

УДК (UDC) 625.572

**КОНСТРУКЦИЯ И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
БЫСТРОРАЗЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ КАНАТОВ
МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ****DESIGN AND ANALYSIS OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF A
QUICK-RELEASE DEVICE FOR CONNECTING THE ROPES ENDS FOR
MOBILE ROPEWAYS**Таричко В.И.
Tarichko V.I.«Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Быстроразъемные соединения концов несущих и тяговых канатов, обладающие необходимой по условию натяжения канатной системы нагрузочной способностью и щадящим механическим воздействием на конструктивные элементы стальных канатов, позволяют обеспечить оперативное развертывание и демонтаж мобильных канатных дорог в условиях ликвидации природных или техногенных чрезвычайных ситуаций. В статье рассмотрена конструкция оригинального устройства, обеспечивающего надежное и быстроразъемное соединение концов канатов, а также разработана математическая модель для прогнозирования нагрузочной способности указанного устройства. Представлены результаты анализа влияния основных конструктивных параметров соединяемых канатов и крепежных элементов рассматриваемого устройства, а также механических деформационных характеристик стальных канатов на величину нагрузочной способности быстроразъемного устройства. Предложены расчетные зависимости для проектирования быстроразъемного устройства с учетом нагруженности канатной системы при эксплуатации мобильной канатной дороги, а также методика подбора существующего типоразмера соединительного устройства для заданных условий эксплуатации.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, соединение канатов, нагрузочная способность, проектирование.

Дата принятия к публикации: 21.06.2022
Дата публикации: 25.06.2022

Сведения об авторе:

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru.

Abstract. The quick-release devices of the ends of the carrying and traction ropes, which have the load capacity required by the tension condition of the rope system and a gentle mechanical effect on the structural elements of steel ropes, make it possible to ensure the rapid deployment and dismantling of mobile ropeways in the conditions of elimination of natural or man-made emergencies. The article discusses the design of the original device that provides a reliable and quick-release connection of the ends of the ropes, and also developed a mathematical model for predicting the load capacity of the specified device. The results of the analysis of the influence of the main design parameters of the connected ropes and fasteners of the device under consideration, as well as the mechanical deformation characteristics of steel ropes on the load capacity of the quick-release device are presented. The calculated dependences for the design of a quick-release device are proposed, taking into account the loading of the rope system during the operation of a mobile ropeway, as well as a methodology for selecting the existing standard size of the connecting device for the specified operating conditions.

Keywords: mobile ropeway, rope connection, load capacity, design.

Date of acceptance for publication: 21.06.2022
Date of publication: 25.06.2022

Author' information:

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 22-29-00798)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian Science Foundation (project No. 22-29-00798)

1. Введение

В качестве технических и социальных задач, на решение которых преимущественно ориентированы мобильные канатные дороги, в настоящее время, как правило, рассматриваются задачи транспортной логистики в условиях труднодоступной местности со сложным природным рельефом, территорий с заранее не обустроенной инфраструктурой или с экологически уязвимой экосистемой, очагов природных или техногенных аварий и катастроф [1, 2]. Это обуславливает особые требования к разворачиванию или демонтажу мобильных канатных дорог в части обеспечения минимально возможной длительности необходимых монтажно-сборочных операций.

Важным элементом конструкции любых канатных транспортных систем является устройство для соединения концов несущих и тяговых канатов в единую замкнутую систему. Соединительное устройство должно обеспечивать надежное крепление канатов, его нагрузочная способность должна позволять выдерживать действующие в процессе эксплуатации канатной дороги осевые растягивающие усилия в канатах, обусловленные необходимым натяжением, весом транспортируемого груза, собственным весом канатов, ветровыми нагрузками, перепадом температур окружающей среды [3, 4]. Применяемые в настоящее время конструкции устройств для соединения концов стальных канатов рассмотрены, например, в [5 - 7].

2. Постановка задачи исследования

При разворачивании мобильной канатной дороги на месте ее эксплуатации важное значение имеет сокращение длительности монтажно-технологических операций, связанных с соединением концов несущих и тяговых канатов в единую непрерывную канатную систему. Реализация принципа быстроразъемности для таких соединений позволяет снизить время как монтажа, так и де-

монтажа канатной дороги, что особенно важно при ее использовании в условиях ликвидации природных или техногенных чрезвычайных ситуаций.

