

УДК (UDC) 621.86

МНОГОВАРИАНТНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА  
КРАНА МОСТОВОГО ТИПА НА ЭВМMULTIVARIATE CALCULATION OF THE LIFTING MECHANISM  
OF A BRIDGE-TYPE CRANE ON A COMPUTERВитчук П. В., Ермоленко В.А., Стадникова И.Д., Мартынов Н.А., Порываев О.П.  
Vitchuk P.V., Ermolenko V.A., Stadnikova I.D., Martynov N.A., Poryvaev O.P.Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана  
«Национальный исследовательский университет», Калужский филиал (Калуга, Россия)  
Moscow state technical university named after N.E. Bauman (National research university),  
Kaluga branch (Kaluga, Russia)

**Аннотация.** Механизм подъема груза кранов мостового типа, как правило, размещают на грузовой тележке, передвигающейся по мосту крана. Вес грузовой тележки и вес груза создают изгибающий момент, действующий на мост. Изгибающий момент является основным силовым фактором при расчете металлической конструкции крана, то есть его величина во многом определяет металлоемкость крана. Поэтому минимизация массогабаритных показателей механизма подъема груза является одной из важнейших задач при проектировании кранов мостового типа. В классических методах расчета механизма подъема груза крана мостового типа элементы механизма подбирают на основе их последовательного расчета с учетом соответствующих коэффициентов запаса. Такой подход не подразумевает варьирование параметрами механизма подъема и не позволяет достигнуть его минимальных массогабаритных показателей. Минимизацию массогабаритных показателей механизма подъема груза крана мостового типа можно обеспечить сравнением различных вариантов его компоновочных схем. Это может быть достигнуто на основе проведения многовариантного расчета. Очевидно, что многовариантный расчет механизма подъема груза крана мостового типа многократно увеличивает объем вычислений и очень трудоемок для реализации вручную. Это обуславливает актуальность разработки методики многовариантного расчета механизма подъема груза крана мостового типа и реализующей ее программы для ЭВМ. В работе представлена методика многовариантного расчета механизма подъема груза, позволяющая варьировать кратностью грузового полиспаста, шагом смещения по группе классификации режима работы коэффициента выбора диаметра барабана и минимального коэффициента использования каната, а также реализующая эту методику программа для ЭВМ.

**Ключевые слова:** мостовой кран, механизм подъема, расчет, оптимизация.

**Abstract.** The mechanism for lifting the load of bridge-type cranes, as a rule, is placed on a cargo trolley moving along the crane bridge. The weight of the cargo trolley and the weight of the load create a bending moment on the bridge. The bending moment is the main force factor in the calculation of the metal structure of the crane, that is, its value largely determines the metal capacity of the crane. Therefore, minimizing the weight and size parameters of the lifting mechanism is one of the most important tasks in the design of bridge cranes. In the classical methods of calculating the mechanism for lifting the load of a bridge type crane, the elements of the mechanism are selected on the basis of their sequential calculation, taking into account the corresponding safety factors. This approach does not imply variation in the parameters of the lifting mechanism and does not allow achieving its minimum weight and size indicators. Minimizing the weight and size parameters of the lifting mechanism of a bridge-type crane can be provided by comparing various variants of its layout schemes. This can be achieved on the basis of multivariate calculation. Obviously, the multivariate calculation of the lifting mechanism of a bridge-type crane increases the amount of calculations and is very time-consuming to implement manually. This determines the relevance of developing a methodology for multivariate calculation of the mechanism for lifting the load of a bridge type crane and a computer program that implements it. The paper presents a methodology for multivariate calculation of the load lifting mechanism, which allows varying the multiplicity of the cargo polispast, the displacement step according to the classification group of the operating mode of the drum diameter selection coefficient and the minimum rope utilization coefficient, as well as the computer program that implements this methodology.

