

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ МНОГОДВИГАТЕЛЬНОГО ДВУХБАРАБАННОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ОСНОВЕ ИЗМЕРЕНИЯ ЕГО ТЯГОВОГО ФАКТОРА

Д.В. Дзюин

РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина, Москва, Россия, e-mail: dzyuin.d@gubkin.ru

**Аннотация:** Исследуется тяговый фактор многодвигательного двухбарабанного асинхронного частотно-регулируемого электропривода ленточного конвейера. Актуальность работы обусловлена наличием проблемы неравномерной нагрузки привода шахтных угольных конвейеров с регулируемой скоростью, сказывающейся на эффективности его эксплуатации. Поставлена задача усовершенствования рассматриваемого электропривода средствами внедряемой системы автоматического управления с целью уменьшить неравномерность нагрузки каждого электроприводного агрегата и тем самым повысить технологическую и энергетическую эффективность установки. В качестве объекта, подходящего для исследования работы многодвигательных электромеханических систем многобарабанных приводов, выбран шахтный ленточный конвейер 2Л100У-01. Основным методом исследования является компьютерное моделирование статических и динамических режимов работы объекта в MATLAB/Simulink. В разработанной модели автором предложена алгоритмическая реализация измерения распределения тяговых усилий и тяговых факторов всех приводных барабанов, а также структурная схема системы выравнивания нагрузок между всеми двигателями частотно-регулируемого электропривода с прямым управлением моментом. Экспериментальные результаты исследования подтверждают способность разработанной системы обеспечить как устойчивое соотношение тяговых усилий приводных барабанов, так и выравнивание мощности двигателей с точностью до 1,8%, в отличие от режима регулирования привода только по скорости. Сделаны выводы о целесообразности предлагаемого подхода к совершенствованию систем многодвигательного электропривода конвейеров.

**Ключевые слова:** многодвигательный привод, частотно-регулируемый электропривод, ленточный конвейер, приводной барабан, тяговое усилие, тяговый фактор, распределение нагрузки, система автоматического управления.

**Для цитирования:** Дзюин Д. В. Совершенствование системы многодвигательного двухбарабанного электропривода ленточного конвейера на основе измерения его тягового фактора // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2026. – № 8. – С. 167–178. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2026\_8\_0\_167.

### Improvement of two-drum multimotor electric drive of belt conveyor using its traction factor

D.V. Dzyuin

National University of Oil and Gas «Gubkin University», Moscow, Russia, e-mail: dzyuin.d@gubkin.ru

---

**Abstract:** The study focuses on a traction factor of a two-drum multimotor variable-frequency electric drive of a belt conveyor. The relevance of the topic is governed by the problem connected with the nonuniform loading of variable-speed drives of conveyors in coal mines, which affects efficiency of the equipment. The research objective is improvement of the mentioned-type drive by means of introduction of an automatic control meant to reduce the load nonuniformity of each electric drive and to enhance thereby the energy and technical efficiency of a conveying unit. The subject of research into operation of multimotor systems of multi-drum drives is selected to be mine belt conveyor 2L100U-01. The main research method is computer modeling of static and dynamic operating modes of the research subject in MATLAB/Simulink. In the developed model, the author proposes an algorithmic implementation of determination of tractive forces and traction factors of all drums, as well as a structure flowchart of load balancing between all motors of a variable-frequency drive, with the direct control. The experimental results prove the ability of the developed system to ensure both stable ratio of tractive forces of driving drums and load balancing between the drives accurate within 1.8% as against the speed control only. The conclusion is drawn about the expediency of the proposed approach to the improvement of multimotor electric drives of mine conveyors.

**Key words:** multimotor drive, variable-frequency electric drive, belt conveyor, driving drum, tractive force, traction factor, load distribution, automatic control.

**For citation:** Dzyuin D. V. Improvement of two-drum multimotor electric drive of belt conveyor using its traction factor. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2026;(8):167-178. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2026\_8\_0\_167.

---

## Введение

В настоящее время в достаточно большом количестве отечественных и зарубежных публикаций отражена значимость систем регулируемого электропривода угольных ленточных конвейеров на горных предприятиях. Внедрение регулирования скорости участковых конвейеров обусловлено двумя основными причинами. Во-первых, технологический процесс транспортировки угля без перегрузки предъявляет требования к постоянству грузопотока шахтных ленточных [1–3] и шахтных скребковых конвейеров [4], а также эксплуатируемых в условиях открытых горных работ ленточных [5, 6] и пластинчатых конвейеров [7]. Во-вторых, в соответствии с актуальной стратегией повышения энергоэффективности и энергосбережения исследователи пытаются добиться максимально возможного снижения затрат электроэнергии в горнодобывающей

промышленности [8], отмечая большой потенциал экономии электроэнергии в области конвейерного транспорта [9–11]. Значительное снижение удельного энергопотребления и повышение ресурса конвейерных линий достижимо путем обеспечения равномерного заполнения конвейера грузом, для чего предлагается как внедрение принципиально нового тихоходного привода с мотор-баббаном [12], так и регулирование скорости уже действующего электропривода на базе синхронного двигателя с постоянными магнитами [13, 14] и асинхронного двигателя [2, 15, 16].

Эффективным средством обеспечения устойчивой и надежной работы ленточных конвейеров протяженностью от сотен метров до нескольких километров выступает система автоматического управления (САУ) частотно-регулируемым электроприводом (ЧРП), как подтверждено в публикациях [2, 3, 13, 14] для

привода конвейера с одним приводным барабаном и в [4–7, 16] для случаев многодвигательного привода. САУ реализует плавный пуск и регулирование скорости, предотвращает перегрузку двигателя и избыточное натяжение ленты, что снижает износ оборудования. Однако, в дополнение к вышеизложенному, в системах ЧРП с несколькими приводными барабанами и двигателями при изменяющемся грузопотоке также актуально отслеживать в реальном времени распределение нагрузки между отдельными силовыми агрегатами [4, 7], так как от этого зависит устойчивая работа каждого приводного блока с допустимым коэффициентом загрузки без проскальзывания ленты.

