

Andrzej Wolff<sup>1)</sup>

## ANALIZA NUMERYCZNA I EKSPERYMENTALNA PROCESU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCACH SAMOCHODOWYCH

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny model niestabilnego przewodnictwa cieplnego w hamulcach samochodowych, wprowadzając stosowne warunki brzegowe opisujące wywiązywanie się ciepła w hamulcu oraz odpływu ciepła do otoczenia. Zagadnienie rozwiązano metodą elementów skończonych i podano wyniki symulacji cyfrowych dla samochodu osobowego średniej klasy.

Opisano ponadto badania eksperymentalne temperatur par ciernych hamulca tarczowego na szybkoobrotowym stanowisku rolkowym. Badania te były podstawą przeprowadzonej weryfikacji modelu matematycznego wymiany ciepła w hamulcu (w fazie generowania ciepła). Następnie przedstawiono zastosowaną metodę identyfikacji współczynnika przejmowania ciepła między hamulcem i otoczeniem (w fazie chłodzenia hamulca po zakończonym hamowaniu). Polegała ona na rozwiązaniu tzw. odwrotnego zagadnienia niestabilnego przewodnictwa cieplnego.

**Słowa kluczowe:** hamulce samochodowe, modelowanie wymiany ciepła, weryfikacja eksperymentalna modelu, identyfikacja parametrów modelu.

## WPROWADZENIE

Procesy cieplne nieodłącznie towarzyszą pracy hamulców samochodowych. Mają one duże znaczenie praktyczne, gdyż w istotny sposób wpływają na funkcjonowanie hamulców, intensywność zużycia elementów ciernych oraz mogą być przyczyną uszkodzeń tych elementów. Temperatura ma zasadniczy wpływ na przebieg zjawisk trybologicznych na powierzchniach ciernych. Wraz z jej wzrostem zmienia się współczynnik tarcia – z reguły maleje, wskutek czego zmniejszeniu ulega skuteczność hamowania [1, 4, 10, 12, 13]. Maleje także odporność pary na zużycie ściernie. W skrajnych przypadkach może wystąpić degradacja strukturalna i chemiczna materiału ciernego [1, 10, 12]. Wzrost temperatury w połączeniu ze zjawiskiem rozszerzalności cieplnej powoduje deformacje i naprężenia termiczne, co jest przyczyną doraźnych zaburzeń współpracy par ciernych. Znanym skutkiem cyklicznie występujących naprężeń jest pęknięcie materiału bębna lub tarczy, zaczynające się od powierzchni cierniej i postępujące w głąb materiału [1, 5].

<sup>1)</sup> Wydział Transportu, Politechnika Warszawska, ul. Koszykowa 75, 00-662 Warszawa, e-mail: wolff@it.pw.edu.pl,

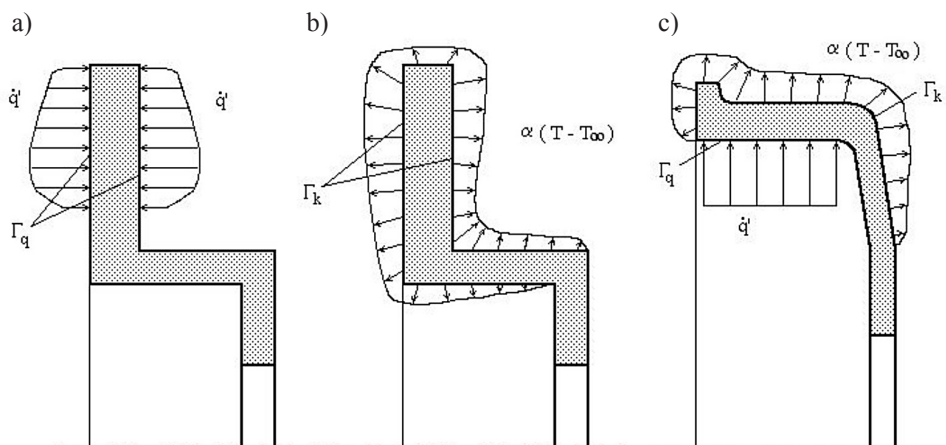
Z wymienionych powodów zjawiska cieplne w hamulcach są przedmiotem licznych badań, zarówno eksperymentalnych, jak i teoretycznych [1-10, 12-14].

