

А. В. Богданович

ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ, БЕЗОПАСНОСТИ И ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Рекомендовано
Учебно-методическим объединением
по естественно-научному образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования,
обучающихся по специальности
«механика и математическое моделирование»*

УДК 62-192(075.8)(076.5)

ББК 30-02я73-5

Б73

Р е ц е н з е н т ы:

кафедра мобильных и технологических комплексов
Гомельского государственного технического университета
имени П. О. Сухого (заведующий кафедрой
кандидат технических наук, доцент *С. А. Тюрин*);
кандидат технических наук *О. М. Еловой*

Богданович, А. В.

Б73 Основы надежности, безопасности и эффективности технических систем : практикум : учеб.-метод. пособие / А. В. Богданович. — Минск : БГУ, 2025. — 115 с.

ISBN 978-985-881-804-3.

Кратко изложены сведения, необходимые для проведения практических занятий по основам надежности, безопасности и эффективности технических систем. Дан порядок выполнения практических заданий, примеры решения практических задач, контрольные вопросы и литература для эффективного усвоения изучаемого материала.

Для студентов, обучающихся по специальности «механика и математическое моделирование».

УДК 62-192(075.8)(076.5)

ББК 30-02я73-5

ISBN 978-985-881-804-3

© Богданович А. В., 2025

© БГУ, 2025

ВВЕДЕНИЕ

Для действенного использования машин необходимо, чтобы они обладали высокими показателями качества, эффективности и надежности. Соответственно, выдвигаются новые требования к подготовке специалистов, владеющих знаниями в области указанных показателей технических систем, а также их безопасной эксплуатации. Дисциплина «Основы надежности, безопасности и эффективности технических систем», в соответствии с которой составлен практикум, предусматривает изучение основ расчета показателей надежности, безопасности и эффективности элементов машин и конструкций, работающих в сложных условиях эксплуатации. В учебно-методическом пособии представлен материал, направленный на выработку практических навыков.

Издание содержит восемь практических занятий, в каждом из которых изложены краткие теоретические сведения по соответствующим темам курса и примеры решения практических задач. В книге также описан порядок выполнения практических заданий, приведены контрольные вопросы и основная литература для эффективного усвоения изучаемого материала и защиты работ. При выполнении заданий обучающимся необходимо проанализировать результаты расчетов, а также построить соответствующие графики и диаграммы.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЯ ПО СТАТИСТИЧЕСКИМ ДАННЫМ

Цель: выполнить оценку основных характеристик безотказности невосстанавливаемого изделия по статистическим данным.

Для оценки надежности изделий по статистическим данным используют следующие показатели:

1) частота отказов:

$$a(t) = \frac{n(\Delta t)}{N_0 \Delta t},$$

где t – наработка (время); Δt – приращение наработки; $n(\Delta t)$ – число отказавших изделий за интервал времени Δt ; N_0 – число изделий, поставленных на испытания ($t = 0$);

2) средняя наработка до отказа:

$$T_{\text{ср}} = \sum T_i / N_0,$$

где T_i – наработка до отказа i -го изделия;

3) вероятность безотказной работы:

$$P(t) = \frac{N_0 - n(t)}{N_0},$$

$$P(t + \Delta t) = \frac{N_0 - n(t) - n(\Delta t)}{N_0},$$

где $n(t)$ – число отказавших изделий, соответствующее наработке t ;

4) интенсивность отказов:

$$h(t) = \frac{n(\Delta t)}{N_{\text{ср}} \Delta t},$$

где $N_{\text{ср}} = [(N_0 - n(t)) + (N_0 - n(t) - n(\Delta t))] / 2$ – среднее число изделий, исправно работающих в интервале Δt .

Рассмотрим пример статистической оценки надежности изделия.

Пример. На испытания поставлено $N_0 = 1000$ образцов невосстанавливаемого изделия. Число отказов $n(\Delta t)$ регистрировали через каждые $\Delta t = 100$ ч испытаний (табл. 1). Требуется вычислить количественные показатели надежности изделия и построить их зависимость от времени.

Таблица 1

**Статистическая оценка количественных показателей надежности
невосстанавливаемого изделия**

t , ч	$n(\Delta t)$, шт.	$n(t)$, шт.	$P(t)$	$a(t) \cdot 10^3$, ч ⁻¹	$N_{\text{ср}}$, шт.	$h(t) \cdot 10^3$, ч ⁻¹
100	50	50	0,950	0,50	975	0,514
200	40	90	0,910	0,40	930	0,430
300	32	122	0,878	0,32	894	0,358
400	25	147	0,853	0,25	864	0,289
500	20	167	0,833	0,20	849	0,238
600	17	184	0,816	0,17	834	0,206
700	16	200	0,800	0,16	808	0,198
800	16	216	0,784	0,16	792	0,202
900	15	231	0,769	0,15	777	0,193
1000	14	245	0,755	0,14	762	0,184
1100	15	260	0,740	0,15	748	0,200
1200	14	274	0,726	0,14	733	0,191
1300	14	288	0,712	0,14	719	0,195
1400	13	301	0,699	0,13	706	0,184
1500	14	315	0,685	0,14	692	0,202
1600	13	328	0,672	0,13	679	0,192
1700	13	341	0,659	0,13	666	0,195
1800	13	354	0,646	0,13	653	0,200
1900	14	368	0,632	0,14	639	0,220
2000	12	380	0,620	0,12	626	0,192
2100	12	392	0,608	0,12	614	0,195
2200	13	405	0,595	0,13	602	0,217
2300	12	417	0,583	0,12	589	0,204
2400	13	430	0,570	0,13	577	0,225
2500	14	444	0,556	0,14	563	0,248
2600	16	460	0,540	0,16	548	0,290
2700	20	480	0,520	0,20	530	0,376
2800	25	505	0,495	0,25	508	0,490
2900	30	535	0,465	0,30	480	0,624
3000	40	575	0,425	0,40	445	0,900

Решение. Основные расчетные формулы для оценки количественных показателей надежности приведены на с. 4. Вычисления удобно выполнять в форме таблицы (см. табл. 1).

Рассмотрим фрагмент решения задачи для наработки $t = 200$ ч. Вероятность безотказной работы (см. с. 4) определяется по формуле

$$P_i(t) = \frac{N_0 - n_i(\Delta t)}{N_0} = \frac{1000 - 90}{1000} = 0,910.$$

Частота отказов в интервале времени от 100 до 200 ч

$$a_i(t) = \frac{n_i(\Delta t)}{N_0 \Delta t} = a(200) = \frac{40}{1000 \cdot 100} = 0,0004 \text{ ч}^{-1}.$$

Среднее число исправно работающих изделий в этом же интервале времени

$$\begin{aligned} N_{\text{ср}} &= \frac{(N_0 - n_{i-1}(t)) + (N_0 - n_i(t))}{2} = \\ &= \frac{(1000 - 50) + (1000 - 90)}{2} = 930 \text{ шт.} \end{aligned}$$

Тогда интенсивность отказов в промежутке от 100 до 200 ч можно найти из соотношения

$$h(200) = \frac{n_i(\Delta t)}{N_{\text{ср}} \Delta t} = \frac{40}{930 \cdot 100} = 0,00043 \text{ ч}^{-1}.$$

Аналогичные вычисления выполняются для других значений наработки.

Полученные результаты расчетов (см. табл. 1) представлены в графическом виде на рис. 1. Они отражают известные закономерности изменения количественных показателей надежности во времени: монотонное снижение вероятности безотказной работы (рис. 1, а) и U-образный характер зависимостей $a(t)$ и $h(t)$ (рис. 1, б). Напомним, что такой характер изменения частоты и интенсивности отказов от наработки изделия вызван относительно большим числом ранних отказов (в период приработки) из-за конструкторских или производственных дефектов и увеличением числа отказов в последний период эксплуатации изделия вследствие его старения, износа, усталости, а также других временных процессов деградации свойств. В период эксплуатации (средний по времени участок на рис. 1) интенсивность и частота отказов близки к постоянным величинам.

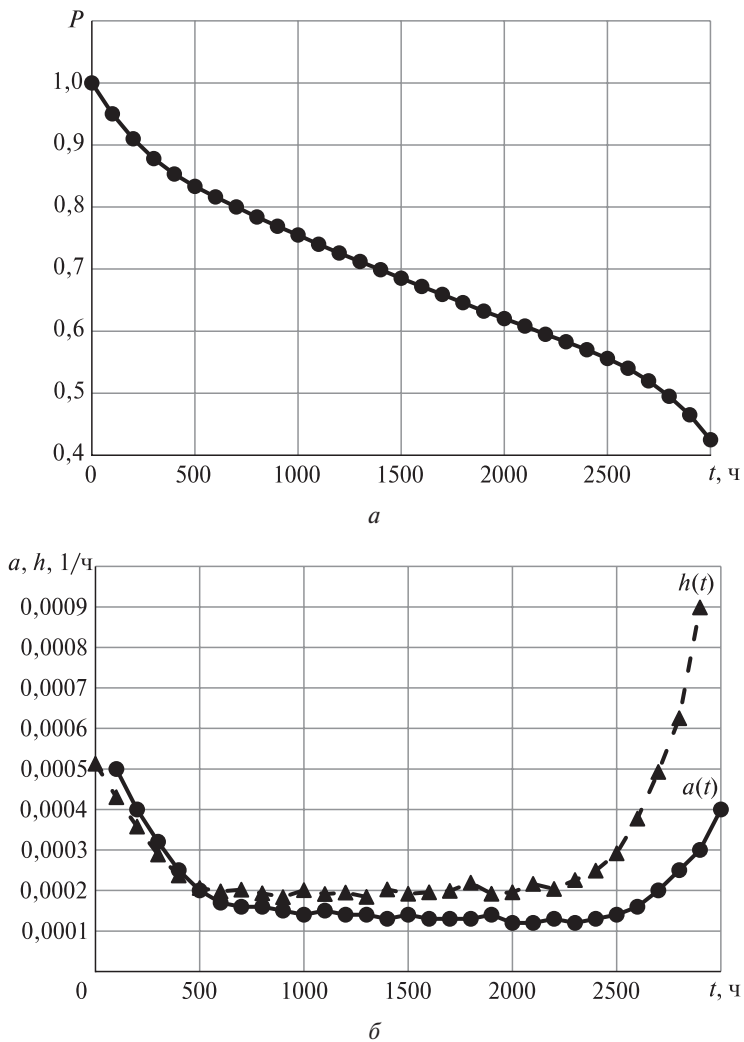


Рис. 1. Зависимость характеристик надежности изделия от времени испытания:
 a – вероятность безотказной работы;
 b – частота и интенсивность отказов



Получите исходные данные для выполнения задания к практическому занятию от преподавателя. Выполните расчет показателей надежности, постройте графики.

Контрольные вопросы

1. Какие показатели используются для оценки надежности изделий по статистическим данным?
2. Как определяется частота отказов невосстанавливаемых изделий по статистическим данным?
3. Как определяется интенсивность отказов невосстанавливаемых изделий по статистическим данным?
4. Как определяется вероятность безотказной работы невосстанавливаемых изделий по статистическим данным?
5. Как вычисляется средняя наработка до отказа невосстанавливаемых изделий по статистическим данным?

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЯ

Цель: выполнить прогнозную оценку основных характеристик безотказности изделия в соответствии с заданным теоретическим законом распределения.

Рассмотрим пример прогнозную оценку характеристик безотказности изделия.

Пример. Зависимость наработки устройства до отказа от времени его эксплуатации подчиняется двухпараметрическому закону Вейбулла с параметрами $k = 2$ и $b = 500$ ч. Требуется вычислить количественные характеристики надежности устройства в интервале времени его работы $t \in [0; 1000]$ ч с дискретностью $\Delta t = 100$ ч и представить результаты в виде графических зависимостей характеристик надежности от наработки.

Решение. В прил. 1 приведены формулы для расчета показателей надежности, если распределение наработки устройства до отказа подчиняется закону Вейбулла. Вычисления будут выполняться в табличной форме (таблица). Используемые при этом значения функций $\exp(-x^k)$ и $\Gamma(x)$ табулированы, значения $\Gamma(x)$ приведены в прил. 2.

**Вероятностная оценка количественных показателей
надежности устройства при распределении наработки по закону Вейбулла**

$t, \text{ ч}$	t/b	$P(t)$	$h(t) \cdot 10^{-4}, \text{ ч}^{-1}$	$f(t) \cdot 10^{-4}$
100	0,2	0,961	8	7,69
200	0,4	0,852	16	13,6
300	0,6	0,698	24	16,8
400	0,8	0,527	32	16,9
500	1,0	0,368	40	14,7
600	1,2	0,237	48	11,4
700	1,4	0,141	56	7,9
800	1,6	0,077	64	4,93
900	1,8	0,039	72	2,81
1000	2,0	0,018	80	1,44

Рассмотрим порядок вычисления показателей надежности для наработки $t=100$ ч. Вычислим характеристику $x = t/b$:

$$x = \frac{t}{b} = \frac{100}{500} = 0,2.$$

Вероятность безотказной работы $R(t)$ для закона Вейбулла определяется по формуле

$$P(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{b} \right)^k \right].$$

Подставив численные значения t/b и k , получим $P(t) = \exp(-0,2^2)$. По таблице функции $\exp(-x^k)$ находим $R(100) = 0,961$.

Интенсивность отказов для заданного закона определяется как

$$h(t) = \frac{k}{b^k} t^{k-1}.$$

Отсюда получаем

$$h(t) = \frac{2}{500^2} 100^{2-1} = 0,0008 \text{ ч}^{-1}.$$

Плотность вероятности отказов для закона Вейбулла находится по формуле (см. прил. 1)

$$f(t) = \frac{k}{b} \left(\frac{t}{b} \right)^{k-1} \exp \left[- \left(\frac{t}{b} \right)^k \right] = R(t)h(t).$$

Подставив численные значения параметров, получим

$$f(t) = 0,961 \cdot 0,0008 = 7,69 \cdot 10^{-4} \text{ ч}^{-1}.$$

Аналогично ведется расчет для других наработок (см. таблицу).

Средняя наработка изделия до отказа вычисляется по формуле

$$T_{\text{ср}} = b\Gamma \left(1 + \frac{1}{k} \right),$$

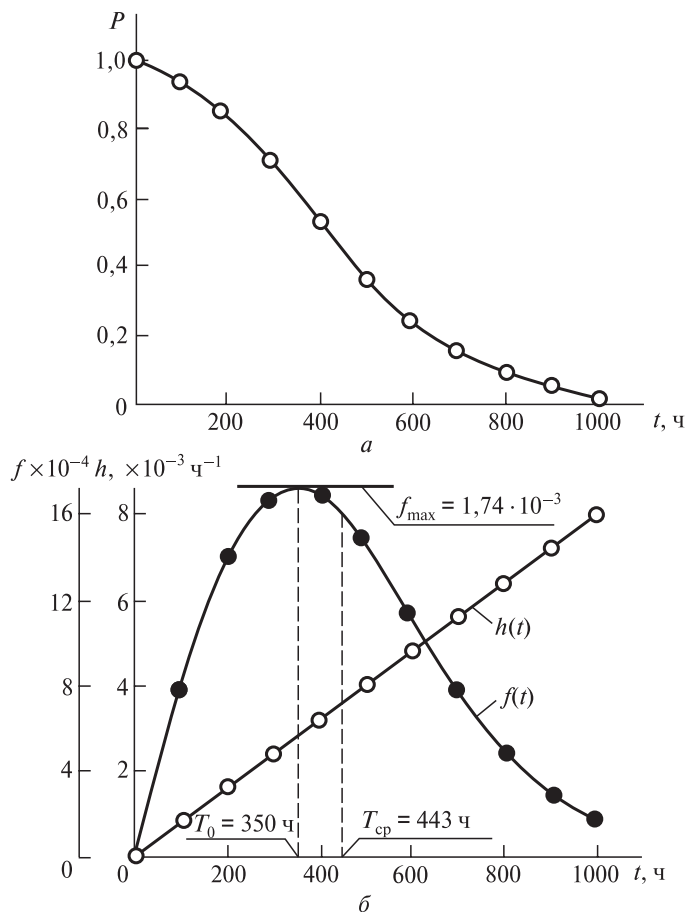
где $\Gamma(x)$ – гамма-функция. В нашем случае

$$T_{\text{ср}} = 500\Gamma \left(1 + \frac{1}{2} \right) = 500 \cdot 0,8862 = 443,1 \text{ ч},$$

где значение функции $\Gamma(1,5)$ находится исходя из данных прил. 2. На рисунке изображены графики функций $P(t)$, $h(t)$ и $f(t)$. Видно, что

функция $P(t)$ является убывающей, а $h(t)$ — возрастающей. Функция плотности распределения $f(t)$ наработки до отказа имеет, как правило, куполообразный вид, и ее максимуму соответствует мода наработки устройства до отказа $T_0 \approx 350$ ч.

Другим характерным параметром функции $f(t)$ является средняя наработка до отказа $T_{cp} \approx 443$ ч: прямая $t = T_{cp} = \text{const}$ делит площадь под кривой $f(t)$ на две равные части.



Зависимость характеристик надежности изделия от наработки по закону Вейбулла:

a — вероятность безотказной работы;

δ — интенсивность отказов и плотность вероятности отказов



Получите исходные данные для выполнения задания к практическому занятию от преподавателя. Выполните расчет показателей надежности, постройте графики. Нижняя граница интервала времени t_{\min} , на котором определяются значения характеристик надежности, для всех вариантов одинакова и равна 0 ч. Верхняя граница t_{\max} задается согласно номеру варианта задания. Дискретность времени Δt для вычисления текущих значений показателей надежности не регламентируется. Ее выбирают исходя из обязательного условия построения графиков не менее чем по 10 точкам и удобства расчета.

Контрольные вопросы

1. Как выполняется оценка вероятности безотказной работы невосстанавливаемого изделия, если его наработка до отказа подчиняется закону Вейбулла?
2. Как выполняется оценка интенсивности отказов невосстанавливаемого изделия, если его наработка до отказа подчиняется закону Вейбулла?
3. Как выполняется оценка плотности вероятности отказов невосстанавливаемого изделия, если его наработка до отказа подчиняется закону Вейбулла?
4. Как определяется средняя наработка до отказа невосстанавливаемого изделия, если его наработка до отказа подчиняется закону Вейбулла?
5. Дайте описание графиков зависимости вероятности безотказной работы, плотности вероятности и интенсивности отказов невосстанавливаемого изделия, если его наработка до отказа подчиняется закону Вейбулла.

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ НЕРЕЗЕРВИРОВАННЫХ НЕВОССТАНАВЛИВАЕМЫХ СИСТЕМ

Цель: выполнить расчет характеристик безотказности невосстанавливаемой системы на основе характеристик безотказной работы отдельных элементов.

Показателями надежности невосстанавливаемых систем являются:

- $P_c(t)$ – вероятность безотказной работы системы в течение времени t ;
- T_{lc} – среднее время безотказной работы системы;
- $\lambda_c(t)$ – интенсивность отказа системы в момент времени t ;
- $f_c(t)$ – плотность распределения времени до отказа.

Между перечисленными показателями существуют следующие зависимости:

$$P_c(t) = \exp\left(-\int_0^t \lambda_c(t) dt\right),$$

$$T_{lc} = \int_0^{\infty} P_c(t) dt,$$

$$\lambda_c(t) = \frac{f_c(t)}{P_c(t)},$$

$$f_c(t) = \frac{Q_c(t)}{dt} = -\frac{P_c(t)}{dt},$$

$$P_c(t) = 1 - \int_0^t f_c(t) dt.$$

Структурная схема нерезервированной системы, состоящей из n элементов (при их последовательном соединении), приведена на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема нерезервированной системы

В случае отказа любого элемента наступает отказ системы. При этом остальные элементы прекращают работу.

Показатели надежности описанной системы вычисляются по следующим формулам:

$$P_c(t) = \prod_{j=1}^n P_j(t), \quad (1)$$

$$T_{lc} = \int_0^{\infty} P_c(t) dt,$$

$$\lambda_c(t) = \sum_{j=1}^n \lambda_j(t),$$

$$f_c(t) = f_1(t)P_2(t) \dots P_n(t) + P_1(t)f_2(t) \dots P_n(t) + P_1(t)P_2(t) \dots f_n(t),$$

где $P_j(t)$ – вероятность безотказной работы j -го элемента ($j = 1, 2, \dots, n$); $f_j(t)$ – плотность распределения времени до отказа j -го элемента; $\lambda_j(t)$ – интенсивность отказа j -го элемента.

Для случая постоянных интенсивностей отказов элементов имеют место соотношения

$$P_c(t) = e^{-\lambda_c t},$$

$$\lambda_c = \sum_{j=1}^n \lambda_j,$$

$$T_{lc} = \frac{1}{\lambda_c},$$

$$f_c(t) = \lambda_c e^{-\lambda_c t}.$$

При расчете надежности систем часто приходится перемножать вероятности безотказной работы отдельных элементов расчета, возводить их в степень и извлекать корни. При значениях $P(t)$, близких к единице, эти вычисления можно с достаточной для практики точностью выполнять по следующим приближенным формулам:

$$\begin{aligned} P_1(t)P_2(t) \dots P_n(t) &\approx 1 - \sum_{j=1}^n Q_j(t), \\ P_j^n(t) &= 1 - nQ_j(t), \\ \sqrt[n]{P_j(t)} &= 1 - Q_j(t)/n, \end{aligned} \quad (2)$$

где $Q_j(t)$ – вероятность отказа i -го элемента.

Пример 1. Нерезервированная система состоит из пяти элементов. Интенсивности их отказов приведены в табл. 1.

Необходимо определить показатели надежности системы: интенсивность отказа, среднее время безотказной работы, вероятность безотказной работы, плотность распределения времени безотказной работы. Показатели надежности $P(t)$ и $f(t)$ нужно получить в интервале времени от 0 до 1000 ч с шагом 100 ч.

Таблица 1

Интенсивности отказов элементов

Номер элемента	1	2	3	4	5
$\lambda_j, \text{ч}^{-1}$	0,00007	0,00005	0,00004	0,00006	0,00004

Решение. Вычислим интенсивность отказа и среднее время безотказной работы системы:

$$\lambda_c = \sum_{j=1}^n \lambda_j = 0,00007 + 0,00005 + 0,00004 + 0,00006 + 0,00004 = 0,00026 \text{ ч}^{-1},$$

$$T_{lc} = \frac{1}{\lambda_c} = \frac{1}{0,00026} = 3846 \text{ ч}.$$

Получим значения вероятности безотказной работы и плотности распределения времени до отказа, табулируя функции:

$$P_c(t) = e^{-\lambda_c t} = e^{-0,00026t} \text{ и } f_c(t) = \lambda_c e^{-\lambda_c t} = 0,00026e^{-0,00026t}.$$

В интервале от 0 до 1000 ч результаты табулирования представлены в табл. 2.

Таблица 2

**Вероятность безотказной работы
и плотность распределения времени до отказа системы**

$t, \text{ч}$	$P(t)$	$f(t)$
0	1	0,00026
100	0,974335	0,000253
200	0,949329	0,000247
300	0,924964	0,000240
400	0,901225	0,000234
500	0,878095	0,000228
600	0,855559	0,000222
700	0,833601	0,000217
800	0,812207	0,000211
900	0,791362	0,000206
1000	0,771052	0,000200

Графическая иллюстрация зависимости показателей надежности от времени представлена на рис. 2 и 3.

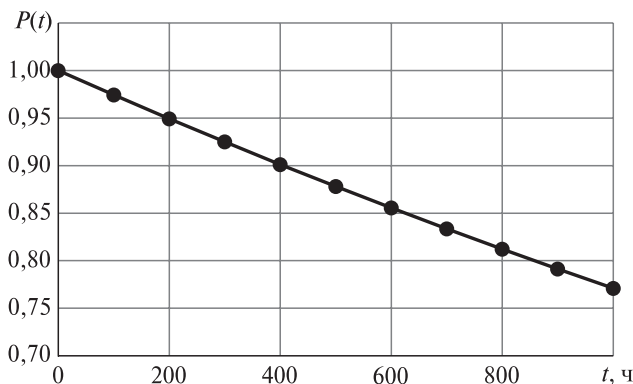


Рис. 2. Зависимость вероятности безотказной работы системы от времени

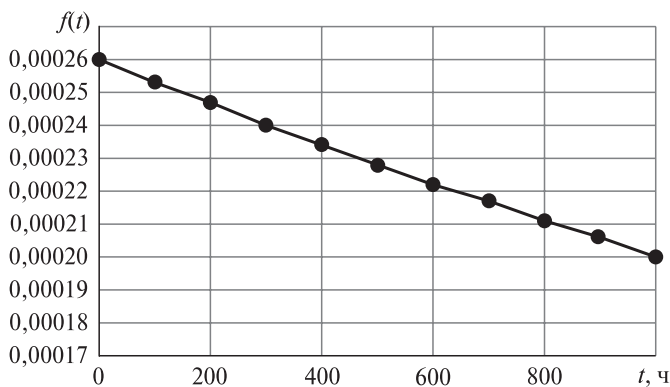


Рис. 3. Зависимость плотности распределения времени до отказа системы от времени

Интенсивность отказа системы в данном случае — постоянная величина, равная $\lambda_c = 0,00026 \text{ ч}^{-1}$, ее графиком является прямая, параллельная оси времени.

Пример 2. Система состоит из 12 600 элементов, средняя интенсивность отказов которых $\lambda_{cp} = 0,32 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$.

Необходимо определить вероятность безотказной работы в течение $t = 50 \text{ ч}$.

Решение. Интенсивность отказов системы

$$\lambda_c = \lambda_{cp} n = 0,32 \cdot 10^{-6} \cdot 12\,600 = 4,032 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}.$$

Вероятность безотказной работы в течение $t = 50$ ч

$$P_c(t) = e^{-\lambda_c t} = e^{-4,032 \cdot 10^{-3} \cdot 50} \approx 0,82.$$

Пример 3. Система состоит из $N = 5$ элементов. Надежность элементов характеризуется вероятностью безотказной работы в течение времени t : $P_1(t) = 0,98$; $P_2(t) = 0,99$; $P_3(t) = 0,97$; $P_4(t) = 0,985$; $P_5(t) = 0,975$. Требуется определить вероятность безотказной работы системы.

Решение. На основании формулы (1)

$$P_c(t) = \prod_{j=1}^n P_j(t) = 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,985 \cdot 0,975.$$

Вероятности $P_1(t)$, $P_2(t)$, ..., $P_5(t)$ близки к единице, поэтому вычислить $P_c(t)$ удобно, используя приближенную формулу (2).

В нашем случае $Q_1(t) = 0,02$; $Q_2(t) = 0,01$; $Q_3(t) = 0,03$; $Q_4(t) = 0,015$; $Q_5(t) = 0,025$. Тогда

$$P_c(t) = \prod_{j=1}^5 P_j(t) = 1 - \sum_{j=1}^5 Q_j(t) = 1 - (0,02 + 0,01 + 0,03 + 0,015 + 0,025) = 0,9.$$

Пример 4. Система состоит из трех блоков, средняя наработка до первого отказа которых $T_1 = 160$ ч, $T_2 = 320$ ч, $T_3 = 600$ ч. Для блоков справедлив экспоненциальный закон надежности. Требуется определить среднюю наработку до первого отказа системы.

Решение. Воспользуемся формулой для средней наработки до первого отказа системы. В нашем случае

$$\lambda_c(t) = \sum_{j=1}^3 \lambda_j(t) = \frac{1}{T_1} + \frac{1}{T_2} + \frac{1}{T_3} = \frac{1}{160} + \frac{1}{320} + \frac{1}{600} \approx 0,011 \text{ ч}^{-1}.$$

Тогда

$$T_{cp.c} = \frac{1}{\lambda_c} = \frac{1}{0,011} \approx 91 \text{ ч}.$$

Пример 5. Система (изделие) состоит из двух устройств. Вероятности безотказной работы каждого из них в течение времени $t = 100$ ч составляют: $P_1(100) = 0,95$; $P_2(100) = 0,97$. Справедлив экспоненциальный закон надежности. Необходимо найти среднюю наработку до первого отказа системы.

Решение. Найдем вероятность безотказной работы изделия:

$$P_c(100) = P_1(100)P_2(100) = 0,95 \cdot 0,97 = 0,92.$$

Интенсивность отказов изделия вычисляется по формуле

$$P_c(100) = 0,92 = e^{-\lambda_c t} = e^{-\lambda_c 100}.$$

Имеем

$$\lambda_c \cdot 100 \approx 0,083, \text{ или } \lambda_c = 0,83 \cdot 10^{-3} \text{ ч}^{-1}.$$

Тогда

$$T_{\text{ср.с}} = \frac{1}{\lambda_c} = \frac{1}{0,83 \cdot 10^{-3}} = 1200 \text{ ч.}$$

Задачи для самостоятельного решения

1. Техническая система состоит из $n = 3$ подсистем, которые могут отказать независимо друг от друга. Отказ каждой подсистемы приводит к отказу всей системы. Вероятность того, что в течение времени t первая подсистема проработает безотказно, равна P_1 , вторая — P_2 , третья — P_3 . Найдите вероятность того, что в течение времени t система проработает безотказно. Найдите вероятность отказа системы за время t .

2. Спроектируйте нерезервированную систему, состоящую из элементов четырех групп, используя табл. 3.

Таблица 3

Данные о числе элементов системы и интенсивности их отказов

Номер группы	Число элементов	Интенсивность отказов элементов, ч^{-1}
1	n_1	λ_1
2	n_2	λ_2
3	n_3	λ_3
4	n_4	λ_4

Определите интенсивность отказа системы, среднее время безотказной работы, вероятность безотказной работы системы в течение времени $t_1 = 100$ ч, $t_2 = 1000$ ч и в интервале указанных наработок; плотность распределения времени безотказной работы системы при наработке $t_2 = 1000$ ч.

3. Техническая система состоит из пяти элементов с экспоненциальными законами времени до отказа. Известны значения следующих показателей их надежности: $P_1(100)$, λ_2 , T_3 , T_4 , λ_5 .

Определите время t , в течение которого система будет исправна с вероятностью 0,92.

4. Техническая система состоит из пяти элементов с постоянными интенсивностями отказов. Вероятности безотказной работы элементов в течение t часов $P_1(100)$, $P_2(100)$, $P_3(100)$, $P_4(100)$, $P_5(100)$ известны. Определите вероятность безотказной работы элементов в течение 600 ч функционирования системы, а также среднее время безотказной работы.



Получите исходные данные для выполнения задания к практическому занятию от преподавателя. Выполните расчет показателей надежности.

Контрольные вопросы

1. Назовите показатели надежности невосстанавливаемых нерезервированных систем.
2. Какие существуют зависимости между показателями надежности невосстанавливаемых нерезервированных систем?
3. Какова структурная схема нерезервированной системы, состоящей из n элементов?
4. Как определяются показатели надежности нерезервированных невосстанавливаемых систем (вероятность безотказной работы системы в течение времени t , среднее время безотказной работы системы, интенсивность отказа системы в момент времени t , плотность распределения времени до отказа)?
5. По каким приближенным формулам вычисляют надежность системы при значениях $P(t)$, близких к единице?

РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМ С РЕЗЕРВИРОВАНИЕМ

Цель: выполнить расчет характеристик безотказности резервированных невосстанавливаемых систем на основе характеристик безотказной работы отдельных элементов.

Критерии надежности резервированных невосстанавливаемых систем те же, что и нерезервированных невосстанавливаемых систем.

Основными видами резервирования являются: общее постоянное резервирование, общее резервирование замещением, раздельное постоянное резервирование, раздельное резервирование замещением. Структурные схемы резервированных систем представлены на рис. 1.

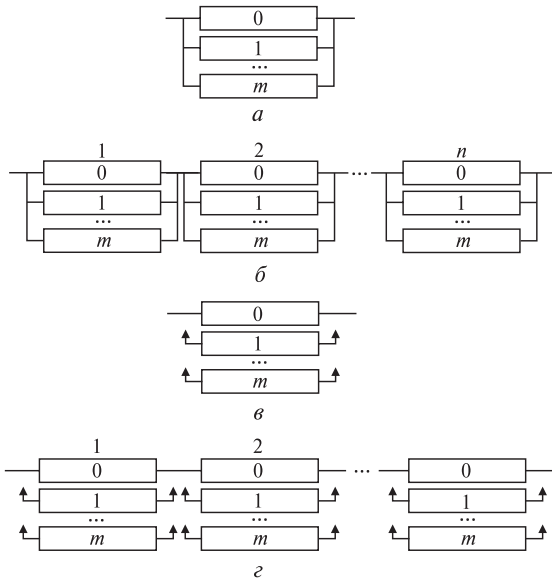


Рис. 1. Структурные схемы резервированных систем:

a – общее резервирование с постоянно включенным резервом;

б – раздельное резервирование с постоянно включенным резервом;

в – общее резервирование замещением; *г* – раздельное резервирование замещением

Приведем основные соотношения для показателей надежности резервированных систем.

1. Общее резервирование с постоянно включенным резервом

Пусть $P_i(t)$ — вероятность безотказной работы i -го элемента за время t , $Q_i(t)$ — вероятность отказа работы i -го элемента за время t , $f_i(t)$ — плотность распределения времени безотказной работы i -го элемента за время t . Тогда вероятность безотказной работы, плотность распределения времени безотказной работы и интенсивность отказов системы с кратностью резервирования m определяются соотношениями

$$\begin{aligned} P_c(t) &= 1 - \prod_{i=0}^m (1 - P_i(t)), \\ f_c(t) &= \sum_{i=0}^m (1 - P_0(t)) \dots f_i(t) \dots (1 - P_m(t)), \\ \lambda_c(t) &= \frac{\sum_{j=0}^m f_j(t) \prod_{i \neq j}^m Q_i(t)}{1 - \prod_{i=0}^m Q_i(t)}. \end{aligned}$$

В частности, для экспоненциальных распределений времени до отказа элементов с одинаковыми параметрами λ имеют место равенства

$$P_c(t) = 1 - (1 - e^{-\lambda t})^{m+1}, \quad (1)$$

$$f_c(t) = (m+1)\lambda e^{-\lambda t} (1 - e^{-\lambda t})^m, \quad (2)$$

$$\lambda_c(t) = \frac{(m+1)\lambda e^{-\lambda t} (1 - e^{-\lambda t})^m}{1 - (1 - e^{-\lambda t})^{m+1}}. \quad (3)$$

Среднее время безотказной работы системы определяется выражением

$$T_1 = \frac{1}{\lambda} \sum_{k=1}^{m+1} \frac{1}{k}. \quad (4)$$

Формулы справедливы для случая, когда нерезервированная система рассматривается как один элемент, показатели надежности которого известны. В действительности любая система состоит из большого числа элементов, каждый из которых имеет показатель надежности,

самостоятельно учитываемый при расчете. В таком случае формула для вероятности безотказной работы имеет вид

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=0}^m \left(1 - \prod_{j=1}^n P_{ij}(t) \right),$$

где n — число элементов нерезервированной системы; $P_{ij}(t)$ — вероятность безотказной работы элемента с номером (i, j) .

2. Общее резервирование замещением

Вероятность безотказной работы, плотность распределения времени до отказа и среднее время безотказной работы системы определяются выражениями

$$P_c(t) = P_0(t) + \sum_{i=1}^m f_0 * f_1 * \dots * f_{i-1} * P_i(t),$$

$$f_c(t) = f_0 * f_1 * \dots * f_m(t),$$

$$T_1 = \int_0^{\infty} P_c(t) dt = \sum_{i=0}^m T_{1i}.$$

Если все элементы равнонадежны, то

$$P_c(t) = \sum_{i=0}^m f^{*(i)} * P(t) = 1 - \int_0^1 f^{*(m+1)}(x) dx.$$

Формулы содержат свертки функций, обозначенные символом $*$. Свертка функций $f(t)$ и $g(t)$, заданных при $t \geq 0$, определяется соотношением

$$f * g(t) = \int_0^t f(t-x)g(x)dx = \int_0^t f(x)g(t-x)dx.$$

Выражение $f^{*(i)}(t) = f * f * \dots * f(t)$ представляет собой i -кратную свертку функции $f(t)$.

Если интенсивность отказов элементов системы постоянна и равна λ , то формулы для вероятности и среднего времени безотказной работы системы имеют вид

$$P_c(t) = \sum_{j=0}^m \frac{(\lambda t)^j}{j!} e^{-\lambda t},$$

$$T_c = \frac{1}{\lambda} (m+1).$$

3. Раздельное резервирование

Пусть исходная система состоит из n элементов. Тогда вероятность безотказной работы системы при раздельном резервировании выражается следующими формулами:

- раздельное резервирование с постоянно включенным резервом:

$$P_c(t) = 1 - \prod_{j=1}^m \left(1 - \prod_{i=0}^n (1 - P_{ij}(t)) \right); \quad (5)$$

- раздельное резервирование замещением:

$$P_c(t) = \prod_{j=1}^n \sum_{i=0}^m f_{0j} * f_{1j} * \dots * f_{i-1,j} * P_{ij}(t). \quad (6)$$

В формулах (5) и (6) приняты следующие обозначения: $P_{ij}(t)$ – вероятность безотказной работы элемента с номером (i, j) ; $f_{ij}(t)$ – плотность распределения времени до отказа элемента ($i = 0, 1, 2, \dots, m$; $j = 1, 2, \dots, n$).

Пример 1. Дана резервированная система с постоянным резервом кратности $m = 2$. Элементы системы имеют постоянную интенсивность отказа $\lambda = 0,05 \text{ ч}^{-1}$. Необходимо найти значения показателей надежности системы: вероятность безотказной работы, плотность распределения времени до отказа, интенсивность отказа, среднее время безотказной работы.

Решение. Воспользуемся формулами (1)–(3). Получим

$$\begin{aligned} P_c(t) &= 1 - (1 - e^{-\lambda t})^{m+1} = 1 - (1 - e^{-0,05t})^3, \\ f_c(t) &= (m+1)\lambda e^{-\lambda t} (1 - e^{-\lambda t})^m = 3 \cdot 0,05 e^{-0,05t} (1 - e^{-0,05t})^2, \\ \lambda_c(t) &= \frac{(m+1)\lambda e^{-\lambda t} (1 - e^{-\lambda t})^m}{1 - (1 - e^{-\lambda t})^{m+1}} = \\ &= \frac{0,15 e^{-0,05t} (1 - e^{-0,05t})^2}{1 - (1 - e^{-0,05t})^3} = \frac{0,15(1 - e^{-0,05t})^2}{3 - 3e^{-0,05t} + e^{-0,1t}}. \end{aligned}$$

Табулируя функции, найдем искомые значения показателей надежности (таблица). Графическая иллюстрация результатов представлена на рис. 2 и 3.

Согласно формуле (4) среднее время безотказной работы системы

$$T_1 = \frac{1}{\lambda} \sum_{k=1}^{m+1} \frac{1}{k} = 20 \left(1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} \right) = 36,7 \text{ ч.}$$

**Показатели надежности резервированной системы
с постоянным резервом кратности $m = 2$**

$t, \text{ч}$	$P_c(t)$	$f_c(t)$	$\lambda_c(t)$
0	1	0	0
5	0,989177	0,005716	0,005778
10	0,939084	0,014085	0,014999
15	0,853108	0,019726	0,023122
20	0,747420	0,022049	0,029501
25	0,636777	0,021878	0,034357
30	0,531138	0,020200	0,038031
35	0,435977	0,017794	0,040814
40	0,353538	0,015177	0,040814
45	0,284042	0,012653	0,044546
50	0,226594	0,010374	0,045784
55	0,179785	0,008402	0,046736
60	0,142048	0,006743	0,047469
65	0,111871	0,005374	0,048036
70	0,087884	0,004260	0,048475
75	0,068907	0,003364	0,048815
80	0,053947	0,002648	0,049079
85	0,042185	0,002079	0,049283
90	0,032958	0,001630	0,049442
95	0,025731	0,001275	0,049566
100	0,020078	0,000997	0,049662

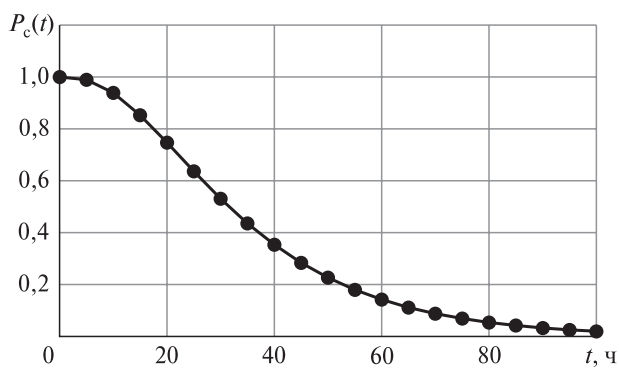


Рис. 2. Зависимость вероятности безотказной работы резервированной системы от времени

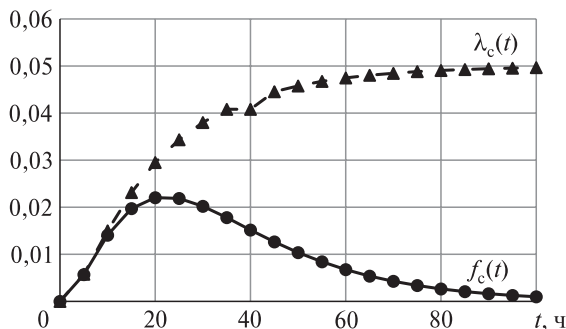


Рис. 3. Зависимости интенсивности и плотности распределения времени до отказа системы от времени

Пример 2. Требуется определить кратность резервирования системы с постоянным резервом, обеспечивающим вероятность безотказной работы 0,96 в течение времени $t = 150$ ч. Элементы системы равнонадежны и имеют экспоненциальное распределение со средним временем безотказной работы $T = 300$ ч. Необходимо также найти кратность резервирования для системы, элементы которой имеют распределение Рэлея с тем же средним временем безотказной работы.

Решение. Кратность резервирования может быть определена по формуле

$$m = \frac{\ln(1 - P_c(t))}{\ln(1 - P(t))} - 1,$$

где $P_c(t) = 0,96$ – вероятность безотказной работы системы за время t ; $P(t)$ – вероятность безотказной работы элемента в течение времени t .

Для экспоненциального распределения $P_1(t) = e^{-\lambda_1 t}$, где $\lambda_1 = 1/T$ – интенсивность отказа элемента.

Для распределения Рэлея $P_2(t) = e^{-\lambda_2 t^2}$, где $\lambda_2 = \pi/4T^2$ – параметр распределения.

В течение времени $t = 150$ ч получим:

- для экспоненциального закона распределения

$$P_1(t) = e^{-\lambda_1 t} = e^{-\frac{t}{T}} = e^{-\frac{150}{300}} = 0,606531;$$

- для закона распределения Рэлея

$$P_2(t) = e^{-\lambda_2 t^2} = e^{-\frac{\pi t^2}{4T^2}} = e^{-\frac{\pi 150^2}{4 \cdot 300^2}} = 0,821725.$$

Подставляя значения $P_1(t)$ и $P_2(t)$ в формулу для кратности резервирования m , получим:

- для экспоненциального закона распределения

$$m_1 = \frac{\ln(1-0,96)}{\ln(1-0,606531)} - 1 = 2,45;$$

- для закона распределения Рэлея

$$m_2 = \frac{\ln(1-0,96)}{\ln(1-0,821725)} - 1 = 0,87.$$

Округляя до целых чисел в большую сторону, получим $m_1 = 3$, $m_2 = 1$. Таким образом, для достижения заданной надежности в первом случае потребуется три резервных элемента, а во втором случае — только один.

Из примера 2 видно, что надежность системы определяется не только ее структурой и временем работы, но и законом распределения времени до отказа элементов.

Пример 3. В условиях примера 2 необходимо обеспечить заданную надежность системы в течение времени $t = 450$ ч.

Решение. Определим вероятность безотказной работы элемента в течение времени $t = 450$ ч для экспоненциального закона распределения и закона распределения Рэлея:

$$P_1(t) = e^{-\lambda_1 t} = e^{-\frac{t}{T}} = e^{-\frac{450}{300}} = 0,22313,$$

$$P_2(t) = e^{-\lambda_2 t^2} = e^{-\frac{\pi t^2}{4T^2}} = e^{-\frac{\pi 450^2}{4 \cdot 300^2}} = 0,17082.$$

Найдем кратность резервирования:

- для экспоненциального закона распределения

$$m_1 = \frac{\ln(1-0,96)}{\ln(1-0,22313)} - 1 = 11,7;$$

- для закона распределения Рэлея

$$m_2 = \frac{\ln(1-0,96)}{\ln(1-0,17082)} - 1 = 16,2.$$

Округляя до целых чисел в большую сторону, получим $m_1 = 12$, $m_2 = 17$. Таким образом, для достижения заданной надежности в течение времени $t = 450$ ч в первом случае необходимо иметь 12 резервных элементов, а во втором случае — 17. Из расчета следует, что структур-

ное резервирование не может обеспечить вероятность безотказной работы системы 0,96 в течение 450 ч. Кратность настолько высока, что ее практическая реализация вряд ли возможна (по экономическим причинам).

Задачи для самостоятельного решения

1. Техническая система представляет собой дублированную систему с постоянно включенным резервом. Вероятность того, что в течение времени t основная и резервная подсистемы проработают безотказно, равна $P(t)$. Найдите вероятность безотказной работы и вероятность отказа системы в течение времени t . Найдите среднее время безотказной работы системы при условии, что ее подсистемы имеют постоянную интенсивность отказов.

2. Задана интенсивность отказа элементов λ системы. Найдите кратность резервирования системы с постоянно включенным резервом, построенную из этих элементов и обеспечивающую заданное среднее время безотказной работы системы $T_{\text{ис}}$. Найдите вероятность безотказной работы системы в течение времени $t = 200$ ч.

3. Дана резервированная система с постоянным резервом заданной кратности m . Элементы системы имеют постоянную интенсивность отказа λ . Найдите значения показателей надежности системы: вероятность безотказной работы, плотность распределения времени до отказа, интенсивность отказа, среднее время безотказной работы. Постройте графики их зависимости от времени.



Получите исходные данные для выполнения задания к практическому занятию от преподавателя. Выполните расчет показателей надежности.

Контрольные вопросы

1. Назовите показатели надежности невосстанавливаемых систем с резервированием.

2. Какова структурная схема общего резервирования с постоянно включенным резервом? Как определяют показатели надежности?

3. Какова структурная схема общего резервирования с замещением? Как определяют показатели надежности?

4. Каковы структурная схема и выражения для оценки показателей надежности раздельного резервирования?

5. Что такое кратность резервирования и как она определяется?

АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЯ ПО КРИТЕРИЮ СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

Цель: выполнить расчет характеристик надежности изделия по критерию сопротивления усталости.

Надежность изделия, подверженного в процессе эксплуатации воздействию переменных нагрузок, определяется, с одной стороны, его нагруженностью, а с другой — способностью сопротивляться переменным нагрузкам, т. е. сопротивлением усталости.

Под нагруженностью понимается распределение во времени действующих напряжений, возникающих в изделии (детали, конструкции), и внешних нагрузок в период его эксплуатации.

Для большинства транспортных изделий (железнодорожный вагон, автомобиль, самолет, судно) нагруженность носит нестационарный случайный характер. Например, нагруженность деталей и конструкций подвижного состава железных дорог определяется динамическими воздействиями, возникающими при проходе стыков рельсов, стрелочных переводов и кривых участков пути, переходных режимах движения (трогание и разгон поезда, торможение), изменении плана и профиля пути (рис. 1). Динамические нагрузки и вибрации накладываются на статические, которые, в свою очередь, зависят от уровня загрузки вагона, его веса и скорости движения поезда. На рис. 2 в качестве примера приведен фрагмент осциллограммы динамических амплитуд первого главного напряжения во внутреннем проеме буксового выреза боковой рамы тележки грузового вагона модели 18-100 при движении вагона со скоростью 90 км/ч на участке железнодорожного пути длиной 1000 м. Циклические напряжения представляют собой непрерывный колебательный процесс со случайной амплитудой и частотой.

Применяя известные процедуры схематизации, случайный процесс нагруженности $\sigma(t)$ можно заменить ступенчатым блоком нагружения (гистограмма на рис. 3, где $w(\sigma)$ — частота для величин σ). Последний, в свою очередь, аппроксимируют подходящим законом (плотностью) распределения $\varphi(\sigma)$ случайной величины σ . Если рассеяние характеристики нагруженности (σ) подчиняется, например, нормальному закону, то нетрудно найти его параметры: среднее значение $\bar{\sigma}$ и среднеквадратическое отклонение S_{σ} .

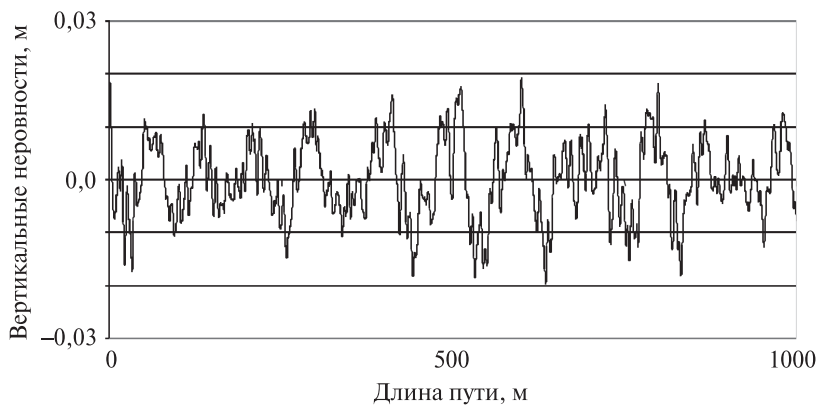


Рис. 1. Вертикальные неровности участка железнодорожного пути длиной 1000 м.
И с т о ч н и к: *Протопопов А. Л.* Живучесть литых деталей подвижного состава с технологическими дефектами : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Рос. ун-т транспорта. М., 2019. С. 44

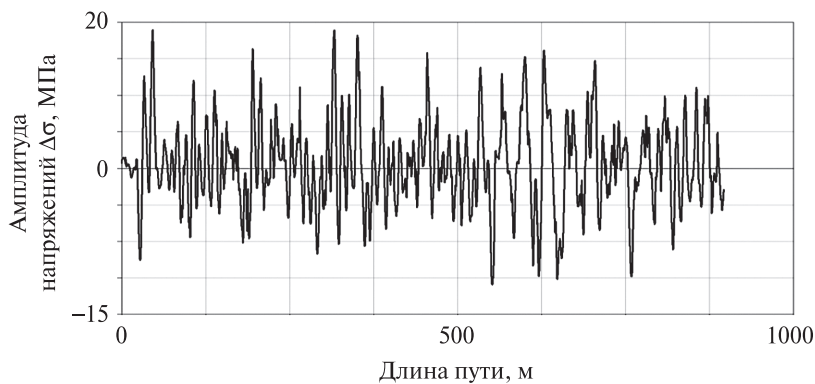


Рис. 2. Осциллограмма динамических амплитуд первого главного напряжения во внутреннем проеме буксового выреза боковой рамы тележки грузового вагона модели 18-100 при движении со скоростью 90 км/ч на участке железнодорожного пути длиной 1000 м.
И с т о ч н и к: *Протопопов А. Л.* Живучесть литых деталей подвижного состава с технологическими дефектами : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / Рос. ун-т транспорта. М., 2019. С. 47.

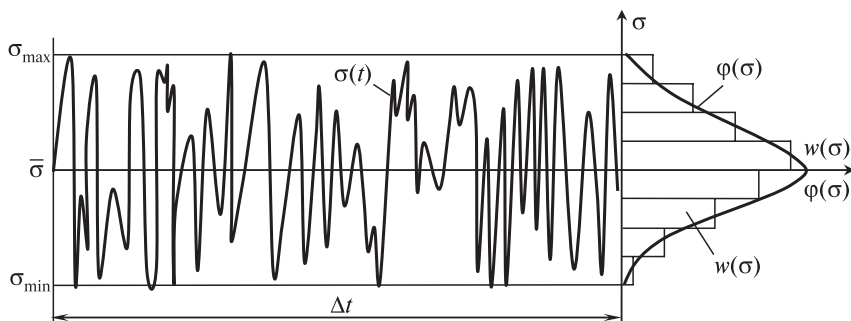


Рис. 3. Случайный процесс нагруженности $\sigma(t)$ и его схематизация в ограниченном интервале времени Δt законом распределения $\varphi(\sigma)$ действующих напряжений σ либо блоком нагружения $w(\sigma)$

На рис. 4 показана гистограмма распределения вертикальных сил от колес грузовых поездов и их аппроксимация нормальным законом распределения в зимний период по эталонному прямому участку пути.

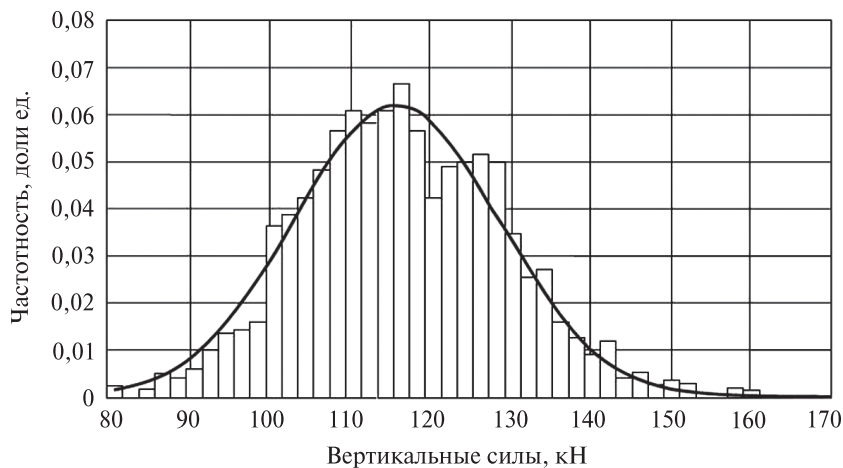


Рис. 4. Гистограмма распределения вертикальных сил от колес грузовых поездов и их аппроксимация нормальным законом распределения в зимний период по эталонному прямому участку пути.

Источники: Коссов В. С., Краснов О. Г., Акашев М. Г.

Влияние смятия в зоне сварных стыков
на силовое воздействие подвижного состава на путь //
Вестн. ВНТТЖТ. 2020. Т. 79, № 1. С. 9–16

Основные характеристики сопротивления усталости определяются по кривой механической усталости, которая представляет собой график, описывающий зависимость между максимальными напряжениями (σ_{\max}) или амплитудой цикла (σ_a) и циклической долговечностью (N_σ) одинаковых образцов, построенный по параметру среднего напряжения цикла или по параметру коэффициента асимметрии цикла. Последняя строится либо в двойных логарифмических координатах $\lg \sigma_a - \lg N_\sigma$, либо в полулогарифмических координатах $\sigma_a - \lg N_\sigma$ (рис. 5) по результатам испытаний в соответствии с ГОСТ 25.502–79 образцов из исследуемого материала. Критерием предельного состояния при оценке долговечности служит либо объемное разрушение испытуемого образца (его разделение на две части), либо момент достижения усталостной трещиной некоторой (наперед заданной) длины, например 0,5 или 1,0 мм (поверхностное повреждение).

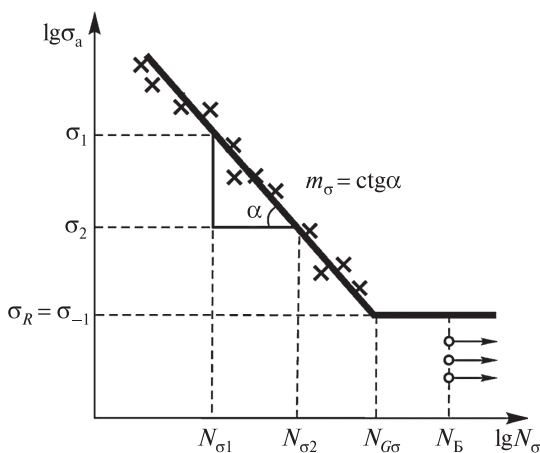


Рис. 5. Схема кривой усталости

Левая ветвь кривой усталости строится методом графического интерполирования экспериментальных точек, помеченных знаком \times , или способом наименьших квадратов. На полученной линии определяется характерная точка, а затем от нее проводится горизонтальный участок (правая ветвь) кривой усталости. Данная точка находится на среднем расстоянии между точкой, соответствующей минимальному значению напряжения, при котором реализуется предельное состояние, и точкой, соответствующей максимальному уровню напряжения, при котором об-

разец не разрушился. Таким образом получается кривая механической усталости. По данной кривой определяются основные характеристики сопротивления усталости: предел выносливости σ_R (для симметричного цикла σ_{-1}), абсцисса $N_{G\sigma}$ точки перелома кривой механической усталости и показатель m_σ наклона левой ветви кривой механической усталости.

Характеристики сопротивления усталости имеют вероятностную природу. Она обусловлена различием в составе, строении материала изделия, технологических режимах его изготовления, условиях испытания и другими факторами. В связи с этим получение полной информации об усталостной прочности исследуемого изделия возможно только на основе статистических испытаний на усталость. По результатам таких испытаний строится семейство кривых усталости равной вероятности разрушения. На рис. 6 представлено семейство кривых усталости образцов из алюминиевого сплава АВ, а на рис. 7 изображена интегральная функция распределения пределов выносливости образцов из стали Ст. 3.

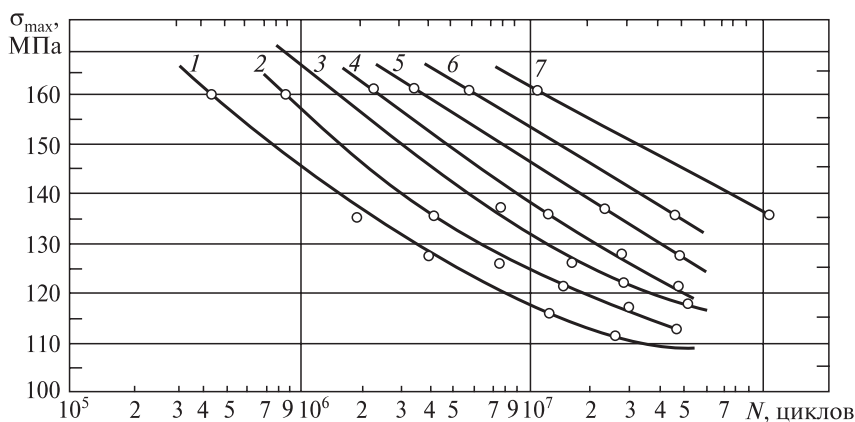


Рис. 6. Семейство кривых усталости по параметру вероятности разрушения P образцов из алюминиевого сплава АВ:
 $P = 1 \%$ (1); $P = 10 \%$ (2); $P = 30 \%$ (3); $P = 50 \%$ (4);
 $P = 70 \%$ (5); $P = 90 \%$ (6); $P = 99 \%$ (7).

Источники: Троценко В. Т., Сосновский Л. А.
 Сопротивление усталости металлов и сплавов :
 справочник. Киев, 1987. С. 1076.

Следует отметить, что задача определения характеристик сопротивления усталости натуральных изделий (детали, элементы конструкции, узлы) путем испытаний в условиях, близких к эксплуатационным,

является сложной, а иногда просто невыполнимой. По этой причине были разработаны методы расчета указанных характеристик, в основу которых положены результаты испытаний стандартных лабораторных образцов из материала исследуемого изделия. Данные расчеты затруднительны прежде всего потому, что на сопротивление усталости изделия влияет комплекс факторов: конструкционных, технологических, металлургических и эксплуатационных. Предел выносливости изделий из данного материала зависит в общем случае от его размеров, формы, технологии изготовления и условий испытания¹. Далее рассмотрим частный случай, когда значение предела выносливости определяется только размерами изделия.

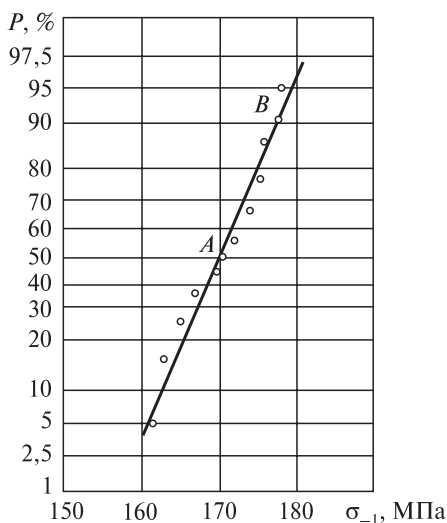


Рис. 7. Интегральная функция распределения пределов выносливости образцов из стали Ст. 3

Имеется большое число опытных данных о масштабном эффекте, т. е. о влиянии размеров на величину предела выносливости. Некоторые из них приведены в справочнике². К настоящему времени разработан ряд теорий масштабного эффекта в сопротивлении усталости материалов.

¹ Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости : ГОСТ 25.504-82 : введ. 18.05.1982. М., 1982. 55 с.

² Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов.

Согласно данным теориям эффект масштаба состоит в том, что с увеличением размеров изделия значение его предела выносливости, как правило, уменьшается. Степень влияния размеров образцов на предел выносливости оценивается коэффициентом влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабным фактором), который равен отношению предела выносливости σ_{-1D} образца заданного диаметра D к пределу выносливости σ_{-1} лабораторного образца диаметром $d = 7,5$ мм:

$$K_d = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{-1}}. \quad (1)$$

На рис. 8 построена зависимость коэффициента K_d от диаметра D образца для углеродистых и легированных сталей¹. Уравнение линейной регрессии для этой зависимости имеет вид

$$K_d = 1 - 0,243(\lg D - \lg 7,5). \quad (2)$$

Таким образом, задача о надежности изделий, работающих в условиях переменных нагрузок, сводится в общем случае к рассмотрению «взаимодействия» случайных функций плотности распределения $f(\sigma)$ действующих напряжений σ и $f(\sigma_{-1D})$ пределов выносливости σ_{-1D} за срок службы изделия. Если σ_{\max} — верхняя граница рассеяния действующих напряжений, которая оказывается выше величины $\sigma_{-1\min}$ — нижней границы рассеяния пределов выносливости, то вероятность отказа Q существует и определяется площадью, заштрихованной на рис. 9.

