

Piotr Wasilewski

Specjalistyczne Materiały i Okładziny Cierne Frenoplast Bułhak i Cieślowski S.A.,
Wydział Mechaniczny Politechniki Białostockiej

Jacek Bułak

FRIMATRIL Frenoplast S.A.

MODEL NUMERYCZNY ORAZ BADANIE EKSPERYMENTALNE PÓL TEMPERATURY PODCZAS HAMOWANIA DŁUGOTRWAŁEGO W UKŁADZIE KOŁO KOLEJOWE-KOMPOZYTOWA WSTAWKA HAMULCOWA

Rękopis dostarczono, październik 2016

Streszczenie: W pracy zaprezentowano model numeryczny wykorzystany do obliczenia rozkładu temperatury w parze ciernej w trakcie hamowania długotrwałego, przy użyciu kolejowego hamulca klockowego. Przedstawiono porównanie obliczonych wartości temperatury z pomiarami dokonanymi przy użyciu termopar umieszczonych pod powierzchnią koła podczas badania przeprowadzonego na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym. Dla celów symulacji numerycznej stworzono, wykorzystując metodę elementów skończonych, trójwymiarowy model koła kolejowego i kompozytowej wstawki hamulcowej. Wartość współczynnika tarcia pomiędzy kołem a materiałem kompozytowym oraz moc hamowania, wykorzystane w analizie, zostały wyznaczone podczas badania na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym. W modelu uwzględniono fakt, iż wartość współczynnika tarcia nie jest stała podczas całego hamowania i zależy od temperatury. Zaprezentowano rozkład temperatury na powierzchni pary ciernej po zakończeniu hamowania. Przedstawiono wykresy zmiany wartości temperatury podczas całego hamowania dla wybranych punktów poniżej powierzchni tocznej koła. Wyniki analizy numerycznej wykazują dobrą zgodność z wynikami uzyskanymi podczas badań eksperymentalnych. W pracy przedstawiono wyniki symulacji w jednej z możliwych konfiguracji hamulca kolejowego. Model stworzony na potrzeby niniejszej pracy można w przyszłości modyfikować i zastosować do zbadania rozkładu temperatury w innych konfiguracjach kolejowego hamulca klockowego.

Słowa kluczowe: przepływ ciepła, kolejowy hamulec klockowy, metoda elementów skończonych

1. WSTĘP

Hamowanie pojazdu kolejowego przy użyciu hamulca cierneho polega na zmniejszeniu jego prędkości lub utrzymaniu stałej prędkości podczas zjazdu ze wzniesienia, w wyniku działania siły tarcia, powstającej na styku ciał biorących udział w tym procesie, tzw. pary

ciernej. Według ogólnie przyjętego mechanizmu, energia kinetyczna lub potencjalna pojazdu rozpraszana jest w postaci ciepła, co skutkuje zwiększeniem temperatury pary ciernej.

Jednym z najpowszechniej używanych typów hamulców w pojazdach kolejowych jest hamulec klockowy. Stosowany jest od początku rozwoju kolei [10]. Jego najważniejszymi zaletami są: stosunkowo prosta konstrukcja i związana z tym niezawodność. W typowym kolejowym hamulcu klockowym, w wyniku wzrostu ciśnienia powietrza w cylindrze hamulcowym powstaje siła mechaniczna, która poprzez mechanizm dźwigniowy (przekładnię hamulcową) dociska, poprzez klocek hamulcowy, wstawkę hamulcową do powierzchni tocznej koła. Na powierzchni tocznej koła w wyniku kontaktu ze wstawką hamulcową powstaje siła tarcia. Koło i wstawka hamulcowa są elementami podlegającymi zużyciu w wyniku procesu tarcia.

Obecnie stosowane są niemal wyłącznie wstawki hamulcowe wykonane z jednego z trzech typów materiałów: żeliwa, kompozytów organicznych oraz spieków metali [10]. Jednym z czynników, który przyczynił się do rozwoju wstawek kompozytowych jest próba ograniczenia, tzw. hałasu tocznego, związanego ze stanem powierzchni tocznej koła, na który wpływ ma między innymi współpracujący z nią materiał wstawki hamulcowej. W związku z mniejszą przewodnością cieplną wstawek wykonanych z materiałów kompozytowych, w porównaniu z żeliwnymi [22], ilość ciepła, która jest przekazywana do koła, jest większa przy zastosowaniu wstawek kompozytowych [22]. Organiczne wstawki kompozytowe, będące izolatorami termicznymi, zmniejszają zdolność układu do odprowadzania ciepła poza parę cierną.

