

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-121-133

FEATURES OF CALCULATING THE STRENGTH OF GANTRY AND SHIP CRANES GEAR UNITS IN THE PROBABILISTIC ASPECT

E. V. Matveeva, A. K. Afanasyev, A. N. Ivanov

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The performed study is the result of collecting statistical data on failures of port transshipment and floating cranes. It is found that many accidents of components and parts of crane mechanisms can be associated with an erroneous determination of design loads. In order to increase the strength reliability, numerous field tests were carried out in river and sea ports under various modes of transshipment for different types of cargo. Tests have shown that operational loads are random in nature, and their laws of distribution over time of individual crane mechanisms can be approximated by truncated normal Gauss laws, accounting for which at the stage of new design developments, as shown by the practice of performing strength fatigue calculations, is not possible. In the article, in order to use the obtained laws at the design stage, it is proposed to replace the representation of operational loads with initial moments that are common to the entire crane mechanism, and transfer individual characteristics consideration such as stress concentration coefficients, fatigue curve parameters, operating time or test base, to subsequent stages of machine components development. For practical testing of the operational loads representation by the normal Gauss laws, a critical analysis of their initial moments, which makes it possible to identify inconsistencies in the representations of variable loads proposed for strength calculation, is given. For the corrected truncated normal load distribution law, the initial moments, the value of the order of which corresponds to the formulas structure used in calculating fatigue resistance at variable load amplitudes (in particular, under alternating loading modes), are determined. The presentation of corrected normal distribution laws with initial moments complements the normative documents used in practice when performing strength calculations under variable loading conditions, significantly simplifies calculations and makes it possible to take it into account at the stage of new design developments in accordance with the formulas established in the current normative documents.

Keywords: operating mode, calculated load combinations, load diagrams, load distribution laws, truncation coefficient, initial moments.

For citation:

Matveeva, Elena V., Andrey K. Afanasyev, and Anatoly N. Ivanov. "Features of calculating the strength of gantry and ship cranes gear units in the probabilistic aspect." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.1 (2024): 121–133. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-121-133.

УДК 621.873.019.3

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ УЗЛОВ РЕДУКТОРОВ ПОРТАЛЬНЫХ И СУДОВЫХ КРАНОВ В ВЕРОЯТНОСТНОМ АСПЕКТЕ

Е. В. Матвеева, А. К. Афанасьев, А. Н. Иванов

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Выполненное исследование является результатом сбора статистических данных по отказам порталных перегрузочных и плавучих кранов. Установлено, что многие аварии узлов и деталей крановых механизмов могут быть связаны с ошибочным определением расчетных нагрузок. С целью повышения прочностной надежности в речных и морских портах были проведены многочисленные натурные испытания при различных режимах перегрузки разных видов грузов. Испытания показали, что эксплуатационные нагрузки носят случайный характер, а их законы распределения во времени отдельных крановых механизмов могут быть аппроксимированы усеченными нормальными законами Гаусса, учет которых на стадии новых конструктивных разработок, как показала практика выполнения прочностных усталостных расчетов, не является

возможным. В статье с целью использования на стадии проектирования полученных законов предложено представление эксплуатационных нагрузок заменить начальными моментами, которые являются общими для всего механизма крана, а учет индивидуальных особенностей, таких как коэффициенты концентрации напряжений, параметры кривой усталости, наработка или база испытаний, перенести на последующие этапы разработки узлов машины. Для практической апробации представления эксплуатационных нагрузок нормальными законами Гаусса выполнен критический анализ их начальных моментов, который позволил выявить несоответствия в представлениях переменных нагрузок, предлагаемых для расчета на выносливость. Для откорректированного усеченного закона нормального распределения нагрузок определены начальные моменты, значение порядка которых соответствует структуре формул, используемых в расчете на сопротивление усталости при переменных амплитудах нагрузок (в частности, при переменных режимах нагружения). Представление откорректированных нормальных законов распределения начальными моментами дополняет нормативные документы, используемые на практике в процессе выполнения расчета на выносливость при переменных режимах нагружения, существенно упрощает расчеты и делает возможным его учет на стадии новых конструкторских разработок в соответствии с формулами, установленными в действующих нормативных документах.

Ключевые слова: режим работы, расчетные сочетания нагрузок, нагрузочные диаграммы, законы распределения нагрузок, коэффициент усеченности, начальные моменты.

Для цитирования:

Матвеева Е. В. Особенности расчета прочности узлов редукторов порталных и судовых кранов в вероятностном аспекте / Е. В. Матвеева, А. К. Афанасьев, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 1. — С. 121–133. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-1-121-133.

Введение (Introduction)

Выполненные работниками кафедры подъемно-транспортных машин ЛИВТа (ныне ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова) исследования, показали, что распределения нагрузок в механизмах порталных, судовых и плавучих кранов достаточно близки друг к другу. В результате сбора статистических данных по отказам кранов исследуемого типа было установлено, что многие аварии узлов и деталей крановых механизмов связаны с ошибочным определением расчетных нагрузок. Это объясняется тем, что силовой процесс в деталях и узлах механизмов порталных и судовых кранов, в частности по технологическим причинам, изменяется в широких пределах. Для расчета прочности нагруженность подобных крановых механизмов задается максимальной нагрузкой и характеристиками спектра относительных нагрузок. Учитывая случайный характер нагрузок, действующих в узлах подобных машин, обе эти величины рассматривают в вероятностном аспекте.

Ввиду отсутствия точных сведений о вероятностных эксплуатационных нагрузках для конкретного типа машин при наличии непрерывных спектров нагрузок и характеристик, используемых, в соответствии со структурой формул расчета на прочность, для учета случайного процесса нагруженности применяются различные способы и условные спектры нагрузок. Последние дают приближенное представление о характеристиках нагруженности и поэтому способность конструкций выполнять свои функции в течение заданного периода времени без разрушений устанавливают с малой долей вероятности.

