

УДК 674.08:671.892.5

## ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОГО ДИСКА. Ч.1. ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

В. П. СЕРГИЕНКО<sup>а+</sup>, В. М. ТКАЧЕВ<sup>б</sup>, А. И. СТОЛЯРОВ<sup>б</sup>, В. В. ЖУК<sup>в</sup>

Приводится расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) дисковых тормозов с безасбестовыми фрикционными накладками с использованием метода конечных элементов. Осуществлена оценка влияния на НДС конструкции металлической основы. Рассчитаны поля распределений напряжений, деформаций и температур в реальных тормозных системах. На основе расчетов выработаны рекомендации по изменению конструкции тормозных дисков с целью снижения внутренних остаточных напряжений во фрикционном материале.

**Ключевые слова:** напряженно-деформированное состояние, тормозной диск, метод конечных элементов, фрикционные накладки.

**Введение.** Актуальность работ в области прогнозирования и оптимизации качества металлополимерных изделий фрикционного назначения обусловлена все возрастающими требованиями безопасности, а также необходимостью увеличения уровня кинетической энергии, передаваемой или рассеиваемой фрикционными деталями современных машин. Разработчики материалов, производители и потребители металлополимерных фрикционных изделий постоянно сталкиваются с проблемой дефектности деталей, т.е. с появлением трещин, нарушением адгезионного соединения в системе металл—полимер и сплошности полимерного материала, в результате чего интенсифицируются процессы разрушения поверхностного слоя фрикционной накладки и, как следствие, снижается ее износостойкость и долговечность.

Показатели качества металлополимерных фрикционных изделий во многом определяются конструктивным исполнением узла трения и оптимальным сочетанием материалов фрикционной пары. Существующие технологии изготовления металлополимерных фрикционных конструкций из композитов приводят к возникновению в них остаточных напряжений и деформаций. Особенно это проявляется при использовании композитов с полимерной матрицей, не содержащих связующих эластомерного типа. Величину и характер распределения напряжений необходимо учитывать при конструировании изделий, оптимизации технологии изготовления и последующем рассмотрении условий нагружения и деформирования тормозного диска при эксплуатационной нагрузке.

Металлополимерный тормозной диск получают методом прямого прессования (рис. 1), в ходе которого фрикционные полимерные накладки 1 приформовывают к металлической основе диска 2, что существенно снижает себестоимость изделия, трудоемкость изготовления и повышает надежность работы по сравнению с использованием технологии клепки и наклеивания для закрепления фрикционной накладки на металлической основе. Основной трудностью при изготовлении таких тормозных дисков являются значительные остаточные напряжения в материале фрикционной накладки, приводящие к появлению трещин 3 и нарушению сплошности полимерного

а Институт механики металлополимерных систем им. В. А. Белого НАН Беларуси. 246652, г. Гомель, ул. Кирова, 32<sup>а</sup>.

б Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого. 246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.

в ПО "Минский тракторный завод имени В. И. Ленина". 220668, г. Минск-ГСП, ул. Долгобродская, 29.

+ Автор, с которым следует вести переписку.

композита. Кроме того, в сформированной металлополимерной системе возникают начальные касательные напряжения, которые, суммируясь с эксплуатационными приводят к пиковому возрастанию касательных напряжений и могут вызвать отслоение композита [1]. Причины этого явления очевидны — различие механических и теплофизических характеристик композита и металлической арматуры. Например, коэффициент линейного теплового расширения безасбестового фрикционного композита Ф 41 (ТУ РБ 03535279.031-98) составляет  $2,74 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ , а для стали 45 (ГОСТ 1050—88) используемой при изготовлении арматуры тормозных дисков тракторов “Беларусь” —  $1,25 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Решение проблемы механической совместимости в системе “металл—полимер” в общем случае сводится к решению трех взаимосвязанных задач — материаловедческой, технологической и конструкторской. В данной работе сделана попытка использования такого подхода для снижения уровня дефектности и выявления причин и механизма образования трещин при изготовлении тормозных дисков с приформованными фрикционными накладками.

