

КУРС ЛЕКЦИЙ

Для изучения дисциплины «Конструирование двигателей» в 7 и 8 семестрах на кафедре разработаны учебные пособия, в том числе имеющие гриф УМО «Допущено УМО вузов России по образованию в области энергетики и электротехники в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 141100 – Энергетическое машиностроение» профиль «Двигатели внутреннего сгорания». Это следующие пособия.

1. Гоц, А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие./А.Н. Гоц. Гриф УМО – 2-е изд., испр. и доп. Владим. гос. ун-т имени А.Г. и Н.Г. Столетовых. – Владимир: Изд-во ВлГУ.– 2011 – 140 с.

2. Гоц, А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учебное пособие./ А.Н. Гоц. Гриф УМО – 3-е изд., испр. и доп. – М.:ФОРУМ; инфра-м, 2013. – 208 с.

3. Гоц, А.Н. Численные методы расчета в энергомашиностроении: учеб. пособие./ А.Н. Гоц. Гриф УМО – 3-е изд., испр. и доп. – М.:ФОРУМ; инфра-м, 2015. –352 с.

4. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей. Гриф УМО – 3-е изд., испр. и доп. – М.:ФОРУМ; инфра-м, 2015. – 324 с.

5. Гоц А.Н., Эфрос В.В. Порядок проектирования автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие; Владим. гос. ун-т. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 148 с.

Кроме того, используются дополнительные учебные пособия.

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1983.

2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1984. 384 с.

3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей/Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, С.И. Ефимов и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1985.

4. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.

5. Чайнов Н.Д., Иващенко Н.А. и др. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Под ред Н.Д. Чайнова. М.: Машиностроение, 208. – 496 с.

В связи с этим, последовательность изложения курса «Конструирование двигателей» на лекциях будет дана блоками и основана на приведенных выше учебных пособиях, которые в достаточном количестве имеются в библиотеке ВлГУ.

В 7 семестре

Блок 1 (4 часа). Введение. Задачи и цели дисциплины. Современное состояние, тенденции и задачи развития тепловых двигателей на примерах наиболее прогрессивных конструкций отечественных и зарубежных поршневых двигателей. Этапы проектирования

тепловых двигателей: техническое задание; эскизный, технический и рабочий проекты. Выбор основных параметров поршневых двигателей: тип двигателя; среднее эффективное давление; частота вращения и средняя скорость поршня; отношение хода поршня к диаметру цилиндра; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; число цилиндров; тактность, рабочий объем цилиндра, вид охлаждения; диаметр цилиндра. Выбор компоновочной схемы поршневого двигателя, преимущества и недостатки схем. Анализ достигнутого уровня.

Цель лекций по этому блоку – освоение студентами основных тенденций развития поршневых двигателей, научить приемам выбора их основных параметров, умение проанализировать достигнутый уровень.

Для этого из учебного пособия [5] должны быть изложены разделы на с. 7-32.

Особое внимание нужно обратить на порядок проектирования поршневых двигателей с выбором модели организации работ. Показать, что выполняется при эскизном проектировании, какие задачи стоят перед техническим проектированием и подготовкой к производству.

Блок 2 (2 часа). Основные показатели поршневого двигателя: удельная мощность, литровая и поршневая мощность; удельная масса, литровая масса, эффективные показатели. Изменение показателей рабочего процесса поршневого двигателя по внешней скоростной характеристике.

Цель лекций по этому блоку – освоение студентами определения основных показателей поршневого двигателя по данным статистической обработки.

Этот блок охватывает учебное пособие [5], с.32-40.

Для обработки показателей зарубежных двигателей рекомендуется следующие правила статистической обработки и построения распределения

1. Набиваем числа и сортируем по величине (в меню поставить курсор от А до Я).
2. Ставим курсор в конце колонки.
3. Включаем $f(x)$, определяем *срзнач*, обозначив значения чисел по колонкам. (Если в меню нет $f(x)$, то включаем сервис и настройкой находим его. При включении $f(x)$ поставить категория *статистические*). Ставим курсор в конце колонки.
4. Включаем $f(x)$, определяем *стандоткл*, обозначив значения чисел по колонкам.
5. Включаем $f(x)$ в другой колонке, определяем *нормрасп.*, обозначив в меню x значение чисел от начала до конца, например, А1-А8, а также *срзнач* одновременно необходимо нажать при этом F4 (курсор должен стоять перед первой цифрой): для записи $\$A\9 , *стандоткл* $\$A\10 , а в интегральную оценку записать «ложь».
6. После ввода «enter» появиться число, которое распространяется на весь ряд (мышкой растягивается за угол рамки).
7. Полученные два ряда используются для построения графиков распределения.

Блок 3 (2 часа). Выбор расчетных режимов поршневого двигателя – при номинальной (максимальной) мощности, при максимальном крутящем моменте, на режиме максимальной частоты вращения холостого хода. Расчетные режимы двухтактных двигателей.

Цель лекций для этого блока – показать студентам принципы выбора расчетных режимов поршневого двигателя на стадии проектирования.

Этот блок охватывает главу 4 учебного пособия [5] и главу 3 учебного пособия [4].

Различные режимы работы двигателя обуславливают величину и характер изменения сил и моментов, действующих на детали двигателя. Характерными видами нагрузки на эти детали являются силы давления газов, инерционные силы, а также усилия, возникающие от упругих колебаний и тепловых расширений (температурных напряжений). Воздействие указанных нагрузок может быть сравнительно кратковременным или длительным, чем и обуславливается выбор метода расчета, так как при этом исходят из необходимости соблюдения различных условий: прочности и надежности деталей, а также износостойкости сопряженных нагруженных поверхностей. В настоящее время расчеты на прочность, как правило, проводят для установившегося режима. При установившемся режиме работа двигателя характеризуется средними за цикл показателями; при этом наблюдающиеся в действительности колебания этих показателей в пределах одного цикла в связи с неравномерностью крутящего момента, а также небольшие случайные их отклонения от средних значений не учитывают. Однако в отдельных случаях влияние неустановившихся режимов на тепловое и напряженно-деформированное состояние деталей может быть учтено при выборе расчетных значений тепловых и механических нагрузок, соответствующих реальным условиям работы с учетом неустановившихся режимов. Часто предшествуют пластические деформации для деталей, испытывающих температурные напряжения, а также при их разрушениях, наступающих после длительной работы. Расчеты в упругопластической области и особенно при повышенных температурах с учетом фактора времени весьма трудоемки, а для сложных по форме деталей они проводятся методами конечных элементов или другими численными методами. Часто расчета в упругой области оказывается достаточно для последующей оценки прочности в первую очередь деталей, работающих под действием только механических нагрузок. Даже для теплонапряженных деталей при сравнительном анализе различных вариантов конструкции той или иной детали успешно используют результаты так называемого упругого расчета.

За расчетные режимы в соответствии с обеспечением условий прочности принимают наиболее тяжелые возможные режимы работы двигателей.

Учитывая, что инерционная нагрузка обычно снижает газовую нагрузку и их совместное действие вызывает меньшие напряжения, чем напряжения только от сил газов, за основные принимают следующие расчетные режимы:

- номинальной мощности (N_{eH}) при частоте вращения коленчатого вала (n_H);
- максимального крутящего момента ($M_{e\max}$) при частоте вращения коленчатого вала ($n_{M_{e\max}}$);
- холостого хода при максимально допустимой частоте вращения коленчатого вала ($M_e = 0, n_{xx\max}$).

Блок 4 (2 часа). Моделирование внешней скоростной и регуляторной характеристик поршневого двигателя на стадии проектирования.

Цель лекций для этого блока – показать принципы моделирования внешней скоростной и регуляторной характеристик поршневого двигателя на стадии проектирования.

Этот блок охватывает главы 2,3 учебного пособия [5].

Скоростной характеристикой двигателя внутреннего сгорания называется комплекс зависимостей: эффективной мощности, крутящего момента (или среднего эффективного давления), часового и удельного эффективного расходов топлива, а также других

показателей от частоты вращения коленчатого вала n при неизменном положении органа управления подачей топлива.

Характеристику можно снимать как при полной, так и при частичной подаче топлива. В зависимости от этого различают следующие виды скоростных характеристик:

- внешняя (при полной подаче топлива);
- частичные (при промежуточных положениях органа управления подачей топлива).

Особенности смесеобразования, разные принципы действия и характеристики топливной аппаратуры у бензиновых двигателей и дизелей обуславливают различие в протекании их скоростных характеристик. Различный вид имеют кривые изменения часового расхода воздуха G_v , коэффициентов наполнения η_v и избытка воздуха α , и другие. Наиболее существенным отличием является значительное снижение величины крутящего момента M_k у дизеля при уменьшении частоты вращения коленчатого вала n . Для исправления характеристики M_k в топливной аппаратуре дизелей предусматривается корректор, увеличивающий цикловую подачу топлива с уменьшением n . Характер изменения M_k определяется также типом регулятора, применяемого на топливном насосе: двухрежимный или всережимный. Регуляторы обеих типов обеспечивают автоматическое уменьшение цикловой подачи топлива при увеличении частоты вращения n выше номинальной, что устраняет опасность ее чрезмерного повышения при значительном резком уменьшении внешней нагрузки. Ограничители и регуляторы частоты вращения могут устанавливаться и на бензиновые двигатели.

По скоростным характеристикам определяются частоты на следующих режимах:

- минимальной устойчивой частоты вращения n_{\min} ;
- максимального крутящего момента $n_{M_{e\max}}$;
- минимального удельного расхода топлива $n_{\text{ЭК}}$ (наибольшей экономичности);
- номинальной мощности n_n .

Блок 5 (2 часа). Влияние знакопеременного характера изменения сил и моментов на особенности расчета деталей тепловых двигателей.

Цель лекций для этого блока – научить студентов правильно использовать методы расчетов при переменных напряжениях.

Этот блок охватывает главу 5 учебного пособия [5] и пособие [1].

Большинство деталей двигателя находится под действием переменных механических нагрузок, причем напряжения могут меняться не только по величине, но и по знаку. Экспериментальные исследования и анализ многочисленных поломок деталей поршневых двигателей показывают, что при переменных нагрузках материал разрушается при напряжениях значительно меньших, чем при постоянных нагрузках, и в этом случае разрушающее напряжение может быть ниже не только предела прочности, но и предела текучести и упругости материала.

Блок 6 (4 часа). Конструкции коленчатых валов: порядок работы рядных и V-образных поршневых двигателей, угол смещения очередных по порядку работы цилиндров кривошипов, передача момента на маховик, подвод смазки, фиксация вала, влияние на прочность крутильных колебаний. Методы упрочнения коленчатых валов. Расчет набегающих моментов на коренных и шатунных шейках, расчет шеек на усталость, особенности расчета щек. Конечно-элементные модели, используемые при расчете

коленчатых валов: кинематические граничные условия, способы приложения нагрузки, типы элементов.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования коленчатых валов поршневых двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1, 2] п. 3.4.1, С.103-120, дополнительную литературу [1, 2].

Коленчатый вал поршневых двигателей внутреннего сгорания находится под воздействием внешних сил и моментов от сил давления газов и сил инерции движущихся масс, которые изменяются по углу поворота кривошипа φ , т.е. являются периодическими функциями угла поворота.

Коленчатый вал представляет собой пространственную статически неопределимую систему на упругих опорах с различной жесткостью отдельных участков. Резкое изменение поперечных сечений и направления осей отдельных элементов вала, а также характер распределения действующих сил приводит к неравномерности распределения напряжений по длине вала и его поперечным сечениям. Эта неравномерность напряжений усиливается концентрацией напряжений в галтелях щек и у краев масляных отверстий шеек вала. В связи с этим действительные напряжения могут значительно превышать номинальные, вычисленные по известным зависимостям.

Существующие методы расчета валов основаны на рассмотрении расчетных схем: разрезной и неразрезной. В разрезной расчетной схеме из коленчатого вала условно вырезается один из кривошипов, работающих в условиях максимального размаха знакопеременных крутящих и изгибающих моментов. Весь расчёт производится для этого кривошипа, полагая, что нагрузки, действующие на шатунную шейку воспринимаются только ближайшими коренными опорами. При этом однако не учитывается то, что нагружение одного колена оказывает влияние на реакции всех опор вала. Кроме того, разрезная схема не позволяет учитывать такие существенные факторы как несоосность и упругая податливость опор. Между тем влияние этих факторов должно приниматься во внимание, так как именно они часто являются причиной поломок. Последнее тем более важно, чем выше уровень форсирования двигателя. Показано, если величина упругой осадки опор КВ того же порядка, что и деформация элементов КВ, то условия работы более близки к условиям работы по разрезной схеме.

В неразрезной расчетной схеме коленчатый вал рассматривается как многоопорная статически неопределимая пространственная балка. Методы расчета по неразрезной схеме также не дают достаточно точных результатов, так как замена в пределах кривошипа коренных и шатунных шеек, а также щек системой стержней, жестко соединенных в узлах, является приближенной расчетной схемой, потому что для стержня длина должна значительно превышать размеры поперечного сечения, чего не бывает в реальной конструкции. Кроме того, затруднительно учесть в полной мере влияние деформации картера, упругой осадки опор, несоосность подшипников величины радиальных зазоров, а также влияние износа коренных шеек и вкладышей. Чем жестче картер, тем точнее результаты расчета КВ по неразрезной схеме. Расчет вала как многоопорной статически неопределимой пространственной рамы требует большой затраты времени на вычислительную работу. При этом, по данным многочисленных исследований, сравнительные расчеты, выполненные по обеим расчетным схемам показали, что запасы прочности коренных шеек получаются почти одинаковы; шатунных шеек и крайних щек при разрезной схеме меньше соответственно на 5...10 и 30...40 % .

Анализ поломок коленчатого вала показывает, что большей частью они имеют усталостный характер. Разрушение начинается от зон наибольшей концентрации напряжений, расположенных у краев отверстий для смазывания в шатунных и коренных шейках или (чаще) у галтелей щек и шеек. При усталостном разрушении шейки вала от переменных напряжений кручения на ее поверхности образуется спиральная трещина, идущая от краев масляного отверстия в направлении щек. Усталостное разрушение щеки от переменных напряжений начинается в седине щеки по сечению галтели – в месте максимальной концентрации напряжений.

Прочность КВ определяется:

- размерами и формами отдельных элементов – коренных и шатунных шеек и щек;
- влиянием факторов, снижающих усталостную прочность, – концентрацией напряжений, возникающих в галтелях (в местах перехода от шеек к щекам) и у краев масляных отверстий в шейках;
- характеристиками механической прочности материала, из которого изготовлен КВ – σ_b , σ_T , σ_{-1} и τ_{-1} ;
- использование методов упрочнения – ППД, термохимических и термических обработок;
- способа формирования кривошипа – литьем или штамповкой.

Блок 7 (2 часа). Конструкция, материалы и покрытия коренных и шатунных подшипников. Расчет подшипников скольжения.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов подшипников скольжения.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [5], дополнительную литературу [3-5].

При расчете подшипника скольжения предполагают, что слой масла должен воспринимать всю нагрузку, действующую на шейку вала, а толщина слоя должна превосходить суммарную высоту неровностей обработки поверхностей вкладыша и шейки вала и прогиб вала по длине шейки.

Существует многоступенчатая система математических моделей расчета подшипников скольжения. Простейшим является расчет по допускаемым давлениям $[p]$ в подшипнике. Давление p в подшипнике определяют по нагрузке, отнесенной к проекции цапфы,

$$p = \frac{P}{ld} \leq [p] \quad (1)$$

где P – суммарная сила, действующая в сопряжении вкладыш-шейка вала, определяемая при динамическом расчете двигателя.

Среднее за рабочий цикл двигателя давление $p_{cp} = P_{cp}/ld$.

Антифрикционный алюминиевый сплав АО20-1 допускает максимальные давления 27,5 МПа, а бронза БрС30 – 23,5-25,5 МПа. Вкладыши, выпускаемые ведущими специализированными фирмами, сохраняют работоспособность до давлений 50-60 МПа. Среднее давление p_{cp} для автомобильных и тракторных двигателей с принудительным воспламенением ориентировочно 4-12 МПа, а для дизелей 6-16 МПа. Значения максимальных давлений p_{max} составляют 7-20 МПа для рядных, 18-28 МПа для V-образных двигателей с принудительным воспламенением и 20-42 МПа для дизелей. Для шатунных вкладышей форсированных дизелей специального назначения p_{cp} и p_{max} соответственно

достигают 11 и 26 МПа. В тепловозных дизелях среднее давление на подшипники составляет 10-11 МПа, а максимальное – 28-30 МПа.

К простейшим расчетам относится определение произведения давления в подшипнике на скорость скольжения:

$$pv \leq [pv]. \quad (2)$$

От pv зависят тепловой режим и износ подшипника. В подшипниках автомобильных двигателей $pv = 25-35$ МПа(м/с).

Более высокий уровень математических моделей предусматривает выполнение гидродинамического и теплового расчета подшипника. При этом в зависимости от полноты учета различных факторов, влияющих на работу подшипника, модели могут существенно различаться.

В первом приближении при расчете используют среднее за рабочий цикл давление масла $p_{ср}$, среднее давление масла $p'_{ср}$ в диапазоне максимальных нагрузок на векторной диаграмме сил, действующих на подшипник, и максимальное давление масла p_{max} за рабочий цикл. Среднее давление используют при определении теплового состояния подшипника. По значению $p'_{ср}$ определяют минимальную толщину слоя смазочного материала, а по значению p_{max} подбирают антифрикционный материал с требуемым пределом выносливости.

Блок 8 (4 часа). Шатуны. Конструкции элементов шатуна – поршневой головки, стержня, кривошипной головки, шатунных болтов, виды разъемов кривошипной головки шатуна. Расчет поршневой головки, эпюра напряжений; расчет стержня в двух плоскостях, особенности расчета кривошипной головки. Конечно-элементные модели, используемые при расчете шатунов: кинематические граничные условия, способы приложения нагрузки, типы элементов.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов шатунов поршневых автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [5], дополнительную литературу [3-5].

Шатуны бензиновых двигателей и дизелей по конструктивным формам могут быть разделены на три группы:

- шатуны однорядных и V-образных двигателей с последовательным расположением одинаковых шатунов на одной шейке вала;
- шатуны с центральным сочленением – вильчатый и внутренний у двигателей с V-образным расположением цилиндров (рис. 1);
- главный и прицепной шатуны V-образных двигателей (рис. 2).

В шатунах однорядных двигателей, а также в вильчатых, внутренних и главных шатунах кривошипные головки соосны шейкам коленчатого вала. Ось пальца прицепного шатуна вынесена в сторону от оси шатунной шейки, поэтому кинематика сочлененного с ним поршня несколько отлична от кинематики поршней центральных шатунов и неодинаковы условия наполнения левого и правого рядов цилиндров.

К особенностям, связанным с применением шатунов второй или третьей конструктивной группы V-образных двигателей, относятся:

- наличие дополнительной силы, которую создает прицепной шатун и которая действует на стержень главного шатуна, эта сила передается также на стенку гильзы соответствующего цилиндра;

- лучшая равномерность крутящего момента и уравновешенность всего двигателя при центральном сочленении;
- сложность изготовления вкладышей с двухсторонней заливкой в случае применения центрального сочленения;
- различные жесткости кривошипных головок вильчатого и внутреннего шатунов и трудность их размещения.

Указанные недостатки и преимущества различных конструкций шатунов V-образных двигателей не являются решающими, вследствие чего применяются обе эти группы.

