

УДК 621.01:539.4.001.2(075.8)

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Гоц А.Н.

ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет имени Александра Григорьевича
и Николая Григорьевича Столетовых», Владимир, e-mail: hotz@mail.ru

Показано, что в условиях эксплуатации поломки коленчатых валов поршневых двигателей происходят из-за усталостных разрушений по сечению щеки кривошипа. Для прогнозирования долговечности коленчатых валов предлагается методика, в которой используются результаты экспериментальных исследований на специально сконструированном стенде, а также результаты нагружения шеек коленчатого вала в условиях эксплуатации. Поскольку наиболее просто вычислить при экспериментальных исследованиях изгибающие моменты, то вместо напряжений используется их значение в качестве критерия для определения пределов выносливости с использованием детерминированной модели нагружения. Приведены зависимости для расчета вероятности отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения.

Ключевые слова: коленчатый вал, усталостная прочность, циклы нагружения, кривые выносливости, долговечность

FORECASTING OF DURABILITY CRANKSHAFT OF THE PISTON ENGINE

Gots A.N.

Vladimir state university of a name of Alexander Grigorjevich and Nikolay Grigorjevich Stoletovyh,
Vladimir, e-mail: hotz@mail.ru

It is shown, that in operation of breakage of cranked shaft of piston engines occur because of fatigue failures on section of a cheek of a crank. For forecasting durability of cranked shaft the technique in which results of experimental researches at specially designed stand are used, and also results loading a neck crankshaft in operation is offered. As most simply to calculate at experimental researches bending moments instead of pressure their value is used as criterion for definition of limits of endurance with use of the determined model loading. Dependences for calculation probability of refusal of a cranked shaft because of fatigue failure are resulted.

Keywords: a crankshaft, fatigue durability, cycles loading, curves of endurance, durability

Нагрузка на коленчатый вал поршневого двигателя в условиях эксплуатации, как правило, носит случайный характер, так как большую часть времени двигателя эксплуатируются на неустановившихся режимах. Кроме того, характеристики сопротивления усталости материалов, из которых изготавливаются коленчатые валы, также являются случайными величинами. Поэтому трактовка условий прочности должна основываться на вероятностных представлениях [1].

Анализ результатов разрушения коленчатых валов в условиях эксплуатации свидетельствует, что наибольшее их количество происходит по щеке с зарождением усталостной трещины в галтели сопряжения шатунной шейки и щеки в плоскости кривошипа. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях. Так, например, из 100 обследованных поломок коленчатого вала дизеля 4Ч 13/14 более 90 из них произошло по щёкам из-за появления усталостных трещин в галтелях. Аналогичные исследования, проведённые в Краковском институте материаловедения и технологии металлов [2], показали, что по этой же причине произошла поломка коленчатых валов тракторных ДВС в 85 случаях из 100 (из-за изломов щёк по перекрытию). Дело в том, что зарождение трещины

в галтелях в сечении перехода от шатунной шейки к щеке возникают максимальные напряжения не только при изгибе, но и при кручении. На рис. 1 и 2 приведены графики эффективных коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении с учетом влияния абсолютных размеров сечения $(K_{\sigma})_д = K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ и $(K_{\tau})_д = K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$ в зависимости от отношения радиуса галтели к толщине щеки h или диаметру шейки d . Здесь K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; ε_{σ} и ε_{τ} – коэффициенты влияния абсолютных размеров также при изгибе и кручении.

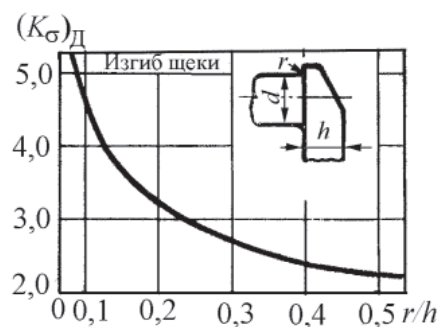


Рис. 1. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при изгибе щеки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

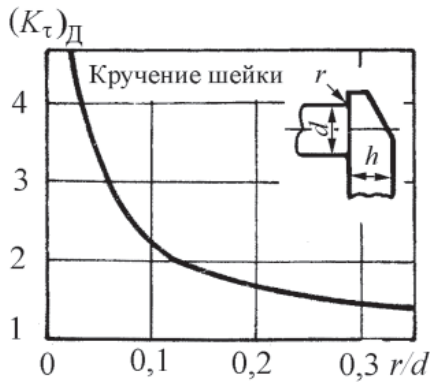


Рис. 2. Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для коленчатых валов при кручении шейки с учетом влияния абсолютных размеров сечения

