

**В.А. Каня**  
**В.С. Пономаренко**

**РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ  
КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**



**Омск – 2013**

Министерство образования и науки РФ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего профессионального образования  
«Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия  
(СибАДИ)»

В.А. Каня, В.С. Пономаренко

**РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ  
КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА  
ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Учебно-методическое пособие к курсовому проекту  
по дисциплине «Конструирование двигателей»

Омск  
СибАДИ  
2013

УДК 621.43 (075.8)  
ББК 31.365я73  
К 19

*Рецензент* канд. техн. наук, доц. И.В. Хамов

Работа одобрена учебно-издательским советом направления «Энергомашиностроение» в качестве учебно-методического пособия к курсовому проекту по дисциплине «Конструирование двигателей» для студентов направления 141000.62 «Энергомашиностроение».

**К19 Расчёт на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма двигателей внутреннего сгорания:** учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине «Конструирование двигателей» / В.А. Каня, В.С. Пономаренко. – Омск: СибАДИ, 2013. – 78 с.

Рассмотрены вопросы, связанные с расчётом на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма. В пособии вначале кратко излагаются предпосылки к расчёту: расчётные режимы, характер изменения нагрузки, расчёт при переменной нагрузке. Здесь же в приложениях представлены необходимые для расчётов справочные данные.

Предназначено для студентов направления «Энергомашиностроение», а также может использоваться студентами направления «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» профиль «Автомобили и автомобильное хозяйство» при выполнении курсового проектирования по данной тематике.

Табл.13. Ил. 17. Прил. 4. Библиогр.: 20 назв.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

<b>Введение</b> .....	4
<b>1. Содержание и объём курсового проекта</b> .....	4
<b>2. Предпосылки к расчёту</b> .....	5
2.1. Расчётные режимы .....	5
2.2. Характер изменения нагрузки .....	7
2.3. Расчёт деталей на прочность с учётом переменной нагрузки.....	9
<b>3. Методики расчёта</b> .....	18
<b>3.1. Поршневая группа</b> .....	18
3.1.1. Поршень .....	18
3.1.2. Поршневые кольца .....	23
3.1.3. Поршневой палец .....	26
<b>3.2. Шатунная группа</b> .....	29
3.2.1. Поршневая головка шатуна .....	30
3.2.2. Кривошипная головка шатуна .....	37
3.2.3. Стержень шатуна.....	38
3.2.4. Шатунные болты .....	40
<b>3.3. Коленчатый вал</b> .....	42
3.3.1. Расчет коренных шеек.....	46
3.3.2. Расчет шатунных шеек.....	48
3.3.3. Расчет шатунных шеек на кручение.....	50
3.3.4. Расчет щёк на прочность .....	51
<b>3.4. Детали корпуса</b> .....	54
3.4.1. Гильза цилиндра .....	54
3.4.2. Шпильки головки блока .....	57
Контрольные вопросы ... ..	67
Библиографический список .....	69
<b>Приложения</b> .....	71

## **ВВЕДЕНИЕ**

Курсовой проект является самостоятельной работой студента, завершающей изучение одной из основных дисциплин специальности «Двигатели внутреннего сгорания». Работа над данным курсовым проектом подводит студента к дипломному проекту.

Цель курсового проектирования:

- обобщить и углубить знания, полученные при изучении дисциплины «Конструирование двигателей внутреннего сгорания»;
- закрепить практические навыки в использовании методов определения прочностных показателей при конструировании узлов, механизмов и отдельных деталей двигателя внутреннего сгорания.

Задачи курсового проектирования:

- развитие навыков использования специальной литературы: учебников, учебных пособий, справочников, периодических журналов и т.д.;
- стимулирование творческой инициативы студентов в разработке расчётных приёмов и усовершенствовании конструктивных элементов двигателя;
- закрепление знаний по конструктивным материалам, применяемым в двигателестроении;
- развитие умения критически оценивать полученные результаты и сопоставлять их с результатами других работ.

### **1. СОДЕРЖАНИЕ И ОБЪЁМ КУРСОВОГО ПРОЕКТА**

Задание на проект с необходимыми данными, перечнем вопросов, подлежащих разработке, и объёмом графического материала выдаётся преподавателем, проводящим занятие по тепловому расчету ДВС, оформляется на бланке, представленном в приложении А.

Объём курсового проекта: три листа чертежей формата А1 и пояснительная записка объёмом 30...40 с.

Обязательными элементами курсового проекта являются: расчёт коленчатого вала, поршня, шатуна, сборочный чертёж двигателя, рабочие чертежи коленчатого вала, поршня, шатуна.

Кроме того, курсовой проект дополняется расчётами и чертежами других деталей кривошипно-шатунного механизма по указанию консультанта. Обязательные расчёты дополняются расчётами поршневого пальца, поршневых колец, шатунных болтов, кривошипной голов-

ки шатуна, подшипников скольжения, гильзы цилиндра, шпильки головки блока цилиндров. Обязательные чертежи дополняются рабочими чертежами дополнительно рассчитываемых деталей.

Пояснительная записка оформляется в приложении *Microsoft Word*. В записке расчёты деталей дополняются расчётной схемой, таблицей исходных данных. Формулы записываются с использованием *Редактора формул*. В формулу кроме символов записываются исходные данные и результаты вычислений.

Оформляется курсовой проект в соответствии с ЕСКД [1 – 14] и источником [15].

## 2. ПРЕДПОСЫЛКИ К РАСЧЁТУ [16, 17]

### 2.1. Расчётные режимы

Характерными видами нагрузки на детали работающего двигателя являются силы давления газов, силы инерции, а также силы от упругих колебаний и теплового состояния деталей. Величина и характер изменения этих сил и возникающих от них моментов различны на разных режимах работы двигателя. Кроме того, длительность воздействия этих нагрузок изменяется в широких пределах: от кратковременных до длительных. Как правило, расчёт деталей на прочность ведётся для наиболее тяжёлых установившихся режимов работы. При этом учитывается, что инерционная нагрузка снижает газовую и их совместное действие вызывает меньшие напряжения, чем напряжения только от действия сил давления газов.

Для бензиновых двигателей расчёты проводят на следующих режимах (рис. 1):

- максимального крутящего момента  $M_{e \max}$  при  $n_e = n_M$ , при этом давление газов  $p_{z \max}$  наибольшее и возникает в в.м.т., силы инерции из-за небольшого числа оборотов незначительны и ими пренебрегают;
- максимальной мощности  $N_{e \max}$  при  $n_e = n_N$ , когда совместно действуют газовые и инерционные силы;
- разносной частоты вращения  $n_{\text{разн}} = (1,15 \dots 1,40)n_N$ , на этом режиме инерционные силы максимальные, давление газов незначительное или равно нулю.

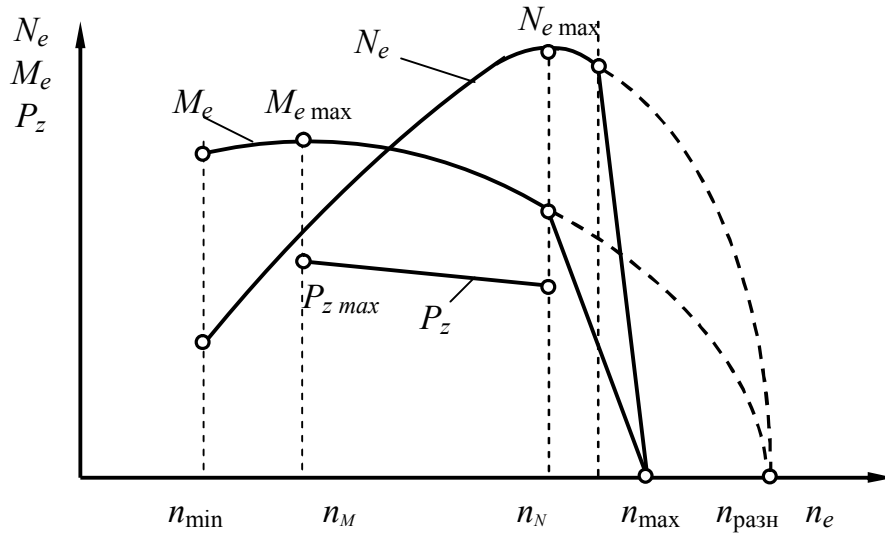


Рис. 1. Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

Для дизелей принимают следующие расчётные режимы (рис. 2):

- номинальной мощности  $N_{eN}$  при  $n_e = n_N$ , когда расчёты ведутся от совместного действия сил инерции и газов, при этом давление сгорания максимально  $P_{z\max}$ ;
- максимальной частоты вращения при холостом ходе  $n_{xx\max} = (1,04 \dots 1,07)n_N$ , при котором силы инерции максимальны.

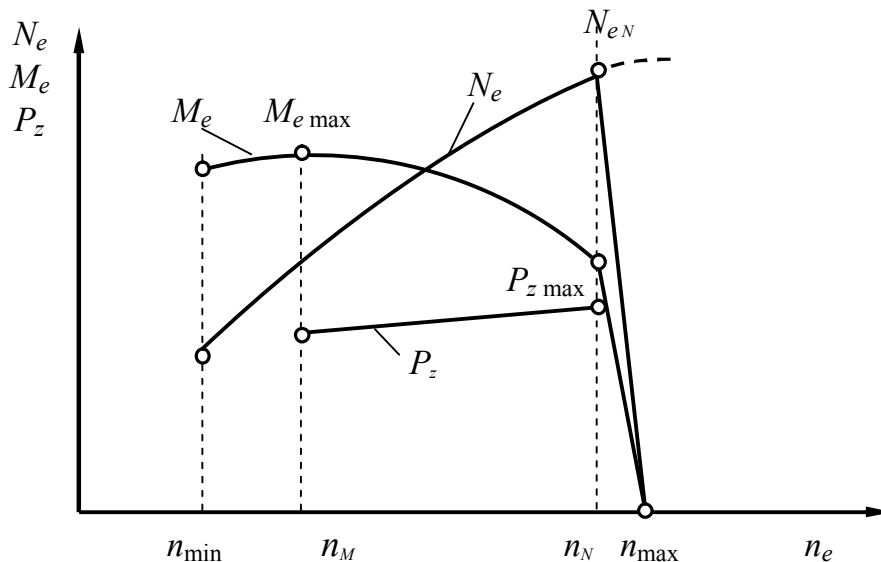


Рис. 2. Внешняя скоростная характеристика дизеля

Режим максимальной мощности необходим для определения значений средних удельных давлений при расчёте трущихся деталей. Этот режим имеет большое значение для двигателей с наддувом, так

как с повышением числа оборотов возрастает газовая сила. В результате суммарная нагрузка может оказаться большей, чем при режиме максимального крутящего момента.

При нагреве механическая прочность деталей снижается. Кроме того, в сопрягающихся деталях с различным линейным расширением возникают дополнительные температурные напряжения в результате тепловых деформаций и нарушения установленного зазора.

## 2.2. Характер изменения нагрузки

Детали кривошипно-шатунного, газораспределительного и других механизмов двигателя при работе подвергаются действию переменных как по величине, так и по знаку механических нагрузок. Изменения нагрузок носят периодический характер, период которого равен либо периоду изменения силы давления газов, либо периоду изменения силы инерции.

В зависимости от условий работы детали двигателя и режима работы двигателя в целом характер этих периодических изменений может быть разнообразным. Поэтому для прочностного расчёта детали выбирается самая тяжёлая комбинация возможных нагрузок.

Изменение напряжений за один период называется *циклом*. Цикл характеризуется (рис. 3) максимальным напряжением  $\sigma_{\max}$ , минимальным напряжением  $\sigma_{\min}$ , средним напряжением  $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$ , ам-

плитудой цикла  $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$  и коэффициентом асимметрии

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$ . Из последнего выражения следует, что

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-r}{1+r}.$$

На рис. 4 представлены различные циклы с одинаковыми амплитудами.

Цикл, у которого максимальное и минимальное напряжения равны, но противоположны по знаку  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$ , называется *симметричным* циклом. Коэффициент асимметрии симметричного цикла равен  $r = -1$ . При статической нагрузке и постоянном напряжении коэффициент асимметрии составляет  $r = 1$ . Между этими напряжениями лежат значения коэффициента асимметрии  $r$  для любого асимметричного цикла.



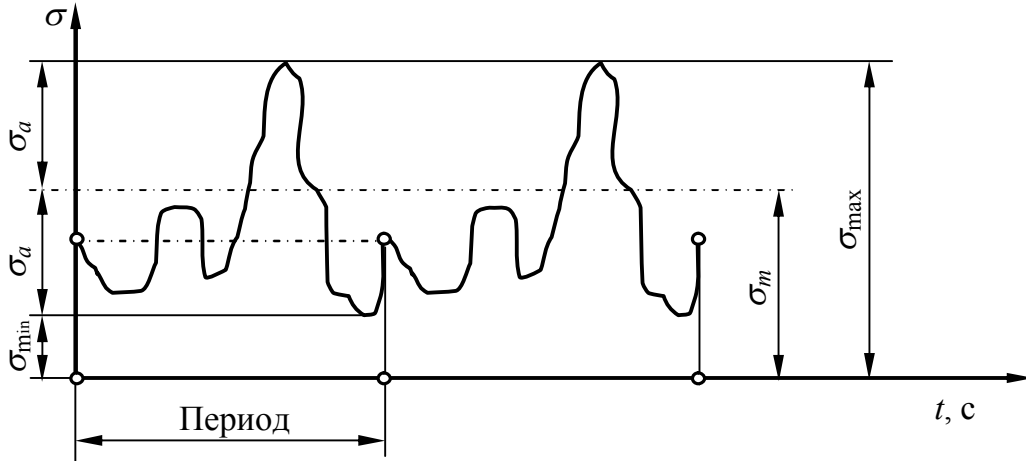


Рис. 3. Изменение напряжений при переменной нагрузке

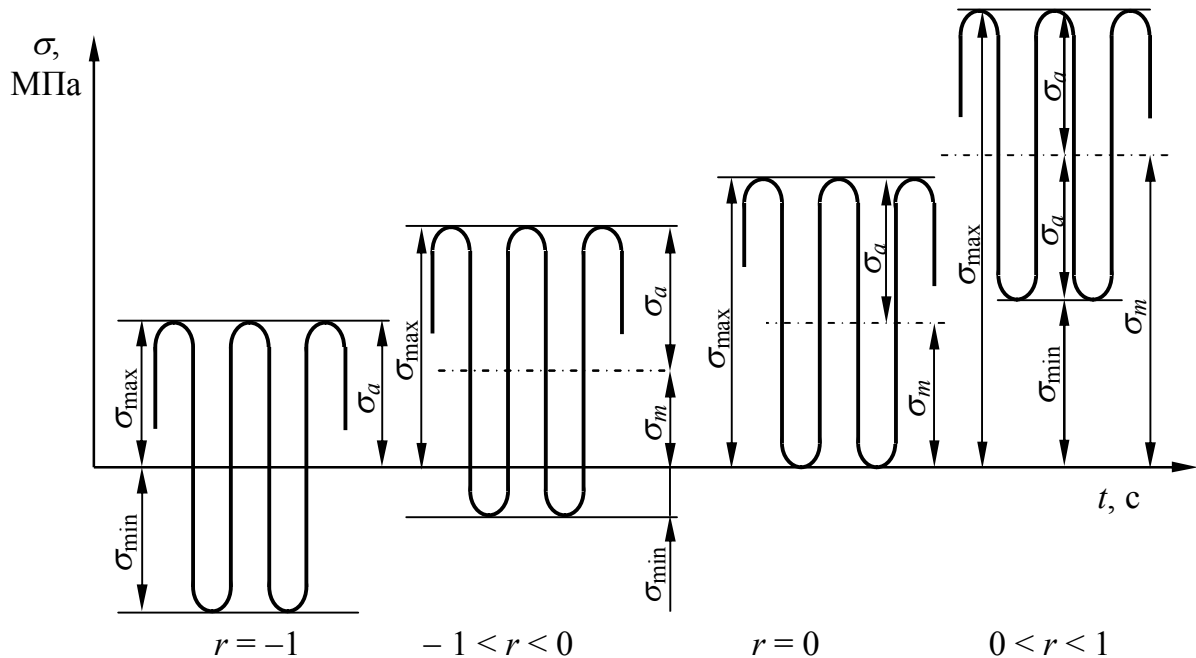


Рис. 4. Циклы изменения напряжений с одинаковыми амплитудами

Асимметричный цикл, для которого минимальное напряжение равно  $\sigma_{\min} = 0$ , а коэффициент асимметрии  $-r = 0$ , называется *пульсирующим*. Амплитуда такого цикла  $\sigma_a = 0,5 \cdot \sigma_{\max} = \sigma_m$ .

Переменное напряжение любого асимметричного цикла определяется как сумма среднего напряжения  $\sigma_m$ , не равного нулю, и переменного напряжения, изменяющегося по симметричному циклу с амплитудой, равной  $\sigma_a$ . Отсюда  $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$ , а  $\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$ . При симметричном цикле  $\sigma_m = 0$ .

Из вышесказанного следует, что амплитуда  $\sigma_a$  всегда больше нуля, среднее напряжение  $\sigma_m$  может иметь как положительное, так и отрицательное значение.

Переменные нагрузки разрушают металл при меньших напряжениях, чем при статических нагрузках. Разрушение металла при многократном изменении нагрузки называется *усталостью*. Вначале в наиболее напряжённом месте испытываемого образца возникают микротрещины. Затем они быстро прогрессируют, увеличиваясь как по числу, так и по величине, что приводит к разрушению образца. На поверхности сечения излома при усталостном разрушении можно выделить две части: одна часть как при статическом напряжении имеет крупнозернистую структуру, другая часть – гладко притёртая из-за наклёпа поверхности в результате постепенного увеличения трещины.

Способность металла выдерживать без разрушения длительную переменную нагрузку называется *выносливостью*.

Усталостное разрушение металла зависит не только от величины максимального напряжения  $\sigma_{\max}$ , но и от величины амплитуды колебания напряжения  $\sigma_a$ . В связи с этим наиболее опасным является симметричный цикл, который при максимальном напряжении имеет наибольшую амплитуду.

Максимальное напряжение, при котором данный металл выдерживает не разрушаясь неограниченное количество циклов, называется *пределом усталости* (выносливости). Величина предела усталости зависит от степени асимметрии цикла  $r$ .

Наименьшее значение предел усталости имеет при симметричном цикле, у которого  $r = -1$ . Этот предел усталости обозначается индексом  $-1$ : для изгиба –  $\sigma_{-1}$ , для растяжения и сжатия –  $\sigma_{-1z}$ , для кручения –  $\tau_{-1}$ .

При пульсирующем цикле коэффициент асимметрии цикла  $r = 0$ , поэтому индекс для всех напряжений  $0$ , например  $\sigma_0$ .

### **2.3. Расчёт деталей на прочность с учётом переменной нагрузки**

Предел усталости (выносливости) для металлов определяется экспериментально нагружением одинаковых цилиндрических образцов многократным изгибом по симметричному циклу. Испытания проводят при разных нагрузках до разрушения образца.

Результаты испытаний представляют в виде *кривой усталости*. Однако одной усталостной характеристики металла при симметрич-

ном цикле недостаточно, так как при расчётах, как правило, определяется прочность детали с нагружением при асимметричном цикле. При этом предельными напряжениями в зависимости от асимметрии цикла могут быть напряжение прочности  $\sigma_b$  или напряжение текучести  $\sigma_T$ .

