



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный
технический университет**

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практикум

Часть 2

**Минск
БНТУ
2018**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практикум
для студентов специальности
1–37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

В 3 частях

Часть 2

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ГРУППЫ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2018

УДК 621.43.001.63(076.5)
ББК 31.365я7
К65

С о с т а в и т е л и :
В.А. Бармин, А.В. Предко

Р е ц е н з е н т ы :
кафедра «Техническая эксплуатация воздушных судов и двигателей»
Белорусской государственной академии авиации;
ведущий инженер-конструктор ОАО УКХ
«Минский моторный завод» *В.И. Березун*

К65 **Конструирование** и расчет двигателей : практикум для студентов специальности 1-37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания» : в 3 ч. Ч. 2 : Расчет деталей группы коленчатого вала / сост. : В.А. Бармин, А.В. Предко. – Минск : БНТУ, 2018. – 51 с.
ISBN 978-985-550-790-2 (Ч. 2).

Издание содержит практические работы, связанные с изучением и приобретением навыков расчета основных деталей группы коленчатого вала автомобильных и тракторных двигателей. Приведены расчетные схемы, исходные данные, формулы и методики расчетов основных деталей группы коленчатого вала.

Издается с 2016 года. Часть 1 выпущена в 2016 г.

УДК 621.43.001.63(076.5)
ББК 31.365я7

ISBN 978-985-550-790-2 (Ч. 2)
ISBN 978-985-550-518-2

© Белорусский национальный
технический университет, 2018

ПРЕДИСЛОВИЕ

Надежность современных автотракторных двигателей внутреннего сгорания во многом зависит от прочности его основных деталей, которые испытывают значительные динамические и тепловые нагрузки. Динамические нагрузки на некоторые детали носят циклический характер с различной частотой и амплитудой. В результате действия нагрузок в деталях могут возникать одновременно крутильные, изгибные, растяжения-сжатия напряжения. Тепловые нагрузки, связанные с градиентами температур, вызывающих тепловые напряжения, а также всевозможные концентраторы напряжений в деталях сложной формы создают дополнительные напряжения, которые необходимо учитывать при расчетах деталей. Многие детали, совершая возвратно-поступательное и вращательное движения, подвержены износу в процессе эксплуатации. Все это в сочетании с другими факторами снижает прочность деталей двигателей.

Существующие методы расчета деталей двигателя на прочность позволяют определить с достаточной степенью точности возникающие в них напряжения, рассчитать запасы прочности с учетом влияния факторов, снижающих прочность деталей.

Цель создания практикума – ознакомление студентов с методами расчета деталей двигателя на прочность и решение практических задач, связанных с определением прочности деталей. Практикум закрепляет теоретический знания по дисциплине «Конструирование и расчет двигателей», прививает навыки расчета деталей двигателя с учетом теплового и напряженно-деформированного состояния при действии переменных нагрузок.

В практикуме приведены методы и исходные данные для расчета деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов двигателя на прочность, а также анализ результатов расчета.

Практикум состоит из трех частей: часть 1 – «Расчет деталей цилиндропоршневой и шатунной групп» (издана в 2016 г.); часть 2 – «Расчет деталей группы коленчатого вала»; часть 3 – «Расчет деталей газораспределительного механизма».

Практическая работа № 1

РАСЧЕТ КОРЕННЫХ ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: ознакомиться с методом расчета коренных шеек полноопорного коленчатого вала рядного, произвести их расчет на прочность.

Общие сведения

Коленчатый вал представляет собой многоопорную статически неопределимую конструкцию, имеющую сложную форму и нагруженную пространственной системой переменных по величине и направлению газовых и инерционных сил и моментов; подвергается деформациям от изгибных и крутильных колебаний.

При расчете на прочность коленчатого вала широко распространена *разрезная схема*, в соответствии с которой из коленчатого вала по серединам коренных шеек вырезается кривошип, который рассматривается как двухопорная балка.

Действия указанных сил и моментов приводит к возникновению в материале коленчатого вала значительных касательных напряжений скручивания и нормальных напряжений изгиба и растяжения-сжатия. Поэтому к конструкции коленчатых валов предъявляются высокие и разнообразные требования, в том числе и к механическим свойствам материалов.

Материал коленчатого вала должен обладать высокой прочностью и вязкостью, большой сопротивляемостью износу и усталостным напряжениям, сопротивлением действию ударных нагрузок и твердостью. Такими свойствами обладают правильно обработанные углеродистые и легированные стали, а также высококачественные чугуны. Коленчатые валы автомобильных и тракторных двигателей изготавливают из сталей 45, 45Х, 40ХФА, 42ХМФА, 18Х2Н4ВА и др.

Запас прочности коренных и шатунных шеек определяется в сечениях маслоподводящих каналов, а для шеек – в галтелях, там, где концентрация напряжений самая высокая.

Прочность коленчатого вала определяется следующими факторами:

размерами и формами отдельных элементов вала;

наличием концентраторов напряжений на кромках масляных каналов, галтелей и других переходах;

характеристиками прочности материалов σ_{-1} , σ_T , σ_{-1P} , τ_{-1} , τ_T ;

использованными при изготовлении вала конструктивными и технологическими методами упрочнения;

наличием и ориентацией внутренних упорядоченных структур, расположением волокон, зависящим от способа изготовления вала.

Размеры отдельных элементов вала задаются на основании статистических данных, приведенных в табл. 1.1, с учетом конструктивных особенностей и степени форсированности двигателя. После этого производится оценка напряженного состояния каждого элемента вала.

Таблица 1.1

Относительные размеры шеек коленчатых валов

Тип двигателя	Коренные шейки		Шатунные	
	$d_{кш}/D$	$l_{кш}/d_{кш}$	$d_{шш}/D$	$l_{шш}/d_{шш}$
Бензиновый				
однорядный	0,65...0,8	0,45...0,6	0,55...0,7	0,45...0,65
V-образный с расположением двух шатунов на шейке	0,62...0,7	0,25...0,5	0,55...0,65	0,8...1
Дизельный				
однорядный	0,72...0,9	0,55...0,7	0,63...0,75	0,73...1
V-образный с расположением двух шатунов на шейке	0,68...0,76	0,5...0,6	0,65...0,75	0,95...1

Метод расчета

Коренные шейки нагружаются, главным образом, крутящим моментом, так как величины изгибающих моментов малы вследствие относительно малой длины шеек. Поэтому запасы прочности коренных шеек принято оценивать только касательными напряжениями.

Последовательность расчета следующая:

заполняем таблицу набегающих моментов на коренные шейки коленчатого вала (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Набегающие моменты на коренные шейки коленчатого вала n -цилиндрового двигателя

φ, град	T_1 , Н	$M_{кш2}$, Н·м	T_2 , Н	$M_{кш3}$, Н·м	...	T_n , Н	$M_{кш n+1}$, Н·м
0					...		
30					...		
...							
720					...		
$M_{кш max}$...		
$M_{кш min}$...		
$\Delta M_{кш}$...		

В соответствии с порядком работы цилиндров в таблицу заносятся значения тангенциальной силы T , действующей на шатунные шейки.

Для четырехцилиндрового двигателя с порядком работы 1–3–4–2 и углом чередования вспышек 180° :

$$\left. \begin{aligned} T_3(0) &= T_1(720^\circ - 180^\circ); \\ T_4(0) &= T_1(720^\circ - 360^\circ); \\ T_2(0) &= T_1(720^\circ - 540^\circ). \end{aligned} \right\} \quad (1.1)$$

Для шестицилиндрового двигателя с порядком работы 1–5–3–6–2–4, с углом чередования вспышек 120° :

$$\left. \begin{aligned} T_5(0) &= T_1(720^\circ - 120^\circ); \\ T_3(0) &= T_1(720^\circ - 240^\circ); \\ T_6(0) &= T_1(720^\circ - 360^\circ); \\ T_2(0) &= T_1(720^\circ - 480^\circ); \\ T_4(0) &= T_1(720^\circ - 600^\circ). \end{aligned} \right\} \quad (1.2)$$

Для двигателей с другим количеством цилиндров или порядком работы следует руководствоваться тем же принципом.

Набегающие моменты на коренные шейки в n -цилиндровом двигателе определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{кш}2} &= T_1 \cdot R; \\ M_{\text{кш}3} &= M_{\text{кш}2} + T_2 \cdot R; \\ \dots & \\ M_{\text{кш}(i+1)} &= M_{\text{кш}(i)} + T_{(i)} \cdot R; \\ \dots & \\ M_{\text{кш}(n+1)} &= M_{\text{кш}(n)} + T_{(n)} \cdot R. \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

Определяем наиболее нагруженную шейку по размаху момента

$$\Delta M_{\text{кш}} = M_{\text{кш max}} - M_{\text{кш min}}; \quad (1.4)$$

Дальнейшие расчеты проводятся для наиболее нагруженной шейки.

