

## МАШИНОВЕДЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 539.43

### ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ РАЗРУШЕНИЮ КОРЕННЫХ И ШАТУННЫХ ШЕЕК КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН ПО КРИТЕРИЯМ ТРИБОФАТИКИ

канд. техн. наук *О.М. ЕЛОВОЙ*, д-р техн. наук *А.В. БОГДАНОВИЧ*  
(Институт механики и надежности машин НАН Беларуси, Минск)

*Выполнена оценка характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям коренных и шатунных шеек нового и восстановленного коленчатых валов двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130 по данным эксплуатационных наблюдений. Построены кривые фрикционной и фрикционно-механической усталости и интенсивности изнашивания шеек. Показано влияние циклических изгибных напряжений и способа восстановления шеек коленчатых валов на их сопротивление разрушению.*

Циклический характер механических 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]. Однако лишь в последние годы пришло понимание того, 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 [6] должны учитывать такое взаимодействие.

Ниже выполнена оценка характеристик сопротивления разрушению коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130. Они являются элементами типичной силовой системы двигателя мобильной машины – «шейка коленчатого вала – подшипник скольжения». Эта силовая система лимитирует надежность двигателя самого массового в недавнем прошлом грузового автомобиля, для которого имеются опубликованные в технической литературе необходимые статистические данные о его эксплуатационной надежности.

По данным [8], где систематизированы повреждения вкладышей подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 и приведен анализ нагруженности его шеек, чаще всего повреждаются вкладыши четвертых коренной и шатунной шеек, и эти же шейки являются наиболее нагруженными. Поэтому для анализа примем силовую систему «шейка – вкладыш» последнего, четвертого, кривошипа.

Рассмотрим вначале 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  $(v_i)_{cp} = 0,193$  мкм/1000 км пробега [9]. Будем считать, что этот темп износа отвечает среднему давлению на шейку в подшипнике  $p = p_{cp} = 3,6$  МПа (значение  $p_{cp}$  установлено расчетом по данным индикаторной диаграммы двигателя при реализации максимального вращающего момента и частоте вращения вала  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>). Предельно допустимый же износ коренной шейки  $i_{h\text{ пред.}} = 0,07$  мм [10]. Значит, пробег автомобиля до момента, когда износ достигнет величины  $i_{h\text{ пред.}}$ , составит

$$L_1 = \frac{i_{h\text{ пред.}}}{v_i} = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,193 \cdot 10^{-3}} = 3,63 \cdot 10^5 \text{ (км)}. \quad (1)$$

Переведем пробег в число циклов. Используем для этого предложенный академиком Е.А. Чудаковым параметр оборотности двигателя  $\xi$ , который показывает, сколько оборотов сделает коленчатый вал двигателя на 1 км пути. Исследования технических параметров двигателей грузовых автомобилей, выполненных в различных условиях эксплуатации [11], показали, что для грузовых автомобилей средней грузоподъемности (к которым относится и ЗИЛ-130) параметр оборотности в среднем составляет  $\xi \approx 2710$  об/км. Примем, что один цикл соответствует двум оборотам ( $\alpha = 720^\circ$ ) коленчатого вала. Значит, число циклов до достижения предельного износа

$$N_\tau = L_1 \xi^{1/2}, \text{ цикл.}, \quad (2)$$

т.е.

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

Как следует из результатов наблюдений [9], максимальный износ шеек при пробеге 200 тыс. км составляет  $i_{h \text{ пред}} = 0,134$  мм, что соответствует среднему темпу износа  $(v_i)_{\text{ср}} = 134/200 = 0,67$  мкм/1000 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.  $p = p_{\text{max}} = 11,5$  МПа (также установлено расчетом по индикаторной диаграмме двигателя при реализации максимального вращающего момента и частоте вращения вала  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>). 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:

$$I = i_h / L_s, \quad (3)$$

где  $L_s = 2\pi r_{\text{ш}} \cdot 2N_{\tau} = 2\pi d_{\text{ш}} N_{\tau}$  – путь трения;  $r_{\text{ш}}$  и  $d_{\text{ш}}$  – радиус и диаметр шейки соответственно ( $d_{\text{ш}} = 75$  мм), 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 интенсивности изнашивания шейки  $I$  согласуются с данными по интенсивности изнашивания шеек коленчатых валов грузовых автомобилей средней грузоподъемности [12].

Рассмотрим коренные шейки восстановленных коленчатых валов.

