

ГЛАВА XVII

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ КРИВОШИПНО-ЩАТУННОГО МЕХАНИЗМА

§ 85. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРА

Стенки цилиндра нагружаются силой давления газов и боковым давлением поршня. Сила давления газов вызывает в кольцевом сечении стенки цилиндра напряжение разрыва, а сила N_{\max} бокового давления поршня создает изгибающий момент $N_{\max} a$, где a — расстояние центра приложения этой силы от фланца цилиндра. Так распределяются нагрузки на цилиндр при креплении его к картеру короткими шпильками через фланец.

Расчет цилиндра по образующей не производится ввиду того, что напряжения, возникающие в этом сечении, незначительны из-за большого количества охлаждающих ребер.

Напряжение разрыва в кольцевом сечении цилиндра

$$\sigma_p = \frac{4P_z}{\pi(D_1^2 - D^2)} \text{ кг/см}^2, \quad (90)$$

где P_z — наибольшая сила давления газов в кг;

D_1 — наружный диаметр цилиндра в см;

D — внутренний диаметр цилиндра в см;

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{N_{\max} a}{W} \text{ кг/см}^2, \quad (91)$$

где $W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D_1^4 - D^4}{D_1} \right) \text{ см}^3$ — момент сопротивления кольцевого сечения изгибу.

Суммарное нормальное напряжение

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_u \quad (92)$$

Суммарное напряжение, определенное этим способом, превышает действительное, так как P_z и N_{\max} действуют не одновременно.

Ввиду того, что чугун, из которого изготавливают цилиндры, плохо сопротивляется разрыву и изгибу, напряжения $\sigma_{\text{сум}}$ не должны превышать 300—350 кг/см².

Шпильки крепления фланца цилиндра рассчитывают на разрыв силой P_z . Напряжение в шпильках определяют по формуле

$$\sigma_p = 1,2 \frac{4P_z}{\pi d^2 i} \text{ кг/см}^2, \quad (93)$$

где d — внутренний диаметр резьбы шпильки в см;
 i — число шпилек.

Коэффициент 1,2 вводят для учета предварительной затяжки шпилек. Допускаемое напряжение для шпилек цилиндра принимают 1000—1500 кг/см².

При креплении цилиндра к картеру через головку сквозными длинными шпильками цилиндр разгружается от разрывающих нагрузок, которые воспринимаются шпильками. Расчетной нагрузкой является суммарное давление газов на проекцию площади камеры сгорания, т. е.

$$P = p_z F_k \text{ кг},$$

где

$$F_k = \frac{\pi D_k^2}{4} \text{ см}^2;$$

D_k — наружный диаметр центрирующего буртика гильзы цилиндра в см.

Напряжение растяжения в шпильках:

$$\sigma_p = 1,25 \frac{4P}{\pi d^2 i} \text{ кг/см}^2. \quad (94)$$

Такой величины достигнет напряжение в сквозных шпильках холодного двигателя. У прогретого двигателя из-за разных коэффициентов теплового расширения цилиндра, головки и шпилек в шпильках возникают значительные дополнительные температурные напряжения.

Удлинение цилиндра и части головки относительно шпильки при прогреве двигателя вычисляют, например, по формуле

$$\lambda_y = L \alpha_{ал} t - L \alpha_{ст} t, \quad (95)$$

где L — длина рабочей части шпильки в см;

$\alpha_{ал}$ — коэффициент линейного расширения материала цилиндра и головки (алюминия);

$\alpha_{ст}$ — коэффициент линейного расширения материала шпильки (стали).

t — приращение температуры цилиндра (принимаем для упрощения, что шпилька нагревается до той же температуры).

Допускаем, что изменение длины цилиндра и шпильки поглощается на 25% сжатием цилиндра, а на 75% — растяжением шпильки. Тогда удлинение шпилек $\lambda_{шп} = 0,75 \lambda_y$ см.

Теоретическое напряжение в шпильках определяют согласно закону Гука по формуле

$$\sigma_m = \frac{\lambda_{шп} E}{L} \text{ кг/см}^2. \quad (96)$$

Суммарное напряжение в шпильке равно

$$\sigma_{\text{сум}} = \sigma_p + \sigma_m. \quad (97)$$

Сквозные шпильки изготовляют из высокопрочной легированной стали, и поэтому $\sigma_{\text{сум}}$ допускается до 3000—4000 кг/см².

§ 86. РАСЧЕТ ПОРШНЯ

Днище поршня, выдерживающее давление горячих газов, должно быть достаточной толщины.

Увеличение прочности днища, а также улучшение теплоотвода достигается с помощью ребер, соединяющих днище с бобышками. Тепло от днища передается боковым стенкам поршня, и большая часть этого тепла (примерно 80%) отводится через поршневые кольца к стенкам цилиндра. Часть тепла через ребра передается на бобышки, поршневой палец и малую головку шатуна, что вредно влияет на смазку поршневого пальца. Количество тепла, отводимого днищем к боковым стенкам поршня, возрастает по направлению от центра к краям днища.

