

УДК 621.873.1

*И. В. Лесковец, В. И. Сёмчен, А. Е. Науменко***РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЭЛЕКТРОТАЛИ**

UDC 621.873.1

*I. V. Leskovets, V. I. Semchen, A. E. Naumenko***CALCULATION OF PARAMETERS FOR THE LIFTING MECHANISM OF AN ELECTRIC HOIST****Аннотация**

Определена необходимость проектирования электроталей грузоподъемностью до 70 т. Проанализированы методики расчета параметров механизма подъема. Установлено, что отсутствуют четкие методики выбора кратности полиспаста, позволяющие достичь минимальной массы. Определен диапазон грузоподъемности, при котором кратность полиспаста не оказывает влияния на массу механизма. Выявлено, что увеличение кратности полиспаста приводит к значительному уменьшению требуемого вращающего момента. Установлены рекомендуемые кратности полиспаста при различных значениях грузоподъемности.

Ключевые слова:

электроталь, механизм подъема, кратность полиспаста, масса механизма подъема.

Abstract

The necessity of designing electric hoists with up to 70 tons lifting capacity has been determined. Methods for calculating parameters of the lifting mechanism have been analyzed. It has been established that there are no clear techniques for choosing the polyspast multiplicity which allow the minimum mass to be achieved. The range of lifting capacity has been determined, at which the polyspast multiplicity does not affect the mass of the mechanism. It has been found that an increase in the polyspast multiplicity leads to a significant reduction in the required torque. The recommended multiplicities of the polyspast have been established for various values of carrying capacity.

Keywords:

electric hoist, lifting mechanism, polyspast multiplicity, weight of lifting mechanism.

Электроталь – это наиболее простой и часто используемый для механизации работ в промышленности подъемный механизм. Широкое применение нашли электротали грузоподъемностью от 200 до 5000 кг. Как правило, в этих талиях используются барабаны с одноканатной навивкой, что обеспечивает простоту конструкции, изготовления, невысокие требования к условиям эксплуатации. Такие тали просты в ремонте и обслуживании.

Мировые тенденции, направленные на сокращение ресурсов, повышение производительности, снижение количества ручного труда, обуславливают по-

явление на рынке грузоподъемных механизмов электроталей с грузоподъемностью до 30000 и даже до 70000 кг [1].

Методики расчета механизмов электроталей разработаны ещё в XX в. [2]. При применении этих методик исходными данными при расчете механизма подъема электротали являются группа классификации, грузоподъемность и высота подъема груза. При использовании механизма с одноканатной навивкой на первом шаге расчета выбирается кратность полиспаста [2, 3]. В зависимости от заданной грузоподъемности ее рекомендуется выбирать из нескольких значений. При минимальной грузоподъ-



емности 200 кг кратность полиспаста принимают не более двух. При увеличении грузоподъемности кратность полиспаста может увеличиваться, однако практика показывает, что даже при грузоподъемности 20 т кратность полиспаста может составлять также два.

Кратность полиспаста оказывает влияние на конструктивные особенности механизма подъема, а также на его массу. Снижение массы механизма подъема уменьшает эксплуатационные затраты и может значительно улучшить показатели экономичности крана [2, 3]. Проведем анализ влияния кратности полиспаста на массу механизма подъема.

Для анализа будем использовать классическую методику расчета с применением матриц, которое обеспечивает программное приложение Mathcad [6].

В качестве исходных данных примем высоту подъема груза $H_{gr} = 10$ м, скорость подъема груза $V_c = 0,5$ м/с, КПД механизма подъема $\eta_n = 0,98$, грузоподъемность Q изменяется от 100 до 10000 кг с шагом 1000 кг.

По [2, 7, 8] выбираем диаметр канатов для всех вариантов грузоподъемности. При выборе используем несколько

вариантов кратностей полиспаста n_k от 2 до 6 с шагом один.