Способность приводного барабана передавать ленте развиваемое тяговое усилие с минимально возможными натяжениями наиболее полно отражает такой безразмерный параметр, как тяговый фактор [16–18]. Поэтому в данной работе решается задача определения значений тягового фактора каждого из барабанов многодвигательного привода в статическом и динамическом режимах работы. На основе анализа измеренных значений тяговых факторов, с целью исключения возможных неравномерностей нагрузки, выполняется совершенствование системы управления многодвигательным ЧРП.

### Объект исследования

Для экспериментального исследования был взят объект, удовлетворяющий критериям наличия многодвигательного и многобарабанного привода, – шахтный ленточный конвейер марки 2Л100У-01 с жестким напочвенным ставом, резинокросовой лентой РТЛШТВ(ТГ)-1500 и прямолинейным горизонтальным расположением трассы, предназначенный для транспортирования угля и горной массы. Его загрузка производится с забойного конвейера, что обуславливает изменение во времени величины поступающего грузопотока. Комплект поставки 2Л100У-01 включает три взрывозащищенных асинхронных двигателя (АД) ВА280С4 суммарной установленной мощностью 330 кВт, соединенных с двумя приводными барабанами через редукторы.

Частотное регулирование предполагает питание каждого АД через кабельную линию длиной 20 м от индивидуального взрывозащищенного преобразователя частоты, характеризующегося при напряжении 380 В и номинальной нагрузке 110 кВт максимальной потребляемой мощностью 179 кВА, диапазоном выходной частоты 0...400 Гц и точностью поддержания частоты  $\pm 0,5\%$  при векторном управлении.

Исследуемый конвейер с приводом схематично представлен на рис. 1.

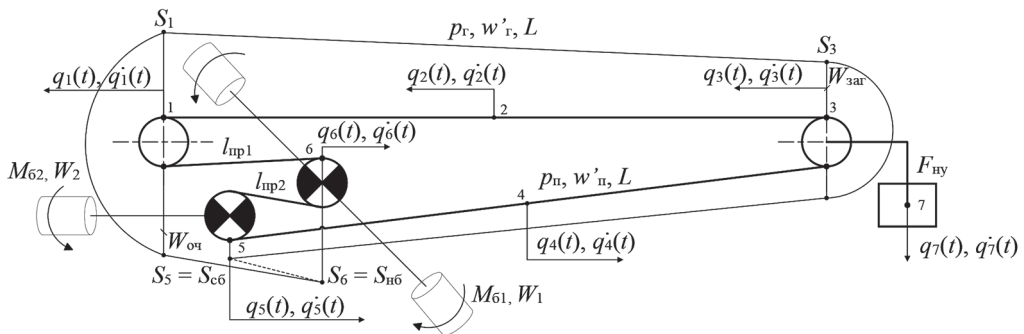


Рис. 1. Схема конвейера 2Л100У-01 с распределением натяжений в точках обобщенных координат  
Fig. 1. Diagram of the 2Л100У-01 conveyor with tension distribution at generalized coordinate points

## Значения основных параметров математической модели конвейера 2Л100У-01

### Values of the 2L100U-01 conveyor mathematical model main parameters

L	$l_{np1}$	$l_{np2}$	$p_r$	$p_n$	$w'_r$	$w'_n$	$W_{зар}$	$W_{оч}$	$F_{ну}$	$C_l$
м	м	м	Н/м	Н/м	-	-	Н	Н	Н	Н/м
1500	5,2	2,5	1400	352,1	0,026	0,013	36 960	300	75 000	150 000

Обозначенные на рис. 1 обобщенные координаты  $q_1(t) \dots q_7(t)$  вводятся в математическую модель объекта для описания в рамках лагранжевой механики движения во времени  $t$  конвейерной ленты длиной  $L$ , приводных барабанов с приложенными моментами сил  $M_{61}$ ,  $M_{62}$  и натяжного устройства с развиваемым усилием  $F_{ну}$  [19]. В холостой ветви ленты на расстоянии  $l_{np1}$  от отклоняющего головного барабана размещается двухбарабанный привод, применяемый для увеличения общего угла  $\alpha$  обхвата приводных барабанов лентой (до значений  $\alpha = 360 \dots 480^\circ$  и более). Это значительно повышает суммарную тяговую способность привода  $W_0 = W_1 + W_2$  по сравнению с однобарабанным приводом при тех же значениях тяговых усилий  $S_1 \dots S_6$  в соответствующих точках ленты. В данной схеме, как зачастую и встречается на практике, приводные агрегаты независимы друг от друга, и единственной кинематической связью между барабанами является промежуточная ветвь ленты длиной  $l_{np2}$ .

Исследование работы многодвигательного электропривода включает в себя расчет его нагрузки, формируемой натяжениями в набегающей ( $S_6 = S_{нб}$ ) и сбегающей ( $S_5 = S_{сб}$ ) ветвях ленты. Натяжения определяются в ходе тягового расчета и зависят от конструктивных параметров конвейера, ленты и роликоопор: веса на единицу длины ( $p_r$ ,  $p_n$ ) и коэффициента сопротивления ( $w'_r$ ,  $w'_n$ ) соответственно загруженной (г) и порожней (п) ветвей ленты. Вычисленные значения вышеуказанных параметров, а также сопротивления устройств загрузки и очистки  $W_{зар}$ ,  $W_{оч}$  и жесткость

ленты  $C_l$  между соседними точками 1–2 приведены в таблице.

