

Hanna KOCHANEK*, **Jan SADOWSKI***

ZAGADNIENIE WPŁYWU ZUŻYCIA NA POLE TEMPERATURY PARY TARCIOWEJ

THE ISSUE OF THE INFLUENCE OF WEAR ON THE TEMPERATURE FIELD OF A FRICTION COUPLE

Słowa kluczowe:

pole temperatury, zużycie tarciove, modele procesów cieplnych

Key words:

temperature field, friction wear, thermal processes model

Streszczenie

Próby określenia pola temperatury w elementach pary tarciovej były podejmowane w licznych pracach eksperymentalnych i teoretycznych. Bezpośrednie badania temperatury uwzględniają realne warunki cieplne, informując jedynie wycinkowo o polu tej temperatury. Z kolei znane modele nagrzewania tarciowego ciał stałych opierają się na założeniu o równości pracy i ciepła tarcia. Oznacza to pomijanie w prowadzonych rozważaniach energii rozpraszanej również wskutek zużywania. W niniejszej pracy podjęto próbę uogólnienia modelu procesów cieplnych spowodowanych tarciem poprzez uwzględnienie straty energii na zużywanie. Aby uzyskać przejrzystą i jednoznaczną interpretację wyników rozważań, przedstawiono parę tarciową z liniowym rozkładem

* Politechnika Radomska, Wydział Mechaniczny, ul. Malczewskiego 29, 26-600 Radom.

temperatury w jej elementach w postaci rur cienkościennych zetkniętych ze sobą czołowo. Opisano temperaturę styku tarciovego i rozkłady temperatury w poszczególnych rurach. Uwzględniono własności fizyczne materiałów, warunki wymiany ciepła z otoczeniem, czas tarcia, zużywanie i niektóre cechy geometryczne trących się elementów. W celu zilustrowania wpływu zużywania na pola temperatury przybliżono także model trących się rur cienkościennych, oparty na założeniu o równości między pracą i ciepłem tarcia. Następnie porównano ze sobą oba modele. Przykłady obliczeniowe wykonano, stosując programy komputerowe Delphi i Excel. Stwierdzono istotny wpływ zużywania na przebieg procesów cieplnych. Przejawia się to jako zmniejszenie temperatury styku tarciovego, której wartość nie może przekroczyć wartości temperatury błysku. Zamieszczone przykłady ilustrują także wpływ chłodzenia i własności fizycznych trących się materiałów na pola temperatury w parze tarciowej.

WPROWADZENIE

Procesy cieplne towarzyszące tarciau ciał stałych charakteryzują się dużą złożonością, co utrudnia ich zbadanie i uzyskanie wyczerpującego opisu. Trudność w rozpoznaniu pola temperatury ciała stałego wynika także z jego niedostępności dla czujników pomiarowych. Dlatego badania temperatury w otoczeniu strefy tarcia, np. za pomocą termoelementów tudzież termowizji, zawierają tylko część informacji o jej rzeczywistym stanie cieplnym [L. 1, 2, 3]. W tej sytuacji korzysta się również z możliwości, jaką daje analiza teoretyczna procesów cieplnych oparta na równaniu przewodzenia ciepła [L. 4, 5, 6]. Uzyskane w tym zakresie rozwiązania opierają się na założeniu równości pracy tarcia i ciepła tarcia. Uproszczenie to oznacza pominięcie składnika energii powodującego zużywanie. Jak wynika z rozeznania literatury przedmiotu, stosowanie wspomnianego uproszczenia jest podyktowane niezajomością tego składnika [L. 7]. Ponadto uważa się, że jego udział w bilansie energetycznym tarcia jest względnie mały. Pozytywnie przeprowadzoną próbę modelowania procesów cieplnych, gdzie ustalono i uwzględniono energię tworzenia się cząstek zużycia opisano w pracy [L. 8]. U jej podstaw zawarto opis nagrzewania tarciovego ciał stałych według prawa przejmowania ciepła Newtona. Wyznaczona w ten sposób składowa cieplna bilansu energii odjęta od pracy tarcia określała składową mechaniczną, powodującą powstawanie cząstek zużycia tribologicznego.

W niniejszej pracy przeprowadzono analizę numeryczną procesów cieplnych opisaną według pracy [L. 8] i zmodyfikowaną w pracy [L. 9] w celu dokonania oceny wpływu zużywania na pole temperatury w elementach pary tarciowej. Zagadnienie to zdaniem autorów nie było dotychczas podejmowane. Ponadto zaproponowane w pracach [L. 8, 9] analityczne zależności między: tarcieniem, zużywaniem, procesami cieplnymi, własnościami fizycznymi i geometrycznymi pary tarciowej oraz warunkami panującymi w otoczeniu nie były

dotychczas zilustrowane przykładami obliczeniowymi charakteryzującymi realne dane opisanych obiektów i zachodzące w nich procesy. Ustalone w tym przypadku konkretne, ilościowe związki mogą stanowić ważne wskazówki dla konstruktorów i eksploatorów maszyn.