По выбранному диаметру каната на основе [7] определяем диаметр блоков для каждой кратности полиспаста и всего ряда грузоподъемности. Объем блока укрупненно находим по формуле

$$V_{bl} = \frac{3\pi \cdot D_{bl}^2 \cdot d_k}{4}, \quad (1)$$

где D_{bl} – диаметр блока, м; d_k – диаметр каната, м.

Примерную массу блоков определяем по формуле

$$m_{bl} = V_{bl} \cdot \rho \cdot N_{bl}, \quad (2)$$

где ρ – плотность стали, $\rho = 7880$ кг/м³; N_{bl} – количество блоков,

$$N_{bl} = n_k - 1, \quad (3)$$

где n_k – количество канатов, на которых висит груз.

Рассчитанная масса блоков приведена на рис. 1.

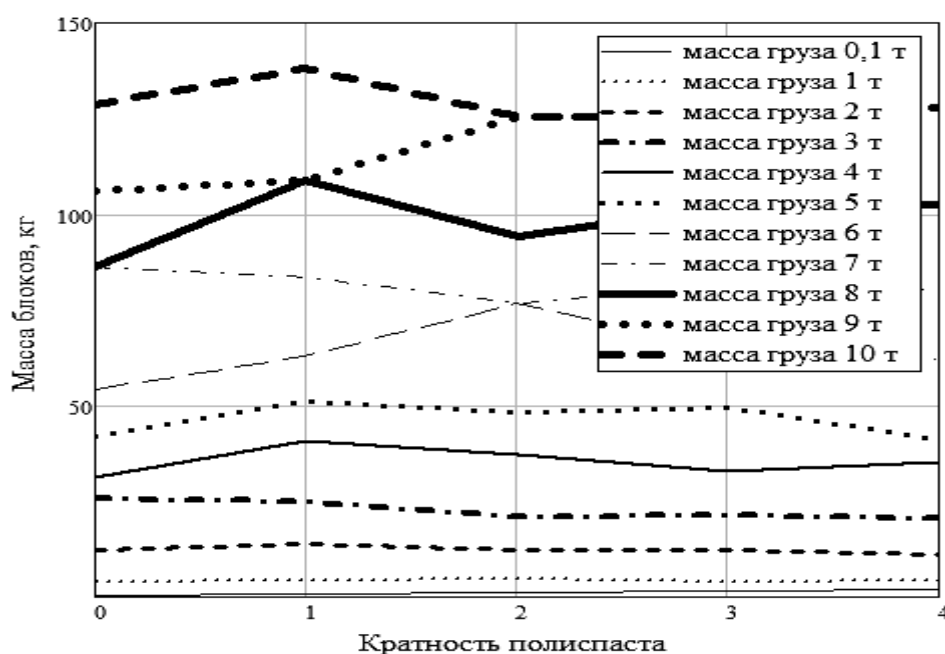


Рис. 1. Рассчитанная масса блоков в зависимости от кратности полиспаста



Как видно из рис. 1, масса блоков крюковой подвески и полиспаста увеличивается при росте массы груза и зависит от кратности полиспаста. При массе груза до 4000 кг масса блоков практически не изменяется. При массе груза свыше 4000 кг масса блоков крюковой подвески изменяется в зависимости от кратности полиспаста и рекомен-

дуемая кратность полиспаста зависит от каждого конкретного случая.

Следующим шагом является определение диаметра барабана в соответствии с [7] и его длины, а также толщины стенки на основании [2].

Масса барабана вычисляется по формуле

$$m_b = \rho \cdot \pi \cdot (D_b^2 - (D_b - S_b)^2) \cdot \frac{2,5 \cdot \frac{d_k}{1000} + \frac{318,31 \cdot \frac{d_k + 1,5}{1000} \cdot H_{gr} \cdot n_k \cdot 1000}{D_b} + 0,006}{1000}, \quad (4)$$

где D_b – диаметр барабана; S_b – толщина стенки барабана.

Толщина стенки барабана определяется по формуле

$$S_b = 0,95 \frac{1000 G_{gr}}{n_k \cdot \eta_n (d_k + 3) \sigma}, \quad (5)$$

где σ – допускаемые напряжения стенки барабана, для качественных конструкционных сталей принято $\sigma = 200$ МПа.

