

Ключевые слова: отходы производства и потребления, твердые бытовые отходы, агломерация и грануляции вторичных полимерных отходов

Abstract

PROBLEMS OF THE ACCUMULATION AND PROCESSING OF SOLID HOUSEHOLD WASTES OF LARGE CITIES OF UKRAINE

The problems of accumulation and processing of solid domestic wastes are presented, the requirements for the placement of municipal waste as potential sources of environmental pollution by hazardous substances are highlighted.

Key words: *production and consumption wastes, solid household waste, agglomeration and granulation of secondary polymer waste*

УДК 621.867 (85.05)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ ЛЕНТОЧНО-БАРАБАННЫХ МЕХАНИЗМОВ НОРИЙ С РАЗЛИЧНЫМИ ТИПАМИ ЛЕНТ

**Лукиянов И.М. к.т.н., ст. преп., Кись Л.В. аспирант,
Бурда Н.В., Осика А.Н., Кротов Е.О.**

(Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко)

Приведен метод определения параметров тяговой способности ленточно-барабанных механизмов норий, при использовании различных типов резинотканевых и синтетических лент. Проведен анализ работ, в которых тяговая способность фрикционной пары лента (ремень) – приводной барабан определялась не путем применения известной зависимости Эйлера, а с помощью коэффициентов тяги, полученных экспериментальным путем для некоторых типов плоскоремennых передач. Для крупногабаритных ленточно-барабанных механизмов вертикального расположения, со специфическим значением натяжения в сбегающем ветви, параметры тяговой способности определены с использованием метода конечных элементов (МКЭ), что позволило определить перемещения в процессе упругого скольжения ленты по барабану. При математической постановке задачи определены условия контактного взаимодействия для построения конечно-

элементной модели. Численное исследование модели проведено с помощью программного комплекса ANSYS WORKBENCH. Для различных типов прорезиненных и синтетических лент получены значения углов покоя и скольжения в зависимости от коэффициентов тяги. При этом определены значения максимального коэффициента тяги для каждого типа ленты, при котором наступает полное буксование в механизме. Разработан метод определения рабочего коэффициента тяги, при котором исключается даже частичное буксование, на основе рассмотрения фрикционной пары лента – барабан как соединения с натягом. При определении сдвигающего усилия использовались значения дуг покоя и скольжения для заданного коэффициента тяги с соответствующими им коэффициентами трения. Предельное значение сдвигающего усилия и, соответственно, значение допустимого рабочего коэффициента тяги определялось с помощью коэффициента запаса прочности для соединения с натягом.

Ключевые слова: ленточно-барабанный механизм, тяговая способность, коэффициент тяги, упругое скольжение, углы покоя и скольжения.

Постановка проблемы. В настоящее время существует устойчивый спрос производственных предприятий на нории для вертикального перемещения зерна и продуктов его переработки, а также других гранулированных и неслипающихся грузов. В результате накопленного опыта и новых методов проектирования расширяется диапазон конструкций по высоте транспортирования и производительности, применение лент высокой прочности из тканей с синтетическими волокнами позволяет достичь высоты транспортирования 80м и производительности до 1000 т/ч.

В виду того, что увеличение скорости транспортировки, как одного из факторов увеличения производительности, ограничено условиями зачерпывания и разгрузки ковшей, возникает необходимость увеличения нагрузки на рабочие ветви нории и соответственно тягового усилия на приводном барабане, обеспечивая при этом отсутствие пробуксовки ленты. Несмотря на большое количество работ, посвященных исследованию влияния многих факторов на тяговую способность ленточно-барабанных механизмов до настоящего времени фактически отсутствует научно-обоснованное определение параметров тяговой способности приводных барабанов норий.

Поэтому разработка метода определения параметров тяговой способности ленточно-барабанных механизмов, обеспечивающих их эффективную работу без пробуксовки, по-прежнему является актуальной проб проблемой механики.

Анализ последних исследований и публикаций

В литературных источниках [1,2] рассматривающих вопросы тяговой способности приводных плоскоремненных передач приводятся значения критического и максимального коэффициентов тяги, полученных экспериментально для различных типов ремней. Что касается рабочего коэффициента тяги, то его значение рекомендуется выбирать незначительно меньше критического (зона начала частичного буксования), который в свою очередь определяется по соотношению к максимальному в рекомендуемом диапазоне.