В процессе создания надежного и быстроразъемного высоконагруженного соединения концов несущих и тяговых канатов мобильных канатных дорог необходимо решить многоплановую техническую задачу: во-первых, обеспечить получение разрывного усилия на уровне паспортного разрывного усилия самих соединяемых канатов и, во-вторых, исключить повреждение металлических прядей и нарушение целостности органического сердечника соединяемых канатов. Исключение повреждения конструктивных элементов канатов при формировании соединения повышает срок их эксплуатации и уровень безопасности при производстве транспортно-перегрузочных работ. Требование высокой нагрузочной способности соединения канатов обусловлено тем, что в процессе эксплуатации в несущих и несущетяговых канатах современных мобильных канатных комплексов и грузовых канатных дорог могут действовать высокие осевые растягивающие нагрузки, достигающие 10...15% паспортного разрывного усилия каната (агрегатной прочности каната) [1, 2].

3. Конструкция быстроразъемного соединения концов канатов

Результаты представленных в данной статье исследований конструкции и технических возможностей быстроразъемных устройств для соединения концов канатов мобильных канатных дорог маятникового типа были получены применительно к конструкции быстроразъемного устройства, защищенного патентом РФ № 200206 [8]. Общий вид этого устройства показан на рис. 1.

Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных канатных комплексов маятникового типа содержит разъемный корпус 1. Он состоит из двух одина-

