

УДК 629.017

СЕРГИЕНКО А.Н., асп., НТУ «ХПИ»

МИТРОПАН Д.М., к.т.н., проф., НТУ «ХПИ»

СЕРГИЕНКО Н.Е., к.т.н., доц., НТУ «ХПИ»

АВРАМЕНКО А.Н., к.т.н., НТУ «ХПИ»

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ НА СТАБИЛЬНОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИК

У статті представлено дослідження впливу теплової навантаженості, конструкції натискного диска двохпоточного дискового зчеплення автомобіля на стабільність характеристик.

Введение. В приводах трансмиссии и технологического оборудования на большинстве тяговых машин применялись до настоящего времени 2-х поточные муфты сцепления, а на грузовых автомобилях – 2-х дисковые сцепления. В настоящее время на автомобилях находят широкое применение 2-х поточных сцеплений, обеспечивающих передачу крутящего момента от двигателя поочередно к двум ведомым валам коробки перемены передач. Конструкция привода управления такого автомобильного сцепления за счет перемещения промежуточного диска или двух нажимных дисков обеспечивает поочередное включение в работу то одной, то другой его фрикционной поверхности трения. Такая конструкция сцепления существенно увеличивает тепловую нагруженность среднего диска, что сказывается на стабильности коэффициента трения фрикционных пар, степени неравномерности распределения удельного давления, износе и др.

Анализ последних достижений и публикаций. Проведенный анализ публикаций показал [1, 4 и др.], что температура фрикционных элементов, а особенно 2-х поточных и 2-х дисковых сцеплений существенно влияет на величину коэффициента трения, распределение удельного давления по поверхности трения, на устойчивость формы дисков. Как следствие, в эксплуатации это сказывается на стабильности характеристик сцепления, а также износостойкости пар трения. В этом направлении постоянно велись исследования, к примеру, в работе [5] выполнялся анализ устойчивости дисков фрикционных механизмов при воздействии температурных полей. Некоторые авторы [6 и др.] моделируют процесс работы сцепления автомобиля и приходят к выводу, что возможно без учета влияния температуры, изменения удельного давления и других параметров, выбрать оптимальные конструктивные параметры при проектировании сцепления. На наш взгляд, такого рода упрощения не позволяют учесть ряд факторов, которые существенно могут повлиять на стабильность характеристик сцепления, а методика исследования исключает исследование влияния условий работы и параметров элементов сцепления, работающих в различных условиях, на изменение характеристик.

Цель и постановка задачи исследования – уточнение методики исследования влияния тепловой нагруженности нажимного диска сцепления автомобиля и влияние конструктивного исполнения промежуточного диска на стабильность характеристик.

Для уточнения методики исследования влияния тепловой нагруженности элементов сцепления на характеристики сцепления разработаны этапы решения задачи (см. рис. 1), которые включают разработку конструкции элемента сцепления,

определение и дискретизация расчетной области, определение граничных условий задачи теплопроводности и ее решение. Далее результаты решения задаем как одними из составляющих исходных данных задачи определения механической нагруженности выбранного элемента сцепления. После этого решается комплексная задача определение изменения параметров элемента сцепления при воздействии механических и тепловых нагрузок. На основании полученных результатов дается оценка стабильности параметров сцепления и разрабатываются предложения по выбору рациональных его конструктивных параметров.