Влияние асимметрии цикла на предел усталости (выносливости) оценивают *диаграммой усталостной прочности (диаграммой предельных амплитуд)*. Диаграмму, имеющую гиперболический характер, получают построением экспериментальной зависимости  $\sigma_{ar} = f(\sigma_T)$  (рис. 5).

Кривая *ACE* даёт предельные значения амплитуд цикла  $\sigma_{ar}$  в зависимости от средних напряжений  $\sigma_{mr}$ . Сумма координат каждой точки кривой равна предельному значению максимального напряжения  $\sigma_r = \sigma_{ar} + \sigma_{mr}$  из условий усталостной прочности. Каждой точке соответствует определённое значение коэффициента асимметрии цикла  $r$ . Точка *A* этой кривой соответствует пределу усталости при симметричном цикле  $\sigma_{-1}$ , точка *E* – пределу прочности при постоянной нагрузке  $\sigma_b$ .

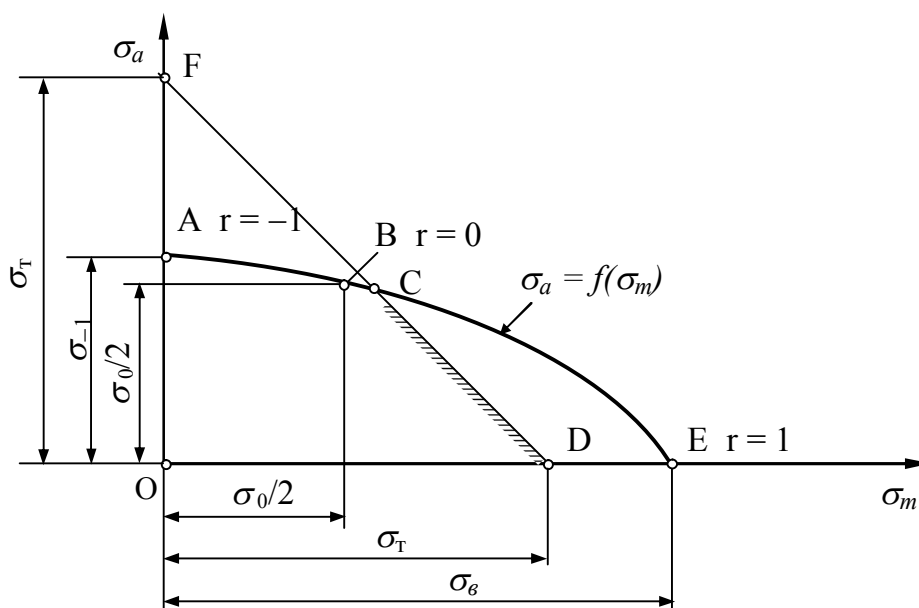


Рис. 5. Диаграмма усталостной прочности

Однако для деталей из пластичных материалов опасно не только разрушение, но и возникновение остаточной деформации, возникающее при превышении напряжений предела текучести. Поэтому из области, ограниченной линией *ACE*, выделяют зону с циклами напряже-

ний, не превышающими предела текучести. Для этого проводят линию под углом  $45^\circ$  к оси абсцисс, которая отсекает на осях отрезки, равные напряжению предела текучести  $\sigma_T$ . Уравнение этой прямой  $DF$   $\sigma_a = \sigma_T + \sigma_m$  и сумма координат каждой её точки равна  $\sigma_T$ . Точки, лежащие выше этой линии, соответствуют циклам с максимальным напряжением, превышающим предел текучести  $\sigma_{\max} > \sigma_T$ . Таким образом, безопасные циклы с точки зрения усталостного разрушения расположены ниже линии  $FCE$ , а циклы, безопасные в отношении возникновения текучести, – ниже линии  $ACD$ .

Для практических расчётов строят приближённую диаграмму. Для этого участок  $AC$  гиперболической кривой заменяют прямой (рис. 6), проведённой через экспериментальные точки пределов усталости при симметричном  $\sigma_{-1}$  (точка  $A$ ) и пульсирующем  $\sigma_0$  (точка  $B$ ) циклах.

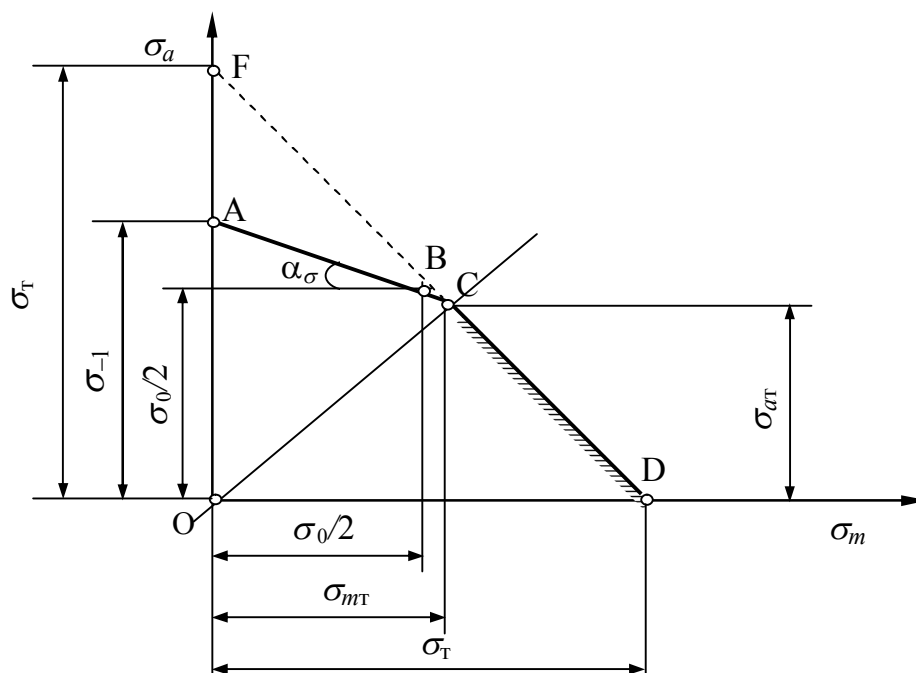


Рис. 6. Приближённая диаграмма усталостной прочности

Площадь приближённой диаграммы ограничивается прямыми  $AC$  и  $CD$ .

Уравнение прямой  $AC$

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \alpha_\sigma \sigma_m,$$

где  $\alpha_\sigma$  – угловой коэффициент.

$$\alpha_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - \frac{\sigma_0}{2}}{\frac{\sigma_0}{2}} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}.$$

Уравнение прямой  $CD$

$$\sigma_a = \sigma_T - \sigma_m.$$

Из совместного решения этих уравнений находим координаты точки  $C$ :

$$\sigma_{mT} = \frac{\sigma_T - \sigma_{-1}}{1 - \alpha_{\sigma}} = \frac{\sigma_T \cdot (1 - \beta_{\sigma})}{1 - \alpha_{\sigma}}$$

и

$$\sigma_{aT} = \frac{\sigma_{-1} - \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_T}{1 - \alpha_{\sigma}} = \frac{\sigma_T \cdot (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma})}{1 - \alpha_{\sigma}},$$

где  $\beta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}$ .

Тогда уравнение прямой  $OC$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{aT}}{\sigma_{mT}} \cdot \sigma_m = \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_m.$$

Прямая  $OC$  делит диаграмму на две части. Все точки прямой  $OC$ , находящиеся в пределах диаграммы  $OACDO$ , характеризуют асимметричные циклы с коэффициентом асимметрии

$$r = \frac{\sigma_{mT} - \sigma_{aT}}{\sigma_{mT} + \sigma_{aT}} = \frac{\sigma_{-1} \cdot (\sigma_T - \sigma_0)}{\sigma_T \cdot (\sigma_0 - \sigma_{-1})}.$$

Все точки области  $AOC$  относятся к циклам, с коэффициентом асимметрии изменяющимся в пределах от  $-1$  до  $\frac{\sigma_{-1} \cdot (\sigma_T - \sigma_0)}{\sigma_T \cdot (\sigma_0 - \sigma_{-1})}$ . Для этих циклов напряжения удовлетворяют условию  $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$  и ограничением является *предел усталости*.

Во второй области *DOC* находятся точки асимметрических циклов с коэффициентом асимметрии в пределах от  $\frac{\sigma_{-1} \cdot (\sigma_T - \sigma_0)}{\sigma_T \cdot (\sigma_0 - \sigma_{-1})}$  до 1.

Для них напряжения удовлетворяют условию  $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$  и ограничением является *предел текучести*.

Для циклов касательных напряжений, приведённых в формулах, необходимо только изменить обозначения –  $\tau$  вместо  $\sigma$ .

Для оценки прочности детали определяют *коэффициент запаса прочности* по пределу усталости  $n_\sigma$  или по пределу текучести  $n_\tau$ , которые вычисляются отношением предельно допустимого напряжения к максимально действующему. Таким образом, запас прочности по пределу усталости для области *AOC* равен  $n_\sigma = \frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_r}{\sigma_m + \sigma_a}$ , запас

прочности по пределу текучести для области *DOC* –  $n_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a}$ .

Запас прочности для циклов области *AOC* наиболее просто определяется для симметричного цикла напряжений, так как пределы усталости  $\sigma_{-1}$  для таких циклов обычно известны  $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a}$ .

Для расчёта запаса прочности по пределу усталости  $n_\sigma$  асимметричных циклов обычно эти циклы приводят к эквивалентному симметричному с амплитудой  $\sigma_a^{\text{ЭКВ}} = \sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m$ . Тогда запас прочности для асимметричного цикла будет равен

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m}.$$

Формулы для касательных напряжений аналогичны формулам для циклов нормальных напряжений.

Усталостная прочность деталей зависит не только от характера цикла изменения напряжений, но и от формы, размеров детали, состояния её поверхности, способа механической и термической обработки. Влияние на запас прочности этих факторов учитывается соответствующими коэффициентами.

Резкие изменения сечения, канавки, резьба, отверстия и другие особенности детали являются причиной возникновения повышенных местных напряжений. Это явление называется *концентрацией напряжений*, оно значительно снижает усталостную прочность и учитывается в расчётах *эффективным коэффициентом концентрации напряжений*  $K_\sigma$ . Этот коэффициент представляет собой отношение предела усталости при отсутствии концентрации напряжений (гладкий образец) к пределу усталости образца тех же размеров при их наличии (образец с концентратором напряжений):

$$K_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1}^k}$$

Отношение наибольшего местного напряжения к номинальному при статической нагрузке называется теоретическим коэффициентом концентрации напряжений (табл. 1):

$$\alpha_{k\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}}$$

Таблица 1

**Значения теоретического коэффициента концентрации напряжений**

Вид концентратора напряжений	$\alpha_{k\sigma}$
Полукруглая выточка с отношением радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
Галтель с отношением радиуса галтели к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0...4,5
Отверстие, соотношение диаметра отверстия к диаметру стержня от 0,1 до 0,33	2,0...3,0
Риски на поверхности детали от резца	1,2...1,4

Связь между этими коэффициентами определяется нижеследующей эмпирической формулой:

$$K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{k\sigma} - 1),$$

где  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

Коэффициент  $q$  изменяется от 0 до 1 и зависит в основном от свойств материала (табл. 2).

В том случае если деталь не имеет резких переходов, а поверхностная обработка проведена качественно, концентрация напряжений зависит только от внутренней структуры материала и  $k_{\sigma}$  определяется зависимостью

$$K_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_g - 400),$$

где  $\sigma_g$  – предел прочности.

Таблица 2

**Значения коэффициента чувствительности материала к концентрации напряжений**

Материал	$q$
Серый чугун	0
Высокопрочный и ковкий чугун	0,2...0,4
Конструкционная сталь	0,6...0,8
Высокопрочная легированная сталь	$\approx 1,0$

Абсолютные размеры деталей влияют на величину предела усталости, следовательно, при расчёте деталей на прочность необходимо учитывать их геометрические размеры, для чего используется *масштабный коэффициент*  $\varepsilon_m$ . Этот коэффициент (табл. 3) равен отношению пределов усталости при равных условиях натурной детали и гладкого образца диаметром 10 мм, изготовленного из того же материала, что и деталь.

Таблица 3

**Масштабные коэффициенты**

	Размеры детали, мм							
	10	10...15	15...20	20...30	30...40	40...50	50...100	100...200
$\varepsilon_{m\sigma}$	1	1...0,95	0,95...0,90	0,90...0,85	0,85...0,80	0,80...0,75	0,75...0,65	0,65...0,55
$\varepsilon_{m\tau}$	1	1...0,94	0,94...0,88	0,88...0,83	0,83...0,78	0,78...0,72	0,72...0,60	0,60...0,50



Снижение предела усталости для данного вида обработки по сравнению с пределом усталости гладких образцов характеризуется *технологическим фактором*  $\varepsilon_\sigma$  (табл. 4). Технологическим фактором называют отношение предела усталости образца с заданным состоянием поверхности к пределу усталости такого же образца, но с полированной поверхностью.

Для повышения усталостной прочности рекомендуется высокая чистота поверхности, особенно вблизи концентраторов. Ответственные детали, работающие в тяжёлых условиях циклических напряжений, шлифуют, полируют, в ряде случаев подвергают механическому или термическому упрочнению.

Таблица 4

**Коэффициенты поверхностной чувствительности**

Виды обработки или поверхностного упрочнения	$\varepsilon_{n\sigma} \approx \varepsilon_{n\tau}$
Полирование без поверхностного упрочнения	1
Шлифование без поверхностного упрочнения	0,97...0,85
Чистовое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,94...0,80
Грубое обтачивание без поверхностного упрочнения	0,88...0,60
Без обработки и без поверхностного упрочнения	0,76...0,50
Обдувка дробью	1,1...2,0
Обкатка роликом	1,1...2,2
Цементация	1,2...2,5
Закалка	1,2...2,8
Азотирование	1,2...3,0

С учётом влияния концентрации напряжений, абсолютных размеров детали, качества обработки поверхности напряжения цикла имеют вид

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\sigma} + \sigma_m \quad \text{или} \quad \tau_{\max} = \frac{\tau_a \cdot K_\tau}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\tau} + \tau_m.$$

Запасы прочности:

при расчёте по пределу усталости

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \text{или} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \alpha_\tau \cdot \tau_m};$$

при расчёте по пределу текучести

$$n_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad \text{или} \quad n_{\tau\tau} = \frac{\tau_{\tau}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \alpha_{\tau} \cdot \tau_m}.$$

В случае сложного напряжённого состояния, при совместном действии переменных касательных и нормальных напряжений, общий запас прочности вычисляется по следующему выражению:

$$n_{\Sigma} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

При повышении температуры предел усталости падает у гладких деталей и деталей с концентраторами.

Допускаемый запас прочности зависит как от условий работы детали, её конструкции, технологии изготовления, так и от вида материала этой детали.

Механические свойства некоторых конструкционных материалов даны в приложении В.

### 3. МЕТОДИКИ РАСЧЁТА [16 – 20]

#### 3.1. Поршневая группа

Размеры (рис. 7) элементов поршневой группы относительно диаметра поршня  $D$  даны в табл. 5. Выбирают их из следующих соображений:

- Верхняя часть поршня  $h_1$  должна обеспечивать одинаковое давление поршня по высоте цилиндра. Кроме того, прочность бобышек, ослабленных отверстиями для пропуски масла, должна быть достаточной.

- Высота головки поршня  $h_2$  вместе с огневым поясом  $e$  должна обеспечивать нормальный температурный режим днища поршня и компрессионных и маслосъёмных колец.

- Высота юбки поршня поддерживает необходимый тепловой зазор между поршнем и цилиндром.

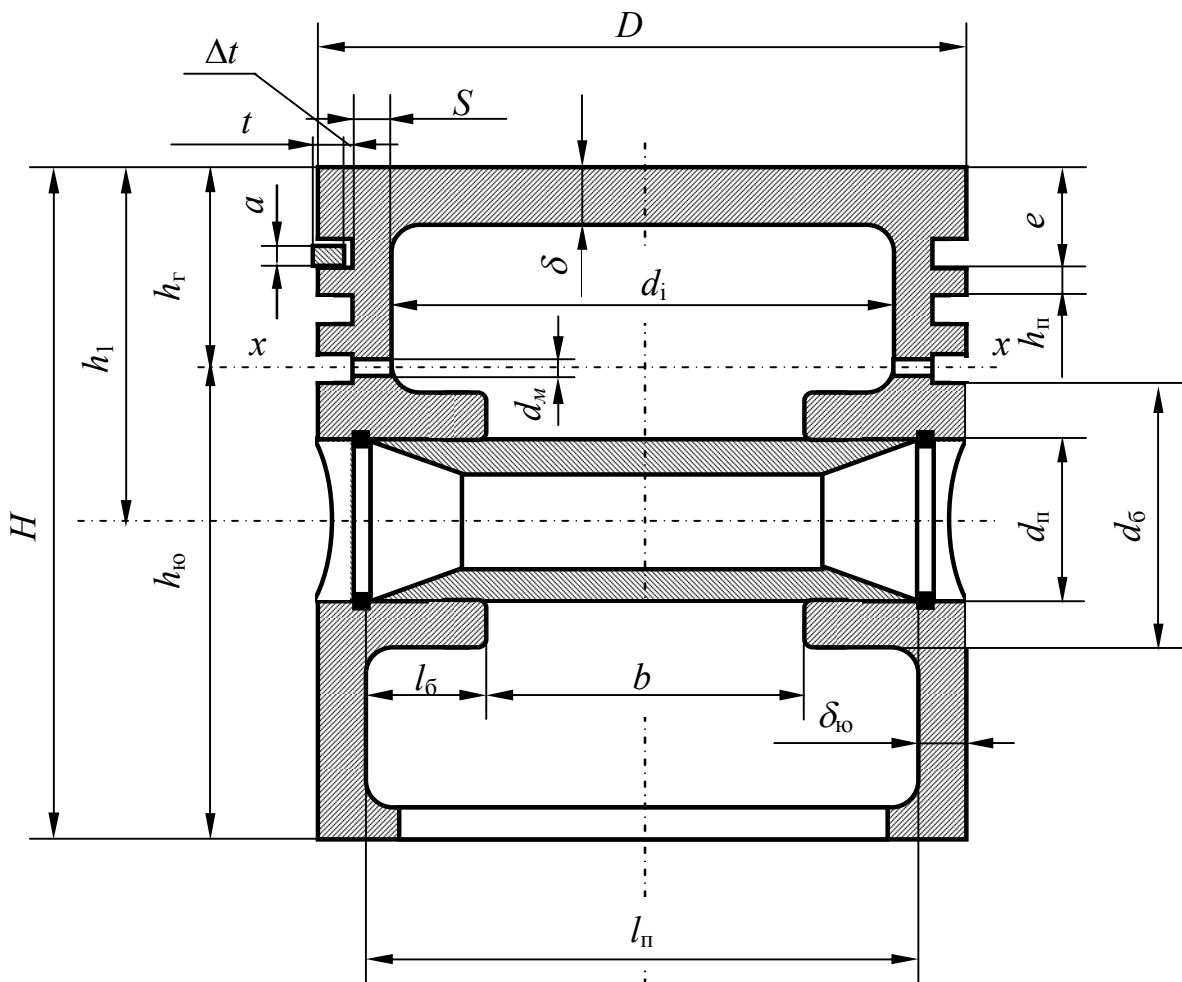


Рис. 7. Схема поршня

Соотношения размеров ( $*/D$ ) элементов поршневой группы (например,  $\delta/D$ )

Элемент	Бензиновый двигатель	Дизель
Толщина днища поршня $\delta$	0,05...0,09	0,12...0,20
Высота поршня $H$	0,08...1,20	1,0...1,5
Высота огневого пояса $e$	0,06...0,09	0,11...0,20
Толщина первой кольцевой перемычки $h_{\pi}$	0,03...0,05	0,04...0,06
Высота верхней части поршня $h_1$	0,45...0,75	0,6...1,0
Высота юбки поршня $h_{ю}$	0,60...0,75	0,6...0,7
Внутренний диаметр поршня $d_1$	$D-2\cdot(s+t)+\Delta t$	
Толщина стенки головки поршня $S$	0,05...0,10	0,05...0,10
Толщина стенки юбки поршня $\delta_{ю}$ , мм	1,5...4,5	2,0...5,0
Радиальная толщина кольца $t$ : компрессионного маслосъёмного	0,035...0,045 0,030...0,043	0,040...0,45 0,038...0,043
Радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t$ , мм: компрессионного маслосъёмного	0,70...0,95 0,9...1,1	0,70...0,95 0,9...1,1
Высота кольца $a$ , мм	1,5...4,0	3,0...5,0
Разность между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состоянии $A_0/t$	2,5...4,0	3,2...4,0
Число масляных отверстий в поршне $n_m$	6...12	6...12
Диаметр масляного канала $d_m/a$	0,3...0,5	0,3...0,5
Диаметр бобышки $d_6$	0,3...0,5	0,3...0,5
Расстояние между торцами бобышек $b$	0,3...0,5	0,3...0,5
Наружный диаметр поршневого пальца $d_{\pi}$	0,22...0,28	0,30...0,38
Внутренний диаметр поршневого пальца $d_{в}/d_{\pi}$	0,65...0,75	0,5...0,7
Длина пальца $l_{\pi}$ : закреплённого плавающего	0,85...0,90 0,78...0,88	0,85...0,90 0,80...0,85
Длина головки шатуна $l_{ш}$ : при закреплённом пальце при плавающем пальце	0,28...0,32 0,33...0,45	0,28...0,32 0,33...0,45

Кроме того, учитывают соотношения размеров выбранного прототипа, назначение, область применения конструируемого двигателя, статистические данные и т.д.