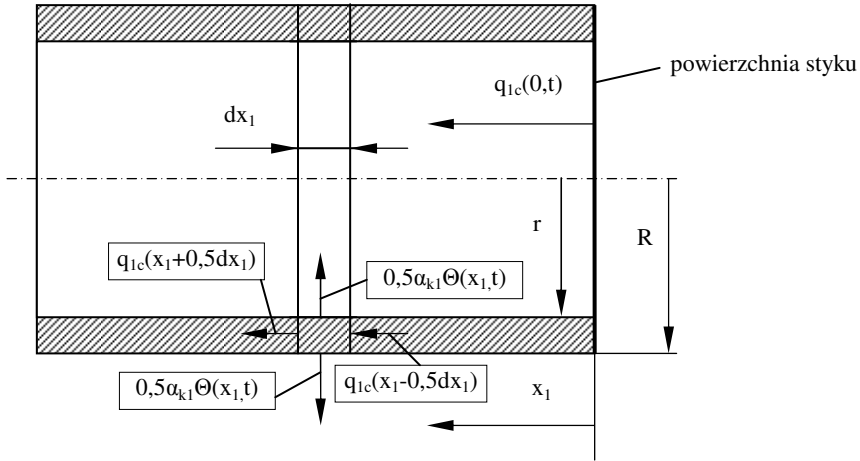
CHARAKTERYSTYKA CIEPLNO-MECHANICZNEJ INTERPRETACJI PROCESÓW TARCIA I ZUŻYWANIA [L. 8, 9]

W celu zanalizowania procesów cieplnych towarzyszących tarcia i jednocześnie zużyciu ciał stałych rozważono uproszczoną, ze względu na konstrukcję, parę tarciovą z jednowymiarowym polem temperatury w jej elementach. Przez to uzyskano rozwiązania analityczne równań przewodzenia ciepła i ich przejrzystą interpretację. Przyjęto, że trące się ciała mają postać rur cienkościennych, półnieskończonych, zetkniętych ze sobą czołowo, obracających się dookoła własnych osi, z prędkościami zapewniającymi występowanie tarcia, podczas którego ich pola temperatury są jednowymiarowe względem współrzędnej skierowanej zgodnie z kierunkiem osi rur. Element takiej pary przedstawia schematycznie **Rys. 1**. Drugi element, niepokazany na rysunku, jest symetryczny względem powierzchni tarcia. Materiały trących się ciał są jednorodne, izotropowe i mają stałe własności fizyczne: przewodności cieplne λ_1, λ_2 [W/m · K], ciepła właściwe c_1, c_2 [J/kg · K] i gęstości ρ_1, ρ_2 [kg/m³]. Wymiana ciepła z otoczeniem odbywa się według prawa Newtona, przy współczynnikach przejmowania ciepła $\alpha_{k1} = \text{const}, \alpha_{k2} = \text{const}$ [W/m² · K] i temperaturze otoczenia, równej temperaturze początkowej $\Theta_p = 0\text{K}$. Współczynniki wyrównywania temperatury materiałów ciał opisują zależności: $a_1 = \lambda_1/c_1\rho_1, a_2 = \lambda_2/c_2\rho_2$ [m² · s⁻¹]. Współczynniki oddawania ciepła do otoczenia wyrażone są zależnościami:

$$b_1 = \frac{2\alpha_{k1}}{(R-r)c_1\rho_1}, b_2 = \frac{2\alpha_{k2}}{(R-r)c_2\rho_2} \quad [\text{s}^{-1}], \text{ gdzie } R, r - \text{promienie zewnętrzny}$$

i wewnętrzny rury [m]. Maksymalna wartość temperatury obszaru kontaktu nierówności powierzchni $\Theta_o = \text{const}$.

Gęstość strumienia mocy tarcia w każdym punkcie obszaru kontaktu trących się ciał charakteryzuje się stałą w czasie wartością $q = \mu p v$ [W/m²], gdzie: μ – współczynnik tarcia, p – nacisk jednostkowy na nominalnej powierzchni tarcia [Pa], v – prędkość poślizgu [m/s]. Gęstości strumienia cieplnego w każdym punkcie powierzchni obszaru kontaktu ciał wyraża zależność $q_c = q_{1c} + q_{2c} = \alpha[\Theta_o - \Theta_{cm}(0,t)]$, gdzie α – współczynnik przejmowania ciepła z obszaru tarcia do elementów trących się [W/m² · K], $\Theta_{cm}(0,t)$ – temperatura nominalnej powierzchni styku ciał w warunkach zużycia tribologicznego. Przy temperaturze styku trących się ciał $\Theta_{cm}(0,t)$ równej temperaturze charakterystycznej Θ_x nie zachodzi zużycie tribologiczne.



