

УДК 629.113:536

В. П. Тарасик

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ДИСКОВЫХ ФРИКЦИОНАХ ТРАНСМИССИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

UDC 629.113:536

V. P. Tarasik

MATHEMATICAL MODEL OF HEAT TRANSFER IN DISK-TYPE FRICTION CLUTCHES OF MOBILE MACHINES TRANSMISSIONS

Аннотация

Разработана математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах, обеспечивающая корректное описание физических свойств контактирующих дисков, закономерностей распределения между ними генерируемого на поверхности трения теплового потока в процессе буксования и взаимного обмена накопленной дисками тепловой энергии. Приведены результаты исследования изменения температуры по толщине дисков, распределения между дисками генерируемого теплового потока на поверхностях трения и поглощения его слоями дисков. Расчеты выполнены применительно к фрикционам гидромеханической передачи БелАЗ. Показано влияние характеристик включения фрикциона на тепловую нагрузку дисков.

Ключевые слова:

гидромеханическая трансмиссия, многодисковый фрикцион, тепловой поток на поверхности трения, распределение температуры по толщине фрикционных дисков.

Abstract

The mathematical model of heat transfer has been developed for disk-type friction clutches, describing correctly the physical properties of contact disks, the distribution of heat flow between them, which is generated on the friction surface in the process of skidding, and the interchange of heat energy accumulated by the discs. The paper presents the results of studies of temperature changes over disks thickness, the distribution of the heat flow between discs, generated on friction surfaces, and its absorption by disc layers. The calculations were made for friction clutches of the BelAZ hydromechanical transmission. The effect of the characteristics of friction clutch engagement on the thermal load of discs is shown.

Key words:

hydromechanical transmission, multiple disc clutch, heat flow on the friction surface, temperature distribution over the thickness of friction discs.

На легковых автомобилях, карьерных самосвалах, строительно-дорожных машинах широкое применение находят гидромеханические передачи и преселективные коробки передач. Передачи в таких трансмиссиях переключают посредством многодисковых фрикционов, находящихся в общем корпусе с зубчатыми передачами и работающих в масляной среде. Прокачка масла между

дисками способствует их охлаждению, удаляет продукты износа с поверхностей трения и стабилизирует значение коэффициента трения. Для включения фрикционов используется гидропривод, что позволяет сравнительно легко решать проблему автоматизации управления переключением передач.

Пакет фрикционных дисков содержит диски с фрикционной накладкой

и высокоуглеродистые стальные диски (контртело). Фрикционную накладку изготавливают из металлокерамических или полимерных материалов с высоким значением коэффициента трения. Металлокерамическая накладка адгезионно закрепляется на поверхности несущего стального диска. Для краткости в дальнейшем диск с фрикционной накладкой будем называть фрикционным диском, а контртело – стальным диском.

При проектировании гидромеханической передачи необходимо иметь возможность прогнозирования максимально возможного нагрева её фрикционов на основе математического моделирования. Это позволит осуществить обоснованный выбор параметров фрикционов, обеспечивающих надежное их функционирование в экстремальных условиях работы мобильной машины.

Диски фрикциона при моделировании теплопередачи можно рассматривать как однородные изотропные тела, полагая в первом приближении постоянство их теплофизических параметров. Дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье в этом случае имеет вид [1]:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C\rho} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right), \quad (1)$$

где T – температура, К; t – время, с; λ – коэффициент теплопроводности материала диска, Вт/(м · К); C – удельная теплоемкость материала, Дж/(кг · К); ρ – плотность, кг/м³.

Для решения этого уравнения используется метод конечных элементов, или метод конечных разностей, реализованных в стандартных программных обеспечениях. При этом осуществляется дискретизация объёма диска, задаются граничные и начальные условия. Однако эти методы в инженерной практике при выполнении проектных работ не получили широкого применения. Это обусловлено прежде всего

сложностью корректной постановки задачи исследования и настройки программы расчета. Значительные затруднения вызывают вопросы закрепления объекта исследования и формирования граничных условий.

Проведенные расчетные исследования температуры в дисковых фрикционах методом конечных элементов показали, что различие значений температуры в радиальном направлении фрикционных дисков на порядок ниже, чем в осевом. Это обусловлено сравнительно небольшой разницей между внутренним и наружным радиусами поверхности трения дисков и высокой теплопроводностью материала дисков. Поэтому возникло решение разработать математическую модель одномерной теплопередачи в дисках фрикционов, доступную для использования в инженерной практике проектных работ.

В одномерном случае уравнение теплопроводности Фурье

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{C\rho} \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}. \quad (2)$$

При расчете температурных полей дисков фрикциона примем следующие допущения:

- поток тепловой энергии, генерируемой на поверхностях трения дисков в процессе буксования фрикциона, одномерный $\Phi(x, t)$ и равномерно распределен по поверхности трения;

- теплотехнические коэффициенты материалов пары трения не зависят от температуры;

- в связи с кратковременностью процесса буксования отдача теплоты в окружающую среду незначительна и ею можно пренебречь;

- при дискретизации дисков фрикциона представим их в виде плоских пластин конечной толщины, ограниченных двумя плоскостями $x = 0$ и $x = b/2$, где b – толщина диска;

- источник тепловой энергии на-

ходится в плоскости $x = 0$, а плоскость $x = b/2$ теплоизолирована.