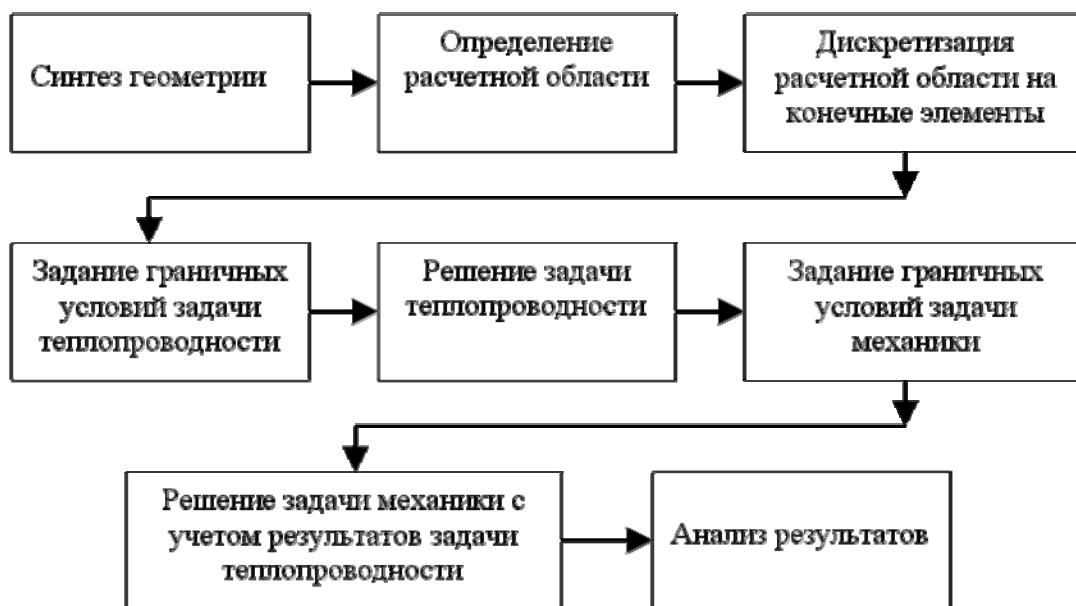


Рисунок 1 – Структурная схема этапов прохождения задачи

Для расчета температурного поля детали использовалось известное уравнение теплопроводности в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} \right) + Rt + Q = 0, \quad (1)$$

$$t|_{S_t} = t_0, \quad (2)$$

$$q|_{S_q} = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (3)$$

$$\alpha(t - t_{cp})|_{S_\alpha} = - \left(\lambda_x \frac{\partial t}{\partial x} n_x + \lambda_y \frac{\partial t}{\partial y} n_y + \lambda_z \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right), \quad (4)$$

где t – температура поверхности детали;

Q – внутренний источник теплоты;

R – внутренний источник теплоты, пропорциональный температуре;

α – коэффициент теплоотдачи на поверхности S_α ;

t_{cp} – температура среды;

$\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ – коэффициенты теплопроводности в направлении осей анизотропии, для изотропного материала $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z$;

n_x, n_y, n_z – управляющие косинусы внешней нормали;

q – тепловой поток на поверхности S_i .

Граничные условия (ГУ) (4) соответствуют теплообмену с внешней средой по закону Ньютона.

Для случая ГУ 3-го рода и отсутствия внутренних источников теплоты решение находим путем минимизации соответствующего функционала

$$\Phi(t) = \frac{1}{2} \iiint_V \left(\lambda_x \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial t}{\partial y} \right)^2 + \lambda_z \left(\frac{\partial t}{\partial z} \right)^2 \right) dv + \frac{1}{2} \iint_S \alpha (t - t_{cp}) t dS \rightarrow \min. \quad (5)$$

Постановка задачи в напряжениях и деформациях в программном комплексе рассматривается следующим образом

$$\sigma = D \cdot \varepsilon_0, \quad (6)$$

где σ – вектор напряжения;

ε_0 – вектор деформаций;

D – матрица жесткости;

$$\varepsilon_x = \alpha_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{xy} \sigma_y}{E_x} - \frac{\mu_{xz} \sigma_z}{E_x} \quad (7)$$

$$\varepsilon_y = \alpha_y \Delta T - \frac{\mu_{xy} \sigma_x}{E_x} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\mu_{yz} \sigma_z}{E_y}, \quad (8)$$

$$\varepsilon_z = \alpha_z \Delta T - \frac{\mu_{xz} \sigma_x}{E_x} - \frac{\mu_{yz} \sigma_y}{E_y} + \frac{\sigma_z}{E_z}, \quad (9)$$

где $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – деформации в направлении осей x, y, z;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – напряжения в направлении осей x, y, z;

ε_{xy} – деформации сдвига в направлении плоскости xy;

σ_{xy} – напряжения сдвига в плоскости xy;

G_{xy}, G_{yz}, G_{xz} – модули сдвига соответственно в плоскостях xy, yz, xz.

