

УДК 629.423.24

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕРМОПРУЖНОГО СТАНУ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА  
ВИСОКОШВИДКІСНОГО ПОЇЗДА**

Канд. техн. наук Н. Д. Чигирик, А. Є. Кошель, асп. І. Р. Вихопень

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГОГО СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗНОГО ДИСКА  
ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПОЕЗДА**

Канд. техн. наук Н. Д. Чигирик, А. Е. Кошель, асп. И. Р. Вихопень

**RESEARCH THERMOELASTIC STATE OF THE BRAKE DISC HIGH-SPEED TRAIN**

Ph.D. assoc. N. D. Chigirik, A. E. Koshel, asp. I. R. Vihopen

*Запропоноване розрахункове порівняння гальмівних дисків для високошвидкісних поїздів, виготовлених з легированої сталі, і дисків з композитів на основі карбиду кремнію SiC – SiC, армованого ниткоподібними кристалами  $\beta$  – SiC. Критерієм ухвалення рішення є неперевикнення величини термонапружень у диску руйнівних значень напруг матеріалу диска. Розрахунки проведені методом кінцевих елементів у програмному модулі SolidWorks Simulation.*

**Ключові слова:** високошвидкісний поїзд, гальмівний диск, термонапруження, метод кінцевих елементів, програмний модуль SolidWorks Simulation.

*Предложено расчетное сравнение тормозных дисков для высокоскоростных поездов, изготовленных из легированной стали, и дисков из композитов на основе карбида кремния SiC – SiC, армированного нитевидными кристаллами  $\beta$  – SiC. Критерием принятия решения является не превышение величины термонапряжений в диске разрушающих значений напряжений материала диска. Расчет проведен методом конечных элементов в программном модуле SolidWorks Simulation.*

**Ключевые слова:** высокоскоростной поезд, тормозной диск, термонапряжения, метод конечных элементов, программный модуль SolidWorks Simulation.

*One of the main factors of traffic safety of any mode of transport, including rail, rolling stock equipment is highly reliable brake system elements, and even more so when it comes to high-speed rail transport.*

*The process of braking of railway rolling stock has a high thermal load of the friction elements, so to ensure the high efficiency of the disc brake pads need to ensure that the design, which could counteract the negative effects of high temperatures. Equally important is the use of steam during the production of new disc brake friction materials, including ceramic matrix composite.*

*Friction elements of these materials today are at the test stage, or already used in high-speed trains, such as - TVG (France), Talent (Germany), Pendolino (Italy), APT (England), AVE (Spain), HSR- 350x (Korea), Shinkansen (Japan) and some other.*

*Based on the new properties of the material it is advisable to consider the possibility of improving the friction elements of the brake is to a first approximation, calculation methods.*

*The paper presents the algorithm for calculating the brake disc thermal loads using the method of V. Inozemtsev. Carried out a review of existing research results pairs disc brake friction in the operating conditions. Detailed description of the main technical requirements for the design of disc brakes for use on railway rolling stock.*

**Keywords:** *high-speed train, brake disc, thermoelectric voltages, finite element method, SolidWorks Simulation software module.*

**Вступ.** Одним з визначальних факторів безпеки руху будь-якого залізничного транспорту, а тим паче високошвидкісного, є оснащення рухомого складу високонадійними елементами гальмової системи.

Крім цього, елементи гальм через їхню специфіку роботи є й найбільш витратними запасними частинами. Кількість і вартість їх суттєво впливає на загальну суму експлуатаційних витрат рухомого складу.

Зносостійкість пар тертя визначає й періодичність технічного обслуговування поїздів, що у свою чергу також відбивається на коефіцієнті працездатності рухомої одиниці.