В статье исследованы изменения в подходе к оценке прочностной надежности деталей и узлов механизмов порталных, плавучих и судовых кранов в условиях нерегулярной нагруженности на базе использования материалов многочисленных натурных испытаний, выполненных в речных и морских портах в различных условиях эксплуатации и перегрузки различных видов грузов. Выполнен анализ спектра эксплуатационных нагрузок машин исследуемого типа, который показал необходимость корректировки законов, принятых к использованию. Для откорректированных усеченных законов нормального распределения нагрузок определены начальные моменты, значение порядка которых соответствует структуре формул, используемых в расчете на сопротивление усталости при переменных амплитудах нагрузок, в частности при переменных режимах нагружения.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Многочисленные наблюдения за работой редукторов показали, что данные механизмы выходят из строя в основном вследствие разрушения поверхностного слоя и реже — поломок зубьев, а также в редукторах нового поколения наблюдаются отказы подшипниковых опор. Причиной отказа часто являются *технологические дефекты* [1], которыми, естественно, не исчерпывается их полный перечень. Например, в механизме подъема судового крана КЭ39-2 ОМ1 (рис. 1, а) в результате проведенного исследования прогрессивное выкрашивание зубьев колес (рис. 1, б) редуктора РСС-1050В является следствием ошибочного задания как максимальной нагрузки, так и характеристик спектра относительных нагрузок ввиду больших контактных напряжений. Проявились также и технологические дефекты, о чем свидетельствует наличие на нерабочей стороне следов контакта из-за малого бокового зазора (рис. 1, в). Известно также, что без учета таких важных факторов, как максимальная нагрузка и спектр нагрузок, невозможно достоверно оценить остаточный ресурс редуктора в целях своевременного проведения обследования и диагностики узлов крана [2]–[4].

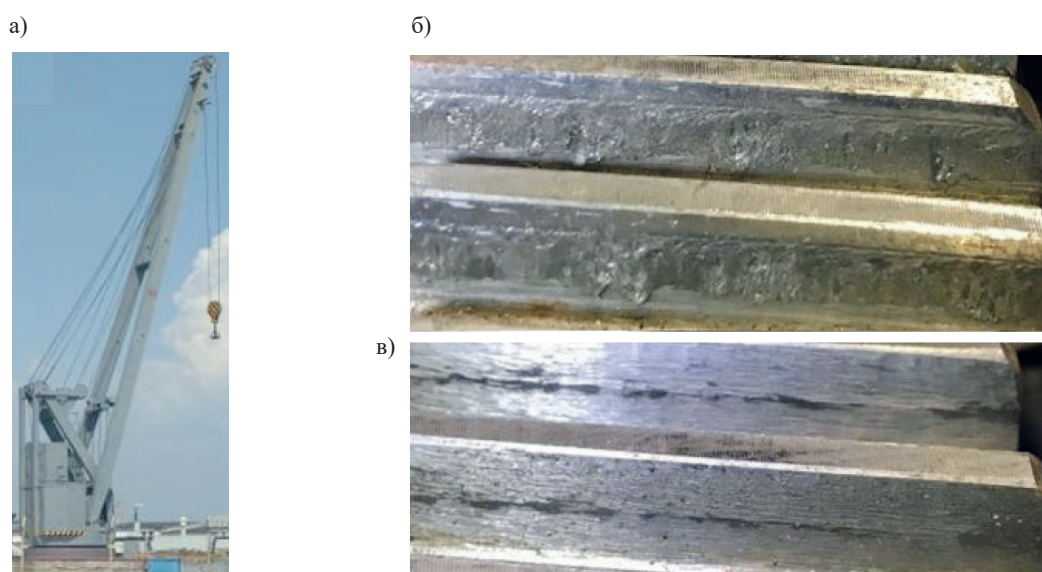


Рис. 1. Конструкция крана (а), прогрессирующее выкрашивание в сочетании со схватыванием (б); дефекты на нерабочей стороне вследствие ошибок изготовления (в)

Традиционно расчет деталей и узлов перегрузочной техники, работающей в условиях нестационарной нагруженности, выполняют по *расчетным сочетаниям нагрузок*¹ [5], [6], принципы формирования которых определены также ГОСТом 32579.1–2013². Следует отметить, что в настоящее время стандарт не отражает положений ГОСТа 34017–2016³ в части установления группы классификации режимов работы механизмов. Поэтому необходимый учет переменности нагружения узлов крана выполняется в силу объективных причин разными способами.

I расчетный случай — это расчет по нормальным нагрузкам рабочего состояния и работа с грузами, массы которых соответствуют технологическому процессу при плавных пусках и торможениях механизма (детали вращения, испытывающие циклические напряжения, рассчитывают на выносливость, подшипники качения — на долговечность).

II расчетный случай — расчет по максимальным нагрузкам рабочего состояния, которые могут возникать при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации крана с номинальным грузом при резких пусках и торможениях механизма (при максимальных нагрузках производится проверка деталей на статическую прочность).

¹ Справочник по кранам / Под ред. А. И. Дукельского. М.: Л.: Машиностроение, 1971. Т. 1. 399 с.

² ГОСТ 32579. 1–2013. Краны грузоподъемные принципы формирования расчетных нагрузок и комбинаций нагрузок. Ч. 1: Общие положения. М.: Стандартинформ, 2015.

³ ГОСТ 34017–2016. Краны грузоподъемные. Классификация режимов работы. М.: Стандартинформ, 2017.

III расчетный случай — расчет по максимальным нагрузкам нерабочего состояния. Для систематизации переменных нагрузок установлен перечень расчетных комбинаций, соответствующий определенным типичным ситуациям, возникающим в процессе эксплуатации машины определенного типа. К сожалению, способ расчетных сочетаний нагрузок не устанавливает нормативные параметры, характеризующие интенсивность режима эксплуатации машины.