Как ранее указывалось конструктивное исполнение двухпоточного сцепления потребовало установку нажимного диска муфты сцепления в замкнутом объеме, связанного с маховиком двигателя. Это приводит к снижению теплоотдачи от фрикционных пар трения. Улучшение теплоотдачи возможно достичь различными способами. Возможными вариантами решения этой задачи является изменение конструкции маховика, нажимного диска или ввода дополнительных устройств для теплоотвода.

На кафедре «Автомобиле- и тракторостроения» НТУ «ХПИ» разработана оригинальная двухпоточная конструкция сцепления, обеспечивающая выполнение функционального назначения при существенном снижении энергозатрат на работу и управление. Применение такого варианта конструкции потребовало исследование нажимного диска, как наиболее нагруженного элемента конструкции сцепления, влияющего на характеристики сцепления. Учитывая вышеизложенное, были разработаны для исследования варианты конструкции цельного нажимного диска – рис. 2 а), диска с осевыми отверстиями рис. 2 б) и радиальными отверстиями рис. 2 в).

В качестве объекта исследования было выбрано сцепление для грузового автомобиля КраЗ. В исходных данных при выполнении исследований принималась температура окружающей среды 22°C (вариант 1), 60°C (вариант 2). Максимальная температура поверхности трения диска задавалась соответственно 180°C и 400°C. Температура внутри диска и в выполненных каналах подвода воздуха выбиралась соответственно больше указанных начальных условий. Другие теплофизические и механические характеристики задавались для материала диска – чугуна. Далее определялась температура на противоположной стороне диска. Ее величина существенно влияет на коэффициент трения, пиковые значения давления поверхности трения. В работе [1] экспериментально было установлено, что до температуры порядка 180°C наблюдается определенный рост коэффициента трения, после превышения указанной величины имеются тенденции для исследованных фрикционных материалов значительного падения показателя. Возникает предположение, что при интенсивном разгоне автомобиля с двухпоточным сцеплением начальная температура на поверхности трения будет существенно выше принимаемой в расчетах. Некоторые данные граничных условий приведены в табл. 1.

Следуя алгоритму, выполнена дискретизация расчетной области (см. рис. 3 – 5).

Таблица 1 – Исходные параметры диска

Показатель	Вариант исполнения диска		
	цельный	с осевыми отверстиями	с радиальными отверстиями
1. Температура нагрева поверхности трения, °C			
– максимальная	180	177,57	175,53
– минимальная	174,826	172,88	171,64
2. Масса, кг	33,285	31,907	26,515
3. Объем, м ³	4,24·10 ⁻³	4,0646·10 ⁻³	3,3777·10 ⁻³
4. Геометрические размеры, мм:			
– диаметр наружный	424		
– диаметр внутренний	212		
5. Площадь поверхности трения, м ²	0,111582	0,1069	0,111582
6. Коэффициент теплопередачи, Вт/м ² ·°C	100	100	100
7. Температура окружающей среды, °C:			
– вариант 1	22		
– вариант 2	60		
8. Температура окружающего воздуха на:			
– внутренней цилиндрической поверхности, °C	70	70	70
– наружной цилиндрической поверхности, °C	60	60	60