**Keywords:** bridge crane, lifting mechanism, calculation, optimization.

Дата принятия к публикации: 18.10.2022  
Дата публикации: 10.03.2023

Date of acceptance for publication: 18.10.2022  
Date of publication: 10.03.2023

#### Сведения об авторах:

**Витчук Павел Владимирович** – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет),  
*e-mail: vitchuk@bmstu.ru*

ORCID: 0000-0002-7916-5056

**Ермоленко Владимир Алексеевич** – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет).

**Стадникова Ирина Дмитриевна** – студент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет),  
*e-mail: irin1999@yandex.ru.*

**Мартынов Никита Андреевич** – студент, кафедра «Системы автоматического управления и электротехника», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), *e-mail: nikita-martynov1002@mail.ru.*

**Порываев Олег Павлович** – студент, кафедра «Системы автоматического управления и электротехника», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), *e-mail: olegporyvaev@inbox.ru.*

#### Authors' information:

**Pavel V. Vitchuk** – candidate of technical sciences, associate professor, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: vitchuk@bmstu.ru.*  
ORCID: 0000-0002-7916-5056

**Vladimir A. Ermolenko** – candidate of technical sciences, associate professor, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch).

**Irina D. Stadnikova** – student, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),  
*e-mail: irin1999@yandex.ru.*

**Nikita A. Martynov** – student, department «Automatic control systems and electrical engineering», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: nikita-martynov1002@mail.ru.*

**Oleg P. Poryvaev** – student, department «Automatic control systems and electrical engineering», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: olegporyvaev@inbox.ru.*

## 1. Введение

Механизм подъема груза кранов мостового типа, как правило, размещают на грузовой тележке, передвигающейся по мосту крана. Вес грузовой тележки и вес груза создают изгибающий момент, действующий на мост. Изгибающий момент является основным силовым фактором при расчете металлической конструкции крана, то есть его величина во многом определяет металлоемкость крана. Поэтому минимизация массогабаритных показателей механизма подъема груза является одной из важнейших задач при проектировании кранов мостового типа.

Приводимые в известной литературе, например [1–3], методы расчета механизма подъема груза крана мостового типа базируются на последовательном расчете и подборе

его элементов с учетом соответствующих коэффициентов запаса. Такие методы не обеспечивают вариативность параметров механизма подъема и не позволяют снизить его массогабаритные показатели.

Снижение массогабаритных показателей механизма подъема может быть достигнуто на основе сопоставления различных вариантов компоновочных схем. Реализация такого подхода обеспечивается проведением многовариантного расчета, изложенного в [4].

Исходные данные для многовариантного расчета по [4]: номинальная грузоподъемность крана  $Q$ ; скорость  $V$  и высота  $H$  подъема груза; группа классификации режима работы (по ISO 4301/1); продолжительность включения механизма (ПВ).

При проведении многовариантного расчета последовательно осуществляют: расчет

коэффициента полезного действия полиспаста  $\eta_a$ , расчет и выбор типа и диаметра  $d_{a\xi}$  каната, расчет диаметра  $D_{a\xi}$  и длины  $L_{a\xi}$  барабана. После чего рассчитывают и выбирают редуктор, электродвигатель и тормоз.

Многовариантность расчета обеспечивается варьированием кратностью грузового полиспаста  $a$  и шагом смещения  $\xi$  коэффициента запаса прочности грузового каната  $z_p$  и коэффициента выбора диаметра барабана  $h_1$  по группе классификации режима работы.

В методике многовариантного расчета, изложенной в [4], использовано допущение об изменении шага смещения  $\xi$  коэффициентов  $z_p$  и  $h_1$  в пределах двух шагов в большую и меньшую сторону. При этом с увеличением одного коэффициента другой уменьшается на такое же количество шагов с целью компенсации.

Использование многовариантного расчета позволяет успешно снижать массогабаритные показатели механизма подъема груза крана мостового типа. Несмотря на то, что методика [4], несомненно, существенно более трудоемкая по сравнению с классическими, она позволяет достичь уменьшения массы механизма подъема груза в пределах 20% и колеи тележки в пределах 15%.

Основным недостатком методики является использование минимальных значений коэффициентов  $z_p$  и  $h_1$ , что в ряде случаев может негативно повлиять на долговечность канатно-блочной системы [6]. Например, в монографии [5] приведены сведения, что для повышения долговечности канатно-блочной системы используют канаты на один-два типоразмера больше расчетного. Поэтому при проведении многовариантного расчета целесообразно рассмотреть возможность увеличения расчетного диаметра каната  $d_{a\xi}$  на один-два типоразмера без компенсирующего снижения коэффициента выбора диаметра барабана  $h_1$ .

