

МАШИНОСТРОЕНИЕ

DOI: 10.53078/20778481_2022_3_5

УДК 629.113

Н. Н. Горбатенко

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА С ПЛАВАЮЩИМИ КОЛОДКАМИ

N. N. Gorbatenko

ANALYTICAL MODEL OF A FLOATING SHOE DRUM BRAKE

Аннотация

Предложена математическая модель барабанного тормозного механизма с плавающими опорами колодок в виде аналитических выражений, описывающих зависимость выходных параметров тормоза от его конструктивных параметров. Аналитические выражения модели получены из уравнений статического равновесия колодок тормоза при условии, что удельное давление вдоль линии контакта накладки с барабаном распределяется по синусоидальному закону. Модель предназначена для использования на начальном этапе проектирования барабанных тормозов с целью определения конструктивных параметров, гарантирующих работоспособность механизма и необходимый тормозной момент.

Ключевые слова:

автомобиль, барабанный тормозной механизм, плавающие колодки, аналитическая модель барабанного тормоза, профиль распределения давления по длине накладки, тормозной момент, коэффициент эффективности колодки, коэффициент запаса работоспособности тормоза.

Для цитирования:

Горбатенко, Н. Н. Аналитическая модель барабанного тормоза с плавающими колодками / Н. Н. Горбатенко // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2022. – № 3 (76). – С. 5–16.

Abstract

A mathematical model of a drum brake mechanism with floating shoe anchors is proposed in the form of analytical expressions that describe the relationship between output parameters of the brake and its design parameters. The analytical expressions of the model were obtained from the equations of static equilibrium of brake shoes, provided that the specific pressure along the contact line of the lining with the drum is distributed according to a sinusoidal law. The model is intended for use at the initial stage of designing drum brakes in order to determine the design parameters that guarantee mechanism operability and the required braking torque.

Keywords:

vehicle, drum brake mechanism, floating shoes, drum brake analytical model, profile of pressure distribution along lining length, braking torque, brake shoe factor, brake operability factor.

For citation:

Gorbatenko, N. N. Analytical model of a floating shoe drum brake / N. N. Gorbatenko // The Belarusian-Russian university herald. – 2022. – № 3 (76). – P. 5–16.

Введение

Барабанные тормозные механизмы с плавающими опорами колодок уже

много лет применяются в легковых и грузовых автомобилях благодаря их высокому ресурсу, низкой стоимости, эффекту самоусиления. Колодки этого

типа опираются закругленным концом на наклонную или вертикальную неподвижную плоскость и скользят по ней либо взаимодействуют друг с другом через промежуточное звено. Это позволяет колодкам самоустанавливаться по внутренней поверхности барабана, обеспечивая лучшее сцепление с барабаном и более равномерный износ фрикционного материала накладок.

При проектировании тормозов важно определить значения конструктивных параметров, гарантирующих работоспособность механизма и необходимый тормозной момент. В инженерной практике для решения этой задачи используют аналитические математические модели, представляющие собой совокупность явных выражений выходных параметров тормоза как функций входных параметров и приводных сил тормозных колодок. Аналитические модели по сравнению с моделями конечно-элементного анализа тормозных механизмов требуют меньше вычислительных ресурсов и позволяют в короткие сроки выбрать рациональную схему и параметры тормоза, обеспечивающие требуемую эффективность торможения автомобиля.

Существует ряд классических моделей и методов расчета барабанных тормозов с плавающими опорами колодок, основанных на допущении, что профиль распределения давления вдоль линии контакта фрикционной накладки с барабаном описывается синусоидальной функцией. Классические модели адекватны для основных целей проектирования тормозов. Они достаточно точно предсказывают выходной тормозной момент, но недостаточны для прогнозирования эффективности тормозов с учетом износа фрикционных накладок [1].

В [2, 3] описаны графические методы нахождения момента трения тормоза. Эти методы просты и наглядны, но в случае необходимости многократного повторения расчетов тормозного

момента при различных значениях входных параметров требуются значительные затраты времени.

В [4] для определения тормозного момента использована модель, полученная из условия равновесия сосредоточенных сил, действующих на тормозную колодку. Нормальные и касательные силы взаимодействия накладки с барабаном приводились к равнодействующей силе, приложенной в точке, лежащей вне поверхности трения барабана. Недостатком модели является необходимость выполнения графических построений для нахождения угловой координаты точки приложения равнодействующей силы.

В [5] представлена модель тормозного механизма, полученная из уравнений равновесия колодки, находящейся под действием распределенных сил. Модель позволяет исследовать влияние параметров тормоза на развиваемый тормозной момент и распределение давления вдоль накладки. Эффективность модели иллюстрируется примерами анализа тормозов с различными типами опор и разжимных устройств. Однако использование метода проб и ошибок для решения системы уравнений модели затрудняет выполнение расчетов.