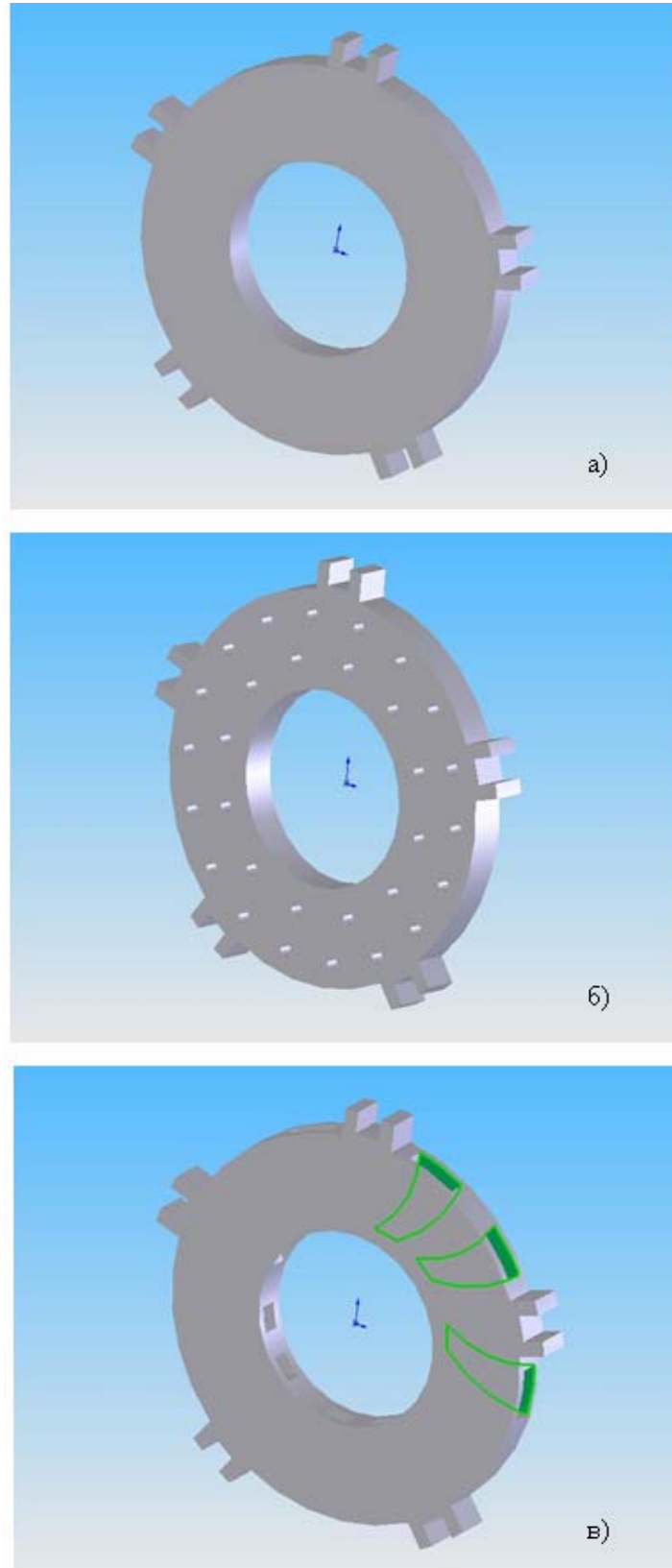


Рисунок 2 – Варианты исполнения нажимного диска:
а) цельный; б) с осевыми отверстиями;
в) с радиальными отверстиями

