

Stanisław ŚCIESZKA

TERMICZNE OBCIĄŻENIE ELEMENTÓW HAMULCÓW TARCZOWYCH W GÓRNICZYCH MASZYNACH WYCIĄGOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono metodę obliczeń termicznych hamulców. Dla trzech charakterystycznych rozwiązań maszyn wyciągowych obliczono przebieg zmian pola temperatur w czasie hamowania bezpieczeństwa, w obu elementach ciernych hamulca.

1. WSTĘP

Hamulce tarczowe ze względu na swą konstrukcję charakteryzują się innymi własnościami odprowadzania ciepła wydzielanego w czasie hamowania od klasycznych hamulców z bieżnią w układzie cylindrycznym. Aby uchronić się przed możliwością awaryjnego nagrzania okładziny, należy przy projektowaniu przeprowadzić obliczenia sprawdzające hamulec. Z praktyki wynika, że nadmierne nagrzanie elementów hamulca zmniejsza ich żywotność oraz obniża wartość współczynnika tarcia [1, 2], a tarcza stanowiąca bieżnię hamulca może zostać trwale zdeformowana. Badania na obiektach rzeczywistych dowodzą, że w czasie normalnej pracy maszyny wyciągowej, napędzanej silnikiem prądu stałego, przyrost temperatury elementów hamulca wynikający z pracy hamulca manewrowego jest minimalny lub całkowicie nie mierzalny i może być pominięty [3]. Należy natomiast w obliczeniach uwzględniać efekty termiczne wynikające z pracy ciernej hamulca bezpieczeństwa (zadziałanie przy maksymalnej prędkości). Przy tarczu suchym dwóch powierzchni chropowatych rzeczywisty styk na poszczególnych wierzchołkach mikronierówności tych ciał jest bardzo krótkotrwały, a temperaturę, jaka się w wyniku tego styku wywiązuje, nazywamy temperaturą błysku [4, 5].

Temperatura błysku jest jedną ze składowych opisujących rzeczywiste pole temperatur w trących się ciałach. Znajomość tego pola ma istotne znaczenie, gdyż jak wykazały badania [5, 6] naprężenia w warstwie wierzchniej trących się elementów w wielu hamulcach pochodzą głównie od ударów cieplnych. Temperatura w strefie styku określa stan naprężeń w materiale, gradient temperatury powoduje mikronaprężenia w siatce krystalicznej, czyli wielkości te w dużym stopniu decydują o intensywności zużycia i zmęczenia materiałów.

Pole temperatur określają następujące wielkości:

- ϑ_t - maksymalna temperatura powierzchni,
- ϑ_0 - temperatura początkowa,
- ϑ_v - średnia temperatura objętościowa,
- ϑ - średnia temperatura powierzchni tarcia,
- ϑ_b - temperatura błysku,

$\text{grad}\vartheta$ - gradient temperatury w warstwie efektywnej,

gdzie:

$$\vartheta_t = \vartheta_0 + \vartheta + \vartheta_b$$

Znajomość maksymalnej temperatury powierzchni tarcia ϑ_t pozwala na porównanie obciążenia temperaturowego mikroobszarów materiałów ciernych z dopuszczalną temperaturą przekroczenie, której powoduje w przypadku tworzyw termoutwardzalnych np. destrukcję lepiszczą, zwęglenie składników organicznych, metalizowanie się powierzchni tarcia [7] a w przypadku materiału bieżni - stali uplastycznienie, płynięcie i dekohezję zmęczeniową warstwy powierzchniowej [1, 4, 6, 8]. W hamulcach maszyn wyciągowych badania wymagają termiczne warunki pracy w czasie hamowania bezpieczeństwa z prędkości maksymalnej dla prognozowanych maszyn wyciągowych wielolinowych o bardzo dużych udźwigach.

2. OBLICZENIA CIEPLNE HAMULCÓW

Najprostsza metoda obliczeń oparta jest na wyznaczeniu iloczynu " $\mu p v$ " następnie porównaniu go z empirycznymi wartościami przyjętymi za dopuszczalne. Metoda ta jest mało dokładna, ponieważ nie uwzględnia szeregu czynników, które wpływają na temperaturę okładziny jak: temperatura otoczenia, czas hamowania, geometria hamulca. Inne metody to, bilansowanie energetyczne pracy hamulca i wymiany ciepła [9] oraz metody oparte na równaniach cieplnych stanu hamulca, wynikających z kryteriów podobieństwa cieplnego [10, 11, 12].

