

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРИВОДНЫХ ШКИВОВ ПОДЪЕМНЫХ УСТАНОВОК С РЕЗИНОТРОСОВЫМИ КАНАТАМИ

В.Е. Перекутнев¹, В.В. Зотов¹

¹ НИТУ «МИСиС», Москва, Россия, e-mail: perekutnev@gmail.com

Аннотация: Работы по модернизации подъемных установок проводятся с целью увеличения их работоспособности, снижения вероятности аварий, уменьшения эксплуатационных и капитальных затрат. Одним из решений по модернизации подъемных установок является замена стальных канатов на резиновотросовые. Такое новшество позволит увеличить срок службы тяговых органов, уменьшить диаметры приводных и направляющих шкивов, а следовательно, и элементов всей подъемной машины: ротора, редуктора, двигателя. Надо отметить, что внедрение такого технического решения влечет изменение конструктивных параметров подъемной установки, поэтому необходимо их обоснование, в частности, относительно прочностных характеристик вновь проектируемого оборудования. В данной статье рассматривается приводной шкив подъемной установки с ленточным тяговым органом. Для обоснования диапазона возможных конструктивных параметров с учетом коэффициента запаса прочности в программе SolidWorks разработаны цифровые модели шкивов различной конструкции и проведена симуляция работы при их взаимодействии с ленточным тяговым органом (резиновотросовым канатом). Проведен анализ полученных данных по напряженному состоянию элементов шкива, выявлены наиболее нагруженные точки и получены графики изменения максимальных напряжений на поверхности обечайки и в спицах шкивов различных конструкций.

Ключевые слова: рудничные подъемные установки, моделирование, цифровая модель, шкив, стальные канаты, резиновотросовые канаты, симуляция нагрузок, модернизация подъемных установок.

Для цитирования: Перекутнев В.Е., Зотов В.В. Моделирование приводных шкивов подъемных установок с резиновотросовыми канатами // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2020. – № 6. – С. 105–114. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-6-0-105-114.

Modeling drive wheels of hoisting machines with rubber cables

V.E. Perekutnev¹, V.V. Zotov¹

¹ National University of Science and Technology «MISS», Moscow, Russia,
e-mail: perekutnev@gmail.com.

Abstract: Upgrading of hoisting machines aims to improve their performance, to reduce risk of accidents, and to cut down operational and capital costs. One of the redesign solutions is replacement of steel cables by rubber cables. This novation can extend life of pulling members, decrease diameters of drive and guide wheels and, consequently, elements of the whole hoisting machines: rotor, reducing gear, motor. This engineering novation needs re-designing of hoisting machines; thus, the new design should be validated, in particular, strength characteristics of the

machine members. This article considers a drive wheel of a hoisting machine with a pulling belt. In order to justify the potential range of design parameters with regard to safety factor, the numerical models of different-design drive wheels are developed and their operation with pulling belt (rubber cable) is simulated in the SolidWorks environment. The data on the stress state of the wheel elements are analyzed, the most loaded points are identified, and the maximal stresses on the sidewall surface and in the spokes of wheels of different designs are plotted.

Key words: mine hoisting machines, modeling, numerical model, wheel, steel cable, rubber cable, loading simulation, hoisting machine modernization

For citation: Perekutnev V. E., Zotov V. V. Modeling drive wheels of hoisting machines with rubber cables. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020;(6):105-114. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-6-0-105-114.

Введение

К элементам подъемных установок горных предприятий предъявляются высокие требования в области надежной и безопасной эксплуатации при достаточно простых конструкциях. Особое внимание всегда уделяется подъемным канатам. Большое количество исследований [1 – 6] направлено на увеличение срока их службы, повышение эффективности эксплуатации, на уменьшение вероятности отказов в течение эксплуатации и на возможности удовлетворять требованиям по прочности, гибкости, невысокой материалоемкости, отсутствию крутильных напряжений в конструкции и т.п. Одним из наиболее перспективных технических решений, отвечающих большинству перечисленных требований может стать использование резинотросового каната как тягового органа на рудничных подъемных установках [7 – 9]. Резинотросовые канаты обладают более высоким ресурсом — до 10 лет эксплуатации — в то время, как канаты подвергаются замене через 12 – 18 месяцев.

