

УДК 621.891

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОЙ ПЛЕНКИ НА ТЕРМОУПРУГУЮ НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ ТРЕНИИ КОМПОЗИТНЫХ ТОРМОЗНЫХ ДИСКОВ

© 2024 г. А. Г. Шпенев^{а, *}

^аИнститут проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН, Москва, Россия

^{*}*e-mail:* kel-a-kris@list.ru

Поступила в редакцию 23.11.2023 г.

После доработки 19.02.2024 г.

Принята к публикации 03.04.2024 г.

В работе рассматривается процесс возникновения термоупругой неустойчивости во время нестационарного трения анизотропных дисковых образцов при наличии пленки третьего тела на поверхности трения. Данный процесс имеет место при работе высоконагруженных тормозных систем (в авиации и железнодорожном транспорте), специализированных сцеплений автотранспорта и в других механизмах. Наличие пленки приводит к снижению износа поверхности одновременно с возникновением значительной нелинейности интенсивности изнашивания. Методом конечных разностей проведено моделирование взаимного влияния изнашивания, фрикционного разогрева, упругих деформаций и эволюции пленки на поверхности трения. Изучен процесс трения и изнашивания дисков с учетом истории серии торможений. Рассмотрена кольцевая форма распределения поверхностных давлений и температур и проведено сравнение эволюции износа дисков от торможения к торможению для случаев наличия пленки, ее отсутствия и экспериментально измеренного износа.

Ключевые слова: термоупругая неустойчивость, износ, композиты, трибология, углеродные композиты, изнашивание композитов, третье тело, трибология композитов.

DOI: 10.31857/S1026351924040088, **EDN:** UCSSCR

1. Введение. Подавляющая часть современного мирового авиапарка оборудована тормозными системами, работающими по схеме трения “кольцо—кольцо” с дисками, изготовленными из волокнистых композитов на основе углерода. Непрерывное развитие авиатехники приводит к постоянному росту как механической, так и термической нагруженности рабочих поверхностей тормозных дисков. Хотя углерод способен выдерживать высокие температуры и контактные давления при трении [1], высокая удельная плотность энергии трения на рабочей поверхности приводит к развитию термоупругой неустойчивости [2]. При этом контактные давления и

высокие температуры концентрируются в отдельных областях поверхности трения (“горячих пятен”), в то время как на остальной поверхности трения вообще может отсутствовать контактное взаимодействие [3]. Данное явление может иметь в качестве последствий не только вибрации и нестабильные характеристики тормозного усилия трибосопряжения [4], но и повышенный износ поверхностей трения [5]. Трибологические характеристики композитных материалов на основе углерода во многом определяются пленкой вторичных структур, образующейся на поверхности трения [6]. Свойства этой пленки зависят от многих параметров как самого материала [7], так и конфигурации контактирующих поверхностей и их геометрических размеров [8]. Последнее может иметь решающее значение в процессе развития термоупругой неустойчивости при трении углеродных композитных дисков. Суть явления термоупругой неустойчивости заключается в самопроизвольном нарушении равномерного распределения контактных давлений и температур по поверхности трения за счет положительной обратной связи между ними. Локальное повышение давления за счет флуктуаций влечет за собой дополнительный разогрев поверхности за счет фрикционного тепла. Это в свою очередь приводит к дополнительному расширению материала и увеличению локального контактного давления. Если поток фрикционного тепла достаточно высок, контакт между поверхностями происходит только в нескольких локальных участках (“горячих пятнах”). Так как при образовании “горячих пятен” реальная конфигурация контакта претерпевает значительные трансформации, происходит значительное изменение толщины поверхностной пленки на площадках контакта. Таким образом, возникает взаимное влияние процессов образования поверхностной пленки и развития термоупругой неустойчивости: пленка влияет на износ поверхности и тем самым на выравнивание поверхностных давлений и температур за счет приработки. При этом изменение конфигурации реального контакта за счет образования “горячих пятен” влияет на параметры поверхностной пленки.

2. Цель работы. Целью работы является моделирование взаимного влияния процесса образования пленки вторичных структур на поверхности трения углеродного композита и процесса развития термоупругой неустойчивости при трении. Будет определено, как поверхностная пленка влияет на зарождение и эволюцию “горячих пятен” на поверхности контакта тормозных дисков и на их износ при циклических торможениях. Для этого будет проведено моделирование серии торможений зеркальной пары трения по схеме “кольцо–кольцо” в условиях близких к существующим в авиационных тормозных системах. Будет исследовано изменение рельефа поверхности дисков от торможения к торможению и проведено сравнение полученных результатов с моделированием без учета влияния поверхностной пленки, а также с известными результатами экспериментальных исследований.

3. Постановка задачи. В работе рассматривается процесс трения пары кольцеобразных анизотропных дисков из пакета, состоящего из чередующихся подвижных и вращающихся дисков (такая схема применяется в авиации, высокоскоростных поездах и в некоторых сцеплениях). Рассмотрим

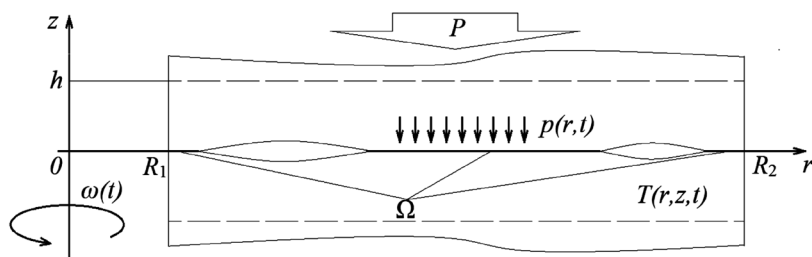


Рис. 1. Схема контакта пары дисков.