**Целью настоящей работы** являлось исследование влияния конструктивных особенностей тормозного диска на напряженное состояние фрикционных полимерных накладок и оптимизация конструкции металлической основы диска и температурных режимов его изготовления.

**Постановка задачи и метод решения.** Исследования проводились численно с использованием метода конечных элементов, позволяющим учесть физические и геометрические особенности задачи [2]. Так как конструкция диска симметрична, то для расчета приняли  $1/6$  часть диска с 6 отверстиями и пазами и  $1/8$  часть диска с 8 отверстиями и пазами в металлической основе. При ее построении использован 10-узловой пространственный конечный элемент. Конечно-элементная модель показана на рис. 2.

Расчет термических напряжений основан на решении динамической связанной задачи термоупругости.

Уравнение теплопроводности, описывающее нестационарный тепловой режим в трехмерном объеме, имеет вид

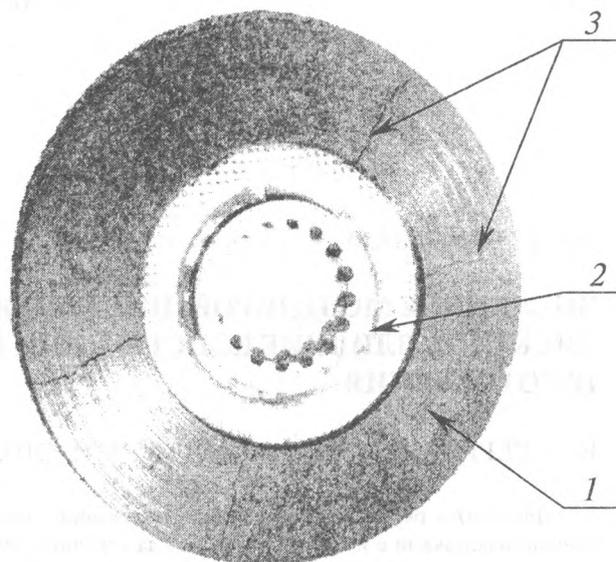


Рис. 1. Внешний вид металлополимерного тормозного диска (расшифровка обозначений дана в тексте)

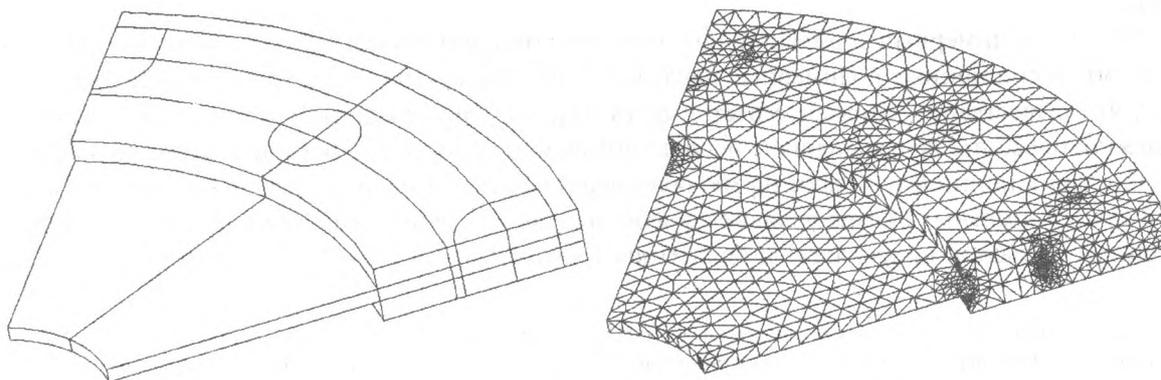


Рис. 2. Конечно-элементная модель  $1/6$  части тормозного диска

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \{v\}^T \{L\} T \right) + \{L\}^T \{q\} = \ddot{q}. \quad (1)$$

Начальными условиями для уравнения (1) являются значения температуры тела в момент времени  $t = 0$ . Охлаждение диска при конвективном теплообмене можно выразить в виде

$$\{q\}^T \{n\} = -h_f (T_B - T_S). \quad (2)$$

Значения напряжений определены из известного соотношения теории упругости

$$\{\sigma\} = [D] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\}). \quad (3)$$

Начальные и граничные условия определялись исходя из условия симметрии конструкции и параметров технологического процесса прессования тормозного диска, включающего выдержку его под давлением при заданной температуре и последующее охлаждение детали в воздухе. Температура и время охлаждения задаются и оптимизируются исходя из критериев минимизации энергетических затрат технологического процесса.