Изгибающий момент от давления газов по краям днища больше, чем в центре. Поэтому толщина днища должна увеличиваться от его центра к краям. В некоторых современных двигателях стремятся изолировать поршневой палец от теплового потока, и бобышки поршня соединяют ребрами не с днищем, а с юбкой, увеличивая ее жесткость.

Расчет днища поршня на изгиб носит весьма условный характер. Предполагают, что днище представляет собой круглую пластинку, защемленную по краям и подверженную равномерному давлению газов в момент воспламенения смеси (фиг. 224). Напряжение изгиба определяют по формуле

$$\sigma_u = 0,68 \frac{p_z D_s^2}{4\delta} \text{ кг/см}^2, \quad (98)$$

где p_z — давление газов в кг/см²;

D_s — внутренний диаметр поршня в см;

δ — толщина днища в см (без учета радиусов переходов).

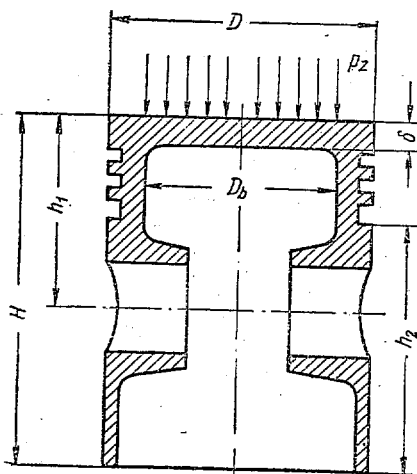
Напряжение изгиба, подсчитанное по этой формуле, приблизительно равно 400—600 кг/см². Ребра жесткости, радиусы перехода, а также выпуклости днища поршня настолько искажают данные расчета, что практическая ценность его ничтожна.

Днище поршня чаще всего разрушается в результате детонации при высокой форсировке двигателей спортивных мотоциклов или

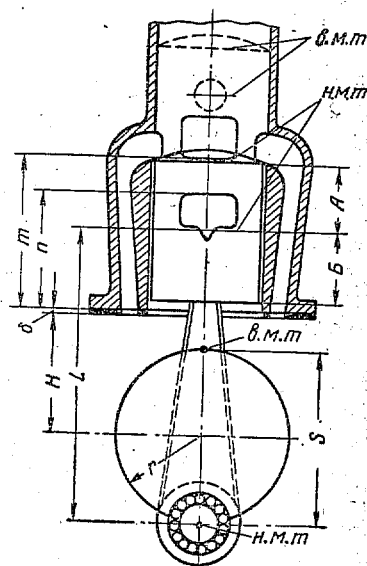
вследствие перегрева от обеднения смеси, или в случаях применения неподходящей по калильному числу свечи зажигания.

В сильно форсированных двигателях гоночных мотоциклов пределом повышения мощности часто становится тепловая стойкость поршней. В этом случае принимают специальные меры для охлаждения поршня, например на днище поршня изнутри направляют струю свежей смеси или масла, применяют сплавы с большим коэффициентом теплопроводности и т. д.

Для поршней четырехтактных двигателей сохраняют прибли-



Фиг. 224. Схема для расчета поршня.



Фиг. 225. Схема для определения высоты поршня двухтактного двигателя

тельно следующее соотношение между основными размерами: высота поршня H равна его диаметру D ; расстояние от днища поршня до оси поршневого пальца $h_1 = 0,5H$; высота юбки поршня $h_2 = 0,85H$. В существующих конструкциях эти соотношения отклоняются в обе стороны.

Трущуюся часть юбки поршня по высоте проверяют на удельное давление, которое характеризует износостойкость поршня, по следующей формуле:

$$q_{y\delta} = \frac{N_{\max}}{h_2 D}, \quad (99)$$

где N_{\max} — наибольшая сила бокового давления поршня в кг.

Допускаемое удельное давление принимают равным 3—5 кг/см². Практически износ юбки поршня невелик, и поршень чаще всего заменяют вследствие износа зеркала цилиндра кольцами, а также из-за износа канавок для поршневых колец.

Поршень двухтактного двигателя является деталью механизма газораспределения, и поэтому высота поршня зависит от расположения и высоты окон газораспределения, а также от его хода (фиг. 225).

В н. м. т. верхняя кромка поршня должна совпадать с нижней кромкой продувочных и выпускных окон.

В в. м. т. юбка поршня должна закрывать продувочные и выпускные окна и изолировать их от кривошипной камеры, поэтому необходимо, чтобы нижняя кромка поршня перекрывала нижние кромки этих окон. Таким образом, высота поршня должна быть больше хода поршня на некоторую величину:

$$A + B = S + a,$$

где S — ход поршня;

a — величина перекрытия, равная 3—6 мм.

§ 87. РАСЧЕТ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ

Поршневые кольца современных двигателей изготовляют с таким расчетом, чтобы давление кольца на стенки цилиндра не было постоянным по окружности кольца, а изменялось по определенному закону.

Давление у замка в таком кольце значительно выше, чем на остальных участках (фиг. 226). Это позволяет кольцу хорошо прилегать к цилиндру даже при большом износе.

Теория поршневых колец разработана Б. Я. Гинзбургом в его труде «Теория и расчет поршневых колец». Согласно этой теории, в кольце возникают напряжения при его обработке, надевании на поршень и введении кольца в цилиндр. Величина этих напряжений зависит от радиальной толщины a кольца, зазора A в его замке в свободном состоянии, а также от способов обработки и надевания кольца на поршень.