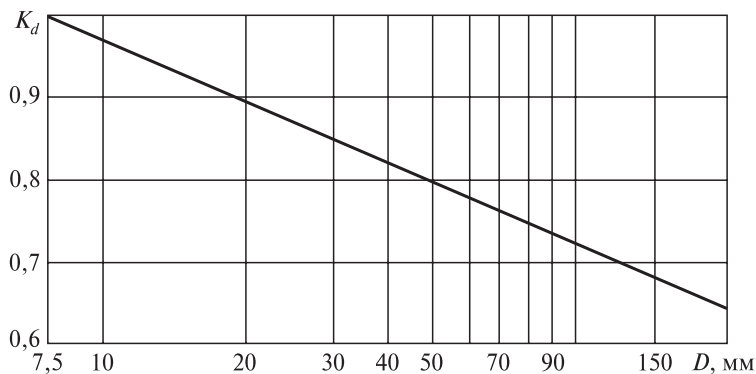


Рис. 8. Зависимость коэффициента K_d от диаметра образца для углеродистых и легированных сталей

¹ Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов.

Рассмотрим пример расчета значений изделия по критерию сопротивления усталости.

Пример. Пусть вал постоянного сечения работает на усталость при изгибе с вращением (симметричный цикл). Материал вала — сталь 25Х2МФА, его диаметр — 120 мм. Коэффициент нагрузки (отношение среднего значения $\bar{\sigma}$ действующих напряжений к среднему значению $\bar{\sigma}_{-1}$ пределов выносливости) $k = 0,55$. Коэффициент вариации действующих напряжений $v_{\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\bar{\sigma}} = 0,25$. Плотности $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$ распределения действующих σ и предельных σ_{-1D} напряжений подчиняются нормальному закону с параметрами $\bar{\sigma}$, $\bar{\sigma}_{-1D}$ (средние значения) и S_{σ} , $S_{\sigma_{-1D}}$ (средние квадратические отклонения). Требуется:

- 1) найти значение $\bar{\sigma}_{-1}$ предела выносливости заданного материала при симметричном цикле напряжений, определенного при испытании гладких лабораторных образцов диаметром 7,5 мм;
- 2) определить нижнюю границу $\sigma_{-1\min}$ рассеяния пределов выносливости, принимая вероятность $P(\sigma_{-1\min})$ равной 0,001;
- 3) вычислить среднее значение $\bar{\sigma}_{-1D}$ пределов выносливости вала;
- 4) построить интегральную функцию распределения $P(\bar{\sigma}_{-1D})$ на нормальной вероятностной сетке и вычислить среднее квадратическое отклонение $S_{\sigma_{-1D}}$ пределов выносливости вала;
- 5) определить значения параметров $\bar{\sigma}$ и S_{σ} функции распределения действующих напряжений;
- 6) построить графики плотностей распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$ действующих напряжений и пределов выносливости вала;
- 7) вычислить вероятность Q отказа вала по критерию сопротивления усталости за установленный срок службы.

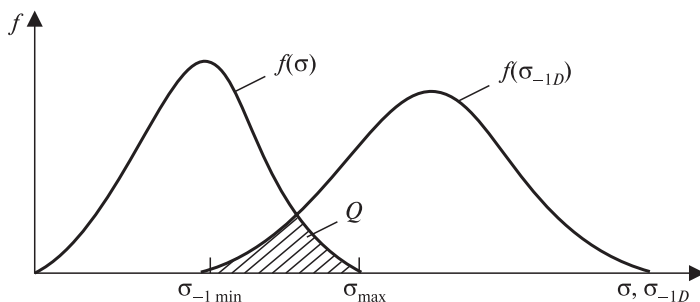


Рис. 9. Определение вероятности отказа по критерию сопротивления усталости

Решение. Найдем значение предела выносливости образцов из стали 25Х2МФА с помощью банка справочных данных по сопротивлению усталости металлов и сплавов¹. Согласно им² предел выносливости образцов из указанной стали при симметричном цикле изгиба с вращением $\sigma_{-1} = \bar{\sigma}_{-1} = 400$ МПа.

Экспериментально установлено, что нижняя граница рассеяния пределов выносливости $\sigma_{-1\min}$ является общей для изделий разных размеров, изготовленных из одного материала. Расчетную оценку величины $\sigma_{-1\min}$ получают из установленного опытным путем соотношения $\sigma_{-1\min} = 0,5\bar{\sigma}_{-1}$ при учете того, что значению $\sigma_{-1\min}$ с достаточной для практических расчетов точностью соответствует вероятность³ $P(\sigma_{-1\min}) = 0,001$. Следовательно, для стали 25Х2МФА $\sigma_{-1\min} = 0,5 \cdot 400 = 200$ МПа.

Вычислим среднее значение $\bar{\sigma}_{-1D}$ пределов выносливости вала диаметром $D = 120$ мм из стали 25Х2МФА, используя масштабную зависимость (2) величины σ_{-1} . В нашем случае, полагая в формуле (1) средние значения пределов выносливости, получим

$$\begin{aligned}\bar{\sigma}_{-1D} &= K_d \bar{\sigma}_{-1} = \bar{\sigma}_{-1} [1 - 0,243(\lg D - \lg 7,5)] = \\ &= 400 [1 - 0,243(\lg 120 - \lg 7,5)] = 283 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Правила построения и применения вероятностных сеток для различных теоретических законов распределения, в том числе и нормального, регламентирует ГОСТ 11.008-75⁴. Вероятностную сетку для нормального закона распределения рекомендуется строить следующим образом: по оси абсцисс применяется равномерная шкала, а по оси ординат откладываются значения ординаты y и надписывается величина $p(y)$ — значение нормированной центрированной функции нормального распределения.

Для выбора масштаба по оси ординат задаются минимальным $P_{\min} = 0,001$ и максимальным $P_{\max} = 0,999$ значениями величины $P(y)$, которым соответствуют минимальное $y_{\min} = -3,090$ и максимальное $y_{\max} = 3,090$ значения y . Величину S_y (ординату точки, отвечающей вероятности P) вычисляют по формуле

¹ Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов.

² Там же. С. 700–701.

³ Там же.

⁴ Прикладная статистика. Правила построения и применения вероятностных сеток : ГОСТ 11.008-75 : введ. 07.07.1976. М., 1976. 43 с.

$$S_y(P) = \frac{H}{6,18} y, \quad (3)$$

где H – длина шкалы по оси ординат, мм; $y = z_p$ – квантиль нормированного нормального распределения, отвечающий значению P . В табл. 1 приведены значения квантилей нормированного нормального распределения. При $P < 0,5$ следует пользоваться соотношением $S_p = -S_{1-p}$. Например, если $P = 0,3$, то $S_{0,3} = -S_{0,7}$.

Построим функции распределения пределов выносливости σ_{-1} и σ_{-1D} по изложенной методике. Для этого проведем ось абсцисс и нанесем на нее деления с равными промежутками, учитывая, что в нашем случае $\sigma_{-1\min} = 200$ МПа, а максимум значений пределов выносливости $\sigma_{-1\max} = 700$ МПа (рис. 10). Выбрав длину оси ординат $H = 120$ мм и используя формулу (3), получим

$$S_y(P) = 19,25 z_p. \quad (4)$$

Таблица 1

Наиболее употребительные значения квантилей нормированного нормального распределения

Вероятность P	Квантиль z_p	P	z_p	P	z_p	P	z_p
0	$-\infty$	0,05	-1,64	0,5	0	0,975	1,96
0,0001	-3,72	0,1	-1,28	0,6	0,25	0,99	2,33
0,001	-3,09	0,2	-0,84	0,7	0,52	0,995	2,58
0,005	-2,58	0,3	-0,52	0,8	0,84	0,999	3,09
0,01	-2,33	0,4	-0,25	0,9	1,28	0,9999	3,72
0,025	-1,96	0,5	0	0,95	1,64	—	—

Пользуясь формулами (3), (4) и табл. 1, построим шкалу вероятностей P (см. рис. 10).

Нанесем на полученную вероятностную сетку точки B и B_1 с абсциссами $\bar{\sigma}_{-1} = 400$ МПа и $\bar{\sigma}_{-1D} = 283$ МПа и ординатой $P = 0,5$, а также точку A с абсциссой $\sigma_{-1\min} = 200$ МПа и ординатой $P = 0,001$. Проведем из точки A через точки B и B_1 два луча, которые и являются интегральными функциями распределения $P(\sigma_{-1})$ и $P(\sigma_{-1D})$ пределов выносливости σ_{-1} и σ_{-1D} образца и вала из стали 25Х2МФА соответственно.

Для оценки среднего квадратического отклонения $S_{\sigma_{-1D}}$ пределов выносливости вала диаметром $D = 120$ мм из заданного материала воспользуемся известной статистической зависимостью

$$(\sigma_{-1D})_P = \bar{\sigma}_{-1D} + z_p S_{\sigma_{-1D}}, \quad (5)$$

где $(\sigma_{-1D})_P$ – значение предела выносливости вала с вероятностью P .

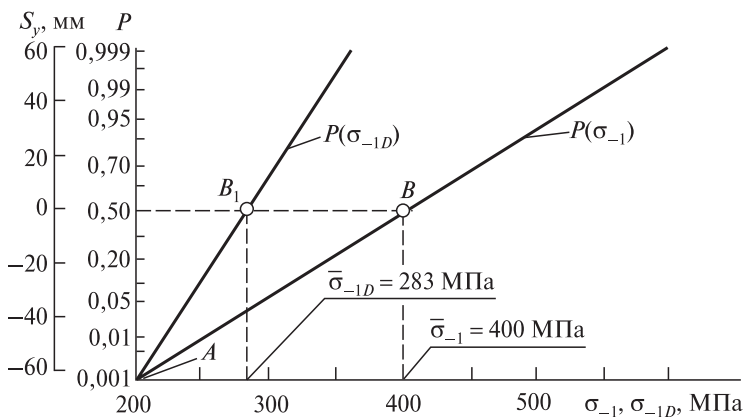


Рис. 10. Интегральные функции распределения пределов выносливости

Поскольку было установлено, что для $P = 0,001$ величина

$$(\sigma_{-1D})_P = (\sigma_{-1D})_{0,001} = \sigma_{-1\min} = 200 \text{ МПа},$$

исходя из формулы (5),

$$S_{\sigma_{-1D}} = \frac{\sigma_{-1\min} - \bar{\sigma}_{-1D}}{z_{0,001}} = \frac{200 - 283}{-3,09} = 27 \text{ МПа}.$$

Найдем среднее значение действующих напряжений через заданный коэффициент нагрузки:

$$\bar{\sigma} = k \bar{\sigma}_{-1D} = 0,55 \cdot 283 = 155,6 \text{ МПа}.$$

Среднее квадратическое отклонение действующих напряжений можно выразить через заданное значение коэффициента вариации:

$$S_{\sigma} = v_{\sigma} \bar{\sigma} = 0,25 \cdot 155,6 = 39 \text{ МПа}.$$

Плотность нормального распределения случайной величины x определяется по формуле

$$f(x) = \frac{1}{S_x \sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{(x - \bar{x})^2}{2S_x^2} \right). \quad (6)$$

Если в выражении (6) перейти к новой переменной, называемой нормированной случайной величиной (квантилью z_P , см. табл. 1), которая вычисляется по формуле

$$z_p = \frac{x - \bar{x}}{S_x},$$

то получаем

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{z_p^2}{2}\right) = \varphi(z_p). \quad (7)$$

Выражение (7) является плотностью нормированного нормального распределения.

Пользуясь значениями для $\varphi(z_p)$, удобно вычислять значения плотности распределения $f(x)$:

$$f(x) = \frac{1}{S_x} \varphi(z_p). \quad (8)$$

Для построения графиков плотностей распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$ действующих напряжений и пределов выносливости вала необходимые расчеты произведем в табличной форме (табл. 2). В первом столбце табл. 2 определяем значения квантилей в диапазоне от $-3,09$ до $3,09$. Во втором столбце записываем значения вероятностей P , соответствующие квантилям z_p в первом столбце, пользуясь табл. 1. В третий и четвертый столбцы заносим значения пределов выносливости $(\sigma_{-1D})_P$ и действующих напряжений $(\sigma)_P$, определяемых по формулам (5) и (9):

$$(\sigma)_P = \bar{\sigma} + z_p S_{\sigma}. \quad (9)$$

Таблица 2

Расчет значений функций плотностей распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$

z_p	P	$(\sigma_{-1D})_P$	$(\sigma)_P$	$\varphi(z_p)$	$f(\sigma)$	$f(\sigma_{-1D})$
-3,0	0,001	202	38,5	0,00443	0,00017	0,00011
-2,5	0,006	215,5	58	0,0175	0,00065	0,00045
-2,0	0,023	229	77,5	0,0540	0,0020	0,00139
-1,5	0,067	242,5	97	0,1295	0,0048	0,00333
-1,0	0,159	256	116,5	0,2420	0,0090	0,00622
-0,5	0,309	269,5	136	0,3521	0,01311	0,00905
0	0,500	283	155,5	0,3989	0,01486	0,01025
0,5	0,691	296,5	175	0,3521	0,01311	0,00905
1,0	0,841	310	194,5	0,2420	0,0090	0,00622
1,5	0,933	323,5	214	0,1295	0,0048	0,00333
2,0	0,977	337	233,5	0,0540	0,0020	0,00139
2,5	0,994	350,5	253	0,0175	0,00065	0,00045
3,0	0,999	364	272,5	0,00443	0,00017	0,00011

В пятом столбце записываем значения функции $\varphi(z_p)$ плотности нормированного нормального распределения. Заметим, что $\varphi(z_p)$ – четная функция, т. е. $\varphi(-z_p) = \varphi(z_p)$.

Численные значения функций $f(\sigma_{-1D})$ и $f(\sigma)$ заносим в последние два столбца табл. 2. Они вычисляются по формуле (8). Согласно табл. 2 строим графики плотностей распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$ действующих напряжений и пределов выносливости вала (рис. 11).

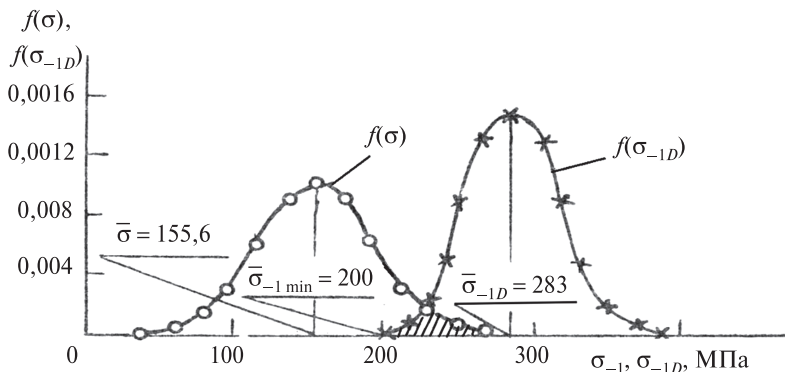


Рис. 11. Графики плотностей распределения $f(\sigma)$ и $f(\sigma_{-1D})$ действующих напряжений и пределов выносливости вала

Как видно из рис. 11, верхняя граница рассеяния $\sigma_{\max} = 272,6$ МПа действующих напряжений оказалась больше нижней границы рассеяния пределов выносливости $\sigma_{-1\min} = 200$ МПа. Следовательно, существует вероятность Q отказа вала, равная площади, заштрихованной на рис. 11. Для аналитического вычисления вероятности отказа предложено выражение¹

$$Q = \Phi \left(- \frac{\bar{\sigma}_{-1D} - \bar{\sigma}}{\sqrt{(S_{\sigma_{-1D}})^2 + (S_{\sigma})^2}} \right),$$

где $\Phi(x)$ – интегральная функция распределения нормированной случайной величины (функция Лапласа), значения которой приведены в прил. 3. Следует отметить, что эта функция является нечетной, т. е. $\Phi(-x) = 1 - \Phi(x)$.

¹ Троценко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов.

В нашем случае вероятность отказа вала

$$Q = 1 - \Phi\left(\frac{283 - 155,6}{\sqrt{27^2 + 39^2}}\right) = 0,00346.$$



1. Изучите теоретические сведения.
2. Получите исходные данные для выполнения задания от преподавателя.
3. Выполните оценку вероятности отказа (или вероятности безотказной работы) стального вала по критерию сопротивления усталости с построением графиков (интегральной функции распределения пределов выносливости детали и функций плотности вероятностей действующих напряжений и пределов выносливости детали) по методике, изложенной в примере.

Контрольные вопросы

1. Чем определяется надежность изделия, подверженного в процессе эксплуатации воздействию переменных нагрузок? Что такое нагруженность?
2. Какие характеристики сопротивления усталости вы знаете? Как они определяются?
3. В чем заключается особенность статистических испытаний на усталость? Какие параметры функции распределения пределов выносливости определяются при таких испытаниях?
4. Как размер изделия влияет на его предел выносливости? Поясните подробно.
5. Как строится интегральная функция распределения пределов выносливости?
6. Как определяются вероятность отказа и вероятность безотказной работы по критерию сопротивления усталости?

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ». ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ ИЗНОСОУСТАЛОСТНЫМ ПОВРЕЖДЕНИЯМ

Цель: выполнить расчет характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения».

1. Сопротивление износоусталостным повреждениям элементов силовой системы. Обратный эффект

Коренные шейки нового коленчатого вала. Согласно длительным статистическим наблюдениям за техническим состоянием более 200 автомобилей ЗИЛ-130 в различных условиях эксплуатации, организованным автомобильным заводом им. И. А. Лихачева, средний темп износа коренных шеек $v_{i\text{ср}} = 0,193$ мкм/1000 км пробега¹. Будем считать, что этот темп износа отвечает среднему (расчетному) давлению на шейку в подшипнике $p = p_{\text{ср}} = 3,6$ МПа. Предельно допустимый износ коренной шейки² $i_{h\text{ пред}} = 0,07$ мм. Значит, пробег автомобиля до момента, когда износ достигнет величины $i_{h\text{ пред}}$, вычисляется следующим образом:

$$L_1 = \frac{i_{h\text{ пред}}}{v_i} = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,193 \cdot 10^{-3}} = 3,63 \cdot 10^5 \text{ км.}$$

Переведем пробег в число циклов. Для этого будем использовать предложенный академиком Е. А. Чудаковым параметр оборотности двигателя ξ , который показывает, сколько оборотов сделает коленчатый вал двигателя на 1 км пути. Исследования технических параметров двигателей грузовых автомобилей, выполненных в различных условиях эксплуатации³, показали, что для грузовых автомобилей средней грузо-

¹ Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В // Вопр. расчета, конструирования и исследования автомобиля : сб. НИИавтопрома. М., 1969. Вып. 3. С. 28–80.

² Исаев Г. С. Подшипники скольжения автомобильных двигателей. Обзор. М., 1969. 54 с.

³ Индикт Е. А., Галицкий А. В., Дрибинский Г. Л. Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации // Автомобил. пром-сть, 1978. № 11. С. 7–10.

подъемности (к которым относится и ЗИЛ-130) параметр оборотности в среднем $\xi \approx 2710$ об/км. Примем, что один цикл соответствует двум оборотам ($\alpha = 720^\circ$) коленчатого вала. Значит, число циклов до достижения предельного износа

$$N_\tau = L\xi \cdot 1/2 \text{ циклов,}$$

т. е.

$$N_{\tau 1} = L_1 \xi \cdot 1/2 = 3,63 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 4,92 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Как следует из результатов наблюдений¹, максимальный износ шеек при пробеге 200 тыс. км $i_{h \text{ пред}} = 0,134$ мм, что соответствует среднему темпу износа $(v_i)_{\text{ср}} = 134/200 = 0,67$ мкм/1000 км. Такое интенсивное изнашивание может быть вызвано рядом причин: эксплуатацией автомобиля в тяжелых дорожных условиях, повышенным биением коленчатого вала, загрязненным маслом и т. д. Условно примем, что суммарное неблагоприятное воздействие различных факторов на изнашивание коренной шейки эквивалентно высокому давлению на шейку в подшипнике, т. е. $p = p_{\text{max}} = 11,5$ МПа. Пробег автомобиля до достижения предельно допустимого износа

$$L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,67 \cdot 10^{-3}} \approx 1,04 \cdot 10^5 \text{ км,}$$

а число циклов

$$N_{\tau 2} = 1,04 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 1,41 \cdot 10^8.$$

Определим интенсивность изнашивания шейки в первом и втором случае по выражению

$$I = i_h / L_s, \quad (1)$$

где $L_s = 2\pi r_{\text{ш}} \cdot 2N_\tau = 2\pi d_{\text{ш}} N_\tau$ — путь трения, т. е.

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 4,92 \cdot 10^8} = 3,02 \cdot 10^{-13};$$

$$I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 1,41 \cdot 10^8} = 1,05 \cdot 10^{-12}.$$

Значения I согласуются с данными по интенсивности изнашивания шеек коленчатых валов грузовых автомобилей средней грузоподъемности².

¹ Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В.

² Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977. 526 с.

Коренные шейки восстановленного коленчатого вала. Коленчатые валы с износом шеек, превышающим допустимый, обычно восстанавливают наплавкой с последующей механической обработкой на специализированных ремонтных предприятиях. С этой целью было разработано несколько технологических процессов восстановления шеек, отличающихся наплавочными материалами, режимами наплавки и последующей термообработки. Как правило, восстановленные валы имеют ресурс значительно меньший, чем новые, как по критерию износостойкости, так и по критерию сопротивления усталости. Вместе с тем считается, что восстановить коленчатый вал экономически выгоднее, чем изготовить новый. К числу наиболее прогрессивных технологий относятся следующие: I – дуговая широкослойная наплавка порошковой проволокой ПП-Нп 40Х4Г2СМНТФ (совместная разработка ГосавтотрансНИИпроект НПО «Автотранспорт» и ИЭС им. Е. О. Патона); II – дуговая наплавка пружинной проволокой Нп – 30ХГСА под флюсом АН – 348А с легирующими добавками феррохрома и графита (совместная разработка НИИАТ и ГосНИТИ). Будем их называть соответственно технология I и технология II.

В. А. Какуевецкий, В. П. Шимановский, В. Г. Прилипков и др. выполнили соответствующее исследование коленчатых валов, восстановленных по обеим технологиям, результаты которого учтены при оценке надежности отремонтированных валов.

Для коренных шеек, восстановленных по технологии I, средний и максимальный темпы износа $v_{i\text{cp}} = 0,506 \text{ мкм/1000 км}$, $v_{i\text{max}} = 0,93 \text{ мкм/1000 км}$ соответственно¹.

Значит, пробеги и числа циклов до наступления предельно допустимого износа $i_{h\text{пред}} = 0,07 \text{ мм}$ для коренных шеек указанного коленчатого вала будут вычисляться следующим образом:

$$L_1 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,506 \cdot 10^{-3}} = 1,38 \cdot 10^5 \text{ км};$$

$$L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{0,93 \cdot 10^{-3}} = 7,53 \cdot 10^4 \text{ км};$$

$$N_{\tau 1} = 1,38 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 1,85 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{\tau 2} = 7,53 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 1,0 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

¹Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой / В. А. Какуевецкий, В. П. Шимановский, В. Г. Прилипков [и др.] // Свароч. пр-во, 1989. № 11. С. 10–12.

Интенсивности изнашивания будут соответствующие:

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 4,92 \cdot 10^8} = 3,02 \cdot 10^{-13}; \quad I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 1,41 \cdot 10^8} = 1,05 \cdot 10^{-12}.$$

Для коренных шеек, восстановленных по технологии II, средний и максимальный темпы износа $v_{i\text{ ср}} = 1,29$ мкм/1000 км, $v_{i\text{ max}} = 2,45$ мкм/1000 км соответственно¹. Следовательно, пробеги и числа циклов до достижения шейками предельно допустимого износа вычисляется следующим образом:

$$L_1 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{1,29 \cdot 10^{-3}} = 5,43 \cdot 10^4 \text{ (км)}; \quad L_2 = \frac{0,07 \cdot 10^3}{2,45 \cdot 10^{-3}} = 2,86 \cdot 10^4 \text{ км};$$

$$N_{t1} = 5,43 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 7,24 \cdot 10^7 \text{ циклов};$$

$$N_{t2} = 2,86 \cdot 10^4 \cdot 2710/2 = 3,81 \cdot 10^7 \text{ циклов},$$

интенсивности изнашивания:

$$I_1 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 7,24 \cdot 10^7} = 2,05 \cdot 10^{-12}; \quad I_2 = \frac{0,07}{2\pi \cdot 75 \cdot 3,81 \cdot 10^7} = 3,9 \cdot 10^{-12}.$$

Построение кривых фрикционной усталости коренных шеек и оценка их параметров. Как известно, кривая фрикционной усталости — это график, характеризующий зависимость между удельной силой трения при скольжении и фрикционной долговечностью одинаковых узлов трения или их моделей. Удельная сила трения, или фрикционное напряжение, определяется как произведение среднего нормального давления p в контакте на коэффициент трения скольжения f :

$$\tau_w = pf.$$

Для высокоооловянистого подшипникового сплава при трении о сталь 45 в условиях жидкостной смазки (моторное масло) при рабочей температуре двигателя +80...+90 °С коэффициент трения² $f \approx 0,006$. Опытные данные об изнашивании коренных шеек двигателя ЗИЛ-130 при постоянном нормальном давлении отсутствуют, поэтому мы условно приняли, что если среднее выборочное значение $p_{\text{ср}}$ нормального давле-

¹ Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой. С. 10–12.

² Трение, изнашивание и смазка : справочник : в 2 кн. / под ред. И. В. Крагельского. М., 1978. Кн. 1. 400 с.

ния на шейку за цикл сохраняется постоянным, то имеет место средний темп износа $v_{i\text{cp}}$, а если на шейку действует (условно) постоянно наибольшее давление p_{max} , то ему отвечает максимальный темп износа $v_{i\text{max}}$.

Фрикционная долговечность N_τ — это число циклов до достижения предельного состояния по износу, т. е. до достижения $i_{h\text{пред}}$.

В нашем случае для действующих в подшипнике фрикционных напряжений

$$\tau_{w1} = fp_{\text{cp}} = 0,006 \cdot 3,6 = 0,0216 \text{ МПа}$$

и

$$\tau_{w2} = fp_{\text{max}} = 0,006 \cdot 11,5 = 0,069 \text{ МПа.}$$

Ранее были вычислены значения фрикционных долговечностей $N_{\tau1}$ и $N_{\tau2}$ для нового и восстановленного по технологиям I и II коленчатых валов, поэтому для каждого из этих валов в координатах $\tau_w - N_\tau$ с логарифмическими шкалами получим по две точки с координатами $(N_{\tau1}; \tau_{w1})$ и $(N_{\tau2}; \tau_{w2})$ (рис. 1), через которые проведем прямые линии. Полученные линии представляют собой кривые фрикционной усталости коренных шеек нового и восстановленных коленчатых валов.

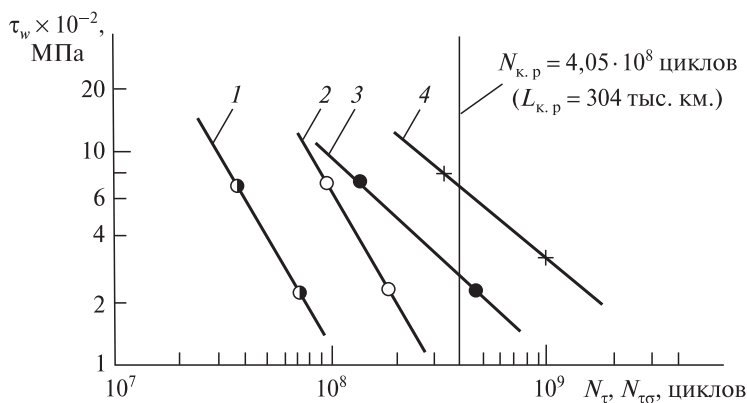


Рис. 1. Расчетно-экспериментальные кривые фрикционной усталости коренных (1–3) и шатунных (4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, построенные по критерию $i_{\text{пред}} = 0,07 \text{ мм}$ (1–3) и $i_{\text{пред}} = 0,04 \text{ мм}$ (4): нового (3, 4) и восстановленного по технологии I (2) и II (1)

Показатель наклона m_τ , характеризующий угол наклона кривой фрикционной усталости в логарифмических координатах (или координатах с логарифмическими шкалами), определяется по формуле

$$m_{\tau} = \frac{\lg N_{\tau 1} - \lg N_{\tau 2}}{\lg \tau_{w2} - \lg \tau_{w1}}. \quad (2)$$

Вычисленные по формуле (2) значения m_{τ} для шеек нового и восстановленного коленчатых валов приведены в табл. 1.

Для оценки предельного фрикционного напряжения – предела ограниченной фрикционной усталости τ_{fN} – необходимо выбрать долговечность, на которой определяется τ_{fN} . Средний ресурс двигателя ЗИЛ-130 до первого капитального ремонта (КР)¹ $L_{к.р} = 304$ тыс. км. К этому моменту ремонтные воздействия требуются не только для коленчатого вала с подшипниками, но и для деталей цилиндропоршневой группы, а также для базовых деталей двигателя (блок, головка цилиндров и др.). По этой причине выберем величину $L_{к.р}$ для оценки значений τ_{fN} . Переведем $L_{к.р}$ в число циклов:

$$N_{к.р} = 3,04 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 4,05 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Таблица 1

Характеристика фрикционной усталости коренных шеек коленчатых валов

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
τ_{fN} , МПа	$2,59 \cdot 10^{-2}$	$4,92 \cdot 10^{-3}$	$9,6 \cdot 10^{-4}$
m_{τ}	1,076	0,530	0,553

На рис. 1 проведена линия $N_{к.р} = 4,05 \cdot 10^8$ циклов = const. Из уравнения кривой фрикционной усталости

$$N_{\tau} = \tau_{fN}^{m_{\tau}} N_{\tau f} / \tau_w^{m_{\tau}},$$

где в нашем случае $N_{\tau f} = N_{к.р}$, выразим предел ограниченной фрикционной усталости

$$\tau_{fN} = \tau_w \left(\frac{N_{\tau}}{N_{к.р}} \right)^{1/m_{\tau}}. \quad (3)$$

Подставляя координаты одной из точек кривой усталости, например ($N_{\tau 1}; \tau_{w1}$) в формуле (3), найдем значения величины τ_{fN} для шеек нового и восстановленных коленчатых валов (см. табл. 1).

¹ Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В.

