

На правах рукописи

РГБ ОД

- 5 июл 2000

Афанасьев Андрей Константинович

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА МЕХАНИЗМОВ
ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ

Специальность 05.05.05

"Подъемно-транспортные машины"

Автореферат

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Санкт-Петербург

2000

Работа выполнена в Санкт-Петербургском государственном университете
водных коммуникаций

Научный руководитель:

- член-корреспондент АТН, доктор технических наук, профессор Брауде В.И.

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор Манжула К.П.;
- кандидат технических наук, ст. преподаватель Гринкин В.Г.

Ведущее предприятие АООТ "Подъемтрансмаш" (г. С-Петербург)

Защита состоится "6" июня 2000 года в 16 час на заседании диссертационного совета Д 063.38.20 при Санкт-Петербургском государственном техническом университете по адресу:

195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, д.29, корп.1, ауд. 439

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке СПбГУ.

Ваши отзывы на автореферат в 2 экз., заверенные печатью, просим направлять в диссертационный совет университета

Автореферат разослан "6" мая 2000 года.

Ученый секретарь диссертационного совета Д 063.38.20
кандидат технических наук, доцент

Смирнов В.П.

0922.214-021.1,0

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Высокопроизводительная работа современного порта не возможна без надежно и правильно организованного функционирования перегрузочного оборудования. Поэтому существенное значение приобретает задача повышения эксплуатационной надежности основного оборудования портов, значительную часть которого составляют перегрузочные порталы краны (ПК).

В настоящее время в портах находится в эксплуатации значительный парк устаревшего оборудования. Так по России эксплуатируются около 80% порталы кранов с истекшим сроком службы. В этих условиях большую значимость приобретает определение экономически обоснованного ресурса порталы кранов.

По данным статистических исследований, проведенных лабораторией грузоподъемных машин СПГУВКа, механизмы ПК (по сравнению с металлоконструкцией) требуют более высоких затрат труда на ремонт и, следовательно, отказы механизмов оказывают существенное влияние на время эффективной эксплуатации ПК.

Необходимость прогнозирования ресурса деталей связана со своевременным обеспечением порталы кранов запасными частями, что уменьшает продолжительность складирования последних. Для механизмов порталы кранов оценка ресурса позволяет назначать периодичность капитальных ремонтов механизмов с целью достижения наименьших экономических затрат.

Имеется обширный список работ, посвященных проблемам определения ресурса и остаточного ресурса (ОР) деталей и систем. Однако, приведенные в нем расчетные рекомендации недостаточны для определения ресурса и ОР деталей и механизмов ПК, имеющих ряд особенностей, как в конструкции, так и в их эксплуатации.

Целью диссертационного исследования является разработка методов определения ресурса и ОР деталей и механизмов ПК. При этом, решены следующие задачи:

- определена номенклатура деталей оказывающих наибольшее влияние на ресурс механизма;
- разработаны методы оценки ресурса основных деталей ПК;
- построена модель функционирования механизмов порталных кранов, как сложной восстанавливаемой системы;
- разработан инженерный метод определения ресурса механизмов порталных кранов на стадии проектирования;
- разработан метод определения ОР механизмов порталных кранов с учетом данных диагностирования и информации об отказах.

Научная новизна диссертационной работы заключается в следующем:

- Разработан вероятностный метод расчета зубчатых колес закрытых передач по условию контактной выносливости, учитывающий нелинейную связь между случайными нагрузкой и напряжением, возникающим в полюсе зацепления.
- Получил дальнейшее развитие метод расчета валов и осей механизмов ПК по условию выносливости. Метод допускает расчетное определение показателя степени *кривой* выносливости. Составлена регрессионная зависимость (с.11) для определения приведенного коэффициента φ_{Σ} пр., рекомендуемая для решения задачи.
- Разработана модель функционирования механизма порталного крана, в которой моделирование процесса функционирования сложной системы ведется не в пространстве состояний системы, а в области возможных ее состояний. Это позволяет при моделировании использовать аппарат марковских процессов, а также критерий эффективности функционирования, основанный на непревышении оперативными ремонтными расходами допустимого уровня ремонтных затрат.

- На основе разработанной модели функционирования получены регрессионные зависимости (с.15) для оценки параметров распределения ресурса до капитального ремонта механизмов ПК.

- Разработаны методы учета эксплуатационной информации (об отказах деталей и данных диагностирования) в модели функционирования механизмов ПК.

Практическая ценность заключается в следующем:

- Предложены графики для инженерной оценки показателей ресурса зубчатых колес по условию контактной выносливости.