Величину a определяют из формулы

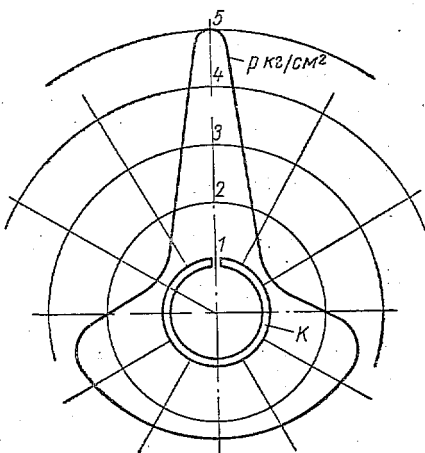
$$\alpha = \frac{d}{a} = 0,5 + 0,2 \frac{m}{H_1} + 2 \sqrt{\frac{E}{H_1 \sigma}}, \quad (100)$$

где d — диаметр цилиндра в мм;

m — коэффициент, зависящий от способа надевания кольца на поршень; когда при надевании кольца разводят за концы, $m = 1$;

E — модуль упругости, равный для чугуна, из которого изготовляют кольца, 11 000—13 000 кг/мм²;

σ — допускаемое напряжение на изгиб, достигающее 4000 кг/см².



Фиг. 226. Распределение удельного давления в поршневом кольце:

К — поршневое кольцо

H_1 вычисляют по формуле

$$H_1 = \frac{2}{gc_m} + m, \quad (101)$$

где g — коэффициент, зависящий от способа обработки; для способа двойной обточки равен 1,25;

c_m — коэффициент, зависящий от эпюры давления кольца, и равный 1,74.

Пользуясь отношением $\frac{d}{a}$, находят радиальную толщину a для данного диаметра d цилиндра.

Зазор A в замке в свободном состоянии определяют по формуле

$$\beta = \frac{A}{a} = \frac{2\pi(3-\xi)}{2 + gmc_m \frac{\alpha - 1,4}{\alpha - 1}}, \quad (102)$$

где ξ — коэффициент, зависящий от эпюры давления и равный 0,196.

Определив β и зная a , $\alpha = \frac{d}{a}$, находим зазор A в замке.

Напряжение в кольце при работе

$$\sigma = \frac{2c_m AE}{\pi(3-\xi)d(\alpha-1)} \text{ кг/мм}^2. \quad (103)$$

Напряжение в кольце при обработке

$$\sigma_{обр} = 1,25\sigma \text{ кг/мм}^2. \quad (104)$$

Напряжение в кольце при надевании на поршень

$$\sigma_1 = \frac{4E \left[1 - \frac{\beta}{\pi(3-\xi)} \right]}{m\alpha(\alpha-1,4)} \text{ кг/мм}^2. \quad (105)$$

Среднее удельное давление на поверхности кольца

$$p_y = \frac{0,425E\beta}{\alpha(3-\xi)(\alpha-1)^2} \cdot 100 \text{ кг/см}^2. \quad (106)$$

Давление на стенку цилиндра в любой точке по окружности кольца

$$p_a = p_y \psi, \quad (107)$$

где ψ — коэффициент изменения давления по окружности кольца.

Ниже приведены значения этого коэффициента для разных углов, отложенных от диаметральной оси, проходящей через замок, причем отсчет начинают со стороны, противоположной замку.

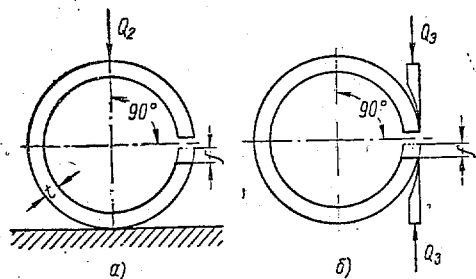
Углы в град.	0	30	60	90	120	150	180
Коэффициент ψ	1,051	1,047	1,137	0,896	0,454	0,676	2,861

Необходимо заметить, что кольца с неравномерным давлением изготовляют не все автомобильные и мотоциклетные заводы. Большое применение находят поршневые кольца, у которых удельное давление на поверхность цилиндра остается постоянным по окружности кольца.

Методы механических испытаний поршневых колец определены ГОСТом 7295-54. Согласно ГОСТу испытания на упругость производят по схемам *a* или *б* (фиг. 227).

По схеме *a* кольцо нагружают силой Q_2 , перпендикулярно диаметру кольца, проходящему через замок, до тех пор, пока расстояние между концами кольца не станет равным температурному зазору.

По схеме *б* кольцо охватывают тонкой стальной лентой, к концам которой приклепаны жесткие планки; через них передают силы Q_3 , стягивающие ленту и сжимающие кольцо. Силы Q_3 должны быть направлены перпендикулярно диаметру кольца, проходящему через середину зазора.



Фиг. 227. Схемы нагружения колец по ГОСТ 7295-54.

