

Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин

Владимир А. Ермоленко, Калужский филиал ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Калуга, Россия, e-mail: tvermolenko@rambler.ru

Павел В. Витчук, Калужский филиал ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана» Калуга, Россия, e-mail: zzzVentor@ya.ru



Владимир А.
Ермоленко



Павел В. Витчук

Резюме. Цель. При проектировании грузоподъемных машин в целом и их механизмов желательно, кроме детерминированных расчетов по запасам прочности, выполнить вероятностный расчет основных показателей надежности. Теоретический подход к расчету основных показателей надежности грузоподъемных машин изложен В.И. Брауде. На практике расчет показателей надежности грузоподъемных машин обычно затруднен, поскольку сведения о значениях отдельных показателей, приводимые в имеющихся литературных источниках, неполны и противоречивы. Это обуславливает необходимость использования усредненных показателей надежности и введения в расчет различных допущений. При этом результаты расчета оказываются весьма приближенными. В тоже время ориентировочный расчет показателей надежности позволяет принять решение о рациональности использования той или иной компоновочной схемы грузоподъемной машины и/или ее структурной единицы. **Методы.** Для демонстрации логических рассуждений, которые могут быть использованы при расчете показателей надежности грузоподъемных машин, в статье приведен пример расчета вероятности безотказной работы механизма подъема мостового крана, выполненного по «развернутой» схеме и состоящего из девяти элементов: трехфазного асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором; цилиндрического двухступенчатого редуктора; тормоза колодочного с замыканием от цилиндрической пружины и размыканием от короткоходового электромагнита переменного тока; муфты упругой втулочно-пальцевой (с тормозным шкивом); грузового барабана; оси (или вала) барабана; опор барабана; грузового каната и его крепления; крюковой подвески. Структурно элементы механизма подъема соединены последовательно, то есть при отказе любого элемента нарушается работоспособное состояние механизма (происходит отказ). **Результаты.** Известный опыт эксплуатации грузоподъемных машин показывает, что наиболее вероятными отказами элементов механизма подъема являются: межвитковое замыкание обмоток электродвигателя; износ подшипников и зубьев шестерен редуктора; межвитковое замыкание катушки электромагнита тормоза; задир тормозного шкива полумуфты и износ колодок тормоза; усталостное разрушение грузового барабана и корпуса подшипника, встроенного в барабан; усталостное разрушение оси (вала) грузового барабана; износ подшипников, встроенных в грузовой барабан; износ (обрыв) проволок и прядей грузового каната; износ крюка и заедание и износ подшипника крюковой подвески. Поэтому справочные данные, используемые при проведении расчета, обычно описывают вероятность проявления или интенсивность именно этих отказов. При проведении расчета использованы следующие допущения: постепенные (износные) отказы не учтены, так как они предупреждаются за время технического обслуживания и ремонта; отказы, связанные с нарушением норм безопасной эксплуатации, были отнесены не к отказам непосредственных грузоподъемных машин, а к отказам других систем. Для наглядности элементы, составляющие механизм подъема, выбирали из каталога со значительным «с запасом» и без учета режима нагружения. **Выводы.** В результате расчета было получено, что учет различных силовых факторов (например, недогрузка редуктора по крутящему моменту) может привести к избыточной надежности крана в целом, его механизмов и их структурных единиц.

Ключевые слова: вероятность безотказной работы, грузоподъемные машины, механизм подъема, мостовой кран, показатели надежности, проектирование, расчет.

Формат цитирования: Ермоленко В.А., Витчук П.В. Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. №2. С. 20-25 .DOI:10.21683/1729-2640-2016-16-2-20-25

Расчет показателей надежности грузоподъемных машин в целом и их элементов затруднен тем, что сведения о значениях этих показателей, приводимые в литературных источниках [1–3 и др.] неполны и противоречивы. Для определения отсутствующих значений приходится

использовать усредненные показатели, вводить допущения. При этом результаты расчетов оказываются весьма приближенными.

