

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Казанский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**Учебно методическое пособие
для выполнения прочностного расчета деталей
двигателей внутреннего сгорания
по курсу «Теория и расчет энергетических
установок»**

Для студентов Института механизации и технического сервиса

Казань 2018

В учебно-методическом пособии рассмотрены вопросы выполнения прочностного расчета деталей двигателей внутреннего сгорания по курсу «Теория и расчет энергетических установок». В пособии также приведены методики прочностного расчета поршневой группы, шатунной группы, коленчатого вала и деталей газораспределительного механизма.

Учебно-методическое пособие предназначено для студентов технических специальностей всех форм обучения, изучающих курсы «Двигатели внутреннего сгорания» и планирующих в дальнейшем применять полученные знания при выполнении выпускных квалификационных работ.

Учебно-методическое пособие составлено Халиуллиным Ф.Х.

Учебно-методическое пособие рассмотрено и одобрено:

1. Решением кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки» (протокол № 11 от 16.05.2018 г.)
2. Решением методической комиссии ИМиТС (протокол № 9 от 17.05.2018г.)

Рецензенты:

1. Доцент кафедры АДиС КНИТУ, д.т.н. Самойлов Д.Н.
2. Доцент кафедры ОИД Казанского ГАУ, к.т.н. Пикмуллин Г.В.

Халиуллин Ф.Х. Учебно-методическое пособие для выполнения прочностного расчета деталей двигателя по курсу «Теория и расчет энергетических установок» / Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2018.- 40 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
Прочностной расчет двигателя.....	5
1 Поршневая группа.....	5
2. Шатунная группа.....	13
3. Коленчатый вал.....	20
4. Газораспределительный механизм.....	25
Список рекомендуемой литературы.....	40

Введение

В настоящее время развитие автомобильной промышленности происходит высокими темпами. Современные автомобили должны обладать хорошими эксплуатационными свойствами и удовлетворять предъявляемым экологическим требованиям. Это требует разработки новых двигателей, имеющих высокие энергетические, экономические и экологические характеристики. Для достижения этих характеристик необходимо совершенствование рабочего процесса и конструкции двигателей.

В искровых двигателях произошел переход от карбюраторной системы топливопитания к системам впрыскивания бензина, как во впускной тракт двигателя, так и непосредственно в цилиндры. Для улучшения наполнения цилиндров и управления рабочими процессами двигателя начали применять изменяемые фазы газораспределения. Появилась возможность изменять закон подъема клапанов в зависимости от режима работы двигателя. Для улучшения топливной экономичности применяется сгорание расслоенных зарядов. В дизельных двигателях нашли широкое применение аккумуляторные системы топливопитания с электронным управлением, значительно возросло давление впрыскивания топлива. Все шире рассматривается применение неразделенных камер сгорания. Для снижения токсичности отработавших газов применяют рециркуляцию отработавших газов, нейтрализаторы токсичности и специальные фильтры. Привычно смотрится применение наддува в двигателях, в первую очередь, с применением турбокомпрессоров. Совершенствуются системы смазки и охлаждения. Большое применение в системе управления двигателем находит электроника. Применяются новые материалы, разрабатываются перспективные технологические процессы изготовления деталей и узлов двигателей.

Проектирование современных двигателей требует высокой квалификации научных работников и инженеров-конструкторов. В предлагаемом пособии приведены методики расчетов на прочность основных деталей двигателя.

Прочностной расчет двигателя

В учебно-методическом пособии проводятся методики расчетов на прочность деталей проектируемого двигателя. Исходными данными для расчетов являются результаты теплового и динамического расчетов. В качестве объектов расчета выбираются по согласованию с руководителем следующие группы:

- поршневая и шатунная группы;
- коленчатый вал;
- газораспределительный механизм.

Общий порядок проведения расчетов на прочность следующий:

- выбирается материал детали, определяются его физико-механические и прочностные характеристики, предлагается способ поверхностной обработки, определяется наличие концентраторов напряжений;
- предварительно по аналогам или по литературным источникам [9] предварительно выбираются геометрические размеры элементов детали;
- определяется расчетный режим работы детали и по результатам теплового и динамического расчетов, выбираются силы и моменты, действующие на выбранном режиме;
- выбирается расчетная схема, с указанием действующих сил и моментов;
- проводится расчет, определяются максимальные напряжения и запасы прочности для расчетного режима;
- обязательно делается вывод о допустимости данного режима для выбранной детали. Если при этом определяются эпюры напряжений, то они изображаются графически.

1. Поршневая группа

Расчет поршня. Выбирается расчетная схема (рисунок 1) и необходимые геометрические размеры по справочным данным [9,16].

Проводятся следующие расчеты поршня:

- днище поршня на изгиб;
- сечение канавки для маслосъемных колец на разрыв и сжатие;
- верхняя перемычка на изгиб и на срез;
- боковая поверхность юбки и всего поршня на удельное давление;
- гарантированный зазор между поршнем и стенкой цилиндра в рабочем состоянии.

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $p_{\text{зmax}}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для бензиновых двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента.

Для дизелей максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

Напряжение изгиба в днище поршня, МПа

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

где $M_{\text{изг}} = \frac{1}{3} p_{\text{zmax}} r_i^3$ – изгибающий момент, МНм;

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

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

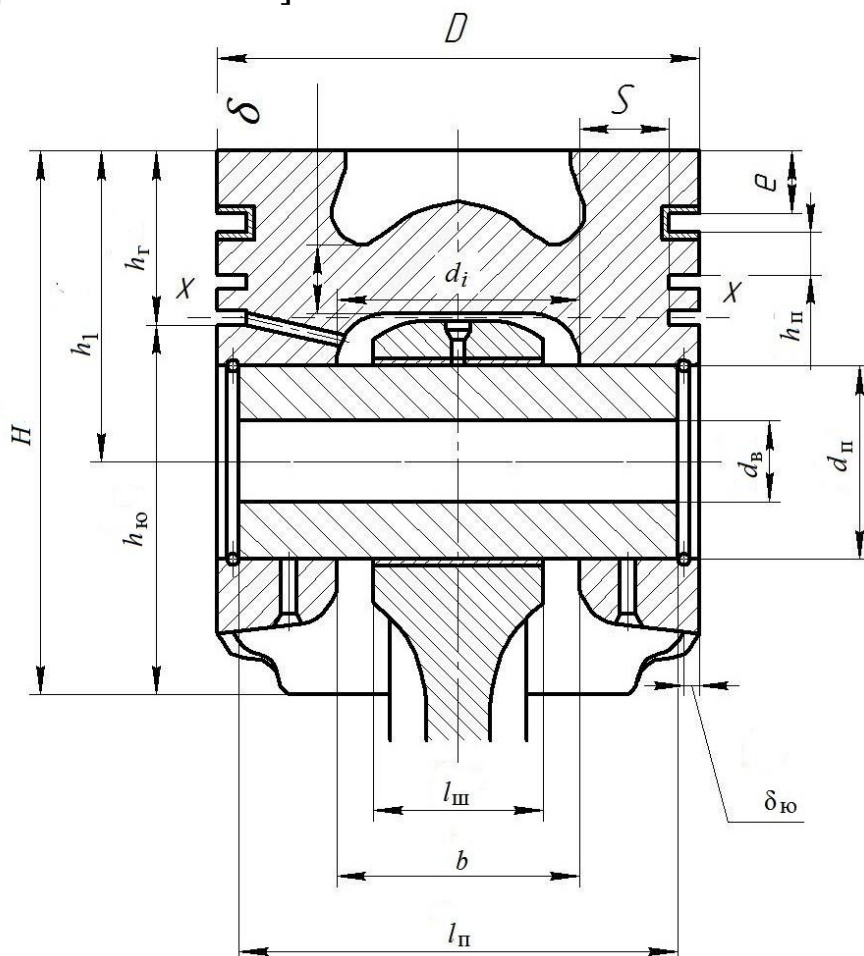
$$r_i = \left[\frac{D_{\Pi}}{2} - (s + t_k + \Delta t_k) \right] - \text{внутренний радиус днища, м.}$$


Рисунок 1 – Расчетная схема поршня

При отсутствии у днища ребер жесткости допустимые значения напряжений $[\sigma_{изг}]$ лежат в пределах:

- для поршней из алюминиевых сплавов 20÷25 МПа;
- для чугунных поршней 40÷50 МПа.

При наличии ребер жесткости $[\sigma_{изг}]$ возрастают:

- для поршней из алюминиевых сплавов – до 50÷150 МПа;
- для чугунных поршней – 80÷200 МПа.

Кроме напряжений от давления газов в днище поршня возникают

тепловые напряжения из-за разности температур внутренней и наружной поверхностей. Тепловые напряжения (МПа) в днище поршня:

$$\sigma_{\text{теп}} = \frac{\alpha E q \delta}{200 \lambda_{\text{теп}}},$$

где α – коэффициент линейного расширения материала поршня, 1/град; E – модуль упругости материала поршня, МПа; q – удельная тепловая нагрузка, Вт/м²; δ – толщина днища, см; $\lambda_{\text{теп}}$ – коэффициент теплопроводности материала поршня, Вт/(м·К).

Для четырехтактных двигателей приближенно

$$q = 11,63(6000 + 26n)p_i,$$

где n – частота вращения, мин⁻¹, (для бензиновых двигателей $n = n_M$, а для дизелей $n = n_N$); p_i – среднее индикаторное давление, МПа (для бензиновых двигателей при n_M , а для дизелей при n_N).

Суммарное напряжение (МПа) в охлажденном днище:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\text{изг}} + \sigma_{\text{теп}} = p_{z\max} \left(\frac{r_i}{\delta} \right)^2 + \frac{\alpha E q \delta}{200 \lambda_{\text{теп}}}.$$

Значения допустимых напряжения в днищах поршней автомобильных и тракторных двигателей находятся в пределах $[\sigma_{\Sigma}] = 150 \div 250$ МПа.

Головка поршня в сечении $x-x$ (см. рисунок 1), ослабленная отверстиями для отвода масла, проверяется на сжатие и разрыв.

Напряжение сжатия (МПа) определяется по выражению:

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

где $P_{z\max} = p_z F_{\Pi}$ – максимальная сила давления газов на днище поршня, МН;

$F_{x-x} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_i^2) - n_M F$ – площадь сечения $x-x$, м²;

$d_k = D - 2(t + \Delta t)$ – диаметр поршня по дну канавок, м²;

$F = d_M (d_k - d_i) / 2$ – площадь продольного диаметрального сечения масляного канала, м².

Допустимые напряжения на сжатие для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{\text{сж}}] = 30 \div 40$ МПа, а чугунных $[\sigma_{\text{сж}}] = 60 \div 80$ МПа.

Напряжения разрыва (МПа) в сечении $x-x$:

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x}.$$

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяется для режима максимальной частоты вращения при холостом ходе двигателя, как:

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

где m_{x-x} – масса головки поршня с кольцами, расположенная выше сечения $x-x$, определяемая по геометрическим размерам или $m_{x-x} = (0,4 \div 0,6) m_{\Pi}$; m_{Π} – масса поршневой группы, кг; R – радиус кривошипа, м; $\omega_{xx\max} = (\pi n_{xx\max}) / 30$ – максимальная угловая скорость холостого хода двигателя, с⁻¹.

Допустимые напряжения на разрыв для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_p] = 4 \div 10$ МПа, а для чугуновых - $[\sigma_{сж}] = 8 \div 20$ МПа.

Толщина верхней кольцевой перемычки h_{π} (см. рис. 1) форсированных двигателей с высокой степенью сжатия рассчитывается на срез и изгиб от действия максимальных газовых усилий. Перемычка рассчитывается как кольцевая пластина, защемленная по окружности основания канавки диаметром d_k и равномерно нагруженная по площади $F_{кп} = \pi(D^2 - d_k^2)$ силой $P_k = 0,9 p_{z\max} F_{кп}$.

Напряжение среза кольцевой перемычки, (МПа):

$$\tau = \frac{0,0314 p_{z\max} D}{h_{\pi}},$$

где D и h_{π} – диаметр цилиндра и толщина верхней кольцевой перемычки, мм.

Напряжение изгиба кольцевой перемычки:

$$\sigma_{изг} = \frac{0,0045 p_{zd} D^2}{h_{\pi}^2}.$$

Сложное напряжение в соответствии с третьей теории прочности:

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

Допускаемые напряжения в верхних кольцевых перемычках с учетом значительных температурных нагрузок находятся в пределах: для поршней из алюминиевых сплавов $[\sigma_{\Sigma}] = 30 \div 40$ МПа, а для чугуновых - $[\sigma_{\Sigma}] = 60 \div 80$ МПа.

Максимальные удельные давления (МПа) юбки поршня $h_{ю}$ и всей высоты H поршня на стенку цилиндра определяются соответственно из уравнений:

$$q_1 = \frac{N_{\max}}{h_{ю} D}; \quad q_2 = \frac{N_{\max}}{H D},$$

где N_{\max} – наибольшая нормальная сила, действующая на стенку цилиндра при работе двигателя на режиме максимальной мощности (определяются по данным динамического расчета).

Для современных автомобильных и тракторных поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_{Γ} и юбки $D_{ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых монтажных зазоров Δ_{Γ} и $\Delta_{ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками $\Delta_{\Gamma} = (0,006 \div 0,008)D$ и $\Delta_{ю} = (0,001 \div 0,002)D$, а для чугуновых поршней $\Delta_{\Gamma} = (0,004 \div 0,006)D$ и $\Delta_{ю} = (0,001 \div 0,002)D$. Установив Δ_{Γ} и $\Delta_{ю}$, определяют $D_{\Gamma} = D - \Delta_{\Gamma}$ и $D_{ю} = D - \Delta_{ю}$.