Такая модернизация методики многовариантного расчета механизма подъема груза многократно увеличивает объем вычислений, требует наличия большого количества

справочных данных и практически непригодна для реализации вручную.

Это обуславливает актуальность разработки методики многовариантного расчета механизма подъема груза крана мостового типа и реализующей ее программы для ЭВМ, позволяющей снизить массогабаритные показатели механизма и обеспечить требуемую долговечность канатно-блочной системы.

## 2. Методика многовариантного расчета механизма подъема груза

Рассмотрим основные этапы методики.

Грузоподъемная сила:

$$F_T = Qg,$$

где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения.

Коэффициент полезного действия полиспаста:

$$\eta_a = \left( \frac{1 + \eta_6 + \eta_6^2 + \dots + \eta_6^{a-1}}{a} \right) \eta_6^k,$$

где  $\eta_6$  – коэффициент полезного действия блока;  $a = 2, 3, 4$  – кратность полиспаста в соответствии с рекомендациями ВНИИПТМаш [7];  $k$  – количество обводных блоков.

Наибольшее натяжение в набегающей на барабан ветви грузового каната:

$$S = F_T / a \mu \eta_a, \quad (1)$$

где  $\mu$  – число полиспастов (для кранов мостового типа, как правило,  $\mu = 2$ ).

Разрывное усилие грузового каната:

$$F_0 > S z_p, \quad (2)$$

где  $z_p$  – минимальный коэффициент использования каната, принимаемый в зависимости от группы классификации режима работы механизма по ISO 4301/1.

В работе [4] принято варьирование коэффициентом  $h_1$  выбора диаметра барабана по группе классификации механизма в пределах двух шагов в большую и меньшую сторону с соответствующей компенсацией минимального коэффициента использования каната  $z_p$  на аналогичное число шагов в меньшую или большую сторону. Введено обозначение  $\xi$ , обозначающее изменение  $h_1$  и  $z_p$  по таблице групп классификаций режима работы механизма в меньшую и большую сторону на

1 и 2 шага:  $\xi = -2, -1, 0, +1, +2$ . В результате получают ряд значений:  $z_{p-2}, z_{p-1}, z_{p0}, z_{p+1}, z_{p+2}$  и соответствующих им значений  $h_{1+2}, h_{1+1}, h_{10}, h_{1-1}, h_{1-2}$  (табл. 1).

Предлагаемая методика многовариантно-го расчета отличается от [4] введением дополнительных значений  $h_1$  без соответствующей обратной компенсации  $z_p$  (табл. 2). Для каждой рассматриваемой кратности полиспада  $a$  и шага смещения  $\xi$  по группе классификации режима работы механизма условие прочности грузового каната:

$$F_{0a\xi} \leq [F], \quad (3)$$

где  $F_{0a\xi}$  – разрывное усилие грузового каната согласно (1) и (2);  $[F]$  – допустимое разрывное усилие грузового каната по соответствующим стандартам.

При выборе типа грузового каната следует руководствоваться имеющимися в литера-

туре [1–3, 7–10] соображениями. В кранах мостового типа наиболее часто используют канаты по ГОСТ 2688–80 и ГОСТ 7668–80.

Полученный по формуле (3) ряд диаметров  $d_{a\xi}$  грузового каната используется для расчета диаметра грузового барабана:

$$D'_{a\xi} > h_1 d_{a\xi}. \quad (4)$$

Полученный на основе формулы (4) ряд диаметров барабанов округляют до расчетных значений  $D_{a\xi}$  по ряду: 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Барабаны диаметром менее 100 мм исключают из дальнейших расчетов; барабаны диаметром менее 160 мм используют в качестве запасных при отсутствии других решений. Это обусловлено конструктивной сложностью согласования барабана малого диаметра с зубчатым венцом выходного вала редуктора по ОСТ 24.191.02-71 [11, 12].

