

Оценка остаточного ресурса коленчатых валов дизельных двигателей локомотивов



С. В. Чунин,
канд. техн. наук, заве-
дующий лабораторией
испытаний на уста-
лость АО «Научно-
исследовательский
и конструкторско-
технологический
институт подвижного
состава» (АО «ВНИКИ»),



М. Ю. Балашов,
ведущий инженер
АО «ВНИКИ»,



О. О. Мухин,
канд. техн. наук,
ведущий технолог
Дирекции тяги —
филиала ОАО «РЖД»

Значительное количество дизельных двигателей тепловозов эксплуатируется с наработкой, близкой к назначенному сроку службы, что связано с дефицитом производственных мощностей по изготовлению нового оборудования. Поэтому вопрос продления срока службы дизелей является для железнодорожного и других видов транспорта весьма актуальным.

В соответствии с ГОСТ 32192-2013 «Надежность в железнодорожной технике. Основные понятия. Термины и определения» при достижении назначенного срока службы эксплуатация объекта может продолжаться только после принятия решения о возможности продления данного показателя.

Базовыми элементами дизельного двигателя являются коленчатый вал и блок (остов) дизеля, замена которых требует значительных финансовых затрат. Однако остаточная прочность этих узлов позволяет безопасно их эксплуатировать в течение длительного времени, зачастую выше установленного технической документацией. При этом решение задачи продления и назначения нового срока службы дизельных двигателей требует оценки остаточного ресурса, особенно коленчатого вала как одного из наиболее нагруженных элементов дизеля.

Постановка задачи

В эксплуатации коленчатые валы испытывают нагрузки различного уровня, поэтому для расчетов их долговечности и ресурса составляют суммарный режим нагрузки (блок нагрузок), наиболее полно отражающий нагружение коленчатого вала в эксплуатации. Этот блок представляется в виде ступенчатого распределения амплитуд напряжений, заданного в форме таблиц пары чисел (σ_{ai} , n_i) или плотности вероятностей амплитуд (гистограмма) [1].

Оценку остаточного ресурса или срока службы коленчатых валов предлагается выполнять расчетно-экспериментальными методами в вероятностной постановке. Эти методы в качестве исходных данных используют

результаты исследований по определению циклической долговечности коленчатых валов и уровня эксплуатационной нагруженности.

Представленные методы расчетов служат оценкой остаточного ресурса коленвалов, рассчитываемой на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений в вероятностной постановке, а также путем аналитического представления и решения уравнений кривой усталости [2].

Оценка характеристик сопротивления усталости

С целью оценки характеристик сопротивления усталости коленчатых валов после их длительной эксплуатации, необходимой для определения остаточного ресурса и возможности продления срока их службы, предлагается использовать результаты стендовых испытаний на усталость. Их проводят на специализированном резонансном стенде (рис. 1, 2) при действии изгибающего момента, изменяющегося по симметричному циклу.

Основная часть стенда, представляющая колебательную систему, состоит из двух нагружающих масс 2 и 3 и коленчатого вала 1, являющегося упругим звеном системы. Массы представляют собой одинаковые по форме и весу сварные конструкции, к каждой из которых коленчатый вал через вкладыши 5 крепится крышками 4 за две шейки с помощью шпилек 6. В одной из масс на подшипниках качения 9 смонтирован центробежный вибратор, представляющий собой вал 7 с диском, на котором крепится неуравновешенный груз 8. Привод вибратора осуществлен от электродвигателя 11 через карданный вал 10.

Материал подготовлен с участием
ведущего инженера АО «ВНИКИ»
О. А. Лобачева.

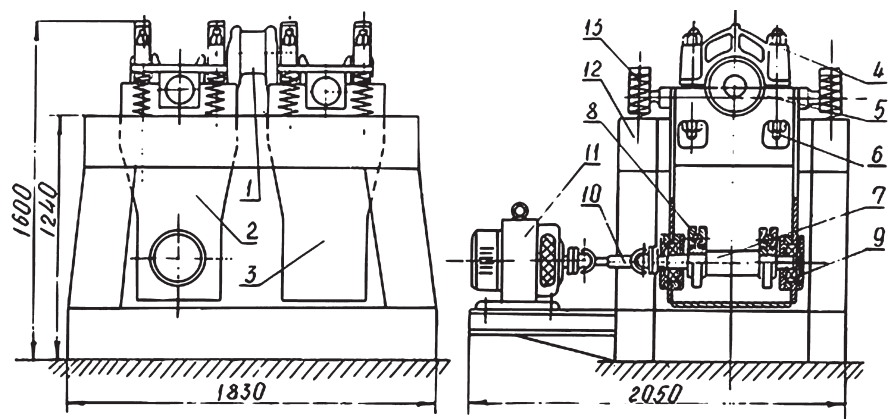


Рис. 1. Схема стенда для испытаний коленчатых валов на усталость при изгибе



Рис. 2. Общий вид коленчатого вала на стенде

С целью устранения передачи колебаний на здание и уменьшение сопротивлений колебаниям системы стенд установлен на станине 12 с помощью восьми винтовых пружин 13.