Для расчета коэффициентов предложены модели [3]:

$$(K_{\sigma})_{\text{Д}} = 1,6878 \cdot [(r/h) - 0,05338]^{-0,3333}$$

и

$$(K_{\tau})_{\text{Д}} = 0,4599 \cdot 3,1207^{(r/d)} (r/d)^{-0,6487}$$

Полочки при кручении часто начинают с трещин, возникающих в зоне отверстия для смазки шейки вала или в зоне галтелей из-за крутильных колебаний. В этих случаях разрушение проходит по сечению шейки.

Усталостная долговечность коленчатого вала измеряется числом циклов нагружения

до появления трещины определённого размера или полного разрушения. Так как поломки в условиях эксплуатации происходят, в основном от действия циклического переменного изгибающего момента, то этот принцип заложен в машине для усталостных испытаний, схема которой показана на рис. 3 [4, 5].

Машина состоит из станины 1, на которую через упругие пружины 2 устанавливается на крайние коренные шейки коленчатый вал 3. На тех же шейках устанавливают маятники 4, один конец которых жёстко крепится на шейках, а на противоположных концах маятников для создания циклических знакопеременных нагрузок устанавливают два инерционных (дисбалансных) вибратора 5, вращающихся с одинаковой угловой скоростью ω и создающих в горизонтальной плоскости две равные силы P . Неуравновешенную силу груза (см. рис. 1) $P = m r \omega^2 \sin \varphi$ (m – масса неуравновешенного груза вибратора, r и ω – радиус и частота его вращения, $\varphi = \omega t$ – угол поворота при вращении груза m от вертикальной оси Y , t – текущее время) разложим на две составляющие. При этом сила $P \cdot \cos \varphi$ уравновешивается аналогичной составляющей от верхнего груза, а силы $2P \cdot \sin \varphi$ от вибраторов слева и справа создают на конце маятника 4 равные и противоположно направленные силы. Таким образом, коленчатый вал нагружен чистым изгибом по симметричному циклу с моментом $M_{\text{изг}} = 2Pl \sin \varphi$, где l – длина маятника.

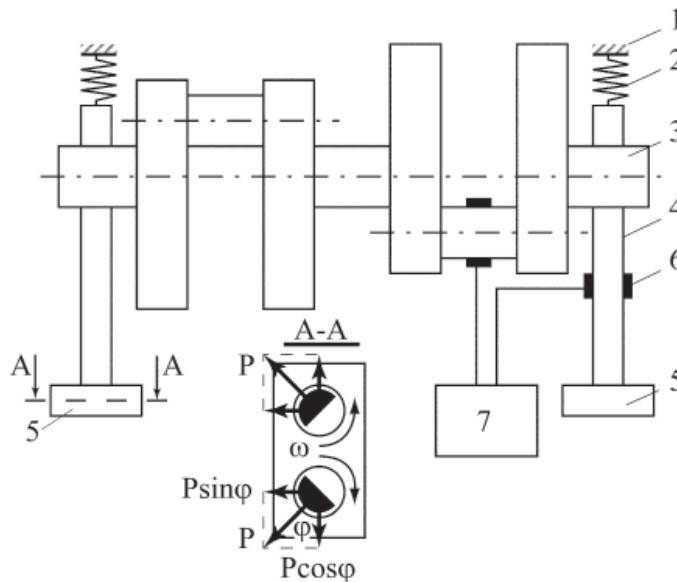


Рис. 3. Схема испытательной машины

Для контроля нагружения коленчатого вала на шатунные шейки в плоскости сечения первого кривошипа наклеивались тензорезисторы 6, которые подключались к контрольно-измерительной аппаратуре 7.

Перед началом испытаний проводилась градуировка тензорезисторов, наклеенных на шейки коленчатого вала, для чего к обоим концам маятников 4 прикладывалась статическая нагрузка P . Стенд для граду-

ировки тензорезисторов состоял из жёсткой рамы, опор в виде призм, гидравлического домкрата и динамометра сжатия ДОСМ-3 [6].