Определенное место в проектировании порталных и судовых кранов и крановых механизмов получили режимы эксплуатации, регламентированные российскими и международными нормами: ГОСТом 34017–2016 и стандартом ISO 4301/1. В соответствии с указанными нормами группу режима работы механизма определяет сочетание *класса использования* ($T_0 — T_9$) в течение нормативного срока службы машины, характеризуемого потребным ресурсом в часах, и *режима нагружения* ($L1 — L4$), характеристикой которого является *коэффициент распределения нагрузок* [6], [7]:

$$K_3 = \sum \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{R_i}{R_{\max}} \right)^3 \right], \quad (1)$$

где t_i — средняя продолжительность использования механизма с нагрузкой R_i ;

t_T — общая продолжительность работы привода в течение срока службы.

В указанных нормах представлены также типовые графики эксплуатационной загруженности (рис. 2), за максимальную нагрузку принята номинальная: $R_{\max} = R_{\text{ном}}$, обозначенная на рис. 2 как 100 %.

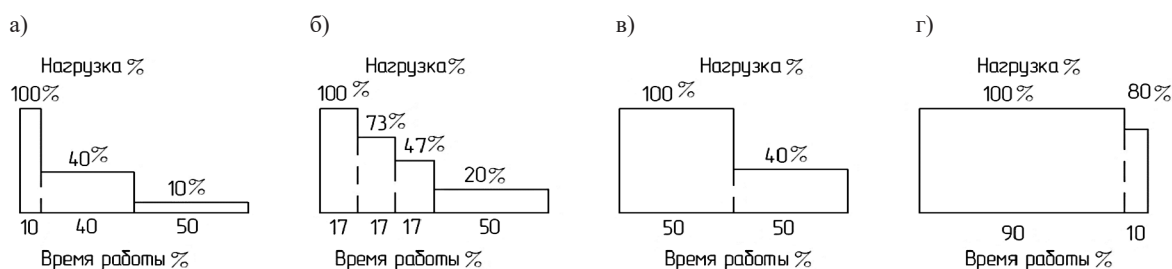


Рис. 2. Типовые графики эксплуатационной загруженности механизма:
а — легкий L1; б — средний L2; в — тяжелый L3; г — весьма тяжелый L4

Установив класс использования, например, T6 (число часов работы за срок службы до 12500 ч) и класс нагружения, например, L2 (коэффициент распределения нагрузки больше 0,125, но не более 0,25), по табл. 1 устанавливают режим работы механизма — M6. В данном случае режим работы механизма запишется в виде M6 (L2, T6).

Таблица 1

Группы классификации механизмов по ГОСТу 34017–2016 (ISO 4301/1)

Номинальный коэффициент распределения нагрузки K_3 в зависимости от режима нагружения	Класс использования механизмов и число часов работы в течение срока службы									
	T_0	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	T_7	T_8	T_9
	До 200	До 400	До 800	До 1600	До 3200	До 6300	До 12500	До 25000	До 50000	До 100000
$K_3 < 0,125$ L1 — легкий	—	—	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
$0,125 < K_3 < 0,25$ L2 — умеренный	—	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
$0,25 < K_3 < 0,5$ L3 — тяжелый	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	—
$0,5 < K_3 < 1$ L4 — весьма тяжелый	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9	—	—

Определенного ответа на вопрос, какой режим нагружения из табл. 1 характеризует механизмы данной конкретной перегрузочной машины, нет. Однако учитывая значительный имеющийся опыт эксплуатации в конкретных условиях применения порталных перегрузочных кранов, разработчики, например, классифицировали их режим нагружения следующим образом: крюковые грузоподъемностью до 50 т относят к классу М6(L2, T6), грейферные — к классу М8(L3, T7). Естественно, отнесение конкретной рабочей машины к тому или иному режиму работы является в известной мере условным, так как сохраняет долю субъективности как в связи с осреднением условий работы и непосредственно нагрузок, так и отсутствием достоверных сведений о вероятностных эксплуатационных нагрузках и их характеристиках для конкретной машины. Для редукторов установлены условные расчетные распределения, выполненные аналогично рис. 2 [8].

Расчет по нагрузочным диаграммам. Для удобства на диаграмме все нагрузки располагают в убывающем порядке либо в абсолютных (рис. 3, а), либо в относительных координатах (рис. 3, б, в). Данный способ расчета позволяет определить параметры, характеризующие интенсивность процесса нагружения привода¹ (см., например, [7]).

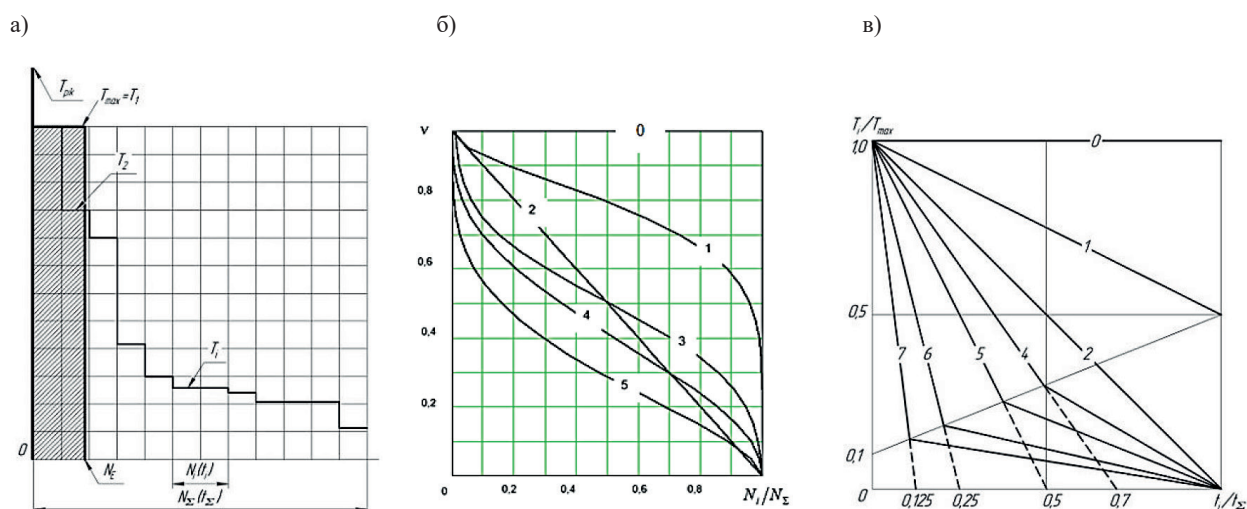


Рис. 3. Нагрузочные диаграммы:

а — нестационарный ступенчатый режим нагружения;

б — типовые режимы нагружения

(0 — постоянный; 1 — тяжелый; 2 — средний равновероятный;

3 — средний нормальный; 4 — легкий; 5 — особо легкий); в — типовые графики

Установлено, что режимы нагружения большинства реальных машин укладываются в типовые режимы, аппроксимированные одной из непрерывных функций (рис. 3, б), которые приведены в прил. 10 ГОСТа 21354–87² с указанием начальных моментов μ_k (табл. 2). Индекс $k = 1, 2, 3$ в обозначении соответствует порядку начального момента. Значения последних позволяют определить эквивалентное число циклов N_E (рис. 3, а) с помощью выражения

$$N_E = \mu_k N_{\Sigma}, \quad (2)$$

где N_{Σ} — суммарное число циклов нагружения за весь срок службы;

k — показатель степени ($k = m$, где m — показатель степени кривой усталости, если напряжения пропорциональны нагрузке, $k = 0,5$ — в расчете по напряжениям в линейчатом контакте).

При данном подходе нерегулярный режим нагружения заменяется регулярным режимом нагружения с максимальной нагрузкой, действующей в течение эквивалентного числа циклов.

¹ Детали машин: учеб. для вузов / под ред. О. А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 544 с.

² ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Изд. офиц. М.: Изд-во стандартов, 1988.

Таблица 2

Значения коэффициентов, характеризующих типовой режим нагружения (ГОСТ 21354–87)

Номер режима на рис. 3, б	Режим нагружения	$\mu_3 / K_{Д3}$	$\mu / K_{Д6}$	$\mu / K_{Д9}$
0	Постоянный	1,0/1	1,0/1	1,0/1
1	Тяжелый	0,5/0,8	0,3/0,82	0,200/0,84
2	Средний равновероятный	0,25/0,63	0,143/0,72	0,100/0,77
3	Средний нормальный	0,18/0,56	0,065/0,63	0,063/0,69
4	Легкий	0,125/0,5	0,038/0,58	0,016/0,63
5	Особо легкий	0,063/0,4	0,013/0,48	0,004/0,54

В табл. 2 не указан возможный типовой режим нагружения конкретной машины. В работе [9] отмечается, что режим 1 является характерным для горных машин, режим 3 — для первых валов коробок передач автомобилей, режим 4 — для универсальных металлорежущих станков, указаний на возможный режим нагружения перегрузочной машины нет. Типовой режим нагружения перегрузочной техники не характеризуют также и типовые графики схематизации процесса нагружения проф. Г. А. Снесарева, приведенные в ГОСТе 21354–87⁵, два из которых: 6-й и 7-й, не нашли в нем применения. Здесь процесс нагружения характеризуется коэффициентом $K_{Д} = \sqrt[k]{\mu_k}$ (указан в табл. 2 в графе $\mu / K_{Д6}$), посредством которого определяют эквивалентную нагрузку, используя выражение

$$T_E = T_{\max} K_{Д}^m \sqrt[m]{N_{\Sigma} / N_{\lim}} \leq T_{\max}, \quad (3)$$

где $T_{\max}$ — максимальная нагрузка спектра;

$N_{\lim}$ — базовое число циклов;

T_E — постоянная нагрузка, эквивалентная по усталостному повреждению спектру рассматриваемой нагрузочной диаграммы.

Графики аппроксимированы прямыми наклонными линиями, которые позволяют реальный график работы машины просто соотносить с типовым, но в то же самое время усложняют расчет значений коэффициентов, характеризующих типовой режим нагружения. Для облегчения расчета коэффициентов дополнительно предложена серия специальных графиков нагрузки, эквивалентных типовым графикам по значению коэффициента μ_3 . При иных показателях степени эквивалентность графиков не подтверждена.

Более достоверным способом оценки условий нерегулярной нагруженности работы узлов машины является *вероятностный подход к определению нагрузок*. Учитывая важность характера и величин нагрузок для подъемно-транспортных машин, научными работниками Ленинградского института водного транспорта (ныне ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова), под руководством проф. В. И. Брауде, в течение многих лет проводилось изучение режимов работы механизмов портальных и плавучих кранов. В результате многочисленных натурных испытаний в речных и морских портах при различных режимах эксплуатации и перегрузки различных видов грузов кафедрой подъемно-транспортных машин вуза были получены законы распределения нагрузок во времени для кранов указанного вида.