Шатунные шейки. В соответствии с опытными данными средний темп износа шатунных шеек нового коленчатого вала $v_{i\text{cp}} = 0,056$ мкм/1000 км, а максимальный $v_{i\text{max}} = 0,16$ мкм/1000 км; предельно допустимый износ шеек¹ $i_{h\text{пред}} = 0,04$ мм. Найдем ресурс (в километрах и числе циклов) шейки для каждого из темпов износа:

$$L_1 = \frac{0,04 \cdot 10^3}{0,056 \cdot 10^{-3}} = 7,14 \cdot 10^5 \text{ км};$$

$$N_{\text{тс1}} = 7,14 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 9,68 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$L_2 = \frac{0,04 \cdot 10^3}{0,16 \cdot 10^{-3}} = 2,5 \cdot 10^5 \text{ км};$$

$$N_{\text{тс2}} = 2,5 \cdot 10^5 \cdot 2710/2 = 3,39 \cdot 10^8 \text{ циклов}.$$

Примем условно, как и для коренных шеек, что средний темп износа $v_{i\text{cp}}$ шатунных шеек соответствует среднему выборочному значению нормального давления в подшипнике $p_{\text{cp}} = 5,0$ МПа, а максимальный темп износа $v_{i\text{max}}$ — наибольшему давлению $p_{\text{max}} = 12,6$ МПа за цикл двигателя.

Обратим внимание, что по данным многих исследователей, в том числе приведенным ранее, как средний, так и максимальный темп износа шатунных шеек существенно (в 2—4 раза) ниже соответствующих темпов износа коренных шеек. При этом предельные нагрузки в шатунном подшипнике значительно больше, чем в коренном. Так, в первом коренном подшипнике двигателя ЗИЛ-130 $p_{\text{cp}} = 1,65$ МПа и $p_{\text{max}} = 8,3$ МПа (при $n = 2000$ об/мин)², а в четвертом, наиболее нагруженном — $p_{\text{cp}} = 3,6$ МПа и $p_{\text{max}} = 11,5$ МПа, в то время как согласно нашим расчетам в шатунном подшипнике $p_{\text{cp}} = 5,0$ МПа и $p_{\text{max}} = 12,6$ МПа, а по некоторым сведениям наибольшее давление в нем может достигать³ 14,0 МПа. Если учесть, что материалы обоих подшипниковых узлов одинаковы, то трудно объяснить такую высокую износостойкость шатунных шеек по сравнению с коренными при их более высокой нагруженности. Одно из распространенных объяснений описанной закономерности — на-

¹ Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В.

² К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В. Н. Прокопьев, В. В. Иванов, Э. Р. Рунг [и др.] // Автомобил. пром-сть. 1974. № 6. С. 6—8.

³ Исавнин Г. С. Подшипники скольжения автомобильных двигателей. Обзор.

личие в шатунных шейках масляных сепараторов, предотвращающих попадание в подшипниковый узел твердых частиц, ускоряющих износ. При этом необходимо помнить, что условия подвода смазки к коренным подшипникам лучше, чем к шатунным: масло поступает к последним через масляные каналы от коренных шеек, и в случае, например, забивания масляных каналов, а также при пуске двигателя или ухудшении по тем или иным причинам работы масляного насоса смазывание шатунных подшипников затрудняется в первую очередь. Это подтверждают исследования по определению надежности и остаточной долговечности коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130, проведенные в НИЛ двигателей АРЕМЗ-МАДИ¹: основной дефект, определяющий необходимость капитального ремонта двигателей ЗИЛ-130, — образование задиров на шатунных шейках из-за недостаточной подачи к ним масла вследствие засорения продуктами износа сепаративной полости, а также потери натяга вкладышем.

С нашей точки зрения, одной из основных причин высокой износостойкости шатунных шеек является благоприятное воздействие относительно небольших по величине циклических напряжений изгиба, которые в коренных шейках практически отсутствуют. Именно в шатунных подшипниках коленчатого вала имеет место положительный эффект совместного действия повторно-переменных изгибающих моментов и сил трения скольжения, который ведет к повышению работоспособности вала по критерию износостойкости (так называемый обратный эффект) и может приводить к повышению работоспособности вала по критерию сопротивления усталости (так называемый прямой эффект).

Введем для фрикционных долговечностей шатунных шеек дополнительный индекс σ , обозначающий, что эта величина определена с учетом влияния объемных напряжений σ изгиба, а также кручения (см. приведенные ранее выражения). Этот же индекс будем использовать при оценке их интенсивности изнашивания и предельных напряжений.

По формуле (1) интенсивность изнашивания шатунной шейки

$$I_{\sigma 1} = \frac{0,04}{2\pi \cdot 65,5 \cdot 9,68 \cdot 10^8} = 1,0 \cdot 10^{-13};$$

$$I_{\sigma 2} = \frac{0,04}{2\pi \cdot 65,5 \cdot 3,39 \cdot 10^8} = 2,87 \cdot 10^{-13}.$$

¹Липкинд А. Г., Гринберг П. И., Ильин А. И. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130. М., 1978. 360 с.

Найдем значения действующих фрикционных напряжений в шатунном подшипнике:

$$\tau_{w1} = fp_{cp} = 0,006 \cdot 5 = 0,03 \text{ МПа},$$

$$\tau_{w2} = fp_{max} = 0,006 \cdot 12,6 = 0,076 \text{ МПа}.$$

Кривая фрикционно-механической усталости для шатунных шеек изображена на рис. 1. Вычислим значения ее параметров. Показатель наклона

$$m_{\tau} = \frac{\lg N_{\tau 1} - \lg N_{\tau 2}}{\lg \tau_{w2} - \lg \tau_{w1}} = \frac{\lg(9,68 \cdot 10^8) - \lg(3,39 \cdot 10^8)}{\lg 12,8 - \lg 5,0} \approx 1,12,$$

предел ограниченной фрикционно-механической усталости на базе $N_{к.р} = 4,05 \cdot 10^8$ циклов

$$\tau_{f\sigma N} = \tau_{w1} \left(\frac{N_{\tau\sigma 1}}{N_{к.р}} \right)^{1/m_{\tau\sigma}} = 0,03 \cdot \left(\frac{9,68 \cdot 10^8}{4,05 \cdot 10^8} \right)^{\frac{1}{1,12}} \approx 0,065 \text{ МПа}.$$

Рис. 2 иллюстрирует зависимость интенсивности изнашивания коренных шеек нового коленчатого вала и восстановленных по технологиям I и II коленчатых валов, а также шатунных шеек нового коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 от нормального давления. Как видно из рис. 1 и 2, сопротивление изнашиванию шатунных шеек как нового коленчатого вала, так и восстановленных значительно выше, чем коренных.

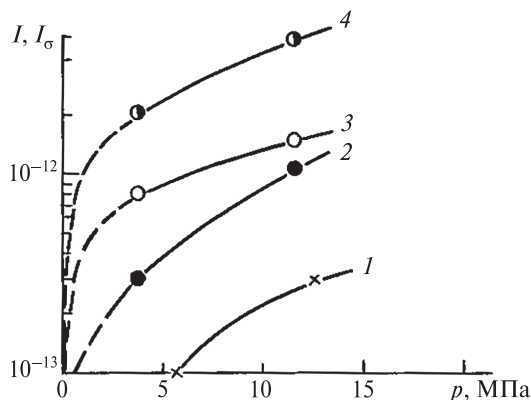


Рис. 2. Влияние среднего давления в подшипнике на интенсивность изнашивания шатунных (1) и коренных (2–4) шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1, 2) и восстановленного по технологии I (3) и II (4)

В статье «Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов...» не приведены результаты исследования износостойкости шатунных шеек восстановленных коленчатых валов. Предположим, что пределы ограниченной фрикционно-механической усталости $\tau_{f\sigma N}$ и показатели наклона $m_{\tau\sigma}$ кривых фрикционно-механической усталости шатунных шеек восстановленных по технологиям I и II валов превышают пределы ограниченной фрикционной усталости τ_{fN} и показатели наклона m_{τ} кривых фрикционной усталости коренных шеек тех же валов во столько же раз, как и для нового коленчатого вала. Для этого пересчитаем предельные напряжения для коренных шеек, учитывая, что предельно допустимые износы для коренных и шатунных шеек отличаются. Подставив в формулы для долговечности N_{τ} коренных шеек нового и восстановленных валов значение $i_{h \text{ пред}} = 0,04$ мм, определим эти величины. Затем, имея в виду, что показатели m_{τ} наклона кривых усталости остаются неизменными, найдем значения τ_{fN} , соответствующие $i_{h \text{ пред}} = 0,04$ мм: для нового вала $\tau_{fN} = 0,0154$ МПа, для восстановленного по технологии I $\tau_{fN}^{(I)} = 0,00171$ МПа, для восстановленного по технологии II $\tau_{fN}^{(II)} = 3,49 \cdot 10^{-4}$ МПа.

Согласно энергетической теории накопления износоусталостных повреждений, при обратном эффекте между предельными напряжениями при фрикционно-механической усталости и фрикционной усталости (τ_f и $\tau_{f\sigma}$) существует взаимосвязь

$$\tau_{f\sigma} = \tau_f \varphi_{\tau}(\sigma), \quad (4)$$

определяемая функцией $\varphi_{\tau}(\sigma)$:

$$\varphi_{\tau}(\sigma) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\sigma^2}{\sigma_R^2}}, \quad (5)$$

где $R_{\sigma,\tau}$ – параметр (в общем случае функция), учитывающий взаимодействие силовой (обусловленной повторно: переменной объемной, например изгибающей, нагрузкой) и фрикционной (обусловленной удельной силой трения, например при скольжении) эффективных (т. е. затрачиваемых на повреждение материала) энергий; σ и σ_R – амплитудные значения действующего напряжения и предела выносливости.

Сходная по форме зависимость прогнозируется и между соответствующими показателями наклона кривых усталости

$$m_{\tau\sigma} = m_{\tau} \varphi_m(\sigma), \quad (6)$$

где

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{\lg(\tau_f / \tau_{wL})}{\lg(\tau_{f\sigma} / \tau_{wL})},$$

где τ_{wL} — некоторое характерное фрикционное напряжение.

Найдем значения функций $\varphi_\tau(\sigma)$ и $\varphi_m(\sigma)$, а с их помощью — величин $\tau_{f\sigma N}$ и $m_{\tau\sigma}$ для шатунных шеек восстановленных коленчатых валов. Так, для нового вала согласно формулам (4) и (6)

$$\varphi_\tau(\sigma) = \frac{\tau_{f\sigma N}}{\tau_{fN}} = \frac{0,065}{0,0154} \approx 4,22;$$

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{m_{\tau\sigma}}{m_\tau} = \frac{1,12}{1,076} = 1,04 \approx 1,0.$$

Следовательно, для шатунных шеек коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\tau_{f\sigma N}^{(I)} = \tau_{fN}^{(I)} \varphi_\tau(\sigma) = 1,71 \cdot 10^{-3} \cdot 4,22 = 7,22 \cdot 10^{-3} \text{ МПа},$$

$$m_{\tau\sigma}^{(I)} \approx m_\tau^{(I)} = 0,53.$$

Аналогично для шатунных шеек вала, восстановленного по технологии II,

$$\tau_{f\sigma N}^{(II)} = \tau_{fN}^{(II)} \varphi_\tau(\sigma) = 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 4,22 = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ МПа},$$

$$m_{\tau\sigma}^{(II)} \approx m_\tau^{(II)} = 0,553.$$

Вкладыши коренных подшипников. Поскольку в ходе эксплуатации и при ремонтных воздействиях двигателя износ вкладышей подшипников коленчатого вала обычно не измеряется, будем оценивать его косвенным путем на основе результатов наблюдений за износом шеек вала и зазором в подшипнике, которые имеются в специальной литературе и соответствуют пробегу автомобиля $L_{100} = 100$ тыс. км.

Средний начальный зазор (с учетом допусков на изготовления вала и вкладышей) в подшипнике скольжения двигателя ЗИЛ-130¹ $\Delta_0 = 0,057$ мм. Для нового коленчатого вала² средний и максимальный износы коренных шеек при пробеге $L_{100} i_{\text{к. ш. ср}} = 0,019$ мм, $i_{\text{к. ш. max}} = 0,058$ мм, а средний

¹ Мишин И. А. Долговечность двигателей. Л., 1976. 288 с.

² Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В ; Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой.

и максимальный зазор в подшипнике — $\Delta_{к. ср} = 0,16$ мм и $\Delta_{к. max} = 0,26$ мм. Следовательно, суммарные средний и максимальный износы пары вкладышей

$$i_{в. к. ср} = \Delta_{к. ср} - \Delta_0 - i_{к. ш. ср} = 0,16 - 0,057 - 0,019 = 0,084 \text{ мм},$$

$$i_{в. к. max} = \Delta_{к. max} - \Delta_0 - i_{к. ш. max} = 0,26 - 0,057 - 0,058 = 0,145 \text{ мм}.$$

Для подшипникового узла с восстановленным по технологии I коленчатым валом

$$i_{в. к. ср}^{(I)} = \Delta_{к. ср}^{(I)} - \Delta_0 - i_{к. ш. ср}^{(I)} = 0,175 - 0,057 - 0,05 = 0,068 \text{ мм},$$

$$i_{в. к. max}^{(I)} = \Delta_{к. max}^{(I)} - \Delta_0 - i_{к. ш. max}^{(I)} = 0,26 - 0,057 - 0,093 = 0,110 \text{ мм}.$$

Для подшипникового узла с восстановленным по технологии II коленчатым валом

$$i_{в. к. ср}^{(II)} = \Delta_{к. ср}^{(II)} - \Delta_0 - i_{к. ш. ср}^{(II)} = 0,300 - 0,057 - 0,129 = 0,114 \text{ мм},$$

$$\begin{aligned} i_{в. к. max}^{(II)} &= \Delta_{к. max}^{(II)} - \Delta_0 - i_{к. ш. max}^{(II)} = \\ &= 0,370 - 0,057 - 0,170 = 0,143 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Исследования показали, что для рассматриваемого узла справедлив практически линейный закон изменения износа во времени (период приработки не рассматривается). Найдем темп изнашивания

$$v_I = i/L_{100}, \text{ мм/км}$$

для шейки и вкладышей:

- нового вала:

$$v_{i ш. ср} = 0,019/10^5 = 0,019 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

$$v_{i в. ср} = 0,084/10^5 = 0,084 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

$$v_{i ш. max} = 0,058 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}; \quad v_{i в. max} = 0,145 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

- вала, восстановленного по технологии I,

$$v_{i ш. ср} = 0,05 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}; \quad v_{i в. ср} = 0,058 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

$$v_{i ш. max} = 0,093 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}; \quad v_{i в. max} = 0,11 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

- вала, восстановленного по технологии II,

$$v_{i ш. ср} = 0,129 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}; \quad v_{i в. ср} = 0,114 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км};$$

$$v_{i ш. max} = 0,17 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}; \quad v_{i в. max} = 0,143 \cdot 10^{-5} \text{ мм/км}.$$

Для того чтобы определить ресурс вкладышей, необходимо установить величину предельно допустимого зазора в сопряжении. Воспользуемся результатами исследований по изучению влияния зазоров в шатунных подшипниках двигателя ЗИЛ-130 на его вибрацию¹.

Исследование вибрации двигателя проводилось с помощью виброакустической аппаратуры. Вибрация измерялась по трем главным направлениям: вдоль оси коленчатого вала x , оси цилиндра z и в плоскости разъема картера блока y . Установлено, что с увеличением (в результате износа) зазора в шатунных подшипниках происходит монотонное повышение вибрации по всем исследуемым направлениям, достигая своего первого максимума при зазоре, равном 0,25 мм (рис. 3). Дальнейшее увеличение зазора в подшипниках характеризовалось понижением уровня вибрации с последующей стабилизацией до зазора, равного 0,39 мм. Второе резкое повышение вибрации произошло при зазоре, равном 0,46 мм. Оно сопровождалось усиленным износом шатунных шеек и выкрашиванием вкладышей.

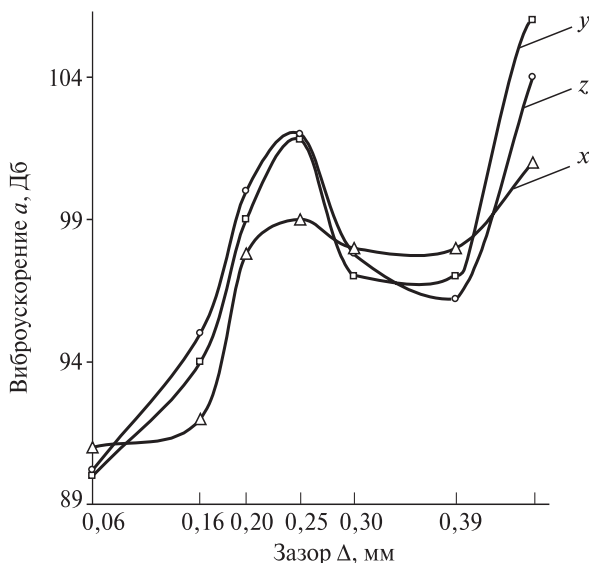


Рис. 3. Влияние износа шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 на его вибрацию

¹Финкельштейн Э. С. Исследование надежности подшипников автомобильных двигателей // Надежность и контроль качества. 1971. № 9. С. 69–74.

В первой резонансной зоне, которая соответствует зазору, равному 0,25 мм, был отмечен интенсивный износ шатунных шеек, в то время как в зоне второго максимума при зазоре, равном 0,46 мм, скорость изнашивания была меньшей. Однако в последнем случае появлялись очаги выкрашивания антифрикционного слоя вкладышей, а работа двигателя при этом зазоре сопровождалась резкими стуками.

Повышенный износ шатунных шеек при зазоре, равном 0,25 мм, объясняется возникновением кавитационного эффекта, под действием которого возможно нарушение гидродинамического режима смазки в подшипнике и разрушение масляной пленки. Возникновение высокочастотных колебаний в зоне подшипника — это результат отрыва поверхности вкладыша от постели нижней головки шатуна, сопровождающийся ударами. По этой причине износ основных сопряжений двигателя оказывал непосредственное влияние на его динамические параметры.

Согласно исследованиям¹ при зазоре в шатунном подшипнике, равном 0,25 мм, имеет место резонансная зона, в которой наблюдается интенсивный износ шатунных шеек (0,04 мм за три часа работы) двигателя ЗИЛ-130, поэтому дальнейшая эксплуатация последнего становится нецелесообразной. С учетом данных² примем величину предельно допустимого зазора в сопряжении $\Delta_{\text{пред}} = 0,25$ мм. Тогда в случае $\Delta = \Delta_{\text{пред}}$ должно соблюдаться условие

$$i_{\text{ш}} + i_{\text{в}} = \Delta_{\text{пред}} - \Delta_0 = 0,25 - 0,057 = 0,193 \text{ мм},$$

или

$$v_{i_{\text{ш}}}L + v_{i_{\text{в}}} = 0,193,$$

откуда

$$L = \frac{0,193}{v_{i_{\text{ш}}} + v_{i_{\text{в}}}}.$$

Для вкладышей нового коленчатого вала имеем значения в километрах пробега:

$$L_1 = \frac{0,193}{v_{i_{\text{ш.ср}}} + v_{i_{\text{в.ср}}}} = \frac{0,193}{(0,019 + 0,084) \cdot 10^{-5}} = 187,4 \text{ тыс. км};$$

¹ Кошкин К., Финкельштейн Э., Липкинд А. Работоспособность шатунных подшипников // Автомобил. транспорт. 1972. № 1. С. 29–30.

² Финкельштейн Э. С. Исследование надежности подшипников автомобильных двигателей ; Кошкин К., Финкельштейн Э., Липкинд А. Работоспособность шатунных подшипников.

$$L_2 = \frac{0,193}{v_{i \text{ ш. max}} + v_{i \text{ в. max}}} = \frac{0,193}{(0,058 + 0,145) \cdot 10^{-5}} = 95,1 \text{ тыс. км}$$

и числе циклов

$$N_{\tau 1} = L_1 \cdot 2710/2 = 187,7 \cdot 10^3 \cdot 2710/2 = 2,50 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N_{\tau 2} = L_2 \cdot 2710/2 = 95,1 \cdot 10^3 \cdot 2710/2 = 1,27 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,05 + 0,068) \cdot 10^{-5}} = 163,6 \text{ тыс. км};$$

$$L_2 = \frac{0,193}{(0,093 + 0,11) \cdot 10^{-5}} = 95,1 \text{ тыс. км};$$

$$N_{\tau 1} = 2,18 \cdot 10^8 \text{ циклов}; N_{\tau 2} = 1,27 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,129 + 0,144) \cdot 10^{-5}} = 79,4 \text{ тыс. км};$$

$$L_2 = \frac{0,193}{(0,17 + 0,143) \cdot 10^{-5}} = 61,7 \text{ тыс. км};$$

$$N_{\tau 1} = 1,06 \cdot 10^8 \text{ циклов}; N_{\tau 2} = 8,24 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

При построении кривых фрикционной усталости вкладышей примем, как и ранее для шеек, что средний темп износа вкладышей соответствует среднему давлению в подшипнике, а максимальный — наибольшему давлению в подшипнике, т. е. кривая усталости строится по двум точкам ($N_{\tau 1}$; $\tau_{w1} = 0,0216$ МПа) и ($N_{\tau 2}$; $\tau_{w2} = 0,069$ МПа). На рис. 4 кривые фрикционной усталости вкладышей нового коленчатого вала и восстановленных коленчатых валов изображены в координатах $N_{\tau} - \tau_w$ с логарифмическими шкалами. Показатели их наклона, определенные по формуле (1):

$$m_{\tau} = 0,583; m_{\tau}^{(I)} = 0,465; m_{\tau}^{(II)} = 0,217.$$

Для того чтобы определить значения соответствующих пределов ограниченной фрикционной усталости вкладышей, выберем долговечность, на которой отыскивается τ_{fN} . При формировании оптимальной структуры и периодичности ремонта двигателя ЗИЛ-130 установлено, что замена вкладышей подшипников должна производиться во время

первого узлового ремонта при пробеге $L_{y.p} = 150$ тыс. км, которому отвечает число циклов¹ $N_{y.p} = 2,0 \cdot 10^8$. На базе последнего выполнена оценка τ_{fN} (табл. 2).

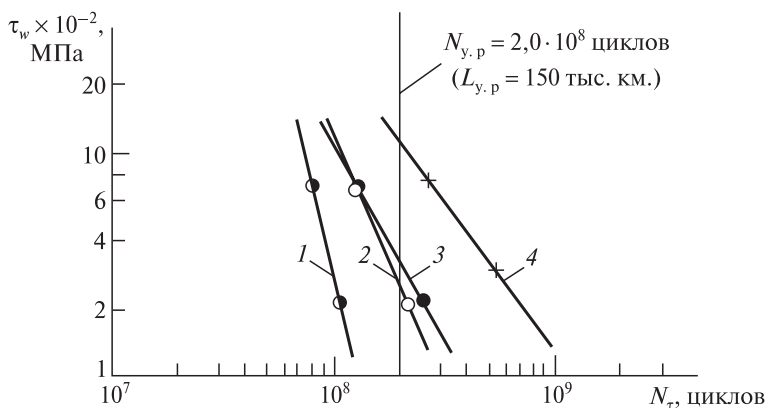


Рис. 4. Расчетно-экспериментальные кривые фрикционной усталости вкладышей коренных (1–3) и шатунных (4) подшипников коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (3, 4) и восстановленного по технологии I (2) и II (1)

Таблица 2

Характеристики фрикционной усталости вкладышей коренных подшипников

Характеристика	Численные значения для вкладышей коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
τ_{fN} , МПа	$3,17 \cdot 10^{-2}$	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,16 \cdot 10^{-3}$
m_τ	0,583	0,465	0,217

Вкладыши шатунных подшипников. Средний и максимальный износы вкладышей шатунных подшипников при пробеге $L_{100} = 100$ тыс. км составляют² $i_{в.ш.ср} = 0,042$ мм, $i_{в.ш.макс} \approx 0,080$ мм. Им соответствуют темпы износа $v_{i_{в.ш.ср}} = 0,042 \cdot 10^{-5}$ мм/км и $v_{i_{в.ш.макс}} = 0,080 \cdot 10^{-5}$ мм/км.

¹Дюмин И. Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей. М., 1987. 176 с.

²Авдолькин Ф. Н. Интенсивность изнашивания деталей двигателей ЗИЛ-130 // Автомобил. пром-сть. 1971. № 1. С. 5–7.

Для шатунных шеек¹: $i_{\text{в. ш. ср}} = 0,006$ мм; $i_{\text{ш. max}} = 0,016$ мм; $v_{i_{\text{ш. ср}}} = 0,006 \cdot 10^{-5}$ мм/км и $v_{i_{\text{ш. max}}} = 0,016 \cdot 10^{-5}$ мм/км. Соответственно, значения ресурса и долговечности вкладыша подшипника при $\tau_{w1} = 0,03$ МПа и $\tau_{w2} = 0,076$ МПа вычисляются следующим образом:

$$L_1 = \frac{0,193}{(0,006 + 0,042) \cdot 10^{-5}} = 402 \text{ тыс. км};$$

$$L_2 = \frac{0,193}{(0,016 + 0,080) \cdot 10^{-5}} = 201 \text{ тыс. км};$$

$$N_1 = 5,37 \cdot 10^8 \text{ (циклов)}; N_2 = 2,68 \cdot 10^8 \text{ циклов.}$$

Кривая усталости вкладышей шатунного подшипника изображена на рис. 4. Поскольку вкладыши взаимодействуют с нагруженной переменными напряжениями изгиба и кручения шейкой, которые неизбежно влияют на их износостойкость, построенная кривая является кривой фрикционно-механической усталости. Ее параметры: $m_{\tau\sigma} = 0,748$; $\tau_{f\sigma N} = 0,112$ МПа.

Определим значения функций $\varphi_{\tau}(\sigma)$ и $\varphi_m(\sigma)$ суммарного влияния объемных напряжений изгиба и кручения на предел усталости и показатель наклона (для нового коленчатого вала):

$$\varphi_{\tau}(\sigma) = \frac{\tau_{f\sigma N}}{\tau_{fN}} = \frac{0,112}{0,0317} \approx 3,53;$$

$$\varphi_m(\sigma) = \frac{m_{\tau\sigma}}{m_{\tau}} = \frac{0,748}{0,583} = 1,283.$$

Предположим, что эти значения справедливы также и для вкладышей восстановленных коленчатых валов, и найдем для них $\tau_{f\sigma N}$ и $m_{\tau\sigma}$:

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\tau_{f\sigma N}^{(I)} = \tau_{fN}^{(I)} \varphi_{\tau}(\sigma) = 2,6 \cdot 10^{-2} \cdot 3,53 = 9,18 \cdot 10^{-2} \text{ МПа};$$

$$m_{\tau\sigma}^{(I)} = m_{\tau\sigma}^{(I)} \cdot \varphi_m(\sigma) = 0,465 \cdot 1,283 = 0,597;$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\tau_{f\sigma N}^{(II)} = \tau_{fN}^{(II)} \varphi_{\tau}(\sigma) = 1,16 \cdot 10^{-3} \cdot 3,53 = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ МПа};$$

$$m_{\tau\sigma}^{(II)} = m_{\tau\sigma}^{(II)} \varphi_m(\sigma) = 0,217 \cdot 1,283 = 0,278.$$

¹ Муравьев В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130/В.

2. Сопротивление износоусталостным повреждениям элементов силовой системы. Прямой эффект

Результаты¹ испытаний колен, вырезанных из натуральных коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, на механическую усталость при симметричном изгибе представлены на рис. 5 в виде экспериментальных кривых механической усталости нового (кривая 1) и восстановленного по технологии I (кривая 3) валов в координатах циклическая долговечность N_0 (число циклов до образования магистральной трещины) — амплитуда σ_a изгибных напряжений.

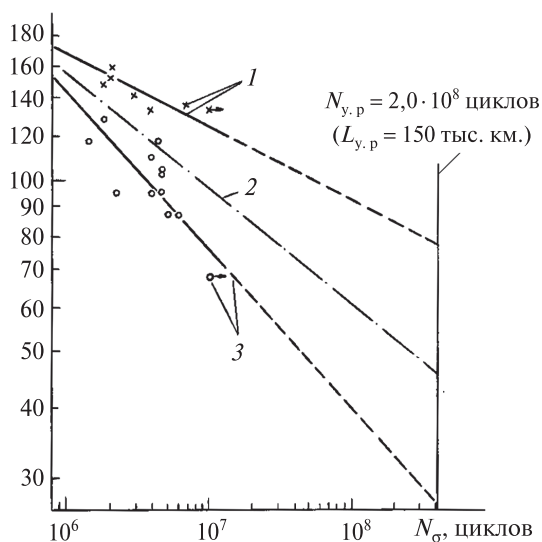


Рис. 5. Экспериментальные кривые механической усталости коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130: нового (1) и восстановленного по технологии I (3) и II (2)

Кривая усталости 2 для восстановленного по технологии II коленчатого вала (см. рис. 5) построена приближенно на основе данных специальной литературы². Изображенные кривые получены на базе испы-

¹Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой.

²Есенберлин Р. Е. Восстановление автомобильных деталей сваркой, наплавкой и пайкой. М., 1994. 256 с.

таний $1 \cdot 10^7$ циклов. Физические пределы их выносливости при этом установлены не были. Учитывая, что реальная эксплуатация коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 длится более 10^8 циклов, продлим линии 1–2 до долговечности $N_{к.р} = 4,05 \cdot 10^8$ циклов в целях определения ограниченного предела усталости вала на этой базе. При расчете надежности деталей подобное действие считается оправданным, так как ведет к заниженной оценке ресурса, а следовательно, к увеличению запаса ресурса¹.

Значения характеристик сопротивления разрушению — предела ограниченной усталости σ_{-1N} и показателя наклона кривой усталости m_σ — приведены в табл. 3.

Требующиеся для анализа надежности подшипникового узла результаты испытаний шатунных шеек двигателя ЗИЛ-130 на механическую усталость при кручении в специальной литературе обнаружить не удалось, поэтому характеристики сопротивления усталости шеек при кручении оценим расчетным путем, используя соотношение

$$k = \sigma_a^* / \tau_a^* = 74,4 / 59,5 \approx 1,25,$$

где σ_a^* , τ_a^* — предельные расчетные амплитуды напряжений изгиба и кручения для шатунных шеек. Обратим внимание на то, что экспериментальное и расчетное значения предельных напряжений изгиба практически совпадают: $\sigma_{-1N} = 77$ МПа, $\sigma_a^* = 74,4$ МПа (расхождение составляет $\sim 3,5\%$). Это дает основание использовать предельные напряжения при симметричном цикле ($R = -1$) для анализа надежности шеек.

Таблица 3

**Характеристики сопротивления
изгибной усталости шатунных шеек коленчатого вала**

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
σ_{-1N} , МПа	77	27	46
m_σ	7,69	3,57	4,94

Предположим, что отношение k предельных напряжений изгиба и кручения справедливо для нового коленчатого вала и восстановленных коленчатых валов. Тогда предел ограниченной усталости вала при кручении можно найти по формуле

$$\tau_{-1N} = \sigma_{-1N} / k. \quad (7)$$

¹ Козаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., 1977. 232 с.