Правильность установленных размеров D_{Γ} и $D_{ю}$ проверяют по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta_{\Gamma}' &= \Delta_{\Gamma} + D[\alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{\Gamma}[\alpha_{п}(T_{\Gamma} - T_0)], \\ \Delta_{ю}' &= \Delta_{ю} + D[\alpha_{ц}(T_{ц} - T_0)] - D_{ю}[\alpha_{п}(T_{ю} - T_0)], \end{aligned}$$

где Δ_{Γ}' и $\Delta_{ю}'$ – диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и

головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня; $\alpha_{\text{ц}}$ и $\alpha_{\text{п}}$ – коэффициенты линейного расширения материалов цилиндра и поршня.

Для чугуна $\alpha_{\text{ц}} = \alpha_{\text{п}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$; для алюминиевых сплавов $\alpha_{\text{ц}} = \alpha_{\text{п}} = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$. $T_{\text{ц}}$, $T_{\text{г}}$, $T_{\text{ю}}$ – соответственно температура стенок цилиндра, головки и юбки поршня в рабочем состоянии. При жидкостном охлаждении $T_{\text{ц}} = 383 \div 388 \text{ K}$, $T_{\text{г}} = 473 \div 723 \text{ K}$, $T_{\text{ю}} = 403 \div 473 \text{ K}$, а при воздушном $T_{\text{ц}} = 443 \div 463 \text{ K}$, $T_{\text{г}} = 573 \div 873 \text{ K}$, $T_{\text{ю}} = 483 \div 613 \text{ K}$; $T_0 = 293 \text{ K}$ – начальная температура цилиндра и поршня.

При получении отрицательных значений $\Delta_{\text{г}}'$ или $\Delta_{\text{ю}}'$ (натяг) поршень непригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить $\Delta_{\text{г}}$ или $\Delta_{\text{ю}}$ и соответственно уменьшить $D_{\text{г}}$ или $D_{\text{ю}}$, или предусмотреть разрез юбки поршня. При нормальной работе поршня $\Delta_{\text{г}}' = (0,002 \div 0,0025)D$ и $\Delta_{\text{ю}}' = (0,0005 \div 0,0015)D$.

Расчет поршневых колец. После выбора конструктивных параметров необходимо выбрать вид эпюры давления кольца на стенку цилиндра, которая бывает грушевидной или каплевидной формы (рисунок 2).

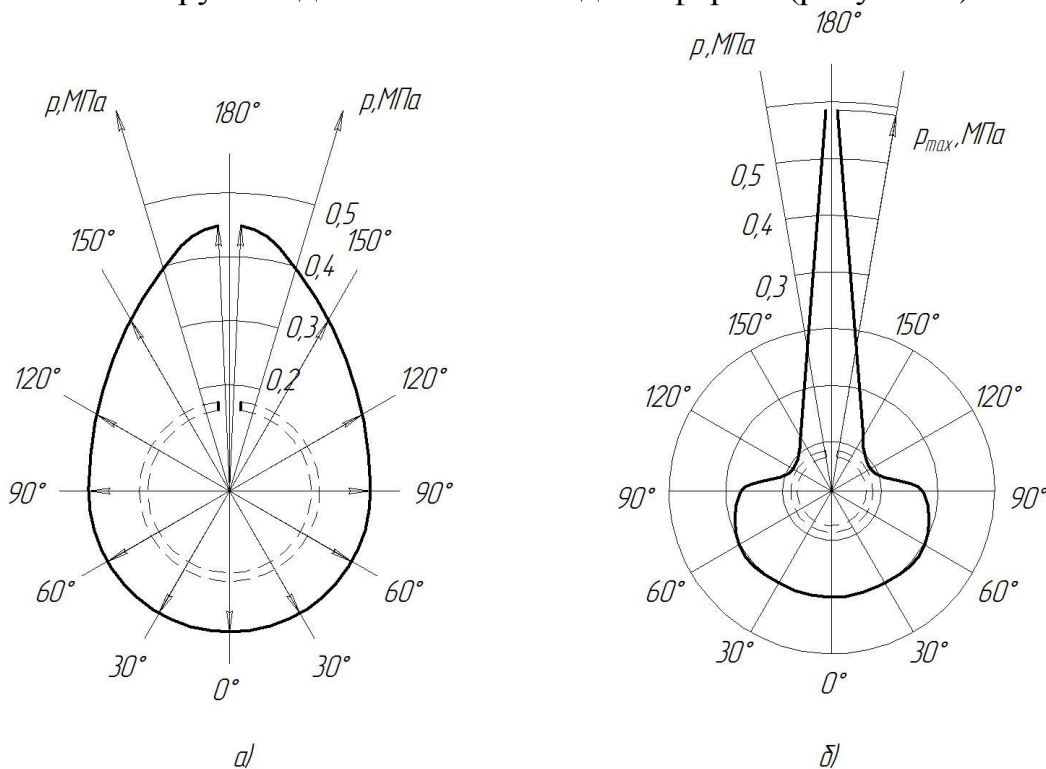


Рисунок 2 – Виды эпюры давления кольца на поршень

Далее рассчитываются:

- давление кольца на стенку цилиндра с построением эпюры давлений;
- напряжение изгиба в сечении кольца, противоположном замку в рабочем состоянии и при надевании;
- монтажный зазор в замке кольца.

Среднее давление (МПа) кольца на стенку цилиндра:

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

где E – модуль упругости материала кольца (для серого чугуна $E = 1 \cdot 10^5$ МПа, для легированного чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ МПа, для стали $E = (2 \div 2,3) \cdot 10^5$ МПа); A_0 – разность между величинами зазоров кольца в свободном и рабочем состояниях.

Допустимое среднее радиальное давление: для компрессионных колец $p_{\text{ср}} = 0,11 \div 0,37$ МПа; для маслосъемных колец $p_{\text{ср}} = 0,2 \div 0,4$ МПа.

При снижении частоты вращения двигателя и увеличении диаметра цилиндра, величина $p_{\text{ср}}$ должна иметь значение ближе к нижнему пределу. Для обеспечения хорошей приработки кольца и надежного уплотнения, давление p кольца на стенку цилиндра у замка должно быть повышенным. Практикой установлено, что это повышение должно составлять для колец бензиновых двигателей примерно $(1,4 \div 2,0)p_{\text{ср}}$, а для дизелей – $(1,8 \div 2,5)p_{\text{ср}}$.

Давление кольца на стенку цилиндра (МПа) в различных точках окружности определяется по формуле:

$$p = p_{\text{ср}} \mu_k,$$

где μ_k – переменный коэффициент, определяемый изготовителем в соответствии с принятой формой эпюры давления кольца на зеркало цилиндра.

Для бензиновых двигателей можно принять грушевидную форму эпюры давления кольца со следующими параметрами:

$\psi, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
μ_k	1,05	1,04	1,02	1,0	1,02	1,27	1,50

Для дизельных двигателей можно принять каплевидную форму эпюры давления кольца со следующими параметрами:

$\psi, ^\circ$	0	30	60	90	120	150	180
μ_k	1,05	1,05	1,14	0,90	0,45	0,67	2,85

Напряжения изгиба кольца (МПа), возникающие в сечении кольца, противоположном замку:

в рабочем состоянии

$$\sigma_{\text{из1}} = 2,61 p_{\text{ср}} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2 ;$$

при надевании его на поршень

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

где m – коэффициент, зависящий от способа надевания кольца (в расчете принимается $m = 1,57$). Допустимые напряжения при изгибе кольца

$[\sigma_{\text{изг}}] = 220 \div 450$ МПа. Нижний предел относится к двигателям с большим диаметром цилиндра. Обычно $\sigma_{\text{изг}2} > \sigma_{\text{изг}1}$ на 10÷30%.

Монтажный зазор в прямом замке поршневого кольца в холодном состоянии, мм:

$$\Delta_k = \Delta'_k + \pi D [\alpha_k (T_k - T_0) - \alpha_{\text{ц}} (T_{\text{ц}} - T_0)],$$

где Δ'_k – минимально допустимый зазор в замке кольца во время работы двигателя ($\Delta'_k = 0,06 \div 0,10$ мм); α_k и $\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициенты линейного расширения материала кольца и гильзы цилиндра; T_k , $T_{\text{ц}}$ и T_0 – соответственно температура кольца, стенок цилиндра в рабочем состоянии и начальная температура $T_0 = 293$ К; при жидкостном охлаждении $T_{\text{ц}} = 383 \div 388$ К, $T_k = 473 \div 573$ К, при воздушном – $T_{\text{ц}} = 443 \div 463$ К, $T_k = 523 \div 723$ К.

Расчет поршневого пальца. Размеры поршневого пальца намечают из условия сохранения на нём масляной плёнки, а основные конструктивные соотношения размеров поршневого пальца приведены в работах [9,16]. Расчетная схема приведена на рисунке 3.

Для поршневого пальца определяются:

- удельное давление на втулку пальца (при наличии) и на бобышки;
- напряжение изгиба в среднем сечении;
- напряжения среза в сечении между бобышками и головкой шатуна;
- напряжения овализации на внешней и внутренней поверхности пальца;
- изменение диаметра в рабочем состоянии.

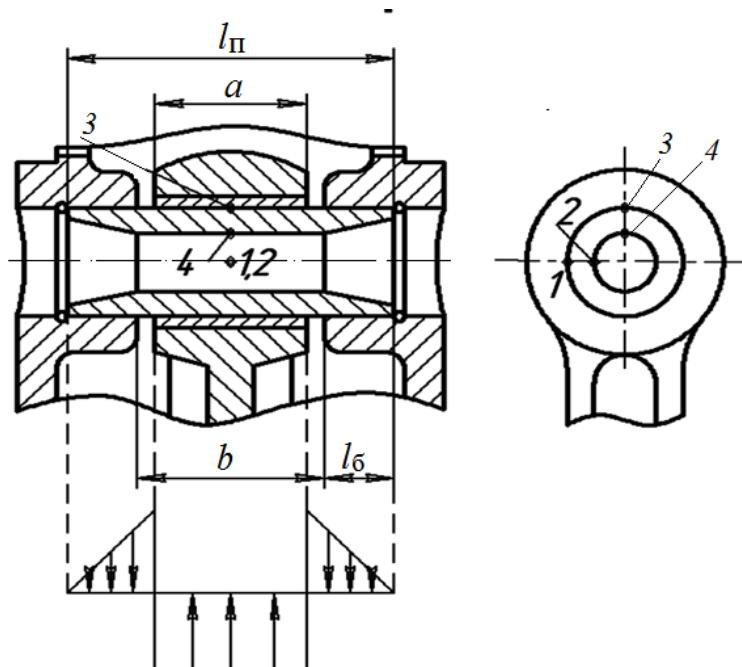


Рисунок 3 – Расчетная схема поршневого пальца

Максимальные напряжения в пальцах бензиновых двигателей возникают при работе в режиме максимального крутящего момента, а в пальцах дизелей – при работе в номинальном режиме.

Расчетная сила (МН), действующая на поршневой палец:

$$P = p_{z\max} F_{\Pi} + k P_j,$$

где $k P_j = P_{j\text{бп}}$ – сила инерции поршневой группы, без учета массы поршневого пальца.

Для бензиновых двигателей: $p_{z\max}$ – максимальное давление газов в режиме максимального крутящего момента, МПа; $k = 0,76 \div 0,86$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца; $P_j = -m_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda)$ – сила инерции поршневой группы при $n = n_M$, МН.

Для дизелей: $p_{z\max}$ – максимальное давление газов в номинальном режиме, МПа; $k = 0,68 \div 0,81$ – коэффициент, учитывающий массу поршневого пальца; $P_j = -m_{\Pi} R \omega^2 (1 + \lambda)$ – сила инерции поршневой группы при $n = n_N$, МН.

Удельное давление пальца на втулку поршневой головки шатуна, МПа:

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

где d_{Π} – наружный диаметр пальца, м; $l_{\text{ш}}$ – длина опорной поверхности пальца в головке шатуна, м.

Удельное давление плавающего пальца на бобышки:

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

где l_{Π} – общая длина пальца, м; b – расстояние между торцами бобышек, м; $(l_{\Pi} - b)$ – длина опорной поверхности пальца в бобышках.

Для поршневых пальцев искровых двигателей $q_{\text{б}} = 30 \div 50$ МПа и $q_{\text{ш}} = 35 \div 40$ МПа; для дизелей – $q_{\text{б}} = 40 \div 45$ МПа и $q_{\text{ш}} = 45 \div 55$ МПа.

Наибольшие изгибающие напряжения имеют место в среднем сечении пальца:

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

где $\alpha = d_{\text{вн}}/d_{\Pi}$ – отношение внутреннего диаметра пальца к наружному.

Характерные напряжения изгиба для пальцев автотракторных двигателей составляют $[\sigma_{\text{изг}}] = 120 \div 160$ МПа.

Касательные напряжения от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна, МПа:

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

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\tau] = 60 \div 250$ МПа. Нижние пределы относятся к тракторным двигателям, а верхние – к пальцам, изготовленным из легированной стали.

Вследствие неравномерного распределения сил, приложенных к пальцу, при работе двигателя происходит деформация сечения пальца (овализация). Возникающие при этом напряжения имеют различные значения по длине пальца и его периметру.