Таблица 1

Варьирование шагом смещения  $\xi$  по группе классификации режима работы механизма по методике [4]

$z_p$	-2	-1	0	+1	+2
$h_1$	+2	+1	0	-1	-2

Таблица 2

Предлагаемое варьирование шагом смещения  $\xi$  по группе классификации режима работы механизма

$z_p$	-2	-1	0	+1	+2
$h_1$	+2	+1	0	-1	-2
	x	+2	+1	0	-1
	x	x	+2	+1	0

Длина барабана:

$$L_{a\xi} = 2t_{a\xi} \left( \frac{Ha}{\pi D_{a\xi}} + 6 \right) + cD_{a\xi}(\mu - 1), \quad (5)$$

где  $t_{a\xi} = 1,1d_{a\xi}$  – шаг нарезки ручьев барабана;  $c$  – коэффициент длины ненарезанной части барабана;  $H$  – высота подъема груза.

После этого выполняют расчет барабана на прочность с использованием зависимостей, изложенных в [7, 13].

Угловая скорость барабана:

$$\omega_{a\xi} = 2Va/D_{a\xi},$$

где  $V$  – скорость подъема груза.

Требуемая мощность электродвигателя (при ПВ=40%):

$$P_{40} = F_r V / \eta,$$

где  $\eta$  – предварительное значение коэффициента полезного действия механизма подъема.

Следующий этап многовариантного расчета подразумевает варьирование угловой скоростью  $\omega_{\xi i}$  некоторого количества из  $i=1 \dots n$  электродвигателей, подходящих по мощности, например, по справочнику [14] и передаточным числом редуктора  $U_{\mu\xi i} = \omega_{\xi i} / \omega_{a\xi}$ .

При выборе редуктора должны соблюдаться три условия:

1) величина наибольшего натяжения в набегавшей на барабан ветви грузового каната не должна превышать допускаемую консольную нагрузку на выходной вал редуктора  $S \leq [F_p]$ ;

2) грузовой момент на барабане  $T_{a\xi}$  не должен превышать допускаемую величину крутящего момента на выходном валу редуктора  $T_{a\xi} = \mu S D_{a\xi} / 2 \leq [T_p]$ ;

3) передаточное число  $U_{pxi}$  редуктора не должно отличаться от требуемого более, чем на 10 %.

После выбора редуктора по величине тормозного момента с учетом коэффициента запаса по тормозному моменту выбирают тормоз [15] и выполняют компоновочную схему механизма подъема.

При необходимости выполнения механизма подъема по схеме с расположением электродвигателя, барабана и тормоза с одной стороны от редуктора [16] проверяют соответствующие условия [4].

Из рассмотренной методики многовариантного расчета очевидно, что получающееся многообразие различных сочетаний параметров механизма подъема крана мостового типа практически невозможно рассчитать вручную. Кроме этого, требуется большое количество различных справочных данных. Это обуславливает необходимость разработки соответствующей программы для ЭВМ.

### 3. Разработка программы для ЭВМ для многовариантного расчета механизма подъема груза

Разработанная методика многовариантного расчета механизма подъема груза мостового крана реализована в виде программы для ЭВМ с использованием языка программирования Python. Алгоритм программы дан на рис. 1. Ввод параметров (габаритных и присоединительных размеров, массы, допускаемых нагрузок и др.) элементов механизма подъема осуществляется посредством соответствующих таблиц в среде Microsoft Excel.

Это позволяет использовать для расчета каталоги любых доступных производителей грузовых канатов, редукторов, электродвигателей, тормозов и соединительных муфт.

Программа последовательно осуществляет вычисления по рассмотренным ранее зависимостям. На каждом этапе расчета отбрасываются варианты, не прошедшие по какому-либо из условий работоспособности. В результате получают множество работоспособных вариантов сочетаний элементов, составляющих механизм подъема, и их параметров.

В настоящий момент ранжирование полученных вариантов сочетаний элементов, составляющих механизм подъема, осуществляется по критерию минимальной суммарной массы электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана. В перспективе планируется рассмотрение и ввод в разработанную программу других критериев, изложенных, например в [17-19] позволяющих получить оптимальную компоновочную схему механизма подъема груза крана мостового типа.

### 4. Пример расчета механизма подъема груза

Рассмотрим применение разработанной методики в сопоставлении с классическими методами расчета на примере мостового крана грузоподъемностью 12,5 тонн.

Дано:

– грузоподъемность  $Q = 12500$  кг

– скорость подъема  $V = 0,15$  м/с;

– высота подъема  $H = 6$  м;

– режим нагружения L2 (средний);

– группа классификации механизма М3;

– продолжительность включения механизма ПВ=25%.