При вращении вибратора в системе, состоящей из масс и коленчатого вала, возникают колебания, представляющие собой периодический поворот масс относительно их первоначального положения. Таким образом коленчатый вал подвергается воздействию не только изгибающего момента, создаваемого вибратором, но и действию инерционных сил от колеблющихся масс.

Такая схема приложения силовых нагрузок к коленвалу обеспечивает нагружение испытываемого кривошипа на участке между массами практически постоянным изгибающим моментом, изменяющимся синусоидально по симметричному циклу. Изменение амплитуды изгибающего момента на коленчатый вал осуществляется путем регулирования скорости вращения (частоты) вибратора.

Задание требуемых нагрузок и контроль амплитуд напряжений в местах расположения тензорезисторов обеспечивается измерительно-вычислительным комплексом. Тензорезисторы размещают вблизи галтелей шатунных шеек

вала (зона концентрации напряжений и вероятного появления трещины) и в середине образующей шатунной шейки, расположенной в плоскости кривошипа с внутренней стороны колена (вне зоны концентрации напряжений) (рис. 3).

Тензометрирование помогает в определении максимального уровня напряжений в галтели расположенного в вертикальной плоскости кривошипа и условного коэффициента концентрации напряжений в этой зоне как отношения напряжений в галтели к напряжению в шейке. Если образец проходит базу циклов нагружения без появления

видимых усталостных трещин, амплитуду напряжений повышают на 20–50% каждые $2 \cdot 10^6$ – $4 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

При этом регистрируются значения амплитуд напряжений цикла и количество циклов на каждой ступени нагружения до разрушения вала. Полученные результаты используют для построения кривой усталости и определения предела выносливости при 50 и 95 вероятности неразрушения соответственно. Обобщенные результаты испытаний могут быть представлены в виде табл. 1.

Определение предела выносливости

Приведенная амплитуда напряжений для каждой шейки испытанного образца МПа с учетом линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений определяется по формуле [3]

$$\sigma_{r\ i} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_{0j}} \sum_{j=1}^n \sigma_{aj}^m N_j}$$

где N_{0j} — приведенная база испытаний на каждой j -й ступени нагрузки;
 N_j — число циклов, воспринимаемых объектом на каждой j -й ступени нагрузки;
 σ_{aj} — амплитуда напряжения на j -й ступени нагружения, МПа;
 n — число уровней нагружения;
 m — показатель наклона кривой усталости;
 i — условный номер образца.

Результаты расчета значений приведенных амплитуд напряжений приведены в табл. 2.

После анализа полученных данных методом наименьших квадратов определяют коэффициенты уравнения степенной функции (вида), аппроксимирующей полученные данные (рис. 4) с определением предела выносливости на базе 10 млн циклов по формуле

$$\sigma_{r\ (P=0,5)} = a(10^7)^b.$$

Таблица 1. Результаты стендовых испытаний на усталость

Номер шатунной шейки	Амплитуда механического напряжения σ_a , МПа	Количество циклов $N_{цикл}$
1	$\sigma_{a1.1}$	$N_{1.1}$
	$\sigma_{a1.2}$	$N_{1.2}$
	$\sigma_{a1.n}$	$N_{1.n}$
2	$\sigma_{a2.1}$	$N_{2.1}$
	$\sigma_{a2.2}$	$N_{2.2}$
	$\sigma_{a2.n}$	$N_{2.n}$
...	...	...
k	$\sigma_{ak.1}$	$Nk_{.1}$
	$\sigma_{ak.2}$	$Nk_{.2}$
	$\sigma_{ak.n}$	$N_{k.n}$

Примечания: k — количество испытанных шеек вала; n — количество ступеней нагрузки.

