

УДК (UDC) 621.867.61/62-59

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ФРИКЦИОННОГО ТОРМОЗНОГО РОЛИКА
ГРАВИТАЦИОННОГО РОЛИКОВОГО КОНВЕЙЕРА СТЕЛЛАЖА ДЛЯ ПАЛЛЕТDYNAMIC MODEL OF A FRICTION BRAKE ROLLER OF A GRAVITY ROLLER
CONVEYOR OF A PALLET RACKСафронов Е.В.
Safronov E.V.Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Гравитационные роликовые конвейеры широко применяются в составе стеллажных систем, позволяющих увеличить скорость обработки грузов и увеличить плотность хранения на складах паллетного хранения. Особенностью конструкции гравитационного роликового конвейера стеллажей является использование тормозных устройств, обеспечивающих ограничение скорости движения паллет. В работе представлена динамическая модель фрикционного тормозного ролика, широко используемого в качестве применяемого тормозного устройства. Представлен анализ динамических процессов раздельного и совместного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика, установлены расчетные зависимости для определения длительности каждого из процессов и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика. Приведен пример расчета по динамической модели разработанного фрикционного тормозного ролика. Результаты расчета показали, что длительность раздельного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика при его разгоне до скорости срабатывания не превышает 0,02 с, со скорости срабатывания до скорости сцепления паллеты с обечайкой фрикционного тормозного ролика составляет 0,012...0,015 с. Продолжительность совместного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика возрастает при увеличении массы паллеты и для паллеты массой 1500 кг составляет 0,4...0,5 с

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, паллета, фрикционный тормозной ролик, динамическая модель, гравитационный стеллаж.

Дата получения статьи: 02.09.2025
Дата принятия к публикации: 21.10.2025
Дата публикации: 25.12.2025

Сведения об авторах:

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>

Abstract. Gravity roller conveyors are widely used as part of racking systems, allowing for increased pallet handling speed and storage density in pallet warehouses. A special feature of the construction of the gravity pallet racks is the use of braking devices that limit the speed of movement of pallets. The paper presents a dynamic model of a friction brake roller, which is widely used as an applied braking device. An analysis of the dynamic processes of separate and joint movement of the pallet and the friction brake roller is presented, calculated dependencies are established to determine the duration of each process and the linear velocity of the friction brake roller. An example calculation based on the dynamic model of the developed friction brake roller is given. The calculation results showed that the duration of the separate movement of the pallet and the friction brake roller during its acceleration to the actuation rate does not exceed 0.02 s, from the actuation rate to the adhesion speed of the pallet with the friction brake roller is 0.012...0.015 s. The duration of the joint movement of the pallet and the friction roller increases with increasing pallet weight and is 0.4...0.5 s for a pallet weighing 1,500 kg.

Keywords: gravity roller conveyor, pallet, brake roller, dynamic model, pallet flow rack.

Date of manuscript reception: 02.09.2025
Date of acceptance for publication: 21.10.2025
Date of publication: 25.12.2025

Authors' information:

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>

1. Введение

Транспортная стратегия РФ предполагает рост производительности труда в транспортном комплексе РФ на 67,2%. Для этого необходимо создание комплекса мультимодальных транспортно-логистических центров вблизи крупнейших точек потребления. Одним из основных элементов инфраструктуры таких комплексов являются склады, оснащенные различными типами оборудования, включая стеллажные и автоматизированные системы [1].

Основной транспортной единицей таких комплексов являются деревянные поддоны [2], продажи которых в период с 2017-2021 гг. выросли в 2,1 раза.

Одним из решений, позволяющих повысить эффективность работы склада, а также снизить затраты на площадь хранения и повысить скорость обработки грузов являются гравитационные стеллажи, состоящие из гравитационного роликового конвейера и стеллажной конструкции [3 - 6].

Гравитационные роликовые конвейеры являются одним из самых дешевых машин непрерывного транспорта [7]. Использование гравитационных роликовых конвейеров в конструкции стеллажа для паллет предполагает применение тормозных роликов – устройств, ограничивающих скорость движения паллет [8]. В работах [9, 10] рассмотрены математические модели установившегося движения паллеты по тормозным роликам различных конструктивных исполнений – фрикционного и магнитного типов. Однако не рассмотренными оставались динамические процессы, возникающие при движении паллеты по гравитационному роликовому конвейеру.