Максимальная овализация пальца (наибольшее увеличение поперечного размера d_{\max}) наблюдается в его средней, наиболее напряженной части:

$$\Delta d_{\max} = \frac{1,35P}{El_{\pi}} \left(\frac{1 + \alpha^2}{1 - \alpha^2} \right)^2 [0,1 - (\alpha - 0,4)^3],$$

где E – модуль упругости материала пальца (для стали $E = (2,0 \div 2,3) \cdot 10^5$ МПа).

Значение Δd_{\max} не должно быть больше $0,02 \div 0,05$ мм.

Напряжения (МПа), возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях, определяются для точек 1 и 2 (при $\varphi = 0^\circ$) в горизонтальном сечении и для точек 3 и 4 (при $\varphi = 90^\circ$) в вертикальном сечении по следующим формулам:

на внешней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точка 1, $\varphi = 0^\circ$)

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

на внешней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точка 3, $\varphi = 90^\circ$)

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

на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точка 2, $\varphi = 0^\circ$)

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

на внутренней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точка 4, $\varphi = 90^\circ$)

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

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости. Это напряжение не должно превышать $300 \div 350$ МПа.

Напряжения, возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях для любого угла можно определить по следующим формулам:

для наружной поверхности пальца

$$\sigma_a = \frac{Pr}{hl_{\pi}} \left[2 \frac{6r + h}{h(2r + h)} f_2 - \frac{f_1}{r} \right] k;$$

для внутренней поверхности пальца

$$\sigma_i = \frac{Pr}{hl_{\pi}} \left[2 \frac{6r - h}{h(2r - h)} f_2 + \frac{f_1}{r} \right] k,$$

где $h = (d_{\pi} - d_{\text{вн}})/2$ – толщина стенки пальца; $r_{\text{ср}} = (d_{\pi} + d_{\text{вн}})/4$ – средний радиус пальца; $k = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3$; f_1, f_2 – безразмерные функции, зависящие от углового положения расчётного сечения φ , рад:

$$f_1 = 0,5 \cos \varphi + 0,3185 \sin \varphi - 0,3185 \varphi \cos \varphi, \quad f_2 = f_1 - 0,406.$$

Монтажные зазоры на холодном двигателе между пальцем плавающего типа и втулкой шатуна Δ составляют $0,01 \div 0,03$ мм; в бобышках чугунного поршня – $0,02 \div 0,04$ мм. Для прогретого двигателя, при плавающем пальце, зазор между пальцем и бобышками поршня Δ' должен составлять не более $0,001d_{\text{пн}}$, а монтажный зазор $\Delta = \Delta' + d_{\text{пн}}[\alpha_{\text{п}}(T_{\text{п}} - T_0) - \alpha_{\text{б}}(T_{\text{б}} - T_0)]$, где $\alpha_{\text{п}}$ и $\alpha_{\text{б}}$ – коэффициенты линейного расширения материалов пальца и бобышки (1/К); $\Delta t_{\text{п}}$ и $\Delta t_{\text{б}}$ – соответственно превышение температур пальца и бобышки над температурой окружающей среды.

2 Шатунная группа

Расчет шатуна. Расчётными элементами шатунной группы являются поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты. На рисунке 4 приведена расчётная схема шатуна.

Поршневую головку шатуна рассчитывают на:

- усталостную прочность в сечении *I-I* от действия инерционных сил (без учёта запрессованной втулки), достигающих максимальных значений при работе дизеля на режиме максимальной частоты вращения холостого хода, а при работе бензинового двигателя на режиме разносной частоты вращения вала, равной $\approx 1,38n_N$;
- напряжения, возникающие в головке от воздействия на неё запрессованной втулки;
- усталостную прочность в сечении *A-A* (место перехода головки шатуна в стержень заделки головки) от действия суммарных (газовых и инерционных) сил и напряжений запрессованной втулки. Расчёт в этом случае производится для того режима работы двигателя, при котором амплитуда изменения суммарных сил максимальна.

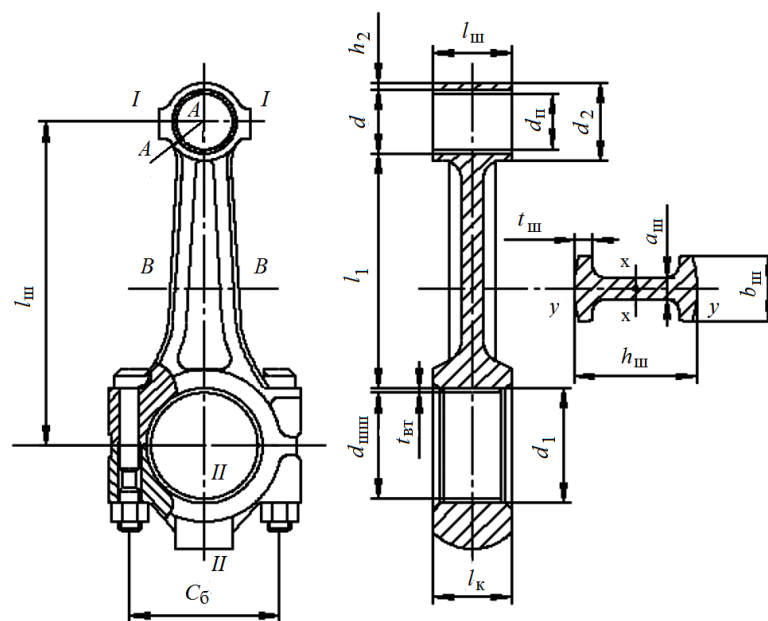


Рисунок 4 – Расчётная схема шатуна

Сечение $I-I$ нагружается на режиме $n = n_{xx}$ переменной силой инерции масс m_{π} и верхней части головки $m_{\text{вг}}$ (выше сечения $I-I$).

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

Величина $m_{\text{вг}}$ определяется по геометрическим размерам верхней части головки и удельной массе материала шатуна или ориентировочно принимается как 6÷9% от массы шатуна.

Сила P_j создает в сечении $I-I$ максимальное напряжение:

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

и минимальное напряжение:

$$\sigma_{\min} = 0,$$

так как при $P_j > 0$ сила инерции направлена к оси коленчатого вала и не нагружает сечение $I-I$. Следовательно, напряжение в сечении $I-I$ изменяется по закону пульсирующего цикла.

Запас прочности для автомобильных и тракторных двигателей составляет $n = 2,5 \div 5,0$.

Напряжения в поршневой головке шатуна, возникающие при запрессовке в нее втулки с различными коэффициентами расширения материалов втулки и головки, характеризуются суммарным натягом:

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

где Δ – натяг посадки бронзовой втулки (при расчете принимается наибольшая величина в соответствии с применяемой посадкой), мм; Δ_t – температурный натяг, мм:

$$\Delta_t = d(\alpha_{\text{в}} - \alpha_{\Gamma})\Delta T,$$

где d – внутренний диаметр головки, мм;

$\alpha_{\text{в}} = 1,8 \cdot 10^{-5}$, 1/К – термический коэффициент расширения бронзовой втулки;

$\alpha_{\Gamma} = 1,0 \cdot 10^{-5}$, 1/К – термический коэффициент расширения стальной головки;

$\Delta T = 100 \div 200$ К – средняя температура подогрева головки и втулки при работе двигателя.

Удельное давление от суммарного натяга на поверхности соприкосновения втулки с головкой, МПа:

$$p = \frac{\Delta_{\Sigma}}{d \left[\frac{(d_{\Gamma}^2 + d^2)/(d_{\Gamma}^2 - d^2) + \mu}{E_{\text{ш}}} + \frac{(d^2 + d_{\pi}^2)/(d^2 + d_{\pi}^2) - \mu}{E_{\text{в}}} \right]}$$

где d , d_{Γ} , d_{π} – соответственно, наружный, внутренний диаметры головки и внутренний диаметр втулки, мм; $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона;

$E_{\text{ш}} = 2,2 \cdot 10^5$ – модуль упругости стального шатуна, МПа;

$E_{\text{в}} = 1,15 \cdot 10^5$ – модуль упругости бронзовой втулки, МПа.

Напряжения от суммарного натяга на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки определяются по формуле Ляме:

$$\sigma'_a = p \frac{2d^2}{d_r^2 - d^2}; \quad \sigma'_i = p \frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2}.$$

Значения напряжений могут достигать 100÷150 МПа. Следует отметить, что для плавающей втулки напряжения от суммарного натяга равны нулю.

Сечение $A-A$ поршневой головки на режиме $n = n_M$ или $n = n_N$ нагружается переменными суммарными силами $P = P_r + P_j$ и постоянной силой от запрессованной втулки.

Суммарная сила, растягивающая головку, достигает максимального значения при положении поршня в ВМТ во время начала впуска. Эта сила определяется без учёта незначительной в этот момент величины газовых сил:

$$P_{jп} = -m_{п} R \omega_N^2 (1 + \lambda),$$

где $m_{п}$ – масса поршневой группы, кг; ω – угловая скорость ($\omega = \frac{\pi \cdot n_M}{30}$, с⁻¹, при расчёте на режиме $n = n_M$ и $\omega = \frac{\pi \cdot n_N}{30}$, с⁻¹, при расчёте на режиме $n = n_N$).

В соответствии с расчётной схемой (рисунок 4) принимается, что нижняя часть головки, опирающаяся на стержень большой жесткости, не деформируется, а действие отброшенной правой части головки заменяется нормальной силой N_{j0} , Н, и изгибающим моментом M_{j0} , Нм:

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

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

где $\varphi_{шз}$ – угол заделки, град; $r_{ср} = (d_r + d)/4$ – средний радиус головки, м.

На участке 1, лежащем в интервале изменения угла $\varphi_{ш}$ от 0 до 90°:

$$N_{j1} = N_{j0} \cos \varphi_{ш} - 0,5 P_{jп} (1 - \cos \varphi_{ш});$$

$$M_{j1} = M_{j0} + N_{j0} r_{ср} (1 - \cos \varphi_{ш}) + 0,5 P_{jп} r_{ср} (1 - \cos \varphi_{ш}).$$

На участке 2, лежащем в интервале изменения угла $\varphi_{ш}$ от 90° до угла заделки $\varphi_{шз}$:

$$N_{j2} = N_{j0} \cos \varphi_{ш} - 0,5 P_{jп} (\sin \varphi_{ш} - \cos \varphi_{ш});$$

$$M_{j2} = M_{j0} + N_{j0} r_{ср} (1 - \cos \varphi_{ш}) + 0,5 P_{jп} r_{ср} (\sin \varphi_{ш} - \cos \varphi_{ш}).$$

Для опасного сечения $A-A$ при $\varphi_{ш} = \varphi_{шз}$ значение нормальной силы и изгибающего момента подсчитывают по предыдущим формулам.

По значениям $N_{j\varphi_{шз}}$, $M_{j\varphi_{шз}}$ определяют напряжения в головке на внутреннем и внешнем волокнах.

Без учёта запрессованной втулки напряжения в сечении $A-A$ головки шатуна, МПа:

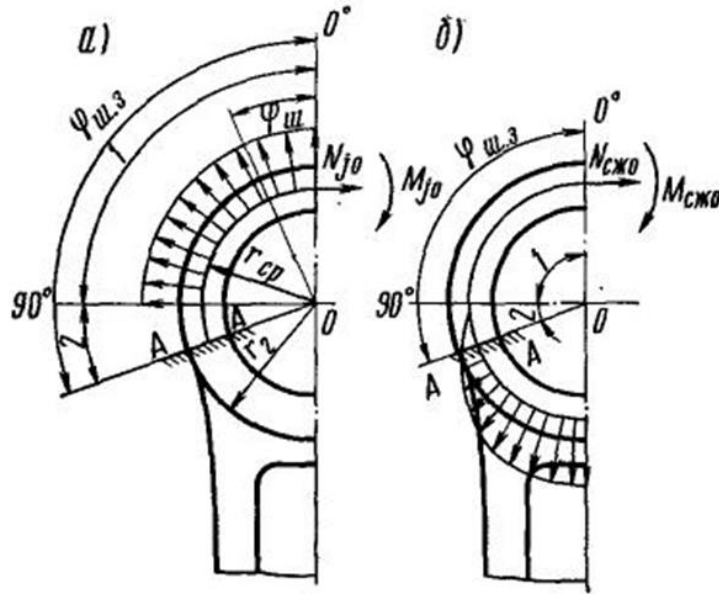
на внешнем волокне

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{шз}} \frac{6r_{ср} + h_r}{h_r(2r_{ср} + h_r)} + N_{j\varphi_{шз}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r};$$

на внутреннем волокне

$$\sigma_{ij} = \left[-2M_{j\varphi_{шз}} \frac{6r_{ср} + h_r}{h_r(2r_{ср} - h_r)} + N_{j\varphi_{шз}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_r},$$

где $h_r = (d_r - d)/2$ – толщина стенки головки, м; $l_{ш}$ – длина поршневой головки, м.



а) при растяжении; б) при сжатии

Рисунок 5 – Распределение нагрузок на поршневую головку шатуна

При наличии запрессованной втулки в головке шатуна происходит их совместная деформация. Вследствие этого на головку передаётся не вся нормальная сила $N_{j\varphi_{ш.3}}$, а ее часть, пропорциональная коэффициенту K . Влиянием втулки на уменьшение изгибающего момента $M_{j\varphi_{ш.3}}$ пренебрегают.