## MODEL PROCESU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCU SAMOCHODOWYM

### Model matematyczny przewodnictwa cieplnego

Proces wymiany ciepła w hamulcu jest z natury niestabilny, gdyż zmienne w czasie są: pole temperatur par ciernych hamulca, ciepło generowane w czasie hamowania oraz odprowadzane do otoczenia.

Istotnym zadaniem jest wybór modelu matematycznego ciepła w hamulcu samochodowym. W praktyce dominującą rolę proces przewodzenia ciepła przez wirującą część hamulca (tarczę lub bęben).



**Rys. 1.** Wybrany model fizyczny wymiany ciepła w hamulcach: a) ciepło generowane na powierzchni ciernej  $\Gamma_q$  hamulca tarczowego, b) ciepło odprowadzane do otoczenia z powierzchni  $\Gamma_k$  tarczy, c) warunki brzegowe wymiany ciepła w hamulcu bębnowym

Rozważając kształty geometryczne wirników stosowanych w hamulcach (bębnów, tarcz) można stwierdzić, że są one w przybliżeniu osiowo - symetryczne. Jednakże warunki brzegowe tego zagadnienia nie posiadają takiej symetrii. Wynika to z faktu, że okładziny cierne, na styku z którymi jest generowany strumień ciepła, zajmują jedynie część obwodu wirnika. Ponadto rozkład nacisków jednostkowych, a tym samym strumienia ciepła, jest nierównomierny wzdłuż obwodu. Należy jednak wziąć pod uwagę fakt, że wirnik przemieszcza się względem okładzin. W tej sytuacji przyjęcie osiowej symetrii strumienia ciepła na powierzchniach ciernych

oznacza jedynie uśrednienie warunków brzegowych względem czasu, w okresie odpowiadającym jednemu obrotowi wirnika. Uproszczenie takie wprowadza niewielki błąd, zwłaszcza przy dużych prędkościach obrotowych kół.

Wobec powyższego wybrano do badań zjawisk wymiany ciepła w hamulcu samochodowym model dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny.

W tym przypadku równanie przewodnictwa cieplnego przyjmie postać [11]:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \left[ \frac{\partial}{\partial r} \left( r \lambda \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( r \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \quad (1)$$

gdzie:  $c$ ,  $\lambda$ ,  $\rho$  – oznaczają ciepło właściwe, przewodność cieplną i gęstość masy materiału wirnika;  $r, z$  – współrzędne cylindryczne;  $T$  – temperatura;  $t$  – czas.

Na powierzchniach ciernych wirnika  $\Gamma_q$  (rys. 1a i 1c), na których wydziela się strumień ciepła o gęstości  $\dot{q}$  występują warunki brzegowe II rodzaju postaci [11-13]:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \dot{q}'(r, z, t) \quad (2)$$

przy czym:

$$\dot{q}' = \xi \dot{q} \text{ oraz } \dot{q} = \mu p v \quad (3)$$

gdzie:  $\xi$  – współczynnik rozdziału strumienia ciepła między wirnik i okładziny cierne,  $\mu$  – współczynnik tarcia pary ciernej,  $p$  – nacisk jednostkowy,  $v$  – prędkość poślizgu.

Na powierzchniach swobodnych  $\Gamma_k$  (rys. 1b i 1c) występują warunki brzegowe III rodzaju, opisujące wymianę ciepła z otoczeniem [11-13]:

$$-\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha [T(r, z, t) - T_\infty] \quad (4)$$

przy czym:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_{pr} \quad (5)$$

gdzie:  $\alpha_k$  – współczynnik wymiany ciepła przez konwekcję,  $\alpha_{pr}$  – współczynnik wymiany ciepła przez promieniowanie,  $T_\infty$  – temperatura otoczenia.

Warunek początkowy tego zagadnienia ma postać [11-13]:

$$T(r, z, t_0) = T_0 \quad (6)$$

gdzie:  $T_0$  – temperatura początkowa.

Następnie przeprowadzono ocenę nieliniowości zagadnienia ze względu na parametry materiałowe oraz warunki brzegowe. Stwierdzono, że dopuszczalne jest przyjęcie modelu liniowego [12].