Установлено, что коэффициенты тяги увеличиваются с увеличением отношения диаметра барабана к толщине ленты D/δ . Таким образом значение рабочего коэффициента тяги определяемого таким способом является слишком приближенным, кроме того такие показатели тяговой способности как углы покоя и скольжения, необходимые для практических расчетов, остаются неизвестными. В работе [3] приводятся результаты исследования значений углов покоя и скольжения для передачи с резинотканевыми ремнями при диаметрах шкивов 200 мм, и различными создаваемыми искусственно поверхностями трения. Установлено, что даже при больших коэффициентах трения ($f = 0.365$) и коэффициенте тяги $\varphi = 0,45$, угол скольжения, при котором начиналось буксование, составил 153° и соответственно угол покоя 27° . Таким образом, угол скольжения, обеспечивающий отсутствие проскальзывания, должен быть меньше указанной величины.

В работе [3] при расчетах угол скольжения рекомендуется брать, при всех значениях коэффициента трения, равным 0,7 от угла обхвата, т.е. для передач с одинаковыми шкивами он должен составлять 126° . Из приведенного выше, можно сделать вывод, что приведенные данные не позволяют применить их для оценки тяговой способности крупногабаритных вертикальных передач с соотношениями $D/\delta = 60-100$, какими являются ленточно-барабанные механизмы.

В работе [4] приведена физическая модель образования углов покоя и скольжения для приводных барабанов норий. На основе этой модели разработан метод определения углов покоя и скольжения в

зависимости от коэффициента тяги путем применения конечно-элементного анализа для резинотканевых лент. Полученные зависимости позволили определять максимальное значение коэффициентов тяги. Однако для определения рабочего коэффициента применены соотношения, соответствующие приводным передачам, что является недостатком этой работы.

Целью настоящей работы является определение углов покоя и скольжения в зависимости от заданных значения коэффициентов тяги и разработка метода определения рабочего коэффициента тяги непосредственно через углы покоя и скольжения для различных типов лент с учетом их упругости и состояния поверхности проводного барабана.

Изложение основного материала. В процессе исследования упругого скольжения ленты и образования углов покоя и скольжения при различных коэффициентах тяги была использована уточненная конечно-элементная модель по сравнению с использованной в работе [4]. В процессе постановки математической задачи были определены условия контактного взаимодействия точек принадлежащих контактирующим поверхностям взаимодействующих тел:

$$u_n^{m-1} + u_n^{m+1} - \delta_{on}^m \leq 0, \quad (1)$$

$$\sigma_{nn}^m \leq 0, \quad (2)$$

где: u_n^{m-1} , u_n^{m+1} , δ_{on}^m – нормальные перемещения точек поверхностей подобластей V^{m-1} , V^{m+1} и δ_{on}^m начальный зазор (натяг), σ_{nn}^m – нормальное напряжение на контактирующих линиях (модуль σ_{nn}^m - фактически это контактное давление).

Условие (1) означает, что взаимодействующие тела (лента-барабан) не проникают друг в друга. Условие (2) означает, что при взаимодействии на границе контакта нормальные (к границе) напряжения отрицательные (сжатие), в противном случае – нормальные напряжения равны нулю, т.е. тела деформируются по отдельности (не взаимодействуют друг с другом). Условия фрикционного взаимодействия принимаются в форме закона Кулона. При этом компоненты нормальных и касательных контактных напряжений на поверхности контакта связаны известными соотношениями, отражающими скольжение контактирующих

участков подобластей:

$$|\sigma_{\text{нт}}| = f_n \sigma_{nn}, \quad (3)$$

где f_n – коэффициент трения скольжения, зависящий от материалов, контактирующих тел.

Численное исследование проводилось с помощью программного комплекса “ANSYS WORKBENCH”. Были исследованы модели с гибкими лентами:

- типа БКНЛ, с тканевыми прокладками толщиной 1,3мм и 1,0мм, соответственно модули упругости 250 МПа и 300 МПа;

- ленты из капроновых тканей типа ТК с модулем упругости 600 МПа;

- ленты из синтетических тканей типа ЕР с модулем упругости 2400 МПа.