Последовательная установка одинаковых шатунов на одну шейку вала V-образного двигателя является наиболее простым конструктивным решением, нашедшим преимущественное распространение в автомобильных и тракторных двигателях. Однако подобное размещение шатунов приводит к смещению осей цилиндров, находящихся в одном отсеке, увеличению длины двигателя и возникновению дополнительных моментов, изгибающих шатунную шейку и щеки вала.

Шатун должен обладать максимальной жесткостью при минимальной массе.

Блок 9 (2 часа). Расчет резьбовых соединений, коэффициент основной нагрузки для различных резьбовых соединений. Величина нагрузки, прикладываемой к болту или шпильке при действии переменных нагрузок. Конструкции шатунных болтов. Особенности расчета шатунных болтов с учетом деформации вкладышей. Расчет момента затяжки, определение момента на ключе.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [5], дополнительную литературу [3-5].

При расчете ответственных резьбовых соединений (шатунные болты и др.) необходимо более точно учитывать внешнюю нагрузку, усилие затяжки, дополнительные напряжения от изгиба и кручения, а также влияние температуры деталей, конструктивных и технологических факторов на прочность.

Блок 10 (2 часа). Конструкции поршней автотракторных поршневых двигателей: высота жарового пояса, число колец, высота головки и юбки, овализация, смещение оси пальца, терморегулирующие вставки, нирезистовые вставки в канавку первого кольца, покрытия. Расчет днища, верхней кольцевой перемычки, зазоров. Современные материалы и технологии, используемые при изготовлении поршней.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов поршней автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [2, 5], дополнительную литературу [3-5].

При работе двигателя поршень воспринимает значительные механические и тепловые нагрузки от действия на него сил давления газов и сил инерции. При этом силы инерции в быстроходных двигателях по величине незначительно уступают силам давления газов.

Вследствие высоких значений максимального давления газов и частоты рабочих циклов в быстроходных двигателях характер нагрузки на поршень близок к ударному. Передача поршнем этих нагрузок совмещается с высокой скоростью его движения.

При передаче сил возникает трение, поэтому рабочие поверхности деталей поршневой группы в условиях несовершенной смазки подвергаются износу, причем одновременно могут происходить коррозионный, абразивный и механический износы.

Теплоотдача от газов к поршню зависит в основном от плотности, температуры и турбулизации газовой среды в период эффективного горения, от длительности этого периода, а также от способности среды к теплоизлучению. Обычно стремятся к уменьшению теплоотдачи от газов к поршню и к улучшению теплоотвода от поршня. Максимальная температура газов в двигателях разных типов колеблется в пределах 2000...2500° С. В случае форсирования двигателя по среднему давлению цикла она возрастает, при этом теплоотдача в поршень увеличивается и условия его работы ухудшаются. Теплоотдача поршню зависит также от площади поверхности его днища, непосредственно соприкасающейся с газами. Поэтому в двигателях с малыми отношениями S/D поршень имеет более высокую теплонапряженность.

Улучшение теплоотвода от поршня достигается:

- изготовлением поршней из материалов, обладающих высокой теплопроводностью (поршни из алюминиевых сплавов);
- применением в конструкции поршня более толстых сечений на пути отвода тепла от горячих зон;
- сокращением длины верхнего пояса гильзы цилиндра, несмываемого охлаждающей водой;
- уменьшением выхода головки поршня из гильзы, а первого поршневого кольца – из охлаждаемой зоны гильзы;
- применением масляного охлаждения.

Доля тепла, отводимая отдельными элементами поршня в стенки цилиндра, зависит от конструкции и размеров элементов, а также от способа охлаждения поршня. В поршнях обычной конструкции через поршневые кольца отводится основная часть тепла (60...75 %), а через рабочую поверхность юбки – только 20...30 %. Небольшая часть тепла (5...10 %) снимается в обычных поршнях воздухом и маслом с внутренних поверхностей поршня.

Помимо тепла, которое поршень получает от газов, он воспринимает часть тепла от трения. Потери на трение поршневой группы составляют 45...65 % от суммарных потерь на трение в быстроходном двигателе. При этом примерно половина потерь поршневой группы приходится на долю колец.

При возрастании температуры поршня показатели механической прочности его материала снижаются, а к напряжениям от механических нагрузок добавляются термические напряжения, обусловливаемые неравномерным нагреванием отдельных зон поршня.

Поршни дизелей работают в более тяжелых условиях вследствие неблагоприятного влияния на поршень ряда особенностей рабочего процесса двигателя данного типа:

- неравномерного распределения температур в объеме камеры сгорания, что вызывает местные перегревы поршня;
- высокого значения плотности, давления, а часто и турбулизации газовой среды в период эффективного горения;
- повышенной жесткости протекания рабочего процесса, вызывающей резкую пульсацию горячих газов в зазорах головки поршня;
- интенсивного теплоизлучения при сгорании в дизелях жидких углеводородов.

В соответствии с назначением и условиями работы к поршню обычно предъявляются следующие требования:

- обеспечение герметичности внутреннего пространства цилиндра;
- минимальная тепловосприимчивость внешней поверхности днища;

- наилучший отвод тепла от днища в стенки цилиндра при минимальном температурном градиенте в материале поршня;
- обеспечение малого расхода масла;
- минимальная конструктивная масса при достаточной прочности и жесткости;
- минимальная работа трения;
- высокая износостойкость.

Заметим, что в быстроходных дизелях стремятся повысить температуру днища поршня до допустимого (для алюминиевых сплавов – до 300...350 °С, чугунных поршней – 500...550 °С), так как при этом уменьшается жесткость протекания рабочего процесса.

Блок 11 (2 часа). Конструкции и условия работы поршневых колец, их виды. Среднее радиальное давление, виды эпюр колец (грушевидная, яблоковидная, равномерная), напряжение в рабочем состоянии и при надевании на поршень, расчет зазора в замке. Современные материалы и технологии, используемые при изготовлении поршневых колец.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов колец автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [2, 5], дополнительную литературу [3-5].

Поршневые кольца выполняют следующие основные функции: предотвращают утечку газов из цилиндра; передают тепло от поршня к стенкам цилиндра; предохраняют камеру сгорания от попадания в нее смазки из картера дизеля, предотвращая чрезмерный угар масла; служат для регулирования смазки поршня и колец во время их движения по цилиндру.

Разнообразие функций, выполняемых кольцами, сравнительно тяжелые условия, в которых им приходится работать, и специфические конструктивные особенности дизелей привели к созданию большого числа разнообразных конструкций поршневых колец, отличающихся назначением, применяемыми материалами, технологией изготовления и наличием покрытий.

Конструктивные особенности. Комплект колец, устанавливаемых на поршень автомобильных и тракторных двигателей, состоит из двух-трех компрессионных и одного-двух маслосъемных колец. Для отечественных и зарубежных двигателей ярко выражена тенденция уменьшения числа колец в комплекте от пяти до трех-четырех, из которых одно маслосъемное.

Компрессионные кольца для верхней канавки обычно имеют прямоугольную и трапециевидную формы. Целесообразность их применения определяется уровнем форсирования, от которого зависят температура поршня в зоне колец и качество масла. Трапециевидные кольца менее склонны к закоксовыванию, чем прямоугольные, так как при их радиальных перемещениях резко изменяется объем торцового зазора между кольцом и канавкой, что увеличивает прокачку масла через зазор и устраняет условия для коксования масла в зазоре.

При уровне форсирования менее 15 л. с./л (11 кВт/л) рекомендуется применять прямоугольные кольца, от 15 до 20 л. с./л (11—14,7 кВт/л) – прямоугольные и трапециевидные, более 20 л. с./л (14,7 кВт/л) – трапециевидные.

Во второй и третьей канавках применяют, как правило, прямоугольные кольца, и только при удельной мощности более 25 л. с./л (18,4 кВт/л) – трапециевидные.

Использование последних при более низкой мощности может вызываться соображениями унификации производства или недостаточной стабильностью смазочного масла.

Для второй и третьей канавок целесообразно применять компрессионные кольца «минутного» типа, т. е. с наклоном рабочей поверхности 60—90°.

В качестве маслосъемных используют коробчатые, скребковые и витые из стальной ленты кольца. Коробчатые кольца имеют две узкие рабочие кромки, жестко связанные между собой. У остальных колец – кромки независимые. Для обеспечения небольшого расхода масла на угар используют расширители различных типов, которые увеличивают радиальное давление кольца на стенку цилиндра.

Блок 12 (2 часа). Конструкции поршневых пальцев: плавающие, запрессованные в головку шатуна, облегченные с ребрами жесткости, с профилированными рабочими поверхностями, условия работы. Расчетная схема по Кинасошвили, расчет на изгиб, срез, овализацию и усталость; эпюра овализации, определение наиболее опасного сечения, отличия при расчете плавающих и запрессованных пальцев.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов колец автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [2, 5], дополнительную литературу [3-5].

Нагрузка, действующая на палец в четырехтактном двигателе, переменная по величине и направлению, и в быстроходных двигателях по характеру близка к ударной. Пальцы, как правило, работают при весьма больших напряжениях.

Наиболее характерными дефектами пальцев являются продольные и поперечные трещины. Образование продольных трещин обычно связано с высокими напряжениями, возникающими при овализации, чему наиболее подвержены тонкостенные пальцы. Поперечные изломы вызываются напряжениями изгиба пальца как балки. Они характерны для толстостенных пальцев и располагаются обычно по середине их длины.

В автомобильных и тракторных двигателях применяются пальцы двух типов: плавающий палец и палец, закрепленный в головке шатуна. В настоящее время преимущественное распространение имеют плавающие пальцы, что объясняется их малым и равномерным износом по длине и окружности, а также меньшей опасностью заедания и удобством монтажа.

Блок 13 (2 часа). Конструкции поршневых пальцев: плавающие, запрессованные в головку шатуна, облегченные с ребрами жесткости, с профилированными рабочими поверхностями, условия работы. Расчетная схема по Кинасошвили, расчет на изгиб, срез, овализацию и усталость; эпюра овализации, определение наиболее опасного сечения, отличия при расчете плавающих и запрессованных пальцев. Современные материалы и технологии, используемые при изготовлении поршневых пальцев. Использование метода конечных элементов при расчете поршневой группы: методы определения и задания граничных условий теплообмена, силовой нагрузки, кинематических граничных условий при разных уровнях моделирования.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов поршневых пальцев автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [2], дополнительную литературу [3-5].

В автомобильных и тракторных двигателях применяются пальцы двух типов: плавающий палец и палец, закрепленный в головке шатуна. В настоящее время преимущественное распространение имеют плавающие пальцы, что объясняется их малым и равномерным износом по длине и окружности, а также меньшей опасностью заедания и удобством монтажа.

При изменении направления нагрузки на палец изменяется и его положение относительно поршня и шатуна, что способствует обновлению смазки в сочленениях этих пар. Однако вследствие относительно медленного скольжения пальца по опорным поверхностям, происходящего при высоком давлении и, затрудненного циклического подвода смазки невозможно осуществить жидкостное трение пальца.

Из условий работы пальца вытекают следующие основные требования, предъявляемые к его конструкции:

- малая конструктивная масса;
- минимальная деформация при работе;
- достаточная прочность с учетом переменной и ударной нагрузки;
- высокая износостойкость рабочей поверхности.

Осевая фиксация плавающего пальца осуществляется с помощью торцовых грибовидных заглушек из алюминиевого сплава или чаще с помощью пружинных колец прямоугольного или круглого сечения. Предпочтительнее применять первые, так как кольца круглого сечения работают недостаточно надежно. Пружинные кольца удобны при монтаже, однако они препятствуют попаданию смазки на рабочую поверхность со стороны торца пальца. Торцовые, заглушки свободны от этого недостатка.

Основной величиной, характеризующей палец (рис. 7) и до некоторой степени определяющей также габаритные размеры поршня, является отношение диаметра пальца к диаметру цилиндра d_n / D .

Для автомобильных двигателей $d_n / D \approx 0,25 \dots 0,30$, а для дизелей – $\approx 0,30 \dots 0,40$. Наиболее простыми являются пальцы трубчатой формы с прямыми цилиндрическими поверхностями. У пальцев некоторых двигателей концевые внутренние поверхности конические; их обработка сложнее, однако в этом случае палец приобретает форму бруса равного сопротивления изгибу, что позволяет уменьшить массу пальца. Обычно длина пальца $l = (0,85 \dots 0,90)D$.

Отношение $\delta_n / D \approx 0,65 \dots 0,75$ у бензиновых двигателей и $0,60 \dots 0,75$ у дизелей.

На поршневой палец действует максимальная нагрузка на такте впуска от сил инерции массы поршневой группы при работе на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

$$P_{\text{пг}} = m_{\text{пг}} \omega_{\text{ххmax}}^2 r(1 + \lambda), \quad (1)$$

где $m_{\text{пг}}$ – масса поршневой группы (без массы поршневого пальца); $\omega_{\text{ххmax}} = (\pi n_{\text{ххmax}}) / 30$ – угловая частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода при максимально допустимой $n_{\text{ххmax}}$; r – радиус кривошипа; $\lambda = r / l_{\text{ш}}$; $l_{\text{ш}}$ – длина шатуна.

Кроме того, на расчетном режиме (максимального крутящего момента или номинальном) на поршневой палец на такте расширения действует нагрузка:

$$P_s = P_T - P_{\text{пг}} = (p_z - p_0) F_{\text{п}} - m_{\text{пг}} \omega^2 r(1 + \lambda), \quad (2)$$

где p_z – максимальное давление сгорания на расчетном режиме; p_0 – атмосферное давление; ω – угловая частота вращения коленчатого вала на этом же режиме.

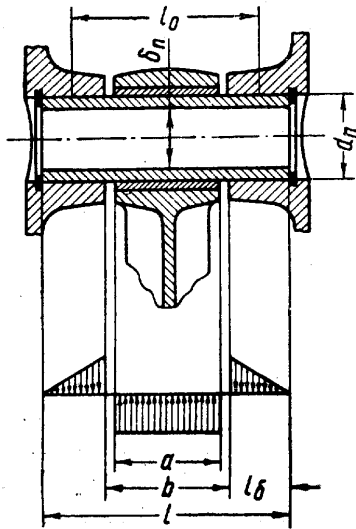


Рис. 1. Расчетная схема поршневого пальца

где l_b – рабочая длина бобышки.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_6 = 15...35$ МПа, тракторных – 40...60 МПа.

Материал втулки шатуна обладает более высокой износостойкостью, чем материал бобышки, а смазку втулки обеспечить легче и она более надежна, чем смазка бобышек, поэтому длину втулки выбирают обычно так, чтобы $2l_b = (1,1...1,3) a$. Уменьшение величины a позволяет сократить расстояние b между торцами бобышек, благодаря чему уменьшается изгибающий момент, действующий на поршень и палец.

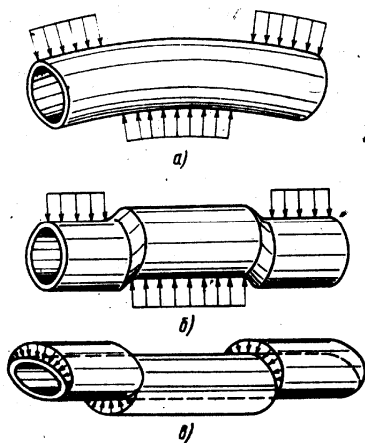


Рис.2. Виды деформаций поршневого пальца: а – изгиб в продольном направлении; б – срез; в – оваллизация

Максимальной расчетной нагрузкой для пальца является усилие, с которым палец прижимается к бобышкам поршня (или на такте впуска по формуле (1) или на такте расширения – по (2)).

Под действием нагрузки в пальце возникают напряжения от изгиба, среза и оваллизации (последнее только для плавающих пальцев) (рис. 2). При определении напряжений изгиба возможны затруднения в выборе схемы нагружения пальца. Р. С. Кинасошвили рекомендует определять максимальные напряжения изгиба пальца как балки с нагрузкой, изображенной на рис. 3 и 4).

Для данной схемы нагрузки напряжения изгиба (в центре поршневого пальца)

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{P(l + 2b - 1,5a)}{1,2d_n^3(1 - \alpha^4)}, \quad (5)$$

где $\alpha = \delta_n / d_n$; P – сила на расчетном режиме (по зависимостям (1) или (2)).

Для пальцев автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_n = 250...500$ МПа.

Основным критерием при оценке износостойкости пальца являются удельные нагрузки на втулку шатуна $q_{ш}$ и на бобышки поршня q_6 (рис. 7).

Удельная нагрузка пальца на втулку шатуна

$$q_{ш} = \frac{P_s}{ad_n}; \quad \text{или} \quad q_{ш} = \frac{P_{jпг}}{ad_n} \quad (3)$$

где P_s – суммарная сила давления газов при сгорании и сил инерции от массы поршневой группы; $P_{jпг}$ – сила инерции в ВМТ от массы поршневой группы на режиме $n_{ххmax}$; a – длина втулки; d_n – диаметр пальца.

Для выпускаемых сейчас автомобильных двигателей $q_{ш} = 20...40$ МПа, тракторных – 60...90 МПа.

Удельная нагрузка пальца на бобышку

$$q_6 = \frac{P_z - P_{jпг}}{2l_b d_n}; \quad \text{или} \quad q_{ш} = \frac{P_{jпг}}{ad_n} \quad (4)$$

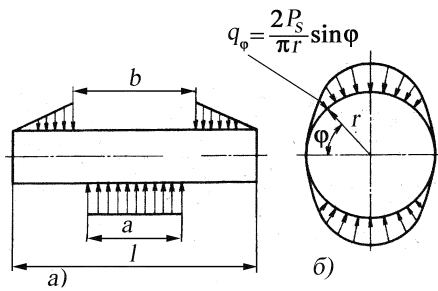


Рис. 3. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от суммарных сил P_s : a – при расчете на изгиб и срез; b – при расчете на овализацию

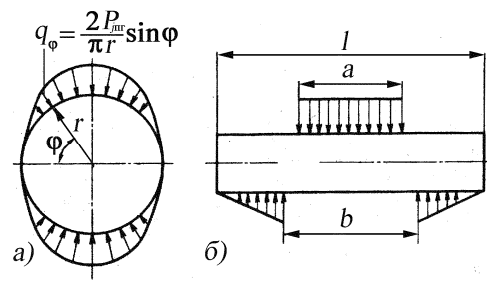


Рис. 4. Расчетные схемы нагружения поршневого пальца от сил инерции P_{jm} : a – при расчете на овализацию b – при расчете на изгиб и срез

По формуле (5) определяется напряжения σ_{\max} и σ_{\min} , далее амплитудные и средние напряжения, а также запас прочности при переменных напряжениях.

Максимальная срезающая сила действует на палец в сечениях, расположенных в зазорах между торцами бобышек и втулки шатуна. Максимальное касательное напряжение для этих сечений в нейтральной плоскости балки

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{d_n^2(1 - \alpha^2)}. \quad (6)$$

Для пальцев автомобильных двигателей напряжения $\tau = 120 \dots 250$ МПа.

Максимальная овализация поршневого пальца или увеличение его диаметра в направлении, перпендикулярном к плоскости действия нагрузки, наблюдается на среднем участке пальца на длине около $0,2l$ и определяется по формуле

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P}{lE} \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 k, \quad (7)$$

где k – поправочный коэффициент

$$k = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 \quad (8)$$

l – длина пальца; E – модуль упругости материала пальца.

Максимальная овализация $\Delta d_{\max} = 0,001d_n$.

В результате овализации поперечных сечений в пальце возникают напряжения изгиба. Для характерных точек сечения пальца 1, 2, 3 и 4 (рис. 11) их определяют по следующим формулам.