Для оценки показателя наклона m_τ кривой усталости при кручении можно использовать известный факт наличия корреляционной связи между предельным напряжением и показателем наклона¹. Так, в случае изгиба шатунной шейки (см. табл. 3 и рис. 6) имеет место достаточно устойчивая связь между этими величинами:

$$m_\sigma = 0,081\sigma_{-1N} + 1,3. \quad (8)$$

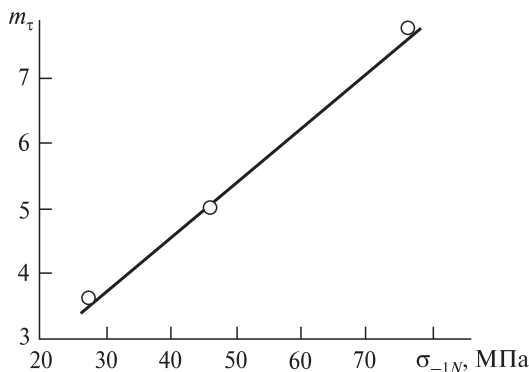


Рис. 6. Корреляционная связь между характеристиками m_σ и σ_{-1N} кривой механической усталости шатунных шеек нового и восстановленных коленчатых валов

Будем полагать, что подобное уравнение линейной регрессии характерно и для условий кручения:

$$m_\tau = 0,081\tau_{-1N} + 1,3.$$

Значения характеристик сопротивления усталости при кручении для шатунных шеек нового коленчатого вала и восстановленных коленчатых валов, найденные по формулам (7) и (8), приведены в табл. 4.

Заметим, что кривые механической усталости и их характеристики (см. рис. 5, табл. 3, 4) соответствуют условиям стандартных испытаний в воздушной среде на обычную (механическую) усталость, т. е. без трения скольжения.

В условиях реальной эксплуатации шатунные шейки коленчатого вала подвержены воздействию не только переменных изгибных (и кру-

¹Олейник Н. В., Магденко А. Д., Скляр С. П. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах. Киев, 1987. 200 с.

тящих) моментов, но и сил трения скольжения в среде моторного масла. Результаты испытаний коленчатых валов в таких условиях отсутствуют.

Выход из затруднительного положения можно найти в работах, где приводятся опытные данные по износоусталостным испытаниям моделей силовой системы «образец (сталь 45) – контртело (чугун) в среде масла вазелинового и в среде масла машинного СУ»¹ и «образец (сталь 45) – контртело (сталь 45) в среде масла поверхностно-активного»². Согласно этим данным сопротивление усталости (предел выносливости, долговечность) образца из стали 45 при износоусталостных испытаниях оказываются выше, чем при испытаниях на обычную (механическую) усталость. Так, наибольший рост предела выносливости составил 1,06–1,16 раза³. Причины такого положительного прямого эффекта подробно изложены в различных научных работах⁴.

Таблица 4

**Характеристики сопротивления усталости
при кручении шатунных шеек коленчатого вала**

Характеристика	Численное значение для коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
τ_{-1N} , МПа	62	22	37
m_τ	6,32	3,08	4,30

Предположим, что в условиях эксплуатации предел ограниченной усталости шеек коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130 увеличивается в среднем в ~1,1 раза по сравнению со стандартными испытаниями на механическую усталость. При этом наклон кривой усталости не изменяется, что согласуется с опытными данными⁵.

Согласно энергетической теории накопления износоусталостных повреждений при прямом эффекте между предельными напряжениями

¹Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов. М., 1989. 206 с.

²Носовский И. Г., Шерстюк А. И. Влияние окисной пленки и поверхностного пластического деформирования при внешнем трении на процесс адсорбционной усталости стали // Проблемы трения и изнашивания : Респ. межведомств. сб. Киев, 1974. № 5. С. 59–64.

³Похмурский В. И. Коррозионная усталость металлов ; Носовский И. Г., Шерстюк А. И. Влияние окисной пленки ...

⁴Там же ; Сосновский Л. А., Махутов Н. А., Шуринов В. А. Фрикционно-механическая усталость: Основные закономерности (обобщающая статья) // Завод. лаб. 1982. № 9. С. 46–63.

⁵Носовский И. Г., Шерстюк А. И. Влияние окисной пленки ...

при фрикционно-механической и механической усталости (σ_{-1} и $\sigma_{-1\tau}$, τ_{-1} и $\tau_{-1\sigma}$) существует взаимосвязь, подобная той, что имеет место между предельными напряжениями при обратном эффекте, т. е.

$$\sigma_{-1\tau_w} = \sigma_{-1}\varphi_{\sigma}(\tau_w),$$

$$\tau_{-1\tau_w} = \tau_{-1}\varphi_{\sigma}(\tau_w),$$

где функция

$$\varphi_{\sigma}(\tau_w) = \sqrt{\frac{1}{R_{\sigma,\tau}} - \frac{\tau_w^2}{\tau_f^2}}$$

определяется по выражению, сходному с выражением (5) для функции $\varphi_{\tau}(\sigma)$. Показатель наклона кривой фрикционно-механической усталости

$$m_{\sigma\tau} = m_{\sigma}\varphi_{m\sigma}(\tau_w),$$

$$m_{\tau\tau_w} = m_{\tau}\varphi_{m\tau}(\tau_w),$$

при этом

$$\varphi_{m\tau}(\tau_w) = \frac{\lg(\tau_{-1}/\tau_L)}{\lg(\tau_{-1\tau_w}/\tau_L)},$$

$$\varphi_{m\sigma}(\tau_w) = \frac{\lg(\sigma_{-1}/\sigma_L)}{\lg(\sigma_{-1\tau}/\sigma_L)},$$

где σ_L , τ_L — некоторые характерные напряжения.

В нашем случае

$$\varphi_{\sigma}(\tau_w) = \frac{\sigma_{-1\tau_w N}}{\sigma_{-1N}} = \frac{\tau_{-1\tau_w N}}{\tau_{-1N}} = 1,1; \quad \varphi_m(\tau_w) \approx 1,0.$$

Значит, пределы ограниченной фрикционно-механической усталости шатунной шейки нового коленчатого вала при изгибе и кручении

$$\sigma_{-1\tau_w N} = \sigma_{-1N}\varphi_{\sigma}(\tau_w) = 77 \cdot 1,1 = 84,7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1\tau_w N} = \tau_{-1N}\varphi_{\sigma}(\tau_w) = 62 \cdot 1,1 = 68,2 \text{ МПа},$$

а показатели наклона кривых комплексного повреждения

$$m_{\sigma\tau_w} \approx m_{\sigma} = 7,69; \quad m_{\tau\tau_w} \approx m_{\tau} = 6,32.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии I, получим

$$\sigma_{-1\tau_w N}^{(I)} = 29,7 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1\tau_w N}^{(I)} = 24,2 \text{ МПа};$$

$$m_{\sigma\tau_w}^{(I)} = 3,57; \quad m_{\tau\tau_w}^{(I)} = 3,08.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии II:

$$\sigma_{-1\tau_w N}^{(II)} = 50,6 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1\tau_w N}^{(II)} = 40,7 \text{ МПа};$$

$$m_{\sigma\tau_w}^{(II)} = 4,94; \quad m_{\tau\tau_w}^{(II)} = 4,30.$$



1. Изучите теоретические сведения.
2. Получите исходные данные от преподавателя в соответствии с вариантом для выполнения задания.
3. Выполните оценку характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям элементов силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения» при обратном и прямом эффектах с построением соответствующих кривых фрикционной и фрикционно-механической усталости по методике, изложенной в примере.

Рекомендации

При оценке характеристик сопротивления износоусталостным повреждениям вкладышей подшипников средний начальный зазор (с учетом допусков на изготовление вала и вкладышей) в подшипнике скольжения (коренного, шатунного) двигателя Δ_0 определяется как полусумма минимального и максимального зазора в подшипнике по заданию (если по заданию, например, зазор в подшипнике составляет 0,026–0,071 мм, то средний зазор $(0,026 + 0,071)/2 = 0,0485$ мм). Средний и максимальный износ коренных и шатунных шеек при пробеге L_{400} определяются путем произведения соответствующего темпа износа по заданию на 400. Величина предельно допустимого зазора в сопряжении $\Delta_{\text{пред}} = 0,25$ мм.

Контрольные вопросы

1. Как строятся кривые фрикционной усталости коренных шеек коленчатого вала по критерию предельно допустимого износа и какими параметрами они характеризуются?
2. Чем отличается характер нагруженности шатунных шеек коленчатого вала? Поясните порядок построения кривых фрикционно-механической усталости шатунных шеек по критерию предельно допустимого износа.
3. Как определяется интенсивность изнашивания коренных и шатунных шеек коленчатого вала?
4. Поясните порядок построения кривых фрикционной усталости вкладышей коренных подшипников коленчатого вала по критерию предельно допустимого износа. В чем заключаются особенности построения кривой фрикционно-механической усталости вкладышей шатунных подшипников?
5. Как определяются характеристики сопротивления усталости шеек коленчатого вала с учетом влияния процессов трения и изнашивания?

РАСЧЕТ НАДЕЖНОСТИ СИЛОВОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕНЧАТЫЙ ВАЛ – ПОДШИПНИК СКОЛЬЖЕНИЯ». ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ

Цель: выполнить расчет вероятности безотказной работы силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения».

1. Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию достижения предельно допустимого износа

Согласно ГОСТ 27.002-83 вероятность безотказной работы есть вероятность того, что в пределах заданной наработки отказа объекта не возникает. При оценке вероятности безотказной работы изделия необходимо знать параметры функций распределения предельных и действующих напряжений для наиболее опасной зоны. Обычно считают, что как предельные, так и действующие напряжения подчиняются нормальному закону распределения¹. Тогда вероятность безотказной работы исследуемой шейки вала определяется из выражения

$$P = 1 - \Phi \left(- \frac{\bar{\tau}_{f\sigma} - \bar{\tau}_w}{\sqrt{(S_{\tau_w})^2 + (S_{\tau_{f\sigma}})^2}} \right), \quad (1)$$

где $\Phi(x)$ – интегральная функция распределения нормированной случайной величины x (функция Лапласа), табулированные значения которой можно найти, например, в сборнике статистических таблиц² или других статистических справочниках; некоторые наиболее употребительные ее значения приведены в прил. 3 (заметим, что $\Phi(x)$ – нечетная функция, т. е. $\Phi(-x) = 1 - \Phi(x)$); $\bar{\tau}_{f\sigma}$ – среднее выборочное значение предельных фрикционных напряжений; $\bar{\tau}_w$ – среднее выборочное зна-

¹ Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин : учеб. пособие. М., 1988. 238 с.

² Оуэн Д. Б. Сборник статистических таблиц / пер. с англ. под ред. Л. Н. Большева. М., 1966. 586 с.

чение действующих напряжений; S_{τ_w} , S_{τ_f} , $S_{\tau_{\sigma}}$ — соответствующие средние квадратические отклонения.

Коренные шейки. Выполним оценку параметров $\bar{\tau}_w$ и \bar{S}_{τ_w} , действующих в четвертой коренной шейке фрикционных напряжений. Ранее мы установили, что среднее (расчетное) давление на шейку двигателя автомобилей ЗИЛ-130 $p_{cp} = 3,6$ МПа, ему отвечает фрикционное напряжение $\tau_{w1} = 0,0216$ МПа (см. практическое занятие 6). Очевидно, что $\bar{\tau}_w = \tau_{w1} = 0,0216$ МПа. Коэффициент вариации действующих напряжений деталей машин v обычно принимает значения в интервале 0,1–0,2. Для коленчатого вала $v = 0,15$. Тогда стандартное отклонение

$$S_{\tau_w} = \bar{\tau}_w v = 0,0216 \cdot 0,15 = 3,24 \cdot 10^{-3} \text{ МПа.}$$

Для того чтобы построить график функции $f(\tau_w)$ плотности вероятностей действующих напряжений, необходимо найти значения величин τ_w и $f(\tau_w)$, соответствующие разным вероятностям P разрушения. Как известно, значения функции $f(\tau_w)$ плотности вероятностей случайной величины x удобно вычислять по формуле

$$f(x) = \varphi(z_P) / S_x, \quad (2)$$

где $\varphi(z_P)$ — плотность вероятностей (нормированного) нормального распределения нормированной случайной величины

$$z_P = (x - \bar{x}) / S_x,$$

называемой также квантилью. Табулированные значения квантилей z_P и функции $\varphi(z_P)$ для нормированного нормального распределения приводятся в статических справочниках¹.

Произведем необходимые вычисления в табличной форме (табл. 1).

В первой колонке табл. 1 задаем значения квантилей в диапазоне $\{-3,09; 3,09\}$; во второй — записываем значения вероятностей P разрушения, соответствующие квантилям z_P из первой колонки. В третью колонку запишем значения действующих напряжений τ_{wP} :

$$\tau_{wP} = \bar{\tau}_w + z_P S_{\tau_w}.$$

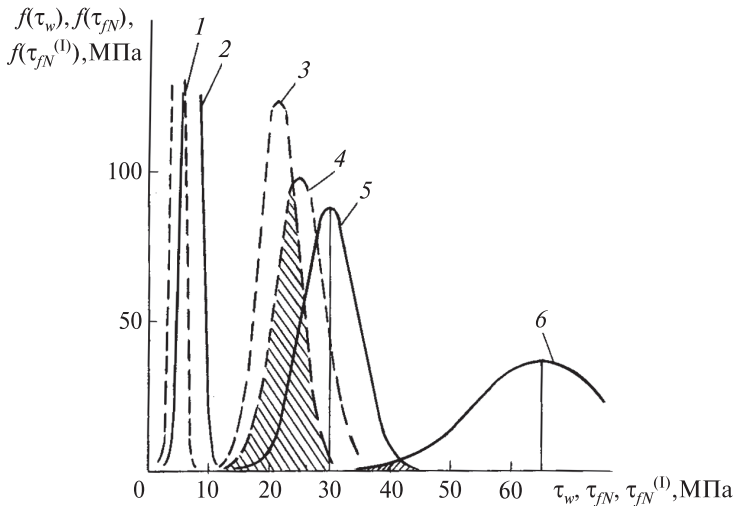
В четвертой колонке приводим табличные значения функции $\varphi(z_P)$. Заметим, что $\varphi(z_P)$ — четная функция, т. е. $\varphi(-z) = \varphi(z)$. Численные значения искомой функции $f(\tau_w)$, определяемые по формуле (2), заносим в пятую колонку табл. 1. Согласно полученным данным строим график $f(\tau_w)$ (рис. 1).

¹ Оуэн Д. Б. Сборник статистических таблиц.

Таблица 1

**Оценка функций плотности вероятностей предельных и действующих
фрикционных напряжений коренной шейки коленчатого вала**

z_p	P	$\varphi(z_p)$	τ_w , МПа	$f(\tau_w)$	τ_{fN} , МПа	$f(\tau_{fN})$	$\tau_{fN}^{(1)} \cdot 10^{-3}$, МПа	$f(\tau_{fN}^{(1)})$
-3,0	0,001	0,00443	0,0119	1,37	0,014	1,09	2,53	5,56
-2,5	0,006	0,0175	0,0135	5,40	0,016	4,30	2,93	21,96
-2,0	0,023	0,0540	0,0151	16,67	0,018	13,28	3,33	67,75
-1,5	0,067	0,1295	0,0167	39,97	0,020	31,84	3,73	162,5
-1,0	0,159	0,2420	0,0184	74,69	0,022	59,50	4,12	303,6
-0,5	0,309	0,3521	0,0199	108,7	0,024	86,58	4,52	441,8
0	0,500	0,3889	0,0216	123,1	0,026	98,08	4,92	500,5
0,5	0,691	0,3521	0,0232	108,7	0,028	86,58	5,32	441,8
1,0	0,841	0,2420	0,0248	74,69	0,030	59,50	5,72	303,6
1,5	0,933	0,1295	0,0265	39,97	0,032	31,84	6,12	162,5
2,0	0,977	0,0540	0,0281	16,67	0,034	13,28	6,51	67,75
2,5	0,994	0,0175	0,0297	5,40	0,036	4,30	6,91	21,96
3,0	0,999	0,00443	0,0313	1,37	0,038	1,09	7,31	5,56



**Рис. 1. Функции плотности вероятностей
действующих фрикционных напряжений $f(\tau_w)$ (3, 5)
и пределов выносливости $f(\tau_f)$ (1, 4), $f(\tau_{f\sigma})$ (2, 6)
нового (3, 4, 5, 6) коленчатого вала двигателя ЗИЛ-130,
а также восстановленного по технологии I (1, 2)**

Далее найдем параметры τ_{fN} и $S_{\tau_{fN}}$ функции распределения предельных для коренной шейки фрикционных напряжений. Нижняя граница рассеяния предельного напряжения, соответствующая вероятности разрушения $p = 0,001$, приближенно равна половине среднего значения предельного напряжения¹, т. е. $\tau_{fN\min} = \tau_{fNP=0,001} \approx 0,5\bar{\tau}_{fN}$. Из этого следует, что коэффициент вариации предельных напряжений $v_* = 0,162$.

Следовательно, для коренной шейки нового коленчатого вала среднее выборочное значение предела ограниченной фрикционной усталости (см. табл. 1 практического занятия 6)

$$\bar{\tau}_{fN} = 0,0259 \text{ МПа},$$

а его стандартное отклонение

$$S_{\tau_{fN}} = \bar{\tau}_{fN} v = 0,0259 \cdot 0,162 = 4,196 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}.$$

Для коренной шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(I)} = 4,92 \cdot 10^{-3} \text{ МПа};$$

$$S_{\tau_{fN}}^{(I)} = 4,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 = 7,97 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

Для коренной шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(II)} = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ МПа};$$

$$S_{\tau_{fN}}^{(II)} = 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot 0,162 = 1,55 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

В табл. 1 выполнена оценка значений функций $f(\tau_{fN})$ плотности вероятностей предельных фрикционных напряжений коренных шеек нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130, а на рис. 1 построены соответствующие графики этих функций.

Определим вероятность безотказной работы четвертой коренной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа $i_{\text{пред}} = 0,07$ мм за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения первого капитального ремонта ($L_{\text{к.р}} = 304$ тыс. км), используя формулу (1). Для нового коленчатого вала

$$P = 1 - \Phi\left(-\frac{0,0259 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (4,196 \cdot 10^{-3})^2}}\right) = 1 - \Phi(-0,811) \approx 0,791,$$

¹Сосновский Л. А. Статистическая механика усталостного разрушения. Минск, 1987. 288 с.

т. е. приблизительно 21 % шеек новых валов при пробеге $L_{к.р} = 304$ тыс. км будут изношены больше, чем допускается по техническим условиям (ТУ), а оставшиеся 79 % не достигнут величины $i_{пред}$.

Для коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$P^{(I)} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,00492 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (7,97 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(4,999) \approx 0.$$

Аналогично получаем и для коленчатого вала, восстановленного по технологии II: $F^{(II)} = 0$, т. е. ни один из эксплуатирующейся партии восстановленных коленчатых валов по критерию достижения предельного износа четвертой шейкой не будет работоспособным при установленном пробеге $L_{к.р}$.

Шатунные шейки. В четвертом шатунном подшипнике, как было установлено на практическом занятии 6, среднее (расчетное) давление $p_{ср} = 5,0$ МПа. Ему отвечает фрикционное напряжение $\bar{\tau}_w = 0,03$ МПа. Стандартное отклонение

$$S_{t_w} = \bar{\tau}_w v = 0,03 \cdot 0,15 = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ МПа.}$$

Найдем значения параметров $\bar{\tau}_{f\sigma N}$ и $S_{\tau f\sigma}$ функции распределения предельных фрикционных напряжений. Для шейки нового коленчатого вала (см. практическое занятие 6)

$$\bar{\tau}_{f\sigma N} = 0,065 \text{ МПа,}$$

$$S_{\tau f\sigma} = 0,065 \cdot 0,162 = 0,0105 \text{ МПа.}$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{f\sigma N}^{(I)} = 7,22 \cdot 10^{-3} \text{ МПа,}$$

$$S_{\tau f\sigma}^{(I)} = 7,22 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ МПа.}$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{f\sigma N}^{(II)} = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ МПа,}$$

$$S_{\tau f\sigma}^{(II)} = 1,48 \cdot 10^{-3} \cdot 0,162 \approx 2,4 \cdot 10^{-4} \text{ МПа.}$$

Оценка функций $f(\tau_w)$ и $f(\tau_{f\sigma N})$ плотности вероятностей предельных и действующих напряжений шатунной шейки нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 выполнена в табл. 2. На рис. 1 изображены графики этих функций.

Таблица 2

**Оценка функций плотности вероятностей предельных
и действующих фрикционных напряжений шатунной шейки коленчатого вала**

z_p	P	$\Phi(z_p)$	τ_w , МПа	$f(\tau_w)$	$\tau_{f\sigma N}$, МПа	$f(\tau_{f\sigma N})$	$\tau_{f\sigma N}^{(I)} \cdot 10^{-3}$, МПа	$f(\tau_{f\sigma N}^{(I)})$
-3,0	0,001	0,00443	0,0165	0,984	0,034	0,422	3,71	3,79
-2,5	0,006	0,0175	0,0188	3,89	0,039	1,667	4,30	14,96
-2,0	0,023	0,0540	0,0210	12,00	0,044	5,143	4,88	46,15
-1,5	0,067	0,1295	0,0233	28,78	0,049	12,33	5,47	110,7
-1,0	0,159	0,2420	0,0255	53,78	0,055	23,05	6,05	206,8
-0,5	0,309	0,3521	0,0277	78,24	0,060	33,53	6,64	300,9
0	0,500	0,3889	0,030	88,64	0,065	37,04	7,22	332,4
0,5	0,691	0,3521	0,0323	78,24	0,070	33,53	7,81	300,9
1,0	0,841	0,2420	0,0345	53,78	0,076	23,05	8,39	206,8
1,5	0,933	0,1295	0,0368	28,78	0,081	12,33	8,98	110,7
2,0	0,977	0,0540	0,0390	12,00	0,086	5,143	9,56	46,15
2,5	0,994	0,0175	0,0413	3,89	0,091	1,667	10,15	14,96
3,0	0,999	0,00443	0,0435	0,984	0,096	0,422	10,73	3,79

Вычислим вероятность безотказной работы четвертой шатунной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа $i_{\text{пред}} = 0,07$ мм за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения первого капитального ремонта ($L_{\text{к.р}} = 304$ тыс. км), используя формулу (1). Для нового коленчатого вала

$$P = 1 - \Phi \left(- \frac{0,065 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + 0,0105^2}} \right) = 1 - \Phi(-3,064) \approx 0,9989,$$

т. е. у 111 из 100 тыс. новых коленчатых валов при пробеге автомобиля $L_{\text{к.р}} = 304$ тыс. км шатунные шейки будут изношены больше, чем допускается по ТУ. Это свидетельствует о достаточно высокой надежности шатунных шеек по рассматриваемому критерию предельного состояния.

Для коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$P^{(I)} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,0072 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,17 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(4,90) \approx 0.$$

Нулевую вероятность безотказной работы получаем и для шейки вала, восстановленного по технологии II. Следовательно, технологии I и II восстановления шеек коленчатого вала не удовлетворяют заданным требованиям по износостойкости за установленный период эксплуатации.

2. Вероятность безотказной работы коленчатого вала по критерию образования магистральной трещины

Данная вероятность может существовать для шатунных шеек, так как, помимо фрикционных напряжений, на их работоспособность значительное влияние оказывают переменные (объемные) напряжения кручения и изгиба. Запишем формулы для вероятности безотказной работы по критерию трещинообразования шейки в случае, когда действующие (σ , τ) и предельные (σ_{-1} , $\sigma_{-1\tau_w}$, τ_{-1} , $\tau_{-1\tau_w}$) напряжения распределены по нормальному закону:

$$P = 1 - \Phi \left(-\frac{\bar{\sigma}_{-1\tau_w} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma_{-1\tau_w}}^2 + S_{\sigma}^2}} \right), \quad (3)$$

$$P = 1 - \Phi \left(-\frac{\bar{\tau}_{-1\tau_w} - \bar{\tau}}{\sqrt{S_{\tau_{-1\tau_w}}^2 + S_{\tau}^2}} \right), \quad (4)$$

где $\bar{\sigma}$, $\bar{\tau}$ – амплитуды средних выборочных значений действующих напряжений; $\bar{\sigma}_{-1}$, $\bar{\sigma}_{-1\tau_w}$, $\bar{\tau}_{-1}$, $\bar{\tau}_{-1\tau_w}$ – амплитуды средних выборочных значений предельных напряжений; S_{σ} , S_{τ} , $S_{\sigma_{-1}}$, $S_{\sigma_{-1\tau_w}}$, $S_{\tau_{-1}}$, $S_{\tau_{-1\tau_w}}$ – соответствующие средние квадратические отклонения.

Будем полагать, что вычисленные ранее (см. практическое занятие 6) амплитуды напряжений изгиба и кручения являются средними: $\sigma_a = 8,6 \text{ МПа} = \bar{\sigma}$, $\tau_a = 8,5 \text{ МПа} = \bar{\tau}$. При коэффициенте вариации $v = 0,15$ получим стандартные отклонения этих напряжений:

$$S_{\sigma} = \bar{\sigma}v = 8,6 \cdot 0,15 = 1,29 \text{ МПа},$$

$$S_{\tau} = \bar{\tau}v = 8,5 \cdot 0,15 \approx 1,28 \text{ МПа}.$$

Найдем значения параметров $\bar{\sigma}_{-1\tau_w}$, $\bar{\tau}_{-1\tau_w}$, $S_{\sigma_{-1\tau_w}}$, $S_{\tau_{-1\tau_w}}$ функций распределения предельных напряжений. Для шатунной шейки нового коленчатого вала

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w} = 84,7 \text{ МПа}, \quad \bar{\tau}_{-1\tau_w} = 68,2 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}} = 84,7 \cdot 0,162 = 13,72 \text{ МПа};$$

$$S_{\tau_{-1\tau_w}} = 68,2 \cdot 0,162 = 11,05 \text{ МПа}.$$

Для шейки коленчатого вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w}^{(I)} = 29,7 \text{ МПа}; \quad \bar{\tau}_{-1\tau_w}^{(I)} = 24,2 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}}^{(I)} = 4,81 \text{ МПа}; S_{\tau_{-1\tau_w}}^{(I)} = 3,92 \text{ МПа}.$$

Для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\sigma}_{-1\tau_w}^{(II)} = 50,6 \text{ МПа}; \bar{\tau}_{-1\tau_w}^{(II)} = 40,7 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma_{-1\tau_w}}^{(II)} = 8,2 \text{ МПа}; S_{\tau_{-1\tau_w}}^{(II)} = 6,59 \text{ МПа}.$$

Оценка функций $f(\sigma)$, $f(\sigma_{-1\tau_w/N})$ плотности вероятностей действующих и предельных изгибных напряжений шатунной шейки нового и восстановленного коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130 выполнена в табл. 3, а функций $f(\tau)$, $f(\tau_{-1\tau_w/N})$ плотности вероятностей действующих и предельных напряжений кручения шатунной шейки этих же валов – в табл. 4. На рис. 2, а, б изображены графики данных функций.

Вычислим вероятность безотказной работы четвертой шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины за период от начала эксплуатации до установленного времени проведения капитального ремонта ($L_{к.р} = 304$ тыс. км) от изгибных напряжений по формуле (3).

