

УДК 629.113-59.001.4

Г.С. Гудз, Л.М. Королевич, Я.П. Яворський
 Національний університет “Львівська політехніка”,
 кафедра автомобілебудування

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДИСКОВИХ ГАЛЬМ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС ПРИ ТРИВАЛИХ ГАЛЬМУВАННЯХ

© Гудз Г.С., Королевич Л.М., Яворський Я.П., 2002

Наведена інтерполяційна залежність для теплового розрахунку дискових гальм автомобільних коліс в кінці попереднього етапу випробувань II, отримана на основі методів математичного моделювання та планування експериментів.

Interpolation relation for thermal calculation of automobile wheels disk brakes at the end of the previous stage of tests II obtained on the basis of mathematical modeling and experiments planning methods is presented.

Можливість прогнозування температурного режиму роботи дискового гальма на стадії його проектування становить актуальне завдання, оскільки існуючі методи теплового розрахунку гальм вельми схематичні, громіздкі та складні для практичного використання, або вимагають великого обсягу експериментальних досліджень. Крім того, вони не дають повної картини розподілу температурних полів та напружень в найбільш навантаженому при нагріванні диска гальмового механізму автотранспортного засобу (АТЗ).

З огляду на те, що ефективність гальмування значною мірою визначається тепловим станом пар тертя, то конструктору необхідно володіти методом, який дозволяє швидко та ефективно досліджувати вплив різних режимних та конструктивних чинників на температурні поля дисків. Таким є метод математичного моделювання, що полягає у створенні теплової моделі та оперуванні нею з метою отримання важливої бази даних для САПР об'єкта.

При дослідженні динаміки температурних полів в дискових гальмах необхідний розв'язок системи рівнянь в часткових похідних, які описують процеси теплопереносу в складних об'єктах з розподіленими параметрами при відповідних крайових умовах:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial z} \right] + Q = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}. \quad (2)$$

Врахування тривимірності моделі здійснюється зміною параметрів залежно від координати z .

При двовимірній постановці задачі процес описується системою рівнянь:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_1(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + Q = c_1 \rho_1 \frac{\partial t}{\partial \tau}; \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda_2(x, y, z, t) \frac{\partial t}{\partial y} \right] + Q = c_2 \rho_2 \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (4)$$

де індекси означають: 1 – матеріал диска (1), (3); 2 – матеріал накладки (2), (4); x, y, z – поточні координати; $\lambda_i(x, y, z, t)$ – коефіцієнт теплопровідності диска; t – температура; Q – густина теплового потоку; $c_1(x, y, z, t) \cdot \rho_1(x, y, z, t)$ ($i=1,2$) – об'ємна теплоємність диска; τ – час; $\lambda_2(x, y, z, t)$ – коефіцієнт теплопровідності накладки; $c_2(x, y, z, t) \cdot \rho_2(x, y, z, t)$ – об'ємна теплоємність накладки.

Для розв'язання наведених вище рівнянь в Інституті проблем моделювання в енергетиці ім. Г.Є. Пухова НАНУ розроблений програмний комплекс, який складається з інтегральної оболонки та набору розрахункових модулів [1], на базі яких розроблений розрахунковий модуль для дослідження температурних полів у дискових гальмових механізмах АТЗ [2]. Слід зазначити, що даний комплекс дозволяє дослідникам, інженерам-проектувальникам, експлуатаційникам розв'язувати двовимірні та тривимірні задачі тепломасопереносу у діалоговому режимі, отримувати результати в наочному та зручному для використання вигляді.

Програмний комплекс побудований на методі кінцевих різниць та належить до класу сіткових методів наближеного розв'язання крайових задач. Метод має похибки апроксимації від першого до четвертого порядку відносно кроку. Тому він успішно використовується у САПР.

Взагалі на температурний режим гальмових механізмів впливає низка чинників, які наведені в роботі [3]. Експертна оцінка цих чинників дозволила зробити висновок, що температура поверхні тертя дискового гальма $t = f(Q, h, \alpha)$, де Q – густина теплового потоку, Вт/м², h – товщина диска, м; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² · град). Таким чином слід вивчити вплив даних чинників на температури поверхонь тертя дискових гальм при випробуваннях II [4] на основі статистичного аналізу параметрів конструкцій та визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

Пряма задача з визначення температурних полів при наявності математичної моделі явища може бути достатньо точно розв'язана за допомогою згаданого вище програмного комплексу. Значний інтерес становить методика розв'язання зворотних задач стосовно теплових задач в дискових гальмах.

Ці задачі можуть бути розв'язані тільки в тому випадку, коли є дані зміни температури в диску, отримані за допомогою натурального експерименту.

