

ДИНАМИКА ПУСКА МАШИН

Мудров А.Г.

Реферат. Работа любой машины включает три периода работы: пуск и разгон, установившееся движение, торможение и остановка. В периоды пуска и торможения возникают большие динамические нагрузки, отрицательно влияющие на прочность элементов машины и перегрузку источника привода. Цель исследования – определить динамические нагрузки в период пуска машины и найти варианты их снижения. Определены математические значения динамических нагрузок на примере пространственного смесителя от вращающихся элементов привода. Установлено, что динамические моменты от вращающихся элементов привода в несколько раз больше таковых от статических нагрузок. Показаны практические методы уменьшения этих нагрузок использованием соединительной упругой муфты, устранением муфты из конструкции, изготовлением ее из композитных материалов и увеличением времени пуска электродвигателя. Значимость полученных результатов для машин, использующих передачи через муфты, заключается в существенном снижении влияния динамических нагрузок во время пуска на элементы и источник привода и увеличение ресурса работы и производительности машин в целом.

Ключевые слова: переменная угловая скорость, ускорение, динамические нагрузки от вращающихся элементов привода, композитные материалы.

Введение. Многие машины (грузоподъемные, смесители периодического действия, и т.п.) имеют циклический характер работы, который характеризуется повторно-кратковременным режимом. Особенность работы заключается в количестве включений в час. Так, у грузоподъемных кранов при легком режиме происходит 60 включений в час, а при весьма тяжелом – 360 включений в час. У пространственных смесителей число включений около 30 в час.

Периоды с переменной скоростью движения относятся к нестационарному режиму, при котором возникают большие динамические давления от того, что звенья машины в эти периоды имеют переменные скорости движения, в результате чего возникают ускорения и соответственно движению силы или моменты инерции.

Известны теоретические исследования динамики привода механизма подъема [1], экономико-математическая модель работы крана [2], расчет и конструирование кранов [3,4], расчет конструкций и теория электропривода кранов [5,6,7], анализ и синтез крановых систем [8], напряженное состояние сталежелезобетонных балок [9], положения и законы теоретической механики [10], публикации зарубежных авторов [11,12] и др.

Теоретические исследования касались общих показателей работы механизмов грузоподъемных машин, характеризовались громоздким математическим аппаратом вычислений и сложными компьютерными программами, использование которых производственникам затруднено.

В опубликованных работах мало уделено внимание тщательному анализу работы механизма в период пуска и торможения с учетом динамических показателей, роль и влияние

муфты на динамику пуска.

Цель работы – выявить и определить динамические инерционные моменты в период пуска механизма или машины, их воздействие на элементы передачи и источник привода, роль муфты в динамике, предложить практические решения по уменьшению динамических величин.

Исследование и анализ результатов. В качестве исследования примем устройство, сконструированное на базе пространственного четырехзвенного механизма с вращательными шарнирами, относящееся к новому направлению в теории пространственных механизмов, это универсальный смеситель-галтователь. Выбором устройства охватываем два важных момента: исследование динамики периода пуска машины и исследование конкретного нового пространственного смесителя.

Конструкция смесителя включает раму 1, на которой установлен электродвигатель 2, соединенный посредством муфты 3 с редуктором 4 (рисунок 1, верхний). На раме 1 установлены стойки 5 и 6, в стаканах которых шарнирно расположены пространственные кривошипы 7,8, последние также шарнирно соединены с пальцами 9 и 10 корпуса емкости 11. Пальцы 9 и 10 жестко установлены на корпусе емкости под углом скрещивания α на кратчайшем расстоянии ℓ , кривошипы имеют другой угол β скрещивания и длину ℓ_1 . Параметры смесителя связаны между собой соотношением:

$$\ell/\ell_1 = \sin \alpha / \sin \beta. \quad (1)$$

В корпус емкости 11 вставляется сменный контейнер 12 с обрабатываемым материалом и закрепляемым там винтовым прижимом 13.

