения зазоров в приводе впускных клапанов и износа кулачков распределительного валика, так как при этом уменьшается время-сечение впускных клапанов, что ведет к увеличению сопротивлений на впуске, а значит, и к снижению мощностных показателей двигателя.

Параметры остаточных газов. Давление  $p_b$  зависит от сопротивления выпуску и режима работы двигателя; при увеличении  $p_b$  (например, при возрастании скоростного режима) и неизменной  $T_r$  растут плотность и масса ОГ. При эксплуатации необходимо своевременно проверять и регулировать зазоры в приводе выпускных клапанов, так как при зазорах сверх рекомендуемых значений могут понизиться наполнение и мощность двигателя. К таким же последствиям приводит возрастание из-за загрязнения сопротивления глушителя шума или нейтрализатора ОГ.



Температура  $T_r$  на коэффициент наполнения влияет незначительно. Например, при охлаждении от большей  $T_r$  во время теплообмена со свежим зарядом остаточные газы значительно уменьшаются в объеме, освобождая место для свежего заряда, что компенсирует соответствующее увеличение температуры  $T_a$ . Для расширения диапазона скоростных режимов, на которых двигатель работает с динамическим наддувом, используются впускные системы с управляемой настройкой и системы с переменными фазами газораспределения. Показана схема системы впуска, обеспечивающая изменение длины впускного тракта посредством управления заслонкой 4. При работе высокооборотного двигателя с небольшой и средней частотой вращения коленчатого вала заслонка находится в горизонтальном положении и воздух, пройдя воздухоочиститель 1, поступает в ресивер 2, а затем перемещается по длинному каналу, что обеспечивает эффективную дозарядку цилиндров на этих режимах.

На высоких частотах вращения заслонка автоматически перемещается в вертикальное положение, обеспечивающее движение воздуха по короткому каналу, что улучшает дозарядку на этих режимах. Системы с управляемой настройкой применяют в основном в сочетании с впрыскиванием бензина и установкой двух впускных клапанов для каждого цилиндра, так как в этом случае общее сопротивление системы впуска снижается (из-за уменьшения потери давления в клапанах и отсутствия потери давления в карбюраторе), а эффективность динамической настройки повышается. Изменение коэффициента наполнения при использовании системы с управляемой настройкой

показано на рисунке. Показано изменение  $\eta_v$  в зависимости от мощности при работе дизеля и двигателя с искровым зажиганием при постоянной частоте вращения. Зависимости  $\eta_v$  от мощности имеют для этих двигателей неодинаковый характер, что является следствием принципиально различных способов регулирования мощности. В дизеле для увеличения мощности в цилиндры впрыскивается большее количество топлива, поэтому температурный режим деталей повышается, что усиливает подогрев свежего заряда во впускной системе и в цилиндре. По этой причине, несмотря на неизменное сопротивление впускной системы, с ростом нагрузки коэффициент  $\eta_v$  несколько уменьшается.

Дросселирование, применяемого в двигателе с искровым зажиганием для уменьшения нагрузки, сопровождается снижением давления во впускной системе и в цилиндре и усилением подогрева свежего заряда. При дросселировании число молей  $M_2$  остаточных газов изменяется мало, в то время как количество молей  $M_1$  свежей смеси уменьшается, поэтому имеет место заметный рост коэффициента остаточных газов. По указанным причинам уменьшение нагрузки в двигателе с искровым зажиганием связано со снижением величины  $\eta_v$ .

Во-первых, при увеличении частоты вращения возрастает скорость заряда во впускной системе и потеря давления  $\Delta p$ . По этой причине с ростом частоты вращения от величины, при которой достигается наибольшее значение  $\eta_v$ , коэффициент наполнения снижается, несмотря на увеличение дозарядки и снижение подогрева воздуха (смеси) во впускном тракте. Во-вторых, в области малой частоты вращения в период запаздывания закрытия впускного клапана имеет место обратный выброс заряда из цилиндра во впускную систему. Этот выброс тем больше, чем меньше частота вращения вала, что вместе с ростом АГ и обуславливает снижение  $\eta_v$ . В этой области. Атмосферные условия влияют на  $\eta_v$ . Чем ниже температура и выше атмосферное давление воздуха, тем больше свежего заряда заполняется цилиндр. При этом, естественно, возрастает и теоретическое количество заряда. Опыты показывают, что повышение  $p_0$  практически мало влияет на значение  $\eta_v$ . С другой стороны, по результатам опытов коэффициент наполнения оказывается пропорциональным величине  $\Delta T$ . Таким образом, увеличение температуры  $T_0$  приводит к росту  $\eta_v$ , но при этом значительно снижается плотность воздуха, а значит, и цикловая подача свежего заряда. Отсюда следует, что увеличение  $\eta_v$ , не всегда означает, что в цилиндры поступает большая масса свежего заряда. В то же время мощность, которую может развивать двигатель, зависит именно от массы воздушного заряда (при соответствующей подаче топлива). Таким образом, следует различать относительную характеристику наполнения, каковой является коэффициент  $\eta_v$ , и массовое наполнение, обычно характеризуемое абсолютным количеством свежего заряда  $G$ , кг/ч, поступающего в двигатель в течение 1 ч.

В зависимости от атмосферных условий  $G$ , изменяется пропорционально изменению плотности воздуха. Особенно значительное уменьшение  $p_0$  и  $T_0$ , может иметь место при движении автомобиля по дороге со значительным подъемом.

### **3. Наименование вопроса № 3. Процесс сжатия и расчет его параметров.**

Посредством сжатия свежего заряда достигают увеличения температурного перепада, при котором осуществляется действительный цикл, улучшаются воспламенение и горение топлива. Это позволяет получить большую работу при расширении продуктов сгорания и повысить экономичность двигателя.

Идея сжатия рабочей смеси перед ее сжиганием и последующим рабочим ходом обеспечила конкурентоспособность поршневого двигателя внутреннего сгорания. Сжатие в двигателе происходит при движении поршня от НМТ к ВМТ после закрытия впускного клапана (продувочных окон) и сопровождается теплообменом. Направление движения теплоты в процессе сжатия изменяется.



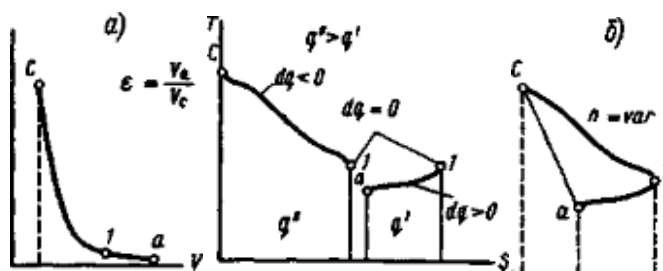


Рисунок 2

Вначале теплота  $q'$  от более горячих стенок цилиндра и камеры сгорания передается заряду (участок  $al$  на рисунке. б), а затем по мере движения поршня к ВМТ и роста температуры она ( $q''$ ) начинает передаваться от заряда в стенки (участок  $lc$ ). По этой причине процесс сжатия протекает по политропе с переменным показателем. Текущее значение показателя политропы изменяется следующим образом: в начале сжатия  $n_1 > k$ , в какой-то момент  $n_1 = k$ , а затем  $n_1 < k$ .

Преобладание теплоотвода в процессе сжатия обуславливает то, что средний показатель политропы сжатия лежит в пределах  $1,2 < n_1 < 1,4$ .

С увеличением частоты вращения коленчатого вала показатель  $n_1$  растет, а процесс сжатия приближается к адиабатному. Такой же эффект наблюдается при увеличении размеров цилиндра. Это происходит потому, что уменьшается относительная величина поверхности охлаждения цилиндра. Этим же объясняется более трудный запуск двигателей с малыми геометрическими размерами цилиндра.

С увеличением нагрузки и при применении наддува показатель  $n_1$  несколько увеличивается. Конструктивные мероприятия, например введение охлаждения поршня или увеличение интенсивности охлаждения цилиндра, приводят к снижению среднего показателя  $n_1$ . Представление процесса сжатия как политропного со средним постоянным для всего процесса показателем политропы позволяет применить термодинамические зависимости для количественных оценок давления и температуры конца сжатия, а также определить работу сжатия (расчетная схема процесса показана на рисунке).

Таким образом,  $T_c$  и  $p_c$  растут с повышением  $P_a$  и  $T_a$ , а также с увеличением степени сжатия  $\epsilon$  и показателя  $n_1$ .

В процессе сжатия имеют место утечки газов через неплотности. Это обстоятельство приводит к уменьшению  $p_c$  и  $T_c$ , и формально это можно учесть соответствующим понижением  $n_1$ .

К концу сжатия заряда в дизеле необходимо во всех случаях, включая и пуск холодного двигателя, достичь температуры, при которой впрыснутое топливо хорошо воспламеняется. Этим определяется минимальное значение степени сжатия. С увеличением степени сжатия, как показывает анализ термодинамических циклов, улучшается теплоиспользование. В то же время при увеличении  $\epsilon$  повышаются нагрузки от газовых сил на КШМ и тепловые нагрузки на такие детали, как головка цилиндров, поршень и др. Поэтому значение степени сжатия в дизеле определяется его конструктивными особенностями и условиями эксплуатации. Дизели с разделенными камерами сгорания, малыми размерами цилиндра без наддува, а также дизели, эксплуатирующиеся при низких температурах, имеют, как правило, более высокие степени сжатия. В карбюраторных двигателях допустимое значение  $\epsilon$  зависит от октанового числа бензина; при недостаточно высоком октановом числе может нарушиться сгорание, так как наступает *детонация*. Процесс сжатия используют также для интенсификации движения воздушного заряда, что необходимо для улучшения смесеобразования и сгорания. Это достигается соответствующим сочетанием формы впускного канала и камеры сгорания, а также применением разделенных камер сгорания. Естественно, что интенсификация движения заряда связана с дополнительными гидравлическими и тепловыми потерями.

$$p_c = p_a \cdot \epsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \epsilon^{n_1-1},$$

## 1. 4 Лекция №4 ( 2 часа).

### Тема: «Процессы сгорания и расширения»

#### 1.4.1 Вопросы лекции:

1. Процессы сгорания и расширения. Физика процесса горения топлива в двигателях с высокотемпературным и низкотемпературным воспламенением.
2. Термохимический расчет процесса сгорания жидкого и газообразного топлива.
3. Термодинамический расчет процесса сгорания жидкого и газообразного топлива и его параметры.
4. Процесс расширения и его параметры.
5. Процесс выпуска отработавших газов и его параметры.

#### 1.4.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Процессы сгорания и расширения. Физика процесса горения топлива в двигателях с высокотемпературным и низкотемпературным воспламенением.

Для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию в ДВС используется процесс сгорания. Его химические и физические закономерности являются следствием практически двух основных особенностей, выделяющих этот процесс среди других.

Протекание процессов смесеобразования и сгорания в двигателях с искровым зажиганием помимо режимных факторов зависит от физико-химических свойств топлива и от способа его подачи (карбюрация, впрыскивание бензина, смеситель газового двигателя).

Смесеобразование влияет на последующее сгорание топлива, так как скорость и полнота сгорания зависят от состава и качества смеси, на которое влияют испарение топлива и его смешение с воздухом.

Под смесеобразованием в двигателе с искровым зажиганием понимают комплекс взаимосвязанных процессов, имеющих место при дозировании топлива и воздуха, распыливании, испарении и перемешивании топлива с воздухом. Дозирование топлива, от которого зависит состав смеси, рассмотрено выше.

Для четырехтактных двигателей с искровым зажиганием применяется, как правило, внешнее смесеобразование, а для двухтактных предпочтительным является внутреннее смесеобразование, позволяющее исключить потери топлива при продувке цилиндров. У четырехтактных двигателей смесеобразование начинается в карбюраторе, форсунке или смесителе, продолжается во впускном тракте и заканчивается в цилиндре. Механизмы смесеобразования при карбюрации и центральном впрыскивании имеют много общего, так как топливо в обоих случаях вводится в воздушный поток в одном и том же месте впускного тракта — перед впускным трубопроводом. Распыливание топлива. Сразу же после выхода струи топлива (или ТВС) из распылителя карбюратора начинается ее распад в результате воздействия сил аэродинамического сопротивления и наличия воздуха в ТВС, причем скорость воздуха существенно выше скорости топлива. Такой способ распыливания называют *воздушным* или *пневматическим*, так как для дробления топлива используется кинетическая энергия воздуха. На расстоянии нескольких миллиметров от отверстия распылителя струя распадается на пленки и капли различных диаметров, в дальнейшем капли могут дробиться на более мелкие. Улучшение процесса распыливания увеличивает суммарную поверхность капель и способствует более быстрому их испарению. Средний диаметр капель на выходе из карбюратора ориентировочно можно считать равным 100 мкм. Распыливание топлива в карбюраторе интенсифицируется при увеличении скорости воздуха в диффузоре, и, наоборот, мелкость и однородность распыливания ухудшаются при больших значениях вязкости и коэффициента поверхностного натяжения топлива. При запуске карбюраторного двигателя распыливание топлива практически нет.

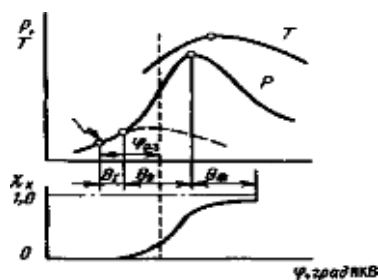


Рисунок 2.

Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием  $\Theta$  - угол опережения зажигания,  $\mu$  - коэффициент выделения теплоты.

Индикаторный КПД двигателя зависит от полноты, скорости и своевременности сгорания топлива. Чем однороднее и сильнее турбулизована смесь, тем быстрее она горит. О полноте, скорости и своевременности сгорания можно судить, анализируя индикаторную диаграмму, для чего на ней условно выделяют три фазы (рис. 2).

**Первая фаза**, начинающаяся в момент проскакивания электрической искры и заканчивающаяся, когда давление в цилиндре становится в результате выделения теплоты выше, чем при сжатии смеси до ВМТ без сгорания, называется *начальной фазой сгорания или фазой формирования фронта пламени*. В этот период времени очаг горения, формирующийся в зоне высоких температур между электродами свечи, постепенно превращается в развитый фронт турбулентного пламени. Развитие сгорания в течение этой фазы в основном определяют закономерности мелкомасштабного турбулентного горения. Доля топлива, сгорающего в первый период, меньше 2...3%, поэтому индикатор не регистрирует увеличение давления относительно давления сжатия. На длительность  $\Theta$  в градусах ПКВ влияют следующие факторы.

**Состав смеси.** Наименьшее значение  $Q$ , соответствует составу смеси, при котором скорость сгорания имеет наибольшее значение ( $\alpha = 0,8...0,9$ ). При сильном обеднении смеси не только заметно увеличивается  $\Theta$ , но и резко ухудшается стабильность воспламенения, вплоть до появления пропусков в отдельных циклах.

**Вихревое движение заряда.** Применение винтовых или тангенциальных впускных каналов позволяет создать интенсивное вихревое движение заряда в цилиндре, что способствует увеличению мелкомасштабной турбулентности, а это в свою очередь приводит к сокращению длительности фаз.

**Степень сжатия.** С ростом  $\epsilon$  увеличиваются температура и давление рабочей смеси, а это способствует повышению нормальной скорости сгорания и соответствующему сокращению длительности фаз. По этим же причинам уменьшение угла опережения зажигания приводит к некоторому уменьшению длительности фаз.

**Нагрузка двигателя.** По мере закрытия дроссельной заслонки увеличивается относительное количество ОГ и уменьшается давление рабочей смеси. Все это приводит к увеличению длительности фаз, а также к ухудшению стабильности воспламенения.

**Характеристики искрового разряда.** Чем выше пробивное напряжение, длительность и стабильность разряда, тем меньше  $\Theta$ , поэтому электронные (транзисторные) системы зажигания несколько улучшают по сравнению с классическими контактными системами воспламенение и сгорание, особенно на режимах разгона или при значительном обеднении смеси.

Вторая фаза называется *основной фазой сгорания*, ее длительность отсчитывается от конца первой фазы до момента достижения максимального давления в цикле. Длительность фазы  $O_{11}$  определяется закономерностями крупномасштабного турбулентного горения. Максимальная скорость распространения пламени в этой фазе сгорания может достигать 60...80 м/с, а доля сгоревшего топлива 80...85%. Как показывают эксперименты,  $O_{11}$  слабо зависит от физико-химических свойств рабочей смеси и только при очень сильном дросселировании наблюдается некоторое увеличение  $O_{11}$ . Интенсивность турбулентности заряда в цилиндре пропорциональна частоте вращения, поэтому с ростом  $n$  длительность

второй фазы во времени уменьшается пропорционально изменению длительности всего цикла, т. е. фаза  $O_{11}$  в градусах ПКВ практически не изменяется. Уменьшению длительности  $O_{11}$  способствует расположение свечи зажигания ближе к центру камеры сгорания, а также усиление турбулизации заряда.

К моменту окончания второй фазы сгорание не заканчивается, поэтому средняя температура газов продолжает возрастать, достигая максимума в точке  $1$  (рис. 2).

Третья фаза  $O_{111}$ , или *фаза догорания*, начинается в момент достижения максимального давления цикла. В этой фазе смесь горит в пристеночных слоях, где масштабы турбулентных пульсаций заметно меньше, чем в основном объеме камеры сгорания. Отдельные объемы смеси догорают за фронтом пламени, особенно когда зона турбулентного горения имеет большую глубину. Идет выделение теплоты и от рекомбинации молекул. Скорость тепловыделения в этой фазе уменьшается, а расширение газов из-за движения поршня к НМТ увеличивается, что одновременно с увеличением теплоотдачи в стенки определяет падение давления в цилиндре. На длительность  $O_{111}$  влияют те же факторы, которые воздействуют на  $O_1$  т. е. от которых зависит скорость мелкомасштабного турбулентного горения. С ростом  $\epsilon$  увеличивается доля смеси, догорающей в пристеночных слоях и в зазорах между головкой и днищем поршня (в вытеснителях), что оказывает решающее влияние на затягивание третьей фазы. Определить момент окончания этой фазы, характеризующийся концом тепловыделения, без специальных расчетов и обработки индикаторной диаграммы нельзя.

Опыт показывает, что двигатель с искровым зажиганием работает с максимальным  $p_e$ , когда вторая фаза сгорания располагается примерно симметрично относительно ВМТ. При работе на полном дросселе  $p_e$  достигается, когда основная фаза сгорания заканчивается через  $12...15^\circ$  после ВМТ, при этом  $\Theta=25...30^\circ$ .

Основным средством изменения расположения фаз процесса сгорания в цикле является управление углом опережения зажигания

Скорость тепловыделения в основной фазе определяет интенсивность нарастания давления  $dp/d\phi$ , от которой зависит так называемая *жесткость работы двигателя*.

Выгорание топлива по времени характеризует показанная на рис. 2. Коэффициент выделения теплоты  $\xi$  равен отношению количества теплоты, выделившейся к текущему моменту ( $Q_1$ ), к теплоте, введенной в цикл с топливом ( $Q_t$ ). Часть теплоты  $Q$ , путем теплопередачи отдается окружающей среде, а основная часть  $Q_1$  (активное тепловыделение) расходуется на совершение рабочим телом работы и увеличение его внутренней энергии.

Таким образом, функция  $\mathcal{E}_L=dv/dp$  характеризует связь между процессом сгорания и использованием в цикле выделившейся теплоты. Коэффициент  $\xi$  определяют путем сложных термодинамических расчетов по индикаторной диаграмме.

**Детонационное сгорание.** Часть рабочей смеси, до которой фронт пламени доходит в последнюю очередь, нагревается в результате поджата (увеличение давления от сгорания) до температуры, превышающей температуру самовоспламенения. Несмотря на это, при нормальном сгорании самовоспламенение последней порции смеси не происходит, так как для его развития не хватает времени. Если же период задержки самовоспламенения окажется настолько коротким, что в последней порции заряда возникнут очаги воспламенения от поджата, то такое самовоспламенение может приобретать взрывной характер. При этом возможны возникновение и распространение по заряду ударных волн, которые со своей стороны способствуют самовоспламенению хорошо подготовленной к нему смеси.

Сгорание в цилиндре двигателя с искровым зажиганием последних порций заряда после его объемного самовоспламенения, сопровождающееся возникновением ударных волн, называют *детонационным*. Скорость ударных волн может достигать  $1500$  м/с, что во много раз превышает скорость распространения фронта турбулентного пламени.

При отражении ударных волн от стенок камеры сгорания возникает звонкий металлический стук, который служит внешним проявлением детонации. На индикаторных

диаграммах при детонационном сгорании регистрируются колебания давления, амплитуда и частота которых зависят от интенсивности детонации (рис. 3). При сильной детонации стуки становятся громче, увеличивается диссоциация продуктов сгорания, мощность двигателя падает, а в отработавших газах появляется черный дым.

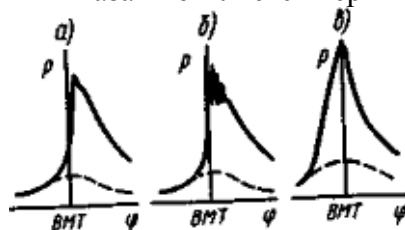


Рисунок 3.

Работа двигателя при сильной детонации (рис. 3) связана с большими тепловыми и механическими нагрузками на ряд деталей, в результате чего могут обгореть кромки поршней и прокладки головки цилиндров, а также электроды свечи. Ударные волны разрушают масляную пленку на поверхности верхней части цилиндра, и последний при детонации интенсивно изнашивается. Продолжительную работу двигателя с детонацией допускать нельзя. Детонация является основным препятствием повышения  $\epsilon$  и применения наддува для двигателей с искровым зажиганием.

Подавлению детонации способствуют следующие факторы, увеличивающие задержку самовоспламенения последней порции заряда.

Использование топлив с достаточно высоким октановым числом. Октановое число легких фракций бензина меньше, чем у средних и тяжелых. При интенсивном разгоне автомобиля (быстрое открытие дроссельной заслонки) тяжелые фракции поступают в цилиндр с некоторой задержкой, что приводит к появлению детонации в начале разгона из-за временного снижения октанового числа топлива, поступившего в цилиндр.

Уменьшение угла опережения зажигания. При этом снижаются максимальное давление и скорость нарастания давления  $dp/d\phi$  цикла, что способствует меньшему поджатию смеси, находящейся перед фронтом пламени.

Увеличение частоты вращения. В этом случае повышается скорость распространения основного фронта пламени и соответственно становится меньше время развития предпламенных процессов в последних частях заряда. С другой стороны, интенсивность этих процессов снижается из-за большей концентрации в рабочей смеси ОГ. По этим причинам с ростом  $n$  вероятность возникновения детонации снижается.

Нагрузка двигателя. Дросселирование связано с уменьшением давления и температуры в процессе сгорания заряда, а также с увеличением  $p$ . В результате этого при уменьшении нагрузки склонность двигателя к детонации понижается.

Конструктивные мероприятия. Уменьшению вероятности появления детонации способствуют снижение  $\epsilon$ , уменьшение диаметра цилиндра, усиление турбулизации заряда, улучшение охлаждения последних порций заряда, уменьшение пути, проходимого фронтом пламени от свечи до наиболее удаленных частей камеры сгорания (например, при зажигании от двух свечей).

Преждевременное воспламенение. Вследствие разогрева от горячей поверхности центрального электрода свечи, головки выпускного клапана, а также от тлеющих частиц нагара воспламенение смеси может возникнуть во время процесса сжатия еще до момента появления искры. Воспламенившаяся от нагретых поверхностей ( $T > 700 \dots 800^\circ \text{C}$ ) смесь сгорает затем с нормальной скоростью, однако момент такого воспламенения оказывается неуправляемым и наступает по мере саморазвития процесса все раньше и раньше. Обнаружить по внешним признакам преждевременное воспламенение затруднительно, так как сопровождающие его шумы глухие.

При возникновении преждевременного воспламенения сильно увеличиваются давление и температура, максимумы которых могут достигаться еще до прихода поршня в ВМТ (рис. 3), что приводит к уменьшению мощности двигателя и его перегреву. Начав-

шееся преждевременное воспламенение выключением зажигания устранить нельзя, поэтому в таких случаях необходимо быстро закрыть дроссельную заслонку, иначе возможен выход двигателя из строя в результате прогара поршня.

Чтобы предупредить появление преждевременного воспламенения, следует не допускать эксплуатации двигателя со свечами с недостаточно высоким калильным числом.

**Воспламенение от сжатия при выключенном зажигании.** В некоторых случаях после выключения зажигания хорошо прогретый карбюраторный двигатель не останавливается и продолжает работать на холостом ходу с пониженной частотой вращения вала, большой нестабильностью и вибрациями. Это явление имеет место при  $\epsilon > 8,5$ , когда в конце сжатия при невысокой частоте вращения ( $n = 300 \dots 400 \text{ мин}^{-1}$ ) температура смеси оказывается достаточной для самовоспламенения. Для устранения возможности работы двигателя с воспламенением смеси от сжатия, одновременно с выключением зажигания в некоторых карбюраторах автоматически прекращается подача топлива через систему холостого хода.

Как следует, сгорание является сложным физико-химическим процессом. На большую часть показателей двигателя влияют, однако, не физико-химические особенности процесса сгорания, а закономерности тепловыделения и вызываемого им изменения давления и температуры в цилиндре. Ими определяются энергетические, экономические и экологические показатели цикла, статические и динамические нагрузки на детали и т. п. Благоприятные показатели работы двигателя обеспечиваются на номинальном режиме при тепловыделении, начинающемся за  $5 \dots 15^\circ$  до ВМТ, вызывающем равномерное повышение давления в интервале углов поворота коленчатого вала  $15 \dots 30^\circ$ , и в основном завершающемся за  $45 \dots 50^\circ$ . Теплоиспользование в действительном цикле с таким характером тепловыделения мало отличается от имеющего место в цикле с подводом теплоты при  $V = \text{const}$ , так как поршень у ВМТ движется с малыми скоростями и поэтому за время тепловыделения проходит малый путь. Так, если тепловыделение завершается через  $35^\circ$  после ВМТ, то минимальная степень последующего расширения газов отличается от степени сжатия лишь на  $11 \dots 12\%$ . В действительности постепенное тепловыделение выгоднее мгновенного в связи с уменьшением потерь теплоты в охлаждающую среду и механических потерь двигателя. Физико-химические особенности процесса сгорания оказывают существенное влияние на излучение пламени, отложения на деталях и токсичность ОГ.

Процесс тепловыделения в дизеле можно разделить на три фазы. В первой из них длительностью  $O_I$  выделение теплоты идет одновременно с интенсивным прогревом, испарением топлива и перегревом его паров. До определенного момента (точка *a*) затраты теплоты на прогрев и испарение превалируют над выделением теплоты. Начиная с точки *a*, превалирует выделение теплоты. За конец первой фазы принимают момент, в который выделение теплоты полностью компенсирует его затраты на прогрев и испарение (точка *b*). Следует подчеркнуть, что в течение первого периода тепловыделения скорость испарения топлива существенно выше скорости его выгорания. Поэтому в камере сгорания аккумулируется за первую фазу определенное для каждого условия развития процессов количество паров топлива и ТВС. В течение второй фазы длительностью  $O_{II}$ , тепловыделения значительная часть этой аккумулированной ТВС сгорает по механизмам. Сгорает во второй фазе и часть топлива, подаваемого в цилиндр уже после завершения первой фазы.

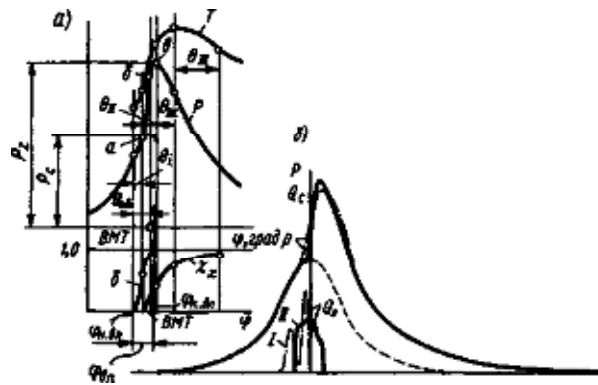


Рисунок 4.

Начиная с точки  $b$  преобладающий механизм тепловыделения связан с диффузионным горением, когда скорость горения лимитируется не скоростью химических реакций, которая высока вследствие высоких температур заряда, а скоростью смешения. Тепловыделение при диффузионном сгорании и составляет сущность процессов, происходящих в третьей фазе (длительностью  $\theta_{III}$ ).

Иногда различают и четвертую фазу тепловыделения, которая начинается после завершения впрыскивания, активного развития струй и размеров зоны смешения. Для этой фазы характерно диффузионное горение с малыми скоростями. Ее можно выделить, «если перестроить кривую скорости тепловыделения в логарифмические координаты. Замедление смешения и тепловыделения обнаруживается по изменению углового коэффициента соответствующей зависимости.

Для получения характеристики тепловыделения требуется специальная обработка индикаторной диаграммы, основанная на ряде допущений. Нередко ограничиваются анализом фаз сгорания по индикаторной диаграмме. Длительности фаз тепловыделения и сгорания по индикаторной диаграмме не совпадают. На длительность фаз сгорания по индикаторной диаграмме влияет движение поршня (изменение объема заряда).

Первая фаза сгорания, или период задержки воспламенения, определяется как интервал времени  $\tau$ , или углов поворота коленчатого вала  $\phi$ , от начала впрыскивания до момента, когда давление в цилиндре становится в результате выделения теплоты выше давления при сжатии воздуха без впрыскивания топлива (точка  $a$  на диаграмме давления рис. 4).

Период задержки воспламенения при впрыскивании жидкого топлива включает в себя время, необходимое для распада струй на капли, некоторого продвижения капель по объему камеры сгорания, прогрева, частичного испарения и смешения топливных паров с воздухом, а также время саморазгона химических реакций. Неоднородность смеси положительно влияет на развитие воспламенения, так как предопределяет существование в каких-то зонах условий, наиболее благоприятных для воспламенения по составу смеси и ее температуре.

Именно наличие всей гаммы составов смеси и температур определяет возможность воспламенения в среднем очень бедной смеси, например с  $\alpha=6$  и более. Если период задержки воспламенения больше продолжительности впрыскивания, все топливо подается в цилиндр до начала воспламенения, большая часть его успевает испариться и смешаться с воздухом. В результате объемного воспламенения этой части топлива в цилиндре развиваются высокие давления, высокими оказываются динамические нагрузки на детали и шумоизлучение.

На длительность, влияют следующие факторы:

Воспламеняемость топлива. Чем больше цетановое число, тем лучше воспламеняемость топлива. Наименьшим из широко применяемых топлив цетановым числом обладают высокооктановые бензины. Их применение возможно лишь в специальных многотопливных дизелях. На склонность топлив к воспламенению можно влиять, добавляя к ним

специальные присадки, например амилнитраты, которые, однако, не получили еще широкого распространения.

Давление и температура заряда в начале впрыскивания топлива. Увеличение давления и особенно температуры, как правило, сокращает время. Поэтому применение наддува, особенно без промежуточного охлаждения воздуха, повышение степени сжатия, уменьшение угла опережения впрыскивания до определенного значения способствуют уменьшению температуры. При эксплуатации в результате увеличения утечек заряда через неплотности давление и температура заряда в конце сжатия снижаются, что вызывает удлинение времени.

Тип камеры сгорания. Он оказывает влияние на  $m$ , вследствие различий в распределении топлива по объему заряда и в пристеночной зоне, а также в температуре стенок камеры сгорания. Интенсивность направленного движения заряда. Увеличение интенсивности движения заряда в дизеле, как правило, несколько сокращает длительность задержки воспламенения.

Характеристики впрыскивания и распыливания. Интенсификация впрыскивания и ускорение развития топливных струй до определенного предела способствуют небольшому сокращению времени. В зависимости от конструкции топливного насоса подача изменяется по-разному. Если начало подачи в зависимости от нагрузки не изменяется, то  $t$ , незначительно удлинится при уменьшении нагрузки в связи со снижением давления и температуры заряда в момент начала впрыскивания топлива. Если же при уменьшении нагрузки начало впрыскивания топлива запаздывает, то возможно сокращение  $t$ , вследствие увеличения давления и температуры заряда в цилиндре в момент начала впрыскивания топлива.

Увеличение частоты вращения приводит к возрастанию скорости сжатия заряда, улучшению распыливания топлива и повышению давления и температуры заряда в момент начала впрыскивания топлива. В случае разделенных камер сгорания возрастает температура горловины и горячей вставки. Все это способствует сокращению  $m$ , с ростом  $n$ , особенно в дизелях с разделенными камерами сгорания. Продолжительность периода, в градусах ПКВ при этом растет, причем в меньшей степени в случае разделенных камер сгорания.

**Вторая фаза сгорания**,  $O_{11}$  или фаза быстрого сгорания, начинается с момента, определяемого как момент воспламенения, и продолжается до достижения максимума давления. Эту фазу можно разделить на две части: от начала сгорания до точки  $b$  и участок  $бв$  (рис. 4). В течение первой фазы сгорает часть смеси, подготовленная к воспламенению, за время  $t$  и происходит быстрое тепловыделение и нарастание давления. Начиная с точки  $b$  процесс, лимитируется смешением топлива и воздуха и, следовательно, принципиально возможно направленное изменение характера тепловыделения и нарастания давления.

На развитие и длительность второй фазы сгорания влияют следующие факторы. Количество и состояние топлива, поданного в цилиндр за  $t$  и подаваемого в течение второй фазы сгорания. При характеристике впрыскивания (рис. 4) меньше подача топлива за  $t$ , и как следствие, меньше  $(dp/d\phi)$ . Чем мельче распыливается и быстрее охватывают объем заряда первые порции впрыскиваемого топлива, тем интенсивнее тепловыделение и нарастание давления во второй фазе.

Вплоть до некоторого значения увеличение скорости движения заряда способствует интенсификации тепловыделения в фазе быстрого сгорания. При перезавихревании уменьшается количество теплоты, выделяемой за вторую часть второй фазы сгорания. Интенсивность тепловыделения в первой части этой фазы не снижается.

Тип камеры сгорания. От типа камеры сгорания существенно зависит характер развития второй фазы сгорания в связи с влиянием его на длительность  $t$ , а также на количество ТВС, подготовленной к воспламенению за  $t$ , и после начала воспламенения. Чем



больше топлива подается в пристеночную зону, тем меньше скорость тепловыделения и нарастания давления.

При уменьшении нагрузки сокращается продолжительность второй фазы сгорания за счет заключительной ее части, что связано с уменьшением величины впрыскиваемой порции топлива и длительности ее подачи.

При повышении частоты вращения  $t_n$  сокращается в такой степени, что продолжительность  $\theta_n$ , выраженная в градусах ПКВ, почти не возрастает. Связано это с улучшением распыливания топлива, уменьшением продолжительности впрыскивания во времени, увеличением интенсивности движения заряда, повышением параметров состояния заряда  $p$  и  $T$ , способствующим ускорению химических реакций.

**Третья фаза сгорания,  $O_{III}$**  или фаза быстрого диффузионного сгорания, наиболее ярко выраженная при больших нагрузках и в дизелях с наддувом, начинается в момент достижения максимума давления и завершается в момент максимума температуры, который всегда достигается позже максимума давления. Это связано с тем, что после завершения второй фазы может происходить интенсивное тепловыделение. Вследствие высокой чувствительности к изменению объема  $p$  давление начинает падать, когда достигается определенное сочетание скоростей тепловыделения и увеличения объема. Температура заряда в меньшей степени зависит от увеличения объема, поэтому понижение температуры начинается при большей скорости увеличения объема, т. е. дальше от ВМТ. В третьей фазе имеет место диффузионное сгорание при интенсивном смешении. Топливо подается в пламя. В зонах с повышенным содержанием топлива происходит интенсивное образование сажи. Период задержки воспламенения впрыскиваемых в пламя порций топлива сравнительно невелик. Тепловыделение в принципе является управляемым. В ряде случаев (например, в дизелях с высоким наддувом) скорости тепловыделения в рассматриваемой фазе и во второй фазе сгорания близки по значению.

На развитие третьей фазы сгорания оказывают влияние следующие факторы.

Качество распыливания и количество топлива, впрыскиваемого после начала сгорания. Если впрыскивание топлива завершается до начала третьей фазы, то количество теплоты, выделяемой в этой фазе, невелико. Это имеет место, в частности, при малых нагрузках дизеля.

Увеличение скорости движения заряда до некоторого оптимального значения увеличивает тепловыделение в третьей фазе. При «перезавихрывании» заряда тепловыделение в третьей фазе снижается. Это связано с ухудшением распределения топлива в объеме заряда и с переносом продуктов сгорания из зоны одного факела в зону другого. Оба фактора увеличивают неполноту сгорания и вызывают дымление дизеля.

Введение наддува увеличивает тепловыделение. При наддуве количество теплоты, выделяемой в течение третьей фазы, может превышать количество теплоты, выделяемой в течение второй фазы. Высокими при этом оказываются также скорости тепловыделения. С повышением степени наддува длительность третьей фазы и тепловыделение за этот период возрастают.

Увеличение частоты вращения. Подача и распыливание топлива интенсифицируются, а скорость движения заряда повышается вследствие увеличения  $n$ . Продолжительность третьей фазы по времени сокращается, а в градусах может незначительно возрасти.

**Четвертая фаза сгорания  $O_{IV}$  (догорание)** продолжается с момента достижения максимальной температуры цикла до окончания тепловыделения. В этой фазе также происходит диффузионное сгорание, но при малой скорости смешения, так как основная часть топлива и окислителя уже израсходована. При благоприятных условиях происходит достаточно полное выгорание сажи, образовавшейся в течение предыдущих фаз сгорания.

На развитие четвертой фазы сгорания влияют следующие факторы.

Турбулентные пульсации заряда. Они увеличивают вероятность своевременного контакта между частицами топлива и окислителя. Высокочастотные пульсации обеспечи-

вают относительную скорость между частицами сажи и заряда, необходимую для завершения сгорания.

Качество распыливания порций топлива, подаваемых в конце впрыскивания. Чем больше максимальный диаметр капель, тем длительнее процесс догорания топлива. Продолжительное снижение давления впрыскивания, подвпрыскивания способно вызывать недопустимое затягивание процесса сгорания и образование сажи. При этом ухудшается не только теплоиспользование, но снижается и надежность работы дизеля вследствие закоксовывания распиливающих отверстий и повышенных отложений на деталях.

Попадание топлива на холодные поверхности внутрицилиндрового пространства. Это явление также вызывает затянутое догорание, поэтому нежелательно нагружение дизеля до его прогрева.

Наддув. Как правило, он приводит к некоторому затягиванию процесса догорания топлива вследствие увеличения продолжительности впрыскивания, а нередко и ухудшения распределения топлива по объему камеры сгорания.

**2. Наименование вопроса № 2.** Термохимический расчет процесса сгорания жидкого и газообразного топлива.

Для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию, в ДВС используется процесс сгорания. Его химические и физические закономерности являются следствием практически двух основных особенностей, выделяющих этот процесс среди других. Это наличие высокого результирующего экзотермического эффекта химических реакций и сильной зависимости скорости указанных реакций от температуры. Практически все основные реакции, определяющие химическую сторону процесса сгорания, могут быть описаны формулой Аррениуса. Поэтому и суммарная скорость химической реакции  $W$ , в процессе сгорания может быть представлена с помощью выражения Аррениуса с использованием эффективных значений констант.

При осуществлении химической реакции концентрации исходных компонентов обычно уменьшаются, а продуктов сгорания — увеличиваются. Поэтому наступает момент, когда скорость прямой и обратной реакций выравнивается. Такое состояние носит название *химического равновесия*, а соответствующие концентрации — равновесных. Поскольку  $E_{л(пр)}$ , как правило, отличается от  $E_{а(обр)}$ , то с изменением температуры скорости прямой и обратной реакций изменяются в различной степени, а следовательно, изменяются и равновесные концентрации. Однако время достижения нового равновесия зависит в значительной степени от общего уровня температуры. В области высоких температур при изменении  $T$  новое равновесие достигается быстро, а при низких  $T$  может быть вообще не достигнуто. Следует учитывать не только скорость изменения  $T$ , но и скорость химической реакции. Обычно для сравнения скоростей разнородных процессов используется понятие характерного времени процесса, которое обратно пропорционально его скорости. Если характерное время уменьшения температуры значительно меньше характерного времени химической реакции (быстрое охлаждение), то получаемые концентрации продуктов реакции будут больше равновесных. Такое явление носит название *закалки*.

Химическая реакция часто происходит в ограниченном реакционном объеме (например, в камере сгорания ДВС), при этом в случае сгорания существует связь (подобие) между расходом исходных компонентов и ростом температуры. Наиболее просто она выражается в виде зависимости концентрации одного из компонентов (стехиометрических связанного с концентрацией другого), например топлива  $c_T$ , и температуры от любого из параметров, характеризующих ход химической реакции, например той же температуры. Здесь  $(T - T_0)I(T_W - T_0)$ ,  $c_T/c_{T_0}$  — относительное изменение температуры и концентрации;  $t_0$  и  $c_{ТМ}$  — начальная температура и концентрация;  $T_{max}$  — максимальная температура горения.

При указанном характере изменения  $c_T(c_0)$  и  $T$  скорость химической реакции достигает максимального значения не при максимальной температуре, а при максимальном давлении. При этом изменение скорости химической реакции будет определяться в обла-

сти от  $T_0$  до  $T_w$  ростом температуры (назовем эту область кинетической), а в области от  $T$  до  $T_{\max}$  — уменьшением концентрации (диффузионная область). Добавление в реакционный объем исходных компонентов с температурой, близкой к  $T_0$ , в кинетической области приведет к уменьшению скорости химической реакции, а в диффузионной — к ее росту.

Если в среде, где происходит сгорание, коэффициенты переноса массы и теплоты близки друг к другу, что характеризуется критерием Льюиса ( $D$  — коэффициент диффузии,  $\alpha$  — коэффициент температуропроводности), то подобие между концентрацией и температурой имеет место и при пространственном сгорании. Таким образом, в зонах камеры сгорания, где достигается максимальная температура, концентрации исходных компонентов минимальны, и наоборот.

Явление горения обладает характерной особенностью — оно является самоподдерживающимся. Перемещение в пространстве зоны горения может происходить по нескольким химико-физическим механизмам:

- передача теплоты из зоны горения в зону свежей смеси (тепловой механизм);
- диффузия активных продуктов (например, радикалов) из зоны горения в зону свежей смеси.

Оба механизма имеют место при распространении зоны горения по гомогенной смеси, т. е. в условиях двигателя с внешним смесеобразованием. В этих двух случаях скорость перемещения зоны горения (называемая обычно скоростью распространения пламени) зависит от коэффициентов переноса ( $\alpha$  или  $D$ ) и скорости химической реакции  $W_k$ . Если характерное время переноса на расстояние (формула Эйнштейна), а характерное время химического процесса, то в случае стационарного распространения пламени. Перемножив эти выражения и обозначив через  $U_a$  скорость распространения пламени, получим при  $L \rightarrow \infty$   $U_a = \alpha W_k$ . Таким образом, коэффициенты переноса и скорость химической реакции оказывают сопоставимое влияние на скорость распространения пламени;

- перенос энергии в ударной волне с амплитудой, превышающей критическое значение, достаточное для нагрева смеси в ударной волне до значений, обеспечивающих самоподдержание процесса. Подобное явление носит название *детонации*. Скорость распространения детонационной волны равна скорости звука за фронтом волны в данной среде. Такой механизм горения может наблюдаться в двигателях с искровым зажиганием и является нарушением нормального сгорания;

- индукционный режим распространения сгорания, который наблюдается только как перемещение зоны горения, в то время как его механизм заключается в последовательном воспламенении областей горючей смеси, имеющих различные значения периода индукции (или периода задержки воспламенения). Видимая скорость распространения пламени по такому механизму может изменяться от 0 до  $\infty$ . Такой механизм имеет место в процессе охвата пламенем топливной струи в дизеле.

В зависимости от характера пространственного распределения компонентов химической реакции в объеме различаются *гомогенные системы* с равномерным исходным распределением компонентов, наиболее характерные для двигателей с внешним смесеобразованием, и *гетерогенные системы* с неравномерным распределением (вплоть до разделения в пространстве) компонентов, более характерные для дизелей. Четкой границы между этими системами не существует. Если для гомогенной системы характерным проявлением развития сгорания во времени является упомянутое выше распространение пламени по объему, то для гетерогенной — разделение компонентов (топлива и окислителя) в пространстве фронтом горения и диффузия в эту зону компонентов с обеих сторон фронта. В этом случае скорость сгорания, выраженная скоростью потребления исходных компонентов, в стационарном или квазистационарном режиме лимитируется более медленным из двух последовательных процессов (диффузионного смешения и химического реагирования) — диффузией. Такой режим горения в гетерогенных системах называется *диффузионным*, он характерен для сгорания в дизеле.

Большое влияние на процесс сгорания оказывает газодинамическое состояние заряда. Так, турбулизация заряда увеличивает интенсивность тепломассопереноса и скорость сгорания как гомогенных, так и гетерогенных смесей. Пламя, имеющее место в турбулентной среде, носит название *турбулентного пламени*. Во фронте турбулентного пламени, распространяющегося по гомогенной смеси, увеличивается перенос теплоты из зоны продуктов сгорания в свежую смесь и соответственно свежей смеси в высокотемпературную зону продуктов сгорания. Перенос термически и химически активных продуктов осуществляется путем движения отдельных объемов смеси со средней скоростью  $W$ , называемой *пульсационной* и характеризующей интенсивность турбулентности. В зависимости от соотношения между нормальной скоростью распространения пламени  $C_n$  и пульсационной  $W^*$  возможен различный характер структуры турбулентного пламени. При малом отношении  $W/U_a$  фронт пламени искривлен слабо, а с ростом  $W/U^*$  искривления возрастают и переходят в развитый фронт пламени с большим числом очагов горения и значительной его шириной, существенно превосходящей ширину фронта пламени при отсутствии турбулентности. Излишне интенсивная турбулентность при недостаточной скорости химической реакции может в принципе привести к переохлаждению зоны горения и угасанию пламени.

Различают *поверхностный и объемный механизмы турбулентного горения*. Возможно одновременное сосуществование поверхностного и объемного механизмов. Так, например, при высокой температуре и интенсивной турбулизации может происходить объемное горение. Следует отметить и наличие эффекта обогащения смеси во фронте пламени одним из двух (топливо, окислитель) компонентов, имеющих большее по сравнению с другим компонентом значение коэффициента диффузии. Этот эффект проявляется в возможности сжигания в двигателе очень бедных смесей легких топлив, имеющих коэффициент молекулярной диффузии больше, чем для окислителя.

При сгорании гетерогенных систем турбулизация увеличивает встречный перенос компонентов в зону горения диффузионного пламени. Так же как и в предыдущем случае, с ростом скорости химических реакций (например, из-за роста температуры) ширина фронта пламени уменьшается, и химические реакции происходят в диффузионной области реагирования. Это адекватно переходу к диффузионному режиму со скоростью горения, контролируемой скоростью диффузиям.

Так же как и при сгорании гомогенных смесей, могут одновременно сосуществовать микродиффузионный режим горения и кинетический. Таким образом, процесс сгорания, как правило, локализуется в ограниченном объеме во фронте пламени, распространяющемся по камере сгорания при гомогенных смесях и во фронте диффузионного пламени при гетерогенных смесях. В последнем случае положение фронта определяется главным образом протеканием процесса смешения паров топлива с окислителем. При непринципиальных упрощениях можно считать, что положение фронта диффузионного пламени определяется положением поверхности с  $\alpha = 1$  при смешении (можно назвать ее стехиометрической поверхностью), а ее перемещение определяется ходом процесса смешения. Поэтому в гетерогенных системах, характерных, например, для дизелей, смешение наряду с химическими процессами определяет закономерности горения.

**3. Наименование вопроса № 3.** Термодинамический расчет процесса сгорания жидкого и газообразного топлива и его параметры.

Для определения температуры газов, находящихся в цилиндре двигателя в момент окончания сгорания топлива (или начала расширения), следует воспользоваться уравнением первого закона термодинамики. В зависимости от условий, в которых осуществляется процесс сгорания (при постоянном объеме или постоянном давлении), уравнение, определяющее максимальную температуру цикла, принимает различные внешние формы, но принцип построения его остается один и тот же. Температуру в конце процесса сгорания топлива в двигателе, работающем по смешанному циклу, можно определить на основании первого закона термодинамики, согласно которому.

$$dQ = dU + AdL.$$

В данном случае подводимая теплота расходуется на увеличение внутренней энергии газа и, частично, на совершение внешней механической работы. Производя интегрирование в пределах начала и конца процесса сгорания, получаем

$$Q = U_z - U_c + AL_z',$$

где  $Q$ - теплота, выделившаяся при горении топлива и затраченная на повышение внутренней энергии и совершение внешней механической работы;

$U_z$ - внутренняя энергия продуктов сгорания и остаточных газов в конце процесса сгорания;

$U_c$ - внутренняя энергия газов (т. е. горючей смеси и остаточных газов) в момент начала процесса сгорания;

$A$  - термический эквивалент;

$L_z'$  - внешняя механическая работа газов, расширяющихся по изобаре.

Так как внутренняя энергия газов  $U_c$  в начале процесса сгорания представляет собой сумму внутренних энергий горючей смеси  $U_{см}$  и  $U_{ост}$  остаточных газов

$$U_c = U_{см} + U_{ост}.$$

Внутренняя энергия газов в конце процесса сгорания  $U_z$  также равна сумме внутренних энергий газов,  $U_{згор}$  только что сгоревших и  $U_{зост}$  остаточных. Таким образом,

$$U_z = U_{згор} + U_{зост}.$$

Подставляя найденные значения в уравнение теплового баланса, получаем

$$Q + U_{см} + U_{ост} = U_{згор} + U_{зост} + AL_z'.$$

Рассмотрим каждый из членов последнего уравнения отдельно, при этом определение теплоты топлива, внутренних энергий газов и внешней механической работы можно производить, используя в качестве единицы измерений количества газа килограмм-молекулы, или киломоли, и килограммы. В соответствии с этим уравнение сгорания приобретает следующий вид.

Теплота  $Q$ , затраченная на увеличение внутренней энергии газов и совершение внешней работы, очевидно, равна теплоте сгорания топлива за вычетом тепловых потерь вследствие химической неполноты сгорания, диссоциации и догорания топлива, а также теплоотдачи в стенки за время сгорания:

$$Q = (h_u - \Delta h_u) \xi \text{ ккал},$$

где  $\xi$  — коэффициент использования теплоты, учитывающий потери при горении топлива из-за догорания, теплоотдачи в охлаждающую жидкость и диссоциации. Внутренняя энергия горючей смеси или воздуха (без остаточных газов)

$$U_{см} = \alpha L_0 m c_{v_0} T_0 \text{ ккал},$$

Где  $\alpha L_0$ - количество воздуха, приходящегося на 1 кг топлива, в кмоль;

$m c_{v_0}$ - средняя молекулярная теплоемкость горючей смеси или воздуха в интервале температур от нуля до  $T_c$  в ккал/(моль-град).

Внутренняя энергия остаточных газов

$$U_{ост} = M_r m c_{v_r} T_c \text{ ккал},$$

где  $M_r$  - количество остаточных газов в кмоль, определяемое с помощью коэффициента остаточных газов  $y$  и количества поступающего воздуха  $\alpha L_0$ ;

$m c_{v_r}$ - средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от нуля до  $T_c$  в начале процесса сгорания в ккал/(кмоль -град).

Число кмоль газа равно массе газа, деленной на его молекулярную массу:

$$M_r = \frac{G_r}{m_r} = \frac{\gamma G_0}{\beta}$$

или

$$M_r = \alpha\beta\gamma L_0.$$

Число кмоль продуктов сгорания (жидких топлив) всегда больше числа кмоль свежей смеси вследствие различия их молекулярных масс  $m_r$  и  $m_0$ , связанных между собой коэффициентом молекулярного изменения  $\beta$ .

Окончательно

$$U_{\text{сгор}} = \alpha\beta\gamma L_0 m c_{v_r}' T_c \text{ ккал.}$$

Внутренняя энергия сгоревших газов

$$U_{\text{сгор}} = \alpha\beta L_0 m c_{v_r}' T_z \text{ ккал,}$$

Где  $\alpha\beta L_0$  - количество продуктов сгорания, образовавшихся в результате сгорания 1 кг топлива, в кмоль;

$m c_{v_r}'$  - средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от нуля до  $T_r$  в конце процесса сгорания в ккал/(кмоль · град).

Внутренняя энергия нагретых остаточных газов

$$U_{\text{ост}} = \alpha\beta\gamma L_0 m c_{v_r}' T_z \text{ ккал,}$$

Где  $\alpha\beta\gamma L_0$  - количество остаточных газов, остающееся неизменным до и после сгорания, в кмоль;

$m c_{v_r}'$  - средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от нуля до  $T_z$  в ккал/(кмоль · град).

Теплота, эквивалентная работе газов при изобарическом расширении,

$$AL_{r,z} = A (p_z V_z - p_r V_r) \text{ ккал,}$$

Полученное выражение для удобства последующей подстановки в уравнение сгорания следует выразить через число молей и температуру газа, производящего данную работу:

где  $\lambda$  — степень повышения давления;

то Так как

где  $M_z$  — количество газа в момент окончания сгорания в кмоль, равное сумме  $\alpha\beta L_0$  кмоль только что сгоревших газов и  $\alpha\beta\gamma L_0$  кмоль остаточных газов, т. е.

$$M_z = \alpha\beta L_0 (1 + \gamma);$$

$M_c$  — количество газов в конце процесса сжатия в кмоль, равное сумме  $\alpha L_0$  кмоль воздуха и  $\alpha\beta\gamma L_0$  кмоль остаточных газов, т. е.

$$M_c = \alpha L_0 (1 + \beta\gamma).$$

Подставляя найденные значения  $M_z$  и  $M_c$  в уравнение для работы, получаем  $AL_{r,z} = 1,985\alpha L_0 [\beta (1 + \gamma) T_z - \lambda (1 + \beta\gamma) T_c]$  ккал.

После подстановки всех найденных значений получаем уравнение сгорания для смешанного цикла

$$\xi (h_u - \Delta h_u) + \alpha L_0 m c_{v_0} T_c + \alpha\beta\gamma L_0 m c_{v_r}' T_c = \\ = \alpha\beta L_0 (1 + \gamma) m c_{v_r}' T_z + 1,985\alpha L_0 [\beta (1 + \gamma) T_z - \lambda (1 + \beta\gamma) T_c];$$

Полагая

$$1 + \gamma \approx 1 + \beta\gamma \text{ и } m c_{v_0} = m c_r',$$

получаем в окончательном виде

$$\frac{\xi (h_u - \Delta h_u)}{\alpha L_u (1 + \gamma)} + (m c_{v_0} + 1,985\lambda) T_c = \beta (m c_{v_r}' + 1,985) T_z.$$

Для решения этого уравнения в отношении максимальной температуры цикла  $T$ , необходимо задаться степенью повышения давления  $\lambda$ , зависящей от распределения количества топлива, сгорающего при изохорическом и изобарическом процессах.

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

Это распределение топлива зависит от закона топливоподачи, опережения впрыска топлива и совершенства его распыливания.

Максимальная температура сгорания в дизелях несколько ниже, чем в карбюраторных двигателях, и колеблется в интервале 1800—2100° К. Эта температура зависит от количества теплоты, выделяющейся при постоянных объеме и давлении. С приближением смешанного цикла к циклу с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$  максимальная температура возрастает.

В частном случае при сгорании всего топлива при почти неподвижном поршне, т. е.  $V = \text{const}$  (как в карбюраторных двигателях),  $V_z = V_c$  и

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{M_z T_z}{M_c T_c}$$

или

$$M_z T_z = \lambda M_c T_c;$$

следовательно,  $AL_{z'z} = 0$ .

Таким образом, уравнение сгорания цикла со сгоранием топлива при  $V = \text{const}$  принимает следующий вид:

$$\xi(h_u - \Delta h_u) + \alpha L_0 m c_{v_0} T_c + \alpha \beta \gamma L_0 m c'_{v_r} T_c = \alpha \beta L_0 (1 + \gamma) m c'_{v_r} T_z.$$

В приведенных уравнениях суммарную теплоемкость продуктов сгорания следует определять по известному термодинамическому соотношению

$$m c_{v_r} = \frac{1}{M_{\text{пр. сж}}} [(M_{N_2} + M_{CO} + M_{O_2}) m c_{v_{CO}} + \\ + M_{CO_2} m c_{v_{CO_2}} + M_{H_2O} m c_{v_{H_2O}}].$$

Для определения температуры в конце процесса сгорания приходится решать квадратное уравнение, так как теплоемкость горючей смеси и продуктов сгорания увеличивается линейно с возрастанием температуры.

В карбюраторных двигателях температура  $T$ , колеблется в пределах от 2200 до 2600° К, несколько понижаясь по мере дросселирования.

При проведении тепловых расчетов удобнее пользоваться уравнением сгорания, в котором количество свежего заряда, остаточных газов, топлива и другие величины выражены в килограммах, т. е. в тех единицах, в которых они определяются в тепловом расчете. Вывод этого уравнения дается в сокращенном виде и в предположении, что рабочий объем рассчитываемого двигателя равен 1 л.

Теплота  $Q$ , затраченная на увеличение внутренней энергии газов и совершение внешней работы, очевидно, равно теплоте сгорания топлива, введенного в цилиндр в количестве  $G_{\text{т. цикл}}$  кг/цикл за вычетом тепловых потерь из-за химической неполноты сгорания, диссоциации и догорания топлива, а также теплоотдачи в стенки только за время сгорания:

$$Q = \xi (h_u - \Delta h_u) G_{\text{т. цикл}} \text{ ккал/цикл},$$

Где  $\xi$  - коэффициент использования теплоты, учитывающий потери при горении топлива из-за догорания, теплоотдачи в охлаждающую жидкость и диссоциации. Внутренняя энергия горючей смеси или воздуха (без остаточных газов)

$$U_{c, \text{см}} = G_0 c_{v_0} T_c \text{ ккал/цикл},$$

где  $G_0$  — количество горючей смеси или воздуха, поступивших в цилиндр двигателя за цикл, в кг;  $c_{v_0}$  — массовая теплоемкость горючей смеси или воздуха в ккал/(кг · град). Внутренняя энергия остаточных газов

$$U_{c, \text{ост}} = G_r c'_{v_r} T_c = \gamma G_0 c'_{v_r} T_c \text{ ккал/цикл},$$

где  $c'_{v_r}$  — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от нуля до  $T_c$  в начале процесса сгорания в ккал/(кг · град);

$G_r$  — количество остаточных газов в кг;  $G_r$  обычно определяют с помощью коэффициента остаточных газов  $\gamma$  и количества поступающих горючей смеси или воздуха  $G_{\text{цикл}}$  следующим образом:

$$G_r = \gamma G_0 \text{ кг}.$$

Внутренняя энергия сгоревших газов

$$U_{z, \text{сгор}} = G_0 c'_{v_r} T_z \text{ ккал/цикл},$$

где  $c_{v_r}'$  — средняя теплоемкость продуктов сгорания за интервал температур от нуля до  $T_z'$  в конце процесса сгорания в ккал/(кг -град). Внутренняя энергия нагретых остаточных газов

$$U_{\text{ост}} = \gamma G_0 c_{v_r}' T_z \text{ ккал/цикл},$$

где  $\gamma G_0$  — количество остаточных газов в кг;

$c_{v_r}''$  — средняя теплоемкость продуктов сгорания в интервале температур от нуля до  $T_z$  в ккал/(кг -град).

Теплота, эквивалентная работе газов при расширении по изобаре  $z'z$  (рис.)

$$AL_{z'z} = AG (R_z T_z - R_z' T_z') \text{ ккал/цикл}.$$

Принимая

$$G = G_0 + G_r \text{ кг};$$

$$T_z' \approx \lambda T_c;$$

$$\frac{R_z}{R_z'} \approx \beta,$$

Получаем

$$AL_{z'z} = A (G_0 + G_r) (\beta T_z - \lambda T_c) R_r' \text{ ккал/цикл}.$$

Так как для дизелей газовая постоянная то,

$$R_z' \approx 30,$$

$$AL_{z'z} = 0,07 G_0 (1 + \gamma) (\beta T_z - \lambda T_c) \text{ ккал/цикл}.$$

В полученном уравнении теплота, эквивалентная работе газов при изобарическом расширении, выражена через степень повышения давления, которой необходимо задаваться, так как она зависит в значительной мере от количества впрыскиваемого топлива и момента впрыска.

После подстановки всех найденных значений получаем уравнение сгорания для смешанного цикла

$$\xi (h_u - \Delta h_u) G_{\text{м. цикл}} + G_0 c_{v_0} T_c + \gamma G_0 c_{v_r}' T_c = \\ = G_0 c_{v_r}'' T_z + \gamma G_0 c_{v_r}'' T_z + 0,07 G_0 (1 + \gamma) (\beta T_z - \lambda T_c).$$

Для решения этого уравнения напомним его в следующем виде:

$$\xi (h_u - \Delta h_u) \frac{G_{\text{м. цикл}}}{G_0} + (c_{v_0} + \gamma c_{v_r}') T_c + 0,07 (1 + \gamma) \lambda T_c = \\ = c_{v_r}'' (1 + \gamma) T_z + 0,07 (1 + \gamma) \beta T_z.$$

Полагая, так как это допущение почти не отразится на максимальной температуре цикла, получаем окончательно

$$\xi (h_u - \Delta h_u) \frac{G_{\text{м. цикл}}}{G_0 (1 + \gamma)} + (c_{v_0} + 0,07 \lambda) T_c = (c_{v_r}'' + 0,07 \beta) T_z.$$

Для решения этого уравнения необходимо задаться степенью повышения давления  $\beta$ , т. е. распределением количества топлива, сгорающего при изохорическом и изобарическом процессах.

В частном случае при сгорании всего топлива при  $V = \text{const}$

$$\lambda T_c = \beta T_z$$

и, следовательно,

$$\xi (h_u - \Delta h_u) \frac{G_{\text{м. цикл}}}{G_0 (1 + \gamma)} + c_{v_0} T_c = c_{v_r}'' T_z.$$

Для определения температуры в конце процесса сгорания приходится решать квадратное уравнение, так как теплоемкость горючей смеси и продуктов сгорания увеличивается линейно с возрастанием температуры.

Формулы для определения теплоемкостей приведены в табл. 30 (по данным проф. М. П. Вукаловича).



Формулы для определения теплоемкостей газов в ккал/(кг·град)

Газ	Формула
Углекислый газ . . . . .	$0,186 + 0,000028 (T_1 + T_2)$
Водяной пар . . . . .	$0,317 + 0,000067 (T_1 + T_2)$
Воздух . . . . .	$0,165 + 0,000017 (T_1 + T_2)$
Азот . . . . .	$0,169 + 0,000017 (T_1 + T_2)$
Оксид углерода . . . . .	$0,171 + 0,000018 (T_1 + T_2)$
Кислород . . . . .	$0,150 + 0,000016 (T_1 + T_2)$

Ранее указывалось, что максимальные температуры цикла карбюраторных двигателей при полной нагрузке колеблются в пределах 2200—2600° К, а в дизелях соответственно 1800—2100° К. В том случае, если в дизеле почти все топливо сгорает вблизи в. м. т. и цикл приближается к циклу с сообщением тепла при  $V = \text{const}$ , максимальная температура может приблизиться к 2500° К.

Для определения давления в конце процесса сгорания  $p_z$  можно воспользоваться следующим соотношением:

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{R_z T_z}{R_c T_c}.$$

Подставляя значения

$$\frac{R_z}{R_c} = \frac{\beta(1+\gamma)}{1+\beta\gamma} \text{ и } \frac{V_z}{V_c} = \rho,$$

получаем

$$p_z = p_c \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\beta(1+\gamma)}{(1+\beta\gamma)} \cdot \frac{T_z}{T_c}.$$

Если приближенно принять (с достаточной для практических расчетов точностью), что  $1 + \beta\gamma = 1 + \gamma$ , то  $p_z = p_c \frac{1}{\rho} \beta \frac{T_z}{T_c}$ .

По мере приближения смешанного цикла к циклу со сгоранием при  $V = \text{const}$  степень предварительного расширения уменьшается и максимальное давление цикла возрастает, достигая в некоторых двигателях 90—100 кг/см<sup>2</sup>.

Давление сгорания в карбюраторных двигателях (с сообщением теплоты только при  $V = \text{const}$ )

$$p_z = \beta p_c \frac{T_z}{T_c},$$

так как

$$V_z = V_c \text{ и } \rho = 1.$$

Наибольшее давление сгорания в карбюраторных двигателях зависит от степени сжатия, нагрузки, числа оборотов и состава горючей смеси.

При повышении степени сжатия уменьшается объем камеры сгорания и поверхность охлаждения, вследствие этого увеличивается давление конца сгорания.

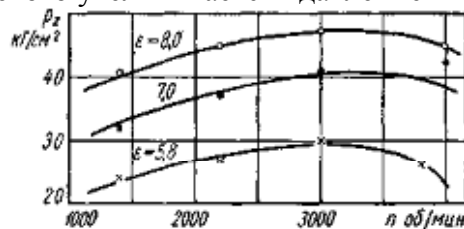


Рис. 128. Давление сгорания  $p_z$  при разных степенях сжатия  $\epsilon$  и различных числах оборотов  $n$

При полной нагрузке двигателя наибольшее давление сгорания обычно имеет место на средних или выше средних числах оборотов, что подтверждается данными рис. 128. Уменьшение максимального давления на малых числах оборотов объясняется недостаточным наполнением и большими тепловыми потерями в стенки вследствие медленного горения при малой скорости поршня. При больших числах оборотов увеличивается

относительное и абсолютное количество остаточных газов и резко сокращается время каждого цикла, поэтому процесс сгорания не оканчивается в в. м. т., а продолжается частично при расширении; в результате этого давление также понижается.

Состав горючей смеси также влияет на максимальное давление сгорания. Наибольшее давление  $p_z$  наблюдается при горении богатых горючих смесей с  $\alpha = 0,85$ . Этому способствует наибольшее увеличение числа молекул, характеризуемого коэффициентом молекулярного изменения  $\beta$ .

Максимальное давление сгорания в дизелях значительно выше, чем в карбюраторных двигателях, и в значительной мере оно определяется принятым в данном двигателе способом смесеобразования. В подавляющем большинстве случаев наибольшие давления сгорания наблюдаются в дизелях с неразделенными камерами сгорания, в которых жесткость выше, чем в дизелях других типов.

Кроме того, максимальное давление сгорания зависит от угла предварения впрыска, т. е. от выделения теплоты при постоянном объеме и давлении. При больших предварениях впрыска, когда смешанный цикл приближается к циклу с сообщением теплоты при постоянном объеме, давление в конце сгорания достигает 100-110 кГ/см<sup>2</sup>.

При разделенных камерах сгорания и меньших углах предварения впрыска максимальные давления цикла не превышают 60-70 кГ/см<sup>2</sup>.

Дизели имеют качественное регулирование и поэтому при уменьшении нагрузки подачу топлива сокращают, что, естественно, ведет к понижению максимального давления.

**4. Наименование вопроса № 4.** Процесс расширения и его параметры. Внутренняя энергия, накопленная продуктами сгорания, в процессе расширения трансформируется в механическую работу. Началом процесса расширения считают момент достижения газами максимального давления. Однако реакции окисления продолжают и в начале процесса расширения, т. е. при уже опускающемся поршне. Дополнительный приток теплоты в процессе расширения в результате неполного окисления топлива в процессе сгорания называется догоранием. Таким образом, в процессе расширения происходят одновременно догорание и теплоотдача в стенки.

Наиболее типичны два основных термодинамических процесса расширения, связанных с понижением давления: изотермический и адиабатический (рис.1). Изотермическое расширение или, вернее, приближение к нему возможно только при интенсивном подводе теплоты к расширяющемуся газу, и адиабатическое — только при полном отсутствии теплообмена с внешней средой. Показатель адиабаты расширения  $k_2$  продуктов сгорания в интервале температур процесса расширения близок к 1,25 и может быть определен по следующему уравнению:

$$k_2 = 1 + \frac{AR}{\epsilon_{v_f}}.$$

Этот показатель изменяется в зависимости от состава горючей смеси, что видно из следующих данных:

$\alpha$	.....	0,8	1,0	1,2
$k_2$	.....	1,25	1,23	1,25

Реальный процесс расширения можно считать политропическим, протекающим с переменным показателем.

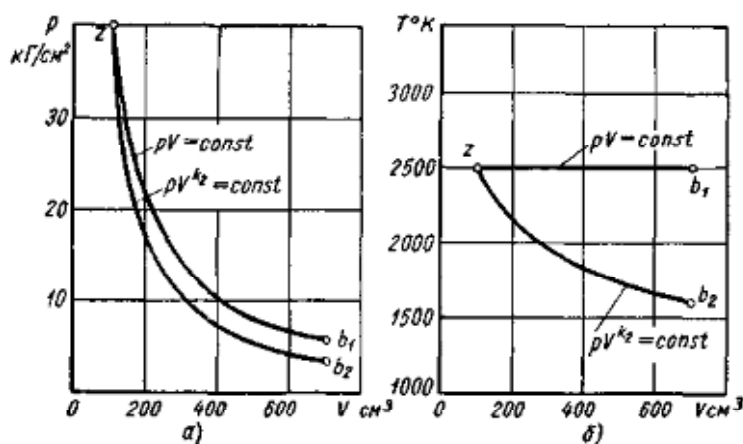


Рис. 129. Адиабата и изотерма расширения ( $p_z = 40 \text{ кг/см}^2$ ;  $T_z = 2500^\circ \text{K}$ ;  $T_{b1} = 2500^\circ \text{K}$ ;  $T_{b2} = 1540^\circ \text{K}$ ;  $k_2 = 1,25$ ):

а — в координатах  $p - V$ ; б — в координатах  $T - V$

Рисунок 1

Анализ линий расширения (рис. 2) показывает, что в начале процесса показатель политропы  $n_2$  несколько меньше единицы. Это объясняется тем, что в начале процесса выделение теплоты внутри цилиндра вследствие очень интенсивного догорания значительно больше, чем тепловые потери в стенку; в карбюраторных двигателях догорание значительно меньше, чем в дизелях.

По мере перемещения поршня к н. м. т. количество теплоты, выделяемой при догорании, становится меньше количества теплоты, теряемой в стенку. В результате этого значение показателя линии расширения постепенно увеличивается.

Начало линии расширения (около точки z) располагается выше изотермы ( $n_2 < 1$ ); середина этой кривой — между изотермой и адиабатой ( $k_2 > n_2 > 1$ ), а конец ее — ниже адиабаты ( $n_2 > k_2$ ).

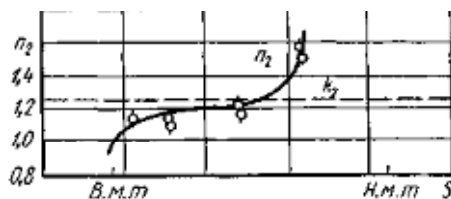


Рис. 130. Изменение показателя политропы расширения  $n_2$  по ходу поршня S

Рисунок 2

Для упрощения расчетов обычно принимают показатели линий расширения постоянными, но так, чтобы теоретическая кривая наиболее близко соответствовала действительной.

При полной нагрузке и увеличении скоростного режима двигателя согласно экспериментальным материалам показатель политропы расширения уменьшается, что объясняется увеличением догорания и уменьшением тепловых потерь в стенку. Для приближенных расчетов карбюраторных двигателей можно пользоваться следующим эмпирическим уравнением:

$$n_2 = 1,2 + 0,03 \frac{n_e}{n_{расч}},$$

Где  $n_e$  — номинальное число оборотов вала двигателя, соответствующее наибольшей эффективной мощности двигателя  $N_e$ ;

$n_{расч}$  — расчетное число оборотов вала двигателя.

При дросселировании карбюраторного двигателя на постоянном числе оборотов увеличивается относительное количество диссоциирующих газов вследствие снижения давления при сравнительно мало изменяющейся температуре, но одновременно возрастают относительные тепловые потери в охлаждающую жидкость, в результате чего по-

казатель линии расширения уменьшается (рис. 3). Значения показателя  $n_2$  при  $p_a = 0,87$  кг/см<sup>2</sup>

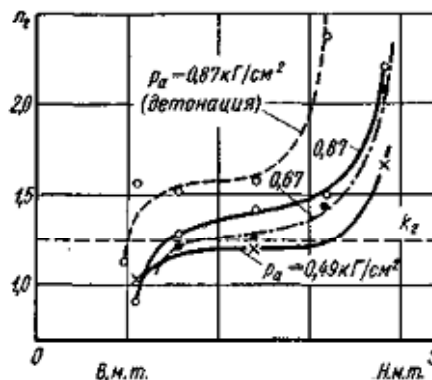


Рис. 131. Изменение показателя политропы расширения  $n_2$  по ходу поршня при разных давлениях выпуска

Рисунок 3

получены при полностью открытой дроссельной заслонке. В дизелях в аналогичных условиях, т. е. по мере уменьшения нагрузки при постоянных числах оборотов, давление снижается меньше, а температура больше, чем в карбюраторных двигателях. В результате этого показатель политропы расширения уменьшается менее значительно, а в отдельных случаях иногда даже увеличивается.

Следует отметить, что количество теплоты, передаваемой в стенки в процессе расширения, представляет собой основную часть от всего количества теплоты, передаваемой системе охлаждения за весь рабочий цикл.

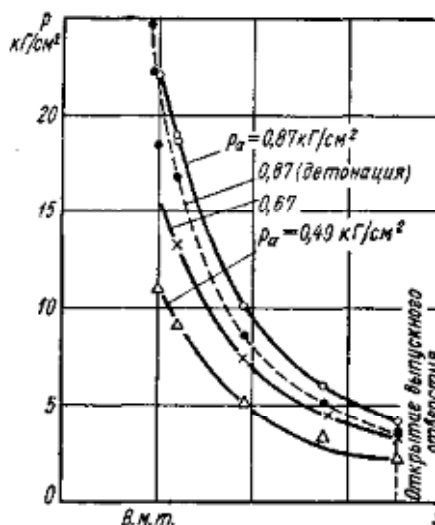


Рис. 132. Давления  $p$  в процессе расширения по ходу  $S$  поршня при разных давлениях выпуска

Рисунок 4

В заключение рассмотрим процесс расширения при детонационном сгорании в двигателе. Основные положения теории указывают на то, что при возникновении детонации возрастает количество теплоты, передаваемой стенкам в процессе расширения. Последнее должно характеризоваться изменением показателя линии расширения, а также давлений и температур в течение этого процесса.

Высказанные положения подтверждаются индикаторными диаграммами, снятыми с автомобильного двигателя при детонационном горении топлива. Действительно, в этом случае показатель линии расширения заметно увеличивается (рис. 3), а температура и давление, по ходу поршня падают значительно быстрее, чем при нормальной работе двигателя (рис. 132 и 133).

В случае детонационного горения при одинаковом начальном давлении цикла температура в конце процесса расширения перед открытием выпускного отверстия снижается примерно на  $200^\circ$ , а давление — на  $1 \text{ кг/см}^2$  по сравнению с нормальным горением. Это подтверждается результатами опытов по определению температуры свечи зажигания и отработавших газов при нормальной и детонационной работе двигателя.

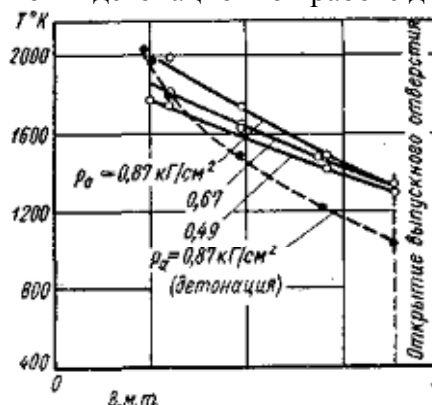


Рис. 133. Температуры  $T$  в процессе расширения по ходу поршня  $S$  при разных давлениях впуска

Рисунок 5

**Давление в конце процесса расширения.** Давление в конце процесса расширения может быть определено на основании известных термодинамических соотношений для политропического процесса:

$$p_z V_z^{n_2} = p_b V_b^{n_2},$$

откуда для смешанного цикла

$$p_b = p_z \frac{\rho^{n_2}}{\epsilon^{n_2}}.$$

Для цикла, в котором вся теплота сообщается при  $V = \text{const}$ , объем  $V_z = V_c$  и  $p = 1$ ,

$$p_b = \frac{p_z}{\epsilon^{n_2}}.$$

В карбюраторных двигателях при полностью открытой дроссельной заслонке давление в конце процесса расширения близко к  $4 \text{ кг/см}^2$ . По мере дросселирования это давление понижается прямо пропорционально давлению впуска и на холостом ходу двигателя составляет примерно  $1,5 \text{ кг/см}^2$ . В дизелях давление конца расширений обычно не превышает  $4 \text{ кг/см}^2$ , так как степень расширения у них близка к степени сжатия карбюраторных двигателей, а  $p_z$  различаются мало.

**Температура в конце процесса расширения.** Аналогично для определения температуры конца расширения можно использовать соотношение

$$\frac{T_b}{T_z} = \left( \frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2 - 1},$$

откуда для смешанного цикла

$$T_b = T_z \frac{\rho^{n_2 - 1}}{\epsilon^{n_2 - 1}}.$$

Для цикла, в котором вся теплота сообщается при  $V = \text{const}$ ,  $p = 1$ ,

$$T_b = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2 - 1}}.$$

Температура в конце процесса расширения перед открытием выпускного клапана для карбюраторных двигателей примерно равна  $1000 - 1200^\circ \text{C}$ . По мере дросселирования температуры понижаются незначительно по тем же причинам, по которым при дросселировании примерно стабилизируется температура в конце процесса сгорания.

Двигатели с повышенной степенью сжатия вследствие увеличенного расширения обладают пониженной температурой и давлением в конце процесса расширения или в начале процесса выпуска. Поэтому при повышенных степенях сжатия из цилиндра выпускаются газы с более низкой температурой, которые уносят, следовательно, меньшие количества теплоты и двигатель работает экономичнее.

Температура в конце процесса расширения в карбюраторных двигателях близка к  $1200^{\circ}\text{C}$ , а в дизелях на  $200\text{—}300^{\circ}\text{C}$  ниже, и при уменьшении нагрузки снижается более резко. Последнее объясняется качественным регулированием мощности.

**5 Наименование вопроса № 5.** Процесс выпуска отработавших газов и его параметры

Процесс выпуска в четырехтактных двигателях начинается в момент открытия выпускного отверстия, т. е. за  $40\text{—}60^{\circ}$  до прихода поршня в н. м. т., и заканчивается в момент закрытия отверстия, т. е. через  $10\text{—}20^{\circ}$  после прихода поршня в в. м. т. Таким образом, общая продолжительность очистки цилиндра от выпускных газов составляет в разных двигателях  $230\text{—}260^{\circ}$  угла поворота коленчатого вала.

Предварение открытия выпускного отверстия (до прихода поршня в п. м. т.) вызвано стремлением уменьшить работу, затрачиваемую на совершение процесса выпуска.

В момент открытия выпускного отверстия при полной нагрузке двигателя давление в цилиндре близко к  $4\text{ кг/см}^2$ . Поэтому впервые моменты выпуска, когда поршень еще перемещается к н. м. т., выпускные газы выходят из цилиндра двигателя под действием собственного избыточного давления. Это давление более чем в 2 раза превышает давление окружающей среды, поэтому газы в этот период, называемый предварением выпуска (рис. 1),

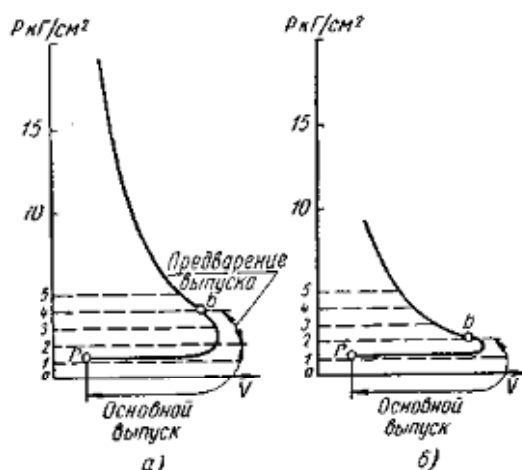


Рис. 134. Индикаторные диаграммы процесса выпуска при разных нагрузках двигателя:

а — большая нагрузка; б — малая нагрузка

выходят с критической скоростью, т. е. со скоростью звука. Точка b соответствует моменту открытия выпускного отверстия. На основании известных термодинамических соотношений критическую скорость истечения выпускных газов можно определить по формуле

$$w = 18,8 \sqrt{T}.$$

Для выпускных газов при температуре  $600\text{—}900^{\circ}\text{C}$

$$w = 500 \div 600 \text{ м/сек.}$$

Истечение газов с критическими скоростями всегда сопровождается характерным звуковым эффектом, для гашения которого на двигатель устанавливают глушители.

По мере перемещения поршня к н. м. т. давление и температура газа в цилиндре понижаются так же, как и скорость истечения выпускных газов.

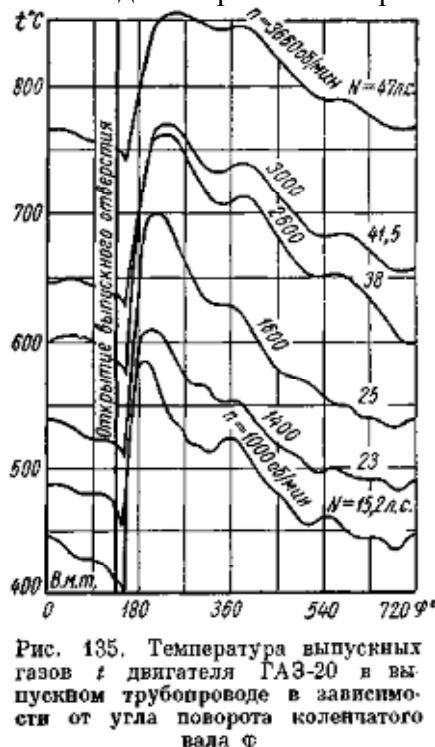
В момент, когда давление в цилиндре понижается примерно до  $2\text{ кг/см}^2$  (точнее до  $1,9\text{ кг/см}^2$ ), критическое истечение переходит в нормальное (при давлении в выпускном трубопроводе, равном  $1\text{ кг/см}^2$ ). Обычно в Отто наблюдается при непосредственной близости поршня к н. м. т. Нормальное истечение выпускных газов во время так называемого основного выпуска характеризуется значительно более низкими скоростями отработавших газов, достигающими, в конце процесса выпуска примерно  $60\text{—}100\text{ м/сек}$ .

Таким образом, весь процесс выпуска можно разбить на предварение выпуска и основной выпуск. Во время предварения выпуска, примерно в 4 раза более короткого, чем основной, газы выходят из цилиндра с критическими скоростями. Предварение выпуска

продолжается с момента открытия выпускного отверстия до н. м. т. Основной выпуск характеризуется нормальными скоростями истечения и продолжается от н. м. т. до момента закрытия выпускного отверстия.

Следует отметить, что при предварении выпуска из цилиндра двигателя удаляется около половины отработавших газов.

При предварении открытия выпускного отверстия (т. е. до н. м. т.) полезная площадь индикаторной диаграммы несколько уменьшается. Если открыть выпускное отверстие позднее, после прихода поршня в н. м. т., то начало перемещения его к в. м. т. совпадает с началом открытия отверстия, вследствие чего выпускные газы задержатся в цилиндре двигателя. В результате этого на перемещение поршня вверх будет затрачена работа, количественно большая, чем теряемая вследствие раннего открытия выпускного отверстия.



По мере дросселирования снижаются, как уже ранее указывалось, все давления цикла, а, следовательно, и давления в момент открытия выпускного отверстия (рис. 134). Поэтому при дросселировании предварение выпуска сокращается, а на некоторых режимах (при сильно прикрытой дроссельной заслонке) он совершенно исчезает (рис. 134, б). Внешне это проявляется тем, что при сильно прикрытой дроссельной заслонке, даже в случае работы двигателя без глушителя, шум при выпуске отсутствует.

В течение основного выпуска давление в цилиндре двигателя не остается постоянным, а изменяется по ходу поршня в зависимости от конструкции выпускных органов.

Давление  $p_r$  при полностью открытой дроссельной заслонке и увеличивающихся числах оборотов коленчатого вала обычно возрастает от 1,05 до 1,25 кг/см<sup>2</sup>.

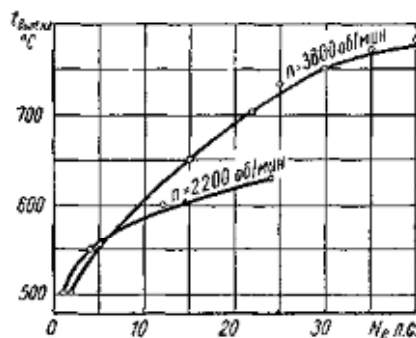


Рис. 136. Температура выпускного клапана  $t_{\text{вып.кл}}$  карбюраторного двигателя МЗМА-408 при работе на разных нагрузках и различных числах оборотов

Температура выпускных газов зависит от ряда факторов, изменяясь для карбюраторных двигателей при полностью открытой дроссельной заслонке в интервале 600—800° С. При увеличении степени сжатия, эта температура обычно понижается.

Изменение температуры выпускных газов, замеренной в выпускном трубопроводе двигателя ГАЗ-20, по углу поворота коленчатого вала показано на рис. 135. По этим данным видно, что с увеличением числа оборотов температура выпускных газов повышается.

С увеличением угла опережения зажигания температура выпускных газов понижается, что подтверждается следующими данными:

Угол опережения зажигания в градусах угла поворота ко- ленчатого вала . . . . .	0	5	10	15	20	25	30
Температура выпускных газов в °С . . . . .	730	680	650	630	615	600	590

При изменении состава горючей смеси изменяется также и температура выпускных газов. При дросселировании двигателя температура выпускного клапана вначале незначительно снижается, а затем при приближении к режиму холостого хода падает более резко. Об этом можно судить по изменению температуры выпускного клапана двигателя МЗМА-408 (рис. 136).

Температура выпускного клапана при больших числах оборотов (3800 в минуту) всегда выше, чем при малых числах оборотов (2200 в минуту), так как в последнем случае в цилиндрах сгорает меньше топлива в единицу времени и клапан меньше нагревается.

При позднем закрытии выпускного отверстия (после в. м. т.) можно использовать инерцию выходящих выпускных газов для лучшей очистки цилиндров двигателя. Несмотря на это, часть продуктов сгорания неизбежно остается в цилиндре, переходя из каждого данного цикла в последующий в виде остаточных газов.

Для осуществления каждого рабочего цикла в цилиндры карбюраторного двигателя или дизеля необходимо вводить определенное количество топлива, зависящее от нагрузки и конструктивных особенностей двигателя. При полной нагрузке подача топлива составляет 45—70 мг/цикл на 1 л рабочего объема двигателя. При уменьшении внешней нагрузки подачу топлива искусственно уменьшают до 15—25 мг/(цикл -л) на холостом ходу двигателя.

Таким образом, удельный цикловой расход топлива, т. е. расход топлива, отнесенный к 1 л рабочего объема,  $\frac{G_{\text{т. цикл}}}{V_h}$  изменяется в пределах 15—70 мг/(цикл -л).

Цикловой расход топлива обычно определяют по расходам топлива в единицу времени, например в час, которые замеряют при испытании двигателя.

Зависимость между цикловым расходом топлива в мг/цикл и часовым расходом топлива в кг для четырехтактного двигателя,

$$G_{\text{т. цикл}} = G_{\text{т. час}} \frac{10^6}{3600n} \text{ мг/цикл};$$

для двухтактного двигателя,

$$G_{\text{т. цикл}} = G_{\text{т. час}} \frac{10^6}{720n} \text{ мг/цикл}.$$



## 1.5 Лекция № 5 (2 часа).

### Тема: «Индикаторные и эффективные показатели»

#### 1.5.1 Вопросы лекции:

1. Показатели рабочего цикла. Индикаторные показатели. Механические потери. Эффективные показатели. Определение этих показателей.
2. Связь между основными параметрами цикла. Показатели работы двигателя.
3. Влияние различных факторов на индикаторные и эффективные показатели работы двигателя.

#### 1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. **Наименование вопроса № 1.** Показатели рабочего цикла. Индикаторные показатели. Механические потери. Эффективные показатели. Определение этих показателей. Индикаторными показателями называют величины, характеризующие работу, совершаемую газами в цилиндре двигателя. К их числу относят прежде всего индикаторную мощность, среднее индикаторное давление, индикаторный КПД, удельный индикаторный расход топлива.

Степень приближения совокупности процессов в цилиндре двигателя (индикаторной диаграммы) к термодинамическому циклу характеризуют относительным КПД. Тогда индикаторный КПД может быть выражен так:  $\eta_i = \eta_t \eta_0$ , где  $\eta_t$  — термический КПД, оценивающий совершенство преобразования теплоты в работу в термодинамическом цикле с такой же степенью сжатия, что и в действительном цикле;  $\eta_0$  — относительный КПД, который меньше единицы по следующим причинам:

Тракторные и автомобильные двигатели в условиях эксплуатации работают с разными числами оборотов и нагрузками, т. е. на различных скоростных и нагрузочных режимах. Поэтому для автомобильных и тракторных двигателей особенно большое значение приобретает изменение мощности, расходов топлива и других показателей в зависимости от режимов работы этих двигателей.

В соответствии с этим кривые изменения основных показателей работы двигателя — мощности и расходов топлива и их производных (удельных расходов топлива, крутящего момента, а также других менее значительных параметров) в зависимости от числа оборотов вала, пропорционального скорости поршня, имеют особое значение. При этом наибольший интерес представляют эти зависимости при полной нагрузке двигателя, т. е. при полностью открытой дроссельной заслонке (карбюраторный двигатель) или при полной подаче топлива (дизель).

Трансформирование скрытой химической энергии топлива вначале в тепловую энергию, а затем в механическую, происходящее в воображаемом теоретическом двигателе, сопряжено с неизбежными, принципиально неустранимыми тепловыми потерями  $Q_2$ . Долю теплоты, превращаемой в полезную работу в теоретическом двигателе, как ранее уже указывалось, оценивают термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - q_2.$$

Преобразование энергий, осуществляемое в цилиндрах реальных двигателей, связано с дополнительными тепловыми потерями  $\Delta Q_{мен}$ , причем эти потери принципиально устранимы и зависят от совершенства протекания рабочего цикла, обусловливаемого конструкцией и условиями работы двигателя.

Совершенство трансформирования энергий, происходящее в цилиндрах реальных двигателей, оценивают индикаторным к. п. д.  $\eta_i$ , представляющим собой отношение теплоты  $AL_i$  превращаемой в индикаторную работу (т. е. работу, развиваемую газами в цилиндре реального двигателя), к теплоте  $Q_1$ , которая могла бы выделяться при полном сгорании введенного топлива:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1}.$$

Учитывая, что в полезную работу превращается теплота, равная разности теплоты топлива  $Q_1$  и сумме тепловых потерь  $Q_2 + \Delta Q_{мен}$ , получаем выражение для определения индикаторного к. п. д.

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2 - \Delta Q_{мен}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2 + \Delta Q_{мен}}{Q_1} = 1 - q_2 - \Delta q_{мен}.$$

Дополнительная тепловая потеря  $\Delta Q_{мен}$  действительного цикла, которая значительно меньше принципиально неустранимой потери  $q_2$  теоретического цикла, вызывается тем, что в цилиндрах реального двигателя:

1. Топливо сгорает не полностью из-за недостаточно хорошего перемешивания с воздухом. Это принято называть физической неполнотой сгорания  $Q_{физ. неп.}$

2. Стенки цилиндра и головки реального двигателя теплопроводны и передают теплоту  $Q_{ст. газ}$  от более горячих газов в систему охлаждения. Однако эти потери сравнительно невелики и незначительно ухудшают теплоиспользование, так как одновременно с передачей теплоты от горячих газов стенкам сильно сокращается количество теплоты  $Q_{вып.}$  уносимой с выпускными газами, вследствие понижения температуры этих газов. Значительно более существенным и увеличивающим количество теплоты, передаваемой стенкам от газов, является затягивание процесса сгорания, который начинается до в. м. т. и оканчивается после нее, в то время как в теоретическом цикле сгорание происходит мгновенно. Дополнительная теплопередача вызывается также тем, что часть продуктов сгорания диссоциирует и окисление переносится в процесс расширения.

3. Кроме указанного, часть теплоты  $Q_{газообм}$  затрачивается на процессы газообмена, которые обычно в теоретических циклах, даже разомкнутых, не учитывают.

Таким образом, суммарные потери теплоты от газов в стенки  $Q_{ст. газ}$  с выпускными газами  $Q_{вып.}$  из-за физической неполноты сгорания  $Q_{физ. неп.}$  и вследствие затраты энергии на процессы газообмена ( $Q_{газообм}$  оказываются больше, чем принципиально неустранимые тепловые потери теоретического цикла  $Q_2$ , на величину принципиально устранимых тепловых индикаторных тепловых потерь

$$\Delta Q_{мен} = Q_2 + \Delta Q_{мен} = Q_{ст. газ} + Q_{вып.} + Q_{физ. неп.} + Q_{газообм},$$

или, в относительных единицах,

$$q_2 + \Delta q_{мен} = q_{ст. газ} + q_{вып.} + q_{физ. неп.} + q_{газообм}.$$

Отсюда следует, что потери теплоты в реальном двигателе как бы состоят из двух частей: потери теплоты  $Q_2$ , принципиально не устранимой, и потери теплоты  $\Delta Q_{мен}$ , принципиально устранимой и связанной с несовершенством реального двигателя.

Если бы в реальном двигателе путем совершенствования рабочего цикла и конструкции удалось довести дополнительные потери теплоты до нуля, то теплоиспользование реального и теоретического двигателей было бы одинаково.

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных показывает, как уже отмечалось, что дополнительные, принципиально устранимые тепловые потери  $\Delta Q_{мен}$  значительно меньше потерь  $Q_2$  теоретического цикла и составляют от них не более 10—15%. Отсюда следует, что тепловые потери реального двигателя количественно незначительно превышают потери теоретического двигателя.

Таким образом, принимая во внимание приведенные выше положения и ранее не учтенные малые тепловые потери  $Q_{мал}$  и неточности при определении теплового баланса  $Q_{нет}$ , получаем

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{Q_1} (Q_{ст. газ} + Q_{вып.} + Q_{физ. неп.} + Q_{газообм} + Q_{мал} + Q_{нет}),$$

или, в относительных единицах,

$$\eta_i = 1 - q_{ст. газ} - q_{вып.} - q_{физ. неп.} - q_{газообм} - q_{мал} - q_{нет}.$$

Индикаторный к. п. д. при полной нагрузке карбюраторного двигателя достигает 30—40%, что подтверждается следующими данными:

Число оборотов ко- ленчатого вала $n$ в минуту . . . . .	2000	2800	3600	4400	5200	6000	6800
Индикаторный к. п. д. $\eta_i$ в % при:							
$\varepsilon = 9,1$ . . . . .	26,5	29,0	31,5	33,0	33,5	—	—
$\varepsilon = 10,0$ . . . . .	29,0	30,0	31,0	31,8	32,7	33,5	33,5

При уменьшении нагрузки карбюраторного двигателя возрастают затраты энергии на процессы газообмена (вследствие прикрытия дроссельной заслонки) и увеличивается относительная теплоотдача в стенки, поэтому индикаторный к. п. д. несколько понижается.

В дизелях при уменьшении нагрузки сокращают подачу топлива и рабочий цикл осуществляют на более бедных смесях. Вследствие этого в дизелях при уменьшении нагрузки индикаторный к. п. д. увеличивается. Это положение подтверждается данными опытов, приведенными в табл. 34.

Таблица 34

Индикаторный к. п. д. при разных числах оборотов и нагрузке

Нагрузка	Число оборотов вала в минуту			
	1000	1400	1800	2200
Большая, $\alpha = 1,2$	0,38	0,40	0,42	0,44
Средняя, $\alpha = 1,6$	0,43	0,45	0,47	0,49
Малая, $\alpha = 2,5$	0,46	0,48	0,50	0,52

Для определения степени приближения индикаторного к. п. д. к термическому введем понятие относительного к. п. д.  $\eta'_g$ , представляющего собой отношение теплоты  $AL_h$  превращенной в индикаторную работу, к теплоте  $AL_b$ , превращаемой в работу в теоретическом цикле:

**2. Наименование вопроса № 2.** Связь между основными параметрами цикла. Показатели работы двигателя. Для оценки эффективности работы и совершенства конструкции двигателей используется система показателей, характеризующих различные свойства и качества ДВС.

Ранее уже анализировались показатели, относящиеся к категории экономико-энергетических ( $g_e$ ,  $p_e$ ,  $Ne$ ), по которым оценивается совершенство организации рабочих процессов и конструкции с точки зрения экономичности ( $q_i$ ) и работоспособности ( $p$ ), а также уровень энергетических затрат на собственные нужды двигателя ( $p$ ,  $y$ ).

Большое значение для оценки надежности и долговечности двигателя имеют показатели, характеризующие тепловую и динамическую напряженность его конструкции.

Основным показателем является средняя скорость поршня  $c_{\text{ср}} = Sn/30$ , м/с, где  $S$  — ход поршня, м;  $n$  — частота вращения коленчатого вала, мин<sup>-1</sup>. Этот параметр оценивает механическую напряженность, так как определяет уровень нагруженности деталей двигателя инерционными силами, пропорциональными  $Cd$ , а также косвенно характеризует износ сопряженных элементов.

Параметром, определяющим комплексную напряженность (тепловую и механическую), является поршневая мощность (кВт/дм<sup>2</sup>).  $Na$  представляет собой эффективную мощность, приходящуюся на единицу площади всех поршней. Этот параметр тесно связан с литровой мощностью двигателя.

После подстановки в эту зависимость выражения (1.6), определяющего  $Na$ ,

Здесь  $pe$  характеризует тепловую и механическую, а  $Cd$  — динамическую напряженность конструкции двигателя.

В группу массогабаритных показателей входит удельная масса (кг/кВт),  $g_i = M_d Ne$ , представляющая собой массу сухого двигателя  $M_d$ , отнесенную к его номинальной эффективной мощности, а также литровая масса (кг/л)  $g_n = M_d / V$ .

Эти показатели связаны между собой через литровую мощность:  $g_i = g_n / Ne$ .

При одинаковом рабочем объеме  $M_d$  у дизелей больше, чем у карбюраторных двигателей, в основном из-за большей массы элементов конструкции вследствие более высокой их тепловой, механической и динамической напряженности. Учитывая, что дизели без наддува, как правило, имеют меньшую  $M_u$ , для них характерны большие, чем в двигателях с искровым зажиганием, значения удельной массы.

Характерные значения массогабаритных показателей и параметров тепловой, механической и динамической напряженности конструкции основных типов транспортных двигателей приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Тип ДВС	Параметры			
	Сд, М/С	ЛГп, Дт/дм <sup>2</sup>	га, в-л	и <sub>и</sub> , юУхВт
Карбюраторный	8...6	22...41	50...120	1,4...7
Дизель (без наддува)	9...12	11...19	30...150	2,8...10

Для дизелей с наддувом эти показатели в значительной мере варьируются в зависимости от  $T_c$ , и могут быть ориентировочно оценены по следующим эмпирическим зависимостям (при  $1,5 < P_o$ )

Особое положение в системе показателей ДВС занимают *экологические показатели*, которые характеризуют наличие в отработавших газах токсических компонентов, а также излучение звуковой энергии в окружающее пространство. Если уровень экономико-энергетических и массогабаритных показателей определяется в основном техническими, экономическими, а часто и конъюнктурными соображениями, то экологические показатели ДВС жестко регламентируются соответствующими государственными и международными стандартами и правилами.

**3 Наименование вопроса № 3.** Индикаторные и эффективные показатели работы двигателя. Влияние различных факторов на индикаторные и эффективные показатели работы двигателя.

Тракторные и автомобильные двигатели в условиях эксплуатации работают с разными числами оборотов и нагрузками, т. е. на различных скоростных и нагрузочных режимах. Поэтому для автомобильных и тракторных двигателей особенно большое значение приобретает изменение мощности, расходов топлива и других показателей в зависимости от режимов работы этих двигателей.

В соответствии с этим кривые изменения основных показателей работы двигателя — мощности и расходов топлива и их производных (удельных расходов топлива, крутящего момента, а также других менее значительных параметров) в зависимости от числа оборотов вала, пропорционального скорости поршня, имеют особое значение. При этом наибольший интерес представляют эти зависимости при полной нагрузке двигателя, т. е. при полностью открытой дроссельной заслонке (карбюраторный двигатель) или при полной подаче топлива (дизель).

ИНДИКАТОРНЫЙ К. П. Д. Трансформирование скрытой химической энергии топлива вначале в тепловую энергию, а затем в механическую, происходящее в воображаемом теоретическом двигателе, сопряжено с неизбежными, принципиально неустраняемыми тепловыми потерями  $Q_2$ . Долю теплоты, превращаемой в полезную работу в теоретическом двигателе, как ранее уже указывалось, оценивают термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - q_2.$$

Преобразование энергий, осуществляемое в цилиндрах реальных двигателей, связано с дополнительными тепловыми потерями  $\Delta Q_{мен}$ , причем эти потери принципиально

устраняемы и зависят от совершенства протекания рабочего цикла, обусловливаемого конструкцией и условиями работы двигателя.

Совершенство трансформирования энергий, происходящее в цилиндрах реальных двигателей, оценивают индикаторным к. п. д.  $\eta_i$ , представляющим собой отношение теплоты  $AL_i$  превращаемой в индикаторную работу (т. е. работу, развиваемую газами в цилиндре реального двигателя), к теплоте  $Q_1$ , которая могла бы выделяться при полном сгорании введенного топлива:

$$\eta_i = \frac{AL_i}{Q_1}.$$

Учитывая, что в полезную работу превращается теплота, равная разности теплоты топлива  $Q_1$  и сумме тепловых потерь  $Q_2 + \Delta Q_{мен}$ , получаем выражение для определения индикаторного к. п. д.

$$\eta_i = \frac{Q_1 - Q_2 - \Delta Q_{мен}}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2 + \Delta Q_{мен}}{Q_1} = 1 - q_2 - \Delta q_{мен}.$$

Дополнительная тепловая потеря  $\Delta q_{мен}$  действительного цикла, которая значительно меньше принципиально неустраняемой потери  $q_2$  теоретического цикла, вызывается тем, что в цилиндрах реального двигателя:

Индикаторный к. п. д. при полной нагрузке карбюраторного двигателя достигает 30—40%, что подтверждается следующими данными:

Число оборотов ко- ленчатого вала $n$ в минуту . . . . .	2000	2800	3600	4400	5200	6000	6800
Индикаторный к. п. д. $\eta_i$ в % при:							
$\varepsilon = 9,1$ . . . . .	26,5	29,0	31,5	33,0	33,5	—	—
$\varepsilon = 10,0$ . . . . .	29,0	30,0	31,0	31,6	32,7	33,5	33,5

В дизелях при уменьшении нагрузки сокращают подачу топлива и рабочий цикл осуществляют на более бедных смесях. Вследствие этого в дизелях при уменьшении нагрузки индикаторный к. п. д. увеличивается. Это положение подтверждается данными опытов, приведенными в табл. 34.

Таблица 34

Индикаторный к. п. д. при разных числах оборотов и нагрузке

Нагрузка	Число оборотов вала в минуту			
	1000	1400	1800	2200
Большая, $\alpha = 1,2$	0,38	0,40	0,42	0,44
Средняя, $\alpha = 1,6$	0,43	0,45	0,47	0,49
Малая, $\alpha = 2,5$	0,46	0,48	0,50	0,52

ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ К. П. Д. Для определения степени приближения индикаторного к. п. д. к термическому введем понятие относительного к. п. д.  $\eta_g$ , представляющего собой отношение теплоты  $AL_h$  превращенной в индикаторную работу, к теплоте  $AL_t$ , превращаемой в работу в теоретическом цикле:

$$\eta_g = \frac{AL_i}{AL_t}, \quad \text{или} \quad \eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t}.$$

Подставляя ранее найденные значения этих к. п. д., получаем,

$$\eta_g = \frac{1 - q_2 - \Delta q_{мен}}{1 - q_2} = 1 - \frac{\Delta q_{мен}}{1 - q_2}.$$

Таким образом, относительный к. п. д. зависит от дополнительной, принципиально устранимой тепловой потери  $\Delta q_{мен}$ , т. е. от совершенства протекания рабочего цикла в цилиндрах двигателя. Если бы путем совершенствования двигателя удалось довести  $\Delta q_{мен}$  до нуля, то относительный к. п. д.  $\eta_g = 1$  и индикаторный и термический к. п. д. были бы равны. Индикаторный к. п. д. двигателя не остается постоянным, изменяясь в зависимости от нагрузки, чисел оборотов вала, регулировки топливной аппаратуры и условий эксплуатации двигателя.

**СРЕДНЕЕ ИНДИКАТОРНОЕ ДАВЛЕНИЕ.** В результате осуществления цикла тепловая энергия, выделяющаяся при сгорании топлива, с известной степенью совершенства (определяемой индикаторным к. п. д.) превращается в полезную работу, развиваемую газами в цилиндре двигателя. При этом давление в цилиндре непрерывно меняется, что видно на снятых индикаторных диаграммах. Для удобства ведения расчетов и сравнения разных двигателей между собой переменные по ходу поршня давления можно заменить постоянным, фиктивным давлением, которое обеспечивает получение того же количества работы газов, что и цикл с переменным давлением.

Это среднее постоянное давление называется теоретическим средним индикаторным давлением  $p'_i$  и представляет собой работу газов, или индикаторную работу  $l'_i$ , отнесенную к рабочему объему  $V_h$  двигателя.

$$p'_i = \frac{L'_i}{V_h}.$$

При уменьшении внешней нагрузки в двигатель подают меньшее количество топлива, искусственно понижая этим среднее индикаторное давление до нужного уровня.

При отсутствии внешней нагрузки, т. е. на режиме холостого хода, когда индикаторная работа равна работе механических потерь двигателя, среднее индикаторное давление снижают до 1,0—2,0 кг/см<sup>2</sup>. Среднее индикаторное давление можно определить с помощью индикаторной диаграммы, снятой с двигателя или построенной по данным теплового расчета.

Действительное среднее индикаторное давление  $p_i$  можно найти с помощью следующего выражения:

$$p_i = \mu p'_i - \Delta p_i,$$

где  $\Delta p_i$  — среднее индикаторное давление, соответствующее насосным потерям.

Для аналитического определения среднего индикаторного давления  $p'_i$ , соответствующего нескругленной диаграмме, при показателях политропы сжатия и расширения  $n_1$  и  $n_2$  на основании известных термодинамических соотношений могут быть выведены следующие зависимости:

для смешанного цикла

$$p'_i = \frac{p_c}{\epsilon - 1} \left[ \lambda (\epsilon - 1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{p^{n_2 - 1}}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right];$$

для цикла с сообщением теплоты при  $V = \text{const}$

$$p'_i = \frac{p_0}{\epsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right].$$

Среднее индикаторное давление связано с удельным цикловым расходом топлива, его теплотой сгорания и индикаторным к. п. д..

**ИНДИКАТОРНАЯ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ.** Мощность, развиваемая газами в цилиндрах двигателя, называется индикаторной мощностью  $N_i$  и обычно определяется путем обработки индикаторных диаграмм, полученных при испытании двигателя в лаборатории.

Если известны часовой расход топлива  $G_{\text{м. час}}$ , его теплота сгорания  $h_u$  и индикаторный к. п. д.  $\eta_i$ , то индикаторная мощность.

$$N_i = G_{\text{м. час}} h_u \eta_i \frac{427}{3600 \cdot 75} \text{ л. с.}, \quad \text{или} \quad N_i = G_{\text{м. час}} h_u \eta_i \frac{1}{632} \text{ л. с.}$$

Согласно ранее доказанному для четырехтактного двигателя,

$$G_{\text{м. час}} = \frac{p_0 V_h}{RT_0} \cdot \frac{\eta_v}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{n}{2} 60 \text{ кг/ч}, \quad N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{p_0 V_h}{RT_0} \eta_v \eta_i n \frac{427}{2 \cdot 60 \cdot 75},$$

поэтому

или

$$N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{p_0 V_h}{RT_0} \eta_v \eta_i n \frac{427}{9000} \text{ л. с.}$$

Аналогично для двухтактного двигателя, имеющего в единицу времени удвоенное количество рабочих циклов,

$$N_i = \frac{k_u}{\alpha i_0 + 1} \cdot \frac{p_0 V_h}{RT_0} \eta_V \eta_i n \frac{427}{4500} \text{ л. с.}$$

Индикаторная мощность двигателя может быть также определена через среднее индикаторное давление  $p_i$ , рабочий объем двигателя  $V_h$  (так как произведение этих двух величин равно индикаторной работе цикла) и число оборотов вала  $n$ .

Для четырехтактных двигателей.

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{9000} \text{ л. с.}$$

Приведенные зависимости показывают, что индикаторная мощность прямо пропорциональна среднему давлению, рабочему объему двигателя и числу оборотов коленчатого вала.

Литровой индикаторной мощностью называется мощность, снимаемая с 1 л рабочего объема двигателя. Наибольшую литровую индикаторную мощность имеют двигатели спортивных автомобилей, у которых она при отсутствии нагнетателя достигает 200 л. с./л.; у двигателей легковых автомобилей эта мощность близка к 70—80 л. с./л. Двигатели грузовых автомобилей более тихоходны, чем двигатели легковых автомобилей, и часто имеют несколько меньшую степень сжатия, вследствие чего их литровая индикаторная мощность меньше и редко превышает 30—40 л. с./л. У тракторных дизелей, особенно тихоходных, эта мощность значительно меньше и обычно не превышает 15—20 л. с./л.

Автомобильные и тракторные двигатели в эксплуатационных условиях в некоторых случаях (при преодолении автомобилем подъемов или движении его по плохой дороге) работают с полной нагрузкой.

Индикаторная мощность. Индикаторная мощность двигателя, работающего с полной нагрузкой, при разных числах оборотов зависит от количества теплоты, выделяющейся в процессе сгорания топлива, т. е. определяется расходами топлива в единицу времени и индикаторным к. п. д.

На рис. 149 показано изменение часового расхода топлива при полной нагрузке карбюраторного двигателя в зависимости от числа оборотов коленчатого вала. Если бы индикаторный к. п. д. двигателя для всех чисел оборотов оставался постоянным и имел значения 26, 28, 30 и 32% (горизонтальные штриховые линии), то им соответствовали бы штриховые кривые индикаторной мощности. При постоянных индикаторных к. п. д. максимум кривых мощности наблюдался бы при том же числе оборотов, при котором часовой расход топлива достигал максимума (при  $n = 5000$  об/мин).

Однако, как уже ранее отмечалось, индикаторный к. п. д. двигателя не остается постоянным, а изменяется так, как показано сплошной линией (см. точки 1', 2', 3', 4', 5' и 6'). В соответствии с этим кривая индикаторной мощности изобразится сплошной линией, приведенной по точкам 1, 2, 3, 4, 5 и 6. При этом максимальное значение индикаторной мощности сдвигается в сторону меньших чисел оборотов на 10—15%, что объясняется понижением индикаторного к. п. д. при больших числах оборотов.

В заключение отметим, что протекание кривой индикаторной мощности всецело определяется характером изменения среднего индикаторного давления. Если бы среднее индикаторное давление  $P_i$  при разных числах оборотов оставалось неизменным, так, как это показано штриховыми линиями (рис. 150), то ему соответствовали бы кривые индикаторной мощности  $N_i$  в виде наклонных прямых штриховых линий, проведенных из начала координат. Среднему давлению реального двигателя, показанному сплошной линией, соответствует кривая индикаторной мощности, также показанная сплошной линией.

Повышение мощности двигателя по мере возрастания чисел оборотов возможно только при условии, что относительное уменьшение среднего индикаторного давления меньше относительного увеличения числа оборотов. В этом случае падение среднего индикаторного давления компенсируется увеличением числа оборотов вала двигателя (рис. 150).

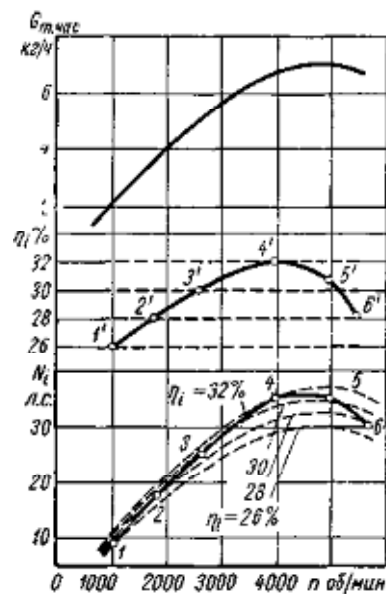


Рис. 149. Часовой расход топлива  $G_{т, час}$ , индикаторный к. п. д.  $\eta_i$  и индикаторная мощность  $N_i$  карбюраторного двигателя

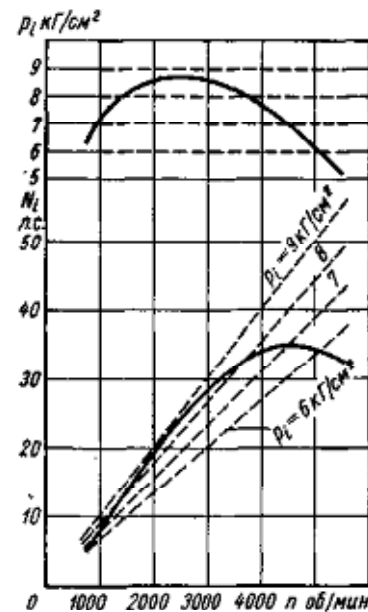


Рис. 150. Среднее индикаторное давление и индикаторная мощность двигателя

Удельный индикаторный расход топлива. Об экономичности двигателя можно судить не только по индикаторному к. п. д., но и по удельному индикаторному расходу топлива  $g_i$ , который определяется как частное от деления часового расхода топлива  $G_{т, час}$  на индикаторную мощность двигателя  $N_i$ .

Автомобильные и тракторные двигатели часто работают при неполных нагрузках, связанных с неполными открытиями дроссельной заслонки в карбюраторных двигателях или неполной подачей топлива в дизелях.

Для данной регулировки топливopодающей аппаратуры возможна только одна кривая полной индикаторной мощности двигателя при разных числах оборотов; в то же время кривых частичных мощностей может быть произвольное количество, соответствующее разным открытиям дроссельной заслонки или различным подачам топлива (см. рис. 152). Пониженные мощности, развиваемые двигателем при его работе с частичными нагрузками, объясняются меньшими подачами горючей смеси вследствие прикрытия дроссельной заслонки в карбюраторных двигателях или топлива в дизелях.