Натурные тензометрические испытания показали, что эксплуатационные нагрузки портальных перегрузочных кранов носят случайный характер, а законы нагружения отдельных крановых механизмов могут быть описаны законом Гаусса [10], [11]. В частности, в механизме подъема имеет место усеченный нормальный закон распределения приведенных к симметричному циклу нагрузок. Этот двухпараметрический закон с математическим ожиданием и среднеквадратическим отклонением нагрузки в усредненном виде представлен уравнением [12]:

$$f(v_i) = \frac{3,2}{\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i - 0,44}{0,35} \right)^2 \right\}. \quad (4)$$

Нагрузки механизма поворота и изменения вылета стрелы, как показали натурные тензометрические испытания, хорошо описываются усеченным нормальным законом с математическим ожиданием равным нулю. В этом случае данный закон является однопараметрическим усеченным нормальным законом с функцией плотности распределения:

$$f(v_i) = \frac{2}{\sqrt{2\pi} \cdot v_\sigma} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i}{v_\sigma} \right)^2 \right\}, \quad (5)$$

где $v_i = T_i/T_{\max}$ — относительная случайная нагрузка;

$T_{\max}$ — максимальная (расчетная) нагрузка на механизм перегрузочного крана;

$v_\sigma = \sigma_s/T_{\max}$ — относительное значение среднеквадратического отклонения нагрузки, которое для механизма поворота $v_\sigma = 0,3$, для механизма вылета $v_\sigma = 0,2$;

σ_s — среднеквадратическое отклонение нагрузки.

В отличие от норм ISO 4301/1, в которых за максимальную нагрузку принята номинальная, в функции (5) в максимальную включены внешние динамические нагрузки. В механизме поворота максимальная расчетная нагрузка определена формулой

$$T_{\max} = 2 \left[(M_{\text{п}} + M_{\text{тр}}) I_{\text{п}} \beta / (I_1 + I_{\text{п}}) \right] - M_{\text{тр}}, \quad (6)$$

где $M_{\text{тр}}$ — приведенный момент трения в опорно-поворотном устройстве;

$M_{\text{п}}$ — среднестартовый момент двигателя;

$I_{\text{п}}$ — момент инерции поворотной части;

I_1 — момент инерции ротора двигателя;

β — коэффициент затухания упругих колебаний.

В механизме изменения вылета стрелы максимальная расчетная нагрузка определяется следующим образом:

$$T_{\max} = 2(M_{\text{т}} + M_{\text{с}}) \frac{I_{\text{с}}}{I_{\text{м}} + I_{\text{с}}} \beta_v \sin \frac{\pi t_{\text{т}}}{\tau} + 2\beta_v (M_{\text{п}} - M_{\text{с}}) \frac{I_{\text{с}}}{I_{\text{м}} + I_{\text{с}}} + M_{\text{с}}, \quad (7)$$

где $M_{\text{т}}$ — тормозной момент;

$M_{\text{с}}$ — неуравновешенный момент;

$t_{\text{т}}$, τ — соответственно время торможения и период собственных колебаний;

$I_{\text{с}}$ — момент инерции стрелы на среднем вылете;

$I_{\text{м}}$ — приведенный момент инерции механизма;

β_v — коэффициент затухания упругих колебаний.

Значения коэффициентов затухания упругих колебаний приведены в Справочнике по кранам и в издании [13].

В дальнейшем для вновь проектируемых кранов законы распределения были перестроены в относительной системе координат с использованием ранее полученных законов плотности $f(v_i)$. Значения относительных математических ожиданий и средних квадратичных отклонений текущих значений ординат процессов нагружения, используемых для расчета валов на изгиб, зубчатых передач и подшипников, а также характеристик процессов нагружения, систематизированных по экстремумам, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Характеристики процессов нагружения

Механизмы	Текущие значения ординат			Систематизация по экстремумам		
	a	v_σ	c	$\langle v_i \rangle$	v_τ	c
Крюковой подъем	0,50	0,20	1,55	0,25	0,14	1,5
Грейферный подъем:	—	0,4	—	0,21	0,1	1,05
– поворота	—	0,3	—	—	0,24	—
– вылета	—	0,2	—	—	0,15	—

Примечания: 1. c — коэффициент усеченности нормального закона.

2. Параметр, указанный в скобках — значение относительного математического ожидания текущих значений координат процесса нагружения.

Для практического использования рассматриваемых законов распределения нагрузки в расчетах усталостной прочности металлоконструкций, подшипников качения, валов, зубчатых передач был предложен метод эквивалентной нагрузки (рис. 4, а):

$$T_E = \varphi_E T_{\max},$$

где φ_E — коэффициент эквивалентности, определяемый методом последовательных приближений (на что указывают пределы интегрирования).

Коэффициент эквивалентности рассчитывается по формуле

$$\varphi_E = \sqrt[m]{\frac{N}{a_1 N_{\lim} T_{\max}} \int_{T_E}^{T_{\max}} f(T_{\text{пр}})^m dT}, \quad (8)$$

где N — расчетное число циклов нагружения детали;

a_1 — коэффициент повреждающих воздействий ниже предела выносливости;

$T_{\text{пр}}$ — значение нагрузки, приведенной к симметричному циклу;

m — показатель степени кривой усталости.

Для упрощения определения значения φ_E построены графики. В качестве примера на рис. 4, б показан график, определяющий коэффициент эквивалентности однопараметрических законов (см. табл. 3) при $m = 9$ [11].

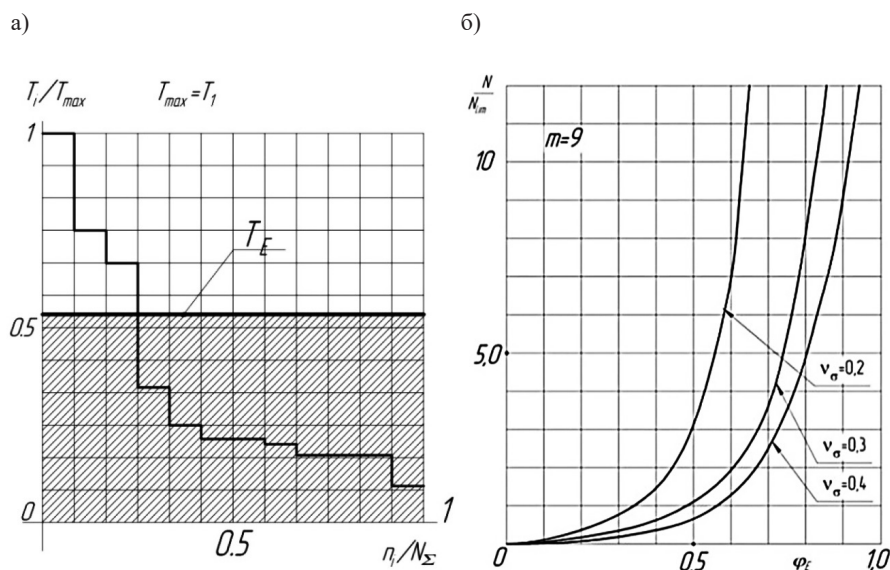


Рис. 4. Метод эквивалентной нагрузки:

