

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 625.731.8

doi: 10.30987/2782-5957-2026-2-4-12

УСТРОЙСТВО И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ДЕЙСТВИЯ

Любовь Александровна Сладкова^{1✉}, Павел Александрович Григорьев², Антон Сергеевич Бирюков³

^{1,2,3} Российский университет транспорта (МИИТ), Москва, Россия

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² pavelgrigoriev1996@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5409-6250>

³ sovietassault001@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0006-8416-7087>

Аннотация

Цель работы. Ограничители скорости движения широко используются во всех отраслях общего и специального машиностроения. Анализ современных технических решений, проведенный на основе патентного поиска, позволил выявить, что основными недостатками существующих тормозных устройств являются сложность конструкции, невысокая надежность при эксплуатации.

Методы исследования базируются на системном анализе состояния вопроса по материалам патентного поиска современных технических решений, основных положениях теоретической механики и деталей машин.

Новизна работы. Разработано принципиально новое устройство ограничителя скорости центробежного действия, установлены зависимости

для оценки характеристик его параметров и работы, позволяющие оценить его эксплуатационные характеристики в зависимости от условий работы механизма, на котором установлено предлагаемое устройство.

Результаты исследования. Суть исследования заключается в обосновании условий проведения экспериментальных исследований для верификации полученных параметров работы устройства.

Выводы. Предлагаемое устройство позволяет устранить недостатки существующих ограничителей скорости движения, путем упрощения конструкции и повышения его надежности.

Ключевые слова: ограничитель, скорость, движение, устройство, исследования, кинематика, кинетика, динамика.

Благодарности: Авторы выражают искреннюю благодарность членам редакционной коллегии журнала, рецензентам.

Ссылка для цитирования:

Сладкова Л.А. Устройство и теоретические исследования работы ограничителя скорости центробежного действия / Л.А. Сладкова, П.А. Григорьев, А.С. Бирюков // Транспортное машиностроение. – 2026. - № 2. – С. 4-12. doi: 10.30987/2782-5957-2026-2-4-12.

Original article

Open Access Article

STRUCTURE AND THEORETICAL STUDIES OF THE OPERATION OF A CENTRIFUGAL SPEED LIMITER

Lyubov Aleksandrovna Sladkova^{1✉}, Pavel Aleksandrovich Grigoriev², Anton Sergeevich Biryukov³

^{1,2,3} Russian University of Transport (MIIT), Moscow, Russia

¹ rich.cat2012@yandex.ru, <https://orcid.org/0009-0008-6786-0386>

² pavelgrigoriev1996@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5409-6250>

³ sovietassault001@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0006-8416-7087>

Abstract

The paper objective. Speed limiters are widely used in all branches of general and specialized engineering. The analysis of modern technical solutions based on a patent search helped to find out that the main disadvantages of existing braking devices are the complexity of their design and low reliability during operation.

Research methods are based on a systematic analysis of the problem based on the materials of the patent search for modern technical solutions, the main provisions of theoretical mechanics and machine parts.

The novelty of the work. A fundamentally new structure of a centrifugal speed limiter is developed, dependencies are found out for evaluating the charac-

teristics of its parameters and operation, which make it possible to evaluate its operational characteristics depending on the operating conditions of the mechanism on which the proposed device is installed.

Study results. The essence of the study is to substantiate the conditions for conducting experimental studies to verify the obtained device operation parameters.

Conclusions. The proposed device makes it possible to eliminate the disadvantages of existing speed limiters by simplifying the design and increasing its reliability.

Keywords: limiter, speed, movement, device, research, kinematics, kinetics, dynamics.

Acknowledgements: The authors acknowledge the members of the editorial board of the journal and the reviewers.

Reference for citing:

Sladkova LA, Grigoriev PA, Biryukov AS. Structure and theoretical studies of the operation of a centrifugal speed limiter. *Transport Engineering*. 2026;2:4-12. doi: 10.30987/2782-5957-2026-2-4-12.

Введение

Ограничители скорости движения при прямолинейном и вращательном движении нашли широкое применение как в общем, так и специальном машиностроении. По классификационным признакам они разделяются по принципу действия (центробежного и инерционного) и расположению оси вращения (вертикальным и горизонтальным) и бывают следующих видов [1]:

- механические;
- электронные;
- цифровые.

Они используются для ограничения скорости перемещения транспортных средств, частоты вращения валов различных устройств (двигатель внутреннего сгорания, турбины, приводы лифтов, эскалаторов и т.п.) с целью предупреждения повреждения изделия при превышении до-

пускаемых нормативными документами скоростей.