При испытании определяют условный модуль упругости E в $кг/мм^2$. Во время испытания по схеме *a* модуль E вычисляют по формуле

$$E = 5,4 \frac{Q_2}{bf} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 \text{ кг/мм}^2, \quad (108)$$

где Q_2 — сила в $кг$, которая сводит концы замка до величины температурного зазора;

D — диаметр цилиндра в $мм$;

t — радиальная толщина кольца в $мм$;

b — полная высота кольца в $мм$.

При испытании по схеме *б* величину E вычисляют по формуле

$$E = 14,2 \frac{Q_3}{bf} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3 \text{ кг/мм}^2. \quad (109)$$

Пользуясь этими формулами, обычно задают расчетную упругость поршневого кольца, причем значение E берут в пределах 7000—10 000 $кг/мм^2$. В этом случае формулы для определения нагрузок принимают вид

$$Q_2 = \frac{Ebf}{5,4 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3} \text{ кг}; \quad (110)$$

$$Q_3 = \frac{Ebf}{14,2 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3} \text{ кг}. \quad (111)$$

Величину среднего удельного давления на поверхности кольца подсчитывают по формулам

$$p = 0,76 \frac{Q_2}{D_b} \text{ кг/мм}^2. \quad (112)$$

или

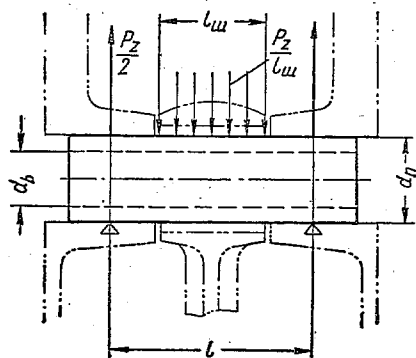
$$p = 2 \frac{Q_3}{D_b} \text{ кг/мм}^2. \quad (113)$$

Из формул (105) и (106) видно, что полная высота b кольца не входит ни в одну из этих формул, т. е. основные расчетные величины не зависят от высоты кольца.

С увеличением высоты b кольца увеличивается работа трения кольца, а также ударная нагрузка на канавки поршня от силы инерции самого кольца, что приводит к чрезмерному износу поршня и цилиндра. В современных мотоциклетных двигателях высоту поршневого компрессионного кольца принимают равной 1,5—2 мм.

§ 88. РАСЧЕТ ПОРШНЕВОГО ПАЛЬЦА

Поршневой палец рассчитывают на изгиб максимальной силой P_z давления газов. Поршневой палец рассматривают как двухопорную свободно лежащую балку с равномерно распределенной нагрузкой (фиг. 228).



Фиг. 228. Схема для расчета поршневого пальца

Опасным сечением является сечение посередине между бобышками. В бобышках действуют реакции, равные $\frac{P_z}{2}$. Нагрузка распределяется равномерно на длине l_w . Для определения изгибающего момента в опасном сечении нужно найти сумму моментов всех сил, действующих по одну сторону от этого сечения. Реакция $\frac{P_z}{2}$ действует на плече $\frac{l}{2}$; равнодействующая от равномерно распределенной нагрузки, равной тоже $\frac{P_z}{2}$, действует в обратном

направлении на плече $\frac{l_w}{4}$. Отсюда максимальный изгибающий момент в среднем опасном сечении пальца определяют по формуле

$$M_u = \frac{P_z}{4} \left(l - \frac{l_w}{2} \right) \text{ кг/см}, \quad (114)$$

где l — расстояние между серединами бобышек поршня в см;
 l_w — длина опорной поверхности малой головки шатуна в см.

Момент сопротивления изгибу полого поршневого пальца равен

$$W = \frac{\pi}{32} \left(\frac{d_n^4 - d_g^4}{d_n} \right) \text{ см}^3,$$

где d_n — наружный диаметр поршневого пальца в см;

d_g — внутренний диаметр поршневого пальца в см.

Напряжение изгиба находят по формуле

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} \text{ кг/см}^2.$$

В существующих конструкциях напряжение изгиба достигает 2000—2500 кг/см² и даже выше.

Для предотвращения выдавливания смазки поршневой палец проверяют на удельное давление, возникающее между пальцем и втулкой малой головки шатуна, а также между пальцем и бобышками поршня.

Удельное давление на втулку малой головки шатуна вычисляют по формуле

$$q_{вт} = \frac{P_z}{l_{вт} d_n}, \quad (115)$$

а удельное давление в отверстиях бобышек поршня — по формуле

$$q_б = \frac{P_z}{2l_б d_n}. \quad (116)$$

где $l_б$ — рабочая длина одной бобышки.

В современных мотоциклетных двигателях q достигает 350 кг/см².

§ 89. РАСЧЕТ ШАТУНА

Расчет верхней головки шатуна. Опасным для верхней головки шатуна является пропуск зажигания при максимальном числе оборотов коленчатого вала двигателя. В этом случае давление газов отсутствует, а сила инерции поршневой группы достигает в в. м. т. наибольшего значения. Поэтому напряжение растяжения в стенках верхней головки шатуна будет также максимальным, так как давление газов не оказывают разгружающего действия.