Преимуществом резинотросовых канатов является защита несущей тросовой основы от внешних воздействий в агрессивной шахтной среде, а также в снижении нагрузок в тросах при огибании лентой приводных и отклоняющих шкивов. Использование резинотросовых канатов позволяет избежать скру-

чивания тягового органа. Применение на подъемных установках резинотросовых ленточных тяговых органов позволит также уменьшить диаметр приводных шкивов, снизить передаточное отношение привода, уменьшить габариты всей подъемной установки, а также мощность привода, что повысит экономические показатели предприятия.

Обоснование применения резинотросовых конвейерных лент на рудничных подъемных установках рассматривалось в научных работах как российских [7], так и зарубежных ученых [8, 9]. Однако мало внимания было уделено другим элементам подъемной системы: приводным и обводным шкивам, подъемной машине, подвеске подъемных сосудов и др. Надо отметить, что внедрение такого технического решения влечет изменение конструктивных параметров подъемной установки, а следовательно, необходимо их обоснование, например, в части прочностных характеристик вновь проектируемого оборудования. В данной статье рассматриваются конструкции приводного шкива подъемной установки с ленточным тяговым органом.

Целью данной работы является моделирование нагрузок на приводной шкив с целью дальнейшего обоснования его конструктивных параметров. Подобное моделирование проводилось для приводных барабанов ленточного

конвейера [10, 11]. В этих работах авторы предлагают цифровые модели приводного шкива для ленточного конвейера, разработанные в инженерных программах с моделированием работы под нагрузками. Были получены данные по напряженно-деформированному состоянию барабанов, что позволило обосновать параметры приводов ленточных конвейеров.

Автором исследований [12] с целью обоснования параметров резино-стальных канатов была создана цифровая модель резино-стального каната при ее взаимодействии со шкивом. Моделирование и анализ полученных напряжений в тросах резино-стального каната производились в программе SolidWorks. Автор установил, что наиболее нагруженной является часть ленты под крайними тросами, и при определенных значениях натяжения тросы основы воздействуют на материал резиновых обкладок с силой, превышающей допустимые значения давления на футеровку. Результаты такого исследования позволили разработать требования к конструкциям ре-

зино-стального каната, а также определить границы их применения.

Материалы и методы

Сравнительная оценка, приведенная в статье [13], позволила определить технические характеристики резино-стальных канатов, которые могут быть применены на рудничном подъеме в качестве головных канатов. Технические характеристики рассматриваемых канатов, выбранный диапазон грузоподъемностей и масс подъемных сосудов, а также выводы и рекомендации, полученные в работе [13] стали исходными данными для моделирования. При разработке цифровой модели приводного шкива закладывалась возможность оценки напряженно-деформированного состояния основных его элементов: обечайка, спицы, ступица и др. Средой для моделирования приводного шкива различных конструкций была выбрана программа SolidWorks.

В качестве расчетной схемы был принят шкив, огибаемый резино-стальным канатом (рис. 1). Эта схема описывает

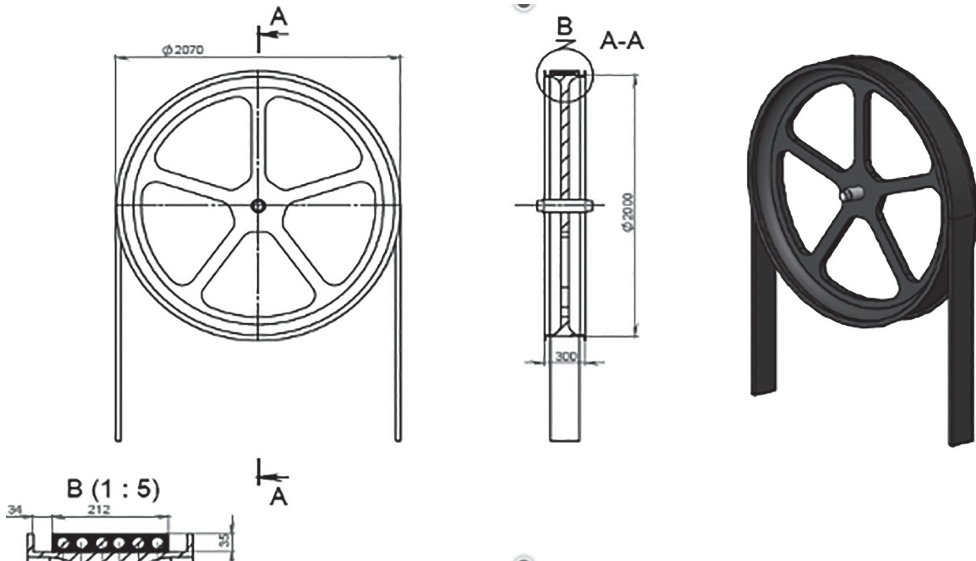


Рис. 1. Схема взаимодействия шкива и резино-стального каната
 Fig. 1. The scheme of interaction of the pulley with the rubber-steel rope