Последнее допущение позволяет рассматривать только одну половину толщины каждого диска. На рис. 1 представлена предлагаемая модель дисков фрикциона для исследования одномерной теплопередачи. Линией AB отображена поверхность трения дисков. Вдоль оси $x_{ст}$ расположены пластины стального диска, а вдоль оси $x_{МК}$ – пластины фрикционного диска. Узлы дискретизации стального диска обозначены $1, 2, \dots, i, n$, фрикционного – $1', 2', \dots, i', m$, толщины дисков – $b_{ст}$ и

$b_{МК}$, толщины выделенных пластин соответствующих дисков – $h_{ст}$ и $h_{МК}$. Результаты предшествующих исследований [2] показывают, что значения толщин всех выделяемых пластин моделируемых дисков целесообразно принимать одинаковыми, т. е. $h_{ст} = h_{МК}$. Толщину поверхностных слоёв обоих дисков примем в два раза меньше, т. е. $h_{ст1} = h_{ст}/2$ и $h_{МК1} = h_{МК}/2$. Первые несколько слоев левой части модели на рис. 1 относятся к фрикционной накладке, а остальные – к несущей стальной основе фрикционного диска.

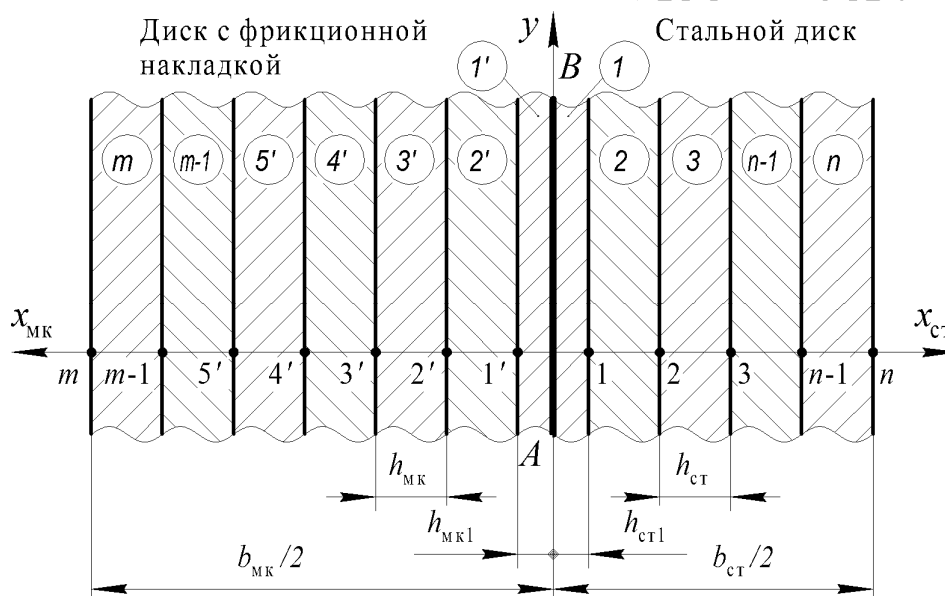


Рис. 1. Модель одномерной теплопередачи в дисках фрикциона

Для описания физических свойств одномерной дискретной модели дисков фрикциона выполним конечно-разностную аппроксимацию второй производной температуры T по толщине диска x в формуле (2):

$$\partial^2 T / \partial x^2 = [T(x+h, t) - 2T(x, t) + T(x-h, t)] / h^2, \quad (3)$$

где h – шаг дискретизации по оси x .

Введём обозначения: $T(x+h, t) = T_{i+1}$; $T(x, t) = T_i$; $T(x-h, t) = T_{i-1}$, где i – номер узла дискретизации диска. Этот же номер присваивается и соответствующему слою диска. С учётом этих обозначений уравнение (3) приводится к виду

$$\partial^2 T / \partial x^2 = (T_{i-1} - T_i) / h_{i-1}^2 - (T_i - T_{i+1}) / h_i^2.$$

Подставим $\partial^2 T / \partial x^2$ в уравнение

теплопроводности (2):

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{\mu_{Ti-1}(T_{i-1} - T_i)}{c_{Ti}} - \frac{\mu_{Ti}(T_i - T_{i+1})}{c_{Ti}}; \quad i = \overline{2, n-1}, \quad (4)$$

где μ_{Ti} – коэффициент теплопроводности i -го слоя диска, Вт/К; c_{Ti} – теплоемкость i -го слоя диска, Дж/К.

Значения μ_{Ti} и c_{Ti} вычисляются по формулам:

$$\mu_{Ti} = \frac{\lambda_i V_i}{h_i^2} = \frac{\lambda_i A_i}{h_i}; \quad (5)$$

$$c_{Ti} = C_i \rho_i V_i = C_i \rho_i A_i h_i, \quad (6)$$

где V_i – объём i -го слоя диска, м³; A_i – площадь контактирующих поверхностей слоев в узлах дискретизации диска, м².

