

УДК 621.873.1

И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНОВ МОСТОВОГО ТИПА

UDC 621.873.1

I. V. Leskovets, A.D. Buzhinski, O.V. Leonenko

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE LIFTING MECHANISM FOR BRIDGE-TYPE CRANES

Аннотация

Проанализированы основные направления оптимизации проектирования механизмов подъема кранов мостового типа. Установлено применение в методиках оптимизации простых и сложных критериев. Отмечается затруднительность использования сложных критериев на стадии оптимального проектирования. Предлагается простой критерий – минимизация массы механизма подъема при достижении необходимых грузоподъемности и скорости подъема. На примере выбора параметров механизма подъема крана грузоподъемностью 12,5 т доказана эффективность использования массового критерия во время функционального проектирования.

Ключевые слова:

кран, кран мостового типа, механизм подъема.

Abstract

The main ways to optimize the design of lifting mechanisms of the bridge-type crane were analyzed. The application of simple and complex criteria in the optimization techniques was established. The difficulty of using complex criteria at the stage of optimal design is noted. It is proposed to use a simple criterion – the minimization of the mass of the lifting mechanism when reaching the required lifting capacity and lifting speed. Exemplified by the selection of parameters for the lifting mechanism of a 12,5 ton lift capacity crane, the efficiency of using the mass criterion in the functional design is proved.

Key words:

crane, bridge-type crane, lifting mechanism.

Снижение стоимости изготовления и эксплуатации крана – это цель, к которой необходимо стремиться для достижения лидирующих позиций на рынке кранов мостового типа. Многие зарубежные производители, такие как LIEBHERR, VETTER, Stahl Crane Systems, Cone Cranes, достигшие значительного присутствия на рынке своих стран, имеющие большую программу выпуска и номенклатуру изделий, используют типовые наборы крановых комплектующих для снижения себестоимости. Кроме канатов, производство

которых требует значительной спецификации и обязательной сертификации, эти производители применяют крановые блоки, которые выпускаются специализированными предприятиями [1], крановые колеса, колесные пары и колесные блоки [2], редукторы, двигатели и мотор-редукторы.

Уровень стандартизации в производстве типовых комплектующих механизмов подъема и других крановых механизмов достаточно высок. В Беларуси при значительной номенклатуре кранов мостового типа, больших отличиях по



их грузоподъемности, величине пролета, условиям эксплуатации выпуск их невелик, поэтому использование стандартизованных изделий европейского производства сопряжено с большими накладными расходами, что увеличивает стоимость продукции в целом. Различные области эксплуатации кранов, разнообразие режимов нагружения и условий работы требуют от производителей нестандартных конструктивных решений. Поиск таких решений сопряжен с необходимостью выбора параметров крановых механизмов.

Оптимальное проектирование кранов всегда было актуальной задачей. В 80 гг. XX в. М. М. Гохбергом сформулированы принципы оптимального проектирования металлоконструкций кранов [3]. Основным критерием предлагалось использовать удельные приведенные затраты, величина которых определяется по формуле

$$П = C_u + K_u + C_g T_{cl} + K_g,$$

где C_u – себестоимость изготовления; K_u – капитальные затраты в сфере изготовления; C_g – годовые эксплуатационные расходы; T_{cl} – нормативный срок службы крана; K_g – капитальные затраты в сфере эксплуатации крана.

В настоящее время на этапе изготовления крана часто невозможно установить величины годовых эксплуатационных расходов, капитальных затрат в сфере эксплуатации крана из-за быстроменяющейся ситуации на рынке производства кранов, вызванной переориентацией производства предприятий, изменением транспортных потоков, приходом на рынок, присутствием производителей-конкурентов из других стран.

Существуют и другие методы оптимального проектирования механизмов подъема [4], которые учитывают большое количество параметров и основаны на математическом моделировании. Р. А. Кобзев предложил математическую модель, состоящую из несколь-

ких модулей: 1 – электропривод и система управления; 2 – полиспасть и грузозахватное устройство (ГЗУ); 3 – установка барабана; 4 – трансмиссия (в общем случае включающая в себя редуктор и соединительные муфты); 6 – тормоз(а). В кинематических схемах также присутствует открытая зубчатая передача (5 модуль), в некоторых – вместо модулей электродвигателя с системой управления и трансмиссии – общий модуль мотора-редуктора и системы управления. На основе этой математической модели с использованием метода Парето разработан векторный критерий оценки эффективности крановых механизмов, достоверность которого подтверждена использованием на производстве. Недостатком этой методики является высокая сложность процесса нахождения решения, что затрудняет её применение на производстве на начальном этапе проектирования и в отсутствие специального программного обеспечения.