### Методы исследования

Оценка эффективности эксплуатации многодвигательного электропривода осуществляется по ряду показателей. Изменяемыми параметрами электродвигателей обычно выступают ток и напряжение статора, угловая скорость, момент и мощность на валу. Обобщенным механическим параметром привода ленточного конвейера, характеризующим эффективность и устойчивость его работы, является тяговый фактор — величина, определяющая способность привода передавать тяговое усилие без проскальзывания и рассчитываемая как экспонента произведения коэффициента сцепления  $\mu$  на угол  $\alpha$  обхвата приводных барабанов лентой. Максимально возможное значение тягового фактора определяется по справочным таблицам в зависимости от конструктивных особенностей привода и составляет  $e^{\mu\alpha} = 5,342$  для рассматриваемого на рис. 1 двухбарабанного привода с  $\mu = 0,2$  и суммарным углом обхвата  $\alpha = 480^\circ$ .

Во избежание пробуксовки ленты на приводных барабанах действительное значение тягового фактора, определяемое по формуле Эйлера как отношение тяговых усилий в набегающей на привод и сбегающей с привода ветвях ленты, должно не превышать максимально допустимое [18]:

$$\frac{S_{нб}}{S_{сб}} \leq e^{\mu\alpha}. \quad (1)$$

В статическом режиме проверка выполнения условия (1) осуществлена в хо-

де тягового расчета конвейера. Натяжение ленты в точке набегания на привод в зависимости от развиваемого усилия автоматического натяжного устройства  $F_{ny}$  для конвейера 2Л100У-01, согласно рис. 1, составляет:

$$S_{нб.стат.} = 1,04 \cdot (0,5F_{ny} + W_{зав} + p_2 w'_2 L) + W_{оч} + p_n w'_n l_{np1} \quad (2)$$

Натяжение ленты в точке сбегаания с привода, согласно рис. 1:

$$S_{сб.стат.} = 0,5F_{ny} - p_n w'_n L \quad (3)$$

На основе данных таблицы по формуле (2) получено значение  $S_{нб.стат.} = 1,345 \cdot 10^5$  Н, по формуле (3)  $S_{сб.стат.} = 3,063 \cdot 10^4$  Н. Подстановкой вычисленных значений в (1) выполнена проверка условия работы привода без пробуксовки:  $4,392 \leq 5,342$ .

В динамических режимах работы конвейера с переменной нагрузкой и регулируемой скоростью тяговый фактор привода изменяется в реальном времени. Для вычисления его действительного значения необходимо учитывать динамические составляющие натяжений в набегающей и сбегающей ветвях ленты, как отмечено в работах [16, 20]:

$$e^{иц} = \frac{S_{нб.стат.} + S_{нб.дин.}}{S_{сб.стат.} - S_{сб.дин.}} = \frac{S_{нб.стат.} + \sum(C_i(q_i - q_{i+1}))}{S_{сб.стат.} - \sum(C_i(q_i - q_{i+1}))} \quad (4)$$

где  $S_{нб.дин.}$ ,  $S_{сб.дин.}$  – динамические составляющие натяжения в набегающих и сбегающих ветвях ленты, зависящие от коэффициента жесткости участка ленты  $C_i$  и разности соседних обобщенных координат перемещения сосредоточенных масс ленты  $q_i$  (см. рис. 1).

Для двухбарабанного привода суммарное значение тягового фактора  $e^{иц\Sigma}$  равно произведению тяговых факторов

первого ( $e^{иц1}$ ) и второго ( $e^{иц2}$ ) приводных барабанов. Для того чтобы определить эти значения на рассматриваемом объекте, необходимо учесть, что распределение тяговых усилий и тяговых факторов между барабанами в динамических режимах непостоянно.

Математический аппарат расчета распределения нагрузок в многобарабанных приводах приведен в [17] и представлен в виде коэффициента распределения тяговых усилий  $K_y$ :

$$K_y = \frac{W_1}{W_2} = \frac{M_{61} \omega_{61} q_5}{M_{62} \omega_{62} q_6} \quad (5)$$

Отношение (5) тяговых усилий  $W_1$  и  $W_2$  на каждом приводном барабане зависит как от относительной деформации участка ленты между точками  $q_5$ ,  $q_6$ , так и от механических моментов  $M_{61}$ ,  $M_{62}$  и угловых скоростей барабанов  $\omega_{61}$ ,  $\omega_{62}$ .

Значения тяговых усилий  $W_1$  и  $W_2$  в зависимости от  $K_y$  (5) определяются как

$$\begin{cases} W_1 = \frac{K_y}{K_y + 1} W_0; \\ W_2 = \frac{1}{K_y + 1} W_0. \end{cases} \quad (6)$$

Суммарное тяговое усилие привода  $W_0$  рассчитывается для рис. 1 с учетом динамических натяжений по следующей формуле:

$$\begin{aligned} W_0 &= (S_{нб.стат.} + S_{нб.дин.}) - \\ &- (S_{сб.стат.} - S_{сб.дин.}) + W_{np2} + W_{np.дин.} = (7) \\ &= W_{0стат.} + W_{np2} + S_{нб.дин.} + \\ &+ S_{сб.дин.} + W_{np2.дин.} \end{aligned}$$

где  $W_{0стат.} = S_{нб.стат.} - S_{сб.стат.}$  – статическое суммарное тяговое усилие привода;  $W_{np2} = p_n w'_n l_{np2}$  – статическая сила сопротивления движению промежуточ-

ной ветви ленты между приводными барабанами.