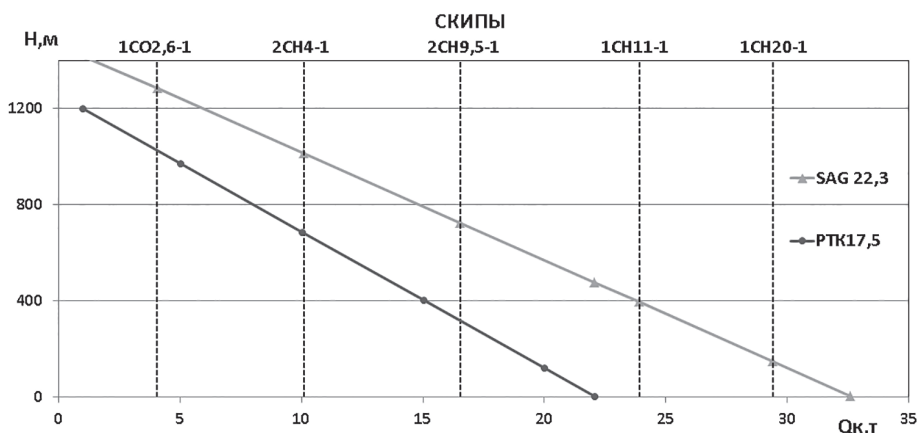


Рис. 2. Зависимость высоты подъема от концевой нагрузки скипов при применении резинотросовых канатов РТК (Промканат) и SAG

Fig. 2. Dependence of the lifting height of the load-carrying capacity on the skips for RTK Promkanat RTK SAG

взаимодействие приводного шкива с тяговым резинотросовым канатом. Для реализации моделирования в программе SolidWorks и для получения результатов, наиболее точно описывающих напряженно-деформированное состояние шкива, система закреплялась на жесткозакрепленной неподвижной оси, что является допущением.

Для разработки цифровой модели приводного шкива были приняты следующие исходные данные: диаметр шкива — 2000 мм; ширина обечайки — 300 мм, ширина спиц шкива — 100 мм, толщина спиц шкива — 60 мм, диаметр оси — 100 мм, материал шкива и оси — легированная сталь 28CrS4, модуль упругости — 210 000 Н/мм², массовая плотность — 7800 кг/м³, предел прочности при растяжении — 850 Н/мм², предел текучести 650 Н/мм², угол обхвата шкива канатом — 180°.

На рис. 2 приведены зависимости высоты подъема наиболее прочными резинотросовыми канатами двух современных производителей от их грузоподъемности. По результатам анализа, для моделирования РТК в программе SolidWorks была выбрана модель SAG 22,3 со следующими характеристиками: ширина —

212 мм, высота — 35 мм, число тросов в резинотросовом канате — 6, шаг тросов — 35 мм, диаметр троса — 24 мм, коэффициент сцепления с поверхностью шкива — 0,2. Этот шкив был рассчитан для работы в составе подъемной установки, рассчитанной для высоты подъема — 400 м, с максимальной нагрузкой на резинотросовый канат — 328,2 кН. Для расчетов был взят скип 1СН11-1 (рис. 2) со следующими характеристиками: грузоподъемность по породе — 15 т, масса скипа — 8,9 т, расчетная масса резинотросового каната — 8,92 т.

Моделирование представляет собой анализ конечных элементов — цифровой способ анализа инженерных конструкций [14–10]. Симуляция основана на создании геометрической модели (рис. 3, см. Приложение, с. 113). Затем программа делит модель на элементы простой формы, соединенные в общих точках. Метод конечных элементов, реализуемый в ряде инженерных программ моделирования, позволяет прогнозировать поведение модели при помощи сопоставления численной информации, полученной в каждом элементе, составляющем цифровую модель. В случае создания расчетной сетки в программе

SolidWorks получают трехмерные тетраэдральные твердотельные элементы. В данной работе было спроектировано 3 варианта конструкций приводных шкивов: с пятью спицами, с семью спицами и со сплошным диском.