### 3.1.1. Поршень

#### Напряжение изгиба в днище поршня

Днище поршня рассчитывают на изгиб от действия максимальных газовых сил  $p_{\max}$ . При этом днище условно принимают за равномерно нагруженную плиту, свободно опирающуюся на цилиндр. Наибольшее давление газов достигается:

- у бензиновых двигателей на режиме максимального крутящего момента;
- дизелей на режиме максимальной мощности.

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = p_{\max} \left( \frac{r_i}{\delta} \right)^2,$$

где  $M_{\text{из}} = \frac{1}{3} p_{\max} r_i^3$  – изгибающий момент;

$W_{\text{из}} = \frac{1}{3} r_i \delta^2$  – момент сопротивления изгибу плоского днища;

$p_{\max} = p_z$  – максимальное давление сгорания;

$r_i = \frac{D}{2} - (s + t + \Delta t)$  – внутренний радиус днища.

Допустимые напряжения изгиба  $[\sigma_{\text{из}}]$ :

- без рёбер жёсткости: алюминиевые сплавы – 20...25 МПа, чугун – 40...50 МПа;
- с рёбрами жёсткости: алюминиевые сплавы – 50...150 МПа, чугун – 80...200 МПа.

#### Напряжение сжатия в сечении отверстий для отвода масла

В сечении  $x - x$  головка поршня ослаблена отверстиями для отвода масла, поэтому проводится проверочный расчёт на сжатие.

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{z \max}}{F_{x-x}},$$

где  $P_{z \max} = P_z \cdot F_{\text{п}}$  – максимальная сила давления газов на днище поршня;

$F_{x-x}$  – площадь сечения, ослабленная отверстиями для отвода масла:

$$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_k^2 - d_i^2) - n'_m \cdot F',$$

где  $d_k = D - 2 \cdot (t + \Delta t)$  – диаметр поршня по дну канавок;

$d_i$  – внутренний диаметр поршня;

$F' = \frac{d_k - d_i}{2} \cdot d_m$  – площадь продольного диаметрального сечения  
масляного канала.

Допустимые напряжения на сжатие [ $\sigma_{сж}$ ]: алюминиевые сплавы – 30...40 МПа, чугун – 60...80 МПа.

*Напряжение разрыва в сечении отверстий для отвода масла*

Из-за ослабления этого сечения  $x - x$  проводится расчёт на разрыв.

$$\sigma_p = \frac{P_j}{F_{x-x}},$$

где  $P_j$  – сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс.

Эта сила определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя

$$P_j = m_{x-x} \cdot R \cdot \omega_{xx \max}^2 \cdot (1 + \lambda),$$

где  $m_{x-x}$  – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения отверстий для отвода масла, определяемая по геометрическим размерам или  $m_{x-x} \approx (0,4...0,6) \cdot m_n$ ;

$m_n$  – масса поршневой группы;

$R$  – радиус кривошипа;

$\omega_{xx \max} = \frac{\pi \cdot n_{xx \max}}{30}$  – максимальная угловая скорость холостого хода  
двигателя;

$\lambda = \frac{R}{L_{ш}}$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Допустимые напряжения на разрыв [ $\sigma_p$ ]: алюминиевые сплавы – 4...10 МПа, чугун – 8...20 МПа.

*Напряжение в верхней кольцевой перемычке*

Перемычка рассчитывается как кольцевая пластина, закреплённая по окружности основания канавки. Рассчитывают её на срез и на изгиб от действия максимальных газовых сил.

Напряжение среза

$$\tau = \frac{0,0314 \cdot p_{\max} \cdot D}{h_{\Pi}},$$

где  $D$  и  $h_{\Pi}$  – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки.

Напряжение изгиба.

$$\sigma_{\text{из}} = 0,0045 \cdot p_{z \max} \cdot \left(\frac{D}{h_{\Pi}}\right)^2.$$

Сложное напряжение по третьей теории прочности

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + 4\tau^2}.$$

Допускаемое напряжение  $[\sigma_{\Sigma}]$ : алюминиевые сплавы – 30...40 МПа, чугун – 60...80 МПа.

*Удельное давление поршня на стенку цилиндра*

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{\text{ю}} \cdot D} \text{ – удельное давление юбки поршня,}$$

$$q_2 = \frac{N_{\max}}{H \cdot D} \text{ – удельное давление всей высоты поршня,}$$

где  $N_{\max}$  – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности и определяемая в динамическом расчёте.

Как правило  $q_1 = 0,3 \dots 1,0$  МПа,  $q_2 = 0,2 \dots 0,7$  МПа.

*Расчёт оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем*

Диаметры головки и юбки поршня с учётом монтажных зазоров:

$$D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma},$$

$$D_{\text{ю}} = D - \Delta_{\text{ю}},$$

где  $\Delta_{\Gamma} = (0,006 \dots 0,008) \cdot D$ ;  $\Delta_{\text{ю}} = (0,001 \dots 0,002) \cdot D$ .

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\Delta'_r = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ц} - T_0)] - D_r \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_r - T_0)],$$

$$\Delta'_{ю} = D \cdot [1 + \alpha_{ц} \cdot (T_{ю} - T_0)] - D_{ю} \cdot [1 + \alpha_{п} \cdot (T_{ю} - T_0)].$$

Для нормальной работы поршня  $\Delta'_r = (0,002 \dots 0,0025) \cdot D$ ,  $\Delta'_{ю} = (0,0005 \dots 0,0015) \cdot D$ .

### 3.1.2. Поршневые кольца

Поршневые кольца предназначены прежде всего для выполнения следующих функций:

- герметизации камеры сгорания для уменьшения потерь тепловой энергии топлива;
- отвода от поршня в стенки цилиндра избыточной теплоты;
- распределения масла по стенкам цилиндра;
- отвода масла внутрь поршня для ограничения попадания последнего в камеру сгорания.

#### *Среднее давление кольца на стенку цилиндра*

Среднее давление кольца на стенку цилиндра должно обеспечивать герметичность камеры сгорания и одновременно не увеличивать потери мощности на трение.

$$p_{\text{ср}} = 0,152 \cdot E \frac{\frac{A_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t}},$$

где  $E$  – модуль упругости материала кольца;

$A_0$  – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состоянии.

Допустимое среднее давление для компрессионных колец –  $0,11 \dots 0,37$  МПа, для маслосъёмных колец –  $0,2 \dots 0,4$  МПа.

#### *Напряжение изгиба кольца в рабочем состоянии*

$$\sigma_{\text{изг}} = 2,61 \cdot p_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^2.$$

Допустимое напряжение изгиба  $[\sigma_{\text{изг}}] = 220 \dots 450$  МПа.



### *Напряжение изгиба при надевании кольца на поршень*

$$\sigma_{\text{из2}} = \frac{4 \cdot E \cdot (1 - 0,114 \cdot \frac{A_0}{t})}{m \cdot (\frac{D}{t} - 1,4) \cdot \frac{D}{t}},$$

где  $m$  – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца,  $m = 1,57$ .

Как правило, напряжение изгиба при надевании кольца на поршень на 10...30 % выше, чем напряжение изгиба в рабочем состоянии.

### *Монтажный зазор в замке кольца*

$$\Delta_{\text{к}} = \Delta'_{\text{к}} + \pi \cdot D \cdot [\alpha_{\text{к}} \cdot (T_{\text{к}} - T_0) - \alpha_{\text{ц}} \cdot (T_{\text{ц}} - T_0)],$$

где  $\Delta'_{\text{к}}$  – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя,  $\Delta'_{\text{к}} = 0,06 \dots 0,1$  мм;

$\alpha_{\text{к}}$  и  $\alpha_{\text{ц}}$  – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы;

$T_{\text{к}}$ ,  $T_{\text{ц}}$  и  $T_0$  – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура  $T_0 = 293$  К.

При жидкостном охлаждении  $T_{\text{ц}} = 383 \dots 388$  К,  $T_{\text{к}} = 473 \dots 573$  К.

### *Расчёт и построение эпюры давления компрессионного кольца на зеркало цилиндра*

Давление кольца на стенку цилиндра в различных точках окружности вычисляется по формуле

$$p = p_{\text{ср}} \cdot \mu_{\text{к}},$$

где  $\mu_{\text{к}}$  – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра.

### *Пример.*

Для бензинового двигателя принимаем  $p_{\text{ср}} = 0,186$  МПа, а эпюру давления кольца каплевидной формы (рис. 8) с параметрами, представленными в табл.6.

## Расчёт эпюры давления компрессионного кольца на зеркало цилиндра

Угол $\psi$ , определяющий положение текущего давления кольца, град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент $\mu_k$							
Давление $p$ , МПа							

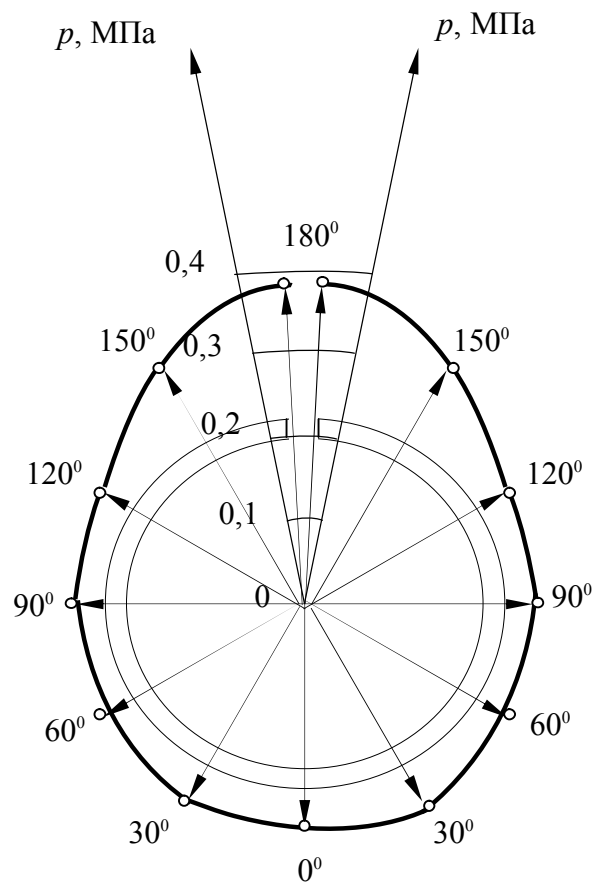


Рис. 8. Эпюра давления компрессионного кольца бензинового двигателя на зеркало цилиндра

Для дизеля принимаем  $p_{cp} = 0,186$  МПа, а эпюру давления кольца грушевидной формы (рис. 9) с параметрами, показанными в табл. 7.

### Расчёт эпюры давления компрессионного кольца на зеркало цилиндра

Угол $\psi$ , определяющий положение текущего давления кольца, град	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент $\mu_k$							
Давление $p$ , МПа							

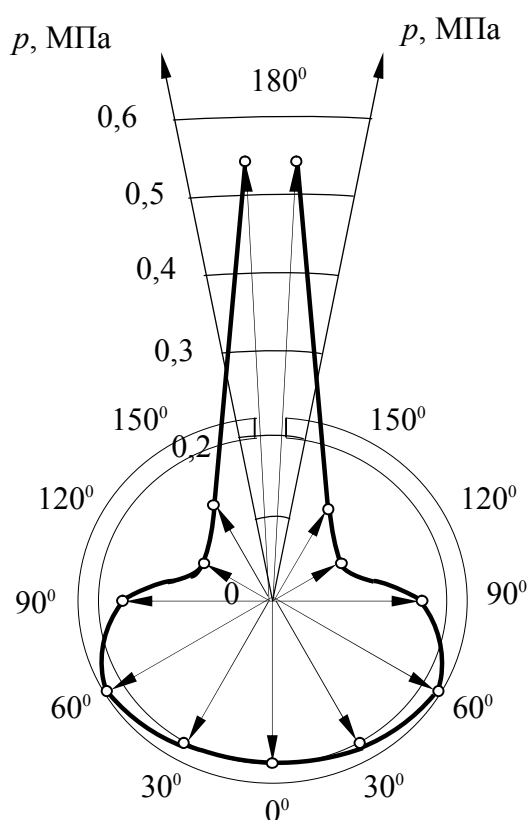


Рис. 9. Эпюра давления компрессионного кольца дизеля на зеркало цилиндра

### 3.1.3. Поршневой палец

Поршневой палец переменными нагрузками подвергается напряжениям изгиба, сдвига, смятия и овализации. Его размеры выбираются по статистическим данным, из выбранного прототипа и опыта конструктора (см. табл. 5).

Максимальное напряжение в пальце возникает:

– у бензиновых двигателей на режиме максимального крутящего момента;

– дизеля на режиме максимальной мощности.

Расчётная сила, действующая на поршневой палец:

$$P = p_{z \max} \cdot F_{\text{п}} + k \cdot P_j$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца,  
 $k = 0,76 \dots 0,86$ ;

$p_{z \max}$  – максимальное давление газов;

$P_j = -m_{\text{п}} \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}$  – сила инерции поршневой группы при  
 $n = n_{M \text{ или } N}$ .

*Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна*

$$q_{\text{ш}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot l_{\text{ш}}},$$

где  $d_{\text{п}}$  – наружный диаметр пальца;

$l_{\text{ш}}$  – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна.

*Удельное давление пальца на бобышки*

$$q_{\text{б}} = \frac{P}{d_{\text{п}} \cdot (l_{\text{п}} - b)},$$

где  $l_{\text{п}}$  – общая длина пальца;

$b$  – расстояние между торцами в бобышках.

Пределы изменения  $q_{\text{б}}$  для бензиновых двигателей – 20...60 МПа, для дизелей – 15...50 МПа.

*Напряжение изгиба в среднем сечении пальца*

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P(l_{\text{п}} + 2b - 1,5l_{\text{ш}})}{1,2(1 - \alpha^4)d_{\text{п}}^3},$$

где  $\alpha = \frac{d_{\text{в}}}{d_{\text{п}}}$  – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Допустимое напряжение изгиба  $[\sigma_{\text{из}}] = 100 \dots 250$  МПа.

*Касательное напряжение среза в сечениях между бобышками  
и головкой шатуна*

$$\tau = \frac{0,85P(1 + \alpha + \alpha^2)}{(1 - \alpha^4)d_{\Pi}^2}.$$

Допустимое напряжение среза  $[\tau] = 60 \dots 250$  МПа.

*Наибольшее увеличение горизонтального диаметра пальца  
при оваллизации*

Из-за неравномерного распределения сил, приложенных к пальцу, происходит деформация сечения пальца – оваллизация. При этом напряжения, возникающие в пальце, различны как по длине, так и в сечении пальца. Максимальное увеличение горизонтального диаметра (оваллизация) пальца происходит в его наиболее напряжённой средней части.

$$\Delta d_{\Pi \max} = \frac{1,35P}{El_{\Pi}} \left( \frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3].$$

Предельно допустимое увеличение горизонтального диаметра  $\Delta d_{\Pi \max}$  не должно превышать  $0,02 \dots 0,05$  мм.

*Напряжение оваллизации на внешней поверхности пальца*

Напряжение оваллизации пальца определяют для горизонтальной и вертикальной плоскостей на внешней и внутренней плоскостях. При этом оно не должно превышать  $300 \dots 350$  МПа.

В горизонтальной плоскости ( $\psi = 0^0$ ) напряжение оваллизации равно

$$\sigma_{\alpha 0^0} = \frac{15P}{l_{\Pi} d_{\Pi}} \left[ 0,19 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3].$$

В вертикальной плоскости ( $\psi = 90^0$ ) напряжение оваллизации рассчитывается как

$$\sigma_{\alpha 90^0} = -\frac{15P}{l_{\Pi} d_{\Pi}} \left[ 0,174 \frac{(2 + \alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2} + \frac{0,636}{1 - \alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3].$$

### Напряжение овализации на внутренней поверхности пальца

В горизонтальной плоскости ( $\psi = 0^0$ ) напряжение овализации равно

$$n_{\tau\sigma} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{ак0} + \sigma_{m0}}.$$

В вертикальной плоскости ( $\psi = 90^0$ ) напряжение овализации рассчитывается по формуле

$$\sigma_{i90^0} = \frac{1,5P}{l_{\pi}d_{\pi}} \left[ 0,174 \frac{(1+2\alpha)(1+\alpha)}{(1-\alpha)^2\alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] [0,1 - (\alpha - 0,4)^3].$$

### 3.2. Шатунная группа

Шатунная группа включает поршневую и кривошипную головки, стержень шатуна и шатунные болты.

Элементы шатунной группы при работе двигателя подвергаются знакопеременным нагрузкам от действия инерционных и газовых сил. Кроме того, эти силы создают и ударные нагрузки.

При конструировании шатунной группы основные размеры (рис. 10) её элементов задают исходя из опыта, учитывая статистические данные и принятый прототип двигателя (табл. 8, 9, 10).

