

**Санкт – Петербургский Государственный Морской Технический**  
**Университет**

**кафедра судовых двигателей внутреннего сгорания**  
**и**  
**дизельных установок**

**Курсовой проект**

**Конструирование и расчеты прочности деталей**  
**двигателя внутреннего сгорания**

Выполнил: студент гр. 2421  
Алексеев И.А.  
Проверил: Румб В.К.

Санкт-Петербург  
2007

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ 6ЧРН10,5/13

### 1. Особенности конструкции

Одной из наиболее ответственных и трудоемких в изготовлении деталей судового дизеля является коленчатый вал. Посредством его осуществляется связь всех кривошипно-шатунных механизмов. Назначение коленчатого вала-суммирование набегающих моментов и передача их результирующего значения потребителю энергии.

Конструкция коленчатого вала, во многом, определяется размерами дизеля и зависит от числа и расположения цилиндров, порядка вспышек и уровня неуровновешенности. В многоцилиндровом ДВС коленчатый вал состоит из колен. Дополнительно в группу коленчатого вала входят: маховик, ведущая шестерня (звездочка) привода распределительного вала, демпфер, гребень упорного подшипника, фланец отбора мощности, а также ряд мелких деталей. В свою очередь элементами колена являются: шатунная шейка, две щеки, половины соседних рамовых (коренных) шеек, противовесы. В судовых ДВС применяются исключительно полноопорные валы. Для таких валов число рамовых шеек на единицу больше числа кривошипных механизмов.

При назначении геометрических параметров элементов колена исходят из того, что они должны обеспечивать прочность, жесткость и износостойкость коленчатого вала. Последнее обстоятельство вынуждает увеличить диаметр и уменьшать длину шеек. В новых двигателях диаметр шеек приближается к диаметру цилиндра, а отношение длины шейки к ее диаметру составляет 0,3-0,5. Для шатунной шейки в V-образных ДВС с рядомстоящими шатунами это отношение лежит в пределах 0,5-0,6. Рамовые и шатунные шейки обычно делают одного диаметра. С целью уменьшения центробежных сил, облегчения вала и повышения его выносливости шейки часто выполняют полыми. В результате этого снижаются напряжения в местах сопряжения шеек и щек. Если полости шеек используются в качестве магистрали подачи масла к подшипникам коленчатого вала, то они должны быть закрыты заглушками. Конструкции заглушек весьма разнообразны. Иногда полости шеек выполняют роль сепараторов масла.

В тронковых и реже в крейцкопфных дизелях масло для смазки подшипников коленчатого вала подается через сверления в шейках. Отношение диаметра смазочного отверстия к диаметру шейки составляет 0,05-0,11. Из конструктивных соображений масляный канал сверлят, как правило, под углом к оси шейки, что приводит к увеличению концентрации напряжений. По этой причине не рекомендуется делать угол наклона сверления более 30 градусов. Выходы масляных отверстий обязательно закругляют радиусом не менее 0,25 диаметра сверления и тщательно шлифуют.

Щеки коленчатого вала отличаются многообразием конструктивных форм. Наибольшее распространение получили прямоугольные, трапецеидальные, круглые щеки. Последние находят применение главным образом в валах ВОД ДВС. Часть материала щек в районе шатунной шейки обычно срезают. Благодаря этому уменьшаются неуровновешенно вращающаяся масса колена. На стадии эскизного проектирования толщиной и шириной щеки задаются. У коленчатых валов судовых дизе-

лей ширина щеки  $b=(0,9-1,5)D$ , а толщина зависит от отношения  $S/D$ . Для длинноходных ДВС  $h=(0,3-0,65)D$  и  $h=(0,16-0,3)D$  в случае короткоходных двигателей, как правило, имеющих перекрытие шеек. Перекрытие шеек повышает жесткость коленчатого вала, а поэтому толщину щеки можно уменьшить. Здесь и ниже  $D$ - диаметр цилиндра,  $S$ - ход поршня.

Галтели (места сопряжения шеек со щеками) являются ярко выраженными концентраторами напряжений. Их следует выполнять с возможно большим радиусом закругления  $r$ . Экспериментально установлено, что при увеличении  $r$  с 5 до 7 мм предел выносливости возрастает на 30%. В судовых ДВС  $r=(0,05-0,1)d$ , где  $d$ -диаметр шейки. Вместе с тем, увеличение радиуса галтели неизбежно вызывает рост длины шейки. Сохранить длину шейки и одновременно уменьшить концентрацию напряжений можно за счет конструктивного совершенствования галтели. Рекомендуется выполнять галтели с поднутрением в шейку и щеку. Однако такие галтели ослабляют сечение в месте концентрации напряжений, в результате повысить прочность в целом не удастся. Целесообразно выполнять галтель дугами нескольких радиусов. При этом длина шейки не возрастает, если большим радиусом описывать части галтели, непосредственно примыкающие щеке. Находят применение также эллиптические и параболические галтели.

Противовесы устанавливаются для разгрузки рамовых подшипников от действия центробежных сил, уравнивания моментов сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, а также для уменьшения внутренних перерезывающих сил и изгибающих моментов в остоу двигателя. Чаще всего противовесы изготавливают в виде цилиндрических сегментов. Объясняется это тем, что такая форма дает наибольшее удаление центра массы противовеса от оси коленчатого вала, а поэтому требует меньшей массы. Противовесы крепят к щекам при помощи шпилек, которые растягиваются центробежной силой. Иногда для разгрузки шпилек делают зубчатое соединение противовеса со щекой.

Относительное расположение колен выбирают таким образом, чтобы обеспечить равномерное чередование вспышек, естественное уравнивание двигателя, минимальную нагрузку рамовых подшипников и умеренные амплитуды колебаний коленчатого вала. Удовлетворить перечисленным требованиям полностью не удастся, поэтому задача выбора рациональной схемы заковки коленчатого вала требует оптимизационного решения. В частности, выполнение условия равномерного чередования вспышек рядного двигателя дает угол между соседними коленами  $\zeta=720/I$  в четырехтактном и  $\zeta=360/I$  в двухтактном ДВС, здесь  $I$ - число цилиндров. Требование минимизации нагрузки рамовых подшипников вынуждает назначать такую заковку вала, при которой вспышки следуют в цилиндрах, как можно дальше удаленных друг от друга.

В зависимости от числа колен и их размеров коленчатые валы судовых дизелей изготавливают цельными или состоящими из двух частей, которые стыкуются между собой при помощи фланцевого соединения. Заготовки валов получают ковкой или штамповкой. Так как трудоемкость этих методов прогрессирует по мере увеличения размеров поковки, в последнее время взамен их используют гибку с высадкой. При такой обработке цилиндрический вал подвергается пластической деформации изгибу и осевому сжатию в месте формирования колена. В ряде случаев гибка с вы-

садкой отличается высокой производительностью и дает повышение прочности коленчатого вала. Перед механической обработкой поковки коленчатых валов подвергают низкому отжигу или нормализации. Цель термической обработки – устранение внутренних напряжений и уменьшение твердости стального вала для улучшения его обрабатываемости.

Коленчатые валы больших размеров чаще всего собирают из полусоставных или составных колен. В валах с полусоставными коленами шатунные шейки отковываются вместе со щеками, в которые запрессовываются рамовые шейки. В составных коленях как рамовые, так и шатунные шейки соединяют посредством запресовки. Запресовку осуществляют с натягом и предварительным нагревом соединяемых деталей до 200-300 градусов. Установка шпонок и штифтов не допускается.

Как известно, несущая способность прессового соединения определяется величиной натяга, т.е. значениями контактных напряжений. Вследствие неизбежной релаксации материалов коленчатого вала контактные напряжения уменьшаются. Этот процесс приводит к ослаблению натяга, появлению фреттинг-коррозии на сопрягаемых поверхностях и, как следствие, к повышению вероятности проворачивания шеек. Уменьшение скорости релаксации достигается увеличением массы щеки в районе ее сопряжения с шейкой и в конечном итоге определяется радиальной и осевой толщиной щеки.

Для снижения массы щек прессовое соединение деталей коленчатого вала иногда заменяют сваркой. В результате такой замены удастся уменьшить металлоемкость коленчатого вала на 25-30% и собирать валы с перекрытием шеек. В настоящее время существует два варианта изготовления сварных валов. По первому варианту щеки вместе с половинками шеек отковываются, нормализуются и соединяются сваркой по стыкам половины каждой шейки. Второй вариант предусматривает изготовление ковкой отдельных колен, которые затем соединяются между собой сваркой по стыкам половин рамовых шеек. В обоих вариантах сварные швы располагаются в середине шеек.

Технология сварки элементов коленчатого вала предусматривает следующие операции. Перед сваркой производится механическая обработка торцов свариваемых половин шеек для обеспечения их параллельности. Свариваемые детали устанавливаются на манипулятор таким образом, чтобы расстояние между торцами составляло 15-20 мм, и подогреваются до температуры 200 градусов. После этого соединяемые детали приводятся во вращение манипулятором с частотой 10-20 об/мин и начинается автоматический процесс электродуговой сварки под флюсом. Круговые сварные швы поочередно наносятся друг на друга, постепенно заполняя металлом торцевой зазор. После сварки производится отжиг коленчатого вала и проверка качества сварных швов. Качество сварки ультразвуковым дефектоскопом.

Коленчатые валы судовых двигателей стальные. Они изготавливаются из сталей, легированных хромом, никелем, марганцем, молибденом и алюминием. Чаще других применяются, стали 40Х, 35Г, 40Г, 40ХН2МЮА, 38Х2МЮА. Первые три марки обычно служат материалом для валов МОД.

Повышение износостойкости шеек и долговечности коленчатого вала в целом достигается поверхностным упрочнением. Благодаря ему в поверхностном слое создаются остаточные сжимающие напряжения, которые в значительной степени пре-

пятствуют зарождению усталостных трещин. Среди методов поверхностного упрочнения в судовом дизелестроении наиболее распространены: закалка током высокой частоты, азотирование и обкатка роликами.

Высокочастотная закалка относится к производительному и прогрессивному способу повышения поверхностной твердости стали. Однако по причине громоздкости электрического индуктора этот метод применяется пока лишь для упрочнения валов небольших размеров. Более эффективным средством получения высокой твердости является азотирование. Процесс насыщения поверхностного слоя азотом протекает чрезвычайно медленно (примерно около 10 ч для получения слоя глубиной 0,15 мм). Обычно азотирование производят на глубину 0,3-0,6 мм и оно относится к завершающей стадии обработки коленчатого вала. После азотирования подвергают шлифованию только шейки вала. Предел выносливости коленчатого вала можно еще больше повысить, если подвергать его поверхности механическому наклепу. Весьма успешно эта цель достигается при обкатке роликами галтелей и обжатии шариком краев масляных отверстий. Шейки валов больших размеров также обкатываются роликами. При такой обработке упрочненный слой может достигать нескольких миллиметров, что способствует заметному снижению напряжений в местах их концентрации. Помимо упомянутых известны комбинированные методы поверхностного упрочнения коленчатых валов. Например, шейки и щеки вала азотируют, а галтели либо обкатывают фасонными роликами, либо подвергают обдувке дробью.

## 1. Расчет коленчатого вала на выносливость

Двигатель 6ЧРН10,5/13 применяется в дизель – генераторах типа ДГМА – 48М2, ДГА – 24М1. На базе этих машин изготавливаются главные судовые дизели моделей К–167–2 и К–167–3. Этот двигатель развивает на номинальном режиме при частоте вращения вала 1500 об/мин мощность 125 кВт.

Коленчатый вал цельный, штампованный из стали. Имеет 7 коренных опор и 6 полых шатунных шек. Шейки закалены током высокой частоты.

Кривошипы вала расположены в одной плоскости. Смазка подшипников осуществляется от общей циркуляционной системы. Масло через каналы в блоке подводится к коренным подшипникам и далее по диагональным сверлениям в колене вала подается к шатунным подшипникам.

Кромки масляных отверстий закруглены радиусом 2 мм.

Материал коленчатого вала – сталь 40Х.

Предел прочности  $\sigma_s = 900$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 750$  МПа, предел выносливости при изгибе  $\sigma_{-1} = 410$  МПа, предел выносливости при кручении  $\tau_{-1} = 240$  МПа.

Коленчатый вал рассчитываем на выносливость от переменных напряжений кручения и изгиба. За опасные сечения принимаем: в шейках – края смазочных отверстий, в щеках – галтели.

Таблица 1. – Размеры колена вала

№ п/п	Наименование	Размерность	Обозначение	Численное значение
1	Радиус кривошипа	мм	$R$	65
2	Межцилиндровое расстояние	мм	$l_u$	138
3	Диаметр коренной шейки	мм	$d_k$	80
4	Диаметр шатунной шейки	мм	$d_{ш}$	74
5	Длина коренной шейки	мм	$l_k$	48
6	Длина шатунной шейки	мм	$l_{ш}$	48
7	Диаметр сверления шатунной шейки	мм	$d_o$	28
8	Диаметр масляного отверстия	мм	$a$	8
9	Толщина щеки	мм	$h$	21
10	Диаметр (ширина) щеки	мм	$d'$	150

11	Радиус скругления галтелей	мм	$r$	4
12	Шероховатость по- верхностей шеек	мкм	$R_a$	0,63
13	Шероховатость по- верхностей щек	мкм	$R_a$	1,5

### 1.1. Расчет коренных шеек

Коренную шейку рассчитываем на кручение. Для выявления расчетных шеек составляем таблицу, в которой числа первых двух строк представляют собой максимальные и минимальные значения набегающих тангенциальных сил в коренных шейках.

Необходимые для заполнения таблицы площадь поршня и полярный момент сопротивления коренной шейки равны:

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,105^2}{4} = 8,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 ;$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_k^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_k} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 0,08^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{0,028}{0,08} \right)^4 \right] = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 .$$

**Таблица 2. – Определение расчетных коренных шеек**

Расчетная зависимость	Номер коренной шейки					
	1	2	3	4	5	6
$t_{p \max}$ , МПа	4,951	5,367	4,871	5,603	5,23	4,578
$t_{p \min}$ , МПа	-1,663	-2,087	-1,586	-2,039	-1,741	-0,266
$t_a = 0,5 \cdot (t_{p \max} - t_{p \min})$ , МПа	3,307	3,727	3,23	3,821	3,49	2,422
$t_m = 0,5 \cdot (t_{p \max} + t_{p \min})$ , МПа	1,644	1,64	1,6425	1,782	1,7445	2,156
$\tau_a = \frac{t_a \cdot R \cdot F}{W_p}$ , МПа	18,5936 1	20,9550 6	18,1606 8	21,4835 7	19,5972 2	13,6177
$\tau_m = \frac{t_m \cdot R \cdot F}{W_p}$ , МПа	9,24339	9,2209	9,23495 6	10,0193	9,80845 1	12,1221 1

Из таблицы 2 следует, что наиболее нагруженными шейками являются 4 и 6. Из векторной диаграммы давлений в коренной шейке № 1 видно, что минимальное давление на шейку действует в районе угла 90°. Поэтому сверление для подвода масла необходимо делать в этом месте.

Запас прочности на выносливость определяется по формуле для знакопеременного цикла напряжений:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m},$$

где  $K_{\tau}$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$\varepsilon_{\tau}$  - масштабный фактор;

$\beta_{\tau}$  - коэффициент, учитывающий качество механической обработки.

$$K_{\tau} = 1 + q \cdot (\alpha_{\tau} - 1).$$

В этой формуле:  $q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений. Принимаем  $q = 0,92$ .  $\alpha_{\tau}$  - теоретический коэффициент концентрации напряжений.

$$\alpha_{\tau} = f\left(\frac{a}{d_{\kappa}}\right), \left(\frac{a}{d_{\kappa}}\right) = \left(\frac{8}{80}\right) = 0,1$$

По графику (рис. 10 [1]) находим, что  $\alpha_{\tau} = 3,3$ .

Тогда,

$$K_{\tau} = 1 + q \cdot (\alpha_{\tau} - 1) = 1 + 0,92 \cdot (3,3 - 1) = 3,2.$$

Масштабный фактор подсчитываем по следующей формуле:

$$\varepsilon_{\tau} = 1 - 0,45 \cdot \left(\frac{d_{\kappa} - 10}{d_{\kappa}}\right)^3 = 1 - 0,45 \cdot \left(\frac{80 - 10}{80}\right)^3 = 1 - 0,3 = 0,7.$$

По

рис. 13 [1] определяем коэффициент  $\beta_{\tau}$ . Для шлифованной поверхности ( $R_z = 3,2$  мкм,  $\sigma_s = 900$  МПа) имеем  $\beta_{\tau} = 0,92$ . Следовательно,

$$\beta_{\tau} = 0,575 \cdot \beta_{\sigma} + 0,425 = 0,954$$

Коэффициент чувствительности стали 40Х к асимметрии цикла напряжений:

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot \psi_{\sigma} = 0,5 \cdot (0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_s) = 0,5 \cdot (0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900) = 0,1$$

Для 4 и 6 коренных шеек запас прочности на выносливость в зоне масляного отверстия (с учетом упрочнения на 40 % за счет поверхностной закалки ТВЧ):

$$n_{\tau 4} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{3,2 \cdot 2685}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 1252} = 2,58;$$

$$n_{\tau 6} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{3,2 \cdot 1702}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 1515} = 4,05.$$



Коэффициент запаса прочности с учетом дополнительных напряжений от крутильных колебаний ( $\lambda_0 = 1,14$ ):

$$n'_{\tau 4} = \frac{n_{\tau 4}}{\lambda_d} = \frac{2,58}{1,28} = 2,02;$$

$$n'_{\tau 6} = \frac{n_{\tau 6}}{\lambda_d} = \frac{4,05}{1,28} = 3,16.$$

Оба полученные значения коэффициента запаса удовлетворяют условиям прочности.

## 1.2. Расчет шатунных шеек

Шатунную шейку рассчитываем на кручение и изгиб в сечении по смазочному отверстию. Запас прочности по касательным напряжениям вычисляем аналогично расчету коренной шейки. Как и в предыдущем случае, составляем таблицу, в которой по максимальным и минимальным набегающим тангенциальным силам определяем амплитуду и среднее напряжение цикла для каждой шейки в отдельности.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right] = \frac{3,14 \cdot 0,074^3}{16} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,028}{0,074} \right)^4 \right] = 7,79 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

**Таблица 3. – Определение расчетных шатунных шеек**

Расчетная зависимость	Номер шатунной шейки					
	1	2	3	4	5	6
$t_{ш \max}$ , МПа	2,475	4,703	5,119	5,237	5,277	4,904
$t_{ш \min}$ , МПа	-0,831	-1,872	-1,834	-1,802	-1,89	-1,004
$t_a = 0,5 \cdot (t_{ш \max} - t_{ш \min})$ , МПа	1,653	3,2875	3,4765	3,52	3,58	2,954
$t_m = 0,5 \cdot (t_{ш \max} + t_{ш \min})$ , МПа	0,822	1,42	1,6425	1,7175	1,69	1,95
$\tau_a = \frac{t_a \cdot R \cdot F}{W_p}$ , МПа	9,29	18,48	19,55	19,79	20,13	16,61
$\tau_m = \frac{t_m \cdot R \cdot F}{W_p}$ , МПа	4,62	7,98	9,23	9,66	9,50	10,96

Из таблицы 3 следует, что наиболее нагруженными являются 5 и 6 шатунные шейки. В шатунной шейке давление достигает своего минимального значения также в районе угла 90°. Поэтому выход масляного отверстия осуществлен в этом месте.

Коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений принимаем  $\alpha = 0,92$ .  $\beta_\tau = 0,954$ ,  $\psi_\tau = 0,1$  (см. выше).

$$\alpha_{\tau} = f\left(\frac{a}{d_{uu}}\right), \left(\frac{a}{d_{uu}}\right) = \left(\frac{8}{74}\right) = 0,108 ;$$

По графику (рис. 10 [1]) находим, что  $\alpha_{\tau} = 3,28$ .

$$K_{\tau} = 1 + q \cdot (\alpha_{\tau} - 1) = 1 + 0,92 \cdot (3,28 - 1) = 3,1$$

Масштабный фактор подсчитываем по формуле:

$$\varepsilon_{\tau} = 1 - 0,45 \cdot \left(\frac{d_{uu} - 10}{d_{uu}}\right)^3 = 1 - 0,45 \cdot \left(\frac{74 - 10}{74}\right)^3 = 1 - 0,29 = 0,71.$$

Для 5 и

6 шатунных шеек запас прочности на выносливость в зоне масляного отверстия (с учетом упрочнения на 40 % за счет поверхностной закалки ТВЧ):

$$n_{\tau 5} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{3,1 \cdot 2013}{0,71 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 9,50} = 3,6 ;$$

$$n_{\tau 6} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{3,1 \cdot 1661}{0,71 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 10,96} = 4,3$$

С учетом коэффициента динамического усилия (1,28):

$$n'_{\tau 5} = \frac{n_{\tau 5}}{\lambda_d} = \frac{3,6}{1,28} = 2,8 ;$$

$$n'_{\tau 6} = \frac{n_{\tau 6}}{\lambda_d} = \frac{4,3}{1,28} = 3,35$$

В плоскости расположения смазочного отверстия ( $\theta = 90^0$ ) изгибающий момент вычисляют по формуле:

$$M_{\theta} = \frac{t_a \cdot F \cdot l}{4}.$$

Из силового анализа ДВС имеем:  $t_{a \max} = 4,949$  МПа,  $t_{a \min} = -1,661$  МПа.

Тогда

$$M_{\theta \max} = \frac{t_{a \max} \cdot F \cdot l}{4} = \frac{4,949 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} \cdot 0,138}{4} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}$$

$$M_{\theta \min} = \frac{t_{a \min} \cdot F \cdot l}{4} = \frac{-1,661 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} \cdot 0,138}{4} = -0,5 \cdot 10^{-3} \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Осевой момент сопротивления шатунной шейки равен:

$$W = \frac{\pi \cdot d_{ш}^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{d_0}{d_{ш}} \right)^4 \right] = \frac{31,4 \cdot 10^{-7}}{32} \left[ 1 - \left( \frac{0,02}{0,07} \right)^4 \right] = 0,41 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Изгибающий момент обуславливает на краях отверстия переменные напряжения. Их экстремальные значения:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\theta \max}}{W} = \frac{15 \cdot 10^{-3}}{0,4 \cdot 10^{-4}} = 37,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\theta \min}}{W} = \frac{-0,5 \cdot 10^{-3}}{0,4 \cdot 10^{-4}} = -12,5 \text{ МПа}.$$

Для знакопеременного цикла изменения нормальных напряжений амплитуда и среднее значение соответственно равны:

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (37,5 + 12,5) = 25 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (37,5 - 12,5) = 12,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности вычисляем по следующей формуле:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}.$$

Найдем необходимые для вычислений коэффициенты:

$$\alpha_{\sigma} = f\left(\frac{a}{d_{ш}}\right), \left(\frac{a}{d_{ш}}\right) = 0,108$$

По графику (рис. 10 [1]) находим, что  $\alpha_{\sigma} = 2,35$ . Коэффициент  $q = 0,92$  задан ранее.

$$K_{\sigma} = 1 + q \cdot (\alpha_{\sigma} - 1) = 1 + 0,92 \cdot (2,35 - 1) = 2,24;$$

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{\sigma} = 0,02 + 1800 \cdot 10^{-4} = 0,2;$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{d_{ш} - 10}{d_{ш}} \right)^3 = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{74 - 10}{74} \right)^3 = 0,676;$$

$$\beta_{\sigma} = 0,92.$$

Подставляя полученные значения в исходную формулу, получим:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{41014}{\frac{2,24 \cdot 25}{0,676 \cdot 0,92} + 0,2 \cdot 12,5} = 6,2.$$

Суммарный запас прочности по касательным и нормальным напряжениям в 5 и 6 шатунных шейках равен:

$$n_5 = \frac{n'_{\tau 5} \cdot n_{\sigma}}{\sqrt{(n'_{\tau 5})^2 + (n_{\sigma})^2}} = \frac{2,8 \cdot 6,2}{\sqrt{(2,8)^2 + (6,2)^2}} = 2,5;$$

$$n_6 = \frac{n'_{\tau 6} \cdot n_{\sigma}}{\sqrt{(n'_{\tau 6})^2 + (n_{\sigma})^2}} = \frac{3,35 \cdot 6,2}{\sqrt{(3,35)^2 + (6,2)^2}} = 2,9.$$

Полученные значения запасов прочности показывают, что шатунные шейки коленчатого вала двигателя 6ЧРН10,5/13 удовлетворяют требованиям выносливости.

### 1.3. Расчет щеки коленчатого вала

Щеки коленчатого вала под действием приложенных к нему сил подвергаются изгибу, растяжению или сжатию и кручению. Расчет щеки предусматривает определение запасов прочности в местах ее сопряжения с шейками.

Определим осевой момент сопротивления сечения щеки, проходящего через точку С. Сечение, проходящее через точку С имеет следующие геометрические размеры:  $b = 148$  мм,  $h = 21$  мм.

$$W_{щ} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,148 \cdot 0,021^2}{6} \approx 1,09 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$e = l_k + 0,5 \cdot h = 0,048 + 0,5 \cdot 0,021 = 0,0585 \text{ м}.$$

Максимальные и минимальные напряжения линейно связаны с экстремальными значениями радиальной силы:

При  $z_{a \max} = 10,705$  МПа :

$$\sigma_{\max} = \frac{z_{a \max} \cdot F}{2} \cdot \left( \frac{1}{b \cdot h} + \frac{e}{W_{щ}} \right) = \frac{10,705 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{1}{0,148 \cdot 0,021} + \frac{0,0585}{1,09 \cdot 10^{-5}} \right) = 2634 \text{ МПа}.$$

При  $z_{a \min} = -1,859$  МПа :

$$\sigma_{\min} = \frac{z_{a \min} \cdot F}{2} \cdot \left( \frac{1}{b \cdot h} + \frac{e}{W_{щ}} \right) = \frac{-1,859 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{1}{0,148 \cdot 0,021} + \frac{0,0585}{1,09 \cdot 10^{-5}} \right) = -45,7 \text{ МПа}.$$

Рассчитываем амплитуды и среднее напряжение цикла:

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (2634 + 45,7) = 1545 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (2634 - 45,7) = 1088 \text{ МПа}.$$

Дополнительно рассматриваемая точка щеки испытывает действие касательных напряжений от кручения коренной шейки. Для наиболее нагруженных коренных шеек (4 и 6) определим все необходимые для расчетов коэффициенты:

для изгиба по рис. 11[1] при  $\frac{r}{h} = \frac{4}{21} = 0,19$  имеем  $\alpha_\sigma = 2,5$ ; для кручения по рис. 12 [1] при  $\frac{r}{d_k} = \frac{4}{80} = 0,05$ ,  $\alpha_\tau = 1,895$ . Тогда искомые коэффициенты:

$$\begin{aligned}
 K_\sigma &= 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,92 \cdot (2,5 - 1) = 2,38; \\
 K_\tau &= 1 + q \cdot (\alpha_\tau - 1) = 1 + 0,92 \cdot (1,895 - 1) = 1,82; \\
 \psi_\sigma &= 0,2 \text{ (см. выше);} \\
 \psi_\tau &= 0,1 \text{ (см. выше);} \\
 \varepsilon_\tau &= 0,7 \text{ (см. выше);} \\
 \varepsilon_\sigma &= 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{d_k - 10}{d_k} \right)^3 = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{80 - 10}{80} \right)^3 = 0,665; \\
 \beta_\sigma &= 0,92 \text{ (см. выше);} \\
 \beta_\tau &= 0,954 \text{ (см. выше).} \\
 n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{41014}{\frac{2,38 \cdot 15455}{0,665 \cdot 0,92} + 0,2 \cdot 10885} = 2,7 \\
 n_{\tau 4} &= \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{24014}{\frac{1,82 \cdot 215}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 1002} = 5,6; \\
 n_{\tau 6} &= \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{24014}{\frac{1,82 \cdot 1362}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 1212} = 8,7.
 \end{aligned}$$

С учетом дополнительных напряжений от крутильных колебаний:

$$\begin{aligned}
 n'_{\tau 4} &= \frac{n_{\tau 4}}{\lambda_d} = \frac{5,6}{1,28} = 4,4; \\
 n'_{\tau 6} &= \frac{n_{\tau 6}}{\lambda_d} = \frac{8,7}{1,28} = 6,8.
 \end{aligned}$$

Суммарный запас прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$\begin{aligned}
 n_4 &= \frac{n'_{\tau 4} \cdot n_\sigma}{\sqrt{(n'_{\tau 4})^2 + (n_\sigma)^2}} = \frac{4,4 \cdot 2,7}{\sqrt{(4,4)^2 + (2,7)^2}} = 2,3; \\
 n_6 &= \frac{n'_{\tau 6} \cdot n_\sigma}{\sqrt{(n'_{\tau 6})^2 + (n_\sigma)^2}} = \frac{6,8 \cdot 2,7}{\sqrt{(6,8)^2 + (2,7)^2}} = 2,5.
 \end{aligned}$$

Рассуждая аналогично предыдущему, вычислим коэффициент запаса прочности в сопряжении щеки с шатунной шейкой. В точке D сечение имеет следующие геометрические размеры:  $b = 149$  мм,  $h = 21$  мм.

$$W_{щ} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,149 \cdot 0,021^2}{6} \approx 1,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 ;$$

Максимальные и минимальные напряжения линейно связаны с экстремальными значениями радиальной силы:

При  $z_{a \max} = 10,705$  МПа :

$$\sigma_{\max} = \frac{z_{a \max} \cdot F}{2} \cdot \left( \frac{e}{W_{щ}} - \frac{1}{b \cdot h} \right) = \frac{10,705 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{0,0585}{1,1 \cdot 10^{-5}} - \frac{1}{0,149 \cdot 0,021} \right) = 2314 \text{ МПа.}$$

При  $z_{a \min} = -1,859$  МПа :

$$\sigma_{\min} = \frac{z_{a \min} \cdot F}{2} \cdot \left( \frac{e}{W_{щ}} - \frac{1}{b \cdot h} \right) = \frac{-1,859 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{0,0585}{1,1 \cdot 10^{-5}} - \frac{1}{0,149 \cdot 0,021} \right) = -40,2 \text{ МПа.}$$

Рассчитываем амплитуды и среднее напряжение цикла:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (2314 + 40,2) = 1358 \text{ МПа;} \\ \sigma_m &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (2314 - 40,2) = 95,6 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Дополнительно рассматриваемая точка щеки испытывает действие касательных напряжений от кручения шейки. Для наиболее нагруженных шатунных шеек (5 и 6) определим все необходимые для расчетов коэффициенты:

для изгиба по рис. 11[1] при  $\frac{r}{h} = \frac{4}{21} = 0,19$  имеем  $\alpha_\sigma = 2,5$ ; для кручения по рис. 12 [1] при  $\frac{r}{d_{ш}} = \frac{4}{74} = 0,054$ ,  $\frac{d_0}{d_{ш}} = \frac{38}{74} = 0,378$ ,  $\alpha_\tau = 1,8$ . Тогда искомые коэффициенты:

$$\begin{aligned} K_\sigma &= 1 + q \cdot (\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,92 \cdot (2,5 - 1) = 2,38 ; \\ K_\tau &= 1 + q \cdot (\alpha_\tau - 1) = 1 + 0,92 \cdot (1,8 - 1) = 1,736 ; \\ \psi_\sigma &= 0,2 ; \\ \psi_\tau &= 0,1 ; \\ \varepsilon_\tau &= 0,7 ; \\ \varepsilon_\sigma &= 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{d_{ш} - 10}{d_{ш}} \right)^3 = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{74 - 10}{74} \right)^3 = 0,676 ; \\ \beta_\sigma &= 0,92 ; \\ \beta_\tau &= 0,954 . \end{aligned}$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma} \cdot \sigma_a}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{4101,4}{\frac{2,38135}{0,6760,92} + 0,2 \cdot 956} = 2,1$$

$$n_{\tau 5} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{1,7362013}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 9,5} = 6,3;$$

$$n_{\tau 6} = \frac{\tau_{-1} \cdot 1,4}{\frac{K_{\tau} \cdot \tau_a}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta_{\tau}} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{2401,4}{\frac{1,7361661}{0,7 \cdot 0,954} + 0,1 \cdot 10,96} = 7,6$$

С учетом дополнительных напряжений от крутильных колебаний:

$$n'_{\tau 5} = \frac{n_{\tau 5}}{\lambda_d} = \frac{6,3}{1,28} = 4,9;$$

$$n'_{\tau 6} = \frac{n_{\tau 6}}{\lambda_d} = \frac{7,6}{1,28} = 5,9.$$

Суммарный запас прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_5 = \frac{n'_{\tau 5} \cdot n_{\sigma}}{\sqrt{(n'_{\tau 5})^2 + (n_{\sigma})^2}} = \frac{4,9 \cdot 2,1}{\sqrt{(4,9)^2 + (2,1)^2}} = 1,93,$$

$$n_6 = \frac{n'_{\tau 6} \cdot n_{\sigma}}{\sqrt{(n'_{\tau 6})^2 + (n_{\sigma})^2}} = \frac{5,9 \cdot 2,1}{\sqrt{(5,9)^2 + (2,1)^2}} = 1,98.$$

Полученные значения коэффициентов запаса прочности лежат в пределах минимально допустимых значений (  $[n] = 1,5 \dots 2,5$  ). Следовательно, конструкцию можно считать работоспособной.

#### 1.4. Выводы по разделу

В ходе расчета выявлены самые нагруженные шейки. Для них посчитаны коэффициенты запаса прочности, удовлетворяющие требованиям обеспечения работоспособности деталей. Щеки коленчатого вала удовлетворяют условиям прочности. Значит всю конструкцию коленчатого вала можно считать работоспособной.

## 2. Гидродинамический расчет подшипников коленчатого вала

## 2.1. Особенности конструкции коренных подшипников коленчатого вала

В коренных подшипниках коленчатого вала используются тонкостенные вкладыши. Толщина корпуса из стали 10 составляет 2,0 мм. Антифрикционный материал – баббит Б 83 выбираем исходя из того, что максимальная нагрузка на вкладыши составляет:

$$K_{\max} = \frac{r_{\max} \cdot F}{l \cdot d_{\kappa}} = \frac{4,74 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 0,08} = 12,8 \text{ МПа}.$$

Толщина баббитового покрытия – 1,0 мм. Вкладыши бесканавочные с гиперболической расточкой, толщина вкладыша в среднем сечении отличается от толщины у торцов на 0,07 мм. В среднем сечении толщина вкладыша составляет 3 мм. Шероховатость поверхности: шеек –  $R_z = 3,2$  мкм, вкладыша –  $R_z = 0$  мкм (т.к. баббит относительно мягкий и хорошо прирабатывается).

Из силового анализа следует, что наиболее нагруженным вкладышем коренной шейки является второй. Для него  $r_m = 1,84$  МПа. Остальные исходные данные:

- диаметр коренной шейки  $d_{\kappa} = 80$  мм;
- длина вкладыша  $l = l_{\kappa} - 2 \cdot r = 48 - 8 = 40$  мм;
- угол обхвата  $\varphi^* = 120^\circ$ ;
- частота вращения вала  $n = 1500$  об/мин;
- циркуляционное масло М – 10Г<sub>2</sub> ЦС;
- плотность масла при  $20^\circ \text{C}$   $\rho_{20} = 865$  кг/м<sup>3</sup> ( $\rho_{100} = 810$  кг/м<sup>3</sup>);
- температурный коэффициент объемного расширения

$$\kappa_v = 78,2 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ \text{C}} \text{ (см. табл.1 [2])};$$

- вязкость масла при  $100^\circ \text{C}$   $\nu_{100} = 10 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с;
- давление в масляной системе  $p_m = 0,35$  МПа;
- температура масла на входе в двигатель:  $t_0 = 55^\circ \text{C}$ ;
- динамическая вязкость при  $t_0 = 55^\circ \text{C}$ :  $\mu_0 = 0,0487$  Па·с;

Угловая скорость вращения шейки:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}.$$

Для расчетного подшипника средняя удельная нагрузка:

$$K_m = \frac{r_m \cdot F}{l \cdot d_{\kappa}} = \frac{1,84 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 0,08} = 4,97 \text{ МПа}.$$

Динамическая вязкость масла при температуре  $100^\circ \text{C}$ :

$$\mu_{100} = \nu_{100} \cdot \rho_{100} = 10 \cdot 10^{-6} \cdot 810 = 0,0081 \text{ Па·с}.$$

Относительный установочный зазор в подшипнике из баббита:



$$\psi = 0,00125 \text{ ;}$$

Проверка абсолютного зазора:

$$\psi = \frac{2 \cdot \Delta}{d_k};$$

$$\Delta = \frac{\psi \cdot d_k}{2} = \frac{0,00125 \cdot 80}{2} = 0,05 \text{ мм.}$$

При расчете подшипника прежде всего определяем температуру масляного слоя. Сначала этой температурой задаемся и устанавливаем соответствующее ей значение  $\mu$ . Далее выполняем вычисления и определяем  $t_m$ . Подобную операцию повторяем для трех вариантов и по их результатам строим кривые  $\mu = f(t)$  и  $\mu = f(t_m)$ . Точка пересечения этих кривых дает искомую температуру. После этого производится проверочный расчет.

Гидродинамический расчет выполнен в виде таблицы.

**Таблица 4. – Гидродинамический расчет подшипника коренной шейки коленчатого вала**

Определяемый параметр	Расчетная зависимость	Варианты счета			Проверочный расчет
		1	2	3	
Температура масла $t, ^\circ C$	Задано	60	80	100	87
Плотность масла $\rho, \text{кг/м}^3$	$\rho = \frac{\rho_{20}}{1 + \kappa_v \cdot (t - 20)}$	838,7 6	826,2 3	814,0 7	821,94
Вязкость масла $\mu, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{t_0}{t}\right)^m$ $m = 3,0$	0,037 5	0,015 8	0,008	0,0123
Коэффициент нагруженности, $\zeta$	$\zeta = \frac{K_m \cdot \psi^2}{\omega \cdot \mu}$	1,32	3,13	6,18	4,02
Относительный эксцентриситет, $\chi$	Задано	0,765	0,86	0,907	0,885
Коэффициент торцевого расхода, $q_1$	Задано	0,12	0,11	0,1	0,107
Окружной расход масла, $q_0$	Задано	0,03	0,024	0,018	0,02
Коэффициент сопротивления, $\xi$	Задано	5,1	6,75	8,38	6,98
Теплоемкость масла, $C_t, \text{кДж/кг}\cdot^\circ C$	$C_t = (53,2 + 0,107$	2,06	2,15	2,24	2,18
Приращение температуры в масляном слое, $\Delta t, ^\circ C$	$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu \cdot 10^{-3}}{C_t \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1}$	92,3	54,85	37,0	45,0
Температура масла на входе в нагруженную зону, $t_1, ^\circ C$	$t_1 = t_0 + \Delta t \cdot \frac{q_0}{q_1}$	78,2	67,0	62,0	64,0
Максимальная температура масла, $t_{\max}, ^\circ C$	$t_{\max} = t_1 + \Delta t$	171	121,8 5	99,0	109,0
Средняя температура масла, $t_m, ^\circ C$	$t_m = 0,5 \cdot (t_1 + t_{\max})$	124,6	94,4	80,5	86,5

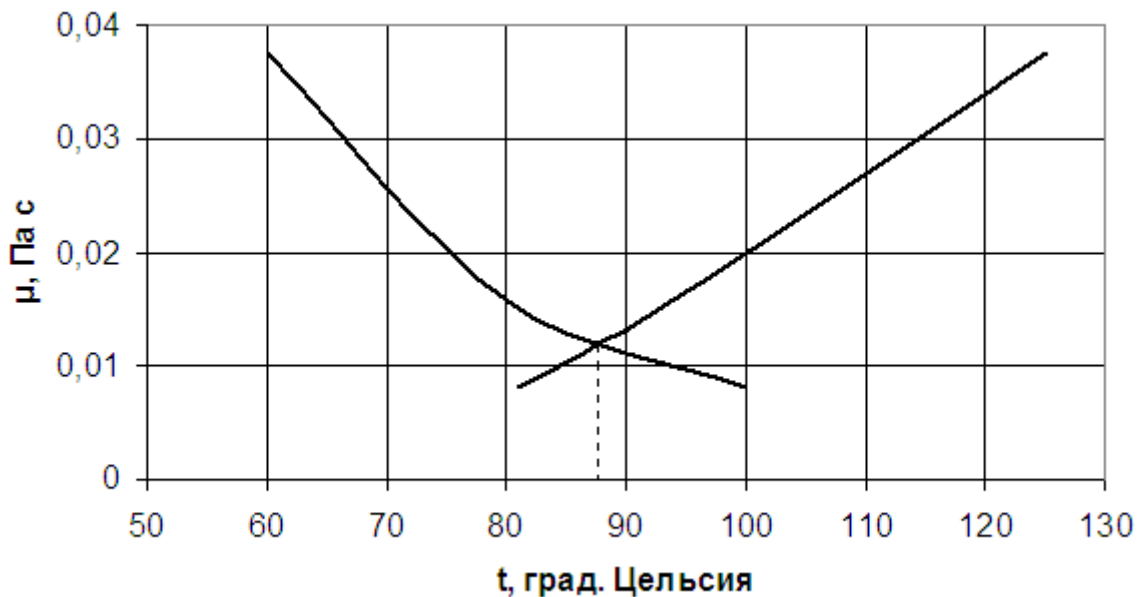


Рис. 2 – К расчету температуры масла в коренном подшипнике.

