

УДК 622.012.3 : [621.864 : 621.877]

Беспальков Алексей Андреевич
младший научный сотрудник,
лаборатория транспортных систем
карьеров и геотехники,
Институт горного дела УрО РАН,
620075 г. Екатеринбург,
ул. Мамина-Сибиряка, 58
e-mail: bespalkov@igduran.ru

Журавлев Артем Геннадиевич
кандидат технических наук,
заведующий лабораторией
транспортных систем карьеров и геотехники,
Институт горного дела УрО РАН
e-mail: juravlev@igduran.ru

СРАВНЕНИЕ РАЗНЫХ ТИПОВ МЕХАНИЗМОВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОЙ ТЕЛЕЖКИ КАРЬЕРНЫХ КАБЕЛЬНЫХ КРАНОВ*

Аннотация:

Преимущество кабельных кранов по сравнению с другими видами подъемно-транспортных машин достигается на рабочих площадках, имеющих большие линейные размеры, которые могут быть полностью перекрыты пролетом крана, а также на объектах со сложным и труднопроходимым рельефом. Определенную область применения кабельные краны имеют и на открытых горных работах.

Кабельные краны для карьеров, отрабатываемых по углубочной системе, должны иметь большие пролеты порядка 800 – 1000 м. В этом случае применение барабанной лебедки в качестве механизма передвижения грузовой тележки приведет к значительным габаритам привода и его потребной мощности.

В статье рассматриваются способы снижения мощности привода и варианты реализации его конструктивных схем для обеспечения необходимого тягового фактора: лебедки, канатопроводящие шкивы, натяжные устройства. По каждому варианту выполнены расчеты необходимых усилий. Показано, что предпочтительным вариантом будет применение схем с канатопроводящим шкивом в сочетании с расположением башен кабельного крана на разновысотном уровне и использованием натяжного устройства для компенсации недостающей величины тягового фактора.

Ключевые слова: кабельный кран, карьерный транспорт, канатопроводящий шкив, механизм передвижения, самоходная тележка, натяжное устройство, лебедка

DOI: 10.25635/2313-1586.2018.04.038

Bespalkov Alexey A.
Junior Research Worker,
laboratory of the open pit
transport systems and geotechnology,
Institute of Mining UB RAS,
620075, Ekaterinburg,
Mamina-Sibiryaka str., 58
e-mail: bespalkov@igduran.ru

Zhuravlev Artem G.
Candidate of Technical Sciences,
Chief of laboratory of the open pit
transport systems and geotechnology,
Institute of Mining UB RAS,
620075, Ekaterinburg, Mamina-Sibiryaka str., 58
e-mail: juravlev@igduran.ru

COMPARISON OF DIFFERENT TYPES OF MOVEMENT MECHANISMS OF THE CARGO TROLLEY OF THE QUARRY CABLE CRANES

Abstract:

High efficiency of cable cranes in comparison with other types of hoisting machines is being achieved on the working areas of large linear dimensions that can be covered completely by a crane span, and on objects with complex and rugged terrain. A certain sector the cable cranes' use has on open-pit mining works too.

Cable cranes for quarries worked out according the deepening system should have large spans of about 800-1000 m. In this case, the use of a winch with a drum as a mechanism for moving the cargo trolley will lead to significant dimensions of the drive and its required power.

The article considers ways to reduce the drive power and options for the implementation of its design schemes to ensure the necessary traction factor: winches, rope driving pulleys, tension devices. For each version, the necessary effort has been calculated. It is shown that the use of rope driving pulley circuits in combination with the location of the cable crane towers at a different height level and the use of a tension device to compensate the missing value of the traction factor will be the preferred option.

Key words: cable crane, open-pit transport, rope driving pulley, movement mechanism, self-propelled trolley, tension device, winch.

* Исследования выполнены в рамках Государственного задания 007-00293-18-00, тема № 0405-2018-0015

Введение

Преимущество кранов кабельного типа по сравнению с другими видами подъемно-транспортных машин достигается на рабочих площадях, имеющих большие (в сотни метров) линейные размеры, которые могут быть полностью перекрыты пролетом кабельного крана, а также на объектах со сложным и труднопроходимым рельефом: открытых складах сыпучих материалов и леса, стройках гидротехнических сооружений, судостроительных верфях [1].

К таким производственным объектам можно отнести и открытые горные выработки. Применение кабельных кранов может обеспечить ряд преимуществ: снижение энергозатрат при транспортировке горной массы и объема вскрышных работ за счет совмещения транспортных берм с наклонными предохранительными бермами [2]. При этом ввод кабельного крана возможен на момент, когда площадка его размещения поставлена в предельное положение. Нижняя зона карьера, где доставка горной массы будет осуществляться кабельным краном, либо отрабатывается изначально с условием, что там будет впоследствии установлен кран, либо реконструируется с перенарезкой вспомогательных транспортных берм меньшей ширины и при необходимости с совмещением предохранительных берм.

Одной из базовых тенденций в развитии карьеров является увеличение их глубины [3]. По мере увеличения глубины карьера увеличиваются и его размеры на уровне дневной поверхности, что приводит к увеличению пролетов кабельных кранов, если предполагается их использование для отработки месторождений.

С увеличением длины пролета кабельного крана возрастает и канатоемкость барабана механизма передвижения грузовой тележки в случае применения схемы с барабанной лебедкой. Это приводит к большим габаритным размерам и стоимости барабана. Также негативным фактором является большой угол девиации, что отрицательно сказывается на сроке службы тягового каната.

Технические решения и расчеты

Для примера рассмотрим механизм передвижения грузовой тележки кабельного крана пролетом 800 м и грузоподъемностью 50 т (рис. 1) для доставки руды с нижних горизонтов к перегрузочному пункту. На рис. 1 кабельный кран показан укрупненно для наглядности составных элементов, важных для дальнейших расчетов, нижняя зона карьера условно не показана. Более подробно размещение кабельного крана в карьере приведено в [2].