В [6] обсуждаются результаты применения компанией «ArvinMeritor» – ведущим производителем компонентов тормозных систем – двух программ моделирования коэффициентов эффективности тормозных колодок. Одна из программ основана на графическом методе [2], другая – на аналитической модели [5]. Обе программы давали одинаковые кривые коэффициентов эффективности колодок. Также в [6] сравниваются результаты расчета по модели [5] с результатами расчета тормозного механизма методом конечных элементов. Показано, что аналитическая модель предсказывает более высокие значения коэффициента эффективности колодок по сравнению с методом конеч-

ных элементов, особенно при больших значениях коэффициента трения накладки. Утверждается, что это расхождение не является серьезной проблемой, поскольку на этапе предварительного проектирования тормоза решения принимаются на основе знаний о тенденциях изменения характеристик, а не их абсолютных значений.

В [7] получены выражения для определения коэффициентов эффективности ведущей и ведомой колодок с учетом сил трения в опорах и разжимном устройстве. Выполнен анализ влияния конструктивных параметров на величину тормозного момента для случая параллельного расположения рабочих поверхностей опор колодок. В [8] предложены формулы для вычисления коэффициентов эффективности колодок с различными типами опор и разжимных устройств. Модели тормозов в [7, 8] не позволяют определить реакции в опорах колодок и значения максимальных давлений, действующих на поверхностях трения фрикционных накладок.

Таким образом, анализ известных моделей тормозов показал, что каждая из них имеет свои недостатки и границы применения. В связи с этим можно сделать вывод об актуальности исследований, направленных на уточнение и расширение возможностей классических моделей барабанных тормозов.

Целью статьи является разработка математической модели барабанного тормоза с плавающими опорами колодок, позволяющей на этапе проектирования проводить анализ влияния конструктивных параметров на тормозной момент механизма, коэффициенты эффективности колодок, реакции опор колодок и максимальные давления на накладках при различных типах разжимных устройств и вариантах конструктивного исполнения плавающих опор колодок с учетом сил трения в зонах контакта колодок с опорами и разжимным устройством.

Расчетная схема колодки с плавающей опорой

Тормозная колодка с плавающей опорой (рис. 1) имеет две степени свободы. Она может вращаться вокруг точки O и скользить вниз вдоль наклонной плоскости опоры. Приводная сила колодки F , создаваемая разжимным устройством тормоза, вызывает силу реакции опоры R , давление p на фрикционной накладке и тормозной момент на барабане.

При разработке модели принимались следующие допущения:

- тормозной барабан и колодка являются абсолютно жесткими, а фрикционная накладка – упругой;
- между барабаном и накладкой существует непрерывный контакт и отсутствует проскальзывание;
- коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан» постоянен;
- давление на элементарную площадку по ширине накладки одинаково;
- профиль распределения радиального давления по длине накладки описывается уравнением [5, 9, 10]

$$p(\alpha) = p_{\max} \sin(\alpha \pm \varphi), \quad (1)$$

где p_{\max} – максимальное давление, действующее на накладку; α – угловая координата точки соприкосновения накладки с барабаном; φ – угловая координата максимального давления на накладку: угол между линией, перпендикулярной к отрезку OC , и линией, проходящей через точку максимального давления на накладку.

В уравнении (1) и в формулах, приводимых далее, в операциях « \pm » и « \mp » верхние знаки относятся к ведущей колодке, а нижние знаки – к ведомой. В барабанном тормозе колодку называют ведущей, если она поворачивается вокруг опоры в сторону

вращения барабана, и ведомой, если колодка поворачивается вокруг опоры в

сторону, противоположную вращению барабана.