Определяем максимальное и минимальное значения касательных напряжений (МПа):

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{кш min}}}{W_{\text{кш}}}, \quad (1.5)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{кш max}}}{W_{\text{кш}}}, \quad (1.6)$$

где $W_{\text{кш}}$ – момент сопротивления шейки кручению, м³:

$$W_{\text{кш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{кш}}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{кш}}}{d_{\text{кш}}} \right)^4 \right], \quad (1.7)$$

где $d_{\text{кш}}$ – диаметр коренной шейки, м;

$\delta_{\text{кш}}$ – внутренний диаметр коренной шейки, м;

амплитуду и среднее напряжение в цикле (МПа)

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (1.8)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}; \quad (1.9)$$

запас Z_τ прочности по зависимостям с учетом концентрации напряжений от маслоподводящего отверстия (см. приложение).

Запасы прочности коренных шеек должны иметь значения:

для бензиновых двигателей	3 – 5;
для дизелей без наддува	4 – 5;
для дизелей с наддувом	2 – 4;
для высокофорсированных двигателей	2 – 2,5.

Параметры для расчета

Для выполнения расчета используются результаты динамического расчета. Размеры коренной шейки принимаются согласно табл. 1.1 или по размерам коленчатого вала двигателя прототипа (см. табл. 1.3 или чертеж). Необходимые механические характеристики материала определяются по таблицам приложения.

Таблица 1.3

Номинальные размеры шеек коленчатых валов и вкладышей подшипников

Марка двигателя	Шатунная шейка		Коренная шейка			
	$d_{\text{шш}}$, мм	$l_{\text{шш}}$, мм	$d_{\text{кш}}$, мм	Длина подшипника $l_{\text{кш}}$, мм		
				переднего	среднего	заднего
МеМЗ-968	50	18,5	55	46	24	47
АЗЛК-412	52	21,5	60	25,5		
ВАЗ-2101	47,8	25	50,8	21	22,5	21
ЗМЗ-24	58	28	64	25,5		
ЗМЗ-53	60	23,5	70	24		
ЗиЛ-130	65,5	27	74,5	26	26	40
ЯМЗ-238	88	34,2	110	40		
КамАЗ-740	80	28	95	28		
Д-37Е	65	33	70	33	37	33
Д-243	68,25	38	75,25	32	32	35
Д-260	73	38	82,25	32	42	32
СМД-60	85	34	92	40		

Практическая работа № 2

РАСЧЕТ ШАТУННЫХ ШЕЕК РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: ознакомиться с методом расчета шатунных шеек коленчатого вала n -цилиндрового рядного двигателя; произвести их расчет на прочность.

Метод расчета

На шатунные шейки действуют одновременно переменные крутящие и изгибающие моменты. Скручивание шатунной шейки происходит под действием набегающего момента $M_{\text{шш } i}$, определяемого так же, как и для коренной шейки, по таблицам или графикам набегающих крутящих моментов на шатунную шейку. Изгиб шатунной шейки происходит под действием изгибающих моментов в плоскости кривошипа M_k и в перпендикулярной плоскости M_T . Так как максимальные значения скручивающего и изгибающих моменты не совпадают по времени, запасы прочности шейки от кручения и изгиба определяются независимо друг от друга, а затем их суммируют, вычисляя общий запас прочности.

Расчет шатунных шеек на кручение

С целью определения крутящих моментов, действующих на каждую шатунную шейку полноопорного вала, набегающий момент, нагружающий коренную шейку, предшествующую рассматриваемой шатунной шейке, складывается с половиной момента, действующего на данную шатунную шейку:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{шш1}} &= 0,5 \cdot T_1 \cdot R; \\ M_{\text{шш2}} &= M_{\text{кш2}} + 0,5 \cdot T_2 \cdot R; \\ \dots \\ M_{\text{шши}} &= M_{\text{кши}} + 0,5 \cdot T_i \cdot R; \\ \dots \\ M_{\text{шшn}} &= M_{\text{кшn}} + 0,5 \cdot T_n \cdot R. \end{aligned} \right\}, \quad (2.1)$$

Полученные результаты расчетов сводятся в таблицу (табл. 2.1).

Таблица 2.1

**Форма таблицы набегающих моментов
на шатунные шейки рядного двигателя**

φ, град	T_1 , Н	$M_{\text{шш1}}$, Н·м	T_2 , Н	$M_{\text{шш2}}$, Н·м	...	T_n , Н	$M_{\text{шшn}}$, Н·м
0					...		
30					...		
...							
720					...		
$M_{\text{кш max}}$...		
$M_{\text{кш min}}$...		
$\Delta M_{\text{кш}}$...		

По размаху момента определяем наиболее нагруженную шейку:

$$\Delta M_{\text{max}} = M_{\text{шш max}} - M_{\text{шш min}}. \quad (2.2)$$

Для наиболее нагруженной шейки по максимальному и минимальному значениям набегающих моментов определяем соответствующие им значения касательных напряжений:

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\text{шш min}}}{W_{\text{шш } \tau}}, \quad (2.3)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\text{шш max}}}{W_{\text{шш } \tau}}, \quad (2.4)$$

где $W_{\text{шш } \tau}$ – момент сопротивления шейки кручению:

$$W_{\text{шш } \tau} = \frac{\pi \cdot d_{\text{шш}}^3}{16} \cdot \left[1 - \left(\frac{\delta_{\text{шш}}}{d_{\text{шш}}} \right)^4 \right], \quad (2.5)$$

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

$\delta_{\text{шш}}$ – внутренний диаметр шатунной шейки,

Амплитуда и среднее напряжение цикла напряжения:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}, \quad (2.6)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (2.7)$$

Определяем запас прочности Z_t с учетом наличия концентрации напряжений от масляного отверстия по зависимостям (см. приложение).

Расчет шатунной шейки на изгиб

Расчетная схема, используемая при определении запаса прочности по нормальным напряжениям при изгибе шатунной шейки, приведена на рис. 2.1. Для упрощения принято, что кривошип симметричный и центробежные силы щек и противовесов лежат на одной линии.

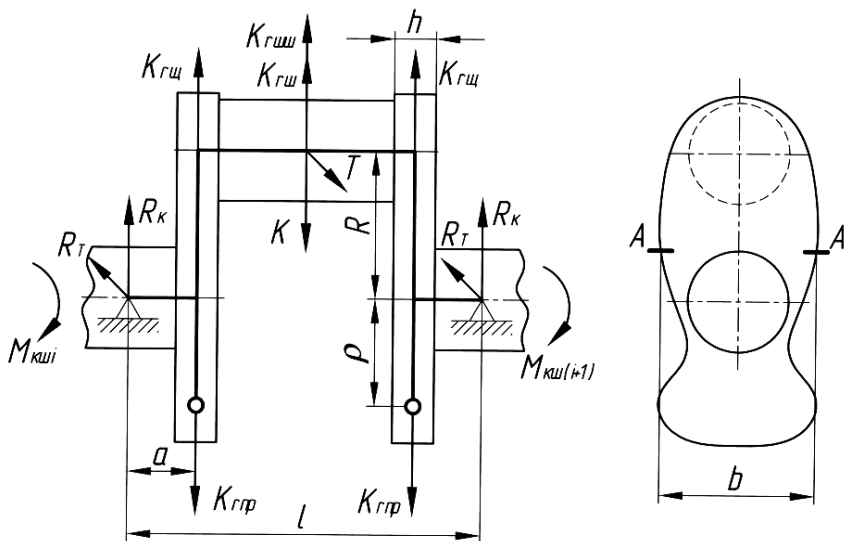


Рис. 2.1. Расчетная схема кривошипа рядного двигателя

Изгибающий момент в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипа:

$$M_{T_{шш}} = -0,5 \cdot R_T \cdot l, \quad (2.8)$$

где l – расстояние между серединами соседних коренных шеек, м;

R_T – реакция опор при действии тангенциальной силы, Н:

$$R_T = -0,5 \cdot T. \quad (2.9)$$

Расчет сил, действующих в плоскости кривошипа.

Положительными считаются силы, действующие в плоскости кривошипа в направлении к оси вращения коленчатого вала.

Центробежная сила инерции противовеса, расположенного на продолжении щеки:

$$K_{r \text{ пр}} = m_{\text{пр}} \cdot \rho \cdot \omega^2, \quad (2.10)$$

где $m_{\text{пр}}$ – масса противовеса, кг;

ρ – радиус центра тяжести противовеса, м.

Центробежная сила инерции вращающихся частей шатуна:

$$K_{r \text{ ш}} = -m_{\text{шк}} \cdot R \cdot \omega^2, \quad (2.11)$$

где $m_{\text{шк}}$ – масса частей шатуна совершающих вращательное движение, кг.

Центробежная сила, действующая на щеку:

$$K_{r \text{ щ}} = -m_{\text{щ}} \cdot R \cdot \omega^2, \quad (2.12)$$

где $m_{\text{щ}}$ – приведенная масса щеки, кг.