Появление и рост усталостной трещины в испытываемом колене коленчатого вала регистрировались по возрастанию величины сигнала, поступающего от тензорезисторов на контрольно-измерительную аппаратуру. Появление трещины в сечении коленчатого вала снижает частоту его собственных колебаний ω_c . Поскольку испытания проводились в зарезонансном режиме, то снижение ω_c приближало её к частоте вынужденных колебаний ω и амплитуда колебаний увеличивалась. Испытания прекращались, если она увеличивалась на 15% от первоначального значения.

Коленчатый вал может быть установлен в испытательной машине так, что нагружаются одновременно все кривошипы или каждый кривошип в отдельности (см. рис. 3). Величина изгибающего момента, действующего в испытываемом колене, контролируется непрерывно на протяжении всего времени испытаний. Изменение амплитуды колебаний свидетельствует о появлении усталостной трещины в испытываемом колене коленчатого вала. Привод вибратора 5 осуществлялся от балансирной машины.

При нагружении каждого кривошипа чистым изгибом в его плоскости с моментом $M_{изг}$ разрушение должно произойти по сечению наименьшей жесткости – от галтели сопряжения шатунной шейки со щекой с выходом на галтель сопряжения коренной шейки и щеки.

Для получения кривой выносливости в логарифмических координатах $\lg N - \lg M_{max}$ (рис. 4) (N – число циклов нагружения до разрушения коленчатого вала; M_{max} – максимальное значение изгибающего момента, он же равен амплитудному значению, так как изгиб происходит по симметричному циклу) необходимо провести испытания коленчатого вала не менее чем на трёх уровнях нагружения, что позволит определить значение M_{max0} в точке перелома усталостной кривой при числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$. В данном случае в качестве детерминированной модели усталостной долговечности для коленчатого вала принимается зависимость [1]:

$$M_{maxi}^m \bar{N}_i = C, \quad (1)$$

где M_{maxi} – амплитуда или максимальный изгибающий момент при действии переменных напряжений; \bar{N}_i – среднее число циклов до разрушения; C и m – параметры элемента конструкции, зависящие от материала, технологии изготовления и ряда других факторов.

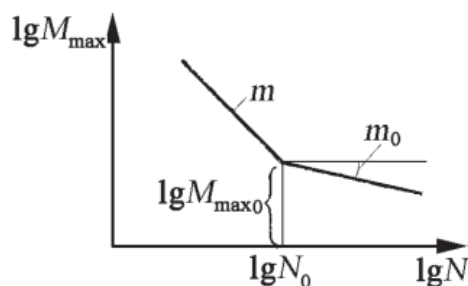


Рис. 4. Кривая выносливости в логарифмических координатах

По данным экспериментальных исследований [1] для коленчатого вала, изготовленного из стали 45X, дизеля Д-144 значения $m = 5,93$ и $C = 6,14 \cdot 10^{16}$.

Для определения ресурса коленчатого вала в часах предположим, что за время t_i работы двигателя в условиях эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_{maxi} и угловой скоростью вращения вала ω_i в течение всего срока службы (до разрушения) T , на него будет произведено n_i циклов нагружения, которое для четырехтактных двигателей равно:

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (2)$$

где $t_i = f_i T$; f_i – плотность вероятности работы на данном режиме.

Из уравнения (1) кривых выносливости $\lg N - \lg M_{max}$ коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения, из равенства $M_{maxi}^m N_i = M_{max0}^m N_0$:

$$N_i = \left(\frac{M_{max0}}{M_{maxi}} \right)^m N_0, \quad (3)$$

где M_{maxi} – амплитуда максимального изгибающего момента при i -м режиме нагружения.

Таким образом, за время t_i коленчатым валом будет накоплена определенная мера повреждения:

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900\omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{max0}}{M_{maxi}} \right)^m \cdot N_0}. \quad (4)$$

Согласно скорректированной линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение вала произойдет тогда, когда сумма накопленных повреждений будет равна:

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = \frac{900T}{\pi N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{maxi}}{M_{max0}} \right)^m = a_p, \quad (5)$$

где k – режимы работы двигателя в условиях эксплуатации.