Значения масс барабанов в зависимости от грузоподъемности и кратности полиспаста представлены на рис. 2.

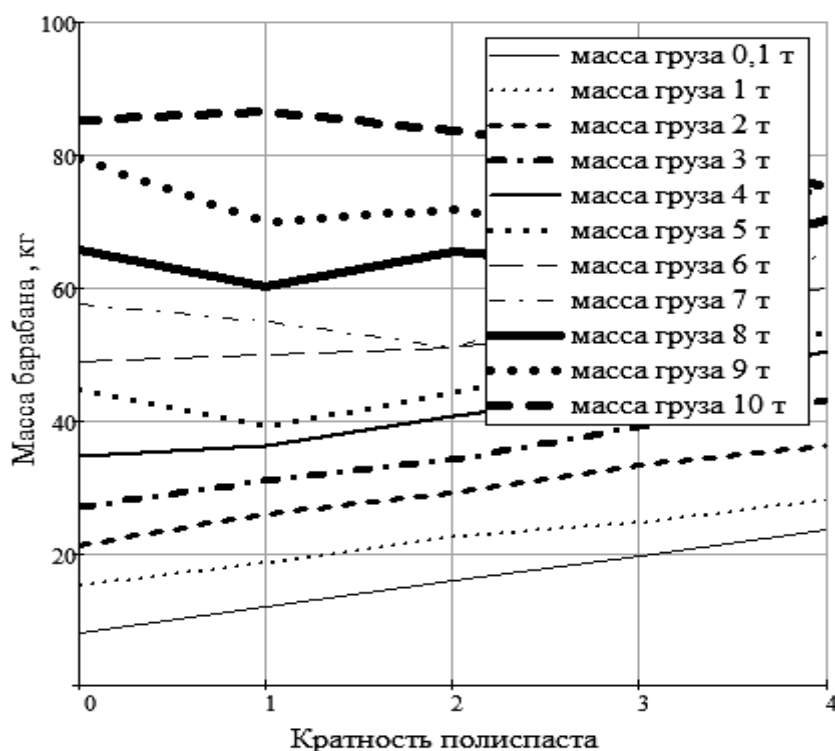


Рис. 2. Значения масс барабанов в зависимости от кратности полиспаста для принятых вариантов грузоподъемности



Массу каната можно найти по формуле

$$m_k = l_k \cdot m_{k_n}, \quad (6)$$

где m_{k_n} – погонная масса каната [8].

Из рис. 2 видно, что при грузоподъемности до 4 т масса барабана возрастает при увеличении кратности

полиспаста. При массе груза от 3 до 10 т масса барабана может снижаться при увеличении кратности полиспаста на каком-то участке и принимать минимальные значения при кратности полиспаста больше двух.

Зависимость массы каната от кратности полиспаста представлена на рис. 3.