Процес гальмування залізничного рухомого складу характеризується високим тепловим навантаженням фрикційних елементів, тому для забезпечення високої ефективності роботи дискового гальма необхідно забезпечити відповідну конструкцію колодок, що встановлюються, замінити конструкцію диска із самовентильованням на більш просту – невентильовану. Для цього необхідно провести дослідження нових матеріалів і конструктивних рішень при проектуванні

деталей пари тертя, що дасть змогу оптимізувати необхідну кількість гальмових обладнань, установлюваних на осі колісної пари.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Розроблення й застосування дискових гальм на залізничному транспорті в країнах СНД почалося з 1958 року. З того часу досить велика увага вчених приділена теоретичним і експериментальним дослідженням роботи пари тертя дискового гальма в експлуатаційних умовах, тому що від фрикційно-зношувальних властивостей пари тертя залежить ефективність і якість гальмування. Над цією проблемою працювали такі вчені, як: А.В. Чичинадзе, В.Г. Іноземцев, Є.І. Галай, П.К. Рудов, А.І. Турков, П.А. Тищенко, Д.В. Титарев, А.М. Ножевников, А.А. Мишин, М.Д. Фокін, Е.Н. Байбакова, Л.А. Вуколов, А.І. Колесніченко, Ю.П. Федосєєв та ін. [1].

У результаті проведених робіт зроблено кілька основних висновків:

- значний вплив на роботу пари тертя роблять конструкційні фактори: площа тертя, взаємне перекриття, форма й розміри контактуючих елементів, жорсткість конструкції та ін.;

- на параметри роботи пари тертя великий вплив робить вибір їх матеріалів; фрикційні матеріали в контакті розвивають відносно високий і стабільний коефіцієнт тертя; основною характеристикою фрикційних матеріалів є здатність поглинати або розсіювати кінетичну енергію без сильного зношування самого матеріалу і його руйнування;

- до характеристик фрикційних матеріалів ставляться такі вимоги: стабільність коефіцієнта тертя, висока зносостійкість, стабільність фрикційних властивостей при нагріванні, стійкість до утворення тріщин від теплових і силових навантажень, високий опір до тужавлення в холодному й нагрітому станах, опір до налипання, здатність працювати при температурах до 800...1000 °C та ін.

**Визначення мети та задачі дослідження.** Сьогодні найбільші перспективи застосування у швидкісному залізничному рухомому складі мають композиційні матеріали з керамічною матрицею. Фрикційні елементи із цих матеріалів або прогноуються, або вже застосовуються у високошвидкісних поїздах TVG (Франція), Talent (Німеччина), Pendolino (Італія), ART (Англія), AVE (Іспанія), HSR-350x (Корея), Shinkansen (Японія) і в ряді інших. Слід зазначити, що маса одного сталевого гальмівного диска становить більше 100 кг і зниження його маси у 2 рази за рахунок використання композиційних матеріалів з керамічною матрицею дасть змогу зменшити сумарну масу швидкісного поїзда більш ніж на 5 т [2].

Всеросійським інститутом авіаційних матеріалів (ВІАМ) розроблений композиційний матеріал нового покоління – SiC-SiC композит (карбід кремнію), армований ниткоподібними кристалами  $\beta$ -SiC [3].

Основна особливість структури цих композитів полягає в наявності армуючого каркаса з хаотично розташованими в обсязі ниткоподібних кристалів  $\beta$ -SiC, щільно покритих оболонкою матеріалу матриці SiC і жорстко зв'язаних у вузлах перетинань,

при цьому утворюється значна пористість (до 80-90 %), що практично не впливає на питому міцність композита. Реально досягнута міцність композита SiC-SiC, рівна 180 МПа при щільності 1,4 г/см<sup>3</sup> (з реалізацією міцності армуючих компонентів 10000 МПа, робоча температура яких становить 1100 °C) [4].

Виходячи з нових властивостей матеріалу доцільно розглянути можливість удосконалення фрикційних елементів розрахунковими методами.

**Основна частина дослідження.** При розрахунках приймемо: електропоїзд моделі «Тарпан» (ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», Україна) з максимальною розрахунковою масою  $m = 648000$  кг (36 осей  $\times$  18000 кг), що рухається зі швидкістю  $v = 200$  км/год (0,05556 км/с), починає гальмування й через 69,5 с зупиняється (прискорення гальмування – 0,8 м/с<sup>2</sup> (-0,0008 км/с<sup>2</sup>).

Зупинні гальмування здійснюються, як правило, при постійній силі натискання, однак коефіцієнт тертя фрикційних матеріалів, що застосовуються в сучасних гальмах, нелінійно змінюється залежно від швидкості. Через це теплові розрахунки значною мірою ускладнюються [1].