Напряжение разрыва определяют по формуле

$$\sigma_p = \frac{G_{пор} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 R (1 + \lambda)}{g (d_1 - d_2) l}, \quad (117)$$

где $G_{пор}$ — вес поршня, пальца, поршневых колец и втулки в кг;

n — наибольшее возможное число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту;

R — радиус кривошипа в см;

$\lambda = \frac{R}{L}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

g — ускорение силы тяжести, равное 981 см/сек^2 ;

$[d_1 \text{ и } d_2]$ — наружный и внутренний диаметры верхней головки шатуна в см ;

l — длина верхней головки шатуна в см .

Напряжение разрыва σ_p , вычисленное по этой формуле, должно быть ниже допускаемого напряжения $[\sigma]$.

Напряжение разрыва в верхней головке шатуна двигателя М-72 приблизительно равно 300 кг/см^2 ; в высокооборотных двигателях гоночных мотоциклов оно достигает 1200 кг/см^2 .

Расчет стержня шатуна. Стержень шатуна нагружается:

а) силой давления газов, сжимающей шатун и достигающей наибольшей величины в в. м. т;

б) силой инерции возвратно-поступательно движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма, к которым, кроме поршневой группы, относится примерно $\frac{1}{3}$ веса самого шатуна; эта сила сжимает или растягивает шатун и достигает максимальных значений в мертвых точках;

в) силой инерции самого шатуна, изгибающей шатун в поперечном направлении и достигающей наибольшей величины, когда угол между кривошипом и шатуном равен примерно 90° .

Напряжения, возникающие в шатуне от поперечного изгиба, не достигают 200 кг/см^2 и не опасны для шатуна. Ввиду этого расчет на поперечный изгиб не проводится.

Опасным для стержня шатуна является момент пуска, когда давление газов в в. м. т. максимальное, а разгружающее действие силы инерции мало вследствие незначительной скорости вращения. Сила P_z давления газов действует вдоль стержня шатуна и сжимает его. Длина шатуна по отношению к его сечению достаточно велика, поэтому при расчете нужно учитывать возможность продольного изгиба стержня. В плоскости качания шатуна (концы стержня закреплены шарнирно) суммарное напряжение определяют по формуле.

$$\sigma_{cx} = \frac{P_z}{F} + 0,000526 \frac{L^2}{J_x} P_z \text{ кг/см}^2, \quad (118)$$

где F — средняя площадь сечения шатуна в см^2 ;

L — расстояние между осями малой и большой головки в см ;

J_x — момент инерции среднего сечения шатуна в см^4 относительно оси xx (фиг. 229).

В плоскости оси коренных шеек коленчатого вала суммарное напряжение вычисляют, исходя из условия защемления обоих концов шатуна по формуле

$$\sigma_{cy} = \frac{P_z}{F} + 0,000526 \frac{L_1^2}{4J_y} P_z \text{ кг/см}^2, \quad (119)$$

где L_1 — расчетная длина шатуна в см ;

c — ширина большой головки шатуна;
 $P_{рас}$ — расчетная нагрузка.

Расчетную нагрузку определяют как сумму сил инерции при максимальном числе оборотов и нахождении поршня в в. м. т. по формуле

$$P_{рас} = \frac{R}{g} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 [G'_{пор} (1 + \lambda) + G_{ш}], \quad (123)$$

где $G'_{пор}$ — вес деталей поршневой группы и части шатуна, участвующей в прямолинейном движении, в кг;

$G_{ш}$ — вес части шатуна, участвующей во вращательном движении.

Иногда большую головку шатуна рассчитывают по формуле

$$\sigma = P_{рас} \left(\frac{0,0236}{W} \cdot D_{ср} + \frac{0,5}{F} \right), \quad (124)$$

где $D_{ср} = \frac{D_1 + D_2}{2}$ — средний диаметр головки в см;

$W = \frac{ca^2}{6}$ — момент сопротивления изгибу сечения головки в см³;

$F = ac$ — площадь сечения в см².

Напряжение σ в существующих конструкциях находится в пределах 1000—1500 кг/см².

§ 90. РАСЧЕТ ШАТУННОГО ПОДШИПНИКА

Расчет роликового подшипника. Размеры и конструкцию роликового подшипника большой головки шатуна выбирают на основании имеющихся конструкций, а также исходя из соображений, изложенных в описательной части курса. Роликовый подшипник проверяют на контактное напряжение, возникающее между роликами и рабочей поверхностью кривошипного пальца.

Расчетной нагрузкой является либо максимальная сила давления на поршень, либо наибольшая суммарная сила инерции поршневой группы и шатуна, в зависимости от наполнения и степени сжатия двигателя, числа оборотов и веса деталей кривошипно-шатунного механизма.

Принимаем за расчетную нагрузку силу P_z давления газов.

Нагрузка между отдельными роликами распределяется неравномерно, причем наиболее нагруженный ролик воспринимает нагрузку

$$P_{max} = \frac{5P_z}{z},$$

где z — число рядов роликов в подшипнике.

Максимальное значение контактного напряжения определяют по формуле

$$\sigma_{\max} = 610 \sqrt{p_1 \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \text{ кг/см}^2, \quad (125)$$

где $p_1 = \frac{P_{\max}}{l}$ — нагрузка, приходящаяся на 1 см длины ролика;

l — суммарная длина роликов в одном ряду в см;

r_1 — радиус ролика в см;

r_2 — радиус кривошипного пальца в см.