2.1. Obliczenia średniej temperatury powierzchni tarcia

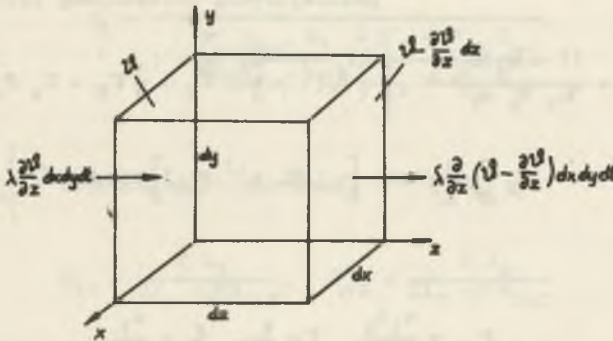
Obliczenie temperatury powierzchni ciernych w sposób analityczny, przy założeniu trójkierunkowego przepływu ciepła, jest bardzo trudne ze względu na konieczność rozwiązania skomplikowanych równań różniczkowych. Przyjmując jednokierunkowy ruch ciepła, zagadnienie upraszcza się, przewodzenie w pozostałych kierunkach można pominąć ze względu na znaczne wymiary elementów ciernych w tych kierunkach w porównaniu z ich wymiarami w roz-

patrywanym kierunku. Bilansując ciepło dopływające i odpływające z wycinka pary ciernej o elementarnych wymiarach dx , dy , dz (rys. 1), uzyskujemy równanie różniczkowe:

$$\frac{\partial \psi_1^s}{\partial t} = a_1 \frac{\partial^2 \psi_1}{\partial z_1^2}, \quad (1)$$

gdzie:

- $a_1 = \frac{\lambda_1}{\delta_1 c_1}$ - współczynnik przewodności temperatury materiału danego elementu,
 λ_1 - współczynnik przewodnictwa cieplnego,
 c_1 - ciepło właściwe,
 δ_1 - gęstość.



Rys. 1. Schemat przepływu ciepła przez szczękę hamulca

Proces hamowania bezpieczeństwa u większości współczesnych maszyn wyciągowych trwa krótki okres czasu (~ 5 sek), dlatego dla wprowadzenia rozpatrywanego zagadnienia można pominąć oddawanie ciepła do otoczenia [5] i przyjąć, że temperatura otoczenia jest stała i równa się zero.

W tym przypadku zagadnienie liniowego różniczkowego równania Fouriera (1) z warunkami brzegowymi dla danego elementu pary:

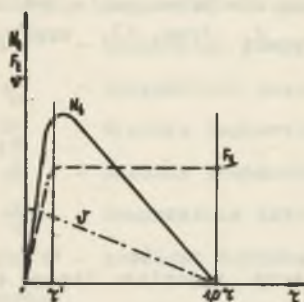
przy $z_1 = 0$

$$\frac{\partial \psi_1}{\partial z_1} = - \frac{(1 - \alpha_t) W_c \zeta_N}{A_1 \lambda_1 t_h} \quad (2)$$

przy $z_1 = b$

$$\frac{\partial \psi_1}{\partial z_1} = 0 \quad (3)$$

i dla wszystkich z_1 przy $t = 0$ $\psi_1 = 0$,



Rys. 2. Przebieg mocy tarcia procesu hamowania przy szybko narastającej sile normalnej $\tau' \ll 1$

gdzie:

- α_t - współczynnik rozdziału strumienia ciepła,
- W_c - całkowita praca tarcia,
- A_1 - nominalna powierzchnia tarcia jednego z elementów,
- t_h - czas hamowania,
- τ_w, τ_N - bezwymiarowe współczynniki [5] zależne od przebiegu hamowania (rysunek 2), $\tau_N = 6(\tau^{1/2} - \tau)$,
 $\tau_w = 4\tau^{3/2} - 3\tau$.

