

УДК 629 - 413 - 592.112

DOI: 10.15276/pidtt.1.65.2021.03

Скрипник В. С., Бекіш І. О., Ніщук В. В., Бурава А. С.

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу*

**ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ САМОВЕНТИЛЬОВАНИХ  
ДИСКІВ З ЕЛЕМЕНТАМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ГАЛЬМ  
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ  
(ЧАСТИНА II)**

**Анотація.** У матеріалах статті дана оцінка енергонавантажності самовентильованих дисків. Крім того встановлено вплив конструктивних параметрів удосконалених гальмівних дисків на ефективність вимушеного повітряного охолодження. Визначено максимальні температурні напруження самовентильованих дисків без і з фланцем а також проілюстровано напружено-деформований стан суцільних і самовентильованих дисків з елементами охолодження дисково-колодкових гальм транспортного засобу.

**Ключові слова:** транспортний засіб, дисково-колодкове гальмо, пара тертя, фрикційна накладка, бігова доріжка тертя диска, отвори та канавки, самовентильований гальмівний диск

**Вступ.** В трибології, як правило, розглядаються три послідовних і взаємопов'язаних процеса тертя, а саме: фрикційна взаємодія мікроступів поверхонь, зміна поверхневих і приповерхневих шарів в результаті взаємодії та їх руйнування внаслідок двох попередніх етапів. Всі три етапи проходять у наступних полях: механічному, електричному, тепловому, хімічному, та електромагнітному. Рушійною силою у вказаних полях є локальний і блукаючий потенціал з його градієнтами, який оцінюється в тому чи іншому процесі, явищі та ефекті у повздовжньому або поперечному напрямі у металевому фрикційному елементі. Що стосується струмів омиваючого середовища, то в них враховується поперечний температурний градієнт, який визначається співвідношенням  $C_p/C_v$ , тобто відношенням теплоємності при постійному тиску та об'ємі [1].

**Стан проблеми.** Дисково-колодкові гальма транспортних засобів мають малий коефіцієнт взаємного перекриття  $K_{вз}$  і тому більше 80% бічних поверхонь гальмівного диска не знаходиться у фрикційній взаємодії з фрикційними накладками колодок. Зазначені поверхні гальмівного диска вимушено охолоджуються зустрічними

потоками повітря при русі транспортного засобу. Особливістю нагрівання бігової доріжки тертя гальмівного диска є те, що над її верхнім радіусом знаходиться менше металоємності диска, ніж під нижнім радіусом (тіло диска і фланця). Нагрівання бігової доріжки тертя залежить від того, з якою швидкістю обертається диск і яке нормальне зусилля докладено з боку накладок колодок до його робочої поверхні, а також ціле або неціле число раз вписується робоча поверхня накладки в бігову доріжку тертя гальмівного диска. Ця обставина дозволяє робочим поверхням накладок колодок рухатись по новому сліду бігової доріжки тертя диска. Кожна наступна від попередньої фрикційної взаємодії пари «диск - накладки» буде відрізнятися на величину  $\Delta t$ , яке змінюється за лінійним або експоненціальним законом. Слід розрізняти три стадії фрикційної взаємодії пари «диск - накладка»: на першій - диск не прогрітий і тому спостерігається нерівність середніх температур бігової доріжки тертя диска ( $t_0$ ) і робочою поверхнею накладки ( $t_n$ ), тобто  $t_n > t_0$  і теплота від накладки поширюється в тіло диска; на другій - коли бігова доріжка тертя диска прогріта спостерігається усталений тепловий стан (кількість теплоти підведена до полірованої поверхні бігової доріжки тертя дорівнює кількості теплоти, що відводиться в омиваюче повітря складним теплообміном від матових поверхонь диска з фланцем) між  $t_n = t_0$ ; на третій - коли температура робочої поверхні накладки досягла допустимої для її матеріалів (відбувається вигорання сполучних компонентів матеріалів з утворенням фази «рідина - пар») і тоді  $t_n < t_0$ , але при цьому відбувається деяке зниження середньої поверхневої температури бігової доріжки тертя за рахунок її охолодження [2].

Із вищенаведеного слідує, що необхідно шукати шляхи зниження енергонавантажності само вентильованих дисків гальм транспортних засобів.

**Постановка задачі.** В даній публікації розглянуті наступні питання стосовно вирішувальної проблеми:

- напруження на біговій доріжці тертя само вентильованого диска;
- третій та четвертий етапи дослідження само вентильованих гальмівних дисків.

**Мета роботи** - обґрунтування вибору конструктивних параметрів самовентильованих гальмівних дисків з елементами охолодження на їхніх бігових доріжках тертя з урахуванням допустимої енергонавантажності та напруженого стану для підвищення ефективності охолодження пар тертя дисково-колодкових гальм вантажних транспортних засобів.

**Напруження на біговій доріжці тертя самовентильованого диска.** Зупинимось на максимальних температурних напруженнях самовентильованих гальмівних дисків без і з фланцем. Максимальні

температурні напруження для першого конструктивного варіанта складають 241,56 МПа, а для другого - 280,43 МПа, тобто у відсотковому виразі друга величина перевищує першу на 16 % (рис. 1 а).