- Разработан уточненный метод расчета валов и осей по условию выносливости. Расхождение расчетного и статистического значений среднего ресурса не превышает 35%.

- Предложен инженерный метод оценки ресурса механизмов ПК, опирающийся на результаты регрессионного анализа процессов функционирования крановых механизмов.

- Выявлены элементы ПК, определяющие ресурс механизмов до капитального ремонта.

Методы исследования. В процессе работы над диссертацией применялись методы теории вероятностей и математической статистики, теории надежности машин и конструкций, методы статистической обработки результатов исследований и численные методы. Работа выполнена с использованием статистических материалов, собранных лабораторией грузоподъемных машин Санкт - Петербургского университета водных коммуникаций. Эти материалы охватывают более десяти лет эксплуатации порталных кранов в портах России.

Достоверность основных научных положений, выводов и рекомендаций обоснована соответствующими доказательствами, базирующимися на законах механики и математики, данными статистики, результатами вычисли-

тельных экспериментов, сравнительным анализом полученных результатов с известными.

В диссертации разработан, теоретически обобщен и апробирован метод оценки ресурса механизмов ПК на стадиях проектирования и эксплуатации, что имеет существенное значение для краностроения и системы эксплуатации портов.

Апробация работы. Результаты исследований по теме диссертационной работы докладывались и обсуждались на Всероссийских научно-методических конференциях, проходивших в СПбГУВКе в 1994 и в 1996 годах, а также на международных научно-практической и научно-технической конференциях в Новочеркасске в 1996 и в Санкт - Петербурге в 1997гг. Разработанные методы прогнозирования ресурса и ОР деталей и механизмов представлены в АООТ «Подъемтрансмаш».

Публикации. По результатам исследований, приведенных в диссертации, опубликованы две статьи в сборниках научных трудов СПбГУВКа и пять тезисов докладов на научных конференциях.

Результаты работы использованы при определении ресурсов деталей механизмов перегрузочных порталных кранов грузоподъемностью 10 и 16 тонн и кранов новой серии (по просьбе АООТ «Подъемтрансмаш»).

Материалы диссертации использованы в учебном процессе Санкт - Петербургского государственного университета водных коммуникаций в курсе «Надежность грузоподъемных машин».

Отдельные этапы работы выполнялись в рамках научно-исследовательских работ кафедры подъемно-транспортных машин СПбГУВКа.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложений. Общий объем работы составляет 125 страниц, в том числе рисунков 24, таблиц 14. Список литературы состоит из 133 наименований на 11 страницах. Приложения размещены на 39 страницах.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы, формулируются цели, а также приводится общая характеристика работы с определением ее научной новизны и практической ценности.

В первой главе диссертационной работы изложено состояние проблемы прогнозирования ресурса и ОР механизмов. Дан обзор литературы по этой проблеме для тракторов, строительных машин, автомобилей, судов и т.д. Рассмотрены работы таких авторов как Болотин В.В., Брауде В.И., Казак С.А., Лейфер А.В., Лукницкий В.С., Решетов Д.И., Савчук В.Н., Хазов Б.Ф., Шашкин В.В. и др.

Основываясь на обзоре, сделан вывод о недостаточной проработке вопросов, связанных с прогнозированием ресурса и ОР сложных механических систем, таких как механизмы ПК, и необходимости учета особенностей их эксплуатации.

Поставлена задача прогнозирования ресурса и ОР механизмов ПК. Определены методы, теоретические основы, а также математический аппарат решения поставленной задачи. Так в диссертационной работе использованы положения теории вероятностей и математической статистики, теории надежности, теории восстановления, технической диагностики и теории прогнозирования, а также теории надежности машин и конструкций.

Проведен выбор поменклатуры деталей для прогнозирования ресурса механизмов. При этом использовались данные лаборатории грузоподъемных машин СПГУВКа. Всего был собран статистический материал по 209 кранам.

В ходе сравнения трудозатрат на восстановление работоспособности деталей выявлено, что у основных деталей (валов, зубчатых колес и подшипников качения) они наибольшие. Именно эти детали определяют долговечность механизма ПК.

В таблицу 1 сведены коэффициенты отказов и восстановлений валов, зубчатых колес и подшипников качения кранов "Альбатрос", показывающие относительное число отказов и относительное время восстановления этих деталей по каждому механизму отдельно.

Таблица 1

Коэффициенты отказов и восстановлений основных деталей кранов "Альбатрос" по каждому механизму.