Таблица 8

#### Основные конструктивные параметры поршневой головки шатуна

Параметр	Бензиновые двигатели	Дизели
Внутренний диаметр поршневой головки $d$ : без втулки с втулкой	$d \approx d_{\pi}$ $(1,1 \dots 1,25) \cdot d_{\pi}$	$d \approx d_{\pi}$ $(1,1 \dots 1,25) \cdot d_{\pi}$
Наружный диаметр головки $d_r$	$(1,25 \dots 1,65) \cdot d_{\pi}$	$(1,3 \dots 1,7) \cdot d_{\pi}$
Длина поршневой головки $l_{ш}$ : с защёмлённым пальцем с плавающим пальцем	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$ $(0,33 \dots 0,45) \cdot D$	$(0,28 \dots 0,32) \cdot D$ $(0,33 \dots 0,45) \cdot D$
Минимальная радиальная толщина стенки головки $h_r$	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_{\pi}$	$(0,16 \dots 0,27) \cdot d_{\pi}$
Радиальная толщина стенки втулки $s_B$	$(0,055 \dots 0,085) \cdot d_{\pi}$	$(0,070 \dots 0,085) \cdot d_{\pi}$

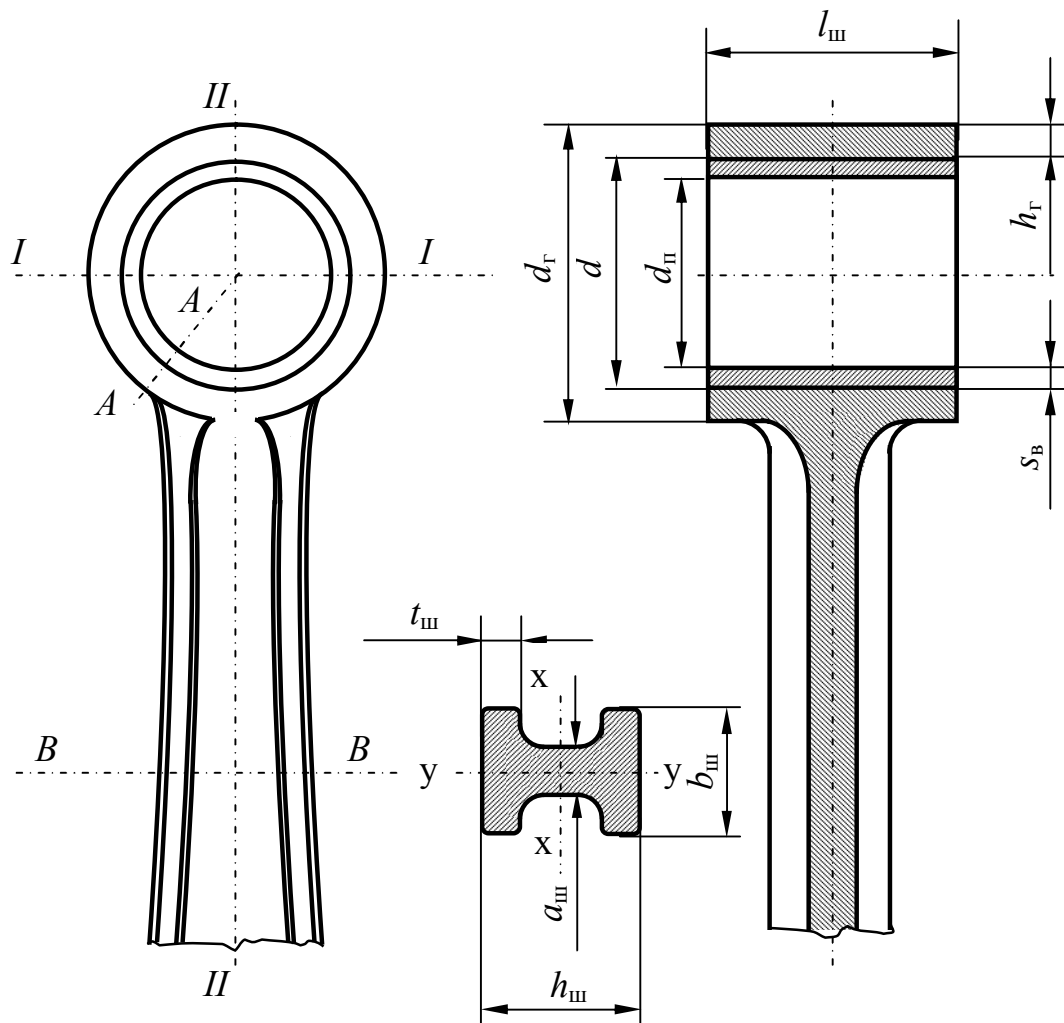


Рис. 10. Схема поршневой головки и стержня шатуна

Таблица 9

**Основные конструктивные параметры кривошипной головки шатуна**

Параметр	Пределы изменения
Диаметр шатунной шейки $d_{шш}$	$(0,56...0,75) \cdot D$
Расстояние между шатунными болтами $C$	$(1,30...1,75) \cdot d_{шш}$
Толщина стенки вкладыша $t_B$ :	
тонкостенного	$(0,03...0,05) \cdot d_{шш}$
толстостенного	$0,1 \cdot d_{шш}$
Длина кривошипной головки $l_k$	$(0,45...0,95) \cdot d_{шш}$

### Основные конструктивные параметры стержня шатуна

Параметр	Бензиновые двигатели	Дизели
$h_{ш \min}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{\Gamma}$	$(0,50 \dots 0,55) \cdot d_{\Gamma}$
$h_{ш}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш \min}$	$(1,2 \dots 1,4) \cdot h_{ш \min}$
$b_{ш}$	$(0,5 \dots 0,6) \cdot l_{ш}$	$(0,55 \dots 0,75) \cdot l_{ш}$
$a_{ш} \approx t_{ш}$	2,5...4,0	4,0...7,5

### 3.2.1. Поршневая головка шатуна

#### 3.2.1.1. Расчёт сечения I – I

Сечение I – I поршневой головки нагружается на режиме  $n = n_{xx}$  переменной силой инерции от масс поршневой группы  $m_{п}$  и верхней части головки  $m_{вг}$  выше сечения I – I:

$$P_j = -(m_{п} + m_{вг}) \cdot \omega_{xx \max}^2 \cdot R \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi).$$

Величина  $m_{вг}$  определяется по геометрическим размерам верхней части головки и удельной массе материала шатуна или ориентировочно принимается в пределах 6...9 % массы шатуна.

Сила  $P_j$  создаёт в сечении максимальное  $\sigma_{\max}$  и минимальное  $\sigma_{\min}$  напряжения.

Минимальное напряжение равно нулю, так как положительная сила инерции направлена к оси коленчатого вала и не нагружает сечение I – I. Следовательно, напряжения в сечении I – I изменяются по закону пульсирующего цикла.

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5...5,0.

*Расчёт максимального напряжения пульсирующего цикла*

$$\sigma_{\max} = \frac{(m_{п} + m_{вг}) \omega_{xx \max}^2 R(1 + \lambda)}{2h_{\Gamma} l_{ш}},$$

где  $m_{вг} = 0,06 \cdot m_{ш}$ ;  $\omega_{xx \max} = \frac{\pi \cdot n_{xx \max}}{30}$ .



*Расчёт среднего напряжения, амплитуды напряжения,  
запаса прочности*

$$\sigma_{m_0} = \frac{\sigma_{\max}}{2} = \sigma_{a_0},$$

$$\sigma_{ак_0} = \frac{\sigma_{a_0} \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_M \cdot \varepsilon_n},$$

где  $k_{\sigma}$  – коэффициент концентрации напряжений,

$$k_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_B - 400),$$

$\varepsilon_M$  – масштабный коэффициент (см. табл. 3);

$\varepsilon_n$  – коэффициент поверхностной чувствительности (см. табл. 4).

В соответствии с вышесказанным (см. с. 8,9), в зависимости от соотношения между  $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m}$  и  $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$  расчёт запаса прочности ведётся либо по пределу усталости, либо по пределу текучести. Вид формул зависит от асимметрии цикла.

*Расчёт напряжения от запрессованной втулки*

Определим суммарный натяг:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_t,$$

где  $\Delta$  – натяг посадки бронзовой втулки;

$\Delta_t$  – температурный натяг,

$$\Delta_t = d \cdot (\alpha_g - \alpha_m) \cdot \Delta T,$$

$\Delta T$  – средний подогрев головки и втулки,  $\Delta T = 100 \dots 200$  К.

Удельное давление от суммарного натяга на поверхности соприкосновения втулки с головкой рассчитывается по формуле

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left[ \frac{\frac{d_{\Gamma}^2 + d^2}{d_{\Gamma}^2 - d} + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{\frac{d^2 + d_{\Pi}^2}{d^2 - d_{\Pi}^2} - \mu}{E_{\text{в}}} \right]},$$

где  $d_{\Gamma}$ ,  $d$ ,  $d_{\Pi}$  – соответственно наружный и внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки;

- $\mu$  – коэффициент Пуансона,  $\mu = 0,3$ ;  
 $E_{\text{ш}}$  – модуль упругости стального шатуна;  
 $E_{\text{в}}$  – модуль упругости бронзовой втулки.

Напряжение от суммарного натяга на внешней  $\sigma_d$  и внутренней  $\sigma_i$  поверхности головки определяется по формуле Ляме:

$$\sigma'_d = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2};$$

$$\sigma'_i = p \cdot \frac{d_{\Gamma}^2 + d^2}{d_{\Gamma}^2 - d^2}.$$

Напряжение от суммарного натяга на внешней  $\sigma_d$  и внутренней  $\sigma_i$  поверхности головки достигает 100...150 МПа. Для плавающей втулки напряжения от суммарного натяга равны нулю.

### 3.2.1.2. Расчёт сечения $A - A$

Сечение  $A - A$  нагружается на режимах  $n = n_M$  или  $n = n_N$  переменными суммарными газовыми  $P_{\Gamma}$  и инерционными  $P_j$  силами и постоянной силой от действия запрессованной втулки. Эти суммарные силы изменяются по асимметричному циклу, а минимальный запас прочности у наружного волокна.

#### *Расчёт максимальной силы, растягивающей головку*

Максимальная сила, растягивающая головку, достигается в начале впуска, когда поршень находится в верхней мёртвой точке. Сила действия газов в это время незначительна:

$$P_{j\Pi} = -m_{\Pi} \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda),$$

где  $\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30}$ .

*Расчёт нормальной силы и изгибающего момента в сечении 0 – 0*

При расчётах поршневой головки принимается, что нижняя её часть, опирающаяся на стержень большой жёсткости, не деформируется. В расчётах отбрасывают часть головки относительно вертикальной оси симметрии и заменяют её нормальной силой  $N_{j0}$  и изгибающим моментом  $M_{j0}$  (рис. 11):

$$N_{j0} = -P_{jп} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_{шз}),$$

$$M_{j0} = -P_{jп} \cdot r_{ср} \cdot (0,00033 \cdot \varphi_{шз} - 0,0297),$$

где  $\varphi_{шз}$  – угол заделки;

$r_{ср}$  – средний радиус головки,  $r_{ср} = \frac{d_{\Gamma} + d}{4}$ .

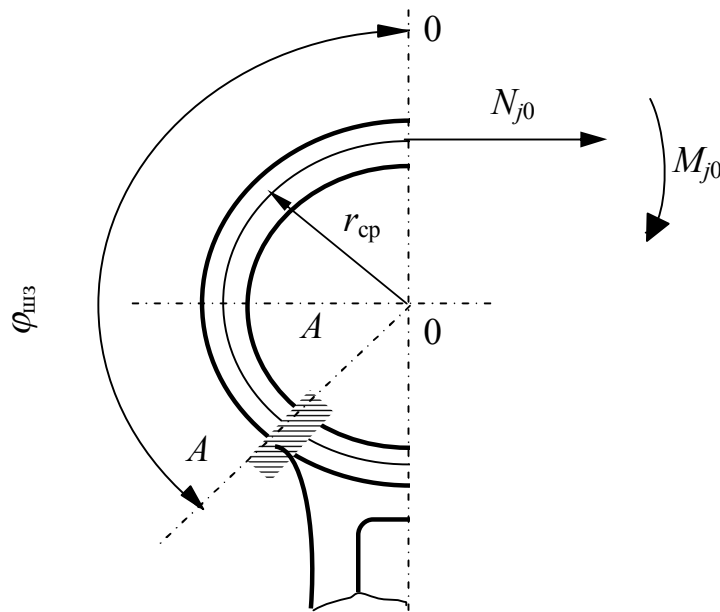


Рис. 11. Расчётная схема поршневой головки

*Расчёт нормальной силы, изгибающего момента и напряжения на внешнем волокне в расчётном сечении от растягивающей силы*

$$N_{j\varphi_{шз}} = N_{j0} \cdot \cos \varphi_{шз} - 0,5 \cdot P_{jN} \cdot (\sin \varphi_{шз} - \cos \varphi_{шз}),$$

$$M_{j\varphi_{ш3}} = M_{j0} + N_{j0} \cdot r_{cp} \cdot (1 - \cos \varphi_{ш3}) + 0,5 \cdot P_{jN} \cdot r_{cp} \cdot (\sin \varphi_{ш3} - \cos \varphi_{ш3}).$$

Напряжение на внешнем волокне:

$$\sigma_{aj} = \left[ 2 \cdot M_{j\varphi_{ш3}} \cdot \frac{6 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{cp} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{j\varphi_{ш3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} \cdot h_{\Gamma}},$$

где  $K$  – коэффициент, равный

$$K = \frac{E_{ш} \cdot F_{\Gamma}}{E_{ш} \cdot F_{\Gamma} + E_{в} \cdot F_{в}}.$$

Этот коэффициент учитывает то, что из-за запрессованной втулки на головку действует не вся нормальная сила  $N_{j\varphi_{ш3}}$ . Влиянием втулки на величину изгибающего момента  $M_{j\varphi_{ш3}}$  пренебрегают.

$F_{\Gamma}$  – площадь сечения стенок головки,

$$F_{\Gamma} = (d_{\Gamma} - d) \cdot l_{ш},$$

$F_{в}$  – площадь сечения втулки,

$$F_{в} = (d - d_{п}) \cdot l_{ш}.$$

*Расчёт нормальной силы, изгибающего момента и напряжения в расчётном сечении от сжимающей силы*

Максимальная суммарная сила, сжимающая головку, достигается в начале расширения после прохождения поршнем верхней мёртвой точки в диапазоне  $10 \dots 20^{\circ}$  угла поворота кривошипа:

$$P_{сж} = (p_{z\delta} - p_0) \cdot F_{п} - m_{п} \cdot R\omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi),$$

где  $p_{z\delta}$  – максимальное давление сгорания.

Нормальная сила  $N_{сж\varphi_{ш3}}$  и изгибающий момент  $M_{сж\varphi_{ш3}}$ :

$$N_{сж\varphi_{ш3}} = P_{сж} \cdot \left[ \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left( \frac{\sin \varphi_{ш3}}{2} - \frac{\varphi_{ш3}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{ш3} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{ш3} \right) \right],$$

$$M_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} = P_{\text{сж}} r_{\text{ср}} \left[ \begin{array}{l} \frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} r_{\text{ср}}} + \frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}} \cdot (1 - \cos \varphi_{\text{шз}}) - \\ - \left( \frac{\sin \varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{шз}} \right) \end{array} \right],$$

$$\sigma_{\text{acc}} = \left[ 2 \cdot M_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\Gamma}}{h_{\Gamma} \cdot (2 \cdot r_{\text{ср}} + h_{\Gamma})} + K \cdot N_{\text{сж}\varphi_{\text{шз}}} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{l_{\text{ш}} \cdot h_{\Gamma}}.$$

Значения отношений  $\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}}$ ,  $\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} r_{\text{ср}}}$  берутся из табл. 11, а аргумен-  
тов  $\frac{\sin \varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi} \cdot \sin \varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{шз}}$  и  $1 - \cos \varphi_{\text{шз}}$  – из табл. 12.

Таблица 11

Значения отношений  $\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}}$  и  $\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}}$  в зависимости от угла заделки

Параметры	Угол заделки $\varphi_{\text{шз}}$ , град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\frac{N_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}}}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,003	0,0060	0,0085
$\frac{M_{\text{сж}0}}{P_{\text{сж}} \cdot r_{\text{ср}}}$	0	0,0001	0,00025	0,00060	0,0011	0,00180	0,003

Таблица 12

Значения тригонометрических аргументов в зависимости от угла заделки

Аргументы	Угол заделки $\varphi_{\text{шз}}$ , град						
	100	105	110	115	120	125	130
$\cos \varphi_{\text{шз}}$	-0,1736	-0,2588	-0,3420	-0,4226	-0,5000	-0,5736	-0,6428
$1 - \cos \varphi_{\text{шз}}$	1,1736	1,2588	1,3420	1,4226	1,5000	1,5736	1,6428
$\sin \varphi_{\text{шз}} - \cos \varphi_{\text{шз}}$	1,1584	1,2247	1,2817	1,3289	1,3660	1,3928	1,4088
$\frac{\sin \varphi_{\text{шз}}}{2} - \frac{\varphi_{\text{шз}}}{\pi} \sin \varphi_{\text{шз}} - \frac{1}{\pi} \cdot \cos \varphi_{\text{шз}}$	0,0011	0,0020	0,0047	0,0086	0,0130	0,0235	0,0304

*Расчёт максимального, минимального и среднего напряжения, амплитуды напряжения, запаса прочности*

В зависимости от соотношения между  $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m}$  и  $\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$  расчёт запаса прочности в сечении  $A - A$  ведётся либо по пределу усталости, либо по пределу текучести. Вид формул зависит от асимметрии цикла.

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{acc};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_\sigma}{\varepsilon_m \cdot \varepsilon_n}.$$

### **3.2.2. Кривошипная головка шатуна**

В связи с невозможностью определения влияния конструктивных и эксплуатационных и других факторов точный расчёт кривошипной головки представляет большие трудности. Весь расчёт сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении крышки головки, проходящем через вертикальную ось симметрии шатуна  $II - II$  (см. рис. 10). Максимальное напряжение изгиба возникает в начале такта «впуск» от сил инерции и изменяется в пределах 100...300 МПа. В этот период  $\varphi = 0^\circ$ .

Напряжение изгиба определяют по формуле

$$\sigma_{из} = P_{ip} \left[ \frac{0,023C_{\bar{6}}}{\left(1 + \frac{J_B}{J}\right)W_{из}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right],$$

где  $C_{\bar{6}}$  – расстояние между шатунными болтами;

$J_B$  – момент инерции расчётного сечения вкладыша

$$J_B = l_K t_B^3;$$

$J$  – момент инерции расчётного сечения крышки

$$J = l_K (0,5C_6 - r_1)^3;$$

$W_{из}$  – момент сопротивления расчётного сечения крышки без учёта рёбер жёсткости

$$W_{из} = \frac{l_K (0,5C_6 - r_1)^2}{6};$$

$r_1$  – внутренний радиус кривошипной головки

$$r_1 = 0,5(d_{шш} + 2t_B);$$

$d_{шш}$  – диаметр шатунной шейки;

$t_B$  – толщина стенки вкладыша;

$l_K$  – длина кривошипной головки;

$F_r$  – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчётном сечении

$$F_B = 0,5l_K (C_6 - d_{шш});$$

$P_{jp}$  – сила инерции

$$P_{jp} = -\omega_{xx \max}^2 R[(m_{п} + m_{шш})(1 + \lambda) + (m_{шк} - m_{кр})] \cdot 10^{-6},$$

где  $m_{шш}$  – масса шатунной группы, совершающая возвратно-поступательное движение;

$m_{шк}$  – масса шатунной группы совершающая вращательное движение;

$m_{ш}$  – масса шатунной группы;

$m_{кр}$  – масса крышки кривошипной головки

$$m_{кр} = (0,20 \dots 0,28)m_{ш}.$$

### 3.2.3. Стержень шатуна

Стержень шатуна рассчитывают на усталостную прочность в среднем сечении  $B - B$  (см. рис. 10) от действия суммы знакопеременных, газовых и инерционных сил на режимах  $n = n_N$  или  $n = n_M$ . Предполагается, что сечение  $B - B$  находится в центре тяжести шату-

на. Запас прочности определяется в двух плоскостях: плоскости качания шатуна и перпендикулярной к ней. При этом стержень должен быть равнопрочным в этих плоскостях, то есть  $n_x = n_y$ , и эти значения не должны быть ниже 1,5. Кроме того, принимают зависимость концентрации напряжений  $k_\sigma$  только от материала шатуна и рассчитывают по формуле

$$K_\sigma = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_\sigma - 400),$$

где  $\sigma_\sigma$  – предел прочности.

