

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 625.57

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ
КАНАТНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Н. М. БЕЛАЯ, Н. И. БЕРЕГОВАЯ

Львовский лесотехнический институт
Хмельницкий технологический институт

В лесной промышленности нашли применение канатные лесотранспортные и лесопогрузочные установки с замкнутым тяговым канатом, приводимым в движение канатоведущим шкивом [1, 2].

Изучению параметров работы канатоведущего шкива и тягового каната, определяющих их тяговую способность, посвящены работы [7, 9]. Однако полученные данные недостаточно полны и всесторонни, так как условия проведения экспериментов существенно отличались от реальных производственных условий. В большинстве случаев исследовали не всю тяговую систему, включающую двигатель, ведущий и ведомый шкивы, замкнутый канат, натяжное устройство, полезную нагрузку, а только отдельные ее звенья, чаще всего ведущий шкив и огибающий его канат.

Из всех передач с гибкой связью трением, к которым относится и канатная, наиболее полно исследованы ременные [8]. Была разработана и внедрена методика расчета ременных передач по кривым скольжения и коэффициентов полезного действия. По подобной методике были исследованы фрикционные свойства некоторых футеровочных материалов для шкива трения шахтных подъемных установок [6].

Условия работы подвесных лесотранспортных установок существенно отличаются от условий работы шахтного подъемника и других подъемно-транспортных устройств и изучены весьма ограниченно. Поэтому задача исследования канатных передач, работающих в условиях лесозаготовки, в частности на канатных лесотранспортных установках, представляет определенный интерес в научном плане и имеет практическое значение для проектирования и эксплуатации приводных устройств.

Известно, что работоспособность канатных передач определяется надежностью сцепления каната со шкивом, долговечностью каната и коэффициентом полезного действия, которые обеспечиваются рациональным выбором рабочих параметров системы.

Начальное натяжение каната — один из важнейших параметров работы передачи, существенно влияющий на ее тяговую способность. Незначительное начальное натяжение тягового каната не обеспечивает надежного сцепления со шкивом, чрезмерно большое приводит к быстрому износу каната и шкива, перегрузке валов и опор и, как позволили установить последние исследования [3], к уменьшению тяговой способности.

Вопросы силового нагружения, металло- и энергоемкости приводов имеют определенное значение при проектировании новых передач, что усиливает необходимость отыскания оптимальных режимов их нагружения.

Для определения оптимального режима работы канатной передачи были проведены экспериментальные исследования, методика которых и экспериментальная установка описаны в работе [4]. Конструкция экспериментальной установки позволяла моделировать условия, близкие к производственным.

Тяговая система, состоящая из замкнутого (счаленного), предварительно натянутого каната ГОСТ 3070—69* диаметром $d = 12,5$ мм, ведущего и ведомого чугунных шкивов диаметром $D = 400$ мм, приводилась в движение электродвигателем мощностью $N = 20$ кВт и частотой вращения $n = 1420$ об/мин, что обеспечивало линейную скорость ведущего шкива $v_1 = 3,73$ м/с. Начальное натяжение изменялось от 3 до 22,7 кН, но в пределах одного опыта оставалось постоянным. В отличие от проводимых ранее экспериментальных исследований узел ведомого шкива включал в себя генератор, создававший полезную нагрузку, изменение которой в широких пределах осуществляли нагрузочным реостатом.

Во время эксперимента на осциллограмме (рис. 1) фиксировали следующие параметры: крутящий момент на валу ведущего шкива M_1 , тормозной момент на валу ведомого шкива M_2 , начальное натяжение замкнутого тягового каната T_0 , время оборота ведущего t_1 и ведомого t_2 шкивов.

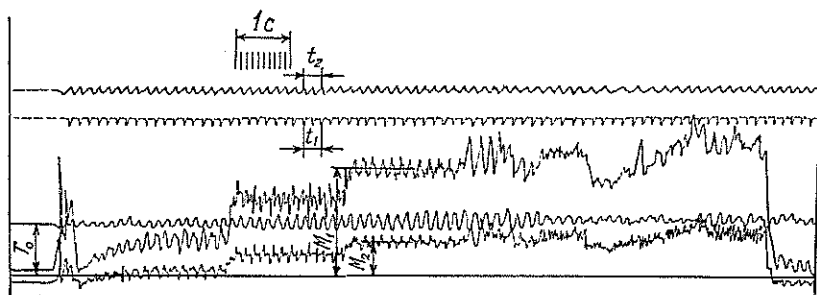


Рис. 1.