Умножим левую и правую части уравнения (4) на c_{Ti} . В результате получим уравнение баланса тепловых потоков i -го слоя диска:

$$\Phi_{ii} = \Phi_{Ti-1} - \Phi_{Ti}, \quad (7)$$

где Φ_{ii} – тепловой поток, поглощаемый i -м слоем диска, обеспечивающий приращение его температуры ΔT_i ; Φ_{Ti-1} – тепловой поток, поступающий в i -й слой из $(i-1)$ -го слоя, обеспечиваемый теплопроводностью $(i-1)$ -го слоя; Φ_{Ti} – тепловой поток, передаваемый из i -го слоя в $(i+1)$ -й слой (единица измерения теплового потока – ватт).

Компоненты уравнения (7) баланса тепловых потоков вычисляются по формулам:

$$\Phi_{ii} = c_{Ti} \frac{dT_i}{dt}; \quad (8)$$

$$\Phi_{Ti-1} = \mu_{Ti-1}(T_{i-1} - T_i); \quad (9)$$

$$\Phi_{Ti} = \mu_{Ti}(T_i - T_{i+1}). \quad (10)$$

Уравнение (8) по форме аналогично уравнению инерционного элемента механической системы, отображающего способность сосредоточенной массы накапливать кинетическую энергию при увеличении её скорости. Точно так же приращение температуры ΔT_i теплового элемента отображает его способность накапливать тепловую энергию.

Уравнения (9) и (10) по форме аналогичны уравнениям диссипативных элементов механической системы. Однако отображаемые ими свойства тепловых элементов существенно отличаются от свойств диссипативных элементов механической системы, потери энергии в которых обусловлены силами трения и возникают вследствие постоянного изменения знака относительной скорости деформации упругого элемента, сопровождаемой возникновением внутреннего трения. Причиной этих потерь является колебательный характер движения сосредоточенных масс, взаимодействующих между собой посредством упругих элементов. В тепловой системе аналог упругого элемента отсутствует, а теплота передаётся без потерь в одном направлении – от элемента с более высокой температурой к элементу с меньшей температурой. Потери тепловой энергии возможны только при отводе её во внешнюю среду.

Для моделирования теплопередачи в дисках фрикционов необходимо сформировать описание граничных условий на поверхности трения при $x=0$ и в средней плоскости диска при $x=b/2$, которая считается теплоизолированной, согласно вышеизложенным допущениям.

При генерировании теплового потока на поверхности трения фрикционных дисков используем граничное условие III рода в следующем виде:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\Phi_{вх}}{A_B} = 0, \quad (11)$$

где $\Phi_{\text{вх}}$ – тепловой поток на поверхности трения, направленный вдоль оси x , Вт; $A_{\text{в}}$ – площадь поверхности трения дисков, м^2 .

Аппроксимируем производную $\partial T/\partial x$ отношением конечной разности:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=0} = \frac{T_1 - T_{\text{в}}}{h_1} = -\frac{\Phi_{\text{вх}}}{\lambda_1 A_{\text{в}}}. \quad (12)$$

Полагая в уравнении (4) $T_{i-1} = T_{\text{в}}$; $T_i = T_1$; $T_{i+1} = T_2$ и используя выражение (12), после простейших преобразований получаем следующее дифференциальное уравнение для определения температуры T_1 поверхностного слоя диска:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\Phi_{\text{вх}} - \mu_{\text{т1}}(T_1 - T_2)}{c_{\text{т1}}}. \quad (13)$$

Уравнение граничного условия в средней плоскости диска при $x = b/2$ аналогично уравнению (11), но тепловой поток на границе $\Phi_{\text{вх}} = 0$. С учётом этого дифференциальное уравнение для определения температуры T_n теплоизолированного слоя n имеет вид:

$$\frac{dT_n}{dt} = \frac{2\mu_{\text{т}n-1}(T_{n-1} - T_n)}{c_{\text{т}n}}. \quad (14)$$

Уравнения (4), (13), (14) получены в [3, 4]. Для их использования необходимо предварительно определить функцию теплового потока на поверхности трения $\Phi(x, t)$. Эта функция соответствует функции мощности буксования фрикциона $P_{\text{бх}}(t)$, отнесённой к одной паре трения. Мощность буксования определяется в процессе моделирования переключения передачи на основе соответствующей математической модели. Примеры используемых моделей приведены в [2, 5, 6]. Вычисление мощности буксования фрикциона $P_{\text{ф}}(t)$ осуществляется по формуле

$$P_{\text{ф}}(t) = |M_{\text{ф}}(t)\omega_{\text{ф}}(t)|, \quad (15)$$

где $M_{\text{ф}}(t)$ – изменение во времени момента трения фрикциона, Н · м; $\omega_{\text{ф}}(t)$ – изменение относительной скорости скольжения фрикционных дисков, рад/с.

Функцию теплового потока на поверхности трения $\Phi(x, t)$ находят по формуле

$$\Phi(x, t) = P_{\text{ф}}(t)/z, \quad (16)$$

где z – количество пар трения фрикциона.

