



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

DYSTRYBUCJA ENERGII CIEPLNEJ W ELEMENTACH UKŁADU HAMULCOWEGO POJAZDÓW DUŻYCH PRĘDKOŚCI

Robert Konowrocki, dr inż^{1,2}, Jacek Kukulski dr inż², Sławomir Walczak mgr inż², Witold Groll mgr inż²

¹Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN,

²Instytut Kolejnictwa,

e-mail: rkonow@ippt.gov.pl

Słowa kluczowe: systemy hamulcowe dużych prędkości, ciepło tarcia, okładzina hamulcowa spiekana-kompozytowa

Streszczenie

Artykuł poświęcony jest badaniom rozkładu ciepła wywołanego tarcieniem w układach hamulcowych stosowanego w pojazdach szynowych dużej prędkości. W pracy zaprezentowano wyniki eksperymentalnych badań przeprowadzone na rzeczywistym obiekcie w skali 1:1. Nowością w pracy jest fakt analizy układu hamulcowego, w którym para cierna charakteryzowała się segmentacją powierzchni cierniej okładziny o dwóch materiałach ciernych. Materiałami tymi był kompozyt i spiek. W pracy przedstawiono także teoretyczną analizę i wyniki numeryczne ilustrujące dystrybucję ciepła w elementach modelu tarczy hamulcowej. Wykorzystano w tym celu na metodę elementów skończonych.

1 WPROWADZENIE

Dynamiczny rozwój transportu kolejowego na całym świecie jest wywołany dużym zapotrzebowaniem na tani i szybki transport ludzi oraz towarów. Nowe technologie sprzyjają powstawaniu zaawansowanych konstrukcji kolejowych, poruszających się z dużymi prędkościami. Taki trend w kolejnictwie wywołuje potrzebę rozwoju dodatkowych systemów pozwalających kontrolować takie pojazdy. Jednym z nich jest tarczowy układ hamulcowy gwarantujący skuteczność eksploatacji oraz bezpieczeństwo. Wobec powyższego wymagane jest, aby układy hamulcowe zapewniały poprawne działanie podczas hamowania przy dużych prędkościach. Nieodzownym zjawiskiem towarzyszącym hamowaniu jest rozpraszanie energii przez tarcie. Podczas tego zjawiska generowane jest ciepło tarcia wywołujące szereg negatywnych skutków w układzie hamulcowym, takich jak zanikanie hamulca, przedwczesne zużycia jego elementów, pęknięcia termiczne i zmienność grubości tarcz i kół kolejowych w przypadkach hamulców klockowych. Przy hamowaniu pojazdów szynowych przy dużych prędkościach jazdy, rozpraszane są w postaci ciepła bardzo duże ilości energii. Wywołuje to potrzebę poszukiwania konstrukcji i materiałów elementów składowych układu hamulcowego, odpornych i zachowujących swoje własności w tak trudnych warunkach pracy. W ostat-



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

nich kilku latach pojawiło się na rynku wiele okładzin o segmentowej budowie elementów ciernych. Zależnie od przeznaczenia na segmenty cierne stosowano różne mieszanki kompozytowe lub spieki. Pojawiły się także hybrydowe wstawki z mieszanymi materiałami, łącząc w jednej konstrukcji okładziny kompozytowe i spiekane. Wobec powyższego istotne jest, aby określić precyzyjnie, pola temperatur w takich elementach roboczych nowoczesnych układów hamulcowego stosowanego w szybkich pojazdach szynowych.

2 PRZEGLĄD LITERATURY

Wielu badaczy zajmowało się i wciąż analizuje zjawiska termiczne podczas hamowania oraz ich skutki na badany układ hamulcowy. Z punktu widzenia zjawisk termicznych generowanych podczas normalnego hamowania, wymiana ciepła przez promieniowanie do otoczenia jest nieznaczna w porównaniu do całkowitej energii rozproszonej potwierdzają to m. in. Yevtushenko *et al.* (2013), Belhocine i Bouchetara (2012) czy Wallis (2002). Przewodzenie i konwekcja jako sposoby wymiany ciepła w układzie hamulcowym odgrywają kluczową rolę. Często średnia wartość współczynnika przewodzenia ciepła jest stosowana w obliczeniach temperatury w tarczach hamulcowych. Takie podejści można to znaleźć w pracach Adamowicz i Grześ (2011). Inni badacze modelowali rozkład energii cieplnej w tarczowych układach hamulcowych jako przepływu płynu między żebrami wentylowanych tarcz hamulcowych. W takich badaniach wykorzystywano metody CFD (ang. *computational fluid dynamics*) można tu wymienić Talatina i Jalalifara (2008), Yanga i Chena (2011) oraz Tirovica i Galindo-Lopez (2008). Limpert (2011) w swojej książce opisał przypadek trójwymiarowego modelu MES do obliczania temperatury w układzie okładzina-tarcza. Podejście to opierało się na teorii poruszającego się źródła ciepła. W tej pracy opierając się na analizie elementami skończonymi. Badano tutaj wpływ współczynnika przenikania ciepła na rozkład temperatury w układzie hamulca. Konowrocki i Bogacz (2012) analizowali teoretycznie przypadek minimalizacji drgań nowoczesnych, segmentowych wstawek hamulcowych. Analiza ta pokazała duże możliwości takich układów w kwestii tłumienia drgań. W kolejnej pracy Konowrocki *et al.* (2012) przedstawiono dalsze analizy segmentowych okładzin poparte testami eksperymentalnych na rzeczywistym układzie hamulcowym. Podczas badań eksperymentalnych rejestrowano temperatury, w pracy przeprowadzone analizy teoretyczne nie dotyczyły termiki układu. Pozwoliły jednak autorom zidentyfikować układ hamulcowy z segmentowymi wstawkami. Sawczuk (2008) przeprowadził eksperymentalne badania rozkładu temperatury w kolejowej tarczy hamulcowej. Wyniki badań rozkładu temperatury przeprowadzono w celach diagnostycznych mikropęknięć po-