Значения времени, для которого рассчитывают вероятность безотказной работы, можно принимать

Таблица 1. Соответствие режимов работы кранов в целом для зарубежных стандартов

ISO 4301/1	PN-79 M-06503 (Польша)	BS 466-84 (Великобритания)	SFS 4300-79 (Финляндия)	DIN 15018 (Германия)	B 4004-1 (Австрия)
A1	1	A1	1	B1	T1
A2		A2	2		T2
A3		A3	3		T3
A4	2	A4	4	B3	T3
A5	3	A5			
A6	4	A6	5	B4	T4
A7	5	A7			
A8	6	A8	6	B5	T5
				B6	T6

Таблица 2. Соответствие режимов работы крановых механизмов для зарубежных стандартов

ISO 4301/1	СТ СЭВ 2077-80	CSN 27009 (Чехия)	BS 466-84 (Великобритания)	SFS 4020-80 (Финляндия)	DIN 15018 (Германия)	FEM 9.661
M1	1		M3	ImB	IEm	IDm
M2					IDm	
M3					ICm	
M4	2		M4	ImA	IAm	IAm
M5	3		M5	2m	2m	2m
M6	4		M6	3m	3m	3m
M7	5		M7	4m	4m	4m
M8	6		M8	5m	5m	5m

$t = 1$ год. Количество часов работы механизма за 1 год определяют [4]:

$$t = 8760 \cdot K_{иг} \cdot K_{ис} \cdot ПВ, \text{ час}, \quad (1)$$

где $K_{иг}$ и $K_{ис}$ – коэффициенты использования календарного времени года и суток соответственно; ПВ – продолжительность включения.

Для некоторых подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин в целом значения этих коэффициентов приведены в [4]. Для кранового электрооборудования значения коэффициентов $K_{иг}$ и $K_{ис}$ даны в [2] и [5].

По данным ВНИИПТМАШ [5] для режимов работы Л; С; Т; ВТ расчетное время работы крановых электродвигателей не более 250; 1000; 3000; 4000 час/год соответственно. Режимы работы Л; С; Т; ВТ даны по устаревшим Правилам Госгортехнадзора от 30.12.1969. Соответствие между режимами работы кранов и крановых механизмов по Правилам Госгортехнадзора, ГОСТ 25835-83, ГОСТ 25546-82 и ISO 4301/1 приведено в [10]. Соответствие между режимами работы кранов в целом и их механизмов для различных зарубежных стандартов даны в табл. 1 и 2.

Теоретический подход к расчету основных показателей надежности грузоподъемных машин изложен В.И. Брауде [6]. Остановимся на практической стороне вопроса. В качестве основного показателя надежности объекта стандарты предусматривают вероятность

безотказной работы. Поэтому особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин рассмотрим на примере расчета вероятности безотказной работы механизма подъема груза мостового крана (рисунок 1), который состоит из 9 элементов [7]. Структурно элементы механизма подъема соединены последовательно, то есть при отказе любого элемента нарушается работоспособное состояние механизма (происходит отказ).

1. Электродвигатель. Из справочника [2] известно, что для электродвигателей серии 4А вероятность безотказной работы равна 0,9 при 10000 час наработки.

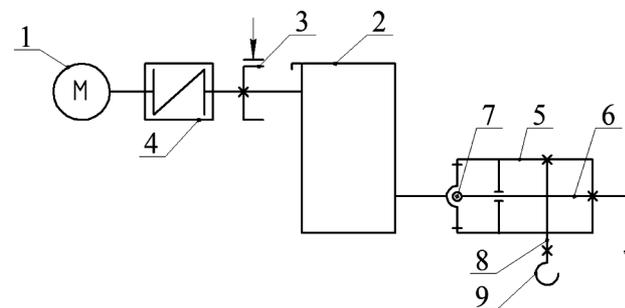


Рис. 1. Кинематическая схема механизма подъема мостового крана: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – тормоз колодочный с электромагнитом; 4 – муфта типа МУВП (с тормозным шкивом); 5 – барабан; 6 – ось (или вал) барабана; 7 – опоры барабана; 8 – грузовой канат; 9 – крюковая подвеска

