

УДК 620:178.3

А.В. Коноплёв, О.Н. Кононова, А.Г. Кибакон

**СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОПЕРАТИВНАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ  
НОВЫХ И ВОССТАНОВЛЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ**

*Предложен метод сравнительной оценки характеристик сопротивления усталости восстановленных деталей по отношению к новым. Показано, что эту оценку можно осуществлять на основе гипотезы о независимости коэффициента вариации долговечности до разрушения от уровня действующих напряжений.*

*Осуществлена экспериментальная проверка полученных зависимостей применительно к восстановленным коленчатым валам двигателей внутреннего сгорания.*

**Ключевые слова:** восстановление и ремонт, долговечность до разрушения, предел выносливости, кривая усталости.

*Запропонований метод порівняльної оцінки характеристик опору втоми відновлених деталей по відношенню до нових. Показано, що цю оцінку можна здійснювати на основі гіпотези про незалежність коефіцієнта варіації довговічності до руйнування від рівня діючої напруги.*

*Здійснена експериментальна перевірка отриманих залежностей стосовно відновлених колінчастих валів двигунів внутрішнього згорання.*

**Ключові слова:** відновлення і ремонт, довговічність до руйнування, межа витривалості, крива втоми.

*The method of comparative estimation of descriptions of resistance of tiredness of the recovered details is offered in relation to new. It is shown that this estimation can be carried out on the basis of hypothesis about independence of coefficient of variation of longevity to destruction from the level of net voltages.*

*Experimental verification of the got dependences is carried out as it applies to the recovered crankshafts of combustion engines.*

**Keywords:** renewal and repair, longevity to destruction, limit of endurance, curve of tiredness.

**Введение.** В процессе эксплуатации транспортных средств их детали и элементы конструкций ухудшают или утрачивают свои функциональные свойства до такой степени, что дальнейшая их эксплуатация становится невозможной или экономически нецелесообразной. Это в первую очередь относится к деталям, которые подвержены в процессе работы действию переменных нагрузок (коленчатые валы двигателей и компрессоров, гребные валы судов, оси железнодорожных вагонов и др.). Восстановление такого рода деталей требует проведения ремонтных работ.

© Коноплёв А.В., Кононова О.Н., Кибакон А.Г., 2017

В настоящее время разработаны способы восстановления деталей, основанные на различных видах наплавки, напыления, а также с применением разного рода покрытий. Зачастую специалисту не просто сделать выбор, отдавая предпочтение тому или иному способу восстановления детали. Приходится учитывать технические и экономические факторы, находя компромиссное решение.

Восстановление функциональных свойств этих деталей до работоспособного состояния требует проведения комплекса технологических операций, включая также операцию проверки их несущей способности. Эту информацию получают на основе эксперимента, путём проведения испытаний образцов, моделей или непосредственно деталей на сопротивление усталости. При этом для выбора оптимального варианта восстановления эти испытания планируют как сравнительные (по отношению к базовому варианту или по отношению друг к другу).

Традиционное решение подобного рода задач заключается в определении значений пределов выносливости объектов, восстановленных различными способами с последующим их сравнением и выбором подходящего варианта. Ответить же на вопрос о том, какой из восстановленных объектов имеет большую долговечность сложнее, поскольку это сравнение должно быть привязано к конкретной нагрузке. При этом такая сравнительная оценка справедлива только для области ограниченной усталости.

**Цель статьи.** Для деталей машин и элементов конструкций, подвергшихся восстановлению, необходимо использовать методы, позволяющие оперативно проводить сравнительные испытания на сопротивление усталости. Поэтому целью работы является разработка метода, позволяющего ускоренно определять как предел выносливости, так и ограниченную долговечность, при соответствующем напряжении.

**Изложение основного материала.** Пусть кривая усталости описывается степенным уравнением, которое запишем в виде

$$\sigma^m N = \sigma_d^m = \sigma_R^m N_G = 10^C, \quad (1)$$

где  $\sigma$  и  $N$  – текущие значения напряжения и долговечности до разрушения соответственно;

$m$  и  $C$  – параметры наклонного участка кривой усталости;

$\sigma_d$  – начальная ордината кривой усталости;

$N_G$  – абсцисса точки перелома кривой усталости, представленной в координатах  $\lg N - \lg \sigma$ .