На основе рис. 1 и формулы (4) выражения для расчета динамических усилий в модели конвейера принимают следующий вид:

$$S_{нб.дин.} = C_{np1}(q_6 - q_1) + C_n(q_1 - q_2) + C_n(q_2 - q_3);$$

$$S_{сб.дин.} = C_n(q_3 - q_4) + C_n(q_4 - q_5);$$

$$W_{np2.дин.} = C_{np2}(q_5 - q_6);$$

$$C_{np1} = C_n \frac{L}{2l_{np1}}; C_{np2} = C_n \frac{L}{2l_{np2}}.$$

Подстановкой (6), (7) в (4) получены формулы для измерения всех значений тяговых факторов в компьютерной модели конвейера:

$$e^{\mu\alpha 1} = \frac{S_{нб.стат.} + S_{нб.дин.}}{S_{нб.стат.} + S_{нб.дин.} - W_1} = \frac{1}{1 - \frac{K_y W_0}{(K_y + 1)(S_{нб.стат.} + S_{нб.дин.})}} \quad (8)$$

$$e^{\mu\alpha 2} = \frac{S_{сб.стат.} - S_{сб.дин.} + W_2}{S_{сб.стат.} - S_{сб.дин.}} = 1 + \frac{W_0}{(K_y + 1)(S_{сб.стат.} - S_{сб.дин.})} \quad (9)$$

$$e^{\mu\alpha \Sigma} = e^{\mu\alpha 1} \cdot e^{\mu\alpha 2} \quad (10)$$

Для максимально эффективного использования тяговых способностей обоих приводных барабанов и равного использования мощностей электроприводных агрегатов необходимо обеспечить поддержание рабочей точки равенства тяговых факторов:  $e^{\mu\alpha 1} = e^{\mu\alpha 2}$  [17]. При этом для унифицированного технического решения на рис. 1 соотношение установленных мощностей приводных двигателей на барабанах равно 2:1, следовательно, при одинаковой нагрузке всех трех АД и отсутствии деформации промежуточной ветви ленты коэффициент распределения тяговых усилий должен составлять  $K_y = 2$ . Экспериментальная проверка соблюдения данных условий в статических и переходных режимах работы выполняется методом компьютерного моделирования в программном па-

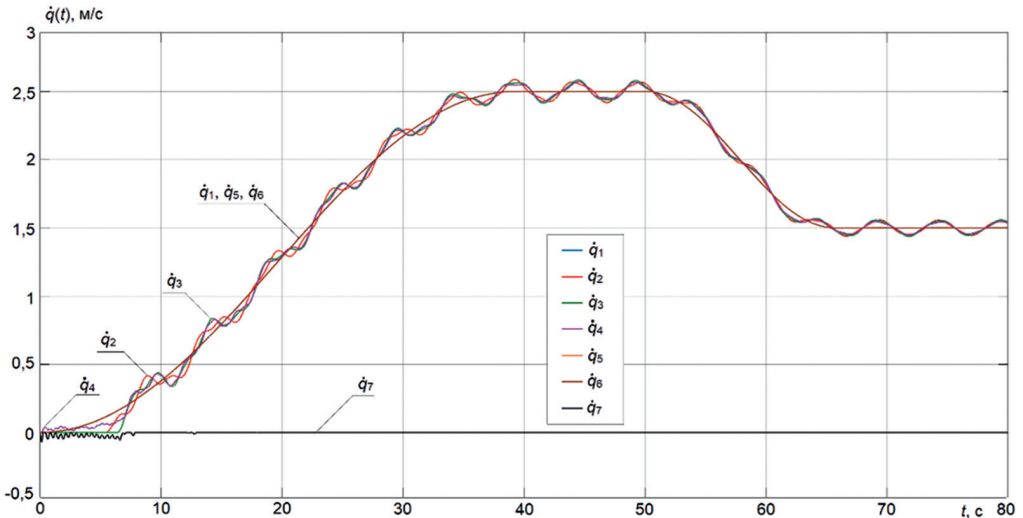


Рис. 2. График скоростей точек  $q_1 - q_7$  при частотном регулировании привода конвейера

Fig. 2. Speed plot for points  $q_1 - q_7$  during frequency control of the conveyor drive

кете MATLAB/Simulink с библиотекой Specialized Power Systems для электрической части привода. Разработанная компьютерная модель системы многодвигательного ЧРП ленточного конвейера 2Л100У-01 представлена в [19].

### Результаты моделирования и их обсуждение

Временные диаграммы скоростей точек ленты  $q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6$  и натяжного устройства  $q_7$ , показанные на рис. 2, подтверждают, что система ЧРП с прямым управлением моментом, представленная в [19], выполняет заданную функцию регулирования скорости конвейера вверх и вниз по желаемому профилю.

Соответствующие промоделированному режиму работы осциллограммы измеренных значений коэффициента распределения тяговых усилий  $K_y$  по формуле (5) и тяговых факторов  $e^{\mu\alpha 1}, e^{\mu\alpha 2}, e^{\mu\alpha \Sigma}$  по формулам (8) – (10) представлены на рис. 3, а. Изменение  $K_y$  в пределах от 0,5 до 2,5 свидетельствует о

неравномерной нагрузке привода, что подтверждает неравенство тяговых факторов  $e^{\mu\alpha 1} \neq e^{\mu\alpha 2}$ . Недогрузка первого по ходу движения приводного барабана и, как следствие, перегрузка второго барабана обусловлены соотношением моментов  $M_{\beta 1} \approx M_{\beta 2}$ , при котором большую часть времени работы привода  $K_y < 2$  и в установившихся режимах близок к значению, равному единице. Полученные результаты свидетельствуют о том, что только один суммарный тяговый фактор (10), отслеживаемый в работах [16, 20], не дает исчерпывающей информации об эффективности эксплуатации многодвигательного привода: значение  $e^{\mu\alpha \Sigma}$  идентично в случаях отсутствия (см. рис. 3, а) и наличия (см. рис. 3, б) системы выравнивания нагрузок, сохраняет устойчивость в пределах колебаний динамических составляющих натяжения и не превышает критическое ( $e^{\mu\alpha \Sigma} \leq 5,342$ ) даже в период пуска конвейера, что полностью исключает проскальзывание ленты.