Центробежная сила, действующая на шатунную шейку:

$$K_{r \text{ шш}} = -m_{\text{шш}} \cdot R \cdot \omega^2, \quad (2.13)$$

где $m_{\text{шш}}$ – приведенная масса шатунной шейки, кг.

Реакция опор при действии сил в плоскости кривошипа:

$$R_K = -0,5 \cdot K + 0,5 \cdot (2 \cdot K_{r \text{ щ}} - 2 \cdot K_{r \text{ пр}} + K_{r \text{ шш}} + K_{r \text{ ш}}). \quad (2.14)$$

Изгибающий момент, действующий в плоскости кривошипа:

$$M_{K \text{ шш}} = -0,5 \cdot R_K \cdot l + (K_{r \text{ щ}} - K_{r \text{ пр}}) \cdot (0,5 \cdot l - a), \quad (2.15)$$

где a – половина длинны коренной шейки, м;

l – длина одного пролета коленчатого вала, м.

Отверстие для подвода масла к поверхности шатунной шейки является источником концентрации напряжений, поэтому определяется значение суммарного изгибающего момента в плоскости расположения этого отверстия:

$$M_{\varphi} = M_{K_{\text{шш}}} \cdot \cos \varphi_M + M_{T_{\text{шш}}} \cdot \sin \varphi_M, \quad (2.16)$$

где φ_M – угол между положительным направлением силы K и осью отверстия для подвода масла.

Результаты расчетов сводятся в таблицу (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Результаты расчета шатунной шейки на изгиб

φ , град	K , Н	T , Н	R_K , Н	R_T , Н	$M_{K_{\text{шш}}}$, Н·м	$M_{T_{\text{шш}}}$, Н·м	M_{φ} , Н·м
0							
30							
...							
720							

Из таблицы находятся значения $M_{\varphi_{\text{max}}}$ и $M_{\varphi_{\text{min}}}$, а по ним экстремальные значения напряжений при изгибе шатунной шейки:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\varphi_{\text{max}}}}{W_{\text{шш}\sigma}}, \quad (2.17)$$

$$\sigma_{\text{min}} = \frac{M_{\varphi_{\text{min}}}}{W_{\text{шш}\sigma}}. \quad (2.18)$$

где $W_{\text{шш}\sigma}$ – момент сопротивления сечения шатунной шейки изгибу, $W_{\text{шш}\sigma} = 0,5 \cdot W_{\text{шш}\tau}$.

Амплитуда и среднее напряжение цикла σ_a и σ_m :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (2.19)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (2.20)$$

По значениям σ_a и σ_m определяется запас прочности шатунной шейки на изгиб Z_σ с учетом наличия концентрации напряжений от масляного отверстия.

Суммарный запас прочности для шатунной шейки определяется как

$$Z_\Sigma = \frac{Z_\tau \cdot Z_\sigma}{\sqrt{Z_\tau^2 + Z_\sigma^2}}. \quad (2.21)$$

Суммарный запас прочности шатунной шейки должен находиться в пределах:

для автомобильных двигателей	2,0 – 3,0;
для тракторных двигателей	3,0 – 3,5;
для форсированных двигателей	2,0 – 2,5.

Параметры для расчета

Для выполнения расчета используются результаты динамического расчета. Размеры кривошипа принимаются согласно табл. 1.1, 2.3 или по размерам коленчатого вала двигателя прототипа (см. табл. 1.3 или чертеж). Необходимые механические характеристики материала определяются по таблицам приложения.

Относительные размеры шеек коленчатых валов

Тип двигателя	Относительная ширина b/D	Относительная толщина h/D
Бензиновый	1...1,25	0,2...0,25
Дизельный	1,1...1,3	0,24...0,28

Практическая работа № 3

РАСЧЕТ КОРЕННЫХ И ШАТУННЫХ ШЕЕК V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Цель работы: ознакомиться с методом расчета коренных и шатунных шеек коленчатого вала V-образного двигателя; произвести их расчет на прочность.

Метод расчета

Коленчатый вал V-образного двигателя рассчитывается как разрезная двухопорная балка (рис. 3.1). Расчет коренных и шатунных шеек коленчатого вала сводится к определению их запасов прочности.

Коленчатый вал 8-цилиндрового V-образного двигателя имеет угол установки колен $\Theta = 90^\circ$. Учитывая, что развал блока цилиндра 90° , получаем равномерное чередование вспышек. Порядок работы цилиндров: 1–5–4–2–6–3–7–8.

Для шестицилиндровых V-образных двигателей угол установки колен $\Theta = 120^\circ$. У двигателей типа ЯМЗ-236 развал блока цилиндров – 90° , чередование вспышек не равномерное: 90° – 150° . Порядок работы: 1–4–2–5–3–6.

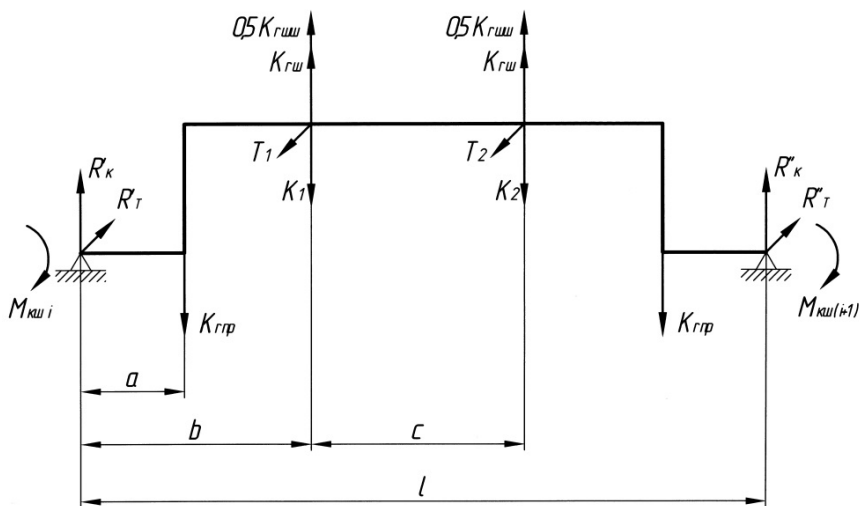


Рис. 3.1. Расчетная схема коленчатого вала V-образного двигателя с рядом стоящими шатунами

Коренные шейки рассчитываются на кручение под действием тангенциальных сил T . Наиболее нагруженная шейка определяется путем расчета набегающих моментов.

На каждую шатунную шейку передается усилие от двух цилиндров:

- для 8-цилиндрового двигателя на первую – 1, 5;
 - на вторую – 2, 6;
 - на третью – 3, 7;
 - на четвертую – 4, 8;
- для 6-цилиндрового двигателя на первую – 1, 4;
 - на вторую – 2, 5;
 - на третью – 3, 6.

В соответствии с порядком работы цилиндров и с учетом расположения шеек в таблицу заносятся значения тангенциальной силы, действующей на шатунные шейки (табл. 3.1):

для 8-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} T_1(0), T_5(0) &= T_1(720^\circ - 90^\circ); \\ T_2(0) &= T_1(720^\circ - 270^\circ), T_6(0) = T_1(720^\circ - 360^\circ); \\ T_3(0) &= T_1(720^\circ - 450^\circ), T_7(0) = T_1(720^\circ - 540^\circ); \\ T_4(0) &= T_1(720^\circ - 180^\circ), T_8(0) = T_1(720^\circ - 630^\circ). \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

для 6-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} T_1(0), T_4(0) &= T_1(720^\circ - 90^\circ); \\ T_2(0) &= T_1(720^\circ - 240^\circ), T_5(0) = T_1(720^\circ - 330^\circ); \\ T_3(0) &= T_1(720^\circ - 480^\circ), T_6(0) = T_1(720^\circ - 570^\circ). \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Набегающие моменты определяются по формулам:
для 8-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{кш2}} &= (T_1 + T_5) \cdot R; \\ M_{\text{кш3}} &= M_{\text{кш2}} + (T_2 + T_6) \cdot R; \\ M_{\text{кш4}} &= M_{\text{кш3}} + (T_3 + T_7) \cdot R; \\ M_{\text{кш5}} &= M_{\text{кш4}} + (T_4 + T_8) \cdot R. \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

для 6-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{кш2}} &= (T_1 + T_4) \cdot R; \\ M_{\text{кш3}} &= M_{\text{кш2}} + (T_2 + T_5) \cdot R; \\ M_{\text{кш4}} &= M_{\text{кш3}} + (T_3 + T_6) \cdot R. \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

Значения $M_{\text{кш}}$ и T заносим в таблицу (табл. 3.1).

Таблица 3.1

**Набегающие моменты на коренных шейках
6-цилиндрового двигателя**

φ, град	T ₁ , Н	T ₄ , Н	M _{кш2} , Н·М	T ₂ , Н	T ₅ , Н	M _{кш3} , Н·М	T ₃ , Н	T ₆ , Н	M _{кш} , Н·М
0									
30									
...									
720									

По величине размаха момента

$$\Delta M_i = M_{\text{кш max } i} - M_{\text{кш min } i}. \quad (3.5)$$

Наиболее нагруженной является коренная шейка с максимальным размахом момента.