Целью настоящего исследования является исследование процессов взаимодействия паллеты и фрикционного тормозного ролика, наиболее широко используемого в качестве тормозного устройства в гравитационном роликовом конвейере стеллажей для паллет.

2. Постановка задачи

Наибольшую сложность в теории гравитационного конвейера представляет исследование совместного движения роликов и грузов [11]. В данной работе будем рассматривать динамический процесс, возникающий при наезде паллеты на неподвижный фрикционный тормозной ролик.

Фрикционный тормозной ролик состоит из планетарного мультипликатора и центробежного тормоза фрикционного типа [8]. Общий вид фрикционного тормозного ролика приведена на рис. 1., а схема центробежного тормоза ролика – на рис. 2.

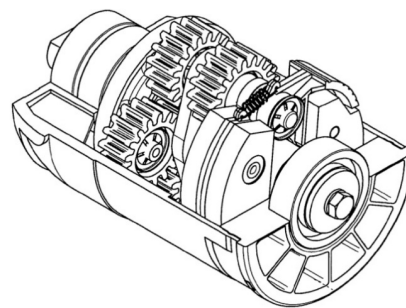


Рис. 1. Общий вид фрикционного тормозного ролика

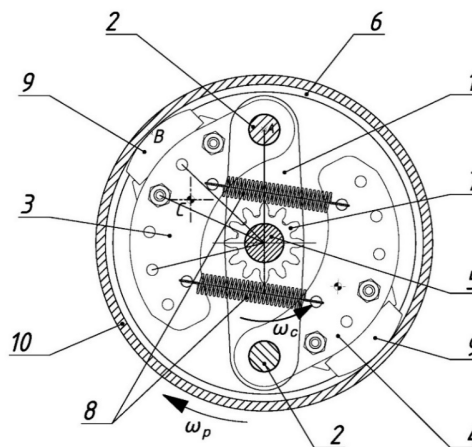


Рис. 2. Схема центробежного тормоза ролика:
1 – ступица; 2 – ось колодки;
3, 4 – тормозная колодка; 5 – неподвижная ось тормозной вставки; 6 – тормозная вставка; 7 – центральная шестерня;
8 – размыкающая пружина; 9 – фрикционная накладка; 10 – обечайка тормозного ролика

При наезде паллеты на неподвижный фрикционный тормозной ролик происходят следующие динамические процессы:

- Разгон обечайки тормозного ролика до скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза (следовательно, тормозной силы не возникает), происходящий за счет силы сцепления между паллетой и обечайкой тормозного ролика и паллеты не равны, вследствие чего происходит раздельное движение паллеты и тормозного ролика со скольжением.

- Разгон обечайки тормозного ролика со скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{\max} сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика, линейная скорость которой также не равна скорости движения паллеты. При этом движение паллеты и тормозного ролика имеют раздельный характер движения, однако наблюдается рост тормозной силы ролика из-за увеличения линейной скорости обечайки тормозного ролика и наличия фрикционного контакта между накладками центробежного тормоза и обечайкой ролика.

- При выравнивании линейных скоростей паллеты и обечайки тормозного ролика происходит их совместное движение без проскальзывания, при котором осуществляется торможение паллеты до скорости её установившегося движения [12].

На рис. 3 представлена зависимость скорости движения паллеты и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика при наезде паллеты на тормозной ролик. Раздельное движение паллеты и тормозного ролика характеризуется неконтролируемым скольжением паллеты, поэтому следует минимизировать продолжительность данного процесса (при этом скорость начала совместного движения не должна превышать скорости сцепления $V_B \leq V_{\max}$).

3. Динамическая модель фрикционного тормозного ролика

Динамическая модель построена на основе расчетной схемы центробежного тормоза (рис. 4) [12].

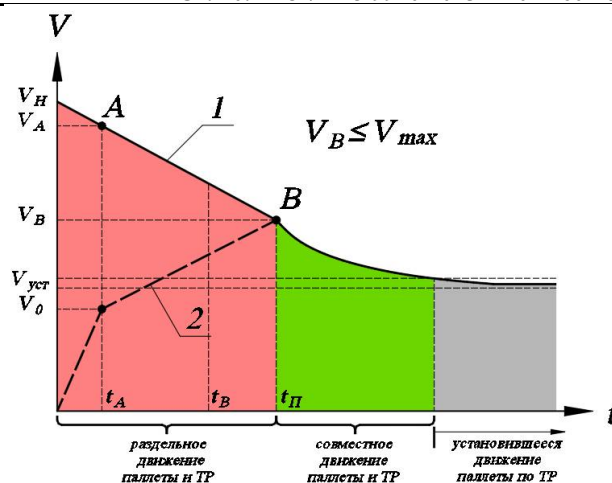


Рис. 3. Зависимость скорости движения паллеты (1) и линейной скорости обечайки фрикционного тормозного ролика (2) при наезде паллеты на тормозной ролик