Из построенного графика видно, что расчетная температура составляет приблизительно  $t_m = 87^\circ \text{C}$ . Подставляем в таблицу и выполняем проверочный расчет. Расхождение с найденным по графику значением составляет 0,57 %. Минимальная толщина масляного слоя:

$$h_{\min} = 0,5 \cdot d_{\kappa} \cdot \psi \cdot (1 - \chi) = 0,5 \cdot 0,08 \cdot 0,00125 \cdot (1 - 0,885) = 5,75 \text{ мкм.}$$

Критическая толщина зависит от микронеровностей поверхности шейки и вкладыша. Для относительно коротких подшипников:

$$h_{\text{кр}} = R_z^u + R_z^e = 3,2 + 0,0 = 3,2 \text{ мкм.}$$

Отношение  $\frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} = \frac{5,75}{3,2} = 1,8$  свидетельствует о наличии жидкостной смазки в рассматриваемом подшипнике.

Потеря мощности на преодоление сил трения при вращении шейки:

$$N = \xi \cdot \frac{l \cdot d_{\kappa}^2 \cdot \omega^2 \cdot \mu \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \psi} = 6,98 \cdot \frac{0,04 \cdot 0,08^2 \cdot 157^2 \cdot 0,0123 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,00125} = 0,217 \text{ кВт;}$$

По рис. 9,а [2] определяем коэффициент торцевого истечения. В нашем случае он равен  $\varepsilon = 0,28$ .

Безразмерный коэффициент расхода масла определяется по формуле:

$$q_2 = \varepsilon \cdot \left( \frac{l}{d_{\kappa}} \right)^2 \cdot \frac{p_m}{K_m} \cdot \zeta = 0,28 \cdot \left( \frac{0,04}{0,08} \right)^2 \cdot \frac{0,35}{4,97} \cdot 4,02 = 0,02 ;$$

Количество масла, необходимое для обеспечения работоспособности подшипника:

$$G = 0,5 \cdot \psi \cdot \omega \cdot l \cdot d_k^2 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot 0,00125 \cdot 157 \cdot 0,04 \cdot 0,08^2 \cdot (0,107 + 0,02) = 3,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

## 2.2. Особенности конструкции шатунных подшипников коленчатого вала

В шатунных подшипниках коленчатого вала используются тонкостенные вкладыши. Толщина корпуса из стали 10 составляет 2 мм. Антифрикционный материал – алюминий – оловянистый сплав АО 20 выбираем исходя из того, что максимальная нагрузка на вкладыш составляет:

$$K_{\max} = \frac{r_{\max} \cdot F}{l \cdot d_{\text{ш}}} = \frac{7,9 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 0,074} = 23,1 \text{ МПа}.$$

Толщина антифрикционного покрытия – 1 мм. На него наносится приработочный слой из свинца толщиной 0,03 мм. Между основным и антифрикционным материалом нанесен слой никеля толщиной 0,001 мм, который предотвращает межслойную диффузию металлов.

Вкладыши бесканавочные с гиперболической расточкой, толщина вкладыша в среднем сечении отличается от толщины у торцов на 0,07 мм. В среднем сечении толщина вкладыша составляет 3 мм. Шероховатость поверхности: шеек –  $R_z = 3,2$  мкм, вкладыша –  $R_z = 0$  мкм (т.к. имеется приработочный слой).

Из силового анализа следует, что среднее давление в шатунном подшипнике равно  $r_m = 1,84$  МПа. Остальные исходные данные:

- диаметр шатунной шейки  $d_{\text{ш}} = 74$  мм;
- длина вкладыша  $l = 40$  мм;
- угол обхвата  $\varphi^* = 120^\circ$ ;
- частота вращения вала  $n = 1500$  об/мин;
- циркуляционное масло М – 10Г<sub>2</sub> ЦС;
- плотность масла при  $20^\circ \text{C}$   $\rho_{20} = 865 \text{ кг/м}^3$  ( $\rho_{100} = 810 \text{ кг/м}^3$ );
- температурный коэффициент объемного расширения

$$\kappa_v = 78,2 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ \text{C}} \text{ (см. табл. 1 [2])};$$

- вязкость масла при  $100^\circ \text{C}$   $\nu_{100} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ ;
- давление в масляной системе  $p_m = 0,35$  МПа;
- температура масла на входе в шатунный подшипник:  $t_0 = 87^\circ \text{C}$ ;
- динамическая вязкость при  $t_0 = 87^\circ \text{C}$ :  $\mu_0 = 0,0123 \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;

Для расчетного подшипника средняя удельная нагрузка:

$$K_m = \frac{r_m \cdot F}{l \cdot d_{\text{ш}}} = \frac{1,51 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 0,074} = 4,41 \text{ МПа}.$$

Относительный установочный зазор в подшипнике из сплава АО 20 с приработочным слоем из свинца примем равным  $\psi = 0,0015$ ;

Проверка абсолютного зазора:

$$\Delta = \frac{\psi \cdot d_{\kappa}}{2} = \frac{0,0015 \cdot 74}{2} = 0,055 \text{ мм.}$$

Как и в предыдущем случае, расчет выполняем в табличной форме.

**Таблица 5. – Гидродинамический расчет подшипника шатунной шейки коленчатого вала**

Определяемый параметр	Расчетная зависимость	Варианты счета			Проверочный расчет
		1	2	3	
Температура масла $t, ^\circ C$	Задано	80	100	120	105
Плотность масла $\rho, \text{ кг/м}^3$	$\rho = \frac{\rho_{20}}{1 + \kappa_v \cdot (t - 20)}$	826,23	814,07	802,3	811,1
Вязкость масла $\mu$ , Па·с	$\mu = \mu_0 \cdot \left( \frac{t_0}{t} \right)^m$ $m = 3,0$	0,0158	0,008	0,0047	0,007
Коэффициент нагруженности, $\zeta$	$\zeta = \frac{K_m \cdot \psi^2}{\omega \cdot \mu}$	4,0	7,9	13,4	9,0
Относительный эксцентриситет, $\chi$	Задано	0,875	0,92	0,95	0,9265
Коэффициент торцевого расхода, $q_1$	Задано	0,1	0,095	0,08	0,093
Окружной расход масла, $q_0$	Задано	0,022	0,015	0,01	0,012
Коэффициент сопротивления, $\xi$	Задано	7,3	9,1	11,85	9,5
Теплоемкость масла, $C_t, \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ C$	$C_t = (53,2 + 0,107 \cdot t) \cdot 10^{-3}$	2,15	2,24	2,33	2,26
Приращение температуры в масляном слое, $\Delta t, ^\circ C$	$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu \cdot 10^{-3}}{C_t \cdot \rho \cdot \psi^2 \cdot q_1}$	45,3	29,3	26,0	27,2
Температура масла на входе в нагруженную зону, $t_1, ^\circ C$	$t_1 = t_0 + \Delta t \cdot \frac{q_0}{q_1}$	97,0	91,7	90,2	91,0
Максимальная температура масла, $t_{\max}, ^\circ C$	$t_{\max} = t_1 + \Delta t$	142,3	121,0	116,2	118,2
Средняя температура масла, $t_m, ^\circ C$	$t_m = 0,5 \cdot (t_1 + t_{\max})$	119,65	106,35	103,2	104,6

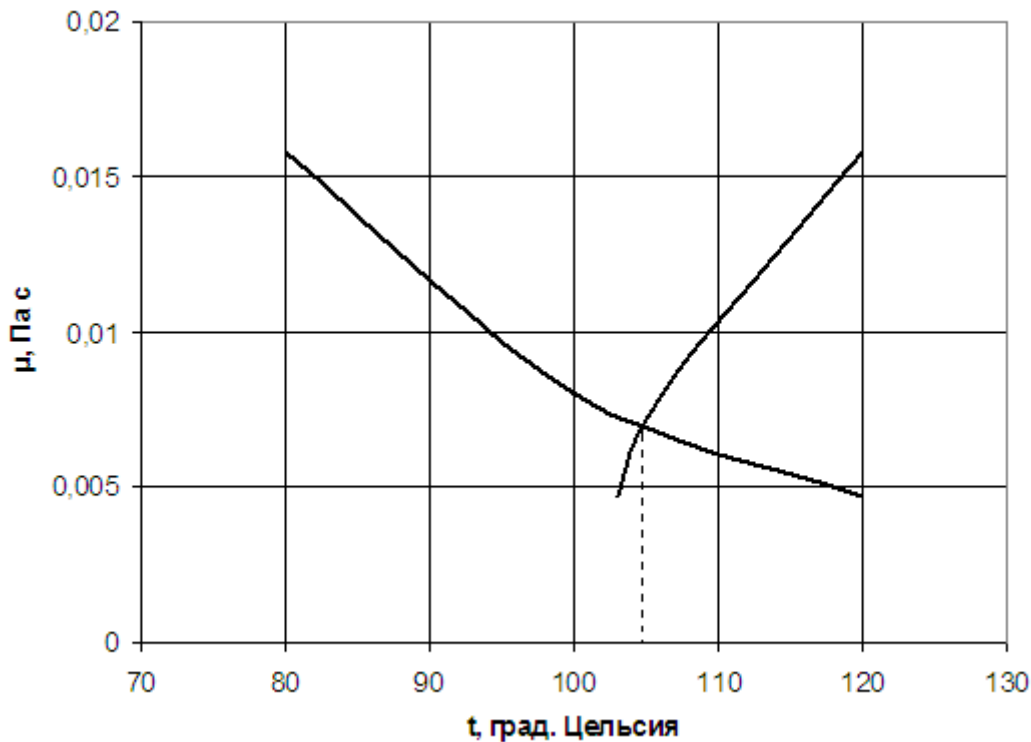


Рис. 3 – К расчету температуры масла в шатунном подшипнике.

Из построенного графика видно, что расчетная температура составляет приблизительно  $t_m = 105^\circ \text{C}$ . Подставляем в таблицу и выполняем проверочный расчет. Расхождение с найденным по графику значением составляет 0,38 %.

Минимальная толщина масляного слоя:

$$h_{\min} = 0,5 \cdot d_{\text{ш}} \cdot \psi \cdot (1 - \chi) = 0,5 \cdot 0,074 \cdot 0,0015 \cdot (1 - 0,9265) = 4,1 \text{ мкм.}$$

Критическая толщина зависит от микронеровностей поверхности шейки и вкладыша. Для относительно коротких подшипников:

$$h_{\text{кр}} = R_z^{\text{ш}} + R_z^{\text{в}} = 3,2 + 0,0 = 3,2 \text{ мкм.}$$

Отношение  $\frac{h_{\min}}{h_{\text{кр}}} = \frac{4,1}{3,2} \approx 1,3$  свидетельствует о наличии жидкостной смазки в

рассматриваемом подшипнике.

Потеря мощности на преодоление сил трения при вращении шейки:

$$N = \xi \cdot \frac{l \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot \omega^2 \cdot \mu \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \psi} = 9,5 \cdot \frac{0,04 \cdot 0,074^2 \cdot 157^2 \cdot 0,007 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,0015} = 1,2 \text{ кВт;}$$

По рис. 9,а [2] определяем коэффициент торцевого истечения. В нашем случае он равен  $\varepsilon = 0,305$ .

Безразмерный коэффициент расхода масла определяется по формуле:

$$q_2 = \varepsilon \cdot \left( \frac{l}{d_{\text{ш}}} \right)^2 \cdot \frac{p_m}{K_m} \cdot \zeta = 0,305 \cdot \left( \frac{0,04}{0,074} \right)^2 \cdot \frac{0,35}{4,41} \cdot 9,0 = 0,064 ;$$

Количество масла, необходимое для обеспечения работоспособности подшипника:

$$G = 0,5 \cdot \psi \cdot \omega \cdot l \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 157 \cdot 0,04 \cdot 0,074^2 \cdot (0,093 + 0,064) = 4,05 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 / \text{с}.$$

### 2.3. Выводы по разделу

Работоспособность подшипников коленчатого вала обеспечена. О наличии масляной пленки между шейками и вкладышами свидетельствуют полученные значения отношений  $\frac{h_{\text{мин}}}{h_{\text{кр}}} = 1,3$  и  $1,8$  соответственно для шатунных и коренных вкладышей. Масло для смазки подшипников - М – 10Г<sub>2</sub> ЦС. Для проектируемого двигателя это масло считается пригодным в эксплуатации.

### 3. Расчет деталей шатунной группы

#### 3.1. Особенности конструкции шатуна

Шатуны проектируемого дизеля изготавливаются из заготовок, получаемых горячей штамповкой, с последующей механической обработкой всех поверхностей. Материал шатуна – сталь 40Х. Эта сталь имеет предел прочности  $\sigma_s = 900$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 750$  МПа, предел усталости  $\sigma_{-1} = 410$  МПа.

Верхняя головка шатуна неразъемная, имеет расточку для запрессовки в нее бронзовой втулки. Внутренний диаметр втулки обрабатывается на окончательный размер в сборе с шатуном и покрывается тонким слоем свинца. Торцовые поверхности верхней головки обработаны не наклонно.

Кривошипная головка шатуна имеет косой разъем. В нее устанавливаются вкладыши шатунного подшипника. Для устранения относительного перемещения под действием сдвигающей силы, стык крышки и стержня шатуна выполнен зубчатым. Крышка крепится к стержню четырьмя шпильками.

Стержень шатуна имеет двутавровое сечение. Масляный канал внутри стержня предусмотрен, т.к.  $p_e = 1,65$  МПа (охлаждаемый поршень).

Повышение выносливости достигается обдувкой дробью.

Размеры шатуна приведены ниже на эскизе.

Длину шатуна проверяем по данным силового анализа КШМ:

$$L = \frac{R}{\lambda_L} = \frac{65}{0,25} = 260 \text{ мм}$$

#### 3.2. Условие нагружения шатуна

Двигатель 6ЧРН10,5/13 – четырехтактный. Характер нагружения шатуна определяется законом изменения силы  $p_{ш} = f(\alpha)$ . Эта сила знакопеременная, следовательно, шатун дизеля испытывает как сжатие, так и растяжение.

$$p_{ш\max} = 12,48 \text{ МПа};$$

$$p_{ш\min} = -0,45 \text{ МПа}.$$

$$P_c = p_{ш\max} \cdot F = 12,48 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = 0,108 \text{ МН};$$

$$P_p = p_{ш\min} \cdot F = -0,45 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = -0,004 \text{ МН}.$$

#### 3.3. Расчет шатуна на выносливость

##### 3.3.1. Расчет верхней головки шатуна

Конструктивно верхняя головка шатуна характеризуется следующими размерами: длина головки  $l = 31,5$  мм, диаметр расточки  $d = 44$  мм, наружный диаметр головки  $d_1 = 60$  мм, внутренний диаметр втулки  $d_2 = 40$  мм. Для посадки  $\frac{s7}{H8}$  и по-



сачочного размера 44 мм монтажный натяг при запрессовке втулки  $\Delta_{\max} = 0,059$  мм,  $\Delta_{\min} = 0,013$  мм. Примем натяг, равный 0,05 мм.

Средний радиус расчетной схемы:

$$r = 0,25 \cdot (d_1 + d) = 0,25 \cdot (60 + 44) = 26 \text{ мм};$$

Толщина стенки:  $h = 0,5 \cdot (d_1 - d) = 0,5 \cdot (60 - 44) = 8 \text{ мм}$ .

Определим угол защемления верхней головки шатуна:

$$\varphi_3 = 180^\circ - \arcsin \frac{0,5 \cdot H + R}{0,5 \cdot d_1 + R} = 180^\circ - \arcsin \frac{0,5 \cdot 42 + 49}{0,5 \cdot 60 + 49} = 180^\circ - 62^\circ = 118^\circ.$$

На основании подсчитанного принимаем  $\varphi_3 = 120^\circ$ .

а). В сечении защемления головки шатуна ( $\varphi_3 = 120^\circ$ ) растягивающее усилие  $P_p$  обуславливает изгибающий момент и нормальную силу. Вычислим их значения:

$$\begin{aligned} M_\varphi &= M_0 + N_0 \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) + 0,5 \cdot P_p \cdot r \cdot (\sin \varphi - \cos \varphi) = \\ &= 0,00000104 + 0,0019 \cdot 0,026 \cdot (1 - \cos 120^\circ) - 0,5 \cdot 0,004 \cdot 0,026 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) = \\ &= 0,4 \cdot 10^{-5} \text{ МН} \cdot \text{м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_\varphi &= N_0 \cdot \cos \varphi - 0,5 \cdot P_p \cdot (\sin \varphi - \cos \varphi) = \\ &= 0,0019 \cdot \cos 120^\circ + 0,5 \cdot 0,004 \cdot (\sin 120^\circ - \cos 120^\circ) = 0,00178 \text{ МН}. \end{aligned}$$

Здесь  $M_0 = \overline{M_0} \cdot P_p \cdot r = -0,01 \cdot (-0,004) \cdot 0,026 = 0,00000104 \text{ МН} \cdot \text{м}$ ;

$$N_0 = \overline{N_0} \cdot P_p = -0,475 \cdot (-0,004) = 0,0019 \text{ МН};$$

А значения  $\overline{M_0} = -0,01$  и  $\overline{N_0} = -0,475$  определены по графику [6, стр.12] для угла  $\varphi_3 = 120^\circ$ .

Вычислим коэффициент  $K$ , характеризующий жесткость верхней головки шатуна и бронзовой втулки, запрессованной в головку.

Значения модулей упругости для материалов верхней головки шатуна и втулки:

$$E_u = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа};$$

$$E_\epsilon = 1,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

Вычислим площади поперечного сечения головки и втулки:

$$F_u = 2 \cdot h \cdot l = 2 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 31,5 \cdot 10^{-3} = 504 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

$$F_\epsilon = (d - d_2) \cdot l = (44 - 40) \cdot 10^{-3} \cdot 31,5 \cdot 10^{-3} = 126 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$K = \frac{E_u \cdot F_u}{E_u \cdot F_u + E_\epsilon \cdot F_\epsilon} = \frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 504 \cdot 10^{-6}}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 504 \cdot 10^{-6} + 1,15 \cdot 10^5 \cdot 126 \cdot 10^{-6}} = 0,88.$$

В сечении защемления верхней головки шатуна напряжения на наружной и внутренней поверхностях определяются отдельно.

