

**ТАШКЕНТСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО - ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ**

**Кафедра «Автотракторные двигатели и транспортная экология»**

**РАСЧЕТНО – ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
К КУРСОВОМУ РАБОТУ ПО ПРЕДМЕТУ «ДИНАМИКА И  
КОНСТРУИРОВАНИЕ ДВС»**

**Выполнил: магистрант группы 537-12 Хакимова Д.**

**Проверил: Мамарахимов Х.**

**Ташкент - 2012**

# СОДЕРЖАНИЕ

Введение .....	
<b>1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ.....</b>	
1.1. <u>Индикаторная диаграмма</u> .....	
1.2. <u>Диаграмма сил давления газов <math>P_g</math>, развернутая по углу поворота коленчатого вала.....</u>	
1.3. <u>Диаграмма удельных сил инерции <math>P_j</math> возвратно-поступательно движущихся масс кривошипного механизма</u>	
1.4. <u>Диаграмма суммарной силы <math>P_{\Sigma}</math> действующей на поршень.</u>	
1.5. <u>Диаграмма сил <math>N</math>, <math>K</math> и <math>T</math>.....</u>	
1.6. <u>Полярная диаграмма сил <math>R_{ши}</math> действующей на шатунную шейку коленчатого вала.....</u>	
1.7. <u>Диаграмма износа шатунной шейки.....</u>	
1.8. <u>Диаграмма суммарного индикаторного крутящего момента <math>M_{кр}</math> от всех цилиндров двигателя.....</u>	
<b>2. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.</b>	
2.1. Поршневая группа.....	
2.1.1. Поршень.....	
2.1.2 Поршневые кольца.....	
2.1.3. Поршневой палец.....	
2.2. Шатунная группа.....	
2.2.1. Поршневая головка шатуна.....	
2.4. Блок цилиндров, головка и картер двигателя.....	
2.4.1. Блок цилиндров.....	
2.4.2. Цилиндры.....	
2.4.3. Болт крепления головки.....	
2.5. Механизм газораспределения.....	
2.5.1. Определение проходных сечений.....	
2.5.2. Определение параметров профиля кулачка.....	
2.5.3. Расчет пружины клапана.....	
2.5.4. Определение размеров пружины.....	
Заключение .....	
Список использованной литературы.....	

## ВВЕДЕНИЕ

**Прогресс в автомобильной отрасли материального производства, дальнейшее увеличение грузооборота автомобильного транспорта предусматриваем не только количественный рост автомобильного парка, но и значительное улучшение использование имеющихся автомобилей.**

**В области развития и совершенствования автомобильных двигателей основными задачами является: расширение использования экономичных двигателей, для грузовых автомобилей, снижение стоимости их изготовления и эксплуатации. На принципиально новый уровень ставится задача по уменьшению токсичных выбросов двигателей в атмосферу, а также ставятся задачи по снижению уровня шума работы двигателей. Выполнение этих задач требует от специалистов, связанных с производством и эксплуатацией автомобильных двигателе, глубоких знаний теории, конструкции и расчета автотракторных двигателей внутреннего сгорания.**

# 1. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ.

## 1.1. Индикаторная диаграмма.

Индикаторная диаграмма является исходной для построения развернутой по углу поворот коленчатого вала диаграммы сил давления газов.

Для её построения используем следующие масштабы:

а) по оси ординат (масштаб давлений):

$$m_p = 0,04 \text{ МПа/мм.}$$

б) по оси абсцисс (масштаб хода поршня):

$$m_s = 1,0 \text{ мм хода/мм.}$$

Рядом с индикаторной диаграммой строим диаграмму фаз газораспределения и наносим на индикаторную диаграмму точки  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ , соответствующие моментам открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов. Также указываем угол опережения зажигания и в соответствии с принятыми фазами и углом опережения скругляем индикаторную диаграмму. Фазы газораспределения принимаем по прототипу.

## 1.2. Диаграмма сил давления газов $P_g$ , развернутая по углу поворота коленчатого вала.

Эта диаграмма представляет собой график избыточных давлений газов на поршень. Её строим в том же масштабе, что и индикаторную диаграмму.

Для построения развернутой диаграммы  $P_g$  на индикаторной диаграмме находим ординаты, соответствующие различным положениям коленчатого вала, от  $0^\circ$  до  $720^\circ$ , через каждые  $30^\circ$ . В интервале от  $360^\circ$  до  $390^\circ$  ординаты определяются через  $10^\circ$ .

Связь между углом поворота коленчатого вала и перемещением поршня определяем графически, с учетом поправки на конечную длину шатуна (поправки Брикса). Для этого под индикаторной диаграммой из точки  $O$  радиусом  $(S/2)m_s$  проводим полуокружность. Затем от центра полуокружности в сторону НМТ откладываем отрезок  $OO_1$ , равный  $(r\lambda/2)m_s$ . Значения  $\lambda$  принимаем по прототипу. Полуокружность из центра  $O_1$  делим лучами с интервалом  $30^\circ$ . Из точек, полученных на полуокружности, проводим вертикальные линии до пересечения с линиями индикаторной диаграммы. Отрезки их от оси абсцисс до соответствующей линии индикаторной диаграммы отображают абсолютное давление газов в цилиндре для данного положения коленчатого вала.

Справа от индикаторной диаграммы строим координатную сетку сразу для всех сил, которые должны быть развернуты в координатах  $P - \varphi$ .

Масштаб по оси абсцисс  $m_\varphi$  принимаем равным  $2 \frac{\text{град}}{\text{мм}}$ .

Следовательно, ось абсцисс делим на 24 части по 15 мм и через эти точки проводим вертикальные линии.

Ось абсцисс проводим на уровне линии атмосферного давления ( $P_0$ ) индикаторной диаграммы, так как развернутая диаграмма должна представлять собой избыточное давление газов ( $P_g$ ). Избыточное давление газов, начиная с ВМТ такта впуска, переносим с индикаторной диаграммы на соответствующие вертикали.

Максимальная величина избыточного давления  $P_{g_{\max}} = P'_Z - P_0$  откладываем на дополнительной вертикали между 12 – 13 точками. Положение её определяем следующим образом: точку  $z'$  индикаторной диаграммы проектируем на

полуокружность, проекцию точки соединяем с центром  $O_1$ , определяем угол  $\varphi z'$ , правее 12-й вертикали проводим отрезок, соответствующий  $\varphi z'$ , и проводим вертикаль 12'.

Полученные точки диаграммы  $P_r$  соединяем плавной сплошной линией.

### 1.3. Диаграмма удельных сил инерции $P_j$ возвратно-поступательно движущихся масс кривошипного механизма.

Сила инерции возвратно – поступательно движущихся деталей, отнесенная к площади поршня равна:

$P_j = -m_j r \omega (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = -(m_n + \frac{l_{шк}}{l_{ш}} m_{ш}) r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) = C (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$ , где в принятом масштабе:

$$C = -\frac{m'_j r \omega^2}{m_p 10^6} = \frac{158,8 * 0,042 * 544,5^2}{0,04 * 10^6} = -49,4 \text{ мм,}$$

где:

$$r = \frac{S}{2} = \frac{84}{2} = 42 \text{ мм} - \text{ радиус кривошипа,}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 * 5200}{30} = 544,5 \text{ с}^{-1} - \text{ угловая скорость КВ.}$$

Значения конструктивных масс  $m_n$ ,  $m_{ш}$ , а также отношение  $l_{шк}/l_{ш}$  принимаем на основании статистических данных.

Параметры	Карбюраторные двигатели		Дизели	
	$n < 4500 \text{ мин}^{-1}$	$n > 4500 \text{ мин}^{-1}$	Автомобильные	
			$n < 3000 \text{ мин}^{-1}$	$n > 4000 \text{ мин}^{-1}$
Конструктивная масса поршневой группы: $m'_n, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$ .	(1,2...1,3)D	(1,3...1,4)D	(2,0...2,2)D	(1,7...1,9)D
Конструктивная масса шатуна: $m'_{ш}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^2}$ .	(1,5...1,6)D	(1,9...2,2)D	(2,3...2,5)D	(1,8...2,1)D
$\frac{l_{шк}}{l_{ш}} \left\{ \begin{array}{l} \text{Однорядные} \\ \text{V - образные} \end{array} \right.$	0,26...0,28	0,26...0,28	0,26...0,30	0,22...0,23
	0,28...0,30	0,28...0,30	0,30...0,34	

D – диаметр цилиндра в мм.

$$m_j = (m_n + \frac{l_{шк}}{l_{ш}} m_{ш}) = (109,9 + 80,4 * 0,275) = 159,5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2},$$

где

$$m_n = 1,35 * D = 1,35 * 84 = 113,4 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2} - \text{ конструктивная масса поршневой группы;}$$

$$m_{ш} = 2,0 * D = 2,0 * 84 = 168 \frac{\text{кг}}{\text{м}^2} - \text{ конструктивная масса шатуна;}$$

$$\frac{l_{шк}}{l_{ш}} = 0,27.$$

#### 1.4. Диаграмма суммарной силы $P_{\Sigma}$ действующей на поршень.

Ординаты этой силы получают сложением ординат силы  $P_G$  и  $P_j$ . Форма ее в конце такта сжатия зависит от соотношения между ординатами  $P_G$  и  $P_j$ . С увеличением силы  $P_j$  кривая  $P_{\Sigma}$  сильнее прогибается вниз и два раза пересекает ось абсцисс между 9 и 10 точками и вблизи ВМТ, причем последняя точка пересечения может располагаться как слева, так и справа от ВМТ. При малых значениях силы  $P_j$  и больших давлениях газов в конце такта сжатия суммарная сила может и не пересекать ось абсцисс на этом участке.