Механизмы:	Серия крана	Коэффициент отказов $K_o, \%$	Коэффициент восстановления $K_v, \%$
Подъема	2	30,6	68,6
	3,4	23,8	54,4
Поворота	2	41,3	88,9
	3,4	25,4	85,8
Изменения вылета	2	45	95
	3,4	16	89,2
Передвижения	2,3,4	52,3	50,2

Во второй главе изложены методы расчетов вероятности безотказной работы и гамма-процентного ресурса основных деталей, с учетом специфики характера нагружения механизмов ПК.

При расчете зубчатых колес на сопротивление контактной усталости предполагается, что контактные напряжения в зацеплении от внешней нагрузки подчиняются закону распределения отличному от нормального. Распределения контактных напряжений от внутренней нагрузки, а также предела выносливости являются нормальными.

Контактные напряжения от внешней и внутренней нагрузки учитываются при расчете эквивалентного напряжения $\langle \sigma_{HE} \rangle = \varphi_{HE} \langle \sigma_{Hlim} \rangle$, где $\langle \sigma_{Hlim} \rangle$ - математическое ожидание предела контактной выносливости.

Коэффициент пропорциональности равен:

$$\varphi_{HE} = \sqrt[6]{\frac{2 \cdot C}{\sqrt{2\pi}} \left(\int_1^q \frac{n^7}{q^2 \cdot b} \exp\left(-\frac{(n^2 - a \cdot q^2)^2}{2 \cdot (q^2 \cdot b)^2}\right) dn + \int_{0,75}^1 \frac{n^{21}}{q^2 \cdot b} \exp\left(-\frac{(n^2 - a \cdot q^2)^2}{2 \cdot (q^2 \cdot b)^2}\right) dn \right)}$$

где $q = \frac{\sigma_{max}}{\langle \sigma_{Hlim} \rangle}$; a, b, C – относительное математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение распределения нагрузки и коэффициент усеченности распределения; σ_{max} – максимальное касательное напряжение в зацеплении. Для облегчения расчетов φ_{HE} рекомендуется пользоваться графиками рис. 1.

При определении σ_{max} цилиндрических зубчатых колес используется известная зависимость:

$$\sigma_{max} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_c \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_{I max} \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_1 \cdot u}} \cdot \sqrt{K_H}$$

где K_H – коэффициент нагрузки.

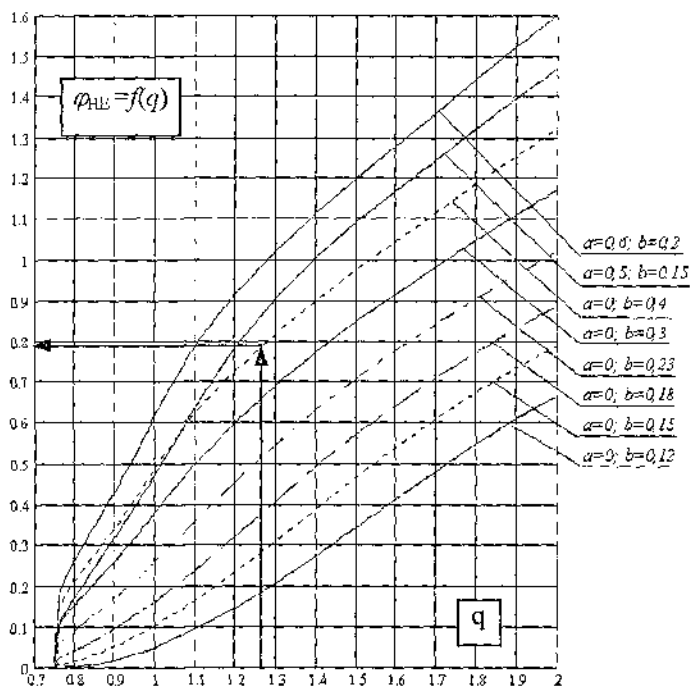


Рис. 1. График для определения коэффициента эквивалентного напряжения φ_{HE} в зависимости от относительного максимального напряжения q .

Вероятность безотказной работы по критерию соприкосновения контактной усталости определяется, но выражено:

$$P_{S_H} = 1 - \Phi \left(\frac{S_H - 1}{\sqrt{(S_H \cdot u_H)^2 + u_{cH}^2}} \right), \quad (1)$$

где $\Phi(\dots)$ – табулированная функция Лапласа, $S_H = \frac{1}{\varphi_{HE}} \cdot m \sqrt{\frac{N_{Hlim}}{N_{\Sigma}}}$ – коэффициент запаса контактной выносливости.

