

Оценка предела выносливости валов по результатам испытаний их моделей

Б. Ф. Федоренко, В. С. Лукьянов

АО “Мотор Сич”, Запорожье, Украина

Предложена методика оценки предела выносливости эксцентрикового вала горизонтально-ковочной машины по результатам испытаний его геометрически подобных моделей. Оценка выполнена с использованием аналитической зависимости, полученной методом анализа размерностей.

Ключевые слова: предел выносливости, анализ размерностей, моделирование.

Введение. При эксплуатации горизонтально-ковочных машин наблюдаются усталостные поломки крупных эксцентриковых и коленчатых валов [1].

Для выявления причин поломок эксцентрикового вала из стали 40ХНМА (далее – вал) были проведены испытания на выносливость его геометрически подобных моделей (далее – модель) – рис. 1 и гладких образцов (далее – образец) – рис. 2 [2]. Образцы и модели (материал – сталь 40ХНМА, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\gamma = 7850$ кг/м³, $\sigma_B = 785$ МПа, $\sigma_T = 588$ МПа) испытывали при комнатной температуре в условиях, соответствующих нагружению эксцентрикового вала при его работе. Как видно из данных табл. 1, получены величины предела выносливости в широком диапазоне, что свидетельствует о неприменимости полученных результатов испытаний для оценки предела выносливости вала, диаметр рабочей части которого составляет 800 мм (рис. 1).

Т а б л и ц а 1

Значения предела выносливости (МПа) образцов и моделей по данным [2]

Диаметр рабочей части, мм	Образец	Модель
12	378	162
20	358	147
160	284	<118

Поскольку геометрически подобная модель в большей степени учитывает конструктивные особенности вала, чем гладкий образец, цель настоящей работы заключается в оценке предела выносливости вала по имеющимся в [2] результатам испытаний моделей.

Методика исследования. Предлагаемая методика основана на двух предположениях.

1. В работах [3–5] изложены принципы моделирования, согласно которым модели, в том числе и предназначенные для оценки предела выносливости вала, должны быть выполнены с учетом физических параметров, описывающих свойство вала.

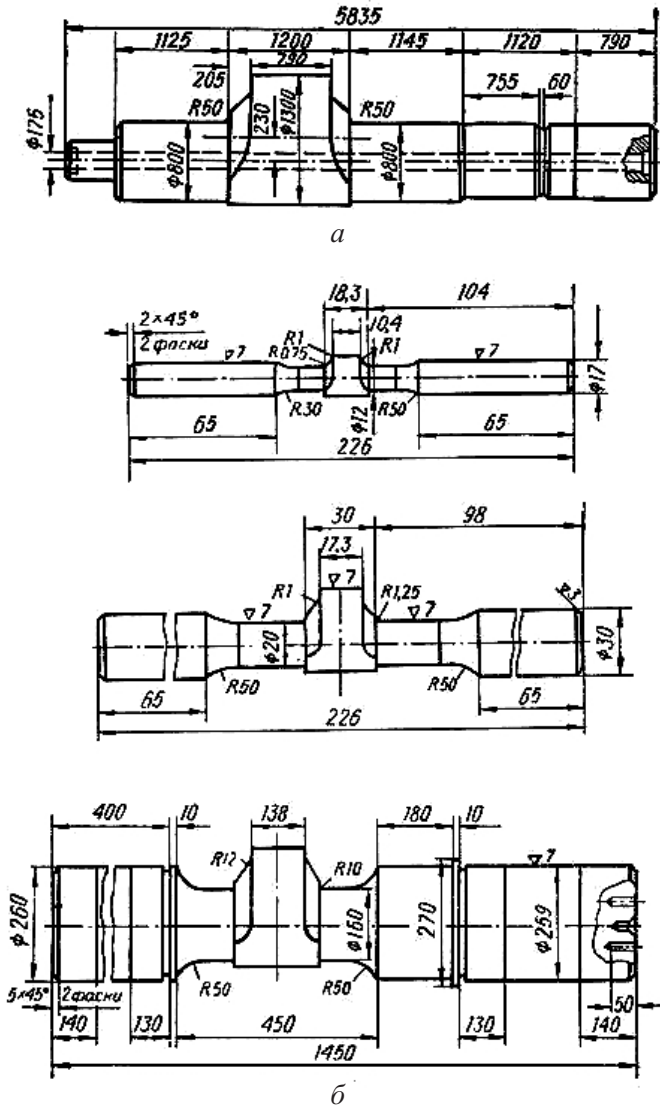


Рис. 1. Эксцентриковый вал горизонтально-ковочной машины (а) и его модели (б).

