

УДК 621.86

ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ ВЕРОЯТНОСТНОЙ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ В МНОГОПРИВОДНОМ ЛЕНТОЧНОМ КОНВЕЙЕРЕ

DESIGN FEATURES OF PROBABILISTIC MATHEMATICAL MODEL OF TRACTIVE EFFORT DISTRIBUTION IN MULTIDRIVE BELT CONVEYOR

Гончаров К.А.
Goncharov K.A.

Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Описаны этапы построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере. Приведен пример построения математической модели на основе экспериментального образца конвейера конструкции ВНИИПТМАШ. Приведено сравнение полученных результатов моделирования с экспериментальными данными при работе конвейера в холостом режиме. Даны общие рекомендации по формированию сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов в структуре одного конвейера. Выделены общие особенности опасных сочетаний отклонений скольжения электродвигателей, на которые необходимо обращать внимание при тяговом расчете конвейера и выборе системы управления приводами.

Ключевые слова: ленточный конвейер, вероятностная математическая модель, система приводов, отклонение скольжения двигателя, тяговый расчет.

Дата принятия к публикации: 10.12.2018
Дата публикации: 25.12.2018

Сведения об авторах:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», ptm_bstu@mail.ru.

Abstract. The article describes the stages of building of the probabilistic mathematical model of the tractive effort distribution in the multidrive belt conveyor. The example of the mathematical model building on the basis of the experimental sample of the conveyor of the VNIIPTMASH design is shown. The comparison of the obtained model results with the experimental data when the conveyor is in the non-operation mode is given. The general recommendations on forming the combination of the slide variation of the drive motor in the structure of one conveyor are given. The general features of the dangerous combinations of the slide variation of the drive motors are highlighted. These features should be taken into account when performing the traction calculation of the conveyor and choosing the drive control system.

Keywords: belt conveyor, probabilistic mathematical model, drive system, slide departure of engine, traction calculation.

Date of acceptance for publication: 10.12.2018
Date of publication: 25.12.2018

Authors' information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, ptm_bstu@mail.ru.

В работе [1] была описана теоретическая основа вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводных ленточных конвейерах, базирующаяся на вероятностном подходе к определению отклонений скольжения электродвигателей их приводов [2, 7]. Перечень процедур, корректное выполнение которых необходимо для успешного построения математической модели, представляет собой алгоритм, состоящий из

укрупненных трудоемких операций, каждая из которых требует подробного пояснения.

Таким образом, целью настоящей статьи является подробный анализ каждой из соответствующих процедур построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводных ленточных конвейерах и синтез корректных рекомендаций по их реализации.



В качестве объекта исследования выбран многоприводный ленточный конвейер, представленный в [3]. Схема трассы конвейера

представлена на рис. 1 (линейные размеры участков трассы указаны в метрах).