Расчет гамма-процентного ресурса зубчатых колес по условию контактной выносливости можно вести по приближенной зависимости:

$$N_{\Sigma\gamma} = \left(\frac{1 - \arg \Phi(1 - \gamma) \cdot \sqrt{u_H^2 + u_{cH}^2}}{\varphi_{HE}} \right)^m \cdot N_{Hlim}, \quad (2)$$

где $\arg \Phi(\dots)$ – аргумент табулированной функции Лапласа; u_H , u_{cH} – коэффициенты вариации контактных напряжений от внутренней нагрузки и предела выносливости.

Для расчетов зубчатых колес на выносливость при изгибе, а также валов на усталостную прочность следует использовать понятие о пороговом значении предела выносливости детали. Под ним понимается такой предел выносливости σ_{-1d} , при котором деталь выдержит не менее заданного числа циклов перемен напряжений с вероятностью гамма – процентов.

В отличие от существующих методов расчетов валов и осей порталных кранов полагается, что показатель степени кривой усталости, в общем случае,

рассчитывается по известной зависимости: $m = \left(\frac{\sigma_e}{80} + 5 \right) / K$,

где σ_e – предел прочности вала; K – общий коэффициент снижения предела выносливости.

Для расчетов на выносливость с использованием этой зависимости предлагается ввести в рассмотрение приведенный коэффициент $\varphi_{Эпр}$. Коэф-

коэффициент $\varphi_{\Sigma} = \sigma^* \cdot 1d / \sigma_{max}$ при произвольном показателе степени кривой усталости m приводится к функции с показателем степени m равным шести по условию равенства относительного ресурса. Приведенный коэффициент $\varphi_{\Sigma пр}$ определяется по регрессионной зависимости:

$$\varphi_{\Sigma пр} = 0.31 - 0.039 \cdot m + 0.582 \cdot \varphi_{\Sigma} + 0.406 \cdot \varphi_{\Sigma} \cdot b - 4.556 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot a - 0.048 \cdot m \cdot b + 0.054 \cdot m \cdot \varphi_{\Sigma} \quad (3)$$

где a и b – параметры закона распределения нагрузки.

Сравнение ресурсов валов механизмов порталных кранов полученных предлагаемым методом со статистическими данными показывают удовлетворительное совпадение. Так при расчете вертикального вала механизма поворота крана "Альбатрос" расхождение расчетного и статистического средних ресурсов составило 31%.

Метод расчета долговечности подшипников качения, основан на предположении о распределении ресурса по закону Вейбулла. Это распределение, по мнению ряда авторов, считается наиболее близким к действительному распределению ресурса подшипников. В методе учитывается, что нагрузки на подшипники ПК подчиняются усеченному нормальному закону распределения.

В третьей главе проведено описание функционирования механизмов порталных кранов при реальных условиях эксплуатации в портах, с применением различных стратегий ремонтов. Предложена математическая модель функционирования механизма с дискретными состояниями, основанная на теории надежности машин и *конструкций*. Подтверждена адекватность данной модели путем сравнения результатов расчетов по предлагаемому методу с существующим методом.

Разработана модель функционирования механизма порталного крана, в которой моделирование процесса функционирования сложной системы ведется в области возможных состояний. Это позволяет при моделировании использовать аппарат марковских процессов, а также критерий эффективно-

сти функционирования, основанный на непревышении оперативными ремонтными расходами допустимого уровня ремонтных затрат.

Согласно теории надежности машин и конструкций в многомерном пространстве Gx , которое является пространством состояний механизма ПК, случайным образом блуждает вектор \bar{x} . Изменение параметров вектора \bar{x} во времени описывается случайным марковским процессом $\bar{x}(t)$, при этом пространство Gx – дискретно. В пространстве G находятся две области: 1) G_A – область состояний отказа; 2) G_U – область состояний эффективного функционирования механизма, то есть область таких состояний, при которых затраты на ремонт ниже предельного уровня.

Каждой координатной оси пространства соответствует один из элементов механизма – деталь или сборочная единица. Положение конечной точки вектора определяется дискретными состояниями каждого элемента системы.

Элемент, помимо работоспособного или неработоспособного состояний может иметь несколько фиктивных состояний. Введение фиктивных состояний необходимо для описания распределений ресурсов элементов отличных от экспоненциального, а также для исключения влияния марковского свойства ("отсутствие памяти") на процесс функционирования системы. Число фиктивных состояний и величины интенсивностей переходов из состояния в состояние назначается в зависимости от параметров закона распределения ресурса элемента. В связи с этим распределение времени перехода элемента из работоспособного (начального) состояния в неработоспособное (конечное) является суперпозицией экспоненциальных распределений, а именно распределением Эрланга, плотность распределения которого

$$f(t) = \frac{\mu^n}{(n-1)!} \cdot t^{n-1} \cdot \exp(-\mu \cdot t), \quad (4)$$

где n - параметр формы; μ - параметр положения.