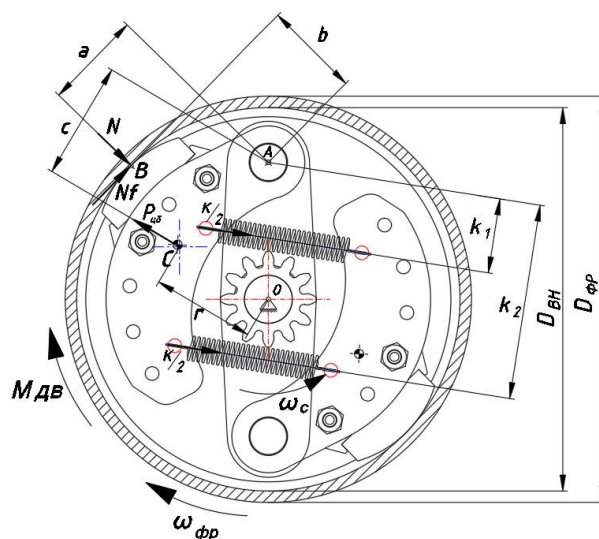


Рис. 4. Расчетная схема центробежного тормоза ролика

3.1. Разгон тормозного ролика до скорости срабатывания центробежного тормоза

Движущей силой при разгоне фрикционного ролика при наезде на него паллеты является сила трения скольжения паллеты и обечайки фрикционного ролика [11]. Так как при разгоне тормозного ролика до скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза отсутствует тормозная сила, то участок разгона тормозного ролика до скорости V_0 описывается уравнением

$$J_{\Phi P} \frac{d\omega_{\Phi P}}{dt} = G \cdot \frac{(f_{\Pi} - w)}{n} \frac{D_{\Phi P}}{2},$$

где $J_{\phi P}$ - момент инерции тормозного ролика, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_{\phi P}$ - угловая скорость обечайки тормозного ролика, с^{-1} ; G - сила тяжести паллеты, кг ; f_{Π} - коэффициент трения скольжения между паллетой и обечайкой тормозного ролика; w - коэффициент сопротивления передвижению паллеты по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа; n - количество роликов под паллетой; $D_{\phi P}$ - диаметр тормозного ролика, м .

Сопротивление w передвижению паллеты по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа определяется по известным методикам [11] и для параметров используемых конвейеров составляет не более 0,02. При этом коэффициент трения f_{Π} скольжения паллеты с использованием деревянного поддона по стальной обечайке тормозного ролика находится в пределах 0,45...0,5. Следовательно, для инженерных расчетов сопротивлением передвижению паллеты по тормозному ролику при их раздельном движении можно пренебречь. Тогда уравнение динамического процесса разгона описывается выражением

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = G \cdot \frac{f_{\Pi}}{n} \cdot \frac{D_{\phi P}}{2}. \quad (1)$$

Решая уравнение (1), с учетом равноускоренного характера движения обечайки тормозного ролика (из-за отсутствия тормозной силы), получим решение в виде:

$$V = \frac{D_{\phi P} \cdot G \cdot f_{\Pi}}{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}} \cdot t + C_{\text{инт}},$$

где V - линейная скорость обечайки тормозного ролика, м/с .

Постоянная интегрирования $C_{\text{инт}}$ определяется с учетом начальных условий при $t = 0 \text{ с}$, $V = 0 \text{ м/с}$. Следовательно, $C_{\text{инт}} = 0 \text{ м/с}$.