В результате обработки осциллограмм, кроме основных, были получены и другие данные, характеризующие работу передачи: тяговое усилие ведущего шкива P , линейные и угловые скорости движения ведущего и ведомого шкивов (соответственно v_1 и v_2 , ω_1 и ω_2).

На основании полученных результатов для каждого опыта были вычислены коэффициенты относительного скольжения ζ , полезного действия η и тяги φ , по которым построены кривые $\zeta = f(\varphi)$ и $\eta = f(\varphi)$, наглядно характеризующие тяговую способность системы при различных условиях и режимах нагружения.

Исследовали сцепные свойства шкива с различными типами канавок: полукруглой, полукруглой с подрезом и клиновой.

При сравнении сцепных свойств шкива по типам канавок лучшие результаты получены для канавки полукруглой формы с подрезом, что согласуется с данными, приведенными в работе [5]. На рис. 2 изображены кривые $\zeta = f(\varphi)$ и $\eta = f(\varphi)$ для шкива с полукруглой канавкой с подрезом.

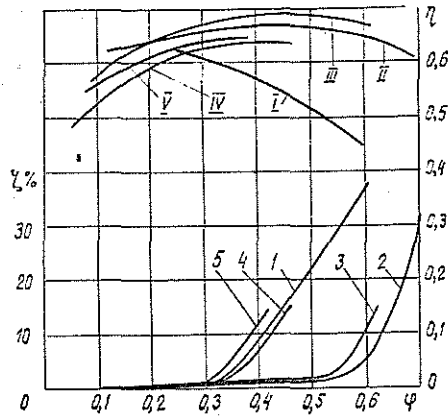
На каждой из кривых 1—5 можно выделить прямолинейный участок, соответствующий упругому скольжению, пропорциональному нагрузке, и криволинейный, на котором вследствие увеличения нагрузки появляется дополнительное проскальзывание, переходящее в буксование.

Из кривых 1—5 следует, что значения $\eta = f(\varphi)$ вначале возрастают, в некоторой зоне достигают максимума, потом вследствие до-

* Канаты ГОСТ 3070—69 по конструкции подобны новым канатам, поэтому приведенные результаты и рекомендации без поправок могут быть отнесены и к канатам ГОСТ 3070—80.

Рис. 2. Зависимость упругого скольжения (кривые 1—5) и КПД (кривые I—V) от коэффициента тяги.

1, I — удельное давление $p = 1,25 \cdot 10^6$ Па; 2, II — $2,91 \cdot 10^6$; 3, III — $4,63 \cdot 10^6$; 4, IV — $6,41 \cdot 10^6$; 5, V — $8,09 \cdot 10^6$ Па.



полнительных потерь, связанных с проскальзыванием, падают. Максимальное значение η соответствует моменту перехода кривой $\zeta = f(\varphi)$ от прямолинейного участка к криволинейному, т. е. в пределах небольшой зоны φ_0 , которую можно рассматривать в качестве граничной для определения оптимального режима эксплуатации данной тяговой системы.

Форма канавки	Начальное натяжение T_0 , Н	Удельное давление $p \times 10^6$, Па	Оптимальный коэффициент тяги φ_0	КПД η
Полукруглая	3116	1,25	0,26—0,3	0,60
	6820	2,73	0,46—0,5	0,68
	11388	4,56	0,45—0,48	0,67
	15680	6,27	0,40—0,44	0,65
	19992	8,00	0,32—0,35	0,64
	22736	9,09	0,24—0,25	0,63
Полукруглая с подрезом	3126	1,25	0,34—0,36	0,67
	7272	2,91	0,55—0,6	0,69
	11564	4,63	0,53—0,56	0,65
	16023	6,41	0,35—0,38	0,65
	20237	8,09	0,30—0,32	0,64
Клиновья	2891	1,16	0,28—0,3	0,55
	6831	2,73	0,37—0,42	0,65
	11045	4,42	0,31—0,33	0,67
	15827	6,33	0,30—0,31	0,63
	20335	8,13	0,29—0,30	0,62
	21085	8,43	0,26—0,28	0,64