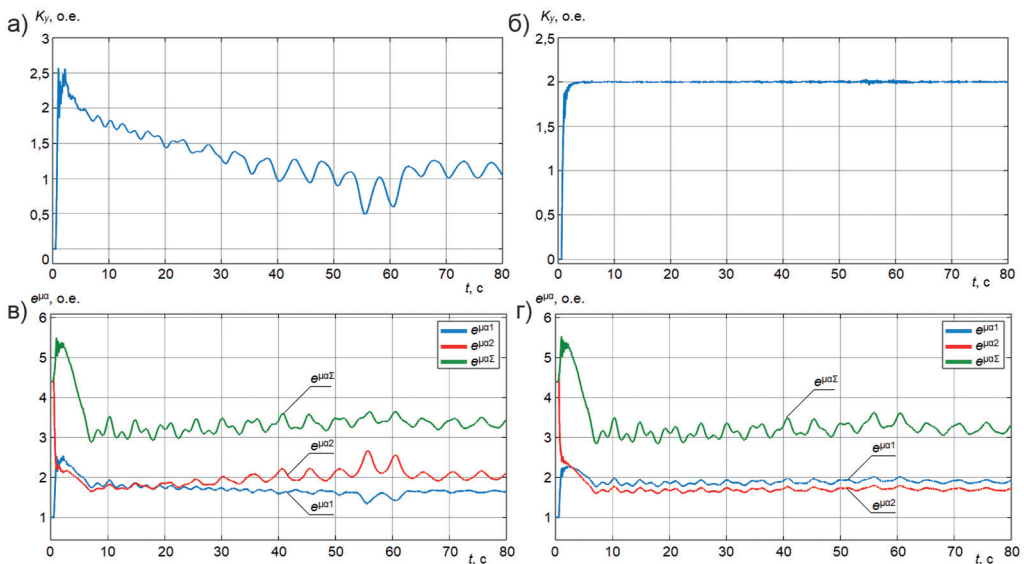


Рис. 3. Распределение тяговых усилий и тяговых факторов в системе ЧРП: без выравнивания нагрузок (а); с выравниванием нагрузок (б)

Fig. 3. Traction forces and traction factor distribution in the VFD system: without load balancing (a); with load balancing (b)

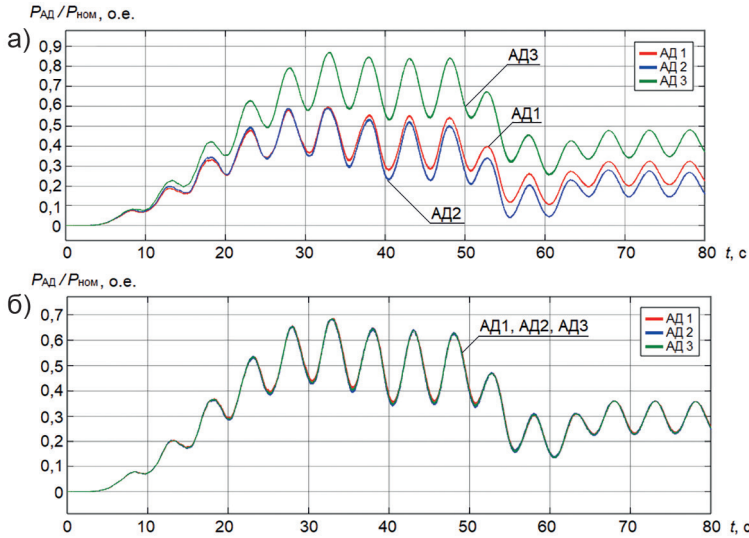


Рис. 4. Коэффициенты загрузки приводных двигателей по механической мощности: без выравнивания нагрузок (а); с выравниванием нагрузок (б)

Fig. 4. Mechanical load factors of drive motors: without load balancing (a); with load balancing (b)

Результаты анализа тяговых усилий и тягового фактора привода подтверждает приведенная на рис. 4 осциллограмма относительной механической мощности  $P_{АД}/P_{ном}$ . Неравномерность нагрузки АД на рис. 4, а характеризу-

ется максимальным относительным отклонением  $(P_{АД2} - P_{АД3})/P_{ном} = 35\%$ . Автоматическое выравнивание нагрузки позволит устранить данный недостаток (см. рис. 4, б) и усовершенствовать рассматриваемую систему многодвигат-

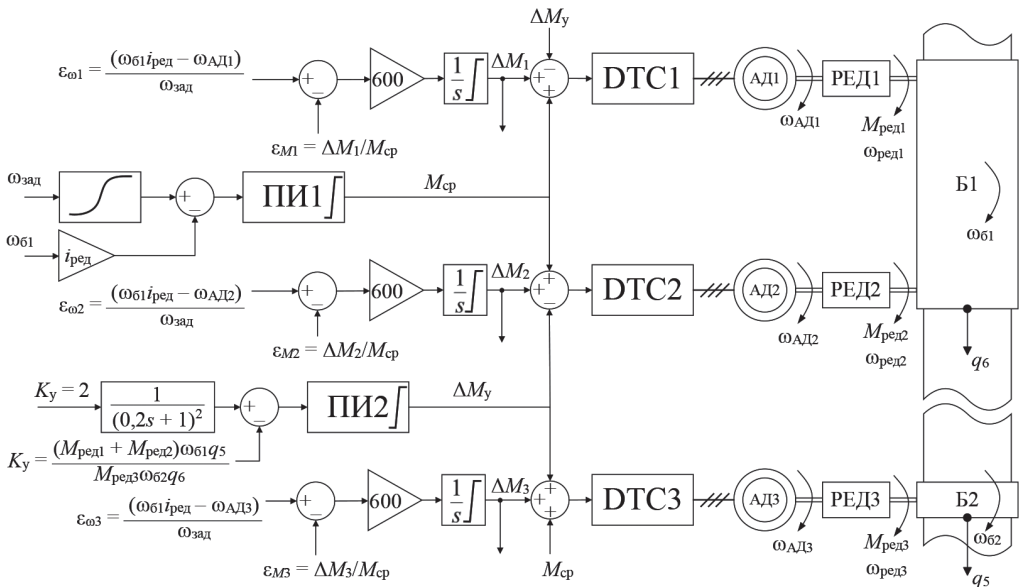


Рис. 5. Схема предлагаемой САУ многодвигательным ЧРП

Fig. 5. Diagram of the proposed automatic control system for a multi-motor variable-frequency drive

