

**ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СДВОЕННОГО КАБЕСТАНА  
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ****И. А. Цырганович***Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Ю. В. Мартьянов

Использование сдвоенного кабестана улучшает прямолинейность металлокорда и снижает отклонение от формы резинового полотна с армирующим слоем из такого металлокорда. Конструктивные особенности работы узла сдвоенного кабестана приводят к выходу его из строя, что приводит к частым ремонтам оборудования и снижению производительности.

Цель: провести анализ конструкции сдвоенного кабестана с использованием компьютерного моделирования и выработать проектное решение для внедрения.

Для сохранения конкурентоспособности получаемого металлокорда требуется постоянное совершенствование в области применяемых материалов и в процессах волочения проволоки и свивки металлокорда. Одним из таких совершенствований является модернизация используемого оборудования. Это касается машины свивки металлокорда *Ri-10M*. Особенностью модернизированной машины *Ri-10M* является скручивание в один этап. Если в стандартной версии машины *Ri-10* сердечник свивался отдельно от остальных прядей, то в модернизированной машине происходит одновременно свивка всех элементов металлокорда.

В отличие от машины *Ri-10*, в модернизированной машине используется сдвоенный кабестан, который состоит из двух галет разных диаметров. Галета с меньшим диаметром имеет плотную посадку на вал через шпонку, в то время как галета с большим диаметром имеет посадку через подшипники и получает крутящий момент через систему фрикционов. Разные диаметры галет, закрепленных на валу, позволяют получить разные линейные скорости на их поверхности, что в свою очередь позволяет создавать дополнительное натяжение и получать металлокорд с более плотной конструкцией, а система фрикционов позволяет автоматически подстраивать скорость для предотвращения разрыва металлокорда.

Поскольку модернизация сдвоенного кабестана вносит изменения в нагрузки на узел, а также на их распределения, то основной задачей является расчет конструкции узла сдвоенного кабестана с использованием компьютерного моделирования. 3D-модель узла натяжения сдвоенного кабестана представлена на рис. 1.

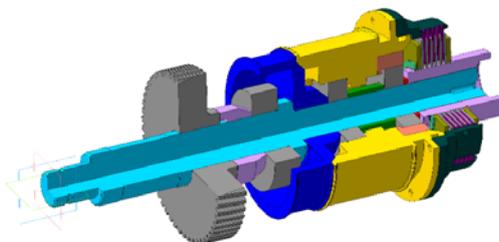


Рис. 1. Трехмерная модель узла натяжения сдвоенного кабестана

Основными элементами расчета являются: вал, подшипниковые опоры вала, а также зубчатое колесо вала, через которое происходит передача крутящего момента.

Для определения реакции опор и изгибающих моментов на валу, а также для построения эпюр была использована стандартная методика расчета эквивалентной балки на статические нагрузки. Построенная эпюра изгибающих моментов, реакции опор представлены на рис. 2.

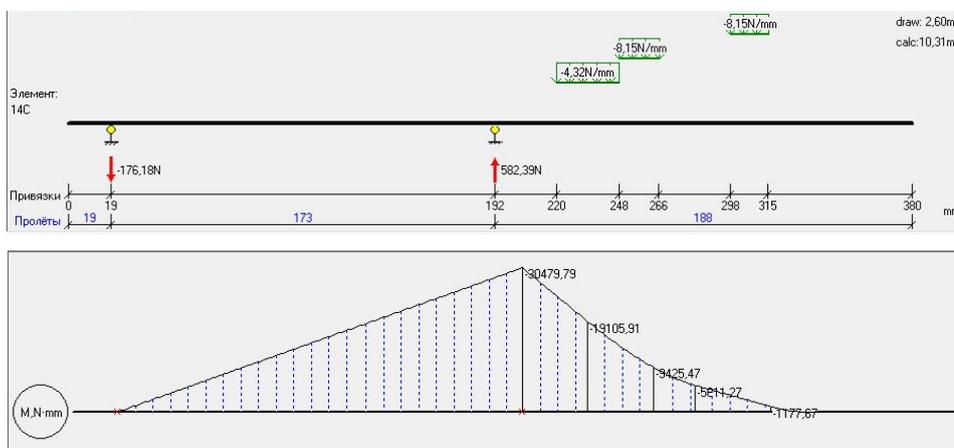


Рис. 2. Эпюра изгибающих моментов, реакции опор

Из рис. 2 видно, что наиболее нагруженной является центральная опора.