Порівняння температурних полів, визначених за допомогою математичної моделі, в якій легко змінюються параметри, з полями, отриманими в результаті прямого натурального експерименту, дозволяють у зворотній задачі визначити граничні умови. До таких належать граничні умови 3-го роду, тобто коефіцієнти тепловіддачі α , які при існуючих аналітичних методах розрахунку дають великі розбіжності.

При постановці зворотної задачі температурні залежності, визначені моделюванням режиму випробувань II для низки значень коефіцієнта α , порівнювались з результатами експериментальних досліджень. Внаслідок цього було встановлено, що найкраще збігання результатів спостерігалось тоді, коли під час моделювання значення коефіцієнта тепловіддачі α в граничних умовах 3-го роду задавались в межах 34...37 Вт/(м²·град). Для подальших досліджень було прийнято середнє значення $\alpha = 35$ Вт/(м²·град).

З метою проведення досліджень була створена тепла модель експериментального переднього дискового гальма автобуса ЛиАЗ-5256, на якій за допомогою згаданого вище програмного комплексу було досліджено вплив різних чинників на температуру поверхні тертя диска при випробуваннях II.

На рис. 1 наведено температурне поле дискового гальма в кінці проведення попереднього етапу випробувань II для середніх значень параметрів ($Q = 350 \text{ кВт/м}^2$; $h = 0,03 \text{ м}$; $\alpha = 35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}$). При чорно-білому відтворенні температурного поля на рисунку характерною є закономірність, згідно з якою, чим світліше поле, тим більше значення температури йому відповідає. Ліва вертикальна сантиметрова шкала відтворює діаметр диска, а права цифрова шкала – відповідні значення температур.

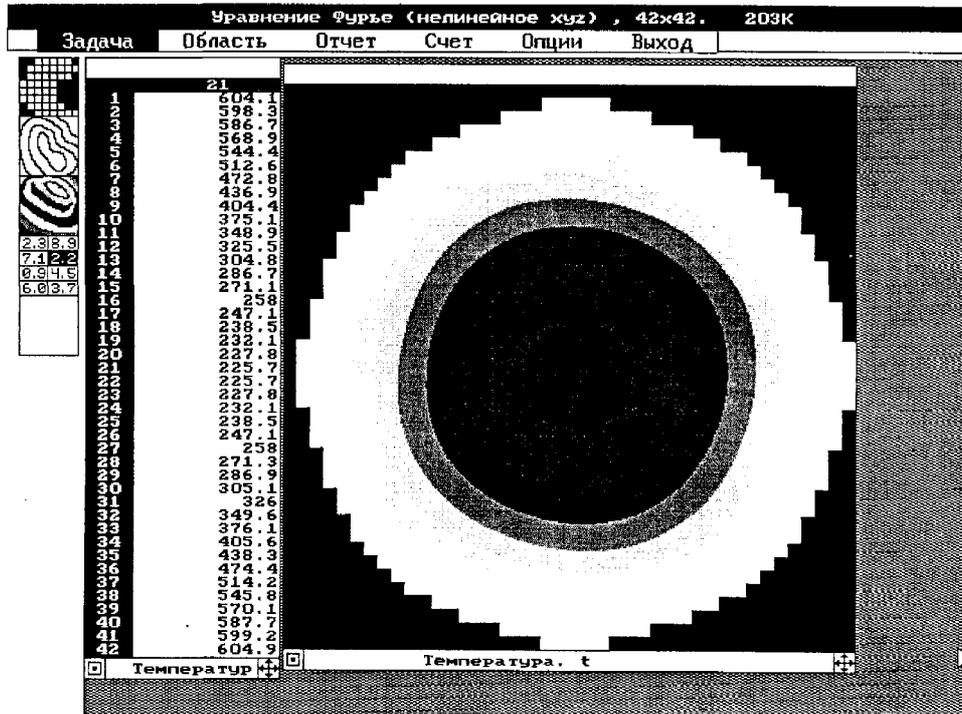


Рис. 1. Температурне поле дискового гальма в кінці проведення попереднього етапу випробувань II