В предположении об экспоненциальном законе распределения:

$$P(10^4) = \exp\left(-\frac{10^4}{T_1}\right) = 0,9,$$

где T_1 – средняя наработка на отказ электродвигателя, час.

$$T_1 = \frac{10^4}{\ln 0,9} = \frac{10^4}{(-0,105)} = 9,5 \cdot 10^4.$$

2. Редуктор. Согласно данным ВНИИПТМАШ [5] параметр потока отказов $\omega_2=0,2$ за 1 тыс. час. Тогда среднее значение наработки редуктора на отказ:

$$T_2 = \frac{1}{\omega_2} = \frac{1000}{0,2} = 5 \cdot 10^3 \text{ час.}$$

Если при расчете редуктора не был учтен режим нагружения, то, как правило, имеется недогрузка редуктора по эквивалентному крутящему моменту, то есть имеем более высокое значение наработки на отказ:

$$T_2' = T_2 / K_Q,$$

где K_Q – коэффициент эквивалентной нагрузки [8].

$$K_Q = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{Q_i}{Q_H}\right)^m \frac{t_i}{t}}, \quad (2)$$

где Q_i – случайное значение массы поднимаемого груза (определяют по графикам нагрузки для соответствующего режима работы); t_i – время работы с грузами Q_i ; t – суммарное время; m – показатель степени кривой выносливости.

При расчете рабочих поверхностей зубьев шестерен редукторов на контактную выносливость $m=3$ [9]. Если неизвестен график нагрузки, то можно воспользоваться допущением: универсальные краны поднимают 15% грузов номинальной массы и 85% грузов массой 0,5 Q_H [10]. Тогда по формуле (2) имеем:

$$K_Q = \sqrt[3]{1^3 \cdot 0,15 + 0,5^3 \cdot 0,85} \approx 0,63.$$

Теперь, с учетом эквивалентной нагрузки, получаем более высокое значение средней наработки на отказ редуктора:

$$T_2' = T_2 / 0,63.$$

Если при расчете редуктора был учтен режим нагружения, то вычисления по формуле (2) не проводят, то есть $T_2' = T_2$.

При компоновке механизма подъема применяют унифицированные и нормализованные сборочные единицы [11]. Поэтому редуктор из каталога обычно выбирают с запасом мощности, то есть имеется его недогрузка

по мощности и, как следствие, более высокое значение наработки на отказ:

$$T_2'' = T_2' \left(\frac{N_K}{N_H}\right)^3, \quad (3)$$

где N_K и N_H – мощность редуктора по каталогу и номинальная соответственно.

Пусть при проектировании были получены значения $N_K = 10$ кВт; $N_H = 5$ кВт, тогда:

$$T_2'' = T_2' \cdot \left(\frac{10}{5}\right)^3 = 8T_2'.$$

Окончательно имеем наработку на отказ редуктора:

$$T_2'' = T_2' \cdot \frac{8}{0,63} = 12,7 \cdot T_2 = 12,7 \cdot 5000 = 6,35 \cdot 10^4 \text{ час.}$$

На первый взгляд такая наработка на отказ редуктора представляется невероятной – около 7 лет непрерывной работы. Но надо помнить, что имеем почти 4-х кратную недогрузку редуктора, кроме того предполагается идеальное соблюдение графика технического обслуживания (включая систематическую замену масла и манжетных уплотнений). Стареющих деталей в редукторе нет.