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

wierzchni czarnej tarczy. Badania te potwierdziły trendy propagacji ciepła w tarczy prezentowane w niniejszej pracy.

3 STANOWISKOWE BADANIA DOŚWIADCZALNE

Dynamometryczne stanowisko do badania kolejowych układów hamulcowych zlokalizowane w Instytucie Kolejnictwa użyto do wykonania eksperymentalnych testów segmentowych wstawek stanowiących pary ciemne hamulców pojazdów szynowych. Wykorzystane stanowisko ma homologację UIC na badania kolejowych układów hamulcowych kategorii D do prędkości maksymalnej 350 km/h. Konstrukcja stanowiska umożliwia badanie par ciemnych hamulców pneumatycznych kolejowych pojazdów szynowych do wagonów pasażerskich, towarowych, pociągów zespoleń dużych prędkości, zespołów trakcyjnych, lokomotyw i autobusów szynowych w naturalnej wielkości odpowiadającej warunkom rzeczywistym. Na tym stanowisku można przeprowadzić symulację prędkości jazdy pojazdu szynowego do 420 km/h przy kole o średnicy 890 mm. Zmieniając średnicę koła na wyższą od 890 mm, prędkości liniowe pojazdu mogą być znacznie wyższe nawet $V_{max}=500$ km/h.

Głównym celem badań było określenie wielkości dystrybucji ciepła wywołanej tarciem w układach hamulcowych stosowanych w pojazdach szynowych dużej prędkości. Testy układu okładzina z segmentacją elementów ciemnych i tarczą hamulcową wykonano na bezwładnościowym stanowisku hamulcowym (Rys. 1).



Rys. 1. Stacjonarne stanowisko badawcze widok ogólny i na mechaniczne masy zamachowe [Fot. J. Kukulski]

W tabeli nr 1 wyszczególniono istotne parametry techniczne stanowiska badawczego. Takie wartości mocy silnika oraz momentu napędowego pozwalają przeprowadzać testy układów hamulcowych w wielu scenariuszach pracy. Badania eksperymentalne przeprowadzono na opisanym powyżej stanowisku badawczym. Parametry z jakim wy-



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

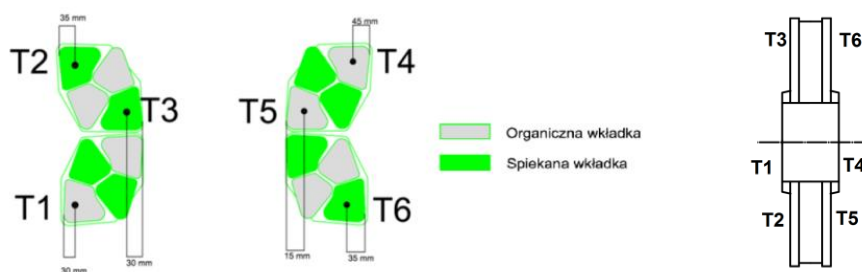
konywano testy doświadczalne współpracy okładziny hamulcowej z tarczą hamulcową o zmniejszonej wentylacji BSI (640X110 mm) przedstawiono w tabeli nr 2. W eksperymencie test wykonano przy zdefiniowanym kole o średnicy 890 mm, z okładzinami hamulcowymi zamontowanymi w zaciskach hamulcowych, tak jak wynika z konfiguracji w zespolonych pojazdach kolejowych przeznaczonych do dużych prędkości. Przykładana siła hamowania była jednostopniowa, podobnie jak symulowana masa hamująca przypadająca na tarcze oraz wszystkie pary cierne (Tabela 2).