Обводим кривую  $P_{\Sigma}$  сплошной линией, более жирной, чем кривая  $P_G$ .

#### 1.5. Диаграмма сил $N$ , $K$ и $T$ .

Для анализа действия силы  $P_{\Sigma}$  на элементы КШМ её раскладывают на две составляющие:  $S$  и  $N$ . Сила  $S$  действует вдоль оси шатуна и вызывает повторно-переменное сжатие-растяжение его элементов, а сила  $N$  перпендикулярна оси цилиндра и прижимает поршень к его зеркалу. Действие силы  $S$  на сопряжение шатун-кривошип можно оценить, перенеся её вдоль оси шатуна в точку их шарнирного сочленения, где она раскладывается на нормальную силу  $K$  направленную вдоль оси кривошипа, и тангенциальную силу  $T$ .

Силы  $K$  и  $T$  передаются на коренные опоры двигателя. Для анализа их действия данные силы переносятся в центр коренной опоры, чему соответствуют силы  $K'$ ,  $T'$  и  $T''$ . Пара сил  $T$  и  $T'$  на плече  $r$  создает крутящий момент  $M_{кр}$ , который далее передается на маховик, где совершает полезную работу. Сумма сил  $K'$  и  $T''$  даёт силу  $S''$ , которая, в свою очередь, раскладывается на две составляющие:  $N'$  и  $P_{\Sigma}'$ . Очевидно, что  $N = -N'$  и  $P_{\Sigma} = -P_{\Sigma}'$ . Силы  $N$  и  $N'$  на плече  $h$  создают опрокидывающий момент  $M_{опр} = Nh$ , который далее передается на опоры двигателя и их реакциями уравнивается.  $M_{опр}$  и вызываемые им реакции опор изменяются во времени и могут быть причиной внешней неуравновешенности двигателя.

Основные соотношения для рассмотренных сил и моментов:

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta; \quad S = P_{\Sigma} \frac{1}{\cos \beta}; \quad K = P_{\Sigma} \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta};$$

$$T = P_{\Sigma} \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}; \quad M_{кр} = T \cdot r;$$

$$\lambda \sin \varphi = \sin \beta,$$

где  $\varphi$  - угол поворота кривошипа,

$\beta$  - угол отклонения шатуна.

Очевидно, что при вращении коленчатого вала величина и направление указанных сил будут меняться.

Определение величин и знаков сил  $P_j$ ,  $P_{\Sigma}$ ,  $N$ ,  $K$  и  $T$  может производиться графически или аналитически с использованием тригонометрических функций. Результаты расчетов представляем в виде таблицы:

№№ точек	$\varphi$ °ПКВ	$P_r$	$\cos \varphi +$ $\lambda \cos 2\varphi$	$P_j$	$P_\Sigma$	$tg \beta$	$N$	$\cos(\varphi + \beta)$	$K$	$\sin(\varphi + \beta)$	$T$
								$\cos \beta$		$\cos \beta$	
0	0	0.4	1.256	-62.1	-61.7	0.000	0.0	1.000	-61.7	0.000	0.0
1	30	-0.3	0.994	-49.1	-49.4	0.129	-6.4	0.802	-39.6	0.612	-30.2
2	60	-0.3	0.372	-18.4	-18.7	0.227	-4.2	0.303	-5.7	0.980	-18.3
3	90	-0.3	-0.256	12.7	12.4	0.265	3.3	-0.265	-3.3	1.000	12.4
4	120	-0.3	-0.628	31.0	30.7	0.227	7.0	-0.697	-21.4	0.752	23.1
5	150	-0.3	-0.738	36.5	36.2	0.129	4.7	-0.931	-33.7	0.388	14.0
6	180	-0.3	-0.414	20.5	20.2	0.260	5.3	-0.430	-8.7	0.940	19.0
7	210	-0.1	-0.744	36.8	36.5	0.000	0.0	-1.000	-36.5	0.000	0.0
8	240	0.5	-0.744	36.8	36.5	0.088	3.2	-0.970	-35.4	0.259	9.5
9	270	1.8	-0.257	12.7	14.5	-0.265	-3.8	-0.265	-3.8	-1.000	-14.5
10	300	6.3	0.371	-18.3	-12.0	-0.227	2.7	0.303	-3.6	-0.980	11.8
11	330	20.0	0.993	-49.1	-29.1	-0.129	3.8	0.802	-23.3	-0.612	17.8
12	360	47.1	1.256	-62.1	-15.0	0.000	0.0	1.000	-15.0	0.000	0.0
12'	370	79.5	1.226	-60.6	18.9	0.045	0.9	0.977	18.5	0.218	4.1
Pz	375	132.4	1.188	-58.7	73.7	0.066	4.9	0.949	69.9	0.323	23.8
12''	380	117.9	1.137	-56.2	61.7	0.088	5.4	0.910	56.1	0.425	26.2
13	390	88.8	0.995	-49.2	39.6	0.129	5.1	0.802	31.8	0.612	24.2
14	420	36.2	0.374	-18.5	17.7	0.227	4.0	0.303	5.4	0.980	17.3
15	450	17.7	-0.255	12.6	30.3	0.265	8.0	-0.265	-8.0	1.000	30.3
16	480	11.9	-0.627	31.0	42.9	0.227	9.7	-0.697	-29.9	0.752	32.3
17	510	7.8	-0.738	36.5	44.3	0.129	5.7	-0.931	-41.2	0.388	17.2
18	540	4.4	-0.744	36.8	41.2	0.000	0.0	-1.000	-41.2	0.000	0.0
19	570	2.3	-0.738	36.5	38.8	-0.129	-5.0	-0.931	-36.1	-0.388	-15.1
20	600	1.0	-0.629	31.1	32.1	-0.227	-7.3	-0.697	-22.4	-0.752	-24.1
21	630	0.4	-0.258	12.8	13.2	-0.265	-3.5	-0.265	-3.5	-1.000	-13.2
22	660	0.4	0.369	-18.2	-17.8	-0.227	4.0	0.303	-5.4	-0.980	17.4
23	690	0.4	0.992	-49.0	-48.6	-0.129	6.3	0.802	-39.0	-0.612	29.7
24	720	0.4	1.256	-62.1	-61.7	0.000	0.0	1.000	-61.7	0.000	0.0

Если все результаты расчетов получены в мм, то для перевода в размерность давлений или сил их необходимо соответственно умножить на масштаб давлений или сил:  $m_p = m_p * F_n = 221,7 \text{ Н/мм}$ .

По данным таблицы строим графики всех сил.

При построении графиков необходимо обращать внимание на следующее:

а) при  $\lambda < 0,25$  кривая  $P_j$  вблизи НМТ (точки 6 и 18) будет выпуклой; при  $\lambda = 0,25$  – прямой и при  $\lambda > 0,25$  – вогнутой;

б) в точках, где  $P_\Sigma = 0$ , остальные силы также должны равняться нулю. Поэтому необходимо спроектировать эти точки на оси абсцисс сил  $N$ ,  $K$ , и  $T$  и кривые указанных сил проводить через эти точки;

в) сила  $K$  обращается в нуль и при положении кривошипа  $\varphi + \beta = 90^\circ$ . Для правильного построения диаграммы силы  $K$  необходимо провести вертикальные штриховые линии из точек пересечения с осью абсцисс диаграммы сил инерции  $P_j$  (так как при  $\varphi + \beta = 90^\circ P_j = 0$ );

г) кривые сил  $T$  и  $N$  пересекают ось абсцисс и изменяют знак во всех мертвых точках (точки 0, 6, 12, 18) и в точках, в которых сила  $P_\Sigma$  равна нулю. Следует также иметь в виду, что характер протекания и знак сил  $T$  и  $N$  одинаковы.

### 1.6. Полярная диаграмма сил $R_{шш}$ действующей на шатунную шейку коленчатого вала.

Полярная диаграмма показывает величину и направление силы  $R_{шш}$ . Она представляет собой геометрическую сумму силы  $S$ , действующей вдоль оси шатуна, и силу  $K_{ру}$  (центробежной силы, создаваемой массой  $m_{шк}$ ) направленной по радиусу кривошипа.

Полярную диаграмму строим следующим образом. Проводим по оси ординат. По горизонтали откладываем силы  $T$ : вправо – положительные, влево – отрицательные. По вертикали откладываем силы  $K$ : вниз – положительные, вверх – отрицательные. Найдя пересечение соответствующих точек, строим полярную диаграмму силы  $S$ , действующей по шатуну с полюсом  $B$ .

Для учета центробежной силы  $K_{ру}$  равной:  $K_{ру} = m_{шк} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot 10^6$ , достаточно сместить полюс диаграммы из точки  $B$  в точку  $П_{шш}$  на расстояние:

$$BP_{шш} = \frac{m'_{шк} \cdot r \cdot \omega^2}{m_p \cdot 10^6} = \frac{122.6 \cdot 0,042 \cdot 544.5^2}{0,04 \cdot 10^6}$$

Таким образом,  $BP_{шш} = 38.2$  мм.

Расстояние от нового полюса  $П_{шш}$  до любой точки диаграммы равно геометрической сумме векторов  $K_{ру}$  и  $S$ :

$$R_{шш} = K_{ру} + S$$

Для большей наглядности в полюсе  $П_{шш}$  изображается шатунная шейка и часть щеки.

Для определения сил действующих на шатунный подшипник эта диаграмма разворачивается по углу поворота коленчатого вала.

### 1.7. Диаграмма износа шатунной шейки.

Диаграмма износа строится с целью определения зоны, в которой следует располагать канал подвода масла к шатунному подшипнику.