Для выбранной шейки определяются минимальные и максимальные касательные напряжения по зависимостям (1.5), (1.6).

Дальнейшие расчеты коренной шейки на запас прочности ведутся аналогично методу, изложенному в работе № 1.

Шатунные шейки рассчитываются на кручение и изгиб. Запасы прочности при кручении и изгибе определяются независимо один от другого, а затем подсчитывается общий запас прочности.

Расчет шатунной шейки на кручение

С целью определения крутящих моментов, действующих на каждую шатунную шейку коленчатого вала, набегающий момент, нагружающий коренную шейку, предшествующую рассматриваемой шатунной шейкой, складывается с половиной момента действующего на данную шатунную шейку.

Набегающие моменты определяются по формулам:
для 8-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{шш1}} &= 0,5(T_1 + T_5) \cdot R; \\ M_{\text{шш2}} &= M_{\text{кш2}} + 0,5(T_2 + T_6) \cdot R; \\ M_{\text{шш3}} &= M_{\text{кш3}} + 0,5(T_3 + T_7) \cdot R; \\ M_{\text{шш4}} &= M_{\text{кш4}} + 0,5(T_4 + T_8) \cdot R; \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

для 6-цилиндрового двигателя

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{шш1}} &= 0,5(T_1 + T_4) \cdot R; \\ M_{\text{шш2}} &= M_{\text{кш2}} + 0,5(T_2 + T_5) \cdot R; \\ M_{\text{шш3}} &= M_{\text{кш3}} + 0,5(T_3 + T_6) \cdot R. \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Значения $M_{\text{шш}}$ заносятся в таблицу (табл. 3.2).

Таблица 3.2

**Набегающие моменты на шатунных шейках
6-цилиндрового двигателя**

φ, град	T_1 , Н	T_4 , Н	$M_{\text{шш1}}$, Н·м	T_2 , Н	T_5 , Н	$M_{\text{шш2}}$, Н·м	T_3 , Н	T_6 , Н	$M_{\text{шш3}}$, Н·м
0									
30									
...									
720									

Определяем размах момента для каждой шейки:

$$\Delta M_i = M_{\text{шш max } i} - M_{\text{шш min } i}. \quad (3.8)$$

Критерием нагруженности шейки служит размах момента. Для наиболее нагруженной шатунной шейки определяем минимальные и максимальные касательные напряжения (2.3), (2.4). Определяем запас прочности от касательных напряжений Z_τ (см. приложение).

Расчет шатунной шейки на изгиб в плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа

Расчет шатунной шейки на изгиб ведется в плоскости кривошипа и в перпендикулярной плоскости. Значения изгибающих моментов определяются для наиболее нагруженной шейки.

При расчете вала с последовательным расположением шатунов на шейке реакции опор от сил T будут равны:
 левой опоры

$$R_T^I = T_1 \cdot \frac{c+b}{l} + T_2 \cdot \frac{b}{l}; \quad (3.9)$$

правой опоры

$$R_T^{II} = T_2 + (T_1 - T_2) \cdot \frac{b}{l}. \quad (3.10)$$

Изгибающий момент в I-I (точка приложения сил K_1 и T_1):

$$M_T^{I-I} = R_T^I \cdot b. \quad (3.11)$$

Для сечения II-II (точка приложения сил K_2 и T_2)

$$M_T^{II-II} = R_T^I \cdot (b+c) - T_1 \cdot c, \quad (3.12)$$

где l – расстояние между серединами соседних коренных шеек, м;

c – расстояние между серединами шатунов, м;

b – расстояние от точки приложения сил K и T до середины ближайшей коренной шейки $b = \frac{l-c}{2}$, м.

Результаты расчетов сводятся в таблицу.

Расчет шатунной шейки на изгиб в плоскости кривошипа

При последовательном расположении шатунов на шейке реакции опор равны:

левой

$$R_K^I = K_1 + (K_2 - K_1) \cdot \frac{b}{l} - K_r, \quad (3.13)$$

где

$$K_r = (K_{шr} + K_{шшr}) \frac{c}{l} + (K_{прr} + K_{шr}) \left(1 - \frac{2a}{l}\right); \quad (3.14)$$

правой

$$R_K^{II} = K_2 + (K_1 - K_2) \cdot \frac{b}{l} - 0,5K_r. \quad (3.15)$$

Положительными считаются силы, действующие в плоскости кривошипа в направлении к оси вращения коленчатого вала.

Изгибающие моменты в плоскости кривошипа:

для сечения I-I

$$M_K^{I-I} = R_K^I \cdot b + (K_{шr} - K_{прr}) \cdot (b - a); \quad (3.16)$$

для сечения II-II

$$M_K^{II-II} = R_K^I \cdot (b + c) + (K_{шr} - K_{прr}) \cdot (b + c - a) + (K_{шr} + K_{шшr} - K_1) \cdot c, \quad (3.17)$$

где a – половина длины коренной опоры.

Центробежные силы инерции элементов коленчатого вала определяем по зависимостям (2.10) – (2.13).

Результаты расчета сводятся в таблицу.

Затем определяем моменты $M_{\varphi \max}$ и $M_{\varphi \min}$ для наиболее нагруженного сечения по зависимости (2.16). По найденным моментам $M_{\varphi \max}$ и $M_{\varphi \min}$ находим напряжения σ_{\max} и σ_{\min} (2.17), (2.18), а также остальные характеристики цикла нагружения (2.19), (2.20). Затем находим запас прочности Z_{σ} и общий запас прочности по формуле (2.21).

Параметры для расчета

Для выполнения расчета используются результаты динамического расчета. Размеры коленчатого вала принимаются согласно табл. 1.1, 2.3 или по размерам коленчатого вала двигателя прототипа (см. табл. 1.3 или чертеж). Необходимые механические характеристики материала определяются по таблицам приложений.

Практическая работа № 4

РАСЧЕТ ЩЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Цель работы: ознакомиться с методом расчета щек коленчатого вала, произвести расчет их на прочность.

Метод расчета

Щеки подвергаются изгибу в двух плоскостях, растяжению, сжатию и кручению. Щеки являются наиболее сложно нагруженными элементами коленчатого вала. Запасы прочности определяются в местах наибольшей концентрации напряжений – в галтелях.

Касательные напряжения кручения щеки вызываются скручивающими моментами

$$M_{щ\max} = R_{T\max} \cdot 0,5 \cdot (l_{кш} + h); \quad (4.1)$$

$$M_{щ\min} = R_{T\min} \cdot 0,5 \cdot (l_{кш} + h), \quad (4.2)$$

где $l_{кш}$ – длина коренной шейки, м;

h – толщина щеки, м;

$R_{T\max}$, $R_{T\min}$ – максимальное и минимальное значения реакции опоры, Н.

Касательные напряжения в щеке

$$\tau_{\max} = \frac{M_{щ\max}}{W_{щ\tau}}; \quad (4.3)$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{щ\min}}{W_{щ\tau}}, \quad (4.4)$$

где $W_{щ\tau}$ – момент сопротивления прямоугольного сечения щеки кручению, м³:

$$W_{щ\tau} = 0,25 \cdot b \cdot h^2, \quad (4.5)$$

где b – ширина щеки по сечению галтели шатунной шейки, м.

Определяем амплитуду и среднее напряжения τ_a и τ_m

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \quad (4.6)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (4.7)$$

Определяем запас прочности от касательных напряжений Z_τ (см. приложение).

Моменты, изгибающие щеку:

$$M_{\text{щ}u \text{ max}} = R_{K \text{ max}} \cdot 0,5 \cdot (l_{\text{кш}} + h); \quad (4.8)$$

$$M_{\text{щ}u \text{ min}} = R_{K \text{ min}} \cdot 0,5 \cdot (l_{\text{кш}} + h). \quad (4.9)$$

Силы, сжимающие (растягивающие) щеку:

$$P_{\text{щ} \text{ max}} = \frac{K_{\text{max}} - (2K_{r \text{ щ}} + K_{r \text{ ш}} + K_{r \text{ шш}})}{2}; \quad (4.10)$$

$$P_{\text{щ} \text{ min}} = \frac{K_{\text{min}} - (2K_{r \text{ щ}} + K_{r \text{ ш}} + K_{r \text{ шш}})}{2}. \quad (4.11)$$

Максимальные и минимальные нормальные напряжения в щеке

$$\sigma_{\Sigma \text{ max}} = \frac{M_{\text{щ}u \text{ max}}}{W_{\text{щ}\sigma}} + \frac{P_{\text{щ} \text{ max}}}{F_{\text{щ}}}; \quad (4.12)$$

$$\sigma_{\Sigma \text{ min}} = \frac{M_{\text{щ}u \text{ min}}}{W_{\text{щ}\sigma}} + \frac{P_{\text{щ} \text{ min}}}{F_{\text{щ}}}, \quad (4.13)$$

где $W_{\text{щ}\sigma}$ – момент сопротивления щеки изгибу, м^3 :

$$W_{\text{щ}\sigma} = \frac{bh^2}{6}; \quad (4.14)$$

$F_{щ}$ – площадь расчетного сечения щеки, м²:

$$F_{щ} = b \cdot h. \quad (4.15)$$

Амплитуда и среднее напряжение σ_a и σ_m :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (4.16)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (4.17)$$

Определяем запас прочности от нормальных напряжений 3σ (см. приложение).