пару контактирующих кольцеобразных дисков (вращающийся и неподвижный, рис. 1) имеющих толщину $2h$, внутренний радиус R_1 и внешний радиус R_2 . Введем цилиндрическую систему координат $(0, r, \varphi, z)$ с центром в точке пересечения оси симметрии дисков с плоскостью их контакта и осью Oz , совпадающей с осью их вращения. Свойства материала дисков считаем однородными и трансверсально анизотропными. Ось анизотропии параллельна оси вращения диска. Предполагаем, что условия на поверхностях трения с разных сторон каждого диска одинаковы и диск в процессе трения остается симметричен относительно своей срединной плоскости, перпендикулярной оси вращения. Тогда рассматривая поверхность трения между парой дисков можно считать, что плоскости их симметрии остаются плоскими в процессе трения и все условия (температура, напряжения и деформации) остаются симметричными относительно этих плоскостей в каждом диске. Также отсюда следует симметрия условий в соприкасающихся дисках относительно плоскости трения. Кроме того, считаем, что при трении сохраняются условия осевой симметрии относительно оси вращения. Тогда для исследования эволюции напряженно-деформированного состояния дисков в процессе трения достаточно рассмотреть сечение одного из дисков плоскостью, проходящей через ось симметрии. При этом, так как каждый из дисков остается симметричным относительно собственной срединной плоскости, рассмотрим половину сечения диска в виде прямоугольника высоты h и ширины $R_2 - R_1$ (где $2h$ — толщина диска). Сечение покоится на жестком основании (плоскость симметрии), на котором отсутствуют перемещения и через которое не происходит теплопередача (что следует из условий симметрии). Так как материал анизотропный, теплопроводность в радиальном направлении отличается от теплопроводности в осевом направлении. Также боковые поверхности ($r = R_1$ и $r = R_2$) считаем теплоизолированными, так как теплопередача на боковых поверхностях тормозных дисков пренебрежимо мала из-за особенностей конструкции многодисковых трибосопряжений. Напряженно-деформированное состояние сечения описывается одномерной моделью Винклера, при которой возможны только перемещения, нормальные к поверхности контакта. Контакт между рабочими поверхностями дисков происходит в области Ω . Из соображений осевой симметрии контакта следует, что Ω представляет собой набор кольцеобразных областей, чей размер и расположение определяются распределением термических деформаций, контактных давлений и износом поверхности. Такую постановку задачи возможно также применить для

моделирования работы краевых дисков в пакете, установленных на жестких теплоизолированных плоских держателях. Диски сжимает внешнее усилие P , и они скользят друг относительно друга с угловой скоростью ω . Будем считать, что в процессе единичного акта торможения угловая скорость падает до нуля по линейному закону:

$$\omega(t) = \omega_0 - \frac{\omega_0}{t_{br}} t,$$

где ω_0 — начальная угловая скорость вращения дисков, а t_{br} — время торможения. Тогда скорость скольжения поверхностей будет определяться формулой вида:

$$V(r, t) = 2\pi\omega(t)r = 2\pi\omega_0 \left(1 - \frac{t}{t_{br}}\right) r, \quad R_1 < r < R_2.$$

На поверхности контакта действуют следующие граничные условия для нормальных перемещений поверхности (они будут различаться для области реального контакта Ω и области, в которой присутствует зазор между рабочими поверхностями):

$$\begin{aligned} u_E(r, t) + u_W(r, t) - u_T(r, t) &= u_\Delta(t), \quad r \in \Omega, \\ u_G(r, t) + u_W(r, t) - u_T(r, t) &= u_\Delta(t), \quad r \notin \Omega, \end{aligned} \quad (3.1)$$

где u_E — нормальное перемещение поверхности под действием упругих деформаций, u_T — нормальное перемещение поверхности под действием термического расширения, u_W — линейный износ поверхности, u_G — половина зазора между поверхностями в области отсутствия контакта, u_Δ — половина нормального сближения срединных плоскостей дисков. Так как напряженно-деформированное состояние материала моделируется одномерной моделью Винклера, нормальные перемещения поверхности под действием упругих деформаций u_T определяются формулой:

$$u_E(r, t) = \frac{p(r, t)}{K_E}, \quad (3.2)$$

где K_E — коэффициент податливости поверхности диска в направлении $0z$; $p(r, t)$ — давление на поверхности контакта двух дисков. Нормальные перемещения поверхности под действием термического расширения определяются по формуле:

$$u_T(r, t) = a_z \int_0^h T(z, r, t) dz, \quad (3.3)$$

где $T(r, z, t)$ — температура материала диска, a_z — коэффициент линейного расширения материала в направлении $0z$. Температура материала диска может быть определена из уравнения теплопроводности в плоскости сечения [9]:

$$\lambda_r \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = c\rho \frac{\partial T}{\partial t}, \quad R_1 \leq r \leq R_2, \quad 0 < z \leq h, \quad t > 0, \quad (3.4)$$

где λ_r и λ_z — коэффициенты теплопроводности материала диска в сечении в направлениях r и z , c — теплоемкость материала, ρ — его плотность. Начальное условие для уравнения (3.4) представляется равенством $T(r, z, 0) = 0$. Условия теплоизоляции на границах слоя и фрикционного разогрева рабочей поверхности имеют вид:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r=R_1, r=R_2} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=h} = 0, \quad \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{z=0} = -\frac{q(r, t)}{\lambda_z},$$

где $q(r, t)$ — плотность потока энергии фрикционного разогрева:

$$q(r, t) = \frac{1}{2} \mu p(r, t) V(r, t),$$

где μ — коэффициент трения между дисками. Из соображений равновесия также получаем:

$$2\delta \int_{R_1}^{R_2} p(r, t) r dr = P.$$

В соответствии с существующими теоретическими [8] и экспериментальными исследованиями [10, 11] линейная интенсивность изнашивания шероховатого материала может быть представлена в виде линейной зависимости от толщины поверхностной пленки и контактного давления:

$$\dot{u}_W(r, t) = K_S p(r, t) V(r, t) (H_{\max} - H), \quad r \in \Omega,$$

где K_S — коэффициент интенсивности прироста толщины пленки за счет износа материала, $H_{\max}$ — максимальная толщина поверхностной пленки, при которой она полностью разделяет трущиеся поверхности и износ прекращается. Тогда в соответствии с работой [8] линейная скорость изнашивания поверхности будет определяться через параметры области контакта в виде:

$$\dot{u}_W = \frac{p(r, t) V(r, t) H_{\max}}{\frac{1}{K_S} + \frac{1}{K_W} \cdot \frac{S}{L}}, \quad r \in \Omega, \quad (3.5)$$