3. Тормоз. Из справочника [2] известно, что тормозные электромагниты типа МО допускают до 600 включений в час. Однако учитывая их ограниченную износостойкость, применение этого вида привода следует ограничить частотами включений не более 300 1/час – для электромагнитов МО 100Б и не более 150 1/час – для электромагнитов МО 200Б. При этих режимах работы и колебаниях напряжения сети в пределах 85...105% от номинального электромагниты имеют вероятность безотказной работы около 0,95 за один год эксплуатации. С большой долей вероятности можно предположить, что значение вероятности безотказной работы электромагнита дано для режима работы «Т» (МО 100Б) и для режима работы «С» (МО 200Б) в связи с ограничением по частотам включений, а также для максимального значения тормозного момента M_{Tmax} , для которого имеем максимальное усилие затяжки пружины и тока в катушке электромагнита.

Время работы электромагнита в год по формуле (1):

для МО 100Б: $t=2,3 \cdot 10^3$ час;

для МО 200Б: $t=0,6 \cdot 10^3$ час.

В предположении об экспоненциальном законе распределения:

для МО 100Б:

$$P(2,3 \cdot 10^3) = \exp\left(-\frac{2,3 \cdot 10^3}{T_3}\right) = 0,95 \Rightarrow T_3 = 44,8 \cdot 10^3 \text{ час;}$$

для МО 200Б:

$$P(0,6 \cdot 10^3) = \exp\left(-\frac{0,6 \cdot 10^3}{T_3}\right) = 0,95 \Rightarrow T_3 = 11,7 \cdot 10^3.$$

Наиболее вероятные отказы – это пробой межвитковой изоляции катушки электромагнита. Они возникают в результате старения изоляции, появления трещин, осыпания лака и ткани. Этому способствуют нагрев и вибрация катушки. Если тормоз настраивают на меньший тормозной момент M_T , то усилие пружины уменьшится, ток катушки, ее нагрев и вибрация также уменьшатся, а наработка на отказ катушки увеличится в соответствии с квадратичной зависимостью [2]:

$$T'_3 = T_3 \left(M_{T_{\max}} / M_T \right)^2. \quad (4)$$

Пусть (гипотетически) $M_{T_{\max}} = 2M_T$, тогда:

$$T'_3 = T_3 (2M_T / M_T)^2 = 4T_3.$$

Это значит, что имеем средние значения наработки на отказ:

$$\text{для МО 100Б: } T'_3 = 4 \cdot 44,8 \cdot 10^3 \approx 18 \cdot 10^4 \text{ час;}$$

$$\text{для МО 200Б: } T'_3 = 4 \cdot 11,7 \cdot 10^3 \approx 4,7 \cdot 10^4 \text{ час.}$$

В дальнейший расчет введем последнее из двух значений.

4. Муфта МУВП с тормозным шкивом и колодками тормоза. Полагаем, что при соблюдении графика технического обслуживания производят периодическую замену изношенных втулок муфты и колодок тормоза. Задир тормозного шкива, приводящий к преждевременному износу колодок, считаем внезапным отказом, вероятность которого распределена по экспоненциальному закону с параметром T_4 [6]. Условно считаем муфту и фрикционную пару равнобезотказными катушке электромагнита:

$$T_4 \approx T_3 = 4,7 \cdot 10^4 \text{ час.}$$

5. Барабан. Считаем, что отказ подшипника барабана и крепления каната возможен только в момент испытаний крана при подъеме груза массой $Q = 1,25Q_H$ [11]. Поэтому перечисленные детали считают в эксплуатации почти безотказными:

$$P_5(1 \text{ год}) \approx 0,99.$$

6. Ось (или вал) барабана. Расчет оси или вала барабана ведут в следующем порядке [12]:

6.1. Ось или вал рассчитывают на усталость, определяют значение коэффициента запаса прочности n_1 в опасном сечении при времени работы $t = 1$ год. Пусть получен $n_1 = 2$.

6.2. Обосновывают значение коэффициентов вариации предела выносливости детали V_{-1g} . Последний обусловлен рассеянием масштабного фактора, коэффициентов концентрации напряжений, межплавающим рассеянием химсостава стали. Можно принять $V_{-1g} = 0,1$.