На внешней поверхности пальца в точке 1

$$\sigma_{\alpha\varphi=0} = \frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_1. \quad (9)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 2

$$\sigma_{i\varphi=0} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_2. \quad (10)$$

На внешней поверхности пальца в точке 3

$$\sigma_{\alpha\varphi=90^\circ} = -\frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{1}{1 - \alpha} \right] k = -\frac{P}{ld_n} \eta_3. \quad (11)$$

На внутренней поверхности пальца в точке 4

$$\sigma_{i\varphi=90^\circ} = \frac{P}{ld_n} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} - \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] k = \frac{P}{ld_n} \eta_4. \quad (12)$$

Блок 14 (4 часа). Конструктивный обзор механизмов газораспределения: расположение и число клапанов; расположение распредвала. Назначение, условия работы и конструктивные особенности распредвалов, толкателей, штанг, коромысел, тарелок, сухарей, пружин, направляющих втулок, клапанов. Расчет проходных сечений, хода клапана. Основные параметры кулачков, виды рабочих профилей. Закон движения толкателя при безударных кулачках.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования и расчетов механизма распределения автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1, 2], дополнительную литературу [3-5].

Назначение механизма газораспределения (МГР) – своевременное открывание и закрывание газораспределительных органов с целью обеспечения максимально возможного наполнения цилиндров свежим зарядом и очистки их от отработавших газов в строго определенных фазы рабочего цикла при минимальной работе насосных ходов.

Различают клапанные и золотниковые механизмы газораспределения. Преимущественное применение клапанных МГР обусловлено их более простой конструкцией, герметичностью и надежностью. Золотниковые МГР, где роль золотника выполняет поршень, широко используются в двухтактных двигателях.

Клапанные механизмы газораспределения выполняют с нижним или верхним расположением клапанов. Известны также конструкции двигателей со смешанным размещением клапанов: впускной – верхний, выпускной – нижний, а также с горизонтальными клапанами.

Нижнеклапанные механизмы газораспределения продолжают применять лишь на малоразмерных низкофорсированных двигателях, предназначенных для средств малой механизации, с учетом простоты конструкции, малых габаритных размеров и массы. Однако использование таких механизмов в автомобильных двигателях нецелесообразно вследствие следующих недостатков: повышенная передача теплоты в систему охлаждения через большую площадь поверхности камеры сгорания; опасность детонационного сгорания за счет увеличения расстояния распространения фронта пламени от свечи до наиболее удаленного участка камеры сгорания; большие потери давления на впуске из-за неоднократного изменения направления движения свежего заряда; невозможность применения в дизелях, так как неизбежно большой объем камеры сгорания не позволяет получить требуемую степень сжатия. Двигатели с нижним расположением клапанов отличаются повышенным расходом топлива.

Верхнеклапанные механизмы газораспределения свободны от указанных недостатков и обладают возможностью значительного расширения круга конструкторских решений: применение нескольких одноименных клапанов на цилиндр; наклонное расположение клапанов; формирование геометрии впускных каналов, обеспечивающих вихревое движение заряда; уменьшение массы деталей привода клапана при непосредственном приводе; формирование компактной камеры сгорания и др.

При верхнем расположении клапанов распределительный вал (распредвал) может быть размещен в блок-картере или в головке цилиндров. Выбор решения определяется степенью быстроходности двигателя. Чем больше частота вращения, тем большая сила инерции действует на клапан в момент его полного открытия и, следовательно, тем большее должно быть усилие пружины клапана. С целью уменьшения силы инерции

сокращают массу деталей привода клапана, исключая промежуточные детали – толкатель, штангу, коромысло.

Привод нижнего распредвала, расположенного в блок-картере, осуществляется обычно парой шестерен. Для уменьшения шума, как правило, применяются косозубые шестерни, с этой же целью часто ведомую шестерню изготавливают из пластмассы и закрепляют на стальной ступице. В некоторых конструкциях между ведомой и ведущей шестернями устанавливают паразитную шестерню из компоновочных соображений или для уменьшения длины штанги. Паразитная шестерня не изменяет передаточное число привода и направление вращения.

Верхние распредвалы (ВРВ) приводят цепной передачей или зубчатым ремнем. Несмотря на достигнутую высокую прочность ремней, существует опасность перескакивания ремня по зубьям шкива, поэтому предусматривают выточки в днищах поршней, чтобы избежать встречи клапана с поршнем. Применение цепи или ремня требует наличия натяжных и направляющих устройств. В случае шестеренного привода ВРВ от коленчатого вала промежуточные шестерни передают вращение топливному насосу высокого давления, водяному насосу, муфте привода вентилятора и т. п., в приводе также предусматривается автоматическое устройство для компенсации межосевого расстояния шестерен.

Привод клапанов от верхнего распредвала имеет три разновидности: через коромысло, через одноплечий рычаг, непосредственный привод.

Передачу вращения с коленвала на распредвал следует осуществлять с хвостовика коленвала, где амплитуда крутильных колебаний минимальна (двигатели VR6VW, ЯМЗ-740 и др.). Это способствует точности исполнения фаз газораспределения и закона топливоподачи в дизелях.

С целью уменьшения габаритных размеров цепного привода ВРВ его делают двухступенчатым, при этом передаточное число 2:1 обеспечивается в первой ступени, большая промежуточная звездочка, размещаемая на блок-картере, позволяет значительно уменьшить высоту двигателя, а звездочки ВРВ имеют такой же размер, как звездочки коленвала (двигатели ЗМЗ-4062, VR6 и др.).

Распределительный вал содержит кулачки и опорные шейки (рис. 1). На нижних распределительных валах бензиновых двигателей обычно предусматривают винтовую шестерню для привода вала масляного насоса и прерывателя-распределителя системы зажигания, а также эксцентрик, приводящий в действие бензонасос. На бензиновых двигателях грузовых автомобилей с переднего торца распредвала приводится ограничитель частоты вращения коленвала.

На современных двигателях распредвалы – полноопорные, между опорами размещаются два кулачка. Неполноопорные валы ранних конструкций (четыре кулачка между двумя опорами) приводят к повышенному прогибу и искажению фаз газораспределения.

Опоры нижних распредвалов размещаются в расточках межцилиндровых перегородок в бронзовых, алюминиевых или сталебаббитовых свертных втулках. Диаметры опорных шеек уменьшают от переднего конца к заднему для удобства монтажа и обеспечения расчетных зазоров в подшипниках – 0,03...0,1 мм.

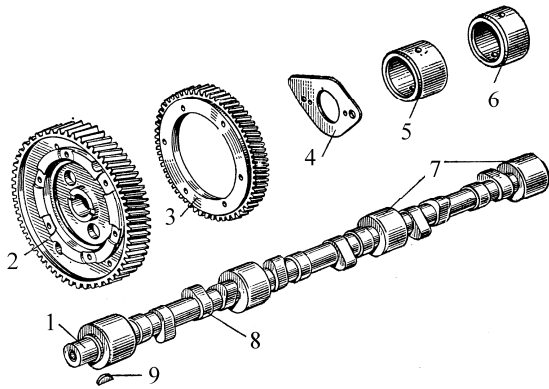


Рис. 1. Распределительный вал и детали его привода: 1 – распределительный вал; 2 – шестерня привода вала; 3 – шестерня привода топливного насоса; 4 – упорный фланец; 5 – передняя опорная втулка; 6 – опорная втулка; 7 – опорные шейки; 8 – кулачки; 9 – шпонка

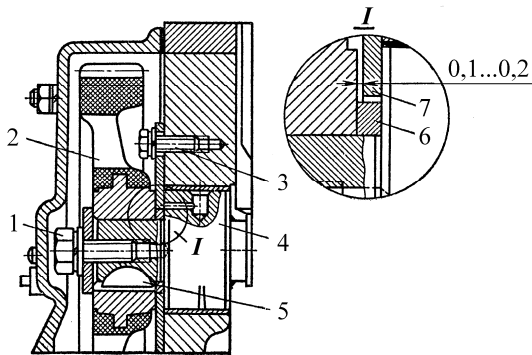


Рис. 2. Носок распределительного вала и осевая фиксация: 1 – болт крепления шестерни; 2 – шестерня (текстолитовая); 3 – болт крепления упорного фланца; 4 – распределительный вал; 5 – шпонка; 6 – распорная втулка; 7 – упорный фланец

кулачкам.

Кулачки, управляющие одноименными клапанами, расположены под углом $\alpha_k/2$, где α_k – угол смещения кривошипов, очередных по порядку работы цилиндров. Например, для рядного четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с порядком работы 1-3-4-2 вершина третьего впускного кулачка по отношению к первому смещена на $180/2 = 90^\circ$, четвертого к третьему – также на 90° и т. п. Для V-образного шестицилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 90° и порядком работы цилиндров 1-4-2-5-3-6 с учетом неравномерного чередования тактов 90° , 150° , 90° и т.п., одноименные кулачки располагаются под углами 45° , 75° , 45° и т.п.

В профиле кулачка заложена программа, управляющая законом изменения ускорений толкателя, хода толкателя а также фазы газораспределения. Ранее применялись выпуклые радиусные кулачки, рабочий профиль которых строился сопрягающимися дугами различных радиусов. Главным недостатком таких кулачков является наличие скачков ускорений, то есть переход от положительных ускорений толкателя (клапана) к отрицательным происходит мгновенно, что приводит к появлению соударений между деталями привода клапана.

Верхние распределительные валы устанавливаются в разъемных или неразъемных корпусах, выполненных из алюминиевых сплавов и крепящихся к головке цилиндров, без втулок.

На распредвалы действуют осевые силы: осевая составляющая в косозубых шестеренных приводах и силы инерции при разгоне и торможении транспортного средства, поэтому предусматривается осевая фиксация валов в виде упорных фланцев между ступицей шестерни и торцом шейки вала (рис. 2). Иногда фиксация осуществляется упором, запрессованным в передний торец вала и упирающимся в прилив передней крышки двигателя. Верхние распредвалы фиксируются обычно с помощью буртиков, опирающихся на торцы подшипников в случае разъемного корпуса, и фланцами, если корпус ВРВ неразборный.

Сопряжение втулка – опора нижнего распредвала смазывается маслом под давлением через каналы в межцилиндровых перегородках, а в ВРВ – через внутреннюю полость вала и отверстия в опорных шейках, таким же образом подается масло к

На современных двигателях применяют безударные кулачки (кулачки Курца), обеспечивающие плавный переход от положительных к отрицательным ускорениям (рис. 3). Используются также кулачки типа «полидайн», рабочий профиль которых учитывает компенсацию возможных упругих деформаций деталей привода клапана.

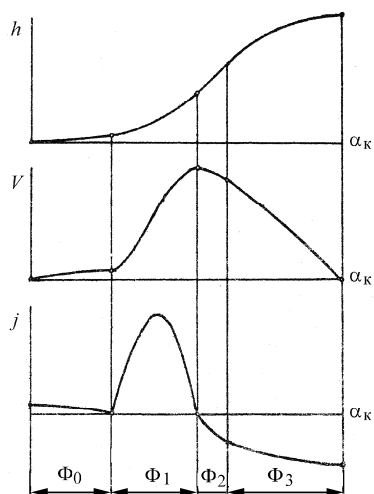


Рис. 3. Графики хода h , скорости V и ускорения j толкателя с безударным кулачком

Распредвалы изготавливают из углеродистых сталей 40, 45 или цементируемых сталей 12ХНЗА, 15Х, 15НМ. Кулачки и опорные шейки подвергают цементации и закалке до твердости HRC – 55...65. В автомобильных двигателях часто для распредвалов применяют отбеливающиеся чугуны.

Толкатели взаимодействуют с кулачками распредвала в условиях значительных напряжений смятия – 600...1200 МПа. Чаще применяют цилиндрические толкатели с плоской опорной поверхностью (рис. 4,а), изготовленные из чугуна с отбеленной рабочей зоной. Используются также рычажные роликовые толкатели, качающиеся на общей оси (рис. 4,б).

Рычажные роликовые толкатели, качающиеся на общей оси (рис. 4,б).

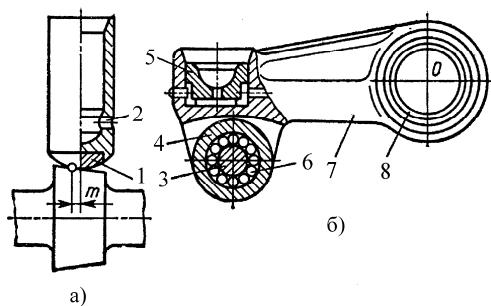


Рис. 4. Типы толкателей: а – цилиндрический; б – рычажно-роликовый; 1 – наплавка; 2 – дренажное отверстие; 3 – ось ролика; 4 – ролик; 5 – пята; 6 – игольчатый подшипник; 7 – рычаг; 8 – втулка рычага

Цилиндрические толкатели устанавливаются в направляющих втулках, часто втулки компонуются в виде обойм, например, на дизеле ЯМЗ-740 обойма представляет собой кронштейн с четырьмя втулками. Боковые поверхности толкателя и направляющих втулок нагружаются поперечными усилиями, вызванными внецентренным контактом кулачка и толкателя, поэтому необходимо организовать проворачивание толкателя вокруг оси для равномерного изнашивания его боковой поверхности. Это обеспечивается

выполнением трех условий: ось толкателя должна быть смещена относительно оси кулачка; днище толкателя не плоское, а сферическое с радиусом сферы приблизительно 1 м; продольный профиль кулачка имеет конусность 15...20'. Зазор между толкателем и направляющей втулкой составляет 0,01...0,08 мм. Сопряжение толкателя и наконечника штанги образовано сферами разных радиусов: радиус сферы гнезда толкателя на 0,1...0,3 мм больше радиуса наконечника штанги, это необходимо для исключения защемления штанги при ее качании, а также для образования масляного клина.

На современных двигателях применяют в конструкции толкателя гидрокомпенсаторы зазора, позволяющие исключить необходимость проверки и регулировки тепловых зазоров в механизме газораспределения (рис. 5). Гидрокомпенсатор в конструкциях МГР с непосредственным приводом клапана состоит из корпуса 8, цилиндра 9, поршня 4, обратного клапана 3, пружины 1. Масло в гидрокомпенсатор

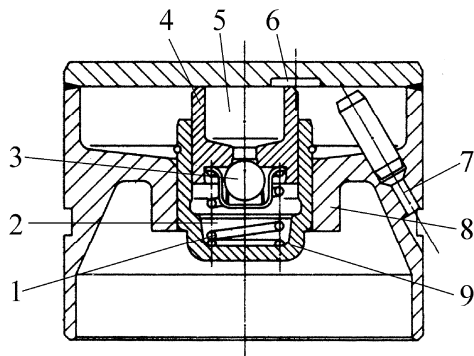


Рис. 5. Гидрокомпенсатор теплового зазора: 1 – пружина; 2 – рабочая полость высокого давления; 3 – обратный клапан; 4 – поршень; 5 – масляная полость; 6 – перепускная канавка; 7 – масляный канал; 8 – корпус; 9 – цилиндр

Под действием кулачка распредвала на корпус гидрокомпенсатора поршень 4 перемещается вниз, давление масла в полости 2 возрастает и обратный клапан 3 закрывается. Давление масла воздействует на цилиндр 9, который, в свою очередь, передает усилие на стержень клапана.

поступает из системы смазывания через клапан, ограничивающий давление до 0,17...0,25 МПа, в масляный канал 7, перепускную канавку 6 и масляную полость 5. Масло заполняет полость обратного клапана 3 и рабочую полость высокого давления 2.

При закрытом клапане давление масла в полости 2 падает, обратный клапан открывается и из полости 2 вытесняется в масляную полость 5 такое количество масла, которое необходимо для компенсации температурного расширения клапана. Пружина 1 поддерживает постоянство контакта цилиндра 9 со стержнем клапана.

При закрытом клапане давление масла в

Блок 15 (2 часа). Профилирование безударных кулачков на ЭВМ. Расчет пружины клапана при безударном кулачке.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами профилирования безударных кулачков на ЭВМ автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1, 2], дополнительную литературу [3-5].

Как было указано ранее, на современных автомобильных и тракторных двигателях применяются безударные кулачки, которые в отличие от выпуклых, радиусных кулачков профилируют, задаваясь законом изменения ускорения толкателя (клапана) (см. рис. 11), не содержащим скачков ускорений, т.е. мгновенного изменения этой величины от положительного до отрицательного значения. Кривая ускорений состоит из четырех участков: Φ_0 – участок выбора зазора – косинусоида; Φ_1 – участок положительных ускорений – полуволна синусоиды; Φ_2 – первый участок отрицательных ускорений – 1/4 синусоиды; Φ_3 – второй участок отрицательных ускорений – парабола. Профиль кулачка строится по результатам расчета (см. приложение). Для получения результата расчета необходимо ввести исходные данные: $\Phi_1 = \Phi/12$, где Φ – продолжительность открытого состояния клапана, $\Phi = \alpha_1 + 180 + \alpha_2$, где α_1 – угол опережения открывания клапана, α_2 – угол запаздывания закрывания клапана. Продолжительность остальных участков определяется из соотношений: $\Phi_2 + \Phi_3 = (1,5...3)\Phi_1$; $\Phi_2 = (0,1...0,15)\Phi_3$; $\Phi_0 = 15...35^\circ$ поворота распределительного вала или $30...70^\circ$ поворота коленчатого вала.

Основные параметры кулачка (рис. 17):

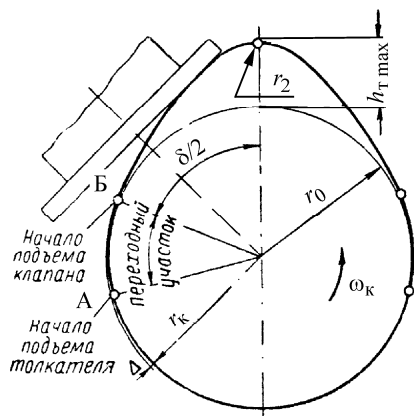


Рис. 17. Основные параметры кулачка: r_0 – начальный радиус; r_k – радиус затылка кулачка; $\delta/2$ – угол профиля кулачка (центральный угол); $h_{T \max}$ – максимальная высота подъема кулачка; ω_k – угловая скорость вращения распредвала; r_2 – радиус кривизны вершины кулачка

- 1) Радиус начальной окружности кулачка r_0 принимается как $r_0 = (1,5 \dots 2) h_{T \max}$, где $h_{T \max} = h_{\text{кл. max}} l_T / l_{\text{кл}}$, l_T и $l_{\text{кл}}$ – соотношения плеч коромысла или рычага, обращенных к клапану $l_{\text{кл}}$ и к толкателю l_T .
- 2) Радиус затылка кулачка $r_k = r_0 - \Delta$, где Δ – тепловой зазор.
- 3) $h_{T \max}$ – максимальный ход толкателя, откладываемый от окружности r_0 по вертикальной оси кулачка.
- 4) Угол действия кулачка $\delta = \Phi/2$, так как распределительный вал вращается в два раза медленнее коленчатого вала. Обычно кулачки выполняются симметричными, поэтому можно обозначать на профиле $\delta/2 = \Phi/4$.
- 5) Радиус кривизны r_2 на вершине кулачка не должен быть менее двух миллиметров.

Следует отметить важное обстоятельство: когда кулачок касается толкателя точкой А начинается движение толкателя, в период поворота кулачка от точки А к Б выбирается тепловой зазор, после чего начинается перемещение клапана. Выбору теплового зазора соответствует угол поворота кулачка $15 \dots 35^\circ$. Например, для дизелей ВТЗ тепловой зазор составляет 0,3 мм, что соответствует повороту кулачка в среднем на 20° , а коленчатого вала – на 40° . Таким образом, увеличение теплового зазора на 0,1 мм смещает фазы газораспределения на $13,3^\circ$ п.к.в.