Распределения ресурсов деталей механизмов аппроксимируются распределением Эрланга (4). Полученные распределения являются исходными для модели функционирования механизма

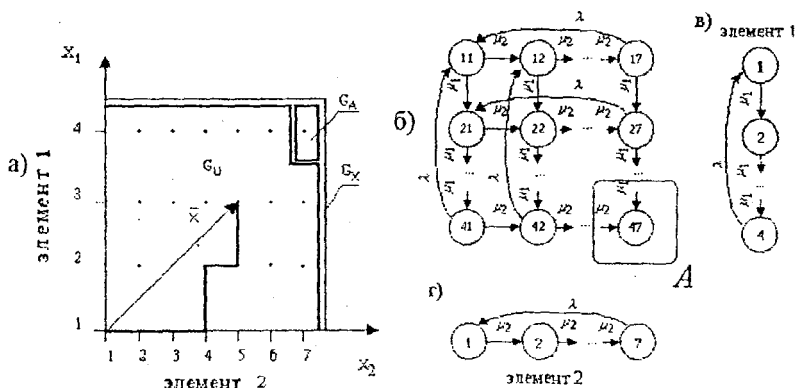


рис. 2 Модель функционирования и ориентированный граф-модель двух элементов восстанавливаемой системы.

Исходя из критерия предельного состояния механизма, стратегии ремонта, строится граф-модель, по которой составляется матрица H интенсивностей переходов из одного состояния в другое. Все состояния принадлежащие области G_A принимаются нетранзитивными. Построение матрицы H необходимо для упрощения представления системы дифференциальных уравнений, которые в векторном виде можно записать: $P'(t) = P(t) \cdot H$.

Для решения этой системы необходимо знать вектор начальных вероятностей $P(0) = \{1, 0, \dots, 0\}$, который в начале эксплуатации соответствует вектору $\bar{x} = 0$. В результате решения системы дифференциальных уравнений становятся известны функции распределения времени нахождения процесса в каждом состоянии. $P(t) = \{p_{11}(t), p_{21}(t), \dots, p_{nm}(t)\}$.

Сумма функций распределения всех отказовых состояний даст функцию распределения ресурса до капремонта $Q(t) = \sum_{\substack{ij \in G_B \\ ij \notin G_D}} p_{ij}(t)$.

Гамма-процентный ресурс механизма определяется по полученному распределению при помощи численных методов.

Адекватность данной модели подтверждается путем сравнения гамма-процентного ресурса, рассчитанного по предлагаемому методу, с существующим методом. Расхождения не превышают 4%.

В четвертой главе дается обоснование необходимости и порядок использования информации, получаемой при техническом диагностировании, а также эксплуатационной информации по отказам деталей.

Основной диагностической информацией по элементам механизмов порталных кранов является данные по абразивному износу зубчатых колес открытых передач. При этом фиктивные состояния приобретают физический смысл — они показывают степень износа элемента. Обычно при диагностировании становятся известными значения вектора износа S_i и соответствующая ему наработка t_i . Эти значения должны быть сопоставлены с состояниями рассматриваемого элемента X_i и приняты в качестве начальных условий при моделировании. Учет данных диагностирования осуществляется путем корректировки вектора вероятностей нахождения системы в каком-либо состоянии $P(t_m)$ при решении дифференциальных уравнений. После корректировки вектора $P(t_m)$ он подставляется в дифференциальные уравнения в виде начального условия.

На основе предлагаемой модели разработан инженерный метод расчета долговечности механизма до капитального ремонта. Метод основан на применении регрессионных зависимостей оперирующих параметрами μ_i и π_i закона распределения Эрланга (4) и рангами затрат R_i на восстановление i -го элемента.