Коэффициент напряжения определяется как:

$$K = \frac{E_{ш}F_r}{E_{ш}F_r + E_{в}F_{в}},$$

где $F_r = (d_r - d)l_{ш}$ и $F_{в} = (d - d_{п})l_{ш}$ – соответственно площадь сечения стенок головки и втулки.

С учётом коэффициента напряжения K :

$$\sigma_{aj} = \left[2M_{j\varphi_{ш.3}} \frac{6r_{ср} + h_r}{h_r(2r_{ср} + h_r)} + KN_{j\varphi_{ш.3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш}h_r};$$

$$\sigma_{ij} = \left[-2M_{j\varphi_{ш.3}} \frac{6r_{ср} + h_r}{h_r(2r_{ср} - h_r)} + KN_{j\varphi_{ш.3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш}h_r}.$$

Суммарная сила, сжимающая головку, достигает максимального значения после ВМТ ($10 \div 20^\circ$ угла поворота кривошипа) в начале расширения.

$$P_{сж} = (p_{здN} - p_0)F_{п} - m_{п}R\omega_N^2(\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где $p_{здN}$ – максимальное давление сгорания, определяемое по скругленной индикаторной диаграмме.

Пренебрегая смещением максимальной газовой силы относительно ВМТ, находим приближённо:

$$P_{сж} = (p_{здN} - p_0)F_{п} - m_{п}R\omega_N^2(1 + \lambda).$$

Радиальное давление от сжимающей силы $P_{сж}$ на внутреннюю поверхность нижней половины головки принимается косинусоидальным.

Для любого сечения на участках 1 и 2:

$$N_{сж1} = P_{сж} \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} \cos \varphi_{ш};$$

$$M_{сж1} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos \varphi_{ш}) \right];$$

$$N_{сж2} = P_{сж} \left[\frac{N_{сж0}}{P_{сж}} + \left(\frac{\sin \varphi_{ш}}{2} - \frac{\varphi_{ш}}{\pi} \sin \varphi_{ш} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш} \right) \right];$$

$$M_{сж2} = P_{сж} r_{ср} \left[\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}} + \frac{N_{сж0}}{P_{сж}} (1 - \cos \varphi_{ш}) - \left(\frac{\sin \varphi_{ш}}{2} - \frac{\varphi_{ш}}{\pi} \sin \varphi_{ш} - \frac{1}{\pi} \cos \varphi_{ш} \right) \right].$$

В предыдущих уравнениях значения угла $\varphi_{ш}$ в отношении $\varphi_{ш}/\pi$ подставляют в радианах, а значения $\frac{N_{сж0}}{P_{сж}}$ и $\frac{M_{сж0}}{P_{сж} r_{ср}}$ в зависимости от угла $\varphi_{ш3}$ заделки определяют по таблице 1.

Таблица 1

Параметры	Угол заделки $\varphi_{ш3}$, °						
	100	105	110	115	120	125	130
$N_{сж0}/P_{сж}$	0,0001	0,0005	0,0009	0,0018	0,003	0,006	0,0085
$M_{сж0}/(P_{сж} r_{ср})$	0	0,0001	0,00025	0,0006	0,0011	0,0018	0,003

Напряжения от суммарной сжимающей силы в сечении $A-A$:

на внешнем волокне

$$\sigma_{асж} = \left[2M_{сж\varphi_{ш3}} \frac{6r_{ср} + h_{г}}{h_{г}(2r_{ср} + h_{г})} + KN_{сж\varphi_{ш3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_{г}};$$

на внутреннем волокне

$$\sigma_{исж} = \left[-2M_{сж\varphi_{ш3}} \frac{6r_{ср} + h_{г}}{h_{г}(2r_{ср} - h_{г})} + KN_{сж\varphi_{ш3}} \right] \frac{10^{-6}}{l_{ш} h_{г}},$$

где K – коэффициент, учитывающий наличие запрессованной бронзовой втулки.

Суммарные напряжения, вызываемые в сечении $A-A$ газовыми и инерционными силами и запрессованной втулкой, изменяются по асимметричному циклу, а минимальным запасом прочности обладает наружное волокно, для которого:

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj}; \quad \sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{асж}.$$

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5÷5. Повышение запаса прочности и снижение напряжений внешнего волокна достигаются за счёт уменьшения угла заделки до $\varphi_{ш3} = 90^\circ$.

Расчёт кривошипной головки шатуна. Точный расчёт кривошипной головки весьма затруднён вследствие невозможности полного учёта влияния конструктивных факторов. Приближенный расчёт кривошипной головки

сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении *II-II* крышки головки от инерционных сил P_j , МН, имеющих максимальное значение в начале впуска ($\varphi = 0^\circ$) при работе дизеля, оснащённого регулятором частоты вращения коленчатого вала на режиме максимальной частоты вращения холостого хода:

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

где $m_{\text{п}}$ – масса поршневой группы, кг;

$m_{\text{шп}}$ и $m_{\text{шк}}$ – соответственно, массы шатунной группы, совершающие возвратно-поступательное и вращательное движения, кг;

$m_{\text{кр}} \approx (0,20 \div 0,28)m_{\text{ш}}$ – масса крышки кривошипной головки, кг;

$m_{\text{ш}}$ – масса шатунной группы, кг.

Напряжение изгиба крышки, МПа, с учётом совместной деформации вкладышей:

$$\sigma_{\text{из}} = P_{jp} \left[\frac{0,023c_6}{(1 + J_{\text{в}}/J)W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\text{г}}} \right],$$

где c_6 – расстояние между шатунными болтами, м;

$J_{\text{в}} = l_{\text{к}} t_{\text{в}}^3$ и $J = l_{\text{к}}(0,5c_6 - r_1)^3$ – соответственно, момент инерции расчётного сечения вкладыша и крышки, м^4 ;

$W_{\text{из}} = l_{\text{к}}(0,5c_6 - r_1)^2/6$ – момент сопротивления расчётного сечения крышки без учёта рёбер жёсткости, м^3 ;

$r_1 = 0,5(d_{\text{шш}} + 2t_{\text{в}})$ – внутренний радиус кривошипной головки, м;

$d_{\text{шш}}$ – диаметр шатунной шейки, м;

$t_{\text{в}}$ – толщина стенки вкладыша, м;

$F_{\text{г}} = 0,5l_{\text{к}}(c_6 - d_{\text{шш}})$ – суммарная площадь крышки и вкладыша в расчётном сечении, м^2 .

Допустимые значения $\sigma_{\text{из}}$ находятся в пределах $100 \div 300$ МПа.

Расчёт стержня шатуна. Стержень шатуна рассчитывается на усталостную прочность в среднем сечении *B-B* (рисунок 4) от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на режимах $n = n_{\text{М}}$ или $n = n_{\text{Н}}$. Обычно расчёт ведётся для режима максимальной мощности. Запас прочности сечения определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости. Условие равнопрочности стержня шатуна в обеих плоскостях является $n_x = n_y$.

Сила, сжимающая шатун, достигает максимального значения в начале рабочего хода при $p_{\text{зд}}$ и определяется по результатам динамического расчёта или по формуле:

$$P_{\text{сж}} = P_{\text{г}} + P_j = (p_{\text{зд}} - p_0)F_{\text{п}} - m_j R \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi),$$

где m_j – масса возвратно движущихся частей КШМ (условно предполагается, что среднее сечение *B-B* находится в центре тяжести шатуна), кг.

Сила, растягивающая шатун, достигает максимального значения в начале впуска (в ВМТ) и также определяется по результатам динамического расчёта или по формуле:

$$P_p = P_r + P_j = p_r F_p - m_j R \omega^2 (1 + \lambda),$$

где p_r – давление остаточных газов, МПа.

От сжимающей силы $P_{сж}$ в сечении $B-B$ возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба, МПа:

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max x} = \frac{K_x P_{сж}}{F_{ср}},$$

где $K_x = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_{ш}^2}{J_x} F_{ср}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости качания шатуна;

$\sigma_e = \sigma_b$ – предел прочности материала шатуна, МПа;

$L_{ш} = R/\lambda$ – длина шатуна, м;

$J_x = \frac{[b_{ш} h_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})^3]}{12}$ – момент инерции сечения $B-B$ относительно оси $x-x$, перпендикулярной плоскости качания шатуна, м⁴;

$F_{ср} = h_{ш} b_{ш} - (b_{ш} - a_{ш})(h_{ш} - 2t_{ш})$ – площадь среднего сечения шатуна, м²;

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания:

$$\sigma_{\max y} = \frac{K_y P_{сж}}{F_{ср}},$$

где $K_y = 1 + \frac{\sigma_e}{\pi^2 E_{ш}} \frac{L_1^2}{4J_y} F_{ср}$ – коэффициент, учитывающий влияние продольного изгиба шатуна в плоскости, перпендикулярной плоскости качания шатуна;

$L_1 = L_{ш} - (d - 2r_1)/2$ – длина стержня шатуна между поршневой и кривошипной головками, м;

$J_y = \frac{[b_{ш}^3 h_{ш} - (h_{ш} - 2t_{ш})(b_{ш} - h_{ш})^3]}{12}$ – момент инерции сечения $B-B$ относительно оси $y-y$, лежащей в плоскости качания шатуна, м⁴.

Для современных автомобильных двигателей напряжения $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ не должны превышать для углеродистых сталей 160÷250 МПа; для легированных сталей 200÷350 МПа.

Минимальные напряжения, возникающие в сечении $B-B$ от растягивающей силы P_p , определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости:

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

При определении n_x и n_y принимается, что коэффициенты концентрации напряжений k_σ зависят только от материала шатуна. Для шатунов автомобильных и тракторных двигателей значения n_x и n_y не должны быть ниже 1,5.

Расчёт шатунных болтов. В четырёхтактных двигателях болты, стягивающие половинки кривошипной головки шатуна, подвергаются растяжению от действия сил инерции поступательно движущихся масс поршня и шатуна и вращающихся масс, расположенных над плоскостью

разъёма кривошипной головки. Также болты испытывают растяжение от предварительной затяжки.

Шатунные болты должны обладать высокой механической прочностью и надёжностью. Изготавливают их из сталей 35Х, 40Х, 35ХМА, 37ХНЗА. При больших напряжениях затяжки болты изготавливают из легированных сталей с более высокими пределами текучести – 18ХНВА, 20ХНЗА, 40ХН, 40ХНМА.

При работе двигателя силы инерции P_j стремятся разорвать болты. В связи с этим они должны быть затянуты настолько, чтобы не была нарушена плотность соединения при действии этой силы.

Сила предварительной затяжки, МН:

$$P_{\text{пр}} = \frac{(2 \div 3)P_{jp}}{i_6},$$

где i_6 – число шатунных болтов.

Суммарная сила, растягивающая болт:

$$P_6 = P_{\text{пр}} + \frac{\chi P_{jp}}{i_6},$$

где $\chi = K_{\text{ш}} / (K_6 + K_{\text{ш}})$ – коэффициент основной нагрузки резьбового соединения; $K_{\text{ш}}$ – податливость стягиваемых частей шатуна; K_6 – податливость болта.

По опытным данным коэффициент χ изменяется в пределах 0,15÷0,25. С уменьшением диаметра шатунного болта значение χ , как правило, уменьшается.

Максимальные и минимальные напряжения, возникающие в болте, определяют в сечении по внутреннему диаметру резьбы:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4P_6}{\pi d_{\text{в}}^2}; \quad \sigma_{\text{min}} = \frac{4P_{\text{пр}}}{\pi d_{\text{в}}^2},$$

где $d_{\text{в}} = d - 1,4t$ – внутренний диаметр резьбы болта, мм; d – номинальный диаметр болта, мм; t – шаг резьбы, мм.

Для шатунных болтов значения запаса прочности не должны быть ниже 2.

3. Коленчатый вал

С учётом анализа существующих двигателей, а также анализа эмпирических соотношений, принимаются основные размеры колена вала согласно схеме (рисунок 6). По результатам динамического расчёта определяется самая нагруженная коренная шейка вала, и расчёт далее ведётся для нее.

Коренная шейка вала рассчитывается на максимальное и среднее удельное давление; кручение.

Шатунная шейка рассчитывается на максимальное и среднее удельное давление; кручение; изгиб в двух плоскостях.

Щека вала рассчитывается на изгиб в плоскости кривошипа; кручение;

разрыв.