Шарнирные соединения кривошипов выполнены на подшипниках скольжения (как

показано на рисунке) или подшипниках качения, что предпочтительнее в производственных смесителях.

При динамическом исследовании смесителя использованы положения динамики машин: метод кинестатики, приведение сил и моментов к одному звену, принцип Даламбера, условие равновесия сил и моментов из теоретической механики.

Поставленная задача решается приведением сил и моментов к ведущему звену-ротору электродвигателя с жестко закрепленными с ним муфтой и ведущим валом редуктора. Здесь многозвенный механизм смесителя заменяется эквивалентным по действию двухзвенным механизмом, кинематическая схема которого показана на рисунке 1, нижний.

Уравнение равновесия ротора двигателя моментов при пуске запишется [13]:

$$M_n - M_c - M_e = 0, \quad (2)$$

где M_n – активный момент ротора электродвигателя, Н·м;

M_c – статический момент от сил трения, приведенный к ротору, Н·м;

M_e – инерционный момент от вращающихся частей привода, приведенный к ротору, Н·м.

Значения моментов представим через параметры смесителя, так, статический момент от трения в шарнирах кривошипов, приведенный к валу электродвигателя, определится [13]:

$$M_c = \frac{4 m \omega^2 \ell \cdot 0,5 d_u f'}{u_p \eta_o}, \quad (3)$$

где m – масса груза в контейнере, кг;
 ω – угловая скорость кривошипов (емкости, $\omega = \pi n / 30$), рад/с;

u_p – передаточное отношение редуктора;

ℓ – длина кривошипов, м;

d_u – диаметр цапфы шарнирного соединения, м;

f' – приведенный коэффициент трения в цапфах;

η_o – общее значение КПД ($\eta_o = \eta_p \eta_m$, здесь η_p – КПД редуктора; η_m – КПД муфты).

Момент M_e от вращающихся частей привода составит,

$$M_e = (1,1 \dots 1,2) J_1 \varepsilon_1 = \delta J_1 \varepsilon_1 = \delta J_1 \frac{\omega}{t_n}, \quad (4)$$

где δ – коэффициент, учитывающий моменты инерций второго и последующих валов передачи ($\delta = 1,1 \dots 1,2$);

J_1 – момент инерции первого вала с закрепленными на нем муфтой и первым валом редуктора, кгм² ($J_1 = J_p + J_m + J_{1p}$, где J_p – момент инерции ротора электродвигателя, J_m – момент инерции муфты, J_{1p} – момент инерции первого

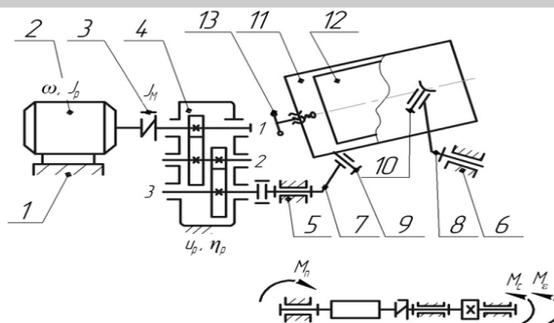


Рисунок 1 – Схема смесителя

вала редуктора – нет сведений);

ω – угловая скорость вала электродвигателя, рад/с;

t_n – время пуска электродвигателя, с.

Таким образом, уравнение движения ротора в первый период работы запишется:

$$M_n - M_c - \delta J_1 \frac{\omega}{t_n} = 0. \quad (5)$$

Из выражения (5) определяется время пуска t_n ,

$$t_n = \frac{\delta J_1 \omega}{M_n - M_c}. \quad (6)$$

Для примера примем следующие параметры смесителя: вместимость контейнера – 80 л, масса загружаемого материала – 60 кг, частота вращения кривошипов $n_k = 120$ мин⁻¹ ($\omega_k = \pi n_k / 30 = 3,14 \cdot 120 / 30 = 12,56$ рад/с), $\ell = 200$ мм – длина кривошипов; диаметр цапфы $d_u = 30$ мм; приведенный коэффициент трения $f' = 0,23$.