Далее по зависимости (2.21) определяем суммарный запас прочности щеки.

Суммарный запас прочности щеки должен находиться в пределах:

для автомобильных двигателей не менее	2,0 – 3,0;
для тракторных двигателей	3,0 – 3,5.

Параметры для расчета

Для выполнения расчета используются результаты динамического расчета. Размеры щеки принимаются согласно табл. 2.3 или по размерам коленчатого вала двигателя прототипа. Необходимые механические характеристики материала определяются по таблицам приложения.

Практическая работа № 5

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Цель работы: ознакомиться с методами расчета подшипников коленчатого вала, произвести гидродинамический и тепловой расчет подшипников.

Метод расчета

При проектировании двигателя по данным его динамического расчета находятся силы, действующие на шейки коленчатого вала, и строятся полярные диаграммы нагрузок на шатунную и коренную шейки, а на основании прочностного расчета и компоновки устанавливают размеры шеек и подшипников – диаметр шейки $d_{ш}$ и длину опорной поверхности вкладыша l .

Для гидравлического расчета подшипника необходимо иметь три значения условного давления на единицу площади диаметральной проекции K :

среднее за рабочий цикл двигателя

$$k_{ср} = R_{шср} / (d_{ш} \cdot l); \quad (5.1)$$

среднее в петле максимальных нагрузок

$$k'_{ср} = R'_{шср} / (d_{ш} \cdot l); \quad (5.2)$$

максимальное

$$k_{max} = R_{шmax} / (d_{ш} \cdot l), \quad (5.3)$$

где $R_{шср}$ – средняя нагрузка на шатунную шейку (см. рис. 5.1);

$R'_{шср}$ – средняя нагрузка на шатунную шейку в петле максимальных нагрузок (см. рис. 5.1);

$R_{ш\text{ ср}}$ – максимальная нагрузка на шатунную шейку (см. рис. 5.1).

По $k_{ср}$ производится тепловой расчет подшипника, по $k'_{ср}$ определяется минимальная толщина масляного слоя и по k_{max} выбирается антифрикционный материал, условная прочность которого обеспечивает необходимую долговечность работы подшипника.

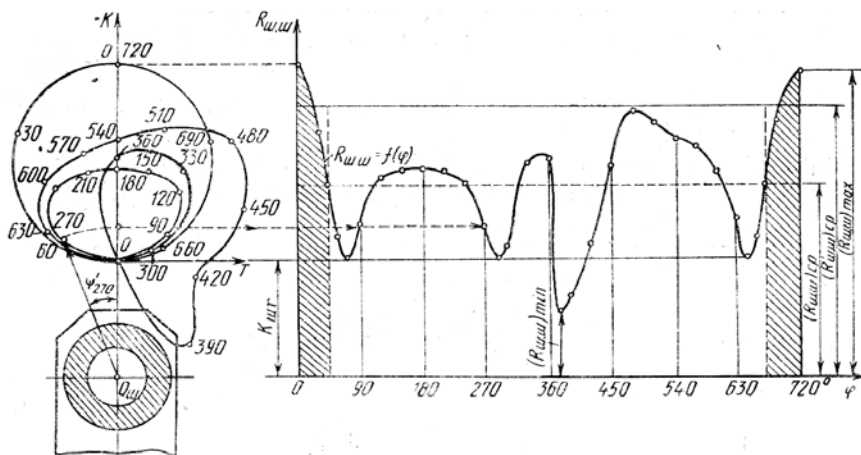


Рис. 5.1. Определение характерных нагрузок на шатунную шейку

Вал, нагруженный силой $R_{ш}$, при вращении занимает относительно подшипника положение, указанное на рис. 5.2, где углы φ_1 и φ_2 соответствуют началу и концу несущего масляного слоя.

При расчете подшипника приняты следующие обозначения и соотношения для цилиндрического подшипника скольжения:

Δ – диаметральный зазор, определяемый как разность между внутренним диаметром подшипника и диаметром шейки, $\Delta = D' - d_{ш}$;

δ – радиальный зазор, равный половине диаметрального зазора, $\delta = \Delta/2 = R' - r_{ш}$;

ψ – относительный зазор, зазор, отнесенный к диаметру или соответственно к радиусу шейки вала; $\psi = \Delta/d_{\text{ш}} = \delta/r_{\text{ш}}$;

$l/d_{\text{ш}}$ – относительная длина подшипника, отношение длины опорной шейки вала к ее диаметру;

e – эксцентриситет, отрезок OO' ;

χ – относительный эксцентриситет, эксцентриситет, отнесенный к радиальному зазору; $\chi = e/\delta$;

h_{min} – минимальная толщина масляного слоя, $h_{\text{min}} = \delta - e$
или $h_{\text{min}} = \delta(1 - \chi)$;

h_{max} – максимальная толщина масляного слоя $h_{\text{max}} = \delta + e$
или $h_{\text{max}} = \delta(1 + \chi)$.

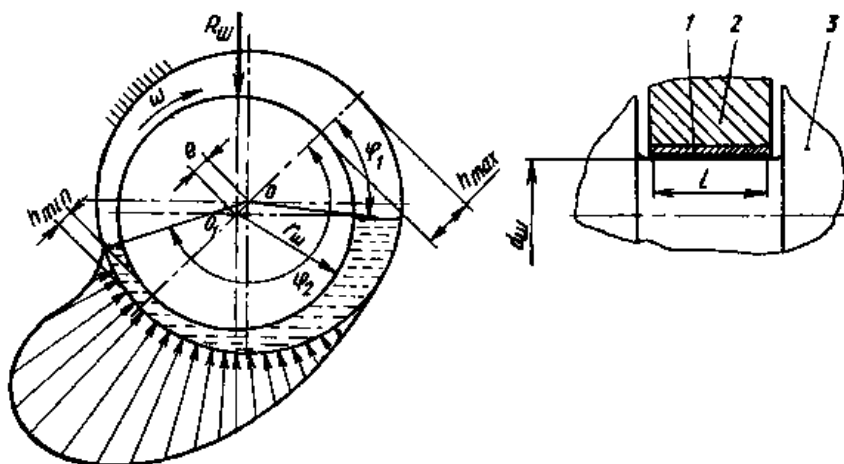


Рис. 5.2. Положение вала в подшипнике и конструктивная схема подшипника:
1 – вкладыш; 2 – корпус подшипника; 3 – коленчатый вал

Гидродинамический расчет подшипника сводится к следующему. Гидродинамическое давление, возникающее в слое масла, зависит от условного давления k , то есть от внешней нагрузки, передаваемой на подшипник. Поэтому определяют средние условные давления за рабочий цикл $k_{\text{ср}}$ и в петле

максимальных нагрузок $k'_{\text{ср}}$. Полученные значения сравниваются с имеющимися место значениями в существующих двигателях, приведенными в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Значения среднего и максимального условных давлений на шейку коленчатого вала

Двигатели	Подшипники	$K_{\text{ср}}$, МПа	$K'_{\text{ср}}$, МПа
Легковых автомобилей	Шатунные	0,5...0,8	0,8...12
	Коренные	0,4...0,7	0,6...0,9
Грузовых автомобилей	Шатунные	0,5...0,7	0,7...11
	Коренные	0,4...0,6	0,6...0,8
Тракторные	Шатунные	0,25...0,35	0,8...12
	Коренные	0,35...0,4	0,6...0,9
Форсированные дизели	Шатунные	0,9...1,6	25...42
	Коренные	10...17	20...30

Анализ $k_{\text{ср}}$ и $k'_{\text{ср}}$ является лишь предварительной оценкой работоспособности подшипника.

В настоящее время на основе гидродинамической теории смазки и экспериментальных данных установлены зависимости относительного эксцентриситета χ от отношения $l/d_{\text{ш}}$ и безразмерного коэффициента нагруженности подшипника Φ .

Коэффициент Φ является функцией среднего условного давления $k_{\text{ср}}$, относительного зазора ψ , динамической вязкости μ и частоты вращения коленчатого вала n .

$$\Phi = \frac{10^6 \cdot k_{\text{ср}} \cdot \psi^2}{\mu \cdot (\pi \cdot n / 30)}. \quad (5.4)$$

Поскольку динамическая вязкость масла μ зависит от температуры в нагруженной части слоя масла, проводится тепловой расчет подшипника скольжения.

Тепловой расчет подшипника проводится в следующей последовательности:

1. Задаются давление и температура масла на входе в подшипник: $p_m = 0,3-0,4$ МПа, $t_{вх} = 70-85$ °С.