O istotnym wpływie właściwości materiału, z którego wykonana jest wstawka, na obciążenia cieplne, którym podlega koło podczas hamowania, świadczy fakt, iż w procesie homologacji kompozytowych wstawek hamulcowych przez UIC (Union Internationale des Chemins de Fer - Międzynarodowy Związek Kolei), certyfikowany produkt podlega badaniu na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym specjalnym programem (nr A6 w Karcie UIC 541-4), służącym ocenie zachowania materiału wstawki podczas symulowanej awarii hamulca. Procedura dopuszczenia stawia wymagania dotyczące maksymalnej temperatury koła i minimalnej wartości liniowego zużycia (zmniejszenia grubości) materiału ciernej wstawki [20]. Związane jest to z założeniem, iż w sytuacji ekstremalnego obciążenia termicznego, wstawka hamulcowa powinna pełnić rolę swobodnego „bezpiecznika” – po przekroczeniu pewnej temperatury, następować ma gwałtowny wzrost zużycia. Dzięki temu zmniejszeniu ma ulec ilość ciepła przekazywanego do koła. Fakt, iż bezpieczeństwo stosowania danego typu koła kolejowego silnie zależy od sposobu, w jaki obciążenie termiczne przekłada się na powstawanie w nim naprężeń mechanicznych znajduje odzwierciedlenie w normie wydanej przez AAR (Association of American Railroads) [2]. W dokumencie tym przedstawiono wytyczne dotyczące sposobu przeprowadzenia analizy numerycznej naprężeń mechanicznych powstających w kole, m.in. w wyniku obciążenia termicznego związanego z procesem hamowania kolejowym hamulcem klockowym.

Obliczenie temperatury elementów ciernej hamulca jest przedmiotem wielu prac naukowych [6, 9, 11, 17, 21]. Często, dla uproszczenia, zakłada się, iż wartość współczynnika tarcia nie zmienia się w trakcie hamowania. W rzeczywistości zależy ona, między innymi, od prędkości poślizgu elementów ciernej i temperatury [4, 7-8, 15-16]. Niektórzy autorzy zakładają liniową zależność współczynnika tarcia od temperatury [19, 23]. Yevtushenko i in. zaprezentował pięć typów krzywych eksperymentalnych przedstawiających zależność

współczynnika tarcia od temperatury [13, 24-25].

Modele numeryczne często podlegają weryfikacji lub kalibracji przy zastosowaniu wyników badań eksperymentalnych [3, 6, 11, 17, 22]. Pomiarów temperatury dokonuje się podczas badania przeprowadzanego na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym [6, 11-12, 17, 22], stosowane są także pomiary na pojazdach [17] oraz badania „pin-on disc” [3]. Jednym z najpowszechniej stosowanych urządzeń do pomiaru temperatury podczas badań dynamometrycznych wstawek hamulcowych są termopary zamontowane w elemencie ciernym lub ślizgające się po powierzchni koła [12, 17, 22].

Celem niniejszej pracy było stworzenie trójwymiarowego modelu numerycznego, służącego wyznaczeniu rozkładu temperatury podczas hamowania długotrwałego przy zastosowaniu kolejowego hamulca klockowego. W modelu uwzględniono ruch obrotowy koła. Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych porównano ze średnią wartością temperatury zmierzoną podczas badania eksperymentalnego przeprowadzonego na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym.

2. SFORMUŁOWANIE PROBLEMU

Przedmiotem analizy jest proces nagrzewania tarcowego kolejowego hamulca klockowego, tj. pary cierniej koło kolejowe-wstawka hamulca klockowego. W trakcie hamowania długotrwałego, dla pojazdu poruszającego się ze stałą prędkością liniową V , chwilowy rozkład pól temperatury jest rozwiązaniem równania przewodnictwa cieplnego, danego w cylindrycznym układzie współrzędnych:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{k_s} \frac{\partial T}{\partial t}, \quad 0 < t \leq t_s, \quad (r, \theta, z) \in \Gamma_s, \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{k_w} \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{V}{R_w} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right], \quad 0 < t \leq t_s, \quad (r, \theta, z) \in \Gamma_w. \quad (2)$$

W obszarze współpracy wstawki hamulcowej i koła założono idealny kontakt cieplny, tzn. temperatura powierzchni będących w kontakcie jest jednakowa, a suma gęstości strumieni ciepła przepływających do koła i wstawki jest równa: $q(t) = \mu(t) \cdot p \cdot r \cdot V \cdot R_w^{-1}$, gdzie $p = F / A_s$ - nacisk jednostkowy. Założono, iż wymiana konwekcyjna zachodząca na powierzchniach swobodnych elementów ciernych odbywa się ze stałą wartością konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła h . Pominięto wpływ radiacji.