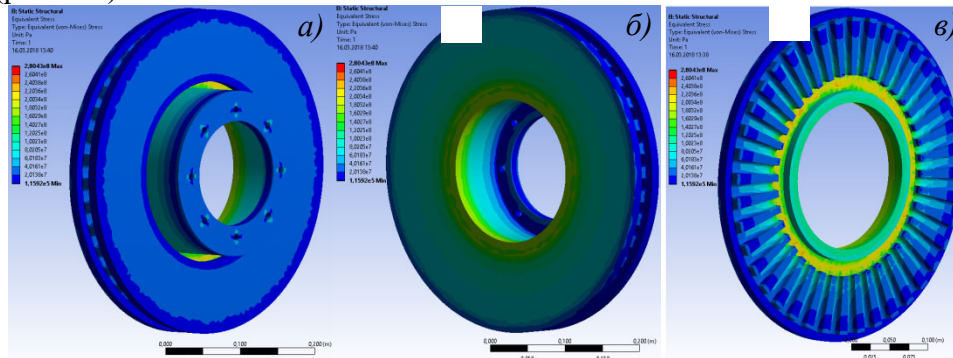


Рисунок 1 а, б, в – Епюри еквівалентних напружень правої (а), лівої (б) сторони і по перерізу вентиляційних каналів (в), утворених радіальними ребрами, частини серійного диска з фланцем дисково-коловкового гальма вантаженого транспортного засобу моделі MAN

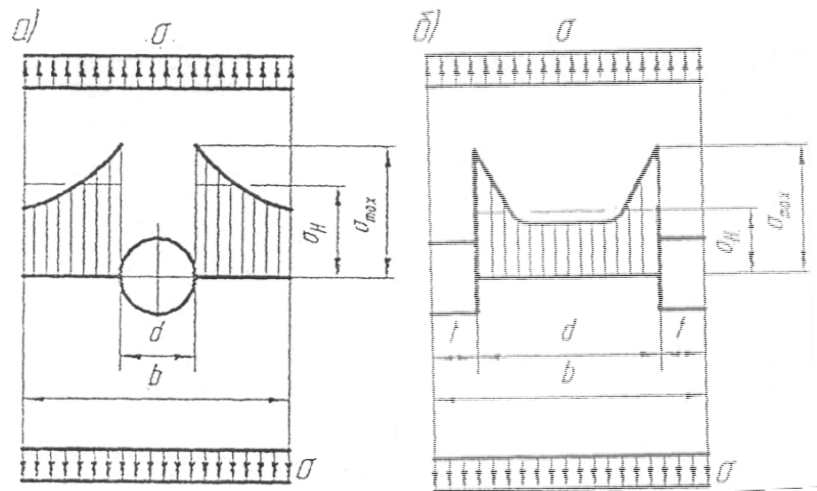


Рисунок 2 а, б – Епюри напружень біля концентраторів напружень (вентиляційного отвору (а) і канавки (б)), розташованих на бігових доріжках тертя само вентильованих дисків

У гальмівному диску без фланця виникають більші об'ємні температури, ніж у диску з фланцем. Що стосується температурних градієнтів, то вони більші у конструктивному варіанті диска з фланцем і, як наслідок, більші температурні напруження.

При нагріванні диск вигинається в лівий бік через наявність забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Лівий бік диска має колову зону температурних напружень із збільшенням до закраїни внутрішнього радіуса 212 МПа (рис. 1 б). Правий бік тіла

диска розширюється інтенсивніше через відсутність защемлення і закраїни на його внутрішньому радіусі. Проте максимальні температурні напруження виникають в тілі диска під вентиляційними каналами на його лівому боці (280,4 МПа).

Ребра вентиляційних каналів виконують роль елементів жорсткості при викривленні диска ліворуч, тому ця зона з внутрішнього його боку є найслабкішою і на ній виникають максимальні температурні напруження (рис. 1 в).

Якщо розглядати зону над середнім радіусом бігової доріжки тертя диска, то у ній напруження зменшуються, на відміну під ним, в якій температурні напруження збільшуються. Пояснюється це тим, що зовнішня циліндрична поверхня диска є незащемленою, розширюється вільно і за часом повільніше, оскільки теплові потоки надходять зверху в металомісткий фланець гальмівного диска [3].

На бігових доріжках тертя самовентильованих гальмівних дисків виконуються вентиляційні отвори і канавки для інтенсифікації вимушеного охолодження пар тертя гальма в режимах руху і гальмування транспортного засобу. При цьому необхідно пам'ятати, що наскрізні отвори є концентраторами механічних напружень (рис. 2 а), на які накладаються температурні напруження, зумовлені великими поверхневими температурними градієнтами. Наявність канавок на поверхнях гальмівного диска, які також є концентраторами напружень (рис. 2 б), дозволяє їм виступати у ролі компенсаторів ефекту розширення тіла диска.