Таким образом, линейная скорость обечайки тормозного ролика определяется выражением

$$V = \frac{D_{\phi P} \cdot G \cdot f_{\Pi}}{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}} \cdot t, \quad (2)$$

а продолжительность t_{1-1} процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости V_0

срабатывания центробежного тормоза - формулой

$$t_{1-1} = \frac{4 \cdot n \cdot J_{\phi P}}{D_{\phi P}^2 \cdot G \cdot f_{\Pi}} \cdot V_0. \quad (3)$$

3.2. Разгон тормозного ролика со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления

После срабатывания центробежного тормоза на обечайку тормозного ролика и ступицу его центробежного тормоза действуют тормозные силы F_{T1} и F_{T2} соответственно. Основное уравнение динамики на этом этапе:

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = G \cdot \frac{f_{\Pi}}{n} \cdot \frac{D_{\phi P}}{2} - (F_{T1} + F_{T2}) \cdot \frac{D_{BH}}{2}.$$

Тормозные силы F_{T1} , действующая на обечайку тормозного ролика, и F_{T2} , действующая на ступицу центробежного тормоза, определяются из расчетной схемы центробежного тормоза с учетом наличия планетарного мультипликатора. Более подробно расчет представлен в работах [9, 12].

После преобразований получим уравнение

$$J_{\phi P} \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = \frac{G f_{\Pi} D_{\phi P}}{2n} - \frac{i_{\kappa} N f (1 + u \eta_{\phi P}) D_{BH}}{2}, \quad (4)$$

где i_{κ} - количество фрикционных накладок; N - сила нормального давления фрикционной накладки на обечайку тормозного ролика, Н ; f - коэффициент трения скольжения между фрикционной накладкой тормоза и обечайкой ролика; u - передаточное отношение мультипликатора; $\eta_{\phi P}$ - КПД ролика; D_{BH} - внутренний диаметр обечайки тормозного ролика, м .

Сила N нормального давления фрикционной накладки на обечайку тормозного ролика зависит от её линейной скорости и может быть определена с учетом исследований [12] и расчетной схемы (рис.4) по выражению

$$N = \frac{4 \cdot m_{\Gamma} \cdot r \cdot c \cdot u^2}{D_{\phi P}^2 \cdot (a - f \cdot b)} (V^2 - V_0^2), \quad (5)$$

где m_{Γ} - масса тормозной колодки, кг ; r - радиус действия центробежной силы, м ; c - плечо действия центробежной силы, м ; a - плечо действия силы нормального давления,

м; b - плечо действия силы трения, м; V - линейная скорость обечайки тормозного ролика, м/с; V_0 - скорость срабатывания центробежного тормоза, м/с.

Решая уравнение (4) с учетом выражения (5) в основное уравнение динамики на этом этапе (4), а также учитывая начальное условие $t = 0$ с, $V = V_0$, получим:

$$V = V_{\max} \frac{k'_0 \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max} \cdot t} - 1}{k'_0 \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max} \cdot t} + 1}, \quad (6)$$

где коэффициенты k'_0 и A'_ϕ определяются по формулам

$$k'_0 = \frac{V_{\max} + V_0}{V_{\max} - V_0},$$

$$A'_\phi = \frac{i_K \cdot f \cdot m_\Gamma \cdot r \cdot c \cdot u^2 \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{J_{\phi P} \cdot D_{\phi P} \cdot (a - f \cdot b)}.$$

Продолжительность t_{1-2} процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости V_0 срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{\max} сцепления паллеты с обечай-

кой тормозного ролика определяется из уравнения (6) при $V = 0,999 \cdot V_{\max}$ по формуле

$$t_{1-2} = \frac{1}{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\max}} \cdot \ln \left| \frac{1999}{k'_0} \right|. \quad (7)$$

Общая продолжительность t_1 раздельного движения паллеты и тормозного ролика определяется с учетом выражений (3) и (7)

$$t_1 = t_{1-1} + t_{1-2}.$$

3.3. Торможение паллеты и тормозного ролика при их совместном движении

При совместном движении паллеты и тормозного ролика движущей силой является не сила трения между ними, а уклон роликового полотна, при этом необходимо учитывать приведенный момент инерции от поступательно движущейся паллеты. Тогда основное уравнение динамики описывается выражением

$$(J_{\phi P} + J_{\Pi P}^{\Pi}) \cdot \frac{d\omega_{\phi P}}{dt} = \frac{G \cdot D_{\phi P} \cdot (\tan \alpha - w)}{2} - \frac{i_K \cdot N \cdot f \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{2}, \quad (8)$$

где $J_{\Pi P}^{\Pi} = M \cdot \frac{D_{\phi P}^2}{4}$ - момент инерции поступательно движущейся паллеты, приведенный к обечайке тормозного ролика, кг·м²; $\tan \alpha$ - уклон роликового полотна.