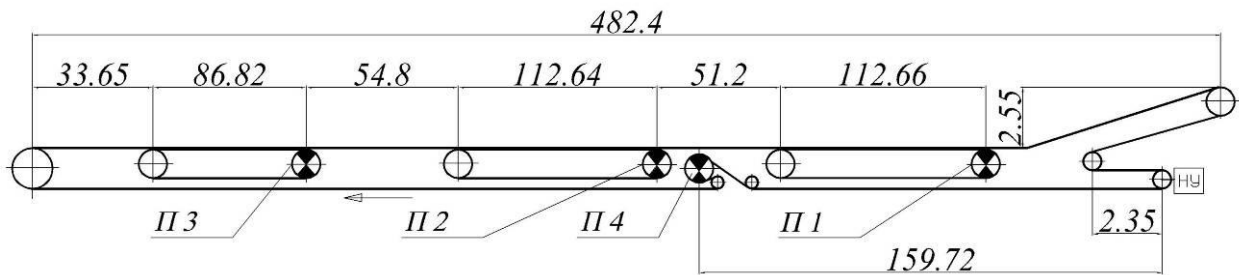


Рис. 1. Схема трассы многоприводного ленточного конвейера

Выбор данного объекта исследований обуславливается наличием в открытых источниках экспериментальных данных его испытаний [3, 4]. В работе [5] автором анализировались данные, полученные по итогам сравнения результатов экспериментальных исследований и результатов математического моделирования распределения тяговых усилий между приводами рассматриваемого конвейера. Примененные математические модели учитывали продольное растяжение лент и возможное отклонение скольжения электродвигателей приводов в диапазоне $\pm 20\%$. Проведенный сравнительный анализ показал хорошую сходимость результатов, однако отклонение экспериментально определенной величины тягового усилия одного из приводов вышло за пределы допустимых значений. Применение вероятностной математической модели распределения тяговых усилий между приводами [1] позволит учесть в дальнейших расчетах подобные явления.

Рассматриваемый конвейер оснащен одним барабанным и тремя ленточными приводами, оборудованными электродвигателями с фазным ротором мощностью $N = 14$ кВт каждый с синхронной частотой вращения ротора 1500 об/мин. Типоразмер грузонесущей и тяговой лент – РЛХ-120 с четырьмя

прокладками. Производительность конвейера 450 т/ч, транспортируемый груз – песчано-гравийная масса, скорость движения ленты 1,6 м/с [3, 5].

В качестве неизвестных компонентов выступают тяговые усилия четырех приводов W_1 (ленточный привод длиной 112,66 м), W_2 (ленточный привод длиной 112,64 м), W_3 (ленточный привод длиной 86,82 м), W_4 (барабанный привод, расположенный на нижней ветви конвейера). Дополнительными неизвестными переменными модели являются натяжения $S_{гр}$ грузонесущей ленты (в точке её сбега с барабанного привода), S_1 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,66 м), S_2 тяговой ленты (ленточный привод длиной 112,64 м), S_3 тяговой ленты (ленточный привод длиной 86,82 м).

При построении вероятностной математической модели распределения тяговых усилий воспользуемся алгоритмом, описанным в [1].

Уравнение сопротивления движению при подробном обходе контура грузонесущей ленты с учетом дополнительных данных, представленных в [3], при холостой работе машины с разбивкой участков ленточных приводов на зоны относительного покоя и скольжения лент [6] запишется в виде

$$\begin{aligned}
 & 1,217S_{zp} + 4886,17 + 1,125 \left[w_{3y} \frac{E_n l_{on3}}{E_n + E_m} + (w_{n3} - W_{nn3})(L_{mk3} - l_{on3}) \right] + \\
 & + 1,125 \left[w_{2y} \frac{E_n l_{on2}}{E_n + E_m} + (w_{n2} - W_{nn2})(L_{mk2} - l_{on2}) \right] + \\
 & + 1,125 \left[w_{1y} \frac{E_n l_{on1}}{E_n + E_m} + (w_{n1} - W_{nn1})(L_{mk1} - l_{on1}) \right] - W_4 = S_{zp},
 \end{aligned} \quad (1)$$

где E_n – жесткость на растяжение несущей ленты; E_m – жесткость на растяжение тяговой ленты; W_{nn1} , W_{nn2} , W_{nn3} – удельные полезные тяговые усилия соответствующих ленточных приводов, передаваемые грузонесущей ленте; L_{mk1} , L_{mk2} , L_{mk3} – длины ленточных приводов; l_{on1} , l_{on2} , l_{on3} – длины зон относительного покоя грузонесущей ленты и лент соответствующих ленточных приводов; w_{n1} , w_{n2} , w_{n3} – удельные сопротивления от подъема груза на заданном перепаде высот при наклонном расположении соответствующих ленточных приводов; $w_{1y} = w_{2y} = w_{3y}$ – параметры, определяемые выражением

$$w_{1y} = w_{2y} = w_{3y} = (2q_l + q_{pe})\omega, \quad (2)$$

где q_l – распределенная нагрузка от веса ленты; q_{pe} – распределенная нагрузка от вращающихся частей роликоопор грузовой ветви конвейера; ω – обобщенный коэффициент сопротивления движению конвейера (по рекомендациям [3] для летнего периода эксплуатации примем $\omega = 0,03$).