Построение этой диаграммы основывается на предположении, что износ шейки пропорционален величине вектора  $R_{шш}$  и распространяется на дугу протяженностью  $120^0$ , расположенную симметрично относительно точки приложения этого вектора.

Сначала строится вспомогательная окружность, радиусом  $\rho_0 = 80$  мм, на которую наносятся кольцевые секторы, характеризующие износ шейки от каждого вектора  $R_{шш}$  за исключением промежуточного вектора  $R_{шш} = 12-13$  мм. Вправо и влево от точки приложения вектора  $R_{шш}$  откладываются секторы протяженностью по  $60^0$ , которые зачерняются. Толщина сектора определяется умножением силы на масштаб.

Для получения фактической диаграммы износа проводится еще одна окружность произвольного радиуса, изображающая шатунную шейку, она, как и вспомогательная окружность разбивается на 12 частей, и по каждому из 12 лучей в произвольном масштабе откладывается суммарная ширина зачерненных на вспомогательной диаграмме секторов.

Масло подводится в зону наименьшего износа, на диаграмме необходимо показать осевой линией направление масла подводящего канала, под углом  $\varphi'$  к вертикали.

### 1.8. Диаграмма суммарного индикаторного крутящего момента $M_{кр}$ от всех цилиндров двигателя.

Величину суммарного крутящего момента от всех цилиндров получаем графическим сложением моментов от каждого цилиндра, одновременно действующих на коленчатый вал при данном значении угла  $\varphi$ .

Диаграмму суммарного момента строим слева от диаграммы сил  $K$  и  $T$ .

Чередование вспышек равномерное через  $180^\circ$ , поэтому протяженность оси абсцисс кривой равна 90 мм. На ней 7 вертикалей. На нулевую вертикаль надо нанести результирующую суммирования с учетом знака ординат  $0+9+18+24$  точек диаграммы  $T = f(\varphi)$ , на первую вертикаль- результирующую ординат  $1+7+13+19$  точек и т.д. Полученные на вертикалях точки надо соединить плавной кривой, которая в соответствующем масштабе и будет диаграммой  $M_{кр\Sigma}$  для 4 – х цилиндрового двигателя.

Для получения максимальной силы в интервале 12-13 необходимо провести дополнительные ординаты по середине каждого интервала, нумеруя их цифрами  $0', 1', 2' \dots$ . Суммирование надо производить по дополнительным ординатам.

После построения диаграмм  $(M_{кр})_\Sigma$  необходимо проверить их правильность. Для этого определяется средняя величина крутящего момента  $(M_{кр})_{cp}$  по диаграмме и сравнивается с расчетной величиной крутящего момента. Разница между ними не должна превышать 5%.

Определение  $(M_{кр})_{cp}$  по диаграмме производится в следующем порядке: определяется положительная результирующая площадь и делится на расстояние между крайними ординатами. Очевидно, что  $h$  равновеликого по площади прямоугольника будет в масштабе диаграммы ординатой среднего крутящего момента.

$$(M_{кр})_{cp} = h m_M;$$

$$(M_{кр})_{cp} = 16 * 9.31 = 148,96 \text{ Нм},$$

где  $m_M = m_p \cdot r \cdot F = 0,04 * 0,042 * 0,0055 = 9.31 \text{ Нм/мм}$  – масштаб момента.

Расчетное значение момента определяется через мощность двигателя:

$$(M_{кр})_{cp} = 9550 \frac{N_e}{n_N * \eta_M} = 9550 \frac{66.2}{5200 \cdot 0.8} = 151.8 \text{ Нм}.$$

## 2. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ.

### 2.1. Поршневая группа.

Поршневая группа включает в себя поршень, поршневые кольца (уплотнительные и маслосъемные), поршневой палец и элементы, ограничивающие его осевое перемещение (для пальца плавающего типа).

Поршень обеспечивает необходимую для эффективной организации рабочего процесса форму камеры сгорания. Его днище воспринимает давление газов, развивающееся в надпоршневом пространстве при реализации в нём рабочего цикла, и через палец передаёт усилие на шатун.

Для предотвращения утечек рабочего тела из камеры сгорания в картер используются компрессионные кольца, образующие лабиринтное уплотнение надпоршневого пространства.

Так как для уменьшения потерь на трение стенки цилиндра со стороны картера орошаются маслом, то для предупреждения попадания избыточного количества масла со стенок цилиндра в камеру сгорания используются маслосъемные кольца.

В процессе работы двигателя элементы поршневой группы подвержены воздействию на них переменных механических (от давления газов и инерционных сил) высоких давлений и тепловых нагрузок, вызывают значительные деформации и напряжения в деталях, а также высокие удельные давления в сопряженных подвижных элементах поршневой группы. При высоких удельных давлениях возрастают потери на трение, что может привести к задирам и к заклиниванию поршня в цилиндре.

Наличие зазора между поршнем и цилиндром при изменении направления боковой силы приводит к поперечным смещениям поршня – его «перекладкам». Интенсивность этого процесса определяется величиной зазора, скоростью изменения силы в момент перекладки, положением центра масс поршня относительно оси пальца, общей высотой поршня и других его конструктивных параметров. За цикл работы двигателя процесс перекладки поршня происходит всякий раз при изменении знака силы. Наибольшая интенсивность ударного взаимодействия при прокладке имеет место в начале такта расширения в зоне ВМТ, что вызывает повышенные шум и вибрацию двигателя, износ, увеличение расхода масла и высокочастотную вибрацию гильз, сопровождающуюся кавитационной эрозией их наружных поверхностей.

Поверхности деталей поршневой группы, формирующие объем камеры сгорания, подвергаются интенсивному эрозионному и коррозионному износу, а контактирующие поверхности сопряженных подвижных элементов, движущихся с большими относительными скоростями в условиях ограниченной смазки в присутствии абразива, подвержены механическому износу.

Следует отметить, что механические потери на трение поршневой группы составляют 45..65% от суммарных потерь на трение в ДВС; из них до 50% приходится на долю поршневых колец.

Для поршней современных автотракторных двигателей характерны следующие эксплуатационные дефекты:

- ✓ Эрозионный износ и разрушение поверхностей верхней кольцевой канавки
- ✓ Разрушение днища поршня в результате образования трещин на кромках камеры сгорания, а также его обгорание и прогорание
- ✓ Интенсивное отложение нагара на элементах головки поршня
- ✓ Потеря подвижности первого компрессионного кольца
- ✓ Потеря упругости и пригары колец
- ✓ Наволакивание металла и задиры на элементах цилиндропоршневой группы

✓ Износ торцевых поверхностей колец и боковых поверхностей колец и боковых поверхностей юбки

✓ Образование трещин в бобышках поршня

Данные дефекты приводят к ухудшению показателей работы двигателя, вплоть до выхода его из строя, и связаны, как правило, с уменьшением мощности, повышением расхода топлива и масла, снижением моторесурса, а также ухудшает экологические характеристики ДВС.

Функциональное назначение, условия работы и характерные дефекты определяют ряд конструкторско-технологических требований к элементам поршневой группы:

✓ Надежная герметизация внутрицилиндрового пространства (утечки рабочего тела в картер не должны превышать 0,5...1% от расхода воздуха)

✓ Предотвращение попадания чрезмерного количества масла в камеру сгорания, расход масла на угар должен быть не более 0,3.0,6% от удельного эффективного расхода топлива;

✓ Уменьшение тепловосприимчивости поверхности низа поршня и обеспечение эффективного теплоотвода от днища поршня в стенки цилиндра

✓ Достижение минимально возможной конструктивной массы при обеспечении достаточной прочности, жесткости и минимальных деформаций деталей поршневой группы

✓ Уменьшение работы трения элементов поршневой группы и обеспечение их высокой износостойкости

### 2.1.1. Поршень.

В конструкции поршня принято выделять следующие элементы: головку и юбку. Головка включает днище, огневой и уплотняющий пояса. Юбка поршня состоит из бобышек и направляющей части.

Сложная конфигурация поршня, быстро меняющиеся по величине и направлению тепловые потоки, воздействующие на его элементы, приводят к неравномерному распределению температур по его объёму и, как следствие, к значительным переменным по времени локальным термическим напряжениям и деформациям.

Теплота, подводимая к поршню через его головку, контактирующую с рабочим телом в цилиндре двигателя, отводится в систему охлаждения через отдельные его элементы в следующем соотношении, %: в охлаждаемую стенку цилиндра через компрессионные кольца – 60...70, через юбку поршня – 20...30, в систему смазки через внутреннюю поверхность днища поршня – 5...10. Поршень также воспринимает часть теплоты, выделяющейся в результате трения цилиндра и поршневой группы.

### Конструктивные параметры основных элементов поршня.

При конструктивной разработке поршневой группы за основу принимаем поршень прототипа двигателя (днище поршня, форма камеры сгорания, юбка поршня). Выбираем число тип поршневых колец.

Предварительные размеры деталей поршневой группы выбираем по статическим данным, затем проверяем и уточняем. Расчету подлежат следующие детали поршневой группы: юбка поршня, компрессионное кольцо, поршневой палец. Поршневая группа на поперечном и продольном разрезах двигателя вычерчивается в разрезе.

## Элементы поршневой группы

Размер	Диапазон	Значение
H	(0,90...1,30)D	0.086
δ	(0,06...0,09)D	0.008
h	(0,07...0,08)D	0.009
h <sub>п</sub>	(0,03...0,05)D	0.003
h <sub>2</sub>	(0,41...0,61)D	0.043
h <sub>ю</sub>	(0,68...0,74)D	0.060
b	(0,30...0,50)D	0.034
d <sub>п</sub>	(0,24...0,28)D	0.023
l <sub>п</sub>	(0,85...0,90)D	0.074
α	0,65...0,75	0.700

Форма нижней кромки юбки поршня должна соответствовать траектории движения противовеса, расположенного на коленчатом валу, и отстоять от него на расстоянии не менее 2 мм при нахождении поршня в НМТ.