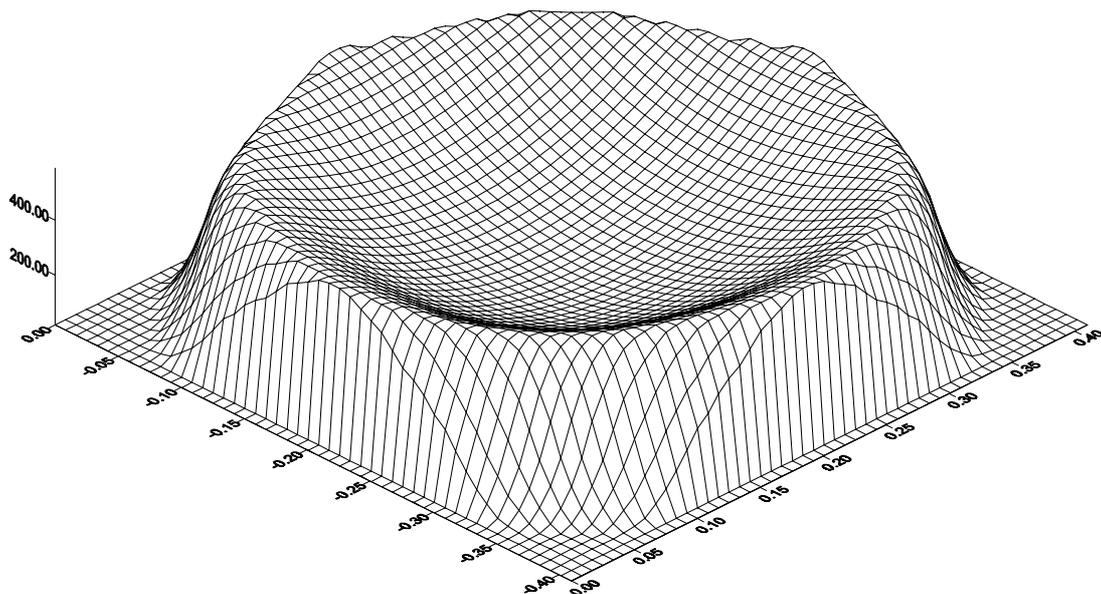


Рис. 2. Залежність зміни температури бокової поверхні гальмового диска у двовимірній інтерпретації після закінчення попереднього етапу випробувань II

На рис. 2 наведена залежність зміни температури бокової поверхні гальмового диска у двовимірній інтерпретації після закінчення попереднього етапу випробувань II.

Графічні залежності впливу кожного з чинників на температуру поверхні диска в кінці попереднього етапу випробувань II (рис. 3) показують, що вплив деяких чинників (наприклад, товщина диска h) має нелінійний характер.

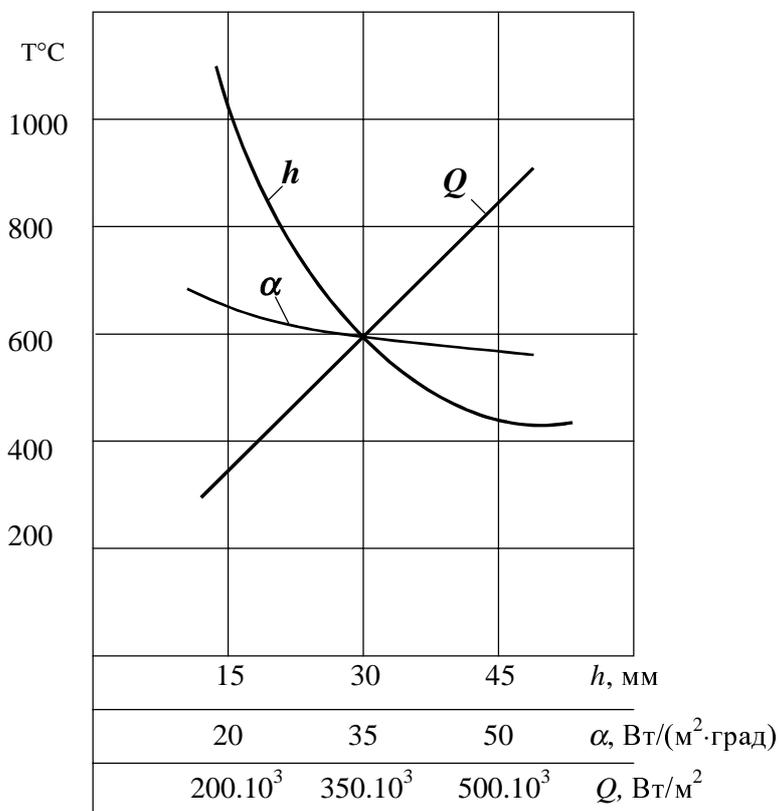


Рис. 3. Вплив різних чинників на температуру поверхні тертя дискового гальма в кінці попереднього етапу випробувань II

З огляду на цю обставину для отримання багаточинникової математичної моделі теплового процесу в дискових гальмах необхідно застосувати планування експериментів вищого порядку. В таблиці наведена матриця типу 3^3 .