## Warunki brzegowe

Ważnym elementem modelu są warunki brzegowe. Na powierzchniach ciernych wydziela się strumień ciepła o określonej gęstości, który rozdziela się między wirnik hamulca i okładziny cierne. Zasadniczą część ciepła (94–99%) przejmuje wirnik, ze względu na dużą różnicę między wartościami parametrów cieplnych materiałów pary ciernej oraz różnicę między polami czynnej powierzchni ciernej obu elementów pary.

Strumień ciepła generowany w hamulcu wyznaczano poprzez całkowanie względem czasu równania ruchu postępowego samochodu przy założeniu określonego przebiegu opóźnienia hamowania na drodze oraz uwzględnieniu występujących oporów ruchu pojazdu.

Na swobodnych powierzchniach hamulca występuje złożona wymiana ciepła z otoczeniem, głównie przez konwekcję a w znacznie mniejszym stopniu przez promieniowanie. Rola promieniowania wzrasta dopiero przy bardzo wysokich temperaturach (rzędu 500°C). Trudnym problemem jest ilościowe wyznaczenie współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem. Wynika to przede wszystkim ze złożoności warunków opływu obiektu przez chłodzące powietrze i faktu zmienności tych warunków. Wspomniany parametr wyznaczany jest zwykle w oparciu o wzory kryterialne teorii podobieństwa. Wyznaczane tym sposobem wartości tego parametru są jedynie oszacowaniem wartości rzeczywistych. Wspomniane związki mogą natomiast stanowić jakościowy opis współczynnika przejmowania ciepła, jako funkcji wielu zmiennych. Z powyższych względów celowa staje się identyfikacja współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem.

## Zastosowana metoda numeryczna do rozwiązania zagadnienia

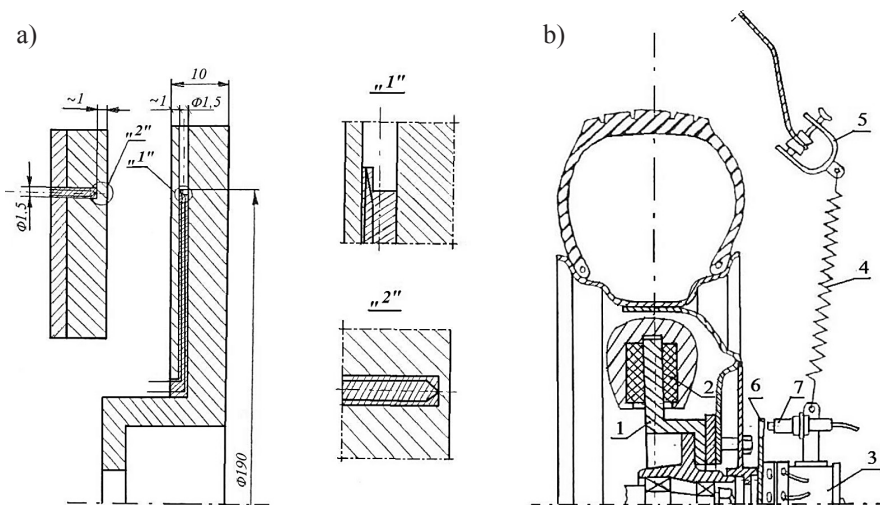
Przeanalizowano możliwości rozwiązania zagadnienia przewodnictwa ciepłego w hamulcach przy użyciu trzech metod numerycznych: metody różnic skończonych, elementów skończonych i elementów brzegowych [12]. Wybrano metodę elementów skończonych. Przemawiały za tym głównie następujące czynniki: duża uniwersalność jej algorytmu, jej rozpowszechnienie oraz możliwość dokładnej aproksymacji brzegu analizowanych obiektów. Użyte elementy mają kształt osiowo-symetryczny. W przekrojach osiowych są to elementy czworoboczne, 8-węzłowe, o zakrzywionych bokach (elementy izoparametryczne 2-go stopnia) [15]. Opracowano własny program komputerowy metody elementów skończonych *FEM-HEAT* do celów analizy procesu wymiany ciepła w hamulcach [12].

