

УДК 622.647.2

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ШТАБЕЛЕОБРАЗОВАТЕЛЯ
ДЛЯ СКЛАДОВ НАСЫПНЫХ ГРУЗОВ

А.Я. Грудачев, Е.Л. Игнаткина

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет»

Приведены результаты сравнительного анализа тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией. Разработаны рекомендации по выбору мощности привода, его расположения и установлению параметров штабелеобразователя.

От правильности выбора параметров транспортных машин во многом зависит эффективность их применения [1, 2]. Особенно это важно для привода мощных ленточных конвейеров и штабелеобразователей, обеспечивающих высокую производительность, однако потребляющих значительное количество электроэнергии [3-4].

Цель работы заключается в разработке рекомендаций по снижению энергопотребления штабелеобразователя для складов за счет установления выгодного сочетания параметров его привода.

Для достижения указанной цели в работе решены следующие задачи: составлена расчетная схема тягового контура штабелеобразователя для двух вариантов его исполнения; определены натяжения в характерных точках тягового контура, требуемые значения мощности привода и коэффициенты запаса прочности ленты; проведен сравнительный анализ тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией. При этом применены методики тяговых расчетов [5-7], разработанные на кафедре горнозаводского транспорта и логистики ДонНТУ, с использованием специальных компьютерных программ.

Штабелеобразователь представляет собой магистральный ленточный конвейер с разгрузочной станцией, оснащенной петлевым перегружателем с барабанами E и D (рис.1), который перемещается вдоль става конвейера и перегружает транспортируемый груз на наклонный конвейер, расположенный перпендикулярно к основному конвейеру, движущийся вместе с разгрузочной станцией и формирующий штабель.

Два варианта расчетных схем тягового контура штабелеобразователя показаны на рис. 1. Из приведенного рисунка видно, что вариант a относится к случаю, когда приводной барабан располагается в

точке *A*, отклоняющие барабаны – в точках *B* и *E*, хвостовой натяжной барабан – в точке *C*, выносной – в точке *D*, а другой – к случаю, когда в точке *C* вместо хвостового барабана располагается приводной. В варианте *б* имеем штабелеобразователь с головным и хвостовым приводом, совмещенным с натяжной станцией.

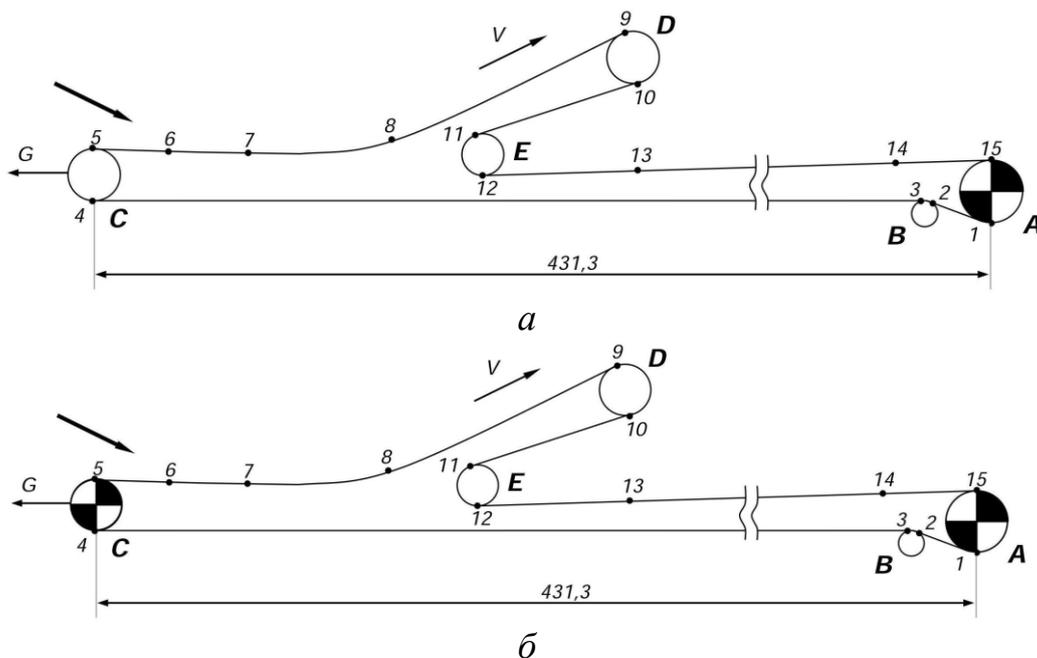


Рис. 1. Расчетная схема штабелеобразователя для угольных складов: *а* – с головным приводом; *б* – головным и хвостовым приводом, где *A*, *B*, *C*, *D* и *E* – точки расположения барабанов; 1, 2, 3, ...15 – характерные точки тягового контура

Характерные точки, указанные на рис. 1, относятся к точкам сбегания и набегания тягового контура с барабанов. Кроме этого характерными точками являлись точки начала и конца участков перегиба. Именно в этих характерных точках производился анализ тяговых параметров штабелеобразователя.

