

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
"БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ"**

Кафедра технической эксплуатации автомобилей

Методические указания

**к выполнению практических работ по дисциплине
«Основы трибофатики»**

**ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ
«КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ»**

Брест 2008

УДК 539.43

Изложена методика и дан расчет показателей надежности силовой системы "коленчатый вал – подшипник скольжения" по комплексным критериям износоусталостного повреждения. Выполнен пример расчета применительно к двигателю грузового автомобиля ЗИЛ.

Методические указания предназначены для студентов механических специальностей высших учебных заведений. Могут быть полезны слушателям института повышения квалификации.

Составители: Богданович А.В., доцент, д.т.н.
Монтик С.В., доцент, к.т.н.
Головченко Ю.А., ассистент

Рецензенты: кафедра "Техническая механика" Гродненского государственного университета имени Янки Купалы (зав. кафедрой – доктор физико-математических наук, профессор Т.С. Чикова);
кандидат технических наук О.М. Еловой (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси)

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
ВВЕДЕНИЕ	4
Практическая работа № 1. НАГРУЖЕННОСТЬ, УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЯ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ	4
1.1 Конструкция и условия работы	4
1.2 Исходные данные для расчета	7
1.3 Определение расчетных нагрузок	7
Практическая работа № 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ	16
2.1 Сопротивление износоусталостным повреждениям. Обратный эффект	16
2.1.1 Коренные шейки нового коленчатого вала	16
2.1.2 Коренные шейки восстановленного коленчатого вала	17
2.1.3 Построение кривых фрикционной усталости коренных шеек и оценка их параметров	18
2.1.4 Шатунные шейки	19
2.1.5 Вкладыши коренных подшипников	22
2.1.6 Вкладыши шатунных подшипников	26
2.2 Сопротивление износоусталостным повреждениям элементов силовой системы. Прямой эффект	27
Практическая работа № 3. ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ	31
3.1 Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию достижения предельно допустимого износа	31
3.2 Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию образования магистральной трещины	35
3.3 Вероятность безотказной работы вкладышей подшипников скольжения	38
3.4 Вероятность безотказной работы узла трения и силовой системы	39
Практическая работа № 4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ	43
4.1 Долговечность коленчатого вала	43
4.2 Долговечность вкладышей подшипников скольжения	51
Практическая работа № 5. АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК НАДЕЖНОСТИ	53
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	54
КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	56
ЛИТЕРАТУРА	58
ПРИЛОЖЕНИЕ	60

ВВЕДЕНИЕ

Циклический характер нагрузок, воздействующих на рабочие органы машин при их эксплуатации, обуславливает возникновение отказов преимущественно износоусталостного происхождения [1-5]. На их долю приходится до 95% от общего количества отказов машин [5]. И только совсем недавно специалисты, ученые стали понимать, что износоусталостные повреждения силовых систем есть результат взаимодействия как минимум двух повреждающих явлений – трения (и изнашивания) и механической усталости [5-7]. Поэтому и методы расчета надежности силовых систем должны учитывать такое взаимодействие.

Теоретические основы трибофатики – науки об износоусталостных повреждениях и разрушении силовых систем машин и оборудования к настоящему времени уже разработаны [5-8], стандартизована терминология в этой области механики [9, 10], экспериментально установлены закономерности износоусталостных повреждений машиностроительных материалов, создан новый класс оборудования для износоусталостных испытаний моделей силовых систем и разработаны методы таких испытаний [5, 11].

В пособии изложена методика инженерного расчета основных характеристик надежности силовой системы с позиций трибофатики, которая проиллюстрирована на примере расчета типичной силовой системы «шатунная шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» автомобильного двигателя ЗИЛ-130. Эта силовая система лимитирует надежность самого массового грузового автомобиля СССР в 70-80-е годы XX века, для которого имеются опубликованные в технической литературе необходимые статистические данные об эксплуатационной надежности.

Для выполнения расчета необходимы знания, полученные при изучении ряда общетехнических («Сопротивление материалов», «Теория вероятностей и математическая статистика», «Основы теории надежности», «Детали машин», «Трение и износ в машинах», «Основы трибофатики») и специальных («Двигатели внутреннего сгорания», «Технология ремонта транспортных средств») дисциплин.

Отметим, что теоретические основы надежности силовых систем изложены в монографиях [5, 7, 8] и в учебнике [12], поэтому в пособии даются ссылки на соответствующие результаты и формулы, содержащиеся в них.

Практическая работа №1. НАГРУЖЕННОСТЬ, УСЛОВИЯ РАБОТЫ И ВИДЫ ПОВРЕЖДЕНИЯ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ

1.1 Конструкция и условия работы

Кривошипно-шатунный механизм V-образного двигателя ЗИЛ-130 включает несколько силовых систем: коренная шейка – вкладыши коренного подшипника скольжения, шатунная шейка – вкладыши шатунного подшипника скольжения, шейка под шестерни распределительного вала и масляного насоса – шпонка – шестерни распределительного вала и масляного насоса, шейка под шкив – шпонка – шкив привода вентилятора и водяного насоса (рисунок 1). Поскольку мы будем оценивать надежность первых двух из указанных силовых систем, подробнее рассмотрим конструктивные особенности и работу именно этих систем.

Коленчатый вал двигателя изготавливают из стали 45 горячей штамповкой с последующей механической обработкой. Коренные и шатунные шейки подвергают поверхностной закалке с нагревом ТВЧ на глубину 3,0...6,5 мм до твердости HRC 52...62. Коленчатый вал имеет 5 коренных (диаметром $d = 75_{-0,013}^{0,013}$ мм) и 4 шатунных (диаметром $d = 65,5_{-0,013}^{0,013}$ мм) шейки,

противовесы, фланец для крепления маховика. Противовесы служат для разгрузки коренных подшипников от действия центробежных сил. Для подвода смазки от коренных шеек к шатунным просверлены каналы. Во всех шатунных шейках имеются сверленные наклонные каналы большого диаметра, заглушенные пробками. Эти каналы представляют собой масляные сепараторы – грязесборники, которые отделяют из масла, подаваемого для смазки шатунных подшипников, твердые частицы плотностью большей, чем плотность масла. На каждой из четырех шатунных шеек, расположенных под углом 90°, устанавливают по 2 шатуна: один – левого, а другой – правого ряда цилиндров, номера которых указаны на схеме (см. рисунок 1). Вкладыши подшипников скольжения коренных и шатунных шеек (рисунок 2) изготавливают из стальной ленты, внутреннюю (рабочую) поверхность которой покрывают тонким слоем (толщиной 0,3...0,4 мм) антифрикционного сплава – высокооловянистого алюминия (Al – основа + 25...30% Sn + 0,1% Fe + 0,1% Cu).

Коленчатые валы и подшипники автомобильных двигателей работают в сложных условиях динамического нагружения силами давления газов и инерции масс, возвратно-поступательно движущихся и вращающихся. Неравномерность нагрузок в течение цикла и их периодическая повторяемость вызывают неравномерный износ и искажение геометрической формы шеек, снижение их сопротивления усталости, а также деформацию коленчатого вала, которая приводит к нарушению перпендикулярности оси вала к осям цилиндров и ухудшению условий смазки шеек, к увеличению износа деталей цилиндропоршневой группы. Отметим, что среди 12-и возможных дефектов (повреждений) коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 большинство (8) являются износоусталостными [13]. Та же особенность характерна и для вкладышей подшипников скольжения (таблица 1).

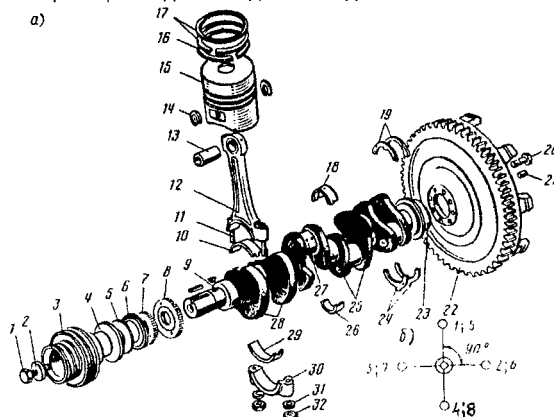


Рисунок 1 – Кривошипно-шатунный механизм двигателя ЗИЛ-130:

- а – детали; б – схема расположения шатунов; 1 – болт; 2 – шайба; 3 – шкив; 4 – пылеотражатель; 5 – кольцо манжеты; 6 – маслоотражатель; 7 – распределительная шестерня; 8 – шестерня привода масляного насоса; 9 – коленчатый вал; 10 и 29 – вкладыши подшипников нижней головки шатуна; 11 – шатунный болт; 12 – шатун; 13 – поршневой палец; 14 – стопорное кольцо; 15 – поршень; 16 – маслосъемное кольцо; 17 – компрессионные кольца; 18 и 26 – подшипники коленчатого вала; 19 и 24 – упорные подшипники коленчатого вала; 20 – болт крепления маховика; 21 – штифт; 22 – маховик; 23 – фланец крепления маховика; 25 – коренные шейки; 27 – шатунная шейка; 28 – противовесы; 30 – крышка шатуна; 31 – шайба; 32 – гайка

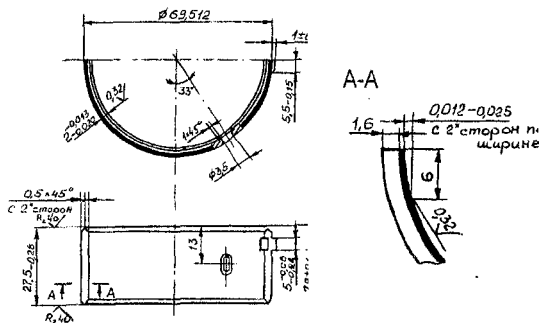


Рисунок 2 – Чертеж вкладыша шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130

Таблица 1 – Результаты анализа повреждений рабочей поверхности вкладышей двигателя ЗИЛ-130 [14]

Вид повреждения	Подшипник	
	коренной	шатунный
Усталость	25,4	17,8
Эрозия и коррозия	14,9	11,7
Задиры, проворачивание и выплавление	4,7	5,5
Общее количество поврежденных вкладышей, %	45	35

Как можно видеть, кроме основного вида повреждения – механического изнашивания – рабочая поверхность вкладышей часто подвергается усталостному выкрашиванию, эрозии, коррозии, задирам, выплавлению. Но все же отказы по причине износоусталостных повреждений составляет 80% и более. Из таблицы 2, где систематизированы [14] повреждения вкладышей подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, следует, что чаще всего поврежденными оказываются вкладыши четвертых коренных и шатунных шеек.

По данным [14] наиболее нагруженной является четвертая коренная шейка, а по суммарной величине зазора в сопряжении именно шейка-вкладыш четвертого коренного подшипника оказывается наиболее поврежденной в эксплуатации. Поэтому будем выполнять оценку надежности силовой системы последнего кривошипа.

Таблица 2 – Повреждения вкладышей подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 из общего количества (при анализе поступивших в капитальный ремонт двигателей) [14]

Номер коренной или шатунной шейки	Количество поврежденных вкладышей, %	
	коренных	шатунных
1	21,5	24,7
2	23,7	25,0
3	20,7	24,9
4	24,5	25,4
5	10,5	---

1.2 Исходные данные для расчета

Приведем техническую характеристику двигателя ЗИЛ-130: число тактов – 4; число цилиндров – 8; расположение цилиндров – V-образное с углом развала 90°; порядок работы цилиндров – 1-5-4-2-6-3-7-8; размерность (диаметр $D \times$ ход поршня S), мм – 100×95; номинальная мощность – 110 кВт; номинальная частота вращения – $n_n = 3200$ об/мин; максимальный крутящий момент – 402 Н·м; частота вращения двигателя при максимальном крутящем моменте –

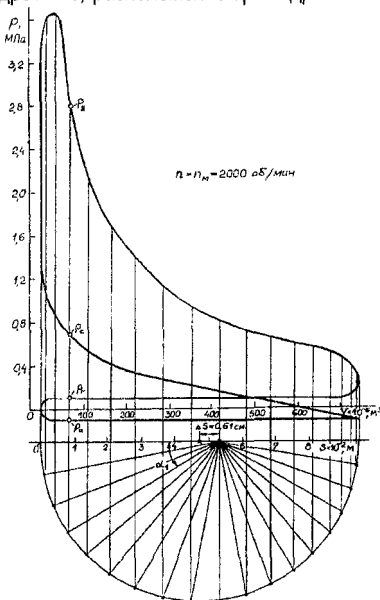


Рисунок 3 – Индикаторная диаграмма двигателя ЗИЛ-130 при $n = n_m = 2000$ об/мин [15]

$n_m = 2000$ об/мин; постоянная $\lambda = R/L = 0,257$ ($R = S/2$ – радиус кривошипа; $L = 185$ мм – длина шатуна); масса шатуна – $m_{ш} = 1,41$ кг; масса поршня – $m_p = 1,187$ кг.

Индикаторная диаграмма двигателя при $n = n_m$ приведена на рисунке 3. Поскольку наибольшие нагрузки детали кривошипно-шатунного механизма испытывают при частоте вращения n_m , когда реализуется максимальный крутящий момент, все расчеты выполняются для $n = n_m$.

1.3 Определение расчетных нагрузок

При расчете надежности коленчатого вала и его подшипников большое значение имеет определение усилий, действующих на детали. Основными нагрузками являются усилия от давления газов в цилиндре двигателя, передающиеся через поршень и шатун на вал,

нагрузки от инерционных сил движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма.

1.3.1 Силы давления газов

Силы давления газов в цилиндре двигателя определяют по индикаторной диаграмме, построенной по данным теплового расчета или полученной экспериментально (см. рисунок 4).

Сила давления газов на поршень, действующая по оси цилиндра

$$F_T = -(p_T - p_0) \cdot F_n, \quad (1)$$

где p_T – давление газов в цилиндре двигателя, определяемое для соответствующего положения поршня по индикаторной диаграмме; p_0 – давление в картере, принимаемое обычно равным давлению окружающей среды; F_n – площадь поршня.

Для расчета на прочность необходимо иметь зависимость p_T от угла поворота α коленчатого вала, для чего индикаторную диаграмму перестраивают из координат $p - V$, где V – объем части цилиндра над поршнем, в координаты $p - \alpha$. Связь между углом поворота вала α и перемещением поршня S удобнее всего определять графически, с учетом поправки на конечную длину шатуна $\Delta S = R^2/(2L_{ш})$ (поправка Брикса). Графическое перестроение индикаторной диаграммы из координат $p - V$ (см. рисунок 4) в координаты

$p - \alpha$ выполняем следующим образом [16]. Найдем середину O шкалы хода поршня S (см. рисунок 3) проведем из нее полуокружность радиусом $R = S/2$ и отложим от нее вправо величину ΔS :

$$\Delta S = 0,0475^2 / (2 \cdot 0,1855) \approx 6,1 \cdot 10^{-3} \text{ (м)}.$$

Из полученной точки O_1 проведем лучи, например, через 10° до пересечения с окружностью. Проекция конца луча на ось абсцисс дает положение поршня, соответствующее заданному углу α . Давление газов, отвечающее этому углу и положению поршня, откладывается на индикаторной диаграмме в координатах $p - \alpha$ (рисунок 4). При угле α_1 , например, получим для четырех тактов значение p : впуск ($\alpha_1 = 30^\circ$) - $p_a = -0,1$ МПа; сжатие ($\alpha_1 = 210^\circ$) - $p_c = 0,69$ МПа; расширение ($\alpha_1 = 390^\circ$) - $p_2 = 2,8$ МПа и выхлоп ($\alpha_1 = 570^\circ$) - $p_r = 0,1$ МПа.

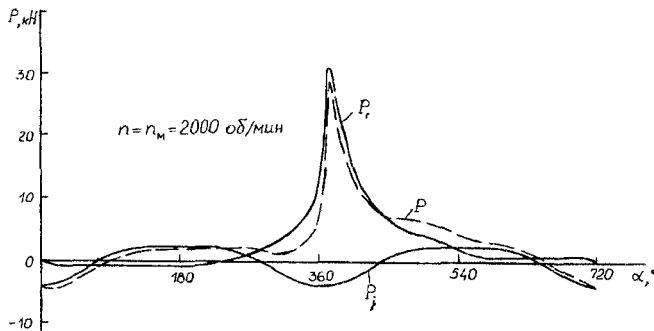


Рисунок 4 – Изменение сил P_a , P_i и P_r в зависимости от угла α поворота коленчатого вала

Сила P_r считается положительной, если она направлена к оси коленчатого вала.

1.3.2 Силы инерции масс, движущихся возвратно-поступательно

Эти силы действуют по оси цилиндра и вычисляются по приближенной формуле:

$$P_j = - (m_{ш.в.} + m_n) \cdot R^2 \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha), \quad (2)$$

где $m_{ш.в.} \approx 0,25 \cdot m_{ш}$ – часть массы $m_{ш}$ шатуна, отнесенная к оси поршневого пальца; m_n – масса поршня; ω – угловая скорость вращения коленчатого вала. В нашем случае при $n = n_m$ имеем

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_m}{30} = \frac{\pi \cdot 2000}{300} = 209 \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

Тогда:

$$\begin{aligned} P_j &= - (0,353 + 1,187) \cdot 0,0475 \cdot 209^2 \cdot (\cos \alpha + 0,257 \cdot \cos 2\alpha) = \\ &= - 3195,3 \cdot (\cos \alpha + 0,257 \cdot \cos 2\alpha), \text{ Н.} \end{aligned}$$

Сила P_j , как и сила P_r считается положительной, если направлена к оси коленчатого вала, и отрицательной, если направлена от коленчатого вала.

1.3.3 Силы инерции вращающихся масс

Центробежные силы инерции действуют по радиусу кривошипа и определяются по формулам:

$$P_{ш.ш.} = (m_{ш.н.} + m_{ш.ш.}) \cdot R \cdot \omega^2 \quad (3)$$

для шатунной шейки;

$$P_{щ} = m_{щ} \cdot R_{щ} \cdot \omega^2 \quad (4)$$

для щеки

$$P_{пр} = m_{пр} \cdot R_{пр} \cdot \omega^2 \quad (5)$$

и для противовеса,

где $m_{ш.н.} = 1,41 - 0,353 \approx 1,1$ кг – часть массы шатуна, отнесенная к оси шатунной шейки; $m_{ш.ш.}$ – масса шатунной шейки; $m_{щ}$ и $m_{пр}$ – массы щеки и противовеса; $R_{щ}$ и $R_{пр}$ – расстояние от оси коленчатого вала до центра тяжести щеки и противовеса соответственно. Масса шатунной шейки

$$m_{ш.ш.} = \frac{\pi \cdot d_{ш.ш.}^2 \cdot \ell_{ш.ш.} \cdot \rho}{4} = \frac{\pi \cdot 0,0655^2}{4} \cdot 0,058 \cdot 7810 \approx 1,53 \text{ (кг)},$$

где $\ell_{ш.ш.} = 0,058$ м – длина шатунной шейки; $\rho = 7810$ кг/м³ – плотность стали.

Пользуясь чертежными размерами вала, найдем массы 7-х и 8-х противовесов и щек: $m_{пр7} \approx 1,37$ кг; $m_{пр8} \approx 2,14$ кг; $m_{щ7} \approx 1,12$ кг; $m_{щ8} \approx 1,38$ кг, а также значения $R_{пр}$ и $R_{щ}$: $R_{пр7} = R_{пр8} = 0,037$ м; $R_{щ7} = R_{щ8} = 0,475$ м. Значит,

$$P_{ш.ш.} = (1 + 1,53) \cdot 0,0475 \cdot 209^2 \approx 5457 \text{ (Н)};$$

$$P_{пр7} = 1,37 \cdot 0,037 \cdot 209^2 \approx 2234 \text{ (Н)};$$

$$P_{пр8} = 2,14 \cdot 0,037 \cdot 209^2 \approx 3459 \text{ (Н)};$$

$$P_{щ7} = 1,12 \cdot 0,475 \cdot 209^2 \approx 2324 \text{ (Н)};$$

$$P_{щ8} = 1,38 \cdot 0,475 \cdot 209^2 \approx 2863 \text{ (Н)}.$$

1.3.4 Суммарные силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя

Алгебраическая сумма сил, действующих в направлении оси цилиндра, дает суммарную силу

$$P = P_r + P_i \quad (6)$$

Графики изменения сил P_r , P_i и P в зависимости от угла α поворота коленчатого вала для частоты вращения $n = n_m = 2000$ об/мин представлены на рисунке 4.

Разложим силу P на две составляющие силы:

$$\left. \begin{aligned} K_{ш} &= P \cos \beta \\ N &= P \operatorname{tg} \beta \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра, из которых сила $K_{ш}$ направлена вдоль шатуна, а сила N – перпендикулярно оси цилиндра (рисунок 5).

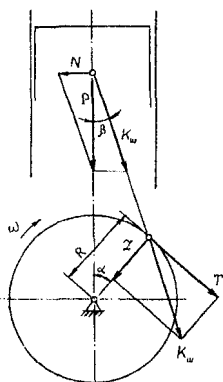


Рисунок 5 – Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме двигателя

Перенесем силу K_w в центр шатунной шейки и затем разложим ее на две составляющие, а именно: на силу Z , действующую по оси кривошипа,

$$Z = P \cdot \cos(\alpha + \beta) / \cos \beta \quad (8)$$

и касательную силу T , перпендикулярную силе Z ,

$$T = P \cdot \sin(\alpha + \beta) / \cos \beta. \quad (9)$$

Значения величин $\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$ и $\cos(\alpha + \beta) / \cos \beta$ для различных λ приведены в таблицах 3-4.

Произведение силы T на радиус R называют крутящим моментом двигателя: $M = T \cdot R$.

Таблица 3 – Значения выражения $\sin(\alpha + \beta) / \cos \beta$

α°	Знак	λ				Знак	α°
		1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2		
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	360
10	+	0,2212	0,2187	0,2164	0,2144	-	350
20	+	0,4317	0,4269	0,4227	0,4187	-	340
30	+	0,6215	0,6150	0,6091	0,6038	-	330
40	+	0,7818	0,7743	0,7675	0,7614	-	320
50	+	0,9060	0,8983	0,8915	0,8854	-	310
60	+	0,9899	0,9831	0,9769	0,9714	-	300
70	+	1,0322	1,0270	1,0224	1,0182	-	290
80	+	1,0342	1,0314	1,0289	1,0267	-	280
90	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	270
100	+	0,9354	0,9382	0,9407	0,9429	-	260
110	+	0,8472	0,8524	0,8570	0,8611	-	250
120	+	0,7421	0,7490	0,7551	0,7607	-	240
130	+	0,6261	0,6337	0,6406	0,6467	-	230
140	+	0,5038	0,5113	0,5181	0,5242	-	220
150	+	0,3785	0,3851	0,3909	0,3962	-	210
160	+	0,2523	0,2571	0,2614	0,2653	-	200
170	+	0,1261	0,1286	0,1309	0,1329	-	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	-	180

Таблица 4 – Значения выражения $\cos(\alpha+\beta)/\cos\beta$

α°	Знак	λ				Знак	α°
		1/3,6	1/3,8	1/4,0	1/4,2		
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	0,9764	0,9769	0,9773	0,9776	+	350
20	+	0,9070	0,9086	0,9103	0,9118	+	340
30	+	0,7958	0,7997	0,8030	0,8061	+	330
40	+	0,6494	0,6557	0,6614	0,6665	+	320
50	+	0,4760	0,4851	0,4933	0,5006	+	310
60	+	0,2854	0,2973	0,3079	0,3175	+	300
70	+	0,0879	0,1022	0,1149	0,1261	+	290
80	-	0,1064	0,0906	0,0765	0,0540	-	280
90	-	0,2891	0,2728	0,2582	0,2453	-	270
100	-	0,4537	0,4379	0,4238	0,4113	-	260
110	-	0,5961	0,5819	0,5691	0,5578	-	250
120	-	0,7146	0,7127	0,6921	0,6825	-	240
130	-	0,8096	0,8004	0,7923	0,7850	-	230
140	-	0,8827	0,8764	0,8707	0,8655	-	220
150	-	0,9362	0,9324	0,9290	0,9259	-	210
160	-	0,9723	0,9706	0,9690	0,9676	-	200
170	-	0,9932	0,9928	0,9924	0,9920	-	190
180	-	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	-	180

Графики изменения сил Z и T от угла поворота коленчатого вала при $n = n_m$ представлены на рисунке 6. При этом силу Z считали положительной, если она направлена к оси коленчатого вала, а силу T принимали положительной, если создаваемый ею момент имел направление, совпадающее с направлением вращения коленчатого вала.