Модель шкива с пятью спицами представлена на рис. 4 (см. Приложение, с. 113). При первом моделировании взаимодействия РТК и приводного шкива были приняты следующие допущения: распределенная нагрузка на обечайку действует равномерно по всей площади контакта резиноватросового каната и приводного шкива, нагрузка действует перпендикулярно поверхности обечайки. Кроме того, в данном моделировании не принималась во внимание сила трения между резиноватросовым канатом и обечайкой шкивов. Такие допущения могут быть близки состоянию неподвижного шкива, через который перекинут резиноватросовый канат с равномерными концевыми нагрузками в обеих ветвях.

Анализ полученных результатов показал, что наибольшая нагрузка на шкив приходится на верхнюю спицу (рис. 4) и в местах скруглений верхних трех спиц. В указанных точках, отмеченных цифрами 2, 3, 4, 5 (рис. 4), самые высокие напряжения, возникшие при моделировании. Они находятся в диапазоне 25 — 29,53 Н/мм². Надо отметить, что все рассматриваемые конструкции шкивов имеют усиление обечайки за счет приваренного к ней кольца, которое переходит в спицы, а потом в ступицу шкива.

Моделирование показало, что самое ненагруженное место зоны контакта поверхности обечайки с резиноватросовым канатом находится на уровне спиц. Характер изменения напряжений на поверхности обечайки представлен на графике (рис. 4). Экстремальные значения, которые можно увидеть на графике, соответствуют участкам обечайки, расположенным между спицами. Про-

веденный анализ позволил сделать вывод, что участки скругления спиц являются наиболее нагруженными при эксплуатации шкива.

В моделировании, описанном выше, нагрузка, действующая на обечайку шкива, задавалась равномерной, что исходя из формулы Эйлера ($S_{нб}/S_{сб} = e^{\mu\alpha}$) не является возможным. Эта формула описывает неравномерность натяжения тягового органа при огибании шкива, что обуславливает и неравномерность давления каната на его обечайку. Для решения задачи по приложению неравномерно распределенной нагрузки ко всей площади контакта резиноватросового каната и поверхности обечайки шкива применительно к моделированию в программе SolidWorks, необходимо было получить уравнение, описывающее неравномерное приложение силы на поверхность обечайки по всей площади контакта. Для этого, с учетом усилий в ветвях резиноватросового каната, на основании уравнения Эйлера, в программе Arproх $f(x)$, была получена формула полинома, описывающая распределение изменения усилий в резиноватросовом канате при огибании шкива:

$$F(x) = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3 + a_4 \cdot x^4 + \dots + a_n \cdot x^n,$$

где x — это угловая координата приложения нагрузки.

Для расчета коэффициентов полинома (a_0, a_1, \dots) с учетом формулы Эйлера и исходных расчетных данных подъема была рассчитана нагрузка на каждый угол обхвата (от 0° до 180°) и построен график зависимости (рис. 5, см. Приложение, с. 114). В итоге, после получения коэффициентов полинома, указанных в левом нижнем углу (рис. 5), было составлено уравнение, описывающее неравномерную нагрузку на обечайку шкива для принятых условий моделирования:

$$F(x) = 321494,696 - 1393,948 \cdot x + 2,868 \cdot x^2 - 0,003 \cdot x^3.$$

Для приближения к реальным условиям необходимо также учитывать тангенциальные усилия, воздействующие на поверхность обечайки шкива и направленные по касательной к ней, что обусловлено возникающей силой трения при взаимодействии шкива и каната. Нагрузка также должна быть задана неравномерной, так как она зависит от натяжения каната. Для этого было рассчитано изменение тангенциальных усилий для полной дуги обхвата, а в программе *Approx* $f(x)$ были получены коэффициенты полинома и составлено уравнение, описывающее изменение тангенциальных усилий на поверхности шкива трения в режиме симуляции программы *SolidWorks*:

$$F(x) = 64298,969 - 278,793 \cdot x + 0,574 \cdot x^2 - 0,001 \cdot x^3.$$

Программа *SolidWorks* позволяет отобразить эпюру напряжений на деформированной форме детали. В большинстве случаев реальная деформация настолько мала, что на масштабной эпюре деформированная форма почти совпадает с недеформированной. Программа может преувеличить деформацию, чтобы дать о ней более полное представление. На рис. 6 (см. Приложение, с. 114) показан пример, в котором программа показывает деформацию элементов шкива, увеличенную в 1182 раза для более наглядного представления о воздействии неравномерной нагрузки.