Значения коэффициентов трения принимались в соответствии с рекомендациями работы [5]: $f = 0.25$ - для сухих поверхностей, не футерованных барабанов и мокрых футерованных резиной барабанов; $f = 0.35$ - для сухих поверхностей футерованных барабанов. Определялась дуга покоя $\alpha_n = \alpha_{CK2}$ на неподвижном барабане по перемещениям конечных элементов (КЭ) ленты от заданных натяжений S_1 и S_2 , соотношение которых соответствовал определенному коэффициенту тяги. Численные значения дуги покоя определялись по количеству конечных элементов от точки на дуге окружности (барабана) с нулевым перемещением КЭ ленты до точки сбегания ленты с барабана.

На рисунке 1 приведены результаты численного анализа образования дуги покоя и, соответственно, дуги скольжения в зависимости от коэффициента тяги ϕ . При $\alpha_n = 0$ начинается полное буксование, отсюда определены соответствующие значения ϕ_{max} , для исследуемых лент в зависимости от их модуля упругости и коэффициентов трения.

При разработке метода определения рабочего коэффициента тяги, исключая даже частичное буксование, фрикционная пара лента-барабан рассматривалась как соединение с натягом. При этом допускаемое тяговое усилие в механизме принималось как окружное сдвигающее усилие в соединении с натягом, обеспечивающее передачу крутящего момента. Необходимое тяговое усилие на проводном барабане нории известно, с учетом усилия черпания,

равного $F_{зач} = (0.08...0.1)F_t$, определяется как:

$$F_t = 1.1 \cdot \frac{Q \cdot H}{g \cdot 3.6 \cdot \vartheta}, \quad (4)$$

где Q - производительность нории; т/ч, H - высота нории, м;
 ϑ - скорость ленты, м/с.

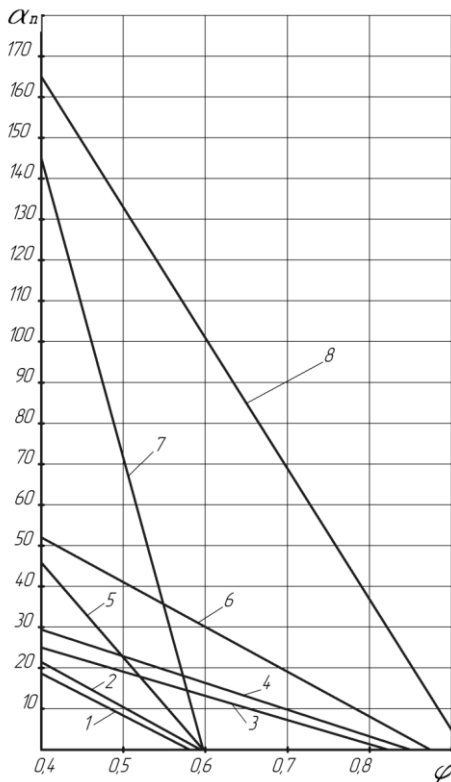


Рис. 1. Зависимость угла покая от коэффициента тяги:
 1 - $f = 0,25$ $E = 250$ МПа; 2 - $f = 0,25$ $E = 300$ МПа;
 3 - $f = 0,35$ $E = 250$ МПа; 4 - $f = 0,35$ $E = 300$ МПа;
 5 - $f = 0,25$ $E = 600$ МПа; 6 - $f = 0,35$ $E = 600$ МПа;
 7 - $f = 0,25$ $E = 2400$ МПа; 8 - $f = 0,35$ $E = 2400$ МПа

Окружное усилие в соединении с натягом лента-барaban определяется как

$$F_{тн} = 0,5 \cdot \pi \cdot p_{CP} \cdot f \cdot D_B \cdot b_L, \quad (5)$$

где: p_{CP} – контактное давление на поверхности сопряжения, f – коэффициент трения на поверхности контакта, D_B – диаметр барабана, b_L – ширина ленты.