Для нового коленчатого вала

$$P_{\sigma} = 1 - \Phi\left(-\frac{84,7 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 13,72^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,522) \approx 1,0.$$

Для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\sigma}^{(II)} = 1 - \Phi\left(-\frac{29,7 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 4,81^2}}\right) = 1 - \Phi(-4,237) \approx 0,999993.$$

Для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\sigma}^{(II)} = 1 - \Phi\left(-\frac{50,6 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 8,2^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,060) \approx 1,0.$$

Вычислим вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины за установленный период эксплуатации ($L_{к.р}$) от напряжений кручения по формуле (4). Для нового вала

$$P_{\tau} = 1 - \Phi\left(-\frac{68,2 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 11,05^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,367) \approx 1,0.$$

Таблица 3

**Оценка функций плотности вероятностей
предельных и действующих напряжений изгиба шатунной шейки коленчатого вала**

z_P	P	$\varphi(z_P)$	σ , МПа	$f(\sigma)$	$\sigma_{-1\tau N}$ МПа	$f(\sigma_{-1\tau N})$	$\sigma_{-1\tau N}^{(I)}$ МПа	$f(\sigma_{-1\tau N}^{(I)})$	$\sigma_{-1\tau N}^{(II)}$ МПа	$f(\sigma_{-1\tau N}^{(II)})$
-3,0	0,001	0,0044	4,73	$3,43 \cdot 10^{-3}$	43,54	$3,22 \cdot 10^{-4}$	15,27	$9,21 \cdot 10^{-4}$	26,0	$5,40 \cdot 10^{-4}$
-2,5	0,006	0,0175	5,38	$1,36 \cdot 10^{-2}$	50,40	$1,28 \cdot 10^{-3}$	17,68	$3,64 \cdot 10^{-3}$	30,1	$2,13 \cdot 10^{-3}$
-2,0	0,023	0,0540	6,02	$4,19 \cdot 10^{-2}$	57,26	$3,94 \cdot 10^{-3}$	20,08	$1,12 \cdot 10^{-2}$	34,2	$6,59 \cdot 10^{-3}$
-1,5	0,067	0,1295	6,67	0,1004	64,12	$9,44 \cdot 10^{-3}$	22,49	$2,69 \cdot 10^{-2}$	38,3	$1,58 \cdot 10^{-2}$
-1,0	0,159	0,2420	7,31	0,1876	70,98	$1,76 \cdot 10^{-2}$	24,89	$5,03 \cdot 10^{-2}$	42,4	$2,95 \cdot 10^{-2}$
-0,5	0,309	0,3521	7,96	0,2729	77,84	$2,57 \cdot 10^{-2}$	27,30	$7,32 \cdot 10^{-2}$	46,5	$4,29 \cdot 10^{-2}$
0	0,500	0,3889	8,60	0,3015	84,70	$2,83 \cdot 10^{-2}$	29,70	$8,09 \cdot 10^{-2}$	50,6	$4,74 \cdot 10^{-2}$
0,5	0,691	0,3521	9,25	0,2729	91,56	$2,57 \cdot 10^{-2}$	32,11	$7,32 \cdot 10^{-2}$	54,7	$4,29 \cdot 10^{-2}$
1,0	0,841	0,2420	9,89	0,1876	98,42	$1,76 \cdot 10^{-2}$	34,51	$5,03 \cdot 10^{-2}$	58,8	$2,95 \cdot 10^{-2}$
1,5	0,933	0,1295	10,54	0,1004	105,3	$9,44 \cdot 10^{-3}$	36,92	$2,69 \cdot 10^{-2}$	62,9	$1,58 \cdot 10^{-2}$
2,0	0,977	0,0540	11,18	$4,19 \cdot 10^{-2}$	112,1	$3,94 \cdot 10^{-3}$	39,32	$1,12 \cdot 10^{-2}$	67,0	$6,59 \cdot 10^{-3}$
2,5	0,994	0,0175	11,83	$1,36 \cdot 10^{-2}$	119,0	$1,28 \cdot 10^{-3}$	41,73	$3,64 \cdot 10^{-3}$	71,1	$2,13 \cdot 10^{-3}$
3,0	0,999	0,0044	12,47	$3,43 \cdot 10^{-3}$	125,9	$3,22 \cdot 10^{-4}$	44,13	$9,21 \cdot 10^{-4}$	75,2	$5,40 \cdot 10^{-4}$

Таблица 4

Оценка функций плотности вероятностей
пределённых и действующих напряжений кручения шатунной шейки коленчатого вала

z_P	P	$\varphi(z_P)$	τ , МПа	$f(\tau)$	$\tau_{-1\tau N}$, МПа	$f(\tau_{-1\tau N})$	$\tau_{-1\tau N}^{(I)}$, МПа	$f(\tau_{-1\tau N}^{(I)})$	$\tau_{-1\tau N}^{(II)}$, МПа	$f(\tau_{-1\tau N}^{(II)})$
-3,0	0,001	0,00443	4,66	$3,46 \cdot 10^{-3}$	35,05	$4,00 \cdot 10^{-4}$	12,44	$1,13 \cdot 10^{-3}$	20,93	$6,72 \cdot 10^{-4}$
-2,5	0,006	0,0175	5,30	$1,36 \cdot 10^{-2}$	40,58	$1,58 \cdot 10^{-3}$	14,40	$4,46 \cdot 10^{-3}$	24,23	$2,66 \cdot 10^{-3}$
-2,0	0,023	0,0540	5,94	$4,22 \cdot 10^{-2}$	46,10	$4,89 \cdot 10^{-3}$	16,36	$1,38 \cdot 10^{-2}$	27,52	$8,19 \cdot 10^{-3}$
-1,5	0,067	0,1295	6,58	0,1012	51,63	$1,17 \cdot 10^{-2}$	18,32	$3,30 \cdot 10^{-2}$	30,82	$1,97 \cdot 10^{-2}$
-1,0	0,159	0,2420	7,22	0,1891	57,15	$2,19 \cdot 10^{-2}$	20,28	$6,17 \cdot 10^{-2}$	34,11	$3,67 \cdot 10^{-2}$
-0,5	0,309	0,3521	7,86	0,2751	62,68	$3,19 \cdot 10^{-2}$	22,20	$8,98 \cdot 10^{-2}$	37,41	$5,34 \cdot 10^{-2}$
0	0,500	0,3889	8,50	0,3038	68,20	$3,5 \cdot 10^{-2}$	24,20	$9,92 \cdot 10^{-2}$	40,70	$5,90 \cdot 10^{-2}$
0,5	0,691	0,3521	9,14	0,2751	73,73	$3,19 \cdot 10^{-2}$	26,16	$8,98 \cdot 10^{-2}$	44,00	$5,34 \cdot 10^{-2}$
1,0	0,841	0,2420	9,78	0,1891	79,25	$2,19 \cdot 10^{-2}$	28,12	$6,17 \cdot 10^{-2}$	47,29	$3,67 \cdot 10^{-2}$
1,5	0,933	0,1295	10,42	0,1012	84,78	$1,17 \cdot 10^{-2}$	30,08	$3,30 \cdot 10^{-2}$	50,59	$1,97 \cdot 10^{-2}$
2,0	0,977	0,0540	11,06	$4,22 \cdot 10^{-2}$	90,30	$4,89 \cdot 10^{-3}$	32,04	$1,38 \cdot 10^{-2}$	53,88	$8,19 \cdot 10^{-3}$
2,5	0,994	0,0175	11,70	$1,36 \cdot 10^{-2}$	95,83	$1,58 \cdot 10^{-3}$	34,00	$4,46 \cdot 10^{-3}$	57,18	$2,66 \cdot 10^{-3}$
3	0,999	0,00443	12,34	$3,46 \cdot 10^{-3}$	101,4	$4,00 \cdot 10^{-4}$	35,96	$1,13 \cdot 10^{-3}$	60,47	$6,72 \cdot 10^{-4}$

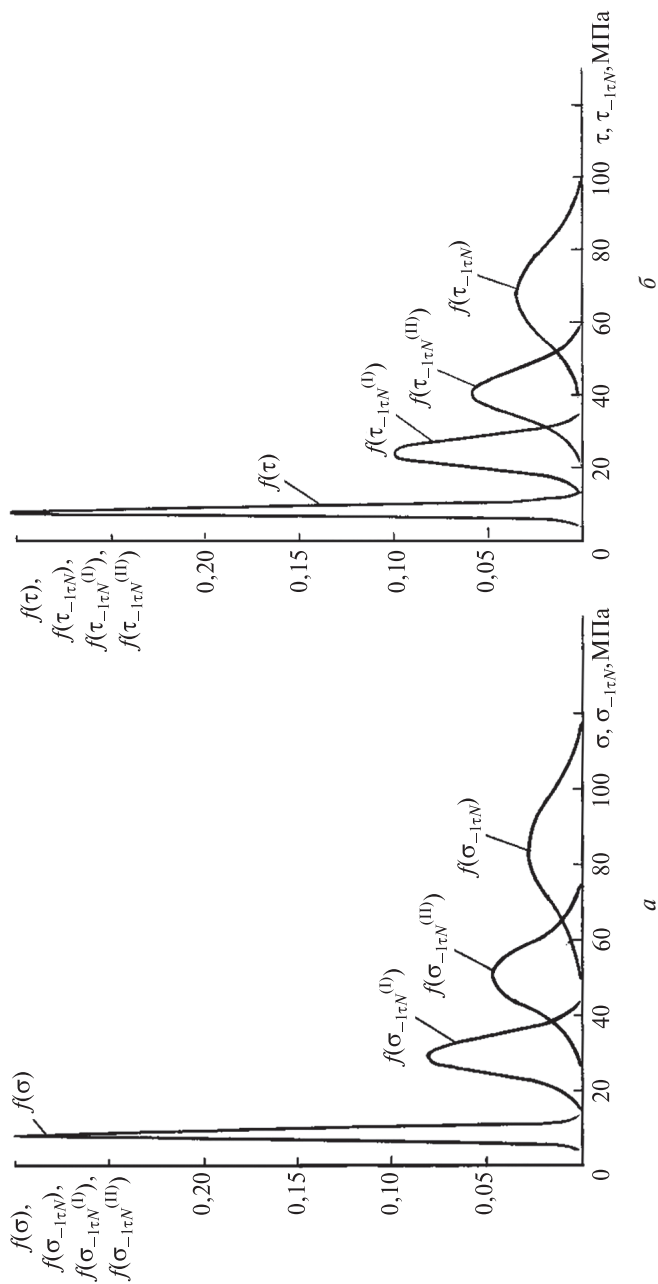


Рис. 2. Функции плотности вероятности действующих и предельных напряжений изгиба (а) и кручения (б) в четвертой шатунной шейке нового и восстановленных по технологиям I и II коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130

Для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\tau}^{(I)} = 1 - \Phi\left(-\frac{24,2 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 3,92^2}}\right) = 1 - \Phi(-3,807) \approx 0,999993.$$

Для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\tau}^{(II)} = 1 - \Phi\left(-\frac{40,7 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 6,59^2}}\right) = 1 - \Phi(-4,797) \approx 1,0.$$

Общая вероятность безотказной работы по рассматриваемому критерию предельного состояния шатунной шейки от совместного (и, предположительно, независимого) действия напряжений изгиба и кручения может быть выражена как произведение частных вероятностей¹:

$$P_{\Sigma} = P_{\sigma} P_{\tau}, \quad (5)$$

т. е. для нового коленчатого вала и вала, восстановленного по технологии II, из формулы (5) находим $P_{\Sigma} = 1,0$, а для вала, восстановленного по технологии I, $P_{\Sigma} = 0,999923$. Иными словами, первые два вала по рассматриваемому критерию оказываются «абсолютно» надежными, последний также достаточно надежен: из 100 тыс. только 77 валов при пробеге $L_{к.р}$ могут иметь трещинообразные дефекты, вызванные переменными напряжениями изгиба и кручения. Следовательно, отказ двигателя ЗИЛ-130 по причине усталостной поломки коленчатого вала, как нового, так и восстановленного, при соблюдении правил технической эксплуатации является маловероятным событием, что подтверждает многолетняя практика их использования.

3. Вероятность безотказной работы вкладышей подшипников скольжения

Вкладыши коренных подшипников. На основе табл. 2 практического занятия 6 определим параметры функции распределения предельных фрикционных напряжений:

- для вкладышей нового коленчатого вала

$$\bar{\tau}_{fN} = 3,17 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau f} = \bar{\tau}_{fN} v = 3,17 \cdot 10^{-2} \cdot 0,162 = 5,14 \cdot 10^{-3} \text{ МПа};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(I)} = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau f}^{(I)} = 4,21 \cdot 10^{-3} \text{ МПа};$$

¹ Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин.

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{fN}^{(II)} = 1,16 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}; S_{\tau f}^{(II)} = 1,88 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

Тогда по формуле (1) вероятность безотказной работы вкладышей коренных подшипников по критерию достижения предельного зазора в подшипнике за период от начала эксплуатации до планового первого узлового ремонта ($L_{y.p} = 150$ тыс. км):

- для нового коленчатого вала

$$P_{\tau_w} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,037 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (5,14 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(-1,662) \approx 0,951543;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\tau_w}^{(I)} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,026 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (4,21 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(-0,828) \approx 0,796731;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\tau_w}^{(II)} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,00116 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (1,88 \cdot 10^{-4})^2}} \right) = 1 - \Phi(-6,298) = 0.$$

Вкладыши шатунных подшипников. С учетом данных, полученных на практическом занятии 6, определим параметры функции распределения предельных напряжений:

- для вкладышей нового коленчатого вала

$$\bar{\tau}_{f\sigma N} = 0,112 \text{ МПа}; S_{\tau f\sigma} = \bar{\tau}_{f\sigma N} v = 0,112 \cdot 0,162 = 1,81 \cdot 10^{-2} \text{ МПа};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии I,

$$\bar{\tau}_{f\sigma N}^{(I)} = 9,18 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}; S_{\tau f\sigma}^{(I)} = 1,49 \cdot 10^{-2} \text{ МПа};$$

- для вкладышей вала, восстановленного по технологии II,

$$\bar{\tau}_{f\sigma}^{(II)} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ МПа}; S_{\tau f\sigma}^{(II)} = 6,44 \cdot 10^{-4} \text{ МПа}.$$

Вычислим вероятность безотказной работы вкладышей:

- для нового коленчатого вала

$$P_{\tau_w} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,112 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,81 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = 1 - \Phi(-4,397) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\tau_w}^{(I)} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,0918 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,49 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = \\ = 1 - \Phi(-3,971) \approx 0,999964;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\tau_w}^{(II)} = 1 - \Phi \left(- \frac{4,1 \cdot 10^{-3} - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (6,64 \cdot 10^{-4})^2}} \right) = 1 - \Phi(5,693) = 0.$$

Сравнивая вероятности безотказной работы вкладышей коренных и шатунных подшипников нового и восстановленного по технологии I коленчатых валов, можно прийти к заключению, что надежность шатунных подшипников за установленный пробег $L_{y.p}$ ощутимо выше, чем коренных. Работоспособность подшипников вала, восстановленного по технологии II, оказывается полностью утерянной к моменту планового первого узлового ремонта. По этой причине вкладыши вала, ремонтируемого по такой технологии, как шатунные, так и коренные, должны заменяться при пробеге L , меньшем, чем $L_{y.p}$.

4. Вероятность безотказной работы узла трения и силовой системы

Вероятность безотказной работы механической системы (как узла трения «коренные вкладыши — шейка», так и силовой системы «шатунные вкладыши — шейка» коленчатого вала) можно определить, если будут найдены частные вероятности безотказной работы шеек вала и вкладышей подшипников для одной и той же величины пробега автомобиля. Тогда общая вероятность

$$P = P_{ш} P_{в}, \quad (6)$$

где $P_{ш}$, $P_{в}$ — вероятности безотказной работы шейки и вкладышей соответственно.

Вычислим величину P , отвечающую пробегу $L_{y.p} = 150$ тыс. км. Для этого произведем перерасчет параметров функций распределения предельных напряжений коренных и шатунных шеек, имея в виду, что эти напряжения определяются для ограниченной долговечности $N_{y.p} = 2,0 \cdot 10^8$ циклов. Значения указанных параметров представлены в табл. 5.

Таблица 5

**Параметры функций распределения предельных напряжений
коренных и шатунных шеек коленчатых валов двигателя ЗИЛ-130,
соответствующие ограниченной долговечности $N_{y.p} = 2,0 \cdot 10^8$ циклов**

Параметр	Численное значение для коленчатого вала		
	нового	восстановленного по технологии I	восстановленного по технологии II
$\bar{\tau}_{fN}$, МПа	0,0492	0,0186	0,00344
S_{τ} , МПа	$8,08 \cdot 10^{-3}$	$3,02 \cdot 10^{-3}$	$5,57 \cdot 10^{-3}$
$\bar{\tau}_{f\sigma N}$, МПа	0,123	0,0772	0,0143
$S_{\tau\sigma}$, МПа	$1,99 \cdot 10^{-2}$	$1,25 \cdot 10^{-2}$	$2,31 \cdot 10^{-3}$
$\bar{\sigma}_{-1\tau N}$, МПа	92,8	36,2	58,4
$S_{\sigma-1\tau}$, МПа	15,04	5,86	9,46
$\tau_{-1\tau N}$, МПа	76,3	30,4	48,0
$S_{\tau-1\tau}$, МПа	12,35	4,93	7,77

Определим вероятность безотказной работы коренной шейки (по критерию достижения предельно допустимого износа) по формуле (1):

- для нового коленчатого вала

$$P_{ш} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,0492 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (8,08 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = 1 - \Phi(-3,170) = 0,999238;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{ш}^{(I)} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,0186 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (3,02 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = 1 - \Phi(0,677) = 0,248252;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{ш}^{(II)} = 1 - \Phi \left(- \frac{0,00344 - 0,0216}{\sqrt{(3,24 \cdot 10^{-3})^2 + (5,57 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(2,818) = 0,002401.$$

Следовательно, вероятность безотказной работы $P_{y.т}$ узла трения «коренные вкладыши – шейка» по формуле (6) для нового коленчатого вала

$$P_{y.т} = 0,999238 \cdot 0,951543 = 0,950818;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{y.т}^{(I)} = 0,248252 \cdot 0,796731 = 0,197790;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{y, \tau}^{(II)} = 0,002401 \cdot 0 = 0.$$

Таким образом, при пробеге автомобиля $L_{y, p} = 150$ тыс. км ~ в 4918 двигателях ЗИЛ-130 из каждых 100 000, вышедших с заводского конвейера, произойдет отказ по причине либо превышения коренными шейками допустимого износа, либо превышения в узле предельного зазора, либо по двум указанным причинам одновременно. Для двигателя с восстановленными по технологии I коленчатыми валами прогнозируется отказ по указанным причинам ~ в 80 221 из каждых 100 000 при послеремонтном пробеге $L_{y, p} = 150$ тыс. км.

Двигатели с валами, отремонтированными по технологии II, окажутся неработоспособными при той же величине послеремонтного пробега по указанным критериям отказа.

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию достижения предельно допустимого износа ($L = L_{y, p}$):

- для нового коленчатого вала

$$P_{шт_w} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,123 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,99 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = 1 - \Phi(-4,558) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{шт_w}^{(I)} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,0772 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (1,25 \cdot 10^{-2})^2}} \right) = 1 - \Phi(-3,553) \approx 0,999807;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{шт_w}^{(II)} = 1 - \Phi \left(-\frac{0,0143 - 0,030}{\sqrt{(4,5 \cdot 10^{-3})^2 + (2,31 \cdot 10^{-3})^2}} \right) = 1 - \Phi(3,104) \approx 0,00960.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины от напряжений изгиба ($L = L_{y, p}$):

- для нового коленчатого вала

$$P_{шт\sigma} = 1 - \Phi \left(-\frac{92,8 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 15,04^2}} \right) = 1 - \Phi(-5,578) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{шт\sigma}^{(I)} = 1 - \Phi \left(-\frac{36,2 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 5,86^2}} \right) = 1 - \Phi(-4,600) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\text{ш}\sigma}^{(\text{II})} = 1 - \Phi\left(-\frac{58,4 - 8,6}{\sqrt{1,29^2 + 9,46^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,216) \approx 1,0.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки по критерию образования магистральной трещины от напряжений кручения ($L = L_{\text{y.p.}}$):

- для нового коленчатого вала

$$P_{\text{шт}} = 1 - \Phi\left(-\frac{76,3 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 12,35^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,461) \approx 1,0;$$

- для вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\text{шт}}^{(\text{I})} = 1 - \Phi\left(-\frac{30,4 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 4,93^2}}\right) = 1 - \Phi(-4,300) = 0,999998;$$

- для вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\text{шт}}^{(\text{II})} = 1 - \Phi\left(-\frac{48 - 8,5}{\sqrt{1,28^2 + 7,77^2}}\right) = 1 - \Phi(-5,016) \approx 1,0.$$

Вероятность безотказной работы шатунной шейки в целом (по критериям износостойкости и сопротивления усталости)

$$P_{\text{ш}} = P_{\text{ш.}\tau_w} \cdot P_{\text{ш.}\sigma} \cdot P_{\text{ш.}\tau},$$

- для шейки нового коленчатого вала

$$P_{\text{ш}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,0;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\text{ш}} = 0,999807 \cdot 1,0 \cdot 0,999998 = 0,999805;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{\text{ш}} = 0,000960 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,000960.$$

Следовательно, вероятность безотказной работы $P_{\text{с.с}}$ силовой системы «шатунные вкладыши — шейка» по формуле (6):

- для шейки нового коленчатого вала

$$P_{\text{с.с}} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,0;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии I,

$$P_{\text{с.с}} = 0,999805 \cdot 1,0 \cdot 0,999964 = 0,999769;$$

- для шейки вала, восстановленного по технологии II,

$$P_{c.c} = 0,000960 \cdot 0 = 0.$$

Таким образом, при пробеге автомобиля $L_{y.p} = 150$ тыс. км силовые системы «шатунная шейка коленчатого вала – подшипник скольжения» всех эксплуатирующихся новых двигателей ЗИЛ-130 должны быть работоспособными (отказы по причине износоусталостных повреждений в них не ожидаются). Для двигателя с восстановленными по технологии I коленчатыми валами прогнозируется отказ по причинам износоусталостных повреждений в ~ 23 из каждых 100 000 штук при послеремонтном пробеге $L_{y.p} = 150$ тыс. км. Двигатели с восстановленными по технологии II валами по указанным причинам окажутся неработоспособными при той же величине послеремонтного пробега.



1. Изучите теоретические сведения.
2. Получите исходные данные в соответствии с вариантом для выполнения задания от преподавателя (исходные данные те же, что и на практическом занятии 6).
3. Выполните оценку вероятности безотказной работы элементов узла трения и силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения» по критерию достижения предельно допустимого износа и по критерию образования магистральной трещины с построением функций плотности вероятностей действующих и предельных напряжений изгиба $f(\sigma)$, $f(\sigma_{-1TN})$ и кручения $f(\tau)$, $f(\tau_{-1TN})$ в шатунной шейке коленчатого вала, а также функций плотности вероятностей действующих фрикционных напряжений $f(\tau_w)$ и пределов выносливости $f(\tau_f)$, $f(\tau_{fo})$ коренных шеек коленчатого вала по методике, изложенной в примере.

Контрольные вопросы

1. Как оценивается вероятность безотказной работы коренных шеек коленчатого вала по критерию предельно допустимого износа?
2. Как оценивается вероятность безотказной работы шатунных шеек коленчатого вала по критерию предельно допустимого износа?
3. Как определяется вероятность безотказной работы шеек коленчатого вала по критерию образования магистральной усталостной трещины?
4. Как определяется вероятность безотказной работы вкладышей подшипников коленчатого вала?
5. В чем состоит оценка вероятности безотказной работы узла трения «коренные вкладыши – шейка» и силовой системы «шатунные вкладыши – шейка»?

АНАЛИЗ РИСКА И БЕЗОПАСНОСТИ

Цель: выполнить расчет и анализ риска и безопасности.

Термины *надежность* и *безопасность*, а также *опасность* и *риск* трудноразличимы, и их значения часто пересекаются. Любой объект в природе подвержен риску быть поврежденным, разрушенным или уничтоженным. Для обеспечения безопасности и надежности функционирования объекта нужно знать степень риска, которому он подвергается. Оценка степени риска — важная научная задача, решением которой занимается трибофатика, так как анализы безопасности и надежности любых систем тесно связаны с анализом риска.

Попытаемся определить, что такое риск в самом общем представлении и как количественно его оценивать, ведь «все сущее есть число» (Пифагор). Если находится удовлетворительная методика численного анализа риска, то, корректно используя ее в различных областях знаний, или, иными словами, в разных условиях развития природы, общества и техники, можно осознать и само понятие риска.

Оценивать риски, управлять ими — не самоцель. В сущности, необходимо обеспечить безопасность проживания сообщества людей в окружающей среде — на Земле. Эта глобальная проблема стала особенно острой, когда оказалось, что здоровью и жизни человека угрожают не только природные явления (ураганы, землетрясения, грозы, наводнения и др.), но и катастрофы техногенного происхождения (загрязнение среды обитания вредными отходами производств, взрывы типа черномыльского и т. п.). Кроме того, в наше время высоких скоростей, мощностей, производительности значительного числа машин, оборудования и сооружений слишком часто случаются так называемые обычные аварии технических устройств. Их последствия для здоровья и жизни людей, а также среды проживания становятся все тяжелее, и сегодня они уже сопоставимы с последствиями природных катастроф.

Риск и безопасность — понятия взаимосвязанные: повышение риска — это соответствующее снижение безопасности¹, и наоборот.

¹Фролов К. В., Махутов Н. А. Безопасность России ...

Следовательно, анализ риска влечет за собой анализ состояний безопасности. Рассмотрим методику взаимосвязанного анализа риска и безопасности¹.

1. Понятие об L-риске

Применительно к техническим объектам представление о риске возникает всякий раз, когда обнаруживаются их эксплуатационные повреждения. Чем быстрее повреждение приближается к критической величине, тем ближе аварийная ситуация и, следовательно, тем выше риск.

Ответим на вопрос, что значит «я рисковую» в общем смысле?

Подразумевается, что некто ожидает неблагоприятное событие или какую-то «нехорошую» ситуацию, и они могут произойти по любой причине: зависящей от этого субъекта (и тогда эта причина субъективна) либо независящей от него (и в таком случае она объективна). В более общей трактовке: субъект ожидает, что наступит явление, которое ему не хотелось бы увидеть реализованным, поскольку оно опасно или невыгодно, или просто вредно, но он рассчитывает на то, что случится противоположное явление (наступит благоприятная ситуация либо событие). Рисковать — значит взвешивать доли «плохого» и «хорошего», и в зависимости от результата действовать определенным образом.

Представление о неблагоприятных событиях, явлениях и ситуациях чрезвычайно широко: это, например, проигрыш в азартной игре, возникновение и накопление повреждений в нагруженном объекте, плохое качество материалов или изделий, называемое браком, нарушение безопасности движения транспортных средств — автомобилей, поездов, самолетов и т. д., падение жизненного уровня населения, инфляция и связанный с ней рост цен, появление и распространение болезней, потеря части (или всего) вложенного в бизнес капитала, распространение зла в обществе (пьянство, коррупция, наркомания и т. п.), возникновение пожаров, аварий при эксплуатации технических средств, катастроф и катаклизмов техногенного и природного происхождения, а также многое другое. Любым неблагоприятным явлениям, событиям и ситуациям могут быть противопоставлены другие явления, события, ситуации — их называют благоприятными.

Таким образом, риск — это не только ожидание повреждений в объектах, системах и процессах. Это, в обобщенном представлении, ожидание любых неблагоприятных явлений, событий и ситуаций в природе

¹Сосновский Л. А. L-Риск (механотермодинамика необратимых повреждений). Гомель, 2004. 317 с.

и обществе. Количественно такое ожидание можно оценить как долю «плохого» в «хорошем».

Если, например, $P(A)$ – вероятность наступления неблагоприятного события A , а $Q(B)$ – вероятность наступления противоположного ему благоприятного события B , то показатель риска

$$\rho = \frac{P(A)}{Q(B)} \quad (1)$$

определяется соотношением вероятностей указанных событий, которое и выражает долю «плохого» [$P(A)$] в «хорошем» [$Q(B)$]. Это и есть количественное представление L -риска¹.

Отметим, что одно и то же понятие вероятности обозначается разными буквами (P и Q), поскольку они относятся к противоположным событиям (A и B). Как будет видно далее, это удобно при анализе рисков и безопасности.

Поскольку, согласно теории вероятностей, сумма вероятностей противоположных событий равна единице, т. е.

$$P(A) + Q(B) = 1, \quad (2)$$

то показатель L -риска (1) может быть определен с учетом формулы (2) либо только через вероятность неблагоприятных событий:

$$\rho = \frac{P(A)}{1 - P(A)} = \frac{1}{1/P(A) - 1}, \quad (3)$$

либо только через вероятность благоприятных событий:

$$\rho = \frac{1 - Q(B)}{Q(B)} = \frac{1}{Q(B)} - 1. \quad (4)$$

Таким образом, L -риск не есть вероятность, хотя и определяется соотношением (1) вероятностей. L -риск есть причинно-следственная функция (3) вероятности неблагоприятных событий, или функция (4) вероятности благоприятных событий, или функция (1) соотношения вероятностей указанных событий.

Обратим внимание на высокую чувствительность показателя L -риска (1) к малейшему изменению ситуаций. Как только, например, в формуле (1) увеличивается числитель (вероятность $P(A)$ растет), то в соответствии

¹Сосновский Л. А. L -Риск (механотермодинамика необратимых повреждений).

с формулой (2) немедленно уменьшается знаменатель (вероятность $Q(B)$, наоборот, падает), следовательно, соотношение этих величин изменяется значительно быстрее, чем сами величины.

L-риск, в представлении формулы (1), *не включает никакого материального ущерба. Однако он может (и должен) быть связан с таковым*, если реализация вероятности $P(A_1)$ конкретного неблагоприятного события A_1 (например, проигрыш в азартной игре или разрушение какой-либо ответственной детали трактора) повлечет за собой материальные потери. *L-риск* в представлении выражения (1) не содержит никакой угрозы здоровью и жизни людей либо окружающей среде. Тем не менее он может (и должен) быть связан с такими угрозами, если реализуется вероятность $P(A_2)$ конкретной неблагоприятной ситуации A_2 (например, авария пассажирского самолета или дефолт). Вместе с тем *L-риск* в представлении формулы (1) одновременно принимает во внимание и любые «хорошие» ($B_1, B_2, B_3, \dots, B_n$), и любые «плохие» ($A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$) явления (события) в природе, обществе, технике и т. д.

Когда неблагоприятные события, ситуации и явления отсутствуют, то $P(A) = 0$ и, согласно выражению (1), показатель *L-риска* $\rho = 0$. Если же благоприятные события, наоборот, отсутствуют, то $Q(B) = 0$ и, согласно формуле (1), *L-риск* $\rho = \infty$. Следовательно, интервал возможного изменения численных значений показателя *L-риска*

$$0 \leq \rho \leq \infty.$$

Таким образом, *L-риск в наиболее общем представлении может оцениваться любым действительным числом*. Это значит, что показатель *L-риска* — величина «бесконечно содержательная»: любому событию — от аварии до катастрофы — может быть поставлено соответствующее значащее число.

Толкование риска как функции (1) вероятностей противоположных событий является ограниченным. *Более общим считается понятие риска как доли плохого в хорошем*. Второе определение, являясь более широким, включает и первое. Продемонстрируем это на классическом примере анализа качества некоторого изделия.

Пусть проконтролировано качество партии из k_0 изделий и пусть k_1 из них забракованы; ясно, что $k_2 = k_0 - k_1$ изделий оказались качественными. Если $(k_1/k_0)100\%$ — процентная доля брака и $(k_2/k_0)100\%$ — процентная доля качественных изделий в партии, то доля плохого в хорошем

$$\frac{(k_1/k_0)100\%}{(k_2/k_0)100\%} = \frac{k_1}{k_2} = \rho, \quad (5)$$

и есть риск получить бракованное изделие. Однако он вычислен не по вероятностям, а по процентным долям качественных и некачественных изделий в партии или по соотношению k_1/k_2 количеств таких изделий в партии. Формула (5) особенно пригодна в случае анализа редких (в том числе и очень редких) событий, тогда как функция (1) требует большого количества испытаний, например $k_0 = 100$. Если k_0 достаточно велико, то обе эти формулы тождественны, так как соотношения k_1/k_0 и k_2/k_0 становятся соответствующими вероятностями, определенными по результатам статистических испытаний. Из выражения (5) также следует, что риск не зависит от размерности k_1 и k_2 , т. е. параметр ρ всегда безразмерен.

Особо отметим, что формула (5), как и (1), справедлива только в том случае, когда сумма противоположностей является постоянной:

$$k_1 + k_2 = k_0, \quad (6)$$

что тождественно условию (2). При этом, когда мы говорим, что общее число контролируемых изделий должно быть, согласно формуле (6), постоянным, это не значит, что оно неизменно. Партия может содержать, например, $k_0 = 100 = \text{const}$ или $k_0 = 1000 = \text{const}$ контролируемых изделий, но в любом из этих случаев условие (6) остается неизменным.

В научной литературе¹ вводится представление о *критическом L-риске* $\rho_k = 1$, которое соответствует равенству $P(A) = Q(B) = 0,5$. Рассмотрим интервал $0 \leq \rho \leq 1$ докритических *L-рисков*, который имеет наибольшее практическое значение, и проанализируем материальные потери и выгоды, связанные с анализом *L-риска*.

Результаты анализа даны на рис. 1. Принимается следующая основная закономерность: чем выше *L-риск* ρ , тем больше возможная материальная выгода C_p . Эта закономерность представляется естественной: идти на крупный риск можно лишь в связи с ожиданием большой выгоды. Вместе с тем естественно стремление к снижению *L-риска* получения желаемой выгоды, и, следовательно, требуются соответствующие материальные затраты C_s на повышение безопасности (или на снижение доли «плохого» в содержании *L-риска*). Наиболее предпочтительной оказывается ситуация, когда сумма $C_p + C_s$ достигает минимума (см. рис. 1). При этом устанавливаются оптимальные значения $\text{opt } C_p$, $\text{opt } C_s$ и $\text{opt } \rho$, которые и обеспечивают самое рациональное (приемлемое) выполнение формулы «чей риск, того и выгода».

¹Сосновский Л. А. *L-Риск* (механотермодинамика необратимых повреждений).

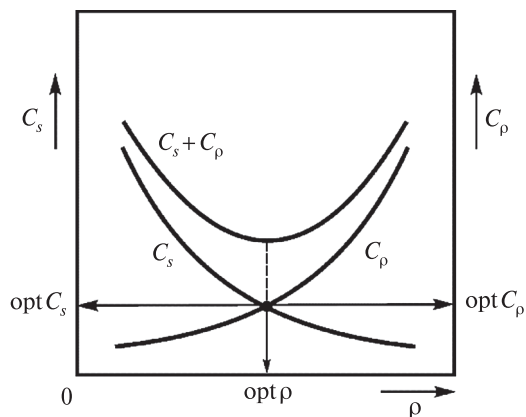


Рис. 1. Оптимизация затрат при оценке L -риска

Если L -риск трактуется как доля «плохого» в «хорошем», то может возникнуть ошибочное подозрение, что формулы (1), (3) и (4) дают субъективное определение L -риска. Например, в азартной игре для одного участника выигрыш — благоприятное (хорошее) событие, а проигрыш — неблагоприятное (плохое). Для второго участника все наоборот: выигрыш для него — это проигрыш соперника. Тем не менее из-за того, что «плохое» и «хорошее» поменялись местами, в процедуре расчета по формулам (1), (3) и (4) ничего не изменилось, поэтому понятие о L -риске (1) оказывается всегда объективным, хотя и исходит из некоторых субъективных представлений тех или иных лиц.

