

УДК 631.372

4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МЕТОДИКИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА КОЛЁСНОЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ С УЧЁТОМ ЕЁ НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА

Дыгало Владислав Геннадьевич
д.т.н., доцент

Жуков Илья Сергеевич
соискатель

*Мытищинский филиал МГТУ им. Н. Э. Баумана,
Московская обл., г. Мытищи, Россия*

В статье рассматривается методика проектного расчета тормозного механизма с автоматизированной тормозной системой, учитывающая ее нагрузочный режим. Большая часть кинетической энергии колесной с/х техники с АБС гасится за счет работы трения в тормозном механизме. Помимо функции АБС автоматизированная тормозная система участвует в управлении движением колесной с/х техники, используя в качестве исполнительного механизма штатные тормозные механизмы. Методика основана на уже существующих методиках проектного расчета с использованием современных наработок научных школ в части определения коэффициентов из теории качения колеса

Ключевые слова: АНТИБЛОКИРОВОЧНАЯ СИСТЕМА, ТОРМОЗНОЙ МЕХАНИЗМ, ТЕПЛОАГРУЖЕННОСТЬ, ФЕДИНГ, ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-214-044>

UDC 631.372

4.3.1. Technologies, machinery and equipment for the agro-industrial complex

THE MAIN PROVISIONS OF THE METHODOLOGY FOR THE DESIGN CALCULATION OF A BRAKE MECHANISM WITH AN AUTOMATED BRAKING SYSTEM, TAKING INTO ACCOUNT ITS LOAD MODE

Dygalo Vladislav Gennadievich
Dr.Sci.Tech., Assistant professor

Zhukov Ilya Sergeevich
a degree seeking applicant
Mytitschi Branch of Bauman Moscow State Technical University, Mytitschi, Moscow region, Russia

This article examines a theoretical methodology for design calculations of a brake mechanism with an automated braking system, taking into account its load conditions. Most of the kinetic energy of wheeled agricultural machinery equipped with ABS is dissipated by friction in the braking mechanism. In addition to its ABS function, the automated braking system also controls the movement of wheeled agricultural machinery, using the standard brake mechanisms as an actuator. The methodology is based on existing design calculation methods and utilizes modern scientific research in determining coefficients from wheel rolling theory

Keywords: ANTI-LOCK BRAKING SYSTEM, BRAKE MECHANISM, HEAT LOAD, FADING, AUTOMATED BRAKING SYSTEM, DESIGN CALCULATION OF A BRAKING MECHANISM

Стимулятором совершенствования тормозной системы являлось возрастание динамичности движения, производительности и удельной мощности на тонну колесной с/х машины, что сопровождается возрастанием теплонагруженности, тормозного момента, изменением нагрузочного режима. Это приводит к необходимости развития в области разработки материалов и в направленности конструктивных изменений.

<http://ej.kubagro.ru/2025/10/pdf/44.pdf>

Исследованы существующие методики проектного расчета основных параметров тормозного механизма – тормозного момента и площади пар трения, которые зачастую базируются на сильно упрощенных формулах из теории движения колесного транспортного средства. При определении тормозного момента через нормальную реакцию в качестве силового плеча используется либо геометрический радиус колеса r_k или динамический радиус r_d [1], а также используется максимальный коэффициент сцепления φ_{max} вместо максимального реализуемого $f_x^{max} = R_x^{max} / R_z$ (рис. 1).

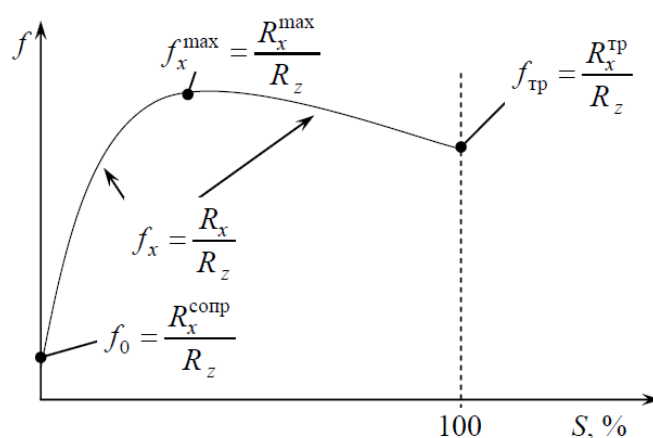


Рис. 1. Зависимость величины реализуемого сцепления f от коэффициента скольжения S колеса [5].