Rys. 1. Fragment elementu pary tarciowej w postaci rury cienkościennej z jednowymiarowym polem temperatury

Fig. 1. The fragment of friction pair element in the form of thin-walled tube with one-dimensional temperature field

Przytoczone powyżej założenia do modelowania procesów cieplnych i zużyciowych zostały następnie zastosowane przy rozwiązaniu układu równań nieustalonego przewodzenia ciepła Fouriera z uwzględnieniem oddawania ciepła do otoczenia. Wyniki tych rozwiązań – wzory (1–6) opisujące temperaturę styku tarciowego $\Theta_{cm}(0,t)$ i rozkłady temperatury w trących się elementach $\Theta_{cm}(x_1,t)$, $\Theta_{cm}(x_2,t)$ zamieszczono w **Tabeli 1**. Wyniki rozwiązań dla przypadku nagrzewania tarciowego, kiedy cała praca tarcia ulega zamianie na ciepło tarcia, czyli kiedy nie ma zużywania, stanowią wzory (7–9). Porównanie ze sobą wyników uzyskanych na podstawie wymienionych modeli pozwala ocenić wpływ zużywania na procesy cieplne. W celu dokonania tego porównania temperaturę obszaru kontaktu trących się ciał wyznaczoną na podstawie rozważań, w których zostały uwzględnione: zużywanie tribologiczne i chropowatość powierzchni tych ciał oznaczono jako $\Theta_{cm}(0,t)$. Natomiast temperaturę obszaru kontaktu trących się ciał wyznaczoną na podstawie rozważań, w których nie zostały uwzględnione: zużywanie i chropowatość powierzchni styku tych ciał – oznaczono jako $\Theta_c(0,t)$. Między temperaturami $\Theta_{cm}(0,t)$ i $\Theta_c(0,t)$ zachodzi zależność (10). W przytoczonych wzorach ważną rolę pełni funkcja $\Omega(t)$ charakteryzująca oddawanie ciepła do otoczenia. Wyróżniono trzy przypadki tej wymiany: niesymetryczną ($b_1 \neq b_2$), symetryczną ($b_1 = b_2 = b \neq 0$) i brak tej wymiany ($b_1 = b_2 = b = 0$). Funkcja $\Omega(t)$ pełni identyczną rolę w obu modelowych rozwiązaniach.

Tabela 1. Wyniki rozwiązań zagadnień cieplnych dla modelowej pary tarciowej [L. 8, 9]
 Table 1. The results of the solutions of thermal issues for of friction contact model [L. 8, 9]

$\Theta_{cm}(0,t) = \Theta_0 \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\mu p v}{(\Theta_0 - \Theta_x) \sqrt{\pi}} \Omega(t) \right] \right\}, \quad (1)$	(1)
$\text{gdzie: } \Omega(t) = \int_0^t \frac{dt}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\tau}} \quad \text{dla } b_1 \neq b_2, \quad (2)$	(2)
$\Omega(t) = \frac{\sqrt{\pi} \operatorname{erf} \sqrt{bt}}{(\sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}) \sqrt{b}} \quad \text{dla } b_1 = b_2 = b \neq 0, \quad (3)$	(3)
$\Omega(t) = \frac{2\sqrt{t}}{\sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}} \quad \text{gdym } b_1 = b_2 = b = 0. \quad (4)$	(4)
$\Theta_{cm1}(x_1, t) = \int_0^t \frac{\frac{\mu p v}{\Theta_0 - \Theta_x} [\Theta_0 - \Theta_{cm}(0, \tau)] (\exp b_1 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp \left(-b_1 \tau - \frac{x_1^2}{4a_1 \tau} \right), \quad (5)$	(5)
$\Theta_{cm2}(x_2, t) = \int_0^t \frac{\frac{\mu p v}{\Theta_0 - \Theta_x} [\Theta_0 - \Theta_{cm}(0, \tau)] (\exp b_2 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp \left(-b_2 \tau - \frac{x_2^2}{4a_2 \tau} \right). \quad (6)$	(6)
$\Theta_c(0,t) = \frac{\mu p v}{\sqrt{\pi}} \Omega(t), \quad (7)$	(7)
$\Theta_{c1}(x_1, t) = \int_0^t \frac{\mu p v (\exp b_1 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp \left(-b_1 \tau - \frac{x_1^2}{4a_1 \tau} \right), \quad (8)$	(8)
$\Theta_{c2}(x_2, t) = \int_0^t \frac{\mu p v (\exp b_2 \tau) d\tau}{[(\exp b_1 \tau) \sqrt{c_1 \rho_1 \lambda_1} + (\exp b_2 \tau) \sqrt{c_2 \rho_2 \lambda_2}] \sqrt{\pi \tau}} \exp \left(-b_2 \tau - \frac{x_2^2}{4a_2 \tau} \right). \quad (9)$	(9)
$\Theta_{cm}(0,t) = \Theta_0 \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{\Theta_c(0,t)}{(\Theta_0 - \Theta_x)} \right] \right\}. \quad (10)$	(10)