Проводя вычисления, аналогичные п. 3.2, подставив выражение (5) в выражение (8), а также с учетом начального условия $t = 0$ с, $V = V_{\max}$, получим

$$V = V_{\text{ycm}} \frac{k'_0 \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\text{ycm}} \cdot t} - 1}{k'_0 \cdot e^{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\text{ycm}} \cdot t} + 1}, \quad (9)$$

где коэффициенты k'_0 и A'_ϕ определяются по формулам

$$k'_0 = \frac{V_{\text{ycm}} + V_{\max}}{V_{\text{ycm}} - V_{\max}},$$

$$A'_\phi = \frac{i_K \cdot f \cdot m_\Gamma \cdot r \cdot c \cdot u^2 \cdot D_{BH} \cdot (1 + u \cdot \eta_{\phi P})}{(J_{\phi P} + J_{\Pi P}^{\Pi}) \cdot D_{\phi P} \cdot (a - f \cdot b)}.$$

Продолжительность t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика опреде-

ляется по уравнению (9) при $V = 1,05 \cdot V_{\text{ycm}}$ по формуле

$$t_2 = \frac{1}{2 \cdot A'_\phi \cdot V_{\text{ycm}}} \cdot \ln \left| \frac{41}{k'_0} \right|. \quad (10)$$

4. Результаты и их анализ

Проанализируем полученные результаты для фрикционного тормозного ролика, параметры которого указаны в табл. 1.

На рис. 5 приведены результаты расчета продолжительности t_{1-1} процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости V_0 , определенные по выражению (3) с учетом данных табл. 1.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_{1-1} разгона тормозного ролика до скорости срабатывания его центробежного тормоза уменьшается с увеличением массы паллеты и не превышает 0,02 с для паллет массой 250 кг.

Исходные данные для исследования динамической модели фрикционного ролика

Наименование параметра	Значение
<i>Параметры паллеты</i>	
Масса паллеты, кг	250...1500
Материал поддона	дерево
<i>Параметры гравитационного роликового конвейера стеллажа</i>	
Уклон роликового полотна	0,04
Коэффициент сопротивления передвижению	0,02
Количество роликов под паллетой	Для массы паллеты до 1000кг – 6; до 1250 кг – 7, до 1500 - 8
Коэффициент трения паллеты с обечайкой ролика [13]	0,5
<i>Параметры фрикционного тормозного ролика</i>	
Диаметр тормозного ролика, м	0,089
Внутренний диаметр обечайки тормозного ролика, м	0,083
Момент инерции тормозного ролика, кг·м ²	0,0426
Передаточное отношение мультипликатора	24
КПД тормозного ролика	0,9
Количество тормозных колодок	2
Масса тормозной колодки, кг	0,04
Коэффициент трения фрикционной накладки по обечайке тормозного ролика	0,44
Радиус действия центробежной силы, м	0,0216
Расстояние до центра тяжести, м	0,0293
Плечо силы нормального давления, м	0,0288
Плечо силы трения, м	0,0502
Скорость срабатывания центробежного тормоза, м/с	0,1654

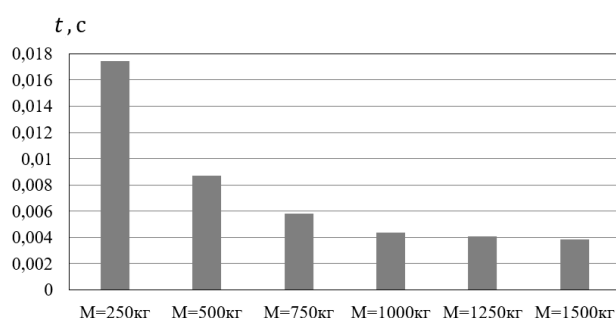


Рис. 5. Продолжительность процесса разгона обечайки тормозного ролика до скорости срабатывания центробежного тормоза в зависимости от массы паллеты

В табл. 2 и на рис. 6 приведены результаты расчета, полученные с учетом выражения (6) для данных, приведенных в табл. 1.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_{1-2} процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости V_0

срабатывания центробежного тормоза до скорости V_{\max} сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика слабо зависит от массы паллеты и для данных табл. 2 составляет $t_{1-2} = 0,012...0,015$ с.