Рабочие ветви механических характеристик электродвигателей аппроксимируем прямыми, соответствующими номинальным данным электродвигателей (при номинальном скольжении $s = 0,02$), с учетом работы последних на естественных характеристиках (цепи роторов короткозамкнутые). В данном случае при установке в системе приводов четырех одинаковых двигателей уравнения рабочих ветвей их механических характеристик будут идентичны и примут вид

$$M = 4548 - 3,032n, \quad (3)$$

где M – развиваемый электродвигателем момент, Нм; n – соответствующая развиваемому моменту частота вращения ротора, об/мин.

При определении параметров и составлении вероятностных зависимостей, определяющих интервалы отклонений скольжения

электродвигателей приводов, используем рекомендации, сформулированные в [2, 7]. Примем значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ (условный контроль качества 98 из 100 единиц продукции). Согласно [2, 7] определим величину среднеквадратичного отклонения σ из функции нормального распределения с математическим ожиданием $a = s$ при допустимых отклонениях скольжения $\pm 20\%$ [8]

$$K_H = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{1,2s-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{0,8s-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (4)$$

Из решения уравнения (4) $\sigma = 1,7194 \cdot 10^{-3}$. Данное значение σ подставим в уравнение (5), аналогичное (4) при $K_H = 1$ и определим действительный интервал $[\alpha; \beta]$ возможного отклонения скольжения.

$$1 = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\beta-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt - \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\frac{\alpha-s}{\sigma}} e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (5)$$

В результате решения уравнения (5) $\beta = 0,0313$ (3,13 %); $\alpha = 0,00869$ (0,869 %).

В связи с использованием в структуре системы приводов электродвигателей с фазным ротором точность дальнейшего тягового расчета характеризуется необходимостью учета максимального интервала отклонения номинального скольжения [2, 7], поэтому границы интервала $[\alpha; \beta]$ оставим неизменными по отношению к полученным результатам без поправки на тип применяемой системы управления приводами.

Для корректировки вычисленного для двигателей четырех приводов интервала отклонения скольжения с учетом растяжения лент воспользуемся рекомендациями [1]. В частности, для промежуточных ленточных приводов применим зависимость:

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon_{zp}}{(0,8\dots 1,2)B_{zp}} \right) \left(1 + \frac{50\varepsilon_m}{(0,8\dots 1,2)B_m} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}. \quad (6)$$

Для барабанного привода

$$\Delta s = \left[\left(1 + \frac{50\varepsilon}{(0,8\dots 1,2)B} \right) (1 - s_{ном}) - 1 + s_{ном} \right] \frac{100}{s_{ном}}. \quad (7)$$

При ширине грузонесущей и тяговой резинотканевой ленты $B_{zp} = B_m = 800$ мм, величине относительного удлинения лент $\varepsilon = \varepsilon_{zp} = \varepsilon_m = 0,035$ и принятого коэффициента запаса прочности 8 (в зависимостях (6) и (7) соответствует 0,8) отклонение линейной скорости ленты от номинальной величины при максимальной загрузке конвейера эквивалентно отклонению скольжения электродвигателя от номинального для промежуточного ленточного привода на 26,83%, для барабанного привода на 13,4%.

Таким образом, полный интервал возможных отклонений скольжения составит:

- для промежуточных ленточных приводов $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,00332; 0,0367]$;
- для барабанного привода $[\alpha; \beta] \rightarrow [0,006; 0,03399]$.

Уравнения рабочих ветвей механических характеристик при значении номинальных скольжений, соответствующих полученным границам интервалов, примут вид:

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру β
 $M = 2523 - 1,682n$; (8)

- для электродвигателей промежуточных ленточных приводов по параметру α
 $M = 26904 - 17,94n$; (9)

- для электродвигателя барабанного привода по параметру β
 $M = 2715 - 1,81n$; (10)

- для электродвигателя барабанного привода по параметру α
 $M = 14918 - 9,945n$. (11)

В качестве ограничений введем в математическую модель неравенства, устанавливающие границы тяговой способности промежуточных ленточных приводов:

$$W_{nni} \leq (q_l + q_{zp}) \mu L_{mki}, \quad (12)$$

где μ – коэффициент сцепления лент (с учетом данных [3] для летнего периода эксплуатации примем $\mu = 0,62$).