где S и L — площадь и периметр области контакта, K_W — коэффициент интенсивности уменьшения объема пленки за счет потери вещества через периметр области контакта. Эти коэффициенты могут быть определены экспериментально при сочетании методов трибологических испытаний и микроструктурного исследования поверхности трения композита [10]. В случае если мы не учитываем влияние поверхностной пленки, интенсивность износа будет иметь вид:

$$\dot{u}_W^* = K p(r, t) V(r, t), \quad r \in \Omega,$$

где K — коэффициент интенсивности изнашивания. Износ поверхности имеет вид:

$$u_W(r, t) = \int_0^t \dot{u}_W(r, \tau) d\tau, \quad r \in \Omega. \quad (3.6)$$

Таким образом, подставив формулы (3.2), (3.3), (3.5) и (3.6) в формулу (3.1) и используя формулу (3.4), получаем интегро-дифференциальную систему уравнений (3.7), описывающую процесс трения и изнашивания композитного диска в течение цикла торможения:

$$\begin{aligned} \frac{p(r,t)}{K_E} + \int_0^t \dot{u}_W(r,\tau) d\tau - a_z \int_0^h T(r,z,t) dz = u_\Delta(t), \quad r \in \Omega, \\ \lambda_r \frac{\partial^2 T(r,z,t)}{\partial r^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 T(r,z,t)}{\partial z^2} = c\rho \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial t}. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Граничные условия для системы будут иметь вид:

$$\begin{aligned} T(r,z,0) = 0, \quad u_W(r,t)|_{t=0} = u_0(r), \\ \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial r} = 0 \Big|_{r=R_1}, \quad \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial z} = 0 \Big|_{z=h}, \quad \frac{\partial T(r,z,t)}{\partial z} = -\frac{\mu}{2\lambda_z} p(r,t) V(r,t) \Big|_{z=0}, \quad (3.8) \\ 2\pi \int_{R_1}^{R_2} p(r,t) r dr = P, \end{aligned}$$

где $u_0(r)$ – рельеф поверхности трения до начала процесса торможения. Перед первым циклом торможения полагаем $u_0(r) = 0$.

4. Методика решения. Интегро-дифференциальная система уравнений (3.7) может быть решена сочетанием методов конечных разностей и итерационного метода. Введем дискретизацию по координатам (r,z,t) на отрезках $r \in [R_1, R_2]$; $z \in [0, h]$; $t \in [0, t_{br}]$ с шагом $(\Delta r, \Delta z, \Delta t)$ соответственно:

$$r_i = R_1 + i\Delta r, \quad i = 0..I, \quad I = \frac{R_2 - R_1}{\Delta r}, \quad (4.1)$$

$$z_j = j\Delta z, \quad j = 0..J, \quad J = \frac{h}{\Delta z}, \quad (4.2)$$

$$t_n = n\Delta t, \quad n = 0..N, \quad N = \frac{t_{br}}{\Delta t}. \quad (4.3)$$

Функцию $T(z,r,t)$ будем отыскивать в точках (4.1), (4.2), (4.3), значения в этих точках обозначим $T_{i,j}^n$; функции $p(r,t)$ и u_W будем отыскивать в точках (4.2) и (4.3), значения в этих точках обозначим p_i^n и $u_{W_i}^n$ соответственно. Функцию $u_\Delta(t)$ – рассматриваем в точках (4.3), обозначая ее значения u_Δ^n . Уравнение (3.7.1) в разностном виде примет вид:

$$\frac{hp_i^n}{E_z} + u_{W_i}^n - a_z \Delta z \sum_{j=1}^J T_{i,j}^n = u_\Delta^n, \quad r_i \in \Omega. \quad (4.4)$$

Уравнение теплопроводности (3.7.2) заменим на явную разностную схему:

$$\lambda_r \frac{T_{i+1,j}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i-1,j}^n}{\Delta r^2} + \lambda_z \frac{T_{i,j+1}^n - 2T_{i,j}^n + T_{i,j-1}^n}{\Delta z^2} = c\rho \frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t}, \quad (4.5)$$

$$i = 1..I - 1, j = 1..J - 1, n = 0..N - 1.$$

Граничное условие (3.8) – вторая строка, в разностном виде будет иметь вид:

$$T_{0,j}^{n+1} = T_{1,j}^{n+1}, \quad T_{N,j}^{n+1} = T_{N-1,j}^{n+1}, \quad j = 0..J, \quad n = 0..N - 1,$$

$$\frac{T_{i,0}^{n+1} - T_{i,1}^{n+1}}{\Delta z} = \frac{\mu}{2\lambda_z} p_i^{n+1} V(r_i, t_{n+1}), \quad T_{i,J}^{n+1} = T_{i,J-1}^{n+1}, \quad i = 0..I, \quad n = 0..N - 1.$$

Граничное условие (3.8) – третья строка, в разностном виде примет вид:

$$2\pi\Delta r \sum_{i=1}^I r_i p_i^{n+1} = P. \quad (4.6)$$

Износ поверхности трения $u_{W_i}^n$ будет иметь вид:

$$u_{W_i}^n = H_{\max} \Delta t \sum_{\eta=1}^n \frac{p_i^\eta V(r_i, t_\eta)}{\frac{1}{K_S} + \frac{S/L_i^\eta}{K_W}}, \quad (4.7)$$

где соотношение периметра к площади пятна контакта S/L_i^η , к которому принадлежит точка r_i , определяется по формуле:

$$S/L_i^\eta = \frac{R_{2i}^\eta - R_{1i}^\eta}{2}, \quad (4.8)$$

где R_{1i}^η и R_{2i}^η – внутренний и внешний радиусы кольца контакта соответственно, к которому принадлежит точка r_i в момент времени t_η . В случае если мы не учитываем влияние поверхностной пленки, $u_{W_i}^n$ будет иметь вид:

$$u_{W_i}^n = K \ddot{A} t \sum_{\varsigma=1}^n p_i^\varsigma V(r_i, t_n) \quad (4.9)$$

Суммарный средний линейный износ диска за одно торможение можно получить по формуле:

$$U_W = \frac{\sum_{i=0}^I u_{W_i}^N}{I}.$$

После окончания цикла торможения из-за неравномерного распределения давлений в процессе трения износ по радиусу диска также будет распределен неравномерно ($u_{W_i}^n \neq \text{const}$), таким образом, на диске образуется рельеф, который может повлиять на распределение давлений при последующих торможениях.