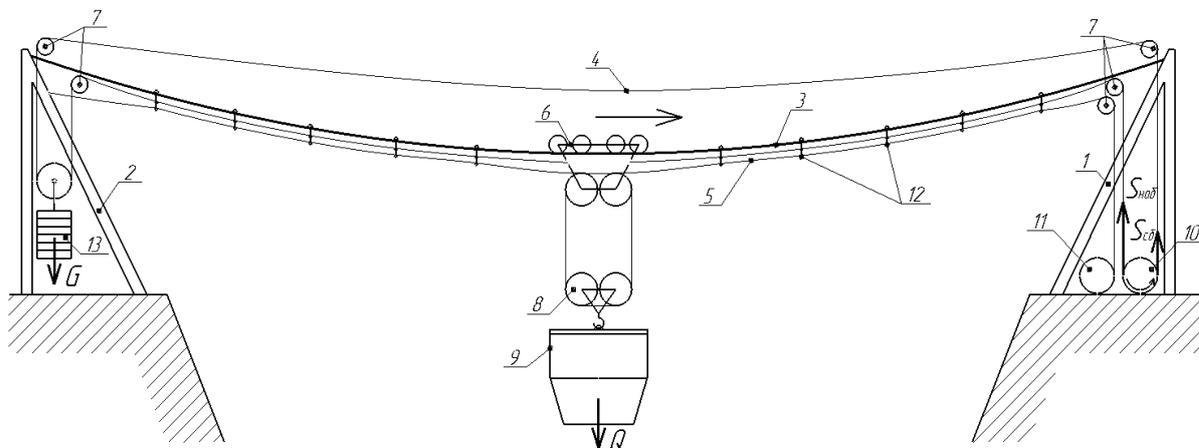


Рис. 1 – Схема кабельного крана в карьере:

1 – машинная башня; 2 – контрбашня; 3 – несущий канат; 4 – тяговый канат; 5 – грузовой канат; 6 – грузовая тележка; 7 – обводные блоки; 8 – крюковая подвеска; 9 – контейнер; 10 – тяговая лебедка (передвижение грузовой тележки); 11 – грузовая лебедка (подъем груза), 12 – поддержки; 13 – груз натяжного устройства

Расчет показал, что для привода грузовой тележки при использовании тягового каната $\varnothing 28$ мм по ГОСТ 2688–80 понадобится два барабана диаметром 1680 мм и длиной 15720 мм каждый (один – для сбегавшего конца каната, другой – для наматываемого). При этом углы отклонения каната от средней плоскости (углы девиации) в крайних точках барабанов при высоте башен крана 25 м составят 17° . Это значительно превышает рациональные значения, установленные РТМ 24.090.29-77: не более 6° у барабана с нарезанной канавкой. Отметим, что чем больше угол девиации, тем интенсивней износ перегородок между желобками обечайки барабана и реборд направляющих блоков, а также самих канатов.

Избежать применения лебедки механизма передвижения тележки можно, если использовать следующие технические решения:

- автономный привод (самоходные тележки);
- использование силы гравитации для перемещения тележки;
- применение канатоведущего шкива.

Ниже приведены особенности по каждому варианту.

Самоходные тележки. Довольно интересная система пассажирской дороги без тягового каната, с самоходными вагонетками, предложенная итальянскими инженерами Giulio и Groff, представлена на рис. 2. Вагонетки имели гусеничный ход с клинчатыми колодками, с помощью которого они преодолевали подъемы свыше 45° . Вагонетка вместимостью 14 человек при собственном весе 1100 кг снабжена ДВС мощностью 40 л.с. Опытная установка была выполнена в Болонье (Италия) в 1933 г. [4].

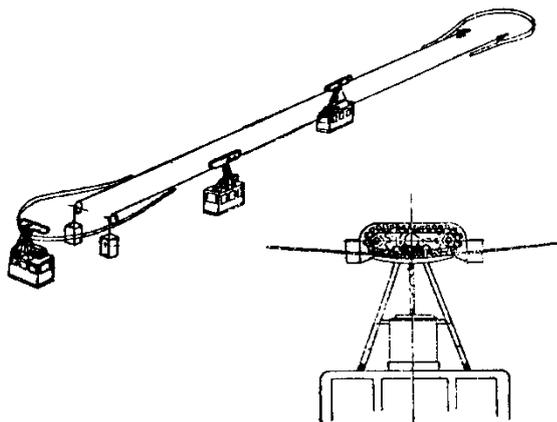


Рис. 2 – Самоходная вагонетка пассажирской канатной дороги с двигателем внутреннего сгорания и гусеничным ходом

На рис. 3 изображена самоходная грузовая тележка кабельного крана грузоподъемностью 20 т. На раме тележки установлены двигатель внутреннего сгорания, механизм передвижения тележки, лебедка подъема, аппаратура управления и сиденье крановщика.



Рис. 3 – Самоходная грузовая тележка кабельного крана

Передвижение тележки осуществляется перекачиванием четырех попарно размещенных приводных шкивов 1 по двум неподвижным тяговым канатам 2. При такой схеме обводки дуга обхвата тягового каната на каждом шкиве составляет примерно 300° , обеспечивая тележке возможность перемещения по крутым уклонам несущих канатов. Скорость движения тележки могла достигать 15 м/с [5].

Недостатком самоходных тележек является увеличение их массы за счет размещения привода передвижения непосредственно на тележке. Так, для кабельного крана грузоподъемностью 50 т с длиной пролета 800 м мощность привода составит порядка 200 – 350 кВт. При использовании электропривода или дизельного привода полная масса самоходной тележки составит 16 – 18 т (тележка традиционной конструкции с тяговым канатом будет весить порядка 12 т). Также могут возникнуть трудности в подводе электрического тока, если предполагается применение электропривода.

Второй вариант обеспечения перемещения грузовой тележки кабельного крана по несущим канатам без применения лебедки описан в работе [6].

Конструкция кабельного крана, представленная на рис. 4, предполагает снижение энергопотребления крана за счет устранения механизма передвижения тележки и подъема груза (не используется тяговый и грузовой канаты). Перемещение груза в данном случае происходит за счет сил гравитации и изменения разности высот концов несущего каната при помощи винтовых передач. Но данная схема пригодна только для кранов небольшого пролета и малой грузоподъемности, т.к. для подобного кабельного крана пролетом 800 м необходимый ход концов несущего каната по вертикали составит около 110 м для осуществления передвижения тележки. При этом силы натяжения в канате при больших величинах грузоподъемности и пролета крана будут довольно большими (будут исчисляться в МН (рис. 12)), что сильно усложнит механизм перемещения концов несущего каната в вертикальном направлении. Кроме того, затруднено точное позиционирование грузовой тележки, что затруднит установку контейнера под погрузку и разгрузку. По этим причинам данная конструкция на карьерах практически не применима.