На наружной поверхности:

$$\sigma_{вп} = \left[ -2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r - h}{h \cdot (2 \cdot r - h)} + K \cdot N_{\varphi} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ -2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{6 \cdot 0,026 - 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 - 0,008)} + 0,88 \cdot 0,00178 \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = -7,13 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{нп} = \left[ 2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r + h}{h \cdot (2 \cdot r + h)} + K \cdot N_{\varphi} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ 2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{6 \cdot 0,026 + 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 + 0,008)} + 0,88 \cdot 0,00178 \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = 17,06 \text{ МПа}$$

На внутрен-  
ней поверхно-  
сти:

Аналогично вычисляем напряжения в рассматриваемом сечении от усилия сжатия  $P_c = 0,108 \text{ МН}$ .

$$M_0 = \overline{M}_0 \cdot P_c \cdot r = -0,001 \cdot 0,108 \cdot 0,026 = -0,0000028 \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$N_0 = \overline{N}_0 \cdot P_c = 0,004 \cdot 0,108 = 0,000432 \text{ МН};$$

Значения  $\overline{M}_0 = -0,001$  и  $\overline{N}_0 = 0,004$  определены по графику [9, стр.14] для угла  $\varphi_3 = 120^\circ$ .

$$M_{\varphi} = M_0 + N_0 \cdot r \cdot (1 - \cos \varphi) - P_c \cdot r \cdot \kappa_{\varphi} =$$

$$= -0,0000028 + 0,000432 \cdot 0,026 \cdot (1 - \cos 120^\circ) - 0,108 \cdot 0,026 \cdot 0,013 =$$

$$= -22,5 \cdot 10^{-6} \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$N_{\varphi} = N_0 \cdot \cos \varphi + P_c \cdot \kappa_{\varphi} =$$

$$= 0,000432 \cdot \cos 120^\circ + 0,108 \cdot 0,013 = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ МН}.$$

Здесь значение коэффициента  $\kappa_{\varphi} = 0,013$  взято из таблицы [3, стр. 15] для угла  $\varphi_3 = 120^\circ$ .

Напряжения на наружной и внутренней поверхностях:

$$\sigma_{нс} = \left[ 2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r + h}{h \cdot (2 \cdot r + h)} + K \cdot N_{\varphi} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ 2 \cdot (-22,5 \cdot 10^{-6}) \cdot \frac{6 \cdot 0,026 + 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 + 0,008)} + 0,88 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = -56,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{вс} = \left[ -2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r - h}{h \cdot (2 \cdot r - h)} + K \cdot N_{\varphi} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ -2 \cdot (-22,5 \cdot 10^{-6}) \cdot \frac{6 \cdot 0,026 - 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 - 0,008)} + 0,88 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3} \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = 79,3 \text{ МПа}$$

До-

полнительные напряжения возникают в верхней головке шатуна от запрессовки в нее втулки и нагрева. Если принять температуру головки равной  $150^\circ \text{C}$ , то температурный натяг определится по следующей формуле:

$$\Delta_l = d \cdot t \cdot (\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\text{ш}}),$$

где  $\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ град}^{-1}$  - коэффициент линейного расширения бронзовой втулки;

$\alpha_{\text{ш}} = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ град}^{-1}$  - коэффициент линейного расширения стальной головки

шатuna.

Тогда:

$$\Delta_l = 44 \cdot 150 \cdot (1,8 - 1,0) \cdot 10^{-5} = 0,0528 \text{ мм.}$$

Исходя из этого, суммарный натяг втулки равен:

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta + \Delta_l = 0,05 + 0,0528 = 0,1028 \text{ мм.}$$

Для определения удельного давления на поверхности соприкосновения втулки с головкой необходимо вычислить коэффициенты радиальной податливости:

Для верхней головки шатуна (коэффициент Пуассона для стали  $\mu_{st} = 0,3$ ):

$$c_{st} = \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} + \mu_{st} = \frac{60^2 + 44^2}{60^2 - 44^2} + 0,3 = \frac{3600 + 1936}{3600 - 1936} + 0,3 = 3,63;$$

Для втулки (коэффициент Пуассона для бронзы  $\mu_{br} = 0,32$ ):

$$c_{br} = \frac{d^2 + d_2^2}{d^2 - d_2^2} - \mu_{br} = \frac{44^2 + 40^2}{44^2 - 40^2} - 0,32 = \frac{1936 + 1600}{1936 - 1600} - 0,32 = 10,2.$$

Удельное давление на поверхности соприкосновения втулки с головкой определяется по следующей зависимости:

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \cdot \left( \frac{c_{st}}{E_{st}} + \frac{c_{br}}{E_{br}} \right)} = \frac{0,1028}{44 \cdot \left( \frac{3,63}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{10,2}{1,15 \cdot 10^5} \right)} = \frac{0,1028}{0,004785} = 21,5 \text{ МПа.}$$

Напряжение от суммарного натяга на наружной поверхности:

$$\sigma_n = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_1^2 - d^2} = 21,5 \cdot \frac{2 \cdot 44^2}{60^2 - 44^2} = \frac{83248}{1664} = 50 \text{ МПа;}$$

Напряжение от суммарного натяга на внутренней поверхности:

$$\sigma_{in} = p \cdot \frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} = 21,5 \cdot \frac{60^2 + 44^2}{60^2 - 44^2} = \frac{119024}{1664} = 71,5 \text{ МПа.}$$

Максимальные и минимальные напряжения в рассматриваемом сечении верхней головки шатуна на наружной поверхности:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max H} &= \sigma_n + \sigma_{np} = 50 + 17,06 = 67,06 \text{ МПа;} \\ \sigma_{\min H} &= \sigma_n + \sigma_{nc} = 50 - 5,68 = 44,32 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\begin{aligned} \sigma_m &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (67,06 + 44,32) = 55,69 \text{ МПа;} \\ \sigma_a &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (67,06 - 44,32) = 11,37 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Так как цикл изменения напряжений асимметричный, то коэффициент запаса прочности вычисляем по пределу выносливости.

Определим для этого все необходимые коэффициенты:

Коэффициент концентрации напряжений:

$$K_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_{\epsilon} - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (900 - 400) = 1,29 ;$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности  $\epsilon_{\sigma} = 0,8$ ;

Масштабный фактор для заданных размеров верхней головки  $\beta_{\sigma} = 0,7$ ;

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла

$$\psi_{\sigma} = 0,2 ;$$

Коэффициент запаса прочности для наружной поверхности:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,29}{0,8 \cdot 0,7} \cdot 369,3 + 0,2 \cdot 301,3} = 4,5$$

Аналогично определим коэффициент запаса прочности для внутренней поверхности.

Максимальные и минимальные напряжения в рассматриваемом сечении верхней головки шатуна на внутренней поверхности:

$$\sigma_{\max B} = \sigma_B + \sigma_{BC} = 71,5 + 79,3 = 150,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min B} = \sigma_B + \sigma_{BP} = 71,5 - 7,13 = 64,37 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (150,8 + 64,37) = 107,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (150,8 - 64,37) = 43,2 \text{ МПа}.$$

Цикл знакопостоянный.

Коэффициент запаса прочности для внутренней поверхности:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \sigma_m} = \frac{750}{\frac{1,29}{0,8 \cdot 0,7} \cdot 43,2 + 107,6} = 3,6$$

б). Таким же образом рассчитаем сечение, ограниченное углом  $\varphi = 90^{\circ}$ .

В данном сечении головки шатуна ( $\varphi = 90^{\circ}$ ) растягивающее усилие  $P_p$  обуславливает только нормальную силу. Вычислим ее значение:

$$N_0 = \bar{N}_0 \cdot P_p = -0,5 \cdot (-0,004) = 0,002 \text{ МН};$$

Значение  $\bar{N}_0 = -0,5$  определено по графику [3, стр.12] для угла  $\varphi = 90^{\circ}$ .

$$N_{\varphi} = -0,5 \cdot P_p = -0,5 \cdot (-0,004) = 0,002 \text{ МН}.$$

В рассматриваемом сечении верхней головки шатуна напряжения на наружной и внутренней поверхностях будут одинаковыми и определяются как:

$$\sigma_{np} = [K \cdot N_{\varphi}] \cdot \frac{1}{l \cdot h} = [0,88 \cdot 0,002] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = 7 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{вр} = \sigma_{np} = 7 \text{ МПа}$$

Аналогично вычисляем напряжения в рассматриваемом сечении от усилия сжатия  $P_c = 0,108 \text{ МН}$ .

Сжимающее усилие  $P_c$  обуславливает только изгибающий момент. Вычислим его значение:

$$M_0 = -P_c \cdot r \cdot (0,04366 - 0,000843\varphi + 0,000004\varphi^2) = -0,0028 (0,00019 = -0,53 \cdot 10^{-6} \text{ МН} \cdot \text{м};$$

$$N_0 = P_c \cdot (0,1225 - 0,002372\varphi + 0,0000115\varphi^2) = 0,00023 \text{ МН}.$$

Тогда:

$$M_{\varphi} = M_0 + N_0 \cdot r \cdot (1 - \cos\varphi) = -0,53 \cdot 10^{-6} + 0,00023 \cdot 0,026 \cdot 1,0 = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Напряжения на наружной поверхности:

$$\sigma_{nc} = \left[ 2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r + h}{h \cdot (2 \cdot r + h)} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ 2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{6 \cdot 0,026 + 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 + 0,008)} \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = 14,9 \text{ МПа}$$

Напряжения на внутренней поверхности:

$$\sigma_{вс} = \left[ -2 \cdot M_{\varphi} \cdot \frac{6 \cdot r - h}{h \cdot (2 \cdot r - h)} \right] \cdot \frac{1}{l \cdot h} =$$

$$= \left[ -2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{6 \cdot 0,026 - 0,008}{0,008 \cdot (2 \cdot 0,026 - 0,008)} \right] \cdot \frac{1}{0,0315 \cdot 0,008} = -18,4 \text{ МПа}$$

Максимальные и минимальные напряжения в рассматриваемом сечении верхней головки шатуна на наружной поверхности:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max H} &= \sigma_H + \sigma_{Hp} = 50 + 7 = 57 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\min H} &= \sigma_H + \sigma_{Hc} = 50 + 14,9 = 64,9 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (71 + 60,2) = 65,6 \text{ МПа}; \\ \sigma_a &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (71 - 60,2) = 5,4 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Так как цикл изменения напряжений знакопостоянный, то коэффициент запаса прочности вычисляем по пределу текучести.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m} = \frac{750}{\frac{1,29}{0,8 \cdot 0,7} \cdot 5,4 + 65,6} = \frac{750}{78} = 9,6.$$

Аналогично определим коэффициент запаса прочности для внутренней поверхности.

Максимальные и минимальные напряжения в рассматриваемом сечении верхней головки шатуна на внутренней поверхности:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max \text{ в}} &= \sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{в}p} = 71,5 + 21 = 92,5 \text{ МПа}; \\ \sigma_{\min \text{ в}} &= \sigma_{\text{в}} + \sigma_{\text{в}c} = 71,5 - 12,5 = 59 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (92,5 + 59) = 75,75 \text{ МПа}; \\ \sigma_a &= 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (92,5 - 59) = 16,75 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Цикл знакопостоянный.

Коэффициент запаса прочности для наружной поверхности:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m} = \frac{750}{\frac{1,29}{0,8 \cdot 0,7} \cdot 16,75 + 75,75} = \frac{750}{114,5} = 6,55.$$

Результаты вычислений показали, что верхняя головка шатуна удовлетворяет условиям статической и динамической прочности. Более напряженной оказалась точка, расположенная на внутренней поверхности. Более опасное сечение – место перехода верхней головки шатуна в стержень, или  $\varphi = \varphi_3$ .

### 3.3.2. Расчет стержня шатуна

Стержень шатуна имеет двутавровое сечение. Основные размеры двутавра в среднем сечении стержня:  $h = 42$  мм,  $b = 25$  мм,  $a = 6$  мм,  $t = 3,5$  мм.

Определим геометрические характеристики сечения.

Площадь среднего сечения:

$$f_{cp} = h \cdot b - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t) = 0,042 \cdot 0,025 - (0,025 - 0,006) \cdot (0,042 - 2 \cdot 0,0035) = \\ = 0,00105 - 0,019 \cdot 0,035 = 0,385 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Момент инерции среднего сечения относительно оси X:

$$I_x = \frac{1}{12} \cdot [b \cdot h^3 - (b - a) \cdot (h - 2 \cdot t)^3] = \frac{1}{12} \cdot [0,025 \cdot 0,042^3 - (0,025 - 0,006) \cdot (0,042 - 2 \cdot 0,0035)^3] = \\ = \frac{1}{12} \cdot [1,852 \cdot 10^{-6} - 0,019 \cdot 42,875 \cdot 10^{-6}] = \frac{1}{12} \cdot 1,037 \cdot 10^{-6} = 0,086 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

Момент инерции среднего сечения относительно оси Y:

$$I_y = \frac{1}{12} \cdot [h \cdot b^3 - (h - 2 \cdot t) \cdot (b - a)^3] = \frac{1}{12} \cdot [0,042 \cdot 0,025^3 - (0,042 - 2 \cdot 0,0035) \cdot (0,025 - 0,006)^3] = \\ = \frac{1}{12} \cdot [0,656 \cdot 10^{-6} - 0,035 \cdot 6,859 \cdot 10^{-6}] = \frac{1}{12} \cdot 0,416 \cdot 10^{-6} = 0,035 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

Из чертежа шатунной группы двигателя 6ЧРН10,5/13 имеем:

$$L = 260 \text{ мм}; \\ l_1 = 190 \text{ мм}.$$

Напряжение сжатия и продольного изгиба в среднем сечении шатуна определяем по формулам Навье – Ренкина (здесь необходим коэффициент, характеризующий свойства материала шатуна  $c = \frac{\sigma_s}{\pi^2 \cdot E_{ш}} = \frac{900}{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} = 0,0004$ ):

- в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{cx} = \frac{P_c}{f_{cp}} \cdot \left( 1 + c \cdot \frac{L^2}{I_x} \cdot f_{cp} \right) = \frac{0,108}{0,385 \cdot 10^{-3}} \cdot \left( 1 + 0,0004 \cdot \frac{0,26^2}{0,086 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,385 \cdot 10^{-3} \right) = 314 \text{ МПа};$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания

$$\sigma_{cy} = \frac{P_c}{f_{cp}} \cdot \left( 1 + c \cdot \frac{l_1^2}{4 \cdot I_y} \cdot f_{cp} \right) = \frac{0,108}{0,385 \cdot 10^{-3}} \cdot \left( 1 + 0,0004 \cdot \frac{0,19^2}{4 \cdot 0,035 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,385 \cdot 10^{-3} \right) = 292 \text{ МПа}.$$

Напряжение от растягивающего усилия:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{f_{cp}} = -\frac{0,004}{0,385 \cdot 10^{-3}} = -10,4 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для материала шатуна:

$$[\sigma] = \sigma_T \cdot \frac{\varepsilon_\sigma}{[n]} = 750 \frac{0,9}{2} = 338 \text{ МПа.}$$

Здесь  $\varepsilon_\sigma = 0,9$  - масштабный фактор;

$[n] = 2 \dots 3,5$  - значение нормированного коэффициента запаса прочности.

Определенные выше напряжения удовлетворяют условию статической прочности:

$$\sigma_{cx}; \sigma_{cy}; \sigma_p < [\sigma].$$

Характер изменения напряжений в стержне шатуна знакопеременный. Для данного цикла амплитудное и среднее напряжения будут равны:

- в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{ax} = 0,5 \cdot (\sigma_{cx} - \sigma_p) = 0,5 \cdot (314 + 10,4) = 162,2 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{mx} = 0,5 \cdot (\sigma_{cx} + \sigma_p) = 0,5 \cdot (314 - 10,4) = 151,8 \text{ МПа.}$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$\sigma_{ay} = 0,5 \cdot (\sigma_{cy} - \sigma_p) = 0,5 \cdot (292 + 10,4) = 151,2 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{my} = 0,5 \cdot (\sigma_{cy} + \sigma_p) = 0,5 \cdot (292 - 10,4) = 140,8 \text{ МПа.}$$

Коэффициент концентрации напряжений:

$$K_\sigma = 1,29 \text{ (см. выше);}$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности  $\varepsilon_\sigma = 0,85$  ;

Масштабный фактор  $\beta_\sigma = 0,75$  ;

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла  $\psi_\sigma = 0,1$  .

Коэффициент запаса прочности:

- в плоскости качания шатуна



$$n_{\sigma x} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,29}{0,85 \cdot 0,75} \cdot 162 + 0,1 \cdot 158} = 1,2;$$

- в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна

$$n_{\sigma y} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,29}{0,85 \cdot 0,75} \cdot 152 + 0,1 \cdot 148} = 1,28.$$

Условия прочности на выносливость выполняются. Близкие между собой значения  $n_{\sigma x}$  и  $n_{\sigma y}$  свидетельствуют о равнопрочности сечения стержня шатуна

### 3.3.3. Расчет кривошипной головки шатуна

Кривошипная головка шатуна характеризуется следующими размерениями: диаметр шатунной шейки  $d_{ш} = 74$  мм, расстояние между осями шатунных болтов  $l_{\text{бб}} = 101$  мм, ширина кривошипной головки  $l = 40$  мм, толщина вкладыша  $h_e = 3$  мм, масса неуравновешенно вращающейся части колена вала  $M_k = 5,1$  кг, масса шатуна  $M_{ш} = 4,2$  кг, масса крышки кривошипной головки  $M_{кр} = 0,2 \cdot M_{ш} \approx 0,85$  кг

Радиус кривизны расчетного сечения:

$$r = 0,5 \cdot l_{\text{бб}} = 0,5 \cdot 101 = 50,5 \text{ мм.}$$

Характер нагружения кривошипной головки близок к закону изменения радиальной силы. Вид этого закона в функции угла поворота кривошипа установлен ранее в силовом анализе.

Кривошипную головку рассчитываем на изгиб и растяжение в нижнем сечении отъемной крышки. Указанные деформации обусловлены отрицательной радиальной силой  $z$ .

Из динамического расчета имеем:

$$Z_{\min} = z_{\min} \cdot F = -1,941 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = -0,017 \text{ МН.}$$

Усилие, нагружающее крышку кривошипной головки, вычисляем по формуле:

$$P_p = Z_{\min} + (M_k + M_{кр}) \cdot R \cdot \omega^2 = -0,017 + (5,1 + 0,85) \cdot 0,065 \cdot 157^2 \cdot 10^{-6} = -0,0075 \text{ МН.}$$

Нижнее сечение крышки определяется углом  $\varphi$ . Ориентировочно принимаем  $\varphi_z = 135^\circ$ . Для данного сечения нормальная сила и изгибающий момент будут равны:

$$N_0 = -P_p \cdot (0,792 - 0,003 \cdot \varphi_z) = 0,0075 \cdot (0,792 - 0,003 \cdot 135^\circ) = 0,0029 \text{ МН};$$

$$M_0 = -P_p \cdot r \cdot (0,00083 \cdot \varphi_z - 0,062) = 0,0075 \cdot 0,0505 \cdot (0,00083 \cdot 135^\circ - 0,062) = 0,000019 \text{ МН} \cdot \text{м.}$$

Площадь поперечного сечения и момент инерции крышки (расчетная толщина крышки  $h_{кр} = r - (0,5 \cdot d_{ш} + h_{с}) = 50,5 - (0,5 \cdot 74 + 3) = 10,5$  мм):

$$f = l \cdot h_{кр} = 0,04 \cdot 0,0105 = 0,00042 \text{ м}^2 ;$$

$$I = \frac{l \cdot h^3}{12} = \frac{0,04 \cdot 0,0105^3}{12} = 0,3 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 .$$

Площадь поперечного сечения и момент инерции вкладыша:

$$f_{с} = l \cdot h_{с} = 0,04 \cdot 0,003 = 0,00012 \text{ м}^2 ;$$

$$I_{с} = \frac{l \cdot h_{с}^3}{12} = \frac{0,04 \cdot 0,003^3}{12} = 0,009 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 .$$

Расчетное сечение крышки нагружается нормальной силой и изгибающим моментом. Их значения:

$$N = \frac{N_0}{1 + \frac{f_{с}}{f}} = \frac{0,0029}{1 + \frac{0,00012}{0,00042}} = \frac{0,0029}{1,285} = 0,00225 \text{ МН};$$

$$M = \frac{M_0}{1 + \frac{I_{с}}{I}} = \frac{0,000019}{1 + \frac{0,009 \cdot 10^{-8}}{0,3 \cdot 10^{-8}}} = \frac{0,000019}{1,03} = 0,000018 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

Напряжение в крышке от усилий  $N$  и  $M$ :

$$\sigma = \frac{h_{кр} \cdot M}{2 \cdot I} + \frac{N}{f} = \frac{0,0105 \cdot 0,000018}{2 \cdot 0,3 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,00225}{0,00042} = 31,5 + 5,35 = 36,85 \text{ МПа}.$$

Характер изменения напряжений в крышке кривошипной головки отнулевой, поэтому амплитудное и среднее значения напряжений определяем по формуле:

$$\sigma_a = \sigma_m = 0,5 \cdot \sigma = 0,5 \cdot 36,85 = 18,425 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности на выносливость:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{410}{\frac{1,29}{0,8 \cdot 0,7} \cdot 18,425 + 0,1 \cdot 18,425} = \frac{410}{44,3} = 9,25 .$$

Условие динамической прочности выполняется. Получен высокий коэффициент запаса прочности. Это обусловлено малой массой неуравновешенно вращающихся частей, что характерно для данной размерности дизеля.

