

УДК 536.24:621.838

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМА МНОГОДИСКОВОЙ МАСЛООХЛАЖДАЕМОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ ЭНЕРГОНАСЫЩЕННОГО КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА. ЧАСТЬ 1. ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАЧИ

В. П. СЕРГИЕНКО⁺, М. Ю. ЦЕЛУЕВ, А. В. КУПРЕЕВ

Выполнено численное исследование влияния инерционно-силовых параметров механизма агрегируемой машины на тепловой режим многодисковой маслоохлаждаемой фрикционной муфты привода заднего вала отбора мощности энергонасыщенного колесного трактора. Приведена система дифференциальных уравнений динамики буксования ведомых и ведущих дисков в процессе включения муфты и выполнено ее численное решение методом Рунге-Кутты. Сформулирована начально-краевая задача, описывающая тепловые процессы в пакете дисков при фрикционном нагреве муфты и осуществлено ее численное решение методом конечных элементов.

Ключевые слова: фрикционный нагрев, маслоохлаждаемая фрикционная муфта, теплоперенос, температурное поле, фрикционный материал, динамика буксования.

Введение. Повышение энергонасыщенности современных колесных тракторов, увеличение инерционно-силовых параметров механизмов агрегируемых с трактором машин ведет к росту энерго- и теплонагруженности их фрикционных узлов. Высокие температуры и температурные градиенты на контактных поверхностях и в объеме трущихся тел являются причиной интенсивного изнашивания и тепловой деформации элементов пар трения [1, 2], что снижает эффективность и надежность работы колесных тракторов.

Одним из наиболее ответственных и энергонагруженных механизмов колесных тракторов, передающих до 100% номинальной мощности двигателя, является привод заднего вала отбора мощности (ВОМ), который предназначен для приведения в действие рабочих органов мобильных или стационарных машин, агрегируемых с трактором. В современных энергонасыщенных колесных тракторах “Беларус” применяется независимый от поступательного движения машинно-тракторного агрегата (МТА) двухскоростной задний ВОМ с постоянной номинальной частотой вращения, который приводится во вращательное движение от коленчатого вала дизельного двигателя через многодисковую маслоохлаждаемую фрикционную муфту (ММФМ) управления ВОМ и понижающую двухступенчатую коробку передач. Применение ММФМ в приводе ВОМ обусловлено стремлением конструкторов снизить тепловую нагруженность фрикционного узла, а следовательно, повысить эффективность и надежность работы колесных тракторов [3]. Снижение тепловой нагруженности ММФМ осуществляется за счет уменьшения удельной силы трения путем реализации на фрикционном контакте граничного режима трения, при этом требуемое значение момента сил трения в узле обеспечивается за счет увеличения количества трущихся пар. Использование пакета, состоящего из нескольких фрикционных и промежуточных дисков, взаимодействующих в среде масла, позволяет реализовать эту идею на практике [4–6]. Совершенствование конструкции ММФМ неразрывно связано с решением проблемы повышения эффективности отвода маслом тепла от поверхностей трения. С этой целью, в частности, фрикционный диск имеет специальные канавки, через которые осуществляется принудительная прокачка охлаждающего масла.

Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси. Беларусь, 246050, г. Гомель, ул. Кирова, 32а.

+ Автор, с которым следует вести переписку. e-mail: sergienko_vp@mail.ru.

Схема ММФМ с гидравлическим управлением энергонасыщенного колесного трактора представлена на рис. 1. Пакет, состоящий из ведущих 1 (фрикционных) и ведомых 2 (промежуточных) дисков, расположен между жестко закрепленным упорным диском 3 и поршнем 4 гидроцилиндра управления. Ведомые диски установлены на шлицах быстроходного вала 5 двухскоростной коробки передач, а ведущие диски, состоящие из стальной основы с адгезионно закрепленным фрикционным материалом, установлены на шлицах шлицевой муфты 6. В момент включения ММФМ под действием усилия, передаваемого от гидравлического поршня, происходит осевое сжатие пакета, в результате чего осуществляется трение фрикционного материала вращающихся ведущих дисков по поверхности первоначально неподвижных ведомых дисков. В результате возникает момент сил трения, который увеличивает угловую скорость вращения ведомой части муфты. В период буксования в зоне фрикционного контакта ведущих и ведомых дисков происходит диссипация механической энергии, сопровождающаяся нагревом пар трения муфты. Характер нагрева, определяющийся температурным полем в пакете дисков, зависит от интенсивности фрикционного тепловыделения, теплофизических свойств материалов пар трения, особенностей их теплообмена с окружающей средой и других факторов [7]. Значительный нагрев пар трения муфты ускоряет изнашивание их элементов, а в ряде случаев может привести к недопустимой тепловой деформации дисков, вызывающей заклинивание ММФМ. Поэтому прогнозирование теплового режима работы ММФМ привода заднего ВОМ в зависимости от режимов эксплуатации МТА на этапе проектирования и постановки на производство колесных тракторов является актуальной научно-технической задачей.