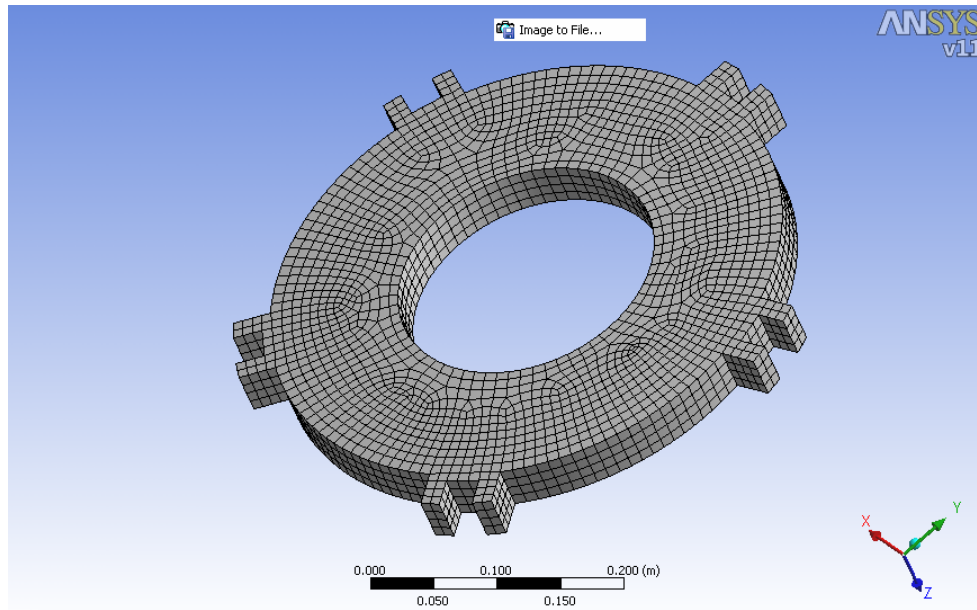


Рисунок 3 – Цельный нажимной диск после разбивки методом конечных элементов

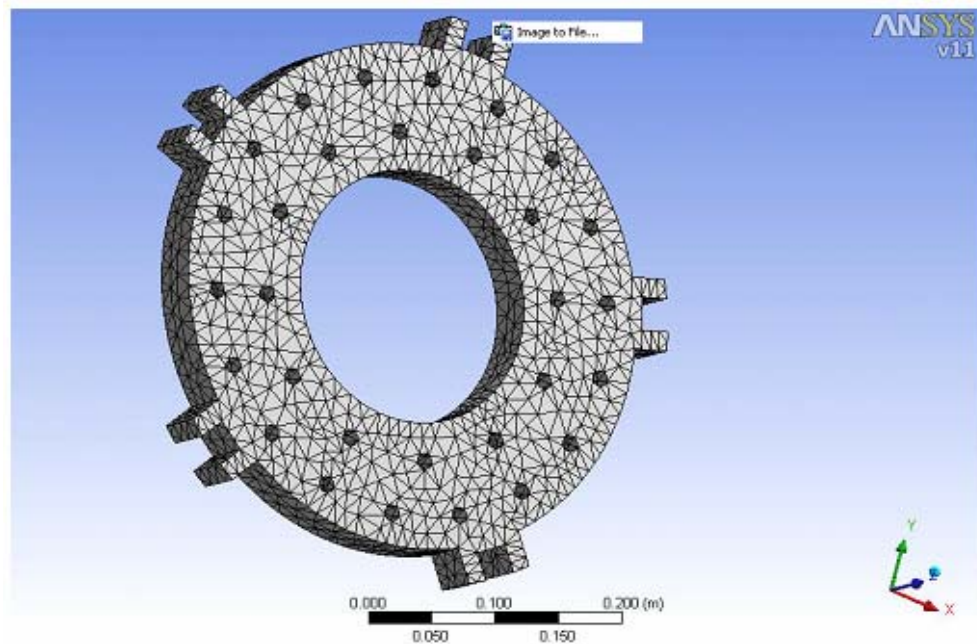


Рисунок 4 – Нажимной диск с осевыми отверстиями после разбивки методом конечных элементов

Для оценки тепловой и механической нагруженности использовалась программа ANSYS Workbench, которая позволяет оценить показатели каждого диска при равных условиях теплового и механического воздействий.

Для варианта цельного диска тепловая нагруженность показана на рис. 6. Максимальная и минимальная температура на поверхности составляет 180°C и $174,826^{\circ}\text{C}$. Практически более 50 % поверхности трения имеет максимальную температуру.