При моделировании холостой работы конвейера в зависимости (12) не будет учитываться параметр q_{pv} . Для барабанных приводов с учетом их идентичности, в том числе и в конструкциях промежуточных ленточных приводов, должны выполняться условия:

$$S_{zp} + W_4 \leq S_{zp} e^{\mu_1 \alpha_1}, \quad (13)$$

$$S_1 + W_1 \leq S_1 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (14)$$

$$S_2 + W_2 \leq S_2 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (15)$$

$$S_3 + W_3 \leq S_3 e^{\mu_1 \alpha_2}, \quad (16)$$

где μ_1 – коэффициент сцепления ленты с приводным барабаном (с учетом рекомендаций [9] для барабанов, футерованных резиной, при возможности попадания в зону контакта между барабаном и лентой нелипкого груза и влажных атмосферных условиях примем $\mu_1 = 0,25$); α_1 – угол обхвата лентой приводного барабана барабанного привода ($\alpha_1 = 4\pi/3$); α_2 – угол обхвата лентой приводного барабана промежуточного ленточного привода ($\alpha_2 = \pi$).

Минимальные натяжения лент ограничим условиями их провисания [9]:

- на холостых (нижних) ветвях конвейера и ленточных приводов

$$S_{zp}, S_1, S_2, S_3 \geq 8q_l l_{pn}, \quad (17)$$

- на грузовых (верхних) ветвях конвейера и ленточных приводов

$$S_{zp} \geq 10(q_{zp} + q_l) l_{pv}, \quad (18)$$

$$S_1, S_2, S_3 \geq 10(q_{zp} + 2q_l) l_{pv}, \quad (19)$$

где l_{pn} – расстояние между роlikоопорами холостой ветви конвейера и промежуточных приводов; l_{pv} – расстояние между роlikоопорами грузовой ветви конвейера и промежуточных приводов.

Дополнительно стоит уточнить, что неравенства (18) и (19) повышают требования к минимальным значениям натяжений лент, удовлетворяющим условию (17). Фактически данное повышение требований сводится к тому, что минимальные натяжения нижних ветвей лент конвейера и приводов не могут быть меньше минимально необходимых натяжений лент грузовой ветви по условиям провисания.

При формировании системы сочетаний границ отклонений скольжения электродвигателей для всех приводов конвейера в отличие от рекомендаций [7] для сокращения

объемов расчетов не будем учитывать возможную работу приводов при номинальных значениях скольжения электродвигателей. В этом случае вместо 81 сочетания механических характеристик образуется 16 сочетаний. При проведении подробного расчета данное допущение целесообразно не учитывать в связи с необходимостью получения более полного массива данных для синтеза параметров системы управления конвейером. Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов представлена в табл. 1.

Таблица 1

Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов

Электродвигатель привода	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Барабанного П4	α	α	α	α	β	α	α	β	α	β	β	β	β	β	α	β
Ленточного П1	α	α	α	β	α	α	β	β	β	α	α	β	β	α	β	β
Ленточного П2	α	α	β	α	α	β	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β
Ленточного П3	α	β	α	α	α	β	α	α	β	α	β	α	β	β	β	β

Полезное тяговое усилие, передающееся ленточным приводом грузонесущей ленте согласно [6] запишется в виде

$$W_{nni}(L_{mki} - l_{oni}) = W_{lni}(n_i) - F_{mki}, \quad (20)$$

где $W_{lni}(n_i)$ – функция механической характеристики i -го ленточного привода, в кото-

рой в качестве аргумента выступает частота вращения вала двигателя n_i .