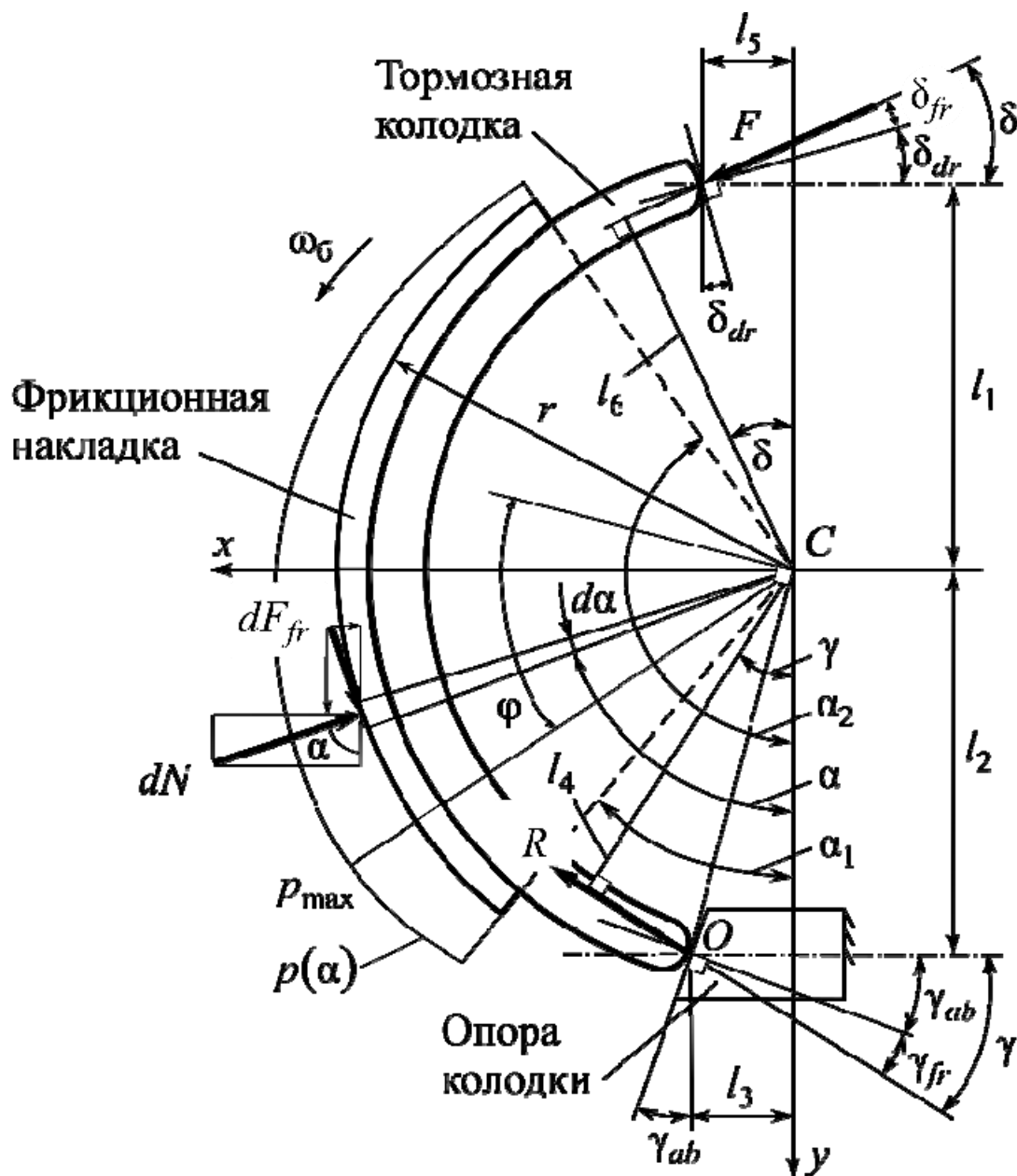


Рис. 1. Расчетная схема ведущей колодки с плавающей опорой

С целью упрощения построения модели тормоза уравнение (1) представлялось в виде

$$p(\alpha) = p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha; \quad (2)$$

$$p_s = p_{\max} \cos \varphi; \quad p_c = p_{\max} \sin \varphi, \quad (3)$$

где p_s, p_c – параметры уравнения распределения давления, подлежащие определению.

Для определения взаимного положения основных компонентов тормозного механизма введена декартова система координат с осями x и y и центром C , совпадающим с осью

вращения барабана.

В схеме на рис. 1 приняты следующие обозначения: dN , dF_{fr} – нормальная сила и сила трения, действующая со стороны барабана на бесконечно малую площадку накладки, расположенную под углом α к оси y ; r – радиус поверхности трения барабана и накладки; l_1 , l_5 – координаты точки контакта разжимного устройства с колодкой; l_2 , l_3 – координаты точки контакта колодки с опорой; l_4 , l_6 – плечо действия реакции опоры R и приводной силы F относительно оси вращения барабана; α_1 , α_2 – начальный и конечный угол охвата накладки; γ_{ab} – угол наклона рабочей плоскости опоры колодки; γ_{fr} – угол трения в точке контакта колодки с опорой; δ_{dr} – угол действия приводной силы разжимного устройства на колодку; δ_{fr} – угол трения в точке контакта колодки с разжимным устройством.

В расчетной схеме влияние сил трения колодки на выходные параметры тормоза учтено путем корректировки значений углов δ_{dr} и γ_{ab} [5, 7]. Значения углов δ и γ между векторами F и R и горизонтальной осью с учетом

силы трения определялись по формулам:

$$\delta = \delta_{dr} + \delta_{fr} = \delta_{dr} + \arctg \mu_{dr};$$

$$\gamma = \gamma_{ab} + \gamma_{fr} = \gamma_{ab} + \arctg \mu_{ab},$$

где μ_{dr} , μ_{ab} – коэффициенты трения колодки с разжимным устройством и опорой.