Використання методу розрахунків В.Г. Іноземцева і Є.І. Ворожі, на основі отриманих аналітичних залежностей, дає змогу найбільш просто й з достатньою точністю розв'язувати задачу з розрахунку теплового режиму фрикційних вузлів. Ці розв'язки отримані для граничних умов при допущенні, що описувані фрикційні елементи є напівобмеженими тілами. Інше допущення стосується закону зміни теплового потоку в процесі зупинного гальмування. Зокрема прийнято, що щільність теплового потоку миттєво зростає до максимального значення  $q_0$ , а надалі зі зниженням швидкості генерування теплоти зменшується за лінійним законом.

Щільність теплового потоку визначається за такою формулою:

$$q_0 = \frac{K_H \varphi_k V(t) r_{\vartheta}}{RA_{a1}}, \quad (1)$$

де  $K_H$  – нормальна сила натискання накладки;

$\varphi_k$  – коефіцієнт тертя;

$r_{\vartheta}$  – ефективний радіус тертя;

$V(t)$  – лінійна швидкість на радіусі  $r_{\vartheta}$ ;

$A_{a1}$  – номінальна площа контакту накладки і диска;

$R$  – радіус колеса по колу кочення.

У випадку фрикційного гальмування генерування теплоти відбувається в результаті пружного деформування поверхневих шарів диска й накладки. Інтенсивність тепловиділення пропорційна роботі тертя в зоні контакту.

Прийнято вважати, що перенос теплоти від поверхні контакту вглиб тіл тертя здійснюється пружними тепловими коливаннями мікрочастинок і тепловим рухом електронів провідності. Тому в початкові моменти фрикційної взаємодії відбувається нагрівання поверхневого шару, а фронт прогріву поширюється вглиб контактуючих елементів з якоюсь кінцевою швидкістю. Температурний режим кожного елемента залежить від щільності вхідного в нього теплового потоку.

Щільність теплового потоку  $q_3(t)$ , що спрямований у навколишнє середовище

при конвективному теплообміні, визначається рівнянням Ньютона:

$$q_3(t) = \alpha'(t)[\vartheta_{II}(0,t) - \vartheta_C], \quad (2)$$

де  $\alpha'$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$\vartheta_{II}(0,t)$  – температура тепловіддаючої поверхні;

$\vartheta_C$  – температура навколишнього середовища.

Тривалість дії теплового потоку при гальмуванні характеризується числом Фур'є. При малих числах Фур'є  $F_0 < 0,01$  тепловіддачі з тилового боку елемента практично немає, і можна вважати, що фрикційний елемент нагрівається потоком

У табл. 1 наведено значення параметра  $A$ , який розрахований для фрикційних елементів з різних матеріалів. Число Фур'є може бути визначене за формулою

$$F_0 = 10^{-3} At, \quad (3)$$

де  $t$  – час дії теплового потоку, с.

Розв'язання задач про температурний режим тіл тертя гальма пов'язане з необхідністю вибору розрахункових теплових схем, що враховують геометричну форму цих тіл, а також виду рівняння теплопровідності.

Таблиця 1

Залежність параметра  $A$  від товщини елемента, що нагрівається

Матеріал тіла, що нагрівається	Параметр $A$ при глибині нагрівання $h$ , мм						
	10	20	30	50	60	70	80
Сталь	114	28,5	12,667	4,56	3,167	2,327	1,781
Чавун	104	26	11,556	4,16	2,889	2,122	1,625
Композит	4	1	0,444	0,16	0,111	0,0816	0,0625

У дисковому гальмі однакова величина щільності теплового потоку по всій номінальній площі контакту  $A_{al}$  може бути досягнута вибором раціональної конструкції вузла кріплення фрикційної

накладки, що забезпечує необхідний закон розподілу питомих тисків.

На рис. 1 подана схема вузла тертя й теплової взаємодії фрикційних пар у дисковому гальмі.