6.3. Обосновывают коэффициент вариации эквивалентной амплитуды цикла V_a . Он обусловлен отличием режимов эксплуатации крана от расчетных. Можно принять $V_a = 0,3$.

6.4. Определяют вероятность усталостного разрушения оси в опасном сечении:

$$F(t) = F_0 \left(\frac{1 - n_1}{\sqrt{n_1^2 \cdot V_{-1g}^2 + V_a^2}} \right), \quad (5)$$

где $F_0(x)$ – функция нормального распределения [13].

$$\begin{aligned} F_6(1 \text{ год}) &= F_0 \left(\frac{1 - 2}{\sqrt{2^2 \cdot 0,1^2 + 0,3^2}} \right) = \\ &= F_0(-2,77) \approx 0,002. \end{aligned}$$

Так как имеем два опасных сечения (в опорах), удвоим полученное значение. В других сечениях коэффициент запаса прочности выше, но некоторая вероятность разрушения все же имеется, поэтому увеличим значение вероятности разрушения еще в 2 раза:

$$F_6(1 \text{ год}) = 2 \cdot 0,002 = 0,004 \approx 0,01,$$

$$P_6(1 \text{ год}) = 1 - F_6(1 \text{ год}) = 1 - 0,01 = 0,99.$$

7. Подшипник оси барабана. При расчете подшипника на долговечность в расчет идет календарное время работы, откуда по формуле (1) находят число, а затем число циклов нагружения (ресурс), далее, с учетом эквивалентной нагрузки выбирают подшипник [8, 14].

При таком расчете $\alpha\%$ подшипников превысят заданный ресурс, то есть вероятность безотказной работы выбранного подшипника в течение T лет более α .

Пусть $\alpha = 0,9$, $T_7 = 10$ лет. Требуется определить вероятность отказа подшипника, отработавшего 1 год, но рассчитанного на 10 лет работы.

Доля использованного ресурса составляет 0,1 от расчетного ресурса:

$$\gamma = t/T_7 = 0,1.$$

Если подшипник взят с запасом по грузоподъемности C_D , то его ресурс увеличивается в соответствии с кубической зависимостью, так как показатель степени кривой выносливости подшипника $m = 3$ [14].

Пусть $C_D = 1860$, а по каталогу имеем $C'_D = 1400$, тогда:

$$T'_7 = \left(\frac{C_D}{C'_D} \right)^3 T_7 = \left(\frac{1860}{1400} \right)^3 T_7 = 1,33 T_7.$$

Отношение T_7/T'_7 в 1,33 раза меньше, чем $t/T_7 = 0,1$, то есть:

$$\gamma' = \frac{0,1}{1,33} = 0,07.$$

Вероятность безотказной работы подшипников определяют по закону Вейбулла [15]:

Таблица 3. Результаты расчета показателей надежности механизма подъема мостового крана

	Элемент	Наиболее вероятные отказы	Проявление отказа	P_i или T_i
1	Электродвигатель	Межвитковое замыкание обмоток	Нагрев, запах	$T_1=9,5 \cdot 10^4$ час
2	Редуктор	Износ подшипников и зубьев шестерен	Шум, вибрация	$T_2=6,35 \cdot 10^4$ час
3	Электромагнит тормоза	Межвитковое замыкание катушки	Не растормаживается шкив	$T_3=4,7 \cdot 10^4$ час
4	МУВП и колодки тормоза	Задир шкива износ колодок	Увеличен тормозной путь	$T_4=4,7 \cdot 10^4$ час
5	Барабан, корпус подшипника	Усталостное разрушение	Стук	$P_5=0,99$
6	Ось барабана	Усталостное разрушение	Стук и заклинивание барабана	$P_6=0,99$
7	Подшипник оси барабана и шарнир	Износ	Шум, вибрации	$P_7=0,99$
8	Канат	Обрыв пряди	Образование петли	$P_8=0,99$
9	Крюковая подвеска	Износ, заедание подшипников	Шум, стопорение	$P_9=0,99$

$$P_7'(T_{77}') = \exp\left(-\frac{\gamma'}{5,35}\right)^{1,34} = \exp\left(-\frac{0,07}{5,35}\right)^{1,34} = 0,997.$$