тельного привода. С опорой на изложенные в работах [4, 7, 21] положения и структурные схемы была разработана САУ многодвигательным ЧРП, схема которой приведена на рис. 5.

Предложенная САУ реализует выравнивание угловых скоростей и моментов редукторов РЕД, из которых складываются моменты и скорости приводных барабанов Б1, Б2:  $M_{б1} = M_{ред1} + M_{ред2}$ ,  $M_{б2} = M_{ред3}$ ,  $\omega_{б1} = \omega_{ред1} = \omega_{ред2}$ ,  $\omega_{б2} = \omega_{ред3}$ . На вход САУ поступают требуемые значения величин угловой скорости привода  $\omega_{зад}$  и коэффициента распределения тяговых усилий  $K_y = 2$ , проходящие через соответственно синусоидальный и инерционный задатчики интенсивности. В системе производится непрерывное измерение текущих значений угловой скорости первого барабана  $\omega_{б1}$  (приведенной к быстроходному валу через номинальное передаточное отношение редуктора  $i_{ред} = 20$ ), скоростей двигателей  $\omega_{АД1}$ ,  $\omega_{АД2}$ ,  $\omega_{АД3}$  и отношения тяговых усилий, согласно выражению (5). Регулятор угловой скорости ПИ1 формирует среднее значение момента  $M_{ср}$  для всех блоков прямого управления моментом ДТС, регулятор распределения нагрузки ПИ2 корректирует значения моментов на приводных барабанах на величину  $\Delta M_j$  для поддержания заданного значения  $K_y = 2$ . В результате моделирования получено устойчивое значение  $K_y = 2$  с переходным процессом без перерегулирования (см. рис. 3, б).

Формируемые интеграторами  $1/s$  дополнительные составляющие  $\Delta M_j$  в каналах регулирования момента каждого  $j$ -го АД необходимы для компенсации относительных величин суммарных ошибок по угловой скорости  $\varepsilon_{\omega j}$  и по моменту  $\varepsilon_{Mj}$  каждого  $j$ -го АД, рассчитываемых по формуле (11) и обусловленных отклонениями внутренних параметров оборудования. Такой подход позволил добиться равномерной загрузки всех АД,

как показано на рис. 4, б, с максимальной относительной погрешностью мощности 1,8%.

$$\varepsilon_j = \varepsilon_{\omega j} - \varepsilon_{Mj} = \frac{\omega_{б1} i_{ред} - \omega_{АДj}}{\omega_{зад}} - \frac{\Delta M_j}{M_{ср}} \quad (11)$$

При этом, согласно рис. 3, б, в системе устанавливается такое соотношение тяговых факторов, при котором значение первого немного превышает значение второго:  $e^{\mu\alpha1} > e^{\mu\alpha2}$ . Данный режим со смещением рабочей точки привода в сторону первого приводного барабана характеризуется наибольшей устойчивостью и эффективностью, поскольку первый барабан менее чувствителен к колебаниям нагрузки, чем второй. Поэтому для исключения возникновения пробуксовки при одинаковых углах обхвата обоих барабанов лентой запас сил трения на втором приводном барабане должен быть чуть большим, следовательно, тяговый фактор чуть меньшим. Режим поддержания точки равенства  $e^{\mu\alpha1} = e^{\mu\alpha2}$  при неизменном суммарном тяговом факторе является неустойчивым при изменениях величин нагрузки конвейера, коэффициента сцепления  $\mu$  и коэффициента сопротивления движению ленты  $w'_p, w'_n$ .

## Выводы

Проведенное исследование иллюстрирует значимость частотного регулирования многодвигательного многобарабанного электропривода ленточного конвейера в целях корректировки значений тяговых факторов — обобщенных показателей эффективности работы приводных барабанов. Была разработана улучшенная система автоматического управления скоростью и моментом привода с блоком регулирования коэффициента распределения тяговых усилий. Внедрение данной САУ ЧРП с прямым управлением моментом необходимо и

достаточно для поддержания желаемого соотношения развиваемых тяговых усилий приводных барабанов, а следовательно, для обеспечения устойчивости каждого из них по тяговой способности. Также достоинством разработанной системы является выравнивание развиваемых механических мощностей приводных двигателей с высокой точностью. Предложенная схема путем последующих незначительных изменений может быть адаптирована для ленточ-