Nazwa parametru	Wartość
Zakres prędkości pojazdu (dla koła \varnothing 890 mm)	3,5 ÷ 420 km/h
Maksymalna prędkość obrotowa	2500 obr./min.
Moc silnika napędowego przy 1150 obr./min	536 kW
Moment obrotowy w zakresie do 1150 obr./min.	4450 Nm
Maksymalny moment hamowania- hamowanie do zatrzymania	3000 Nm
Zakres momentów bezwładności mas z elektryczną symulacją	150÷3000 kgm ²
Maksymalna symulowana masa przypadająca na parę cierną	15 t
Zakres siły docisku szczęk hamulcowych	0 ÷ 60 kN
Zakres pomiarowy czujników temperatury	0 ÷ 1000 [°C].

Tabela 1. Parametry dynamometrycznego stanowiska badawczego

Prędkość początkowa hamowania [km/h]	Siła hamowania [kN]	Masa hamująca przypadająca na tarcze [t]
50, 80, 120, 140, 160, 200	28	6,7
50, 80, 120, 140, 160, 200	16	6,7
50, 80, 120, 140, 160, 200	40	6,7
230	28	6,7
230	16	6,7

Tabela 2. Parametry przeprowadzonych badań



Rys. 2 Układ segmentów badanych wstawek oraz lokalizacja termopar w okładzinie i tarczy



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014



Rys. 3. Lokalizacja czujników temperatur zamontowane w badanej parze cierniej

Okładziny hamulcowe składały się w połowie elementów ciernych z segmentów kompozytowych i spiekanych (Rys. 2). Taka konstrukcja okładziny przyczynia się do ograniczenia emisji hałasu w stosunku do pełnych spieków. Lokalizację termopar w okładzinie hamulcowej ilustruje schemat (Rys. 2) oraz fotografia (Rys. 3). W tarczy zamontowano łącznie 6 termopar, rozstawionych co 120° na obu stronach tarczy na promieniach $R_1=211$ mm, $R_2=247$ mm, $R_3=284$ mm.

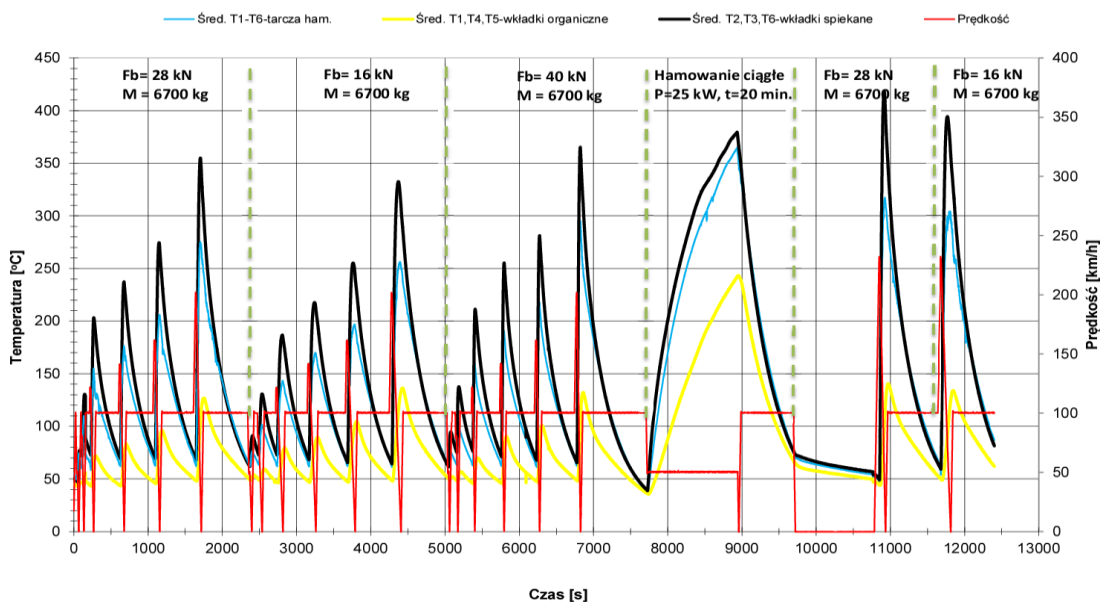
W pojedynczym cyklu badawczym rejestrowano parametry wymienione w Tabeli 3. W oparciu o powyższe parametry oraz parametry zadane obliczone zostały wielkości wykorzystane do analizy wyników badań. Ze względu na ograniczone miejsce w artykule zaprezentowano tylko kilka wybranych wyników badań w rozdziale nr 4.

