
УДК 621.873.1

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

КРИТЕРИИ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ КОЗЛОВОГО КРАНА

UDC 621.873.1

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

CRITERIA FOR SELECTION OF PARAMETERS FOR THE TRAVELING MECHANISM OF GANTRY CRANES

Аннотация

Проанализированы методики выбора параметров механизмов перемещения козловых кранов. Отмечается, что статический и пусковой моменты двигателя механизма передвижения крана являются функцией многих переменных. Ограничения на выбор параметров механизмов передвижения накладываются не только в зависимости от объективных, но и субъективных факторов. Представлены данные и результаты расчета с вариантами механизма передвижения козлового крана грузоподъемностью 32 т. Проанализированы возможности уменьшения расчетной мощности привода в зависимости от ветровых нагрузок и условий эксплуатации. Расчетным путем установлено, что снижение ветровой нагрузки может уменьшить проектную мощность электродвигателя механизма передвижения козлового крана.

Ключевые слова:

краны мостового типа, кран козловой, механизм передвижения, ветровая нагрузка, мощность двигателя.

Abstract

The paper analyzes the procedures for selection of parameters for traveling mechanisms of gantry cranes. It is noted that static and starting torques for the motor of the crane traveling mechanism are a function of many variables. Restrictions on the choice of parameters for the traveling mechanism are imposed depending not only on objective factors, but also on subjective ones. The data and results of calculations are presented which give options of traveling mechanisms for the gantry crane with a lifting capacity of 32 tons. The possibility of reducing calculated power of the drive depending on wind loads and operating conditions was analyzed. It was calculated that a decrease in wind load can reduce rated capacity of an electric motor used in the traveling mechanism of gantry cranes.

Key words:

bridge-type cranes, gantry crane, travel mechanism, wind load, engine power.

Козловые краны, несмотря на существенный недостаток, выражающийся в виде высокой металлоемкости, широко применяются в производстве. На открытом воздухе они не требуют наличия железобетонных строительных конструкций, лучше поддаются монтажу, обладают более высокой ремонтпригодностью по сравнению с мостовыми кранами. Порядок выбора механизмов пере-

движения установлен М. М. Гохбергом, М. П. Александровым, А. В. Кузьминым [1–3] и другими авторами. Одной из основных задач, стоящих перед проектировщиками кранов, является выбор двигателей механизмов.

Немалую значимость авторы придают поиску оптимальных значений параметров механизмов. В то же время в [1] утверждается, что оптимальные ме-

ханизмы должны обеспечивать реализацию характеристик, гарантирующих работу крана в экстремальных режимах на протяжении всего периода эксплуатации. Особенностью проектирования кранов в СССР являлась необходимость в серийном производстве. Принимая во внимание протяженность территорий, разные климатические условия, возможности расположения кранов в горных и приморских районах, металлоконструкции и механизмы проектировались с учетом возникновения экстремальных нагрузок. Хотя перед разработчиками конструкторской документации и ставилась задача снижения удельных приведенных затрат, но по соображениям обеспечения безопасности и надежности приоритеты сдвигались в сторону повышения прочности и, как следствие, массы, мощности и энергопотребления. Как правило, непосредственная связь между покупателем крана и разработчиком конструкторской документации отсутствовала, что приводило к использованию в эксплуатации кранов, обладающих высокой энергоемкостью.

В настоящее время при проектировании кранов применяются методики, представленные в [1–3]. Они предполагают использование усредненных показателей, что приводит к повышению удельных металлоемкости и мощности кранов и существенно снижает конкурентоспособность по сравнению с кранами европейского и китайского производства. Дополнительным фактором, снижающим конкурентоспособность кранов белорусского производства, является ограниченный доступ к продукции металлопроката из высокопрочных легированных сталей, что значительно повышает металлоемкость кранов и стоимость их эксплуатации.

Авторы [1–3] отмечают, что главными исходными данными являются режим работы крана и группа работы кранового механизма. Условия будущей эксплуатации крана определяют мощ-

ность двигателя и параметры периода включения (ПВ). В целях исследования и сравнения возможных параметров крановых механизмов М. М. Гохберг [1] приводит характеристики кранов, работающих в различных условиях эксплуатации. Назначение крана существенно влияет на его характеристики. Точное задание назначения крана, условий эксплуатации, места его расположения может значительно уменьшить нагрузки на крановые механизмы, осуществить выбор двигателя со сниженным значением статической мощности и меньшей стоимости при сохранении заданных скоростных и силовых параметров, обеспечить повышение конкурентоспособности.

