

УДК (УДК) 62-2:62-59:621

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОЛИКА ДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ
ГРАВИТАЦИОННОГО СТЕЛЛАЖА ДЛЯ ПАЛЛЕТDETERMINATION OF THE PARAMETERS OF THE DYNAMIC BRAKING ROLLER
OF THE GRAVITY PALLET RACKГуськова А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л., Соловьев В.А.
Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L., Solovyov V.A.Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Использование блочной системы хранения и оптимизации маршрутов комплектации на складах сокращает издержки на основные логистические операции. Оснащение складов стеллажами с гравитационным роликовым конвейером обеспечивает более компактное расположение продукции в сравнении с другими типами стеллажей, сокращает маршруты комплектовщиков и автоматизированной грузоподъемной техники. Для безопасной работы гравитационного роликового стеллажа необходимо использовать тормозные ролики, которые ограничивают скорость паллеты в допустимых пределах и предотвращают повреждение стеллажа или груза от излишних динамических нагрузок. В работе рассмотрена разработанная конструкция ролика динамического торможения, в обечайке которого через мультипликатор двигатель воспринимает движущий момент, приведенный от массы паллеты, и вырабатывает уравновешивающий электромагнитный тормозной момент. Разработана методика и получено выражение для подбора двигателя по его механическим характеристикам, удовлетворяющая условия безопасной работы стеллажа и учитывающая конструктивные ограничения гравитационного конвейера. Проведены экспериментальные исследования по определению электро-технических параметров двигателя необходимых для анализа математической модели движения паллеты по гравитационному стеллажу. Проведено сравнение расчетной и экспериментально полученной зависимостей скорости паллеты от ее массы. Предложены диапазоны передаточных отношений мультипликатора, добавочных сопротивлений и уклона полотна гравитационного роликового конвейера для наиболее эффективной работы стеллажа с паллетами массой от 250 до 1500 кг.

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, стеллаж, паллета, тормозной ролик, динамическое торможение.

Дата получения статьи: 23.01.2025
Дата принятия к публикации: 03.03.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Abstract. The use of a block storage system and optimization of picking routes in warehouses reduces the costs of basic logistics operations. Equipping warehouses with racks with a gravity roller conveyor ensures a more compact arrangement of products in comparison with other types of racks, reduces the routes of pickers and automated lifting equipment. For the safe operation of the gravity roller rack, it is necessary to use brake rollers that limit the speed of the pallet within acceptable limits and prevent damage to the rack or cargo from excessive dynamic loads. The paper considers the developed design of a dynamic braking roller, in the shell of which, through a multiplier, the engine perceives the driving torque driven by the weight of the pallet and generates a balancing electromagnetic braking torque. A technique has been developed and an expression has been obtained for selecting an engine based on its mechanical characteristics, satisfying the conditions of safe operation of the rack and taking into account the design limitations of the gravity conveyor. Experimental studies have been carried out to determine the electrical parameters of the engine necessary for the analysis of the mathematical model of the movement of the pallet on the gravity rack. The calculated and experimentally obtained dependences of pallet velocity on its mass are compared. Ranges of multiplier gear ratios, additional resistances, and slope of the web of a gravity roller conveyor are proposed for the most efficient operation of a rack with pallets weighing from 250 to 1,500 kg.

Keywords: gravity roller conveyor, rack, pallet, brake roller, dynamic braking.

Date of manuscript reception: 23.01.2025
Date of acceptance for publication: 03.03.2025
Date of publication: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Гуськова Анна Сергеевна – ассистент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
 e-mail: gusanser@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4019-9216>

Сафронов Евгений Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», e-mail: safronov@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

Носко Андрей Леонидович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», e-mail: nosko@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1382-4095>

Соловьев Владимир Алексеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электротехника и промышленная электроника», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
 e-mail: solovjevva@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9854-6898>

Authors' information:

Anna S Guskova – Assistant of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: gusanser@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4019-9216>

Evgeniy V. Safronov – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: safronov@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

Andrey L. Nosko – Doctor Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: nosko@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1382-4095>

Vladimir A. Solovyov – Doctor Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Electrical engineering and industrial electronics”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: solovjevva@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9854-6898>

1. Введение

Одним из решений, позволяющим оптимизировать складские площади [1] и сократить маршруты погрузочно-разгрузочного оборудования [2, 3] является использование блочных систем хранения [4]. К таким системам относятся гравитационные стеллажи для паллет (рис. 1), которые обеспечивают наиболее эффективную комплектацию товаров на складе и наиболее компактное блочное хранение за счет наличия гравитационного роликового конвейера, установленного на стеллажную металлоконструкцию из стоек, раскосов и балок [5]. Для обеспечения безопасной работы гравитационного роликового конвейера используют устройства безопасности, наиболее распространенными из которых являются тормозные ролики фрикционного и магнитного принципа торможения [6, 7]. Однако тормозные ролики магнитного типа не имеют возможности работать на всем диапазоне используемых масс

паллет (250...1500 кг), а фрикционного типа уменьшают производительность стеллажа при работе с паллетами малой массы.