Поскольку в выражении $M = T \cdot R$ величина $R = \text{const}$, график $T(\alpha)$ является также в соответствующем масштабе графиком $M(\alpha)$.

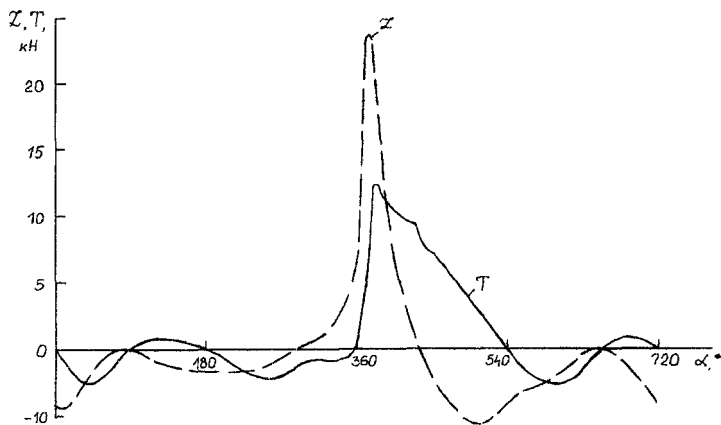


Рисунок 6 – Изменение радиальных Z и окружных T усилий в зависимости от угла поворота коленчатого вала

1.3.5 Силы, действующие на шейки коленчатого вала

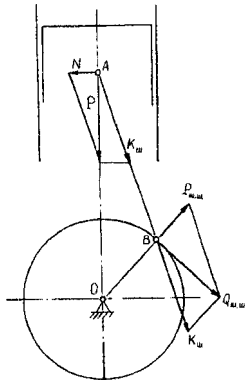


Рисунок 7 – Силы, действующие на шатунную шейку

Величины и направления сил, действующих на шейки коленчатого вала, удобнее всего определять при помощи диаграмм, построенных в полярных координатах.

На шатунную шейку действуют силы $K_{ш}$ (направлена вдоль оси шатуна) и $P_{ш.ш.}$. Равнодействующая этих сил $Q_{ш.ш}$ есть их геометрическая сумма (рисунок 7):

$$Q_{ш.ш} = \bar{K}_{ш.ш} + \bar{P}_{ш.ш.} \quad (10)$$

Полярная диаграмма сил, действующих на шатунную шейку, строится (рисунок 8) в предположении, что колено вала (условно) остается неподвижным, а цилиндр двигателя вращается с угловой скоростью, равной по величине, но противоположной по направлению угловой скорости вращения коленчатого вала, следующим образом [16].

Точка O на диаграмме (см. рисунок 8) представляет собой центр коренной шейки, точка B – центр шатунной шейки, точка A – центр поршневого пальца при положении поршня

в В.М.Т. Отрезок OB равен в выбранном масштабе радиусу кривошипа R (условно остается неподвижным).

Из точки O произвольным радиусом OE проводим вспомогательную окружность, которую делим на равное число частей (на рисунке 9 – на 36 частей, т.е. через 10°). Через точки деления из центра O проводим лучи до пересечения с окружностью, проведенной из центра в точке B радиусом $BA = L$. Эти лучи представляют собой относительные положения оси цилиндров двигателя, а отрезки BA_1, BA_2, \dots – относительные положения оси шатуна при определенных положениях коленчатого вала.

Отложенный на продолжении линии BO вектор \overline{DB} представляет в определенном масштабе центробежную силу инерции $P_{ш.ш.}$, которая является при $n = \text{const}$ постоянной величиной. Точку D – начало вектора силы $P_{ш.ш.}$ – называют полюсом диаграммы. Чтобы геометрически сложить векторы сил $\bar{K}_{ш}$ и $\bar{P}_{ш.ш.}$, переносят условно центр шатунной шейки в точку D и откладывают для какого-либо из положений шатуна по направлению вдоль ее оси вектор \overline{BC} , представляющий в соответствии с масштабе силу $K_{ш}$. Вектор \overline{DC} является геометрической суммой векторов $\overline{DB} = \bar{P}_{ш.ш.}$ и $\overline{BC} = \bar{K}_{ш}$ и соответствует по величине и направлению искомым силе $Q_{ш.ш.}$. На рисунке 8 выполнено описанное векторное построение для случая $\alpha = 390^\circ$. Производя построение указанным образом для всех заданных значений α и соединяя полученные точки C, C_1, C_2, \dots кривой, получаем полярную диаграмму изменения силы $Q_{ш.ш.}$ при выбранном $n = \text{const}$.

Величину и знак силы $K_{ш}$ определяют, согласно рисунку 5, по выражению:

$$K_{ш} = P / \cos \beta = P / [1 - 0,25 \cdot \lambda^2 (1 - 2 \cos \alpha)]. \quad (11)$$

Отметим, что характер полярной диаграммы зависит от частоты вращения и нагрузки двигателя и хорошо описывает условия работы шеек коленчатого вала.

Характер изменения нагрузки на шатунную шейку становится более наглядным, если полярную диаграмму силы $Q_{ш.ш.}$ перестроить так, как показано на рисунке 8 для точек a, f, g . Векторы этих точек сдвинуты по их направлению так, что их концы касаются поверхности шатунной шейки.

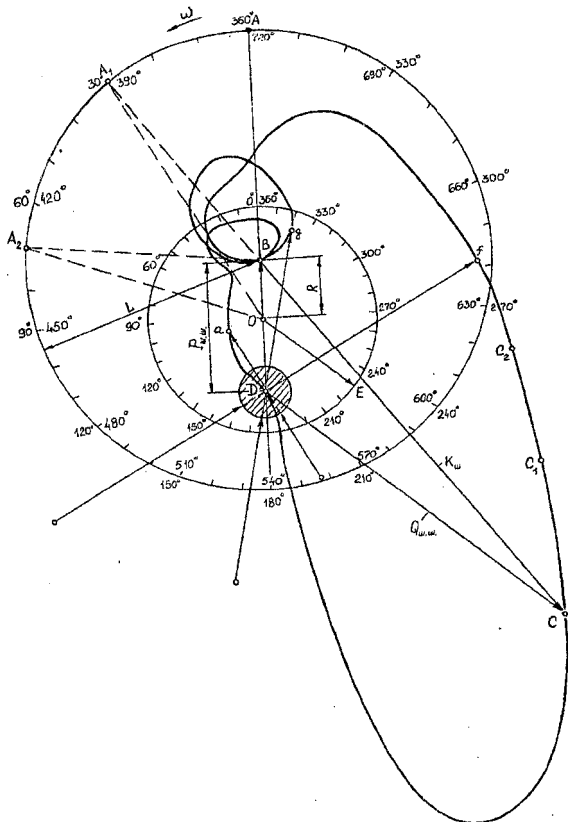


Рисунок 8 – Полярная диаграмма нагрузки на шатунную шейку

Анализ полярной диаграммы показывает, что ненагруженной оказывается бóльшая (верхняя) часть правой половины шейки. Поэтому отверстия для подвода масла к шатунному подшипнику выполнены именно в этой зоне наименьших давлений на шатунную шейку (см. рисунок 2).

Определим среднее и наибольшее давление на шатунную шейку. Для этого перестроим диаграмму из полярных координат (см. рисунок 8) в прямоугольные $Q_{ш.ш} - \alpha$ (рисунок 9). Согласно графику на рисунке 9 имеем $(Q_{ш.ш})_{\min} \approx 0$, $(Q_{ш.ш})_{\max} \approx 22$ кН, т.е. среднее выборочное значение $(Q_{ш.ш})_{\text{ср}}$ силы $Q_{ш.ш}$ за цикл составляет $(Q_{ш.ш})_{\text{ср}} = \sum_{i=1}^n Q_{ш.ш,i} / 72 \approx 8,5$ кН. Тогда среднее и наибольшее давление на шатунную шейку будут

$$(p_{ш.ш})_{\text{ср}} = (Q_{ш.ш})_{\text{ср}} / (d_{ш.ш} \cdot l_{в.ш}), \quad (12)$$

$$(p_{ш.ш})_{\text{max}} = (Q_{ш.ш})_{\text{max}} / (d_{ш.ш} \cdot l_{в.ш}), \quad (13)$$

где $d_{ш.ш}$ и $l_{в.ш}$ – диаметр шатунной шейки и длина рабочей части вкладыша подшипника скольжения.

Подставив численные значения величин в (12) и (13), получим

$$(\rho_{ш.ш})_{ср} = 8,5 \cdot 10^3 / (0,0655 - 0,0265) \approx 5,0 \text{ (МПа)},$$

$$(\rho_{ш.ш})_{max} = 22 \cdot 10^3 / (0,0655 - 0,0265) \approx 12,6 \text{ (МПа)}.$$

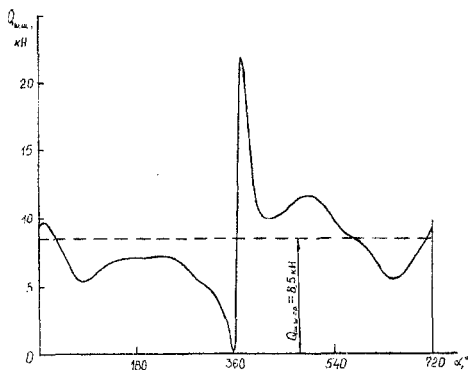


Рисунок 9 – Зависимость нагрузки на шатунную шейку от угла α поворота коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 при $n = n_n = 2000$ об/мин

Эти значения давления на шатунную шейку вполне согласуются с данными, приведенными в работах [14, 15, 17].

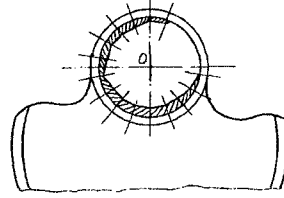
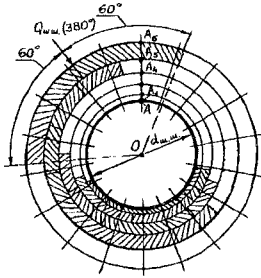
Нагрузки на коренные шейки определяют по схожему алгоритму, но с учетом порядка работы двигателя и кривошипной схемы коленчатого вала. При построении полярной диаграммы считают, что силы, действующие в каждом цилиндре, воспринимаются лишь двумя ближайшими опорами. При этом учитывают усилия, действующие на колена вала, расположенные в соседних с рассматриваемой коренной шейкой пролетах. Чтобы избежать трудо-

емких вычислений, воспользуемся имеющимися в литературе данными. Согласно [14], в четвертой, наиболее нагруженной, опоре при $n = n_n = 2000$ об/мин среднее и наибольшее давления составляют: $(\rho_{к.ш})_{ср} = 3,6$ МПа; $(\rho_{к.ш})_{max} = 11,5$ МПа.

При помощи полярной диаграммы можно построить диаграмму предполагаемого износа шейки. Приведем один из способов построения такой диаграммы в предположении, что износ шейки пропорционален нагружающим ее силам. Способ основан на допущении, что действие силы, нагружающей в данный момент шейку, распространяется по ее поверхности в обе стороны от точки приложения на 60° [16]. Выполним построение диаграммы износа для шатунной шейки.

Из центра O в выбранном масштабе радиусом $OA = d_{ш.ш}/2$ чертим окружность, которая является сечением шейки (рисунок 10,а). Эту окружность делим на равные части (например, на 18, т.е. через 20° , как на рисунке 10,а). Из диаграммы нагрузок в полярных (см. рисунок 8) или прямоугольных (см. рисунок 9) координатах находим значения $Q_{ш.ш}(\alpha)$, соответствующие углу $\alpha = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, \dots, 720^\circ$ поворота коленчатого вала. Весь диапазон изменения $Q_{ш.ш}$ полученного ряда значений разбиваем на 10 – 15 интервалов. В нашем случае, например, $(Q_{ш.ш})_{min} = Q_{ш.ш}(360^\circ) = 0,1$ кН, $(Q_{ш.ш})_{max} = Q_{ш.ш}(380^\circ) = 18,55$ кН, т.е. фактически $Q_{ш.ш}$ изменяется от 0 до 20 кН, поэтому удобно выбрать 10 интервалов для $Q_{ш.ш}$. Тогда длина каждого интервала нагрузки

$$\Delta Q_{ш.ш} = 20/10 = 2 \text{ (кН)}.$$



а)

б)

Рисунок 10 – Распределение нагрузок на шатунную шейку (а) и диаграмма износа шейки (б) для двигателя ЗИЛ-130 при $n = n_n$

Затем находим средние значения $Q_{ш.ш}$ для каждого интервала (середина интервалов – $Q_{ш.ш i}$ – 2-я колонка таблицы 5) и записываем величины угла α , соответствующие нагрузкам $Q_{ш.ш}(\alpha_i)$, попадающим в каждый из интервалов (3-я колонка таблицы 5). Если имеются интервалы, в которые попадает малое число нагрузок (2 – 5) или не попадает вообще, то их объединяют с соседними. В нашем случае пришлось объединить 1-й и 2-й, 7 – 10-е интервалы (см. таблицу 5).

Из точки А (см. рисунок 11,а) на продолжении радиуса в выбранном масштабе откладываем величины $AA_1 = Q_{ш.ш 1}$, $A_1A_2 = Q_{ш.ш 2}$, $A_2A_3 = Q_{ш.ш 3}$, ..., $A_5A_6 = Q_{ш.ш 6}$. Из центра О через точки A_1, A_2, A_3, \dots проводим окружности. Точки приложения сил $Q_{ш.ш}(\alpha_i)$ откладываем на соответствующих окружностях (направления и точки приложения сил $Q_{ш.ш}(\alpha_i)$ определяют из полярной диаграммы – см. рисунок 8), и полоски между дугами, расположенные под углом 60° вправо и влево от радиусов, проходящих через эти точки, штрихуем.

Таблица 5 – Распределение нагрузок на шатунную шейку двигателя ЗИЛ – 130

Номер интервала, i	Длина интервала $\Delta Q_{ш.ш}$, кН	Середина интервала $\Delta Q_{ш.ш i}$, кН	$\alpha, ^\circ$
1 } 1	0 – 2	1	340, 360
2 } 2	2 – 4	2	
3 2	4 – 6	5	80, 100, 280, 300, 320, 640, 660
4 3	6 – 8	7	40, 60, 140, 160, 180, 200, 220, 240, 260, 600, 620, 650, 700
5 4	8 – 10	9	0, 20, 420, 540, 560, 580
6 5	10 – 12	11	400, 440, 460, 480, 500, 520
7 } 6	12 – 14	13	380
8 } 15	14 – 16	15	
9 } 17	16 – 18	17	
10 } 19	18 – 20	19	

От новой окружности (рисунок 10,б), соответствующей исходному сечению шейки, в значительно уменьшенном масштабе на каждом радиусе по направлению к центру откладываем суммарную толщину заштрихованных полосок (см. рисунок 10,а). Ломаная линия, соединяющая полученные точки, и является диаграммой износа, характеризующей (теоретически) будущей износ шейки.

Практическая работа № 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ

2.1 Сопротивление износоусталостным повреждениям элементов силовой системы. Обратный эффект

2.1.1 Коренные шейки нового коленчатого вала

Согласно длительным статистическим наблюдениям за техническим состоянием более 200 автомобилей ЗИЛ-130 в различных условиях эксплуатации, организованным автомобильным заводом им. И.А. Лихачева, средний темп износа коренных шеек составляет $(v_i)_{\text{ср}} = 0,193 \text{ мкм}/1000 \text{ км}$ пробега [23]. Будем считать, что этот темп износа отвечает среднему (расчетному) давлению на шейку в подшипнике $p = p_{\text{ср}} = 3,6 \text{ МПа}$ (см. §1.3.5). Предельно-допустимый же износ коренной шейки $i_{h \text{ пред.}}$ = 0,07 мм [22]. Значит, пробег автомобиля до момента, когда износ достигнет величины $i_{h \text{ пред.}}$, составит:

$$L_1 = \frac{i_{h \text{ пред.}}}{v_i} = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,193 \cdot 10^{-3}} = 3,63 \cdot 10^5 \text{ (км)}. \quad (14)$$

Переведем пробег в число циклов. Используем для этого предложенный академиком Е.А. Чудаковым параметр оборотности двигателя ξ , который показывает, сколько оборотов сделает коленчатый вал двигателя на 1 км пути. Исследования технических параметров двигателей грузовых автомобилей, выполненных в различных условиях эксплуатации [24], показали, что для грузовых автомобилей средней грузоподъемности (к которым относится и ЗИЛ-130) параметр оборотности в среднем составляет $\xi \approx 2710 \text{ об/км}$. Примем, что один цикл соответствует двум оборотам ($\alpha = 720^\circ$) коленчатого вала. Значит, число циклов до достижения предельного износа:

$$N_\tau = L \cdot \xi \cdot 1/2, \text{ циклов}, \quad (15)$$

т.е.

$$N_{\tau 1} = L_1 \cdot \xi \cdot 1/2 = 3,63 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 4,92 \cdot 10^8 \text{ (циклов)}$$

Как следует из результатов наблюдений [23], максимальный износ шеек при пробеге 200 тыс. км составляет $i_{h \text{ пред.}} = 0,134 \text{ мм}$, что соответствует среднему темпу износа $(v_i)_{\text{ср}} = 134/200 = 0,67 \text{ мкм}/1000 \text{ км}$. Такое интенсивное изнашивание может быть вызвано рядом причин как то: эксплуатация автомобиля в тяжелых дорожных условиях; повышенное биение коленчатого вала; загрязненное масло и т.д. Примем условно, что суммарное неблагоприятное воздействие различных факторов на изнашивание коренной шейки эквивалентно высокому давлению на шейку в подшипнике, т.е. $p = p_{\text{max}} = 11,5 \text{ МПа}$ (см. §1.3.5). Пробег автомобиля до достижения предельно-допустимого износа составит

$$L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,67 \cdot 10^{-3}} \approx 1,04 \cdot 10^5 \text{ (км)},$$

а число циклов

$$N_{\tau 2} = 1,04 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 1,41 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)}$$

Определим интенсивность изнашивания шейки в первом и втором случае по выражению

$$I = i_h / L_s, \quad (16)$$

где $L_s = 2\pi \cdot r_{\text{ш}} \cdot 2N_\tau = 2\pi \cdot d_{\text{ш}} \cdot N_\tau$ – путь трения, т.е.

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 4,92 \cdot 10^8} = 3,02 \cdot 10^{-13}; \quad I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 1,41 \cdot 10^8} = 1,05 \cdot 10^{-12}.$$

Эти значения I согласуются с данными по интенсивности изнашивания шеек коленчатых валов грузовых автомобилей средней грузоподъемности [25].

2.1.2 Коренные шейки восстановленного коленчатого вала

Коленчатые валы с износом шеек, превышающим допустимый, обычно восстанавливают наплавкой с последующей механической обработкой на специализированных ремонтных предприятиях. С этой целью разработано несколько технологических процессов восстановления шеек, отличающиеся наплавочными материалами, режимами наплавки и последующей термообработки. Как правило, восстановленные валы имеют ресурс значительно меньший, чем новые как по критерию износостойкости, так и по критерию сопротивлению усталости. Вместе с тем считается, что восстановить коленчатый вал экономически выгоднее, чем изготовить новый. К числу наиболее прогрессивных технологий относятся следующие: I) дуговая широкослойная наплавка порошковой проволокой ПП - Нп 40Х4Г2СМНТФ (совместная разработка ГосавтотрансНИИпроект НПО «Автотранспорт» и ИЭС им. Е.О.Патона); II) дуговая наплавка пружинной проволокой Нп - 30ХГСА под флюсом АН - 348А с легирующими добавками феррохрома и графита (совместная разработка НИИАТ и ГосНИТИ). Будем их соответственно называть: технология I и технология II.

Авторами статьи [26] выполнено исследование износостойкости и сопротивления усталости коленчатых валов, восстановленных по обеим технологиям, результатами которого воспользуемся при оценке надежности отремонтированных валов.

Согласно [26], для коренных шеек, восстановленных по технологии I, средний и максимальный темпы износа составляют: $v_{i\text{ ср}} = 0,506$ мкм/1000 км, $v_{i\text{ max}} = 0,93$ мкм/1000 км.

Значит, пробеги и числа циклов до наступления предельно допустимого износа $i_{h\text{ пред}} = 0,07$ мм для коренных шеек такого коленчатого вала будут:

$$L_1 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,506 \cdot 10^{-3}} = 1,38 \cdot 10^5 \text{ (км)}; L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,93 \cdot 10^{-3}} = 7,53 \cdot 10^4 \text{ (км)};$$

$$N_{\tau 1} = 1,38 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 1,85 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)};$$

$$N_{\tau 2} = 7,53 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 1,0 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)}.$$

Соответствующие интенсивности изнашивания:

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 1,85 \cdot 10^8} = 8,0 \cdot 10^{-12}; I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 1,0 \cdot 10^8} = 1,49 \cdot 10^{-12}.$$

Для коренных шеек, восстановленных по технологии II, средний и максимальный темпы износа равны [26]: $v_{i\text{ ср}} = 1,29$ мкм/1000 км, $v_{i\text{ max}} = 2,45$ мкм/1000 км. Следовательно, пробеги и числа циклов до достижения шейками предельно допустимого износа соответственно будут:

$$L_1 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{1,29 \cdot 10^{-3}} = 5,43 \cdot 10^4 \text{ (км)}; L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{2,45 \cdot 10^{-3}} = 2,86 \cdot 10^4 \text{ (км)};$$

$$N_{\tau 1} = 5,43 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 7,24 \cdot 10^7 \text{ (циклов)};$$

$$N_{\tau 2} = 2,86 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 3,81 \cdot 10^7 \text{ (циклов)},$$

а интенсивности изнашивания:

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 7,24 \cdot 10^7} = 2,05 \cdot 10^{-12}; I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 3,81 \cdot 10^7} = 3,01 \cdot 10^{-12}.$$

2.1.3 Построение кривых фрикционной усталости коренных шеек и оценка их параметров

Как известно [9, 10, 27], кривая фрикционной усталости – это график, характеризующий зависимость между удельной силой трения при скольжении и фрикционной долговечностью одинаковых узлов трения или их моделей. Удельная сила трения, или фрикционное напряжение, определяется как произведение среднего нормального давления p в контакте на коэффициент трения скольжения f :

$$\tau_w = p \cdot f. \quad (17)$$

Согласно данным [28], для высококобальтистого подшипникового сплава при трении о сталь 45 в условиях жидкостной смазки (моторное масло) при рабочей температуре двигателя 80...90°C коэффициент трения $f \approx 0,006$. К сожалению, опытные данные об изнашивании коренных шеек двигателя ЗИЛ-130 при постоянном нормальном давлении отсутствуют, поэтому мы условно приняли, что если среднее выборочное значение p_{cp} нормального давления на шейку за цикл сохраняется постоянным, то имеет место средний темп износа v_i , а если действует (условно) постоянно наибольшее давление p_{max} на шейку, то ему отвечает максимальный темп износа $v_{i\max}$.

Фрикционная долговечность N_τ – это число циклов до достижения предельного состояния по износу, т.е. до достижения $i_{h\text{ пред}}$.