Цель работы — моделирование и оценка тепловых режимов работы ММФМ привода заднего ВОМ колесного трактора в зависимости от инерционно-силовых параметров механизма агрегатируемой машины.

Формулировка задачи. Рассмотрим задачу о фрикционном нагреве пакета дисков ММФМ при включении заднего ВОМ на примере энергонасыщенного колесного трактора номинальной мощностью 224 кВт (300 л.с.). Расчетную схему (рис. 2) рассматриваемой тепловой задачи составим в предположении того, что температурное поле $T_i = T_i(r, z, t)$ ($i = 1, 2, \dots, 15$) в i -м элементе пакета дисков муфты имеет осевую симметрию и зависит от координат r и z цилиндрической координатной системы, а также от текущего времени t . Кроме того, будем считать, что процессы фрикционного тепловыделения у поверхностей трения, теплопередачи в дисках муфты и теплообмена поверхностей дисков с окружающей средой приводят к формированию температурного поля, симметричного относительно плоскости геометрической симметрии ($z = 0$) пакета дисков.

Температурное поле для i -го элемента пакета дисков муфты будем искать в области V_i :

$$V_1 = \left\{ (r, z) \mid r_3 \leq r \leq R_2, 0 \leq z \leq \frac{h_3}{2} \right\}; \quad (1)$$

$$V_{4i-3} = \left\{ (r, z) \mid r_3 \leq r \leq R_2, -\frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + (i-1)h \right\}, i = 2, 3, 4; \quad (2)$$

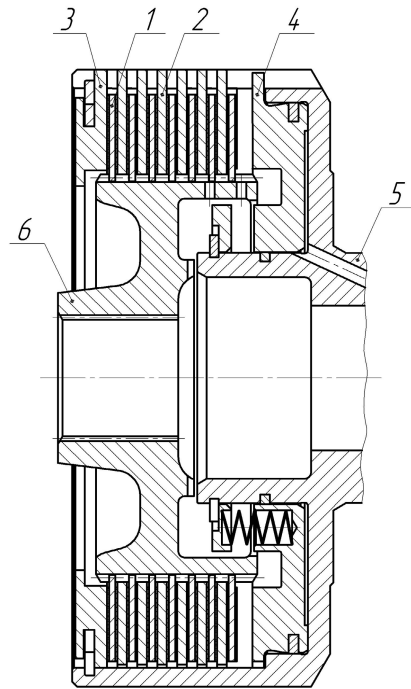


Рис. 1. Схема ММФМ привода заднего ВОМ энергонасыщенного колесного трактора “Беларус”: 1 — ведущий диск; 2 — ведомый диск; 3 — упорный диск; 4 — поршень; 5 — вал; 6 — шлицевая муфта

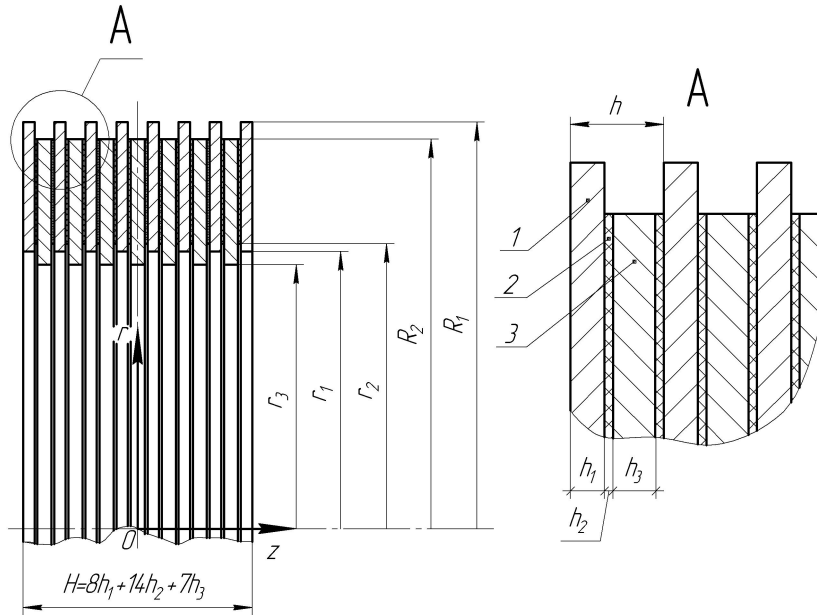


Рис. 2. Расчетная схема тепловой задачи для пакета дисков ММФМ: 1 — ведомый диск; 2 — фрикционный слой; 3 — основа ведущего диска

$$V_{4i-2} = \left\{ (r, z) \mid r_2 \leq r \leq R_2, \frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h \right\}, \quad i = 1, 2, \dots, 4; \quad (3)$$

$$V_{4i-1} = \left\{ (r, z) \mid r_1 \leq r \leq R_1, \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h \leq z \leq -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih \right\}, \quad i = 1, 2, \dots, 4; \quad (4)$$

$$V_{4i} = \left\{ (r, z) \mid r_2 \leq r \leq R_2, -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih \leq z \leq -\frac{h_3}{2} + ih \right\}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (5)$$

