

УДК 629.3.021-59

К ВЫБОРУ МЕТОДИКИ ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАРАБАННЫХ ТОРМОЗОВ, ОБОРУДОВАННЫХ КОЛОДКАМИ, ИМЕЮЩИМИ ОДНУ СТЕПЕНЬ СВОБОДЫ

Холодный Ю.Ф., к.т.н., доц., Старков Н.В., доц.

Кременчугский государственный политехнический университет им. М.В. Остроградского

39614, г. Кременчуг, ул. Первомайская, 20

E-mail: avtotr@polytech.poltava.ua

У статті розглядається питання достовірності методик розрахунку барабанных гальмівних механізмів. Вивчалась залежність гальмівного моменту від коефіцієнту тертя. Коефіцієнт тертя змінювався в діапазоні від 0 до 1.

Ключові слова: гальмівний механізм, гальмівний момент, коефіцієнт тертя.

In the given article is shown the reliability of design procedures of drum-type brake mechanisms. Dependence of the brake moment on factor of friction was studied. The factor of friction changed in a range from 0 up to 1.

Key words: the brake mechanism, the brake moment, factor of friction.

Введение. На начальном этапе проектирования конструкций, независимо от их назначения, конструктор оказывается перед непростым выбором – выбором расчетной методики. Именно от степени ее достоверности будет зависеть объем последующих затрат на доводку спроектированной конструкции. Не является исключением и проектирование барабанных тормозных механизмов.

Анализ предыдущих исследований. Результаты расчетов тормозного механизма по методикам различных авторов [1] дают результаты, отличающиеся один от другого. Отклонение их от экспериментальных данных может составлять до 89,4%.

Отсюда возникает вопрос, какая же из методик наиболее достоверна и что необходимо сделать, чтобы повысить достоверность теоретических исследований в сравнении с экспериментальными.

В процессе работы фрикционного механизма величина коэффициента трения не является постоянной, а изменяется в зависимости от воздействия, как на тело, так и на контртело, большого числа внутренних и внешних факторов. К этим факторам относятся:

- характеристика материалов из которых изготовлены тело и контртело, выражающаяся через величины сил адгезии и когезии [2];
- микрорельеф контактирующих поверхностей;
- признак состояния контактирующих поверхностей в зависимости от смазки [3];
- температура в зоне трения [2];
- величина нагружения зоны трибологического контакта [2].

Адгезия и когезия вызываются одними и теми же силами, а различие заключается в их локализации [2]. Если силы действуют внутри тела, то они вызывают когезию, а если действуют на поверхности – адгезию. Всякое воздействие, приводящее к отрыванию элементов тела, встречает сопротивление когезионных сил, а отрывание или взаимное перемещение тел, соприкасающихся между собой, встречает

сопротивление адгезионных сил. Тогда при взаимном перемещении тел с идеально гладкими поверхностями существовало бы только сопротивление адгезионных сил. Взаимное перемещение реальных шероховатых поверхностей контакта встречает не только адгезионное сопротивление, но и сопротивление неровностей обеих поверхностей, возникающее в результате упругих и пластических деформаций, срезания неровностей, царапания и т.д.

Поэтому, исходя из сказанного, представляется очень важным проведение исследований существующих методик функционального расчета тормозных механизмов [1, 4-8, 10-20] с целью определения зависимости величины тормозного момента от коэффициента трения.

Данная зависимость изучалась, но объем исследований был ограничен интервалом изменения величины коэффициента трения от 0 до максимум 0,6 [4-8]. Это объясняется тем, что значения коэффициента трения материалов современных фрикционных пар тормозов, в подавляющем своем большинстве, варьируется от 0,37 до 0,56 [2, 4]. В то же время известно, что коэффициент трения асбеста, армированного металлами, может достигать 0,8 [21].

Отсюда следует, что рассмотрение зависимости величины тормозного момента от коэффициента трения в диапазоне изменения последнего от 0 до 0,8 не противоречит законам трибологии.