Поскольку вал закреплен на подшипниковые опоры, то были проведены их расчеты в соответствии с ГОСТ 18854–2013 и ГОСТ 18855–2013. Технические характеристики подшипниковых опор узла кабестана представлены в табл. 1. Полученные данные после расчета показаны в табл. 2.

Таблица 1

**Технические характеристики подшипниковых опор узла кабестана**

Обозначение	Размеры, мм			Грузоподъемность, Н		Масса, кг
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	динамическая	статическая	
160509	45	85	23	18600	33200	0,51
50206	30	62	16	10000	19500	0,197

Таблица 2

**Расчетные данные подшипниковых опор**

Наименование подшипника	Эквивалентная динамическая нагрузка <i>P</i> , Н	Расчетный ресурс подшипника <i>L<sub>h</sub></i> , ч	Расчетная грузоподъемность <i>S<sub>расч</sub></i> , Н
160509	845,63	749392	1967,71
50206	255,81	4206870	10626,59

Расчет подшипниковых опор показал, что по уровню надежности и расчетному ресурсу подшипник соответствует эксплуатационным требованиям.

При расчете цилиндрической эвольвентной косозубой передачи внешнего зацепления был произведен расчет с использованием двух методов. Это расчет геометрических параметров в соответствии с ГОСТ 16532–70 и расчет на прочность и выносливость теоретическим методом в соответствии с ГОСТ 21354–87.

По запасу прочности при расчете на контактную выносливость зубчатое колесо соответствует эксплуатационным требованиям, так как запас прочности при расчете на контактную выносливость больше минимального коэффициента контактной выносливости, установленного в соответствии с ГОСТ 21354–87 ( $\eta_c = 1,38 > S_{H1} = 1,2$ ).

По запасу прочности зубчатое колесо соответствует эксплуатационным требованиям, так как запас прочности больше минимального коэффициента запаса прочности, установленного в соответствии с ГОСТ 21354–87 ( $\eta_{ст} = 3,97 > \sigma_{H1} = 2,5$ ).

По коэффициенту осевого перекрытия зубчатое колесо не соответствует требуемым нормам, так как полученный коэффициент осевого перекрытия, меньше требуемого, установленного ГОСТ 16532–70. Коэффициент осевого перекрытия, должен являться целым числом или максимально к нему приближенным.

В связи с тем что рассчитанный коэффициент осевого перекрытия не соответствует рекомендуемому, было предложено увеличить ширину венца зубчатого колеса. Суммарная длина контактных линий будет все время оставаться постоянной, что благоприятно для работы передачи, так как нагрузка на зубья в процессе зацепления будет оставаться постоянной, а шум и динамические нагрузки уменьшатся. Поскольку рекомендуемый коэффициент осевого перекрытия  $\varepsilon_\beta \geq 1,0$  то требуемый размер зубчатого венца колеса  $b_w$ , мм, будет равен: 31 мм.

На основании полученных данных был проведен перерасчет зубчатого колеса с учетом полученной ширины венца  $b_w = 31$  мм. Полученные данные были занесены в табл. 4 для сравнения.

Таблица 3

Таблица сравнения данных

$b_w$ , мм	Запас прочности при расчете на контактную выносливость	Запас прочности при действии максимального момента	Запас прочности при изгибе	Запас прочности при изгибе максимальной нагрузкой
25	1,38	2,83	2,05	3,97
31	1,46	3,05	2,56	4,95

Данное решение позволяет увеличить запас прочности в среднем на 15 %, а также снизить негативное воздействие на зубчатое колесо во время эксплуатации.

По результатам исследования построена компьютерная трехмерная модель сдвоенного кабестана, определена схема нагрузок на вал узла кабестана, рассчитаны реакции опор и прогнозный ресурс подшипников, определены коэффициенты запаса прочности зубьев зубчатого колеса, выявлено слабое место в конструкции узла кабестана, предложена оптимизация конструкции (увеличить ширину зубчатого венца на 6 мм), теоретическим методом рассчитаны параметры зубчатого колеса с учетом оптимизации.

Л и т е р а т у р а

1. ГОСТ 18854–2013 – Подшипники качения. Статическая грузоподъемность. – М. : Стандартинформ, 2014.
2. ГОСТ 18855–94 – Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность). – М. : Стандартинформ, 2009.
3. ГОСТ 16532–70 – Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. – М. : Гос. стандарт союза ССР, 1970.
4. ГОСТ 21354-87. – Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – М. : Гос. стандарт союза ССР, 1989.