Позднее Р. А. Кобзев предложил для оптимизации механизма перемещения крана [5] критерии массы и себестоимости, которые достаточно просто использовать на стадии функционального проектирования.

Авторами предлагается методика анализа крановых механизмов на основе простых и понятных критериев. Главными критериями предлагается установить массу и стоимость при наличии технологической возможности производства и доступности комплектующих.

Авторами произведен анализ вариантов механизма подъема козлового крана КК-12,5. Исходные данные для анализа: высота подъема груза $H_{gr} = 9$ м; грузоподъемность $Q = 12500$ кг; скорость подъема груза $V_{gr} = 8$ м/мин; группа режима работы механизма – М6.

Во время проведения расчетов использована стандартная методика, которая состоит из следующих этапов:

- выбор кратности полиспаста;
- выбор каната;

- выбор блоков;
- выбор диаметра барабана и расчет его длины;
- выбор двигателя и редуктора или мотор-редуктора.

$$F_k = \begin{pmatrix} 35,77 \\ 23,84 \\ 17,88 \\ 14,31 \\ 11,92 \end{pmatrix}.$$

На каждом этапе проводится оценка различных вариантов по массе и стоимости с целью их сравнения с результатами, полученными ранее [15].

Для данной грузоподъемности возможно применение полиспастов с кратностью от двух до шести. Для автоматизации расчетов используется вектор кратностей полиспаста

$$n_{pol} = \begin{pmatrix} 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \end{pmatrix}.$$

Сила натяжения каната определяется по формуле

$$F_k = \frac{G_{grp}}{n_{kgr} \eta_{mp}},$$

где G_{grp} – вес груза с грузовой подвеской, $G_{grp} = 128,76$ кН; η_{mp} – КПД полиспаста, $\eta_{mp} = 0,9$; n_{kgr} – количество канатов, на которых висит груз, определяется с учетом кратности полиспаста,

$$n_{kgr} = 2n_{pol}.$$

$$n_{kgr} = \begin{pmatrix} 4 \\ 6 \\ 8 \\ 10 \\ 12 \end{pmatrix}.$$

Сила натяжения каната для всех вариантов

Разрывное усилие каната определяется по формуле

$$F_{kr} = F_k K_k,$$

где K_k – коэффициент использования каната [6], $K_k = 5,6$.

Расчетное разрывное усилие каната

$$F_{kr} = \begin{pmatrix} 200,29 \\ 133,53 \\ 100,14 \\ 80,12 \\ 66,76 \end{pmatrix}.$$

По величине расчетного разрывного усилия выбирают канат. Основой для выбора каната является один или несколько разных стандартов, например [7–9]. Диаметр каната зависит от маркировочной группы, а от диаметра каната, в свою очередь, зависит масса каната, диаметр блоков и диаметр барабана.

В данном случае выбрано несколько канатов по [7], их параметры представлены в табл. 1.

Диаметр каната в зависимости от кратности полиспаста уменьшается, однако увеличивается его длина. Таким образом, на данном этапе невозможно определить, уменьшит или увеличит массу механизма в целом изменение кратности полиспаста.

Диаметр блока определяется как произведение диаметра каната и коэффициента выбора диаметра блока, который зависит от режима работы механизма подъема [6] и в данном случае $h_2 = 22,4$.



После определения диаметров, массы и количества блоков по [10] рас-

считывается суммарная масса, результаты заносятся в табл. 2.

Табл. 1. Параметры канатов, маркировочная группа 1670

Диаметр каната, мм	Масса одного метра	Разрывное усилие, Н
18	1,22	234000
15	0,84	142000
13	0,597	99950
11	0,462	75800
11	0,462	75800

Табл. 2. Параметры блоков в зависимости от массы каната и кратности полиспаста

Кратность полиспаста	Количество блоков	Диаметр каната, мм	ОСТ 24.191.08–81			Полиамидный блок [9]		
			Диаметр блока, мм	Масса блока, кг	Суммарная масса блоков	Диаметр блока, мм	Масса блока, кг	Суммарная масса, кг
2	3	18	410	12	36	460	10,8	32,4
3	5	15	340	8,5	42,5	400	7,6	38
4	7	13	300	7	49	325	3,86	27,02
5	9	11	250	6	54	300	2,86	25,74
6	11	11	250	6	66	300	2,86	31,46

Как видно из табл. 2, при увеличении кратности полиспаста увеличивается необходимое количество стальных блоков и растет их масса. Таким образом, согласно критерию массы, при использовании стальных блоков увеличение кратности полиспаста с целью снижения массы каната нецелесообразно. Эффект снижения массы крюковой подвески может быть получен при использовании полиамидных блоков, однако производство этих блоков пока не освоено на территории Беларуси и стоимость их может быть высока.