Однако в процессе последующих расчетных исследований методик в графиках была выявлена дополнительная ниспадающая ветвь, что не соответствовало логике происходящих в тормозном узле процессов. Поэтому было принято решение дальнейшие исследования проводить в расширенном диапазоне коэффициента трения, а именно, от 0 до 1.

Цель работы. Изучение существующих методик расчетов барабанных тормозных механизмов, оборудованных внутренними колодками, имеющими одну степень свободы с целью выявления наиболее достоверных из них.

Матеріали і результати досліджень. Робота умовно була розділена на декілька етапів, а іменно:

– стендові дослідження тормозного механізму з метою побудови експериментальної залежності величини тормозного моменту від тиску тормозної рідини в магістралі приводу розжимного пристрою, а також визначення коефіцієнтів тертя накладок колодок;

– проведення розрахункових досліджень експериментального тормозного механізму з використанням методик розрахунків різних авторів [1, 4-8, 10-20];

– порівняльний аналіз отриманих даних.

Відомо, що найбільш точні експериментальні дані можна отримати тільки з використанням тормозних механізмів, які мають максимально прості конструкції тормозних колодок і розжимного пристрою. Тому для експериментальних і теоретичних досліджень було прийнято рішення використовувати механізм, спеціально підготовлений на базі серійного тормозного механізму переднього ведучого моста автомобіля КрАЗ-260. В носочній частині колодок розжимні ролики були замінені на приварну опорну пластину. З цією метою також був замінен привод тормозних колодок в формі кулака, який має S-образний робочий профіль, на гидравлический розжимний пристрій (рис. 1). В якості приводного було використано пристрій, повністю ідентичне колесному циліндру заднього тормозного механізму автомобіля

ГАЗ-53, встановлене в додатковому корпусі, обладнаному пристроєм автоматичної регулювання зазору. Гидравлический розжимний пристрій забезпечив мінімізацію втрат в механізмі приводу колодок [5], а також практичну реалізацію визначення самих розжимних зусиль і плечей їх дії.

Розроблений тормозний механізм мав геометричні параметри, величини яких вказані в табл. 1.

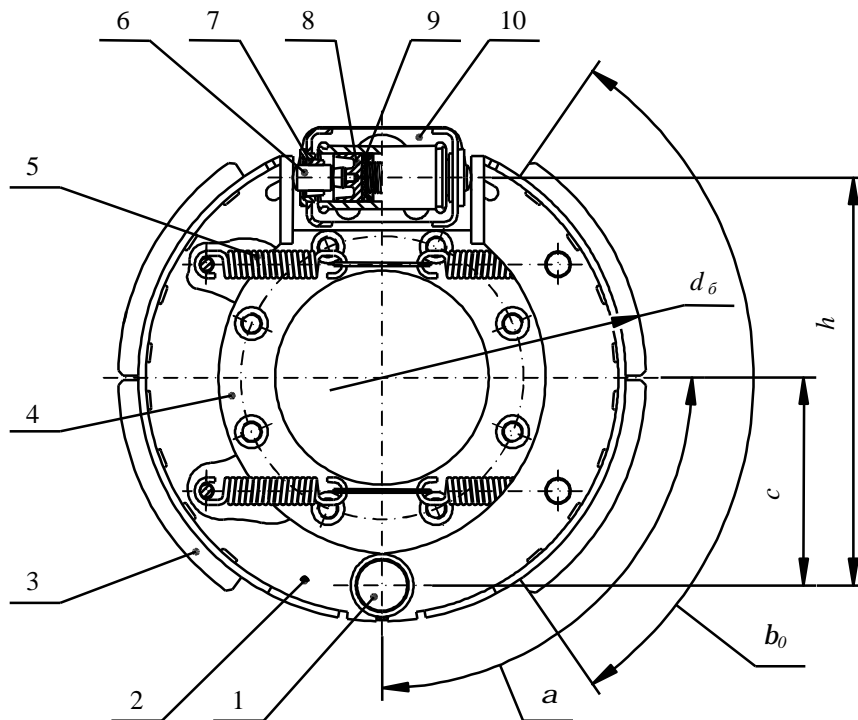
Дослідження проводились на тормозному стенді СН-6М Управління конструкторсько-експериментальних робіт КрАЗ, на якому і був встановлений розроблений тормозний механізм.