Для некоторых категорий наземных транспортных средств ограничители скорости являются обязательными (в соответствии с различными отраслями народного хозяйства) требованиями законодательств.

Цель работы. Обоснование принципа действия предлагаемого устройства ограничителя скорости центробежного действия.

Постановка задачи. Объектом исследования является предлагаемое авторами устройство ограничителя скорости вращения валов элементов конструкций центробежного действия. Предмет исследования – теоретическое обоснование работоспособности предлагаемого устройства на основе исследования его кинематических и кинетических свойств.

Устройство ограничителя скорости центробежного действия

Анализ проведенного патентного поиска современных технических решений ограничителей скорости механического принципа действия позволил выявить их основные недостатки, связанные, в первую очередь со сложностью конструктивного решения, и недостаточно высокой надежностью при эксплуатации [2 - 12]. Установлено, что существенными признаками

всех изобретений являются, как правило, храповое колесо с зубьями, пружинный механизм и собачка, имеющая различную конфигурацию и принцип действия.

Для исключения указанных недостатков предлагается устройство ограничения скорости вращения валов, которое направлено на упрощение конструкции, повышение надежности устройства и их

торможения или остановки в процессе эксплуатации.

Поставленная задача разработки нового простого конструктивного решения устройства центробежного действия для ограничения скорости движения (рис. 1) достигается с использованием в нем тра-

диционного храпового колеса 1 с зубьями 2, который выполняются на внутренней поверхности колеса (внутреннее зацепление). Храповое колесо установлено на основании 3, которое соединено с ним жестко или выполнено заодно с колесом [13,14].

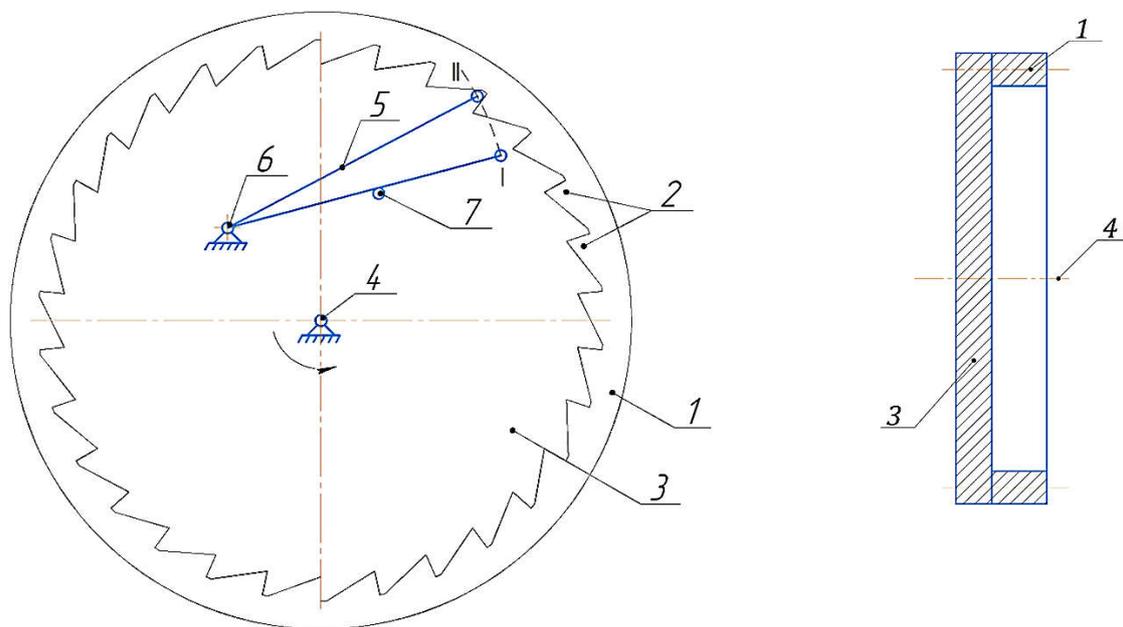


Рис. 1. Схема ограничителя скорости центробежного действия
Fig. 1. Centrifugal speed limiter diagram

На основании колеса вне центра 4 вращения храпового колеса (вала на котором установлено колесо), установлен стержень 5, который одним концом шарнирно соединен с осью 6 с возможностью его вращения относительно этой оси. При этом стержень 5 свободно опирается на упор (выступ) 7, со стороны противоположной от оси вращения храпового колеса, ограничивая его поворот в сторону, противоположную вращению колеса. Выступ 7 жестко соединен с основанием 3 храпового колеса 1.