**Результаты и обсуждение.** Расчет напряженно-деформированного состояния тормозного диска выполнялся при следующих исходных характеристиках материалов: сталь —  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;  $\mu = 0,3$ ;  $c = 460$  Дж/(кг·К);  $\lambda = 78$  Вт/(м·К),  $\rho = 7800$  кг/м<sup>3</sup>, безасбестовый фрикционный материал Ф41, используемый для изготовления накладок —  $E = 7,4 \cdot 10^4$  МПа;  $\mu = 0,32$ ;  $\rho = 2600$  кг/м<sup>3</sup>. Коэффициент удельной теплоемкости  $c$  и теплопроводность  $\lambda$  задавали температурными зависимостями, приведенными на рис. 3.

С целью исследования влияния конструкции металлической основы тормозного диска на напряженное состояние фрикционной накладки рассматривали варианты конструкций, отличающиеся количеством и формой отверстий или пазов, а также диски без отверстий и/или пазов. При этом геометрические размеры тормозного диска задавали в соответствии с конструкторской документацией [3, 4]. Температура прессования тормозных дисков  $T(x, y, z) = 200$  °С, окружающей среды  $T = 25$  °С. Коэффициент теплоотдачи при конвективном теплообмене принимался равным  $14,3$  Вт/(м<sup>2</sup>·К).

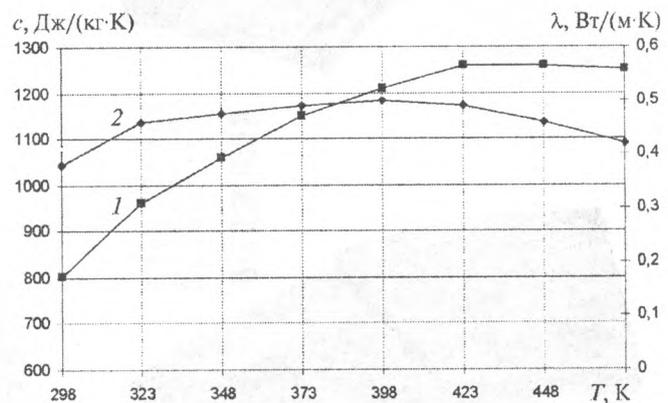


Рис. 3. Зависимость теплофизических характеристик фрикционного композита от температуры: 1 —  $c$ ; 2 —  $\lambda$ .

На рис. 4, а, б представлены распределения эквивалентных напряжений на наружной и внутренней сторонах фрикционной накладки для базовой конструкции металлической основы, содержащей по шесть симметричных отверстий и пазов (конструкция I). Напряжения вычислены для времени охлаждения 0,5 и 2,5 ч соответственно. Расчеты выполнены также для диска с 6 пазами без отверстий (конструкция II) и для диска с 6 отверстиями, не содержащего пазов (конструкция III) (рис. 4, в, г).

Видно, что пазы и отверстия в несущей металлической основе, выполненные для увеличения надежности фиксации накладок на диске, являются концентраторами напряжений. Зона максимальных напряжений локализована на внутренней кромке фрикционной накладки, что, вероятно, может вызывать отслоение накладки от металлического диска.

При принудительном разрушении приформованных накладок были обнаружены участки с низкой адгезией между накладкой и металлической основой. Визуальный анализ накладок, треснувших под действием остаточных напряжений, показал, что трещина зарождается и распространяется преимущественно в области между отверстием и пазом.