Таблиця 1 – Параметри механізму

Обозначение согласно рис. 1	Величина
d_0	0,21 м
c	0,165 м
h	0,32 м
β_0	110°
α	90°
$b^{1)}$	0,12 м
$d_n^{2)}$	0,038 м

1) ширина накладки тормозной колодки;

2) диаметр поршня разжимного устройства.



1 – опорна ось колодок; 2 – тормозная колодка; 3 – накладка колодки; 4 – суппорт; 5 – стяжная пружина; 6 – толкатель устройства автоматической регулировки зазора; 7 – разрезное коническое кольцо-стопор устройства автоматической регулировки зазора; 8 – поршень в сборе с упорным стержнем; 9 – манжета поршня с распорной чашкой; 10 – кронштейн устройства автоматической регулировки зазора с цилиндром колесным; 11 – звено стяжных пружин

Рисунок 1 – Экспериментальный тормозной механизм

В процессе исследований имитировалось торможение транспортного средства с начальной скорости в 40 км/ч, давление тормозной жидкости изменялось в диапазоне от 60 до 120 атм, температура фрикционных пар в начале каждого режима торможения не превышала $(110 \pm 10)^\circ\text{C}$ (в соответствии с методиками, положенными в основу всех ТУ, образцы материалов испытывают на величину коэффициента трения именно в указанном диапазоне температур).

Анализ полученных данных показал, что испытуемый тормозной механизм обладает достаточной стабильностью. Отклонения величины тормозного момента (в случае одинаковой начальной температуры цикла) составляли примерно 3,29 %, что подтвердило правильность осуществленного выбора в отношении конструкции тормозного устройства, а также в использовании относительно невысокого давления в приводе, обеспечившего минимизацию деформаций деталей узла.

При изготовлении тормозных колодок использовались обезличенные (с точки зрения шифра материала) фрикционные накладки. Поэтому по результатам замеров для проведения дальнейших расчетных исследований решено было применить следующие усредненные значения коэффициентов трения, указанные в табл. 2.

Таблица 2 – Принятые значения

Колодка	Коэффициент трения
самоприжимная	0,447
самоотжимная	0,455

При проведении расчетных исследований использовались данные, представленные соответственно в табл. 1 и 2. Учитывалось также противодействие разжимному устройству стяжных пружин.

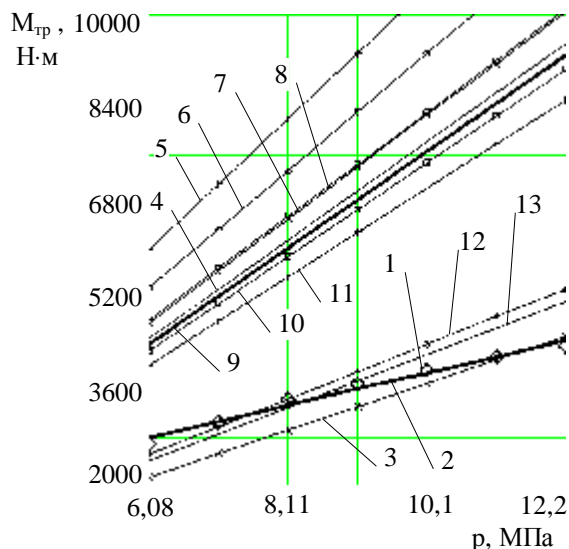
Результаты исследований представлены в графическом виде на рис. 2.