Минимальный диаметр барабана определяется как произведение диаметра каната и коэффициента диаметра барабана на основании требований [6]. Коэффициент диаметра барабана для заданного режима работы механизма подъема равен $Kdb = 20$.

Длина барабана регламентируется требованиями [6] и учитывает шаг нарезки барабана, требуемое количество рабочих витков, витков для крепления каната и 1,5 витка запаса. Длина барабана зависит от диаметра барабана и кратности полиспаста, т. е. требуемой длины каната, навиваемого на барабан. Кроме того, длина барабана является определяющей для габаритов грузовой тележки, а значительная длина барабана может оказать существенное влияние на массу тележки в целом.

Если длина барабана определяется конструктивными соображениями, т. е. имеет ограничение, то необходимо откорректировать диаметр барабана по формуле



$$Dbr = 1000Hgr \frac{nkgr}{Nbar} \times \frac{Lnb}{3,14 \frac{Lbz - Lkr - Lvit - 2Lner - Lnb}{2}},$$

где Dbr – новый диаметр барабана; $nkgr$ – количество канатов, на которых висит груз; $Nbar$ – количество ветвей, наматываемых на барабан; Lbz – заданная длина барабана; Lnb – шаг нарезки барабана; Lkr – принятая длина участка крепления каната; $Lvit$ – длина полутора витков запаса; $Lner$ – длина ненарезанной части барабана.

После выбора диаметра барабана и расчета новой длины находят толщину стенки исходя из условия прочности по формуле [11]

$$Ssb = 0,95 \frac{1000F_k}{(Dk + 3)Sd},$$

где Dk – диаметр каната; Sd – допускаемые напряжения для предварительного определения толщины стенки барабана.

С учетом диаметра барабана, его длины (не более 1710 мм) и толщины стенки рассчитываются массы различных вариантов барабанов, результаты заносятся в табл. 3.

Табл. 3. Параметры барабанов

Кратность полиспаста	Диаметр каната, мм	Диаметр барабана, мм	Длина барабана, мм	Толщина стенки барабана, мм	Масса барабана, кг
2	18	360	907	15	117
3	15	300	1243	12	104
4	13	260	1605	10	98
5	11	263	1701	9	80
6	11	316	1699	8	67

Из табл. 3 видно, что увеличение кратности полиспаста приводит к уменьшению массы барабана, при кратности полиспаста 6 масса барабана почти в 2 раза меньше, чем при кратности полиспаста 2.

Наряду с уменьшением массы барабана, увеличивается длина каната из-за увеличения количества ветвей. Требуемая длина каната определяется по формуле

$$Lkr = (Hgr + Hbv)nkgr + 6,28Dbl + 4,71Dbl + 18,84Dbr + 6Dk,$$

где Hbv – высота главной балки; Dbl – диаметр блока.

Результаты расчета массы каната и массы барабана с канатом заносятся в табл. 4.

Из табл. 4 видно, что увеличение

кратности полиспаста приводит к снижению массы каната за счет уменьшения его диаметра и снижению массы барабана с канатом в целом. В последнем столбце табл. 4 приведена масса барабана с канатом и блоками. При увеличении кратности полиспаста суммарная масса анализируемых элементов уменьшается и достигает минимального значения при кратности полиспаста 5.

Существенное влияние на массу грузовой тележки оказывает двигатель и редуктор. Выбор этих компонентов осуществляется по методикам, изложенным в [3, 11], на основании расчетных данных о мощности подъема, требуемом моменте на барабане, требуемой частоте вращения барабана.

Исходные данные, необходимые для выбора двигателя и редуктора, полученные на основании расчетов, представлены



в табл. 5. Расчетная мощность на барабане равна 18,6 кВт. В последнем столбце таблицы приведено требуемое переда-

точное число редуктора при частоте вращения двигателя 1400 мин⁻¹.