Для выбора мощности двигателя механизма передвижения крана необходимо определить значения сил сопротивления передвижению. Эти силы состоят из сопротивления качению крана W_k :

$$W_k = \omega_k(G_k + G_{gr} + G_t),$$

где ω_k – обобщенный коэффициент сопротивления передвижению крана, зависящий от коэффициента трения качения ходовых колес по рельсам и коэффициента, учитывающего сопротивление трению реборд колес и торцов ступиц колес [2]; G_k – вес крана; G_{gr} – вес груза с грузовой подвеской; G_t – вес крановой тележки, и сопротивления от горизонтального уклона пути W_g :

$$W_g = \alpha(G_k + G_{gr} + G_t),$$

где α – значение горизонтального уклона пути.

Ветровая нагрузка на металлоконструкцию крана, тележку, кабину и груз определяется по [4].

На основе суммарных сопротивлений передвижению крана можно найти требуемый статический момент $M_{ст}$:

$$M_{ст} = \frac{\sum W \cdot D_k}{2i_r \cdot \eta_r},$$

где D_k – диаметр ходового колеса; i_r – передаточное число редуктора; η_r – КПД редуктора.

При работе крана статический момент не является максимальным. При выборе двигателя необходимо учесть силы инерции груза и механизмов, возникающие в начале движения. Рекомендуется [2] силы инерции вычислять на базе допущения о том, что ускорение в начале движения постоянно и определяется на основе отсутствия проскальзывания ходового колеса. При использовании рекомендуемых значений ускорений момент инерции

$$M_{ин} = \frac{2\pi n_k m D^2}{4t_n},$$

где n_k – частота вращения ходового колеса; m – масса крана с грузом; t_n – рекомендуемое время пуска.

Таким образом, требуемые статический и пусковой моменты являются важными факторами при выборе двигателей механизма передвижения козлового крана. Значения этих моментов зависят не только от сил сопротивления перемещению крана, но и от диаметра ходовых колес и передаточного числа редуктора. Выбор кранового двигателя должен осуществляться совместно с выбором диаметра приводных колес и передаточного числа редуктора, т. к. параметры этих механизмов должны быть согласованы (статический момент, пусковой момент, частота вращения). Отклонение действительной скорости передвижения крана от заданной не может превышать 15 %. Дополнительно производитель кранов может ограничить возможности использования, например, электродвигателей двигателями с короткозамкнутым или фазным ротором. Таким образом, находясь в условиях большого количества ограничений, проектировщик не всегда в состоянии выбрать наилучший вариант исходя из технических, ценовых и эксплуатационных требований.

Проведем обзор возможных вариантов для козлового крана грузоподъемностью 32 т. Режим работы крана А5, режим работы механизмов М6, масса крана 88 т. В качестве исходных данных приняты значения, представленные в табл. 1.

Учитывая, что приводы передвижения устанавливаются с двух сторон крана или на каждую опору, проанализируем варианты использования привода с двумя двигателями (табл. 2). Рассмотрим двигатели с фазным ротором.

Двигатели всех проанализированных приводов удовлетворяют условиям расчета на нагрев.

Из представленных вариантов удовлетворяет условиям максимального крутящего момента вариант 3. Вариант 4 с двигателем меньшей мощности также может быть использован, но имеет коэффициент запаса по мощности в период пуска с максимальным грузом при максимальной ветровой нагрузке только 5 %.

Анализ табл. 2 показывает, что наиболее существенной из всех нагрузок является ветровая, её значения превышают значения всех остальных нагрузок в сумме более чем в 3 раза. Расчет ветровых нагрузок производится на основании [4]. Статическое и динамическое давление ветра зависит от взаимного расположения металлоконструкции крана и направления ветра. Пример взаимного расположения крана и розы ветров представлен на рис. 1.

В рассматриваемом случае давление ветра в направлении передвижения крана на 30 % меньше максимального. Давление со стороны юго-востока оказывает влияние в соответствии с зависимостью

$$c = q \cos \alpha_v,$$

где c – коэффициент аэродинамического сопротивления; q – динамическое давление ветра; α_v – угол отклонения вектора давления от нормали к металлоконструкции крана.