3. ANALIZA NUMERYCZNA

Analiza numeryczna zmian pól temperatury podczas procesu hamowania długotrwałego kolejowym hamulcem klockowym została przeprowadzona zgodnie z zdefiniowanym w części *Sformułowanie problemu* zagadnieniem początkowo-brzegowym przewodnictwa cieplnego. Obliczenia numeryczne przeprowadzono przy użyciu oprogramowania komputerowego COMSOL wykorzystującego metodę elementów skończonych [5].

Przedmiotem badania była para cierna koło kolejowe - wstawka hamulca klockowego w konfiguracji hamulca 1Bg (konfiguracja jednostronna z jedną wstawką hamulcową) (rys. 1). Wstawka była wykonana z organicznego materiału kompozytowego, koło ze stali ER7. Przyjęte w modelu właściwości termofizyczne materiałów koła i wstawki zamieszczono w tablicy 1. Główne wymiary koła i wstawki zostały podane w tablicy 2. Aby móc odwzorować układ przy użyciu mniejszej ilości elementów skończonych, a tym samym zmniejszyć zapotrzebowanie na moc obliczeniową, zastosowano uproszczony model koła kolejowego (rys 1). Założono idealny kontakt cieplny pomiędzy kołem a wstawką hamulcową - temperatura na powierzchni kontaktu obu elementów pary cierniej jest jednakowa.

Tablica 1

Właściwości termofizyczne materiału wstawki i koła [18]

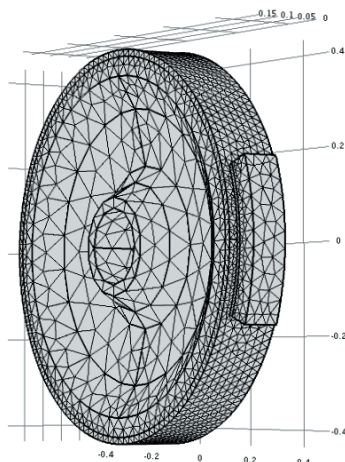
Wielkość fizyczna	Jednostka	Wstawka	Koło
Gęstość	[kg/m ³]	1900	7850
Przewodność cieplna	[W/(m·K)]	5,6	44
Pojemność cieplna	[J/(kg·K)]	2300	440

Tablica 2

Główne wymiary elementów ciernych

Wymiary	Jednostka	Wstawka	Koło
Długość	[m]	0,32	-
Szerokość	[m]	0,08	-
Średnica	[m]	-	0,87

W badaniu dynamometrycznym temperatura mierzona była przez 3 termopary umieszczone 2 mm pod powierzchnią toczną koła, 45 mm, 65 mm i 85 mm od zewnętrznej powierzchni wieńca koła, co 120° wzdłuż obwodu. W części *Omówienie wyników* przedstawiono przebiegi zmian średniej temperatury obliczonej z wartości wyznaczonych w punktach odpowiadających miejscom montażu termopar. Przy tworzeniu siatki elementów skończonych zastosowano mniejszy rozmiar elementów do odległości 15 mm od powierzchni kontaktu w głąb koła oraz 10 mm w głąb wstawki hamulcowej. Siatka elementów skończonych składała się łącznie z 21030 elementów czworosiennych (33186 stopni swobody).