Коленчатые валы ЗИЛ-130 с износом шеек, превышающим допустимый, обычно восстанавливали наплавкой с последующей механической обработкой на специализированных ремонтных предприятиях. С этой целью разработано несколько технологических процессов восстановления шеек, отличающихся наплавочными материалами, режимами наплавки и последующей термообработкой. 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. В числе наиболее прогрессивных технологий применялись:

- дуговая широкослойная наплавка порошковой проволокой ПП-Нп 40Х4Г2СМНТФ (совместная разработка ГосавтотрансНИИпроект НПО «Автотранспорт» и ИЭС им. Е.О. Патона);
- 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.

Нами выполнено исследование износостойкости и сопротивления усталости коленчатых валов, восстановленных по обеим технологиям, результатами которого воспользуемся при оценке надежности отремонтированных валов [13].

Согласно [13], 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, пробег и числа циклов до наступления предельно допустимого износа  $i_{h \text{ пред}} = 0,07$  мм для коренных шеек такого коленчатого вала будут:

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

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

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

Соответствующие интенсивности изнашивания:

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

Для коренных шеек, восстановленных по технологии II, средний и максимальный темпы износа равны [13]:  $v_{i\text{ ср}} = 1,29$  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:

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

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

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

а интенсивности изнашивания

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 7,24 \cdot 10^7} = 2,05 \cdot 10^{-12}; \quad I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 3,81 \cdot 10^7} = 3,9 \cdot 10^{-12}.$$

Построим кривые фрикционной усталости коренных шеек и оценим их параметры. Как известно [14 – 16], 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 в контакте  $p$  на коэффициент трения скольжения  $f$ :

$$\tau_w = pf. \tag{4}$$

Согласно данным [17], для высококоольвянистого подшипникового сплава (которым покрыты рабочие поверхности вкладышей подшипника скольжения) при трении о Сталь 45 в условиях жидкостной смазки (моторное масло) при рабочей температуре двигателя 80...90 °С 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 значение  $p_{\text{ср}}$  нормального давления на шейку за цикл сохраняется постоянным, то имеет место средний темп износа  $v_{i\text{ ср}}$ , а если действует (условно) постоянно наибольшее давление  $p_{\text{max}}$  на шейку, то ему отвечает максимальный темп износа  $v_{i\text{ max}}$ .

Фрикционная долговечность  $N_{\tau}$  – это число циклов до достижения предельного состояния по износу, т.е. до достижения  $h_{\text{пред}}$ .

В нашем случае для действующих в подшипнике фрикционных напряжений

$$\tau_{w1} = fp_{\text{ср}} = 0,006 \cdot 3,6 = 0,0216 \text{ (МПа)}$$

и

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

значения фрикционных долговечностей  $N_{\tau 1}$  и  $N_{\tau 2}$  для нового и восстановленного по технологиям I и II коленчатых валов вычислены выше. 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  $(N_{\tau 2}; \tau_{w2})$  – (рис. 1), через которые проводим прямые линии. Полученные линии и представляют собой кривые фрикционной усталости коренных шеек нового и восстановленных коленчатых валов.

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

$$m_{\tau} = \frac{\lg N_{\tau 1} - \lg N_{\tau 2}}{\lg \tau_{w2} - \lg \tau_{w1}}. \tag{5}$$

Вычисленные по (5) значения  $m_{\tau}$  для шеек нового и восстановленного коленчатых валов приведены в таблице.

Для оценки предельного фрикционного напряжения – предела ограниченной фрикционной усталости  $\tau_{fN}$  – необходимо выбрать долговечность, на которой определяется  $\tau_{fN}$ .

По данным [18], средний ресурс двигателя ЗИЛ-130 до первого капитального ремонта (КР) равен  $L_{\text{к.р.}} = 304$  тыс. км. К этому моменту ремонтные воздействия требуются не только для коленчатого вала с подшипниками, но и для деталей цилиндропоршневой группы, а также базовых деталей двигателя (блок, головка цилиндров и др.). Поэтому выберем величину  $L_{\text{к.р.}}$  для оценки значений  $\tau_{fN}$ . Переведем  $L_{\text{к.р.}}$  в число циклов:

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

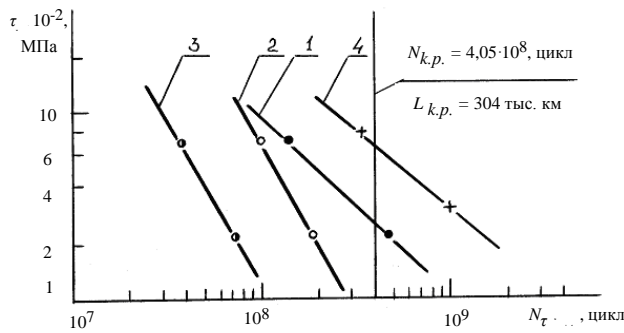


Рис. 1. Расчетно-экспериментальные кривые фрикционной усталости коренных (1 – 3) и шатунных (4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, построенные по критерию  $i_{пред} = 0,07$  мм (1 – 3) и  $i_{пред} = 0,04$  мм (4): нового (1, 4) и восстановленного по технологии I (2) и II (3)