В результате проведения регрессионного анализа, выражений для определения параметров распределения наработки системы (механизма) до капремонта, состоящей из трех элементов ($i=1,2,3$), в зависимости от рангов затрат R_i и параметров распределения μ_i и π_i будут:

$$\begin{aligned}
n &= \exp(139 + 1.09 \cdot 10^3 \cdot (R_1 + R_2 + R_3) - 266 \cdot (R_1^2 + R_2^2 + R_3^2) - 0.345 \cdot (\mu_1 + \\
&+ \mu_2 + \mu_3) - 231.9 \cdot (R_1^{0.5} + R_2^{0.5} + R_3^{0.5}) - 750.8 \cdot (\sin(R_1) + \sin(R_2) + \sin(R_3)) + \\
&+ 0.047 \cdot (\cos(n_1) + \cos(n_2) + \cos(n_3)) + 0.16 \cdot (n_1^{R_1} + n_2^{R_2} + n_3^{R_3}) + 0.955 \cdot (\mu_1^{n_1} + \\
&+ \mu_2^{n_2} + \mu_3^{n_3}), \\
\mu &= \exp(-1.509 - 1.618 \cdot (\cos(\mu_1) + \cos(\mu_2) + \cos(\mu_3)) + 1.639 \cdot (R_1^{\mu_1} + R_2^{\mu_2} + \\
&+ R_3^{\mu_3}) + 1.02 \cdot (R_1^{n_1} + R_2^{n_2} + R_3^{n_3}) + 1.263 \cdot (\mu_1^{R_1} + \mu_2^{R_2} + \mu_3^{R_3}) - 0.373 \cdot (\mu_1^{n_1} + \mu_2^{n_2} + \\
&+ \mu_3^{n_3}) - 3.969 \cdot n^{-1} + 2.94 \cdot 10^{-3} \cdot (n_1 + n_2 + n_3) \cdot n - 3.86 \cdot 10^{-3} \cdot n^{(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3)}). \quad (5)
\end{aligned}$$

Также получены регрессионные зависимости для определения параметров μ и n распределения ресурса механизма, состоящего из двух элементов:

$$\begin{aligned}
n &= \exp(-12.8 + 0.828 \cdot (\mu_1^{R_1} + \mu_2^{R_2}) - 0.678 \cdot (\cos(n_1) + \cos(n_2)) - \\
&- 0.115 \cdot (\operatorname{tg}(\mu_1) + \operatorname{tg}(\mu_2)) + 5.563 \cdot (n_1^{0.5} + n_2^{0.5}) + 1.29 \cdot 10^{-3} \cdot \exp(n_1 + n_2) - \\
&- 0.148 \cdot (\operatorname{tg}(n_1) + \operatorname{tg}(n_2)) - 4.674 \cdot (\ln(n_1) + \ln(n_2)) - 0.635 \cdot (n_1^{-1} + n_2^{-1})) \\
\mu &= \exp(-15.5 - 0.598 \cdot (\mu_1 + \mu_2) + 0.732 \cdot (\mu_1^{n_1} + \mu_2^{n_2}) + 9.16 \cdot n - 1.544 \cdot n^2 - \\
&- 0.074 \cdot (n_1 + n_2) \cdot n + 5.07 \cdot 10^{-3} \cdot (n_1^n + n_2^n) + 1.2(n^{0.5}) - 0.584 \cdot (\sin(n_1) + \sin(n_2))). \quad (6)
\end{aligned}$$

Для определения параметров μ и n распределения ресурса детали (вала с двумя опасными сечениями или зубчатого колеса с двумя предельными состояниями) получены следующие регрессионные зависимости

$$\begin{aligned}
n &= 0.5 \cdot (n_1 + n_2), \\
\mu &= 1.43 - 0.802 \cdot \mu_1 \cdot \mu_2 + 0.351(1/n_1 + 1/n_2) - 0.783 \cdot (\mu_1^{1/2} - \mu_2^{1/2}) - 4.084/n + \\
&+ 0.274 \cdot n \cdot (\mu_1 + \mu_2) - 0.092 \cdot (n_1 \cdot \mu_1 - n_2 \cdot \mu_2) + 3.775 \cdot (\mu_1/n_1 + \mu_2/n_2) - 0.17 \cdot n^2.
\end{aligned}$$

Порядок расчета экономически обоснованного ресурса механизма до капитального ремонта с использованием регрессионных зависимостей следующий:

1. Определение параметров (математического ожидания и среднеквадратического отклонения) законов распределения наработки до отказа деталей механизма. По этим параметрам проводится аппроксимация закона распределения ресурса элементов механизма распределением Эрланга.
2. Расчет рангов R_i оперативных затрат на ремонт деталей механизма.
3. Объединение элементов (деталей, сборочных единиц) механизма в группы рис.3. Группы, по 2...3 элемента в каждой, набираются с учетом состава сборочных единиц (узлов) в несколько этапов. На первом этапе объединяются элементы (детали). На последующих этапах производится объединение в группы как оставшихся элементов (деталей), так и уже готовых групп, которые выступают как элементы. Это производится до тех пор пока группы и элементы не объединятся в одну группу.