Інтенсифікувати процеси омивання зустрічними потоками повітря матової і полірованої, зовнішньої і внутрішньої поверхонь самовентильованого гальмівного диска гальма можливо за рахунок охолоджувальних елементів.

У самовентильованих гальмівних дисках на їхніх бігових доріжках тертя виконано елементи охолодження у вигляді канавок і отворів, розташованих віялом і під кутом. Наявність канавок і отворів збільшує площі поверхонь бігової доріжки тертя диска для взаємодії з омиваючими їх потоками повітря під час руху транспортного засобу. Використання наскрізних отворів дозволить не тільки створювати додаткові вихорні потоки повітря для вимушеного охолодження внутрішніх поверхонь диска, але й інтенсифікувати повітреобмін в його порожнині. Канавки сприяють утворенню плоских вихорних потоків повітря при омиванні їх поверхонь, що сприяє збільшенню тепловіддачі від полірованих і матових зовнішніх поверхонь диска.

У табл. 1 наведено площі серійного й удосконаленого самовентильованих дисків дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN.

Таблиця 1

Площі поверхонь серійного та удосконаленого дисків дисково-коловдкового гальма вантажного транспортного засобу

моделі MAN

| Конструктивні особливості диска | Площі поверхонь гальмівного диска, мм <sup>2</sup> |                  |                       |             |                       |          |           |            | Об'єм гальмівного диска, мм <sup>3</sup> | Коефіцієнт взаємного перекриття, K <sub>вз</sub> |       |
|---------------------------------|----------------------------------------------------|------------------|-----------------------|-------------|-----------------------|----------|-----------|------------|------------------------------------------|--------------------------------------------------|-------|
|                                 | робочої                                            | неробочої        | циліндричних торцевих |             | вентиляційних каналів | канавок  | отворів   |            |                                          |                                                  |       |
|                                 |                                                    |                  | зовнішньої            | внутрішньої |                       |          |           |            |                                          |                                                  |       |
| серійний                        | 147340,69                                          | 79168,13         | 37824,77              | 29845,13    | 301008,01             | –        | –         | 4219824,53 | 0,185                                    |                                                  |       |
|                                 | 136737,7                                           |                  |                       |             | 301008,01             | 34394,33 | –         | 4861331,09 | 0,199                                    |                                                  |       |
|                                 | 138232,3                                           |                  |                       |             | 301008,01             | 29486,17 | –         | 4868955,46 | 0,197                                    |                                                  |       |
|                                 | 145769,9                                           |                  |                       |             | 294728,01             | –        | 35633,48  | 4858102,3  | 0,187                                    |                                                  |       |
| 3 розташуванням                 | канавок                                            | віялом під кутом | 145769,9              | 79168,13    | 37824,77              | 29845,13 | 294728,01 | –          | 35633,48                                 | 4858102,3                                        | 0,187 |
|                                 |                                                    |                  |                       |             |                       |          |           |            |                                          |                                                  |       |



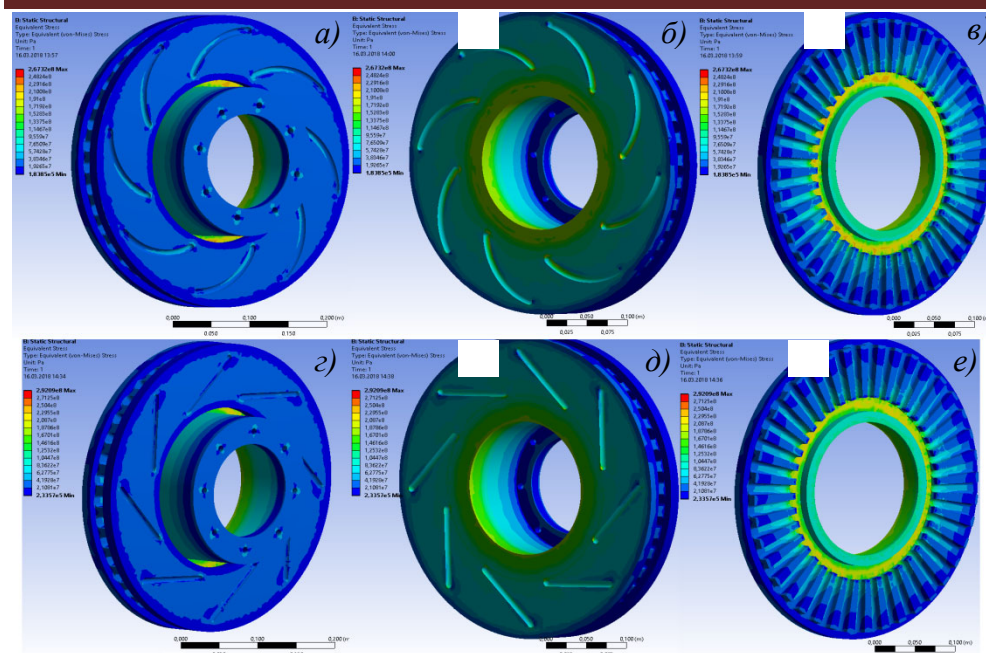


Рисунок 3 – Загальний вигляд еквівалентних напружень правої (а, г) і лівої (б, д) сторони і по перерізу вентиляційних каналів (в, е), утворених радіальними ребрами, частинок диска з фланцем з розташованими віялом (а, б) і під кутом (г, д) канавок на його біговій доріжці тертя дисково-колодкового гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN

Проте, при дослідженні гальмівного диска с фланцем, максимальні температурні напруження виникають під вентиляційними каналами на лівій його частині, і складають для варіантів з розташуванням віялом і під кутом отворів, відповідно, 267,3 МПа (рис. 3 в) і 292,1 МПа (рис. 3 е).

Зупинимось на напружено-деформованому стані гальмівного диска з фланцем з розташуванням канавок на його робочій поверхні віялом (фіг. рис. 3 а, б, в) і під кутом (рис. 3 г, д, е). При нагріванні тіло гальмівного диска вигинається в лівий бік через наявність забірних отворів, які знаходяться у правій частині диска. Ліва частина диска має колову зону значень температурних напружень, які збільшуються до закраїни внутрішнього його радіуса 191,0 МПа (рис. 3 б) і 208,7 МПа (рис. 3 д). Також на робочій поверхні лівої частини диска спостерігаються концентратори напружень у зоні канавок, розташованих віялом і під кутом. Максимальні напруження цієї зони виникають біля нижньої частини канавок, які розташовані ближче до внутрішнього радіуса бігової доріжки тертя диска. Пояснюється це тим, що тіло диска розширюється радіально і вигинається в лівий бік, збільшуючи і розплющуючи при цьому нижні частини поверхонь канавок. Значення напружень у цих точках з розташуванням отворів

віялом і під кутом дорівнюють, відповідно, 281,1 МПа (фіг. 3 а, б) і 311,5 МПа (фіг. 3 з, д).

Проте, якщо розглядати гальмівний диск з фланцем, то максимальні температурні напруження виникають під вентиляційними каналами на лівій його частині, і складають для варіантів з розташуванням отворів віялом і під кутом, відповідно, 328,1 МПа (рис. 3 в) і 36,8 МПа (рис. 3 е).

Як видно з табл. 1, 2 і рис. 3 конструктивні удосконалення робочих поверхонь гальмівних дисків зменшують енергонавантаженість у середньому від 11,1 до 15,6%. При порівнянні з серійним диском найбільше зменшення середньої об'ємної температури його тіла спостерігалось з розташування канавок віялом на робочій поверхні (15,6%) і менше - з канавками під кутом (13,2%). При наявності розташування отворів віялом на робочій поверхні гальмівного диска спостерігалось зменшення об'ємної температури його тіла на 13,6%, а з отворами під кутом - на 11,1 %.

Таблиця 2

**Напружений стан дисків гальма вантажного транспортного засобу моделі MAN**

| Конструктивні виконання робочої поверхні диска |         |           | Максимальні температурні напруження диска, МПа |           | Відсоток відхилення, % |
|------------------------------------------------|---------|-----------|------------------------------------------------|-----------|------------------------|
|                                                |         |           | без фланця                                     | з фланцем |                        |
| серійне                                        |         |           | 241,56                                         | 280,43    | 16,1                   |
| З розташуванням                                | канавок | віялом    | 239,17                                         | 267,32    | 11,8                   |
|                                                |         | під кутом | 238,72                                         | 292,09    | 22,4                   |
|                                                | отворів | віялом    | 285,32                                         | 328,13    | 15,0                   |
|                                                |         | під кутом | 280,52                                         | 363,81    | 29,7                   |

У двох конструктивних варіантах (диск з фланцем і чистий диск) найменші температурні напруження спостерігались з канавками на біговій доріжці тертя диска. У той же час в диску з фланцем при розташуванні канавок віялом на його робочій поверхні температурні напруження досягали 285,32 МПа, а без фланця у диску з канавками під кутом - 363,81 МПа.

Важливо відмітити те, що у диску без фланця при зміні канавок і отворів, розташованих на його робочій поверхні віялом, на варіант розташування під кутом, температурні напруження знижуються [4]. У той же час в диску з фланцем вони збільшуються. У двох випадках максимальні температурні напруження спостерігаються у варіанті з

отворами, а у випадку диска без фланця - при розташуванні отворів віялом на його біговій доріжці тертя, а у диску фланцем - при розташуванні отворів під кутом.

**Третій та четвертий етапи дослідження самовентильованих гальмівних дисків.** Проілюстровано напружено-деформований стан суцільних і самовентильованих дисків з елементами охолодження дисково-колодкових гальм вантажного транспортного засобу моделі MAN.