При превышении скорости вращения допустимой величины, стержень 5 начинает при действии центробежных сил перемещаться из положения I в положение II (рис. 1) до начала его зацепления с зубьями храпового колеса со стороны противоположной направлению вращения храпового колеса 1 в зависимости от нарезания зуба колеса, относительно центра вращения 4, осуществляя его торможение или остановку. Отметим, что выступ 7 не должен препятствовать перемещению стержня 5 в направлении вращения храпового колеса.

Материалы, модели, эксперименты и методы

Кинематический анализ устройства ограничения скорости центробежного действия. Теоретические исследования устройства состоят из двух частей: кинематического и кинетического анализов предлагаемого устройства. Цель данной научной задачи –

оценить время Δt до остановки механизма в условиях необходимости или аварийной ситуации при превышении скорости вращения.

Для проведения кинетического анализа [15], рассмотрим конструкцию устройства центробежного действия как тело S

массой m_0 , которое вращается с угловой скоростью ω_0 вокруг вертикальной оси z , проходящей через точку O (рис. 2).

В соответствии с предлагаемой конструкцией останова центробежного действия на расстоянии x и y от точки O расположена ось с центром в точке O_1 в кото-

рой с возможностью свободного вращения вокруг нее располагается стержень O_1B с приведенной на конце массой m_1 . Положение точки O_1 определяется координатами x и y относительно центра O вращения тела S .

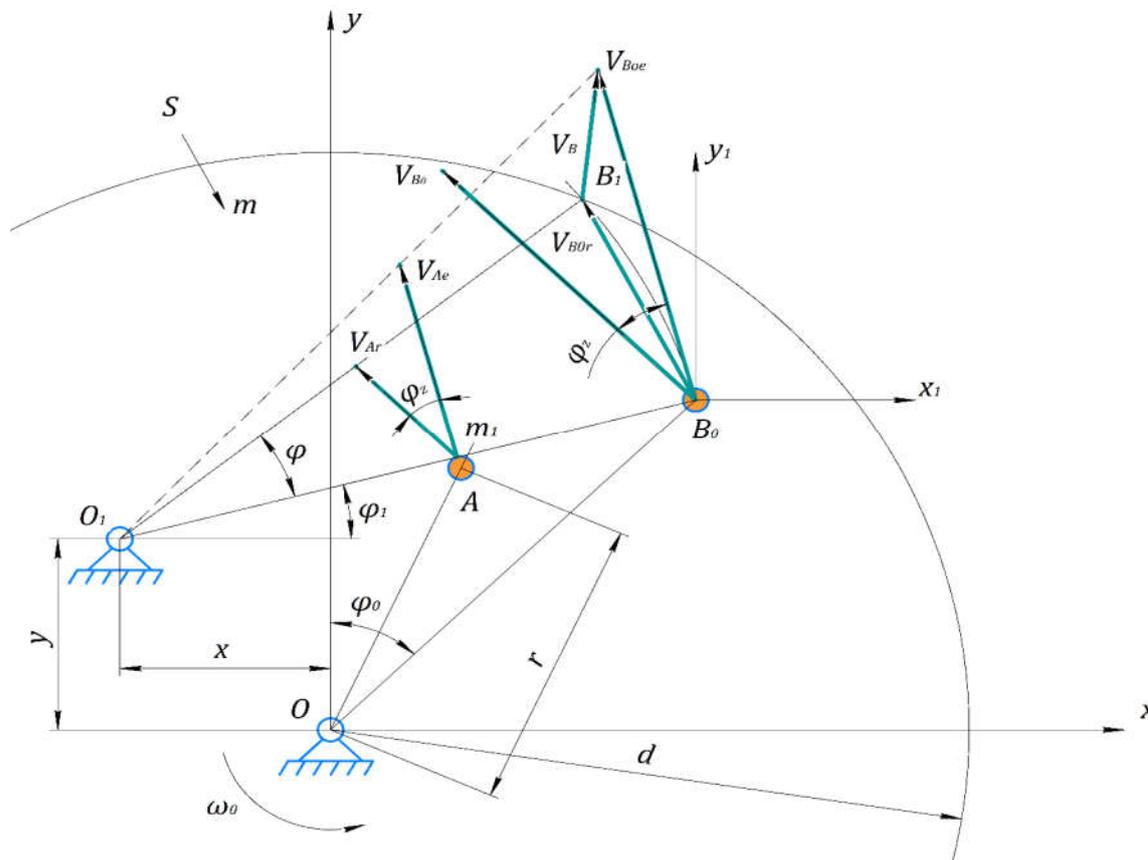


Рис. 2. Кинематическая схема распределения скоростей в останове центробежного действия
 Fig. 2. Kinematic scheme of velocity distribution in a centrifugal shutdown

В процессе работы на тело S действуют постоянный по величине крутящий момент M . Однако в условиях аварийной ситуации при превышении величины момента M , на приведенную массу m_1 начинает действовать центробежная сила в результате чего стержень O_1B поворачивается на угол φ относительно уступа, расположенного в точке A до пересечения его с образующей окружностью (контур храпового колеса) в точке B_1 , то есть перемещение происходит от точки B_0 до точки B_1 .