где R_1, r_1 — наружный и внутренний радиусы ведомого диска; R_2, r_2 — наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки; r_3 — внутренний радиус основы ведущего диска; h_1, h_2, h_3 — толщина ведомого диска, фрикционной накладки и основы ведущего диска, соответственно; $h = h_1 + 2h_2 + h_3$ — суммарная толщина ведомого и ведущего дисков.

С учетом температурной зависимости теплофизических свойств материалов дисков и сделанных выше предположений нестационарное температурное поле в пакете дисков муфты описывается следующей системой нелинейных уравнений теплопередачи:

$$c_i \rho_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial z} \right), \quad (r, z) \in V_i, \quad i = 1, 2, \dots, 15, \quad t > 0, \quad (6)$$

где c_i, ρ_i, λ_i — удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности i -го элемента пакета дисков, соответственно.

При формулировке начальных условий рассматриваемой тепловой задачи примем предположение об однородности температурного поля в пакете дисков в начальный момент времени. При этом будем считать, что температура в произвольном диске муфты в начальный момент времени равна температуре T_0 окружающей среды. Тогда начальные условия рассматриваемой тепловой задачи примут вид

$$T_i = T_0, \quad (r, z) \in V_i, \quad i = 1, 2, \dots, 15, \quad t = 0. \quad (7)$$

Краевое условие на плоскости геометрической симметрии пакета дисков с учетом принятого ранее предположения о симметрии температурного поля имеет вид

$$\frac{\partial T_1}{\partial z} = 0, \quad r_3 \leq r \leq R_2, \quad z = 0, \quad t > 0. \quad (8)$$

Будем считать, что теплообмен свободных поверхностей ведущих и ведомых дисков с охлаждающим маслом осуществляется по закону Ньютона [8] с коэффициентом теплообмена α_1 . Поскольку работа муфты осуществляется в условиях непрерывной прокачки охлаждающего масла через канавки, расположенные во фрикционной накладке, то его температуру T_0 можно считать постоянной и равной средней температуре смешения масла. Тогда краевые условия на свободных поверхностях пар трения муфты примут следующий вид:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha_1 (T_1 - T_0), \quad r = R_2, \quad 0 \leq z \leq \frac{h_3}{2}, \quad t > 0; \quad (9)$$

$$-\lambda_{4i-3} \frac{\partial T_{4i-3}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i-3} - T_0), \quad r = R_2, \quad -\frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i=2, 3, 4, \quad t > 0; \quad (10)$$

$$-\lambda_{4i-2} \frac{\partial T_{4i-2}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i-2} - T_0), \quad r = R_2, \quad \frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h, \quad i=1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (11)$$

$$-\lambda_{4i} \frac{\partial T_{4i}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i} - T_0), \quad r = R_2, \quad -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih \leq z \leq -\frac{h_3}{2} + ih, \quad i=1, 2, 3, \quad t > 0; \quad (12)$$

$$\lambda_{4i-2} \frac{\partial T_{4i-2}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i-2} - T_0), \quad r = r_2, \quad \frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h, \quad i=1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (13)$$

$$\lambda_{4i} \frac{\partial T_{4i}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i} - T_0), \quad r = r_2, \quad -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih \leq z \leq -\frac{h_3}{2} + ih, \quad i=1, 2, 3, \quad t > 0; \quad (14)$$

$$\lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial r} = \alpha_1 (T_{4i-1} - T_0), \quad r = r_1, \quad \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h \leq z \leq -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih, \quad i=1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (15)$$

$$-\lambda_{4i-3} \frac{\partial T_{4i-3}}{\partial z} = \alpha_1 (T_{4i-3} - T_0), \quad r_3 \leq r < r_2, \quad z = \frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i=1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (16)$$

$$\lambda_{4i-3} \frac{\partial T_{4i-3}}{\partial z} = \alpha_1 (T_{4i-3} - T_0), \quad r_3 \leq r < r_2, \quad z = -\frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i=2, 3, 4, \quad t > 0; \quad (17)$$

$$\lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial z} = \alpha_1 (T_{4i-1} - T_0), \quad r_1 \leq r < r_2 \cup R_2 < r \leq R_1, \quad z = \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h, \quad i=1, 2, 3, \quad t > 0; \quad (18)$$

$$-\lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial z} = \alpha_1 (T_{4i-1} - T_0), \quad r_1 \leq r < r_2 \cup R_2 < r \leq R_1, \quad z = -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih, \quad i=1, 2, 3, \quad t > 0. \quad (19)$$