С уменьшением нагрузки двигателя ухудшается его экономичность, что характеризуется возрастанием удельного расхода топлива (см. рис. 152). Последнее в карбюраторных двигателях объясняется увеличением относительной теплоотдачи в охлаждающую жидкость, возрастанием насосных потерь двигателя и незначительным обогащением горючей смеси, неизбежным при сильном дросселировании двигателя. В дизелях уменьшение мощности достигается сокращением количества топлива, подаваемого насосами в цилиндры двигателя. Таким образом, на малых нагрузках в цилиндрах сжигается более бедная смесь, поэтому экономичность дизелей в этих условиях ухудшается менее заметно, чем экономичность карбюраторных двигателей, а иногда даже повышается.

В условиях эксплуатации двигателя, особенно двигатели легковых автомобилей, очень редко работают с максимальной нагрузкой и, следовательно, очень редко с максимальной экономичностью.

Во время работы автомобильного или тракторного двигателя часть развиваемой им индикаторной мощности затрачивается на преодоление трения и приведение в действие вспомогательных механизмов. Эту часть мощности при дальнейшем изложении будем называть мощностью механических потерь.



Таким образом, только разность между индикаторной мощностью  $N_i$  и мощностью механических потерь  $N_{мех}$  передается трансмиссии автомобиля и называется эффективной мощностью двигателя  $N_e$ :

$$N_e = N_i - N_{мех}$$

Механические потери двигателя можно разделить на две группы: к первой относятся потери, связанные с трением, а ко второй — связанные с приведением в действие вспомогательных механизмов.

I. К потерям на трение в двигателе, составляющим около 60% всех механических потерь, относятся следующие:

1. Потери на трение поршня (без колец), сравнительно быстро перемещающегося относительно стенки цилиндра, покрытой маслом. Возникающая при трении теплота через стенки цилиндра передается в систему охлаждения. Одновременно с этой теплотой через стенки в систему охлаждения передается теплота от горячих газов, осуществляющих цикл. Потери на трение поршня в дизелях примерно на 50% больше, чем в карбюраторных двигателях, вследствие значительно больших поверхностей трения. Это иллюстрируется данными, приведенными в табл. 36, в которой, потери оценены величинами среднего давления.

2. Потери на трение поршневых колец, перемещающихся по стенке цилиндра. Эти потери в дизелях также примерно на 50% больше, чем в карбюраторных двигателях. Это объясняется большим количеством колец и тем, что давление газов в дизелях обычно выше. Возникающая при трении колец теплота тоже через стенки цилиндра передается в систему охлаждения.

3. Потери на трение в шатунных и коренных подшипниках, зависящие от силы давления газов на поршень, передающейся на подшипники, и от силы инерции поршня, изменяющейся пропорционально его массе и квадрату числа оборотов коленчатого вала. Эти потери составляют около 25% всех потерь. Потери на трение в подшипниках дизелей также примерно на 50% больше, чем в карбюраторных двигателях

Таблица 36

Механические потери в карбюраторных двигателях и дизелях

Виды потерь	Карбюраторный двигатель		Дизель	
	в кг/см <sup>2</sup>	в %	в кг/см <sup>2</sup>	в %
На трение:				
поршней и поршневых колец	0,56	56	0,86	59
коренных и шатунных подшипников . . . . .	0,27	27	0,42	28
На привод вспомогательных механизмов:				
механизма газораспределения;	0,10	10	0,10	6,5
водяного, масляного и топливного насосов . . . . .	0,07	7	0,10	6,5
<b>Всего . . . . .</b>	<b>1,0</b>	<b>100</b>	<b>1,50</b>	<b>100</b>

II. К потерям второй группы относятся потери, связанные с приведением в действие следующих вспомогательных механизмов: механизма газораспределения; водяного, масляного и топливного насосов; вентилятора; генератора и распределителя.

В механизме газораспределения имеются потери, обусловленные процессами газообмена и трением. Эти потери в дизелях и карбюраторных двигателях примерно одинаковы.

Таким образом, среднее давление или мощность, которые соответствуют механическим потерям, зависят от числа оборотов вала, вязкости масла, величины поверхностей трения, нагрузки на них и усилий, необходимых для приведения в действие вспомогательных механизмов. Площади поверхностей трения и усилия, необходимые для приведения в действие вспомогательных механизмов, в известной мере пропорциональны рабочему объему цилиндров. Поэтому соответствующее механическим потерям среднее дав-

ление  $p_{мех}$  для карбюраторных двигателей хорошо укладывается на прямой 1. Тракторные дизели вследствие более развитых поверхностей трения и работы с большими нагрузками имеют повышенные механические потери, определяемые прямой 2.

Для приближенного определения среднего давления, соответствующего механическим потерям, могут быть предложены следующие зависимости:

для карбюраторных двигателей

$$p_{мех. карб} = 0,5 + 0,13w_n \text{ кг/см}^2,$$

где  $w_n$  — средняя для данных чисел оборотов коленчатого вала

$$p_{мех. диз} = 0,8 + 0,17w_n \text{ кг/см}^2.$$

Механические потери двигателя переходят в тепловые. Вследствие трения поршня и поршневых колец о стенку цилиндра.

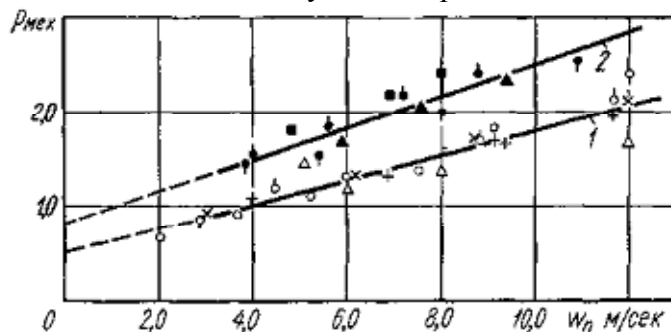


Рис. 153. Среднее давление механических потерь  $p_{мех}$  карбюраторных двигателей (ЗИЛ-110, Рамблер, Крайслер, Лян-коульн и Олдсмобил) и дизелей (Дейтц, Катерпиллер, Д-4, Серлиет и ЯМЗ)

для дизелей повышается ее температура и увеличивается количество теплоты, передаваемой через стенку охлаждающей жидкости или воздуху. Относительное количество теплоты, передаваемой в стенки в результате трения поршня и колец, колеблется, в зависимости от скорости поршня, от 5 до 10% общей теплоотдачи охлаждающей жидкости.

Трение шеек коленчатого вала в коренных и шатунных подшипниках вызывает повышение их температуры. Циркулирующее масло охлаждает подшипники и при разбрызгивании передает теплоту стенкам картера, которые, в свою очередь, передают полученную теплоту воздуху.

Механическая энергия, затрачиваемая на приведение в действие вспомогательных механизмов, только частично переходит в теплоту, однако, определив затраты этой энергии, ее можно выразить в тепловых единицах.

Таким образом, общее количество теплоты, соответствующее всем механическим потерям двигателя  $Q_{мех}$ , определяется суммой тепловых потерь, обусловленных трением поршней  $Q_{порш}$ , трением в подшипниках  $Q_{подш}$  и приведением в действие вспомогательных механизмов  $Q_{всп.мех}$ , т. е. или, в относительных единицах, принимая за 100% теплоту топлива.

МЕХАНИЧЕСКИЙ К. П. Д. Для оценки механических потерь двигателя последние удобно выражать не в абсолютных единицах (в  $\text{кг/см}^2$  или л. с.), а в относительных, для чего введем понятие о механическом к. п. д., представляющем собой отношение эффективной мощности двигателя к индикаторной:

$$\eta_{мех} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_e}{N_e + N_{мех}}, \quad \text{или} \quad \eta_{мех} = 1 - \frac{N_{мех}}{N_i}.$$

Механический к. п. д. двигателя зависит от угловой скорости вращения вала, температуры охлаждающей воды, вязкости масла, материала поршня и нагрузки двигателя.

При постоянном открытии дроссельной заслонки или неизменном положении рейки топливного насоса на малых числах оборотов коленчатого вала механические потери всегда достигают минимальных значений, но сравнительно быстро увеличиваются с возрастанием числа оборотов вала двигателя. По закономерности изменения величины меха-

нических потерь от скорости перемещения поршня видно, что при работе двигателя имеется жидкостное трение.

Следовательно, механический к. п. д. имеет наибольшее значение при малых числах оборотов и постепенно понижается по мере их увеличения. На рис. 154 показано изменение  $\eta_{мех}$  в зависимости от скорости поршня, пропорциональной числу оборотов. У карбюраторных двигателей при малых числах оборотов этот к. п. д. приближается к 0,9. При числах оборотов, соответствующих максимальной мощности, механический к. п. д. уменьшается примерно до 0,75—0,80.

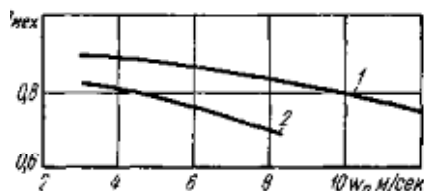


Рис. 154. Механический к. п. д.  $\eta_{мех}$ :  
1 — автомобильных карбюраторных двигателей; 2 — тракторных дизелей

У дизелей, имеющих повышенные механические потери, механический к. п. д. меньше и на малых числах оборотов не превышает 0,8, а на больших — 0,7.

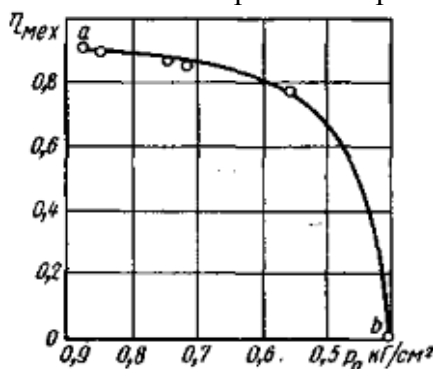


Рис. 155. Механический к. п. д.  $\eta_{мех}$  при уменьшении нагрузки (точка *a* соответствует полной нагрузке; точка *b* — холостому ходу двигателя)

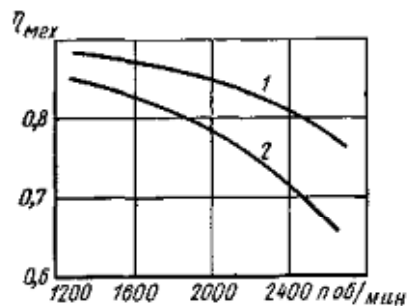


Рис. 156. Механический к. п. д.  $\eta_{мех}$  карбюраторных двигателей:  
1 — с алюминиевыми поршнями; 2 — с чугунными поршнями

С уменьшением нагрузки двигателя при постоянном числе оборотов резко уменьшается индикаторная мощность. Мощность механических потерь, в основном определяемая скоростью взаимного перемещения трущихся деталей, изменяется незначительно. Из формул для определения  $\eta_{мех}$  следует, что при постоянстве мощности механических потерь и наибольших значениях индикаторной мощности механический к. п. д. достигает максимального значения; с уменьшением индикаторной мощности величина механического к. п. д. падает и достигает нуля, когда мощность механических потерь становится равной индикаторной мощности. На этом режиме, называемом холостым ходом двигателя, вся индикаторная мощность расходуется на преодоление трения в двигателе и на вращение вспомогательных механизмов. На рис. 155 показана кривая изменения механического к. п. д. при дросселировании двигателя при  $n = 1000$  об/мин.

Алюминиевые поршни примерно на 30% легче чугунных и поэтому при их применении возникают меньшие силы инерции. Вследствие этого двигатели, снабженные алюминиевыми поршнями, обладают более высокими механическими к. п. д. (рис. 156). Такое большое влияние материала поршней на мощность механических потерь является результатом того, что около 60% этих потерь приходится на долю поршней.

Температура охлаждающей жидкости влияет на температуру масла, находящегося на стенках цилиндра. С повышением температуры вязкость масла и мощность механических потерь уменьшаются (рис. 157).

Степень сжатия также влияет на мощность механических потерь двигателя. На рис. 158 показаны результаты опытов по определению механических потерь, проведенных на

специальном лабораторном двигателе с переменной степенью сжатия. Согласно этим данным, при увеличении степени сжатия механические потери возрастают. Однако с увеличением степени сжатия возрастает и индикаторная мощность двигателя, вследствие чего механический к. п. д. изменяется незначительно.

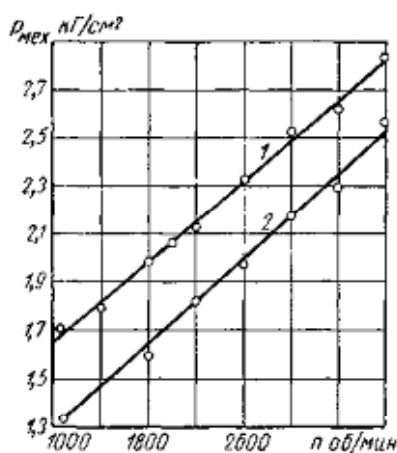


Рис. 157. Среднее давление механических потерь  $p_{мех}$  автомобильного двигателя при различной температуре  $t$  охлаждающей жидкости:  
1 —  $t = 45^\circ \text{C}$ ; 2 —  $t = 70^\circ \text{C}$

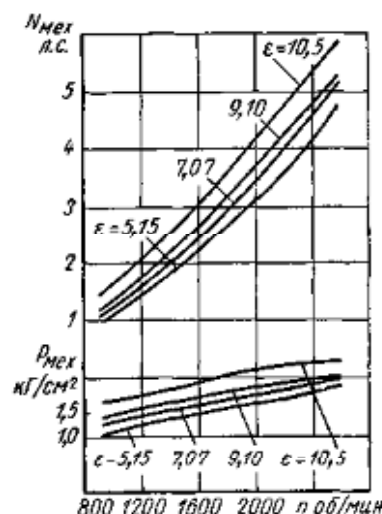


Рис. 158. Среднее давление  $p_{мех}$  и мощность  $N_{мех}$  механических потерь при разных степенях сжатия  $\epsilon$  в зависимости от числа оборотов коленчатого вала двигателя  $n$

В заключение следует указать, что по мере роста механических потерь экономичность двигателя ухудшается. Особенно заметным это становится на небольших нагрузках двигателя, когда индикаторная мощность сравнительно невелика.

**ЭФФЕКТИВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ДВИГАТЕЛЯ.** Для работы автомобиля и трактора решающее значение имеет эффективная мощность  $N_e$  двигателя, которая равна индикаторной  $N_i$ , уменьшенной на величину мощности механических потерь  $N_{мех}$ .

$$N_e = N_i - N_{мех}$$

Обычно эффективную мощность автомобильных и тракторных двигателей определяют экспериментальным путем в лабораториях.

Ранее, при рассмотрении индикаторной мощности четырехтактного двигателя была определена зависимость между этой мощностью, средним индикаторным давлением, рабочим объемом и числом оборотов вала:

$$N_i = \frac{p_i V_h n}{9000} \text{ л. с.}$$

Умножим обе части уравнения на механический к. п. д.:

$$N_i \eta_{мех} = \frac{p_i \eta_{мех} V_h n}{9000} \text{ л. с.},$$

откуда

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{9000},$$

$$\text{где } p_e = p_i \eta_{мех}.$$

Среднее эффективное давление  $p_e$  представляет собой среднее давление газов в цилиндре двигателя, используемое для приведения в действие силовой передачи автомобиля или трактора.

Среднее эффективное давление при одинаковых механических потерях характеризует напряженность рабочего цикла и зависит от ряда факторов, среди которых основными являются наполнение двигателя, совершенство протекания процесса сгорания, состав горючей смеси и степень сжатия двигателя.

За все время существования автомобильных двигателей, их эффективные мощности  $N_e$ , числа оборотов  $n$ , средние эффективные давления  $p_e$  и рабочие объемы  $V_h$  непрерывно

увеличивались. Для сравнения в табл. 37 приводятся основные показатели первого двигателя Г. Даймлера, созданного в 1885 г., и двигателя большой мощности современного легкового автомобиля, выпущенного в 1968 г.

Таблица 37

Сравнительные параметры двигателей

Двигатель	$N_e$ в л. с.	$n$ в об/мин	$V_h$ в л	$\frac{N_e}{V_h}$ в л. с./л	$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>
Даймлер, выпуска 1885 г. . . . .	1	650	0,46	2,4	3,3
Выпуска 1968 г.	425	6000	7,00	60,8	9,1

$$M_{кр} = 716 \frac{N_e}{n} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

отсюда

$$N_e = \frac{M_{кр}}{716} \cdot n.$$

с другой стороны

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{9000} \text{ л. с.}$$

Приравняв два последних выражения, получим

$$M_{кр} = \frac{716}{9000} p_e V_h = 0,078 p_e V_h \text{ кг} \cdot \text{м},$$

где  $p_e$  в кг/м<sup>2</sup>, а  $V_h$  в м<sup>3</sup>.

Если  $p_e$  выразить в кг/см<sup>2</sup>, а  $V_h$  в л, что более удобно для автомобильных и тракторных двигателей, то

$$M_{кр} = 0,78 p_e V_h.$$

Момент  $M_{кр}$  зависит от тех же величин, что и среднее эффективное давление  $p_e$  (см. выше).

**ЭФФЕКТИВНЫЙ К. П. Д.** Общее использование теплоты в реальном двигателе с учетом всех потерь (тепловых и механических) оценивают эффективным к. п. д.

Эффективный к. п. д.  $\eta_e$  представляет собой отношение теплоты  $AL_e$ , превращаемой в эффективную работу, к теплоте  $Q_1$ , которая могла бы выделяться при полном сгорании

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1}.$$

топлива:

В теоретическом двигателе в полезную работу превращается максимальная доля теплоты, определяемая термическим к. п. д.  $\eta_t$ . В реальном двигателе в индикаторную работу преобразуется меньшее количество теплоты, определяемое величиной  $\eta_i$ , а в эффективную работу — еще меньшее количество, оцениваемое эффективным к. п. д.  $\eta_e$ .

Таким образом:  $\eta_e < \eta_i < \eta_t$ .

Если термический к. п. д.  $\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$ ,

а индикаторный к. п. д.  $\eta_i = 1 - \frac{Q_2 + \Delta Q_{мен}}{Q_1}$ ,

то эффективный к. п. д.  $\eta_e = 1 - \frac{Q_2 + \Delta Q_{мен} + \Delta Q_{мех}}{Q_1}$ ;

или, в относительных единицах

$$\eta_t = 1 - q_2;$$

$$\eta_i = 1 - q_2 - \Delta q_{мен};$$

$$\eta_e = 1 - q_2 - \Delta q_{мен} - \Delta q_{мех},$$

где  $Q_2$  и  $q_2$  — принципиально не устранимые потери теоретического цикла;

$\Delta Q_{мен}$  и  $\Delta q_{мен}$  — дополнительные (по сравнению с теоретическим двигателем), принципиально устранимые тепловые потери реального двигателя;

$\Delta Q_{мех}$  и  $\Delta q_{мех}$  — дополнительные потери теплоты, эквивалентные механическим потерям в двигателе.

Таким образом, потери теплоты реального двигателя складываются из потерь аналогичного теоретического двигателя, дополнительных тепловых и механических потерь (выраженных в тепловых единицах) реального двигателя.

Эффективный к. п. д. также может быть выражен через индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{Q_1} (Q_{ст. газ} + Q_{вып} + Q_{газоб} + Q_{физ. неп} + Q_{мал} + Q_{нет})$$

$$Q_{мех} = Q_{порш} + Q_{подш} + Q_{всп. мех}.$$

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{Q_1} (Q_{ст. газ} + Q_{вып} + Q_{газоб} + Q_{физ. неп} + Q_{мал} + Q_{нет} + Q_{порш} + Q_{подш} + Q_{всп. мех}),$$

или, в относительных единицах,

$$\eta_e = 1 - q_{ст. газ} - q_{вып} - q_{газоб} - q_{физ. неп} - q_{мал} - q_{нет} - q_{порш} - q_{подш} - q_{всп. мех}.$$

При экспериментальном определении этих величин теплота  $Q_{ст. газ}$ , передаваемая от горячих газов более холодным стенкам головки и цилиндра, неотделима от теплоты  $Q_{порш}$ , возникающей вследствие трения поршня о стенки цилиндра и передаваемой в основном в систему охлаждения. Поэтому их обычно определяют совместно как теплоту, передаваемую в систему охлаждения:

$$Q_{охл} = Q_{ст. газ} + Q_{порш}.$$

Обычно в теплоту, воспринимаемую системой охлаждения, включается теплота от выпускного патрубка, которую целесообразно вычесть из  $Q_{охл}$ , и прибавить к  $Q_{вып}$ .

По сравнению с потерями  $Q_{охл}$  и  $Q_{вып}$  тепловые потери  $Q_{газоб}$ ,

$Q_{физ. неп}$ ,  $Q_{мал}$ ,  $Q_{нет}$ ,  $Q_{подш}$  и  $Q_{всп. мех}$  очень невелики и в отдельности трудно определяемы. Поэтому обычно их объединяют в одну суммарную тепловую потерю, называемую остаточным членом теплового баланса:

$$Q_{ост} = Q_{газоб} + Q_{физ. неп} + Q_{мал} + Q_{нет} + Q_{подш} + Q_{всп. мех}.$$

Однако в ряде случаев эти величины определяют каждую отдельно и исключают из  $Q_{осм}$ .

Таким образом, эффективный к. п. д. может быть определен по формуле, в которую вводим появляющуюся при работе карбюраторных двигателей на богатых горючих смесях потерю теплоты  $Q_{хим. неп}$  вследствие химической неполноты сгорания:

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{Q_1} (Q_{охл} + Q_{вып} + Q_{ост} + Q_{хим. неп}),$$

или, в относительных единицах

$$\eta_e = 1 - q_{охл} - q_{вып} - q_{ост} - q_{хим. неп}.$$

При работе двигателя с полной нагрузкой на разных, но увеличивающихся числах оборотов, относительная теплоотдача в систему охлаждения постепенно уменьшается, а теплота, уносимая с выпускными газами, возрастает, но менее значительно. Теплота, эквивалентная трению в подшипниках, насосным потерям и потерям на вспомогательные механизмы, возрастает. В итоге эффективный к. п. д. не остается постоянным: минимальные значения он имеет на малых и больших числах оборотов, а максимальных значений 26—28% для карбюраторных двигателей и 33—35% для дизелей достигает на средних числах оборотов.

При работе двигателя с постоянным числом оборотов и уменьшающейся нагрузке относительные тепловые потери в систему охлаждения увеличиваются так же, как и механические потери, а относительная теплоотдача с выпускными газами незначительно сокращается. Вследствие этого, по мере уменьшения нагрузки,  $\eta_e$  делается меньше, достигая нуля на холостом ходу двигателя.

## 1. 6 Лекция № 6 (2 часа).

### Тема: «Тепловой баланс и токсичность двигателей»

#### 1.6.1 Вопросы лекции:

1. Тепловой баланс поршневого двигателя и теплонапряженность деталей.
2. Показатели токсичности работы двигателя.
3. Токсические составляющие отработавших газов и методы их обезвреживания.
4. Определение основных размеров и удельных параметров двигателя. Выбор и обоснование параметров двигателя.

#### 1.6.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Тепловой баланс поршневого двигателя и теплонапряженность деталей.

Теплота, выделяющаяся при сгорании топлива, не может быть полностью превращена в полезную работу, так как согласно второму закону термодинамики, даже в теоретической тепловой машине часть введенной теплоты должна быть передана холодному источнику.

В реальном двигателе по сравнению с теоретическим тепловые потери, естественно, больше.

Тепловой баланс двигателя не может быть заранее точно определен с помощью аналитических расчетов. Поэтому его обычно определяют экспериментальным путем, испытывая двигатель в лаборатории на специально оборудованном стенде.

Ранее при определении эффективного к. п. д. была выведена следующая зависимость:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_{охл} + Q_{вып} + Q_{хим. нег} + Q_{ост}}{Q_1};$$

в относительных единицах:

$$\eta_e = 1 - q_{охл} - q_{вып} - q_{хим. нег} - q_{ост}.$$

в абсолютных единицах

Эти зависимости по существу выражают баланс теплоты, определяющий распределение тепловой энергии топлива по отдельным составляющим.

Определим отдельные составляющие теплового баланса.

Теплота топлива. Теплота, выделяющаяся при полном сгорании топлива, может быть определена по его теплоте сгорания и по количеству, расходуемому в единицу времени.

$$Q_1 = G_{м. час} \cdot h_u \text{ ккал/ч.}$$

При составлении теплового баланса не в абсолютных единицах, а в процентах теплоту топлива принимают за 100%,

Если при испытании двигатель расходовал на данном режиме  $G_{м. час}$  топлива в час с теплотой сгорания  $h_u$  ккал/кг, то в двигателе в час теоретически может выделяться теплота

Теплота, превращаемая в эффективную работу. Количество теплоты  $Q_e$ , превращаемой в эффективную работу, может быть определено по термическому эквиваленту 1 л. с. ч, равному 632 ккал, и эффективной мощности двигателя  $N_e$ , измеряемой с помощью тормозного приспособления. Таким образом, теплота, превращаемая в эффективную работу.

$$AL_e = Q_e = 632 N_e \text{ ккал/ч}$$

Или в процентах по отношению к теплоте, выделяющейся при сгорании топлива,

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_1} 100 = \frac{632 N_e}{G_{м. час} h_u} 100 = \frac{632}{g_e h_u} 100\%.$$

Полученное выражение фактически определяет эффективный к. п. д.  $\eta_e = \frac{632}{g_e h_u}.$

Теплота, передаваемая в стенки. Для определения количества теплоты, передаваемой через стенки в систему охлаждения и далее в окружающую среду, испытательная уста-

новка должна быть оборудована приборами, определяющими количество жидкости или воздуха, циркулирующих в системе охлаждения, и термометрами.

Измеряя количество жидкости (или воздуха), проходящей через рубашку в единицу времени, и температуру ее на входе в двигатель и выходе из него, можно определить количество теплоты, передаваемой в систему охлаждения:

$$Q_{охл} = G_{охл} c (t_{вых} - t_{вх}) \text{ ккал/ч},$$

где  $G_{охл}$  — количество жидкости (или воздуха), проходящей через двигатель в час;

$c$  — теплоемкость охлаждающей жидкости (или воздуха);

$t_{вх}$  и  $t_{вых}$  — температуры жидкости (или воздуха), входящей в двигатель и выходящей из него.

В процентах 
$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_m} 100\%.$$

В автомобильных и тракторных двигателях теплоотдача в стенки составляет 20—35% теплоты топлива. Следует отметить, что указанное количество теплоты в основном представляет собой принципиально не устранимые потери и только значительно меньшая часть ее — дополнительные потери действительного цикла, которые при известных условиях могли бы быть превращены в полезную работу.

Таким образом, теплота, передаваемая через стенки охлаждающей среде, состоит из теплоты, которая, согласно второму закону термодинамики, должна быть передана холодному источнику, и теплоты, которая могла бы быть превращена в эффективную работу при более рациональной системе охлаждения. Вся теплота, получаемая стенками, затем передается в окружающую среду.

Теплота, уносимая с выпускными газами. Выпускные газы также в основном содержат теплоту, которая в теоретическом двигателе, согласно второму закону термодинамики, должна быть передана холодному источнику. Следовательно, только незначительная часть теплоты, теряемой с выпускными газами, может быть отнесена к дополнительной тепловой потере действительного цикла.

Испытания показали, что с выпускными газами из двигателя уносится 25—35% теплоты топлива.

Для определения этой теплоотдачи испытательная установка должна быть оборудована каким-либо устройством для измерения количества воздуха, поступающего в двигатель. Если известно количество воздуха, поступающего в двигатель в единицу времени, то по составу горючей смеси можно подсчитать состав продуктов сгорания и их теплоемкость. Измеряя температуру выпускных газов, выходящих из двигателя, и температуру горючей смеси, можно определить теплоотдачу как разность теплосодержаний выпускных газов и горючей смеси.

Таким образом, количество теплоты, уносимой с выпускными газами при сжигании  $G_m$  кг топлива в час, может быть определено по следующей зависимости:

$$Q_{вып} = (G_{пр.сж} c_{пр.сж} t_{пр.сж} - G_{г.с} c_{г.с} t_{г.с}), \quad \text{или, так как } G_{пр.сж} = G_{г.с},$$

$$Q_{вып} = G_{пр.сж} (c_{пр.сж} t_{пр.сж} - c_{г.с} t_{г.с}) \text{ ккал/ч},$$

где  $G_{пр.сж}$  — масса продуктов сгорания, выходящих из двигателя и равная массе смеси  $G_{г.с}$ , поступающей в двигатель;

$c_{пр.сж}$  — теплоемкость продуктов сгорания при  $p = \text{const}$ , определяемая по составу продуктов сгорания и таблицам теплоемкостей;

$t_{пр.сж}$  — температура выпускных газов в выпускном трубопроводе около клапана;

$c_{г.с}$  — теплоемкость горючей смеси;

$t_{г.с}$  — температура горючей смеси около впускного клапана.



Приближенно потери теплоты с выпускными газами, выбрасываемыми из карбюраторного двигателя, можно определить по следующему выражению, если известен коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ :

$$Q_{\text{вып}} = \left[ 0,44 + \alpha \left( 3,5 + \frac{3,6 t_{\text{вп.сг}}}{10000} \right) \right] t_{\text{вп.сг}} - 3,58 \alpha t_{\text{с.с}} \} G_{\text{т}} \text{ ккал/ч.}$$

Теплоту, уносимую с выпускными газами, можно также определить при помощи калориметров, в которых эти газы отдают часть внутренней энергии воде, охлаждающей прибор. По понижению температуры выпускных газов и количеству отданной калориметру теплоты с достаточной точностью определяется количество теплоты, уносимой с выпускными газами.

Теплота, теряемая вследствие химической неполноты сгорания. Автомобильные карбюраторные двигатели сравнительно часто работают на богатых горючих смесях. При сгорании топлива с недостатком воздуха полного окисления быть не может, вследствие чего часть теплоты топлива не выделяется:

$$Q_{\text{хим. неп}} = 14\,600 (1 - \alpha) G_{\text{т}} \text{ час ккал/ч.}$$

Остаточный член теплового баланса. При рассмотрении эффективного к. п. д. указывалось, что, помимо основных тепловых потерь (в стенки, с выпускными газами и вследствие химической неполноты сгорания), в двигателе имеется несколько очень небольших тепловых потерь: вследствие физической неполноты сгорания, на трение в подшипниках, на приведение в действие вспомогательных механизмов и процессы газообмена. Каждую из этих потерь определить порознь трудно, кроме того, при проведении испытаний двигателя имеются небольшие, ранее не учтенные тепловые потери. Объединяя эти небольшие потери и учитывая неизбежную неточность при определении составляющих теплового баланса, получаем так называемый остаточный член  $Q_{\text{ост}}$ .

После сделанных преобразований тепловой баланс в окончательном виде может быть записан следующим образом в тепловых единицах:

$$Q_1 = AL_e + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{вып}} + Q_{\text{хим. неп}} + Q_{\text{ост}}$$

и в относительных единицах

$$q_e + q_{\text{охл}} + q_{\text{вып}} + q_{\text{хим. неп}} + q_{\text{ост}} = 100\%.$$

Под тепловой нагрузкой понимают значение удельного теплового потока, передаваемого от рабочего тела к поверхности детали. Теплота передается от РТ к поверхности деталей радиацией и теплоотдачей.

Роль радиации особенно велика в дизелях в связи с тем, что в них имеет место преимущественно диффузионное горение, сопровождающееся обильным образованием и последующим частичным выгоранием сажи. Содержание в пламени сажи является причиной высокой степени его черноты, а поэтому высокой излучательной способности пламени. Согласно измерениям, температура дизельного пламени превышает значения средней по объему термодинамической температуры, наибольшие значения которой для номинального режима приведены выше (см. табл. 3.4).

Высокие значения температуры пламени и степени его черноты определяют высокую долю теплоты, передаваемой излучением, в общем теплообмене (по некоторым оценкам, до 45% и более).

Локальные тепловые потоки, передаваемые излучением через отдельные участки деталей, зависят от расположения участка по отношению к факелу и поэтому неодинаковы. Например, для дизелей с камерой в поршне некоторые зоны таких деталей, как гильза цилиндра, головка цилиндра и сам поршень, экранированы телом поршня от факела в период наиболее интенсивного излучения.

Интенсивность теплоотдачи определяется в большой мере локальными условиями смесеобразования и тепловыделения. Проведенные исследования выявили, что на распределение тепловой нагрузки по деталям оказывают влияние не столько интенсивность и характер движения заряда в цилиндре и камере сгорания, созданные при впуске, сколько движение заряда, инициируемое при сгорании, а также распределение сгорающего топлива по объему камеры сгорания, зависящее от количества и расположения топливных

струй, размеров и конфигурации камеры сгорания. Последние факторы определяют локальную температуру заряда.

Выявлены нестационарность теплообмена в поршневых двигателях и существенно неравномерное распределение тепловой нагрузки по деталям. Нестационарность теплообмена определяется переменностью во времени всех факторов, влияющих на радиацию и теплоотдачу (параметров состояния заряда, его скорости, в том числе пульсационной ее составляющей, структуры пламени и т. д.). Для характеристики нестационарности теплообмена отметим, что максимальное значение удельного теплового потока может в несколько десятков раз превышать его среднее по времени значение. Наибольшая часть теплоты передается в период интенсивного сгорания. Так, примерно за  $VI^\circ$  времени цикла (от  $10^\circ$  до ВМТ до  $60^\circ$  после ВМТ) от заряда к стенкам деталей передается до 70% всей теплоты, теряемой за цикл в четырехтактном дизеле автотракторного типа. Если определить теплоту, передаваемую за отдельные такты цикла, то окажется, что основная часть теплоты передается за такт расширения (рабочий ход) — до 90%. Доля теплообмена за такт выпуска в большинстве случаев не превышает 10%, что иллюстрирует неравномерность распределения средней по времени тепловой нагрузки по поверхностям различных деталей. В конкретном случае по поверхности поршня удельный тепловой поток изменяется в 2,5 раза, по поверхности головки цилиндра — в 2,5 раза, по поверхности гильзы цилиндра — в 2,3 раза (в пределах зон измерения). Максимальное значение тепловой нагрузки в автотракторных дизелях с наддувом достигает  $600 \text{ кВт/м}^2$  и более. Максимальная нагрузка имеет место, как правило, на номинальном режиме работы двигателя.

В дизелях с камерой сгорания в поршне неравномерность распределения тепловой нагрузки растет при уменьшении относительного диаметра камеры сгорания. В дизелях с разделенными камерами сгорания неравномерность распределения удельного теплового потока выше, чем в дизелях с неразделенной камерой сгорания. Уровень тепловых нагрузок в большой мере определяется степенью форсирования (литровой мощностью). Он, как правило, выше в двухтактных двигателях. Тепловая нагрузка заметно возрастает при увеличении нагрузки, частоты вращения,  $p$ , и  $T$ . При заданной внешней нагрузке уменьшения тепловой нагрузки можно достигнуть повышением  $a$  путем соответствующего выбора системы наддува и введения промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. С ростом угла опережения впрыскивания (зажигания) тепловая нагрузка также увеличивается вследствие повышения максимальных давления и температуры цикла.

С течением времени после начала эксплуатации нового или отремонтированного двигателя тепловые потоки, передаваемые от РТ к деталям, уменьшаются вследствие отложения на деталях продуктов неполного окисления, крекинга и полимеризации смазочного масла и топлива. В дальнейшем наблюдается тенденция к стабилизации передаваемых потоков.

При работе на переменных (неустановившихся) режимах передаваемые от РТ к деталям тепловые потоки изменяются не только в течение каждого цикла, но также от цикла к циклу. Резкое изменение средних за цикл тепловых нагрузок во времени вследствие разгона, нагружения, разгрузки, остановки двигателя известно под названием *теплового удара*. Характер и частота тепловых ударов оказывают влияние на надежность работы двигателя.

Термин *тепловая напряженность* используется для выражения комплекса явлений, связанных с тепловым состоянием деталей двигателя. Тепловое состояние деталей влияет на прочностные характеристики материалов, из которых они изготовлены, на интенсивность отложений на деталях, на условия их смазки, трения, износа, а также на напряжения в деталях. Из опыта известно, что для предотвращения потери подвижности кольца в канавке вследствие отложения кокса температура вблизи канавки под верхнее кольцо не должна превышать  $220^\circ\text{C}$ . Для предотвращения интенсивного закоксовывания отверстий распылителя температура его носика не должна превышать  $180\ldots 200^\circ\text{C}$ . Эти цифры следует рассматривать как ориентировочные, так как интенсивность отложений зависит не

только от температуры, но также от конструкции деталей, других (кроме температурных) условий их работы, качества материалов (в том числе топлива и смазочного масла), технологии обработки деталей и т. д.

Температура деталей влияет на рабочую температуру смазочного масла, а следовательно, на его вязкость, толщину слоя смазки, разделяющего детали трущейся пары, характер трения. Последний вместе с износными характеристиками материалов, которые также зависят от температурного состояния деталей, определяет темп износа. При критических условиях возможен переход жидкостного трения в граничное или даже полусухое.

Степень форсирования дизеля наддувом также ограничивается тепловой напряженностью его деталей. Наиболее теплонапряженными являются головка цилиндра и поршень. Тепловое

Для гильзы цилиндра ограничивается и минимальная температура в связи с ее влиянием на условия конденсации водяного пара, особенно при применении топлив, содержащих серу. Конечно, и приведенные цифры должны рассматриваться как ориентировочные, так как на предельно допустимую температуру влияют конструкция и конкретные условия работы детали. Последнее может быть проиллюстрировано приведенными выше различиями в максимально допустимой температуре поршней и головок цилиндров, изготовленных из алюминиевого сплава. Для головок цилиндра по условиям нагружения  $gh$  предельная температура значительно ниже. Существенному снижению температуры поршня, особенно критических его зон, способствует применение охлаждаемых конструкций. Снижению температуры и градиентов температур в деталях способствуют теплоизолирующие покрытия. При этом высокими оказываются температуры и градиенты температур в самом покрытии, отсюда повышенные требования к их свойствам. Заметного снижения тепловой напряженности можно достигнуть и путем рационального конструирования системы охлаждения. При этом, как правило, системы жидкостного охлаждения эффективнее систем воздушного охлаждения. Под эффективностью здесь понимается свойство обеспечения заданного теплового состояния при минимальных затратах работы на привод агрегатов системы охлаждения.

При конструировании систем охлаждения стремятся к увеличению интенсивности охлаждения наиболее нагретых участков без увеличения общего количества отводимой в систему теплоты. В частности, заметного снижения температуры в перемычке между клапанами головки цилиндра можно достигнуть, используя для подвода жидкости сверленные каналы.

В процессе эксплуатации тепловая напряженность двигателя может возрасти вследствие:

- эксплуатации дизеля в условиях высокогорья или чрезмерно высоких температур окружающей среды;
- отложения накипи в рубашках охлаждения двигателей с жидкостным охлаждением или загрязнения ребрения двигателей с воздушным охлаждением;
- нарушений в нормальном протекании процесса сгорания вследствие использования топлив с несоответствующими двигателю физико-химическими и моторными свойствами и несоблюдения оптимальных регулировок систем питания, впрыскивания и зажигания.

При необходимости эксплуатации дизелей в условиях пониженной плотности воздуха целесообразно в соответствии с рекомендациями завода-изготовителя пересмотреть величину предельной подачи топлива. В эксплуатации очень важно сохранять неизменными тепловую эффективность и гидравлические сопротивления охладителя наддувочного воздуха.

Важное значение имеет также сохранение условий охлаждения деталей благоприятными в течение всего срока эксплуатации. Для этого, в частности, необходимо избегать заметных отложений в элементах системы охлаждения.

Безопасные предельные степени форсирования дизеля наддувом в большой мере зависят от принятого способа смесеобразования или типа камеры сгорания. При большой величине  $d/D$

камеры сгорания обеспечивают более равномерное распределение тепловой нагрузки по их поверхности и, как следствие, снижение перепадов температуры. Это обеспечивает возможность достижения более высокой степени форсирования наддувом без превышения максимально допустимых температур деталей.

Амплитуда изменения напряжений от сил давления газов меньше, чем амплитуда термических напряжений, но частота изменения напряжений от сил давления газов существенно выше. Поэтому и они могут играть существенную роль в усталостном разрушении детали. Для ряда деталей определяющую роль играют термические напряжения, и при критическом их уровне деталь выдерживает недостаточное количество тепловых ударов, что ограничивает срок ее службы

**2. Наименование вопроса № 2, Показатели токсичности работы двигателя.** Современные масштабы выпуска поршневых ДВС и их использование привели к тому, что стало значительным их воздействие на окружающую среду. Условия существования жизни на земле возможны, как известно, в очень узких пределах изменения физических и химических характеристик окружающей среды. Размеры выбросов от ДВС таковы, что они существенно могут менять концентрации химических веществ, входящих в состав воздуха, воды, почв, которые становятся опасными для жизни биологических существ и прежде всего для человека.

Учение об экологических характеристиках ДВС следует понимать как раздел промышленной экологии, который рассматривает воздействие техники на природу. Это воздействие может быть от единичного двигателя — локальное, или от всей совокупности эксплуатируемых ДВС совместно со всеми элементами инфраструктуры, обеспечивающей их эксплуатацию, — глобальное.

К экологическим показателям ДВС следует отнести такие, которые характеризуют прямое и косвенное воздействие на окружающую среду. В соответствии со вторым законом термодинамики ДВС всегда будет выбрасывать теплоту в окружающее пространство. Чем выше КПД двигателя, тем лучше его топливная экономичность, тем выше его экологические качества.

Цикличность работы ДВС и процесс сгорания топлива предполагают использование кислорода воздуха и химические превращения веществ в цилиндре ДВС с образованием вредных веществ, а затем их выброс в атмосферу.

Кроме тепловой ДВС выбрасывает в окружающее пространство механическую энергию — акустическое излучение (вибрации и шум).

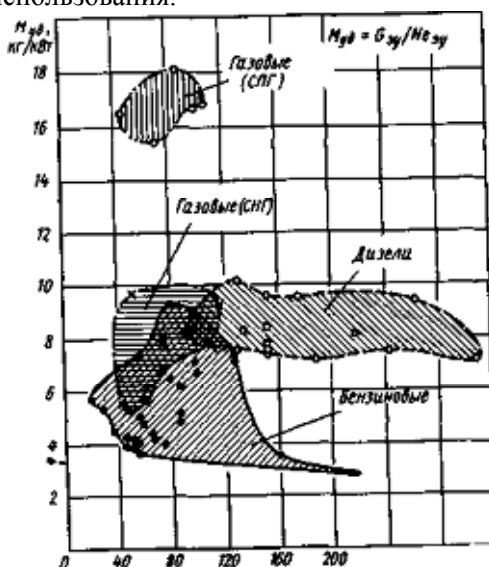
Таким образом, совокупность показателей, характеризующих:

- тепловое и вещественное взаимодействие работающего ДВС с окружающей средой;
- акустическое излучение (шум), вибрации;
- количества конструкционных и эксплуатационных материалов, расходуемых при изготовлении и использовании ДВС;
- количества энергии, затрачиваемые при производстве и использовании двигателей и материалов, следует понимать как определяющих качество экологической чистоты ДВС.

Прежде всего следует отметить техногенное воздействие на окружающую среду при создании двигателя. Начало его имеет место при разведке и добыче полезных ископаемых, идущих на изготовление конструкционных и эксплуатационных материалов, затем собственно производство двигателей. Технологические процессы изготовления также сопровождаются вредными выбросами, которые концентрируются главным образом в пределах заводских территорий. Оценка экологических качеств технологических процессов изготовления (литье,ковка, механическая обработка, сборка) и их сравнительный анализ — важная самостоятельная задача, здесь же ограничимся самой общей характеристикой, каковой является величина затрат энергии, которые имеют место при производстве единицы материала (чугуна, стали, бензина) или собственно двигателя.

Наименование показателей	Конструкционные материалы						Эксплуатационные материалы		
	сталь, чугун	алюминий	медь	свинец, сурьма	пластмассы	резина	бензин	дизельное топливо	моторное масло
Выбросы вредных веществ, г/кг:									
аэрозоли CO <sub>2</sub>	548,6	3,82	9,24	9,12	4,85	5523,59	3,59	2,53	35,9
CO	1898,7	1705,2	764,4	676,2	3550	8607,02	695,5	489,6	6955
NOX	1542,8	15,08	83,53	69,45	8,75	2471,2	15,43	10,86	154,3
CH	3,46	22,8	10,22	9,04	3,7	0,69	1,9	1,34	19,0
SO	8,61	0,17	0,08	0,07	85,7	152,01	8,92	6,28	89,2
SO	22,15	120,06	1122	194,0	61,0	437,68	21,81	15,36	218,1
Потребление O <sub>2</sub> м <sup>3</sup> /кг									
	2,59	2,9	1,3	1,15	5,0	14,7	1,498	1,054	14,981
Энергозатраты, кВт ч/кг									
	15,15	58,0	26,0	23,0	33,7	40,99	4,96	3,49	49,6

Сведения о величине выбросов некоторых веществ при производстве основных конструкционных и эксплуатационных материалов (металлов, пластмасс, резинотехнических изделий), топлив и масел приведены в табл. 6.1. Все величины выбросов удельные, т. е. они отнесены к единице массы материала. Данные, содержащиеся в табл. 6.1, позволяют делать сравнительные оценки совершенства существующих и проектируемых конструкций ДВС, а также дать заключения о том, какова мера воздействия на окружающую среду при производстве материалов для изготовления двигателя и обеспечения его использования.



Естественно, при этом необходимо знать расходы материалов на изготовление двигателя; для существующих двигателей сведения о фактических расходах материалов известны. При проектировании в первом приближении достаточно знать массу двигателя. В этих целях можно использовать данные, приведенные на рис. 6.2. Здесь даны поля значений величины удельной массы двигателя  $A_{уд}$  в зависимости от его мощности.

Размеры общих тепловых выбросов можно характеризовать данными, приведенными на рис. 6.3. На рисунке дано общее количество энергии  $E$ , использованное человеком, а также общее количество автомобилей  $N_a$ . Зависимость удельной массы ПДВС эксплуатировавшихся от мощности в мире в 50...90-е годы (рис. 6.3, а) и расход нефти, газа и угля (рис. 6.3, б). Естественно, количество работающих поршневых двигателей существенно больше, чем количество автомобилей, так как следует учитывать мототехнику, сельскохозяйственные и дорожно-строительные машины, стационарные установки, суда и самолеты с поршневыми двигателями. В этом случае общее количество ДВС приближается к 1 млрд.

Не будет грубой ошибкой считать, что вся тепловая энергия сжигаемого в ДВС топлива выделяется в окружающую среду, что приводит к ее подогреву.

Одновременно расходуется кислород воздуха, а также выбрасываются ОГ, большую долю в которых по массе составляет угарный газ.

Очень часто вся проблема экологического совершенства ДВС сводится к поиску способов снижения содержания этих токсичных  $j$  веществ в ОГ. Безусловно, они вредны и их выбросы нужно ( снизить, но этим задача экологического совершенствования ДВС не исчерпывается. В ОГ содержатся также канцерогенные вещества, соединения серы и свинца и множество других составляющих, которые по степени токсичности опаснее, чем  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и  $\text{NO}_x$ .

**3 Наименование вопроса № 3,** Токсические составляющие отработавших газов и методы их обезвреживания.

Диоксид углерода экологически опасен, так как в совокупности с другими химическими веществами он препятствует излучению теплоты земным шаром в окружающее пространство, что приводит к появлению «парникового» эффекта — повышению средней температуры атмосферы. Снизить выбросы  $\text{CO}_2$  позволяет переход на использование в качестве топлива природного сжатого газа. Снижение выбросов  $\text{CO}_2$  возможно также при осуществлении непосредственно на двигателе конверсии природного газа с водяным паром и  $\text{CO}_2$ , частично извлекаемым из ОГ, с одновременным использованием их теплоты и энергии, уходящей в охлажденную среду, так как конверсионные реакции являются эндотермическими. При такой реализации конверсии теплоиспользование в ДВС получается более высоким, так как возникающий в результате конверсии синтезированный газ имеет более высокую теплотворную способность, чем исходное газовое топливо.

Такие же положительные эффекты дает использование по аналогичной схеме спиртового топлива — метанола.

Следующим шагом по уменьшению выбросов  $\text{CO}_2$  является использование водорода в качестве моторного топлива.

В отработавших газах присутствует очень большое количество химических веществ (до 300), из которых главное внимание уделяется так называемым токсичным составляющим  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$ ,  $\text{NO}$ , и саже (твердым частицам). Токсичными называются вещества, оказывающие вредное влияние на организм человека и окружающую среду

Очень часто вся проблема экологического совершенства ДВС сводится к поиску способов снижения содержания этих токсичных  $j$  веществ в ОГ. Безусловно, они вредны и их выбросы нужно ( снизить, но этим задача экологического совершенствования ДВС не исчерпывается. В ОГ содержатся также канцерогенные вещества, соединения серы и свинца и множество других составляющих, которые по степени токсичности опаснее, чем  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и  $\text{NO}_x$  (см. п. 3.3.4).

Помимо ОГ источниками токсичности двигателей являются также картерные газы и испарение топлива в атмосферу. Наибольшее выделение токсичных веществ в атмосферу происходит с ОГ, поэтому уменьшению токсичности ОГ уделяется главное внимание.

Концентрацию токсичных компонентов в сухих ОГ оценивают в объемных процентах, миллионных долях по объему ( $\text{млн}^{-1}$ ) и реже в миллиграммах на 1 л ОГ.

Диапазоны изменения количества токсичных компонентов в ОГ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование токсичного компонента ОГ	Дизель	Двигатель с искровым за-
Оксид углерода $\text{CO}$ , %	0.1...0.3	0.1...6.0
Оксиды азота, млн	50...2000	0...4000 50...
Углеводороды, млн" * Сажа, мг/л	10...200 до 0,40	1000 до 0,05

На основании действующих в нашей стране санитарных норм на предельное содержание токсичных веществ в воздухе можно в первом приближении принять следующее соотношение токсичности компонентов  $\text{CO} : \text{NO}_x : \text{CH} = 1 : 25 : 67$ .

## НОРМИРОВАНИЕ ТОКСИЧНОСТИ И ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

Стандарты и правила законодательно устанавливают предельно допустимые нормы выброса токсичных веществ с ОГ, а для дизелей установлены нормы и на дымность ОГ или содержание в них твердых частиц. Наиболее широко используются европейские и американские стандарты и правила.

Комплекс европейских стандартов и правил включает в себя два вида испытаний: проверка автомобилей в эксплуатации и испытание автомобилей или двигателей на стендах (рис. 6.4).

Испытания в эксплуатационных условиях проводятся по упрощенным методикам с использованием портативной аппаратуры. Автомобили с бензиновыми и газовыми двигателями испытывают на выброс CO и CH при минимальной и повышенной частотах вращения коленчатого вала на холостом ходу.

Автомобили с дизелями испытывают на дымность ОГ при свободном ускорении и максимальной частоте вращения вала на холостом ходу.

Более полную оценку токсичности и дымности ОГ автомобилей и двигателей проводят на заводах, при этом выполняются заданные совокупности режимов, называемые *циклами*.

Оценочными и нормируемыми показателями служат выбросы CO, NO, и CH, а для дизелей также дымность ОГ или содержание твердых частиц.

Автомобили с полной массой не более 3500 кг (легковые, микроавтобусы и т. п.) с дизелями и двигателями с искровым зажиганием испытывают по так называемому ездовому циклу на стенде с беговыми барабанами. Испытание состоит из части I, в течение которой четыре раза повторяется городской цикл A, а затем следует высокоскоростная часть II, имитирующая движение автомобиля по шоссе (рис. 6.5).

Двигатели грузовых автомобилей (масса более 3500 кг) испытывают на тормозных стендах по 9-режимному циклу (двигатели с искровым зажиганием) или по 13-режимному циклу (дизели).

#### ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

- Состав смеси оказывает большое влияние на токсичность ОГ. Как следует из рис. 6.6, при  $\alpha < 1$  существенно возрастает концентрация CO и CH, при этом, даже когда для двигателя в целом  $\alpha = 1,0$  в ОГ, содержится некоторое количество этих токсичных компонентов, что объясняется неравномерностью состава смеси по цилиндрам, наличием в камере сгорания зон с обогащенной смесью.

При обеднении смеси выход NO, сначала растет, что связано с увеличением концентрации в продуктах сгорания атомарного кислорода, затем при  $\alpha > 1,05 \dots 1,10$  в результате падения температуры сгорания образование NO, уменьшается.

При работе на газовом топливе (пропан-бутан) кривые CO и CH близки, а кривые NO, сильно различаются. Для сжиженного газа концентрация NO, в ОГ меньше, чем для бензина, а вся кривая смещается в зону более бедных смесей. При работе двигателя на водороде выбросы CO и CH отсутствуют, а NO<sub>x</sub> значительно больше, чем при работе на бензине, так как на составах смеси, близких к стехиометрическому, водород сгорает с очень высокими скоростями.

Состав смеси на режиме холостого хода, не только существенно влияет на концентрацию CO и CH, но одновременно от  $\alpha$  сильно зависит и стабильность работы двигателя, в частности его колебания на подвеске.

Наименьшая величина средней амплитуды  $\alpha$  этих колебаний имеет место при  $\alpha = 0,8 \dots 0,85$ , когда наблюдается также минимальная концентрация CH. С обеднением смеси при  $\alpha > 0,80 \dots 0,85$  выброс CO уменьшается, однако из-за пропусков воспламенения в отдельных циклах сильно возрастает концентрация CH и увеличивается амплитуда колебаний двигателя на подвеске.

- Угол опережения зажигания вблизи его оптимального значения (с точки зрения экономичности работы двигателя) почти не влияет на концентрацию CO и CH, однако с ростом  $\varphi_{0,3}$  концентрация NO<sub>x</sub> возрастает и особенно заметно при  $\alpha > 1,0$ .

Отступление от рекомендуемых для данного двигателя  $\varphi_{0,3}$  в сторону более поздних способствует снижению выбросов NO<sub>x</sub>, но при этом одновременно ухудшаются и эконо-

мические показатели. Работа с чрезмерно ранним зажиганием недопустима, так как при этом увеличивается выброс  $\text{NO}_x$  и ухудшаются другие показатели.

- Совершенствование рабочих процессов и смесеобразования. Конструкция камеры сгорания влияет на образование  $\text{CH}$ : чем меньше отношение поверхности к объему камеры и объем камеры над вытеснителем, тем меньше образуется  $\text{CH}$ . На концентрацию  $\text{CO}$  и  $\text{NO}_x$  эти факторы заметного влияния не оказывают.

Увеличение степени сжатия вызывает рост максимальной температуры цикла и приводит к увеличению отношения поверхности камеры сгорания к ее объему. Первый фактор определяет повышение концентрации  $\text{NO}_x$  при  $\alpha > 1,0$ , а второй — увеличение выхода  $\text{CH}$ .

В двигателях с вихревым движением заряда, создаваемым в процессе впуска, при сильном увеличении интенсивности вихря (особенно в сочетании с обеднением до смеси  $\alpha = 1,4 \dots 1,5$ ) могут возрастать выбросы  $\text{CH}$ .

Улучшение смесеобразования уменьшает выброс  $\text{CO}$  в области богатых смесей, но может несколько увеличить концентрацию  $\text{NO}$ , на бедных смесях.

### СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ

Наибольшие трудности при соблюдении действующих и перспективных норм на токсичность ОГ связаны со снижением выбросов  $\text{NO}_j$ , а на режимах пуска, прогрева и холостого хода — со снижением выбросов  $\text{CH}$  и  $\text{CO}$ .

Для снижения токсичности ОГ рекомендуется использовать следующие мероприятия.

- Повышение качества изготовления двигателей путем совершенствования технологических процессов и в первую очередь ужесточения технологических допусков на изготовление деталей, формирующих камеру сгорания, систему подачи топлива, впускные трубопроводы и систему зажигания. Это обеспечивает уменьшение различий значения степени сжатия в отдельных цилиндрах, улучшает распределение смеси по цилиндрам, позволяет существенно приблизиться к оптимальным составам смеси и углам опережения зажигания.

Улучшение конструкции поршневых колец уменьшает угар масла и, следовательно, снижает выброс  $\text{CH}$  и канцерогенных веществ.

- Совершенствование систем питания и зажигания имеет исключительно большое значение. Для карбюраторов помимо повышения точности изготовления его основных деталей существенное значение имеют совершенствование систем пуска, прогрева и холостого хода, применение экономайзера принудительного холостого хода и т. п. Наилучшие результаты по снижению токсичности ОГ дает применение системы впрыскивания бензина.

Транзисторная система зажигания увеличивает энергию электрической искры, что улучшает воспламенение и позволяет работать на более бедных смесях. Микропроцессорное управление системой зажигания позволяет изменять угол опережения зажигания по сложному закону, обеспечивающему выполнение требований к процессу сгорания с точки зрения снижения токсичности ОГ и улучшения топливной экономичности.

- Применение бензинов с малым содержанием тетраэтилсвинца, переход на газообразные топлива. Снижение или полный отказ от этилирования бензинов позволяет влиять на выброс соединений свинца и обеспечить требуемую долговечность каталитических нейтрализаторов. Перевод двигателя на газообразное топливо обеспечивает снижение выброса  $\text{NO}_x$  примерно в два раза, а также дает некоторое уменьшение концентрации  $\text{CO}$ . Это связано с тем, что при работе на газе возможно эффективное использование более бедных смесей, сгорающих при меньшей температуре, а также снижение неравномерности состава смеси по цилиндрам.

- Рециркуляция отработавших газов. Определяющее влияние на величину общей токсичности ОГ двигателей с искровым зажиганием на режимах больших и средних



нагрузок оказывают выбросы  $\text{NO}_x$ . Уменьшение выбросов  $\text{NO}_x$  представляет собой сложную задачу. Если часть ОГ из системы выпуска направить во впускной трубопровод, то концентрация топлива в заряде уменьшится. Это вместе с относительно высокой теплоемкостью продуктов сгорания приводит к понижению максимальной температуры цикла и концентрации кислорода в заряде, а значит, способствует уменьшению образования  $\text{NO}_x$  и понижает их концентрацию в ОГ на 40...50%. Опыты показывают, что для такого снижения концентрации  $\text{NO}$ , во впускную систему необходимо подавать ОГ в количестве до 20% от количества воздуха.

Чрезмерно большая рециркуляция вызывает увеличение выбросов  $\text{CH}$  и заметное ухудшение топливной экономичности. Следовательно, рециркуляцию необходимо регулировать в зависимости от нагрузки двигателя, для чего служит специальный клапан-дозатор ОГ.

Рециркуляция ОГ более эффективна на режимах средних нагрузок, когда максимальная температура при сгорании смеси достаточно высока и в заряде имеется избыток кислорода. При полном открытии дроссельной заслонки рециркуляция не используется, так как она снижает мощность двигателя. На холостом ходу и малых нагрузках рециркуляция также не используется, так как в ней нет необходимости.

В карбюраторных двигателях ОГ подаются во впускной трубопровод за дроссельной заслонкой, чтобы не нарушать дозирования смеси и избегать образования в карбюраторе отложений.

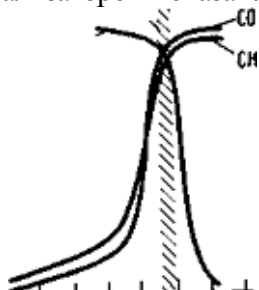
- Нейтрализация отработавших газов — радикальный способ уменьшения токсичности ОГ. Для автомобильных двигателей наибольшее применение получили *каталитические* нейтрализаторы, в которых специальные вещества (катализаторы) ускоряют протекание реакций окисления  $\text{CO}$  и  $\text{CH}$ , а также восстановления  $\text{NO}_x$ .

Каталитический нейтрализатор, применяемый для нейтрализации трех компонентов ( $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и  $\text{NO}_x$ ), называется трехкомпонентным или бифункциональным, его эффективность в значительной степени зависит от состава смеси, на которой работает двигатель.

Существует очень узкий диапазон составов смеси вблизи  $\alpha = 1,0$ , когда имеет место высокая степень преобразования одновременно всех трех основных токсических компонентов, т. е. когда количество кислорода, освобождающегося при восстановлении  $\text{NO}_x$ , достаточно для окисления  $\text{CO}$  и  $\text{CH}$ .

Поддержание состава смеси в таком узком диапазоне возможно в основном при применении систем впрыскивания топлива с электронным управлением\* по сигналу кислородного датчика (Лямзонд). Как видно, в требуемом диапазоне состава смеси сигнал Лямзонда изменяется почти ступенчато, что позволяет электронному блоку управления впрыскивания бензина поддерживать состав смеси при  $\alpha < 1,0$  с точностью +1%.

Принципиальная схема управления топливоподачей в двигателе с трехкомпонентным нейтрализатором показана на рис. 2.



Карбюраторы с электронным управлением применяются очень редко.

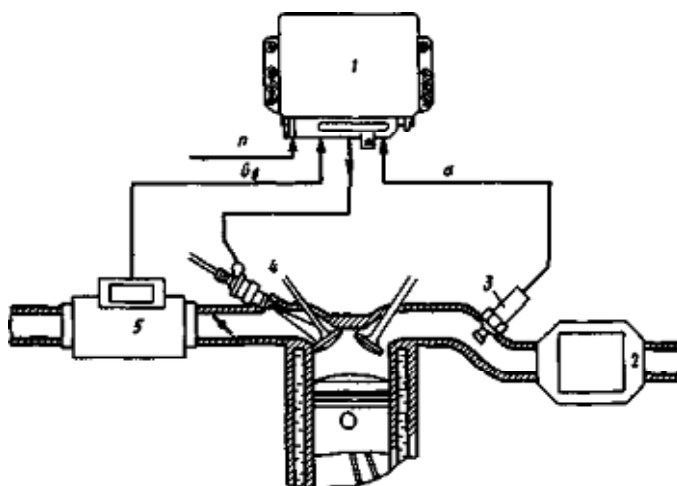


Рис. 2. Управление топливopодачей ( $\alpha=1,0$ ) по сигналу кислородного датчика:

## ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА ТОКСИЧНОСТЬ И ДЫМНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

- Способ смесеобразования оказывает заметное влияние на токсичность ОГ. Это объясняется тем, что в предкамере или вихревой камере процесс сгорания происходит при пониженных температурах и  $\alpha$ . Догорание заряда в основной камере также идет при относительно невысоких температурах. По этим причинам в дизелях с разделенными камерами сгорания образуется меньше  $\text{NO}_x$  чем в дизелях с камерой сгорания в поршне. Кроме того, как показано на рис. 2, дизели с разделенными камерами выбрасывают с ОГ меньше продуктов неполного сгорания при относительно небольшой дымности\* выпуска, что объясняется лучшим догоранием  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и сажи в надпоршневом объеме.

Токсичность и дымность ОГ дизелей с неразделенной камерой сильно зависит от интенсивности вихревого движения заряда и от согласования ее с параметрами факела и мелко­стью распыливания топлива.

В дизелях с пристеночным смесеобразованием, особенно на режимах пуска и прогрева, имеет место повышенный выброс  $\text{CH}$  и  $\text{CO}$ .

Дымность ОГ дизелей характеризуется оптической плотностью  $K$ , которая определяется на специальном приборе методом просвечивания и выражается в процентах.

Степень сжатия влияет на токсичность ОГ главным образом через изменение температуры заряда. Увеличение последней с ростом  $\epsilon$  приводит к улучшению смесеобразования, особенно на малых нагрузках и частотах вращения вала, поэтому выброс  $\text{CO}$  снижается.

Чтобы при этом не возрастал выброс  $\text{NO}_x^*$ , соответствующим образом подбирают сочетание интенсивности вихревого движения заряда и параметров впрыскивания топлива.

- Подача топлива. Увеличение давления впрыскивания при данном диаметре распыливающих отверстий позволяет позже начинать впрыскивание, оставляя неизменным его окончание, в результате чего уменьшаются выброс  $\text{NO}_x$  и дымность ОГ. При подвпрыскивании в цилиндр дополнительно подается небольшое количество топлива, которое плохо распыливается и сгорает на линии расширения с образованием  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}$  и сажи. После посадки иглы на седло пузырьки газа в подигольном объеме расширяются в результате подогрева и вытесняют топливо в камеру сгорания, где создается локальное обогащение смеси на ходе расширения, что приводит к увеличению выброса  $\text{CH}$ . Особенно это заметно в дизелях с камерой сгорания в поршне, у которых подыгольный объем  $V_x$  составляет  $0,3...5 \text{ мм}^3$ . Влияние этого объема на содержание  $\text{CH}$  в ОГ иллюстрирует рис. 4.

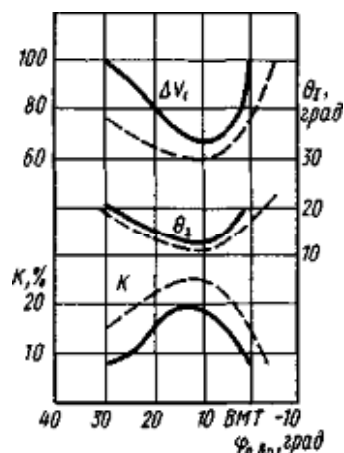


Рис. 4. Влияние  $p_0$  на дымность ОГ дизеля с камерой сгорания в поршне:

• ———— - без наддува; - - - - с наддувом

• Угол опережения впрыскивания ( $\phi_{овп}$ ) обуславливает значительное изменение длительности периода задержки воспламенения и доли топлива, впрыснутого за этот период, что сказывается на продолжительности диффузионного сгорания. Например, если  $\phi_1$  сокращается, то доля топлива, впрыснутого до начала быстрого сгорания (АК), становится меньше, а роль диффузионного сгорания и дымность ОГ соответственно возрастают. При уменьшении  $p_{от}$  в результате снижения температуры сгорания образование NO, значительно замедляется.

Конечно, всегда следует помнить, что при уменьшении  $p_{от}$  возрастает дымность ОГ, ухудшаются экономические и энергетические показатели работы дизеля.

• Режим работы. При увеличении нагрузки дизеля ( $p_e > 0,4 \dots 0,5$  МПа) смесь обогащается и полнота сгорания ухудшается, поэтому возрастает выброс CO и резко повышается дымность ОГ (рис. 6.14, а). Влияние температурного фактора является определяющим в процессе образования NO, в области малых и средних нагрузок, и лишь при больших цикловых подачах топлива рост выхода NO, замедляется или даже прекращается вследствие появления в камере сгорания значительных объемов, в которых практически отсутствует свободный кислород.

Увеличение частоты вращения до  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup> приводит к снижению дымности ОГ вследствие улучшения смесеобразования, однако при  $n > 2000$  мин<sup>-1</sup> дымность опять несколько возрастает, что объясняется преобладающим влиянием сокращения времени сгорания топлива. На образование NO, CO и CH частота вращения влияет слабо.

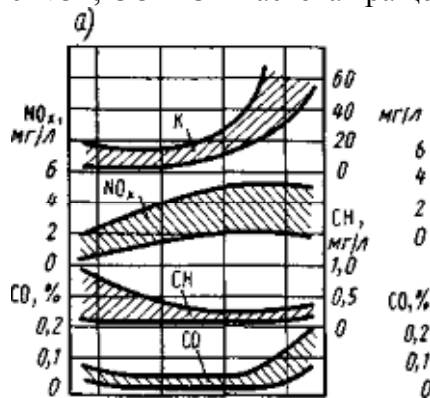


Рис. 6.14. Влияние нагрузки (а) и частоты вращения (б) на токсичность ОГ четырехтактных дизелей

В дизелях с камерой сгорания в поршне дымность ОГ на низких скоростных режимах возрастает в 1,5...2 раза по сравнению с номинальным режимом. Это объясняется тем, что при уменьшении частоты вращения ухудшается распыливание и смешение топлива с воздухом и сажа, образующаяся в зонах камеры с переобогащенной смесью, оказывается в зонах с избытком

## СНИЖЕНИЕ ТОКСИЧНОСТИ И ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ

Главное значение и одновременно наибольшие трудности при улучшении экологических показателей дизелей связаны со снижением выбросов  $\text{NO}_x$  и дымности (твердых частиц) ОГ.

Для снижения токсичности и дымности ОГ рекомендуются следующие мероприятия.

- Совершенствование процессов смесеобразования и сгорания. Преимущество этого способа заключается в том, что одновременно со снижением дымности ОГ и содержания в них  $\text{CO}$  и  $\text{CH}$  улучшаются мощностные и экономические показатели двигателя. Однако интенсификация сгорания приводит к увеличению концентрации  $\text{NO}_x$ . Для снижения токсичности ОГ дизеля необходимо сокращать длительность задержки воспламенения и за этот период впрыскивать основную долю топлива, стремясь к тому, чтобы сгорание происходило в течение второй фазы с небольшой скоростью, а в завершающих фазах — с наибольшей возможной интенсивностью.

Существенное снижение токсичности ОГ можно получить путем наддува дизеля, увеличивая при этом обеднение смеси примерно до  $\alpha_{\min}=2$ .

- Топливо и присадки. Увеличение цетанового числа топлива уменьшает период задержки воспламенения, жесткость работы и максимальное давление сгорания, что оказывает сложное влияние на образование токсичных компонентов и дыма. На малых и средних нагрузках увеличение цетанового числа способствует уменьшению выброса  $\text{NO}_x$  и  $\text{CH}$ , а на больших (в некоторых случаях) — повышению дымности выхлопа. Чем больше в топливе легких фракций, тем лучше его испаряемость, а значит, более однородным будет состав смеси в камере сгорания, что приведет к снижению дымности ОГ и концентрации в них  $\text{NO}_x$ . Добавка к дизельному топливу в количестве до 1% антидымных присадок, например на основе бария, марганца и тетраэтилсвинца, позволяет при больших нагрузках в несколько раз понизить дымность ОГ и содержание в них альдегидов и бензпирена.

Использование спиртов в качестве добавок к дизельному топливу сопровождается значительным снижением дымности ОГ при одновременном уменьшении выбросов  $\text{NO}_x$  и  $\text{CO}$ . Однако выбросы  $\text{CH}$  при этом сильно возрастают.

При работе газодизеля на малых и средних нагрузках, т. е. при использовании обедненных газозоудшных смесей, возрастает выброс  $\text{CH}$  и  $\text{CO}$ . На полных нагрузках может наблюдаться повышенный выброс  $\text{NO}_x$ . Выбросы  $\text{CH}$  и  $\text{NO}_x$  снижаются при увеличении запальной дозы жидкого топлива. Дымность ОГ газодизеля существенно ниже, чем у дизеля.

- Техническое состояние дизеля. Интенсивность дымления и токсичность ОГ сильно зависят от технического состояния и регулировок топливоподающей аппаратуры. Недопустимы подтекание топлива из распылителя, неправильная регулировка давления начала впрыскивания, зависание иглы распылителя и т. п.

Большое значение имеет тепловое состояние распылителя. Перегрев распылителя выше 180...200 °C приводит к его закоксовыванию, нарушению характеристик впрыскивания, ухудшению идентичности подачи топлива через отдельные распыливающие отверстия. В этом случае увеличиваются дымность и токсичность ОГ. При засорении воздухоочистителя или потере герметичности клапанов токсичность ОГ может возрасти в результате снижения наполнения цилиндров и компрессии. В изношенном дизеле в пристеночную зону цилиндра попадают частички масла, что увеличивает выброс высокотоксичного бензпирена в 8...10 раз. Правильная эксплуатация, т. е. поддержание дизеля в хорошем техническом состоянии, и стабильность регулировок топливной аппаратуры в сочетании с систематическим контролем дымности и токсичности ОГ позволяют снизить общий выброс токсичных веществ на 30...40%.

- Рециркуляция ОГ более эффективна на режимах малых и средних нагрузок, причем ее эффективность в дизелях с камерой сгорания в поршне выше, чем в дизелях с разде-

ленными камерами. Естественно, что на больших нагрузках рециркуляция ОГ уменьшает индикаторный КПД и увеличивает выброс СО.

Сходное с рециркуляцией ОГ воздействие на снижение выхода  $\text{NO}_x$  имеет подача воды во впускной трубопровод или цилиндр дизеля. В последнем случае вода может впрыскиваться вместе с топливом раздельно или в виде водотопливной эмульсии. При добавке воды в количестве 30% (по массе) концентрация  $\text{NO}_x$  снижается в 2,5 раза. Одновременно снижаются выбросы СО и дымность ОГ. Добавка воды для подавления образования  $\text{NO}_x$  наталкивается на ряд практических трудностей, связанных с возможностью ее замерзания, появлением коррозии и увеличением износа некоторых деталей.

- Каталитическая нейтрализация ОГ. В окислительных каталитических нейтрализаторах ОГ дизеля проходят через слой катализатора, ускоряющего протекание окислительных реакций, т. е. превращение СО и СН в  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ . В результате каталитической нейтрализации при температуре ОГ более  $300^\circ\text{C}$  концентрация СО уменьшается на 85...90%, а СН — на 75...80%. При низких температурах ОГ (менее  $300^\circ\text{C}$ ) эффективность каталитических нейтрализаторов невысока.

Из-за наличия в ОГ дизеля кислорода использовать обычный трехкомпонентный каталитический нейтрализатор для уменьшения выброса  $\text{NO}_x$  не представляется возможным.

- Фильтры и улавливатели сажи и твердых частиц являются эффективным средством снижения дымности ОГ дизелей. В фильтрах сажа и твердые частицы улавливаются при прохождении ОГ через фильтрующий элемент или путем их центрифугирования. В специальных улавливателях создаются электростатические поля в сочетании с центрифугированием.

Для очистки фильтров от сажи используются специальные горелки, обеспечивающие ее выжигание.

**4. Наименование вопроса № 4, Определение основных размеров и удельных параметров двигателя. Выбор и обоснование параметров двигателя.**

Мощность, развиваемая газами в цилиндрах двигателя, называется индикаторной мощностью  $N_i$  и обычно определяется путем обработки индикаторных диаграмм, полученных при испытании двигателя в лаборатории.

Индикаторная мощность двигателя может быть также определена через среднее индикаторное давление  $p_i$ , рабочий объем двигателя  $V_h$  (так как произведение этих двух величин равно индикаторной работе цикла) и число оборотов вала  $n$ .

$$\text{Для четырехтактных двигателей} \quad N_i = \frac{p_i V_h n}{9000} \text{ л. с.}$$

Литровой индикаторной мощностью называется мощность, снимаемая с 1 л рабочего объема двигателя. Наибольшую литровую индикаторную мощность имеют двигатели спортивных автомобилей, у которых она при отсутствии нагнетателя достигает 200 л. с./л; у двигателей легковых автомобилей эта мощность близка к 70—80 л. с./л. Двигатели грузовых автомобилей более тихоходны, чем двигатели легковых автомобилей, и часто имеют несколько меньшую степень сжатия, вследствие чего их литровая индикаторная мощность меньше и редко превышает 30—40 л. с./л. У тракторных дизелей, особенно тихоходных, эта мощность значительно меньше и обычно не превышает 15—20 л. с./л.

Удельный индикаторный расход топлива. Об экономичности двигателя можно судить не только по индикаторному к. п. д., но и по удельному индикаторному расходу топлива  $g_i$ , который определяется как частное от деления часового расхода топлива  $G_{\text{м час}}$  на индикаторную мощность двигателя  $N_i$ :

$$g_i = \frac{G_{\text{м час}}}{N_i} \text{ кг/(л. с. ч).}$$

Среднее эффективное давление  $p_e$  представляет собой среднее давление газов в цилиндре двигателя, используемое для приведения в действие силовой передачи автомобиля или трактора.

Среднее эффективное давление при одинаковых механических потерях характеризует напряженность рабочего цикла и зависит от ряда факторов, среди которых основными являются наполнение двигателя, совершенство протекания процесса сгорания, состав горючей смеси и степень сжатия двигателя.

За все время существования автомобильных двигателей, их эффективные мощности  $N_e$ , числа оборотов  $n$ , средние эффективные давления  $p_e$  и рабочие объемы  $V_h$  непрерывно увеличивались. Для сравнения в табл. 37 приводятся основные показатели первого двигателя Г. Даймлера, созданного в 1885 г., и двигателя большой мощности современного легкового автомобиля, выпущенного в 1968 г.

$$M_{кр} = 716 \frac{N_e}{n} \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

$$N_e = \frac{M_{кр}}{716} \cdot n.$$

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{9000} \text{ л} \cdot \text{с}.$$

Если  $p_e$  выразить в  $\text{кг}/\text{см}^2$ , а  $V_h$  в л, что более удобно для автомобильных и тракторных двигателей, то

$$M_{кр} = 0,78 p_e V_h.$$

Момент  $M_{кр}$  зависит от тех же величин, что и среднее эффективное давление  $p_e$

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{9000} \text{ л} \cdot \text{с}.,$$

$$N_e = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \frac{p_e V_h}{RT_0} \eta_V \eta_s n \frac{427}{9000} \text{ л} \cdot \text{с}.;$$

В условиях эксплуатации для лучшей приспособляемости автомобильного и тракторного двигателей к внешней нагрузке желательно, чтобы крутящий момент или среднее эффективное давление при числах оборотов, при которых эти величины достигают максимума, были бы возможно больше тех же параметров при числе оборотов, соответствующем наибольшей эффективной мощности.

Вследствие этого коэффициент приспособляемости

$$S = \frac{M_{кр \max}}{M_{кр N_e}} = \frac{p_{e \max}}{p_{e N_e}},$$

## 1. 7 Лекция №7( 2 часа).

**Тема: «Характеристики двигателей»**

### 1.7.1 Вопросы лекции:

1. Общие положения. Регулировочные характеристики.
2. Характеристики при различных, скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя.
3. Характеристики двигателей на неуставившихся режимах.
4. Испытание двигателей. Содержание испытаний. Оборудование для испытания поршневого двигателя. Измерительные приборы для снятия показаний двигателя во время испытания.

### 1.7.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Общие положения. Регулировочные характеристики. Автомобильные двигатели работают в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, а также в условиях их частого изменения. Под *режимом* работы двигателя понимается определенная совокупность параметров рабочего процесса, факторов внешней

среды и внешней нагрузки, обеспечивающих двигателю определенные мощностные, экономические и экологические показатели.

Характеристики двигателя выражают зависимость его показателей от одного или нескольких из режимных ( $n$ ,  $N_e$ ,  $p_b$ ,  $\eta$ ,  $G_m$  и др.) или регулировочных параметров при постоянстве некоторых других параметров. По характеристикам двигателя оценивают его эксплуатационные качества, степень конструктивного совершенства, эффективность вносимых в двигатель изменений при доводке рабочего процесса, правильность регулировок, а также соответствие двигателя тому или иному назначению.

Характеристики двигателя определяют, как правило, на установившихся режимах (УР), основным признаком которых является постоянство во времени значений каждого из параметров, характеризующих режим. При этом при оценке их постоянства не принимается во внимание циклический характер работы двигателя (т. е. колебания параметров в течение рабочего цикла), а также случайные отклонения от цикла к циклу, вызванные их неидентичностью (невоспроизводимостью).

УР характеризуются равенством мощностей двигателя ( $N_e$ ) и потребителя ( $ЛГ_C$ ), а также их постоянством во времени, т. е.

Для режима холостого хода УР определяется равенством индикаторной мощности и мощности механических потерь.

Необходимым условием УР является также обеспечение температуры охлаждающей жидкости и масла, указанных в технических условиях на двигатель.

Экспериментальным методом характеристики определяют на специальных стендах, позволяющих нагружать двигатель и поглощать развиваемую им мощность во всем диапазоне режимов. Устройства, нагружающие двигатель и поглощающие его энергию, называют *тормозами*. Стенды оборудованы средствами измерений основных показателей двигателя и параметров режима его работы.

Методы стендовых испытаний регламентированы стандартами. Регулировочными характеристиками называются зависимости основных показателей двигателя от значения одного или нескольких из регулировочных параметров при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $n = \text{const}$ ).

Серия регулировочных характеристик, определенных на нескольких скоростных и нагрузочных режимах, позволяет выбрать и оценить регулировки соответствующих систем двигателя (топливоподдачи, зажигания, впрыскивания, наддува и т. д.) и определить закономерности изменения оптимальных значений регулировочных параметров на различных режимах.

Регулировочной характеристикой по составу смеси называется зависимость основных показателей двигателя от состава смеси, определяемая при постоянстве скоростного режима двигателя и некоторых других факторов, а также при оптимальных по величине  $N_e$  значениях угла опережения зажигания (УОЗ) для каждого состава смеси.

Регулировочные характеристики по составу смеси могут определяться тремя различными способами:

- при постоянном положении дроссельных заслонок (ДЗ) карбюратора, что обеспечивает примерное постоянство расхода воздуха ( $G_a = \text{const}$ );
- при постоянной мощности двигателя ( $JV_e = \text{const}$ );
- при постоянном расходе топлива ( $G_T = \text{const}$ ).

При средних нагрузках могут использоваться все три способа. Более простым является первый способ, принципиально более правильным — второй, так как для движения автомобиля в конкретных условиях необходима постоянная мощность, не зависящая от состава смеси; сочетание степени открытия ДЗ и состава смеси должно обеспечивать реализацию этой мощности при минимальном расходе топлива. На режимах полных нагрузок пригоден только первый способ, а на режимах холостого хода — только второй. Третий способ используется при испытании двигателей с системами впрыскивания топлива, когда

цикловая подача не зависит от изменения давления во впускном трубопроводе при изменении положения ДЗ.

Серия регулировочных характеристик по составу смеси, определенная на нескольких скоростных режимах и при нескольких положениях ДЗ, используется:

- для определения предельных мощностей, экономических и токсических показателей двигателя на исследуемых режимах;
- для выбора регулировок топливоподающей аппаратуры или для оценки ее качества;
- для оценки качества рабочего процесса по абсолютным значениям предельных показателей двигателя и по составам смеси, соответствующим максимальной мощности, экономичности и предельным значениям токсичности ОГ.

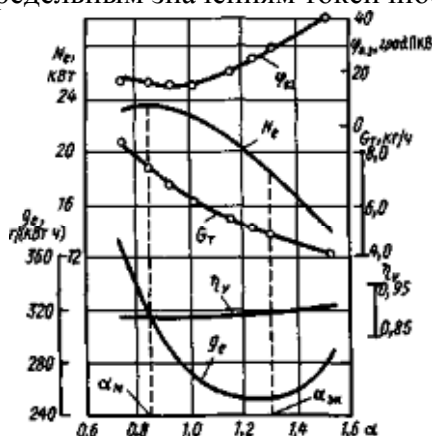


Рис. 1. Регулировочная характеристика по составу смеси при постоянном положении ДЗ 100%,  $n=2000 \text{ мин}^{-1}$

Изменение  $\alpha$  при снятии регулировочных характеристик по составу смеси осуществляется, как правило, путем изменения расхода топлива. В карбюраторных двигателях это достигается изменением проходного сечения главного топливного жиклера с помощью конусной иглы или изменением давления в поплавковой камере карбюратора, а в двигателях с впрыскиванием бензина и электронным управлением — путем изменения длительности управляющего импульса форсунки.

Анализ регулировочной характеристики по составу смеси, снятой при постоянном положении ДЗ (первый способ), показывает (рис. 1), что максимум мощности и минимум удельного расхода топлива достигаются при различных составах смеси, называемых соответственно мощностным и экономическим.

При некотором обогащении смеси ( $\alpha$ ) величина  $tit/a$ , достигает максимума и все энергетические показатели ( $p_e$   $Pe > N_e$ ) также имеют максимальное значение. Это объясняется тем, что величина  $1/a$  пропорциональна количеству введенной с топливом теплоты, поэтому отношение  $\eta/a$  характеризует произведение  $\eta$ , на количество введенной с топливом теплоты, т. е. количество теплоты, превращенной в индикаторную работу. При  $\alpha$ , отношение  $\eta/a$  начинает уменьшаться и происходит снижение  $\eta/a$ . Кроме того, соответственно понижается величина  $\eta_m$  и, как следствие этих причин, падает значение  $p_e(N_e)$ .

Индикаторный КПД возрастает при обеднении смеси до определенного предела  $\alpha$ , который соответствует оптимальному сочетанию полноты и скорости сгорания, а также величины теплоемкости ОГ. Дальнейшее обеднение смеси приводит к ухудшению условий воспламенения и снижению скорости сгорания, что выражается в снижении  $r_1$  и увеличении  $g_e$ . На последнее также влияет уменьшение  $\alpha$ . По этой причине, соответствующий  $g_{e_{min}}$ , несколько меньше при сильном обеднении смеси работа двигателя становится неустойчивой, вплоть до прекращения сгорания в отдельных цилиндрах и циклах.

Таким образом, рациональная регулировка карбюратора должна находиться в пределах между  $o_m$  и  $o^*$ . На режимах полной нагрузки состав смеси целесообразно ус- танавливать несколько беднее  $o_m$ ; уменьшение при этом мощности на 1...2% приводит к

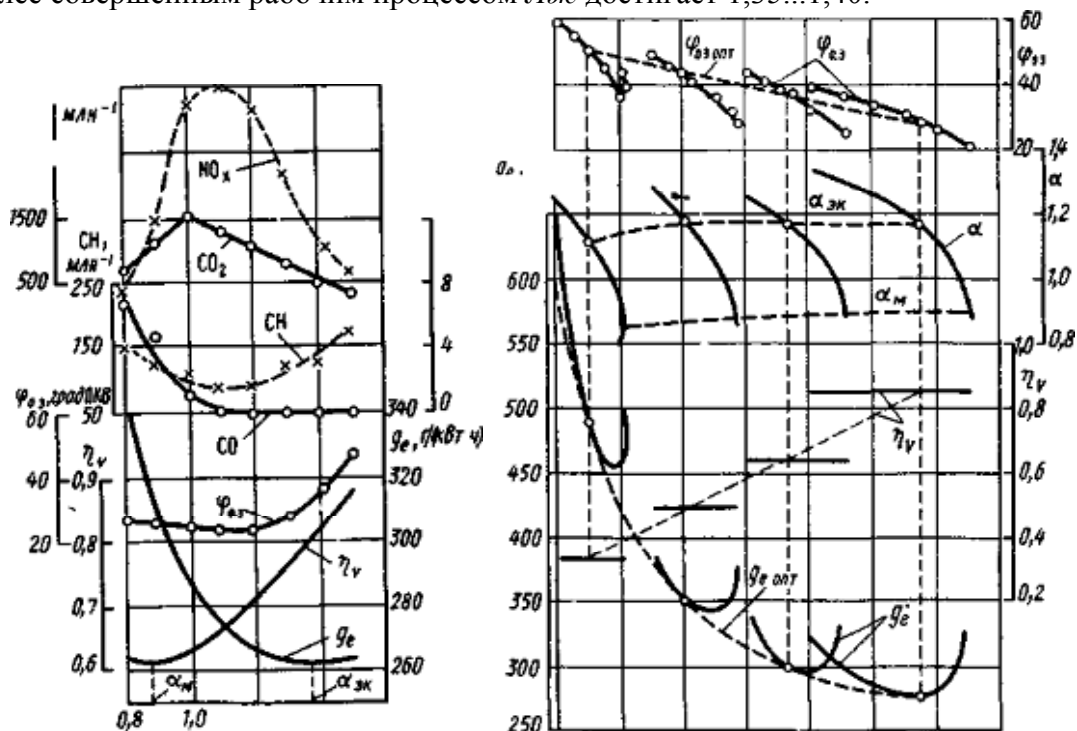


повышению экономичности примерно на 10%. На частичных нагрузках состав смеси стремятся устанавливать несколько богаче  $O_{э}$ : при малом снижении экономичности это обеспечивает резерв на случай обеднения смеси, понижения температуры воздуха, технологических отклонений и т. д.

При снятии регулировочных характеристик вторым способом, ( $J_e^r = \text{const}$ ) о», как и в первом случае, определяется минимальным значением  $g$ , или  $G_T$  (рис. 2).

С уменьшением нагрузки и частоты вращения зона рационального регулирования сужается, смещаясь в область более богатых смесей. Уменьшение ее, при снижении частоты вращения связано с ухудшением смесеобразования во впускном трубопроводе и турбулизации заряда в цилиндре. Уменьшение  $a$ , при снижении нагрузки вызывается ухудшением условий воспламенения и сгорания из-за более низких температур и давлений в цилиндре, а также из-за уменьшения концентрации топлива и кислорода вследствие увеличения разбавления заряда остаточными газами.

У современных бензиновых двигателей о,, в широком диапазоне нагрузок лежит в пределах 1,1...1,2, уменьшаясь по мере прикрытия ДЗ до о,,=0,9...1,00. У двигателей с наиболее совершенным рабочим процессом  $L_{ж}$  достигает 1,35...1,40.



На базе регулировочных характеристик по составу смеси можно получить характеристики оптимального регулирования

В этом случае  $g_{emin}$  для каждого значения нагрузки определяют путем проведения огибающей к кривым удельного расхода топлива на регулировочных характеристиках. Точки касания огибающей определяют оптимальное сочетание  $a$ ,  $\phi_a$ , и  $g$ , для данной нагрузки. Величина  $a$ , которая при данной нагрузке обеспечивает минимальный удельный расход топлива, называется *пределом эффективного обеднения  $a$* .

При снятии регулировочных характеристик по составу смеси третьим способом, т. е. при  $G_T = \text{const}$  критерием оптимального по экономичности состава смеси при каждом значении ( $G_T$  может служить максимум мощности в зависимости от расхода воздуха или состава смеси. Для получения ХОР в этом случае достаточно соединить точки максимумов  $N$ , на каждой ветви таких регулировочных характеристик. При этом, если вместо расхода топлива используется пропорциональная  $G?$  величина длительности управляющего импульса форсунки  $t$ , получаемые законы топливоподачи  $t = X(7,,)$  сразу служат исходным материалом для построения базовых матриц для управления впрыскиванием бензина.

Нормы на выброс токсичных веществ могут рассматриваться в качестве дополнительных ограничений при выборе регулировок системы питания.

Регулировочной характеристикой по углу опережения зажигания называется зависимость основных показателей двигателя от величины УОЗ ( $\phi_{03}$ ) при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $n=\text{const}$ ) и постоянном положении ДЗ ( $\phi_{\text{др}}=\text{const}$ ). Эти условия предопределяют постоянство наполнения двигателя ( $\eta_v=\text{const}$ ) и постоянство состава смеси ( $\alpha=\text{const}$ ).

Такие характеристики используются:

- для нахождения оптимальных значений УОЗ на различных скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя при заданной регулировке топливopодающей системы
- для определения предельных мощностных и экономических показателей двигателя;
- для выбора регулировок автоматов управления УОЗ;
- для оценки требований к октановому числу топлива.

Вследствие постоянства расхода топлива зависимости  $N_c$  и  $g_t$  от  $\phi_{0.3}$  имеют обратный характер, а максимум  $N_e$  и минимум  $g_e$  достигаются при одном и том же значении  $\phi_{opt}$ . Этот УОЗ называется оптимальным ( $p_{opt}$ ). Зажигание называется *поздним*, если  $\phi > \phi_{opt}$ , и *ранним*, если  $\phi < \phi_{opt}$ .

Отклонение УОЗ от оптимального в действительном цикле эквивалентно изменению момента подвода теплоты относительно ВМТ в термодинамическом цикле. Теплота, выделившаяся при сгорании в конце такта сжатия и в начале такта расширения после прохождения поршнем ВМТ, не может быть использована с той же полнотой, как теплота, сообщенная в ВМТ, из-за уменьшения степени расширения.

Регулировочной характеристикой дизеля по углу опережения впрыскивания (УОВ) называется зависимость основных показателей дизеля от величины УОВ ( $\phi_{0.вп}$ ) при постоянной частоте вращения коленчатого вала ( $n=\text{const}$ ) и постоянной цикловой подаче топлива ( $G_u=\text{const}$ ). Эти условия предопределяют постоянство  $G_u$  и  $\alpha$ .

Эта характеристика используется для нахождения оптимальных значений УОВ на различных скоростных и нагрузочных режимах работы дизеля.

В целом характеристика по УОВ дизеля аналогична характеристике по УОЗ двигателя с искровым зажиганием. Вследствие постоянства расхода топлива зависимости  $p_c$  и  $g_e$  от  $\phi_{0.вп}$  имеют обратный характер; максимуму и минимуму  $g$  достигаются при одном и том же значении  $\phi_{opt}$ , которое называется оптимальным.

При раннем начале впрыскивания увеличиваются период задержки воспламенения и количество теплоты, выделяющейся в фазе быстрого сгорания, поэтому возрастают  $p_z$  и

Возрастание УОВ приводит к увеличению содержания оксида азота в ОГ при одновременном уменьшении содержания сажи.

В дизелях обычно устанавливают  $\phi_{0.м}$  несколько меньше  $\phi_{0.опт}$ . При незначительном увеличении  $g_e$  это приводит к увеличению тепловых и механических нагрузок и к снижению содержания оксидов азота.

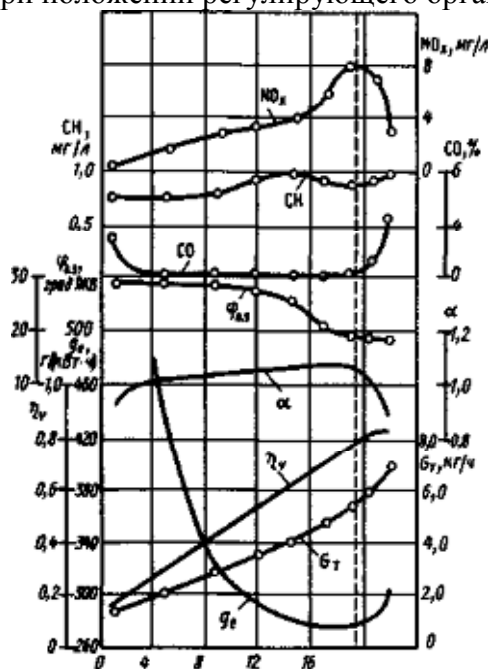
**2. Наименование вопроса № 2.** Характеристики при различных, скоростных и нагрузочных режимах работы двигателя. Нагрузочная характеристика (НХ) представляет собой зависимость основных показателей двигателя от одного из параметров, характеризующих его нагрузку ( $N_e$ ,  $M_k$ ,  $p_e$ ). Их определяют при постоянной частоте вращения.

Работа на режимах НХ наиболее характерна для двигателей, которые используются для привода электрических генераторов, насосов, компрессоров, тракторов. В частности, НХ имитирует работу двигателя на автомобиле при движении последнего с постоянной скоростью на одной из передач в условиях переменного дорожного сопротивления.

Основными показателями двигателя по НХ являются  $G_T$  и  $g_e$ . В зависимости от целей испытаний в качестве показателей также используются концентрации токсичных веществ в ОГ, показатели дымности ОГ (для дизелей), показатели наполнения двигателя ( $\eta_v$ ,  $G_b$ ,  $\Delta p_k$ ), коэффициент избытка воздуха, УОЗ для двигателей с искровым зажиганием или УОВ для дизелей, температура ОГ ( $t_{г.}$ ) и т. Д

При снятии НХ двигатель оборудуют штатными системами топливоподачи и зажигания.

Крайняя правая точка НХ ( $N_{max}$ ) соответствует максимальной нагрузке, которую двигатель может преодолеть при данной частоте вращения (двигатели с искровым зажиганием), или ее значению при положении регулирующего органа на упоре (дизели).



НХ могут быть построены и по результатам регулировочных испытаний. Такие НХ, как уже отмечалось, называются характеристиками оптимального регулирования (ХОР).

Сравнение реальных НХ с нагрузочными ХОР позволяет оценить правильность выбора регулировок систем топливоподачи и зажигания двигателя.

На НХ выделяют следующие характерные точки:

- минимальный удельный расход топлива  $g_{emin}$  и значение нагрузки ( $N_e$ ,  $M_k$ ,  $p_e$ ), а также  $\alpha$  и  $\phi_{0.3}$  ( $\phi_{0.вп.}$ ), которые ему соответствуют;
- часовой расход топлива ( $G_{Tmax}$ ),  $\alpha$  и  $\phi_{0.3}$  ( $\phi_{0.вп.}$ ) на режиме  $N_{emax}$ ;
- часовой расход топлива ( $G_{Txx}$ ),  $\alpha$  и  $\phi_{0.3}$  ( $\phi_{0.вп.}$ ) на режиме холостого хода

В двигателях с искровым зажиганием изменение мощности достигается в основном за счет изменения количества горючей смеси (изменением положения ДЗ), поступающей в цилиндр,

Состав смеси на режимах НХ теоретически должен оставаться экономическим ( $\alpha = \alpha_{эк}$ ) при каждом значении  $N_e$ . Исключение составляет режим полной нагрузки, когда возможности количественного регулирования будут исчерпаны и обеспечение  $N_e = M_{ши}$  возможно только при обогащении смеси до мощностного состава.

Совместное изменение наполнения цилиндров и обеспечиваемых штатными системами реальных значений  $\alpha$  и  $\phi_{0.3}$ , оказывает сложное воздействие на рабочий процесс и показатели двигателя. Характер изменения основных показателей двигателя определяется совместным влиянием изменения  $\eta_i$  и  $\eta_m$ . Величина  $\eta_i$  по НХ определяется составом смеси,  $\eta_v$  и значением УОЗ, а величина  $\eta_m$  практически зависит только от нагрузки двигателя.

При полном открытии ДЗ из-за химической неполноты сгорания ( $\alpha < 1$ ) уменьшается  $\eta_i$  и увеличивается  $g_a$  несмотря на максимальное значение  $\eta_m$ . Прикрытие ДЗ переводит работу системы топливоподачи на обеспечение близкого к экономичному состава смеси ( $\alpha = 1,1 \dots 1,2$ ), что повышает  $\eta_i$ . Минимальный удельный эффективный расход топлива определяется максимальной величиной произведения  $\eta_e = \eta_i \eta_m$  соответствует, как правило, значению  $N_e = (0,8 \dots 0,9) N_{emax}$ .

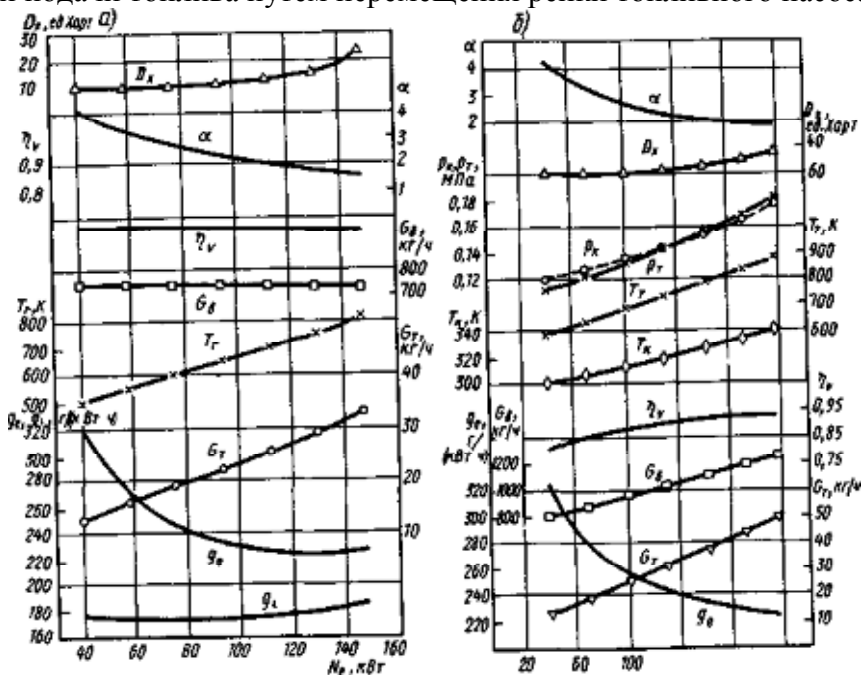
Однако прикрытие ДЗ приводит к ухудшению условий воспламенения и сгорания горючей смеси. В результате этого  $\alpha$  необходимо несколько уменьшить, что особенно

важно на режимах малых нагрузок и холостого хода, где для обеспечения хорошей экономичности необходимо обогатить смесь до  $\alpha=0,90...0,95$ . По этой же причине необходимо увеличивать УОЗ, чтобы компенсировать увеличение длительности первой фазы сгорания.

Ухудшение условий сгорания и обогащение смеси по мере прикрытия ДЗ приводят к некоторому уменьшению  $\eta_i$ , что увеличивает  $g_e$ . Но более сильное влияние на зависимость  $g_e=f(N_e)$  оказывает изменение  $\eta_m$ . Мощность механических потерь незначительно изменяется с уменьшением  $N_e$ . Но вследствие уменьшения индикаторной мощности быстро снижается  $\eta_m$ , и достигая нулевого значения на режиме холостого хода. Это приводит к интенсивному увеличению  $g_e$  с уменьшением нагрузки, так как все большая часть теплоты расходуется не на полезную работу, а на преодоление механических потерь. Это указывает на нецелесообразность использования двигателя на режимах очень малых нагрузок.

Содержание токсичных компонентов ОГ по НХ определяется совместным влиянием  $\alpha$ ,  $\eta_v$  и  $\Phi_{0.3}$ .

При снятии нагрузочной характеристики снижение нагрузки достигается уменьшением цикловой подачи топлива путем перемещения рейки топливного насоса.



В дизеле без наддува (рис. а) увеличение  $\alpha$  при снижении нагрузки вызвано снижением часового расхода топлива  $G_T$ , в то время как часовой расход воздуха  $G_b$ , несколько увеличивается. Температура отработавших газов  $T_r$ , снижается из-за уменьшения количества теплоты, выделяющейся при сгорании. Увеличение  $\alpha$  приводит к снижению дымности отработавших газов  $K$ , а также уменьшению  $g_i$  в результате увеличения  $\eta_i$ . Однако на очень малых нагрузках величина  $g_i$  может увеличиваться из-за ухудшения качества процессов впрыскивания и распыливания топлива. Удельный эффективный расход топлива обычно достигает минимума при 70...80%-й нагрузке. При полной нагрузке  $g_e$  возрастает из-за уменьшения  $\alpha$  и  $\eta_i$ , а на малых нагрузках — увеличивается в связи с уменьшением  $\eta_m$ .

У дизеля с турбонаддувом при снижении нагрузки в связи с падением температуры ОГ перед турбиной  $G_T$  уменьшается располагаемая работа газа, что приводит к снижению частоты вращения турбины и компрессора. В результате снижаются параметры наддувочного воздуха:  $p_k$ ,  $T_k$ ,  $G_v$ . Это, в свою очередь, приводит к уменьшению расхода газа через турбину и противодавления газа перед турбиной  $p_m$  и, как следствие, дополнительному уменьшению частоты вращения турбины и компрессора. Процесс продолжается до тех пор, пока не установится новый режим совместной работы дизеля с ТК, что обычно продолжается несколько секунд.

При уменьшении нагрузки у дизеля с турбонаддувом  $\lambda$  увеличивается более плавно, поскольку уменьшается расход воздуха. Такой характер изменения  $\alpha$  вызывает более плавное снижение  $T_j$ . В результате снижения  $p$ , и  $\Gamma_{\text{ж}}$  коэффициент наполнения уменьшается. При снижении нагрузки падает КПД ТК, что объясняется отклонением режима его работы от расчетного. Это вызывает более значительное падение давления наддува  $p_{\text{и}}$  чем противодействия перед турбиной  $p_{\text{т}}$ , что приводит к дополнительному увеличению  $g_c$  на малых нагрузках из-за увеличения затраты работы на газообмен. Поэтому целесообразно использовать регулирование турбонаддува на малых нагрузках.

Поскольку при увеличении нагрузки повышаются дымность ОГ и тепловая напряженность деталей, предел форсирования дизеля по нагрузке определяется той из этих двух величин, которая первой приблизится к критическому уровню. Дизели с турбонаддувом (по сравнению с безнаддувными) при средних и высоких частотах вращения имеют большие значения  $\lambda$ , поэтому для них предел форсирования обычно определяется тепловой напряженностью деталей в цилиндре и колеса турбины ТК.

Скоростной характеристикой называется зависимость основных показателей двигателя от частоты вращения коленчатого вала при неизменном положении органа управления двигателем.

Из всего множества скоростных характеристик наибольшее практическое значение имеет *внешняя скоростная характеристика* (ВСХ). ВСХ определяется при полном открытии дроссельной заслонки двигателя с искровым зажиганием или при положении органа управления подачей топлива, которое обеспечивает получение номинальной мощности дизеля.

Скоростные характеристики, снятые при промежуточном положении органа управления двигателем, называются *частичными*.

Режимы ВСХ имитируют работу двигателя на автомобиле при движении последнего в условиях переменного дорожного сопротивления, но при постоянном и предельном положении органа управления двигателем. Чаще всего режимы ВСХ имеют место при разгоне автомобиля, осуществляемом полным открытием ДЗ (двигатели с искровым зажиганием) или предельным натяжением главной пружины регулятора (дизели).

Изменение скоростного режима двигателя при снятии скоростных характеристик обеспечивается изменением внешней нагрузки с помощью тормозного устройства. Если двигатель не оборудован ограничителем или регулятором частоты вращения или они отключены, то ВСХ снимается в диапазоне от  $n^{\wedge}$  до  $1,1n_{\text{п.,ом}}$ .

ВСХ представляет собой верхнюю границу поля эксплуатационных режимов работы двигателя. На режимах ВСХ двигатель испытывает максимальные тепловые и механические нагрузки и выделяет большое количество токсичных веществ с ОГ.

ВСХ является основной паспортной характеристикой двигателя, на основании которой оценивают его главные технические показатели.

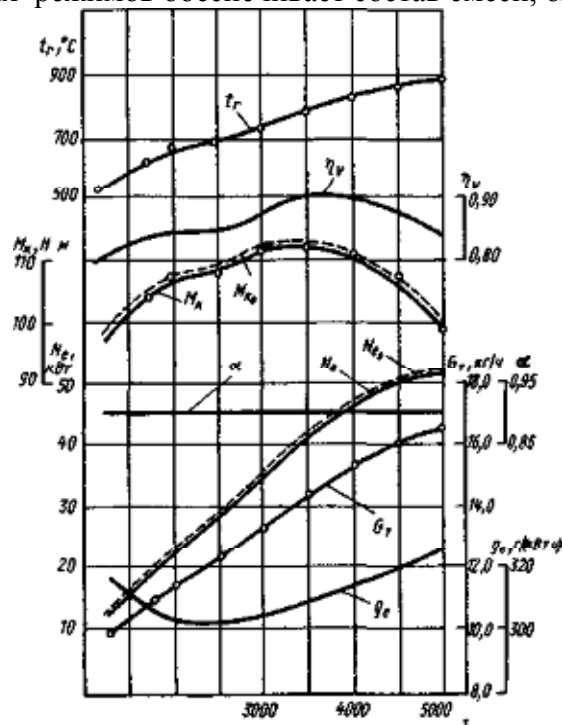
В зависимости от укомплектованности двигателя устройствами и оборудованием согласно стандарту определяют мощность нетто и мощность брутто. В первом случае двигатель должен быть укомплектован серийным оборудованием (вентилятор, генератор, воздухоочиститель, глушитель и др.), перечень которого определяется стандартом, а регулировки должны соответствовать техническим условиям. Отключаются лишь вспомогательные системы, потребляющие мощность, но не обслуживающие двигатель (компрессор тормозной системы, насос гидроусилителя рулевого управления, компрессор кондиционера и т. д.).

При определении мощности брутто допускается отключать или снимать некоторые устройства, обслуживающие двигатель, а также использовать оптимальные (а не штатные) регулировки отдельных его систем. Поэтому мощность брутто больше мощности нетто.

Условия окружающей среды (давление, температура, влажность) сложным образом влияют на работу двигателя и его показатели. Чтобы сопоставить результаты испытаний, полученные при разных атмосферных условиях, мощностные показатели двигателя по

ВСХ приводят к стандартным атмосферным условиям: атмосферное давление  $B_0$  — 100 кПа (750 мм рт. ст.), температура воздуха  $T_0=298$  К, парциальное давление сухого воздуха  $p_{\text{сух}} = 99$  кПа, температура топлива (для дизелей)  $T_{\text{от}}=298$  К. Приведенные значения  $N_e$ ,  $M_e$ ,  $p_e$  получаются умножением полученных при испытаниях значений  $N_a$ ,  $A/\text{ж}$  и  $\eta_e$  на поправочный коэффициент, зависящий от давления и температуры окружающей среды, от влажности воздуха и типа двигателя (двигатель с искровым зажиганием или дизель).

ВСХ снимается при штатной регулировке системы топливоподачи, которая на большинстве скоростных режимов обеспечивает состав смеси, близкий к мощностному.



Штатные регулировки системы зажигания обеспечивают  $\phi_{0.3} \sim (0.3 \sim 0.4)$  или на средних и малых частотах вращения  $q > 0.3$ , ограниченный появлением детонации.

С увеличением  $n$  происходит уменьшение относительных потерь теплоты в стенки цилиндров, улучшается качество смесеобразования и сокращается длительность второй фазы сгорания в единицах времени (но практически сохраняется ее длительность в градусах ГГКВ). Это приводит к увеличению  $\eta_e$  с ростом частоты вращения и дальнейшей его стабилизации; последнему способствует некоторое возрастание фазы догорания, увеличивающее тепловые потери в стенки. Аналогичным образом изменяется отношение  $i_{ji}/l$  (рис. 7.10). Таким образом, качество рабочего процесса двигателя с искровым зажиганием не лимитирует возможность его форсирования по скоростному режиму.

Характер изменения  $\eta_e$  в зависимости от частоты вращения неоднозначен для различных двигателей, хотя имеют место некоторые общие закономерности.

Для двигателей легковых автомобилей максимальные значения  $\eta_e$  в зоне высоких частот вращения (см. рис. 7.11) обеспечивают высокую номинальную мощность двигателя, что в конечном счете определяет высокую скорость и хорошую динамику разгона автомобиля. Для двигателей грузовых автомобилей максимальное значение  $\eta_e$  в зоне низких и средних частот вращения (рис. 7.12) обеспечивает хорошие тяговые свойства автомобиля.

Совместное влияние  $\alpha$ ,  $a$  и  $\eta_j$  определяет соответствующий характер изменения  $p_e$  ( $n$ ) (рис. 7.12): его уменьшение при малых частотах вращения связано с уменьшением  $\eta_j$ , и  $\eta_{jv}$ , а при высоких — только с уменьшением  $\eta_e$ .

Среднее давление механических потерь возрастает с увеличением  $n$  и по закону, близкому к линейному, что в сочетании с характером изменения  $p_e(n)$  приводит к монотонному снижению  $\eta_e$  с ростом  $n$ .

Снижение  $p_e$  при малых  $n$  определяется теми же факторами, что и снижение  $p$ , (т. е. и  $\varepsilon_l$ ), а при  $n > n_{таал}$  вызывается снижением  $\gamma_l$  и  $\gamma_m$ . Как правило, для карбюраторных двигателей  $Имгтах = (0,55 \dots 0,70) И_n$ , а коэффициент приспособляемости  $K_m$  лежит в пределах  $1,10 \dots 1,30$ .

Увеличение  $N_e$  с увеличением  $n$  продолжается до тех пор, пока рост частоты циклов, пропорциональный  $n$ , преобладает над снижением  $p_e$ . Когда эти два фактора компенсируют друг друга, то достигается максимальная мощность двигателя  $N_{ем.№}$ . Обычно  $n_{ц_{емл}} > n_{я.}$

При  $n > n_{ц_{емл}}$  происходит резкое снижение  $N_e$ , что связано с соответствующим возрастанием  $p_{ы}$  и снижением  $\varepsilon_l$ . При  $p_i = p_m$  двигатель выходит на режим холостого хода при полностью открытой ДЗ, достигая максимальной частоты вращения ( $\omega_p$ ), которая на 30..50% превосходит номинальную. При этом существенного изменения состава смеси и, следовательно, процесса не происходит. Для двигателей легковых автомобилей кратковременный выход на этот режим опасности не представляет.

Для двигателей грузовых автомобилей, имеющих сравнительно большие возвратно-поступательно движущиеся массы и, следовательно, высокие значения сил инерции, нагружающих детали двигателя, максимальная частота вращения может оказаться опасной с точки зрения надежности. Поэтому такие двигатели снабжаются ограничителями частоты вращения, уменьшающими подачу топливовоздушной смеси при  $n > n_d$ .

На графики ВСХ рис наносят также приведенные к стандартным условиям значения крутящего момента и мощности, а также кривые часового расхода топлива.

Изменение удельного расхода топлива по ВСХ определяется произведением. Увеличение  $g_e$  при низких значениях  $n$  связано с уменьшением  $\alpha$ , а при высоких — с уменьшением  $\gamma_{л.}$

Температура ОГ по ВСХ увеличивается с увеличением  $n$ , что связано с уменьшением теплоотдачи в стенки цилиндра при сгорании и расширении вследствие уменьшения длительности цикла и повышения температуры некоторых деталей двигателя, а также из-за увеличения фазы догорания топлива.

Содержание токсичных веществ в ОГ по ВСХ определяется совместным влиянием  $\alpha$ ,  $\gamma_{л.}$  и условий смесеобразования и сгорания.

Частичные скоростные характеристики снимают при постоянных промежуточных положениях ДЗ. Прикрытие ДЗ приводит к более резкому снижению  $T_k$  с увеличением  $n$ , что вызывает соответствующее снижение  $\gamma_{л.}$ . Последнее является причиной значительного снижения  $\gamma_{л.}$ , прямо влияющего на величину  $p_e$ . Чем сильнее прикрыта ДЗ, тем круче зависимости  $p_e(n)$ ,  $M_p(n)$ ,  $N_t(n)$ . При этом их максимальные значения сдвигаются в область меньших частот вращения.

При незначительном прикрытии ДЗ, когда снижение  $\eta_v$  невелико, возможно улучшение экономичности двигателя (уменьшение  $g_{emin}$ ) при работе по частичной скоростной характеристике по сравнению с работой по ВСХ. Это связано с переходом работы системы питания на приготовление обедненных составов смеси.

При дальнейшем прикрытии ДЗ происходит увеличение  $g_{emin}$  вследствие снижения  $\eta_m$ , а при очень сильных прикрытиях ДЗ — и вследствие уменьшения  $\eta_i$ .

Вид скоростной характеристики дизеля зависит от типа используемого регулятора. При максимальной затяжке пружины всережимного регулятора определяют внешнюю скоростную характеристику с регуляторной ветвью. При этом собственно внешней скоростной характеристикой называют участок от минимальной частоты вращения до номинальной  $n_n$ . На участке  $n_n \dots n_x$  имеем регуляторную ветвь характеристики. При работе дизеля по скоростной характеристике рейка топливного насоса находится на упоре.

Характеристику определяют при изменении внешней нагрузки от 0 при  $n_{хвнл}$  до нагрузки, соответствующей режиму максимального крутящего момента. При графическом изображении показателей двигателя в зависимости от  $n$  получим скоростную характеристику с регуляторной ветвью. Если показатели двигателя представить в зависимости от

эффективной мощности или крутящего момента, то получим регуляторную характеристику.