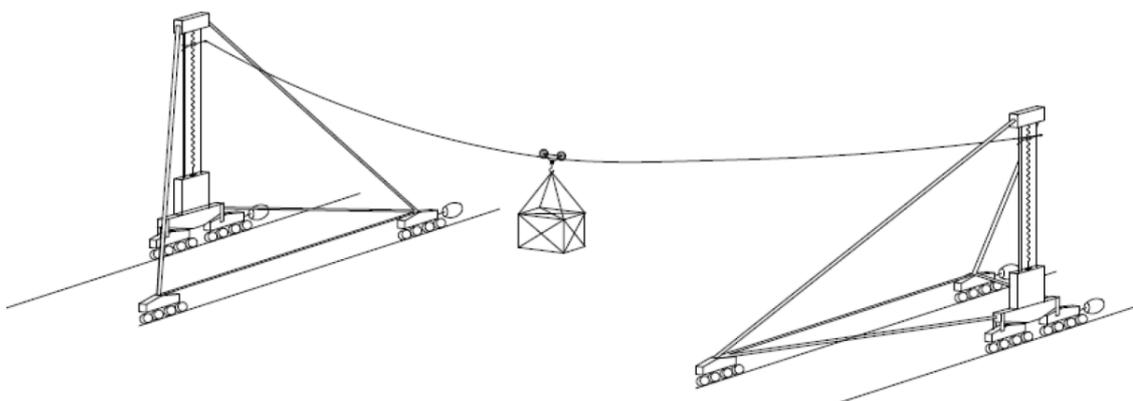


Рис. 4 – Кабельный кран без механизма передвижения тележки и подъема груза

Третий вариант решения поставленной задачи направлен на уменьшение габаритов привода за счет использования канатоведущего шкива (КВШ), который имеет множество конструктивных решений, рассмотренных ниже.

Основным показателем работоспособности канатоведущего шкива трения является тяговый фактор (коэффициент тяговой способности) ($e^{\mu\alpha}$) – способность канатоведущего шкива передавать окружную силу без проскальзывания тягового каната. Выразить его можно с учетом натяжений в набегающей ($S_{наб}$) и сбегающей ($S_{сб}$) ветвях тягового каната через формулу Эйлера:

$$\frac{S_{наб}}{S_{сб}} k < e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

где k – коэффициент запаса сцепления для привода передвижения грузовой тележки кабельного крана $k = 1,25$ [4]; $e^{\mu\alpha}$ – тяговый фактор; μ – приведенный коэффициент трения каната по канавке канатоведущего шкива; α – угол обхвата канатом канатоведущего шкива, рад; $e = 2,718$.

Очевидно, что тяговую способность КВШ можно увеличить за счет повышения величины тягового фактора ($e^{\mu\alpha}$), который зависит от двух параметров – приведенного коэффициента трения μ и угла обхвата α .

На приведенный коэффициент трения влияют профиль поперечного сечения ручьев КВШ, материал, из которого изготовлена футеровка шкива, а также степень изношенности канатов и ручьев [7].

Использование специальных профилей канавок канатоведущего шкива (клиновое, с подрезом и т.д.) может дать довольно большие приведенные коэффициенты трения (около 0,33) при больших углах клина ручья и подреза [8]. При этом данное решение приводит к значительным контактным напряжениям между канавкой и канатом и, как следствие, резко возрастающему износу тяговых канатов с увеличением углов профиля канавок [7]. Поэтому данное техническое решение на канатных дорогах и кабельных кранах в настоящее время применяется редко, тем более что аналогичные значения коэффициента трения (до 0,32) обеспечиваются современными фрикционными футеровками шкивов.

Что касается увеличения угла обхвата, то здесь также существует множество схем: с двух- и многожелобчатыми приводными шкивами, с обводным шкивом, сдвоенный привод и т.д. Однако при эксплуатации двухжелобчатых приводов на действующих канатных дорогах был выявлен ряд недостатков в их конструкции, главным из которых является неравномерный износ футеровки на желобах приводного шкива. При тормозном режиме имеет место прогрессирующее увеличение разности диаметров шкива на двух желобах, что приводит к перенапряжению тягового каната и сильным рывкам. Эти явления могут вызвать поломку вала или шкива привода и даже разрыв тягового каната [9]. Кроме того, КВШ с увеличенным углом обхвата нередко имеют сложную схему обвивки каната за счет дополнительных отклоняющих (обводных) шкивов, что приводит к разнонаправленному перегибу каната и, как следствие, к повышенному усталостному износу при знакопеременных изгибных напряжениях [4].

Уменьшение износа канатов является важнейшей стратегией в развитии конструкций кабельных кранов, ориентированной на увеличение коэффициента готовности и производительности комплекса.

Невысокая тяговая способность простых шкивов трения привела к созданию многочисленных конструкций КВШ с повышенным сцеплением, в которых благодаря системе специальных прижимов увеличивают боковое сжатие каната: с зажимами распорного (рис. 5 а) или ножничного типа (рис. 5 б), а также с боковым поджатием (рис. 6).

Как показали исследования ВНИИПТмаша, при допустимых значениях удельного давления на канат предельная тяговая способность ($S_{наб}/S_{сб}$) шкивов с зажимами распорного и ножничного типа не превышает 3, а максимальное окружное усилие – не более 70 кН.

Условия работы каната при использовании приводного шкива с боковым поджатием (см. рис. 6) оказались несколько лучше, чем в приводах с зажимами из-за некоторого уменьшения удельного давления на канат, однако оказалось затруднительно получить значения коэффициента тяговой способности больше 3, 5 [9].