## BADANIA EKSPERYMENTALNE TEMPERATUR PAR CIERNYCH HAMULCA

### Przeprowadzenie badań i ich wyniki

Istotną część pracy stanowią badania doświadczalne temperatur par ciernych hamulca. Dokonano wyboru metod pomiarowych oraz przeprowadzono badania temperatur pary cierniej hamulca dla samochodu osobowego *Polonez* na stanowisku rolkowym firmy *Clayton* i prędkości pomiarowej 62 km/h. Stanowisko to zapewniało uzyskiwanie dostatecznie wysokich obciążeń cieplnych hamulców, podobnych do tych, jakie występują w czasie hamowania pojazdu na drodze oraz zbliżonych prędkości poślizgu par ciernych hamulców [12].

W celu wykonania badań konieczne było zaprojektowanie nie tylko układów do pomiaru przebiegów czasowych temperatur par ciernych hamulca, ale również prędkości kątowej koła hamowanego, siły nacisku na pedał hamulca, siły hamowania na obwodzie rolek. Temperatury mierzono przy użyciu termoelementów zamontowanych w wirującej tarczy hamulcowej przedniego koła samochodu oraz w nakładce hamulcowej. Rys. 2a przedstawia punkty umieszczenia termopar „1” – 1 mm pod powierzchnią cierną tarczy hamulcowej, „2” – 1 mm pod powierzchnią nakładki cierniej (oba punkty na średnim promieniu powierzchni ciernych). Odbiór sygnału pomiarowego z termoelementu znajdującego się w tarczy hamulcowej umożliwiał specjalny zbieracz szczotkowy (rys. 2b).



**Rys. 2.** Układ pomiarowy temperatur pary cierniej hamulca: a) punkty umieszczenia termopar w nakładce („2”) i tarczy hamulcowej („1”), b) odbiór sygnałów pomiarowych temperatur hamulca i prędkości kątowej koła hamowanego: 1 – tarcza hamulcowa, 2 – nakładka cierna, 3 – zbieracz szczotkowy, 4 – sprężyna, 5 – uchwyt mocowania sprężyny, 6 – tarcza zębata, 7 – czujnik prędkości kątowej koła hamowanego

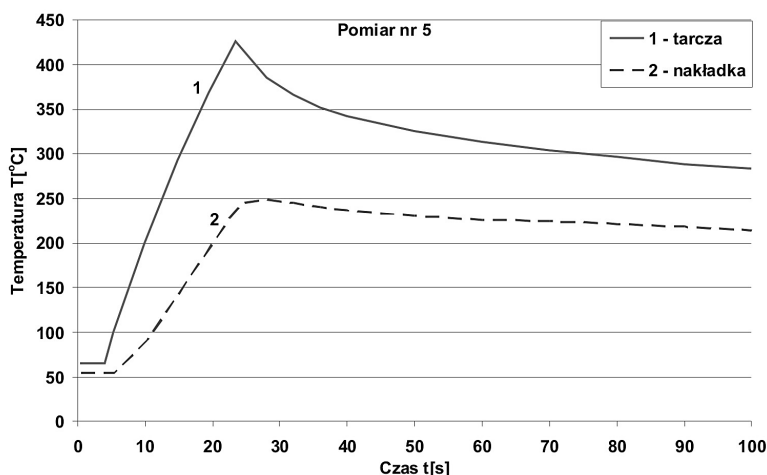
Zapis sygnałów pomiarowych w funkcji czasu przeprowadzono przy użyciu rejestratorów cyfrowego i analogowego z bieżącą wizualizacją wyników pomiarów.

Badania przeprowadzono dla hamowań pojedynczych i dla cykli wielokrotnego hamowania. Obrazuje to tabela 1, w której zestawiono również wartości maksymalnych temperatur odpowiadające kolejnym pomiarom.

**Tabela 1.** Zestawienie zmierzonych parametrów hamowania

Nr pomiaru	Czas hamowania [s]	Średnia siła hamowania [N]	Max. temperatura 1 mm pod powierz. tarczy [°C]	Max. temperatura 1 mm pod powierz. nakładki [°C]
1	14	889,6	270,1	163,8
2	14	1334,4	368,1	223,7
3	58	444,8	330,0	223,7
4	23	889,6	389,9	248,3
5	18	1334,4	428,0	248,3
6	30	889,6	438,9	270,0
7	14	667,2	221,0	125,7
8	14	1112,0	330,0	180,2

Przykładowo zaprezentowane zostaną zarejestrowane przebiegi mierzonych wielkości w pomiarze nr 5. Na rys. 3 krzywa 1 odpowiada przebiegowi temperatury w tarczy hamulcowej, a krzywa 2 w nakładce ciernej. Obserwuje się gwałtowny przyrost temperatury w wirniku hamulca w okresie hamowania wywołany krótkotrwałym, intensywnym impulsem cieplnym. W fazie chłodzenia widoczny jest powolny spadek temperatury, spowodowany przewodzeniem ciepła przez materiał tarczy oraz odpływem części ciepła do otoczenia.