Таблица 2. Значения приведенной амплитуды напряжений коленчатых валов

Номер шатунной шейки	Приведенная амплитуда напряжений σ_r , МПа	Количество циклов N_0
1	σ_{r1}	N_1
2	σ_{r2}	N_2
...	...	...
k	σ_{rk}	N_k

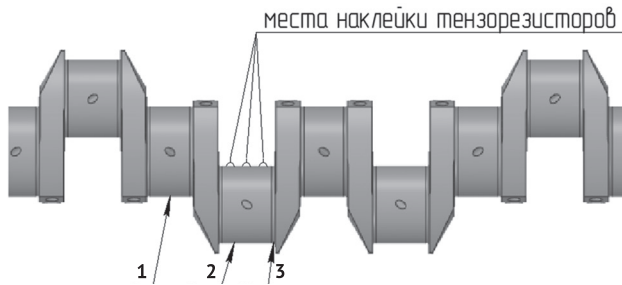


Рис. 3. Схема расположения тензорезисторов (вид сверху)
1 – коренная шейка; 2 – шатунная шейка; 3 – галтель

Расчет значения предела выносливости МПа коленчатого вала при вероятности неразрушения $P = 0,95$ предлагается выполнять в соответствии со статистическими методами обработки результатов (ГОСТ 50779.21 «Статистические методы. Правила определения и методы расчета статических характеристик по выборочным данным. Часть 1»):

$$\sigma_r(p=0,95) = \overline{\sigma}_{r_{cp}} - S_{\overline{\sigma}_r} \frac{t_a}{\sqrt{k}},$$

где $\overline{\sigma}_{r_{cp}} = \frac{\sum_j \sigma_{rj}}{k}$ – среднеарифметическое значение предела выносливости;

$$S_{\overline{\sigma}_r} = \sqrt{\frac{\sum_i (\sigma_{rj} - \overline{\sigma}_{r_{cp}})^2}{k-1}} - \text{среднеквадратическое}$$

отклонение значения предела выносливости;

t_a – коэффициент Стьюдента (табл. 6.1 ГОСТ 50779.21);

k – количество испытуемых объектов.

Оценка остаточного ресурса коленчатого вала

Коленчатый вал при эксплуатации работает в условиях многоциклового нагружения. Накопление усталостных повреждений в материале характеризует кривая усталости, которая может быть аппроксимирована двумя наклонными прямыми.

В случае, если эксплуатационные напряжения в детали преимущественно ниже предела выносливости с количеством циклов до разрушения детали, намного превышающими базу испытаний $N_0 = 10^7$ циклов ($N_p \geq N_0$), то расчет ведется относительно правой наклонной ветви [4, 5]:

$$\sigma_{-1d}^{m_2} N_0 = \sigma_{a3}^{m_2} N_p.$$

Показатель определяют по формуле (ГОСТ 34939-2023 «Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам»)

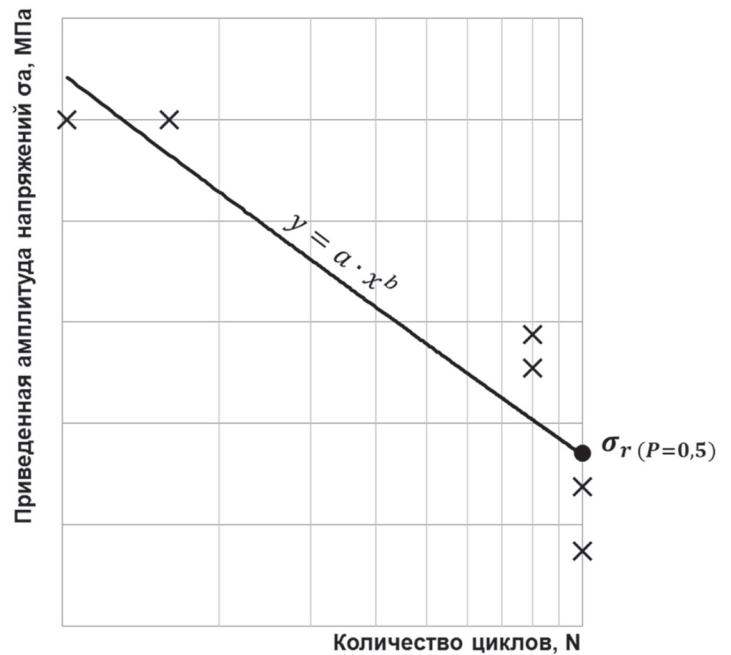


Рис. 4. Графики кривой усталости коленчатого вала

$$N_p = \left(\frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{a3}} \right)^{m_2} N_0 = n_{\sigma}^{m_2} N_0$$

(при $m_2 = 2m_1 - 1$),

где σ_{a3} – амплитуда (эквивалентная) динамических напряжений в детали;

σ_{-1d} – предел выносливости детали для заданной вероятности неразрушения.