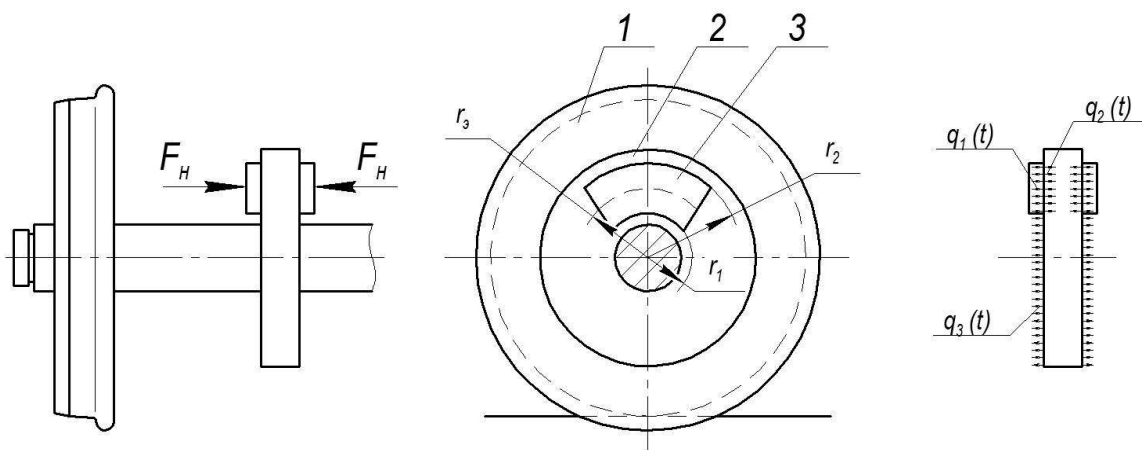


Рис. 1. Схема фрикційної пари:

$a$  – схема вузла тертя;  $b$  – тепла схема для однієї щокі гальмівного диска;  $q_1(t)$  – щільність теплового потоку, що спрямований у накладку;  $q_2(t)$  – щільність теплового потоку, що спрямований у диск;  $q_3(t)$  – щільність теплового потоку, що спрямований у навколишнє середовище; 1 – колесо; 2 – гальмівний диск; 3 – фрикційна накладка гальмівної колодки

З урахуванням прийнятих вище допущень процеси зупинного гальмування описуються одновимірним рівнянням теплопровідності Фур'є:

$$\frac{dv_1}{dt} = a_1 \frac{d^2 v_1}{dz_1^2}, \quad (4)$$

де  $a_1$  – коефіцієнт теплопровідності елемента 1 (диск) і елемента 2 (накладка) фрикційної пари;

$z_1$  – глибина в елементі 1 (диск) перпендикулярна до поверхні контакту тіл тертя.

Опис напівобмеженого тіла ( на прикладі фрикційного елемента 1 (диска)). Одновимірне нагрівання матеріального

півпростору постійним тепловим потоком  $q_1$  описується таким граничним завданням:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_1}{dt} &= a_1 \frac{d^2 v_1}{dz_1^2} \\ -\lambda_1 \frac{dv_1}{dz_1} &= q_1 \\ \frac{dv_1(\infty, t)}{dz_1} &= 0 \end{aligned} \right\} \text{крайові умови} \quad (5)$$

$v_1(\infty, t) = v_0$  – початкові умови

Опис необмеженої пластини. При одновимірному нагріванні постійним тепловим потоком ( $q_1 = const$ ) тепловий режим описується граничним завданням:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dv_1}{dt} &= a_1 \frac{d^2 v_1}{dz_1^2} \\ \lambda_1 \frac{dv(0,t)}{dz_1} &= q_1 \\ \frac{dv_1(h_1,t)}{dz_1} &= 0 \\ dv_1(z_1,0) &= v_0 \end{aligned} \right\} (6)$$

Проведемо тепловий розрахунок гальмівного диска на прикладі деталей фрикційної пари «гальмівний диск – накладка» для застосування у візках моделі

68-7049 (рис. 1, б) високошвидкісного електропоїзда «Тарпан».

Гальмівний диск і фрикційні накладки виготовлені з композитного матеріалу SiC-SiC, армованого ниткоподібними кристалами: товщина диска 50 мм; зовнішній діаметр диска – 620 мм; товщина накладки 22 мм; мінімальна гранична товщина накладки в експлуатації 5 мм; площа накладки 375 см<sup>2</sup>; коефіцієнт тертя – 0,75.

Результати розрахованих значень приростів температур на поверхні тертя диска при екстремому гальмуванні наведені у табл. 2.