Анализ процесса совместного движения паллеты и тормозного ролика проводился по формуле (8) с учетом данных, приведенных в табл. 1, и приведен в табл. 3 и на рис. 7.

Зависимость продолжительности t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика, рассчитанные по выражению (10) для данных табл. 3 приведены на рис. 8.

Анализ полученных результатов показал, что продолжительность t_2 совместного движения паллеты и тормозного ролика возрастает с увеличением массы паллеты и для максимальной массы, равной 1500 кг, составляет 0,3...0,4 с.

Таблица 2

Параметры уравнения движения

Масса паллеты, кг	250	500	750	1000	1250	1500
Количество роликов под паллетой	6	6	6	6	7	8
Коэффициент A_ϕ , м ⁻¹	945,88					
Скорость сцепления паллеты, м/с	0,1934	0,2178	0,2398	0,2599	0,2653	0,2694
Коэффициент k'_0	12,83	7,31	5,45	4,50	4,31	4,18

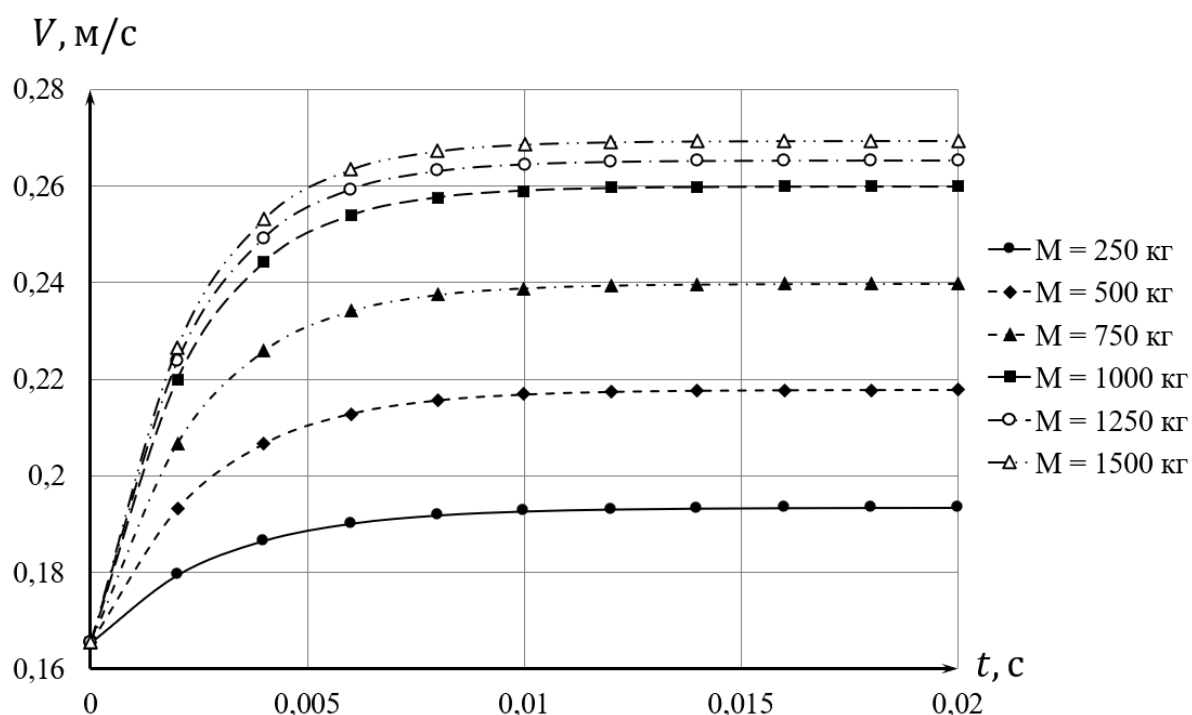


Рис. 6. Линейная скорость обечайки тормозного ролика в процессе его разгона со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика

Таблица 3

Параметры уравнения движения

Масса паллеты, кг	250	500	750	1000	1250	1500
Количество роликов под паллетой	6	6	6	6	7	8
Коэффициент A_ϕ , м ⁻¹	74,96	39,03	26,38	19,92	16,01	13,38
Скорость установившегося движения паллеты, м/с	0,1726	0,1794	0,1860	0,1924	0,1985	0,2045
Коэффициент k_0	-17,55	-10,34	-7,92	-6,70	-6,94	-71,42