На оси барабана имеется шарнир 7 на правом конце оси (рисунок 1). Внутреннее и наружное кольцо шарнира не имеют относительного вращения, так как барабан 5 и ось барабана 6 вращаются с одинаковой скоростью. Не вращающийся подшипник считают менее надежным. Примем для него $P_7''=0,995$. Окончательно имеем вероятность безотказной работы подшипника оси барабана и шарнира:

$$P_7''' = P_7' P_7'' = 0,997 \cdot 0,995 = 0,992 \approx 0,99.$$

8. Канат с креплениями. При подконтрольной эксплуатации обрывы проволок каната подсчитывают и фиксируют в журнале [16]. По достижении браковочного числа обрывов каната его меняют. В таком случае, при отсутствии нарушения правил [16] отказы каната считают маловероятными. Примем:

$$P_8(1 \text{ год}) \approx 0,99.$$

9. Крюковая подвеска. Она обычно имеет многократный запас прочности, подвергается испытаниям и является почти безотказной. Примем:

$$P_9(1 \text{ год}) \approx 0,99.$$

Все данные, полученные в результате приведенных выше рассуждений и расчетов, сведены в табл. 3.

10. Расчет вероятности безотказной работы механизма подъема в целом

Наработка на отказ элементов 1...4, соединенных последовательно:

$$\frac{1}{T} = \frac{1}{9,5 \cdot 10^4} + \frac{1}{6,35 \cdot 10^4} + \frac{1}{4,7 \cdot 10^4} = 0,47 \cdot 10^{-4} \text{ 1/час}$$

$$\Rightarrow T = 2,1 \cdot 10^4 \text{ час.}$$

По формуле (1) определим время работы механизма подъема при режиме работы «Т»:

$$t = 8760 \cdot 1 \cdot 0,66 \cdot 0,4 = 2,3 \cdot 10^3 \text{ час.}$$

Вероятность безотказной работы элементов 1...4, соединенных последовательно:

$$P_{1...4}(t) = P_{1...4}(1 \text{ год}) = P_{1...4}(2,3 \cdot 10^3 \text{ час}) =$$

$$= \exp\left(-\frac{2,3 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^4}\right) = 0,853.$$

Тогда вероятность безотказной работы механизма подъема:

$$P_{МП} = 0,853 \cdot 0,99^5 \approx 0,85.$$

Для оценки уровня безотказности крана в целом воспользуемся соображением, что кран имеет обычно 3 механизма (подъема груза, передвижения тележки и передвижения крана), металлоконструкцию и аппаратуру управления, то есть 5 систем, соединенных последовательно. Полагая (в целях упрощения) их равнобезотказными имеем вероятность отказа крана в течение 1 года:

$$P_K(1 \text{ год}) = P_{5 \text{ мех}}(1 \text{ год}) = 0,85^5 = 0,443.$$

Тогда средняя наработка крана в целом на отказ:

$$P_K(1 \text{ год}) = \exp\left(-\frac{2,3 \cdot 10^3}{T_K}\right) = 0,443 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_K = -\frac{2,3 \cdot 10^3}{\ln(0,443)} \approx 2,83 \cdot 10^3.$$

Параметр потока отказов крана в целом составит:

$$\omega_K = \frac{t}{T_K} = \frac{2,3 \cdot 10^3}{2,83 \cdot 10^3} \approx 0,81 \text{ 1/год.}$$

Для мостовых крюковых электрических кранов общего назначения грузоподъемностью до 50 т в режиме работы «Т» параметр потока внезапных отказов согласно [17] составляет $12 \cdot 10^{-3}$ 1/час, то есть допускается 12 отказов крана на 1000 часов или 28 отказов в год. Полученное нами значение $\omega_k = 0,81 < 28$ то есть не более 1 отказа в год, что более, чем приемлемо.