**Rys. 3.** Czasowe przebiegi temperatur w tarczy i nakładce hamulcowej (pomiar nr 5)

Przebieg temperatury w nakładce ciernej jest odmienny, niż w tarczy hamulcowej głównie ze względu na różnicę własności materiałów pary ciernej. Tworzywo cierne przejmuje zaledwie kilka procent generowanego strumienia ciepła. Należy zaznaczyć, że w trakcie badań mierzono także zadaną przez kierowcę siłę nacisku na pedał hamulca  $P_N(t)$  oraz odpowiadający jej przebieg czasowy siły hamowania  $P_H(t)$ .

Analiza wyników badań pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

- 1) Na głębokości 1 mm pod powierzchnią cierną tarczy hamulcowej nie zarejestrowano wahań temperatury o częstotliwości odpowiadającej częstotliwości rotacji wirnika hamulca. Można stąd wnosić, że składowa obwodowa gradientu temperatury w wirniku hamulca tarczowego ma stosunkowo małą wartość.
- 2) Temperatury par ciernych hamulca przyjmują w czasie badań stanowiskowych wysokie wartości (do 438 °C). Należy się zatem liczyć z niekorzystnym wpływem zjawisk cieplnych na skuteczność działania hamulców.

## Charakterystyczne fazy procesu hamowania

Pojedyncze hamowanie pojazdu w aspekcie zmian stanu cieplnego hamulców można podzielić na dwie charakterystyczne fazy:

- krótkotrwałą, intensywny impuls cieplny,
- długotrwałą fazę chłodzenia hamulców po zakończonym hamowaniu.

Strumień ciepła generowany w pierwszej fazie hamowania jest wielokrotnie większy od strumienia ciepła odprowadzanego do otoczenia w fazie drugiej. Pierwszą fazę charakteryzują duże gradienty temperatur w parach ciernych hamulca i ma ona zasadnicze znaczenie odnośnie osiąganych szczytowych temperatur. Natomiast odpływ ciepła do otoczenia odgrywa dużą rolę przy analizie długotrwałych lub wielokrotnie powtarzanych cykli hamowań. Przy jednokrotnych, intensywnych hamowaniach jest on stosunkowo mało znaczący z punktu widzenia bilansu cieplnego.

Z powyższych względów badania eksperymentalne temperatur elementów ciernych hamulca wykorzystano do:

- weryfikacji modelu przewodzenia ciepła (i użytych metod teoretycznych) w pierwszej fazie hamowania,
- identyfikacji współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem w drugiej fazie.

## WERYFIKACJA MODELU WYMIANY CIEPŁA W HAMULCU

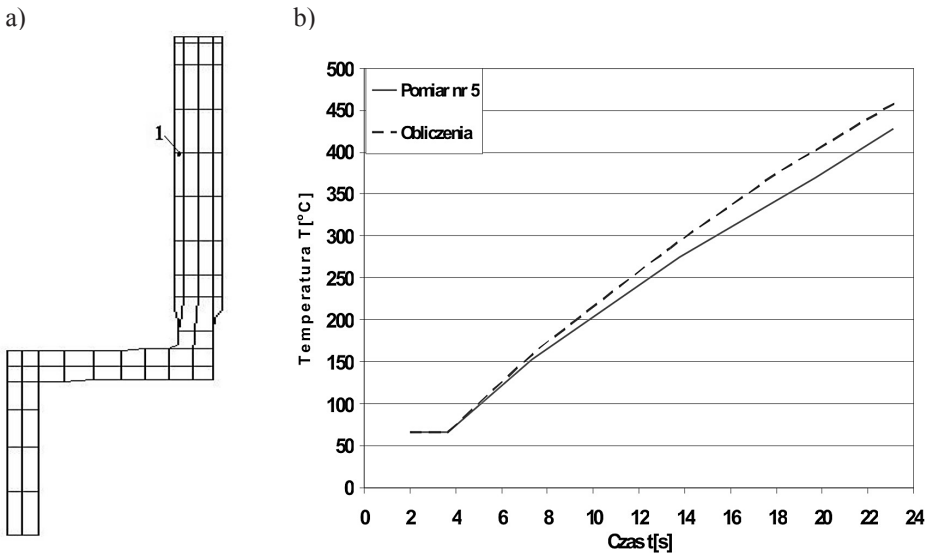
W celu dokonania weryfikacji modelu przeprowadzono symulacje cyfrowe procesu hamowania w fazie pierwszej, dla przypadków odpowiadających eksperymentalnym badaniom temperatur. Strumień ciepła generowanego w hamulcu  $Q(t)$  wyznaczano w oparciu o pomiary przebiegów czasowych siły hamowania na obwodzie