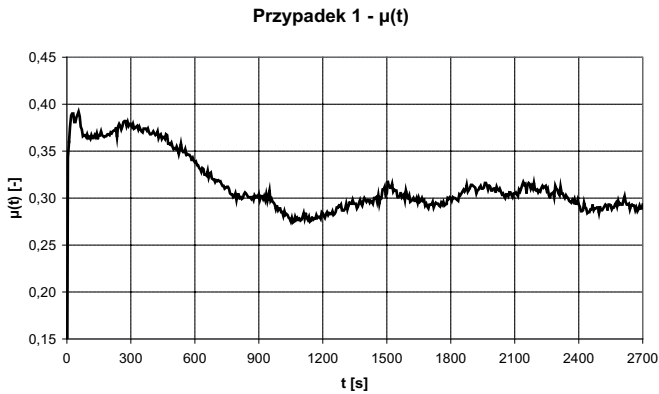
Rys. 1. Model koła kolejowego i wstawki

W prezentowanej pracy przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych wykonanych dla dwóch hamowań długotrwałych. Zadane warunki robocze różniły się wartością początkowej temperatury układu oraz przebiegiem zmian chwilowego współczynnika tarcia. Hamowanie, gdy temperatura początkowa pary ciernej $T_0 = 17,5$ °C oznaczono jako *Przypadek 1*; hamowanie, gdy temperatura początkowa pary ciernej $T_0 = 61,9$ °C oznaczono jako *Przypadek 2*.

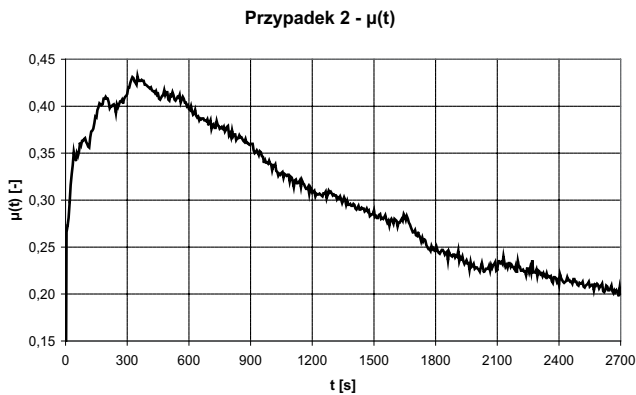
Symulowane hamowanie długotrwałe polegało na utrzymaniu stałej prędkości liniowej pojazdu, równej $V = 32$ km/h podczas całego czasu trwania hamowania $t_s = 2700$ s. W przeprowadzonej analizie założono, iż wartość nacisku na wstawkę jest stała w trakcie całego hamowania i wynosi $F = 6,45$ kN. Uwzględnione w symulacji warunki robocze były zgodne z wartościami zadanymi oraz wyznaczonymi podczas badań eksperymentalnych przeprowadzonych na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym w Instytucie Pojazdów Szynowych TABOR w Poznaniu zgodnie ze specyfikacją AAR M-926 [1].

Aby zmniejszyć zapotrzebowanie na moc obliczeniową, ze względu na długość analizowanych hamowań, symulację przeprowadzono z krokiem czasowym 5 s. Z danych pomiarowych ze stanowiska dynamometrycznego, zapisywanych z częstotliwością 10 Hz, wybrano wartości chwilowego współczynnika tarcia odpowiadające krokom przyjętym w symulacji. Na rys. 2 i 3 przedstawiono przebieg zmian wartości chwilowego współczynnika tarcia w funkcji czasu dla analizowanych hamowań.

W przeprowadzonych obliczeniach założono, że temperatura otoczenia wynosi $T_a = 20$ °C. Przyjęto, że wymiana konwekcyjna z otoczeniem, zachodząca na powierzchniach swobodnych elementów ciernych, odbywa się ze stałą wartością współczynnika przejmowania ciepła $h = 22,7$ W/(m²·K) [14].



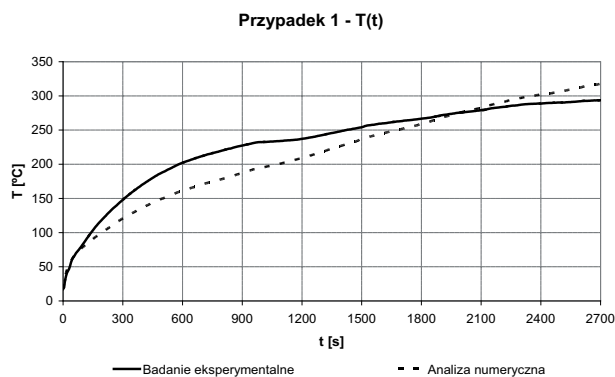
Rys. 2. Przebieg zmian współczynnika tarcia podczas hamowania długotrwałego (Przypadek 1)