Табл. 4. Массы канатов и барабана с канатом

Кратность полиспаста	Длина каната, м	Масса каната, кг	Масса барабана с канатом, кг	Масса барабана с канатом и блоками, кг
2	50,9	62,1	179,2	215,2
3	71,0	59,7	163,9	206,4
4	91,7	54,7	153,2	202,2
5	112,2	51,8	132,3	186,3
6	133,7	51,7	129,4	195,2

Табл. 5. Данные для выбора двигателя и редуктора

Кратность полиспаста	Требуемая частота вращения барабана, мин ⁻¹	Статический момент на барабане, кН·м	Пусковой момент на барабане, кН·м	Требуемое передаточное число
2	14,2	12,1	12,15	98,9
3	25,5	6,71	6,75	55,0
4	39,2	4,36	4,69	35,7
5	57,9	2,95	2,97	24,2
6	69,5	2,46	2,48	20,2

При одинаковой мощности статический момент на барабане для рекомендуемой кратности полиспаста 5 в 4 раза меньше, чем при кратности полиспаста 2.

На крановых механизмах подъема возможно использование множества вариантов двигателей с редукторами и мотор-редукторов. Редукторы производства РФ [12] имеют ограниченный набор передаточных чисел, что затрудняет их выбор. В случае применения редуктора такого типа необходимо выбирать крановый электродвигатель, который имеет свой корпус и не оснащен встроенным тормозом, использование которого также увеличивает общую массу комплектующих.

Кроме редукторов производства РФ, возможно использование продукции других стран, например международной компании Danfos [14].

При мощности двигателя 18,5 кВт можно выбрать несколько вариантов редукторов с параллельными валами типа RXP с передаточными числами, близкими к требуемым. Варианты выбора редукторов и двигателей представлены в табл. 6.

В связи с тем, что вариант с кратностью полиспаста 2 обладает наибольшей массой, а также отсутствуют двигатели выбранного производителя заданных мощности и частоты вращения, этот вариант исключен из дальнейших расчетов.



Табл. 6. Варианты редукторов и двигателей

Кратность полиспаста	Требуемый момент на выходном валу, Н·м	Тип редуктора	Масса редуктора, кг	Действительный момент на выходном валу, кН·м	Передачное число	Тип электродвигателя (NORD)/ обороты
2	12,1	RXP3 810	382	10,8	92,4	/ 1000*
3	6,71	RXP3 806	243	7,4	59,8	180МН4 / 1450
4	4,36	RXP3 804	138	4,8	44	180МН4 / 1450
5	2,95	RXP3 802	99	3,3	28,8	180МН4 / 1450
6	2,46	RXP2 802	87	3,3	23,2	180МН4 / 1450

Для всех вариантов используется одинаковый двигатель, поэтому в дальнейших расчетах его масса не учитывается.

Рассчитанный по методике [3, 11] требуемый тормозной момент составляет 173 Н·м. Выбранный двигатель со встро-

енным тормозом обеспечивает тормозной момент 150 или 250 Н·м, что является достаточным. В дальнейшем анализе масса тормоза не учитывалась.

Полная масса механизмов отражена на графике (рис. 1).