Очевидно, что до начала превышения величины крутящего момента, т.е. в начальный момент времени $t_0 = 0$, угловая скорость вращения стержня O_1B – $\omega_1 = 0$.

При перемещении стержня O_1B в положение O_1B_1 через промежуток времени Δt угловая скорость ω_1 вырастет до величины ω . В этот момент времени произойдет остановка тела S , т.е. его угловая скорость будет равна нулю: $\omega_0 = 0$.

Сопротивлением вращения тела S вокруг оси z пренебрегаем. Решение этой задачи сводится, в том числе, в определении положения приведенной массы на стержне O_1B , т.е. в определении координат x и y .

Ведем исходные данные:

- расстояние до упора стержня $OA = r$, $OB = l$;
- угловая скорость вращения тела S – $\omega_0 = \text{const}$;

- масса тела S – m_0 ;
- приведенная масса стержня O_1B – m_1 ;
- d – диаметр тела S ;
- вращающий момент M , приложенный к телу S равен:

$$M = \frac{P}{\omega_0},$$

где P – мощность, необходимая для создания вращающего момента; ω_0 – угловая частота вращения.

Рассмотрим, в первую очередь, изменение кинематики движения полученной системы.

$$b^2 = (O_1A)^2 = (x + r\sin\varphi_0)^2 + (r\cos\varphi_0 - y)^2,$$

Углы φ_0 и φ_1 равны (рисунок 2):

$$\varphi_0 = \operatorname{arcth} \frac{x}{y};$$

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \frac{r\cos\varphi_0 - y}{x + r\sin\varphi_0}.$$

Абсолютную скорость \bar{v}_B точки B определим как геометрическую сумму относительной v_{Br} и переносной скоростей \bar{v}_{Br} :

$$\bar{v}_B = \bar{v}_{Br} + \bar{v}_{Be},$$

где

$$\bar{v}_{Br} = \frac{dL}{dt},$$

где L длина дуги B_0B_1 ; t – время поворота.

Знак скорости \bar{v}_{Br} показывает направление движения стержня O_1B относительно точки отсчета, определяемого точкой B_0 .

$$\bar{v}_B = \left(\frac{dL}{dt}\right)^2 - 2\cos\varphi_z \left(\frac{dL}{dt}\right) \left(\frac{r\omega_0 O_1B_0}{b}\right) + \left(\frac{r\omega_0 O_1B_0}{b}\right)^2. \quad (1)$$

От величины длины звена O_1B_0 зависит скорость его перемещения из точки B_0 в B_1 .

Очевидно, что угловая скорость перемещения точек A и B равна:

$$\omega_1 = \frac{d\varphi}{dt},$$

откуда угол поворота точки B определим как

$$\varphi = \int_0^T \omega_1 dt,$$

Положение приведенной массы m_1 стержня O_1B относительно установленного упора в точке A , в условиях установившегося движения тела S определяется углом φ_0 .

Очевидно, что стержень O_1B участвует в сложном движении.

Положение точки A относительно центра O_1 , равно:

– по оси x

$$x + r\sin\varphi_0;$$

– по оси y

$$r\cos\varphi_0 - y.$$

Тогда величина O_1A будет равна

Вектор относительной скорости \bar{v}_r направлен перпендикулярно звену OA .

Относительную скорость \bar{v}_{eA} точки A определим по формуле

$$\bar{v}_{eA} = OA\omega_0 = r\omega_0.$$

Вектор скорости \bar{v}_{eA} направлен перпендикулярно OA .

Величину вектора скорости \bar{v}_{B_0e} определим из соотношения [15]:

$$\frac{\bar{v}_{Ae}}{\bar{v}_{B_0e}} = \frac{O_1A}{O_1B_0}.$$

Угол между переносной и относительной скоростями φ_z равен (рис. 1)

$$\varphi_z = 90 - \varphi - \varphi_1.$$

Используя теорему косинусов определим величину скорости перемещения точки B из положения B_0 в B_1 .

где T – время перемещения стержня O_1B до остановки в точке B_1 .