На рис. 7 (см. Приложение, с. 114) показана симуляция напряженно-деформированного состояния пяти- и семи-спицевых шкивов при моделировании неравномерной нагрузки, действующей со стороны резинотросового каната. При моделировании определены максимальные напряжения, например, для пяти-спицевого шкива в точке 2 — 62 Н/мм², а на поверхности обечайки в районе 450 от точки набегающего резинотросового каната — 5,7 Н/мм².

Результаты и обсуждения

В работе получены цифровые модели приводных шкивов подъемных машин, в которых учтена неравномерная нагрузка, вызванная меняющимся натяжением резинотросового каната и учитывающая изменение тангенциальных усилий, обусловленных силой трения между тяговым органом и обечайкой приводного шкива.

В процессе моделирования приводных шкивов определялись данные по максимальным напряжениям, возникающим в различных точках при симуляции нагрузок в цифровых моделях приводных шкивов.

На рис. 8 (см. Приложение, с. 114) представлен график, показывающий характер изменения максимальных напряжений на наиболее нагруженных участках поверхности обечаек шкивов.

Из графика видно, что наименьшее значение максимальных напряжений по всей поверхности обечайки имеет дисковый шкив, а наиболее напряженное состояние обечайки у пятиспицевого шкива. При этом следует отметить, что дисковый шкив обладает наибольшей материалоемкостью и массой.

Заключение

В представленной работе получены следующие результаты:

- В программе *SolidWorks* разработаны цифровые модели шкивов различной конструкции, дано обоснование нагрузок, приложенных к их обечайкам, определены допущения, не влияющие на окончательный результат моделирования, и проведена симуляция работы при взаимодействии приводных шкивов с ленточным тяговым органом (резинотросовым канатом).

- Проведен анализ полученных данных по напряженному состоянию элементов шкива, выявлены наиболее нагруженные зоны и получены графики из-

менения максимальных напряжений на поверхности обечайки, определенные для шкивов различных конструкций. Выяснилось, что наиболее опасные зоны с максимальными напряжениями во всей конструкции шкива располагаются на скруглениях спиц в местах соединения с обечайкой.

Дальнейшее моделирование различных режимов работы приводных шкивов позволит проанализировать характер изменения максимальных напряжений в элементах шкива при изменении конструктивных его параметров, что позволит обосновать их рациональные величины с учетом коэффициента запаса прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Chang X. D., Peng Y. X., Zhu Z. C., Gong X. S., Yu Z. F., Mi Z. T., Xu C. M.* Breaking failure analysis and finite element simulation of wear-out winding hoist wire rope // *Engineering Failure Analysis*. 2019, Vol. 95. Pp. 1–17. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2018.08.027.

2. Трифанов Г. Д., Зверев В. Ю. Снижение динамических нагрузок в канатах подъемных установок / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности, сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. 2017. — С. 27–30.

3. *Laurent Giraud, Bertrand Galy* Fault tree analysis and risk mitigation strategies for mine hoists // *Safety Science*. 2018. Vol. 110, part A. Pp. 222–234. DOI: 10.1016/j.ssci.2018.08.010.

4. *Dagang Wang, Xiaowu Li, Xiangru Wang, Ganyu Shi, Xianbiao Mao, Dao'ai Wang* Effects of hoisting parameters on dynamic contact characteristics between the rope and friction lining in a deep coal mine *Tribology* // *Tribology International*. 2016. Vol. 96. Pp. 31–42.

5. Трифанов Г. Д., Микрюков А. Ю. Повышение эффективности эксплуатации шахтных подъемных установок на основе мониторинга плавности движения скипов // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горношахтного и нефтепромыслового оборудования. — 2016. — № 1. — С. 49–54.

6. *Dagang Wang, Dao'ai Wang* Dynamic contact characteristics between hoisting rope and friction lining in the deep coal mine // *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol. 64. Pp. 44–57.