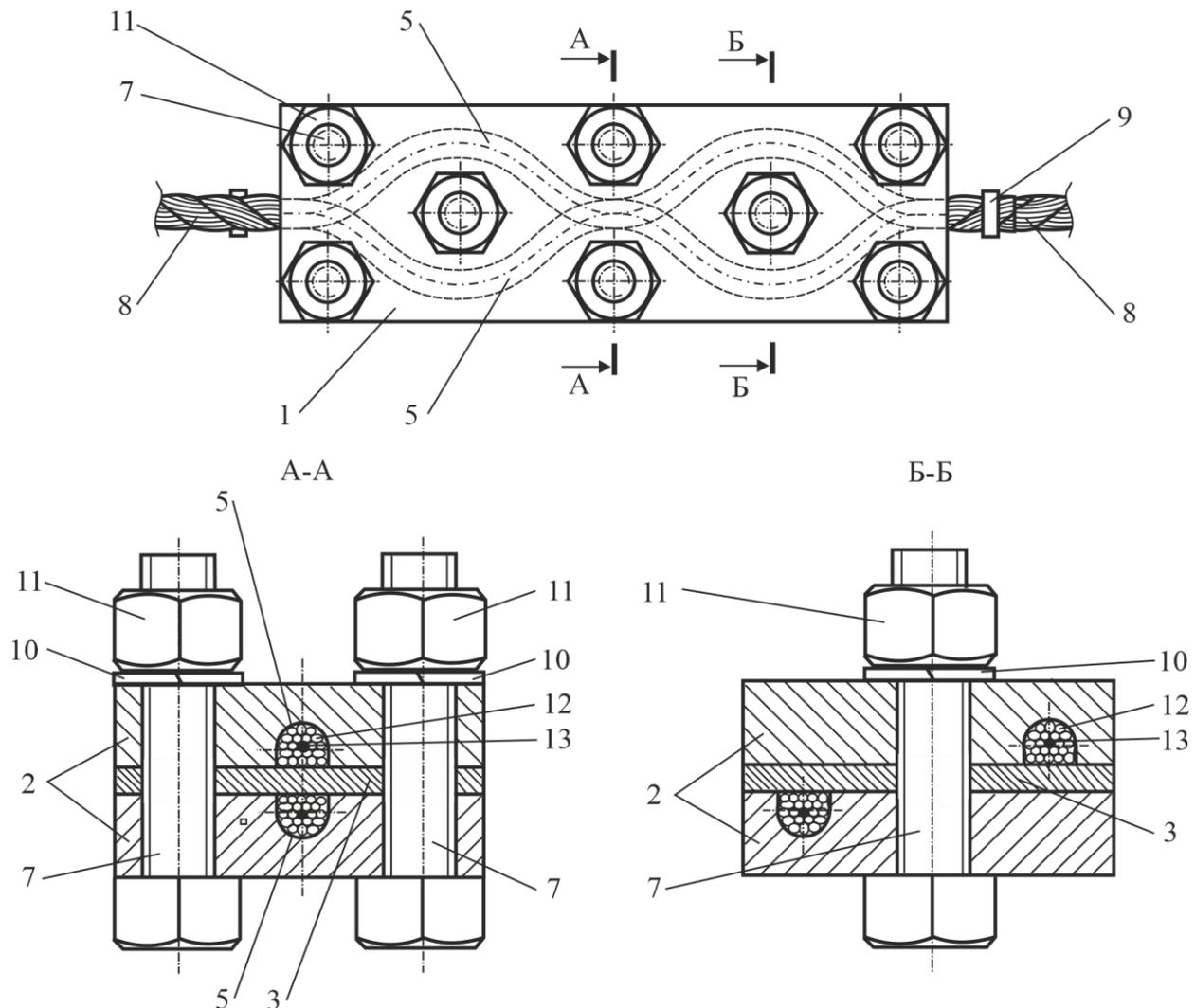


Рис. 1. Конструкция быстроразъемного устройства для соединения концов канатов мобильных канатных дорог маятникового типа [8]: 1 - разъемный корпус; 2 - пластина корпуса; 3 - нажимная пластина; 4 - внутренняя поверхность; 5 – канавка; 6 - соосное отверстие; 7 - стяжной болт; 8 - соединяемый канат; 9 - предохранительная втулка; 10 - пружинная шайба; 11 – гайка; 12 - прядь каната; 13 - органический сердечник; 14 – рабочая поверхность нажимной пластины

ковых прямоугольных толстостенных пластин 2 и одной нажимной пластины 3, которая расположена между пластинами 2. Каждая прямоугольная пластина 2 на своей внутренней поверхности 4 по всей длине снабжена профилированной канавкой 5. Эта канавка имеет плавную зигзагообразную форму, ее поперечное сечение показано на рис. 1.

Канавка может быть выполнена на станке с ЧПУ, например, за две технологические операции фрезерования (рис. 2). При первом проходе (технологической операции № 1) используется прорезная концевая (пальчиковая) шпоночная фреза, которая обеспечивает получение канавки прямоугольного попе-

речного сечения шириной b , равной диаметру соединяемых канатов d_k , и глубиной h , равной $(0,2...0,3)d_k$. При втором проходе (технологической операции № 2) используется прорезная концевая сферическая фреза, которая обеспечивает полукруглую форму дна канавки, радиус закругления которой r равен радиусу соединяемых канатов $0,5d_k$. Таким образом, достигается требуемая форма и глубина H канавки, равная $(0,7...0,8)d_k$. В каждой пластине корпуса и нажимной пластине выполнены соосные отверстия 6 для установки в них стяжных болтов 7. Для

обеспечения усилия прижатия, значительно по величине и равномерно распределенного по длине разъемного корпуса, стяжные болты размещаются во впадинах зигзагообразных канавок в три ряда по длине разъемного корпуса: вдоль обоих его краев и вдоль его оси симметрии.

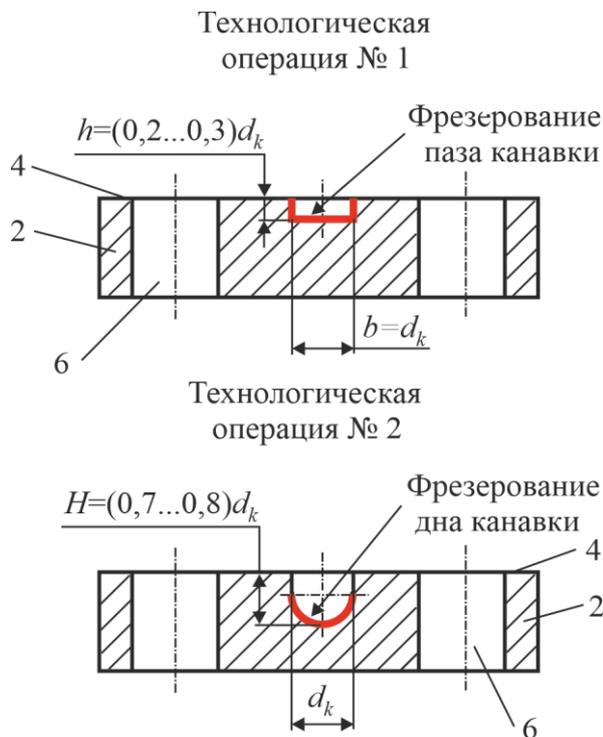


Рис. 2. Поперечное сечение канавки для размещения соединяемого каната и ее изменение в процессе выполнения технологических операций по ее изготовлению