Результаты расчетов по методике, изложенной в работе [20], не рассматривались, т.к. они значительно превышали экспериментальные данные. Анализ остальных данных показал, что результаты всех исследований условно можно разделить на две группы. Первая группа – методики, расчет по которым дает результаты, превышающие экспериментальные данные в 2 раза. Вторая группа – результаты, полученные по методике Мамити Г.И. (графики 3, 12 и 13), которые наиболее близки к экспериментальным данным. Однако характер направленности лучей 3, 12 и 13 не дал оснований отдать им предпочтение, т.к. при пониженных или, наоборот, повышенных значениях давления в магистрале привода разжимного гидравлического устройства отклонение их значений от экспериментальных данных также будет неуклонно падать либо расти, что видно из самих графиков. Результаты, полученные по данной методике, нельзя считать корректными также по той причине, что автор пренебрег "... общими законами классической механики ... [22]" в подходе к рассмотрению направ-

ленности действия распределенной удельной нагрузки.

Отсюда было принято решение провести еще один численный эксперимент, а именно, по определению зависимости величины тормозного момента от величины коэффициента трения.

В результате проведенных исследований выяснилось, что характер кривых момента трения для самоотжимной колодки идентичен друг другу независимо от рассматриваемой методики (рис. 3, в).



1, 2 – данные эксперимента и кривая их аппроксимации; удельная нагрузка распределена по закону: 4, 6, 7, 12 – $\sin\alpha$; 8, 11, 13 – const ; 3, 5 – $\cos\alpha$; 10 – $\sin^2\alpha$; результат соответствует методикам: 3, 12, 13 – [10]; 4 – [4, 8, 11-16]; 5 – [8, 14]; 6 – [17]; 7 – [18]; 8 – [4, 5, 8, 14, 16, 17]; 9 – [1]; 10 – [8, 16]; 11 – [19]

Рисунок 2 – Результаты исследований

При этом характер кривой тормозного момента самоприжимной колодки всегда идентичен характеру кривой тормозного момента механизма.

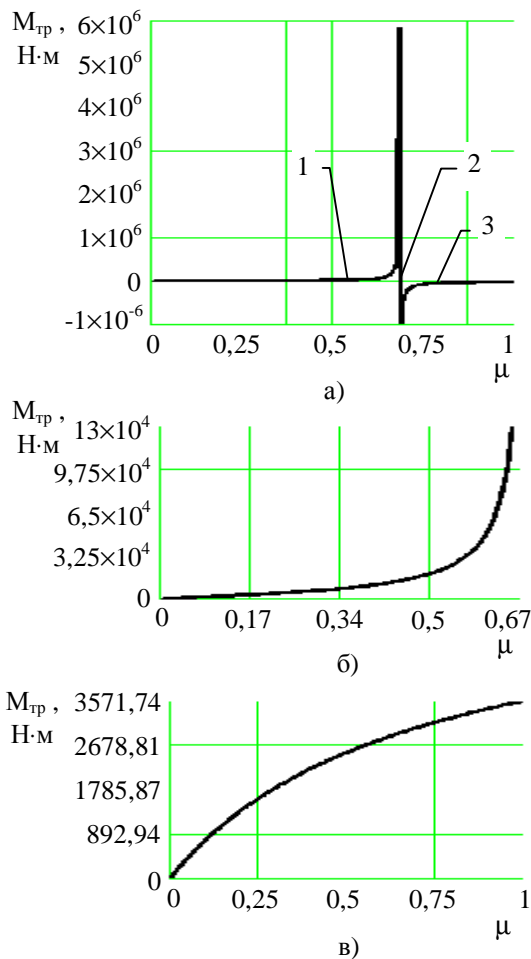
Расчеты по всем методикам, которые представлены на рис. 2, кроме одной, дали результаты аналогичные, представленным на рис. 3, а (данное изображение численно соответствует расчету тормозного механизма по методике, изложенной в источнике [4]).

Следует отметить, что независимо от принятых законов, описывающих распределенные удельные нагрузки, действующие на материал фрикционных накладок, отличие результатов вычислений один от другого состоит только в численных значениях экстремумов функций и их соответствии определенным значениям коэффициента трения. В целом же характер графиков сохраняется одинаковым.

Анализ представленного на рис. 3, а графика, показывает, что кривая изменения тормозного момента механизма, в соответствии с полученными данными (в диапазоне изменения величины коэффициента трения от 0 до 1), имеет три характерных участка:

- 1 – возрастания момента от нуля до максимума;
- 2 – падения момента от максимума до нуля и далее в зону отрицательных значений;
- 3 – возрастания момента из зоны отрицательных значений в направлении нуля.