Максимальная сила сжатия достигается в начале рабочего хода:

$$P_{сж} = P_\Gamma + P_j = [F_\Pi (p_{zd} - p_0) - m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \sin 2\varphi)] \cdot 10^{-6},$$

где  $m_j$  – масса возвратно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма

$$m_j = m_\Pi + 0,275 m_{ш}.$$

При этом в стержне шатуна возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба в обеих плоскостях. Эти напряжения изгиба  $\sigma_{\max x}$  и  $\sigma_{\max y}$  не должны превышать 160...250 МПа для углеродистых сталей и 200...350 МПа для легированных сталей.

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x P_{сж}}{F_{ср}}; \quad \sigma_{\max y} = \frac{K_y P_{сж}}{F_{ср}},$$

где  $K_x$  и  $K_y$  – коэффициенты, учитывающие влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна и перпендикулярной ей плоскости;

$$K_x = 1 + \frac{\sigma_e L_{ш}^2}{\pi^2 E_{ш} J_x} F_{ср}; \quad K_y = 1 + \frac{\sigma_e L_1^2}{\pi^2 E_{ш} 4J_y} F_{ср};$$

$\sigma_e$  – предел упругости материала шатуна,  $\sigma_e = \sigma_\sigma$ ;

$L_{ш}$  – длина шатуна

$$L_{ш} = \frac{R}{\lambda};$$

$J_x$  – момент инерции сечения  $B - B$  относительно оси  $x - x$ , перпендикулярной плоскости качания шатуна (см. рис. 10).



$$J_x = \frac{b_{\text{ш}} h_{\text{ш}}^3 - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})(h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})^3}{12};$$

$J_y$  – момент инерции сечения  $B - B$  относительно оси  $y - y$ , лежащей в плоскости качания шатуна (см. рис. 10).

$$J_y = \frac{b_{\text{ш}}^3 h_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})^3 (h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}})}{12};$$

$F_{\text{ср}}$  – площадь среднего сечения шатуна

$$F_{\text{ср}} = b_{\text{ш}} h_{\text{ш}} - (b_{\text{ш}} - a_{\text{ш}})(h_{\text{ш}} - 2t_{\text{ш}});$$

$L_1$  – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной Головками.

$$L_1 = L_{\text{ш}} - \frac{d - d_1}{2}.$$

Максимальная сила растяжения шатуна достигается в начале впуска, когда поршень находится в верхней мёртвой точке:

$$P_p = P_r + P_j = [F_{\text{п}} p_r - m_j R \omega^2 (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6},$$

где  $p_r$  – давление остаточных газов.

Минимальное напряжение в сечении  $B - B$  от растягивающей силы определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{P_p}{F_{\text{ср}}}.$$

Определяем средние напряжения и амплитуды цикла:

$$\sigma_{mx} = \frac{\sigma_{\text{max } x} + \sigma_{\text{min}}}{2},$$

$$\sigma_{my} = \frac{\sigma_{\text{max } y} + \sigma_{\text{min}}}{2},$$

$$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_{\max x} - \sigma_{\min}}{2},$$

$$\sigma_{ay} = \frac{\sigma_{\max y} + \sigma_{\min}}{2},$$

$$\sigma_{\text{ак}\cdot x} = \frac{\sigma_{ax} k_{\sigma}}{\varepsilon_m \varepsilon_n},$$

$$\sigma_{\text{ак}\cdot y} = \frac{\sigma_{ay} k_{\sigma}}{\varepsilon_m \varepsilon_n}.$$

Далее рассчитываем запас прочности  $n_{\sigma x}$  и  $n_{\sigma y}$  в сечении  $B - B$  в зависимости от соотношения между  $\frac{\sigma_{\text{ак}\cdot x}}{\sigma_m}$ ,  $\frac{\sigma_{\text{ак}\cdot y}}{\sigma_m}$  и  $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$  либо по пределу усталости, либо по пределу текучести, учитывая асимметрию цикла.

### 3.2.4. Шатунные болты

Шатунные болты подвергаются растяжению от сил инерции поступательно движущихся масс поршня и шатуна и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъёма кривошипной головки. Кроме того, болты дополнительно растягиваются от предварительной затяжки.

Так как силы инерции на работающем двигателе разрывают болты и ослабляют стык кривошипной головки, предварительная затяжка должна быть настолько сильной, чтобы плотность соединения не была нарушена.

Сила предварительной затяжки определяется по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{(2...3)P_{jp}}{i_{\text{б}}},$$

где  $i_{\text{б}}$  – число шатунных болтов.

Суммарная растягивающая сила равна

$$P_{\text{б}} = P_{\text{пр}} + \frac{\chi P_{jp}}{i_{\text{б}}},$$

где  $\chi$  – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения:

$$\chi = \frac{K_{\text{ш}}}{K_{\text{б}} + K_{\text{ш}}},$$

где  $K_{\text{ш}}$  – податливость стягиваемых частей шатуна;

$K_{\text{б}}$  – податливость болта.

Коэффициент нагрузки  $\chi$  изменяется в пределах от 0,15 до 0,25.

Напряжения, возникающие в болте, определяют в сечении по внутреннему диаметру резьбы:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4P_{\text{б}}}{\pi d_{\text{в}}^2},$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_{\text{в}}^2},$$

где  $d_{\text{в}}$  – внутренний диаметр резьбы болта;

$d$  – номинальный диаметр болта

$$d_{\text{в}} = d - 1,4t,$$

где  $t$  – шаг резьбы.

Запас прочности для шатунных болтов не должен быть ниже 2,0. Для шатунных болтов коэффициент концентрации напряжений  $k_{\sigma}$  зависит от вида концентратора и свойств материала и рассчитывается по формуле

$$k_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\kappa\sigma} - 1),$$

где  $\alpha_{\kappa\sigma}$  – теоретический коэффициент концентрации напряжения (см. табл. 1);

$q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений (см. табл. 2).

Определяем среднее напряжение и амплитуды цикла:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a k_{\sigma}}{\varepsilon_m \varepsilon_n}.$$

Далее рассчитываем запас прочности в зависимости от соотношения между  $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m}$  и  $\frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$  либо по пределу усталости, либо по пределу текучести, учитывая асимметрию цикла.

### 3.3. Коленчатый вал

Коленчатый вал подвергается знакопеременным нагрузкам от сил давления газов, инерционных сил и их моментов (действие этих сил показано на рис. 12). В результате в материале коленчатого вала возникают напряжения скручивания, изгиба, растяжения-сжатия.

Из-за периодически изменяющихся моментов в коленчатом валу возникают крутильные колебания, вызывающие дополнительные напряжения кручения.

Из-за сложности формы коленчатого вала и характера распределения действующих на него сил напряжения по длине вала и по его поперечным сечениям неравномерны.

В существующих традиционных методах расчёта не учитываются деформации картера, осадка опор, несоосность подшипников, износ шеек.

Наиболее опасными местами с точки зрения усталостного разрушения являются места концентраторов напряжений: края масляных отверстий коренных и шатунных шеек, сопряжения шеек

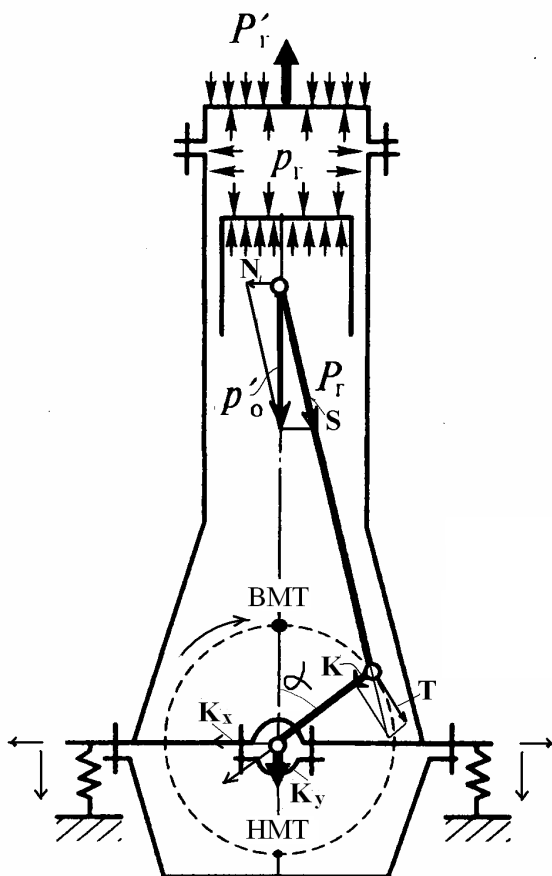


Рис. 12. Взаимодействие газовых сил на элементы конструкции кривошипно-шатунного механизма

со щеками.

В связи с вышесказанным применяют приближённые методы расчёта, позволяющие определить запасы прочности в элементах коленчатого вала: коренных и шатунных шейках, щеках. В частности, используют метод, предложенный Р.С. Кинасошвили. Он определил, что расчёты, проводимые по неразрезной и разрезной схемам, мало отличаются друг от друга. В то же время расчёт по неразрезной схеме более трудоёмкий. Отличие этих расчётов заключается в том, что при неразрезной схеме коленчатый вал рассматривается весь со всеми нагрузками, приложенными ко всем коленам при различных углах поворота вала. При разрезной схеме из вала вырезается один кривошип, рассматриваемый как двухопорная балка с одним (рис. 13) или двумя пролётами (рис. 14 а, б) между опорами. На рис. 14, а показана схема с шатунами, находящимися на разных шатунных шейках, на рис. 14, б – с рядом сидящими на одной шейке шатунами.

Во время работы двигателя на коленчатый вал действуют следующие силы (см. рис. 13, 14):

- 1)  $K$  – нормальная сила, действующая в плоскости кривошипа от сил газов и сил инерции поступательно движущихся масс;
- 2)  $K_{rшк}$  – центробежная сила инерции массы шатуна, отнесённой к кривошипу;
- 3)  $K_{rшш}$  – центробежная сила инерции шатунной шейки;
- 4)  $K_{rпр}$  – центробежная сила инерции противовеса;
- 5)  $T$  – тангенциальная сила, действующая перпендикулярно плоскости кривошипа;
- 6)  $R_K, R_T$  – реакции опор.

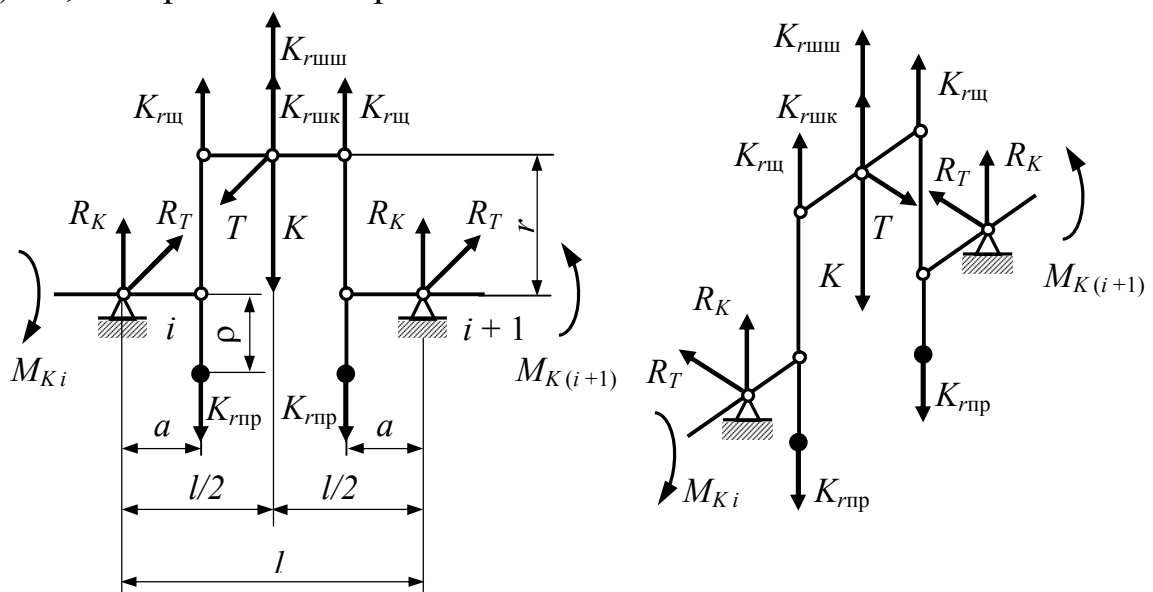
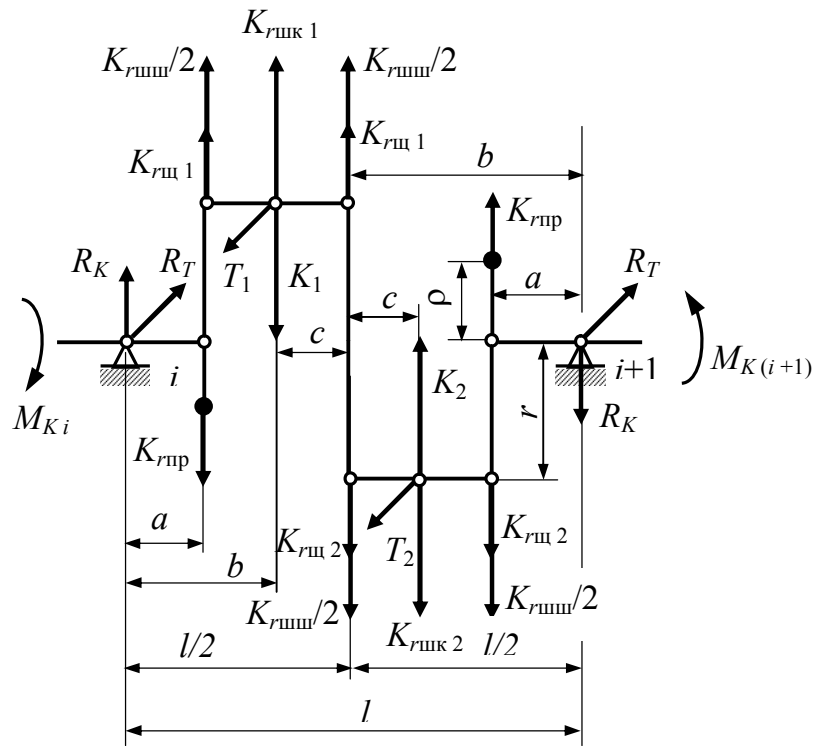
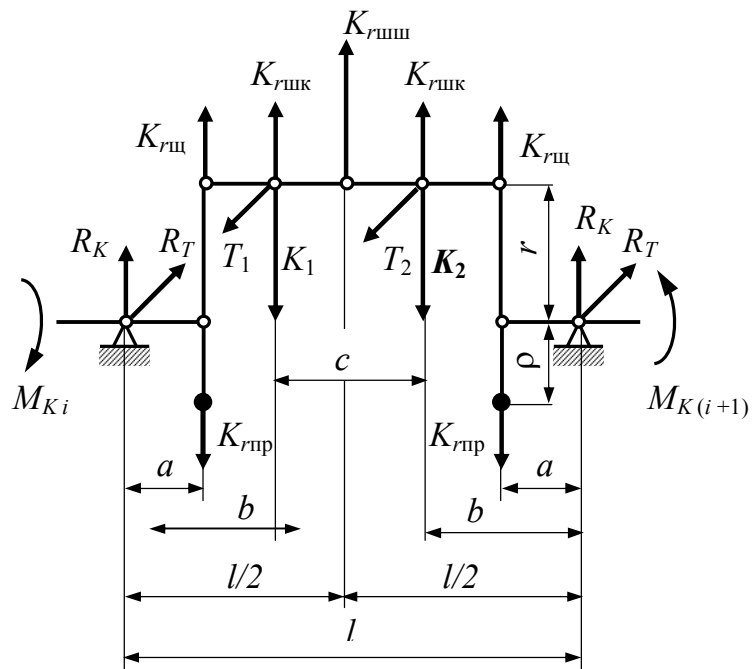


Рис. 13. Расчётная разрезная схема однопролётного коленчатого вала



a)



б)

Рис. 14. Расчётные разрезные схемы двухпролётного коленчатого вала

Размеры элементов коленчатого вала выбирают исходя из статистических данных и опыта конструктора (табл. 13). При этом учиты-

вают расположение и диаметр цилиндров, тип и назначение двигателя и др.

Таблица 13

**Относительные размеры коленчатого вала автотракторных двигателей**

Размеры* (рис. 14)	Двигатель			
	бензиновый		дизель	
	линейный	V-образный	линейный	V-образный
$d_{кш}/D$	0,65...0,80	0,63...0,75	0,72...0,90	0,70...0,75
$d_{шш}/D$	0,60...0,70	0,57...0,66	0,64...0,75	0,65...0,72
$l_{кш}/d_{кш}$	0,50...0,60	0,40...0,70	0,45...0,60	0,40...0,55
	0,74...0,84	0,70...0,88	0,70...0,85	0,65...0,86
$l_{шш}/d_{шш}$	0,45...0,65	0,80...1,00	0,50...0,65	0,80...1,00
$b/D$	1,00...1,25		1,05...1,30	
$h/D$	0,20...0,22		0,24...0,27	
$\Delta/d_{шш}$	-		0,30...0,40	
$\rho/h$	0,15...0,20		0,15...0,23	
$\delta_{шш}/d_{шш}$	-		0,00...0,50	

\*  $b$  – ширина щеки,  $h$  – толщина щеки,  $\rho$  – галтель между щекой и коренной шейкой,  $\Delta$  – перекрытие шеек,  $l_{шш}$  – полная длина шатунной шейки с учётом галтелей,  $l_{кш}$  – длина коренной шейки,  $d_{шш}$  – диаметр шатунной шейки,  $\delta_{шш}$  – внутренний диаметр шатунной шейки,  $d_{кш}$  – диаметр коренной шейки,  $\delta_{кш}$  – внутренний диаметр коренной шейки, ■ – для крайних коренных шеек.