На третьому етапі експериментально-розрахунковим шляхом встановлено закономірності впливу коефіцієнтів взаємного перекриття пар тертя через зміну площ бігових доріжок тертя дисків при виконанні на них вентиляційних отворів і канавок різних схем на основні експлуатаційні параметри: поверхневі температури і їх градієнти, динамічні коефіцієнти тертя, зношування робочої поверхні накладки (рис. 4) і гальмівний момент дисково-колодкових гальм транспортних засобів [5].

Одним із важливих конструктивних параметрів дисково-колодкового гальма є коефіцієнт взаємного перекриття, який характеризується відношенням площ тертя елементів контактуючої пари «диск – накладки колодок». Дисково-колодкове гальмо має низький коефіцієнт взаємного перекриття ( $k_{\text{вз}}=0,1\dots0,2$ ), що створює хороші умови для вимушеного охолодження. Це особливо важливо для транспортних засобів, які працюють у міських умовах з частими зупинками.

На реальних фізичних моделях в експлуатаційних і стендових умовах вивчали температурне поле при електротермомеханічному терті пари «СЧ-15 – ФК-24А» з дотриманням умови  $\Delta\theta_{\text{п}} > \Delta\theta_{\text{в}}$ , тобто що приріст поверхневої температури бігової доріжки тертя диска завжди більший за приріст його об'ємної температури. Випробовування проводили на серійному і модельному дисково-колодковому гальмі. У результаті досліджень коефіцієнта взаємного перекриття  $k_{\text{вз}}$  і параметрів процесу тертя, з яких виділено імпульсне нормальне зусилля  $N$ , в залежності від термостану диска було встановлено (рис. 4 а, б, в, г, д, е):

- зменшення  $k_{\text{вз}}$  призводить до зниження середньої поверхні  $\theta_{\text{п}}$  і об'ємної температури  $\theta_{\text{в}}$  і зменшенню їх градієнтів  $\frac{\partial\theta_{\text{п}}}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_{\text{в}}}{\partial \delta}$ ;

збільшення  $k_{\text{вз}}$  сприяє зростанню  $\frac{\partial\theta_{\text{п}}}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_{\text{в}}}{\partial \delta}$ ;

- зниження  $k_{\text{вз}}$  зумовлює збільшення динамічного коефіцієнта тертя; динамічний коефіцієнт тертя підвищується у зв'язку із зменшенням  $\frac{\partial\theta_{\text{п}}}{\partial l}$ ;  $\frac{\partial\theta_{\text{в}}}{\partial \delta}$ ;



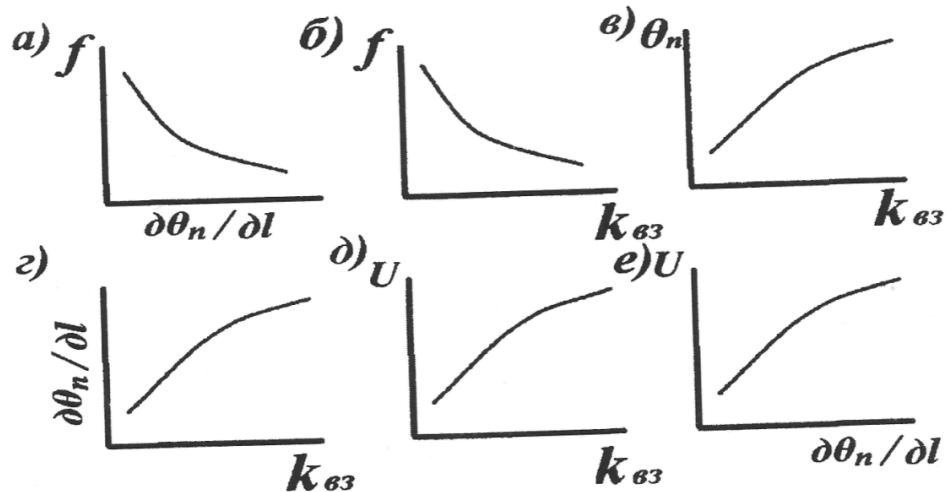


Рисунок 4 а, б, в, г, д, е – загальні закономірності зміни динамічного коефіцієнта тертя (б), поверхневої температури  $\theta_n$  (в), поверхневого градієнта температури ( $\partial\theta_n/\partial l$ ) (г), зношування ( $U$ ) (д) в залежності від  $k_{вз}$ , а також  $f = \varphi(\partial\theta_n/\partial l)$  (е) і  $U = \varphi(\partial\theta_n/\partial l)$  (е)

- збільшення  $k_{вз}$  і  $\frac{\partial\theta_n}{\partial l}$ ;  $\frac{\partial\theta_n}{\partial l}$  сприяє зростанню інтенсивності зношування  $U$ .