2. При создании модели обязательно равенство величин, полученных по соответствующим критериям подобия для вала и модели.

Формирование критериев подобия для конструкции типа вал представлено в [6].

По известным [2] геометрическим параметрам вала и моделей (табл. 2), а также характеристикам материала (сталь 40ХНМА) рассчитаны критериальные зависимости подобия (табл. 3). Данные табл. 3 показывают равенство только величины энергетического критерия, величины критериальных зависимостей подобия, характеризующих напряженное состояние, различаются. Это свидетельствует о невыполнении принципа моделирования [3–5].

С учетом изложенного методика оценки предела выносливости вала состоит в следующем.

Т а б л и ц а 2

Значения геометрических параметров вала и моделей [2]

Параметр рабочей части, мм	Вал	Модель		
		96	96	450
Длина	3470	96	96	450
Диаметр	800	12	20	160

Т а б л и ц а 3

Значения критериев подобия [3] вала и моделей

Критерий подобия	Диаметр рабочей части вала, мм	Диаметр рабочей части модели, мм		
	800	12	20	160
$\frac{EI}{\gamma l^3 S}$	2488	26513	73432	45616
$\frac{\sigma_{-1} l^4}{EI}$	–	67,35	7,95	0,63
$\frac{\sigma_B}{\sigma_T}$	1,33	1,33	1,33	1,33

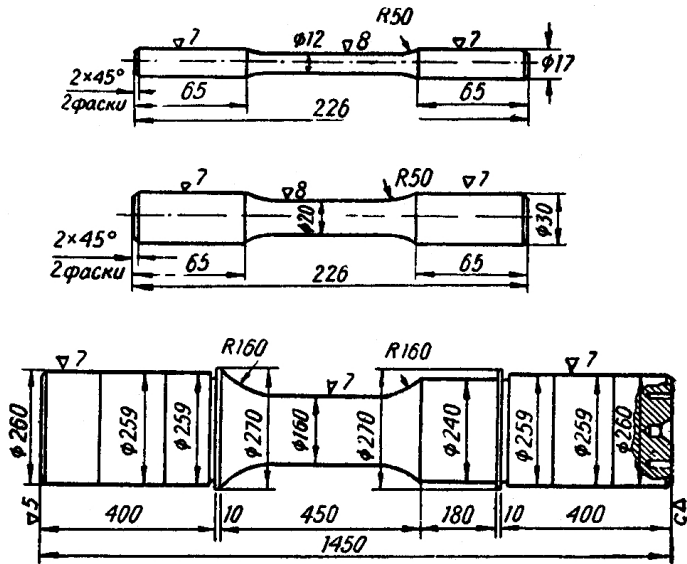


Рис. 2. Гладкие образцы.

С помощью геометрических параметров вала и моделей, а также характеристик материала определяем критериальную зависимость подобия для вала и моделей.

Предел выносливости вала оцениваем по аналитической зависимости, описывающей накопление усталостной повреждаемости вала (модели) с учетом конструкции и условий нагружения – круговой изгиб с вращением [6]:

$$\frac{\sigma_{-1} l^4}{EI} = C \left(\frac{EI}{\gamma l^3 S} \right)^e \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_T} \right)^h, \quad (1)$$

где $C = 8,99 \cdot 10^8$; $e = -1,4$; $h = -1,223$.

Для рассматриваемого вала определяем величину C по результатам испытаний моделей [2].

Результаты исследования. С использованием зависимости (1) вычислены пределы выносливости каждого из исследованных типоразмеров модели. При сравнении этих значений с экспериментальными данными [2] установлено значительное их расхождение, которое может быть устранено уточнением величины C .