При затяжке пружины регулятора меньше максимальной определяют частичные скоростные характеристики. Их также можно построить в зависимости от частоты вращения. На такой характеристике фигурирует лишь часть внешней скоростной характеристики.

- Внешняя скоростная характеристика дизеля.

Цикловая подача воздуха равна  $R_{\lambda, p_{ж}}$ . В дизеле без наддува  $p_{ж}=p_0$  и изменение цикловой подачи воздуха в зависимости от частоты вращения целиком определяется характером изменения коэффициента наполнения.

В дизеле с нерегулируемым газотурбинным наддувом с ростом частоты вращения увеличиваются расход газов через турбину и степень понижения давления в турбине, что влечет за собой повышение частоты вращения вала  $T_K$ , отсюда — повышение  $p_{\lambda}$ ,  $\Gamma_{ж}$  и  $p_{ж}$ . Увеличение  $p_{\lambda}$  и  $\Gamma_{ж}$  ведет к повышению отношения  $p/p_x$  и уменьшению подогрева заряда, поэтому коэффициент наполнения возрастает. Если в дизеле без наддува максимум  $\lambda$ , имеет место, как правило, при некоторой средней (между минимальной и номинальной) частоте вращения, то в дизеле с наддувом максимум коэффициента наполнения смещается в сторону более высокой частоты вращения и нередко имеет место при номинальной частоте вращения. Поэтому цикловой расход воздуха в дизеле с нерегулируемым газотурбинным наддувом увеличивается с ростом частоты вращения — в результате повышения  $\lambda$ , и  $p_{ж}$ . Применение систем наддува, настроенных на промежуточную (не номинальную) частоту вращения, и регулируемого наддува может существенно влиять на характер изменения массового наполнения цилиндров в функции  $n$ , в частности обеспечить существенное увеличение массового наполнения при снижении частоты вращения.

В случае малоразмерных ТК регулирование турбины поворотом лопаток соплового аппарата, как правило, не используется ввиду сложности, высокой стоимости и недостаточной надежности механизма.

Настройка ТК на промежуточную частоту вращения означает, в сущности, выбор турбины с меньшим минимальным эффективным сечением. Это обеспечивает увеличение  $\lambda_T$  и  $\Gamma_{сх}$  и повышение  $p_x$  во всем диапазоне частот вращения. Однако при этом может чрезмерно возрасти работа выпуска при высоких частотах. Настройка на пониженную частоту вращения при заданной зависимости  $M_f=f(n)$  обеспечивает улучшение экономичности на малых частотах, так как здесь преобладает положительное влияние увеличения  $\lambda$  и индикаторного КПД. При высоких частотах вращения преобладает отрицательное влияние увеличения работы выпуска и экономичность ухудшается. Для дизелей, работающих в широком диапазоне частот вращения, в связи с этим может оказаться необходимым применение перепуска газов минуя турбину. Решение о перепуске принимается, если снижение коэффициента избытка воздуха  $\lambda$ , как следствие, индикаторного КПД на режимах перепуска (больших частот вращения) происходит в меньшей степени, чем рост механического КПД из-за снижения работы выпуска. Перепуск может оказаться необходимым также вследствие чрезмерного повышения частоты вращения вала ТК при высоких частотах вращения дизеля.

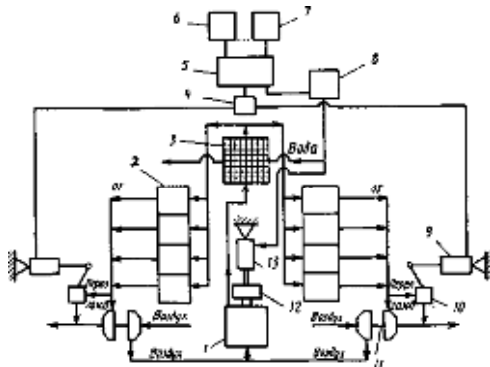
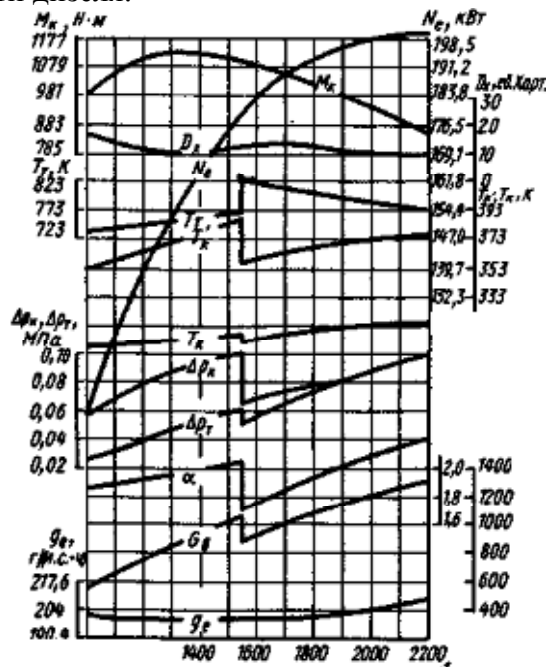




Рис. Принципиальная схема дизеля с управляемым комбинированным наддувом и перепуском газов минуя турбину:

Имеются и другие приемлемые для малоразмерных ТК способы регулирования турбин, например с помощью специально спрофилированной перемещаемой во входном патрубке детали, обеспечивающей изменение минимального эффективного сечения и угла входа газа на лопатки колеса турбины. Наконец, радикальным способом формирования внешней скоростной характеристики дизеля является применение управляемого комбинированного наддува, при котором компрессор (ТК) и приводной компрессор подключены последовательно (рис. 7.16), причем основную функцию сжатия воздуха при малых частотах вращения выполняет приводной компрессор, а при больших — турбокомпрессор. Приводной компрессор при достижении определенной частоты вращения и при определенной, достаточно малой нагрузке двигателя автоматически отключается. При малых нагрузках и наиболее высоких частотах вращения автоматически открываются также клапаны перепуска газов минуя турбины.

Такая система наддува позволяет обеспечить одновременно высокий запас крутящего момента и высокую экономичность во всем диапазоне режимов работы дизеля. Показана внешняя характеристика дизеля, разработанного КамАЗом и МАДИ с управляемой комбинированной системой наддува. Отключение приводного компрессора обеспечивает повышение  $\eta_m$  и снижение  $g_c$ . При средних частотах вращения достаточным оказывается давление наддува, обеспечиваемое ТК без перепуска газов. В диапазоне самых высоких частот вращения достаточным оказывается давление наддува, обеспечиваемое ТК при открытом клапане перепуска. Последнее уменьшает работу выпуска, повышает  $p_a$  и снижает  $g_e$ . При малых нагрузках отключение приводного компрессора и открытие клапанов перепуска целесообразно при меньшей частоте вращения дизеля, так как и при низкой плотности воздуха перед впускными органами обеспечивается высокий избыток воздуха, а отключение приводного компрессора и открытие клапанов перепуска обеспечивают повышение  $\eta_M$  и экономичности дизеля.



Внешняя скоростная характеристика дизеля с управляемым комбинированным наддувом.

Области регулирования на многопараметровой характеристике в координатах  $p_e$ — $n$  показаны на рис.

В общем случае характер зависимости  $\alpha$  от частоты вращения определяется комплексом  $J_f v P_i / P_d$ . Воздействуя на цикловую подачу топлива  $g_n$ , можно обеспечить любой характер зависимости  $\alpha = f(n)$ .

Учитывая, что  $M_x = T$ , т. е. что характер изменения  $a$  с частотой вращения является одним из основных управляющих факторов при формировании внешней скоростной характеристики. Для дизеля без наддува  $M_f =$ , изменять цикловую подачу топлива так, чтобы значение  $a$  оставалось неизменным, то момент будет изменяться пропорционально. В этом случае при снижении частоты вращения  $n$ , уменьшается, а  $a$  возрастает. Максимум  $M_f$  получим при  $n_{opt} = \sqrt{a}$ . Дополнительное увеличение  $D_{ж}$  можно получить, снижая до определенных пределов  $a$ . В этом случае при уменьшении  $a$  более существенно, чем при  $a=1$ , будет снижаться  $n_{opt}$ . Здесь ограничение по снижению  $a$  связано с нормами дымности. Поэтому возможности повышения запаса крутящего момента в дизеле без наддува ограничены и он обычно не превышает 10...12%. В случае дизеля с наддувом

**3. Наименование вопроса № 3.** Характеристики двигателей на неустановившихся режимах. В условиях эксплуатации двигатель автомобиля часто работает на так называемых неустановившихся режимах (НУР). Из числа НУР наиболее значимы режимы разгона. Возможны НУР при постоянной частоте вращения, поддержание которой при изменении внешней нагрузки осуществляется либо непосредственно водителем, либо с помощью автоматического регулятора.

Неблагоприятными в экологическом отношении являются неустановившиеся режимы пуска и прогрева двигателя, а также режимы принудительного холостого хода (ПХХ), которые, как правило, также бывают неустановившимися.

В частности, признаком НУР является неравенство (дисбаланс) энергии, отдаваемой двигателем, и энергии, израсходованной потребителем. Если энергию характеризовать крутящими моментами двигателя и потребителя ( $A_f$ ), то это условие примет вид приведенный к оси коленчатого вала суммарный полярный момент инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс системы двигатель — потребитель. Такие НУР связаны с изменением скоростного режима двигателя.

Но более общим признаком НУР является изменение во времени хотя бы одного из параметров, характеризующих состояние двигателя.

Изменение режима работы двигателя, представляющее собой последовательность НУР, называется *переходным процессом*, т. е. переходный процесс является множеством НУР, упорядоченным по времени. Переходный процесс называется *квазистационарным*, если на всех НУР, составляющих данный переходный процесс, значения всех параметров, характеризующих состояние двигателя, совпадают с их значениями на сходственных УР. Под сходственными понимаются режимы двигателя при одинаковых значениях частоты вращения вала и положения органа управления двигателем (ОУД).

Причиной возникновения переходного процесса является, как правило, внешнее воздействие либо в форме изменения положения ОУД, либо в виде изменения внешней нагрузки. Показатели двигателя в переходном процессе зависят от времени, прошедшего после начала воздействия, и от вида воздействия.

В переходных процессах, связанных с изменением скоростного режима двигателя, отличия выходных энергетических показателей от соответствующих значений на сходственных УР частично вызываются механической инерционностью двигателя, влияющей на эффективный крутящий момент ( $A/J$ ), отдаваемый потребителю. Например, при разгоне двигателя  $A/J$  отличается от индикаторного момента ( $A_i$ ) не только на величину потерь на трение, газообмен и привод вспомогательных механизмов ( $A_f$ ), но и на величину затрат на разгон вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя:

где  $U$ , — приведенный к оси вала полярный момент инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс двигателя (в дальнейшем — момент инерции двигателя).

В качестве показателя, адекватного, используется понятие *квазиэффективного крутящего момента* на НУР, включающего в себя затраты на разгон указанных масс двигателя. Тогда разность  $A/J - A_i/J$  всецело связана с различиями в рабочих процессах двигателя и в соответствующих составляющих внутренних потерь на сходственных УР и НУР.

Переходные процессы приводят к изменению  $\eta_v$ , состава смеси  $\alpha$  в цилиндрах, условий смесеобразования, сгорания и тепловыделения, что выражается в изменении  $\eta_i$ .

Например, исходный режим перед разгоном двигателя с искровым зажиганием характеризуется малым углом  $\eta_i$  открытия ДЗ, малым давлением во впускном трубопроводе  $p_x$  и соответственно малым количеством горючей смеси в нем. Напротив, при полном открытии ДЗ давление во впускном трубопроводе и количество смеси в нем максимальны. При быстром открытии ДЗ впервые моменты времени расход воздуха через карбюратор или на входе во впускной трубопровод  $\theta^*$  определяет не столько наполнение двигателя, сколько интенсивность изменения массы воздуха в объеме впускного трубопровода. Расход воздуха через цилиндры двигателя ( $G_2$ ), определяющий их наполнение, зависит от  $p_f$  и  $G_{ж}$  (при  $n=\text{const}$ ) и значительно ниже соответствующих значений (они показаны штриховыми линиями) на сходственных УР. Именно эти газодинамические явления оказывают определяющее влияние на отличия величины  $M\%$  от квазистационарного момента  $M_f$ . Однако эти отличия заканчиваются сразу после открытия ДЗ. Влияние переходных процессов в системе газообмена уменьшается с уменьшением скорости открытия ДЗ. На режимах разгона с полностью открытыми ДЗ этот фактор практического значения не имеет. В дизелях с турбонаддувом ввиду чисто газовой связи двигателя и турбокомпрессора и механической инерционности последнего во время разгона имеет место более длительное снижение массового наполнения цилиндров, вызывающего снижение энергетических показателей дизелей. Кроме того, несоответствие количества воздуха количеству подаваемого топлива приводит к обогащению смеси и повышенной дымности ОГ.

Несовпадение теплового состояния деталей двигателя на НУР с их тепловым состоянием на сходственных УР называется *тепловой инерцией двигателя*. Характерной ее особенностью является большая длительность по сравнению с переходными процессами в системах топливоподачи и газообмена. Тепловая инерция может увеличивать наполнение двигателя при его разгоне с малых нагрузок, что характерно для двигателей с газовым подогревом впускного трубопровода, двигателей воздушного охлаждения и дизелей. В двигателях с жидкостным подогревом впускного трубопровода влияние тепловой инерции на наполнение цилиндров незначительно. Более заметно тепловая инерция влияет на процессы смесеобразования и сгорания.

Изменение подачи топлива в цилиндры карбюраторных двигателей в переходных процессах, вызванных быстрым открытием или закрытием ДЗ, частично связано с явлениями в карбюраторе, а частично — с явлениями во впускном трубопроводе. Перед разгоном подача топлива осуществляется через систему холостого хода, что уменьшает уровень топлива в каналах главной дозирующей системы. При быстром открытии ДЗ поток топлива меняет свое направление в сторону диффузора, но до момента выхода из распылителя топливо должно заполнить каналы главной дозирующей системы. Длительность этой транспортной задержки лежит в пределах 0,4...0,7 с и зависит от скорости воздушного потока в диффузоре и от особенностей карбюратора.

Эффективным средством уменьшения этой задержки является применение двухкамерных карбюраторов с пневматическим управлением вторичными камерами.

При быстром закрытии ДЗ также возможна задержка подачи топлива через систему холостого хода (0,5... 1,3 с) из-за необходимости заполнения топливом ее длинных каналов.

Другой причиной обеднения смеси в цилиндрах двигателя при разгоне является увеличение количества топливной пленки на стенках впускного трубопровода.

При резком открытии ДЗ часть топлива, вытекающего из распылителя, расходуется на увеличение толщины топливной пленки, которая достигает цилиндров с большим опозданием. Обеднение смеси, связанное с этим явлением, очень значительно и ликвидируется с помощью, например, ускорительного насоса (УН). Топливо, поданное УН, частично обогащает смесь, поступающую в цилиндры двигателя, а частично осаждается на стенках впускного трубопровода, что через некоторое время приводит к вторичному обо-

гащению смеси, поступающей в цилиндры. Стабилизация состава смеси происходит через 2...4 с после начала движения ДЗ.

В дизелях изменение цикловой подачи топлива на НУР по сравнению со сходственными УР связано с зависимостью остаточного давления в топливопроводе высокого давления от активного хода плунжера топливного насоса высокого давления (ТНВД). При быстром перемещении рейки насоса от исходного положения до положения, соответствующего максимальной подаче, остаточное давление в топливопроводе перед следующим циклом (циклом максимальной подачи) будет равно остаточному давлению предыдущего цикла (цикла исходного режима), протекавшего при малом активном ходе плунжера. Как правило, при малых частотах вращения это остаточное давление больше соответствующего значения при максимальном активном ходе плунжера, что приводит к увеличению цикловой подачи при разгоне в нескольких первых рабочих циклах. В ряде случаев это может повысить дымность ОГ.

Влияние тепловой инерции сильнее проявляется при разгоне дизелей, особенно с пристеночным смесеобразованием. Тепловая инерция увеличивает период задержки воспламенения и повышает жесткость работы дизеля.

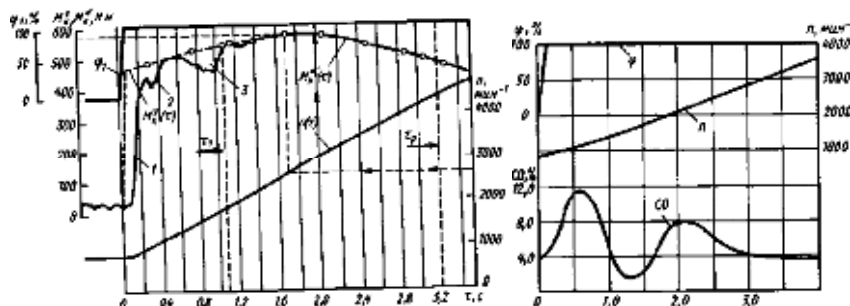
Испытания двигателей на НУР проводят на специальных моделирующих стендах, которые позволяют воспроизводить нагрузки на двигатели, адекватные его нагрузкам на автомобиле.

Оценку влияния НУР на показатели двигателя производят их сравнением с соответствующими показателями на сходственных УР.

Процесс разгона двигателя с искровым зажиганием, осуществляемый быстрым и полным открытием ДЗ, может быть разделен на начальную и основную фазы. В начальной фазе длительностью  $t_i$  переходные характеристики  $M\$(t)$  и  $\omega(t)$  резко отличаются в количественном и качественном отношении. В основной фазе разгона (при  $t > t_i$ ) изменение  $M\$(t)$  определяется его величиной и изменением по статической внешней скоростной характеристике, причем  $M_x/M$ . В общем случае началом основной фазы следует считать длительное и устойчивое совпадение производных по времени:  $A(f)$ .

Изменение крутящего момента  $M\$(t)$  в начальной фазе разгона включает в себя участок (1) его резкого нарастания и отдельные участки (2 и 3) его кратковременного снижения — «провалы». Такой характер изменения  $A/f(f)$  определяется переходными процессами в системах впуска и топливоподачи, вызванными открытием ДЗ, а также фактором цикличности работы двигателя, благодаря которому любое изменение на впуске может быть реализовано в цилиндре двигателя только после завершения процессов впуска и сжатия: поэтому кривая  $Mt(i)$  сдвинута по фазе относительно кривой  $i_2(t)$  на отрезок времени, необходимый для совершения этих процессов.

Участок 1 резкого нарастания  $M\$(t)$  определяется в основном работой системы холодного хода.



Кратковременный провал  $\omega$  на участке 2 связан с задержкой включения главной дозирующей системы и вышеописанными явлениями во впускном трубопроводе. Провал 3 в зоне плавного изменения  $M\$(t)$  вызывается включением вторичных камер карбюратора.

Начало основной фазы разгона соответствует окончанию влияния переходных процессов в системах двигателя на его энергетические показатели.

Показатели дизелей без наддува в основной фазе разгона (после перемещения рейки топливного насоса и завершения переходных процессов в системе топливоподачи), как правило, совпадают с соответствующими значениями на сходственных УР. Изменение энергетических показателей таких дизелей в начальной фазе разгона и при выходе на регуляторную ветвь зависит от конструкции регулятора и определяется его динамическими качествами. При разгоне дизеля с турбонаддувом отставание увеличения массового наполнения от частоты вращения коленчатого вала вследствие механической инерционности ротора турбокомпрессора приводит к длительным (до 4...5 с) и значительным (до 20%) снижениям энергетических показателей (по сравнению со сходственными УР).

Экономичность двигателей на НУР оценивается, как правило, за весь переходный процесс. Это связано, во-первых, с отсутствием надежных средств измерения мгновенного расхода топлива, а во-вторых, с разрывом во времени между подачей топлива и ее реализацией в цилиндрах двигателя, что делает некорректным использование понятия мгновенного удельного эффективного расхода.

Экономичность дизелей на НУР существенно зависит от типа регулятора. В условиях городского движения лучшую экономичность (на 4...6%) обеспечивает применение двухрежимного регулятора. Это достигается вследствие меньшего числа выходов рейки ТНВД на упор.

В переходных процессах разгона двигателя, вызванных воздействием на ОУД, как правило, происходит увеличение токсичности ОГ по сравнению с соответствующими показателями на сходственных УР.

Увеличение выброса СЮ и СН связано с подачей дополнительного топлива УН, особенно при его избыточной производительности. Вторичное увеличение СЮ вызывается подходом увеличившейся топливной пленки к цилиндрам двигателя.

Значительное увеличение СН в ОГ наблюдается при переходе на режимы ПХХ из-за интенсивного испарения топливной пленки, что приводит к переобогащению смеси в цилиндрах.

Относительно выброса NO, однозначная оценка отсутствует. Если преобладает обогащение смеси при разгоне, то наблюдается уменьшение выброса NO<sub>z</sub>, а если обеднение — некоторое увеличение.

В дизелях основными факторами, определяющими токсичность ОГ, являются, состав смеси и тепловая инерция двигателя.

Начальное обогащение смеси (более длительное в дизелях с турбонаддувом) приводит к увеличению выбросов СО и СН, а также к повышению дымности ОГ.

Пониженное тепловое состояние двигателя, способствуя увеличению СН, приводит, как правило, к снижению выбросов NO<sub>x</sub>. В дизелях с разделенными камерами сгорания на режимах разгона концентрация токсичных веществ не превышает величин на сходственных УР. Это объясняется более стабильным тепловым состоянием таких дизелей.

На выброс токсичных веществ в дизеле существенное влияние оказывает тип регулятора. Применение двухрежимного регулятора взамен всережимного позволяет в условиях городского движения значительно уменьшить выброс СО и СН, а также понизить дымность ОГ. На выброс NO<sub>x</sub> тип регулятора практически не влияет.

**4. Наименование вопроса № 4.** Испытание двигателей. Содержание испытаний. Оборудование для испытания поршневого двигателя. Измерительные приборы для снятия показаний двигателя во время испытания.

Перед началом стендовых испытаний ДВС должен быть обкатан по программе завода-изготовителя, но не более 60 часов.

Испытания проводят на прогревом двигателе с регулировкой всех его систем, выполненной по инструкции или рекомендациям завода-изготовителя.

Сравнимость и достоверность результатов, получаемых при испытаниях ДВС, прежде всего, зависит от правильного выбора стендового оборудования и измерительной аппаратуры, которые должны обеспечить:

1. заданную точность регистрации всех требуемых величин во всем диапазоне их изменения в процессе испытания;
2. стабильность показаний независимо от возможных воздействий вибраций, колебаний электрического напряжения в сети, изменений параметров окружающей среды и т.п.;
3. требуемое быстродействие;
4. исключение помех и искажений в характере протекания исследуемых процессов вследствие постановки датчиков или препарирования деталей двигателя.

Чтобы гарантировать удовлетворение этим требованиям, происходит непрерывное совершенствование методов и аппаратуры контроля и регистрации большого количества параметров и величин.

Основу такой развитой системы регистрации, контроля, слежения, аварийной защиты и других функций составляет мини-ЭВМ. Совместно с испытательным стендом и системами жизнеобеспечения испытуемого двигателя (топливоподачи, смазки, охлаждения, выпуска отработавших газов и др.) системы регистрации параметров и управления стендом и двигателем образуют испытательную установку. Согласно требований ГОСТ 14846-81 (1) (СТ СЭВ 765-77) такая установка должна обеспечивать регламентированную точность измерения показателей, перечисленных в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Наименование измеряемой величины	Обозначение, ед. измерения	Допустимая погрешность
Крутящий момент.	Мм, Нм	
Частота вращения коленчатого вала.	n, мин	
Часовой расход топлива.	Gт, кг/ч	
Температура воздуха, поступающего в двигатель.	t возд.	
Температура:		
охлаждающей жидкости;	t охл.	
масла;	t м.	
топлива.	t Т	
Температура отработавших газов.	t отр.г.	
Барометрическое давление.	p бар., Па	
Давление отработавших газов.	p отр.г., кПа	
Угол опережения впрыска (зажигания)		

Кроме этих требований указанные стандарты предписывают, что в процессе испытаний автомобильных двигателей должны соблюдаться определенные условия измерения температур и давлений, перечисленные в таблице 1.2.

Таблица 1.2.

Температуры.	Давления
--------------	----------

<ul style="list-style-type: none"> <li>- всасываемого воздуха на расстоянии не более 0,15м от входного отверстия воздухозаборника;</li> <li>- воздуха после нагнетателя (для двигателя с наддувом)</li> <li>-отработавших газов на расстоянии, не превышающем 0,1м за выходным фланцем выпускного трубопровода;</li> <li>-охлаждающей жидкости на выходе из головки цилиндров в трубопроводе, ведущем к радиатору;</li> <li>- масла в картере, или в месте, указанном в ТУ завода-изготовителя данного двигателя;</li> <li>- воздуха, входящего в вентилятор системы охлаждения на расстоянии не более 0,15м от входа (для двигателя с воздушным охлаждением);</li> <li>- топлива в расходомере или на входе в топливную систему двигателя.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- окружающего воздуха в испытательном боксе;</li> <li>- всасываемого воздуха во впускном трубопроводе (у двигателя с наддувом после нагнетателя);</li> <li>- воздуха после вентилятора системы охлаждения (двигателя с воздушным охлаждением)</li> <li>-отработавших газов у выходного фланца выпускного трубопровода (для надувных двигателей – до и после нагнетателя);</li> <li>-масла в системе смазки в местах, указанных в ТУ на двигатель.</li> </ul>
--	---

Принимая во внимание, что замеры расхода воздуха, как правило, осуществляются с помощью мерных насадок или диафрагм являющихся дополнительными гидравлическими сопротивлениями на впуске, ГОСТ 14846-87 предписывает, что приборы и устройства для измерения расхода воздуха не должны искажать значения  $M_m$  и  $G_t$ , определенные без этих приборов, более чем на 1% во всем диапазоне скоростной характеристики.

Устройство стенда и оборудование лабораторной испытательной установки, кроме того, должно обеспечивать:

- 1) возможность длительной и устойчивой работы в условиях стабилизации теплового состояния испытуемого двигателя на любом заданном режиме (от холостого хода до полной нагрузки, от минимально устойчивых оборотов холостого хода до максимальной частоты вращения коленчатого вала);
- 2) изменения теплового состояния двигателя в необходимом направлении и поддержания требуемого теплового режима без ограничения времени;
- 3) осуществление во время работы двигателя некоторых регулировок в соответствии с задачами лабораторной работы (к примеру – изменение угла опережения впрыска и т. п.);
- 4) проведение всех необходимых измерений с требуемой точностью, наглядностью, безопасностью и удобством.

Таким образом, современные испытания ДВС представляют собой выполнение обширного по объему и разнообразного по содержания комплекс методических и технических приемов с использованием большого постоянства совершенствующих технических средств, включая самую современную электронно-измерительную аппаратуру и ЭВМ.

Весь цикл технологических процесса испытания ДВС можно условно разделить на три этапа:

- 1) подготовка испытаний;
- 2) проведение испытаний;
- 3) обработка и первичный анализ полученных данных.

На каждом из этих этапов от испытателя требуется весьма разносторонняя теоретическая подготовка. Подкрепленная практическими и техническими навыками. Овладение всем этим багажом – процесс нелегкий и достаточно длительный. Автор данного пособия надеются, что оно окажет помощь в овладении современной практической методикой стендовых испытаний ДВС.

Предлагаемые лабораторные работы разделены на три цикла. Первый цикл (12 работ) представляет собой обычные типовые испытания ДВС, выполняемые с целью определения самых основных показателей ДВС. В этом же цикле студенты знакомятся с типовым испытательным оборудованием, методикой проведения замеров и первичной обработки результатов. Второй цикл (3 работы) включает в себя специальные виды испытаний, в том числе – испытание на токсичность, дымность, теплосбалансные и т. п. В этом

цикле углубляются знания о методах проведения испытаний, применяемых в измерительных средствах и методах обработки. И, наконец, третий цикл (5 работ) включает в себя наиболее сложные испытания ДВС, базирующихся на использовании уникальных электронно-измерительных комплексов типа AVL – 653. Работа таких комплексов требует специальной подготовки технического персонала. В этой связи авторы выражают искреннюю благодарность ст. научному сотруднику Воронину В.Н. за оказанную им большую помощь на этом этапе подготовки пособия.

#### ТЕХНИЧЕСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ.

Испытания двигателя и его агрегатов всегда проводят строго по программе и оформляют соответствующей технической документацией.

Под технической документацией подразумевают: 1) программу испытания 2) схему препарирования двигателя; 3) протокол испытаний; 4) данные градуировки измерительных приборов в виде графиков или таблиц.

1) Программа испытаний является основным документом, регламентирующим испытания. В этом документе учитываются специфика испытаний. Серийные испытания проводят по стандартным программам, которые отличаются друг от друга лишь разделами, учитывающими особенности данного двигателя. Программы исследовательских и доводочных испытаний более сложны. В них, как правило, уделяется большое внимание вопросам методики эксперимента, препарированию объекта испытания, измерениям и анализу точности определения параметров.

Несмотря на некоторые отличия в содержании различных программ испытаний и различный подход при их составлении, можно выделить ряд основных пунктов, включаемых во все программы, а именно:

- 1) цель испытаний;
- 2) характеристика объекта испытания;
- 3) параметры, подлежащие измерению, методика и применяемые приборы;
- 4) условия проведения испытаний;
- 5) режимы и порядок проведения испытаний;
- 6) порядок обработки и оформления результатов испытаний.

Рассмотрим более подробно содержание основных разделов программы.

Цель испытаний. В этом разделе дается четкая формулировка цели (задачи) испытаний. Следует помнить, что от постановки задачи испытания зависят в первую очередь условия, в которых они должны проводиться, выбор стенда и его доработка, препарирование объекта исследования, принципиальная схема измерений и выбор необходимых приборов, выбор основных режимов работы двигателя.

Объект испытаний. В этом разделе программы, помимо исходных данных объекта испытаний, указывают, какие необходимо произвести доработки в конструкции двигателя или его агрегатах.

Методика проведения эксперимента и измерения. Очень часто одну и ту же характеристику можно определить различными методами. Каждый метод требует определенного инженерно-технического обеспечения, а именно установки на двигателе дополнительных систем или частых переборок двигателя. Вполне естественно, что при этом может потребоваться и доработка стенда. Поэтому при составлении программы должны быть учтены достоинства и недостатки каждого метода, а также производственные возможности предприятия. В ряде случаев, помимо удовлетворения условий испытаний, от принятого метода требуется также обеспечение простоты проведения испытаний и минимальных материальных затрат. Решающим критерием для оценки того или иного метода является степень достоверности определения параметров.

В программе испытаний приводятся перечень измеряемых величин, перечень применяемых приборов, указываются необходимая точность приборов и диапазон.

При проведении опытных и исследовательских испытаний этот раздел программы значительно расширяют. Помимо указанных выше сведений приводят расчеты вероятных



ошибок, косвенных параметров, а в ряде случаев дают обоснование применения того или иного метода измерения.

Условия проведения испытаний. В этом разделе характеризуются условия проведения испытаний, включая, если это необходимо, и тепловой режим работы двигателя. Кроме того, здесь указываются марки топлива и масла, на которых работает двигатель.

Режим и порядок проведения испытаний. Здесь приводится подробное перечисление всех работ в необходимой последовательности. Одновременно указываются режимы (по частоте вращения и нагрузке), на которых должен работать двигатель во время испытаний, если необходимо время работы на каждом режиме и порядок выполнения необходимых измерений.

Порядок обработки и оформления результатов испытаний.

При серийных испытаниях – это перечень зависимостей для получения искомых параметров и для приведения их к стандартным атмосферным условиям, чтобы была возможность сравнивать характеристики и отдельные данные, полученные в разное время и при различных условиях внешней среды. Здесь же указывается в каком виде протокола или отчета.

2)Схема препарирования двигателя.

При проведении доводочных и исследовательских испытаний количество замеров, предусмотренное для проведения испытания двигателя в его стандартном исполнении, проходит препарирование, т.е. оснащение его дополнительными датчиками приборов. Количество датчиков, их тип, а также те сечения, где они должны установлены, определяется назначением испытаний. При этом необходимо иметь ввиду то, что датчики должны минимально загромождать проходные сечения с целью уменьшения их влияния на рабочий процесс в двигателе. Кроме того, препарирование не должно снижать прочность деталей, сами датчики не должны служить причиной поломок и аварий. Конкретные места установки датчиков отражены в схеме препарирования двигателя.

3)Протокол испытаний (рис.1.1.) При проведении испытаний ведут протокол испытаний, в котором фиксируют: номер двигателя, время и дату поступления двигателя на испытательную станцию, вид испытаний, результаты анализов масла и топлива, наработку двигателя к началу испытаний, результаты осмотра двигателя перед запуском.

В процессе испытаний в протоколе отмечают значения всех основных параметров двигателя. Данные измерения дополнительных величин заносят вспомогательный протокол. В протоколе также фиксируют все работы, производимые на двигателе, как, например, осмотры, регламентные работы, регулировки, устранение дефектов и т. п. Протоколы испытаний являются основным документом и хранятся до тех пор, пока двигатель не будет описан.

4) Градуировочные данные. Результаты градуировки представляют в виде графиков или таблиц, которые служат для перевода измеренных величин в действительные. Графики более наглядны и удобны в работе чем таблицы, поэтому они более распространены

2.Методы замера основных параметров. При испытаниях ДВС прежде всего необходимо производить измерения следующих основных величин.

- 1) крутящего момента на выходном валу двигателя – Мм, Нм.
- 2) Числа оборотов коленчатого вала в минуту –  $n, \text{мин}^{-1}$
- 3) Часового расхода топлива –  $G_t, \text{кг/ч.}$
- 4) Часового расхода воздуха –  $G_b, \text{кг/ч.}$
- 5) Давления масла –  $P_{\text{мас.}}, \text{МПа}$
- 6) Барометрическое давление –  $P_{\text{бар}}, \text{МПа.}$
- 7) Давление или расхождения во впускном трубопроводе – Па.
- 8) Температуры масла в масляном баке или в картере двигателя –  $t_m, ^\circ \text{C}$
- 9) Температуры воздуха, всасываемого в двигатель –  $t_{\text{взвд}} ^\circ \text{C}$
- 10) Температуры отработавших газов –  $t_{\text{отр. г.}} ^\circ \text{C}$
- 11) Температуры охлаждающей жидкости –  $t_{\text{охл.ж.}} ^\circ \text{C}$

12) Относительной влажности окружающего воздуха-  $J_n$ , %

Кроме перечисленных величин в зависимости от целей испытаний могут измеряться и другие интересующие исследователя величины.

Для проведения испытаний двигателей создают стенды, снабженные соответствующим оборудованием, контрольно-измерительными приборами. Согласно ГОСТ 14846-81 стенд для испытания должен иметь следующие основные агрегаты:

- а) устройства для установки и закрепления двигателя;
- б) тормозную установку;
- в) устройство для соединения двигателя с тормозом;
- г) устройство, обеспечивающие охлаждение двигателя;
- д) устройство для отвода отработавших газов и картерных газов за пределы помещения, где находится стенд;
- е) устройство для питания двигателя топливом;
- ж) органы управления двигателем;
- з) пункт для управления двигателем и проведения измерений.

Температура воздуха в помещении, где находится стенд для испытаний, не должна превышать 40° С

Ниже дается краткое описание методов замера основных параметров работы двигателя при проведении стендовых испытаний.

### 2.1. Измерение нагрузки.

Мощность, развиваемая двигателем при испытаниях, должна полностью поглощаться внешним сопротивлением. При стендовых испытаниях двигателей для этой цели применяются различные виды балансирных тормозов.

Мощность, поглощаемая тормозом любого типа, должна плавно регулироваться во всем диапазоне чисел обороте испытываемого двигателя.

Тормоза по принципу, использованному для создания тормозного момента, можно подразделить на механические, воздушные, гидравлические, электрические, индукторные и комбинированные.

Независимо от принципа работы, всякое тормозное устройство содержит элемент, вращающийся вместе с коленчатым валом двигателя (ротор) и статор, подвешенный на подшипниках.

На установившемся режиме реактивный момент статора тормоза равен крутящему моменту испытываемого двигателя. Этот момент может быть измерен с помощью силоизмерительного устройства, позволяющего определить величину силы  $P$ , приложенной к статору тормоза на плече  $l$ .

От того, насколько правильно будет подобрано тормозное оборудование, зависит возможный объем испытаний и уровень их проведения.

Соответствие тормоза двигателю по мощностным и скоростным данным обычно устанавливают путем наложения внешней скоростной характеристики двигателя (пусть даже предполагаемой или расчетной) на внешнюю характеристику тормоза. Если характеристика двигателя укладывается внутри поля, ограниченной внешней характеристикой тормоза, то он обеспечит необходимые мощностной и скоростной режимы.

Устойчивость работы (саморегулируемость) системы «двигатель-тормоз» будет обеспечена, если при случайном отклонении скоростного режима этой системы от заданного автоматически возникнут моменты, стремящиеся вернуть систему на заданный режим.

В настоящее время наибольшее распространение получили электротормоза постоянного тока, называемые также балансирными динамомашинами. От электрических машин обычной конструкции они отличаются наличием балансирной подвески статора и весового устройства для определения крутящего момента. Тормоза указанного типа отвечают всем основным требованиям. Кроме того, они обеспечивают возможность принудительной прокрутки двигателя для запуска и определения величины механических потерь, а

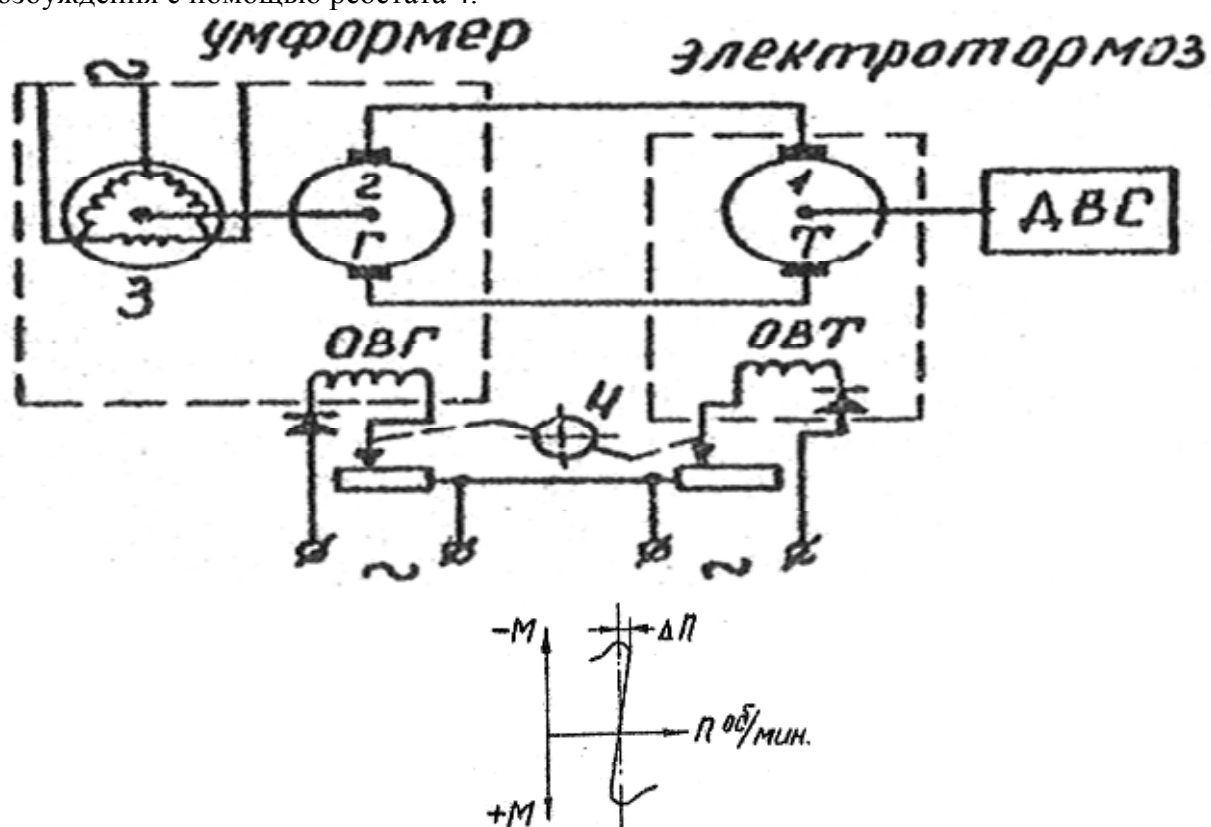
также регуляции энергии, вырабатываемой двигателем. Последнее имеет существенное значение при длительных или массовых испытаниях.

Схема испытательного стенда с электрическим тормозом постоянного тока приведена на рис. 2.1.а) тормозная динамо машина 1 электрически связана с умформером, состоящим из машины постоянного тока с независимым возбуждением 2 и асинхронного двигателя 3, валы которых жестко связаны. Обмотки возбуждения тормоза (ОВТ) и генератора (ОВГ) питаются током от выпрямителей через реостатное устройство 4, которое позволяет изменять оба тока одновременно в противоположном направлении.

При пуске испытываемого двигателя, после включения асинхронного двигателя в сеть, возбуждение машины постоянного тока постепенно увеличивается при близком к максимуму возбуждении тормоза. В этот период машина 2 вырабатывает постоянный ток, а машина 1 его потребляет, развивая пусковой момент, обеспечивающий трогание с места и прокрутку испытываемого двигателя. Для увеличения числа оборотов тормоза возбуждение машины 2 увеличивают, а у машины 1 уменьшают.

Когда двигатель запустится, балансированная машина 1 переходит в генераторный режим, а машина 2 становится электродвигателем и начинает вращать асинхронный двигатель 3. увеличение числа оборотов сверх синхронного переводит этот двигатель в генераторный режим, а он начинает отдавать энергию в сеть переменного тока.

Ценным качеством рассматриваемой системы является саморегулирование заданного числа оборотов тормоза. Последнее в конечном итоге определяется моментной характеристикой асинхронного генератора, так как машина 1 и машина 2 образуют систему «электрического вала», а машина 2 жестко связана с машиной 3. Характеристика синхронного двигателя (рис.2.1б) в пределах номинального нагрузочного режима мало отличается от вертикальной линии, соответствующей номинальному числу оборотов с отклонением  $\Delta n = \pm 3 - 4 \%$  так что и без вмешательства оператора число оборотов стенда при неизменном возбуждении во всем диапазоне мощностей испытываемого двигателя будет колебаться незначительно. Регулирование числа оборотов стенда достигается изменением возбуждения с помощью реостата 4.



В последнее время вместо электромашинного находит применение метод управления тормозными динамометрами путем включения их в сеть через тиристорные преобразователи.

Тиристорное управление основано на свойствах полупроводниковых управляемых германиевых диодов, называемых также управляемыми вентилями, или тиристорами. Тиристорам, как и обычным диодам, свойственны отсутствие накала катода и малое падение напряжения при прохождении тока. Они обладают также униполярностью, т.е. односторонней проводимостью, но только при наличии напряжения на их управляющем электроде. Иначе тиристоры вообще «заперты» для прохождения тока. Путем периодической, т.е. импульсной, подачи напряжения  $U_{упр}$  на управляемый электрод тиристора его переводят в состояние «открыт», а снятием с него анодного напряжения вновь запирают. Изменяя нужным образом момент подачи (фазу) управляющего импульса, обеспечивают требуемую силу тока в цепи

Схема тиристорного управления тормозной балансирной машиной, показанная на рис.2.2а, состоит из электрической машины постоянного тока – тормоза Т и трансформатора Тр, включенные так, что первый из них пропускает ток только в сторону электрической машины, второй – в сторону трансформатора.

Поскольку сила тока в цепи якоря электромашин в целом зависит от напряжения  $U_{упр}$  на управляющий электрод тиристора ток в цепи определяется разностью встречных напряжений трансформатора  $U_{тр}$  и электрической машины  $E_m$ :

$$IH = \frac{U_{mmu}}{R} = \frac{U_{mm} - E_m}{R}$$

Диаграммы напряжений и токов, приведенные на рис.2.2б, показывают, что подача импульсов напряжения на управляющий электрод тиристора 1 во время положительного полупериода в интервал времени, соответствующей угловому интервалу  $\Theta_1 - \Theta_2$ , открывает тиристор. А так как направление тока в цепи совпадает при этом с напряжением трансформатора, то выпрямленный ток из общей сети поступает в электрическую машину. В результате она начнет работать в моторном режиме, т.е. будет проворачивать вал испытуемого двигателя.

Рис б)

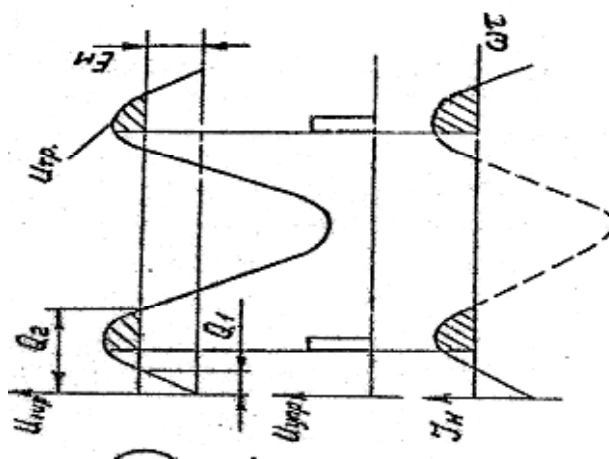
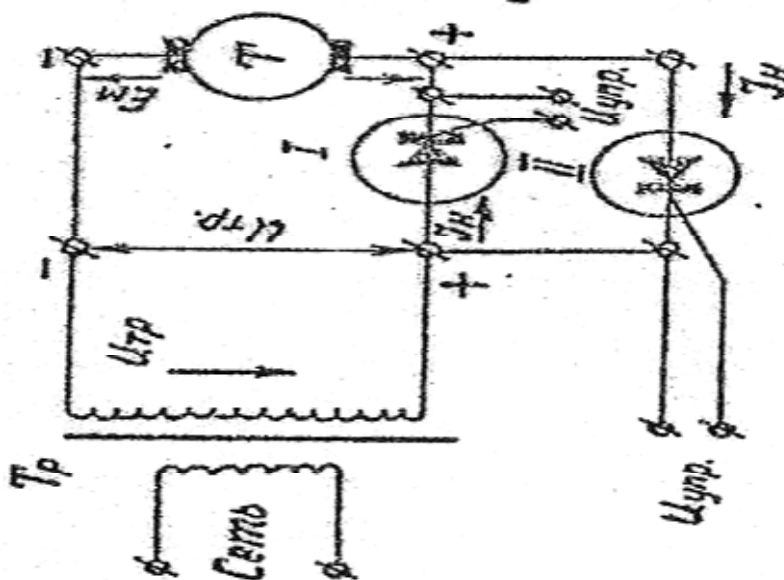


рис. 2.2.

- а) схема тиристорного управления тормозной балансирной машин  
б) диаграммы напряжений и токов.



Чтобы перевести электромашину в режим торможения после пуска двигателя, достаточно переключить подачу импульсов напряжения на управляющий электрод тиристора, навстречу  $U_{тр}$ . Очевидно, в момент, когда  $E_m$  больше  $U_{тр}$  и через тиристор потечет ток.

$$I_H = \frac{E_m - U_{mm}}{R}$$

Он будет поступать в общую сеть. Для сглаживания пульсации тока применяют групповые многофазные тиристорные преобразователи.

Кроме отсутствия подвижных элементов и высокой компактности тиристорному управлению свойственны бесшумность работы, малые затраты энергии на управление и высокие эксплуатационные свойства.

#### БАЛАНСИРНАЯ ПОДВЕСКА И ВЕСОВЫЕ УСТРОЙСТВА.

При работе электрической машины в режиме тормоза ее статор воспринимает реактивный момент, равный крутящему моменту испытываемого двигателя. Для измерения этого момента статор подвешивают относительно фундамента на подшипниках (рис.2.3.), и он приобретает подвижность вокруг оси вращения якоря. Сила, стремящаяся повернуть статор, измеряется с помощью весового устройства.

Простейшим весовым устройством является маятниковое (рис.2.4.). в нем сила  $P$  от статора тормоза уравнивается составляющей веса груза  $G$ . Эти весы просты по конструкции, но по условию равновесия имеют неравномерную шкалу. Точность их невысокая вследствие значительного влияния трения в шарнирах (погрешность около 1%). Значительное повышение точности (погрешность до 0,1-0,2%) достигается в квадратных весах (рис.2.5.).

Эти весы имеют два маятника 1, укрепленных на кулаках-квадрантах 2, которые подвешены на тонких стальных лентах 4 к направляющим 5, укрепленным в корпусе весов. Измеряемое усилие  $P$  через балансир 9 и две стальные ленты 8 передается кулачком 7, конструктивно объединенным с квадрантами 2.

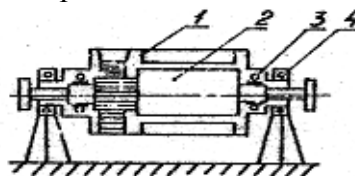


Рис.2.3. Схема баланsirной подвески статора.

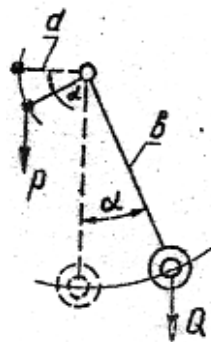


Рис 2.4. Схема маятникового весового устройства.

В состоянии покоя маятники занимают положение, показанное штриховой линией, т.е. отклоняются от вертикали на угол  $\alpha$ , а их центры тяжести совпадают по вертикали с точками подвеса ленты 4. Под влиянием усилия  $P$  маятники будут совершать сложное движение, перекатываясь по стальным лентам 4 квадрантами 2, отклоняясь от сложения равновесия на угол  $\alpha_0 + \alpha$  и поднимаясь вверх на высоту  $h_1$ . Точка приложения силы  $P$  при этом сместится вниз на значительно меньшую величину  $h_2$ . Это перемещение с помощью зубчатой рейки 6 преобразуется в перемещение указателя 3, указывающего измеряем: силу на шкале 10.

Благодаря тому, что радиусы квадратов  $a_1$  и кулачков  $a_2$  близки между собой, большие усилия  $P$  могут уравниваться небольшими грузами  $G/2$ , что обеспечивает компактность весов. Наличие в кулаках и квадрантах только трения качения резко повышает точность измерений.

Квадрантные динамометры нереверсивны и потому для измерения сил, могущих изменять знак, используется в сочетании с реверсивной рычажной системой (рис.2.6.), рычаг 1, укрепленный на статоре балансирной динамомашины, имеет на конце траверсу 7, в которую вмонтированы призмы 6 и 2, на них опираются подвески 3 и 5, соединяемые рычагом 4, шарнирно закрепленным на раме механизма. При любом направлении силы, приложенной к рычагу 1, усилие на динамометр будет передаваться только в одном направлении (вниз). Через промежуточный рычаг 8, служащий для расширения пределов измерения в систему дополнительно к демпферу для уменьшения колебаний стрелки динамометра при колебаниях крутящего момента и вибраций стенда.

В последнее время широко применяют цифровую индикацию крутящего момента. Для этого момент торможения передается посредством рычага статора (рис.2.7.) датчику усилия (растяжения /сжатия) силоизмерительного устройства (рис.2.8.).

#### ИЗМЕРЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ.

Частоту вращения коленчатого вала двигателя измеряют тахометрами – приборами визуального наблюдения за мгновенной частотой вращения и счетчиками для определения средней частоты вращения или суммарного числа оборотов за соответствующий промежуток времени. Современные стенды, как правило, оборудуются электронными тахометрами, принципиальная схема одного из них (модель ТЭСА) показана на рис. 2.9.

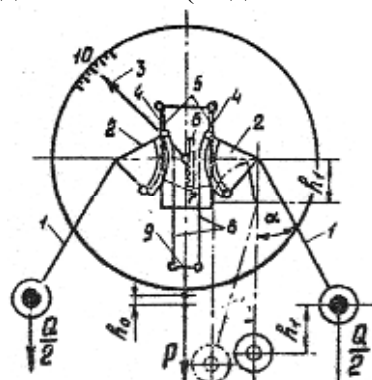


Рис. 2,5. Схема квадратных весов.

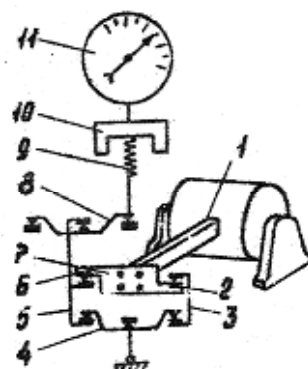


Рис.2.6. Схема реверсивной рычажной системы.

Принцип действия тахометра основан на подсчете показывающим прибором числа импульсов на преобразователе. Преобразователь устанавливается с зазором (max 0.5 мм) напротив зубчатого ферромагнитного диска, укрепленного на валу контролируемого объекта. При вращении указанного диска зазор между торцами зубьев и преобразователем меняется и в обмотке последнего наводится переменная ЭДС, которая усиливается встроенным усилителем. При этом частота выходных импульсов пропорциональна частоте вращения зубчатого диска, а следовательно и частоте вращения вала диска.

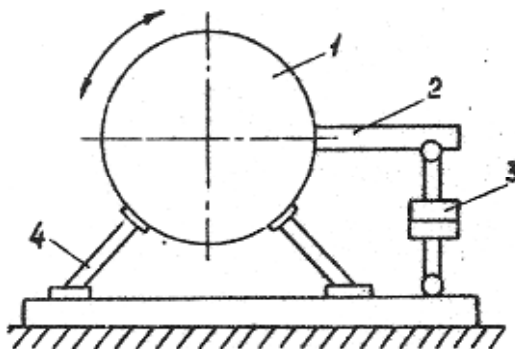


Рис.2.7. Схема рычажной системы балансирной подвески.



Рис.2.8. Блок - схема системы измерения крутящего момента.

Сигнал с преобразователя подается на вход показывающего прибора, где усиливается и формируется на один из входов селектора.

Время измерения  $T$  с получается путем последовательного деления частоты кварцевого генератора (100 кГц) делителем базы времени. Селектор, при поступлении на другой его вход строб - импульса, открывается на время действия (1с.) строб - импульса и, сформированные импульсы первичного преобразователя поступают на четырехразрядный двоично-десятичный счетчик, который производит подсчет импульсов. По окончании действия строб - импульса результат расчета переносится из счетчика в регистр памяти информации из двоично - десятичного кода в позиционный код сегментных цифросинтезирующих индикаторов ИВ-11, с помощью которых и осуществляется визуальная цифровая индикация измеренной частоты вращения.

### Замер расхода топлива.

Расход топлива при испытаниях двигателей необходимо измерять с высокой точностью, так как он по абсолютной величине невелик, при изменении нагрузки двигателя изменяется в широких пределах.

Промышленные способы измерения расходов жидкостей в данном случае неприемлемы и наибольшее распространение не получили объемный и весовой методы, которые просты и удовлетворяют указанным выше условиям.

Часовой расход топлива при использовании весового или объемного способа определяется известным выражением:

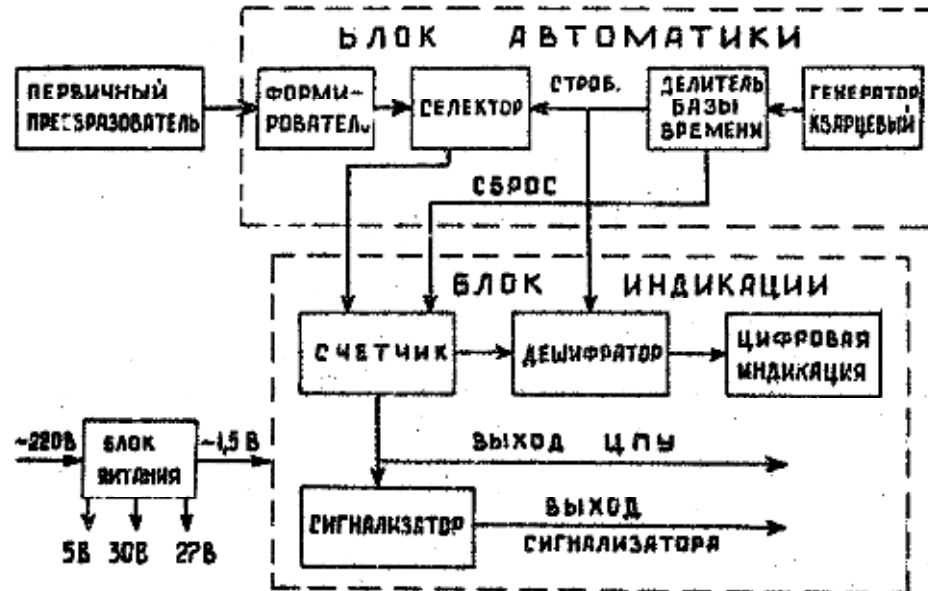


Рис.2.9. Блок-схема цифрового тахометра.

$$Gt = \frac{\Delta Gt}{r_t} = \frac{\Delta V_t * \rho_t}{r_t}$$

где:  $\Delta V_t$  – объем топлива, израсходованного за время опыта, в  $\text{см}^3$ ;

$\rho_t$  - плотность топлива в  $\text{г/см}^3$

На этой формуле непосредственно вытекает необходимость поддержания температуры топлива при использовании объемного метода неизменной, так как в противном случае изменится его плотность  $\rho_t$ , что приведет к появлению трудно учитываемой погрешности. При весовом способе эта погрешность отсутствует, но постоянство температуры также имеет существенное значение, ибо отклонения в удельном весе, вязкости и сжимаемости топлива изменяют характеристики топливоподающей системы, вследствие чего изменяются показатели рабочего процесса двигателя.

Поэтому одним из условий точного измерения расхода топлива является выбор рациональной схемы включения мерной емкости в систему питания. Удовлетворительные результаты дает схема, приведенная на рис. 2.10., в которой избыточное топливо, сливающееся из форсунок, подается на вход топливоподающего насоса. Трехходовой кран, управляющий работой схемы, имеет три положения, обеспечивающие следующие режимы работы стенда:

1. Прогрев двигателя, когда топливо поступает в двигатель непосредственно из бака
2. Подготовка к замеру, когда топливо из бака 1 подается как в двигатель, так и в расходный бачок 4.
3. Замер, при котором двигатель потребляет топливо из бачка 4.



Основным источником погрешностей измерения расхода топлива является ручной способ отсчета времени. Поэтому применяется системы автоматизированного замера расхода топлива.

Принцип действия таких систем можно рассмотреть на примере расходомера топлива типа А 1-2000 (производства Венгрия), схема которого приведена на рис.2.11. Работа этого прибора основана на измерении массы израсходованного топлива. Тензорезисторный силоизмерительный преобразователь 7 вырабатывает электрический сигнал, пропорциональный измеряемой массе топлива, который поступает на измерительный преобразователь 9, где усиливается до нужной величины. Усиленный сигнал подается в компьютер 10, который предназначен для обработки усиленного сигнала и управления работой измерительной системы.

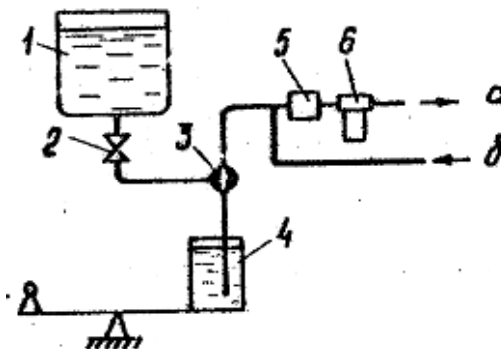


Рис.2.10. Схема замера расхода топлива.

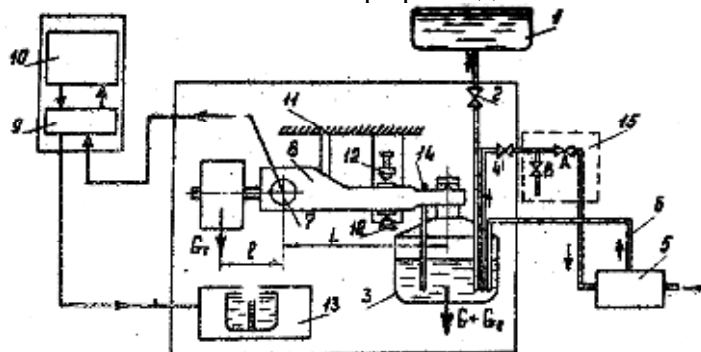


Рис.2.11. Схема расходомера топлива типа AI-2000

Мерный сосуд 3 навешен на рычаг 8, который в свою очередь связан с силоизмерительным преобразователем 7, чувствительным только к моменту силы:

$$M = (G + G_c)L - G_{II} * l$$

Где:  $G$  – масса топлива;  
 $G_c$  – масса мерного сосуда;  
 $G_{II}$  – масса противовеса;  
 $L$  – плечо мерного сосуда;  
 $l$  – плечо противовеса.

Если  $G_{II} l = G_c L$ , то  $M = G * L$ , тогда обеспечивается возможность измерения малых масс при любой массе сосуда.

Топливо из бака 1 поступает самотеком через клапан 2 в мерный сосуд, а из последнего к насосу (ТНВД) 5 через клапан 4 и двухходовой кран 15 излишки топлива в мерный сосуд по трубопроводу 6.

Сигнализатор уровня 13 дает информацию о текущем уровне топлива, а температуру последнего измеряют при помощи термометра сопротивления 14.

При измерении расхода по команде компьютера 10 открывается клапан 2 и начинается заполнение мерного сосуда топливом массой 2450 грамм. По истечении 5 сек. после закрытия клапана 2 компьютер запускает измерение. В момент пуска измеряется и регистрируется масса топлива в мерном сосуда. По истечении 30сек, если масса израсходо-

ванного топлива составила 200 гр измерение заканчивается и , после выполнения компьютером арифметических операций, результат измерения выдается на цифровой индикатор. В том случае, если масса израсходованного топлива не достигает 200 гр. то измерение продолжается. до достижения этого количества.

Измерение расхода воздуха.

Для измерения расхода воздуха двигателем широко используют насадки со свободным выходом. Конструкция насадки с входом, очерченным по дуге окружности, приведена на рис.2.12. Расход воздуха при измерении таким насадком может быть определен по формуле:

$$G_B = 10^3 * f * n * \sqrt{2 * \rho_B * \Delta p}$$

Где:  $f = \pi d^2 / 4$  - площадь проходного сечения дроссельного прибора,?

k- коэффициент расхода дроссельного прибора;

$\rho_e$  - плотность воздуха, кг/?;

$\Delta p$  - перепад давлений на приборе, МН/?.

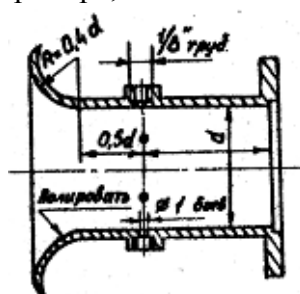


Рис.2.12. Схема насадки со свободным выходом.

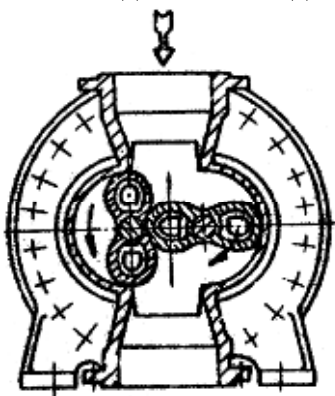


Рис.2.13. Схема объемного расходомера воздуха.

Обязательное условие при измерении расхода дроссельными приборами – установка между ними и двигателем ресиверов, сглаживающие пульсации давления воздуха.

В последнее время для измерения расхода воздуха часто используют расходомеры (рис.2.13). Два ротора расходомера, связанных между собой шестернями, вращаются под действиями сравнительно небольшого перепада давления между входом и выходом. Число оборотов пропорционально расходу воздуха; оно фиксируется счетным механизмом, протарированным в единицах объемного расхода, основное достоинство расходомеров подобного типа – малые потери давления.

Техника измерения температур и давления.

Температура рабочих тел и деталей двигателя изменяется в широких пределах, поэтому при испытаниях для измерения температуры применяют весьма разнообразную аппаратуру. Для измерения температуры воды, масла, топлива окружающего воздуха используют ртутные и спиртовые термометры, дистанционные термометры манометрического типа, термосопротивления, устройство и принцип действия которых хорошо известны.

Температуры отработавших газов и деталей в основном измеряют с помощью термоэлектрических преобразователей (термопар).

Измерение температуры термопарами основано на термоэлектрическом эффекте. В цепи, состоящей из двух разнородных проводников (рис.2.14), при различных температурах спаев 1 и 2 возникает электродвижущая сила (Э. д. с.), величина которой зависит от материала термоэлектродных проводов и разности температур  $t-t_0$ . Если температура одного из спаев термопары поддерживается постоянной (чаще всего этот спай, называется «холодным», погружается в термостат с тающим льдом при температуре 0), то Э.Д.С. однозначно определяется величиной  $t$ - температуры «горячего» спая.

В простейшем случае измерительная схема (рис. 2.14. б и в) состоит из термопары и милливольтметра. При необходимости удаления измерительного прибора от места измерения в схему включаются удлинительные медные провода  $M$  (рис.2.14. г и д), а для вынесения и термостатирования холодного спая – компенсационные  $K$  (рис 2.14, е и ж).

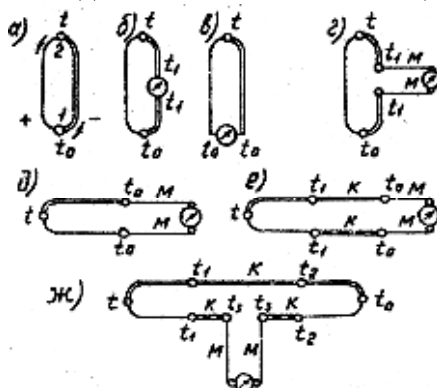


Рис. 2.14. Схемы определения температур с помощью термопар.

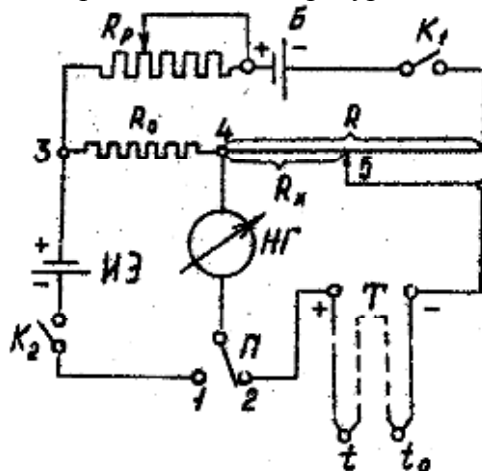


Рис.2.15. Схема простейшего потенциометра.

Температуры дополнительных спаев должны поддерживаться попарно одинаковыми, а подсоединение компенсационных проводов выполняется с учетом полярности.

Каждая термопара, предназначенная для лабораторных измерений должна предварительно градуироваться. Градуирование термопары заключается в определении зависимости ее Э.Д.С. от температуры горячего спая при постоянной температуре холодного.

В таблице 2.1. приведены краткие сведения о наиболее употребительных термопарах.

Таблица 2.1

Свойства наиболее распространенных термопар.

Наименование термопары	Условное обозначение	Т.э.д.с. на 100°C	Предельная температура применения	
			длительно	кратко-временное

Медь-копель	НК	4,76	350	500
Железо-копель	ЖК	5,75	600	600
Хромель-копель	ХК	6,95	600	600
Хромель-алюмель	ХА	4,10	900	1100
Платинорадий-платина	ПП	0,64	1300	1600

Для измерения э. д. с. термопары, а, следовательно, и температуры могут быть использованы различные измерительные приборы.

Так э. д. с. термопары может замеряться милливольтметрами, однако, при этом вследствие нестабильности падения напряжения в термоэлектродах и соединительных проводах может возникнуть заметная погрешность. Более точные результаты измерения обеспечивают потенциометры.

Схема простейшего потенциометра приведена на рис. 2.15.

Прибор имеет гальванический источник эталонного напряжения – нормальный элемент НЭ, напряжение которого известно и с высокой точностью может считаться постоянным (например, для нормального ртутно-кадмиевого элемента  $1,01865 \pm 0,00001$  в, с уходом за год не более  $0,00005$  в), используемый только в период настройки потенциометра перед замером, и источник рабочего напряжения – сухую батарею Б, ток которой может регулироваться реостатом.

Измерительная цепь прибора состоит из эталонного сопротивления  $R_0$  и калиброванного реохорда  $R$ , причем в период измерений в этой цепи протекает вполне определенный ток от батареи Б, равный

$$I_k = \frac{E_{НЭ}}{R_0}$$

Для установления этого тока переключатель П ставят в положение 1 и при замкнутых выключателях К1иК2 реостатом регулируют ток батареи Б, пока нуль-гальванометр не покажет отсутствие тока в цепи нормального элемента. Очевидно, что при этом падение напряжения на участке 3-4 будет равно э.д.с. нормального элемента, т.е.  $E_{НЭ} = R_0 \cdot I_0$ , откуда,

$$I_0 = \frac{E_{НЭ}}{R_0} = I_k$$

После этого переводят выключатель П в положение 2 и перемещают движок реохорда 5 до тех пор, пока нуль-гальванометр не покажет отсутствие тока в цепи термопары. Очевидно, при этом падение напряжения на участке 4-5 будет численно равно э.д.с. термопары, т.е.

$$E_t = I_k * R_x = \frac{E_{НЭ}}{R_0} * R_x$$

Следовательно, э. д. с. термопары может быть непосредственно отсчитана по шкале реохорда  $R$ , если последний калиброван в соответствующих единицах.

Рассмотренный принцип используется как в ручных, так и автоматических потенциометрах. Последние в сочетании с автоматическими переключателями позволяют последовательно измерять и фиксировать на бумажной ленте сигналы многих термопар.

Большое значение для точности измерения температур имеет качество заделки их спаев в соответствующие детали. Чаще всего для заделки используются капсулы из металла, однородного или близкого по свойству к металлу деталей, запрессованные в глухие или сквозные сверления. Студентам рекомендуется ознакомиться с особенностями заделки термопар, используя экспонаты, имеющиеся в лаборатории.

При измерении температур подвижных деталей в ряде случаев не удастся обеспечить надежное соединение движущихся термопар с неподвижной измерительной аппаратурой. В этих случаях прибегают к периодическому контакту подвижных и неподвижных участков измерительных цепей, осуществляемому посредством токосъемников, ряд которых показан на рис.2.16.

При периодическом токосъеме также используется потенциометрический метод измерений э.д.с. термопар, но, очевидно, индикатор нуля здесь должен быть безинертным. В качестве такого индикатора обычно используется электронно-лучевые осциллографы. Схемы измерений температуры поршня приведена на рис. 2.17.

Если в момент замыкания контактов в цепи термопары идет ток, то на экране осциллографа появится «всплеск», пропадающей при точной компенсации (рис.2.17б).

При использовании замыкающихся контактов возникают помехи от э. д. с. трения, которые снижают точность замеров, поэтому для точных замеров используют непрерывный токосъем, осуществляемый токосъемником с шарнирным механизмом. В районе шарниров делается пружинный обход в виде свободной петли. Разработаны также бесконтактные токосъемники, где вопрос передачи сигнала решается либо при помощи передатчика, размещаемого на поршне, и приемника в картере двигателя, либо с помощью индуктивного бесконтактного токосъемника.

Современная аппаратура позволяет фиксировать показания температуры в цифровом виде, при этом схемы таких измерений подобны схеме на рис. 2.8.

Для измерения давления широко используются образцовые манометры и вакуумметры, устройство которых общеизвестно, а в случае обеспечения цифровой регистрации в качестве датчиков давления используют манометры типа МТМ с электрическим выходным сигналом 0...10в.

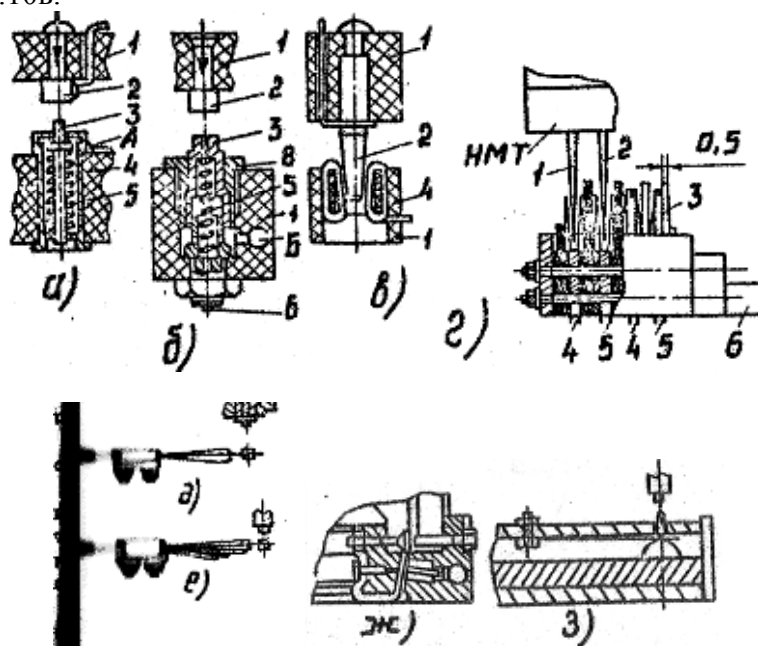


Рис 2.16. схемы токосъемников.

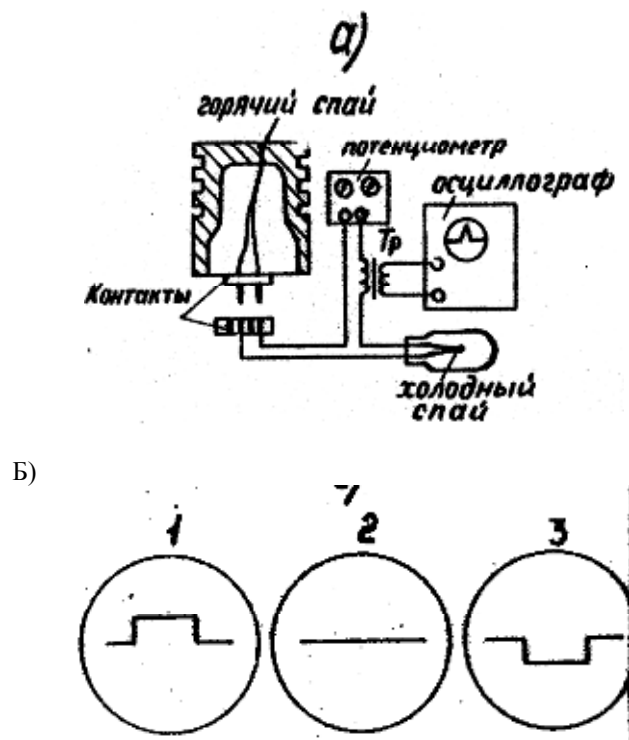


Рис. 2.17.а. – Схема измерения температуры поршня.

Б.- осциллограммы процесса тококомпенсации.

#### УСТРОЙСТВО ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.

Для проведения цикла лабораторных работ используются специальные испытательные установки. Структурная схема таких установок идентична (рис. 3.1).

Испытуемый автомобильный двигатель 1 и нагрузочное устройство 3, соединенные между собой карданным валом 2, устанавливаются на массивной чугунной фундаментной плите 4. Эта плита вместе с бетонным фундаментом 5, изолированным резино- металлическими амортизаторами 6 или песчаной подушкой 7, предназначены для снижения передаваемых от двигателя вибраций (максимальные значения амплитуд не должны превышать 0,05...0,10 мм).

Основным элементом испытательного стенда является нагрузочное (или тормозное) устройство. Традиционные типы этих устройств, их принципы работы, преимущества и недостатки подробно приводятся в литературе (2.3). Выбор типа и марки тормоза определяется назначением и характером испытаний, технической характеристикой двигателя, а также – необходимостью соблюдения природоохранных и экологических условий. Перспективной альтернативой традиционным типам нагрузочных устройств являются разработки в области частотного регулирования скорости асинхронных электромашин трехфазного тока. В отечественной практике такие разработки выполнены научно-исследовательским проектно-технологическим институтом при производственном объединении «Харьковский электромеханический завод» (ХЭМЗ). Они представляют собой частотно регулируемые приводы серии ПТЧ –1 мощностью до 500 кВА, выполненные на основе автономных инверторов типа (АИТ) (4). Применительно к стенду для испытаний ДВС это, прежде всего означает возможность получить электропривод со стандартным 3-фазным питанием, реализующим возможность плавного регулирования частоты вращения от нуля до номинала, т. е. приобрести аналог машины постоянного тока без громоздкого умформера. Но еще более важным преимуществом этого типа устройств является возможность быстрых сбросов или набросов скорости вращения и нагрузки по заранее заданным алгоритмам. Очевидно, что в этом случае появляется возможность на стенде имитировать эксплуатационные режимы ДВС в реальном масштабе времени. Это исключит необходимость использования специальных стендов на основе беговых барабанов и сделает стенд значительно более универсальным.

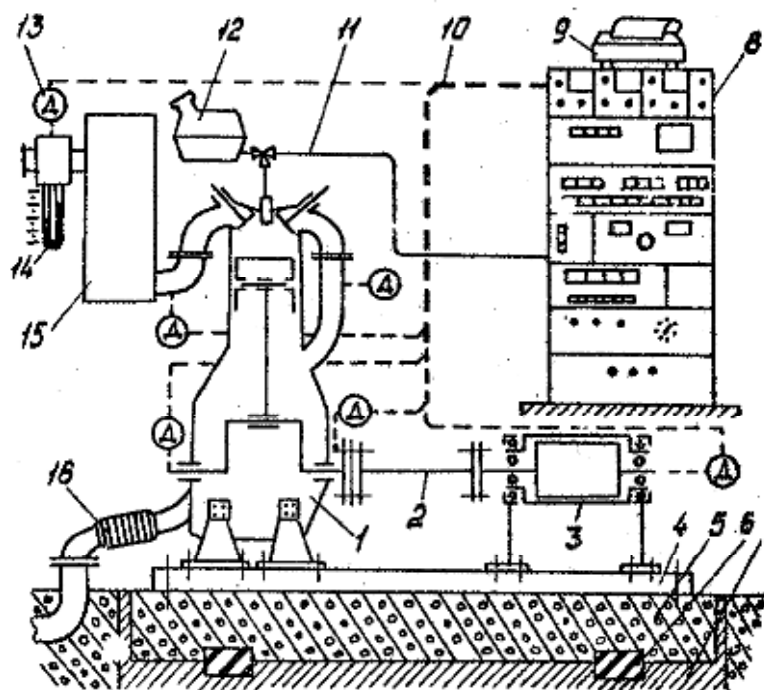


Рис.3.1.Схема для установки для испытаний двигателей:

1-испытуемый двигатель, 2- карданный вал, 3- нагрузочное устройство, 4- фундаментная плита, 5- бетонный фундамент, 6- резинометаллический амортизатор, 7- песчаная подушка, 8-приборная стойка, 9- печатающее устройство, 10- соединительный электрокабель, 11- трубопровод, 12- топливный бак, 13- датчик, 14- расходомер воздуха, 15- ресивер, 16- компенсатор выпускного трубопровода.

К сожалению, ХЭМЗ не занимается специализацией этих своих разработок для испытания ДВС, и потому в этой области более предпочтительны аналогичные разработки, выполненные совместно зарубежными фирмами «АВЛ» и «ЭЛИН», предлагающие испытателям двигателей широкую гамму нагрузочных устройств, предназначенным специально для испытания ДВС. В основе этих предложений – асинхронная балансирная машина трехфазного тока с четырехквадратным инвертором, выполненные с учетом постоянно растущих требований в области двигателестроения. Блок-схема такого устройства приведена на рис. 3.2. , а электросхема – на рис. 3.3. Конструктивно машина состоит из нагрузочного устройства, шкафа управления и измерительного устройства (рис.3.2).

Работу двигателя на любом испытательном стенде обеспечивают системы пуска, топливо подачи, охлаждения, смазки, подвода свежего заряда, отвода отработавших газов, нагружения и аварийной защиты, находящиеся полностью или частично под контролем системы управления. Кроме того, в случае применения в качестве нагрузочного устройства индикаторного тормоза установка должна быть дооборудована системами охлаждения и аварийной защиты тормоза.

Система топливоотдачи служит для хранения , очистки, подачи очищенного топлива к ДВС и измерения расхода топлива двигателем. В соответствии со своим назначением эти системы включают топливохранилища, насосы, отстойные и расходные баки, фильтры, трубопроводы, арматуру и расходомер ( как правило, весовой). Для обеспечения требований пожарной безопасности топливохранилища обычно устанавливают за пределами испытательной лаборатории. Управление агрегатами системы объединяется с общей системой управления двигателем и осуществляется, как правило, дистанционно, за исключением наиболее простых схем, когда возможно и непосредственное управление.

Системы охлаждения предназначены для поддержания на требуемом уровне температур охлаждающей жидкости в двигателе и индукторном тормозе, масла в системе смазки и наддувочного воздуха во впускном коллекторе, для отвода тепла от нагретых де-

талей во время работы двигателя и для предпускового подогрева охлаждающей жидкости и масла. Наиболее целесообразной компоновкой системы охлаждения признана двухконтурная схема: циркуляционная система - замкнутый контур и ее система охлаждения – разомкнутый контур. Циркуляционная система охлаждения (индивидуальная для каждого ДВС) включает в себя насос, радиатор, расширительный бачок, соединительные трубопроводы с соответствующей арматурой, регуляторы теплового состояния (на базе серийно выпускаемых регуляторов РПИВ-С), клапаны с электромеханизмами типа П-1, датчики-никелевые термометры сопротивления типа П-1. В измерительные средства включены расходомеры охлаждающей жидкости для обеспечения возможности проведения лабораторной работы по определению теплового баланса ДВС.

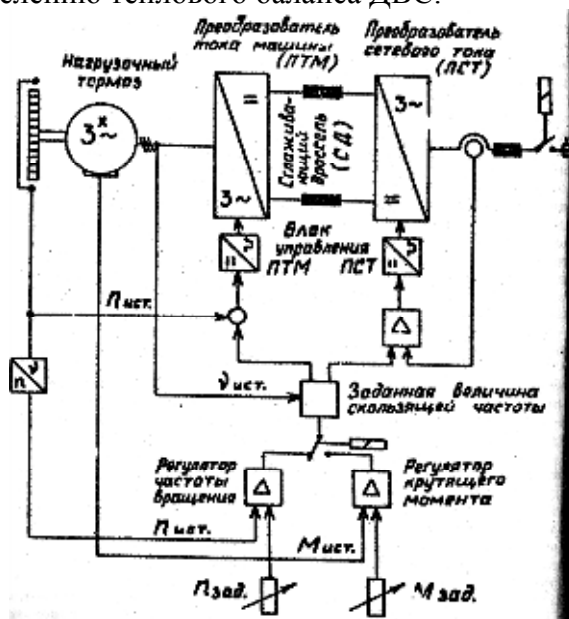


Рис.3.2. Блок-схема электрического нагрузочного устройства.

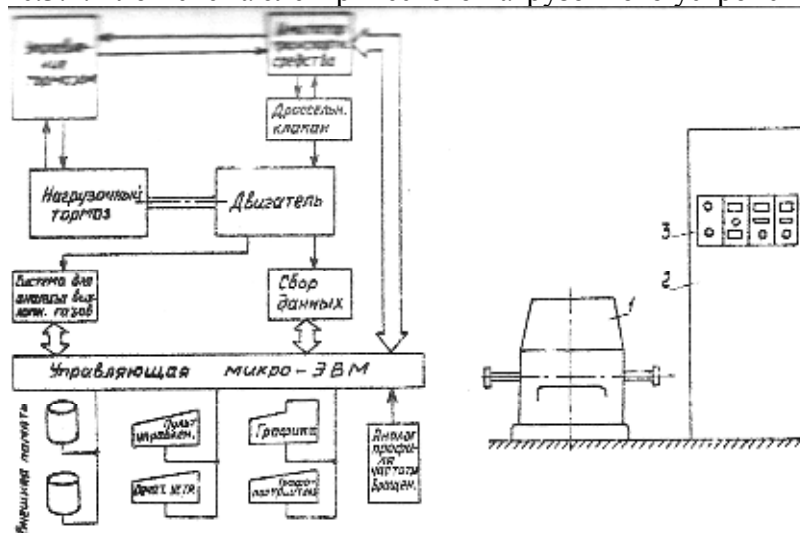


Рис. 3.3. Схема электрических связей нагрузочного устройства.

Система смазки в испытательных стендах предназначена для обеспечения маслом соответствующей системы ДВС очистки и охлаждения масла, предпусковой прокачки до требуемого давления в системе и периодического добавления в масло присадок по мере их срабатывания. В соответствии с назначением системы смазки баки для хранения запаса масла, насосы предпусковой прокачки, сепараторы, фильтры, подогреватели, радиаторы, трубопроводы с арматурой, датчики, тепловые регуляторы и контрольные приборы.

Система выпуска удаляет отработавшие газы за пределы рабочего помещения. Эти системы должны быть смонтированы таким образом, чтобы исключить возможность прорыва газов в лабораторию. На выпускных трубопроводах устанавливают компенсаторы тем-



пературных деформаций при работе ДВС. Сопротивления выпускных трактов должны быть возможно меньшими. В качестве средств измерения температуры отработавших газов используются обычные термодатчики типа ХА, нормирующие преобразователи «напряжение - код» и цифровой индикатор.

#### УПРАВЛЕНИЕ УСТАНОВКОЙ.

В настоящее время технология испытательных стендов достигла многообразия и четкой специализации. Задачи и конкретные требования, предъявляемые к стендам для исследовательских опытно-конструкторских работ, длительных испытаний и производства, проверки качества и специальных испытаний существенно отличаются. Но вместе с тем критерии оценок всех стендов имеют совместную основу, а именно:

- 1) надежность общей системы;
- 2) независимость отдельных стендов;
- 3) надежность и безопасность в работе на стендах;
- 4) простота и легкость обслуживания;
- 5) возможность дальнейшего развития и расширения;
- 6) ясность и четкость дизайна;
- 7) хорошая приспособляемость к изменениям;
- 8) удобства системы;
- 9) рациональное соотношение между стоимостью стенда, полнотой и точностью замеров, производительностью труда.

В наиболее полной степени удовлетворения всех этих критериев обеспечивает только автоматизация стендов. Учебные стенды должны быть в высочайшей степени приспособлены возможности расширения широкого круга технических и учебных задач. Для этого стенд должен быть оснащен развитым комплексом специальных измерительных приборов, которые хотя бы частично управлялись и настраивались автоматически. В сущности регистрация измеряемых величин охватывает в основном аналоговые значения тока или напряжения, снимаемых с различных датчиков, а также – подсчет импульсов и замеры интервалов между импульсами (рис. 4.1). Поэтому главной частью такого стенда является микропроцессорная система с развитым периферийным комплексом в виде алфавитно-цифрового и графического дисплеев, графопостроителей, быстродействующих печатающих устройств, внешних запоминающих устройств и т. п. Кроме того, микропроцессорная система должна быть обеспечена достаточным количеством аналоговых цифровых преобразователей, а также – нормирующих преобразователей, с помощью которых нормированные сигналы напряжения (0-10В) или тока (0-20 мА) преобразовываются в цифровой код с разложением на 6-10-12 битов. В современных системах предусматривается не менее 32 каналов ввода информации с различных датчиков.

Измерительная система выполняет и непосредственно цифровые измерения. Прежде всего, это замер частоты вращения и расхода топлива. В автоматизированных системах в канале замера частоты вращения организуется считывание строб-импульсов, получаемых индуктивных и оптических датчиков числа оборотов, в течение заданного интервала. Затем, сравнивая заданное количество импульсов на каждый оборот коленчатого вала и подсчитанное количество импульсов за время замера, микропроцессор рассчитывает частоту вращения на данном установившемся режиме и периодически выдает получаемый результат на цифровое табло.

Также цифровым способом измеряется и расход топлива. Это осуществляется путем регистрации времени замера и отсчета числа рабочих циклов за это время. По этим данным микропроцессор, предварительно рассчитав крутящий момент и эффективную мощность, как это было выяснено в п. 2.4., определяет удельный эффективный расход топлива (г/кВт.ч) и количество впрыснутого за цикл топлива (г./цикл).

Чтобы рассчитать специальные параметры двигателя, в стендовую ЭВМ должны быть введены такие данные, как литраж, диаметр цилиндра, ход поршня, число цилиндров и т. п., а также – соответствующие алгоритмы расчета.

Регулировка нагрузки и частоты вращения осуществляется предварительным заданием соответствующих аналоговых данных блоку управления тормозом и регулировочному устройству рейки топливного насоса ( или положения дроссельной заслонки). Через 3-5 секунд после предписания регулирующих величин эти сигналы автоматически сопоставляются. Если заданная цель регулировки не выполняется, производится коррекция регулировочного устройства, и через 3 сек снова приводится контроль. Этот процесс может быть повторен до 10 раз. Если и после этого стенд не вышел на заданный режим, его работа прекращается с соответствующим сообщением на пульт.

В принципе регулировка частоты вращения на режимах частичной нагрузки осуществляется через стендовый тормоз, а регулировка нагрузки – чрез механизм, воздействующий на рейку ТНВД ( дроссель).

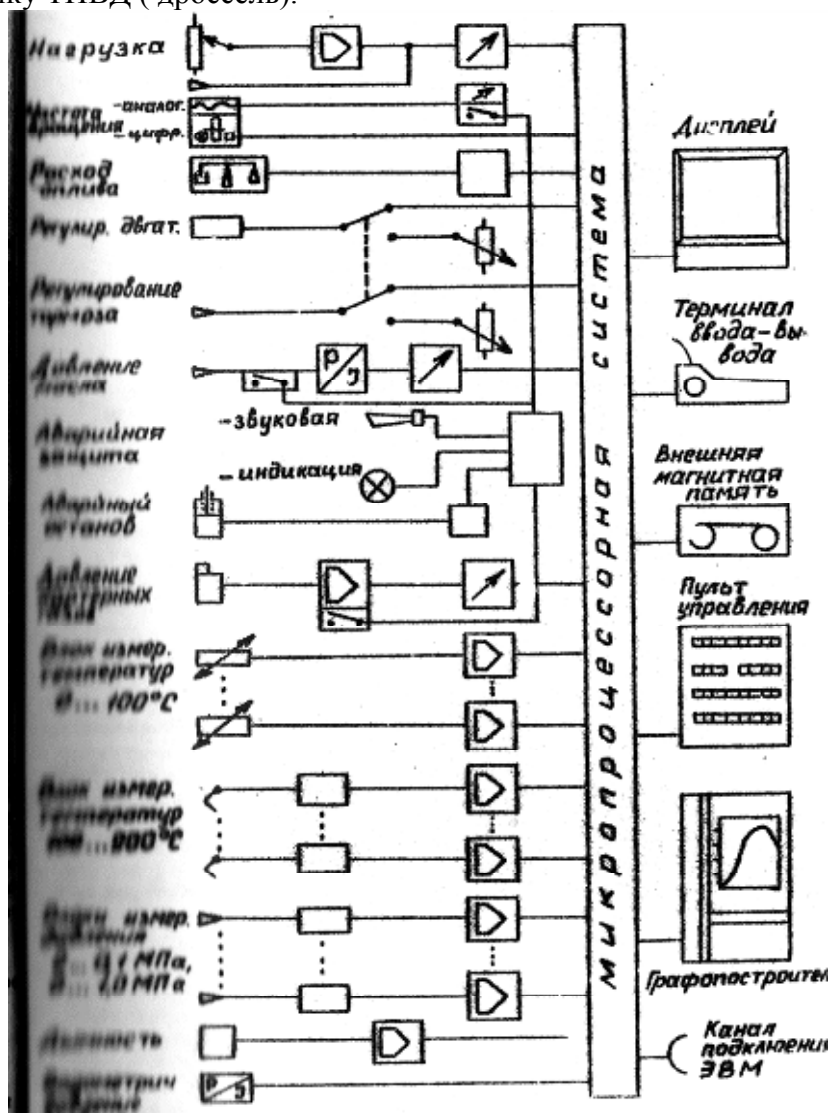


Рис. 4.1. Блок-схема аналоговой регистрации измеряемых величин.

Кроме всего отмеченного на автоматизированную систему стендовых испытаний возлагаются важные и чрезвычайно ответственные задачи защиты оборудования:

- по превышению частоты вращения;
- по превышению температуры охлаждающей воды;
- по превышению температуры масла;
- по понижению давления масла;
- по отсутствию охлаждающей воды;
- по превышению крутящего момента;
- по превышению давления картерных газов;

- по отсутствию сжатого воздуха;
- по отключению охлаждения тормозной машины;
- по отсутствию вентиляции или возникновению загорания в боксе;
- по отсутствию вытяжки выхлопных газов;
- по состоянию неготовности механической части стенда;
- по состоянию неготовности автоматики.

В целом, применение автоматизации на испытательном стенде обеспечивает следующие преимущества:

- точность реализации испытательной программы;
- ясность, наглядность и четкость информации о результатах измерений;
- исключение ошибок (описок) в протоколе испытаний;
- надежность и безопасность испытательного оборудования;
- большая экономия времени;
- облегчение работы по обслуживанию и проведению испытаний;
- исключение необходимости постоянного наблюдения оператора за работой оборудования;
- возможность проведения длительных испытаний с различными программами;
- четкое тестирование оборудования и диагностирование неисправностей в системах стенда.

Методика снятия внешней скоростной характеристики. Внешняя скоростная характеристика определяется путем стендовых испытаний двигателя. От принятой методики проведения испытаний существенно зависит величина измеряемой мощности двигателя.

В лабораториях СССР внешняя скоростная характеристика определяется согласно ГОСТу 491 — 55. Двигатель, установленный на стенде, должен быть снабжен вспомогательным оборудованием: водяным, масляным и топливным насосами, вентилятором и генератором. Подогрев горючей смеси должен быть таким, какой принят на данной модели двигателя. При проведении испытаний на двигатель следует устанавливать серийный воздушный фильтр.

В Европе при проведении испытаний применяется аналогичная методика. В США условия проведения испытаний несколько другие, что отражается на конечной величине определяемой мощности. При измерении мощности двигателя снимают вентилятор и воздушный фильтр, выключают подогрев впускного трубопровода (так называемый холодный карбюратор), устанавливают серийные выпускные патрубки, переходящие в большие ресиверы; генератор при проведении испытаний работает вхолостую. В итоге замеренная мощность двигателя оказывается несколько большей, чем та, которую практически может развить двигатель в условиях эксплуатации.

Многие зарубежные фирмы сообщают покупателям две мощности по DIN (Европейский стандарт) и по SAE (Американский стандарт). Приблизительно можно считать, что разница в мощности составляет около 15%, т. е.  $N_{eSAE} = 1,15 N_{eDIN}$ . Американские фирмы указывают в каталогах и проспектах несколько завышенную мощность двигателей, определяя ее по своеобразной методике.

**Мощности и рабочие объемы двигателей.** Тип трактора или автомобиля в известной мере определяет мощность и рабочий объем устанавливаемого на них двигателя. Одновременно с мощностью и числом оборотов рабочий объем является одним из наиболее характерных параметров каждого двигателя.

Эффективная мощность  $N_e$ , развиваемая четырехтактным двигателем, как указывалось ранее, определяется следующей зависимостью:

$$N_e = \frac{k_H}{\alpha l + 1} \frac{P_0 V_h}{RT_n} \eta_v \eta_t \eta_g \eta_{мех} n \frac{427}{9000} \text{ л. с.}$$

Согласно этой зависимости эффективная мощность двигателей при одинаковых степенях сжатия, составах смеси, коэффициентах наполнения и тепловых и механических потерях прямо пропорциональна рабочему объему двигателя. При его увеличении орди-

наты кривой мощности внешней скоростной характеристики пропорционально возрастают, но точка максимума не смещается по числу оборотов при условии, что удельная площадь впускного отверстия и сопротивления впускной и выпускной систем остаются неизменными.

При установке на шасси автомобиля или трактора двигателя с большим рабочим объемом улучшаются их динамические качества. Одновременно с этим, при прочих равных условиях, экономичность двигателя несколько ухудшается, так как больший по мощности двигатель обычно используется с меньшими нагрузками, при которых относительные тепловые и механические потери возрастают.

На котором приведены мощности и рабочие объемы двигателей европейских легковых автомобилей 1966 г., следует, что двухтактные двигатели крайне редко используются в качестве автомобильных; исключительно широкое применение на автомобилях и тракторах имеют четырехтактные двигатели. Два луча, проведенные из начала координат, указывают: нижний — минимальные, а верхний — максимальные номинальные мощности двигателей при разных рабочих объемах. Тангенсы углов наклона этих двух лучей определяют мощности, снимаемые с 1 л рабочего объема, или так называемые литровые мощности.

Данные позволяют заключить относительно основной массы двигателей европейских легковых автомобилей следующее:

- 1) рабочие объемы изменяются в пределах 0,5—3,0 л, хотя есть двигатели, рабочий объем которых достигает 6,0—7,0 л;
- 2) максимальные эффективные мощности изменяются в пределах 25—150 л. с., но у отдельных двигателей, устанавливаемых на дорогих автомобилях, мощность достигает 300 и даже 400 л. с.;
- 3) минимальная литровая мощность, определяемая нижним лучом, равна 35 л. с./л;
- 4) максимальная литровая мощность, определяемая верхним лучом, равна 75 л. с./л;
- 5) число цилиндров у двигателей с небольшим рабочим объемом и мощностью равно 2 и увеличивается по мере роста  $V_h$  и  $N_e$  до 4; 6 и даже 8

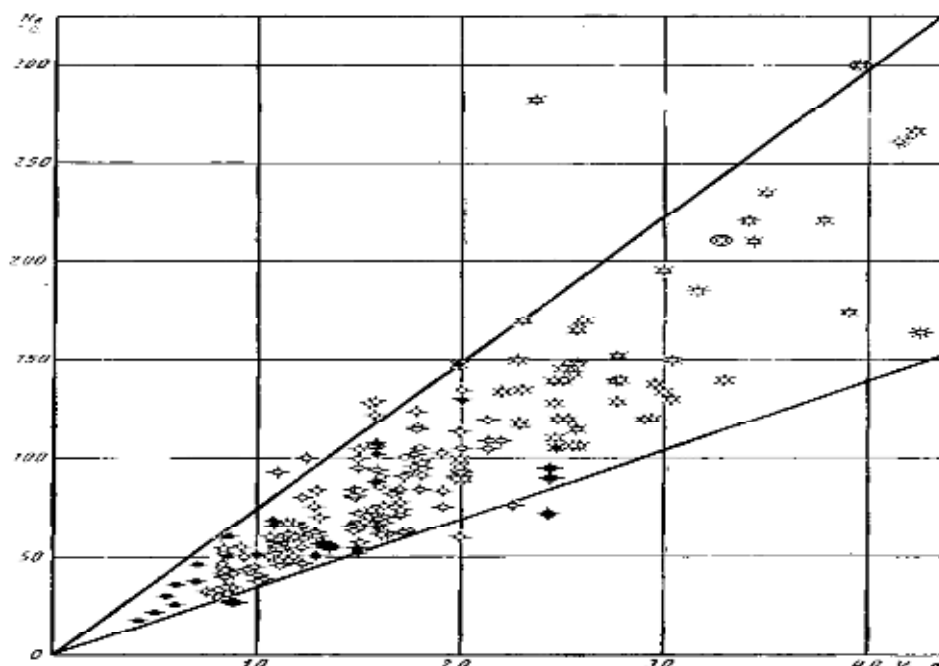


Рис. 109. Мощности  $N_e$  и рабочие объемы  $V_h$  двигателей европейских легковых автомобилей выпуска 1966 г.:  
 — минимальная мощность; — максимальная мощность; \* — мощность двигателя; \* — число цилиндров

На выброс токсичных веществ в дизеле существенное влияние оказывает тип регулятора. Применение двухрежимного регулятора взамен всережимного позволяет в усло-

виях городского движения значительно уменьшить выброс CO и CH, а также понизить дымность ОГ. На выброс NO<sub>x</sub> тип регулятора практически не влияет.

## 1. 8 Лекция №8( 2 часа).

### Тема: «Кинематика и динамика двигателя»

#### 1.8.1 Вопросы лекции:

1. Кинематика и динамика КШМ и его расчет.
2. Удары в КШМ. Уравновешенность и уравновешивание двигателя. Условия уравновешенности многоцилиндровых двигателей.
3. Уравновешивание двигателей с линейным расположением цилиндров и V-двигателей.
4. Равномерность хода двигателя. Основы анализа и амортизация колебаний двигателя на подвеске.

#### 1.8.2 Краткое содержание вопросов:

1. **Наименование вопроса № 1.** Кинематика и динамика КШМ и его расчет. В авто-тракторных ДВС в основном используются следующие три типа кривошипно-шатунного механизма (КШМ): *центральный* (аксиальный), *смещенный* (дезаксиальный) и *механизм с прицепным шатуном* (рис. 1.1). Комбинируя данные схемы, можно сформировать КШМ как линейного, так и многорядного многоцилиндрового ДВС.

Реализация смещенного (дезаксиального) механизма возможна в двух вариантах. В первом случае ось цилиндра не пересекает ось коленчатого вала ДВС, а во втором — ось поршневого пальца смещается относительно оси цилиндра.

КШМ с прицепным шатуном отличается от других схем наличием прицепного шатуна, соединенного пальцем с главным шатуном в его кривошипной головке. Необходимо отметить, что кинематика механизма главного шатуна не отличается от кинематики центрального и смещенного КШМ.

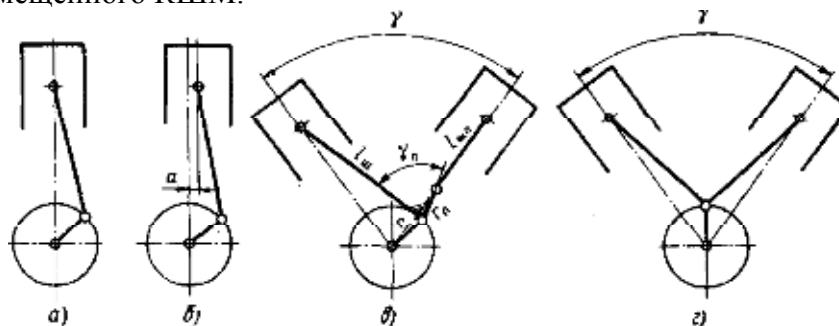


Рис. 1.1. Кинематические схемы КШМ:

а — центральная линейная, б — смешанная линейная, в — прицепная, г — центральная U-образная

Основными геометрическими параметрами, определяющими законы движения элементов центрального КШМ, являются:  $r$  — радиус кривошипа коленчатого вала,  $L_{ш}$  — длина шатуна.

Параметр  $\lambda = r/L_{ш}$  является критерием кинематического подобия центрального механизма. При этом для КШМ различных размеров, но с одинаковыми  $\lambda$  законы движения аналогичных элементов подобны. В автотракторных ДВС применяют КШМ с  $\lambda = 0,24 \dots 0,31$ .

В смещенных (дезаксиальных) КШМ имеется еще один геометрический параметр, влияющий на его кинематику, — величина смещения оси цилиндра (пальца) относительно оси коленчатого вала  $a$ . При этом относительное смещение  $e$  является дополнительным

$k=a/r$  критерием кинематического подобия смещенных КШМ. Таким образом, подобные смещенные КШМ имеют одинаковые  $\lambda$  и  $k$ , где  $k$  изменяется в пределах  $0,02...0,1$ .

Как следует из схемы (рис. 1.2), кинематика КШМ полностью описывается, если известны законы изменения по времени следующих параметров:

- перемещения поршня ( $x$ ). Начало отсчета ( $x = 0$ ) — положение поршня в ВМТ; положительное направление отсчета принято при его движении от ВМТ к НМТ при вращении кривошипа по часовой стрелке;

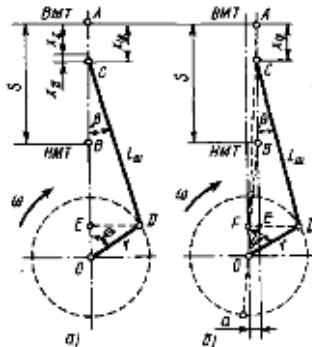


Рис. 1.2. Расчетные схемы КШМ:

$a$  — центрального,  $b$  — смещенного

- угла поворота кривошипа  $\varphi$ . Начало отсчета  $\varphi=0$  соответствует положение кривошипа при нахождении поршня в ВМТ;
- угла отклонения шатуна ( $\beta$ ) от оси цилиндра ( $\beta=0$  при  $p=0$ ).

Кинематика кривошипа. Вращательное движение кривошипа коленчатого вала определено, если известны зависимости угла поворота ( $\varphi$ ), угловой скорости ( $\dot{\varphi}$ ) и ускорения ( $\ddot{\varphi}$ ) от времени ( $t$ ).

При кинематическом анализе КШМ принято делать допущение о постоянстве угловой скорости (частоты вращения) коленчатого вала ( $\dot{\varphi}$ ). Тогда  $p = \omega I$ ,  $\ddot{\varphi} = \omega^2 \delta 1$  и  $e=0$ . Угловая скорость и частота вращения кривошипа ( $\omega$ ) коленчатого вала связаны соотношением  $\omega = \pi n / 30$ . Данное допущение позволяет изучать законы движения элементов КШМ в более простом виде в функции угла поворота кривошипа, переходя при необходимости к временной форме, используя линейную связь между  $\varphi$  и  $t$ .

Кинематика поршня. Кинематика возвратно-поступательно движущегося поршня описывается зависимостями его перемещения ( $x$ ), скорости ( $\dot{x}$ ) и ускорения ( $\ddot{x}$ ) в функции угла поворота кривошипа ( $\varphi$ ).

- **Перемещение поршня** при повороте кривошипа на угол  $\varphi$  определяется как сумма его смещений от поворота кривошипа на угол  $\varphi$  ( $x_1$ ) и от отклонения шатуна на угол  $\beta$  ( $x_2$ ):

$$x = r + l_{\text{ш}} - r \cos \varphi - l_{\text{ш}} \cos \beta, \quad \lambda = r/l_{\text{ш}}$$

или окончательно с учетом

$$x = r [(1 - \cos \varphi) + (1/\lambda) (1 - \cos \beta)].$$

Связь между углами  $\varphi$  и  $\beta$  определяется по общей стороне  $\angle E$  треугольников  $O^E$  и  $COE$  (рис. 1.2, а), откуда для центрального механизма  $\sin \beta = r \sin \varphi / l_{\text{ш}}$  или  $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$ , а для смещенного, определив  $\angle E$  как  $\gamma \sin \varphi - \delta \sin \beta$ ,  $\sin \beta = \lambda \sin \varphi - \delta \sin \beta$ . Используя данное соотношение, а также учитывая, что  $\cos^2 \beta = 1 - \sin^2 \beta$ , получим зависимость перемещения поршня от угла поворота кривошипа.

Для центрального КШМ это

$$x = r [(1 - \cos \varphi) + (1/\lambda) (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi})].$$

В смещенном КШМ

$$x = \left[ \sqrt{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right)^2 - k^2} - \frac{1}{\lambda} \cos \beta - \cos \varphi \right].$$

С целью упрощения расчетных зависимостей для центрального КШМ разложим в ряд по формуле бинома Ньютона радикал

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{1}{2} (\lambda \sin \varphi)^2 - \frac{1}{8} (\lambda \sin \varphi)^4 - \frac{1}{16} (\lambda \sin \varphi)^6 - \frac{5}{128} (\lambda \sin \varphi)^8 + \dots$$

При  $A = 0,25$  амплитуды при гармонических членах разложения соотносятся как 1:0,031:0,000488:0,000015, а при  $A = 0,30$  — как 1:0,045:0,001012:0,000046. С учетом этого с достаточной для практики точностью можно ограничиться двумя первыми членами разложения и полагать

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi} \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \varphi = 1 - \frac{1}{4} \lambda^2 \cos 2\varphi.$$

$$x \approx r [(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4) (1 - \cos 2\varphi)] = x_1 + x_2.$$

• *Скорость поршня* определяется как первая производная от перемещения поршня по времени, т. е.

$$v = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

что применительно к уравнениям (1.1) и (1.4) дает точную

$$v = r\omega \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

и приближенную  $v \approx r\omega [\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi]$  зависимости скорости поршня от угла поворота кривошипа.

Как видно из (1.6), максимального значения скорость достигает при  $\varphi + \beta = 90^\circ$ , когда  $\sin(\varphi + \beta) = 1$ . При этом ось шатуна перпендикулярна радиусу кривошипа и

$$v_{\max} = r\omega \sqrt{1 + \lambda^2}.$$

Широко применяемая для оценки конструкции ДВС средняя скорость поршня, которая определяется как  $c_p = 5n/30$ , связана с максимальной скоростью поршня соотношением  $U_{\text{ш}}/c_p = \sqrt{1 + \lambda^2}$  и для используемых  $A$  равна 1,62...1,64.

• *Ускорение поршня* определяется производной от скорости поршня по времени, что соответствует точно

$$j = r\omega^2 \left[ \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^3 \beta} \right],$$

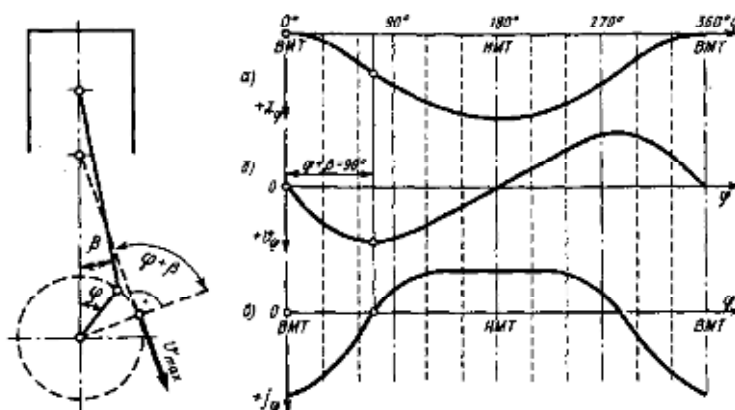


Рис. 1.3. Кинематические параметры поршня:  
а — перемещение, б — скорость, в — ускорение

и приближенно

$$j \approx r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

В современных ДВС  $j = 5000 \dots 20\,000 \text{ м/с}^2$ .

Максимальное значение  $U_{\text{ш}} = \omega \sqrt{1 + A}$  имеет место при  $\varphi = 0$  и  $360$  град ПКВ. Угол  $(\varphi = 180 \text{ град ПКВ для } \lambda < 0,25 \text{ соответствует минимальному значению ускорения})$

Упип==  $-2\cos^2(1-A)$ . Если  $\lambda > 0,25$ , то имеется еще два экстремума  $y' = -\text{гш}^2(a+—)$  при  $(p'=180^\circ \pm \arccos 8 [1/(42)])$ .

Графическая интерпретация уравнений перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рис. 1.3.

Для дезаксиального КШМ приближенные значения  $U$  и  $j$  имеют вид

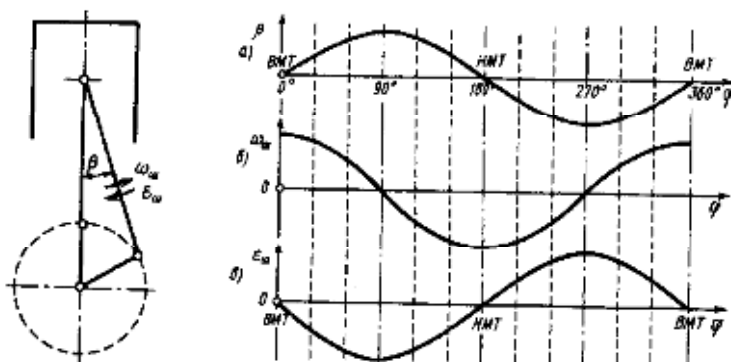
$$v \approx r\omega [\sin \varphi + (\lambda/2) \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi],$$

$$j \approx r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi + k\lambda \sin \alpha).$$

Сравнивая эти зависимости, а также (1.3) с аналогичными для центрального КШМ, можно отметить их отличие в добавочном члене, пропорциональном  $\lambda$ . Так как для современных двигателей  $\lambda = 0,01 \dots 0,05$ , то его влияние на кинематику механизма невелико и на практике им обычно пренебрегают.

Д Кинематика шатуна. Сложное плоскопараллельное движение шатуна складывается из движения его верхней головки с кинематическими параметрами поршня и его нижней кривошипной головки с параметрами конца кривошипа.

Кроме того, шатун совершает вращательное (качательное) движение относительно точки сочленения шатуна с поршнем



- Угловое перемещение шатуна  $\beta$ . Экстремальные значения  $\beta = \pm \arcsin \lambda$  имеют место при  $\varphi = 90$  и  $270$  град ПКВ. В автотракторных двигателях  $\beta_{\max} = \pm(12 \dots 18^\circ)$ .

- Угловая скорость качания шатуна

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{d\beta_{\text{ш}}}{dt} \quad \text{или} \quad \omega_{\text{ш}} = \lambda \omega \frac{\cos \varphi}{\cos \beta_{\text{ш}}}.$$

Экстремальные значения  $\dot{\omega}_{\text{ш}} = +\omega_0$  наблюдаются при  $(\varphi = 0$  и  $180$  град ПКВ).

- Угловое ускорение шатуна

$$\varepsilon_{\text{ш}} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{dt} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\varphi} = \lambda \omega^2 \sin \varphi \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}}.$$

Экстремальные значения  $\varepsilon_{\text{ш}} = \pm \omega^2 \lambda / (1 - \lambda^2)^{3/2}$  достигаются при  $(\varphi = 90$  и  $270$  град ПКВ).

Изменение кинематических параметров шатуна по углу поворота коленчатого вала представлено на рис. 1.4.

ДИНАМИКА КШМ. При работе двигателя в КШМ действуют следующие основные силовые факторы: силы давления газов, силы инерции движущихся масс механизма, силы трения и момент полезного сопротивления. При динамическом анализе КШМ силами трения обычно пренебрегают.

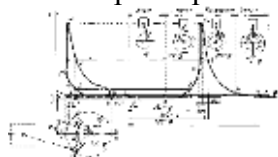


Рис. 1.5. Перестроение индикаторной диаграммы из  $p$ - $V$ - в  $p$ - $p$ - координаты



1.2.1. СИЛЫ ДАВЛЕНИЯ ГАЗОВ. Сила давления газов возникает в результате осуществления в цилиндрах рабочего цикла. Эта сила действует на поршень, и ее значение определяется как произведение перепада давления на поршне на его площадь:  $P_m = (p_c - p_o) P_\pi$ . Здесь  $p_c$  — давление в цилиндре двигателя над поршнем,  $p_o$  — давление в картере,  $P_\pi$  — площадь поршня.

Для оценки динамической нагруженности элементов КШМ важное значение имеет зависимость силы  $P_g$  от времени. Ее обычно получают перестроением индикаторной диаграммы из координат  $p - V$  в координаты  $p - t$  (посредством определения  $\dot{V} = x \dot{P}_\pi$  с использованием зависимости (1.1) или графических методов (рис. 1.5).