Расчет усилий в сбегавшей и набегавшей ветвях тягового каната КВШ механизма передвижения грузовой тележки кабельного крана грузоподъемностью 50 т и пролетом 800 м (см. рис. 1) показал, что с увеличением угла наклона траектории несущих канатов (при движении тележки к машинной башне) $S_{наб}$ увеличивается с 24,825 кН (в середине пролета) до 117,624 кН (возле машинной башни). Следовательно, самым неблагоприятным соотношением $S_{наб}/S_{сб} = 13,54$ является расположение грузовой тележки возле машинной башни.

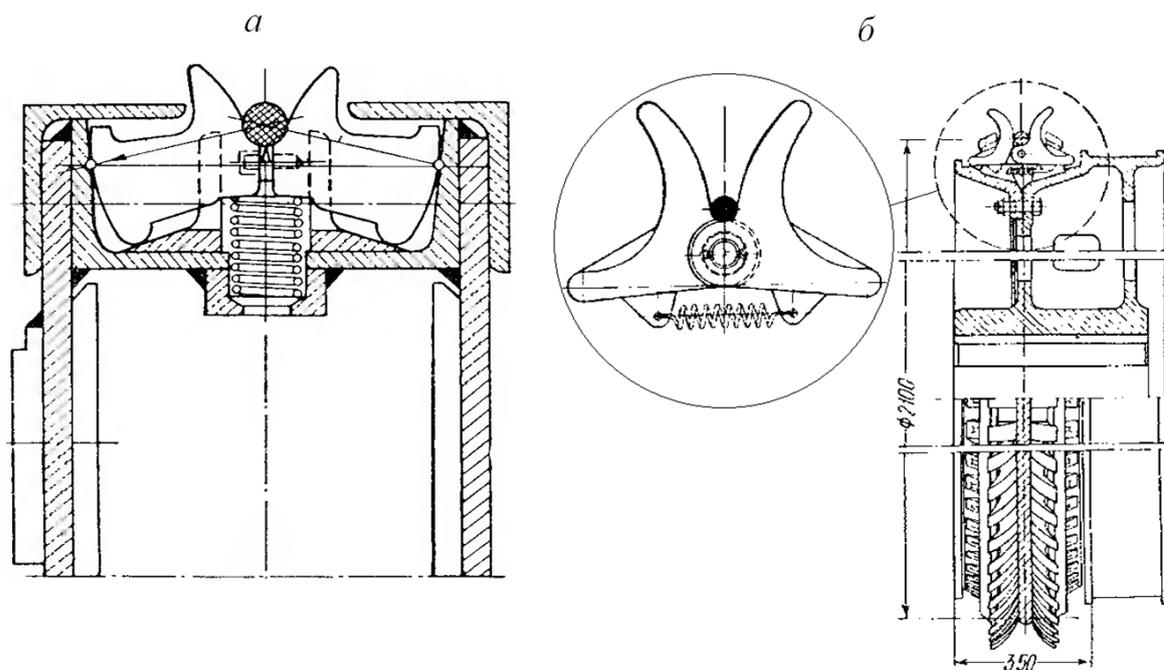


Рис. 5 – Приводные шкивы с зажимами распорного (а) и ножничного (б) типа [4]

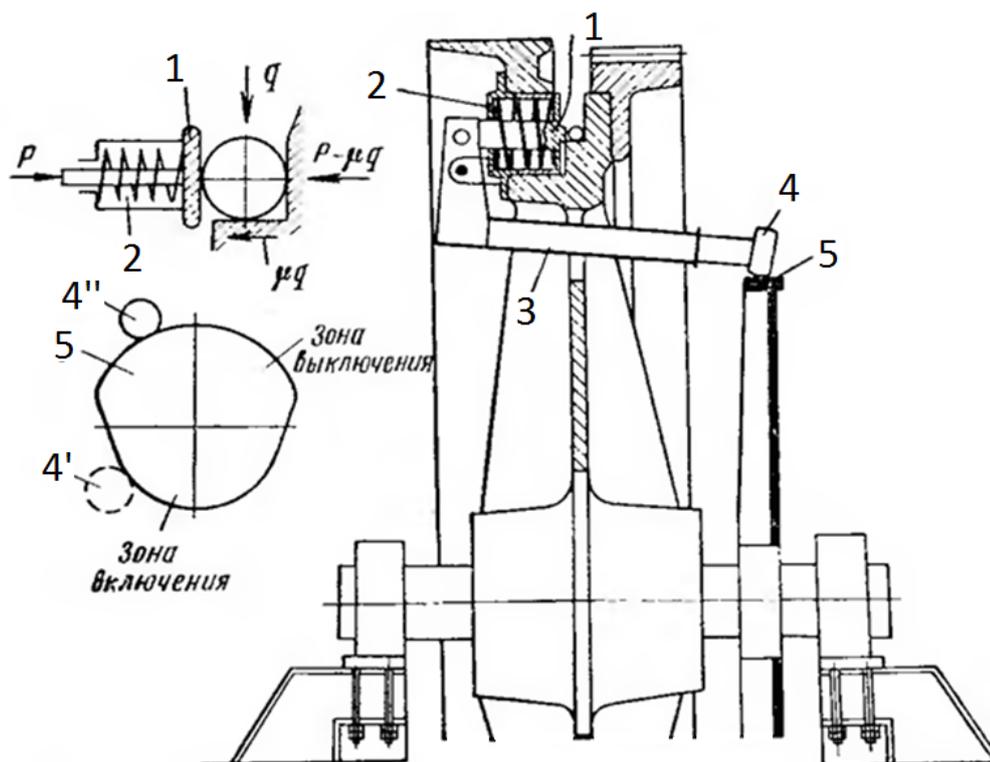


Рис. 6 – Приводной шкив с боковым поджатием (проект ВНИИПТмаша) [4]:
1 – прижим; 2 – пружина; 3 – рычаг; 4 – ролик; 5 – профилированная направляющая

На рис. 7 показан график зависимости тяговой способности (отношения набегающей и сбегающей сил) от координаты перемещения тележки по тяговому канату (x , м) от середины пролета к машинной башне для грузовой и порожней тележки. Расчет усилий базируется на методиках, приведенных в [1, 5, 10].