Таблиця 2

Результати розрахунку приростів температур на поверхні тертя диска при екстремому гальмуванні

№ п/п	Параметр розрахунку	Час гальмування <i>t</i> , с		
		5	35	69,5
1	Швидкість при гальмуванні <i>v</i> , м/с	51,56	27,56	0
2	Число Фур'є <i>F</i> <sub>02</sub>	0,1425	0,855	1,71
3	<i>q</i> <sub>0</sub> ( <i>t</i> ), кВт/м <sup>2</sup>	1741	920	0
4	<i>q</i> <sub>2</sub> ( <i>t</i> ), кВт/м <sup>2</sup>	1589	869	0
5	<i>θ</i> ' <sub>2</sub> (0)	0,5647	1,2658	1,9654
6	<i>θ</i> " <sub>2</sub> (0)	0,05984	0,7896	2,3256
7	<i>v</i> <sub>2</sub> (0, <i>t</i> ) – <i>v</i> <sub>0</sub> , °С	521	869	723

Отримані результати дають змогу констатувати, що максимальна температура гальмівного диска досягає 869 °С при екстремому гальмуванні, і до кінця гальмування знижується до 723 °С. На початку ж гальмування температура підвищується до 521 °С.

Результати проведених розрахунків умов роботи фрикційної пари прийнято як вхідні дані для розв'язання задачі напружено-деформованого стану матеріалу пари тертя від спільної дії температури й сил гальмування. Ця задача розв'язується методом кінцевих елементів у середовищі

розрахункового модуля SolidWorks Simulation. Гальмівний диск зроблений з легованої сталі, а накладки – з композитного матеріалу SiC-SiC на основі ниткоподібних кристалів β – SiC. Фізико-механічні властивості сталі, застосованої в моделі фрикційного диска, наведені на рис. 2.

Фізико-механічні властивості композита SiC-SiC, армованого ниткоподібними кристалами β – SiC, що застосований у моделі фрикційної накладки, наведені на рис. 3.

Категорія:   
 Ім'я:   
 Описання:   
 Істочник:   
 Sustainability:

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	2.1e+011	Н/м <sup>2</sup>
Коеффіцієнт Пуассона	0.28	Не применимо
Модуль сдвига	7.9e+010	Н/м <sup>2</sup>
Массовая плотность	7700	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	723825600	Н/м <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии		Н/м <sup>2</sup>
Предел текучести	620422000	Н/м <sup>2</sup>
Коеффіцієнт теплового расширения	1.3e-005	/К
Теплопроводность	50	W/(м·К)

Рис. 2. Фізико-механічні властивості легованої сталі

Категорія:   
 Ім'я:   
 Описання:   
 Істочник:   
 Sustainability:

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	430000000	Н/м <sup>2</sup>
Коеффіцієнт Пуассона	0.25	Не применимо
Модуль сдвига		Н/м <sup>2</sup>
Массовая плотность	3150	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	150000000	Н/м <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии	150000000	Н/м <sup>2</sup>
Предел текучести	150000000	Н/м <sup>2</sup>
Коеффіцієнт теплового расширения	4.1e-006	/К
Теплопроводность	200	W/(м·К)

Рис. 3. Фізико-механічні властивості композита SiC-SiC, армованого ниткоподібними кристалами  $\beta$  – SiC

Модель фрикційної пари з розбитою на її деталях сіткою кінцевих елементів наведена на рис. 4.

Модель невентильованого гальмівного диска з легованої сталі закріплена в отворах кріпильних болтів з обмеженням по всіх ступенях вільності.

Картина закріплення, навантаження й результати розрахунків цього варіанта пари тертя подані на рис. 5.

Як видно з результатів розрахунків, напруження, що виникають від дії

температури на 35-й секунді гальмування (869°C), перевищують границю текучості матеріалу гальмівного диска 6327 кг/см<sup>2</sup> в 1,3 рази, що призведе до руйнування диска при першому ж гальмуванні.

Результати розрахунків варіанта пари тертя, де невентильований гальмівний диск виготовлено з композитного матеріалу SiC-SiC, армованого ниткоподібними кристалами β – SiC, наведено на рис. 6.