Выводы

1. Вероятность безотказной работы рассмотренного механизма подъема в течении 1 года эксплуатации составляет 0,85.

2. Кран в целом будет иметь не более одного отказа в год. Это значительно меньше допускаемого значения, поэтому считаем показатель безотказности механизма подъема достаточно высоким.

3. Расчетная вероятность безотказной работы крана столь высока по ряду причин:

Она определялась по механизму подъема – самому безотказному из механизмов, затем результат распространялся на весь кран;

Элементы составляющие механизм подъема выбирали из каталога «с запасом»;

Постепенные (износные) отказы не учитывали так как они предупреждаются за время технического обслуживания и ремонта;

Отказы, связанные с нарушением [16] относятся не к отказам кранов, а к отказам других систем.

Библиографический список

1. Расчеты крановых механизмов и их деталей. Издание 4-е: В 2т. Под ред. Р.А. Лалаянца – М.: ВНИИП-ТМАШ, 1993. Т.1. 187 с.
2. Крановое электрооборудование. Справочник / Ю.В. Алексеев, А.П. Богословский, Е.М. Певзнер и др. Под ред. А.А. Рабиновича – М.: «Энергия» 1979. 240 с.
3. Приводы машин. Справочник / В.В. Длоугий, Т.И. Муха, А.П. Цупиков, Б.В. Януш. Под ред. В.В. Длоугого. Издание 2-е., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, 1982. 383 с.
4. Волков Д.П., Николаев С.Н. Надежность строительных машин. – М.: Высшая школа, 1979.
5. Расчеты крановых механизмов и их деталей. Издание 4-е: В 2т. Под ред. Р.А. Лалаянца – М.: ВНИИП-ТМАШ, 1993.Т.2. 163 с.

6. Брауде В.И., Семенов Л.Н. Надежность подъемно-транспортных машин. –Л.: Машиностроение. 1986. 183 с.

7. Ермоленко В.А. Расчет механизмов грузоподъемных машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 92 с.

8. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 560 с.

9. Буланже А.В., Палочкина Н.В., Часовников Л.Д. Методические указания по расчету зубчатых передач и коробок скоростей по курсу «Детали машин». – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1990. 66 с.

10. РД 10-112-1-4. Рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Общие положения. М.: ОАО НТЦ Промышленная безопасность, 2006. 135 с.

11. Александров М.П. Грузоподъемные машины. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. 552 с.

12. Р 50-83-88. Рекомендации. Расчеты на прочность валов и осей. – М.: Издательство стандартов, 1989. 71 с.

13. Таблицы математической статистики./ Большев Л.Н., Смирнов Н.В. – М.: Наука. 1983. 416с.

14. Фомин М.В. Расчеты опор с подшипниками качения. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 98 с.

15. Проников А.С. Параметрическая надёжность машин / А.С. Проников. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 560 с.

16. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М.: ПИО ОБТ. 2000. 301 с.

17. РТМ 24.090.23-76. Нормы надежности мостовых, козловых и порталных кранов. Руководящие технические материалы –М.: Издательство НИИИНФОРМТЯЖ-МАШ, 1978. 5 с.

Сведения об авторах

Владимир А. Ермоленко, доцент кафедры «Детали машин и подъемно-транспортное оборудование», Калужский филиал ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Калуга, Россия, e-mail: tvermolenko@rambler.ru

Павел В. Витчук, доцент кафедры «Детали машин и подъемно-транспортное оборудование», Калужский филиал ФГБОУ ВПО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана», Калуга, Россия, e-mail: zzzVentor@ya.ru