В процессе решения применялась следующая схема расчетов:

0. В начальный момент времени распределение температур $T_{i,j}^0$ и износ u_{wi}^0 заданы граничными условиями: температура равна нулю, износ определен рельефом рабочей поверхности после предыдущего торможения.
1. Определяем сближение u_{Δ}^{n+1} и области контакта Ω методом последовательных приближений таким образом, чтобы выполнялись равенства (4.4) и (4.6):
 - a. Для очередного $\bar{u}_{\Delta}^{n+1}$ ищем $\bar{p}_i^{n+1}$ по формуле (4.4).
 - b. Если $\bar{p}_i^{n+1} \leq 0$, то $r_i \notin \Omega$, как следует из (3.1).
 - c. Для всех $r_i \in \Omega$ проверяем условие (4.6). Если нагрузка получается меньше P' , то увеличиваем $\bar{u}_{\Delta}^{n+1}$, в противном случае уменьшаем $\bar{u}_{\Delta}^{n+1}$.
 - d. Если разница между полученной нагрузкой и заданной больше 0.01%, возвращаемся к шагу а.
2. Получив u_{Δ}^{n+1} и соответствующее ему Ω из (4.4), получаем новое распределение давлений p_i^{n+1} .
3. В соответствии с полученным распределением контактных давлений p_i^{n+1} , по формуле (4.5) отыскиваем распределение температур на следующем шаге по времени $T_{i,j}^{n+1}$.
4. Отыскиваем износ на новом шаге по времени в соответствии с формулами (4.7) и (4.8) или по формуле (4.9), если мы не учитываем влияние поверхностной пленки.
5. Переходим к пункту 1 и новому шагу по времени.

В табл. 1 указаны численные значения параметров, использовавшихся при расчетах, соответствующих условиям работы авиационного тормоза. Параметры трибосопряжения и механические свойства материала указаны в соответствии с работой [5], коэффициент линейного износа без учета поверхностной пленки K указан в соответствии с работой [11], коэффициенты изнашивания при наличии пленки $H_{\max}$, K_w и K_s в соответствии с работой [10] для материала “АДФ-ОС”, исследованного в этих работах. Количество разбиений по координатам r , z и t равно соответственно:

$$I=120, J=60, N=8000.$$

5. Результаты и выводы. На рис. 2 показан график распределения поверхностных давлений $p(r, t)$ при расчете, учитывающем наличие поверхностной пленки, для первых двух торможений. Из графика видно, что при первом торможении изначальное равномерное распределение контактных давлений быстро исчезает. Контактные давления концентрируются на внешнем радиусе диска, а ближе к внутреннему радиусу становятся нулевыми (то есть возникает область отсутствия контакта между поверхностями). Это является следствием неравномерности распределения потока фрикционной тепловой энергии по радиусу диска: скорость скольжения на внешнем радиусе больше. Таким образом, за счет положительной обратной связи между температурой поверхности (рис. 3) и контактными давлением (рис. 2) развивается термоупругая неустойчивость, что приводит к большему износу внешней области рабочей поверхности диска и образованию поверхностного рельефа. При

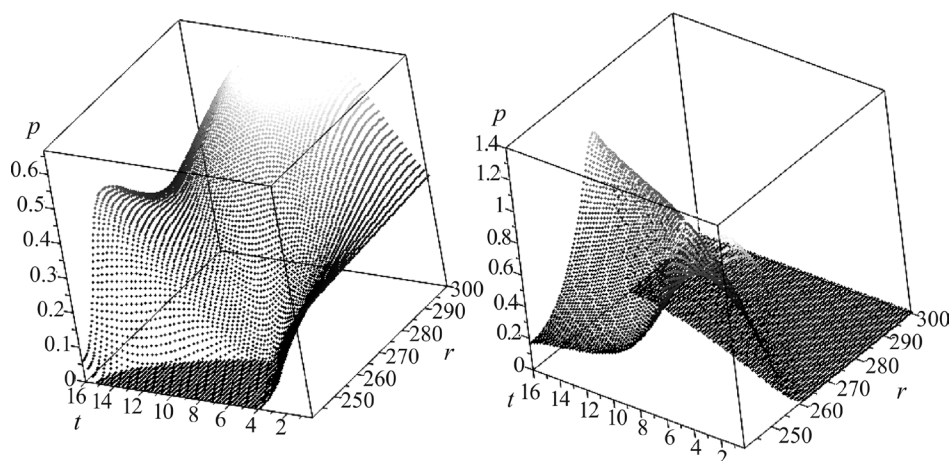


Рис. 2. Зависимость контактных давлений $p(r, t)$ (МПа) от радиальной координаты r (мм) и временной координаты t (с) для первого (слева) и второго (справа) последовательных торможений с учетом наличия поверхностной пленки.

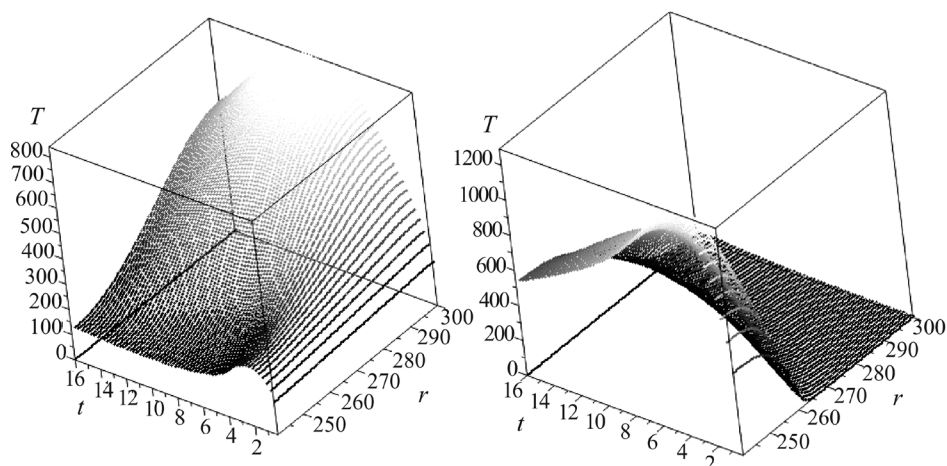


Рис. 3. Зависимость контактных температур на поверхности трения $T(r, 0, t)$ (°C) от радиальной координаты r (мм) и временной координаты t (с) для первого (слева) и второго (справа) последовательных торможений с учетом наличия поверхностной пленки.