Рассмотрим схему возможного взаимного расположения кривых усталости новых и восстановленных объектов (без их конструктивной конкретизации и метода восстановления) в логарифмических координатах (рис. 1).

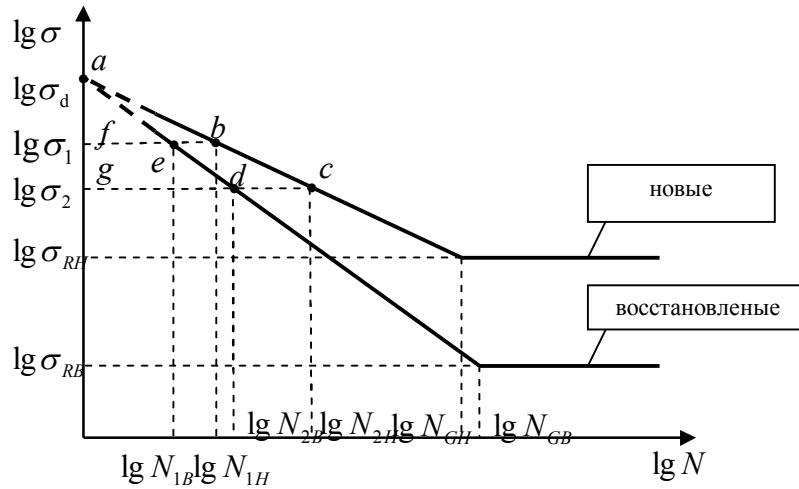


Рис. 1. Схема взаимного расположения кривых усталости новых и восстановленных объектов в координатах  $\lg \sigma - \lg N$

Из схемы следует, что треугольник  $abe$  подобен треугольнику  $acd$ , а треугольник  $aef$  подобен треугольнику  $adg$ . Это позволяет записать следующую пропорцию

$$\frac{eb}{dc} = \frac{fe}{gd} = \frac{eb}{fe} = \frac{dc}{gd} = \frac{\lg N_{1H} - \lg N_{1B}}{\lg N_{1B}} = \frac{\lg N_{2H} - \lg N_{2B}}{\lg N_{2B}} = const = k_\gamma. \quad (2)$$

где  $N_{1H}$ ,  $N_{2H}$ ,  $N_{1B}$  и  $N_{2B}$  – долговечности до разрушения, соответствующие новым и восстановленным объектам;

$k_\gamma$  – коэффициент относительной долговечности.

При построении схемы и выводе зависимости (2) было сделано допущение о том, что обе кривые пересекают ось ординат в одной точке с координатами  $(0; \lg \sigma_d)$ .

Возможность такого допущения рассматривалась в работе [1], в которой была представлена зависимость  $\lg \sigma_d = C/m = f(\sigma_R)$ , построенная с помощью связей между параметрами степенного уравнения кривой усталости и пределом выносливости  $m(\sigma_R)$  и  $C(\sigma_R)$  в диапазоне значений  $\sigma_R$  от 50 до 600 МПа (рис.2).