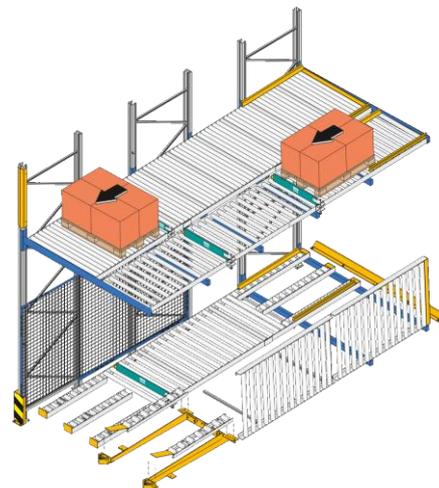


Рис. 1. Гравитационный стеллаж для паллет

На кафедре «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана разработана конструкция ролика динамического тормо-

жения и изготовлен опытный отечественный образец [8 - 10], состоящий из обечайки, в которую устанавливается тормозная вставка, состоящая из мультипликатора, предназначенного для преобразования частоты вращения обечайки и приложенного к ней момента. Оси ролика динамического торможения жестко закрепляется относительно направляющих балок гравитационного роликового конвейера (рис. 2, а). При движении паллеты

со скоростью V по ролику динамического торможения обечайка 1 передает вращение и момент через выходную шестерню мультипликатора 3 шестерне 4 на валу двигателя 2 (рис. 2, б). При вращении якоря двигателя на его обмотки начинает действовать электромагнитный тормозной момент $M_{ЭМ}$, определяемый по естественным и искусственным механическим характеристикам двигателя.

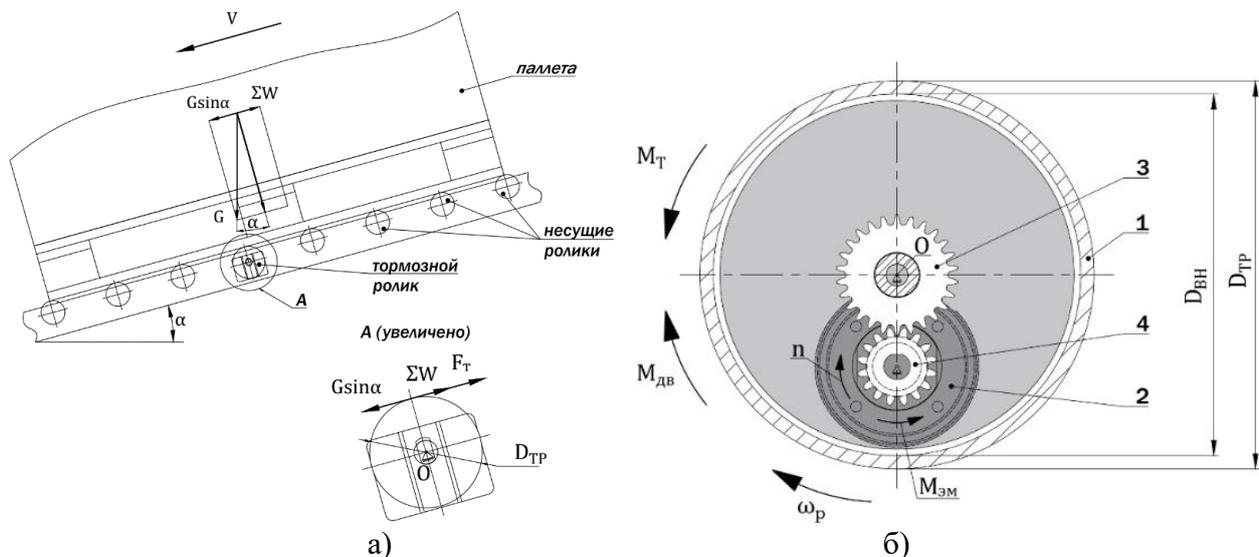


Рис. 2. Расчетные схемы: а – гравитационного роликового конвейера; б – ролика динамического торможения

Подбор двигателя осуществляется исходя из геометрических ограничений, связанных с установкой двигателя внутрь обечайки ролика с внешним диаметром $D_{ГР} = 89$ мм и внутренним диаметром $D_{ВН} = 83$ мм. Также необходимо обеспечить условия собираемости мультипликатора и учесть наличие конструктивных отверстий в оси ролика для вывода кабелей. Таким образом, габариты двигателя ограничены в диаметре $D_{ВН} / 2 = 41,5$ мм (рис. 2, б).