Из геометрических соотношений (см. рис. 1) следует, что

$$l_4 = (l_2 + l_3 \operatorname{tg} \gamma) \cos \gamma;$$

$$l_6 = (l_1 + l_5 \operatorname{tg} \delta) \cos \delta.$$

Уравнения равновесия колодки

Для равновесия колодки необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из координатных осей x и y и сумма их алгебраических моментов относительно оси вращения барабана (точки C) были равны нулю. Указанная система уравнений применительно к обозначениям рис. 1 имеет вид:

$$\begin{cases} \sum F_x = F \cos \delta + R \cos \gamma - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \sin \alpha \mp \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \cos \alpha = 0; \\ \sum F_y = F \sin \delta - R \sin \gamma - \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \cos \alpha \pm \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \sin \alpha = 0; \\ \sum M_C = F l_6 \pm r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} - R l_4 = 0. \end{cases} \quad (4)$$

Элементарные силы, действующие на бесконечно малую площадку накладки, определялись по формулам:

$$dN = pwr d\alpha = wr(p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha) d\alpha;$$

$$dF_{fr} = \mu dN = \mu wr(p_s \sin \alpha \pm p_c \cos \alpha) d\alpha,$$

где w – ширина фрикционной накладки; μ – коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан».

Определенные интегралы в (4) представлялись следующим образом:

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \sin \alpha = wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc});$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dN \cos \alpha = wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}); \quad (5)$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \cos \alpha = \mu wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc});$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} \sin \alpha = \mu wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}); \quad (6)$$

$$\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} = \mu wr(p_s I_s \pm p_c I_c), \quad (7)$$

где I_{ss} , I_{sc} , I_{cc} , I_s , I_c – значения табличных интегралов от тригонометрических функций,

$$I_{ss} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin^2 \alpha d\alpha = \frac{2(\alpha_2 - \alpha_1) - \sin(2\alpha_2) + \sin(2\alpha_1)}{4};$$

$$I_{sc} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha \cos \alpha d\alpha = \frac{\cos(2\alpha_1) - \cos(2\alpha_2)}{4};$$

$$I_{cc} = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos^2 \alpha d\alpha = \frac{2(\alpha_2 - \alpha_1) + \sin(2\alpha_2) - \sin(2\alpha_1)}{4};$$

$$I_s = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \sin \alpha d\alpha = \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2; \quad I_c = \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \cos \alpha d\alpha = \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1.$$

После подстановки соотношений (5)–(7) в (4), получаем систему ли-

нейных уравнений с тремя неизвестными R , p_s и p_c :

$$\begin{cases} \sum F_x = F \cos \delta + R \cos \gamma - wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}) \mp \mu wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}) = 0; \\ \sum F_y = F \sin \delta - R \sin \gamma - wr(p_s I_{sc} \pm p_c I_{cc}) \pm \mu wr(p_s I_{ss} \pm p_c I_{sc}) = 0; \\ \sum M_C = F l_6 \pm \mu wr^2(p_s I_s \pm p_c I_c) - R l_4 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

Эта система уравнений решалась с помощью программы символьных вычислений MuPAD в среде программирования MATLAB. В результате были получены в явном виде формулы

для вычисления реакции опоры R и параметров p_s и p_c уравнения профиля давления (2):

$$R = F \frac{I_3 l_6 / r \mp (I_2 \cos \delta - I_1 \sin \delta) \mu + (I_1 \cos \delta + I_2 \sin \delta + I_3 l_6 / r) \mu^2}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}; \quad (9)$$

$$p_s = F \frac{(E \mp D \mu) I_{cc} \mp (E \mu \pm D) I_{sc} \pm \mu I_c \sin(\delta + \gamma)}{wr(B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2)}; \quad (10)$$

$$p_c = F \frac{(E \mu \pm D) I_{ss} \mp (E \mp D \mu) I_{sc} - \mu I_s \sin(\delta + \gamma)}{wr(B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2)}, \quad (11)$$

где $I_1 = I_c I_{ss} - I_{sc} I_s$; $I_2 = I_c I_{sc} - I_{cc} I_s$;
 $I_3 = I_{cc} I_{ss} - I_{sc}^2$; $B_0 = I_3 l_4 / r$; $B_1 = I_2 \cos \gamma +$
 $+ I_1 \sin \gamma$; $B_2 = I_2 \sin \gamma - I_1 \cos \gamma + B_0$;
 $E = (l_4 / r) \cos \delta + (l_6 / r) \cos \gamma$;
 $D = (l_4 / r) \sin \delta - (l_6 / r) \sin \gamma$.

Математическая модель барабанного тормоза

Далее на основе результатов решения уравнений равновесия колодки приводятся аналитические выражения математической модели барабанного тормоза.