WYBRANE PRZYKŁADY PROCESÓW CIEPLNYCH I CIEPLNO-ZUŻYCIOWYCH ZACHODZĄCYCH W MODELOWEJ PARZE TARCIOWEJ

Aby przeprowadzić analizę procesów cieplnych i ciepłno-zużyciowych w opisanej parze tarciowej w oparciu o zależności opisane w **Tabeli 1** przyjęto konkretne wartości parametrów charakteryzujących geometrię, materiały elementów pary tarciowej, parametry tarcia i otoczenie. Ponieważ temperatury Θ_{cm} , Θ_c , Θ_0 i Θ_x odniesiono do temperatury początkowej $\Theta_p = 0$ K, to wyrażają one nadwyżki temperatur względem Θ_p . Zatem aby wyrazić ich rzeczywiste wartości, należy uwzględnić faktycznie istniejącą temperaturę otoczenia jako początkową. W dalszych rozważaniach założono, że $\Theta_p = 290$ K i nie zmienia

się w czasie. Przyjęto wartości promieni rur zewnętrznego $R = 0,032$ m i wewnętrznego $r = 0,030$ m jako jednakowe dla wszystkich rozpatrywanych przypadków par tarciovych. Współczynniki przejmowania ciepła między parą tarciovą i otoczeniem spełniają warunki: $\alpha_{k1} = \alpha_{k2} = \text{const} = \alpha_k$. Ponieważ wpływ chłodzenia na procesy cieplne w badanej parze tarciovej jest ważny ze względów praktycznych, zanalizowano przypadek braku chłodzenia oraz chłodzenie scharakteryzowane współczynnikiem $\alpha_k = 60 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, którego wartość przybliża standardowe warunki wymiany ciepła między uźebrowaną ścianką i otoczeniem. Również przyjęto dwie wartości jednostkowej mocy tarcia $q = \mu p v - 10^6$ i $5 \cdot 10^6 \text{ W/m}^2$. Przyjęto do analizy dwa układy materiałów: stal gat. 145Cr6 – stal gat. C45 oraz stal gat. 145Cr6 – miedź. Zamieszczone w **Tabeli 2** informacje o własnościach materiałów odnoszą się do zbadanych par tarciovych w trakcie poszukiwania temperatury charakterystycznej Θ_x [**L. 10**]. Nową wielkością podaną w **Tabeli** jest twardość materiału H [MPa]. Zostały one uzupełnione o wartości podstawowych własności fizycznych materiałów na podstawie prac [**L. 11, 12**].

Tabela 2. Przyjęte do obliczeń własności trących się materiałów

Table 2. The friction materials properties that have been used in calculation

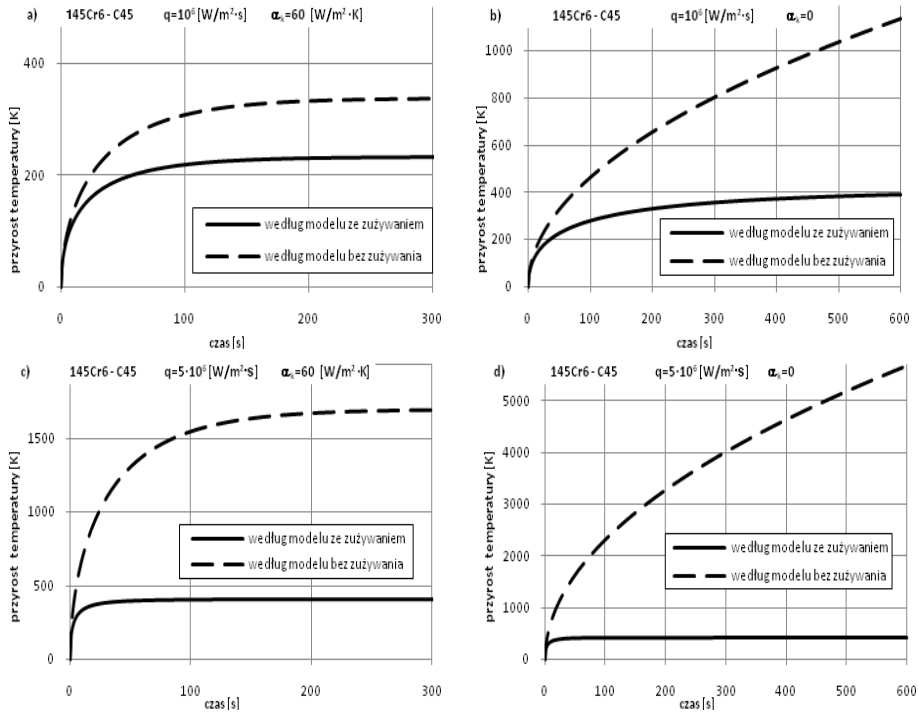
Material	λ W/m · K	ρ kg/m ³	c J/kg · K	a m ² /s	H MPa	Θ_x K
Stal gat. 145Cr6	24	7640	650	$4,8 \cdot 10^{-6}$	6970	–
Stal gat. C45	48,1	7800	481	$12,9 \cdot 10^{-6}$	2200	290,85
Miedź	395	8930	383	$115 \cdot 10^{-6}$	1260	263,84