Допустим, что теплообмен посадочных поверхностей ведущих и ведомых дисков с валом и шлицевой муфтой, соответственно, а также торцевой поверхности крайнего ведомого диска с поршнем (упорным диском) муфты осуществляется по закону Ньютона с коэффициентом теплообмена α_2 . Если температуру вала, шлицевой муфты и поршня (упорного диска) считать равной температуре охлаждающего масла, то краевые условия на посадочных поверхностях ведомых и ведущих дисков, а также на торцевой поверхности крайнего ведомого диска запишутся в виде

$$\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = \alpha_2 (T_1 - T_0), \quad r = r_3, \quad 0 \leq z \leq \frac{h_3}{2}, \quad t > 0; \quad (20)$$

$$\lambda_{4i-3} \frac{\partial T_{4i-3}}{\partial r} = \alpha_2 (T_{4i-3} - T_0), \quad r = r_3, \quad -\frac{h_3}{2} + (i-1)h \leq z \leq \frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i=2, 3, 4, \quad t > 0; \quad (21)$$

$$\lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial r} = \alpha_2 (T_{4i-1} - T_0), \quad r = R_1, \quad \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h \leq z \leq -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih, \quad i = 1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (22)$$

$$-\lambda_{15} \frac{\partial T_{15}}{\partial z} = \alpha_2 (T_{15} - T_0), \quad r_1 \leq r \leq R_1, \quad z = 4h_1 + 7h_2 + 3,5h_3, \quad t > 0. \quad (23)$$

Будем считать, что на каждой поверхности адгезионного контакта основы ведущего диска и фрикционной накладки выполняются условия идеального теплового контакта [9], т. е. при переходе через границу контакта отсутствует скачок температуры и теплового потока. Тогда условия сопряжения на границах раздела для каждой основы ведущего диска и фрикционной накладки примут следующий вид:

$$T_{4i-3} = T_{4i-2}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = \frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i = 1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (24)$$

$$\lambda_{4i-3} \frac{\partial T_{4i-3}}{\partial z} = \lambda_{4i-2} \frac{\partial T_{4i-2}}{\partial z}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = \frac{h_3}{2} + (i-1)h, \quad i = 1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (25)$$

$$T_{4i} = T_{4i+1}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = -\frac{h_3}{2} + ih, \quad i = 1, 2, 3, \quad t > 0; \quad (26)$$

$$\lambda_{4i} \frac{\partial T_{4i}}{\partial z} = \lambda_{4i+1} \frac{\partial T_{4i+1}}{\partial z}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = -\frac{h_3}{2} + ih, \quad i = 1, 2, 3, \quad t > 0. \quad (27)$$

Примем, что процессы фрикционного тепловыделения у каждой поверхности трения идентичны, каждая фрикционная накладка взаимодействует с ведомым диском по номинальной поверхности контакта, а при переходе через поверхность контакта отсутствует скачок температуры. Предположим, что теплообмен поверхностей контакта с охлаждающим маслом, находящимся в канавках фрикционной накладки, происходит по закону Ньютона с коэффициентом теплообмена α_3 , а температура масла постоянна и равна средней температуре смещения. С учетом принятых предположений условия сопряжения на поверхностях контакта каждой пары трения примут вид:

$$T_{4i-2} = T_{4i-1}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h, \quad i = 1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (28)$$

$$\lambda_{4i-2} \frac{\partial T_{4i-2}}{\partial z} - \lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial z} = q - \alpha_3 (T_{4i-1} - T_0), \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = \frac{h_3}{2} + h_2 + (i-1)h, \quad i = 1, 2, \dots, 4, \quad t > 0; \quad (29)$$

$$T_{4i-1} = T_{4i}, \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih, \quad i = 1, 2, 3, \quad t > 0; \quad (30)$$

$$\lambda_{4i-1} \frac{\partial T_{4i-1}}{\partial z} - \lambda_{4i} \frac{\partial T_{4i}}{\partial z} = q - \alpha_3 (T_{4i-1} - T_0), \quad r_2 \leq r \leq R_2, \quad z = -\frac{h_3}{2} - h_2 + ih, \quad i = 1, 2, 3, \quad t > 0, \quad (31)$$

где q — плотность мощности источника фрикционного тепловыделения.

Система дифференциальных уравнений (6)–(31) описывает температурное поле в пакете дисков муфты с учетом конструктивных особенностей пар трения, температурной зависимости коэффициентов теплопереноса внутри твердых тел и теплообмена пар трения с окружающей средой, зависимости плотности мощности источника фрикционного тепловыделения от положения в пространстве и текущего времени, а также других факторов.