Собственное сопротивление движению тягового контура F_{mki} определяется зависимостью

$$F_{mki} = k_{mk} S_{c\beta i} + (q_l^m + q_{pn}) \omega_1 \cos \beta L_{mki} + q_l^m \sin \beta L_{mki} + w_{iy} \frac{E_m l_{oni}}{E_n + E_m} + (q_l^n + q_l^m + q_{zp} + q_{pv}) \omega \cos \beta (L_{mki} - l_{oni}) + q_l^m \sin \beta (L_{mki} - l_{oni}), \quad (21)$$

где k_{mk} – коэффициент, учитывающий сопротивление движению тяговой ленты привода, за ролик висящие от её натяжения; $S_{c\beta i}$ – натяжение тяговой ленты в точке её сбегания с приводного барабана в начальной точке отсчета; q_{pn} – распределенная нагрузка от вращающихся частей опор нижней ветви конвейера и привода; ω_1 – обобщенный коэффициент сопротивления движению на порожней ветви конвейера.

Вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий при холостом ходе конвейера является совокупностью мо-

делей, строящихся для соответствующих сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов, каждая из которых представляет собой систему уравнений и неравенств, включающую зависимости (1) – (21). В зависимости от конкретного набора параметров каждого сочетания (табл. 1) механическая характеристика электродвигателя соответствующего привода описывается для ленточных приводов зависимостью (8) или (9), для барабанного привода – зависимостью (10) или (11), с учетом их приведения к обечайке барабана при передаточном числе

привода $i = 31,5$ [3] и радиусе барабана $R = 0,315$ м.

Результаты моделирования для сочетаний отклонений скольжения электродвигателей приводов (табл. 1) представлены в табл. 2.

Процесс построения математических моделей распределения тяговых усилий приводов для каждого сочетания сопровождался рядом специфических особенностей и наблюдений. Качественная характеристика каждой модели представлена в табл. 3.

Таблица 2

Сводная таблица результатов моделирования

Сочетание	Значение параметра									
	$W_{1,H}$	$W_{2,H}$	$W_{3,H}$	$W_{4,H}$	$W_{n1,H}$	$W_{n2,H}$	$W_{n3,H}$	$S_{max,H}$	$N_{\Sigma,кВт}$	n , об/мин
1	3136	3136	3136	1739	1548	1548	1829	5730	21,88	1498,3
2	4235	4235	397	2348	2549	2549	-693	7624	22,00	1497,6
3	4247	398	4247	2355	2558	-975	2838	6021	22,06	1497,6
4	401	4276	4276	2371	-972	2585	2866	6075	22,22	1497,6
5	3545	3545	3545	358	1925	1926	2206	5698	21,57	1498
6	6575	617	617	3646	4630	-774	-493	9241	22,45	1496,3
7	633	633	6750	3743	-760	-759	5068	8242	23,05	1496,2
8	493	5258	5258	531	-888	3458	3738	7948	22,63	1497
9	617	6575	616	3646	-774	4630	-493	7231	22,45	1496,3
10	5056	474	5056	510	3279	-905	3559	5584	21,77	1497,2
11	5056	5056	474	510	3279	3279	-625	7488	21,77	1497,2
12	-	-	X	-	-	-	X	-	-	-
13	-	X	-	-	-	X	-	-	-	-
14	X	-	-	-	X	-	-	-	-	-
15	-	-	-	X	-	-	-	-	-	-
16	2768	2768	2768	2979	1209	1210	1490	5978	21,92	1483,5

Примечание: S_{max} – максимальное натяжение грузонесущей ленты; N_{Σ} – суммарная мощность, развиваемая приводами; W_{n1} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П1 грузонесущей ленте; W_{n2} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П2 грузонесущей ленте; W_{n3} – полезное тяговое усилие, передаваемое приводом П3 грузонесущей ленте.

Таблица 3

Качественная характеристика поведения системы приводов конвейера по сочетаниям табл. 1

Сочетание	Качественная характеристика
1	Натяжение грузонесущей ленты из условий отсутствия провисания принято 3000 Н. Натяжение тяговых лент приводов П1 – П3 – 3200 Н. Приводы работают стабильно.
2	Привод П3 при смягченной механической характеристике не справляется с сопротивлением передвижению собственного тягового контура, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
3	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П2. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П1 и П3 до 3600 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах.
4	То же, что и в предыдущем случае, но для привода П1. Дополнительно увеличено минимальное натяжение тяговых лент приводов П2 и П3 до 3600 Н в связи со срывом сцепления на их приводных барабанах. Минимальное натяжение грузонесущей ленты увеличено до 3400 Н (приводы П2 и П3 значительно снижают натяжение грузонесущей ленты, преодолевая условие провисания на грузовой ветви).