Тормозной момент (момент трения) на барабане, создаваемый ведущей M_1 и ведомой M_2 колодками, представляет собой сумму элементарных сил трения, действующих на плече радиуса барабана:

$$M_{1,2} = r \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} dF_{fr} = \mu wr^2 (p_s I_s \pm p_c I_c). \quad (12)$$

После подстановки выражений (10) и (11) в (12) и выполнения преобразований получим формулу для вычисления момента трения одной колодки:

$$M_{1,2} = F_{1,2} \frac{r(A_1 \mu \pm A_2 \mu^2)}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}, \quad (13)$$

где $A_1 = I_1 D - I_2 E$; $A_2 = I_2 D + I_1 E$.

Коэффициент эффективности тормозной колодки $C_{1,2}$ определялся как отношение эквивалентной силы трения, создаваемой колодкой на барабане, к приводной силе колодки:

$$C_{1,2} = F_{eq1,2} / F_{1,2}. \quad (14)$$

Эквивалентная сила трения $F_{eq1,2}$ – это такая условная сила трения, которая, будучи приложенной в точке пересечения оси x с наружной поверхностью накладки на плече радиуса барабана, создает такой же тормозной момент, что и вычисленный по формуле (13), т. е. $M_{1,2} = r F_{eq1,2}$. Из этого определения и соотношений (13) и (14) находим формулу для вычисления коэффициента эффективности колодки:

$$C_{1,2} = \frac{A_1 \mu \pm A_2 \mu^2}{B_0 \pm B_1 \mu + B_2 \mu^2}. \quad (15)$$

Следовательно, тормозной момент, развиваемый одной колодкой,

$$M_{1,2} = r F_{1,2} C_{1,2}. \quad (16)$$

Момент трения, развиваемый барабанным тормозом,

$$M = r(F_1 C_1 + F_2 C_2). \quad (17)$$

Коэффициент $C_{1,2}$ является число-

вой оценкой эффективности преобразования колодки приводной силы в силу трения. Он показывает, какую силу трения на барабане способна создать колодка при единичном значении приводного усилия.

Анализ формулы (13) показывает, что тормозной момент ведущей колодки увеличивается с уменьшением значения знаменателя и стремится к бесконечности, когда выражение $B_2\mu^2 + B_1\mu + B_0$ принимает нулевое значение. При соблюдении этого условия и соприкосновении колодки с барабаном тормозной момент неконтролируемо возрастает (даже при постоянном значении приводной силы) до тех пор, пока барабан не заблокируется. После снятия усилия с педали тормоза колодка не выходит из зацепления с барабаном. Этот эффект называется самоблокированием тормоза. Эффект самоблокирования не позволяет плавно регулировать тормозной момент путем изменения давления в приводе. Обозначим через μ_∞ коэффициент трения накладки, при котором наблюдается эффект самоблокирования тормоза. Его значение можно вычислить по формуле

$$\mu_\infty = \frac{-B_1 - \sqrt{B_1^2 - 4B_2B_0}}{2B_2}.$$

Величина этого коэффициента зависит только от конструктивных параметров тормоза.

Введем в рассмотрение понятие коэффициента запаса работоспособности k_s барабанного тормозного механизма, определяемого как отношение μ_∞/μ . Очевидно, что при значении $k_s = 1$ тормоз теряет работоспособность, поскольку он самоблокируется.

Получим формулы для вычисления параметров уравнения распределения давления по длине накладки. Из соотношений (3) следует, что угловая координата максимального давления

$$\varphi = \arctg(p_c/p_s). \quad (18)$$

Тогда значение максимального давления на накладке можно определить, используя одну из следующих формул:

$$p_{\max} = p_s/\cos\varphi; \quad p_{\max} = p_c/\sin\varphi. \quad (19)$$

Таким образом, в состав предлагаемой модели барабанного тормоза входят выражения для вычисления коэффициентов эффективности тормозных колодок (15), тормозного момента колодок (16), момента трения барабанного тормоза (17), максимального давления на накладках (19), реакций опор колодок (9) и уравнение распределения давления по длине накладки (2).

Выбор конструктивных параметров тормоза с помощью описанной модели должен осуществляться с учетом необходимости выполнения следующих условий:

– величина давления вдоль линии контакта накладки с барабаном должна быть положительной:

$$p(\alpha) > 0; \quad \forall \alpha \in [\alpha_1, \alpha_2]; \quad (20)$$

– значение угловой координаты максимального давления, вычисленное по формуле (18) для ведущей колодки, должно удовлетворять неравенству

$$0 \leq \varphi \leq \pi/2 + \arctg(l_3/l_2) - \alpha_1, \quad (21)$$

а для ведомой –

$$0 \leq \varphi \leq \alpha_2 - \pi/2 - \arctg(l_3/l_2). \quad (22)$$

Эти неравенства получены из геометрических соотношений рис. 1. Их физический смысл состоит в том, что точка максимального давления p_{\max} не может находиться ниже нижней границы накладки ведущей колодки, определяемой углом α_1 , и выше верхней

границы накладке ведомой колодки, определяемой углом α_2 ;

– коэффициент запаса работоспособности тормоза должен быть больше 1,5, чтобы гарантированно избежать эффекта самоблокирования тормоза.