В соответствии с рекомендациями ВНИИПТМаш [7] выберем сдвоенный полиспаст кратностью  $a=2$ .

Коэффициент полезного действия полиспаста:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^u}{(1 - \eta_{\text{бл}})^u} = \frac{1 - 0,98^2}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99.$$

Максимальное натяжение каната:

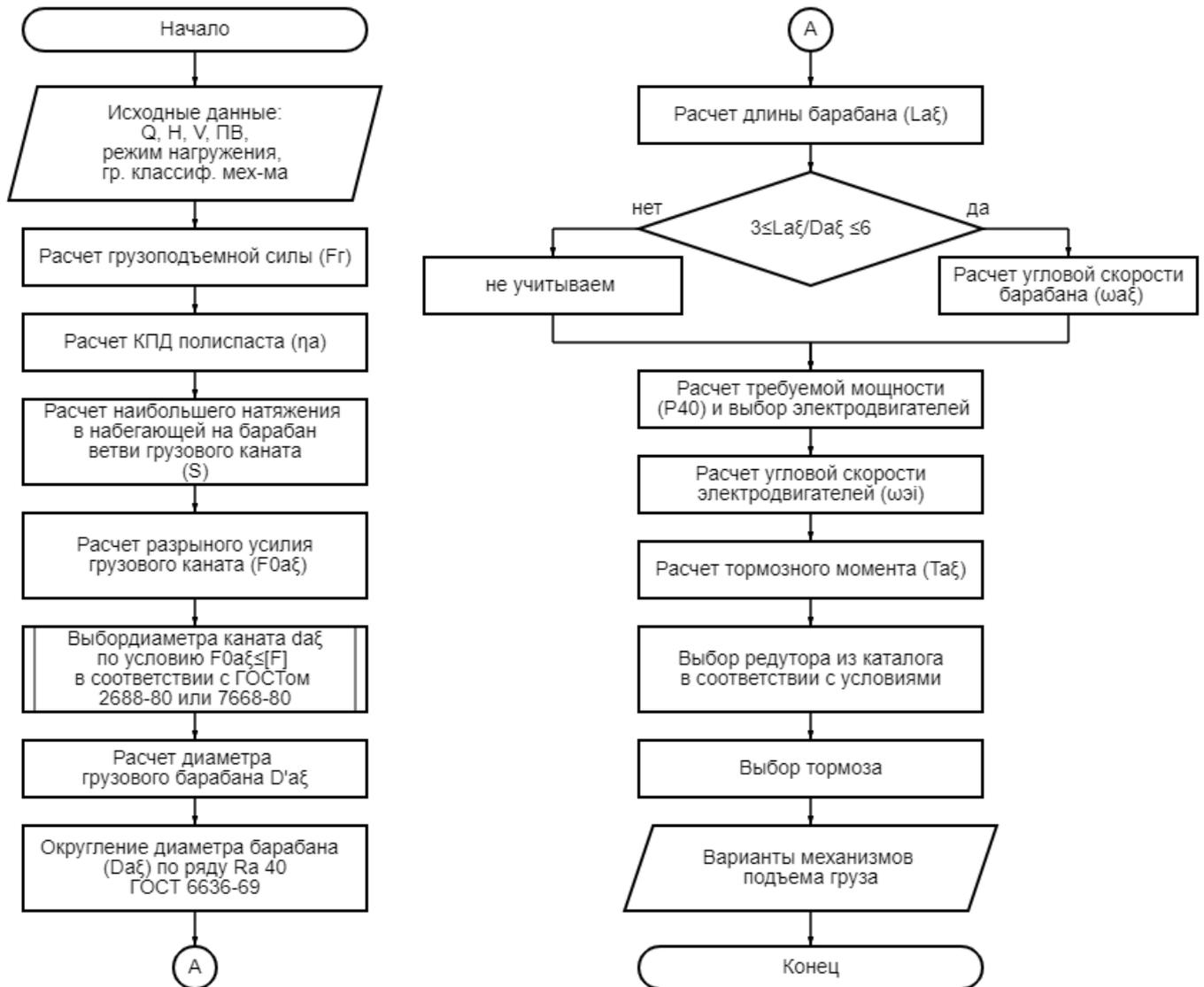


Рис. 1. Алгоритм программы для ЭВМ для многовариантного расчета механизма подъема груза

$$S_{\max} = \frac{Qg}{a\mu\eta_{\text{п}}} = \frac{12,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 31 \text{ кН}.$$