Оценку уровня эксплуатационной нагруженности σ_{a3} предлагается определять по результатам расчета методом конечных элементов напряженно-деформированного состояния коленчатого вала в составе дизеля. Пример такой модели и схема нагружения показаны на рис. 5.

Исходя из анализа результатов выполненных в АО «ВНИКИ» работ (рис. 6), показатель наклона кривой усталости m получен в интервале от 9 до 25. Для по-

G: Copy of Copy of Copy of Copy of Copy of Static Structural
Static Structural (B5)210rpad (C5) (E5) 2 (F5) 2 (G5)
Time: 1, s
Items: 10 of 17 indicated

- A Force: 21840 N
- B Force 2: 23354 N
- C Force 3: 40059 N
- D Force 4: 90504 N
- E Force 5: 4,6045e+005 N
- F Force 6: 87485 N
- G Force 7: 15319 N
- H Force 8: 11727 N
- I Force 9: 8819,9 N
- J Force 10: 8361,4 N

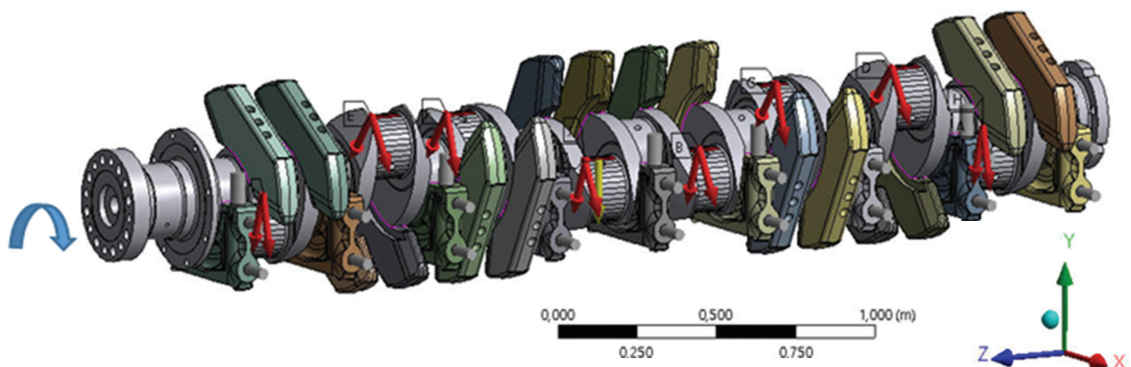


Рис. 5. Модель коленчатого вала при наибольшей нагрузке

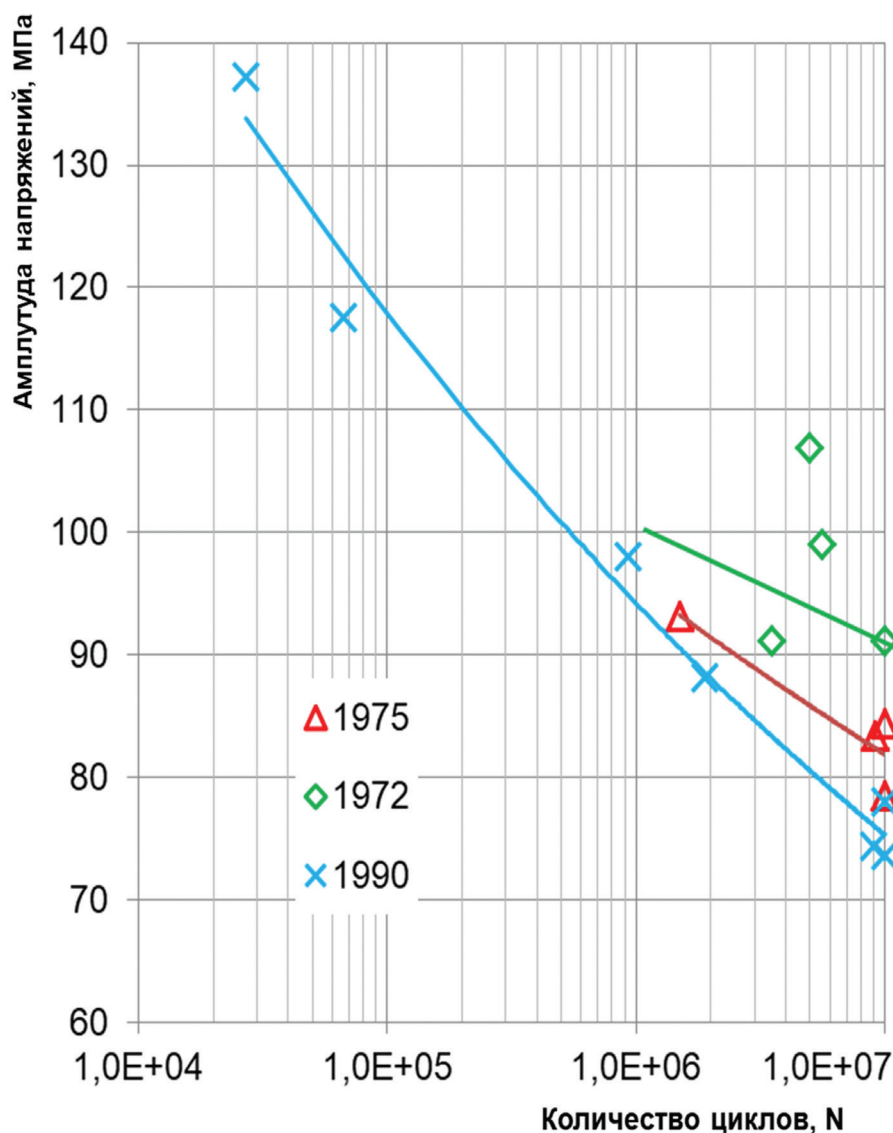


Рис. 6. Результаты испытаний на усталость коленчатых валов, проведенных в 1975–1990 гг.

следующих расчетов целесообразно принять наименьшее его значение (худший вариант) — 9.

Для оценки остаточного ресурса коленчатого вала необходимо определить предел выносливости проведением стендовых испытаний на усталость и приведенную амплитуду эксплуатационного нагружения расчетным способом — методом конечных элементов. Далее нужно рассчитать коэффициент запаса сопротивления усталости и с учетом выбранного значения показателя наклона второй ветви кривой усталости определить разрушающее число циклов нагружения. Задав нормативный или расчетный годовой пробег локомотива L_1 км/год, среднюю техническую скорость V и эффективную частоту f , следует определить суммарное число циклов нагружения вала за один год эксплуатации по следующей формуле

$$N_{(1)}^{\Sigma} = \frac{L}{V} \cdot 3600 f_3 \cdot 360.$$

Получаем, что остаточный ресурс лет коленчатого вала можно определить по формуле

$$T_{\text{ост}}^{\text{гр}} = \frac{N_p}{N_{(1)}^{\Sigma}},$$

где N_p — разрушающее число циклов нагружения; $N_{(1)}^{\Sigma}$ — суммарное число циклов нагружения блока дизеля за один год эксплуатации.

Закключение