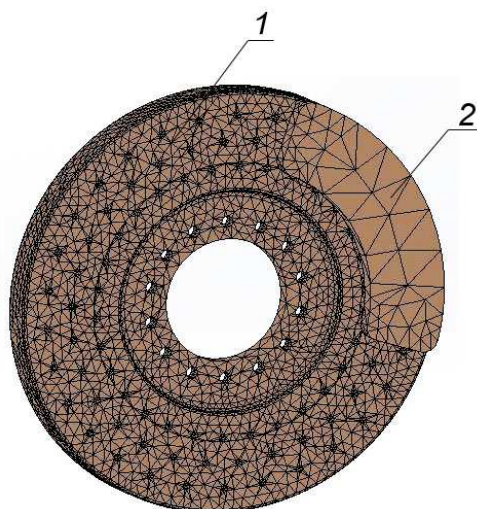


Рис. 4. Сітка кінцевих елементів на моделі фрикційної пари: 1 – фрикційний диск; 2 – фрикційна накладка (друга не видна)

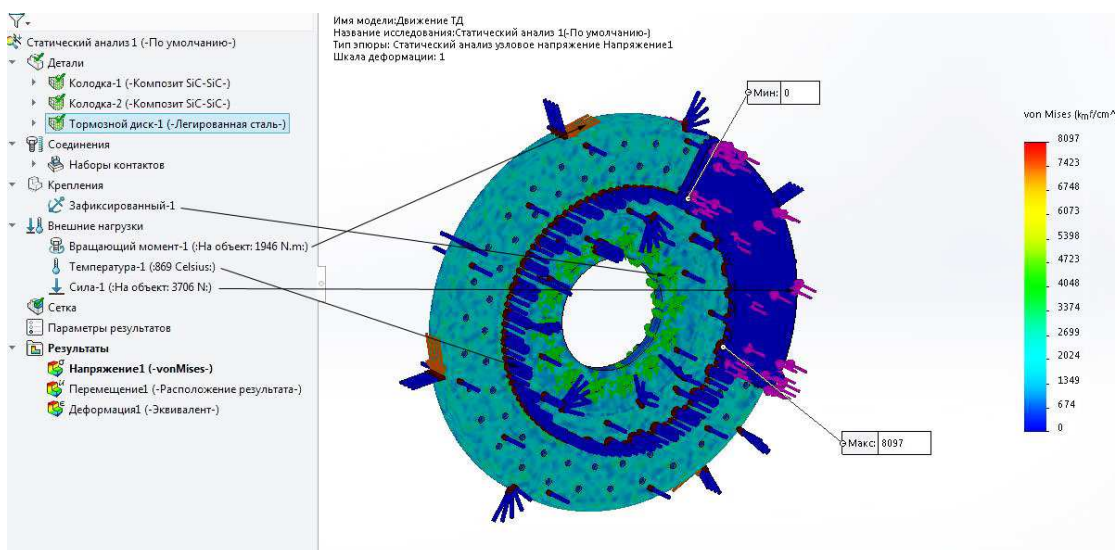


Рис. 5. Результати розрахунку напружено-деформованого стану деталей фрикційної пари диск – накладки (диск виготовлений з легованої сталі)



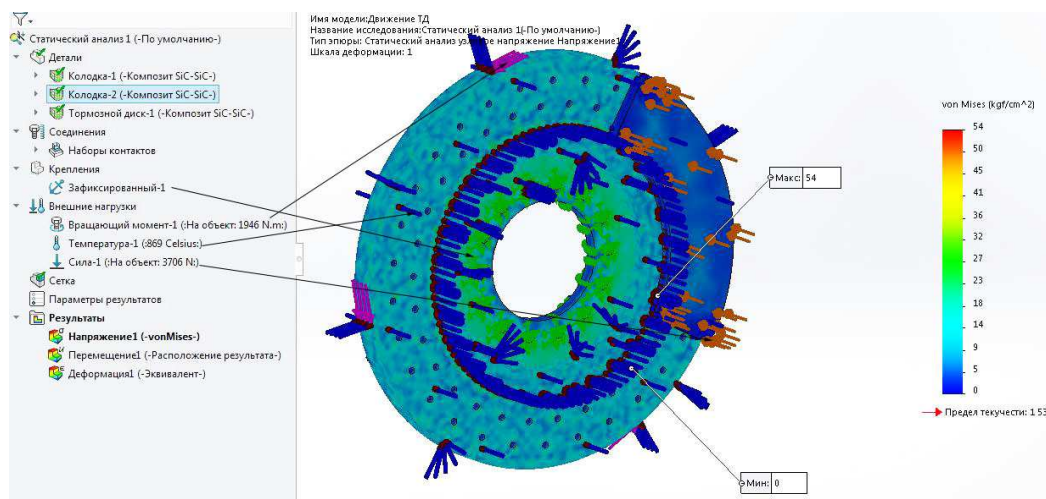


Рис. 6. Результати розрахунку напружено-деформованого стану деталей фрикційної пари диск – накладки (диск виготовлений з композитного матеріалу)

У зв'язку зі специфічною внутрішньою будовою композита SiC-SiC, армованого ниткоподібними кристалами  $\beta$ -SiC, його міцність становить 180 МПа ( $1800 \text{ кг/см}^2$ ) при робочій температурі  $1100 \text{ }^\circ\text{C}$ .