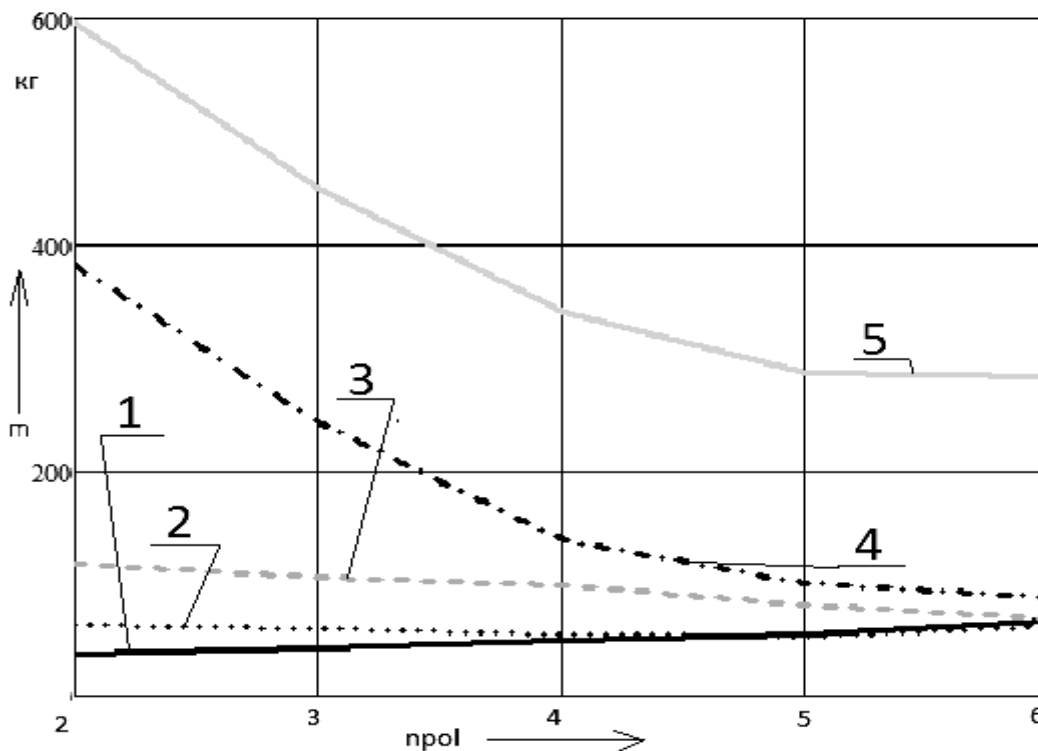


Рис. 1. Масса комплектующих механизма подъема: 1 – масса блоков; 2 – масса канатов; 3 – масса барабанов; 4 – масса редукторов; 5 – масса комплектующих

Из рисунка видно, что массы комплектующих механизма подъема в зависимости от кратности полиспаста не являются конфликтными за исклю-

чением массы блоков. Все массы уменьшаются с разной степенью интенсивности по мере увеличения кратности полиспаста. Общая масса механизма



подъема интенсивно уменьшается при увеличении кратности полиспаста до 5. Основное влияние на величину массы механизма подъема оказывает масса редуктора. По сравнению с результатами, полученными ранее [15], массу комплекствующих механизма подъема можно снизить почти в 2 раза.

Выводы

Увеличение кратности полиспаста позволяет уменьшить массу комплекствующих механизма подъема.

Общая масса комплекствующих

может быть уменьшена почти в 2 раза при увеличении кратности полиспаста с 2 до 5.

Увеличение кратности полиспаста более 5 нецелесообразно, т. к. сложность механизма увеличивается, а масса снижается незначительно.

Увеличение кратности полиспаста может дать дополнительный эффект снижения массы, т. к. уменьшается диаметр барабана, а вместе с ним требуемый вращающий момент, что даёт возможность уменьшить прочность конструкции крановой тележки и вместе с тем её массу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. RopeBlock [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ropeblock.com/>. – Дата доступа: 12.09.2017.
2. KarlGeorg [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.karl-georg.de/>. – Дата доступа: 12.09.2017.
3. Брауде, В. И. Справочник по кранам в 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – Москва : Машиностроение, 1988. – 536 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 ; Южно-Рос. гос. техн. ун-т им. М. И. Платова. – Новочеркасск, 2014. – 41 с.
5. Кобзев, Р. А. Выбор оптимальной конструкции механизма передвижения козлового крана К2х190 для строительства атомных электростанций / Р. А. Кобзев // Консалтинговая компания Юком. Научный альманах. – 2015. – № 10-3. – С. 116.
6. Об утверждении Правил по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов [Электронный ресурс] : постановление М-ва по чрезвычайным ситуациям Респ. Беларусь, 28 июня 2012 г., № 37 // ЭТАЛОН. Законодательство Респ. Беларусь / Нац. центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2017.
7. ГОСТ 14954–80. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19. ИПК Издательство стандартов. – Москва, 1996. – 19 с.
8. ГОСТ 7669–80. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6х36. ИПК Издательство стандартов. – Москва, 1996. – 19 с.
9. Bridon International Ltd [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.bridon.com/uk/about-us/>. – Дата доступа: 22.09.2017.
10. ОСТ 24.191.05–82. Блоки для стальных канатов. Конструкция и размеры. Министерство тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения. – Москва, 1972. – 7 с.
11. Александров, М. П. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров, Л. Н. Колобов, Н. А. Лобов. – Москва : Машиностроение, 1986. – 400 с.
12. Группа предприятий РЕДУКТОР [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://reduktor.nt-rt.ru/images/showcase/01_RKD_ALL_CATALOGUE_SC.pdf. – Дата доступа: 26.09.2017.
13. Компания РЕДУКТОР [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.reduktor-stm.ru/>. – Дата доступа: 26.09.2017
14. Matrix Group [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.danfoss.info/>. – Дата доступа: 27.09.2017.
15. Лесковец, И. В. Выбор параметров механизма подъема крана мостового типа / И. В. Лесковец, А. Д. Бужинский, О. В. Леоненко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 2. – С. 46–55.



Статья сдана в редакцию 28 декабря 2017 года

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

Александр Дмитриевич Бужинский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: bauer_mogilev@tut.by.

Олег Викторович Леоненко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: ogleonenko@gmail.com.

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

Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: bauer_mogilev@tut.by.

Oleg Viktorovich Leonenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: ogleonenko@gmail.com.