2. Выбирается сорт масла, который в наибольшей степени соответствует условиям работы подшипника, при этом ориентируются на существующие конструкции двигателей. Для выбранного сорта масла, наиболее соответствующего условиям работы подшипника, определяют значения динамической вязкости масла в зависимости от температуры.

3. Задаются тремя значениями средней температуры масла в слое, как правило, принимают 90, 100, 110 °С и производится тепловой расчет подшипника:

для каждой из принятых температур масла находят его вязкости по табл. 5.2;

Таблица 5.2

Динамическая вязкость масла

Температура, °С	Динамическая вязкость μ (МПа·с) масла в соответствии с классом вязкости по SAE			
	20	30	40	50
110	0,00522	0,00693	0,00825	0,01047
100	0,00664	0,00877	0,01134	0,01445
90	0,00868	0,01198	0,01612	0,02035

для определенного по формуле (5.1) среднего условного давления k_{cp} находят три значения коэффициента нагруженности Φ по формуле (5.4), а по ним, используя графики (рис. 5.3), – три значения относительного эксцентриситета χ для отношения $l/d_{ш}$;

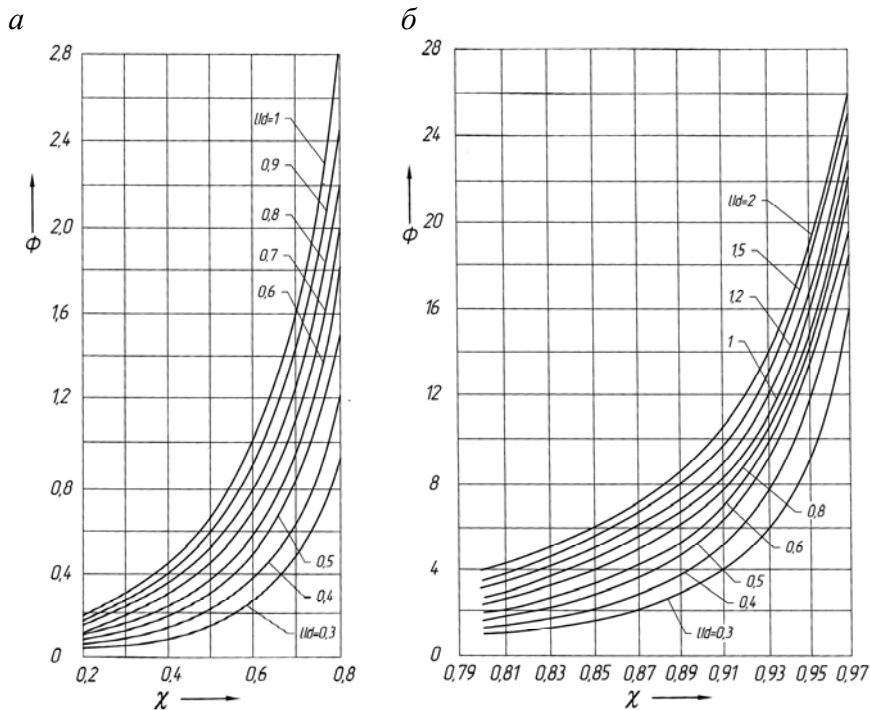


Рис. 5.3. Зависимость относительного эксцентриситета χ от коэффициента нагруженности Φ подшипника:
а – средние значения; *б* – большие

определяются минимальный Δ_{\min} и максимальный Δ_{\max} диаметральные зазоры в подшипнике; ориентировочно их можно рассчитать по формулам:

а) для бензиновых двигателей

$$\Delta_{\min} = 0,004 \cdot \sqrt{d_{\text{ш}}}; \quad (5.5)$$

б) для дизельных двигателей

$$\Delta_{\min} = 0,007 \cdot \sqrt{d_{\text{ш}}}; \quad (5.6)$$

в) максимальный зазор

$$\Delta_{\max} = (2, 2 \dots 2, 5) \cdot \Delta_{\min}. \quad (5.7)$$

Далее определяется количество теплоты, выделяющееся в сопряжении и отводимое из него, для трех значений χ , соответствующих Δ_{\min} , и для трех значений χ , соответствующих Δ_{\max} .

Количество выделившейся теплоты, кДж/с

$$Q_{\text{тр}} = \frac{5 \cdot 10^{-8} \cdot R_{\text{шср}} \cdot f \cdot d_{\text{ш}} \cdot \pi \cdot n}{3}, \quad (5.8)$$

где f – коэффициент трения, определяется как

$$f = \beta \cdot \psi; \quad (5.9)$$

β – берется из графиков (рис. 5.4) в зависимости от относительного эксцентриситета χ и от отношения $l/d_{\text{ш}}$.

Количество отводимой теплоты маслом, циркулирующим через подшипник, кДж/с

$$Q_1 = 10^{-3} \cdot c_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot V' \cdot (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \quad (5.10)$$

где V' – расход масла, циркулирующего через подшипник, см³/с;

$t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вых}}$ – температура масла соответственно входящего в подшипник и выходящего из него;

$c_{\text{м}}$, $\rho_{\text{м}}$ – в диапазоне рабочих температур произведение может быть принятым постоянным и равным 1,8...1,88 МН/(м² · °С).

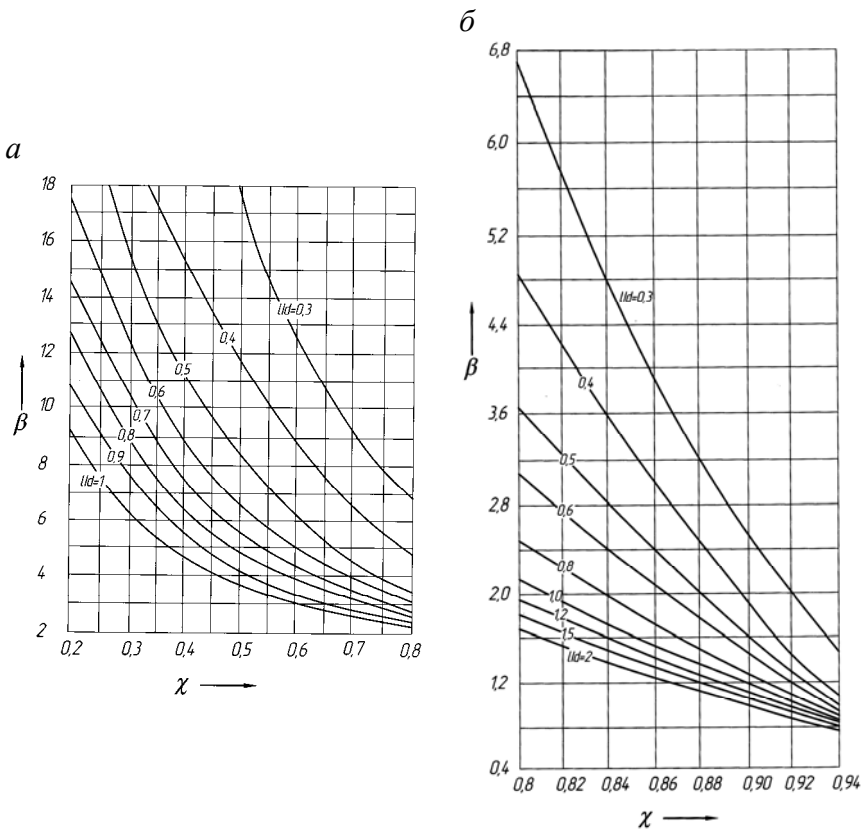


Рис. 5.4. Зависимость коэффициента β от относительного эксцентриситета χ :
 а – средние значения; б – большие

Объемный расход масла, вытекающего из нагруженной части, $\text{см}^3/\text{с}$

$$V_1' = \frac{\xi \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot \Delta \cdot \pi \cdot n}{3}, \quad (5.11)$$

где ξ – коэффициент, определяемый по графику (рис. 5.5) в зависимости от χ .