Сила давления газов, действующая на поршень, нагружает подвижные элементы КШМ, передается на коренные опоры картера и уравнивается внутри двигателя за счет упругой деформации несущих элементов блок-картера силой  $P_g$  и  $P_c$ , действующей на головку цилиндра, как это показано на рис. 1.6. Эти силы не передаются на опоры двигателя и не вызывают его неуравновешенности

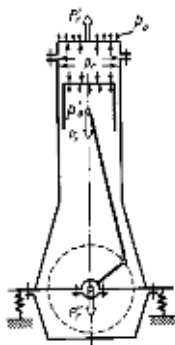


Рис. 1.6. Воздействие газовых сил на элементы конструкции КШМ

1.2.2. СИЛЫ ИНЕРЦИИ ДВИЖУЩИХСЯ МАСС КШМ. Реальный КШМ в общем случае представляет собой систему с распределенными параметрами, элементы которой движутся неравномерно, что приводит к возникновению инерционных нагрузок.

Детальный анализ динамики такой системы принципиально возможен, однако сопряжен с большим объемом вычислений.

В связи с этим в инженерной практике для анализа динамики ДВС широко используют модели с сосредоточенными параметрами, созданные на основе метода замещающих масс. Они формируются из масс, сосредоточенных в выбранных по определенным правилам точках КШМ, которые связаны между собой абсолютно жесткими безынерционными элементами. Замещающие точки определяют с учетом конфигурации и характера движения отдельных элементов звеньев КШМ и выбираются обычно в местах сопряжения кинематических пар. При этом для любого момента времени должна выполняться динамическая эквивалентность модели и рассматриваемой реальной системы, что обеспечивается равенством их кинетических энергий.

В ДВС для анализа динамики его КШМ обычно используют двухмассовую модель (рис. 1.7). Первая замещающая масса  $m$ , сосредоточена в точке сопряжения поршня с шатуном и совершает возвратно-поступательное движение с кинематическими параметрами поршня, вторая  $m$ , располагается в точке сопряжения шатуна с кривошипом и вращается равномерно с угловой частотой  $\omega$ . Величины масс  $m_{\text{оту}}$  и  $m_{\text{от}}$ , должны выбираться из условия обеспечения эквивалентности модели и замещаемого ею механизма.

• Детали поршневой группы совершают прямолинейное возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра. Так как центр масс поршневой группы практически совпадает с осью поршневого пальца, то для определения силы инерции Руд достаточно знать массу поршневой группы  $m_a$ , которую можно сосредоточить в данной точке, и ускорение центра масс  $\ddot{x}$ , которое равно ускорению поршня  $P_d = -\ddot{O}t\pi$ .

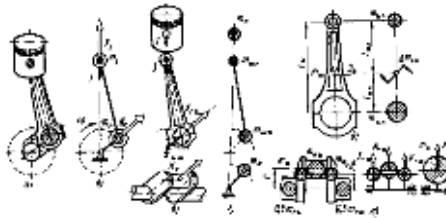


Рис. 1.7. Формирование двухмассовой динамической модели КШМ:  
 а — КШМ, б — модель КШМ, в — силы в КШМ, г — массы КШМ,  
 д — массы шатуна, е — массы кривошипа

• *Кривошип коленчатого вала совершает равномерное вращательное движение.* Конструктивно он состоит из совокупности двух половин коренной шейки, двух щек и шатунной шейки. При равномерном вращении на каждый из указанных элементов кривошипа действует центробежная сила, пропорциональная его массе и центростремительному ускорению. С учетом того, что центры масс коренных шеек кривошипа находятся на оси вращения, их центробежные силы инерции равны нулю. Центр масс шатунной шейки расположен на ее оси, отстоящей от оси коленчатого вала на расстоянии  $г$ . Центростремительное ускорение шейки равно  $\omega^2 r_{ш}$ . Полагая массу шатунной шейки  $Отщ$  сосредоточенной в ее центре масс, получим выражение, определяющее центробежную силу:

$K_{гщ} = -Отщ \omega^2 r_{ш}$ . Аналогично, по известным массе щеки  $Отщ$  и расстоянию от оси коленчатого вала до центра ее масс  $р_{д}$ , определяются центростремительное ускорение центра масс  $\omega^2 r_{щ}$  и соответственно центробежная сила инерции  $K_{гщ} = -Отщ \omega^2 r_{щ}$ .

В эквивалентной модели кривошип заменяют массой  $от$ , отстоящей от оси вращения на расстоянии  $г$ . Величину массы  $от$  определяют из условия равенства создаваемой ею центробежной силы сумме центробежных сил масс элементов кривошипа:  $K^* = K_{пш} + 2K_{гщ}$  или  $m^* (\omega^2 = m_{ш} \omega^2 + 2m_{гщ} \omega^2)$ , откуда после преобразований получим  $m^* = Отщ + 2отщ/г$ .

• *Элементы шатунной группы совершают сложное плоскопараллельное движение.* В двухмассовой модели КШМ массу шатунной группы  $Отщ$  разделяют на две замещающие массы:  $Отщ$ , сосредоточенную на оси поршневого пальца, и  $Отщ_{ж}$ , отнесенную к оси шатунной шейки коленчатого вала. В этом случае для приведения всех ее сил инерции к результирующим силам принципы метода замещающих точек сводятся к выполнению следующих условий:

1) сумма масс, сосредоточенных в замещающих точках модели, должна быть равна массе замещаемого звена КШМ. Применительно к группе шатуна  $от_{п-ЮТц} + отщ$ ;

2) положение центра масс элемента реального КШМ и замещающего его в модели должно быть неизменным. Обозначим расстояния от центров поршневой и кривошипной головок шатуна до его центра масс как  $л_{щд}$  и  $л_{па}$ . Условие неизменности положения центра масс выполняется, если  $л_{дп}/л_{щд} = отщ_{д}/л_{пщ} = 0$ . Из приведенных в п. 1 и 2 соотношений следует, что  $от_{пщ} = л_{ш}/л_{пщ} и отщ_{д} = л_{пщ}/л_{д}$ .

Выполнение первых двух условий обеспечивает статическую эквивалентность замещающей системы реальному КШМ;

3) условие динамической эквивалентности замещающей модели обеспечивается при равенстве суммы моментов инерции масс, расположенных в характерных точках модели  $l_{,,,}$  и момента инерции реального шатуна  $J_{ц}$ , относительно оси, проходящей через центр масс звена перпендикулярно плоскости его качания. Данное условие для двухмассовых моделей шатунов существующих ДВС обычно не выполняется, что может быть скомпенсировано добавлением к системе инерционного момента  $ДМ_{ц1} = J_{ш} - J_{э,,}$ .

Статистические данные по рассмотренным параметрам КШМ современных авто-тракторных двигателей представлены в табл. 1.1 в виде конструктивных масс  $m' = m/P_{ц}$ , где  $P_{ц}$  — площадь поршня,  $m$  — масса соответствующего элемента КШМ.

Окончательно, объединив полученные массы всех звеньев КШМ в замещающих точках динамической модели КШМ, получим:

ф массу, сосредоточенную на оси пальца и совершающую возвратно-поступательное движение вдоль оси цилиндра,  $0 \leq t \leq T_{\text{цил}}$ ;

ф массу, расположенную на оси шатунной шейки и совершающую вращательное движение вокруг оси коленчатого вала,  $I_{\text{Пг}} = m^{\wedge} + m_{\text{ая}}$ . Для У-образных ДВС с двумя шатунами, расположенными на одной шатунной шейке коленчатого вала,  $m^{\wedge} n^{\wedge} + 2m_{\text{ауа}}$ .

В соответствии с принятой моделью КШМ первая замещающая масса  $m^{\wedge}$  движущаяся неравномерно с кинематическими параметрами поршня, вызывает силу инерции  $P_1 = -m^{\wedge} j$ , а вторая масса  $m$ , вращается равномерно с угловой скоростью кривошипа и создает центробежную силу инерции  $K_2 = -m \omega^2 r$ .

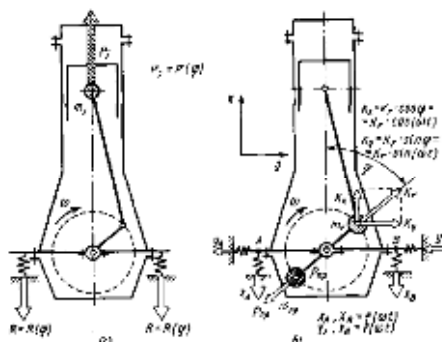


Рис. 1.8. Воздействие сил инерции на опоры двигателя:  
а — сила  $P_{уб}$  — сила  $K_2$

Тип двигателя	Частота вращения $\text{мин}^{-1}$	Конструктивная масса $m^{\wedge}$ , $\text{кг/м}^2$		Отношение $I_{ya}/I_{\text{ш}}$	
		поршневой группы	шатун	линейные	У-образные
Двигатели с искровым зажиганием	$n < 4500$	(1,2...1,3)Д*	(1,5...1,6) 0	0,26...0,28	0,28...0,30
	$n > 4500$	(1,3...1,4) 0	(1,9...2,2)Д	0,26...0,28	0,28...0,30
Дизели	$n < 3000$	(2,0...2,2)Д	(2,3...2,5) Д	0,26...0,30	0,30...0,34
автомобильные	$n > 3000$	(1,7...1,9) В	(1,8...2,1) В	0,22...0,23	0,22...0,23
Дизели тракторные		(2,2...2,4) 0	(2,5...2,8) 0	0,26...0,30	0,30...0,34
ные					

\* О — диаметр цилиндра, мм.

Сила инерции  $P_1$  уравнивается реакциями опор, на которые установлен двигатель. Будучи переменной по значению и направлению, она, если не предусмотреть специальных мероприятий по ее уравниванию, может быть причиной внешней неуравновешенности двигателя, как это показано на рис. 1.8, а.

При анализе динамики и особенно уравниваемости ДВС с учетом полученной ранее зависимости ускорения  $j$  от угла поворота кривошипа ( $\varphi$ ), представляют в виде суммы сил инерции первого ( $P_1$ ) и второго ( $P_{1п}$ ) порядка:

$$P_1 = -m^{\wedge} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C \cos \varphi + \lambda C \cos 2\varphi = P_{1л} + P_{1п},$$

Центробежная сила инерции  $K_2 = -m \omega^2 r$  от вращающихся масс КШМ представляет собой постоянный по величине вектор, направленный по радиусу кривошипа и вращающийся с постоянной угловой частотой  $\omega$ . Сила  $K_2$  передается на опоры двигателя, вызывая переменные по величине реакции (рис. 1.8, б). Таким образом, сила  $K_2$ , как и сила  $P_1$ , может являться причиной внешней неуравновешенности ДВС.

1.2.3. СУММАРНЫЕ СИЛЫ И МОМЕНТЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КШМ. При динамическом анализе КШМ силы  $P_1$  и  $P_{1п}$ , имеющие общую точку приложения к системе и

единую линию действия, заменяют суммарной силой, являющейся их алгебраической суммой:  $P_1 = P_1 + P_2$  (рис. 1.9, а)

Для анализа действия силы  $P^\wedge$  на элементы КШМ ее раскладывают на две составляющие:  $\delta$  и  $N$ . Сила  $\delta$  действует вдоль оси шатуна и вызывает повторно-переменное сжатие — растяжение его элементов, а сила  $N$  перпендикулярна оси цилиндра и прижимает поршень к его зеркалу. Действие силы  $\delta$  на сопряжение шатун — кривошип можно оценить, перенеся ее вдоль оси шатуна в точку их шарнирного сочленения, где она раскладывается на нормальную силу  $K$ , направленную по оси кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ .

Силы  $K$  и  $T$  передаются на коренные опоры двигателя. Для анализа их действия данные силы переносятся в центр коренной опоры, чему соответствуют силы  $K'$ ,  $T'$  и  $T''$  на рис. 1.9, а. Пара сил  $T$  и  $T''$  на плече  $r$  создает крутящий момент  $M_{кр}$ , который далее передается на маховик, где совершает полезную работу. Сумма сил  $K'$  и  $T''$  дает силу  $\delta''$ , которая, в свою очередь, раскладывается на две составляющие:  $IV'$  и  $P_d'$ . Очевидно, что  $M = -N' \cdot l$  и  $P^\wedge P^\wedge'$ . Силы  $N$  и  $L^\wedge$  на плече  $H$  создают опрокидывающий момент  $M_{оп}$ ,  $M_{оп} = MN$ , который далее передается на опоры двигателя и их реакциями уравнивается.  $M_{оп}$  и вызываемые им реакции опор изменяются по времени и могут быть причиной внешней неуравновешенности двигателя.

Основные соотношения для рассмотренных сил и моментов.

$$N = P_\Sigma \operatorname{tg} \beta, \quad S = P_\Sigma (1/\cos \beta), \quad K = P_\Sigma \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta},$$

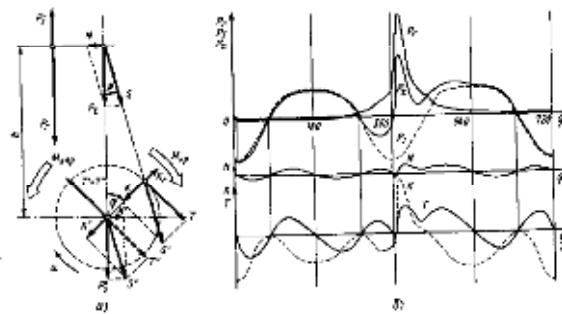


Рис. 1.9. Силы в КШМ:

а — расчетная схема, б — зависимость сил в КШМ от угла поворота коленчатого вала

$$T = P_\Sigma \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \quad M_{кр} = Tr,$$

$$M_{оп} = -Nh = -P_\Sigma \operatorname{tg} \beta (l_{ш} \cos \beta + r \cos \varphi) =$$

$$= -P_\Sigma r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta} = -Tr = -M_{кр}.$$

**1.2.4. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА.** Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала. На шатунную шейку кривошипа действуют сила  $\delta'$ , направленная по оси шатуна, а также центробежная сила  $K_{гш}$ , действующая по радиусу кривошипа (рис. 1.10). Результирующая сила  $\delta_{шш}$ , нагружающая шатунную шейку, определяется как векторная сумма этих двух сил. Ее зависимость от угла поворота коленчатого вала ( $\varphi$ ) может быть представлена в виде полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку (ПДНШШ), которая является геометрическим местом точек конца радиуса-вектора  $\delta_{шш}$ , ориентированного относительно системы координат, связанной с кривошипом. При этом кривошип условно полагается неподвижным, а ось цилиндра вращается в противоположную сторону с той же угловой скоростью. Такое представление не изменяет взаимного расположения элементов КШМ и, следовательно, значения и ориентацию относительно них действующих сил. Так как при неподвижном кривошипе ориентация сил  $K$ ,  $T$  и  $K_{гш}$  однозначно и просто определяется взаимным расположением шатуна и кривошипа, то процесс построения диаграммы сил -Кдд в этом случае

легко формализуется и построение векторной диаграммы сил  $K_{цц}$  значительно упрощается.

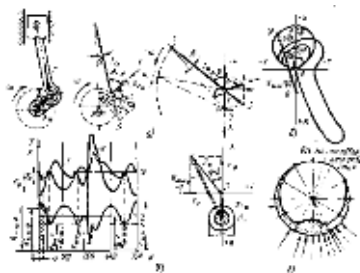


Рис. 1.10. К расчету сил, нагружающих шатунную шейку:  
 $a$  — расчетная схема,  $b$  — построение ПДНШШ,  $в$  —  
 ПДНШШ,  $г$  — теоретическая диаграмма износа шатунной  
 шейки

ПДНШШ дает наглядное представление о значении и направлении действия относительно кривошипа силы, нагружающей в данный момент шатунную шейку, и об условной точке ее приложения.

Зависимость модуля силы ТСЩ от угла поворота, построенная в прямоугольных координатах  $Я_{цц} — (p)$ , далее используется для расчета шатунного подшипника.

С учетом изложенного выше метод построения ПДНШШ сводится к следующему. В прямоугольных координатах из полюса  $O$  (рис. 1.10, б), который соответствует центру шатунной шейки, для каждого угла поворота  $(p)$  по значениям сил  $K$  и  $T$  строят силу  $5$ . Концы этого вектора последовательно соединяют плавной кривой, в результате чего получают полярную диаграмму данной силы. Затем к точке  $O$  вдоль оси  $K$  прикладывают вектор центробежной силы от части массы шатуна, приведенной к кривошипу  $K_{нд}$ . Вектор, проведенный из точки  $O_{ц}$ , представляющей начало вектора  $K_{нц}$ , в точку, соответствующую концу вектора  $5$ , является результирующей силой  $-K_{цдп}$ . Совокупность этих точек ПДНШШ относительно полюса  $O_{т}$  позволяет получить значение и ориентацию силы  $^{\wedge}щц$  к поверхности шейки для любого значения угла поворота коленчатого вала.

ПДНШШ У-образного двигателя определяется типом соединения шатунов с коленчатым валом. Для двигателя с шатунами, расположенными рядом на одной шатунной шейке, результирующие силы, нагружающие соответствующие участки шейки для каждого из шатунов, определяются отдельно, аналогично тому, как это выполнялось в случае линейного двигателя. В ПДНШШ V-образного двигателя с сочлененными шатунами результирующая сила  $-K_{цдд}$ , нагружающая шатунную шейку, определяется попарным суммированием векторов  $1.K$  и  $2.Г$ , одновременно передаваемым на шейку со стороны цилиндров левого и правого рядов. Здесь  $^{\wedge}K = K_{д} + K_{а}$  и  $2.Г = Г_{д} + Г_{л}$ . Затем после определения их результирующей они суммируются с вектором  $K^{\wedge}а$ .

9 Силы, нагружающие коренные шейки коленчатого вала. Коренные шейки кривошипа одноцилиндрового двигателя нагружаются силой  $K_{ишш} = 8 + K_{пц}$  и центробежной силой инерции масс кривошипа  $A$ , (рис. 1.11). Их результирующая сила  $Я^{\wedge} = K_{ишш} + K^{\wedge}$ , действующая на кривошип, воспринимается двумя коренными опорами. Поэтому сила, действующая на каждую коренную шейку, равна половине результирующей силы и направлена в противоположную сторону:

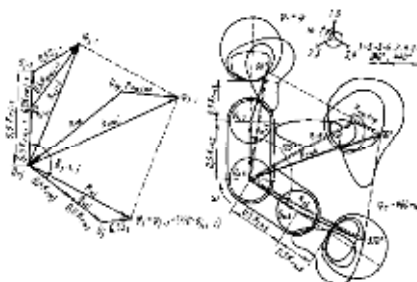


Рис. 1.11. Построение полярной диаграммы нагрузки на коренную шейку (шестая коренная шейка шестицилиндрового четырехтактного двигателя)

$$\bar{R}_{\text{шц}} = -0,5 \bar{R}_x = -0,5 (\bar{S} + \bar{R}_{\text{шк}} + \bar{R}_x) = -0,5 (\bar{S} + \bar{R}_x),$$

где  $K_{\Gamma} = K_{\Gamma m} + K_{\Gamma}$ .

Формально нагрузка на коренную шейку в одноцилиндровом двигателе может быть определена для любого значения угла поворота кривошипа с использованием ПДНШШ, если ее полюс перенести из точки Ош в точку 9, положение которой определяется величиной отрезка  $OшO = |K_2|$ . В этом случае отрезок  $00$  представляет собой модуль суммы векторов  $K_{шц}$  и  $K$ . Уменьшив масштаб сил в два раза и изменив ориентацию исходной полярной диаграммы  $2k$  на противоположную, получим искомую полярную диаграмму нагрузки на коренную шейку (ПДНКШ).

Влияние противовеса на коренную шейку можно учесть, приложив его инерционную результирующую силу  $K_{шц}$  к точке  $0$ .

Нагрузки на коренную шейку многоцилиндрового двигателя можно получить, представив его в виде совокупности одноцилиндровых двигателей, кривошипы которых вращаются синхронно и повернуты друг относительно друга на угол  $\beta$ , определяемый компоновочной схемой коленчатого вала. В этом случае результирующая сила ДШР нагружающая у-ю коренную опору, получается суммированием векторов от двух смежных кривошипов:  $K_{шц} = -K_{шц1} - K_{шц2}$  — действующих на коренные шейки в один и тот же момент времени. Идентификация векторов, действующих одномоментно на отдельных кривошипах, проводится с учетом порядка работы цилиндров. Связь соответствующих углов поворота кривошипа вычисляется по выражению  $\phi = 1 + (720 - \phi_{у1})$ , где  $\phi_{у1}$  — угол запаздывания работы у-го цилиндра относительно (—1)-го

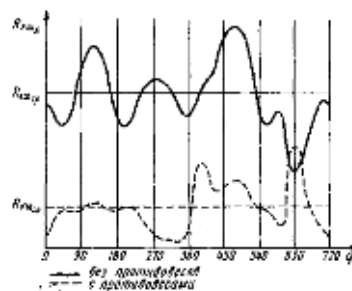


Рис. 1.12. "Диаграмма нагрузок на коренную шейку

На рис. 1.11 дан пример построения полярной диаграммы нагрузки на шестую коренную шейку шестицилиндрового линейного двигателя. Для этого ПДНКШ от пятого и шестого кривошипов ориентируют друг относительно друга в соответствии с их взаимным расположением на коленчатом валу (в данном случае под углом  $\beta = 120^\circ$ ). Полюсы  $O$ , обеих диаграмм совмещают. Затем производят попарно геометрическое суммирование векторов  $-K_{шц1}$  и  $шц2$ . Отсчет углов в полученной ПДНКШ ведут по левому кривошипу.

Влияние противовесов на нагруженность коренной шейки показано на рис. 1.12.

1.2.5. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА ИЗНОСА ШЕЕК ВАЛА. С использованием полярных диаграмм строят теоретическую диаграмму износа шейки вала (ТДИШВ). С ее помощью можно обоснованно наметить место на поверхности шейки, где целесообразно расположить выход на поверхность маслоподводящего канала. Построение ТДИШВ ведется при следующих допущениях:

- величина износа шейки пропорциональна действующей на нее силе;
- износ равномерно распределен в обе стороны от условной точки приложения силы на дугах в  $60^\circ$ , что соответствует зоне контакта вала и подшипника в пределах дуги  $120^\circ$
- коррозионный и эрозионный износ шеек отсутствует. Для построения ТДИШВ можно принять такую последовательность действий (см. рис. 1.10, в, г).

1. На поверхность шейки, изображенной в произвольном масштабе, плоскопараллельно с полярной диаграммы переносят силы  $-/(цщ$ , полученные через равные угловые интервалы поворота коленчатого вала, кратные  $360^\circ$  (например,  $30^\circ$ ), так, чтобы силы были направлены к центру шейки.

2. На шейке выделяют сектор в  $120^\circ$ , ориентированный своей дугой вниз с биссектрисой угла, совпадающей с вертикальной осью кривошипа.

3. Производят суммирование всех сил  $K$ , попавших в данный сектор. С учетом принятых допущений износ в пределах данного сектора будет равномерным и по величине пропорциональным полученной сумме сил.

4. В принятом масштабе (так, чтобы сумма сил для наглядности составляла приблизительно  $1/3$  радиуса шейки) на биссектрисе угла сектора откладывают отрезок, пропорциональный износу, от наружной поверхности к центру окружности шейки.

5. Затем выделяют следующий сектор, повернутый относительно предыдущего на фиксированный угол, соответствующий принятому углу дискретизации. Кцд (в нашем примере  $30^\circ$ ), и повторяют операции 3 и 4. Данные действия производят последовательно до тех пор, пока интервал дискретизации не перекроет всю окружность шейки.

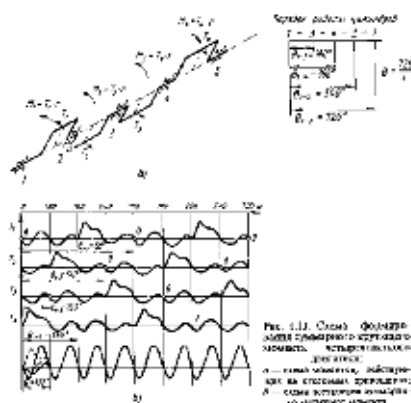
6. Полученные точки, характеризующие износ, соединяют плавной кривой.

7. На основании сформированной кривой выбирают ось маслоподводящего канала так, чтобы она находилась в зоне с минимальным износом, что соответствует минимальному удельному давлению между подшипником и шейкой. Именно в этой зоне возможно наименьшее перекрытие канала поверхностью подшипника. Необходимо отметить, что ТДИШВ позволяет лишь качественно описать характер износа шейки. При выборе рационального места расположения отверстия для масла на шейке следует также учитывать и факторы, влияющие на ее прочность.

**1.2.6. СУММАРНЫЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ ДВИГАТЕЛЯ.** Моменты, скручивающие коренные шейки многоцилиндрового двигателя. В одноцилиндровом двигателе крутящий момент  $M_{ц} = T \cdot r$ . Так как  $r$  — величина постоянная, то характер его изменения по углу поворота кривошипа полностью определяется изменением тангенциальной силы  $T$ .

Представим многоцилиндровый двигатель как совокупность  $z$  одноцилиндровых, рабочие процессы в которых протекают идентично, но сдвинуты друг относительно друга на угловые интервалы в соответствии с принятым порядком работы двигателя. Момент, скручивающий коренные шейки, может быть определен как геометрическая сумма моментов, действующих на всех кривошипах, предшествующих данной шатунной шейке.

В качестве примера на рис. 1.13 представлена схема формирования крутящих моментов в четырехтактном ( $\tau = 4$ ) четырехцилиндровом ( $\gamma = 4$ ) линейном двигателе с порядком работы цилиндров 1-3-4-2-1. При равномерном чередовании вспышек для данного двигателя угловой сдвиг между последовательными рабочими ходами составит  $\theta = 720^\circ / \gamma = 720^\circ / 4 = 180^\circ$ . Тогда с учетом порядка работы угловой сдвиг момента между первым и третьим цилиндрами составит  $180^\circ$ , между первым и четвертым —  $360^\circ$ , а между первым и вторым —  $540^\circ$ . Как следует из приведенной схемы, момент, скручивающий любую ((-ю) коренную шейку.



$$M_{\text{ш}} = \sum_0^{i-1} M_i = r \sum_0^{i-1} T_i.$$

Кривая изменения Л/сд. по углу поворота кривошипа в этом случае определяется суммированием кривых сил  $\Gamma$ , действующих на всех  $i-1$  кривошипах, предшествующих ей.

Момент, скручивающий последнюю коренную шейку, является суммарным крутящим моментом двигателя  $M^\wedge$ , который далее передается на трансмиссию. Совершаемая им работа может быть получена интегрированием  $M^\wedge$  ( $ср$ ) по углу поворота кривошипа ( $p$  в угловом интервале, соответствующем рабочему циклу двигателя  $\theta$  ( $\theta = 720^\circ$  для четырехтактного двигателя и  $\theta = 360^\circ$  для двухтактного):

$$L_\Sigma = \int_0^\theta M_\Sigma(\varphi) d\varphi.$$

Нормирование ее на угловом интервале рабочего цикла дает средний суммарный крутящий момент соответствующий индикаторному моменту  $M_i$ , развиваемому двигателем.

$$M_{\Sigma \text{ ср}} = \frac{1}{\theta} \int_0^\theta M_\Sigma(\varphi) d\varphi,$$

• Моменты, скручивающие шатунные шейки многоцилиндрового двигателя. В одноцилиндровом двигателе в результате действия суммарных сил на коренных шейках коленчатого вала возникают реакции  $-D_i$  и  $7T_i$ , одна из которых,  $Y_i = 0,5T_i$ , действующая в плоскости, перпендикулярной кривошипу, скручивает шатунную шейку. Тогда величина скручивающего момента будет равна  $M_{\text{шш}} = K^\wedge z = 0,5T_i r$ .

Представив многоцилиндровый двигатель в виде совокупности одноцилиндровых и рассматривая только воздействие на кривошипы тангенциальных сил, получим момент, скручивающий  $i$ -ю шатунную шейку:

$$M_{\text{шш } i} = M_{\text{шш } i} + R_i r = M_{\text{шш } i} + 0,5T_i r,$$

где  $D_i/pd$ ; — момент на  $i$ -й коренной шейке.

Момент  $M_{\text{шш}}$ , в функции угла поворота кривошипа называется «набегающим» на  $i$ -ю шатунную шейку.

**2. Наименование вопроса № 2.** Удары в КШМ. Уравновешенность и уравновешивание двигателя. Условия уравновешенности многоцилиндровых двигателей. Конструкция КШМ существенным образом влияет на характеристики ДВС, такие, как степень его форсированности, габариты, масса, долговечность и т. д. Рассмотрим механизм влияния на параметры ДВС основных конструктивных соотношений в его КШМ: коэффициента  $2 = \varphi/\omega$ , и отношения  $K^\wedge Z/B$ .

• Отношение радиуса кривошипа  $z$  к длине шатуна  $l$  ( $л = \varphi/(\omega, \omega)$ ). Анализ влияния  $A$  на параметры ДВС проведен при неизменном рабочем объеме и диаметре цилиндра  $B$ . В этом случае изменение  $A$  вызывается вариациями длины шатуна. При уменьшении  $A$  («длинный» шатун) возрастают масса  $/Ид$ , и ее составляющие  $/Иш$  и  $Отш$ . При этом произойдет увеличение инерционной силы  $Kna$ , что можно скомпенсировать противовесами на продолжении шеек кривошипа. Влияние снижения  $A$  на  $P^\wedge$  противоречиво: с одной стороны, растет  $/Иш$  и связанная с ней масса  $tu$ , что должно привести к увеличению  $P$ . С другой стороны, из-за наличия  $A$  в выражении, определяющем величину амплитуды силы инерции второго порядка  $P^\wedge a$ , возможно ее уменьшение. Уменьшение  $2$  вызовет увеличение высоты и массы ДВС, что связано с «удлинением» шатуна. Более длинный шатун приводит также к уменьшению угла  $/\wedge_{\text{пм}}$ , что вызывает уменьшение боковой силы  $N$ . Меньшие  $N$  и  $/\wedge$  обеспечивают при прочих равных условиях снижение износа в подвижных сочленениях цилиндропоршневой группы.

У современных двигателей с искровым зажиганием (ДСИЗ) шатуны, как правило, длиннее, чем у дизелей. Это связано с большей быстроходностью первых и превалирую-



щим влиянием у них на  $P$ , второй гармоники. В дизелях из-за более высоких максимальных газовых нагрузок поперечное сечение стержня шатуна больше и увеличение  $M_{дш}$  при удлинении шатуна оказывает на  $P$ , большее влияние, чем уменьшение амплитуды  $P_{ц}$ .

Износ цилиндра неравномерен — больше изнашивается та его сторона, к которой прижимается поршень при рабочем ходе, что связано с ростом  $P_{г}$  связанной с ней силой  $N$ , достигающих максимального значения вблизи ВМТ в начале такта расширения. При введении дезаксажа максимальный угол отклонения шатуна  $P$  при рабочем ходе по абсолютному значению становится меньше, чем наибольшее отклонение при такте сжатия, что позволяет выровнять износ цилиндра по его периметру.

Необходимо отметить, что применение «коротких» шатунов в некоторых случаях может усложнять компоновку двигателя, так как из-за больших значений  $\delta$  возможно задевание шатуна за нижнюю часть цилиндра или юбку поршня.

- Отношение хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $B$  ( $K = S/B$ ). При неизменном рабочем объеме двигателя  $V_i$ , увеличить  $K$  можно уменьшением  $B$  при одновременном увеличении хода поршня  $S$  (длинноходные двигатели). Уменьшить  $K$  можно путем сокращения  $S$  (короткоходные ДВС) и увеличения  $B$ . Выбор оптимальной для данной конструкции двигателя величины  $K$  в значительной мере связан с получаемой при этом средней скоростью поршня  $C_a = S/n$ . Данный параметр характеризует конструкцию ДВС с точки зрения ее динамической и тепловой напряженности, а также износа элементов двигателя (особенно его цилиндропоршневой группы). Известно, что напряжения от инерционных нагрузок на элементы КШМ пропорциональны  $\delta$ , а тепловая напряженность двигателя и линейный износ деталей цилиндропоршневой группы пропорциональны  $S_{д}$ .

Формальный анализ выражения, определяющего среднюю скорость поршня, показывает, что при неизменной частоте вращения коленчатого вала ( $n$ ) можно ее снизить и, следовательно, улучшить рассмотренные характеристики двигателя за счет уменьшения  $\delta$ .

Однако при этом необходимо считаться с ростом инерционных нагрузок на элементы КШМ. Это объясняется тем, что масса деталей КШМ пропорциональна  $\delta^3$ , в то время как снижение скорости поршня вследствие уменьшения его хода пропорционально  $B^1$ . При увеличении  $B$  растет площадь поршня и, следовательно, возрастают газовые нагрузки на КШМ.

Таким образом, уменьшение  $K$  неоднозначно влияет на долговечность двигателя. С одной стороны, она увеличивается из-за уменьшения  $S_{д}$ , а с другой — уменьшается из-за возрастания инерционных и газовых нагрузок на детали КШМ. Какой из приведенных факторов окажет большее влияние, решают индивидуально для каждого конкретного случая.

В современных быстроходных ДсИЗ наблюдается тенденция к использованию короткоходных конструкций с  $K = 0,9...1,0$ , что позволяет получить дополнительный резерв увеличения  $K$  при неизменной  $S_{д}$ . В дизелях с их меньшей быстроходностью используют более длинноходные КШМ с  $K = 1,0...1,2$ .

Уменьшение  $K$  приводит к увеличению габаритной длины ДВС и длины коленчатого вала. При этом также уменьшается высота камеры сгорания, что усложняет получение требуемой ее формы. Это может приводить к ухудшению условий протекания процессов смесеобразования и сгорания. У ДсИЗ возрастает также вероятность возникновения детонации. К положительным качествам короткоходных конструкций следует отнести снижение теплоотдачи в стенки цилиндра, улучшение возможности увеличения проходных сечений горловин клапанов, обеспечение большего перекрытия шеек коленчатого вала, уменьшение поперечного сечения картера и массы ДВС.

На протяжении рабочего цикла силы, действующие во всех сопряжениях кривошипно-шатунного механизма, многократно меняют свой знак. Изменение направления действия силы приводит к соударению относительно перемещающихся звеньев и появлению вибрационных импульсов. Удары могут возникать в коренных и шатунных подшипниках

коленчатого вала, в сопряжении шатун—поршневой палец—поршень, а также между поршнем и гильзой цилиндра.

В литературе, посвященной проблеме снижения шума двигателя, особенно большое внимание уделяется «перекладке» поршня под действием боковой силы  $N$ , как одной из наиболее вероятных причин повышенного шума двигателя:

$$N \simeq (P_r + P_j) \lambda \sin \varphi.$$

Изменение знака этой силы указывает на возможность бокового перемещения поршня и удара о стенку цилиндра. В четырехтактном двигателе момент изменения знака боковой силы и количество перекладок определяются силами инерции  $P$ , и кривой 8Ш *ср*. Исключение составляет работа в ВМТ, где решающее значение имеет величина газовых сил.

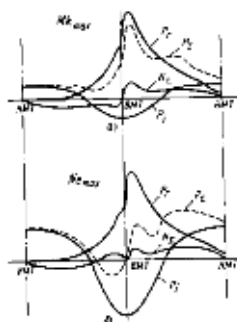


Рис. 1.14. Силы, действующие на поршень, на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б).

В современных автотракторных двигателях в зависимости от конструктивных особенностей может наблюдаться различное изменение сил, действующих на поршень в области ВМТ.

- На рис. 1.14 приведены кривые, показывающие изменение сил, действующих на поршень, для двух режимов работы двигателя. Первый из них соответствует максимальному крутящему моменту, второй — номинальной мощности. На первом режиме газовые силы усугубляют ударное воздействие поршня на стенку цилиндра, на втором — перекладка поршня от них отсутствует. Первый режим характерен также для дизелей с малой и средней частотой вращения (до 1500 мин<sup>-1</sup>). При форсировании дизеля до 2500...3500 мин<sup>-1</sup> из-за значительного роста сил инерции суммарная сила на участке перед ВМТ может стать отрицательной, что ослабит интенсивность перекладки в этой стадии цикла.

Для ДсИЗ характерно другое изменение сил, изображенных на рис. 1.14, б. Здесь следует иметь в виду также то, что эти двигатели имеют количественное регулирование. Удары поршня о стенку цилиндра в двигателе с искровым зажиганием могут возникать в области ВМТ лишь при нагрузках более 75% от полной при частоте вращения вала не менее 2000...2500 мин<sup>-1</sup>.

Во все остальные моменты рабочего цикла, когда происходит изменение знака боковой силы, возникает удар, интенсивность которого растет с увеличением частоты вращения. При этом интенсивность удара помимо скоростного режима определяется величиной зазора в сопряжении поршень—гильза, массой деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, произведением хода поршня на диаметр. Увеличение всех перечисленных параметров приводит к более интенсивному удару.

Движение, которое совершает поршень в двигателе под действием боковой силы, является сложным. Обычно оно рассматривается как сумма поступательного движения центра тяжести поршневого комплекта и вращательного движения вокруг оси, проходящей через центр масс и параллельной оси поршневого пальца.

Это движение поршня в пределах зазоров исследуется с помощью системы уравнений, описывающих плоскопараллельное движение твердого тела. Особенно простой система получается в случае выбора осей координат, перпендикулярных оси пальца, одна из которых параллельна оси цилиндра.

На основании анализа такой системы уравнений В. Д. Курнатов вывел следующее выражение, характеризующее энергию, затраченную на возбуждение колебаний при ударе поршня:

$$W = A^3 \sqrt{m \left( \frac{\Delta}{l} \right) \left[ \frac{\xi}{p} + \frac{p}{l} n \frac{dN(0)}{d\varphi} \right]^2},$$

— где — значение производной от боковой силы при прохождении ее через нуль;  $m$  — масса деталей поршневого комплекта;  $A$  — диаметральный зазор между поршнем и цилиндром;  $p$  — радиус инерции поршневого комплекта;  $l$  — расстояние от оси вращения поршня до нижнего края юбки;  $\Delta$  — расстояние между осью поршневого пальца и осью, проходящей через центр масс поршневого комплекта;  $A$  — числовой коэффициент;  $n$  — частота вращения.

Из этого выражения следует, что для снижения шума от ударов поршня более целесообразны конструкции с удлиненной юбкой, до  $(1,0 \dots 1,25) B$ . Дальнейшее увеличение длины юбки нецелесообразно из-за увеличения массы и радиуса инерции.

Смещение оси пальца относительно оси цилиндра может влиять на скорость удара. Существует оптимальное значение такого смещения, лежащее в пределах до  $0,03 B$  в сторону, противоположную вращению вала. Большие смещения оси пальца приводят к появлению момента от газовых сил, который усиливает удар. Смещение коленчатого вала относительно оси цилиндра также влияет на интенсивность перекадки.

В подшипниковых узлах КШМ изменение знака результирующей силы не всегда приводит к удару сопрягающих звеньев. Перемещение элементов подшипника друг относительно друга может происходить с контактом или без контакта между ними (свободное движение). Переходный процесс от свободного движения к движению с контактом сопровождается соударением.

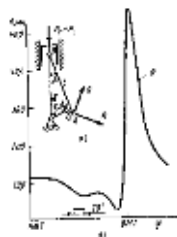


Рис. 1.15. Схема КШМ с учетом зазора  $\Delta$  в шатунном подшипнике (а) и график зависимости динамической реакции  $K$  от угла поворота коленчатого вала (б);  $A$  — участок резкого нарастания нагрузки

В случае потери контакта между деталями соединения интенсивность удара зависит как от величины зазора, так и от скорости нарастания нагрузки в момент соударения. При сохранении контакта интенсивность ударных явлений определяется только характером приложенной нагрузки.

Условия возникновения соударений и характер приложения ударных нагрузок в шатунных подшипниках могут быть рассмотрены аналитически. Данная задача сводится к изучению реакции в подшипнике.

На рис. 1.15 приведены схемы механизма, учитывающие наличие зазора в шатунном подшипнике, и кривая динамической реакции  $K$ . Уравнения динамической реакции  $K$  и ее линии действия, задаваемой углом  $\varphi$ , находят, суммируя все силы на оси  $K$  и 0

$$R = f(\varphi) \sin \gamma + v(\varphi) \cos \gamma,$$

$$\text{где } f(\varphi) = \left[ k - \frac{\lambda}{\cos \beta} \left( \cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi - \frac{F_r}{m_r \omega^2} \right) \right] \sin \varphi; \quad v(\varphi) = (1 + k) \times$$

$(p + X_{co82}(p; \text{й:Отца/от/; Отцд—приведенная масса нижней головки шатуна; -отгй})^1$ , от, — масса деталей, движущихся возвратно-поступательно;  $\omega$  — угловая скорость коленчатого вала;  $\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Условие потери контакта между перемещающимися элементами подшипника таково:  $7=0$ . Теоретически это может быть выполнено при одновременном выполнении условий

$$\varphi = 2\pi k \quad (k=1, 2, 3, \dots);$$

$$P_r = (1 + k + \lambda) m_j r \omega^2.$$

Согласно данным табл. 1.2, в двигателях с искровым зажиганием эти условия соблюдаются всегда, в дизелях — только при повышенных частотах вращения.

Если при анализе динамических реакций в коренных опорах двигателей принимать во внимание зазор, то приходится отказываться от статической определенности. Такое допущение можно сделать применительно к трех опорным валам, и тогда условия обращения в нуль динамической реакции могут быть выражены аналитически подобно тому, как это было сделано для шатунных подшипников. Анализ более сложных схем можно провести, приняв некоторые упрощения. Например, для каждого коренного подшипника коленчатого вала ЗИЛ-130 можно составить выражение для определения результирующей силы (рис. 1.16) от динамических усилий  $K$ , действующих на соответствующих кривошипах, и силы инерции вращающихся масс  $P_c$  кривошипа

$$P_t = d_n + (n+1) + p_{сп} + p_c \quad (я + O;$$

где  $г, j, m, n$  — порядковые номера соответственно шатунных подшипников правого ( $j=1, 2, 3, 4$ ) и левого ( $j=5, 6, 7, 8$ ) рядов цилиндров, шатунных ( $n=1, 2, 3, 4$ ) и коренных ( $от=1, 2, 3, 4, 5$ ) шеек коленчатого вала двигателя.

Основное допущение состоит в следующем: действующие силы  $K_u$  и  $P_a$ , (в каждом кривошипе) воспринимаются лишь двумя ближайшими подшипниками, а силы инерции от вращающихся противовесов второго и третьего кривошипов — вторым и четвертым коренными подшипниками. Из рис. 1.16 видно, что на динамическую реакцию в коренном подшипнике большее влияние оказывают силы, действующие в ближайших шатунных подшипниках. На некоторых режимах (наиболее вероятных для третьего коренного подшипника) существуют условия, когда динамическая реакция равна нулю. Естественно, что при указанных допущениях величины  $K$ , являются приближенными.

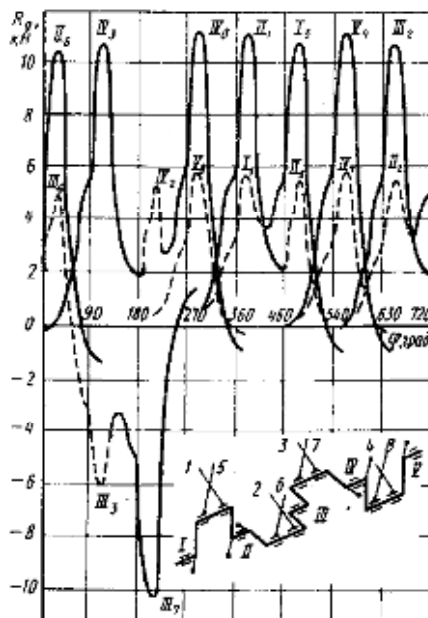


Рис. 1.16. Силы, действующие на коренные подшипники коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 ( $\omega=1000 \text{ мин}^{-1}$ , 100%-ное открытие дроссельной заслонки)

Данный анализ справедлив для работы КШМ без учета гидродинамической силы, возникающей при вращении цапфы в подшипнике и наличии масла в зазоре между ними.

В условиях нормальной эксплуатации соударения в подшипниках недопустимы, и при проектировании подшипника стремятся создать такой гидродинамический режим работы, который исключил бы уменьшение радиальной зазора под действием рассмотренных выше силовых факторов до величин, меньших  $H_{из}$ , позволяющих сохранить условия жидкостного трения.

Таблица 1.2

Тип ДВС	$n$ , мин <sup>-1</sup>	1+*+А	$P_{ен}$	Тип ДВС	Я)	1+*+А	$P_{ен}$
						$I_n$	
	1300	0,45...1,35			2500	0,78...1,5	
	1600	0,82...1,78	3,9...	С искровым	2800	0,98...1,88	0,9...
Дизель	1900	1,5...2	...4,6	зажиганием	3000	1,13...2,16	...1,4
	2100	1...2,5			3600	1,6...3,1	
	4000	4...6			4000	2...2,45	

**УРАВНОВЕШЕННОСТЬ И УРАВНОВЕШИВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ.** При работе двигателя в его конструкции возникают силы, вызывающие колебательные явления как в элементах самого двигателя («внутренняя» неуравновешенность), так и в системе автомобиль (трактор) — двигатель («внешняя» неуравновешенность).

*Внешне - уравновешенным* называется такой двигатель, при установившемся режиме работы которого реакции на его опорах остаются постоянными по величине и направлению. Такой двигатель как сам не совершает колебаний на подвеске, так и не передает колебательную энергию и не возбуждает колебаний в конструкции машины, на которую он установлен.

Комплекс мероприятий по улучшению уравновешенности называется *уравновешиванием двигателя*. **СИЛОВЫЕ ФАКТОРЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТЬ ОДНОЦИЛИНДРОВОГО ДВИГАТЕЛЯ.** Как было установлено при анализе силовых факторов, возникающих в КШМ при работе одноцилиндрового двигателя, уравновешиваются реакциями опор следующие из них (рис. 2.1): силы инерции первого и второго порядков  $P^{\wedge}$  и  $R_{уд}$ , центробежная сила инерции вращающихся масс, а также опрокидывающий момент и вес самого двигателя, т. е.

Все перечисленные силовые факторы, кроме веса двигателя, изменяются во времени и могут являться причиной неуравновешенности двигателя.

Таким образом, к факторам, вызывающим неуравновешенность одноцилиндрового двигателя, относят  $P$ ,  $R_{уд}$ ,  $K_{..}$ ,  $M_{ц..}$ .

Так как ни один из перечисленных выше силовых факторов не может нейтрализовать или усилить действие других в силу различия их амплитуд, периодов изменения и (или) точек приложения, то для уравновешивания одноцилиндрового двигателя необходимо уравновешивать каждый из них индивидуально.

**УСЛОВИЯ УРАВНОВЕШЕННОСТИ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.** Для анализа силовых факторов, вызывающих переменные реакции на опорах многоцилиндрового линейного (с количеством цилиндров  $I$ ) ДВС, последний может быть представлен как совокупность  $г$  одноцилиндровых двигателей, кривошипы которых повернуты друг относительно друга на угол  $<5$ , определяемый компоновочной схемой двигателя, и рабочие процессы, в которых сдвинуты по фазе на угловой интервал в соответствии с принятым порядком работы\*.

На каждом из условных одноцилиндровых двигателях (УОД) действует весь набор силовых факторов, вызывающих неуравновешенность. Величина и направление их действия определяются положением кривошипа каждого УОД относительно его верхнего мертвого положения.

Одноименные силовые факторы, действующие на УОД, формирующие данный многоцилиндровый двигатель, могут либо усиливать, либо ослаблять (в пределах нейтрализо-

вать) не уравнивающее действие друг друга, а также формировать набор сил, вызывающих появление продольных моментов, действующих на опоры двигателя.

Анализ справедлив и для многорядных ДВС, так как их можно рассматривать как совокупность нескольких однорядных двигателей.

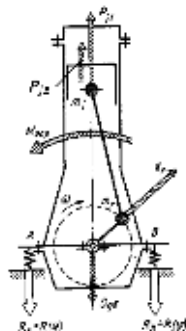


Рис. 2.1. Силовые факторы, вызывающие неуравновешенность одноцилиндрового двигателя

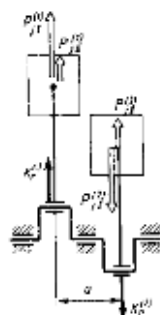


Рис. 2.2. К анализу силовых факторов, вызывающих неуравновешенность многоцилиндровых двигателей

Для примера рассмотрим уравновешенность двухцилиндрового двигателя ( $\gamma = 2$ ) с линейным расположением цилиндров и с углом между кривошипами  $180^\circ$  ( $\gamma = 180^\circ$ ), схема которого приведена на рис. 2.2.

Первый УОД формируется первым цилиндром и относящимся к нему кривошипом. Силовые факторы при повороте кривошипа на угол  $\varphi$  для него имеют величины

$$P_{j1}^{(1)} = C \cos \varphi; P_{j2}^{(1)} = C \lambda \cos 2\varphi; K_r^{(1)} = m_r r \omega^2.$$

Точки приложения сил и линии их действия известны, с учетом чего эти силовые факторы нанесены на схему.

Второй УОД (второй цилиндр и относящийся к нему кривошип) отличается от первого тем, что его кривошип повернут относительно первого на угол  $180^\circ$  и при повороте кривошипа первого УОД на угол  $\varphi$ , кривошип второго будет повернут относительно верхнего мертвого положения на угол  $(\varphi + 180^\circ)$ , в соответствии с чем

$$\begin{aligned} P_{j1}^{(2)} &= C \cos (\varphi + 180^\circ) = -C \cos \varphi; \\ P_{j2}^{(2)} &= C \lambda \cos 2(\varphi + 180^\circ) = C \lambda \cos 2\varphi; \\ K_r^{(2)} &= m_r r \omega^2. \end{aligned}$$

Эти силовые факторы с учетом их величины и направления действия также нанесены на схему.

Далее рассмотрим взаимодействие между собой одноименных силовых факторов, вызывающих неуравновешенность двигателя. Силы  $P_{j1}^{(1)}$  и  $P_{j1}^{(2)}$  равны по модулю и противоположно направлены, и действие их на опоры двигателя взаимно нейтрализуется, так как  $P_{j1}^{(1)} + P_{j1}^{(2)} = 0$ .

В то же время силы  $P_{j2}^{(1)}$  и  $P_{j2}^{(2)}$  усиливают неуравнивающее действие друг друга, так как при равенстве по абсолютной величине они одинаково направлены и  $P_{j2}^{(1)} + P_{j2}^{(2)} = 2C\lambda \cos 2\varphi$ . Аналогично рассуждая, нетрудно установить, что силы  $K_r^{(1)}$  и  $K_r^{(2)}$  уравнивают друг друга и  $K_r^{(1)} + K_r^{(2)} = 0$ . Одновременно с этим они образуют пару сил, которая на

плече  $a$  создает продольный момент  $MKa$ , который вызовет не уравновешенность двигателя.

Аналогично, пара  $P-P$  также создает неуравновешенный продольный момент

$$\sum_{k=1}^2 M_{j1}^{(k)} = P_{j1} a.$$

В то же время силы  $P\{y$  и  $P\}\{x$  не создают, как это следует из схе-

$$\sum_{k=1}^2 M_{j1}^{(k)} = 0.$$

мы, продольного неуравновешенного момента, так как С учетом сказанного для многоцилиндрового двигателя его неуравновешенность вызывается следующими факторами:

- 1)  $P$  — сумма сил инерции первого порядка;
- 2)  $P$  — сумма сил инерции второго порядка;
- 3)  $K$  — сумма центробежных сил инерции ( $N$  — количество кривошипов коленчатого вала);
- 4)  $M$  — суммарный момент сил инерции первого порядка;
- 5)  $M$  — суммарный момент сил инерции второго порядка;
- 6)  $M$  — суммарный момент центробежных сил.

К числу факторов, вызывающих неуравновешенность многоцилиндрового двигателя, следует отнести также опрокидывающий момент  $2M_{опр}$ .

Первые шесть из перечисленных выше силовых факторов могут быть уравновешены выбором соответствующей компоновочной схемы двигателя либо, как это будет показано ниже, установкой соответствующих механизмов, в то время как практические методы уравновешивания  $2M_{опр}$  в настоящее время не освоены. Вследствие этого поршневой двигатель может быть в принципе полностью уравновешен лишь по суммарным силам инерции и моментам от них. Таким образом, термин «полностью уравновешенный» относится к двигателю, в котором выполнены следующие условия

$$\sum_{k=1}^i P_{j1}^{(k)} = 0; \sum_{k=1}^i P_{j2}^{(k)} = 0; \sum_{k=1}^N K_r^{(k)} = 0; \sum_{k=1}^i M_{j1}^{(k)} = 0; \sum_{k=1}^i M_{j2}^{(k)} = 0; \sum_{k=1}^N M_r^{(k)} = 0.$$

**3. Наименование вопроса № 3.** Уравновешивание двигателей с линейным расположением цилиндров и V-двигателей. Комплекс технических мероприятий, направленных на выполнение условий называют уравновешиванием коленчатого вала.

Если при исходной компоновочной схеме двигателя эти условия не выполняются, то коленчатый вал уравновешивается установкой противовесов на продолжении его штек.

Рассмотрим в качестве примера уравновешивание вала одноцилиндрового двигателя. На рис. 2.3 приведена схема такого вала, из  $N$  которой следует, что

Для его уравновешивания, как показано на рисунке, на продолжении штек установлены два противовеса, которые при вращении вала создадут две центробежные силы  $K_{др}$ . Если  $K_{др} = 2K_{ш}$ , то такой вал будет уравновешен, так как при этом  $TK_{др} = 0$  и  $1.M_r = 0$ . Для этого при известном  $r_{ш}$ , (расстояние от центра масс противовеса до оси вращения)  $I_{ш}$ , должна быть равна

$$m_{шп} = 0,5m_r \frac{r}{r_{шп}}.$$

Рассмотрим далее возможные способы уравновешивания коленчатого вала двухцилиндрового двигателя с линейным расположением цилиндров и с углом между кривошипами  $\delta = 180^\circ$ , схема которого приведена на рис. 2.4.

Как следует из анализа основной схемы для данного двигателя,

$$\sum_{k=1}^2 K_r^{(k)} = 0 \text{ и } \sum_{k=1}^2 M_r^{(k)} = K_r a = m_r r \omega^2 a,$$

где  $a$  — расстояние между осями цилиндров

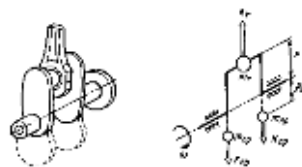


Рис. 2.3. Уравновешивание вала одноцилиндрового двигателя

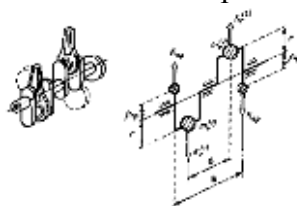


Рис. 2.4. Уравновешивание коленчатого вала двухцилиндрового рядного двигателя с  $\alpha=180^\circ$

Для уравновешивания момента от центробежных сил на продолжении крайних шеек устанавливают два противовеса, которые при вращении вала создадут пару центробежных сил —  $K_{ц}$ . В итоге уравновешивающий момент на плече  $B$  будет равен:  $M_{ур} = K_{ц}B$ . Его величина должна быть равна величине суммарного неуравновешенного момента:  $M_{ур} = M$ . В этом случае  $K_{ц}B = KI$ .

После подстановки величин центробежных сил при заданном расстоянии от оси вращения до центра масс противовеса может быть определена его масса, необходимая для уравновешивания:

Следует отметить, что для данного двигателя, как и для большинства других, данная система уравновешивания не единственная.

Возможно также уравновешивание вала противовесами, размещенными на продолжении средних шеек (рис. 2.5).

Следует заметить, что вариант уравновешивания, приведенный на рис. 2.5, при одинаковом рц, с вариантом рис. 2.4 требует большей массы противовесов в силу того, что  $B > B'$  и  $m_{ц} =$

При выборе схем уравновешивания следует обратить внимание на следующие два аргумента, определяющие рациональность принимаемого при этом решения. Выбранная система уравновешивания должна обеспечивать:

- комплексное выполнение условий уравновешивания центробежных сил ( $\sum F = 0$ ) и моментов от них ( $\sum M = 0$ );
- наименьшую массу системы противовесов, а также минимальные затраты на производство вала.

В практике двигателестроения широкое распространение получили так называемые самоуравновешенные валы, для которых условия  $\sum K_{ц} = 0$  и  $\sum M_{ц} = 0$  обеспечиваются автоматически без установки системы противовесов. Примером такой конструкции может служить коленчатый вал четырехцилиндрового четырехтактного линейного двигателя, схема которого приведена на рис. 2.6.

Из приведенного рисунка следует, что  $\sum K_{ц} = 0$ . Приняв за точку отсчета моментов геометрический центр вала (точка  $O$ ), что возможно из-за равенства нулю главного вектора  $\sum K_{ц}$  сил, нетрудно доказать, что  $\sum M_{ц} = 0$ , так как

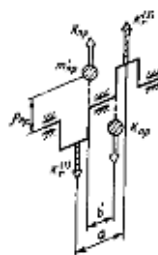


Рис. 2.5. Вариант схемы уравновешивания вала двухцилиндрового рядного двигателя

ля



$$|M_r^{(1)}| = K_r^{(1)} 1,5a = |M_r^{(4)}| = K_r^{(4)} 1,5a \quad \text{и} \quad |M_r^{(2)}| = K_r^{(2)} \cdot 0,5a = |M_r^{(3)}| = K_r^{(3)} \times 0,5a.$$

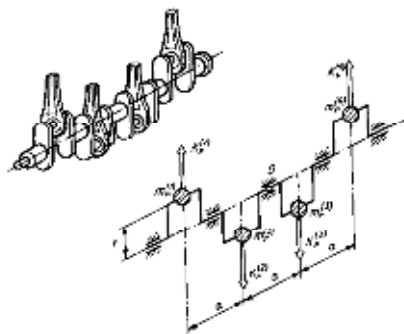


Рис. 2.6. Самоуравновешенный коленчатый вал четырехтактного четырехцилиндрового рядного двигателя

Свойством самоуравновешенности обладают коленчатые валы с четным количеством кривошипов (от четырех и более), для которых плоскость, проходящая через геометрический центр перпендикулярно продольной оси, является плоскостью зеркальной симметрии. Таким свойством обладают коленчатые валы рядных шести- и восьмицилиндровых четырехтактных двигателей.

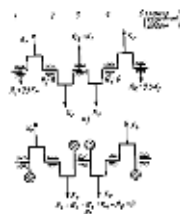


Рис. 2.7. Нагрузка на коренные опоры четырехцилиндрового рядного двигателя: *а* — без установки противовесов, *б* — при установке противовесов

Однако, несмотря на уравновешенность от центробежных сил инерции и их моментов, на продолжении шеек самоуравновешенных валов практически всегда устанавливают противовесы. Их назначение — разгрузка коренных подшипников от действия центробежных сил и конструкции вала и картера от действия локальных изгибающих моментов. Как это следует из определения, данное мероприятие направлено на улучшение внутренней уравновешенности системы коленчатый вал — корпус двигателя. На рис. 2.7 показана система противовесов коленчатого вала четырехцилиндрового двигателя, позволяющая полностью разгрузить коренные опоры от реакций  $K$ , а также в значительной мере от моментов, вызванных изгибом вала от действия центробежных сил  $K$ .

Следует сказать, что при выборе схемы уравновешивания любого вала (не только самоуравновешенного) предпочтение отдается системам размещения противовесов, при прочих равных условиях наилучшим образом разгружающим коренные опоры от сил  $K$ , и конструкцию вала от изгибающих моментов, т. е. в наибольшей степени обеспечивающих внутреннее уравновешивание двигателя.

**УРАВНОВЕШИВАНИЕ «ПРОСТРАНСТВЕННЫХ» КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ.** Для обеспечения равномерности угловых интервалов между рабочими ходами в отдельных цилиндрах многоцилиндровых двигателей используют «пространственные» коленчатые валы, кривошипы которых расположены в различных плоскостях. Примером валов такой конструкции является вал трехцилиндрового линейного двигателя (а также шестицилиндровых У-образных ДВС с  $\gamma = 90^\circ$  и  $\gamma = 120^\circ$ ). Схема его приведена на рис. 2.8. Как следует из приведенного рисунка, результирующая центробежных сил в данном случае определяется геометрическим суммированием сил  $K$ , действующих на отдельных кривошипы равен геометрической сумме моментов  $M_{Ka}$  и  $M = Ka$ , действующих в плоскости первого и третьего кривошипов.

$$\Sigma \vec{K}_r = \vec{K}_r^{(1)} + \vec{K}_r^{(2)} + \vec{K}_r^{(3)} = 0, \quad \Sigma M_r = \vec{M}_1 + \vec{M}_2$$

Сложение векторов этих моментов (рис. 2.8) показывает, что неуравновешенный момент центробежных сил равен по модулю  $pM_{\Sigma} = 3K_d$  и действует в плоскости под углом  $30^\circ$  к первому кривошипу.

Для его уравнивания необходимо в той же плоскости создать равный по абсолютному значению, но противоположно направленный уравнивающий момент  $M_{ур}$ . Наиболее просто конструктивно это реализуется установкой в плоскости действия  $\vec{M}$ , на крайних щеках двух противовесов массой  $Отщ$ , и с расстоянием от оси вращения до центра масс  $pдр$ .

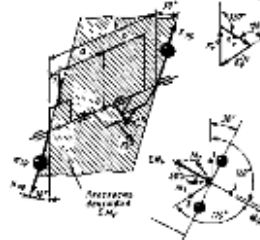


Рис. 2.8. Уравнивание пространственного коленчатого вала с тремя кривошипами под углом  $\gamma \gg 120^\circ$

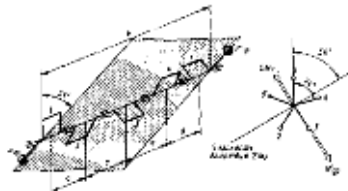


Рис. 2.9. Уравнивание коленчатого вала с пятью кривошипами под углом  $\gamma = 72^\circ$

Условие уравнивания таково;

Пространственные коленчатые валы имеют пятицилиндровый линейный двигатель (рис. 2.9), а также восьмицилиндровый V-образный двигатель с  $\gamma = 90^\circ$  (рис. 2.10).

Анализ уравновешенности коленчатых валов данной компоновки, проведенный по методике, аналогичной использованной в предыдущем случае, показывает, что: 1) для вала с пятью кривошипами, расположенными под углом  $\Sigma K_r = 0$ ;  $|\Sigma M_r| = 0,499m, r\omega^2 a$ ; неуравновешенный момент действует в плоскости под углом  $54^\circ$  к оси первого кривошипа и может быть уравновешен (как вариант) двумя противовесами массой  $Ипр = 0,499/Яг$  —<sup>а</sup>, расположенными  $R_{пр}^*$  на крайних щеках в плоскости действия  $I.M$ ,

2) для крестообразного коленчатого вала с четырьмя кривошипами  $I, K_r = 0$ ;  $pЛ.ЮИсГйа$ ; момент  $2A$  действует в плоскости под углом  $18^\circ 26'$  к оси первого кривошипа и может быть уравновешен установкой двух противовесов массой

$$m_{ур} = \sqrt{10} m, \frac{r}{\rho_{ур}} \frac{a}{b},$$

как это показано на рис. 2.1 и.

На практике для разгрузки коленчатого вала, картера и коренных подшипников часто для уравнивания ЕМ, используют схемы, в которых сочетаются противовесы как на крайних щеках, так и на продолжении щек других кривошипов, что способствует улучшению внутренней уравновешенности двигателя. При этом выбранная система противовесов должна сохранять величину, направление и плоскость действия уравнивающего момента  $M_{ур}$ , как и в рассмотренных выше вариантах.

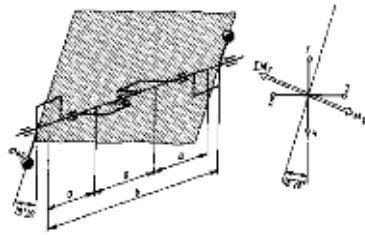


Рис. 2.10. Уравновешивание крестообразного коленчатого вала

**ПРИНЦИПЫ УРАВНОВЕШИВАНИЯ СИЛ ИНЕРЦИИ МАСС, ДВИЖУЩИХСЯ ВОЗВРАТНО-ПОСТУПАТЕЛЬНО.** Рассмотрим графический способ определения сил инерции  $p_1$  и  $P_{ш}$ , приведенный на рис. 2.11.

Так, сила инерции  $p_1 = C \sin \varphi$  (р, линия действия которой совпадает с осью цилиндра, может быть получена непосредственно на схеме КШМ как сумма двух вращающихся в противоположные стороны с угловой частотой  $\omega$  векторов сил  $A_1$  и  $A_2$  с модулем  $C/2 = 0,5 \cdot \omega^2 \cdot r$ ; причем одна из них вращается совместно с кривошипом. В соответствии с построением, выполненным на рис. 2.11, а,  $A_1 + A_2 = P_1$ , так как сумма проекций сил  $A$  на ось цилиндра имеет абсолютное значение  $|P| = C \sin \varphi$ .

Аналогично, как показано на рис. 2.11, б, сила  $P_B + B_2$ , где  $B_1$  и  $B_2$  — векторы с модулем  $0,52C = 0,5/1 \cdot \omega^2 \cdot r^2$ , вращающиеся в противоположные стороны с удвоенной угловой частотой  $2\omega$ .

Принципиальная схема уравновешивания сил  $P_d$  и  $P_{ш}$ , представленная на рис. 2.12, а, б, предусматривает уравновешивание вращающих сил, формирующих обозначенные выше силовые факторы ( $A_1, A_2$  для  $P_d$  и  $B_1, B_2$  для  $P_{ш}$ ), центробежной силой противовесов на автономных валах, вращающихся синхронно с соответствующей уравновешиваемой силой с частотой  $\omega$  и  $2\omega$ ).

Таким образом, для уравновешивания силы инерции  $P_{ш}$  используется механизм, представляющий собой систему двух встречно вращающихся с угловой частотой  $\omega$ , равной угловой частоте коленчатого вала, валов с противовесами массой  $m_1, m_2$ . Условие уравновешивания имеет вид  $P_{ш} = m_1 \omega^2 r_1 = m_2 \omega^2 r_2 = 0,5 C$ , откуда следует, что при заданном  $r$  необходимая для уравновешивания масса противовеса  $m_1 = 0,5 C / r^2$ .

Соответственно для уравновешивания  $P_d$  используется система двух встречно вращающихся с угловой частотой  $2\omega$  валов с противовесами массой  $M_1, M_2$ . При массе противовеса  $M_1 = M_2 = M$  выполняется условие уравновешивания  $P_d = M \omega^2 r = 0,5 \lambda C$ .

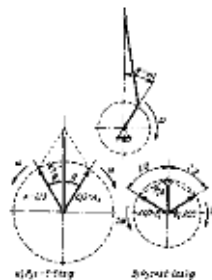


Рис. 2.11. Графическое определение сил инерции  $P_d$  (а) и  $P_{ш}$  (б)

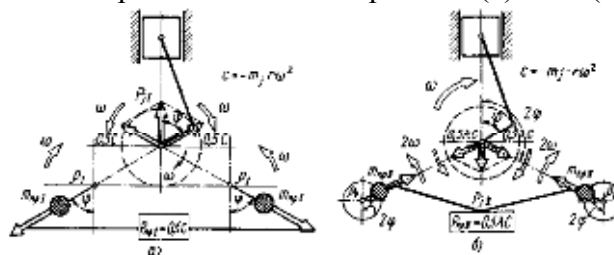


Рис. 2.12. Схема механизма уравновешивания сил инерции масс, совершающих возвратно-поступательное движение: а — первого порядка  $P_d$ , б — второго порядка  $P_{ш}$

При анализе уравновешенности многоцилиндровый двигатель с линейным расположением цилиндров рассматривается как  $\gamma$  (количество цилиндров) условных одноцилиндровых двигателей, кривошипы которых вращаются синхронно и повернуты друг относительно друга на угол  $\beta$ , определяемый компоновочной схемой и рациональным порядком работы двигателя. Затем одноименные силовые факторы алгебраически суммируются и определяется сумма их моментов относительно геометрического центра коленчатого вала.

Рассмотрим изложенные выше принципы применительно к анализу уравновешенности четырехтактного четырехцилиндрового линейного двигателя (рис. 2.13). Такой двигатель можно представить как совокупность четырех условных одноцилиндровых двигателей, кривошипы которых повернуты относительно первого на углы  $(5)_2 = 180^\circ$ ;  $(1)_3 = 180^\circ$ ;  $(8)_4 = 0^\circ$  ( $360^\circ$ ), что обеспечивает равномерное чередование рабочих ходов с угловым интервалом  $180^\circ$ . На каждом из одноцилиндровых отсеков действует весь набор силовых факторов вызывающих его неуравновешенность:

<b>1-й отсек</b>	<b>2-й отсек</b>
$P_{j1}^{(1)} = C \cos \varphi$	$P_{j1}^{(2)} = C \cos (\varphi + 180^\circ) = -C \cos \varphi$
$P_{j2}^{(1)} = \lambda C \cos 2\varphi$	$P_{j2}^{(2)} = \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi$
$K_r^{(1)} = m_r r \omega^2$	$K_r^{(2)} = -m_r r \omega^2$
<b>3-й отсек</b>	<b>4-й отсек</b>
$P_{j1}^{(3)} = C \cos (\varphi + 180^\circ) = -C \cos \varphi$	$P_{j1}^{(4)} = C \cos \varphi$
$P_{j2}^{(3)} = \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) = \lambda C \cos 2\varphi$	$P_{j2}^{(4)} = \lambda C \cos 2\varphi$
$K_r^{(3)} = -m_r r \omega^2$	$K_r^{(4)} = m_r r \omega^2$

Действующие направления этих силовых факторов нанесены на схему. Далее алгебраически суммируем одноименные силовые факторы:

$$1) \sum_{k=1}^4 P_{j1}^{(k)} = 0; 2) \sum_{k=1}^4 P_{j2}^{(k)} = 4\lambda C \cos 2\varphi; 3) \sum_{k=1}^4 K_r^{(k)} = 0.$$

Определяем сумму моментов этих сил относительно геометрического центра коленчатого вала:

<b>1-й отсек</b>	<b>2-й отсек</b>
$M_{j1}^{(1)} = P_{j1}^{(1)} 1,5a$	$M_{j1}^{(2)} = P_{j1}^{(2)} 0,5a$
$M_{j2}^{(1)} = P_{j2}^{(1)} 1,5a$	$M_{j2}^{(2)} = P_{j2}^{(2)} 0,5a$
$M_r^{(1)} = K_r^{(1)} 1,5a$	$M_r^{(2)} = K_r^{(2)} 0,5a$

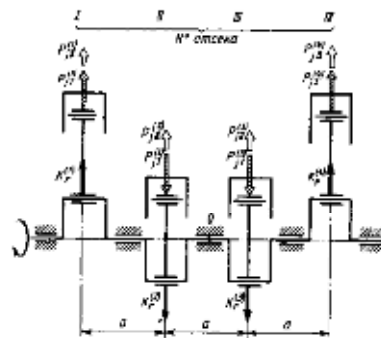


Рис. 2.13. Схема коленчатого вала и сил инерции, действующих в четырехцилиндровом двигателе

<b>3-й отсек</b>	<b>4-й отсек</b>
$M_{j1}^{(3)} = -P_{j1}^{(3)} 0,5a$	$M_{j1}^{(4)} = -P_{j1}^{(4)} 1,5a$
$M_{j2}^{(3)} = -P_{j2}^{(3)} 0,5a$	$M_{j2}^{(4)} = -P_{j2}^{(4)} 1,5a$
$M_r^{(3)} = -K_r^{(3)} 0,5a$	$M_r^{(4)} = -K_r^{(4)} 1,5a$

Отсюда

$$4) \sum_{k=1}^4 M_{j1}^{(k)} = 0; 5) \sum_{k=1}^4 M_{j2}^{(k)} = 0; 6) \sum_{k=1}^4 M_r^{(k)} = 0$$

в силу того, что

$$|P_{j1}^{(1)}| = |P_{j1}^{(2)}| = |P_{j1}^{(3)}| = |P_{j1}^{(4)}| \text{ и } |P_{j2}^{(1)}| = |P_{j2}^{(2)}| = |P_{j2}^{(3)}| = |P_{j2}^{(4)}|.$$

Следует заметить, что анализ выполнения условий уравновешивания 3 и 6 можно было бы и не проводить, исходя из того, что для коленчатого вала выполняются условия самоуравновешенности.

При анализе уравновешенности У-образных двигателей их конструкцию условно представляют совокупностью  $\pi/2$  двухцилиндровых отсеков, кривошпы которых вращаются синхронно и развернуты друг относительно друга на угол, определяемый компоновочной схемой двигателя. Одноименные силовые факторы, действующие на каждом из условных двухцилиндровых отсеков и вызывающие их неуравновешенность, далее суммируются по длине коленчатого вала.

В качестве иллюстрации применения изложенного выше принципа проведем на его основе анализ уравновешенности четырехтактного восьмицилиндрового У-образного двигателя с углом развала  $\gamma = 90^\circ$ . Такой двигатель может быть представлен совокупностью четырех двухцилиндровых У-образных ДВС с  $\gamma = 90^\circ$  (2У90). Поэтому анализ начнем с определения силовых факторов, вызывающих неуравновешенность 2У90, схема которого приведена на рис. 2.14.

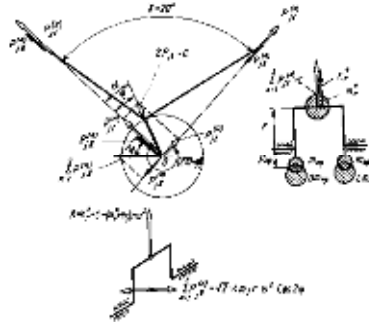


Рис. 2.14. Уравновешивание двухцилиндрового У-образного двигателя с  $\gamma = 90^\circ$

Для данного двигателя  $PP+P$ , где индекс «п» относит данную силу к правому, а «л» — к левому цилиндрам.  $|P| = C \cos 8(p)$ ;  $|P| = C \cos 8(p+270^\circ) = C \sin 8(p)$ . Перенеся силы  $P$  и  $P$  по линии действия в точку  $O$ , проведем их геометрическое суммирование.

Модуль и угол  $\alpha$  между осью левого цилиндра и линией действия суммарной силы инерции первого порядка  $P$  определяют соответственно выражениями.

$$\left| \sum_{k=1}^2 P_{j1}^{(k)} \right| = \sqrt{[P_{j1}^{(3)}]^2 + [P_{j1}^{(4)}]^2} = C = -m_j r \omega^2;$$

$$\alpha = \arctg \frac{P_{j1}^{(3)}}{P_{j1}^{(4)}} = \varphi.$$

Таким образом, в двигателе 2У90 суммарная сила инерции  $\sum P$  постоянна по величине ( $C$ ) и всегда направлена по кривошпы от оси его вращения ( $\alpha = (p)$ ), т. е. обладает теми же свойствами, что и центробежная сила  $K \cdot m \cdot r \omega^2$ . Здесь  $\gamma \pi = \text{Ицдд} + 2/\text{Мщ} + 2/\text{Ицд}$ . Как было показано ранее, сила  $K$ , уравновешивается установкой на продолжении шек противовесов соответствующей массы  $\text{Отдр}$ , откуда следует, что сила  $P = C$  может быть уравновешена посредством увеличения массы противовесов на величину

$$\Delta m_{\text{пр}} = 0,5 m_j \frac{r}{\rho_{\text{пр}}}.$$

Силы инерции второго порядка левого и правого цилиндров  $P = A C \cos 82(p)$  и  $P = 2 C \cos 82((p+270^\circ)) = -A C \cos 82(p)$  после переноса их по линии действия в точку  $O$  и геометрического суммирования дают модуль и направление относительно оси левого цилиндра

$$|\sum P_{j11}^{(k)}| = \sqrt{[P_{j11}^{(3)}]^2 - [P_{j11}^{(4)}]^2} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi;$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{P_{j11}^{(3)}}{P_{j11}^{(4)}} = -45^\circ (135^\circ).$$

Отсюда следует, что  $P$  действует всегда поперек двигателя, изменяя свою величину пропорционально  $\cos 82(p)$ . Таким образом, при анализе уравновешенности двигателя 2У90 может быть схематизирован кривошпы с двумя приложенными к нему силами (рис. 2.14):  $D = K \cdot z + C$ , приложенной к кривошпы по направлению от центра его вращения, и  $T P$ , действующей поперек двигателя.

Основываясь на этом, проведем анализ уравновешенности восьмицилиндрового У-образного двигателя с  $\varphi = 90^\circ$ .

Кривошипы пространственного коленчатого вала такого двигателя расположены в двух взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 2.15). Коленчатый вал несимметричный. Такой двигатель рассматривают как четыре двухцилиндровых У-образных двигателя, последовательно размещенных по оси коленчатого вала. Равнодействующая сил  $K$  каждой пары цилиндров, будучи направлена по радиусу кривошипа, уравновешивается противовесами, т. е. сумма сил инерции первого порядка и центробежных сил в таком двигателе с противовесами равна нулю.

Сила инерции второго порядка пары цилиндров:

- первой  $P_{II}^{(1)} - P_{II}^{(2)} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi;$
- второй  $P_{II}^{(3)} - P_{II}^{(4)} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2(\varphi + 90^\circ) = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi;$
- третьей  $P_{II}^{(5)} - P_{II}^{(6)} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2(\varphi + 270^\circ) = -\sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi;$
- четвертой  $P_{II}^{(7)} - P_{II}^{(8)} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2(\varphi + 180^\circ) = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\varphi.$

Все эти силы лежат в одной плоскости, равны по абсолютному значению, но попарно отличаются лишь знаками, вследствие чего их сумма равна нулю.

Моменты от сил инерции второго порядка, возникающие от первой и второй пар цилиндров, равны по значению и противоположны по знаку моментам от второй и третьей пар. В результате чего их суммарный момент равен нулю.

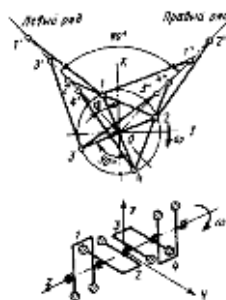


Рис. 2.15. К анализу уравновешенности восьмицилиндрового V-образного двигателя с  $\varphi = 90^\circ$

Рассматриваемый двигатель допускает и другую систему уравнивания продольного момента от сил инерции первого порядка и центробежных сил с помощью противовесов, размещаемых на концах коленчатого вала, аналогично схеме, приведенной на рис. 2.10. Если значение неуравновешенной силы на одном колене  $K$ , то величина каждого противовеса, размещаемого на конце.

$$m_{np} = \sqrt{10} (m_s + m_j) \cdot \frac{r}{\rho_{np}} \cdot \frac{a}{b},$$

где  $a$  — расстояние между соседними плоскостями, в которых лежат оси цилиндров;  
 $b$  — расстояние между противовесами.

Плоскость, в которой должны быть размещены противовесы, составляет с плоскостью первого колена угол  $\alpha = \arcsin z = 18^\circ 26'$ .

В табл. 2.1 приведены сведения об уравновешенности наиболее распространенных конструкций автотракторных двигателей.

Коды систем автоматизации	Схемы разно- сти автоматизации	Угол наклона плеча силы к гориз. плоскости	Угол наклона плеча силы к верт. плоскости	Параметры автоматизации	Максимальные значения коэффициентов					
					$L/L_1$	$L/L_2$	$L/L_3$	$L/L_4$	$L/L_5$	$L/L_6$
Двигатель с горизонтальным валом										
2		180°	360°	1-2	$2K_1$	2C	2C	2	0	0
3		180°	180°	1-2	0	0	2C	$K_1C$	2C	0
5		180°	360°	1-2-3	0	0	0	$\sqrt{2}K_1C$	$\sqrt{2}C$	$\sqrt{2}K_1C$
4		180°	180°	1-2-4-5	0	0	4C	0	0	0
5		180°	180°	1-2-4-5	0	0	0	$2K_1C$	$0,44C$	$0,44C$
6		180°	180°	1-2-4-5-6	0	0	0	0	0	0
Двигатель с вертикальным валом										
4		180°	180°	1-2-3-4-5	0	0	0	$\sqrt{2}K_1C$	$\sqrt{2}C$	0
5		180°	180°	1-2-3-4-5	0	0	0	$\sqrt{2}K_1C$	$\sqrt{2}C$	$0,44C$
6		180°	180°	1-2-3-4-5-6	0	0	0	$\sqrt{2}K_1C$	2C	$2,44C$

**4. Наименование вопроса № 4.** Равномерность хода двигателя. Основы анализа и амортизация колебаний двигателя на подвеске. СИЛОВЫЕ ФАКТОРЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ КОЛЕБАНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВС НА ПОДВЕСКЕ. Как следует из рис. 2.19, колебания двигателя на элементах его подвески могут возбуждаться всеми силовыми факторами, вызывающими неуравновешенность двигателя (см. § 2.2), а также может иметь место кинематическое возбуждение двигателя со стороны шасси при наезде транспортного средства на препятствие (2д).

Во втором случае необходимо анализировать колебания всей транспортной единицы, что выходит за рамки настоящего курса. Поэтому здесь мы ограничимся анализом колебаний от неуравновешенных сил инерции  $\Sigma P, T, K_2$  моментов от них  $\Sigma M_d, \Sigma M_{ш}, 2M_{\omega}$ , а также опрокидывающего момента  $M_{опр}$

Для уменьшения передачи колебательной энергии от двигателя к экипажу и наоборот ДВС виброизолируют от кузова (рамы) с помощью установки его на систему упругих элементов, называемую подвеской.

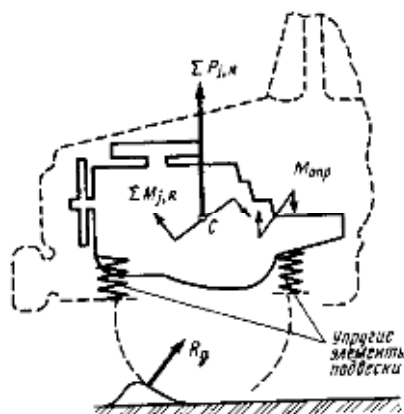


Рис. 2.19. Силовые факторы, вызывающие колебания двигателя на подвеске  
РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ДВИГАТЕЛЯ, КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ НА ПОДВЕСКЕ. Расчетные исследования колебаний ПДВС на подвеске требуют замены его динамически упрощенной эквивалентной моделью. В ней сохраняются только существенные для данного расчета свойства объекта. Анализ колебаний двигателя на подвеске принято проводить при следующих основных допущениях:

- двигатель (силовой агрегат) полагается абсолютно жестким (недеформируемым) телом;

- рама (кузов) полагается абсолютно жесткой и имеющей бесконечно большую массу;
- начало системы координат совпадает с центром инерции силового агрегата; оси координат являются центральными.

В этом случае (рис. 2.20) под действием перечисленных выше силовых факторов двигатель совершает шесть возможных колебательных движений: три поступательных в направлении осей  $x=x$ ;

$$y=y(t), z=z(t) \text{ и три угловых относительно этих осей } (\varphi=\varphi(t));$$

$$a=a(0).$$

Для выполнения качественного анализа явлений, определяющих характер колебаний двигателя на подвеске, рассмотрим простейший случай — колебательное движение ДВС относительно одной из координат  $x$  под действием силы инерции первого порядка  $2-P, 1=$   
 $=C\cos(p=C\cos(\omega t))$  (рис. 2.21).

Полагая для простоты  $I=4$  и жесткость левого упругого элемента  $C_d$  равной жесткости правого элемента  $C_d$ , получим расчетную схему, соответствующую колебательной системе с одной степенью свободы. Введем в систему элементы, обозначенные на **схеме**  $m$  и имитирующие неупругие потери энергии колебаний в системе и с учетом принципа Д'Аламбера, основываясь на балансе сил, получим следующее уравнение:

$$P_{\text{ин}} + P_{\text{нп}} + P_{\text{упр}} = \Sigma P_{\text{дл}}, \text{ или } m\ddot{x} + r\dot{x} + \Sigma Cx = C \cos(\varphi),$$

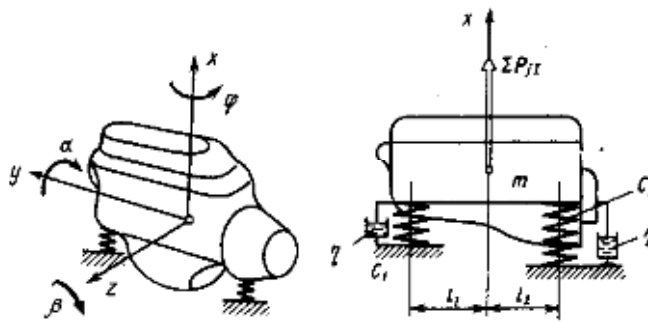


Рис. 2.20. Схема амортизированного двигателя

где  $P=mx$ —сила инерции;  $P=2\zeta/x$  ( $\zeta=2\gamma p1$ ) — сила неупругих потерь;  $\zeta=$  — коэффициент неупругих потерь (РГдот — энергия,

"ПОДВ рассеиваемая в системе; Ипод. — энергия, подводимая к колебательной системе);  $R_{удр}=2C\zeta$  — упругая сила деформированных упругих элементов;  $x, \dot{x}, \ddot{x}$  — соответственно перемещение, скорость и ускорение центра масс под действием силы 2. Решение этого уравнения известно:

$$x = \frac{C}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + 4\gamma^2 \omega^2}} \cos(\varphi - \psi),$$

где  $\omega_0$ —частота возмущающей силы;  $\omega_0=$  -частота собственных колебаний системы;  
 $\gamma_0=\arcsin 1$ ;—фазовый сдвиг  $\gamma_0^1$

между косинусоидальными функциями перемещения и вынуждающей СИЛЫ  $P(1$ .Отвлекаясь от фазы колебаний, несущественной для энергетических оценок, решение можно записать в следующем виде:

$$x = K(\omega) \Sigma P_{\text{дл}},$$

где  $K(\omega)=\omega^2/(\omega^2+4\gamma^2\omega^2)$ —функция передачи колебательной системы, фактически являющаяся частотно-зависимым коэффициентом пропорциональности. Ее величина определяется исключительно упругомассовыми характеристиками колебательной системы, такими, как  $\omega_0, 2-C_d, \gamma$ .

Графическая зависимость  $K(\omega)=\omega^2/(\omega^2+4\gamma^2\omega^2)$ , приведенная на рис. 2.22, показывает, что в зависимости от скоростного режима работы ( $\omega=\omega_0/30$ ) величина  $K(\omega_0)$  изменяется, достигая



максимума при  $\gamma = a_0$ , т. е. при равенстве частоты возмущающей силы и собственной частоты колебательной системы.

Максимум  $K(\omega)$  зависит от коэффициента неупругих потерь  $\eta$  в системе. Чем меньше уровень неупругих потерь, тем больше  $K(\omega)$  (и)щю, при отсутствии потерь  $\eta = 0$ )  $K(\omega) \rightarrow \infty$ . Отсюда следует, что наибольшая амплитуда колебаний и максимум передачи колебательной энергии на экипаж достигаются при совпадении (резонансе) частоты возмущающей силы (в данном случае  $1/P_0$ ) с частотой собственных колебаний системы

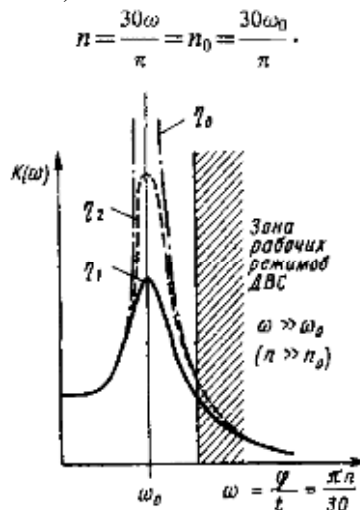


Рис. 2.22. Частотная зависимость функции передачи системы с одной степенью свободы.

В этом случае принципиально возможно для исключения резонанса либо не допускать работу двигателя с  $n = n_0$  (обычно  $n \gg n_0$ ), либо понижать частоту собственных колебаний  $P_0$  до выполнения отмеченного выше условия.

**ПОНЯТИЕ О СВЯЗАННЫХ КОЛЕБАНИЯХ.** Анализ колебаний ДВС на подвеске относительно оси  $x$ , выполненный в предыдущем параграфе, базировался на допущениях о равенстве  $2$  и  $C = C_{\text{сп}}$ . Благодаря этому в рассматриваемом случае сила  $21$  вызвала смещение двигателя только в направлении оси  $x$ , что, вообще говоря, является лишь частным случаем. Невыполнение любого из приведенных выше условий приведет к тому, что сила, направленная строго в направлении оси  $x$ , вызовет смещение двигателя относительно двух (или более) координат. Для пояснения этого рассмотрим колебания ДВС, изменив лишь жесткость заднего упругого элемента так, чтобы  $C = 2C_{\text{сп}}$  (рис. 2.23).

Простейший анализ показывает: для данных условий, учитывая, что реакции на опорах возникают за счет их упругой деформации,  $C_1 = C_{\text{сп}}$ ,  $D_1 = \gamma_1 = C_{\text{сп}}$ ,  $D_2$  и, следовательно,  $A_2 = A_1 = 0,5 D_1$ . Здесь  $a_1$ ,  $D_2$  — соответственно деформации 1-й и 2-й опор соответственно.

Это означает, что в этой ситуации силовой фактор, действующий относительно одной из координат, в данном случае относительно оси  $x$ , вызывает смещение двигателя относительно двух (или более) координат — оси  $x$  и поворота на угол  $\varphi$  относительно оси  $z$ .

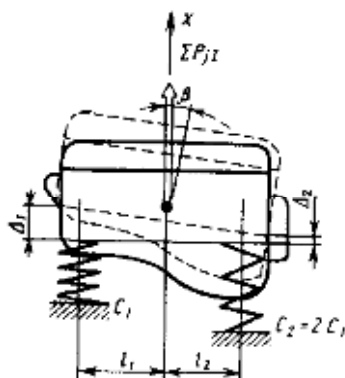


Рис. 2.23. Схема возникновения связанных колебаний

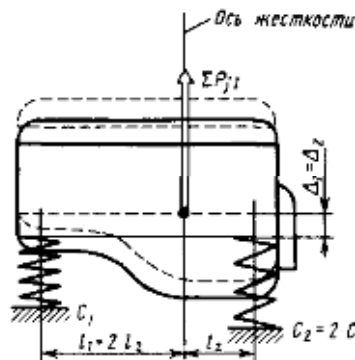


Рис. 2.24. Схема размещения оси жесткости подвески  $x$

Такие колебания носят название *связанных* или *двухсвязанных* (в общем случае *многосвязанных*).

Совершенно очевидна нежелательность связанности колебаний с точки зрения влияния ее на вибрации двигателя.

Однако изменением положения линии действия возбуждающей силы можно уменьшить или, наоборот, увеличить связанность колебаний. В пределе линию действия можно ориентировать таким образом относительно элементов подвески, что направленная вдоль нее сила будет вызывать смещение двигателя относительно только одной из осей координат (на рис. 2.24 относительно оси  $x$ ).

Это направление называют *осью жесткости подвески*.

В принципе таких осей будет три ( $x$ ,  $y$  и  $z$ ); они могут пересекаться в одной точке (не обязательно!), называемой *центром жесткости*.

Так как связанность колебаний — явление нежелательное, то

при проектировании подвески и выборе количества, размещения и характеристик упругих элементов необходимо стремиться к совпадению центра масс двигателя (куда приложены инерционные силовые факторы, возбуждающие колебания) с центром жесткости подвески (при его наличии) или совпадению с наибольшим количеством осей жесткости.

Таким образом, при проектировании подвески необходимо, чтобы она удовлетворяла следующему минимуму требований:

ф при выборе схемы размещения элементов подвески и **опреде-**

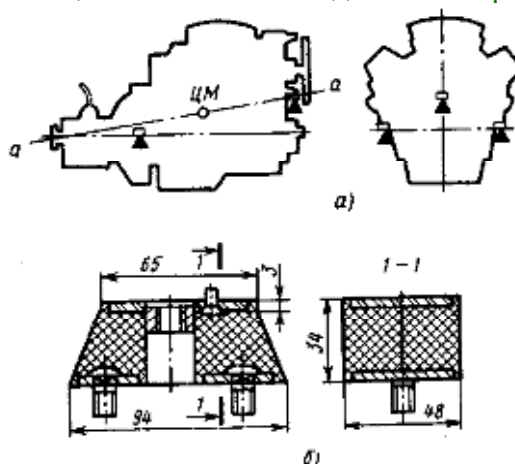


Рис. 2.25. Схема подвески (а) и вариант конструкции упругого элемента (б) автомобильного двигателя

- упругие характеристики элементов подвески должны обеспечивать колебания двигателя от действия наиболее низкочастотных силовых факторов в диапазоне рабочих режимов работы в за резонансной зоне (зона рабочих режимов двигателя на рис. 2.22);

- материалы и конструкция упругих элементов должны обеспечивать наибольший уровень неупругих потерь (наибольшие значения  $\Gamma$ ).

На рис. 2.25 приведены схема размещения и вариант конструкции упругих элементов автомобильного двигателя.

Для разработки единого алгоритма, пригодного для анализа на ЭВМ уравновешенности автотракторного двигателя любой компоновки, необходимо выявить и алгоритмически описать уравновешенность наиболее общего случая.

Применительно к автотракторным ДВС в качестве такового может быть использован V-образный двигатель с углом развала  $\gamma$ , с углом смещения шатунных шеек одноименных цилиндров  $\delta$ , с углом между плоскостью первого и последующих кривошипов  $\theta$ , (количество кривошипов  $U$ ) и количеством цилиндров в ряду  $N$  (рис. 2.16).

В этом случае двигатели без углового смещения шатунных шеек одноименных цилиндров будут соответствовать частному случаю при  $\delta=0$  и количества цилиндров двигателя  $2N$ , а двигатели линейные — при  $\delta=0$ ,  $\theta=0$  и количества цилиндров  $N$ .

## **1. 9 Лекция №9 ( 2 часа).**

### **Тема: «Перспектива развития тепловых двигателей»**

#### **1.9.1 Вопросы лекции:**

1. Перспектива развития двигателей других типов.
2. Недостатки и пути совершенствования поршневых двигателей.
3. Роторно-поршневые двигатели. Газотурбинные двигатели.
4. Комбинированные силовые установки. Двигатели внешнего сгорания.

#### **1.9.2 Краткое содержание вопросов:**

##### **1. Наименование вопроса № 1. Перспектива развития двигателей других типов.**

Известно, что наиболее широкое применение в качестве силовых установок в настоящее время имеют двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Их общая мощность составляет около 90% всех энергоустановок мировой энергетики. Широкое распространение ДВС обусловлено тем, что в результате многолетнего развития, ставшего возможным благодаря общему научно-техническому прогрессу, успехам металлургии и машиностроения, они достигли весьма высоких энергетических показателей и экономичности, обладают достаточной надежностью и хорошо освоены в технологическом отношении.

В процессе работы ДВС непрерывно взаимодействуют с окружающей средой, получая из нее топливо и воздух и воздействуя на нее продуктами своей деятельности, что порождает значительное количество экономических и экологических проблем.

Начинаются эти проблемы со сжигания большого количества природного органического топлива. Разведанные же запасы его далеко не безграничны, и это в перспективе представляет серьезную экономическую и экологическую опасность для человечества.

Процесс превращения энергии топлива в механическую работу в ДВС включает в себя, как обязательный элемент, окисление этого топлива с использованием кислорода атмосферного воздуха. При этом следует помнить, что кислород расходуется независимо от того, какое топливо сжигается в цилиндрах: дизельное или бензин, спирт, газ или чистый водород и каким будет состав отработавших газов. Широкая распространенность ДВС обуславливает интенсивное его расходование. Только за один час работы двигателя легкового автомобиля среднего класса расходуется столько кислорода, сколько его требуется одному человеку для дыхания в течение месяца.

Ученые полагают, что в ближайшие 150-180 лет количество кислорода в атмосфере сократится на треть по сравнению с современным его содержанием.

Уже ясно, что ухудшение состояния окружающей среды и здоровья людей происходит и будет происходить в будущем не столько из-за выбросов токсичных веществ, со-

держатся в отработавших газах двигателей, сколько из-за дефицита кислорода в атмосфере Земли.

Серьезнейшие проблемы в окружающей среде порождает и то, что выбрасывают в нее ДВС. В первую очередь, это вредные и токсичные вещества, входящие в состав отработавших газов. Они наносят непоправимый вред здоровью человека, возведенным им зданиям, сооружениям и природе.

Другая, не менее негативная, особенность ДВС заключается в том, что их КПД в среднем составляет около 35%, остальные 65% энергии, выделившейся при сжигании топлива, уходят на обогрев окружающей среды. При этом выбрасываемые в атмосферу газы имеют высокую температуру (до 700° С).

Для того чтобы окончательно не задохнуться, в 1992 году в Евросоюзе ввели первый экологический стандарт Евро-1, регламентирующий количество выбросов в атмосферу оксида углерода, углеводорода, оксида азота и сажи. Сегодня в странах Европы действует уже стандарт Евро-5, а с 2013 года планируется переход на Евро-6.

С момента введения экологических стандартов, производителям ДВС стало необходимо находить решения, направленные не только на увеличение мощности и топливной эффективности двигателя, но и искать способы укладываться в жесткие экологические стандарты. Из-за того, что топливо в дизельном двигателе впрыскивается в поршень, в котором уже находится разогретый воздух, времени на образование «правильной» топливной смеси просто нет. Молекулы топлива не успевают вступить в реакцию с кислородом, в этом и есть основная причина возникновения сажи в выхлопных газах. Именно поэтому проблему снижения вредных веществ в отработанных газах дизельных ДВС решают комплексно – посредством совершенствования системы впрыска топлива, каталитических и жидкостных нейтрализаторов и сажевых фильтров. Наиболее коммерчески успешной из систем впрыска стала система Common-rail от фирмы Bosch. Впрыск топлива в этой системе осуществляется электронно-управляемыми форсунками, под большим давлением. Подачу топлива регулирует электронный блок управления, получающий сигналы от набора датчиков. Топливо подается дозированно, и в результате двигатель работает более плавно. Такой высокотехнологичный подход позволяет не только снизить содержание вредных веществ в выхлопных газах, но и уменьшает расход топлива и снижает уровень шума.

Вопрос с сажей удалось решить посредством использования противосажевых фильтров. Они, в свою очередь, подразделяются на фильтры открытого (по сути, сито, улавливающее частицы сажи) и закрытого (с системой впрыска в топливо присадки, содержащей церий для выгорания частиц серы) типов. В борьбе с оксидом азота (NO) наиболее эффективным способом стало использование системы Blutec. Суть процесса в использовании раствора AdBlue (вода+аммиак). С помощью дозатора эта искусственная мочевины впрыскивается в выпускной тракт и перемешивается с выхлопными газами. Затем смесь поступает в нейтрализатор избирательного действия (Selective Catalytic Reduction), где аммиак вступает в реакцию с оксидом азота и разлагается на безопасные компоненты. Использование реагента AdBlue позволило уложиться в ужесточенные стандарты Евро-5. В перспективном будущем Blutec сомневаться не приходится. Хотя искусственная мочевины замерзает примерно при температуре –11 градусов, но размороженная сохраняет свои свойства. Испытания, проводимые в скандинавских странах зимой, при температуре –35 градусов, доказали пригодность использования Blutec в странах с низкими температурами, при оснащении дополнительной системой подогрева по контуру бака. Пока двигатель работает, бак с реагентом не замерзает, а при выключенном двигателе полностью мочевины замёрзнет только через два часа. После пуска двигателя замороженная жидкость AdBlue, необходимая для работы нейтрализатора, становится доступна через 15 минут. Технической проблемой, для которой пока нет решения, является увеличение массы техники при использовании Blutec. Что касается расхода AdBlue, то он составляет 1,5-2 литра на 100 километров, это примерно соответствует 6% от потребляемого дизельного топлива.

В плане организации инфраструктуры полномасштабное внедрение Blutec требует организации пунктов заправки реагентом. Кроме того, производство реагента достаточно сложный процесс, несмотря на вроде бы простой состав. Подобные реагенты давно применяются в сельском хозяйстве, но для производства AdBlue необходима мочевины глубокой степени очистки и деминерализованная вода. Несмотря на заманчивость идеи совместить производство удобрений и AdBlue в одном производстве, это труднореализуемо. В Европе сейчас насчитывается более 7350 точек продажи AdBlue, предлагающих как заправку реагентом, так и канистры с ним. В России внедрение этой системы имеет свою специфику или, говоря точнее, проблему. Естественно, что на заправке AdBlue у нас не купишь, собственного производства тоже нет. Приобрести реагент можно только у дилеров, которые продают его по сильно завышенным ценам. Кроме того, Blutec очень чувствительна к качеству топлива, что тоже ставит преграду на пути внедрения технологии в российских реалиях.

Альтернативой баку с мочевиной выступает система рециркуляции отработанных газов (Exhaust Gas Recirculation). Принцип работы системы основан на частичной загонке отработанных газов обратно в выпускной коллектор и уменьшении количества кислорода в наддуваемом воздухе. За счёт этого достигается снижение температуры горения смеси и, соответственно, выбросов оксидов азота.

Приведённые выше системы позволяют дизелю уложиться в стандарты Евро-5. Но со следующего года Евросоюз переходит уже Евро-6, и по будущему стандарту выбросы оксидов азота должны уменьшиться в пять раз, а сажи – в шесть. Специалисты компании Scania не только уже создали такой двигатель, но и начали производство грузовиков с ним. Стандарты Евро-6 потребовали объединить и модернизировать обе системы – EGR и Blutec, дополнив их SCR-катализатором. Так, для распыления AdBlue применяется новый электронный дозатор, работающий без сжатого воздуха. Процессы в системах очистки постоянно контролируются электроникой для достижения оптимальной очистки.

Современный дизельный двигатель мало походит на пыхтящий дымом агрегат Рудольфа Дизеля – это высокотехнологичный механизм, который ещё долго будет ведущей движущей силой, позволяющей строить здания и перевозить тяжёлые грузы. Тем не менее, конечность запасов нефти, постоянное увеличение цены на чёрное золото и некий достигнутый предел модернизации самого ДВС заставляют вспомнить об электрических, газовых, гибридных технологиях, казалось давно забытых и невостребованных. Такие двигатели достаточно легко «вписать» в экологические стандарты не только существующие, но и будущие. А вот насколько они будут жизнеспособны и эффективны?..

Большой акцент на развитие гибридных и альтернативных разработок делает компания Volvo Trucks. Её альтернативные силовые установки уже используются в деле и даже ставят рекорды. Гибридная установка от Volvo построена следующим образом: трёхфазовый синхронный электромотор с жидкостным охлаждением встроен между дизельным двигателем и автоматической коробкой передач. При замедлении электромотор работает в качестве генератора, запасая энергию в литиево-ионные аккумуляторы. При спокойной манере вождения можно трогаться или передвигаться на малых скоростях исключительно на электричестве, экономя драгоценное топливо. Таким образом, понятно, что подобная техника актуальна, прежде всего, для коммунальных служб, работающих внутри города с обилием пробок и светофоров.

Другой путь – использовать в качестве топлива природный газ. Для решения проблемы снижения мощности в двигателе применяется система впрыска топлива с компьютерным управлением, форсунки подают газ в каждый цилиндр отдельно. Благодаря чему удалось несколько компенсировать снижение мощности от использования газа и увеличить замещение дизельного топлива на 75%. Идея эта не нова, особенно для России, где в 80-х работала программа переоснащения пассажирского и коммерческого транспорта на газ. Одним из радикальных решений, направленных на повышение экологичности и экономичности ДВС, может стать применение диметилэфира (ДМЕ), производного метанола,

получаемого в результате синтетического преобразования газа в жидкое состояние. ДМЕ обладает такими качествами как низкая температура горения и высокий уровень цетанового числа, делая из него практически идеальное топливо для дизельного двигателя. Важно, что традиционный дизель нуждается в минимальной переделке под использование нового топлива.

Ещё большей эффективности по снижению вредных выбросов можно добиться, используя в качестве топлива водород. Новый сельскохозяйственный трактор New Holland NH2.140 в качестве силового агрегата использует два электромотора максимальной мощностью по 100 кВт каждый. Один используется для движения, второй – для работы навесного оборудования. Максимальная скорость водородного трактора 50 км/ч. В качестве источника тока для электродвигателей применяются блоки топливных элементов. Топливный бак вмещает 8,2 кг водорода, который находится под давлением 350 атмосфер. Этого достаточно для трёх часов работы в поле. Летом этого года на итальянской экологической ферме La Bellotta под Туринном стартуют полевые испытания этого трактора.

Не только известные компании трудятся над разработкой двигателя с нулевым выбросом. Компания Drearman Engine Company предлагает в качестве топлива для двигателя использовать... воздух. Но не в простом, а в жидком состоянии. Идея очень проста – жидкий воздух, находящийся при температуре –160 градусов по Цельсию, впрыскивается, подобно обычному топливу, в камеру двигателя, которая постоянно нагревается при помощи жидкости-теплоносителя. Испаряясь, этот воздух создает высокое давление и толкает поршень двигателя точно так же, как это делает сгорающее топливо. Опытный образец двухцилиндрового «воздушного» двигателя смог разогнать автомобиль до 50 км/ч, что доказывает эффективность его работы. К тому же, вес такого силового агрегата будет меньше за счёт отсутствия системы зажигания и свечей. Ещё одним плюсом данной технологии являются относительная дешевизна производства топлива и лёгкость заправки.

Насколько реально применение тех или иных альтернативных технологий – покажет время. Какие-то из них наверняка мы увидим в ближайшем будущем, какие-то канут в лету. Прогресс не стоит на месте, ведь каких-то 100 лет назад максимальная скорость автомобилей достигала 70 км/ч, а разогнаться до сотни было почти нереально.

Современные информационные и компьютерные технологии, учитывающие уникальные специфические свойства ДВС как объекта микропроцессорного управления, позволяют улучшить весь комплекс конструктивных, технологических, экологических и эксплуатационных характеристик двигателей. Новая заявляемая цель микропроцессорного управления ДВС, которая уже получила практическое воплощение – улучшение их экологических и экономических характеристик за счет высокого уровня индивидуальной оптимизации рабочего процесса в каждом цикле каждого цилиндра. Она достигается автоматическим выбором и установлением совокупности значений параметров рабочего процесса в цилиндрах двигателя и алгоритмов управления, оптимальных по расходу топлива и качеству переходных процессов, при выполнении ограничений по экологическим и техническим параметрам. Однако проблемные вопросы адаптации поршневого двигателя в условиях эксплуатации все еще находятся в стадии изучения и теоретического осмысления. Ниже будут рассмотрены состояние, проблемы адаптации поршневых ДВС с новым микропроцессорным управлением к условиям эксплуатации, пути их разрешения. Адаптивные двигатели как новая ступень развития ДВС Двигатели, имеющие большое число управляемых параметров и позволяющие осуществить настройку на каждый эксплуатационный режим, получили название двигателей с изменяемым рабочим процессом (ДИРП), или адаптивных (интеллектуальных) двигателей (установок). Необходимость создания таких двигателей обусловлена, прежде всего, многорежимностью функционирования их в условиях эксплуатации. Достаточно сказать, что поршневой двигатель внутреннего сгорания жестко регламентирован к определенному режиму эксплуатации в силу специфики технологии проектирования и особенности конструкции, закладываемой при этом. Исследования и разработки по созданию адаптивных двигателей осуществляются в настоящее

время в двух направлениях: • первое направление базируется на дальнейшем расширении возможностей ДВС традиционных схем путём увеличения числа управляемых элементов. Конструктивные решения, реализующие по какому-либо параметру, называют «элементами адаптации»; • второе направление связано с разработкой двигателей, у которых в зависимости от условий рядовой эксплуатации происходит изменение (конвертирование) самой схемы. Это направление потребует «глобального» пересмотра существующей технологии проектирования двигателя и использование самой современной фундаментальной теории управления. На современном этапе существенное развитие получило первое направление. Во- первых, используются традиционные технологии проектирования двигателей. Во- вторых, перейти резко на новые технологии проектирования поршневых двигателей сразу не удастся. Слишком много нерешенных проблем. В-третьих, мировое двигателестроение не готово к переходу на конвертирование самой схемы двигателя в процессе эксплуатации. Главная отличительная особенность двигателей с изменяемым рабочим процессом любой схемы состоит в том, что указанные свойства адаптивности достигаются увеличением числа управляемых элементов по сравнению с существующими двигателями, что предопределяет применение у них систем автоматического управления нового типа. Рассмотрим возможности использования свойств адаптивности по первому направлению, которые уже реализованы в современных транспортных ДВС.

Наибольшее развитие работы по созданию интеллектуальных двигателей получили в автомобилестроении, и их фрагментарное изложение дается ниже (по публикациям авторов статьи и публикациям в известных зарубежных источниках за последнее десятилетие).