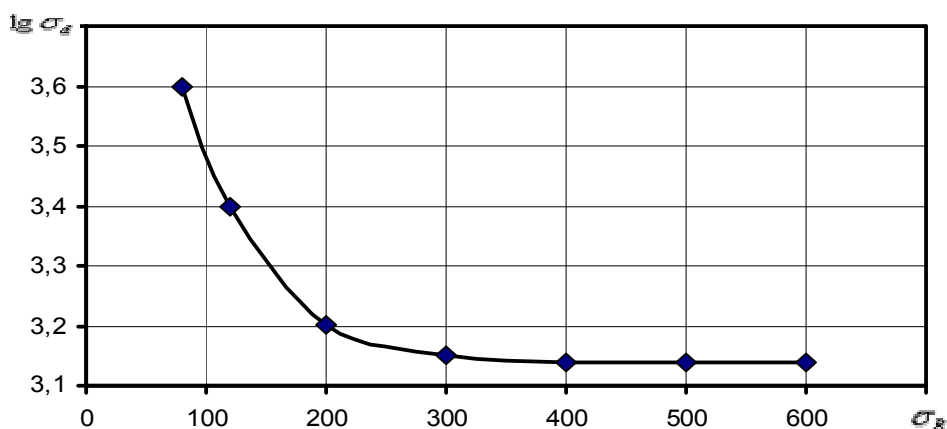


Рис. 2. Графік залежності  $\lg \sigma_d$  від  $\sigma_R$

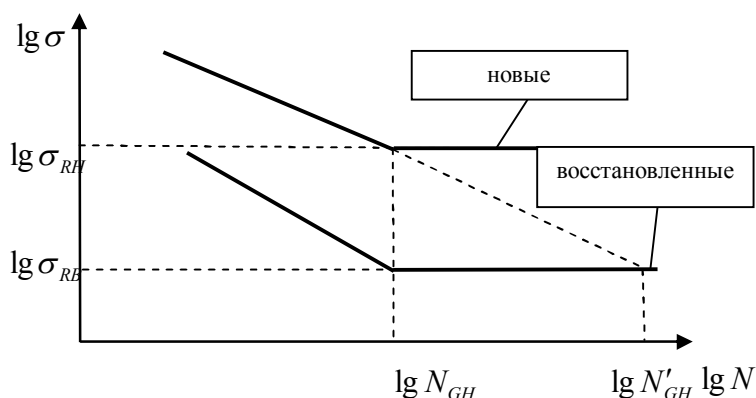
Из графика видно, что величина  $\lg \sigma_d$  уменьшается с ростом предела выносливости  $\sigma_R$ , выходя на приблизительно постоянный уровень при значениях предела выносливости, начиная со значений  $\sigma_R$  превышающих 200 МПа. Но даже при значениях предела выносливости меньших этой величины, значение  $\lg \sigma_d$  изменяется весьма незначительно (в диапазоне значений 3,2-3,6).

Для вывода зависимостей, которые позволят осуществлять сравнительную оценку пределов выносливости и ограниченных долговечностей новых и восстановленных объектов, внесём некоторые изменения в схему, представленную на рис. 1. В частности, кривые усталости изобразим таким образом, чтобы их наклонные участки не имели общего диапазона напряжений (общий случай). Абсциссы точки перелома кривой усталости для новых и восстановленных объектов будем считать совпадающими и равными  $N_{GH}$ . Будем также полагать, что параметры кривой усталости для новых объектов  $m_H$  и  $C_H$ , а также предел выносливости  $\sigma_{RH}$  известны на основе результатов их испытаний.

Наклонный участок кривой усталости новых объектов продлим до пересечения с горизонтальным участком кривой усталости восстановленных объектов (рис. 3).

Запишем уравнение кривой усталости применительно к новым объектам в виде степенного уравнения

$$m_H \lg \sigma_{RH} + \lg N_{GH} = C_H. \quad (3)$$



*Рис. 3. Схема взаємного розположення кривих усталості нових і відновлених об'єктів, не маючих загального діапазона напружень на нахилному участку*

Учитывая продлённый участок кривой усталости новых объектов (пунктирная линия на рис. 3), можно записать уравнение (3) в виде

$$m_H \lg \sigma_{RB} + \lg N'_{GH} = C_H, \quad (4)$$

где  $\sigma_{RB}$  – предел выносливости восстановленных объектов.

Применительно к схеме, представленной на рис. 3, запишем уравнение (1) в виде

$$\frac{\lg N'_{GH} - \lg N_{GH}}{\lg N_{GH}} = k_\gamma, \quad (5)$$

откуда

$$\lg N'_{GH} = \lg N_{GH} (k_\gamma + 1). \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (4) и (6), получим зависимость для определения предела выносливости восстановленных объектов

$$\lg \sigma_{RB} = \frac{C_H - \lg N_{GH} (k_\gamma + 1)}{m_H}$$

или

$$\sigma_{RB} = 10^{\frac{C_H - \lg N_{GH}(k_\gamma + 1)}{m_H}} \quad (7)$$

Для экспериментальной проверки предложенной методики оценки относительной долговечности (по значению коэффициента  $k_\gamma$ ) и предела выносливости восстановленных деталей обратимся к опытным данным.