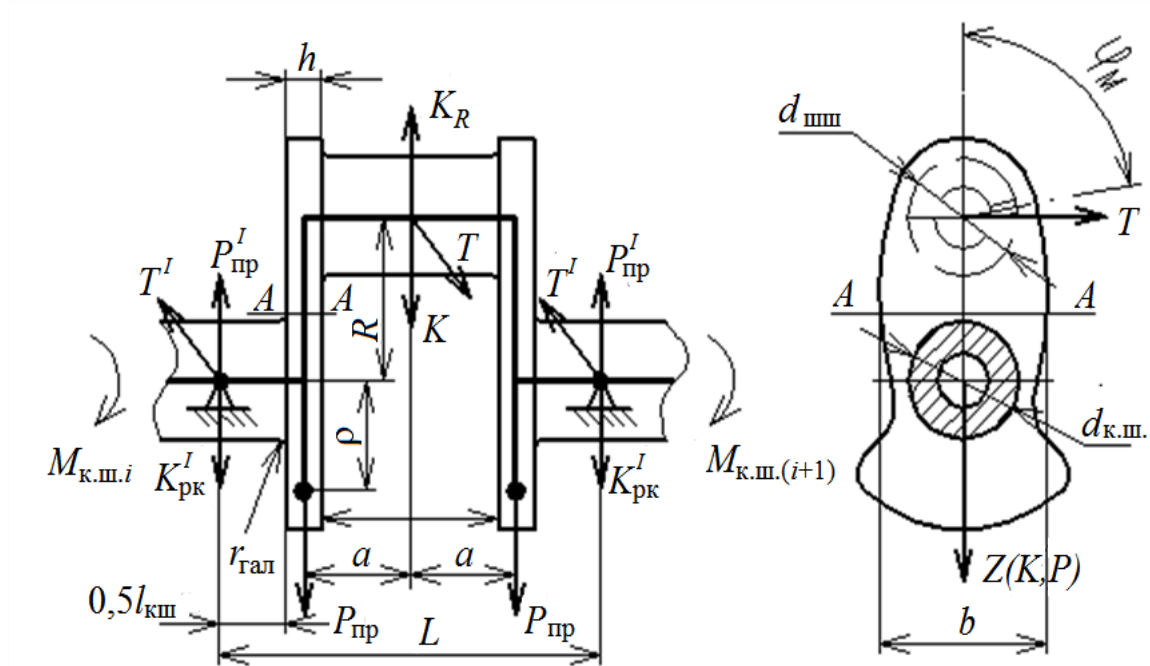


Рисунок 6 – Расчетная схема коленчатого вала

В случае, если напряжения возникают в результате воздействия нескольких видов нагружения, то для данного сечения определяют суммарный запас прочности.

Коленчатый вал обычно рассчитывают для номинального режима с учётом одновременного действия следующих сил и моментов:

1) $K_{Рк} = K + K_R = K + K_{Rш} + K_{Рк}$ – силы, действующие на колено вала по кривошипу, без учёта противовесов, где $K = P \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$ – суммарная сила, направленная по радиусу кривошипа; $K_R = -m_R R \omega^2$ – центробежная сила инерции вращающихся масс; $K_{Rш} = m_{шк} R \omega^2$ – сила инерции вращающихся масс шатуна; $K_{Рк} = m_k R \omega^2$ – сила инерции вращающихся масс кривошипа.

2) $Z_{\Sigma} = K_{Рк} + 2P_{пр}$ – суммарной силы, действующей в плоскости кривошипа, где $P_{пр} = m_{пр} \rho \omega^2$ – центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки;

3) T – тангенциальной силы, действующей перпендикулярно плоскости кривошипа;

4) $Z_{\Sigma}' = K_{Рк}' + P_{пр}'$ – реакции опоры от суммарных сил, действующих в плоскости кривошипа, где $K_{Рк}' = -0,5 K_{Рк}$ и $P_{пр}' = -P_{пр}$;

5) $T' = -0,5 T$ – реакции опоры от тангенциальной силы, действующей в плоскости, перпендикулярной кривошипу;

6) $M_{кш(i)}$ – набегающего крутящего момента, передаваемого расчётному колену со стороны передней части вала;

7) $M_{кр\ \Pi}$ – крутящего момента;

8) $M_{кш(i+1)} = M_{кш(i)} + M_{кр\ \Pi}$ – сбегающего крутящего момента, передаваемого расчётным коленом следующему колену.

Определение удельного давления на поверхности шеек. Расчёт шеек ведётся от действия средних и максимальных результирующих всех сил, нагружающих шейки. Максимальные $R_{шш.маx}$ и $R_{кш.маx}$ и средние $R_{шш.ср}$ и $R_{кш.ср}$ значения результирующих сил определяют из развёрнутых диаграмм нагрузки на шатунные и коренные шейки.

Среднее удельное давление, МПа:
на шатунную шейку

$$k_{шш.ср} = \frac{R_{шш.ср}}{d_{шш} \cdot l'_{шш}};$$

на коренную шейку

$$k_{кш.ср} = \frac{R_{кш.ср}}{d_{кш} \cdot l'_{кш}},$$

где $R_{шш.ср}$ и $R_{кш.ср}$ – результирующие силы, действующие на шатунную и коренную шейки, МН; $d_{шш}$, $d_{кш}$ – диаметр шатунной и коренной шеек, м; $l'_{шш}$, $l'_{кш}$ – рабочая ширина шатунного и коренного вкладышей, м.

Величина среднего удельного давления достигает значений: для бензиновых двигателей 4÷12 МПа, для дизелей 6÷16 МПа.

Наибольшее давление на шейки определяется по аналогичным формулам от действия максимальных результирующих сил $R_{шш.маx}$ и $R_{кш.маx}$. Значения максимальных удельных давлений на шейки $k_{маx}$ изменяются в пределах:

- для рядных бензиновых двигателей – 7÷20;
- для V-образных бензиновых двигателей – 18÷28;
- для дизелей – 20÷42.

Расчёт коренных шеек. Коренные шейки рассчитываются только на кручение. Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов определяют по значениям набегающих моментов, последовательно подходящим к отдельным коренным шейкам (по данным динамического расчёта).

Максимальные и минимальные касательные напряжения переменного цикла коренных шеек, МПа:

$$\tau_{маx} = \frac{M_{кшiмаx}}{W_{\tau\ кш}}; \quad \tau_{мин} = \frac{M_{кшiмин}}{W_{\tau\ кш}},$$

где $W_{\tau\ кш} = \frac{\pi}{16} d_{кш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{кш}}{d_{кш}} \right)^4 \right]$ – момент сопротивления шейки кручению, м³; $d_{кш}$, $\delta_{кш}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры коренной шейки, м.

По известным $\tau_{маx}$, $\tau_{мин}$ определяют запас прочности коренной шейки. Эффективный коэффициент концентрации напряжений при расчёте принимают с учётом наличия в коренной шейке масляного отверстия. Для

приближённых расчётов можно принять $\frac{k_\tau}{\varepsilon_{MT}\varepsilon_{П\tau}} \approx 2,5$.

Запасы прочности коренных шеек имеют значения:

для бензиновых двигателей $3 \div 5$;

для дизелей без наддува $4 \div 5$;

для дизелей с наддувом $2 \div 4$.

для высокофорсированных двигателей $2,0 \div 2,5$.

Расчёт шатунных шеек. Шатунные шейки рассчитываются на кручение и изгиб. Скручивание шатунной шейки происходит под действием изгибающего момента $M_{шшi}$, а изгиб – под действием изгибающих моментов в плоскости кривошипа M_Z и в перпендикулярной плоскости M_T . Так как максимальные значения скручивающего и изгибающих моментов не совпадают по времени, запасы прочности шейки от кручения и изгиба определяют независимо друг от друга, а затем их суммируют, определяя общий запас прочности.

Скручивающий момент, действующий на i -ую шатунную шейку:

для однопролётного вала

$$M_{шшi} = M_{кшi} - T'_i R;$$

для двухпролётного вала

$$M_{шшi} = M_{кшi} - T'_{\Sigma i} R.$$

Для определения максимально нагруженной шейки составляют таблицу набегающих моментов для каждой шатунной шейки.

Соответствующие значения $M_{кшi}$, переносят в таблицу набегающих моментов для шатунных шеек из таблицы набегающих моментов для коренных шеек, а значения T'_i и $T'_{\Sigma i}$ определяют из динамического расчёта.

Определяют значения максимальных $M_{шшimax}$ и минимальных $M_{шшimin}$ скручивающих моментов для наиболее нагруженной шейки. Экстремальные значения касательных напряжений цикла, МПа:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{шшimax}}{W_{\tau шш}}; \quad \tau_{\min} = \frac{M_{шшimin}}{W_{\tau шш}},$$

где $W_{\tau шш} = \frac{\pi}{16} d_{шш}^3 \left[1 - \left(\frac{\delta_{шш}}{d_{шш}} \right)^4 \right]$ – момент сопротивления кручению шатунной шейки, м^3 ; $d_{шш}$, $\delta_{шш}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры шатунной шейки, м.

Запас прочности n_τ определяется так же, как и для коренной шейки, с учётом наличия концентрации напряжений от масляного отверстия.

Моменты, изгибающие шатунную шейку, обычно определяют табличным методом.

Изгибающий момент, действующий на шатунную шейку в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа, Нм,:

$$M_T = \frac{T' l}{2},$$

где $l = l_{кш} + l_{шш} + 2h$ – расстояние между серединами коренных шеек, м.

Изгибающий момент, действующий на шатунную шейку в плоскости кривошипа, Нм:

$$M_Z = \frac{Z'_\Sigma l}{2} + P_{\text{пр}} a,$$

где $a = 0,5(l_{\text{шш}} + h)$, $Z'_\Sigma = K_{P_K}' + P_{\text{пр}}'$.

Значения T' и K_{P_K}' определяют из динамического расчета.

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{\text{изг}} = \sqrt{M_T^2 + M_Z^2}.$$

Так как наибольшие напряжения в шатунной шейке возникают у краев масляного отверстия, то определяется обычно изгибающий момент, действующий в плоскости оси масляного отверстия:

$$M_{\varphi_M} = M_T \sin \varphi_M - M_{\varphi_M} \cos \varphi_M,$$

где φ_M – угол между осью кривошипа и осью масляного отверстия, которое обычно выводится в центр наименее нагруженной поверхности шатунной шейки. Угол φ_M обычно определяют по диаграммам износа.

Положительный момент M_{φ_M} вызывает у краев отверстия сжатие, а отрицательный – растяжение.

По полученным значениям $M_{\varphi_{M\text{max}}}$ и $M_{\varphi_{M\text{min}}}$ определяют экстремальные значения напряжений изгиба в шатунной шейке:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\varphi_{M\text{max}}}}{W_{\sigma_{\text{шш}}}}; \quad \sigma_{\text{min}} = \frac{M_{\varphi_{M\text{min}}}}{W_{\sigma_{\text{шш}}}},$$

где $W_{\sigma_{\text{шш}}} = 0,5 W_{\tau_{\text{шш}}}$.

Определяется запас прочности n_σ и общий запас прочности $n_\Sigma = n_{\text{шш}}$, который для автомобильных двигателей – $n_{\text{шш}} = 2,0 \div 3,0$; для тракторных – $n_{\text{шш}} = 3,0 \div 3,5$.

Расчёт щёк. Щёки коленчатого вала воспринимают сложные переменные напряжения: касательные от кручения и нормальные от изгиба и растяжения-сжатия. Наибольшие напряжения возникают в местах перехода шейки в щеку в галтелях.

Касательные напряжения кручения вызываются скручивающим моментом:

$$M_{\text{кщ}} = 0,5T'(l_{\text{кш}} + h).$$

Для этого определяются T'_{max} и T'_{min} , после чего определяются максимальные и минимальные касательные напряжения:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кщmax}}}{W_{\tau_{\text{щ}}}}; \quad \tau_{\text{min}} = \frac{M_{\text{кщmin}}}{W_{\tau_{\text{щ}}}},$$

где $W_{\tau_{\text{щ}}} = vbh^2$ – момент сопротивления кручению прямоугольного поперечного сечения щеки. Значение коэффициента v выбирают в зависимости от отношения ширины b расчётного сечения щеки к её толщине h :

b/h	1	1,5	1,75	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	10,0	∞
ν	0,208	0,231	0,239	0,246	0,258	0,267	0,282	0,292	0,312	0,333

Для приближённых расчётов запаса прочности n_τ можно принимать для сечения $A-A$ у галтелей $\frac{k_\tau}{\varepsilon_{M\tau}\varepsilon_{P\tau}} \approx 2$.

Нормальные напряжения растяжения-сжатия вызываются изгибающим моментом $M_{ищ}$, Нм (без учёта изгиба, создающего незначительные напряжения в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа) и сжимающей или растягивающей силой $P_{щ}$, Н:

$$M_{ищ} = 0,5(K + K_R + 2P_{пр})l_{кш};$$

$$P_{щ} = 0,5(K + K_R).$$

Экстремальные значения K определяются из динамического расчёта. Максимальные и минимальные нормальные напряжения определяются по уравнениям:

$$\sigma_{\Sigma\max} = \frac{M_{ищ\max}}{W_{щ}} + \frac{P_{щ\max}}{F_{щ}}; \quad \sigma_{\Sigma\min} = \frac{M_{ищ\min}}{W_{щ}} + \frac{P_{щ\min}}{F_{щ}},$$

где $W_{щ} = bh^2/6$ – момент сопротивления щеки изгибу; $F_{щ} = bh$ – площадь расчётного сечения $A-A$ щеки.

Определяется запас прочности от нормальных напряжений n_σ , а также суммарный запас прочности n_Σ , который составляет для автомобильных двигателей – $n_\Sigma = 2,0 \div 3,0$; для тракторных – $n_\Sigma = 3,0 \div 3,5$.

4 Газораспределительный механизм

Расчет газораспределительного механизма начинается с проектирования профиля кулачка [20]. По согласованию с руководителем выбирается тип кулачка и рассчитываются его геометрические и кинематические параметры.

Исходными данными при профилировании кулачков являются:

D – диаметр цилиндра;

$F_{п}$ – площадь поршня;

n_N – номинальная частота вращения;

$v_{п\text{ ср}}$ – средняя скорость поршня;

$v_{вп}$ – скорость смеси в проходном сечении клапана при максимальном подъеме клапана;

ϕ_0 – угол опережения открытия клапана;

ϕ_3 – угол запаздывания закрытия клапана;

ϕ_{p0} – угол

Основные размеры проходных сечений горловины и клапана показаны на рисунке 7.