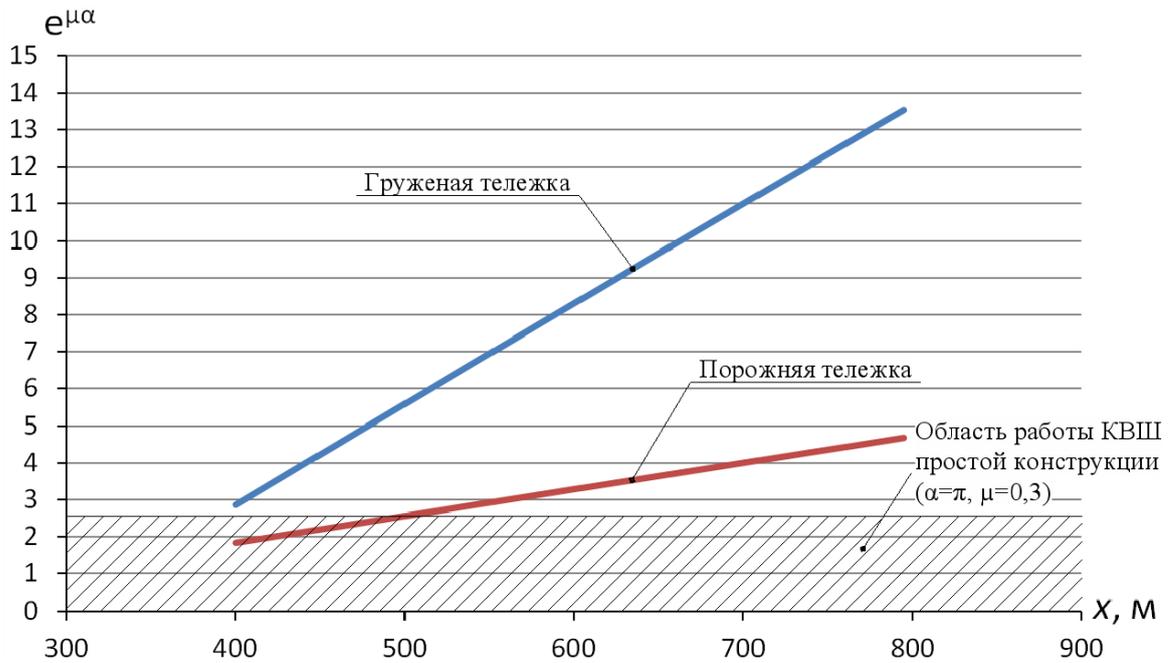


Рис. 7 – График зависимости необходимой тяговой способности шкива от координаты перемещения тележки по тяговому канату при одноуровневом расположении башен кабельного крана грузоподъемностью 50 т, пролетом 800 м

Из рис. 7 видно, что канатоведущий шкив простой конструкции с углом обхвата $\alpha = \pi$ и приведенным коэффициентом трения $\mu = 0,3$ не сможет не только обеспечить работу механизма передвижения тележки, но и даже начать движение из середины пролета (отметка 400 м), так как требуемый тяговый фактор превышает возможности данного шкива (максимум 2,57).

При данном соотношении сил работу сможет обеспечить двухшкивный сдвоенный привод с самостоятельными электродвигателями разработки Союзпромеханизации (рис. 8), имеющий тяговый фактор ($e^{\mu\alpha}$) = 16,9 при угле обхвата $\alpha = 3\pi$ и коэффициенте трения каната по шкиву $\mu = 0,3$ (футеровка на базе поливинилхлорида Ф-63, который при использовании со смазанным и смазанно-смоchenным канатом дает коэффициент трения 0,3 – 0,32) [9].

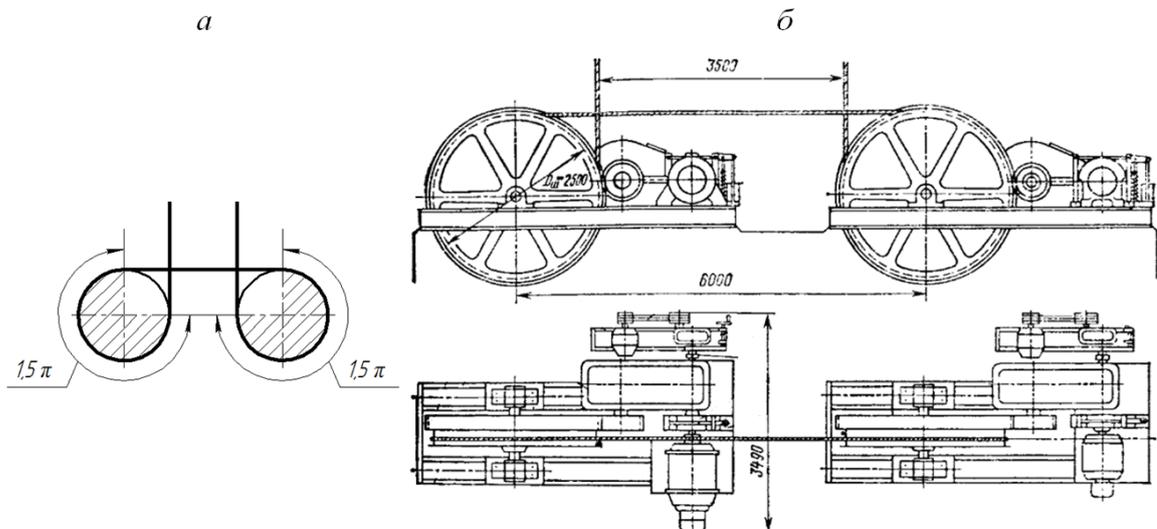


Рис. 8 – Двухшкивный сдвоенный привод с самостоятельными электродвигателями:
а – схема обводки; б – чертеж

Сложности его применения связаны с большими габаритами (его длина составляет 12 м), сложностью конструкции и необходимостью обеспечить синхронность работы отдельных приводов для исключения проскальзывания канатов, с учетом разности значений набегающей и сбегающей сил, реверсивности и упругого удлинения каната.

Альтернативой повышению коэффициента тяговой способности КВШ является изменение соотношения $S_{наб}/S_{сб}$ (см. левую часть выражения (1)).