Некорректным является использование коэффициента сцепления равный коэффициенту торможения $z = j / g$, хотя на практике тормозной путь зависит от массы с/х техники. Возникает ситуация, в которой при расчете тормозного механизма, в части определения тормозного момента, из-за слишком упрощенных методик расчета получаем излишний запас, связанный с отличием теоретического сцепления колеса с грунтом от реализуемого в значении тормозных усилий, и большую при использовании «упрощенного» силового плеча, но не учитывается влияние работы автоматизированной тормозной системы.

Теоретическая методика состоит из двух направлений – нахождение тормозной силы (момента), на основе наработок различных научных школ

и далее расчет конструктивных параметров тормозного механизма (площади, размеры).

Отличием от существующих проектных методик является использование различных коэффициентов для учета работы автоматизированной тормозной системы, изменения свойств пар трения в различных условиях, учет процессов качения колеса в тормозном режиме, в отличие от упрощенных методик, где используется максимальный теоретический коэффициент трения колеса с дорогой, который сильно отличается от реализуемого.

При выполнении ориентировочных расчетов установлено, что величина энергии, гасящаяся в тормозном механизме колесной с/х техники при работе автоматизированной тормозной системы, на 20% превышает данное значение для аналогичного колесного средства, не оснащенного автоматизированной тормозной системы. Результаты расчетов и моделирования показали, что энергия, гасящаяся в тормозном механизме при работе автоматизированной тормозной системы, на 15 % превышает величину энергии, необходимую для достижения фединг-эффекта пар трения тормозного механизма. Для учета этих особенностей необходимо введение коэффициента, учитывающего работу автоматизированной тормозной системы.

Так же в экспериментальной части работы определялся показатель a стабильности коэффициента трения по формуле [7]:

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n M_i}{\sum_{i=1}^n M_{\max}} = \frac{\sum_{i=1}^n f_i}{\sum_{i=1}^n f_{\max}} \quad (1)$$

Где n – количество повторных испытаний.

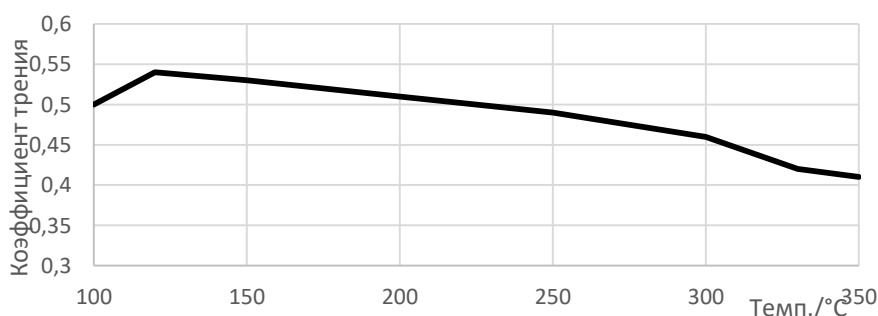


Рис. 2 График коэффициента трения от температуры (термочувствительность) для фрикционной смеси 3554F.

Для обеспечения «запаса» тормозного механизма при работе автоматизированной системы и в условиях длительных торможений, и исключения сложных расчетов с применением трехмерных моделей метода конечных элементов, при проектном расчете тормозного механизма, где на основании полученного расчетного тормозного момента подбираются геометрические размеры, материалы пар трения формулу определения тормозного момента предлагается дополнить показателем стабильности коэффициента трения и коэффициентом автоматизированной тормозной системы.

$$M_m = \frac{R_z \cdot \varphi_{эф\max} \cdot \xi_{abc} \cdot \xi_{amc} \cdot r_c}{a} \quad (2)$$

где: R_z – нормальная реакция дороги, перпендикулярная к дороге; r_c – силовое плечо колеса (силовой радиус); ξ_{amc} – коэффициент автоматизированной тормозной системы, например при 15 % превышении энергии при работе автоматизированной тормозной системы над величиной фединга коэффициент будет равен 1,15; a – показатель стабильности коэффициента трения. Так же этот показатель можно получить из каталогов производителей фрикционных материалов, например феродо; $\varphi_{эф\max}$ – находится с помощью одной из моделей в зависимости от исходных данных и необходимой точности относительно реальных значений (табл. 1).