Определяется момент трения в шарнирах звеньев по выражению (3),

$$M_c = \frac{4 m \omega_k^2 \ell \cdot 0,5 d_u f'}{u_p \eta_o} = \frac{4 \cdot 60 \cdot 12,56^2 \cdot 0,2 \cdot 0,015 \cdot 0,23}{u_p \eta_o} = \frac{26,12}{u_p \eta_o} \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как редуктор еще не определен, то передаточное отношение его пока неизвестно. Данный момент трения получен только в шарнирах кривошипов и потери в редукторе и муфте, ориентировочно можно принять $\eta = 0,8$, мощность на трение будет определена выражением,

$$N = \frac{M_c \omega_k}{\eta_o} = \frac{26,12 \cdot 12,56}{0,8} = 410,1 \text{ Вт} = 0,41 \text{ кВт}.$$

По мощности $N = 0,41$ кВт подбирается электродвигатель мощностью чуть больше расчетной, выбран тип АО2-21-6, мощность $N_s = 0,8$ кВт, $n = 930$ мин⁻¹ ($\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 930 / 30 = 97,34$ рад/с);

$M_{\max} / M_n = 2,2$; $M_{\min} / M_n = 1,5$; $d_b = 22$ мм; $J_p = 0,0047$ кгм²;

$M_n = 1000 N / \omega = 1000 \cdot 0,8 / 97,34 = 8,22$ Н·м.

Определяется передаточное отношение редуктора $u_p = n / n_k = 930 / 120 = 7,75$ и по $u_p = 7,75$ подбирается редуктор РМ-250 у которого $u_p = 8,23$, $d_b = 30$ мм. Теперь, зная передаточное отношение редуктора можно определить при-

веденный к ротору электродвигателя статический момент от трения в цапфах по формуле,

$$M_c = \frac{4m\omega_k^2 \ell \cdot 0,5d_r f'}{c_p n_o} = \frac{4 \cdot 60 \cdot 12,56^2 \cdot 0,2 \cdot 0,015 \cdot 0,23}{8,23 \cdot 0,8} = \frac{26,12}{6,584} = 3,96 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Производится выбор муфты по моменту $M = k \cdot M_b$ с учетом соединяемых валов электродвигателя $d_3 = 22$ мм и вала редуктора $d_p = 30$ мм, $k = 2 - 4$, (примем $k = 3$).

$M_b = 1000N / w = 1000 \cdot 0,8 / 97,34 = 8,22$ Н·м. и по $M = 3 \cdot 8,22 = 24,66$ Н·м с учетом d (22, 30) мм выбирается муфта МУВП-4, у которой $M = 230$ Н·м, $J = 0,028$ кгм², d (от 22 до 38) мм.

Определяется время пуска по выражению (6), где входит значение M_n и которое для электродвигателя А02 определяется, $M_n = (M_{max} + M_{min}) / 2 = (2,2 \cdot 8,22 + 1,5 \cdot 8,22) / 2 = 15,2$ Н·м.

$$t_n = \frac{\delta J_1 \omega}{M_n - M_c} = \frac{1,2 \cdot (0,0047 + 0,028) \cdot 97,34}{15,2 - 3,96} = \frac{3,82}{11,24} = 0,34 \text{ с.}$$

Приведенный к валу электродвигателя инерционный момент от вращающихся элементов смесителя определится по выражению (4):

$$M_\varepsilon = \delta J_1 \frac{\omega}{t_n} = \frac{1,2 \cdot (0,0047 + 0,028) \cdot 97,34}{0,34} = 11,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Таким образом, приведенный к ротору статический момент M_c равен 3,96 Н·м, а инерционный момент M_ε равен 11,24 Н·м, т.е. он почти в три раза больше статического момента и его необходимо уменьшать.