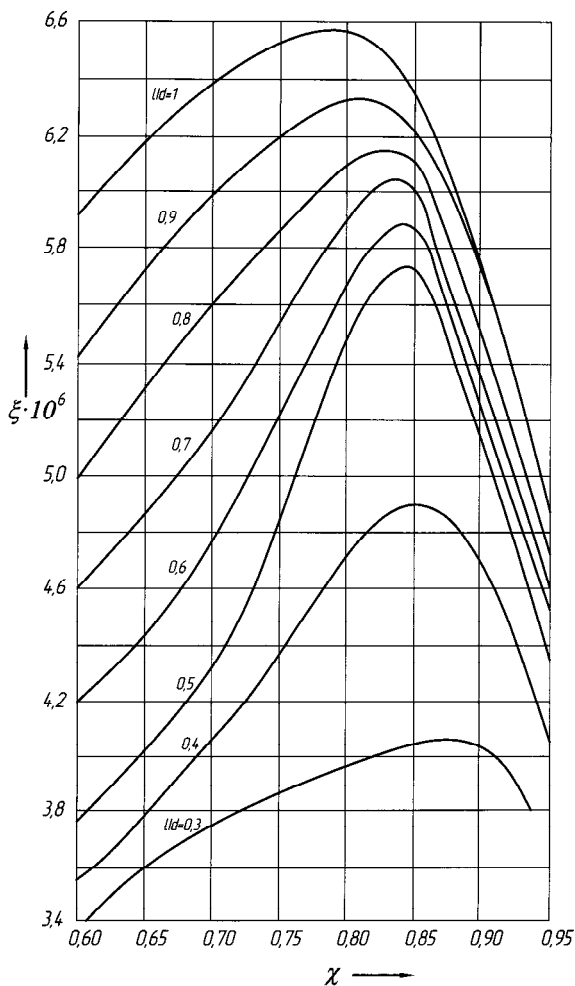


Рис. 5.5. Зависимость ξ от χ

Расход масла, вытекающего из ненагруженной части слоя, определяется из условия его истечения из узкой щели под давлением p_M , $\text{см}^3/\text{с}$

$$V'_2 = \frac{10^{11} \cdot A \cdot \alpha' \cdot p_M \cdot d_{\text{ш}} \cdot \Delta^3}{l \cdot \mu}, \quad (5.12)$$

где A – коэффициент, учитывающий протяженность ненагруженной части слоя;

α' – коэффициент приведения переменной толщины слоя к средней постоянной:

для дуги в 234°

$$\alpha' = 1 + 0,62 \cdot \chi + 0,1285 \cdot \chi^2 + 0,0088 \cdot \chi^3, \quad A = 8,73 \cdot 10^{-10}; \quad (5.13)$$

для дуги в 230°

$$\alpha' = 1 + 0,574 \cdot \chi + 0,11 \cdot \chi^2 + 0,007 \cdot \chi^3, \quad A = 8,35 \cdot 10^{-10}. \quad (5.14)$$

Количество теплоты, передаваемое через стенки подшипника и вал в окружающую среду, кДж/с

$$Q_2 = (0,1 \dots 0,15) \cdot Q_{TP}. \quad (5.15)$$

Для обеспечения запаса надежности подшипника можно принимать $Q_2 = 0$.

Результаты расчетов заносятся в табл. 5.3.

В итоге для каждого значения средней температуры известно количество теплоты, выделившееся в подшипнике Q_{TP} и отводимой от него ($Q_1 + Q_2$). По этим данным строятся графики зависимости количества выделяющейся (отводимой) теплоты от температуры масла (рис. 5.6). Точка пересечения кривых, в которой

$$Q_{TP} = (Q_1 + Q_2),$$

и определяет фактическую среднюю температуру масла в слое (соответственно для Δ_{\min} , Δ_{\max}).

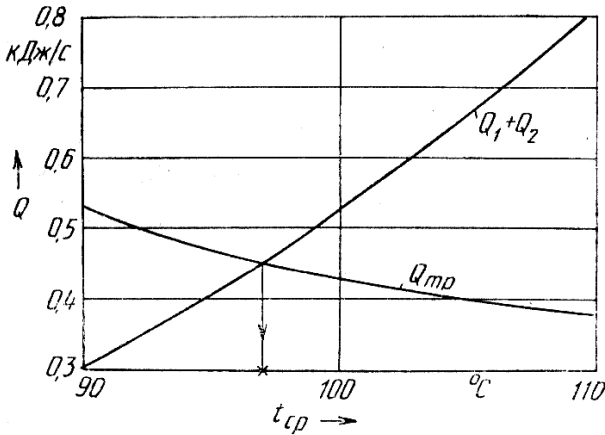


Рис. 5.6. Определение средней температуры масла в слое

4. Путем интерполяции определяются значения вязкости, соответствующие полученным в результате теплового расчета фактическим средним температурам t_{cp} слоя масла для Δ_{min} и Δ_{max} . Для полученных значений вязкости масла μ рассчитываются коэффициенты нагруженности подшипника Φ для Δ_{min} и Δ_{max} , по значениям среднего условного давления в петле максимальных нагрузок k'_{cp} , определенного по формуле (5.2),

$$\Phi = \frac{10^6 \cdot k'_{cp} \cdot \psi^2}{\mu \cdot (\pi \cdot n / 30)}. \quad (5.16)$$

5. По графику (рис. 5.3) находят относительные эксцентриситеты χ , соответствующие полученным коэффициентам нагруженности Φ .

6. С использованием зависимости $h_{min} = \delta \cdot (1 - \chi)$ определяются минимальные толщины слоев масла, соответствующие Δ_{min} и Δ_{max} .

7. Определяются коэффициенты

$$H = h_{\min} / h_{\text{кр}} - \text{для } \Delta_{\min} \text{ и } \Delta_{\max}, \quad (5.17)$$

где в среднем для приработанных автотракторных двигателей можно принять $h_{\text{кр}} = 0,003\text{--}0,004$ мм.

Если $H \geq 1,5$ и температура масла $t_{\text{ср}} \leq 110$ °С, расчет заканчивается. В противном случае задаются другие диаметральные зазоры или принимается другой сорт масла (более вязкое), и расчеты повторяются.

Параметры для расчета

Для выполнения расчета используются результаты динамического расчета. Размеры шейки и подшипника принимаются согласно табл. 1.1 или в соответствии с размерами коленчатого вала двигателя прототипа (см. табл. 1.3 и чертеж).

РАСЧЕТ ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗКАХ

Оценку прочности деталей, подвергающихся воздействию переменных напряжений, делают на основе определения запаса их прочности. Запасом прочности называется отношение предельно допустимого напряжения к максимальному, действующему для циклов с одним и тем же коэффициентом асимметрии:

$$Z_{\sigma} = \frac{\sigma_R}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_R}{\sigma_a + \sigma_m}, \quad Z_{\tau} = \frac{\tau_R}{\tau_{\max}} = \frac{\tau_R}{\tau_a + \tau_m},$$

где σ_R, τ_R – допустимые напряжения для цикла с коэффициентом асимметрии цикла R

$$R_{\sigma} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}, \quad R_{\tau} = \frac{\tau_{\max}}{\tau_{\min}};$$

σ_a, τ_a – амплитуда напряжений

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \quad (\text{П.1})$$

σ_m, τ_m – средние напряжения цикла

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (\text{П.2})$$

Если возникающие в детали нормальные (касательные) напряжения удовлетворяют условию

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} > \frac{b_{\sigma} - a_{\sigma}}{1 - b_{\sigma}} \quad \text{или} \quad \frac{\tau_a}{\tau_m} > \frac{b_{\tau} - a_{\tau}}{1 - b_{\tau}}, \quad (\text{П.3})$$

расчет производится по пределу выносливости.

При возникновении в детали напряжений, удовлетворяющих условию

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_m} < \frac{b_\sigma - a_\sigma}{1 - b_\sigma} \quad \text{или} \quad \frac{\tau_a}{\tau_m} < \frac{b_\tau - a_\tau}{1 - b_\tau}, \quad (\text{П.4})$$

расчет производится по пределу текучести,

где a_σ, a_τ – коэффициент приведения асимметричного цикла к равноценному симметричному.

Значения a_σ, a_τ для сталей с различными пределами прочности приведены в табл. П.1.

Таблица П.1

Значения коэффициентов приведения асимметричного цикла к равнозначному симметричному a_σ и a_τ

Предел прочности стали σ_B , МПа	Вид деформации		
	изгиб a_σ	растяжение–сжатие a_σ	кручение a_τ
350–450	0,06–0,10	0,06–0,08	0
450–600	0,08–0,13	0,07–0,10	0
600–800	0,12–0,18	0,09–0,14	0–0,08
800–1000	0,16–0,22	0,12–0,17	0,06–0,10
1000–1200	0,20–0,24	0,16–0,20	0,08–0,16
1200–1400	0,22–0,25	0,16–0,23	0,10–0,18
1400–1600	0,20–0,30	0,23–0,25	0,18–0,20

Для чугунов $a_\sigma = 0,3 - 0,7, a_\tau = 0,5 - 0,7$;

b_σ, b_τ – отношение предела текучести при изгибе (растяжении, кручении) к пределу текучести

$$b_\sigma = \frac{\sigma_{-1P}}{\sigma_T}, \quad b_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_T}, \quad b_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_T}. \quad (\text{П.5})$$

Основные характеристики механических свойств некоторых сталей и чугунов приведены в табл. П.2 – П.4.