Допустимой величиной σ_{\max} следует считать 30 000 кг/см².*

Необходимо заметить, что шатунные подшипники чаще выходят из строя не от чрезмерных контактных напряжений, а от усталостного выкрашивания поверхностного слоя кривошипного пальца и роликов.

Расчет долговечности подшипников по эмпирическим формулам, применяемый для обычных шариковых и роликовых подшипников, не применим для шатунных подшипников.

Расчет подшипника скольжения. В некоторых мотоциклетных двигателях в большой головке шатуна применяют подшипники скольжения. В этом случае кривошипную шейку коленчатого вала следует проверить на максимальное и среднее значения удельного давления. Нагрузку на подшипник берут из диаграммы сил, действующих вдоль шатуна за весь цикл или из полярной диаграммы нагрузки на шатунную шейку.

Удельное давление определяют по формуле

$$q_{\max} = \frac{R_{\max}}{d_{ш} l_{ш}} \quad (126)$$

где R_{\max} — наибольшая сила, действующая вдоль шатуна, в кг;

$d_{ш}$ — диаметр кривошипной шейки в см;

$l_{ш}$ — рабочая длина кривошипной шейки в см.

В существующих конструкциях q_{\max} находится в пределах 30—65 кг/см².

Удельное давление до некоторой степени (очень условно) характеризуют износостойкость подшипника скольжения¹.

§ 91. РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

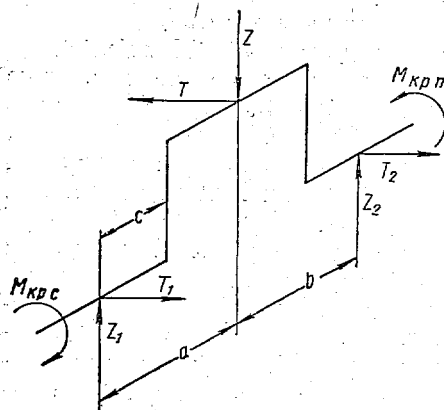
Определить действительные напряжения в коленчатом валу весьма сложно, так как они зависят от многих факторов, которые не поддаются учету, например: величина и направление сил, действующих на вал, жесткость самого вала, жесткость картера, точность обработки деталей и т. п. Поэтому коленчатый вал рассчитывают по приближенному условному методу с рядом допущений. Напряжения, вычисленные по этому методу, сравнивают с напряжениями в проверен-

* Детали машин, сборник материалов по расчету и конструированию, кн. 2, под ред. д-ра техн. наук Н. С. Ачеркана; Машгиз, 1953.

¹ Более подробно с расчетом подшипников скольжения можно ознакомиться в специальных книгах по автомобильным двигателям,

ных в эксплуатации конструкциях. Коленчатый вал рассчитывают одновременно на изгиб и кручение от давления газов и сил инерции.

Коленчатый вал рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную силами, реакциями опор и моментами. Как показывает практика расчета многих валов, наибольшие напряжения совпадают с передачей наибольшего крутящего момента, т. е. с максимальным значением касательной силы T . Поэтому расчет ведут на это значение силы T , которое находят по диаграмме касательных (тангенциальных) сил, и соответствующую силу Z , действующую по радиусу кривошипа.



Фиг. 230. Схема сил и моментов, нагружающих коленчатый вал.

Кроме сил T и Z реакций T_1 , T_2 и Z_1 , Z_2 , к рассматриваемой части коленчатого вала приложен подводимый крутящий момент $M_{крп}$, равный произведению касательной силы, действующей в данный момент на кривошипную шейку второго цилиндра, на радиус кривошипа (в случае двухцилиндрового двигателя). Кроме того, к шейке приложен противоположный по направлению крутящий момент сопротивления $M_{крс}$, равный мгновенному значению крутящего момента двигателя. Очевидно, что

$$M_{крс} = TR + M_{крп},$$

где R — радиус кривошипа.

В одноцилиндровом двигателе $M_{крп}$ отсутствует. Реакции опор определяют по формулам

$$Z_1 = Z \frac{b}{a+b}; \quad (127)$$

$$Z_2 = Z \frac{a}{a+b}; \quad (128)$$

$$T_1 = T \frac{b}{a+b}; \quad (129)$$

$$T_2 = T \frac{a}{a+b}. \quad (130)$$

Если между опорами расположены два колена коленчатого вала, как это сделано у большинства двухцилиндровых двигателей, то реакции подсчитывают с учетом сил Z и T , действующих на каждое колено. Предполагают, что опасное сечение кривошипа

ного пальца находится посредине, т. е. в точке приложения сил T и Z .

Изгибающий момент от реакции Z_1

$$M_Z = Z_1 a = Z \frac{ab}{a+b}. \quad (131)$$

Изгибающий момент от реакции T_1

$$M_T = T_1 a = T \frac{ab}{a+b}. \quad (132)$$

Ввиду того что эти изгибающие моменты действуют в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, суммарный изгибающий момент определится как геометрическая сумма M_Z и M_T , т. е.

$$M_u = \sqrt{M_Z^2 + M_T^2}. \quad (133)$$

Напряжение изгиба в кривошипном пальце

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_1}; \quad (134)$$

здесь $W_1 = \frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$ — момент сопротивления изгибу кольцевого сечения кривошипного пальца, где D — наружный диаметр пальца; d — диаметр отверстия пальца.