7. Зотов В. В., Кузиев Д. А., Рыжов И. М. Основные направления повышения технического уровня шахтных подъемных установок // Горная промышленность. — 2014. — № 2 (114). — С. 111.

8. Колосов Д. Л. Розвиток теорії шахтних підйомних установок з головними гумотросовими канатами, автореф. дис. ... док. техн. наук: 05.05.06. — Днепропетровск, 2015.

9. *Carbogno A.* Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes. *LOAD02001*. *Logistics & Transport. Zbornik ADS Graphic*. Koshice, 2001, pp. 218–221.

10. Асаенко В. В. Цифровая модель приводного барабана ленточного конвейера для анализа напряженно-деформированного состояния его элементов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2011. — № 1. — С. 305–308.

11. Соловых Д. Я. Моделирование на ЭВМ напряженного состояния приводного барабана ленточного конвейера для оценки долговечности сварных швов // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2015. — № 54. — С. 3–11.

12. *Kolosov D., Dolgov O., Kolosov A.* Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction // *Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining*. Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, Balkema Boock. 2014, pp. 499–504.

13. Перекутнев В. Е., Зотов В. В. Сравнительная оценка резинотросовых канатов / Инновационные перспективы Донбасса. Т. 1. Проблемы и перспективы в горном деле и строительстве. — 2019. — С. 107–112.

14. Сведения о создании сетки в программе Solidworks [сайт] URL: http://help.solidworks.com/2010/Russian/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/step5_mesh_the_part.html?id=5bd6fa6141de486e81ce5fb1a3962491. **ПВАБ**

REFERENCES

1. Chang X.D., Peng Y.X., Zhu Z.C., Gong X.S., Yu Z.F., Mi Z.T., Xu C.M. Breaking failure analysis and finite element simulation of wear-out winding hoist wire rope. *Engineering Failure Analysis*. 2019, Vol. 95. Pp. 1–17. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2018.08.027.
2. Trifanov G. D., Zverev V. Yu. Reduction of dynamic loads in cables of hoisting machines. *Tekhnologicheskoe oborudovanie dlya gornoy i neftegazovoy promyshlennosti, sbornik trudov XV Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Process Equipment for Mining and Oil-and-Gas Industry: XV International Conference Proceedings], 2017, pp. 27 – 30. [In Russ].
3. Laurent Giraud, Bertrand Galy Fault tree analysis and risk mitigation strategies for mine hoists. *Safety Science*. 2018. Vol. 110, part A. Pp. 222 – 234. DOI: 10.1016/j.ssci.2018.08.010.
4. Dagang Wang, Xiaowu Li, Xiangru Wang, Ganyu Shi, Xianbiao Mao, Dao'ai Wang Effects of hoisting parameters on dynamic contact characteristics between the rope and friction lining in a deep coal mine Tribology. *Tribology International*. 2016. Vol. 96. Pp. 31 – 42.
5. Trifanov G. D., Mikryukov A. Yu. Enhancing efficiency of mine hoisting machines based on monitoring of smooth motion of skips. *Aktual'nye problemy povysheniya effektivnosti i bezopasnosti ekspluatatsii gornoshakhtnogo i neftepromyslovogo oborudovaniya*. 2016, no 1, pp. 49 – 54. [In Russ].
6. Dagang Wang, Dao'ai Wang Dynamic contact characteristics between hoisting rope and friction lining in the deep coal mine. *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol. 64. Pp. 44–57.
7. Zotov V.V., Kuziev D.A., Ryzhov I.M. Major trends of technological improvement of mine hoisting machines. *Gornaya promyshlennost'*. 2014, no 2(114), pp. 111. [In Russ].
8. Kolosov D.L. *Rozvitok teorii shakhtnikh pidyomnikh ustanovok z golovnimi gumotrosovimi kanatami* [Development of the theory of the mine lifting installations with the main rubber ropes], Doctor's thesis, Dnepropetrovsk, 2015.
9. Carbogno A. *Bobbin drum hoists with flat steel rubber-coated ropes*. LOAD02001. Logistics & Transport. Zbornik ADS Graphic. Koshice, 2001, pp. 218 – 221.
10. Asaenko V.V. Digital model of the drive drum of a conveyor belt for analysis of the stress-strain state of its elements. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2011, no 1, pp. 305 – 308. [In Russ].
11. Solovykh D. Ya. Computer simulation of the stress state of the belt conveyor drive pulley to assess the durability of welds. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten'*. 2015, no S4, pp. 3 – 11. [In Russ].
12. Kolosov D. , Dolgov O., Kolosov A. Analytical determination of stress-strain state of rope caused by the transmission of the drive drum traction. *Progressive Technologies of Coal, Coalbed Methane, and Ores Mining*. Boca Raton – London – New York – Leiden: CRC Press Taylor & Francis Group, BalkemaBoock. 2014, pp. 499 – 504.
13. Perekutnev V.E., Zotov V.V. Comparative evaluation of the rubber and steel ropes. *Innovatsionnye perspektivy Donbassa*, t. 1. Problemy i perspektivy v gornom dele i stroitel'stve [Innovative perspectives of Donbass, No.1. Problems and prospects in mining and constuctions], 2019, pp. 107 – 112.
14. Svedeniya o sozdanii setki v programme Solidworks. URL: http://help.solidworks.com/2010/Russian/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/Meshing_topics/step5_mesh_the_part.html?id=5bd6fa6141de486e81ce5fb1a3962491.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Перекутнев Виталий Евгеньевич¹ — аспирант, e-mail: perekutnev@gmail.com,
Зотов Василий Владимирович¹ — канд. техн. наук,
доцент, e-mail: 1zotov@bk.ru,
¹ НИТУ «МИСиС».