Для разработанной конструкции ролика динамического торможения был выбран двигатель малой мощности постоянного тока с постоянными магнитами (далее двигатель), имеющий широкий диапазон регулирования частоты вращения, небольшие габариты на единицу полезной мощности и высокий КПД по сравнению с двигателями переменного тока той же мощности [11].

2. Метод выбора двигателя по его характеристикам

Для двигателя постоянного тока с постоянными магнитами малой мощности поперечная реакция якоря на магнитный поток постоянных магнитов, при токах близких к току короткого замыкания, может оказаться существенной и повлечь за собой размагничивающее действие. Поэтому для обеспечения устойчивой работы двигателя в режиме динамического торможения следует ограничивать токи обмоток в рамках значения тока короткого замыкания [12].

Ток якоря двигателя в режиме генератора, частным случаем которого является режим динамического торможения, выражается как:

$$I_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{C_e \Phi} \cdot M_{ЭМ} \cdot \eta_{ДВ}, \quad (1)$$

где $M_{ЭМ}$, [Н·м] – электромагнитный момент двигателя; C_e – конструктивная постоянная двигателя; Φ , [Вб] – магнитный поток возбуждения постоянных магнитов; $\eta_{ДВ}$ – КПД двигателя.

Выражение (1) показывает, что ток короткого замыкания для двигателя, работающего в режиме генератора, определяется моментом короткого замыкания. Таким образом нагрузка, приходящаяся на вал двигателя ролика динамического торможения, от максимальной массы паллеты не должна превышать значения момента короткого замыкания.

Подбирать двигатель следует по его естественной механической характеристике. Для подбора двигателя понадобятся параметры частоты вращения холостого хода, и номинального режима. Приблизительно в общем виде естественную характеристику двигателя можно выразить следующим образом:

$$n(M_{ЭМ}) = n_{x.x.} - k_{ДВ} M_{ЭМ}, \quad (2)$$

где $k_{ДВ}$ – коэффициент, определяющий наклон естественной характеристики режима двигателя, $n_{x.x.}$, об/мин – частота вращения холостого хода вала двигателя.

Определить коэффициент $k_{ДВ}$ можно подставив в выражение (2) значения частоты вращения n_n и момента M_n номинального режима:

$$n(M_{ЭМ}) = n_{x.x.} - \frac{n_{x.x.} - n_n}{n_n} M_{ЭМ},$$

$$\text{где } k_{ДВ} = \frac{n_{x.x.} - n_n}{n_n}.$$

Момент короткого замыкания $M_{КЗ}^{ДВ}$ в режиме двигателя возникает при частоте вращения вала $n(M_{КЗ}^{ДВ}) = 0$, откуда:

$$M_{КЗ}^{ДВ} = \frac{n_{x.x.} M_n}{n_{x.x.} - n_n}. \quad (3)$$

В режиме двигателя ток якоря можно выразить следующим образом:

$$I_{я} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{C_e \Phi} \cdot \frac{M_{ЭМ}}{\eta_{ДВ}}. \quad (4)$$

Из выражений (1) и (4) получим отношение моментов короткого замыкания для режимов двигателя и генератора двигателя постоянного тока:

$$M_{КЗ}^Г = M_{КЗ}^{ДВ} \cdot \frac{1}{\eta_{ДВ}^2}, \quad (5)$$

где $M_{КЗ}^Г$, [Н·м] – тормозной момент короткого замыкания двигателя постоянного тока в режиме генератора.

Условие, при котором движущий момент от максимальной массы паллеты приведенный к валу двигателя не превышает момент короткого замыкания двигателя постоянного тока в режиме генератора (рис. 2, б):

$$\frac{M_{ДВ}}{u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \leq M_{КЗ}^Г \quad (6)$$

$$\text{где } M_{ДВ} = \frac{D_{ТР} \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{2} \cdot M, [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

– движущий момент, действующий на обечайку ролика динамического торможения (рис. 2, а); u_m – передаточное отношение мультипликатора ролика динамического торможения; u_{m-p} – передаточное отношение мотор-редуктора ролика динамического торможения; η_m – КПД мультипликатора; η_{m-p} – КПД редуктора, встроенного в мотор-редуктор; $g = 9,81$, [м/с²] – ускорение свободного падения; $\alpha = 1,7...2,8^\circ$ – угол наклона гравитационного роликового конвейера; $w = 0,02$ – приведенный коэффициент сопротивления передвижению паллеты по роликовому полотну [13].