Если конструктивные параметры тормоза не удовлетворяют перечисленным условиям, то считается, что механизм не может функционировать должным образом и данный набор параметров отвергается.

Результаты исследования и их обсуждение

На основе предложенной модели в среде MATLAB разработана программа

расчета тормозного механизма с плавающими опорами колодок. Исследовано влияние угла наклона рабочей плоскости опоры на выходные параметры барабанного тормоза с равными приводными силами колодок $F_1 = F_2$, создаваемыми двухпоршневым гидроцилиндром (рис. 2). Значения конструктивных параметров тормозного механизма приведены в табл. 1.

Угол наклона опоры колодки γ_{ab} варьировался в пределах от 0° до 20° . На основе результатов расчетов построены графики изменения выходных параметров тормоза (рис. 3).

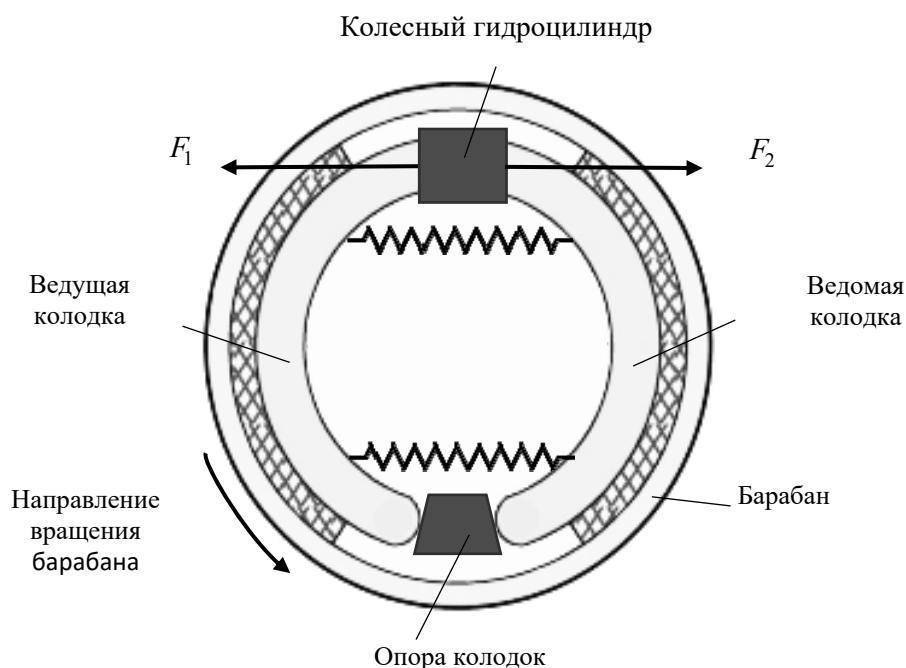


Рис. 2. Схема барабанного тормозного механизма с плавающими колодками

Анализ графиков (см. рис. 3, а–в) позволяет сделать вывод, что угол наклона опоры колодки не влияет на величину тормозного момента M , коэффициента эффективности колодок $C_{1,2}$ и реакций опор $R_{1,2}$ в исследуемом

диапазоне варьирования. Основной вклад в создание тормозного момента вносит ведущая колодка. Она генерирует на барабане тормозной момент примерно в 4 раза больше момента трения, создаваемого ведомой колодкой.

На рис. 3, *г* показано, как изменяются коэффициенты эффективности тормозных колодок в зависимости от коэффициента трения μ между накладкой и барабаном, а также от угла наклона опоры колодки γ_{ab} . Видно, что с увеличением μ коэффициент эффективности ведомой колодки C_2 постепенно приближается к постоянному значению, в то время как коэффициент ведущей колодки C_1 постоянно увеличивается, и при $\mu = \mu_\infty$ он стремится к бесконечности, и тормоз блокируется.

Угол наклона опоры колодки γ_{ab} не влияет на коэффициент эффективности ведущей колодки C_1 в рабочем диапазоне изменения μ от 0 до 0,45. С увеличением γ_{ab} коэффициент μ_∞ уменьшается, тем самым снижается запас работоспособности тормоза. Так, из полученных графиков следует, что при $\gamma_{ab} = 0^\circ$ имеем $\mu_\infty = 0,96$ и при $\mu = 0,4$ коэффициент запаса работоспособности тормоза $k_s = 2,40$, а при $\gamma_{ab} = 20^\circ$ – $\mu_\infty = 0,73$ и $k_s = 1,82$.