rolek i prędkości kątowej koła hamowanego, uwzględniając przy tym opór toczenia koła po rolkach oraz moc rozpraszaną w kontakcie koła z rolkami:

$$\dot{Q}(t) = [P_H(t) - P_t] \cdot \omega(t) \cdot r_{dyn} - \dot{Q}_s \quad (7)$$

gdzie:  $P_H(t)$ ,  $\omega(t)$  – zmierzone przebiegi czasowe odpowiednio siły hamowania na obwodzie rolki i prędkość kątowa koła,  $P_t$  – opór toczenia koła po rolkach,  $r_{dyn}$  – promień dynamiczny koła,  $\dot{Q}_s$  – moc rozpraszana w kontakcie koła z rolkami tj. iloczyn siły stycznej i prędkości poślizgu bieżnika względem rolek (oceniona na ok. 6% mocy rozpraszanej w hamulcu).

Następnie porównano pod względem jakościowym i ilościowym czasowe przebiegi temperatur w węźle 1 widocznym na rys. 4, przedstawiającym siatkę elementów skończonych tarczy hamulcowej. Odpowiadał on punktowi umieszczenia termopary w wirniku hamulca. Przykładowo pokazano porównanie temperatur uzyskanych w pomiarze nr 5 i w wyniku obliczeń numerycznych. W tabeli 2 przedstawiono porównawcze zestawienie szczytowych temperatur z pomiarów i obliczeń oraz procentową różnicę pomiędzy nimi.



**Rys. 4.** Pomiary temperatur w fazie hamowania: a) osiowy przekrój tarczy hamulcowej z podziałem na elementy skończone i punkt 1, w którym analizowano temperatury, b) czasowe przebiegi temperatur w punkcie 1 (pomiar nr 5 i obliczenia)

Uzyskano zadowalającą zgodność obliczonych szczytowych temperatur tarczy hamulca z wartościami zmierzonymi. Maksymalna względna różnica wynosi poniżej 11%. Świadczy to o trafnym wyborze modelu wymiany ciepła w hamulcu, jak i o dokładności wykonania pomiarów temperatur.



**Tabela 2.** Porównanie maksymalnych temperatur obliczonych i zmierzonych

Nr pomiaru	$T_{1\max}^{obl} [^{\circ}C]$	$T_{1\max}^{pom} [^{\circ}C]$	$\frac{T_{1\max}^{obl} - T_{1\max}^{pom}}{T_{1\max}^{pom}} \cdot 100 [\%]$
1	248,6	270,1	5,37
2	402,8	368,1	9,43
3	365,8	330,0	10,85
4	414,5	368,1	6,31
5	458,9	428,0	7,22
6	459,7	438,9	4,74
7	235,8	221,0	6,70
8	331,1	330,0	0,94

## IDENTYFIKACJA WSPÓŁCZYNNIKA KONWEKCYJNEJ WYMIANY CIEPŁA Z OTOCZENIEM

Przeprowadzono identyfikację współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła  $\alpha_k$  między hamulcem i otoczeniem w warunkach badań stanowiskowych.