Подставляя в (6) выражения (3) и (5) получим:

$$\frac{D_{ТР} \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{2 u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \cdot M \leq \frac{n_{x.x.} M_n}{n_{x.x.} - n_n} \cdot \frac{1}{\eta_{ДВ}^2}. \quad (7)$$

Опытный отечественный образец ролика динамического торможения имеет передаточное отношение мультипликатора с двумя ступенями (ступень мультипликатора и зацепление выходной шестерни мультипликатора с шестерней на валу двигателя) $u_m = \frac{16}{3}$, КПД которого $\eta_m = 0,9$, для которого был подобран мотор-редуктор IG32PGM

(Китай) [14] со следующими техническими характеристиками:

- частота вращения холостого хода $n_{x.x.} = 6000, [\text{об/мин}]$;
- номинальная частота вращения $n_n = 5090, [\text{об/мин}]$;
- номинальный крутящий момент $M_n = 248, [\text{гс} \cdot \text{см}] = 24,33 \cdot 10^{-3}, [H \cdot \text{м}]$.
- передаточное отношение мотор-редуктора $u_{m-p} = 14$;
- КПД редуктора, встроенного в мотор-редуктор $\eta_{m-p} = 0,7$.

КПД двигателя – величина, зависящая от многих факторов, которая на практике выбирается из экспериментально полученных данных. В работе предлагается на этапе подбора двигателя за значение его КПД принимать значение номинального КПД, которое для выбранного двигателя составляет $\eta_{дв} = 0,7$.

Основываясь на теории электрических машин малой мощности постоянного тока [12], потери в меди обмоток и контактах щеток в маломощных генераторах составляют в среднем половину общих потерь. В этом случае для режима генератора его КПД составит $\eta_{теор}^Г = 0,5$, что хорошо согласуется с предположением, что для выбранного двигателя, его потери в режиме генератора относительно режима двигателя составляют $\eta_{дв}^2 = 0,49$.

Из выражений (3) и (5) момент короткого замыкания для этого двигателя в режиме генератора составляет:

$$V = \frac{\pi^2 D_{TP} f_n}{1800 \cdot u_m \cdot u_{m-p}} \cdot \frac{(R_j + R_d)}{(C_e \Phi)^2} \cdot \left(\frac{D_{TP} g (\tan \alpha - w)}{2 \cdot u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} m - M_c \right), \quad (8)$$

где $V, [\text{м/с}]$ – скорость паллеты по ролику динамического торможения; $m, [\text{кг}]$ – масса паллеты; $M_c, [H \cdot \text{м}]$ – статический механический момент сопротивления двигателя; $R_j, [\text{Ом}]$ – сопротивление обмотки двигателя; $R_d, [\text{Ом}]$ – добавочное сопротивление; f_n – коэффициент потерь в двигателе.

$$M_{кз}^Г = 3337,07, [\text{гс} \cdot \text{см}] = 0,33, [H \cdot \text{м}].$$

При условии, что ролик динамического торможения установлен на гравитационный роликовый конвейер с уклоном $\tan \alpha = 0,04$, для указанных выше параметров выражение (7) примет вид: $0,28 \leq 0,33, [H \cdot \text{м}]$.

Таким образом, подтверждается возможность выбранного двигателя работать на всем диапазоне используемых масс паллет в режиме генератора.

3. Анализ полученных результатов

Регулировка частоты вращения вала двигателя может осуществляться подключением добавочного (тормозного) сопротивления в цепь якоря (рис. 3). В этом случае двигатель будет работать в режиме динамического торможения.

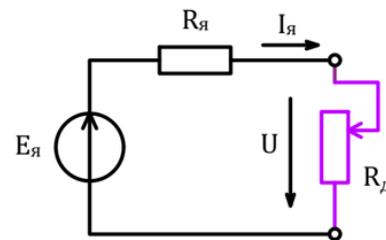


Рис. 3. Схема подключения двигателя с добавочным сопротивлением

При работе двигателя в режиме динамического торможения математическая модель движения паллеты по ролику динамического торможения выражается как:

Коэффициент потерь f_n учитывает электрические потери (в обмотках, в контактах щеток и коллектора), магнитные потери (на гистерезис и вихревые токи в стали якоря) и механические потери на трение (в подшипниках, якоря о воздух, щеток о коллектор) в двигателе.