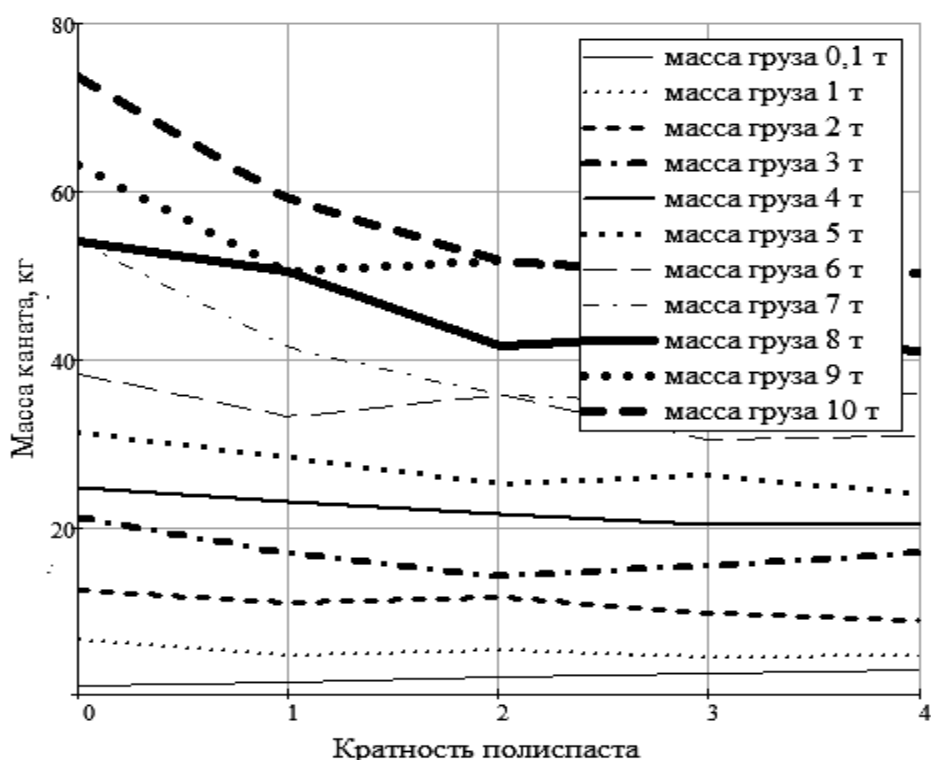


Рис. 3. Зависимость массы каната от кратности полиспаста

Из рис. 3 видно, что масса каната возрастает в зависимости от грузоподъемности на всем исследуемом диапазоне и зависит от кратности полиспаста. При грузоподъемности от 8 т и выше масса каната снижается при увеличении кратности полиспаста.

Суммарная масса механизма (масса блоков крюковой подвески и полиспаста, масса барабана и масса каната) представлена на рис. 4.

Каждому рассматриваемому случаю соответствует определенная длина каната, которую можно найти по формуле

$$l_k = H_{gr} \cdot n_k + \frac{6,28 \cdot D_{bl}}{1000} + \frac{4,71 \cdot D_{bl}}{1000} + \frac{18,84 \cdot D_b}{1000} + \frac{6 \cdot d_k}{1000}. \quad (7)$$

Из рис. 4 видно, что при массе груза до 6 т кратность полиспаста практически не оказывает влияния на массу механизма, при росте грузоподъемности до 10 т необходимо проводить оптимизационный расчет для выбора оптимальной кратности полиспаста с целью снижения массы.



При проведении оптимизационного расчета следует учитывать массу двигателя и редуктора, т. к. увеличение кратности полиспаста приводит к

уменьшению диаметра барабана и возрастанию частоты его вращения, что влечет за собой уменьшение передаточного числа и массы редуктора.