В процессе нагружения барабана контактное давление распределяется по поверхности неравномерно, и его величина изменяется от $p_{\min} = \frac{2S_{02}}{D_B b_L}$ до $p_{\max} = \frac{2S_1}{D_B b_L}$, где: $S_{02} = S_2 + S_{00}$ –

полное предварительное натяжение ремня, а $S_{00} = 3EJ / r_B^2$ – дополнительное натяжение для изгиба ремня на барабане. Тонкий ремень обладает малой радиальной жесткостью и плотно прижат к поверхности барабана. Таким образом, расчет тягового усилия можно вести по среднему контактному давлению через натяжения в набегающей и сбегающей ветвях ленты

$$p_{CP} = \frac{S_1 + S_{02}}{D_B b_L}. \quad (6)$$

Максимальное контактное давление не должно превышать допустимое для резиновой футеровки, которое, с учетом цикличности нагрузки, должно быть не более 0,25 МПа. Среднее контактное давление на поверхности приводных барабанов норий и ленточных транспортеров находится в пределах 0,09...0,12 МПа. Экспериментально доказано, что при низких давлениях 0,12...1,00 МПа коэффициент трения практически не изменяется. Выбранные для расчета коэффициенты трения соответствуют коэффициентам трения на дуге скольжения в рабочем режиме.

До настоящего времени нет однозначного мнения о влиянии дуги покоя на создание тягового усилия. Общепринято, что на дуге покоя растянутый ремень перемещается с одинаковой скоростью – скоростью поверхности барабана без скольжения, а сила трения образуется только на дуге скольжения. Однако анализ некоторых экспериментальных данных показывает существенное влияние дуги покоя на создание тягового усилия [6]. Исследование пленочных лент методом фотоупругости показало [7], что на дуге покоя возникает наибольшая угловая деформация сечений и, соответственно, наибольшие напряжения сдвига. Они одинаковые на всей дуге, что свидетельствует о сцеплении поверхностей. В этой же работе проведены исследования упругих перемещений в ленте и в

футеровке с помощью тензодатчиков [7], наклеенных на каркас ремня в пазах. Показано, что на дуге покоя имеет место значительная деформация сдвига футеровки, в то время как скольжение ленты по поверхности футеровки отсутствовало.

Таким образом, можно с уверенностью считать, что на дуге покоя возникает сила сцепления, как сила трения покоя, которая создает дополнительное тяговое усилие. Следовательно, уравнение (5) можно представить в виде:

$$F_{тн} = 0,5p(\alpha_n \cdot f_n + \alpha_{СК} \cdot f_C)D_B b_{Л} \quad (7)$$

где: f_n – коэффициент трения покоя, f_C – коэффициент трения скольжения, α_n и $\alpha_{СК}$ – соответственно дуги покоя и скольжения.

По справочным данным для фрикционных пар с большим контактным давлением (соединение с натягом стальных деталей) $f_n = (1.17 - 1.4)f_C$. С уменьшением давления коэффициент трения покоя увеличивается. Для автомобильных резин при трении по сухим твердым поверхностям $f_n = (1.25 - 1.7)f_C$, а $f_n = (1.18 - 1.25)f_C$ – для мокрых. Для фрикционной пары ремень-барабан, для практических расчетов можно принимать для сухих поверхностей не футерованных барабанов и влажных футерованных $f_n = 1,2f_C$.

Условие отсутствия сдвига ленты относительно барабана имеет вид:

$$n = \frac{F_m}{F_t} > [n]; \quad (8)$$

где: n – коэффициент запаса сцепления, F_t – необходимое тяговое усилие при заданной производительности нории, $[n]$ – допускаемый запас прочности. Значение допускаемого коэффициента запаса прочности сцепления можно принять из следующих соображений. По данным исследования футерованных резиной барабанов конвейеров [8] твердость по Шору футеровки не должна превышать $SH=40...45$. При такой твердости коэффициенты трения на сухой поверхности $f = 0,45...0,55$ на влажной $f = 0,30...0,35$. С увеличением твердости коэффициент трения уменьшается.

Принятые в работе коэффициенты трения обеспечивают определенный запас. Возможные отклонения модуля упругости и изменение углов покоя и скольжения не существенно повлияют на усилие сдвига. Достаточный запас прочности сцепления можно

принять в пределах $[n]=1,2\dots 1,25$.