Текущие значения теплового потока на поверхности трения распределяются соответствующим образом между фрикционным и стальным дисками фрикциона. Для этого обычно используют известную формулу Шаррона–Чичинадзе [7]. Согласно этой формуле распределение теплового потока определяется только теплофизическими параметрами и плотностью материала дисков, а также коэффициентом перекрытия поверхностей трения. В результате коэффициенты распределения теплового потока $K_{\text{МК}} = \Phi_{\text{МК}}(t)/\Phi(x, t)$ и $K_{\text{СТ}} = \Phi_{\text{СТ}}(t)/\Phi(x, t)$ оказываются постоянными величинами для данного фрикциона (здесь $\Phi_{\text{МК}}(t)$ и $\Phi_{\text{СТ}}(t)$ – тепловые потоки, поглощаемые соответственно фрикционным и стальным дисками). Анализируя опубликованные работы, выполненные с использованием этих формул, было обнаружено, что приведенные в них результаты как качественно, так и количественно отличаются от реальных характеристик протекания температурных полей в дисках фрикционов [3, 4, 6].

Согласно исследованиям авторов, распределение теплового потока, генерируемого на поверхности трения дисков в течение времени буксования фрикциона, претерпевает весьма существенные изменения. Всё определяется способностью обоих взаимодействующих дисков потреблять и передавать между слоями тепловую энергию и распределять накопленную дисками энергию ме-

жду собой, а это зависит не только от теплофизических параметров материала дисков, но и в значительной мере от их конструктивных особенностей.

В предлагаемой математической модели возникшая проблема решена путем корректного описания физических свойств обоих контактирующих дисков фрикциона на основе закономерностей распределения генерируемого на поверхностях трения теплового потока в процессе буксования и обмена накопленной дисками тепловой энергией между собой. Эти особенности отражаются представленной на рис. 1 моделью фрикционных дисков. В соответствии с этой моделью поверхность трения AB принадлежит одновременно слою стального диска толщиной $h_{ст1}$ и слою фрикционного диска $h_{МК1}$. Объединим эти слои в один и примем во внимание передачу тепловой энергии одновременно в оба диска. Тогда уравнение (13) преобразуется к следующему виду:

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\Phi_{вх} - \mu_{т.ст1}(T_1 - T_2) - \mu_{т.МК1}(T_1 - T_2')}{c_{т.ст1} + c_{т.МК1}}, \quad (17)$$

где $\mu_{т.ст1}$ и $\mu_{т.МК1}$ – коэффициенты теплопроводности первых слоёв стального и фрикционного дисков соответственно; $c_{т.ст1}$ и $c_{т.МК1}$ – теплоёмкости этих же слоёв.

Уравнения (17), (4) и (14) сводятся в единую систему дифференциальных уравнений, решение которых позволяет получить характеристики изменения во времени температуры в выделенных дискретных слоях фрикционных и стальных дисков в процессе буксования фрикциона, а также последующего периода времени выравнивания температуры всех слоев обоих дисков после его замыкания. Система уравнений включает одно уравнение (17), $n - 2$ уравнений (4) для определения температуры стального диска, $m - 2$ уравнений (4) для определения температуры фрикционного диска и два уравнения (14) для опреде-

ления температуры в срединных слоях стального и фрикционного дисков. В уравнения подставляются значения параметров μ_t и c_t в соответствии с материалом слоев дисков. Наличие масляных канавок, выполненных на поверхности трения фрикционной накладки, учитывается при вычислении $\mu_{т.МК}$ и $c_{т.МК}$ для слоёв фрикционного диска на глубине этих канавок путём умножения их значений на коэффициент перекрытия ψ .

Разработанная математическая модель использована для исследования теплопередачи в дисках фрикционных карьерного самосвала БелАЗ-7555Е. Наружный и внутренний радиусы поверхностей трения дисков этих фрикционов: $R_H = 122$ мм, $r_B = 98,5$ мм; толщина фрикционных накладок – 0,65 мм; глубина масляных канавок – 0,4 мм; толщина стальной основы фрикционного диска – 3,9 мм; толщина стального диска (контртело) – 2,6 мм; коэффициент перекрытия $\psi = 0,7$; количество пар трения $z = 18$. Фрикционная накладка – металлокерамическая марки МК-5. Её параметры: $\lambda_{МК} = 15,5$ Вт/(м·К); $c_{МК} = 638$ Дж/(кг·К); $\rho_{МК} = 6200$ кг/м³. Стальной диск и основа фрикционного диска изготовлены из стали 65Г со следующими параметрами: $\lambda_{ст} = 43,6$ Вт/(м·К); $c_{ст} = 510$ Дж/(кг·К); $\rho_{ст} = 7800$ кг/м³.

На рис. 2 приведены графики изменения во времени мощности $P_{ф}$ и работы $W_{ф}$ буксования фрикциона при трогании с места самосвала на первой передаче с полной нагрузкой в карьерных условиях. Время буксования фрикциона $t_6 = 0,425$ с. Во фрикционном диске при моделировании было выделено 26 слоёв, а в стальном – 13.