В нашем случае для действующих в подшипнике фрикционных напряжений

$$\tau_{w1} = f \cdot p_{cp} = 0,006 \cdot 3,6 = 0,0216 \text{ (МПа)}$$

и

$$\tau_{w2} = f \cdot p_{max} = 0,006 \cdot 11,5 = 0,069 \text{ (МПа)}$$

выше вычислены значения фрикционных долговечностей $N_{\tau 1}$ и $N_{\tau 2}$ для нового и восстановленного по технологиям I и II коленчатых валов. Поэтому для каждого из этих валов в координатах $\tau_w - N_\tau$ с логарифмическими шкалами получим по две точки с координатами $(N_{\tau 1}; \tau_{w1})$ и $(N_{\tau 2}; \tau_{w2})$ – (рисунок 11), через которые проводим прямые линии. Полученные линии и представляют собой кривые фрикционной усталости коренных шеек нового и восстановленных коленчатых валов.

$$m_\tau = \frac{\lg N_{\tau 1} - \lg N_{\tau 2}}{\lg \tau_{w2} - \lg \tau_{w1}} \quad (18)$$

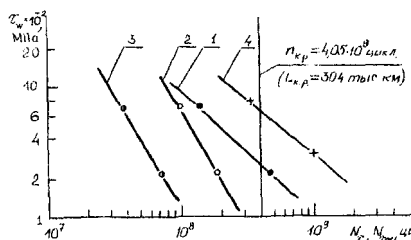


Рисунок 11 – Расчетно-экспериментальные кривые фрикционной усталости коренных (1 – 3) и шатунных (4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, построенные по критерию $i_{пред} = 0,07$ мм (1 – 3) и $i_{пред} = 0,04$ мм (4): нового (1, 4) и восстановленного по технологии I (2) и II (3)

Показатель наклона m_{τ} , характеризующий угол наклона кривой фрикционной усталости в логарифмических координатах (или координатах с логарифмическими шкалами), определяется по формуле:

Вычисленные по (18) значения m_{τ} для шеек нового и восстановленного коленчатых валов приведены в таблице 6.

Таблица 6 – Характеристика фрикционной усталости коренных шеек коленчатых валов

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	Нового	Восстановленного по технологии I	Восстановленного по технологии II
τ_{fN} , МПа	$2,59 \cdot 10^{-2}$	$4,92 \cdot 10^{-3}$	$9,6 \cdot 10^{-4}$
m_{τ}	1,076	0,530	0,553

Для оценки предельного фрикционного напряжения – предела ограниченной фрикционной усталости τ_{fN} – необходимо выбрать долговечность, на которой определяется τ_{fN} . По данным [28] средний ресурс двигателя ЗИЛ-130 до первого капитального ремонта (КР) равен $L_{к.р.} = 304$ тыс. км. К этому моменту ремонтные воздействия требуются не только для коленчатого вала с подшипниками, но и деталей цилиндропоршневой группы, а также базовых деталей двигателя (блок, головка цилиндров и др.). Поэтому выберем величину $L_{к.р.}$ для оценки значений τ_{fN} . Переведем $L_{к.р.}$ в число циклов

$$N_{к.р.} = 3,04 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 4,05 \cdot 10^8 \text{ (циклов)}$$

На рисунке 11 линия $N_{к.р.} = 4,05 \cdot 10^8$ цикл = const проведена. Из уравнения кривой фрикционной усталости

$$N_{\tau} = \tau_{fN}^{m_{\tau}} \cdot N_{\tau f} / \tau_w^{m_{\tau}}, \quad (19)$$

где в нашем случае $N_{\tau f} = N_{к.р.}$, выразим предел ограниченной фрикционной усталости

$$\tau_{fN} = \tau_w \cdot (N_{\tau} / N_{к.р.})^{1/m_{\tau}}. \quad (20)$$

Подставляя теперь координаты одной из точек кривой усталости, например ($N_{\tau 1}$; τ_{w1}) в (20), найдем значения величины τ_{fN} для шеек нового и восстановленных коленчатых валов (см. таблицу 6).

2.1.4 Шатунные шейки

В соответствии с опытными данными [23] средний темп износа шатунных шеек нового коленчатого вала равен $v_{i ср} = 0,056$ мкм/1000 км, а максимальный $v_{i max} = 0,16$ мкм/1000 км; предельно допустимый износ шеек $i_{h пред.} = 0,04$ мм. Найдем ресурс (в километрах и в числе циклов) шейки для каждого из темпов износа

$$L_1 = \frac{0,04 \cdot 10^3}{0,056 \cdot 10^{-3}} = 7,14 \cdot 10^5 \text{ (км)}; \quad N_{\tau 1} = 7,14 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 9,68 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)};$$

$$L_2 = \frac{0,04 \cdot 10^3}{0,16 \cdot 10^{-3}} = 2,5 \cdot 10^5 \text{ (км)}; \quad N_{\tau 2} = 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 3,39 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)}.$$

Примем условно, как и для коренных шеек, что средний темп износа $v_{i ср}$ шатунных шеек соответствует среднему выборочному значению нормального давления в подшипнике $p_{ср} = 5,0$ МПа, а максимальный темп износа $v_{i max}$ – наибольшему давлению $p_{max} = 12,6$ МПа за цикл двигателя (см. § 1.3.5).

Обратим здесь внимание на то, что по данным многих исследователей, в том числе приведенным выше, как средний, так и максимальный темпы износа шатунных шеек существенно (в 2...4 раза) ниже соответствующих темпов износа коренных шеек. При этом предельные нагрузки в шатунном подшипнике значительно больше, чем в коренном. Так, в 1-м коренном подшипнике двигателя ЗИЛ-130 $p_{cp} = 1,65$ МПа и $p_{max} = 8,3$ МПа (при $n = 2000$ об/мин) [14], а в 4-м, наиболее нагруженном – $p_{cp} = 3,6$ МПа и $p_{max} = 11,5$ МПа, в то время как в шатунном подшипнике $p_{cp} = 5,0$ МПа и $p_{max} = 12,6$ МПа по нашим расчетам, а по некоторым сведениям [22] наибольшее давление в нем может достигать 14,0 МПа. Если учесть, что материалы обоих подшипниковых узлов одинаковы, то трудно объяснить такую высокую износостойкость шатунных шеек по сравнению с коренными при их более высокой нагруженности. Одно из распространенных объяснений описанной закономерности – наличие в шатунных шейках масляных сепараторов, предотвращающих попадание в подшипниковый узел твердых частиц, ускоряющих износ. Но при этом надо помнить также, что условия подвода смазки к коренным подшипникам лучше, чем к шатунным, – масло к последним поступает через масляные каналы от коренных шеек, и в случае, например, забивания масляных каналов, а также при пуске двигателя, ухудшения по тем или иным причинам работы масляного насоса, смазывание шатунных подшипников затрудняется в первую очередь. Это подтверждают исследования, проведенные в НИЛ двигателей АРЕМЗ-МАДИ, по определению надежности и остаточной долговечности коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 [30]: основной дефект, определяющий необходимость капитального ремонта двигателей ЗИЛ-130, – образование задиров на шатунных шейках из-за недостаточной подачи масла к ним вследствие засорения продуктами износа сепаративной полости, а также потери натяга вкладышем.

С нашей точки зрения, одной из основных причин высокой износостойкости шатунных шеек является благоприятное воздействие относительно небольших по величине циклических напряжений изгиба, которые в коренных шейках практически отсутствуют. Именно в шатунных подшипниках коленчатого вала имеет место положительный эффект совместного действия повторно-переменных изгибающих моментов и сил трения скольжения, который ведет к повышению работоспособности вала по критерию износостойкости (так называемый обратный эффект [9, 10]) и может вести к повышению работоспособности вала по критерию сопротивления усталости (так называемый прямой эффект [9, 10]), о чем даны пояснения ниже (раздел 2.2).

С учетом приведенных рассуждений для фрикционных долговечностей шатунных шеек введем дополнительный индекс “ σ ”, обозначающий, что эта величина определена с учетом влияния объемных напряжений σ изгиба, а также кручения (см. выражения выше). Этот же индекс будем использовать при оценке их интенсивности изнашивания и предельных напряжений.

Итак, по формуле (16) интенсивность изнашивания шатунной шейки:

$$I_{\sigma 1} = \frac{0,04}{2\pi \cdot 65,5 \cdot 9,68 \cdot 10^8} = 1,0 \cdot 10^{-13}; I_{\sigma 2} = \frac{0,04}{2\pi \cdot 65,5 \cdot 3,39 \cdot 10^8} = 2,87 \cdot 10^{-13}.$$

Найдем значения действующих фрикционных напряжений в шатунном подшипнике:

$$\tau_{w1} = f \cdot p_{cp} = 0,006 \cdot 5 = 0,03 \text{ (МПа)}; \quad \tau_{w2} = f \cdot p_{max} = 0,006 \cdot 12,6 = 0,076 \text{ (МПа)}.$$

Кривая фрикционно-механической усталости для шатунных шеек изображена на рисунке 11. Вычислим значения ее параметров. Показатель наклона

$$m_{\tau\sigma} = \frac{\lg N_{\tau\sigma 1} - \lg N_{\tau\sigma 2}}{\lg r_{w2} - \lg r_{w1}} = \frac{\lg(9,68 \cdot 10^8) - \lg(3,39 \cdot 10^9)}{\lg 12,8 - \lg 5,0} \approx 1,12,$$

предел ограниченной фрикционно-механической усталости на базе $N_{k,p} = 4,05 \cdot 10^8$ цикл

$$\tau_{f\sigma N} = \tau_{w1} \cdot \left(\frac{N_{\tau\sigma 1}}{N_{k,p}} \right)^{1/m_{\tau\sigma}} = 0,03 \cdot \left(\frac{9,68 \cdot 10^8}{4,05 \cdot 10^8} \right)^{1/1,12} \approx 0,065 \text{ (МПа)}.$$

Рисунок 12 иллюстрирует зависимость интенсивности изнашивания коренных шеек нового и восстановленных по технологиям I и II коленчатых валов, шатунных шеек нового коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 от нормального давления. Как видно из рисунков 11 и 12, сопротивление изнашиванию шатунных шеек значительно выше, чем коренных, как нового, так и восстановленных коленчатых валов.

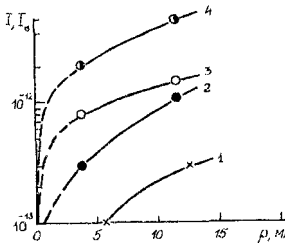


Рисунок 12 – Влияние среднего давления в подшипнике на интенсивность изнашивания шатунных (1) и коренных (2–4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1, 2) и восстановленного по технологии I (3) и II (4)

К сожалению, в статье [26] не приведены результаты исследования износостойкости шатунных шеек восстановленных коленчатых валов. Поэтому предположим, что пределы ограниченной фрикционно-механической усталости $\tau_{f\sigma N}$ и показатели наклона $m_{\tau\sigma}$ кривых фрикционно-механической усталости шатунных шеек восстановленных по технологиям I и II, валов превышают пределы ограниченной фрикционной усталости τ_{fN} и показатели наклона m_{τ} кривых фрикционной усталости коренных шеек тех же валов во столько же раз, как и для нового коленчатого вала. Для этого пересчитаем предельные напряжения для коренных шеек, учитывая, что предельно допустимые износы для коренных и шатунных шеек отличаются. Подставив в формулы для долговечности N_{τ} коренных шеек нового и восстановленных валов значение $i_{h \text{ пред}} = 0,04$ мм, определим эти величины, затем, имея в виду, что показатели m_{τ} наклона кривых усталости остаются неизменными, найдем значения τ_{fN} , соответствующие $i_{h \text{ пред}} = 0,04$ мм: для нового вала $\tau_{fN} = 0,0154$ МПа, для восстановленного по технологии I $\tau_{fN}^{(I)} = 0,00171$ МПа, для восстановленного по технологии II $\tau_{fN}^{(II)} = 3,49 \cdot 10^{-4}$ МПа.

Согласно энергетической теории накопления износоусталостных повреждений [7, 8, 12], при обратном эфekte между предельными напряжениями при фрикционно-механической усталости и фрикционной усталости (τ_f и $\tau_{f\sigma}$) существует взаимосвязь:

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \cdot \varphi_{\tau}(\sigma), \quad (21)$$

определяемая функцией $\varphi_{\tau}(\sigma)$:

$$\varphi_{\tau}(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \sigma^2}{R_{\sigma, \tau} - \sigma_R^2}}, \quad (22)$$

где $R_{\sigma, \tau}$ - параметр (в общем случае функция), учитывающий взаимодействие силовой (обусловленной повторно – переменной объемной, например, изгибающей, нагрузкой) и фрикционной (обусловленной удельной силой трения, например, при скольжении) эффективных (т.е. затрачиваемых на повреждение материала) энергий; σ и σ_R – амплитудные значения действующего напряжения и предела выносливости.

Сходная по форме зависимость прогнозируется [7, 8, 12] и между соответствующими показателями наклона кривых усталости:

$$m_{\tau\sigma} = m_{\tau} \cdot \varphi_m(\sigma), \quad (23)$$

где

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{f'g(\tau_i / \tau_{wl})}{f'g(\tau_{i\sigma} / \tau_{wL})}; \quad (24)$$

τ_{wl} – некоторое характерное фрикционное напряжение.

Найдем значения функций $\varphi_{\tau}(\sigma)$ и $\varphi_m(\sigma)$, а с их помощью – и величины $\tau_{f\sigma N}$ и $m_{\tau\sigma}$ для шатунных шеек восстановленных коленчатых валов. Так, для нового вала, согласно (38) и (40), имеем:

$$\varphi_{\tau}(\sigma) = \frac{\tau_{f\sigma N}}{\tau_N} \approx \frac{0,065}{0,0154} \approx 4,22; \quad \varphi_m(\sigma) = \frac{m_{\tau\sigma}}{m_{\tau}} = \frac{1,12}{1,076} \approx 1,04 \approx 1,0.$$

Следовательно, для шатунных шеек коленчатого вала, восстановленного по технологии I, получим

$$\tau_{f\sigma N}^{(I)} = \tau_{fN}^{(I)} \cdot \varphi_{\tau}(\sigma) = 1,71 \cdot 10^{-3} \cdot 4,22 = 7,22 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)},$$

$$m_{\tau\sigma}^{(I)} \approx m_{\tau}^{(I)} = 0,53.$$

Аналогично для шатунных шеек вала, восстановленного по технологии II, будем иметь

$$\tau_{f\sigma N}^{(II)} = \tau_{fN}^{(II)} \cdot \varphi_{\tau}(\sigma) = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 4,22 = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)},$$

$$m_{\tau\sigma}^{(II)} \approx m_{\tau}^{(II)} = 0,553.$$

2.1.5 Вкладыши коренных подшипников

Поскольку в ходе эксплуатации и при ремонтных воздействиях двигателя износ вкладышей подшипников коленчатого вала обычно не измеряют, будем оценивать его косвенным путем на основе результатов наблюдений за износом шеек вала и зазором в подшипнике, которые имеются в литературе и соответствуют пробегу автомобиля $L_{100} = 100$ тыс. км.

Средний начальный зазор (с учетом допусков на изготовления вала и вкладышей) в подшипнике скольжения двигателя ЗИЛ-130 равен $\Delta_0 = 0,057$ мм [17]. Для нового коленчатого вала по данным [23, 26] средний и максимальный износы коренных шеек при пробеге L_{100} составляют $i_{k,ш.ср} = 0,019$ мм, $i_{k,ш.макс} = 0,058$ мм, а средний и максимальный зазор в подшипнике - $\Delta_{k,ср} = 0,16$ мм и $\Delta_{k,макс} = 0,26$ мм. Следовательно, суммарные средний и максимальный износы пары вкладышей

$$i_{в.к.ср} = \Delta_{к.ср} - \Delta_0 - i_{к.ш.ср} = 0,16 - 0,057 - 0,019 = 0,084 \text{ (мм)},$$

$$i_{в.к.макс} = \Delta_{к.макс} - \Delta_0 - i_{к.ш.макс} = 0,26 - 0,057 - 0,058 = 0,145 \text{ (мм)}.$$

Для подшипникового узла с восстановленным по технологии I коленчатым валом имеем

$$i_{в.к.ср}^{(I)} = \Delta_{к.ср}^{(I)} - \Delta_0 - i_{к.ш.ср}^{(I)} = 0,175 - 0,057 - 0,05 = 0,068 \text{ (мм)},$$

$$i_{в.к.макс}^{(I)} = \Delta_{к.макс}^{(I)} - \Delta_0 - i_{к.ш.макс}^{(I)} = 0,26 - 0,057 - 0,093 = 0,110 \text{ (мм)}.$$

Для подшипникового узла с восстановленным по технологии II коленчатым валом имеем:

$$i_{в.к.ср}^{(II)} = \Delta_{к.ср}^{(II)} - \Delta_0 - i_{к.ш.ср}^{(II)} = 0,300 - 0,057 - 0,129 = 0,114 \text{ (мм)},$$

$$i_{в.к.макс}^{(II)} = \Delta_{к.макс}^{(II)} - \Delta_0 - i_{к.ш.макс}^{(II)} = 0,370 - 0,057 - 0,170 = 0,143 \text{ (мм)}.$$

Исследования показали, что для рассматриваемого узла справедлив практически линейный закон изменения износа во времени (период приработки не рассматривается). Поэтому найдем темп изнашивания

$$v_1 = i/L_{100}, \text{ мм/км} \quad (25)$$

для шейки и вкладышей:

-- новый вал:

$$v_{1 ш.ср} = 0,019/10^5 = 0,019 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

$$v_{1 в.ср} = 0,084/10^5 = 0,084 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

$$v_{1 ш.макс} = 0,058 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}; v_{1 в.макс} = 0,145 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

-- вал, восстановленный по технологии I:

$$v_{1 ш.ср} = 0,05 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}; v_{1 в.ср} = 0,058 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

$$v_{1 ш.макс} = 0,093 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}; v_{1 в.макс} = 0,11 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

-- вал, восстановленный по технологии II:

$$v_{1 ш.ср} = 0,129 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}; v_{1 в.ср} = 0,114 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)};$$

$$v_{1 ш.макс} = 0,17 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}; v_{1 в.макс} = 0,143 \cdot 10^{-5} \text{ (мм/км)}.$$

Для того, чтобы определить ресурс вкладышей, необходимо установить величину предельно допустимого зазора в сопряжении. Воспользуемся результатами исследований [31] по изучению влияния зазоров в шатунных подшипниках двигателя ЗИЛ-130 на его вибрацию.

Исследование вибрации двигателя проводилось с помощью виброакустической аппаратуры. Вибрация измерялась по трем главным направлениям: вдоль оси коленчатого вала x , оси цилиндра z и в плоскости разъема картера блока – y . Установлено, что с увеличением (в результате износа) зазора в шатунных подшипниках происходит монотонное повышение вибрации по всем исследуемым направлениям, достигая своего первого максимума при зазоре, равном 0,25 мм (рис. 13). Дальнейшее увеличение зазора в подшипниках характеризовалось понижением уровня вибрации с последующей стабилизацией до зазора, равного 0,39 мм. Второе резкое повышение вибрации произошло при зазоре, равном 0,46 мм. Оно сопровождалось усиленным износом шатунных шеек и вкладышей.

В первой резонансной зоне, которая соответствует зазору 0,25 мм, был отмечен интенсивный износ шатунных шеек, в то время как в зоне второго максимума при зазоре 0,46 мм скорость изнашивания была меньшей. Но в последнем случае появлялись очаги выкрашивания антифрикционного слоя вкладышей, а работа двигателя при этом зазоре сопровождалась резкими стуками.

Повышенный износ шатунных шеек при зазоре 0,25 мм объясняется возникновением кавитационного эффекта, под действием которого возможно нарушение гидродинамического режима смазки в подшипнике и разрушение масляной пленки. Возникновение высокочастотных колебаний в зоне подшипника – это результат отрыва поверхности вкладыша от постели нижней головки шатуна, сопровождающееся ударами. Поэтому износ основных сопряжений двигателя оказывал непосредственное влияние на ее динамические параметры.

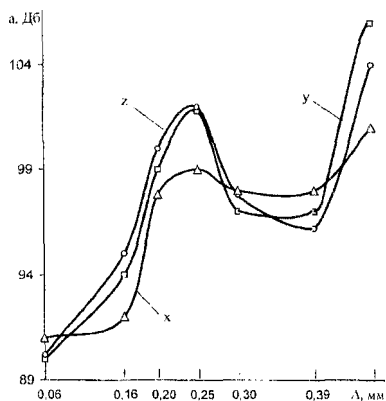


Рисунок 13 – Влияние износа шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 на его вибрацию: Δ – зазор; а – виброускорение

Согласно исследованиям [32], при зазоре в шатунном подшипнике 0,25 мм имеет место резонансная зона, в которой наблюдается интенсивный износ шатунных шеек (0,04 мм за 3 часа работы) двигателя ЗИЛ-130, поэтому дальнейшая эксплуатация последнего становится нецелесообразной. С учетом данных [31, 32], примем величину предельно допустимого зазора в сопряжении $\Delta_{пред} = 0,25$ мм. Тогда в случае $\Delta = \Delta_{пред}$ должно соблюдаться условие

$$i_{ш} + i_{в} = \Delta_{пред} - \Delta_0 = 0,25 - 0,057 = 0,193 \text{ (мм)}, \quad (26)$$

или

$$v_{i_{ш}} \cdot L + v_{i_{в}} = 0,193,$$

откуда

$$L = \frac{0,193}{v_{i_{ш}} + v_{i_{в}}}. \quad (27)$$

Для вкладышей нового коленчатого вала будем иметь ресурс в километрах пробега:

$$L_1 = \frac{0,193}{v_{i_{ш.сп.}} + v_{i_{в.сп.}}} = \frac{0,193}{(0,019 + 0,084) \cdot 10^{-5}} = 187,4 \text{ (тыс. км)},$$

$$L_2 = \frac{0,193}{v_{ш, макс} + v_{в, макс}} = \frac{0,193}{(0,058 + 0,145) \cdot 10^{-5}} = 95,1 \text{ (тыс. км)},$$

и числе циклов

$$N_{\tau 1} = L_1 \cdot 2710 / 2 = 187,7 \cdot 10^3 \cdot 2710 / 2 = 2,50 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)};$$

$$N_{\tau 2} = L_2 \cdot 2710 / 2 = 95,1 \cdot 10^3 \cdot 2710 / 2 = 1,27 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)}.$$

Для вкладышей вала, восстановленного по технологии I:

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,05 + 0,068) \cdot 10^{-5}} = 163,6 \text{ (тыс. км)}; L_2 = \frac{0,193}{(0,093 + 0,11) \cdot 10^{-5}} = 95,1 \text{ (тыс. км)};$$

$$N_{\tau 1} = 2,18 \cdot 10^8 \text{ цикл.}; N_{\tau 2} = 1,27 \cdot 10^8 \text{ цикл.}$$

Для вкладышей вала, восстановленного по технологии II:

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,129 + 0,144) \cdot 10^{-5}} = 79,4 \text{ (тыс. км)}; L_2 = \frac{0,193}{(0,17 + 0,143) \cdot 10^{-5}} = 61,7 \text{ (тыс. км)};$$

$$N_{\tau 1} = 1,06 \cdot 10^8 \text{ цикл.}; N_{\tau 2} = 8,24 \cdot 10^8 \text{ цикл.}$$

При построении кривых фрикционной усталости вкладышей примем, как и ранее для шеек, что средний темп износа вкладышей соответствует среднему давлению в подшипнике, а максимальный – наибольшему давлению в подшипнике, т.е. кривая усталости строится по двум точкам ($N_{\tau 1}$; $\tau_{w1} = 0,0216$ МПа) и ($N_{\tau 2}$; $\tau_{w2} = 0,069$ МПа). На рисунке 14 кривые фрикционной усталости вкладышей нового и восстановленных коленчатых валов изображены в координатах $N_{\tau} - \tau_w$ с логарифмическими шкалами. Показатели их наклона, определенные по формуле (35), равны:

$$m_{\tau} = 0,583; m_{\tau}^{(I)} = 0,465; m_{\tau}^{(II)} = 0,217.$$

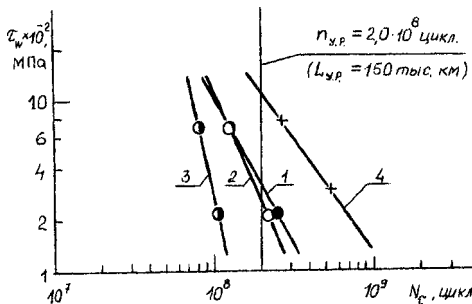


Рисунок 14 – Расчетно-экспериментальные кривые фрикционной усталости вкладышей коренных (1 – 3) и шатунных (4) подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1, 4) и восстановленного по технологии I (2) и II (3)

Чтобы определить значения соответствующих пределов ограниченной фрикционной усталости вкладышей выберем долговечность, на которой отыскивается τ_{fN} . При формировании оптимальной структуры и периодичности ремонта двигателя ЗИЛ-130 установлено [29], что замена вкладышей подшипников должна производиться во время первого узлового ремонта при пробеге $L_{y.p.} = 150$ тыс. км, которому отвечает число циклов $N_{y.p.} = 2,0 \cdot 10^8$ цикл. На базе последнего выполнена оценка τ_{fN} (таблица 7).