Характеристики сопротивления разрушению коренных и шатунных шеек нового и восстановленных коленчатых валов

Шейка коленчатого вала	Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
		нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
Коренная	$\tau_{fN}$ , МПа	$2,59 \cdot 10^{-2}$	$4,92 \cdot 10^{-3}$	$9,6 \cdot 10^{-4}$
	$m_\tau$	1,076	0,530	0,553
Шатунная	$\tau_{f\sigma N}$ , МПа	$6,5 \cdot 10^{-2}$	$7,22 \cdot 10^{-3}$	$1,48 \cdot 10^{-3}$
	$m_{\tau\sigma}$	1,12	0,530	0,553

На рисунке 1 линия  $N_{к.р.} = 4,05 \cdot 10^8$  цикл. = const проведена. Из уравнения кривой фрикционной усталости

$$N_\tau = \tau_{fN}^{m_\tau} \cdot N_{\tau_f} / \tau_w^{m_\tau}, \quad (6)$$

где в нашем случае  $N_{\tau_f} = N_{к.р.}$ .

Выразим предел ограниченной фрикционной усталости:

$$\tau_{fN} = \tau_w \cdot (N_\tau / N_{к.р.})^{1/m_\tau}. \quad (7)$$

Подставляя теперь координаты одной из точек кривой усталости, например ( $N_{\tau_1}$ ;  $\tau_{w1}$ ) в (7), найдем значения величины  $\tau_{fN}$  для шеек нового и восстановленных коленчатых валов (см. таблицу).

Рассмотрим шатунные шейки коленчатого вала. В соответствии с опытными данными [9] средний темп износа шатунных шеек нового коленчатого вала равен  $v_{иср} = 0,056$  мкм/1000 км, а максимальный  $v_{imax} = 0,16$  мкм/1000 км; предельно допустимый износ шеек  $i_{h пред} = 0,04$  мм.

Найдем долговечность (в километрах и в числе циклов) шейки для каждого из темпов износа:

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

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

Примем условно, как и для коренных шеек, что средний темп износа  $v_{иср}$  шатунных шеек соответствует среднему выборочному значению нормального давления в подшипнике  $p_{ср} = 5,0$  МПа, а максимальный темп износа  $v_{imax}$  – наибольшему давлению  $p_{max} = 12,6$  МПа за цикл двигателя (значения  $p_{ср}$  и  $p_{max}$  установлены расчетным методом по данным индикаторной диаграммы двигателя при реализации максимального вращающего момента и частоте вращения вала  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>).

Обратим 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 соответ-

ствующих 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) [8], 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 [10] 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 [19]: 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 [14, 15]) и может вести к повышению работоспособности вала по критерию сопротивления усталости (так называемый прямой эффект [14, 15])

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

Итак, по формуле (3) 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:

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

Вычислим значения параметров кривая фрикционно-механической усталости для шатунных шеек (см. рис. 1):

- показатель наклона

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

- предел ограниченной фрикционно-механической усталости на базе  $N_{к.р.} = 4,05 \cdot 10^8$  цикл.:

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

Рисунок 2 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 1 и 2, сопротивление изнашиванию шатунных шеек значительно выше, чем коренных, как у нового, так и у восстановленных коленчатых валов.

К сожалению, в работе [13] 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  $\tau_{fN}$  и показатели наклона  $m_{\tau}$  кривых фрикционной усталости коренных шеек тех же валов во столько же раз, как и для нового коленчатого вала.

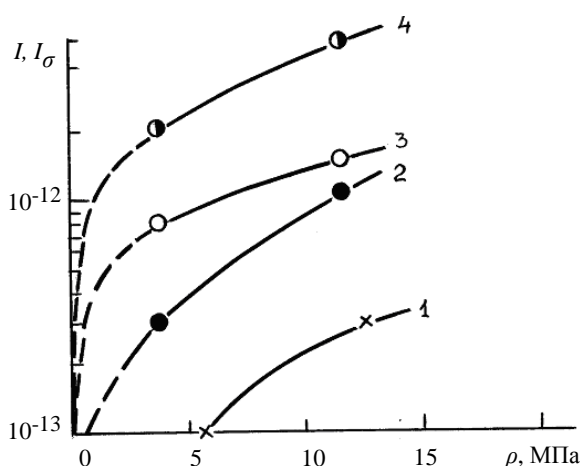


Рис. 2. Влияние среднего давления в подшипнике на интенсивность изнашивания шатунных (1) и коренных (2 – 4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1, 2) и восстановленного по технологии I (3) и II (4)