Следуя [7, 8] и учитывая, что напряжения заменены предельными изгибающими моментами, величина a_p при стендовых ускоренных испытаниях [1] определяется также по формуле

$$a_p = \frac{\zeta M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}{M_{\max i} - 0,5 M_{\max 0}}; \quad (6)$$

$$\zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m} \quad (M_{\max i} > 0,5 M_{\max 0}), \quad (7)$$

где $v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{ai}$ – общее число циклов нагружения; v_{ai} – число циклов повторения амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

$$a_p = \zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m}, \quad (8)$$

где суммирование распространяется по всем амплитудам нагружения без отбрасывания малых амплитуд.

Согласно линейной гипотезе накопления усталостных повреждений, разрушение коленчатого вала произойдет тогда, когда $a_p = 1$.

Из выражения (4) может быть найдена долговечность коленчатого вала по условию усталостного сопротивления:

$$T = \frac{\pi N_0 a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \right)^m}. \quad (9)$$

Следовательно, для прогнозирования долговечности коленчатого вала необходимо располагать информацией о пределе усталостной прочности $M_{\max 0}$, вероятностно-статистической нагруженности f_i двигателей в условиях эксплуатации, а также нагрузками $M_{\max i}$ на коленчатый вал.

Зависимость между уровнем максимального изгибающего момента $M_{\max i}$ и числом циклов нагружения N_i до разрушения даже при самом строгом соблюдении идентичности испытаний коленчатых валов на усталостную прочность в силу неоднородности самого материала имеет ярко выраженный случайный характер. Чтобы учесть это обстоятельство, надо положить, что параметры кривой усталости – случайные величины, подчиняющиеся некоторым статистическим распределениям. В связи с этим долговечность коленчатого вала будет определяться выражением

$$T = \bar{T} \chi^m,$$

где \bar{T} – средняя долговечность коленчатого вала, вычисляемая по формуле (9); χ – случайный параметр, плотность распределения которого имеет вид:

$$f(\chi) = \frac{1}{v(1-\varepsilon)} \left(\frac{\chi-\varepsilon}{1-\varepsilon} \right)^{1/v} \exp \left[- \left(\frac{\chi-\varepsilon}{1-\varepsilon} \right)^{1/v} \right],$$

где v – коэффициент вариации; $\varepsilon = 0,6$ – доля от среднего предела усталости $M_{\max 0}$, ниже которого не происходит накопление усталостных повреждений.

С учетом указанных факторов вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения за время работы T определяется из выражения

$$F(T) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(T/\bar{T}) - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] \right\}. \quad (10)$$

Разработанная методика прогнозирования долговечности коленчатого вала предусматривает выполнение следующих этапов работ: экспериментально определяется предел выносливости коленчатого вала $M_{\max 0}$, а по данным обработки условий нагруженности коленчатого вала в эксплуатации – величин $M_{\max i}$ и число блоков нагружения; по формуле (9) вычисляется средняя долговечность \bar{T} ; по формуле (10) при заданном ресурсе T находится вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения.

Список литературы

1. Гоц А.Н. Научные основы расчета и ускоренных испытаний деталей кривошипно-шатунного механизма тракторных дизелей на стадии проектирования: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Владимир, 2004. – 32 с.
2. Burok S. Przyczyny pekania walow korbowych silnikow spalinowych // Motoryzacja. – 1982. – Т. 37, № 2. – С. 51–55.
3. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Владимир: Изд-во Владим. гос. ун-та, 2011. – 140 с.
4. Гоц А.Н. Способ испытания коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания // Дизельные двигатели: сб. докладов V национальной науч.-техн. конф. Т. 2. ФНТО Болгарии. – Варна, 1989. – С. 580–585.
5. Gots A.N. Modeling Maximum Cycle Pressure at Design Stage // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 220–223.
6. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 23–25.
7. Гоц А.Н. Метод расчета коленчатого вала по данным усталостных испытаний // Транспорт, экология – устойчиво развитие: Доклады XII научно-техническа конференция с международно участие. – Варна: Изд-во ТУ, 2006. – Т. 13. – С. 223–227.
8. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.

Рецензенты:

Гаврилов А.А., д.т.н., профессор, профессор кафедры «Тепловые двигатели и энергетические установки» ФГБОУ ВПО «Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых» Министерства образования и науки, г. Владимир;

Кульчицкий А.Р., д.т.н., профессор, зам. главного конструктора по испытаниям ООО «Владимирский моторно-тракторный завод», г. Владимир.

Работа поступила в редакцию 09.12.2011.