Moment uzyskania 95% nominalnej łącznej siły nacisku okładzin
Prędkość obrotowa tarczy hamulcowej
Prędkość liniowa przy zadanej średnicy koła
Droga hamowania
Czas hamowania
Ciśnienie w cylindrze hamulcowym
Łączną siłę nacisku okładzin hamulcowych
Moment hamujący
Symulowaną masę hamowania
Temperatury w sześciu punktach powierzchni cierniej tarczy hamulcowej
Temperaturę segmentów okładzin hamulcowych
Chwilowy współczynnik tarcia
Prędkość przepływu powietrza wentylującego parę cierną

Tabela 3 Wielkości rejestrowane podczas testów na stanowisku

4 WYNIKI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Otrzymane wyniki pomiarów przedstawiono na poniższych wykresach. Widzimy tutaj zarejestrowane takie parametry jak średnie temperatury w tarczy hamulcowej, temperatury z okładzin hamulcowych, siłę docisku okładzin hamulcowych do powierzchni cierniej tarczy, a także przebieg chwilowego współczynnika tarcia w domenie prędkości liniowej obracającej się tarczy hamulcowej, która przy uwzględnieniu średnicy koła prezentuje prędkość liniową z jaką poruszały się pojazd szynowy. Rysunek 4 ilustruje wyniki otrzymane w czasie realizacji programu badawczego według parametrów zawartych w Tabelicy 2. Podczas realizacji tego programu rejestrowano temperaturę powierzchni tarczy hamulcowej, temperatury segmentów spiekanych i kompozytowych okładziny hamulcowej przy hamowań z różnych prędkości w funkcji czasu. Różnice



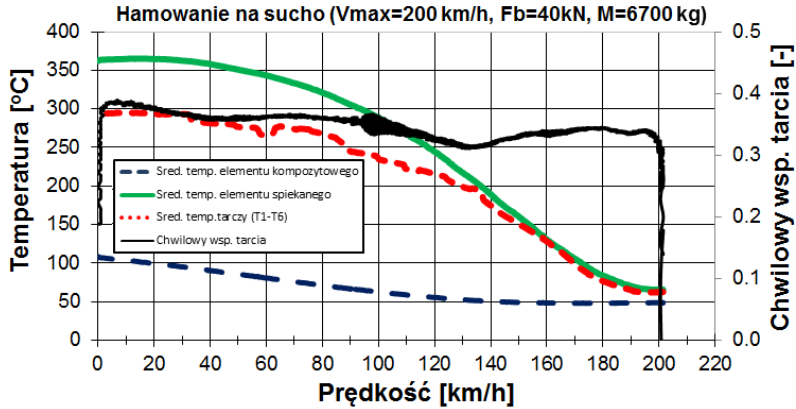
Rys. 4 Przebieg cykli hamowań na stanowisku wg programu badawczego z Tabeli 2

średniej wartości temperatur w elementach ciernych okładziny i tarczy oraz współczynnik tarcia przy hamowaniu z prędkości początkowej V_p równej 200 km/h i 230 km/h oraz przy dwóch siłach docisku F_N (40 i 26 kN) przedstawiono na Rys. 5 i 6. Widoczna tutaj różnicę przebiegu średnie temperatury w elementach spiekanych i kompozytowych okładziny oraz tarczy badanego układu w miarę zmniejszania

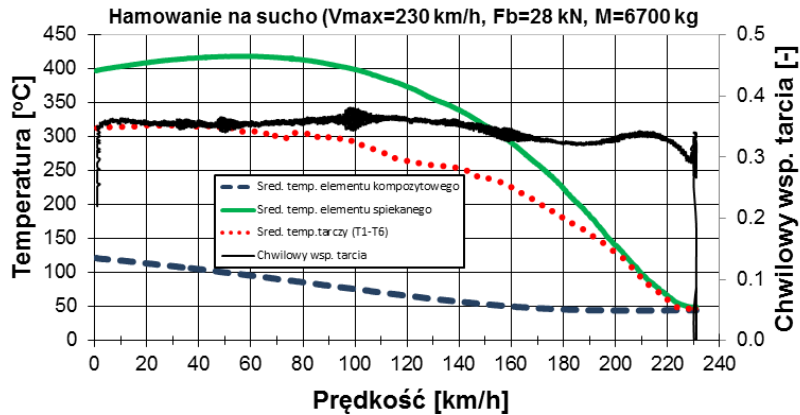


Instytut Pojazdów Szynowych

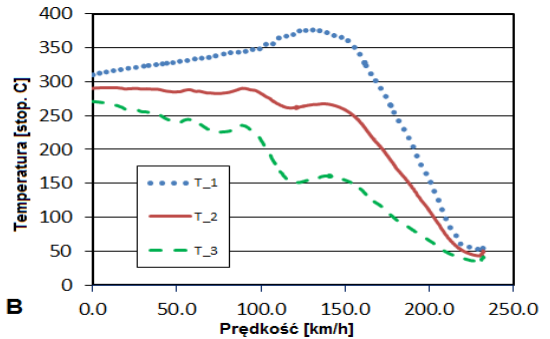
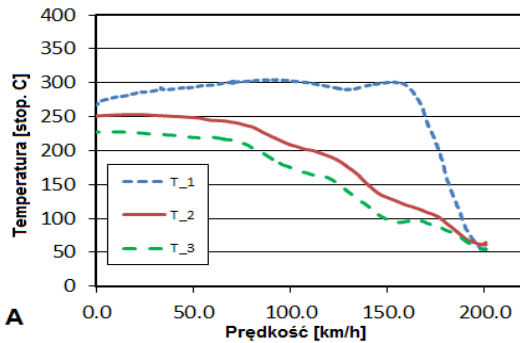
POJAZDY SZYNOWE 2/2014