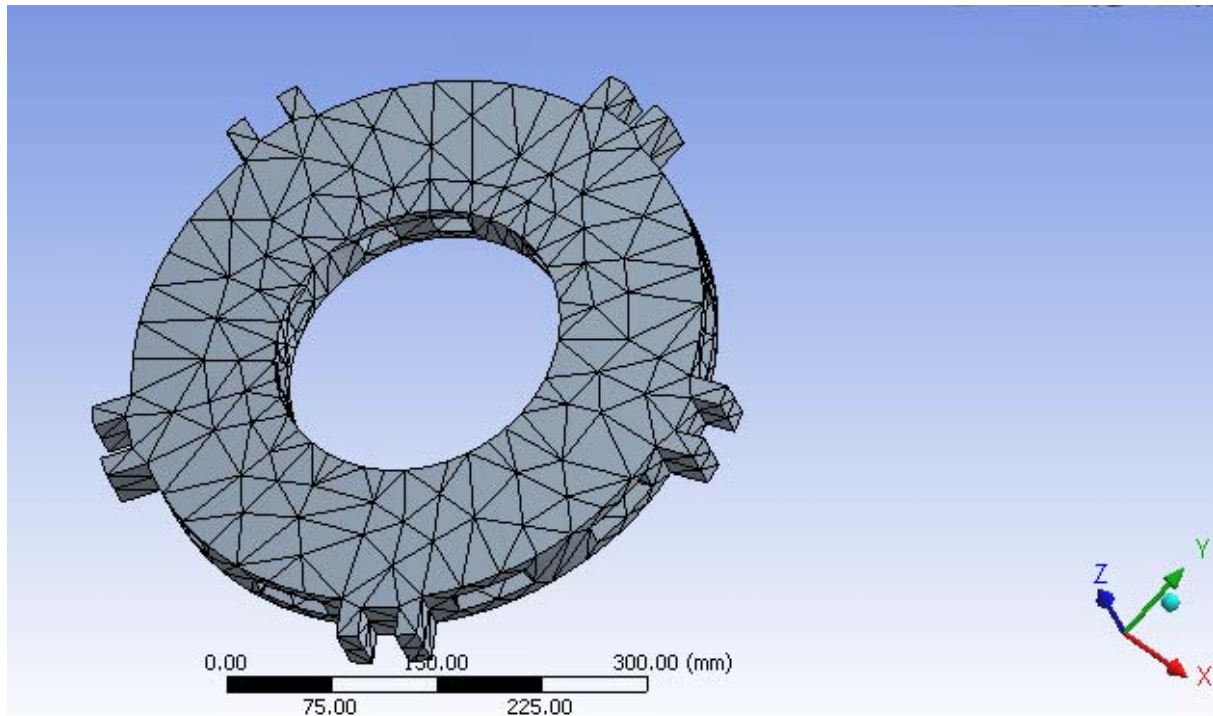


Рисунок 5 – Нажимной диск с радиальными отверстиями после разбивки методом конечных элементов

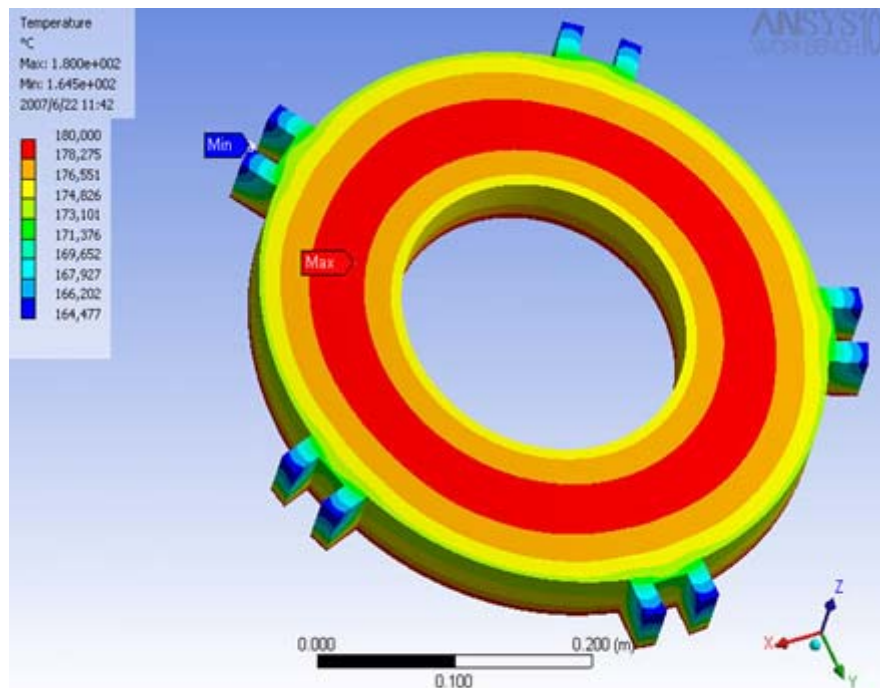


Рисунок 6 – Температурное поле цельного нажимного диска

Вариант нажимного диска с осевыми отверстиями имеет иное температурное поле (см. рис. 7). Значение максимальной температуры по поверхности диска

составляет от 177,57°C до 172,88°C, а минимальной в пределах 174°C. При этом наблюдается общее уменьшение температуры поверхности и площади диска с максимальной температурой порядка 5 %.