Пересчитаем предельные напряжения для коренных шеек, учитывая, что предельно допустимые износы для коренных и шатунных шеек отличаются. Подставив в формулы для долговечности  $N_\tau$  коренных шеек нового и восстановленных валов значение  $i_{h \text{ пред.}} = 0,04$  мм, определим эти величины, затем, имея в виду, что показатели  $m_\tau$  наклона кривых усталости остаются неизменными, найдем значения  $\tau_{fN}$ , 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, 20, 21], при обратном эффекте между предельными напряжениями при фрикционно-механической усталости и фрикционной усталости ( $\tau_f$  и  $\tau_{f\sigma}$ ) существует взаимосвязь:

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \cdot \varphi_\tau(\sigma), \quad (8)$$

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

$$\varphi_\tau(\sigma) = \sqrt{\frac{1 - \frac{\sigma^2}{\sigma_R^2}}{R_{\sigma,\tau}}}, \quad (9)$$

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;  $\sigma$  и  $\sigma_R$  – амплитудные значения действующего напряжения и предела выносливости.

Сходная по форме зависимость прогнозируется [7, 20, 21] и между соответствующими показателями наклона кривых усталости:

$$m_{\tau\sigma} = m_\tau \cdot \varphi_m(\sigma), \quad (10)$$

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_{WL})}{\lg(\tau_{f\sigma} / \tau_{WL})}; \quad (11)$$

где

$\tau_{WL}$  – 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 (8) и (10), имеем:

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

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:

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

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

### Заключение

Выполнена оценка основных характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям коренных и шатунных шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 по имеющимся литературным эксплуатационным данным.

Показано, что 1) шатунные шейки в эксплуатации обнаруживают существенно более высокие предельные напряжения (предел ограниченной выносливости  $\tau_{f\sigma N}$ ), чем коренные (полученные данные свидетельствуют о более чем двукратной разнице – см. таблицу), при этом наклон кривых усталости у коренных и шатунных шеек приблизительно одинаков (см. таблицу и рис. 1); 2) восстановление коленчатого вала по технологиям I и II не обеспечивает требуемого уровня сопротивления износоусталостным повреждениям коренных и шатунных шеек – происходит значительное снижение предельных напряжений (см. таблицу, рис. 1) и повышение интенсивности изнашивания (см. рис. 2).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. – М.: Машиностроение, 1990.
2. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин: Учеб. пособие для машиностр. спец. вузов. – М.: Высшая школа, 1991.
3. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978.
4. Лукинский В.С., Зайцев Е.И. Прогнозирование надежности автомобилей. – Л.: Политехника, 1991.
5. Сосновский Л.А., Махутов Н.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности. – Москва-Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», ФЦНТП ПП «Безопасность», 2000.
6. Сосновский Л.А. Комплексная оценка надежности силовых систем по критериям сопротивления усталости и износостойкости (основы трибофатики): Метод. указания для студ. вузов. – Гомель: БелИИЖТ, 1988.
7. Износоусталостные повреждения и их прогнозирование (трибофатика) / Науч. ред. Л.А. Сосновский. – Гомель, Киев, Москва, Ухань, 2001.
8. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В.Н. Прокопьев, В.В. Иванов, Э.Р. Рунг, Г.Н. Волченко // Автомобильная промышленность. – 1974. – № 6. – С. 6 – 8.
9. Муравьев В.Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130 // Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля: Сб. / НИИавтопром. – М., 1969. – Вып. 3. – С. 28 – 80.
10. Исавнин Г.С. Подшипники скольжения автомобильных двигателей. Обзор. – М., 1969.
11. Индикт Е.А., Галицкий А.В., Дрибинский Г.Л. Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации // Автомобильная промышленность. – 1978. – № 11. – С. 7 – 10.
12. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977.
13. Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой / В.А. Какуевичкий, В.П. Шимановский, В.Г. Прилипков, И.П. Трубачев // Сварочное производство. – 1989. – № 11. – С. 10 – 12.
14. СТБ 994-95. Трибофатика. Термины и определения. – Мн.: Белстандарт, 1996.
15. ГОСТ 30638-99. Трибофатика. Термины и определения. – Мн.: Межгосуд. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 1999.
16. Махутов Н.А., Сосновский Л.А., Марченко А.В. О построении кривой фрикционной усталости // Заводская лаборатория. – 1998. – № 12. – С. 37 – 39.
17. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2 кн. / Под ред. И.В. Крагельского. – М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1.
18. Дюмин И.Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей. – М.: Транспорт, 1987.
19. Липкинд А.Г., Гринберг П.И., Ильин А.И. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130. – М.: Транспорт, 1978.
20. Сосновский Л.А. Основы трибофатики: Учеб. пособие для студ. вузов: В 2 ч. – Гомель: БелГУТ, 2003.
21. 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.