Табл. 1. Исходные данные для выбора механизма передвижения крана

Наименование параметра	Единица измерения	Значение
Вес груза с крюковой подвеской	кН	345
Вес крановой тележки	кН	100
Вес крана	кН	880
Скорость движения крана	м/с	0,8
Диаметр ходового колеса	м	0,5
Соппротивление на ходовых колесах крана	кН	14
Соппротивление от горизонтального уклона пути	кН	4
Суммарное значение ветровой нагрузки	кН	66
Суммарное значение сил сопротивления передвижению	кН	74
Требуемая статическая мощность	кВт	59
Требуемый статический момент	кН·м	17
Сила инерции движущегося крана с грузом	кН	14
Требуемая пусковая мощность	кВт	64
Требуемый пусковой момент	кН·м	20
КПД передачи	–	0,96

Табл. 2. Варианты параметров приводов

Наименование параметра	Единица измерения	Вариант				
		1	2	3	4	5
Марка двигателя [5]	–	МТКН-412-6	МТКН-411-6	МТКН-312-6	МТКН-311-6	МТКН-211-6
Мощность	кВт	30	22	15	11	7,5
Частота вращения	мин ⁻¹	950	945	962	900	940
Номинальный крутящий момент	Н·м	292	214	146	107	73
Коэффициент крутящего момента	–	3,3	3,3	3,7	3,3	2,7
Масса двигателя	кг	279	253	185	200	149
Требуемое передаточное число по моменту	–	28,7	39,2	57	78	114
Требуемое передаточное число по угловой скорости	–	30,7	30	30	30	30
Марка редуктора [6]	–	PM650	PM650	PM650	PM650	PM650
Передаточное число редуктора	–	31,5	31,5	31,5	31,5	40
Действительный статический момент	кН·м	7	6,5	4,4	3,2	2,8
Отклонение статического момента	%	–20	–30	–90	–159	–199
Действительный пусковой момент	кН·м	23	21	16	10	7,5
Отклонение пускового момента	%	56	52	37	5	–34
Действительная скорость крана	м/с	0,98	0,78	0,78	0,78	–0,62
Отклонение скорости крана	%	23	–2,5	–2,5	2,4	23

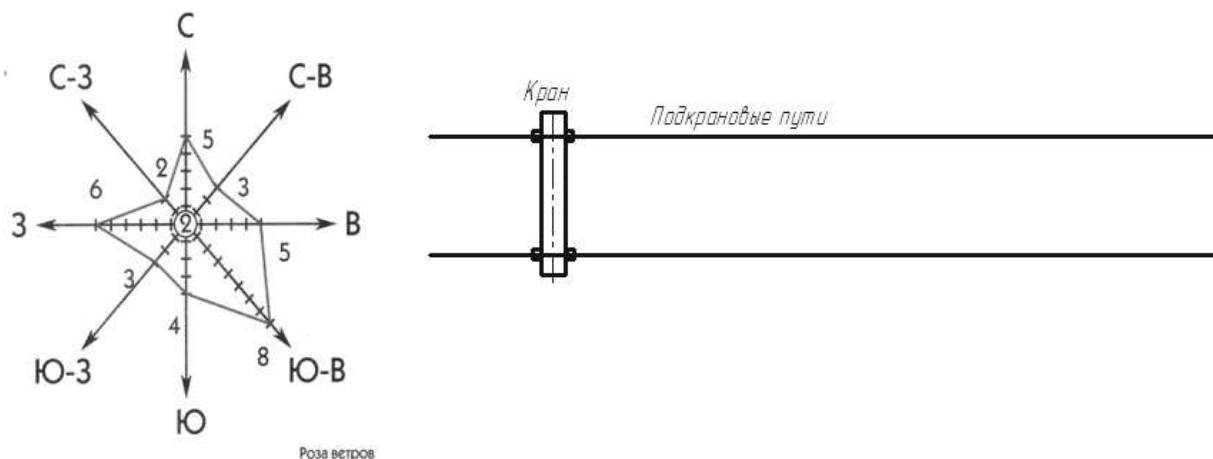


Рис. 1. Взаимное расположение крана и розы ветров

Кроме того, согласно [7] в районах, соседствующих с Республикой Беларусь, средняя скорость ветра составляет 5...7 м/с, в то время как [4] определяет скорость ветра в 16 м/с. В соответствии с [7] такая скорость ветра может возникать в течение 16 дней в году. Таким образом, вероятность необходимости работы при указанной скорости ветра в году составляет 0,04.