Rys. 5 Wyniki pomiaru przy hamowaniu badawczym z prędkości $V=200$ km/h



Rys. 6 Przebiegi parametrów przy pojedynczym hamowaniu badawczym z prędkości $V=230$ km/h



Rys. 7 Rozkład temperatur w tarczy w trzech punktach pomiarowych, hamowanie z prędkości A) 200 km/h i B) 230 km/h



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

prędkości hamowanego układu. Globalny współczynnik tarcia pary ciernej oscyluje w wartościach 0.32-0.38 w zależności od prędkości względnej oraz temperatury, potwierdza to praca Wallis *et al.* (2002). Autorzy tej pracy otrzymali wyniki, w których współczynnik tarcia przy hamowaniu zależał od prędkości obrotowej, temperatury i gradientu temperatury.

Przebiegi na wykresach (Rys. 7) pokazują zmianę temperatury mierzonej w trzech punktach na jednej stronie tarczy hamulcowej przy hamowaniu z 200 km/h oraz z 240 km/h. Widzimy, że temperatura w pkt. pomiarowych na większym promieniu tarczy (T_2 i T_3) ma przyrost do pewnej wartości, po czym ustala się w miarę zmniejszania prędkości tarczy. Podobne zjawisko zaobserwował Sawczuk (2008), przy czym analizował on tarcze typu 610×110 z wentylującymi prętami z żeliwa szarego oraz sferoidalnego. W przypadku lokalizacji pkt. pomiarowego T_3 o najmniejszym promieniu $R=211$ mm, zjawisko zmiany temperatury przebiega odmiennie (Rys. 7b). Następuje gwałtowny wzrost temperatury do pewnej wartości w początkowej fazie procesu hamowania, po czym w miarę zmniejszania prędkości tarczy temperatura zmniejsza się, wyrównując swoją wartość z pozostałymi pkt. pomiarowymi tarczy. Wywołane jest to wolniejszym w porównaniu do pozostałych pkt. pomiarowych przenoszeniem energii, w wyniku oddziaływań międzycząsteczkowych w strukturze tarczy. Wynika to z mniejszej powierzchni przewodzenia na tym promieniu tarczy. W przypadku temperatur w pkt. T_1 i T_2 wstępuje większa powierzchnia oddająca ciepło odbierane w wyniku konwekcji przez cząsteczki powietrza przemieszczające się wewnątrz kanałów wentylacyjnych tarczy.

5 MODEL TEORETYCZNY

W zaproponowanym modelu opisującym zjawiska termiczne analizowanego układu hamulcowego, zakładamy stały nacisk i stały stan graniczny zużycia powierzchni pary ciernej. Równomierny rozkład nacisku w strefie kontaktu, w przypadku gdy elementy cierne okładziny są nowe jest podejściem poprawnym, lecz przybliżonym. Jednak przy założeniu kilkukrotnego hamowania docierające, równomiernego zużycie jest bardziej zgodne z rzeczywistością. Przyjmując powyższe w modelowaniu układu hamulcowego zakładamy, że strumień ciepła wywołany tarciami jest funkcją czasu i zmiennej przestrzeni r w kierunku promieniowym. Zależność od promienia r wynika z faktu, że praca wykonana przez siłę tarcia rośnie na większym promieniu r .

W przypadku badanego obiektu poddanego przejściowemu procesowi jakim jest hamowanie z prędkości V_P do prędkości V_K energię hamowania E_{ham} można zapisać jako



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

$$E_{ham} = m \frac{(V_P^2 + V_K^2)}{2} + I \frac{(\omega_P^2 + \omega_K^2)}{2} \quad (1)$$

gdzie: m - jest masą pojazdu, I - moment bezwładności elementów obrotowych, ω - prędkości kątowa obracających się elementów.

W przypadku rozpatrywania proces hamowania do zatrzymania pojazdu (obiektu), parametry przyjmują wartość $V_K = \omega_K = 0$. Uwzględniając to oraz przekształcając zapis równania (1) w odniesieniu do ruchu obrotowego, otrzymujemy postać

$$E_{ham} = \frac{1}{2m \left(1 + \frac{I}{R^2 m}\right)} \cdot V_P^2 = \frac{1}{2} \cdot k_{cf} m \cdot V_P^2 \quad (2)$$

gdzie: k_{cf} jest współczynnikiem korekcyjnym mas wirujących i R_w jest promieniem koła.

Moc hamowania P_{ham} jest równa energii hamowania podzielonej przez czas trwania procesu hamowania t .

$$P_{ham} = \frac{dE_{ham}}{dt} \quad (3)$$

Przy stałym opóźnieniu hamowania $a = \text{const.}$ i uwzględniając zależność (2) oraz (3) otrzymamy moc hamowania w postaci

$$P_{ham} = k_{cf} m a (V_P - at) \quad (4)$$

gdzie: a jest opóźnieniem w procesie hamowania (późnienie hamowanego obiektu).