На рис. 3 приведены графики изменения температуры. Сплошными ли-

ниями изображены характеристики температуры стального диска, штриховыми – фрикционного. Обозначения номеров слоёв соответствуют рис. 1. Очевидна существенная разница в характеристиках нагрева дисков. Коэффициент теплопроводности стали $\lambda_{ст}$ в 2,813 раза выше, чем коэффициент теплопроводности металлокерамики, поэтому скорость передачи тепловой энергии

между слоями стального диска гораздо выше, чем фрикционного. В результате стальной диск нагревается более равномерно по сравнению с фрикционным. Следовательно, градиент температуры стального диска меньше, чем фрикционного. А градиент температуры определяет величину термических напряжений диска.

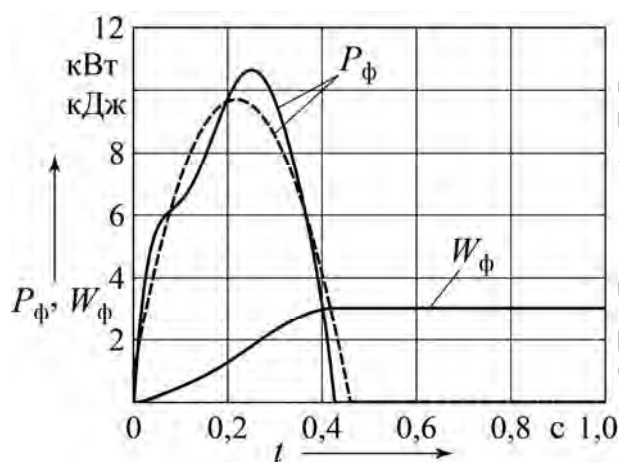


Рис. 2. Мощность и работа буксования фрикциона

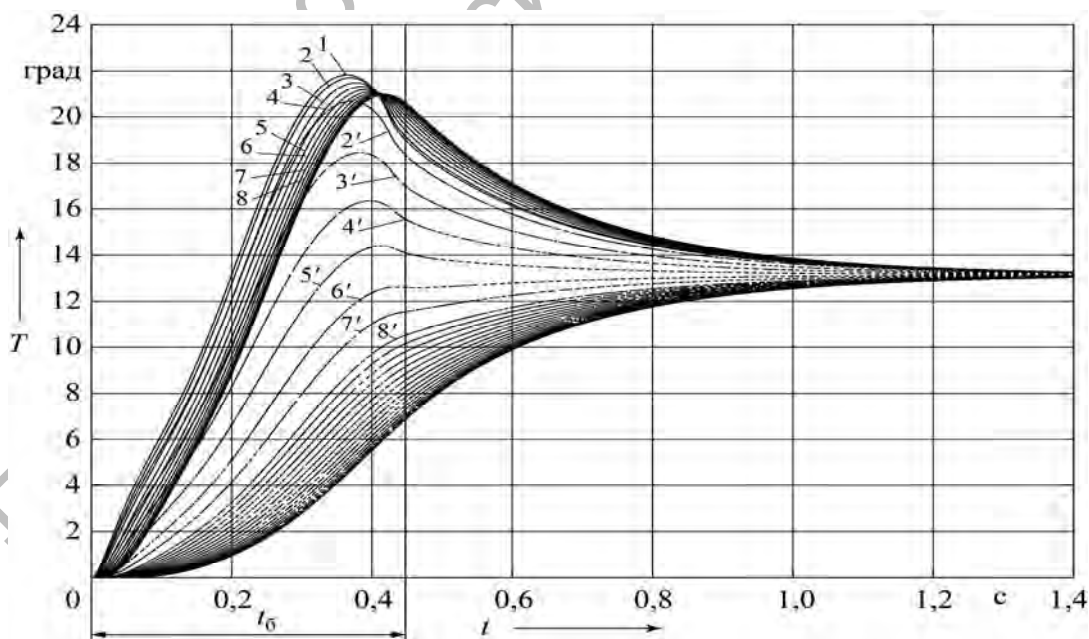


Рис. 3. Изменение температуры в слоях стального и фрикционного дисков в процессе буксования фрикциона

На рис. 4, а приведены графики изменения градиента температуры dT/dx стального диска, на рис. 4, б – фрикционного в различные моменты времени t процесса буксования фрикциона. Максимальные его значения для стального и фрикционного дисков достигаются в различные моменты времени. Величина градиента температуры фрикционного диска значительно выше, чем стального, что создаёт высокие термические напряжения и может при-

вести к отслаиванию фрикционной накладки от стальной основы диска. Ломаная линия его характеристики обусловлена различием параметров $\lambda_{\text{МК}}$ и $\lambda_{\text{СТ}}$ фрикционной накладки и стальной основы фрикционного диска, а также наличием масляных канавок, выполненных в четырёх первых слоях. Отметим, что градиент температуры дисков в процессе буксования фрикциона – отрицательная величина.