К этому сечению подводится крутящий момент

$$M_{кр} = M_{крс} - T_1 R. \quad (135)$$

Для одноцилиндрового двигателя крутящий момент определяют по формуле

$$M_{кр} = TR - T_1 R = R(T - T_1).$$

Напряжение кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_2}, \quad (136)$$

где $W_2 = \frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)$ — момент сопротивления кручению.

Суммарное напряжение в опасном сечении кривошипного пальца от изгиба и кручения подсчитываются согласно третьей теории прочности по формуле

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (137)$$

Подсчитанное суммарное напряжение сравнивают с пределом текучести σ_T легированной стали, из которой изготовлен кривошипный палец.

Отношение предела текучести к расчетному напряжению называется коэффициентом запаса

$$K_1 = \frac{\sigma_T}{\sigma_{сум}}.$$

Коренной палец подвергается изгибу и кручению. Изгибающий момент, действующий на коренную шейку, возникает от реакции Z' :

$$M_Z = Z_1 c = Z \frac{cb}{a+b}, \quad (138)$$

где c — расстояние от середины подшипника до места перехода коренного пальца в щеку кривошипа, которое является опасным сечением.

Изгибающий момент от реакции T_1

$$M_T = T_1 c = T \frac{cb}{a+b}. \quad (139)$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_u = \sqrt{M_Z^2 + M_T^2}. \quad (140)$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_1} = \frac{M_u}{\frac{\pi}{32} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)}. \quad (141)$$

Крутящий момент равен крутящему моменту сопротивления:

$$M_{кр} = M_{кр} c.$$

Напряжение кручения

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{\frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)}. \quad (142)$$

Суммарное напряжение в коренном пальце от действия изгиба и кручения

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2}. \quad (143)$$

Коленчатые валы современных мотоциклетных двигателей чаще всего состоят из нескольких деталей, соединенных прессовой посадкой. Расчет прессовых посадок необходим для определения наибольшего крутящего момента, который может передать данная пара деталей; силы, необходимой при запрессовке пальцев, а также напряжений растяжения в щеках, возникающих при запрессовке.

Для прессовой посадки кривошипного пальца опасные нагрузки появляются во время неожиданных остановок двигателя, например из-за заклинивания поршня, преждевременной вспышки, поломки какой-либо детали в силовой передаче. В этом случае момент трения, возникающий в месте запрессовки пальца, должен противодействовать крутящему моменту маховика. Значение последнего зависит от величин динамического момента инерции маховика и отрицательного ускорения при остановке двигателя

$$M_{пр} = J_x \epsilon,$$

где J_x — динамический момент инерции маховика;
 ε — угловое ускорение.

Отрицательное угловое ускорение при мгновенной остановке равно бесконечности, поэтому и крутящий момент маховика в этом случае теоретически бесконечно большой.

В действительности всякая остановка двигателя, даже кажущаяся мгновенной, продолжается некоторое время. Однако величина ε не поддается расчету или экспериментальному определению. Поэтому прессовую посадку рассчитывают условно, например путем сравнения величины момента трения прессовой посадки с динамическим моментом инерции маховика. Затем эти величины сравнивают с данными удовлетворительно работающих двигателей.

Схема прессовой посадки кривошипного пальца в среднюю щеку кривошипа коленчатого вала двигателя М-72 представлена на фиг. 231.

Момент трения прессовой посадки

$$M_{тр} = fp2\pi R^2 l, \quad (144)$$

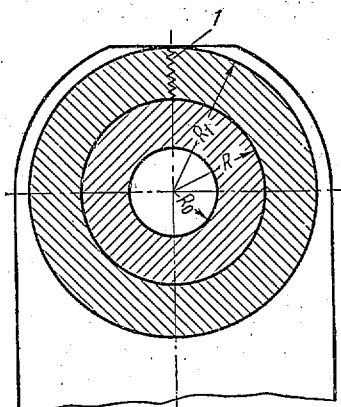
где f — коэффициент трения;
 p — удельное давление, возникающее на поверхности соприкасаемых деталей;
 l — длина запрессовки.

Удельное давление определяют по формуле Лямэ¹

$$p = \frac{\delta E_1 E_2}{2R [E_1 (K_1 - \mu_2) + E_2 (K_2 + \mu_1)]}; \quad (145)$$

$$K_1 = \frac{R^2 + R_0^2}{R^2 - R_0^2}; \quad K_2 = \frac{R_1^2 + R^2}{R_1^2 - R^2},$$

где δ — натяг при запрессовке;
 R_0 — радиус отверстия кривошипного пальца;
 R — радиус пальца;
 R_1 — условный радиус охватывающего кольца;
 E_1 — модуль упругости материала пальца;
 E_2 — модуль упругости материала щеки кривошипа;
 μ_1 и μ_2 — коэффициенты Пуассона для материалов пальца и щеки кривошипа.