Характер участка кривой 1 поддается логическому объяснению (рост коэффициента трения вызывает рост момента трения). Характер участка 2 не отвечает логике, т.к. изменение знака у величины тормозного момента, с положительного на отрицательный может, указывать только на процесс обратный торможению, а именно – разгон. К тому же момент трения при величине коэффициента трения равном 1 (участок 3) может быть только максимально большим.



а) – механизма в полном диапазоне коэффициента трения; б) – механизма в ограниченном диапазоне коэффициента трения; в) самоотжимной колодки в полном диапазоне коэффициента трения

Рисунок 3 – Зависимость тормозного момента от коэффициента трения

В основе всех методик расчета тормозного момента, барабанного тормозного механизма с внутренним размещением колодок, лежит, практически, одна и та же формула (см. формулу (2.3) [5]):

$$M_K = m \cdot b_H \cdot r_0^2 \cdot \int_{b_0} q(a) da, \quad (1)$$

где m - усредненное значение коэффициента трения;

b_H - ширина тормозной накладки;

r_0 - радиус тормозного барабана;

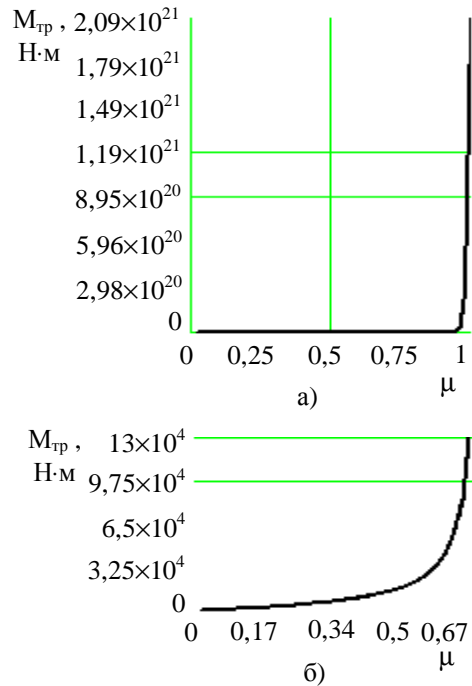
b_0 - угол охвата накладки;

$q(a)$ - закон распределения действующей на накладку удельной нагрузки;

a - текущее значение, в принятой системе координат, угла охвата накладки.

Если учесть, что величины параметров m , b_H , r_0^2 и b_0 постоянны и положительны, то отсюда следует, что решающее влияние на характер зависимости оказывает закон $q(a)$, описывающий распределение удельных нагрузок.

Отличаются от указанных результаты, полученные по методике [1] (см. рис. 4).



а – для [1] - полном диапазоне коэффициента трения по; б – для [1] - в ограниченном диапазоне коэффициента трения

Рисунок 4 – Зависимость тормозного момента механизма от коэффициента трения

Анализ результатов, полученных по методике [1] и представленных на рис. 4, а, б, показал, что тормозной момент, при приближении коэффициента трения к 1, достигает значительных величин. При этом характер изменения кривой не вызывает сомнений и полностью поддается логическому объяснению (рост коэффициента трения неизменно вызывает рост момента трения). Участок кривой, представленный на рис. 4, б, приведен с целью демонстрации ее характера в диапазоне изменения коэффициента трения – от 0 до 0,67.

Выводы. На основании сказанного были сделаны следующие выводы:

1. Рассмотренные методики, кроме [1], работоспособны только в ограниченном диапазоне величины коэффициента трения.

2. Ограниченность указанного диапазона вызвана несовершенством законов, описывающих действующие на накладку распределенные удельные нагрузки.

3. Из всех рассмотренных методик расчетов только [1] оказалась работоспособной во всем диапазоне коэффициента трения и может применяться в расчетах практически без ограничений.