Таким образом, понятие риска фактически определено формулами (1)–(4). В отсутствии материальных потерь и угрозы жизни либо здоровью людей и окружающей среде суть понятия «риск» оказывается ясной и понятной. Однако в случаях, когда L -риск оценивается по многим признакам (событиям, ситуациям, явлениям), процедура его прогноза усложняется.

Если вероятность P многих и разных неблагоприятных ситуаций A_1, A_2, \dots, A_n

$$P(A_i) = P(A_1, A_2, \dots, A_n),$$

а вероятность Q противоположных — благоприятных событий B_1, B_2, \dots, B_n

$$Q(B_i) = Q(B_1, B_2, \dots, B_n),$$

то L -риск, согласно выражению (1), определяется долей «плохого» в «хорошем», т. е.

$$0 \leq \rho(A_i, B_i) = \frac{P(A_i)}{Q(B_i)} \leq \infty, \quad i = 1, 2, \dots, \quad (7)$$

при условии, что имеет место *своеобразный закон сохранения противоположностей* в форме

$$P(A_i) + Q(B_i) = \text{const} = 1, \quad (8)$$

так что ни $P(A_i)$, ни $Q(B_i)$ не исчезают, но, взаимодействуя, переходят друг в друга:

$$P(A_i) \Leftrightarrow Q(B_i).$$

Сказанное означает, что, например, при увеличении вероятности $P(A_i)$ вероятность $Q(B_i)$ не может расти или оставаться неизменной: она уменьшается в соответствии с законом (8).

Таким образом, формула (7) демонстрирует процедуру анализа риска в случае множества событий A_i (и, следовательно, B_i), которые его фактически обуславливают. Вероятности $P(A_i)$ и $Q(B_i)$ вычисляются методами теории множеств (теории вероятностей). В дальнейших расчетах для простоты обсуждения индексы i при исчислении событий A_i и B_i будут опускаться.

2. Оперативная характеристика L-риска

Зависимость показателя риска ρ от вероятностей $P(A)$ и $Q(B)$ называется *оперативной характеристикой риска*¹. Ее графическое представление дано на рис. 2 для ограниченного интервала

$$0 \leq \rho \leq 1. \quad (9)$$

Теоретические данные для построения оперативной характеристики риска в интервале (9) приведены в табл. 1.

Нижняя граница риска $\rho = 0$ соответствует случаю, когда $P(A) = 0$. Верхнее значение анализируемых на рис. 2 и в табл. 1 рисков $\rho_k = 1$ ограничено условием $P(\bar{A}) = Q(\bar{B}) = 0,5$. Значение $\rho_k = 1$ считается критическим. Поскольку численное значение показателя риска может изменяться на несколько порядков, то шкалу для оперативной характеристики часто принимают логарифмической (см. рис. 2, а). Текущее (оцененное по формулам (8)–(10)) значение риска указывается на оперативной характеристике сплошной вертикальной линией AB . Вероятности благоприятных и неблагоприятных событий связаны (см. рис. 2, б) с риском:

¹Сосновский Л. А. Показатель безопасности и оперативная характеристика риска : метод. указ. Гомель, 1991. 16 с.

$$Q(B) = \frac{1}{1+\rho}; \quad (10)$$

$$P(A) = \frac{1}{1 + \frac{1}{\rho}}.$$

В общем случае может быть установлено *нормативное значение риска* $[\rho]$. Оно обосновывается соответствующим технико-экономическим расчетом с учетом тяжести последствий в случае реализации тех или иных неблагоприятных событий.

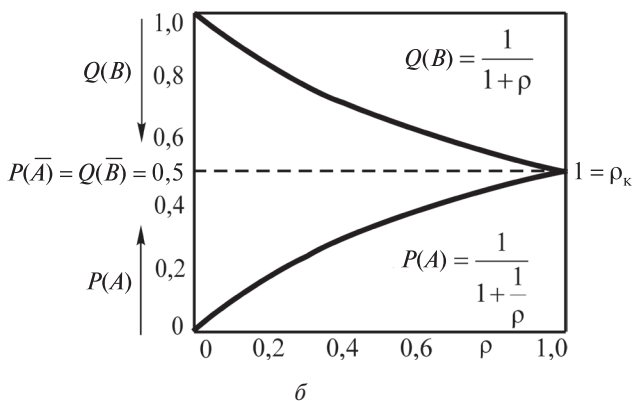
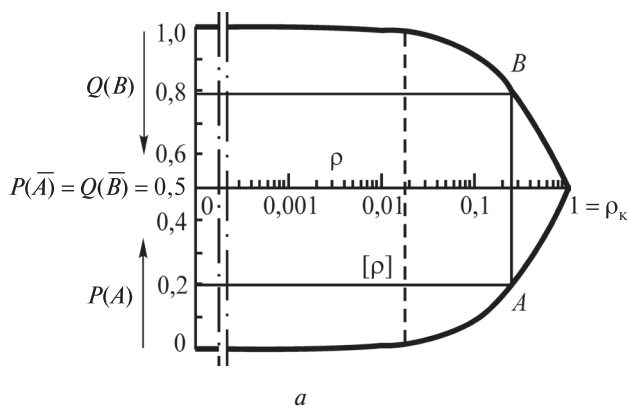


Рис. 2. Оперативная характеристика риска, построенная на логарифмической (а) либо равномерной (б) шкале

**Теоретические данные
для построения оперативной характеристики риска**

$P(A)$	$Q(B) = 1 - P(A)$	$\rho = P(A)/Q(B)$	$P(A)$	$Q(B) = 1 - P(A)$	$\rho = P(A)/Q(B)$
0,01	0,99	0,0101	0,6	0,4	0,6666
0,05	0,95	0,0526	0,7	0,3	0,4286
0,1	0,9	0,1111	0,8	0,2	0,2500
0,2	0,8	0,2500	0,9	0,1	0,1111
0,3	0,7	0,4286	0,95	0,05	0,0526
0,4	0,6	0,6666	0,99	0,01	0,0101
$P(\bar{A}) = 0,5 = Q(\bar{B})$	0,5	$\rho_k = 1$	$Q(B)$	$P(A) = 1 - Q(B)$	$\rho = P(A)/Q(B)$

Нормативное значение риска $[\rho]$ указывается вертикальной пунктирной линией AB на оперативной характеристике риска (см. рис. 2, *a*). Всякое событие и любая ситуация, для которых

$$\rho \leq [\rho],$$

считаются *приемлемыми* (или *допустимыми*). Значения

$$\rho < [\rho] < \rho_k$$

считаются *неприемлемыми* (или *недопустимыми*).

3. Секторная диаграмма L-риска

При необходимости сравнительного анализа рисков по многим и различным событиям (ситуациям) строится *секторная диаграмма рисков* (рис. 3). Каждый сектор на диаграмме представляет собой оперативную характеристику риска (см. рис. 2), построенную по данному признаку. На радиусе A круга указывается шкала для численных значений показателя риска ρ .

На секторной диаграмме:

- критический риск $\rho_k = 1$ соответствует внешней окружности;
- нормативное значение риска $[\rho]$ отображает внутренняя окружность (пунктир);
- области риска затемняются до величины оцененного риска ρ , изображаемого дугой окружности с радиусом $r = \rho$ в пределах каждого сектора.

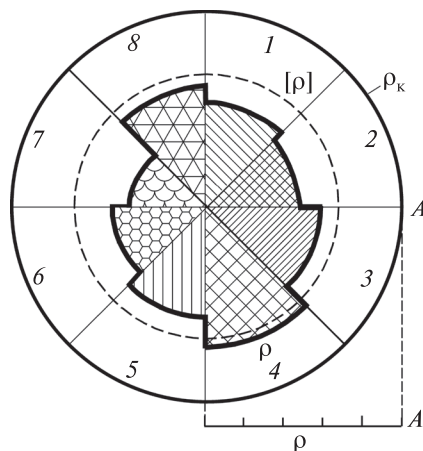


Рис. 3. Схема секторной диаграммы рисков, построенной по восьми (1, 2, ..., 8) признакам

Когда нормативный риск не установлен, на диаграмме отсутствует пунктирная окружность. Внешняя окружность может соответствовать не критическому риску, а другому значению риска, который считается представительным; это значение указывается на конце A радиуса окружности.

Секторная диаграмма рисков наглядна и удобна для сравнительного обзора и анализа рисков, определенных по многим признакам (для разных ситуаций, явлений, событий).

4. Представление об S_p -безопасности

Дадим некоторое обобщенное понятие риска, представленное формулой (7):

$$0 \leq \rho(A_i, B_i) = \frac{P(A_i)}{Q(B_i)} \Lambda(A_i) \leq \infty. \quad (11)$$

Формула (11), в отличие от формулы (7), содержит функцию $\Lambda(A_i)$ взаимодействия $A_i \leftrightarrow A_j$ событий¹ A_i и A_j , при этом численные значения такой функции²

$$\Lambda(A_i \leftrightarrow A_j) < 1, \text{ или } = 1, \text{ или } > 1.$$

¹ Sosnovskiy L. A. Tribo-Fatigue. Wear-fatigue damage and its prediction (Foundations of engineering mechanics). Springer, 2005. 424 p.

² Безопасность России. Безопасность трубопроводного транспорта. М., 2002. 752 с.

Если $\Lambda < 1$, значит, взаимодействие $A_i \leftrightarrow A_j$ событий приводит к уменьшению риска (11). Если $\Lambda > 1$, значит, взаимодействие $A \leftrightarrow B$ событий приводит, наоборот, к увеличению риска (11). Если же $\Lambda = 1$, значит, риск не зависит от процессов взаимодействия событий A и B ; в таком случае формула (11) переходит в формулу (7).

В общем случае графически взаимосвязанное изменение вероятностей $P(A)$ и $Q(B)$ от $\rho(A, B)$ изображается на *полной оперативной характеристике риска* (рис. 4). Эта характеристика имеет ось абсцисс согласно интервалу (11) возможного изменения показателя риска. Она отличается от той, что дана на рис. 2, поскольку там интервал изменения риска ограничен справа критическим значением $\rho_k = 1$. На рис. 4 этому значению соответствует точка C . Текущее значение показателя риска представляется на рис. 4 отрезками типа $A_p B_p$, каждому из которых соответствуют два значения вероятности: $Q(B)$ на линии $B_1 B_p C B_p B_0$ и $P(A)$ на линии $A_0 A_p C A_p A_1$. Заметим, что если отрезки $A_p B_p$ оказываются одинаковыми по длине слева и справа от *критической точки* C (на рис. 4 они показаны сплошной и пунктирной линиями), то это не означает, что численные значения показателя риска характеризуют одинаковые состояния системы по поврежденности.

Обычно считается, что *безопасность* — это *противоположность риска*. Тогда

$$S_p + \rho = 1, \quad (12)$$

где S_p — показатель безопасности, связанный с представлением о риске, данном в соотношении (1).

Принимая во внимание формулы (3) и (4), в выражении (12) показатель безопасности S_p , как и показатель риска, может быть определен либо только через вероятность неблагоприятных событий:

$$S_p = \frac{1 - 2P(A)}{1 - P(A)} = 1 - k_Q P(A),$$

либо только через вероятность благоприятных событий:

$$S_p = 2 - \frac{1}{Q(B)} = 1 - \frac{1}{k_P Q(B)}.$$

С учетом более широкого, чем в формуле (7), представления о риске выражения (11)

$$S_p + \frac{P(A)}{Q(B)}(A_i) = 1.$$

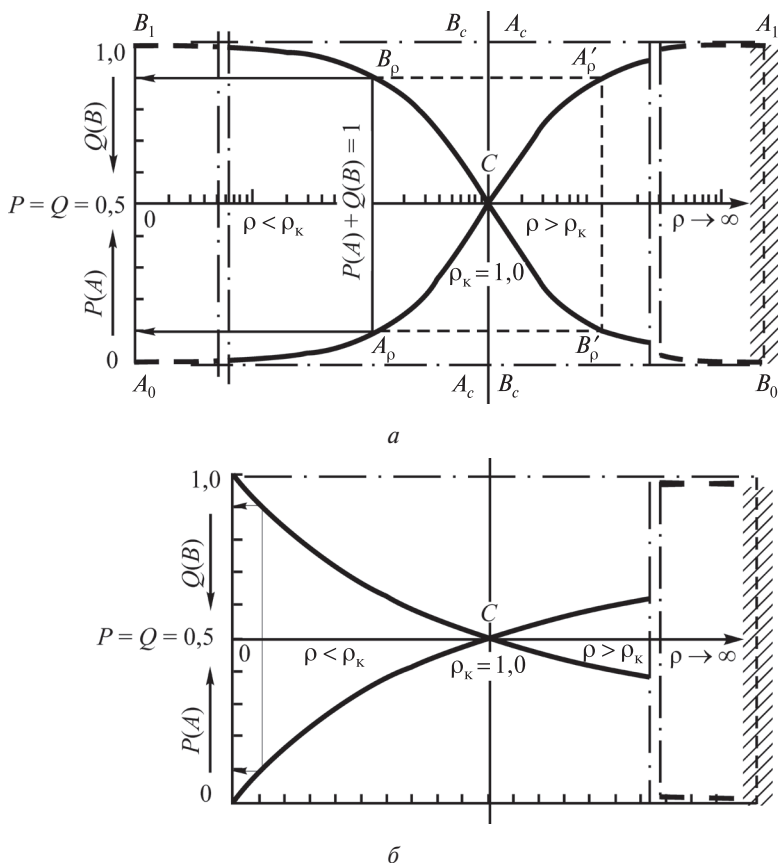


Рис. 4. Полная оперативная характеристика риска, построенная в полулогарифмических (а) либо равномерных (б) координатах

В табл. 2 приведены количественные параметры для прогнозирования рисков и, следовательно, анализа условий безопасности, поскольку показатели риска и безопасности связаны соотношением (7).

Согласно соотношению (12), при уменьшении риска растет безопасность, и наоборот. Однако при любых изменениях величин S_p и ρ их сумма остается неизменной – равной единице. Принимая для анализа интервал (11), из формулы (12) устанавливаем, что *показатель безопасности может иметь не только положительные (при $\rho < 1$), но и отрицательные (при $\rho > 1$) значения* (рис. 5).

Таблица 2

Анализ рисков и безопасности: основные ситуации

Риск	ρ	$P(A_i)$	$Q(B_i)$	S_p	Степень безопасности / опасности
Нулевой	0	0	1	1	Абсолютная безопасность
Ограниченный	$0 < \rho < 1$	$0 < P < 0,5$	$0,5 < Q < 1$	$1 > S_p > 0$	Ограниченная опасность
Критический	$1 = \rho_k$	0,5	0,5	0	Нулевая опасность (аварии)
Закритический	$1 < \rho < \infty$	$0,5 < P < 1$	$0 < Q < 0,5$	$0 > S_p > -\infty$	Отрицательная опасность (катастрофы)
Бесконечный	∞	1	0	$-\infty$	Абсолютная опасность (катаклизмы)

Согласно данным табл. 2 и рис. 5:

- абсолютная безопасность тождественна нулевому риску;
- безопасность оказывается нулевой, когда риск достигает критического значения $\rho_k = 1$;
- если риск $\rho_k > 1$, безопасность становится отрицательной, т. е. возникает ситуация, которую можно охарактеризовать как опасную;
- опасность растет, поскольку увеличивается численное значение закритического риска;
- опасность будет абсолютной, когда риск станет бесконечно большим, что соответствует безопасности $S_p = -\infty$.

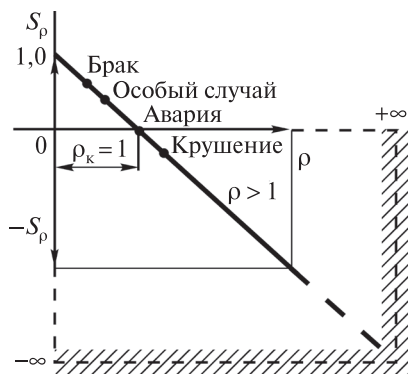


Рис. 5. Диаграмма «риск – вероятность – безопасность»

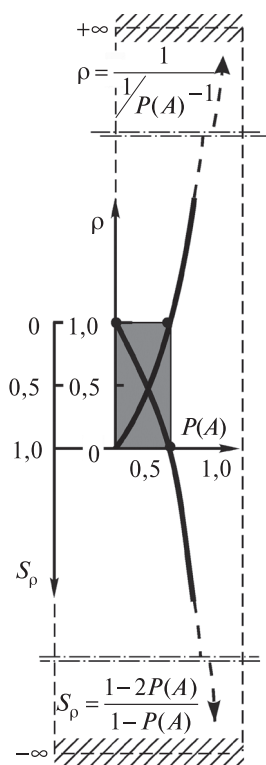


Рис. 6. ρPS_p -диаграмма

Таким образом, у риска обнаруживаются две противоположные стороны: безопасность и опасность; при этом *опасность трактуется как отрицательная безопасность*, тогда как собственно безопасность положительна. Следовательно, опасность, есть своеобразная противоположность безопасности — ее отрицательная форма.

Взаимосвязь между всеми параметрами, содержащимися в табл. 2, графически иллюстрирует рис. 6. Это диаграмма «риск — вероятность — безопасность», или ρPS_p -диаграмма (ро-пэ-эс-диаграмма). Согласно этой диаграмме риск и безопасность не являются вероятностями, а представляют собой причинно-следственные функции вероятностей неблагоприятных $P(A)$ и/или благоприятных $Q(B) = 1 - P(A)$ явлений, событий и ситуаций. Перечислим основные выводы, которые можно сделать при анализе ρPS_p -диаграммы:

- риск всегда больше, чем вероятность неблагоприятных событий [$\rho > P(A)$];
- безопасность всегда меньше, чем вероятность благоприятных событий [$S_p < Q(B)$];
- риск (как и поврежденность, или разупрочнение) может быть неограниченно большим ($\rho \rightarrow \infty$);
- безопасность (как и неповрежденность, или упрочнение) не может быть бесконечно большой: она существенно конечна ($S_p \rightarrow 1$);
- риск не может быть отрицательным ($\rho > 0$).

На рис. 6 ясно обнаруживается характерное поле взаимосвязанных параметров, описываемое следующими условиями:

$$\left. \begin{aligned} 0 \leq \rho < 1, \\ 1 \geq S_p > 0, \\ 0,5 > P(A) \geq 0, \\ 1 \geq Q(B) > 0,5. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Данные условия характеризуют процесс *устойчивого развития явлений, событий и ситуаций*, или поле безопасного состояния объектов,

природы и общества; иными словами — это *область порядка*. Наличие риска в области порядка (только в пределах, указанных в первом из неравенств (13)) — естественное и необходимое условие всякого нормально развивающегося процесса, обусловленного единством и борьбой противоположностей *A* и *B*.

Очевидно, что *область отсутствия порядка*, или *область беспорядка*, описывается условиями

$$\left. \begin{array}{l} \rho \geq 1, \\ S_p \leq 0. \end{array} \right\} \quad (14)$$

Для беспорядка характерен закритический риск, а безопасность не обеспечивается — таковы главные выводы из условий (14).

Наконец, *состояние хаоса* описывается условиями

$$\left. \begin{array}{l} \rho \rightarrow \infty, \\ S_p \rightarrow -\infty, \end{array} \right\} \quad (15)$$

согласно которым *для хаоса характерен бесконечно большой риск, поскольку опасность становится абсолютной*.

Условия (13)–(15) просты и понятны. Графически их иллюстрация видна на полной оперативной характеристике риска (см. рис. 4): порядок (13) реализуется слева от критической точки *C*, беспорядок (14) — справа от нее, а хаос (15) на этом рисунке условно представлен заштрихованной линией B_0A_1 ; на рис. 5 область хаоса также заштрихована. Точка *C*, следовательно, фундаментальна: она разделяет процесс жизни системы как целого и ее существования в запредельных (закритических) состояниях, в том числе в виде отдельных фрагментов, сколь угодно малых.

Приведем примеры применения изложенной концепции *L*-риска и S_p -безопасности.

5. Анализ безопасности движения поездов

Используем понятие риска для анализа безопасности движения поездов. Пусть *F* — выраженное в процентах количество нарушений безопасности движения, тогда $S = 100 \%$. *F* можно принять за характеристику безопасности движения, а показатель риска примет вид

$$\rho = \frac{F}{S}. \quad (16)$$

При отсутствии случаев нарушения безопасности движения ($F = 0$) уровень риска нулевой ($\rho = 0$). Если *F* изменяется в интервале $0 \leq F \leq 50 \%$, то диапазон изменения показателя безопасности $0 \leq \rho \leq 1$.

Когда $F > S$, то неизбежны частые аварии с тяжелыми последствиями ($\rho > 1$), и нужно принимать немедленные и жесткие меры для резкого снижения количества нарушений безопасности движения. Таким образом, предельное значение показателя риска $\rho_c = 1$.

Величины F и S могут быть и относительными (по отношению к единице). В таком случае они приобретают смысл соответственно вероятности нарушения безопасности движения P_F и вероятности обеспечения движения $Q_S = 1 - P_F$. С учетом этих обозначений и на основании формулы (16) получим

$$\rho = \frac{P_F}{Q_S}. \quad (17)$$

Различие в применении выражений (16) и (17) заключается в том, что если выражение (17) применимо для анализа достаточно большого количества нарушений безопасности движения, то формула (16) применима и для достаточно редких событий.

Таким образом, если уровень риска достигнет критической величины ρ_c , то и вероятности P_F и Q_S достигнут критических значений $P_F = Q_S = 0,5$. Следовательно, выражение (17) описывает критическое состояние безопасности движения.

Идеальное состояние безопасности движения описывается условиями

$$\left. \begin{aligned} \rho &= 0, \\ P_F &= 0; Q_S = 1 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

В технических системах условия (18) недостижимы: всегда есть риск нарушения безопасности. По этой причине целесообразно ввести представление о допустимом (или нормативном) состоянии безопасности движения:

$$\left. \begin{aligned} \rho &= [\rho], \\ P_F &= [P]; Q_S = [Q], \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

где $[\rho]$ и $[P]$ — достаточно малые числа; $[Q]$ — достаточно большое число.

Обоснование допустимых значений $[\rho]$, $[P]$, $[Q]$ должно быть дано на основе соответствующего технико-экономического расчета. Если в первом приближении

$$\left. \begin{aligned} [P] &= 0,05; [Q] = 0,95, \\ [\rho] &= 0,0526, \end{aligned} \right\}$$

то допустимое (нормативное) состояние можно изобразить графически. Тогда $[\rho]$ — это критерий допустимого риска.

Данные о количестве и видах нарушений безопасности движения обычно представляются по формам статистической отчетности. Их обобщение может быть дано в виде распределения случаев нарушения безопасности движения по службам железной дороги, например как в табл. 3.

Таблица 3

**Распределение нарушений безопасности движения
в работе железнодорожных служб**

Служба	F, %		S, %		$\rho = F/S$	
	2020 г.	2021 г.	2020 г.	2021 г.	2020 г.	2021 г.
Перевозок	8,0	10,2	92,0	89,8	0,0870	0,1136
Локомотивного хозяйства	36,5	31,6	63,3	68,4	0,5798	0,4620
Вагонного хозяйства	38,7	41,1	61,2	58,9	0,6340	0,6978
Пути	5,9	8,1	94,2	91,9	0,0616	0,0881
Сигнализации и связи	0,7	1,5	99,6	98,5	0,0060	0,0152
Электрoфикации и электрo-снабжения	1,5	0,7	98,6	99,3	0,0142	0,0070
Пассажирская	0,0	0,0	100,0	100,0	0,0000	0,0000
Грузовой работы и внешне-экономической деятельности	1,4	1,5	98,6	98,5	0,0142	0,0152
Прочие	7,3	5,2	92,7	94,8	0,0788	0,0548

На рис. 7 дан пример анализа риска в работе вагонной службы за 2021 г. Видно, что допустимое значение риска превышено (заштриховано).

На рис. 8 представлен пример анализа уровня риска в службе пути за два года. Видно, что риск в 2021 г., по сравнению с 2020 г., возрос; за оба года допустимое значение риска превышено (показано разной штриховкой для каждого года). При этом критическое состояние не достигнуто.

На рис. 9 продемонстрирован пример анализа уровня риска в работе двух служб — пути и вагонного хозяйства — за 2021 г. Видно, что служба вагонного хозяйства приближается к критическому состоянию; хотя уровень риска в работе службы пути тоже велик (нормативное значение превышено), он значительно ниже, чем уровень риска в работе службы вагонного хозяйства.

Данные об уровне риска в работе восьми служб за 2021 г. представлены на рис. 10. Внутренняя пунктирная окружность соответствует допустимому уровню риска $[\rho] = 0,0526$. Жирными линиями в пределах каждого сектора показан текущий уровень риска в работе данной службы. Сравнительный анализ работы служб по секторной диаграмме прост и нагляден.

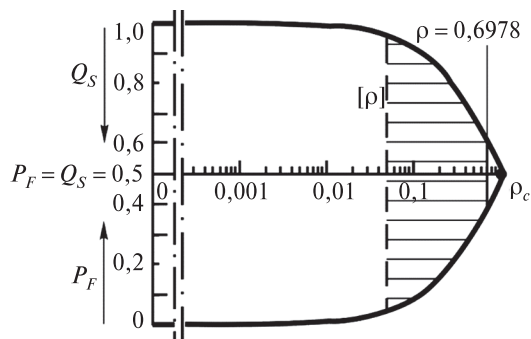


Рис. 7. Анализ риска в работе службы вагонного хозяйства в 2021 г.

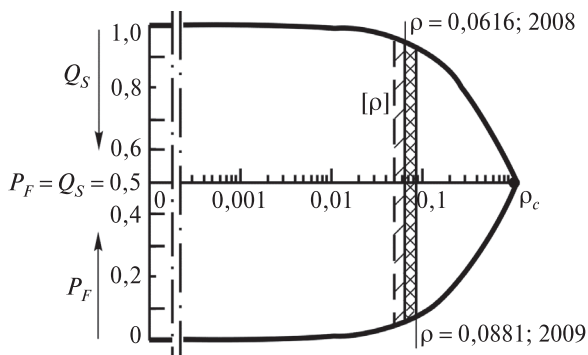


Рис. 8. Анализ риска в работе службы пути за два года

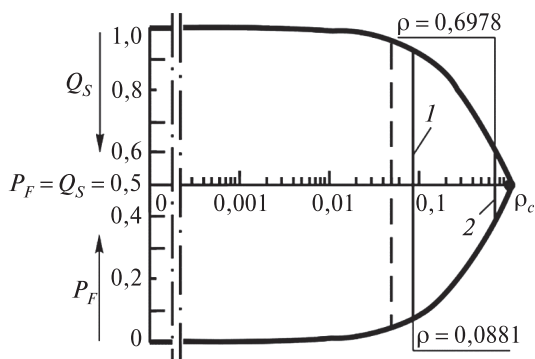


Рис. 9. Сравнение эффективности работы служб пути (1) и вагонного хозяйства (2) в 2021 г.

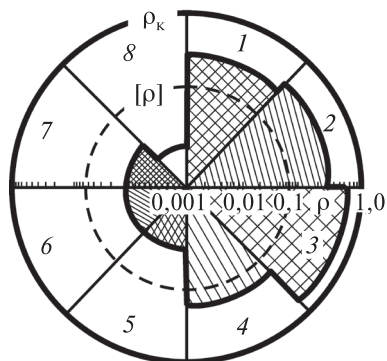


Рис. 10. Анализ работы служб железной дороги за 2021 г. по обеспечению безопасности движения:

- 1 – служба перевозок; 2 – служба локомотивного хозяйства;
- 3 – служба вагонного хозяйства; 4 – служба пути;
- 5 – служба сигнализации и связи;
- 6 – служба электрофикации и электроснабжения;
- 7 – служба грузовой работы и внешнеэкономической деятельности; 8 – прочие службы

Анализ уровня риска направлен на разработку и внедрение мероприятий, обеспечивающих снижение риска до нормативного значения (19). Таким образом, ставится и успешно решается задача об управлении риском.

Аналогично можно строить и анализировать текущие оперативные характеристики риска по отделениям дороги и по дороге в целом за разные периоды (год, сезон, месяц). Можно также анализировать отдельные виды нарушения безопасности движения в поездной и маневровой работе (например, аварии, случаи брака в работе и т. д.).

Далее построим диаграмму «риск – вероятность – безопасность» применительно к нарушениям безопасности движения в поездной и маневровой работе (см. рис. 5).

Нарушения безопасности движения в поездной и маневровой работе на Белорусской железной дороге подразделяются на нарушения поездов, аварии, особые случаи брака в работе, а также случаи брака в работе¹. К *крушениям поездов* относятся: столкновения поездов с дру-

¹ О комплексной системе управления безопасностью движения на Белорусской железной дороге : приказ М-ва транспорта и коммуникаций Респ. Беларусь от 2 янв. 2003 г. № 4Н // М-во транспорта и коммуникаций. Минск, 2003. 119 с.

гими поездами или подвижным составом, сходы подвижного состава на перегонах и станциях, в результате которых погибли или получили тяжкие телесные повреждения люди либо повреждены локомотивы или вагоны до степени, не допускающей их дальнейшие ремонт и эксплуатацию; к *авариям* — столкновения поездов с другими поездами или подвижным составом, сходы подвижного состава, в результате которых были повреждены локомотивы или вагоны, но они могут быть отремонтированы; к *особым случаям брака в работе* — столкновения с другими поездами или подвижным составом, сходы подвижного состава на перегонах и станциях, не имеющие последствий, как у аварий; к *случаям брака в работе* — столкновения и сходы подвижного состава при маневрах, экипировке и других передвижениях, не имеющие последствий, указанных в предыдущих случаях.

Таким образом, брак может возникнуть, когда безопасность движения становится меньше абсолютной. Особый случай брака будет обусловлен дальнейшим снижением безопасности с соответствующим ростом риска. Аварии возникают с достижением риском критического значения $\rho_k = 1$, когда безопасность становится нулевой ($S_p = 0$, см. рис. 5). Если риск становится закритическим ($\rho_k > 1$), то безопасность оказывается отрицательной ($S_p < 1$, см. рис. 11). Это и есть условие для возможных крушений.

6. Анализ риска и безопасности в социогуманитарной области

Используем представление (1) о риске для практического анализа, например медицинских последствий радиационного облучения. Будем считать болезнь неблагоприятным событием, или повреждением; тогда благоприятное событие — это отсутствие данной болезни. Следовательно, в выражении (1) $P(A)$ — *вероятность заболевания*, $Q(B) = 1 - P(A)$ — *вероятность не заболеть в тех же условиях*. Если k_0 — общее количество людей, проживающих на данной территории, а k — количество человек, которые уже заболели, например гриппом, то вероятность заболеть в ответствии с формулой (5)

$$P(A) = \frac{k}{k_0} \quad (20)$$

и показатель риска

$$\rho = \frac{P(A)}{1 - P(A)} = \frac{k/k_0}{1 - k/k_0}. \quad (21)$$

Подсчеты по приведенным формулам не вызывают затруднений, если известны соответствующие статистические данные.