В конце распечатки файла (см. приложение) приведены значения A_{MAX} , то есть j_{max}^+ – максимальное положительное ускорение толкателя, и A_{MIN} – j_{min}^- – максимальное отрицательное ускорение толкателя. Величины этих ускорений используются при расчете силы инерции, действующей на кулачок от толкателя (j_{max}^+), и при расчете пружины клапана (j_{min}^-).

Так как сила инерции, действующая на клапан в момент его полного открытия, определяется произведением массы деталей привода клапана, приведенной к оси клапана, на ускорение (j_{min}^-), необходимо определить также величину приведенной массы.

Основное назначение пружины – противодействовать силе инерции, действующей на клапан при его движении в зоне отрицательных ускорений (см. участки Φ_2 и Φ_3 на рис. 11). Наибольшее значение силы инерции достигается при полностью открытом клапане, когда ускорение j_{max}^- . Чтобы исключить разрыв кинематической связи между деталями привода клапана (отрыв клапана от коромысла, коромысла от штанги и т.д.) и нерасчетное увеличение хода клапана, максимальное усилие пружины клапана $P_{\text{пр max}}$ должно с запасом превышать силу инерции:

$$P_{\text{пр max}} = k P_{j_{\text{max}}^-},$$

где $k = 1,6 \dots 2$ – коэффициент запаса, учитывающий возможность работы двигателя на частоте выше номинальной, а также вибрацию пружины, при которой наблюдается искажение ее характеристик.

$$P_{\bar{f}_{\max}} = m_{\text{мгр}} \bar{f}_{\max} l_{\text{кл}} / l_{\text{т}}.$$

В результате расчета профиля безударного кулачка \bar{f}_{\max} – ускорение толкателя, а ускорение клапана в $l_{\text{кл}} / l_{\text{т}}$ раз больше.

Построение характеристики пружины для безударного кулачка традиционным графическим способом невозможно. Предлагается задаваться соотношением максимальной деформации пружины f_{\max} к предварительной f_0 . f_{\max} соответствует полностью открытому клапану, при этом усилие пружины достигает максимального значения $P_{\text{пр max}}$, а предварительная деформация f_0 имеет место при закрытом клапане, когда пружина развивает минимальное усилие P_0 . Таким образом, $f_{\max} = f_0 + h_{\text{кл max}}$.

Наименьшие размеры пружины при необходимом значении $P_{\text{пр max}}$ обеспечиваются, если $f_{\max} / f_0 = 2$, хотя в существующих конструкциях двигателей $f_{\max} / f_0 = 1,6 \dots 3,2$.

Задаваясь указанным соотношением, легко определить основные параметры пружины без графического построения: $f_0 = h_{\text{кл max}} = 0,5 f_{\max}$. Соответственно $P_0 = 0,5 P_{\text{пр max}}$. Жесткость пружины $C = P_{\text{пр max}} / f_{\max} = P_0 / f_0$.

Полученное значение минимального усилия пружины P_0 следует проверить на обеспечение герметичности впускного клапана при выпуске и выпускного при впуске.

В бензиновых двигателях при прикрытой дроссельной заслонке разрежение в цилиндре $p_{\text{ц}}$ может достигать 0,015 МПа, давление в выпускном трубопроводе $p_{\text{тр}} = 0,11 \dots 0,12$ МПа. Чтобы выпускной клапан не открылся при выпуске, необходимо выполнить условие

$$P_0 > (p_{\text{тр}} - p_{\text{ц}}) \pi d_{\text{г. вып}}^2 / 4,$$

где $d_{\text{г. вып}}$ – диаметр горловины выпускного клапана.

Наиболее важно провести указанную проверку для дизелей грузовых автомобилей, оснащенных моторными тормозами. На затяжных спусках торможение автомобиля осуществляется не рабочей тормозной системой, а двигателем при включенной передаче в коробке передач, при этом для увеличения тормозного момента двигателя выпускной трубопровод перекрывается заслонкой и давление $p_{\text{тр}}$ может достигать значительной величины.

Герметичность впускного клапана при выпуске проверяется для двигателей с газотурбинным наддувом, где давление перед впускным клапаном $p_{\text{к}}$ может достигать 0,14...0,18 МПа, а при инерционном наддуве в выпускном трубопроводе $p_{\text{тр}} = 0,11 \dots 0,12$ МПа, тогда

$$P_0 > (p_{\text{к}} - p_{\text{тр}}) \pi d_{\text{г. вп}}^2 / 4,$$

где $d_{\text{г. вп}}$ – диаметр горловины впускного клапана.

Увеличение усилия предварительной деформации пружины P_0 можно обеспечить двумя способами – повышением жесткости пружины или увеличением f_0 . Второй способ предпочтительнее, так как если жесткость пружины возрастет, то соответственно станет

большим и максимальное усилие пружины $P_{пр\ max}$, а это приведет к увеличению работы, затрачиваемой на привод МГР.

Блок 16 (2 часа). Расчет распредвала. Обоснование расчетной схемы, определение силы инерции, усилия пружины, газовой силы применительно к безударному кулачку.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами расчета распредвала автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1, 2], дополнительную литературу [3-5].

Расчет распредвала следует начинать с разработки расчетной схемы, в которой указывается число кулачков между опорами и наиболее опасное сочетание сил, действующих на вал со стороны толкателей. На рис. 1 приведена схема одного пролета неполноопорного вала четырехцилиндрового двигателя. Из схемы работы двигателя видно, что во втором полуобороте от 180° до 360° одновременно происходит такт впуска в третьем цилиндре и такт выпуска в четвертом, аналогичная ситуация в последнем полуобороте – от 540° до 720° , где одновременно выполняются выпуск в первом и впуск во втором цилиндрах. Этому сочетанию нагрузки соответствует приведенная расчетная схема, когда вал одновременно нагружен усилиями от двух толкателей. Такая же ситуация часто встречается в четырехцилиндровых конструкциях с двумя распредвалами – впускных и выпускных клапанов, когда вал нагружается толкателями двух выпускных клапанов.

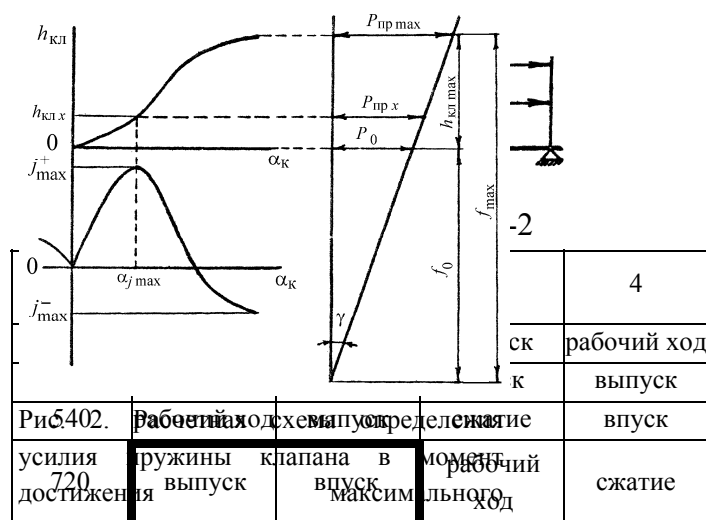


Рис. 1. Расчетная схема неполноопорного распределительного вала. $P_{т1}$, $P_{т2}$ – соответственно силы от толкателей выпускного и впускного клапанов; l_1 – плечи при предварительной деформации пружины; l – длина пролета распределительного вала; $P_{пр\ x}$ – усилие пружины при $l_{кл\ max}$; $P_{пр\ max}$ – максимальное усилие пружины при максимальной деформации f_{max} .

В некоторых дизелях практикуется размещение кулачка привода секции топливного насоса высокого давления или насос – форсунки между кулачками распредвала, в этом случае разрабатывается вторая расчетная схема. Так как впрыск топлива осуществляется в конце такта сжатия, когда клапаны закрыты, на распредвал действует только усилие от секции топливного насоса или насос-форсунки $P_n = p_{впр} \pi d_n^2 / 4$, где $p_{впр}$ – давление впрыскивания, d_n – диаметр плунжера. В конечном итоге задача расчета распредвала заключается в определении прогиба и напряжений

смятия на поверхностях кулачка и толкателя.

Нагрузка кулачка складывается из трех составляющих: силы инерции, приведенной к оси толкателя, усилия пружины, которое нужно преодолеть, чтобы открыть клапан, и силы от давления газов, так как выпускной клапан открывается при давлении в цилиндре $0,4 \dots 0,6$ МПа (точка «b» на индикаторной диаграмме).

$$P_{т\ вып} = P_{j\ max} + (P_{пр\ x} + P_{г}) l_{кл} / l_{т},$$

где $P_{j \max}$ – максимальная сила инерции при угле поворота кулачка $\alpha_{j \max}$ (см. рис. 2), когда достигается максимальное положительное ускорение толкателя j_{\max}^+ ; $P_{\text{пр } x}$ – усилие пружины в этот же момент поворота кулачка, заметим, что для выпуклого радиусного кулачка эта величина определяется как P_0 (при закрытом клапане), однако для безударных кулачков при угле $\alpha_{j \max}$ клапан уже открыт на $h_{\text{кл } x}$ и $P_{\text{пр } x} = P_0 + Ch_{\text{кл } x}$, где C – жесткость пружины; P_{Γ} – сила от давления газов, $P_{\Gamma} = 0,8(p_{\text{в}} - p_{\text{тр}}) \pi d_{\text{вып}}^2 / 4$, $p_{\text{в}}$ – давление в цилиндре в момент открывания выпускного клапана; $p_{\text{тр}}$ – давление в выпускном трубопроводе 0,11...0,12 МПа; $d_{\text{вып}}$ – диаметр тарелки выпускного клапана; 0,8 – поправочный коэффициент, учитывающий, что в момент $P_{j \max}$ клапан уже открыт на некоторую величину $h_{\text{кл } x}$; $l_{\text{кл}} / l_{\text{т}}$ – соотношение плеч коромысла или одноплечного рычага (при непосредственном приводе клапана $l_{\text{кл}} / l_{\text{т}} = 1$).

Отметим, что для современных двигателей с номинальной частотой вращения более 2000 мин⁻¹ в нагрузке кулачка выпускного клапана максимальной составляющей является сила инерции $P_{j \max}$, поэтому все соответствующие величины $\alpha_{j \max}$, $h_{\text{кл } x}$, $P_{\text{пр } x}$ определяются для момента достижения j_{\max}^+ и дальнейший расчет деталей привода производится при j_{\max}^+ . Указанные значения легко определяются по результатам расчета безударного профиля кулачка (см. приложение), для чего подчеркивается строка j_{\max}^+ , соответствующая максимальному положительному ускорению толкателя, указанному в нижней части расчета профиля кулачка. В данном примере АМАХ, то есть $j_{\max}^+ = 2920,4$ м/с², в подчеркнутой строке указано: ход толкателя в этот момент НТ = 0,57 мм, W (скорость толкателя) = 1,647 м/с, J (ускорение толкателя) = 2920,4 м/с², НК (ход клапана) = 0,827 мм.

Сила инерции, действующая на кулачок от толкателя в момент j_{\max}^+ ,

$$P_{j \max} = m_{\text{МГР } \text{т}} j_{\max}^+,$$

где $m_{\text{МГР } \text{т}}$ – масса деталей МГР, приведенная к оси толкателя,

$$m_{\text{МГР } \text{т}} = m_{\text{шт}} + m_{\text{т}} + (m_{\text{кл}} + m_{\text{тар}} + m_{\text{сух}} + 1/3 m_{\text{пр}})(l_{\text{кл}} / l_{\text{т}})^2 + J_{\text{кор}} / l_{\text{т}}^2,$$

где $m_{\text{шт}}$, $m_{\text{т}}$, $m_{\text{кл}}$, $m_{\text{тар}}$, $m_{\text{сух}}$, $m_{\text{пр}}$ – соответственно массы штанги, толкателя, клапана, тарелки, сухарей, пружины; $J_{\text{кор}}$ – осевой момент инерции коромысла; при непосредственном приводе клапана отсутствуют $m_{\text{шт}}$, $m_{\text{т}}$ и соотношение $l_{\text{кл}} / l_{\text{т}}$.

По величине $P_{\text{т } \max}$ рассчитывается прогиб вала

от одного толкателя
$$f = 6,8 \frac{P_{\text{т } \max} l_1^2 (l - l_1)^2}{E l (d^4 - \delta^4)},$$

от двух толкателей
$$f = 3,4 \frac{P_{\text{т } \max} l_1^2 (3l - 4l_1)}{E (d^4 - \delta^4)},$$

где l_1 – расстояние от середины опоры вала до соответствующего кулачка (см. рис. 19); l – расстояние между серединами опор распредвала; d – диаметр распредвала; δ – диаметр внутренней полости распредвала; E – модуль упругости первого рода. В случае применения расчетной схемы с приводом секции насоса высокого давления или насос-форсунки вместо $P_{\text{т } \max}$ подставляется значение $P_{\text{н}}$.

Допускаемое значение прогиба не должно превышать 0,01 мм с целью строгого соблюдения фаз газораспределения или закона впрыскивания топлива.

Блок 17 (2 часа). Расчет штанги на продольную устойчивость с учетом допускаемой погнутости. Расчет толкателя с учетом действия максимального усилия в момент максимального ускорения. Гидрокомпенсаторы зазора.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами расчета штанги МГР автомобильных и тракторных двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1, 2], дополнительную литературу [3-5].

Обычно штанга рассчитывается на устойчивость от продольного изгиба по формуле Эйлера. Критическая сила

$$P_{кр} = \pi^2 EJ/l^2,$$

где J – экваториальный момент инерции сечения, $J = \pi d^4/64$; d – диаметр штанги; l – длина штанги; E – модуль упругости первого рода.

При этом запас устойчивости штанги $n = P_{кр}/P_{Т max} = 2...5$.

Однако, изготовить сравнительно длинную штангу без погнутости трудно, поэтому рабочими чертежами допускается погнутость $\delta = 0,1...0,2$ мм, появляется изгибающий момент $M_{и} = \delta \cdot P_{Т max}$ и напряжение изгиба $\sigma_{и} = M_{и}/W_{\sigma}$, где момент сопротивления сечения $W_{\sigma} = \pi d^3/32$. Кроме того, действуют напряжения сжатия $\sigma_{сж} = P_{Т max}/F$, где F – площадь поперечного сечения штанги. Максимальное напряжение определяется как $\sigma_{max} = \sigma_{сж} + \sigma_{и}$.

Критическое напряжение $\sigma_{кр} = P_{кр}/F$, запас устойчивости штанги

$n = \sigma_{кр}/\sigma_{max} = 2...5$. Как было указано ранее, штанги оснащаются наконечниками с высокой твердостью поверхностей. Напряжение смятия толкателя и наконечника штанги

$$\sigma_{см} = 0,388 \sqrt[3]{P_{Т max} E^2 \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2},$$

где r_1 – радиус сферической поверхности наконечника; r_2 – радиус сферы контактной поверхности толкателя. Напряжение смятия не должно превышать 2000 МПа.

Определяющим фактором для износостойкости толкателя и его направляющей втулки является удельная нагрузка от поперечных сил (рис. 21). Вследствие внецентренного приложения силы $P_{Т max}$ – на плече e возникает момент M , уравновешиваемый моментом реакций направляющей втулки: $M = P_{Т max} e$.

Удельная нагрузка на направляющую втулку:

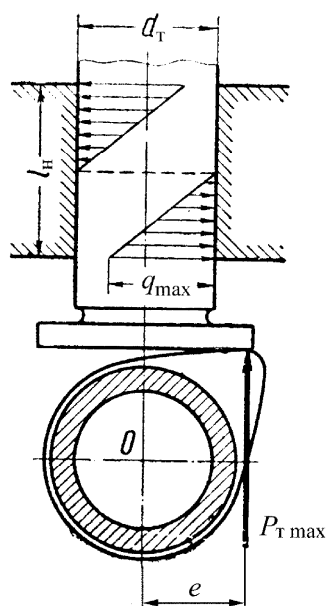


Рис. 3. Схема нагружения толкателя: d_T – диаметр толкателя; l_n – длина рабочей части направляющей втулки; q_{max} – максимальная удельная нагрузка на стенки направляющей втулки; e – эксцентриситет приложения максимальной силы $P_{Т max}$

$$q = \frac{6M}{d_T l_H^2},$$

где: d_T – диаметр толкателя; l_H – длина участка толкателя, находящегося в направляющей втулке при $P_{T \max}$.

Определение величины плеча e ранее производилось исходя из параметров кулачка, но поскольку в случае применения безударного кулачка это плечо соответствует моменту достижения наибольшего положительного ускорения толкателя, то его можно определить очень просто:

$$e = V_T / \omega_p,$$

где: V_T – скорость толкателя при j_{\max}^+ (см. приложение); ω_p – угловая скорость вращения распределвала.

Допускаемая удельная нагрузка на направляющую втулку – 10 МПа, в случае превышения необходимо пересмотреть размеры d_T и l_H .

Блок 18 (4 часа). Силовые схемы двигателей. Расчет корпусных деталей поршневых двигателей: цилиндров, блоков, блок-картеров. Конечно-элементные модели, используемые при расчете цилиндров, перегородок блок-картеров: кинематические и тепловые граничные условия, способы приложения нагрузки, типы элементов.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с силовыми схемами поршневых двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1], дополнительную литературу [3-5].

Высокие требования к массогабаритным показателям современных поршневых двигателей в большой мере могут быть удовлетворены рациональной конструкцией корпусных деталей двигателя. Цилиндры (блоки цилиндров), картеры (блок-картеры), фундаментные рамы (опоры коренных подшипников), детали крепления, а также масляные поддоны, уплотняющие прокладки и манжеты являются элементами корпуса, масса которого составляет 22—40 % (и более) массы двигателя.

В судовых и стационарных двигателях часто используется понятие остов, в состав которого включают неподвижные базовые детали двигателя, связанные крепежными элементами (анкерными связями) в единую жесткую систему, которая при нагружении монтажными усилиями, силами давления газов и силами инерции должна обеспечить минимально допустимые деформации, включая лимитированный уровень вибраций наружных стенок корпуса.

Конструкция корпусных деталей с расположенными на них различными устройствами во многом определяет внешний облик, а также габаритные размеры двигателя. Корпусные детали вместе с головками (крышками) и гильзами (втулками) цилиндров образуют закрытую, непроницаемую полость для газов, смазывающего масла и охлаждающей жидкости (в случае двигателей жидкостного охлаждения), в которой работают кривошипно-шатунный механизм, механизм газораспределения и другие вспомогательные механизмы и устройства.

К конструкции корпуса предъявляются следующие требования:
—прочность и жесткость;

- удобство монтажа деталей, узлов и агрегатов и их технического обслуживания;
- технологичность конструкции;
- возможно меньшая материалоемкость при обеспечении прочности и жесткости;
- обеспечение необходимых виброакустических характеристик;
- хороший эстетический уровень конструкции.

Силовые схемы корпусов поршневых двигателей. Корпус двигателя подвергается действию циклических газовых и инерционных сил, температурных нагрузок, связанных с неравномерным распределением температуры в элементах корпуса, монтажных нагрузок, а также действию реактивного крутящего момента, передающегося через опоры двигателя на его корпус. В зависимости от способа передачи сил давления газов на элементы корпуса в первую очередь можно выделить следующие силовые схемы.