У нашому випадку температура диска на 35-й хвилині гальмування  $869^\circ\text{C}$ , що абсолютно не викликає напруженого стану диска. У цьому випадку на диск діють сили, що виникають від поїзда, який рухається по інерції, і сили тертя між накладками й фрикційним диском, які значно менші від границі міцності (180 МПа) композита, з якого він зроблений, і становлять  $54 \text{ кг/см}^2$  (5,3 МПа). Границя міцності на вигин даного матеріалу не менше 100 МПа.

**Висновки з дослідження і перспективи, подальший розвиток у даному напрямку.** Таким чином, розраховані дані з теплового навантаження розглянутої

конструкції диска із застосуванням методу, запропонованого В.Г.Іноземцевим, показують, що температури поверхневого й об'ємного нагрівання, що досягаються в експлуатації, далекі від рівня процесу виникнення мікро-тріщин та інших руйнувань у диску. Це дає можливість застосовувати в конструкції візків для швидкісного залізничного транспорту невентильовані гальмівні диски з композитного матеріалу SiC-SiC (карбїду кремнію), армованого ниткоподібними кристалами  $\beta$ -SiC.

Це у свою чергу в три рази зменшує невіднеснену масу фрикційних елементів, дає їм можливість без руйнувань сприймати температурні навантаження навіть від екстрених гальмувань, що значно підвищує безпеку й надійність експлуатації швидкісного рухомого складу.

### Список використаних джерел

1. Мошков, А. А. Разработка рациональной конструкции блока дискового тормоза для скоростных грузовых и высокоскоростных пассажирских вагонов [Текст]: дис.... канд. техн. наук : 05.22.07 / Мошков Алексей Александрович. – М., 2014. – 217 с.
2. Кулик, В. И. Современные системы торможения на основе фрикционных композитных материалов с углеродной и керамической матрицей [Электронный ресурс] /

В.И. Кулик, Д.Ф. Устинова, А.С. Нилов // Оборонный заказ. Интернет-приложение – 2007. – №17 (декабрь) – Режим доступа: <http://www.ozakaz.ru/index.php/articles/n-25-12-2007/217-n27032011-18-45>. – Загл.с экрана. – (Дата обращения: 25.07.2016).

3. SiC–SiC композиты, армированные нитевидными кристаллами [Текст] / Д.В. Гращенко [и др.] // Все материалы. Энциклопедический справочник. – 2012. – №5. – С. 1-13.

4. Ghadimi B. Kowsary F. Khorami M., Thermal analysis of locomotive wheel-mounted brake disc [Текст]: Applied Thermal Engineering. - Volume 51. – 2013. С. 948–952.

5. Wu S.C., Zhang S.Q., Xu Z.W., Thermal crack growth-based fatigue life prediction due to braking for a high-speed railway brake disc [Текст]: International Journal of Fatigue. - Volume 87. – 2016. С. 359–369.

---

Чигирик Наталія Дмитрівна, канд. техн. наук, доцент кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел.730-19-99.

Кошель Андрій Євгенійович, магістр Українського державного університету залізничного транспорту, машиніст-інструктор моторвагонного депо «Люботин». Тел. +38(066)-96-13-084.

Вихопень Іван Романович, аспірант кафедри експлуатації та ремонту рухомого складу Українського державного університету залізничного транспорту. Тел. 730-19-99.

Chigirik Nataliya Dmitrivna - tehnichnih Ph.D., assoc. of department " Maintenance and repair of rolling stock." Tel.730 19-99.

Koshel Andrey Evgenievich - driver instructor motor-wagon depot "Lyubotin." Tel. +38 (066) -96-13-084.

Vyhopen Ivan Romanovich. - graduate student of "Maintenance and repair of of rolling stock." Tel. 730 19-99.

Стаття прийнята 22.09.2016 р.