Разрывное усилие грузового каната:

$$F_0 = S_{\max} z_p = 31 \cdot 3,55 = 110 \text{ кН}.$$

По ГОСТ 7668-80 примем канат диаметром  $d_k = 15 \text{ мм}$  с допусκαемым разрывным усилием  $[F] = 116500 \text{ Н}$ .

Диаметр барабана по дну ручья:

$$D_1 \geq h_1 d_k = 14 \cdot 15 = 210 \text{ мм}.$$

Полученное значение округлим в большую сторону диаметр барабана округлим до стандартного значения [7]:

$$D_1 = 250 \text{ мм}.$$

Диаметр барабана по центрам каната:

$$D_6 = D_1 + d_k = 250 + 15 = 265 \text{ мм}.$$

Количество рабочих витков каната на барабане:

$$n_p = \frac{H\mu}{\pi D_6} = \frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,265} = 14,4 \rightarrow 15.$$

Количество запасных витков  $n_{\text{зап}} = 2$ .

Количество витков для закрепления каната  $n_{\text{кр}} = 3$ .

Длина участка для установки барабана на станке нарезки:

$$l_y = 3t = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм} \rightarrow 55 \text{ мм}.$$

где  $t = 18 \text{ мм}$  – шаг нарезки ручьев.

По [16] выбираем короткую крюковую подвеску, у которой расстояние между центрами блоков  $b = 270 \text{ мм}$ .

Тогда длина ненарезанной (гладкой) части барабана при угле схода грузового каната с барабана  $\gamma = 2^\circ$ :

$$l_{\text{гл}} = b - 2 \cdot 3D_1 \text{tg} \gamma = \\ = 270 - 2 \cdot 3 \cdot 250 \cdot 0,035 = 218 \text{ мм}$$

Общая длина барабана:

$$L_6 = 2t(n_p + n_{\text{зап}} + n_{\text{кр}}) + 2l_y + l_{\text{гл}} = \\ = 2 \cdot 18 \cdot (15 + 2 + 3) + 2 \cdot 55 + 218 = 1048 \text{ мм}$$

Принимаем  $L_6 = 1050 \text{ мм}$ .

Мощность электродвигателя при ПВ=40% с учетом ориентировочного коэффициента полезного действия механизма подъема  $\eta_M = 0,85$ :

$$P = \frac{QgV}{\eta_M} = \frac{12,5 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{0,85} = 21,6 \text{ кВт}$$

Для ПВ=25% получим:

$$P_{\text{ном}} = P \sqrt{\frac{25}{40}} = 21,6 \cdot 0,79 = 17 \text{ кВт}$$

По ближайшей большей мощности примем электродвигатель МТФ 312-6 с параметрами [14]: мощность  $P_6 = 17,5 \text{ кВт}$ ; число пар полюсов  $p = 6$ ; масса  $m_3 = 210 \text{ кг}$ ; частота вращения  $n_3 = 950 \text{ об/мин}$ .

Частота вращения барабана:

$$n_6 = \frac{60Vu}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,265} = 21,6 \text{ об/мин.}$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{эд}}}{n_6} = \frac{950}{21,6} = 44.$$

По ближайшему передаточному числу примем редуктор Ц2-500 с параметрами [11]: передаточное число  $u_p = 41,34$ ; масса  $m_p = 500 \text{ кг}$ ; КПД  $\eta_p = 0,96$ .

Статический тормозной момент при подъеме груза номинальной массы:

$$T_{\text{т.ст}} = \frac{S_{\text{max}} \cdot aD_6}{2u_p} \eta_p = \\ = \frac{31000 \cdot 2 \cdot 0,265}{2 \cdot 41,34} \cdot 0,96 = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетный тормозной момент с учетом коэффициента запаса тормозного момента:

$$T_{\text{т.р}} = k_T T_{\text{т.ст}} = 1,5 \cdot 191 \approx 300 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По величине тормозного момента примем тормоз ТКГ – 200 [15] массой  $m_T = 30 \text{ кг}$ .