следующем торможении начальные контактные давления за счет наличия рельефа поверхности концентрируются ближе к внутреннему радиусу диска, что вызывает разогрев (рис. 3) и износ внутренней области рабочей поверхности. В результате форма поверхности меняется циклически, в течение цикла из двух торможений. Таким образом, торможения можно разбить на “четные” и “нечетные”, с различным распределением температур и контактных давлений, которые чередуются друг с другом. При “четных” торможениях реальная область контакта находится ближе к внешнему радиусу диска, при

Таблица 1. Параметры материала и процесса трения, используемые в расчетах.

Параметр	Обозначение	Величина	Ед. изм
<i>Параметры композита</i>			
Плотность	ρ	$1.75 \cdot 10^3$	кг/м ³
Теплоемкость	c	800–2000 ¹	Дж/кг·°С
Теплопроводность в осевом направлении	λ_z	$20 \cdot 10^{-3}$	Вт/мм·°С
Теплопроводность в радиальном направлении	λ_r	$30 \cdot 10^{-3}$	Вт/мм·°С
Коэффициент теплового расширения	a_z	$2 \cdot 10^{-6}$	1/°С
Коэффициент трения	μ	0.5	—
Коэффициент податливости диска	K_E	400	МПа/мм
Коэффициент изнашивания без пленки	K	$24.3 \cdot 10^{-7}$	МПа ⁻¹
Максимальная толщина пленки	$H_{\max}$	9	мкм
Коэффициент роста толщины пленки	K_S	$2.43 \cdot 10^{-9}$	мкм ⁻¹ ·МПа ⁻¹
Коэффициент потери массы пленки	K_W	$12.69 \cdot 10^{-6}$	МПа ⁻¹
<i>Параметры процесса трения</i>			
Начальная скорость вращения диска	ω_0	12	об./с
Среднее контактное давление	$P/\pi(R_2^2 - R_1^2)$	0.3	МПа
Время торможения	t_{br}	16	с
<i>Параметры диска</i>			
Внутренний радиус	R_1	240	мм
Внешний радиус	R_2	300	мм
Толщина	$2h$	30	мм

¹ Использовалась переменная теплоемкость, так как углеродные материалы демонстрируют значительную зависимость этого параметра от температуры.

“нечетных” — к внутреннему. Как следствие, в каждой отдельной точке будут чередоваться от торможения к торможению высокие и низкие контактные температуры и давления. Этот эффект хорошо известен как из экспериментальных наблюдений [12], так и из других расчетных моделей [5]. На рис. 4 и 5 показаны распределения поверхностных давлений $p(r, t)$ и температур $T(r, 0, t)$ при расчете без учета наличия поверхностной пленки для первых двух торможений. Хотя общий циклический характер расположения областей контакта сохраняется, пики температур и давлений становятся выше (1600–2000°С

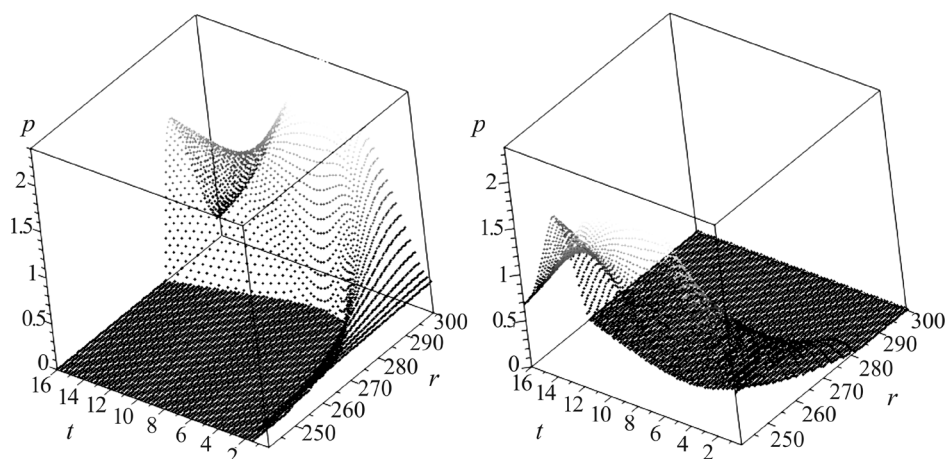


Рис. 4. Зависимость контактных давлений $p(r, t)$ (МПа) от радиальной координаты r (мм) и временной координаты t (с) для первого (слева) и второго (справа) последовательных торможений без учета наличия поверхностной пленки.