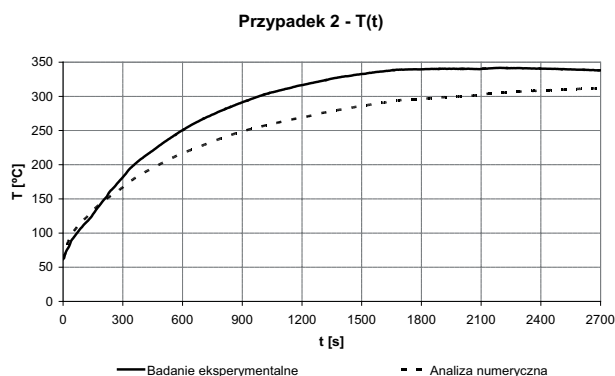
Rys. 3. Przebieg zmian współczynnika tarcia podczas hamowania długotrwałego (Przypadek 2)

4. OMÓWIENIE WYNIKÓW

Przedstawione poniżej wyniki, to wartości średnie temperatury wyznaczone z wartości obliczonych w punktach odpowiadających położeniu termopar w badaniu eksperymentalnym. Przebieg zmian temperatury dla analizowanych hamowań wraz z ich porównaniem z wynikami badania eksperymentalnego przedstawiono na rys. 4 (*Przypadek 1*) oraz rys. 5 (*Przypadek 2*).



Rys. 4. Porównanie wyników obliczeń i wyników eksperymentalnych (Przypadek 1)

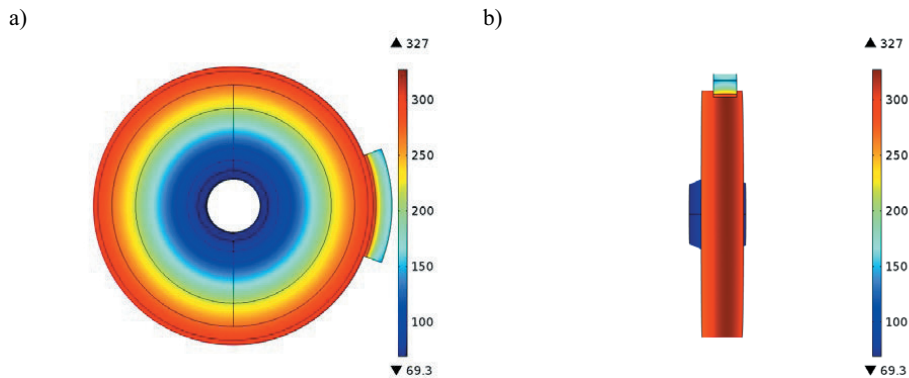


Rys. 5. Porównanie wyników obliczeń i wyników eksperymentalnych (Przypadek 2)

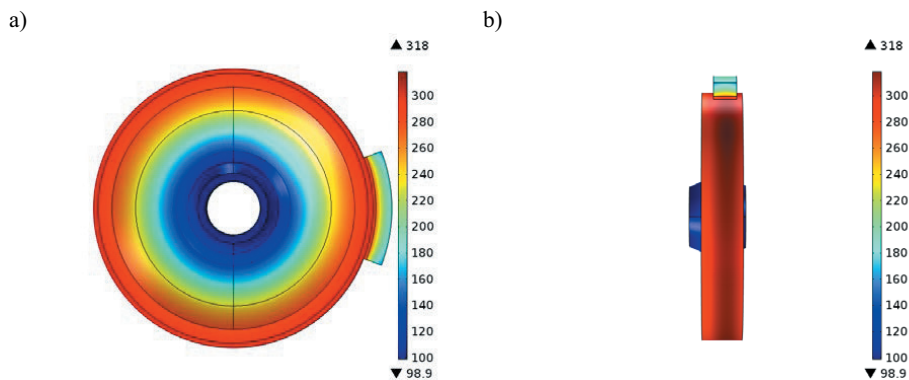
Średnia temperatura po zakończeniu hamowania dla *Przypadku 1* wynosi 318 °C (w badaniu eksperymentalnym 294 °C – różnica ok. 8%). Dla *Przypadku 2* średnia temperatura po zakończeniu hamowania wynosi 312 °C (w badaniu eksperymentalnym 338 °C – różnica ok. 8%).