Пример 1 (рис. 11). Для построения диаграммы использовались данные Научного комитета по действию атомной радиации (НКДАР) о частоте заболеваний раком при облучении организма человека или его отдельных органов дозой¹ 1 Гр. Доза облучения — это количество переданной организму энергии от источника радиации. Количество энергии излучения, поглощенное единицей массы облучаемого тела (тканями организма), называется поглощенной дозой и в СИ измеряется в греях (Гр = Дж/кг). Была изучена реакция шести групп органов и тканей на такое облучение: 1) щитовидной железы; 2) молочной железы; 3) легких; 4) желудка, печени, толстой кишки; 5) костных тканей; 6) крови. Нетрудно построить шесть отдельных рисунков оперативной характеристики риска подобно тому, как это сделано, например, на рис. 11 или 12. Для наглядности при сравнении многих данных удобнее, однако, построить секторную диаграмму риска (см. рис. 3 и рис. 10).

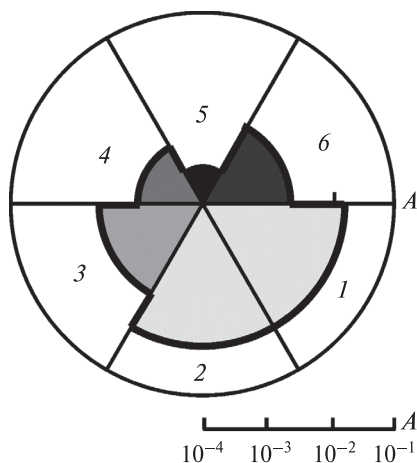
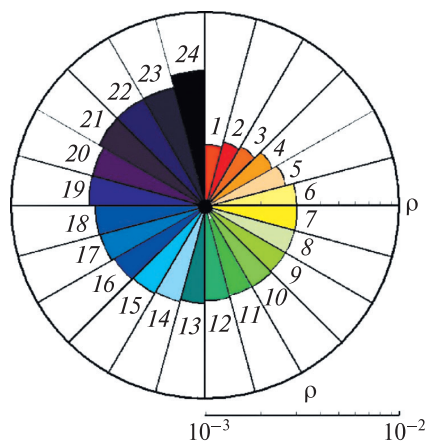
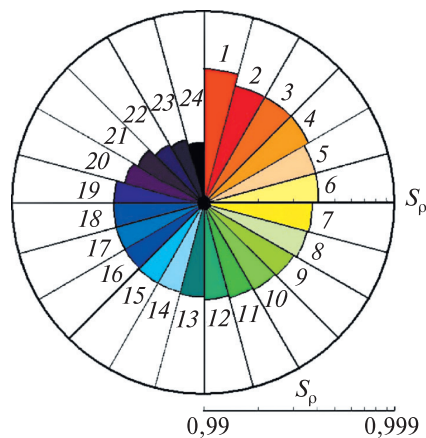


Рис. 11. Секторная диаграмма риска заболеть раком при дозе облучения 1 Гр:
1 — щитовидная железа; 2 — молочная железа;
3 — легкие; 4 — желудок, печень, толстая кишка; 5 — костные ткани;
6 — кровь

¹Радиация. Дозы, эффекты, риск : пер. с англ. М., 1988. 79 с.



a



б

Рис. 12. Секторная диаграмма риска развития первичного онкозаболевания (*a*) и спираль безопасности по отношению к такому заболеванию (*б*) для жителей Гомельской области в 1997 г.:

1 – Житковичский район; 2 – Лельчицкий район; 3 – г. Мозырь;
4 – Петриковский район; 5 – Жлобинский район; 6 – Светлогорский район;
7 – Калинковичский район; 8 – Октябрьский район; 9 – Гомельская область;
10 – Ельский район; 11 – Речицкий район; 12 – г. Гомель; 13 – Наровлянский район;
14 – Рогачевский район; 15 – Кормянский район; 16 – Лоевский район;
17 – Буда-Кошелевский район; 18 – Мозырский район; 19 – Чечерский район;
20 – Гомельский район; 21 – Добрушский район; 22 – Хойникский район;
23 – Брагинский район; 24 – Ветковский район

Здесь каждый сектор круга представляет собой часть оперативной характеристики риска; на радиусе A круга дана шкала для численных значений показателя ρ (заметим, что $10^{-2} = 0,01$; $10^{-3} = 0,001$ и т. д.).

Области риска для всех шести групп органов и тканей затемнены. Как следует из рис. 11, наибольшему риску заболевания раком подвержены щитовидная и молочная железы. В два раза меньше риск развития рака легких, в пять раз — лейкозов, в десять раз — рака желудка, печени и толстой кишки. Наконец, наименьшему риску заболевания раком подвержены костные ткани.

Пример 2. Рассмотрим рис. 12, *а*. Диаграмма построена так же, как и на рис. 11, но секторы риска упорядочены: все численные значения ρ расположены строго по возрастанию (от наименьшего (для жителей Житковичского района) до наибольшего (для жителей Ветковского района))¹. Область риска, как и на рис. 11, затемнена.

Перестроим диаграмму, изображенную на рис. 12, *а*, в *спираль безопасности* (рис. 12, *б*) в соответствии с формулой (12). Полезность данных, представленных на рис. 12, очевидна. Если выбор места жительства свободен, наиболее безопасными из соображений предупреждения развития первичного онкозаболевания являются районы 1–5. В свою очередь, жителям районов 20–24 следует принять необходимые и длительные меры (в том числе и медицинские), для того чтобы уменьшить риск заболевания раком.

Поясним развиваемую концепцию риска и безопасности более простым количественным анализом.

Даже если известна вероятность (20) заболеть, например

$$P(A) = \frac{k}{k_0} = 0,05,$$

подсчитанная согласно правилам математической статистики, то этой информации все еще недостаточно.

На самом деле возникает риск заболеть, вычисленный по формуле (21):

$$\rho = \frac{k/k_0}{1 - k/k_0} = \frac{0,05}{0,95} = 0,0526,$$

который несколько больше, чем указанная вероятность ($0,0526 > 0,05$). Вместе с тем если известна вероятность не заболеть

$$Q(B) = \frac{k_0 - k}{k_0} = 1 - \frac{k}{k_0} = 1 - 0,05 = 0,95,$$

¹Сосновский Л. А. Трибофатика: о диалектике жизни. 1-е изд. Гомель, 1999. 104 с.

подсчитанная по правилам математической статистики, то это тоже неполная информация. На самом деле безопасность

$$S_p = 1 - \rho = 1 - 0,0526 = 0,9474$$

несколько меньше, чем указанная вероятность ($0,9474 < 0,95$).

Итак, *риск — это больше, чем вероятность заболеть, а безопасность — это меньше, чем вероятность не заболеть*. Следовательно, показатели риска ρ и безопасности S_p учитывают больше факторов, в отличие от реализованных вероятностей заболеть или не заболеть. При реальных подсчетах количества заболевших людей в данном регионе по результатам медицинского обследования всегда остаются неучтенные (по многим причинам) больные, а также невыявленные больные, у которых симптомы болезни еще недостаточно распознаваемы (на ранней стадии). Сделанные выводы наглядно иллюстрирует рис. 13.

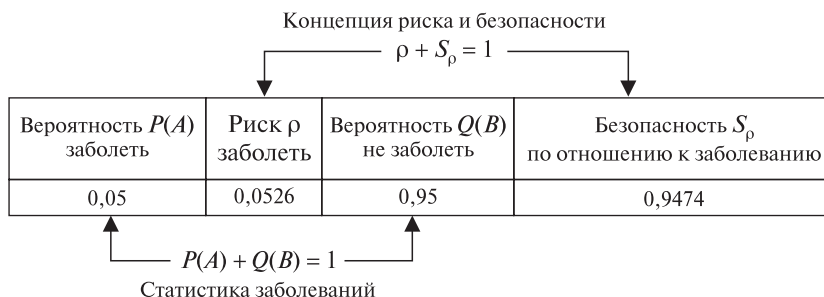


Рис. 13. Сравнение статистических данных и прогноза о риске

Глядя на цифры рис. 13, можно сделать неверное заключение: разница между $P(A)$ и ρ , с одной стороны, и разница между $Q(B)$ и S_p — с другой, всегда невелика. Предоставим расширенные сведения с учетом возможного изменения численных значений ρ в выражении (21) (табл. 4).

Видно, что рост вероятности заболеть $P(A)$ от 0,10 до 0,50 ведет к достижению риском критической величины $\rho_k = 1$, при этом безопасность S_p оказывается нулевой, хотя вероятность не заболеть $Q(B)$ становится равной 50 %. Общая закономерность такова: если оценка вероятности заболеть устойчива и постепенно повышается, то на самом деле риск заболеть нарастает стремительно и так же стремительно снижается безопасность. Эту общую закономерность хорошо иллюстрирует табл. 4 в более широких интервалах изменения численных значений параметров.

Таблица 4

Сравнение интенсивности роста вероятности $P(A)$ и риска ρ либо вероятности $Q(B)$ и безопасности S_p

$P(A)$	ρ	$Q(B)$	S_p
0,10	0,111	0,90	0,889
0,20	0,250	0,80	0,750
0,30	0,428	0,70	0,572
0,40	0,666	0,60	0,334
0,50	1,000	0,50	0

Исходя из сказанного следует заключение: риск особенно важно оценить в ситуациях, близких к экстремальным (и тем более в экстремальных условиях), и именно в таких случаях анализ вероятности неблагоприятных событий становится недостаточно информативным.



1. Изучите теоретические сведения и примеры.
2. Получите исходные данные в соответствии с вариантом для выполнения задания от преподавателя.
3. Выполните расчет показателей риска и безопасности, а также графический анализ проведенного расчета в виде секторной диаграммы риска.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается суть показателя L -риска? Как этот показатель связан с вероятностью наступления неблагоприятного события и вероятностью наступления противоположного ему благоприятного события?
2. Как определяется оперативная характеристика L -риска?
3. Что представляет собой секторная диаграмма риска?
4. Как оценивается S_p — показатель безопасности?
5. Дайте характеристику диаграммы «риск — вероятность — безопасность» (ρPS_p -диаграммы).
6. Что понимается под нормативным и критическим значениями риска?
7. Что такое закритический риск, состояние хаоса?

1. Выражения для расчета показателей надежности по известным функциям распределения

Законы распределения с плотностью $f(t)$	T_{cp}	Вероятность безотказной работы $P(t)$	Интенсивность отказов $h(t)$
Экспоненциальный: $f(t) = \lambda \exp(-\lambda t)$	$T_{cp} = 1/\lambda$	$P(t) = \exp(-\lambda t)$	$h(t) = \lambda$
Вейбулла: $f(t) = \frac{k}{b} \left(\frac{t}{b}\right)^{k-1} \exp\left[-\left(\frac{t}{b}\right)^k\right]$	$T_{cp} = b\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right)$	$P(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{b}\right)^k\right]$	$h(t) = \frac{k}{b^k} t^{k-1}$
Нормальный: $f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right)$	$T_{cp} = a$	$P(t) = \Phi\left(\frac{t-a}{\sigma}\right)$	$h(t) = \frac{\exp\left(-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right)}{\sigma\sqrt{2\pi} \Phi\left(\frac{t-a}{\sigma}\right)}$
Логарифмический нормальный: $f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\ln(t)-a)^2}{2\sigma^2}\right)$	$T_{cp} = \exp\left(a + \frac{\sigma^2}{2}\right)$	$P(t) = \Phi\left(\frac{\ln(t)-a}{\sigma}\right)$	$h(t) = \frac{\exp\left(-\frac{(\ln(t)-a)^2}{2\sigma^2}\right)}{\sigma\sqrt{2\pi} \Phi\left(\frac{\ln(t)-a}{\sigma}\right)}$
Гамма: $f(t) = \frac{a^b}{\Gamma(b)} \exp(-at) t^{b-1}$	$T_{cp} = b/a$	$P(t) = \int_0^t \frac{a^b t^{b-1} \exp(-at)}{\Gamma(b)} dt$	$h(t) = \frac{a^b \exp(-at) t^{b-1}}{\Gamma(b) \int_0^t a^b t^{b-1} \exp(-at) dt}$

2. Гамма-функция $\Gamma(x) = \int_0^{\infty} t^{x-1} e^{-t} dt$

x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,00	1,000	0,999	9983	9983	9977	9971	9966	9960	9954	9949
1	0,994	9938	9932	9927	9921	9916	9910	9905	9899	9949
2	9888	9883	9878	9872	9867	9862	9856	9851	9846	9894
3	9835	9830	9825	9820	9815	9810	9805	9800	9794	9841
4	9784	9779	9774	9769	9764	9759	9755	9750	9746	9789
5	9735	9730	9725	9721	9716	9711	9706	9702	9697	9740
6	9687	9683	9678	9673	9669	9664	9660	9655	9651	9692
7	9642	9637	9633	9628	9624	9619	9616	9610	9606	9646
8	9597	9593	9589	9584	9580	9576	9571	9567	9563	9602
9	9555	9550	9546	9542	9538	9534	9530	9526	9522	9559
1,10	9514	9509	9505	9501	9498	9494	9490	9486	9482	9518
1	9474	9470	9466	9462	9459	9455	9451	9447	9443	9478
2	9436	9432	9428	9425	9421	9427	9414	9410	9407	9440
3	9399	9396	9392	9389	9385	9382	9378	9375	9371	9403
4	9364	9361	9357	9354	9350	9347	9344	9340	9337	9368
5	9330	9327	9324	9321	9317	9314	9311	9308	9304	9334
6	9298	9295	9292	9289	9285	9282	9279	9276	9273	9301
7	9267	9264	9261	9258	9255	9252	9249	9246	9243	9270
8	9237	9234	9231	9229	9226	9223	9220	9217	9214	9240
9	9209	9206	9203	9201	9198	9195	9192	9190	9187	9212
1,20	9182	9179	9176	9174	9171	9169	9166	9163	9161	9184
1	9156	9153	9151	9148	9146	9143	9141	9138	9136	9158
2	9131	9129	9126	9124	9122	9119	9117	9114	9112	9133
3	9108	9105	9103	9101	9098	9096	9094	9092	9090	9110
4	9085	9083	9081	9079	9077	9074	9072	9070	9068	9087
5	9064	9062	9060	9058	9056	9054	9052	9050	9048	9066
6	9044	9042	9040	9038	9036	9034	9032	9031	9029	9046
7	9025	9023	9021	9020	9018	9016	9014	9012	9011	9027
8	9007	9005	9004	9002	9000	8999	8997	8985	8994	9009
9	8990	8989	8987	8986	8984	8992	8981	8979	8978	8992
1,30	8975	8973	8972	8970	8969	8967	8966	8964	8968	8976
1	8960	8959	8957	8956	8954	8953	8952	8950	8949	8961
2	8946	8945	8944	8943	8941	8940	8939	8937	8924	8948
3	8934	8933	8931	8930	8929	8928	8927	8926	8914	8935
4	8922	8921	8920	8919	8918	8917	8916	8915	8964	8923
5	8912	8911	8910	8909	8908	8907	8906	8905	8895	8913
6	8902	8901	8900	8899	8898	8897	8897	8896	8887	8903
7	8893	8892	8892	8891	8890	8889	8888	8888	8887	8886
8	8885	8885	8884	8883	8883	8882	8881	8880	8880	8879
9	8879	8878	8877	8877	8876	8875	8875	8874	8874	8873

<i>x</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,40	8873	8872	8872	8871	8871	8870	8870	8869	8869	8868
1	8868	8867	8867	8866	8866	8865	8865	8865	8864	8864
2	8864	8863	8863	8863	8862	8862	8862	8861	8861	8861
3	8860	8858	8860	8860	8859	8859	8859	8859	8858	8858
4	8858	8848	8858	8858	8857	8857	8857	8857	8857	8857
5	8857	8857	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856
6	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856	8856
7	8856	8856	8856	8857	8857	8857	8857	8857	8857	8857
8	8857	8858	8858	8857	8858	8858	8859	8859	8859	8859
9	8859	8860	8860	8860	8860	8861	8861	8861	8862	8862
1,50	8862	8863	8863	8863	8864	8864	8864	8865	8865	8866
1	8866	8866	8867	8867	8868	8868	8869	8869	8869	8870
2	8870	8871	8871	8872	8872	8873	8873	8874	8875	8875
3	8876	8876	8877	8877	8878	8879	8879	8880	8880	8881
4	8882	8882	8883	8884	8884	8885	8886	8887	8887	8888
5	8889	8889	8890	8891	8892	8892	8893	8894	8895	8896
6	8896	8897	8898	8900	8900	8901	8901	8902	8903	8904
7	8905	8906	8907	8908	8918	8909	8910	8911	8912	8913
8	8914	8915	8916	8917	8929	8919	8920	8921	8922	8923
9	8924	8925	8926	8927	8940	8930	8931	8932	8933	8934
1,60	8935	8936	8937	8939	8952	8941	8942	8943	8944	8946
1	8947	8948	8949	8950	8964	8953	8954	8955	8957	8958
2	8959	8961	8962	8963	8978	8966	8967	8968	8970	8971
3	8972	8974	8975	8977	8992	8979	8981	8982	8984	8985
4	8986	8988	8989	8991	9007	8994	8995	8997	8998	9000
5	9001	9003	9004	9006	9023	9009	9010	9012	9014	9015
6	9017	9018	9020	9021	9040	9025	9026	9028	9030	9031
7	9033	9035	9036	9038	9057	9041	9043	9045	9047	9048
8	9050	9052	9054	9055	9075	9059	9061	9062	9064	9066
9	9068	9070	9071	9073	9094	9077	9079	9081	9083	9084
1,70	9086	9088	9090	9092	9114	9096	9098	9100	9102	9104
1	9106	9108	9110	9112	9161	9116	9118	9120	9122	9125
2	9126	9128	9130	9132	9155	9136	9138	9140	9142	9146
3	9147	9149	9151	9153	9177	9157	9160	9162	9164	9166
4	9168	9170	9173	9175	9200	9179	9182	9184	9186	9188
5	9191	9193	9195	9197	9223	9202	9204	9207	9209	9211
6	9214	9216	9218	9221	9247	9226	9228	9230	9233	9235
7	9238	9240	9242	9245	9247	9250	9552	9255	9257	9260
8	9262	9265	9267	9270	9272	9275	9277	9280	9283	9285
9	9288	9290	9293	9295	9298	9301	9303	9306	9309	9311

x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1,80	9314	9316	9319	9322	9325	9327	9330	9333	9335	9338
1	9341	9343	9346	9349	9352	9355	9357	9360	9363	9366
2	9368	9371	9374	9377	9380	9383	9385	9388	9391	9394
3	9397	9400	9403	9406	9408	9411	9414	9417	9420	9423
4	9426	9429	9432	9435	9438	9441	9444	9447	9450	9454
5	9456	9459	9462	9465	9468	9471	9474	9478	9481	9484
6	9487	9490	9493	9496	9499	9503	9506	9509	9512	9515
7	9518	9522	9525	9528	9531	9534	9538	9541	9544	9547
8	9551	9554	9557	9561	9564	9567	9570	9574	9577	9580
9	9584	9587	9591	9594	9597	9601	9604	9607	9611	9614
1,90	9618	9621	9625	9628	9631	9635	9638	9642	9645	9649
1	9652	9656	9659	9663	9666	9670	9673	9677	9681	9684
2	9688	9691	9695	9699	9702	9706	9709	9713	9717	9720
3	9724	9728	9731	9735	9739	9742	9746	9750	9754	9757
4	9761	9765	9768	9772	9776	9780	9784	9787	9791	9795
5	9799	9803	9806	9810	9814	9818	9822	9826	9830	9834
6	9837	9841	9845	9849	9853	9857	9861	9865	9869	9873
7	9877	9881	9885	9889	9893	9897	9901	9905	9909	9913
8	9917	9921	9925	9929	9933	9938	9942	9946	9950	9954
9	9958	9962	9966	9971	9975	9979	9983	9987	9992	9996
2,00	1,0000	0004	0008	0013	0017	0021	0026	0030	0034	0038

3. Значения функции $\Phi(x)$, $\Phi(-x) = 1 - \Phi(x)$

x	0	2	4	6	8
0,0	0,500	0,508	0,516	0,524	0,532
0,1	0,540	0,548	0,556	0,564	0,571
0,2	0,579	0,587	0,595	0,603	0,610
0,3	0,618	0,626	0,633	0,641	0,648
0,4	0,655	0,663	0,670	0,677	0,684
0,5	0,692	0,698	0,705	0,712	0,719
0,6	0,726	0,732	0,739	0,745	0,752
0,7	0,758	0,764	0,770	0,776	0,782
0,8	0,788	0,794	0,800	0,805	0,811
0,9	0,816	0,821	0,826	0,832	0,836
1,0	0,841	0,846	0,851	0,855	0,860
1,1	0,864	0,869	0,873	0,877	0,881
1,2	0,885	0,889	0,892	0,896	0,900
1,3	0,903	0,907	0,910	0,913	0,916
1,4	0,919	0,922	0,925	0,928	0,931

x	0	2	4	6	8
1,5	0,933	0,936	0,938	0,941	0,943
1,6	0,945	0,947	0,950	0,952	0,954
1,7	0,955	0,957	0,959	0,961	0,962
1,8	0,964	0,966	0,967	0,969	0,970
1,9	0,971	0,973	0,974	0,975	0,976
2,0	0,977	0,978	0,979	0,980	0,981
2,1	0,982	0,983	0,984	0,985	0,986
2,2	0,986	0,987	0,987	0,988	0,989
2,3	0,898	0,990	0,990	0,991	0,991
2,4	0,992	0,992	0,993	0,993	0,993
2,5	0,9938	0,9941	0,9945	0,9948	0,9951
2,6	0,9953	0,9956	0,9958	0,9961	0,9963
2,7	0,9965	0,9967	0,9969	0,9971	0,9973
2,8	0,9974	0,9975	0,9978	0,9979	0,9980
2,9	0,9981	0,9983	0,9984	0,9985	0,9986
3,0	0,9984	0,9987	0,9989	0,9989	0,9990
3,1	0,9990	0,9991	0,9992	0,9992	0,9993
3,2	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994	0,9995
3,3	0,9995	0,9995	0,9996	0,9996	0,9996
3,4	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
3,5	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998

Например:

$$\Phi(1,26) = 0,896;$$

$$\Phi(2,57) = (0,9948 + 0,9951)/2 = 0,99495;$$

$$\Phi(-1,33) = 1 - (0,903 + 0,907)/2 = 0,095.$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Авдонькин, Ф. Н. Интенсивность изнашивания деталей двигателей ЗИЛ-130 / Ф. Н. Авдонькин // Автомобильная промышленность. — 1971. — № 1. — С. 5–7.
- Безопасность России. Безопасность трубопроводного транспорта. — М. : Знание, 2002. — 752 с.
- Дюмин, И. Е. Повышение эффективности ремонта автомобильных двигателей / И. Е. Дюмин. — М. : Транспорт, 1987. — 176 с.
- Есенберлин, Р. Е. Восстановление автомобильных деталей сваркой, наплавкой и пайкой / Р. Е. Есенберлин. — М. : Транспорт, 1994. — 256 с.
- Индикт, Е. А. Надежность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации / Е. А. Индикт, А. В. Галицкий, Г. Л. Дрибинский // Автомобильная промышленность. — 1978. — № 11. — С. 7–10.
- Исавнин, Г. С. Подшипники скольжения автомобильных двигателей. Обзор. — М. : [б. и.], 1969. — 54 с.
- Какуевицкий, В. А. Износостойкость и сопротивление усталости коленчатых валов, восстановленных наплавкой порошковой проволокой / В. А. Какуевицкий, В. П. Шимановский, В. Г. Прилипов, И. П. Трубачев // Сварочное производство. — 1989. — № 11. — С. 10–12.
- Когаев, В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / В. П. Когаев. — М. : Машиностроение, 1977. — 232 с.
- Коссов, В. С. Влияние смятия в зоне сварных стыков на силовое воздействие подвижного состава на путь / В. С. Коссов, О. Г. Краснов, М. Г. Акашев // Вестник ВНТЖТ. — 2020. — Т. 79. — № 1. — С. 9–16.
- Крагельский, И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. — М. : Машиностроение, 1977. — 526 с.
- Кошкин, К. Работоспособность шатунных подшипников / К. Кошкин, Э. Финкельштейн, А. Липкинд // Автомобильный транспорт, 1972. — № 1. — С. 29–30.
- Липкинд, А. Г. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130 / А. Г. Липкинд, П. И. Гринберг, А. И. Ильин. — М. : Транспорт, 1978. — 360 с.
- Мишин, И. А. Долговечность двигателей / И. А. Мишин. — Л. : Машиностроение, 1976. — 288 с.
- Муравьев, В. Д. Исследование долговечности двигателя грузового автомобиля ЗИЛ-130 / Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля НИИ Автопрома : сб. — 1969. — Вып. 3. — С. 28–80.
- Носовский, И. Г. Влияние окисной пленки и поверхностного пластического деформирования при внешнем трении на процесс адсорбционной усталости стали / И. Г. Носовский, А. И. Шерстюк // Проблемы трения и изнашивания / Респ. межведомств. сб. — Киев : Наук. думка, 1974. — № 5. — С. 59–64.
- Похмурский, В. И. Коррозионная усталость металлов / В. И. Похмурский. — М. : Металлургия, 1989. — 206 с.
- Прикладная статистика. Правила построения и применения вероятностных сеток : ГОСТ 11.008-75 : введ. 01.07.1976. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам, 1973. — 43 с.

О комплексной системе управления безопасностью движения на Белорусской железной дороге : приказ М-ва транспорта и коммуникаций Респ. Беларусь от 2 янв. 2003 г. № 4Н // М-во транспорта и коммуникаций Респ. Беларусь. — Минск : БелЖД, 2003. — 119 с.

Олейник, Н. В. Сопротивление усталости материалов и деталей машин в коррозионных средах / Н. В. Олейник, А. Д. Магденко, С. П. Скляр. — Киев : Наук. думка, 1987. — 200 с.

Оуэн, Д. Б. Сборник статистических таблиц / Д. Б. Оуэн ; пер. с англ. под ред. Л. Н. Большева. — М. : Вычислит. центр АН СССР, 1966. — 586 с.

Прокопьев, В. Н. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В. Н. Прокопьев, В. В. Иванов, Э. Р. Рунг, Г. Н. Волченко // Автомобильная промышленность. — 1974. — № 6. — С. 6—8.

Протопопов, А. Л. Живучесть литых деталей подвижного состава с технологическими дефектами : дис. ... канд. техн. наук : 05.22.07 / А. Л. Протопопов : Рос. ун-т транспорта. — М., 2019. — 134 л.

Радиация. Дозы, эффекты, риск / пер. с англ. — М. : Мир, 1988. — 79 с.

Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости : ГОСТ 25.504-82 : введ. 18.05. 1982. — М. : Акад. наук СССР, 1982. — 55 с.

Решетов, Д. Н. Надежность машин : учеб. пособие / Д. Н. Решетов, А. С. Иванов, В. З. Фадеев. — М. : Высш. шк., 1988. — 238 с.

Сосновский, Л. А. Фрикционно-механическая усталость: Основные закономерности (обобщающая статья) / Л. А. Сосновский, Н. А. Махутов, В. А. Шуринов // Заводская лаборатория. — 1992. — № 9. — С. 46—63.

Сосновский, Л. А. Показатель безопасности и оперативная характеристика риска : метод. указ. / Л. А. Сосновский. — Гомель : БелГУТ, 1991. — 16 с.

Сосновский, Л. А. Статистическая механика усталостного разрушения / Л. А. Сосновский. — Минск : Наука и техника, 1987. — 288 с.

Сосновский, Л. А. Трибофатика: о диалектике жизни / Л. А. Сосновский. — 1-е изд. — Гомель : НПО «ТРИБОФАТИКА», 1999. — 104 с.

Сосновский, Л. А. L-Риск (механотермодинамика необратимых повреждений) / Л. А. Сосновский. — Гомель : БелГУТ, 2004. — 317 с.

Трение, изнашивание и смазка: Справочник : в 2 кн. / под ред. И. В. Крагельского. — М. : Машиностроение, 1978. — Кн. 1. — 400 с.

Трощенко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник / В. Т. Трощенко, Л. А. Сосновский. — Киев : Наук. думка, 1987. — 1335 с.

Финкельштейн, Э. С. Исследование надежности подшипников автомобильных двигателей / Э. С. Финкельштейн // Надежность и контроль качества, 1971. — № 9. — С. 69—74.

Фролов, К. В. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Функционирование и развитие сложных народнохозяйственных, технических, энергетических и транспортных систем связи и коммуникаций / К. В. Фролов, Н. А. Махутов. — М. : МГФ Знание, 1988. — Разд. 1. — 448 с. ; разд. 2. — 416 с.

Sosnovskiy, L. A. Tribo-Fatigue. Wear-fatigue damage and its prediction (Foundations of engineering mechanics) / L. A. Sosnovskiy. — Springer, 2005. — 424 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
<i>Практическое занятие 1. Оценка надежности изделия по статистическим данным</i>	<i>4</i>
<i>Практическое занятие 2. Прогнозирование надежности изделия</i>	<i>9</i>
<i>Практическое занятие 3. Расчет показателей надежности нерезервированных невосстанавливаемых систем</i>	<i>13</i>
<i>Практическое занятие 4. Расчет показателей надежности систем с резервированием</i>	<i>20</i>
<i>Практическое занятие 5. Анализ надежности изделия по критерию сопротивления усталости</i>	<i>28</i>
<i>Практическое занятие 6. Расчет надежности силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения». Оценка сопротивления износоусталостным повреждениям</i>	<i>42</i>
<i>Практическое занятие 7. Расчет надежности силовой системы «коленчатый вал – подшипник скольжения». Оценка вероятности безотказной работы</i>	<i>65</i>
<i>Практическое занятие 8. Анализ риска и безопасности.....</i>	<i>83</i>
Приложения	108
Список литературы.....	113

Учебное издание

Богданович Александр Вальдемарович

**ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ, БЕЗОПАСНОСТИ
И ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.
ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

Редактор *А. О. Самойленко*

Художник обложки *А. А. Рабкевич*

Технический редактор *В. П. Явуз*

Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*

Корректор *Е. О. Алёшина*

Подписано в печать 11.06.2025. Формат 60×84/16. Бумага офсетная.

Печать цифровая. Усл. печ. л. 6,74. Уч.-изд. л. 6,10.

Тираж 40 экз. Заказ 224.

Белорусский государственный университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/270 от 03.04.2014.

Пр. Независимости, 4, 220030, Минск.

Республиканское унитарное предприятие

«Информационно-вычислительный центр

Министерства финансов Республики Беларусь».

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 2/41 от 29.01.2014.

Ул. Кальварийская, 17, 220004, Минск.