Ниже, в табл. 1 представлены экспериментальные значения пределов выносливости новых и восстановленных наплавкой коленчатых валов Д-54 [2]. В ней же приведены расчётные значения параметров  $m$  и  $C$  по методике, изложенной в работе [3]. В частности они определены по нижеприведенным формулам

Таблица 1

Испытуемые объекты	Предел выносливости $\sigma_R$ , МПа	Параметры наклонного участка кривой усталости, выраженного степенным уравнением	
		$m$	$C$
Коленчатые валы Д-54 (новые)	86	3,722	13,267
Коленчатые валы Д-54 (восстановленные)	78	3,506	12,685

$$m = 0,027\sigma_R + 1,4 ; \quad (8)$$

$$C = 0,997(m + 1)\lg \sigma_R + 4,0 + 0,5(2,5 - \lg \sigma_R)^2 . \quad (9)$$

Значения логарифмов долговечностей, а также расчётные значения коэффициента относительной долговечности  $k_\gamma$  и пределы выносливости  $\sigma_{RB}$ , представлены в табл. 2. В ней же приведены величины погрешностей  $\delta_{k_\gamma}$  и  $\delta_{\sigma_R}$ .

Таблиця 2

$\sigma$ , МПа	100	120	140	160	180
$\lg N_H$	5,823	5,528	5,279	5,063	4,873
$\lg N_B$	5,673	5,395	5,161	4,957	4,778
$k_\gamma$	0,026	0,025	0,023	0,021	0,020
$\delta_{k_\gamma}$ , %	14,7	6,9	-0,4	-7,3	-13,9
$\sigma_{RB}$ , МПа	77,88	78,41	78,90	79,37	79,82
$\delta_{\sigma_R}$ , %	-0,2	0,5	1,2	1,8	2,3

Средний предел выносливости восстановленных коленчатых валов, определённый по зависимости (6), соответствующий среднему значению коэффициента относительной долговечности  $k_\gamma = 0,023$ , оказался равным 78,9 МПа.

Очевидно, что погрешности определения коэффициента относительной долговечности  $\delta_{k_\gamma}$  связаны с непостоянством ординаты  $\lg \sigma_d$  (см. рис. 2) и для их уменьшения необходимо провести дополнительное исследование и внести соответствующие поправки. Данный вопрос представляет собой самостоятельную задачу и в данной работе не рассматривается.

Как видно из таблицы 2, точность определения предела выносливости довольно высока, однако следует учитывать, что погрешности  $\delta_{\sigma_R}$  определены без учёта рассеяния долговечностей и представляют собой систематическую ошибку, которая также связана с непостоянством ординаты  $\lg \sigma_d$ .

### Выводы

1. Для оценки влияния технологии восстановления деталей, работающих в условиях износа и циклического нагружения, целесообразно определять коэффициент относительной долговечности  $k_\gamma$ , который стабилен во всём диапазоне напряжений многоциклового области. Благодаря инвариантности к уровню нагрузки его можно считать основной характеристикой сопротивления усталости объектов наряду с пределом выносливости. Определение этого коэффициента можно считать достаточным условием для сравнительной оценки новых и восстановленных объектов.

2. Разработанный метод сравнительной оценки относительной долговечности новых и восстановленных объектов позволяет также определять и предел выносливости. В данном случае это позволяет осуществлять двойной контроль качества восстановления изношенных деталей.

### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Коноплѐв А.В., Кибаков А.Г., Олейник В.Н. О коэффициенте вариации долговечностей до разрушения при построении кривых усталости в логарифмических координатах // *Тема: Науч.-техн. журнал.* – 1999. – № 5. – С. 65-72.
2. Крамаренко О.Ю., Балаковский О.Б. Методика ускоренной оценки рассеяния пределов выносливости // *Заводск. лаборатория.* – 1971. – № 3. – С. 343-350.
3. Олейник Н.В. *Выносливость деталей машин.* – К.: Техника, 1979. – 200 с.

*Стаття надійшла до редакції 15.03.2017*

**Рецензент** – доктор технічних наук, доцент кафедри «Машинознавство» Одеського національного політехнічного університету **В.В. Іванов**