Условие (8) позволяет определить значение рабочего коэффициента тяги φ_0 , определяющего значения S_1 и S_2 , и соответственно контактного давления, углов покоя α_{II} и скольжения $\alpha_{СК}$.

В табл.1 приведены рекомендованные значения рабочего коэффициента тяги φ_0 и соответствующие ему углы покоя и скольжения, полученные по зависимости (8) и с использованием результатов на рис.1. Полученные данные свидетельствуют о том, что передача тягового усилия без пробуксовки возможна при больших дугах скольжения, чем у приводных передач. Это объясняется тем, что в ленточно-барабанных механизмах отношение диаметра барабана к толщине ленты составляет $D_B/\delta=60-100$, в то время как у приводных передач $D_B/\delta=20-35$. Вследствие этого, в норийных механизмах обеспечивается более плотное прилегание ленты к барабану с повышенным коэффициентом трения.

Таблица 1

Тип ленты	Модуль упругости, МПа	Толщина тканевой прокладки, мм	Коэффициент трения μ	Коэффициент тяги φ_0	Угол покоя α_{II} , рад	Угол скольжения $\alpha_{СК}$, рад
БКНЛ	250	1,15...1,3	0,25	0,44	0,288	2,852
БКНЛ	250	1,15...1,3	0,35	0,45	0,314	2,826
БКНЛ	300	1,0	0,25	0,45	0,305	2,835
БКНЛ	300	1,0	0,35	0,48	0,453	2,687
ТК	600	1,0	0,25	0,45	0,593	2,547
ТК	600	1,0	0,35	0,62	0,488	2,652
ЕР	2400	1,0	0,25	0,54	0,785	2,355
ЕР	2400	1,0	0,35	0,7	1,2	1,94

Ленты из синтетических тканей обеспечивают необходимую тяговую способность при меньших начальных натяжениях, что существенно снижает нагрузку на ленту. В этом плане наиболее эффективные ленты ЕР, каркас которых выполняется из тканей с полиамидными нитями в сочетании с нитями из полиэстера, и имеют резиновые прокладки. В отличие от капроновых лент, они имеют малое удлинение и соответственно вытягивание, высокую прочность и малую изгибную жесткость. Их более высокая стоимость окупается

за счет сокращения эксплуатационных расходов.

Выводы. В результате исследований с применением метода конечных элементов установлено, что параметры тяговой способности существенно зависят от модуля упругости ленты и коэффициента трения в соединении лента – барабан.

Предложенная модель ленточно-барабанного механизма в виде соединения с натягом позволила получить значения рабочего коэффициента тяги, а также углов покоя и скольжения, при которых исключается даже частичное буксование, не допускаемое в рабочем режиме

Полученные результаты позволяют определять все параметры ленточно-барабанного механизма: тип ленты, ее необходимое начальное натяжение, диаметр барабана и прочность элементов его каркаса, толщину футеровки.

Предлагаемые результаты могут быть использованы при разработке новых конструкций норий любой производительности и высоты.

Список литературы

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. /И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, С.Б. Иосилевич// - М.; Машиностроение – 1979 – 702 с.

2. Решетов Д.Н. Детали машин /Д.Н. Решетов// -М.; Машиностроение, 1989. -496 с.

3. Телис И.Я. Экспериментальное определение дуги покоя и скольжения в передаче гибкой лентой /И.Я. Телис// - Научные записки ОПИ, 1956. Том IX. С. 99-103.

4. Богомоллов А.В. Тяговая способность приводных барабанов ленточных норий-элеваторов. /А.В. Богомоллов, В.А. Белостоцкий, И.М. Лукьянов// Севастопольский НТУ. Материалы 10-й международной научно-практической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем». Севастополь 2013. Вып.137. С.303-308.

5. Зенков Р.Л. Конвейеры большой мощности. /Р.Л. Зенков, М.М. Петров// - М.; Машиностроение – 1964 – 427 с.

6. Чуканов В.И. Исследование тяговых свойств приводных станций шахтных конвейеров с резинокросовыми лентами. /В.И. Чуканов/ - Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М. – 1964. 24 с.