На кафедре «Электротехника и промышленная электроника» МГТУ им. Н.Э. Баумана были проведены экспериментальные ис-

следования по определению сопротивления якоря $R_{я}$ и постоянной скорости $C_e\Phi$ подобранного двигателя [14].

Для определения значения сопротивления якоря $R_{я}$ использовалась электросхема, представленная на рис. 4. Измеряя напряжение на контактах двигателя и ток в цепи при разных положениях щеток относительно коллекторного узла, по закону Ома получим среднее значение сопротивления якоря

$$R_{я} = \frac{U}{I} = 3, [\text{Ом}].$$

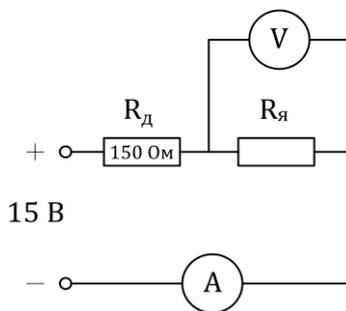


Рис. 4. Электрическая схема определения сопротивления якоря $R_{я}$

Для определения постоянной скорости $C_e\Phi$ использовался стенд (рис. 5), в котором двигатель постоянного тока 1, через муфту 2 передает вращение исследуемому двигателю 3, к обмоткам которого подключался вольтметр. Двигатель 3 в данном случае работает в режиме холостого хода и постоянная скорости для него выражается как

$$C_e\Phi = \frac{E}{n},$$

где $E, [\text{В}]$ – ЭДС двигателя; $n, [\text{об/мин}]$ – частота вращения вала двигателя.

Исходя из значений ЭДС полученных на разных частотах вращения двигателя было получено среднее значение постоянной скорости $C_e\Phi = 1,9 \cdot 10^{-3}, [\text{В} \cdot \text{мин}]$.

Статический механический момент сопротивления M_c (момент трения покоя) двигателя определялся экспериментальным путем, по результатам которого $M_c = 5 \cdot 10^{-4}, [\text{Н} \cdot \text{м}]$.

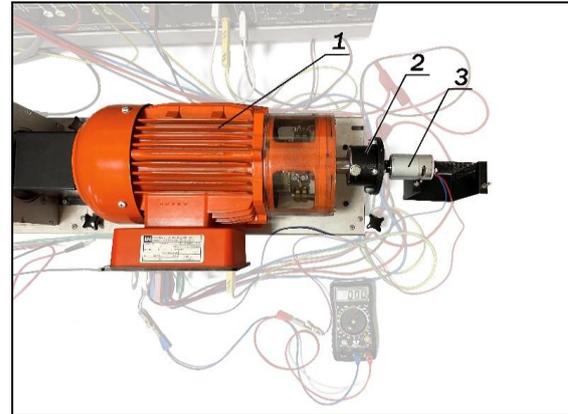


Рис. 5. Общий вид стенда для определения постоянной скорости $C_e\Phi$

В работе [9] представлены результаты проведенных испытаний опытных образцов ролика динамического торможения [10], в которых были экспериментально определены наклоны механических характеристик подобранного двигателя постоянного тока с постоянными магнитами малой мощности [14].

Коэффициент потерь f_n определим, подставив экспериментально полученные параметры сопротивления якоря $R_{я}$, постоянной скорости $C_e\Phi$ и статического механического момента сопротивления M_c двигателя в выражение (8), и сравнив полученную расчетным путем зависимость скорости V движения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру от ее массы m с экспериментально полученной зависимостью в работе [9].

На рис. 5 представлены экспериментально полученная зависимость скорости движения паллеты от ее массы $V_{\text{эсп.}}$ [9] при $R_0 = 0$, расчетные зависимости $V_{\text{расч.}}$, полученные по формуле (8), при $f_n = 0,15; 0,2$ и $0,3$ и $R_0 = 0$ и зависимость допустимой скорости

$$[V] = \sqrt{\frac{4,58}{m}} \quad [15],$$

значения которой не должны превышать паллета при движении по гравитационному роликовому конвейеру.

Как видно из графика (рис. 6) наиболее приближенная расчетная зависимость $V_{\text{расч.}}$ к экспериментальной зависимости $V_{\text{эсп.}}$ при работе двигателя на естественной характеристике ($R_0 = 0$) является $V_{\text{расч.}}$ при $f_n = 0,15$.