Для контактов: Перекутнев В.Е., e-mail: perekutnev@gmail.com.

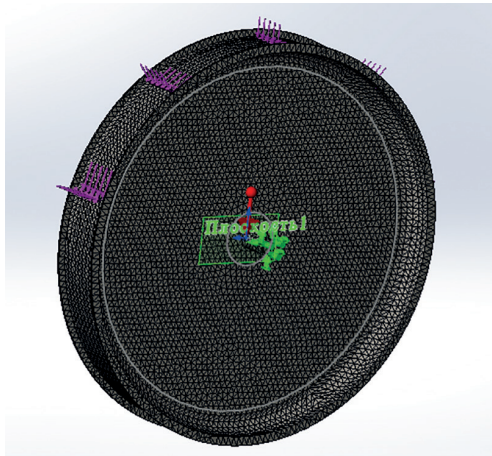
INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

V.E. Perekutnev¹, Graduate Student, e-mail: perekutnev@gmail.com,
V.V. Zotov¹, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor, e-mail: 1zotov@bk.ru,
¹ National University of Science and Technology «MISIS»,
119049, Moscow, Russia,

Corresponding author: V.E. Perekutnev, e-mail: perekutnev@gmail.com.

Получена редакцией 30.12.2019; получена после рецензии 02.03.2020; принята к печати 20.05.2020.

Received by the editors 30.12.2019; received after the review 02.03.2020; accepted for printing 20.05.2020.



Приложение

Рис. 3. Пример симуляции нагрузок с применением анализа конечных элементов

Fig. 3. The example of load simulation using finite element analysis

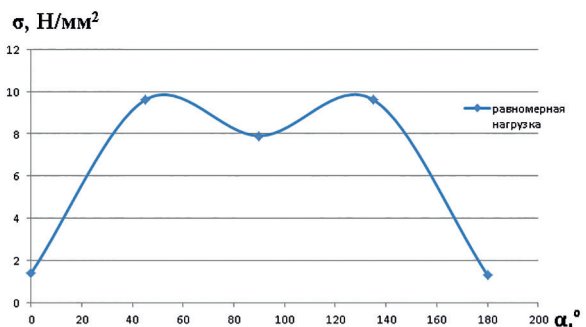
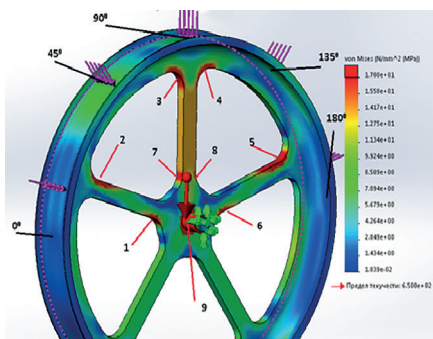


Рис. 4. Моделирование приводного шкива с пятью спицами при равномерно распределенной нагрузке от резино-стального каната

Fig. 4. The simulation of the drive pulley with 5 spokes for evenly distributed load from the rubber-steel rope