Статическая мощность двигателя составит,

$$N_c = \frac{M_c \omega}{1000} = \frac{3,96 \cdot 97,34}{1000} = 0,385 \text{ кВт},$$

а динамическая мощность:

$$N_\varepsilon = \frac{M_\varepsilon \omega}{1000} = \frac{11,24 \cdot 97,34}{1000} = 1,1 \text{ кВт}.$$

Пиковое значение мощности нежелательно как для самого двигателя, так и для элементов привода, так как на них значительно возрастают силовые напряжения. Как видно из полученных выражений, при неизменном моменте инерции и номинальной частоте вращения, величина инерционного момента, соответственно и мощность будут определяться величиной времени пуска, которое для данного электродвигателя также будет величиной неизменной.

Для уменьшения инерционного момента можно увеличить время пуска осуществлением связи вала электродвигателя и вала смесителя через упругие элементы, позволяющие передавать движение с некоторым увеличением времени разгона.

С введением упругого элемента схема смесителя представляет собой двухмассовую систему, соединенную упругим звеном какой-то жесткости C .

Тогда дифференциальные уравнения движения смесителя в период пуска можно представить в виде:

$$\begin{aligned} J_p \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + (\varphi_1 - \varphi_2) C &= M_n, \\ J_M \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - (\varphi_1 - \varphi_2) C &= 0, \end{aligned} \quad (7)$$

где J_p, J_M – моменты инерции ротора электродвигателя и муфты, кгм²;

φ_1 и φ_2 – угловые координаты вала электродвигателя и вала передачи;

C – приведенная жесткость упругого звена, Н·м/рад;

M_n – пусковой момент электродвигателя, Н·м.

Умножая первое уравнение на J_M , а второе на J_p , вычтя второе из первого, заменяя $\varphi_1 - \varphi_2 = \varphi$, преобразуя, решая и подставляя начальные условия, имеем значение угла максимальной деформации упругого звена:

$$\varphi_{max} = \frac{2 M_n \cdot J_M}{C (J_p + J_M)} + \frac{M_c}{C}. \quad (8)$$

В нашем примере $M_n = 15,2$ Н·м; $J_M = 0,028$ кгм²; $C = 2,8$ Н·м/рад; $J_p = 0,0047$ кгм²; $M_c = 3,96$ Н·м; $t_n = 0,34$ с; $J_1 = (0,0047 + 0,028) = 0,0327$ кгм².

Угол максимальной деформации упругого звена муфты (формула 8) определится,

$$\varphi_{max} = \frac{2 \cdot 15,2 \cdot 0,028}{2,8(0,0047 + 0,028)} + \frac{3,96}{2,8} = \frac{0,851}{0,0915} + \frac{3,96}{2,8} = 9,300 + 1,4214 = 10,714 \text{ рад}$$

Время деформации упругого звена составит:

$$t_\delta = \varphi_{max} / \omega = 10,714 / 97,34 = 0,110 \text{ с.}$$

Время пуска с учетом времени деформации упругого звена равно,

$$t = t_n + t_\delta = 0,34 + 0,11 = 0,45 \text{ с.}$$

Инерционный момент при наличии упругой муфты составит,

$$M_\varepsilon = \delta J_1 \frac{\omega}{t} = \frac{1,2 \cdot (0,0047 + 0,028) \cdot 97,34}{0,45} = 8,48 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Как видно из примера, упругий элемент снижает инерционный момент с 11,24 Н·м до 8,48 Н·м, т.е. уменьшает динамическую составляющую на 24,5%.

Таким образом, при конструировании машин (смесителей) необходимо и целесообразно соединять вал электродвигателя с валом передачи через упругий элемент, снижающий динамическую нагрузку во время пуска и одновременно компенсирующий несоосность и перекос соединяемых валов.

Второй вариант снижения инерционного момента от вращающихся элементов привода, наиболее эффективный, следует из вышеприведенного анализа. Суть его заключается в том, что можно вообще исключить соединительную муфту из конструкции, т.е. привод

осуществлять через мотор-редуктор. В этом случае ведущая шестерня редуктора посажена непосредственно на вал электродвигателя, а корпус электродвигателя закреплен на корпусе редуктора и выходной вал мотор-редуктора соединен непосредственно с рабочим органом.