Сила трения между канатом и ручьем канатоведущего шкива тем больше, чем сильнее канат прижат к канавке [7], поэтому неотъемлемой частью механизмов передвижения грузовой тележки кабельного крана на основе лебедок с канатоведущими шкивами является натяжное устройство. Обычно груз (см. поз. 13 на рис. 1) используют для создания монтажного натяжения тягового каната (в том числе минимизации его провисания). Если увеличить массу груза, то можно изменить соотношение $S_{наб}/S_{сб}$:

$$\frac{\frac{G'}{2} + S_{max}}{\frac{G'}{2} + S_{min}} k < e^{\mu\alpha}, \quad (2)$$

где S_{max} и S_{min} – наибольшее и наименьшее усилия натяжения каната с одной и с другой стороны КВШ; G' – добавка к весу натяжного груза (помимо обеспечения силы монтажного натяжения).

Отсюда

$$G' = 2 \frac{\frac{e^{\mu\alpha}}{k} (S_{min} - S_{max})}{1 - \frac{e^{\mu\alpha}}{k}}. \quad (3)$$

Для рассматриваемого кабельного крана (грузоподъемность 50 т, пролет 800 м) масса груза из расчета только монтажного натяжения составит 2,2 т. Стремление исключить проскальзывание каната по КВШ обычной конструкции за счет повышенного прижатия каната потребует увеличить массу груза до 44,7 т. Это приведет к дополнительным нагрузкам на контрбашню, что потребует ее усиления, а соответственно, увеличения массы и капитальных затрат на изготовление и монтаж.

При невозможности обеспечить высокую тяговую способность механизма передвижения можно прибегнуть к уменьшению потребных тяговых усилий за счет разновысотной установки башен кабельного крана [10], благодаря чему происходит снижение нагрузок на тяговый канат. Так, на рис. 9 предлагается расположить машинную башню ниже контр-башни. В карьере это возможно осуществить при вводе кабельного крана на втором или последующих этапах отработки, т.к. борта сложены уступами и найти подходящий по высотной отметке уступ на противоположном от машинной башни борту карьера, как правило, нетрудно с учетом заблаговременного формирования на нем площадки. При этом необходимо, чтобы на завершающем этапе отработки месторождения с кабельным краном оставались запасы, обеспечивающие окупаемость дополнительных капитальных затрат на строительство установки.

Используя данную схему и алгоритм расчета [10], было выявлено, что оптимальной разностью высот башен (при которой требуется наименьшая мощность на передвижение грузовой тележки как в прямом, так и в обратном направлениях, и при этом тяговый фактор также имеет минимальные значения) для кабельного крана грузоподъемностью 50 т и пролетом 800 м является $h = 81$ м. При этом наибольшее отношение набегающей и сбегающей сил составляет 4,878, т.е. с учетом коэффициента запаса сцепления необходимый тяговый фактор будет равен 6,1 (рис. 10), что в 2 раза меньше по сравнению со схемой с расположением башен на одной высоте (см. рис. 7). Масса груза натяжного устройства, необходимая для работы лебедки с КВШ, имеющим угол обхвата π в данном случае составит 17 т (рис. 11).

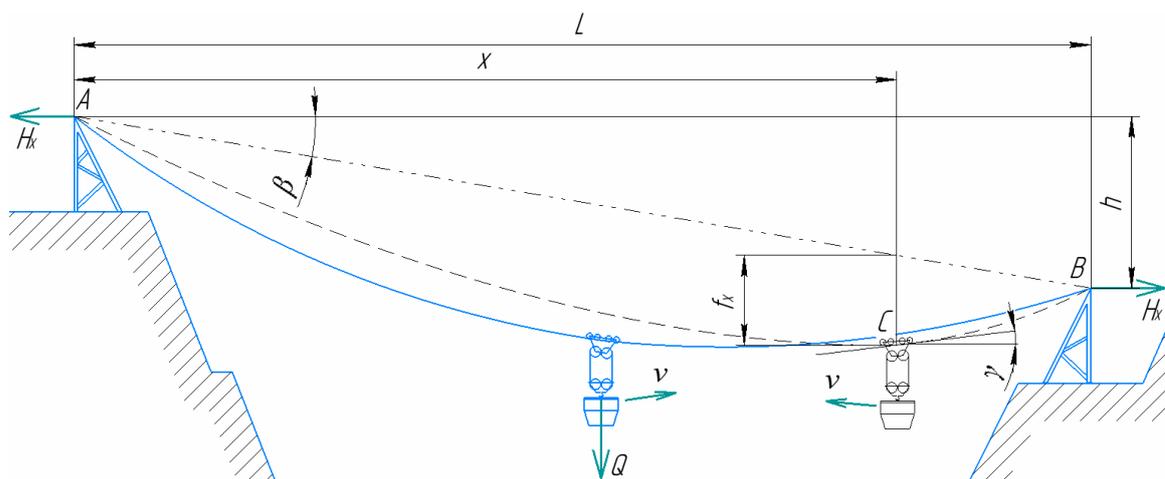


Рис. 9 – Схема расположения машинной и контр- башен кабельного крана на разной высоте (пунктирный контур несущего каната – движение порожнего контейнера к центру карьера, синий контур несущего каната – движение груженого контейнера к разгрузочному пункту)

Знак минус на графике (см. рис. 10) означает, что тележка движется накатом под действием собственного веса с грузом, не используя привод, следовательно, на промежутке от 400 до 600 м необходимо также обеспечить сцепление каната со шкивом для торможения, которое можно использовать совместно с режимом рекуперации электроэнергии.