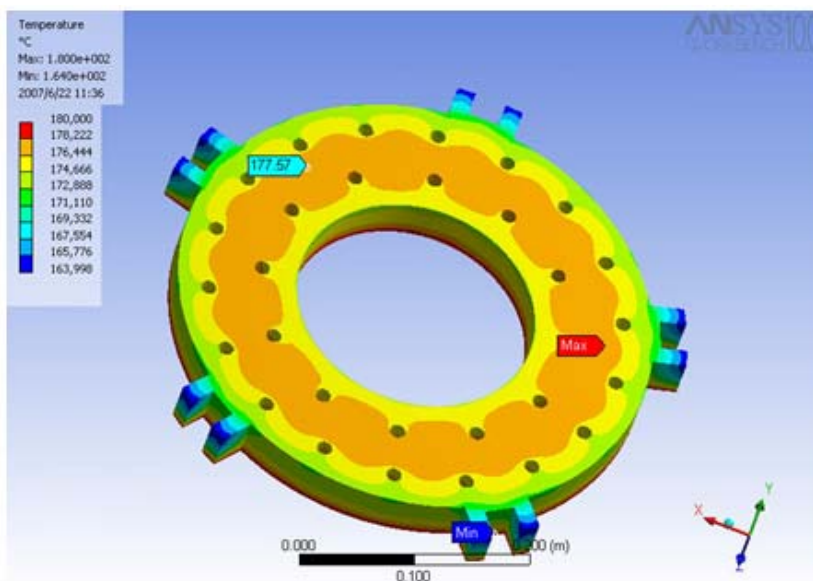


Рисунок 7 – Температурного поля диска с осевыми отверстиями

Вариант нажимного диска с радиальными отверстиями имеет наименьшую среднюю температуру, а ее распределение по рассматриваемой поверхности диска – большую неравномерность (см. рис. 8). Значение максимальной температуры в отдельных зонах составляет от 175,53°C до 171,64°C и минимальной от 155°C до 165°C.

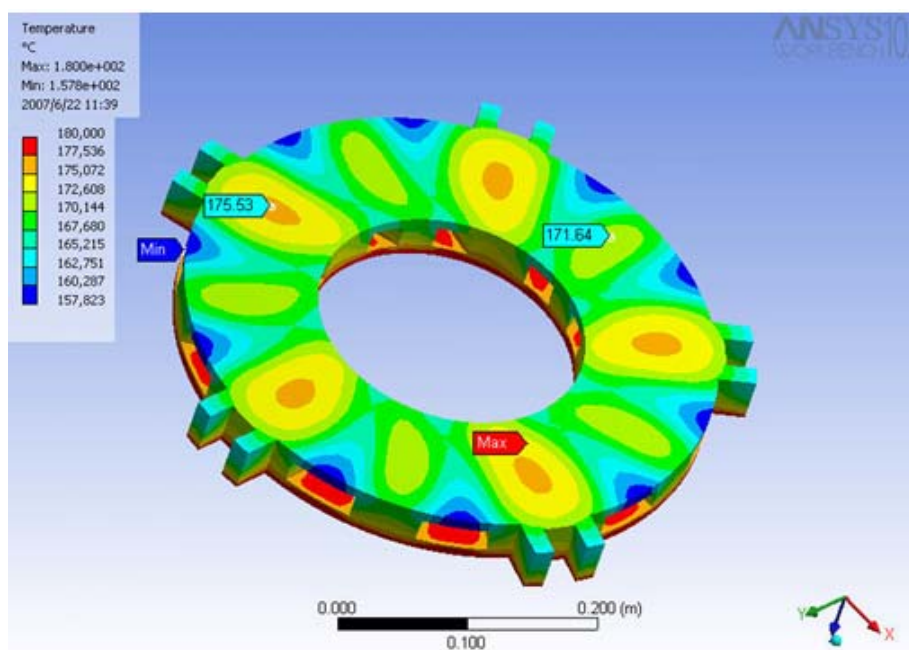


Рисунок 8 – Изменение температурного поля нажимного диска с радиальными отверстиями

Площадь поверхности диска имеющей максимальную температуру снижена более чем в 10 раз. Распределение температуры по толщине диска приведено на рис. 9.

