

УДК 621.863

Мудров Александр Григорьевич

доктор технических наук, профессор

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Снижение пиковых нагрузок при пуске механизма подъема груза в кранах

Аннотация

Постановка задачи. Работа механизмов подъема груза строительных кранов относится к повторно-кратковременному режиму работы, который характеризуется количеством включений от 60 до 360 в час, в зависимости от режима работы. Каждый цикл имеет три периода работы: пуск и разгон, установившееся движение, торможение и остановка. В периоды пуска и торможения груза возникают большие динамические нагрузки от подъема груза и от вращающихся частей привода, отрицательно влияющие на прочность элементов механизма и перегрузку источника привода. Цель исследования – найти варианты снижения динамических нагрузок в механизме подъема.

Результаты. Проведен расчет механизма подъема груза по заданным параметрам. Определены математические значения динамических нагрузок от подъема груза и от вращающихся элементов привода. Установлено, что динамические моменты от вращающихся элементов привода в 19 раз больше таковых от подъема груза. Показаны практические методы уменьшения пиковых нагрузок уменьшением момента инерции соединительной муфты, изготовлением ее из композитных материалов и увеличением времени пуска электродвигателя.

Выводы. Значимость полученных результатов для строительной отрасли заключается в существенном снижении влияния динамических нагрузок во время пуска и торможения на элементы и источник привода, и увеличение ресурса его работы и производительности за счет использования композитных материалов для изготовления муфты.

Ключевые слова: переменная линейная и угловая скорости, ускорение, динамические нагрузки от переменных скоростей подъема и вращения элементов привода, композитные материалы.

Введение

Строительные грузоподъемные машины имеют циклический характер работы, который характеризуется повторно-кратковременным режимом. Госгортехнадзор определил пять режимов работы (групп режима): ручной, Л (1,2,3), С (4), Т (5) и ВТ(6).. Особенность режимов заключается в количестве включений в час. Так, при легком режиме происходит 60 включений в час, при среднем-120 включений, при тяжелом – 240 и при весьма тяжелом – 360 включений в час.

Как видно из примера числа включений, один цикл работы при весьма тяжелом режиме составляет в среднем 10 секунд. Сюда входят периоды: пуск и разгон, установившееся движение, торможение и остановка. Периоды с переменной скоростью движения относятся к нестационарному режиму, при котором возникают большие динамические давления от того, что звенья механизма подъема в эти периоды имеют переменные скорости движения, в результате чего возникают ускорения и соответственно движению силы или моменты инерции.

Известны теоретические исследования динамики и моделирование привода механизма подъема [1], экономико-математическая модель работы крана [2], расчет и конструирование кранов [3, 4], расчет конструкций и теория электропривода кранов [5-7], 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 производителям затруднено.

В опубликованных материалах мало внимания уделено тщательному анализу работы механизма подъема в период пуска и торможения с учетом динамических показателей, тому, какие инерционные моменты наиболее опасны, каким образом их можно практически уменьшить.

Цель работы – рассчитать механизм подъема, выявить и определить динамические инерционные моменты в период пуска механизма подъема, их воздействие на элементы передачи и источник привода, предложить практические решения по уменьшению их величин.

Исследование и анализ результатов

Исходными данными для расчета механизма подъема должны быть заданы:

- грузоподъемность Q , т (примем $Q=3,5$ т);
- скорость подъема груза v , м/с (примем $v=0,1$ м/с);
- высота подъема H , м (примем $H=5$ м);
- режим работы ПВ, % (примем ПВ ≤ 15 % – легкий режим).

Расчет механизма подъема производится в следующей последовательности.

1. В зависимости от значения грузоподъемности $Q=3,5$ т и скорости подъема груза $v=0,1$ м/с назначается схема подвеса груза – тип и кратность полиспаста, примем одинарный полиспаст кратностью $i=3$, КПД блока $h_{бл}=0,98$.

2. Определяется максимальное натяжение S_{max} в канате по формуле:

$$S_{max} = \frac{mg}{i_n \eta} = \frac{3500 \cdot 9,81}{3 \cdot 0,94} = 12175 \text{ Н} = 12,17 \text{ кН}, \quad (1)$$

где mg – вес груза, Н; i_n – кратность полиспаста; h – КПД полиспаста ($h=0,94$).

3. Определяется диаметр каната d_k по выражению:

$$S_{max} \cdot n \leq S = 12,17 \cdot 5,0 = 60,85 \text{ кН},$$

где n – коэффициент запаса (для легкого режима $n=5,0$); S – разрывное усилие в канате.