Мощность источника фрикционного тепловыделения, действующего на площадке контакта между фрикционным материалом и ведомым диском, зависит от динамики буксования ведущих и ведомых дисков муфты, коэффициента трения, давления в контакте трущихся тел и других факторов [7]. Плотность мощности источника фрикционного тепловыделения определяется выражением

$$q = fp\omega r, \tag{32}$$

где f — коэффициент трения; p — давление на поверхности фрикционного контакта; ω — угловая скорость буксования ведущих и ведомых дисков муфты.

Динамику буксования ведущих и ведомых дисков рассмотрим на двухмассовой механической модели муфты [4, 5], представленной на рис. 3. Согласно принятой двухмассовой модели муфты, вращательное движение ведущей и ведомой частей в процессе буксования муфты описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_1 - M_\tau, \quad t > 0; \tag{33}$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_\tau - M_2, \quad t > 0, \tag{34}$$

где J_1, J_2 — приведенные к оси вращения дисков моменты инерции движущихся масс со стороны ведущей и ведомой частей муфты, соответственно; ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков муфты, соответственно; M_1 — приведенный к оси вращения дисков крутящий момент со стороны ведущей части муфты; M_2 — приведенный к оси вращения дисков момент сил сопротивления движению со стороны ведомой части муфты; M_τ — момент сил трения, развиваемый муфтой.

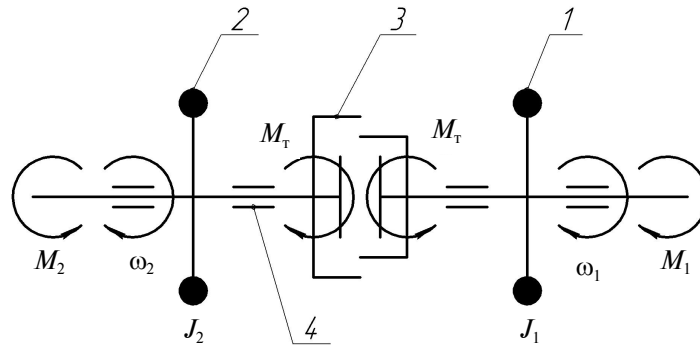


Рис. 3. Двухмассовая механическая модель ММФМ: 1 — движущиеся массы со стороны ведущей части муфты; 2 — движущиеся массы со стороны ведомой части муфты; 3 — фрикционная муфта; 4 — подшипник

Поскольку одним из требований, предъявляемых к конструкции привода заднего ВОМ трактора, является возможность последовательного разгона сначала рабочих органов агрегируемой машины, а затем всего МТА, определение динамики буксования муфты выполним для случая разгона рабочих органов агрегируемой машины при стационарном МТА. В этом случае работа двигателя в начальный момент времени осуществляется без нагрузки, а начальные условия для системы уравнений (33) и (34) примут вид

$$\omega_1 = \omega_x, \quad t = 0; \tag{35}$$

$$\omega_2 = 0, \quad t = 0, \tag{36}$$

где ω_x — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Момент сил трения, развиваемый ММФМ, в предположении равномерного распределения давления и коэффициента трения по каждой поверхности трения, определяется из выражения

$$M_\tau = n \int_S fpr dS = \frac{2}{3} \pi n f p (R_2^3 - r_2^3), \tag{37}$$

где S — номинальная площадь контакта для одной пары трения; n — число пар трения в пакете муфты.

Давление на поверхности контакта зависит от усилия сжатия пакета дисков поршнем гидроцилиндра управления муфтой и номинальной площади контакта для одной пары трения:

$$p = \frac{p_{\text{н}} S_{\text{н}}}{S}, \quad (38)$$

где $p_{\text{н}}$, $S_{\text{н}}$ — давление масла и площадь поперечного сечения гидроцилиндра.

Методы исследования и исходные данные. Определение динамики буксования ММФМ при различных условиях нагружения ведомой части муфты осуществляли в процессе численного решения системы (33)—(36) методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности [10]. Исследование теплового режима работы фрикционной муфты выполняли путем численного решения системы (6)—(31) методом конечных элементов [11].

При выполнении численных вычислений принимали предположение о том, что суммарный момент сил сопротивления вращательному движению в приводе ВОМ со стороны ведущей части муфты пренебрежимо мал и, таким образом, приведенный к оси вращения ведущих дисков крутящий момент M_1 равен крутящему моменту на коленчатом валу двигателя $M_{\text{дв}}$. Расчет выполняли для условий привода МТА от дизельного двигателя S40E–8.7LTA (Detroit Diesel Corporation) с однорежимным регулятором частоты вращения коленчатого вала. Некоторые технические характеристики двигателя приведены в табл. 1.