а — замена нерегулярного режима нагружения постоянной нагрузкой;

б — графики для расчета коэффициента эквивалентности

Как видно из формулы (8), коэффициент эквивалентности находится в зависимости не только от параметров функции плотности распределения, общей для всего механизма машины, но и от индивидуальных параметров кривой усталости, которые являются разными для каждой детали механизма. В частности, согласно использованию методики, $N_{\lim} = 2 \cdot 10^6$ при коэффициенте концентрации напряжений $K < 2$ и $N_{\lim} = 5 \cdot 10^6$ при $K \geq 2$ (при расчете металлоконструкций) можно принимать $K_m = 12$; для механических деталей в среднем можно $m = 8-9$, $N_{\lim} = 10 \cdot 10^6$. При расчете контактной выносливости зубчатых передач $N_{\lim} = 20 \cdot 10^6$, $m = 6$ [10] следует отметить, что в настоящее время указанные параметры имеют иные значения: $N_{\lim} = 30\text{HB}^{2.4}$, $m = 6$ или $m = 20$, в зависимости от отношения $N / N_{\lim}$. При разработке редукторов нового поколения имеют в виду, что их нагрузочная способность определяется не только контактной выносливостью зубчатых передач, но и в большей мере долговечностью подшипников качения в опорах валов [14].

Установка индивидуальных параметров кривой усталости, различных для металлоконструкций и каждой детали механизма, на стадии разработки конструкций, не представляется возможным. Поэтому расчет на выносливость по эксплуатационным нагрузкам, являясь проверочным, не используется в проектно-конструкторских бюро, занимающихся разработкой приводов новых порталных и судовых кранов.

Результаты и обсуждение (Results and Discussions)

Для устранения отмеченного ранее недостатка предложено изменить методику расчета, положив в основу представления эксплуатационных нагрузок начальными моментами, которые являются общими для всего механизма крана, а учет наработки или базы испытаний, параметров кривой усталости и коэффициентов концентрации напряжений перенести на последующие этапы разработки узлов машины. Для практической апробации представленных функций (4) и (5) выполнен критический анализ их начальных моментов k -го порядка. Поскольку усеченное нормальное распределение получается из нормального при ограничении интервала изменения случайной величины, значения начальных моментов вычислялись при усечении плотности распределения с одной стороны (со стороны нуля).

Исследования показали, что имеются несоответствия в представлениях переменных нагрузок, используемых при расчете сопротивления усталости при переменных амплитудах нагрузок. Так, обращаясь к закону (4), выраженному через функцию плотности вероятности вида

$$f(v_i) = \frac{2}{\sigma_v \sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i - a}{\sigma_v} \right)^2 \right\}, \quad (9)$$

интегрированием которой по формуле

$$\mu_k = \int_0^{\infty} v^k f(v_i) dv, \quad (10)$$

при $a = 0,44$; $\sigma_v = 0,35$ получим для $k = 1, 2, 3, 6, 9$ следующие значения начальных моментов: $\mu_1 = 0,512$; $\mu_2 = 0,348$; $\mu_3 = 0,279$; $\mu_6 = 0,262$; $\mu_9 = 0,447$. При этом отмечается наличие неравенств $\mu_9 > \mu_6$, которое недопустимо.

Аналогично интегрированием функции (5) по формуле (10) получаем для порядка $k = 1, 2, 3, 6, 9$ следующие значения начальных моментов: $\mu_1 = 0,319$; $\mu_2 = 0,160$; $\mu_3 = 0,102$; $\mu_6 = 0,061$; $\mu_9 = 0,08$, где имеет место неравенство $\mu_9 > \mu_6$, которое также недопустимо.

Проведем верификацию законов распределения проверкой выполнения условия

$$\int_0^1 f(v_i) dv = 1, \quad (11)$$

поскольку величина нагрузки рассматривается относительно максимальной при усечении интервала переменной с двух сторон: со стороны нуля и единицы.

Для нагрузки с плотностью распределения, выраженной функцией (9), выявлена вероятность превышения нагрузкой максимума:

$$1 - \left(\int_0^1 f(v) dv \right) = 0,0582,$$

т. е. превышение значения 5,82 %, что недопустимо.

Значение коэффициента усеченности при $v_{\max} = 1$ определяется по формуле

$$c_1 = 1/\Phi(v_{\max}), \quad (12)$$

где $\Phi(v)$ — интегральная функция распределения.

Используя формулу (12), для функции (4) получим $c_1 = 1/\Phi(v_{\max}) = 1,062$. Преобразованная функция (4) примет вид

$$\Phi(v_i) = \frac{3,398}{\sqrt{2\pi}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i - 0,44}{0,35} \right)^2 \right\}, \quad (13)$$

с начальными моментами, определенными по формуле $\mu_k = \int_0^1 v^k f(v) dv$ для $k = 1, 2, 3, 6, 9$. Соот-

ветственно $\mu_1 = 0,544$; $\mu_2 = 0,370$; $\mu_3 = 0,193$; $\mu_6 = 0,090$; $\mu_9 = 0,056$ (кривые 1 на рис. 5).

Интегральные графики непрерывных распределений в координатах ранжированного спектра показаны на рис. 5, а, где по оси ординат отложена нагрузка, а по оси абсцисс, соответственно, функция $I — \Phi(v_i)$, которая означает долю продолжительности действия нагрузки больше данной величины или соответствующую вероятность.