Расчетным режимом при расчете поршневой группы является режим максимального крутящего момента.

Критерием правильности выбора длины юбки  $h_{ю}$  является допустимое удельное давление.

$$q_{ю} = \frac{N_{max}}{h_{ю} D} = \frac{2195 * 10^{-6}}{0,06 * 0,084} = 0.43 \text{ МПа},$$

где  $N_{max} = 2195$  – максимальная боковая сила (Н), определяемая из динамического расчета;

$D = 0,084$  – диаметр цилиндра (м).

### 2.1.2 Поршневые кольца.

Функциональное назначение поршневых колец заключается в герметизации надпоршневого пространства за счет создания системой колец совместно с элементами уплотняющего пояса лабиринтного уплотнения. Через них также осуществляется отвод основной доли теплоты от поршня в стенки цилиндра.

Одновременно конструкция поршневой группы предъявляет к системе уплотнения требование ограничения попадания чрезмерного количества масла со стенок цилиндра в камеру поршня. Известно, что лабиринтное уплотнение обладает насосным действием, т.е. способствует перекачке масла из зазора в камеру сгорания. Поэтому в конструкции поршня необходимо предусмотреть мероприятия по удалению излишков масла из зазора поршень – цилиндр и рациональному распределению его по зеркалу цилиндра.

Эти две функции колец – создание лабиринтного уплотнения и ограничение поступления масла в камеру сгорания – конструктивно разделены. Для герметизации внутрицилиндрового пространства служат компрессионные кольца, для регулирования режима смазки сочленения – маслосъемные.

На каждом поршне установлено три кольца: два компрессионных изготовленных из специального чугуна (верхнее хромированное с бочкообразной наружной поверхностью, нижнее – скребкового типа) и одно маслосъемное с хромированными рабочими кромками и разжимной витой пружиной.

Расчет колец заключается в определении среднего радиального давления и напряжений в кольце в рабочем сечении и при надевании его на поршень для заданных на основании статических данных отношений:  $D/t$  и  $S_0/t$ .

$$D/t = 22 - 23 \quad \text{при} \quad D = 60 - 90 \text{ мм};$$

$$D/t = 23 - 25 \quad \text{при} \quad D = 90 - 150 \text{ мм};$$

$$S_0/t = 3,0 - 4,0.$$

Кольца современных двигателей имеют неравномерную эпюру давлений для таких колец среднее удельное давление определяется по формуле:

$$P_{cp} = \frac{0,425}{3-\mu} E \frac{S_0/t}{D/t * (D/t-1)^3} = \frac{0,425}{3-0,2} 1,2 * 10^5 \frac{3}{23 * (23-1)^3} = 0,22 \text{ МПа};$$

$$P_{cp} = 0,22 \text{ МПа},$$

где  $\mu = 0,2$ ;  $E = 1,2 * 10^5 \text{ МПа}$ .

Для карбюраторных двигателей значение величины  $P_{cp}$  лежит в пределах:  $P_{cp} = 0,12 \dots 0,27 \text{ МПа}$ .

$\sigma_{max}$  - напряжение в кольце рабочем состоянии.

$$\sigma_{max} = \frac{1,275}{3-\mu} E \frac{S_0/t}{(D/t-1)^2} = \frac{1,275}{3-0,2} 1,2 * 10^5 \frac{3}{(23-1)^2} = 340 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{max} = 340 \text{ МПа},$$

где  $\sigma'_{max}$  - напряжение в кольце при надевании его поршень.

$$\sigma'_{max} = \frac{3,9}{m} E \frac{1 - \frac{S_0/t}{(3-\mu)\pi}}{(D/t-1)^2} = \frac{3,9}{1,57} * 1,2 * 10^5 \frac{1 - \frac{3}{(3-0,2)3,14}}{(23-1)^2} = 406 \text{ МПа};$$

$$\sigma'_{max} = 406 \text{ МПа}.$$

$m = 1,57$  - коэффициент зависящий от способа надевания кольца у существующих двигателей значения напряжений следующие:

$$\sigma_{max} = 300-400 \text{ МПа}; \quad \sigma'_{max} = 400-450 \text{ МПа};$$

Т.к. величины  $\sigma_{max}$ ,  $\sigma'_{max}$  и  $P_{cp}$  находятся в пределах статических данных, то радиальная толщина кольца выбрана правильно.

### 2.1.3. Поршневой палец

Поршневой палец стальной трубчатого сечения, запрессован в верхнюю головку шатуна и свободно вращается в бобышках поршня.

Правильность выбора наружного диаметра пальца  $d_n$  проверяется по допускаемым удельным давлениям в бобышках поршня и в поршневой головке шатуна

Принимаем:  $d_n = 23 \text{ мм}$ ;  $l_6 = 20 \text{ мм}$ ;  $a = 27 \text{ мм}$ .

Тогда:

$$q_{\delta} = \frac{P_z F_{\Pi} - 0,7 m'_{\Pi} F_{\Pi} r \omega^2 (1 + \lambda) 10^6}{2 l_B d_{\Pi}} = \frac{5,4 \cdot 0,0055 - 0,7 \cdot 113,4 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 \cdot (1 - 0,256)}{2 \cdot 0,02 \cdot 0,023}$$

$$q_{\delta} = 24,2 \text{ МПа.}$$

$$q_{u} = \frac{P_z F_{\Pi} - m'_{\Pi} F_{\Pi} r \omega^2 (1 + \lambda) 10^6}{a d_{\Pi}} = \frac{5,4 \cdot 0,0055 - 113,4 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 \cdot (1 - 0,256) 10^{-6}}{0,027 \cdot 0,023};$$

$$q_u = 32,0 \text{ МПа.}$$

Для карбюраторных двигателей удельное давление должны лежать в пределах:

$$q_{\delta} = 20 - 30 \text{ МПа}; \quad q_u = 25 - 35 \text{ МПа.}$$

Внутренний диаметр пальца  $d_{\text{вн}}$  определяется из условий обеспечения прочности, критерием которой является допускаемые напряжения изгиба ( $\sigma_{\text{max}}$ ), среза ( $\tau_{\text{max}}$ ) и овализации ( $\delta_i$ ):

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{P(l_{\Pi} + 2b - 1,5a)}{1,2 d_{\Pi}^3 (1 - \alpha^4)} = \frac{0,023 \cdot (0,077 + 2 \cdot 0,034 - 1,5 \cdot 0,027)}{1,2 \cdot 0,023^3 (1 - 0,7^4)} = 201 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{max}} = \frac{0,85 P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2)}{d_{\Pi}^2 (1 - \alpha^4)} = \frac{0,85 \cdot 0,023 \cdot (1 + 0,7 + 0,7^2)}{0,023^2 \cdot (1 - 0,7^4)} = 105,6 \text{ МПа};$$

$$\delta_{i\varphi} = \frac{P}{l_{\Pi} d_{\Pi}} \left[ 0,19 \frac{(1 + 2\alpha)(1 + \alpha)}{(1 - \alpha)^2 \alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \right] K;$$

$$\delta_{i\varphi} = \frac{0,023}{0,074 \cdot 0,023} \left[ 0,19 \frac{(1 + 2 \cdot 0,7)(1 + 0,7)}{(1 - 0,7)^2 \cdot 0,7} - \frac{1}{1 - 0,7} \right] \cdot 1,095 = 130,2 \text{ МПа.}$$

Максимальная овализация пальца:

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09P}{l_n \cdot E} \left( \frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right)^3 K = \frac{0,09 \cdot 0,023}{0,074 \cdot 2 \cdot 10^5} \left( \frac{1+0,7}{1-0,7} \right)^3 \cdot 1,095 = 0,00121 d_n.$$

В этих выражениях:

$K = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 = 1,5 - 15(0,7 - 0,4)^3 = 1,095$  - поправочный коэффициент,

$E = (2 \dots 2,2) \cdot 10^5$ , МПа – модуль упругости.

$$P = P_z F_n - 0,7 m'_n F_n r \omega^2 (1 + \alpha) 10^{-6} =$$

$$5,4 \cdot 0,0055 - 0,7 \cdot 113,4 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 (1 + 0,256) \cdot 10^{-6};$$

$$P = 0,023 \text{ МН.}$$

Материал поршневого пальца Ст40ХА.

Допускаемые пределы напряжений и деформаций:

$$\sigma_{\max} = 200 \dots 250 \text{ МПа}$$

$$\tau_{\max} = 80 \dots 120 \text{ МПа}$$

$$\sigma_i = 120 \dots 230 \text{ МПа}$$

$$\Delta d_{\max} = (0,001 \dots 0,002) \cdot d_n.$$

Все рассчитанные значения выдерживают данные требования.

## 2.2. Шатунная группа.

В состав шатунной группы входят: шатун со съёмной крышкой кривошипной головки, шатунные вкладыши, шатунные болты с элементами их фиксации.

Условия работы шатуна – интенсивные знакопеременные нагрузки от газовых и инерциальных сил и повышенные температуры. Материал и конструкция шатуна должны обеспечивать высокую его усталостную прочность и максимальную жесткость при малой конструктивной массе.

Шатуны состоят из трех конструктивных элементов: поршневой головки, стержня и кривошипной головки со съёмной крышкой.