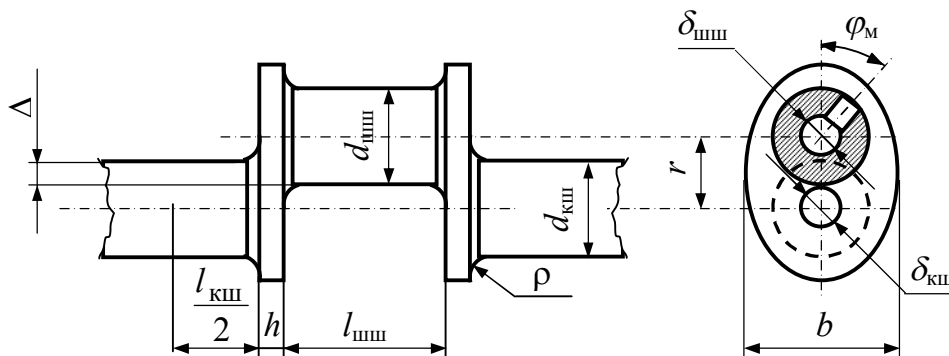


Рис. 15. Основные размеры кривошипа

Вышеперечисленные силы создают следующие моменты:

- а)  $M_{Ki}$  – набегающий, скручивающий коренную шейку;
- б)  $M_K, M_T$  – изгибающий шатунную шейку в сечении маслоподводящего канала соответственно в плоскости кривошипа и перпендикулярной ей плоскости;
- в)  $M_{щц}$  – изгибающий щёку в плоскости кривошипа;

- г)  $M_{\text{шши}}$  – скручивающий шатунную шейку;
- д)  $M_{\text{Кш}}$  – скручивающий щёку.

### 3.3.1. Расчёт коренных шеек

Коренные шейки коленчатого вала находятся в сложном напряжённом состоянии. Однако учёт изгибающего момента всего на 2...3 % изменяет запас прочности коленчатого вала. В связи с этим при проверочном расчёте учитывают только крутящие моменты.

Силы и моменты, действующие на коленчатый вал, определяют при динамическом расчёте двигателя по следующим формулам:

$$P = P_{\Gamma} - P_j,$$

где  $P_{\Gamma}$  – сила давления газа, берут из теплового расчета,  
 $P_j$  – сила инерции рассчитывается по формуле:

$$P_j = -m_j \cdot r \cdot \omega^2 \cdot F_{\Pi} \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2 \cdot \varphi),$$

где  $m_j$  – суммарная масса, для расчета масс необходимо использовать приложение Г;  
 $r$  – радиус кривошипа;  
 $\varphi$  – угол поворота кривошипа, изменяется в диапазоне от 0 до 720°, при расчете берется через 30°.

$$m_j = m_{\Pi} + m_{\text{шш}},$$

где  $m_{\Pi}$  – масса поршневой группы;  
 $m_{\text{шш}}$  – масса шатуна, отнесенная к пальцу.

$$S = \frac{P}{\cos \beta},$$

где  $S$  – сила, действующая вдоль оси шатуна;  
 $\beta$  – угол качания шатуна.

$$K = \frac{P \cos(\varphi + \beta)}{(\cos \beta)},$$

где  $K$  – нормальная сила, действующая в плоскости кривошипа от сил газов и сил инерции поступательно движущихся масс.



$$T = \frac{P \sin(\varphi + \beta)}{(\cos \beta)},$$

где  $T$  – тангенциальная сила, действующая перпендикулярно плоскости кривошипа.

Из полученных значений выбирают  $T_{\max}$ ,  $T_{\min}$  и определяют максимальные и минимальные скручивающие моменты.

Для многоцилиндрового двигателя необходимо ввести коэффициенты:

а) для максимального крутящего момента  $K' = 2,15$ , для минимальных  $K'' = 1,0$  – для коренных шеек;

б) для шатунных шеек  $K' = 1,98$ ,  $K'' = 0,9$ .

$$M_{\text{кр max}} = T_{\text{max}} \cdot r \cdot K'; \quad M_{\text{кр min}} = T_{\text{min}} \cdot r \cdot K'';$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр max}}}{W_{\text{кш}}}, \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{кр min}}}{W_{\text{кш}}},$$

где  $\tau_{\text{max}}$  и  $\tau_{\text{min}}$  – максимальные и минимальные значения касательных напряжений;

$W_{\text{кш}}$  – момент сопротивления коренных шеек.

$$W_{\text{кш}} = \frac{\pi d_{\text{кш}}^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_{\text{кш}}}{d_{\text{кш}}} \right)^4 \right].$$

Амплитуду напряжений и среднее напряжение определяют по формуле

$$\tau_{\alpha} = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2}.$$

По полученным напряжениям вычисляют запас прочности:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{m\tau} \varepsilon_{n\tau}} \tau_{\alpha} + \alpha_{\tau} \tau_m},$$

где  $\tau_{-1} = 180 \dots 220$  – углеродистая сталь;

$\tau_{-1} = 280 \dots 320$  – легированная сталь;

$K_{\tau}$  – коэффициент концентрации напряжений,  $K_{\tau} = 1,8 \dots 2,5$ ;

$\varepsilon_{m\tau}$ ,  $\varepsilon_{n\tau}$  – коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности, выбирают из табл. 3,4;

$\alpha_\tau$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,  $\alpha_\tau = 0,1$ .

Полученные значения  $n_\tau$  сравнивают с минимально допустимыми значениями, принятыми в машиностроении. Необходимо, чтобы  $n_\tau \geq [n_\tau]$ .

По опыту эксплуатации принимают: для автомобильных двигателей  $[n_\tau] = 3...4$ , тракторных  $[n_\tau] = 4...5$ .

### 3.3.2. Расчёт шатунных шеек

Шатунные шейки подвергаются кручению и изгибу. Расчет производят отдельно на кручение и на изгиб, так как действие max и min крутящих и изгибающих моментов не совпадают по времени. Наиболее нагруженная шатунная шейка располагается рядом с наиболее нагруженной коренной шейкой. Запас прочности от изгиба определяют, основываясь на значении изгибающих моментов в плоскости кривошипа  $M_K$ , и учитывают расположение масляного отверстия.

Нормальные силы определяют:

$$K_{\max} = P_{\max} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; \quad K_{\min} = P_{\min} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}.$$

Центробежная сила, действующая на шатунную шейку:

$$K_r = (m_{\text{шк}} + m_{\text{шш}} + 2m_{\text{щ}}) r \omega^2,$$

где  $m_{\text{шк}}$  – масса шатуна, приведенная к оси кривошипа;

$m_{\text{шш}}$  – масса шатунной шейки;

$m_{\text{щ}}$  – масса щеки.

Центробежная сила инерции противовеса:

$$K_{\text{пр}} = 0,7 K_r.$$

Расчетная центробежная сила:

$$K_p = K_r - K_{\text{пр}}.$$

Определение тангенциальной силы:

$$T_{\Sigma \max} = K' T_{\max}; \quad T_{\Sigma \min} = K'' T_{\min};$$

Значение опорных реакций в плоскости колена находят:

$$R_{K_{\max}} = \frac{K_{\max} + K_p}{2}; R_{K_{\min}} = \frac{K_{\min} + K_p}{2};$$

$$R_{\tau_{\max}} = \frac{T_{\Sigma_{\max}}}{2}; R_{\tau_{\min}} = \frac{T_{\Sigma_{\min}}}{2}.$$

Изгиб шатунной шейки в плоскости колена:

$$M_{K_{\max}} = R_{K_{\max}} \frac{l}{2}; M_{K_{\min}} = R_{K_{\min}} \frac{l}{2}.$$

Изгиб шатунной шейки в перпендикулярной плоскости колена:

$$M_{\tau_{\max}} = R_{\tau_{\max}} \frac{l}{2}; M_{\tau_{\min}} = R_{\tau_{\min}} \frac{l}{2},$$

где  $l$  – расстояние между центрами коренных шеек.

$$l = l_{\text{шш}} + l_{\text{кш}} + 2h.$$

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{\Sigma_{\max}} = \sqrt{M_{K_{\max}}^2 + M_{\tau_{\max}}^2}; M_{\Sigma_{\min}} = \sqrt{M_{K_{\min}}^2 + M_{\tau_{\min}}^2}.$$

Напряжения от изгиба:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma_{\max}}}{W_{\text{изг}}}; \sigma_{\min} = \frac{M_{\Sigma_{\min}}}{W_{\text{изг}}}; W_{\text{изг}} = \frac{\pi d_{\text{шш}}^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_{\text{шш}}}{d_{\text{шш}}} \right)^4 \right].$$

Запас прочности от изгибающего момента:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\text{м}\sigma} \varepsilon_{n\sigma}} \sigma_a + \alpha_{\sigma} \sigma_m};$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2},$$

где  $\sigma_{-1} = 250...300$  – углеродистая сталь;

$\sigma_{-1} = 350...500$  – легированная сталь;

$K_{\sigma}$  – коэффициент концентрации напряжений,  $K_{\sigma} = 1,8...2,5$ ;

$\varepsilon_{m\sigma}$ ,  $\varepsilon_{n\sigma}$  – коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности, выбирают из табл. 3,4;

$\alpha_\sigma = 0,1$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,  
 $\alpha_\sigma = 0,1$ .

### 3.3.3. Расчет шатунных шеек на кручение

Максимальный и минимальный скручивающие моменты определяют:

$$M_{\text{шш max}} = M_{\text{кр max}} + R_{\tau \text{ max}} \cdot r; \quad M_{\text{шш min}} = M_{\text{кр min}} + R_{\tau \text{ min}} \cdot r.$$

Максимальные и минимальные напряжения кручения:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр max}}}{W_\tau}; \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{кр min}}}{W_\tau}; \quad W_\tau = 2W_{\text{изг}}.$$

Определяют амплитуду цикла и среднее напряжение:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2}.$$

Запас прочности:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{m\tau} \varepsilon_{n\tau}} \tau_a + \alpha_\tau \tau_m},$$

где  $\tau_{-1} = 180 \dots 220$  – углеродистая сталь;

$\tau_{-1} = 280 \dots 320$  – легированная сталь;

$K_\tau$  – коэффициент концентрации напряжений,  $K_\tau = 1,4 \dots 1,8$ ;

$\varepsilon_{m\tau}$ ,  $\varepsilon_{n\tau}$  – коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности, выбирают из табл. 3,4;

$\alpha_\tau$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,  $\alpha_\tau = 0,08$ .

Общий запас прочности:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}.$$

Современные форсированные двигатели имеют общий запас прочности  $[n] = 2,0 \dots 2,5$ .

### 3.3.4. Расчет щёк на прочность

Щёки коленчатого вала подвергаются изгибу, растяжению, сжатию и кручению.

1. Расчет щеки на изгиб:

а) в плоскости колена

$$M_{\text{изг max}} = R_{K \text{ max}} \cdot a; \quad M_{\text{изг min}} = R_{K \text{ min}} \cdot a; \quad a = \frac{l_{\text{кш}}}{2} + \frac{h}{2};$$

Максимальное и минимальное напряжения изгибу в плоскости колена определяют:

$$\sigma_{\text{изг max}} = \frac{M_{\text{изг max}}}{W_{\text{изг}}}; \quad \sigma_{\text{изг min}} = \frac{M_{\text{изг min}}}{W_{\text{изг}}}.$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W_{\text{изг}} = \frac{b h^2}{6},$$

где  $b$  – ширина щеки,  $h$  – толщина щеки.

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2}; \quad \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2}.$$

б) в плоскости, перпендикулярной колену:

$$M'_{\text{изг max}} = R_{\tau \text{ max}} \cdot c + M_{K \text{ max}}; \quad M'_{\text{изг min}} = R_{\tau \text{ min}} \cdot c + M_{K \text{ min}};$$

$$c = r - \frac{d_{\text{шш}}}{2}; \quad W'_{\text{изг}} = \frac{h \cdot b^2}{6}.$$

Максимальное и минимальное напряжения изгиба в плоскости, перпендикулярной колену, определяют:

$$\sigma'_{\text{max}} = \frac{M'_{\text{изг max}}}{W'_{\text{изг}}}; \quad \sigma'_{\text{min}} = \frac{M'_{\text{изг min}}}{W'_{\text{изг}}};$$

в) растяжение или сжатие щеки:

$$\sigma_{\text{сж max}} = \frac{R_{K \text{ max}}}{F_{\text{щ}}}; \quad \sigma_{\text{сж min}} = \frac{R_{K \text{ min}}}{F_{\text{щ}}}; \quad F_{\text{щ}} = b \cdot h \text{ – площадь щеки.}$$

По максимальным и минимальным значениям опорных реакций определяют суммарные напряжения изгиба  $\sigma_{\Sigma \text{ max}}$ ,  $\sigma_{\Sigma \text{ min}}$  (как правило, в плоскости колена):

$$\sigma_{\Sigma \text{ max}} = \sqrt{(\sigma_{\text{изг max}} + \sigma_{\text{сж max}})^2 + \sigma'_{\text{max}}^2};$$

$$\sigma_{\Sigma \min} = \sqrt{(\sigma_{\text{изг min}} + \sigma_{\text{сж min}})^2 + \sigma'_{\min}{}^2}.$$

Определяют амплитуду напряжения, среднее напряжение и запас прочности.

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_{\Sigma \max} - \sigma_{\Sigma \min}}{2}; \sigma_m = \frac{\sigma_{\Sigma \max} + \sigma_{\Sigma \min}}{2},$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{m\sigma} \varepsilon_{n\sigma}} \sigma_{\alpha} + \alpha_{\sigma} \sigma_m},$$

где  $\sigma_{-1} = 250...300$  – углеродистая сталь;

$\sigma_{-1} = 350...500$  – легированная сталь;

$K_{\sigma}$  – коэффициент концентрации напряжений,  $K_{\sigma} = 1,2...1,8$ ;

$\varepsilon_{m\sigma}$ ,  $\varepsilon_{n\sigma}$  – коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности, выбирают из табл. 3, 4;

$\alpha_{\sigma}$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,  $\alpha_{\sigma} = 0,18$ .

Скручивание щеки происходит под действием реакции  $R_{\tau}$ :

$$M_{\text{кр}} = R_{\tau} \cdot \alpha.$$

Максимальное и минимальное значения крутящего момента определяют на основании диаграммы тангенциальных сил.

$$M_{\text{кр max}} = 0,5 T_{\Sigma \max} \cdot a; M_{\text{кр min}} = 0,5 T_{\Sigma \min} \cdot a.$$

Вычисляют максимальные и минимальные напряжения:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кр max}}}{W_{\tau}}; \tau_{\min} = \frac{M_{\text{кр min}}}{W_{\tau}}.$$

Момент сопротивления скручиванию определяют:

$$W_{\tau} = \mu b h^2; \mu = f\left(\frac{b}{h}\right) \approx 0,208...0,333.$$

Находят амплитуду напряжения, среднее напряжение и запас прочности.

$$\tau_{\alpha} = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

Запас прочности:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{m\tau} \varepsilon_{n\tau}} \tau_a + \alpha_{\tau} \tau_m},$$

где  $\tau_{-1} = 180 \dots 220$  – углеродистая сталь;

$\tau_{-1} = 280 \dots 320$  – легированная сталь;

$K_{\tau}$  – коэффициент концентрации напряжений,  $K_{\tau} = 0,75$ ;

$\varepsilon_{m\tau}$ ,  $\varepsilon_{n\tau}$  – коэффициенты масштабной и поверхностной чувствительности, выбирают из табл. 3,4;

$\alpha_{\tau}$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла,  $\alpha_{\tau} = 0,08$ .

Общий запас прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}.$$

Современные форсированные двигатели имеют общий запас прочности  $[n] = 2,0 \dots 2,5$ .

### 3.4. Детали корпуса

#### 3.4.1. Гильза цилиндра

Гильза должна обладать достаточной прочностью и жёсткостью для того, чтобы обеспечить отсутствие овализации при сборке и работе двигателя. Конструктивные размеры гильзы, в частности её толщину, выбирают по экспериментальным и статистическим данным с последующей проверкой по формуле

$$\delta_{\Gamma p} = 0,5D \left( \sqrt{\frac{\sigma_z + 0,4p_z}{\sigma_z - 1,3p_z}} - 1 \right),$$

где  $\sigma_z$  – допустимое напряжение на растяжение;

$p_z$  – давление газов в конце такта сгорания.

Для автомобильных бензиновых двигателей толщина стенки гильзы принимается равной  $\delta = 0,05 \cdot D + 2$  мм, для тракторных дизелей –  $\delta = (0,065 \dots 0,075) \cdot D$ .

Допустимое напряжение на растяжение не должно превышать 50...60 МПа для чугунных гильз и 80...100 МПа – для стальных.

Гильзы рассчитывают на прочность от максимального давления газов, бокового давления поршня и перепада температур на внутренней и наружной поверхностях гильзы (рис. 16).

Силы действия газов неравномерно распределяются по толщине гильзы. Однако растягивающее напряжение можно рассчитать без учёта этой неравномерности:

$$\sigma_p = \frac{p_{z \max} D}{2\delta_{гр}}$$

где  $p_{z \max}$  – давление газов при положении поршня в н.м.т.

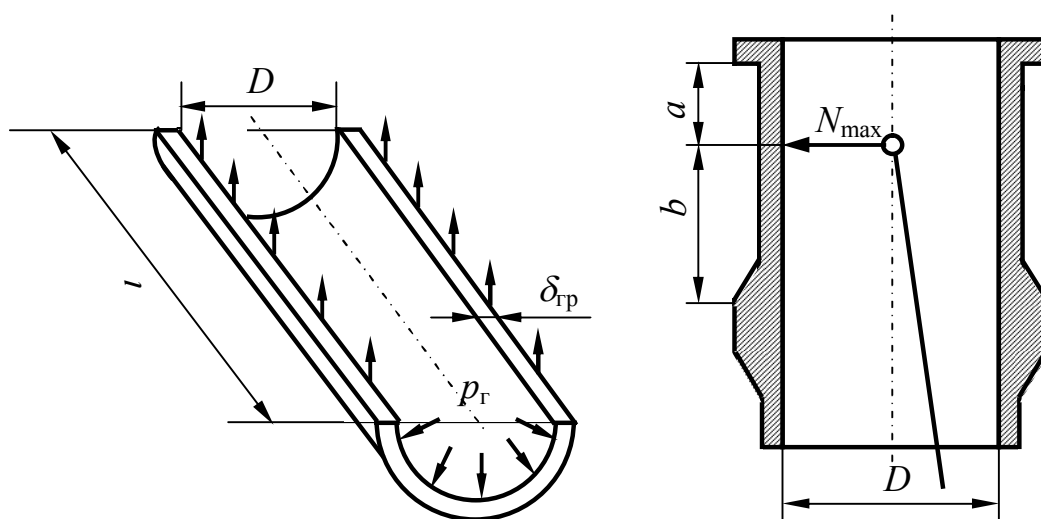


Рис. 16. Расчётная схема гильзы

Для гильз цилиндров, выполненных из чугуна, допускаемое напряжение не должно превышать 30...60 МПа, из стали – 80...120 МПа.

Растягивающее напряжение по кольцевому сечению гильзы  $\sigma'_p$  определяется для несущих гильз двигателей с воздушным охлаждением, так как цилиндр усилен рёбрами:

$$\sigma'_p = \frac{p_{z \max} D}{4\delta_{гр}}$$

Для двигателей с отдельными цилиндрами определяют напряжение от нормальной силы. Для этого рассчитывают изгибающий момент от силы, приложенной в середине поршневого пальца:



$$M_{\text{из}} = \frac{N_{\text{max}} ab}{a + b},$$

где  $N_{\text{max}}$  – максимальное значение нормальной силы, определяемое при расчёте динамики;

$a$  – расстояние от оси пальца до в.м.т.;

$b$  – расстояние от оси пальца до н.м.т.