ных конвейеров с любым количеством и взаимным расположением приводных двигателей и барабанов. Проведенное исследование в целом подтверждает целесообразность и эффективность предложенного подхода к совершенствованию систем многодвигательного электропривода ленточных конвейеров, что открывает перспективы для его дальнейшего развития и практического применения в угледобывающей промышленности.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Корнеев С. В., Зотов В. А., Доброногова В. Ю., Долгих В. П. Система автоматического регулирования скорости шахтных ленточных конвейеров с упреждением // Научные технологии и оборудование в промышленности и строительстве. — 2020. — № 21 (64). — С. 61–67.
2. Wang L., Li H., Huang J., Zeng J., Tang L., Wu W., Luo Y. Research on and design of an electric drive automatic control system for mine belt conveyors // Processes. 2023, vol. 11, no. 6, article 1762. DOI: 10.3390/pr11061762.
3. He D., Liu X., Zhong B. Sustainable belt conveyor operation by active speed control // Measurement. 2020, vol. 154, article 107458. DOI: 10.1016/j.measurement.2019.107458.
4. Овсянников Д. С., Шпрехер Д. М. Согласованное управление многодвигательным электроприводом скребкового конвейера // Известия высших учебных заведений. Электромеханика. — 2025. — Т. 68. — № 1. — С. 49–57. DOI: 10.17213/0136-3360-2025-1-49-57.
5. Vasić M., Miloradović N., Blagojević M. Speed control of high power multiple drive belt conveyors // Research and Development in Heavy Machinery. 2021, vol. 27, no. 1, pp. 9–15. DOI: 10.5937/IMK2101009V.
6. Bebić M. Z., Ristić L. B. Speed controlled belt conveyors: drives and mechanical considerations // Advances in Electrical and Computer Engineering. 2018, vol. 18, no. 1, pp. 51–60. DOI: 10.4316/AECE.2018.01007.
7. Алиев С. Б., Брейдо И. В., Данияров Н. А., Келисбеков А. К. Управление распределением нагрузок между электроприводами многодвигательного пластинчатого конвейера при беспергрузочной доставке угля в условиях открытых горных работ // Уголь. — 2020. — № 9 (1134). — С. 14–17. DOI: 10.18796/0041-5790-2020-9-14-17.
8. Кубрин С. С., Решетняк С. Н. Имитационное моделирование режимов технологического оборудования комплексно-механизированного забоя высокопроизводительной угольной шахты в программе MATLAB // Электротехнические и информационные комплексы и системы. — 2021. — Т. 17. — № 1. — С. 120–130. DOI: 10.17122/1999-5458-2021-17-1-120-128.
9. Эшмуродов З. О. Исследование факторов влияющие на эффективность работы ленточных конвейеров горнотранспортных систем // Journal of Advances in Engineering Technology. — 2024. — № 3 (15). — С. 42–49.
10. Jurdziak L., Bajda M. Balancing load and speed: A new approach to reducing energy use in coal conveyor systems // Energies. 2025, vol. 18, no. 17, article 4716. DOI: 10.3390/en18174716.
11. Wheatley G., Rubel R. I. Analysis of conveyor drive power requirements in the mining industry // Acta Logistica. 2021, vol. 8, no. 1, pp. 37–43. DOI: 10.22306/al.v8i1.200.
12. Тарамов Ю. Х., Эльмурзаев А. А., Цамаева П. С., Кривенко А. Е., Зотов В. В. Анализ и перспективы модификаций привода ленточных конвейеров // Вестник ГГНТУ. Технические науки. — 2025. — Т. XXI. — № 1 (39). — С. 71–78.
13. Yuan Y., Qu W., Zhou L., Zhang A., Bai Y., Wang M. Energy-saving speed control of mining belt conveyor based on second-order linear self-immunity // AIP Advances. 2025, vol. 15, no. 7, pp. 1–12. DOI: 10.1063/5.0271984.

14. Zhou Q., Gong H., Sun W., Yan Q., Shi K., Du G. Active speed control of belt conveyor with variable speed interval based on fuzzy algorithm // *Journal of Electrical Engineering & Technology*. 2024, vol. 19, no. 3, pp. 1499–1513. DOI: 10.1007/s42835-023-01647-0.
15. Ji J., Miao C., Li X., Liu Y. Speed regulation strategy and algorithm for the variable-belt-speed energy-saving control of a belt conveyor based on the material flow rate // *Plos One*. 2021, vol. 16, no. 2, article e0247279. DOI: 10.1371/journal.pone.0247279.
16. Котин Д. А., Сухинин С. Е. Способы минимизации тягового фактора ленточного конвейера // *Горное оборудование и электромеханика*. – 2023. – № 1 (165). – С. 24–32. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-1-24-32.
17. Конопляник И. А. Определение коэффициентов динамичности и запаса прочности ленточного конвейера в зависимости от применяемой системы привода // *Горная механика и машиностроение*. – 2011. – № 2. – С. 84–91.
18. Усулов С. С. Современное представление о передаче тягового усилия приводным фугерованным барабаном ленточного конвейера // *Инновационная наука*. – 2025. – № 5-2. – С. 73–75.
19. Дзюин Д. В., Дмитриева В. В. Система частотно-регулируемого многодвигательного электропривода шахтного ленточного конвейера с прямым управлением моментом // *Горное оборудование и электромеханика*. – 2025. – № 3 (179). – С. 3–13. DOI: 10.26730/1816-4528-2025-3-3-13.
20. Шабо К. Я. Особенности функционирования многодвигательных электроприводов и их моделирование // *Интернет-журнал «Науковедение»*. – 2017. – Т. 9. – № 5. – С. 49.
21. Zhang X., Hu H., Wang H., Wang Z. Overview of position synchronous control technology for multi-motor system // *Systems Science & Control Engineering*. 2024, vol. 12, no. 1, article 2427074. DOI: 10.1080/21642583.2024.2427074. **PLoS**