1. Фирма Bosch разработала систему обработки отработавших газов. Предложенная система отработавших газов взаимодействует с системой впрыскивания топлива. Электронный блок управляет фильтром твердых частиц и накопительным нейтрализатором NOx, достигая на каждом режиме работы двигателя получения наилучшей нейтрализации отработавших газов. Блок также управляет рециркуляцией газов, положением дроссельной заслонки и давлением наддува.
2. Бензиновые двигатели ведущих фирм мира оснащены устройством, обеспечивающим полностью изменяемые фазы газораспределения (системы EVA фирмы AuraSystems; VVN фирмы Meta, предложение фирмы Systems и Renartl и др.). Наибольший интерес представляет система управления впускным клапаном, разработанная фирмой SystemsVDO (устройство VariableValveLiftControl – VVLC) и применение на четырехцилиндровом двигателе фирмы BMW – Valvetronic (VT). Двигатель R6 фирмы BMW оснащён четырьмя клапанами на цилиндр, механизмом регулирования фаз газораспределения и высоты перемещения клапана –Valvetronic и bi-VANOS, которые заменяют дроссельную заслонку. Двигатели RSX (фирма Honda) оснащены «интеллектуальной» системой управления распределительными валами i-VTEC. Фирма Porsche (двигатель 911 GT2) установила систему VarioCAMPlus, которая осуществляет одновременное регулирование момента открытия впускного клапана и выбор одного из вариантов его подъёма. На двигателях 316ti (фирма BMW) установлены системы Valvetronic и Doppel-Vanos, позволяющие изменять фазы газораспределения как впускных, так и выпускных клапанов. Фирма EUCAR разработала для двигателей фирмы Fiat клапанный механизм с электронным управлением VVA (VariableValveActuation). Предложена новая система EVCP (ElectromotiveVariableCamshaftPhasing), которая использует электрический привод для регулировки фаз газораспределения. Система разработана фирмами AFT и INA. Механизм «VaneCAM» с бесступенчатым регулированием фаз газораспределения третьего поколения (фирмы:BMW, Volkswagen) базируется на механизме, работа которого основана на применении шаговых двигателей. Фирма Mahle предложила механизм регулирования фаз газораспределения VVT – VariableValveTiming. Разработанный механизм годится для впускных и выпускных клапанов, в том числе и для обоих одновременно. Клапанная система с изменяемыми фазами и высотой подъема, разработанная фирмой YacobsVehicleSystems, конструктивно выполнена как единая система, размещенная в головке цилиндров. Управление клапанами электрогидравлическое. Кроме указанного, си-

система позволяет изменять скорость перемещения клапана. Фирмами AVL и Bosch предложена электрогидравлическая система ValvetrainEHVS— одно из наиболее хороших решений для замены механического привода к клапанам. EHVS может обеспечить любую характеристику подачи воздуха в цилиндры двигателя. В EHVS могут независимо регулироваться следующие параметры: фазы газораспределения (открытие и закрытие), величина подъема каждого в отдельности клапана, скорость, ускорение и перемещение клапана. Уже началось активное применение систем, использующих электромагнитные клапаны, например, на двигателях легковых автомобилей, легких и тяжелых грузовиков. Быстродействующие электромагнитные клапаны позволяют, так же как и электрогидравлические форсунки, обеспечить индивидуальную оптимизацию продолжительности, фазы и перемещения на любом режиме работы двигателя, вплоть до полного отключения цилиндров (циклов), и быстрый перевод двигателя в тормозной режим. Фирма AuraSystems утверждает, что с электромагнитными клапанами EVA при использовании любых типов топлив (бензина, дизельного, природного газа, этанола, метанола или спирта) топливная экономичность двигателя за счет насосных потерь и потерь на трение улучшается на 15 %. 3. Фирма Delphi—AutomotiveSystems разработала оригинальную систему отключения цилиндров. На 8-цилиндровом V-образном двигателе фирмы GeneralMotors с рабочим объемом 5,3 л установлен фирмой EatonAutomotive новый электрогидравлический механизм отключения четырех цилиндров (включение и отключение цилиндров осуществляется электронной системой). Японская фирма Honda разработала для американского рынка автомобиль с 6-цилиндровым V-образным двигателем с рабочим объемом 3,5 л систему отключения отдельных цилиндров – «VariableCylinderManagement». Фирма Chrysler предложила систему MDS (Multi-DisplacementSystems) – отключение отдельных цилиндров. Разработанная система за 40 мс может осуществить переход от работы на восьми цилиндрах к работе на четырех. Управляет этим переходом электронная система двигателя. 4. Фирма Garrett (США) предложила турбокомпрессор с изменяемым входным сечением турбины – VNT (VariableNozzleTurbine). Механизм VNT третьего поколения, предложенный фирмой, имеет по сравнению с предшественником меньшие размеры и более эффективен. В нем приняты новые формы лопаток и новый ротор турбины, улучшена система управления. 5. Аппаратура Common-Rail фирмы Denso многофункциональна, она, кроме подачи топлива, регулирует соотношение воздух-топливо, рециркуляцию отработавших газов, управляет турбокомпрессором с переменной геометрией. Второе поколение системы Common-Rail фирмы Bosch обеспечивает до пяти впрыскиваний за один цикл. Разработку третьего поколения системы фирма Bosch уже завершила в мае 2003 г. Для повышения точности процесса впрыскивания и сохранения её на весь ресурс двигателя была разработана расширенная версия программного обеспечения, которая включала: регулировку количества впрыскиваемого топлива IQA (InjectorQuantityAdjustment), регулировку электрического напряжения в форсунке IVA (InjectorVoltageAdjustment) и коррекцию колебаний давления PWC (PressureWaveCorrection). Система предусматривает также управление количества подаваемых доз топлива при предвпрыскивании. Кроме того, система регулирует отношение полного количества подаваемого воздуха к вводимому топливу. Фирма TesisDynaWare разработала для блока электронной системы модель управления en-Dyna в реальном масштабе времени применительно к дизелю, оснащённому топливной системой Common-Rail. Модель включает три раздела: вычисление поступающего в цилиндры двигателя воздуха, определение массы впрыскиваемого топлива и моделирование крутящего момента. На ведущих фирмах мира, таких как Bosch, Siemens, Delphi, Denso и других, практически уже завершены разработки новых топливных систем Common-Rail с пьезофорсунками. Пьезофорсунка практически не имеет мертвого времени, переключение происходит очень быстро и точно, процесс хорошо воспроизводится. В блоке управления запрограммированы характеристики двигателя и впрыскивания, в него непрерывно поступают данные о положении коленчатого и распределительного валов. В последнее время ведут интенсивные разработки по так называемым изменяемым распылителям форсунок (Variodusen или



Vario-Injector) с рядами малых и больших распыливающих отверстий. Фирма Caterpillar совместно с фирмой Navistar реализовали на многих двигателях топливную систему с гидравлической насос-форсункой с электронным управлением

HEUI (HydraulicElectronicUnitInjection). Кроме того, на многих двигателях фирмы Caterpillar успешно используется система MEUI (MechanicalElectronicUnitInjection). 6. Фирма Mayflower разработала новую оригинальную систему изменения степени сжатия в двигателях, названную e3. Новая идея изменения степени сжатия предложена фирмой FEV, которая заключается в следующем – эксцентрично расположенная ось коленчатого вала, позволяющая при повороте перемещать ось и, тем самым, изменять степень сжатия. Механизм, уменьшающий степень сжатия на больших нагрузках для получения недетонирующего процесса сгорания топлива на полной нагрузке и сохраняющий высокую компрессию на частичных режимах, используется на фирме Ford – двигатель DISI. Голландская фирма Gomecsys разработала механизм изменения степени сжатия, названный GoEngine. В предложенной конструкции каждая кривошипная головка шатуна соединена с коленчатым валом через узел, который находится в зацеплении с эллиптической системой, позволяющей ей вращаться вокруг коленчатого вала. Управление осуществляется электронной системой. 7. Фирма BorgWarner разработала регулируемый двухступенчатый турбокомпрессор R2S для 6-цилиндрового рядного двигателя BMW 535. 8. Регулируемый резонансный наддув реализован на 6-цилиндровых двигателях фирмы BMW. Разработан трехступенчатый резонансный впуск. В принятой схеме имеются две заслонки, расположенные в коллекторе и переходной трубе, которые могут быть или полностью открыты или закрыты. Положение заслонок определяется режимом работы двигателя. 9. На четырехцилиндровом двигателе K1200S фирмы BMW установлена система управления детонацией. Она обеспечивает в зависимости от режима работы двигателя установку той фазы зажигания, при которой нет детонации. Эти примеры можно было бы продолжить. Важнейшим фактором, определяющим эффективность микропроцессорного управления двигателями (агрегатами на их базе) является алгоритмы управления, в первую очередь, регулирования частоты вращения и реализующие их структуры микроконтроллеры. Применение рациональных алгоритмов в сочетании с импульсным управлением подачей топлива и воздуха обеспечивает достижение предельно возможных наилучших значений показателей качества. Это относится, прежде всего, к точности поддержания частоты вращения в установившихся режимах, величине максимального отклонения и длительности переходных процессов пуска, разгона, нагружения и отработки изменения нагрузки. В комплекс алгоритмов управления входят в общем случае: алгоритмы оптимального адаптивного управления опережением, давлением, числом фаз, формой характеристики впрыскивания топлива, ограничением подачи топлива, исключением подачи топлива при условиях, не обеспечивающих его воспламенения и эффективного сгорания, фазами газораспределения, давлением наддува и др. Здесь нельзя забывать и о средствах и алгоритмах безразборной автоматической технической диагностики. На всех двигателях с электронными управляющими устройствами достигнуто существенное снижение эксплуатационного расхода топлива, температуры отработавших газов и вредных выбросов. Улучшены также пусковые и тормозные характеристики, повышена живучесть и надежность объектов применения. В настоящее время изучаются потенциальные возможности применения биосистем и искусственного интеллекта (ИИ) для управления рабочими циклами, прежде всего, автомобильных двигателей. В выбранной области применения ИИ (управление ДВС) под искусственным интеллектом следует понимать не только возможность современных суперкомпьютеров производить миллионы операций в доли секунды, но и выбирать в качестве цели осмысленные решения в многовариантной ситуации. Ряд специалистов считают, что поиск начальных подходов к созданию систем ИИ для управления двигателем, а может быть, и всем транспортным средством, например, автомобилем, является современным и перспективным. Выше представленные «элементы адаптации» реализованы, как уже отмечались, в основном в автомобилестроении. Однако уже накопленный опыт поз-

воляет в ближайшее время перенести часть решений на судовые дизельные установки, дополнить их своими эксклюзивными техническими решениями. Мировой опыт создания адаптивных СДУ В конце XX века мировое судовое дизелестроение вслед за автомобилестроением приступило к попыткам создания адаптивных СДУ с электронным управлением, при этом главными целями были признаны: обеспечение жестких экологических показателей в связи с постоянным ужесточением экологических норм по линии ИМО (Международной морской организации) и решение задач по топливной экономичности судовых дизелей. Выполнение этих двух задач, как известно, взаимосвязано и требует разработки принципов управления рабочим процессом дизелей при их работе в широком диапазоне нагрузок (в том числе в переходных режимах), при меняющихся условиях эксплуатации. На 23 конгрессе СИМАК (Гамбург, Германия), состоявшемся 6 – 12 мая 2001 г., была организована секция комплексных систем управления и интеллектуальных двигателей, которая функционирует и на последующих конгрессах этой организации. Именно в рамках заседаний этой секции докладываются результаты работ ведущих зарубежных фирм в области создания новых моделей адаптивных (интеллектуальных) СДУ с компьютерным управлением. Кроме того, сведения о таких работах публикуют такие журналы, как «MarinePropulsion», «DieselFacts», «MotorShip» и др., они также публиковались в материалах конгрессов СИМАК 2001, 2004, 2007 г. Ниже во фрагментарном виде изложены другие некоторые результаты работ известных мировых фирм по созданию интеллектуальных двигателей в области судовых МОД, СОД и ВОД. Опыт разработки и применения новых технических решений в МОД фирмы MANB&W был представлен этой фирмой впервые на конгрессе СИМАК в 2001 г., с их реализацией на танкере «BowCecil», принадлежащей норвежской компании «OdffjellASA», где был применен главный двигатель новой модели 6L60ME (цилиндровая мощность 1920 кВт, частота вращения 123 мин<sup>-1</sup>, среднее эффективное давление 17,0 бар, диаметр цилиндра 600 мм, ход поршня 1944 мм). В настоящее время лицензиар (фирма MAN B&W) ориентирует своих лицензиатов (в том числе российское предприятие ОАО «БМЗ») на освоение в производстве интеллектуальных моделей МОД (в понимании фирмы). Интеллектуальный МОД с электронным управлением серии ME базируется на двигателе обычных серий MC или MC-C, т. е. основные конструктивные его элементы (детали остова, коленчатый вал, цилиндры, втулки, крышки цилиндров и т. д.) не отличаются от элементов двигателей MC (MC-C), отличие состоит только в конструкции и принципах управления топливной аппаратурой и системой газораспределения. Отличия условно показаны на рис. 1. Серия ME (E – обозначает электронное управление) первоначально включала в себя судовые малооборотные дизели с диаметром цилиндра от 500 до 1080 мм, диапазон

мощностей от 4000 до примерно 100 000 кВт. Одним из основных достоинств двигателей с электронным управлением является более низкий расход топлива на эксплуатационных режимах работы (в диапазоне мощности от 50 до 85 % от максимальной длительной мощности MCR). Минимальный расход топлива достигает предельной величины – 155 г/(кВт·ч). Более высокая экономичность двигателей серии ME достигается тем, что фазы и интенсивность впрыскивания топлива, а также фазы открытия и закрытия выпускного клапана являются оптимальными при всех постоянных и переходных режимах работы. В двигателях ME предусматривается непрерывный мониторинг цилиндров двигателя и автоматическое поддержание одинаковой нагрузки по всем цилиндрам. Это повышает надежность работы двигателя в целом и увеличивает периоды между осмотрами цилиндров. В конструкции двигателя в связи с отсутствием распределительного вала для обеспечения впрыскивания топлива и подъема выпускных клапанов используется гидравлический контур масла, находящийся под давлением 200 бар. Контур содержит отфильтрованное масло из циркуляционной системы главного двигателя. Также применена система цилиндрической смазки типа Alpha, играющая большую роль в реализации задач экологической безопасности. Наряду с электронной системой топливоподачи и газораспределения другим преимуществом двигателя ME является экологический аспект его эксплуатации.

Во-первых, в отличие от двигателей серии МС (МС-С) двигатель МЕ за счет гибкого регулирования топливной аппаратуры и системы газораспределения может настраиваться на различные «низкоэмиссионные режимы», при которых эмиссия NOx может быть существенно ниже. Это особенно важно при эксплуатации судов в экологически чистых «зеленых» зонах, когда требуется удовлетворять более жестким, нормам, чем нормы ИМО, огораживаемым местным законодательством. Во-вторых, в настоящее время рассматривается проект по включению в требования MARPOL 73/78 контроля эмиссии твердых частиц (что пока не предусмотрено в нормах ИМО). Как известно, на эмиссию частиц в значительной степени влияет величина подачи цилиндрического масла. Испытание показывают, что при снижении величины подачи цилиндрического масла эмиссия частиц также снижается. Однако процесс износа цилиндрической втулки и поршневых колец также зависит от расхода цилиндрического масла. Необходимо выбирать и поддерживать оптимальную для каждого режима работы (включая переходные режимы) величину подачи масла, минимизирующую как эмиссию частиц, так и динамику износа цилиндропоршневой группы. Рис. 1. Отличия двигателей МС (МС-С) и МЕ серий

При выборе величины подачи масла также должно приниматься во внимание содержание серы в топливе. Эта функция в двигателях МЕ решается компьютером с использованием лубрикатора специальной конструкции типа Alpha. По данным фирмы MANB&W, оснащение двигателя МЕ такими лубрикаторами наряду с улучшением экологических показателей двигателя приводит к значительному снижению затрат на цилиндрическое масло (примерно на 20 %). Зачастую судовладельцы судов с МОД запрашивают глубокую очистку от оксидов азота отработавших газов и требуют оснащения главного двигателя так называемым SCR реактором (SCR – SelectiveCataliticReduction), использование которого обычно дает 90 %-ное и большее снижение содержания оксидов азота в выпускных газах. SCR- технология обладает большой гибкостью и может быть разработана на любой уровень очистки (от 50 до 99 %). Все необходимые функции SCR – очистки отработавших газов от NOx хорошо интегрируются в интеллектуальный двигатель серии МЕ. Одним из важных специфицируемых параметров главного судового двигателя является минимально-устойчивая частота вращения коленчатого вала. При прохождении узкостей, каналов, при выполнении маневренных операций требуется устойчивая работа главного двигателя при минимальной частоте вращения. Судовые дизели серии МС (МС-С) имеют специфицируемый уровень минимально-устойчивой частоты вращения коленчатого вала, равный 25 % от номинальной частоты вращения. Работа на частотах вращения нижеуказанной становится невозможной по ряду причин, обусловленных конструктивными особенностями топливной аппаратуры и ее приводом. Двигатель МЕ с электронным управлением обеспечивает достаточно интенсивное впрыскивание топлива в цилиндр двигателя и стабильную регулировку цикловой подачи независимо от скоростного режима работы двигателя. Благодаря этому двигатель устойчиво работает при частоте вращения коленчатого вала, которая составляет всего лишь 10–12 % от номинальной частоты вращения. Двигатель МЕ имеет значительно лучшие свойства приемистости. Гибкое управление фазой открытия выпускных клапанов позволяет интенсивней разгонять ротор турбокомпрессора, тем самым повышая давление продувочного воздуха (давление наддува). Это, в свою очередь, позволяет более динамично увеличивать подачу топлива в цилиндры двигателя. Возможность динамического нагружения двигателя важна при выполнении маневренных операций. Система управления интеллектуальным двигателем МЕ включает в себя систему предупреждения перегрузки двигателя, контролирующую его перегрузку вследствие действия ряда факторов («утяжеления» винта, обрастания корпуса судна, появления встречного ветра, усиления волнения моря, выполнения режима буксировки и т. п.). Система предупреждения перегрузки повышает надежность эксплуатации двигателя. Еще одним преимуществом является то, что двигатель серии МЕ становится легче своего предшественника (МС или МС-С). Например, двигатель МЕ с диаметром цилиндра 600 мм легче двигателя МС-серии на 3 т на каждый цилиндр. Мозговым центром судового

двигателя МЕ является многофункциональный контроллер. Следует отметить, что интеллектуальный главный судовой двигатель серии МЕ перестал быть чисто экспериментальной установкой и предлагается фирмой- лицензиаром для коммерческого использования. Ряд судов уже оснащены подобного рода двигателями, и результаты наблюдения за ними в эксплуатации показывают, что они превосходят по сервисным свойствам двигателя традиционной конструкции.

**2. Наименование вопроса № 2.** Недостатки и пути совершенствования поршневых двигателей. Если тепло не используется, то требуется охлаждение. Высокий уровень (низкочастотного) шума. Высокое соотношение вес/выходная мощность. Относительно малая мощность единичной машины.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) на сегодня являются наиболее экономичными первичными тепловыми двигателями, что способствовало их широкому распространению во всех сферах хозяйственной деятельности человека. Существенным недостатком поршневых двигателей можно считать то, что подавляющее большинство из них работает на нефтяных и газовых топливах, в силу чего перспективы их дальнейшего развития и использования напрямую связаны с изменениями, происходящими в мировом нефтегазовом комплексе. Практика последних десятилетий показывает, что с увеличением потребности в нефтяных и газовых топливах их стоимость хоть и колеблется в довольно значительных пределах, однако в среднем неуклонно возрастает. Несложно предвидеть, что и в дальнейшем такая тенденция сохранится. Это обусловлено целым рядом как объективных причин, связанных с ограниченностью запасов этих энергоносителей, так и результатом всевозможных политических комбинаций, а порой и откровенных спекуляций. Все происшедшие за последние десятилетия энергетические кризисы касались в первую очередь сырой нефти и жидких углеводородных топлив, получаемых из нее.

Объективной причиной, которая должна учитываться при определении приоритетов развития и совершенствования ДВС, является то обстоятельство, что сырая нефть и природный газ относятся к невозобновляемым энергоносителям. Их запасы могут исчерпаться уже в настоящем столетии, однако даже сейчас многие страны ощущают недостаток нефти и газа для обеспечения функционирования своих энергетических и транспортных систем. На данном этапе проблема носит локальный характер и объясняется неравномерным распределением нефти по регионам. В мире совсем немного стран, которые за счет собственной добычи покрывают свои потребности в нефти, и еще меньше стран, способных экспортировать нефть на внешние рынки. Это лишний раз показывает то, насколько уязвима мировая экономика в целом и транспортная система в частности, насколько она зависима от конъюнктуры мирового рынка нефти и насколько важным и трудным является решение проблемы поиска альтернативных топлив для ДВС.

Анализ мировых ресурсов невозобновляемых топлив позволяет сделать вывод, что наиболее перспективными для использования в энергетике являются угли. Количество разведанных запасов углей, пересчитанное на условное топливо, более чем в десять раз превышает разведанные запасы нефти. По этой причине многие специалисты видят перевод некоторой части ДВС на использование различных видов твердых топлив в качестве одного из альтернативных путей их развития. Наиболее эффективным методом использования твердых топлив в ДВС является их прямое сжигание в рабочем цилиндре двигателя. Именно такой метод позволяет наиболее полно реализовать те преимущества, которые выгодно отличают поршневые двигатели от других типов тепловых машин. Однако именно этот метод одновременно является и наиболее труднореализуемым, так как сопряжен с необходимостью решения ряда серьезных проблем: сложностью реализации эффективного термодинамического цикла с использованием твердого топлива; высоким абразивным износом рабочих цилиндров, поршней, топливоподающей аппаратуры и других деталей двигателя; необходимостью соблюдения экологические требования и т.д.

История развития двигателей внутреннего сгорания (ДВС) неразрывно связана с попытками создания двигателей, способных работать на различных сортах твердого топли-

ва. Достаточно вспомнить, что первый поршневой двигатель был предложен в 1678 году выдающимся голландским математиком, инженером-механиком и физиком Христианом Гюйгенсом (Christian Huygens) (1629-1695). Предполагалось, что в качестве топлива для такого двигателя будет использоваться черный порох. Однако предложенный Гюйгенсом двигатель никогда не был построен [12].

Предложенный в 1860 году бельгийским инженером Етиенне Ленуаром (Etienne Lenoir) (1822-1900) двигатель работал на так называемом городском газе, который в те времена производился на специальных газовых станциях путем газификации углей [18]. Идея использования генераторного газа позже была заимствована Евгением Лангером (Eugen Langen) (1833-1895) и Николасом Отто (Nikolaus Otto) (1832-1891) для сконструированного ими четырехтактного двигателя, в котором использовалось предварительное сжатие воздушного заряда. Этот двигатель потреблял в четыре раза меньше генераторного газа, чем двигатель Ленуара, и был первым эффективным поршневым двигателем внутреннего сгорания [18].

Использование генераторных газов имело большое неудобство: газогенераторные двигатели можно было устанавливать только в непосредственной близости от газогенераторных станций. Использование газовых двигателей на транспорте было сопряжено с целым рядом как конструктивных, так и эксплуатационных неудобств.

В результате многочисленных поисков в качестве универсальных топлив для ДВС выбор пал на продукты переработки нефти. С данным видом топлива в дальнейшем связано значительное усовершенствование двигателей Отто и их широкое распространение на транспорте.

Несмотря на то, что к концу XIX века двигатели Отто уже получили распространение на промышленных предприятиях и на некоторых транспортных средствах, идея создания двигателя, способного работать на твердом топливе, сохраняла свою актуальность и продолжала интересовать специалистов как один из альтернативных путей дальнейшего развития ДВС. К тому же эта идея имела под собой вполне определенные экономические предпосылки.

В тот период угольная промышленность многих экономически развитых стран, таких как Соединенные Штаты Америки, Британия, Германия, Россия, находилась в стадии подъема, а нефтяная промышленность только зарождалась. К тому же крупные месторождения нефти к этому времени или еще не были открыты (как, например, в США), или находились за пределами тех стран, в которых темпы индустриального развития были наибольшими (например, Британия, Германия и Франция). Поэтому, наряду с использованием генераторного газа и продуктов переработки нефти, некоторыми специалистами того времени предпринимались попытки к прямому использованию мелкодисперсной угольной пыли для питания ДВС, работающих по циклу Отто.

Идея использования угольной пыли в качестве топлива, в общем-то, лежала на поверхности, так как к тому времени было хорошо известно о способности угольной пыли образовывать с воздухом достаточно взрывоопасную смесь. Именно это являлось неоднократной причиной аварий в угледобывающих шахтах, и именно это свойство угольно-воздушной смеси наводило на мысль о возможности применения ее в качестве топлива для ДВС. Однако конструкторам пришлось столкнуться с серьезными техническими трудностями, к числу которых можно отнести плохую карбюрацию угольной пыли, в результате чего не удавалось добиться стабильной дозировки состава угольно-воздушной смеси. Кроме того, внешнее смесеобразование приводило к тому, что угольная пыль попадала в цилиндр в начале процесса сжатия, и ее частицы контактировали практически со всей внутренней поверхностью рабочего цилиндра.

В результате этого некоторая часть угольной пыли обильно осаждалась на покрытых маслом стенках, образуя налет, который не принимал участия в горении, и, накапливаясь, быстро выводил двигатель из строя [16]. Названные обстоятельства оказались практически непреодолимыми и заставили отказаться от использования угольной пыли в двигателях с

внешним смесеобразованием, поэтому почти все дальнейшие исследования проводились на двигателях с внутренним образованием смеси.

В общей сложности, проблема использования твердых топлив ДВС сохраняет свою актуальность и привлекает к себе интерес специалистов вот уже более ста лет. Основное количество исследований, проводимых в течение этого времени, носило экспериментальный характер, и только в последние десятилетия были предприняты попытки подвести под эти исследования теоретическую базу.

В течение всего обозначенного периода взгляды на проблему неоднократно изменялись, в связи с этим, соответственно, изменялись и подходы к ее решению. Если не считать разрозненных попыток использования угольной пыли в двигателях, работающих по циклу Отто, условно все исследования, выполненные на протяжении этого времени, можно разбить на три основных этапа.

Начало первому этапу положили работы Р. Дизеля по созданию рационального теплового двигателя. Этот период характеризовался тем, что большинство работ по созданию поршневого ДВС, способного работать на твердом топливе, проводились в Германии. При этом основные усилия исследователей были направлены на изучение возможности сжигания угольных топлив в виде мелкодисперсной пыли. Этот период продолжался до начала второй мировой войны.

Второй период, начавшийся после второй мировой войны, продолжался до энергетического кризиса 1972-73 гг. Третий период продолжается по настоящее время и характеризуется тем, что основное внимание в проводимых исследованиях уделяется использованию угольных топлив в составе мелкодисперсных растворов с водой, дизельным топливом, различными спиртами, растительными маслами, синтетическими жидкими топливами. Период с 1893 по 1939 гг. Первая попытка создать поршневой двигатель внутреннего сгорания, способный работать на твердом топливе, была предпринята в 1892 году немецким инженером Рудольфом Дизелем (Rudolph Diesel) (1858-1913). 28 февраля 1892 года им был получен патент № 67207 на «Рабочий процесс и способ выполнения одноцилиндрового и многоцилиндрового двигателя» [11, 12, 16]. Примерно через год после получения патента издательством технической литературы Юлиса Шпрингера (Julius Springer) в Берлине была напечатана брошюра Дизеля под названием «Теория и конструкция рационального теплового двигателя, призванного заменить паровую машину и другие двигатели существующие в настоящее время» (Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und heute bekannten Wärmemotoren). В этой брошюре Дизель, анализируя опыт создания поршневых двигателей, а также основные теоретические положения термодинамики, в том числе разработанные Сади Карно (Carnot) в работе «О движущей силе огня и о машинах, способных эту силу преобразовывать», предложил концепцию создания рационального теплового двигателя. При этом использование твердого топлива в виде мелкодисперсной угольной пыли, вдуваемой в цилиндр в конце процесса сжатия с помощью струи сжатого воздуха, рассматривалось как основное конструктивное преимущество нового мотора. Дизель исходил из убеждения, что энергия воздушного заряда в результате сильного сжатия может превысить порог активации процесса горения угольных частиц, и, как следствие этого, в цилиндре двигателя будет происходить самовоспламенение угольно-воздушной смеси. Для этого предлагалось увеличить степень сжатия воздушного заряда по сравнению с двигателем Отто в несколько раз. Далее Дизель полагал, что медленно горящая угольная пыль будет поступать в цилиндр в определенных количествах постепенно, в течение некоторого промежутка времени таким образом, чтобы выделяющаяся в процессе сгорания теплота компенсировала расход внутренней энергии рабочего тела на совершение внешней работы по мере перемещения поршня. Такое решение, как полагал изобретатель, позволит получить изотермический подвод теплоты к рабочему телу, в результате чего изменение давления в цилиндре двигателя будет происходить плавно. В процессе последующего расширения это позволило бы максимально снизить температуру отработавших газов, уменьшив тем самым количество теплоты, отводи-

мой в ходе осуществления термодинамического цикла. По расчетам Дизеля выходило, что средняя температура, действующая в двигателе, будет находиться на уровне средней температуры рабочего цикла паровых машин. В связи с этим он считал возможным отказаться в проектируемом им двигателе от системы охлаждения рабочего цилиндра и головки двигателя.

В своей брошюре Дизель не ограничился описанием теоретических предпосылок и конструкторских решений. Для того чтобы придать своему проекту привлекательность, он подробно рассмотрел экономические аспекты создания и внедрения в промышленность твердотопливного поршневого двигателя. Развивающаяся промышленность Германии требовала нового, экономичного, высокоэффективного первичного двигателя, способного использовать дешевое твердое топливо.

Работа Дизеля вызвала большой интерес среди специалистов, найдя себе как сторонников, так и противников. Фактически, предлагался принципиально новый тип двигателя с постепенным сгоранием распыленной в воздушном заряде угольной пыли. Многие оценивали положения, изложенные в брошюре, как чрезвычайно интересные в теоретическом плане, однако вряд ли осуществимые на практике.

Тем не менее ни у кого не вызывало сомнения, что, если описанные Дизелем теоретические предпосылки удастся осуществить на практике, то двигатель, полученный таким образом, будет иметь неоспоримые преимущества перед всеми известными на тот момент тепловыми двигателями.

Для продвижения своего проекта Дизель заручился поддержкой наиболее авторитетных ученых своего времени, в частности, своего бывшего учителя по Вестбаденскому техническому университету профессора Лидне, известного как создателя способа сжижения воздуха, крупнейших авторитетов в области техники профессоров Штера и Цейнера. Экземпляры брошюры, вместе с копиями отзывов Лидне, Штера и Цейнера, Дизель разослал по целому ряду машиностроительных заводов Германии, Австрии и Швейцарии. После переговоров в феврале 1893 года Аугсбургский машиностроительный завод (Maschinenfabrik Augsburg, ныне входит в концерн MAN) согласился выделить средства для постройки экспериментального двигателя. Позже, в апреле этого же года, к финансированию проекта присоединилась крупнейшая сталеплавильная компания Фридриха Круппа в Эссене (Friedrich Krupp) [12, 28]. Наиболее привлекательным в проекте Дизеля для двух крупнейших фирм Германии являлось именно то, что проектируемый двигатель должен был работать на угле, запасами которого последняя была обеспечена более, чем каким-либо другим энергоносителем. В условиях назревающего передела мира и многочисленных войн, которые Германия регулярно вела с соседями, энергетическая независимость приобретала решающее военно-политическое значение. С этой же точки зрения данная работа вызвала интерес в других странах и, в первую очередь, в Англии, которая, как и Германия, не располагала сколь либо значительными запасами нефти. Впоследствии брошюра Дизеля была переведена на английский язык, а за работами, проводимыми на Аугсбургском заводе, наблюдали специалисты Англии, Франции, США и России.

Последовательно с 1893 по 1897 г. Р. Дизелем было изготовлено три опытных образца. Первый полностью соответствовал принципам, изложенным в его патенте, однако, столкнувшись с трудностями подачи пыли в камеру сгорания, изобретатель решил сначала испытать двигатель на жидком топливе – ламповом керосине. Такая мера рассматривалась Дизелем как временная, необходимая для отработки рабочего процесса. После того, как будут изучены основные закономерности работы нового двигателя, изобретатель предполагал вернуться к изучению вопроса относительно использования твердых топлив. Третий двигатель, построенный Дизелем, работая на керосине, показал КПД порядка 26,2%, что в два-три раза превосходило КПД других тепловых двигателей, известных на тот момент. Поэтому даже в таком виде двигатель Дизеля начал пользоваться коммерческим спросом, и основные усилия изобретателя, как и большинства других инженеров, были направлены на совершенствование рабочего процесса, основанного на использова-

нии жидких топлив. К идее использования пылеугольного топлива Р. Дизель в своей практической работе возвращался только однажды. На одном из опытных двигателей была предпринята попытка сжигать угольную пыль, подавая ее в рабочий цилиндр через впускной коллектор.

Каких-либо сведений о том, что это было за топливо, не сохранилось. Однако, зная состав углей, которыми располагала Германия, и методы их измельчения, характерные для того времени, можно предположить, что это была каменноугольная пыль с зольностью около 10% и размером частиц порядка 100 мкм. Двигатель проработал приблизительно 7 минут, после чего поршень в цилиндре заклинило. Разборка двигателя показала, что несгоревшая угольная пыль, смешавшись со смазочным маслом, забила все пространство между поршневыми кольцами. Относительно проведенных таким образом испытаний в лабораторном журнале Дизель сделал следующую запись: «Настоящий мотор на пылевидном угле должен быть специально изучен и сконструирован из деталей, специально предназначенных для этого топлива. Необходимо, чтобы смазка поршня допускала систематическую продувку частиц пыли, попавших между поршневыми кольцами». Больше к вопросу использования твердых топлив в своей практической работе Р. Дизель не возвращался. Технические трудности, связанные с подготовкой, хранением и подачей пылевидного топлива, с высоким износом цилиндров, поршней и поршневых колец, оказались в то время непреодолимыми. Однако идея практического осуществления теоретических разработок Дизеля по созданию рационального двигателя, работающего на пылеугольном топливе, на протяжении всего времени, прошедшего с момента выхода его брошюры, привлекала внимание многих специалистов.

Первым, кому удалось на практике осуществить рабочий цикл поршневого двигателя с использованием твердого топлива, был немецкий инженер Рудольф Павликовский (Rudolf Pawlikowski), в прошлом один из ассистентов Дизеля. На машиностроительном заводе в Гертлице он, начиная с 1916 года, в течение сорока лет занимался изучением вопросов, связанных с использованием твердых топлив. На протяжении этого времени им был построен ряд двигателей, которые достаточно хорошо работали на угольной пыли и практически не уступали дизелям в эффективности использования топлива. По примеру своего бывшего наставника такие двигатели получили название «Рупа-моторов», то есть моторов Рудольфа Павликовского.

Первый работоспособный двигатель Павликовскому удалось построить в 1928 году. Он представлял собой одноцилиндровую машину с размерностью цилиндра  $D/S = 420/630$  мм, которая развивала мощность 59 кВт при частоте вращения 167 мин<sup>-1</sup>. Двигатель потреблял 440 г/(кВтЧ) условного топлива, что соответствовало эффективности его использования, равной 31%.

**3. Наименование вопроса № 3.** Роторно-поршневые двигатели. Газотурбинные двигатели. РОТОРНО-ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ. Рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания весьма совершенны, о чем свидетельствуют высокие значения относительных к. п. д., достигающих 85 и даже 90%. Однако существенным и органическим недостатком двигателей внутреннего сгорания является процесс преобразования поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала. Это преобразование движения возможно только при движении поршня между его мертвыми точками с переменной скоростью, увеличивающейся от нуля до некоторого максимума и затем опять уменьшающейся до нуля. Это изменение скорости поршня неизбежно связано с его ускорениями и, следовательно, с возникновением сил инерции, вызывающих вибрации поршневых двигателей. В шести- и восьмицилиндровых двигателях силы инерции уравниваются, но в двигателях с меньшим числом цилиндров силы инерции не удается уравновесить без значительного усложнения конструкции. Поэтому были попытки создать двигатели внутреннего сгорания, работающие по давно известным и весьма совершенным рабочим циклам, но с поршнем, не совершающим возвратно-поступательного движения, что позволило бы избежать возникновения сил инерции поступательно движущихся деталей.



Первая такая попытка была сделана еще Джеймс Уаттом 1782 г. для паровой машины, т. е. еще до появления первых двигателей внутреннего сгорания.

В последние годы в связи с ростом чисел оборотов двигателей и, следовательно, сил инерции, попытки избавиться от кривошипно-шатунного механизма приобрели большую актуальность, и поэтому число проектов двигателей без кривошипно-шатунного механизма увеличилось.

подавляющее большинство сделанных предложений обладало рядом технических недостатков, и практического применения не получило.

Только несколько лет назад инженер Ф. Ванкель (ФРГ) после двадцатилетней работы предложил двигатель оригинальной конструкции, начинающий получать известное распространение. Рабочий цикл предложенного двигателя принципиально ничем не отличается от цикла, по которому работают карбюраторные двигатели, но конструктивное оформление его совершенно иное.

Схема работы предложенного двигателя, называемого роторно-поршневым, показана на рис. 205 при четырех положениях роторного поршня, обычно называемого ротором, а принципиальная

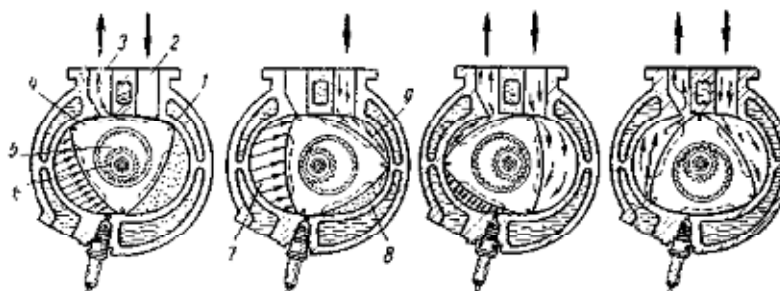


Рис. 205. Схема работы роторного поршневого двигателя

схема роторно-поршневого двигателя — на рис. 206 (обозначения на рис. 205 и 206 одинаковые). Ротор, если смотреть на него с торца, имеет форму криволинейного треугольника.

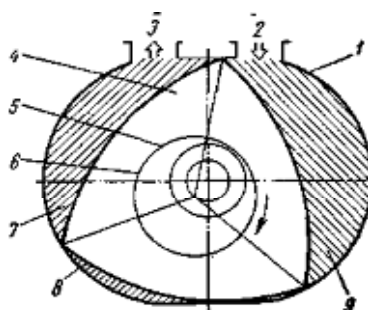


Рис. 206. Схема роторно-поршневого двигателя

Корпус 1 роторно-поршневого двигателя, соответствующий цилиндру обычного поршневого двигателя, неподвижен и наружные его стенки охлаждаются водой или какой-либо другой жидкостью. Внутреннюю поверхность корпуса выполняют по кривой, называемой эпитрохоидой.

Механизма газораспределения, такого как у четырехтактных двигателей, роторно-поршневой двигатель не имеет. Для впуска горючей смеси и выпуска продуктов сгорания имеются отверстия 2 и 3, открываемые и закрываемые ротором примерно так же, как в двухтактных двигателях.

Ротор 4 жестко связан с шестерней внутреннего зацепления 5, которая при работе двигателя обкатывается по неподвижной центрально расположенной шестерне 6 меньшего диаметра. Вследствие этого ротор совершает сложное движение, вращаясь вокруг своей оси, которая, в свою очередь, перемещается при обкатывании большей шестерни 5 по меньшей 6.

При движении ротора между его стенками и стенками неподвижного корпуса образуются три объема (секции) 7, 8 и 9 (на рис. 206 они заштрихованы). Каждый из этих объемов соответствует отдельному цилиндру обычного поршневого двигателя. По мере перемещения ротора величина каждого из этих трех объемов изменяется от минимального до максимального и от аксимального до минимального, так же как изменяется объем надпоршневого пространства в поршневых двигателях.

Три вершины ротора перемещаются по эпитрохоиде, по которой обрабатывается внутренняя поверхность корпуса. Поэтому технология изготовления корпуса роторно-поршневого двигателя значительно сложнее, чем цилиндров обычного поршневого двигателя.

Во избежание недопустимого перетекания газов из одной полости в другую введены уплотняющие пластины, соответствующие поршневым кольцам обычного двигателя. Три радиальные пластины располагают в пазах, сделанных в вершинах углов ротора. При вращении ротора пластины перемещаются по внутренней поверхности корпуса. Торцовые пластины, также необходимые для уплотнения, устанавливают в пазах торцовых поверхностей ротора.

Протекание отдельных процессов рабочего цикла в роторно-поршневом двигателе (рис. 205) несколько отличается от протекания процессов, происходящих в поршневых двигателях, что объясняется величинами температуры ротора и стенок корпуса двигателя.

Температуры днищ поршней поршневого и роторов роторно-поршневого двигателей не должны сильно различаться (разумеется в сопоставимых условиях), так как оба они соприкасаются с газами, изменяющими свою температуру примерно в одинаковых пределах от минимальной в конце впуска (примерно  $50\text{--}100^\circ\text{C}$ ) до максимальной в конце сгорания ( $2000\text{--}2200^\circ\text{C}$ ).

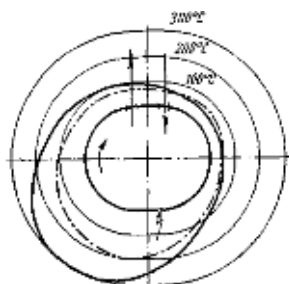


Рис. 207. Температура стенок корпуса роторно-поршневого двигателя

Температуры стенок цилиндра поршневого двигателя и стенок корпуса роторно-поршневого значительно различаются, что объясняется условиями их работы.

В поршневом двигателе стенки цилиндра так же, как и днище поршня, омываются газами, изменяющими свою температуру от минимальной до максимальной.

В роторно-поршневых двигателях стенки корпуса в различных местах омываются газами с температурой, характерной для того процесса, который осуществляется в данном объеме. В том объеме, в котором происходят впуск и начало сжатия, стенка корпуса имеет наиболее низкую температуру, не превышающую  $100^\circ\text{C}$ , что подтверждается данными опытов (рис. 207). В тех объемах, в которых осуществляются воспламенение, сгорание и расширение, температура стенок корпуса постепенно увеличивается до  $300^\circ\text{C}$  и затем опять понижается до  $100^\circ\text{C}$ .

Различные температуры стенок корпуса роторно-поршневого двигателя и стенок цилиндра поршневого двигателя, естественно, влияют на термодинамическое состояние газов в этих двигателях и, следовательно, на характер протекания рабочих циклов в них.

Газодинамические явления в процессах впуска и выпуска в роторно-поршневом и поршневом двигателях также имеют отличительные особенности.

Процесс впуска. Процессы открытия впускных отверстий по времени (или по углу поворота ротора или коленчатого вала) в роторно-поршневых и поршневых двигателях существенно различаются.

В поршневых двигателях площадь открытия впускного отверстия медленно увеличивается от нуля до максимума за  $120\text{—}150^\circ$  угла поворота коленчатого вала и далее уменьшается до нуля. В роторно-поршневых двигателях впускное отверстие открывается полностью очень быстро (за  $20\text{—}30^\circ$  угла поворота ротора) и долгое время остается в таком положении, после чего быстро закрывается. Поэтому скорость смеси во впускном отверстии роторно-поршневого двигателя меньше, чем во впускном отверстии поршневого.

Вследствие этого наполнение роторно-поршневых двигателей несколько выше, чем поршневых. Этому также способствует то, что во впускном трубопроводе роторно-поршневого двигателя при определенных нагрузке и скоростном режиме устанавливается почти непрерывный поток горючей смеси, так как во все три объема (секции) двигателя смесь подается через одно впускное отверстие, к которому поочередно подходит каждый объем при вращении ротора. В многоцилиндровом поршневом двигателе такой поток смеси образуется только на прямом участке впускного трубопровода от карбюратора до места разветвления трубопровода, после которого смесь подводится к отдельным цилиндрам или их парам.

В результате почти полной непрерывности потока горючей смеси, быстро двигающейся во впускном трубопроводе роторно-поршневого двигателя, можно рассчитывать на быстрое поступление смеси в начале открытия впускного отверстия (предзарядка). Для усиления этого явления целесообразно открывать впускное отверстие раньше, чем в поршневых двигателях.

Процессы дозарядки и обратного выброса после н. м. т. в роторно-поршневых двигателях пока еще не исследованы. Газодинамические явления при опаздывании закрытия впускного отверстия осложняются тем, что в это время во впускном канале появляется ребро ротора, возмущающее поток горючей смеси, направляющийся в корпус двигателя. По-видимому, это значительно уменьшает возможную дозарядку. Вследствие этого углы опаздывания закрытия впускных отверстий в роторно-поршневых двигателях меньше, чем в поршневых.

Скорости смеси во впускном отверстии роторно-поршневого двигателя изменяются, однако для расчетов можно использовать среднюю скорость  $w$ , с которой смесь проходит через впускное отверстие, полагая, что в каждом из трех объемов в процессе впуска устанавливается постоянное среднее давление.

Продолжительность впуска  $t_{bn}$  соответствует изменению объема надпоршневого пространства от минимального (в. м. т.) до максимального (н. м. т.) и составляет  $90^\circ$  угла поворота ротора или  $270^\circ$  угла поворота эксцентрикового вала:

$$t_{bn} = \frac{60 \cdot 90}{n_{рот} \cdot 360} = \frac{15}{n_{рот}},$$

где  $n_{рот}$  — число оборотов ротора в минуту.

В соответствии с этим средняя скорость газов, поступающих через впускное отверстие,

$$w = \frac{V_{з.с}}{t_{сп} t_{bn}} = \frac{V'_h \xi}{t_{сп} t_{bn}}.$$

Где  $\xi$  — коэффициент, учитывающий изменение объема газов, поступающих в одну из трех секций роторного двигателя. Эту величину можно принимать такой же, как и для четырехтактных двигателей. Подставляя значение продолжительности впуска, получаем

$$w = \frac{V'_h \xi}{t_{сп} 15} n_{рот}.$$

Кроме того, скорость можно определить на основании термодинамических положений по следующему выражению:

$$w = \varphi \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{k}{k-1} p_0 V_0 \left[ 1 - \left( \frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}.$$

Приравнявая последние два выражения, определяем среднее давление в процессе впуска  $p_a$  при изменении объема от минимального до максимального:

$$p_a = p_0 \left[ 1 - \frac{n_{\text{ром}}^2}{130 \cdot 10^6} \left( \frac{V_h'}{f_{\text{сп}}} \right)^2 \left( \frac{\xi}{\xi'} \right)^{k-1} \right]^{\frac{k}{k-1}}.$$

Согласно этому уравнению, среднее давление впуска  $p_a$ , так же как в поршневых двигателях, постепенно понижается по мере роста числа оборотов ротора и уменьшения площади впускного отверстия  $f_{\text{сп}}$ , приходящейся на единицу рабочего объема  $V_h'$  и увеличения сопротивлений впускного тракта, характеризуемого коэффициентом  $\xi$ .

Для полноты рассмотрения процесса впуска следует определить массовое наполнение в единицу времени и удельную площадь впускного отверстия.

Количество смеси, поступающей во все три секции роторно-поршневого двигателя в минуту

$$G_{\text{мин}} = 3 \cdot G_{\text{секц}} \cdot v \cdot n_{\text{ром}},$$

где  $G_{\text{секц}}$  — количество смеси, поступающей в минуту в одну секцию;

$v$  — коэффициент полноты заряда, изменяющийся в пределах 0,9—1,1, причем большее значение относится к высоким числам оборотов. Подставив значение  $G_{\text{секц}}$  получаем

$$G_{\text{мин}} = \frac{p_a V_h'}{RT_a} \xi 3 n_{\text{ром}} v,$$

$p_a = (1 - an^2)^{\frac{1}{k-1}}$ , имеем или, подставив значение  $G_{\text{мин}} = (1 - an^2)^{\frac{1}{k-1}} bn$ , где

$$a = \frac{1}{130 \cdot 10^6} \left( \frac{V_h'}{f_{\text{сп}}} \right)^2 \left( \frac{\xi}{\xi'} \right)^k;$$

$$b = \frac{V_h'}{RT_a} \xi 3 v.$$

Для определения числа оборотов  $n_{\text{ром}G}$ , при котором массовое наполнение роторно-поршневого двигателя  $G_{\text{мин}}$  достигает максимума, берем первую производную от выражения для  $G_{\text{мин}}$   $3,5 (1 - an^2)^{\frac{1}{k-1}} (-2an) n + (1 - an^2)^{\frac{1}{k-1}} = 0$ .

После преобразований получаем

$$-7an^2 + 1 - an^2 = 0, \text{ откуда } n_{\text{ром}G} = \sqrt{\frac{1}{8a}} = \sqrt{\frac{130}{8}} 10^3 \frac{f_{\text{сп}}}{V_h'} \cdot \frac{\xi}{\xi'} = 4040 \frac{f_{\text{сп}}}{V_h'} \cdot \frac{\xi}{\xi'}.$$

Это выражение справедливо при условии

$$\frac{1}{T_a} \xi v = \text{const.}$$

В действительности, величина  $\frac{\xi v}{T_a}$  при повышении числа оборотов может быть принята приблизительно постоянной. Для роторно-поршневых двигателей

$$n_{\text{ром}G} \approx 4040 \frac{f_{\text{сп}}}{V_h'} \cdot \frac{\xi}{\xi'}.$$

Величина  $n_{\text{ром}G}$ , приближенная и ее надо уточнять с помощью опытов, подбирая фазы газораспределения.

Используя эту зависимость, можно определить удельную площадь впускного отверстия  $\frac{f_{\text{сп}}}{V_h' n_{\text{ром}G}}$  для роторно-поршневых двигателей:

$$\frac{f_{\text{сп}}}{V_h' n_{\text{ром}G}} = \frac{1}{4040} \cdot \frac{\xi}{\xi'} \cdot \frac{\text{м}^2}{(\text{м}^3 \cdot \text{об./мин})}.$$

Если удельную площадь впускного отверстия отнести к  $n = 1000 \text{ об./мин}$ , измеряя при этом  $f$  в  $\text{см}^2$ , а  $V_h$  в л, то получим

$$\frac{f_{\text{сп}}}{V_h' n_{\text{ром}G} \cdot 1000} = \frac{1}{4040} \cdot \frac{\xi}{\xi'} \cdot \frac{10000}{1000} 1000 = 2,47 \frac{\xi}{\xi'} \cdot \frac{\text{см}^2}{(\text{л} \cdot 1000 \text{ об./мин})}.$$

При степени сжатия  $\varepsilon = 10$ ,  $\xi = 1,05$  принимаем  $\xi = 0,75$ ; тогда

$$\frac{f_{\text{сп}}}{V_h' n_{\text{ром}G} \cdot 1000} = 2,47 \cdot \frac{1,05}{0,75} = 3,45 \frac{\text{см}^2}{(\text{л} \cdot 1000 \text{ об./мин})}.$$

Экспериментальные данные, определяющие зависимость числа оборотов, соответствующего наибольшей эффективной мощности  $n_{\text{роте}}$  и наибольшему массовому исполнению  $n_{\text{ромГ}}$  в единицу времени, пока отсутствуют. Полагая, что в роторных двигателях так же, как и в поршневых четырехтактных двигателях, подставляем эту зависимость в уравнение, определяющее удельную площадь впускного отверстия:

$$n_{\text{ромГ}} = 1,35 n_{\text{роте}},$$

$$\frac{f_{\text{ср}}}{V_h n_{\text{роте}} \frac{1000}{1000}} = 1,35 \cdot 3,45 \approx 4,7 \text{ см}^2/(\text{л} \cdot 1000 \text{ об/мин}).$$

Согласно конструктивным данным, площадь впускного отверстия  $f_{\text{ср}}$ , открываемого при увеличении надпоршневого объема от минимального до максимального, составляет около 75% всей площади впускного отверстия  $f_{\text{сум}}$ ; рабочие объемы  $V_h$ , числа оборотов  $n_{\text{роте}}$ , соответствующие наибольшей эффективной мощности, и удельная площадь впускного отверстия по данным замеров приведены в табл. 4У

Таблица 4У

Некоторые данные роторно-поршневых двигателей

Параметры	ККМ-502	ККМ-150	РПД-750
Рабочий объем двигателя в л . . . . .	0,50	0,15	0,75
Число оборотов ротора $n_{\text{роте}}$ в минуту, соответствующее наибольшей эффективной мощности . . . . .	2330	2330	2000
Площадь впускного отверстия в см <sup>2</sup> :			
общая . . . . .	7,1	2,0	10,0
при увеличении объема секции . . . . .	5,3	1,5	7,5
Удельная площадь впускного отверстия $\frac{f_{\text{ср}}}{V_h n_{\text{роте}} \frac{1000}{1000}}$ в см <sup>2</sup> (л · 1000 об/мин)	4,55	4,30	5,00

Таким образом, для роторно-поршневых двигателей удельная

площадь впускного отверстия  $\frac{f_{\text{ср}}}{V_h n_{\text{роте}} \frac{1000}{1000}}$  является также, как и для других поршневых двигателей, величиной постоянной и равной  $4,7 \text{ см}^2/(\text{л} \cdot 1000 \text{ об/мин})$ . Для поршневых двигателей она меньше и составляет  $2,45 \text{ см}^2/(\text{л} \cdot 1000 \text{ об/мин})$ .

Большая у роторно-поршневых двигателей удельная площадь впускного отверстия, чем у поршневых, объясняется в основном в 2 раза меньшей продолжительностью процесса впуска, если считать от изменения объема секции от минимального до максимального. Действительно, если для четырехтактного поршневого двигателя продолжительность процесса впуска составляет  $\frac{1}{3}$  оборота, или  $t_{\text{ен}} \text{ сек}$ , причем

$$t_{\text{ен}} = \frac{60}{n} \cdot \frac{1}{2} = \frac{30}{n} \text{ сек},$$

то для секции роторно-поршневого двигателя та же продолжительность равна  $\frac{1}{4}$  оборота, или

$$t_{\text{ен}} = \frac{60}{n} \cdot \frac{1}{4} = \frac{15}{n} \text{ сек}.$$

Процесс сжатия. В роторно-поршневых двигателях сжимаемые газы находятся у стенки корпуса, более холодной, чем стенки цилиндра поршневого двигателя. Поэтому температура сжимаемых газов возрастает медленнее, а степень сжатия для заданного топлива может быть установлена более высокой, чем у поршневых двигателей. Допустимая степень сжатия роторно-поршневого двигателя может быть дополнительно увеличена, так как в нем отсутствует теплопередача между сжимаемой смесью и очень горячей головкой выпускного клапана.

Процесс сгорания. Свеча зажигания в роторно-поршневом двигателе не омывается горючей смесью, поступающей в него во время впуска и начала сжатия, поэтому температура свечи выше, чем в поршневом двигателе. Камера сгорания в роторно-поршневых

двигателях имеет удлиненную форму, и изменять ее можно только в узких пределах, так как она образуется в зазоре между корпусом и ротором. В зоне горения смеси температура стенок корпуса выше, чем в обычном двигателе, что должно было бы несколько увеличить скорость сгорания, но вследствие удлиненной формы камеры сгорания продолжительность этого процесса возрастает. До настоящего времени подробные исследования рабочего цикла роторно-поршневых двигателей не опубликованы, а поэтому можно только предполагать, что процессы сгорания и расширения протекают примерно так же, как в поршневых двигателях, и зависят от тех же факторов, к числу которых следует отнести состав горючей смеси и ее качество, теплопередачу и др.

Процесс выпуска. Особенность этого процесса по сравнению с выпуском в поршневых двигателях сводится к тому, что в выпускной трубе от ее начала и до конца быстро движется поток выпускных газов. Поэтому к моменту окончания процесса выпуска из одной секции, когда количество газов, выбрасываемых в единицу времени, несколько уменьшается, в части выпускной трубы, примыкающей к корпусу, возникает кратковременное разрежение, способствующее лучшей очистке от продуктов сгорания следующей секции роторно-поршневого двигателя.

В поршневых двигателях этого не наблюдается, так как индивидуальные патрубки каждого из цилиндров или каждой их пары понижают возникающее на короткое время разрежение. Поэтому очистка роторно-поршневых двигателей от продуктов сгорания происходит несколько лучше, чем поршневых.

Несколько слов можно сказать и о газовых турбинах. Газовые турбины как силовые машины известны с конца 19-го века. Так, например, в книге С.Балдина "Двигатели внутреннего горения" выпуска 1923 года, уже есть глава, посвященная конструкции и использованию газовых турбин.

Такие силовые машины очень хорошо зарекомендовали себя в конструкционных схемах высокой и средней мощности, и больших и средних массо – габаритных параметров. Но вот в малых по размеру схемах малой мощности от 800 – 600 кВт и ниже, турбины резко теряют все свои преимущества. А в вариантах мощности 50-150 кВт даже заметно уступают по рабочим характеристикам поршневым моторам. Дело в том, что при уменьшении диаметра ротора резко падает плечо рычага приложения сил давления рабочих газов, что значительно уменьшает значение крутящего момента на валу турбины. Кроме того, турбины имеют очень высокие обороты вала, что требует применения сложных планетарных редукторов. А температура выхлопных газов гораздо выше, чем у поршневых моторов, и это будет требовать применения громоздких систем глушения выхлопа.

При этом турбины продолжают и в таком исполнении требовать в 6-8 раз больше воздуха, чем поршневые моторы, и поэтому на наземный транспорт приходится ставить очень громоздкие и требующие частой смены воздушные фильтры. Пример: танк Т-80 производства Омского завода, имеет в качестве двигателя газовую турбину на 1000 л.с. – практически вариант вертолетного двигателя. Главная проблема этой машины в том, что в условиях реального действия в полевых условиях воздушные фильтры очень быстро забиваются пылью и турбина резко начинает терять мощность в условиях недостатка воздуха. А в условиях боевых действий менять воздушные фильтры очень непросто... У американцев на танке М-1 "Абрамс" (Abrams) похожие проблемы...

Вот краткие характеристики силовой установки американского танка: Газотурбинный двигатель AVCO Lycoming AGT-1500 мощностью 1232 кВт (1500 л.с) выполнен в едином блоке с автоматической гидромеханической трансмиссией Х-1100-3В. Блок массой 3860 кг может быть заменён менее чем за 1 ч.

Выбор газотурбинного двигателя американские специалисты объясняют рядом его преимуществ по сравнению с дизелем той же мощности. Меньшая масса, относительная простота конструкции, повышенная надёжность и ресурс. Также ГТД имеет пониженную задымлённость и шумность, лучше удовлетворяет требованиям многотопливности, гораздо легче запускается при низких температурах. Основными недостатками являются по-

вышенный расход топлива и воздуха (в результате система воздухоочистки занимает втрое больший объём по сравнению с дизелем).

AGT-1500 является трёхвальным двигателем с двухкаскадным осецентрибежным компрессором, индивидуальной камерой сгорания тангенциального расположения, свободной силовой турбиной с регулируемой сопловым аппаратом и стационарным кольцевым пластинчатым теплообменником. Сопловые и рабочие лопатки первой ступени турбины высокого давления охлаждаются воздухом, отбираемым на выходе из компрессора и подаваемым через отверстия в хвостовиках лопаток. Максимальная температура газа в турбине 1193 °С. Редуктор, размещённый внутри корпуса теплообменника, уменьшает число оборотов на выводном валу ГТД до 3000 об/мин. Двигатель обеспечивает танку М1 «Абрамс» весом 55 тонн высокую приёмистость — до скорости 30 км/ч танк разгоняется за 6 с.

Именно потому, что газовые турбины в малом массогабаритном исполнении резко теряют все свои положительные характеристики и не имеют уже преимуществ перед обычными поршневыми моторами, а недостатки сохраняют, их использование в автомобилях не имеет смысла.

Самая маленькая газовая турбина, которую автору удалось видеть - это вспомогательная силовая установка российских танков Т-80У. Установка ГТА-18А объединяет в себе турбодвигатель и генератор постоянного тока и используется для запуска основного двигателя (стартер) и для обеспечения электроэнергией танка при отключенном основном двигателе. Этот агрегат имеет мощность 18 кВт, вес турбодвигателя с редуктором около 40 кг, длина около 40 см. Работает на дизельном топливе, может использовать так же и бензин и керосин. Вообще надо сказать, что первые турбины в варианте действующих силовых машин были паровыми турбинами.

Еще в 1880-х годах 19-го века шведский инженер Густав Лаваль создал первую паровую турбину. Ему нужен был привод с большими оборотами вращения, и он остановил свой выбор на возможности создать двигатель в непрерывном вращении рабочего органа — колеса с лопатками. Ибо тихоходные поршневые паровые машины того времени никак не годились для этой задачи. Турбина Лавалья работала на оборотах более 40 тыс. оборотах в минуту. По конструкции она относится к радиальным турбинам, по своим конструкционным характеристикам она может быть только одноступенчатой, поэтому имеет небольшую мощность и высокий расход пара. Но при этом может «улавливать» потоки рабочего тела небольшого давления.

Параллельно со шведом Лавалем так же в 80-х годах 19-го века работал англичанин Парсонс, который создал паровую турбину осевого (аксиального) типа. Эта турбина была многоступенчатой и поэтому могла давать гораздо большие мощности, обладала меньшим расходом пара, чем турбина Лавалья на единицу мощности, и работала на меньших оборотах. Поэтому турбины Парсонса скоро начали ставить на морские суда, которые начали плавать с гораздо большими скоростями, чем суда с поршневыми паровыми машинами.

С конца 19-го века были попытки сконструировать на основе принципа лопаточной силовой машины - турбины двигателя внутреннего сгорания. Это были турбины немца Штольце, норвежца Эллинга и пр. Но только в 30-х годах англичанином Уиттлом была создана работоспособная газовая турбина с приемлемым КПД и достаточной мощностью.

Параллельно с Уиттлом в Германии ханц фон Охайн и Макс Хан создавали газовую турбину своей конструкции. Обе конструкции турбины в конце 2-й мировой войны появились на боевых самолетах в качестве силовых установок. С тех пор газовые турбины прочно заняли место в авиации и вертолетной технике. А вот доля привода автомобилей, где требуются мощности в среднем не более 500 кВт, турбины не подходят, ибо в этой массогабаритной размерности они теряют свои основные преимущества и оказываются хуже и прожорливее поршневых ДВС. Отдельным типом техники оказываются паровые турбины, которые являются основными силовыми машинами в «большой» электроэнерге-

тике и приводят в действие мощные генераторы больших газовых электростанций на атомном или газовой-угольно-мазутном топливе.

**4. Наименование вопроса № 4.** Комбинированные силовые установки. Двигатели внешнего сгорания. Комбинированные силовые установки. Комбинированные силовые установки. Повышающиеся требования к экологической безопасности автомобиля заставляют конструкторов искать нетрадиционные решения этой проблемы. Распространение электромобилей сдерживается отсутствием энергоемких, легких и недорогих аккумуляторных батарей. Однако возможно компромиссное решение - использование на автомобилях двух двигателей: традиционного ДВС и электрического двигателя.

Практика показала, что если снабдить автомобиль небольшим экономичным ДВС, специальной аккумуляторной батареей и электродвигателем, то характеристики его экологической безопасности могут быть существенно улучшены. Первичным двигателем такого транспортного средства, превращающим химическую энергию сгорающего топлива в механическую работу, является ДВС, электрический двигатель является потребителем энергии, вырабатываемой генератором. Отличие такого транспортного средства от автомобилей с электрической или электромеханической трансмиссией заключается в наличии достаточно емкого накопителя электрической энергии, позволяющего в определенных ситуациях даже выключать двигатель внутреннего сгорания.

Эксплуатационные параметры такого транспортного средства могут оказаться выше, чем у отдельно взятых электромобиля и автомобиля с ДВС. Имеющие при этом место дополнительные потери энергии, обусловленные двойным ее преобразованием, компенсируются работой ДВС на более близких к оптимальным режимам (на режимах меньших удельных расходов топлива), а также за счет рекуперации энергии при торможении.

Возможны два конструктивных решения таких комбинированных силовых установок - установка двигателей последовательно или параллельно. Параллельный привод отличается тем, что крутящий момент может передаваться на ведущие колеса одновременно от ДВС и электродвигателя. При этом автомобиль имеет конструкцию трансмиссии, близкую к традиционной. Двигатель внутреннего сгорания работает так же, как в обычных условиях, на переменных режимах, разгоняясь и замедляясь вместе с автомобилем, что не позволяет существенно улучшить его экономичность.

При последовательной схеме двигатель внутреннего сгорания постоянно в режиме максимальной мощности работает на генератор, а ведущие колеса механически связаны только с электродвигателями. Классическая механическая трансмиссия при этом отсутствует, а регулирование режимов движения осуществляется в электрической системе.

Комбинированные силовые установки, функционирующие в различных режимах, позволяют существенно улучшить технико-эксплуатационные характеристики аэрокосмических систем. Так, например, двигатели с воздушно-реактивным и ракетным циклами способны обеспечить выведение транспортной космической системы на околоземную орбиту. Для аппарата с такой силовой установкой предусматривается следующая схема полета. При взлете и до достижения скорости  $M=2,5-4$  двигатель работает как ЖРД с некоторым потреблением атмосферного кислорода, затем как прямоточный двигатель с дозвуковым горением, а в диапазоне  $M=5-10$  как СПВРД; за пределами атмосферы двигатель вновь переключается в режим ЖРД.

Работы по комбинированным двигательным установкам ведутся различными подразделениями NASA. Основные усилия Центра Маршалла сосредоточены на создании ракетно-прямоточного двигателя ISTAR (Integrated Systems Test of an Air-breathing Rocket), работающего на углеводородном горючем. Контракт стоимостью 16,6 млн долл. на эскизное проектирование изделия был подписан с консорциумом RBC3 или RBCCC (Rocket-Based Combined Cycle Consortium), организованном тремя ведущими двигателестроительными компаниями Aerojet, Pratt and Whitney и Rocketdyne. В 2003 г. начался этап опытно-конструкторских работ стоимостью 123,4 млн долл. В ходе их выполнения предполагается



провести стендовую отработку основных компонентов двигателя с тем, чтобы в 2006 г. приступить к огневым испытаниям его экспериментального образца.

Силовая установка ISTAR проектируется на базе комбинированного двигателя Strutjet, разработкой которого с конца 1980-х годов занимается фирма Aerojet. Отличительной особенностью последнего изделия является практически неизменяемая при всех режимах • работы форма воздушного канала, что позволяет существенно упростить конструкцию и снизить нагрузки на изделие при переходных процессах. В начале воздушного канала установлены клинообразные стойки (struts), одновременно являющиеся и воздухозаборниками, и конструктивными элементами, на которых смонтированы высокоскоростные форсунки и жидкостные двигатели.

Запатентованные фирмой Aerojet форсунки, как элемент ПВРД установленные на боковых поверхностях стоек, обеспечивают каскадный впрыск горючего. Система подачи топлива к форсункам оснащена высокоэффективными фильтрами, позволяющими не только задерживать посторонние фрагменты, но и дробить крупные молекулярные структуры горючего. Также на стойках предусмотрены механические средства регулировки геометрии воздухозаборников нижней и верхней кромками.

В зависимости от области применения двигатель Strutjet может работать на разных типах горючего. Жидкий водород предпочтителен для средств выведения космических аппаратов, углеводородные горючие типа JP-7 и JP-10 для крылатых ракет, пропан для трансатмосферных боевых аппаратов дальнего действия.

Старт одноступенчатой МТКС с двигательной установкой Strutjet должны обеспечить ЖРД, встроенные в тыльную часть стоек. Избыток горючего в пламени двигателей на начальном этапе полета будет дожигаться за счет атмосферного кислорода, проходящего через воздушный канал. По мере увеличения скоростного напора и изменения соотношения компонентов топлива в сторону окислителя должны постепенно включаться форсуночные головки ПВРД.

После достижения скорости примерно  $M=2,4$  жидкостные двигатели будут отключены и силовая установка станет работать в режиме прямоточного ВРД, при этом ее удельный импульс возрастет до 3800 с. При функционировании установки Strutjet в режиме ПВРД со сверхзвуковым горением на скоростях  $M=5-10$  стабильность потока в воздушном канале предполагается поддерживать механическими средствами. В дальнейшем эффективность применения ПВРД падает, и поэтому будут вновь включены ЖРД, которые обеспечат выход транспортного аппарата на околоземную орбиту.

На этапе предварительного проектирования двигателя Strutjet предполагалось, что усредненный по всему полету его удельный импульс составит 585 с, а тяговооруженность 22 единицы. За счет применения такой силовой установки в составе одноступенчатой МТКС относительную массу топлива системы можно будет снизить до 84%, (для аналогичных транспортных систем с ЖРД этот параметр составляет 90%).

Выполненные летом 1999 г. стендовые испытания уменьшенной (в 6 раз) модели двигателя Strutjet подтвердили реальность достижения указанных характеристик. В рамках программы Revolutionary Turbine Accelerator (RTA - «Качественное улучшение характеристик газотурбинных двигателей») Центр Гленна ведет подготовку элементной базы для создания комбинированного турбопрямоточного двигателя (turbofan-gamjet), способного работать сначала в режиме двухконтурного турбореактивного двигателя с форсажем (до скорости  $M=2,5$ ), а затем как прямоточный ВРД. Максимально достижимая скорость для аппаратов с такими установками определяется  $M=4,2$ .

С начала 1960-х годов, когда был создан турбореактивный двигатель J58 для самолета SR-71, развивавшего скорость  $M=3,3$ , подобные проекты в США не предпринимались. Поэтому названная силовая установка разработанная фирмой Pratt and Whitney, стала своеобразным эталоном для нового изделия. Среди основных требований, предъявляемых к комбинированному двигателю RTA, известны следующие (в скобках указаны параметры ТРД J58):

- тяга 25 т (15,6 т),
- тяговооруженность 10-15 (4; для современных военных ТРДД она составляет 8 единиц),
- диаметр 1,5 м (1,4 м),
- продолжительность работы 30 мин (1,5ч),
- ресурс термонагруженных элементов 750 ч (100 ч),
- горючее JP-8 с добавками (JP-7).

Поскольку разработка летного образца силовой установки еще не обеспечена финансами, то программа RТА ориентирована на создание масштабных моделей будущего двигателя. Летом 2002 г. NASA заключило с фирмой General Electric пятилетний контракт стоимостью 55 млн долл. на изготовление экспериментальной модели двигателя диаметром 1 м. Эта модель, предназначенная для общей оценки работоспособности изделия в наземных условиях, проектируется на элементной базе ТРДД YF-120. В соответствии с достигнутыми договоренностями, стендовые запуски комбинированной установки RТА должны состояться в 2006-2007 гг.

Для летной отработки планируется подготовить двигатели диаметром 0,4 м. Среди кандидатов на подряд называются фирмы Rolls-Royce USA и Williams International (окончательный выбор NASA планировало сделать в 2003 г.). К натурным испытаниям малых моделей двигателя намечается приступить в 2009-10 гг. Возможно, этими силовыми установками будут оснащаться экспериментальные аппараты X-43В. Для обеспечения полетов данного изделия потребуется четыре двигателя. Полномасштабный турбопрямоточный двигатель может быть создан и испытан после 2018 г.

**Двигатели внешнего сгорания** были изобретены почти 200 лет тому назад, в 1816 году. Вместе с паровым двигателем, двух- и четырехтактным двигателем внутреннего сгорания, двигатели внешнего сгорания считаются одними из основных типов двигателей. Они были разработаны с целью создания двигателей, которые были бы более безопасными и производительными, чем паровой двигатель. В самом начале 19-го века отсутствие подходящих материалов приводило к многочисленным случаям со смертельным исходом в связи со взрывами паровых двигателей, находящихся под давлением.

Значительный рынок для двигателей внешнего сгорания сформировался во второй половине 19-го века, в частности, в связи с более мелкими сферами применения, где их можно было безопасно эксплуатировать без необходимости в услугах квалифицированных операторов.

После изобретения двигателя внутреннего сгорания в конце 19-го века рынок для двигателей внешнего сгорания исчез. Стоимость производства двигателя внутреннего сгорания ниже по сравнению со стоимостью производства двигателя внешнего сгорания. Основным недостатком двигателей внутреннего сгорания заключается в том, что для их работы необходимо чистое, ископаемое топливо, увеличивающее выбросы CO<sub>2</sub>. Однако до недавнего времени выбросам CO<sub>2</sub> не уделялось должного внимания.

Имя Роберта Стирлинга (1790-1878) - шотландского пастора, который, несмотря на свою ученую степень доктора богословия, не оставил, как писала газета "Таймс" в некрологе, посвященном его памяти, "ни одного богословского произведения", должно занимать почетное место среди тех, кто заложил основы современной термодинамики и теплотехники.

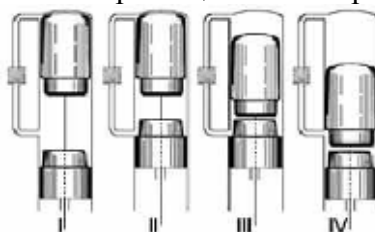
В 1816 году Стирлинг получил патент на "машину, которая производит движущую силу посредством нагретого воздуха". В 1827 и 1840 годах он получает еще два патента на усовершенствованные варианты своей машины. А в 1845 году на литейном заводе в Дании была пущена машина Стирлинга мощностью 50 индикаторных лошадиных сил, работавшая в течение трех лет.

Долгое время после этого двигатели Стирлинга не строились. И только в 1890 году было выпущено несколько образцов таких машин малой мощности. С конца XIX века, в связи с успехами в развитии двигателей внутреннего сгорания, машина Стирлинга была

совершенно забыта, и только с 1938 года началось ее возрождение. Развернулись научные исследования, и начались промышленные разработки.

Говоря языком науки, двигатель Стирлинга - это машина, работающая по замкнутому термодинамическому циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего тела осуществляется путем изменения его объема. Данное определение является обобщенным для большого семейства машин Стирлинга, различающихся по своим функциям, характеристикам и конструктивным схемам. Эти двигатели могут быть роторными и поршневыми различной степени сложности. Указанные машины способны работать как двигатели, тепловые насосы, холодильные установки и генераторы давления. Вместе с тем, существуют машины, работающие по открытому циклу, в которых управление потоком рабочего тела осуществляется с помощью клапанов. Такие машины более точно могут быть названы двигателями Эриксона - по имени изобретателя. Между двумя типами этих машин, как правило, не делается никакого различия, поэтому название "двигатель Стирлинга" употребляется для всех без исключения регенеративных машин. В двигателях внутреннего сгорания полезная работа производится в результате предварительного сжатия определенного количества воздуха, впрыскивания распыленного топлива (до или после сжатия), последующего нагрева этой смеси при быстром сгорании топлива и дальнейшем расширении при высокой температуре.

Принцип действия теплового двигателя Стирлинга такой же: сжатие определенного количества газа при низкой температуре и расширение при высокой. Однако, нагрев в двигателе Стирлинга происходит совершенно иным способом: тепло к газу подводится извне, через стенку цилиндра. Поэтому для такого двигателя больше всего подходит, условно, конечно, название "двигатель внешнего сгорания". Известно, что Стирлинг использовал периодическое изменение температуры газа, применив вытеснительный поршень (в дальнейшем называемый вытеснителем). Вытеснитель заставляет перемещаться газ в одну из двух полостей цилиндра, одна из которых находится при постоянно низкой, а другая при постоянно высокой температуре. При движении вытеснителя вверх газ по каналам нагревателя и холодильника перемещается из горячей полости в холодную.



При движении вытеснителя вниз газ возвращается тем же путем в горячую полость. В первом случае газ должен отдавать большое количество тепла холодильнику. Во втором - получать от нагревателя равное количество тепла. Регенератор, предназначенный для предотвращения потерь тепла, располагается между нагревателем и холодильником. Он представляет собой некую полость, заполненную пористым материалом, которому горячий газ до поступления в холодильник отдает тепло. Когда же газ течет обратно, регенератор возвращает ему запасенное тепло до того, как газ поступает в нагреватель. Система вытеснителя, обеспечивающая периодичность нагрева и охлаждения газа, соединена с рабочим поршнем (в дальнейшем называемым поршнем), который сжимает газ в холодной полости и позволяет ему расширяться в горячей. Поскольку сжатие газа происходит в полости с более низкой температурой, чем расширение, то получается полезная работа. На рисунке показаны четыре цикла, через которые проходит вся система, предполагая, что поршень и вытеснитель двигаются прерывисто. Движения поршня и вытеснителя в двигателе практически непрерывны. Их непрерывное движение обеспечивается посредством кривошипно-шатунного механизма. В этом случае невозможно обнаружить резких границ между четырьмя стадиями цикла, и сам цикл принципиально не меняется, и его КПД не уменьшается. Таким образом, двигатель Стирлинга представляет собой поршневую ма-

шину с внешним подводом тепла, в котором рабочее тело постоянно находится в замкнутом пространстве и во время работы не заменяется.

Работы по конструированию двигателей Стирлинга небольшой мощности начались на Philips в середине 30-х годов XX века. Целью работ было создание небольшого с низким уровнем шума электрического генератора с тепловым приводом для питания радиоаппаратуры в тех районах мира, где отсутствовали регулярные источники электроснабжения. В 1958 году компания General Motors заключила лицензионное соглашение с фирмой Philips, и их сотрудничество продолжалось до 1970 года. Разработки были связаны с использованием Стирлингов для космических и подводных энергетических установок, автомобилей и судов, а также для Действующая модель систем стационарного энергоснабжения. двигателя Стирлинга: Шведская фирма United Stirling, сосредоточившая вначале свои одноцилиндровый двигатель, работы в основном на двигателях для транспортных средств помещающийся на ладони, большой грузоподъемности, расширила свои интересы в способен заменить пару области двигателей и для легковых машин. батареек Исследования двигателей Стирлинга для солнечных, космических и подводных энергетических установок, а также разработка базовых лабораторных и опытных двигателей в настоящее время широко проводятся в Германии, США, Канаде, Франции и особенно в Японии. Результатом заинтересованности общественности вопросами борьбы с шумом и загрязнением воздуха вместе с такой важной проблемой, как сохранение природных источников энергии, явился повышенный интерес к двигателям Стирлинга. В настоящее время, будущее двигателей Стирлинга представляется более перспективным. В обзорах по различным двигательным установкам для транспорта и стационарных энергетических установок двигатель Стирлинга рассматривают как обладающий наибольшими возможностями для дальнейшей разработки.

Низкий уровень шума, малая токсичность выхлопа, возможность работы на различном топливе, большой ресурс, сравнимые с ДВС размеры и масса, хорошие характеристики в режимах частичной нагрузки (что особенно важно для городского транспорта) и благоприятные характеристики крутящего момента -все эти параметры дают возможность бросить вызов двигателю внутреннего сгорания. Однако, двигатели с искровым зажиганием и дизели с их большим разнообразием конструкций будут являться еще достаточно сильными конкурентами до тех пор, пока высококачественное очищенное топливо остается доступным при его относительном избытке на рынке.

Также нельзя сбрасывать со счетов и тот факт, что ДВС за всю свою долгую историю развития приобрели огромное число различных модификаций и совершенствуются до сих пор, доходя порой до почти "идеальных" двигателей. Благодаря этому качеству они и занимают лидирующие позиции в среде своих возможных конкурентов. Не малую роль играют также и наши привычки: вы предпочтете купить автомобиль именно с ДВС, а не с другим каким-либо двигателем, пусть даже этот двигатель и будет работать на воздухе. Но по мере истощения природных источников энергии стремление к всеобщей экономии в энергетике станет неизбежным. Естественно, что при таких обстоятельствах двигатель Стирлинга в сочетании с подзаряжаемой теплоаккумулирующей системой может оказаться доминирующим в двигательных установках для автомобилей и вообще для транспорта. Можно с уверенностью гарантировать использование двигателей Стирлинга для стационарных энергетических систем в широком диапазоне мощностей. Очевидно, что эти двигатели найдут более широкое применение в тепловых насосах и холодильных системах.

Компания Cyclone Power Technologies объявила о завершении разработки и тестирования многотопливного двигателя нового типа. В настоящее время начался этап коммерциализации новинки, а также ее сертификации для автомобильной промышленности. Новый тип двигателя под названием Waste Heat Engine (WHE) является устройством для превращения тепловой энергии сгорающего топлива в механическую работу. Собственно, то же самое делает и двигатель внутреннего сгорания (ДВС), но в отличие от него WHE – это двигатель внешнего сгорания.



Принцип работы WNE очень прост: во внешней камере сгорания происходит нагрев теплоносителя, де-ионизированной воды, которая в свою очередь толкает поршни или крутит турбину. КПД WNE не превышает таковой у дизельного двигателя, однако двигатель внешнего сгорания имеет несколько преимуществ.

Прежде всего, WNE может потреблять любое топливо: жидкое или газообразное. Это может быть этанол, дизельное топливо, бензин, уголь, биомасса или их смеси – в общем, все что угодно, включая тепло солнечного света, отработанного пара и т.д. Например в первоначальных тестах использовалось топливо, получаемое из кожуры апельсина, пальмового или хлопкового масла, куриного жира. При этом биотопливо можно не разбавлять нефтяным, а значит выброс двигателя WNE может быть более чистым. Поскольку WNE способен работать при относительно низкой температуре в 225 градусов Цельсия, он может использовать для работы самые разные источники тепла.

Одно из главных преимуществ WNE – меньшее количество деталей и более простое устройство, чем у ДВС, рассказывает [spnews.ru](http://spnews.ru). Внешнее сгорание не требует сложной системы клапанов и газораспределительного механизма, хотя из-за высокого давления необходимо применять высокопрочные материалы. В целом, WNE-DR намного легче традиционного ДВС. Так, типичный 4-цилиндровый блок цилиндров ДВС весит около 90 кг, в то время, как аналогичный алюминиевый блок цилиндров WNE весит около 35 кг.

Стоимость изготовления WNE должна быть не выше, чем стоимость изготовления аналогичного по мощности ДВС, но при этом новый двигатель будет легче и сможет использовать самые дешевые виды топлива.

Двигатели WNE можно использовать во всем диапазоне мощностей. В частности, небольшие электрогенераторы мощностью от 1 кВт до 10 кВт будут иметь небольшие размеры и смогут питаться любым видом топлива, что крайне важно для аварийных источников энергии. Такие же двигатели можно использовать для небольшой техники, вроде газонокосилок, или составить их в пакеты для применения в промышленности, на морских судах и т.д.

Двигатели WNE среднего размера мощностью 100-400 л.с. идеально подойдут для автомобилей и небольших лодок, а большие двигатели мощностью от 400 до 1000 л.с. – для кораблей.

Благодаря отсутствию дыма, вибрации, меньшему шуму при работе и более экологичному выхлопу, двигатели внешнего сгорания могут использоваться для энергоснабжения городских поездов и других видов общественного транспорта.

## **1. 10 Лекция №10 ( 2 часа).**

**Тема: «Динамика колеса»**

### **1.10.1 Вопросы лекции:**

1. Кинематика качения колеса.
2. Качение жесткого ведомого колеса, по деформируемой поверхности и пневматической шины.

3. Уравнение динамики ведущего колеса и ведущий момент на колесе.
4. Касательная сила тяги.
5. Буксование ведущего колеса. Коэффициент полезного действия ведущего колеса.

### 1.10.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Кинематика качения колеса. *Движителем называют рабочий механизм, взаимодействующий с опорной поверхностью, который осуществляет движение машины и управление ею.* Существует несколько типов

двигателей:

1. Колесный.
2. Гусеничный.
3. Винтовой.
4. Реактивный.
5. Шнековый и др.

Колесные двигатели различают по общему числу колес и числу приводных колес, что выражается колесной формулой:

4x2(4K2), 4x4, 6x2, 6x4, 6x6, 8x8 и др.

Рассмотрим равномерное движение колеса по горизонтальной поверхности (рис.1.1). Пусть колесо движется по горизонтальной поверхности ( $\alpha = 0$ ) с постоянной скоростью  $V = \text{const}$ .

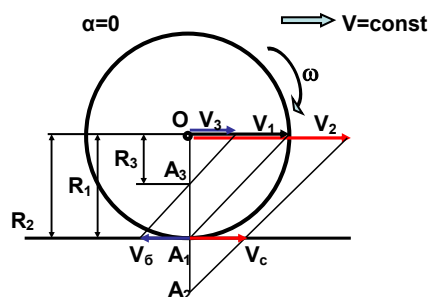


Рис.1.1 Кинематика качения колеса

Колесо участвует в двух движениях:

1. Переносном вместе с машиной со скоростью  $V$ .
2. Относительном (по отношению к оси  $O$ ) со скоростью  $V_o$ .

Полагая, что колесо не подвержено деформации, из условия неразрывности получаем, что относительные скорости всех точек обода равны между собой по величине, но имеют различные направления (перпендикулярно радиусу).

Переносные скорости всех точек колеса равны между собой по величине и направлению. В точке касания колеса с опорной поверхностью относительная и переносная скорости направлены в противоположные стороны. В зависимости от соотношения их величин различают следующие режимы качения колеса:

1. Чистое качение.  $V_1 = V_o = \omega R_1$ , где  $R_1$  – свободный радиус колеса. В этом случае скорость т.  $A_1$  будет равна нулю. Построив план скоростей для вращательного движения в виде треугольника, получим скорость оси колеса (т.  $O$ ) равной  $V_1$  (относительная скорость т.  $O$  равна нулю).

2. Качение со скольжением. Пусть мгновенный центр скоростей находится в т.  $A_2$ , расположенной ниже опорной поверхности. Построив план скоростей в виде треугольника, получим скорость оси колеса равной  $V_2$ . Переносная скорость машины возросла на величину  $V_c$  (скорость скольжения колеса). Обозначив расстояние от оси колеса до мгновенного центра скоростей  $A_2$  через  $R_2$ , получим  $V_2 = \omega R_2$ .

3. Качение с буксованием. Если мгновенный центр скоростей находится в т.  $A_3$ , расположенной выше опорной поверхности, скорость оси колеса уменьшается до значения

$V_3$ . При этом скорость точки контакта колеса с опорной поверхностью  $V_6$  будет направлена в сторону противоположную движению колеса. Обозначив расстояние от оси колеса до мгновенного центра скоростей  $A_3$  через  $R_3$ , получим  $V_3 = \omega R_3$

В полученных выражениях  $R_1, R_2, R_3$  есть  $R_k$  – радиус качения колеса.

**Радиус качения колеса** – это отношение продольной составляющей поступательной скорости движения колеса к угловой частоте вращения. Иногда эту величину называют **кинематический радиус колеса** и определяют как радиус фиктивного жесткого колеса, которое двигаясь без буксования и скольжения, сообщает ему такую же скорость, как и действительное колесо.

**2. Наименование вопроса № 2.** Качение жесткого ведомого колеса, по деформируемой поверхности и пневматической шины.

Качение жесткого колеса по жесткой поверхности. Обод колеса и опорную поверхность примем абсолютно жесткими. Классическим примером такого качения является железная дорога. В сельском хозяйстве примером этого является качение металлических опорных катков по беговой дорожке гусеничной цепи. Выясним динамические соотношения, имеющие место при равномерном качении колеса по горизонтальной поверхности (рис.1.2).

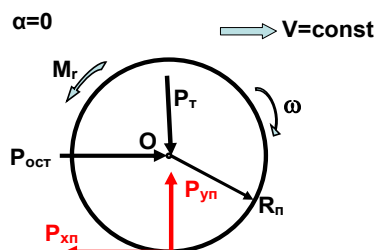


Рис. 1.2 Схема сил, действующих на колесо

Колесо нагружено нормальной нагрузкой  $P_T$  (сила тяжести самого колеса и части машины, нагружающая данное колесо). Со стороны опорной поверхности на колесо действует нормальная реакция  $P_{yn}$ . Колесо движется под действием силы  $P_{ост}$ , представляющей собой толкающую силу остова машины. Колесо совершает поступательное движение со скоростью  $V$  и вращается вокруг оси  $O$  с угловой скоростью  $\omega$ . При этом в подшипниках колеса возникает момент трения  $M_r$ , направленный в сторону противоположную вращению колеса. Со стороны опорной поверхности в точке контакта с колесом действует касательная реакция  $P_{xn}$ , направленная навстречу движению колеса.

Составим условия равновесия.

$$1. \sum \text{пр} Y = 0 \quad P_{yn} = P_T$$

$$2. \sum \text{пр} X = 0 \quad P_{xn} = P_{ост}$$

$$3. \sum \text{mom} O = 0 \quad P_{xn} R_n - M_r = 0$$

здесь  $R_n$  радиус качения ведомого (переднего) колеса.

$$P_{xn} = M_r / R_n$$

Знак «+» в полученном выражении показывает, что касательная реакция  $P_{xn}$  направлена навстречу движению колеса, т.е. она является силой сопротивления движению. Таким образом, сопротивление движению жесткого колеса по жесткой поверхности обусловлено только трением в подшипниках колеса (аэродинамическим сопротивлением вращению колеса пренебрегаем).

Максимально-возможное значение касательной реакции опорной поверхности определяется величиной силы сцепления, которая равна  $P_{сц} = K_{сц} P_T$

$K_{сц}$  – коэффициент сцепления (величина связанная с коэффициентом трения, но отличающаяся от него по физической сущности).

Физико-механические свойства грунтов. Тракторы по своему технологическому назначению работают преимущественно в полевых условиях. Часть автомобильных перевозок в сельском хозяйстве осуществляется по грунтовым дорогам и бездорожью. Во всех

этих случаях несущим основанием для ходовых органов служит грунт. Верхний слой грунта (0,2...1,5м) составляет почва.

К основным свойствам грунтов, от которых зависит характер взаимодействия их с двигателем, относятся:

- механический состав,
- структура,
- влажность,
- плотность,
- сопротивление сжатию и сдвигу.

По механическому составу различают:

- минеральные грунты,
- грунты, состоящие, в основном, из органических частиц.

Минеральные грунты разделяют на 4-е категории в зависимости от соотношения глинистой и песчаной фракций. При содержании глинистых частиц диаметром менее 0,005мм в процентах по массе грунты называют:

- глина – более 30%,
- суглинок – 10...30%,
- супесь – 3,0...10%.
- песок – менее 3,0%.

К грунтам органического происхождения относятся торфяно-болотные, илистые грунты и пр.

Механический состав грунта значительно влияет на тягово-сцепные качества машины. Так, например, на сухом песке максимально-возможное значение касательной реакции опорной поверхности в 2...3 раза меньше, чем на суглинке, на глинистых грунтах – в 2...3 раза больше, чем на грунтах органического происхождения.

Особенностью взаимодействия с почвой двигателей сельскохозяйственных тракторов является то, что опорная поверхность является сложнейшей биологической средой, обладающей бесценным свойством – плодородием, т.е. способностью давать урожай. Если рассматривать почву только как несущее основание с определенными сцепными свойствами, то в результате многократного движения трактора по полю может произойти переуплотнение почвы, разрушение её структуры, эрозия, ухудшение плодородия.

Почва состоит из 4-х составных частей:

- твердой,
- жидкой,
- газообразной,
- живой (почвенная фауна и флора).

Твердая часть почвы состоит из частиц, различных по форме и размерам, которые характеризуют её структуру. В зависимости от структуры изменяется плотность и пористость почвы. Повышение плотности и снижение пористости увеличивают несущую способность опорной поверхности, улучшают взаимодействие её с двигателем, однако это отрицательно сказывается на урожайности сельскохозяйственных культур. Оптимальные значения плотности различных почв составляют:

- суглинок - 1,0...1,2 г/см<sup>3</sup>,
- супесь - 1,25...1,35 г/см<sup>3</sup>.

Большое влияние на характер взаимодействия двигателя с грунтом оказывает относительная влажность почвы. В зависимости от влажности грунт может находиться в твердом, пластичном или текучем состоянии. От этого будет зависеть несущая способность грунта. При воздействии ходовых органов на почву в последней возникают деформации, выражающиеся в смещении частиц относительно друг друга, а также в изменении расстояния между частицами. Если после прекращения действия внешней силы частицы грунта вернулись в первоначальное положение, деформация считается упругой, если положение частиц после снятия нагрузки отличается от первоначального, то имеет место остаточная



деформация. Деформацию называют пластической, если остаточная деформация является общей.

При взаимодействии движителя с грунтом возникают поля нормальных и касательных напряжений. От способности грунта выдерживать эти напряжения зависит глубина колеи, образуемой движителем, и сила сцепления. Поэтому сопротивление грунтов сжатию и сдвигу является основным показателем, влияющим на тягово-сцепные качества машины. На кривой зависимости нормальных напряжений  $h$  от деформации  $dy$  (рис.1.3) можно выделить три участка, характеризующих особенности взаимодействия внешней нагрузки и сопротивления сжатию.

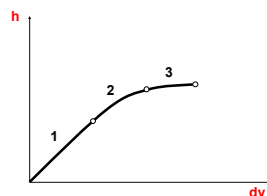


Рис. 1.3 Зависимость нормальных напряжений от деформации

На участке **1** форма кривой близка к прямой, что характеризует уплотнение грунта (уменьшение расстояний между частицами). На участке **2** скорость нарастания деформации увеличивается, что свидетельствует о наличии деформаций сдвига (смещения частиц относительно друг друга). Однако уплотнение грунта ещё имеет место. На участке **3** начинается пластичное течение грунта, уплотнение его практически прекращается и он выдавливается из-под движителя в стороны.

Деформация грунта зависит не только от величины, но и от продолжительности и характера действия внешней нагрузки. Экспериментально установлено, что на связных почвах глубина колеи, оставляемой движителем, уменьшается с повышением скорости движения. При многократном воздействии движителей происходит накопление деформаций уплотнения с образованием колеи, которые затрудняют выполнение последующих технологических операций, ухудшают условия работы сельскохозяйственных машин, снижают качество полевых работ, приводят к увеличению затрат энергии и снижению производительности труда.

Качение жесткого ведомого колеса по деформируемой поверхности. Рассмотрим качение жесткого ведомого колеса по горизонтальной деформируемой поверхности с постоянной скоростью  $V$  (рис.1.4).

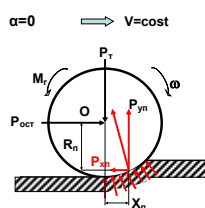


Рис. 1.4 Схема сил, действующих на колесо

На колесо действуют:

- нормальная нагрузка (сила тяжести)  $P_T$ ,
- толкающая сила остова  $P_{ост}$ ,
- момент трения в подшипниках колеса  $M_T$ .

Под действием нормальной нагрузки колесо вдавливаясь в грунт, образуя колею. На участке обода, контактирующем с опорной поверхностью, возникают элементарные реакции грунта. Заменяем их равнодействующей, приложенной к ободу колеса в точке с координатами  $X_n$  и  $R_n$ , где  $R_n$  – динамический радиус колеса. Разложим результирующую реакцию грунта на две составляющие –  $P_{yn}$  и  $P_{xn}$ .

Составим условия равновесия:

$$1. \sum p_{ry} = 0 \quad P_T = P_{yn}$$

$$\begin{aligned}
2. \sum \text{пр} X &= 0 \quad P_{\text{ост}} = P_{\text{хп}} \\
3. \sum \text{mom} O &= 0 \quad P_{\text{хп}} R_{\text{п}} - P_{\text{уп}} X_{\text{п}} - M_{\text{г}} = 0 \\
P_{\text{хп}} &= \frac{M_{\text{г}}}{R_{\text{п}}} + P_{\text{уп}} \frac{X_{\text{п}}}{R_{\text{п}}}
\end{aligned}$$

Смещение точки приложения нормальной реакции  $P_{\text{уп}}$  относительно оси колеса вперед на величину  $X_{\text{п}}$  привело к возникновению дополнительного (кроме момента трения  $M_{\text{г}}$ ) момента сопротивления качению  $M_{\text{фп}} = P_{\text{уп}} X_{\text{п}}$ .

Толкающая сила, необходимая для качения ведомого колеса по деформируемому грунту, возрастает в связи с появлением момента сопротивления качению  $M_{\text{фп}}$  и уменьшением динамического радиуса колеса  $R_{\text{п}}$ . Обычно колеса устанавливают на подшипниках качения, ступицы колес заполняют смазкой, поэтому трением в подшипниках колеса можно пренебречь,  $M_{\text{г}} \approx 0$ .

$$P_{\text{хп}} = P_{\text{ост}} = P_{\text{уп}} \frac{X_{\text{п}}}{R_{\text{г}}}$$

Обозначим  $X_{\text{п}}/R_{\text{п}} = f_{\text{п}}$  и назовем коэффициентом сопротивления качению.

Тогда  $P_{\text{хп}} = P_{\text{уп}} f_{\text{п}} = P_{\text{фп}}$  – есть сила сопротивления качению, равная произведению нормальной нагрузки на коэффициент сопротивления качению.

Физико-механические свойства пневматической шины. Пневматическая шина представляет из себя оболочку, наполненную сжатым воздухом. Под действием внешней нагрузки шина деформируется. При этом энергия затрачивается на работу сжатия воздуха в шине и работу упругого гистерезиса материала шины. Деформация шины происходит при почти постоянном давлении воздуха в ней, так как объем воздуха, вытесняемый при деформации, мал по сравнению с объемом воздуха в шине. Поэтому увеличение давления воздуха в шине вследствие её деформации составляет всего 1,0...2,0%.

Несмотря на незначительное повышение давления, работа сжатия воздуха при деформации шины составляет значительную величину. При нормальной нагрузке и давлении воздуха она равна около 60% полной работы деформации шины. Примерно 40% работы затрачивается на деформацию материала шины, в т.ч. более 10% - на деформацию протектора, при этом необратимо выделяется тепловая энергия. Таким образом, пневмоколесо – это передаточный механизм с определенным коэффициентом полезного действия.

Сложное деформированное состояние шины можно условно разделить на четыре вида деформации:

1. радиальную (нормальную),
2. окружную (тангенциальную),
3. поперечную (боковую),
4. угловую.

Под действием нормальной нагрузки возникает радиальная деформация, которая выражается в уменьшении расстояния от оси колеса до опорной поверхности (рис.1.5). При этом между шиной и опорной поверхностью создается пятно контакта, на которое со стороны поверхности действуют нормальные реакции. Величину нормальной деформации оценивают коэффициентом деформации шины  $K_{\text{дш}}$ , который представляет из себя отношение высоты профиля шины в нагруженном состоянии к высоте профиля в свободном состоянии  $K_{\text{дш}} = H / H_{\text{ш}}$ . Расстояние от оси колеса до опорной поверхности называют статическим радиусом, который будет равен:

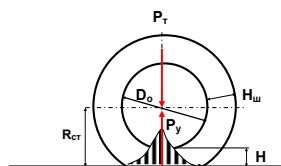


Рис. 1.5 Нормальная деформация шины

$$R_{\text{ст}} = 0,5D_0 + H_{\text{ш}}K_{\text{дш}}$$

Эпюра нормальных реакций симметрична относительно вертикали проходящей через ось колеса, поэтому линия действия результирующей нормальных реакций  $P_y$  пройдет через ось колеса.

Чрезмерное увеличение радиальной деформации приводит к повышению напряжений в материале шины, значительному теплообразованию и, как следствие, снижению долговечности. Поэтому величину нормального прогиба шины ограничивают:

$K_{дш} = 0,80...0,85$  – шины низкого давления (тракторные),

$K_{дш} = 0,86...0,88$  – шины легковых автомобилей,

$K_{дш} = 0,89...0,91$  – шины грузовых автомобилей.

Величина нормальной деформации зависит от ряда факторов:

1. Нормальная нагрузка на шину. По мере увеличения нагрузки возрастание деформации замедляется.
2. Высота профиля шины. Увеличение высоты профиля шины несколько повышает радиальную деформацию при той же нагрузке.
3. Давление воздуха в шине. Чем больше давление воздуха, тем меньше деформация шины. Однако следует отметить, что максимальное давление воздуха в шине ограничивается прочностью её каркаса.
4. Свойства материалов шины. Увеличение жесткости материалов шины снижает радиальную деформацию и, одновременно, снижается усталостная прочность и долговечность шины.

Окружная деформация вызывается действием на колесо крутящих моментов и касательных сил, что вызывает закрутку шины. Величина угла закрутки колеса определяется приложенным крутящим моментом и тангенциальной жесткостью шины.

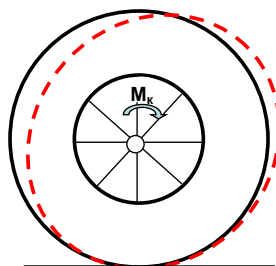


Рис. 1.6 Окружная деформация колеса

Следствием этой деформации является изменение равновесной формы шины и радиуса качения колеса. Тангенциальная жесткость шины в значительной мере определяется жесткостью боковин и высотой профиля шины. Применение низкопрофильных шин существенно повышает их тангенциальную жесткость. Величина окружной деформации, обычно, незначительна и в практических расчетах её не учитывают.

Боковая деформация. Важным свойством шины является жесткость в боковом направлении. Рассмотрим движение колеса, нагруженного нормальной силой, по горизонтальной поверхности (рис. 1.7). Вектор поступательной скорости колеса располагается в плоскости его вращения. Если к оси колеса приложить боковую силу  $P_z$ , то это вызовет изменение профиля шины в нижней полуокружности и формы пятна контакта. В результате возникает **боковой увод шины**, который выражается в том, что колесо отклоняется от первоначального направления движения на некоторый угол  $\delta$  в сторону действия боковой силы.

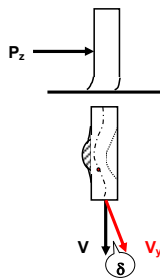


Рис. 1.7 Боковой увод шины

Смещение колеса в сторону действия боковой силы объясняется тем, что первая точка на беговой дорожке шины, которая вступает в контакт с дорогой при качении колеса, смещена относительно середины пятна контакта в сторону действия боковой силы. Способность шины противостоять боковому уводу оценивается коэффициентом сопротивления уводу, представляющим собой отношение боковой силы к углу увода:

$$K_{cy} = P_z / \delta$$

Величина коэффициента сопротивления шин боковому уводу составляет:

- $K_{cy} = 380...740$  Н/град – шины легковых автомобилей,
- $K_{cy} = 700...3800$  Н/град – шины грузовых автомобилей.

Сопротивление шин боковому уводу зависит от:

- размеров шины,
- конструкции шины,
- давления воздуха в шине.

Увеличение размеров шины и, особенно, повышение толщины каркаса и боковин увеличивают коэффициент сопротивления шин боковому уводу. Шины типа **P**, с радиальным расположением корда, сопротивляются боковому уводу значительно хуже, чем шины с диагональным расположением корда. Очень значительно снижается коэффициент сопротивления уводу у радиальных шин со съёмным протектором. Уменьшение давления воздуха в шине также снижает сопротивляемость шин боковому уводу, так как сопровождается уменьшением её жесткости в поперечном направлении. Величина угла увода обычно не превышает  $3...5^\circ$ . Дальнейшее увеличение боковой силы приводит к прогрессирующему боковому скольжению шины, переходящему в занос.

Если к колесу приложить внешний момент, действующий в плоскости параллельной опорной поверхности, то возникает угловая деформация. При этом средняя линия протектора отклоняется от средней линии пятна контакта шины с опорной поверхностью на какой-то угол в сторону действия внешнего момента (рис. 1.8). Благодаря угловой податливости колесо может отклоняться от направления движения без заметного проскальзывания элементов протектора относительно опорной поверхности. Благодаря этому снижается износ шины при повороте её с помощью рулевого управления.

Таким образом, физико-механические свойства пневматической шины во многом определяются её размерами, важнейшими из которых являются – внутренний диаметр, ширина и высота профиля шины.



Рис.1.8 Угловая деформация шины

Ширина профиля шины и внутренний диаметр в значительной степени характеризуют несущую способность шины, т.е. способность воспринимать радиальные нагрузки без заметного снижения долговечности. На величину деформации существенно влияет высота профиля шины. В зависимости от отношения высоты профиля к ширине различают следующие типы шин:

- |                        |                               |
|------------------------|-------------------------------|
| - тороидные            | $K_{пш} = 0,90...1,10$        |
| - широкопрофильные     | $K_{пш} = 0,60...0,90$        |
| - низкопрофильные      | $K_{пш} = 0,70...0,88$        |
| - сверхнизкопрофильные | $K_{пш} = \text{менее } 0,70$ |
| - арочные шины         | $K_{пш} = 0,40...0,60$        |
| - пневмокатики         | $K_{пш} = 0,25...0,40$        |

Шины грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности в маркировке шины, обычно, имеют внутренний диаметр  $D_0$  и ширину профиля шины  $B_{пш}$ , выраженные в миллиметрах или дюймах:

$B_{ш}$      $D_o$   
 220 – 508  
 240 – 508  
 260 – 508  
 280 – 508  
 300 – 508 и т.д.

Шины легковых автомобилей, а также грузовых малой и средней грузоподъемности имеют несколько иную маркировку

175/70R13

**R** – шины с радиальным расположением корда,

$B_{ш}$	$K_{пш}$	$D_o$ (дюйм)
155	0,85	12
165	0,80	13
175	0,75	14
185	0,70	15
195	0,65	16
205	0,60	17
215	0,55	18
225	0,50	
235	0,45	
245	0,40	

Качение пневматической шины. При движении шины в работе участвуют все её элементы (рис.1.9).

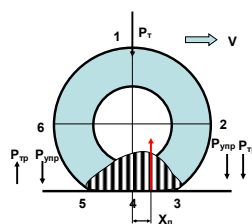


Рис. 1.9 Качение пневматической шины

Можно принять, что деформирование шины происходит в зоне одной полуокружности (1-2-3-4), а восстановление её формы – в другой (4-5-6-1). Основное изменение деформации наблюдается в нижней полуокружности (2-3-4-5-6). Интенсивный рост деформации имеет место в зоне контакта шины с опорной поверхностью (3-4), достигая максимума в сечении (4-1). На участке (4-5) деформация быстро уменьшается. Восстановление формы шины продолжается за областью контакта на участке (5-6).

При качении колеса на деформацию шины расходуется большое количество энергии. Она затрачивается на:

**1. Нарушение равновесной формы.** Эта энергия накапливается в виде потенциальной энергии упругой деформации.

**2. Трение в материалах шины.**

**3. Трение в зоне контакта шины с опорной поверхностью.**

Энергия, затраченная на трение, превращается в теплоту и рассеивается в окружающую среду, т.е. теряется безвозвратно.

При восстановлении формы шины потенциальная энергия упругой деформации расходуется на:

**1. Трение в материалах шины.**

**2. Трение в зоне контакта шины с опорной поверхностью.**

**3. Восстановление формы шины.**

Энергия, затраченная на трение, также превращается в теплоту и рассеивается в окружающую среду. Энергия, расходуемая на восстановление формы шины, на участке

(4-5) переходит в кинетическую энергию колеса. Таким образом, часть энергии, затраченной на деформацию шины, возвращается в виде кинетической энергии катящегося колеса, что и способствовало широкому распространению пневматических шин. Поэтому целесообразно поставить вопрос о коэффициенте полезного действия ( $K_{пл}$ ) колеса.

На участке (5-6) продолжается восстановление формы шины и кинетическая энергия отдельных элементов шины расходуется только на трение в материалах шины. При высоких скоростях качения колеса скорость восстановления формы шины может оказаться ниже скорости выхода элементов шины из контакта. В результате из контакта выходят невосстановленные элементы, которые под действием упругих и инерционных сил начинают колебаться. При значительных скоростях движения появляются видимые на глаз радиальные колебания беговой дорожки шины в зоне выхода из контакта. Это соответствует критической скорости данной шины. Работоспособность шины при критической скорости исчисляется минутами. В связи с этим в технической характеристике шины указывается максимальная допустимая скорость, которая не менее чем на 10...20% должна быть ниже критической (рис. 1.10).

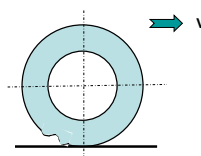


Рис.1.10 Критическая скорость колеса

Таким образом, в зоне контакта колеса с дорогой на участках (3-4) (4-5) действуют силы упругости  $P_{уп}$ , направленные вниз (рис. 1.9). Кроме того, в процессе деформации в шине возникают силы трения:

- механическое трение между различными элементами колеса (покрышкой и камерой, покрышкой и ободом, резиной и кордом, если последний отслоился),
- межмолекулярное трение в резине и корде.

На участке (3-4) элементы шины перемещаются к оси колеса (вверх), силы трения направлены вниз и, складываясь с силами упругости, увеличивают нормальные реакции опорной поверхности. На участке (4-5) элементы шины перемещаются от оси, поэтому силы трения направлены вверх, уменьшая нормальные реакции. Поэтому эпюра нормальных реакций опорной поверхности будет несимметрична относительно сечения (1-4), а результирующая  $P_{уп}$  сместится относительно оси колеса вперед на величину  $X_n$  (рис. 1.9).

Рассмотрим равномерное качение колеса, снабженного пневматической шиной, по горизонтальной поверхности (рис. 1.11).

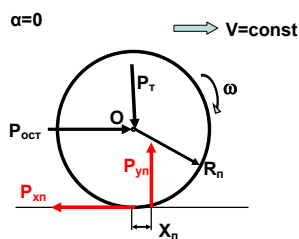


Рис.1.11 Схема сил, действующих на колесо

На колесо действует нормальная нагрузка  $P_T$  и толкающая сила остова  $P_{ост}$ . В зоне контакта шины с опорной поверхностью возникают реакции:

$P_{уп}$  – нормальная реакция смещена вперед относительно оси колеса на  $X_n$ ,

$P_{хп}$  – касательная реакция на расстоянии  $R_n$  от оси колеса.

Составим условия равновесия:

$$1. \sum \text{пр} Y = 0 \quad P_T = P_{уп}$$

$$2. \sum \text{пр} X = 0 \quad P_{ост} = P_{хп}$$

$$3. \sum \text{mom} O = 0 \quad P_{хп} R_n - P_{уп} X_n = 0$$

$$P_{хп} = P_{ост} = P_{уп} X_n / R_n = P_T f_n$$

$f_n = X_n/R_n$  – коэффициент сопротивления качению, обусловленный деформацией шины.

В случае качения пневматической шины по деформируемой поверхности смещение нормальной реакции  $P_{yn}$  вперед на величину  $X_n$  будет обусловлено двумя факторами:

- деформацией грунта в нормальном направлении,
- радиальной деформацией шины.

Величину коэффициента сопротивления качению определяют экспериментально, буксируя машину с небольшой скоростью (менее 10м/с). Разделив силу сопротивления качению  $P_f$ , замеренную динамометром, на вес машины  $P_T$ , получим

$$f_n = P_{fn}/P_T$$

Коэффициент сопротивления качению зависит от многих факторов:

**1. Состояние опорной поверхности.** Для скорости движения менее 10м/с коэффициент сопротивления качению  $f_0$  составляет:

- асфальтобетонное покрытие	0,015...0,020
- сухая грунтовая дорога	0,30...0,50
- целина, залежь	0,50...0,80
- стерня	0,06...0,08
- пашня	0,12...0,18
- песок	0,10...0,30

Состояние опорной поверхности зависит от погодных и других условий, важнейшим из них является влажность. На дорогах с твердым покрытием сопротивление качению увеличивается по мере увеличения толщины слоя воды на опорной поверхности. При движении по связным деформируемым грунтам увеличение влажности до определенных пределов может привести к некоторому снижению сопротивления качению. Однако значительное увеличение влажности приводит к текучести грунта, что резко повышает сопротивление качению. В случае движения по сыпучему песку увеличение влажности, как правило, сопровождается снижением сопротивления качению, так как под действием нормальной нагрузки происходит уплотнение песка и деформации сдвига резко уменьшаются.

**2. Скорость движения.** Повышение скорости качения колеса до 10м/с практически не влияет на коэффициент сопротивления качению, поскольку к моменту выхода элементов шины из контакта с опорной поверхностью равновесная форма шины полностью восстанавливается. Дальнейшее повышение скорости приводит к тому, что восстановление формы шины продолжается за зоной контакта с опорной поверхностью. В результате возрастают потери энергии на трение в шине. Следует отметить, что с увеличением скорости возрастают аэродинамические потери на вращение колеса, которые могут составить 1,0...3,0% от общих потерь на качение. Зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения выражается эмпирической формулой:

$$f_v = f_0 \left( 1 + \frac{13V^2}{20000} \right)$$

**1. Качество сборки колеса.** Сопротивление качению изменяется в широких пределах за один оборот колеса. Для отдельных образцов амплитуда колебаний достигает 30...40% от среднего значения сопротивления качению. Эти колебания зависят, в основном, от качества сборки колеса, когда шина устанавливается на ободе с некоторым эксцентриситетом.

**2. Нормальная нагрузка на шину.** Увеличение нагрузки на шину до допустимого значения при рекомендуемом давлении воздуха в ней практически не изменяет коэффициент сопротивления качению. И лишь перегрузка шины на 20% увеличивает коэффициент сопротивления качению примерно на 4%.

**3. Давление воздуха в шине.** Увеличение давления приводит к снижению потерь на качение на дорогах с твердым покрытием. Это связано с уменьшением радиальной деформации. При движении колеса по мягкому грунту сопротивление качению зависит от



деформации шины и грунта. Обычно затраты энергии на деформацию грунта значительно больше, чем на деформацию шины. Снижения сопротивления качению можно достичь за счет увеличения площади пятна контакта шины с опорной поверхностью. Для этого необходимо снизить давление воздуха в шине. Хотя при этом потери на деформацию шины возрастут, суммарные потери на качение колеса снижаются. Это обусловило применение шин низкого давления на тракторах и шин с регулируемым давлением воздуха на автомобилях повышенной проходимости.

**4. Температура шины.** Изменение температуры шины неизбежно сопровождается изменением давления воздуха в ней. При температуре  $-7^{\circ}\text{C}$  шина может иметь в 3<sup>и</sup> раза большее сопротивление качению на твердой дороге, чем при  $+93^{\circ}\text{C}$ . Следует отметить, что в процессе качения шина нагревается, что приводит к снижению сопротивления качению. Разогрев холодной шины приводит к снижению коэффициента сопротивления качению примерно на 20%.

**1. Отношение ширины обода к ширине шины.** Отношение  $B_0/B_{\text{ш}}$  влияет на жесткость боковин изгибу. Оптимальным считается

$$B_0/B_{\text{ш}} = 0,72 \dots 0,76$$

Как увеличение, так и уменьшение этого отношения приводят к возрастанию коэффициента сопротивления качению.

**2. Отношение высоты профиля к ширине шины.** Уменьшение отношения  $H_{\text{ш}}/B_{\text{ш}}$  снижает коэффициент сопротивления качению. Это объясняется увеличением жесткости боковин и снижением их деформации.

**3. Конструкция шины.** Радиальные шины имеют меньшее сопротивление качению по сравнению с шинами, имеющими диагональное расположение нитей корда. Норма слойности также влияет на сопротивление качению. 6-и слойные покрышки на твердой дороге поглощают энергии примерно на 5% больше, чем 3-х слойные. Шины с сильно развитым рисунком протектора имеют большее значение коэффициента сопротивления качению на твердых дорогах. По мере износа протектора сопротивление качению, как правило, уменьшается. Бескамерные шины имеют меньшее сопротивление качению по сравнению с камерными, у которых достаточно велики затраты энергии на трение камеры о покрышку и обод.

**1. Материалы шины.** Каркас из капроновых или нейлоновых нитей, а также металлокорд несколько снижают сопротивление качению по сравнению с хлопчатобумажным кордом. Снижение сопротивления качению может быть достигнуто улучшением рецептуры резины. За счет повышения упругости резины (натуральный каучук) можно снизить сопротивление качению на 40% по сравнению с шинами, изготовленными из резины на основе синтетического каучука. В последнее время ведутся работы по созданию полипропиленовых шин.

**2. Углы схождения и развала колес.** Сопротивление качению возрастает с увеличением углов развала и схождения колес. При угле схождения  $4 \dots 5^{\circ}$  сопротивление качению возрастает в 3-и раза по сравнению с качением колес без развала и схождения. При этом необходимо помнить, что величина углов схождения колес зависит от величины углов развала. На многих современных легковых автомобилях управляемые колеса устанавливаются на цилиндрических роликоподшипниках с нулевым развалом.

**3. Наименование вопроса № 3.** Уравнение динамики ведущего колеса и ведущий момент на колесе. Уравнение динамики ведущего колеса. Рассмотрим движение ведущего колеса, снабженного пневматической шиной, по горизонтальной поверхности с постоянной скоростью (рис. 2.1).



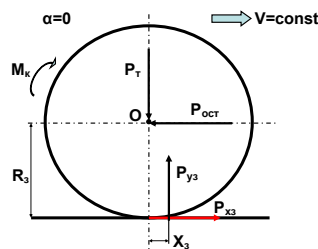


Рис. 2.1 Схема сил, действующих на колесо

Деформации опорной поверхности и шины на схеме условно не показаны. На колесо действует нормальная нагрузка  $P_T$  – сила тяжести колеса и части машины, приходящаяся на данное колесо. В связи с деформациями шины и опорной поверхности, происходящими при движении колеса, результирующая нормальных реакций  $P_{y3}$  смещается относительно оси колеса  $O$  в сторону движения на расстояние  $X_3$ . Качение колеса вызывается ведущим моментом  $M_k$ , приложенном к его оси. Движение колеса через остов передается всей машине. При этом необходимо преодолеть сопротивление качению передних колес, сопротивление воздуха, тяговое сопротивление прицепной или навесной машины и другие сопротивления. Таким образом, со стороны остова на ось колеса действует сила сопротивления  $P_{ост}$ , направленная в сторону противоположную движению. Вращаясь под действием ведущего момента, колесо воздействует на опорную поверхность с силой  $P_o = M_k/R_3$ , направленной в сторону противоположную движению. В результате этого появляется касательная реакция опорной поверхности  $P_{х3}$ , направленная в сторону движения колеса (толкающая реакция дороги).

Составим уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} 1. \sum \text{пр} Y = 0 \quad P_T &= P_{y3} \\ 2. \sum \text{пр} X = 0 \quad P_{ост} &= P_{х3} \\ 3. \sum \text{mom} O = 0 \quad M_k - P_{y3} X_3 - P_{х3} R_3 &= 0 \\ P_{х3} &= \frac{M_k}{R_3} - P_{y3} \frac{X_3}{R_3} \end{aligned}$$

$M_k/R_3 = P_k$  – касательная сила тяги,

$X_3/R_3 = f_3$  – коэффициент сопротивления качению,

$f_3 P_{y3} = P_{f3}$  – сила сопротивления качению.

$P_{х3} = P_k - P_{f3}$  – уравнение динамики ведущего колеса

Оно гласит – толкающая реакция опорной поверхности равна касательной силе тяги за вычетом силы сопротивления качению колеса.

Уравнение динамики ведущего колеса можно изобразить векторно (рис. 2.2).

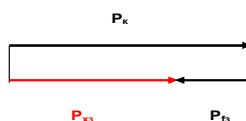


Рис. 2.2 Векторное изображение уравнения динамики ведущего колеса

В результате взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью появляется касательная сила тяги  $P_k$ , направленная в сторону движения колеса. Одновременно, вследствие деформации опорной поверхности и шины возникает сила сопротивления качению  $P_{f3}$ , направленная в сторону противоположную движению. В итоге на ведущем колесе получаем толкающую реакцию опорной поверхности  $P_{х3}$ .

Величина и направление толкающей реакции опорной поверхности определяются величиной и направлением момента  $M_k$ , приложенного к оси колеса. Графически это можно представить (рис. 2.3).

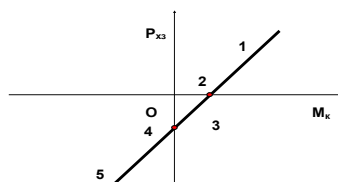


Рис. 2.3 Зависимость толкающей реакции от момента на колесе

В зависимости от соотношения величин  $M_k$  и  $P_{хз}$  различают пять режимов качения колеса:

1. Ведущий.
2. Свободный.
3. Нейтральный.
4. Ведомый.
5. Тормозной.

Таким образом, только в ведущем режиме имеется положительная толкающая реакция опорной поверхности, которая обеспечивает поступательное движение колеса. Для всех остальных режимов необходимо приложить к оси колеса толкающую силу остова, направленную в сторону движения.

В случае неравномерного качения колеса толкающая реакция опорной поверхности будет равна сумме сил:

1. Сила, действующая со стороны остова.
2. Сила инерции.

Ведущий момент на колесе. Источником механической энергии на тракторах и автомобилях является, в основном, двигатель внутреннего сгорания. Эффективная мощность, снимаемая с коленчатого вала двигателя, всегда больше мощности, переданной ведущим колесам  $N_e > N_k$ , так как в механизмах трансмиссии имеются потери. Их величину оценивают механическим коэффициентом полезного действия трансмиссии ( $K_{пдтр}$ ).

$$K_{пдтр} = \frac{N_k}{N_e},$$

где  $N_k$  – полезная мощность (трансмиссия служит для передачи мощности от двигателя к ведущим колесам),  $N_e$  – затраченная мощность.