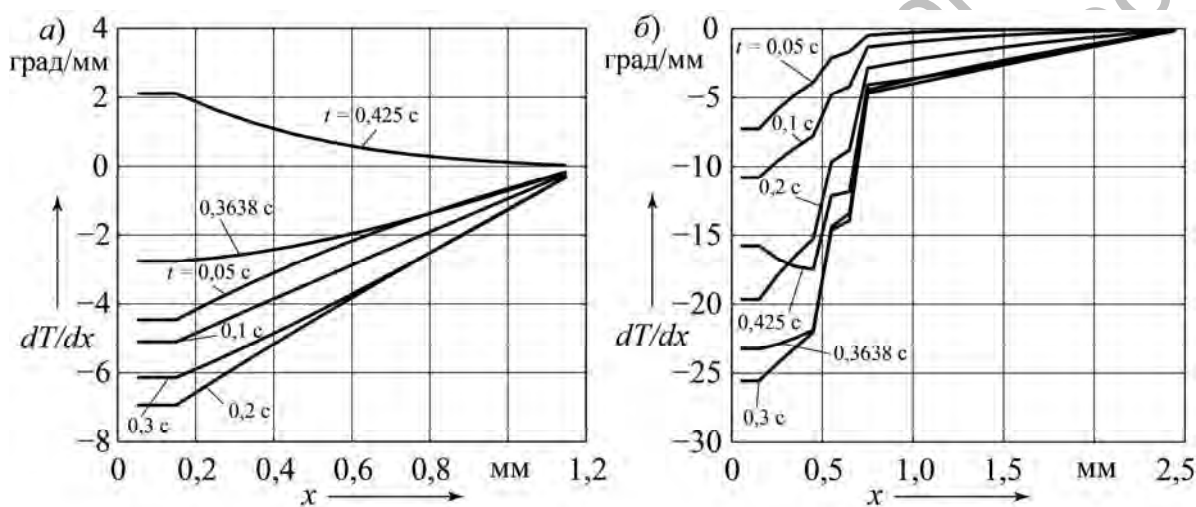


Рис. 4. Изменение градиента температуры стального (а) и фрикционного (б) дисков фрикциона

На рис. 5, а представлены графики распределения тепловых потоков между дисками фрикционов. Характеристика $\Phi_{\text{СУМ}}$ отображает изменение во времени теплового потока, генерируемого на поверхности трения, а характеристики $\Phi_{\text{СТ}}$ и $\Phi_{\text{МК}}$ – тепловых потоков, поглощаемых стальным и фрикционным дисками соответственно. После прекращения буксования, т. е. при $t \geq t_{\text{б}}$, тепловой поток стального диска становится отрицательным. Это означает, что тепловая энергия, накопленная стальным диском, начинает передаваться фрикционному диску. В результате температура в слоях обоих дисков постепенно выравнивается и по истечении некоторого

интервала времени оказывается одинаковой во всех слоях обоих дисков. В рассматриваемом примере при $t = 1,4$ с устанавливается температура 13,1 град.

На рис. 5, б показаны графики изменения коэффициентов распределения тепловых потоков $K_{\text{СТ}}$ и $K_{\text{МК}}$ между дисками фрикциона, вычисляемых по формулам:

$$K_{\text{СТ}} = \Phi_{\text{СТ}} / \Phi_{\text{СУМ}} ;$$

$$K_{\text{МК}} = \Phi_{\text{МК}} / \Phi_{\text{СУМ}} . \quad (18)$$

Из рис. 5, а и б видно, что в начальный период буксования фрикциона стальной диск поглощает значительно больший тепловой поток, чем фрикци-

онный. Но значение $K_{ст}$, характеризующее поглощение тепловой энергии стальным диском, с течением времени постепенно снижается, а $K_{мк}$ возрастает. После спада функции теплового потока $\Phi_{сум}$ значение $K_{мк}$ начинает быстро возрастать, а при $t \approx 0,4$ с весь ге-

нерируемый тепловой поток $\Phi_{сум}$ поглощается только фрикционным диском. Стальной диск при этом начинает отдавать накопленную избыточную тепловую энергию фрикционному диску, и тепловой поток $\Phi_{ст}$ становится отрицательным.