### 3.4. Расчет шатунных болтов

Крышка кривошипной головки крепится шатунными болтами (шпильками). На двигателе 6ЧРН10,5/13 установлены четыре болта М10. Стык между крышкой и стержнем косой. Угол стыка составляет  $\alpha = 45^\circ$ .

Материал шатунных болтов – сталь 18Х2Н4МА, которая имеет предел прочности  $\sigma_s = 1150$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 850$  МПа, предел выносливости  $\sigma_{-1} = 540$  МПа.

Коэффициент основной нагрузки резьбового соединения  $\chi = 0,15$ ;

Коэффициент затяжки болта  $m = 2,0$ ;

коэффициент трения зубчатого стыка  $\mu = 0,7$ ;

Число шатунных болтов  $i = 4$ .

Усилие затяжки шатунного болта, исключаяющее раскрытие стыка, равно:

$$Q_3 = m \cdot (1 - \chi) \cdot \frac{|P_p|}{i} \cdot \cos \alpha = 2,0 \cdot (1 - 0,15) \cdot \frac{0,001}{4} \cdot \cos 45^\circ = 0,0001 \text{ МН};$$

Усилие затяжки шатунного болта, исключаяющее относительный сдвиг крышки:

$$Q_3 = m \cdot \frac{|P_p|}{i \cdot \mu} \cdot \sin \alpha = 2,0 \cdot \frac{0,001}{4 \cdot 0,7} \cdot \sin 45^\circ = 0,0005 \text{ МН};$$

Окончательно принимаем:  $Q_3 = 0,0005$  МПа.

Расчетная нагрузка на болт:

$$Q = Q_3 + \frac{\chi \cdot |P_p| \cdot \cos \alpha}{i} = 0,0005 + \frac{0,15 \cdot 0,001 \cdot \cos 45^\circ}{4} = 0,0005 \text{ МН}.$$

Допускаемое напряжение материала шатунных болтов:

$$[\sigma] = \sigma_T \cdot \frac{\epsilon_\sigma}{[n]} = 850 \cdot \frac{0,99}{3} = 280 \text{ МПа}.$$

Здесь  $\epsilon_\sigma = 0,99$  - масштабный фактор;

$[n] = 2 \dots 3,5$  - значение нормированного коэффициента запаса прочности.

Коэффициент, учитывающий скручивание болта при монтаже  $\varsigma = 1,25$ .

Вычислим внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \varsigma \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 0,00053}{3,14 \cdot 280}} = 0,002 \text{ м}.$$

Минимальная площадь поперечного сечения резьбы:

$$f = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,002^2}{4} = 0,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

Максимальные и минимальные напряжения в болте при работе двигателя:

$$\sigma_{\max} = \frac{Q}{f} = \frac{0,00053}{0,3 \cdot 10^{-5}} = 177 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\min} = \frac{Q_3}{f} = \frac{0,0005}{0,3 \cdot 10^{-5}} = 167 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение и амплитуда цикла:

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (177 + 167) = 172 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) = 0,5 \cdot (177 - 167) = 5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma = 5,0$ ;

Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности принимаем  $\varepsilon_\sigma = 0,85$ ;

Масштабный фактор  $\beta_\sigma = 0,98$ .

Закон изменения напряжений в шатунном болте знакопостоянный, запас прочности находим по пределу текучести:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_a + \sigma_m} = \frac{850}{\frac{5,0}{0,85 \cdot 0,98} \cdot 5 + 172} = 4,2.$$

Условие прочности на выносливость выполняется.

#### 4. Расчет деталей поршневой группы

##### 4.1. Особенности конструкции поршня

Поршни дизеля 6ЧРН10,5/13 изготавливают штамповкой из алюминиевого ковочного сплава АК 4. Поршни дизеля цельные. Внутри поршня располагаются бобышки с расточками под поршневой палец, связанные с тронком. Поршневой палец – плавающий. Он фиксируется только в осевом направлении стальными пружинными кольцами, которые устанавливаются по торцам пальца в специально протачиваемые в бобышках канавки.

В поршне предусмотрены три канавки под поршневые кольца – одно масло-съемное и два компрессионных. Все кольца располагаются в верхней части поршня. Камера сгорания расположена в поршне.

Для компенсации неравномерного расширения материала в конструкции поршня предусмотрены холодильники – удаленные части материала с наружной поверхности поршня в районе бобышек.

Поршни дизеля охлаждаемые. Это следует из посчитанного критерия Костина:

$$K_m = 5,5 \cdot (c_m)^{0,5} \cdot \left( \frac{D}{p_\kappa} \right)^{0,38} \cdot \left( p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_\kappa}{T_0} \right)^{0,88} ;$$

Средняя скорость поршня:

$$c_m = \frac{S \cdot n}{30} = \frac{0,13 \cdot 1500}{30} = 6,5 \text{ м/с};$$

Из теплового расчета имеем:

- давление воздуха в ресивере  $p_\kappa = 0,26$  МПа;
- среднее эффективное давление  $p_e = 1,65$  МПа;

- температура воздуха в ресивере  $T_k = 317,4 \text{ К}$ ;
- температура окружающего воздуха  $T_o = 288 \text{ К}$ ;
- удельный расход топлива  $g_e = 0,2277 \text{ кг/кВт·ч}$ ;

Подставив в исходную формулу получим:

$$K_m = 5,5 \cdot (c_m)^{0,5} \cdot \left( \frac{D}{p_k} \right)^{0,38} \cdot \left( p_e \cdot g_e \cdot \frac{T_k}{T_o} \right)^{0,88} = 5,5 \cdot 6,5^{0,5} \cdot \left( \frac{0,105}{0,26} \right)^{0,38} \cdot \left( 1,65 \cdot 0,2277 \cdot \frac{317,4}{288} \right)^{0,88} = 4,6$$

Т.к.  $K_m \geq 4$ , значит можно принять охлаждаемую конструкцию поршней.

Поршень двигателя представляет собой бочкообразную форму. Диаметр в верхней и нижней части поршня отличаются друг от друга. Их значения можно посчитать по следующей формуле:

$$D_r = \frac{D \cdot (1 + \alpha_u \cdot \Delta t_u) - \Delta}{1 + \alpha_n \cdot \Delta t_n},$$

Здесь  $\Delta$  - зазор, гарантирующий незаедание поршня при работе двигателя

$$\Delta = (0,0003 \dots 0,0005) \cdot D = 0,0004 \cdot 0,105 = 0,042 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$\alpha_u, \alpha_n$  - коэффициенты линейного расширения для материала цилиндровой втулки и поршня соответственно;

$\Delta t_u, \Delta t_n$  - температуры нагрева цилиндровой втулки и поршня соответственно.

Материал поршня – сплав АК 4:  $\alpha_n = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ;

Материал цилиндровой втулки – высокопрочный чугун ВЧ 45 – 5:

$$\alpha_u = 1,13 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C};$$

Принимаем температуры, равными:

- верхняя кромка поршня  $\Delta t_n = 300^\circ\text{C}$ ;
- нижняя кромка поршня  $\Delta t_n = 150^\circ\text{C}$ ;
- верхняя часть цилиндровой втулки  $\Delta t_u = 180^\circ\text{C}$ ;
- нижняя часть цилиндровой втулки  $\Delta t_u = 130^\circ\text{C}$ .

Тогда искомые диаметры:

- в верхней части:

$$D_{r6} = \frac{D \cdot (1 + \alpha_u \cdot \Delta t_u) - \Delta}{1 + \alpha_n \cdot \Delta t_n} = \frac{0,105 \cdot (1 + 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 180) - 0,042 \cdot 10^{-3}}{1 + 2,12 \cdot 10^{-5} \cdot 300} = 0,1045 \text{ м};$$

- в нижней части:

$$D_{rn} = \frac{D \cdot (1 + \alpha_u \cdot \Delta t_u) - \Delta}{1 + \alpha_n \cdot \Delta t_n} = \frac{0,105 \cdot (1 + 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 130) - 0,042 \cdot 10^{-3}}{1 + 2,12 \cdot 10^{-5} \cdot 150} = 0,1048 \text{ м.}$$

**Таблица 7. – Конструктивные размеры поршня**

№ п/п	Наименование	Размерность	Обозначение	Численное значение
1	Диаметр верхней кромки поршня	мм	$D_{\text{в}}$	104,4
2	Диаметр нижней кромки поршня	мм	$D_{\text{н}}$	104,8
3	Высота огневой перемычки	мм	$e$	24
4	Радиальная толщина поршневого кольца	мм	$t$	4
5	Высота компрессионного кольца	мм	$a_{\kappa}$	2
6	Высота маслосъемного кольца	мм	$a_{\text{м}}$	4
7	Радиальный зазор под кольцо	мм	$\Delta r$	0,4
8	Торцевой зазор под кольцо	мм	$\Delta a$	0,06
9	Высота перемычки между канавками компрессионных колец	мм	$e_{\kappa}$	3
10	Высота перемычки между канавками компрессионного и маслосъемного колец	мм	$e_{\kappa}^{\text{м}}$	3
11	Высота тронка	мм	$h_T$	68
12	Толщина стенок тронка	мм	$s_T$	7
13	Толщина днища поршня	мм	$\delta$	10
	Расстояние от нижней			

14	кромки поршня до оси расточки под поршневой палец	мм	$l$	43
15	Диаметр расточки под поршневой палец	мм	$d$	40
16	Наружный диаметр (толщина) бобышек	мм	$d_{\sigma}$	52

В канавке под маслосъемное кольцо предусмотрены радиальные сверления диаметром 2 мм для снятия излишек масла с поверхности цилиндрической втулки и подачи его для смазки поршневого подшипника. Таких отверстий 10.

## 4.2. Оценка температурного состояния поршня

При расчете температурных полей процессы подвода и отвода теплоты рассматриваются отдельно. Такой прием позволяет использовать уравнение теплопередачи. Подвод теплоты к поршню от газов осуществляется конвекцией и излучением. Их доли в общем тепловом потоке переменны. Обычно, излучение не превышает 12...16 % от общего теплового потока, а потому, эти составляющие обычно не разделяют, а учитывают общим коэффициентом теплоотдачи  $\alpha_r$ ,  $[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}]$ .

Для среднего коэффициента теплоотдачи  $\alpha_m$  (для Ч - ДВС) наиболее простой и универсальной является зависимость Эйхельберга:

$$\alpha_m = (5,1 + 4,0 \cdot p_e) \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{T_a}$$

Где  $T_a = 3489$  К- температура газа в начале такта сжатия, (из теплового расчета),

$c_m = 6,5$  м/с - средняя скорость поршня:

$$\alpha_m = (5,1 + 4,0 \cdot p_e) \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{T_a} = (5,1 + 4,0 \cdot 1,65) \cdot \sqrt[3]{6,5} \cdot \sqrt{3489} = 408 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

Средняя результирующая по теплоотдаче температура газа:

$$T_{rp} = 0,025 \cdot T_m \cdot \sqrt{\alpha_m} \cdot \sqrt[3]{z^2},$$

Где  $T_m = \frac{T_a + T_c + T_z + T_b}{4}$  - средняя за цикл температура газов;  $z = 4$ ;

$$T_m = \frac{T_a + T_c + T_z + T_b}{4} = \frac{3489 + 926339 + 1973925 + 1219144}{4} = 11171 \text{ К.}$$

Тогда,

$$T_{rp} = 0,025 T_m \cdot \sqrt{\alpha_m} \cdot \sqrt[3]{z^2} = 0,025 \cdot 11171 \cdot \sqrt{408} \cdot \sqrt[3]{4^2} = 14215 \text{ К.}$$



Тепловой поток разделим на 4 составляющие. Для каждой из них подсчитаем коэффициент теплопередачи. Для этого зададим соответственно для каждой точки значение температуры:

- 1 -  $T_{01} = 150^{\circ}\text{C} = 423\text{K}$  - охлаждаемая поверхность днища поршня;
- 2 -  $T_{02} = 180^{\circ}\text{C} = 453\text{K}$  - район огневой перемычки;
- 3 -  $T_{03} = 160^{\circ}\text{C} = 433\text{K}$  - район первого поршневого кольца;
- 4 -  $T_{04} = 140^{\circ}\text{C} = 413\text{K}$  - верхняя кромка тронка.

Для каждой точки определено значение коэффициента теплопроводности (материал поршня – алюминиевый сплав):

$$\lambda = 190 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}.$$

Коэффициенты теплоотдачи для рассматриваемых точек:

$$\alpha_{01} = 100 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \alpha_{02} = 800 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \alpha_{03} = 3700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \alpha_{04} = 450 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Толщину стенок в рассматриваемых точках снимаем с чертежа:

$$\delta_1 = 0,01 \text{ м}; \delta_2 = 0,0395 \text{ м}; \delta_3 = 0,0355 \text{ м}; \delta_4 = 0,007 \text{ м}.$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле:

$$K_i = \frac{1}{\frac{\delta_i}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{0i}}}.$$

По данной формуле коэффициенты теплопередачи будут равны:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{\delta_1}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{01}}} = \frac{1}{\frac{0,01}{190} + \frac{1}{100}} = 99,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$K_2 = \frac{1}{\frac{\delta_2}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{02}}} = \frac{1}{\frac{0,0395}{190} + \frac{1}{800}} = 685 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$K_3 = \frac{1}{\frac{\delta_3}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{03}}} = \frac{1}{\frac{0,0355}{190} + \frac{1}{3700}} = 2188 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$K_4 = \frac{1}{\frac{\delta_4}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{04}}} = \frac{1}{\frac{0,007}{190} + \frac{1}{450}} = 442,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Определим температуру огневой поверхности днища поршня. Расчетная формула выглядит следующим образом:

$$T_{nm} = \frac{\alpha_{rm} \cdot T_{rp} + \sum_{i=1}^n K_i \cdot T_{0i}}{\alpha_{rm} + \sum_{i=1}^n K_i}, \text{ где в данном случае } n = 4.$$

$$T_{\text{пр}} = \frac{\alpha_{\text{пр}} \cdot T_{\text{пр}} + \sum_{i=1}^n K_i \cdot T_{0i}}{\alpha_{\text{пр}} + \sum_{i=1}^n K_i} = \frac{408142,5 + (995 \cdot 423 + 685453 + 2188433 + 4425 \cdot 413)}{408 + (995 + 685 + 2188 + 4425)} = 540 \text{ К.}$$

Подсчитаем составляющие теплового потока:

$$q_1 = (T_{\text{пр}} - T_{01}) \cdot K_1 = (540 - 423) \cdot 995 = 116422,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$q_2 = (T_{\text{пр}} - T_{02}) \cdot K_2 = (540 - 453) \cdot 685 = 59595 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$q_3 = (T_{\text{пр}} - T_{03}) \cdot K_3 = (540 - 433) \cdot 2188 = 234116 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2};$$

$$q_4 = (T_{\text{пр}} - T_{04}) \cdot K_4 = (540 - 413) \cdot 4425 = 56198 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Определим температуры охлаждаемых поверхностей поршня путем решения уравнения теплопроводности:

$$T_i = T_{\text{пр}} - q_i \cdot \frac{\delta_i}{\lambda}.$$

Подставив значения, получим:

$$T_1 = T_{\text{пр}} - q_1 \cdot \frac{\delta_1}{\lambda} = 540 - 116422,5 \cdot \frac{0,01}{190} = 539,4 \text{ К};$$

$$T_2 = T_{\text{пр}} - q_2 \cdot \frac{\delta_2}{\lambda} = 540 - 59595 \cdot \frac{0,0395}{190} = 527,6 \text{ К};$$

$$T_3 = T_{\text{пр}} - q_3 \cdot \frac{\delta_3}{\lambda} = 540 - 234116 \cdot \frac{0,0355}{190} = 496,3 \text{ К};$$

$$T_4 = T_{\text{пр}} - q_4 \cdot \frac{\delta_4}{\lambda} = 540 - 56198 \cdot \frac{0,007}{190} = 537,9 \text{ К}.$$

Суммарный тепловой поток:

$$q = \sum_{i=1}^n q_i = 116422,5 + 59595 + 234116 + 56198 = 36155 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}.$$

Вычислим долю теплоты, отводимой от поршня в охлаждающую среду:

$$a = 3,6 \cdot \frac{q \cdot F}{g_e \cdot N_{\text{ец}} \cdot Q_{\text{н}}},$$

где  $F$  – площадь поршня,  $g_e = 0,2277$  кг/кВт·ч – удельный расход топлива,

$Q_{\text{н}} = 42635 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  – низшая теплота сгорания топлива.

Определим цилиндровую мощность:

$$N_{\text{ец}} = \frac{N_{\text{е}}}{i} = \frac{150}{6} = 25 \text{ кВт}.$$

Подставив известные значения в исходную формулу, получим:

$$a = 3,6 \cdot \frac{q \cdot F}{g_e \cdot N_{e\text{ц}} \cdot Q_H} = 3,6 \cdot \frac{3615518,65 \cdot 10^{-3}}{0,2277 \cdot 25 \cdot 42635} = 0,05.$$

### 4.3. Расчет механических напряжений в днище поршня

Для расчета механических напряжений днище поршня идеализируем круглой пластиной, жестко защемленной по контуру. Толщина пластины  $\delta = 10$  мм, радиус пластины  $R = 30$  мм. Предел прочности материала пластины  $\sigma_s = 427$  МПа, модуль упругости  $E = 0,75 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\mu = 0,32$ , коэффициент линейного расширения  $\alpha = 2,12 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}$ . Максимальное давление сгорания  $p_z = 13$  МПа.

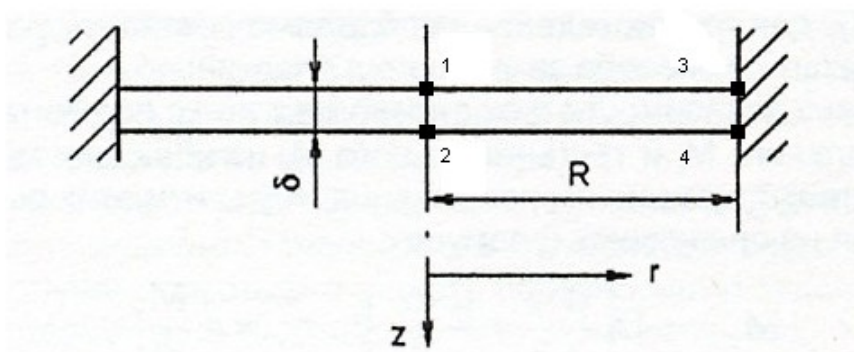


Рис. 8 – Идеализация днища поршня круглой пластиной, жестко защемленной по контуру

Максимальный прогиб днища будет в центре ( $r = 0$ ), величина этого прогиба:

$$z_{\max} = \frac{p_z \cdot R^4}{64 D} = \frac{12 \cdot p_z \cdot R^4 \cdot (1 - \mu^2)}{64 E \cdot \delta^3} = \frac{12 \cdot 13 \cdot 0,03^4 \cdot (1 - 0,32^2)}{64 \cdot 0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,01^3} = 2,4 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Здесь  $D$  – жесткость пластины.