С другой стороны, имеем:

$$\frac{B_1B}{\varphi} = \frac{\pi d}{2\pi}.$$

Или

$$B_1B = L = \frac{\varphi d}{2} = \frac{d}{2} \int_0^T \omega_1 dt.$$

Подставив формулу полученное выражение в (1) и получим:

$$\bar{v}_B = \left(\frac{d}{2} \cdot \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - d \cos \varphi_z \left(\frac{d\varphi}{dt}\right) \left(\frac{r\omega_0 O_1 B_0}{b}\right) + \left(\frac{r\omega_0 O_1 B_0}{b}\right)^2. \quad (2)$$

Для исследования динамического состояния системы необходимо оценить из-

менение ускорений, a точек системы (рис. 3).

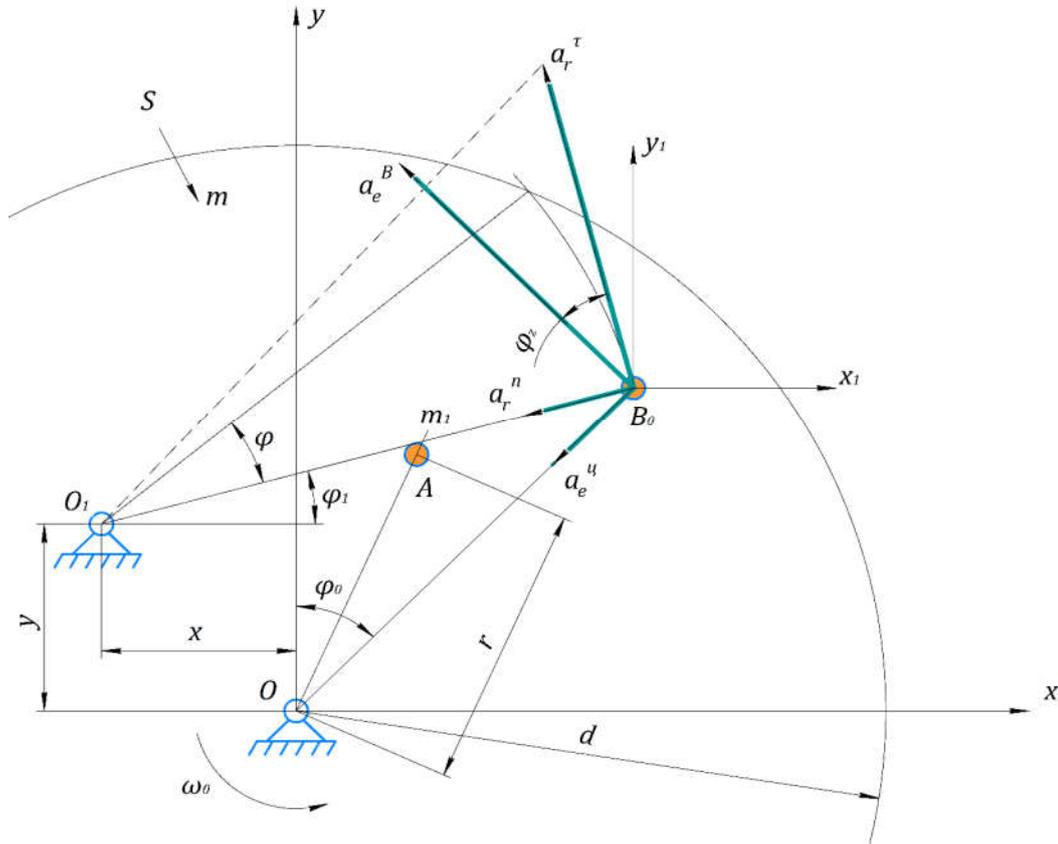


Рис. 3. Кинематическая схема распределения ускорений в останове центробежного действия
Fig. 3. Kinematic scheme of acceleration distribution in a centrifugal action stop

Абсолютное ускорение точки системы, участвующей в сложном движении равно геометрической сумме относительного \bar{a}_{Br} и переносного \bar{a}_{Be} ускорений:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{Br} + \bar{a}_{Be},$$

которое в развернутом виде представим, как:

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{Br}^\tau + \bar{a}_{Br}^n + \bar{a}_{Be}^B + \bar{a}_{Be}^u,$$

где \bar{a}_{Br}^τ и \bar{a}_{Br}^n – тангенциальное и нормальное относительные ускорения точки B ; \bar{a}_{Be}^B и \bar{a}_{Be}^u – вращательное и центростремительное переносные ускорения точки B .