Таблица 1 Относительное отклонение значения [6]

Метод	$\Delta\varphi_{\max}$	$\Delta S_{кр}$
Denny	< 1 %	5 %
Burckhardt	5 %	8 %
Racejka	< 1 %	18 %
Модель парабол	< 1 %	8 %

В качестве силового плеча исследователи предлагают использовать довольно простой в измерении радиус $r_{ко}$ качения в ведомом режиме [3]. Ошибки при выборе силового радиуса приводят к ошибкам при определении сил на колесе, вызванных приложенным моментом. Эти ошибки могут достигать 13% и более. В отличие от радиуса качения колеса $r_{ко}$ в ведомом режиме динамический радиус r_o не учитывает скоростные потери в шине, обусловленные угловым смещением обода вокруг оси вращения колеса относительно пятна контакта шины и даёт грубые ошибки при построении $\varphi(s)$ – диаграмм шины. Таким образом находим минимальное значение площади при максимальном коэффициенте трения диск - колодка

На основании экспериментальных данных получена функция коэффициента трения диск-колодка, которая приведена к общему виду:

$$f(T) = bT^3 + cT^2 + dT + e \quad (3)$$

где b, c, d, e – коэффициенты полинома

Для определения необходимой площади пары трения в зависимости от рабочей температуры пар трения (4) и минимальной площади (5) по не превышению порога фединга и с учетом работы автоматизированной ТС предлагаются:

$$A_B(T) = \frac{M_T}{(bT^3 + cT^2 + dT + e) \cdot pzR_{эф}} \quad (4)$$

$$\begin{cases} A_{B \min} = \frac{M_T}{f(T_{max}) \cdot pzR_{эф}} \\ T_{max} = \frac{-2c \pm \sqrt{(2c)^2 - 4 \cdot 3b \cdot d}}{2 \cdot 3b} \end{cases} \quad (5)$$

Второе направление – использование параметров колесного трактора-аналога при проектировании тормозного механизма. Для определения площади пары трения i -го колеса на j -й оси предлагаться использовать удельную площадь тормозного механизма тракторов-аналогов:

$$A_{ij} = k_j F_{уд.тм} \frac{\xi_{абс} \cdot \xi_{амс} \cdot m}{a} \quad (6)$$

Где $F_{уд.тм}$ – удельная площадь пар трения тормозного механизма на кг массы колесной с/х техники; k_j – коэффициент распределения тормозных усилий для j -ой оси; m – масса колесной с/х техники. Необходимая расчетная площадь пар трения тормозного механизма в среднем на 10 % больше, чем площадь для реальных колесной с/х транспортных средств (рис.3).

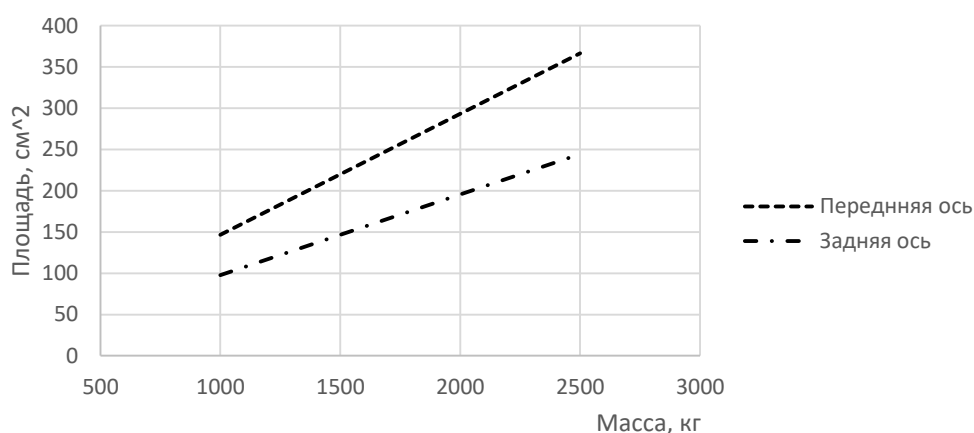


Рис. 3. Расчетная площадь тормозных дисков от массы колесной с/х техники.

Выводы. Разработана методика расчета ТМ, на основе теории транспортного средства, учитывающая нагрузочный режим автоматизированной тормозной системы. Расчет с помощью данной методики показал, что наблюдается недостаток площади пар трения тормозного механизма в среднем на 10 % для реальной колесной с/х техники с автоматизированной тормозной системы. В результате сравнения данных, полученных с помощью методики, и результатов экспериментальной работы, получена ошибка максимальной температуры пар трения не более 10 %.

Список литературы

1. Koshak Zh. i dr. Vlijanie svyazujushhih veshhestv na kachestvo granul kombikorma dlja raduzhnoj foreli // Kombikorma. 2023. № 9. S. 21-24. DOI 10.25741/2413-287X-2023-09-2-203.