Для изготовления шатунов двигателей с искровым зажиганием применяются стали 45, 45Г2, 40Г, 40Х, 40ХН, 40Р; для дизелей – легированные стали с высоким пределом прочности 18Х2Н4МА, 18Х2Н4ВА, 40Х2Н2МА, 40ХН3А, 40Х2МА. Заготовки шатунов получают ковкой в штампах и подвергают механической и термической обработке. Для повышения усталостной прочности шатуны подвергаются дробеструйной обработке и иногда полируются.

В двигателях с искровым зажиганием в ряде случаев возможно использование шатунов, отливаемых из ковкого перлитного чугуна КЧ или высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. Последний по своим механическим свойствам приближается к сталям, имеет более низкую чувствительность к концентраторам напряжений и обладает повышенным внутренним трением, что способствует демпфирования вибраций. В качестве материала для литых шатунов перспективны литейные титановые сплавы ВТ с высокими характеристиками прочности ( $\sigma_b = 1000$  МПа,  $E = 1,14 \cdot 10^5 \dots 1,18 \cdot 10^5$  МПа)

В зависимости от компоновки двигателя шатуны могут выполняться одинарными и сочлененными. Наиболее распространенные получили одинарные шатуны, устанавливаемые как в рядных, так и в V – образных конструкциях. В V – образных двигателях на одной шатунной шейке последовательно располагаются кривошипные головки шатунов двух противоположных цилиндров. При этом оси левых и правых цилиндров смещены друг относительно друга в продольной плоскости. В двигателях с цилиндрами, лежащих в одной поперечной плоскости, устанавливают шатуны центрального сочленения (вильчатый и внутренний шатуны); главный шатун с кривошипной головкой, опирающейся на шатунную шейку, и несоосно сочлененный с ней прицепной

шатун. В последнем случае кинематические параметры движения элементов КШП противолежащих цилиндров различны.

Конструкция поршневой головки шатуна определяется размерами поршневого пальца и способом его сочленения с шатуном. При плавающем пальце в неразрезную поршневую головку шатуна запрессовывают бронзовую втулку. В случае установки защемленных пальцев фиксация их в головке осуществляется либо за счет гарантированного температурного натяга при сборке в неразрезной головке, либо за счет стягиваемой резьбовым соединением разрезной головки шатуна. Верхняя часть поршневой головки, как правило, имеет прилив металла для подгонки шатунов по массе и по расположению центра масс. Для подачи смазки на поверхность поршневого пальца в верхней, менее нагруженной части поршневой головки выполняют отверстия – накопители масла. В автотракторных двигателях сила давления газов может значительно превышать силы инерции. При одинаковой площади опорной поверхности толщина масляного слоя между пальцем и нижней поверхностью втулки будет меньше в силу больших величин удельного давления, чем в верхней. Выравниванию толщины масляного слоя способствует уменьшение опорной поверхности верхней половины втулки за счет фрезерования углубления в ее средней части. В дизелях, где разница между силами еще более ощутима, верхние головки шатунов выполняют с наклонными торцевыми плоскостями с таким расчетом, чтобы максимальные величины удельных давлений пальца на верхнюю и нижнюю половины втулки были одинаковыми. В форсированных дизелях осуществляют смазку поршневого пальца под давлением. Двигатели, работающие со струйным охлаждением днища поршня, имеют на поршневой головке распылитель.

Наиболее опасным сечением является место перехода поршневой головки шатуна в стержень. Упрочнение поршневой головки осуществляется следующими конструктивными мероприятиями:

- ✓ Увеличением радиуса перехода  $r$  от стержня шатуна к головке и уменьшением сужением стержня у головки до полного его устранения
- ✓ Созданием приливов металла в зоне перехода
- ✓ Выполнением третьей полки вдоль продольной оси стержня
- ✓ Расположением оси отверстия под палец эксцентрично относительно оси головки
- ✓ Приданием арочной формы стержню шатуна, что значительно снижает концентрацию напряжений в зоне под поршневой головкой
- ✓ Расположением полки шатуна в плоскости качания, что устраняет консольность поршневой головки в направлении продольной оси пальца.

Тонкостенную бронзовую втулку, устанавливаемую в верхнюю головку при плавающем пальце, изготавливают сворачиванием из листовой бронзы с последующей механической обработкой до толщины стенок втулки 0,8...2,5 мм. Материалом для втулок служат алюминивно-железистая бронза АЖ9-4 ( 10% алюминия, 4% железа ), оловянисто-цинковая бронза Бр. ОЦС 4 – 4 – 2,5 ( 5 % олова, 5 % цинка, 3,5 % свинца ) и оловянисто-фосфористая бронза Бр. ОФ6,5 – 0,15 ( 7 % олова, 0,25 % фосфора ).

Зазор между пальцем и бронзовой втулкой в зависимости от диаметра пальца назначают в пределах  $\Delta=(0,0004...0,001)$

Стержень шатуна имеет, как правило, двутавровое сечение, симметричное относительно продольной оси кривошипной головки. Смещение стержня шатуна относительно продольной оси симметрии кривошипной головки при неполноопорных коленчатых валах позволяет уменьшить расстояние между осями цилиндров и длину двигателя, но при этом наблюдается неравномерный износ шатунных шеек и вкладыше по длине.

К кривошипной головке шатуна предъявляются следующие требования:

- ✓ Высокая жесткость, обеспечивающая надежную работу тонкостенных вкладышей и шатунных болтов
- ✓ Минимальные габаритные размеры и масса
- ✓ Плавность форм в местах изменения сечений и переходов
- ✓ Возможность прохождения головки через цилиндр при монтаже (непременное условие для двигателей с блок-картерами)

Кривошипные головки шатунов автотракторных двигателей выполняются разъемными. Наибольшее распространение получил прямой ( нормальный ) разъем, плоскость которого перпендикулярна оси шатуна. При развитых шатунных шейках с диаметрами ( 0,7...0,8 ) выполняют косой разъем, плоскость которого располагаются под углом 30, 45 или 60° к продольной оси стержня шатуна. При косом разьеме сила инерции, действующая на шатунные болты, уменьшается, а возникающие при этом боковые усилия воспринимаются специальными фиксирующими устройствами в виде треугольных шлиц или буртиков. Шлицевые поверхности, по сравнению с гладкими, уменьшают жесткость соединения. Технология их изготовления сложная и в ряде конструкций шатунов с косым разъемом применяют плоские стыковочные поверхности с фиксирующими штифтами. При косом разьеме крышки крепят к шатуну в основном болтами ввернутыми в тело верхней половины головки.

Для уменьшения концентрации напряжений переходы к опорным плоскостям головок шпилек, болтов, гаек выполняют большим радиусом, чем или с поднутрением по радиусу. Для уменьшения габаритных размеров и массы кривошипной головки шатунные болты и шпильки стремятся располагать как можно ближе к оси шейки. В некоторых конструкциях в теле вкладыша предусматривается выработка для прохождения шатунного болта.

Шатунные подшипники скольжения изготавливают в виде разъемных тонкостенных вкладышей, которые, будучи установленными в кривошипную головку, образуют ее подшипник. У одной из кромок вкладыша отгибают фиксирующий выступ, входящий в специальную пазовую канавку в кривошипной головке шатуна. Это предохраняет вкладыши от проворачивания и осевого перемещения. Подшипники работают в условиях высоких знакопеременных механических нагрузок и повышенных температур.

Конструктивно вкладыши выполняют биметаллическими (стальная основа и антифрикционный слой) и триметаллическими (стальная основа, промежуточный полудочный слой и антифрикционный слой).

Общая толщина вкладышей составляет  $\delta = 2,5...3$  мм (толщина антифрикционного слоя не более 0,3...0,7 мм). Антифрикционный слой подвержен усталостным разрушением, коррозионно-механическому и абразивному изнашиванию. В современных автотракторных двигателях в качестве антифрикционных материалов применяют свинцово-оловянистые, алюминиевые высокооловянистые сплавы и свинцовистую бронзу. Сплав СОС-6-6 (по 5..6 % олова и сурьмы, 88...90 % свинца) используют в ДсИЗ. При повышенных нагрузках на подшипники применяют алюминиевый высокооловянистый сплав АО 20-1 (20 % - олова, по 1 % меди и никеля, 78 % алюминия). Вкладыши подшипников дизелей, работающих с особо высокими нагрузками ( например, КамАЗ ), выполняют с антифрикционным слоем из свинцовистой бронзы Бр. С – 30 ( 30 % свинца, 70 % меди ) свинцовая бронза сравнительно плохо прирабатывается и подвержена коррозии («выпотевание» свинца ) из-за кислотных соединений, накапливающихся в масле. В связи с этим в моторное масло вводят специальные присадки, предохраняющие вкладыши от разрушения. Для улучшения прирабатываемости вкладышей поверхность антифрикционного слоя покрывают тонкой пленкой (электролитическое осаждение ) сплава свинца с оловом или свинца с кадмием. Толщина покрытия 0,015..0,04 мм. В дизелях, работающих с высокими газовыми нагрузками и менее

значительными инерционными, верхний вкладыш может быть выполнен с применением сплава АО 20-1 (или АО 6-1), а нижний – из сплава АСМ.

Вкладыши коренных подшипников отличаются от шатунных только большей толщиной стальной основы. Для большинства двигателей вкладыши коренных подшипников выполняют с  $\delta = 2,4 \dots 3,0$  мм (автомобильные двигатели) и  $\delta = 4 \dots 5$  мм (тракторных двигатели).

Осевой зазор, которому соответствует возможное перемещение шатуна вдоль шатунной шейки, не должен превышать  $0,2 \dots 0,3$  мм.