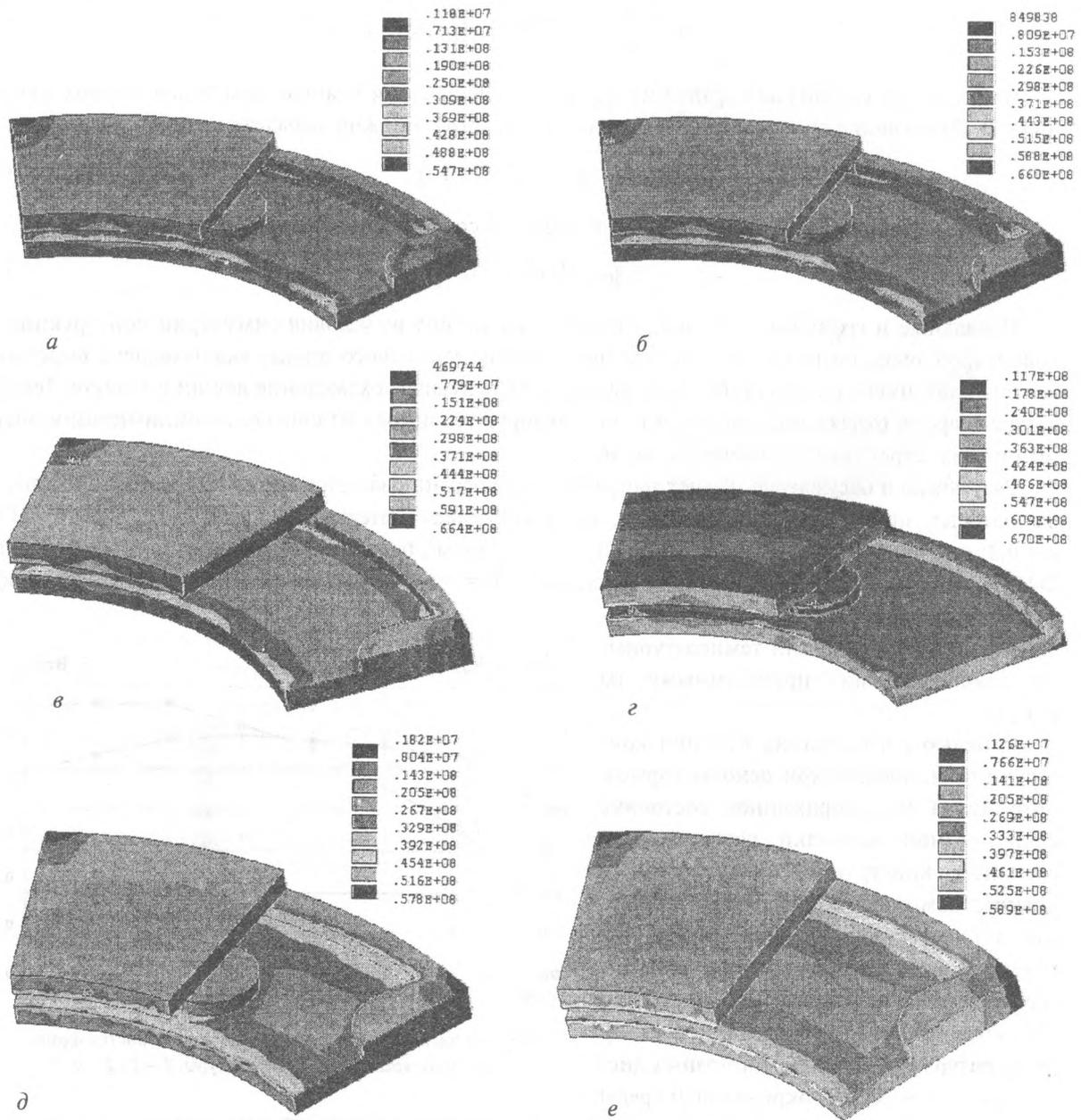


Рис. 4. Цветокodированное изображение распределения эквивалентных напряжений во фрикционной накладке (шкала градаций серого соответствует указанным значениям напряжения в Па): а – конструкция I,  $\tau = 0,5$  ч; б – I,  $\tau = 2,5$  ч; время охлаждения 2,5 ч; в – конструкция II; г – III, д – IV; е – V; ж – VI; з – VIII; и – IX; к – X.