В зигзагообразные канавки пластин корпуса укладываются концы соединяемых стальных канатов 8, причем их концы выступают за пределы разъемного корпуса. Для исключения расплетки концов соединяемых канатов на них надеваются и опрессовываются предохранительные втулки 9 из легкодеформируемого материала, например, меди или алюминия. Затем в соосные отверстия одной из половин корпуса вставляются стяжные болты и устанавливается нажимная пластина. Далее устанавливается вторая половина корпуса, внутренняя поверхность которой ориентирована навстречу внутренней поверхности первой половины корпуса. Далее на стяжной болт надевается пружинная шайба 10 и гайка 11, а затем производится постепенная (без перекосов) равномерная

затяжка стяжных болтов до полного контакта внутренних поверхностей половин корпуса без зазора.

При затяжке происходит поперечная деформация участка соединяемых канатов в пределах длины канавки, т.е. на значительном протяжении до $(30 \dots 50)d_k$. Поперечное сечение соединяемых канатов сплющивается, пряди каната 12 приобретают овальную форму и более плотно заполняют свободные промежутки внутри поперечного сечения каната. Органический сердечник 13 также деформируется, приобретая овальную форму. Однако вследствие всестороннего равномерного обжатия со стороны прилегающих к нему прядей каната он сохраняет свою целостность.

Условие выполнения канавки глубиной $(0,7 \dots 0,8)d_k$ обусловлено тем, что гарантированно обеспечивается поперечное деформирование соединяемых канатов на величину $(0,2 \dots 0,3)d_k$. При такой величине деформирования достигается получение достаточно высокой удерживающей осевой силы F и нагрузочной способности соединительного устройства при отсутствии необратимого повреждения прядей и наружных проволок каната и разрыва органического сердечника.

Геометрическая форма и габаритные размеры разъемного корпуса исключают возможность его прохождения через ручки концевых канатных шкивов мобильных канатных комплексов и канатных дорог с круговым движением канатов. Поэтому рассматриваемое устройство для соединения канатов может использоваться только в мобильных канатных комплексах и канатных дорогах маятникового типа, в которых несущие и тяговые канаты совершают циклическое возвратно-поступательное движение между концевыми канатными шкивами.

Канавки могут выполняться синусоидальной формы. Такая форма является благоприятной с точки зрения технологичности ее изготовления, а также снижения напряжений изгиба, дополнительно возникающих в соединяемых канатах при их укладке в канавки.

Нажимная пластина на обеих рабочих поверхностях может иметь накатку в виде двух

перекрещивающихся систем параллельных рисок. Наличие накатки приводит к увеличению коэффициента трения стального каната по стали γ и, таким образом, приводит к повышению удерживающей осевой силы F и нагрузочной способности рассматриваемого устройства соединения канатов.

3. Расчетная оценка тяговой способности быстроразъемного соединения

Так как стальной канат обладает поперечной жесткостью, то его поперечная деформация при сборке узла для соединения канатов приводит к возникновению давления между телом соединяемого каната и поверхностью канавки, а также рабочей поверхностью 14 нажимной пластины. Эпюра давлени-

ния в произвольном сечении канавки показана на рис. 3.

На участке поверхности ad действует давление p_1 , на участках ab и cd – давление p_2 , на участке bc – давление p_3 . Исходя из нелинейной зависимости силы сопротивления $c(x)$ при поперечном сдавливании каната на величину x [9], которая для рассматриваемого устройства составляет

$$x = (1 - \Delta)d_k \quad \text{или} \quad x = (0,2 \dots 0,3)d_k,$$

величины давлений определяются следующими зависимостями:

$$p_1 = c(x)/d_k;$$

$$p_2 = \mu c(x)/d_k = \mu p_1;$$

$$p_3 = c(x) \frac{\mu + (1 - \mu) \sin \alpha}{d_k} = [\mu + (1 - \mu) \sin \alpha] p_1,$$