Величину тангенциального относительного ускорения точки B определим по зависимости

$$\bar{a}_{Br}^\tau = \frac{dv_{Br}}{dt} = \frac{d}{2} \cdot \frac{d^2(\int_0^T \omega_1 dt)}{dt^2}.$$

Вектор тангенциального ускорения \bar{a}_{Br}^τ направлен перпендикулярно звену $O_1 B_0$.

Величину нормального относительного ускорения точки B определим по зависимости

$$\bar{a}_{Br}^n = \frac{d\left(\frac{dL}{dt}\right)}{dt} = \frac{d}{2} \cdot \frac{d^2(\int_0^T \omega_1 dt)}{dt^2}.$$

Вектор нормального ускорения \bar{a}_{Br}^n направлен вдоль звена $O_1 B_0$ от точки B_0 к точке O_1 .

Переносное вращательное ускорение точки B направлено перпендикулярно OB_0 и равно

$$\bar{a}_{Be}^B = \frac{d\varepsilon_0}{dt} = 2 \frac{d^2 \omega_0}{dt^2} O B_0,$$

где ε – угловое ускорение при торможении тела S . При этом угловое ускорение ε_0 и ω_0 должны иметь разные знаки, которые

показывают равнозамедленное движение тела S .

Переносное центростремительное ускорение направлено вдоль звена OB_0 и равно

$$\bar{a}_{Be}^u = OB_0 \frac{d\varphi}{dt} = OB_0 \int_0^T \omega_1 dt,$$

где угол φ изменяется от точки B_0 до B_1 .

Кинетический (динамический) анализ останова центробежного действия. Кинетический анализ системы позволяет определить при каком превышении угловой скорости ω_0 начинается отклонение стержня $O_1B_0 = O_1B_1 = l$ от своего первоначального положения, т.е. от упора в точке A и оценить время до остановки системы.

Точка B совершает движение от точки B_0 до точки B_1 по дуге окружности длиной L . В этом случае применим вариант применения теоремы об изменении кинетического момента K относительно оси вращения z , т.е. с учетом действия инерционных сил.

$$\frac{dK_z}{dt} = \sum M_z = M_1 + M_2,$$

$$M_2 = m_0 \omega_0 \left(\frac{O_1O}{2}\right)^2 + m_1 \omega_1 \frac{l^2}{3} = m_0 \omega_0 \frac{x^2 + y^2}{4} + m_1 \omega_1 \frac{l^2}{3},$$

Тогда величину главного текущего момента с учетом неизменности $M_1=M$ будем считать равной:

$$M_z = M + M_2 = M + m_0 \omega_0 \frac{x^2 + y^2}{4} + m_1 \omega_1 \frac{l^2}{3},$$

Величина превышения момента за время T в аварийной ситуации будет равна

$$M + m_0 \omega_0 \frac{x^2 + y^2}{4} + m_1 \omega_1 \frac{l^2}{3} = \int_0^T \frac{P}{\omega_0} dt = \frac{PT}{\omega_0}, \quad (3)$$

где T – время до остановки стержня, с; P – мощность на валу установки, Вт.

Проведенный кинетический анализ позволил установить, что время до останова системы зависит от геометрических параметров и траектории движения стержня относительно собственной оси враще-

Выводы

Анализ современных технических решений, проведенный на основе патентного поиска, позволил выявить недостатки существующих тормозных устройств, за-

где K_z – кинетический момента тела S относительно оси z ;

M_1 и M_2 – главные моменты внешних сил, приложенных к телу S и стержню O_1B .

На систему действуют силы тяжести от масс m_0 и m_1 , приложенные в центре масс систем и направленные, в данном случае, параллельно оси z .

Момент инерции тела S относительно оси вращения в точке O с учетом действия инерционных будет равен

$$M_1 = m_0 \omega_0 \left(\frac{d}{2}\right)^2 + m_0 \omega_0 \frac{d^2}{8} = M$$

Текущее значение кинетического момента стержня O_1B складывается из кинетического момента инерции $J\omega$ относительно осей O и O_1 и момента количества движения стержня относительно точки O_1 вокруг которой стержень вращается с угловой скоростью ω_1 и имеет скорость

$$v = m_0 \omega_0 \left(\frac{O_1O}{2}\right)^2.$$

Тогда момент инерции стержня O_1B относительно оси вращения с центров в точке O_1 и с учетом момента инерции стержня равен:

ния – точки O_1 . Длина стержня l также зависит от указанных выше параметров.

Зависимость (3) является основой для разработки методики проведения экспериментальных исследований предлагаемого ограничителя скорости центробежного действия.

ключаящиеся в сложности конструкции и невысокой надежности при эксплуатации.

Предложена конструкция нового устройства ограничителя скорости центробежного действия.