Изменение конструкции металлической основы (конструкция II и III) приводит к изменению характера распределения напряжений и их количественных значений (рис. 4, в, г). Увеличение количества отверстий и пазов в металлической основе приводит к заметному снижению напряжений. На рис. 4, д, е, ж представлены результаты расчетов эквивалентных напряжений для диска содержащего по 8 отверстий и пазов (конструкция IV), с 8 пазами без отверстий (конструкция V) и с 8 отверстиями без пазов (конструкция VI).

Изменение наружной границы металлической основы (без открытых пазов) приводит к значительному уменьшению касательных напряжений. Следовательно, приемлемым вариантом можно считать конструкцию диска с отверстиями.

Для установления влияния формы отверстия в металлическом диске были рассмотрены конструкции металлического диска с 3 – (VII), 4 – (VIII) и 5 – (IX) секторными прорезями, выполнен-

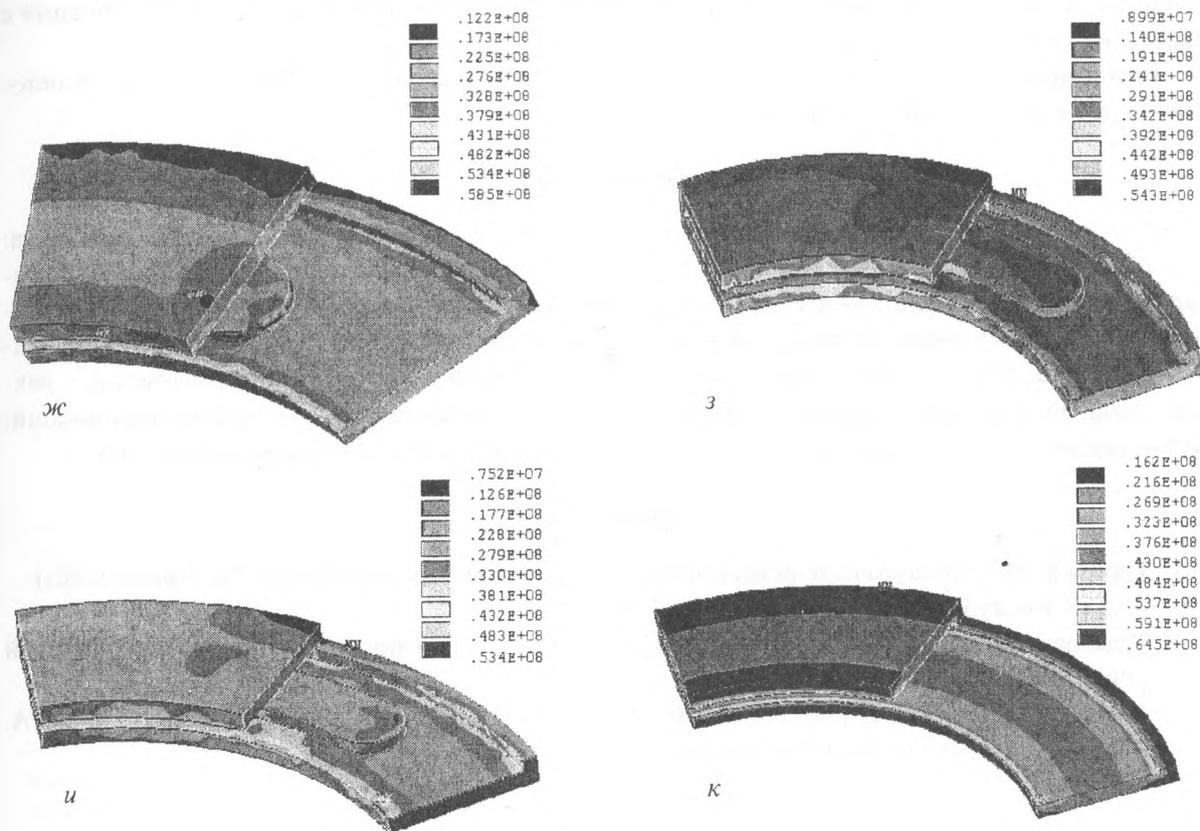


Рис. 4. (продолжение)

ными по среднему радиусу накладки, а также диск без отверстий (конструкция X). В результате расчетов было получено, что для металлической основы с 4 и 5 прорезями значения напряжений в фрикционной накладке меньше, чем в остальных рассмотренных случаях (рис. 4). В конструкциях дисков VII и X, значения эквивалентных напряжений  $\sigma_{\text{экв}}$  составили 61,1 и 64,5 МПа соответственно.