Окончание табл. 3

Сочетание	Качественная характеристика
5	Барабанный привод П4 при смягченной механической характеристике развивает малое тяговое усилие, нагружая остальные приводы. При этом натяжения всех лент сохранили минимальные значения, соответствующие первому сочетанию.
6	Привод П1 развивает значительное тяговое усилие – минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5600 Н, что устранило буксование его приводного барабана. Двигатель привода П1 работает на пределе мощности. Приводы П2 и П3 при смягченных механических характеристиках не справляются с сопротивлением собственных тяговых контуров, представляя для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
7	То же, что и в предыдущем случае, но вместо привода П1 та же картина наблюдается для привода П3 (минимальное натяжение его тяговой ленты увеличено до 5700 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 4500 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П3.
8	Основное тяговое усилие развивают приводы П2 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4500 Н). Дополнительно увеличено минимальное натяжение грузонесущей ленты до 5200 Н для обеспечения условий отсутствия её провисания при сбегании с привода П2. Привод П1 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
9	Увеличено минимальное натяжение тяговой ленты привода П2 до 5600 Н, работающего на жесткой механической характеристике по отношению к другим ленточным приводам. Приводы П1 и П3 представляет для грузонесущей ленты дополнительное сопротивление.
10	То же, что в восьмом сочетании, но для приводов П1 и П3 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4300 Н).
11	То же, что в десятом сочетании, но для приводов П1 и П2 (минимальные натяжения их тяговых лент увеличены до 4300 Н).
12 – 15	Неработоспособные сочетания с перегрузкой по мощности электродвигателей соответствующих приводов (табл. 2), сопровождающейся срывом сцепления тяговых лент.
16	Приводы работают стабильно при натяжениях лент в соответствии с первым сочетанием. Тяговые усилия распределяются более равномерно по сравнению с первым сочетанием.

Анализируя результаты моделирования, представленные в табл. 2, можно заметить, что наиболее благоприятный режим работы с наименьшим натяжением грузонесущей ленты соответствует десятому сочетанию отклонений скольжения электродвигателей. Несмотря на то что привод П2 в данном случае создает дополнительное сопротивление передвижению ленты (работает на смягченной механической характеристике, как и барабанный привод П4), удачное расположение приводов П1 и П3, развивающих основное тяговое усилие, позволяет максимально снизить натяжение грузовой ветви грузонесущей ленты. Качественная работа всех при-

водов с положительными значениями тяговых усилий реализуется в первом, пятом и шестнадцатом сочетаниях. Во всех указанных сочетаниях есть одна общая особенность – одинаковые отклонения скольжения электродвигателей ленточных приводов П1, П2, П3. Наиболее энергетически затратным является седьмое сочетание отклонений скольжения электродвигателей. Разница общей развиваемой мощности приводов в наиболее и наименее энергозатратных режимах составляет 1,28 кВт.

В работе [3] указано, что при экспериментальном замере суммарной мощности всех приводов при работе конвейера в холостом

режиме без груза на естественных механических характеристиках электродвигателей (при приближенном скольжении приводов 2%) её значение составило около 20 кВт. Распределение по приводам: П1 – 4 кВт, П2 – 8 кВт, П3 – 6 кВт, П4 – 2 кВт. С учетом этих данных дополнительно было проведено обратное моделирование при заданных мощностях приводов (для медианного значения $n = 1490,9$ об/мин интервала частот вращения роторов электро-

двигателей, соответствующих отклонению скольжения всех электродвигателей α (сочетание 1) и отклонению β (сочетание 16)) с целью определения положения экспериментальных механических характеристик их электродвигателей относительно вычисленных выше вероятностных границ отклонений скольжения $[\alpha; \beta]$. Результаты моделирования представлены на рис. 2.