Таблица 1. Некоторые технические характеристики двигателя S40E–8.7LTA

Характеристика	Обозначение	Значение
Номинальная полезная мощность	$N_{\text{н}}$	224 кВт (300 л.с.)
Номинальный крутящий момент на коленчатом валу	$M_{\text{н}}$	971 Н·м
Номинальная частота вращения коленчатого вала	$\omega_{\text{н}}$	2200 об/мин
Минимальная частота вращения коленчатого вала	$\omega_{\text{мин}}$	1300 об/мин

Зависимость $M_{\text{дв}}$ от угловой скорости вращения коленчатого вала ω , характеризующаяся регуляторной и перегрузочной ветвями внешней скоростной характеристики, для двигателя S40E–8.7LTA была аппроксимирована следующей функциональной зависимостью:

$$M_{\text{дв}} = \begin{cases} 2159 - 5,157\omega, & \omega_{\text{мин}} \leq \omega \leq \omega_{\text{н}} \\ 20391 - 84,294\omega, & \omega_{\text{н}} < \omega \leq \omega_{\text{х}} \end{cases}, \text{ Н·м.} \quad (39)$$

Перегрузочная ветвь скоростной характеристики (39) двигателя была аппроксимирована функциональной зависимостью на основании данных, приведенных в сертификате на двигатель. Регуляторная ветвь скоростной характеристики аппроксимирована функциональной зависимостью в предположении того, что частота вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя ($M_{\text{дв}} = 0$) равна [12]

$$\omega_{\text{х}} = 1,05\omega_{\text{н}}. \quad (40)$$

Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя S40E–8.7LTA, построенная на основании функциональной зависимости (39), приведена на рис. 4.

Приведенный к оси вращения ведущих дисков момент инерции движущихся масс J_1 в процессе расчета составлял 5 кг·м².

Изменение давления масла, подаваемого в гидроцилиндр управления муфтой, во времени t аппроксимировали кусочно-линейной функциональной зависимостью на основании экспериментальных данных о давлении масла во впускном канале гидроцилиндра:

$$p_{\text{н}} = \begin{cases} t; & t \leq 0,1 \text{ с} \\ 0,1 + \frac{t-0,1}{1,1}; & 0,1 < t \leq 3,3 \text{ с} \\ 0,4 + \frac{0,25(t-3,4)}{0,3}; & 3,3 < t \leq 4,2 \text{ с} \\ 1,15; & t > 4,2 \text{ с} \end{cases}, \text{ МПа.} \quad (41)$$

Зависимости давления масла (41) в полости гидроцилиндра управления муфтой ВОМ и на фрикционном контакте (38) от времени представлены на рис. 5.

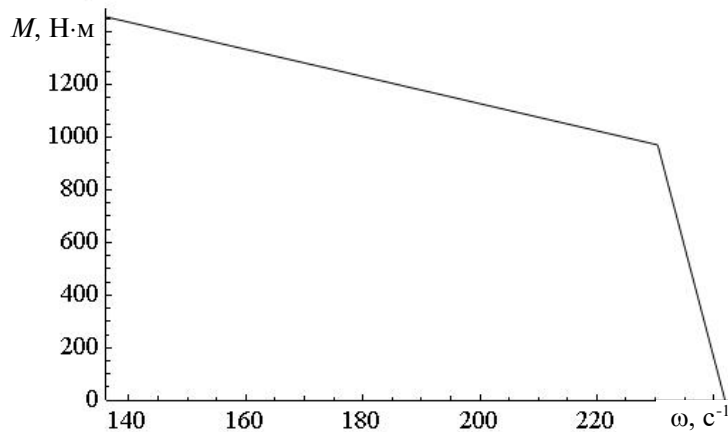


Рис. 4. Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя S40E–8.7LTA (Detroit Diesel Corporation)

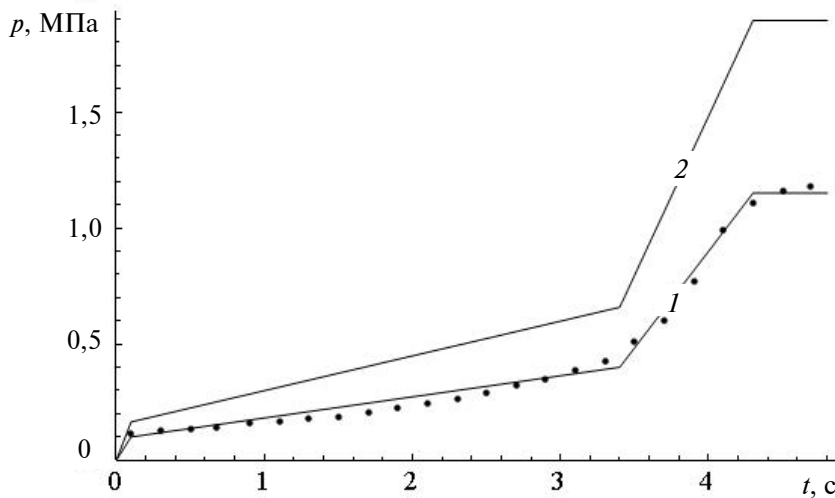


Рис. 5. Зависимость давления масла в полости гидроцилиндра управления (1) и давления на фрикционном контакте ММФМ (2) от времени. Точками показаны экспериментальные данные