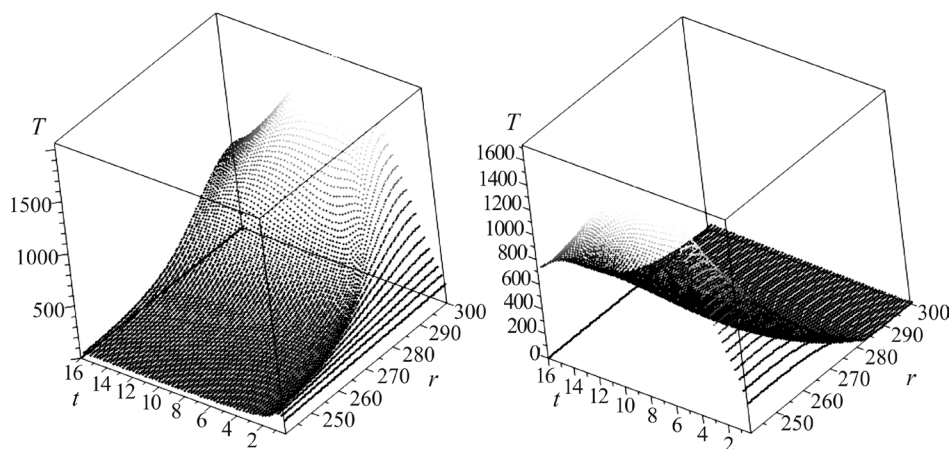


Рис. 5. Зависимость контактных температур на поверхности трения $T(r, t)$ (°C) от радиальной координаты r (мм) и временной координаты t (с) для первого (слева) и второго (справа) последовательных торможений без учета наличия поверхностной пленки.

против 800–1200°C и ≈ 2.4 МПа против ≈ 1.4 МПа). Это приводит к большей глубине износа в “горячих” пятнах и к развитию различных картин термоупругой неустойчивости при последующих торможениях с учетом поверхностной пленки и без. На рис. 6 показана зависимость износа поверхности диска от радиальной координаты (то есть форма рельефа поверхности диска) после серии из 10 торможений с учетом наличия поверхностной пленки. Из графика на рис. 6 видно, как происходит чередование “четных” и “нечетных” торможений с концентрацией износа на внешней и на внутренней областях диска соответственно. На рис. 7 показана зависимость износа поверхности

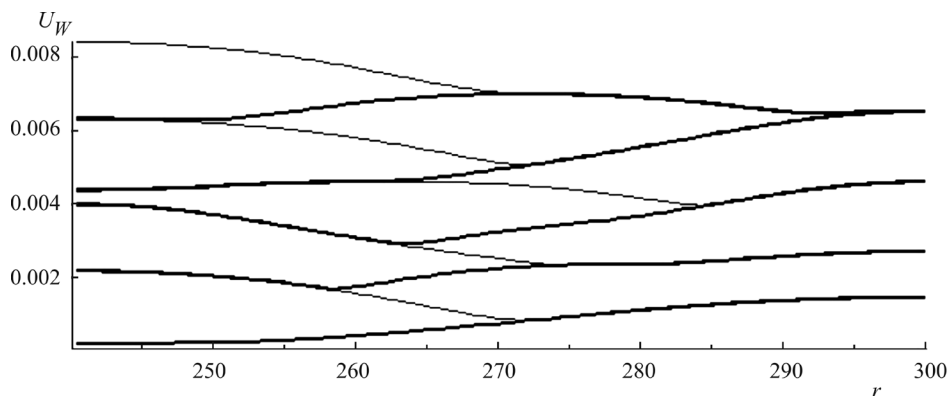


Рис. 6. Зависимость линейного износа u_W (мм) от радиальной координаты r (мм) (форма изношенной поверхности) для 10 последовательных торможений с учетом наличия поверхностной пленки. Жирными линиями выделены нечетные торможения.

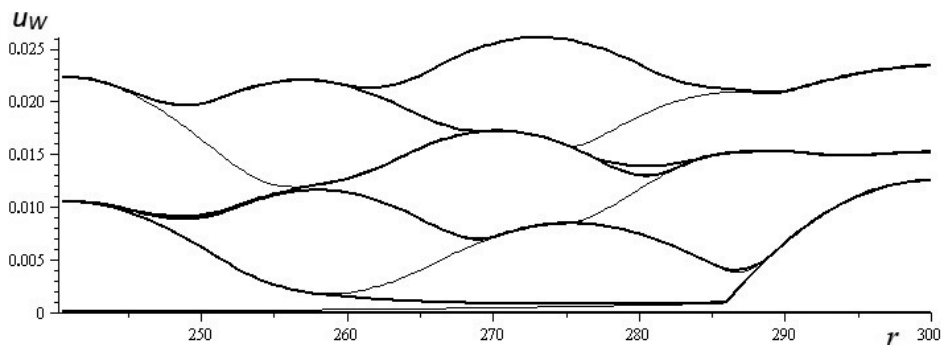


Рис. 7. Зависимость линейного износа u_W (мм) от радиальной координаты r (мм) (форма изношенной поверхности) для 10 последовательных торможений без учета наличия поверхностной пленки. Жирными линиями выделены нечетные торможения.

диска от радиальной координаты (то есть форма рельефа поверхности диска) после серии из 10 торможений без учета наличия поверхностной пленки. Из сравнения графиков на рис. 6 и 7 следует, что расчетное изменение рельефа от торможения к торможению происходит более хаотично, чем при расчете, учитывающем наличие пленки. Так же сравнение с экспериментальными данными, полученными при снятии профилограмм с изношенных тормозных авиационных дисков [12] качественное соответствие формы рельефа авиационных дисков форме графиков па рис. 6.

Важным параметром, на который влияет неравномерное распределение контактных давлений и структура поверхностной пленки при трении, является суммарный средний износ диска за одно торможение. На рис. 8 показан средний износ за одно торможение для смоделированных выше серий торможений. Для торможений, смоделированных без учета поверхностной пленки,