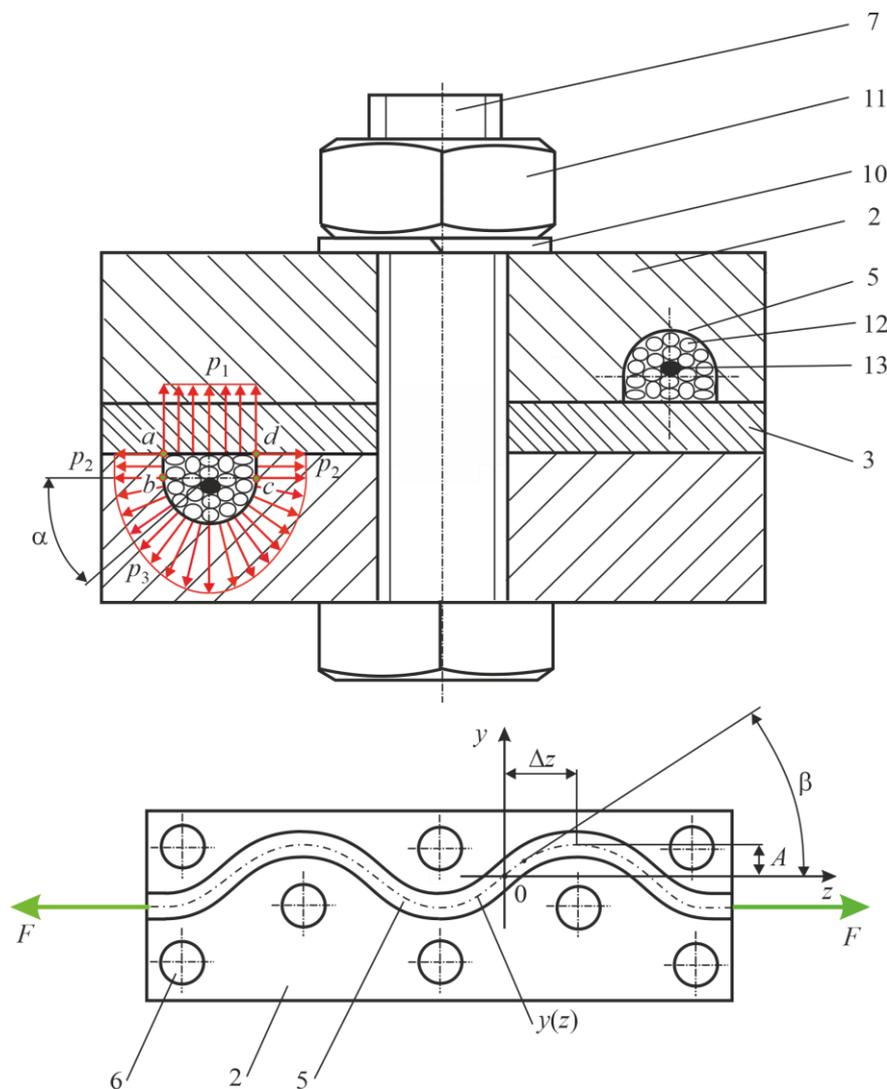


Рис. 3. Расчетная схема образования соединения канатов при контактировании прижимной пластины с соединяемыми канатами

где μ – коэффициент Пуассона каната; α – угол на рис. 3.

Возникающие давления на поверхности контакта соединяемых канатов с поверхностью канавки и нажимной пластины приводят к появлению сил трения, которые противодействуют смещению концов канатов под действием осевой растягивающей эксплуатационной нагрузки S и таким образом обеспечивают работоспособность предлагаемого устройства для соединения канатов. Погонная (на единицу длины каната) сила трения f , возникающая в поперечном сечении одной канавки, составляет:

$$f = \gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\},$$

где γ – коэффициент трения стального каната по стали.

Создаваемая рассматриваемым устройством для соединения канатов удерживающая осевая сила F , определяющая нагрузочную способность данного соединения, с учетом общей длины участков соединяемых канатов, находящихся под действием нажимной пластины, и ориентации поперечных сечений канавок относительно продольной оси разъемного корпуса составляет:

$$F = 2\gamma c(x)n \int_0^{\Delta z} \cos \beta dz = 2\gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\} \times n \int_0^{\Delta z} \frac{dz}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}}, \quad (1)$$

где β – угол наклона касательной к осевой линии канавки в произвольной точке в пределах длины Δz относительно продольной оси разъемного корпуса (рис. 3); n – число отрезков длиной Δz в пределах длины разъемного корпуса (рис. 3); $y(z)$ – математическая зависимость, определяющая геометрическую форму осевой линии канавки в пределах длины Δz .