Схема несущего блока цилиндров. Эта схема характерна для блок-картеров автомобильных и тракторных двигателей. Здесь силы давления газов замыкаются в пределах картера, нагружая стенки блока цилиндров и вызывая в них напряжения* растяжения. При отсутствии вставных гильз цилиндров, когда зеркало цилиндра является внутренней поверхностью расточки блока, рабочая поверхность цилиндра подвергается действию переменных усилий от давления газов. Для уменьшения деформаций рабочей поверхности цилиндра резьбовое отверстие удаляют от внутренней стенки. По данной схеме выполнены многие быстроходные, малоразмерные двигатели, в том числе двигатели различных моделей отечественных легковых автомобилей ВАЗ.

По схеме несущих цилиндров были выполнены некоторые двигатели воздушного охлаждения с отдельными цилиндрами, прикрепляемыми с помощью фланцев к картеру. Головки устанавливались на цилиндры на плотной резьбе. Схема применялась на ряде авиационных двигателей воздушного охлаждения.

При наличии вставных мокрых гильз (втулок) цилиндров действию сил давления газов подвергаются только наружные стенки блока цилиндров (рис. 9.2). Эта схема нашла применение во многих автомобильных и тракторных дизелях. Как и в схеме несущего блока цилиндров, головка крепится к блоку цилиндров шпильками или болтами, вворачиваемыми в верхнюю часть блока цилиндров.

Схема несущих шпилек. С увеличением диаметра цилиндра и ростом форсирования по среднему эффективному давлению и максимальному давлению цикла для разгрузки стенок блока цилиндров растягивающие усилия от давления газов воспринимаются длинными силовыми шпильками, ввернутыми в верхнюю часть картера. Данная схема традиционно применялась в форсированных двигателях специального назначения, а затем стала использоваться и в форсированных среднеоборотных дизелях, включая тепловозные. При этом в отличие от известного отечественного двигателя 12 ЧН15/18(В-2) блок цилиндров выполняют как одно целое с картером. Эта же схема применяется и во многих двигателях воздушного охлаждения, а также в двигателях с моноблоком, когда блок и головка цилиндров выполнены в виде одной детали.

Схема несущих анкеров. В крейц-копфных двигателях при больших диаметрах цилиндров и, как правило, при наличии фундаментной рамы силы давления газов воспринимаются длинными анкерными связями, стягивающими элементы корпуса

двигателя. В этом случае блок цилиндров, картер (картерная коробка) и часто фундаментная рама нагружены в первую очередь сжимающими монтажными усилиями. Силовая схема считается рациональной, если действующие усилия замыкаются на элементах, работающих главным образом на сжатие и растяжение.

Блок-картеры и подвески коленчатого вала автомобильных и тракторных двигателей. В современных автомобильных и тракторных двигателях жидкостного охлаждения цилиндры (рубашки цилиндров) выполнены литыми совместно с картером в виде блок-картера. К преимуществам блок-картерной конструкции корпуса относятся: прочность, жесткость, компактность, минимальное количество уплотняемых стыков. К недостаткам можно отнести сложность отливки блок-картера, возможность появления заметных остаточных деформаций (требуется отжиг отливок), необходимость замены всего дорогостоящего блок-картера при появлении трещин в верхней плите или в боковой стенке (рубашке цилиндров) одного из цилиндров.

Масса блок-картера в чугунном исполнении составляет 23—37 % массы рядного двигателя с принудительным воспламенением и 22—26 % массы V-образного дизеля. Изготовление блок-картера с помощью литья под давлением из алюминиевых сплавов позволяет до 60 % снизить массу блок-картера.

Компоновка двигателя применительно к выбранной схеме расположения цилиндров во многом связана с компоновкой блок-картера. Суть компоновки заключается в определении геометрических размеров конструкции на основании опыта предыдущих моделей и предварительных расчетно-экспериментальных проработок, в том числе с применением современных методов инженерного анализа (в первую очередь, МКЭ). Накопленный опыт выражается в виде эмпирических соотношений, устанавливающих размеры элементов корпуса в зависимости от диаметра цилиндра двигателя.

Определяющим размером блок-картера, влияющим на массогабаритные, прочностные и ряд других показателей двигателя в целом, является расстояние между осями соседних цилиндров L_0 — межцилиндровое расстояние. При наличии между цилиндрами охлаждающей полости шириной $\delta_{\text{охл}}$ $L_0 = D + 2\delta_{\text{СТ}} + \delta_{\text{охл}}$ (здесь $\delta_{\text{СТ}}$ — толщина стенки цилиндра). Для уменьшения длины блок-картера часто отказываются от охлаждающей полости между цилиндрами. В этом случае $L_0 = D + \delta_{\text{СТ}}$ и достигается наименьшее отношение L_0/D , доходящее до 1,10-1,15. В среднем L_0/D составляет в рядных автомобильных двигателях с принудительным воспламенением 1,20—1,24 и 1,25—1,35 в рядных дизелях.

В V-образных двигателях L_0/D выше, что связано с установкой на шатунных шейках коленчатого вала двух рядом расположенных шатунов. В этом случае уменьшение L_0/D достигается сокращением длины шатунного подшипника, а также применением роликовых подшипников. В среднем L_0/D составляет 1,30—1,35 для V-образного автомобильного двигателя с принудительным воспламенением и 1,47—1,55 для V-образных дизелей. В двигателях с воздушным охлаждением L_0 больше на 15—20 % по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения. Большие значения L_0/D характерны для тракторных двигателей.

Блок 19 (2 часа). Конструкции головок цилиндров, впускных и выпускных каналов. Современные материалы и технологии, используемые при изготовлении головок. Расчет головок с учетом газовых, монтажных и температурных нагрузок. Конечно-элементные

модели, используемые при расчете головок цилиндров: кинематические и тепловые граничные условия, способы приложения нагрузки, типы элементов.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования головок цилиндров поршневых двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1], дополнительную литературу [3-5].

Работа тракторного дизеля в условиях эксплуатации характеризуется неустановившимися нагрузочным и скоростным режимами, при этом эффективный крутящий момент M_e (среднее эффективное давление p_e) и частота вращения коленчатого вала n непрерывно изменяются в широких пределах. В результате этого меняется тепловая нагрузка на детали, образующие камеру сгорания (КС). Переходные процессы, возникающие в цилиндре двигателя во время выполнения трактором различных сельскохозяйственных операций (трогание трактора с заглублением плуга, с прицепом, переключение передачи т.д.), являются наиболее неблагоприятными для деталей ЦПГ и для головки цилиндров (ГЦ) [21, 48, 61].

Форсирование двигателя по среднему эффективному давлению p_e и частоте вращения коленчатого вала n повышает нагрузки, действующие на ГЦ, что приводит к её преждевременному разрушению. По данным работы [68] увеличение мощности двигателя 12ЧН 14/14 (ЯМЗ-8401) с $N_e = 590$ кВт до $N_e = 721$ кВт вызвало появление трещин на огневом днище у 41% ГЦ уже после 250 часов работы.

Разрушение ГЦ связано с действием температурных и механических напряжений. Температурные напряжения обусловлены неравномерностью нагрева отдельных участков (стационарные) и колебаниями температуры газов, как в течение рабочего цикла (высокочастотные), так и при изменении режима работы двигателя (низкочастотные). Механические напряжения вызваны усилием затяжки крепежных шпилек при монтаже ГЦ, а также силами давления газов.

Наиболее характерными видами отказов ГЦ являются трещины со стороны днища на межклапанных перемычках, а также на перемычках между отверстиями под форсунку и впускным или выпускным каналами [17, 74, 130]. Так, например, в работе А.А. Захарова [45] приведены результаты исследования причин отказов ГЦ двигателей 12Ч 13/14 (ЯМЗ-240Б), поступивших в капитальный ремонт. У 100% обследуемых ГЦ обнаружена термическая деформация привалочной плоскости, а в 85% случаев имеются трещины на перемычках между форсуночным отверстием и отверстиями газовоздушных каналов. При этом количество трещин на перемычках между отверстиями под форсунку, впускной и выпускной каналы примерно равно.

По данным отдела надежности и запасных частей управления главного конструктора Ярославского моторного завода[68] число ГЦ, выбракованных при капитальном ремонте из-за трещин в межклапанной перемычке, имеет стойкую тенденцию к росту и достигает в последние годы уровня 36% на менее форсированных двигателях, как, например, 6Ч 13/14 (ЯМЗ-236М2), и доходит до 70% на наиболее форсированных двигателях 12ЧН 13/14 (ЯМЗ-240М2 и ЯМЗ-240НМ2). На двигателях 12ЧН 14/14 (ЯМЗ-8401) с $N_g = 590$ кВт трещины появляются через 500...1000 моточасов. К 3000 часов работы этого двигателя 100% ГЦ имели трещины в межклапанной перемычке. Кроме того, по причине отжига огневого днища на этих двигателях отмечается резкое падение твердости материала ГЦ, бывших в эксплуатации, с 76...110 до 43,6...48 НВ в зоне межклапанной перемычки, при этом отжиг происходит на глубину до 40 мм от привалочной поверхности.

Согласно данным работы[126] средняя наработка ГЦ двигателя 8ЧН15/16 (8ДВТ-330) составляет 1000...2000 моточасов при эксплуатации в районах с холодным климатом. Основной отказ – растрескивание межклапанных перемычек, а также перемычек между отверстиями под форсунку и впускным или выпускным каналами. Характерные трещины на днище ГЦ представлены на рис. 1.1.

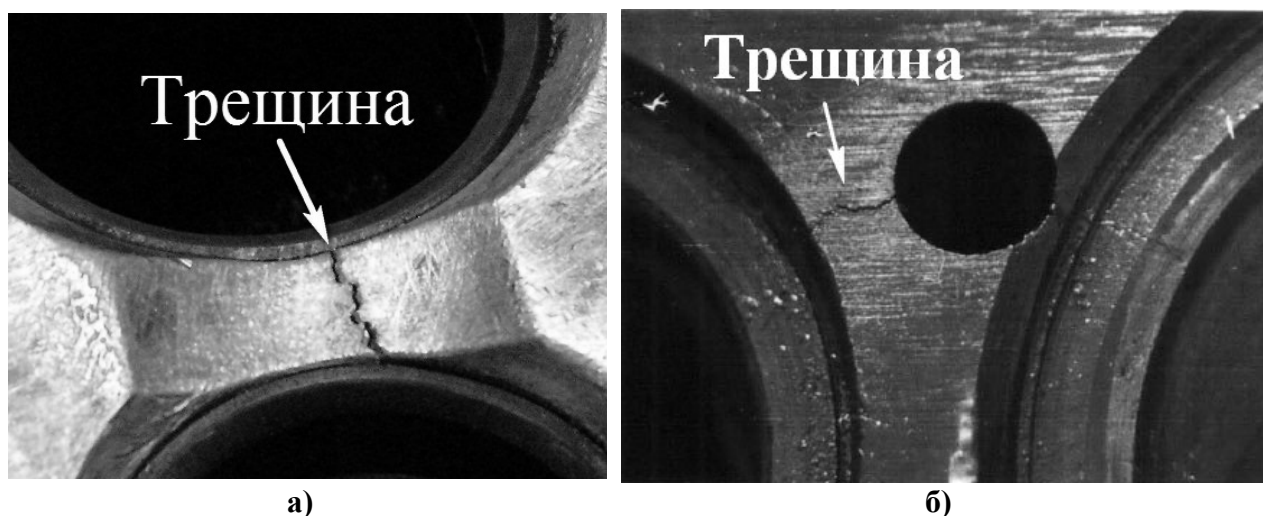


Рис. 1.1. Характерные трещины на межклапанной перемычке ГЦ дизеля 4ЧН 9,6/10,3 (Toyota 1KZ-T) (а) и на перемычке между отверстием под форсунку и выпускным каналом ГЦ дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238НБ) (б)

В работах[16,89,166] содержится вывод о том, что величина напряжений в межклапанной перемычке, вызванная перепадом температур, превосходит напряжения от монтажной нагрузки и от сил давления газов в цилиндре.

Максимальные значения напряжений от воздействия температуры и силы давления газов, отстоят друг от друга на несколько градусов поворота коленчатого вала (5...20°пкв). Это объясняется протеканием зависимости характеристики

тепловыделения $\frac{dX}{d\varphi} = f(\varphi)$, которая

показана на рис. 1.2. Экстремумы зависимостей давления газов $p_z = f(\varphi)$ и температуры $T = f(\varphi)$ также не совпадают. Температура рабочего тела возрастает в процессе сгорания и достигает максимального значения после момента достижения максимального давления.

Для подтверждения того, что напряжения от действия перепада температур выше, чем напряжения от действия монтажной нагрузки и сил давления газов, автором был проведен расчет ТНДС. Распределение интенсивности напряжений σ_i в ГЦдизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при работе его на номинальном режиме и действии температурной нагрузки, приведено на рис. 1.3, а при действии монтажной нагрузки и сил давления газов на рис. 1.4.

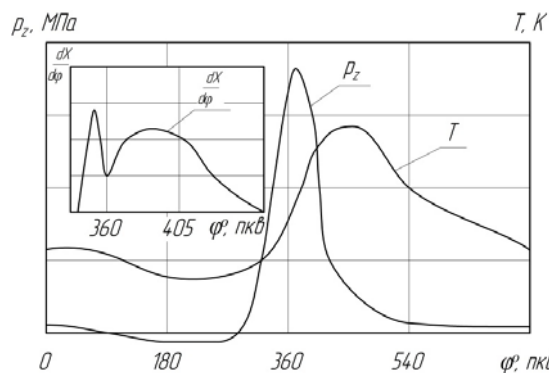


Рис. 1.2. Диаграмма изменения давления p_z и температуры T в цилиндре 4-х тактного ДВС

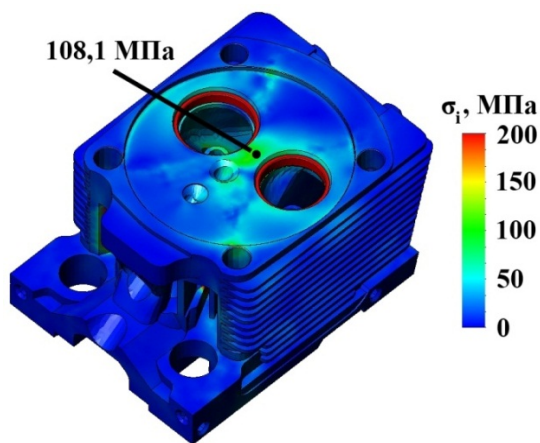


Рис. 1.3. Распределение интенсивности напряжений при действии температур

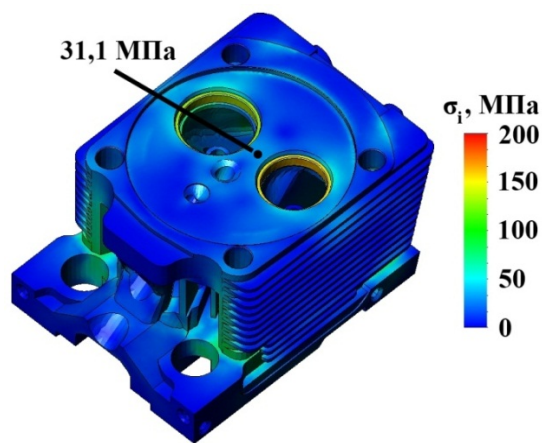


Рис. 1.4. Распределение интенсивности напряжений при действии монтажной нагрузки и сил давления газов

В соответствии с расчетными данными интенсивность напряжений σ_i в межклапанной перемычке ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) при действии температур составила 108,1 МПа, а при действии монтажной нагрузки и сил давления газов 31,1 МПа, т.е. практически в 3,5 раза выше. Проведенный расчет подтверждает, что именно теплонапряженное состояние ГЦ определяет её долговечность.

Также, по данным приведенным в работе [89] для двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) максимальная величина температурных напряжений в межклапанной перемычке составила 64 МПа, в то время как напряжения от монтажной нагрузки не превышали 19,6 МПа, а от сил давления газов 9 МПа.

Температурное поле огневого днища характеризуется значительной неравномерностью [37,54,57,69]. Максимальные температуры локализуются в центральной части огневого днища, а в периферийной части они значительно ниже. Перепад температур по тепловоспринимающей поверхности может превышать 100 °С, а максимальные температуры огневого днища колеблются в пределах 200...400 °С. Следует заметить, что температурные перепады возникают как по поверхности огневого днища, так и по его толщине. Авторы работы [89], анализируя результаты испытаний двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е), делают вывод о том, что уровень температурных напряжений в перемычках днища определяют температурные перепады в плоскости днища, так как по толщине они значительно меньше. Для двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) температурные перепады в плоскости днища составляют 40 °С, а по ширине межклапанной перемычки и ее толщине незначительны, и на номинальном режиме составляют 12 °С и 9 °С соответственно. Последнее связано в первую очередь с воздушным охлаждением ГЦ и высокой теплопроводностью алюминиевого сплава.

Распределение температур и интенсивности напряжений σ_t в ГЦ дизеля 4ЧН10,5/12(Д-145Т) на режиме номинальной мощности по результатам расчета представлено на рис. 1.5.

На ГЦ действуют циклические тепловые нагрузки высокой частоты, обусловленные протеканием рабочего процесса и низкой частоты, возникающие при изменении режимов работы двигателя.

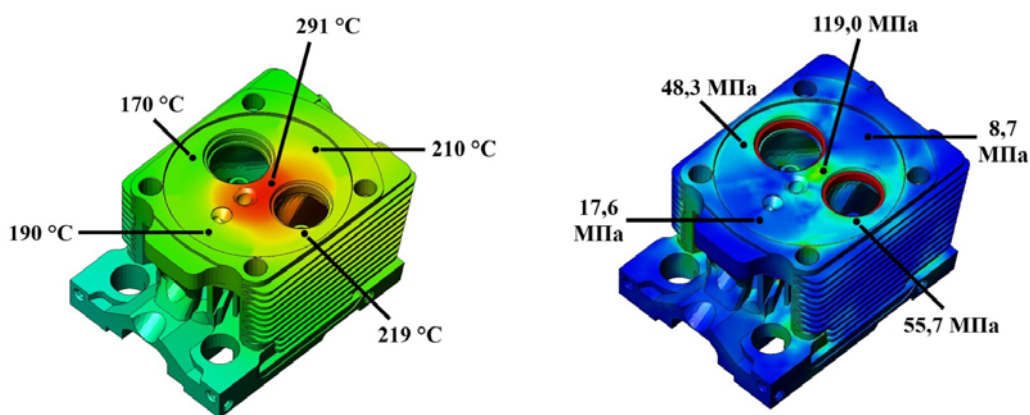


Рис. 1.5. Распределение температур (Т,°С) (а) и интенсивности напряжений (МПа) (б) в ГЦ дизеля 4ЧН 10,5/12 (Д-145Т) на режиме номинальной мощности

Высокочастотные колебания температуры ГЦ, вызванные изменением температуры газов в цилиндре, затухают по мере удаления от огневого днища по экспоненциальному закону и составляют на глубине 1 мм от 2 до 6 °С. По мнению авторов работ [45,88] высокочастотные колебания температуры малы и не оказывают влияния на термические напряжения.

По данным А.Ф. Шеховцова[113], для тракторных двигателей число макротеплосмен в эксплуатации может достигать семи за один час работы и более. Низкочастотные перепады температур возникают при пусках, остановках двигателя или при смене режима его работы. Длительность переходных процессов по результатам исследований составляет от 5 до 15 секунд. Температура ГЦ стабилизируется в течение 180...240 секунд после выхода на определенный режим. Изменение температур и температурных напряжений в межклапанной перемычке ГЦ двигателя 4Ч 12/14 (СМД-14) при переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности и обратно представлено на рис. 1.6.

Во многих работах посвященных надежности ГЦ[17,73,81,100] содержится вывод о том что, трещины на огневом днище имеют термоусталостный характер. Зарождаются трещины на кромках клапанных отверстий и отверстий под распылитель форсунки. Данные конструктивные элементы являются концентраторами напряжений. Однако в некоторых случаях развитие термоусталостных разрушений не всегда идет от поверхности. Иногда оно начинается внутри детали, от каких-либо структурных несовершенств или технологических дефектов.