Шатунные болты подвергаются нагрузкам от силы предварительной затяжки и сил инерции. Усталостную прочность болтов повышают за счет следующих конструктивных мероприятий, устраняющих или сводящих к минимуму их повторно-переменный изгиб, имеющий место при деформации головки в зоне стыка:

- ✓ Увеличения жесткости кривошипной головки
- ✓ Выполнения переходов от утоненной части болта к резьбе, центрирующим пояском и головке возможно большим радиусом или двумя радиусами
- ✓ Уменьшением опорных поверхностей головок болтов
- ✓ Использование самоустанавливающихся поверхностей контакта головки болта и его посадочного места в шатуне
- ✓ Выполнение резьбы с мелким шагом и увеличения радиуса закругления во впадине резьбы

От напряжения кручения, возникающего при затяжке, болт разгружается путем обратного поворота гайки на небольшой угол.

Шатунные болты кривошипных головок с нормальной плоскостью разъема, как правило, являются одновременно установочными, фиксирующими положение крышки относительно шатуна.

Болты выполняются из хромистых и хромоникельмолибденовых сталей 30Х, 35Х, 40Х, 45Х, 40ХНМА штамповкой на холодновысадочных автоматах с последующей накаткой резьбы и термической обработкой. Чтобы предотвратить проворачивание болтов, их головки выполняют несимметричной формы с вертикальным срезом, а в теле шатуна фрезеруют площадки или углубления с вертикальным уступом. В ряде случаев в головке болта предусматривают фиксирующие выступы. Гайки шатунных болтов самоконтрящиеся (обжатые по углам) и выполняются из тех же сталей, что и болты, или из углеродистых сталей.

Проектирование шатунной группы сводится к разработке элементов шатуна: поршневой головки, кривошипной головки, стержня шатуна.

Предварительно определяем размеры элементов шатуна для данного типа двигателя по статистическим данным:

Параметр	Диапазон	Значение
$d_n$		0.023
$a$		0.027
$d$		0.023
$D_r$	$(0,25 - 1,4)d_n$	0.036
$h_r$	$(D_r - d_n)/2$	0.006
$h_{ш\min}$	$(0,55 - 0,65)D_r$	0.022
$h_{ш}$	$(0,65 - 0,75)D_r$	0.025
$b_{ш}$	$(0,5 - 0,6)a$	0.015
$a_{ш} = t_{ш}$	2,5 - 4,0 мм	0.003
$l_k$	$(0,27 - 0,38)D$	0.028
$C_{\delta}$	$(0,8 - 0,84)D$	0.070
$d_{ш\delta}$	$(0,11 - 0,13)D$	0.010
$\varphi_3$	100 - 120	120

Конструирование поршневой головки ведется в зависимости от способа установки поршневого пальца. В нашем случае поршневой палец стальной, трубчатого сечения, запрессован в верхнюю головку шатуна и свободно вращается в бобышках поршня.

### 2.2.1. Поршневая головка шатуна

В поршневой головке шатуна возникают напряжения от натяга при запрессовке втулки или пальца и нагреве шатуна, от силы инерции поршневой группы и от силы газов.

Наиболее нагруженной является наружная поверхность шатуна. Наибольшие растягивающие и сжимающие напряжения возникают в сечении  $\varphi = \varphi_3$ , поэтому в дальнейшем напряжение и запас прочности будем определять только для указанных сечений.

Величину  $\varphi_3$  определяем из поперечного разреза двигателя. Напряжение от натяга втулки:

$$\sigma'_a = P \frac{2d_{II}^2}{D_{II}^2 - d_{II}^2} = 60,6 \frac{2 \cdot 0,023^2}{0,036^2 - 0,023^2} = 86,5 \text{ МПа},$$

где  $p$  – удельное давление втулки на головку.

$$P = \frac{E_{СТ} \cdot \Delta t \cdot (D_{II}^2 - d_{II}^2) \cdot (d_{II}^2 - d_{BH}^2)}{2 \cdot d_{II}^3 \cdot (D_{II}^2 - d_{BH}^2)} = \frac{2,2 \cdot 3,45}{2 \cdot 0,023^3} \cdot \frac{(0,036^2 - 0,023^2) \cdot (0,023^2 - 0,016^2)}{0,036^2 - 0,016^2},$$

$$p = 60,6 \text{ МПа}$$

, где  $E_{СТ} = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5$  МПа – модуль упругости материала втулки.

$\Delta t = 150^\circ\text{C}$ ;

$\alpha_{cm} = (1,0 - 1,1) \cdot 10^{-5}$ ;

$\Delta t = d_{II} \cdot \alpha_{СТ} \cdot \Delta t = 0,023 \cdot 10^{-5} \cdot 150 = 3,45 \cdot 10^{-5}$  м – температурный натяг.

Напряжение от силы инерции поршневой группы ( $\delta_{aj}$ )

$$\sigma_{aj} = \left[ 2M \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + KN \right] \frac{10^{-6}}{ah} = \left[ 2 \cdot 6,2 \cdot \frac{6 \cdot 0,014 + 0,0063}{0,006(2 \cdot 0,014 + 0,0063)} + 0,8 \cdot 4773 \right] \frac{10^{-6}}{0,027 \cdot 0,0063};$$

$$\sigma_{aj} = 56,3 \text{ МПа},$$

где  $r_{cp} = \frac{D_{II} + d}{4} = \frac{0,036 + 0,023}{4} = 0,0145$  м - средний радиус головки;

$h = \frac{D_{II} - d}{2} = 0,0063$  м - толщина стенки головки;

$K = 0,8 - 0,85$ ;

$M = P_{jn} r_{cp} f_1(\varphi_3) = 10605,7 \cdot 0,0145 \cdot 0,04 = 6,2$  Нм;

$N = P_{jn} f_2(\varphi_3) = 10605,7 \cdot 0,45 = 4773$  Н;

$P_{jn} = -m'_n F_n r \omega^2 (1 + \lambda) = -113,4 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 (1 + 0,256) = -10605,7$  Н.

При определении  $M$  и  $N$  принимаем абсолютные значения  $P_{jn}$ .

Функции  $f_1(\varphi_3)$  и  $f_2(\varphi_3)$  определяем из графиков.

Напряжения от силы, сжимающей поршневую головку шатуна

$$\sigma_{ac} = \left[ 2M \frac{6r_{cp} + h}{h(2r_{cp} + h)} + KN \right] \frac{10^{-6}}{ah} = \left[ 2 \cdot -2,9 \cdot \frac{6 \cdot 0,0145 + 0,0063}{0,0063(2 \cdot 0,0145 + 0,0063)} + 0,8 \cdot 239,7 \right] \frac{10^{-6}}{0,027 \cdot 0,0063};$$

$$\sigma_{ac} = -13,7 \text{ МПа},$$

$$M = P_{сж} * r_{cp} * f_3(\varphi_3) = 19971 * 0,0145 * -0,01 = -2,9 \text{ Нм};$$

$$N = P_{сж} * f_4(\varphi_3) = 19971 * 0,012 = 239,7 \text{ Н};$$

$$P_{сж} = P_Z F_n 10^6 - m'_n F_n r \omega^2 (1 + \lambda) = 6,11 \cdot 0,0053 \cdot 10^6 - 109,9 \cdot 0,042 \cdot 565,5^2 \cdot (1 + 0,256);$$

$$P_{сж} = 19971 \text{ Н}.$$

Максимальное значение напряжения цикла:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{a'} + \sigma_{aj} = 86,5 + 56,3 = 142,8 \text{ МПа}.$$

Минимальное напряжение:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{a'} + \sigma_{ac} = 86,5 - 13,7 = 72,8 \text{ МПа}.$$

Запас прочности:

$$n_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_{aj} - \sigma_{ac}}{\varepsilon_{\sigma}''} + \alpha_{\sigma}(\sigma_{aj} + \sigma_{ac} + 2\sigma_{a'})} = \frac{2 \cdot 300}{\frac{56,3 + 13,7}{0,6} + 0,156 \cdot (56,3 - 13,7 + 2 \cdot 86,5)};$$

$$n_{\sigma} = 3,9.$$

Материал шатуна Ст 40ХН;  $\sigma_{-1} = 300 \text{ МПа}$ ;  $\alpha_{\sigma} = 0,156$ ;  $\varepsilon_{\sigma}'' \approx 0,6$ .

Запас прочности поршневых головок шатунов должен лежать в пределах 2.5...5.0, что выполняется.

#### Стержень шатуна.

Расчет стержня производится по среднему сечению В - В Запас прочности стержня:

$$n_{\sigma} = \frac{2 f_{cp} \sigma_{-1Z}}{\frac{KP_{сж} - P_j}{\varepsilon_{\sigma}''} + \alpha_2 (KP_{сж} + P_j)};$$

$$n_{\sigma} = 6,79$$

Среднее сечение стержня:

$$f_{cp} = a_{ш}(h_{ш} - 2t_{ш}) + 2t_{ш}b_{ш} = 0,003(0,025 - 2 \cdot 0,003) + 2 \cdot 0,003 \cdot 0,014;$$

$$f_{cp} = 1,43 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Сила инерции растягивающая стержень:

$$P_j = m_j F_{II} r \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6};$$

$$P_j = 158,8 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 \cdot (1 + 0,256) \cdot 10^{-6} = 0,0148 \text{ МН}.$$

Сила сжимающая стержень:

$$P_{сж} = P_Z F_{II} - m_j F_{II} r \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6};$$

$$P_{сж} = 5,4 \cdot 0,0055 - 158,8 \cdot 0,0055 \cdot 0,042 \cdot 544,5^2 \cdot (1 + 0,256) \cdot 10^{-6} = 0,016 \text{ МПа}.$$

Запас прочности:

$$n_{\sigma} = \frac{2 f_{cp} \sigma_{-1Z}}{\frac{KP_{сж} - P_j}{\varepsilon_{\sigma}''} + \alpha_2 (KP_{сж} + P_j)} = \frac{2 \cdot 1,43 \cdot 10^{-4} \cdot 200}{\frac{1,15 \cdot 0,016 - 0,0148}{0,5} + 0,18 \cdot (1,15 \cdot 0,016 + 0,0148)} = 4,6$$

$$K = 1,1 - 1,15;$$

$$\varepsilon_{\delta}'' = 0,4 - 0,6.$$

#### Шатунные болты.

Болты рассчитываются на режиме максимальной частоты вращения холостого хода.