Ponadto maksymalny przyrost temperatury $\Theta_o - \Theta_p$ ustalono, wychodząc z założenia, że jest on warunkowany przez pracę maksymalnego naprężenia stycznego, które występuje w strefie tarcia. W przypadku analizowanych układów materiałów, naprężenie to dla przypadku stali gat. 145Cr6 wynosi $\mu H = 0,3 \cdot 6970 = 2091$ MPa. Obliczenia maksymalnego przyrostu temperatury dokonano według zależności [**L. 13**]:

$$\Theta_o - \Theta_p = \frac{\mu H}{\rho c} \quad (11)$$

ustalając przyrost $\Theta_o - \Theta_p = 421,1$ K dla obu układów metali. Dla modeli procesów cieplnych, opisanych w **Tabeli 1**, temperatura początkowa $\Theta_p = 0$ K. Zatem w przytoczonych tam wzorach należy podstawić temperaturę błysku $\Theta_o = 421,1$ K jako nadwyżkę względem Θ_p .

W celu zilustrowania procesów cieplnych na wybranych przykładach par tarciovych zastosowano programy komputerowe Delphi i Excel. Na **Rys. 2a–2d** oraz **3a–3d** przedstawiono zmiany temperatury styku tarciovej wyznaczone z uwzględnieniem zużywania (1) oraz przy jego braku (7).



Rys. 2. Zmiany temperatury styku tarcowego w czasie dla układu 145Cr6 – C45 według modelu ze zużyciem tarcowym $\Theta_{cm}(0,t)$ i bez zużycia tarcowego $\Theta_c(0,t)$ dla przypadku chłodzenia ($\alpha_k = 60$ W/m² · K) oraz przy braku chłodzenia ($\alpha_k = 0$)

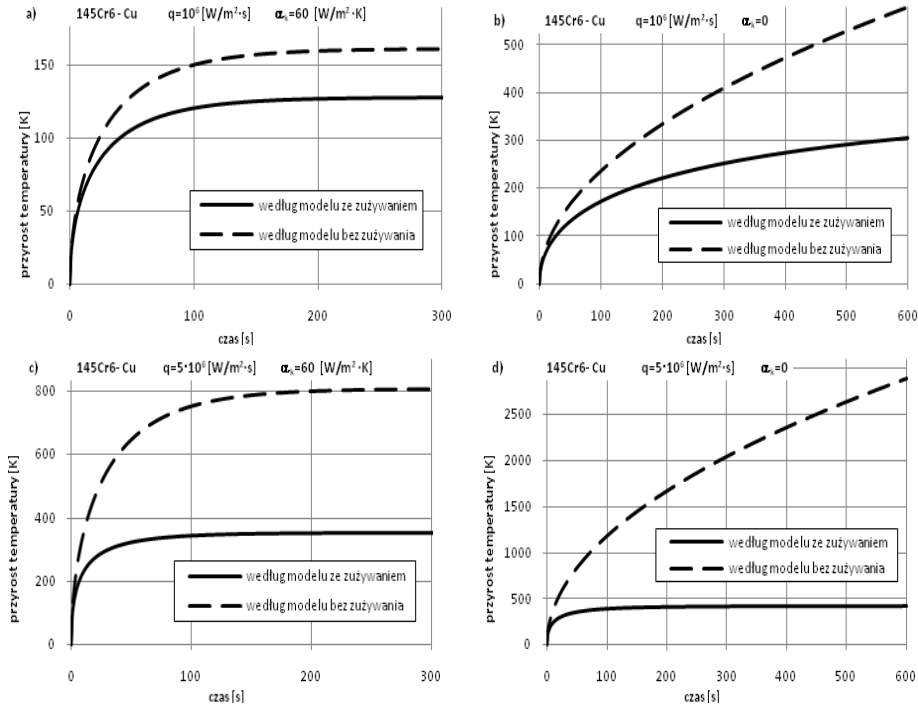
Fig. 2. Changes of temperature of 145Cr6 – C45 friction contact materials, calculated with the use of models: considering friction wear – $\Theta_{cm}(0,t)$ and without taking into consideration the friction wear – $\Theta_c(0,t)$, both with ($\alpha_k = 60$ W/m² · K) and without ($\alpha_k = 0$) taking into consideration the cooling