Вычислим напряжения в центре днища поршня:

$$\sigma_r = \pm \frac{3 \cdot p_z}{8 \cdot \delta^2} \cdot [(1 + \mu) \cdot R^2 - (3 + \mu) \cdot r^2] = \pm \frac{3 \cdot 13}{8 \cdot 0,01^2} \cdot [(1 + 0,32) \cdot 0,03^2] = \pm 58 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\tau = \pm \frac{3 \cdot p_z}{8 \cdot \delta^2} \cdot [(1 + \mu) \cdot R^2 - (1 + 3 \cdot \mu) \cdot r^2] = \pm \frac{3 \cdot 13}{8 \cdot 0,01^2} \cdot [(1 + 0,32) \cdot 0,03^2] = \pm 58 \text{ МПа}.$$

Аналогично, напряжения в цилиндрическом сечении, для которого  $r = R$ , равны:

$$\sigma_r = \pm \frac{3 \cdot p_z}{8 \cdot \delta^2} \cdot [(1 + \mu) \cdot R^2 - (3 + \mu) \cdot r^2] = \pm \frac{3 \cdot 13}{8 \cdot 0,01^2} \cdot [(1 + 0,32) \cdot 0,03^2 - (3 + 0,32) \cdot 0,03^2] = \pm 87,75 \text{ МПа};$$

$$\sigma_r = \pm \frac{3 \cdot p_z}{8 \cdot \delta^2} \cdot [(1 + \mu) \cdot R^2 - (1 + 3 \cdot \mu) \cdot r^2] = \pm \frac{3 \cdot 13}{8 \cdot 0,01^2} \cdot [(1 + 0,32) \cdot 0,03^2 - (1 + 3 \cdot 0,32) \cdot 0,03^2] = \pm 28,1 \text{ МПа}.$$

Напряжения в конкретных точках, указанных на рис.8, определяются на основании полученных значений  $\sigma_r$  и  $\sigma_\tau$ , и правила знаков нормальных напряжений. Пользуясь ими, приведем составляющие напряжения для всех упомянутых точек:

- 1 -  $\sigma_r = \sigma_\tau = -58 \text{ МПа}$ ;
- 2 -  $\sigma_r = \sigma_\tau = 58 \text{ МПа}$ ;
- 3 -  $\sigma_r = 87,75 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_\tau = -28,1 \text{ МПа}$ ;
- 4 -  $\sigma_r = -87,75 \text{ МПа}$ ;  $\sigma_\tau = 28,1 \text{ МПа}$ .

#### 4.4. Расчет температурных напряжений в днище поршня

Т.к. доминирующий тепловой поток осевой, то изменение температуры по радиусу подчиняется квадратичной параболе. Перепад температуры определяется по следующей зависимости:

$$\Delta T = T_{\text{пр}} - T_3 = 540 - 496,3 = 43,7 \text{ К}.$$

От радиального перепада температур деформации подвергается часть боковой стенки, непосредственно примыкающей к днищу. Учтем эту деформацию коэффициентом  $K$ , характеризующего податливость закрепления:

$$K = \frac{\delta}{(\delta + \frac{D}{2} - R)} \cdot \left( \frac{\frac{D^2}{4} + R^2}{\frac{D^2}{4} - R^2} + \mu \right) = \frac{0,01}{(0,01 + \frac{0,105}{2} - 0,03)} \cdot \left( \frac{\frac{0,105^2}{4} + 0,03^2}{\frac{0,105^2}{4} - 0,03^2} + 0,32 \right) = 0,705$$

В точках 1 и 2 днища температурные напряжения ( $r = 0$ ):

$$\sigma_r = -\frac{E \cdot \alpha}{4} \cdot \Delta T \cdot \left( \frac{3 - \mu + K}{1 - \mu + K} - \frac{r^2}{R^2} \right) = -\frac{0,75 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}}{4} \cdot 24,5 \cdot \frac{3 - 0,32 + 0,705}{1 - 0,32 + 0,705} = -23,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\tau = -\frac{E \cdot \alpha}{4} \cdot \Delta T \cdot \left( \frac{3 - \mu + K}{1 - \mu + K} - 3 \cdot \frac{r^2}{R^2} \right) = -\frac{0,75 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}}{4} \cdot 24,5 \cdot \frac{3 - 0,32 + 0,705}{1 - 0,32 + 0,705} = -23,8 \text{ МПа};$$

Аналогичные напряжения в точках 3 и 4 ( $r = R$ ):

$$\sigma_r = -\frac{E \cdot \alpha}{4} \cdot \Delta T \cdot \left( \frac{3 - \mu + K}{1 - \mu + K} - \frac{r^2}{R^2} \right) = -\frac{0,75 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}}{4} \cdot 24,5 \cdot \left( \frac{3 - 0,32 + 0,705}{1 - 0,32 + 0,705} - 1 \right) = -14,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\tau = -\frac{E \cdot \alpha}{4} \cdot \Delta T \cdot \left( \frac{3 - \mu + K}{1 - \mu + K} - 3 \cdot \frac{r^2}{R^2} \right) = -\frac{0,75 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}}{4} \cdot 24,5 \cdot \left( \frac{3 - 0,32 + 0,705}{1 - 0,32 + 0,705} - 3 \cdot 1 \right) = 5,4 \text{ МПа}.$$

Температурный перепад по толщине днища(осевой поток):

$$\Delta T = T_{mm} - T_1 = 493 - 492,5 = 0,5 \text{ К}$$

Возникающие от него напряжения вычисляем по формуле:

$$\sigma_r = \sigma_\tau = \pm \frac{E \cdot \alpha}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta T = \pm \frac{0,75 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot (1 - 0,32)} \cdot 0,5 = \pm 0,6 \text{ МПа}.$$

В данном случае положительные значения действуют в точках 1 и 3, отрицательные – в точках 2 и 4.

#### 4.5. Расчет эквивалентных напряжений

Вычисление эквивалентных напряжений вычисляем последовательно для каждой рассматриваемой точки:

- Точка 1:  $\sigma = \sigma_{\Sigma r} = \sigma_{\Sigma \tau} = -44,55 - 23,8 + 0,6 = -67,75 \text{ МПа};$

- Точка 2:  $\sigma = \sigma_{\Sigma r} = \sigma_{\Sigma \tau} = 44,55 - 23,8 - 0,6 = 20,15 \text{ МПа};$

- Точка 3:  $\sigma_{\Sigma r} = 67,5 - 14,1 + 0,6 = 54 \text{ МПа};$   
 $\sigma_{\Sigma \tau} = -21,6 + 5,4 + 0,6 = -15,6 \text{ МПа};$

Применяя энергетическую теорию прочности:

$$\sigma_1 = 54 \text{ МПа}, \sigma_2 = -15,6 \text{ МПа}, \sigma_3 = 0 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(54 + 15,6)^2 + (-15,6 - 0)^2 + (0 - 54)^2} = 64 \text{ МПа};$$

- Точка 4:  $\sigma_{\Sigma r} = -67,5 - 14,1 - 0,6 = -82,2 \text{ МПа};$   
 $\sigma_{\Sigma \tau} = 21,6 + 5,4 - 0,6 = 26,4 \text{ МПа};$

Применяя энергетическую теорию прочности:

$$\sigma_1 = 26,4 \text{ МПа}, \sigma_2 = -82,2 \text{ МПа}, \sigma_3 = 0 \text{ МПа};$$

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} =$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(26,4 - 82,2)^2 + (-82,2 - 0)^2 + (0 - 26,4)^2} = 73,4 \text{ МПа};$$

Определим допускаемое напряжение материала поршня:

$$[\sigma] = \sigma_T \cdot \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \varepsilon_t}{[n]} = 350 \cdot \frac{0,65 \cdot 0,94}{2,5} = 85,5 \text{ МПа}.$$

Здесь  $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$  - предел текучести материала поршня;

$\varepsilon_\sigma = 0,65$  - масштабный фактор;

$\varepsilon_t = 1 - c_t \cdot (t - 200) \cdot 10^{-2} = 1 - 0,3 \cdot (220 - 200) \cdot 10^{-2} = 0,94$  - коэффициент, учитывающий работу детали в условиях повышенной температуры;  $c_t$  - для алюминиевых сплавов  $0,25 \dots 0,35$ ;  $t$  - температура огневой поверхности днища поршня в градусах Цельсия;  $[n] = 2 \dots 3,5$  - значение нормированного коэффициента запаса прочности.

Из полученного значения  $[\sigma] = 85,5 \text{ МПа}$  следует, что напряжения, рассчитанные для конкретных точек, не превышают допускаемого значения. Это свидетельствует о выполнении условий прочности.

#### 4.6. Расчет цилиндрической части поршня

Определим минимальную площадь опасного сечения головки:

$f = 0,25 \cdot \pi \cdot [(D - 2 \cdot t)^2 - F]$ , где  $F = 0,0035 \text{ м}^2$  - площадь, образуемая двумя прямоугольниками в месте сопряжения охлаждаемой поверхности днища поршня с внутренними ребрами бобышек ( $F = 2 \cdot (d_\sigma \cdot (l_\sigma^{\min \text{ сечения}}))$ ),  $l_\sigma^{\min \text{ сечения}}$  - длина бобышки в месте сопряжения с охлаждаемой поверхностью днища поршня.

$$f = 0,25 \cdot \pi \cdot [(D - 2 \cdot t)^2 - F] = 0,25 \cdot 3,14 \cdot [(0,105 - 2 \cdot 0,007)^2 - 0,0035] = 0,00375 \text{ м}^2.$$

Проверку толщины стенок, соединяющих днище поршня с бобышками, производим на сжатие от максимального давления газов по формуле:

$$\sigma_c = \frac{p_z \cdot F}{f} = \frac{10 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,00375} = 23 \text{ МПа} \leq [\sigma].$$

Первую перемычку между канавками для поршневых колец проверяем на прочность и жесткость. Если аппроксимировать ее кольцевой пластиной с заземленной внутренней кромкой и нагруженной сверху давлением  $P_z$ , то выражения для напряжения и прогиба, даваемые теорией изгиба, имеют вид:

$$\sigma = k_\sigma \cdot p_z \cdot \left( \frac{D}{e_\kappa} \right)^2; \quad z = k_z \cdot p_z \cdot \frac{D^4}{E \cdot e_\kappa^3}.$$

$$\gamma = \frac{D}{D - 2 \cdot t} = \frac{0,105}{0,105 - 2 \cdot 0,007} = 1,154;$$

$$k_\sigma = \frac{3,9 \cdot \gamma^2 \cdot \ln \gamma + \frac{0,525}{\gamma^2} - 1,425 \cdot \gamma^2 + 0,9}{4 \cdot (0,7 + 1,3 \cdot \gamma^2)} = \frac{5,2 \cdot 0,14 + 0,394 - 1,9 + 0,9}{4 \cdot 2,43} = 0,0125;$$

$$k_z = \frac{0,53 - 1,35 \cdot \gamma^2 + \frac{0,94}{\gamma^2} - \frac{0,12}{\gamma^4} + 3,21 \cdot \ln \gamma + 3,55 \cdot (\ln \gamma)^2 + \frac{0,89 \cdot \ln \gamma}{\gamma^2}}{16 \cdot (0,7 + 1,3 \cdot \gamma^2)} =$$

$$= \frac{0,53 - 1,798 + 0,706 - 0,068 + 0,461 + 0,074 + 0,096}{16 \cdot 2,43} = 2,5 \cdot 10^{-5}$$

$$\text{Тогда: } \sigma = k_\sigma \cdot p_z \cdot \left( \frac{D}{e_\kappa} \right)^2 = 0,0125 \cdot 10 \cdot \left( \frac{0,105}{0,003} \right)^2 = 4,375 \text{ МПа};$$

$$z = k_z \cdot p_z \cdot \frac{D^4}{E \cdot e_\kappa^3} = 2,5 \cdot 10^{-5} \cdot 10 \cdot \frac{0,105^4}{0,75 \cdot 10^5 \cdot 0,003^3} = 0,015 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Высоту тронка проверяем исходя из величины давления на цилиндр от нормальной составляющей движущей силы, максимальное значение которой  $P_{н \max}$  определено в силовом анализе КШМ и составило  $P_{н \max} = 0,663 \text{ МПа}$ .

Учтем тот факт, что только часть направляющей поверхности поршня участвует в передаче нормальной силы. Эта часть лежит в пределах угла среднее значение которого  $\beta = 110^\circ$ .

Тогда:

$$k_n = \frac{P_{н \max} \cdot F}{D \cdot h_T \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{0,663 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3}}{0,105 \cdot 0,073 \cdot \sin 55^\circ} = 0,91 \text{ МПа}.$$

#### 4.7. Расчет поршневого пальца



Т.к. проектируемый двигатель умеренной форсировки, то поршневой палец целесообразно изготовить из стали 18ХГТ (предел прочности  $\sigma_s = 1150$  МПа, предел текучести  $\sigma_T = 660$  МПа, предел выносливости при изгибе  $\sigma_{-1} = 500$  МПа, предел выносливости при кручении  $\tau_{-1} = 280$  МПа, модуль упругости  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа).

Палец подвергается цементации на глубину 1 мм до твердости не менее

HRC=52 и последующему шлифованию до шероховатости  $R_a = 0,16$  мкм и  $R_z = 0,8$  мкм.

Основные геометрические размеры пальца:

- длина  $l = 83,2$  мм;
- наружный диаметр  $d = 40$  мм;
- диаметр внутренней расточки  $d_o = 24$  мм;
- расчетное расстояние между бобышками  $b = 21,2$  мм;
- расчетная длина верхней головки шатуна  $a = 19,7$  мм.

Поршневой палец двигателя плавающий. Он проворачивается во время работы и, как следствие этого, равномерно изнашивается по окружности. Для этого в прогретом двигателе обеспечены зазоры в сочленениях поршневого пальца. Ориентировочная величина зазора:

$$\Delta' = 0,001 \cdot d = 0,001 \cdot 0,04 = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Для обеспечения указанного зазора, вычислим монтажный зазор. Для этого необходимы значения коэффициентов линейного расширения материалов пальца, бобышек поршня, верхней головки шатуна, а также рабочие температуры перечисленных деталей.

$$\alpha = 1,15 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \Delta t = 160^\circ\text{C} - \text{для пальца};$$

$$\alpha_n = 2,12 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \Delta t_n = 170^\circ\text{C} - \text{для бобышек};$$

$$\alpha_{ш} = 1,0 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \Delta t_{ш} = 150^\circ\text{C} - \text{для шатуна}.$$

Тогда монтажные зазоры:

$$\Delta_n = \Delta' + d \cdot (\alpha \cdot \Delta t - \alpha_n \cdot \Delta t_n) = 0,04 \cdot 10^{-3} + 0,04 \cdot (1,15 \cdot 10^{-5} \cdot 160 - 2,12 \cdot 10^{-5} \cdot 170) = -0,031 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

$$\Delta_n = \Delta' + d \cdot (\alpha \cdot \Delta t - \alpha_{ш} \cdot \Delta t_{ш}) = 0,04 \cdot 10^{-3} + 0,04 \cdot (1,15 \cdot 10^{-5} \cdot 160 - 1,0 \cdot 10^{-5} \cdot 150) = 0,054 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Отрицательное значение зазора в сочленении пальца с бобышками поршня говорит о том, что монтаж пальца осуществляется с натягом. В этом случае, чтобы облегчить сборку, поршень предварительно нагревают до температуры:

$$\Delta t_{nm} = \frac{\Delta_n}{d \cdot \alpha_n} = \frac{0,031 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 2,12 \cdot 10^{-5}} = 37^0 \text{C}.$$

Расчет поршневого пальца на выносливость производим от действия переменной силы  $P_c$  :

$$P_{c \max} = p_{c \max} \cdot F = 8,688 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = 0,075 \text{ МН};$$

$$P_{c \min} = p_{c \min} \cdot F = -1,115 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = -0,0096 \text{ МН}.$$

Найдем момент сопротивления поперечного сечения пальца:

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot [1 - \gamma^4] = \frac{3,14 \cdot 0,04^3}{32} \cdot [1 - 0,6^4] = 5,47 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

где величина  $\gamma$  равна:

$$\gamma = \frac{d_0}{d} = \frac{0,024}{0,04} = 0,6.$$

Определим напряжения от изгиба:

$$\sigma_{u \max} = \frac{P_{c \max}}{12 \cdot W} \cdot (l + 2 \cdot b - 1,5 \cdot a) = \frac{0,075}{12 \cdot 5,47 \cdot 10^{-6}} \cdot (0,0832 + 2 \cdot 0,0212 - 1,5 \cdot 0,0197) = 110 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{u \min} = \frac{P_{c \min}}{12 \cdot W} \cdot (l + 2 \cdot b - 1,5 \cdot a) = \frac{-0,0096}{12 \cdot 5,47 \cdot 10^{-6}} \cdot (0,0832 + 2 \cdot 0,0212 - 1,5 \cdot 0,0197) = -15 \text{ МПа}.$$

Амплитуда и среднее значение цикла:

$$\sigma_{um} = 0,5 \cdot (\sigma_{u \max} + \sigma_{u \min}) = 0,5 \cdot (110 - 15) = 47,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{ua} = 0,5 \cdot (\sigma_{u \max} - \sigma_{u \min}) = 0,5 \cdot (110 + 15) = 62,5 \text{ МПа}.$$

Определим напряжения от деформации среза:

$$\tau_{\max} = 0,85 \cdot \frac{P_{c \max}}{d^2} \cdot \frac{1 + \gamma + \gamma^2}{1 - \gamma^4} = 0,85 \cdot \frac{0,075}{0,04^2} \cdot \frac{1 + 0,6 + 0,6^2}{1 - 0,6^4} = 90 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\min} = 0,85 \cdot \frac{P_{c \min}}{d^2} \cdot \frac{1 + \gamma + \gamma^2}{1 - \gamma^4} = 0,85 \cdot \frac{-0,0096}{0,04^2} \cdot \frac{1 + 0,6 + 0,6^2}{1 - 0,6^4} = -11,5 \text{ МПа}.$$

Амплитуда и среднее значение цикла:

$$\tau_m = 0,5 \cdot (\tau_{\max} + \tau_{\min}) = 0,5 \cdot (90 - 11,5) = 39,25 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = 0,5 \cdot (\tau_{\max} - \tau_{\min}) = 0,5 \cdot (90 + 11,5) = 50,75 \text{ МПа}.$$

Для определения коэффициентов запаса прочности найдем все необходимые коэффициенты:

- состояние поверхности:  $\beta_\sigma = \beta_\tau = 1$  (т.к.  $R_z = 0,8 < 1$  мкм. );
- асимметрия цикла:  $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_e = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1150 = 0,25$  ;

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,25 = 0,125 ;$$

- масштабный фактор:  $\varepsilon_\sigma = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{d - 10}{d} \right)^3 = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{40 - 10}{40} \right)^3 = 0,79$  ;

$$\varepsilon_\tau = 1 - 0,45 \cdot \left( \frac{d - 10}{d} \right)^3 = 1 - 0,5 \cdot \left( \frac{40 - 10}{40} \right)^3 = 0,81 ;$$

- коэффициент концентрации напряжений:

$$K_\sigma = K_\tau = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (\sigma_e - 400) = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot (1150 - 400) = 1,335 .$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по касательным и нормальным напряжениям с учетом упрочнения на 40% за счет цементации ):

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_{ua} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{um}} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 62,5 + 0,25 \cdot 47,5} = \frac{700}{117,5} = 5,96 ;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{280 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,81 \cdot 1,0} \cdot 50,75 + 0,125 \cdot 39,25} = \frac{392}{88,5} = 4,43 ;$$

Суммарный запас прочности по срезающим касательным и нормальным изгибным напряжениям:

$$n = \frac{n_\tau \cdot n_\sigma}{\sqrt{(n_\tau)^2 + (n_\sigma)^2}} = \frac{4,43 \cdot 5,96}{\sqrt{(4,43)^2 + (5,96)^2}} = \frac{26,4}{7,43} = 3,55 .$$

Определим напряжения, возникающие от овализации поршневого пальца.