Таблица 7 – Характеристики фрикционной усталости вкладышей коренных подшипников

Характеристика	Численные значения для вкладышей коленчатого вала		
	Нового	Восстановленного по технологии I	Восстановленного по технологии II
$\tau_{f,N}$ МПа	$3,17 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,16 \cdot 10^{-3}$
m_τ	0,583	0,465	0,217

2.1.6 Вкладыши шатунных подшипников

Средний и максимальный износы вкладышей шатунных подшипников при пробеге $L_{100} = 100$ тыс. км составляют $i_{в.ср.} = 0,042$ мм, $i_{в.ш.макс.} \approx 0,080$ мм [33], им соответствуют темпы износа $v_{в.ср.} = 0,042 \cdot 10^{-5}$ мм/км и $v_{в.ш.макс.} = 0,080 \cdot 10^{-5}$ мм/км. Для шатунных шеек имеем [23]: $i_{ш.ср.} = 0,006$ мм; $i_{ш.макс.} = 0,016$ мм; $v_{ш.ср.} = 0,006 \cdot 10^{-5}$ мм/км и $v_{ш.макс.} = 0,016 \cdot 10^{-5}$ мм/км. Значит, значения ресурса и долговечности вкладыша подшипника при $\tau_{w1} = 0,03$ МПа и $\tau_{w2} = 0,076$ МПа:

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,006 + 0,042) \cdot 10^{-5}} = 402 \text{ (тыс. км)}; L_2 = \frac{0,193}{(0,016 + 0,080) \cdot 10^{-5}} = 201 \text{ (тыс. км)};$$

$$N_1 = 5,37 \cdot 10^8 \text{ цикл.}; N_2 = 2,68 \cdot 10^8 \text{ цикл.}$$

Кривая усталости вкладышей шатунного подшипника изображена на рисунке 14. Поскольку вкладыши взаимодействуют с нагруженной переменными напряжениями изгиба и кручения шейкой, которые неизбежно влияют на их износостойкость, по существу, построенная кривая является кривой фрикционно-механической усталости. Ее параметры таковы: $m_{\tau\sigma} = 0,748$; $\tau_{f\sigma,N} = 0,112$ МПа.

Определим значения функций $\varphi_\tau(\sigma)$ и $\varphi_m(\sigma)$ суммарного влияния объемных напряжений изгиба и кручения на предел усталости и показатель наклона (для нового коленчатого вала):

$$\varphi_\tau(\sigma) = \frac{\tau_{f\sigma,N}}{\tau_m} = \frac{0,112}{0,0317} \approx 3,53; \varphi_m(\sigma) = \frac{m_{\tau\sigma}}{m_\tau} = \frac{0,748}{0,583} = 1,283.$$

Предположим, что эти значения справедливы также и для вкладышей восстановленных коленчатых валов, найдем для них $\tau_{f\sigma,N}$ и $m_{\tau\sigma}$: для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\tau_{f\sigma,N}^{(I)} = \tau_{f\sigma,N} \cdot \varphi_\tau(\sigma) = 2,6 \cdot 10^{-2} \cdot 3,53 = 9,18 \cdot 10^{-2} \text{ (МПа)};$$

$$m_{\tau\sigma}^{(I)} = m_{\tau\sigma} \cdot \varphi_m(\sigma) = 0,465 \cdot 1,283 = 0,597;$$

для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\tau_{f\sigma,N}^{(II)} = \tau_{f\sigma,N} \cdot \varphi_\tau(\sigma) = 1,16 \cdot 10^{-3} \cdot 3,53 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)};$$

$$m_{\tau\sigma}^{(II)} = m_{\tau\sigma} \cdot \varphi_m(\sigma) = 0,217 \cdot 1,283 = 0,278.$$

2.2 Сопротивление износоусталостным повреждениям элементов силовой системы.

Прямой эффект

Результаты [26] испытаний колен, вырезанных из натуральных коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, на механическую усталость при симметричном изгибе представлены на рисунке 15 в виде экспериментальных кривых механической усталости нового (кривая 1) и восстановленного по технологии I (кривая 2) валов в координатах циклическая долговечность (число циклов до образования магистральной трещины) N_{σ} – амплитуда σ_a изгибных напряжений.

Кривая усталости 3 для восстановленного по технологии II коленчатого вала (см. рисунок 15) построена приближенно на основе данных [34]. Изображенные кривые получены на базе испытаний $1 \cdot 10^7$ циклов. Физические пределы выносливости их при этом установлены не были. Учитывая, что реальная эксплуатация коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 длится более 10^8 циклов, продлим линии 1 – 3 до долговечности $N_{к.р.} = 4,05 \cdot 10^8$ циклов с целью определения ограниченного предела усталости вала на этой базе. При расчете надежности деталей подобное действие считается оправданным, так как ведет к заниженной оценке ресурса, а, следовательно, и к увеличению запаса ресурса [35].

Значения характеристик сопротивления разрушению – предела ограниченной усталости σ_{-1N} и показателя наклона кривой усталости m_{σ} – приведены в таблице 8.

Таблица 8 – Характеристики сопротивления изгибной усталости шатунных шеек коленчатого вала

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	Нового	Восстановленного по технологии I	Восстановленного по технологии II
σ_{-1N} , МПа	77	27	46
m_{σ}	7,69	3,57	4,94

Требующиеся для анализа надежности подшипникового узла результаты испытаний шатунных шеек двигателя ЗИЛ-130 на механическую усталость при кручении, к сожалению, в литературе обнаружить не удалось. Поэтому характеристики сопротивления усталости шеек при кручении оценим расчетным путем, используя соотношение

$$k = \sigma_a^* / \tau_a^* = 74,4 / 59,5 \approx 1,25,$$

где σ_a^* , τ_a^* – предельные расчетные амплитуды напряжений изгиба и кручения для шатунных шеек (см. § 2.1.2). Обратим внимание на то, что экспериментальное и расчетное значения предельных напряжений изгиба практически совпадают: $\sigma_{-1N} = 77$ МПа, а $\sigma_a^* = 74,4$ МПа (расхождение составляет ~ 3,5%). Это дает основание использовать предельные напряжения при симметричном цикле ($R = -1$) для анализа надежности шеек.

Предположим, что отношение k предельных напряжений изгиба и кручения справедливо для нового и восстановленных коленчатых валов. Тогда предел ограниченной усталости вала при кручении можно найти так:

$$\tau_{-1N} = \sigma_{-1N} / k. \quad (28)$$

Для оценки показателя наклона m_{τ} кривой усталости при кручении можно использовать известный [36] факт наличия корреляционной связи между предельным напряже-

нием и показателем наклона. Так, в случае изгиба шатунной шейки (см. таблицу 8 и рисунок 16) достаточно устойчивая связь между этими величинами имеет место:

$$m_{\sigma} = 0,081 \cdot \sigma_{-1N} + 1,3. \quad (29)$$

Будем полагать, что подобное уравнение линейной регрессии характерно и для условий кручения:

$$m_{\tau} = 0,081 \cdot \tau_{-1N} + 1,3. \quad (30)$$

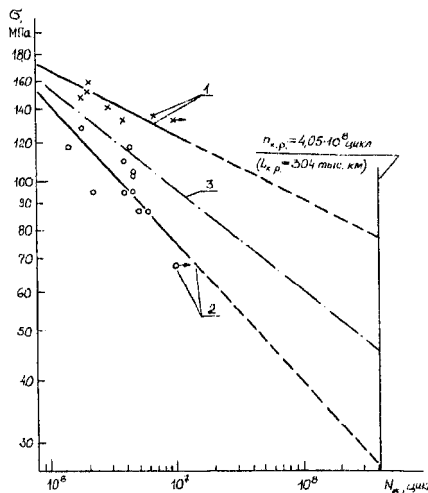


Рисунок 15 – Экспериментальные кривые механической усталости коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1) и восстановленного по технологии I (2) и II (3)

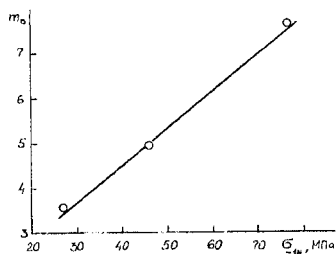


Рисунок 16 – Корреляционная связь между характеристиками m_{σ} и σ_{-1N} кривой механической усталости шатунных шеек нового и восстановленных коленчатых валов

Значения характеристик сопротивления усталости при кручении для шатунных шеек нового и восстановленных коленчатых валов, найденные по (28), (29), приведены в таблице 9.

Таблица 9 – Характеристики сопротивления усталости при кручении шатунных шеек коленчатого вала

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	Нового	Восстановленного по технологии I	Восстановленного по технологии II
τ_{-1M} , МПа	62	22	37
m_{τ}	6,32	3,08	4,30

Заметим, что кривые механической усталости и их характеристики (см. рисунок 15, таблицы 8, 9) соответствуют условиям стандартных испытаний в воздушной среде на обычную (механическую) усталость, т.е. без трения скольжения.

В условиях же реальной эксплуатации шатунные шейки коленчатого вала подвержены воздействию не только переменных изгибных (и крутящих) моментов, но и сил трения скольжения в среде моторного масла. Результаты же испытаний коленчатых валов в таких условиях отсутствуют.

Выход из затруднительного положения можно найти в работах [37, 38], где приводят опытные данные по износоусталостным испытаниям моделей силовой системы "образец (сталь 45) – контртело (чугун) в среде масла вазелинового и в среде масла машинного СУ" [37] и "образец (сталь 45) – контртело (сталь 45) в среде масла поверхностно-активного" [38]. Согласно этим данным, сопротивление усталости (предел выносливости, долговечность) образца из стали 45 при износоусталостных испытаниях оказывается выше, чем при испытаниях на обычную (механическую) усталость. Так, в условиях опыта [37, 38] наибольший рост предела выносливости составил 1,06...1,16 раза. Причины такого положительного прямого эффекта подробно изложены в работах [37 – 39].

Предположим, что в условиях эксплуатации предел ограниченной усталости шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 увеличивается в среднем в ~1,1 раза по сравнению со стандартными испытаниями на механическую усталость. При этом наклон кривой усталости не изменяется, что согласуется с опытными данными [38].

Согласно энергетической теории накопления износоусталостных повреждений [7, 8, 12], при прямом эффекте между предельными напряжениями при фрикционно-механической и механической усталости (σ_{-1} и $\sigma_{-1\tau}$, τ_{-1} и $\tau_{-1\sigma}$) существует взаимосвязь, подобная той, что имеет место между предельными напряжениями при обратном эффекте, т.е.

$$\sigma_{-1\tau_w} = \sigma_{-1} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w), \quad (31)$$

$$\tau_{-1\sigma_w} = \tau_{-1} \cdot \varphi_{\tau}(\sigma_w), \quad (32)$$

где функция

$$\varphi_{\sigma}(\tau_w) := \sqrt{\frac{1 - \frac{\tau_w^2}{\tau_L^2}}{R_{\sigma\tau}}}, \quad (33)$$

определяется по выражению, сходному с выражением (22) для функции $\varphi_{\tau}(\sigma)$. Показатель наклона кривой фрикционно-механической усталости:

$$m_{\sigma\tau_w} = m_{\sigma} \cdot \varphi_{m\sigma}(\tau_w), \quad (34)$$

$$m_{\tau\sigma_w} = m_{\tau} \cdot \varphi_{m\tau}(\sigma_w), \quad (35)$$

где функции

$$\varphi_{m\tau}(\tau_w) = \frac{\lg(\tau_{-1} / \tau_L)}{\lg(\tau_{-1\tau_w} / \tau_L)}; \quad (36)$$

$$\varphi_{m\sigma}(\sigma_w) = \frac{\lg(\sigma_{-1} / \sigma_L)}{\lg(\sigma_{-1\sigma_w} / \sigma_L)}; \quad (37)$$

σ_L , τ_L – некоторые характерные напряжения.

В нашем случае принято:

$$\varphi_{\sigma}(\tau_w) \approx \frac{\sigma_{-1N}}{\sigma_{-1N}} \approx \frac{\tau_{-1N}}{\tau_{-1N}} = 1,1; \varphi_m(\tau_w) \approx 1,0.$$

Значит, пределы ограниченной фрикционно-механической усталости шатунной шейки нового коленчатого вала при изгибе и кручении

$$\sigma_{-1N} = \sigma_{-1N} \cdot \varphi_{\sigma}(\tau_w) = 77 \cdot 1,1 = 84,7 \text{ (МПа)},$$

$$\tau_{-1N} = \tau_{-1N} \cdot \varphi_m(\tau_w) = 62 \cdot 1,1 = 68,2 \text{ (МПа)},$$

а показатели наклона кривых комплексного повреждения

$$m_{\sigma} \approx m_{\sigma} = 7,69; m_{\tau} \approx m_{\tau} = 6,32.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии I, получим:

$$\sigma_{-1N}^{(I)} = 29,7 \text{ МПа}; \tau_{-1N}^{(I)} = 24,2 \text{ МПа}; m_{\sigma}^{(I)} = 3,57; m_{\tau}^{(I)} = 3,08.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии II, будем иметь:

$$\sigma_{-1N}^{(II)} = 50,6 \text{ МПа}; \tau_{-1N}^{(II)} = 40,7 \text{ МПа}; m_{\sigma}^{(II)} = 4,94; m_{\tau}^{(II)} = 4,30.$$

Практическая работа № 3. ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ

3.1 Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию достижения предельно допустимого износа

Согласно ГОСТ 27.002-83 вероятность безотказной работы есть вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникает. При оценке вероятности безотказной работы изделия необходимо знать параметры функций распределения предельных и действующих напряжений для наиболее опасной зоны. Обычно считают, что как предельные, так и действующие напряжения подчиняются нормальному закону распределения [40]. Тогда вероятность безотказной работы исследуемой шейки вала определяется из выражения:

$$F = 1 - \Phi\left[-\frac{\bar{\tau}_{f(\sigma)} - \bar{\tau}_w}{(S_{\tau_w}^2 + S_{\tau_{f(\sigma)}}^2)^{1/2}}\right], \quad (38)$$

где $\bar{\tau}_f$, $\bar{\tau}_{f(\sigma)}$ – средние выборочные значения предельных фрикционных напряжений; $\bar{\tau}_w$ – среднее выборочное значение действующих напряжений; S_{τ_w} , S_{τ_f} , $S_{\tau_{f(\sigma)}}$ – соответствующие средние квадратические отклонения; $\Phi(x)$ – интегральная функция распределения нормированной случайной величины x (функция Лапласа), табулированные значения которой можно найти, например, в сборнике статистических таблиц [41] или других статистических справочниках. Заметим, что $\Phi(x)$ – нечетная функция, т.е. $\Phi(-x) = 1 - \Phi(x)$.

3.1.1 Коренные шейки

Выполним оценку параметров $\bar{\tau}_w$ и S_{τ_w} действующих в 4-й коренной шейке фрикционных напряжений. В §1.3.5 мы установили, что среднее (расчетное) давление на шейку $p_{ср} = 3,6$ МПа, ему отвечает фрикционное напряжение $\tau_{w1} = 0,0216$ МПа (см. §2.3.1). Очевидно, что $\bar{\tau}_w = \tau_{w1} = 0,0216$ МПа. Коэффициент вариации действующих напряжений деталей машин обычно принимает значения в интервале 0,1...0,2. Примем этот коэффициент для коленчатого вала равным $v = 0,15$.

Тогда стандартное отклонение

$$S_{\tau_w} = \bar{\tau}_w \cdot v = 0,0216 \cdot 0,15 = 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)}.$$

Чтобы построить график функции $f(\tau_w)$ плотности вероятностей действующих напряжений, необходимо найти значения величин τ_w и $f(\tau_w)$, соответствующие разным вероятностям P разрушения. Как известно, значения функции $f(\tau_w)$ плотности вероятностей случайной величины x удобно вычислять по формуле:

$$f(x) = \varphi(z_p) / S_x, \quad (39)$$

где $\varphi(z_p)$ – плотность вероятностей (нормированного) нормального распределения нормированной случайной величины

$$z_p = (x - \bar{x}) / S_x, \quad (40)$$

называемой также квантилью. Табулированные значения квантилей z_p и функции $\varphi(z_p)$ для нормированного нормального распределения приводятся в статических справочниках (например, в [41]).

Произведем необходимые вычисления в табличной форме (таблица 10). В первой колонке таблицы 12 задаемся значениями квантилей в диапазоне $\{-3,09; 3,09\}$. Во второй – записываем значения вероятностей P разрушения, соответствующие квантилям z_p первой колонки. В третью колонку запишем значения действующих напряжений τ_{wP} :

$$\tau_{wP} = \bar{\tau}_w + z_p \cdot S_{\tau_w}. \quad (41)$$

В четвертой колонке приводим табличные значения функции $\varphi(z_p)$. Заметим, что $\varphi(z_p)$ – четная функция, т.е. $\varphi(-z) = \varphi(z)$. Численные значения искомой функции $f(\tau_w)$, определяемые по (39), заносим в пятую колонку таблицы 10. По полученным данным строим график $f(\tau_w)$ (рисунок 17).

Найдем далее параметры $\bar{\tau}_{fN}$ и $S_{\tau_{fN}}$ функции распределения предельных для коренной шейки фрикционных напряжений. Согласно [42], нижняя граница рассеяния предельного напряжения, соответствующая вероятности разрушения $P = 0,001$, равна приблизительно половине среднего значения предельного напряжения, т.е. $\tau_{fNmin} = \tau_{fNP=0,001} \approx 0,5 \bar{\tau}_{fN}$. Из этого следует, что коэффициент вариации предельных напряжений $v = 0,162$.

Таблица 10 – Оценка функций плотности вероятностей предельных и действующих фрикционных напряжений коренной шейки колленчатого вала

z_p	P	$\varphi(z_p)$	τ_w , МПа	$f(\tau_w)$	τ_{fN} , МПа	$f(\tau_{fN})$	$\tau_{fN^{(0)}} \cdot 10^{-3}$, МПа	$f(\tau_{fN^{(0)}})$
-3,0	0,001	0,00443	0,0119	1,37	0,014	1,09	2,53	5,56
-2,5	0,006	0,0175	0,0135	5,40	0,016	4,30	2,93	21,96
-2,0	0,023	0,0540	0,0151	16,67	0,018	13,28	3,33	67,75
-1,5	0,067	0,1295	0,0167	39,97	0,020	31,84	3,73	162,5
-1,0	0,159	0,2420	0,0184	74,69	0,022	59,50	4,12	303,6
-0,5	0,309	0,3521	0,0199	108,7	0,024	86,58	4,52	441,8
0	0,500	0,3889	0,0216	123,1	0,026	98,08	4,92	500,5
0,5	0,691	0,3521	0,0232	108,7	0,028	86,58	5,32	441,8
1,0	0,841	0,2420	0,0248	74,69	0,030	59,50	5,72	303,6
1,5	0,933	0,1295	0,0265	39,97	0,032	31,84	6,12	162,5
2,0	0,977	0,0540	0,0281	16,67	0,034	13,28	6,51	67,75
2,5	0,994	0,0175	0,0297	5,40	0,036	4,30	6,91	21,96
3,0	0,999	0,00443	0,0313	1,37	0,038	1,09	7,31	5,56

Следовательно, для коренной шейки нового колленчатого вала среднее выборочное значение предела ограниченной фрикционной усталости (см. таблицу 6)

$$\bar{\tau}_{fN} = 0,0259 \text{ МПа},$$

а его стандартное отклонение

$$S_{\tau_{fN}} = \bar{\tau}_{fN} v = 0,0259 \cdot 0,162 = 4,196 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)}.$$

Для коренной шейки колленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{fN^{(0)}} = 4,92 \cdot 10^{-3} \text{ МПа};$$

$$S_{\tau_{fN^{(0)}}} = 4,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 = 7,97 \cdot 10^{-4} \text{ (МПа)}.$$

Для коренной шейки колленчатого вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{fN^{(0)}} = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ МПа};$$

$$S_{\tau_{fN^{(0)}}} = 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,162 = 1,55 \cdot 10^{-4} \text{ (МПа)}.$$

В таблице 10 выполнена оценка значений функций $f(\tau_{fN})$ плотности вероятностей предельных фрикционных напряжений коренных шеек нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, а на рисунке 17 построены соответствующие графики этих функций.

Определим вероятность безотказной работы 4-й коренной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа $i_{пред} = 0,07$ мм за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения 1-го капитального ремонта ($L_{к.р.} = 304$ тыс. км), используя формулу (38). Для нового коленчатого вала будем иметь:

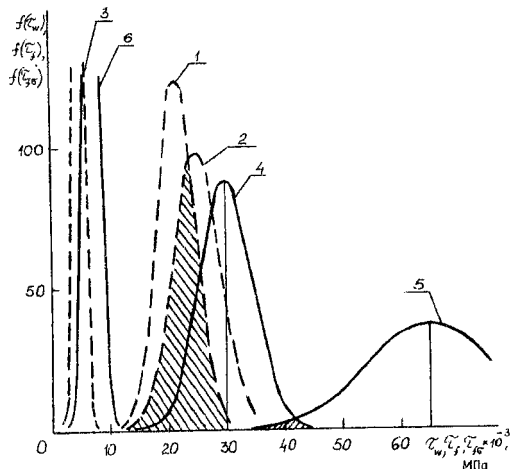


Рисунок 17 – Функции плотности вероятностей действующих фрикционных напряжений $f(\tau_w) - 1, 4$ – и пределов выносливости $f(\tau_f) - 2, 3$ -, $f(\tau_{fc}) - 5, 6$ – нового (1, 2, 4, 5) коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, а также восстановленного по технологии I (3, 6)

$$F = 1 - \Phi \left[\frac{0,0259 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (4,196 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(-0,811) \approx 0,791030,$$

т.е. приблизительно 21% шеек новых валов при пробеге $L_{к.р.} = 304$ тыс. км будут изношены больше, чем допускается по ТУ, а оставшиеся 79% не достигнут величины $i_{пред}$.

Для коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$F^{(1)} = 1 - \Phi \left[\frac{0,00492 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (7,97 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(4,999) \approx 0.$$

Аналогично получаем и для коленчатого вала, восстановленного по технологии II – $F^{(II)} = 0$, т.е. ни один из эксплуатирующейся партии восстановленных коленчатых валов по критерию достижения предельного износа 4-й шейкой не будет работоспособным при установленном пробеге $L_{к.р.}$.

3.1.2 Шатунные шейки

В 4-ом шатунном подшипнике, как было установлено в §1.3.5, среднее (расчетное) давление $p_{ср} = 5,0$ МПа, ему отвечает фрикционное напряжение $\tau_w = 0,03$ МПа. Стандартное отклонение

$$S_{\tau_w} = \bar{\tau}_w \cdot \sigma = 0,03 \cdot 0,15 = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)}.$$

Найдем значения параметров $\bar{\tau}_{f\sigma N}$ и $S_{\tau_{f\sigma}}$ функции распределения предельных фрикционных напряжений. Для шейки нового коленчатого вала (см. §2.2.4):

$$\bar{\tau}_{f\sigma N} = 0,065 \text{ МПа},$$

$$S_{\tau_{f\sigma}} = 0,065 \cdot 0,162 = 0,0105 \text{ (МПа)}.$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{f\sigma N^{(I)}} = 7,22 \cdot 10^{-3} \text{ МПа},$$

$$S_{\tau_{f\sigma}^{(I)}} = 7,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)}.$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{f\sigma N^{(II)}} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ МПа},$$

$$S_{\tau_{f\sigma}^{(II)}} = 1,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 \approx 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ (МПа)}.$$

Оценка значений функций $f(\tau_w)$ и $f(\tau_{f\sigma N})$ плотностей вероятностей действующих и предельных напряжений шатунной шейки нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 выполнена в таблице 11. На рисунке 17 изображены графики этих функций.