4. С целью приближения расчетных значений к экспериментальным необходимо:

- отказаться от применения в расчетах усредненного значения коэффициента трения, который указывается в ТУ на материал накладок;

- вводить в расчетах значение коэффициента трения для каждой из рассчитываемых точек накладки, исходя из условий их нагружения, температуры и скорости скольжения.

5. Для обеспечения возможности применения в расчетах тормозных узлов переменной величины коэффициента трения необходимо привлечение соответствующих служб предприятий-производителей фрикционных накладок, а именно к созданию специальных информационных массивов (например, в виде многомерной матрицы, входящей в качестве приложения в стандартные ТУ).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ

1. Холодный Ю.Ф. Метод расчета автомобильных барабанных тормозных механизмов, основанный на законе распределения удельных нагрузок, определяемых характером перемещения тормозных колодок: Дис... канд. техн. наук: 05.22.02. - Кременчуг, 1998. - 127 с.

2. Справочник по триботехнике: В 3 т. / Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989. - Т.1: Теоретические основы. - С. 26-30, 80-82.

3. Крагельский И.В. Трение в машинах и механизмах // Энциклопедический справочник "Машиностроение". - М.: Машгиз, 1948. - Т. 2. - С. 119-143.

4. Александров М.П., Лысяков А.Г., Федосеев В.Н., Новожилов М.В. Тормозные устройства: Справочник. - М.: Машиностроение, 1985. - С. 70.

5. Туренко А.Н., Богомолов В.А., Клименко В.И. Функциональный расчет тормозной системы автомобиля с барабанными тормозами: Учебное пособие. - К.: УМК ВО, 1990. - С. 43-44, 101, 115, 119.

6. Машенко А.Ф. Статические и статистические характеристики тормозов // Автомобильная промышленность. - 1970. - № 7. - С. 17-21.

7. Фаробин Я.Е. Стабильность тормозов автомобилей // Автомобильная промышленность. - 1968. - № 1. - С. 14-16.

8. J. Bochman, F. Szymankiewicz, W.

Wlodarski Metodyka obliczen hamulcow bebnowych ze szczekami o jednym stopniu swobody. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wroclawskiej, 1984. № 41.

9. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.В. Чичинадзе, А.Л. Левин, М.М. Бородулин, Е.В. Зиновьев/ Под. ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 242.

10. Мамити Г.И. Расчет тормозов мобильных машин: Автореф. дисс... д-ра. техн. наук: 05.05.03. / БПИ - Мн., 1990. - 58 с.

11. Беленький Ю.Б. Расчет колодочных тормозных механизмов и их приводов. - Минск: Вышэйшая школа, 1963. - 183 с.

12. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей: Теория, конструкция, расчет и испытания. - Л. - М.: Машгиз, 1950. - С. 80-87.

13. Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Кизман А.М., Кобылянский В.Н. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей. - Львов: Вища школа, 1974. - 234 с.

14. Автомобили: Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть: Учеб. пособие / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко и др. / Под ред. А.И. Гришкевича. - Минск: Вышэйшая школа, 1987. - С. 48-51.

15. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.

16. Машенко А.Ф. Методика расчета колодочных тормозов // Автомобильная промышленность. - 1968. - № 2. - С. 13-15.

17. Гольд Б.В. Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машгиз, 1962. - 463 с.

18. Чудаков Е.А. Избранные труды // Академия наук СССР. - М.: 1961. - Т.1: Теория автомобиля. - 462 с.

19. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.

20. Справочник по триботехнике: В 3 т. / Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1992. - Т.3: Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний. - С. 396-397.

21. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник / А.В. Чичинадзе, А.Л. Левин, М.М. Бородулин, Е.В. Зиновьев/ Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1988. - С. 169.

22. Автушко В.П., Имашева Н.П., Метлюк Н.Ф. К определению сил, действующих в системе тормозной барабан-накладка-колодка // Автотракторостроение: Республиканский межведомственный сборник. - Минск: Вышэйшая школа, 1984. - С. 3-6.

Статья поступила 20.04.07

Рекомендовано к печати д.т.н., проф.

Солтусом А.П.