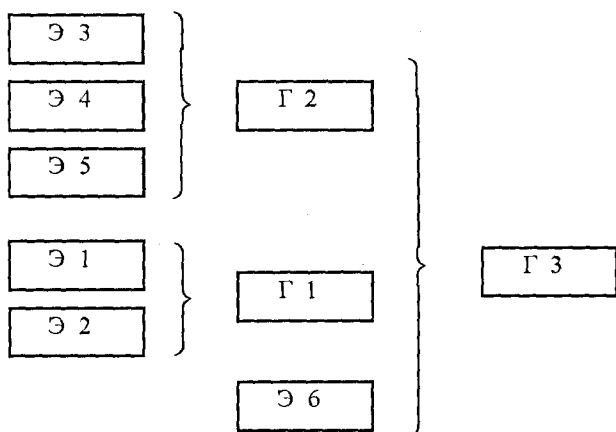


Рис. 3. Последовательное объединение элементов \mathcal{E}_i в группы Γ_i .

4. Определение необходимого числа преобразований каждого элемента (расчетного уровня вложенности). Далее рассчитываются приведенные ранги ремонтных затрат i -й детали по зависимости:

$$R_{np\ i} = R_{сп} \cdot R_i \cdot I_{в\ i},$$

где $R_{сп} = 0.8$ – предельный уровень рангов затрат на капремонт механизма;

R_i – ранг ремонтных затрат; $I_{в\ i}$ – уровень вложенности.

Уровень вложенности элемента $I_{в\ i}$ относительно механизма – это количество групп, в которые нужно включить данный элемент в составе с другими элементами и группами при расчете параметров распределения ресурса механизма.

Например: элемент Э1 на рис.3 имеет второй уровень вложенности относительно системы ГЗ, а элемент Э6 – первый уровень.

5. Последовательное использование регрессионных зависимостей (5) и (6) для каждой группы и определение параметров закона распределения ресурса механизма.
6. Определение гамма-процентного ресурса механизма до капремонта по диаграмме рис.4.

В рамках диссертации разработана методика составления граф - модели функционирования механизма учитывающая стратегию ремонтов механизмов. А также составлены программы определения ресурса и остаточного ресурса механизмов, позволяющие на стадии эксплуатации использовать данные об отказах деталей и диагностическую информацию.

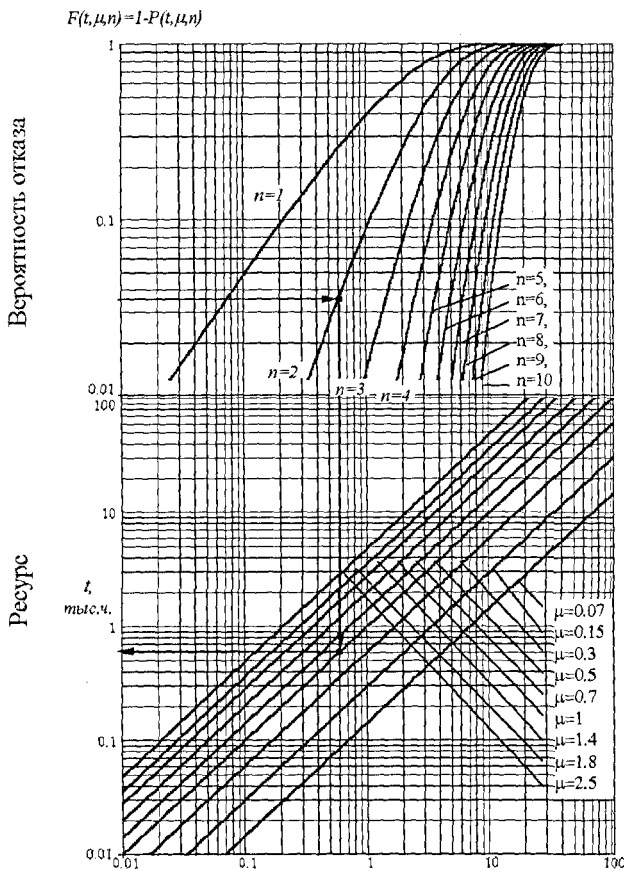


Рис. 4. Диаграмма для определения гамма - процентного ресурса или вероятности наступления события, закон распределения которого является распределением Эрланга.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В диссертации разработан, теоретически обобщен и апробирован метод оценки ресурса механизмов ПК на стадиях проектирования и эксплуатации, что имеет существенное значение для краностроения и системы эксплуатации портов.