Po dokonaniu szeregu przekształceń i wyliczeniu stałych z warunków brzegowych, uzupełniających, otrzymujemy postać równania:

$$\begin{aligned} \psi_1^*(\xi, \tau) = \frac{(1 - \alpha_t) W_c b_1}{\lambda_1 t_h A_1} \left\{ - \xi_1 \left(1 - \frac{\xi_1}{2}\right) \tau_N + \frac{1}{3} \tau_N + \tau_w F_{01} - \right. \\ \left. - \tau_N \frac{2}{\pi^2} \frac{1}{n^2} \exp \left[- (\pi n)^2 F_{01} \tau \right] \cos \pi n \xi_1 \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

gdzie:

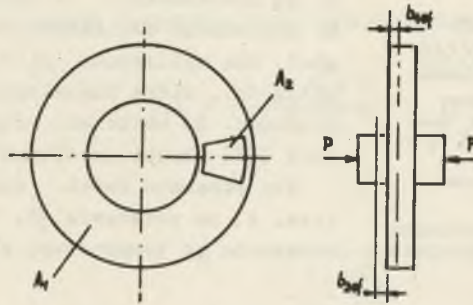
$$F_{01} = \frac{a_1 t_h}{b_1^2}, \quad \tau = \frac{t}{t_h}, \quad \xi_1 = \frac{x_1}{b_1}.$$

Dla $\tau \geq \tau'$ oraz $\xi_1 = 0$ wzór dla obliczenia średniej temperatury powierzchni tarcia upraszcza się:

$$\psi_1^*(0, \tau) = \frac{(1 - \alpha_t) W_c b_1}{\lambda_1 t_h A_1} \left(\frac{1}{3} \tau_N + F_{01} \tau_w \right) \quad (5)$$

Efektywną grubość warstwy materiału, na którą oddziałuje ciepło w czasie hamowania (rys. 3), wyliczamy ze wzoru:

$$b_{1,2ef} = 1,73 \sqrt{a_{1,2} t_h} \quad (6)$$



Rys. 3. Uproszczony schemat hamulca tarczowego

A współczynnik rozdziału strumienia ciepła [5] ze wzoru:

$$\alpha_t = \frac{1}{1 + \frac{\psi_{v1} b_{2ef} \lambda_1}{\psi_{v2} b_{1ef} \lambda_2} \left(\frac{1}{3} \tau_N + F_{o2} \tau_w \right) + \frac{1}{3} \tau_N + F_{o1} \tau_w} \quad (7)$$

gdzie:

ψ_{v1} i ψ_{v2} - współczynniki poprawek,

$$\psi_{v1} = \frac{2 l_2}{2 l_2 + \pi b_{1ef}}, \quad \psi_{v2} = \frac{2 l_2}{2 l_2 + \pi b_{2ef}} \quad (8)$$

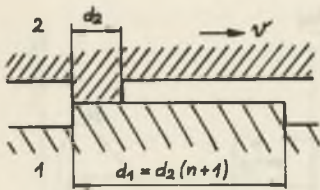
Jeżeli $b_{1ef} \leq b_1$, to $F_{o1} = 0,333$ i jeżeli $b_{2ef} \leq b_2$ to $F_{o2} = 0,333$. Po wstawieniu równania (7) do równania (5), otrzymujemy:

$$\vartheta_f(0, \tau) = \frac{W_c (\tau_N + \tau_w)}{3 t_h A_1 \left(\frac{\lambda_1}{\psi_{v1} b_{1ef}} + \frac{\lambda_2}{\psi_{v2} b_{2ef}} \right)} \quad (9)$$

Jak wykazały badania eksperymentalne [12], zastosowane wzory do obliczeń temperatury elementów hamulca [14] dają dobre przybliżenie do faktycznych obciążeń termicznych tych elementów.

2.2. Temperatura na rzeczywistych stykach trących się ciał

Temperatura wyzwalająca się na pojedynczych powierzchniach rzeczywistego styku nazywa się temperaturą błysku. Temperaturę tę określa czas rzeczywistego styku w połączeniu z rzeczywistym jednostkowym naciskiem i prędkością. Dla hamulców zakładamy styk plastyczny, gdzie jeden z elementów pary tarcia ma znacznie mniejszą twardość a poszczególne elementarne sty-



rys. 4. Schemat kontaktu dwóch chropowatych powierzchni

ki są dostatecznie od siebie oddalone (nie ma wzajemnego oddziaływania strumieni ciepła). Dla wyliczenia $\chi_b^*(0, \tau)$ konieczne są wielkości, które charakteryzują mikronierówności. Do obliczeń przyjmuje się twardość (HB) słabszego elementu.