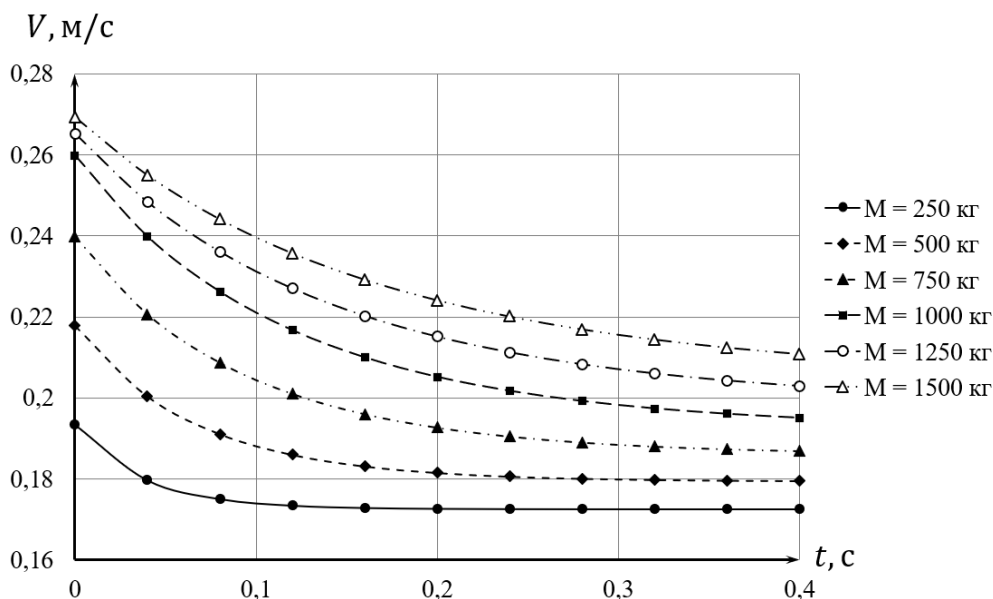


Рис. 7. Линейная скорость паллеты и обечайки тормозного ролика в процессе их совместного движения

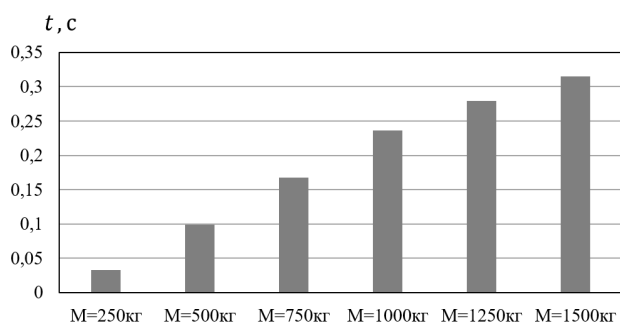


Рис. 8. Продолжительность динамического процесса совместного движения паллеты и тормозного ролика в зависимости от массы паллеты

5. Заключение

Динамические процессы, возникающие при наезде паллеты на тормозной ролик, предполагают раздельное и совместное движение паллеты и тормозного ролика.

При раздельном движении происходит разгон обечайки тормозного ролика и неконтролируемое скольжение паллеты по тормозному ролику, поэтому при разработке конструкции гравитационного роликового конвейера требуется оценка продолжительности с целью её минимизации.

При совместном движении паллеты и тормозного ролика происходит снижение их скорости движения до установившегося значения. Оценка продолжительности этого процесса требуется для прогнозирования

безопасного движения паллеты и не превышения допустимых скоростей движения.

Разработанная динамическая модель фрикционного тормозного ролика позволяет определить линейную скорость его обечайки на всех этапах взаимодействия паллеты и фрикционного тормозного ролика.

Проведенные исследования по оценке продолжительности динамических процессов для разработанной конструкции фрикционного тормозного ролика показали, что:

- продолжительность разгона тормозного ролика до скорости срабатывания его центробежного тормоза уменьшается с увеличением массы паллеты и не превышает 0,02 с для паллет массой 250 кг;
- продолжительность процесса разгона обечайки тормозного ролика со скорости срабатывания центробежного тормоза до скорости сцепления паллеты с обечайкой тормозного ролика слабо зависит от массы паллеты и составляет 0,012...0,015 с;
- продолжительность совместного движения паллеты и тормозного ролика возрастает с увеличением массы паллеты и для максимальной массы, равной 1500 кг, составляет 0,3...0,4 с.