Для фрикційних пар дисково-колодкового гальма (у стендових умовах) зменшення  $k_{вз}$  при роботі тертя  $W_T = const$  сприяє збільшенню зношування тільки при умові, коли функції  $f = f(k_{вз}, \frac{\partial\theta_n}{\partial l})$  і  $U = U(k_{вз}, \frac{\partial\theta_n}{\partial l})$  від параметра  $k_{вз}$  змінюються інтенсивніше, ніж від  $\frac{\partial\theta_n}{\partial l}$  і  $\frac{\partial\theta_n}{\partial l}$ : у цьому випадку

$$\frac{\partial f(k_{вз}, N, \partial\theta_n/\partial l)}{\partial k_{вз}} > \frac{\partial f(k_{вз}, N, \partial\theta_n/\partial l)}{\partial \theta_n/\partial l}; \quad (9)$$

На рис. 5 проілюстрована графічна залежність коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя дисково-колодкового гальма, який має у своєму складі самовентильовані гальмівні диски з елементами охолодження вантажного транспортного засобу моделі MAN. З графічної залежності випливає, що коливання  $k_{вз}$  складає 0,016.

При фрикційній взаємодії пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу спостерігаються такі схеми циркуляції повітряних потоків омиваючих зовнішні і внутрішні поверхні гальмівного диска, що обертається уповільнено (рис. 6). Інтенсивність вимушеного охолодження повітряними потоками вказаних поверхонь



Рисунок 5 – Закономірність зміни коефіцієнта взаємного перекриття пар тертя гальма від конструктивного виконання само вентильованого гальмівного диска з елементами охолодження

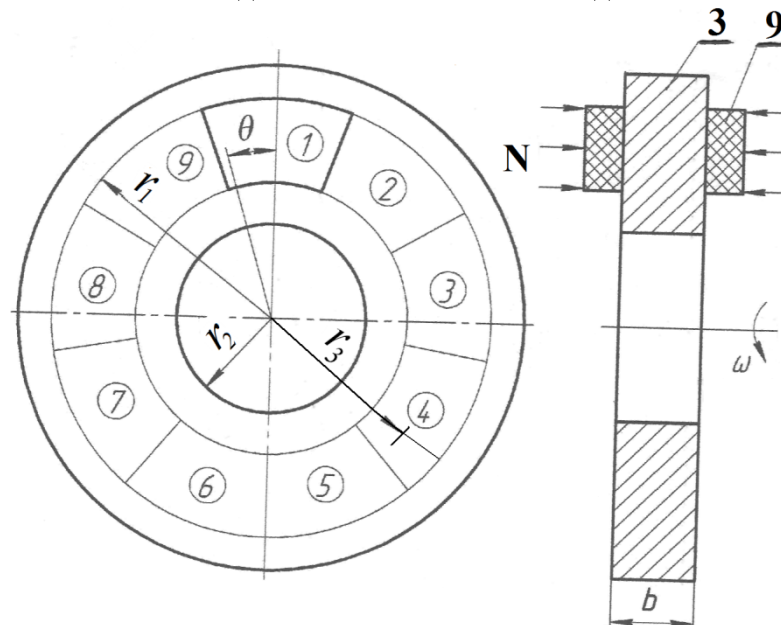


Рисунок 6 – Схема кількісної оцінки перекриття накладками бігової доріжки тертя диска за один оберт

диска залежить від витрати повітря в одиницю часу, тобто від швидкості руху транспортного засобу і градієнта тиску у потоці повітря. Як перший параметр, так і другий мають обмеження, які впливають на ефективність охолодження поверхонь диска. У процесі гальмування нерухомі робочі поверхні накладок перекривають вентиляційні отвори 11, сприяючи зростанню швидкості проходження повітряними потоками вентиляційних каналів 6, що збільшує в їх об'ємі кількість повітрязмін. При цьому у місці спряження робочих

поверхонь накладок 9 з біговими доріжками тертя 8 диска між їх мікрувиступами при перекритті вентиляційних отворів 11 або канавок формуються плоскі повітряні вихори, знижуючи локально енергонавантаженисть пар тертя гальма. При русі транспортного засобу самовентильований диск вільно обертається в складі дисково-колодкового гальма і омивається зустрічними потоками повітря. У цьому випадку можливі дві схеми циркуляції омиваючого повітря. У першій схемі основний потік повітря рухається по контуру "забірний отвір - низ вентиляційного каналу", у якому градієнт його тиску більший, при якому відбувається підсмоктування повітря з навколишнього середовища крізь вентиляційні отвори у потік повітря, що рухається. Розташування вентиляційних отворів під кутом або віялом на біговій доріжці тертя диска при його обертанні формує в основному потоці повітря у вентиляційному каналі об'ємні вихори, які знижують температуру повітря. У другій схемі основний потік рухається по контуру "забірний отвір - переріз вентиляційного каналу по середньому радіусу бігової доріжки тертя диска", в якому градієнт його тиску незначний, виникають струминки повітря, які поступають крізь вентиляційні отвори та здійснюють гальмування основного потоку повітря і створення у ньому завихрень. Завихрення потоків повітря, омиваючого бігові доріжки тертя диска, здійснюється канавками, розташованими під кутом і віялом на її поверхні.