Площадь проходного сечения в клапане определяют при условии неразрывности потока несжимаемого газа по условной средней скорости в

сечении клапана при максимальном подъеме клапана на режиме номинальной частоты вращения:

$$F_{\text{кл}} = \frac{v_{\text{п ср}} F_{\text{п}}}{i_{\text{кл}} v_{\text{вп}}},$$

где $i_{\text{кл}}$ – число одноименных клапанов.

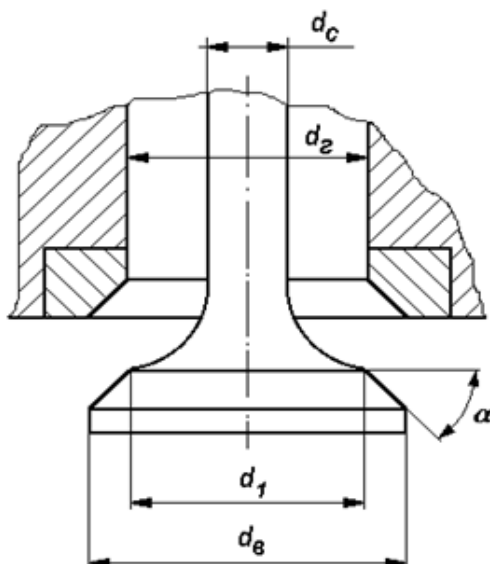


Рисунок 7 – Конструктивные параметры клапана

Проходное сечение в горловине не должно ограничивать пропускную способность впускного (или выпускного) тракта. Учитывая, что через горловину проходит стержень клапана, площадь горловины обычно принимают $F_{\text{гор}} = (1,1 \div 1,2) F_{\text{кл}}$. Диаметр горловины:

$$d_{\text{гор}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{гор}}}{\pi}}.$$

Максимальную высоту подъема клапана при известных значениях $F_{\text{кл}}$ и $\alpha = 45^\circ$ – угол фаски клапана определяют из уравнения:

$$h_{\text{кл max}} = \frac{\sqrt{4,93d_{\text{гор}}^2 + 4,44F_{\text{кл}}}}{2,22}.$$

Профилирование применяющихся в настоящее время для быстроходных двигателей, так называемых, безударных кулачков производят в соответствии с заранее выбранным и рассчитанным законом движения клапана. Закон движения клапана выбирают с таким расчетом, чтобы при минимально возможных ускорениях получить максимально возможное «время-сечение» клапана. Обязательным условием получения безударного профиля кулачка является плавное и непрерывное изменение кривой ускорения клапана и толкателя.

Профилирование безударного кулачка начинают с построения диаграммы ускорения клапана. По выбранному закону изменения ускорения определяют законы изменения скорости и перемещения клапана.

Безударные кулачки проектируют примерно в такой последовательности:

1. Выбирают фазы газораспределения φ_o , φ_z и угол φ_{p0} , максимальную высоту подъема клапана $h_{кл\ max}$ и толкателя $h_{т\ max}$.

2. Определяют закон изменения ускорения толкателя, обеспечивающий положительные ускорения, не превышающие $1500 \div 3500 \text{ м/с}^2$, и отрицательные, не превышающие $500 \div 1500 \text{ м/с}^2$.

3. Вычерчивают начальную окружность (рисунок 8) радиусом начальной окружности $r_0 = (1,3 \div 2,0)h_{кл\ max}$ и окружность тыльной части кулачка радиусом $r_k = r_0 - \Delta s$. Величина Δs включает в себя температурный зазор и упругие деформации механизма газораспределения. Для впускных клапанов $\Delta s = (0,25 \div 0,35) \text{ мм}$.

4. Определяют положение точек начала открытия A и конца закрытия A' клапана в соответствии с принятым углом φ_{p0} . Для четырехтактных двигателей:

$$\varphi_{p0} = \frac{\varphi_o + 180^\circ + \varphi_z}{4}.$$

5. Откладывают углы φ_{k0} , соответствующие выбору зазора на участках набегания и сбегания (участок сбегания – Φ_0 , рад):

$$\Phi_0 = \frac{\pi^2 \Delta s}{2 \cdot 180 \omega'_{т0к}},$$

где $\omega'_{т0к} = 0,008 \div 0,022 \text{ мм/}^\circ$ – скорость толкателя в конце сбегания (точки A или A').

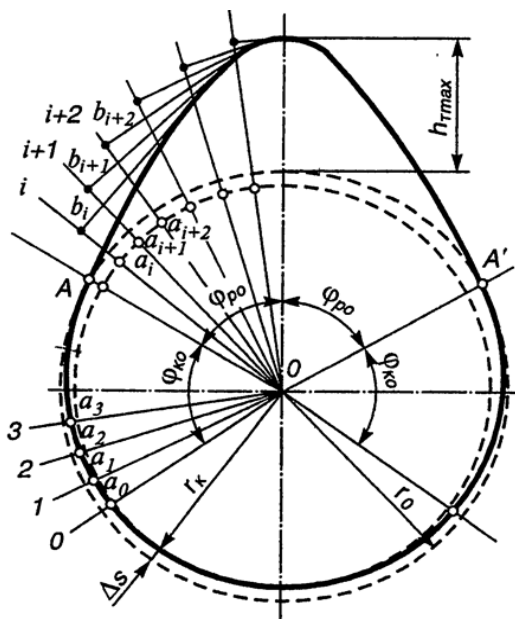


Рисунок 8 – Профилирование безударных кулачков

6. Проводят из центра О радиальные лучи 00, 01 и 02 и т.д. через $0,5^\circ$ (или $1 \div 2^\circ$ в зависимости от точности построения).

7. Откладывают на проведенных лучах от окружности радиуса r_k значения подъема толкателя (с учетом выбора зазора ΔS): $a_1b_1, a_2b_2, \dots, a_ib_i, a_{i+1}b_{i+1}, \dots$ и т.д.

8. Выставляют перпендикуляры к радиальным лучам из точек $b_1, b_2, \dots, b_i, b_{i+1}, \dots$ в сторону оси симметрии кулачка.

9. К выделенным перпендикулярам проводят огибающую, которая и будет искомым профилем безударного кулачка.

В зависимости от требований, предъявляемых к механизму газораспределения, безударные кулачки можно проектировать с учетом или без учета упругой деформации деталей привода клапана. К числу кулачков, проектируемых без учета упругой деформации деталей механизма газораспределения, относится кулачок, спроектированный на основе закона изменения ускорения клапана (кулачок Курца). Графики ускорений этого кулачка состоят из четырех участков: сбег Φ_0 – косинусоида, положительных ускорений Φ_1 – половина волны синусоиды, первого участка отрицательных ускорений Φ_2 – четверть волны синусоиды, второго участка отрицательных ускорений Φ_3 – отрезок параболы.

Угловую протяженность Φ_1, Φ_2 и Φ_3 различных участков ускорения толкателя рекомендуется выбирать из соотношений:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 = \left(\frac{\pi}{180}\right) \varphi_{p0}; \quad \Phi_2 = (0,10 \div 0,25)\Phi_3; \quad \Phi_2 + \Phi_3 = (1,5 \div 3,0)\Phi_1.$$

Проверка принятых величин:

$$\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 - \pi \varphi_{p0} 180$$

Проверяются допустимые пределы отношений:

$$\frac{\Phi_2}{\Phi_3} = 0,1 \div 0,25; \quad \frac{(\Phi_2 + \Phi_3)}{\Phi_1} = 1,5 \div 3,0.$$

Чем короче участок положительных ускорений, тем больше площадь под кривой подъема толкателя. При этом положительные ускорения возрастают, а отрицательные – уменьшаются.

При проектировании профиля кулачков с учетом упругой деформации их привода, необходимо предварительно задаться законом движения клапана $y = f(x)$ (*кулачки типа «полидайн»*). В этом случае действительную систему газораспределительного механизма заменяют упрощенной системой, эквивалентной действительной системе в отношении упругих колебаний.

Тогда условие равновесия приложенных к эквивалентной системе сил имеет вид:

$$P_{пр} + P_j' + P_{упр} + P_r = 0,$$

где $P_{пр} = P_{пр1} + k_1 y$ – усилие, развиваемое клапанной пружиной при подъеме клапана на величину y ;

$P_{пр1}$ – сила предварительной затяжки пружины, Н;

$P_j' = m(d^2y/dt^2)$ – сила инерции эквивалентной массы, Н;

$P_{\text{упр}} = k_0(y_0 - y)$ – усилие, возникающее при деформации деталей привода, Н;

$P_{\Gamma} = p_{\text{ц}}f_{\text{клц}} - p_{\text{п}}f_{\text{клп}}$ – сила газов действующая на клапан, Н;

$p_{\text{ц}}, p_{\text{п}}$ – давление газов в цилиндре и клапанном патрубке, МПа;

$f_{\text{клц}}, f_{\text{клп}}$ – площади тарелки клапана со стороны цилиндра и со стороны клапанного патрубка, м²;

k_1 – жесткость клапанной пружины, Н/м;

k_0 – приведенная к оси клапана суммарная жесткость деталей механизма газораспределения, определяемая из условия равенства потенциальной энергии сил упругости действительного и приведенного механизмов, Н/м;

m – приведенная к оси клапана эквивалентная масса деталей привода (клапана, коромысла и штанги), определяемая из условия сохранения кинетической энергии колебаний деталей механизма приведенной системы, кг;

y – действительный путь клапана, м;

$y_{\text{т}}$ – путь толкателя м;

$y_0 = i_{\text{кор}}y_{\text{т}}$ – путь клапана, в предположении, что элементы системы обладают абсолютной жесткостью;

$i_{\text{кор}} = l_2/l_1$ – передаточное число коромысла.

Из уравнения равновесия, учитывая направления сил и пренебрегая для упрощения силой давления газов, получим перемещение толкателя:

$$h_{\text{т}} = \frac{l_1}{l_2} y_0 = \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{P_{\text{пр1}}}{k_0} + \frac{k_0 + k_1}{k_0} y + \frac{m}{k_0} \frac{d^2 y}{dt^2} \right).$$

Это уравнение, выведенное с учетом упругих деформаций клапанного привода и связывающее движение толкателя с движением клапана, позволяет рассчитать профиль безударного кулачка, обеспечивающего желаемую диаграмму подъема клапана.

Изменение пути, скорости и ускорения толкателя и клапана для практических целей удобнее выражать не в зависимости от времени, а в зависимости от угла поворота распределительного вала. Исходя из соотношений:

$$x = \frac{360}{60} n_{\text{рв}} t; \quad d_{\text{к}} = 6n_{\text{рв}} dt; \quad \frac{dy}{dt} = 6n_{\text{рв}} \frac{dy}{dx}; \quad \frac{d^2 y}{dt^2} = 36n_{\text{рв}}^2 \frac{d^2 y}{dx^2},$$

где $n_{\text{рв}}$ – частота вращения распределительного вала, мин⁻¹,

получим перемещение, скорость и ускорение толкателя, с учетом упругих деформаций ГРМ, которые определяются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} h_{\text{т}} &= \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{P_{\text{пр1}}}{k_0} + \frac{k_0 + k_1}{k_0} y + \frac{m}{k_0} 36n_{\text{рв}}^2 \frac{d^2 y}{dx^2} \right); \\ \omega_{\text{т}} &= \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{k_0 + k_1}{k_0} \cdot \frac{dy}{dx} + \frac{m}{k_0} 36n_{\text{рв}}^2 \frac{d^3 y}{dx^3} \right); \\ j_{\text{т}} &= \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{k_0 + k_1}{k_0} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{m}{k_0} 36n_{\text{рв}}^2 \frac{d^4 y}{dx^4} \right), \end{aligned}$$

где $m_{\text{кл}}$ – суммарная масса, приведенная к клапану.

$$m_{\text{кл}}' = m_{\text{кл}} / F_{\text{гор}}.$$

По статистическим данным [9] задаем массы деталей: $m_{\text{кл}}$ – масса клапана, $m_{\text{пр н}}$ – масса пружины наружной, $m_{\text{пр вн}}$ – масса пружины внутренней, $m_{\text{кор}}$ – масса коромысла, $m_{\text{шт}}$ – масса штанги.

Для определения величин $h_{\text{т}}$, $v_{\text{т}}$ и $j_{\text{т}}$ предварительно зададимся законом движения клапана. Исходя из условий обеспечения максимального наполнения цилиндров и сохранения намеченных фаз газораспределения, исключения колебания клапана и отрыва его от седла при посадке, снижения колебания клапанных пружин до минимума, а также недопускания шумной работы и чрезмерного износа механизма газораспределения, закон движения клапана можно описать уравнением:

$$h_{\text{т}} = h \left[1 + C_2 \left(\frac{x}{a} \right)^2 + C_p \left(\frac{x}{a} \right)^p + C_q \left(\frac{x}{a} \right)^q + C_r \left(\frac{x}{a} \right)^r + C_s \left(\frac{x}{a} \right)^s \right],$$

где $h = h_{\text{кл max}}$; $x = \varphi_{\text{к}}$ – угол поворота распределительного вала от момента открытия клапана; $a = \varphi_{\text{р0}}$ – угол от момента открытия клапана до момента его максимального подъема; p, q, r, s – показатели степени функции $y = f(x)$;

В таблице 2 приведены рекомендации к выбору этих показателей. Первые три группы показателей относятся к легковым автомобилям, а четвертая и пятая группа – к грузовым автомобилям.