С учетом полученных данных можно сделать вывод о том, что для инженерных расчетов временем раздельного движения паллеты и фрикционного тормозного ролика можно пренебречь.

Список литературы

1. Распоряжение Правительства РФ от 27.11.2021 N 3363-р (ред. от 06.11.2024) «О Транспортной стратегии Российской Федерации до 2030 года с прогнозом на период до 2035 года» / <https://rosavtodor.gov.ru/file/8157401> (дата обращения 08.10.2025)
2. ГОСТ 33757-2016. Поддоны плоские деревянные. Технические условия. М: Стандартинформ, 2016. 18 с.
3. 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
4. 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
5. 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
6. 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
7. Лускань О.А. Основы теории импульсных инерционных конвейеров: диссертация ... доктора технических наук: 05.05.04. Саратов. 2011. 307 с.
8. Сафронов Е.В., Шарифуллин И.А., Носко А.Л. Устройства безопасной эксплуатации гравитационных роликовых конвейеров паллетного типа. М: Университетская книга, 2018. 72 с.
9. Носко А.Л., Сафронов Е.В. Методика расчета тормозного ролика центробежного типа применительно к гравитационным роликовым конвейерам для паллет // *Механизация строительства*. 2017. Том 78, № 6. С. 26-31.
10. Шарифуллин И.А., Носко А.Л., Сафронов Е.В. Математическая модель

References

1. *Rasporyazheniye Pravitelstva RF ot 27.11.2021 № 3363-r «O Transportnoy strategii Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda s prognozom na period do 2035 goda»*, 2021 [Decree of the Government of the Russian Federation No. 3363-r Dated November 27, 2021 “On the Transport Strategy of the Russian Federation Until 2030 with a Forecast for the Period up to 2035”]. Available at: <https://rosavtodor.gov.ru/file/8157401> (In Russian)
2. GOST 33757-2016. *Flat wooden pallets. Specifications*. Moscow, Standartinform, 2016. 18 p. (In Russian)
3. 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
4. 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
5. 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
6. 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
7. Luskan O.A. *Osnovy teorii impulsnykh inertsionnykh konveyerov*: Diss. Doc. Sci. (Engineering). Saratov. 2011. 307 p. (In Russian)
8. Safronov E. V., Sharifullin I. A., Nosko A. L. *Ustroystva bezopasnoy ekspluatatsii gravitatsionnykh rolikovykh konveyerov palletnogo tipa* [Safety devices for pallet gravity roller conveyors]. Moscow. Universitetskaya kniga, 2018. 72 p. (In Russian)
9. Nosko A.L., Safronov E.V. *Metodika rascheta tormoznogo rolika tsentrobezhnogo*

процесса движения паллеты по тормозному ролику магнитного типа // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. Т. 17. № 3 (73). С. 364-373.

11. Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

12. Сафронов Е.В., Носко А.Л., Шарифуллин И.А. Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2024. 115 с.

13. Castiglioni C.A. Seismic Behavior of Steel Storage Pallet Racking Systems. Research for Development. Springer Cham. 2016. 461 p. DOI:10.1007/978-3-319-28466-8

tipa primenitelno k gravitatsionnym rolikovym konveyeram dlya pallet // *Mekhanizatsiya stroitelstva*. 2017. Vol. 78, № 6. pp. 26-31

10. Sharifullin I.A., Nosko A.L., Safronov E.V. Matematicheskaya model protsessa dvizheniya pалlety po tormoznomu roliku magnitnogo tipa // *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*. 2020. Vol. 17. № 3 (73). pp. 364-373

11. Ivanovskiy K.E., Rakovshchik A.N., Tsoglin A.N. Roller and disc conveyors and devices. Moscow, Mashinostroenie, 1973. 216 p. (In Russian).

12. Safronov E.V., Nosko A.L., Sharifullin I.A. *Tormoznye roliki dlya palletnykh gravitatsionnykh stellazhey. Konstruktsiya. Teoriya. Metody rascheta. Effektivnost primeneniya* [Brake rollers for pallet gravity racks. Design. Theory. Calculation methods. Application efficiency]. Moscow, BMSTU, 2024. 115 p. (In Russian)

13. Castiglioni C.A. *Seismic Behavior of Steel Storage Pallet Racking Systems. Research for Development*. Springer Cham. 2016. 461 p. DOI:10.1007/978-3-319-28466-8