В таблице приведены экспериментальные значения φ_0 и η , полученные для канавок шкива различной формы, разных начальных натяжений и соответствующих им удельных давлений p , вычисленных по формуле:

$$p = \frac{2T_0}{Dd}$$

Анализ характера кривых 1—5 и сравнение показателей исследуемых параметров позволили установить следующее: кривая 2, получен-

ная для значения $p = 2,91 \cdot 10^6$ Па, имеет наибольший в сравнении с другими коэффициент тяги $\varphi_0 = 0,55-0,65$, что позволяет представить границы оптимальной области удельных давлений.

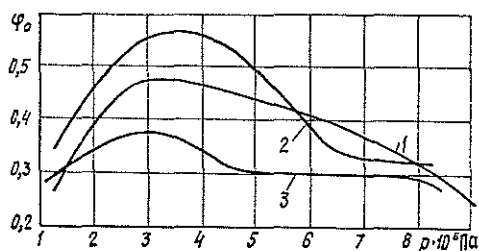


Рис. 3. Зависимость коэффициента тяги от удельного давления.

1 — для шкива с полукруглой канавкой; 2 — полукруглой с подрезом; 3 — клиновое.

На рис. 3 приведены графики зависимости коэффициента тяги от удельного давления $\varphi_0 = f(p)$, построенные по данным таблицы. Зависимость между тяговой способностью канатной передачи и удельным давлением каната на шкив носит нелинейный характер и имеет зону экстремальных значений. Коэффициент тяги, а следовательно, и тяговая способность исследуемой системы, достигают максимума при удельном давлении каната на шкив $(2,5-4,0) \cdot 10^6$ Па. Это следует учитывать при выборе начального натяжения каната в процессе эксплуатации канатных установок с замкнутым тяговым канатом.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Белая Н. М. Исследование работы подвесных канатных лесотранспортных установок и перспективы их развития и совершенствования. — В кн.: Проблемы комплексных лесных предприятий в Карпатах. Ужгород: Карпаты, 1969, с. 158—184. [2]. Белая Н. М., Прохоренко А. Г. Канатные лесотранспортные установки. — М.: Лесн. пром-сть, 1964. — 299 с. [3]. Береговая Н. И. Влияние начального натяжения на тяговую способность системы замкнутого каната. — Изв. высш. учеб. заведения. Лесн. журн., 1984, № 3, с. 39—43. [4]. Воловодик Н. И. Некоторые вопросы исследования тяговой способности канатоведущих шкивов в условиях лесозаготовки. — В кн.: Лесн., бумажн. и деревообраб. пром-сть. Киев: Будівельник, 1969, вып. 6, с. 50—53. [5]. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. — М.—Л.; Машиностроение, 1966. — 484 с. [6]. Коняева Л. П. О фрикционных качествах футеровочных материалов для шкивов трения подъемных машин. — В кн.: Многоканатный подъем в горной промышленности. М.: Госгортехиздат, 1960, с. 190—193. [7]. Осипов И. Б. Экспериментальное исследование распределения давления и сил трения в рабочем контакте привода трения. — Науч. тр./ Поволжск. лесотехн. ин-т, 1968, № 58, вып. 2, с. 171—183. [8]. Решетов Д. Н. Детали машин. — М.: Машиностроение, 1974. — 655 с. [9]. Энтин Г. Я. Коэффициент полезного действия простых шкивов трения. — Науч. тр./ ВНИИПТМАШ, 1965, вып. 7(60), с. 66—79.

Поступила 16 мая 1984 г.

УДК 625.31.001.24

ВЛИЯНИЕ ПОДЪЕМКИ ПУТИ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ СДВИГУ РЕЛЬСОШПАЛЬНОЙ РЕШЕТКИ

С. И. МОРОЗОВ, М. В. ПОПОВ, И. И. ИСУПОВ
Архангельский лесотехнический институт, СевНИИЛ

При подъемке пути сопротивление сдвигу решетки в горизонтальной плоскости уменьшается, так как на изогнутом участке происходит отрыв шпал от балласта. Это обстоятельство необходимо учитывать при