Wyraźnie zaznacza się tu wpływ zużycia na wartości tej temperatury. Z zależności (7) wynika większa temperatura niż z zależności (1). Występujące tu różnice zwiększają się ze wzrostem mocy jednostkowej q . Chłodzenie pary tarcowej skutkuje mniejszymi przyrostami temperatury styku, podobnie, lepsze przewodnictwo cieplne elementu tarcowego zapewnia mniejsze jej przyrosty.

Na **Rys. 4** zilustrowano zależność (10), uwzględniając przyjęte wartości temperatur Θ_o i Θ_x dla układów trących się ciał 145Cr6 – C45 i 145Cr6 – Cu.

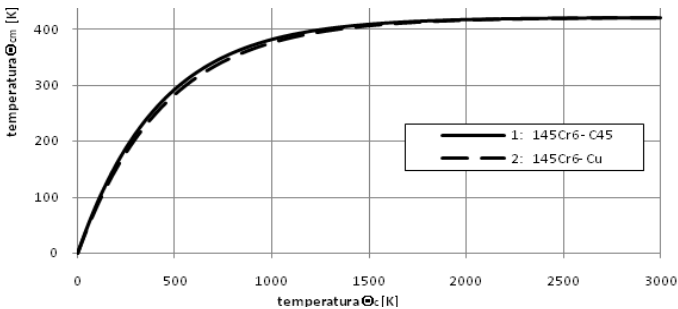
Temperatury $\Theta_{cm}(0,t)$ osiągają mniejsze wartości niż $\Theta_c(0,t)$ wskutek pochłaniania energii na zużycie tribologiczne.

Na **Rys. 5a–5d** i **6a–6d** pokazano rozkłady temperatury w elementach pary tarcowej, podlegającej zużyciu, dla czterech wybranych czasów, uwzględniając różne własności cieplne trących się materiałów, przypadek braku wymiany ciepła z otoczeniem i przypadek tej wymiany dla $\alpha_k = 60$ W/m² · K oraz



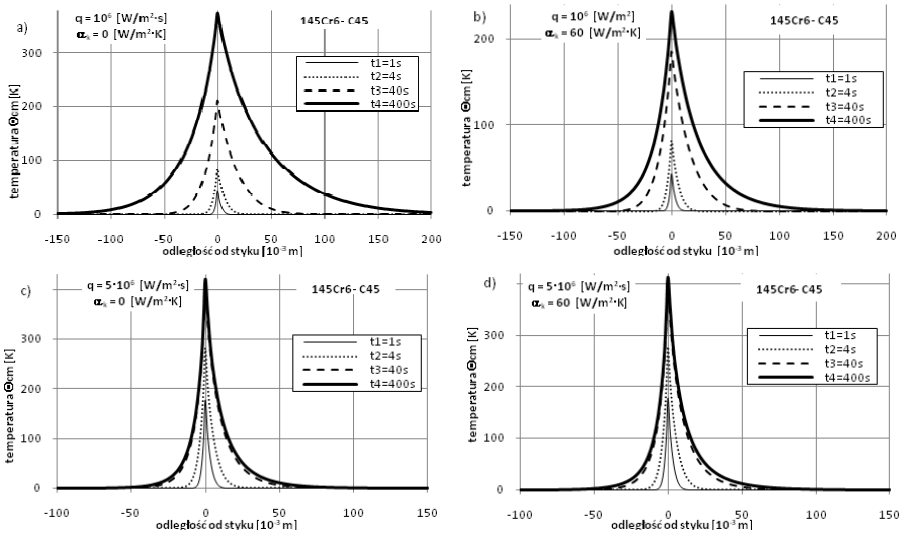
Rys. 3. Zmiany temperatury styku tarcowego w czasie dla układu 145Cr6 – Cu według modelu ze zużyciem tarcowym $\Theta_{cm}(0,t)$ i bez zużycia tarcowego $\Theta_c(0,t)$ dla przypadku chłodzenia ($\alpha_k = 60 W/m^2 \cdot K$) oraz przy braku chłodzenia ($\alpha_k = 0$)