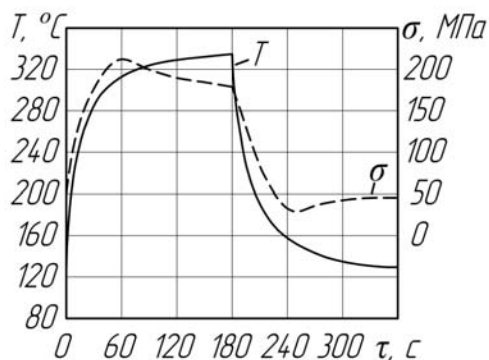


Рис. 1.6. Изменение температур и температурных напряжений в ГЦ двигателя 4Ч 12/14 (СМД-14) при переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности и обратно по данным работы

Образование и развитие трещин связано с нестационарными режимами работы двигателя. При переходе с режима холостого хода на режим номинальной мощности центральная часть огневого днища подвергается воздействию высоких температур, то есть является зоной местного перегрева. Эта часть стремится расширяться в соответствии с коэффициентом температурного расширения металла при данной температуре. Однако расширению препятствует менее нагретая периферийная зона огневого днища. В результате центральная часть днища испытывает высокие напряжения сжатия, причем перепад температур между центральной и периферийной частями настолько велик, что

термические сжимающие напряжения могут превышать предел текучести металла ГЦ. При длительном воздействии таких повышенных температур и сжимающих температурных напряжений в поверхностных слоях огневого днища возникают значительные пластические деформации, которые при охлаждении приводят к высоким растягивающим напряжениям. В результате значительного числа теплосмен при работе двигателя поверхностные слои металла испытывают знакопеременные пластические деформации, что приводит к постепенному увеличению остаточных деформаций и растягивающих напряжений.

Таким образом, основной причиной разрушения ГЦ следует считать их циклические тепловые нагрузки, сопровождающиеся возникновением больших температурных напряжений.

Также отказы ГЦ могут быть вызваны рядом других факторов. Так, например, засорение воздухоочистителя повлечет за собой нарушение процесса смесеобразования (коэффициент избытка воздуха α уменьшится), что приведет к повышению температур и перепадов температур в межклапанных перемычках ГЦ. По данным приведенным в работе [89] засорение воздухоочистителя двигателя 4Ч 10,5/12 (Д-37Е) привело к росту температурных напряжений в межклапанной перемычке на 5-8%.

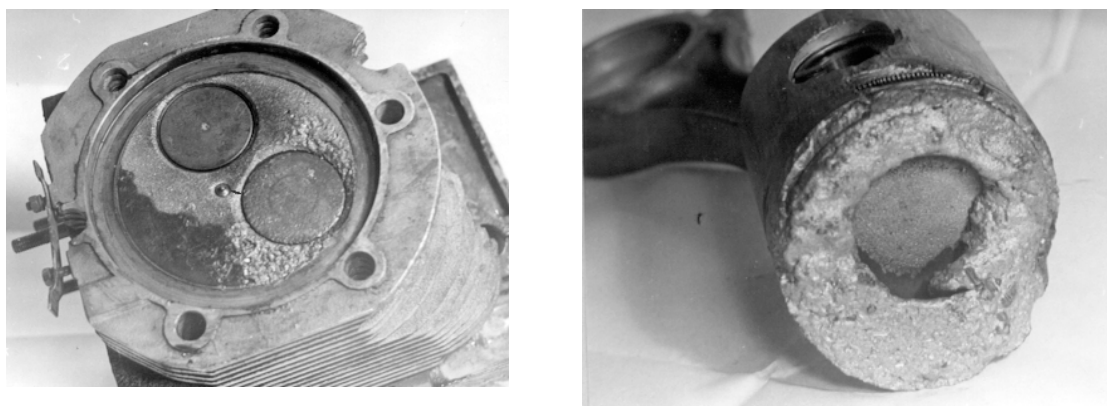


Рис. 1.7. Состояние ГЦ (а) и поршня (б) двигателя 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) после отказа системы терморегулирования

Точно также угол опережения подачи топлива, который определяет характер тепловыделения в процессе сгорания топлива и соответственно распределение тепловых потоков по поверхности огневого днища, влияет на ТНДС ГЦ[23].

Отказы, возникающие при работе ГЦ, можно разделить на следующие группы:

- конструкторские, возникающие из-за ошибок при проектировании детали;
- технологические, возникающие из-за низкого качества изготовления деталей (усадочные раковины, пористость, межкристаллические трещины, волосовины и др.);

- эксплуатационные, обусловленные ошибками обслуживающего персонала или экстремальными внешними условиями эксплуатации (нарушение графика ТО, отсутствие диагностики и т.д.).

Возможны и зависимые отказы (рис. 1.7). Так, например, отказ системы терморегулирования тракторного дизеля воздушного охлаждения 8ЧН 15/16 (8ДВТ-330) привел через 550 моточасов к появлению трещины в перемычке между форсуночным отверстием и впускным каналом. При этом произошло заклинивание распылителя форсунки, оплавление днища поршня и задиры зеркала цилиндра.

Анализ причин образования трещин в межклапанных перемычках ГЦ тракторных дизелей показывает, что при оценке долговечности ГЦ необходимо учитывать целый комплекс показателей и параметров двигателя.

Блок 20 (2 часа). Работа газового стыка. Расчет болтов (шпилек) головки цилиндра. Влияние соотношения податливостей деталей на характер нагружения газового стыка.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с принципами конструирования газового стыка поршневых двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1], дополнительную литературу [3-5].

Для исследования напряженно-деформированного состояния цилиндра с целью уменьшения неравномерной деформации его по окружности, найдем закон распределения нагрузки при сборке по его верхней опорной плоскости. Нагрузка передается через головку, которая представляет собой ребристый корпус в форме этажерки с верхней плитой и днищем, устанавливаемый на верхнюю плоскость цилиндра и закрепляемый совместно с ним на картере при помощи четырех анкерных шпилек, расположенных по углам головки.

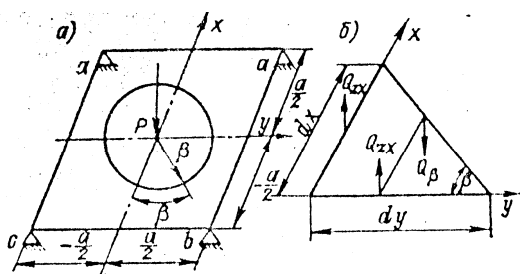


Рис. 1. Схема расчета нагрузки на цилиндр

Рассмотрим днище головки как квадратную пластинку (рис.1,а), считая, что она опирается по четырем узловым точкам 1, 2, 3 и 4, а также нагружена в центре сосредоточенной силой P – равнодействующей всех сил, вызванных усилием затяжки анкерных шпилек.

Определим реакцию на пластинке в случае опирания ее на кольцевую опору - торцевую поверхность цилиндра. Примем также, что цилиндр является абсолютно жестким и опирание происходит по его срединной поверхности. Характер изменения реакции позволит нам определить распределение нагрузки по верхней опорной плоскости цилиндра.

Для решения задачи о квадратной пластинке, опертой по четырем углам на абсолютно жесткие опоры, воспользуемся вариационным методом Ритца-Тимошенко. Приближенное выражение функции прогибов $w(x,y)$ выбираем в виде:

$$w(x, y) = \delta \left(\cos \frac{\pi x}{a} + \cos \frac{\pi y}{a} \right), \quad (1)$$

где δ - прогиб пластинки в центре.

Так как все четыре угла пластинки неподвижны, то функция (1) удовлетворяет граничным условиям:

$$x = \pm \frac{a}{2}; \quad y = \pm \frac{a}{2}; \quad w = 0; \quad (2)$$

и, кроме того, при

$$\begin{aligned} x = \pm \frac{a}{2} \quad M_x &= -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = 0; \\ y = \pm \frac{a}{2} \quad M_y &= -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) = 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где D – цилиндрическая жесткость пластинки, равная

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)};$$

E и ν – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала, из которого изготовлена пластинка; h – толщина ее.

Для определения значения δ составим выражение полной потенциальной энергии системы внешних и внутренних сил \mathcal{E} (сумма работ внешних сил и сил упругости):

$$\mathcal{E} = -P\delta + V, \quad (4)$$

где V – потенциальная энергия деформации; $P\delta$ - работа внешних сил.

Потенциальная энергия при деформации силой P равна:

$$V = \frac{D}{2} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \int_{-\frac{a}{2}}^{\frac{a}{2}} \left\{ \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 + 2\nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \cdot \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + 2(1-\nu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} dx dy. \quad (5)$$

Подставив значение $w(x,y)$ из уравнения (1) и проинтегрировав выражение (5) в заданных пределах, получим

$$V = \frac{D\delta^2\pi^2}{2a^3}(\pi^2 + 8\nu). \quad (6)$$

Тогда формула (4) примет вид:

$$\mathcal{E} = -P\delta + \frac{D\delta^2\pi^2}{2a^2}(\pi^2 + 8\nu). \quad (7)$$

В соответствии с теоремой Лагранжа-Кастильяно из всех мыслимых перемещений упругого тела перемещения, действительно имеющие место, сообщают потенциальной энергии минимальное значение. Таким образом, для приближенного определения функции $w(x,y)$ найдем минимум выражения (7), как функции переменной δ .

Приравняв нулю производную $d\mathcal{E}/d\delta = 0$, получим прогиб в центре пластинки

$$\delta = \frac{Pa^2}{D\pi^2(\pi^2 + 8\nu)}. \quad (8)$$

Подставив решение (8) в уравнение (1), найдем выражение для определения функции прогибов пластинки $w(x,y)$:

$$w(x,y) = \frac{Pa^2}{D\pi^2(\pi^2 + 8\nu)} \left(\cos \frac{\pi x}{a} + \cos \frac{\pi y}{a} \right). \quad (9)$$

Определив $w(x,y)$, найдем значение погонных поперечных сил Q_{zx} и Q_{zy} :

$$\begin{aligned} Q_{zx} &= -D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} + (2 - \nu) \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} \right] = -\frac{\pi P}{a(\pi^2 + 8\nu)} \sin \frac{\pi x}{a}; \\ Q_{zy} &= -D \left[\frac{\partial^3 w}{\partial y^3} + (2 - \nu) \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \right] = -\frac{\pi P}{a(\pi^2 + 8\nu)} \sin \frac{\pi y}{a}. \end{aligned} \quad (10)$$

Так как нас интересует распределение поперечной силы по контуру с радиусом, равным среднему радиусу цилиндра, то в формуле (10) перейдем к полярным координатам. Используя известные зависимости: $x = \rho \cos \beta$; $y = \rho \sin \beta$; $\rho = a \arctg(y/x)$; $\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$, а также условия равновесия элементарного объема пластинки (см.рис.1,б) определим поперечную силу как функцию угла β

$$Q_{\beta} = Q_{zx} \cos \beta + Q_{zy} \sin \beta \quad (11)$$

или после постановки Q_{zx} и Q_{zy} из выражения (10), получим

$$Q_{\beta} = \frac{\pi P}{a(\pi^2 + 8\nu)} \left[\sin \left(\frac{\pi \rho}{a} \cos \beta \right) \cos \beta + \sin \left(\frac{\pi \rho}{a} \sin \beta \right) \sin \beta \right]. \quad (12)$$

Формула (12) позволяет определить величину и характер распределения нагрузки на верхний торец оребренного цилиндра дизеля с воздушным охлаждением.

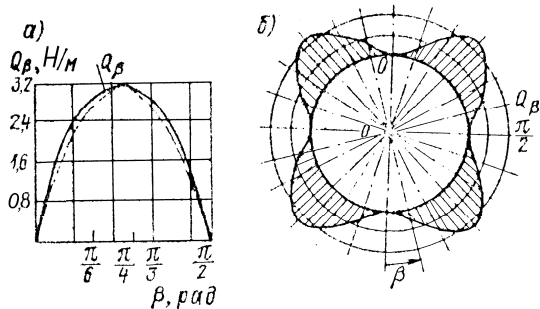


Рис.2. Распределение нагрузки на верхний торец цилиндра

Проверка предложенного закона распределения нагрузки проводилось экспериментально при установке цилиндров на картер дизеля 4Ч 10,5/12 (Д-144). Нагрузка на верхний торец цилиндра замерялась с помощью наклеенных на внутреннюю сторону его тензорезисторов, которые предварительно были откалиброваны на величину нагрузки. Кроме

того, в соответствии с ГОСТ 18509-80 проводился микрометраж зеркала цилиндра у головки после затяжки силовых шпилек. На рис.2,а сплошной линией показано замеренное распределение нагрузки от усилия предварительной затяжки анкерных шпилек для четверти цилиндра ($\beta=90^\circ$), штриховой линией – подсчитанное по формуле (12). При расчетах были приняты размеры головки: $h=20$ мм; $a=100$ мм; диаметр срединной поверхности цилиндра у верхнего торца $D_{cp}=113,5$ мм; использовались анкерные шпильки с диаметром стержня 12,8 мм с резьбой у головки М14х1,5 и моментом затяжки 100 Н·м. Усилие от затяжки, приходящееся на одну шпильку, составляет 35715 Н.

Характер распределения нагрузки на верхний торец цилиндра показан на рис.2,б, из которого следует, что максимальное значение ее – напротив анкерных шпилек крепления, а между элементами крепления – нагрузка отсутствует.

Рассматривая оребренный цилиндр, как ортотропную оболочку, расчет его при известной нагрузке можем провести по полубезмоментной теории цилиндрических оболочек В.З.Власова.

Неравномерность деформации верхней опорной плоскости цилиндра (материал – чугун с легирующими присадками) и головки (материал – алюминиевый сплав АЛ-10В) увеличивается при работе дизеля. На силовые шпильки, стягивающие головку и цилиндр, действуют усилия от предварительной затяжки, давления газов и силы, возникающие в результате неодинаковых тепловых деформаций самой шпильки и стягиваемых деталей. Так как различные зоны головки и цилиндра имеют разную температуру, то термические усилия в анкерных шпильках со стороны входа охлаждающего воздуха значительно больше, чем со стороны его выхода [2]. По данным НАТИ, эта разница может достигать 30 % от усилия предварительной затяжки. Таким образом, если при равномерной затяжке анкерных шпилек деформация опорного бурта цилиндра была симметричной (см. рис. 2,б), то температурные напряжения искажают эту симметрию. Нагружение стыка усилием предварительной затяжки, а также появление дополнительных температурных напряжений из-за неравномерного нагрева приводит к тому, что на некоторых участках

опорного бурта цилиндров или головки могут возникать деформации, близкие к пластическим. Кроме того, на внешней и внутренней поверхностях поля перемещений могут быть неидентичными, особенно для днища головки, которое деформируется как упругая пластинка прямоугольной формы.

Появление пластических деформаций, а также искривление после деформации поверхности днища головки может привести к раскрытию стыка на некотором участке дуги цилиндра. Можно предположить, что если опорная стыковая поверхность цилиндра имеет коническую форму (а. с. 1216400, СССР), при чем, вершина конуса находится на оси цилиндра и обращена в сторону головки (рис.3), то плотность стыка легче обеспечить даже при неравномерной деформации по окружности. Действительно, если нижнюю плиту головки 4, имеющую плоскую форму, устанавливают на стыковую коническую поверхность 2 цилиндра 1, то между поверхностью 2 и плитой головки 4 появляется конический зазор. При затяжке анкерных шпилек 5 плита головки 4 деформируется и закрывает этот зазор. Угол α_0 наклона образующей конуса стыковой поверхности цилиндра к его оси определяется как угол наклона срединной поверхности плиты 4 под действием приложенных нагрузок:

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{2} \left[\frac{p_z (D_1/2)^3}{8D(1+\nu)} + \frac{P_c a^3}{4D(1+\nu)} \left\{ (1-\nu) \left[1 - \left(\frac{D_1}{2a} \right)^2 \right] - 2(1+\nu) \ln \frac{D_1}{2a} \right\} \frac{D_1}{2a} \right], \quad (13)$$

где p_z - максимальное давление газов в цилиндре; D_1 - диаметр цилиндра; a - ширина пластинки; P_c - суммарное усилие от затяжки анкерных шпилек.

При работе дизеля под действием максимального давления газов в цилиндре p_z нижняя плита головки подвергается дополнительной деформации. В результате этого конический зазор закрывается полностью, что приводит к повышению надежности газового стыка. Как показали экспериментальные исследования (проверялся отпечаток с помощью красок) при одинаковом усилии затяжки анкерных шпилек давление на опорной поверхности опытного цилиндра действительно выравнивается, так как при этом устраняется неидентичность полей деформаций. Однако такое решение сложно осуществить при массовом производстве, поскольку угол α_0 мал (для дизеля 2Ч 10,5/12 $\alpha_0 < 10^\circ$) и обеспечить требуемую погрешность его при изготовлении затруднительно.

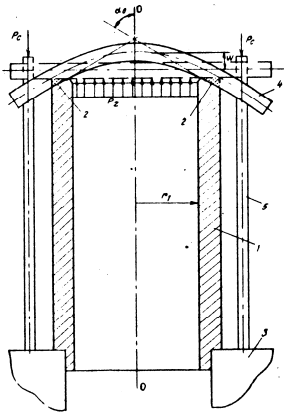


Рис. 3. Схема деформации днища головки при работе дизеля

Устранить неравномерность нагружения и соответственно деформации верхнего опорного бурта оребренного цилиндра можно также за счет перераспределения по окружности податливости его. Прежде всего, можно предположить, что произойдет выравнивание деформации цилиндра по окружности при повышении податливости верхнего опорного бурта, для чего на его боковой поверхности выполняют кольцевую канавку (Пат. 2442352, ФРГ). Поскольку на опорный бурт действует переменная погонная нагрузка (см. рис. 2), то это мало повлияет на характер деформации – напротив шпилек крепления она будет максимальной. Если в соответствии с законом распределения нагрузки выполнить опорный бурт переменной жесткости,

только в этом случае можно ожидать выравнивания деформации по окружности цилиндра. Для этого достаточно выполнить кольцевую канавку на боковой поверхности опорного торца цилиндра и заглабления (переменной глубины канавка) между элементами крепления (А. с. 1113581, 1278476, СССР). Таким образом, канавка просто увеличивает податливость опорного бурта цилиндра, но она одинакова по всей его окружности. Если боковая канавка выполняется переменной глубины, то податливость увеличивается на том участке дуги цилиндра, где меньшая нагрузка.

Заметим, что данное решение справедливо как для цилиндров двигателей с воздушным охлаждением, так и для гильз двигателей с жидкостным охлаждением, особенно с индивидуальными головками (рис.4). Кольцевая канавка 4 выполняется на боковой поверхности 3 опорного бурта 2 гильзы 1 дизеля с жидкостным охлаждением, а заглабление ее выполняется симметрично между элементами крепления 6.

Блок 21 (2 часа). Обзор конструкций машин, установок, двигателей и аппаратов по производству, преобразованию и потреблению различных форм энергии, в том числе: паровые и водогрейные котлы и котлы-утилизаторы; парогенераторы; паро- и газотурбинные установки и двигатели; теплообменные аппараты; холодильные установки; компрессоры.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с конструкциями машин, установок, двигателей и аппаратов по производству, преобразованию и потреблению различных форм энергии.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1], дополнительную литературу [1, 3-5].

Двигатели внутреннего сгорания принадлежат к наиболее распространенному типу тепловых двигателей, т. е. таких двигателей, в которых тепловая энергия, выделяющаяся при сгорании топлива, преобразуется в механическую. Тепловые двигатели могут быть разделены на две основные группы.