При выполнении расчетов использовали параметры ММФМ с парами трения сталь 65Г (ГОСТ 14959–79) — фрикционный материал с полимерной матрицей ВОМ-55 (ТУ РБ 400084698.162-2005). Основные конструктивные характеристики муфты представлены в табл. 2. Триботехнические характеристики пары трения определяли на машине трения СМТ-1 по схеме вал — частичный вкладыш. Коэффициент трения в моторном масле М-10Г₂ для указанной пары трения составил 0,12.

Плотность материалов пары трения определяли на приборе XS-204. Для материала основы фрикционного диска и промежуточного диска плотность составила 7850 кг/м³, а для фрикционного материала — 1840 кг/м³. Температурные зависимости теплопроводности и теплоемкости материалов пары трения определяли на приборах ИТ-λ-400 и ИТ-с-400, соответственно. Обработка экспериментальных данных методом регрессионного анализа [14] позволила найти функциональ-

ные зависимости удельной теплоемкости c (Дж/(кг·°C)) и теплопроводности λ (Вт/(м·°C)) от температуры T (°C) для стали

$$c = 485,596 + 0,224T ; \quad (42)$$

$$\lambda = 37,331 - 0,012T \quad (43)$$

и фрикционного материала

$$c = 850,123 + 4,973T - 0,015T^2 ; \quad (44)$$

$$\lambda = 0,42 + 0,0003T . \quad (45)$$

Таблица 2. Параметры фрикционной муфты

Параметр	Значение
Количество пар трения, шт	14
Наружный диаметр промежуточного диска $2R_1$, мм	182
Внутренний диаметр промежуточного диска $2r_1$, мм	132
Наружный диаметр фрикционной накладки $2R_2$, мм	180
Внутренний диаметр фрикционной накладки $2r_2$, мм	133
Внутренний диаметр основы тормозного диска $2r_3$, мм	125
Толщина основы тормозного диска h_1 , мм	2
Толщина фрикционной накладки h_2 , мм	0,65
Толщина промежуточного диска h_3 , мм	3

Коэффициент теплообмена посадочных поверхностей дисков с первичным валом и зубчатой муфтой, оцененный по данным для контактного теплообмена [15, 16], составлял 400 Вт/(м²·°C). Оценка коэффициента теплообмена α_2 свободных поверхностей дисков с охлаждающим маслом, полученная на основании данных о теплообмене тел вращения с окружающей жидкостью [17], составила 300 Вт/(м²·°C). При оценке коэффициента теплообмена α_3 поверхностей контакта с охлаждающим маслом, находящимся в канавках фрикционной накладки, использовали данные о теплообмене при вынужденном движении жидкости в зазоре между параллельными пластинами [17]. После корректировки данных о теплообмене с учетом отношения площади канавок к номинальной площади поверхности трения коэффициент теплообмена α_3 составил 100 Вт/(м²·°C). Средняя температура масла в картере привода ВОМ на основании литературных данных принята равной 60 °C [4, 5].

Вычислительный эксперимент по изучению влияния на температурное поле пакета муфты приведенных к оси вращения ВОМ момента инерции движущихся масс J_2 и момента сил сопротивления M_2 со стороны ведомой части муфты проводили с использованием разноуровневого полного факторного плана эксперимента типа 4×5 [18].

Заключение. Предложен метод моделирования теплового режима работы ММФМ, основанный на численном решении уравнений, описывающих динамику включения и происходящие при этом в парах трения муфты тепловые процессы. Метод может быть использован для прогнозирования критических режимов эксплуатации МТА, ведущих к изменению условий фрикционного взаимодействия и интенсификации изнашивания материалов пар трения ММФМ.

Приведены исходные данные для численного исследования влияния инерционно-силовых параметров механизма агрегируемой машины на тепловой режим ММФМ привода заднего ВОМ энергонасыщенного колесного трактора. Результаты выполненного исследования будут представлены во второй части статьи.