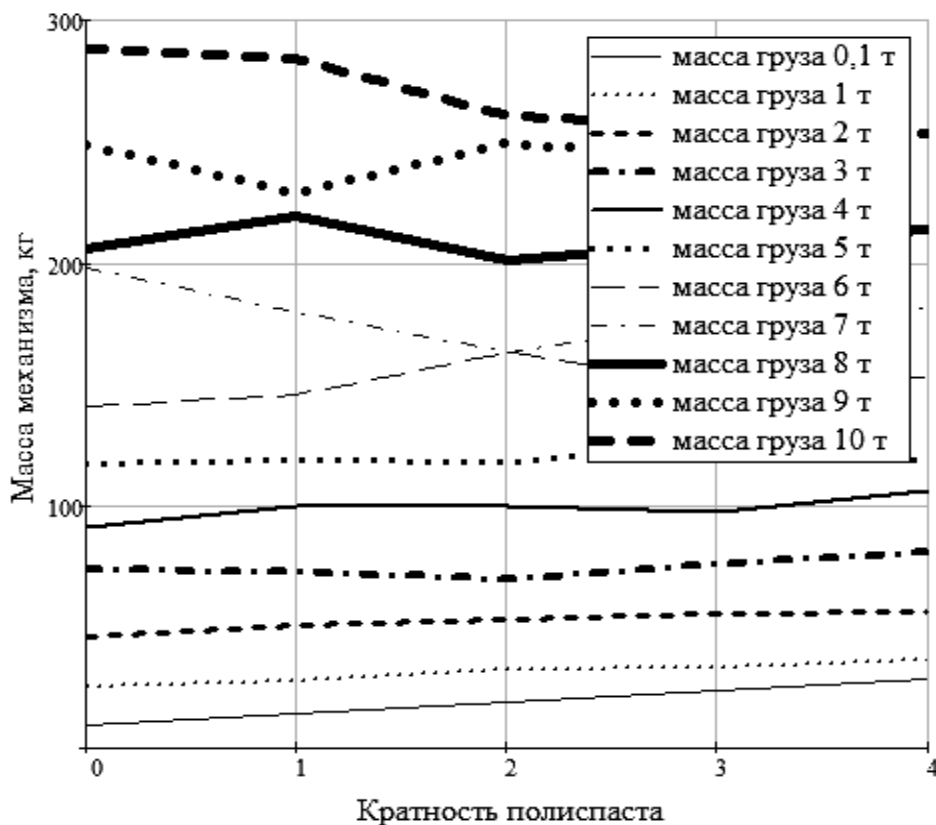


Рис. 4. Суммарная масса механизма в зависимости от кратности полиспаста

Проведем анализ масс двигателей и редукторов, которые можно использовать при проектировании электроталей исследуемых грузоподъемностей.

В качестве параметров для выбора редуктора будем использовать требуемую мощность и статический момент на барабане, который определяется по формуле

$$M_{st} = F_k \frac{D_b}{2}, \quad (8)$$

где F_k – расчетное усилие в канате.

Зависимость статического момента на барабане от кратности полиспаста для ряда исследуемых грузоподъемностей представлена на рис. 5.

Из рисунка видно, что статический момент на барабане уменьшается при росте кратности полиспаста на всем исследуемом диапазоне грузоподъемностей.

Для анализа общей массы механизма подъема применены данные о двигателях, используемых в механизме. В качестве примера взяты двигатели Пинского опытно-механического завода [9]. Для агрегатирования с двигателем и барабаном использованы данные о редукторах производства компании «Норд» (Nord) [10]. Несмотря на то, что эти редукторы не могут работать при высоких режимах эксплуатации, по сравнению с редукторами других производителей, например Bonfiglioli [11], и в связи с тем, что тали, как правило,



имеют группу режима эксплуатации не более чем А2 или А3 [7], редукторы группы Nord можно использовать в механизмах подъема.

Графики, отражающие изменение массы механизма подъема, представлены на рис. 6.