В результате исследований выполненных в диссертационной работе получены следующие основные результаты:

1. На основе анализа работ, посвященных технической эксплуатации грузоподъемных машин и их надежности, а также на основании статистических данных, собранных лабораторией грузоподъемных машин СІПГУВК, выявлена номенклатура деталей, которые оказывают наибольшее влияние на ресурс механизмов ПК.

2. Разработан графоаналитический метод расчета ресурса зубчатых колес по условию контактной выносливости, учитывающий законы распределения нагрузок, характерных для перегрузочных ПК. Предлагается использовать зависимость, связывающую эквивалентные напряжения и базовый предел выносливости зубчатого колеса. Она позволяет учитывать нелинейную связь между случайной внешней нагрузкой и случайным контактным напряжением при оценке параметров его распределения. Для решения этой задачи составлены графики, рекомендуемые к практическому использованию.

3. Разработан уточненный метод расчета ресурса элементов механизмов ПК по условию выносливости. Этот метод основан на использовании понятия о пороговом значении предела выносливости. Метод предусматривает расчетное определение показателя степени кривой выносливости. Получена регрессионная зависимость, позволяющая сократить количество используемых диаграмм, а также увеличить область применения метода.

4. Усовершенствована методика расчета ресурса подшипников, учитывающая законы распределения нагрузок, характерных для механизмов перегрузочных ПК. Методика основана на предположении о распределении ресурса этих деталей по закону Вейбулла, что соответствует современным представлениям об их ресурсе.

5. Построена математическая модель функционирования механизмов перегрузочных ПК. В основу этой модели положено представление о многомерном

пространстве состояний, в котором случайным образом блуждает вектор состояний системы. Предложено ограничить движение вектора областью возможных состояний системы, что позволяет при моделировании использовать аппарат марковских процессов, а также критерий, основанный на непревышении оперативными ремонтными расходами допустимого уровня оперативных ремонтных затрат.

6. Разработана методика составления графов состояний с учетом стратегий ремонтов ПК. По графу составляются дифференциальные уравнения изменения состояния системы, в результате решения которых определяется интегральная функция распределения ресурса механизма ПК.

7. Разработаны методы учета диагностической и эксплуатационной информации, в модели функционирования механизма ПК, позволяющие перейти к прогнозированию индивидуального ресурса механизма. При измерении диагностического параметра элемента, определяется пара значений: величина параметра и соответствующая ему наработка. Эти значения служат для корректирования состояний системы при моделировании.

8. Разработан упрощенный метод оценки ресурса механизмов ПК до капитального ремонта на основании исследования марковской модели функционирования механизма. Этот метод позволяет оценить ресурс механизмов ПК на стадии проектирования. Получена регрессионная зависимость для определения параметров распределения ресурса механизмов ПК.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ

1. Афанасьев А.К. Надежность закрытых зубчатых передач механизмов перегрузочных порталных кранов // Материалы научно методической конференции. (Тезисы докладов). 2 ч. –Спб.: СПГУВК, 1998. С.172–173
2. Афанасьев А.К. Определение остаточного ресурса механизмов порталных кранов//Управление и информационные технологии на транспорте: Тез. докл. междунар. научн.-технич. конф. "Транском- 97" –Спб.:СПГУВК, 1997. С.52–56
3. Афанасьев А.К. Оценка гамма–процентного ресурса механизмов порталных кранов //Информационные технологии на транспорте: Сб. науч. тр. –Спб.:СПГУВК, 1996. С.45–53
4. Афанасьев А.К. Прогнозирование остаточного ресурса механизмов перегрузочных порталных кранов //Высшее образование в современных условиях. 2 ч. Тез.Всерос. научн.-метод. конф. –Спб.:СПГУВК, 1996. С.125–126
5. Афанасьев А.К. Прогнозирование остаточного ресурса элементов перегрузочных порталных кранов//Материалы Всероссийской научно методической конференции. (Тезисы докладов). –Спб.:СПГУВК, 1994. С.35–36
6. Афанасьев А.К. Расчет надежности механизмов порталных кранов//Проблемы надежности и безопасной эксплуатации подъемных сооружений: тез. Междунар. научн.-практ. конф. Новочеркасск, 1996. С.25–26
7. Афанасьев А.К. Циклическая прочность деталей механизмов перегрузочных порталных кранов. // Судостроение и судоремонт: Сб. научн. Трудов – СПГУВК, 1999, с.101-103.