## REFERENCES

- Korneev S. V., Zotov V. A., Dobronogova V. Yu., Dolgikh V. P. Automatic rate-predictive control system for mine belt conveyors. *Knowledge-intensive technologies and equipment in industry and building*. 2020, no. 21 (64), pp. 61–67. [In Russ].
- Wang L., Li H., Huang J., Zeng J., Tang L., Wu W., Luo Y. Research on and design of an electric drive automatic control system for mine belt conveyors. *Processes*. 2023, vol. 11, no. 6, article 1762. DOI: 10.3390/pr11061762.
- He D., Liu X., Zhong B. Sustainable belt conveyor operation by active speed control. *Measurement*. 2020, vol. 154, article 107458. DOI: 10.1016/j.measurement.2019.107458.
- Ovsyannikov D. S., Shprekher D. M. Coordinated control of a multi-motor electric drive of a scraper conveyor. *Russian electromechanics*. 2025, vol. 68, no. 1, pp. 49–57. [In Russ]. DOI: 10.17213/0136-3360-2025-1-49-57.
- Vasić M., Miloradović N., Blagojević M. Speed control of high power multiple drive belt conveyors. *Research and Development in Heavy Machinery*. 2021, vol. 27, no. 1, pp. 9–15. DOI: 10.5937/IMK2101009V.
- Bebić M. Z., Ristić L. B. Speed controlled belt conveyors: drives and mechanical considerations. *Advances in Electrical and Computer Engineering*. 2018, vol. 18, no. 1, pp. 51–60. DOI: 10.4316/AECE.2018.01007.
- Aliev S. B., Breido J. V., Daniyarov N. A., Kelisbekov A. K. Control of load distribution between electric drives of a multi-motor plate conveyor for nonoverloading coal delivery in surface mining conditions. *Ugol'*. 2020, no. 9 (1134), pp. 14–17. [In Russ]. DOI: 10.18796/0041-5790-2020-9-14-17.
- Kubrin S. S., Reshetnyak S. N. Simulation of complex-mechanized downhole technological equipment of a high-performance coal mine in the MATLAB program. *Electrical and data processing facilities and systems*. 2021, vol. 17, no. 1, pp. 120–130. [In Russ]. DOI: 10.17122/1999-5458-2021-17-1-120-128.
- Eshmurodov Z. O. Investigation of factors influencing the efficiency of mining conveyor belts. *Journal of Advances in Engineering Technology*. 2024, no. 3 (15), pp. 42–49.
- Jurdziak L., Bajda M. Balancing load and speed: A new approach to reducing energy use in coal conveyor systems. *Energies*. 2025, vol. 18, no. 17, article 4716. DOI: 10.3390/en18174716.

11. Wheatley G., Rubel R. I. Analysis of conveyor drive power requirements in the mining industry. *Acta Logistica*. 2021, vol. 8, no. 1, pp. 37 – 43. DOI: 10.22306/al.v8i1.200.
12. Taramov Yu. Kh., Elmurzaev A. A., Tsamaeva P. S., Krivenko A. E., Zotov V. V. Analysis and prospects for modification of belt conveyor drive. *Herald of GSTOU. Technical Sciences*. 2025, vol. XXI, no. 1 (39), pp. 71 – 78. [In Russ].
13. Yuan Y., Qu W., Zhou L., Zhang A., Bai Y., Wang M. Energy-saving speed control of mining belt conveyor based on second-order linear self-immunity. *AIP Advances*. 2025, vol. 15, no. 7, pp. 1 – 12. DOI: 10.1063/5.0271984.
14. Zhou Q., Gong H., Sun W., Yan Q., Shi K., Du G. Active speed control of belt conveyor with variable speed interval based on fuzzy algorithm. *Journal of Electrical Engineering & Technology*. 2024, vol. 19, no. 3, pp. 1499 – 1513. DOI: 10.1007/s42835-023-01647-0.
15. Ji J., Miao C., Li X., Liu Y. Speed regulation strategy and algorithm for the variable-belt-speed energy-saving control of a belt conveyor based on the material flow rate. *Plos One*. 2021, vol. 16, no. 2, article e0247279. DOI: 10.1371/journal.pone.0247279.
16. Kotin D. A., Sukhinin S. E. Ways to minimize the traction factor of a belt conveyor. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2023, no. 1 (165), pp. 24 – 32. [In Russ]. DOI: 10.26730/1816-4528-2023-1-24-32.
17. Konoplyanik I. A. Determination of dynamic factor and safety assurance factor of belt conveyor depending on the applied drive system. *Mine mechanical engineering and machine-building*. 2011, no. 2, pp. 84 – 91. [In Russ].
18. Usupov S. S. Modern understanding of the traction force transmission by a drive lined drum of a belt conveyor. *Innovation science*. 2025, no. 5-2, pp. 73 – 75. [In Russ].
19. Dzyuin D. V., Dmitrieva V. V. Direct torque control system of a variable frequency multi-motor electric drive for a mine belt conveyor. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2025, no. 3 (179), pp. 3 – 13. [In Russ]. DOI: 10.26730/1816-4528-2025-3-3-13.
20. Shabo K. Ya. Features of the functioning of multi-motor electric drives and their modeling. *Electronic scientific publication of «Naukovedenie»*. 2017, vol. 9, no. 5, pp. 49. [In Russ].
21. Zhang X., Hu H., Wang H., Wang Z. Overview of position synchronous control technology for multi-motor system. *Systems Science & Control Engineering*. 2024, vol. 12, no. 1, article 2427074. DOI: 10.1080/21642583.2024.2427074.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Дзюин Дмитрий Владленович – аспирант, ассистент,  
РГУ нефти и газа (НИУ) имени И.М. Губкина,  
e-mail: dzyuin.d@gubkin.ru, ORCID ID: 0009-0007-0411-9948.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

D. V. Dzyuin, Graduate Student, Assistant,  
National University of Oil and Gas «Gubkin University»,  
119991, Moscow, Russia, e-mail: dzyuin.d@gubkin.ru,  
ORCID ID: 0009-0007-0411-9948.

Получена редакцией 25.02.2026; получена после рецензии 10.04.2026; принята к печати 10.06.2026.  
Received by the editors 25.02.2026; received after the review 10.04.2026; accepted for printing 10.06.2026.