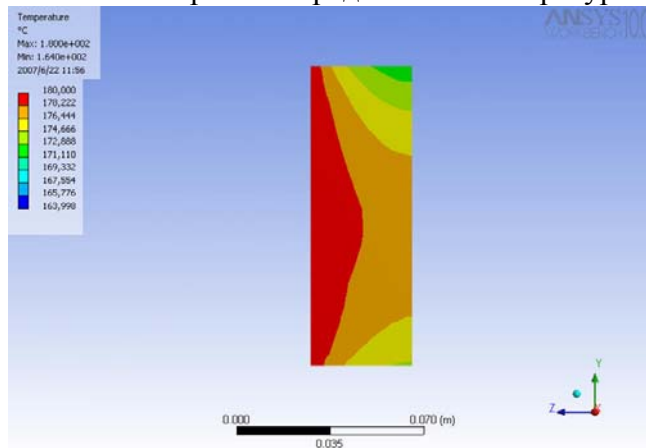


Рисунок 9 – Распределение температуры в поперечном сечении диска

трения можно представить в следующем виде:

Исследование деформации рабочей поверхности диска при одновременном механическом и температурном воздействии показали, что наименьшая величина получена для первого варианта конструкции диска, а наибольшая для третьего.

При включении сцепления в зоне контакта изменяется температура поверхностей трения в интервале

$T_i \in [T_0, T_k]$, давление – $p_j \in [0, p_0]$, относительная скорость скольжения – $V_s \in [V_{\max}, 0]$, площадь контакта – $F_k \in [F_n, F_k]$. Учитывая влияние указанных параметров, коэффициент

$$\mu(T_i, p_j, F_k, V_s) = \frac{T_i \cdot c_w \cdot m_0}{\lambda \cdot t \cdot F_k \cdot p_j \cdot V_s}, \quad (10)$$

где T_i – прирост температуры в фрикционной паре; c_w – теплоемкость материала диска; F_k – площадь контакта; m_0 – масса диска; t – время контакта; λ – доля поглощаемого тепла.

Выводы

Предлагаемое уточнение методики расчета элементов муфты позволяет учитывать ряд существенных параметров влияющих на изменение показателей сцепления.

Анализ полученных результатов исследований показывает прогнозируемые показатели, которые близки к величинам экспериментальных измерений.

Использование нажимного диска с радиальными отверстиями наиболее целесообразно, так как существенно снижается температура поверхностей трения, но при этом возрастает его деформация. Для обеспечения стабильного коэффициента трения фрикционных дисков, повышения надежности и работоспособность узла необходимо оптимизировать расположение и размеры радиальных отверстий.

Список литературы: 1. Труханов В.М., Зубков В.Ф., Крыхтин Ю.И., Желтобрюхов В.О. Трансмиссии гусеничных и колесных машин. – М.: Машиностроение, 2001. – 736 с. 2. Сцепления транспортных и тяговых машин. И.Б. Барский, С.Г. Борисов, В.А. Галягин и др.; Под ред. Ф.Р. Геккера и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 344 с. 3. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с. 4. Зельцерман И.М., Каминский Д.М., Оношко А.Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1965. – 240 с. 5. Воробьев Ю.С., Барнат В. Анализ устойчивости дисков фрикционных механизмов при воздействии неоднородных температурных полей // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 171 – 173. 6. Захарик Ю.М., Захарик А.М. и др. Многофакторное моделирование работы сцепления автомобиля // Автомобильный транспорт. Сб. науч. трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – Вып. 16. – С. 189 – 191.