Учитывая, что мощность равна произведению крутящего момента на угловую скорость, получим:

$$K_{пдтр} = \frac{M_k \omega_k}{M_e \omega_{дв}} = \frac{M_k}{M_e I_{тр}},$$

здесь  $I_{тр} = \omega_{дв} / \omega_k$  – передаточное число трансмиссии,

$\omega_{дв}$ ,  $\omega_k$  – угловые скорости вращения коленчатого вала двигателя и колеса.

Ведущий момент на колесе определится  $M_k = M_e I_{тр} K_{пдтр}$ . Из полученного выражения видно, что величина ведущего момента на колесе определяется крутящим моментом двигателя, передаточным числом трансмиссии и механическим КПД трансмиссии.

Зависимость крутящего момента двигателя от нагрузки и от частоты вращения получают экспериментально, снимая серию нагрузочных или карбюраторного двигателя (дроссельная заслонка открыта полностью) представлена на рис. 2.4.

Крутящий момент двигателя и эффективная мощность связаны между собой уравнением  $M_e = 9550 N_e / n$

Увеличение крутящего момента при перегрузке двигателя и снижение частоты вращения ниже расчетной  $n_n$  существенно влияют на динамические качества машины и характеризуют способность двигателя (и машины) преодолевать кратковременные перегрузки. Это качество оценивается коэффициентом приспособляемости двигателя

$$K_M = M_{emax} / M_{en}$$

$K_M = 1,20 \dots 1,35$  – карбюраторный двигатель,  
 $K_M = 1,10 \dots 1,20$  – дизель.

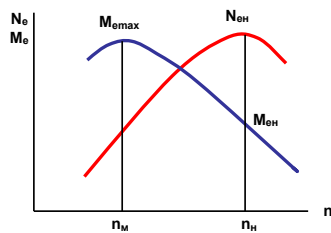


Рис. 2.4 Внешняя скоростная характеристика

Нагрузка на двигатель трактора, при выполнении им сельскохозяйственных операций, носит неустановившийся характер. Например, на пахоте колебания нагрузки сопровождаются её кратковременным увеличением на 30...40% с периодом колебаний 0,2...0,3с. Учитывая, что крутящий момент дизеля при перегрузке возрастает на 10...20%, при комплектовании машиннотракторных агрегатов приходится резервировать часть мощности двигателя.

Степень нагруженности двигателя оценивают коэффициентом эксплуатационной загрузки, представляющим отношение:

$$K_z = N_e/N_{en} \cong M_e/M_{en},$$

так как  $n \cong n_n$  при работе двигателя на регуляторной ветви характеристики.

В реальных условиях эксплуатации степень загрузки тракторного двигателя составляет:

**$K_z = 0,90...0,95$**  – для ровных участков местности,

**$K_z = 0,85...0,90$**  – для пересеченной местности.

Возросшее сопротивление при перегрузке двигателя преодолевается не только за счет роста крутящего момента, но и благодаря высвобождению кинетической энергии, аккумулированной маховиком и другими движущимися массами двигателя, происходящему при снижении частоты вращения. Уравнение динамики двигателя в этом случае имеет вид:

$$M_{дв} = M_e - I_{н\ дв} \epsilon_{дв},$$

где  $M_{дв}$  – крутящий момент двигателя на неустановившемся режиме работы,

$I_{н\ дв}$  – момент инерции вращающихся масс двигателя,

$\epsilon_{дв}$  – угловое ускорение коленчатого вала двигателя.

При перегрузке двигателя  $\epsilon_{дв} < 0$ ,  $M_{дв} > M_e$ , что способствует преодолению перегрузки. Частота вращения коленчатого вала двигателя не должна опускаться ниже  $n_m$ , соответствующей максимальному значению крутящего момента  $M_{emax}$ , так как в противном случае, работа двигателя становится неустойчивой и он может заглохнуть. Таким образом, чем меньше значение частоты вращения  $n_m$ , тем дольше двигатель может работать с замедлением  $\epsilon_{дв}$  и его способность к преодолению перегрузок увеличивается. Кроме того, силы сопротивления движению машины, как правило, уменьшаются по мере снижения поступательной скорости. Для характеристики способности двигателя преодолевать перегрузки со снижением скорости движения машины вводится степень снижения частоты вращения коленчатого вала в области использования запаса крутящего момента

$$K_n = n_m/n_n$$

**$K_n = 0,45...0,60$**  – карбюраторный двигатель,

**$K_n = 0,60...0,75$**  – дизель.

На большинстве тракторов и автомобилей крутящий момент двигателя передается механизмам трансмиссии посредством фрикционного сцепления. Максимальный момент трения  $M_{ф\ max}$  выбирается с некоторым запасом по сравнению с расчетным крутящим моментом двигателя и их отношение называют коэффициентом запаса сцепления:

$$K_{\phi} = M_{ф\ max}/M_{en}.$$

Его величина находится в пределах:

**$K_{\phi} = 2,0...3,0$**  – тракторы,

**$K_{\phi} = 1,8...2,5$**  – грузовые автомобили,

$K_{\phi} = 1,20 \dots 1,75$  – легковые автомобили.

Если при резком снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя создается условие  $M_{дв} > M_{фmax}$ , сцепление начинает буксовать, предохраняя трансмиссию от перегрузок.

Вторым фактором, влияющим на величину ведущего момента на колесе, является передаточное число трансмиссии

$$I_{тр} = \omega_{дв} / \omega_{к} = n_{дв} / n_{к} = I_0 I_k$$

где  $I_0$  – передаточное число главной передачи (ведущий мост, бортовая передача),

$I_k$  – передаточное число коробки передач.

За счет переключения передач передаточное число трансмиссии изменяется в широких пределах:

$I_{тр} = 10 \dots 100$  – тракторы,

$I_{тр} = 6 \dots 50$  – грузовые автомобили,

$I_{тр} = 4 \dots 30$  – легковые автомобили.

Так как передаточное число трансмиссии всегда больше единицы, то и ведущий момент на колесе больше крутящего момента двигателя,  $M_k > M_{дв}$ .

При переходе с одной передачи на другую передаточное число трансмиссии изменяется ступенями, следовательно, и ведущий момент на колесе будет меняться скачкообразно.

Третьим фактором, влияющим на величину ведущего момента колеса, является механический КПД трансмиссии. Фрикционное сцепление практически не теряет энергии (при отсутствии пробуксовки), также можно пренебречь потерями в карданной передаче при малых углах излома между валами. Поэтому основную долю потерь мощности составляют потери на трение в подшипниках, в зацеплении шестерен, а также гидравлические потери на взбалтывание масла и аэродинамические потери. Потери на трение в подшипниках, гидравлические и аэродинамические потери учитываются механическим КПД потерь холостого хода, который для современных мобильных машин составляет  $K_{пдхх} = 0,96$ . Современное машиностроение обеспечивает механический КПД пары шестерен равным:

$K_{пдц} = 0,985$  – для цилиндрических шестерен,

$K_{пдк} = 0,975$  – для конических шестерен.

С учетом того, что в передаче крутящего момента на одной передаче участвуют  $Z_{ц}$  цилиндрических и  $Z_k$  конических пар шестерен, механический КПД трансмиссии можно определить:

$$K_{пдтр} = K_{пдхх} K_{пдц}^{Z_{ц}} K_{пдк}^{Z_k}.$$

Средние значения механического КПД трансмиссии составляют:

$K_{пдтр} = 0,83 \dots 0,88$  – тракторы,

$K_{пдтр} = 0,85 \dots 0,90$  – грузовые автомобили,

$K_{пдтр} = 0,90 \dots 0,93$  – легковые автомобили.

**4. Наименование вопроса № 4.** Касательная сила тяги. Ведущее колесо воздействует на опорную поверхность с окружной силой

$$P_o = M_k / R_z$$

Окружная сила направлена назад (в сторону противоположную движению). В результате этого появляется касательная реакция дороги, численно равная окружной силе, но направленная в сторону движения колеса. Эту силу назвали – касательная сила тяги  $P_k = M_k / R_z$  (равенство в данном случае только численное). Подставляя выражение для ведущего момента на колесе, получим:

$$P_k = \frac{M_e I_0 I_k K_{пдтр}}{R_z}.$$

Касательная сила тяги, как реакция опорной поверхности, имеет двойственный характер. С одной стороны, максимальное значение касательной силы тяги можно реализо-

вать на первой передаче, когда передаточное число коробки имеет наибольшее значение, при максимальном крутящем моменте двигателя

$$P_{k \max} = \frac{M_{e \max} I_o I_k K_{пд_{тр}}}{R_3}$$

С другой стороны, максимально-возможное значение касательной реакции опорной поверхности определяется сцеплением ведущих колес. Предельная величина касательной реакции по условию сцепления называется силой сцепления  $P_{сц}$  и равна произведению коэффициента сцепления на нормальную нагрузку.  $P_{сц} = K_{сц} P_{уз}$ .

$$\frac{M_e I_o I_k K_{пд_{тр}}}{R_3} > P_{сц}$$

Если возникает условие наступает буксование, полное или частичное проскальзывание ведущих колес относительно опорной поверхности. Движение колеса становится невозможным или оно происходит с потерей поступательной скорости.

Коэффициентом сцепления называется отношение максимально-возможной касательной реакции опорной поверхности к нормальной нагрузке на колесо. Коэффициент сцепления иногда отождествляют с коэффициентом трения скольжения, однако это не одно и то же. При взаимодействии ведущего колеса с опорной поверхностью возникает механическое зацепление выступов протектора за микро- макронеровности дороги. При полном скольжении (юз) или полном буксовании колеса коэффициент сцепления является коэффициентом трения скольжения. К эксплуатационным факторам, влияющим на коэффициент сцепления относятся:

- тип и состояние опорной поверхности,
- скорость движения,
- износ протектора,
- давление воздуха в шине,
- нормальная нагрузка на колесо,
- величина скольжения (буксования).

На сухой твердой поверхности величина коэффициента сцепления обусловлена, главным образом, трением скольжения между шиной и опорной поверхностью. Не случайно, в связи с этим, шины изготавливают из резины, коэффициент трения которой достаточно велик. Кроме того, имеет место молекулярное взаимодействие протектора и микронеровностей покрытия. Смачивание твердого покрытия частично заменяет непосредственный контакт шины с дорогой жидкостным трением, что снижает коэффициент сцепления. С целью повышения коэффициента сцепления шины, предназначенные для движения по дорогам с твердым покрытием, имеют мелкий рисунок протектора, с большой опорной поверхностью и большим количеством мелких впадин. При движении по деформируемой поверхности выступы протектора погружаются в грунт, сминают и уплотняют его. В результате этого в грунте образуются выступы, сцепленные с почвозацепами протектора, что увеличивает коэффициент сцепления. Увеличение касательной силы тяги на колесе может привести к разрушению выступов грунта, что снизит коэффициент сцепления. В связи с изложенным, тракторные шины, а также автомобильные шины повышенной проходимости имеют сильно развитые грунтозацепы.

На дорогах с твердым покрытием большое влияние на коэффициент сцепления оказывают шероховатость и влажность её поверхности, наличие пыли и грязи. Микронеровности на сухой дороге повышают коэффициент сцепления, в то же время во влажную погоду они способствуют удержанию влаги на поверхности и, тем самым, снижают коэффициент сцепления. Это проявляется при толщине пленки жидкости более 0,2мм.

Увеличение срока эксплуатации покрытия дороги снижает коэффициент сцепления из-за уменьшения шероховатости. Срок службы цементобетонного покрытия составляет 10...12 лет, асфальтобетонного – 5...8 лет. При износе покрытия на 50...60% коэффициент сцепления уменьшается на 30...40%. Каменные покрытия (брусчатка, булыжная мостовая) полируются шинами автомобилей, что снижает коэффициент сцепления. Одним из

способов увеличения срока службы асфальтобетонных покрытий является пропитка их вяжущими материалами. Избыток вяжущего материала делает поверхность скользкой. В жаркую погоду вяжущий материал размягчается, выступает на поверхность дороги. Коэффициент сцепления при этом снижается.

Увлажнение сухого твердого покрытия неоднозначно влияет на коэффициент сцепления. В начале дождя коэффициент сцепления уменьшается из-за того, что из воды, дорожной пыли, частиц резины, капель нефтепродуктов и т.п. образуется суспензия, по которой, как по смазке, скользит колесо. Величина коэффициента сцепления при этом почти вдвое меньше, чем при движении по сухому покрытию. На мокрых, но чистых покрытиях коэффициент сцепления меньше, чем на сухих, но больше, чем на увлажненных или покрытых жидкой грязью.

При увеличении толщины водяной пленки более 1,0 мм начинает действовать подъемная гидродинамическая сила и лишь часть поверхности пятна контакта шины взаимодействует с поверхностью дороги. Наличие на дороге водяной пленки толщиной 5,0...7,5 мм вызывает аквапланирование (гидроскольжение) легковых автомобилей при скоростях движения 60...90 км/ч, когда шины передних колес всплывают на пленке жидкости. Сила сцепления определяется в этом случае только трением в жидкостном слое. Если на дороге имеется пленка жидкой грязи, то, в связи с более высокой плотностью её по сравнению с водой, подъемная сила увеличивается и коэффициент сцепления снижается в большей степени.

Обледенение поверхности дороги, образование на ней снежной корки снижает коэффициент сцепления примерно в 10 раз. Следует отметить, что снижение температуры от 0°C до -15°C несколько повышает коэффициент сцепления.

Большое влияние на коэффициент сцепления оказывает скорость движения колеса. На сухой поверхности увеличение скорости приводит к снижению коэффициента сцепления из-за ухудшения контакта колес с опорной поверхностью. Это связано с уменьшением продолжительности контакта участков шины с опорной поверхностью и увеличением числа толчков от неровностей дороги. На поверхности, покрытой слоем жидкости, увеличение скорости движения повышает вероятность возникновения гидроскольжения. На слабовлажных покрытиях увеличение скорости движения, в определенных пределах, может привести к повышению коэффициента сцепления из-за испарения влаги в зоне контакта.

Величина подъемной гидродинамической силы тем меньше, чем легче жидкость может выйти из зоны контакта через канавки протектора. Увеличение износа шин сопровождается уменьшением сечения канавок, образуемых рисунком протектора, через которые отводится влага. При полном износе рисунка протектора коэффициент сцепления снижается на 30...70% (большее значение соответствует более высокой скорости движения). Правилами дорожного движения запрещается эксплуатация автомобиля, если на 1/6 части окружности колеса на половине ширины беговой дорожки остаточная высота рисунка протектора меньше:

- 1,6 мм – для легковых автомобилей,
- 2,0 мм – для автобусов,
- 1,0 мм – для грузовых автомобилей.

На сухих чистых дорогах с твердым покрытием увеличение давления воздуха в шине незначительно снижает коэффициент сцепления. На мокрых и грязных дорогах с твердым покрытием увеличение давления воздуха в шине несколько увеличивает коэффициент сцепления, поскольку повышение удельной нагрузки в области контакта способствует выдавливанию влаги и грязи. На деформируемых поверхностях понижение давления воздуха в шине сопровождается увеличением коэффициента сцепления.

Увеличение нормальной нагрузки на колесо несколько снижает коэффициент сцепления на сухих чистых дорогах с твердым покрытием, что объясняется снижением коэф-

коэффициента трения при увеличении давления. На мокрых и грязных дорогах коэффициент сцепления с увеличением нормальной нагрузки повышается.

При движении по дороге с твердым покрытием касательная сила тяги ограничена, в основном, силами трения. На передней части пятна контакта – это сила трения покоя, на задней части пятна контакта имеет место проскальзывание элементов шины относительно опорной поверхности и, следовательно, появляются силы трения скольжения. Коэффициент трения покоя больше коэффициента трения скольжения. Поэтому максимальное значение касательной реакции опорной поверхности будет иметь место тогда, когда на части поверхности контакта ещё имеются нескользящие элементы. Максимальное значение коэффициента сцепления достигается на дорогах с твердым покрытием при скольжении (буксовании) равным 0,1...0,2. На дорогах с деформируемой опорной поверхностью максимальное значение коэффициента сцепления может иметь место при больших скольжениях (до 0,5).

Средние значения коэффициента сцепления для различных дорожных покрытий и агротехнических фонов составляют:

1. *Асфальтобетонное, цементобетонное*

сухое - 0,70...0,80

мокрое чистое - 0,50...0,60

покрытое грязью - 0,25...0,45

2. *Щебенчатое покрытие*

сухое - 0,60...0,70

мокрое - 0,40...0,55

3. *Грунтовая дорога*

сухая - 0,50...0,60

мокрая - 0,35...0,50

в период распутицы - 0,20...0,30

4. *Песок* сухой - 0,20...0,30

влажный - 0,40...0,50

5. *Снег* рыхлый - 0,20...0,40

укатанный - 0,30...0,50

6. *Обледенелая дорога* - 0,10...0,20

7. *Тающая гололедица* - 0,05...0,10

8. *Стерня* - 0,50...0,60

9. *Пашина* - 0,25...0,35

**5. Наименование вопроса № 5.** Буксование ведущего колеса. Коэффициент полезного действия ведущего колеса. Движение ведущего колеса, часто, сопровождается буксованием. Если колесо движется со скоростью  $V_t$ , а практически скорость составляет величину  $V_d$ , то  $(V_t - V_d)$  – есть потеря скорости движения. Отношение потери скорости движения к теоретической скорости называется коэффициентом буксования

$$K_6 = \frac{V_t - V_d}{V_t}.$$

На сухих дорогах с твердым покрытием процесс буксования ведущих колес протекает следующим образом. Пока касательная сила тяги меньше силы сцепления  $P_k < P_{сц}$  буксование отсутствует,  $K_6 = 0$ . Если  $M_k/R_3 > P_{сц}$  наблюдается интенсивное проскальзывание протектора по дороге, т.е.  $K_6 = 1,0$ .

Таким образом, теоретически ведущее колесо может двигаться по сухой дороге без буксования, либо находиться в режиме «буксование на месте». В реальных условиях на дорогах с твердым покрытием имеет место движение с буксованием  $0 \leq K_6 \leq 1,0$ . Это объясняется тем, что величина коэффициента сцепления изменяется как во время буксования, так и по пути движения, поэтому в отдельные моменты времени чередуются условия  $P_k < P_{сц}$  и  $M_k/R_3 > P_{сц}$ , что сопровождается движением колеса со скоростью  $0 < V_d < V_t$ .

Тракторы работают, в основном, на поле, где почва всегда находится в достаточно рыхлом состоянии, и шины ведущих колес имеют сильно развитые почвозацепы. Зацепы, погружаясь в почву, прессуют её в направлении противоположном движению, в результате чего ось колеса как бы смещается назад на величину деформации почвы. Это является причиной снижения поступательной скорости и в этом заключается физическая сущность процесса буксования ведущего колеса на деформируемой поверхности. Таким образом, движение ведущего колеса по деформируемой поверхности всегда сопровождается буксованием. Буксование может отсутствовать лишь тогда, когда при движении ведущего колеса не возникает деформация опорной поверхности в направлении противоположном движению, что может быть только при условии  $P_k = 0$ . Экспериментально установлено, что даже при холостом ходе трактора на малоуплотненных почвах происходит буксование ведущих колес.

В принципе, буксование может быть отрицательной величиной, когда действительная скорость будет больше теоретической. Такое явление наблюдается при движении гусеничного трактора по уплотненному грунту. Почвозацеп гусеничного звена, немного погрузившись в грунт, не может уплотнить его назад. Поэтому, опираясь на плотный уступ грунта, он подтягивает трактор вперед, увеличивая поступательную скорость (Рис. 2.5).

Буксование ведущего колеса – есть деформация опорной поверхности в направлении противоположном движению (в случае качения колеса по рыхлому полю). Следовательно, величина буксования будет определяться факторами, влияющими на касательную деформацию опорной поверхности.

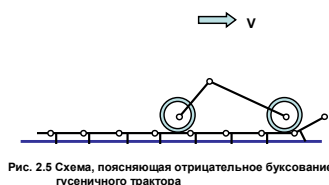


Рис. 2.5 Схема, поясняющая отрицательное буксование гусеничного трактора

К таковым относятся:

- тип и состояние опорной поверхности,
- нормальная нагрузка на колесо,
- сила тяги на крюке.

Более рыхлые почвы в большей степени уплотняются в касательном направлении, что увеличивает буксование. Увеличение нормальной нагрузки на колесо повышает уплотнение почвы в нормальном направлении и, следовательно, снижает в касательном. Пока под действием нормальной нагрузки происходит только уплотнение почвы, буксование интенсивно снижается по мере её увеличения. Однако при определенной нормальной нагрузке начинается сдвиг почвы, по бокам колеса образуются валики выпирания, что может привести к некоторому увеличению буксования.

Увеличение нагрузки на крюке трактора сопровождается ростом окружной силы на колесе, которая увеличивает касательную деформацию почвы и буксование. Вначале, с ростом нагрузки на крюке, буксование растет пропорционально тяговой нагрузке, что свидетельствует об уплотнении почвы в касательном направлении. В дальнейшем, буксование растет более интенсивно и сопровождается сдвигом почвы. При значительной нагрузке грунтовые кирпичи, находящиеся между соседними почвозацепами, срезаются, защемляются между ними и начинают вращаться вместе с колесом. Буксование резко возрастает, приближаясь к единице (Рис. 2.6).

Буксование, при котором развивается максимальная касательная сила тяги (и нагрузка на крюке) находится в пределах  $K_6 = 0,22...0,24$ , что подтверждается экспериментальными данными. Следует отметить, что с увеличением нормальной нагрузки на колесо касательная сила тяги достигает максимума при меньшем буксовании, т.е. чем больше нагрузка на колесо, тем меньшее буксование можно допустить. Следовательно, для тяжелых тракторов допустимое буксование должно быть меньше, чем для легких.



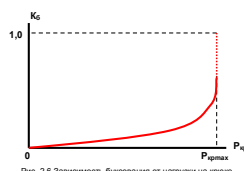


Рис. 2.6 Зависимость буксования от нагрузки на крене

Буксование отрицательно влияет на агротехнические и технико-экономические показатели тракторов. В нормальных условиях эксплуатации величина буксования не должна выходить за допустимые пределы. Вопрос о допустимой величине буксования решается с учетом почвенных условий, характера выполняемой технологической операции и конструктивных особенностей движителя. На основании обобщенных результатов испытаний тракторов приняты следующие значения допустимого буксования в случае работы его в составе пахотного агрегата по необработанной стерне нормальной влажности (16...18%) и средней плотности (чернозем или суглинок):

колесный трактор 4х2 - 0,18  
 колесный трактор 4х4 - 0,16  
 гусеничный трактор - 0,05

При работе на рыхлых почвах (пашня) допускается буксование колесных тракторов до 0,20...0,25.

Коэффициент полезного действия ведущего колеса.

Поскольку не вся мощность, подводимая к ведущим колесам, передается остову машины, а часть её расходуется на преодоление силы сопротивления качению и деформацию грунта в направлении противоположном движению, правомерно поставить вопрос о кпд ведущего колеса. Уравнение мощностного баланса ведущего колеса можно представить в виде (Рис. 2.7)

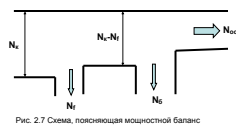


Рис. 2.7 Схема, поясняющая мощностной баланс ведущего колеса

$$N_k = N_f + N_b + N_{ост}$$

$N_k$  – мощность, подводимая к колесу,

$N_f$  – мощность, затраченная на качение колеса,

$N_b$  – мощность, расходуемая на буксование колеса,

$N_{ост}$  – мощность, передаваемая остову машины.

Кпд ведущего колеса, как отношение полезной мощности к затраченной, будет равен:

$$К_{пд_{вк}} = N_{ост} / N_k$$

Умножив и разделив полученное выражение на  $(N_k - N_f)$ , получим:

$$\frac{N_k - N_f}{N_k} = К_{пд_f}$$

кпд, учитывающий потери мощности на качение колеса,

$$\frac{N_{ост}}{N_k - N_f} = К_{пд_b} \text{ – кпд, учитывающий потери мощности на буксование.}$$

Тогда  $К_{пд_{вк}} = К_{пд_f} К_{пд_b}$

Установим связь между  $К_{пд_b}$  и величиной буксования  $K_b$ . Усилие, с которым ведущее колесо толкает остов машины, равно:

$$P_{ост} = P_k - P_{f3}.$$

Мощность, передаваемая остову  $N_{ост} = P_{ост} V_d = (P_k - P_{f3}) V_d$ .

Мощность, подводимая к колесу  $N_k = P_k V_T$ .

Мощность, расходуемая на качение (с небольшим допущением, считая, что окружающая скорость колеса постоянна), равна  $N_f = P_{f3} V_T$ .

$$К_{пд_b} = \frac{(P_k - P_{f3}) V_d}{P_k V_T - P_{f3} V_T} = \frac{V_d}{V_T} = 1 - \frac{V_T - V_d}{V_T} = 1 - K_b$$

Тогда

Необходимо отметить, что раздельная оценка затрат мощности на качение и буксование является условной. В действительности, с увеличением буксования растут потери мощности на качение, т.к. при этом увеличивается глубина оставляемой колесом колеи. В тоже время, такое разделение позволяет наметить пути совершенствования конструкции ведущего колеса с целью повышения его кпд. Для повышения  $K_{пд_{вк}}$  следует снизить коэффициенты сопротивления качению  $f$  и буксования  $K_б$ , также снизить нормальную нагрузку на колесо.

## 1. 11 Лекция №11( 2 часа).

### Тема: «Общая динамика колесной машины»

#### 1.11.1 Вопросы лекции:

1. Силы сопротивления движению.
2. Тяговый баланс и дифференциальное уравнение движения автомобиля.
3. Нормальные реакции на колесах машины.
4. Особенности динамики полноприводной машины.
5. Особенности динамики колесного трактора с навесными орудиями.

#### 1.11.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Силы сопротивления движению. Рассмотрим движение двухосной колесной машины с задними ведущими колесами на подъем, оцениваемый углом  $\alpha$ , с переменной скоростью  $V$  (Рис. 3.1).

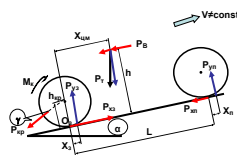


Рис. 3.1 Схема сил, действующих на машину

На машину действует сила тяжести  $P_T$ , направленная вертикально вниз и приложенная в центре масс с координатами:

$h$  – высота центра масс,

$X_{cm}$  – продольная координата (расстояние до оси задних ведущих колес).

$$P_T = gm_z$$

$m_z$  – эксплуатационная масса машины.

Разложим силу тяжести на две составляющие:

$gm_z \cos \alpha$  – направлена нормально к опорной поверхности,

$gm_z \sin \alpha$  – направлена параллельно опорной поверхности.

Со стороны опорной поверхности на колеса действуют нормальные реакции:

$P_{y1}$  – на передние колеса, смещенные вперед от оси колеса на расстояние  $X_{y1}$  вследствие деформации шин и опорной поверхности,

$P_{y2}$  – на задние колеса, смещенные вперед на расстояние  $X_{y2}$ .

К колесу приложен ведущий момент  $M_k$ . В результате взаимодействия ведущего колеса с опорной поверхностью появляется толкающая реакция дороги  $P_{x2}$ , направленная в сторону движения колеса. Вследствие деформации шин и опорной поверхности на передние колеса действует касательная реакция дороги  $P_{x1}$ , направленная в сторону, противоположную движению.

#### 1. Сила сопротивления подъему

Продольная составляющая силы тяжести является силой сопротивления подъему:

$$P_{под} = gm_z \sin \alpha$$

В случае движения под уклон она превращается в движущую силу.

#### 2. Сила сопротивления качению

Вследствие нормальной деформации опорной поверхности и шин на передних колесах возникает касательная реакция (сила сопротивления качению)  $P_{хп} = P_{фп} = f_{п}P_{уп}$ . На задние колеса действует сила сопротивления качению  $P_{фз} = f_{з}P_{уз}$ . Суммарная сила сопротивления качению  $P_f = P_{фп} + P_{фз} = f_{п}P_{уп} + f_{з}P_{уз} = fgm_3\cos\alpha$ , считая, что  $f_{п} = f_{з} = f$  и  $P_{уп} + P_{уз} = gm_3\cos\alpha$ .

### ***Сила сопротивления дороги***

Сила сопротивления подъему зависит от массы машины, но определяющим фактором является угол подъема дороги. Если  $\alpha = 0$ , то и  $P_{под} = 0$ . Сила сопротивления качению также зависит от массы, но определяющим фактором, в данном случае, является состояние опорной поверхности. Если при движении машины по дороге с асфальтобетонным покрытием  $f = 0,016$ , то при движении по вспаханному полю  $f = 0,16$ .

В связи с этим, целесообразно рассматривать суммарную силу дорожного сопротивления  $P_{дор} = P_{под} + P_f = gm_3\sin\alpha + fgm_3\cos\alpha$ . Обозначим  $(f\cos\alpha + \sin\alpha) = K_{дор}$  и назовем эту величину приведенным коэффициентом дорожного сопротивления. Тогда  $P_{дор} = K_{дор}gm_3$ .

### ***3. Сила сопротивления воздуха***

Тракторы имеют относительно малые скорости движения, поэтому при расчетах сопротивлением воздуха, обычно, пренебрегают. В суммарном сопротивлении движению автомобиля сила сопротивления воздуха составляет существенную часть. Так, при движении по городскому циклу (средняя скорость 12...15м/с) она достигает 8%, при скоростях 22...25м/с – до 30%, при скорости 30м/с и более – свыше 50%. Сила сопротивления воздуха обусловлена несколькими факторами:

- профильное сопротивление,
- пограничное трение,
- внутреннее сопротивление.

Профильное сопротивление (сопротивление формы) может составлять до 80% всех аэродинамических сопротивлений. Оно обусловлено разностью между повышенным фронтальным давлением, возникающим перед автомобилем, и пониженным давлением позади него, вызванным завихрениями воздуха. Кроме формы кузова в целом, большое влияние на сопротивление воздуха оказывают капот, крыша, крылья, ветровое стекло, боковые стекла и др. Существенное дополнительное сопротивление создают различные выступающие части – фары, указатели поворотов, ручки дверей, стеклоочистители, багажник, номерной знак и пр. Так, например, багажник на крыше легкового автомобиля увеличивает сопротивление воздуха на 10...15%, что повышает расход топлива на 2...3% при скорости 16...18м/с.

Сопротивление трения (до 10% аэродинамических потерь) вызывается силами вязкости пограничного слоя воздуха, движущегося у поверхности автомобиля, и зависит от размера и шероховатости этой поверхности. Эксперименты показали, что у нового легкового автомобиля (с полированной наружной поверхностью) потери на трение в 2...2,5 раза меньше, чем у плохо покрашенного, с грубой шероховатой поверхностью.

Внутреннее сопротивление (до 10% аэродинамических потерь) возникает при прохождении воздуха через системы охлаждения, вентиляции, отопления, через салон и пр. Количественной характеристикой суммарного аэродинамического сопротивления является коэффициент лобового сопротивления  $C_x$  (величина безразмерная), определяемый экспериментально при продувке автомобиля или его модели в аэродинамической трубе. Значения коэффициента для отдельных геометрических тел составляют:

- |                           |         |
|---------------------------|---------|
| - куб                     | - 1,05  |
| - цилиндр $L > 2D$        | - 0,85  |
| - конус $60^\circ$        | - 0,5   |
| - шар                     | - 0,47  |
| - капля жидкости $L = 2D$ | - 0,04. |

Приближенные значения коэффициента лобового сопротивления для различных типов автомобилей равны:

<i>гоночные автомобили</i>	<i>0,15...0,30</i>
<i>легковые автомобили</i>	<i>0,25...0,60</i>
<i>автобусы:</i>	
- <i>вагонной компоновки</i>	<i>0,60...0,75</i>
- <i>капотной компоновки</i>	<i>0,75...0,90</i>
<i>грузовые автомобили:</i>	
- <i>с кузовом фургон</i>	<i>0,80...1,00</i>
- <i>бортовые</i>	<i>0,90...1,15</i>
<i>автопоезда</i>	<i>1,40...1,55.</i>

Значения коэффициента лобового сопротивления для некоторых типов автомобилей представлены на рис. 3.2. Величина  $C_x = 0,35$  для грузового автомобиля с кузовом фургон является исключением из приведенных выше данных. Это свидетельствует о больших резервах в совершенствовании аэродинамики грузовых автомобилей с кузовом фургон.



Рис. 3.2 Коэффициент лобового сопротивления некоторых автомобилей

В современном автомобилестроении имеется достаточно устойчивая тенденция снижения коэффициента лобового сопротивления. Так, если среднее значение коэффициента  $C_x$  легковых автомобилей выпуска 1938 года составило 0,58, то в 1988 году – 0,43. Совершенствование аэродинамической формы легкового автомобиля можно проследить на примере автомобилей волжского автозавода (Рис. 3.3).



Рис. 3.3 Изменение  $C_x$  автомобилей ВАЗ.

Некоторые конструктивные и эксплуатационные факторы увеличивают коэффициент лобового сопротивления:

- постановка дополнительных фар перед облицовкой - на 0,04,
- грязезащитные фартуки на всех колесах - на 0,03,
- антенна - на 0,02,
- зеркало заднего вида - на 0,01.

Сила сопротивления воздуха определяется выражением:  $P_{\text{воз}} = C_x F Q$

где  $F$  – площадь лобового сопротивления (площадь Миделя),  $\text{м}^2$

$Q$  - скоростной напор,  $\text{кг/м}^2$  (равный кинетической энергии кубометра воздуха, движущегося со скоростью  $V$ ).

Площадь лобового сопротивления, т.е. площадь проекции автомобиля на вертикально-поперечную плоскость, приближенно можно определить:

$F = BH$  – грузовые автомобили,

$F = 0,8CH$  – легковые автомобили,

$F = CH$  – автобусы,

здесь  $B$  – колея автомобиля,

**Н** – габаритная высота,

**С** – габаритная ширина.

Скоростной напор равен:  $Q = 0,5C_x\Pi_B$ ,

$\Pi_B$  – плотность воздуха ( можно считать  $\Pi_B = 1,225\text{кг/м}^3$  на уровне моря). Тогда сила сопротивления воздуха определится:  $P_{\text{воз}} = 0,5C_x\Pi_B FV^2$ .

Произведение  $0,5C_x\Pi_B = K_{\text{об}}$  – называют коэффициентом обтекаемости. Коэффициент обтекаемости – это сила сопротивления воздуха, действующая на  $1,0\text{м}^2$  лобовой площади автомобиля при скорости движения  $1,0\text{м/с}$  и имеет размерность  $\text{кг/м}^3$ . Между коэффициентом обтекаемости и коэффициентом лобового сопротивления существует численная зависимость:  $K_{\text{об}} = 0,61C_x$ .

Для характеристики обтекаемости автомобиля в целом иногда используют произведение коэффициента обтекаемости на лобовую площадь, называемое фактором обтекаемости  $\Phi_{\text{об}} = K_{\text{об}}F$ .

Точку приложения равнодействующей сопротивления воздуха называют центром парусности. Определить координаты центра парусности достаточно сложно, поэтому в целях упрощения расчетов за точку приложения силы  $P_B$  принимают центр масс автомобиля. Сила сопротивления воздуха может быть направлена горизонтально, наклонена вверх или вниз. Для улучшения сцепных свойств автомобиля на больших скоростях движения подбором внешней формы создают прижимающую силу. Этому способствует применение переднего и заднего спойлеров, поднимающийся вверх капот, наклон лобового стекла назад.

При наличии ветра сила сопротивления воздуха определяется выражением:

$$P_{\text{воз}} = 0,5C_x\Pi_B FV_{\text{отн}}^2.$$

Относительная скорость равна геометрической сумме скорости автомобиля и ветра.

$$V_{\text{отн}}^2 = V^2 + V_{\text{вет}}^2 + 2VV_{\text{вет}}\cos\beta_{\text{вет}},$$

где  $V_{\text{вет}}$  – скорость ветра,

$\beta_{\text{вет}}$  – угол между направлением скорости ветра и продольной осью автомобиля (см. рис. 3.4).

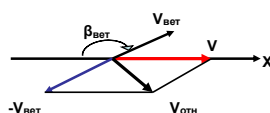


Рис. 3.4 Схема к определению относительной скорости

При встречном ветре  $\beta_{\text{вет}} = 0$ ,  $V_{\text{отн}} = V + V_{\text{вет}}$ , при попутном  $\beta_{\text{вет}} = 180^\circ$  и  $V_{\text{отн}} = V - V_{\text{вет}}$ .

Чему будет равно среднее значение силы сопротивления воздуха, если автомобиль в одном направлении движется при попутном ветре, а возвращается с той же скоростью при встречном?

$$P_{\text{воз ср}} = P_{\text{воз поп}} + P_{\text{воз встр}}$$

Расшифруем данное выражение:

$$P_{\text{воз ср}} = 0,25C_x\Pi_B F[(V - V_{\text{вет}})^2 + (V + V_{\text{вет}})^2] = 0,5C_x\Pi_B F(V^2 + V_{\text{вет}}^2)$$

Из полученного выражения видно, что при таком режиме движения наличие ветра всегда увеличивает среднее значение силы сопротивления воздуха.

При работе автомобиля в составе автопоезда сила сопротивления воздуха возрастает за счет коэффициента обтекаемости, зависящего от взаимодействия воздушных потоков, обтекающих звенья автопоезда. В промежутках между отдельными звеньями автопоезда образуются мощные завихрения, так называемые щеки, которые как бы увеличивают лобовую площадь автопоезда. Поэтому для автопоезда сила сопротивления воздуха на 20...30% больше, чем для одиночного автомобиля.

#### **4.Сила тяги на крюке (тяговое сопротивление)**

Для трактора тяговое сопротивление орудия определяется следующими факторами:

-вид сельскохозяйственной операции,

- состояние почвы,
- глубина обработки,
- ширина захвата,
- скорость движения и др.

Для автомобиля тяговое сопротивление прицепа можно определить следующим образом:

$$P_{кр} = f_v g m_{пр} \cos \alpha + g m_{пр} \sin \alpha + 0,25 P_v$$

Сила сопротивления прицепа направлена, как правило, параллельно опорной поверхности.

## 2. Наименование вопроса № 2. Тяговый баланс и дифференциальное уравнение движения автомобиля.

Тяговый баланс – это соотношение движущих сил и сил сопротивления движению. Для получения выражения тягового баланса спроецируем все силы на ось **X** (см. рис. 3.5).

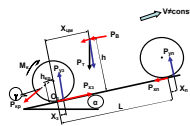


Рис. 3.5 Схема сил, действующих на машину

$\sum p_{rX} \neq 0$  т.к.  $V \neq 0$

$$P_{хз} - P_{хп} - P_{т} \sin \alpha - P_{воз} - P_{кр} \cos \gamma = J m_{э} K_{вrm}$$

где **J** – ускорение машины в поступательном движении,

**K<sub>вrm</sub>** – коэффициент вращающихся масс.

Правая часть уравнения представляет собой силу инерции с учетом вращающихся масс машины. Коэффициент вращающихся масс показывает, во сколько раз снижается ускорение машины вследствие наличия вращающихся масс:

$$K_{вrm} = P_j / P_{j \text{ пост}},$$

где **P<sub>j</sub>** – сила инерции (сопротивления разгону) при ускорении **J**,

**P<sub>j пост</sub>** – сила инерции при том же ускорении **J**, но в случае, если у машины отсутствуют вращающиеся массы.

Коэффициент вращающихся масс можно рассчитать следующим образом:

$$K_{вrm} = \frac{J m_{э} + \sum J_{иi} \epsilon_i}{J m_{э}},$$

где **J<sub>иi</sub>** – момент инерции *i*-ой вращающейся массы,

**ε<sub>i</sub>** – угловое ускорение *i*-ой вращающейся массы.

Вычисление коэффициента вращающихся масс с использованием данного выражения крайне затруднительно в связи с трудностью определения момента инерции каждой вращающейся массы. Поэтому в практических расчетах коэффициент вращающихся масс определяют, приближенно, по эмпирической формуле:

$$K_{вrm} = (1 + b) + a(I_o I_k)^2,$$

где **b** – коэффициент, учитывающий вращающиеся массы колес

**b = 0,04** – автомобили,

**b = 0,15** – тракторы. Почти 4-х кратное увеличение коэффициента **b**

для тракторов объясняется большими размерами колес.

**a** – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс двигателя и соединенных с ним деталей трансмиссии,

**a = 0,0015** – автомобили,

**a = 0,0010** – тракторы.

Меньшее значение коэффициента **a** для тракторов принимают в связи с большим значением передаточного числа главной и конечной передач **I<sub>о</sub>**. С уменьшением номера включенной передачи влияние вращающихся масс двигателя возрастает, т.к. увеличение передаточного числа коробки **I<sub>к</sub>** приводит к росту углового ускорения вращающихся масс двигателя **ε<sub>i</sub>** при том же значении ускорения **J** машины в поступательном движении.





1. Машина стоит на подъеме с углом  $\alpha$ .

$$P_B = 0, M_f = 0, P_{кр} = 0, J = 0.$$

$$P_{уп} = \frac{P_T \cos \alpha - P_T h \sin \alpha}{L} \quad P_{юз} = \frac{P_T \cos \alpha (L - X_{цм}) + P_T h \sin \alpha}{L}$$

Из полученных выражений видно, что сумма нормальных реакций уменьшилась пропорционально множителю  $\cos \alpha$ :

$$P_{уп} + P_{юз} = P_T \cos \alpha$$

Чем больше угол подъема  $\alpha$ , тем меньше суммарное давление колес на опорную поверхность. Кроме изменения суммы нормальных реакций произошло перераспределение нагрузки между колесами машины на величину  $P_T h \sin \alpha / L$ . Если машина стоит на подъеме, нагрузка на передние колеса уменьшается, а на задние увеличивается, если машина стоит под уклон – наоборот, нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние уменьшается. Перераспределение нормальных реакций зависит от:

- угла подъема  $\alpha$ ,
- высоты центра масс  $h$ ,
- продольной базы машины  $L$ .

3. Машина движется с постоянной скоростью без нагрузки на крюке.

$$P_{кр} = 0, J = 0$$

$$P_{уп} = \frac{P_T X_{цм} \cos \alpha - P_T h \sin \alpha - M_f - P_{в03} h}{L}$$

$$P_{юз} = \frac{P_T \cos \alpha (L - X_{цм}) + P_T h \sin \alpha + M_f + P_{в03} h}{L}$$

Сумма нормальных нагрузок не изменилась:

$$P_{уп} + P_{юз} = P_T \cos \alpha.$$

Произошло дальнейшее перераспределение нормальных нагрузок на колеса. Сопротивление воздуха уменьшает нагрузку на передние колеса и увеличивает на задние ( $P_{в03} h / L$ ). В случае движения задним ходом нагрузка на передние колеса увеличивается, а на задние – уменьшается.

Сопротивление воздуха, кроме перераспределения нагрузки между колесами, может изменить суммарную нагрузку на колеса. При движении автомобиля в зоне между днищем кузова и полотном дороги создается повышенное давление, которое приводит к разгрузке колес. На скорости около 28 м/с (100 км/ч) отрицательная (направленная вверх) составляющая силы сопротивления воздуха может уменьшить нагрузку на передние колеса легкового автомобиля до 1,0 кН и более. Кроме того, протекание воздуха под автомобилем сопровождается значительным ростом сопротивления выступающих деталей подвески, системы выпуска двигателя и других деталей.

Снижение нежелательных последствий протекания воздуха под автомобилем достигается установкой переднего спойлера. Изменяя направление потоков воздуха, обтекающих нижнюю часть машины, он создает под кузовом разрежение. Передний спойлер, уменьшая аэродинамическое сопротивление расположенных снизу деталей, одновременно увеличивает лобовую площадь автомобиля. Кроме того, установка спойлера может ухудшить охлаждение двигателя, системы выпуска и агрегатов трансмиссии. Поэтому форма и размеры спойлера подбираются экспериментально для каждой конкретной марки автомобиля.

Увеличения нормальной нагрузки на колеса можно добиться постановкой антикрыла (заднего спойлера). Если крыло самолета создает подъемную силу, то, перевернув его, получим прижимающую силу. У гоночных автомобилей дополнительная нагрузка на колеса за счет установки антикрыла может достигать 30 кН. Помимо увеличения прижимающей силы антикрыло, установленное на крышке багажника, так организует поток воздуха за автомобилем, что снижает сопротивление воздуха примерно на 6%.

Сопротивление качению уменьшает нагрузку на передние колеса и увеличивает на задние ( $M_f / L$ ) при движении вперед. Вследствие деформации опорной поверхности и шин происходит смещение нормальных реакций в сторону движения на величину  $X_{п}$  и  $X_{з}$



соответственно для передних и задних колес. Точка приложения нормальной реакции  $P_{y3}$  приближается к центру масс на расстояние  $X_3$ , а реакции  $P_{y1}$  – удаляется на расстояние  $X_1$ . Это равносильно смещению центра масс назад.

*Движение машины без нагрузки на крюке*

$$P_{кр} = 0 \quad P_{y1} = \frac{P_T X_{cm} \cos \alpha - P_T h \sin \alpha - M_f - P_{в03} h - J m_3 h K_{вpm}}{L}$$

$$P_{y3} = \frac{P_T \cos \alpha (L - X_{cm}) + P_T h \sin \alpha + M_f + P_{в03} h + J m_3 h K_{вpm}}{L}$$

Сумма нормальных нагрузок на колеса не изменилась:

$$P_{y1} + P_{y3} = P_T \cos \alpha.$$

При ускоренном движении машины нагрузка на передние колеса уменьшается, а на задние увеличивается ( $J m_3 h K_{вpm} / L$ ), при торможении наоборот.

*4. Общий случай движения машины*

$$P_{y1} = \frac{P_T X_{cm} \cos \alpha - P_T h \sin \alpha - M_f - P_{в03} h - J m_3 h K_{вpm} - P_{кр} \cos \gamma}{L}$$

$$P_{y3} = \frac{P_T \cos \alpha (L - X_{wv}) + P_T h \sin \alpha + M_f + P_{в03} h + J m_3 h K_{вpm} + P_{кр} h_{кр} \cos \gamma}{L} +$$

$$+ P_{кр} \sin \gamma$$

Сумма нормальных нагрузок на колесах возросла:

$$P_{y1} + P_{y3} = P_T \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma$$

Сила тягового сопротивления оказывает двойное влияние:

а) Происходит перераспределение нагрузки между колесами – нагрузка на передние колеса уменьшается, на задние – увеличивается на

$$P_{кр} h_{кр} \cos \gamma / L.$$

б) Нормальная составляющая силы тягового сопротивления  $P_{кр} \sin \gamma$  нагружает только задние колеса.

Для характеристики распределения нагрузки между колесами машины в практических расчетах используют коэффициенты:

- 1) Коэффициент нагрузки ведущих колес трактора  $K_{нвк}$ .
- 2) Коэффициенты динамического перераспределения нагрузки на колеса автомобиля  $K_{дз}$  и  $K_{дп}$ .

Трактор, по своему назначению, должен работать на деформируемой поверхности, поэтому его движение всегда сопровождается буксованием. Величина буксования в значительной степени зависит от нагрузки на ведущих колесах. Для оценки нормальной нагрузки на ведущие колеса вводится коэффициент нагрузки ведущих колес, как отношение нагрузки на ведущие колеса ко всей нормальной нагрузке:

$$K_{нвк} = P_{y3} / P_T.$$

Его величина составляет:

$K_{нвк} = 0,75 \dots 0,85$  - колесные тракторы 4x2,

$K_{нвк} = 1,0$  - колесные тракторы 4x4 и гусеничные.

У некоторых колесных тракторов 4x4 конструктивно заложена возможность отключения одного ведущего моста. Например, у тракторов типа **К-700** нагрузка на задние колеса в статическом положении на горизонтальной поверхности составляет около 35% от всей силы тяжести, поэтому постоянно включен передний мост. При большой нагрузке на крюке происходит значительное перераспределение нагрузок между колесами, в связи с чем возникает необходимость включения заднего ведущего моста.

Для автомобилей регламентируется нагрузка на ось (ограничение по дорогам, нагрузка на шины и т.п.). Поэтому в технической характеристике автомобиля приводится развеска по осям. Масса, приходящаяся на задние колеса автомобиля с полной нагрузкой, находится в пределах:

$m_3 = (0,70 \dots 0,85) m_a$  – грузовой автомобиль,

$m_3 = (0,48 \dots 0,51) m_a$  – легковой автомобиль,

здесь  $m_a = m_0 + m_e$  – полная масса автомобиля,

$m_0$  – собственная (снаряженная) масса автомобиля,

$m_e$  – масса полезноперевозимого груза.

Изменение нагрузки на колеса автомобиля в процессе движения оценивается коэффициентом динамического перераспределения, который представляет собой отношение фактической нагрузки на колесо к статической:

$$K_{дз} = \frac{P_{yз}}{gm_z}, \quad K_{дп} = \frac{P_{yп}}{gm_n}$$

Характерные значения коэффициентов динамического перераспределения нагрузок приведены в табл.2.

Таблица №2 Коэффициент динамического перераспределения нагрузки на колеса автомобиля

№	Режим движения	$K_{дп}$	$K_{дз}$
1.	Движение с максимальной скоростью	0,65...0,70	1,15...1,35
2.	Разгон с максимальным ускорением	0,85...0,90	1,05...1,12
3.	Преодоление максимального подъема: легковым автомобилем	0,75...0,80	1,08...1,12
	грузовым автомобилем	0,85...0,90	1,05...1,10
	автомобилем повышенной проходимости	0,40...0,60	0,65...0,75
4.	Торможение с максимальной интенсивностью	1,20...1,40	0,65...0,75

**4. Наименование вопроса № 4.** Особенности динамики полноприводной машины. Применение колесных машин со всеми ведущими колесами дает возможность реализовать для сцепления с опорной поверхностью всю (или почти всю) нормальную нагрузку на колеса машины. Это повышает проходимость машины (способность сохранять движение в трудных дорожных условиях). Для тракторов, которые всегда работают с буксованием ведущих колес, применение полного привода позволяет увеличить силу тяги на крюке при допустимом буксовании.

Кинематическая связь между осями может осуществляться различными способами:

1. Блокированный (жесткий) привод.
2. Дифференциальный привод.
3. Привод посредством механизма свободного хода.
4. Привод с помощью муфты вязкостного трения.
5. xDrive (автоматическое включение второго ведущего моста).

#### **Блокированный (жесткий) привод**

В этом случае между угловыми частотами вращения осей существует неизменное соотношение, определяемое размерами колес (рис. 3.7). Если применяются одинаковые шины передних и задних колес, то угловые частоты



Рис. 3.7 Жесткий (блокированный) привод осей вращения их также равны. Посредством шестерен раздаточной коробки 1 передняя и задняя оси жестко связаны между собой. При движении колесной машины с жестким межосевым приводом практически всегда имеет место кинематическое несоответствие, заключающееся в том, что теоретические скорости движения передних и задних колес не равны друг другу:

$$V_{тп} \neq V_{тз} \text{ или } \omega_n R_n \neq \omega_z R_z.$$

Кинематическое несоответствие возникает из-за отклонения радиусов колес от расчетных величин. Причиной этого могут быть:

1. наличие производственных допусков на изготовление шин,
2. различная степень износа шин,
3. изменение давления воздуха в шинах,

4. изменение нормальной нагрузки на шины и др.

В то же время, оси этих колес, будучи жестко связаны с остоном машины, движутся с одинаковыми поступательными скоростями:

$$V_{дп} = V_{дз}.$$

Так как действительная и теоретическая скорости движения машины связаны между собой соотношением:

$$V_d = V_t(1 - K_6), \text{ то} \\ V_{тп}(1 - K_{6п}) = V_{тз}(1 - K_{6з}),$$

и, следовательно, устранение кинематического несоответствия может быть достигнуто только за счет различного буксования передних и задних колес

$$K_{6п} \neq K_{6з}.$$

Устранение кинематического несоответствия за счет буксования оказывает различное влияние на динамику полноприводной машины с жестким межосевым приводом в зависимости от состояния опорной поверхности.

Движение по деформируемой опорной поверхности. Величина буксования ведущих колес трактора зависит от нагрузки на крюке. При этом, в соответствии с агротехническими требованиями, буксование не должно превышать допустимой величины ( $K_{6 \text{ доп}} = 0,16$  – для колесных тракторов 4х4). Поэтому наибольшая нагрузка, которую можно реализовать на крюке трактора, будет иметь место при допустимом буксовании передних или задних колес. Возможны три случая соотношения буксования передних и задних колес:

1.  $K_{6п} = K_{6з} = K_{6 \text{ доп}}$ . В этом случае трактор развивает максимальную нагрузку на крюке (кинематическое несоответствие отсутствует). Можно отметить, что усложнение конструкции трактора (второй ведущий мост, раздаточная коробка, карданная передача) оправдано, т.к. повышаются тяговые качества трактора.

2.  $K_{6з} < K_{6п} = K_{6 \text{ доп}}$ . По условиям сцепления задние колеса могли бы реализовать большую силу тяги, однако нагрузка на крюке ограничивается буксованием передних колес и нормальная нагрузка на задние колеса используется не полностью. Возможно, что усложнение конструкции трактора в данном случае не будет оправдано.

3.  $K_{6п} < K_{6з} = K_{6 \text{ доп}}$ . В данном случае по условиям сцепления передние колеса могли бы реализовать большую силу тяги, но буксование задних колес ограничивает силу тяги на крюке. Поэтому нормальная нагрузка на передние колеса используется не полностью.

Таким образом, при движении колесной машины с жестким межосевым приводом по деформируемой поверхности, зачастую, полностью использовать эксплуатационную массу машины в качестве сцепной не представляется возможным.

Движение по жесткой опорной поверхности. При наличии кинематического несоответствия выравнивание скоростей движения передних и задних колес обеспечивается за счет буксования или проскальзывания. Если передние и задние колеса, жестко связанные между собой, проходят один и тот же путь, то колеса с большим радиусом могут пробуксовывать, а с меньшим – проскальзывать в направлении движения. При этом на буксующих колесах возникает касательная сила тяги, направленная в сторону движения, а на проскальзывающих – касательная реакция, направленная против движения. Поэтому проскальзывающие колеса получают вращение от сцепления с опорной поверхностью, т.е. на них возникает дополнительный крутящий момент. Дополнительная мощность  $N_{ц}$ , возникающая на колесах, движущихся со скольжением, поступает на раздаточную коробку (рис. 3.8).

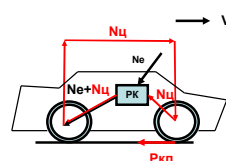


Рис. 3.9 Схема циркуляции мощности

На раздаточную коробку подается эффективная мощность двигателя  $N_e$  и суммарная мощность ( $N_e + N_{\Pi}$ ) через карданную передачу поступает на ведущий мост задних колес. Но для того, чтобы на передних колесах возникла касательная реакция  $R_{кп}$ , их нужно толкать, т.е. мощность  $N_{\Pi}$  от задних ведущих колес через остоу машины нужно передать передним колесам.

Таким образом, мощность  $N_{\Pi}$ , создаваемая касательной реакцией дороги на проскальзывающих колесах  $R_{кп}$ , циркулирует по замкнутому кругу – от передних колес через трансмиссию к задним колесам, а от них через остоу машины обратно к передним колесам. Мощность  $N_{\Pi}$  не может быть использована для преодоления внешних сопротивлений и является паразитной. Это явление называют циркуляцией мощности.

Во всех механизмах трансмиссии, через которые передается паразитная мощность, возникают дополнительные механические потери. Поэтому мощность, возникающая на проскальзывающих колесах, полностью к ним уже не вернется. Дефицит мощности будет восполняться двигателем, что равносильно установке на автомобиль менее мощного двигателя.

Оценку циркуляции мощности выполним на примере. Пусть автомобиль с полной массой  $m_a = 3\text{ т}$  движется по хорошей дороге ( $K_{сц} = 0,8$ ) со скоростью  $V = 20\text{ м/с}$ . Предположим, что радиус передних колес меньше, чем задних  $R_{п} < R_{з}$ . Масса, приходящаяся на передние колеса составляет 1000 кг, на задние – 2000 кг. Буксование задних колес практически будет равно нулю, так как нормальная нагрузка на них в два раза больше, чем на передних. Передние колеса будут двигаться с проскальзыванием [ $V_{тп}(1 - K_{бп}) = V_{тз}$ ,  $K_{бп} < 0$ ] и на них возникнет паразитная мощность:

$N_{\Pi} = g m_{п} K_{сц} V = 9,81 \cdot 1000 \cdot 0,8 \cdot 20 = 15696 \text{ Вт} \approx 157 \text{ кВт}$ , что примерно в два раза больше мощности двигателя.

Определим потери в трансмиссии от паразитной мощности, приняв механический КПД трансмиссии  $K_{пдтр} = 0,9$ :

$$N_{тр\pi} = N_{\Pi}(1 - K_{пдтр}) = 157(1 - 0,9) = 15,7 \text{ кВт}.$$

Таким образом, мощность двигателя, которую можно направить на преодоление внешних сопротивлений, будет на 15,7 кВт меньше, а топливо расходуется на всю эффективную мощность двигателя. Топливная экономичность автомобиля существенно ухудшится. Кроме того, механизмы трансмиссии, через которые передается паразитная мощность, будут иметь повышенный износ. Повышенный износ также будет наблюдаться у шин передних колес. К этому следует добавить, что скорость и ускорения автомобиля снизятся. Поэтому в конструкцию жесткого привода закладывают возможность отключения одного ведущего моста.

**Дифференциальный привод.** Установка в трансмиссии машины межосевого дифференциала устраняет кинематическое несоответствие, так как передняя и задняя оси могут вращаться с различными угловыми скоростями. Устройство и работа дифференциала с коническими шестернями показаны на рис. 3.10.

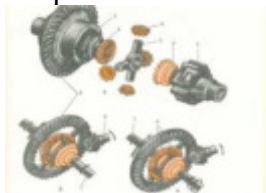


Рис.3.10 Дифференциал с коническими шестернями  
1 – корпус дифференциала, 2 – полуосевые шестерни, 3 – крестовина, 4 – сателлит, 5 – ведомая шестерня главной передачи, 6 – ведущая шестерня главной передачи, 7 – полуоси, а – устройство дифференциала, б, в – работа.

Если сопротивление вращению левой полуоси ( глядя по рисунку) увеличивается, частота вращения её уменьшается и сателлиты, обкатываясь по полуосевой шестерне, заставят правую полуосевую шестерню вращаться быстрее.

Недостатком дифференциального привода является зависимость силы тяги машины от силы тяги колеса, находящегося в худших условиях сцепления с опорной поверхностью. Для симметричного дифференциала касательные силы тяги передних и задних колес равны друг другу  $P_{кп} = P_{кз}$ .

На хорошей дороге касательная сила тяги меньше силы сцепления, т.е.

$$P_{кп} < P_{сцп} = K_{сцп} g m_{п}, P_{кз} < P_{сцз} = K_{сцз} g m_{з}.$$

Если по какой-то причине коэффициент сцепления передних колес резко снизился  $K_{сцп} \ll K_{сцз}$ , то  $P_{кп} = P_{сцп} = K_{сцп} g m_{п}$ .

В силу симметричности дифференциала

$$P_{кп} = P_{кз} \ll K_{сцз} g m_{з}.$$

Если передние колеса будут буксовать на месте, машина остановится, т.к. суммарной касательной силы тяги передних и задних колес недостаточно для преодоления внешних сопротивлений. Межосевой дифференциал, в данном случае, не позволяет загрузить задние ведущие колеса, имеющие хорошее сцепление с опорной поверхностью. Поэтому возникает необходимость блокировки межосевого дифференциала.

Таким образом, межосевой дифференциальный привод устраняет кинематическое несоответствие, но ухудшает тяговую динамику машины на скользкой дороге.

**Межосевой привод с механизмом свободного хода** Данный привод применяется на некоторых колесных тракторах (рис. 3.11). На тракторе МТЗ-82 в раздаточной коробке установлена роликовая муфта свободного хода, передающая крутящий момент на передний ведущий мост.

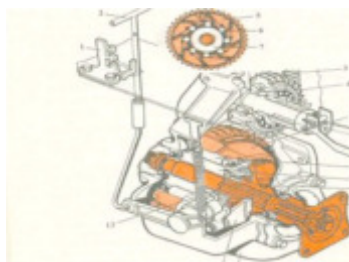


Рис. 3.11 Раздаточная коробка трактора МТЗ-82

Передаточные числа трансмиссии подобраны таким образом, что теоретическая скорость передних колес несколько меньше, чем задних:

$V_{тп} < V_{тз}$ , т.е. заранее создается определенное кинематическое несоответствие. Передние колеса под действием толкающей силы остова получают вращение за счет сцепления с опорной поверхностью. Обгонная муфта расклинивается и отключает привод на передний ведущий мост. Когда, вследствие буксования задних колес, поступательная скорость трактора снизится, ролики муфты свободного хода заклиниваются и передний ведущий мост автоматически включается. Такой привод осей устраняет возможность появления паразитной мощности. Однако роль переднего ведущего моста несколько снижается, так как он работает только при значительном буксовании задних ведущих колес ( $K_{бз} = 0,04...0,06$ ). На случай частого отключения и включения переднего ведущего моста предусмотрена блокировка обгонной муфты.

**Межосевой привод с вискомуфтой** Некоторые зарубежные внедорожники имеют в межосевом приводе муфту вязкостного трения (рис. 3.12).



Рис. 3.12 Муфта вязкостного трения

Если задний ведущий мост постоянно включен, то крутящий момент на передний ведущий мост передается посредством вискомуфты. Крутящий момент от ведущих дисков к ведомым может передаваться только за счет сил вязкостного трения в жидкости. Силиконовая жидкость, заполняющая муфту имеет небольшую вязкость при температурах окружающей среды. Поэтому можно считать, что передний мост отключен.

При движении по хорошей дороге, когда работает только задний привод, буксование задних колес практически отсутствует. Ведущие диски вискомуфты получают вращение от двигателя, ведомые – от передних (ведомых) колес. Разность частот вращения ведущих и ведомых дисков невелика, т.к. радиусы качения передних и задних колес отличаются друг от друга незначительно. Поэтому работа сил трения в слоях жидкости мала и её температура, практически, равна температуре окружающей среды.

На скользкой дороге сцепление задних ведущих колес резко ухудшается и их буксование – увеличивается. Поступательная скорость движения автомобиля уменьшается. Ведущие диски вискомуфты продолжают вращаться с той же частотой, а угловая частота вращения ведомых дисков снижается. Увеличение разности частот вращения ведущих и ведомых дисков приводит к росту работы трения в слоях силиконовой жидкости, в результате чего её температура резко повышается. Силиконовая (кремнийорганическая) жидкость, заполняющая вискомуфту, обладает таким свойством, что её вязкость с повышением температуры увеличивается. За (0,3...0,5) с вязкость жидкости в вискомуфте возрастает настолько, что ведущие и ведомые диски как бы сцепляются друг с другом. Передний ведущий мост автоматически включается.

Система полного привода с фирменным названием **xDrive** впервые применена на автомобиле **BMW X3** (рис.3.13).



Рис. 3.13 Привод xDrive

Привод работает следующим образом. Пакет фрикционных дисков сжимается с помощью рычагов, которые приводятся в действие электродвигателем по команде блока управления. После замыкания муфты получает вращение звездочка, которая посредством цепи Морзе передает крутящий момент карданному валу привода передних колес. Общая схема трансмиссии автомобиля **BMW X3** представлена на рис.3.14.



Рис.3.14

Привод автомобиля **BMW X3** Задний привод используется в режиме парковки. При движении со скоростью более 20 км/ч передний ведущий мост автоматически включается и автоматически отключается, если скорость превысит 180 км/ч. Крутящий момент между осями распределяется в соответствии с дорожной обстановкой (притормаживанием буксующих колес).

**5. Наименование вопроса № 5.** Особенности динамики колесного трактора с навесными орудиями. Применение навесных сельскохозяйственных машин и орудий имеет определенные преимущества, по сравнению с использованием прицепных машин. Навесные машины:

- менее металлоёмки,
- меньше сопротивление передвижению за счет отсутствия ходовой части,



- более высокая маневренность агрегата,
- более удобное управление работой навесной машины и др.

При работе с навесными машинами и орудиями необходимо учитывать влияние силового воздействия орудия на трактор. Следует различать два положения навесной машины – рабочее и транспортное.

#### **Транспортное положение орудия**



Рис.3.14 Транспортное положение навесного орудия

В этом случае на трактор дополнительно действует сила тяжести навесного орудия  $P_H$  с координатами  $X_H, h_H$ . Суммарная сила тяжести, действующая на агрегат  $P_A = P_T + P_H$ . Координаты центра масс агрегата обозначим  $X_A$  и  $h_A$ . Для нахождения их составим два уравнения равновесия. Сумма моментов относительно точки контакта  $O$  задних колес с опорной поверхностью нормальных составляющих силы тяжести трактора и навесной машины должна быть равна моменту нормальной составляющей силы тяжести агрегата относительно той же точки:

$$P_T X_{ЦМ} \cos \alpha - P_H X_H \cos \alpha = P_A X_A \cos \alpha$$

$$X_A = \frac{P_T X_{ЦМ} - P_H X_H}{P_T + P_H}$$

Сумма моментов составляющих силы тяжести трактора и навесной машины, параллельных опорной поверхности равна моменту составляющей силы тяжести агрегата, параллельной опорной поверхности, относительно точки  $O$ :

$$P_T h \sin \alpha + P_H h_H \sin \alpha = P_A h_A \sin \alpha$$

$$h_A = \frac{P_T h + P_H h_H}{P_T + P_H}$$

Для определения нормальных нагрузок  $P_{YH}, P_{Y3}$  на колесах трактора воспользуемся полученными ранее выражениями, заменив  $P_T, X_{ЦМ}, h$  на  $P_A, X_A, h_A$ .

**Рабочее положение орудия.** В этом случае на агрегат дополнительно действует реакция почвы на рабочие органы  $R$  и опорное колесо орудия  $P_{YH}$  (рис. 3.15). Величина и направление действия реакции почвы  $R$ , действующей на рабочие органы орудия, зависит от конструкции рабочих органов, состояния почвы, глубины обработки и пр. Перенеся силы  $R$  и  $P_H$  по линии их действия и сложив геометрически, получим результирующую силу  $P_{рез}$ . Она направлена под углом  $\gamma$  к плоскости опорной поверхности. Разложим результирующую  $P_{рез}$  на две составляющие:

- параллельно опорной поверхности  $P_X$ . С достаточной степенью точности можно считать, что она действует в плоскости опорной поверхности.
- нормально к опорной поверхности  $P_X \operatorname{tg} \gamma$ .

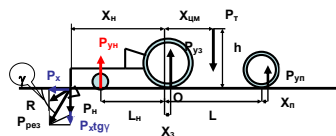


Рис. 3.15 Схема сил, действующих на агрегат

Продольную координату результирующей силы обозначим  $X_H$ . На опорное колесо навесной машины действует нормальная реакция опорной поверхности  $P_{YH}$ . Расстояние от оси задних ведущих колес до оси опорного колеса обозначим  $L_H$ .

Для нахождения нормальной реакции  $P_{YH}$  на передние колеса трактора составим уравнение моментов всех сил относительно точки контакта задних колес с опорной поверхностью:

$$\sum \operatorname{mom} O = 0$$

$$P_{YH}(L + X_H) + P_{Y3} X_3 - P_T X_{ЦМ} + P_X \operatorname{tg} \gamma X_H - P_{YH} L_H = 0$$

Заменяя  $(P_{yn}X_n + P_{yz}X_3) = M_f$  получим:

$$P_{yn} = \frac{P_t X_{cm} - M_f - P_x X_n \operatorname{tg} \gamma + P_{yn} L_n}{L}$$

Проецируя все силы на ось Y, определим нормальную реакцию на задние колеса:  
 $\sum \text{пр} Y = 0$

$$- P_{yn} - P_{yz} - P_{yn} + P_x \operatorname{tg} \gamma = 0$$

$$P_{yz} = \frac{P_t (L - X_{cm}) + M_f + P_x X_n \operatorname{tg} \gamma - P_n L_n}{L} + P_x \operatorname{tg} \gamma - P_{yn}$$

Анализ полученного выражения позволит сделать следующие выводы:

1. Нормальная составляющая  $P_x \operatorname{tg} \gamma$  результирующей силы, действующей на навесное орудие, увеличивает нагрузку на задние колеса.
2. Момент от нормальной составляющей  $P_x X_n \operatorname{tg} \gamma$  нагружает задние и разгружает передние колеса.
3. Нормальная реакция на опорное колесо  $P_{yn}$  уменьшает нагрузку на задние колеса.
4. Момент от нормальной реакции на опорное колесо  $P_{yn} L_n$  разгружает задние и нагружает передние колеса трактора.

Таким образом, при высотном способе регулирования глубины обработки часть нагрузки с задних колес берет на себя опорное колесо навесного орудия. Кроме того, результирующая сила  $P_{рез}$ , действующая на навесную машину, имея точку опоры в виде опорного колеса, разгружает задние колеса. В связи с этим возникает необходимость догрузки задних ведущих колес трактора 4х2 при работе с навесными машинами.

**Способы догрузки ведущих колес.** При высотном способе регулирования глубины обработки золотник распределителя гидронавесной системы устанавливают в положение «Плавающее». Рассмотрим равновесное состояние орудия, движущегося по горизонтальной поверхности с постоянной скоростью (Рис. 3.16). Проведя линии вдоль тяг навесного устройства, получим точку пересечения **О**. Она является мгновенным центром вращения навесной машины. Составим уравнение моментов всех сил относительно точки **О**.

$$\sum \text{mom} O = 0$$

$$P_{рез} b - P_{yn} L_1 = 0 \quad P_{yn} = \frac{P_{рез} b}{L_1}$$

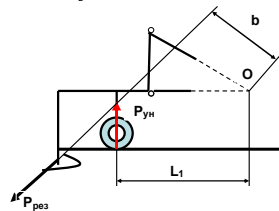


Рис. 3.16 Схема к определению заглубляющего момента

Увеличение нагрузки на задние колеса трактора может быть достигнуто снижением нормальной нагрузки  $P_{yn}$  на опорное колесо навесной машины. Существуют следующие способы догрузки ведущих колес:

1. Смещение опорного колеса назад (увеличение  $L_1$ ). Однако возможности этого способа ограничены конструктивно. Для обеспечения одинаковой глубины обработки передними и задними рабочими органами желательно опорное колесо располагать между ними.
2. Уменьшение заглубляющего момента  $P_{рез} b$ . Почвообрабатывающее орудие должно быть спроектировано таким образом, чтобы всегда был положительный заглубляющий момент. В противном случае орудие будет самопроизвольно выглубляться. Изменяя угол наклона верхней тяги навесного устройства (Рис. 3.17), можно снизить заглубляющий момент:

$$P_{рез} b > P_{рез} b_1.$$



Это приведет к уменьшению нагрузки на опорное колесо  $P_{yn}$  и, соответственно, увеличит нагрузку на задние колеса.

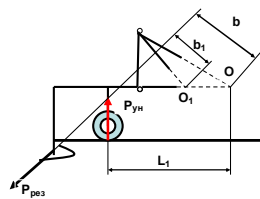


Рис. 3.16 Способ уменьшения заглубляющего момента

Недостатками этого способа догрузки ведущих колес являются:

- Ограниченная возможность регулировки угла наклона верхней тяги.
- Ступенчатость регулировки (трактор ЛТЗ-55, рис.3.17).
- Необходимость остановки агрегата для выполнения регулировки.

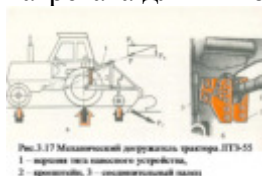


Рис. 3.17 Механический агрегат трактора ЛТЗ-55  
1 - передняя тяга навесного устройства,  
2 - пружинный, 3 - гидравлический цилиндр

- Изменение угла наклона тяг навесного устройства. Если верхняя и нижние тяги навесного устройства параллельны друг другу, мгновенный центр вращения навесной машины уходит в бесконечность (Рис. 3.18).

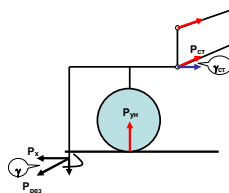


Рис. 3.18 Изменение угла  $\gamma_{ct}$  наклона тяг навесного устройства

Для нахождения нормальной нагрузки на опорное колесо составим уравнения равновесия:

$$\begin{aligned} \sum \text{пр} X &= 0 & \sum \text{пр} Y &= 0 \\ -P_x + 2P_{ct} \cos \gamma_{ct} &= 0 & P_{yn} - P_x \tan \gamma + 2P_{ct} \sin \gamma_{ct} &= 0 \\ P_{ct} &= \frac{P_x}{2 \cos \gamma} & P_{yn} &= P_x (\tan \gamma - \tan \gamma_{ct}) \end{aligned}$$

Если передние концы тяг навесного устройства смещены относительно задних вверх, опорное колесо орудия воспринимает лишь часть нормальной нагрузки, действующей на навесную машину. Чем больше угол  $\gamma_{ct}$ , тем больше нагрузка на задние колеса трактора, при  $\gamma_{ct} = \gamma$   $P_{yn} = 0$ .

В случае, когда передние концы тяг навесного устройства наклонены вниз, нагрузка на опорное колесо орудия возрастает, а на задние колеса трактора – уменьшается:

$$P_{yn} = P_x (\tan \gamma + \tan \gamma_{ct}).$$

Диапазон изменения угла  $\gamma_{ct}$  ограничен конструктивно.

- Применение гидроувеличителя сцепного веса (Рис.3.19).

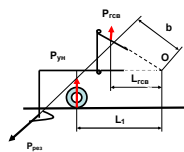


Рис. 3.19 Схема гидроувеличителя сцепного веса

В полости подъема гидроцилиндра создают подпор масла, в результате чего на тяги навесного устройства действует подъемная сила  $P_{гсв}$ . Составим уравнение равновесия относительно мгновенного центра вращения орудия точки **O**:

$$\sum m O = 0$$

$$P_{рез}b - P_{ун} L_1 - P_{гсв} L_{гсв} = 0$$

$$P_{ун} = \frac{P_{рез}b - P_{гсв} L_{гсв}}{L_1}$$

Регулируя давление в гидроцилиндре, можно корректировать нагрузку на опорное колесо орудия. В случае  $P_{ун} = 0$ , возможен отрыв опорного колеса от копируемой поверхности и, как следствие, нарушение глубины обработки. С помощью гидроувеличителя сцепного веса можно осуществлять перераспределение нагрузок между задними и передними колесами трактора. Если гидроцилиндр воздействует на остов трактора с силой  $P_{гсв}$  в точке его крепления на расстоянии  $L_{гсв}$  за задними колесами, то нагрузка на передние колеса уменьшается, а на задние возрастает на величину  $P_{гсв} L_{гсв} / L$ . Принципиальное устройство гидроувеличителя сцепного веса показано на рис. 3.20.



## 5. Применение системы автоматического регулирования глубины обработки почвы

Радикальным способом догрузки ведущих колес трактора является отказ от опорного колеса орудия. В этом случае высотное регулирование глубины обработки осуществить невозможно, поэтому трактор должен быть оборудован системой автоматического регулирования (САР). Существующие САР глубины обработки обеспечивают:

1. Позиционное регулирование – это поддержание неизменного положения орудия относительно остова трактора. Позиционное регулирование обеспечивает постоянство глубины обработки на полях с ровным рельефом.
2. Силовое регулирование – основано на поддержании постоянного тягового сопротивления орудия. Силовое регулирование обеспечивает постоянство глубины обработки на поле с однородной плотностью на всей площади.
3. Комбинированное регулирование – различные комбинации силового и позиционного способов.

## 1. 12 Лекция №12 ( 2 часа).

### Тема: «Общая динамика гусеничного трактора»

#### 1.12.1 Вопросы лекции:

1. Особенности кинематики гусеничного движителя.
2. Динамика гусеничного движителя.
3. Сопротивление качению гусеничного движителя.
4. Тяговый баланс гусеничного трактора.
5. Определение координаты центра давления. Распределение нормальных реакций по длине опорной части гусениц.

#### 1.12.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Особенности кинематики гусеничного движителя. Гусеничный движитель представляет собой механизм для передвижения с помощью шарнирных или бесшарнирных лент, называемых гусеницами (Рис. 4.1). Гусеничная лента, замкнутая по контуру, образованному ведущим колесом, поддерживающими и опорными катками, направляющим колесом образует гусеничный обвод.

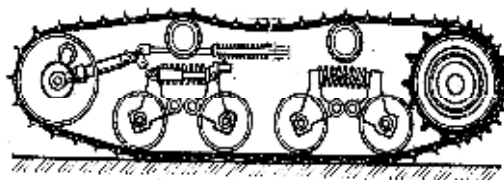


Рис. 4.1 Гусеничный движитель

Гусеничный движитель, по сравнению с колесным, имеет большую опорную площадь и, в связи с этим, небольшое удельное давление на грунт. Сцепление с опорной поверхностью обеспечивается значительным числом грунтозацепов.

Все это обеспечивает следующие преимущества гусеничного трактора:

Небольшая деформация почвы. Малое буксование на мягких и влажных почвах. Высокая проходимость.

Вместе с тем, гусеничный движитель имеет существенные недостатки:

Большая масса (высокая металлоемкость). Сложность изготовления. Высокая стоимость. Интенсивный износ трущихся поверхностей.

Рассмотрим некоторые особенности кинематики гусеничного движителя с шарнирной гусеничной лентой. Теоретическая поступательная скорость гусеничного трактора при равномерном вращении ведущей звездочки определяется:

$$U_T = \omega_K R_K,$$

где  $\omega_K$  – угловая частота вращения звездочки,

$R_K$  – теоретический радиус ведущего колеса.

За один оборот звездочки трактор, двигаясь без буксования и скольжения, пройдет путь:

$$2\pi R_K = L_{ЗВ} Z_{акт},$$

где  $L_{ЗВ}$  – шаг звена гусеничной ленты,

$Z_{акт}$  – число звеньев, укладываемых на звездочке (обычно равно или в два раза меньше числа зубьев звездочки).

Величина теоретического радиуса ведущего колеса в процессе эксплуатации не остается постоянной. По мере износа проушин звеньев и пальцев гусениц гусеничная цепь вытягивается,  $L_{ЗВ}$  и  $R_K$  увеличиваются.

При равномерном вращении ведущего колеса имеют место периодические колебания поступательной скорости движения вследствие:

Разницы в шаге соседних звеньев гусениц. Особенно сильно это проявляется, если в гусеничной ленте будут находиться новые и изношенные звенья, новые и изношенные пальцы гусениц.

Наличия зазоров в шарнирах гусеничной цепи (Рис. 4.2).

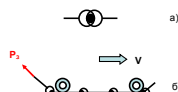


Рис.4.2 Зазоры в шарнирах гусеничной цепи

а) в свободном состоянии б) в провисающей и ведущей частях цепи. Рассмотрим гусеничный движитель с задним расположением звездочки.

При переходе заднего опорного катка с одного звена на другое длина ведущего участка гусеницы увеличивается на одно звено. Зазоры, имеющиеся в шарнирах этого звена, выбираются, что кратковременно снижает теоретическую скорость. В результате появляются периодические колебания поступательной скорости движения, частота которых связана с шагом звена гусеничной ленты.

1. Звенчатости гусеничной цепи (Рис.4.3).

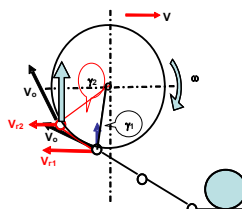


Рис. 4.3 Схема, поясняющая колебания поступательной скорости. В момент зацепления зуба звездочки со звеном (угол  $\gamma_1$ ) горизонтальная составляющая окружной скорости ведущего колеса (поступательная скорость движения трактора) равна:

$$U_{r1} = U_o \cos \gamma_1.$$

К моменту зацепления со звездочкой последующего звена гусеничной цепи горизонтальная составляющая окружной скорости снизится до величины:

$$U_{r2} = U_o \cos \gamma_2.$$

После этого поступательная скорость движения трактора снова возрастет до значения  $U_{r1}$ . Таким образом, в течение отрезка времени пока одно звено цепи остается тянущим, теоретическая скорость трактора будет изменяться от  $U_{r1}$  до  $U_{r2}$ . Чем больше шаг гусеничной цепи, тем больше разность углов ( $\gamma_2 - \gamma_1$ ) и, следовательно, больше разность ( $U_{r1} - U_{r2}$ ).

Кинематика движителя с шарнирной гусеничной лентой аналогична кинематике дезаксиального кривошипно-шатунного механизма. Звездочка является кривошипом, ведущий участок гусеничной цепи – шатуном, а опорная поверхность – поршнем. Угол поворота кривошипа изменяется от  $\gamma_1$  до  $\gamma_2$ .

Колебания действительной скорости движения значительно меньше, чем теоретической. К сглаживающим факторам относятся:

1. Вертикальные перемещения подрессоренного заднего опорного катка (при эластичной подвеске).
2. Изменение угловой скорости вращения звездочки, благодаря упругой податливости трансмиссии (возникновение крутильных колебаний).
3. Выворачивание звена гусеничной цепи под задним опорным катком и др.

При выполнении расчетов под поступательной скоростью движения гусеничного трактора будем понимать её осредненное значение, без учета неравномерности.

**2. Наименование вопроса № 2.** Динамика гусеничного движителя. Рассмотрим равномерное движение гусеничного трактора по горизонтальной твердой опорной поверхности (Рис. 4.4).

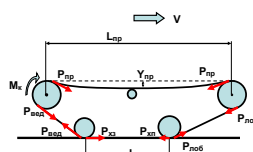


Рис. 4.4 Силы, действующие в гусеничном движителе

В гусеничном обводе с задним расположением ведущей звездочки можно выделить четыре ветви:

- верхняя провисающая, длиной  $L_{пр}$ ,
- лобовая,
- ведущая,
- опорная, длиной  $L$  (продольная база трактора).

При статическом положении трактора в провисающей ветви возникают силы натяжения (уравнение цепной линии):

$$F_{пр} = \frac{gm_{уд}L_{пр}^2}{8Y_{пр}}$$

где  $m_{уд}$  – масса единицы длины гусеничной цепи,

$Y_{пр}$  – стрела провисания.

Данное выражение показывает, что увеличение длины пролета ведет к возрастанию стрелы провисания. Для уменьшения стрелы провисания необходимо создавать большее предварительное натяжение. Повышение предварительного натяжения гусениц приводит к увеличению сопротивления качению и потере мощности в гусеничном движителе. Чтобы уменьшить силу предварительного натяжения при определенной стреле провисания, под верхнюю ветвь обвода гусеницы устанавливают поддерживающие ролики. Значение стрелы провисания для каждой модели трактора определяют экспериментально.

При движении трактора звенья гусеничной цепи в провисающей ветви движутся криволинейно (по цепной линии), в результате чего появляется центробежная сила. С учетом этого, сила натяжения в провисающей ветви определится:

$$F_{пр} = \frac{gm_{гс} L_{пр}^2}{8Y_{пр}} + m_{гс} V_m^2$$

Большую часть силы натяжения в гусеничном обводе сельскохозяйственных тракторов составляет предварительное натяжение, у быстроходных транспортных машин – инерционные силы.

Натяжение лобовой ветви гусеницы должно обеспечить вращение направляющего колеса. При равномерном движении это условие можно записать:  $(F_{лоб} - F_{пр})R_{нк} = M_{нк}$ ,

где  $M_{нк}$  – момент сопротивления вращению направляющего колеса,

$R_{нк}$  – радиус направляющего колеса.

Отсюда

$$F_{лоб} = \frac{M_{нк}}{R_{нк}} + F_{пр}$$

На ведущую звездочку передается крутящий момент  $M_k$ . С силой  $M_k/R_k$  ведущее колесо (звездочка) воздействует на гусеничную цепь. С точно такой же силой, но направленной в противоположную сторону, гусеничная цепь воздействует на ведущее колесо. По аналогии с колесным движителем эту силу называли **касательная сила тяги**:

$$P_k = M_k / R_k.$$

Касательная сила тяги при движении гусеничной машины больше силы натяжения ведущего участка гусеницы

$$P_k > P_{вед}.$$

Это обусловлено потерями на трение в шарнирах гусеничной цепи и в зацеплении звездочки. В результате взаимодействия опорной части гусениц с грунтом появляется толкающая реакция  $P_{хз}$  (Рис. 4.5).

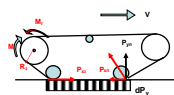


Рис. 4.5 Динамика гусеничного движителя

Толкающая реакция  $P_{хз}$  меньше силы натяжения ведущего участка гусеницы  $P_{вед}$ , т.к. при движении гусеничным движителем возникает ряд сопротивлений, которые необходимо преодолеть. К ним относятся:

1. Сопротивление в зацеплении звездочки с гусеничной цепью.
2. Сопротивление в шарнирах гусеничной цепи.
3. Трение в подшипниках опорных катков, направляющего колеса, поддерживающих роликов.
4. Сопротивление перекачиванию опорных катков, поддерживающих роликов и направляющего колеса по беговым дорожкам гусениц.

Обозначим через  $M_r$  момент всех сил сопротивлений, приведенный к оси ведущего колеса. Тогда:

$$\frac{M_k - M_r}{R_k} = P_{хз} \quad P_{хз} = P_k - \frac{M_r}{R_k}$$

При укладывании лобовой ветви гусеницы на грунт происходит деформация почвы. Допустим, что деформация грунта происходит под действием только переднего опорного катка. Последующие опорные катки катятся по звеньям, лежащим на уплотненном дне

колеи, и дальнейшей деформации грунта не вызывают. Равнодействующая реакций почвы, действующих на лобовую ветвь гусеницы при движении машины по деформируемой поверхности называется **лобовым сопротивлением**. Разложим силу лобового сопротивления на две составляющие:

- $P_{yn}$  - направлена нормально к опорной поверхности,
- $P_{xn}$  - направлена параллельно опорной поверхности.

Таким образом, сопротивление движению гусеничного движителя обусловлено силами трения в гусеничном движителе  $M_r/R_z$  и составляющей силы лобового сопротивления  $P_{xn}$ .

Кроме нормальной нагрузки лобовой ветви гусеницы  $P_{yn}$  на опорной ветви гусеничного обвода возникают элементарные нормальные реакции  $dP_y$ .

Точку приложения результирующей нормальных реакций называют **центром давления**. Величина результирующей и координата центра давления определяются характером эпюры элементарных нормальных реакций. От этого будет зависеть величина максимального удельного давления на грунт.

**3. Наименование вопроса № 3.** Сопротивление качению гусеничного движителя. Сопротивление качению гусеничного движителя складывается из двух частей:  $M_r/R_z$  - внутреннее сопротивление гусеничного движителя,  $P_{xn}$  - внешнее сопротивление, возникшее вследствие деформации грунта.

Тогда сила сопротивления качению определится:

$$P_f = \frac{M_r}{R_z} + P_{xn}$$

Коэффициент сопротивления качению также складывается из двух частей:

$$f = \frac{P_f}{Gm_z} = \frac{M_r}{Gm_z R_z} + \frac{P_{xn}}{Gm_z}$$

Сопротивление качению, обусловленное трением в гусеничном движителе, зависит от конструкции движителя. Можно отметить следующие направления совершенствования конструкции гусеничного движителя с целью снижения момента от сил трения:

1. Гусеницы со смазываемыми и уплотняемыми шарнирами.
2. Гусеницы с подшипниками качения в шарнирах.
3. Резино-металлические гусеницы.
4. Гусеницы с эластичным полотном.

Сопротивление качению, связанное с деформацией почвы, зависит от конструкции гусеничного звена. Оно может иметь как передний, так и задний зацеп (Рис. 4.6). Передний зацеп входит в грунт почти вертикально, а на выходе из грунта совершает вращательное движение относительно переднего шарнира звена. Поэтому на плотных грунтах он будет погружаться достаточно легко, обеспечивая хорошее сцепление. На рыхлых грунтах во время выхода из зацепления с опорной поверхностью он будет производить скалывание уплотненной почвы, что существенно повышает сопротивление качению.



Рис. 4.6 Расположение зацепов на звене

Задний зацеп при входе в грунт совершает вращательное движение относительно заднего шарнира звена, а на выходе из грунта движется почти вертикально. Поэтому на рыхлых грунтах он будет деформировать на входе неуплотненную почву, что снизит сопротивление качению. Деформации почвы на выходе зацепа из опорной поверхности практически не будет. На плотных грунтах он будет мало заглубляться в опорную поверхность, следовательно, сцепные качества несколько снизятся. При определенных условиях возможно такое явление, когда задний зацеп, незначительно погрузившись в грунт, не сможет деформировать его в направлении противоположном движению. В этом случае он,

упираясь на плотный грунт, подтягивает гусеницу вперед, увеличивая скорость движения машины. Поэтому действительная скорость движения трактора будет больше теоретической, т.е. буксование будет отрицательным.

Таким образом, на рыхлых грунтах предпочтительнее задний зацеп, так как он снижает потери на перекачивание гусеничного движителя, а на плотных грунтах – передний, обеспечивающий более высокие сцепные качества. Практически, очень часто, имеет место компромиссное решение, когда звено оснащено и передними и задними цепками.

**4. Наименование вопроса № 4.** Тяговый баланс гусеничного трактора. Уравнение тягового баланса гусеничной машины для общего случая движения имеет такой же вид, что и для колесной машины:

$$P_k = P_f + P_{\text{под}} + P_{\text{воз}} + P_{\text{кр}} \cos \gamma + J m_z K_{\text{взм}}.$$

Сопротивление воздуха для гусеничных тракторов, обычно, не учитывают, т.к. максимальные скорости движения невелики. Режимы разгона в общем балансе времени движения занимают незначительную часть, поэтому сопротивлением разгону также пренебрегают.

Коэффициент полезного действия гусеничного движителя равен:

$$K_{\text{пдгд}} = N_{\text{ост}}/N_k.$$

Его можно представить, рассмотрев баланс мощностей:

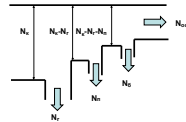


Рис.4.7 Баланс мощности гусеничного движителя

Здесь  $N_k$  - мощность, подводимая к ведущему колесу (звездочке);

$N_r$  - мощность, расходуемая на преодоление сопротивлений в гусеничном движителе;

$N_f$  - мощность, расходуемая на качение;  $N_f = N_r + N_n$

$N_b$  - мощность, теряемая на буксование;

$N_{\text{ост}}$  - мощность, передаваемая остоу трактора.

$$K_{\text{пдгд}} = \frac{N_{\text{ост}}}{N_k} = \frac{N_k - N_r - N_f - N_b}{N_k} = \frac{N_k - N_f}{N_k} = K_{\text{пдг}} - \text{кпд, учитывающий потери в гусеничном движителе;}$$

ле;

$$\frac{N_k - N_f}{N_k - N_r} = K_{\text{пдп}} - \text{кпд, учитывающий потери на прессование грунта;}$$

$$\frac{N_{\text{ост}}}{N_k - N_f} = K_{\text{пдб}} - \text{кпд, учитывающий потери на буксование.}$$

Тогда  $K_{\text{пдгд}} = K_{\text{пдг}} K_{\text{пдп}} K_{\text{пдб}}$ .

Кпд, учитывающий потери мощности на буксование, у гусеничных машин достаточно высок и составляет 95...98%. Потери мощности на качение гусеничного движителя состоят: 60...70% - на преодоление сил сопротивлений в гусеничном движителе, 30...40% - на прессование почвы.

Таким образом, существенного повышения кпд гусеничного движителя можно достичь снижением механических потерь в движителе.

**5. Наименование вопроса № 5.** Определение координаты центра давления. Распределение нормальных реакций по длине опорной части гусениц. Рассмотрим общий случай движения трактора на подъем, оцениваемый углом  $\alpha$  (Рис.4.8).

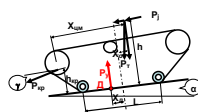


Рис. 4.8 Схема сил, действующих на трактор

На трактор действуют следующие силы:



$P_T$  – сила тяжести,

$P_{кр}$  – тяговое сопротивление орудия,

$P_j$  – сила сопротивления разгону,

$P_y$  – результирующая нормальных реакций на опорную поверхность гусениц,

Введем некоторые обозначения:  $L$  – длина опорной части гусениц,  $X_d$  – координата центра давления (расстояние от середины опорной длины гусениц до точки приложения результирующей нормальных реакций,

$X_{цм}$ ,  $h$  – координаты центра масс,  $X_o$  – расстояние от середины опорной длины гусениц до центра масс,  $h_{кр}$  – высота условной точки прицепа,  $\gamma$  – угол между направлением силы тягового сопротивления и плоскостью, параллельной опорной поверхности.

Для нахождения координаты центра давления составим уравнение моментов относительно центра давления Д:

$$\sum \text{mom} D = 0$$

$$P_T \cos \alpha (X_o + X_d) - (P_T \sin \alpha + P_j) h - P_{кр} h_{кр} \cos \gamma - P_{кр} \sin \gamma (X_{цм} - X_o - X_d) = 0$$

Отсюда

$$X_d = \frac{(P_T \sin \alpha + P_j) h + P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma + X_{цм} \sin \gamma)}{P_T \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma} - X_o$$

В случае равномерного движения трактора по горизонтальной поверхности

$$X_d = \frac{P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma + X_{цм} \sin \gamma)}{P_T + P_{кр} \sin \gamma} - X_o$$

Для обеспечения равномерного давления на опорную поверхность гусениц необходимо, чтобы центр давления располагался на середине опорной длины гусениц, т.е.  $X_d = 0$ . Исходя из этого, величина продольного вылета центра масс определится:

$$X_o = \frac{P_{кр} (h_{кр} \cos \gamma + X_{цм} \sin \gamma)}{P_T + P_{кр} \sin \gamma}$$

Сельскохозяйственные тракторы, чаще всего, работают с орудиями, навешенными сзади. Поэтому у них, при проектировании, центр масс располагают впереди от середины опорной длины гусениц:

$$X_o \approx (0,05 \dots 0,08)L.$$

У промышленных тракторов оборудование, часто, навешивают впереди, в связи с чем центр масс смещают назад:

$$X_o \approx -(0,02 \dots 0,05)L.$$

Распределение нормальных реакций по длине опорной части гусениц зависит от координаты центра давления, состояния опорной поверхности и конструкции гусеничного движителя. При углах наклона лобовой и ведущей ветвей к опорной поверхности равных  $2 \dots 4^\circ$  на мягких, сминаемых почвах нормальные нагрузки действуют на направляющее и ведущее колеса движителя. В этом случае длину опорной части гусениц принимают равной расстоянию между осями направляющего и ведущего колес. На твердых почвах за длину опорной части гусениц принимают расстояние между осями переднего и заднего опорных катков.

Гусеницы передают давление на опорную поверхность отдельными участками, расположенными под опорными катками. Если опорные катки расставлены достаточно часто, так что почти каждое звено, лежащее на опорной поверхности, находится под их воздействием, считают, что нормальное давление передается на всю опорную поверхность. Это имеет место, когда:

$$\frac{L_{кат}}{L_{зв}} < 1,5 \dots 1,7,$$

где  $L_{кат}$  – расстояние между осями соседних опорных катков,

$L_{зв}$  – длина звена гусеничной цепи.

Такое соотношение выдерживается у сельскохозяйственных тракторов с полужесткой подвеской остова и большим шагом цепи (Рис. 4.9). При этом допускается, что эпюра нормальных давлений на опорную поверхность имеет линейный характер. Такое допущение является приближенным, так как в действительности максимальные давления распо-



лагаются в зоне центра давления и уменьшаются по мере приближения к краям опорной части гусениц.

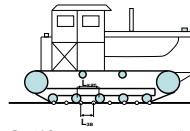


Рис. 4.9 Схема двигателя с полужесткой подвеской

При указанном допущении эпюры нормальных давлений, в зависимости от координаты центра давления, могут иметь следующий вид (Рис. 4.10)

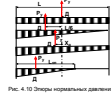


Рис. 4.10 Эпюры нормальных давлений

1. **Прямоугольная**, когда нормальные реакции распределены равномерно по всей опорной длине гусениц,  $X_d = 0$ . Величина удельного давления на грунт определится

$$q = \frac{P_T}{2B_{зв}L}$$

здесь  $B_{зв}$  – ширина звена гусеничной цепи. 2. **Треугольная** с вершиной на передней или задней кромке опорной части гусениц,  $X_d = L/6$ . Это крайняя форма неравномерной эпюры, когда давление на почву передается ещё всей опорной поверхности гусениц. Величина максимального удельного давления определится:

$$q_{max} = \frac{P_T}{B_{зв}L}$$

3. **Трапецевидная**, если  $0 < X_d < L/6$ . Величина максимального удельного давления находится в пределах:

$$\frac{P_T}{2B_{зв}L} < q_{max} < \frac{P_T}{B_{зв}L}$$

4. **Треугольная** с вершиной между крайними кромками опорной части гусениц, если  $X_d = 0,5L - L_{оп}/3$ ,

где  $L_{оп}$  – длина нагруженной части опорной поверхности гусениц. Величина максимального удельного давления определится:

$$q_{max} = \frac{P_T}{B_{зв}L_{оп}}$$

У гусеничных движителей с упругой эластичной подвеской отношение  $L_{кат}/L_{зв} > 1,7$  (трактор ДТ-75 – 3,4, Рис.4.11). В этом случае давление на опорную поверхность передается отдельными участками гусениц – звеньями, расположенными непосредственно под катками, при некотором участии соседних звеньев.

Для этих движителей приближенной характеристикой распределения давления могут быть значения нормальных реакций на опорные катки. Рассмотрим случай установившейся работы трактора с двухопорной балансирной подвеской на горизонтальном поле с нагрузкой на крюке (Рис. 4.12).

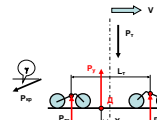


Рис. 4.12 Схема сил, действующих на балансирные тележки

Разложим результирующую нормальных реакций опорной части гусениц на две составляющие, приложенные к осям балансирных тележек. Момент результирующей силы относительно какой-либо точки должен быть равен сумме моментов составляющих относительно той же точки:

$$P_{тз}(0,5L_T - X_d) - P_{тп}(0,5L_T + X_d) = 0.$$

Для определения нормальных нагрузок на опорные тележки  $P_{тп}$  и  $P_{тз}$  составим уравнение равновесия на ось  $Y$ :

$$\sum \text{пр} Y = 0$$

$$P_{тп} + P_{тз} - P_T - P_{кр} \sin \gamma = 0$$

$$P_{\text{тп}} = P_{\text{т}} + P_{\text{кр}} \sin \gamma - P_{\text{тз}}.$$

Тогда  $P_{\text{тз}}(0,5L_{\text{т}} - X_{\text{д}}) - (P_{\text{т}} + P_{\text{кр}} \sin \gamma - P_{\text{тз}})(0,5L_{\text{т}} + X_{\text{д}}) = 0$ . Учитывая, что нагрузка передается на левую и правую тележки, получим:

$$P_{\text{тз}} = \frac{(P_{\text{т}} + P_{\text{кр}} \sin \gamma)(0,5L_{\text{т}} + X_{\text{д}})}{2L_{\text{т}}}$$

$$P_{\text{тп}} = \frac{(P_{\text{т}} + P_{\text{кр}} \sin \gamma)(0,5L_{\text{т}} - X_{\text{д}})}{2L_{\text{т}}}$$

При определении нормальных нагрузок на тележки были приняты некоторые допущения. Из силы тяжести трактора нужно было вычесть силу тяжести участков гусеничной цепи, лежащих на опорной поверхности, и не воздействующей на тележки. Кроме того, не был учтен момент сопротивления качению трактора.

Из полученных выражений видно, что чем больше смещение центра давления от середины опорной части гусениц, тем неравномернее распределяются нагрузки между передними и задними тележками. Если  $X_{\text{д}} = 0,5L_{\text{т}}$ , соответствующие тележки – передние или задние (в зависимости от направления смещения центра давления) – разгружаются полностью и вся нагрузка передается только через одну пару тележек.

Разложим, в качестве примера, нагрузку передней тележки  $P_{\text{т}}$  на две составляющие:

$P_{\text{кп}}$  – нагрузка на передний каток,

$P_{\text{кз}}$  – нагрузка на задний каток (Рис. 4.13).

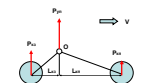


Рис. 4.13 Схема сил, действующих на опорные катки

Обозначим расстояния от оси катков до оси качения через  $L_{\text{кп}}$  и  $L_{\text{кз}}$ . Составим уравнение равновесия:

$$\sum \text{mom} O = 0$$

$$P_{\text{кз}}L_{\text{кз}} - P_{\text{кп}}L_{\text{кп}} = 0 \quad P_{\text{кп}} = \frac{P_{\text{кз}}L_{\text{кз}}}{L_{\text{кп}}}$$

Так как  $P_{\text{кп}} + P_{\text{кз}} = P_{\text{уп}}$ , то  $P_{\text{кз}} = P_{\text{уп}} - P_{\text{кп}}$ .

$$\text{Отсюда} \quad P_{\text{кп}} = \frac{(P_{\text{уп}} - P_{\text{кп}})L_{\text{кз}}}{L_{\text{кп}}}$$

$$P_{\text{кп}} = \frac{P_{\text{уп}}L_{\text{кз}}}{L_{\text{кп}} + L_{\text{кз}}} = \frac{P_{\text{уп}}L_{\text{кз}}}{L_{\text{кат}}} \quad P_{\text{кз}} = \frac{P_{\text{уп}}L_{\text{кп}}}{L_{\text{кат}}}$$

Рассчитав нагрузку на все опорные катки, можно определить максимальное удельное давление гусениц на грунт:

$$q_{\text{max}} = \frac{P_{\text{k max}} K_q}{B_{\text{зв}} L_{\text{зв}}},$$

где  $K_q$  – коэффициент, учитывающий число звеньев гусеничной цепи, воспринимающих усилие от одного катка. Для отношения  $L_{\text{кат}} / L_{\text{зв}} > 3$  можно принять  $K_q = 0,5$ , т.е. условно считать, что один каток передает усилие на два звена.

Для большинства сельскохозяйственных тракторов среднее давление на почву составляет  $q_{\text{ср}} = 0,035...0,060$  МПа.

Для болотных модификаций, выпускаемых на базе обычных сельскохозяйственных тракторов  $q_{\text{ср}} = 0,02...0,03$  МПа.

Для сравнения, человек в процессе ходьбы, опирающийся на землю одной ногой, создает давление  $q_{\text{ср}} = 0,03$  МПа.

Характер распределения и величина удельного давления в значительной мере определяют уплотнение почвы, которое влияет на урожайность сельскохозяйственных культур. От среднего давления гусениц на почву зависит проходимость гусеничных машин. Поэтому снижение давления гусениц на почву является эффективным средством повышения проходимости и снижения вредного воздействия движителя на почву.

## 1. 13 Лекция №13 ( 2 часа).

## Тема: «Тяговая динамика трактора»

### 1.13.1 Вопросы лекции:

1. Мощностной баланс и кпд трактора.
2. Потенциальная тяговая характеристика.
3. Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией.
4. Определение передаточных чисел трансмиссии.
5. Топливная экономичность трактора.

### 1.13.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Мощностной баланс и кпд трактора. Мощностным балансом трактора называется уравнение, показывающее распределение мощности двигателя на преодоление различных сопротивлений и совершение полезной работы. В общем виде уравнение мощностного баланса можно записать:

$$N_e = N_{тр} + N_f + N_6 + N_{под} + N_J + N_{воз} + N_{кр} + N_{ом},$$

где  $N_e$  – эффективная мощность двигателя,

$$N_e = \frac{M_e n}{9550}$$

$N_{тр}$  – механические потери в трансмиссии.

Механические потери в трансмиссии можно оценить с помощью механического кпд трансмиссии:

$$K_{пд,тр} = \frac{N_k}{N_e}$$

Здесь  $N_k$  – мощность, подводимая к ведущим колесам  $N_k = N_e - N_{тр}$ .

Тогда

$$K_{пд,тр} = \frac{N_e - N_{тр}}{N_e} = \frac{N_k}{N_k + N_{тр}}$$

Отсюда

$$N_{тр} = N_e(1 - K_{пд,тр}) = N_k \left( \frac{1}{K_{пд,тр}} - 1 \right)$$

$N_f$  – мощность, расходуемая на качение,

$$N_f = P_f V_d.$$

$N_6$  – мощность, теряемая на буксование,

$$N_6 = \frac{P_k - P_f}{V_t - V_d}$$

Умножив и разделив данное выражение на  $V_t$ , получим:

$$N_6 = \frac{P_k V_t (V_t - V_d)}{V_t} - \frac{P_f V_t (V_t - V_d)}{V_t}$$

Считая, что  $P_k V_t = N_k$  и  $P_f V_t \approx N_f$ , получим:

$$N_6 \approx K_6(N_k - N_f).$$

$N_{под}$  – мощность, расходуемая на преодоление подъема (высвобождаемая при движении под уклон),  $N_{под} = gm_3 \sin \alpha V_d$ .

$N_j$  – мощность, расходуемая на разгон (высвобождаемая при замедленном движении),  $N_j = Jm_3 K_{врм} V_d$ .

$N_{воз}$  – мощность, расходуемая на сопротивление воздуха, принимаем  $N_{воз} = 0$ .

$N_{кр}$  – тяговая мощность, затрачивается на перемещение орудия,  $N_{кр} = P_{кр} V_d$ .

$N_{ом}$  – мощность, передаваемая через систему отбора мощности,  $N_{ом} = M_{ом} \omega_{ом}$ ,

$M_{ом}$  – момент на валу отбора мощности,

$\omega_{ом}$  – частота вращения вала отбора мощности.

В случае движения трактора на горизонтальном участке поверхности уравнение мощностного баланса имеет вид:

$$N_e = N_{тр} + N_f + N_6 + N_{кр} + N_{ом}.$$

Общий кпд трактора есть отношение всей полезной мощности ко всей затраченной:

$$K_{пд_{общ}} = \frac{N_{кр} + N_{ом}}{N_e}.$$

Если трактор работает на стационаре с включенным механизмом отбора мощности

$$K_{пд_{общ}} = N_{ом} / N_e = K_{пд_{ом}},$$

$K_{пд_{ом}}$  – кпд механизма отбора мощности.

Из этого можно отметить, что общий кпд трактора не характеризует трактор как тяговое средство, чем выше расход мощности через систему отбора мощности, тем выше общий кпд трактора.

Для характеристики трактора, как тягового средства, был введен тяговый кпд трактора. **Тяговый кпд трактора – это отношение мощности, затраченной на перемещение орудия ко всей мощности, затраченной на перемещение агрегата.**

$$K_{пд_{тяг}} = \frac{N_{кр}}{N_e - N_{ом}}$$

При отключенном механизме отбора мощности:

$$K_{пд_{тяг}} = N_{кр} / N_e = K_{пд_{общ}}.$$

Пусть вал отбора мощности будет отключен  $N_{ом} = 0$ . Умножим и разделим тяговый кпд на произведение –  $N_k(N_k - N_f)$

$$K_{пд_{тяг}} = \frac{N_{кр}}{N_e} \frac{N_k}{N_k} \frac{N_k - N_f}{N_k - N_f}$$

Отношения:  $\frac{N_k}{N_e} = K_{пд_{тр}}$  – механический кпд трансмиссии,

$$\frac{N_k - N_f}{N_k} = K_{пд_f}$$

– кпд, учитывающий затраты мощности на качение,

$$\frac{N_{кр}}{N_k - N_f} = K_{пд_б}$$

– кпд, учитывающий потери мощности на буксование.

Тогда  $K_{пд_{тяг}} = K_{пд_{тр}} K_{пд_f} K_{пд_б}$ .

Для гусеничного трактора

$$K_{пд_{тяг}} = K_{пд_{тр}} K_{пд_f} K_{пд_п} K_{пд_б}.$$

Составляющие тягового кпд можно определить в процессе эксперимента или рассчитать по эмпирическим формулам. Механический кпд трансмиссии определяется путем замера крутящего момента двигателя  $M_e$  и моментов на полуосях колес  $M_k$ :

$$K_{пд_{тр}} = \frac{M_k}{M_e I_{тр}}.$$

Формулы для расчета механического кпд трансмиссии на стадии проектирования машины приведены в п. 2.2. Кпд, учитывающий потери мощности на буксование:

$$K_{пд_б} = 1 - K_б.$$

Для замера величины буксования  $K_б = \frac{V_r - V_d}{V_r}$  измеряют время  $t$  прохождения трактором расстояния  $S$  ( $V_r = \frac{S}{t}$ ) и одновременно подсчитывают число оборотов ведущего колеса  $n_3$  ( $V_r = \frac{2\pi R_3 n_3}{t}$ ).

Коэффициент буксования можно рассчитывать по эмпирическим формулам. Одна из них предложена проф. Трепененковым:

$$K_б = \frac{с K_{см}}{1 - d K_{см}^к}$$

где  $K_{см}$  – коэффициент использования сцепной массы,

$$K_{см} = \frac{P_{кр}}{g m_{сц}}$$

$m_{сц}$  – масса, приходящаяся на ведущие колеса,

$с, d, k$  – эмпирические коэффициенты.

Колесные тракторы:  $с = 0,246, d = 3,06, k = 3$

Гусеничные тракторы:  $с = 0,0333, d = 1,377, k = 2$ .

Кпд, учитывающий потери мощности на качение, рассчитывают:  $K_{пдк} = P_{кр} / P_k$ .  
Нагрузку на крюке записывают с помощью тягового динамографа. Касательную силу тяги можно рассчитать:  $P_k = M_k / R_3$ .

Тяговый кпд трактора является важным параметром его работы. Он показывает, на сколько потери мощности в трансмиссии, на качение и буксование одного трактора меньше, чем другого, т.е. он характеризует степень совершенства трансмиссии, ходовой части и, в целом, всей компоновки трактора. Так как тяговый кпд является безразмерным параметром, он позволяет сравнивать степень совершенства конструкции различных типов тракторов. Анализируя составляющие тягового кпд, можно наметить пути улучшения конструкции трактора.

Величина тягового кпд на плотных почвах достигает следующих значений:

- колесные тракторы **0,70...0,75**
- гусеничные тракторы **0,75...0,80.**

На плотных почвах тяговые кпд колесных и гусеничных тракторов близки друг к другу и, если учесть сложность и стоимость гусеничного движителя, предпочтение следует отдать колесным тракторам.

На рыхлых почвах тяговый кпд достигает:

- колесные тракторы **0,50...0,55**
- гусеничные тракторы **0,65...0,75.**

Снижение тягового кпд колесных тракторов на рыхлых почвах связано с увеличением потерь мощности на буксование. Поэтому при работе на рыхлых и, особенно, на влажных почвах следует применять гусеничные тракторы.

**2. Наименование вопроса № 2. Потенциальная тяговая характеристика. Тяговая характеристика трактора** – это зависимость параметров работы трактора от силы тяги на крюке. **Потенциальная** тяговая характеристика показывает, каких тяговых показателей можно достичь, создав трактору соответствующие условия работы. Расчет и построение потенциальной тяговой характеристики производится:

1. На горизонтальном поле.
2. Механизм отбора мощности отключен.
3. Сила тяги на крюке направлена горизонтально.
4. При любом значении силы тяги на крюке двигатель загружен на 100%

Это условие можно обеспечить только изменением скорости движения, для чего ступенчатую трансмиссию трактора мысленно заменим на бесступенчатую. В связи с этим, потенциальную тяговую характеристику можно построить только расчетным путем.

5. Зависимости коэффициентов буксования и сопротивления качению от силы тяги на крюке для данного трактора на данном поле определяют экспериментально.
6. Механический кпд трансмиссии принимаем величиной постоянной.

По оси абсцисс будем откладывать силу тяги на крюке (Рис.5.1). Штриховыми линиями нанесем две вспомогательные кривые – коэффициент буксования  $K_b$  и коэффициент сопротивления качению  $f$ . По оси ординат отложим номинальную мощность двигателя  $N_{ен}$  в выбранном масштабе и через полученную точку проведем прямую линию, параллельную оси абсцисс. Для принятых условий механические потери в трансмиссии постоянны:

$$N_{тр} = N_{ен}(1 - K_{пдтр}) = \text{const.}$$

Отложим по оси ординат от линии  $N_{ен}$  вниз отрезок, равный в масштабе  $N_{тр}$ , и через полученную точку проведем прямую параллельно оси абсцисс. Данная линия есть мощность, подводимая к ведущим колесам:

$$N_k = N_e - N_{тр} = \text{const.}$$

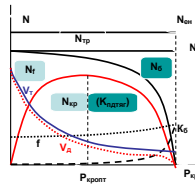


Рис. 5.1 Потенциальная тяговая характеристика трактора

Таким образом, принятыми условиями работы трактора мы обеспечили постоянство мощности, подводимой к ведущим колесам. Мощность, затрачиваемая на качение трактора, определится:

$$N_f = P_f V_d = f g m_3 V_T (1 - K_6).$$

Для её расчета построим вспомогательную кривую  $V_T = f(P_{кр})$ .

$$V_T = \frac{N_k}{P_k} = \frac{N_k}{P_{кр} + f g m_3}$$

С увеличением нагрузки на крюке теоретическая скорость трактора уменьшается. Имея кривую буксования, рассчитаем действительную скорость движения трактора:  $V_d = V_T (1 - K_6)$ . Потери мощности на буксование, с достаточной степенью точности, можно определить:  $N_6 \approx (N_k - N_f) K_6$ . От прямой  $N_k$  отложим вниз мощность, теряемую на буксование  $N_6$ , и построим кривую, от которой вниз отложим затраты мощности на качение трактора  $N_f$ . Полученная кривая представляет собой, согласно уравнению мощностного баланса, тяговую мощность:  $N_e - N_{тр} - N_6 - N_f = N_{кр}$ .

Зависимость тяговой мощности от силы тяги на крюке  $N_{кр} = f(P_{кр})$  является, в данном случае, и кривой тягового кпд трактора  $K_{пд\text{тяг}} = f(P_{кр})$  в соответствующем масштабе, так как по условию построения  $N_e = N_{ен} = \text{const}$ .

Таким образом, мы получили *потенциальную тяговую характеристику трактора*.

Анализ полученных зависимостей показывает, что с увеличением силы тяги на крюке:

- потери мощности на буксование растут,
- затраты мощности на качение трактора снижаются (за счет уменьшения скорости движения).

При каком-то значении силы тяги на крюке сумма мощностей ( $N_f + N_6$ ) имеет минимальное значение, следовательно, тяговая мощность и тяговый кпд трактора будут максимальными. Данная нагрузка будет оптимальной для данного трактора на данном поле. Таким образом, потенциальная тяговая характеристика показывает, что трактор может работать с высокими значениями тягового кпд только в определенном диапазоне тяговых усилий (близких к оптимальному  $P_{кр\text{ опт}}$ ).