Fig. 3. Changes of temperature of 145Cr6 – Cu friction contact materials, calculated with the use of models: considering friction wear – $\Theta_{cm}(0,t)$ and without taking into consideration the friction wear – $\Theta_c(0,t)$, both with ($\alpha_k = 60 W/m^2 \cdot K$) and without ($\alpha_k = 0$) taking into consideration the cooling



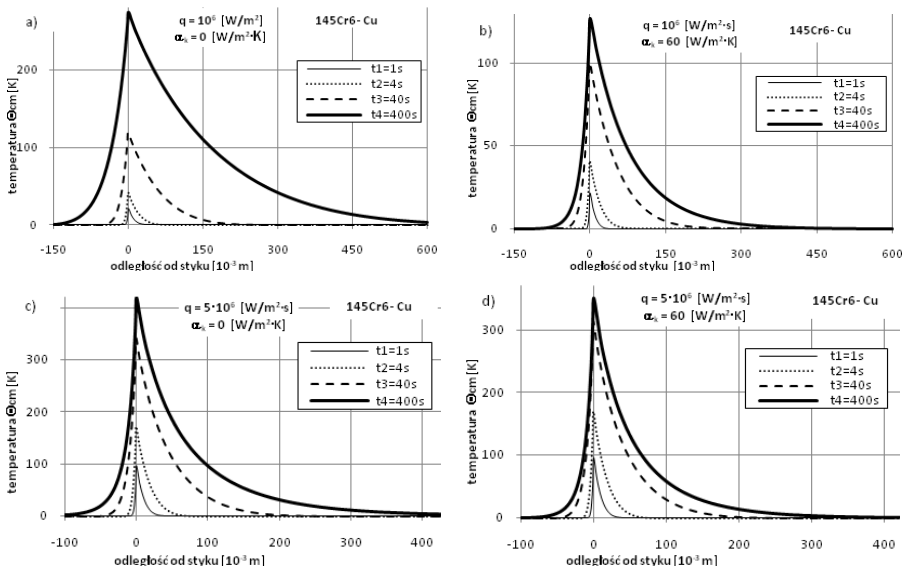
Rys. 4. Zależność między temperaturami $\Theta_{cm}(0,t)$ i $\Theta_c(0,t)$ dla układów trących się ciał 145Cr6 – C45 – 1 i 145Cr6 – Cu -2

Fig. 4. The relation between $\Theta_{cm}(0,t)$ and $\Theta_c(0,t)$ temperatures for rubbing solids 145Cr6 – C45 – 1 and 145Cr6 – Cu -2



Rys. 5. Rozkłady temperatury $\Theta_{cm}(x,t)$ w elementach pary tarciovej ustalone na podstawie zależności (5) i (6) dla układu 145Cr6 – C45

Fig. 5. The distribution of temperature $\Theta_{cm}(x,t)$, in the elements of friction pair, calculated from the equations (5) and (6) for the materials 145Cr6 – C45



Rys. 6. Rozkłady temperatury $\Theta_{cm}(x,t)$ w elementach pary tarciovej ustalone na podstawie zależności (5) i (6) dla układu 145Cr6 – Cu

Fig. 6. The distribution of temperature $\Theta_{cm}(x,t)$, in the elements of friction pair, calculated from the equations (5) and (6) for the materials 145Cr6 – Cu

dwie wartości mocy tarcia $q = 10^6$ i $5 \cdot 10^6$ W/m². Bezpośrednio z tych wykresów można odczytać wartości temperatury styku tarcowego $\Theta_{cm}(0,t)$ dla obu par tarciovych po upływie wybranego czasu tarcia. W obliczeniach przyjęto następujące czasy t : 1, 4, 40 i 400 s. Wybór ten pozwala na zilustrowanie zmian temperatury zarówno w początkowych chwilach (czas rzędu kilku sekund), jak i w stanie cieplnym zbliżonym do ustalonego. Po upływie 400 s temperatura styku tarcowego $\Theta_{cm}(0,400)$ praktycznie nie zmienia się, natomiast rozkłady temperatury $\Theta_{cm}(x_1,t)$ i $\Theta_{cm}(x_2,t)$ zmieniają się coraz wolniej (jest to widoczne już przy porównaniu temperatur w wybranym punkcie x_1 lub x_2 dla czasów 40 i 400 s). Chłodzenie wydatnie zmniejsza wartości temperatury w elementach pary tarciowej. Z kolei zróżnicowanie przewodności cieplnej jej elementów (**Rys. 6**) skutkuje powstaniem dużej asymetrii pól temperatury.