В этом случае момент инерции будет определен формулой (4), где момент создается только ротором электродвигателя, и равен

$$M_e = \delta I_1 \frac{\omega}{t_n} = \frac{\delta I_r \omega}{t_n} = \frac{1,2 \cdot 0,0047 \cdot 97,34}{0,34} = \frac{0,549}{0,34} = 1,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

При соединении муфтой типа МУВП этот момент был равен 11,24 Н·м, при соединении без муфты этот момент равен 1,61 Н·м, т.е. инерционный момент снижен в семь раз.

Нами этот вариант уменьшения инерционного момента эффективно применен в конструкции пространственного производственного смесителя, фото которого представлено на рисунке 2.

Смеситель включает раму, на которой закреплены две вертикальные стойки. В стакане правой стойки шарнирно размещен ведомый кривошип, шарнирно соединенный с корпусом емкости.

На левой вертикальной стойки закреплен мотор-редуктор, выходной вал которого соединен с ведущим пространственным кривошипом, последний шарнирно соединен с корпусом емкости. Емкость на торцах имеет люки для загрузки и разгрузки перемешиваемого материала. При работе смесителя емкость с перемешиваемым материалом совершает сложное пространственное движение, в результате чего происходит интенсивное перемешивание компонентов в емкости с образованием однородной по составу смеси за 2...3 минуты работы.

Как отмечено выше, инерционный момент от вращающихся частей привода в период пуска уменьшен в семь раз, чем значительно снижается пусковые нагрузки на электродвигатель и элементы привода.

Следующий вариант уменьшения пускового момента заключается в уменьшении массы соединительной муфты использованием композиционных материалов. В нашей стране имеется опыт применения композиционных материалов в автомобилестроении, авиации и других разделах техники по уменьшению массы машин и приборов. Изготовление изделий из композиционных материалов не вызывает особых трудностей.

Для изготовления муфт можно рекомендовать следующие материалы: углеродные волокна и карбон. Изделия из углеволокна имеют небольшую массу и обладают высокой прочностью, их масса в 5 раз меньше массы стали и в 1,8 раза легче массы алюминия, а карбон по прочности превосходит сталь в 12,5 раз, по массе меньше в 6 раз.

Композитный материал для изготовления

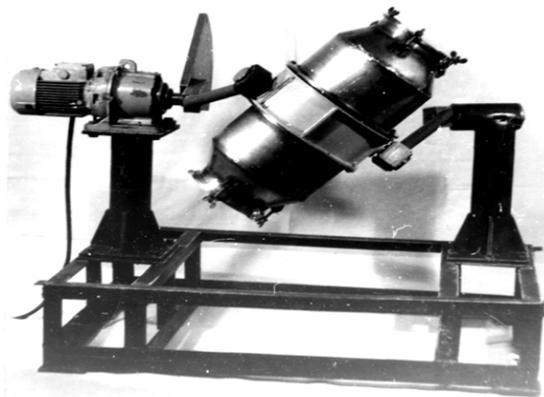


Рисунок 2 – Фото производственного смесителя

муфт превосходит по всем показателям традиционный материал из стали.

В Татарстане много организаций, занимающихся изготовлением изделий из композитных материалов: «Татнефть-Пресскомпозит», авиационный завод «Капо-Композит», «Татхим Пласт», центр композитных технологий КНИТУ-КАИ и др.

Выводы.

1. При работе различных машин в период пуска возникают кратковременные пусковые нагрузки от вращающихся элементов привода. Пиковые нагрузки отрицательно действуют как на элементы механизма, так и на источник привода – электродвигатель.

2. Инерционный момент от вращающихся элементов привода в несколько раз превышает таковой от статического момента и его необходимо уменьшать.

3. Введение упругого элемента в муфте снижает момент инерции муфты на 24%.