Табл. 1. Параметры барабанного тормозного механизма

Наименование параметра	Обозначение	Значение	
		Ведущая колодка	Ведомая колодка
Радиус барабана	r	0,1475 м	
Координата точки приложения приводной силы F вдоль оси x	l_5	0,0300 м	
Координата точки приложения приводной силы F вдоль оси y	l_1	0,1156 м	
Координата точки приложения реакции опоры R вдоль оси x	l_3	0,0277 м	
Координата точки приложения реакции опоры R вдоль оси y	l_2	0,0983 м	
Начальный угол охвата накладки	α_1	30°	45°
Конечный угол охвата накладки	α_2	140°	155°
Угол охвата накладки	$\alpha_2 - \alpha_1$	110°	
Ширина накладки	w	0,050 м	
Угол наклона рабочей плоскости опоры колодки	γ_{ab}	0°...20°	
Угол действия приводной силы на колодку	δ_{dr}	0°	
Коэффициент трения фрикционной пары «накладка – барабан»	μ	0,4	
Коэффициент трения колодки с разжимным устройством	μ_{dr}	0,15	
Коэффициент трения колодки с опорой	μ_{ab}	0,15	
Приводная сила, создаваемая разжимным устройством	$F_{1,2}$	3000 Н	

Анализ графиков (см. рис. 3, *д*, *е*) показывает, что при нулевом значении угла наклона опоры колодок максимальное давление $p_{1\max}$ по длине ведущей накладки формируется внизу накладки, тогда как у ведомой колодки максимальное давление $p_{2\max}$ формируется вверху накладки. Так, при $\gamma_{ab} = 0^\circ$

для накладки ведущей колодки значение $p_{1\max} = 1,64$ МПа достигается при $\alpha = 55^\circ$, а для накладки ведомой колодки $p_{2\max} = 0,375$ МПа достигается при $\alpha = 121^\circ$. Видно, что с увеличением угла наклона опоры точка максимального давления на ведущую колодку смещается в верхнюю часть накладки,

а область локализации максимального давления на накладке ведомой колодки изменяется незначительно. Поскольку распределение радиального давления по длине накладки характеризует износ

накладки, то из изложенного можно сделать вывод, что за счет изменения угла можно влиять на характер распределения давления по длине накладок и, соответственно, на скорость их износа.