Максимальная сила растягивающая болт:

$$P_{max} = P_{np} + X P'_p = 0,0094 \text{ МПа}$$

$X = 0,2$  - коэффициент основной нагрузки резьбового соединения

$$P'_p = \frac{P_j}{i} = -0,003 \text{ – растягивающая сила приходящая на 1 болт}$$

Из условия не раскрытия стыка

$$P_{пп} = (2,0...3,0) P'_p ;$$

$$P_{пп} = -0,0085$$

Минимальная сила растягивающая болт

$$P_{min} = P_{np} = -0,0086$$

Напряжение в болте:

$$\sigma_{max} = \frac{P_{max}}{f_{op}} ;$$

$$\sigma_{max} = 200,4 \text{ МПа}$$

$$f_{op} = 3,85 * 10^{-5} \text{ м}^2$$

$f_{op}$  - площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру.

$$\sigma_{min} = \frac{P_{np.з}}{f_{op}} ;$$

$$\sigma_{min} = 222,7 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma} * \sigma_a + \sigma_m}$$

$$n_{\sigma} = 5,7$$

Запас прочности должен быть не менее 2.

Для создания требуемой силы предварительной затяжки момент на ключе должен быть:

$$M_{кл} = M_p + M_T = P_{np} * 10^6 * (A_1 + A_2) ;$$

$$M_{кл} = 80,1 \text{ Нм.}$$

## 2.4. Блок цилиндров, головка и картер двигателя

### 2.4.1. Блок цилиндров.

Блок цилиндров выполняется с толщиной стенок водяной рубашки 4...6 мм, а верхней стенки – 8...12 мм.

Пространство для охлаждающей жидкости в рубашке блока выполняется равным 6...8 мм. Нижнее положение рубашки определяется из условия, чтобы уплотняющий пояс поршня в НМТ находился в зоне цилиндра, омываемой охлаждающей жидкостью. Для сообщения полости водяной рубашки блока с полостью головки цилиндра в верхней стенке блока делаются отверстия диаметром 8...12 мм.

В качестве материалов применяют серый перлитный чугун СЧ – 26, чугун СЧ–18-36, специальный легированный чугун или сплавы алюминия АЛ – 9 и АЛ – 4.

### 2.4.2. Цилиндры.

Цилиндры двигателя выполняются вместе с блоком и отливаются из чугуна. Толщина стенок цилиндра задается на основании статических данных по выражению:

$$\delta = 0.05 * D + 2 \text{ мм} = 0.05 * 84 + 2 = 6,2 \text{ мм}$$

Принимаем  $\delta = 6$  мм, и далее проверяем расчетом:

$$\sigma_z = \frac{P_z D}{2\delta} = \frac{5,4 * 0,084}{2 * 0,006} = 37,8 \text{ МПа.};$$

У современных двигателей  $\sigma_z = 20 \dots 60$  МПа.

Полная длина цилиндра устанавливается из условия, чтобы при положении поршня в ВМТ он выступал за пределы цилиндра не более чем на 10...15мм. Следуя условию принимаем  $l = 157$  мм.

### 2.4.3. Болт крепления головки,

Головка блока цилиндров отлита из алюминиевого сплава, имеет запрессованные чугунные седла и направляющие втулки клапанов. Верхняя часть втулок уплотняется резинометаллическими маслоотражательными колпачками. Крепление головки блока цилиндров к блоку осуществляется при помощи десяти болтов.

Расчетом определяем запас прочности болтов и надежность газового стыка. За расчетный режим принимаем режим максимального крутящего момента. Размеры элементов силовой схемы определяем из продольного и поперечного разрезов двигателя. Диаметр болтов ориентировочно определяем на основании статических данных:

$$d_B = (12 \dots 14) \cdot D;$$
$$d_B = 10,08 \dots 11,76 \text{ мм}$$

Принимаем:  $d_B = 10 \text{ мм}$ .

Для определения запаса прочности болтов необходимо найти максимальную и минимальную силу действующие на болты:

$$P_{max} = m(1-x)P'_z + xP'_z, \text{ МН}$$

$$P_{max} = 2,5(1-0,0838) \cdot 0,014 + 0,0838 \cdot 0,014 = 0,0332 \text{ МН}$$

$$P_{min} = m(1-x)P'_z, \text{ МН}$$

$$P_{min} = 2,5(1-0,0838) \cdot 0,014 = 0,032 \text{ МН}$$

$$P'_z = \frac{P_z * 1,1 * F_n}{i_{un}} = \frac{5,4 * 1,1 * 0,0055}{2,5}, \text{ МН}$$

$$P'_z = 0,014$$

$i_{un}$  – число шпилек на один цилиндр;

$F_n$  – площадь поршня в  $\text{м}^2$ .

Значения коэффициентов  $m = 2,5$ ,  $x = 0,0838$ , выбираем из приложения 6[2].

## 2.5. Механизм газораспределения.

Для получения высоких мощностных и экономических показателей работы двигателя механизм газораспределения должен прежде всего обеспечивать эффективную смену рабочего тела и хорошее наполнение цилиндров. Это достигается экспериментальным подбором оптимальных фаз газораспределения, наибольшими проходными сечениями в горловинах и седлах клапанов и наименьшими гидродинамическими сопротивлениями впускного и выпускного трактов.

Кроме того, конструкция механизма газораспределения должна обеспечивать надежную работу механизма на всех режимах работы двигателя без разрыва кинематической связи. Последнее обстоятельство требует внимательного подхода к расчету кинематики и динамики механизма газораспределения.

Повышение долговечности деталей механизма газораспределения обеспечивается за счет подбора материалов, наиболее отвечающих условиям работы этих деталей; хорошего отвода тепла от клапанов (в первую очередь от выпускных), обеспечение достаточной смазки трущихся поверхностей деталей механизма, принудительного вращения клапанов и ряда других мероприятий.

Конструирование механизма газораспределения сводится к разработке привода механизма газораспределения, распределительного вала с фиксацией его от осевых перемещений, толкателей, штанг, коромысел, клапанов и т.д.

Размеры деталей механизма газораспределения определяются по размерам прототипа двигателя, по чертежам отечественных двигателей, справочникам и статистическим данным. Принятые размеры уточняются расчетом.

Расчет механизма газораспределения сводится к определению проходных сечений клапанов и выполнению прочностных расчетов отдельных элементов.

### 2.5.1. Определение проходных сечений

Расчетный режим – режим  $n_N$ . Для обеспечения хорошего газообмена необходимо, чтобы проходные сечения клапанов имели достаточную величину. Достаточность проходного сечения горловины клапана проверяет по первой условной скорости:

$$v'_{en} = v_n \frac{F_n}{i_{en} d_r} = v_n \frac{D^2}{i_{en} d_r^2} = 14,6 * \frac{0,084^2}{1 * 0,035^2} = 83,9 \text{ м/с}$$

$$v_n = \frac{Sn_N}{30} = \frac{0,084 * 5200}{30} = 14,6; \text{ м/с}$$

$d_r = 35$  мм – диаметр горловины клапана;

$i_{en} = 1$  – количество впускных клапанов на один цилиндр.

Величина подъема клапана определяется по второй условной скорости в сечении по фаске клапана:

$$v''_{en} = v_n \frac{F_n}{i_{en} f_{кл}} = 15,1 \frac{0,0053}{1 * 0,00082} = 101 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Ориентировочно принимаем:

$$h_{кл.мах} = 0,28 * d_r = 0,0095 \text{ м.}$$

$$f_{кл} = \pi h_{к\max} (0,707 d_r + 0,353 h_{к\max}) = 3,14 * 0,0095 * (0,707 * 0,034 + 0,353 * 0,0095) = 0,00082 \text{ м}^2.$$

Конструктивные соотношения клапанного механизма:

Параметр	Диапазон изменений	Значение
$\delta$	$(0,3-0,4)d_r$	0,008
$l$	$(2.5-3.5)d_r$	0,11

$b$	$(0,05-0,12)dr$	0,004
$a$	$(0,08-0,12)dr$	0,004
$r_c$	$(0,25-0,35)dr$	0,012
$l_l$	$(1,75-2,5)dr$	0,045
$d_{em}$	$\delta + (5...8)мм$	0,015
$C$	$(0,18-0,25)dr$	0,0075

### 2.5.2. Определение параметров профиля кулачка.

Рассмотрим механизм имеющий выпуклый профиль кулачка и плоский толкатель.