Известно, что выносливость конструкции обусловлена большим количеством факторов. Поэтому при разработке аналитической зависимости в нее вводят параметры, по мнению авторов, оказывающие существенное влияние на выносливость, а влияние параметров, не вошедших в зависимость, учитывается по величине C , которая является эмпирической и для определения которой необходимы результаты исследований.

В данном случае по экспериментальным значениям предела выносливости испытанных типоразмеров моделей при решении обратной задачи с использованием зависимости (1) вычислены значения коэффициента C для исследуемых моделей.

Показано, что каждому типоразмеру модели соответствует свой коэффициент C , величина которого уменьшается с увеличением диаметра рабочей части D : при $D = 12, 20$ и 160 мм коэффициент C составляет соответственно $1,5 \cdot 10^8$, $0,74 \cdot 10^8$ и $0,03 \cdot 10^8$.

Поэтому необходимо установить характер зависимости коэффициента C от диаметра рабочей части D исследованных моделей.

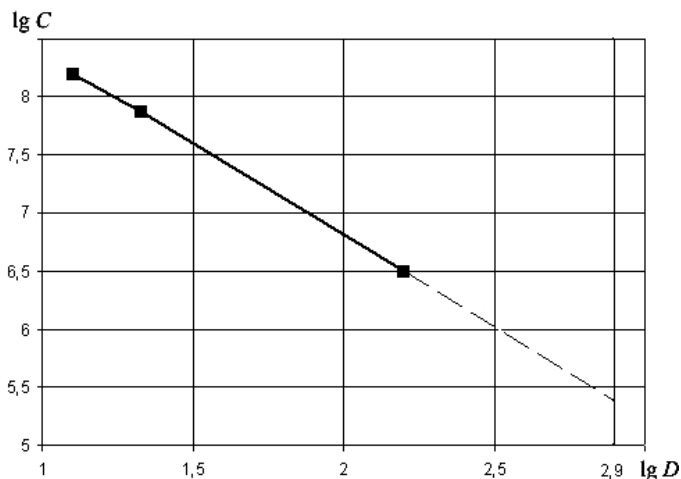


Рис. 3. Зависимость коэффициента C от диаметра рабочей части D модели.

Приведенные выше значения коэффициента C для моделей представлены на рис. 3 в координатах $\lg C - \lg D$. Полученные точки хорошо аппрок-

симируются линейной зависимостью. Продлив сплошную линию до значения диаметра рабочей части модели, равного 800 мм ($\lg D = 2,9$), что соответствует величине диаметра искомого вала, определим значение коэффициента $C = 239883$.

С использованием зависимости (1) и полученного коэффициента C вычислим предел выносливости вала, расчетная величина которого составляет 82 МПа. Это значение хорошо согласуется с представленными в табл. 1 результатами испытаний: величина предела выносливости уменьшается с увеличением диаметра рабочей части.

Заключение. Предложена методика оценки предела выносливости вала по результатам испытаний его геометрически подобных моделей, разработанных без учета требований физического моделирования.

Резюме

Запропоновано методику оцінки границі витривалості ексцентрикового вала горизонтально-кувальної машини за результатами випробувань його геометрично подібних моделей. Оцінку виконано з використанням аналітичної залежності, що отримана за допомогою методу аналізу розмірностей.

1. Шрамченко С. В., Белкин М. Я., Рулев В. И. Поверхностное упрочнение крупных коленчатых валов // Вест. машиностроения. – 1972. – № 1. – С. 49 – 51.
2. Белкин М. Я., Масол В. А., Саввина Н. М., Рулев В. И. Выносливость валов из углеродистой и легированной сталей // Пробл. прочности. – 1977. – № 3. – С. 109 – 113.
3. Веников В. А. Теория подобия и моделирования. – М.: Высш. шк., 1976. – 479 с.
4. Клайн С. Дж. Подобие и приближенные методы. – М.: Мир, 1968. – 302 с.
5. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1987. – 432 с.
6. Федоренко Б. Ф., Лукьянов В. С. Оценка выносливости элементов конструкции на стадии проектирования // Пробл. прочности. – 2007. – № 5. – С. 44 – 54.

Поступила 26. 09. 2011