Таблица 2

№	p	q	r	s
1	6	10	14	18
2	8	14	20	26
3	10	18	26	34
4	12	22	32	42
5	14	26	38	50
6	16	30	44	58

C_2, C_p, C_q, C_r, C_s – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_2 = \frac{-pqrs}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)};$$

$$C_p = \frac{2qrs}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)};$$

$$C_q = \frac{2prs}{(q-2)(q-p)(r-q)(s-q)};$$

$$C_r = \frac{2pqs}{(r-2)(r-p)(r-p)(s-p)};$$

$$C_s = \frac{-2pqr}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)}.$$

Продифференцировав четыре раза уравнение закона движения клапана получим:

$$\frac{dy}{dx}, \frac{d^2y}{dx^2}, \frac{d^3y}{dx^3}, \frac{d^4y}{dx^4}.$$

Подставляя полученные значения в формулы пути, скорости и ускорения толкателя в зависимости от угла поворота распределительного вала можно определить их численные значения. Все результаты помещаются в таблицу, по данным которой строятся графики перемещения (рисунок 9), скорости (рисунок 10) и ускорения (рисунок 11).

Профилирование кулачков. Задаем поле $\varphi_k = \pm\varphi_{p0}$ с интервалом $\Delta\varphi_k = 0,5^\circ$.

Далее результаты вычислений заносятся в таблицу.

К основному профилю кулачка ($\varphi_k = \pm\varphi_{p0}$) добавляют профиль участка выбора зазора (участок сбег) по рекомендациям: $c_{T1} = 0,02 \div 0,035$ мм; $\varphi_1 = 4 \div 6^\circ$; $\varphi_2 = 20 \div 35^\circ$; $\omega_2 = 0,002 \div 0,035$ мм/°.

Ускорение толкателя на втором участке постоянно и равно нулю:

$$j_{T2} = \text{const} = 0.$$

Перемещение толкателя на втором участке определяется как:

$$h_{T2i} = \varphi_{ki} \omega_{T2i} c_{T1}, \text{ мм.}$$

Скорости подъема толкателя в конце участка φ_1 и начале участка φ_2 должны быть равны: $\omega_{T2} = \omega_{T1}$. При этом ускорение в конце первого участка:

$$j_T = \omega_{T1} \varphi_k, \text{ мм/град}^2.$$

Далее скорость на первом участке определяется как:

$$\omega_{T1} = \varphi_{ki} j_{Ti}, \text{ мм/град.}$$

Подъем толкателя на первом участке:

$$h_{T1i} = \varphi_{ki} j_{T1i}^2.$$

Время-сечение клапана. Диаграмма подъема толкателя (см. рисунок 9), построенная в масштабе M по оси абсцисс $M\varphi_p$, °/мм, по оси ординат Mh_T , мм/мм, является диаграммой подъема клапана (с учетом коромысла), если изменить масштаб по оси ординат на:

$$Mh_{кл} = \frac{h_{кл \max} Mh_T}{h_{T \max}},$$

Время – сечение клапана:

$$\int_{t1}^{t2} F_{кл} dt = M_t M_F F_{abcd}, \text{ мм}^2 \text{с},$$

где $M_t = \frac{M\varphi_p}{6n_p}$, с/мм – масштаб времени по оси абсцисс на диаграмме подъема клапана, где n_p – частота вращения распределительного вала, мин⁻¹; M_F – масштаб площади проходного сечения клапана по оси ординат при $\alpha = 45^\circ$; F_{abcd} – площадь под кривой подъема клапана за такт впуска, мм². Она определяется следующим образом: площадь под кривой разбивается на участки в зависимости от угла поворота распределительного вала φ_{pv} и находится площадь каждого участка S_i :

$$S_i = h_{cpi} \Delta\varphi_{pvi}, \text{ мм}^2,$$

где $h_{срi} = h_{Ti} + (h_{T(i+1)} - h_{Ti})/2$, мм – среднее значение подъема клапана на i -ом участке, а $\Delta\varphi_{рвi} = \varphi_{рв(i+1)} - \varphi_{рвi}$, °.

Суммарное время-сечение одновременно работающих i впускных клапанов:

$$\int_{t1}^{t2} F_{кл(2)} dt = i \int_{t1}^{t2} F_{кл} dt, \text{ мм}^2 \text{с}.$$

Средняя площадь проходного сечения клапанов:

$$F_{кл \text{ ср}} = \frac{2M_F}{l_{ad}} F_{abcd}, \text{ мм}^2,$$

где l_{ad} – продолжительность такта впуска по диаграмме, ооо.

Полное время-сечение для каждого из двух клапанов:

$$\int_{t_{пр}}^{t_{зп}} F_{кл} dt = M_t M_F F_{AB}, \text{ мм}^2 \text{с},$$

где F_{AB} – площадь под кривой подъема толкателя в зависимости от времени открытия клапана $t_{пр}$ до времени закрытия клапана $t_{зп}$.

Полное время-сечение i клапанов:

$$\int_{t_{пр}}^{t_{зп}} F_{кл(2)} dt = i \int_{t_{пр}}^{t_{зп}} F_{кл} dt, \text{ мм}^2 \text{с}.$$

Проверяется средняя скорость потока в седле клапана:

$$v'_{вп} = \frac{v_{п \text{ ср}} F_{п}}{F_{кл \text{ ср}}}, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Для карбюраторных двигателей $v'_{вп} = 90 \div 150$ м/с, а для дизелей $v'_{вп} = 80 \div 120$ м/с, для двигателей с впрыском топлива и воспламенением от искры $v'_{вп} = 100 \div 170$ м/с.

По результатам выполненных вычислений проводятся расчеты клапанных пружин и распределительного вала.

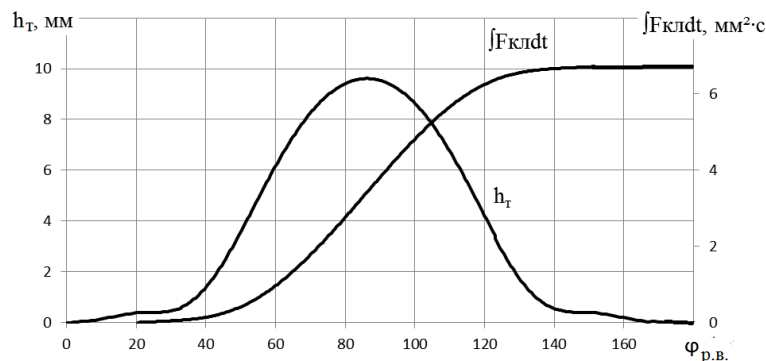


Рисунок 9 – График перемещения и параметра «время-сечение» клапана

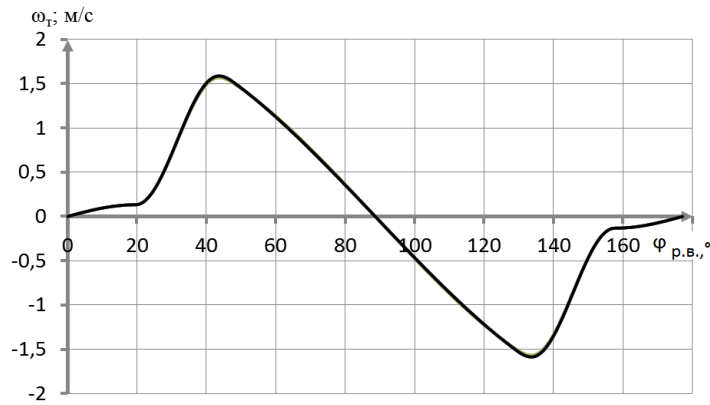


Рисунок 10 – График скорости клапана

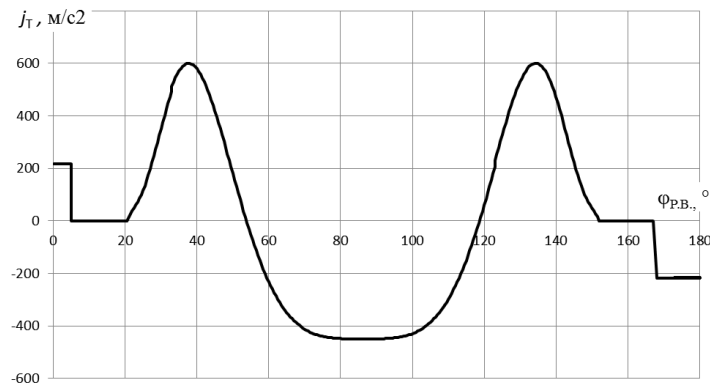


Рисунок 11 – График ускорения клапана

Расчёт клапанных пружин. Максимальная сила упругости пружин $P_{\text{пр max}}$, Н определяется как:

$$P_{\text{пр max}} = \frac{k m_{\text{кл}} a \omega_{\text{к}}^2 l_{\text{к}}}{l_{\text{т}}},$$

где $k = 1,28 \div 1,52$ – коэффициент запаса;

$m_{\text{кл пр}}$ – приведенная масса клапанного механизма, кг;

$a = r_0 + h_{\text{т max}} - r_2$ – размерная характеристика кулачка, м.

$$m_{\text{кл пр}} = m_{\text{кл}} + \frac{1}{3} m_{\text{пр}} + (m_{\text{т}} + m_{\text{шт}}) \left(\frac{l_{\text{т}}}{l_{\text{кл}}} \right)^2 + m_{\text{к}}',$$

где $m_{\text{кл}}$ – масса клапана, кг; $m_{\text{пр}}$ – масса пружин, кг; $m_{\text{т}}$ – масса толкателя, кг; $m_{\text{шт}}$ – масса штанги, кг.

Масса коромысла $m_{\text{к}}'$, приведенная к оси клапана при двуплечем рычаге определяется по формуле:

$$m_{\text{к}}' = \frac{m_{\text{к}} (l_{\text{кл}} + l_{\text{т}})^2}{12 l_{\text{кл}}^2},$$

где $m_{\text{к}}$ – масса коромысла, г.

Массы всех проектируемых деталей принимаются по конструктивным размерам и статистическим данным аналогичных клапанных механизмов.

Определяется угловая скорость вращения распределительного вала $\omega_{\text{к}}$, рад/с:

$$\omega_k = \frac{\pi n_p}{30},$$

где $n_p = n_N/2$ – частота вращения распределительного вала, мин^{-1} ; n_N – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} .

Минимальная сила упругости пружин $P_{\text{пр min}}$, Н:

$$P_{\text{пр min}} = \frac{k m_{\text{кл}} (r_0 - r_2) \omega_k^2 l_{\text{кл}}}{l_T}.$$

Жесткость пружин c , кН/м определяется по формуле:

$$c = m_{\text{кл}} k \omega_k^2.$$

Деформация пружин f , м:

– предварительная:

$$f_{\text{min}} = \frac{(r_0 - r_2) l_{\text{кл}}}{l_T};$$

– полная:

$$f_{\text{max}} = f_{\text{min}} + h_{\text{кл max}}.$$

Распределение усилий между наружной и внутренней пружинами осуществляется в соответствии с равенствами:

– внутренняя пружина:

$$P_{\text{првн max}} = 0,4 P_{\text{пр max}}; \quad P_{\text{првн min}} = 0,4 P_{\text{пр min}};$$

– наружная пружина:

$$P_{\text{прн max}} = P_{\text{пр max}} - P_{\text{првн max}}; \quad P_{\text{прн min}} = P_{\text{пр min}} - P_{\text{првн min}}.$$

Жесткость наружной и внутренней пружин $c_{\text{пр}}$, кН/м определяется по формуле:

– наружная пружина:

$$c_{\text{прн}} = \frac{P_{\text{прн max}}}{f_{\text{max}}} 10^3;$$

– внутренняя пружина:

$$c_{\text{првн}} = \frac{P_{\text{првн max}}}{f_{\text{max}}} 10^3;$$

$$c = c_{\text{прн}} + c_{\text{првн}}.$$

Размеры пружин принимаются по конструктивным соображениям (рисунок 12).

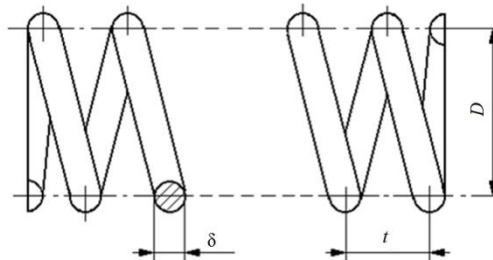


Рисунок 12 – Конструктивные параметры клапана

Для обеспечения нормальных радиальных зазоров между направляющей втулкой и внутренней пружиной, а также между пружинами размеры пружин должны удовлетворять требованиям:

$$D_{\text{пр вн}} > d_{\text{вт}} + \delta_{\text{пр вн}} + 2;$$

$$D_{\text{пр н}} > D_{\text{пр вн}} + \delta_{\text{пр н}} + \delta_{\text{пр вн}} + 2,$$

где $d_{\text{вт}}$ – диаметр втулки клапана, мм.

Число рабочих витков пружин i_p определяется по формуле:

$$i_{\text{рвн}} = \frac{G \delta_{\text{пр вн}}^4 f_{\text{max}}}{8 P_{\text{пр вн max}} D_{\text{пр вн}}^3}; \quad i_{\text{рн}} = \frac{G \delta_{\text{пр н}}^4 f_{\text{max}}}{8 P_{\text{пр н max}} D_{\text{пр н}}^3},$$

где G – модуль упругости второго рода, МН/см²;

Полное число витков пружин i определяется по формуле:

$$i_{\text{пн}} = i_{\text{рн}} + 2; \quad i_{\text{пвн}} = i_{\text{рвн}} + 2.$$

Длина пружин при полностью открытом клапане $L_{\text{н min}}$, мм определяется:

$$L_{\text{н min}} = i_{\text{пн}} \delta_{\text{прн}} + i_{\text{рн}} \Delta_{\text{min}}, \quad L_{\text{вн min}} = i_{\text{пвн}} \delta_{\text{првн}} + i_{\text{рвн}} \Delta_{\text{min}}.$$

где Δ_{min} – наименьший зазор между витками пружины при полностью открытом клапане, мм.