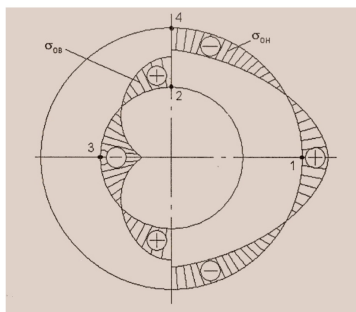


Рис. 9 – Расположение рассчитываемых точек и  
эпюры напряжений от овализации.

Для определения этих напряжений необходимо найти значение коэффициента  $K_\varphi$ , который будет равен:

$$K_\varphi = 1,5 - 15 \cdot (\gamma - 0,4)^3 = 1,5 - 15 \cdot (0,6 - 0,4)^3 = 1,38.$$

Напряжения от овализации в указанных на рис.9 точках:

**- точка 1:**

$$\begin{aligned}\sigma_{1\max} &= \frac{P_{c\max}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{2 + 3 \cdot \gamma + \gamma^2}{(1 - \gamma)^2} - \frac{1}{1 - \gamma} \right] \cdot K_\varphi = \frac{0,075}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{2 + 3 \cdot 0,6 + 0,6^2}{(1 - 0,6)^2} - \frac{1}{1 - 0,6} \right] \cdot 1,38 = \\ &= 22,536 \cdot 2,44 \cdot 1,38 = 76 \text{ МПа} \\ \sigma_{1\min} &= \frac{P_{c\min}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{2 + 3 \cdot \gamma + \gamma^2}{(1 - \gamma)^2} - \frac{1}{1 - \gamma} \right] \cdot K_\varphi = \frac{-0,0096}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{2 + 3 \cdot 0,6 + 0,6^2}{(1 - 0,6)^2} - \frac{1}{1 - 0,6} \right] \cdot 1,38 = \\ &= -2,885 \cdot 2,44 \cdot 1,38 = -9,7 \text{ МПа} \\ \sigma_{1m} &= 0,5 \cdot (\sigma_{1\max} + \sigma_{1\min}) = 0,5 \cdot (76 - 9,7) = 33,15 \text{ МПа}; \\ \sigma_{1a} &= 0,5 \cdot (\sigma_{1\max} - \sigma_{1\min}) = 0,5 \cdot (76 + 9,7) = 42,85 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

$$n_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_{1a} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{1m}} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 42,85 + 0,25 \cdot 33,15} = \frac{700}{80,7} = 8,67;$$

**- точка 2:**

$$\begin{aligned}\sigma_{2\max} &= \frac{P_{c\max}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{1 + 3 \cdot \gamma + 2 \cdot \gamma^2}{(1 - \gamma)^2 \cdot \gamma} - \frac{0,636}{1 - \gamma} \right] \cdot K_\varphi = \\ &= \frac{0,075}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{1 + 3 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,6^2}{(1 - 0,6)^2 \cdot 0,6} - \frac{0,636}{1 - 0,6} \right] \cdot 1,38 = 22,536 \cdot 4,79 \cdot 1,38 = 149 \text{ МПа} \\ \sigma_{2\min} &= \frac{P_{c\min}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{1 + 3 \cdot \gamma + 2 \cdot \gamma^2}{(1 - \gamma)^2 \cdot \gamma} - \frac{0,636}{1 - \gamma} \right] \cdot K_\varphi = \\ &= \frac{-0,0096}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{1 + 3 \cdot 0,6 + 2 \cdot 0,6^2}{(1 - 0,6)^2 \cdot 0,6} - \frac{0,636}{1 - 0,6} \right] \cdot 1,38 = -2,885 \cdot 4,79 \cdot 1,38 = -19 \text{ МПа}\end{aligned}$$

$$\sigma_{2m} = 0,5 \cdot (\sigma_{2\max} + \sigma_{2\min}) = 0,5 \cdot (149 - 19) = 65 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{2a} = 0,5 \cdot (\sigma_{2\max} - \sigma_{2\min}) = 0,5 \cdot (149 + 19) = 84 \text{ МПа}.$$

$$n_{\sigma 2} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_{2a} + \psi_\sigma \cdot \sigma_{2m}} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 84 + 0,25 \cdot 65} = \frac{700}{158,2} = 4,42;$$

**- точка 3:**

$$\sigma_{3 \max} = -\frac{P_{c \max}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{1+3 \cdot \gamma+2 \cdot \gamma^2}{(1-\gamma)^2 \cdot \gamma} + \frac{1}{1-\gamma} \right] \cdot K_{\varphi} =$$

$$= -\frac{0,075}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{1+3 \cdot 0,6+2 \cdot 0,6^2}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} + \frac{1}{1-0,6} \right] \cdot 1,38 = -22,536 \cdot 9,5 \cdot 1,38 = -296 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{3 \min} = -\frac{P_{c \min}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{1+3 \cdot \gamma+2 \cdot \gamma^2}{(1-\gamma)^2 \cdot \gamma} + \frac{1}{1-\gamma} \right] \cdot K_{\varphi} =$$

$$= -\frac{-0,0096}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,19 \cdot \frac{1+3 \cdot 0,6+2 \cdot 0,6^2}{(1-0,6)^2 \cdot 0,6} + \frac{1}{1-0,6} \right] \cdot 1,38 = 2,885 \cdot 9,5 \cdot 1,38 = 37,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{3m} = 0,5 \cdot (\sigma_{3 \max} + \sigma_{3 \min}) = 0,5 \cdot (296 - 37,8) = 129,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{3a} = 0,5 \cdot (\sigma_{3 \max} - \sigma_{3 \min}) = 0,5 \cdot (296 + 37,8) = 166,9 \text{ МПа}.$$

$$n_{\sigma 3} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_{3a} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{3m}} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 166,9 + 0,25 \cdot 129,1} = \frac{700}{314,3} = 2,23;$$

**- точка 4:**

$$\sigma_{4 \max} = -\frac{P_{c \max}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{2+3 \cdot \gamma+\gamma^2}{(1-\gamma)^2} + \frac{0,636}{1-\gamma} \right] \cdot K_{\varphi} =$$

$$= -\frac{0,075}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{2+3 \cdot 0,6+0,6^2}{(1-0,6)^2} + \frac{0,636}{1-0,6} \right] \cdot 1,38 = -22,536 \cdot 6,1 \cdot 1,38 = -190 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{4 \min} = -\frac{P_{c \min}}{l \cdot d} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{2+3 \cdot \gamma+\gamma^2}{(1-\gamma)^2} + \frac{0,636}{1-\gamma} \right] \cdot K_{\varphi} =$$

$$= -\frac{-0,0096}{0,0832 \cdot 0,04} \cdot \left[ 0,174 \cdot \frac{2+3 \cdot 0,6+0,6^2}{(1-0,6)^2} + \frac{0,636}{1-0,6} \right] \cdot 1,38 = 2,885 \cdot 6,1 \cdot 1,38 = 24,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{4m} = 0,5 \cdot (\sigma_{4 \max} + \sigma_{4 \min}) = 0,5 \cdot (190 - 24,3) = 82,85 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{4a} = 0,5 \cdot (\sigma_{4 \max} - \sigma_{4 \min}) = 0,5 \cdot (190 + 24,3) = 107,15 \text{ МПа}.$$

$$n_{\sigma 4} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta_{\sigma}} \cdot \sigma_{4a} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{4m}} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 107,15 + 0,25 \cdot 82,85} = \frac{700}{202} = 3,47.$$

Запас прочности при совместном действии касательных и нормальных напряжений в тех же точках вычисляем:

$$n_1 = \frac{n_\tau \cdot n_{\sigma 1}}{\sqrt{(n_\tau)^2 + (n_{\sigma 1})^2}} = \frac{4,43 \cdot 8,67}{\sqrt{(4,43)^2 + (8,67)^2}} = \frac{38,32}{9,74} = 3,93 ;$$

$$n_2 = \frac{n_\tau \cdot n_{\sigma 2}}{\sqrt{(n_\tau)^2 + (n_{\sigma 2})^2}} = \frac{4,43 \cdot 4,42}{\sqrt{(4,43)^2 + (4,42)^2}} = \frac{19,58}{6,26} = 3,13 ;$$

$$n_3 = \frac{n_\tau \cdot n_{\sigma 3}}{\sqrt{(n_\tau)^2 + (n_{\sigma 3})^2}} = \frac{4,43 \cdot 2,23}{\sqrt{(4,43)^2 + (2,23)^2}} = \frac{9,88}{4,96} = 1,99 ;$$

$$n_4 = \frac{n_\tau \cdot n_{\sigma 4}}{\sqrt{(n_\tau)^2 + (n_{\sigma 4})^2}} = \frac{4,43 \cdot 3,47}{\sqrt{(4,43)^2 + (3,47)^2}} = \frac{15,37}{5,63} = 2,73 .$$

Теперь рассмотрим среднее сечение поршневого пальца. В точках 2 и 4 этого сечения (см. рис.9) имеет место двухкомпонентное напряженное состояние: одновременно действуют напряжения от изгиба и овализации.

Для точки 2, которая подвергается изгибу:

$$\sigma_{i2 \max} = \sigma_{u \max} \cdot \gamma = 110 \cdot 0,6 = 66 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{i2 \min} = \sigma_{u \min} \cdot \gamma = -15 \cdot 0,6 = -9 \text{ МПа},$$

и овализации:  $\sigma_{2 \max} = 149 \text{ МПа};$

$$\sigma_{2 \min} = -19 \text{ МПа},$$

средние напряжения и амплитуда составляющих циклов:

$$\sigma_m = 0,5 \cdot (\sigma_{i2 \max} + \sigma_{i2 \min}) = 0,5 \cdot (66 - 9) = 28,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_a = 0,5 \cdot (\sigma_{i2 \max} - \sigma_{i2 \min}) = 0,5 \cdot (66 + 9) = 37,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{om} = 0,5 \cdot (\sigma_{2 \max} + \sigma_{2 \min}) = 0,5 \cdot (149 - 19) = 65 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{oa} = 0,5 \cdot (\sigma_{2 \max} - \sigma_{2 \min}) = 0,5 \cdot (149 + 19) = 84 \text{ МПа};$$

Среднее значение и амплитуда эквивалентного переменного цикла:

$$\sigma_m^* = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_{om})^2 + \sigma_m^2 + \sigma_{om}^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(28,5 - 65)^2 + (28,5)^2 + (65)^2} \approx 57 \text{ МПа};$$

$\sigma_a^* = 84 \text{ МПа}$  - большее значение из  $\sigma_a$  и  $\sigma_{oa}$ ;

Запас прочности:

$$n_2 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_a^* + \psi_\sigma \cdot \sigma_m^*} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 84 + 0,25 \cdot 57} = \frac{700}{156,2} = 4,48.$$

В точке 4 составляющие напряжения равны:

$$\begin{aligned}\sigma_{i4 \max} &= \sigma_{u \max} = 110 \text{ МПа}; \\ \sigma_{i4 \min} &= \sigma_{u \min} = -15 \text{ МПа}; \\ \sigma_{4 \max} &= 190 \text{ МПа}; \\ \sigma_{4 \min} &= -24,3 \text{ МПа},\end{aligned}$$

Средние напряжения и амплитуда составляющих циклов:

$$\begin{aligned}\sigma_m &= 0,5 \cdot (\sigma_{i4 \max} + \sigma_{i4 \min}) = 0,5 \cdot (110 - 15) = 47,5 \text{ МПа}; \\ \sigma_a &= 0,5 \cdot (\sigma_{i4 \max} - \sigma_{i4 \min}) = 0,5 \cdot (110 + 15) = 62,5 \text{ МПа}; \\ \sigma_{om} &= 0,5 \cdot (\sigma_{4 \max} + \sigma_{4 \min}) = 0,5 \cdot (190 - 24,3) = 82,85 \text{ МПа}; \\ \sigma_{oa} &= 0,5 \cdot (\sigma_{4 \max} - \sigma_{4 \min}) = 0,5 \cdot (190 + 24,3) = 107,15 \text{ МПа};\end{aligned}$$

Параметры эквивалентного цикла:

$$\begin{aligned}\sigma_m^* &= \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(\sigma_m - \sigma_{om})^2 + \sigma_m^2 + \sigma_{om}^2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(47,5 - 82,85)^2 + (47,5)^2 + (82,85)^2} \approx 72,7 \text{ МПа}; \\ \sigma_a^* &= 107,15 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Коэффициент запаса прочности:

$$n_4 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma} \cdot \sigma_a^* + \psi_\sigma \cdot \sigma_m^*} = \frac{500 \cdot 1,4}{\frac{1,335}{0,79 \cdot 1,0} \cdot 107,15 + 0,25 \cdot 72,7} = \frac{700}{199,25} = 3,51.$$

Точки 1 и 3 рассматриваемого сечения испытывают напряжения только от деформации овализации, следовательно, для них:

$$\begin{aligned}n_1 &= n_{\sigma 1} = 8,67; \\ n_3 &= n_{\sigma 3} = 2,23.\end{aligned}$$

Жесткость поршневого пальца характеризуется увеличением его диаметра в горизонтальной плоскости под действием силы  $P_c$ . Это увеличение для тонкостенного пальца ( $\gamma = 0,6 > 0,4$ ):

$$\Delta d = 0,09 \cdot K_\varphi \cdot \frac{P_{c \max}}{E \cdot l} \cdot \left( \frac{1 + \gamma}{1 - \gamma} \right)^3 = 0,09 \cdot 1,38 \cdot \frac{0,075}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,0832} \cdot \left( \frac{1 + 0,6}{1 - 0,6} \right)^3 = 0,034 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Условие  $\Delta d < \Delta'$  ( $0,034 \text{ мм} < 0,04 \text{ мм}$ ) выполняется. Значит возможность защемления плавающего пальца в сочленениях его с бобышками и верхней головкой шатуна отсутствует.

Таким образом, сопоставление всех расчетных коэффициентов запаса прочности свидетельствует о том, что наиболее нагруженными являются точки поршневого пальца, расположенные в горизонтальной плоскости, и в особенности точка 3 сечения пальца между бобышкой и верхней головкой шатуна, о чем свидетельствует заниженное значение коэффициента запаса.

#### **4.8. Расчет поршневого кольца**

В поршне предусмотрены три канавки под поршневые кольца – одно маслосъемное и два компрессионных. Все кольца располагаются в верхней части поршня. Профиль первого компрессионного кольца – ассиметричный бочкообразный, профиль второго – симметричный бочкообразный. Маслосъемное кольцо имеет коробчатое сечение с двумя рабочими кромками, между которыми равномерно по окружности предусмотрены щели для отвода масла. Для увеличения радиального давления, в маслосъемное кольцо устанавливают пружину – расширитель. Она закладывается между кольцом и дном поршневой канавки.

С целью повышения износостойкости и улучшения прирабатываемости на поверхность трения поршневых колец наносят покрытие молибденом с помощью газотермического напыления. Толщина покрытия –  $0,2 \text{ мм}$ .

Замки поршневых колец прямые.

Кольца изготовлены из высокопрочного чугуна ВЧ 100 (модуль упругости  $E = 1,5 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ).

Рассчитаем верхнее поршневое кольцо. Оно имеет ассиметричный бочкообразный профиль со следующими размерами:

- высота кольца -  $a_k = 2 \text{ мм}$ ;

- радиальная толщина кольца -  $t = 4 \text{ мм}$ .

Зазор в замке при свободном состоянии  $s = 3 \cdot t = 12 \text{ мм}$ .

Закон распределения радиальных давлений – грушевидная эпюра.

Коэффициент коррекции формы грушевидной эпюры радиального давления принимаем  $\chi = 0,12$ .

Среднее давление на стенку цилиндра от сил упругости кольца:



$$p_m = \frac{0,425}{(3-\chi)} \cdot E \cdot \frac{s}{D \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right)^3} = \frac{0,425}{(3-0,12)} \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,012}{0,105 \cdot \left(\frac{0,105}{0,004} - 1\right)^3} = 0,16 \text{ МПа}$$

;

Момент инерции поперечного сечения кольца:

$$I = \frac{a \cdot t^3}{12} = \frac{0,002 \cdot (0,004)^3}{12} = 1,07 \cdot 10^{-11} \text{ м}^4.$$

Расчетный радиус кольца в рабочем состоянии:

$$r = \frac{D-t}{2} = \frac{0,105 - 0,004}{2} = 0,0505 \text{ м}.$$

Для получения грушевидной эпюры, функцию радиального давления зададим в виде:

$$p(\phi) = p_m \cdot (1 + 0,42 \cdot \cos 2\phi - 0,18 \cdot \cos 3\phi) \\ = 0,16 \cdot (1 + 0,42 \cdot \cos 2\phi - 0,18 \cdot \cos 3\phi).$$

Подставляя это выражение в формулу для момента, изгибающего поперечные сечения кольца:

$$M(\phi) = a_\kappa \cdot \frac{D \cdot t}{4} \cdot \left(\frac{D}{t} - 1\right) \cdot \int_\phi^\pi p(\phi) \cdot \sin(\phi - \varphi) \cdot d\phi = \\ = 0,002 \cdot \frac{0,105 \cdot 0,004}{4} \cdot \left(\frac{0,105}{0,004} - 1\right) \cdot \int_\phi^\pi [0,16 \cdot (1 + 0,42 \cdot \cos 2\phi - 0,18 \cdot \cos 3\phi)] \cdot d\phi = \\ = 8,5 \cdot 10^{-7} \cdot (1 + 1,3475 \cdot \cos \varphi + 0,28 \cdot \cos 2\varphi - 0,0675 \cdot \cos 3\varphi).$$

Далее уравнение чистого изгиба криволинейного бруса применительно к поршневому кольцу запишем так:

$$\frac{1}{R(\varphi)} = \frac{1}{r - 0,5 \cdot t} - \frac{M(\varphi)}{E \cdot I} = \\ = \frac{1}{0,0505 - 0,5 \cdot 0,004} - \frac{8,5 \cdot 10^{-7}}{1,5 \cdot 10^5 \cdot 1,07 \cdot 10^{-11}} \cdot (1 + 1,3475 \cdot \cos \varphi + 0,28 \cdot \cos 2\varphi - 0,0675 \cdot \cos 3\varphi) = \\ = 20,62 - 0,5296 \cdot (1 + 1,3475 \cdot \cos \varphi + 0,28 \cdot \cos 2\varphi - 0,0675 \cdot \cos 3\varphi).$$

Результаты расчетов давления на стенку цилиндра и радиуса кольца в свободном состоянии с использованием вышеприведенных зависимостей представлены в виде таблицы:

**Таблица 8. – Зависимость давления  $p$  и радиуса  $R$  от угла**

$\varphi$ .