Потенциальная тяговая характеристика трактора **К-701** при работе на стерне ( $f = 0.1$ ) приведена на рис. 5.2.

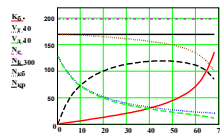


Рис. 5.2 Потенциальная тяговая характеристика трактора К-701

В условиях сельскохозяйственного производства возникает необходимость выполнять различные виды работ (отвальная и безотвальная вспашка, посев, боронование и пр.), при этом может изменяться глубина обработки, ширина захвата орудия, скорость движения. Чтобы все сельскохозяйственные операции выполнять с высоким тяговым кпд, необходимо иметь трактора разных тяговых классов. Для малых нагрузок на крюке необходимы легкие трактора, у которых, за счет уменьшения массы, снижаются затраты мощности на качение и одновременно возрастают потери на буксование. Максимальное значение тягового кпд смещается в сторону меньших нагрузок на крюке. Для энергоемких операций необходимы тяжелые трактора, обеспечивающие хорошее сцепление движителя с

почвой и снижение потерь на буксование. Максимальное значение тягового кпд смещается в сторону больших значений тяговых нагрузок.

Принцип тяговых классов положен в основу построения системы тракторов (типажа тракторов). Тяговый класс трактора характеризуется **номинальной силой тяги на крюке  $P_{кр\ n}$** , которую он должен развивать при работе:

- в составе пахотного агрегата,
- по необработанной стерне,
- нормальной влажности (15...18%).
- средней плотности (чернозем или суглинки),
- при этом буксование трактора не должно выходить за допустимые пределы.

Исходя из агротехнических требований и обеспечения долговечности двигателя установлены следующие допустимые значения коэффициента буксования для данных условий работы:

- |                         |       |
|-------------------------|-------|
| - колесные тракторы 4х2 | 0,18, |
| - колесные тракторы 4х4 | 0,16, |
| - гусеничные тракторы   | 0,05. |

Максимальное значение тяговой нагрузки  $P_{кр\ max}$ , при которой эксплуатация трактора допустима, определяется условием:  $K_b = K_{б\ доп}$ .

Минимальная нагрузка на крюке, при которой эксплуатация трактора целесообразна, должна быть не больше номинальной силы тяги на крюке трактора предыдущего тягового класса. С целью расширения тяговой зоны и повышения универсальности трактора минимальную нагрузку на крюке  $P_{кр\ min}$  устанавливают на 25...30% меньше номинальной тяговой нагрузки предыдущего тягового класса. Отношение максимальной нагрузки на крюке к минимальному значению, при котором эксплуатация трактора целесообразна, называется **тяговым диапазоном трактора**.

$$K_{\text{тиг}} = \frac{P_{кр\ max}}{P_{кр\ min}} = \frac{P_{кр\ n} K_{р\т}}{P_{кр\ n-1}}$$

где  $P_{кр\ n-1}$  – номинальная сила тяги на крюке трактора предыдущего тягового класса,

$K_{р\т}$  – коэффициент расширения тяговой зоны,  $K_{р\т} = 1,25...1,30$ .

Принятый в настоящее время типаж тракторов предусматривает для сельскохозяйственных тракторов следующие тяговые классы – **80, 60, 50, 40, 30, 20, 14, 9, 6 кН** и для работ на приусадебных участках – **2 кН** и **1 кН** для мотоблоков.

Тракторов тягового класса **80 кН** у нас практически нет. Тяговый класс **60 кН** представлен тяжелыми гусеничными тракторами Челябинского тракторного завода (Рис. 5.3). Эти трактора применяются, преимущественно, в промышленности, где им присвоен тяговый класс **110 кН**.



Рис 5.3 Гусеничный трактор класса **60 кН**.

Типичным представителем тягового класса **50 кН** является трактор **К-700** и его модификации (Рис. 5.4). Это колесный трактор со всеми ведущими колесами и шарнирно-сочлененной рамой. Хорошие тяговые качества трактор показал на вспашке. Применение трактора на весенне-полевых работах нежелательно, т.к., при работе по вспаханному полю, он сильно уплотняет почву, что отрицательно сказывается на урожайности сельскохозяйственных культур.



Рис. 5.4 Колесный трактор класса **50 кН**

Тяговый класс **40 кН** представлен гусеничным трактором Алтайского тракторного завода **Т-4** (Рис. 5.5). Для нашей зоны это основной гусеничный трактор, широко применяющийся на вспашке и на севе зерновых культур. Трактор имеет полужесткую подвеску,

поэтому вибрации на рабочем месте тракториста-машиниста достаточно велики, что отрицательно сказывается на условиях труда.



Наиболее широко представлен тяговый класс **30 кН** (Рис. 5.6). Это трактора Волгоградского тракторного завода – **ДТ-75** различных модификаций, **ВТ-100**



Рис. 5.6 Волгоградские тракторы класса **30 кН**

Достаточно широко в нашей зоне представлены трактора Харьковского тракторного завода – колесный **Т-150К** и гусеничный **Т-150** (Рис. 5.7).



Рис. 5.7 Трактора Харьковского завода класса **30 кН**

Трактора тяговых классов **60, 50, 40, 30 кН** являются тракторами общего назначения. Иногда их называют пахотными, т.к. они предназначены, прежде всего, для основной обработки почвы (отвальная и безотвальная пахота). Кроме того, они широко применяются на других видах работ (весенне-полевые работы, транспортные работы и пр.).

Тяговый класс **20 кН** представлен двумя типами тракторов:

- пропашной гусеничный трактор **Т-70С** (Рис. 5.8),
- универсально-пропашные тракторы **ЛТЗ-155** (Рис. 5.9), **МТЗ-1221** и др.

Гусеничные тракторы в основном используются на возделывании пропашных культур в районах с увлажненным климатом. Колесные тракторы более универсальны и широко используются на различных работах.



Рис. 5.9 Липецкий трактор ЛТЗ-155 класса **20 кН**

Тяговый класс **14 кН** представлен тракторами Минского тракторного завода. Это самый распространенный класс среди универсально-пропашных тракторов (Рис. 5.10). Завод выпускает достаточно широкую гамму тракторов с колесной формулой **4x2** и **4x4**.



К тяговому классу **9 кН** относятся трактора Липецкого тракторного завода **Т-40**, **ЛТЗ-55** (Рис. 5.11). На этих тракторах устанавливается дизель воздушного охлаждения. По силе тяги на крюке они незначительно уступают тракторам типа МТЗ и работают, как правило, с теми же сельскохозяйственными машинами и орудиями.





Владимирский тракторный завод выпускает трактора класса 6 кН – Т-25А, Т-30А (Рис. 5.12). На этих тракторах также устанавливаются дизели воздушного охлаждения.



Трактора тяговых классов 6, 9, 14 кН относятся к типу универсально-пропашных.

**3. Наименование вопроса № 3.** Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией. Тяговая характеристика представляет собой зависимость тяговой мощности  $N_{\text{кр}}$ , скорости движения  $V$ , мгновенного  $G_T$  и удельного  $g_{\text{кр}}$  расходов топлива, буксования  $K_6$  и тягового КПД  $K_{\text{пт.тяг}}$  в функции силы тяги на крюке. Тяговую характеристику можно построить, используя результаты испытаний трактора. Такую характеристику называют *экспериментальной тяговой характеристикой* и используют её для оценки тягово-сцепных и экономических качеств реального трактора. Характеристику, построенную расчетным способом, называют *теоретической тяговой характеристикой*. Она предназначена для оценки параметров проектируемого трактора. Тяговые характеристики строят для конкретных типичных почвенных фонов. Для сельскохозяйственных тракторов таковым является необработанная стерня средней плотности (чернозем или суглинок).

При построении теоретической тяговой характеристики трактора обычно принимают следующие допущения и ограничения:

1. Коэффициент сопротивления качению сохраняет неизменное значение на всех режимах работы.
2. Механический КПД трансмиссии имеет постоянное значение при работе на всех передачах и не зависит от степени загрузки двигателя.
3. Трактор движется по горизонтальному полю, режим работы – установившийся.

Рассмотрим, как изменяется тяговая мощность трактора в функции нагрузки на крюке. В координатах  $N_{\text{кр}} - P_{\text{кр}}$  изобразим потенциальную кривую тяговой мощности штриховой линией (Рис. 5.13). Тяговая мощность трактора определяется выражением:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} V_{\text{д}}$$

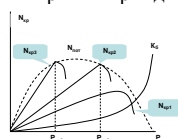


Рис. 5.13 Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией

Действительная скорость движения определяется значением теоретической скорости  $V_T$  и буксованием  $K_6$ :

$$V_{\text{д}} = V_T (1 - K_6)$$

Буксование трактора с увеличением нагрузки на крюке относительно медленно растет по закону прямой линии до определенного значения  $P_{\text{кр}}$ , после чего кривая буксования резко поднимается вверх. Теоретическая скорость движения трактора зависит от радиуса ведущего колеса  $R_z$ , передаточного числа трансмиссии ( $I_0 I_K$ ) и частоты вращения коленчатого вала двигателя  $n$ :

$$V_T = \frac{2\pi R_z n}{60 I_0 I_K}$$

Для одной передачи (в качестве примера возьмем вторую), передаточное число трансмиссии есть величина постоянная

$$I_0 I_K = \text{const.}$$

Пока двигатель загружен не полностью, частоту вращения коленчатого вала двигателя можно принять величиной постоянной (изменение частоты вращения от холостого хода до 100% загрузки двигателя составляет 130...150 об/мин). В этом случае

$$V_T = \text{const.}$$

Если пренебречь ростом буксования от силы тяги на крюке, можно записать

$$V_d = \text{const.}$$

Таким образом, с некоторыми допущениями мы имеем пропорциональную зависимость тяговой мощности от силы тяги на крюке. Когда двигатель будет загружен на 100%, прямая выходит на потенциальную кривую. Дальнейшее увеличение нагрузки на крюке приведет к перегрузке двигателя, частота вращения коленчатого вала двигателя и, соответственно, скорость движения трактора уменьшатся, что повлечет за собой уменьшение тяговой мощности. Поскольку на режимах перегрузки мощность двигателя снижается по сравнению с номинальным значением, кривая тяговой мощности  $N_{кр2}$  располагается ниже потенциальной тяговой характеристики.

Из полученного графика видно, что при наличии в трансмиссии трактора одной передачи мы получим наибольшее значение тяговой мощности только при одной нагрузке на крюке  $P_{кр2}$ . При больших и меньших нагрузках на крюке трактор развивает на крюке мощность меньше, чем мог бы, так как мощность двигателя меньше номинального значения.

Для повышения тяговой мощности при нагрузке на крюке  $P_{кр} < P_{кр2}$ , увеличим скорость движения трактора, уменьшив передаточное число коробки передач –  $I_{к3} < I_{к2}$ . Линия тяговой мощности  $N_{кр3}$  пойдет круче линии  $N_{кр2}$ , и она выйдет на потенциальную тяговую кривую при меньшем значении силы тяги на крюке  $P_{кр3}$ . Таким образом, при наличии в трансмиссии трактора двух передач мы получаем максимально возможные значения тяговой мощности для двух нагрузок на крюке, Увеличивая число передач, все в большей степени будем приближаться к потенциальной тяговой характеристике. Приняв число передач равным бесконечности, получим бесступенчатую трансмиссию.

Увеличение передаточного числа коробки передач  $I_{к1} > I_{к2}$  приведет к снижению скорости движения и линия  $N_{кр1}$  пойдет ниже линии  $N_{кр2}$ , трактор сможет развить большую силу тяги на крюке. Увеличение силы тяги на крюке вызовет значительный рост буксования и снижение действительной скорости движения. Это может привести к тому, что тяговая мощность, не достигнув потенциальной тяговой кривой, начнет снижаться, Такое протекание характеристики наблюдается у энергонасыщенных колесных тракторов на низших передачах, когда, вследствие буксования ведущих колес, невозможно обеспечить 100% загрузку двигателя.

**4. Наименование вопроса № 4.** Определение передаточных чисел трансмиссии. Передачи трактора можно разделить на группы:

1. **Пониженные (технологические)** – скорость движения до 1,0 м/с.

Пониженные передачи применяются в том случае, когда скорость движения ограничивается агротехническими требованиями (при работе с рассадопосадочными машинами  $V_d < 1,0$  м/с). Иногда требуются более низкие (ползучие) скорости движения  $V_d = 100...200$  м/ч (например, на мелиоративных работах). На пониженных передачах двигатель, обычно, загружен мало, что снижает тяговые качества трактора. Число пониженных передач выбирают равным 2...4.

2. **Резервные** – скорость движения  $V_d = 1,0...1,5$  м/с. Резервные передачи специально не проектируют. Они получаются автоматически, если на тракторе применяется коробка передач умножительного типа. Число резервных передач, обычно, равно 1...2.

3. **Основные** – скорость движения  $V_d = 1,5...3,0$  м/с. На основных передачах трактор должен выполнять весь объем сельскохозяйственных работ, для которых он предназначен. Основные передачи выбираются исходя из принятого диапазона тяговых усилий. Тяговая мощность и тяговый КПД трактора на основных передачах должны быть достаточно высокими. Число основных передач равно 4...8.

4. **Транспортные** – скорость движения  $V_d = 3,0...10,0$  м/с. Скорости движения на транспортных работах выбирают в зависимости от типа ходовой части и эластичности подвески. Чем лучше поддрессорен трактор, тем более благоприятны условия работы води-

теля и тем выше может быть транспортная скорость. Для гусеничных тракторов сельскохозяйственного назначения, обычно, принимают одну транспортную передачу, для колесных, чаще всего, две.

Выбор ряда передаточных чисел осуществляется различными способами:

1. **Принцип геометрической прогрессии** получил преимущественное распространение для основных передач. При работе трактора на одной передаче уменьшение тяговой нагрузки сопровождается снижением загрузки двигателя. Выберем на основных передачах передаточные числа трансмиссии таким образом, чтобы изменение крутящего момента двигателя на всех основных передачах происходило в одних и тех же пределах (допустим от  $M_{ен}$  до  $M_{е min}$ ).

Минимальная загрузка двигателя на всех передачах будет одинаковой. Выбор передаточных чисел трансмиссии произведем графически (Рис. 5.14).

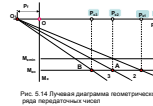


Рис. 5.14 Графический метод выбора передаточных чисел

По оси абсцисс вправо от начала координат  $O$  отложим в выбранном масштабе нагрузку на крюке  $P_{кр}$ , а по оси ординат вниз – крутящий момент двигателя  $M_e$ . Влево от начала координат  $O$  отложим отрезок, численно равный в выбранном масштабе силе сопротивления качению  $P_f$  и полученную точку обозначим  $O_1$ . При равномерном движении трактора по горизонтальной поверхности  $P_k = P_{кр} + P_f$ , следовательно по оси абсцисс с началом координат в т.  $O_1$  будем иметь касательную силу тяги  $P_k$  в том же масштабе, что и нагрузка на крюке.

Касательная сила тяги

$$P_k = \frac{M_e I_o I_k K_{плтр}}{R_i}$$

для одной передачи ( $I_k = \text{const}$ ) представляет собой прямолинейную зависимость от крутящего момента  $M_e$ . Исходя из тягового класса трактора, определим касательную силу  $P_{к1}$  на первой основной передаче при полной загрузке двигателя. Отложив  $P_{к1}$  от начала координат  $O_1$  спроецируем эту точку на линию, соответствующую  $M_{ен}$  и через полученную точку из начала координат  $O_1$  проведем луч 1 касательной силы тяги  $P_k = f(M_e)$  для первой основной передачи. В точке пересечения луча 1 с линией, соответствующей принятой минимальной загрузке двигателя  $M_{е min}$  касательная сила тяги будет равна  $P_{к2}$ . Следовательно, при нагрузке на крюке, соответствующей касательной силе тяги  $P_{к2}$ , мы имеем принятую минимальную загрузку двигателя и поэтому следует переключиться на вторую основную передачу, обеспечив, при данном тяговом сопротивлении, полную загрузку двигателя (точка А). Луч касательной силы тяги для второй основной передачи проведем из начала координат  $O_1$  через т. А. Таким же образом проведем луч касательной силы тяги для третьей основной передачи из начала координат  $O_1$  через т. В.

Выразим передаточное число трансмиссии через касательную силу тяги

$$I_{тр} = \frac{P_k R_i}{M_e K_{плтр}}$$

и определим передаточные числа для основных передач на режиме полной загрузки двигателя:

$$I_{тр1} = \frac{P_{к1} R_i}{M_{ен} K_{плтр}}, \quad I_{тр2} = \frac{P_{к2} R_i}{M_{ен} K_{плтр}}, \quad I_{тр3} = \frac{P_{к3} R_i}{M_{ен} K_{плтр}} \quad \text{и т.д.}$$

Определим отношение передаточных чисел трансмиссии соседних передач:

$$\frac{I_{тр2}}{I_{тр1}} = \frac{P_{к2}}{P_{к1}} = \frac{M_{е min}}{M_{ен}} = q, \quad \frac{I_{тр3}}{I_{тр2}} = \frac{P_{к3}}{P_{к2}} = \frac{M_{е min}}{M_{ен}} = q \quad \text{и т.д.}$$

Отсюда

$$I_{тр2} = I_{тр1} q, \quad I_{тр3} = I_{тр2} q = I_{тр1} q^2, \quad I_{трn} = I_{тр1} q^{n-1},$$

где  $n$  – номер любой основной передачи.

Таким образом, передаточное число трансмиссии на последующей передаче определяется умножением передаточного числа предыдущей передачи на постоянное число  $q$ , т.е. ряд чисел образует геометрическую прогрессию. Если в трансмиссии трактора имеется  $m$  основных передач, передаточное число высшей передачи определится:  $I_{\text{тр}m} = I_{\text{тр}1} q^{m-1}$ .

Откуда знаменатель геометрической прогрессии:

$$q = \sqrt[m]{\frac{I_{\text{тр}m}}{I_{\text{тр}1}}}$$

Задавшись скоростью движения на первой основной передаче, определим передаточное число трансмиссии:

$$I_{\text{тр}1} = \frac{\pi R_{\text{ш}} n (1 - K_6)}{30 V_{\text{дн}}}$$

Скоростью движения трактора на высшей основной передаче не задаются. Поэтому, для определения знаменателя геометрической прогрессии, выразим его через отношение касательных сил тяги:

$$q = \sqrt[m]{\frac{P_{\text{км}}}{P_{\text{к1}}}}$$

Касательную силу тяги на первой основной передаче определим, исходя из обеспечения номинальной силы тяги на крюке:

$$P_{\text{к1}} = P_{\text{крн}} + P_f$$

На высшей основной передаче трактор должен развивать минимальную силу тяги на крюке, значение которой определяется принятой величиной тягового диапазона  $K_{\text{тяг}}$

$$K_{\text{тяг}} = \frac{P_{\text{крmax}}}{P_{\text{крmin}}}$$

Приняв  $P_{\text{кр max}} = P_{\text{крн}}$ , получим:

$$P_{\text{км}} = \frac{P_{\text{крн}}}{K_{\text{тяг}}} + P_f$$

Увеличение числа основных передач, при неизменном тяговом диапазоне, повлечет за собой возрастание знаменателя геометрической прогрессии и, как следствие, повышение минимальной загрузки двигателя. При бесконечно большом числе передач (бесступенчатая трансмиссия) полная загрузка двигателя обеспечивается при любом тяговом сопротивлении.

Как видно из рис. 5.14, интервал изменения касательной силы тяги на различных передачах неодинаков:  $P_{\text{к1}} - P_{\text{к2}} > P_{\text{к2}} - P_{\text{к3}}$

Чем ниже передача, тем шире интервал касательной силы тяги. Особенно широким он будет, если продолжить геометрический ряд на пониженные передачи. Однако на пониженных передачах, как правило, невозможно реализовать силу тяги на крюке, соответствующую полной загрузке двигателя, из-за недостаточного сцепления ведущих колес с опорной поверхностью. Поэтому построение ряда передаточных чисел трансмиссии для пониженных (технологических) передач по закону геометрической прогрессии нецелесообразно.

Рассмотрим, как изменяется интервал скоростей движения при переходе с одной передачи на другую (Рис. 5.15).

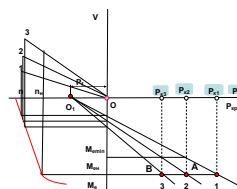


Рис. 5.15 Лучевая диаграмма геометрического ряда

В левом верхнем квадранте построим лучи теоретических скоростей движения. Рассчитаем теоретические скорости движения для различных передач при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя и отложим их в выбранном масштабе. Из начала координат  $O$  через полученные точки проведем лучи теоретических скоростей движения. Наибольшее значение теоретическая скорость на каждой передаче будет иметь

место на холостом ходу трактора ( $P_{кр} = 0$ ). Для нахождения её спроецируем точку пересечения луча касательной силы тяги с осью ординат на кривую  $n = f(M_e)$  и далее на луч теоретической скорости соответствующей передачи. Точка пересечения определит максимальную теоретическую скорость на данной передаче.

Из отношения

$$V_{т2} / V_{т1} = I_{тр2} / I_{тр1} = q$$

получим

$$V_{т2} = V_{т1} / q.$$

Соответственно

$$V_{т3} = V_{т1} / q^2 \text{ и т.д.}$$

Интервал скоростей движения между соседними передачами определится:

$$\begin{aligned} V_{т2} - V_{т1} &= V_{т1}/q - V_{т1} = V_{т1}(1/q - 1) \\ V_{т3} - V_{т2} &= V_{т1}/q^2 - V_{т1}/q = V_{т1}(1/q - 1)/q \\ V_{т4} - V_{т3} &= V_{т1}/q^3 - V_{т1}/q^2 = V_{т1}(1/q - 1)/q^2. \end{aligned}$$

Так как знаменатель прогрессии меньше единицы, с увеличением номера передачи интервал скоростей движения между соседними передачами расширяется. Это является недостатком геометрического ряда, создавая затруднения водителю в выборе требуемой скорости движения на транспортных работах.

2. **Гармонический ряд** передаточных чисел трансмиссии применяется для пониженных передач. Его сущность заключается в том, что с уменьшением номера передачи касательная сила тяги возрастает на одну и ту же величину:

$$P_{к n-1} = P_{к n} + \Delta P_{к}$$

где  $n$  – номер первой основной передачи.

3. **Арифметический ряд** нашел применение для транспортных передач. С увеличением номера передачи скорость движения возрастает на одну и ту же величину:

$$V_{т m+1} = V_{т m} + \Delta V,$$

где  $V_{т m}$  – номер высшей основной передачи.

**5. Наименование вопроса № 5.** Топливная экономичность трактора. Оценочным показателем расхода топлива является мгновенный расход топлива  $G_{т}$ , кг/ч. Однако оценить топливную экономичность трактора (так же как и двигателя) по мгновенному расходу топлива невозможно. При одном и том же мгновенном расходе тяговая мощность, а следовательно, и объем выполняемой работы могут быть различными. В связи с этим для оценки топливной экономичности трактора используют **удельный тяговый расход топлива**

$$g_{кр} = \frac{G_{т}}{N_{кр} 1000}, \text{ г/кВт ч.}$$

Расход топлива на гектар обработанной площади  $кг/г.э.га$  так же не может служить оценочным показателем топливной экономичности трактора. Погектарный расход топлива характеризует топливную экономичность агрегата, так как его величина определяется не только топливной экономичностью трактора, но и степенью совершенства конструкции сельскохозяйственной машины, работающей вместе с трактором.

Принимая во внимание, что

$$N_{кр} = N_e K_{пд тяг},$$

получаем:

$$g_{кр} = \frac{1000 G_{т}}{N_e K_{пд тяг}} = \frac{g_e}{K_{пд тяг}}$$

Таким образом, топливная экономичность трактора определяется двумя факторами:

- топливная экономичность двигателя,
- тяговый КПД трактора.

На тракторах, как правило, применяют дизели, которые в условиях эксплуатации на 40...50% экономичнее карбюраторных. Применение на тракторных дизелях всережимных регуляторов позволяет поддерживать скоростной режим близко к оптимальному, что благоприятно сказывается на его топливной экономичности. Для обеспечения высокой топ-

ливной экономичности двигателя необходимо, кроме того, таким образом комплектовать машинно-тракторный агрегат и варьировать передачами, чтобы обеспечить наиболее полную загрузку двигателя.

Чем выше тяговый кпд трактора, тем выше, при прочих равных условиях, топливная экономичность трактора. Уменьшение механических потерь в трансмиссии, снижение затрат мощности на качение трактора, а так же улучшение сцепных качеств движителя способствуют повышению топливной экономичности трактора.

## 1. 14 Лекция №14( 2 часа).

### Тема: «Тяговая динамика автомобиля»

#### 1.14.1 Вопросы лекции:

1. Тяговый баланс и тяговая диаграмма движения автомобиля.
2. Устойчивость системы «автомобиль-двигатель».
3. Динамический фактор. Динамическая характеристика автомобиля.
4. Мощностная характеристика автомобиля.

#### 1.14.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Тяговый баланс и тяговая диаграмма движения автомобиля. Аналитическое выражение тягового баланса автомобиля имеет вид:

$$P_k - P_f - P_{\text{под}} - P_{\text{воз}} - P_{\text{кр}} - P_j = 0$$

Касательная сила тяги на ведущих колесах

$$P_k = M_e K_{\text{пдтр}} I_o I_k / R_3$$

есть функция крутящего момента двигателя, который, в свою очередь, зависит от частоты вращения коленчатого вала двигателя. Зависимость  $M_e = f(n)$  определяется скоростной характеристикой двигателя. Подставляя значения крутящего момента двигателя из его внешней скоростной характеристики, получим зависимость  $P_k = f(n)$ .

Скорость движения автомобиля определяется

$$V = \frac{\pi n R_3}{30 I_o I_k}$$

и так же является функцией частоты вращения  $V = f(n)$ .

В связи с этим, имеется возможность графического построения зависимости  $P_k = f(V)$  для всех передач (Рис. 6.1). Кроме кривых  $P_k$  на рисунке нанесем зависимость силы сопротивления качению от скорости движения  $P_f = f(V)$  и суммарной силы  $P_c = P_f + P_{\text{воз}}$ . Полученный график получил название – **тяговая диаграмма движения автомобиля**. При движении по горизонтальной дороге сила сопротивления качению определяется:

$$P_f = f_v P_T.$$

В момент трогания автомобиля с места сила сопротивления качению отлична от нуля  $P_f \neq 0$ . С увеличением скорости движения сила сопротивления качению плавно возрастает в связи с ростом коэффициента сопротивления качению  $f_v$ .

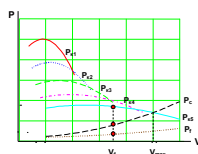


Рис. 6.1 Тяговая диаграмма движения автомобиля

Сила сопротивления воздуха определяется выражением:

$$P_{\text{воз}} = 0,5 C_x \Pi_B F V^2.$$

При  $V \Rightarrow P_{\text{воз}} = 0$ , поэтому кривые  $P_f$  и  $P_c$  выходят из одной точки. С увеличением скорости движения кривая  $P_c$  более круто поднимается вверх, так как сопротивление воздуха находится в квадратичной зависимости от скорости движения.

Тяговая диаграмма движения автомобиля относится к конкретной дороге с коэффициентом сопротивления качению  $f$  и позволяет решить ряд динамических задач при движении по данной дороге:

1. Определить максимальную скорость движения автомобиля. Уравнение тягового баланса автомобиля в этом случае имеет вид:

$$P_k = P_f + P_{\text{воз}}$$

и максимальная скорость автомобиля определится проецированием точки пересечения кривых  $P_k$  и  $P_c$  на ось абсцисс.

2. Определить угол подъема, который преодолет автомобиль при движении с определенной скоростью  $V_1$ . Из уравнения тягового баланса

$$P_k = P_f + P_{\text{воз}} + P_{\text{под}}$$

определим силу сопротивления подъему:

$$P_{\text{под}} = P_T \sin \alpha = P_k - P_f - P_{\text{воз}}.$$

$$\sin \alpha = \frac{P_k - P_{\text{воз}} - P_f}{P_T}$$

Отсюда

Выбрав по графику скорость движения, соответствующую максимальному значению  $P_k$ , определим максимальный угол подъема, преодолеваемого автомобилем на данной дороге.

3. Определить массу прицепа, транспортируемого автомобилем с определенной скоростью. Из уравнения тягового баланса:

$$P_k = P_f + P_{\text{воз}} + P_{\text{кр}}$$

определим силу тягового сопротивления прицепа  $P_{\text{кр}} = P_k - P_f - P_{\text{воз}}$ . Считая, что на горизонтальной дороге тяговое сопротивление прицепа складывается из сил сопротивления качению и воздуха и, принимая во внимание, что сила сопротивления воздуха движению прицепа составляет, примерно, 25% от силы сопротивления воздуха движению автомобиля, получим:

$$m_{\text{пр}} = \frac{P_k - P_f - 1.25P_{\text{воз}}}{g f_v}$$

4. Определить ускорение автомобиля. Из уравнения тягового баланса:

$$P_k = P_f + P_{\text{воз}} + P_j$$

определим «силу сопротивления разгону»  $P_j = P_k - P_f - P_{\text{воз}}$ . Имея в виду, что  $P_j = m_a \cdot J K_{\text{врм}}$ , ускорение автомобиля определится:

$$J = \frac{P_k - P_f - P_{\text{воз}}}{K_{\text{врм}} m_a}$$

Тяговая диаграмма движения автомобиля ЗИЛ – 130 с полной нагрузкой ( $m_a = 10.5$  т) по хорошей дороге ( $f = 0,016$ ) представлена на рис. 6.2.

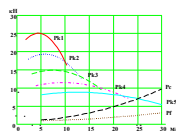


Рис.6.2 Тяговая диаграмма движения автомобиля ЗИЛ-130 ( $f = 0.016$ )

Тяговая диаграмма движения не является универсальной характеристикой автомобиля. Она привязана к определенной дороге с коэффициентом сопротивления качению  $f$  и позволяет решить ряд динамических задач только при движении по данной дороге с определенной загрузкой (полной массой). Кроме того, тяговая диаграмма движения недостаточно удобна для сравнительной оценки тяговых качеств автомобилей с различной полной массой, так как при одинаковых значениях  $P_k$  они будут иметь при движении по од-



ной и той же дороге различные ускорения, максимальные скорости, преодолевать различные подъемы.

**2. Наименование вопроса № 2.** Устойчивость системы «автомобиль-двигатель». Используя тяговую диаграмму движения автомобиля, можно установить, будет ли устойчивой работа системы «автомобиль-двигатель» в заданных условиях эксплуатации. Рассмотрим зависимости  $P_k = f(V)$  и  $P_c = f(V)$  для одной передачи (Рис. 6.3).

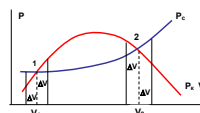


Рис. 6.3 Устойчивость системы «автомобиль-двигатель»

Двигатель создает на ведущих колесах касательную силу тяги  $P_k$ , автомобиль воспринимает внешние сопротивления  $P_c$ . Равновесие системы «автомобиль-двигатель» имеет место в точках 1 и 2 при скоростях движения соответственно  $V_1$  и  $V_2$ . Рассмотрим характер равновесия системы в этих точках.

Предположим, автомобиль движется с равновесной скоростью  $V_1$ . Вследствие какого-то случайного кратковременного воздействия скорость движения снизилась на величину  $\Delta V$ , т.е.  $\Delta V < 0$ . В результате касательная сила тяги снижается и становится меньше силы внешних сопротивлений  $P_k < P_c$ , что приведет к замедленному движению автомобиля  $J < 0$ . Скорость движения автомобиля и частота вращения коленчатого вала двигателя будут продолжать снижаться до тех пор, пока автомобиль не остановится (при условии, что водитель не предпринимает никаких мер для увеличения касательной силы тяги). Если случайное кратковременное воздействие повысит скорость автомобиля от равновесной  $V_1$  на величину  $\Delta V$  ( $\Delta V > 0$ ), касательная сила тяги возрастет и превысит силы внешних сопротивлений  $P_k > P_c$ . Автомобиль начнет двигаться ускоренно ( $J > 0$ ) и чем больше разность  $(P_k - P_c)$ , тем больше будет ускорение автомобиля. Таким образом, в точке 1 мы имеем неустойчивое равновесие системы «автомобиль-двигатель». Любое случайное кратковременное воздействие выводит систему из равновесия и автомобиль либо останавливается, либо разгоняется.

Предположим, автомобиль разогнался до скорости  $V_2$  и вновь наступило равновесие системы «автомобиль-двигатель» ( $P_k = P_c$ ). Если случайное кратковременное воздействие снизит скорость движения на величину  $\Delta V$  ( $\Delta V < 0$ ), касательная сила тяги возрастет, а силы внешних сопротивлений уменьшатся. При условии  $P_k > P_c$  автомобиль движется ускоренно ( $J > 0$ ) и скорость движения автомобиля восстанавливается. Увеличение скорости движения на  $\Delta V$  ( $\Delta V > 0$ ) приводит к уменьшению касательной силы тяги и увеличению сил внешних сопротивлений. Ускорение автомобиля будет отрицательным ( $J < 0$ ), скорость автомобиля снизится и, когда она достигнет величины  $V_2$ , равновесие системы «автомобиль-двигатель» восстановится. Следовательно, в точке 2 имеет место устойчивое равновесие системы «автомобиль-двигатель». Скорость автомобиля восстанавливается после любого случайного кратковременного воздействия и водителю не нужно предпринимать никаких мер для поддержания постоянства скорости движения.

Рассмотрим условия перехода от устойчивого равновесного состояния к неустойчивому (Рис. 6.4).

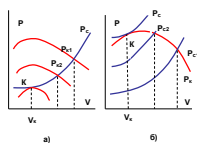


Рис. 6.4 Переход автомобиля от устойчивого движения к неустойчивому:  
а) при переменном положении дросселя,



б) при изменении дорожного сопротивления.

Пусть автомобиль движется по дороге с постоянным значением приведенного коэффициента дорожного сопротивления. На тяговой диаграмме движения автомобиля нанесем ряд кривых  $P_k = f(V)$ , соответствующих различным положениям дроссельной заслонки. По мере прикрытия дросселя устойчивая равновесная скорость уменьшается. Минимальная степень открытия дроссельной заслонки, когда движение автомобиля по данной дороге еще возможно, определится точкой касания кривых  $P_k = f(V)$  и  $P_c = f(V)$ . Равновесную скорость обозначим  $V_k$  (минимально-устойчивая скорость). Подобная картина получается, если при движении автомобиля с постоянным дросселем будет меняться коэффициент дорожного сопротивления. Минимальная равновесная скорость  $V_k$  будет соответствовать максимальному, для данного случая, значению приведенного коэффициента дорожного сопротивления.

Рассмотрим, в каком положении будет находиться система «автомобиль-двигатель» при движении со скоростью  $V_k$ . Предположим, в результате случайного кратковременного воздействия скорость движения снизилась на величину  $\Delta V$  ( $\Delta V < 0$ ). Касательная сила тяги уменьшилась  $P_k < P_c$ , поэтому ускорение автомобиля  $J < 0$ . Автомобиль будет двигаться замедленно, пока не остановится (водитель не предпринимает мер для увеличения  $P_k$ ). Система «автомобиль-двигатель» находится в положении неустойчивого равновесия. Если случайное кратковременное воздействие увеличит скорость движения на величину  $\Delta V$  ( $\Delta V > 0$ ), условие  $P_k < P_c$  сохранится, автомобиль будет двигаться с замедлением и скорость движения восстановится. Система «автомобиль-двигатель» находится в положении устойчивого равновесия. Скорость движения  $V_k$ , соответствующая граничному условию равновесия, называется критической. Система «автомобиль-двигатель» устойчива при скоростях движения выше критической и неустойчива, если скорость движения меньше критической. Равномерное движение автомобиля со скоростью меньше критической требует от водителя реакции на каждое случайное изменение скорости движения путем воздействия на дроссельную заслонку или рычаг переключения передач.

**3. Наименование вопроса № 3.** Динамический фактор. Динамическая характеристика автомобиля. Уравнение тягового баланса одиночного автомобиля имеет вид:  $P_k -$

$P_{\text{дор}} - P_{\text{воз}} - P_j = 0$ . Касательная сила тяги  $P_k = \frac{M_e I_o I_k K_{\text{ппр}}}{R_i}$  определяется технической характеристикой автомобиля – зависимостью крутящего момента двигателя от частоты вращения коленчатого вала и передаточным числом коробки передач. Сила сопротивления воздуха зависит от обтекаемости автомобиля, площади лобового сопротивления и скорости движения. Численные значения этих сил, как функции скорости движения, целиком и полностью определяются параметрами автомобиля.

Значение силы дорожного сопротивления, конечно же, зависит от массы автомобиля, но решающим, для конкретного автомобиля, является внешний фактор – приведенный коэффициент дорожного сопротивления (состояние покрытия и наличие подъемов). Сила сопротивления «разгону»  $P_j = JK_{\text{врм}} m_a$  зависит от массы автомобиля, номера включенной передачи, но если ускорение автомобиля равно нулю, то и  $P_j = 0$ . В конкретных условиях эксплуатации ускорение автомобиля может изменяться от нуля до максимально-возможного значения при полностью открытом дросселе. Таким образом, действия водителя по управлению подачей топлива являются внешним фактором, определяющим значение силы  $P_j$ .

Сгруппируем слагаемые тягового баланса таким образом, чтобы в левой части уравнения находились слагаемые, определяемые, в основном, параметрами автомобиля, а в правой – внешними факторами, не зависящими от автомобиля:  $P_k - P_{\text{воз}} = P_{\text{дор}} + J m_a K_{\text{врм}}$ .

Разность  $(P_k - P_{\text{воз}})$  называют *свободной силой тяги*. Она показывает, какую силу тяги можно направить на преодоление внешних сопротивлений. Абсолютное значение разности  $(P_k - P_{\text{воз}})$  не достаточно полно характеризует динамические качества автомоби-

ля, т.к. для различных автомобилей, массы которых не равны, одна и та же свободная сила тяги обеспечит преодоление различных дорожных сопротивлений или разную интенсивность разгона. Более удобным для оценки динамических качеств автомобиля будет удельный параметр, отнесенный к массе автомобиля. С целью получения безразмерного параметра свободную силу тяги разделили на произведение ( $gm_a$ ) и полученный параметр назвали – **динамический фактор**.

$$D = \frac{P_k - P_{\text{воз}}}{gm_a}$$

Будучи удельным параметром, динамический фактор позволяет проводить сравнение динамических качеств различных автомобилей, независимо от их массы. Он показывает, какую силу тяги, приходящуюся на единицу массы, может развить автомобиль для преодоления внешних сопротивлений. *Динамический фактор является параметром автомобиля, характеризующим его динамические качества.*

С другой стороны, динамический фактор связан с условиями движения автомобиля. Подставив в выражение для динамического фактора вместо свободной силы тяги сумму ( $P_{\text{дор}} + Jm_a K_{\text{врм}}$ ), получим:

$$D = \frac{P_{\text{дор}} + Jm_a K_{\text{врм}}}{gm_a} = K_{\text{дор}} + Jm_a K_{\text{врм}}$$

В случае равномерного движения, когда  $J = 0$   $D = K_{\text{дор}} = f \cos \alpha + \sin \alpha$ , а если автомобиль движется по горизонтальной поверхности,  $\alpha = 0$   $D = f$ .

*При равномерном движении автомобиля по горизонтальной дороге динамический фактор численно равен коэффициенту сопротивления качению.*

Максимально-возможное значение касательной силы тяги ограничено сцеплением ведущих колес с дорогой. Учитывая, что максимальную касательную силу тяги автомобиль развивает на первой передаче, когда скорость движения мала, сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда максимально-возможное значение динамического фактора определится:

$$D_{\text{сц}} = \frac{P_{\text{сц}}}{gm_a} = \frac{K_{\text{сц}} m_3}{m_a}$$

Эта величина получила название – **динамический фактор по сцеплению**. Для полноприводного автомобиля масса, приходящаяся на ведущие колеса, равна полной массе автомобиля:  $m_3 = m_a$ ,  $D_{\text{сц}} = K_{\text{сц}}$ .

**Динамический фактор автомобиля не может быть больше коэффициента сцепления.**

Для автомобиля с колесной формулой **4х2** масса, приходящаяся на ведущие колеса равна  $m_3 = m_a a_3$ , где  $a_3$  – доля нагрузки на ведущие колеса. Динамический фактор по

сцеплению определится:

$$D_{\text{сц}} = \frac{K_{\text{сц}} gm_a a_3}{gm_a} = K_{\text{сц}} a_3$$

Динамическая характеристика автомобиля

Графическое изображение динамического фактора от скорости движения называют *динамической характеристикой автомобиля*. Динамическую характеристику строят, обычно, для случая работы двигателя с полной нагрузкой, когда дроссель открыт на 100%. Имея внешнюю скоростную характеристику двигателя  $M_e = f(n)$ , для каждой передачи можно рассчитать зависимости  $P_k = f(n)$ ,  $V = f(n)$  и  $D = f(n)$  и построить динамическую характеристику  $D = f(V)$  (Рис. 6.5). Прикрывая дроссель, водитель имеет возможность уменьшить динамический фактор автомобиля до требуемой величины.

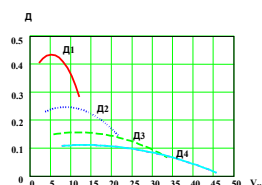


Рис.6.5 Динамическая характеристика автомобиля ВАЗ- 2107

С помощью динамической характеристики можно решить ряд задач по оценке динамических качеств автомобиля:

1. Определить возможную скорость движения автомобиля в заданных дорожных условиях, характеризуемых приведенным коэффициентом дорожного сопротивления  $K_{дор1}$  (Рис. 6.6). Учитывая, что при равномерном движении  $D = K_{дор}$ , соответствующее значение динамического фактора  $D_1 = K_{дор1}$  определит искомую скорость движения  $V_1$ , а также номер передачи, на которой движение автомобиля будет возможным.

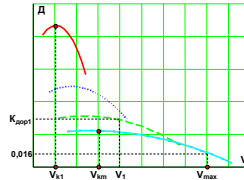


Рис. 6.6 Динамическая характеристика автомобиля

2. Оценить дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем при движении с заданной скоростью. Эта задача является обратной предыдущей. С одной и той же скоростью автомобиль может двигаться на различных передачах и преодолевать различные дорожные сопротивления.

3. Определить критическую скорость по условию устойчивости системы «автомобиль-двигатель». Критическая скорость определяется точкой касания кривых  $P_k = f(V)$  и  $P_c = f(V)$  на тяговой диаграмме движения, что затрудняет её определение. Следует отметить, что кривизна зависимости  $P_c = f(V)$  определяется, в основном, сопротивлением воздуха. В результате точка касания этих кривых смещается влево от максимального значения касательной силы тяги. Динамический фактор есть удельное значение касательной силы тяги за вычетом сопротивления воздуха. Поэтому критическая скорость определится точкой касания кривых  $D = f(V)$  и  $K_{дор} = f(V)$ . Если принять, что коэффициент сопротивления качению не зависит от скорости движения, что справедливо для небольших скоростей движения, критическая скорость будет соответствовать максимальному значению динамического фактора на данной передаче.

4. Определить угол подъема, преодолеваемого автомобилем в заданных условиях эксплуатации. Данная задача является конкретизацией второй и сводится к определению угла подъема при известном дорожном сопротивлении.

#### Преодоление подъема с постоянной скоростью

В данном случае справедливо равенство:  $D = K_{дор}$ . С целью упрощения решения задачи рассмотрим три случая, соответствующих определенным значениям угла подъема  $\alpha$ .

а) Угол подъема дорожного полотна не превышает  $6^\circ$ .

Приведенный коэффициент дорожного сопротивления можно рассчитать:  $K_{дор} = f \cos \alpha + \sin \alpha = f + \alpha_{рад}$ , считая, что в данном случае  $\cos \alpha \approx 1$ , а  $\alpha_{рад}$  – угол подъема, выраженный в радианах, примерно равен  $\alpha_{рад} \approx \tan \alpha \approx \sin \alpha$ . Угол подъема, преодолеваемого автомобилем, определится:

$$\alpha = \frac{D - f}{\pi} 180$$

Использование этого выражения обеспечит приемлемую точность оценки угла подъема, если  $D - f < 0,105$ .

б) Угол подъема дорожного полотна менее  $10^\circ$ .  $6^\circ < \alpha < 10^\circ$  В этом случае можно принять  $\cos \alpha \approx 1$  и тогда  $K_{дор} = f + \sin \alpha$ . Отсюда  $\sin \alpha = D - f < 0,174$ .

в) Угол подъема более  $10^\circ$ .  $K_{дор} = f \cos \alpha + \sin \alpha = f \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} + \sin \alpha$   
Возведя полученное выражение в квадрат, избавимся от радикала  $f^2(1 - \sin^2 \alpha) = K_{дор}^2 - 2K_{дор}\sin \alpha + \sin^2 \alpha$ .

Решая квадратный трехчлен, получим:

$$\sin \alpha = \frac{2K_{\text{дор}} - \sqrt{4K_{\text{дор}}^2 - 4(K_{\text{дор}}^2 - f^2)(1 + f^2)}}{2(1 + f^2)}$$

Пренебрегая величиной  $f^2$ , как несравнимо малой по отношению к  $K_{\text{дор}}$ , получим:

$$\sin \alpha = K_{\text{дор}} - f\sqrt{1 - K_{\text{дор}}^2} = D - f\sqrt{1 - D^2}$$

Динамическое преодоление подъемов. Если движение автомобиля на подъем сопровождается снижением скорости движения, высвобождаемая кинетическая энергия расходуется на преодоление подъема. При неравномерном движении дорожное сопротивление, которое сможет преодолеть автомобиль, определится:

$$K_{\text{дор}} = D - \frac{JK_{\text{взм}}}{g} \quad \text{Отсюда} \quad \sin \alpha_{\text{дин}} = D - \frac{JK_{\text{взм}}}{g} - f\sqrt{1 - \left(D - \frac{JK_{\text{взм}}}{g}\right)^2}$$

Пользоваться полученным выражением для оценки угла подъема, преодолеваемого автомобилем со снижением скорости движения, затруднительно, поскольку величина ускорения автомобиля не является постоянной.

Представим угол динамического преодоления подъема в виде суммы:  $\alpha_{\text{дин}} = \alpha + \alpha_{\text{доп}}$ ,

где  $\alpha$  - угол подъема, преодолеваемого автомобилем при равномерном движении и определяемый с помощью динамической характеристики,

$\alpha_{\text{доп}}$  – приращение угла подъема за счет кинетической энергии, высвобождаемой при снижении скорости движения.

Величину  $\alpha_{\text{доп}}$  можно определить, приравняв кинетическую энергию, высвобождающуюся при снижении скорости автомобиля от  $V_2$  до  $V_1$ , к работе сил дополнительного сопротивления подъему. С учетом вращающихся масс получим:  $0,5m_a K_{\text{взм}}(V_2^2 - V_1^2) = g m_a \sin \alpha_{\text{доп}} S$ , здесь  $S$  – длина подъема.

$$\sin \alpha_{\text{доп}} = \frac{K_{\text{взм}}(V_2^2 - V_1^2)}{2gS}$$

Тогда

Минимальное значение скорости  $V_1$  следует принять равной критической по условию устойчивости системы «автомобиль-двигатель», поскольку, в противном случае, вероятность остановки двигателя будет достаточно велика.

Таким образом, величина дополнительного угла подъема, преодолеваемого за счет снижения скорости движения, определяется значением скорости  $V_2$  перед началом подъема и длиной подъема  $S$ . Если на дороге имеется короткий, но достаточно крутой подъем, водитель разгоняет автомобиль до возможно большей скорости и реализует наибольшее значение угла  $\alpha_{\text{доп}}$ . Если же на дороге имеется затяжной подъем, то величина дополнительного угла практически сводится к нулю ( $\alpha_{\text{доп}} \approx 0$ ) и водителю следует заранее переключиться на низшую передачу и преодолевать подъем при постоянной скорости движения.

Характерные точки динамической характеристики. Динамический фактор, как удельный параметр, очень удобен для оценки динамики различных автомобилей. Сравнение динамических качеств двух автомобилей наложением одной динамической характеристики на другую весьма затруднительно. Поэтому для анализа динамичности автомобиля используют характерные точки динамической характеристики (Рис. 6.7).

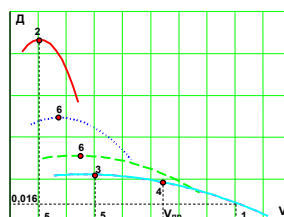


Рис.6.7 Характерные точки динамической характеристики

1. Максимальная скорость автомобиля на «хорошей» дороге. В качестве «хорошей» считают дорогу с коэффициентом сопротивления качению  $f = 0.016$ . Чем выше максимальная скорость, тем выше, как правило, средняя эксплуатационная скорость и, соответственно, производительность автомобиля по перевозке грузов или пассажиров.

2. Максимальное значение динамического фактора.  $D_{\max}$  определяет величину максимального подъема, преодолеваемого автомобилем при условии достаточного сцепления ведущих колес.

$D_{\max} = 0,3 \dots 0,4$  – грузовые и легковые автомобили дорожной проходимости,

$D_{\max} = 0.6 \dots 1,0$  – автомобили высокой проходимости.

3. Наибольшее значение динамического фактора на высшей передаче.  $D_m$  характеризует способность автомобиля преодолевать подъемы без переключения на низшую передачу.

$D_m = 0.07 \dots 0.10$  – легковые автомобили,

$D_m = 0.04 \dots 0.08$  – грузовые автомобили,

$D_m = 0.06 \dots 0.15$  – автомобили высокой проходимости.

4. Минимально-устойчивая скорость движения:

- на высшей передаче  $V_{km}$  вместе с максимальной скоростью определяет диапазон скоростей движения на высшей передаче. Чем шире этот диапазон, тем более удобен автомобиль в управлении.

$V_{km} = 14 \dots 18$  м/с – легковые автомобили

$V_{km} = 12 \dots 15$  м/с – грузовые автомобили

- на первой передаче  $V_{k1}$  характеризует общий диапазон скоростей движения автомобиля.

5. Динамический фактор при наиболее приемлемой, для данного автомобиля, скорости движения  $D_{пр}$ , характеризует подъемы, преодолеваемые автомобилем без снижения скорости движения. Приемлемая скорость движения определяется, в основном, состоянием дорожного полотна и, обычно, равна  $V_{пр} = (0,5 \dots 0,7)V_{\max}$

6. Максимальные значения динамического фактора на промежуточных передачах  $D_2, D_3$ .

#### Универсальная динамическая характеристика

Динамический фактор зависит от массы автомобиля  $m_a = m_o + m_e$

$m_o$  – снаряженная масса автомобиля,

$m_e$  – масса перевозимого груза.

Масса перевозимого груза изменяется от нуля (порожный пробег) до номинальной грузоподъемности, а также может и превышать её. Для оценки динамических качеств автомобиля при любой фактической массе к динамической характеристике пристраивают номограмму масштабов, в результате чего получают универсальную динамическую характеристику. Предлагается два способа построения такой характеристики. В первом способе за основу принимают динамическую характеристику порожнего автомобиля, во втором – полностью груженого (Рис.6.8). Следует отдать предпочтение второму способу, т.к., чаще всего, оценивают динамические качества автомобиля с полной нагрузкой, и в этом случае нет необходимости применять номограмму масштабов.

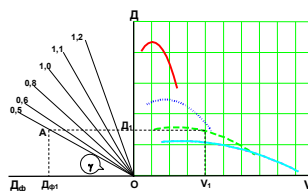


Рис.6.8 Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор при полной и любой фактической загрузке автомобиля

$$D = \frac{P_k - P_{\text{воз}}}{g m_a} \quad D_\phi = \frac{P_k - P_{\text{воз}}}{g m_\phi} \quad \text{Тогда} \quad \frac{D}{D_\phi} = \frac{m_\phi}{m_a} \quad D_\phi = \frac{D}{m_\phi / m_a}$$

Динамический фактор при любой фактической загрузке равен динамическому фактору при полной загрузке деленному на отношение фактической массы автомобиля к полной.

К динамической характеристике, построенной при полной загрузке автомобиля, построим номограмму масштабов в левом квадранте. Для этого из начала координат О проведем луч под углом  $\gamma$  к оси абсцисс. Динамический фактор  $D_1$  при скорости  $V_1$  спроецируем на луч (т.А) и далее на ось абсцисс (т.Д<sub>ф</sub>). Очевидно, что

$$\text{tg} \gamma = \frac{A D_\phi}{O D_\phi} \quad O D_\phi = \frac{D_1}{\text{tg} \gamma}$$

$$\text{tg} \gamma = \frac{m_\phi}{m_a}$$

Если угол наклона луча  $\gamma$  выбран таким образом, что в том же масштабе будет представлять фактическое значение динамического фактора  $D_{\phi 1}$ . Из начала координат О проведем несколько лучей и против каждого из них проставим значение тангенса угла наклона

$$\text{tg} \gamma = \frac{m_\phi}{m_a}$$

Для грузового автомобиля минимальное значение принимается равным 0,5, что соответствует, ориентировочно, порожнему автомобилю, максимальное значение – 1,2 при перегрузке автомобиля примерно на 40%.

Проецируя динамический фактор  $D_1$  при полной загрузке на какой-либо луч и далее на ось абсцисс, получим фактическое значение динамического фактора при данной загрузке автомобиля. Если нам известна степень загрузки автомобиля, то приравняв  $K_{\text{дор}} = D_{\phi 1}$  спроецируем эту точку на луч, соответствующий данной загрузке автомобиля и далее на динамическую характеристику при полной загрузке автомобиля, по которой определится скорость движения автомобиля на данной дороге при данной загрузке.

4. Наименование вопроса № 4. Мощностная характеристика автомобиля. Анализ динамичности автомобиля можно произвести сопоставлением мощностей, необходимых для преодоления сопротивлений движению. Уравнение мощностного баланса можно записать в виде:  $N_e = N_{\text{тр}} + N_f + N_{\text{воз}} + N_{\text{под}} + N_{\text{кр}} + N_J$

$N_e$  – эффективная мощность двигателя,  $N_e = \frac{M_e n}{9550}$

$N_{\text{тр}}$  – потери мощности в трансмиссии,  $N_{\text{тр}} = N_e (1 - K_{\text{пдтр}})$

$N_f$  – затраты мощности на качение,  $N_f = f_v g m_a \cos \alpha V$

$N_{\text{воз}}$  – затраты мощности на сопротивление воздуха,  $N_{\text{воз}} = 0,5 C_x \Pi_{\text{воз}} F V^2$

$N_{\text{под}}$  – мощность, расходуемая на преодоление подъема,  $N_{\text{под}} = g m_a V \sin \alpha$

$N_{\text{кр}}$  – мощность, расходуемая на тягу прицепа,  $N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} V$

$N_J$  – мощность, затрачиваемая на увеличение кинетической энергии (разгон) автомобиля,  $N_J = K_{\text{врм}} J m_a V$ .

Для случая равномерного движения одиночного автомобиля по горизонтальной дороге

$$N_e = N_{\text{тр}} + N_f + N_{\text{воз}} = \frac{f_v g m_a V}{K_{\text{пдтр}}} + \frac{0,5 C_x \Pi_{\text{воз}} F V^2}{K_{\text{пдтр}}}$$

Эффективная мощность двигателя, определяемая по внешней скоростной характеристике, есть функция частоты вращения  $N_{\text{евн}} = f(n)$ . Частота вращения коленчатого вала

двигателя определяет скорость движения автомобиля в соответствии с номером передачи:

$$V = \frac{\pi n R_3}{30 I_0 I_k}$$

Построим кривые эффективной мощности двигателя от скорости движения для всех передач (Рис.6.9).

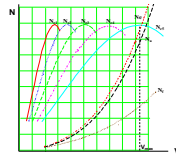


Рис.6.9 Мощностная характеристика автомобиля

При движении автомобиля часть мощности двигателя затрачивается на преодоление сопротивления качению, кривая  $N_f$ . Прибавим к ней мощность, расходуемую на сопротивление воздуха,  $N_f + N_{воз} = N_k$ . К полученной кривой добавим потери мощности в трансмиссии и получим зависимость мощности, развиваемой двигателем, от скорости при движении по данной дороге. Пересечение кривых  $N_e = f(V)$ ,  $N_{e5} = f(V)$  определяет максимальную скорость движения автомобиля на данной дороге. При скорости движения

$V < V_{max}$  всегда имеется положительная разность ( $N_{евн} - N_e$ ), которая может быть использована:

1. Для преодоления подъема без снижения скорости движения  $N_{евн} - N_e = gm_a \sin \alpha V$

$$\sin \alpha = \frac{N_{евн} - N_e}{gm_a V}$$

2. На тягу прицепа  $N_{евн} - N_e = P_{кр} V$ . Учитывая, что тяговое сопротивление прицепа при движении по горизонтальной дороге складывается из сопротивления качению и воздуха, которое составляет примерно  $0,25P_{воз}$  автомобиля, массу прицепа можно определить

$$m_{пр} = \frac{N_{евн} - N_{тр} - N_f - 1,25N_{воз}}{fgV}$$

3. Для разгона автомобиля.  $N_{евн} - N_e = N_j$

Мощностная характеристика дает наглядное представление о степени использования мощности двигателя (степени открытия дросселя), которая зависит:

1. от состояния опорной поверхности ( $K_{дор}$ ),
2. от скорости движения,
3. от номера включенной передачи.

Уменьшение степени открытия дросселя приводит к ухудшению топливной экономичности двигателя. Поэтому водитель, варьируя скоростью движения и своевременно переключая передачи, должен стремиться работать на таких режимах, чтобы обеспечить открытие дросселя на 80...85%.

Проецируя динамический фактор  $D_1$  при полной загрузке на какой-либо луч и далее на ось абсцисс, получим фактическое значение динамического фактора при данной загрузке автомобиля. Если нам известна степень загрузки автомобиля, то приравняв  $K_{дор} = D_{ф1}$  спроецируем эту точку на луч, соответствующий данной загрузке автомобиля и далее на динамическую характеристику при полной загрузке автомобиля, по которой определится скорость движения автомобиля на данной дороге при данной загрузке.

## 1. 15 Лекция №15 ( 2 часа).

### Тема: «Разгон автомобиля»

#### 1.15.1 Вопросы лекции:

1. Возможные ускорения автомобиля.
2. Время и путь разгона.
3. Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля.
4. Особенности динамики автомобиля с гидродинамической трансмиссией.



### 1.15.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Возможные ускорения автомобиля. Время равномерного движения автомобиля обычно не велико. В городских условиях время равномерного движения автомобиля составляет 15...25%, ускоренного – 30...45% от общего времени движения. В связи с этим важнейшим динамическим качеством автомобиля является приемистость, т.е. способность быстро увеличивать скорость движения.

Для случая трогания автомобиля с места уравнение тягового баланса имеет вид  $P_k = P_{f_{тр}} + P_{под} + P_j$ , сопротивлением воздуха пренебрегают.

$P_{f_{тр}}$  – сила сопротивления качению в момент трогания с места.

$P_{f_{тр}} = f_{тр} g m_a \cos \alpha$   $f_{тр}$  – коэффициент сопротивления качению при трогании с места. Он, примерно, в 1,5 раза больше коэффициента сопротивления качению при движении для той же дороги. Так, если для асфальтобетонного покрытия  $f_0 = 0,016$ , то  $f_{тр} = 0,024$ .

Расшифровывая слагаемые тягового баланса, получим

$$\frac{M_e I_0 I_k K_{пд_{тр}}}{R_z} = f_{тр} g m_a \cos \alpha + g m_a \sin \alpha + m_a J K_{врм}$$

Максимальную касательную силу тяги на ведущих колесах можно получить на первой передаче при максимальном крутящем моменте двигателя. Подставляя их значение в уравнение тягового баланса, можно рассчитать максимальную массу автомобиля или автопоезда для заданных условий трогания с места (угол подъема  $\alpha$ ).

$$m_{amax} = \frac{M_{e_{max}} K_{пд_{тр}} I_0 I_{k1}}{g R_z \left( f_{тр} \cos \alpha + \sin \alpha + \frac{J K_{врм}}{g} \right)}$$

Трогание автомобиля с места возможно, если полная масса  $m_a < m_{amax}$ . При теоретическом анализе процесса разгона автомобиля обычно не учитывается время, в течение которого происходит выравнивание частот вращения коленчатого вала двигателя и первичного вала коробки передач за счет буксования сцепления. Оно незначительно и не оказывает существенного влияния на продолжительность разгона. Кроме того, оно зависит от субъективного фактора – темпа включения сцепления. Поэтому считают, что разгон начинается со скорости  $V_{min}$  на 1<sup>ой</sup> передаче, соответствующей наименьшей устойчивой частоте вращения коленчатого вала.

$$V_{min} = \frac{\pi n_{min} R_z}{30 I_0 I_{k1}}$$

Можно допустить, что к моменту полного включения сцепления дроссельная заслонка открыта полностью. Из выражения:

$$D = K_{дор} + \frac{J K_{врм}}{g} \quad J = \frac{(D - K_{дор}) g}{K_{врм}}$$

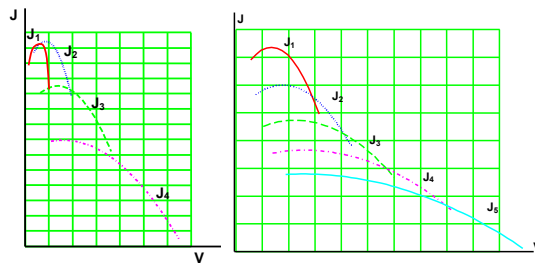
Из полученного выражения видно, что величина возможного ускорения автомобиля определяется двумя факторами:

1. Превышением динамического фактора над приведенным коэффициентом дорожного сопротивления  $(D - K_{дор})$ . Очевидно, что наибольшее значение разности  $(D - K_{дор})$  будет иметь место при движении на 1<sup>ой</sup> передаче.

2. Величиной коэффициента вращающихся масс, которая зависит от передаточного числа трансмиссии. Максимальное значение коэффициента вращающихся масс также имеет место при движении на 1<sup>ой</sup> передаче.

Имея динамическую характеристику автомобиля и подсчитав коэффициент вращающихся масс можно построить кривые возможных ускорений (дроссель открыт полностью) на всех передачах в функции скорости движения (Рис.7.1).





а)

б)

Рис. 7.1. График возможных ускорений.

а) грузового автомобиля;

б) легкового автомобиля.

У легковых автомобилей максимальное значение возможного ускорения имеет место, как правило, на первой передаче. У грузовых автомобилей, в связи с большой величиной передаточного числа трансмиссии на первой передаче, существенно возрастает  $K_{врм}$ , и, очень часто, максимальное значение возможного ускорения имеет место на второй передаче. Не случайно, водители грузовых автомобилей, если позволяют условия, осуществляют трогание и начинают разгон автомобиля со второй передачи.

Разгон автомобиля осуществляют поэтапно, переходя от низших передач к высшим. Для обеспечения наибольшей интенсивности разгона переключение передач необходимо осуществлять тогда, когда ускорение на низшей передаче будет равно ускорению на высшей передаче, т.е. при скорости, соответствующей точке пересечения кривых возможных ускорений соседних передач. Если эти кривые не пересекаются, то разгон следует производить до наибольшей скорости на данной передаче.

**2. Наименование вопроса № 2.** Время и путь разгона. Величина возможного ускорения не является достаточно наглядным показателем способности автомобиля к разгону. Более удобно использовать время и путь разгона в функции скорости движения. Эти зависимости определяют экспериментально или расчетным методом.

Ускорение есть первая производная скорости по времени  $J = \frac{dV}{dt}$  отсюда  $dt = dV/J$  и время разгона от какой-то начальной  $V_n$  до конечной  $V_k$  скорости будет равно определен-

ному интегралу  $t_p = \int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{J}$ .

Ввиду отсутствия аналитической зависимости между ускорением и скоростью  $J = f(V)$ , взять данный интеграл, несмотря на его кажущуюся простоту, не представляется возможным. Поэтому время разгона определяют приближенными методами, переходя от бесконечно малых приращений ( $dt$ ,  $dV$ ) к конечным ( $\Delta t$ ,  $\Delta V$ ). Если интервал изменения скорости  $\Delta V$  достаточно мал, можно считать ускорение на этом интервале постоянной величиной, равной  $J_{cp}$ . Чем уже интервал  $\Delta V$ , тем меньше будет ошибка от этого допущения.  $\Delta t = \Delta V/J_{cp}$ .

Отсюда

$$t_p = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{\Delta V_i}{J_{cpi}}$$

При графо-аналитическом методе из графической зависимости находят  $J_{cpi}$  для каждого интервала  $\Delta V_i$  и аналитически рассчитывают  $\Delta t_i$ . Суммируя  $\Delta t_i$  находят время разгона как функцию  $t_p = f(V)$ .

Для графического нахождения зависимости  $t_p = f(V)$  в выражении для  $\Delta t$  заменим операцию деления на операцию умножения, т.е.

$$\Delta t = \Delta V \frac{1}{J_{cp}}.$$

Поэтому необходимо иметь графическую зависимость величины обратной ускорению от скорости движения  $1/J_{cp} = f(V)$ .

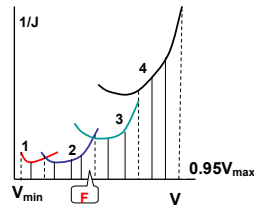


Рис. 7.2. График величины обратной ускорению.

Результатом графического умножения является площадь. Поэтому время разгона автомобиля будет равно, в соответствующем масштабе, площади под кривой  $1/J$ , ограниченной слева минимально-возможной скоростью движения на первой передаче, справа – конечной скоростью. При максимальной скорости движения ускорение автомобиля равно нулю, а  $1/J = \infty$ . Поэтому нахождение времени разгона, обычно ограничивают скоростью  $V = 0,95V_{\max}$ , считая, что к этому моменту разгон автомобиля практически закончился. Для нахождения искомой площади разобьем её на несколько криволинейных трапеций по числу передач, проводя ординаты через точки пересечения кривых  $1/J$  соседних передач или через конечную точку кривой  $1/J$  предыдущей передачи. Для повышения точности определения времени разгона каждую криволинейную трапецию разделим на 3...5 частей и определим время разгона на каждом интервале  $\Delta V_i$ :  $\Delta t_i = F_i M_V M_{1/J}$ ,

где  $F_i$  – площадь криволинейной трапеции,  $\text{мм}^2$ ;  $M_V$  – масштаб скорости,  $\text{м}/(\text{с} \cdot \text{мм})$ ,  $M_{1/J}$  – масштаб величины обратной ускорению,  $\text{с}^2/(\text{м} \cdot \text{мм})$ .

Суммируя  $\Delta t_i$  нарастающим итогом, определяют время разгона автомобиля до любой конечной скорости движения. Зависимость  $t_p = f(V)$  изображена на рис. 7.3.

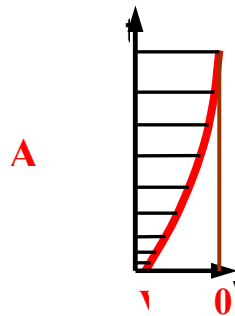


Рис. 7.3. График времени разгона автомобиля.

Имея такую графическую зависимость можно найти время разгона до любой конечной скорости. Для сравнения разгонной динамики различных автомобилей, обычно, берут одно и то же значение конечной скорости. Ранее оно было равно 22 м/с (80 км/час). Как изменялось время разгона до  $V_k = 22 \text{ м/с}$  в историческом плане можно увидеть на примере легковых автомобилей ГАЗ

М - 20 "Победа" -  $t_p = 25 \text{ с}$

М - 21 "Волга" -  $t_p = 15 \text{ с}$

М - 24 "Волга" -  $t_p = 14 \text{ с}$

В связи с ростом максимальных скоростей движения легковых автомобилей, в качестве конечной скорости для оценки динамики разгона в настоящее время приняли  $V_k = 28 \text{ м/с}$  (100 км/ч). Значения времени разгона до скорости 100 км/ч некоторых отечественных и зарубежных автомобилей приведены в таб. 7.1. Чтобы яснее показать, какой ценой удастся получить хорошую разгонную динамику автомобиля, в таблице приведены значения номинальной мощности двигателя и удельного путевого расхода топлива.

Еще одним показателем динамики разгона является путь разгона, который так же наглядно, как и время, характеризует разгонную динамику, однако получил меньшее распространение.

Так как  $V = dS/dt$ ,  $dS = Vdt$ , путь разгона определяется  $S_p = \int_0^{t_p} V dt$  Аналитической зависимости  $V = f(t_p)$  мы не имеем, поэтому оценку пути разгона так же производят при-

ближенными методами.  $\Delta S = V_{cp} \Delta t$   $S_p = \sum_{i=1}^{i=n} V_{cpi} \Delta t_i$

Для этого площадь, ограниченную осью ординат и кривой  $t_p = f(V)$  линиями, параллельными оси абсцисс, разбивают на 10...15 криволинейных трапеций. Чтобы повысить точность определения  $S_p$  интервалы  $\Delta t_i$  следует сужать по мере снижения скорости движения. Путь разгона в интервале изменения времени  $\Delta t_i$  равен площади криволинейной трапеции между кривой  $t_p = f(V)$  и осью ординат, ограниченной сверху и снизу линиями, параллельными оси абсцисс, проведенными через границы интервала  $\Delta t_i$

$$\Delta S_i = F_i M_V M_t,$$

где  $F_i$  - площадь криволинейной трапеции, мм<sup>2</sup>;  $M_V$  - масштаб скорости, м/(с · мм),  $M_t$  - масштаб времени, с/мм.

Суммируя  $\Delta S_i$  нарастающем итогом, определяют путь разгона автомобиля до любой конечной скорости движения. Зависимость  $S_p = f(V)$  изображена на рис. 7.4. При построении графиков времени и пути разгона не учитывалось, что процесс переключения передач протекает во времени. В момент переключения передач, обычно, происходит разрыв потока мощности, передаваемого от двигателя к ведущим колесам, в течении какого-то промежутка времени  $t_n$ , величина которого зависит от:

- квалификации водителя,
- конструкции коробки передач,
- типа двигателя.

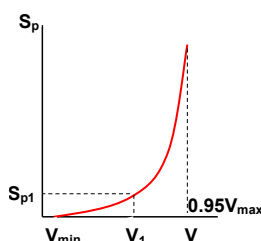


Рис. 7.4. График пути разгона автомобиля.

У водителей высшей квалификации время  $t_n$ , в среднем, составляет:

- на автомобилях с карбюраторным двигателем – 0,5...1,5 с,
- на автомобилях с дизелями – 1,0...4,0 с.

Меньшие значения  $t_n$  относятся к синхронизированным коробкам передач. Снижение скорости движения  $V_n$  определяется временем, затрачиваемым на переключение передач, и сопротивлением дороги. С некоторым допущением можно принять  $V_n \approx 9,2 K_{дор} t_n$ .

Путь, проходимый автомобилем за время  $t_n$  можно рассчитать  $S_n \approx (V - 4,7 K_{дор} t_n) t_n$ . Здесь  $V$  – скорость автомобиля в момент выключения передачи.

С учетом сказанного, графики времени и пути разгона имеют вид.

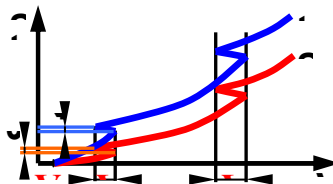


Рис. 7.5. Действительные графики времени и пути разгона.

**3. Наименование вопроса № 3.** Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля. В трансмиссии автомобилей широкое распространение получили трехвальные

коробки передач с соосным расположением первичного и вторичного валов. Преимуществом таких коробок передач является наличие прямой передачи, когда первичный и вторичный валы жестко блокируются друг с другом. Обычно прямая передача является высшей  $I_{km} = 1,0$ .

В последнее время на автомобилях все чаще применяют повышающие передачи, для которых, исходя из конструктивных соображений, принимают  $I_{km} \approx 0,8$

Чтобы обеспечить максимальную скорость движения автомобиля на расчетном режиме работы двигателя, передаточное число главной передачи должно быть равным:

$$I_0 = \frac{\pi n_n R_3}{30 V_{max} I_{km}}$$

На первой передаче, обычно, осуществляется трогание с места, а также преодоление максимального дорожного сопротивления. Максимальное значение касательной силы тяги должно быть больше или равно максимальной силе сопротивления дороги:  $P_{kmax} \geq P_{дорmax}$

Подставляя их значений, получим  $M_{emax} K_{плдтр} I_0 I_{k1} / R_3 \geq K_{дорmax} g m_a$

$$Отсюда I_{k1} \geq \frac{K_{дор max} g m_a R_3}{M_{e max} K_{плд тр} I_0}$$

Приняв  $I_{k1}$ , исходя из полученного выражения, мы тем самым обеспечим, что крутящего момента двигателя  $M_{emax}$  будет достаточно, для создания требуемой касательной силы тяги, т.е. при движении на максимальный подъём двигатель не заглохнет. Однако из этого не следует, что автомобиль преодолеет данный подъём. Возможно, что сцепления ведущих колес окажется недостаточно, колеса будут буксовать, а автомобиль остановится. Поэтому следует проверить, при каком значении передаточного числа коробки  $I_{kc}$  касательная сила тяги будет равна силе сцепления:  $P_{kmax} = P_{сц} M_{emax} K_{плдтр} I_0 I_{kc} / R_3 = K_{сц} g m_a a_3 K_{дз}$ ,

где  $K_{сц}$  – коэффициент сцепления,  $a_3$  – доля нормальной нагрузки на ведущих колесах автомобиля,  $K_{дз}$  – коэффициент динамического перераспределения нагрузки на ведущие колеса.

$$I_{kc} = \frac{K_{сц} g m_a a_3 K_{дз} R_3}{M_{e max} K_{плд тр} I_0}$$

Очевидно, что должно соблюдаться условие  $I_{k1} < I_{kc}$ . Промежуточные передачи автомобиля используются для его разгона, а также при движении в трудных дорожных условиях. Число ступеней коробки передач, по конструктивным соображениям, обычно не превышает шести. Коробки передач легковых автомобилей имеют, чаще всего, четыре или пять ступеней. При необходимости иметь большее число ступеней на грузовых автомобилях применяют делители или дополнительные коробки.

Передаточные числа промежуточных передач, обычно, выбирают исходя из получения наилучших разгонных свойств. Предположим, что разгон будет осуществляться наиболее быстро, если на каждой следующей передаче он начинается при одной и той же частоте вращения коленчатого вала двигателя. При этом, на всех передачах мощность двигателя будет изменяться в одних и тех же пределах. Из рассмотрения тяговой динамики трактора установлено, что этому условию удовлетворяет геометрический ряд, знаменатель прогрессии которого определится

$$q = m \sqrt[m-1]{\frac{I_{km}}{I_{k1}}}$$

Если учесть, что в процессе переключения передач скорость автомобиля падает на величину  $V_n$ , а также то, что из промежуточных передач чаще всего используется предпоследняя, для 4-х ступенчатой трансмиссии 1 и 2 передачи нужно несколько раздвинуть, а 3 и 4 сблизить между собой. Тогда отношения передаточных чисел коробки передач будут представлять собой следующий ряд:

$$\frac{I_{k2}}{I_{k1}} < \frac{I_{k3}}{I_{k2}} < \frac{I_{k4}}{I_{k3}}$$

Многие современные легковые автомобили имеют ускоряющую пятую передачу, которая, как правило, не вписывается в геометрический ряд. При движении на этой передаче

стараятся обеспечить наиболее полную загрузку двигателя при наиболее экономичном скоростном режиме. Как правило, в этом случае максимальную скорость автомобиль развивает на четвертой передаче. Окончательно передаточные числа коробки передач уточняют при выборе параметров зубчатого зацепления в процессе проектирования.

**4. Наименование вопроса № 4.** Особенности динамики автомобиля с гидродинамической трансмиссией. Из бесступенчатых трансмиссий в автомобилестроении широкое распространение получили гидродинамические передачи, состоящие из гидродинамического преобразователя крутящего момента (гидротрансформатора) и шестеренчатой коробки передач (иногда с автоматическим переключением передач). Гидротрансформатор состоит из центробежного насоса (Н), вращаемого коленчатым валом двигателя, турбины (Т), соединенной с ведущими колесами автомобиля и реактора (Р) представляющего собой неподвижное колесо с направляющими лопатками.

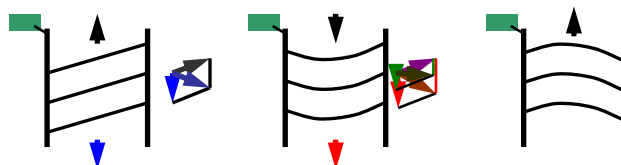


Рис. 7.6. Схема работы гидротрансформатора.

Колеса гидротрансформатора - насосное, турбинное и реактор образуют замкнутую полость, в которой происходит циркуляция жидкости от насоса к турбине на лопатки реактора и обратно в насос (круг циркуляции). Поток жидкости, сходящей с лопаток насоса со скоростью  $V_{мн}$ , ударяет в лопатки турбины, заставляя её вращаться с окружной скоростью  $V_t$ . Если нагрузка на валу турбины мала, турбинное колесо раскручивается и поток масла сходящий с его лопаток со скоростью  $V_{мт1}$ , ударяет в тыльные стороны лопаток реактора, муфта свободного хода расклинивается и реактор начинает вращаться в том же направлении, что и турбина. Гидротрансформатор работает в режиме гидромукты, не преобразуя крутящий момент  $M_t = M_n$ , т.к.  $M_p = 0$ .

С увеличением нагрузки на ведущих колесах автомобиля частота вращения турбины снижается и поток масла, сходящий с её лопаток со скоростью  $V_{мт2}$ , ударяет в лопатки реактора и, заклинив муфту свободного хода, создает реактивный момент  $M_p$ , направленный в сторону, противоположную вращению. В этом случае  $M_t = M_n + M_p$ .

Следовательно, в режиме трансформации крутящий момент на турбине возрастает. Максимальное значение реактивного момента  $M_p$  будет в том случае, когда турбина остановится (скорость потока масла, сходящего с лопаток турбины  $V_{мт3}$ ).

Кинематические свойства гидропередачи характеризуются передаточным отношением  $I_{гп} = \omega_t / \omega_n$ .

Передаточное отношение изменяется от нуля (турбина неподвижна), приближаясь к единице. Даже при отсутствии нагрузки (холостой ход)  $\omega_t < \omega_n$ , поэтому  $I_{гп} < 1,0$ .

Силовые свойства гидропередачи характеризует коэффициент трансформации  $K_{гп} = M_t / M_n$ .

Энергетические свойства гидропередачи характеризуются кпд

$$\eta_{гп} = N_t / N_n = \omega_t M_t / \omega_n M_n = I_{гп} K_{гп}.$$

Свойства гидродинамических передач отражают безразмерные характеристики (рис. 7.7). У гидромукты коэффициент трансформации постоянен и равен единице, поэтому кпд прямо пропорционален передаточному отношению. У комплексного гидротрансформатора, реактор которого установлен с помощью муфты свободного хода, коэффициент трансформации имеет максимальное значение при неподвижной турбине,  $K_{гп} = 3,0 \dots 3,5$ .

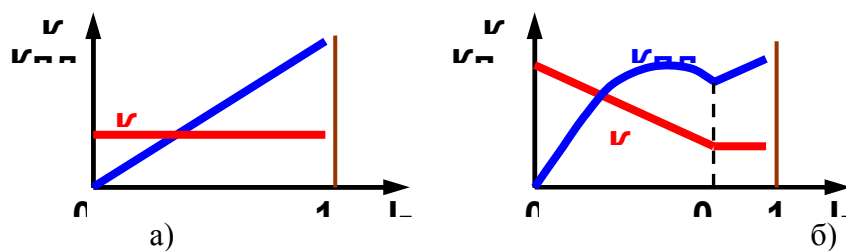


Рис. 7.7. Безразмерные характеристики.

а) гидромукты;

б) гидротрансформатора.

С уменьшением нагрузки коэффициент трансформации снижается по линейному закону до значения  $K_{гт} = 1,0$  при  $I_{гт} \approx 0,8$ . Начиная с этого момента гидropередача работает в режиме гидромукты. На режимах трансформации кпд гидротрансформатора по мере снижения нагрузки возрастает быстрее, чем гидромукты, достигая максимального значения, а затем начинает падать. После расклинивания реактора кпд продолжает повышаться по закону прямой линии. Для расширения зоны работы гидротрансформатора с достаточно высоким кпд устанавливают два реактора (4-х колесные гидротрансформаторы).

Зависимость касательной силы тяги на ведущих колесах автомобиля с гидродинамической передачей представлена на рис. 7.8. Из графика видно, что снижение скорости движения (т.  $V_1$ ) сопровождается увеличением касательной силы тяги за счет снижения передаточного отношения и, как следствие, уменьшением кпд. Применение на автомобилях гидродинамических передач увеличивают срок службы двигателя и трансмиссии, повышают проходимость и комфортабельность за счет более плавного трогания с места. Гидромеханические передачи по сравнению с механическими имеют более сложную конструкцию, повышенную материалоемкость и стоимость. Замена механической передачи на гидромеханическую ухудшает характеристики разгона автомобиля и несколько увеличивает расход топлива.

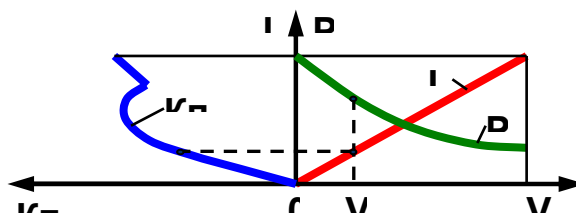


Рис. 7.8. Совмещенная характеристика автомобиля и гидротрансформатора

## 1. 16 Лекция №16 ( 2 часа).

Тема: «Топливная экономичность автомобиля»

### 1.16.1 Вопросы лекции:

1. Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля.
2. Факторы, влияющие на расход топлива.
3. Топливно-экономическая характеристика автомобиля.
4. Топливная экономичность автомобиля на переменных режимах движения.

### 1.16.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса № 1.** Оценочные показатели топливной экономичности автомобиля. В себестоимости автомобильных перевозок затраты на топливо составляют 15...20% от всех расходов. В связи с этим, изучение топливной экономичности автомобиля весьма актуально. Одним из оценочных показателей топливной экономичности авто-

мобилия является расход топлива на единицу пробега (100 км) при равномерном движении. Его называют путевым расходом топлива  $q_n = 100Q/S$ ,

где  $Q$  – общий расход топлива в литрах,  $S$  – пробег автомобиля в км.

Несмотря на то, что в большинстве стран мира используют этот показатель, он имеет существенные недостатки:

1. Учет расхода топлива по объему, т.к. все автозаправочные станции отпускают топливо в литрах. Количество энергии, выделяемой в процессе сгорания топлива, определяется низшей теплотворной способностью топлива в МДж/кг. С изменением температуры плотность топлива изменяется в значительных пределах, поэтому, заправив в бак одно и то же количество топлива в литрах при различных температурах, мы, тем самым, отпускаем ему различное количество энергии. Устранить этот недостаток можно либо поддержанием постоянной температуры топлива на автозаправочных станциях, либо введением поправочного температурного коэффициента.

2. Показатель не учитывает объема выполненной транспортной работы. При порожнем пробеге расход топлива на 100 км пробега будет наименьшим, однако это не означает, что топливная экономичность автомобиля высокая. Хотя автомобиль израсходовал наименьшее количество топлива, однако он не произвел никакой полезной работы. Поэтому каждый раз, используя этот показатель необходимо привязываться к массе перевозимого груза или числу пассажиров. В некоторых странах (США, Англия) применяют несколько иной показатель – величина обратная удельному путевому расходу со всеми его недостатками.

Другим оценочным показателем топливной экономичности автомобиля является расход топлива в граммах на единицу транспортной работы (г/(т·км), г/пасс. км). Он нашел применение для оценки топливной экономичности парка автомобилей всего предприятия, так как обычно ведется учет общего расхода топлива и объема транспортной работы. Следует иметь в виду, что в данном случае этот показатель зависит от ряда организационных факторов (коэффициент использования пробега, коэффициент использования грузоподъемности) и не совсем объективно оценивает топливную экономичность автомобиля.

Топливная экономичность двигателя оценивается удельным эффективным расходом топлива.  $g_e = 1000G_t/N_e$ , г/(кВт · ч). Тогда мгновенный объемный расход топлива определяется  $Q = g_e N_e / 1000 \rho_t$ ,

где  $\rho_t$  – плотность топлива, кг/дм<sup>3</sup>.

Имея в виду, что пробег в единицу времени есть скорость движения  $S = 3,6V$ , км/ч удельный путевой расход топлива определится  $q_n = g_e N_e / 36V \rho_t$ .

**2. Наименование вопроса № 2.** Факторы, влияющие на расход топлива. При равномерном движении автомобиля без прицепа мощностной баланс имеет вид:

$$N_e = N_{тр} + N_f + N_{под} + N_{воз},$$

Выражая слагаемые мощностного баланса через силы сопротивления движению, получим

$$N_e = \frac{(P_{дор} + P_{воз})V}{\eta_{пл,тр}}$$

Удельный путевой расход топлива будет равен

$$q_n = \frac{g_e (P_{дор} + P_{воз})}{36V \rho_t \eta_{пл,тр}}$$

Формально, при определении удельного путевого расхода скорость движения сократилась. Однако из этого не следует делать вывод, что скорость движения не влияет на топливную экономичность автомобиля. Это влияние выражается в изменении топливной экономичности двигателя  $g_e = f(n)$  и сил сопротивления движению  $(P_{дор} + P_{воз}) = f(V)$ .

Все факторы, влияющие по расходу топлива, можно разделить на две группы – конструктивные и эксплуатационные. Рассмотрим влияние конструктивных факторов на топливную экономичность автомобиля. В первую очередь следует отметить тип двигателя. Преимущество дизеля перед карбюраторным двигателем заключается в том, что на рас-

четном режиме дизель расходует, примерно, на 20% меньше топлива и имеет более пологое протекание зависимости  $g_e = f(N_e)$ . При снижении нагрузки на двигатель от номинальной до  $0,1N_{en}$  удельный эффективный расход топлива увеличивается у карбюраторных двигателей почти в 3 раза, а у дизелей – на 30%. Это объясняется различными способами регулирования загрузки двигателя. Количественный способ (изменение количества горючей смеси, поступающей в цилиндры двигателя, посредством дроссельной заслонки), применяемый на карбюраторных двигателях, ухудшает процесс сгорания топлива по мере прикрытия дросселя. При качественном способе регулирования (изменение количества подаваемого топлива при неизменном расходе воздуха), применяемом на дизелях, процесс сгорания топлива практически не ухудшается, что обеспечивает более пологое протекание кривой  $g_e = f(N_e)$ . Благодаря этому, топливная экономичность автомобилей с дизелями на 30...40% выше, чем с карбюраторными двигателями. Перспективным следует считать применение на автомобилях двигателей с искровым зажиганием и впрыском топлива, имеющим более пологое протекание кривой  $g_e = f(N_e)$ .

Топливная экономичность автомобиля с карбюраторным двигателем существенно зависит от степени сжатия. Повышение степени сжатия до 10...12 снижает удельный эффективный расход топлива, однако это требует применения более дорогих высокооктановых топлив и приводит к повышению токсичности отработавших газов. Улучшается топливная экономичность двигателей при применении электронных систем зажигания, микропроцессорных систем автоматического регулирования состава смеси и угла опережения зажигания.

Для повышения топливной экономичности дизелей, а так же двигателей с искровым зажиганием, всё более широкое применение находят турбонаддув и охлаждение нагнетаемого воздуха. Турбонаддув двигателей повышает их экономичность до 10%.

Ведутся работы по созданию двигателей, у которых рабочий процесс близок к адиабатному, т.е. ограничены потери теплоты в охлаждающую среду, за счет этого удельный эффективный расход топлива может быть снижен на 15...25%.

Современные двигатели имеют целый ряд вспомогательных механизмов, обеспечивающих его работоспособность, на привод которых затрачивается мощность. Применение устройств, обеспечивающих включение вспомогательных механизмов только на тот период, когда это необходимо, позволяет снизить расход топлива. Так, например, автоматическое отключение вентилятора системы охлаждения двигателя позволяет уменьшить расход топлива на 2...3%.

Мощность, которую развивает двигатель, определяется внешними сопротивлениями и скоростью движения. Увеличение расчетной мощности двигателя неизбежно приводит к снижению его загрузки и увеличению удельного эффективного расхода (в более сильной степени для карбюраторных двигателей). Поэтому увеличение мощности, приходящейся на единицу массы автомобиля, повышает расход топлива. Минимальное значение удельной мощности обычно регламентируют с целью выравнивания скоростей транспортных потоков на дорогах.

Степень загрузки двигателя при движении автомобиля в заданных дорожных условиях с определенной скоростью определяется передаточным числом трансмиссии, что наглядно видно на мощностной характеристике автомобиля. Увеличение числа ступеней трансмиссии позволяет более полно загрузить двигатель в различных условиях движения и снизить расход топлива. В связи с этим наблюдается тенденция к увеличению числа передач до 6 на легковых автомобилях и до 8...20 на грузовых. Увеличение числа ступеней усложняет конструкцию коробки передач, увеличивает её массу и стоимость. Кроме того, при большом числе ступеней передаточных чисел трансмиссии водитель не всегда правильно ориентируется в выборе необходимой передачи. В последнее время все более широкое применение находят системы автоматического переключения передач и управление режимами работы двигателя, созданными на базе ЭВМ. Внедрение таких систем позволяет снизить расход топлива на 10...15%.



Увеличение полной массы автомобиля приводит к возрастанию силы дорожного сопротивления и, как следствие, увеличению удельного путевого расхода топлива. Однако, при повышении полной массы за счет полезной нагрузки удельный расход топлива на единицу транспортной работы снижается, что скажется на экономичности автомобильных перевозок. Снижение собственной массы не в ущерб прочности, за счет применения высокопрочных материалов и современных технологий, уменьшает расход топлива.

Существенное влияние на топливную экономичность автомобиля оказывают энергетические характеристики шин. Снижение коэффициента сопротивления качению, за счет рациональной конструкции шины и применения современных материалов и технологий, на 10% уменьшают расход топлива в рядовых условиях эксплуатации на 2,5...3,5%.

Значительное влияние на расход топлива оказывают и аэродинамические свойства автомобиля. Реализация комплекса мероприятий по улучшению аэродинамики современных легковых, грузовых автомобилей, а также автопоездов позволяет уменьшить расход топлива на 10...15%.

Из эксплуатационных факторов, влияющих на топливную экономичность автомобиля, прежде всего, необходимо отметить скорость движения. При малых скоростях движения изменение расхода топлива, в основном, определяется топливной экономичностью двигателя. Увеличение скорости при постоянном передаточном числе трансмиссии обусловлено повышением частоты вращения коленчатого вала двигателя. Это приводит к снижению удельного эффективного расхода и, как следствие, соответствующему снижению путевого расхода. С увеличением скорости растет мощность, развиваемая двигателем. Повышение степени загрузки двигателя также повышает его топливную экономичность. Начиная с некоторой скорости, сопротивление воздуха оказывает более существенное влияние на расход топлива, и удельный путь расход начинает возрастать с увеличением скорости движения. При скорости движения более 15 м/с ощутимое влияние на топливную экономичность оказывает увеличение коэффициента сопротивления качению.

На топливную экономичность грузовых автомобилей большое влияние оказывает грузоподъемность и коэффициент использования грузоподъемности, равный отношению массы фактически перевозимого груза к номинальной грузоподъемности. Наибольшая экономия топлива на единицу массы перевозимого груза имеет место при использовании автопоездов. Это объясняется увеличением степени загрузки двигателя, уменьшением доли собственной массы автопоезда от полной массы, а так же менее интенсивным ростом сопротивления воздуха. Так, например, с увеличением массы груза, перевозимого автопоездом, в 2 раза по сравнению с одиночным автомобилем, сопротивление воздуха возрастает лишь на 20...25%. Поэтому более широкое применение большегрузных автомобилей и автопоездов следует считать перспективным с точки зрения топливной экономичности.

Техническое состояние автомобиля оказывает существенное влияние на топливную экономичность. Увеличение удельного эффективного расхода топлива может быть следствием нарушений в работе систем питания и зажигания, регулировке клапанного механизма и нарушений фаз газораспределения, износов деталей цилиндро-поршневой группы, отложения нагара на стенках камеры сгорания, неисправностей систем охлаждения и смазки, применения низкосортных топлив. Основными причинами увеличения сил сопротивления движению является снижение давления воздуха в шинах, неправильная регулировка схождения колес, чрезмерное уменьшение зазоров в тормозных механизмах. К увеличению расхода топлива могут привести повышенные механические потери в трансмиссии, связанные с пробуксовкой сцепления, нарушением регулировок конических роликоподшипников и зацепления комических шестерен.

Топливная экономичность автомобиля зависит от стиля вождения. Рациональное использование кинетической и потенциальной энергии может снизить расход топлива в конкретных условиях эксплуатации до 25%. Важна рациональная организация движения на подъемах и спусках, использование методов динамического преодоления подъемов, правильный выбор передач, более глубокое использование наката. Влияние переменных ре-

жимов движения на топливную экономичность автомобиля более подробно будет рассмотрено позже.

**3. Наименование вопроса № 3.** Топливоно-экономическая характеристика автомобиля. Топливоно-экономическая характеристика автомобиля – это зависимость удельного путевого расхода топлива от скорости движения для различных дорог. Данная зависимость может быть определена экспериментально, путем замера расхода топлива при равномерном движении автомобиля по дорогам с различными значениями приведенного коэффициента дорожного сопротивления. Топливоно-экономическая характеристика может быть построена по результатам расчетов, которые проводят в следующей последовательности:

1. Задаются значением приведенного коэффициента дорожного сопротивления  $K_{дор}$ .

2. Задаются несколькими значениями скорости движения  $V$  и для каждого из них находят частоту вращения коленчатого вала двигателя  $n$  (расчеты ведут для одной пере-

$$n = \frac{30VI_0I_K}{\pi R_3}$$

дачи, чаще всего высшей)

3. Определяют эффективную мощность двигателя по внешней скоростной характеристике  $N_e = f(n)$  для всех расчетных частот вращения.

4. Рассчитывают фактическую мощность двигателя при равномерном движении в

$$N_\phi = \frac{(P_{дор} + P_{воз})V}{K_{пл,тр}}$$

заданных дорожных условиях с заданной скоростью

5. Определяют удельный эффективный расход топлива на расчетных скоростных и нагрузочных режимах  $g_e = g_{en}K_nK_N$ ,

$g_{en}$  – удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме,  $K_n = f\left(\frac{n}{n_n}\right)$  – коэффициент, учитывавший влияние скоростного режима на топливную экономичность двигателя;

$K_N = f\left(\frac{N_\phi}{N_{en}}\right)$  – коэффициент, учитывающий влияние нагрузочного режима на топливную экономичность двигателя.

$$q_n = \frac{g_e N_\phi}{36\rho_r V}$$

6. Рассчитывают путевой расход топлива

По результатам расчетов строят характеристику.

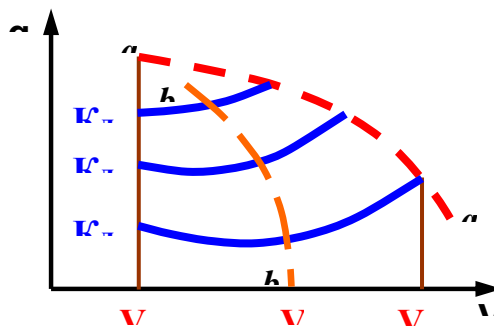


Рис. 8.1. Топливоно-экономическая характеристика автомобиля.

Слева семейство кривых  $q_n = f(V)$  ограничено минимально-устойчивой скоростью движения. С достаточной степенью точности можно считать  $V_{min} = \text{const}$  для всех дорог. Справа каждая кривая  $q_n = f(V)$  ограничивается максимальной скоростью, которую автомобиль развивает на данной дороге. Огибающая кривая  $a-a$  представляет собой геометрическое место точек, соответствующих максимальным скоростям движения. Кривая  $b-b$  – соответствует минимальным значениям удельного путевого расхода, т.е. наиболее экономичным скоростям движения в различных дорожных условиях на одной передаче.

Из рис 8.1. видно, что с увеличением скорости от минимальной удельный путевой расход снижается, достигая наименьшего значения при  $V_3$ , а затем существенно возрастает. Увеличение расхода топлива при  $V < V_3$  определяется снижением топливной экономичности двигателя по мере снижения скоростного и нагрузочного режимов. У некоторых автомобилей минимум путевого расхода совпадает с  $V_{\min}$ . Это характерно для автомобилей с дизельными двигателями, имеющими пологое протекание кривой  $g_e = f(N_e)$  и для легковых автомобилей, у которых даже при  $V_{\min}$  на высшей передаче сопротивление воздуха оказывает существенное влияние на  $q_n$ . Увеличение расхода топлива при  $V > V_3$  связано с увеличением сопротивления воздуха, а так же и коэффициента сопротивления качению.

Значения скорости  $V_3$  обычно невелико и составляет 10...15 м/с для грузовых автомобилей и 15...20 м/с для легковых. Поэтому оптимизировать процесс движения только по топливной экономичности нецелесообразно. Необходимо учитывать и другие факторы, влияющие на производительность автомобиля и себестоимость перевозок.

Для сравнительной оценки топливной экономичности грузовых автомобилей применяют контрольный расход топлива, практически мало отличающийся от минимального удельного путевого расхода на хорошей дороге ( $f = 0,016$ ). Контрольный расход топлива в недостаточной степени характеризует топливную экономичность в реальных условиях эксплуатации. Поэтому для легковых автомобилей приняты две контрольные точки:

- удельный путевой расход при  $V = 90$  км/ч,
- удельный путевой расход при  $V = 120$  км/ч.

Оценка топливной экономичности по двум контрольным точкам так же недостаточно объективна. Кроме установившихся режимов автомобиль часто работает на переменных режимах с ускорениями разной интенсивности, а в условиях городского движения часть времени стоит на месте с работающим двигателем.

Для объективной оценки топливной экономичности была создана методика испытаний, обеспечивающая приближение режимов движения автомобиля к реальным. Были разработаны ездовые циклы, представляющие собой программу режимов движения автомобиля по времени. Чтобы гарантировать четкость исполнения программы и полностью избавиться от случайных внешних воздействий, испытания проводятся на специальном стенде с беговыми барабанами. Существуют три методики определения расхода топлива для легковых автомобилей: одна европейская и две американские. В европейской методике испытаний, принятой так же и в России, ездовой цикл имитирует движение автомобиля в очень стесненных городских условиях, поэтому он получил название городской цикл (ГЦ). Методика включает три отдельных цикла движения, включающих работу на холостом ходу, разгон до определенной скорости движения и торможение с включенной передачей. На первом этапе осуществляют разгон автомобиля на первой передаче до скорости 15 км/ч, на втором - разгон с переключением на вторую передачу до скорости 32 км/ч, на третьем - движение на третьей передаче при скорости 50 км/ч и 35 км/ч. Продолжительность движения по циклу составляет 3 мин 15 с, а путь, проходимый автомобилем, равен одному километру. Расход топлива, полученный при испытании по ГЦ, может служить объективной сравнительной оценкой топливной экономичности различных автомобилей, но не может использоваться в качестве эксплуатационного норматива. Кроме городского существует загородный и смешанный ездовые циклы. Оценка по трем ездовым циклам позволяет более объективно оценить топливную экономичность автомобиля.

Показатели топливной экономичности некоторых легковых автомобилей отечественного и зарубежного производства представлены в табл.8.1. Беглый анализ таб. 8.1. показывает, что одни автомобили лучше приспособлены к езде в городских условиях, другие показывают свои лучшие качества на автомагистралях. Увеличение мощности двигателя, повышающее динамические качества автомобиля, сопровождается, как правило, снижением топливной экономичности.

С целью выявления энергетических возможностей автомобильных топлив в 1977...1979 годах были проведены испытания "экомобилей", самодвижущихся экипажей для одного человека, конструктивное исполнение которых было направлено только на снижение расхода топлива. С учетом разгона и выбега в 1977 году был получен следующий расход топлива  $q_{п} = 0,258$  л/100 км. Результат 1979 года оказался ошеломляющим - **0,00039 л/100 км** или **1284,13 км/л**. Приведенные значения удельного путевого расхода топлива показывают насколько несовершенны современные автомобили с точки зрения топливной экономичности.

Зависимость удельного путевого расхода топлива автомобиля ЗИЛ-130 от скорости движения для трех дорог представлена на рис.8.2.

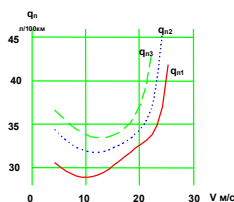


Рис.8.2 Топливно-экономическая характеристика автомобиля ЗИЛ-130

$$q_{п1} \Rightarrow K_{дор1} = 0,015$$

$$q_{п2} \Rightarrow K_{дор2} = 0,020$$

$$q_{п3} \Rightarrow K_{дор3} = 0,025$$

**4. Наименование вопроса № 4.** Топливная экономичность автомобиля на переменных режимах движения. В практике вождения автомобилей иногда применяют импульсивный метод движения, заключающийся в интенсивном разгоне до скорости  $V_1$  с последующим движением накатом до скорости  $V_2$ . Цикл "разгон-накат" периодически повторяется.

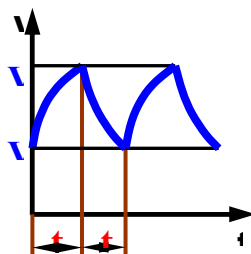


Рис. 8.3. Импульсивный метод движения.

При разгоне нагрузка двигателя увеличивается, что повышает топливную экономичность двигателя. Следует отметить, что за время  $t_p$  расход топлива увеличивается по сравнению с движением при  $V = \text{const}$ , т.к. часть топлива расходуется на увеличение кинетической энергии автомобиля. При движении накатом расход топлива резко сокращается (холостой ход двигателя), а при остановленном двигателе – отсутствует. В результате общий расход топлива может оказаться меньше расхода при равномерном движении.

Импульсивному методу движения присущи существенные недостатки:

1. Кинетическая энергия, затрачиваемая на разгон деталей двигателя и трансмиссии, не может быть полностью использована при накате.
2. Импульсивное движение сопровождается повышенным износом двигателя и трансмиссии.
3. Импульсивный метод вождения требует большего пространства на дорогах и может создать неудобства водителям других транспортных средств.
4. На некоторых автомобилях запрещается останавливать двигатель с точки зрения безопасности движения (наличие гидроусилителя рулевого управления, пневматического

привода тормозов и пр.) Это снижает эффективность данного метода. В связи с этим, импульсивный метод движения в чистом виде – не рекомендуется для практического использования.

Движение автомобиля, чаще всего, происходит на переменных режимах. В общем виде цикл движения автомобиля можно представить следующим графиком.

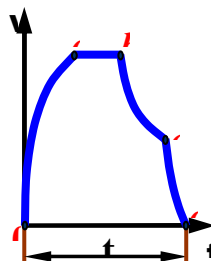


Рис. 8.4. Цикл движения автомобиля.

Цикл движения состоит из следующих элементов:

**0a** – разгон,

**ab** – равномерное движение,

**bc** – накат,

**cd** – торможение.

Продолжительность цикла -  $t_{ц}$ , площадь замкнутого цикла  $S$  - пробег автомобиля. Очевидно, что средняя скорость движения  $V_{cp} = S/t_{ц}$ .

Равномерное движение рассматривать не будем, топливная экономичность автомобиля определяется его характеристикой. При движении накатом расход топлива почти отсутствует. Кроме того, накат является неуправляемым элементом цикла. В процессе движения водитель не имеет возможности влиять на величину замедления при движении накатом. Оставшиеся два элемента цикла – разгон и торможение – являются управляемыми. Рассмотрим, как влияет интенсивность разгона и интенсивность торможения на топливную экономичность.

Возьмем два цикла движения, интенсивность торможения в которых одинакова, и проследим, как будет изменяться расход топлива в зависимости от интенсивности разгона. Для устранения влияния других факторов на расход топлива и получения сравнимых результатов поставим ряд условий:

1. Максимальная скорость движения для обоих циклов одинакова.

2. Время движения автомобиля одно и то же.

3. Путь проходимый автомобилем (площади циклов) одинаков. При этом, средние скорости движения обоих циклов равны, т.е. производительность автомобиля не изменилась. Время движения автомобиля с  $V = \text{const}$  из рассмотрения исключаем, поскольку оно одинаково для обоих циклов.

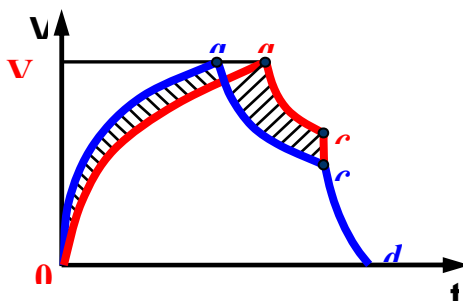


Рис. 8.5. Влияние интенсивности разгона на топливную экономичность.

Равенство заштрихованных площадей обеспечивает равенство пробегов автомобиля в двух циклах. Детальное рассмотрение этих циклов показывает, что расход топлива в первом цикле, с более интенсивным разгоном, несколько меньше, чем во втором, благодаря:

1. Повышению экономичности двигателя, так как более интенсивный разгон увеличивает степень загрузки двигателя.

2. Более глубокому использованию наката. Торможение автомобиля начинается при меньшей скорости (т. С) и, следовательно, меньшее количество кинетической энергии будет превращено в работу трения тормозов и рассеяно в окружающую среду.

Таким образом, увеличение интенсивности разгона автомобиля приводит к снижению расхода топлива при сохранении средней скорости движения. Однако при чрезмерно резком разгоне, когда водитель полностью откроет дроссель, экономичность двигателя может снизиться вследствие вступления в работу экономайзера. Поэтому разгонять автомобиль следует как можно быстрее, но открывая дроссель не более чем на 85%.

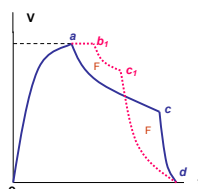


Рис. 8.6. Влияние интенсивности торможения на топливную экономичность.

Рассмотрим влияние интенсивности торможения на топливную экономичность. Для этого изобразим так же два цикла движения с одинаковыми максимальной скоростью, временем движения, пробегом и интенсивностью разгона.

Чтобы площади циклов были одинаковыми, время равномерного движения во втором цикле, с меньшей интенсивностью торможения, должно быть больше, а торможение следует начать с более высокой скорости (т. С<sub>1</sub>). Анализируя оба эти цикла можно отметить, что расход топлива в первом цикле, с более интенсивным торможением, несколько меньше, чем во втором, благодаря:

1. Уменьшению времени равномерного движения.

2. Более глубокому использованию наката. Торможение автомобиля начинается при меньшей скорости (т. С), меньшее количество кинетической энергии будет превращено в работу трения и рассеяно в окружающую среду. Другими словами, если тормозная система не обеспечивает достаточной интенсивности торможения, водитель вынужден заранее начать торможение, при более высокой скорости движения. Следует отметить, что торможение с достаточно большой интенсивностью увеличивает износ шин и деталей тормозной системы, а также вызывает неприятные ощущения у водителей и пассажиров и может неблагоприятно сказаться на сохранности груза. Поэтому не следует обеспечивать замедление более  $0,5 \dots 1,5 \text{ м/с}^2$ .

Топливная экономичность автомобиля за счет обеспечения достаточно интенсивных разгонов и торможений может быть повышена на 5...6%.

## 1. 17 Лекция №17 ( 2 часа).

### Тема: «Тормозная динамика автомобиля»

#### 1.17.1 Вопросы лекции:

1. Тормозная сила и уравнение движения автомобиля при торможении.
2. Измерители тормозных качеств автомобиля.
3. Торможение автомобиля двигателем.
4. Оптимальное распределение тормозных сил.
5. Аккумуляирование энергии при торможении.

#### 1.17.2 Краткое содержание вопросов:

1. **Наименование вопроса № 1.** Тормозная сила и уравнение движения автомобиля при торможении.

Торможение транспортного средства может осуществляться с целью:

- снижения скорости движения и остановки машины,
- предотвращения повышения скорости при движении под уклон,
- удержания машины на месте,
- стабилизации траектории движения.

Способность к принудительному снижению скорости и быстрой остановке является важным динамическим качеством машины. В первую очередь она влияет на безопасность движения. Кроме того, чем выше тормозные качества автомобиля, тем больше, как правило, средняя эксплуатационная скорость движения. Наиболее остро проблема торможения проявляется в тех случаях, когда необходимость остановки возникает внезапно и в кратчайшее время нужно обеспечить максимальное замедление.

Для движения автомобиля с замедлением необходимо приложить к нему силу, направленную навстречу движению. Источником такой силы может быть сопротивление воздуха  $R_v = 0,5C_x \rho_v F V^2$ .

Реальной возможностью для торможения является увеличение площади лобового сопротивления  $F$ . Однако следует отметить, что эффективность такого торможения будет высокой при большой скорости движения. Если к этому добавить, что в условиях интенсивных транспортных потоков увеличение лобовой площади автомобиля доставит некоторые неудобства, а иногда просто невозможно, то становится ясным, почему данный способ торможения не нашел применения на автомобильном транспорте.

Другим способом торможения является использование касательной реакции дороги. Дополнительное сопротивление движению обеспечивается тормозной системой, которая препятствует вращению колеса. При этом кинетическая энергия автомобиля переходит в работу трения тормозов. Образующаяся теплота рассеивается в окружающую среду. Таким образом, торможение сопровождается невосполнимыми потерями энергии и некоторым увеличением расхода топлива. В случае, если тормоза затянuty до отказа и колеса автомобиля заблокированы (движение юзом), кинетическая энергия автомобиля расходуется на трение между шинами и дорогой.

Сопротивление вращению колес может создать двигатель, когда он, при выключенной подаче топлива, получает вращение от колес. Кроме искусственно создаваемых сопротивлений на автомобиль при торможении действуют естественные силы сопротивления – качению, подъему, воздуха.

Энергетический баланс торможения, для различных режимов движения легкового автомобиля, с начальной скорости 14,0 м/с (50 км/ч) представлен в таблице 9.1.

Рассмотрим силы, действующие на колесо, движущееся по горизонтальной поверхности, в процессе торможения (Рис. 9.1). Движение колеса происходит под действием толкающей силы остова  $R_{ост}$ . На колесо действует сила тяжести самого колеса и части машины, приходящейся на данное колесо. Нормальная реакция опорной поверхности  $R_y$  вследствие деформации шины и дороги смещена вперед относительно оси колеса  $O$  на расстояние  $X$ . В результате этого появляется сила сопротивления качению  $R_f$ . Дополнительное сопротивление создает тормозной механизм, момент трения  $M_f$  которого препятствует вращению колеса. При взаимодействии колеса с опорной поверхностью возникает тормозная сила  $R_r$ , направленная навстречу движению. Очевидно, что  $R_r = M_f / R_k$ . Если тормозной момент достаточно велик, колесо блокируется. В этом случае тормозная сила достигает наибольшего значения и равна силе сцепления  $R_{rmax} = K_{сц} R_T$ , так как большей касательной реакции дорога создать не может.

При полной блокировке колеса резко увеличивается его проскальзывание относительно дороги и коэффициент сцепления падает для большинства дорожных покрытий. Его снижение достигает 25...30%. Поэтому торможение колес до юза является нежелательным с точки зрения интенсивности торможения. При проектировании тормозной системы закладывают достаточно большой тормозной момент  $M_f$ , способный заблокировать

колеса полностью груженого автомобиля на сухой дороге с асфальтобетонным покрытием. Обеспечение торможения колес на грани «юз» является своего рода искусством.

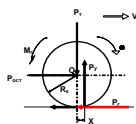


Рис.9.1 Схема сил, действующих на колесо при торможении

Рассмотрим тормозную динамику автомобиля в целом (Рис.9.2). Пусть автомобиль движется по горизонтальной дороге со скоростью  $V$ . В центре масс приложена сила тяжести  $P_T$ , на колеса действуют нормальные реакции  $P_{yn}$  и  $P_{yz}$ . Вследствие деформации шин и дороги возникают силы сопротивления качению  $P_{fn}$  и  $P_{fz}$ . В центре парусности приложена сила сопротивления воздуха  $P_v$ . Отключим подачу топлива и нажмем педаль тормоза. На колесах возникнут тормозные силы  $P_{гп}$  и  $P_{гз}$ . Автомобиль движется по инерции, колеса вращаются от сцепления с дорогой и передают вращение деталям трансмиссии. При этом возникают механические потери в трансмиссии, которые оказывают сопротивление вращению ведущих колес. Таким образом, на ведущих колесах появляется дополнительная касательная сила  $P_{гтр}$ . Если сцепление и передача в коробке будут включены, вращение от трансмиссии будет передаваться коленчатому валу двигателя, который так же окажет определенное сопротивление, т.е. на ведущих колесах появится тормозная сила от двигателя  $P_{гдв}$ . Спроецируем все силы на ось  $X$  и, используя принцип Даламбера, получим:



Рис.9.2 Схема сил, действующих на автомобиль при торможении

$$-P_{гп} - P_{гз} - P_{fn} - P_{fz} - P_v - P_{гтр} - P_{гдв} = m_a J K_{вrm}$$

Заменяя  $P_{гп} + P_{гз} = P_r$ ,  $P_{fn} + P_{fz} = P_f$  и пренебрегая сопротивлением воздуха  $P_v$ , трансмиссии  $P_{гтр}$  и двигателя  $P_{гдв}$  (эти допущения пойдут в запас тормозной динамики), получим  $P_r + P_f + m_a J K_{вrm} = 0$

Для случая торможения с максимальной интенсивностью  $P_{гmax} = K_{сц} g m_a$ .

$$K_{сц} g m_a + f g m_a + K_{вrm} m_a J = 0$$

Отсюда получим уравнение динамики автомобиля при торможении

$$J = -\frac{(K_{сц} + f)g}{K_{вrm}} \quad \text{При движении на подъем} \quad J = -\frac{(K_{сц} + K_{дор})g}{K_{вrm}}$$

Если двигатель отсоединен от трансмиссии, с достаточной степенью точности можно принять  $K_{вrm} = 1$ . Тогда уравнение динамики автомобиля при торможении примет вид:  $J_3 = (K_{сц} + K_{дор})g$

Это уравнение позволяет оценить величину возможного замедления автомобиля.

**2. Наименование вопроса № 2.** Измерители тормозных качеств автомобиля. Для оценки тормозных качеств автомобиля применяются следующие показатели:

1. Максимальное замедление.
2. Время торможения.
3. Тормозной путь.

Максимальное замедление определяется выражением  $J_3 = (K_{сц} + f)g$

Если пренебречь сопротивлением качению, величина замедления определяется коэффициентом сцепления и не зависит от скорости движения (Рис.9.3). На сухой дороге с асфальтобетонным покрытием величина замедления достигает значений  $7,0...9,0 \text{ м/с}^2$ . К максимальному замедлению машины прибегают лишь в аварийных случаях, при экстрен-



ном торможении, которые составляют 5...10% от общего числа торможений. При служебном торможении создают замедление 1,5...2,5м/с<sup>2</sup>.