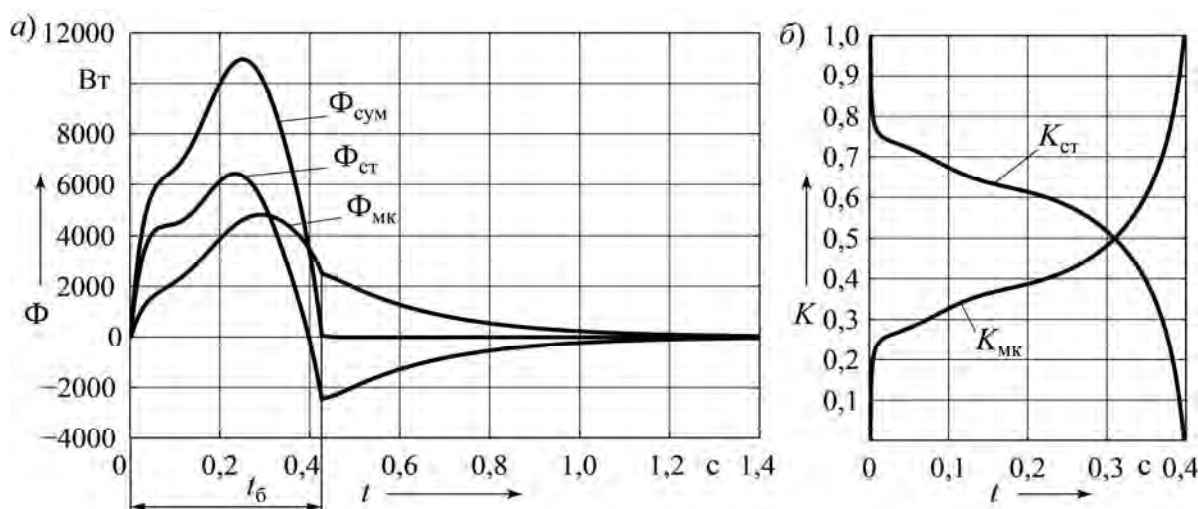


Рис. 5. Распределение между дисками теплового потока, генерируемого на поверхности трения

Температура дисков и градиент температуры также зависят от характеристик включения фрикционов, оказывающих непосредственное влияние на генерирование тепловой энергии на поверхности трения. На рис. 2 штриховой линией показана характеристика мощности трения P_f при более плавном нарастании усилия сжатия дисков фрикциона в начальный период включения, но при одинаковой суммарной работе трения W_f с исследуемым вариантом. В этом случае максимальная температура поверхностных слоёв обоих дисков оказывается ниже на один градус, а градиент температуры фрикционного диска – на 2 град/мм, т. е. почти на 10 % ниже. Следовательно, при проектировании системы управления фрикционами необходимо учитывать влияние её характеристик на тепловую нагруженность дисков.

На рис. 6 показаны характеристики изменения во времени тепловых потоков, поглощаемых слоями дисков. Графики на рис. 6, а и в соответствуют жёсткому процессу включения фрикциона, а графики на рис. 6, б и г – более мягкому. Колебательный характер изменения тепловых потоков при жёстком включении обусловлен переменной интенсивностью нарастания мощности трения P_f (см. рис. 2).

Для получения характеристик, представленных на рис. 6, необходимо в правых частях системы дифференциальных уравнений предложенной математической модели исключить деление на теплоёмкость $c_{т.ст}i$ и $c_{т.мк}j$ слоёв стального и фрикционного дисков соответственно.

Для оценки адекватности предложенной математической модели тепло-

передачи в дисках фрикционов сравним полученное значение приращения температуры ΔT после её выравнивания во всех слоях дисков со значением средней объёмной температуры нагрева дисков $\Delta T_{ср}$ за время включения фрикциона, вычисляемое по формуле [4]

$$\Delta T_{ср} = \frac{W_{\phi}}{\Sigma c_{Т.ст} + \Sigma c_{Т.МК}}, \quad (19)$$

где W_{ϕ} – работа трения фрикциона за

время буксования t_{ϕ} , Дж; $\Sigma c_{Т.ст}$ – суммарная теплоёмкость стальной составляющей обоих дисков; $\Sigma c_{Т.МК}$ – суммарная теплоёмкость фрикционной накладки.

Работа трения фрикциона W_{ϕ} определяется по формуле

$$W_{\phi} = \int_0^{t_{\phi}} \frac{P_{\phi}(t)}{z} dt = \int_0^{t_{\phi}} \Phi_{сум} dt. \quad (20)$$