Вычислим вероятность безотказной работы 4-й шатунной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа $i_{пред} = 0,07$ мм за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения 1-го капитального ремонта ($L_{кр} = 304$ тыс. км), используя формулу (38). Для нового коленчатого вала получим:

$$F = 1 - \Phi \left[\frac{0,065 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + 0,0105^2}} \right] = 1 - \Phi(-3,064) = 0,998893.$$

т.е. у 111-и из 100 тыс. новых коленчатых валов при пробеге автомобиля $L_{кр} = 304$ тыс. км шатунные шейки будут изношены больше, чем допускается по ТУ. Это свидетельствует о достаточно высокой надежности шатунных шеек по рассматриваемому критерию предельного состояния.

Таблица 11 – Оценка функций плотности вероятностей предельных и действующих фрикционных напряжений шатунной шейки коленчатого вала

z_p	P	$\Phi(z_p)$	τ_w , МПа	$f(\tau_w)$	$\tau_{f\sigma N}$, МПа	$f(\tau_{f\sigma N})$	$\tau_{f\sigma N^{(I)}}$, 10^{-3} , МПа	$f(\tau_{f\sigma N^{(I)}})$
-3,0	0,001	0,00443	0,0165	0,984	0,034	0,422	3,71	3,79
-2,5	0,006	0,0175	0,0188	3,89	0,039	1,667	4,30	14,96
-2,0	0,023	0,0540	0,0210	12,00	0,044	5,143	4,88	46,15
-1,5	0,067	0,1295	0,0233	28,78	0,049	12,33	5,47	110,7
-1,0	0,159	0,2420	0,0255	53,78	0,055	23,05	6,05	206,8
-0,5	0,309	0,3521	0,0277	78,24	0,060	33,53	6,64	300,9
0	0,500	0,3889	0,030	88,64	0,065	37,04	7,22	332,4
0,5	0,691	0,3521	0,0323	78,24	0,070	33,53	7,81	300,9
1,0	0,841	0,2420	0,0345	53,78	0,076	23,05	8,39	206,8
1,5	0,933	0,1295	0,0368	28,78	0,081	12,33	8,98	110,7
2,0	0,977	0,0540	0,0390	12,00	0,086	5,143	9,56	46,15
2,5	0,994	0,0175	0,0413	3,89	0,091	1,667	10,15	14,96
3,0	0,999	0,00443	0,0435	0,984	0,096	0,422	10,73	3,79

Для коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$F^{(I)} = 1 - \Phi \left[- \frac{0,0072 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-2})^2 + (1,17 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(4,90) \approx 0.$$

Нулевую вероятность безотказной работы получаем и для шейки вала, восстановленного по технологии II. Следовательно, технологии I и II восстановления шеек коленчатого вала не удовлетворяют заданным требованиям по износостойкости за установленный период эксплуатации.

3.2 Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию образования магистральной трещины

Такая вероятность может существовать для шатунных шеек, так как помимо фрикционных напряжений на их работоспособность значительное влияние оказывают переменные (объемные) напряжения кручения и изгиба. Запишем формулы для вероятности безотказной работы по критерию трещинообразования шейки в случае, когда действующие (σ , τ) и предельные ($\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\sigma}_{-1\tau_w}$, $\bar{\tau}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1\tau_w}$) напряжения распределены по нормальному закону:

$$F = 1 - \Phi \left[- \left(\bar{\sigma}_{-1(\tau_w)} - \bar{\sigma} \right) / \left(S_{\sigma}^2 + S_{\sigma_{-1(\tau_w)}}^2 \right) \right], \quad (42)$$

$$F = 1 - \Phi \left[- \left(\bar{\tau}_{-1(\tau_w)} - \bar{\tau} \right) / \left(S_{\tau}^2 + S_{\tau_{-1(\tau_w)}}^2 \right) \right], \quad (43)$$

где $\bar{\sigma}$, $\bar{\tau}$ – амплитуды средних выборочных значений действующих, а $\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\sigma}_{-1\tau_w}$, $\bar{\tau}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1\tau_w}$ – предельных напряжений; S_{σ} , S_{τ} , $S_{\sigma_{-1}}$, $S_{\sigma_{-1\tau_w}}$, $S_{\tau_{-1}}$, $S_{\tau_{-1\tau_w}}$ – соответствующие среднеквадратические отклонения.

Будем полагать, что вычисленные ранее (см. §2.2.2) амплитуды напряжений изгиба и кручения являются средними: $\sigma_a = 8,6 \text{ МПа} = \bar{\sigma}$, $\tau_a = 8,5 \text{ МПа} = \bar{\tau}$. При коэффициенте вариации $\nu = 0,15$ получим стандартные отклонения этих напряжений:

$$S_{\sigma} = \bar{\sigma} \cdot \nu = 8,6 \cdot 0,15 = 1,29 \text{ (МПа)},$$

$$S_{\tau} = \bar{\tau} \cdot \nu = 8,5 \cdot 0,15 \approx 1,28 \text{ (МПа)}.$$

Найдем значения параметров $\bar{\sigma}_{-1\tau_w}$, $\bar{\tau}_{-1\tau_w}$, $S_{\sigma_{-1\tau_w}}$, $S_{\tau_{-1\tau_w}}$ функций распределения предельных напряжений. Для шатунной шейки нового коленчатого вала (см. §2.1.4):

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w} = 84,7 \text{ МПа}, \quad \bar{\tau}_{-1\tau_w} = 68,2 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}} = 84,7 \cdot 0,162 = 13,72 \text{ (МПа)};$$

$$S_{\tau_{-1\tau_w}} = 68,2 \cdot 0,162 = 11,05 \text{ (МПа)}.$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w} (I) = 29,7 \text{ МПа}; \quad \bar{\tau}_{-1\tau_w} (I) = 24,2 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}} (I) = 4,81 \text{ МПа}; \quad S_{\tau_{-1\tau_w}} (I) = 3,92 \text{ МПа}.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w} (II) = 50,6 \text{ МПа}; \quad \bar{\tau}_{-1\tau_w} (II) = 40,7 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}} (II) = 8,20 \text{ МПа}; \quad S_{\tau_{-1\tau_w}} (II) = 6,59 \text{ МПа}.$$

Оценка значений функций $f(\sigma)$, $f(\sigma_{-1\tau_{wN}})$ плотностей вероятностей действующих и предельных изгибных напряжений шатунной шейки нового и восстановленных коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 выполнена в таблице 12, а значений функций $f(\tau)$, $f(\tau_{-1\tau_{wN}})$ плотностей вероятностей действующих и предельных напряжений кручения шатунной шейки этих же валов – в таблице 13. На рисунке 18, а, б изображены графики этих функций.

Вычислим вероятность безотказной работы 4-й шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения капитального ремонта ($L_{кр} = 304$ тыс. км) от изгибных напряжений по формуле (42).

Для нового коленчатого вала:

$$F_{\sigma} = 1 - \Phi \left[\frac{84,7 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 13,72^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,522) = 1,0.$$

Для вала, восстановленного по технологии I:

$$F_{\sigma}^{(I)} = 1 - \Phi \left[\frac{29,7 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 4,61^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,237) \approx 0,999993.$$

Для вала, восстановленного по технологии II:

$$F_{\sigma}^{(II)} = 1 - \Phi \left[\frac{50,6 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 8,2^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,060) \approx 1,0.$$

Таблица 12 – Оценка функций плотности вероятностей предельных и действующих напряжений изгиба шатунной шейки коленчатого вала

z_p	P	$\varphi(z_p)$	σ , МПа	$f(\sigma)$	$\sigma_{-1\tau N}$, МПа	$f(\sigma_{-1\tau N})$	$\sigma_{-1\tau N}^{(I)}$, МПа	$f(\sigma_{-1\tau N}^{(I)})$	$\sigma_{-1\tau N}^{(II)}$, МПа	$f(\sigma_{-1\tau N}^{(II)})$
-3,0	0,001	0,0044	4,73	$3,43 \cdot 10^{-3}$	43,54	$3,22 \cdot 10^{-4}$	15,27	$9,21 \cdot 10^{-4}$	26,0	$5,40 \cdot 10^{-4}$
-2,5	0,006	0,0175	5,38	$1,36 \cdot 10^{-2}$	50,40	$1,28 \cdot 10^{-3}$	17,68	$3,64 \cdot 10^{-3}$	30,1	$2,13 \cdot 10^{-3}$
-2,0	0,023	0,0540	6,02	$4,19 \cdot 10^{-2}$	57,26	$3,94 \cdot 10^{-3}$	20,08	$1,12 \cdot 10^{-2}$	34,2	$6,59 \cdot 10^{-3}$
-1,5	0,067	0,1295	6,67	0,1004	64,12	$9,44 \cdot 10^{-3}$	22,49	$2,69 \cdot 10^{-2}$	38,3	$1,58 \cdot 10^{-2}$
-1,0	0,159	0,2420	7,31	0,1876	70,98	$1,76 \cdot 10^{-2}$	24,89	$5,03 \cdot 10^{-2}$	42,4	$2,95 \cdot 10^{-2}$
-0,5	0,309	0,3521	7,96	0,2729	77,84	$2,57 \cdot 10^{-2}$	27,30	$7,32 \cdot 10^{-2}$	46,5	$4,29 \cdot 10^{-2}$
0	0,500	0,3889	8,60	0,3015	84,70	$2,83 \cdot 10^{-2}$	29,70	$8,09 \cdot 10^{-2}$	50,6	$4,74 \cdot 10^{-2}$
0,5	0,691	0,3521	9,25	0,2729	91,56	$2,57 \cdot 10^{-2}$	32,11	$7,32 \cdot 10^{-2}$	54,7	$4,29 \cdot 10^{-2}$
1,0	0,841	0,2420	9,89	0,1876	98,42	$1,76 \cdot 10^{-2}$	34,51	$5,03 \cdot 10^{-2}$	58,8	$2,95 \cdot 10^{-2}$
1,5	0,933	0,1295	10,54	0,1004	105,3	$9,44 \cdot 10^{-3}$	36,92	$2,69 \cdot 10^{-2}$	62,9	$1,58 \cdot 10^{-2}$
2,0	0,977	0,0540	11,18	$4,19 \cdot 10^{-2}$	112,1	$3,94 \cdot 10^{-3}$	39,32	$1,12 \cdot 10^{-2}$	67,0	$6,59 \cdot 10^{-3}$
2,5	0,994	0,0175	11,83	$1,36 \cdot 10^{-2}$	119,0	$1,28 \cdot 10^{-3}$	41,73	$3,64 \cdot 10^{-3}$	71,1	$2,13 \cdot 10^{-3}$
3,0	0,999	0,0044	12,47	$3,43 \cdot 10^{-3}$	125,9	$3,22 \cdot 10^{-4}$	44,13	$9,21 \cdot 10^{-4}$	75,2	$5,40 \cdot 10^{-4}$

Таблица 13 – Оценка функций плотностей вероятностей предельных и действующих напряжений кручения шатунной шейки коленчатого вала

Z_p	P	$\varphi(Z_p)$	τ_i МПа	$f(\tau)$	$\tau_{-1\tau N}$ МПа	$f(\tau_{-1\tau N})$	$\tau_{-1\tau N}^{(I)}$ МПа	$f(\tau_{-1\tau N}^{(I)})$	$\tau_{-1\tau N}^{(II)}$ МПа	$f(\tau_{-1\tau N}^{(II)})$
-3,0	0,001	0,00443	4,66	$3,46 \cdot 10^{-3}$	35,05	$4,00 \cdot 10^{-4}$	12,44	$1,13 \cdot 10^{-3}$	20,93	$6,72 \cdot 10^{-4}$
-2,5	0,006	0,0175	5,30	$1,36 \cdot 10^{-2}$	40,58	$1,58 \cdot 10^{-3}$	14,40	$4,46 \cdot 10^{-3}$	24,23	$2,66 \cdot 10^{-3}$
-2,0	0,023	0,0540	5,94	$4,22 \cdot 10^{-2}$	46,10	$4,89 \cdot 10^{-3}$	16,36	$1,38 \cdot 10^{-2}$	27,52	$8,19 \cdot 10^{-3}$
-1,5	0,067	0,1295	6,58	0,1012	51,63	$1,17 \cdot 10^{-2}$	18,32	$3,30 \cdot 10^{-2}$	30,82	$1,97 \cdot 10^{-2}$
-1,0	0,159	0,2420	7,22	0,1891	57,15	$2,19 \cdot 10^{-2}$	20,28	$6,17 \cdot 10^{-2}$	34,11	$3,67 \cdot 10^{-2}$
-0,5	0,309	0,3521	7,86	0,2751	62,68	$3,19 \cdot 10^{-2}$	22,20	$8,98 \cdot 10^{-2}$	37,41	$5,34 \cdot 10^{-2}$
0	0,500	0,3889	8,50	0,3038	68,20	$3,5 \cdot 10^{-2}$	24,20	$9,92 \cdot 10^{-2}$	40,70	$5,90 \cdot 10^{-2}$
0,5	0,691	0,3521	9,14	0,2751	73,73	$3,19 \cdot 10^{-2}$	26,16	$8,98 \cdot 10^{-2}$	44,00	$5,34 \cdot 10^{-2}$
1,0	0,841	0,2420	9,78	0,1891	79,25	$2,19 \cdot 10^{-2}$	28,12	$6,17 \cdot 10^{-2}$	47,29	$3,67 \cdot 10^{-2}$
1,5	0,933	0,1295	10,42	0,1012	84,78	$1,17 \cdot 10^{-2}$	30,08	$3,30 \cdot 10^{-2}$	50,59	$1,97 \cdot 10^{-2}$
2,0	0,977	0,0540	11,06	$4,22 \cdot 10^{-2}$	90,30	$4,89 \cdot 10^{-3}$	32,04	$1,38 \cdot 10^{-2}$	53,88	$8,19 \cdot 10^{-3}$
2,5	0,994	0,0175	11,70	$1,36 \cdot 10^{-2}$	95,83	$1,58 \cdot 10^{-3}$	34,00	$4,46 \cdot 10^{-3}$	57,18	$2,66 \cdot 10^{-3}$
3	0,999	0,00443	12,34	$3,46 \cdot 10^{-3}$	101,4	$4,00 \cdot 10^{-4}$	35,96	$1,13 \cdot 10^{-3}$	60,47	$6,72 \cdot 10^{-4}$

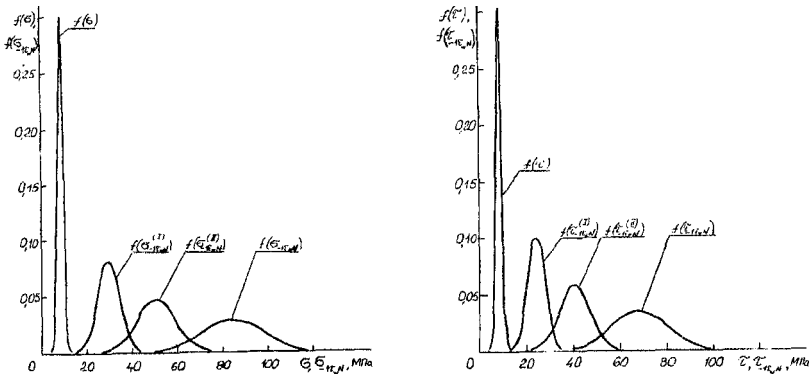


Рисунок 18 – Функции плотностей вероятностей действующих и предельных напряжений изгиба (а) и кручения (б) в 4-й шатунной шейке нового и восстановленных по технологиям I и II коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины за установленный период эксплуатации ($L_{кр}$) от напряжений кручения вычислим по формуле (43). Для нового вала:

$$F_r = 1 - \Phi \left[-\frac{68,2 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 11,05^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,367) \approx 1,0.$$

Для вала, восстановленного по технологии I:

$$F_r^{(I)} = 1 - \Phi \left[-\frac{24,2 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 3,92^2}} \right] = 1 - \Phi(-3,807) \approx 0,9999930.$$

Для вала, восстановленного по технологии II:

$$F_{\tau}^{(II)} = 1 - \Phi \left[-\frac{40,7 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 6,59^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,797) \approx 1,0.$$

Общая вероятность безотказной работы по рассматриваемому критерию предельного состояния шатунной шейки от совместного (и предположительно -независимого) действия напряжений изгиба и кручения может быть выражена как произведение частных вероятностей [40]:

$$F_{\Sigma} = F_{\sigma} \cdot F_{\tau}. \quad (44)$$

Т.е. для нового коленчатого вала и вала, восстановленного по технологии II, из (44) находим $F_{\Sigma} = 1,0$, а для вала, восстановленного по технологии I, получим $F_{\Sigma} = 0,999923$. Иными словами, первые два вала по рассматриваемому критерию оказываются «абсолютно» надежными, последний – также достаточно надежен: из 100 тыс. валов только 77 могут при пробеге $L_{кр}$ иметь трещинообразные дефекты, вызванные переменными напряжениями изгиба и кручения.

Следовательно, отказ двигателя ЗИЛ-130 по причине усталостной поломки коленчатого вала, как нового, так и восстановленного, при соблюдении правил технической эксплуатации, является событием маловероятным, что подтверждает многолетняя практика их эксплуатации.

3.3 Вероятность безотказной работы вкладышей подшипников скольжения

3.3.1 Вкладыши коренных подшипников

На основе таблицы 7 (см. §2.1.5) определяем параметры функции распределения предельных фрикционных напряжений:

- для вкладышей нового коленчатого вала

$$\bar{\tau}_{fN} = 3,17 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau f} = \bar{\tau}_{fN} \cdot \nu = 3,17 \cdot 10^{-2} \cdot 0,162 = 5,14 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(I)} = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau f}^{(I)} = 4,21 \cdot 10^{-3} \text{ (МПа)};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(II)} = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}; S_{\tau f}^{(II)} = 1,88 \cdot 10^{-4} \text{ (МПа)}.$$

Тогда по формуле (38) вероятность безотказной работы вкладышей коренных подшипников по критерию достижения предельного зазора в подшипнике за период от начала эксплуатации до планового 1-го узлового ремонта ($L_{y.p.} = 150$ тыс. км) составит

-- для нового коленчатого вала

$$F_{fw}^{(I)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,037 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-2})^2 + (5,14 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(-1,662) \approx 0,951543;$$

-- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{fw}^{(II)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,026 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-2})^2 + (4,21 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(-0,828) \approx 0,796731;$$

-- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{fw}^{(III)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,00116 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-2})^2 + (1,88 \cdot 10^{-4})^2}} \right] = 1 - \Phi(6,298) = 0.$$

3.3.2 Вкладыши шатунных подшипников

С учетом данных, полученных в § 2.1.6, определим параметры функции распределения предельных напряжений:

- для вкладышей нового коленчатого вала

$$\bar{\tau}_{\tau_{\sigma N}} = 0,112 \text{ МПа}; S_{\tau_{\sigma N}} = \bar{\tau}_{\tau_{\sigma N}} \cdot \nu = 0,112 \cdot 0,162 = 1,81 \cdot 10^{-2} \text{ (МПа)};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{\tau_{\sigma N}^{(I)}} = 9,18 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau_{\sigma N}^{(I)}} = 1,49 \cdot 10^{-2} \text{ МПа};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{\tau_{\sigma N}^{(II)}} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}; S_{\tau_{\sigma N}^{(II)}} = 6,44 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

Вычислим вероятность безотказной работы вкладышей:

- для нового коленчатого вала

$$F_w = 1 - \Phi \left[-\frac{0,112 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,81 \cdot 10^{-2})^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,397) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_w^{(I)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,0918 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,49 \cdot 10^{-2})^2}} \right] = 1 - \Phi(-3,971) = 0,999964;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_w^{(II)} = 1 - \Phi \left[-\frac{4,1 \cdot 10^{-3} - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (6,64 \cdot 10^{-4})^2}} \right] = 1 - \Phi(5,693) = 0.$$

Сравнивая вероятности безотказной работы вкладышей коренных и шатунных подшипников нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов, приходим к заключению, что надежность шатунных подшипников за установленный пробег $L_{y,p}$ ощутимо выше, чем коренных. Что касается подшипников вала, восстановленного по технологии II, то их работоспособность оказывается полностью утерянной к моменту планового 1-го узлового ремонта. Поэтому вкладыши вала, ремонтируемого по такой технологии, как шатунные, так и коренные, должны заменяться при пробеге L , меньшем, чем $L_{y,p}$.

3.4 Вероятность безотказной работы узла трения и силовой системы

Вероятность безотказной работы механической системы (как узла трения «коренные вкладыши – шейка», так и силовой системы «шатунные вкладыши – шейка» коленчатого вала) в целом можно определить в том случае, если частные вероятности безотказной работы шеек вала и вкладышей подшипников найдем для одной и той же величины пробега автомобиля. Тогда общая вероятность:

$$F = F_w \cdot F_b, \quad (45)$$

где F_w , F_b – вероятности безотказной работы шейки и вкладышей соответственно.

Вычислим величину F , соответствующую пробегу $L_{y,p} = 150$ тыс. км. Для этого произведем перерасчет параметров функций распределения предельных напряжений коренных и шатунных шеек, имея в виду, что эти напряжения определяются для ограниченной долговечности $N_{y,p} = 2,0 \cdot 10^8$ циклов. Значения указанных параметров представлены в таблице 14.

Таблица 14 – Параметры функций распределения предельных напряжений коренных и шатунных шеек коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, соответствующие ограниченной долговечности $N_{y,p}=2,0 \cdot 10^8$ цикл

Параметр	Численное значение для коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
$\tau_{f,N}$, МПа	0,0492	0,0186	0,00344
$S_{\tau,f}$, МПа	$8,08 \cdot 10^{-3}$	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$5,57 \cdot 10^{-3}$
$\tau_{j\sigma,N}$, МПа	0,123	0,0772	0,0143
$S_{\tau,j\sigma}$, МПа	$1,99 \cdot 10^{-2}$	$1,25 \cdot 10^{-2}$	$2,31 \cdot 10^{-3}$
$\sigma_{-1,\tau,N}$, МПа	92,8	36,2	58,4
$S_{\sigma,-1,\tau}$, МПа	15,04	5,86	9,46
$\tau_{-1,\tau,N}$, МПа	76,3	30,4	48,0
$S_{\tau,-1,\tau}$, МПа	12,35	4,93	7,77

Вероятность безотказной работы коренной шейки (по критерию достижения предельно допустимого износа) определим по формуле (38):

- для нового коленчатого вала

$$F_w = 1 - \Phi \left[-\frac{0,0492 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (8,08 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(-3,170) = 0,999238;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_w^{(I)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,0186 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (3,02 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(0,677) = 0,248252;$$

- для вала, восстановленного по технологии II

$$F_w^{(II)} = 1 - \Phi \left[-\frac{0,00344 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (5,57 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(2,818) = 0,002401.$$

Следовательно, вероятность безотказной работы $F_{y,t}$ узла трения «коренные вкладыши – шейка» по формуле (45) для нового коленчатого вала:

$$F_{y,t} = 0,999238 \cdot 0,951543 = 0,950818;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{y,t}^{(I)} = 0,248252 \cdot 0,796731 = 0,197790;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{y,t}^{(II)} = 0,002401 \cdot 0 = 0.$$

Таким образом, при пробеге автомобиля $L_{y,p} = 150$ тыс. км ~ в 4.918 двигателях ЗИЛ-130 из каждых 100.000, вышедших с заводского конвейера, произойдет отказ по причине либо превышения коренными шейками допустимого износа, либо превышения в узле предельного зазора, либо по двум вышеуказанным причинам одновременно. Для двигателя с восста-

новленными по технологии I коленчатыми валами прогнозируется отказ по указанным критериям ~ в 80.221 из каждой сотни тысяч при послеремонтном пробеге $L_{y.p.} = 150$ тыс. км.

Двигатели же с валами, отремонтированными по технологии II, все без исключения окажутся при той же величине послеремонтного пробега неработоспособными по указанным выше критериям отказа.