Przyjmując, że przy podanych wartościach czasu t , lokalizacji okładziny na promieniu r tarczy, prędkości V oraz siły nacisku F_n działającej na okładzinę będącą w kontakcie ciernym z tarczą, możemy określić moc rozproszoną w postaci wytworzonego ciepła Q_{ham} z zależności

$$Q_{ham} = F_{tarcia} s = F_n \cdot \mu \cdot s = F_n \cdot \mu \cdot \omega \cdot r \quad (5)$$

gdzie: μ to współczynnik tarcia, s prędkość względna pomiędzy parami ciernymi, ω prędkości kątowa, r promień na jakim znajduje się element cierny.

Mając ciepło powstałe podczas hamowania (5) określimy jego rozkładem w badanym układzie. Dystrybucję energii cieplnej hamowania między okładziną a tarczą hamulcową jest bardzo trudno precyzyjnie określić. Jak wiadomo w ogólnym przypadku przewodność cieplna okładzin hamulcowych jest mniejszy niż tarczy hamulcowej ($k_o < k_t$), wobec powyższego można założyć, że całkowita ilość ciepła hamowania będzie zaab-



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

sorbowana przez tarczę. To założenie prowadzi do oszacowania wyższej temperatury tarczy hamulcowej, co jest błędnym podejściem. Zakładając, że czas trwania procesu hamowania jest krótki, można uniknąć tego błędu, co udowodnili w pracy Qi i Day (2007). Wg takiego podejścia wkładkę hamulcową traktujemy jako pół-nieskończoną bryłę i stosunek podziału energii cieplnej pochłoniętej przez elementy pary ciernej układu hamulcowego określimy zależnością

$$\frac{\bar{q}_t}{\bar{q}_o} = \left(\frac{\rho_t C_t k_t}{\rho_o C_o k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

gdzie: \bar{q}_t i \bar{q}_o oznaczają przepływ ciepła pochłoniętego odpowiednio przez tarczę hamulca oraz okładzinę, ρ oznacza gęstość materiału okładziny i tarczy, C jest ciepłem właściwym, k to przewodność cieplna, symbole z indeksami t i o oznaczającym odpowiednio parametry przypisane tarczy i okładzinie. Ponieważ tarcza hamulcowa nie jest w całości pokryta przez elementy okładziny ciernej, przy obliczaniu propagacji ciepła musimy wziąć pod uwagę stosunek powierzchni tarczy A_t i powierzchni okładziny A_o . Uwzględniając powierzchnie kontaktu par ciernych oraz zależność (6) współczynnik podziału przepływu ciepła λ między tarczą i okładziną możemy określić jako

$$\lambda = \frac{\bar{q}_t}{\bar{q}_o} \cdot \frac{A_t}{A_o} = \left(\frac{\rho_t C_t k_t}{\rho_o C_o k_o} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{A_t}{A_o} \quad (7)$$

Mając określoną ilość ciepła Q_{ham} z zależności (5), wytworzonego podczas hamowania w układzie hamulcowym w wyniku tarcia, możemy określić ilości ciepła pochłoniętego przez okładzinę oraz tarczę jako

$$\bar{q}_o = \frac{1}{1 + \lambda} \cdot Q_{ham} \quad (8)$$

$$\bar{q}_t = \frac{\lambda}{1 + \lambda} \cdot Q_{ham} \quad (9)$$

Biorąc równania (4), (5) oraz (8), (9) i odpowiednio je przekształcając możemy wyznaczyć przepływu ciepła na powierzchni hamowania z zależności

$$\bar{q}_t = \frac{\lambda}{(1 + \lambda)A_o} \cdot F_n \cdot \mu \cdot \omega \cdot r \quad (10)$$

lub określając energię rozproszoną z opóźnienia tarczy hamulcowej (4) przepływ określimy następująco

$$\bar{q}_t = \frac{\lambda}{(1 + \lambda)A_o} \cdot k_{cf} m a (V_1 - at). \quad (10)$$



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

W obu przypadkach parametr A_O określa powierzchnie styku okładziny z tarczą hamulcową.

Mając wyznaczone ciepło procesu hamowania Q_{ham} oraz przepływ ciepła na powierzchni kontaktu, przy użyciu metody elementów skończonych wyznaczono rozkład temperatury w elementach tarczy hamulcowej. Do analizy propagacji ciepła użyto pakietu pod nazwą Abaqus. Dyskretyzację tarczy hamulcowej oraz okładziny oparto na bryłowych elementach skończonych typu tetragonalnego z liniową funkcją kształtu o oznaczeniu DC3D4. W przypadku okładzin uproszczono ich budowę w porównaniu do rzeczywistej konstrukcji, dzieląc je tylko na dwa elementy (kompozyt i spiek) (Rys. 9). Analizę propagacji ciepła wykonano przy symulacji przejściowych stanów wymiany ciepła. Rozkład temperatury w tarczy określono uwzględniając przewodzenie, konwekcję i promieniowanie cieplne elementów badanego układu. Parametry użyte w modelu numerycznym zamieszczono w tabelicy 5.