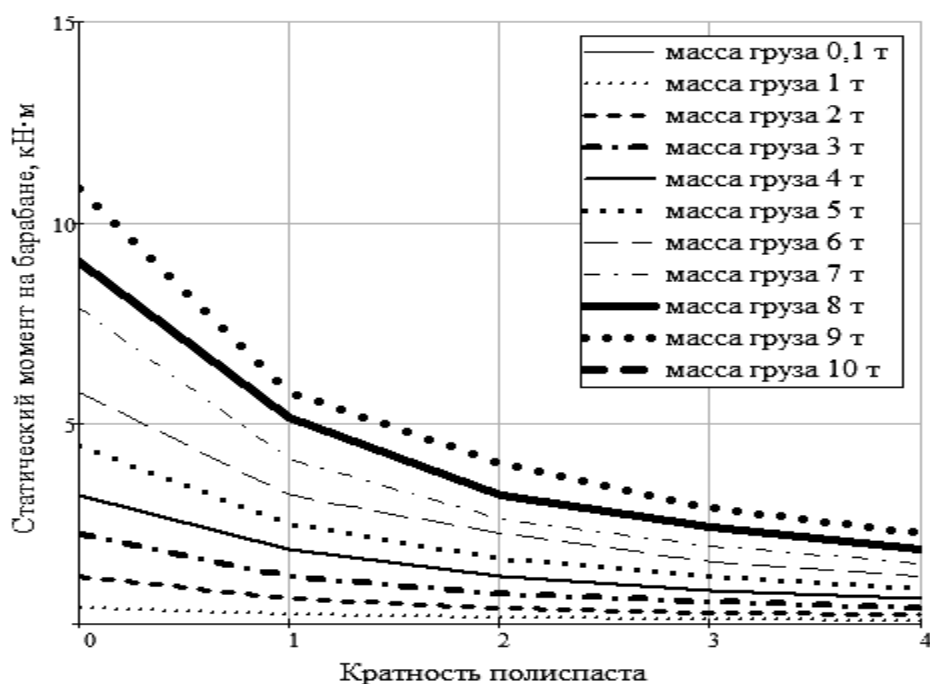


Рис. 5. Зависимость статического момента на барабане

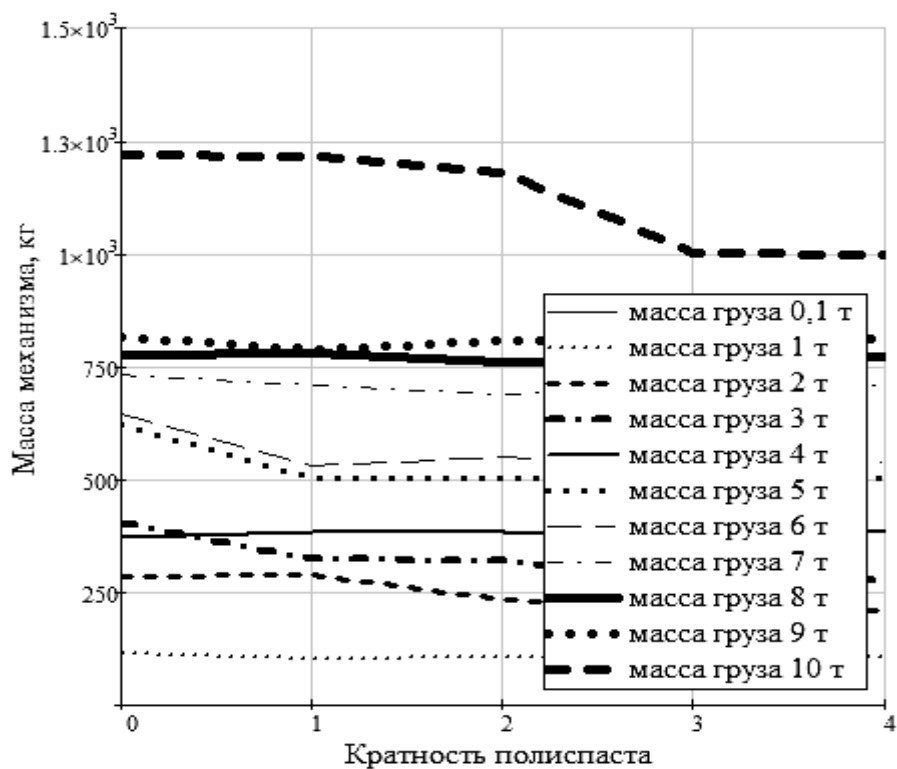


Рис. 6. Изменение полной массы механизма подъема в зависимости от кратности полиспаста



Из рис. 6 видно, что для грузоподъемностей до 10 т кратность полиспаста не оказывает существенного влияния на массу механизма подъема. Однако выбор кратности полиспаста с учетом необходимости минимизации массы может обеспечить её снижение до 16 %. Такая ситуация возникает при определении длины барабана по [2, 3]. При увеличении требуемой грузоподъемности длина барабана может достигать 2,5 м и более.

Исходя из конструктивных требований к габаритам талей, разработчики вынуждены ограничивать длину барабана каким-то значением. В этом случае, исходя из заданной длины и требуемой канатоёмкости, необходимо определить новый диаметр барабана, для чего предлагается использовать формулу

$$D_{bN} = \frac{318,31(d_k + 1,5)H_{gr} \cdot n_k}{L_{bz} - 2,5d_k - 6}, \quad (9)$$

где L_{bz} – заданная длина барабана.