Uwzględnienie w modelu numerycznym zależności wartości współczynnika tarcia od temperatury pozwoliło uzyskać dobre odwzorowanie charakteru wzrostu temperatury w trakcie analizowanych hamowań. W *Przypadku 2*, zarówno dla wyników analizy numerycznej, jak i badania eksperymentalnego, widoczna jest stabilizacja temperatury od $t \sim 1700$ s. Wprowadzenie do modelu zależności wartości konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła od temperatury oraz zmniejszenie kroku czasowego obliczeń mogłoby poprawić zgodność modelu z wynikami eksperymentalnymi.

Rozkład temperatury na powierzchni koła i wstawki hamulcowej po zakończeniu hamowania przedstawiono na rys. 6a,b (*Przypadek 1*) oraz Rys. 7a,b (*Przypadek 2*).



Rys. 6. Rozkład temperatury po zakończeniu hamowania (Przypadek 1)



Rys. 7. Rozkład temperatury po zakończeniu hamowania (Przypadek 2)

5. WNIOSKI

W prezentowanej pracy obliczono trójwymiarowe pola temperatury w kolejowym hamulcu klockowym przy wykorzystaniu metody elementów skończonych. Otrzymane wyniki zostały porównane z pomiarami temperatury dokonanymi podczas badania na pełnowymiarowym stanowisku dynamometrycznym, przy użyciu termopar zamontowanych w kole.

Na podstawie otrzymanych wyników można wyprowadzić następujące wnioski:

- przyjęta metoda jest przydatna do obliczeń pól temperatury powstających w parze ciernej w wyniku tarcowego nagrzewania podczas hamowania długotrwałego,

- uwzględnienie zależności wartości współczynnika tarcia od temperatury pozwala w dobrym stopniu odwzorować przebieg zmian temperatury podczas całego hamowania,
- różnice w wartości temperatury w porównaniu z wynikami eksperymentalnymi, wynikać mogą z przyjętych w modelu uproszczeń: równomiernego rozkładu nacisku na powierzchni kontaktu koła i wstawki, stałej wartości konwekcyjnego współczynnika przejmowania ciepła podczas całego hamowania, niezależnych od temperatury właściwości termofizycznych materiału koła i wstawki, a także przyjętego kroku czasowego symulacji.

W ramach dalszych prac nad modelem, planowane jest przeprowadzenie badania wpływu temperatury na właściwości termofizyczne materiału wstawki oraz powiązanie wartości współczynnika tarcia i temperatury przy wykorzystaniu analizy pól sprzężonych. Rozwój modelu numerycznego zakłada także przeprowadzenie obliczeń dla innych konfiguracji hamulca klockowego.

OZNACZENIA I SYMBOLE

V	prędkość liniowa pojazdu
T	temperatura
r, θ, z	współrzędne w cylindrycznym układzie współrzędnych
t	czas
t_s	całkowity czas hamowania
k_s	termodyfuzyjność materiału wstawki
k_w	termodyfuzyjność materiału koła
R_w	promień koła
$q(t)$	strumień ciepła
$\mu(t)$	chwilowy współczynnik tarcia
p	nacisk jednostkowy
F	nacisk na wstawkę
A_s	nominalna powierzchnia kontaktu wstawki i koła
h	konwekcyjny współczynnik przejmowania ciepła
T_0	temperatura początkowa pary ciernej
T_a	temperatura otoczenia

Bibliografia

1. AAR M-926 Brake shoe, high-friction composition or metal type, 2006.
2. AAR S-660-83 - Procedure for the analytic evaluation of locomotive and freight car wheel designs, 1983.
3. Abbasi S., Teimourimanesh S., Vernersson T., Sellgren U., Olofsson U., Lundén R., Temperature and thermoelastic instability at tread braking using cast iron friction material, *Wear*, Vol. 314, No. 1-2, 171-180, 2014.
4. Cho M. H., Kim S. J., Kim D., Janga H., Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining: an experimental case study, *Wear*, Vol. 258, No. 11-12, 1682-1687, 2005.