На основі обробки даних машинного експерименту [5], наведених в таблиці, отримані інтерполяційні формули:

– в кодovаних змінних

$$t = 597,7 + 294,2 X_1 - 51,3 X_2 - 271,4 X_3 - 27,8 X_1 \cdot X_2 - 119,1 X_1 \cdot X_3 + 22,9 X_2 \cdot X_3 - 1,3 \cdot X_1^2 + 5,5 X_2^2 + 115,3 X_3^2,$$

де $X_1 = \frac{Q - 350}{150}$; $X_2 = \frac{\alpha - 35}{15}$; $X_3 = \frac{h - 0,03}{0,015}$;

– в дійсних змінних

$$t = 456,91 + 4,02 Q - 3,82 \alpha - 33876,79 h - 0,01296 Q \cdot \alpha - 52,93 Q \cdot h + 101,78 \alpha h - 0,00058 Q^2 + 0,024 \alpha^2 + 512444,44 h^2,$$

які дозволяють визначити температуру гальмового диска під час змінювання вибраних чинників в таких діапазонах:

$$Q = 200 \dots 500 \text{ кВт/м}^2; \alpha = 20 \dots 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{град)}; h = 0,015 \dots 0,045 \text{ м.}$$

Матриця планування експерименту типу 3^3 та отримані результати

| № з/п | Чинники | | | Температура, $t^{\circ}\text{C}$ | |
|-------|--------------------------|--------------------------------------|---------|----------------------------------|------------|
| | X_1 | X_2 | X_3 | експериментальна | теоретична |
| | Q , кВт/м ² | α , Вт/(м ² ·град) | h , м | | |
| 1 | 200 | 20 | 0,015 | 608 | 621,7 |
| 2 | 500 | 20 | 0,015 | 1520 | 1503,9 |
| 3 | 200 | 50 | 0,015 | 521 | 528,9 |
| 4 | 500 | 50 | 0,015 | 1304 | 1299,9 |
| 5 | 200 | 20 | 0,045 | 272 | 271,3 |
| 6 | 500 | 20 | 0,045 | 680 | 677,1 |
| 7 | 200 | 50 | 0,045 | 258 | 270,1 |
| 8 | 500 | 50 | 0,045 | 582 | 564,7 |
| 9 | 350 | 35 | 0,030 | 604 | 597,7 |
| 10 | 350 | 20 | 0,015 | 1064 | 1064 |
| 11 | 350 | 50 | 0,015 | 912 | 915,7 |
| 12 | 350 | 20 | 0,045 | 476 | 475,5 |
| 13 | 350 | 50 | 0,045 | 408 | 418,8 |
| 14 | 350 | 35 | 0,045 | 441 | 441,6 |
| 15 | 350 | 35 | 0,015 | 986 | 984,4 |
| 16 | 350 | 50 | 0,030 | 559 | 551,9 |
| 17 | 350 | 20 | 0,030 | 655 | 654,5 |
| 18 | 500 | 35 | 0,030 | 862 | 890,6 |
| 19 | 200 | 35 | 0,030 | 317 | 302,2 |
| 20 | 500 | 35 | 0,045 | 631 | 615,4 |
| 21 | 200 | 35 | 0,015 | 563 | 569,9 |
| 22 | 500 | 35 | 0,015 | 1408 | 1396,4 |
| 23 | 200 | 35 | 0,045 | 252 | 265,2 |
| 24 | 500 | 50 | 0,030 | 799 | 817 |
| 25 | 200 | 20 | 0,030 | 345 | 331,2 |
| 26 | 500 | 20 | 0,030 | 955 | 975,2 |
| 27 | 200 | 50 | 0,030 | 298 | 284,2 |

Математичний аналіз отриманих результатів дозволяє зробити висновок, що запропонована повноквадратична модель адекватно описує процес, оскільки екстремальна розбіжність між експериментальними та теоретичними даними не перевищує 4,7%.

Отже, застосування комп'ютерного моделювання дозволяє конструкторам поповнити банк даних для теплового розрахунку дискових гальм великовантажних автомобілів та автобусів великого класу.

1. Сорокин Н.А., Тарапон А.Г., Тернавский В.О. Программный комплекс для моделирования процессов теплопереноса при аварийных ситуациях // Сб. "Методы и средства компьютерного моделирования". ИПМЭ НАНУ, К., 1997. – С.58 – 60. 2. Гудз Г.С., Коляса О.Л., Тарапон А.Г. Расчетный модуль для исследования температурных полей в тормозных механизмах автотранспортных средств. Моделивання та інформаційні технології // Зб. наук. праць ІПМЕ НАНУ. К., – 2001. – Вип. 8. – С. 45 – 50. 3. Гудз Г.С., Глобчак М.В., Коляса О.Л. Про вплив умов тепловіддачі на температурний режим дискових гальмових механізмів // Зб. наук. праць асоціації "Автобус". Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів і поїздів. Львів, 2000. – Вип. 4. – С. 51 – 54. 4. Правила №13 ЕЭК ООН. Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. – Женева, 1979. – 105 с. 5. Горский В.Г., Адлер Ю.П. Планирование промышленных экспериментов. – М.: Наука, 1974. – 278 с.