Dla schematu dwóch ciał chropowatych (rys. 4) na podstawie [5, 15] przyjmujemy wyrażenie na temperaturę błysku

$$\chi_b^*(0, \tau) = \frac{1,71(1 - \alpha_t^r) W_c \tau H}{\lambda_1 t_h v_p \frac{1}{2}} \left(\frac{2 \frac{3}{2} a_1}{\pi} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{r h_{\max}}{v b_o A_c \frac{1}{2}} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{HB}{P} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{v-1}{1v} \quad (10)$$

gdzie:

α_t^r - współczynnik rozdziału strumienia ciepła, który dla dużych prędkości poślizgu, gdy liczba Pecle

$$P_e = \frac{v_p d_{sr}}{a_1} \geq 20 \text{ obliczamy ze wzoru}$$

$$t = \frac{4 \lambda_2}{4 \lambda_2 + \pi \frac{1}{2} \lambda_1 P_e \frac{1}{2}}$$

Średnicę plastycznego styku liczymy ze wzoru:

$$d_{sr} = \frac{2 \frac{3}{2} r \frac{1}{2} h_{\max} \frac{1}{2}}{v \frac{1}{2}} \frac{P}{c \sigma_s A_c b_o \frac{1}{2v}} \quad (11)$$

gdzie:

- r - promień krzywizny występu,
- h_{\max} - maksymalna wysokość mikronierówności,
- v, b_o - współczynniki charakteryzujące powierzchnię,
- c - współczynnik charakteryzujący wpływ geometrii styku na naprężenia powstałe w kontakcie,
- σ_s - granica plastyczności słabszego materiału,
- P - nacisk na nominalną powierzchnię,
- v_p - prędkość poślizgu,
- A_c - nominalna powierzchnia tarcia.

Temperaturę objętościową elementów pary tarcia liczymy ze wzoru:

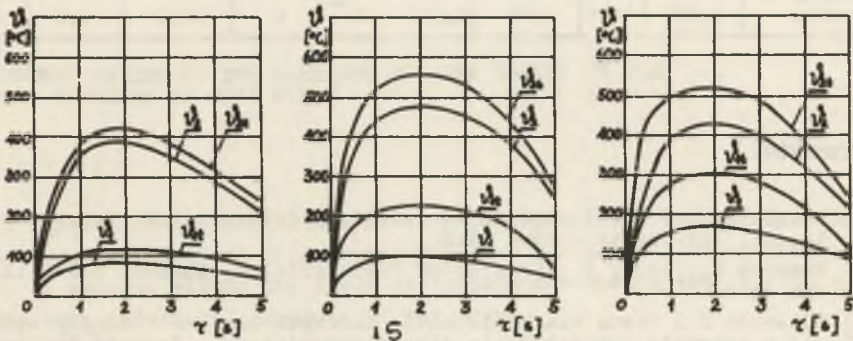
$$\alpha_v = \frac{(1 - \alpha_t'') W_c}{A_1 \delta_1 c_1 b_1} \quad (12)$$

gdzie:

$$\alpha_t'' = \frac{1}{1 - \frac{\kappa_1 \sqrt{a_1}}{\kappa_2 \sqrt{a_2}}}$$

3. CHARAKTERYSTYKA POLA TEMPERATUR W HAMULCACH MASZYN WYCIĄGOWYCH

Dla trzech charakterystycznych rozwiązań maszyn wyciągowych, których dane przedstawiono w tabelicy 1, wyliczono wielkości determinujące pole temperaturowe. Dane własności fizykomechanicznych materiałów par i wielkości opisujące nierównomierności powierzchni zawiera tablica 2. Przedstawione rozwiązania hamulców oparte są na siłownikach hydraulicznych typu BSPG 408 firmy ASEA, współpracujące w układzie z dwoma tarczami. Przykład I odpowiada istniejącej maszynie wyciągowej typu $\frac{4L-5500}{2 \times 3600}$ produkcji ZUT "Zgoda", pracującej na kopalni "Lenin". Pozostałe maszyny należą do prognozowanej serii maszyn wyciągowych o bardzo dużych mocach. Przebieg zmian temperatury elementów hamulca w czasie hamowania bezpieczeństwa przedstawia rys. 5. Uzyskane drogą obliczeń temperatury informację pozwalają na prawidłowy wybór materiałów ciernych i precyzują wymagania konstrukcyjno-materiałowe dla hamulca traktowanego jako węzeł tarcia.