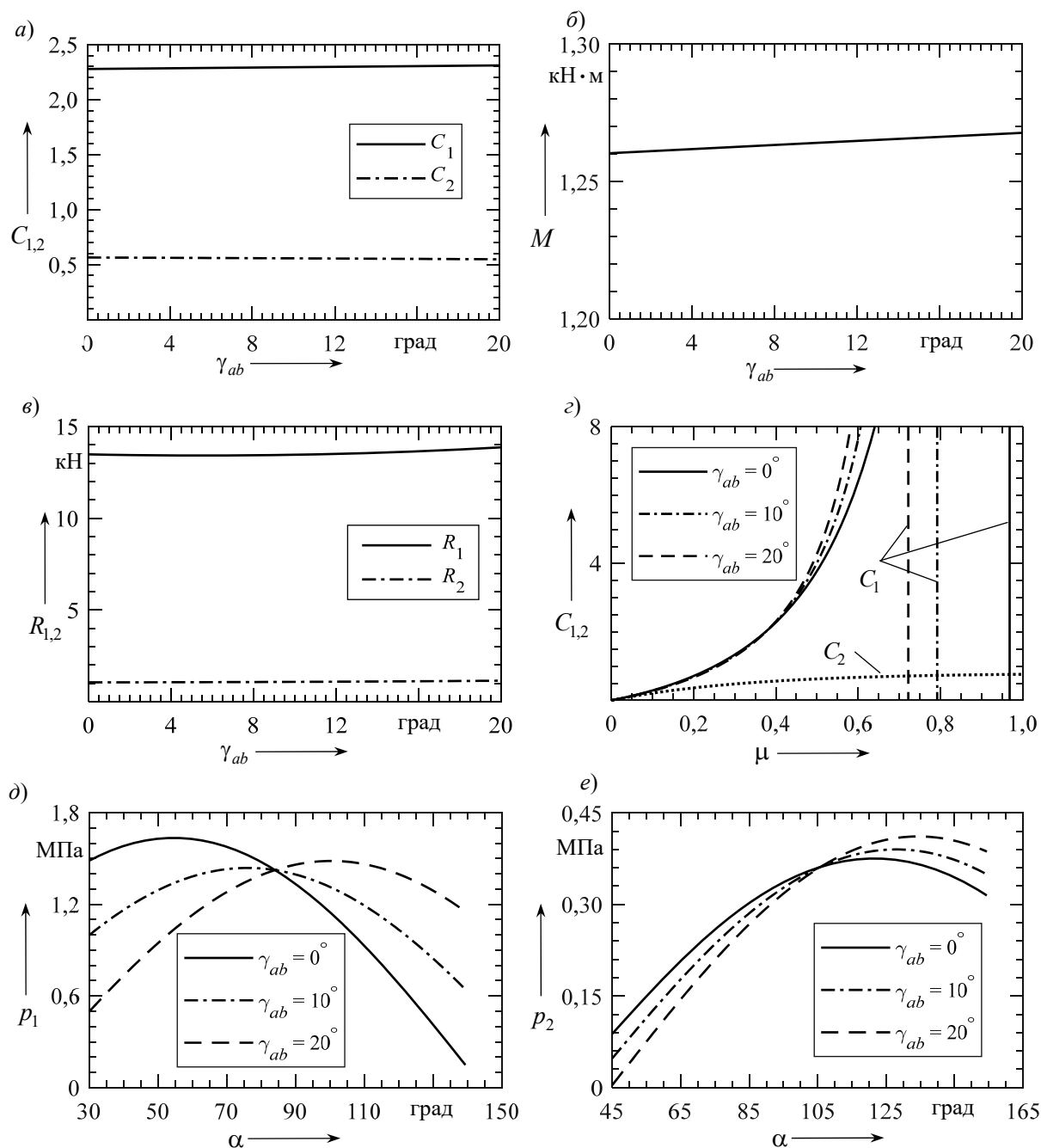


Рис. 3. Результаты исследования барабанного тормозного механизма: зависимость коэффициентов эффективности колодок $C_{1,2}$ (а), тормозного момента M (б) и реакций опор колодок $R_{1,2}$ (в) от угла наклона опоры γ_{ab} ; зависимость коэффициентов эффективности колодок $C_{1,2}$ от коэффициента трения накладки μ и угла γ_{ab} (г); зависимость давления по длине накладки ведущей p_1 (д) и ведомой p_2 (е) колодки от угловой координаты накладки α и угла γ_{ab}

Выводы

Разработана аналитическая модель барабанного тормозного механизма с плавающими опорами колодок, позволяющая на начальном этапе проектирования тормоза оценивать влияние конструктивных параметров тормоза на его основные выходные параметры.

Исследовано влияние угла наклона опоры колодок на выходные параметры тормоза. Установлено, что угол наклона опоры колодок в исследованном интервале варьирования не влияет на величину

момента трения барабанного тормоза, в то же время он оказывает существенное влияние на характер распределения радиального давления по длине накладок, особенно ведущей колодки, и на коэффициент запаса работоспособности тормоза.

При проектировании барабанных тормозов с плавающими колодками выбор угла наклона опор колодок должен осуществляться из необходимости обеспечения требуемых характеристик износа накладок и обеспечения работоспособности тормоза.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Antunes, D.** Contact Pressure Distribution on Friction Interface for Flexible Drum Brake Systems / D. Antunes, D. Masotti // SAE Technical Paper. – 2017.
2. **Newcomb, T. P.** Braking of Road Vehicles / T. P. Newcomb, R. T. Spurr. – Chapman & Hall Ltd, 1967. – 292 с.
3. **Успенский, И. Н.** Шасси автомобиля. Атлас конструкций / И. Н. Успенский, В. В. Коняшов, З. И. Талантова. – Москва: Машиностроение, 1974. – 107 с.
4. **Мащенко, А. Ф.** Методика расчета колодочных тормозов / А. Ф. Мащенко // Автомобильная промышленность. – 1968. – № 2. – С. 13–15.
5. **Stroh, G. B.** Effects of Shoe Force Geometry on Heavy Duty Internal Shoe Brake Performance / G. B. Stroh, M. H. Lawrence, W. T. Deibel // SAE Technical Paper. – 1968. – № 5. – P. 1580–1599.
6. Improved drum brake shoe factor prediction with the consideration of system compliance / S. Shin [et al.] // SAE Technical Paper. – 2000.
7. **Vey, C.** Concept of a torque sensor for simplex drum brakes. Model based sensitivity analyses of an abutment force sensor concept for brake torque determination of simplex drum brakes / C. Vey, H. Winner // Automotive and Engine Technology. – 2020 – № 5. – P. 137–145.
8. **Limpert, R.** Brake design and safety / R. Limpert // SAE International. – 2011.
9. **Чудаков, Е. А.** Расчет автомобиля: учебное пособие / Е. А. Чудаков. – Москва: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1947. – 591 с.
10. **Лукин, П. П.** Конструирование и расчет автомобиля / П. П. Лукин, Г. А. Гаспарянц, В. Ф. Родионов. – Москва: Машиностроение, 1984. – 376 с.

Статья сдана в редакцию 29 июня 2022 года

Николай Николаевич Горбатенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-13-42-81. E-mail: harb_60@tut.by.

Nikolai Nikolayevich Gorbatenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Тел.: +375-293-13-42-81. E-mail: harb_60@tut.by.