4. Эффективно исключение соединительной муфты из конструкции, т.е. привод рабочего органа осуществлять через мотор-редуктор. В этом случае момент инерции при пуске от вращающихся элементов уменьшается в семь раз.

5. Перспективно для уменьшения момента изготовления конструкции муфты из композитных материалов, например, из углеродного волокна или карбона, масса которых более чем в 6 раз меньше, а прочность более чем в 12 раз больше, чем у изделий из стали.

6. Уменьшить пусковой момент можно увеличением времени пуска и разгона посредством регулирования частоты вращения электродвигателя. Изменять частоту вращения вала электродвигателя возможно несколькими способами: посредством изменения напряжения питания, переключением обмоток статора со звезды на треугольник, изменением числа пар полюсов, дополнительным сопротивлением в цепи ротора, посредством универсальных многоабаритных преобразователей векторного типа серии PROSTAR PR61100 для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором.

Литература

1. Анферов В. Н., Демиденко О. В., Кузнецов С. М., Серов М. Ю., Васильев С. И. Экономико-математическая модель работы стреловых кранов // Строительные и дорожные машины. 2014. № 4. С. 35 – 40.

2. Абрамов Б. Н., Гнездилов С. Г. Исследование динамических нагрузок мостового крана при работе механизма подъема: М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2013. 55 с.
3. Мандровский К. П. Анализ динамики грузоподъемных кранов методом приведенных расчетных схем: М.: МАДИ, 2014. 16 с.
4. Колода С. Ф. Расчет и конструирование крановых механизмов / Мариуполь: Приазовский государственный технический университет, Азовье, 2011. 345 с.
5. Александров М. П., Л. Н. Колобов, И. Н. Лобов и др. Грузоподъемные машины. М.: Машиностроение, 2000. 400 с.
6. Анферов В. Н., Кузнецов С. М., Васильев С. И. Имитационная модель оценки организационно-технологической надежности работы стреловых кранов // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2013. № 1 (649). С. 70 – 78.
7. Москаленко В. В. Привод электрический. М.: Изд-во ИЦ «Академия», 2005. 368 с.
8. Герасимьяк Р. П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р. П. Герасимьяк В. А., Лещев. Одесса: СМИЛ, 2008. 192 с.
9. Замалиев Ф.С. Напряженное состояние преднапряженных сталежелезобетонных балок от действия эксплуатационных нагрузок // Известия КазГАСУ, №3(41). 2017. С. 87-97.
10. Бухгольц Н. Н. Основной курс теоретической механики. Ч.1, СПб.:, 2009. 480 с. ; Ч.2. СПб.: Лань, 2009. 336 с.
11. Perez A. and McCarthy J. M. Dimensional Synthesis of Bennett Linkages, Transactions of the ASME, Vol. 125, 2003. P. 98-104.
12. Hofmann S., Storz M. Doppelschraubgetriebe // Sonderdruck aus Ant-riebstechnik 34, 1995. № 8.
13. Мудров А. Г. Анализ работы механизма подъема грузоподъемных машин // Вестник КазГАУ. № 2, 2015. С. 66 -70.

Сведения об авторе:

Мудров Александр Григорьевич – доктор технических наук, e-mail: Alexmudrov42@rambler.ru.
ФГБОУ ВО «Казанский государственный архитектурно-строительный университет», г. Казань, Россия.

DYNAMICS OF STARTING MACHINES

Mudrov A.G.

Abstract. The operation of any machine includes three periods of operation: start and acceleration, steady motion, braking and stopping. During periods of start-up and braking, large dynamic loads occur, adversely affecting the strength of machine elements and the overloading of the drive source. The purpose of the study is to determine the dynamic loads during the start-up of the machine and to find options for reducing them. The mathematical values of dynamic loads are determined by the example of a spatial mixer from rotating elements of the drive. It has been established that the dynamic moments from the rotating elements of the drive are several times greater than those from static loads. Practical methods are shown to reduce these loads using an elastic coupling, removing the coupling from the structure, manufacturing it from composite materials, and increasing the start-up time of the electric motor. The significance of the results obtained for machines using transmissions through couplings consists in a substantial reduction of the influence of dynamic loads during start-up on the elements and source of the drive and an increase in the service life and productivity of the machines as a whole.