Длина пружин при закрытом клапане L_0 , мм определяется по формуле:

$$L_{0\text{н}} = L_{\text{н min}} + h_{\text{к max}}; \quad L_{0\text{вн}} = L_{\text{вн min}} + h_{\text{к max}}.$$

Длина пружин в свободном состоянии $L_{\text{св}}$, мм определяется:

$$L_{\text{свн}} = L_{\text{н min}} + f_{\text{max}}; \quad L_{\text{сввн}} = L_{\text{вн min}} + f_{\text{max}}.$$

Максимальные и минимальные напряжения в пружинах τ_{max} и τ_{min} , МПа определяются по формулам:

– внутренняя пружина:

$$\tau_{\text{max}} = k \frac{8 P_{\text{првн max}} D_{\text{првн}}}{\pi \delta_{\text{првн}}^3}; \quad \tau_{\text{min}} = k \frac{8 P_{\text{првн min}} D_{\text{првн}}}{\pi \delta_{\text{првн}}^3},$$

где k – коэффициент запаса;

– наружная пружина:

$$\tau_{\text{max}} = k \frac{8 P_{\text{прн max}} D_{\text{прн}}}{\pi \delta_{\text{прн}}^3}; \quad \tau_{\text{min}} = k \frac{8 P_{\text{прн min}} D_{\text{прн}}}{\pi \delta_{\text{прн}}^3},$$

Средние напряжения τ_m , МПа и амплитуды напряжений τ_a , МПа определяются по формулам:

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

Так как концентрация напряжений в витках пружины учитывается коэффициентом k , и если принять $\frac{k_\tau}{\varepsilon_m \varepsilon_\pi} \approx 1$, то $\tau_{\text{ак}} = \frac{\tau_a k_\tau}{\varepsilon_m \varepsilon_\pi}$.

Запасы прочности пружин n_τ определяются по формуле:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\text{ак}} + a_\tau \tau_m},$$

где τ_{-1} – предел усталости при кручении для пружинной стали, МПа;

a_τ – коэффициент приведения асимметричного цикла к равноопасному симметричному циклу.

Для пружин автотракторных двигателей $n_t > 1,2 \div 1,4$.

Расчет пружин на резонанс. Число свободных колебаний $n_{сввн}$ внутренней пружины определяется по формуле:

$$n_{сввн} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \delta_{првн}}{i_{рвн} D_{првн}^2}.$$

Отношение числа собственных свободных колебаний внутренней пружины $n_{сввн}$ к частоте вращения n_p распределительного вала:

$$\frac{n_{сввн}}{n_p} \neq 1, 2, 3 \dots$$

Число свободных колебаний $n_{свн}$ наружной пружины определяется по выражению:

$$n_{свн} = \frac{2,17 \cdot 10^7 \delta_{прн}}{i_{рн} D_{прн}^2}.$$

Расчет распределительного вала. Максимальная сила, действующая на кулачок $P_{т\max}$, Н определяется по формуле:

$$P_{т\max} = \left[P_{пр\min} + \frac{\pi d_b^2}{4} (P_r - P_r') \cdot 10^6 \right] \frac{l_k}{l_t} + m_t \omega_k^2 (r_1 - r_0),$$

где P_r – давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана, МПа;

P_r' – давление в выпускном коллекторе, МПа;

d_b – диаметр тарелки клапана, м.

$m_{т\text{ пр}}$ – масса движущихся деталей механизма газораспределения, приведенная к толкателю, кг определяется по формуле:

$$m_{т\text{ пр}} = \left(m_{кл} + \frac{m_{пр}}{3} \right) \left(\frac{l_{кл}}{l_t} \right)^2 + m_t + m_{ш} + m_k \frac{(l_{кл} + l_t)^2}{12 l_t^2}.$$

Стрела прогиба распределительного вала y , мм; определяется (рисунок 13):

$$y = 0,8 \frac{P_{т\max} a^2 b^2}{El(d_p^4 - \delta_p^4)},$$

где E – модуль упругости стали, МПа;

l – длина пролета распределительного вала,

d_p – наружный диаметр вала;

δ_p – внутренний диаметр вала.

Величина прогиба не должна превышать $0,02 \div 0,05$ мм.

Напряжения смятия, возникающие в местах контакта рабочих поверхностей кулачка и толкателя $\sigma_{см}$, МПа определяются по формуле:

$$\sigma_{см} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{т\max} E}{b_k} \left(\frac{1}{r_2} + \frac{1}{r} \right)},$$

где b_k – ширина кулачка, мм.

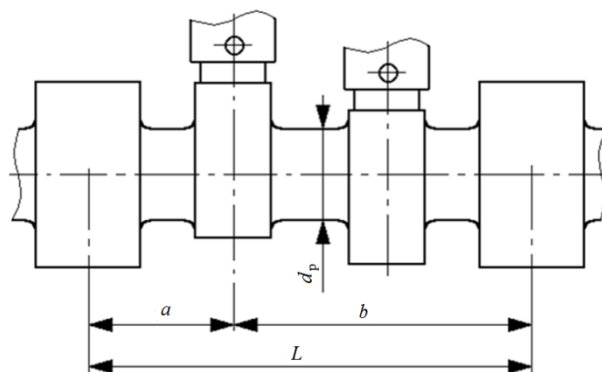


Рисунок 13 – Конструктивные параметры распределительного вала

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}] = 400 \div 1200$ МПа.

Расчет коромысла. Коромысла служат для изменения направления движения штанги. Коромысло представляет собой двуплечий рычаг, вращающийся на оси (рисунок 14).

Максимальная сила, действующая на коромысло со стороны клапана:

$$P_{кл \max} = P_{пр \max} + \frac{\pi d_B^2}{4} (P_{\Gamma} - P_{\Gamma}') + m_{кл} j_{т1 \max} \frac{l_{\Gamma}}{l_{кл}},$$

где $P_{пр \max}$ – максимальная суммарная сила упругости пружин, Н;

d_B – диаметр тарелки выпускного клапана, мм;

P_{Γ} – давление в цилиндре в момент начала открытия выпускного клапана, МПа;

P_{Γ}' – давление в выпускном коллекторе, МПа;

$m_{кл}$ – масса МГР, приведённая к клапану;

$j_{т1 \max}$ – ускорение толкателя в момент начала открытия выпускного клапана, м/с²;

l_{Γ} и $l_{кл}$ – плечи коромысла прилегающие, соответственно, к толкателю и клапану.

Моменты сопротивления в сечениях A-A и B-B:

$$W_1 = W_2 = \frac{hb^2}{6},$$

где h и b – геометрические размеры сечения коромысла, мм.

Плечи сил l_1 и l_2 , мм определяются по формулам:

$$l_1 = l_{\Gamma} - \frac{d_{вт}}{2}; \quad l_2 = l_{кл} - \frac{d_{вт}}{2},$$

где $d_{вт}$ – диаметр втулки коромысла, мм.

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{изг}^1 = \frac{P_{\Gamma \max} l_1}{W_1}; \quad \sigma_{изг}^2 = \frac{P_{кл \max} l_2}{W_2}$$

Допустимые напряжения $[\sigma_{изг}] = 300$ МПа.

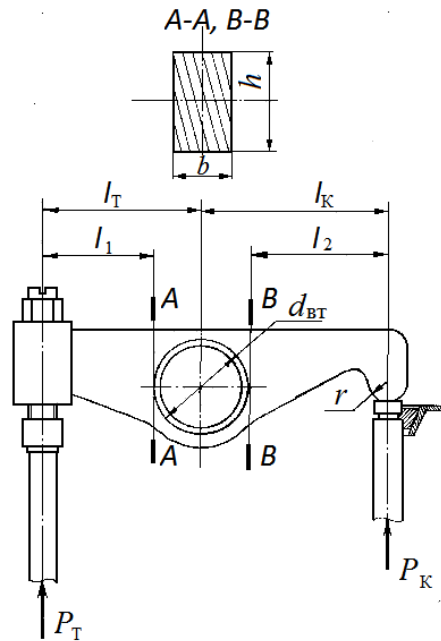


Рисунок 14 – Расчетная схема коромысла

Напряжения смятия сферических поверхностей:

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{кл}} = 0,338 \sqrt[3]{P_{\text{кл max}} E^2 \left(\frac{1}{r_{\text{г}}} - \frac{1}{r_{\text{с}}} \right)^2}; \quad \sigma_{\text{см}}^{\text{т}} = 0,338 \sqrt[3]{P_{\text{т max}} E^2 \left(\frac{1}{r_{\text{г}}} - \frac{1}{r_{\text{с}}} \right)^2},$$

где $r_{\text{г}} = d_{\text{с}}/2 + (2 \div 4)$ – радиус сферической поверхности прилегающей к клапану, мм;

$d_{\text{с}}$ – диаметр стержня выпускного клапана, мм;

$r_{\text{с}}$ – радиус колпачка штанги, мм;

$d_{\text{с}}$ – диаметр стержня выпускного клапана, мм;

$r_{\text{г}} = 12/2 + (2 \div 4) = 8 \div 10$ мм; $r_{\text{с}} = r_{\text{г}} + (0,25 \div 0,50)$ мм.

Допустимые напряжения $[\sigma_{\text{см}}] = 500$ МПа.

Расчет штанги. Штанги предназначены для передачи усилия от толкателей к коромыслам при нижнем расположении распределительного вала (рисунок 15).

Момент инерции сечения штанги $J_{\text{ш}}$, мм⁴:

$$J_{\text{ш}} = \frac{\pi(d_{\text{н}}^4 - d_{\text{вн}}^4)}{64},$$

где $d_{\text{н}}$ – наружный диаметр штанги, мм;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр штанги, мм.

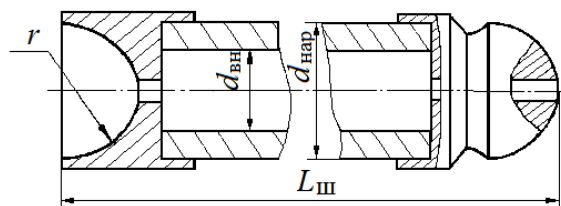


Рисунок 15 – Конструктивные параметры штанги

Критическая сила, действующая на штангу $P_{кр}$, Н:

$$P_{кр} = \frac{\pi E J_{ш}}{l_{ш}^2},$$

где E – модуль упругости первого рода, МПа;

$l_{ш}$ – длина штанги, мм.

Максимальное усилие, сжимающее штангу $P_{ш}$, Н:

$$P_{ш} = P_T - m_T j_{T1 \max},$$

где P_T – максимальная сила действующая на кулачок, Н;

m_T – масса толкателя, кг;

$j_{T1 \max}$ – ускорение толкателя в момент полного открытия выпускного клапана, м/с².

Запас прочности штанги $n_{ш}$:

$$n_{ш} = \frac{P_{кр}}{P_{ш}}.$$

Значение $n_{ш}$ должно быть не ниже 2÷4,5.

Список рекомендуемой литературы

1. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов / под ред. В.Н.Луканина, М.Г.Шатрова. – М.: Высшая школа, 2005. – 479 с.
2. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений / под ред. М.Г.Шатрова. – Изд. центр «Академия», 2011. – 464 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова – М.: Машиностроение, 1983. – 375 с.
4. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.
5. Автомобильные двигатели: Курсовое проектирование: учебное пособие / под ред. М.Г.Шатрова. – М.: Издательский центр «Академия», 2011. – 256 с.
6. Автомобильный справочник Бош. – М.: КЖИ "За рулем, 2003. – 895 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование / Под ред. В.Н.Луканина, М.Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2005.– 400 с.
8. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.
9. Корчемный Л.В. Механизм газораспределения автомобильного двигателя: Кинематика и динамика. – М.: Машиностроение, 1981. – 191 с.
10. Яманин А.И., Жаров А.В. Динамика поршневых двигателей. – М.: Машиностроение, 2003. – 464 с.
11. Березовский А.Б., Халиуллин Ф.Х. Двигатели внутреннего сгорания. Выпускная квалификационная работа. Учебное пособие – Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2017.– 237 с.
12. Ф.Х. Халиуллин. Динамика поршневых двигателей. Казань, Изд-во КГАУ, 2012, 195 с.
13. Методические указания для выполнения контрольных работ по курсу «Тракторы и автомобили. Теория ДВС». / Халиуллин Ф.Х. – Казань: Издательство Казанского ГАУ, 2015. – 28 с.
14. Учебно-методическое пособие для выполнения динамического расчета Двигателей внутреннего сгорания по курсу «Теория и расчет энергетических установок автомобилей и тракторов» /Халиуллин Ф.Х. –Казань: Изд-во Каз.ГАУ, 2018. – 80 с.
15. Методические указания для выполнения курсовой работы по дисциплине «Теория и расчет энергетических установок» для студентов очного отделения по специальности подготовки 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» ИМиТС [Текст] / Сост. Халиуллин Ф.Х.. – Казань – КазГАУ, 2017. [Электр].