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа ($L = L_{y.p.}$):

- для нового коленчатого вала

$$F_{w,sw} = 1 - \Phi \left[- \frac{0,123 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,99 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,558) = 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{w,sw}^{(I)} = 1 - \Phi \left[- \frac{0,0772 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,25 \cdot 10^{-2})^2}} \right] = 1 - \Phi(-3,553) = 0,999807;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{w,sw}^{(II)} = 1 - \Phi \left[- \frac{0,0143 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (2,31 \cdot 10^{-3})^2}} \right] = 1 - \Phi(3,104) \approx 0,00960.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины от напряжений изгиба ($L = L_{y.p.}$):

- для нового коленчатого вала

$$F_{w,\sigma} = 1 - \Phi \left[- \frac{92,8 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 15,04^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,578) = 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{w,\sigma}^{(I)} = 1 - \Phi \left[- \frac{36,2 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 5,86^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,600) = 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{w,\sigma}^{(II)} = 1 - \Phi \left[- \frac{58,4 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 9,46^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,216) = 1,0.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины от напряжений кручения ($L = L_{y.p.}$):

- для нового коленчатого вала

$$F_{w,\tau} = 1 - \Phi \left[- \frac{76,3 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 12,35^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,461) = 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{w,\tau}^{(I)} = 1 - \Phi \left[-\frac{30,4 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 4,93^2}} \right] = 1 - \Phi(-4,300) = 0,999998;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{w,\tau}^{(II)} = 1 - \Phi \left[-\frac{48 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 7,77^2}} \right] = 1 - \Phi(-5,016) = 1,0.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки в целом (по критериям износостойкости и сопротивления усталости):

$$F_{ш.} = F_{ш.тв} \cdot F_{ш.с} \cdot F_{ш.т}, \quad (46)$$

т.е. для шейки нового коленчатого вала получим:

$$F_{ш.} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,0;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{ш.} = 0,999807 \cdot 1,0 \cdot 0,999998 = 0,999805;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{ш.} = 0,000960 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,000960.$$

Следовательно, вероятность безотказной работы $F_{с.с.}$ силовой системы «шатунные вкладыши – шейка» по формуле (45) равна:

- для шейки нового коленчатого вала получим:

$$F_{с.с.} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,0;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии I,

$$F_{с.с.} = 0,999805 \cdot 1,0 \cdot 0,999964 = 0,999769;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$F_{с.с.} = 0,000960 \cdot 0 = 0.$$

Таким образом, при пробеге автомобиля $L_{ур.} = 150$ тыс. км силовые системы «шатунная шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» всех эксплуатирующихся новых двигателей ЗИЛ-130 должны быть работоспособными (отказы по причине износоусталостных повреждений в них не ожидаются). Для двигателя с восстановленными по технологии I коленчатыми валами прогнозируется отказ по причинам износоусталостных повреждений ~ в 23 из каждой сотни тысяч штук при послеремонтном пробеге $L_{ур.} = 150$ тыс. км. Двигатели с восстановленными по технологии II валами по указанным причинам все окажутся неработоспособными при той же величине послеремонтного пробега.

Практическая работа № 4. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ

4.1 Долговечность коленчатого вала

Под долговечностью, согласно ГОСТ 27.002-89, понимают свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Для деталей двигателей внутреннего сгорания используют в качестве показателей долговечности средний ресурс и реже – гамма-процентный ресурс. Средний ресурс – это математическое ожидание ресурса-наработки объекта от начала его эксплуатации или её возобновление после ремонта определенного вида до перехода в предельное состояние. А гамма-процентный ресурс – это наработка, в течение которой объект не достигает предельного состояния с заданной вероятностью γ , выраженной в процентах.

Если реальный эксплуатационный спектр нагруженности элемента узла трения представлен в виде программного блока с дискретным заданием ступеней – уровней действующих фрикционных напряжений, то его средний ресурс, согласно подходу [7, 8, 12], может быть определен по формуле:

$$N_{\tau_{w,s}} = N_B / \left\{ \sum_{j=1}^s \left[1 - \left(1 - \frac{n_{Bj} \cdot \tau_{w_j}^{m_{\tau_{w,s}}}}{\tau_{fN}^{m_{\tau_{w,s}}} \cdot N_{\tau_j}} \right)^{\alpha_{\tau,w}} \right]^{\beta_{\tau,w}} \right\}, \quad (47)$$

где N_B , n_{Bj} – общее число циклов в блоке и наработка на j -той ступени блока; s – количество ступеней (уровней напряжений) в блоке; α_{τ} , β_{τ} – параметры разупрочнения и упрочнения соответственно.

Средний ресурс элемента силовой системы по критерию износостойкости (достижения предельно допустимого износа), согласно [7, 8, 12], нетрудно вычислить по выражению (при условии, что действующие циклические объемные напряжения сохраняются постоянными):

$$N_{\tau_{w,\sigma,\tau}} = N_B / \left\{ \sum_{j=1}^s \left[1 - \left(1 - \frac{n_{Bj} \cdot \tau_{w_j}^{m_{\tau_{w,\sigma,\tau}}}}{\tau_{f\sigma(\tau)N}^{m_{\tau_{w,\sigma,\tau}}} \cdot N_{\sigma(\tau)}} \right)^{\alpha_{\tau,w,\sigma}} \right]^{\beta_{\tau,w,\sigma}} \right\}. \quad (48)$$

Средний ресурс элемента силовой системы по критерию трещинообразования при совместном действии циклических объемных напряжений изгиба σ и кручения τ , согласно подходу [8, 42], можно найти (при условии, что действующие фрикционные напряжения неизменны) по формуле:

$$N_{\sigma,\tau_{w,s}} = N_B / \left\{ 1 - \sum_{j=1}^s \left[1 - \left(1 - \frac{n_{Bj} \cdot \sigma_{w_j}^{m_{\sigma,\tau_{w,s}}}}{\sigma_{f\tau_{w_j}N}^{m_{\sigma,\tau_{w,s}}} \cdot N_{\sigma,\tau_{w_j}}} \right)^{\alpha_{\sigma,\tau,w}} \right]^{\beta_{\sigma,\tau,w}} \right\} \left\{ 1 - \sum_{j=1}^s \left[1 - \left(1 - \frac{n_{Bj} \cdot \tau_{w_j}^{m_{\tau_{w,s}}}}{\tau_{fN}^{m_{\tau_{w,s}}} \cdot N_{\tau_j}} \right)^{\alpha_{\tau,w}} \right]^{\beta_{\tau,w}} \right\} \quad (49)$$

Обычно блок программного нагружения детали получают с помощью схематизации реального нагрузочного случайного процесса одним из известных методов [35, 43], однако в случае, когда известен закон распределения действующих напряжений в опасной зоне детали и параметры функции плотности вероятностей этих напряжений, программный блок может быть сформирован на основе метода статистического моделирования (Монте-Карло). Последний заключается в том, что выбирают значения независимых пе-

ременных из ряда случайных чисел, а затем с ними производят действия в соответствии с функциональной зависимостью. Каждый из полученных результатов рассматривают как случайную реализацию рассматриваемой функции. Для получения равномерно распределенных случайных чисел используют специальные генераторы и таблицы случайных чисел или вычисляют псевдослучайные числа.

Для получения нормально распределенных случайных чисел используют известный факт, что сумма большого числа случайных величин дает хорошее приближение к нормальному закону. Обычно берут сумму 12 случайных чисел. Случайные числа Y , распределенные по нормальному закону с параметрами \bar{Y} и S_y , вычисляют по формуле:

$$Y = S_y \cdot \left(\sum_{i=1}^{12} X_i - 6 \right) + \bar{Y}, \quad (50)$$

где X_i – случайные числа, равномерно распределенные на отрезке $\{0;1\}$, а число 6 – это математическое ожидание суммы 12 чисел X_i . Получив таким образом смоделированную эмпирическую функцию распределения действующих напряжений, производят затем её ступенчатую аппроксимацию, т.е. формируют блок нагружения детали.

4.1.1 Коренные шейки

Построим эмпирическую функцию распределения действующих в коренных подшипниках фрикционных напряжений методом Монте-Карло. Параметры функции распределения: $\bar{\tau}_w = 0,0216$ МПа; $S_{\tau_w} = 3,24 \cdot 10^{-3}$ МПа (см. § 3.1.1). Из таблицы случайных чисел [41] выписываем в 12 строк (таблица 15) 120 равномерно распределенных случайных чисел. Чтобы числа оказались в отрезке $\{0;1\}$, перед ними записываем ноль. Результаты округляем до третьего знака после запятой. В 13-й строке вычислены по формуле (51) значения τ_w :

$$\tau_w = 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\sum_{i=1}^{12} X_i - 6 \right) + 0,0216.$$

В 14-й строке из значений τ_w образован вариационный ряд. В 15-й строке приведены оценки вероятностей превышения полученных значений τ_{wj} , соответствующие членам ряда:

$$P_j = 1 - j/(10+1)$$

Далее на нормальной вероятностной бумаге строим эмпирическую функцию распределения (рисунок 19), используя для этого 14-ю и 15-ю строки таблицы 15.

Ступенчатую аппроксимацию смоделированной эмпирической функции распределения действующих напряжений удобно выполнять в табличной форме (таблица 16). В первом столбце таблицы 16 указаны номера интервалов, на которые разбиваем весь диапазон изменений τ_w ; во втором – границы полученных интервалов; в третьем – середину каждого интервала; в четвертом – соответствующая верхней границе каждого интервала вероятность P_j по кривой 1 (см. рисунок 19). В пятом столбце подсчитаны значения разности $\Delta P_j = P_j - P_{j-1}$, показывающие вероятность попадания τ_w в заданный интервал. В шестом столбце подсчитаны числа циклов n_{wj} повторения уровня напряжений τ_{wj} в блоке нагружения:

Таблица 15 – Статистическое моделирование действующих фрикционных напряжений в коренной шейке коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130

l	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X_1	0,702	0,528	0,117	0,410	0,807	0,872	0,835	0,995	0,801	0,905
X_2	0,307	0,878	0,716	0,594	0,883	0,856	0,225	0,811	0,588	0,991
X_3	0,884	0,769	0,177	0,337	0,289	0,731	0,686	0,044	0,377	0,605
X_4	0,477	0,007	0,726	0,603	0,800	0,011	0,599	0,759	0,544	0,173
X_5	0,298	0,235	0,057	0,413	0,089	0,830	0,051	0,676	0,771	0,431
X_6	0,729	0,201	0,902	0,001	0,431	0,394	0,565	0,624	0,505	0,415
X_7	0,392	0,053	0,361	0,846	0,421	0,736	0,308	0,393	0,933	0,131
X_8	0,455	0,678	0,767	0,910	0,391	0,813	0,192	0,851	0,420	0,640
X_9	0,233	0,403	0,292	0,833	0,027	0,262	0,657	0,862	0,825	0,626
X_{10}	0,973	0,915	0,206	0,061	0,588	0,910	0,974	0,290	0,651	0,889
X_{11}	0,586	0,564	0,980	0,613	0,287	0,535	0,338	0,201	0,284	0,479
X_{12}	0,566	0,690	0,199	0,479	0,810	0,801	0,868	0,684	0,960	0,552
$\tau_w \cdot 10^{-2}$, МПа	2,36	2,14	2,00	2,19	2,10	2,64	2,26	2,55	2,70	2,43
$\tau_{wj} \cdot 10^{-2}$, МПа	2,00	2,10	2,14	2,19	2,26	2,36	2,43	2,55	2,64	2,70
P_j	0,091	0,182	0,273	0,364	0,454	0,545	0,636	0,727	0,818	0,909

$$n_{Bj} = N_B \cdot \Delta P_j; \quad (51)$$

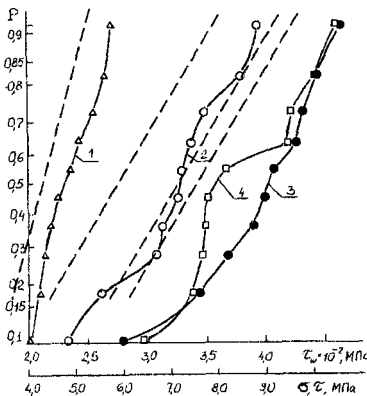


Рисунок 19 – Эмпирические функции распределения действующих фрикционных напряжений в коренных шейках (1), фрикционных напряжений (2) и напряжений изгиба (3) и кручения (4) в шатунных шейках коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, полученные методом статистического моделирования

при этом общее число циклов в блоке определяли, используя параметр оборотности (2710 об/км) и среднесуточный пробег автомобилей ЗИЛ-130 ($L_c = 100$ км [22]):

$$N_B = 100 \cdot 2710 / 2 = 133500 \text{ (цикл.)}$$

Уровни напряжений τ_{wj} , записанные в третьем столбце таблицы 18, являются ступенями программного блока, а величины n_{Bj} – длительностями этих ступеней.

Вычислим суммарную долговечность коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 по критерию достижения коренными шейками предельно допустимого износа. При оценке долго-

вечности здесь и далее будем считать все уровни напряжений повреждающими, имея в виду, что кривая усталости условно продлевается вплоть до самого низкого уровня напряжений программного блока. Примем также, что параметры разупрочнения α и упрочнения β равны 1,0, поскольку рекомендации по оценке их значений в настоящее время отсутствуют.

Таблица 16 – Формирование программного блока нагружения коренных шеек коленчатого вала

Номер интервала	Границы интервала $\tau_w \cdot 10^{-2}$, МПа	Середина интервала $\tau_{wd} \cdot 10^{-2}$, МПа	P_i	ΔP_i	n_{Bi} , цикл.
1	1,95 – 2,05	2,0	0,12	0,12	16,020
2	2,05 – 2,15	2,1	0,18	0,06	8,010
3	2,15 – 2,25	2,2	0,44	0,26	34,710
4	2,25 – 2,35	2,3	0,54	0,10	13,350
5	2,35 – 2,45	2,4	0,65	0,09	12,015
6	2,45 – 2,55	2,5	0,73	0,08	10,680
7	2,55 – 2,65	2,6	0,83	0,10	13,350
8	2,65 – 2,75	2,7	1,0	0,17	22,695
Сумма	---	---	---	1,0	133,500

Для нового коленчатого вала по формуле (47) имеем:

$$N_{\Sigma} = 1.335 \cdot 10^5 / \left(\frac{16.020}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,02^{1,076} + \frac{8.010}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,021^{1,076} + \frac{34.710}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,022^{1,076} + \frac{13.350}{7.95 \cdot 10^6} \cdot (0,023^{1,076} + 0,026^{1,076}) + \frac{12.015}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,024^{1,076} + \frac{10.680}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,025^{1,076} + \frac{22.695}{7.95 \cdot 10^6} \cdot 0,027^{1,076} \right) = 4,59 \cdot 10^8 \text{ (цикл.)}$$

где величина

$$C_{\tau_w}^{m_{\tau_w}} \cdot N_{\tau_w} = C_{\tau_w} = 0,026^{1,076} \cdot 4,05 \cdot 10^8 = 7,95 \cdot 10^6$$

Следовательно, средний ресурс вала в километрах пробега составит:

$$L_{\tau_w} = N_{\Sigma} / (2710/2) = 4,59 \cdot 10^8 / 1335 = 3,44 \cdot 10^5 \text{ (км)}$$

С помощью графика (рисунок 20) находим коэффициент вариации ресурса $v_L \approx 0,2$. Тогда стандартное отклонение $S_L = L_{\tau_w} \cdot v_L = 3,44 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 6,87 \cdot 10^4 \text{ (км)}$.

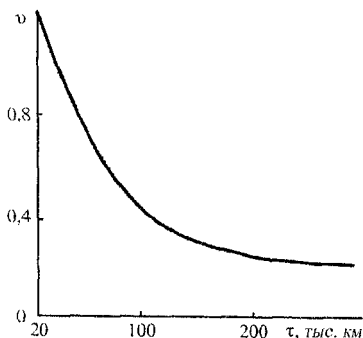


Рисунок 20 – Зависимость между коэффициентом вариации и средним значением ресурса деталей двигателей [4]

Аналогично, подставив необходимые численные значения величин в формулу (47), получим для вала, восстановленного по технологии I,

$$N_{\tau_{w\Sigma}}(I) = 1,8 \cdot 10^6 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_w}(I) = 1,34 \cdot 10^6 \text{ км.}$$

По графику (см. рисунок 20) находим $v_L \approx 0,3$, значит, $S_L^{(I)} \approx 4,0 \cdot 10^4$ км.

Для вала, восстановленного по технологии II, получим соответственно:

$$N_{\tau_{w\Sigma}}(II) = 7,06 \cdot 10^7 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_w}(II) = 5,29 \cdot 10^4 \text{ км};$$

$$v_L \approx 0,5; \quad S_L^{(II)} \approx 2,65 \cdot 10^4 \text{ км.}$$

4.1.2 Шатунные шейки

В шатунных шейках имеют место объемные напряжения изгиба σ и кручения τ , а также поверхностные фрикционные напряжения τ_w . Параметры функций распределения этих напряжений таковы (см. §§ 3.1.2, 3.2): $\bar{\tau}_w = 0,03$ МПа; $S_{\tau_w} = 4,5 \cdot 10^{-3}$ МПа; $\bar{\sigma} = 8,6$ МПа; $S_{\sigma} = 1,29$ МПа; $\bar{\tau} = 8,5$ МПа; $S_{\tau} = 1,28$ МПа.

Методом статистического моделирования в таблицах 17 – 19 получены исходные данные для построения эмпирических функций распределения напряжений τ_w , σ и τ (рисунок 19). В таблицах 20 – 22 выполнена ступенчатая аппроксимация этих функций, а на рисунке 21 изображены блоки нагружения шейки фрикционными и изгибными напряжениями. Чаще всего программный блок строят симметричным относительно максимального уровня напряжений, как это сделано на рисунке 21.

Вычислим средний ресурс коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 по критерию достижения шатунными шейками предельно допустимого износа. Для нового коленчатого вала по формуле (48) имеем:

Таблица 17 – Статистическое моделирование действующих изгибающих напряжений в шатунной шейке коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130

j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X_1	0,661	0,638	0,460	0,333	0,071	0,840	0,715	0,894	0,263	0,201
X_2	0,671	0,304	0,813	0,875	0,884	0,675	0,360	0,348	0,382	0,846
X_3	0,877	0,546	0,916	0,535	0,970	0,196	0,277	0,798	0,916	0,879
X_4	0,403	0,313	0,297	0,805	0,280	0,402	0,984	0,961	0,098	0,244
X_5	0,260	0,307	0,050	0,383	0,788	0,080	0,109	0,410	0,494	0,707
X_6	0,172	0,015	0,698	0,124	0,644	0,596	0,795	0,122	0,939	0,649
X_7	0,670	0,015	0,081	0,172	0,703	0,678	0,947	0,882	0,289	0,355
X_8	0,570	0,834	0,285	0,428	0,334	0,983	0,176	0,055	0,671	0,311
X_9	0,939	0,247	0,625	0,540	0,939	0,052	0,707	0,063	0,558	0,402
X_{10}	0,902	0,642	0,660	0,297	0,759	0,501	0,288	0,842	0,545	0,466
X_{11}	0,741	0,049	0,765	0,483	0,271	0,659	0,479	0,590	0,715	0,931
X_{12}	0,283	0,066	0,442	0,223	0,889	0,490	0,604	0,321	0,924	0,174
σ , МПа	10,04	5,99	9,75	7,57	10,58	8,72	9,17	8,97	9,62	8,17
σ_L , МПа	5,99	7,57	8,17	8,72	8,97	9,17	9,62	9,75	10,04	10,58
P_j	0,091	0,182	0,273	0,367	0,454	0,545	0,636	0,727	0,818	0,909

Таблица 18 – Статистическое моделирование действующих фрикционных напряжений в шатунной шейке коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X_1	0,458	0,185	0,788	0,245	0,349	0,129	0,484	0,772	0,580	0,395
X_2	0,681	0,042	0,016	0,165	0,790	0,434	0,357	0,711	0,969	0,374
X_3	0,348	0,497	0,106	0,369	0,315	0,599	0,421	0,554	0,919	0,938
X_4	0,915	0,081	0,975	0,887	0,968	0,968	0,185	0,809	0,766	0,701
X_5	0,283	0,066	0,442	0,223	0,889	0,490	0,604	0,321	0,924	0,174
X_6	0,340	0,338	0,186	0,325	0,861	0,568	0,676	0,563	0,255	0,697
X_7	0,985	0,145	0,947	0,291	0,456	0,758	0,964	0,797	0,371	0,833
X_8	0,557	0,940	0,346	0,170	0,920	0,339	0,568	0,259	0,029	0,463
X_9	0,233	0,424	0,886	0,610	0,884	0,769	0,050	0,885	0,660	0,155
X_{10}	0,943	0,863	0,961	0,768	0,418	0,404	0,685	0,559	0,671	0,982
X_{11}	0,547	0,254	0,568	0,393	0,783	0,382	0,993	0,310	0,674	0,236
X_{12}	0,516	0,785	0,846	0,679	0,94	0,420	0,651	0,041	0,933	0,223
$\tau_w \cdot 10^{-2}$, МПа	3,36	2,33	3,48	2,61	3,91	3,12	3,29	3,26	3,79	3,08
$\tau_{ш}$ 10^{-2} , МПа	2,33	2,61	3,08	3,12	3,26	3,29	3,36	3,48	3,79	3,91
P_i	0,091	0,182	0,273	0,364	0,454	0,545	0,36	0,727	0,818	0,909

$$N_{\tau_{ш} < \tau_w} = 1,335 \cdot 10^6 / \left[\frac{1}{1,9 \cdot 10^7} \left(14,865 \cdot 0,023^{1,12} + 9,345 \left(0,025^{1,12} + 0,035^{1,12} \right) + 4,005 \cdot 0,027^{1,12} + 5,340 \cdot 0,029^{1,12} + 21,360 \cdot 0,031^{1,12} + 34,710 \cdot 0,033^{1,12} + 12,015 \cdot 0,037^{1,12} + 22,695 \cdot 0,039^{1,12} \right) \right] = 8,89 \cdot 10^6 \text{ (цикл.)}$$

где величина

$$\tau_{ш}^{m_{\tau_{ш}}} \cdot N_{\tau_{ш}} = 0,065^{1,12} \cdot 4,05 \cdot 10^8 \approx 1,9 \cdot 10^7$$

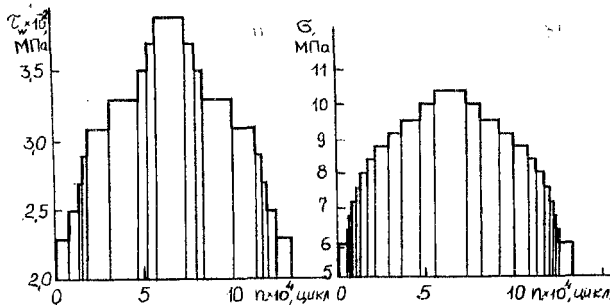


Рисунок 21 – Блоки нагружения фрикционными (а) и изгибными (б) напряжениями шатунных шеек двигателя ЗИЛ-130

Таблица 19 – Статистическое моделирование действующих напряжений кручения в шатунной шейке коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130

j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
X_1	0,079	0,347	0,876	0,249	0,585	0,843	0,847	0,226	0,928	0,213
X_2	0,092	0,627	0,683	0,719	0,961	0,118	0,230	0,552	0,545	0,683
X_3	0,241	0,801	0,363	0,643	0,809	0,593	0,392	0,169	0,610	0,967
X_4	0,741	0,049	0,765	0,483	0,271	0,659	0,479	0,590	0,715	0,931
X_5	0,164	0,844	0,765	0,145	0,027	0,572	0,183	0,794	0,835	0,232
X_6	0,649	0,049	0	0,556	0,148	0,155	0,825	0,612	0,692	0,099
X_7	0,727	0,951	0,007	0,668	0,868	0,022	0,334	0,198	0,165	0,391
X_8	0,590	0,004	0,502	0,385	0,760	0,040	0,521	0,951	0,013	0,466
X_9	0,911	0,024	0,972	0,471	0,377	0,031	0,297	0,184	0,579	0,924
X_{10}	0,419	0,602	0,533	0,824	0,043	0,127	0,199	0,479	0,808	0,763
X_{11}	0,351	0,050	0,921	0,712	0,337	0,8345	0,042	0,479	0,706	0,687
X_{12}	0,461	0,986	0,792	0,931	0,207	0,946	0,025	0,483	0,920	0,397
τ , МПа	7,76	7,64	10,01	3,51	7,72	7,44	6,42	8,14	10,44	9,46
τ_i , МПа	6,42	7,44	7,64	7,72	7,76	8,14	9,46	9,51	10,01	10,44
P_j	0,091	0,182	0,273	0,364	0,454	0,545	0,636	0,727	0,818	0,909

Таблица 20 – Формирование программного блока нагружения фрикционными напряжениями шатунных шеек коленчатого вала