$\varphi^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
-----------------	---	----	----	----	-----	-----	-----

$p(\varphi), \text{ МПа}$	0,198	0,194	0,155	0,093	0,098	0,194	0,256
$R, \text{ м}$	0,0519	0,0516	0,0506	0,050	0,0486	0,0484	0,0485
$R, \text{ мм}$	51,9	51,6	50,6	50,0	48,7	48,4	48,5

Максимальные напряжения, возникающие при переходе кольца из свободного состояния в рабочее, равны:

$$\sigma_{\max} = \frac{1,275}{(3-\chi)} \cdot E \cdot \frac{s}{t \cdot \left( \frac{D}{t} - 1 \right)^2} = \frac{1,275}{(3-0,12)} \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,012}{0,004 \cdot \left( \frac{0,105}{0,004} - 1 \right)^2} = 312,5 \text{ МПа.}$$

Увеличение зазора в замке при разгибании кольца для надевания его на поршень:

$$\Delta s = \pi \cdot [D - (D_{\min} - t)] = 3,14 \cdot [0,105 - (2 \cdot 0,050 - 0,004)] = 0,028 \text{ м};$$

Максимальные монтажные напряжения в поршневом кольце(место, напротив замка):

$$\sigma_M = \frac{4 \cdot E \cdot t \cdot \Delta s}{3 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 0,004 \cdot 0,028}{3 \cdot 3,14 \cdot (0,105)^2} = 647 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение для чугуна этой марки:  
 $[\sigma] = 650 - 670 \text{ МПа.}$

Остаточный зазор в замке:

$$\Delta' = (0,0005 \dots 0,001) \cdot D = 0,00075 \cdot 0,105 = 0,08 \text{ мм},$$

Монтажный зазор:  $\Delta = \Delta' + \pi \cdot D \cdot (\alpha_k \cdot \Delta t_k - \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta t_{\text{ц}})$ ,

Здесь:

$$\alpha_k = 1,3 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \Delta t_k = 250^\circ\text{C} - \text{ для кольца};$$

$$\alpha_{\text{ц}} = 1,13 \cdot 10^{-5} \frac{1}{^\circ\text{C}}, \Delta t_{\text{ц}} = 130^\circ\text{C} - \text{ для цилиндровой втулки.}$$

Тогда:

$$\Delta = \Delta' + \pi \cdot D \cdot (\alpha_k \cdot \Delta t_k - \alpha_{\text{ц}} \cdot \Delta t_{\text{ц}}) = 0,08 + 3,14 \cdot 105 \cdot (1,3 \cdot 10^{-5} \cdot 250 - 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 130) = 0,67 \text{ мм}$$

#### 4.9. Выводы

Расчеты деталей поршневой группы показали, что условие прочности выполняется для всех деталей: поршень, поршневой палец, поршневые кольца. Получены необходимые для обеспечения работоспособности этих деталей коэффициенты запаса прочности. Напряжения, возникающие в деталях при работе ДВС, не превышают допускаемых значений.

Однако, целесообразно изменить геометрические размеры поршневого кольца, чтобы получить меньшие напряжения.

Долговечность поршневого пальца обеспечена его конструкцией. Повышенные значения коэффициентов запаса прочности говорят об обеспечении условий прочности.

## **5. Расчет цилиндровой втулки**

### **5.1. Особенности конструкции цилиндровой втулки**

Втулка проектируемого двигателя является втулкой мокрого типа. Наружная поверхность омывается охлаждающей жидкостью, которая циркулирует в полости рубашечного пространства между стенкой цилиндра и самой втулкой.

Уплотнение осуществляется резиновыми кольцами, которые заводят в специально выполненные на опорных буртах канавки.

Износостойкость зеркала втулки повышают с помощью хромирования, хонингования и фосфатирования. Толщина слоя хрома 0,1 мм делает поверхность трения твердой ( $HRC = 45$ ). Хонингование – механический процесс нанесения на зеркало втулки упорядоченной сетки штрихов глубиной 8...15 мкм. Направление штрихов влияет на величину износа. Их равномерно распределяют в обоих направлениях по втулке с углом пересечения  $30^\circ$ . При хонинговании снимается слой материала 0,03 мм.

Фосфатирование применяется для лучшей прирабатываемости втулки. Фосфатная пленка толщиной 5 мкм хорошо удерживает масло.

Газовый стык уплотняется асбестовой армированной прокладкой.

Так как камера сгорания образована в поршне, то необходимо предусмотреть вырезы под клапаны в головке поршня.

Смазка цилиндровой втулки осуществляется масляным туманом.

Втулка изготовлена из высокопрочного чугуна ВЧ 45 – 5 (

$E = 1,78 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  ,  $\sigma_s = 720 \text{ МПа}$  ,  $\sigma_T = 245 \text{ МПа}$  ,  $\alpha_{\text{ц}} = 1,13 \cdot 10^{-5} \text{ 1/}^\circ\text{C}$  ).

Основные конструктивные размеры цилиндровой втулки:

- высота втулки  $h = 241 \text{ мм}$ ;
- высота опорного фланца  $h_{\text{ф}} = 10 \text{ мм}$ ;
- наружный диаметр опорного фланца  $d_1 = 136 \text{ мм}$ ;
- внутренний диаметр опорного фланца  $d_2 = 126 \text{ мм}$ ;
- толщина стенки цилиндровой втулки  $\delta = 7 \text{ мм}$ .

Температуры нагрева цилиндровой втулки:

- верхняя часть цилиндровой втулки  $\Delta t_{\text{ц}} = 180^\circ\text{C}$ ;
- нижняя часть цилиндровой втулки  $\Delta t_{\text{ц}} = 130^\circ\text{C}$ .

## **5.2. Оценка температурного состояния цилиндрической втулки**

Рассмотрим верхний расчетный цилиндрический пояс. Его высота от верхнего края цилиндрической втулки составляет  $h_1 = 11$  мм.

Для чугуна, из которого изготовлена втулка коэффициент теплопроводности равен  $\lambda = 52 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ . Толщина первого пояса:  $\delta_1 = 0,0155$  м.

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{D+2\cdot\delta_1}{D}\right)}{2\cdot\lambda}} = \frac{1}{\frac{\ln\left(\frac{0,105+2\cdot0,0155}{0,105}\right)}{2\cdot52}} = \frac{1}{0,0025} = 400 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}};$$

Из расчета поршня имеем:

$$T_{rp} = 0,025 \cdot T_m \cdot \sqrt{\alpha_{rm}} \cdot \sqrt[3]{z^2} = 0,025 \cdot 1069,25 \cdot \sqrt{299} \cdot \sqrt[3]{4^2} = 1165 \text{ К};$$

$$\alpha_{rm} = (5,1 + 4,0 \cdot p_e) \cdot \sqrt[3]{c_m} \cdot \sqrt{T_a} = (5,1 + 4,0 \cdot 0,888) \cdot \sqrt[3]{6,5} \cdot \sqrt{343} = 299 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$$

$$T_w = T_{mm} = 493 \text{ К}.$$

Тогда температура внутренней поверхности:

$$T_1 = \frac{\alpha_{rm} \cdot T_{rp} \cdot D + k \cdot T_w}{\alpha_{rm} \cdot D + k} = \frac{299 \cdot 1165 \cdot 0,105 + 400 \cdot 493}{299 \cdot 0,105 + 400} = 542 \text{ К} = 269^\circ \text{С}.$$

Температура наружной поверхности:

$$T_2 = T_w = 493 \text{ К} = 220^\circ \text{С}.$$

Таким образом, температурный напор составляет:

$$\Delta t = T_1 - T_2 = 269 - 220 = 49^\circ \text{С}.$$

### 5.3. Расчет механических и температурных напряжений в I – м поясе

Наличие температурного напора вызывает температурные напряжения, которые на внутренней поверхности равны ( $R_1 = 0,0525 \text{ м}$ ,  $R_2 = 0,068 \text{ м}$ ):

$$\sigma_{\tau T} = \sigma_{zT} = \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{1 - \mu} \cdot \left[ \frac{1}{2 \cdot (\ln R_2 - \ln R_1)} - \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \right] =$$

$$= \frac{1,78 \cdot 10^5 \cdot 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 49}{1 - 0,28} \cdot \left[ \frac{1}{2 \cdot (\ln 0,068 - \ln 0,0525)} - \frac{0,068^2}{0,068^2 - 0,0525^2} \right] = -363 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{rT} = 0 \text{ МПа}.$$

Подобное состояние с материалом втулки вызывает давление газов. От их действия возникают механические напряжения. Давление  $p_z = 10 \text{ МПа}$  обуславливает на внутренней поверхности напряжения:

$$\sigma_{\varpi M} = p_z \cdot \frac{R_2^2 + R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} = 10 \cdot \frac{0,068^2 + 0,0525^2}{0,068^2 - 0,0525^2} = 39,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{rM} = -10 \text{ МПа}.$$

Результирующие напряжения на внутренней поверхности цилиндрической втулки:

$$\sigma_{r\Sigma} = \sigma_{rM} + \sigma_{rT} = -10 + 0 = -10 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma\varpi} = \sigma_{\varpi M} + \sigma_{\varpi T} = 39,5 - 363 = -323,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{z\Sigma} = \sigma_{zT} = -363 \text{ МПа};$$

Приведенные напряжения являются главными.  $\sigma_1 = -10 \text{ МПа};$

$$\sigma_2 = -323,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = -363 \text{ МПа}.$$

По теории прочности Мора их эквивалентное значение равно:

$$\sigma_{\text{экв.}} = \sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_T} \cdot \sigma_3 = -10 + \frac{245}{720} \cdot 363 = 113,5 \text{ МПа}.$$

Аналогично, определим эквивалентные напряжения для среднего цилиндрического сечения, которое находится на удалении 7,75 мм от зеркала цилиндра или  $r = 0,06025$  м от оси цилиндра.

$$\sigma_{\varpi T} = \sigma_{zT} = \frac{E \cdot \alpha \cdot \Delta t}{1 - \mu} \cdot \left[ \frac{1}{2 \cdot (\ln R_2 - \ln R_1)} - \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right] =$$

$$= \frac{1,78 \cdot 10^5 \cdot 1,13 \cdot 10^{-5} \cdot 49}{1 - 0,28} \cdot \left[ \frac{1}{2 \cdot (\ln 0,068 - \ln 0,0525)} - \frac{0,0525^2}{0,068^2 - 0,0525^2} \right] = -226 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{rT} = 0 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{\varpi M} = p_z \cdot \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \left( \frac{R_2^2}{r^2} + 1 \right) = 10 \cdot \frac{0,0525^2}{0,068^2 - 0,0525^2} \cdot \left( \frac{0,068^2}{0,06025^2} + 1 \right) = 33,55 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{rM} = -p_z \cdot \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \left( \frac{R_2^2}{r^2} - 1 \right) = -10 \cdot \frac{0,0525^2}{0,068^2 - 0,0525^2} \cdot \left( \frac{0,068^2}{0,06025^2} - 1 \right) = -4,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{r\Sigma} = \sigma_{rM} + \sigma_{rT} = -4,05 + 0 = -4,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\Sigma\varpi} = \sigma_{\varpi M} + \sigma_{\varpi T} = 33,55 - 226 = -192,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{z\Sigma} = \sigma_{zT} = -226 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{экв.}} = \sigma_1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_T} \cdot \sigma_3 = -4,05 + \frac{245}{720} \cdot 192,5 = 61,5 \text{ МПа}.$$

Для наружной поверхности практический интерес представляют лишь механические напряжения. Их значения:

$$\sigma_{\text{см}} = p_z \cdot \frac{2 \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} = 10 \cdot \frac{2 \cdot 0,068^2}{0,068^2 - 0,0525^2} = 49,5 \text{ МПа};$$

#### 5.4. Расчет опорного фланца и газового стыка

Цилиндровая втулка посредством фланца прижимается к блоку цилиндров усилием затяжки шпилек крепления головки.

Герметичность газового стыка обеспечивается установкой прокладки из армированного асбеста шириной  $b = 5 \text{ мм}$ . Расчетный диаметр прокладки  $d_F = 0,141 \text{ м}$ .

Усилие на крышку от давления газов:

$$P_z = p_z \cdot \frac{\pi \cdot d_F^2}{4} = 10 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,141^2}{4} = 0,156 \text{ МН}.$$

Коэффициент затяжки  $m_F = 1,4$ ;

Минимальное давление на прокладку  $q_{0 \min} = 10 \text{ МПа}$ ;

Давление на контактируемых поверхностях прокладки:

$$q_0 = m_F \cdot p_z = 1,4 \cdot 10 = 14 \text{ МПа}.$$

Усилие на прокладку:

$$P_{np} = \pi \cdot d_F \cdot b \cdot q_0 = 3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,005 \cdot 14 = 0,031 \text{ МПа}.$$

Коэффициент предела нагрузки  $\chi = 0,2$ ;

Коэффициент запаса затяжки  $m = 2,0$ .

Из условия надлежащего запаса плотности и герметичности стыка усилие затяжки крышки цилиндра будет равно:

$$Q_0 = m \cdot (1 - \chi) \cdot P_z + P_{np} = 1,6 \cdot (1 - 0,2) \cdot 0,156 + 0,031 = 0,23 \text{ МН}.$$

Расчетное давление на прокладку:

$$q = \frac{Q_0}{\pi \cdot d_F \cdot b} = \frac{0,23}{3,14 \cdot 0,141 \cdot 0,005} = 104 \text{ МПа} < [q] = 120 \text{ МПа}.$$

Напряжения смятия опорной поверхности втулки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot (d_1^2 - d_2^2)} = \frac{4 \cdot 0,23}{3,14 \cdot (0,136^2 - 0,126^2)} = 112 \text{ МПа}.$$

Т.к. все расчетные величины не превышают допустимых значений, то заданные размеры и конструкция цилиндровой втулки обеспечивают ее долговечность, приемлемую для эксплуатации.



### 5.5. Расчет цилиндрической втулки на жесткость и колебания

Данный расчет связан с опасностью возникновения кавитации. Кавитация является следствием переменных давлений в зарубашечной полости, которые обусловлены колебаниями цилиндрической втулки.

В свою очередь, колебания обусловлены недостаточной жесткостью втулки и действием нормальной силы, максимальное значение которой  $p_{н\max} = 0,663 \text{ МПа}$ . Эту силу будем рассматривать в качестве расчетной нагрузки, которая действует в районе ВМТ при угле поворота кривошипа  $\varphi = 20^\circ$ .

$$P_{н\max} = p_{н\max} \cdot F = 0,663 \cdot 8,65 \cdot 10^{-3} = 0,0057 \text{ МН}$$

Перемещение поршня в функции постоянной механизма:

$$\begin{aligned} s &= R \cdot [(1 + 0,25 \cdot \lambda_L) - (\cos \varphi + 0,25 \cdot \lambda_L \cdot \cos 2\varphi)] = \\ &= 0,065 \cdot [(1 + 0,25 \cdot 0,26) - (\cos 20^\circ + 0,25 \cdot 0,26 \cdot \cos 40^\circ)] = 0,0049 \text{ м.} \end{aligned}$$

Откладывая это значение от ВМТ, а затем и размер поршня от верхней его кромки до оси расточки под поршневой палец, получим два плеча нормальной составляющей движущей силы:

$$\begin{aligned} U &= 64 \text{ мм,} \\ V &= 138 \text{ мм,} \end{aligned}$$

Сумма этих значений представляет расчетную длину втулки, которая идеализируется трубой с заземленным фланцем и опертой кромкой:

$$l = U + V = 64 + 138 = 202 \text{ мм}$$

Моменты инерции и сопротивления рассматриваемых сечений цилиндрической втулки: первое - под опорным фланцем, второе - в точке приложения максимальной силы  $P_{н\max}$ :

$$\delta_I = 10,5 \text{ мм} :$$

$$I_I = \frac{\pi}{64} \cdot (D + 2 \cdot \delta)^4 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{D + 2 \cdot \delta} \right)^4 \right] = \frac{3,14}{64} \cdot (0,105 + 2 \cdot 0,0105)^4 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,105}{0,105 + 2 \cdot 0,0105} \right)^4 \right] = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$$

$$W_I = \frac{\pi}{32} \cdot (D + 2 \cdot \delta)^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{D + 2 \cdot \delta} \right)^4 \right] = \frac{3,14}{32} \cdot (0,105 + 2 \cdot 0,0105)^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,105}{0,105 + 2 \cdot 0,0105} \right)^4 \right] = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$\delta_{II} = 7 \text{ мм} :$$

$$I_{II} = \frac{\pi}{64} \cdot (D + 2 \cdot \delta)^4 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{D + 2 \cdot \delta} \right)^4 \right] = \frac{3,14}{64} \cdot (0,105 + 2 \cdot 0,007)^4 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,105}{0,105 + 2 \cdot 0,007} \right)^4 \right] = 3,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$

$$W_{II} = \frac{\pi}{32} \cdot (D + 2 \cdot \delta)^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{D}{D + 2 \cdot \delta} \right)^4 \right] = \frac{3,14}{32} \cdot (0,105 + 2 \cdot 0,007)^3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{0,105}{0,105 + 2 \cdot 0,007} \right)^4 \right] = 0,065 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба в первом сечении:

$$\sigma_u = \frac{P_{н\max} \cdot V \cdot (l^2 - V^2)}{2 \cdot W_I \cdot l^2} = \frac{0,0057 \cdot 0,138 \cdot (0,202^2 - 0,138^2)}{2 \cdot 0,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,202^2} = 2,1 \text{ МПа};$$

Напряжение изгиба во втором сечении:

$$\sigma_u = \frac{P_{н\max} \cdot V \cdot U^2 \cdot (3 \cdot l - U)}{2 \cdot W_{II} \cdot l^3} = \frac{0,0057 \cdot 0,138 \cdot 0,064^2 \cdot (3 \cdot 0,202 - 0,064)}{2 \cdot 0,065 \cdot 10^{-3} \cdot 0,202^3} = 1,63 \text{ МПа}.$$

Прогиб в первом сечении:

$$\Delta_I = 0 \text{ мм};$$

Прогиб во втором сечении:

$$\Delta_{II} = \frac{P_{н\max} \cdot U^2 \cdot (3 \cdot l - U)}{6 \cdot E \cdot I_{II}} = \frac{0,0057 \cdot 0,064^2 \cdot (3 \cdot 0,202 - 0,064)}{6 \cdot 1,78 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^{-6}} \cdot 10^3 = 0,046 \text{ мм}.$$

Частота изменения вынуждающей силы  $P_n$  определим по формуле:

$$n_v = \frac{n}{60} \cdot k,$$

где  $k$  - количество переключений поршня за один оборот коленчатого вала двигателя (количество точек пересечения функции  $P_n = f(\alpha)$  с осью абсцисс.)

В нашем случае  $k = 3$ . Тогда:

$$n_v = \frac{n}{60} \cdot k = \frac{1500}{60} \cdot 3 = 75 \text{ Гц}.$$

Условие отсутствия резонанса выражается неравенством:

$$n_v \neq n_e,$$

где  $n_e$  - частота свободных изгибных колебаний цилиндрической втулки.

$$n_e = \frac{\pi \cdot k^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{II}}{\pi \cdot \rho \cdot [(D + 2 \cdot \delta)^2 - D^2]}},$$

В этом выражении  $k$  - ряд натуральных чисел,  $k = 1, 2, 3 \dots$

Найдем значения  $n_e$  для трех случаев:  $k=1$  - одна волна,  $k=2$  - две волны,  $k=3$  - три волны.

$k=1$  :

$$n_e = \frac{\pi \cdot k^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{II}}{\pi \cdot \rho \cdot [(D + 2 \cdot \delta)^2 - D^2]}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 1^2}{(0,202)^2} \cdot \sqrt{\frac{1,78 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot [(0,105 + 2 \cdot 0,007)^2 - (0,105)^2]}} = 76,95 \cdot 0,0947 = 7,3 \text{ Гц};$$

$k=2$  :

$$n_e = \frac{\pi \cdot k^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{II}}{\pi \cdot \rho \cdot [(D + 2 \cdot \delta)^2 - D^2]}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 2^2}{(0,202)^2} \cdot \sqrt{\frac{1,78 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot [(0,105 + 2 \cdot 0,007)^2 - (0,105)^2]}} = 76,95 \cdot 2^2 \cdot 0,0947 = 29,2 \text{ Гц};$$

$k=3$  :

$$n_e = \frac{\pi \cdot k^2}{l^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_{II}}{\pi \cdot \rho \cdot [(D + 2 \cdot \delta)^2 - D^2]}} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 3^2}{(0,202)^2} \cdot \sqrt{\frac{1,78 \cdot 10^5 \cdot 3,9 \cdot 10^{-6}}{3,14 \cdot 7,85 \cdot 10^3 \cdot [(0,105 + 2 \cdot 0,007)^2 - (0,105)^2]}} = 76,95 \cdot 3^2 \cdot 0,0947 = 65,6 \text{ Гц};$$

Условие отсутствия резонанса выполняется, т.к.  $n_v \neq n_e$ .

## 5.6. Выводы

Конструкция цилиндровой втулки удовлетворяет условиям прочности, износостойкости и отсутствия резонанса. Напряжения, полученные при расчете, не превышают допускаемых значений. Прокладка из армированного асбеста обеспечит надежное уплотнение газового стыка. Опорный фланец втулки выдерживает усилие затяжки шпилек. Две опоры втулки обеспечивают надежную жесткость. Условие отсутствия резонанса при расчете на колебания выполнено.