На рис. 7 проілюстровано закономірність зміни гальмівного моменту, який розвивається дисково-колодковим гальмом з серійними і охолоджувальними елементами самовентильованих дисків вантажного транспортного засобу моделі MAN від конструктивних удосконалень їх бігових доріжок тертя і реалізованого динамічного коефіцієнта тертя. Графічна залежність показує, що гальмівний момент змінюється незначно. Відомо, що гальмівний момент суттєво залежить від енергонавантаженисті пар тертя дисково-колодкового гальма транспортного засобу.

На четвертому етапі в експлуатаційних умовах на вантажному транспортному засобі в режимах гальмування і руху визначають енергонавантаженисть пар тертя гальма з дисками з елементами охолодження, яку порівнюють з енергонавантаженистю серійного гальма.

Для визначення ефективності елементів охолодження, виконаних на біговій доріжці тертя дисків, встановлених у супорті гальма і які фрикційно взаємодіють з робочими поверхнями накладок колодок гальма, здійснюють так. Як у серійний, так і з елементами охолодження (рис. 8 а, б, в, г) самовентильованими дисками гальм у накладки колодок встановлюють термопари в рівень з їхньою робочою поверхнею. При цьому на час експлуатаційних випробувань на задній

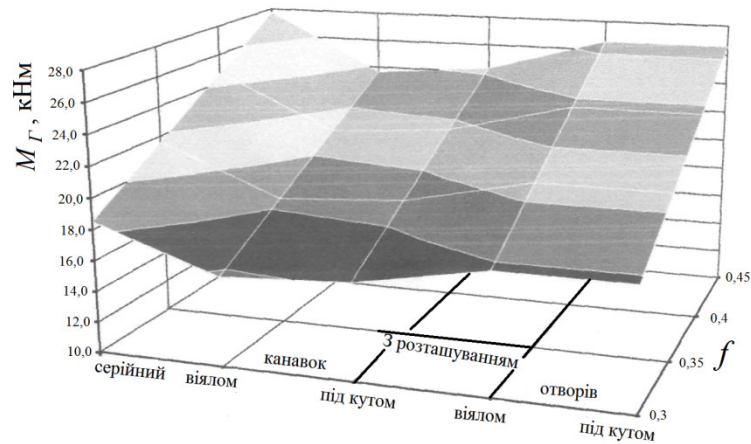


Рисунок 7 – Закономірність зміни гальмівного моменту, який розвивається само вентиляльованим дисково-колодковим гальмом транспортного засобу моделі MAN в залежності від конструктивного виконання елементів охолодження і різних динамічних коефіцієнтів тертя

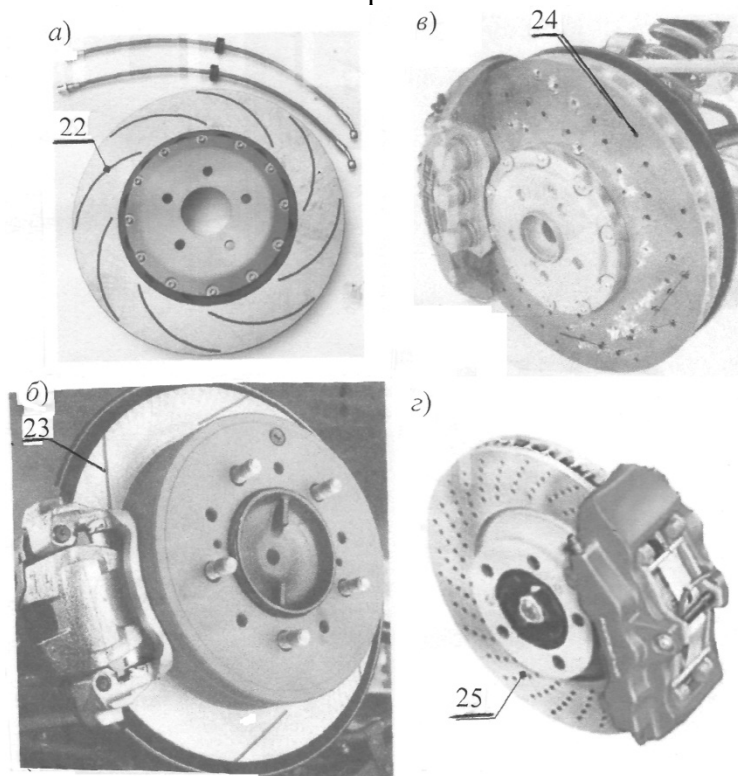


Рисунок 8 а, б, в, г - Дисково-колодкові гальмівні механізми з самовентильованими дисками з елементами охолодження: 22, 23 - з розташуванням канавок віялом (а) і під кутом (б); 24, 25 - з розташуванням вентиляційних отворів під кутом (в) і віялом (г) міст транспортного засобу в праве гальмо встановлюють серійний

самовентильований диск, а у лівому гальмі по чергово міняють диски, на бігових доріжках тертя яких виконані окремо: вентиляційні отвори і канавки під кутом; вентиляційні отвори і канавки віялом. Циклічними гальмуваннями вантажного транспортного засобу згідно з №13 ЄЕКООН (при масі в 26,0 т, пригальмовування від  $V=60,0$  км/г до 30,0 км/г; 20 гальмувань з часом між циклами 45,0 с) пари тертя гальм нагрівають до поверхневої температури 300 °С. Потім пари тертя гальм охолоджують зустрічними потоками повітря при русі транспортного засобу з різними сталими швидкостями однакової тривалості. Температурним способом за співвідношенням виміряних об'ємних температур дисків правого і лівого гальма, тобто  $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}$ , де  $\theta_0$  -

температура навколишнього середовища) визначають ефективність елементів охолодження самовентильованих гальмівних дисків. У табл. 3 наведено енергонавантаженість пар тертя самовентильованого дисково-колодкового гальма при русі при циклічних гальмуваннях вантажного транспортного засобу моделі MAN.