Номер интервала	Границы интервала $\tau_w \cdot 10^{-2}$, МПа	Середина интервала $\tau_w \cdot 10^{-2}$, МПа	P_j	ΔP_j	$n_{вj}$, цикл.
1	2,2 – 2,4	2,3	0,11	0,11	14.685
2	2,4 – 2,6	2,5	0,18	0,07	9.345
3	2,6 – 2,8	2,7	0,21	0,03	4.005
4	2,8 – 3,0	2,9	0,25	0,04	5.340
5	3,0 – 3,2	3,1	0,41	0,16	21.360
6	3,2 – 3,4	3,3	0,67	0,26	34.710
7	3,4 – 3,6	3,5	0,74	0,07	9.345
8	3,6 – 3,8	3,7	0,83	0,09	12.015
9	3,8 – 4,0	3,9	1,0	0,17	22.695
Сумма	---	---	---	1,0	133.500

Таблица 21 – Формирование программного блока нагружения изгибающими напряжениями шатунных шеек коленчатого вала

Номер интервала	Границы интервала σ_i , МПа	Середина интервала σ_i , МПа	P_j	ΔP_j	$n_{вj}$, цикл.
1	5,8 – 6,2	6,0	0,09	0,09	12.015
2	6,2 – 6,6	6,4	0,11	0,02	2.670
3	6,6 – 7,0	6,8	0,13	0,02	2.670
4	7,0 – 7,4	7,2	0,16	0,03	4.005
5	7,4 – 7,8	7,6	0,20	0,04	5.340
6	7,8 – 8,2	8,0	0,27	0,07	9.345
7	8,2 – 8,6	8,4	0,34	0,07	9.345
8	8,6 – 9,0	8,8	0,47	0,13	17.355
9	9,0 – 9,4	9,2	0,57	0,10	13.350
10	9,4 – 9,8	9,6	0,73	0,16	21.360
11	9,8 – 10,2	10,0	0,85	0,12	16.020
12	10,2 – 10,6	10,4	1,0	0,15	20.025
Сумма	---	---	---	1,0	133.500

Таблица 22 – Формирование программного блока нагружения напряжениями кручения шатунных шеек коленчатого вала

Номер интервала	Границы интервала τ , МПа	Середина интервала τ_i , МПа	P_i	ΔP_i	$p_{вi}$, цикл.
1	6,2 – 6,6	6,4	0,09	0,09	12.015
2	6,6 – 7,0	6,8	0,12	0,03	4.005
3	7,0 – 7,4	7,2	0,17	0,05	6.675
4	7,4 – 7,8	7,6	0,46	0,29	38.715
5	7,8 – 8,2	8,0	0,55	0,09	12.015
6	8,2 – 8,6	8,4	0,59	0,04	5.340
7	8,6 – 9,0	8,8	0,61	0,02	2.670
8	9,0 – 9,4	9,2	0,62	0,01	1.335
9	9,4 – 9,8	9,6	0,75	0,16	21.360
10	9,8 – 10,2	10,0	0,86	0,08	10.680
11	10,2 – 10,6	10,4	1,0	0,14	18.680
Сумма	--	--	--	1,0	133.500

Средний ресурс в километрах пробега составит:

$$L_{\tau_w} = N_{\tau_w, \sigma/\tau\Sigma} / (2710/2) = 6,66 \cdot 10^5 \text{ (км)}.$$

Коэффициент вариации (см. рисунок 25) $v_L \approx 0,2$. Стандартное отклонение ресурса:

$$S_L = L_{\tau_w} \cdot v = 6,65 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 1,33 \cdot 10^5 \text{ (км)}.$$

Аналогично для вала, восстановленного по технологии I, получим:

$$N_{\tau_w, \sigma/\tau\Sigma}(I) = 1,84 \cdot 10^8 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_w}(I) = 1,38 \cdot 10^5 \text{ км}; \quad v_L \approx 0,3; \quad S_L = 4,1 \cdot 10^4 \text{ км},$$

а для вала, восстановленного по технологии II,

$$N_{\tau_w, \sigma/\tau\Sigma}(II) = 7,37 \cdot 10^8 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_w}(II) = 5,52 \cdot 10^5 \text{ км}; \quad v_L \approx 0,6; \quad S_L = 3,3 \cdot 10^4 \text{ км}.$$

Определим средний ресурс коленчатого вала по критерию образования в шатунной шейке магистральной трещины усталости.

Выполним расчет только для коленчатого вала, восстановленного по технологии I, так как только для него существует вероятность достижения предельного состояния по указанному критерию (см. формулу (49)):

$$N_{\tau_w, \sigma/\tau\Sigma}^{(I)} = 1,335 \cdot 10^5 /$$

$$\left\{ 1 - \left[1 - \frac{1}{7,33 \cdot 10^{13}} \cdot \left(\begin{aligned} &12.015 \cdot 6^{3,57} + 2.670 \cdot (6^{3,57} + 6,8^{3,57}) + 4.005 \cdot 7,2^{3,57} + \\ &+ 5.340 \cdot 7,6^{3,57} + 9.435 \cdot (8^{3,57} + 8,4^{3,57}) + 17.355 \cdot 8,8^{3,57} + \\ &13.350 \cdot 9,2^{3,57} + 21.360 \cdot 9,6^{3,57} + 16.020 \cdot 10^{3,57} + 20.025 \cdot 10,4^{3,57} \end{aligned} \right) \right] \right\} \times$$

$$\left\{ 1 - \frac{1}{7,41 \cdot 10^{12}} \cdot \left(\begin{aligned} &12.015 \cdot (6^{3,08} + 8^{3,08}) + 4.005 \cdot 6,8^{3,08} + 6.675 \cdot 7,2^{3,08} + \\ &+ 38.715 \cdot 7,6^{3,08} + 5.340 \cdot 8,4^{3,08} + 2.670 \cdot 8,8^{3,08} + 1.335 \cdot 9,2^{3,08} + \\ &+ 21.360 \cdot 9,6^{3,08} + 10.680 \cdot 10^{3,08} + 18.690 \cdot 10,4^{3,08} \end{aligned} \right) \right\} = 6,74 \cdot 10^9 \text{ (цикл)},$$

где величины

$$\sigma_{-\tau_w}^{m_{\sigma\tau_w}} \cdot N_{\sigma-\tau_w} = 29,7^{3,57} \cdot 4,05 \cdot 10^8 = 7,33 \cdot 10^{13}$$

и

$$\tau_{-\tau_w}^{m_{\tau_w}} \cdot N_{\tau-\tau_w} = 24,2^{3,08} \cdot 4,05 \cdot 10^8 = 7,41 \cdot 10^{12}.$$

Средний ресурс в километрах пробега, следовательно,

$$\bar{L}_{\sigma/\tau} = N_{\sigma/\tau, \tau_{w\Sigma}} / (2710/2) = 6,74 \cdot 10^9 / 1335 = 5,05 \cdot 10^6 \text{ (км)}.$$

Коэффициент вариации $\nu_L \approx 0,2$. Стандартное отклонение ресурса

$$S_L = \bar{L}_{\sigma/\tau} \cdot \nu_L = 5,05 \cdot 10^6 \cdot 0,2 = 1,01 \cdot 10^6 \text{ (км)}.$$

Полученные выше значения параметров функций распределения ресурса коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 сведем в таблицу 23.

Таблица 23 – Параметры функции распределения ресурса коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, тыс. км

Коленчатый вал	Коренные шейки		Шатунные шейки			
	\bar{L}_{τ_w}	$S_{L_{\tau_w}}$	\bar{L}_{τ_w}	$S_{L_{\tau_w}}$	$\bar{L}_{\sigma/\tau}$	$S_{L_{\sigma/\tau}}$
новый	344,0	68,7	666,0	133,0	----	----
Восстановленный по технологии I	134,0	40,0	138,0	41,0	5.050	1.010
Восстановленный по технологии II	52,9	26,5	55,2	33,0	----	----

4.2. Долговечность вкладышей подшипников скольжения

4.2.1 Вкладыши коренных подшипников

Сформированный блок программного нагружения фрикционными напряжениями коренных шеек (см. таблицу 16) справедлив и для вкладышей подшипников. Поэтому по формуле (47) вычислим средний ресурс последних.

Для нового коленчатого вала:

$$N_{\tau_w \Sigma} = 1,335 \cdot 10^5 /$$

$$\sqrt{\frac{1}{2,67 \cdot 10^7} \left(\frac{16,020 \cdot 0,02^{0,583} + 8,010 \cdot 0,02^{1,583} + 34,710 \cdot 0,022^{0,583} + 13,350 \cdot (0,023^{0,583} + 0,026^{0,583})}{+0,026^{0,583}} + 12,015 \cdot 0,024^{0,583} + 10,680 \cdot 0,025^{0,583} + 22,695 \cdot 0,027^{0,583} \right)} = 2,43 \cdot 10^6 \text{ (цикл)},$$

где величина

$$\tau_{N_{\tau_w}}^m \cdot N_{\tau_w} = 0,0317^{0,583} \cdot 2 \cdot 10^8 \approx 2,67 \cdot 10^7.$$

Средний ресурс вкладышей в километрах пробега

$$L_{\tau_w} = N_{\tau_w \Sigma} / (2710/2) = 2,43 \cdot 10^6 / 1335 = 1,82 \cdot 10^5 \text{ (км)}.$$

Коэффициент вариации $\nu_L \approx 0,2$. Стандартное отклонение ресурса

$$S_{L_{\tau_w}} = \bar{L}_{\tau_w} \cdot \nu_L = 1,82 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 3,64 \cdot 10^4 \text{ (км)}.$$

Для вала, восстановленного по технологии I, получим:

$$N_{\tau_w \Sigma}(I) = 2,14 \cdot 10^6 \text{ цикл}; L_{\tau_w}(I) = 1,604 \cdot 10^5 \text{ км}; \nu_L \approx 0,3; S_{L_{\tau_w}} = 4,81 \cdot 10^4 \text{ км}.$$

Для вала, восстановленного по технологии II, будем иметь:

$$N_{\tau_w \Sigma}(II) = 1,17 \cdot 10^6 \text{ цикл}; \bar{L}_{\tau_w}(II) = 8,77 \cdot 10^4 \text{ км}; \nu_L \approx 0,4; S_{L_{\tau_w}} = 3,51 \cdot 10^4 \text{ км}.$$

4.2.2 Вкладыши шатунных подшипников

Программный блок нагружения фрикционными напряжениями (см. таблицу 20) используем для прогнозирования среднего ресурса вкладышей шатунных подшипников по формуле (48).

Для нового коленчатого вала:

$$N_{\tau_{w\Sigma}} = 1,335 \cdot 10^6 / \left[\frac{1}{3,87 \cdot 10^7} \left(14,885 \cdot 0,023^{0,748} + 9,345 \cdot (0,025^{0,748} + 0,035^{0,748}) + 4,005 \cdot 0,027^{0,748} + 5,340 \cdot 0,029^{0,748} + 21,360 \cdot 0,031^{0,748} + 34,710 \cdot 0,033^{0,748} + 12,015 \cdot 0,037^{0,748} + 22,695 \cdot 0,039^{0,748} \right) \right] = 5,09 \cdot 10^8 \text{ (цикл)},$$

где величина

$$\tau_{\sigma}^{m_{\tau_{w\Sigma}}} \cdot N_{\tau_{w\Sigma}} = 0,112^{0,748} \cdot 2 \cdot 10^8 = 3,87 \cdot 10^7.$$

Средний ресурс вкладышей в километрах пробега

$$L_{\tau_{w\Sigma}} = N_{\tau_{w\Sigma}} / (2710/2) = 5,09 \cdot 10^8 / 1335 = 3,81 \cdot 10^5 \text{ (км)}.$$

Коэффициент вариации $v_L \approx 0,2$; стандартное отклонение ресурса

$$S_{L_{\tau_{w\Sigma}}} = \bar{L}_{\tau_{w\Sigma}} \cdot v_L = 3,81 \cdot 10^5 \cdot 0,2 = 7,62 \cdot 10^4 \text{ (км)}.$$

Для вала, восстановленного по технологии I, будем иметь:

$$N_{\tau_{w\Sigma}}(I) = 3,75 \cdot 10^8 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_{w\Sigma}}(I) = 2,81 \cdot 10^5 \text{ км}; \quad v_L \approx 0,2; \quad S_{L_{\tau_{w\Sigma}}} = 5,63 \cdot 10^4 \text{ км}.$$

Для вала, восстановленного по технологии II, получим:

$$N_{\tau_{w\Sigma}}(II) = 1,12 \cdot 10^8 \text{ цикл}; \quad \bar{L}_{\tau_{w\Sigma}}(II) = 8,42 \cdot 10^4 \text{ км}; \quad v_L \approx 0,5; \quad S_{L_{\tau_{w\Sigma}}} = 4,21 \cdot 10^4 \text{ км}.$$

Представим полученные данные о ресурсе вкладышей подшипников скольжения в табличной форме (таблица 24).

Таблица 24 – Параметры функции распределения ресурса вкладышей подшипника коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, тыс. км

Коленчатый вал	Коренные шейки		Шатунные шейки	
	$L_{\tau_{w\Sigma}}$	$S_{L_{\tau_{w\Sigma}}}$	$L_{\tau_{w\Sigma}}$	$S_{L_{\tau_{w\Sigma}}}$
новый	182,0	36,4	381,0	76,2
восстановленный по технологии I	160,4	48,1	281,0	56,3
восстановленный по технологии II	87,7	35,1	84,2	42,1

Практическая работа № 5. АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК НАДЕЖНОСТИ

Как показано в главе 2, методы расчета надежности машин, разрабатываемые в трибофатике, позволяют предсказать характеристики надежности как отдельных элементов силовой системы по заданным критериям предельного состояния с учетом взаимодействия повреждающих явлений, так и силовой системы в целом, что отвечает современным представлениям и тенденциям в проектировании машин и оборудования [44]. Так, определены значения вероятности безотказной работы силовой системы «шатунная шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» двигателя ЗИЛ-130 в целом и ее элементов. При этом установлено, что вероятность безотказной работы указанной силовой системы по критерию достижения предельно допустимого износа за время от начала эксплуатации до пробега $L_{у.р.} = 150$ тыс. км существенно выше, чем узла трения «коренная шейка – подшипник скольжения»: в силовой системе она практически равна единице для нового коленчатого вала и 0,999769 для вала, восстановленного по технологии I, в узле трения – соответственно: 0,950818 и 0,197790 (см. § 3.4). Если сравнивать вероятность безотказной работы отдельных элементов базовой детали двигателя – коленчатого вала – за время от начала эксплуатации до пробега $L_{к.р.} = 304$ тыс. км, соответствующего проведению капитального ремонта, то здесь закономерно эта характеристика выше у шатунных шеек (0,998893), чем у коренных шеек (0,791030), - см. § 3.1.

Если средний ресурс коренных шеек по критерию достижения предельного износа составляет 344 тыс. км (при этом значение ресурса может колебаться от ~ 138 тыс. км до ~ 550 тыс. км – так называемое «шестисигмовое» поле разброса), то средний ресурс шатунных шеек – почти в 2 раза больше: 666 тыс. км («шестисигмовое» поле разброса составляет 267...1065 тыс. км) – см. таблицу 23. Приблизительно такое же соотношение наблюдается между средними ресурсами вкладышей коренных и шатунных подшипников (182 и 381 тыс. км соответственно, - см. таблицу 24).

Таким образом, взаимодействие двух повреждающих явлений (механической усталости и трения скольжения) в силовой системе «шатунная шейка – подшипник скольжения» способствует обеспечению требуемой надежности двигателя ЗИЛ-130 за установленный срок службы. В то же время надежность узла «коренная шейка – подшипник скольжения» оказывается недостаточной, поэтому необходима разработка конструктивно-технологических мероприятий по повышению его износостойкости.

Восстановление коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 по технологиям I и II не обеспечивает требуемую надежность двигателя за период между ремонтными воздействиями; эти технологии нуждаются в совершенствовании.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В настоящем пособии, по-видимому, впервые выполнен расчет надежности реальной силовой системы по комплексным критериям износоусталостного повреждения на основе опубликованных в литературе результатов исследования эксплуатационной нагруженности и характеристик сопротивления разрушению ее элементов. Авторами использованы расчетные методы, основанные на энергетической теории износоусталостного повреждения [5, 7, 8, 12]. Хотя следует заметить, что в трибофатике успешно развиваются также вероятностный подход к оценке характеристик надежности силовых систем и теория подобия износоусталостных повреждений [5, 6, 12], которые также могут быть использованы для анализа надежности рассматриваемой силовой системы.

В пособии реализована схема расчета надежности, изображенная на рисунке 22,а. Хорошо зная конструкцию и технологию изготовления коленчатого вала и подшипников двигателя ЗИЛ-130, условия его работы, выполнили оценку характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям элементов силовой системы «шатунная шейка – подшипник скольжения», привлекая для этой цели эксплуатационные данные о сопротивлении усталости и износостойкости ее элементов (см. рисунок 22,а). Далее произвели расчет характеристик надежности силовой системы с учетом ее эксплуатационной нагруженности. Таким образом, надежность системы оценивалась по результатам многолетних статистических наблюдений и исследований технического состояния двигателя одного из самых распространенных в 70-е – 80-е годы XX века в СССР грузового автомобиля.

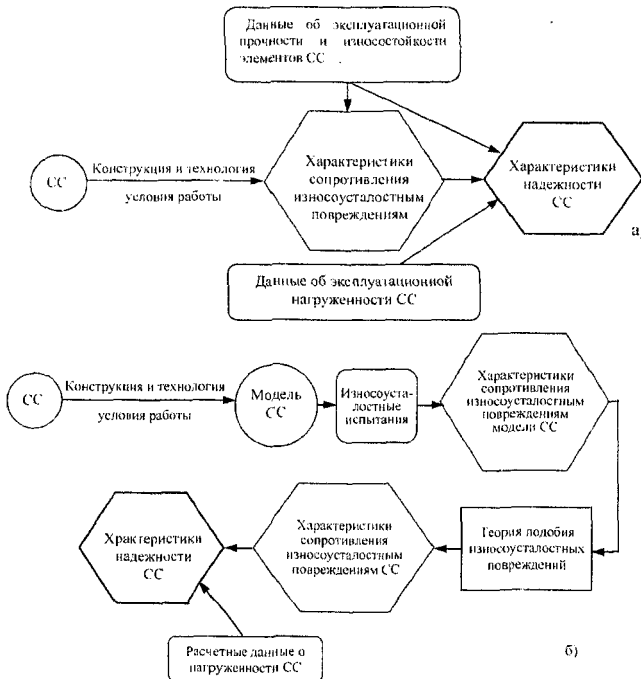


Рисунок 22 – Схемы расчета надежности силовой системы (СС): а – в период широкой эксплуатации; б – на этапе проектирования

При проектировании же силовой системы новой машины задача инженеров, конструкторов существенно усложняется отсутствием необходимых статистических данных о реальной нагруженности и характеристиках сопротивления разрушению создаваемой системы. И здесь им на помощь должны прийти лабораторные износоусталостные испытания малоразмерной модели силовой системы, которые позволяют экспериментально определить необходимые характеристики (рисунок 22,б). Переход от модели к натуре возможен путем использования теории подобия износоусталостных повреждений [5, 6, 12]. Дальнейшая оценка надежности проектируемой системы (см. рисунок 22,б) отличается от реализованной в настоящем пособии только тем, что вместо реальных привлекаются расчетные данные о нагруженности системы.

Варианты заданий к расчетно-графической работе, приведены в приложении, составлены для реальных силовых систем отечественных автомобильных двигателей (размеры шеек коленчатых валов, зазоры в подшипниках скольжения, материалы валов и антифрикционного слоя вкладышей, коэффициенты трения). Параметры нагружения и характеристики поврежденности элементов узла трения «коренная шейка – вкладыш» и силовой системы «шатунная шейка - вкладыш» хотя и изменены в учебных целях, но также близки к действительным.

При выполнении расчетно-графической работы студент должен, в соответствии с изложенной в настоящем пособии методикой, определить показатели безотказности и долговечности заданных узла трения и силовой системы, предварительно оценив требуемые характеристики сопротивления разрушению по критериям фрикционной, и фрикционно-механической усталости, сделать анализ полученных результатов и в заключении привести рекомендации по повышению надежности исследованных узла трения и силовой системы.

В целях упрощения вычислительных процедур коленчатый вал следует рассматривать как простой, т.е. двухопорный, с одной шатунной шейкой, на которой крепится один шатун.

В задании на расчетно-графическую работу преподавателем может быть предусмотрен проверочный расчет коленчатого вала на прочность с построением эпюр внутренних силовых факторов. В таком случае дополнительные исходные данные принимают из §1.2 настоящего пособия (т.е. как для двигателя ЗИЛ-130), но имея в виду, что число цилиндров учебного двигателя – 1, в давлении в коренном и шатунном подшипниках вычисляют по изложенной выше методике, а не выбирают из таблицы приложения.

При необходимости на основе таблицы приложения можно составить и большее число вариантов заданий, комбинируя исходные данные, как то: материалы, коэффициент трения, темпы износа и др.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что изучает трибофатика?
2. Какие механические системы называют силовыми? Приведите примеры силовых систем. В чем отличие силовой системы от узла трения?
3. Какие повреждения называют износоусталостными?
4. Поясните термины «прямой эффект», «обратный эффект».
5. Какие исходные данные необходимы для расчета надежности силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения»?
6. В чем проявляются износоусталостные повреждения коленчатого вала двигателя и его подшипников скольжения?
7. Каковы условия работы коленчатого вала двигателя и его подшипников скольжения?
8. Какие нагрузки действуют на элементы системы «шейка коленчатого вала – подшипник скольжения»?
9. Что представляет собой индикаторная диаграмма двигателя?
10. Как определяют силы инерции, действующие на коленчатый вал?
11. Как определяют суммарные силы, действующие на шейки коленчатого вала?
12. Поясните порядок построения полярной диаграммы сил, действующих на шейку коленчатого вала.
13. Как найти среднее давление в силовой системе «коленчатый вал – подшипник скольжения»?
14. Что представляет собой диаграмма предполагаемого износа шейки вала? Каков порядок ее построения?
15. Как строится расчетная схема коленчатого вала?
16. Назовите опасные зоны коленчатого вала.
17. Поясните методику определения внутренних силовых факторов коленчатого вала и построения их эпюр.
18. В чем состоит методика проверки на прочность коренных шеек коленчатого вала?
19. Как проверяют на прочность шатунные шейки коленчатого вала?
20. Поясните методику оценки надежности подшипников коленчатого вала по несущей способности масляного слоя.
21. Дайте определение терминам «кривая фрикционной усталости» и «кривая фрикционно-механической усталости». Какие характеристики находят по этим кривым?
22. Поясните методику определения характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям шеек коленчатого вала.
23. Как определяют характеристики сопротивления износоусталостным повреждениям вкладышей подшипников коленчатого вала?
24. Запишите формулы для оценки вероятности безотказной работы шеек и вкладышей подшипников коленчатого вала по критериям достижения предельно допустимого износа и образования магистральной трещины усталости. Поясните входящие в них величины.
25. Какова методика построения функций плотности вероятностей предельных и действующих напряжений?
26. Как определить вероятности безотказной работы узла трения и силовой системы?

27. Поясните порядок выполнения расчетной оценки ресурса коленчатого вала. Какую (какие) гипотезы привлекают для этих целей?

28. В чем заключается сущность метода статистического моделирования (Монте-Карло)?

29. Как формируют блок программного нагружения?

30. Почему, по вашему мнению, надежность силовой системы «шатунная шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» выше, чем узла трения «коренная шейка – подшипник скольжения»?

31. Ресурс какого элемента механической системы «шейка коленчатого вала – вкладыш подшипника скольжения» двигателя выше и почему?

32. Каков алгоритм расчета надежности проектируемой силовой системы?

33. Каковы, на ваш взгляд, пути повышения надежности силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения» двигателя внутреннего сгорания?

34. Имеются ли, с позиции трибофатики, предпосылки для снижения коэффициентов запаса прочности элементов силовых систем?

35. В чем, по вашему мнению, состоит задача оптимального управления износоусталостными повреждениями в силовой системе?