Расчеты проводились для следующих исходных данных: длина по осям барабанов штабелеобразователя – 431,3 м; производительность – 1000 т/ч; скорость ленты – 2,5 м/с; ширина ленты – 1200 мм; коэффициент сопротивления движению ленты - 0,010...0,035; коэффициент сцепления ленты с барабаном – 0,25. Так же для расчетов использовались технические характеристики конвейерной ленты каркасного типа шириной 1200 мм с прокладками из синтетической ткани EP 200 с 4 и 5 слоями, прочностью на разрыв 800 и 1000 Н/мм ширины ленты соответственно. Кроме того учитывалось, что в режиме начала форми-

рования штабеля, его длина составляет 2 м, и в режиме окончания – 373 м. В результате установлено, что для штабелеобразователя с одним приводом в режиме начала формирования штабеля требуется мощность не менее 150 кВт, а в режиме окончания – не менее 210 кВт (рис. 2). Максимальное усилие на подшипники натяжного барабана составляет 88,3 кН и 119,3 кН соответственно.

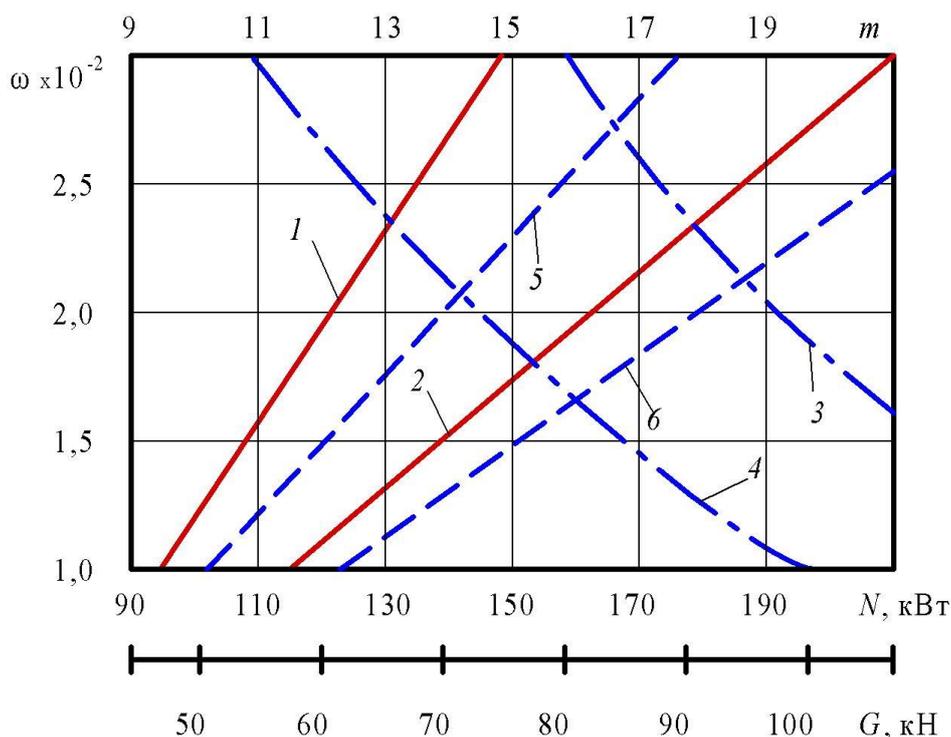


Рис. 2. Зависимости тяговых показателей штабелеобразователя для разных значений коэффициента сопротивления движению ленты: 1, 2 – $\omega = f(N)$; 3, 4 – $\omega = f(m)$; 5, 6 – $\omega = f(G)$, где зависимости, указанные четными цифрами относятся к режиму начала формирования штабеля, а нечетные – окончанию

Графические зависимости коэффициента сопротивления движению ленты ω от требуемой мощности N , запаса прочности ленты m и усилия на натяжном устройстве штабелеобразователя G показаны на рис. 2. Из этого рисунка следует, что при увеличении коэффициента сопротивления движению ленты от 0,010 до 0,030 прямолинейно увеличиваются такие показатели как мощность (в 1,6 раз – в начале и в 1,8 – при окончании формирования штабеля) и усилие на натяжном устройстве штабелеобразователя (на 60% – в начале, на 89% – при окончании). При этом запас прочности ленты уменьшается более чем в 1,6 раз.

ИННОВАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ПРОМЫШЛЕННЫХ МАШИН И АГРЕГАТОВ

Расчет штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом выполнен для тех же исходных данных, что и для ранее рассмотренного случая. При этом принималась мощность хвостового привода от 45 до 75 кВт. Результаты расчета тяговых параметров штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом сведены в таблице.