Базируясь на основных положениях теоретической механики и деталей машин установлены зависимости для оценки характеристик его параметров и работы, позволяющие оценить его эксплуатационные

характеристики в зависимости от условий работы механизма, на котором установлено предлагаемое устройство, а также обосновать условия проведения экспериментальных исследований для верификации полученных параметров работы устройства.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М. Машиностроение, 2001. 912 с. ISBN 5-217-02964-1. 956 с.
2. Патент 1463676, Россия, МПК В 66В 5/04 (2006.01). Ограничитель скорости : № 4211501 : заявл. 16.03.1987 : опубл. 07.03.1989 / Урицкий Ф.М., Коцюрба В.И., Майоров А.Н., Шредер Е.В.; заявитель Научно-производственное объединение по выпуску лифтов. – 3 с.
3. Патент US 20230241423, СШИ, МКИ А62В 1/10. Fall-protection apparatus comprising dual-actuable braking device : заявл. 27.12.2022 : опубл. 03.08.2023 / Григ Е. Шрэнк (Greg E. Schrank); заявитель 3М INNOVATIVE PROPERTIES COMPANY, St. Paul, MN (US).
4. Патент 2398144 Российская Федерация, МПК F16D 41/12. Храповый механизм свободного хода : № 2009104274/11 : заявл. 09.02.2009 : опубл. 27.08.2010 Бюл. № 24. / Заплаткин А.А., Леонтьева В.С., Насыбулин В.В., Печенов В.П.; заявитель Открытое акционерное общество «Завод им. В.А. Дегтярева». – 6 с.
5. Патент 653451 Россия, МПК F16D 63/00(2006.01). Храповой останов : № 2532429 : заявл. 10.10.1977 : опубл. 25.03.1979. / Буканов Б.В., Зверинский И.Г., Абдул Амит, Несходимов А.А.
6. Патент 100645 Российская Федерация, МПК G05D13/00. Центробежный регулятор скорости вращения механизма : № 2010134218/08 : заявл. 17.08.2017 : опубл. 20.10.2020. / Куплинова Т.А., Куплинова К.В., Муравьева О.А., Ахмач Р.В., заявитель Куплинова Т.А., Куплинова К.В., Муравьева О.А., Ахмач Р.В., Ахмач Г.А.
7. Патент DE 10 2019 117 527 B3 Germany, МПК F16D 41/08 (2006.01). Mechanical engineering; freewheel clutches or overrun clutches : № 10 2019 117 527.5 : заявл. 28.06.2019 : опубл. 20.08.2020. / Hartmann C., Zeiss T.; заявитель Schaeffler Technologies AG & Co. KG.

8. Патент 2016/0236018 A1 USA, МПК А 62В 35/00 (2006/01), Е 04G 21/32 (2006/01). Easy to assemble anti-dropping device : № 14/622.901 : заявл. 15.02.2015 : опубл. 18.08.2016. / Yang Twing Chen, Chia Cheng Huang; заявитель Aerohook Technology Co., Ltd. агент CN111473064В Китай, МПК F16D 41/064 (2006.01). Муфта свободного хода или обгонные муфты : № 202010300728.1 : заявл. 16.04.2020 : опубл. 31.07.2020. / Liu Yimin, Liu Zhihui, Lei Junpeng; заявитель Xi'an Jinmao Technology Co., агент № 1100211 Россия, МПК В66В 5/04(2006.01). Ограничитель скорости подъемно-транспортного средства : № 3585341 : заявл. 27.04.1983 : опубл. 30.06.1984 / Кравцов А.И., Сигалов Л.Н., Ромашкин Ф.С., Костин Ю.Ф., Новоскольцев Н.Ф., Фмбиндер Ф.К. Заволодько В.П. агент № 9488235 США, МПК А62В 35/00 (2006.01), F16D 49/00 (2006.01), А62В 1/10 (2006.01). Центробежная тормозная система : № 14/801,463 : заявл. 16.07.2015 : опубл. 08.11.2016 / Скотт К. Кейсболт; заявитель D V Industries, г. Ред Винг, Миннесота (США). агент № 988180 Россия, МПК В66В В60R 22/36(2006.01), В60R 22/40(2006.01), В60R 22/405(2006.01). Аварийно-запирающееся втягивающее устройство для ремня безопасности автомобиля : № 2776655 : заявл. 14.06.1979 : опубл. 01.07.1983 / Фрей Б., Шмид Й., Хенль В.-Д., Зайферт Х; заявитель РЕПА ФАЙН-ШТАНЦВЕРК ГМБХ (Фир). урин В.В., Тихонов В.В. Механика. Учебник для вузов. Томск : Томский политехнический университет, 2015. – 358 с. узенков П.Г. Детали машин. Учебник для вузов. Москва : «Высшая школа», 1975. 464 с. арг С.М. Краткий курс теоретической механики : учебник. Москва. Высшая школа, 1986. 416 с.