36. Предложите и обоснуйте физическую модель силовой системы «шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» для износоусталостных испытаний на машинах серии СИ.

37. Каким образом осуществляют переход от характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям малоразмерной модели силовой системы к соответствующим характеристикам моделируемой (натурной) силовой системы?

38. Какие методы восстановления работоспособности системы «шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» двигателя внутреннего сгорания вы знаете? Как эти методы влияют на характеристики ее надежности?

39. По каким критериям, с вашей точки зрения, может быть обоснован выбор того или иного способа восстановления коленчатого вала двигателя?

40. Как обосновывается выбор критерия предельного состояния для системы «коленчатый вал – подшипник скольжения»?

ЛИТЕРАТУРА

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990. – 448 с.
2. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
3. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
4. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
5. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. ТРИБОФАТИКА: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности. – Москва-Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», ФЦНТП ПП «Безопасность», 2000. – 304 с.
6. Сосновский Л.А. Комплексная оценка надежности силовых систем по критериям сопротивления усталости и износостойкости (основы трибофатики): Метод. указания для студентов вузов. – Гомель: БелИИЖТ, 1988. – 56 с.
7. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика). Науч. ред. Сосновский Л.А. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001. – 170 с.
8. Трибофатика – 98/99. Ежегодник /Под общ. ред. Л.А.Сосновского. Вып.1. Теория накопления износоусталостных повреждений /Л.А.Сосновский, А.В.Богданович. Под ред. Н.А.Махутова. – Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», 2000. – 60 с.
9. СТБ 994-95. Трибофатика. Термины и определения. – Минск: Белстандарт, 1996. – 99 с.
10. ГОСТ 30638 – 99. Трибофатика. Термины и определения. – Минск: Межгосуд. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999. – 16 с.
11. Сосновский Л.А. Методы износоусталостных испытаний материалов// Завод. лаборатория, 1990. - № 6. – С. 90 – 95.
12. Сосновский Л.А. Основы трибофатики: Учебник для студентов вузов. – Гомель, 2002. – 442 с.
13. Технические условия на капитальный ремонт автомобиля ЗИЛ-130. –М.: ГОСНИТИ, 1973. - 378 с.
14. Прокопьев В.Н., Иванов В.В., Рунг Э.Р., Волченко Г.Н. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 //Автомобильная промышленность, 1974. - № 6. – с.6 – 8.
15. Автомобильный двигатель ЗИЛ-130. / Под ред. А.М.Кригера. – М.: Машиностроение, 1973. – 264с.
16. Автомобильные и тракторные двигатели. Учебник для вузов: в 2-х ч. Ч.2. Конструкция и расчет двигателей. – М.: Высшая школа, 1976. – 280с.
17. Мишин И.А. Долговечность двигателей. - Л.: Машиностроение, 1976. – 288 с.
18. Трощенко В.Т., Сосновский Л.А. Сопротивление усталости металлов и сплавов:Справочник. – Киев: Наукова думка, 1987. – Т.1. – 511с., Т.2. – 825с.
19. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин:Справочное пособие/ Под общ. ред. И.А.Биргера. – М.: Машиностроение, 1966. – 616 с.
20. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т.2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М.Хебды, А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.
21. Чернин И.М., Кузьмин А.В., Ицкович Г.М. Расчеты деталей машин (справочник). – Минск: Вышэйшая школа, 1974. – 592 с.
22. Исавнин Г.С. и др. Подшипники скольжения автомобильных двигателей. Обзор. – М., 1969. – 54 с.
23. Муравьев В.Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В сб. «Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля» НИИавтопрома. Вып. 3. – М., 1969. – С. 28 – 80.

24. Индикт Е.А., Галицкий А.В., Дрибинский Г.Л. Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации // Автомобильная промышленность, 1978. - № 11. - С. 7 – 10.
25. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. - М.: Машиностроение, 1977. - 526 с.
26. Какуевичий В.А., Шимановский В.П., Прилипков В.Г., Трубачев И.П. Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой // Сварочное производство, 1989. - № 11. - С. 10 – 12.
27. Махутов Н.А., Сосновский Л.А., Марченко А.В. О построении кривой фрикционной усталости // Заводская лаборатория, 1998. - № 12. - С. 37 – 39.
28. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2 кн./ Под ред. И.В. Крагельского. Кн. 1. - М.: Машиностроение, 1978. - 400 с.
29. Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей. - М.: Транспорт, 1987. - 176 с.
30. Липкинд А.Г., Гринберг П.И., Ильин А.И. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130. - М.: Транспорт, 1978. - 360 с.
31. Финкельштейн Э.С. Исследование надежности подшипников автомобильных двигателей // Надежность и контроль качества, 1971. - № 9. - С. 69 – 74.
32. Кошкин К., Финкельштейн Э., Липкинд А. Работоспособность шатунных подшипников // Автомобильный транспорт, 1972. - № 1. - С. 29 – 30.
33. Авдонькин Ф.Н. Интенсивность изнашивания деталей двигателей ЗИЛ-130 // Автомобильная промышленность, 1971. - № 1. - С. 5 – 7.
34. Есенберлин Р.Е. Восстановление автомобильных деталей сваркой, наплавкой и пайкой. - М.: Транспорт, 1994. - 256 с.
35. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. - М.: Машиностроение, 1977. - 232 с.
36. Олейник Н.В., Магденко А.Д., Скляр С.П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. - Киев: Наукова думка, 1987. - 200 с.
37. Похмурский В.И. Коррозионная усталость металлов. - М.: Металлургия, 1989. - 206 с.
38. Носовский И.Г., Шерстюк А.И. Влияние окисной пленки и поверхностного пластического деформирования при внешнем трении на процесс адсорбционной усталости стали // Проблемы трения и изнашивания / Республиканский межведом. сб. - Киев: Наукова думка, 1974. - № 5. - С. 59 – 64.
39. Сосновский Л.А., Махутов Н.А., Шуринов В.А. Фрикционно-механическая усталость: Основные закономерности (обобщающая статья) // Заводская лаборатория, 1992. - № 9. - С. 46 – 63.
40. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин: Учебное пособие для вузов. - М.: Высшая школа, 1988. - 238 с.
41. Оуэн Д.Б. Сборник статистических таблиц. Пер. с англ. под ред. Л.Н. Большева. - М.: Вычислительный центр АН СССР, 1966. - 586 с.
42. Сосновский Л.А. Статистическая механика усталостного разрушения. - Минск: Наука и техника, 1987. - 288 с.
43. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985. - 224 с.
44. Слово о трибофатике. Ред.-составитель А.В. Богданович/ Авт.: Ботвина Л.Р., Высоцкий М.С., Горбачев М.И., Грунтов П.С., Дроздов Ю.Н., Корешков В.Н., Кухарев А.В., Марченко В.А., Махутов Н.А., Павлов В.Г., Сосновский Л.А., Старовойтов Э.И., Стражев В.И., Трощенко В.Т., Шуринов В.А., Фролов К.В., Эфрос Д.Г. - Гомель-Минск-Москва-Киев: Remika, 1996. - 138 с.

Варианты задания для расчета надежности силовой системы «коленчатый вал-подшипник скольжения»

Вариант	Материал		Коеф-фици-ент трения f_c	Диаметр шейки, мм		Зазор в подшипнике, мм		Давление, МПа				Предельно допустимый износ шеек, мм	Темп износа, мкм / тыс.км.				Зазор при пробеге L_{400} , мм				Характеристики сопротивления усталости шатунных шеек	
	вала	вкладыша		коренной	шатунной	коренной	шатунной	В коренном подшипнике		В шатунном подшипнике			Коренных шеек		Шатунных шеек		В коренном подшипнике		В шатунном подшипнике		σ_{-1} , МПа	m_n
								среднее	максимальное	среднее	максимальное		средний	максимальный	средний	максимальный	средний	максимальный	средний	максимальный		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
1	Сталь 45	Б89	0,005	92 -0,015	85 -0,015	0,100... 0,156	0,090... 0,146	6,5	32	6,0	18,8	0,051	0,210	0,650	0,080	0,185	0,25	0,35	0,15	0,02	110	7,5
2	Сталь 50	АО-20	0,0045	105 -0,015	85 -0,015	0,070... 0,120	0,070... 0,120	6,2	20,4	6,4	19,5	0,042	0,320	0,710	0,110	0,290	0,27	0,36	0,16	0,22	125	6,2
3	В4	БТ	0,007	70 -0,013	60 -0,013	0,026... 0,071	0,030... 0,067	5,4	11,2	5,6	14,3	0,025	0,400	0,850	0,150	0,335	0,29	0,42	0,17	0,20	105	7,9
4	Сталь 50Г	Б16	0,0061	59,96 -0,013	52,012 -0,019	0,037... 0,082	0,030... 0,076	2,2	9,8	2,8	11,6	0,060	0,280	0,530	0,120	0,390	0,26	0,41	0,15	0,23	130	5,6
5	Сталь 45	БН	0,005	64 -0,013	58 -0,013	0,036... 0,079	0,026... 0,063	4,4	14,2	4,7	25,5	0,028	0,315	0,627	0,145	0,480	0,30	0,50	0,20	0,31	118	8,1
6	Сталь 50	БК	0,0084	64 -0,013	58 -0,013	0,026... 0,0-83	0,026... 0,077	3,8	12,1	4,0	16,7	0,034	0,505	1,060	0,270	0,725	0,32	0,51	0,19	0,28	135	6,5
7	В4	БК2	0,0038	64 -0,013	58 -0,013	0,026... 0,071	0,026... 0,065	4,1	11,9	4,5	15,2	0,029	0,180	0,420	0,200	0,630	0,23	0,34	0,27	0,36	95	5,7
8	Сталь 45	АСМ	0,0087	55 -0,020	50 -0,025	0,040... 0,098	0,026... 0,071	2,7	10,5	3,5	13,6	0,056	0,360	0,720	0,130	0,450	0,28	0,44	0,18	0,25	107	5,9
9	В4	Б83	0,011	64 -0,013	51 -0,013	0,026... 0,071	0,026... 0,065	3,6	10,4	3,8	12,2	0,048	0,480	0,965	0,520	1,130	0,31	0,45	0,34	0,47	92	5,2
10	Сталь 45	АО-20	0,0055	55,8 -0,025	48,7 -0,014	0,050... 0,095	0,050... 0,095	2,5	9,7	3,6	11,1	0,030	0,185	0,510	0,075	0,205	0,21	0,27	0,14	0,21	120	6,7
11	Сталь 45	БК	0,008	92 -0,015	85 -0,015	0,100... 0,156	0,090... 0,146	7,2	28	7,5	26,5	0,047	0,320	0,770	0,110	0,317	0,23	0,30	0,17	0,23	95	5,4
12	В4	АСМ	0,012	105 -0,015	85 -0,015	0,078... 0,120	0,070... 0,120	6,5	19,8	7,0	22,1	0,040	0,450	0,980	0,145	0,370	0,26	0,32	0,19	0,25	108	6,0
13	В4	Б89	0,006	70 -0,013	60 -0,013	0,026... 0,071	0,030... 0,067	4,8	12,2	6,0	16,3	0,026	0,310	0,725	0,120	0,380	0,31	0,40	0,19	0,27	110	6,5

																				Продолжение приложения		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
14	Сталь 45	БТ	0,0105	59,96 -0,013	52,012 -0,013	0,037... 0,082	0,030... 0,076	2,5	9,8	3,4	11,0	0,058	0,525	1,120	0,210	0,550	0,28	0,36	0,17	0,25	92	4,8
15	Сталь 45	Б16	0,0055	64 -0,013	58 -0,013	0,036... 0,079	0,026... 0,063	4,7	16,6	5,2	18,9	0,031	0,270	0,575	0,095	0,308	0,27	0,35	0,15	0,22	115	7,1
16	Сталь 45	АО-20	0,007	64 -0,013	58 -0,013	0,026... 0,083	0,026... 0,077	4,0	13,4	4,5	15,2	0,028	0,350	0,810	0,110	0,365	0,34	0,42	0,17	0,23	122	7,4
17	Сталь 50	БН	0,005	64 -0,013	58 -0,013	0,026... 0,071	0,026... 0,065	4,3	12,8	5,1	17,5	0,023	0,245	0,670	0,090	0,345	0,25	0,33	0,18	0,25	107	6,3
18	В4	Б83	0,009	55 -0,029	50 -0,025	0,040... 0,098	0,026... 0,071	3,1	11,4	4,0	13,5	0,037	0,460	0,918	0,180	0,515	0,30	0,42	0,16	0,21	125	7,5
19	Сталь 45	АСМ	0,013	64 -0,013	51,5 -0,013	0,026... 0,071	0,026... 0,065	3,8	10,8	4,2	12,7	0,042	0,612	1,325	0,250	0,790	0,34	0,45	0,21	0,27	97	4,8
20	Сталь 50Г	АО-20	0,0035	-0,005 55,8 -0,025	+0,034 48,7 -0,014	0,050... 0,095	0,050... 0,095	2,8	9,9	3,0	12,5	0,033	0,195	0,450	0,082	0,256	0,19	0,24	0,13	0,20	135	7,7
21	Сталь 45	Б83	0,0065	66 -0,020	66 -0,020	0,026... 0,090	0,026... 0,078	4,6	10,7	4,9	13,4	0,036	0,310	0,675	0,280	0,575	0,28	0,36	0,25	0,34	107	5,7
22	В4	АО-20	0,0042	75 -0,015	70 -0,015	0,032... 0,080	0,028... 0,076	7,5	18,2	8,5	20,5	0,041	0,270	0,590	0,310	0,680	0,26	0,37	0,28	0,39	120	6,8
23	В4	Б16	0,006	98 -0,022	90 -0,020	0,065... 0,112	0,065... 0,112	7,8	19,4	8,5	22,1	0,047	0,325	0,750	0,200	0,535	0,32	0,40	0,24	0,34	105	5,5
24	Сталь 40	БТ	0,0095	105 -0,015	85 -0,015	0,072... 0,118	0,072... 0,118	7,0	14,7	8,1	14,5	0,038	0,390	0,825	0,210	0,615	0,33	0,42	0,22	0,30	95	4,7
25	Сталь 50Г	Б89	0,0082	66 -0,020	62 -0,020	0,026... 0,075	0,026... 0,072	4,2	10,3	4,5	12,6	0,033	0,330	0,765	0,105	0,320	0,29	0,37	0,20	0,28	117	6,3
26	Сталь 45	АСМ	0,007	-0,005 55,8 -0,025	+0,034 48,7 -0,014	0,050... 0,095	0,050... 0,095	2,5	9,4	2,7	11,0	0,022	0,285	0,650	0,125	0,308	0,27	0,35	0,18	0,26	136	7,9
27	Сталь 40	БН	0,0085	98 -0,022	90 -0,020	0,065... 0,112	0,065... 0,112	6,4	11,7	6,2	12,5	0,036	0,350	0,880	0,227	0,605	0,31	0,39	0,20	0,31	122	6,1
28	В4	БК	0,0067	66 -0,020	62 -0,020	0,028... 0,075	0,026... 0,072	3,9	11,2	3,5	10,7	0,028	0,280	0,709	0,325	0,802	0,28	0,36	0,32	0,40	122	6,5
29	Сталь 50	Б83	0,0115	105 -0,015	85 -0,015	0,072... 0,118	0,072... 0,118	7,1	15,5	8,4	18,5	0,054	0,490	1,210	0,208	0,560	0,35	0,43	0,23	0,31	103	5,1
30	Сталь 45	АО-20	0,0045	75 -0,015	70 -0,015	0,032... 0,080	0,028... 0,076	6,5	12,8	7,2	11,5	0,045	0,225	0,618	0,095	0,250	0,25	0,35	0,17	0,25	117	6,3

																					Продолжение приложения		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
31	Сталь 40Х	БК	0,0093	55 -0,015	49,005 -0,02	0,014... 0,031	0,011... 0,028	4,1	12,5	4,7	13,4	0,032	0,315	0,655	0,151	0,335	0,21	0,29	0,13	0,21	150	5,5	
32	Сталь 50	АО-20	0,0032	63 -0,015	49,005 -0,02	0,008... 0,025	0,011... 0,028	3,0	11,3	3,9	12,1	0,045	0,408	0,820	0,196	0,391	0,25	0,34	0,14	0,23	127	6,2	
33	Сталь 50Г	БТ	0,0056	65 -0,02	53 -0,016	0,012... 0,029	0,008... 0,037	4,5	12,6	5,1	13,4	0,042	0,352	0,705	0,187	0,409	0,29	0,40	0,16	0,28	135	5,8	
34	Сталь 45	БН	0,0071	59,990 -0,025	50 -0,016	0,040... 0,067	0,030... 0,061	5,0	12,8	5,6	13,4	0,027	0,270	0,510	0,155	0,405	0,31	0,51	0,20	0,32	105	5,2	
35	Сталь 45	БК2	0,0105	64,010 -0,025	58,010 -0,025	0,020... 0,047	0,020... 0,058	7,2	14,2	7,8	15,1	0,051	0,328	0,741	0,170	0,392	0,24	0,33	0,15	0,23	95	7,3	
36	Сталь 40	АСМ	0,009	63,510 -0,025	53,980 -0,025	0... 0,038	001... 0,048	7,6	13,8	8,2	14,6	0,024	0,218	0,460	0,125	0,341	0,26	0,37	0,17	0,25	115	6,5	
37	Сталь 30Х	АО-20	0,004	71,390 -0,025	53,980 -0,025	0,01... 0,048	0,01... 0,048	6,2	11,8	6,9	12,7	0,036	0,425	0,870	0,270	0,512	0,30	0,45	0,21	0,29	146	6,8	
38	Сталь 45	БК	0,0103	59,990 -0,019	54,99 -0,019	0,05... 0,088	0,016... 0,054	5,3	12,1	6,0	12,9	0,033	0,520	0,965	0,315	0,722	0,22	0,30	0,14	0,23	120	5,7	
39	Сталь 50Г	Б89	0,0034	59,98 -0,02	53,978 -0,02	0,018... 0,058	0,006... 0,046	6,4	12,9	7,1	13,6	0,044	0,535	1,041	0,308	0,810	0,23	0,32	0,13	0,22	138	6,1	
40	В4	БТ	0,0058	48 -0,02	41,998 -0,02	0... 0,040	0,002... 0,042	3,3	10,5	3,8	11,3	0,050	0,342	0,704	0,176	0,390	0,29	0,37	0,16	0,24	92	5,7	
41	Сталь 40	БК	0,0066	57 -0,015	45,001 -0,02	0,012... 0,047	0,014... 0,049	4,1	11,3	4,8	11,9	0,031	0,368	0,765	0,191	0,420	0,32	0,40	0,23	0,30	103	6,4	
42	Сталь 20Х	АО-20	0,0110	64 -0,02	54,99 -0,02	0,018... 0,058	0,028... 0,068	5,5	12,6	6,3	13,4	0,039	0,421	0,875	0,265	0,570	0,21	0,30	0,12	0,20	130	5,9	
43	В4	Б16	0,0048	59,965 -0,01	47,965 -0,015	0,025... 0,055	0,007 0,042	3,6	11,5	4,2	12,2	0,047	0,413	0,850	0,251	0,535	0,26	0,37	0,18	0,28	94	6,2	
44	Сталь 45	Б16	0,0068	69,965 -0,01	51,965 -0,015	0,025... 0,055	0,025... 0,060	5,1	13,1	5,7	14,0	0,054	0,319	0,655	0,187	0,369	0,24	0,37	0,15	0,25	117	5,5	
45	В4	АСМ	0,0071	57,965 -0,015	47,965 -0,015	0,005... 0,040	0,007... 0,042	7,0	14,3	7,9	15,1	0,023	0,190	0,392	0,098	0,218	0,28	0,40	0,19	0,27	95	6,1	
46	Сталь 50Г	БТ	0,0052	59,999 -0,02	52,999 -0,02	0,019... 0,059	0,002... 0,042	6,2	12,7	7,1	13,5	0,042	0,460	0,908	0,285	0,581	0,31	0,43	0,22	0,30	127	5,4	
47	В4	БН	0,0072	53,005 -0,02	50,805 -0,01	0,035... 0,065	0,011... 0,041	6,4	12,5	7,2	13,0	0,025	0,372	0,730	0,202	0,425	0,25	0,34	0,17	0,26	95	5,9	

Продолжение приложения																						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
48	Сталь 45	Б16	0,0107	76,20 -0,013	56,535 -0,015	0,045... 0,077	0,002... 0,029	5,5	13,5	6,1	14,3	0,049	0,320	0,651	0,171	0,367	0,29	0,37	0,21	0,22	122	7,2
49	Сталь 20Х	АО-20	0,0061	58,00 -0,01	43,010 -0,02	0,011... 0,041	0,004... 0,044	2,9	9,6	3,6	11,0	0,023	0,290	0,572	0,152	0,339	0,20	0,32	0,12	0,20	138	6,5
50	Сталь 50	Б83	0,0043	57,00 -0,01	41,010 -0,02	0,003... 0,033	0,018... 0,058	37	10,8	4,3	11,6	0,056	0,185	0,378	0,105	0,227	0,27	0,35	0,16	0,25	125	5,4
51	Сталь 45	БК	0,0039	56,99 -0,02	52,00 -0,02	0,018... 0,058	0,006... 0,046	5,5	12,3	6,3	13,1	0,041	0,481	0,919	0,256	0,522	0,30	0,43	0,22	0,30	120	6,0
52	В4	АСМ	0,012	58,001 -0,02	43,909 -0,02	0,027... 0,067	0,003... 0,043	5,2	12,8	5,8	13,6	0,037	0,340	0,760	0,188	0,393	0,24	0,36	0,15	0,23	93	6,6
53	В4	АО-20	0,008	55,00 -0,02	50,910 -0,02	0,040... 0,080	0,090 0,115	3,7	11,5	4,2	12,2	0,028	0,364	0,807	0,195	0,420	0,21	0,32	0,12	0,21	97	7,0
54	Сталь 50	БТ	0,0037	70,00 -0,01	60 -0,02	0,056... 0,076	0,030... 0,065	6,1	15,1	8,8	15,6	0,030	0,445	0,930	0,220	0,470	0,28	0,39	0,19	0,27	117	5,4
55	Сталь 20Х	Б16	0,0054	49,981 -0,015	38,008 -0,015	0,010... 0,040	0,024... 0,054	3,8	13,0	4,5	13,5	0,038	0,197	0,403	0,108	0,230	0,32	0,51	0,23	0,32	129	6,7
56	В4	БК	0,0085	60,00 -0,01	44,991 -0,015	0,030... 0,050	0,024... 0,054	5,4	14,6	6,1	15,1	0,045	0,512	1,027	0,357	0,760	0,20	0,28	0,11	0,21	95	5,1
57	Сталь 45	АСМ	0,0081	65,050 -0,015	53,990 -0,01	0,052... 0,077	0,043... 0,063	6,2	13,7	7,1	14,5	0,052	0,521	1,115	0,304	0,650	0,28	0,41	0,18	0,26	116	6,2
58	Сталь 20Х	АО-20	0,0042	41,99 -0,01	40,000 -0,02	0,035... 0,065	0,025... 0,065	3,5	10,6	4,3	11,3	0,043	0,421	0,890	0,280	0,607	0,24	0,36	0,15	0,27	127	6,5
59	Сталь 50	Б83	0,0055	50,805 -0,02	40,005 -0,02	0,028... 0,058	0,026... 0,059	5,3	12,1	6,0	12,8	0,034	0,315	0,576	0,220	0,405	0,25	0,37	0,16	0,24	121	7,1
60	В4	БТ	0,007	69,999 -0,015	49,991 -0,014	0,009... 0,047	0,015... 0,042	5,8	12,6	6,6	13,3	0,029	0,385	0,761	0,216	0,452	0,22	0,34	0,14	0,23	94	5,6

Учебное издание

Составители:

*Богданович Александр Вальдемарович
Монтик Сергей Владимирович
Головченко Юрий Анатольевич*

Методические указания

к выполнению практических работ по дисциплине
«Основы трибофатики»

**ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ
«КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ»**

Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор Строчак Т.В.
Компьютерная верстка: Боровикова Е.А.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано к печати 2.10.2008 г. Формат 60x84 1/16 Бумага «Снегурочка». Усл. п.л. 3,7.
Уч.-изд. л. 4,0. Заказ N 968. Тираж 100 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет».
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.