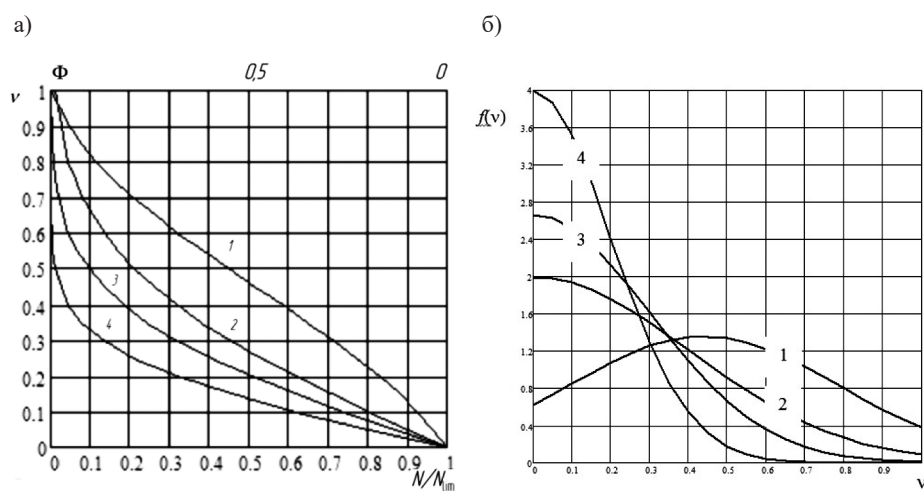


Рис. 5. Законы распределения нагрузок в крановых механизмах:
а — функция распределения; б — плотность распределения
(f — плотность распределения v ; Φ — функция распределения v)

Полученные значения при среднеквадратическом отклонении нагрузки, равном 0,35, приведены в табл. 4.

Таблица 4

**Значения коэффициентов, характеризующих режим нагружения механизмов
портальных, плавучих и судовых кранов**

Крановый механизм	Параметры распределения		$\mu / K_{ДЗ}$	$\mu_6 / K_{Д6}$	$\mu_9 / K_{Д9}$
	a	σ_v			
Подъема крюком	0,44	0,35	0,193/0,578	0,090/0,669	0,056/0,726
Подъема грейфером	0	0,4	0,085/0,440	0,03/0,557	0,017/0,636
Поворота	0	0,3	0,042/0,348	0,009/0,456	0,004/0,541
Изменения вылета	0	0,2	0,0128/0,234	0,001/0,316	0,00016/0,379

Аналогично для плотности распределения, выраженной функцией (5) при среднеквадратическом отклонении нагрузки, равном 0,4, вероятность превышения нагрузкой максимума составляет

$$1 - \left(\int_0^1 f(v) dv \right) = 0,012,$$

т. е. 1,2 %, что свидетельствует о неточности математической модели представления распределения нагрузок в механизмах поворота кранов.

Для исправления функции (5), интегральная функция распределения которой имеет вид

$$\Phi(v) = \frac{2}{\sqrt{2\pi} v_{\sigma}} \int_0^v \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i}{v_{\sigma}} \right)^2 \right\}, \quad (14)$$

определим коэффициент усеченности при $v_{\max} = 1$ с использованием формулы (12). В результате найдем $C1 = 1/\Phi(v_{\max}) = 1,012576$. Преобразованную функцию (5) представим формулой

$$f(v_i) = \frac{C1}{\sqrt{2\pi} \cdot v_{\sigma}} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left(\frac{v_i}{v_{\sigma}} \right)^2 \right\}, \quad (15)$$

где $C1 = 2,0252$ — кривые 2 на рис. 5.

Проверка условия $\int_0^1 f(v) dv = 1$ показывает, что оно выполнено. Начальные моменты для функции (15), определенные по формуле $\mu_k = \int_0^1 v^k f(v_i) dv$ для $k = 3, 6, 9$, имеют значения: $\mu_3 = 0,0,085$; $\mu_6 = 0,0,03$; $\mu_9 = 0,017$ (см. табл. 4).

В результате выполнения аналогичных действий было получено $C1 = 2,0017$ при среднеквадратическом отклонении нагрузки, равном 0,3 (кривые 3 на рис. 5) и $C1 = 2$ (кривые 4 на рис. 5) при среднеквадратическом отклонении нагрузки, равном 0,2, — начальные моменты для данных представлений нагрузки также сведены в табл. 4. Полученные данные позволяют проводить учет переменных нагрузок на ранней стадии проектирования в соответствии с формулами, установленными в ГОСТе 21354–87.

Заключение (Conclusions)

В соответствии со структурой формул, используемых при расчете сопротивления усталости при переменных амплитудах нагрузок (в частности при переменных режимах) распределение нагрузок, обычно выраженных в долях от максимальной, после выполненной апробации их параметров задают начальными моментами, которые являются общими для механизма машины. Предложено также установление индивидуальных параметров кривой усталости, учет наработки или базы испытаний и коэффициентов концентрации напряжений перенести на последующие этапы разработки узлов машины. Это позволяет использовать усеченные законы нормального распределения, полученные для порталных, плавучих и судовых кранов на ранней стадии проектирования как в новых конструкторских разработках, так и при их реконструкции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сидоров В. А. Технологические причины износа крупномодульных зубчатых передач / В. А. Сидоров, В. П. Цокур // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. — 2023. — № 2 (81). — С. 45–50.
2. Хорешок А. А. Увеличение ходимости редукторов мотор-колес карьерных самосвалов методом внедрения контроля фактического технического состояния / А. А. Хорешок, А. В. Кудреватых, А. С. Ащеулов [и др.] // Горные науки и технологии. — 2021. — Т. 6. — № 4. — С. 267–276. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-4-267-276.
3. Панасенко Н. Н. Экспертиза надежности зубчатых передач грузоподъемных кранов морских портов и транспортных терминалов / Н. Н. Панасенко, П. В. Яковлев // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2019. — № 1. — С. 105–118.
4. Токарев А. О. Отказы деталей машин. Анализ причин, техническая диагностика и профилактика / А. О. Токарев, И. Г. Мироненко. — М.; Вологда: Инфра-Инженерия, 2020. — 220 с.
5. Дукельский А. И. Портовые и судовые грузоподъемные машины / А. И. Дукельский. — Л.: Морской транспорт, 1960. — 511 с.