Nazwa parametru	Wartość
Moduł Younga tarczy E_t	169 GPA
Współczynnik Poissona tarczy ν_t	0.275
Ciepło właściwe tarczy C_p	515 [J/kg·K]
Gęstość tarczy ρ_t	7100 kg/m ³
Przewodność cieplna tarczy	35.2 [W/m·K]
Konwekcja tarczy	1320 W/m ² K
Moduł Younga klocka (kompozyt/spiek) E_o	100.4/165 GPA
Współczynnik Poissona okładziny (kompozyt/spiek) ν_o	0.30/0.28
Ciepło właściwe okładziny (kompozyt/spiek) C_o	1.09/1.60 [kJ/kgK]
Gęstość okładziny (kompozyt/spiek) ρ_o	2185/8200 kg/m ³
Przewodność cieplna (kompozyt/spiek)	1.67/2.40 [W/m·K]
Średnica zewnętrzna/wewnętrzna kontaktu okładziny	0.58/0.34 m
Średni współczynnik tarcia (kompozyt/spiek – tarcza) z badań	0.34
Temperatura otoczenia/temperatura początkowa	50°C/50°C
Opóźnienie ruchu tarczy z prędkości 200 i 230 km/h	1.9 m/s ²
Masa hamowana przypadająca na oś wirtualnego pojazdu	6700 kg
Moment bezwładności mas wirujących	891 kg·m ²
Energia hamowania z prędkości 230 km/h	12.88 MJ
Energia hamowania z prędkości 200 km/h	9.26 MJ

Tabela 5. Parametry modelu przyjęte do badań numerycznych

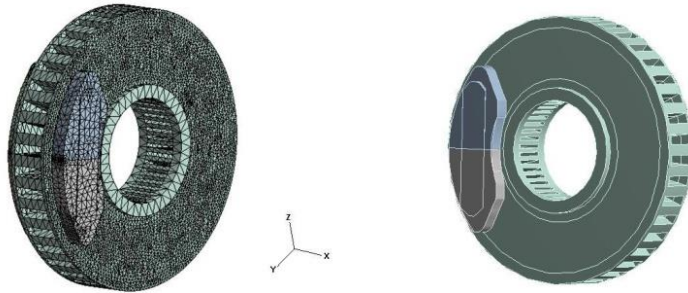
Wyniki pokazane na mapach temperatur (Rys. 10 i 11) są zbieżne w eksperymencie. Analiza teoretyczna pozwolił wstępnie określić niektóre brakujące parametry materiałowe elementów okładziny (Tablica 5). We wstępnej analizie teoretycznej ograniczono się tylko do analizy dystrybucji ciepła w tarczy hamulcowej. Rysunek 10 ilustruje roz-



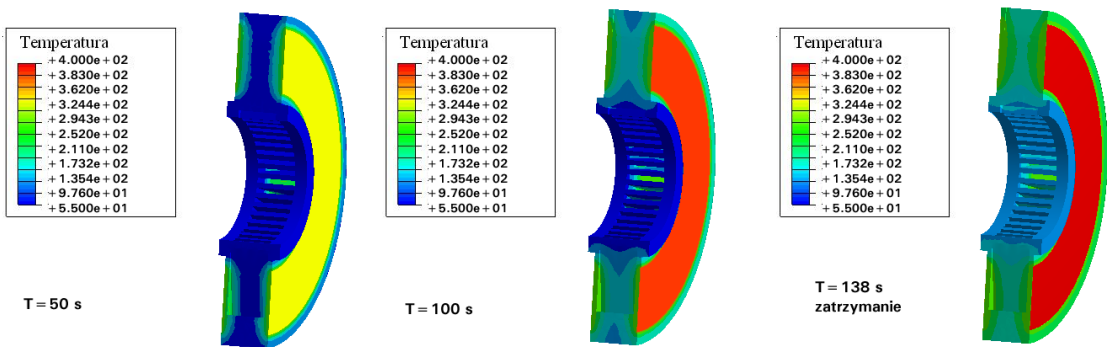
Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

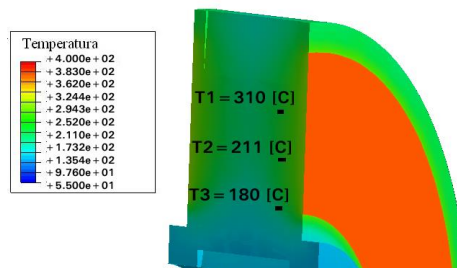
kład temperatury na powierzchni bocznej tarczy oraz na przekroju jego wewnętrznej łopatkę tworzącej kanał wentylacyjny. Przedstawione mapy odpowiadają trzem chwilą