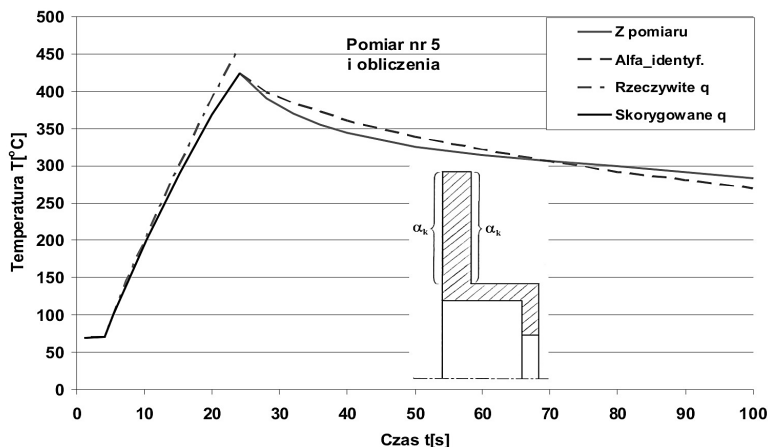
W oparciu o przeprowadzone studia literaturowe wybrano jako metodę identyfikacji rozwiązanie tzw. odwrotnego zagadnienia nieustalonego przewodnictwa cieplnego. Sformułowano problem, w którym znany był fragment pola temperatur, a poszukiwany był parametr warunku brzegowego. W tym przypadku nieznanym parametrem był współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem.

Problem odwrotny rozwiązano również przy użyciu metody elementów skończonych [15]. Z podanych wcześniej przyczyn identyfikację współczynnika  $\alpha_k$  należało przeprowadzić w oparciu o wyniki pomiarów dla fazy chłodzenia hamulca po zakończonym hamowaniu (faza II). Prędkość obrotowa rolek stanowiska jest w przybliżeniu stała, identyfikowano zatem stały współczynnik  $\alpha_k$ . Założono, że jest on jednakowy na całej powierzchni wymiany ciepła z otoczeniem. Parametrem, względem którego identyfikowano  $\alpha_k$  była temperatura, której przebieg czasowy mierzono w opisywanym już punkcie tarczy hamulcowej (1 mm pod powierzchnią cierną na średnim promieniu tarcia).

Identyfikacja polegała na takim iteracyjnym doborze współczynnika  $\alpha_k$ , aby przebieg temperatury w wybranym punkcie w fazie II, uzyskiwany drogą symulacji cyfrowej był najbliższy, w sensie średniokwadratowym, przebiegowi rejestrowanemu na rzeczywistym obiekcie. Należy przy tym zachować zgodności warunków początkowych rozwiązania teoretycznego i pomiarów (dla fazy II). Uzyskuje się to poprzez drobną korektę gęstości strumienia ciepła wywiązującego się w fazie I, w stosunku do obliczonej na podstawie mierzonych wartości  $\omega$ ,  $P_H$  – szczegóły i wyjaśnienia przedstawił autor w pracy [12].

Do rozwiązywania rozpatrywanego zagadnienia odwrotnego przewodnictwa ciepłego opracowano własny program komputerowy [12].

Przykładowe przebiegi temperatur uzyskane w procedurze identyfikacyjnej dla pomiaru nr 5 przedstawia rys. 5. W wyniku identyfikacji uzyskano średnią wartość współczynnika  $\alpha_k$  równą  $37 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ . Jest to wartość zgodna z oczekiwaniami – nieco mniejsza, niż w czasie przeciętnego hamowania na drodze [12].



**Rys. 5.** Czasowe przebiegi temperatur wykorzystywane przy identyfikacji współczynnika konwekcyjnej wymiany ciepła z otoczeniem (pomiar nr 5 i obliczenia)

## PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Uzyskane wyniki pracy pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

1. Przyjęty dwuwymiarowy, osiowo-symetryczny model zjawisk cieplnych jest zadowalający z punktu widzenia rozpatrywanych zastosowań. Potwierdzają to analizy teoretyczne, jak i badania eksperymentalne temperatur hamulca tarczowego. Wniosek ten jest tym bardziej słuszny w odniesieniu do hamulców bębnowych.
2. Wyniki pomiarów stanowiskowych oraz obliczeń numerycznych wykazały, że temperatury par ciernych hamulca i gradienty temperatur mogą przyjmować wysokie wartości (temperatury  $400\text{--}600 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Należy się wówczas liczyć z niekorzystnym wpływem zjawisk cieplnych na skuteczność działania hamulców.
3. Współczynnik konwekcyjnej wymiany ciepła między powierzchnią hamulca i otoczeniem można zidentyfikować poprzez wykorzystanie wyników badań eksperymentalnych temperatur hamulca i rozwiązanie odwrotnego zagadnienia nieustalonego przewodnictwa ciepłego.
4. Przedstawione w artykule metody komputerowej i eksperymentalnej analizy stanów termicznych hamulców są efektywnym narzędziem badawczym, przydatnym przy optymalizacji konstrukcji hamulców ciernych oraz ocenie skuteczności ich działania.