3. Artemov R. V. i dr. Primenenie svyazujushhih veshhestv pri proizvodstve kombikormov dlja ob#ektov akvakul'tury // Rybovodstvo i rybolovstvo. – 2021. – № 11(190). S. 54-65. DOI 10.33920/sel09211105.

3. Artemov R. i dr. Svyazujushhie veshhestva pri proizvodstve startovyh kormov dlja ryb // Kombikorma. 2023. № 3. S. 21-24. DOI 10.25741/2413-287X-2023-03-2-196.1
Васильев Ю Э, Братищев И. С., Столетов И. О. Проведение экспериментальных работ по замеру динамического радиуса колеса при различных режимах вращения стенда // Вестник евразийской науки. 2014. №1 (20).

2 Научные методы повышения подвижности боевых колёсных машин путём совершенствования тормозных свойств : дис... дтн : 05. 05. 03 / Косицын Б. Б. ; МГТУ им. Н. Э. Баумана (Национальный исследовательский университет). - М., 2021. - 280 л. : ил. - Библиогр.: л. 264-280.

3 Федотов А.И., Яньков О.С., Камнев А.В. О силовом радиусе колеса с эластичной шиной // Труды НАМИ. – 2022. – № 1 (288). – С. 52–60. DOI: 10.51187/0135-3152-2022-1-52-60.

4 О торможении колесного транспортного средства, оборудованного автоматизированной системой регулирования тормозного усилия / Д. Н. Леонтьев [и др.] // Наука и техника. 2022. Т. 21, № 1. С. 63–72. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-63-72>

5 Туренко А. Н., Ломака С. И., Рыжих Л. А., Леонтьев Д. Н., Быкадоров А. В. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме// Автомобильный транспорт. 2010. №27.

6 Математические модели пневматической шины: монография/ Дик А. Б.; под общ. Ред. А.И. Федотова – Москва: Инфра Инженерия, 2025. – 232 с.: ил., табл.

7 Тормозные устройства: Справочник / Под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.

8 Тарасик В. П., Поляков А. А. Определение тепловых и механических нагрузок дисковых тормозных механизмов самосвалов БелАЗ // Вестник Белорусско-Российского университета. 2008. №1.

References

1 Vasil'ev Yu E`, Bratishhev I. S., Stoletov I. O. Provedenie e`ksperimental`ny`x rabot po zameru dinamicheskogo radiusa kolesa pri razlichny`x rezhimax vrashheniya stenda // Vestnik evrazijskoj nauki. 2014. №1 (20).

2 Nauchny`e metody` povыsheniya podvizhnosti boevy`x kolyosny`x mashin putyom sovershenstvovaniya tormozny`x svojstv : dis... dtn : 05. 05. 03 / Kosicyn B. B. ; MGTU im. N. E`. Baumana (Nacional`ny`j issledovatel`skij universitet). - M., 2021. - 280 l. : il. - Bibliogr.: l. 264-280.

3 Fedotov A.I., Yan`kov O.S., Kamnev A.V. O silovom radiuse kolesa s e`lastichnoj shinoj // Trudy` NAMI. – 2022. – № 1 (288). – S. 52–60. DOI: 10.51187/0135-3152-2022-1-52-60.

4 О торможении колесного транспортного средства, оборудованного автоматизированной системой регулирования тормозного усилия / Д. Н. Леонтьев [и др.] // Наука и техника. 2022. Т. 21, № 1. С. 63–72. <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2022-21-1-63-72>

5 Turenko A. N., Lomaka S. I., Ry`zhix L. A., Leont`ev D. N., By`kadorov A. V. Metody` rascheta realizuemogo koe`fficienta scepheniya pri kachenii koleasa v tormoznom rezhime// Avtomobil`ny`j transport. 2010. №27.

6 Matematicheskie modeli pnevmaticheskoy shiny`: monografiya/ Dik A. B.; pod obshh. Red. A.I. Fedotova – Moskva: Infra Inzheneriya, 2025. – 232 s.: il., tabl.

7 Tormozny`e ustrojstva: Spravochnik / Pod red. M.P. Aleksandrova. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 312 s.

8 Tarasik V. P., Polyakov A. A. Opredelenie teplovy`x i mexanicheskix nagruzok diskovy`x tormozny`x mexanizmov samosvalov BelAZ // Vestnik Belorussko-Rossijskogo universiteta. 2008. №1.