6. Соколов С. А. Строительная механика и металлические конструкции подъемно-транспортных машин / С. А. Соколов. — СПб.: Политехника, 2011. — 448 с.
7. Барышников С. О. Основы расчета и конструирования деталей машин крановых устройств: учеб. пособие / С. О. Барышников, А. Н. Иванов. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2020. — 307 с.
8. Решетов Д. Н. Развитие теории расчета и конструирования деталей машин и требования к подготовке инженеров-механиков / Д. Н. Решетов // Сборник научно-методических статей по деталям машин. — 1977. — Вып. 2. — С. 3–12.
9. Кораблев А. И. Повышение нагрузочной способности и долговечности зубчатых передач / А. И. Кораблев, Д. Н. Решетов. — М.: Машиностроение, 1968. — 288 с.
10. Брауде В. И. Нагрузки порталных кранов / В. И. Брауде, Н. В. Звягинцев, Ю. В. Силиков // Труды ЛИВТ'а. — Л.: Транспорт, 1969. — Вып. 123. — С. 100–116.
11. Андрианов Е. Н. Эксплуатационные нагрузки порталных перегрузочных кранов / Е. Н. Андрианов // Журнал университета водных коммуникаций. — 2009. — № 4. — С. 9–16.
12. Андрианов Е. Н. Актуальные вопросы проектирования и расчета механизмов подъема порталных кранов / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 2 (24). — С. 52–60. DOI: 10.21821/2309-5180-2014-6-2-52-60.
13. Григорьев Н. И. Нагрузки кранов / Н. И. Григорьев. — М. — Л.: Машиностроение, 1964. — 168 с.
14. Барышников С. О. Крановые и судовые редукторы и зубчатые передачи: учеб. пособие / С. О. Барышников, А. Н. Иванов. — СПб.: Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2023. — 344 с.

REFERENCES

1. Sidorov, V. A., and V. P. Tsokur. "Technological causes of wear of large-module gears." *Progressive Technologies and Systems of Mechanical Engineering* 2(81) (2023): 45–50.
2. Khoreshok, A. A., A. V. Kudrevatykh, A. S. Ashcheulov, A. V. Vinidiktov, and L. I. Kantovich. "Increasing life of pit dump truck motor-wheel gearboxes by introducing the monitoring of the actual technical condition." *Mining Science and Technology (Russia)* 6.4 (2021): 267–276. DOI: 10.17073/2500-0632-2021-4-267-276.
3. Panasenko, N. N., and P. V. Yakovlev. "Reliability examination transmission gears of lifting cranes in sea ports and transport terminals." *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 1 (2019): 105–118. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-1-105-118.
4. Tokarev, A. O., and I. G. Mironenko. *Otkazy detalei mashin. Analiz prichin, tekhnicheskaya diagnostika i profilaktika*. Moskva; Vologda: Infra-Inzheneriya, 2020.
5. Dukel'skii, A. I. *Portovye i sudovye gruzopod'emnye mashiny*. L.: Morskoi transport, 1960.
6. Sokolov, S. A. *Stroitel'naya mekhanika i metallicheskie konstruksii pod'emno-transportnykh mashin*. SPb.: Politehnika, 2011.
7. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya detalei mashin kranovykh ustroystv: ucheb. posobie*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2020.
8. Reshetov, D. N. "Razvitie teorii rascheta i konstruirovaniya detalei mashin i trebovaniya k podgotovke inzhenerov-mekhanikov." *Sbornik nauchno-metodicheskikh statei po detalyam mashin*. Vyp. 2. 1977. 3–12.
9. Korablev, A. I., and D. N. Reshetov. *Povyshenie nagruzochnoi sposobnosti i dolgovechnosti zubchatykh peredach*. M.: Mashinostroenie, 1968.
10. Braude, V. I., N. V. Zvyagintsev, and Yu. V. Silikov. "Nagruzki portal'nykh kranov." *Trudy LIVT'a*. Vol. 123. L.: Transport, 1969. 100–116.
11. Andrianov, E. N. "Workloads of gantry unloaders." *Zhurnal universiteta vodnykh kommunikatsii* 4 (2009): 9–16.
12. Andrianov, E. N., and A. N. Ivanov. "Current issues of design and calculation of lifting cranes." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 2(24) (2014): 52–60. DOI: 10.21821/2309-5180-2014-6-2-52-60.
13. Grigor'ev, N. I. *Nagruzki kranov*. M–L.: Mashinostroenie, 1964.
14. Baryshnikov, S. O., and A. N. Ivanov. *Kranovye i sudovye reduktory i zubchatye peredachi*. SPb.: Izd-vo GUMRF im. adm. S. O. Makarova, 2023.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Матвеева Елена Владимировна —

кандидат технических наук, доцент
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация,
Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: matveevaev@gumrf.ru

Афанасьев Андрей Константинович —

кандидат технических наук, доцент
ФБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Иванов Анатолий Николаевич —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация,
Санкт-Петербург, ул. Двинская, 5/7
e-mail: ivanovgumrf@yandex.ru, fkt_pt@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Matveeva, Elena V. —

PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: matveevaev@gumrf.ru

Afanasyev, Andrey K. —

PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: fkt_pt@gumrf.ru

Ivanov, Anatoly N. —

PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: ivanovgumrf@yandex.ru, fkt_pt@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 26 ноября 2023 г.

Received: November 26, 2023.