Эффективность тормозной динамики автомобиля можно оценить общим временем торможения, которое представляет из себя сумму:  $t_{\text{тор}} = t_p + t_{\text{пр}} + t_{\text{yc}} + t_r$

где  $t_p$  – время реакции водителя. За это время водитель, заметив опасность, переносит правую ногу на педаль тормоза. Реакция водителя зависит от индивидуальных качеств, квалификации, степени утомленности и пр. и находится в пределах  $t_p = 0,2...1,5\text{с}$ .

$t_{\text{пр}}$  – время срабатывания тормозного привода. Это время затрачивается на перемещение деталей привода на величину зазора (соответствует свободному ходу педали тормоза), нарастание давления жидкости или воздуха в трубопроводах и тормозных механизмах и на перемещение фрикционных элементов до соприкосновения с барабаном или диском. Оно зависит от типа тормозного привода, конструкции тормозного механизма, а также от технического состояния тормозной системы. У технически исправной тормозной системы это время составляет:

$t_{\text{пр}} = 0,05...0,07\text{с}$  – гидравлический привод и дисковый тормозной механизм,

$t_{\text{пр}} = 0,15...0,40\text{с}$  – гидравлический привод и барабанный тормоз,

$t_{\text{пр}} = 0,2...0,40\text{с}$  – пневматический привод. У автопоездов с управлением тормозами прицепа выпуском воздуха из магистрали это время может возрасти до 2,0с, поэтому такие системы управления в настоящее время не применяются.

$t_{\text{yc}}$  – время нарастания замедления. Оно зависит от массы автомобиля, типа тормозного механизма, технического состояния тормозной системы. Наименьшее значение  $t_{\text{yc}}$  составляет:

$t_{\text{yc}} = 0,05...0,20\text{с}$  – легковые автомобили,

$t_{\text{yc}} = 0,05...0,40\text{с}$  – грузовые автомобили с гидроприводом,

$t_{\text{yc}} = 0,15...1,50\text{с}$  – грузовые автомобили с пневмоприводом.

$t_r$  – время «чистого» торможения, т.е. торможения с постоянным замедлением.

Если торможение автомобиля производится с максимальной интенсивностью, ускорение автомобиля определяется выражением  $J = dV / dt = -(K_{\text{цн}} + f)$ . Тогда

$$dt = -\frac{dV}{(K_{\text{цн}} + f)g}$$

Интегрируя от начальной до конечной скорости, получим:

$$t_r = -\int_{V_n}^{V_k} \frac{dV}{(K_{\text{цн}} + f)g} = \frac{V_n - V_k}{(K_{\text{цн}} + f)g} \quad \text{Для случая полной остановки автомобиля} \quad t_r = \frac{V_n}{(K_{\text{цн}} + f)g}$$

Полученное выражение показывает, что время «чистого» торможения прямопропорционально начальной скорости (Рис.9.3). Для оценки эффективности действия тормозов наибольшее распространение получил третий показатель – тормозной путь. Тормозной путь – расстояние, проходимое автомобилем от момента нажатия на педаль до остановки. Путь, проходимый автомобилем от момента, когда водитель заметил опасность, до полной остановки называют остановочным. Его можно определить:

$$S_{\text{ост}} = V_n(t_p + t_{\text{пр}} + 0,5t_{\text{yc}}) + S_r$$

где  $S_r$  – путь «чистого» торможения, т.е. расстояние, проходимое автомобилем за время торможения с постоянной интенсивностью. За время  $(t_p + t_{\text{пр}})$  скорость автомобиля не изменяется, а за время нарастания замедления  $t_{\text{yc}}$  она несколько снижается. С некоторым допущением можно принять, что путь, проходимый автомобилем за это время, равен

$$S_{\text{yc}} = 0,5t_{\text{yc}}V_n$$

Определим путь за время  $t_r$

$$dS = Vdt \quad dt = -\frac{dV}{(K_{cu} + f)g} \quad dS = -\frac{VdV}{(K_{cu} + f)g}$$

Интегрируя от начальной скорости до конечной, получим

$$S_r = -\int_{V_n}^{V_k} \frac{VdV}{(K_{cu} + f)g} = \frac{V_n^2 - V_k^2}{2g(K_{cu} + f)g}$$

$$S_r = \frac{V_n^2}{2g(K_{cu} + f)g}$$

В случае торможения до полной остановки

Таким образом, путь, проходимый автомобилем за время торможения с постоянным замедлением зависит от квадрата скорости (Рис.9.3).

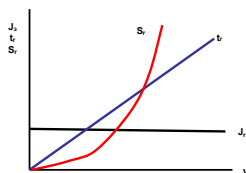


Рис.9.3 График зависимости замедления, времени и пути торможения от скорости

Тормозной путь со скорости 40км/ч (11,1м/с) на горизонтальной дороге с асфальто-бетонным покрытием не должен превышать:

16,2м – для легковых автомобилей,

23,0м – для грузовых автомобилей,

25,0м – для автопоездов

Для колесных тракторов при торможении со скорости 22...28км/ч (6...8м/с) он не должен превышать:

6...11м – с эксплуатационной массой до 4,0т,

6,5...11,5м – с эксплуатационной массой 4...6т.

Тормозные пути легковых автомобилей различных классов примерно одинаковы - разница составляет 3...5%, у грузовых автомобилей она достигает до 35%. В среднем длина тормозного пути грузовых автомобилей в 1,5...1,8 раза больше, легковых. По условиям безопасности движения желательно, чтобы все автомобили имели приблизительно одинаковый тормозной путь при равной начальной скорости. Однако применение разных типов тормозных приводов не позволяет это обеспечить.

Автомобиль должен иметь несколько тормозных систем, выполняющих разные функции. Комитетом по внутреннему транспорту Европейской экономической комиссии ООН разработаны Правила, касающиеся торможения автотранспортных средств и прицепов. Согласно Правилам №13 ЕК ООН на автомобилях может устанавливаться четыре тормозные системы:

- рабочая (основная),
- стояночная,
- вспомогательная,
- запасная.

**Рабочая (основная) тормозная система** служит для снижения скорости движения или полной остановки автомобиля. Тормозными механизмами рабочей тормозной системы являются колесные тормоза. Основной тормоз должен действовать на все колеса 2-х и 3-х осных автомобилей, у автопоезда должно затормаживаться не менее 75% всех колес. При этом у автопоезда на затормаживаемые колеса должно приходиться не менее 75% всей нормальной нагрузки. Управление основной тормозной системой осуществляется педалью. Рабочая тормозная система должна обеспечивать максимальное замедление 7...9м/с<sup>2</sup> для всех типов автотранспортных средств.

**Стояночная тормозная система** предназначена для удержания автомобиля на месте. Тормозными механизмами являются колесные тормоза основной системы (как прави-

ло, часть колесных тормозов) или специальный трансмиссионный тормоз. Управление стояночным тормозом ручное. Стояночный тормоз должен удерживать полностью груженный автомобиль на месте, если подъем или уклон не превышает:

- 24% (16°) – для одиночного автомобиля,
- 8° – для автопоезда.

При этом усилие на рычаге не должно превышать 400Н.

**Вспомогательная** тормозная система используется при длительном торможении автомобиля с целью уменьшения нагрева колесных тормозов. Она состоит из моторного или трансмиссионного тормоза-замедлителя с ручным или автоматическим управлением. Вспомогательная тормозная система, без применения других тормозных систем, должна обеспечивать движение автомобиля со скоростью 8...9м/с (30±2км/ч) на уклоне 7% протяженностью 6км.

**Запасная** тормозная система применяется при отказе основной системы. Эффективность запасной тормозной системы несколько ниже, чем основной, однако тормозной путь не должен увеличиваться более чем в 2 раза. Если на автомобиле не установлен специальный тормоз, то в качестве запасной тормозной системы используется стояночный тормоз.

Кроме обеспечения достаточной интенсивности торможения, к тормозным системам предъявляется целый ряд требований, важнейшими из которых являются:

1. Синхронность работы всех тормозных механизмов.
2. Тормозные моменты на колесах одной оси должны быть равны по величине.
3. Теплоотвод от поверхностей трения должен быть хорошим.
4. Необходима защита тормозных механизмов от увлажнения и загрязнения.
5. Следящее действие привода должно быть обеспечено на всех режимах торможения.
6. При разрыве сцепки автопоезда должна обеспечиваться автоматическая остановка прицепа (полуприцепа).

**3. Наименование вопроса № 3.** Торможение автомобиля двигателем. На скользкой дороге вероятность блокировки колес достаточна велика. Блокировка передних колес приводит к потере управляемости, задних – как правило, к заносу. Появлению заноса благоприятствует то, что блокировка колес происходит обычно не одновременно. Поэтому на скользкой дороге более целесообразным является торможение двигателем. Для этого достаточно отпустить педаль «газа». Зажигание карбюраторного двигателя не выключают, чтобы исключить разжижение смазки топливом. В режиме принудительного холостого хода момент сопротивления вращению коленчатого вала определяется механическими потерями в двигателе и может быть выражен эмпирической формулой  $M_m = V_{hi}(A + Bn)$

$V_{hi}$  – литраж двигателя,

$n$  – частота вращения коленчатого вала,

$A, B$  – эмпирические коэффициенты.

К этому моменту добавляются механические потери в трансмиссии и, поскольку передаточное число трансмиссии всегда больше единицы, тормозной момент от двигателя, возникающий на ведущих колесах, возрастает в несколько раз

$$M_{гдв} = \frac{M_m I_{тр}}{K_{пд_{тр}}}$$

Тормозной момент от двигателя равномерно распределяется дифференциалом между колесами, что благоприятно сказывается на устойчивости автомобиля.

Замедление автомобиля при торможении двигателем зависит от частоты вращения коленчатого вала, которая определяется скоростью движения и передаточным числом трансмиссии. При одной и той же скорости движения включение пониженной передачи приводит к увеличению частоты вращения коленчатого вала, что повышает интенсивность торможения и, одновременно, увеличивает износ деталей двигателя. Чтобы не допустить значительного повышения частоты вращения, необходимо тормозить двигателем на той

передаче, которая соответствует данной скорости движения. Зависимость замедления автомобиля с 4-х ступенчатой коробкой передач от скорости представлена на рисунке 9.4.

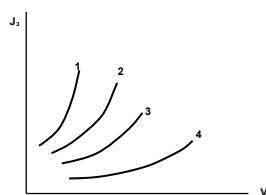


Рис.9.4 График замедлений при торможении автомобиля двигателем на различных передачах

Величина замедления при торможении автомобиля двигателем на высшей передаче обычно не превышает  $0,5 \text{ м/с}^2$ , в то время как при служебном торможении создают замедление  $1,5...2,5 \text{ м/с}^2$ . Поэтому на практике применяют комбинированное торможение – одновременно двигателем и тормозными механизмами. Для этого водителю достаточно нажать на педаль тормоза, оставив сцепление включенным.

При замедленном вращении коленчатого вала двигателя возникает инерционный момент от вращающихся масс (в основном от маховика). Инерционный момент, являясь ведущим, несколько снижается за счет механических потерь в трансмиссии и возрастает в соответствии с передаточным числом  $M_{J_{дв}} = -J_{дв} I_{тр} K_{пд_{тр}} d\omega/dt$

здесь  $J_{дв}$  – момент инерции вращающихся масс двигателя,

$d\omega/dt$  – угловое ускорение коленчатого вала.

Так как  $\frac{d\omega}{dt} = \frac{J_{дв} I_{тр}}{R_3}$ , то  $M_{J_{дв}} = -\frac{J_{дв} I_{тр}^2 K_{пд_{тр}} J}{R_3}$ .

Очевидно, что комбинированное торможение целесообразно осуществлять только в том случае, если  $M_{г_{дв}} > M_{J_{дв}}$

$$\frac{M_m I_{тр}}{K_{пд_{тр}}} > -\frac{J_{дв} I_{тр}^2 K_{пд_{тр}} J}{R_3} \quad \text{Отсюда} \quad -J < \frac{M_m R_3}{J_{дв} I_{тр} K_{пд_{тр}}^2}$$

Если замедление автомобиля ( $-J$ ) при комбинированном торможении не превосходит величины, определяемой этим неравенством, сцепление можно не выключать. При более резком торможении инерционный момент от двигателя превысит тормозной момент, что снизит замедление автомобиля и увеличит тормозной путь. Поэтому при экстренном торможении, когда величина замедления достигает максимально-возможной величины, осуществлять комбинированное торможение нецелесообразно, т.е. сцепление необходимо выключать.

При наличии на автомобиле гидродинамической трансмиссии осуществить торможение двигателем невозможно, поскольку трансформатор способен передавать крутящий момент только в одном направлении – от насоса к турбине. В этом случае гидротрансформатор можно использовать в качестве тормоза-замедлителя, оснатив его соответствующим приспособлением для увеличения сопротивления движению жидкости в круге циркуляции.

**4. Наименование вопроса № 4.** Оптимальное распределение тормозных сил. При экстренном торможении желательно получить максимальное значение тормозной силы, которое складывается из тормозных сил передних и задних колес:

$$P_{г_{max}} = P_{гп_{max}} + P_{гз_{max}}$$

Максимальные значения тормозных сил на колесах ограничены сцеплением:

$$P_{гп_{max}} = K_{сц} g m_{п} K_{дпг} \quad P_{гз_{max}} = K_{сц} g m_{з} K_{дзг}$$

$K_{дпг}$ ,  $K_{дзг}$  – коэффициенты динамического перераспределения нагрузки на передние и задние колеса при торможении.

При проектировании тормозной системы, не имеющей специальных регулирующих устройств, закладывается определенное соотношение между тормозными силами передних и задних колес, характеризуемое коэффициентом распределения тормозных сил:

$$K_r = P_{\text{гп}} / P_r = \text{const.}$$

Так как  $P_{\text{гз}} = P_r - P_{\text{гп}} = P_r - K_r P_r = P_r(1 - K_r)$ , отношение тормозных сил передних и

$$\frac{P_{\text{гп}}}{P_{\text{гз}}} = \frac{K_r}{1 - K_r} = \text{const}$$

задних колес равно:

В случае торможения автомобиля с максимальной эффективностью

$$\frac{P_{\text{гп max}}}{P_{\text{гз max}}} = \frac{K_{\text{сц}} g m_{\text{п}} K_{\text{дпг}}}{K_{\text{сц}} g m_{\text{з}} K_{\text{дзг}}} = \frac{m_{\text{п}} K_{\text{дпг}}}{m_{\text{з}} K_{\text{дзг}}} = \frac{K_r}{1 - K_r} = \text{const}$$

Хотя формально в данном выражении коэффициент сцепления сокращается, он влияет на значения коэффициентов динамического перераспределения нагрузок и на выполнение этого равенства.

Рассмотрим случай торможения автомобиля на горизонтальной дороге и определим нормальные реакции на колесах (Рис.9.5). Сопротивлением качению и воздуха пренебрегаем. Коэффициенты динамического перераспределения нагрузок определяются:

$$K_{\text{дпг}} = \frac{P_{\text{уп}}}{g m_{\text{п}}} \quad K_{\text{дзг}} = \frac{P_{\text{уз}}}{g m_{\text{з}}}. \text{ Так как } m_{\text{п}} = \frac{m_{\text{а}} X_{\text{цм}}}{L} \text{ и } m_{\text{з}} = \frac{m_{\text{а}} (L - X_{\text{цм}})}{L},$$

то

$$K_{\text{дпг}} = \frac{P_{\text{уп}} L}{g m_{\text{а}} X_{\text{цм}}} \quad K_{\text{дзг}} = \frac{P_{\text{уз}} L}{g m_{\text{а}} (L - X_{\text{цм}})}$$

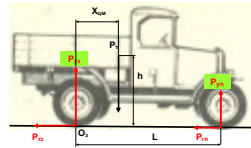


Рис.9.5 Схема сил, действующих на автомобиль при торможении  
Составим уравнение моментов всех сил относительно точки  $O_z$ .

$$P_{\text{уп}} L - P_{\text{г}} X_{\text{цм}} - m_{\text{а}} J K_{\text{врм}} h = 0$$

$$\text{Отсюда } P_{\text{уп}} = \frac{g m_{\text{а}} X_{\text{цм}} - m_{\text{а}} J K_{\text{врм}} h}{L}$$

Проецируя все силы на ось  $Y$  получим:

$$P_{\text{уз}} = \frac{g m_{\text{а}} (L - X_{\text{цм}}) + m_{\text{а}} J K_{\text{врм}} h}{L}$$

$$P_{\text{г}} - P_{\text{уз}} - P_{\text{уп}} = 0 \Rightarrow$$

При торможении с максимальной интенсивностью сцепление обычно выключают, поэтому можно принять  $K_{\text{врм}} \cong 1$ . Из уравнения динамики автомобиля при торможении имеем  $J = -(K_{\text{сц}} + f)g$ .

Тогда коэффициенты перераспределения нагрузок определяются:

$$K_{\text{дпг}} = \frac{(g m_{\text{а}} X_{\text{цм}} - m_{\text{а}} J h) L}{g m_{\text{а}} X_{\text{цм}} L} = 1 - \frac{J h}{g X_{\text{цм}}} = 1 + \frac{(K_{\text{сц}} + f) h}{X_{\text{цм}}}$$

$$K_{\text{дзг}} = \frac{[g m_{\text{а}} (L - X_{\text{цм}}) + m_{\text{а}} J h] L}{g m_{\text{а}} (L - X_{\text{цм}}) L} = 1 + \frac{J h}{g (L - X_{\text{цм}})} = 1 - \frac{(K_{\text{сц}} + f) h}{L - X_{\text{цм}}}$$

Примем  $X_{\text{цм}} = 0,5L$ , что, с некоторыми допущениями, справедливо для легковых автомобилей. Тогда

$$K_{\text{дзг}} = 1 - \frac{(K_{\text{сц}} + f) h}{X_{\text{цм}}}$$

Коэффициентом сопротивления качению на дороге с твердым покрытием ( $f = 0,015 \dots 0,020$ ) можно пренебречь по сравнению с коэффициентом сцепления ( $K_{\text{сц}} = 0,4 \dots 0,8$ ). При движении по более скользкой дороге ( $K_{\text{сц}} < 0,4$ ) водитель обязан снизить скорость, поэтому вопрос остановки автомобиля будет менее острым. С учетом принятого допущения коэффициенты динамического перераспределения нагрузок равны:

$$K_{\text{длг}} = 1 + \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}} \quad K_{\text{дзг}} = 1 - \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}}$$

Максимальные значения тормозных сил определяются:

$$P_{\text{гп max}} = K_{\text{цн}} g m_{\text{п}} \left(1 + \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}}\right) \quad P_{\text{гз max}} = K_{\text{цн}} g m_{\text{з}} \left(1 - \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}}\right)$$

Отношение тормозных сил равно:

$$\frac{P_{\text{гп max}}}{P_{\text{гз max}}} = \frac{m_{\text{п}} \left(1 + \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}}\right)}{m_{\text{з}} \left(1 - \frac{K_{\text{цн}} h}{X_{\text{цм}}}\right)} = \frac{K_{\text{г}}}{1 - K_{\text{г}}} = \text{const}$$

Определим величину коэффициента сцепления, для которого это равенство справедливо

$$m_{\text{п}} \left(1 + \frac{K_{\text{сно}} h}{X_{\text{цм}}}\right) (1 - K_{\text{г}}) = m_{\text{з}} \left(1 - \frac{K_{\text{сно}} h}{X_{\text{цм}}}\right) K_{\text{г}}$$

Раскрыв скобки, получим

$$m_{\text{п}} (1 - K_{\text{г}}) + m_{\text{п}} K_{\text{сно}} h \frac{1 - K_{\text{г}}}{X_{\text{цм}}} = m_{\text{з}} K_{\text{г}} - m_{\text{з}} K_{\text{сно}} h \frac{K_{\text{г}}}{X_{\text{цм}}}$$

$$\frac{K_{\text{сно}} h}{X_{\text{цм}}} [m_{\text{п}} (1 - K_{\text{г}}) + m_{\text{з}} K_{\text{г}}] = m_{\text{з}} K_{\text{г}} - m_{\text{п}} (1 - K_{\text{г}})$$

$$K_{\text{сно}} = \frac{X_{\text{цм}}}{h} \frac{m_{\text{з}} K_{\text{г}} - m_{\text{п}} (1 - K_{\text{г}})}{m_{\text{з}} K_{\text{г}} + m_{\text{п}} (1 - K_{\text{г}})}$$

Отсюда

Если:

1.  $K_{\text{цн}} = K_{\text{сно}}$  – торможение автомобиля будет происходить с максимальной интенсивностью, т.к.  $P_{\text{гп}} = P_{\text{гп max}}$ ,  $P_{\text{гз}} = P_{\text{гз max}}$ .

2.  $K_{\text{цн}} > K_{\text{сно}}$  – дорога с более высокими сцепными свойствами. Коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса уменьшается, следовательно тормозная сила на задних колесах достигнет максимального значения  $P_{\text{гз}} = P_{\text{гз max}}$ . Нормальная нагрузка на передние колеса возрастает, следовательно возрастет и  $P_{\text{гп max}}$ . Но, так

как  $P_{\text{гп}} = P_{\text{гз max}} \frac{K_{\text{г}}}{1 - K_{\text{г}}}$ , она не достигнет максимального значения,  $P_{\text{гп}} < P_{\text{гп max}}$ , что снизит интенсивность торможения.

Если для повышения тормозной силы передних колес водитель увеличит усилие, прикладываемое к педали тормоза, задние колеса заблокируются. При полной блокировке колес они неспособны воспринимать поперечную нагрузку. Поэтому даже незначительная боковая сила (боковой ветер, неровности дороги, центробежная сила и пр.) или поворачивающий момент, вызванный разностью тормозных сил правого и левого колеса, могут вызвать боковое скольжение колес. При отклонении продольной оси автомобиля от направления прямолинейного движения на угол  $\alpha$ , инерционная сила, приложенная в центре масс, создаст момент, увеличивающий боковое скольжение колес – занос (Рис.9.6). Занос задних колес, возникнув однажды, может прогрессивно нарастать при определенных условиях движения (подробнее этот вопрос рассмотрен в лекции «Устойчивость тракторов и автомобилей»). Поэтому даже

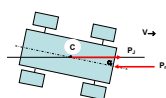


Рис.9.6 Схема, иллюстрирующая разворот автомобиля при блокировке задних колес

полное растормаживание не возвращает его к исходной траектории движения. На скользкой дороге мало энергии затрачивается на боковое скольжение колес, почти вся кинетиче-

ская энергия поступательного движения автомобиля превращается в кинетическую энергию вращательного движения вокруг вертикальной оси. В отдельных случаях автомобиль совершает несколько оборотов, если не произойдет опрокидывания. С целью уменьшения вероятности блокировки задних колес на хорошей дороге (с высокими сцепными свойствами) на автомобилях ВАЗ устанавливают регулятор тормозных сил, который ограничивает давление тормозной жидкости в рабочих цилиндрах задних колес при определенной величине замедления автомобиля, т.е. в данном случае имеет место увеличение коэффициента распределения тормозных сил.

**3.  $K_{\text{сн}} < K_{\text{сно}}$**  – дорога с низкими сцепными свойствами. Нагрузка на передние колеса снижается, поэтому тормозная сила передних колес достигает максимального значения,  $P_{\text{гп}} = P_{\text{гпmax}}$ . Тормозная сила задних колес не достигает своего максимального значения, так как нормальная нагрузка на задние колеса остается достаточно высокой, т.е.  $P_{\text{гз}} < P_{\text{гзmax}}$ , что снижает интенсивность торможения. Если для увеличения тормозной силы водитель увеличит усилие, прикладываемое к педали тормоза, произойдет блокировка передних колес. При этом автомобиль теряет управляемость. Для получения максимальной тормозной силы на данной дороге необходимо уменьшить коэффициент распределения тормозных сил.

Таким образом, тормозная система, обеспечивающая постоянное соотношение тормозных сил передних и задних колес ( $K_r = \text{const}$ ), способна обеспечить максимальную тормозную силу только на одной дороге, с коэффициентом сцепления  $K_{\text{сно}}$ . На более скользких дорогах недотормаживают задние колеса, на дорогах с более высокими сцепными свойствами – передние.

Необходимо отметить, что коэффициент сцепления  $K_{\text{сно}}$  был определен для постоянных значений масс  $m_{\text{п}}$ ,  $m_{\text{з}}$ . У легковых автомобилей, за счет изменения числа пассажиров, эти массы меняются незначительно. У грузовых автомобилей масса перевозимого груза сопоставима с собственной массой автомобиля, поэтому значения коэффициента сцепления  $K_{\text{сно}}$  будут различными для груженого и порожнего автомобиля. В связи с этим, в тормозную систему автомобиля КАМАЗ введен регулятор тормозных сил, изменяющий коэффициент распределения тормозных сил в зависимости от массы перевозимого груза. Регулятор тормозных сил автомобилей ВАЗ также реагирует на число пассажиров, располагающихся на заднем сиденье.

Учитывая, что блокировка задних колес более опасна, чем передних, в приложении №10 к правилам №13 ЕЭК ООН рекомендуется выбирать распределение тормозных сил таким образом, чтобы первыми достигали блокировки передние колеса при значениях коэффициента сцепления:

**$K_{\text{сн}} = 0,15...0,80$**  – для легковых автомобилей,

**$K_{\text{сн}} = 0,15...0,30$**  – для остальных автомобилей.

При выполнении этих рекомендаций у легковых автомобилей в любых дорожных условиях в процессе торможения первыми блокируются передние колеса, у порожнего грузового автомобиля на дорогах с  $K_{\text{сн}} > 0,3$  первыми будут блокироваться задние колеса. При полной загрузке грузового автомобиля около 2/3 всей нагрузки приходится на задние колеса, в результате чего задние колеса будут блокироваться первыми на дорогах с коэффициентом сцепления  **$K_{\text{сн}} = 0,7...0,8$** .

Перераспределение тормозных сил по осям дает определенный эффект при одинаковом коэффициенте сцепления у всех колес. Если какое-то колесо имеет худшее сцепление, оно может оказаться заблокированным, что снизит замедление автомобиля и может привести к потере устойчивости и управляемости. Кроме того, регулирование тормозных сил не исключает одновременной блокировки всех колес, что существенно снизит замедление автомобиля. Радикальным, с точки зрения распределения тормозных сил не только по осям, но и по всем колесам, является применение антиблокировочных систем (**ABS**). Система включает электронный блок управления, регулятор давления (модулятор) и датчики угловой скорости колес. Когда замедление частоты вращения колеса резко возрастает, т.е.

начинается процесс блокировки колеса, блок управления подает сигнал модулятору на снижение давления в тормозной камере (цилиндре). Угловая частота вращения колеса начинает возрастать и электронный блок дает команду на увеличение давления в тормозной камере (цилиндре). Тормозная система с гидравлическим приводом имеет в этом случае контур подпитки, который с помощью специального насоса повышает давление в рабочем тормозном цилиндре данного колеса. Таким образом, антиблокировочная система создает пульсирующий тормозной момент, обеспечивающий качение колеса на грани «юзa». Тормозной путь автомобиля на скользкой дороге за счет применения ABS может быть снижен на 20...35%, при сохранении устойчивости и управляемости. На дорогах с высокими сцепными качествами применение ABS практически не улучшает тормозных качеств автомобиля.

Необходимо отметить, что антиблокировочная система изменяет коэффициент распределения тормозных сил  $K_r$  только тогда, когда одно из тормозных колес существенно замедлит частоту вращения. До этого момента ABS в работу не вступает и, следовательно, распределение тормозных сил не будет оптимальным. В связи с этим, в программу электронного блока управления, установленного на автомобиле, иногда закладывают специальную программу (напр. **EVV**) – электронное распределение тормозных сил между осями. При увеличении коэффициента сцепления она снижает тормозное усилие на задних колесах до начала срабатывания ABS. Сигнал в электронный блок управления поступает от датчика линейных ускорений автомобиля.

**5. Наименование вопроса № 5.** Аккумулирование энергии при торможении. Торможение автомобиля с использованием касательной реакции дороги превращает кинетическую энергию поступательного движения автомобиля в работу трения тормозов и рассеивает её в окружающую среду. Поэтому всякое торможение сопровождается невосполнимыми потерями энергии и, как следствие, снижением топливной экономичности автомобиля. К проблеме снижения скорости движения можно подойти с другой стороны – вместо рассеивания кинетической энергии осуществить аккумулирование её. Впоследствии эту энергию можно использовать для увеличения скорости движения, так как, чаще всего, после торможения имеет место разгон. Особенно заманчиво выглядит эта система для городских автобусов, с их частыми остановками.

Наиболее просто проблема аккумулирования энергии при торможении решается у электромобилей, Тяговые электродвигатели при замедленном вращении работают в режиме генератора, подзаряжая аккумуляторные батареи. В случае применения в качестве источника энергии свинцово-кислотных аккумуляторов, масса последних составляет 30% и более от общей массы машины. В связи с этим электромобили не получили пока достаточно широкого применения. Однако ряд зарубежных фирм выпускает автомобили с гибридным приводом – двигатель внутреннего сгорания + тяговые электродвигатели. Кроме того, эффективность тягового электродвигателя в генераторном режиме значительно снижается с падением частоты вращения. Поэтому электромобиль должен быть снабжен обычным механическим тормозом, используемым, чаще всего, при малых скоростях.

Перспективным считается применение в качестве аккумулятора энергии маховика. Материалом для его изготовления служит «кевлар», графитоволокнистый материал. Маховик массой 20...25кг заключен в герметичный корпус, заполненный водородом. Водород почти в 10 раз легче воздуха, что позволяет существенно снизить аэродинамические потери при частоте вращения 25...30 тыс.об/мин. Маховик из пластмассы более безопасен, чем металлический. Он наносит меньше повреждений при своем разрушении, о начале которого сигнализирует вибрация, вызванная дисбалансом при разрушении волокон. Отслаивающиеся волокна заполняют пространство между маховиком и корпусом, маховик быстро затормаживается, не приводя к разрушению корпуса. При наличии инерционного аккумулятора необходимо бесступенчатое автоматическое регулирование передаточного числа трансмиссии, так как при торможении скорость движения автомобиля уменьшается,



а частота вращения маховика должна увеличиваться. Управление аккумулятором обычно осуществляет электронный блок.

## 1. 18 Лекция №18 ( 2 часа).

### Тема: «Устойчивость мобильных машин»

#### 1.18.1 Вопросы лекции:

1. Продольная статическая устойчивость тракторов и автомобилей.
2. Продольная динамическая устойчивость колесного трактора.
3. Поперечная устойчивость тракторов и автомобилей.
4. Поперечная устойчивость при криволинейном движении и скольжение колес.
5. Стабилизация траектории движения автомобиля.

#### 1.18.2 Краткое содержание вопросов:

**1. Наименование вопроса №1.** Продольная статическая устойчивость тракторов и автомобилей. Устойчивостью мобильной машины называется способность сохранять заданное положение (траекторию движения) во время действия внешних сил, а также способность восстанавливать первоначальное положение (траекторию движения) после прекращения действия внешних сил. Способность машины сохранять заданное положение называется статической устойчивостью. Изменение положения машины может происходить в пространстве или на плоскости. Поэтому различают устойчивость по опрокидыванию и по сползанию. Опрокидывание – это поворот машины относительно некоторой оси. Различают продольное и поперечное опрокидывание.

В процессе движения устойчивость машины связана, прежде всего, с управляемостью. Потеря управляемости, т.е. невозможность задать машине требуемую траекторию движения, является потерей устойчивости. Способность колесной машины сохранять заданное направление прямолинейного движения – курсовая устойчивость – обеспечивается стабилизацией управляемых колес. Отклонение машины от траектории движения, определяемой положением управляемых колес, связано с таким свойством колесной машины, как поворачиваемость.

Продольная статическая устойчивость может быть нарушена в результате опрокидывания машины относительно поперечной оси, а также сползания в продольном направлении. Современные автомобили имеют низко расположенный центр масс, сравнительно большую продольную базу, поэтому продольное опрокидывание наблюдается крайне редко, например, при съезде с дороги в обрыв или под откос. Наибольший угол подъема (уклона) на котором машина стоит не опрокидываясь, называется предельным статическим углом подъема (уклона)  $\alpha_{lim}$ . Для определения предельного угла рассмотрим схему сил, действующих на колесную машину (Рис.12.1).

Составим уравнение равновесия – сумма моментов всех сил относительно точки касания задних колес с опорной поверхностью равна нулю.

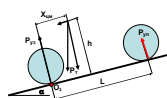


Рис.12.1 Схема сил, действующих на колесную машину

$$\sum \text{mom} O_3 = 0 \quad P_T X_{цм} \cos \alpha - P_T h \sin \alpha - P_{yn} L = 0$$

Пока передние колеса машины не оторвались от опорной поверхности, т.е.  $P_{yn} > 0$ , машина сохраняет устойчивость. Предельным будет положение машины, когда  $P_{yn} = 0$ . Дальнейшее увеличение угла подъема неизбежно вызовет опрокидывание машины. Величина предельного угла подъема определится

$$\text{tg} \alpha_{lim} = \frac{X_{цм}}{h}$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}} = \frac{L - X_{\text{цм}}}{h}$$

Предельный угол уклона будет равен  $\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}} = \frac{L - X_{\text{цм}}}{h}$ . Если угол подъема (уклона) равен предельному значению, вектор силы тяжести проходит через точку касания задних (передних) колес с опорной поверхностью. Для колесных тракторов с навесными машинами, находящимися в транспортном положении, в полученные выражения необходимо подставить координаты центра масс агрегата.

Продольное опрокидывание гусеничного трактора начнется в тот момент, когда центр давления сместится в заднюю (переднюю) кромку опорной поверхности гусениц (Рис.12.2).

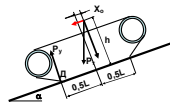


Рис.12.2 Схема сил, действующих на гусеничный трактор

Составим уравнение равновесия – сумма моментов всех сил относительно задней кромки опорной поверхности гусениц равна нулю:

$$\sum m o m Д = 0 \quad P_T \cos \alpha_{\text{lim}} (0.5L + X_0) - P_T \sin \alpha_{\text{lim}} h = 0$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{lim}} = \frac{0.5L + X_0}{h}$$

Предельный статический угол подъема

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\text{lim}} = \frac{0.5L - X_0}{h}$$

Предельный статический угол уклона

здесь  $X_0$  – расстояние от центра масс до середины гусениц,

$X_0 > 0$  – если центр масс смещен вперед,

$X_0 < 0$  – если центр масс смещен назад.

Величины предельных статических углов подъема и уклона гусеничных тракторов примерно равны друг другу и составляют **30...45°**. Продольная статическая устойчивость может быть нарушена в результате сползания машины, когда максимальная тормозная сила, которая может быть создана в данных дорожных условиях, недостаточна для удержания её на наклонной поверхности. Условием сохранения устойчивости является

$$P_T = P_T \sin \alpha$$

Максимальное значение тормозной силы ограничено сцеплением колес с опорной поверхностью  $P_{\text{гmax}} = K_{\text{сц}} P_T \cos \alpha$ , если тормоза установлены на всех колесах. Наибольший угол подъема (уклона)  $\alpha_{\text{сц}}$ , на котором заторможенная машина стоит не сползая, определится из выражения:  $K_{\text{сц}} P_T \cos \alpha_{\text{сц}} = P_T \sin \alpha_{\text{сц}} \quad \operatorname{tg} \alpha_{\text{сц}} = K_{\text{сц}}$ . Если тормоза установлены только на задних колесах трактора, максимальная тормозная сила определится  $P_{\text{гmax}} = K_{\text{сц}} P_{\text{уз}}$

$P_{\text{уз}}$  – нормальная нагрузка на задние колеса

$$P_{\text{уз}} = \frac{P_T (L - X_{\text{цм}}) \cos \alpha + P_T h \sin \alpha}{L}$$

Для наибольшего угла подъема по сползанию

$$K_{\text{сц}} P_T (L - X_{\text{цм}}) \cos \alpha_{\text{сц}} + K_{\text{сц}} P_T h \sin \alpha_{\text{сц}} = P_T L \sin \alpha_{\text{сц}}$$

Наибольший угол подъема по сползанию

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{сц}} = K_{\text{сц}} \frac{L - X_{\text{цм}}}{L - K_{\text{сц}} h}$$

Наибольший угол уклона по сползанию

$$\operatorname{tg} \alpha'_{\text{сц}} = K_{\text{сц}} \frac{L - X_{\text{цм}}}{L + K_{\text{сц}} h}$$

Из полученных выражений видно, что удержать трактор с тормозами на задних колесах под уклон значительно труднее. На уклоне с предельным статическим углом по опрокидыванию  $\alpha'_{\text{lim}}$  торможение трактора полностью прекращается, так как происходит

**2. Наименование вопроса №2.** Продольная динамическая устойчивость колесного трактора. При движении трактора его продольная устойчивость снижается под действием сопротивления качению, тяговой нагрузки, силы тяжести навесных машин, расположенных сзади. В этом случае следует рассматривать продольную устойчивость агрегата с его координатами центра масс. Однако опрокидывание трактора маловероятно, поскольку гораздо раньше произойдет потеря управляемости. Примем, что трактор обладает 100% запасом управляемости, когда он стоит на горизонтальной площадке.

$$\mathbf{P}_{\text{уст}} = \frac{\mathbf{P}_T \mathbf{X}_{\text{цм}}}{\mathbf{L}}$$

$$K_{\text{упр}} = \frac{P_{\text{уп}}}{P_{\text{уп ст}}} = \frac{P_{\text{уп}} L}{P_{\text{т}} X_{\text{им}}}$$

$$\Sigma m o m O_3 = 0 \quad P_{y \Pi}(L + X_{\Pi}) + P_{y3}X_3 + P_T h \sin \alpha - P_T X_{\Pi m} \cos \alpha + P_{kp} h_{kp} \cos \gamma_{kp} = 0$$

$$P_{\text{уп}} = \frac{P_{\text{т}}(X_{\text{цм}} \cos \alpha - h \sin \alpha) - P_{\text{кр}} h_{\text{кр}} \cos \gamma_{\text{кр}} - M_{\text{f}}}{L}$$

Данное выражение показывает, что нормальная нагрузка на передние колеса, а следовательно, и коэффициент запаса по управляемости, зависят от следующих факторов:

1. Угол подъема опорной поверхности  $\alpha$ .
2. Тяговая нагрузка  $P_{кр}$ .
3. Сопротивление качению  $M_f$ .

Рис.12.3 Схема сил, действующих на трактор при движении на подъём

Рассмотрим влияние тяговой нагрузки на управляемость трактора, пренебрегая сопротивлением качению,  $\mathbf{M}_f = \mathbf{0}$ . Составим условие равновесия относительно условной точки прицепа  $\mathbf{B}$ , приняв во внимание, что  $\mathbf{X}_n = \mathbf{X}_3 = \mathbf{0}$

$$\Sigma \text{momB} = 0 \quad P_K h_{KP} + P_T (h - h_{KP}) \sin \alpha - P_T X_{IM} \cos \alpha + P_{yn} L = 0$$

$$P_{yn} \geq 0,4 \frac{P_T X_{cm}}{I_4}$$
$$P_{\kappa} = \frac{P_m (X_{\text{um}} \cos \alpha - h \sin \alpha - 0,4 X_{\text{um}})}{h_{\text{en}}} + P_m \sin \alpha = f_1(\alpha)$$

260

$P_{кр}$ , то увеличение тяговой нагрузки при постоянном сопротивлении качению и неизменном угле подъема может привести к потере управляемости. Зависимость  $f_1(\alpha)$  представлена на рис.12.4.

Рассмотрим влияние сопротивления качению. Предположим, что в результате попадания в яму произошло заклинивание задних ведущих колес  $M_f \gg 0$ . Так как трактор останавливается, сопротивление качению передних колес и тяговая нагрузка будут равны нулю. Вследствие заклинивания ведущих колес полуоси перестают вращаться, ведущие шестерни конечных передач обкатываются по неподвижным шестерням полуосей, поворачивая остоу. Трактор, используя мощность двигателя, начинает опрокидывать сам себя. Определим, когда передние колеса оторвутся от опорной поверхности, т.е.  $P_{уп} = 0$ . Для этого составим уравнение равновесия относительно оси ведущих колес, т.О (Рис.12.3)

$$\Sigma m_{O} = 0 \quad P_K R_3 - P_T X_{цм} \cos \alpha + P_T (h - R_3) \sin \alpha = 0$$

$$P_K = \frac{P_T (X_{цм} \cos \alpha - h \sin \alpha)}{R_3} + P_T \sin \alpha = f_2(\alpha)$$

Отсюда

Обозначим полученное выражение как функцию угла подъема  $f_2(\alpha)$ . Опрокидывание трактора невозможно, если  $P_K < f_2(\alpha)$ . Совмещенные графики  $f_1(\alpha)$  и  $f_2(\alpha)$  называют характеристикой продольной динамической устойчивости колесного трактора (Рис.12.4). Отложив на графике максимально-возможное значение касательной силы тяги  $P_{кmax} = M_{emax} I_o I_{к1} K_{ндтр} / R_3$  либо  $P_{сц} = K_{сц} P_T K_{нвк} \cos \alpha$ , определим критические углы подъема:

$\alpha_{кр1}$  – при котором теряется управляемость трактора, если тяговая нагрузка достигнет максимально-возможной величины,

$\alpha_{кр2}$  – при котором возможно опрокидывание трактора в случае заклинивания задних ведущих колес.

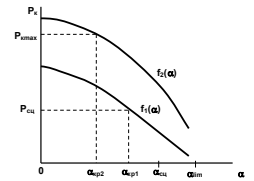


Рис.12.4 Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора

Отложим на графике углы  $\alpha_{lim}$  и  $\alpha_{сц}$ . Условие 100% сохранения продольной устойчивости колесного трактора можно записать в виде:

$$\alpha_{max} < \alpha_{кр1}, \quad \alpha_{max} < \alpha_{кр2}, \quad \alpha_{max} < \alpha_{lim}, \quad \alpha_{max} < \alpha_{сц}.$$

Нарушение какого-либо из этих условий приведет к частичной или полной потере устойчивости на некоторых режимах работы. Характеристика продольной динамической устойчивости трактора МТЗ-80 представлена на рис.12.5. Условные обозначения на графике означают:

$$P_y(\alpha) \Rightarrow f_1(\alpha)$$

$$P_o(\alpha) \Rightarrow f_2(\alpha)$$

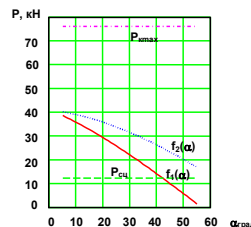


Рис.12.5 Характеристика продольной динамической устойчивости трактора МТЗ-80

**3. Наименование вопроса №3.** Поперечная устойчивость тракторов и автомобилей. Статическая поперечная устойчивость машины может быть нарушена в результате опро-

кидывания или сползания на поперечном уклоне. Рассмотрим схему сил, действующих на машину, стоящую на опорной поверхности с поперечным уклоном  $\beta$  (Рис.12.6).

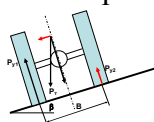


Рис.12.6 Схема сил, действующих на поперечном уклоне

Примем, что центр масс расположен в продольной плоскости симметрии. Реакции опорной поверхности на колеса, расположенные вниз по уклону, обозначим с индексом «1», расположенные вверх по уклону с индексом «2». Определим предельный статический угол поперечного уклона  $\beta_{lim}$ , на котором машина стоит не опрокидываясь. В этом случае нормальная нагрузка на колеса, расположенные вверх по уклону, будет равна нулю  $P_{y2} = 0$ . Составим уравнение равновесия относительно оси опрокидывания

$$0,5BP_T \cos \beta_{lim} - hP_T \sin \beta_{lim} = 0$$

Отсюда  $\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5B}{h}$ . Поперечная устойчивость по опрокидыванию зависит от ширины колеи и высоты центра масс. Некоторые колесные тракторы имеют качающуюся переднюю ось, которая имеет возможность поворачиваться в вертикально-поперечной плоскости на некоторый угол относительно остова трактора. На поперечном уклоне центр масс трактора смещается в сторону опрокидывания, что снижает поперечную устойчивость на  $6...10^\circ$ . У пропашных колесных тракторов со сдвоенным передним колесом опрокидывание возможно относительно одной из боковых осей **О-О** (Рис.12.7)

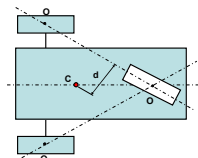


Рис.12.7 Схема к пояснению устойчивости 3-х колесной машины

Предельный статический угол по поперечному опрокидыванию будет равен

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{d}{h}$$

**d** – плечо поперечной устойчивости, расстояние от центра масс до оси опрокидывания.

Уменьшение плеча поперечной устойчивости у 3-х колесных тракторов снижает поперечную устойчивость на  $10...15^\circ$ . Для гусеничных тракторов величина предельного статического угла поперечного уклона определяется с учетом ширины звена гусеницы, поскольку опрокидывание может произойти относительно оси, проходящей через наружные кромки гусениц

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5(B+b)}{h}$$

**b** – ширина звена гусеницы.

У автомобилей, за счет упругости подвески, происходит поперечный крен поддрессо-ренных масс, что смещает центр масс в сторону опрокидывания. Влияние его учитывается коэффициентом поперечного крена  $K_{кр}$ , величина которого находится в пределах  $K_{кр} = 0,8...0,9$

С учетом этого предельный статический угол по опрокидыванию при поперечном уклоне определится

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{0,5BK_{кр}}{h}$$

Значения предельных статических углов поперечного опрокидывания для различных типов машин приведены в табл.12.2

Таблица №12.

Предельные статические углы поперечного опрокидывания

№ п/п	Тип машины	$\beta$ , град.
1	3-х колесные тракторы	30...35
2	4-х колесные и гусеничные тракторы	40...50
3	Автобусы	27...33
4	Грузовые автомобили	30...40
5	Легковые автомобили	40...50

На боковую устойчивость по опрокидыванию значительно влияют динамические явления, возникающие при внезапном падении ходовых органов, расположенных на одной стороне машины, в канаву, яму, нижерасположенную террасу и т.п., а также наезде на какой-либо выступ или при совместном действии этих факторов. В качестве примера рассмотрим упрощенную схему одного из возможных вариантов бокового опрокидывания (Рис.12.8). Предположим, что машина движется по горизонтальной поверхности и внезапно ходовые органы одного борта попадают в канаву.

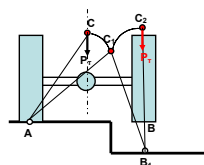


Рис.12.8 Схема бокового опрокидывания

Под действием силы тяжести  $P_T$  машина поворачивается относительно продольной оси, проходящей через т.А, до тех пор, пока падающие колеса не достигнут дна канавы (т.В<sub>1</sub>), при этом центр масс С переместится в т.С<sub>1</sub>. В дальнейшем, под действием кинетической энергии вращательного движения, полученной в процессе падения колес на дно канавы, машина будет продолжать поворачиваться, но уже относительно т.В<sub>1</sub>. Если энергии вращательного движения окажется достаточно, чтобы поднять центр масс в т.С<sub>2</sub>, расположенную на одной вертикали с т.В<sub>1</sub>, произойдет опрокидывание машины. Поперечная устойчивость по опрокидыванию в динамике снижается на 40...60% в зависимости от скорости движения

$$\beta_{\text{дин}} = (0,4...0,6)\beta_{\text{lim}}$$

**4. Наименование вопроса №4.** Поперечная устойчивость при криволинейном движении и скольжение колес. Если сцепление шин с дорогой будет недостаточным, под действием боковых сил может начаться скольжение колес в поперечном направлении. В общем случае, скольжение передних и задних колес начинается неодновременно и происходит с различной интенсивностью, в результате чего может возникнуть произвольный поворот машины вокруг вертикальной оси. Поперечное скольжение колес наблюдается, чаще всего, при резких торможениях и разгонах, на поворотах, на дороге с поперечным уклоном, при подкакивании колес на неровностях (гребенке) и т.п. Влияние этих факторов проявляется более сильно на скользких дорогах.

Пусть на колесо со стороны дороги действуют касательная  $P_x$  и боковая  $P_z$  реакции (Рис.12.11).

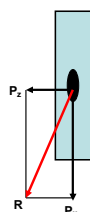


Рис.12.11 Схема сил, действующих на колесо



Равнодействующая этих реакций будет равна:  $R = \sqrt{P_x^2 + P_z^2}$  Максимальная величина равнодействующей ограничивается условиями сцепления  $R_{\max} = K_{\text{сц}} P_y$ .  
Наибольшее значение боковой реакции определится

$$P_z = \sqrt{(K_{\text{сц}} P_y)^2 - P_x^2}$$

Если касательная реакция достигнет максимального значения по сцеплению (резкий разгон, торможение до юза)  $P_x = K_{\text{сц}} P_y$ , величина боковой реакции снижается до нуля, т.е. колесо не способно противостоять какой-либо боковой силе. Рассмотрим, как будет вести себя автомобиль при поперечном скольжении передних колес (Рис.12.12).

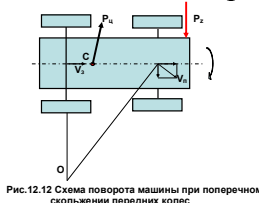


Рис.12.12 Схема поворота машины при поперечном скольжении передних колес

Под действием случайной кратковременной боковой силы возникло поперечное скольжение передних колес. В результате вектор скорости передних колес повернулся на какой-то угол относительно продольной оси машины. Положение мгновенного центра скоростей (т.О) показывает, что машина начинает поворачивать в сторону заноса передней оси. При этом появляется центробежная сила  $P_{\text{ц}}$ , ослабляющая действие внешней боковой силы. Поэтому занос передней оси, возникнув однажды, как правило, не прогрессирует. Однако машина теряет управляемость, т.к. поворачивающей силой является боковая реакция дороги.

Существенное влияние на занос передней оси оказывает привод ведущих колес. У заднеприводных автомобилей при отсутствии торможения касательная реакция дороги на передние колеса незначительна ( $P_{\text{фн}}$ ), что повышает способность передних колес противостоять боковому скольжению. Несколько иная картина имеет место у переднеприводных автомобилей. Если в процессе поворота создать на передних колесах значительную силу тяги, может возникнуть пробуксовывание ведущих колес. Тогда под действием центробежной силы начнется скольжение передних колес к внешней стороне поворота. Увеличение угла поворота рулевого колеса в данной ситуации не поможет, так как на буксующем колесе не может возникнуть поворачивающая сила. Резкое закрытие дросселя с целью уменьшения силы тяги может привести к торможению двигателем, что создаст на колесах тормозную силу. Для устранения сноса переднеприводного автомобиля к внешней стороне поворота нужно настолько отпустить педаль дросселя, чтобы убрать тяговую силу, но не создать тормозную.

При движении колеса по опорной поверхности, покрытой слоем воды, оно выжимает воду вперед и в стороны, образуя водяные валики. Перед движущимся колесом образуется водяной клин, который при определенной скорости поднимает колесо и оно всплывает, теряя контакт с дорогой. Это явление получило название **аквапланирование** или **гидроскольжение**. Как правило, возникает гидроскольжение передних колес, так как толщина слоя воды у задних колес несколько меньше и оно успевает выдавливать воду из-под себя. Гидроскольжение передних колес легкового автомобиля может возникнуть при скорости движения около 60км/ч, если толщина слоя воды на асфальтобетонном покрытии составит 100...120мм. Существенное влияние на процесс возникновения гидроскольжения оказывает рисунок протектора. Наличие на протекторе достаточно глубоких канавок, направленных от средней части шины к её краям, способствует удалению воды. Вероятность гидроскольжения возрастает с применением низкопрофильных шин, шин с обратной кривизной протектора, а также шин с изношенным рисунком протектора.

Рассмотрим движение автомобиля при поперечном скольжении задних колес (Рис.12.13).

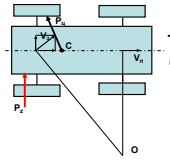


Рис.12.13 Схема поворота машины при поперечном скольжении задних колес

Под действием случайной внешней боковой силы  $P_z$  возникло поперечное скольжение задних колес. В результате вектор скорости задних колес  $V_z$  повернулся на какой-то угол относительно продольной оси машины. Положение мгновенного центра скоростей (т.О) показывает, что машина начинает поворачивать навстречу заносу задней оси. Центробежная сила  $P_{ц}$ , возникающая при этом, усилит действие внешней силы, что может вызвать увеличение скорости заноса, радиус поворота уменьшится, центробежная сила увеличится. Таким образом, занос задней оси, возникнув однажды, при определенных условиях может прогрессивно нарастать, в результате чего автомобиль начинает вращаться вокруг вертикальной оси. При этом кинетическая энергия поступательного движения преобразуется в кинетическую энергию вращательного движения. На скользкой дороге, когда рассеивание энергии на поперечное скольжение колес незначительно, автомобиль может совершить несколько оборотов вокруг вертикальной оси. А в случае появления какого-либо упора, препятствующего боковому скольжению задних колес, возрастает вероятность опрокидывания автомобиля.

Для предотвращения прогрессирующего нарастания заноса задних колес водитель заднеприводного автомобиля должен, в первую очередь, отпустить педаль дросселя. Это снизит скорость движения и уменьшит центробежную силу. Одновременно при этом уменьшится касательная сила на ведущих колесах, что улучшит их сцепление и увеличит сопротивление заносу. Ни в коем случае нельзя нажимать на педаль тормоза, так как это ухудшит сцепление задних колес. Если прикрытия дросселя окажется недостаточным для прекращения заноса, водитель должен повернуть управляемые колеса в сторону заноса задней оси. При этом нужно быть очень внимательным и следить за движением автомобиля. Как только прекратится действие внешней силы, автомобиль, с повернутыми управляемыми колесами, начнет разворачиваться в противоположную сторону и под действием центробежной силы начнется занос задней оси в другую сторону. При первых признаках заноса автомобиля в другую сторону водитель должен вернуть рулевое колесо назад. Обычно, для устранения возникшего заноса задней оси водитель вынужден совершать несколько корректирующих действий рулевым колесом в обе стороны.

В автошколах, где обучают методам экстремального вождения автомобиля, прививают навыки вождения автомобилем в управляемом заносе. Это может обеспечить прохождение поворотов без снижения скорости движения.

Несколько по-другому ведет себя переднеприводной автомобиль. Если водитель, почувствовав начало заноса задней оси, прикроет дроссель, занос резко увеличится. Это связано с тем, что произойдет торможение передних колес двигателем и тормозная сила создает момент, разворачивающий автомобиль в том же направлении. Кроме того, при торможении двигателем происходит «клевок» (перераспределение нормальных нагрузок на колесах), который разгружает задние колеса. Для предотвращения заноса водитель должен повернуть управляемые колеса в сторону заноса задней оси, ни в коем случае, не прикрывать дроссель. Можно вывести автомобиль из заноса другим способом – приоткрыть дроссель, и передние ведущие колеса вытянут машину из заноса. По испытаниям НАМИ переднеприводную машину можно вытянуть из заноса тяговой силой передних колес, если её развернуло по отношению к направлению движения на  $90^\circ$ .

**5. Наименование вопроса №5.** Стабилизация траектории движения автомобиля. С целью повышения динамической устойчивости автомобиля многие зарубежные фирмы разрабатывают специальные системы. Аббревиатура этих систем различна, но все они работают с электронным управлением. Так, например, несколько западноевропейских фирм



совместно разработали электронную стабилизирующую программу (**ESP**), принципиальная схема которой представлена на рис.12.14.

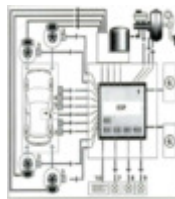


Рис.12.14 Принципиальная схема ESP

Электронная стабилизирующая программа содержит:

**ABS** – антиблокировочная система, предупреждает блокировку любого колеса.

**ASR** – антибуксовочная система, позволяет избежать пробуксовки на скользком покрытии подтормаживанием ведущих колес и управлением дросселя.

**EDS** – электронная блокировка дифференциала, подтормаживает буксующее колесо, увеличивая силу тяги на миксте в 5...6 раз.

**EVB** – электронное распределение тормозной силы между осями, снижает тормозное усилие на задних колесах до начала срабатывания **ABS**.

**MSR** – антиблокировочная система торможения двигателем, не позволяет блокировать ведущие колеса при резком сбросе «газа».

Электронная стабилизирующая программа включает в себя:

1 – **ЭБУ** – электронный блок управления.

2 – **ДУПРК** – датчик угла поворота рулевого колеса – оптический, расположен на рулевой колонке. При вращении рулевого колеса он прерывает световой поток к оптическому датчику, Его диапазон – четыре оборота рулевого колеса, При большем угле происходит обрыв шлейфа подушек безопасности.

3 – **КД** – датчик частоты вращения колеса. Колесный датчик индуктивного типа.

4 – **ДУС** – датчик частоты вращения автомобиля вокруг вертикальной оси (датчик угловой скорости), гироскопический, располагается как можно ближе к центру масс.

5 – **ДПП** – датчик поперечного перемещения автомобиля, инерционный, подвешен на пружине.

6 – Выключатель системы.

На некоторых версиях автомобилей устанавливается **ДЛУ** – датчик линейных ускорений, пьезоэлектрический.

Расположение датчиков показано на рис.12.14.

Работа **ESP** протекает в следующей последовательности:

1. **ESP** рассчитывает траекторию движения автомобиля по сигналам датчиков **КД** и **ДУПРК**.

2. Определяет реальную траекторию движения по сигналам датчиков **ДУС** и **ДПП**.

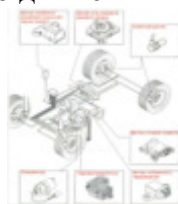


Рис.12.14 Расположение датчиков на автомобиле

3. Если имеется различие, **ESP** выполняет коррекцию (изменяет частоту вращения колеса или коленвала двигателя).

4. Проверяет результат коррекции и переходит в состояние контроля либо включается снова.

Блок управления выполнен по двухпроцессорной схеме и управляющее воздействие происходит только тогда, когда результаты работы обоих процессоров совпадают.

Электронная стабилизирующая программа выполняет следующие функции:

- 1) Предупреждает уход автомобиля в занос. Однако, если на скорости более 100км/ч резко повернуть управляемое колесо, то **ESP** может не справиться со своей задачей. **ESP** практически не дает возможности водителю ввести автомобиль в управляемый занос, поэтому предусмотрено отключение этой системы.
- 2) Повышает тяговое усилие при движении на «миксте» (различное сцепление левого и правого колес).
- 3) Облегчает начало движения в гололед.
- 4) Оптимально распределяет тормозные силы между колесами передней и задней оси.
- 5) Увеличивает тормозную силу в экстренных ситуациях.

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ**

### **2.1 Лабораторная работа №1 ( 4 часа).**

**Тема:** «Расчет номинальной мощности двигателя трактора и автомобиля»

**2.1.1 Цель работы:** Определение мощности тракторного и автомобильного двигателя

**2.1.2 Задачи работы:**

1. Определение эксплуатационной массы трактора для обеспечения его тягово-сцепные качества в заданных условиях эксплуатации.
2. Определения номинальной мощности двигателя из условия равномерного движения на горизонтальном поле с номинальной силой тяги на крюке и действительной скоростью движения в определенных почвенных условиях при допустимом буксовании.
3. Определение основных параметров двигателя автомобиля для выполнения эксплуатационного задания по перевозке грузов или пассажиров с определенной скоростью в конкретных дорожных условиях.
4. Определение основных параметров трансмиссии автомобиля для выполнения эксплуатационного задания по перевозке грузов или пассажиров с определенной скоростью в конкретных дорожных условиях.

**2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. При выполнении лабораторной работы используются следующие материалы:

- методическое указание к лабораторной работе;
- справочные материалы;
- компьютер с программой для расчета в среде MathCAD.

**2.1.4 Описание (ход) работы:**

**Определение эксплуатационной массы трактора**

Различают конструктивную (сухую) массу трактора  $m_k$  и эксплуатационную (полную)  $m_{\Sigma}$ . Конструктивная масса должна обеспечивать прочность и долговечность конструкции трактора, эксплуатационная - необходимые тягово-сцепные качества.

Из тягового баланса трактора в случае работы его в составе пахотного агрегата по необработанной стерне на горизонтальном поле с номинальной нагрузкой на крюке требуемое значение касательной силы тяги определится

$$P_K = K_{ВП} \cdot P_{крн} + K_{ха} \cdot f \cdot g \cdot m_{\Sigma},$$

где  $K_{ВП}$  - коэффициент возможной перегрузки,  $K_{ВП} = 1,25 \dots 1,40$  - при работе трактора в составе пахотного агрегата;  $K_{ха}$  - коэффициент, показывающий долю сопротивления качению, обусловленную деформацией опорной поверхности и шин,  $K_{ха} = 1,0$  - колесный движитель,  $K_{ха} = 0,5$  - гусеничный движитель;  $f$  - коэффициент сопротивления качению, (табл. 1);  $g$  - ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с.

Возможное значение касательной силы тяги при допустимом буксовании ограничено силой сцепления

$$P_{сц} = K_{сцдоп} \cdot K_{нвк} \cdot g \cdot m_{\Sigma},$$

где  $K_{сцдоп}$  - коэффициент сцепления при допустимом буксовании, (табл. 1),  $K_{нвк}$  - коэффициент нагрузки ведущих колес,  $K_{нвк} = 0,75 \dots 0,85$  - колесные тракторы  $4 \times 2$ ;  $K_{нвк} = 1,0$  - колесные тракторы  $4 \times 4$  и гусеничные.

Приравнявая требуемое и возможное значение касательной силы тяги, получим

$$m_{\Sigma} = \frac{K_{ВП} \cdot P_{крн}}{(K_{сцдоп} \cdot K_{нвк} - K_{ха} \cdot f) \cdot g},$$

Таблица 1. Коэффициенты, характеризующие тягово-сцепные качества тракторов.

Агротехнический фон	Колесные тракторы		Гусеничные трактора	
	$f$	$K_{сцдоп}$	$f$	$K_{сцдоп}$
Грунтовая сухая дорога	0,03...0,05	0,65...0,80	0,05...0,08	0,75...0,85
Целина	0,05...0,07	0,65...0,80	0,06...0,08	0,85...0,95
Стерня колосовых	0,06...0,08	0,55...0,65	0,09...0,12	0,75...0,85
Поле подготовленное под посев	0,16...0,18	0,35...0,55	0,09...0,16	0,55...0,65

При выполнении курсовой работы значение конструктивной массы можно принять, ориентируясь на показатели современных тракторов того же тягового класса. С достаточной для учебных расчетов точностью можно принять, что за счет водителя, инструмента, топлива, смазочных материалов и т. п. масса трактора увеличивается на 7,0... 10,0%. Недостаток эксплуатационной массы восполняется применением балласта, навешиваемого на ведущие колеса.

#### Расчет номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность двигателя определяется из условия равномерного движения на горизонтальном поле с номинальной силой тяги на крюке и действительной скоростью движения в определенных почвенных условиях при допустимом буксовании.

$$N_{en} = \frac{(P_{крн} + P_f) \cdot V_{дн}}{(1 - K_{бдон}) \cdot K_{нд_{ТР}} \cdot K_{ЭЗ}}$$

где  $K_{нд_{ТР}}$  - механический КПД трансмиссии,

$$K_{нд_{ТР}} = K_{нд_X} \cdot K_{нд_{Ц}}^{n_{Ц}} \cdot K_{нд_K}^{n_K},$$

здесь  $K_{нд_X}$  - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода,  $K_{нд_X} \cong 0,96$ ;  $K_{нд_{Ц}}$ ,  $K_{нд_K}$  - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен,  $K_{нд_{Ц}} = 0,985$ ;  $K_{нд_K} = 0,975$ ;  $n_{Ц}$ ,  $n_K$  - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче.

Для выполнения расчетов необходимо выбрать схему трансмиссии, ориентируясь на трактор-прототип, и определить число пар цилиндрических и конических шестерен, передающих всю мощность двигателя на одной из основных передач. Продольное расположение двигателя обуславливает применение одной пары конических шестерен; в случае поперечного расположения двигателя коническая передача, как правило, отсутствует. Применение нескольких пар конических шестерен существенно усложняет конструкцию трансмиссии и снижает механический КПД.

### Динамический расчет автомобиля

Задачей динамического расчета автомобиля является определение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих ему выполнение эксплуатационного задания по перевозке грузов или пассажиров с определенной скоростью в конкретных дорожных условиях.

Исходные данные для расчета.

1. Тип автомобиля.
2. Грузовместимость  $m_{ГР}$  или пассажироместимость  $n_{ПАСС}$ .
3. Коэффициент сопротивления качению  $f$ .
4. Максимальная скорость движения на данной дороге  $V_{max}$ , м/с.
5. Максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления  $K_{дор max}$ .
6. Число передач  $m$ .

### Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет скоростной характеристики двигателя

#### Определение полной массы автомобиля

Полная масса автомобиля складывается:

$$m_a = m_{ГР} + m_o + m_{ВОД}$$

У автомобилей, предназначенных для перевозки людей, масса перевозимого груза  $m_{ГР}$  определится:

где  $m_{ГР} = 80 \cdot n_{ПАСС}$  - автобус городского типа;  $m_{ГР} = 90 \cdot n_{ПАСС}$  - междугородный автобус;  $m_{ГР} = 75 \cdot n_{ПАСС}$  - легковой автомобиль.

Для легкового автомобиля в пассажироместимость включен водитель.

Собственная масса автомобиля  $m_o$  определяется выбранным значением коэффициента грузоподъемности.

$$K_{ГР} = \frac{m_{ГР}}{m_o},$$

Значения коэффициента грузоподъемности составляют:

где  $K_{ГР} = 0,25 \dots 0,45$  - легковой автомобиль;  $K_{ГР} = 0,45 \dots 0,90$  - автобус;  
 $K_{ГР} = 0,90 \dots 1,20$  - грузовой автомобиль.

Масса водителя принимается равной,  $m_{Вод} = 75$  кг,

При наличии на автомобиле экспедитора, кондуктора и пр.  $m_{Вод}$  увеличивается вдвое.

### Определение мощности двигателя

Расчетная (номинальная) мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с полной нагрузкой при максимальной скорости движения в заданных дорожных условиях, определится:

$$N_{ен} = \frac{(P_f + P_{возд}) \cdot V_{\max}}{K\eta_{ТР}}, \text{ кВт}$$

где  $P_f = f_v \cdot g \cdot m_a$  - сила сопротивления качению.

Для расчета силы сопротивления качению можно воспользоваться эмпирической зависимостью коэффициента сопротивления качению от скорости движения

$$f_v = f_0 \cdot \left( 1 + \frac{13 \cdot V_{\max}^2}{20000} \right)$$

где  $P_{возд}$  - сила сопротивления воздуха,

$$P_{возд} = 0,5 \cdot C_x \cdot R_B \cdot F_{МИД} \cdot V_{\max}^2, \text{ кН}$$

где  $R_B$  - плотность воздуха. Можно принять  $R_B = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;  $C_x$  - коэффициент лобового сопротивления;  $F_{МИД}$  - лобовая площадь автомобиля,

Лобовую площадь ориентировочно можно оценить

$$F_{МИД} = B \cdot H \text{ - грузовой автомобиль,}$$

$$F_{МИД} = A \cdot H \text{ - автобус,}$$

$$F_{МИД} = 0,775 \cdot A \cdot H \text{ - легковой автомобиль,}$$

где  $A$  - габаритная ширина автомобиля;  $B$  - колея автомобиля;  $H$  - габаритная высота.

Средние значения  $C_x$  и  $F_{МИД}$  приведены в табл. 2.

Таблица 2 Значения коэффициента лобового сопротивления и лобовой площади различных типов автомобилей.

	Грузовые	Автобусы	Легковые	Гоночные
$C_x$	0,93...1,10	0,70...0,93	0,28...0,70	0,20...0,23
$F_{МИД}, \text{м}^2$	3,0...6,0	4,5...6,5	1,6...2,8	1,0...1,3

$K\eta_{ТР}$  - механический КПД трансмиссии,

$$K\eta_{ТР} = K\eta_{Х} \cdot K\eta_{Ц}^{ну} \cdot K\eta_{К}^{нк}$$

где  $K\eta_{Х}$  - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода,  
 $K\eta_{Х} \cong 0,96$ ;  $K\eta_{Ц}$ ,  $K\eta_{К}$  - механический КПД цилиндрической и конической пары ш-

стерен,  $Knd_{\text{ц}} = 0,985$ ;  $Knd_{\text{к}} = 0,975$ ;  $n_{\text{ц}}$ ,  $n_{\text{к}}$  - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче.

До выполнения расчетов необходимо выбрать схему трансмиссии, ориентируясь на автомобиль - прототип, и определить число цилиндрических пар шестерен, передающих крутящий момент от двигателя на одной передаче. Число конических пар шестерен  $n_{\text{к}} = 1$  при продольном расположении двигателя, для поперечного расположения  $n_{\text{к}} = 0$ .

По результатам расчетов номинальной мощности двигателя для трактора и автомобиля определить двигатели-прототипы, основные технические параметры которых занести в таблицу.

#### **2.1.5. Форма отчета.**

1. Дата и тема работы.
2. Расчетные формулы с краткими пояснениями.
3. Исходные данные для расчета (см. п. 4).
4. Результаты расчетов (см. п. 4).
5. График (на миллиметровой бумаге).

#### **2.1.6. Выводы.**

В выводах указать достигнута ли поставленная цель и выполнены задачи.

### **2.2 Лабораторная работа №2 ( 2 часа).**

**Тема:** «Расчет процессов газообмена и сжатия»

**2.2.1 Цель работы:** Определение давления и температуры процессов газообмена и сжатия

#### **2.2.2 Задачи работы:**

1. Определение давления и температуры остаточных газов.
2. Определение давления и температуры процесса впуска.
3. Определение параметров процесса газообмена.
4. Определение давления и температуры процесса сжатия.

#### **2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. При выполнении лабораторной работы используются следующие материалы:
  - методическое указание к лабораторной работе;
  - справочные материалы;
  - компьютер с программой для расчета в среде MathCAD.

#### **2.2.4 Описание (ход) работы:**

Определение давления и температуры остаточных газов

Процессы газообмена включают очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом.

Давление остаточных газов  $P_r$  (МПа) определяется сопротивлением среды, в которую происходит выпуск отработавших газов, зависит от числа и расположения клапанов, фаз газораспределения, частоты вращения, нагрузки и других факторов.

Для двигателей без наддува на номинальном режиме работы:

$$P_{rн} = (1,05 - 1,25) \cdot P_o$$

В двигателях с наддувом и наличием газовой турбины на выпуске:

$$P_{rн} = (0,75 \div 0,98) \cdot P_k$$

Большие значения  $P_r$  принимают для двигателей с высокой частотой вращения коленчатого вала.

#### Температура остаточных газов.

В зависимости от типа двигателя, степени сжатия, частоты вращения и коэффициента избытка воздуха устанавливается значение температуры  $T_r$  (К) остаточных газов в пределах:

для бензиновых двигателей.....	900 - 1100 К;
для дизелей.....	600 - 900 К;
для газовых двигателей.....	750 - 1000 К.

Следует иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения - возрастает.

#### Температура подогрева свежего заряда.

Степень подогрева свежего заряда зависит от конструкции впускного трубопровода, наличия специального устройства для подогрева, частоты вращения, наддува и других факторов. На номинальном режиме заботы значения  $\Delta T_n$  принимают:

для бензиновых двигателей.....	0-20 °С;
для дизелей без наддува.....	10-40 °С;
для двигателей с наддувом.....	(-5) - 10 °С.

Расчет давления в конце впуска

Давление в конце впуска  $P_a$  (МПа) определяется исходя из потерь во впускной системе:

$$P_a = P_k - \Delta p_a,$$

где  $\Delta p_a$  - потери давления во впускной системе.

Потери давления  $\Delta p_a$  за счет сопротивления впускной системы и затухания скорости движения заряда в цилиндре при некотором допущении можно определить из уравнения Бернулли:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{en}) \cdot \frac{\omega_{en}^2 \cdot \rho_k}{2} \cdot 10^{-6},$$

где  $\beta$  - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра,  $\xi_{en}$  - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению;  $\omega_{en}$  - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с;  $\rho_k$  - плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>.

По опытным данным в современных двигателях на номинальном режиме работы  $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \div 4,0$  и  $\omega_{en} = 50 \div 130$  м/с.

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g \cdot T_k},$$

где  $R_g$  - удельная газовая постоянная воздуха,  $R_g = 287$  Дж/(кг К);

По статистике суммарные гидравлические потери для четырехтактных двигателей на номинальном режиме работы  $\Delta p_{an}$  находятся в пределах (для проверки):

для бензиновых двигателей.....	$(0,05 \div 0,20) \cdot p_0$ ;
для дизелей без наддува.....	$(0,03 \div 0,18) \cdot p_0$ ;
для двигателей с наддувом.....	$(0,03 \div 0,10) \cdot p_k$ .

Расчет коэффициента остаточных газов

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей (с учетом продувки и дозарядки цилиндра):

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доz} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r};$$

При определении  $\gamma_{rn}$  на номинальном режиме работы двигателя с учетом дозарядки можно принять  $\varphi_{доz} = 1,07 \div 1,12$ , что вполне можно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах  $30 - 60^\circ$  поворота коленчатого вала.

Коэффициент очистки  $\varphi_{оч}$  принять равным единице ( $\varphi_{оч} = 1$ ).

На номинальном режиме работы величина  $\gamma_{rn}$  находится в пределах:  
 для бензиновых двигателей.....0,04 - 0,10;  
 для дизелей без наддува.....0,02- 0,05.

При наддуве коэффициент остаточных газов несколько снижается.

Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения

Температура в конце впуска  $T_a$  определяется:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r}.$$

Величина  $T_a$  согласно статистическим данным при работе на номинальном режиме должна быть в пределах:

для бензиновых двигателей.....320 - 370 К;  
 для дизелей без наддува.....310-350 К;  
 для двигателей с наддувом.....320 - 400 К.

Для четырехтактных двигателей коэффициент наполнения  $\eta_v$  с учетом продувки и дозарядки цилиндра равен:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot (\varphi_{доz} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} p_r).$$

Значения коэффициента наполнения  $\eta_v$  для различных типов автомобильных и тракторных двигателей при их работе на номинальном режиме находятся в пределах:

для двигателей с электронным впрыском.....0,80 - 0,96;  
 для карбюраторных двигателей.....0,70 - 0,90;  
 для дизелей без наддува.....0,80 - 0,94;  
 для дизелей с наддувом.....0,80 - 0,97.

Расчет процесса сжатия

Давление  $p_c$  (МПа) и температура  $T_c$  (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1},$$

где  $n_1$  - показатель политропы сжатия.

Величина  $n_1$  определяется по прототипу или в зависимости от среднего показателя адиабаты  $k_1$  который, в свою очередь, устанавливается по номограмме в зависимости от степени сжатия  $\varepsilon$  и температуры в конце процесса впуска  $T_a$ . Значение показателя политропы сжатия  $n_1$  в зависимости от  $k_1$  находится в следующих пределах:



для бензиновых

двигателей.....  $n_1 = k_1 - (0,00 - 0,04)$

для дизелей.....  $n_1 = k_1 \pm 0,02$

В таблице 4 приведены параметры конца сжатия.

Таблица 4. Параметры конца сжатия для различных двигателей

Двигатели	Параметры		
	$n_1$	$P_c$ , МПа	$T_c$ , К
Карбюраторные	1,35-1,39	0,9-2,0	550-800
Дизели без наддува	1,35-1,40	3,5-5,5	700-900
Дизели с наддувом	1,32-1,37	5,5-9,0	800-1100

*Коэффициент избытка воздуха.*

Для различных двигателей на номинальном режиме работы коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  принимается равным:

карбюраторные.....0,85 - 0,96;

с искровым зажиганием и впрыском топлива.....0,85 - 1,30;

дизели с неразделенными камерами сгорания.....1,50 - 1,70;

дизели с наддувом.....1,5 - 2,0.

*Топливо.* Состав топлива и его теплота сгорания принимаются по таблице 5.

Таблица 5. Средний элементный состав бензинов, дизельных топлив и их теплота сгорания

Жидкое топливо	Содержание, кг			Низшая теплота сгорания $Q_n$ , кДж/кг
	$C$	$H$	$O_T$	
Бензин	00,855	00,145	-	44000
Дизельное топливо	00,870	00,126	00,004	42500

### 2.2.5. Форма отчета.

1. Дата и тема работы.
2. Расчетные формулы с краткими пояснениями.
3. Исходные данные для расчета (см. п. 4).
4. Результаты расчетов (см. п. 4).
5. График (на миллиметровой бумаге).

### 2.2.6. Выводы.

В выводах указать достигнута ли поставленная цель и выполнены задачи.

## 2.3 Лабораторная работа №3 ( 2 часа).

**Тема:** «Расчет процессов сгорания. Расчет процесса расширения»

**2.3.1 Цель работы:** Определение параметров процесса сгорания и расширения

**2.3.2 Задачи работы:**

1. Определение параметров термохимического расчета.
2. Определение параметров термодинамического расчета.
3. Определение давления и температуры процесса сгорания
4. Определение давления и температуры процесса сжатия

5. Определение параметров процесса выпуска ОГ.
6. Определения точность теплового расчета.

### 2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. При выполнении лабораторной работы используются следующие материалы:
  - методическое указание к лабораторной работе;
  - справочные материалы;
  - компьютер с программой для расчета в среде MathCAD.

### 2.3.4 Описание (ход) работы:

Термохимический расчет процесса сгорания

Количество заряда  $M_c$ , находящегося в цилиндре в конце сжатия, определяется количеством свежего заряда  $M_1$  и остаточных газов  $M_r$ :

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива определяется из стехиометрических соотношений.

$$\text{В массовых единицах, } \frac{\text{кг}_{\text{воздуха}}}{\text{кг}_{\text{топлива}}} : \quad \ell_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left( \frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O_T \right);$$

$$\text{в объемных единицах } \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}_{\text{топлива}}} : \quad L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right)$$

Количество свежего заряда  $M_1$ , находящегося в цилиндре дизеля, кмоль/кг:

$$M_1 = \alpha \cdot L_o$$

$$M_1 = \alpha \cdot L_o + \frac{1}{m_T}$$

Для карбюраторных двигателей, кмоль/кг:

где  $m_T$  - молекулярная масса бензина,  $m_T = 110 \div 120$  кг/кмоль.

Количество остаточных газов в цилиндре  $M_r$  определяется кмоль/кг,  $M_r = \gamma_r \cdot M_1$ .

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания  $M_z$  на 1 кг топлива, определяется количеством продуктов сгорания и остаточных газов  $M_r$ :  
 $M_z = M_2 + M_r$ .

Количество продуктов сгорания  $M_2$ , образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по формулам, кмоль/кг: для бедных смесей ( $\alpha > 1$ ):

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0,208) \cdot L_o \quad \text{или} \quad M_2 = \alpha \cdot L_o + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32}$$

$$\text{для богатых смесей } (\alpha < 1): \quad M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,792 \cdot \alpha \cdot L_o$$

В результате сгорания топлива происходит относительное изменение объема рабочего тела, которое характеризуется химическим коэффициентом молекулярного изменения

$\mu_0$  горючей смеси или действительным коэффициентом молекулярного изменения  $\mu_0$  рабочей смеси:

$$\mu_0 = \frac{M_2}{M_1} ; \quad \mu_0 = \frac{M_z}{M_c} \quad \text{или} \quad \mu_0 = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r}$$

Величина  $\mu_0$  находится в пределах:

для бензиновых двигателей.....1,02 - 1,12

для дизелей.....1,01 - 1,06.

Термодинамический расчет процесса сгорания

Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчетов работ их процессов

обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме  $\mu_{cv}$  и при постоянном давлении  $\mu_{cvp}$ , между которыми существует зависимость:  $\mu_{cp} = \mu_{cv} + 8,314$ .

Теплоемкость заряда  $\mu_{cvc}$  определяется в зависимости от температуры конца сжатия  $T_c$  по эмпирической формуле, кДж/(кмоль К):  $\mu_{cvc} = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c$ .

Теплоемкость продуктов сгорания  $\mu_{cvz}$  определяется в зависимости от температуры  $T_z$  и состава рабочей смеси:

$$\text{при } \alpha \geq 1 \quad \mu_{cvz} = \left( 20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left( 15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z ;$$

$$\text{при } \alpha < 1 \quad \mu_{cvz} = (18,4 + 2,6 \cdot \alpha) + (15,5 + 13,8 \cdot \alpha) \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

Потери теплоты из-за химической неполноты сгорания богатых смесей, кДж/кг:

$$\Delta Q_n = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_o$$

Коэффициент использования теплоты  $\xi$  зависит от совершенства организации процессов смесеобразования и сгорания топлива. Значения  $\xi$  на номинальном режиме работы находятся в пределах:

для двигателей с электронным впрыском.....0,90 - 0,96

для карбюраторных двигателей.....0,85 - 0,95

для дизелей с неразделенными камерами сгорания.....0,70 - 0,88

для дизелей с разделенными камерами сгорания.....0,65 - 0,80

Для дизелей при расчете процесса сгорания дополнительно задаются

степенью повышения давления  $\lambda$ , которая для различных двигателей находится в следующих пределах:

для дизелей с неразделенными камерами сгорания

и объемным смесеобразованием.....1,6 - 2,2

для дизелей с разделенными камерами сгорания

и пленочным смесеобразованием.....1,4 - 1,8

Температуру в конце процесса сгорания определяют по следующим выражениям.

для карбюраторного двигателя: 
$$\frac{\xi \cdot (Q_n - \Delta Q_n)}{\alpha \cdot L_o (1 + \gamma_r)} + \mu_{cvc} \cdot T_c = \mu_\delta \cdot \mu_{cvz} \cdot T_z$$
,

для дизельных двигателей: 
$$\frac{\xi \cdot Q_n}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{cvc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu_\delta \cdot \mu_{cpz} \cdot T_z$$

После подстановки перечисленных величин в одно из этих выражений получается квадратное уравнение типа:  $aT_z^2 + bT_z - c = 0$  и, решая его относительно  $T_z$ , можно найти корни, один из которых и есть температура конца сгорания.

Давление газов в конце сгорания  $P_z$ , МПа

дизельный двигатель  $P_z = \lambda \cdot p_c$ ,

карбюраторный двигатель 
$$P_z = \mu_\delta \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}$$
.

Степень повышения давления в двигателе с искровым зажиганием: 
$$\lambda = \frac{p_z}{p_c}$$

Степенью предварительного расширения в дизеле. 
$$\rho = \frac{\mu_\delta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c}$$

Параметры конца процесса сгорания приведены в таблице 6.

Таблица 6. Параметры конца процесса сгорания для различных двигателей

Двигатели	$P_z$ , МПа	$T_z$ , К
Карбюраторные	3,5-7,5	2400-2900
Дизели без наддува	5,0-9,0	1800-2300
Дизели с наддувом	7,0-16,0	2000-2500

### Расчет процесса расширения

Предполагают, что расширение происходит по политропному процессу

со средним показателем политропы  $n_2$ , который можно принять из таблицы 7.

Степень последующего расширения для дизелей определяется по выражению:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

Значения давления  $P_b$  (МПа) и температуры  $T_b$  (К) в конце процесса расширения определяются по формулам политропного процесса, двигатель с искровым зажиганием:

$$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}};$$

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad T_b = \frac{T_b}{\delta^{n_2-1}}.$$

дизельный двигатель:

Возможные значения параметров конца процесса расширения для номинального режима работы представлены в таблице 7.

Таблица 7. Параметры конца процесса расширения

Двигатели	Параметры		
	$n_2$	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Карбюраторные	1,23-1,30	0,35-0,60	1200-1700
Дизельные	1,18-1,28	0,20 - 0,50	1000-1200

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов осуществляется по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}, \quad \Delta T_r = 100 \cdot \frac{T_{rp} - T_{rnp}}{T_{rnp}},$$

Погрешность составляет:

где  $T_{rp}$  и  $T_{rnp}$  - соответственно расчетная и принятая температура остаточных газов. Значение расчетной температуры остаточных газов может отличаться от выбранной ранее не более чем на 5%.

### 2.3.5. Форма отчета.

1. Дата и тема работы.
2. Расчетные формулы с краткими пояснениями.
3. Исходные данные для расчета (см. п. 4).
4. Результаты расчетов (см. п. 4).
5. График (на миллиметровой бумаге).

### 2.3.6. Выводы.

В выводах указать достигнута ли поставленная цель и выполнены задачи.

## 2.4 Лабораторная работа №4 ( 2 часа).

**Тема:** «Расчет индикаторных и эффективных показателей»

**2.4.1 Цель работы:** Определение показателей работы и параметров двигателя

**2.4.2 Задачи работы:**

1. Определение индикаторных показателей работы двигателя.
2. Определение эффективных показателей работы двигателя.
3. Определения мощности и показателей экономичности двигателя.

**2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:**

1. При выполнении лабораторной работы используются следующие материалы:
  - методическое указание к лабораторной работе;
  - справочные материалы;
  - компьютер с программой для расчета в среде MathCAD.

**2.4.4 Описание (ход) работы:**

Расчет индикаторных показателей двигателя

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, среди которых важны, прежде всего, среднее индикаторное давление  $P_i$  индикаторный КПД  $\eta_i$ , удельный индикаторный расход топлива  $g_i$ .

Среднее индикаторное давление цикла  $P_i$  МПа:  
для карбюраторных двигателей

$$P_i = \frac{\mu_n \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

для дизельных двигателей

$$P_i = \frac{\mu_n \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right],$$

где  $\mu_n$  — коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы на номинальном режиме работы находятся в следующих пределах:

для карбюраторных двигателей.....0,94 - 0,97

для дизельных двигателей.....0,92 - 0,95

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива в действительном цикле для получения индикаторной работы и определяется по выражению:

$$\eta_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v}.$$

Совершенство цикла, его топливная экономичность оценивается величиной удельно-

го индикаторного расхода топлива, г/(кВт ч):  $g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n}.$

Расчет эффективных показателей двигателя

Работу двигателя в целом оценивают по эффективным показателям - среднему эффективному давлению  $P_e$ , эффективной мощности  $N_e$ , эффективному КПД  $\eta_e$ , удельному расходу топлива  $g_e$  и др.

Расчет эффективных показателей двигателя требует оценку внутренних (механических) потерь в двигателе. Механические потери можно определить

приближенно по эмпирическим формулам в зависимости от средней скорости порш-

ня, м/с:  $V_{n.c.p} = \frac{S \cdot n}{30 \cdot 10^3},$

где  $S$  - ход поршня, мм.

Эмпирическое выражение для определения величины  $P_M$  (МПа) имеет следующий вид:  $P_M = a_M + b_M \cdot V_{n.c.p},$

где  $a_M, b_M$  - постоянные коэффициенты, значения которые для различных типов двигателей приведены в табл. 8.

Таблица 8. Значения коэффициентов  $a_M$  и  $b_M$  для различных двигателей

Двигатели	Число цилиндров	Отношение $S/D$	$a_M$	$b_M$
Карбюраторные	<6	> 1	0,049	0,0152
	<6	<1	0,034	0,0113

	8	<1	0,039	0,0132
С впрыском легкого топлива	-	-	0,024	0,0053
Дизель с неразделенной камерой	-	-	0,089	0,0118

Среднее эффективное давление, МПа  $p_e = p_i - p_m$ .

Относительный уровень механических потерь характеризует механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$$

В целом топливная экономичность двигателя характеризуется величиной эффективного КПД  $\eta_e$  или удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , г/(кВт ч):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m, \quad g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n}$$

Примерные значения индикаторных и эффективных показателей некоторых двигателей на номинальном режиме работы приведены в табл. 9.

Таблица 9. Индикаторные и эффективные показатели двигателей

Двигатели	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$p_e$ , МПа	$\eta_m$	$\eta_e$	$g_e$ , г/кВт ч
Карбюраторные	0,6-1,4	0,26-0,40	0,5-1,1	0,7-0,9	0,25-0,33	250-325
Бензиновые с впрыском	до 1,6	0,35-0,45	до 1,3			200-290
Дизельные без наддува	0,7-1,1	0,38-0,50	0,55-0,85	0,7-0,82	0,35-0,40	225-280
Дизельные с наддувом	до 2,2		до 2,0	0,8-0,9		218-260

Расчет основных размеров двигателя.

Рабочий объем цилиндра, л (дм<sup>3</sup>):

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{en}}{p_{en} \cdot n_n \cdot i},$$

где  $\tau$  - тактность, для четырехтактных двигателей  $\tau=4$ , для двухтактных  $\tau=2$ ;  $i$  - число цилиндров;  $N_{en}$ ,  $p_{en}$ ,  $n_n$  - соответственно эффективная мощность (кВт), среднее эффективное давление (МПа), частота вращения коленчатого вала (мин<sup>-1</sup>) на номинальном режиме работы двигателя.

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \psi}}$$

Диаметр цилиндра, мм

где  $\psi$  - отношение хода поршня к диаметру цилиндра.

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра  $\psi$  может находиться в следующих пределах:

для карбюраторных двигателей.....0,7 - 1,1  
для дизелей.....0,9 - 1,2

Тогда ход поршня, мм:

$$S = D \cdot \psi$$

Полученные значения  $D$  и  $S$  округляют до целых чисел ближайшего размера существующего двигателя.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям  $D$  и  $S$ .

Рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6}$$

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau}$$

Эффективный крутящий момент, Н м:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = N_e \cdot g_e$$

наддувом.

#### 2.4.5. Форма отчета.

1. Дата и тема работы.
2. Расчетные формулы с краткими пояснениями.
3. Исходные данные для расчета (см. п. 4).
4. Результаты расчетов (см. п. 4).
5. График (на миллиметровой бумаге).

#### 2.4.6. Выводы.

В выводах указать достигнута ли поставленная цель и выполнены задачи.

### 2.5 Лабораторная работа №5 ( 2 часа).

**Тема:** «Приборы и оборудование для испытания ДВС и ТНВД»

**2.5.1 Цель работы:** Изучение стендов для испытания и регулировки топливной аппаратуры, и двигателя внутреннего сгорания.

#### 2.5.2 Задачи работы:

1. Изучение стендов для испытания и регулировки топливной аппаратуры.
2. Изучение стендов для испытания двигателя внутреннего сгорания.
3. Изучение приборов замера параметров ДВС.

#### 2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. При выполнении лабораторной работы используются следующие материалы:
  - методическое указание к лабораторной работе;
  - справочные материалы;
  - Стенд для испытания топливного насоса высокого давления КИ-921.
  - Обкаточный стенд для испытания двигателя внутреннего сгорания СТЭУ 2000-40.
  - Двигатель ГАЗ-51.
  - топливный насос высокого давления УТН-5.

#### 2.5.4 Описание (ход) работы:

Изучение стендов для испытания и регулировки топливной аппаратуры, технические характеристики стендов, кинематическая схема стенда. Регулировка топливных насосов. Изучение последовательности регулирования топливных насосов.

Изучение установки и приборы для испытания двигателей классификация и содержание испытаний. Характеристика устойчивости тормозов различных типов. Схема ста-

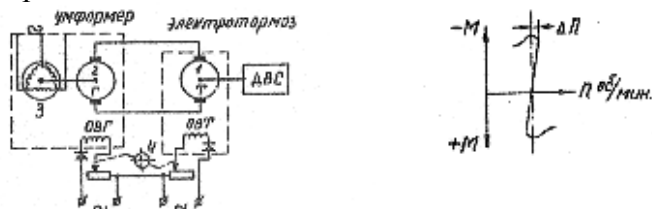


тической тарировки электрического тормозного стенда. Схема установки для измерения расхода топлива объемным и массовым методом. Схема измерения расхода воздуха с помощью дроссельного измерительного устройства. Характеристика электрического тормоза. Схема испытательного стенда с электрическим тормозом постоянного тока приведена на рис. 2.1.а) тормозная динамо машина 1 электрически связана с умформером, состоящим из машины постоянного тока с независимым возбуждением 2 и асинхронного двигателя 3, валы которых жестко связаны. Обмотки возбуждения тормоза (ОВТ) и генератора (ОВГ) питаются током от выпрямителей через реостатное устройство 4, которое позволяет изменять оба тока одновременно в противоположном направлении.

При пуске испытываемого двигателя, после включения асинхронного двигателя в сеть, возбуждение машины постоянного тока постепенно увеличивается при близком к максимуму возбуждении тормоза. В этот период машина 2 вырабатывает постоянный ток, а машина 1 его потребляет, развивая пусковой момент, обеспечивающий трогание с места и прокрутку испытываемого двигателя. Для увеличения числа оборотов тормоза возбуждение машины 2 увеличивают, а у машины 1 уменьшают.

Когда двигатель запустится, балансированная машина 1 переходит в генераторный режим, а машина 2 становится электродвигателем и начинает вращать асинхронный двигатель 3. увеличение числа оборотов сверх синхронного переводит этот двигатель в генераторный режим, а он начинает отдавать энергию в сеть переменного тока.

Ценным качеством рассматриваемой системы является саморегулирование заданного числа оборотов тормоза. Последнее в конечном итоге определяется моментной характеристикой асинхронного генератора, так как машина 1 и машина 2 образуют систему «электрического вала», а машина 2 жестко связана с машиной 3. Характеристика синхронного двигателя (рис.2.1б) в пределах номинального нагрузочного режима мало отличается от вертикальной линии, соответствующей номинальному числу оборотов с отклонением  $\Delta n = \pm 3 - 4 \%$  так что и без вмешательства оператора число оборотов стенда при неизменном возбуждении во всем диапазоне мощностей испытываемого двигателя будет колебаться незначительно. Регулирование числа оборотов стенда достигается изменением возбуждения с помощью реостата 4.



В последнее время вместо электромашинного находят применение метод управления тормозными динамометрами путем включения их в сеть через тиристорные преобразователи.

Тиристорное управление основано на свойствах полупроводниковых управляемых германиевых диодов, называемых также управляемыми вентилями, или тиристорами. Тиристорам, как и обычным диодам, свойственны отсутствие накала катода и малое падение напряжения при прохождении тока. Они обладают также униполярностью, т.е. односторонней проводимостью, но только при наличии напряжения на их управляющем электроде. Иначе тиристоры вообще «заперты» для прохождения тока. Путем периодической, т.е. импульсной, подачи напряжения  $U_{упр}$  на управляемый электрод тиристора его переводят в состояние «открыт», а снятием с него анодного напряжения вновь запирают. Изменяя нужным образом момент подачи (фазу) управляющего импульса, обеспечивают требуемую силу тока в цепи

Схема тиристорного управления тормозной балансирной машиной, показанная на рис.7.2а, состоит из электрической машины постоянного тока — тормоза Т и трансформатора Тр, включенные так, что первый из них пропускает ток только в сторону электрической машины, второй — в сторону трансформатора.

Поскольку сила тока в цепи якоря электромашин в целом зависит от напряжения  $U_{упр}$  на управляющий электрод тиристора 1 ток в цепи определяется разностью встречных напряжений трансформатора  $U_{тр}$  и электрической машины  $E_m$ :

**БАЛАНСИРНАЯ ПОДВЕСКА И ВЕСОВЫЕ УСТРОЙСТВА.** При работе электрической машины в режиме тормоза ее статор воспринимает реактивный момент, равный крутящему моменту испытываемого двигателя. Для измерения этого момента статор подвешивают относительно фундамента на подшипниках (рис.7.3.), и он приобретает подвижность вокруг оси вращения якоря. Сила, стремящаяся повернуть статор, измеряется с помощью весового устройства.

Простейшим весовым устройством является маятниковое (рис.7.4.). в нем сила  $P$  от статора тормоза уравнивается составляющей веса груза  $G$ . Эти весы просты по конструкции, но по условию равновесия имеют неравномерную шкалу. Точность их невысокая вследствие значительного влияния трения в шарнирах (погрешность около 1%). Значительное повышение точности (погрешность до 0,1-0,2%) достигается в квадратных весах (рис.7.5.).

Эти весы имеют два маятника 1, укрепленных на кулаках-квадрантах 2, которые подвешены на тонких стальных лентах 4 к направляющим 5, укрепленным в корпусе весов. Измеряемое усилие  $P$  через балансир 9 и две стальные ленты 8 передается кулачком 7, конструктивно объединенным с квадрантами 2.

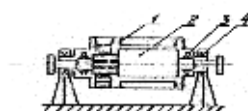


Рис.7.3. Схема балансирной подвески статора.

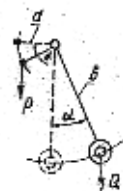


Рис 7.4. Схема маятникового весового устройства.

В состоянии покоя маятники занимают положение, показанное штриховой линией, т.е. отклоняются от вертикали на угол  $\alpha$ , а их центры тяжести совпадают по вертикали с точками подвеса ленты 4. Под влиянием усилия  $P$  маятники будут совершать сложное движение, перекатываясь по стальным лентам 4 квадрантами 2, отклоняясь от сложения равновесия на угол  $\alpha_0 + \alpha$  и поднимаясь вверх на высоту  $h_1$ . Точка приложения силы  $P$  при этом сместится вниз на значительно меньшую величину  $h_2$ . Это перемещение с помощью зубчатой рейки 6 преобразуется в перемещение указателя 3, указывающего измеряем: силу на шкале. 10.

Благодаря тому, что радиусы квадратов  $a_1$  и кулачков  $a_2$  близки между собой, большие усилия  $P$  могут уравниваться небольшими грузами  $G/2$ , что обеспечивает компактность весов. Наличие в кулаках и квадрантах только трения качения резко повышает точность измерений.

Квадрантные динамометры нереверсивны и потому для измерения сил, могущих изменять знак, используется в сочетании а реверсивной рычажной системой (рис.7.6.), рычаг 1, укрепленный на статоре балансирной динамомашины, имеет на конце траверсу 7, в которую вмонтированы призмы 6 и 2, на них опираются подвески 3 и 5, соединяемые рычагом 4, шарнирно закрепленным на раме механизма. При любом направлении силы, приложенной к рычагу 1, усилие на динамометр будет передаваться только в одном направ-

лении (вниз). Через промежуточный рычаг 8, служащий для расширения пределов измерения в систему дополнительно к демпферу для уменьшения колебаний стрелки динамометра при колебаниях крутящего момента и вибраций стенда.

В последнее время широко применяют цифровую индикацию крутящего момента. Для этого момент торможения передается посредством рычага статора (рис.7.7.) датчику усилия (растяжения /сжатия) силоизмерительного устройства (рис.7.8.).

**ИЗМЕРЕНИЕ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЯ.** Частоту вращения коленчатого вала двигателя измеряют тахометрами – приборами визуального наблюдения за мгновенной частотой вращения и счетчиками для определения средней частоты вращения или суммарного числа оборотов за соответствующий промежуток времени. Современные стенды, как правило, оборудуются электронными тахометрами, принципиальная схема одного из них (модель ТЭСА) показана на рис. 7.9.

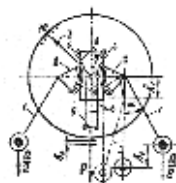


Рис. 7.5. Схема квадратных весов.

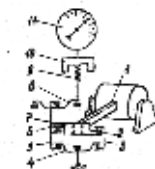


Рис.7.6. Схема реверсивной рычажной системы.

Принцип действия тахометра основан на подсчете показывающим прибором числа импульсов на преобразователе. Преобразователь устанавливается с зазором (max 0.5 мм) напротив зубчатого ферромагнитного диска, укрепленного на валу контролируемого объекта. При вращении указанного диска зазор между торцами зубьев и преобразователем меняется и в обмотке последнего наводится переменная ЭДС, которая усиливается встроенным усилителем. При этом частота выходных импульсов пропорциональна частоте вращения зубчатого диска, а следовательно и частоте вращения вала диска.

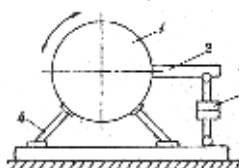


Рис.7.7. Схема рычажной системы балансирной подвески.



Рис.7.8. Блок - схема системы измерения крутящего момента.

Сигнал с преобразователя подается на вход показывающего прибора, где усиливается и формируется на один из входов селектора.

Время измерения 1 с получается путем последовательного деления частоты кварцевого генератора (100 кГц) делителем базы времени. Селектор, при поступлении на другой его вход строб-импульса, открывается на время действия (1с.) строб-импульса и, сформировав

рованные импульсы первичного преобразователя поступают на четырехразрядный двоично-десятичный счетчик, который производит подсчет импульсов. По окончании действия строб-импульса результат расчета переносится из счетчика в регистр памяти информацию из двоично – десятичного кода в позиционный код сегментных цифро-синтезирующих индикаторов ИВ-11, с помощью которых и осуществляется визуальная цифровая индикация измеренной частоты вращения.

Замер расхода топлива.

Расход топлива при испытаниях двигателей необходимо измерять с высокой точностью, так как он по абсолютной величине невелик, при изменении нагрузки двигателя изменяется в широких пределах.

Промышленные способы измерения расходов жидкостей в данном случае неприемлемы и наибольшее распространение не получили объемный и весовой методы, которые просты и удовлетворяют указанным выше условиям.

Часовой расход топлива при использовании весового или объемного способа определяется известным выражением:

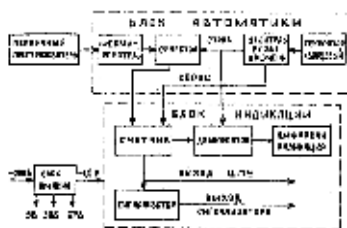


Рис.7.9. Блок-схема цифрового тахометра.

$$Gt = \frac{\Delta Gt}{r_t} = \frac{\Delta V_t * \rho_t}{r_t}$$

где:  $\Delta V_t$  – объем топлива, израсходованного за время опыта, в см<sup>3</sup>;

$\rho_t$  - плотность топлива в г/см<sup>3</sup>

На этой формуле непосредственно вытекает необходимость поддержания температуры топлива при использовании объемного метода неизменной, так как в противном случае изменится его плотность  $\rho_t$ , что приведет к появлению трудно учитываемой погрешности. При весовом способе эта погрешность отсутствует, но постоянство температуры также имеет существенное значение, ибо отклонения в удельном весе, вязкости и сжимаемости топлива изменяют характеристики топливоподающей системы, вследствие чего изменяются показатели рабочего процесса двигателя.

Поэтому одним из условий точного измерения расхода топлива является выбор рациональной схемы включения мерной емкости в систему питания. Удовлетворительные результаты дает схема, приведенная на рис. 7.10., в которой избыточное топливо, сливающееся из форсунок, подается на вход топливоподающего насоса. Трехходовой кран, управляющий работой схемы, имеет три положения, обеспечивающие следующие режимы работы стенда:

1. Прогрев двигателя, когда топливо поступает в двигатель непосредственно из бака 1.
2. Подготовка к замеру, когда топливо из бака 1 подается как в двигатель, так и в расходный бачок 4.
3. Замер, при котором двигатель потребляет топливо из бачка 4.

Основным источником погрешностей измерения расхода топлива является ручной способ отсчета времени. Поэтому применяется системы автоматизированного замера расхода топлива.

Принцип действия таких систем можно рассмотреть на примере расходомера топлива типа А 1-2000 (производства Венгрия), схема которого приведена на рис.7.11. Работа

этого прибора основана на измерении массы израсходованного топлива. Тензорезисторный силоизмерительный преобразователь 7 вырабатывает электрический сигнал, пропорциональный измеряемой массе топлива, который поступает на измерительный преобразователь 9, где усиливается до нужной величины. Усиленный сигнал подается в компьютер 10, который предназначен для обработки усиленного сигнала и управления работой измерительной системы.

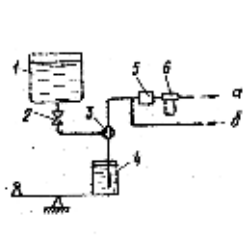


Рис.7.10. Схема замера расхода топлива.

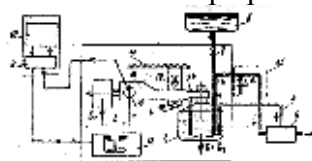


Рис.7.11. Схема расходомера топлива типа АИ-2000

Мерный сосуд 3 навешен на рычаг 8, который в свою очередь связан с силоизмерительным преобразователем 7, чувствительным только к моменту силы:

$$M = (G + G_c)L - G_{п} * l$$

Где: G – масса топлива;  
G<sub>c</sub>- масса мерного сосуда;  
G<sub>п</sub>- масса противовеса;  
L – плечо мерного сосуда;  
l – плечо противовеса.

Если G<sub>п</sub> l=G<sub>c</sub>\*L, то M=G\*L, тогда обеспечивается возможность измерения малых масс при любой массе сосуда.

Топливо из бака 1 поступает самотеком через клапан 2 в мерный сосуд, а из последнего к насосу (ТНВД) 5 через клапан 4 и двухходовой кран 15 излишки топлива в мерный сосуд по трубопроводу 6.

Сигнализатор уровня 13 дает информацию о текущем уровне топлива, а температуру последнего измеряют при помощи термометра сопротивления 14.

При измерении расхода по команде компьютера 10 открывается клапан 2 и начинается заполнение мерного сосуда топливом массой 2450 грамм. По истечении 5 сек. после закрытия клапана 2 компьютер запускает измерение. В момент пуска измеряется и регистрируется масса топлива в мерном сосуда. По истечении 30сек, если масса израсходованного топлива составила 200 гр измерение заканчивается и , после выполнения компьютером арифметических операций, результат измерения выдается на цифровой индикатор. В том случае, если масса израсходованного топлива не достигает 200 гр. то измерение продолжается до достижения этого количества.

Измерение расхода воздуха. Для измерения расхода воздуха двигателем широко используют насадки со свободным выходом. Конструкция насадки с входом, очерченным по дуге окружности, приведена на рис.7.12. Расход воздуха при измерении таким насадком может быть определен по формуле:

$$G_B = 10^3 * f * n * \sqrt{2 * \rho_B * \Delta p}$$

Где:  $f = \pi d^2 / 4$  - площадь проходного сечения дроссельного прибора,  
k- коэффициент расхода дроссельного прибора;

$\rho_a$  - плотность воздуха, кг/?;

$\Delta p$  - перепад давлений на приборе, МН/?.

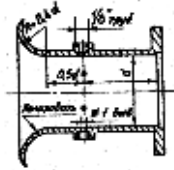


Рис.7.12. Схема насадка со свободным выходом.

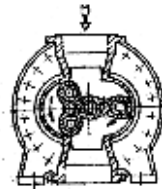


Рис.7.13. Схема объемного расходомера воздуха.

Обязательное условие при измерении расхода дроссельными приборами – установка между ними и двигателем ресиверов, сглаживающие пульсации давления воздуха.

В последнее время для измерения расхода воздуха часто используют расходомеры (рис.7.13). Два ротора расходомера, связанных между собой шестернями, вращаются под действиями сравнительно небольшого перепада давления между входом и выходом. Число оборотов пропорционально расходу воздуха; оно фиксируется счетным механизмом, протарированным в единицах объемного расхода, основное достоинство расходомеров подобного типа – малые потери давления.

Техника измерения температур и давления. Температура рабочих тел и деталей двигателя изменяется в широких пределах, поэтому при испытаниях для измерения температуры применяют весьма разнообразную аппаратуру. Для измерения температуры воды, масла, топлива окружающего воздуха используют ртутные и спиртовые термометры, дистанционные термометры манометрического типа, термосопротивления, устройство и принцип действия которых хорошо известны.

Температуры отработавших газов и деталей в основном измеряют с помощью термоэлектрических преобразователей( термопар).

Измерение температуры термопарами основано на термоэлектрическом эффекте. В цепи, состоящей из двух разнородных проводниках(рис.7.14), при различных температурах спаев 1 и 2 возникает электродвижущая сила (э.д.с.), величина которой зависит от материала термоэлектродных проводов и разности температур  $t_1 - t_2$ . Если температура одного из спаев термопары поддерживается постоянной (чаще всего этот спай, называется «холодным», погружается в термостат с тающим льдом при температуре 0), то Э.Д.С. однозначно определяется величиной  $t$ - температуры «горячего» спая.

В простейшем случае измерительная схема (рис. 7.14. б и в) состоит из термопары и милливольтметра. При необходимости удаления измерительного прибора от места измерения в схему включаются удлинительные медные провода м (рис.7.14. г и д), а для вынесения и термостатирования холодного спая ? – компенсационные к (рис 7.14, е и ж).

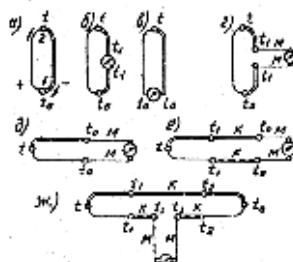


Рис. 7.14. Схемы определения температур с помощью термопар.

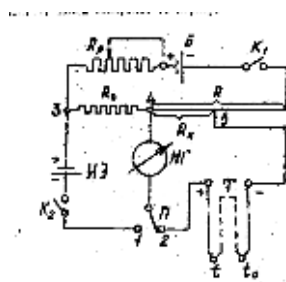


Рис.7.15. Схема простейшего потенциометра.

Температуры дополнительных спаев должны поддерживаться попарно одинаковыми, а подсоединение компенсационных проводов выполняется с учетом полярности.

Каждая термопара, предназначенная для лабораторных измерений должна предварительно градуироваться. Градуирование термопары заключается в определении зависимости ее Э.Д.С. от температуры горячего спаи при постоянной температуре холодного.

Для измерения э.д.с. термопары, а, следовательно, и температуры могут быть использованы различные измерительные приборы.

Так э.д.с. термопары может замеряться милливольтметрами, однако, при этом вследствие нестабильности падения напряжения в термоэлектродах и соединительных проводах может возникнуть заметная погрешность. Более точные результаты измерения обеспечивают потенциометры.

Схема простейшего потенциометра приведена на рис. 7.15.

Прибор имеет гальванический источник эталонного напряжения – нормальный элемент НЭ, напряжение которого известно и с высокой точностью может считаться постоянным (например, для нормального ртутно-кадмиевого элемента  $1,01865 \pm 0,00001$  в, с уходом за год не более  $0,00005$  в), используемый только в период настройки потенциометра перед замером, и источник рабочего напряжения – сухую батарею Б, ток которой может регулироваться реостатом.

Измерительная цепь прибора состоит из эталонного сопротивления  $R_0$  и калиброванного реохорда  $R$ , причем в период измерений в этой цепи протекает вполне опреде-

$$\frac{E_{НЭ}}{R_0}$$

ленный ток от батареи Б, равный  $I_k = \frac{E_{НЭ}}{R_0}$

Для установления этого тока переключатель П ставят в положение 1 и при замкнутых выключателях  $K_1$  и  $K_2$  реостатом регулируют ток батареи Б, пока нуль-гальванометр не покажет отсутствие тока в цепи нормального элемента. Очевидно, что при этом падение напряжения на участке 3-4 будет равно э.д.с. нормального элемента, т.е.  $E_{НЭ} = R_0 \cdot I_0$ ,

$$I_0 = \frac{E_{НЭ}}{R_0} = I_k$$

откуда,

После этого переводят выключатель П в положение 2 и перемещают движок реохорда 5 до тех пор, пока нуль-гальванометр не покажет отсутствие тока в цепи термопары. Очевидно, при этом падение напряжения на участке 4-5 будет численно равно э.д.с. тер-

$$E_t = I_k \cdot R_x = \frac{E_{НЭ}}{R_0} \cdot R_x$$

мопары, т.е.  $E_t$  Следовательно, э.д.с. термопары может быть непосредственно отсчитана по шкале реохорда  $R$ , если последний калиброван в соответствующих единицах.

Рассмотренный принцип используется как в ручных, так и автоматических потенциометрах. Последние в сочетании с автоматическими переключателями позволяют последовательно измерять и фиксировать на бумажной ленте сигналы многих термопар.

Большое значение для точности измерения температур имеет качество заделки их спаев в соответствующие детали. Чаще всего для заделки используются капсулы из металла, однородного или близкого по свойству к металлу деталей, запрессованные в глухие

или сквозные сверления. Студентам рекомендуется ознакомиться с особенностями заделки термопар, используя экспонаты, имеющиеся в лаборатории.

При измерении температур подвижных деталей в ряде случаев не удастся обеспечить надежное соединение движущихся термопар с неподвижной измерительной аппаратурой. В этих случаях прибегают к периодическому контакту подвижных и неподвижных участков измерительных цепей, осуществляемому посредством токосъемников, ряд которых показан на рис.7,16.

При периодическом токосъеме также используется потенциометрический метод измерений э.д.с. термопар, но, очевидно, индикатор нуля здесь должен быть безинертным. В качестве такого индикатора обычно используется электронно –лучевые осциллографы,. Схемы измерений температуры поршня приведена на рис. 7.17.

Если в момент замыкания контактов в цепи термопары идет ток, то на экране осциллографа появится «всплеск», пропадающей при точной компенсации (рис.7.17б).

При использовании замыкающихся контактов возникают помехи от э.д.с. трения, которые снижают точность замеров, поэтому для точных замеров используют непрерывный токосъем, осуществляемый токосъемником с шарнирным механизмом. В районе шарниров делается пружинный обход в виде свободной петли. Разработаны также бесконтактные токосъемники, где вопрос передачи сигнала решается либо при помощи передатчика, размещаемого на горшне, и приемника в картере двигателя, либо с помощью индуктивного бесконтактного токосъемника.

Современная аппаратура позволяет фиксировать показания температуры в цифровом виде, при этом схемы таких измерений подобны схеме на рис. 7.8.

Для измерения давления широко используются образцовые манометры и вакууметры, устройство которых общеизвестно, а в случае обеспечения цифровой регистрации в качестве датчиков давления используют манометры типа МТМ с электрическим выходным сигналом 0...10в.

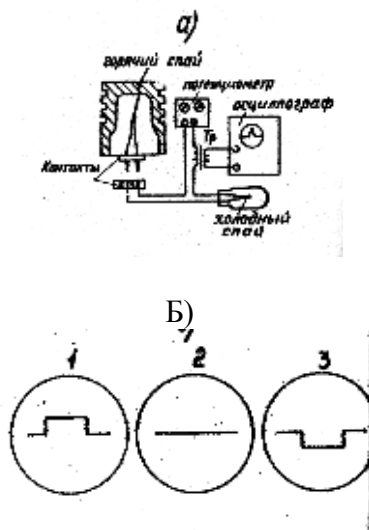


Рис. 7.17.а. – Схема измерения температуры поршня.  
Б.- осциллограммы процесса тококомпенсации.

**УСТРОЙСТВО ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.** Для проведения цикла лабораторных работ используются специальные испытательные установки. Структурная схема таких установок идентична (рис. 7.1).

Испытуемый автомобильный двигатель 1 и нагрузочное устройство 3, соединенные между собой карданным валом 2, устанавливаются на массивной чугунной фундаментной плите 4. Эта плита вместе с бетонным фундаментом 5, изолированным резино- металлическими амортизаторами 6 или песчаной подушкой 7, предназначены для снижения переда-