Key words: variable angular velocity, acceleration, dynamic loads from rotating drive elements, composite materials.

References

1. Anferov V. N., Demidenko O. V., Kuznetsov S. M., Serov M. Yu., Vasilev S. I. Economic and mathematical model of the operation of jib cranes. [Ekonomiko-matematicheskaya model raboty strelovykh kranov]. // *Stroitelnye i dorozhnye mashiny. - Building and road machines.* 2014. №4. P. 35 – 40.
2. Abramov B. N., Gnezdilov S. G. *Issledovanie dinamicheskikh nagruzok mostovogo kрана pri rabote mekhanizma podema.* [Investigation of dynamic loads of a bridge crane during the operation of the lifting mechanism]. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2013. P. 55.
3. Mandrovskiy K. P. *Analiz dinamiki gruzopodnykh kranov metodom privedennykh raschetnykh skhem.* [Analysis of the dynamics of load-lifting cranes by the method of the given calculation schemes]. М.: МАДИ, 2014. P. 16.
4. Koloda S.F. *Raschet i konstruirovaniye kranovykh mekhanizmov.* [Calculation and design of crane mechanisms]. Мариуполь: Приазовский государственный технический университет, Azove, 2011. P.345.
6. Aleksandrov M.P., L.N. Kolobov, I.N. Lobov and others. *Gruzopodemnye mashiny.* [Lifting machines]. М.: Mashinostroenie, 2000. P. 400.
5. Anferov V. N., Kuznetsov S. M., Vasilev S. I. A simulation model for assessing the organizational and technological reliability of jib cranes. [Imitatsionnaya model otsenki organizatsionno-tekhnologicheskoy nadezhnosti raboty strelovykh kranov]. // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. - Stroitelstvo Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii.* Building.2013. №1 (649). P. 70 – 78.
6. Moskalenko V. V. *Privod elektricheskoy.* [Electric driving gear]. М.: Изд-во ИЦ “Академия”, 2005. P. 368.
7. Gerasimyak R. P. *Analiz i sintez kranovykh elektromekhanicheskikh sistem.* [Analysis and synthesis of crane electromechanical systems]. / R. P. Gerasimyak V. A., Leshev. Odessa: SMIL, 2008. P. 192.
8. Zamaliev F.S. Napryazhennoe sostoyaniye prednapryazhennykh stalezhelezobetonnykh balok ot deystviya ekspluatatsionnykh nagruzok. [The stress state of prestressed steel-beam reinforced concrete beams from the action of operational loads]. *Izvestiya KazGASU. - Proceedings of KSUAE.* №3(41). 2017. P. 87-97.
9. Bukhgoltz N. N. *Osnovnoy kurs teoreticheskoy mekhaniki. Ch.1,* [Basic course of theoretical mechanics. Part 1]. Изд-во СПб.:, 2009. 480; Ч.2, изд-во СПб.: Лань, 2009. P. 336.
10. Perez A. and McCarthy J. M. Dimensional Synthesis of Bennett Linkages, Transactions of the ASME, Vol. 125, 2003. P. 98-104.
11. Hofmann S., Storz M. Doppelschraubgetriebe // Sonderdruck aus Ant-riebstechnik 34, 1995. № 8.
12. Mudrov A. G. Analysis of the operation of the lifting mechanism of load-lifting machines. [Analiz raboty mekhanizma podema gruzopodemnykh mashin]. // *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – The Herald of Kazan State Agrarian University.* №2, 2015. P. 66 -70.

Author:

Мудров Александр Григорьевич – Doctor of Technical Sciences, e-mail: Alexmudrov42@rambler.ru
Kazan State University of Architecture and Engineering, Kazan, Russia.