Затем вычисляют напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W},$$

где  $W$  – момент сопротивления поперечного сечения гильзы:

$$W = \frac{0,1 \cdot (D_1^4 - D^4)}{D_1},$$

где  $D_1$  – наружный диаметр гильзы.

Суммарное напряжение от растяжения и изгиба в стенках несущего цилиндра определяем по следующей формуле:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_{\text{из}}.$$

Величина суммарного напряжения не должна превышать 60 МПа для чугунных гильз и 110 МПа – для стальных.

Тепловое напряжение от перепада температур между внутренней и наружной поверхностями гильзы вычисляем следующим образом:

$$\sigma_t = \frac{E \alpha_{\text{ц}} \Delta T}{2(1 - \mu)},$$

где  $E$  – модуль упругости материала гильзы;

$\alpha_{\text{ц}}$  – коэффициент линейного расширения материала гильзы;

$\Delta T$  – перепад температур;

$\mu$  – коэффициент Пуассона.

Модуль упругости для стали равен  $2,2 \cdot 10^5$ , для чугуна –  $1,0 \cdot 10^5$ ; коэффициент линейного расширения для чугуна составляет  $11 \cdot 10^{-6}$  1/К; перепад температур для верхней части гильзы находится в пределах 100...150; коэффициент Пуассона для стали равен 0,25...0,33, для чугуна – 0,23...0,27.

Суммарное напряжение от давления газов и перепада температур:  
для наружной поверхности гильзы цилиндра

$$\sigma_{\Sigma}' = \sigma_p + \sigma_t,$$

для внутренней поверхности гильзы цилиндра

$$\sigma_{\Sigma}'' = \sigma_p + \sigma_t.$$

Суммарное напряжение на наружной поверхности гильзы на должно превышать 100...130 МПа для чугуновой гильзы и 180...200 МПа – для стальной.

Более точные значения напряжений или толщины гильзы  $\delta = R_1 - R$  можно получить по уравнению Ляме

$$\frac{R_1}{R} = \sqrt{\frac{1 + \frac{P_z}{\sigma_z}}{1 - \frac{P_z}{\sigma_z}}}.$$

По уравнению Брикса

$$\frac{R_1}{R} = e^{\frac{P_z}{\sigma_z}}.$$

После разложения выражения  $e^{\frac{P_z}{\sigma_z}}$  в сходящийся ряд получится выражение

$$\frac{R_1}{R} = 1 + \frac{P_z}{\sigma_z} \cdot \left(1 + \frac{P_z}{2 \cdot \sigma_z}\right).$$

Отсюда определяют толщину стенки цилиндра

$$\delta = 0,5 \cdot D \cdot \frac{P_z}{\sigma_z} \cdot \left(1 + \frac{P_z}{2 \cdot \sigma_z}\right).$$

Сомножитель  $\left(1 + \frac{P_z}{2 \cdot \sigma_z}\right)$  зависит от отношения  $\frac{P_z}{\sigma_z}$ , невелик и изменяется в пределах от 1,025 до 1,100.

### 3.4.2. Шпильки головки блока

На шпильки, соединяющие головку блока с блоком цилиндров (рис. 17), действуют силы предварительной затяжки, давления газов и нагрузки, возникающие из-за неравенства температур и коэффициентов линейного расширения материалов головки, блока и самих шпилек. Шпильки должны обеспечивать надёжное уплотнение газового стыка на всех режимах работы двигателя. Для этого подбирают их конструктивные размеры, число, величину предварительной затяжки.

При расчёте шпилек исходят из того, что при вспышке силу воспринимают ближайшие к цилиндру шпильки и что сила затяжки их распределяется только на ближайший к цилиндру участок головки и блока.

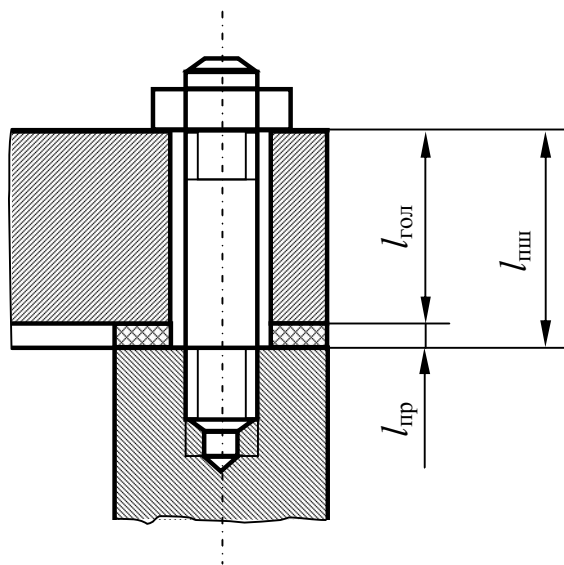


Рис. 17. Расчётная схема шпильки головки блока цилиндров

Опыты показали, что сила вспышки в средних цилиндрах воспринимается секцией блока, в цилиндре которого она произошла, только на 75...85 %, а в крайних – на 85...95 %. Остальная часть силы вспышки вследствие упругости рубашки и головки блока передаётся на шпильки соседних цилиндров.

У холодного двигателя, находящегося в нерабочем состоянии, шпильки нагружены только силой предварительной затяжки. Эту силу рассчитывают по эмпирической формуле:

$$P_{пр} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max},$$

где  $m$  – коэффициент затяжки шпильки;

$\chi$  – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения;

$P'_{z\max}$  – сила давления газов при сгорании, приходящаяся на одну шпильку.

Значение коэффициента затяжки шпильки  $m$  изменяется в пределах от 1,5 до 2,0. В форсированных двигателях – от 3,0 до 4,0. В соединении с прокладками это значение увеличивается до 5 и более.

Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения  $\chi$  определяется по формуле

$$\chi = \frac{K_{\text{пр}}}{K_{\text{пр}} + K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}},$$

где  $K_{\text{пр}}$ ,  $K_{\text{шп}}$ ,  $K_{\text{гол}}$  – податливость прокладки, шпильки и головки блока цилиндров.

Податливость шпильки с постоянной площадью поперечного сечения равна

$$K_{\text{шп}} = \frac{l_{\text{шп}}}{E_{\text{шп}} \cdot F_{\text{шп}}},$$

где  $F_{\text{шп}}$  – площадь поперечного сечения стержня шпильки;

$l_{\text{шп}}$  – расчётная длина шпильки, равная расстоянию от нижнего торца гайки до последнего витка резьбы, ввёрнутого в корпус;

$E_{\text{шп}}$  – модуль упругости, для стали  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа.

При переменной площади поперечного сечения по длине шпильки податливость равна сумме

$$K_{\text{шп}} = \frac{l'_{\text{шп}}}{E_{\text{шп}} \cdot F'_{\text{шп}}} + \frac{l''_{\text{шп}}}{E_{\text{шп}} \cdot F''_{\text{шп}}} + \dots = \sum \frac{l_{\text{шп}}}{E_{\text{шп}} \cdot F_{\text{шп}}},$$

где  $l'_{\text{шп}}$ ,  $l''_{\text{шп}}$ , ... – длина различных участков шпильки;

$F'_{\text{шп}}$ ,  $F''_{\text{шп}}$ , ... – соответствующие площади поперечных сечений.

Податливость головки блока цилиндров, прокладки и блока цилиндров находятся по формулам

$$K_{\text{гол}} = \frac{l_{\text{гол}}}{E_{\text{гол}} \cdot F_{\text{гол}}}, \quad K_{\text{пр}} = \frac{l_{\text{пр}}}{E_{\text{пр}} \cdot F_{\text{пр}}}, \quad K_{\text{бл}} = \frac{l_{\text{бл}}}{E_{\text{бл}} \cdot F_{\text{бл}}},$$

где  $F_{\text{гол}}, F_{\text{пр}}, F_{\text{бл}}$  – площади поперечного сечения на середине высоты стягиваемых деталей, приходящихся на одну шпильку;

$l_{\text{гол}}, l_{\text{пр}}, l_{\text{бл}}$  – высоты стягиваемых деталей;

$E = 7,3 \cdot 10^4$  МПа – для алюминиевых сплавов.

Изменяется коэффициент основной нагрузки резьбового соединения  $\chi$  в пределах  $0,15 \dots 0,25$ .

Величинами, обратными податливости, являются жёсткости

$$c = \frac{1}{K}.$$

Сила предварительной затяжки  $P_{\text{пр}}$  растягивает шпильку и сжимает стягиваемые детали – головку, прокладку, блок цилиндров. При этом шпилька удлиняется на величину

$$\lambda_{\text{шп}} = K_{\text{шп}} \cdot P_{\text{пр}}.$$

Величина сжатия стягиваемых деталей определяется как сумма деформаций головки, прокладки и блока:

$$\lambda_{\text{гол}} + \lambda_{\text{пр}} + \lambda_{\text{бл}} = (K_{\text{гол}} + K_{\text{пр}} + K_{\text{бл}}) \cdot P_{\text{пр}}.$$

После затяжки сила давления на стыке или сила, действующая на гайку шпильки со стороны стягиваемых деталей, будет равна  $P_{\text{пр}}$ .

В момент вспышки при разгружаемом газовом стыке сила газов, передающаяся через головку, растянёт дополнительно шпильку на величину  $\Delta\lambda_{\text{шп}}$  и сожмёт головку на величину  $\Delta\lambda_{\text{гол}}$ . При этом прокладка и блок разгружаются, и суммарное их сжатие уменьшится на величину  $\Delta\lambda_{\text{шп}} + \Delta\lambda_{\text{гол}}$ .

В результате сила давления на головку и шпильку со стороны прокладки и блока при вспышке уменьшится на величину  $\Delta P$  и станет равной  $P_{\text{ст}} = P_{\text{пр}} - \Delta P$ . Та же сила в этот момент будет сжимать прокладку и блок.

Сила, растягивающая шпильку в момент вспышки, определяется как сумма двух сил

$$P_{\text{р}} = P_{\text{ст}} + P_{\text{з}}$$

или после замены  $P_{\text{ст}}$  её значением

$$P_{\text{р}} = P_{\text{пр}} - \Delta P + P_{\text{з}}.$$

Сила давления газов при сгорании (сила в момент вспышки), приходящаяся на одну шпильку, равна

$$P'_{z \max} = \frac{p_{z \max} \cdot F_x}{i_{\text{шп}}},$$

где  $p_{z \max}$  – максимальное давление сгорания;

$F_x$  – проекция поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра;

$i_{\text{шп}}$  – число шпилек на один цилиндр.

Проекцию поверхности камеры сгорания на плоскость, перпендикулярную оси цилиндра, рассчитываем из отношения  $\frac{F_x}{F_{\text{п}}}$ . В этом

выражении  $F_{\text{п}}$  – это площадь поршня. При верхнем расположении клапанов отношение изменяется в пределах 1,1...1,3, при нижнем – 1,7...2,2.

Сила вспышки является «основной нагрузкой» на шпильку.

Дополнительное удлинение шпильки и сжатие головки, возникающие в момент приложения силы  $P_z$ , прямо пропорциональны разности сил, действующих на них после нагружения и до нагружения.

Величина этой деформации равна

$$\Delta\lambda_{\text{шп}} + \Delta\lambda_{\text{гол}} = (K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}) \cdot (P_{\text{р}} - P_{\text{пр}})$$

или после соответствующих подстановок

$$\Delta\lambda_{\text{шп}} + \Delta\lambda_{\text{гол}} = (K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}) \cdot (P_z - \Delta P).$$

Уменьшение деформации сжатия прокладки и блока в момент вспышки прямо пропорционально уменьшению силы давления на стыке и равно

$$\Delta\lambda_{\text{бл}} + \Delta\lambda_{\text{пр}} = (K_{\text{бл}} + K_{\text{пр}}) \cdot \Delta P.$$

Для обеспечения плотности газового стыка должно существовать равенство деформаций

$$\Delta\lambda_{\text{шп}} + \Delta\lambda_{\text{гол}} = \Delta\lambda_{\text{бл}} + \Delta\lambda_{\text{пр}}$$

или

$$(K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}) \cdot (P_{\text{р}} - P_{\text{пр}}) = (K_{\text{бл}} + K_{\text{пр}}) \cdot \Delta P,$$

откуда может быть определено уменьшение давления  $\Delta P$  на стыке в момент приложения силы  $P_z$ .

$$\Delta P = \frac{K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}}{\sum K} \cdot P_z.$$

Величина отношения  $\frac{K_{\text{шп}} + K_{\text{гол}}}{\sum K}$  характеризует степень разгрузки газового стыка.

После некоторых преобразований сила  $P_p$ , разрывающая шпильку, равняется

$$P_p = P_{\text{пр}} + \frac{K_{\text{пр}} + K_{\text{бл}}}{\sum K} \cdot P_z \text{ или } P_p = P_{\text{пр}} + \chi \cdot P_z.$$

Сила  $P_p$  является максимальной силой, нагружающей шпильку, в случае равенства коэффициентов линейного расширения шпильки и стягиваемых деталей.

При уменьшении избыточного давления газов в цилиндре на тактах впуска и выпуска шпилька нагружается только силой предварительной затяжки  $P_{\text{пр}}$ , которая является минимальной постоянной силой переменного цикла.

Из изложенного выше следует, что сила  $\chi \cdot P_z$  выражает переменную составляющую суммарной силы, растягивающей шпильку.

Амплитуда нагрузки переменного цикла

$$P_a = \frac{\chi}{2} \cdot P_z.$$

Рассмотрим два крайних случая расчётной схемы:

1. Стягиваемые детали прокладка и блок обладают идеальной упругостью, то есть  $K_{\text{пр}} = K_{\text{бл}} = \infty$  или получим максимальное нагружение шпильки  $P_p = P_{\text{пр}} + P_z$ .

2. Стягиваемые детали обладают бесконечно большой жёсткостью, то есть  $\frac{1}{K_{\text{пр}}} = \frac{1}{K_{\text{бл}}} = \infty$  или  $K_{\text{пр}} = K_{\text{бл}} = 0$  и разрывающая шпильку сила  $P_p = P_{\text{пр}}$ .

1. Если стягиваемые детали (блок-головка) алюминиевые, после прогрева двигателя стальные шпильки нагружаются дополнительны-

ми силами, возникающими в результате различных коэффициентов линейного расширения материалов деталей.

Коэффициент линейного расширения алюминиевого сплава в 2 раза выше коэффициента линейного расширения стали:  $\alpha_{ал} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ ,  $\alpha_{ст} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$ .

Удлинение деталей при прогреве на  $\Delta t$  равняется  $\alpha \cdot l \cdot \Delta t$ .

При установившемся тепловом состоянии двигателя с жидкостным охлаждением нагрев всех деталей можно принять одинаковым в пределах  $70 \dots 80^\circ \text{ С}$ .

Разность удлинений стягиваемых деталей и шпильки равняется

$$(\alpha_{ал} \cdot \Sigma l - \alpha_{ст} \cdot l_{шп}) \cdot \Delta t.$$

Так как алюминиевые детали при сборке двигателя стягиваются и вся система деформируется как одно целое, то при нагревании на газовом стыке возникает новая сила  $P_t$ . В результате этого шпильки получают дополнительное удлинение, стягиваемые детали – дополнительное сжатие.

Величина силы  $P_t$  прямо пропорциональна разности тепловых деформаций сжимаемых деталей и шпильки и для принятой схемы определяется из уравнения

$$(\alpha_{ал} \cdot \Sigma l - \alpha_{ст} \cdot l_{шп}) \cdot \Delta t = K_{гол} \cdot P_t + K_{пр} \cdot P_t + K_{бл} \cdot P_t$$

или

$$(\alpha_{ал} \cdot \Sigma l - \alpha_{ст} \cdot l_{шп}) \cdot \Delta t = \Sigma K \cdot P_t$$

откуда

$$P_t = \frac{(\alpha_{ал} \cdot \Sigma l - \alpha_{ст} \cdot l_{шп}) \cdot \Delta t}{\Sigma K}.$$

В случае разных температур стягиваемых деталей и шпильки

$$P_t = \frac{\alpha_{ал} \cdot \Sigma l \cdot \Delta t_i - \alpha_{ст} \cdot l_{шп} \cdot \Delta t_{шп}}{\Sigma K}.$$

Сила  $P_t$  увеличивает давление на стыке и делает газоплотнение более надёжным.

Расчётная максимальная сила, действующая на шпильку, в этом случае определится как сумма трёх сил

$$P_{p\max} = P_{пр} + \chi \cdot P_z + P_t.$$

Минимальная сила будет равна сумме



$$P_{p \min} = P_{\text{пр}} + P_t.$$

Отношение

$$\frac{P_p}{P_{\text{пр}} + P_t} = 1 + \frac{\chi \cdot P_z}{P_{\text{пр}} + P_t}$$

позволяет дать оценку динамической нагрузке на шпильку.

Относительная величина динамической нагрузки увеличивается:

1. С увеличением упругости прокладки и блока.
2. С уменьшением предварительной затяжки.
3. При отсутствии силы  $P_t$ , когда холодный двигатель непосредственно после пуска переводится на полную нагрузку без предварительного прогрева.

От выбора величины предварительной затяжки шпильки зависят надёжность газового стыка и прочность резьбового соединения.

Раскрытие газового стыка приводит к разрушению резьбового соединения и прогоранию прокладки.

Минимальная сила затяжки шпильки  $P_{\text{пр min}}$  может быть определена из уравнения силы стыка в момент вспышки при условии, что сила давления на стыке равна нулю:

$$P_{\text{пр min}} - \Delta P = 0 \quad \rightarrow \quad P_{\text{пр min}} = \Delta P.$$

При подстановке  $\Delta P$  из выражения уменьшения давления на стыке в момент приложения силы  $P_z$  и преобразований получим

$$P_{\text{пр min}} = (1 - \chi) \cdot P_z.$$

Действительная сила затяжки, обеспечивающая надёжное газоплотнение, должна быть больше минимальной.

В случае приложения к силовым шпилькам динамических нагрузок предварительная сила затяжки выбирается с запасом, как уже выше изложено.

Причиной такой предварительной затяжки является частое её ослабление, происходящее в процессе эксплуатации вследствие следующих причин:

1. Обмятия опорных поверхностей стягиваемых деталей.
2. Текучести упругих прокладок.

3. Возникновения в шпильках остаточных деформаций при случайных перегрузках, вызванных резким возрастанием давления в цилиндре.

Итак, повторим. Силы предварительной затяжки и сгорания растягивают шпильки и сжимают соединяемые детали. При этом сила давления газов при сгорании уменьшает суммарную силу давления, действующую в стыке, на величину  $\Delta P$ . Исходя из этого, суммарная сила, растягивающая шпильку, равна

$$P_{p \max} = P_{np} - \Delta P + P'_{z \max}.$$

С учётом податливости шпильки и соединяемых деталей это выражение записывается в виде

$$P_{p \max} = P_{np} + \chi \cdot P'_{z \max} = m(1 - \chi) \cdot P'_{z \max} + \chi \cdot P'_{z \max}.$$

Тепловая нагрузка увеличивает давление в стыке и растяжение шпильки. Эта дополнительная сила равняется

$$P_t = \frac{\alpha_{\text{гол}} \cdot \Delta T_{\text{гол}} \cdot l_{\text{гол}} - \alpha_{\text{шп}} \cdot \Delta T_{\text{шп}} \cdot l_{\text{шп}}}{K_{\text{гол}} + K_{\text{шп}}},$$

где  $\alpha_{\text{гол}}$ ,  $\alpha_{\text{шп}}$  – коэффициенты линейного расширения материалов головки и шпильки;

$\Delta T_{\text{гол}}$ ,  $\Delta T_{\text{шп}}$  – повышение температуры головки и шпильки;

$l_{\text{гол}}$  – высота головки;

$l_{\text{шп}}$  – длина шпильки;

$K_{\text{гол}}$ ,  $K_{\text{шп}}$  – податливость головки и шпильки.