1. Двигатели с внешним сгоранием – паровые машины, паровые турбины, двигатели Стирлинга и т. п..

2. Двигатели внутреннего сгорания.

В двигателях внутреннего сгорания процессы сжигания топлива, выделения теплоты и преобразования части ее в механическую работу происходят непосредственно внутри двигателя. К таким двигателям относятся поршневые и комбинированные двигатели, газовые турбины и реактивные двигатели.

У поршневого двигателя основными деталями являются цилиндр, крышка (головка) цилиндра, картер, поршень, шатун, коленчатый вал, впускные и выпускные клапаны. Топливо и необходимый для его сгорания воздух вводятся в объем цилиндра двигателя, ограниченный днищем крышки, стенками цилиндра и днищем поршня. Образующиеся при сгорании газы, имеющие, высокую температуру, давят на поршень и перемещают его в цилиндре. Поступательное движение поршня через шатун передается установленному в картере коленчатому валу, который и преобразует его во вращательное движение. В связи с возвратно-поступательным движением поршня сгорание топлива в поршневых двигателях возможно лишь периодически последовательными порциями, причем сгоранию каждой порции должен предшествовать ряд подготовительных процессов.

В газовых турбинах сжигание топлива производится в специальной камере сгорания. Топливо в нее подается насосом через форсунку. Воздух, необходимый для горения, нагнетается в камеру сгорания с помощью компрессора, установленного на одном валу с рабочим колесом газовой турбины. Продукты сгорания через направляющий аппарат поступают на лопатки рабочего колеса турбины.

Газовые турбины, имеющие рабочие органы в виде лопаток специального профиля, расположенных на диске и образующих вместе с последним вращающееся рабочее колесо, могут работать с высокой частотой вращения. Применение в турбине нескольких последовательно расположенных рядов лопаток (многоступенчатые турбины) позволяет более полно использовать энергию горячих газов. Однако газовые турбины пока уступают по экономичности поршневым двигателям внутреннего сгорания, особенно при работе с неполной нагрузкой, и, кроме того, отличаются большой теплонапряженностью лопаток рабочего колеса, обусловленной их непрерывной работой в среде газов с высокой температурой. При снижении температуры газов, поступающих в турбину, для повышения надежности лопаток уменьшается мощность и ухудшается экономичность турбины. Газовые турбины широко используются в качестве вспомогательных агрегатов в поршневых и реактивных двигателях, а также как самостоятельные силовые установки. Применение жаростойких материалов и охлаждения лопаток, усовершенствование термодинамических схем газовых турбин позволяют улучшить их показатели и расширить область использования.

В жидкостных реактивных двигателях жидкое топливо и окислитель тем или иным способом (например, насосами) подаются под давлением из баков в камеру сгорания. Продукты сгорания расширяются в сопле и вытекают в окружающую среду с большой скоростью. Истечение газов из сопла является причиной возникновения реактивной силы (силы тяги) двигателя.

Особенностью реактивных двигателей следует считать то, что сила тяги их почти не зависит от скорости движения реактивной установки, а мощность ее возрастает с увеличением скорости поступления в двигатель воздуха, т. е. с повышением скорости движения. Это свойство используют при применении турбореактивных двигателей в авиации. Основным недостатком реактивных двигателей – относительно низкая экономичность и сравнительно небольшой срок службы.

Комбинированными двигателями внутреннего сгорания называются двигатели, состоящие из поршневой части и нескольких компрессионных и расширительных машин (или устройств), а также устройств для подвода и отвода теплоты, объединенных между собой общим рабочим телом. В качестве поршневой части комбинированного двигателя используется поршневой двигатель внутреннего сгорания.

Энергия в такой установке передается потребителю валом поршневой части или валом другой расширительной машины, или обоими валами одновременно. Число компрессионных и расширительных машин, их типы и конструкции, связь их с поршневой частью и между собой определяются назначением комбинированного двигателя, его схемой и условиями эксплуатации. Наиболее компактны и экономичны комбинированные двигатели, в которых продолжение расширения выпускных газов поршневой части осуществляется в газовой турбине, а предварительное сжатие свежего заряда производится в центробежном или осевом компрессоре (последний пока не получил распространения), причем мощность потребителю обычно передается через коленчатый вал поршневой части.

Поршневой двигатель в качестве поршневой части и газовая турбина в качестве расширительной машины в составе комбинированного двигателя удачно дополняют друг друга: в первом наиболее эффективно в механическую работу преобразуется тепловая энергия малых объемов газа при высоком давлении, а во второй наилучшим образом используется тепловая энергия больших объемов газа при низком давлении.

Комбинированный двигатель, одна из широко распространенных схем, в качестве которой используется поршневой двигатель внутреннего сгорания, газовой турбины и компрессора. Выпускные газы из поршневого двигателя, имеющие еще высокие температуру и давление, отдают свою энергию лопаткам рабочего колеса газовой турбины, приводящей в действие компрессор. Компрессор засасывает воздух из атмосферы и под определенным давлением нагнетает его в цилиндры поршневого двигателя. Увеличение наполнения цилиндров двигателя воздухом путем повышения давления на впуске называют *наддувом*. При наддуве плотность воздуха повышается и, следовательно, увеличивается свежий заряд, заполняющий цилиндр при впуске, по сравнению с зарядом воздуха в том же двигателе без наддува.

Для того чтобы топливо, вводимое в цилиндр, сгорело, требуется определенное количество воздуха (для полного сгорания 1 кг жидкого топлива теоретически необходимо около 15 кг воздуха). Поэтому чем больше воздуха поступит в цилиндр, тем больше топлива можно сжечь в нем, т. е. получить большую мощность.

Наиболее экономичными являются поршневые и комбинированные двигатели внутреннего сгорания, получившие вследствие этого широкое применение в транспортной и стационарной энергетике. Они имеют достаточно большой срок службы, сравнительно небольшие габаритные размеры и массу. Основным недостатком этих двигателей следует считать возвратно-поступательное движение поршня, связанное с наличием кривошипно-шатунного механизма, усложняющего конструкцию и ограничивающего возможность повышения частоты вращения, особенно при значительных размерах двигателя.

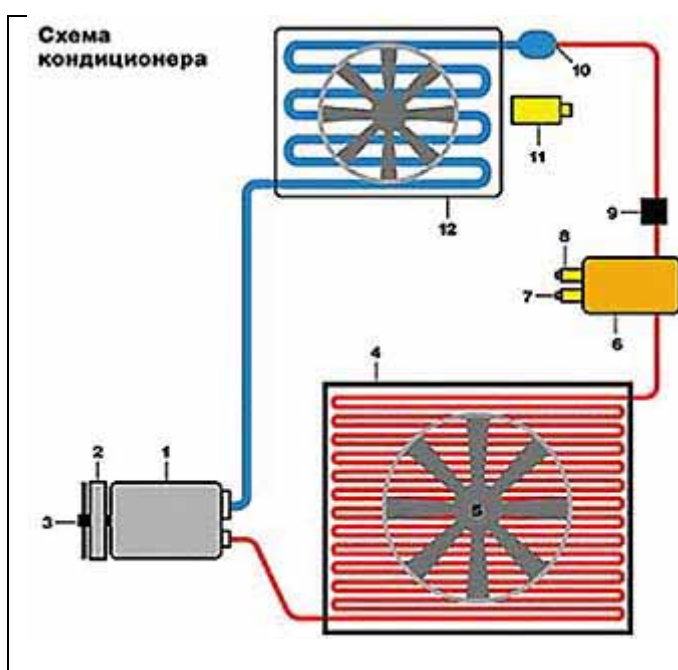
Блок 22 (2 часа). Обзор систем кондиционирования воздуха. Расчет систем кондиционирования воздуха.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с методами расчета кондиционирования воздуха.

Для изучения этого блока рекомендуется учебные пособия [1], дополнительную

литературу [1, 3-5].

Автомобильный кондиционер работает по тому же принципу, что и обычный бытовой холодильник, хотя и устроен немного по-другому. Он представляет собой герметичную систему, заполненную фреоном и специальным холодильным маслом, растворимым в жидком фреоне и не боящимся низких температур. Масло нужно для смазки компрессора и всей системы. Теоретически заполнить кондиционер можно было бы и обычным пропаном, если бы не его взрывоопасность. Для холодильных систем придумали специальные хлоросодержащие соединения, которые помимо безопасности обладают еще и набором нужных характеристик. Несмотря на некоторые различия между автокондиционерами разных производителей, их принципиальная схема одинакова. Мы рассмотрим самый распространенный вариант (см. рисунок).



Итак, при нажатии на кнопку включения кондиционера срабатывает электромагнитная муфта, и стальной *прижимной диск 3*, издав характерный щелчок, примагничивается к *шкиву 2*. Шкив приводится в движение ремнем и, когда кондиционер выключен, крутится вхолостую. Теперь заработал *компрессор 1*. Он сжимает газообразный фреон, отчего тот сильно нагревается, и гонит его по трубопроводу в *конденсор 4* (в народе его часто называют радиатором кондиционера, в чем есть доля истины, так как в конденсоре сильно нагретый и сжатый фреон охлаждается).

В этом ему помогает *вентилятор 5*, который включается на первую скорость одновременно с компрессором. Если автомобиль едет — еще лучше, конденсор дополнительно обдувается набегающим потоком воздуха. Охладившись, сжатый фреон начинает конденсироваться и выходит из конденсора уже жидким. После этого жидкий

фреон проходит через **ресивер-осушитель 6**. Здесь от него отфильтровываются продукты износа компрессора и прочая грязь.

Где-то в районе ресивера-осушителя, часто на нем самом, есть **смотровой глазок 9**. Через него можно визуально оценить, насколько система полна. К сожалению, он есть далеко не на всех автомобилях.

Очистившись в ресивере-осушителе, фреон течет в сторону салона автомобиля, чтобы выполнить свою основную работу. Кульминация наступает, когда жидкий фреон проходит через **терморегулирующий вентиль (ТРВ) 10**. ТРВ устанавливают на трубопроводе, по которому жидкий фреон поступает в испаритель. Если испаритель полностью заполнен жидким фреоном, то из него выходит насыщенный пар, температура которого равна температуре кипения. Регулирующий орган ТРВ закрывается. Если из испарителя выходит пар, нагрев которого превышает установку ТРВ, то регулирующий орган ТРВ открывается настолько, чтобы площадь его проходного сечения соответствовала допустимой величине. По сути ТРВ является автоматически регулирующимся дросселем. Не вдаваясь в термодинамику, можно сравнить ТРВ с соплом аэрозольного баллончика.

Проходя через ТРВ и попадая в испаритель, фреон переходит в газообразное состояние (кипит) и при этом сильно охлаждается. **Испаритель 12** — это тот же радиатор, только маленький. Ледяной фреон охлаждает испаритель, а **вентилятор 13** сдувает с испарителя холод в салон автомобиля. Пройдя через испаритель, все еще достаточно холодный фреон попадает снова в компрессор. Круг замыкается.

Часть системы от компрессора до ТРВ называется напорной магистралью. Ее всегда можно определить по тонким трубкам, которые теплые или горячие. Часть же от испарителя до компрессора называется обратной магистралью, или магистралью низкого давления. Она делается из толстых трубок и на ощупь ледяная. Если в напорной магистрали во время работы компрессора давление колеблется от 7 до 15 атмосфер (в аварийных случаях и до 30), то в обратной магистрали давление не превышает одной - двух атмосфер. Когда кондиционер выключен, давление в обеих магистралях уравнивается и составляет около пяти атмосфер.

За правильной работой системы следят несколько датчиков. Количество их варьируется. В нашем случае на **ресивере-осушителе 6** стоит **датчик 7** включения второй скорости вентилятора. Когда охлаждение **конденсора 4** недостаточно (например, вы стоите в пробке), давление в напорной магистрали начинает стремительно расти, а фреон в конденсоре перестает конденсироваться. Датчик реагирует на скачок давления и включает **вентилятор 5** на полную мощность. **Датчик 8** выключает компрессор, если

давление в напорной магистрали достигает запредельных величин. *Датчик 11* выключает компрессор, если температура испарителя становится слишком низкой.

Обслуживание автомобильного кондиционера. В автомобильном кондиционере механическому износу больше всего подвержен компрессор. Остальные элементы (кроме вентиляторов) неподвижны. Но чаще всего первым выходит из строя не он, а конденсор — теплообменник, установленный перед радиатором двигателя. Он находится под давлением (до 20 атм.) и постоянно испытывает воздействие летящей с дороги соли, грязи и т. п. Коррозия, вибрация, механические напряжения приводят к образованию в нем микротрещин и к утечке хладагента. Продлить срок его службы, как, впрочем, и остальных деталей кондиционера, поможет поддержание подкапотного пространства в чистоте. Особенно тщательно нужно промывать конденсор от накопившихся соляных отложений весной. Кроме того, загрязнение конденсора вообще часто является единственной причиной плохой работы кондиционера.

В процессе мойки подкапотного пространства полезно проверить надежность механического крепления трубок - фреонопроводов. Если какая-либо трубка вибрирует, ее обязательно нужно закрепить.

Также при эксплуатации автомобиля с кондиционером полезно почаще проверять уровень масла в двигателе, охлаждающей жидкости в радиаторе, натяжение ремня привода агрегатов. Это связано с повышенной нагрузкой на двигатель, которую создает работающий кондиционер.

Каких-либо специальных мероприятий по подготовке кондиционера к летнему сезону обычно не требуется. Можно лишь порекомендовать проверить его работоспособность заранее, до наступления теплых дней, и при подозрении на недостаточную эффективность либо неисправность заехать в сервис на диагностику и [заправку кондиционера](#). У нас обычно это откладывают до последнего, и с наступлением жары во всех обслуживающих кондиционеры фирмах возникают большие очереди.

Конденсор, прослуживший пять-семь лет, почти всегда имеет многочисленные очаги коррозии, особенно в местах крепления. В районе возникновения микротрещин на нем появляется характерное пятно от просачивающегося масла. Такой конденсор при очередном обслуживании автомобиля подлежит замене. Попытки заварить его чаще всего обречены на неудачу — проблема вскоре вновь проявится, возможно, на месте другого очага коррозии. Правда, некоторым фирмам, имеющим хорошее оборудование по аргоно-дуговой сварке, а также квалифицированных специалистов, это иногда удается.

Блок 23 (2 часа). Исполнительные устройства систем управления работы энергетических машин, установок, двигателей и аппаратов.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с исполнительными устройствами систем управления работы энергетических машин, установок, двигателей и аппаратов.

Для изучения этого блока рекомендуется дополнительную литературу [1, 3-5].

Как и у паровых машин, целью регулирования двигателя внутреннего сгорания является поддержание соответствия между нагрузкой двигателя и количеством тепла, преобразованного в механическую энергию.

Однако если у паровой машины паровой котел является аккумулятором энергии, то у двигателей внутреннего сгорания такого аккумулятора нет: подготовка горючей смеси происходит в двигателе перед самым сгоранием, ввиду чего регулирование обладает меньшей гибкостью и пределы его более ограничены.

В стационарных двигателях число оборотов при изменении нагрузки должно по возможности сохраняться постоянным. Для этого при различных нагрузках необходимо увеличить или уменьшить количество топлива, подаваемого в рабочие цилиндры, что обеспечивается соответствующим регулированием.

В зависимости от конструкции и системы двигателя регулирование может быть количественным, качественным и пропусками вспышек в цилиндре.

При *количественном* регулировании изменяется количество смеси воздуха и топлива, подаваемого в цилиндр, без изменения состава смеси (желательно наиболее выгодного). Этот способ регулирования обычно, применяется в карбюраторных или газовых двигателях. Требуемое изменение количества горючей смеси достигается прикрытием заслонки (дросселя) — дросселированием на всасывающей трубе при входе в цилиндр. Основным преимуществом указанного регулирования является постоянство состава горючей смеси, а следовательно, хорошее качество сгорания при всех нагрузках. Однако вследствие дросселирования при переходе от больших нагрузок к малым давление сжатия понижается. Ввиду этого инерционные силы при малых нагрузках оказываются больше давления сжатия, что отрицательно влияет на динамику двигателя; кроме того, существенное изменение давления сжатия ухудшает условия воспламенения горючей смеси.

При *качественном* регулировании изменяется количество - топлива без изменения количества воздуха. Такой способ регулирования применяется в дизелях. Здесь количество поступающего в цилиндр воздуха можно считать одним и тем же при всех нагрузках, количество же впрыскиваемого в цилиндр жидкого топлива (подаваемого насосом) меняется в зависимости от нагрузки; но так как вес жидкого топлива даже при наибольшей нагрузке составляет лишь несколько процентов от веса воздуха, то количественное изменение здесь ничтожно.

Качественное регулирование по сравнению с количественным обладает тем преимуществом, что давление сжатия при нем остается неизменным. Однако это регулирование для газовых и карбюраторных двигателей связано с определенными ограничениями, так как для каждой горючей смеси существует более или менее узкий предел воспламенения. Как очень богатая смесь (с очень малым коэффициентом избытка воздуха α), так и очень бедная (с очень большим α) теряет воспламеняемость — затрудняется вспышка.

Поэтому качественное регулирование в этих двигателях нерационально и допустимо лишь в узком диапазоне изменения состава смеси, в котором может быть обеспечена надежная воспламеняемость и удовлетворительное качество сгорания.

В газовых двигателях широко применяется так называемое *смешанное регулирование*, при котором в зависимости от величины нагрузки пользуются то количественным, то качественным регулированием. При этом используются

преимущества обоих видов регулирования.

Регулирование пропусками вспышек в цилиндре состоит в прекращении подачи топлива при возрастании числа оборотов двигателя; после того как произойдет несколько пропусков вспышек, число оборотов понижается и насос вновь автоматически включается в действие. Отсутствие вспышек во время пропусков ведет к большой неравномерности хода двигателя. Такое регулирование встречается только в калоризаторных двигателях.

Автоматическое регулирование подачи топлива в цилиндры производится центробежным регулятором, который воздействует на работу топливных насосов. Это воздействие может быть непосредственным, как в *регуляторах прямого действия*, так и посредством вспомогательного механизма, как в *регуляторах непрямого действия*. Вспомогательный исполнительный механизм, называемый *сервомотором*, усиливает воздействие регулятора.

Блок 24 (2 часа). Вспомогательное оборудование, обеспечивающее функционирование энергетических установок и двигателей.

Цель лекций для этого блока – ознакомить с вспомогательным оборудованием, обеспечивающим функционирование энергетических установок и двигателей.

Для изучения этого блока рекомендуется дополнительную литературу [1, 3-5].

СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК.

Общие требования к системам

Системой ДЭУ называется совокупность специализированных трубопроводов с механизмами, аппаратами, устройствами и приборами, предназначенная для выполнения определенных функций, обеспечивающих нормальную эксплуатацию установки.

Работу главных и вспомогательных дизелей обеспечивают следующие системы:

- топливная;
- смазочного и охлаждающего масла;
- охлаждения;
- сжатого воздуха (для пуска и реверса главного дизеля);
- свежего воздуха (для работы двигателей);
- отвода отработавших газов

Каждая из перечисленных систем ДЭУ должна обладать надежностью и живучестью.

Надежность – свойство системы выполнять заданные функции, сохраняя в процессе эксплуатации *безотказность* в работе, *ремонтпригодность* и *долговечность* составляющих ее элементов.

Живучестью системы называется ее способность сохранять и восстанавливать работоспособность при чрезвычайных обстоятельствах: при аварии, пожаре, затоплении машинного отделения и прочих повреждениях судна.