Celowe byłoby prowadzenie dalszych prac z dziedziny wymiany ciepła w hamulcach samochodowych. W szczególności obejmowałyby one:

- badania temperatur par ciernych hamulców w warunkach drogowych,
- rozwijanie modeli matematycznych procesu wymiany ciepła.

## LITERATURA

1. Eriksson M., Bergman F., Jacobson S.: On the nature of tribological contact in automotive brakes, *Wear* 252, pp. 26–36, 2002.
2. Hwang P., Wu X., Jeon Y. B.: Thermal–mechanical coupled simulation of a solid brake disc in repeated braking cycles, *Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 223, Part J: J. Engineering Tribology*, pp. 1041-1048, 2009.
3. Jung S.P., Park T.W., Lee J.H., Kim W.H., Chung W.S.: Finite element analysis of thermoelastic instability of disc brakes, *Proceedings of the World Congress on Engineering*, 2010, Vol II, London, June 30 - July 2, 2010.
4. Lozia Z., Wolff A.: Thermal state of automotive brakes after braking on the road and on the roll-stand, *SAE Special Publication No 1229 / SAE Technical Paper No 971040*, pp. 107-115, Detroit (USA), 1997.
5. Mackin T.J., et al.: Thermal cracking in disc brakes, *Engineering Failure Analysis* 9, pp. 63-76, 2002.
6. Nisonger R.L., Yen Chih-Hung, Antanaitis D.: High temperature brake cooling – characterization for brake system modeling in race track and high energy driving conditions, *SAE Paper No. 2011-01-0566*, 2011.
7. Palmer E., Mishra R., Fieldhouse J., Layfield J.: Analysis of air flow and heat dissipation from a high performance GT car front brake, *SAE Paper No. 2008-01-0820*, 2008.
8. Shahzamanian M.M., Sahari B.B., Bayat M., Ismarrubie Z.N., Mustapha F.: Transient and thermal contact analysis for the elastic behavior of functionally graded brake disks due to mechanical and thermal loads, *Materials and Design* 31, pp. 4655–4665, 2010.
9. Schuetz T.: Cooling analysis of a passenger car disk brake, *SAE Paper 2009-01-3049*, 2009.
10. Tonchev A., Hirschberg W., Jagsch S.: Investigation of the thermal vehicle brake behavior during the vehicle’s development phase by co-simulation, *SAE Paper No. 2007-01-3935*, 2007.
11. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. WNT (wyd. 6), Warszawa 2009.
12. Wolff A.: Teoretyczno-eksperymentalna analiza procesu wymiany ciepła w hamulcach samochodowych, praca doktorska, Wydz. Transportu, Polit. W-wska, Warszawa 1992.
13. Wolff A.: A method to achieve comparable thermal states of car brakes during braking on the road and on a high-speed roll-stand, *Archives of Transport*, Vol. XXII, No.2, pp. 259-273, 2010.
14. Yildiz Y., Duzgun M.: Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method, *Intern. Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 1, pp. 133–138, 2010.
15. Zienkiewicz O.C., Morgan K.: *Finite Elements and Approximation*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1983.

## NUMERICAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PROCESS IN AUTOMOTIVE BRAKES

### Abstract

In the paper the two-dimensional, axi-symmetrical model of transient heat conduction in automotive brakes has been introduced. The relevant boundary conditions, that describe the heat generated in the brake and the heat transferred to ambient air, have been used. The problem was solved by the use of the finite element method and computational results for a middle-class automobile have been presented. Experimental temperature tests of a disc brake at the high-speed roll-stand have been also described. These tests made the base for verification of the mathematical model of heat transfer in brakes (during the period of heat generating). Then the identification method of the convective heat transfer coefficient with ambient air (during the period of brake cooling after the finished brake application) was introduced. It was based on the solution of the inverse transient heat conduction problem.

**Key words:** automotive brakes, heat transfer modelling, experimental verification of the model, identification of model parameters.