При заданных значениях  $\varphi_k$  и  $h_{Tmax}$  между радиусом  $r_0$ ,  $r_1$  и  $r_2$  должно быть выдержано определённое соотношение, т.е. произвольно могут быть выбраны только два из них. На основании статистических данных задаемся величинами  $r_l$  и  $r_0$ :

$$r_0 = (1,5...2,0) * h_{kmax} = 0,017 \text{ м};$$

$$r_l = (10...18) * h_{Tmax} = 0,0815 \text{ м};$$

$$h_{mmax} = h_{кл. max} \frac{l_m}{l_k} = 0,0095 * 0,571 = 0,0054 \text{ м}.$$

$r_2$  определяется аналитически:

$$r_2 = \frac{(r_0 + h_{mmax})^2 + (r_1 + r_0)^2 - r_1^2 + (r_0 + h_{mmax})(r_1 - r_0)2 \cos \frac{\varphi_k}{2}}{2 \left[ r_0 + h_{mmax} + (r_1 - r_0) \cos \frac{\varphi_k}{2} - r_1 \right]};$$

$$r_2 = \frac{(0,017 + 0,0054)^2 + (0,0815 + 0,017)^2 - 0,0815^2 + (0,017 + 0,0054)(0,0815 - 0,017) * 2 \cos 58}{2 * (0,017 + 0,0054 + (0,0815 - 0,017) * \cos 58 - 0,0815)};$$

$$r_2 = 8,6 \text{ мм}.$$

$\varphi_k = \frac{\theta_{выс}}{2} = \frac{232}{2} = 116^\circ$ ; - угол действия кулачка, определяемый по принятой диаграмме фаз газораспределения.

При определении  $r_2$  следует иметь ввиду, что максимальное его значение, при котором  $r_1 = \infty$ , т.е. выпуклый профиль превратится в тангенциальный, равно:

$$r_{2max} = r_0 - \frac{h_{mmax} \cos \frac{\varphi_k}{2}}{1 - \cos \frac{\varphi_k}{2}} = 0,017 - \frac{0,0054 * \cos 58}{1 - \cos 58} = 0,00105 \text{ м}.$$

Профиль кулачка вычерчивается на отдельной форматке миллиметровой бумаги в масштабе 2:1.

### 2.5.3. Расчет пружины клапана.

Пружина должна обеспечивать кинематическую связь между клапаном и кулачком в течение второго и третьего периодов движения.

Сила инерции приведённая к клапану:

$$P_{j2} = \left[ (m_{к\lambda\mu})_к \omega^2 (r_0 - r_2) \frac{l_k}{l_t} + (m_{к\lambda\mu})_к \omega^2 h_k \right] * 10^{-6};$$

$$P_{j2} = [0,363 \cdot 272,25^2 \cdot (0,017 - 0,0086) \cdot 1,75 + 0,363 \cdot 272,25^2 \cdot 0,0095];$$

$$P_{j2} = 737,25 \text{ Н}.$$

Здесь:

$(m_{к.л.м})_к$  – приведённая к клапану масса деталей клапанного механизма:

$$(m_{к.л.м})_к = (m'_{к.л.м})_к * f_{\Gamma} = 400 * 0.00091 = 0.363 \text{ кг};$$

$(m'_{к.л.м})_к$  – конструктивная масса клапанного механизма;

$(m'_{к.л.м})_к = 200...300 \text{ кг/м}^2$  – с непосредственным приводом;

$(m'_{к.л.м})_к = 400...500 \text{ кг/м}^2$  – с приводом через толкатель штангу и коромысло.

$$\omega_к = \frac{\pi n}{2 \cdot 30} = 272,25 \text{ с}^{-1} \text{ – угловая скорость вращения кулачка на режиме}$$

максимальных оборотов КВ.

$$f_{\Gamma} = \frac{\pi * d_{\Gamma}^2}{4} = \frac{3,14 * 0,035^2}{4} = 0,00091 \text{ м}^2 \text{ – площадь горловины клапана.}$$

Очевидно, что сила пружины должна быть больше силы инерции на любом скоростном режиме:

$$P_{пр} = K * P_{j2} = 2,0 * 737,25 = 1474,5 \text{ Н},$$

где  $K = 1,5...2,25$  – коэффициент запаса.

Сила предварительно затянутой пружины:

$$P_{ПР} = P_0 + c * h = 880 + 62,4 * 0,0095 * 10^3 = 1474,5 \text{ Н.}$$

Минимальная сила упругости пружин:

$$P_0 = K * (m_{к.л.м}) * \omega^2 * (r_0 - r_2) * l_{к/l_{\Gamma}};$$

$$P_0 = 2,0 * 0,363 * 272,25^2 * (0,017 - 0,0085) * 1,75 = 880 \text{ Н.}$$

Жесткость пружин:

$$c = K * (m_{к.л.м}) * \omega^2;$$

$$c = P_0 = 2,0 * 0,363 * 272,25^2 = 62,4 \text{ кН/м.}$$

Предварительная деформация:

$$f_0 = (r_0 - r_2) * l_{к/l_{\Gamma}} = (0,017 - 0,0085) * 1,75 = 0,0141 \text{ м.}$$

Максимальная деформация:

$$f_{\max} = (r_0 - r_2) * l_{к/l_{\Gamma}} + h_{к.л.маx} = (0,017 - 0,0085) * 1,75 + 0,0095 = 0,0236 \text{ м.}$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами:

$$P_{пр.вн.маx} = 0.4 * P_{пр.маx} = 0.4 * 1474,5 = 589,8 \text{ Н};$$

$$P_{пр.нар.маx} = 0.6 * P_{пр.маx} = 0.6 * 1474,5 = 884,7 \text{ Н.}$$

Жесткость наружной и внутренней пружины:

$$c_{пр.нар} = P_{пр.нар}/f_{\max} = 589,8/0.0236 = 25,0 \text{ Н/м};$$

$$c_{пр.вн} = P_{пр.вн}/f_{\max} = 884,7/0.0236 = 37,5 \text{ Н/м.}$$

#### 2.5.4 Определение размеров пружины.

Конструктивными параметрами пружины являются: средний диаметр  $D_{пр}$ , диаметр проволоки  $d$ , число витков  $i$  и шаг витка  $t$ .

Обычно  $D_{пр} = (0,8...0,9) * d_{\Gamma}$ .

Принимаем  $D_{пр.нар} = 32 \text{ мм}$ ,  $D_{пр.вн} = 22 \text{ мм}$ .

Диаметр проволоки  $d$ :

$$d_{пр.вн.} = \sqrt[3]{\frac{8 * \chi * P_{пр.вн.маx} * D_{пр.вн}}{\pi * \tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 * 1,2 * 589,7 * 0,022}{3,14 * 600 * 10^6}} = 3,6 \text{ мм};$$

$$d_{пр.нар.} = \sqrt[3]{\frac{8 * \chi * P_{пр.нар.маx} * D_{пр.нар}}{\pi * \tau}} = \sqrt[3]{\frac{8 * 1,2 * 884,7 * 0,032}{3,14 * 600 * 10^6}} = 5,2 \text{ мм},$$

где  $\tau = 350...600 \text{ МПа}$ ;  $\chi = 1,2$ .

Найденное значение  $d_{пр.}$  округляем до ближайшего значения по ГОСТу.

Таким образом  $d_{пр.нар.} = 5,0 \text{ мм}$ ,  $d_{пр.вн.} = 3,5 \text{ мм}$ .

Число рабочих витков пружины определяется по максимальной деформации:

$$i_{р.вн.} = \frac{C * d_{пр.вн.}^3 * f_{\max}}{8 * P_{пр.вн.} * D_{пр.вн.}^3} = \frac{80000 * 3,5^4 * 23,6}{8 * 589,7 * 22^3} = 6;$$

$$i_{p.нар.} = \frac{C * d_{пр.нар.}^3 * f_{max}}{8 * P_{пр.нар.} * D_{пр.нар.}^3} = \frac{80000 * 5,0^4 * 23,6}{8 * 884,7 * 32^3} = 5.$$

Полное число витков:

$$i_{n.вн.} = i_{р.вн.} + 2 = 6 + 2 = 8;$$

$$i_{n.нар.} = i_{р.нар.} + 2 = 5 + 2 = 7.$$

Шаг витка свободной пружины:

$$t_{вн.} = d_{пр.вн.} + \frac{f_{max}}{i_{р.вн.}} + \Delta_{min} = 3,5 + \frac{23,6}{6} + 0,5 = 7,93 \text{ мм};$$

$$t_{нар.} = d_{пр.нар.} + \frac{f_{max}}{i_{р.нар.}} + \Delta_{min} = 5,0 + \frac{23,6}{5} + 0,5 = 10,22 \text{ мм}.$$

Высота пружины при полностью открытом клапане

$$L_{min.вн.} = i_{n.вн.} * d_{пр.вн.} + i_{р.вн.} * \Delta_{min} = 6 * 3,5 + 6 * 0,5 = 24 \text{ мм};$$

$$L_{min.нар.} = i_{n.нар.} * d_{пр.нар.} + i_{р.нар.} * \Delta_{min} = 5 * 5,0 + 5 * 0,5 = 27,5 \text{ мм}.$$

Высота пружины при полностью закрытом клапане:

$$L_{0вн.} = L_{min.вн.} + h_{кл.мах} = 24 + 9,5 = 33,5 \text{ мм};$$

$$L_{0нар.} = L_{min.нар.} + h_{кл.мах} = 27,5 + 9,5 = 37 \text{ мм}.$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного теплового и динамического расчетов бензинового восьмицилиндрового двигателя доказана принципиальная возможность уменьшения основных размеров двигателя.

Прочностной расчет основных деталей двигателя показал, что напряжения в основных деталях двигателя меньше допустимых значений.

## **Список использованной литературы**

**1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980.-400с.**

**2. Методические указания к выполнению курсового проекта по предмету ТТ и ДВС. – Ташкент, ТАДИ, 2010.-30с.**

**3. Автомобильные двигатели. Архангельский В.М., Вихерт М.М., Войков А.И. и др. – М.: Машиностроение, 1977.-340с.**

1.