Надежность и живучесть любой системы может быть обеспечена и повышена за счет следующих мер:

- минимизация количества элементов системы;
- резервирование элементов и участков системы;
- применение стойких конструкционных материалов и изделий;
- размещение элементов системы на одном фундаменте;
- рациональное размещение в машинных отделениях;

- унификация элементов системы;
- улучшение условий эксплуатации, обеспечивающих эффективный контроль состояния систем;
- повышение квалификации обслуживающего персонала;
- применение комплексной автоматизации.

Топливные системы

Топливные системы *предназначены* для приема, хранения, очистки, подогрева и подачи топлива на берег и другим судам.

Структура топливной системы зависит от вида используемого топлива и типа двигателей.

В энергетических установках морских и речных судов используются жидкие нефтяные топлива, являющиеся продуктом переработки нефти.

Топлива делятся на 4 группы:

- *дизельное*, которое относится к категории дистиллятных;
- *моторное*, которое производят смешиванием дистиллятного топлива с мазутом;
- *флотский мазут*, который получают во время прямой перегонки нефти или смешиванием остатков нефтепродуктов с дистиллятным топливом;
- *котельный мазут*, который представляет собой остаток процессов перегонки или крекинга нефти.

Дизельное топливо называется легким, а остальные – тяжелыми топливами.

Качество жидкого топлива определяется физико-химическими свойствами: фракционным составом, температурами застывания и вспышки, плотностью, испаряемостью, содержанием воды и механических примесей, наличием сернистых соединений и смолистых веществ, теплотой сгорания, вязкостью и др.

Одним из основных показателей топлива является *вязкость*, так как она характеризует возможность перекачивания и использования топлива в СЭУ.

В судовых установках используются топлива малой вязкости, средней вязкости и высокой вязкости – легкое и тяжелое. С увеличением температуры топлива его вязкость и плотность снижаются. Поэтому для улучшения распыления топлива его подогревают.

Дизельное топливо относится к категории легких и считается наиболее подходящим для высокооборотных ДВС и ГТД авиационного типа. Для среднеоборотных, малооборотных и ГТД оно используется только во время пуска и работы на режимах маневрирования.

Дизельное топливо классифицируется на летнее (Л) и зимнее (З), а также арктическое (А).

Моторное топливо марки ДТ и дизельный мазут марки ДМ используют для среднеоборотных и малооборотных дизелей. Для сжигания этих топлив в дизелях необходим их подогрев.

Флотский мазут марок Ф5, Ф12 относится к тяжелым топливам повышенной вязкости и является основным для малооборотных и среднеоборотных дизелей.

Вопросы технической эксплуатации топлив будут изучены в отдельной дисциплине.

Судовая топливная система условно может быть разделена на три подсистемы:

- приема и хранения топлива;
- топливообработки;

–подачи топлива к двигателям.

Каждая из этих систем состоит из ряда самостоятельных трубопроводов, укомплектованных механизмами и устройствами в зависимости от типа СЭУ и сорта используемого топлива.

Топливная система дизеля состоит из топливных систем низкого и высокого давления и топливной аппаратуры.

Топливная система *низкого давления* представляет собой часть топливной системы дизеля и предназначена для подготовки и подачи топлива к системе высокого давления включает в себя: цистерны, фильтры, насосы, смесители, сепараторы, гомогенизаторы, подогреватели и топливопроводы. Состав этой системы зависит от типа топлива.

Топливная система *высокого давления* предназначена для нагнетания топлива в камеры сгорания: она осуществляет впрыскивание топлива в камеры сгорания дизеля и включает в себя топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки, обычно соединенные топливопроводом высокого давления. Если применяются насос-форсунки, то топливопровод высокого давления отсутствует.

Большинство дизелей транспортных судов на основных режимах плавания работают на тяжелых (вязких) сортах топлива. Для запуска и на переходных режимах, а также перед остановкой двигателя приходится использовать легкие топлива. Поэтому в состав топливной системы входят две системы: тяжелого и легкого топлива (на современных средне- и малооборотных дизелях).

Прием топлива осуществляется в запасные цистерны легкого и тяжелого топлива с палубы через фильтр; при переполнении цистерн топливо по переливным трубам переливается в переливную цистерну. Для хранения топлива могут использоваться топливобалластные замещающие танки.

Применение вязких топлив требует установки в цистернах змеевиков парового подогрева или оборудования струйного подогрева в цистерне, при котором в районе расходного патрубка размещаются паровые змеевики для местного подогрева топлива.

Для предварительной очистки топлива от воды и механических примесей предусматриваются отстойные цистерны тяжелого и легкого топлива. На отдельных судах отстойные цистерны отсутствуют, но есть сепараторы для очистки топлива от воды и механических примесей. Кроме того система сепарации включает в себя фильтры, насосы, подогреватели топлива на его пути в расходные цистерны.

Сепараторы для тяжелого топлива могут быть: самоочищающимися и работающими в автоматическом режиме. Дизельное топливо перед сепарацией не подогревают.

Отходы от сепарации накапливаются в специальной цистерне, а затем направляются в сборник отходов масла, топлива и шлама или в мусоросжигательную печь.

Гомогенизатор служит для разрушения асфальтосмолистых образований.

Наиболее простой является топливная система подачи легкого топлива, т.к. система топливоподготовки в этих случаях упрощается за счет исключения подогрева топлива, гомогенизатора и других элементов.

Для обеспечения работы малооборотных дизелей и четырехтактных вспомогательных дизель-генераторных установок применяется **универсальная система топливоподдачи**. В такой системе применяется подогрев и сепарирование тяжелого

топлива, а также его подача к ТНВД и отвод от ТНВД и форсунок в автоматизированном режиме с точным приборным контролем температуры, давления, вязкости топлива и поддержанием этих параметров.

В процессе работы дизеля можно перейти с тяжелого топлива на дизельное и наоборот.

Вспомогательные дизели также могут работать как на дизельном, так и на тяжелом топливе.

Более детально топливные системы представляется возможным изучить на практических занятиях и во время плавательной практики на судах.

Системы смазочного и охлаждающего масла

В СЭУ используются, как правило, *минеральные масла*, которые производятся из нефтепродуктов и могут быть дистиллятными или компаундными. В особых случаях (при высоких температурах и нагрузках), когда минеральные масла непригодны, используются *синтетические масла*. Они имеют лучшие качества, но стоимость их высока, и поэтому чаще используют *смеси минеральных и синтетических масел*.

Требования к маслам изучаются в специальной дисциплине.

Системы смазочного и охлаждающего масла предназначены для приема, хранения, очистки от воды, механических примесей и подачи масла к местам охлаждения и смазки трущихся деталей механизмов, а также для передачи его на другие суда и на берег.

В зависимости от назначения системы делятся на: приемоперекачивающие, циркуляционные смазочные, сепарирования масла, дренажные, подогрева.

Прием масла на судно производится по приемоперекачивающему трубопроводу закрытым способом (по шлангам) внесудовыми средствами через наливные палубные втулки или приемные патрубки, расположенные в станциях приема топлива и масла. Через эти патрубки производится и выдача масла.

По способу создания давления различают системы:

- напорную, в которой давление масла (0,2...0,8 мПа) перед узлами трения создается насосом;
- гравитационную, в которой давление (0,07...0,1 мПа) зависит от высоты расположения напорной цистерны, из которой масло самотеком поступает к смазываемым узлам.

Гравитационная система выгодно отличается от напорной постоянством напора и наличием определенного запаса масла, гарантирующего его подачу при пусках и остановках смазываемого агрегата и при аварийном отключении насоса.

ДВС оборудуют напорными системами, обычно называемыми циркуляционными.

В дизельных установках в зависимости от типа дизеля и его мощности используют масляные циркуляционные системы с «мокрым» или «сухим» картером. Система с «мокрым» картером применяется в высокооборотных дизелях малой и средней мощности. В этой системе поддон картера дизеля используется в качестве циркуляционной масляной цистерны, из которой масло поступает в систему через фильтр и охладитель.

Основным недостатком такой системы является быстрая потеря маслом своих качеств из-за следующих причин:

- интенсивное загрязнение масла продуктами неполного сгорания топлива, попадающими в картер со стенок цилиндров;

- тепловое воздействие на масло отводом тепла в картер от поршней;
- утечка газов в картер через неплотности поршневых колец;
- высокая частота циркуляции масла в системе из-за ограниченного объема поддона картера.

В рассматриваемой системе масло циркулирует по замкнутому контуру и ее подразделяют на две взаимосвязанные: внутреннюю и внешнюю.

Задача внутренней системы заключается в подаче масла к рамовым подшипникам, к шатунным и головным подшипникам, подшипникам распределительного вала, промежуточной шестерне привода смазочного насоса и др. элементам дизеля.

К элементам внешней системы относятся резервный и предпусковой насосы, насос ручной подачи, шестеренчатый масляный насос, маслоохладитель, фильтр, термостатический клапан и др.

Эта простая компоновка масляной системы повышает степень автономности двигателя.

Система с «сухими» картером применяется для малооборотных и среднеоборотных двигателей. В таких системах масло самотеком сливается в циркуляционные цистерны, размещенные под двигателем.

Достоинством циркуляционной смазки с «сухими» картером является более длительный срок службы масла вследствие меньшей интенсивности его загрязнения и окисления.

Однако такая система имеет существенные недостатки:

- большая сложность из-за увеличения числа механизмов и устройств;
- повышенные затраты мощности на привод насосов.

Устройство систем смазочного масла дизелей существенно зависит от особенностей их устройства. Например, в дизелях «МАН-Б и В Дизель» распределительный вал смазывается от отдельной системы. В смазочной системе крейцкопфного дизеля имеется отдельная система смазывания цилиндропоршневой группы. В малооборотных крейцкопфных дизелях имеется система сточного масла из сальников поршневых штоков и другие особенности.

Системы охлаждения

Системы охлаждения предназначены для отвода теплоты от различных механизмов, устройств, приборов и рабочих сред в теплообменных аппаратах.

Рабочими охлаждающими средами с СЭУ является забортная и пресная вода, масло, топливо и воздух.

Вода по сравнению с прочими охлаждающими средами имеет большую теплоемкость и при скорости 0,5-3,0 м/с высокий коэффициент теплоотдачи. Это легкодоступная охлаждающая среда и поэтому широко применяется в энергоустановках всех типов. Однако в воде содержатся растворимые соли, микроорганизмы и другие примеси, выпадающие в осадок при нагревании. Особенно много солей и примесей в морской забортной воде, поэтому ее нагрев выше 55°С нежелателен. Исходя из этого на судах применяют двухконтурные системы охлаждения: в низкотемпературном контуре используется забортная вода, а в высокотемпературном – пресная.

Пресная вода допускает нагрев в системах охлаждения при атмосферном давлении до 80-90°С, а при повышенном давлении – более 100°С.

Атмосферный воздух, как охлаждающая среда, имеет по сравнению с водой в 4 раза меньшую теплоемкость. Поэтому в системах охлаждения его требуемое количество весьма существенно и подается воздух со скоростью до 10 м/с и более. Это создает дополнительные проблемы, связанные с затратами энергии и поэтому воздух используется только в тех случаях, когда нельзя применять жидкие охлаждающие среды. Например, в электрических машинах используются только воздух для их охлаждения.

В судовых дизельных установках применяются три типа систем охлаждения – проточная, замкнутая и центральная.

Проточная система охлаждения забортной водой в ДЭУ используется для двигателей небольшой мощности, их редукторов, компрессоров сжатого воздуха, подшипников и для всех теплообменников.

Замкнутая система судовых ДЭУ применяется обычно для отвода теплоты от деталей двигателей, а *проточная* – для охлаждения рабочих сред в теплообменниках (масла, воздуха).

Применение замкнутой системы охлаждения пресной водой исключает коррозию деталей дизелей, позволяет повышать температуру в системе баз интенсификации образования накипи.

Для охлаждения современных судовых дизелей применяют исключительно замкнутые системы охлаждения, в которых используется пресная вода, циркулирующая по замкнутому контуру. Нагретую пресную воду пропускают через охладитель, прокачиваемый забортной водой. Это позволяет поддерживать необходимый температурный режим. *Центральная система* водяного охлаждения отличается тем, что она имеет только один теплообменник, охлаждаемый забортной водой. Остальные холодильники, включая холодильник пресной воды охлаждения цилиндров двигателя, охлаждаются от системы пресной воды низкой температуры.

Мы не рассматриваем здесь устройство каждого из типов систем охлаждения, так как это зависит от конкретной ДЭУ и изучается на судне во время практики.

Системы воздухоснабжения

Назначением системы воздухоснабжения является получение, хранение и подача воздуха различных параметров к потребителям.

Система воздухоснабжения состоит из двух подсистем: системы подачи воздуха для сжигания топлива и системы сжатого воздуха. *Первая служит для подачи воздуха к главным и вспомогательным дизелям, вспомогательным котлам и т.д.* Эта система подводит воздух к потребителям в необходимых количествах для обеспечения нормального сгорания топлива.

На судах для горения топлива в дизелях воздух обычно подается из машинного отделения, куда он поступает через световой люк и из системы вентиляции. Турбонагнетатели расположены в верхней части дизеля и снабжены приемным патрубком с фильтрами для очистки воздуха и снижения шума воздушного потока. В некоторых установках предусматривается автономный подвод воздуха к дизелям. Это служит для того, чтобы поступающий к дизелям воздух не снижал температуру в машинном отделении (например, при плавании в высоких широтах).

Чтобы предотвратить попадание в камеры сгорания солей морской воды, воздухоприемные устройства размещаются в верхней части судовой надстройки и на входе в воздухоприемную шахту устанавливаются двух- и трехступенчатые фильтры. На крупных морских судах воздухоприемные устройства представляют собой сложные и

громоздкие конструкции. Это каналы большого сечения с минимальными изгибами, протянутые от верхней части судовой надстройки к дизелям. Внутренние стенки воздухоприемной шахты облицовывают звукопоглощающими материалами, так как скорость воздуха в шахте достигает 30 м/с и создает сильный шум.

Система сжатого воздуха

Такой системой оборудуются СЭУ всех типов. Наиболее развиты эти системы на дизельных транспортных и промысловых судах. Различают системы сжатого воздуха **низкого** (до 1 мПа), **среднего** (до 3 мПа) и **высокого** (более 5 мПа) давления. *Воздух низкого давления* используется для хозяйственных нужд судна и ЭУ (продувание механизмов, кингстонов), *среднего давления* – в основном для пуска и реверса главных дизелей, а *высокого* – в системах пуска вспомогательных ДВС и других целей.

В основном сжатый воздух расходуется на пуск главных и вспомогательных дизелей. Кроме этого он используется для работы пневмоавтоматики, контролирующих устройств и предупредительной сигнализации, для создания давления в пневмоцистернах пресной и забортной воды, для продувания нагревательных змеевиков, фильтров и кингстонов.

Большую группу потребителей сжатого воздуха составляют пневматические устройства общесудового назначения: тифоны, пневмоинструмент и станки, пневматические грузоподъемные механизмы, углекислотные станции, воздушно-пенные аппараты и др.

На судах промыслового флота сжатый воздух используют для работы технологического оборудования.

Обычно в состав системы сжатого воздуха *входят* поршневые электрокомпрессоры, маслолагоотделители, баллоны для хранения воздуха, редукционные клапаны, трубопроводы, контрольно-измерительные приборы и устройства автоматического регулирования.

Согласно требованиям «Правил Регистра» воздух для пуска главного двигателя должен храниться в двух баллонах одинаковой вместимости. Давление пускового воздуха составляет 2,5...3 мПа. На небольших судах и для пуска вспомогательных двигателей используют воздух с давлением 5...7 мПа. Запас пускового воздуха на судне должен быть достаточным для 12 последовательных пусков (попеременно на передний и задний ход) каждого реверсивного главного двигателя.

Для пуска нереверсивных главных двигателей запас воздуха должен быть достаточным для 6-ти пусков двигателя наибольшей мощности, а при наличии более двух двигателей – для 3- пусков каждого двигателя.

Для дизель-генераторов допускается применять один баллон, вместимость которого обеспечивает 6-ть последовательных пусков одного двигателя.

Если дизели-генераторы расположены на разных бортах судна, ставятся по одному баллону на каждый борт и соединяются между собой трубопроводом.

При размещении главных двигателей в двух помещениях, разделенных водонепроницаемой переборкой, в каждом из помещений устанавливают не менее чем по одному баллону на разных бортах и по одному главному компрессору.

Необходимая вместимость баллонов пускового воздуха оценивается специальным расчетом.

Сжатый воздух на судне расходуется не только для пуска двигателей, но и для других нужд, поэтому вместимость баллонов увеличивается из расчета на общесудовые нужды.

Запас сжатого воздуха пополняется с помощью главных компрессоров, которых должно быть не менее двух (один резервный), и одного первичного компрессора с автономным двигателем. Последний служит для создания необходимого запаса сжатого воздуха с целью запуска дизель-генератора («оживления» установки), а затем могут быть запущены электрокомпрессоры.

Компрессорная станция согласно «Правилам Регистра» должна быть такой, чтобы обеспечивать заполнение пусковых баллонов главного двигателя в течение 1-го часа, начиная от минимально допустимого давления до рабочего начального давления. Минимально допустимое давление – это давление, при котором возможен последний пуск или маневр двигателя.

Сжатый воздух все шире применяется на современных судах для различных целей, несмотря на то, что затраты на его получение выше, чем затраты на получение других видов энергии.

Системы выпускных газов

Система газовыпуска служит для отвода продуктов сгорания от главных и вспомогательных двигателей и котлов.

В состав системы входят газовыпускные трубопроводы, глушители шума, искрогасители, компенсаторы температурных расширений, утилизационный котел и другие элементы.

По газовыпускной системе транспортируются газы, имеющие высокую температуру (150...500°C), обладающие токсичностью и несущие несгоревшие частички топлива в виде искр, способных вызвать пожар. Это заставляет предъявлять ряд специальных требований к газовыпускным системам при их проектировании и эксплуатации.

Система выпускных газов главного двигателя.

Выпускные газы, образующиеся при сгорании топлива в цилиндрах дизеля, направляются через выпускные клапаны с переменным давлением в коллектор, имеющий большой объем. В коллекторе сглаживается пульсация давлений и газы при постоянном давлении поступают в турбокомпенсатор. Для компенсации температурных деформаций элементов системы между выпускными клапанами и газовым коллектором и турбокомпрессором установлены компенсаторы (сальниковые, резинометаллические, линзовые).

Для предохранения попадания в турбину возможных обломков поршневых колец между коллектором и турбокомпрессором устанавливается защитная решетка.

По требованию Регистра коллектор выпускных газов и соединительные патрубки должны иметь тепловую изоляцию и обшиваться стальным листом.

Выпускные газы могут использоваться, кроме привода турбокомпрессора наддува, для приведения в действие утилизационного котла.

Система газоотвода.

После использования энергии выпускных газов в турбокомпрессоре и утилизационном котле они должны отводиться за борт.

Согласно «Правилам Регистра» каждый двигатель должен иметь отдельный газовыпускной трубопровод, который выводится на верхнюю палубу через общий кожух-трубу.

На судах специального назначения и катерах газоотвод может осуществляться через борт. В таких случаях газоотвод от двигателя разделяют на надводный и подводный.

Газовыпускные трубы крепят при помощи жестких опор и упругих пружинных подвесок, что обеспечивает свободные температурные расширения труб.

Для уменьшения шума выпуска в газовыпускном тракте устанавливают глушители (активные, реактивные).

На судах, перевозящих легковоспламеняющиеся грузы (танкеры, хлопковозы) обязательно устанавливаются искрогасители.

При установке утилизационных котлов глушители шума и искрогасители не устанавливаются, т.к. глушение и искрогашение происходит в котле.