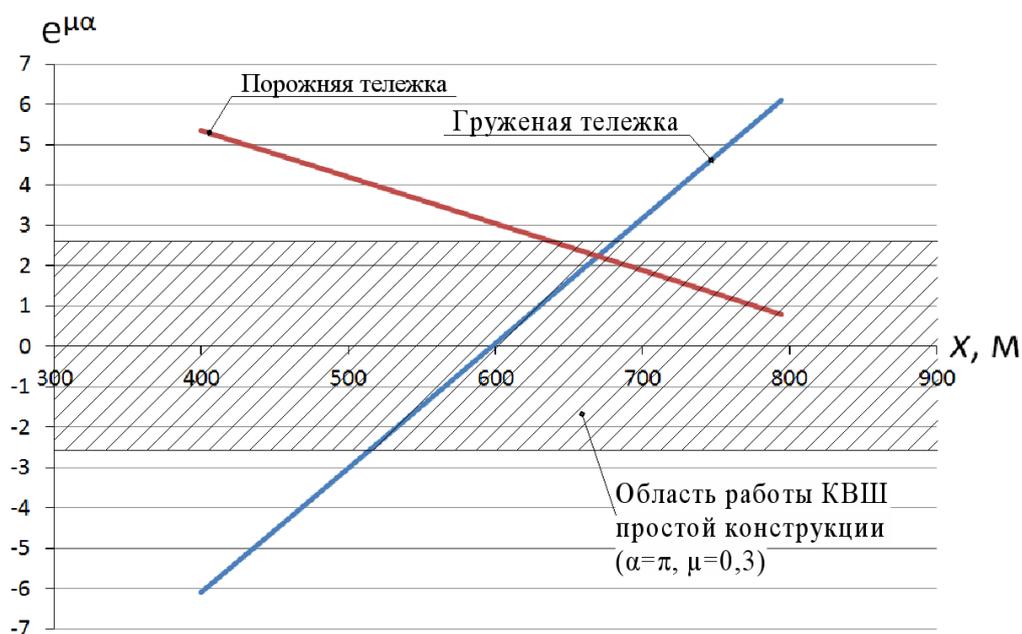


Рис. 10 – График зависимости необходимой тяговой способности шкива от координаты перемещения тележки по тяговому канату при разновысотном расположении башен кабельного крана грузоподъемностью 50 т, пролетом 800 м

Также уменьшить разницу сбегаящей и набегающей сил можно за счет уменьшения величины провеса несущих канатов, т.е. за счет увеличения их натяжения. При уменьшении первоначального провеса несущих канатов уменьшается угол наклона траектории по пути следования тележки. На рис. 12 показаны зависимости силы натяжения несущих канатов и тягового фактора для схемы с одноуровневым расположением башен и разновысотным от величины провеса несущих канатов для кабельного крана грузоподъемностью 50 т и пролетом 800 м.

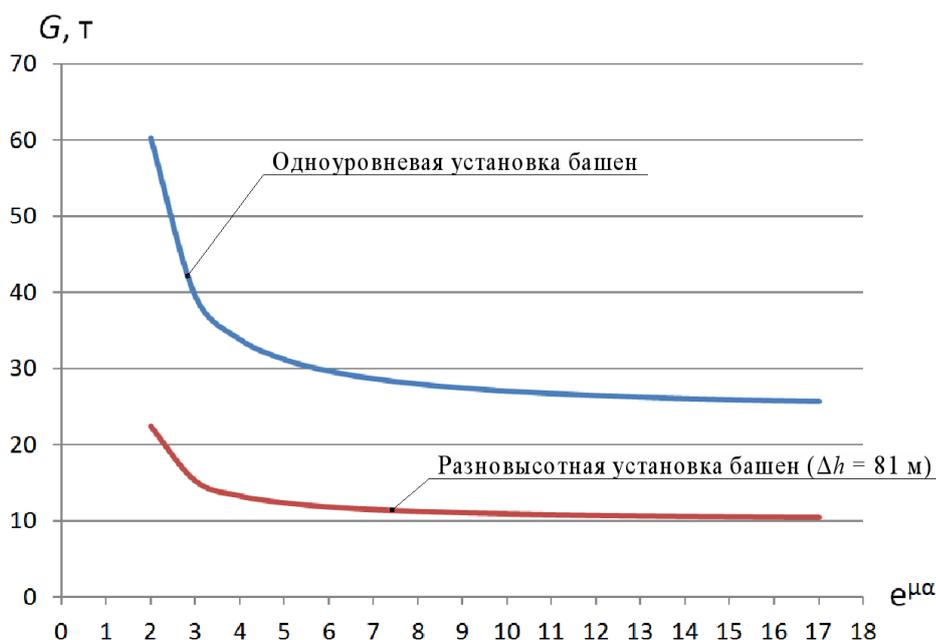


Рис. 11 – График зависимости необходимой массы натяжного груза от значения тягового фактора механизма передвижения грузовой тележки кабельного крана грузоподъемностью 50 т, пролетом 800 м

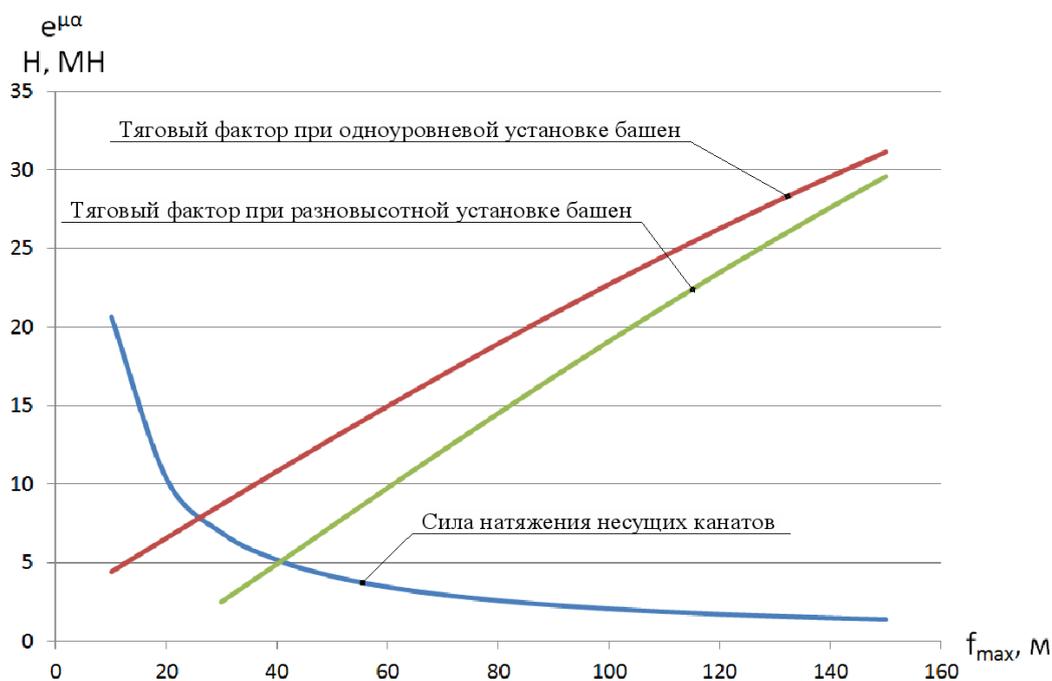


Рис. 12 – Зависимости силы натяжения несущих канатов (H , МН) и тягового фактора ($e^{\mu\alpha}$) от величины провеса несущих канатов (f_{\max} , м) кабельного крана грузоподъемностью 50 т, пролетом 800 м