При аналогичном сравнении экспериментальных зависимостей $V_{\text{эсп.}}$ при работе двигателя на искусственных характеристиках (при $R_0 = 1 \text{ Ом}; 3,3 \text{ Ом}; 5,6 \text{ Ом}; 8,2 \text{ Ом}; 10 \text{ Ом}$) с расчетной зависимостью $V_{\text{расч.}}$ коэффициент потерь двигателя будет находиться в промежутке $f_n = 0,15 \dots 0,23$.

За счет реакции якоря и падения напряжения в сопротивлении якоря и щеточном кон-

такте при больших токах, а, следовательно, при больших моментах [12], экспериментальная зависимость отклоняется от прямолинейной зависимости на 7-20%. Учитывая размагничивающее действие якоря двигателя, работающего на естественной характеристике с большими массами паллет, подберем диапазон передаточных отношений мультипликатора ролика динамического торможения.

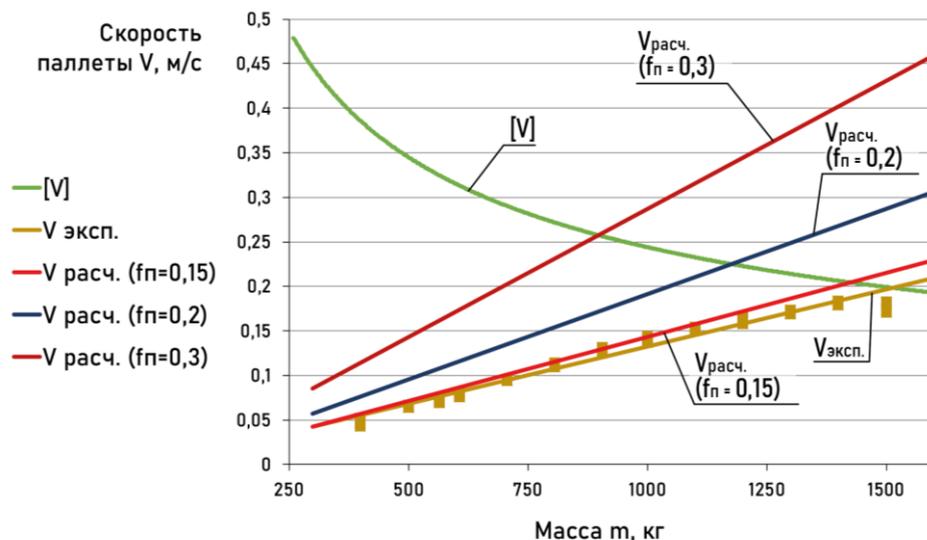


Рис. 6. Результаты расчетных и экспериментальных исследований скорости V движения паллеты по ролику динамического торможения

Для паллет максимальной массы $m = 1500, [\text{кг}]$ допустимая скорость движения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру составляет $[V] = 0,2, [\text{м/с}]$ [15]. Максимальное значение передаточного отношения мультипликатора в этом случае определяется как:

$$u_m^{\max} = \frac{[V_g]}{[V]} \cdot \frac{D_{TP}}{d_{\text{подш.}}},$$

где $d_{\text{подш.}}, [\text{м}]$ – посадочный диаметр подшипника; $[V_g], [\text{м/с}]$ – допустимая скорость выходной шестерни мультипликатора. Так как выходная шестерня мультипликатора изготовлена из полиамидного материала и установлена с возможностью вращения на стальной оси, принимаем $[V_g] = 3 \dots 4, [\text{м/с}]$. Значение $d_{\text{подш.}}$ рекомендуется выбирать не менее 10 мм из-за конструктивных особен-

ностей ролика динамического торможения, предполагающих наличие технологических отверстий в оси ролика. Для $d_{\text{подш.}} = 10, [\text{мм}]$, $u_m^{\max} = 133 \dots 178$.

Максимальное значение передаточного отношения u_m^{\max} мультипликатора ролика динамического торможения определяется условиями работы его быстроходной ступени. Выходную шестерню мультипликатора, изготовленную из полиамидных материалов, с учетом конструктивных ограничений ролика динамического торможения можно установить только на подшипнике скольжения.

Минимальное общее передаточное отношение $u_m^{\min} = u_{\text{общ}}^{\min} = u_m \cdot u_{m-p}$ мультипликаторов определяется из условия не превышения расчетной скорости $V_{\text{расч.}}$ при $f_n = 0,15$ до-

пустимой скорости $[V] = \sqrt{\frac{4,58}{m}}$ [15] (таблица 1). В табл. 1 жирным выделены значения

скоростей удовлетворяющих условию не превышения допустимой скорости $[V]$.