Подходит канат диаметром 11,0 мм, у которого разрывное усилие $S=65,8$ кН.

4. Определяется диаметр барабана и блоков по выражению, ($e=20$ по Госгортехнадзору для легкого режима):

$$D_b \geq d_k \cdot e \geq 11,0 \cdot 20 \geq 220 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр барабана и блоков, равным 250 мм.

5. Определяется мощность на подъем груза:

$$N = mg \cdot V / 1000 = 3500 \cdot 9,81 \cdot 0,1 / 1000 = 3,4 \text{ кВт}.$$

6. Определяется мощность электродвигателя:

$$N_g = N / h_0 = 3,4 / 0,8 = 4,25 \text{ кВт}.$$

7. По $N_g=4,25$ кВт с учетом ПВ=15 % подбирается электродвигатель мощностью меньше или равной расчетной из серий АОС2, МТК, МТФ. Подходит электродвигатель МТК-111-6, у которого $N_g=3,5$ кВт, $n=875$ мин⁻¹ ($\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 875 / 30 = 91,6$ рад/с), $J=0,045$ кгм², $M_k=105$ Н·м, $M_{max}=105$ Н·м, $M_n=0,5(M_k + M_{max}) \cdot 0,85^2 = 0,5(105+105) \cdot 0,72 = 75,8$ Н·м, $d_b=35$ мм.

8. Определяется угловая скорость вращения барабана:

$$\omega_b = 2v i_n / D_b = 2 \cdot 0,1 \cdot 3 / 0,25 = 2,4 \text{ рад/с}.$$

9. Определяется передаточное отношение редуктора:

$$u_p = \omega / \omega_b = 91,6 / 2,4 = 38,16.$$

10. Производится подбор редуктора по $u_p=38,16$ с учетом частоты вращения вала электродвигателя $n=875$ мин⁻¹, ПВ=15 % и $N_g=3,5$ кВт.

Подходит ближайший по передаточному отношению и другим параметрам редуктор РМ-350-11, у которого $u_p=40,17$, $N_p=3,6$ кВт, $d_g=40$ мм – конический.

11. Определяется КПД редуктора, по формуле:

$$h_p = h_{zn}^2 \cdot h_{nm}^3 = 0,98^2 \cdot 0,99^3 = 0,93.$$

Уточняется общее значение КПД привода:

$$h_0 = h_n \cdot h_b \cdot h_m \cdot h_p = 0,94 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,93 = 0,85.$$

12. Так как передаточное отношение выбранного редуктора равно $u_p=40,17$, а расчетное значение равно $u_p=38,16$, то скорость подъема груза не будет равна заданной величине $v=0,1$ м/с, по этой причине несовпадение передаточных отношений корректируется диаметром барабана, для этого определяется угловая скорость барабана при выбранном редукторе, т.е.:

$$\omega_6 = w/u_p = 91,6/40,17 = 2,28 \text{ рад/с.}$$

Уточняется действительный диаметр барабана:

$$D_6 = 2vi/\omega_6 = 2 \cdot 0,1 \cdot 3/2,28 = 0,263 \text{ м} = 263 \text{ мм.}$$

13. Производится выбор муфты по моменту $M = \kappa \cdot M_6$ с учетом соединяемых валов электродвигателя $d_3=35$ мм и вала редуктора $d_p=40$ мм, $\kappa = 2-4$, (примем $\kappa=3$), $M_6 = 1000N/w = 1000 \cdot 3,5/91,6 = 38,21$ Н·м. и по $M = 3 \cdot 38,21 = 114,6$ Н·м с учетом d (35, 40) мм выбирается муфта МУВП-6, у которой $M = 700$ Н·м, $J = 0,188$ кгм², $D_{му} = 300$ мм, $d =$ (от 35 до 55) мм.

14. Производится подбор колодочного тормоза нормально замкнутого типа по формуле $M_m = \kappa_p M_c^m$ с учетом диаметра тормозного шкива (с полудиском муфты $D_{му} = 300$ мм) и ПВ=15 %. $\kappa_p = 1,5$ по Госгортехнадзору для легкого режима, $M_c^m = mgD_6 h_0/2u_0 = 3500 \cdot 9,81 \cdot 0,263 \cdot 0,85/2 \cdot 40,17 \cdot 3 = 31,84$ Н·м и $M_m = \kappa_p M_c^m = 1,5 \cdot 31,74 = 47,76$ Н·м.