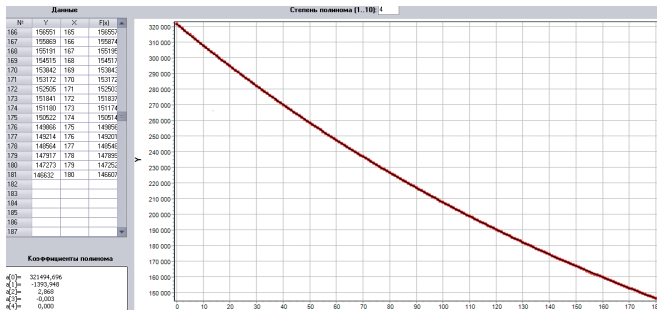


Рис. 5. График изменения радиальной нагрузки при взаимодействии резинтросового каната с обечайкой шкива по угловой координате

Fig. 5. The graph of changes in the radial load, in the interaction of the rubber-steel rope with the sheath of the pulley along the angular coordinate

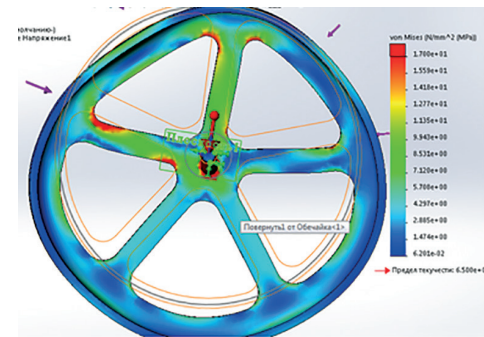


Рис. 6. Пример визуализации деформирования шкива при моделировании неравномерных нагрузок

Fig. 6. The example of visualization of deformation of the pulley for simulated uneven loads

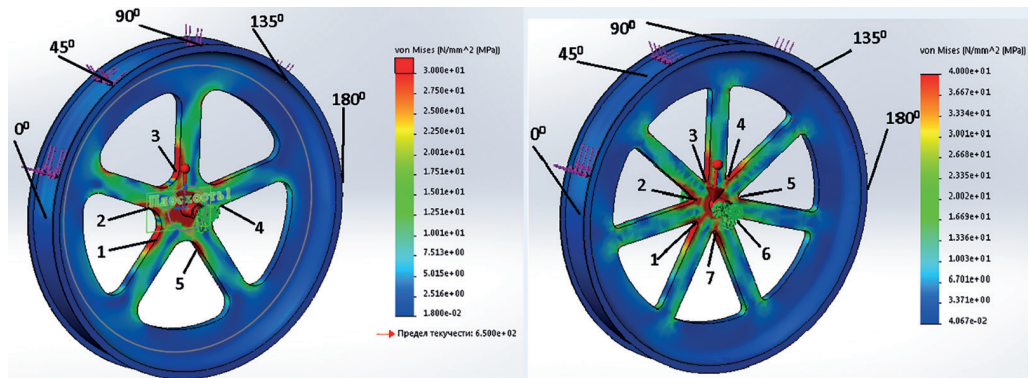


Рис. 7. Примеры моделирования шкивов с пятью и семью спицами

Fig. 7. The examples of simulation of the pulleys with 5 and 7 spokes

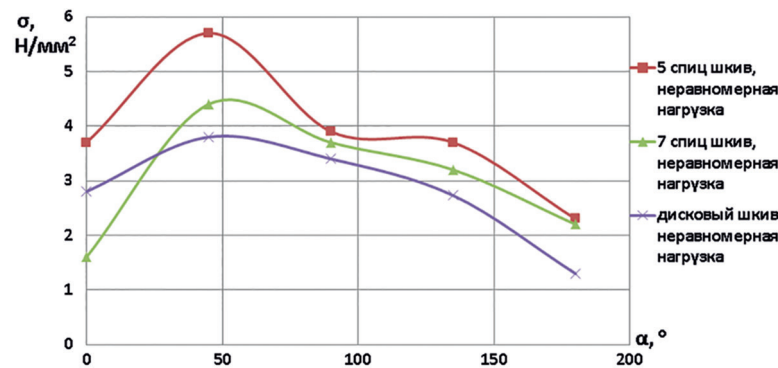


Рис. 8. Характер изменения максимальной нагрузки на обечайках шкивов различной конструкции

Fig. 8. Changing of the maximum load on the shells of pulleys of various designs