Rys. 9. Widok modelu badanego układu i jego dyskretyzacja



Rys. 10. Rozkład temperatury w tarczy podczas hamowania z prędkości 200 km/h



Rys. 11. Mapa temperatur odpowiadające miejscom montażu termopar w tarczy przy prędkości tarczy 100 km/h-hamownie z 230 km/h



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

czasowym (50, 100 i 138 s) procesu hamowania z prędkości początkowej 200 km/h. Temperatura żebra wentylującego osiąga maksymalną wartość na połączeniu z tarczą, zmniejszając się w części środkowej. W końcowej fazie procesu hamowania temperatura w części środkowej przekroju żebra wentylacyjnego wzrasta. Wywołane jest to przewodzeniem ciepłym tarczy i żeber.

6 PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Podsumowując, prezentowane w pracy wyniki badań przeprowadzone na rzeczywistym układzie hamulca tarczowego pojazdu kolejowego dużych prędkości, dostarczyły informacji na temat rozkładu temperatur w elementach wykonawczych analizowanego układu. Do tej pory w literaturze nie publikowano wyników badań hybrydowych okładzin z elementami wykonanymi ze spieku i z kompozytu. Eksperyment udowodnił, że średnio element spiekany badanej okładziny osiągnął temperaturę trzy i czterokrotnie wyższą niż kompozyt (300/100 i 400/100 °C – Rys. 7). Zaskakującym był także fakt, że w trakcie procesu hamowania temperatura tarczy w miejscach przy piąście tarczy (osi zestawu kołowego) osiągnęła dużą wartość w krótkim czasie, aby w dalszym etapie hamowania wyrównać ją do średniej temperatury w całej tarczy. Świadczy to o tym, że materiał badanej tarczy charakteryzuje bardzo dobrą przewodność cieplną.

Przeprowadzona analiza teoretyczna, w której uproszczono modelowania elementów okładziny segmentowej, potwierdziła wstępnie rozkład temperatury w tarczy hamulcowej z eksperymentu (Rys. 11). Ta mapa ilustruje temperatury w tarczy odpowiadające chwili czasowej z wykresu 7b, przy której tarcza osiągnęła prędkości równą 100 km/h.

Aby zbliżyć się z większą dokładnością do wyników rzeczywistego układu, w dalszym etapie prac konieczne będzie uwzględnienie zjawiska konwekcji wymuszonej przepływem powietrza wzdłuż żeber tarczy. Modelowanie takiego zjawiska powinno dać możliwość wyznaczenia precyzyjniej dystrybucji ciepła w badanej tarczy hamulcowej oraz okładzinie.

BIBLIOGRAFIA

- [1] 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* 42 (2013) 18–24.
- [2] Belhocine A., Bouchetara M.: Thermal analysis of a solid brake disc, *Applied Thermal Engineering* 32 (2012) 59–67.
- [3] Wallis L., Leonardi E., Milton B., Joseph P., Air flow and heat transfer in ventilated disc brake rotors with diamond and tear-drop pillars, *Numer. Heat Transf. A Appl.* 41 (6-7) (2002) 643–655.



Instytut Pojazdów
Szynowych

POJAZDY SZYNOWE 2/2014

- [4] Adamowicz A., Grzes P.: Influence of convective cooling on a disc brake temperature distribution during repetitive braking *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 2177-2185.
- [5] Adamowicz A., Grzes P., Analysis of disc brake temperature distribution during single braking under non-axisymmetric load, *Applied Thermal Engineering* 31 (6-7) (2011) 1003-1012.
- [6] Talati F., Jalalifar S., Investigation of heat transfer phenomena in a ventilated disk brake rotor with straight radial rounded vanes, *J. Appl. Sci.* 8 (20) (2008) 3583-3592.
- [7] Yang Y., Chen W., A nonlinear inverse problem in estimating the heat flux of the disc in a disc brake system, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 2439-2448
- [8] Tirovic M., Galindo-Lopez C. H., Convective heat dissipation from a wheel-hubmounted railway brake disc, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 222 (4) (2008) 355-365.
- [9] Limpert R., *Brake Design and Safety*, SAE, Inc., 2011.
- [10] Qi H.S., Day A.J., Investigation of disc/pad interface temperatures in friction braking, *Wear* 262 (5-6) (2007) 505-513.
- [11] Konowrocki R., Bogacz R., Numerical analysis of vibration in a brake system for high speed train, *Vibrations in Physical Systems*, 25, 235-240, 2012.
- [12] Konowrocki R., Bogacz R., Kukulski J., Walczak S. Drgania w układach hamulcowych kolei dużych prędkości - badania eksperymentalne i numeryczne, XX Międzynarodowa Konferencja Naukowa "Pojazdy Szynowe" 2012, 120-130 - materiały konferencyjne.
- [13] Sawczuk W. Badania powierzchni ciernej kolejowych tarcz hamulcowych *Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej*, nr 63 *Maszyny Robocze i Transport* 2008, 59-64.