По $M_m = 47,76$ Н·м с учетом $D_{му} = 300$ мм и ПВ=15 % подбирается тормоз ТКТ-300/200, у которого $M_m = 240$ Н·м и $D_{му} = 300$ мм, и ПВ=15 %.

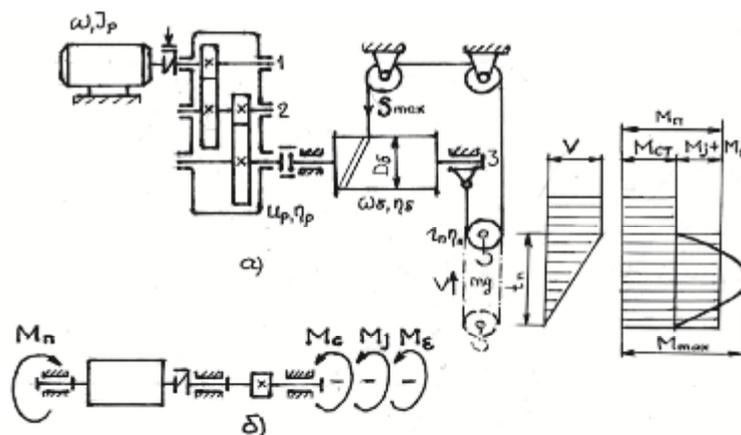


Рис. Схема рассчитанного механизма подъема груза

Рассчитанный механизм подъема представлен на рис. 1а.

Механизм подъема включает электродвигатель, соединительную муфту с тормозным шкивом, редуктор типа РМ или Ц-2, барабан и полиспаст.

На правой стороне рисунка изображен график изменения скорости V подъема груза от начала движения за время t_n до постоянной скорости V подъема и графики действующих моментов.

При динамическом исследовании механизма подъема использованы положения динамики машин: метод кинетостатики, 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 подъема заменяется эквивалентным по действию двухзвенным механизмом, кинематическая схема которого показана на рис.1б.

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

$$M_n - M_c - M_j - M_\epsilon = 0, \quad (2)$$

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

M_c — статический момент от поднимаемого груза и сил трения, Н·м;

M_j — инерционный момент от подъема груза с переменной скоростью, Н·м;

M_ϵ — инерционный момент от вращающихся частей привода, Н·м.

Значения моментов представим через параметры рассчитанного механизма подъема, так:

$$M_c = \frac{mgD_6}{2u_0h_0}, \quad (3)$$

где mg – вес груза, Н;

D_6 – диаметр барабана, м;

u_0 – общее передаточное отношение ($u_0 = u_p \cdot i_n$ – здесь u_p – передаточное отношение редуктора; i_n – кратность полиспаста);

η_0 – общее значение КПД ($\eta_0 = \eta_p \eta_6 \eta_m \eta_n$, здесь η_p – КПД редуктора; η_6 – КПД барабана; η_m – КПД муфты; η_n – КПД полиспаста).

Момент, возникающий от подъема груза с неравномерной скоростью равен:

$$M_j = \frac{mgD_6 \omega D_6}{2u_0h_0 2u_p g t_n} = M_c \frac{\omega D_6}{2u_p g t_n}, \quad (4)$$

где ω – угловая скорость вала электродвигателя, рад/с;

t_n – время пуска механизма подъема, с.

Момент M_e от вращающихся частей привода составит:

$$M_e = (1,1 \dots 1,2) J_1 e_1 = d J_1 e_1 = d J_1 \frac{\omega}{t_n}, \quad (5)$$

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

J_1 – момент инерции первого вала, 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 вала редуктора – нет сведений).

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

$$M_n - M_c - M_c \frac{\omega D_6}{2u_p g t_n} - d J_1 \frac{\omega}{t_n} = 0. \quad (6)$$

Статический момент сопротивления будет равен:

$$M_c = \frac{mgD_6}{2u_0h_0} = \frac{3500 \times 9,81 \times 0,263}{2 \times 40,17 \times 3 \times 0,85} = 44,07 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент инерции от подъема груза в период пуска составит:

$$M_j = M_c \frac{\omega D_6}{2u_p g t_n} = \frac{44,07 \times 91,6 \times 0,263}{2 \times 40,17 \times 9,81 \times 0,7} = \frac{1061,68}{551,69} = 1,92 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент от вращающихся элементов привода, ($J_1 = J_p + J_m + J_{1p} = 0,045 + 0,188 = 0,233$ кгм²):

$$M_e = d J_1 \frac{\omega}{t_n} = \frac{1,2 \times 0,233 \times 91,6}{0,7} = 36,59 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Анализ цифровых значений моментов показал, что момент инерции M_e от вращающихся частей привода равен 36,59 Н·м, а от подъема груза M_j – 1,92 Н·м., т.е. момент от вращающихся деталей больше в 19 раз момента от подъема груза.