7. Андреев А.В. Расчет деталей машин при сложном напряженном состоянии. /А.В. Андреев// - М.; Машиностроение, 1981 – 216 с.

8. Спиваковский А.О. – Карьерный конвейерный транспорт. / А.О. Спиваковский, Н.Г. Потапов, Н.А. Котов// - М.: Надра-1965-430с.

Анотація

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВОЮ ЗДАТНІСТЮ СТРІЧКОВО- БАРАБАН МЕХАНІЗМІВ НОРІЙ З РІЗНИМИ ТИПАМИ СТРІЧОК

Наведено метод визначення параметрів тягової здатності стрічково-барабанних механізмів норій, при використанні різних типів гумотканинних і синтетичних стрічок. Проведено аналіз робіт, в яких тягова здатність фрикційної пари стрічка (ремінь) - приводний барабан визначалася не шляхом застосування відомої залежності Ейлера, а за допомогою коефіцієнтів тяги, отриманих експериментальним шляхом для деяких типів плоскостової передач. Для великогабаритних стрічково-барабанних механізмів вертикального розташування, зі специфічним значенням натягу в збігати гілки, параметри тягової здатності визначені з використанням методу скінченних елементів (МСЕ), що дозволило визначити переміщення в процесі пружного ковзання стрічки по барабану. При математичній постановці завдання визначені умови контактної взаємодії для побудови кінцево-елементної моделі. Чисельне дослідження моделі проведено за допомогою програмного комплексу ANSYS WORKBENCH. Для різних типів прогумованих і синтетичних стрічок отримані значення кутів спокою і ковзання в залежності від коефіцієнтів тяги. При цьому визначено значення максимального коефіцієнта тяги для кожного типу стрічки, при якому настає повне буксування в механізмі. Розроблено метод визначення робочого коефіцієнта тяги, при якому виключається навіть часткове буксування, на основі розгляду фрикційної пари стрічка - барабан як пресове з'єднання. При визначенні зсувного зусилля використовувалися значення дуг спокою і ковзання для заданого коефіцієнта тяги з відповідними їм коефіцієнтами тертя. Граничне значення зсувного зусилля і, відповідно, значення допустимої робочого коефіцієнта тяги визначалося за допомогою коефіцієнта запасу міцності для з'єднання з натягом.

Ключові слова: стрічково-барабанний механізм, тягова здатність, коефіцієнт тяги, пружне ковзання, кути спокою і ковзання.

Abstract

FOR DETERMINATION OF TRAFFIC ABILITY BELT DRUM MECHANISMS OF NORI WITH DIFFERENT TYPES OF TAPES

A method for determining the parameters of the traction ability of the drum-type noria drum mechanisms using different types of rubber-fabric and synthetic tapes is presented. The analysis of works in which the traction ability of a friction pair of tape (belt) - drive drum was determined not by applying the known Euler relationship, but by using thrust coefficients obtained experimentally for some types of flat-time gears was carried out. For large-sized tape-drum mechanisms of vertical arrangement, with a specific value of tension in the falling branch, the parameters of traction ability are determined using the finite element method (FEM), which allowed us to determine the displacements in the process of elastic slipping of the tape along the drum. In the mathematical formulation of the problem, the conditions of contact interaction for the construction of a finite element model are determined. The numerical study of the model was performed using the ANSYS WORKBENCH software package. For different types of rubberized and synthetic ribbons, the values of rest and slip angles are obtained depending on the thrust coefficients. At the same time, the values of the maximum coefficient of thrust for each type of belt at which full slipping occurs in the mechanism are determined. A method has been developed for determining the operating coefficient of thrust, in which even partial skidding is excluded, on the basis of considering the tape-to-drum friction pair as a connection with tension. In determining the shear force, the values of the rest and slip arcs were used for a given thrust coefficient with corresponding friction coefficients. The limiting value of the shear force and, accordingly, the value of the allowable working thrust coefficient was determined using the safety factor for the connection with the tension.

Keywords: belt-drum mechanism, traction ability, coefficient of thrust, elastic slip, rest and slip angles.