средний износ примерно в 2.5 раза выше при тех же условиях, чем для торможений, учитывающих наличие пленки. В табл. 2 представлено сравнение среднего износа с учетом пленки, без учета пленки и экспериментальных данных (в соответствии с работой [5]). Экспериментальное значение среднего износа за одно торможение также близко к расчетному значению для модели, учитывающей наличие пленки. Это происходит потому, что коэффициент изнашивания, используемый при моделировании без учета пленки, измеряется при испытаниях кольцеобразных образцов, чей размер гораздо меньше (примерно в 12 раз) размера тормозного диска (хотя схема контакта применяется аналогичная [11]). На рис. 9 показана зависимость отношения интенсивности изнашивания с учетом пленки к интенсивности изнашивания без учета пленки $I = \dot{u}_W / \dot{u}_W^*$ от геометрического параметра контакта S/L . Из графика следует, что интенсивность изнашивания с учетом пленки меньше интенсивности изнашивания без учета пленки ($I < 1$) при геометрическом факторе S/L , большем 2.5 мм; рост геометрического фактора соответствует росту абсолютных размеров области контакта. Значение геометрического фактора, при котором интенсивности изнашивания равны друг другу ($I = 1$), соответствует размерам области контакта для испытаний на машине трения, при которых и был определен коэффициент интенсивности изнашивания без учета влияния поверхностной пленки K [11]. Для моделируемого полноразмерного тормозного диска геометрический фактор равен 30 мм, что означает падение интенсивности изнашивания приблизительно в 3 раза по сравнению с маленьким образцом. Следует отметить, что учет наличия пленки в случае возникновения термоупругой неустойчивости приводит к нелинейной зависимости интенсивности изнашивания от контактного давления: концентрация контактных давлений в “горячем пятне” приводит к их росту с одновременным падением геометрического фактора S/L , что приводит к дополнительному росту интенсивности изнашивания. В этом случае феноменологические модели, использующие нелинейную зависимость интенсивности изнашивания от контактного давления вида (5.1), будут показывать хорошее соответствие экспериментальным данным [5]:

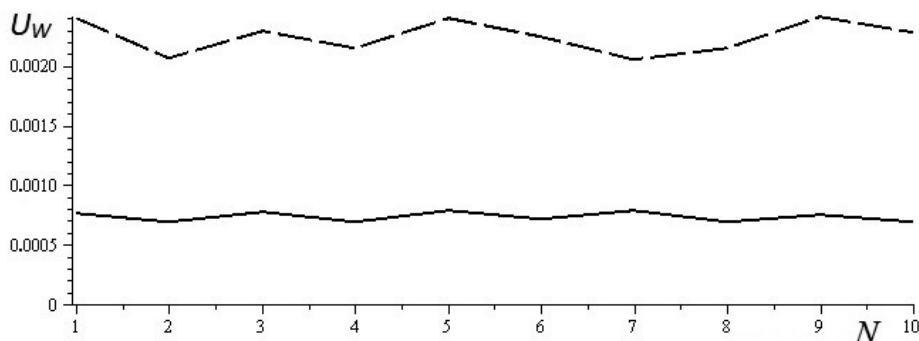
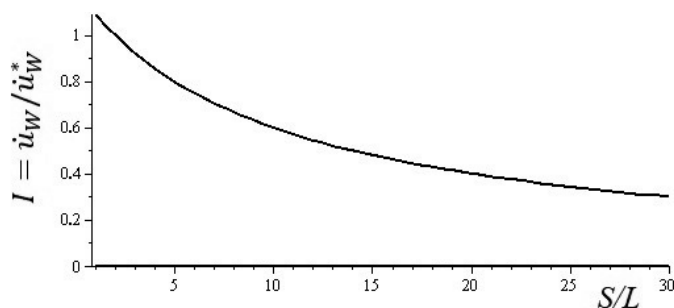
$$\dot{u}_W^* = K^* \left(\frac{p}{\tilde{p}} \right)^\alpha V, \quad \alpha > 1. \quad (5.1)$$

Однако константы в такой зависимости ($K^*, \tilde{p}, \alpha$) не могут быть определены при стандартных испытаниях на малых образцах, их возможно определить только при имитационных испытаниях на образцах с близким геометрическим фактором к моделируемому узлу трения (например, на больших инерционных машинах трения).

Заключение. Поверхностная пленка вторичных структур может вносить значительный вклад в развитие термоупругой неустойчивости при трении высоконагруженных пар трения. Наличие поверхностной пленки значительной толщины и развитая термоупругая неустойчивость характерны для трибосопряжений с определенными геометрическими параметрами (достаточно широкая дорожка трения в сочетании с высоким отношением площади

Таблица 2. Средний линейный износ диска, мкм/торм

Без учета наличия поверхностной пленки	С учетом наличия поверхностной пленки	Экспериментально измеренный износ
2.3	0.68	0.1–1

**Рис. 8.** Зависимость среднего линейного износа за одно торможение U_w (мм) от номера торможения N для 10 последовательных торможений с учетом наличия пленки (сплошная линия) и без учета наличия пленки (пунктирная линия).**Рис. 9.** Зависимость отношения интенсивности изнашивания с учетом пленки к интенсивности изнашивания без учета пленки ($I = \dot{u}_w / \dot{u}_w^*$) от геометрического параметра контакта S/L (мм).

контактной поверхности к ее периметру). При этом большинство стандартных экспериментальных исследований проводится на образцах малых геометрических размеров, что делает полученные таким образом данные малоприменимыми для описания процессов трения и изнашивания полноразмерных трибосопряжений. Материалы, демонстрирующие стабильные и линейные характеристики (коэффициенты трения и изнашивания) в отсутствии заметной поверхностной пленки и термоупругой неустойчивости, будут показывать сложное нелинейное поведение при их наличии. Для корректного моделирования работы подобных сопряжений наряду со стандартными модельными экспериментами на малых образцах также необходимо:

- исследовать влияние поверхностной пленки на трение и износ материалов (например, методами АСМ и СЭМ [10]);