Обобщенный количественный анализ напряженного состояния тормозных дисков для различных конструкций металлической основы приводится в таблице.

Результаты расчетов напряженного состояния фрикционных накладок в зависимости от конструкции металлической основы тормозного диска

Параметр	Вариант конструкции									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	XI	X
$\sigma_{\text{экв}}$ , МПа	66,0	66,4	67,0	57,8	58,9	58,5	61,1	54,3	53,4	64,5
$\tau_{\text{из}}$ , МПа	26,8	26,7	5,95	24,5	24,5	24,4	8,9	8,6	8,1	0,06

Уменьшение значения термических напряжений на накладке достигается увеличением времени охлаждения тормозного диска, вследствие чего происходит релаксация напряжений в накладках. Это возможно, например, при медленном охлаждении диска внутри формы или в термошкафу. Однако, это приводит к увеличению энергоемкости и уменьшению производительности процесса изготовления дисков. Появление трещин под действием касательных напряжений маловероятно.

**Заключение.** Анализ результатов расчетов напряжений и деформаций в тормозном диске позволяют сделать вывод о том, что разрушение металлополимерных тормозных дисков носит термоусадочный характер, т. е. макротепловые воздействия при изготовлении и конструктивные осо-

бенности металлической основы оказывают первостепенное влияние на прочность в сравнении с действием генерируемого в процессе трения тепла.

**Благодарность.** Авторы признательны член-кор. НАНБ, проф. Ю. М. Плескачевскому за методическую помощь, оказанную при выполнении работы.

### Обозначения

$E$  — модуль упругости;  $\mu$  — коэффициент Пуассона;  $c$  — удельная теплоемкость материала;  $\rho$  — плотность материала;  $T$  — температура;  $T_B$  — температура окружающей среды;  $T_S$  — температура на поверхности тела;  $t$  — время;  $\lambda$  — теплопроводность материала;  $h_f$  — коэффициент теплоотдачи;  $\{L\}$  — векторный оператор;  $\{v\}$  — вектор скорости тепломассопереноса;  $\{q\}$  — вектор теплового потока;  $\{\ddot{q}\}$  — мощность внутренних источников теплоты;  $x, y, z$  — координаты;  $\{\eta\}$  — вектор внешней нормали к поверхности;  $\{\sigma\}$  — вектор напряжений;  $\{\epsilon\}$  — вектор деформаций;  $\{\epsilon^{\text{th}}\}$  — вектор температурных деформаций;  $[D]$  — матрица упругости;  $\tau$  — время охлаждения.

### Литература

1. Гуняев Г. М. Структура и свойства полимерных волокнистых композитов. М.: Химия (1981)
2. ANSYS Theory Reference. Ninth Edition. SAS IP Inc.
3. Тракторы "Беларусь". Техническое описание и инструкция по эксплуатации. Мн.: Ураджай (1984)
4. Фрикционный диск: а. с. 1392266, СССР, МКИ<sup>4</sup> F 16 D 13/64. Бюлл. изобр. (1988), № 16 / В. А. Лещев, П. А. Стецко, М. И. Трофимович

*Поступила в редакцию 20.04.2000.*

Serguienko V.P., Tkachev V.M., Stolyarov A.I., Zhuk V.V. Numeric simulation of stress state of brake disk. part 1. Effect of design and technological fabrication conditions.

It is shown how to calculate the stressed state of disk brakes with asbestos-free friction linings using the method of finite elements. The effect of the design of the metallic base on the stress-strain state of the friction linings has been assessed. The fields of distribution of stresses, deformations and temperatures in real braking systems have been calculated. The calculations have served to elaborate guides how to modify the design of brake disks in order to reduce internal residual stresses in the friction material.