Фиг. 231. Схема прессовой посадки кривошипного пальца двигателя М-72:

I — опасное сечение на разрыв.

¹ Детали машин, сборник материалов по расчету и конструированию, кн. 1, под ред. д-ра техн. наук Н. С. Ачеркана, Машгиз, 1954.

Пример. Определить удельное давление и момент трения кривошипного пальца двигателя М-72, если известно, что у коленчатого вала двигателя мотоцикла М-72 $R_1 = 29$ мм; $R = 18$ мм, $R_0 = 8,7$ мм; $E_1 = E_2 = 2\,200\,000$ кг/см²; $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $\delta = 0,12$ мм; $l = 18$ мм; $f = 0,15$ (сталь по стали).

Решение.

$$K_1 = \frac{18^2 + 8,7^2}{10^2 - 8,7^2} = 1,605;$$

$$K_2 = \frac{29^2 + 18^2}{29^2 - 18^2} = 2,255.$$

Удельное давление

$$p = \frac{\delta E}{2R(K_1 + K_2)},$$

когда палец и щека изготовлены из одного материала

$$p = \frac{0,12 \cdot 2\,200\,000}{2 \cdot 18 \cdot (1,605 + 2,255)} \approx 1900 \text{ кг/см}^2.$$

Момент трения

$$M_{тр} = 0,15 \cdot 1900 \cdot 2\pi \cdot 1,8^2 \cdot 1,8 = 10\,450 \text{ кгсм.}$$

Кроме расчета прочности сопряжения для передачи крутящего момента, часто бывает нужно определить силу, необходимую для запрессовки деталей (например, при подборе пресса).

Силу для запрессовки определяют по формуле

$$P = 2fr\pi Rl. \quad (146)$$

Для двигателя М-72.

$$P = 2 \cdot 0,15 \cdot 1900 \cdot \pi \cdot 1,8 \cdot 1,8 = 5800 \text{ кг} = 5,8 \text{ т.}$$

Опасное сечение щеки кривошипа следует проверить на растяжение. Напряжение растяжения определяют по формуле

$$\sigma_a = p \frac{R_1^2 + R^2}{R_1^2 - R^2}.$$

Для двигателя М-72 $\sigma_a = 1900 \cdot 2,255 = 4280$ кг/см²

Если принять предел текучести для вязкой легированной стали 80—88 кг/мм², то коэффициент запаса равен приблизительно 2.

§ 92. ОХЛАЖДЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯ

Значительная часть тепла, выделяющаяся при сгорании топлива цилиндра, не превращается в механическую работу, а нагревает детали двигателя. Кроме того, часть тепла уходит с отработавшими газами. Та часть тепла, которая идет на нагревание двигателя, достигает 30—40% от всей энергии, получающейся при сгорании топлива. Чтобы избежать перегрева двигателя, все это тепло должно быть отведено в окружающий воздух системой охлаждения.

При неправильно спроектированном охлаждении двигателя тепло в нем накапливается и температура деталей повышается. Перегрев двигателя сопровождается уменьшением наполнения, самовоспламенением смеси и заклиниванием поршня в цилиндре.

Правильно работающая система охлаждения постоянно отводит нужное количество тепла, и температура деталей двигателя не превышает определенного безопасного предела. Практика показывает, что температура головки цилиндра, измеренная под свечой, не должна превышать $220-240^{\circ}$.

На мотоциклетных двигателях применяют воздушное охлаждение потоком встречного воздуха, возникающим при движении мотоцикла. Цилиндр и его головка соприкасаются с воздухом большой поверхностью, выполненной в виде тонких ребер. Воздух, проходя между ребрами, отнимает от них тепло.

Практикой установлено, что расстояние между ребрами (шаг расположения) не должно быть меньше 8 мм. Чаще всего на чугунных цилиндрах расстояние между ребрами делают равным 10—11 мм. Наилучшее соотношение между длиной ребер и расстоянием между ними равно 6. Другими словами, если шаг равен 9 мм, то нет смысла делать ребро длиннее чем 54 мм (9×6), так как дальнейшее его удлинение приведет только к увеличению веса без заметного улучшения охлаждения.

Толщину ребер у основания принимают равной 4 мм, а у края 2 мм, причем переходы от основания ребра к цилиндру делают плавными.

Количество тепла, которое отводится с охлаждающим воздухом, при прочих равных условиях пропорционально поверхности ребер и скорости встречного воздуха и зависит от формы, размера и профиля ребер. Улучшение охлаждения получается, если плоскость ребер наклонена на $12-20^{\circ}$ (в среднем на 15°) к направлению потока охлаждающего воздуха.

Большое количество ребер делают в наиболее нагретых частях двигателя, т. е. на головке цилиндра и особенно в зоне выпускных клапанов, а также в верхней части цилиндра. Поверхность охлаждения ребер цилиндра к нижнему фланцу уменьшают.

При проектировании нового двигателя количество, размеры и расположение ребер охлаждения устанавливают по аналогии с существующими конструкциями. Правильность решения проверяют во время испытания опытного образца.

Расчет системы воздушного охлаждения основан на ряде упрощений и включает много неизвестных величин, вследствие чего не представляет практического интереса.