Таблица П.2

Механические свойства легированных сталей, МПа

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
20X	650–850	400–600	310–380	230	360	230
30X	700–900	600–800	360	260	420	220
30XMA	950	750	470	–	–	–
35X	950	750	–	–	–	–
35XMA	950	800	–	–	–	–
38XA	950	800	–	–	–	–
40X	750–1050	650–950	320–480	240–340	–	210–260
40XH	1000–1450	800–1300	460–600	320–420	390	240
45X	850–1050	700–950	400–500	–	–	–
50XH	1100	850	550	–	–	–
12XH3A	950–1400	700–1100	420–640	270–320	400	220–300
18XH24A	1100	850	–	–	–	–
18XHBA	1150–1400	850–1200	540–620	360–400	550	300–360
25XHMA	1150	–	–	–	–	–
20XH3A	950–1450	850–1100	430–650	310	–	240–310
25XHBA	1100–1150	950–1050	460–540	310–360	–	280–310
30XГСА	1100	850	510–540	500–530	–	220–245
37XH3A	1150–1600	1000–1400	520–700	–	–	320–400
40XHMA	1150–1700	850–1600	550–700	–	700	300–400

Таблица П.3

Механические свойства углеродистых сталей, МПа

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1}	σ_{-1p}	τ_T	τ_{-1}
1	2	3	4	5	6	7
10	320–420	180	160	120–150	140	80–120
15	350–450	200	170	120–160	140	85–130
20	400–500	240	170–220	120–160	160	100–130
20Г	480–580	480	250	180	170	90
25	430–550	240	190	–	–	–

Окончание табл. П.3

1	2	3	4	5	6	7
30	480–600	280	200–270	170–210	170	110–140
35	520–650	300	220–300	170–220	190	130–180
35Г2	680–830	370	260	190	240	160
40	570–700	310–400	230–320	180–240	–	140–190
40Г	640–760	360	250	180	210	150
45	600–750	340	250–340	190–250	220	150–200
45Г2	700–920	420	310–400	210	260	180–220
50	630–800	350	270–350	200–260	–	160–210
50Г	650–850	370	290–360	–	–	–
60Г	670–870	340	250–320	210	250	170
65	750–1000	380	270–360	220–260	260	170–210
65Г	820–920	400	300	220	260	180

Таблица П.4

Механические свойства чугунов, МПа

Марка чугуна	σ_B	$\sigma_{Вн}$	$\sigma_{Вс}$	τ_B	σ_{-1}	τ_{-1}	σ_T (условный)
СЧ 15-32	150	650	320	240	70	50	–
СЧ 21-40	210	750	400	280	100	80	–
СЧ 24-44	240	850	440	300	120	100	–
СЧ 28-48	280	1000	480	350	140	110	–
СЧ 32-52	320	1100	520	390	140	110	–
СЧ 35-56	350	1200	560	400	150	115	–
СЧ 38-60	380	1300	600	460	150	115	–
ВЧ 45-0	450	–	700	–	–	–	350
ВЧ 45-5	450	–	700	–	–	–	330
ВЧ 40-10	400	–	700	–	–	–	300
ВЧ 50-1,5	500	–	900	–	–	–	380
ВЧ 60-2	600	–	1100	–	–	–	420
КЧ 30-6	300	–	490	–	–	–	190
КЧ 33-8	330	–	530	–	–	–	210
КЧ 35-10	350	–	570	–	–	–	220
КЧ 37-12	370	–	580	–	–	–	230
КЧ 45-6	450	–	700	–	–	–	280
КЧ 50-4	50	–	800	–	–	–	320
КЧ 60-3	60	–	950	–	–	–	380

Сопротивление усталости зависит не только от изменения напряжения в детали, но и от формы детали, ее размеров, состояния поверхности, способа механической и термической обработки.

Резкое изменение сечений, наличие канавок, резьб, отверстий обуславливают возникновение повышенных местных напряжений. Это явление, называемое концентрацией напряжений, вызывает снижение сопротивления усталости материала и учитывается в расчете эффективным коэффициентом концентрации напряжений K_{σ}

$$K_{\sigma} = 1 + q_{\sigma} \cdot (K_{\sigma T} - 1), \quad (\text{П.6})$$

где q_{σ} – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений, зависящий от свойств материала. Для серого чугуна равен нулю; для высокопрочных и ковких чугунов – 0,2...0,4; для конструкционных сталей – 0,6...0,8; для высокопрочных легированных сталей – 1;

$K_{\sigma T}$ – теоретический коэффициент концентрации напряжений (табл. П.5).

Таблица П.5

**Значения теоретического коэффициента
концентрации напряжений**

Вид концентратора напряжений	$K_{\sigma T}$
1	2
Полукруглая выточка при отношении радиуса к диаметру стержня:	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1

1	2
Галтель при отношении радиуса галтели к диаметру стержня:	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,5	1,10
Переход под прямым углом	2,0
Острая V-образная выточка (резьба)	3,0–4,5
Отверстия при отношении диаметра отверстия к диаметру стержня от 0,1 до 0,33	2,0–3,0
Риски от резца на поверхности изделия	1,2–1,4

При качественной обработке поверхностей детали и отсутствии резких переходов ее формы единственным фактором, вызывающим концентрацию напряжений, является неоднородность внутренней структуры материала. В этом случае

$$K_{\sigma} = 1,2 + 1,8 \cdot 10^{-4} (\sigma_B - 400), \quad (\text{П.7})$$

где σ_B – предел прочности материала, МПа.

При кручении приближенно можно принимать

$$K_{\tau} = 1 + (0,4 - 0,6)(K_{\sigma} - 1). \quad (\text{П.8})$$

Предел выносливости зависит также от размеров испытываемых образцов. При расчете это учитывается с помощью коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d , значение которого для сталей и высокопрочных чугунов приведены в табл. П.6.

Значения масштабных коэффициентов

Размеры детали, мм	Масштабный коэффициент	
	$K_{d\sigma}$	$K_{d\tau}$
10*	1	1
10–15	1–0,95	1–0,94
15–20	0,95–0,90	0,94–0,88
20–30	0,90–0,85	0,88–0,83
30–40	0,85–0,80	0,83–0,78
40–50	0,80–0,75	0,78–0,72
50–100	0,75–0,65	0,72–0,60
100–200	0,65–0,55	0,60–0,50

* Для деталей размером меньше 10 мм значения K_d могут достигать 1,1–1,2.

Степень зависимости предела выносливости детали от способа ее обработки оценивается коэффициентом влияния шероховатости поверхности K_F . Сопротивление детали усталости повышается за счет обеспечения обработки поверхности по наивысшим качествам, особенно вблизи концентраторов напряжений.

Ответственные детали, работающие в условиях циклических нагрузений, обычно шлифуют, полируют, а также проводят их механическое или термическое упрочнение. Значение коэффициента K_F в зависимости от способа обработки поверхности и поверхностного упрочнения приведены в табл. П.7.

Значения коэффициентов влияния шероховатости

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

* При поверхностном упрочнении детали значения $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ не зависят от предварительной механической обработки. С увеличением коэффициента $K\sigma$ и уменьшением размеров детали $K_{F\sigma}$ и $K_{F\tau}$ возрастают.

При определении запаса прочности с учетом концентрации напряжений, коэффициентов K_F и K_d значения действующих напряжений увеличиваются. Это достигается путем увеличения амплитуды напряжений в $K_\sigma / (K_{d\sigma} \cdot K_{F\sigma})$ или $K_\tau / (K_{d\tau} \cdot K_{F\tau})$ раз.

Запас прочности определяется по следующим зависимостям: при расчете по пределу выносливости

$$z_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma} \cdot K_{F\sigma}} \cdot \sigma_a + a_\sigma \cdot \sigma_m \right)}; \quad (\text{П.9})$$

$$3_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_{F\tau}} \cdot \tau_a + a_{\tau} \cdot \tau_m \right)}; \quad (\text{П.10})$$

при расчете по пределу текучести

$$3_{\sigma} = \frac{\sigma_T}{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma} \cdot K_{F\sigma}} \cdot \sigma_a + \sigma_m \right)}; \quad (\text{П.11})$$

$$3_{\tau} = \frac{\tau_T}{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_{F\tau}} \cdot \tau_a + \tau_m \right)}. \quad (\text{П.12})$$

При сложном напряженном состоянии детали общий запас прочности можно определить как

$$3_{\Sigma} = \frac{3_{\tau} \cdot 3_{\sigma}}{\sqrt{3_{\tau}^2 + 3_{\sigma}^2}}. \quad (\text{П.13})$$

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	3
Практическая работа № 1 РАСЧЕТ КОРЕННЫХ ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	4
Практическая работа № 2 РАСЧЕТ ШАТУННЫХ ШЕЕК РЯДНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	10
Практическая работа № 3 РАСЧЕТ КОРЕННЫХ И ШАТУННЫХ ШЕЕК V-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	17
Практическая работа № 4 РАСЧЕТ ШЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА	24
Практическая работа № 5 РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА	28
<i>Приложение</i>	41

Учебное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Практикум
для студентов специальности
1–37 01 01 «Двигатели внутреннего сгорания»

В 3 частях

Часть 2

РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ГРУППЫ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Составители:

БАРМИН Виталий Александрович
ПРЕДКО Андрей Владимирович

Редактор *Т.В. Мейкшане*
Компьютерная верстка *Н.А. Школьниковой*

Подписано в печать 19.06.2018. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 2,96. Уч.-изд. л. 2,31. Тираж 200. Заказ 295.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.