- проводить математическое моделирование работы узла с помощью методов, учитывающих неравномерность термического расширения материала за счет фрикционного разогрева и динамику влияния поверхностной пленки на износ рабочей поверхности.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФ, грант № 19-19-00548-П.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Gadow R., Jiménez M.* Carbon fiber-reinforced carbon composites for aircraft brakes // American Ceramic Society Bulletin. 2019. V. 98. P. 28–34.
2. *Barber, J.R.* Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids // Proc. R. Soc. London A. 1969. V. 312. № 1510. P. 381–394.
<http://doi.org/10.1098/rspa.1969.0165>
3. *Graf M., Ostermeyer G.-P.* Efficient computation of thermoelastic instabilities in the presence of wear // Wear. 2014. V. 312. № 1–2. P. 11–20.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.01.008>
4. *Adams G.G.* Self-excited oscillations of two elastic half-spaces sliding with a constant coefficient of friction // ASME J. Appl. Mech. 1995. V. 62. № 4. P. 867–872.
<https://doi.org/10.1115/1.2896013>
5. *Shpenev A.G.* The influence of the thermoelastic instability on the wear of composite brake discs // J. Frict. Wear. 2021. V. 42. P. 30–37.
<https://doi.org/10.3103/S1068366621010104>
6. *Johansson P., Marklund P., Björling M., Shi Y.* Effect of humidity and counterface material on the friction and wear of carbon fiber reinforced PTFE composites // Tribology International. 2021. Vol. 157. P. 106869.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106869>
7. *Щербачева О.О., Буковский П.О., Муравьева Т.И., Шпенев А.Г., Кривошеев А.Ю., Каледин А.В., Шикунев С.Л., Курлов В.Н.* Исследование влияния материала контртела на трибологические характеристики углеродных композитов на основе тканевых препрегов // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейронные исследования. 2024. № 5. С. 58–65.
8. *Fillot N., Jordanoff I., Berthier Y.* Wear modeling and the third body concept // Wear. 2007. V. 262. № 7–8. P. 949–957.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.10.011>
9. *Kubacka E., Ostrowski P.* Influence of composite structure on temperature distribution—an analysis using the finite difference method // Materials. 2023. V. 16. P. 5193.
<https://doi.org/10.3390/ma16145193>
10. *Shpenev A.G., Muravyeva T.I., Shkalei I.V. et al.* Influence of the surface film (third body) on the friction and wear process of carbon-fiber composites // J. Surf. Investig. 2022. V. 16. P. 397–401.
<https://doi.org/10.1134/S1027451022030326>
11. *Bukovskiy P.O., Morozov A.V., Kulakov V.V. et al.* High-temperature tribotechnical properties of carbon–carbon friction composites // J. Frict. Wear. 2022. V. 43, P. 322–329.
<https://doi.org/10.3103/S1068366622050026>
12. *Shpenev A.G., Kenigfest A.M., Golubkov A.K.* Theoretical and experimental study of carbon brake discs frictionally induced thermoelastic instability // Springer Proceedings Phys. 2016. V. 175. P. 551–559.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-26324-3_39

MODELING OF THE SURFACE FILM INFLUENCE ON THERMOELASTIC INSTABILITY DURING FRICTION OF COMPOSITE BRAKE DISCS

A. G. Shpenev^{a, *}

^a*Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics RAS*

^{*}*e-mail: kel-a-kris@list.ru*

Abstract – The paper examines the process of thermoelastic instability occurrence during unsteady friction of anisotropic disk samples in the presence of a third body film on the friction surface. This process takes place during the operation of highly loaded braking systems (in aviation and railway transport), specialized clutches of motor vehicles and in other mechanisms. The presence of surface film leads to a decrease in surface wear simultaneously with the emergence of significant non-linearity in the wear rate. The finite difference method was used to simulate the mutual influence of wear, frictional heating, elastic deformations and the evolution of the film on the friction surface. The process of friction and wear of discs was studied taking into account the history of a series of braking events. The annular shape of surface pressures and temperatures distribution is considered. A comparison was made of the evolution of disc wear from braking to braking for the cases of the film presence, its absence, and experimentally measured wear.

Keywords: thermoelastic instability, wear, composite, tribology, C/C composite, composite wear, third body, composite tribology

REFERENCES

1. Gadow R., Jiménez M. Carbon fiber-reinforced carbon composites for aircraft brakes // American Ceramic Society Bulletin. 2019. V. 98. P. 28–34.
2. Barber J.R. Thermoelastic instabilities in the sliding of conforming solids // Proc. R. Soc. London A. 1969. V. 312. № 1510. P. 381–394
3. Graf M., Ostermeyer G.-P. Efficient computation of thermoelastic instabilities in the presence of wear // Wear. 2014. V. 312. P. 11–20.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2014.01.008>
4. Adams G.G. Self-excited oscillations of two elastic half-spaces sliding with a constant coefficient of friction // ASME J. Appl. Mech. 1995. V. 62. P. 867–872.
<https://doi.org/10.1115/1.2896013>
5. Shpenev A.G. The influence of the thermoelastic instability on the wear of composite brake discs // J. Frict. Wear. 2021. Vol. 42. P. 30–37.
<https://doi.org/10.3103/S1068366621010104>
6. Johansson P., Marklund P., Björling M., Shi Y. Effect of humidity and counterface material on the friction and wear of carbon fiber reinforced PTFE composites // Tribology International. 2021. V. 157. P. 106869.
<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106869>

7. *Shcherbakova O.O., Bukovsky P.O., Muravyeva T.I., Shpenev A.G., et al.* Study of the counterbody material influence on the tribological characteristics of carbon composites based on fabric prepregs // *J. Surf. Investig.: X-ray, Synchrotron and Neutron Techniques*. 2024. Accepted manuscript.
8. *Fillot N., Jordanoff I., Berthier Y.* Wear modeling and the third body concept // *Wear*. 2007. V. 262, P. 949–957.
<https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.10.011>
9. *Kubacka E, Ostrowski P.* Influence of Composite Structure on Temperature Distribution—An Analysis Using the Finite Difference Method // *Materials*. 2023. V. 16. P. 5193.
<https://doi.org/10.3390/ma16145193>
10. *Shpenev A.G., Muravyeva T.I., Shkalei I.V. et al.* Influence of the Surface Film (Third Body) on the Friction and Wear Process of Carbon-Fiber Composites // *J. Surf. Investig.* 2022. V. 16, P. 397–401.
<https://doi.org/10.1134/S1027451022030326>
11. *Bukovskiy P.O., Morozov A.V., Kulakov V.V. et al.* High-Temperature Tribotechnical Properties of Carbon—Carbon Friction Composites // *J. Frict. Wear*. 2022. V. 43, P. 322–329.
<https://doi.org/10.3103/S1068366622050026>
12. *Shpenev A.G., Kenigfest A.M, Golubkov A.K.* Theoretical and Experimental Study of Carbon Brake Discs Frictionally Induced Thermoelastic Instability // *Springer Proceedings Phys.* 2016. V. 175. P. 551–559.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-26324-3_39