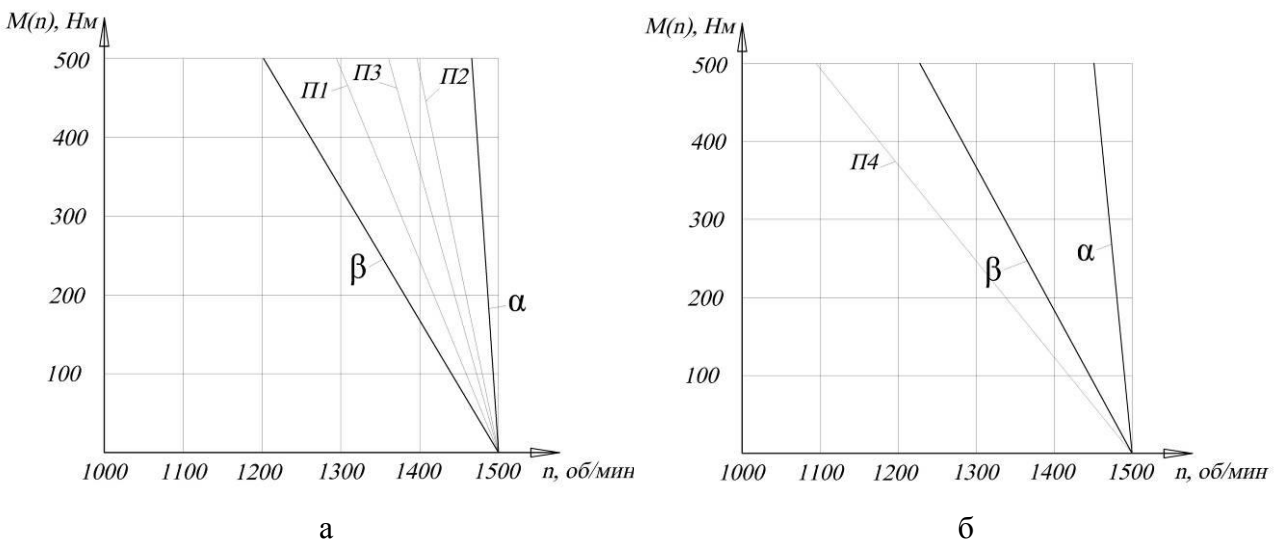


Рис. 2. Положение экспериментальных механических характеристик электродвигателей и интервалов отклонения их скольжения: а – для ленточных приводов; б – для барабанного привода

Анализируя рис. 2, можно заметить, что экспериментально определенное отклонение скольжения электродвигателя барабанного привода П4 выходит за пределы вероятностного интервала $[\alpha; \beta]$. Данное обстоятельство позволяет судить о том, что принятое значение коэффициента стабильности механической характеристики поставляемых двигателей $K_H = 0,98$ при моделировании необходимо уменьшить, что свидетельствует о реальном более низком контроле качества продукции по сравнению с принятым при построении модели.

Рекомендации.

В качестве базовых рекомендаций по выбору системы управления приводами для описанного примера можно выделить следующее:

1. Система управления не должна допускать работу трех из четырех приводов

рассмотренного конвейера на смягченных механических характеристиках и одного – на жесткой характеристике (сочетания 12 – 15). В этом случае один привод пытается воспринять основную часть сопротивлений передвиганию, что приводит к его перегрузке по мощности, а также к срыву сцепления. Последнее относится как к барабанным, так и к ленточным приводам.

2. В случае если какие-либо два привода имеют отклонения скольжения электродвигателей в сторону смягчения механических характеристик, а другие два – в сторону ужесточения, грузонесущая лента работает в спектре максимальных значений собственного натяжения (сочетания 6 – 11). Если смягчение характеристик соответствует двум ленточным приводам, то каждый из них представляет собой дополнительное сопротивление передвиганию грузонесущей ленты, по-

сколькx электродвигатели не справляются с сопротивлением передвижению тяговых контуров. При отсутствии возможности избегания указанного сочетания отклонений скольжения, электродвигатели со смягченными механическими характеристиками должны быть установлены на одном ленточном и барабанном приводах (сочетания 8, 10, 11).

Выводы.