Таблиця 3

Енергонавантаженість серійного і з елементами охолодження самовентильованих задніх гальмівних механізмів вантажного транспортного засобу моделі MAN

| Конструктивні виконання робочої поверхні диска |         |           | Середня об'ємна температура диска з фланцем, °С | Ефективність охолодження, $\frac{(\theta_1 - \theta_0)}{(\theta_2 - \theta_0)}, \%$ | Максимальні поверхневі градієнти диска, °С/мм |
|------------------------------------------------|---------|-----------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
| серійне                                        |         |           | 165,0                                           | -                                                                                   | 2,5                                           |
| з розташуванням                                | канавок | віялом    | 150,0                                           | 10,0                                                                                | 1,85                                          |
|                                                |         | під кутом | 145,0                                           | 13,8                                                                                | 1,6                                           |
|                                                | отворів | віялом    | 135,0                                           | 20,0                                                                                | 1,45                                          |
|                                                |         | під кутом | 140,0                                           | 16,3                                                                                | 1,55                                          |

Аналіз отриманих експериментальних даних показує, що виконання отворів віялом і під кутом у суцільному диску має найбільшу ефективність. Проте статистичні дані по самовентильованих дисках з розташуванням отворів під кутом і віялом на їх бігових доріжках тертя підтверджують низьку довговічність дисків через зародження і розвиток мікротріщин, які переростають у тріщини і призводять до виходу з ладу дисків гальм.

За результатами розрахункових й експериментальних етапів доведено і обгрунтовано ефективність вимушеного повітряного охолодження за рахунок застосування отворів і канавок, розташованих під кутом і віялом на бігових доріжках тертя суцільних та самовентильованих дисків у гальмівних механізмах різних категорій транспортних засобів.

**Висновок.** Таким чином, встановлено вплив конструктивних удосконалених гальмівних дисків на ефективність вимушеного повітряного охолодження.

### Список використаної літератури

1. Дисковые и дисково-колодочные тормоза в машиностроении / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, М. Я. Джавадов [и др.] // Том I, Баку: «Apostrof - A». 2020. – 376 с.
2. Проектный и проверочный расчет фрикционных узлов барабанно- и дисково-колодочных тормозов транспортных средств / А. Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, А. В. Возний [та ін.]. Стандарт. - Баку: Апострофф, 2016. - 272 с.
3. Тормозные устройства: Справочник / А. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеева и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
4. Трмбология: трение, износ, смазка / А. Х. Джанахмедов, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко и др. // Баку: «Апостроф-А», 2019. – 640 с.
5. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) под общей редакцией А. В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 575 с.

## ENERGY LOADING OF SELF-VENTILATED DISCS WITH COOLING ELEMENTS OF VEHICLE BRAKES (PART II)

Skrypnyk V. S., Bekish I. O., Nishchuk V. V., Burava A. S.  
*Ivano-Frankivsk National Technical University Oil and Gas*

**Abstract.** The materials of the article give an estimate of the energy load of self-ventilated disks. In addition, the influence of design parameters of advanced brake discs on the efficiency of forced air cooling is established. The maximum temperature stresses of self-ventilated disks without and with a flange are determined, and the stress-strain state of solid and self-ventilated disks with cooling elements of disk-pad brakes of a vehicle is illustrated.

A brake disc without a flange has higher volumetric temperatures than a disc with a flange. As for the temperature gradients, they are larger in



the design of the disk with a flange and, as a consequence, higher temperature stresses.

Ventilation holes and grooves are performed on the friction treadmills of self-ventilated brake discs to intensify the forced cooling of the brake friction pairs in the modes of movement and braking of the vehicle.

Intensify the processes of washing with counterflows of air matte and polished, outer and inner surfaces of the self-ventilated brake disc brake is possible due to the cooling elements.

It is important to note that in a disk without a flange at change of the grooves and the openings located on its working surface by a fan, on a variant of an arrangement at an angle, temperature stresses decrease.

According to the results of calculation and experimental stages, the efficiency of forced air cooling due to the use of holes and grooves located at an angle and fan on the treadmills of solid and self-ventilated discs in the brakes of different categories of vehicles is proved and substantiated.

**Keywords:** vehicle, disc-pad brake, friction pair, friction pad, disc friction treadmill, holes and grooves, self-ventilated brake disc.