Показаны методология и некоторые подходы к определению остаточного ресурса коленчатых валов дизельных двигателей. Результаты выполненных на их основе работ могут быть применены для последующей оценки возможности продления или назначения нового срока службы коленчатых валов.

Комплексный подход к оценке остаточного ресурса с учетом при-

веденных подходов позволит при обеспечении безопасности продлить дальнейшую эксплуатацию большого количества коленчатых валов в составе дизельных двигателей, что, в свою очередь, в условиях сложившейся ситуации в дизелестроительной отрасли даст значительный экономический эффект как для локомотивного комплекса, так и для экономики страны в целом.

Данный комплексный подход может быть полезен для применения производителями дизельных двигателей, в том числе используемых на рельсовом или безрельсовом транспорте, ремонтными и эксплуатационными организациями, а также исследовательскими институтами при решении задач продления и назначения нового срока службы техники.

Источники

- Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Гасюк А. С. Прогнозирование ресурса несущих конструкций локомотивов по условиям эксплуатации // Известия Транссиба. 2019. № 2 (38). С. 47–54.
- Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Гасюк А. С., Фазлиахметов Д. М. Расчетно-экспериментальная оценка ресурса базовых частей локомотивов для обеспечения их безопасной эксплуатации // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 2. С. 39–43.
- Чунин С. В., Гасюк А. С., Фазлиахметов Д. М. и др. К вопросу совершенствования методик оценки прочности несущих конструкций экипажной части локомотивов по результатам стендовых испытаний // Известия Транссиба. 2024. № 2 (58). С. 17–23.
- Оганьян Э. С., Гасюк А. С. Совершенствование методов расчета ресурса конструкций подвижного состава // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: Материалы XVII Международной научно-технической конференции, 21–24 августа 2023 г., Санкт-Петербург, Россия. СПб.: Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I, 2024. С. 86–90.
- Гасюк А. С., Оганьян Э. С. Расчетно-экспериментальные методы оценки ресурса базовых частей подвижного состава // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. Т. 16. № 2. С. 285–291.