По результатам построения вероятностной математической модели распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере можно сделать следующие общие выводы:

1) одним из определяющих параметров при построении модели является коэффициент стабильности механической характеристики, значение которого с учетом анализа экспериментальных данных работы конвейера можно принимать менее 0,98 в сравнении с рекомендациями [2, 7];

2) учет продольного растяжения грузонесущей и тяговой лент можно производить также посредством понижения расчетного значения коэффициента стабильности механической характеристики электродвигателя;

3) определяемая при моделировании каждого сочетания отклонений скольжения величина частоты вращения роторов электродвигателей n является фиктивной в связи с применением принципа абсолютной жесткости конвейерных лент, сформулированного в [1];

4) наиболее опасными для стабильной работы приводов являются отклонения скольжений отдельных электродвигателей в сторону увеличения жесткости их механических характеристик, что приводит к восприятию ими повышенной нагрузки по отношению к другим приводам; в рассмотренном в данной статье примере показано, что даже в при работе конвейера в холостом режиме какой-либо один из приводов (сочетания 12 – 15) перегружен по мощности.

В целом, вероятностная математическая модель распределения тяговых усилий в многоприводном ленточном конвейере подтвердила свою состоятельность и основное достоинство – многовариантность исследуемых параметров, основанная на учете максимально возможного числа различных факторов, воздействующих на конвейер при его работе.

Список литературы

1. Гончаров, К.А. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров / К.А. Гончаров, В.П. Дунаев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2018. – №2. – С.19–26. DOI: <http://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151>

2. Гончаров, К.А. Вероятностный подход к определению отклонений скольжения электродвигателей приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Приводы и компоненты машин. – 2016. – № 4-5. – С. 13–15.

3. Дьячков, В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного конвейера / В. К. Дьячков // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. – М.: ВНИИПТМАШ, 1971. – Вып. 2. – №11. – С. 3–32.

4. Барабанов, В.Б. Результаты второго этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного

References

1. Goncharov K.A., Dunaev V.P. The integrated approach to traction calculation of belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 19-26. DOI: <http://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151> (In Russian)

2. Goncharov K.A. The probabilistic approach to determining the slide departures of electric motors of belt conveyors. *Machine drives and parts*, No.4-5, 2016, pp. 13–15. (In Russian)

3. Diachkov V.K. Rezultaty issledovaniy lineinykh friktsionnykh privodov mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 3-32 (In Russian)

4. Barabanov V.B. Rezultaty vtorogo etapa expluatacionnykh ispytaniy promyshlennogo obrazca mnogoprivodnogo lentochnogo konveiera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashi-*

ленточного конвейера / В.Б. Барабанов // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. - М.: ВНИИПТМАШ, 1971. - Вып. 2. - №11. - С. 52-58.

5. Гончаров, К.А. Обоснование выбора систем приводов протяженных ленточных конвейеров со сложной трассой: дис... канд. техн. наук: 05.05.04. – Брянск, 2011.

6. Гончаров, К.А. Определение зон относительного скольжения и покоя грузонесущей и тяговой лент при использовании промежуточных приводов ленточных конвейеров / К.А. Гончаров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2015. – №2. – С.31–37.

7. Лагереv, А.В. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров: монография / А.В. Лагереv, Е.Н. Толкачев, К.А. Гончаров. – Брянск: РИО БГУ, 2017. – 384 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612>

8. ГОСТ Р 52776-2007 Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики. Дата введения 01-01-2008.

9. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков – М.: Машиностроение, 1983. – 437 с.

ny nepreryvnogo transporta”. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 52–58 (In Russian)

5. Goncharov K.A. Justification of the choice of drive systems long belt conveyors with complex route: thesis of PhD in Technical Sciences: 05.05.04. Bryansk, 2011. (In Russian)

6. Goncharov K.A. Determination of relative immobile and sliding areas between carrying and tractive belts in using of belt conveyor intermediate drives. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 31-37 (In Russian)

7. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnih protsessov i proektirovanie mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Modeling of work processes and the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In Russian)

8. GOST R 52776-2007 «Rotating electric machines. Nominal data and specifications». Moscow, Standartinform, 2008. (In Russian)

9. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. *Transporting machines*. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)