Rys. 5. Przebieg zmian temperatury w czasie hamowania bezpieczeństwa
a) Przykład I, b) Przykład II, c) Przykład III

Tablica 1

Charakterystyka techniczna maszyn wyciągowych i hamulców

Charakterystyczne dane		Wartości liczbowe		
		Przykład I	Przykład II	Przykład III
Ciężar użyteczny naczyń Q,	M _g	80	40	60
Głębokość ciągnięcia H,	m	800	1600	1200
Średnica bębna wielolinowego D _b	m	5,5	4,5	3,2
Krotność zawieszenia		4	6	12
Prędkość maksymalna v _m ,	$\frac{m}{s}$	16	20	20
Czas hamowania t _h ,	s	5	5	4,6
Praca tarcia na jedno powierzchnię tarczy W _c	kJ	5950	10213	11504
Powierzchnia efektywna tarczy A ₁	m	3,76	3,1	2,248
Powierzchnia szczęk A ₂	m	0,504	0,63	0,882
Grubość tarczy b ₁	m	0,03	0,03	0,03
Wymiary okładziny cierniej l ₂ xg ₂	m	0,21x0,3	0,21x0,3	0,21x0,3

Tablica 2

Własności fizykomechaniczne i mikrogeometria par ciernych

Materiał par ciernych	λ $\frac{W}{m \text{ grad}}$	σ^t $\frac{kg}{m^3}$	c $\frac{J}{kg \text{ grad}}$	a $\frac{m^2}{s}$	h _{max} μm	r μm	b ₀	ω
Stal	37,0	7750	465	10,3 · 10 ⁻⁶	4,5	82,3	1,0	2,2
Tworzywo cierne	0,656	1870	964	0,377 · 10 ⁻⁶	4	30,0	4,0	2,4

LITERATURA

- [1] Kragielskij J.W.: Issledowanie struktury frikcyjnych materiałów pri trenii. Izd. Nauka Moskwa 1972.
- [2] Newcomb T., Spurr R.: Braking of Road Vehicles. Chapman and Hall, London 1967.
- [3] Ścieszka S.: Ocena pracy elementów ciernych hamulca maszyny wyciągowej w aspekcie ich wyłączenia cierno-zużyciowego. Zeszyty Naukowe Instytutu Mechanizacji Górnictwa Nr 5 Gliwice 1973.
- [4] Kragielskij J.W.: Trienie i iznos. Izd. Maszynostrojenie. Moskwa 1972.
- [5] Cziczinadze A.W.: Rasczet i issledowanie wniesznego trenia pri tormożenii. Izd. Nauka Moskwa 1967.

- [6] Scheele K.: Ermittlung der Temperaturverteilung in den Trommelu schwerer Doppelbackenbremsen. Fördern und Heben 19 (1969) Nr 13.
- [7] Ścieszka S.: Problemy tarcia suchego w hamulcach do maszyn wyciągowych. Prace ZKMPW. Wyd. Śląsk Nr 92/1974.
- [8] Germanczuk F.K.: Долговечност и эффективность тормозных устройств. Изд. Машиностроение. Москва 1973.
- [9] Ernst H.: Die Heberenge. Tom I. Braunschweig. 1952.
- [10] Aleksandrow M.P.: Тормоза подъемно-транспортных машин. Maszgiz. Москва 1958.
- [11] Choma Z.: Hamulec automatyczny zwalniany mechanicznie - analiza zastosowania go w mechanizmach dźwignicowych. Problemy Projektowe Nr 3 1967.
- [12] Müller L.: Ciepłne obliczenia hamulców. Problemy Projektowe Nr 6/1960.
- [13] Gardulski J., Ścieszka S.: Własności ruchowe hydraulicznych hamulców tarczowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1974/75.
- [14] Ścieszka S.: Problemy termiczne hamulców tarczowych do maszyn wyciągowych. Biuletyn ZUT "Zgoda" Nr 3/73/53.
- [15] Cziczinadze A.W.: Определение температуры на фактическом пятне касания в процессе торможения. Вопросы трения и проблемы смазки. Изд. Наука Москва 1968.

ТЕРМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА ЭЛЕМЕНТОВ ДИСКОВЫХ ТОРМОЗОВ
В ГОРНЫХ ПОДЪЕМНЫХ МАШИНАХ

Р е з ю м е

В работе представлен метод термического расчета тормозов. Для трёх характерных решений подъемных машин рассчитан ход поля температур во время экстремного торможения в обоих фрикционных элемента тормоза.

THE THERMAL RELIEF OF THE ELEMENTS OF DISK BRAKES IN THE
HOISTING MACHINES IN COAL MINES

S u m m a r y

The paper deals with a method of calculating thermal brakes. For three characteristic solutions of hoisting machines there has been computed the course of changes within the field of temperature during the safety braking in both frictional elements of the brake.