Например, для канавки, имеющей синусоидальную форму осевая линия канавки выражается следующей зависимостью:

$$y(0 \leq z \leq \Delta z) = A \sin\left(\frac{\pi}{2\Delta z} z\right),$$

где A – амплитуда осевой линии канавки.

4. Основы проектирования и подбора необходимого типоразмера быстроразъемного соединения

Рассматриваемое устройство для соединения канатов может обеспечить их работоспособное соединение при действии в канате осевой растягивающей эксплуатационной нагрузки величиной S , если выполняется следующее условие прочности:

$$S \leq F. \quad (2)$$

Как показано в ряде исследований канатных систем [10 - 15], действующая в несущем канате осевая сила натяжения однозначно определяет деформационные параметры линии его провисания в пролете между концевыми опорами такие как форма провисания, стрела провисания и сечение ее нахождения. Расчетные зависимости для определения этих деформационных параметров с допустимой инженерной точностью содержатся в [1, 16]. В [17 - 20] представлены методы оптимального проектирования, которые позволяют определить оптимальное значение осевого усилия натяжения несущих канатов S в процессе эксплуатации канатной дороги, исходя из разности высот расположения концевых опор, величины пролета, собственного веса канатов и веса транспортируемой нагрузки.

Таким образом, проектирование нового типоразмера или подбор уже существующего типоразмера быстроразъемного устройства концов канатов рассматриваемой конструкции должны выполняться с учетом обеспечения условия прочности (2), исходя из выбранного значения осевого усилия натяжения несущих канатов S .

Учитывая зависимость (1), позволяющую определить минимально необходимую величину нагрузочной способности соединительного устройства, можно записать следующее расчетное соотношение:

$$2\gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\} \times n \int_0^{\Delta z} \frac{dz}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}} \geq S. \quad (3)$$

Расчетное соотношение (3) определяет те конструктивные и механические параметры

соединяемых канатов и соединительного устройства, которые влияют на нагрузочную способность рассматриваемого устройства и которые подлежат определению при проектировании его нового типоразмера.

Как следует из анализа структуры соотношения (3), нагрузочная способность определяется следующими параметрами:

- 1) коэффициентом трения стального каната по стали γ ;
- 2) количественными характеристиками зависимости силы сопротивления при поперечном сдавливании каната $c(x)$;
- 3) величиной сдавливания каната x ;
- 4) коэффициентом Пуассона каната μ ;
- 5) числом отрезков осевой линии канавки n ;
- 6) амплитудой осевой линии канавки A ;
- 7) длиной отрезков осевой линии канавки Δz .

Увеличение значений параметров γ , $c(x)$, x , μ и n безусловно обеспечивает повышение нагрузочной способности рассматриваемого соединительного устройства. Для повышения нагрузочной способности соединительного устройства изменение параметров A и Δz должно быть синхронизировано таким образом, чтобы увеличивался угол наклона касательной к осевой линии канавки β в точке $z = 0$ (рис. 3), составляющий

$$\beta_{z=0} = \arctg\left(\frac{\pi A}{2\Delta z}\right).$$

Количественную оценку влияния сочетания геометрических параметров A и Δz канавки на нагрузочную способность рассматриваемого соединительного устройства можно выполнить на основе анализа относительного значения удерживающей осевой силы F_{om} , нормированного для принятых значений $A = 0$ и $\Delta z = 0,1$ м:

$$F_{om}(A, \Delta z) = F(A, \Delta z) / F(A = 0, \Delta z = 0,1).$$

Графическое представление функции $F_{om}(A, \Delta z)$ показано на рис. 4. Видно, что за счет целенаправленного задания сочетания указанных геометрических параметров можно повысить нагрузочную способность соединительного устройства в пределах 5...10 раз.