Немаловажным критерием является график загрузки механизмов, пример которого представлен в [8, рис. 1.2.3]. Такой график устанавливает процентное соотношение работы крана с грузами разной массы применительно ко всему периоду работы. Для классификации режима работы механизмов по группе М6 продолжительность работы с полной загрузкой не превышает 20 %, что соответствует вероятности возникновения такого случая, равной 0,2. Таким образом, вероятность возникновения ситуации, когда необходима работа крана с полной загрузкой при максимальном ветре, равна 0,008.

При проектировании новых кранов для Республики Беларусь высока возможность согласования с заказчиком варианта приостановки работы крана с грузом полной массы на период наличия ветров скоростью более 10 м/с. В целях обеспечения безопасности следует выполнять расчет на опрокидыва-

ние и прочность конструкции для максимального давления ветра, а расчет механизмов согласовывать с местом установки крана, условиями эксплуатации, режимами работы и другими факторами, что позволит снизить стоимость продукции при незначительном уменьшении необходимых эксплуатационных параметров.

Для расчетного случая, при установке крана в соответствии с положением, указанным на рис. 1, ветровая нагрузка снижается на 30 %. Таким образом, суммарная сила сопротивления передвижению уменьшается до 64 кН, а расчетная статическая мощность – до 51 кВт. Тогда расчетную мощность двигателя механизма передвижения крана можно снизить на 15 %.

Заключение

Проанализированы методики выбора крановых механизмов, которые использовались в СССР и применяются при проектировании кранов на территории Республики Беларусь в настоящее время. Отмечается, что краны, спроектированные на базе этих методик, отличаются высокой энергоемкостью и имеют низкую конкурентоспособность по сравнению с кранами европейских и китайских производителей.

Представлены основы расчетов,

применяемых для проектирования механизмов передвижения козловых кранов. Определены параметры для нескольких вариантов механизмов передвижения, выявлены наилучшие варианты с точки зрения использования двигателей меньшей статической мощности.

Рассмотрены возможности снижения расчетных ветровых нагрузок посредством оптимального размещения крана по отношению к розе ветров. Определена вероятность возникновения критических состояний. Выявлено, что при оптимальной установке крана по отношению к розе ветров возможно

снижение ветровой нагрузки (в расчетном случае на 30 %), что позволяет уменьшить статическую мощность двигателя в данном случае на 15 %.

Согласование параметров технического задания на проектирование крана с заказчиком и учет вариантов установки козлового крана по отношению к розе ветров, учет влияния климатологических параметров в комплексе с режимами работы крана может уменьшить статическую мощность механизма передвижения крана и снизить его стоимость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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. – М. : Машиностроение, 1988. – 559 с.
2. Грузоподъемные машины : учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / М. П. Александров [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
3. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – 2-е изд., перераб. и доп. – Минск : Выш. шк., 1983. – 350 с.
4. ГОСТ 1451–77. Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения. – М. : Гос. ком. стандартов Совета Министров СССР, 1977. – 28 с.
5. Энергоснабкомплект. Промышленное оборудование [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.esbk.ru](http://www.esbk.ru). – Дата доступа : 18.10.2016.
6. Группа предприятий «Редуктор» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : // www.reduktor.nt-tr.ru](http://www.reduktor.nt-tr.ru). – Дата доступа : 18.10.2016.
7. СНиП 23-01-99. Строительная климатология. – М. : Госстрой России, 2000. – 91 с.
8. Справочник по кранам : в 2 т. Т. 1 : Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / М. П. Александров [и др.] ; под общ. ред. М. М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.

Статья сдана в редакцию 16 января 2017 года

Игорь Вадимович Лесковец, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-46-39-98.

Александр Дмитриевич Бужинский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Олег Викторович Леоненко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Igor Vadimovich Leskovets, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-298-46-39-98.

Aleksandr Dmitriyevich Buzhinski, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Oleg Viktorovich Leonenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.