Таблица. Результаты тягового расчета штабелеобразователя с головным и хвостовым приводом

Головной привод				Хвостовой привод				Коэффициент запаса прочности ленты при количестве прокладок		Максимальное натяжение ленты	Потребное усилие натяжной станции
Коэффициент распределения тягового усилия	Мощность двигателя	Коэффициент запаса сил трения	Момент редуктора на тихоходном валу	Коэффициент распределения тягового усилия	Мощность двигателя	Коэффициент запаса сил трения	Момент редуктора на тихоходном валу	5	4		
1	220,2	1,3	24,6	0	0	∞	0	10,6	8,5	113,6	125,7
0,9	182,4	1,3	20,4	0,1	22,6	6,11	2,3	12,8	10,2	94,1	98,1
0,8	156,9	1,3	17,5	0,2	43,8	2,3	4,5	14,8	11,8	80,8	79,6
0,7	134,6	1,4	15	0,3	62,9	1,3	6,4	16,4	13,1	73,4	70,4
0,6	118,7	2,1	13,3	0,4	83,2	1,3	8,5	14,7	11,8	81,4	91,8
0,5	107,9	3,4	11	0,5	107,9	1,3	11	12,9	10,3	92,7	119,1
0,4	87,7	5,2	8,9	0,6	130,3	1,3	13,3	11,6	9,3	103,1	143,8
0,3	66,7	8,1	6,8	0,7	153,5	1,3	15,6	10,6	8,5	113,6	169,5
0,2	45,4	13,9	4,6	0,8	177,1	1,3	18	9,7	7,8	124,2	195,5
0,1	23,6	30,6	2,4	0,9	201,2	1,3	20,5	8,9	7,1	135,1	222,1

Из результатов расчетов приведенных в таблице следует, что ленты как с 5-ю, так и с 4-мя прокладками EP 200 обеспечивают наибольший коэффициент запаса прочности равный 16,4 и 13,1 соответственно. Таким образом, с точки зрения обеспечения прочности ленты, целесообразно обеспечивать головным приводом 70% от общего потребного тягового усилия, а хвостовым – 30%.

Анализ приведенных результатов показывает, что применение хвостового привода мощностью от 45 до 75 кВт позволит снизить суммарную потребную мощность, а значит уменьшить расход элек-

троэнергии, примерно на 10%. При этом возможно снизить необходимое усилие натяжной станции до 40% и применить ленту EP 200 с 4-мя прокладками вместо 5-ти, что позволяет дополнительно уменьшить стоимость штабелеобразователя.

Выводы и направления дальнейших исследований.

На основании проведенных исследований следует, что использование хвостового привода мощностью от 45 до 75 кВт дает возможность снизить расход электроэнергии, примерно на 10% и уменьшить необходимое усилие натяжной станции до 40%. При этом целесообразно применить ленту EP 200 с 4-мя прокладками вместо 5-ти, что позволит дополнительно снизить стоимость штабелеобразователя.

В дальнейшем планируется исследование тяговых параметров штабелеобразователя при регулировании усилия натяжного устройства по мере перемещения петлевого перегружателя вдоль конвейера.

Библиографический список

1. Галкин, В.И. Проблемы совершенствования транспортных систем в горной промышленности / В.И. Галкин, Е.Е. Шешко // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал): Труды научного симпозиума «Неделя горняка-2011». Отдельный выпуск №1. – М.: Горная книга, 2011. – С. 458–507.
2. Техника и технология погрузки, разгрузки, транспортирования и складирования в энергоемких производствах / В.А. Будишевский, В.О. Гутаревич, В.Н. Маценко, А.А. Сулима; ред. В.А. Будишевский, А.А. Сулима. – Донецк: ДонГТУ, 2000. – 350 с.
3. Грудачев А.Я. Практика рационального выбора конвейерных лент для предприятий угольной промышленности / А.Я. Грудачев А.Я., Ю.А. Беломестнов, Н.В. Хиценко // Сб. "Горная техника" – СПб: ООО "Славутич", 2010. – С. 108-113.
4. Грудачев А.Я. Выбор рациональных параметров ленточных конвейеров, обеспечивающих снижение энергопотребления / А.Я. Грудачев, А.А. Кремешная, А.И. Максецкий // Энергосбережение. – 2004. – №4. – С. 21-23.
5. Проектування транспортних систем енергоємних виробництв [навч. посібник] / В.О. Будішевський, В.О. Гутаревич, О.О. Пуханов та ін.; ред. В.О. Будішевський, А.О. Суліма. –Донецьк: Друк-Інфо, 2008. – 454 с.
6. Проектування та конструювання транспортних машин та комплексів / В.О. Будішевський, В.М. Маценко, В.І. Дворников та ін.; ред. В.О. Будішевський. –Донецьк: Норд-Пресс, 2009, – 599 с.
7. Gutarevych V. Service Areas of Transformation Centers / V. Gutarevich, A. Ovcharenko, V. Zhuchenko // Transport Problems. – 2009. – Vol. 4. – Iss.3. – P. 53-57.