PODSUMOWANIE

W niniejszej pracy omówiono i porównano ze sobą modele analityczne procesów cieplnych z uwzględnieniem i z pominięciem zużycia. Wykazano istotne różnice pomiędzy wynikami otrzymanymi na podstawie tych modeli. Przyjmując realne wartości wielkości fizycznych charakteryzujących trące się materiały, warunki wymiany ciepła oraz geometrię trących się ciał, zilustrowano w sposób ilościowy temperaturę styku tarcioego. Większe przyrosty temperatury styku tarcioego uzyskano na podstawie modelu procesów cieplnych nieuwzględniającego zużycia. Rozbieżności między wynikami obliczeń temperatury zwiększają się w miarę upływu czasu tarcia. W modelu nieuwzględniającym zużycia przy dostatecznie dużych czasach uzyskuje się wartości temperatury przekraczające punkt topnienia najłatwiej topliwego składnika materiału występującego w strefie kontaktu ciał, nawet w przypadku występowania wymiany ciepła z otoczeniem – jeżeli jednostkowa moc tarcia $q = 5 \cdot 10^6$ W/m². Z fizycznego punktu widzenia tak duży przyrost temperatury w procesie nagrzewania cietnego materiałów nie jest możliwy. Dlatego celowym jest stosowanie modelu obliczeniowego uwzględniającego zużycie. Zapewnia on ograniczenie temperatury styku ciał do wartości tak zwanej temperatury błysku Θ_0 – wzory (1) i (10). Model ten jest jednak bardziej skomplikowany w odniesieniu do opisu procesów cieplnych pomijającego zużycie. Na jego większą złożoność składa się występowanie dwóch nowych wielkości – temperatury błysku Θ_0 i temperatury charakterystycznej Θ_x . Sposób ich wyznaczania i wzajemne relacje zachodzące między nimi zostały przybliżone m.in. w pracach: [L. 7, 9, 10].

LITERATURA

1. Wieleba W.: Analiza procesów tribologicznych zachodzących podczas współpracy kompozytów PTFE ze stalą. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
2. Krawczyk R.: Analiza procesu nagrzewania metali podczas zgrzewania tarciowego. Praca doktorska, Politechnika Częstochowska, Częstochowa 1994.
3. Sadowski J.: Badania termowizyjne otoczenia obszaru kontaktu trących się ciał. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 1986, nr 3–4.
4. Musialik J.: Zjawiska termomechaniczne determinujące właściwości warstwy wierzchniej stali nagniatanej elektromechanicznie. Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2003.
5. Čičinadze A.V.: Rasčet i issledovanie wnešnego trenia pri tormoženii. Nauka, Moskva 1967.
6. Polzer G., Meißner F.: Grundlagen zu Reibung und Verschleiß. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie. Leipzig 1979.
7. Sadowski J.: Zagadnienie dyssypacji energii w procesie zużywania tribologicznego. Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 2008.
8. Sadowski J.: Temperatura styku powierzchni chropowatych podlegających zużyciu podczas tarcia. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn 1980, nr 2.
9. Sadowski J.: Wybrane problemy bilansowania energii i masy w procesie tarcia ciał stałych. Wyd. Politechniki Radomskiej, Radom 2010.
10. Sadowski J., Żurowski W.: Thermodynamische Aspekte über die Verschleißbeständigkeit von Metallen. Tribologie und Schmierungstechnik 1992, nr 2.
11. Białecki M.: Charakterystyki stali. Stale narzędziowe. Śląsk, Katowice 1976.
12. Praca zbiorowa: Charakterystyki stali. Śląsk, Katowice 1984, seria D, t. 1, cz. 2.
13. Maciąg M.: Sposób wyznaczania maksymalnego przyrostu temperatury w procesie tarcia metali. Tribologia 2009, nr 3.

Summary

Trials for the identification of the temperature field of friction couple elements have been made in numerous experimental and theoretical researches. The direct investigation of temperature taking into consideration the actual thermal condition give only partial information about that temperature field. On the other hand, well-known models of the frictional warming of solids are based on the equality assumption of friction work and heat. This means that, during consideration, the models' authors have ignored the energy dissipation that was caused by wear. This article presents the model generalisations of thermal processes caused by friction, which take into consideration the losses of energy due to wear. To obtain a clear and unambiguous interpretation of the results, a pair of friction elements that have linear temperature distribution was presented in the form of thin-walled pipes of face contact. The temperature of friction contact

and the distribution of temperature in individual pipes are described. The authors took into account the following: physical properties of materials, conditions of heat exchange with the environment, the time of friction, wear, and some geometrical characteristics of rubbing parts. In order to illustrate the impact of wear on the temperature field, the model of rubbing thin-walled tubes, based on the assumption of the equality between work and the heat of friction was used. Then the presented models are compared. Computational examples are developed with the use of Delphi and Excel programs. The significant influence of wear on the course of thermal processes is presented. This is reflected as a reduction in frictional contact temperature, whose value can not exceed the flash temperature. The examples illustrate the impact of cooling and the physical properties of the frictional materials on the temperature field of the friction pair.