Из этого следует, что необходимо в первую очередь уменьшать момент инерции муфты.

Снижение момента инерции соединительной муфты, существенно влияет на пиковую динамическую нагрузку и дальнейшие действия в изыскании мер снижения момента инерции следует проводить в этом направлении.

В отечественном машиностроении имеется богатейший опыт применения композиционных материалов в космонавтике, авиации и других разделах техники по уменьшению массы машин и приборов. Изготовление изделий из композиционных материалов не вызывает особых трудностей и проблем.

Мы считаем, что необходимо использовать композиционные материалы и в строительной технике, в том числе и в механизмах подъема груза, механизмах передвижения и поворота для изготовления муфт.

Для изготовления муфт можно рекомендовать следующие материалы. В первую очередь можно использовать продукцию из углеродного волокна, используемую в автомобилестроении много лет. 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.

Другой материал – карбон по прочности превосходит сталь в 12,5 раз, по массе меньше в 6 раз.

Композитный материал для изготовления муфт превосходит по всем показателям традиционный материал из стали.

Например, изготовленная муфта диаметром 300 мм и толщиной торцовых стенок 50 мм из композитного материала углеволокна будет иметь момент инерции $0,013 \text{ кгм}^2$ и $J_I = J_p + J_m + J_{Ip} = 0,045 + 0,013 = 0,058 \text{ кгм}^2$.

$$M_e = dJ_1 \frac{w}{t_n} = \frac{1,2 \times 0,058 \times 91,6}{0,7} = 9,10 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент инерции от вращающихся элементов привода составит 9,10 Н·м, существенно уменьшается в сравнении с муфтой, изготовленной из стали.

К сведению, разработкой изделий из композиционных материалов деталей успешно занимается Центральный научно-исследовательский институт специального машиностроения, который является головной организацией в отрасли по разработке конструкций для оборонной техники.

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

Так образом, изготовить муфты для механизмов грузоподъемных машин не составит особого труда.

Второй способ уменьшения моментов инерции – увеличение времени пуска и разгона, которое определено из выражения (6):

$$t_n = \frac{M_c w D_6 + 2u_p g d J_1 w}{2u_p g (M_n - M_c)} = \frac{44,07 \times 91,6 \times 0,263 + 2 \times 40,17 \times 9,81 \times 1 \times 0,233 \times 91,6}{2 \times 40,17 \times 9,81 \times (75,8 - 44,07)} = 0,7 \text{ с}.$$

Увеличить время пуска можно несколькими способами.

Одним из перспективных способов является изменения частоты питающего напряжения посредством преобразователя частоты. Для этой цели можно использовать универсальные малогабаритные преобразователи векторного типа серии PROSTAR PR61100 для асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором.

Возможны и другие варианты изменения частоты вращения ротора: регулирование дополнительным сопротивлением цепи ротора, изменение напряжения, подводимого к обмотке статора, регулирование путем изменения числа пар полюсов и др.

Например, увеличение времени пуска на одну секунду от 0,7 до $t_n = 1,7$ с уменьшит момент инерции от вращающихся частей привода до величины:

$$M_e = dJ_1 \frac{w}{t_n} = \frac{1,2 \times 0,058 \times 91,6}{1,7} = 3,75 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Что существенно снизило момент от вращающихся частей привода.

Можно увеличить время пуска электродвигателя введением упругого элемента между полудисками соединительной муфты, при наличии которого система разгоняется в два этапа: сначала разгоняется электродвигатель до закручивания упругого элемента, затем деформируется упругий элемент, преодолевая сопротивление и динамическую нагрузку. Время дополнительного увеличения пуска зависит от угла закручивания упругого элемента и может варьировать в пределах 0,6-1,5 с.

Кроме того, упругий элемент компенсирует несоосность и перекос валов электродвигателя и редуктора, уменьшает ударные нагрузки в период пуска и торможения груза.

Заключение

1. Работа механизма подъема груза грузоподъемных кранов и машин относится к повторно-кратковременному режиму работы, при котором в период пуска и торможения груза возникают кратковременные пусковые нагрузки от приведенных моментов от поднимаемого груза с переменной скоростью и 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 19 раз превышает таковой от подъема груза и его необходимо уменьшать.

3. Одним из эффективных способов уменьшения момента от вращающихся элементов привода является уменьшение момента инерции муфты. Перспективно для этой цели изготовление 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.