Ориентировочная масса барабана:

$$m_6 \approx V_6 \rho = \frac{\pi L_6}{4} (D_1^2 - 0,04D_1) \rho = \frac{3,14 \cdot 1,05}{4} \times \\ \times (0,25^2 - 0,04 \cdot 0,25) \cdot 7900 = 340 \text{ кг}$$

Суммарная масса основных элементов (электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана) получившегося механизма подъема составила:

$$m_{\Sigma} = m_3 + m_p + m_T + m_6 = \\ = 210 + 500 + 30 + 340 = 1080 \text{ кг}$$

Аналогичный расчет был выполнен на ЭВМ при помощи разработанной программы. Варьирование осуществлялось числом полиспадов  $\mu = 1$  и 2, кратностью грузового полиспада в диапазоне  $a = 1..3$  и шагом смещения  $\xi$  в соответствии с табл. 2.

В результате многовариантного расчета на ЭВМ был получен вариант  $\mu = 2$ ;  $a = 3$ ;  $z_{p+2} = 4,5$ ;  $h_{1-2} = 11,2$ , в котором механизм подъема содержит электродвигатель АИР160М4 массой  $m_3 = 103 \text{ кг}$ ; редуктор Ц2-350 массой  $m_p = 210 \text{ кг}$ ; тормоз ТКГ – 200 массой  $m_T = 30 \text{ кг}$  и барабан диаметром  $D_1 = 210 \text{ мм}$  массой  $m_6 \approx 280 \text{ кг}$ .

Суммарная масса основных элементов (электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана) получившегося в результате расчета на ЭВМ механизма подъема составила:

$$m_{\Sigma} = m_3 + m_p + m_T + m_6 = \\ = 103 + 210 + 30 + 280 = 623 \text{ кг}$$

Рассмотренный пример наглядно доказывает эффективность разработанной методики для снижения массогабаритных показателей механизма подъема груза мостового крана.

## 5. Заключение

Применение предлагаемой методики и реализующей ее программы для ЭВМ позволяет в значительной мере упростить оптимальное проектирование механизма подъема груза крана мостового типа. В результате могут быть получены новые комбинации параметров механизма подъема и выявлены наименее металлоемкие компоновочные схемы механизма подъема. Возможность дополнения таблиц, используемых для хранения справочных данных, позволит увеличи-

вать число комбинаций, учитывать новые типы электродвигателей, тормозов и редукторов, что в свою очередь обеспечит рацио-

нальные параметры механизма подъема груза за крана мостового типа в целом.

### Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М.: Машиностроение, 1971. 464 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана - Высшая школа, 2000. 552с.
4. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Многовариантный расчет механизма подъема груза и колеи крановой тележки // Вестник машиностроения. 2018. №12. С.48-51
5. Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов. М.: Изд-во АСВ, 2005. 336 с.
6. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. Т. 16. № 2 (57). С. 20-25.
7. Александров М. П., Ивашков И. И., Казак С. А. Расчёты крановых механизмов и их деталей / Под ред. Р. А. Лалаянца. М.: ВНИИПТМаш, 1993. Т. 1. 187 с.
8. ВНИИПТМаш. Отчет по теме «Исследование гамма-процентных ресурсов элементов крановых механизмов». Арх. № 2944 НИ, 1977.
9. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Короткий А.А. Безопасная эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов Новочеркасск: Новочеркасский ГУ, 1995. 184 с.
10. Малиновский В.А. Стальные канаты. Одесса: Астрапринт, 2001. 190 с.
11. Редукторы и мотор-редукторы. Каталог. Часть 1 / Сост. М.Л. Жмылевская. М.: ИФК «Каталог», 1990. 75 с.
12. ОСТ 24.191.02-71. Барабаны крановые. Соединение редуктора с барабаном. Конструкция и размеры. М.: НИИинформтяжмаш, 1971. 15 с.
13. РТМ 24.090.21-76. Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчета. М.: НИИинформтяжмаш, 1978. 23 с.
14. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крано-