Таблица 1.

Скорость V передвижения паллеты по ролику динамического торможения при работе двигателя на естественной механической характеристике на гравитационном роликовом конвейере с $\alpha = 2,3^\circ$

Передачное отношение об- щце $u_{общ}$	Скорость V , м/с										
	Масса паллеты m , кг										
	250	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375	1500
10	2,00	3,00	4,00	5,01	6,01	7,01	8,01	9,01	9,31	9,91	9,61
20	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,33	2,48	2,40
30	0,22	0,33	0,44	0,56	0,67	0,78	0,89	1,00	1,03	1,10	1,07
45	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,44	0,46	0,49	0,47
55	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,30	0,31	0,33	0,32
60	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,19	0,22	0,25	0,26	0,28	0,27
70	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,20	0,20
80	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14	0,15	0,15	0,15
90	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,12
100	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10
110	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08

Более эффективная работа ролика динамического торможения с углом наклона гравитационного роликового конвейера $\alpha = 2,3^\circ$ с массами паллеты $m = 1000...1500$, [кг] будет обеспечиваться при $u_{общ}^{\alpha=2,3} = 70...90$, что показано в табл. 1. В случае работы гравитационного роликового конвейера с паллетами массой менее 1000 кг в цепь якоря двигателя следует включать добавочные сопротивления.

Добавочные сопротивления должны подбираться из условия обеспечения безопасности работы гравитационного роликового конвейера и ограничивать скорость движения паллеты по ролику динамического торможения в рамках допустимых пределов.

Из выражения (8) максимальное добавочное сопротивление, которое необходимо использовать с массой m должно удовлетворять условию:

$$R_o^{max} \leq \frac{1800 \cdot u_m \cdot u_{m-p}}{\pi^2 D_{TP} f_n} \cdot \frac{[V] \cdot (C_e \Phi)^2}{\left(\frac{D_{TP} g (\tan \alpha - w)}{2u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \cdot m - M_c \right)} - R_{я} \quad (9)$$

Угол наклона гравитационного роликового конвейера на практике варьируется в диапазоне $\alpha = 1,7...2,8^\circ$.

ются исходя из полученных зависимостей для $\alpha = 2,3^\circ$.

Общее передаточное отношение мультипликатора ролика динамического торможения и добавочные сопротивления подбира-

ются исходя из полученных зависимостей для $\alpha = 2,3^\circ$. Так как при любом угле наклона гравитационного роликового конвейера скорость передвижения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру ограничивается зави-

симостью допустимой скоростью $[V]$, из выражения (8) с учетом $u_{\text{общ}} = u_m \cdot u_{m-p}$ можно получить зависимость:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{общ}}^{\alpha=2,3} \sqrt{\frac{\tan \alpha - 0,02}{\tan 2,3 - 0,02}}.$$

Таким образом, добавочное сопротивление R_o для выбранного угла наклона гравитационного роликового конвейера α будет определяться из выражения (9).

4. Заключение

1. Для подбора двигателя ролика динамического торможения необходимо проведение экспериментальных исследований по определению значений его сопротивления якоря R_y , постоянной скорости $C_e \Phi$ и статического механического момента сопротивления M_c .

2. Разработана методика и получено выражение (9) для подбора добавочных сопротивлений и общего передаточного отношения мультипликатора в зависимости от массы паллеты и угла наклона гравитационного роликового конвейера.

3. Расчетным путем установлено, что работа ролика динамического торможения наиболее эффективна:

- для уклона гравитационного роликового конвейера 3% при общем передаточном отношении $u_{\text{общ}} = 50...63$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4% – $u_{\text{общ}} = 70...90$, для уклона гравитационного роликового конвейера 5% – $u_{\text{общ}} = 85...100$;

- с массами паллет более 1000...1500 кг при подключении малых добавочных сопротивлений в цепь якоря, для уклона гравитационного роликового конвейера 3% – $R_o = 0...2, [\text{Ом}]$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4-5% – $R_o = 0...1, [\text{Ом}]$;

- с массами паллет менее 1000 кг при подключении больших добавочных сопротивлений в цепь якоря, для уклона гравитационного роликового конвейера 3% – $R_o = 2...20, [\text{Ом}]$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4-5% – $R_o = 1...10, [\text{Ом}]$.