5. COMSOL Multiphysics 4.4, Heat Transfer Module User's Guide, 2013.
6. Dunaevsky V. V., Prediction of Railroad Friction Braking Temperatures: Prediction of Average Bulk and Average Surface Temperatures of Railroad Wheels and Brake Discs, *Tribology Transactions*, Vol. 34, No. 3, 343-352, 1991.
7. Gopal P., Dharani L.R., Blum F. D., Fade and wear characteristics of a glass-fiber reinforced friction material, *Wear*, Vol. 174, No. 1-2, 119-127, 1994.
8. Jang H., Koa K., Kim S. J., Basch R. H., Fash J. W., The effect of metal fibers on the friction performance of automotive brake friction materials, *Wear*, Vol. 256, No. 3-4, 406-414, 2004.
9. Milošević M. S., Stamenković D. S., Milojević A. P., Tomić M. M., Modeling thermal effects in braking systems of railway vehicles, *Thermal Science*, Vol. 16 Suppl. 2, S515-S526, 2012.
10. Piechowiak T., *Hamulce Pojazdów Szynowych*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2012.
11. Petersson M., Two-dimensional finite element simulation of the thermal problem at railway block braking, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 216, No. 3, 259-273, 2002.
12. Petersson M., Vernersson T., Noise-related roughness on tread braked railway wheels experimental measurements and numerical simulations, Vol. 253, No. 1-2, 301-307, 2002.
13. Pyryev Yu., Yevtushenko A., The influence of the brakes friction elements thickness on the contact temperature and wear, *Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, 319-323, 2000.
14. Ramanan L., Krishna Kumar R., Sriraman R., Thermo-mechanical finite element analysis of a rail wheel, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 41, 487-505, 1999.
15. Rhee S. K., Friction Coefficient of Automotive Friction Materials - Its Sensitivity to Load, Speed, and Temperature, SAE Technical Paper 740415, 1974.
16. Shorowordi K. M., Haseeb A. S. M. A., Celis J. P., Velocity effects on the wear, friction and tribochemistry of aluminum MMC sliding against phenolic brake pad, *Wear*, Vol. 256, No. 11-12, 1176-1181, 2004.
17. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lundén R., Blennow F., Meinel M., Tread braking of railway wheels – temperatures generated by a metro train, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 228, No. 2, 210-221, 2014.
18. Teimourimanesh S., Vernersson T., Lundén R., Thermal capacity of tread-braked railway wheels. Part 1: Modelling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 2015.
19. Thureson D., Influence of material properties on sliding contact braking applications, *Wear*, Vol. 257, No. 5-6, 451-460, 2004.
20. UIC Code 541-4, Brakes - Brakes with composite brake blocks - General conditions for certification of composite brake blocks, 4. wydanie, International Union of Railways (UIC), Paryż, 2010.
21. Vernersson T., Temperatures at railway tread braking. Part 1: modeling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 221, No. 2, 167-182, 2007
22. Vernersson T., Temperatures at railway tread braking. Part 2: calibration and numerical examples, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 221, No. 4, 429-441, 2007.
23. Voldrich J., Morávka Š., Študent J., Transient temperature field in intermittent sliding contact at temperature dependent coefficient of friction, *Computational Mechanics Conference*, Hrad Nečtiny, November 6-8, 2006.
24. Yevtushenko A. A., Grzes P., Axisymmetric FEA of temperature in a pad/disc brake system at temperature-dependent coefficients of friction and wear, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 39, 1045-1053, 2012.
25. Yevtushenko A. A., Adamowicz A., Grzes P., Three-dimensional FE model for the calculation of temperature of a disc brake at temperature-dependent coefficients of friction, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, 18-24, 2013.

NUMERICAL MODEL AND EXPERIMENTAL STUDY OF TEMPERATURE FIELDS IN CONTINUOUS BRAKE APPLICATION OF RAILWAY WHEEL-COMPOSITE BRAKE SHOE FRICTION PAIR

Summary: The paper presents numerical model used to calculate temperature distribution in the friction pair during continuous application of railway tread brake. Calculated and measured temperature values are compared. The temperature was measured during the test performed on a full-scale dynamometer by thermocouples located under the surface of the wheel tread. For the purpose of numerical simulation, a three-dimensional model of railway wheel and composite brake shoe was created using finite element method. The coefficient of friction between the wheel and composite brake shoe as well as braking power, which were introduced to the analysis, were determined in the course of the tests conducted on a full-scale dynamometer. The model accounts for the fact that the coefficient of friction is not constant throughout the brake application and is temperature-dependent. Temperature distribution on the surface of the friction pair at the end of brake application is presented. Temperature changes in the course of the entire brake application are shown on graphs for selected points below the wheel tread. The results of numerical analysis show good agreement with the results obtained by experimental tests. The results of simulation presented in this paper concern one of possible railway tread brake configurations. Model created for this study may be modified in the future to investigate the temperature distribution in different configurations of railway tread brake.

Keywords: heat transfer, railway tread brake, finite element method