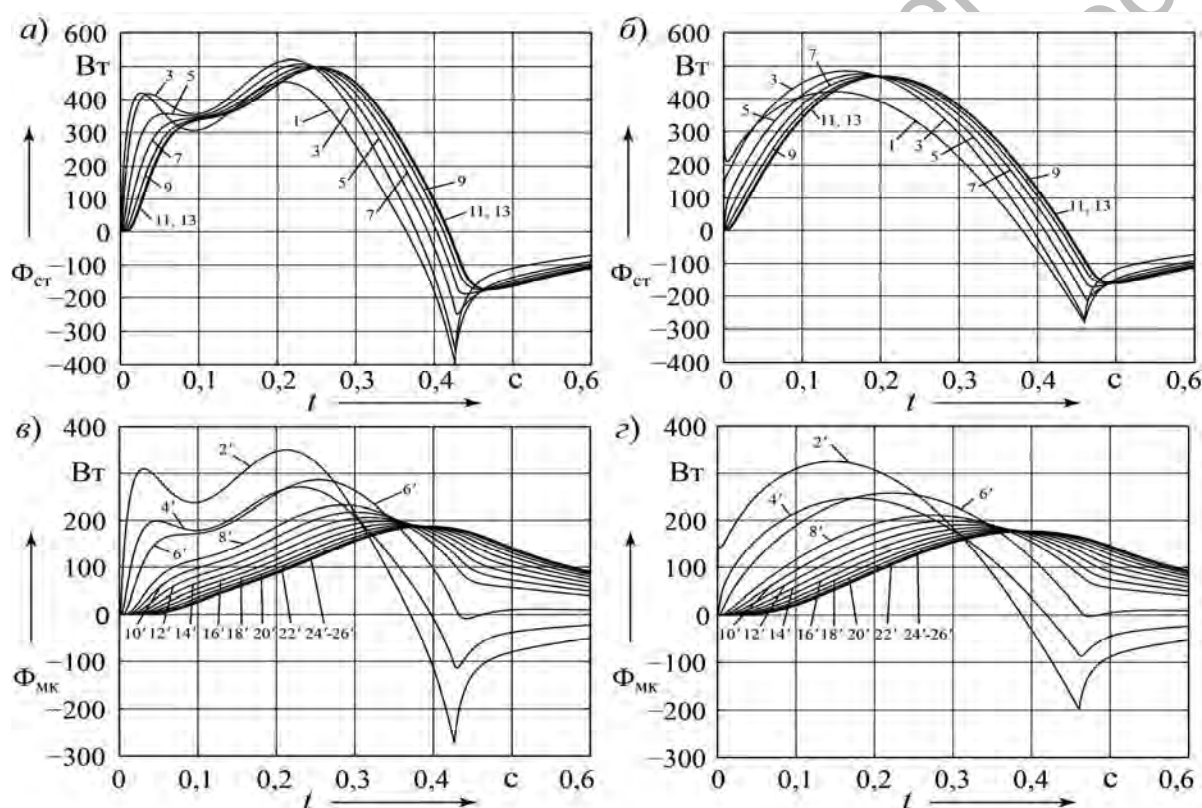


Рис. 6. Характеристики изменения во времени тепловых потоков, поглощаемых слоями дисков: а и в – при жёстком процессе включения фрикциона; б и г – при более мягком процессе

Величины $\Sigma c_{Т.ст}$ и $\Sigma c_{Т.МК}$ вычисляются по формулам:

$$\Sigma c_{Т.ст} = C_{ст} \rho_{ст} V_{ст}^* / 2; \quad (21)$$

$$\Sigma c_{Т.МК} = C_{МК} \rho_{МК} V_{МК}^* / 2, \quad (22)$$

где $C_{ст}, C_{МК}$ – удельные теплоёмкости стали и металлокерамической накладки

соответственно; $V_{ст}^*, V_{МК}^*$ – суммарные объёмы стальной и металлокерамической составляющих обоих дисков.

Деление на два в формулах (21) и (22) необходимо в связи с тем, что в модели теплопередачи используются половинные толщины дисков. При определении $V_{МК}^*$ необходимо учесть объём масляных канавок, уменьшающих вели-

чину $V_{\text{МК}}^*$. При сопоставлении полученных результатов оказалось, что ΔT и $\Delta T_{\text{ср}}$ почти совпадают.

При использовании формулы Шаррона–Чичинадзе применяется модель теплопередачи, приведенная в [3, 4]. Значения коэффициентов распределения тепловых потоков в этом случае – $K_{\text{СТ}} = 0,627$ и $K_{\text{МК}} = 0,373$. Максимальное значение температуры стального диска оказывается равным 24,45 град, фрикционного – 7,95 град. Конечные температуры при этом 23,47 и 7,50 град соответственно. Очевидно, что использованные в [3, 4, 6] математические модели некорректны. Они приводят к существенному искажению получаемых результатов.

Выводы

1. Разработана математическая модель теплопередачи в многодисковом фрикционе, обеспечивающая корректное описание физических свойств контактирующих дисков на основе закономерностей распределения генерируемого на поверхностях трения теплового

потока в процессе буксования, теплопередачи между слоями дисков и обмена накопленной обоими дисками пары трения тепловой энергией между собой.

2. В соответствии с предложенной моделью поверхность трения принадлежит одновременно поверхностным слоям фрикционного и стального (контртело) дисков, которые объединяются в один общий поверхностный слой. Это обеспечивает реальное распределение теплового потока между фрикционным и стальным дисками с учётом текущего потребления и передачи тепловых потоков всеми выделенными дискретными элементами дисков.

3. Обеспечивается равенство текущих значений поверхностной температуры обоих контактирующих дисков фрикциона и единство конечной температуры нагрева всех их слоёв после завершения процесса буксования фрикциона.

4. Предложенная модель отображает протекание переходного процесса теплопередачи и конечное стационарное состояние тепловой физической системы после завершения переходного процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск : Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
2. Тарасик, В. П. Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1 (34). – С. 107–117.
3. Тарасик, В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач / В. П. Тарасик. – Минск : Наука и техника, 1973. – 320 с.
4. Ксеневич, И. П. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / И. П. Ксеневич, В. В. Гуськов, В. П. Тарасик; под общ. ред. д-ра техн. наук И. П. Ксеневича. – М. : Машиностроение, 1991. – 544 с.
5. Тарасик, В. П. Моделирование переключения передач автомобиля с гидромеханической передачей / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 81–94.
6. Исследование механической и тепловой нагруженности фрикционов гидромеханической передачи / О. А. Шаповалова [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2014. – № 2. – С. 15–20.
7. Барский, И. Б. Сцепления транспортных и тяговых машин / И. Б. Барский, Ф. Р. Геккер, В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 1989. – 344 с.

Статья сдана в редакцию 30 июня 2015 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avto@bru.mogilev.by

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.