REFERENCES

1. Anuryev VI. Handbook of a mechanical engineering designer. 8th ed. Moscow: Mashinostroenie; 2001.

2. Uritsky FM, Kotsyurba VI, Mayorov AN, Schreder EV. Speed limiter. RF Patent No.1463676 МПК В 66В 5/04 (2006.01). 16 April 1989.
3. Schrank GE. Fall-protection apparatus comprising dual-actuable braking device. Patent US

- No.20230241423, СШИ, МКИ А62В 1/10. US 20230241423, СШИ, МКИ А62В 1/10. 08 April 2023.
4. Zaplatkin AA, Leontieva VS, Nasybulin VV, Pechenov VP. Freewheeling ratchet mechanism. RF Patent No.2398144 МПК F16D 41/12. 27 Aug 2010.
 5. Bukanov BV, Zverinsky IG, Abdul A, Neskhodimov AA. Ratchet stop. RF Patent МПК F16D 63/00(2006.01). 25 March 1979.
 6. Kuplinova TA, Kuplinova KV, Muravyeva OA, Akhmach RV, Akhmach GA. Centrifugal speed control of the mechanism. RF Patent No.100645 МПК G05D13/00. 20. Nov 2020.
 7. Hartmann S, Zeiss T. Mechanical engineering; freewheel clutches or overrunning clutches. Germany Patent DE 10 2019 117 527 B3, МПК F16D 41/08 (2006.01). 20 Aug 2020.
 8. Yang Twing Chen, Chia Cheng Huang. Easy to assemble anti-dropping device. Patent No.2016/0236018 A1 USA, МПК А 62В 35/00 (2006/01), E 04G 21/32 (2006/01). 18 Aug 2016.
 9. Liu Yimin, Liu Zihui, Lei Junpeng. Freewheeling clutch or overrunning clutches. Chinese Patent No.CN111473064B МПК F16D 41/064 (2006.01). 31 July 2020.
 10. Kravtsov AI, Sigalov LN, Romashkin FS, Kostin YuF, Novoskoltsev NF, Fmbinder FK, Zavolodko VP. Lifting vehicle speed limiter. RF Patent No.1100211, МПК B66B 5/04(2006.01). 30 July 1984.
 11. Scott KC. Centrifugal braking system. US Patent No.9488235, МПК А62В 35/00 (2006.01), F16D 49/00 (2006.01), А62В 1/10 (2006.01). 11 Aug 2016.
 12. Frey B, Schmid J, Henl V-D, Seifert X. Emergency locking retractor for the car seat belt. RF Patent No. 988180, МПК B66B B60R 22/36(2006.01), B60R 22/40(2006.01), B60R 22/405(2006.01).: No. 2776655. 07 Jan 1983.
 13. Gurin VV, Tikhonov V V. Mechanics: textbook for universities. Tomsk: Tomsk Polytechnic University; 2015.
 14. Guzenkov PG. Machine parts: textbook for universities. Moscow: Vysshaya Shkola; 1975.
 15. Targ SM. Short course in theoretical mechanics: textbook. Moscow Vysshaya Shkola; 1986.

Информация об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта, тел.+7(965) 377-93-89.

Григорьев Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой

Sladkova Lyubov Aleksandrovna – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Ground Transport and Technological Facilities, Russian University of Transport, phone: +7(965) 377-93-89.

Grigoriev Pavel Aleksandrovich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the

«Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта, тел.+7(915) 434-07-24.

Бирюков Антон Сергеевич – аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и ремонта подвижного состава», Российский университет транспорта, тел.+7(905) 409-37-27.

Department of Ground Transport and Technological Facilities, Russian University of Transport, phone: +7(915) 434-07-24.

Biryukov Anton Sergeevich – Postgraduate student of the Department of Technology of Transport Engineering and Repair of Rolling Stock, Russian University of Transport, phone: +7(905) 409-37-27.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 27.10.2025; одобрена после рецензирования 15.01.2026; принята к публикации 27.01.2026. Рецензент – Измеров М.А., доктор технических наук, доцент Брянского государственного технического университета.

The article was submitted to the editorial office on 27.10.2025; approved after review on 15.01.2026; accepted for publication on 27.01.2026. The reviewer is Izmerov M.A., Doctor of Technical Sciences, Associate Professor of Bryansk State Technical University.