4. Второй способ уменьшения момента от подъема груза и вращающихся элементов привода – увеличение 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.

5. Следующий способ увеличения времени пуска подъема груза – это введение упругого элемента в муфте, при наличии которого система разгоняется в два этапа: сначала разгоняется двигатель до закручивания упругого звена, затем деформируется упругое звено, преодолевая сопротивление и динамическую нагрузку.

Список библиографических ссылок

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. : 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, 2011. 345 с.
5. Александров М. П., Колобов Л. Н., Лобов И. Н. 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. : ИЦ «Академия», 2005. 368 с.
8. Герасимьяк Р. П., Лещев В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса : СМИЛ, 2008. 192 с.
9. Замалиев Ф. С. Напряженное состояние преднапряженных сталежелезобетонных балок от действия эксплуатационных нагрузок // Известия КГАСУ, № 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 КГАУ № 2, 2015. С. 66–70.

Mudrov Alexander Grigorjevich

doctor of technical sciences, professor

E-mail: Alexmudrov42@rambler.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Reduction of peak loads when starting the mechanism of lifting the load in the cranes

Abstract

Problem statement. The work of the lifting mechanisms of the load of building cranes refers to a re-short-term operation, which is characterized by the number of inclusions from 60 to 360 per hour, depending on the mode of operation. Each cycle has three periods of operation: start and acceleration, steady motion, braking and stopping. During the periods of starting and braking loads, there are large dynamic loads from the lifting of the load and from the rotating parts of the drive, which negatively affect the strength of the elements of the mechanism and the overload of the drive source. The purpose of the study is to find options for reducing dynamic loads in the lifting mechanism.

Results. Calculation of the mechanism of lifting the load according to the specified parameters is carried out. The mathematical values of the dynamic loads from the lifting of the load and from the rotating elements of the drive are determined. It is established that the dynamic moments from the rotating elements of the drive are 19 times greater than those from lifting the load. Practical methods of reducing peak loads by reducing the moment of inertia of the coupler, fabricating it from composite materials and increasing the starting time of the electric motor are shown.

Conclusions. The significance of the results obtained for the construction industry is to significantly reduce the effect of dynamic loads during start-up and braking on the elements and source of the drive, and increase the resource of its operation and productivity through the use of composite materials for the manufacture of the coupling.

Keywords: variable linear and angular velocities, acceleration, dynamic loads from variable speeds of lifting and rotation of drive elements, composite materials

References

1. Anferov V. N., Demidenko O. V., Kuznetsov S. M., Serov M. Yu., Vasilyev S. I. Economic and mathematical model of jib cranes operation // *Stroitel'nye I dorozhnye Mashiny*. 2014. № 4. P. 35–40.
2. Abramov B. N., Gnezdilov, S. G., Investigation of dynamic load of bridge crane with the lifting mechanism. M. : MSTU. H.E. Bauman. 2013. 55 p.
3. Mandrovskiy K. P. Analysis of the dynamics of cargo cranes by the method of reduced calculation schemes. M. : MADI, 2014. 16 p.
4. Koloda S. F. Calculation and design of crane mechanisms. Mariupol : Priazovsky state technical University, 2011. 345 p.
5. Alexandrov M. P., Kolobov L. N., Lobov I. N., etc. Hoisting machine. M. : Mechanical Engineering, 2000. 400 p.
6. Anferov V. N., Kuznetsov S. M., Vasilyev S. I. Imitating model of estimation of organizational-technological reliability of the jib cranes // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Stroitel'stvo*. 2013. № 1 (649). P. 70–78.
7. Moskalenko V. V. electric Drive. M. : IC «Academy», 2005. 368 p.
8. Gerasymiak R. P., Leshchev V. A. Analysis and synthesis of crane Electromechanical systems. Odessa : SMIL, 2008. 192 p.
9. Zamaliev F. S. the Stress state of prestressed concrete beams from the action of operational loads // *Izvestiya KGASU*. 2017. № 3 (41). P. 87–97.
10. Buchholz N. N. The main course of theoretical mechanics. Part 1.10 ed. SPb., 2009. 480 p.; Part 2. 7th ed. SPb. : Lan', 2009. 336 p.
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., Storm M. Doppelschraubgetriebe // *Sonderdruck aus Antriebstechnik* 34. 1995. № 8.
13. Mudrov A. G. Analysis of the operation of the lifting mechanism of hoisting machinery. // *Vestnik KGASU*. 2015. № 2. P. 66–70.