Из рис. 12 видно, что с уменьшением величины провеса несущих канатов необходимая сила их натяжения резко возрастает, это может вызвать ряд конструктивных проблем. Во-первых, возрастает количество несущих канатов, что требует обеспечения выравнивания натяжения между ними в процессе работы крана. Во-вторых, возникает вопрос создания этого натяжения, ибо для обеспечения провеса несущих канатов 40 м при пролете в 800 м требуется создать силу натяжения 5,16 МН (526 тс).

Выводы

Новизна приведенных в статье исследований заключается в комплексном использовании известных методик расчетов и способов повышения тяговой способности механизма передвижения кабельного крана для специфических условий доставки руды в карьере грузовым контейнером в условиях размещения башен в ограниченном пространстве и большой грузоподъемности.

Применение только одного из способов приведет к запредельным нагрузкам в конструкциях и значительным их габаритам. Комплекс распространенных методов повышения тяговой способности и предложенный способ разновысотной установки башен позволяют снизить необходимый тяговый фактор и обеспечить его достижение комплексом конструктивных решений, не прибегая к экстремальным параметрам отдельных узлов и таким образом исключая их повышенный износ, излишнюю металлоемкость, предельные нагрузки.

Сформулированы следующие особенности решения вопроса выбора механизма передвижения карьерного кабельного крана:

1. Кабельные краны для доставки руды в карьерах должны иметь высокую грузоподъемность (порядка 50 т) для обеспечения приемлемой производительности и значительные пролеты несущих канатов (порядка 800 м и более). При таких параметрах механизм передвижения грузовой тележки должен иметь значительную мощность (порядка 200 кВт) и обеспечивать довольно высокое тяговое усилие. Для кабельных кранов, эксплуатируемых на открытых горных разработках, необходим механизм передвижения, который при значительной мощности был бы компактен, дабы вписываться в ограниченные размеры площадок в карьере.

2. Применение специфических разновидностей приводов тележки (самоходные тележки, башни с вертикальными приводами изменения высот концов несущего каната) затруднено в силу конструктивных и организационно-технологических ограничений.

3. Наиболее рациональным будет применение специальных конструкций канатопроводящих шкивов с увеличенным тяговым фактором (порядка 5 – 10), когда одновременно применяются следующие приемы:

- разновысотная установка башен кабельного крана в соответствии с технологией доставки руды с нижних горизонтов, что позволит использовать силу гравитации для снижения энергозатрат при транспортировании и уменьшения мощности привода до 2 раз, а также обеспечить более благоприятное соотношение тяговых усилий;

- увеличение натяжения тягового каната за счет механизма натяжения, что также позволит уменьшить соотношение набегающей и сбегавшей сил, действующих на шкив, а соответственно, минимизировать требуемый тяговый фактор привода.

4. Проведенные расчеты показали, что по вышеуказанному комплексу факторов можно провести комплексную оптимизацию параметров привода механизма передвижения грузовой тележки кабельного крана в увязке с его компоновкой в целом и уровнем капитальных и эксплуатационных затрат. Для этого необходима разработка соответствующей методики.

Литература

1. Кобзев А.П. Козловые краны и перегружатели. Краны кабельного типа. Книга 4: учеб. пособие для вузов / А.П. Кобзев, В.П. Пономарев; под. ред. К.Д. Никитина. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005. – 140 с.

2. Беспальков А.А. Технические вопросы при использовании кабельных кранов для ведения горных работ / А.А. Беспальков, А.Г. Журавлев // Проблемы недропользования. – 2017. – № 2. – С. 85 – 95. DOI: 10.18454/2313-1586.2017.02.085

3. Особенности решения транспортных проблем на современном этапе развития горного производства / В.Л. Яковлев, А.Г. Журавлев, Ю.А. Бахтурин, В.А. Черепанов // Горное оборудование и электромеханика. – 2017. – № 2. – С. 11 – 18.

4. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны / А.И. Дукельский. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.; Л.: Машиностроение, 1966. - 484 с.
5. Барат И.Е. Кабельные краны / И.Е. Барат, В.И. Плавинский. - М.: Машиностроение, 1964. - 340 с.
6. Григоров О.В. Кабельний кран нової конструкції / О.В. Григоров, А.О. Окунь // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ": зб. наук.пр. Темат. вип.: Нові рішення в сучасних технологіях. - Харків: НТУ "ХПІ", 2014. - № 7 (1050). - С. 3 - 6.
7. Анцев В.Ю. Способы увеличения тяговой способности канатоведущего шкива / В.Ю. Анцев, П.В. Витчук, А.В. Федоров // Известия тульского государственного университета. Технические науки. - 2014. - Вып. 11. Ч. 1. - С. 436 - 446.
8. Павлов Н.Г. Подъемники и лифты. Основы конструирования и расчета / Н.Г. Павлов. - Л.: Машиностроение, 1965. - 202 с.
9. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В.И. Павлинского. - М.: Машиностроение, 1969. - 720 с.
10. Беспальков А.А. Зависимость мощности механизма передвижения грузовой тележки кабельного крана от геометрии провисания несущих канатов / А.А. Беспальков, А.Г. Журавлев, Г.Г. Кожушко // Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник трудов XV международной научно-технической конференции «Чтения памяти В. Р. Кубачека». - 2017. - С. 431 - 435.