### References

1. Vainson A.A. Lifting and transport machines. Moscow, Mashinostroenie, 1989, 536 p. (In Russian)
2. Rudenko N.F. Course design of lifting machines. Moscow, Mashinostroenie, 1971, 464 p. (In Russian)
3. Aleksandrov M.P. Lifting machines Moscow, Publ MGTU im. N.E. Bauman - Vysshaya Shkola, 2000, 552 p. (In Russian)
4. Ermolenko V.A., Vitshuk P.V. *Mnogovariantnyy raschet mekhanizma podema gruz a kolei kranovoy telezhki* [Multivariate calculation of the lifting mechanism of the load and the track of the crane truck]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2018, No. 12, pp.48-51. (In Russian)
5. Janovsky L. Mechanical elevator design. Moscow, ASV, 2005, 336 p. (In Russian)
6. Ermolenko V.A., Vitshuk P.V. *Osobennosti rascheta pokazateley nadezhnosti gryzopodemnykh mashin* [Features of calculating reliability indicators of lifting machines]. *Nadezhnost*, 2016, Vol.16, No. 2(57), pp. 20-25. (In Russian)
7. Alexandrov M.P., Ivashkov I.I., Kazak S.A. Calculations of crane mechanisms and their parts. Ed. R.A. Lalayants. Moscow, VNIIPTMash, 1993, Vol.1, 187 p. (In Russian)
8. VNIIPTMash. Report on the topic Research of gamma-percentage resources of elements of crane mechanisms. Arch. No. 2944 NI, 1977. (In Russian)
9. Khalfin M.N., Ivanov B.F., Korotkiy A.A. Safe operation, control and rejection of crane ropes. Novocherkassk, Novocherkasskiy GU, 1995, 184 p. (In Russian)
10. Malinovsky V. A. Steel ropes. Odessa, Astraprint, 2001, 190 p. (In Russian)
11. Gearboxes and gearmotors. Catalog. Part 1. Ed. M.L. Zhmylevskaya. Moscow, IFK Katalog, 1990, 75 p. (In Russian)
12. OST 24.191.02-71. *Crane drums. Connection of the gearbox to the drum. Design and dimensions*. Moscow, NIInformtyazhmash, 1971. 15p. (In Russian)
13. RTM 24.090.21-76. *Lifting cranes. Rope*

вый электропривод: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 344 с.

15. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 383 с.

16. Александров М.П., Решетов Д.Н., Байков Б.А. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций / Под. ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.

17. Лагереv А. В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. М.: Юрайт, 2021. 293 с.

18. Кобзев Р. А. Многокритериальное оптимальное проектирование механизмов подъема с применением динамического программирования // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2014. Т. 2. № 1 (75). С. 108-112.

19. Лагереv И.А. Предпроектная оптимизация манипуляционной системы с гидравлическим приводом мобильной транспортно-технологической машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 1. С. 26-45.

drums. Calculation method. Moscow, NIInformtyazhmash, 1978. 23p. (In Russian)

14. Yaure A. G., Pevzner E. M. Crane electric drive: a Handbook. Moscow, Energoatomizdat, 1988. 344 p. (In Russian)

15. Alexandrov M.P. Brakes of lifting and transport machines. Moscow, Mashinostroenie, 1976, 383 p. (In Russian)

16. Aleksandrov M.P., Reshetov D.N., Baikov B.A. Lifting and transport machines. Atlas of structures. Ed. M.P. Alexandrov. Moscow, Mashinostroenie, 1987, 122 p. (In Russian)

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of lifting and transport machines. Moscow, Yurayt, 2021, 293 p. (In Russian)

18. Kobzev R. A. *Mnogokriterialnoe optimalnoe proektirovanie mekhanizmov podema s primeneniem dinamicheskogo programmirovaniya* [Multi-criteria optimal design of lifting mechanisms using dynamic programming]. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, Vol.2, No. 1(75), pp. 108-112. (In Russian)

19. Lagerev I.A. *Predproyektная optimizatsiya manipulyatsionnoy sistemy s gidravlicheskim privodom mobilnoy transportno-tekhnologicheskoy mashiny* [Pre-design optimization of a manipulation system with a hydraulic drive of a mobile transport and technological machine]. *Nauchno-tekhnicheskyy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 1, pp. 26-45. (In Russian)