Коэффициент линейного расширения для стали равен  $11 \cdot 10^{-6}$  1/К, для алюминиевого сплава –  $22 \cdot 10^{-6}$  1/К. Повышение температуры головки и шпильки на двигателе с жидкостным охлаждением при установившемся тепловом режиме принимаем равным 70...80 К. Расчётная длина шпильки равна расстоянию от нижнего торца гайки до последнего витка резьбы, ввёрнутого в блок цилиндров.

Модуль упругости для материала шпильки (сталь)  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа, для материала головки (алюминиевый сплав)  $E = 7,3 \cdot 10^4$  МПа.

Таким образом, максимальная растягивающая шпильку сила равняется

$$P_{p \max} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max} + \chi \cdot P'_{z \max} + P_t,$$

а минимальная сила

$$P_{p \min} = m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max} + P_t.$$

Максимальные и минимальные напряжения в шпильке определяются по наименьшему сечению стержня и по внутреннему диаметру резьбы:

$$\sigma'_{\max} = \frac{P_{p \max}}{F_0} \text{ и } \sigma'_{\min} = \frac{P_{p \min}}{F_0},$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{p \max}}{F_{0p}} \text{ и } \sigma_{\min} = \frac{P_{p \min}}{F_{0p}},$$

где  $F_{0p}$  – площадь сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы.

Амплитуды и средние напряжения шпильки рассчитываем как

$$\sigma'_a = \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2},$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2},$$

$$\sigma'_m = \frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2},$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}.$$

Далее рассчитываем запас прочности в зависимости от соотношения между  $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m}$  и  $\frac{\beta_\sigma - \alpha_\sigma}{1 - \beta_\sigma}$  либо по пределу усталости, либо по пределу текучести, учитывая асимметрию цикла.

Допускаемые запасы прочности для шпильки изменяются в пределах  $n_\sigma = 2,5 \dots 4,0$ ,  $n_{т\sigma} = 1,5 \dots 2,5$ .

Коэффициенты концентрации напряжений для метрической резьбы шпилек из углеродистой стали  $K_\sigma = 3,0 \dots 4,5$ , для легированных сталей –  $K_\sigma = 4,0 \dots 5,5$ .

Площадь поперечного сечения одной шпильки, отнесённая к поперечной площади цилиндра, согласно статистическим данным при предварительных расчётах, может быть выбрана:

а) по минимальному сечению

$$\frac{F_{\text{шп min}}}{F_{\text{ц}}} \cdot 100 = 1,0 \dots 1,4 \%,$$

б) по наружному диаметру резьбы

$$\frac{F_{\text{ш пр}}}{F_{\text{ц}}} \cdot 100 = 1,5 \dots 2,0 \%.$$

Напряжения в минимальном сечении шпилек достигают следующих значений:

- 1) по предварительной затяжке  $\sigma_{\text{пр}} = 200 \dots 400$  МПа;
- 2) от термической нагрузки  $\sigma_t = 150 \dots 200$  МПа;
- 3) суммарное напряжение на работающем двигателе  $\sigma_{\Sigma} = 350 \dots 550$  МПа.

Напряжения кручения, возникающие в шпильке при затяжке, обычно снимаются небольшим обратным проворачиванием гайки.

Материал силовых шпилек блоков должен обладать возможно более высоким пределом упругости. С повышением предела упругости уменьшаются остаточные деформации при данной нагрузке. Вследствие применения шпилек, изготовленных из сталей с высоким пределом упругости, уменьшается опасность ослабления газового стыка из-за уменьшения силы затяжки.

### ***Контрольные вопросы***

1. Задачи теплового расчёта двигателя.
2. Что называется степенью сжатия и в каких пределах принимают степень сжатия для карбюраторных двигателей, для дизельных?
3. Общая компоновка двигателя и выбор основных конструктивных параметров. Расчётные режимы.
4. Способы построения индикаторной диаграммы.
5. Расчёт деталей на прочность с учётом переменной нагрузки.
6. Диаграммы усталости (выносливости) при определении запасов прочности.
7. Условия работы корпусных деталей и требования к их конструкции. Фундаментные рамы, стойки и станины.

8. Особенности конструкций компрессионных колец. Материалы их изготовления.
9. Особенности конструкций маслосъемных колец. Материалы их изготовления.
10. Конструктивные особенности поршней дизелей.
11. Конструктивные особенности поршней бензиновых двигателей.
12. Обзор конструкций коленчатых валов. Материалы изготовления.
13. Обзор конструкций головок двигателей с жидкостным охлаждением. Материалы изготовления.
14. Блоки и картеры двигателей с жидкостным охлаждением: обзор конструкций, материалы изготовления.
15. Как определяют силы газов, действующих на поршень?
16. Расчетная схема и порядок расчета поршня.
17. Расчетная схема, эпюра напряжений и порядок расчета поршневого пальца.
18. Какие силы действуют на шатунную шейку? Указать порядок определения этих сил.
19. Расчетные схемы и порядок расчета шатунной группы.
20. Расчетная схема и порядок расчета поршня.
21. Расчетная схема и порядок расчета коленчатого вала.
22. Расчетная схема и порядок расчета гильзы.
23. Расчетная схема и порядок расчета газового стыка.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ Р 1.5–2004. Стандарты национальные Российской Федерации. Правила построения, изложения, оформления и обозначения. – Введ. 2005-07-01. – М.: Изд-во стандартов, 2005. – 27 с.
2. ГОСТ 1.5–2001. Стандарты межгосударственные, правила и рекомендации по межгосударственной стандартизации. Общие требования к построению, изложению, оформлению, содержанию и обозначению. – Введ. 2002. -09-01. – М.: Изд-во стандартов, 2003. – 157 с.
3. ГОСТ 2.102–68. ЕСКД. Виды и комплектность конструкторских документов. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – С. 15–19.
4. ГОСТ 2.104–2006. ЕСКД. Основные надписи. – Введ. 2006-09-01. – М.: Стандартинформ, 2007. – 26 с.
5. ГОСТ 2.105–95. ЕСКД. Общие требования к текстовым документам. – Введ. 1996-07-01. – М.: Стандартинформ, 2007. – 51 с.
6. ГОСТ 2.106–96. ЕСКД. Текстовые документы. – Введ. 1997-07-01. – М.: Стандартинформ, 2007. – 62 с.
7. ГОСТ 2.109–73. ЕСКД. Основные требования к чертежам. – Введ. 1974-07-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – С. 103–147.
8. ГОСТ 2.118–73. ЕСКД. Техническое предложение. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – С. 240–245.
9. ГОСТ 2.119–73. ЕСКД. Эскизный проект. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – С. 246–251.
10. ГОСТ 2.120–73. ЕСКД. Технический проект. – Введ. 1974-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – С. 252–257.
11. ГОСТ 2.301–68. ЕСКД. Форматы. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – С. 3–5.
12. ГОСТ 2.302–68. ЕСКД. Масштабы. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – С. 6.
13. ГОСТ 2.303–68. ЕСКД. Линии. – Введ. 1971-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – С. 7–13.
14. ГОСТ 2.304–81. ЕСКД. Шрифты чертёжные. – Введ. 1982-01-01 // Единая система конструкторской документации: сб. ГОСТов. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – С. 14–42.
15. Содержание и правила оформления дипломного проекта: методические указания для студентов специальности 140501 «Двигатели внутреннего сгорания» / сост.: А.Л. Иванов, В.А. Каня. – Омск: СибАДИ, 2011. – 44 с.

16. Колчин А. И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, В. П. Демидов. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
17. Двигатели внутреннего сгорания: в 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование двигателей.: учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. – М.: Высшая школа, 2007. – 319 с.
18. Чайнов Н.Д. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. / Н.Д. Чайнов –М.: Машиностроение, 2008. – 496 с.
19. Холмянский И.А. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций / И.А. Холмянский. – Омск: СибАДИ, 2010. – 153 с.
20. Расчёт коленчатого вала: методические указания к курсовому и дипломному проектированию по ДВС / Сост. П.Л. Шевченко. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. – 12 с.

## Приложение А

### Форма бланка задания на курсовой проект

#### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Двигатель \_\_\_\_\_

Максимальная мощность \_\_\_\_\_

Обороты при максимальной мощности \_\_\_\_\_

Степень сжатия \_\_\_\_\_

1. Подготовить таблицу с основными техническими данными двигателя. При составлении исходных данных для расчёта использовать приложение Б.

2. Оформить технические характеристики двигателя.

3. Предъявить преподавателю техническое задание в электронном виде и распечатку.

Срок сдачи технического задания \_\_\_\_\_



## Приложение Б

### Форма таблицы заполнения расчётных данных

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Тип двигателя – бензиновый или дизель.

Материалы: поршней, гильз цилиндров, компрессионных колец, поршневых пальцев, шатунов, втулок шатунных головок, шатунных болтов, шпилек головки блока цилиндров, коленчатого вала.

#### Данные для расчёта

Параметр	Обозначение	Значение
1	2	3
Диаметр цилиндра, мм	$D$	
Ход поршня, мм	$S$	
Радиус кривошипа, мм	$R$	
Действительное максимальное давление сгорания при $n_m = 3200$ об/мин, МПа	$p_{z\delta}$	
Давление сгорания при $n_N = 5600$ об/мин, МПа	$p_\delta$	
Площадь поршня, см <sup>2</sup>	$F_n$	
Наибольшая нормальная сила при $\varphi = 370^\circ$ , МН	$N_{\max}$	
Масса поршневой группы, кг	$m_{\text{П}}$	
Масса шатунной группы, кг	$m_{\text{Ш}}$	
Максимальная частота вращения при холостом ходе, об/мин (рад/с)	$n_{\text{ХХ max}}$ ( $\omega_{\text{ХХ max}}$ )	
Степень повышения давления	$\lambda$	
Толщина днища поршня, мм	$\delta$	
Высота поршня, мм	$H$	
Высота юбки поршня, мм	$h_{\text{Ю}}$	
Радиальная толщина кольца, мм	$t$	
Радиальный зазор кольца в канавке поршня, мм	$\Delta t$	
Толщина стенки головки поршня, мм	$s$	
Величина верхней кольцевой перемычки, мм	$h_{\text{Ц}}$	
Число масляных каналов в поршне	$n'_n$	
Диаметр масляных каналов в поршне, мм	$d_{\text{М}}$	
Наружный диаметр пальца, мм	$d_{\text{П}}$	
Внутренний диаметр пальца, мм	$d_{\text{В}}$	

1	2	3
Длина пальца, мм	$l_{п}$	
Длина втулки шатуна, мм	$l_{ш}$	
Расстояние между торцами бобышек, мм	$b$	
Наружный диаметр поршневой головки шатуна, мм	$d_{г}$	
Внутренний диаметр поршневой головки шатуна, мм	$d$	
Радиальная толщина стенки поршневой головки шатуна, мм	$h_2 = \frac{d_2 - d}{2}$	
Радиальная толщина стенки втулки, мм	$s_6 = \frac{d - d_u}{2}$	
Диаметр шатунной шейки, мм	$d_{шш}$	
Толщина стенки вкладыша, мм	$t_{в}$	
Длина кривошипной головки, мм	$l_{к}$	
Расстояние между шатунными болтами, мм	$C_6$	
Высота среднего сечения стержня шатуна, мм	$h_{ш}$	
Ширина полки среднего сечения стержня шатуна, мм	$b_{ш}$	
Толщина среднего сечения стержня шатуна, мм	$a_{ш}$	
Высота полки среднего сечения стержня шатуна, мм	$t_{ш}$	
Номинальный диаметр шатунного болта, мм	$d_{шб}$	
Номинальный диаметр шпильки блока, мм	$d$	
Внутренний диаметр резьбы шпильки блока, мм	$d_6 = d - 1,4t$	
Шаг резьбы шатунного болта, мм	$t_{шб}$	
Шаг резьбы шпильки блока, мм	$t$	
Число шатунных болтов	$i_{шб}$	
Число шпилек головки блока на один цилиндр	$i_{шш}$	
<b>Параметры конструкционных материалов</b>		
Коэффициент линейного расширения материала поршня, 1/К	$\alpha_{п}$	
Коэффициент линейного расширения материала гильзы цилиндра, 1/К	$\alpha_{ц}$	
Коэффициент линейного расширения материала шатуна, 1/К	$\alpha_{г}$	
Коэффициент линейного расширения материала втулки, 1/К	$\alpha_{в}$	

Окончание прил. Б.

1	2	3
Модуль упругости материала кольца, МПа	$E_k$	
Модуль упругости материала поршневого пальца (палец плавающего типа), МПа	$E_p$	
Модуль упругости материала шатуна, МПа	$E_{ш}$	
Модуль упругости материала втулки, МПа	$E_v$	
Модуль упругости материала гильзы, МПа	$E$	

## Приложение В

### Механические свойства конструкционных материалов, МПа

Марка материала	$\sigma_{\epsilon}$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\sigma_{-1p}$	$\tau_T$	$\tau_{-1}$
Углеродистые стали						
10	320...420	180	160	120...150	140	80...120
15	350...450	200	170	120...160	140	85...130
20	400...500	240	170...220	120...160	160	100...130
25	430...550	240	190	–	–	–
30	480...600	280	200...270	170...210	170	110...140
35	520...650	300	220...300	170...220	190	130...180
40	570...700	310...400	230...320	180...240	–	140...190
45	600...750	340	250...340	190...250	220	150...200
50	630...800	350	350	200...260	–	160...210
65	750...1000	380	380	220...	260	170...210
Легированные стали						
20Г	480...580	480	250	180	170	90
20Х	650...850	400...600	310...380	230	360	230
30Х	700...900	600...800	360	260	420	220
30ХМА	950	750	470	–	–	–
35Г2	680	370	260	190	240	160
35Х	950	750	–	–	–	–
35ХМА	950	800	–	–	–	–
38ХА	950	800	–	–	–	–
40Х	750...1050	650...950	320...480	240...340	–	210...260
40ХН	1000...1450	800...1300	460...600	320...420	390	240
40Г	640...760	360	250	180	210	150
45Х	850...1050	700...950	400...500	–	–	–
45Г2	700...920	420	310...400	210	260	180...220
50ХН	1100	850	550	–	–	–
50Г	650...850	370	290...360	–	–	–
60Г	670...870	340	250...320	210	250	170
65Г	820...920	400	300	220	260	180
12ХН3А	950...1400	700...1100	420...640	270...320	400	220...300
18ХН24А	1100	850	–	–	–	–
18ХНВА	1150...1400	850...1200	540...620	360...400	550	300...360
20ХН3А	950...1450	850...1100	430...650	310	–	240...310
25ХНМА	1150	–	–	–	–	–
25ХНВА	1100...1150	950...1050	460...540	310...360	–	280...310
30ХГСА	1100	850	510...540	500...530	–	220...245
37ХН3А	1150...1600	1000...1400	520...700	–	–	320...400
40ХНМА	1150...1700	850...1600	550...700	–	700	300...400

Окончание прил. В.

Марка материала	$\sigma_s$	$\sigma_{bc}$	$\sigma_{bi}$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$
Серые чугуны						
СЧ 15-32	150	650	320	240	70	50
СЧ 21-40	210	750	400	280	100	80
СЧ 24-44	240	850	440	300	120	100
СЧ 28-48	280	1000	480	350	140	110
СЧ 32-52	320	1100	520	390	140	110
СЧ 35-56	350	1200	560	400	150	150
СЧ 38-60	380	1300	600	460	150	115
Высокопрочные чугуны						
ВЧ 45-0	450	—	700	—	—	—
ВЧ 45-5	450	—	700	—	—	—
ВЧ 40-10	400	—	700	—	—	—
ВЧ 50-1,5	500	—	900	—	—	—
ВЧ 60-2	600	—	1100	—	—	—
Ковкие чугуны						
КЧ 30-6	300	—	490	—	—	—
КЧ 33-8	330	—	530	—	—	—
КЧ 35-10	350	—	570	—	—	—
КЧ 37-12	370	—	580	—	—	—
КЧ 45-6	450	—	700	—	—	—
КЧ 50-4	50	—	800	—	—	—
КЧ 60-3	60	—	950	—	—	—

## Приложение Г

### Показатели материалов для изготовления деталей двигателей внутреннего сгорания

Наименование	Сталь 40ХН	Сталь 40ХН2МА (SAE-4349)	Сталь 18Х2Н4МА	Титановый сплав Ti-6Al-4V (США)	Алюми- ниевый сплав Д16Т	Композит Д16Т+ 16% SiC
Плотность $\rho$ , г/см <sup>3</sup>	7,85	7,85	7,95	4,43	2,8	2,9
Твердость, <i>HV</i>	200...320	217...333	262...400	255...340	105	
Предел прочности при растяжении $\sigma_b$ , МПа	910	1000	940...1470	$\geq 930$	460	547
Предел текучести при растяжении $\sigma_{0,2}$ , МПа	710	850	710...1170	$\geq 862$	300	465
Предел текучести при сжатии $\sigma_{0,2}$ , МПа	710	850	710...1170	917	285	–
Модуль нормаль- ной упругости при растяжении $E \cdot 10^{-3}$ , МПа	204	204	150	105...115	71	110
Предел выносли- вости $\sigma_1$ , МПа	392...490	447	475...774	560	135	
Удельная проч- ность при растяжении $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$ , м	8,3	10,8	8,3...14,7	19,46	10,7	16
Удельная проч- ность при сжатии $\sigma_{0,2}/\gamma^* \cdot 10^{-3}$ , м	8,3	10,8	8,3...14,7	20,7	10,18	–
Удельная жест- кость $E/\gamma^* \cdot 10^{-3}$ , м	2600	2600	1890	2370...2600	2530	3800
Удельная вынос- ливость $\sigma_1/\gamma^* \cdot 10^{-3}$ , м	5...6,24	5,7	6...9,7	12,64	4,8	–

Примечание.  $\gamma = \rho \cdot g$ , где  $\rho$  – плотность;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>.

*Учебное издание*

Расчёт на прочность деталей кривошипно-шатунного механизма  
двигателей внутреннего сгорания

Учебно-методическое пособие к курсовому проекту по дисциплине  
«Конструирование двигателей»

Составитель: Валерий Анатольевич Каня  
Владимир Сергеевич Пономаренко

\*\*\*

Редактор Н.И. Косенкова

\*\*\*

Подписано к печати 28.09.2012  
Формат 60×90 1/16. Бумага писчая  
Оперативный способ печати  
Гарнитура Times New Roman  
Усл. п. л. , уч.-изд. л.  
Тираж 70 экз. Заказ № \_\_\_\_  
Цена договорная

Издательство СибАДИ  
644099, г. Омск, ул. П. Некрасова, 10

Отпечатано в подразделении ОП издательства СибАДИ