

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Гоц А.Н., Эфрос В.В.
Владимирский ГУ, г. Владимир

Предлагается методика прогнозирования долговечности коленчатого вала поршневого двигателя, основанная на вероятностных представлениях. Рассмотрен принцип испытания коленчатого вала с определением величины изгибающего момента, который наиболее просто вычисляется при испытаниях.

Как известно, нагрузка на коленчатый вал поршневого двигателя в условиях эксплуатации носит, как правило, 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 эксплуатации свидетельствует, что наибольшее их количество происходит по щеке с зарождением усталостной трещины в галтели сопряжения шатунной шейки и щеки со стороны перекрытия. Основной причиной таких поломок является высокая концентрация напряжений в галтелях из-за их малого радиуса или подрезов при обработке. Так, например, из 100 обследованных поломок коленчатого вала дизеля 4С13/14 более 90 произошло по щёкам из-за появления усталостных трещин в галтелях. Аналогичные исследования, проведённые в Краковском институте материаловедения и технологии металлов [2], показали, что причиной выхода из строя коленчатых валов тракторных ДВС в 85 случаях из 100 являлись изломы щёк по перекрытию из-за усталостных трещин в галтелях как следствия высокой концентрации напряжений в них.

Поломки при кручении часто начинаются 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 эксплуатации происходят в основном от действия циклического переменного изгибающего момента, то этот принцип заложен в машине для усталостных испытаний, схема которой показана на рис. 1 [3].

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 закрепля-

ется 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 (рис. 1) $P = mr\omega^2 \sin\varphi$ (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 $P \cdot \cos\varphi$ уравновешивается аналогичной составляющей от верхнего груза, а силы $2P \cdot \sin\varphi$ от каждого вибратора (слева и справа) создают равные и противоположно направленные силы. Таким образом, коленчатый вал нагружен чистым изгибом по симметричному циклу с моментом $M_{\text{сж}} = 2Pl \sin\varphi$, где l – длина маятника.

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 градуировки тензорезисторов состоял из жёсткой рамы, опор в виде призм, гидравлического домкрата и динамометра сжатия ДОСМ-3 [4].

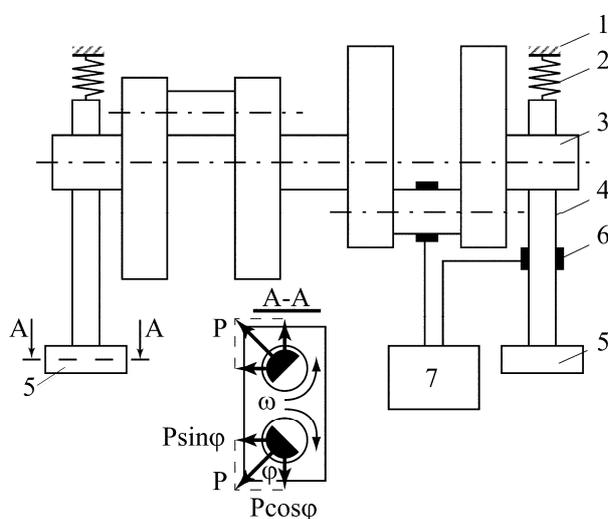


Схема испытательной машины

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 резонансном 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 (рис. 1). 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 $M_{\text{изг}}$ 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 $\lg N - \lg M_{\text{max}}$ (N – число циклов нагружения до разрушения коленчатого вала; M_{max} – максимальное значение изгибающего момента) необходимо провести испытания коленчатого вала не менее, чем на трех уровнях нагружения, что позволит определить значение $M_{\text{max}0}$ в точке перелома усталостной кривой при числе циклов $N_0 = 10^6 \dots 10^7$.

Для определения ресурса коленчатого вала в часах предположим, что за время t_i работы двигателя в эксплуатации на одном из режимов, характеризуемом величиной крутящего момента M_i 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

$$n_i = \frac{30\omega_i}{2\pi} 60t_i = \frac{900\omega_i}{\pi} f_i T, \quad (1)$$

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

Из уравнения кривых выносливости $\lg N - \lg M_{\text{max}}$ коленчатого вала определяем количество циклов нагружения, необходимое для его разрушения

$$N_i = \left(\frac{M_{\text{max}0}}{M_{\text{max}i}} \right)^m N_0, \quad (2)$$

где m – показатель наклона кривой усталости в логарифмических координатах ($m = ctg\alpha$); α – угол наклона левой ветви усталости; $M_{\text{max}i}$ – амплитуда максимального изгибающего момента при i -ом режиме нагружения.

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

$$\frac{n_i}{N_i} = \frac{900\omega_i f_i T}{\pi \left(\frac{M_{\text{max}0}}{M_{\text{max}i}} \right)^m \cdot N_0}. \quad (3)$$

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

$$\sum_{i=1}^{i=k} \frac{n_i}{N_i} = \frac{900T}{\pi N_0} \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \right)^m = a_p, \quad (4)$$

где k – режимы работы двигателя в эксплуатации.

Следуя [5] и, учитывая, что напряжения заменены предельными изгибающими моментами, величина a_p при стендовых ускоренных испытаниях [1] определяется также по формуле:

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

$$\zeta = \sum \frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \cdot \frac{v_{ai}}{v_m} \quad (M_{\max i} > 0,5 M_{\max 0}); \quad (6)$$

$$v_m = \sum_{i=1}^{i=k} v_{ai} - \text{общее число циклов нагружения; } v_{ai} - \text{число циклов}$$

повторения амплитуд $M_{\max i}$ в блоке нагружения.

При использовании ограниченного предела выносливости следует полагать:

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

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

$$T = \frac{\pi N_0 a_p}{900 \sum_{i=1}^{i=k} \omega_i f_i \left(\frac{M_{\max i}}{M_{\max 0}} \right)^m}. \quad (8)$$

Следовательно, для прогнозирования долговечности коленчатого вала необходимо располагать информацией о пределе усталостной прочности $M_{\max 0}$, вероятностно-статистической загруженности f_i двигателей в 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, подчи-

няющиеся некоторым статистическим распределением. 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 (8); 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

$$F(T) = 1 - \exp \left\{ - \left[\frac{(T/\bar{T}) - \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right] \right\}. \quad (9)$$

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 (8) вычисляется средняя долговечность \bar{T} ; по формуле (9) при заданном ресурсе T находится вероятность отказа коленчатого вала из-за усталостного разрушения.

ЛИТЕРАТУРА

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 pекania walow korbowych silnikow spalinowych. – Motoryzacja, 1982. – Т. 37, № 2. – Р. 51 – 55.
3. Гоц А.Н. Способ испытания коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания // Сб. докладов V национальной научн.-техн. конф. «Дизельные двигатели». Т. 2. ФНТО Болгарии. – Варна, 1989. – С. 580 – 585.
4. Гоц А.Н., Куделя И.Н., Некрасов С.И. Прогнозирование долговечности коленчатых валов ДВС // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000, № 3. – С. 23 – 25.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение. – 1977. – 232 с.