Список литературы

1. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses // *International Journal of Production Researchs*. 2017. Vol.55. No.21, pp. 6436-6452. DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216

2. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability // *Journal of Algorithms & Computational Technology*. 2018. Vol.12. No. 2, pp. 127-135. DOI: 10.1177/1748301818761130

3. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation // *International Journal of Simulation Modelling*. 2017. Vol.16. No. 1, pp. 96-107. DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372

4. Sulirova I., Zavodska L., Rakyta M., Pelantova V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and warehousing // 12th International scientific conference of young scientists on sustainable, mod-

References

1. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses. *International Journal of Production Researchs*, 2017, Vol. 55, No. 21, pp. 6436-6452.

DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216

2. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability. *Journal of Algorithms & Computational Technology*, 2018, Vol. 12, No. 2, pp. 127-135.

DOI: 10.1177/1748301818761130

3. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation. *International Journal of Simulation Modelling*, 2017, Vol. 16, No. 1, pp. 96-107.

DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372

4. Sulirova I., Zavodska L., Rakyta M., Pelantova V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and ware-

- ern and safe transport. *Procedia Engineering*, 2017. Vol. 192. P. 857-862.
DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148
5. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017. Vol. 92. No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9
6. Ролик тормозной реверсивный / А.Л. Носко, Е.В. Сафронов, В.А. Потапов – Патент РФ на полезную модель №212450. Заявл. 13.05.2022, № 2022112931. Оpubл. 21.07.2022. Бюл. 21.
7. Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров / А.Л. Носко, Е.В. Сафронов, В.А. Потапов, И.А. Шарифуллин – Патент РФ на полезную модель №198420. Заявл. 12.02.2020, № 2020106638. Оpubл. 06.07.2020. Бюл. 19.
8. Гуськова, А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Тормозной ролик рекуперативного торможения для паллетных гравитационных стеллажей // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2023. № 4(360). С. 25-33.
9. Гуськова, А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Экспериментальные исследования тормозного ролика динамического торможения // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2024. № 4(366). С. 20-26.
10. Ролик тормозной генерирующий вентилируемый конвейерный / А. Л. Носко, Е. В. Сафронов, А.С. Космин, А.В. Касмынин, А. С. Гуськова – Патент РФ на полезную модель №221307. Заявл. 25.07.2023, № 2023119554. Оpubл. 30.10.2023. Бюл. 31.
11. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. Т. 2 / Под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. М.: Энергоатомиздат, 1989. 688 с.
12. Ермолин Н. П. Электрические машины малой мощности. М.: Высшая школа, 1967. 503 с.
13. Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.
14. Электропривод. Планетарный кол-
- housing. *12th International scientific conference of young scientists on sustainable, modern and safe transport. Procedia Engineering*, 2017, Vol. 192, pp. 857-862.
DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148
5. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017, Vol. 92, No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9
6. Patent RU 212450. Rolik tormoznoy reversivnyy [Reversible brake roller]. Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A. Declared 21.07.2022. Published 21.07.2022. (In Russian)
7. Patent RU 198420. Rolik tormoznoy magnitnyy dlya rolikovykh gravitatsionnykh konveyerov [Magnetic Brake Roller for Gravity Roller Conveyors]. Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A., Sharifullin I.A. Declared 12.02.2020. Published 06.07.2020. (In Russian)
8. Guskova A.S., Safronov E. V., Nosko A. L. Regenerative Braking Brake Roller for Pallet Gravity Racks. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*, 2023, No. 4, pp. 25-33. (In Russian)
9. Guskova A.S., Safronov E. V., Nosko A. L. Experimental studies of the dynamic braking brake roller. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* 2024, No. 4, pp. 20-26. (In Russian)
10. Patent RU 221307. Brake roller generating ventilated conveyor. A. L. Nosko, E. V. Safronov, A.S. Kosmin, A.V. Kasmynin, A.S. Guskova. Declared 25.07.2023. Published 30.10.2023. (In Russian)
11. *Handbook of Electric Machines. Vol. 2.* I.P. Kopylov, B.K. Klovok (Eds.). Moscow, Energoatomizdat, 1989. 688 p. (In Russian)
12. Ermolin N. P. *Low-power electric machines.* Moscow, Vysshaya shkola, 1967. 503 p. (In Russian)
13. Ivanovskij K.E., Rakovshhik A.N., Czoglin A.N. *Roller and disc conveyors and devices* Moscow, Mashinostroenie, 1973. 216 p. (In Russian)
14. *Elektroprivod. Planetarnyy kollektor-nyy motor-reduktor IG-32PGM* [Electric drive. Planetary collector gear motor IG-32PGM]. Available at: <https://electroprivod.ru/ig-32pgm>.