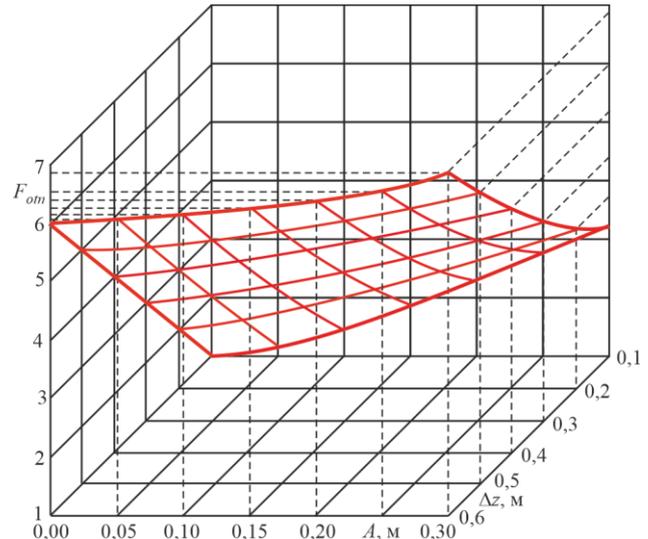


Рис. 4. Влияние сочетания геометрических параметров канавки синусоидальной формы на относительное значение удерживающей осевой силы

Учитывая, что продольная длина корпуса соединительного устройства определяется зависимостью

$$L = n\Delta z,$$

то с целью снижения массо-габаритных характеристик соединительного устройства целесообразно в первую очередь рассматривать увеличение амплитуды осевой линии канавки A при неизменной длине отрезка осевой линии канавки Δz .

При этом, однако, необходимо принимать во внимание наличие минимально допустимого радиуса кривизны осевой линии стального каната $[\rho_r]$, определяемого требованиями его прочности на изгиб [9, 21, 22]. С учетом выражения для определения радиуса кривизны плоской кривой [23] минимальный радиус кривизны осевой линии канавки синусоидальной формы в пределах длины отрезка Δz будет составлять:

$$R_{\min} = \frac{4(\Delta z)^2}{\pi^2 A}.$$

Тогда отношение геометрических параметров A и Δz канавки следует выбирать, исходя из условия изгибной прочности каната, согласно соотношению:

$$(A / \Delta z) \leq \frac{4\Delta z}{\pi^2 [\rho_r]}.$$

5. Заключение

Использование мобильных канатных дорог, для развертывания которых важно обеспечение минимально возможного времени проведения всех необходимых монтажно-технологических операций, требует разработки, в том числе, быстроразъемных устройств для соединения концов стальных несущих и тяговых канатов в замкнутую канатную систему. Рассматриваемая конструкция соединительного устройства позволяет обеспечить реализацию этих технических требований. При этом не требуется наличия и использования каких-либо специальных приспособлений и монтажной оснастки.

В результате анализа процесса формирования нагрузочной способности и создания

инженерной методики расчетной оценки удерживающей осевой силы, развиваемой рассматриваемым соединительным устройством, были выявлены определяющие параметры такие, как коэффициент трения стального каната по стали, количественные характеристики зависимости силы сопротивления при поперечном сдавливании каната, величина сдавливания каната, коэффициент Пуассона каната, число отрезков осевой линии канавки, амплитуда и длина отрезков осевой линии канавки.

Целенаправленное варьирование указанными параметрами на этапе проектирования позволяет разрабатывать быстроразъемные соединительные устройства в широком диапазоне нагрузочной способности.

Список литературы

1. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913
2. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132
3. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.
4. Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 12.11.2013 № 533. М.: Стандартинформ, 2014.
5. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. 210 с.

References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)
2. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)
3. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for freight aerial ropeways"]. Moscow, Standartinform, 2013. 35 p. (In Russian)
4. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov"* [Federal norms and rules in the

6. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. 578 с.
7. Castro-Fresno D., del Coz Dhaz J.J., Alonso Marthnez M.A., Blanco-Fernandez E., Madrazo J.A.P. Numerical and experimental study of a new type of clip for joining cables // *Engineering Structures*. 2012. Vol. 44. P. 107–121. DOI: 10.1016/j.engstruct.2012.05.048
8. Пат. 200206 Рос. Федерация: МПК⁷ F16G 11/06, B66B 7/06. Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных канатных комплексов маятникового типа / Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». №2020121057; заявл. 17.06.2020; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29. 2 с.
9. Feyrer K. *Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 336 p.
10. Дукельский А.И. *Подвесные канатные дороги и кабельные краны*. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.
11. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. *Расчет на прочность деталей машин*. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.
12. Патарая Д.И. *Расчет и проектирование канатных систем на примере подвесных дорог*. Тбилиси: Метцниереба, 1991. 102 с.
13. Li B., Li Y. Dynamic modeling and simulation of flexible cable with large sag // *Applied Mathematics and Mechanics*. 2020 Vol. 21. № 6. P. 640-646
14. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects // *International Journal of Solids and Structures*. 2012. Vol. 49. P. 1103–1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008
15. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway. In: *MATEC Web of Conferences*, 2017. DOI: 10.1051/mateconf/201713602003
16. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment // *Urban Rail Transit*. 2019. Vol.5. № 1. P. 10–15. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-10-15
17. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi. Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)
18. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politekhicheskiy institut, 2007. 578 p. (In Russian)
19. Castro-Fresno D., del Coz Dhaz J.J., Alonso Marthnez M.A., Blanco-Fernandez E., Madrazo J.A.P. Numerical and experimental study of a new type of clip for joining cables. *Engineering Structures*, 2012, Vol. 44, pp. 107–121. DOI: 10.1016/j.engstruct.2012.05.048
20. Patent RU 200206, F16G 11/06, B66B 7/06. *Bystrorazemnoe ustroystvo dlya soedineniya kanatov mobilnykh kanatnykh kompleksov mayatnikovogo tipa* [Quick disconnect device for connecting ropes of mobile rope complexes of pendulum type]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 17.06.2020. Published 13.10.2020. (In Russian)
21. Feyrer K. *Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 336 p.
22. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)
23. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Russian)
24. Pataraya D.I. *Raschet i proektirovanie kanatnykh system na primere podvesnykh dorog* [Calculation and design of cable systems on the example of suspension roads]. Tbilisi, Metsniereba, 1991. 102 p. (In Russian)
25. Li B., Li Y. Dynamic modeling and simulation of flexible cable with large sag // *Applied Mathematics and Mechanics*. 2020 Vol. 21. № 6. P. 640-646

1. P. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z.

17. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник БГУ. Точные и естественные науки. 2014. № 4. С. 22-30. DOI: 10.5281/zenodo.1302237

18. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т.1. № 1 (23). С. 57-65.

19. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 406-415. DOI: 10.5281/zenodo.1302241

20. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Ускоренная оптимизационная оценка основных технических характеристик пассажирской подвесной канатной дороги // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №3. С. 261-271. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-03-261-271

21. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Короткий А.А., Липатов А.С., Жуков В.Г., Чумак-Жунь М.Н. Безопасная эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов. Новочеркасск: НГТУ, 1995. 185 с.

22. Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Папирняк В.П. Крановые канаты. Новочеркасск: Ю-РГПУ, 2015. 127 с.

23. Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review. McGraw-Hill Company, 1968.

simulation of flexible cable with large sag. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2020, Vol. 21, No. 6, pp. 640-646.

14. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects. *International Journal of Solids and Structures*, 2012, Vol. 49, pp. 1103-1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008

15. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway. In: *MATEC Web of Conferences*, 2017. DOI:10.1051/mateconf/201713602003

16. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment. *Urban Rail Transit*, 2019, Vol.5, No.1, pp. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z.

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimizing the step of installation of intermediate tower structures along the ropeway line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30. DOI: 10.5281/zenodo.1302237 (In Russian)

18. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.2, pp. 57-65. (In Russian)

19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415. DOI: 10.5281/zenodo.1302241 (In Russian)

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Accelerated optimization evaluation of the main technical characteristics of the passenger aerial ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.3, pp. 261-271. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-03-261-271 (In Russian)

21. Khalfin M.N., Ivanov B.F., Korotkiy A.A., Lipatov A.S., Zhukov V.G., Chumak-Zhun M.N. *Bezopasnaya ekspluatatsiya, kontrol i brakovka kranovykh kanatov* [Safe operation, control and rejection of crane ropes]. Novocherkassk, NGTU, 1995. 185 p.

22. Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Papirnyak V.P. *Kranovye kanaty* [Crane ropes]. Novocherkassk, Yu-RGPU, 2015. 127 p.

- ‡
‡
‡
‡
‡
‡
‡
‡
23. Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review. McGraw-Hill Company, 1968.