Тогда новую длину барабана можно найти по формуле

$$L_{bN} = 2,5d_k + ([318,31(d_k + 1,5) \times H_{gr} \cdot n_k] / D_{bN}) + 6. \quad (10)$$

Масса механизма, включающая массу барабана, блоков и каната, определяется по вышеприведенной методике. Для высоты подъема 10 м графики массы механизма представлены на рис. 7.

По ранее рассмотренной методике определяется новый требуемый вращающий момент на барабане. Новые значения вращающего момента представлены на рис. 8.

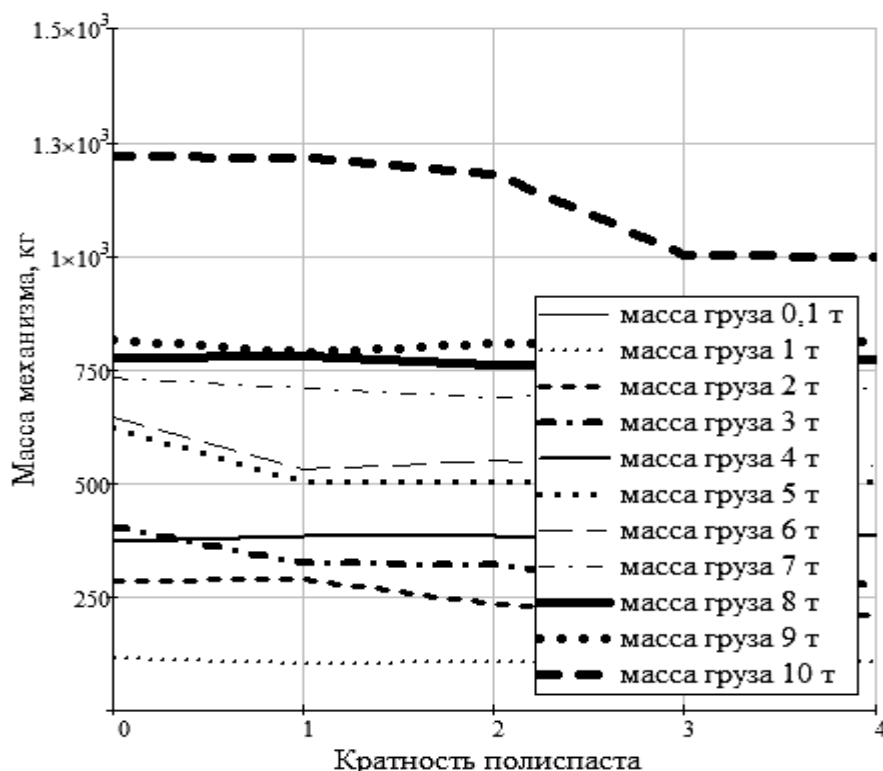


Рис. 7. Масса механизма с измененной длиной барабана



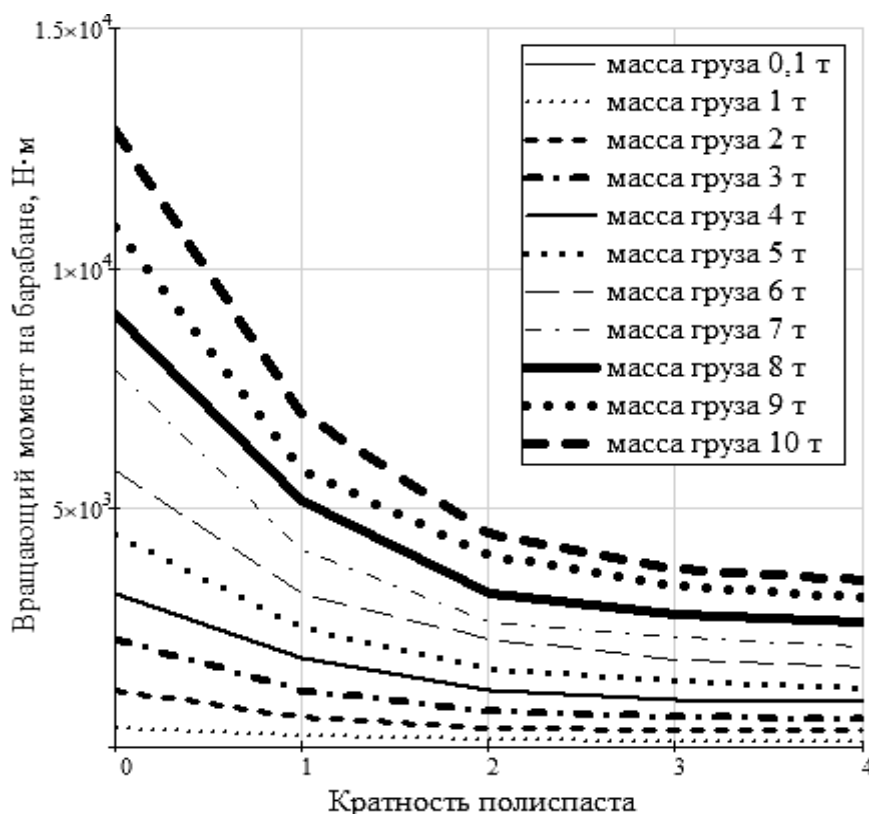


Рис. 8. Требуемый вращающий момент на барабане с откорректированной длиной

Аналогичные расчеты выполнены для талей с грузоподъемностью до 10 т и высотой подъема груза до 20 м.

Анализ результатов расчетов показывает:

– для грузоподъемности до 10 т и при высоте подъема груза до 20 м для талей с одноканатной навивкой при принятии длины барабана без корректировки наиболее выгодна с точки зрения минимизации массы кратность полиспаста, равная двум;

– при корректировке длины барабана в сторону уменьшения наиболее выгодную кратность полиспаста с точки зрения минимизации массы механизма подъема и уменьшения требуемого вращающего момента необходимо определять по вышепредлагаемой методике; для снижения требуемого вращающего момента на барабане во всех случаях необходимо увеличивать кратность полиспаста.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Торговый дом TOR [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.td-tor.com/catalog/k-4690509-tali_telfery. – Дата доступа 19.09.2018.
2. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 2 : Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Москва : Машиностроение, 1988. – 559 с.
3. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров [и др.]. – Москва : Машиностроение, 1986. – 400 с.