Обозначения

R_1, r_1 — наружный и внутренний радиусы ведомого диска, соответственно; R_2, r_2 — наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки, соответственно; r_3 — внутренний радиус основы ведущего диска; $h = h_1 + 2h_2 + h_3$ — суммарная толщина ведущего и ведомого дисков; h_1, h_2, h_3 — тол-

шины ведомого диска, фрикционной накладки и основы ведущего диска, соответственно; r, z — координаты цилиндрической системы координат; t — текущее время; $T_i = T_i(r, z, t)$ — температурное поле в i -м элементе пакета дисков; c_i, ρ_i, λ_i — удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности i -го элемента пакета дисков; T_0 — температура окружающей среды; α_1 — коэффициент теплообмена свободных поверхностей дисков с окружающей масляной средой; α_2 — коэффициент теплообмена посадочных поверхностей дисков с валом, шлицевой муфтой и поршнем; α_3 — коэффициент теплообмена поверхностей контакта с охлаждающим маслом, находящимся в канавках фрикционной накладки; q — плотность мощности источника фрикционного тепловыделения; f — коэффициент трения; p — давление на поверхности контакта; ω — угловая скорость буксования ведущих и ведомых дисков муфты; r — текущий радиус трения; J_1, J_2 — приведенные к оси вращения дисков моменты инерции движущихся масс со стороны ведущей и ведомой частей муфты, соответственно; ω_1, ω_2 — угловые скорости вращения ведущих и ведомых дисков муфты, соответственно; M_1 — приведенный к оси вращения дисков крутящий момент со стороны ведущей части муфты; M_2 — приведенный к оси вращения дисков момент сил сопротивления движению со стороны ведомой части муфты; M_T — момент сил трения, развиваемый муфтой; ω_x — угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу; S — номинальная площадь контакта для одной пары трения; n — число пар трения в пакете муфты; $p_{ц}, S_{ц}$ — давление масла и площадь поперечного сечения гидроцилиндра.

Литература

1. Флидлер Г. М. О термических напряжениях и устойчивости “тонких” фрикционных дисков в режимах нестационарного трения // Трение и износ. — 1981 (2), № 6, 1050—1060
2. Чичинадзе А. В. К вопросу оценки теплонагруженности и износостойкости фрикционных дисков гидромеханических передач легковых автомобилей // Трение и износ. — 1997 (18), № 6, 766—771
3. Городецкий К. И., Евтушик О. В., Шарипов О. В. Принудительное жидкостное охлаждение дисковых фрикционных сцеплений и тормозов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. — 2000, № 12, 21—24
4. Тарасик В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. — Минск: Наука и техника. — 1973
5. Ксенович И. П., Гуськов В. В., Бочаров Н. Ф. и др. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет / Под общ. ред. И. П. Ксеновича. — М.: Машиностроение. — 1991
6. Шарипов В. М. Конструирование и расчет тракторов. — М.: Машиностроение. — 2004
7. Балакин В. А., Сергиенко В. П. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения. — Гомель: ИММС НАНБ. — 1999
8. Carslaw H. S. and Jaeger J. C. Conduction of Heat in Solids. — London: Oxford University Press. — 1959
9. Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: Высшая школа. — 1966
10. Крылов В. И., Бобков В. В., Монастырный П. И. Вычислительные методы. Т. 2. — М.: Наука. — 1977
11. Bathe K.-J. Finite Element Procedures. — New Jersey: Prentice-Hall, Inc. — 1996
12. Исаков П. П., Иванченко П. Н., Шадрин Б. Н., Егоров А. Д. Автоматизация расчетов тягово-динамических характеристик промышленных тракторов. — Л.: Машиностроение. — 1988
13. Вернигор В. А., Солонский А. С. Переходные режимы тракторных агрегатов. — М.: Машиностроение. — 1983
14. Вучков И., Бояджиева Л., Солаков Е. Прикладной линейный регрессионный анализ. — М.: Финансы и статистика. — 1987
15. Попов В. И. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. — М.: Энергия. — 1971
16. Шлыков Ю. П., Ганин Е. А., Царевский С. Н. Контактное термическое сопротивление. — М.: Энергия. — 1977

17. **Wong H. Y.** Handbook of Essential Formulae and Data on Heat Transfer for Engineers. — London, New York: Longman. — 1977
18. **Бродский В. З.** Введение в факторное планирование эксперимента. — М.: Наука. — 1976

Поступила в редакцию 17.02.10.

Sergienko V. P., Tseluev M. Yu., and Kupreev A. V. **Numerical simulation of thermal regime of multidisc oil-cooled frictional clutch of powerful wheel tractor. Part 1. Problem formulation.**

The paper deals with the numerical study of the effect of inertia-force parameters of the mechanism of an aggregated machine on the thermal regime of the multidisc oil-cooled frictional clutch of the drive of the rare power shaft of a powerful wheel tractor. A system of differential equations of the dynamics of skidding of the driven and driving discs during clutch actuation is presented. It is solved numerically using the Runge-Kutt method. An initial-boundary problem is formulated that describes thermal processes running in the package of discs during the frictional heating of the clutch; it is solved numerically using the finite element method.

Keywords: frictional heating, oil-cooled frictional clutch, heat transfer, temperature field, frictional material, dynamics of skidding.