4. Кобзев, Р. А. Методы оптимального проектирования козловых кранов высокого класса ответственности : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.04 / Р. А. Кобзев. – Новочеркасск, 2015. – 31 с.



5. **Лесковец, И. В.** Оптимизация параметров механизма подъема кранов мостового типа / И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 1 (58). – С. 36–44.
6. Образовательный математический сайт [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://old.exponenta.ru>. – Дата доступа 29.09.2018.
7. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов : постановление М-ва по ЧС Респ. Беларусь № 37 от 28 июня 2012 г. – Режим доступа: <https://www.pravoby.info/bel/15/618-1.htm>. – Дата доступа 29.09.2018.
8. **ГОСТ 2688-80.** Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19. – Москва : Стандарт, 1980. – 9 с.
9. Пинский опытно-механический завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.omz.by>. – Дата доступа 16.10.2018.
10. ООО «Норд приводы» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.nord.com/cms/en/home.jsp>. – Дата доступа 16.10.2018.
11. Редукторы Bonfiglioli [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.bonfiglioli.com/en/company/bonfiglioli-today/product-brands/>. – Дата доступа: 16.10.2018.

Статья сдана в редакцию 20 декабря 2018 года

Игорь Вадимович Лесковец, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: le@bru.by.

Вадим Иванович Семчен, преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Анатолий Евгеньевич Науменко, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.

Igor Vadimovich Leskovets, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: le@bru.by.

Vadzim Ivanovich Semchen, senior lectures, Belarusian-Russian University.

Anatoliy Evgenyevich Naumenko, PhD (Engineering), Belarusian-Russian University.

