

Czesław KOZIARSKI
Politechnika Wroclawska

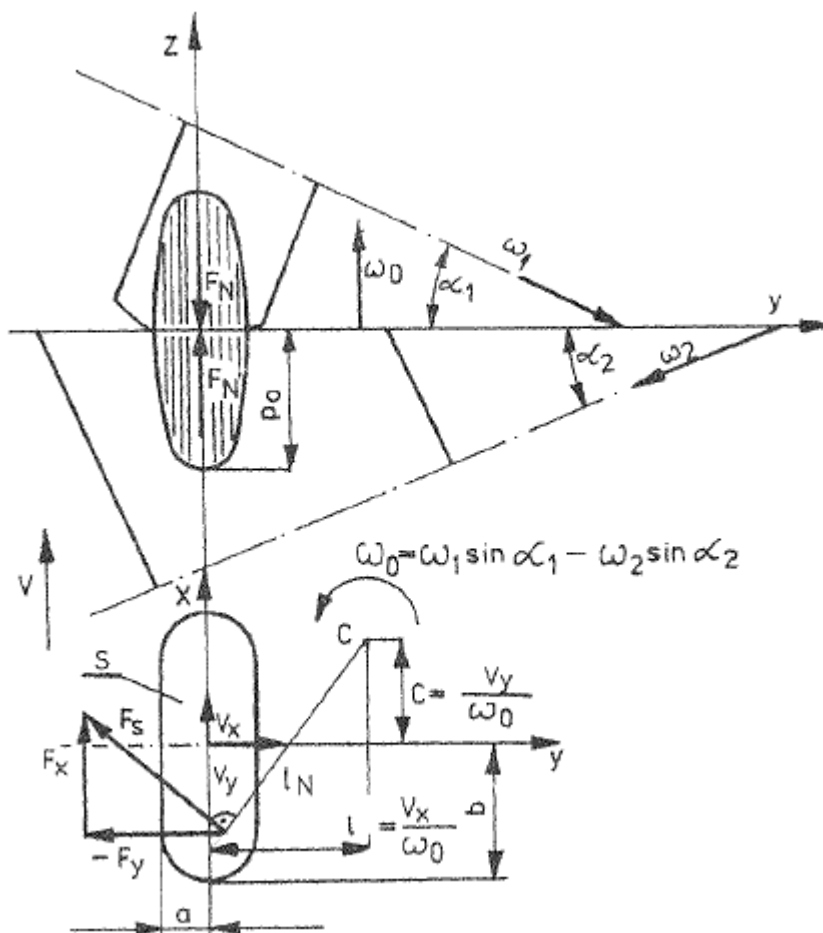
ISTOTA I ZASTOSOWANIE KINEMATYCZNEGO PRAWA TARCIA

THE IDEA AND APPLICATION OF THE KINEMATICAL LAW OF FRICTION

WPROWADZENIE

Proces tarcia, w jego pozytywnych przejawach, wykorzystuje się pod postaci sprężenia ciernego. Dla wyznaczenia wartości i kierunku działania jego siły konieczna jest znajomość wartości i kierunku działania elementarnych sił tarcia składających się na siłę tego sprężenia. Dla określenia tych parametrów konieczne jest wyznaczenie prędkości i kierunku poślizgu w środkach elementarnych pól styku. Poślizg ten składa się na ogół ze składowej nazywanej poślizgiem geometrycznym oraz składowej wywoływanej przemieszczeniem odkształceniowym w płaszczyźnie styku środków tych pól. Poślizg geometryczny wywołwany jest zmianą położenia ciał względem siebie. Zmiana ta jest też najczęściej przyczyną powstawania przemieszczeń odkształceniowych. Sprężenie cierne wykorzystuje się między innymi w przekładniach ciernych, w sprężeniu kół jezdnych z podłożem oraz w hamulcach.

W modelach sprzężenia ciernego pomija się zazwyczaj styczne odkształcenia na czynnych powierzchniach kół ciernych [L. 1, 2, 3, 4]. Jest to równoznaczne z przyjęciem powierzchniowej sztywności bieżni tych kół. Nie powoduje to istotnych błędów w przypadku dużej prędkości tarcia wiertnego ω_0 (zob. RYS. 1) wywołującego poślizg geometryczny. Jednak przy małych prędkościach tego tarcia w stosunku do prędkości obwodowej oraz podatności czynnych powierzchni kół ciernych, przyjęcie tego uproszczenia prowadzi do zawyżenia obliczeniowej wartości strat energii w miejscach sprzężenia tych kół.



Rys. 1. Model mechanizmu sprzężenia kół ciernych nie uwzględniający poślizgów odkształceniowych, gdzie: a - połowa długości pola styku S, b - połowa szerokości pola styku S

Fig. 1. Model of the friction wheels coupling without the deformational slip, at: a - length's half of contact area S, b - width's half of contact area S

Przemieszczenia punktów styku na powierzchniach kół ciernych, tak jak i na innych elementach tocznych, powodują poślizg, który zmniejsza prędkość poślizgu wywołanego tarcie wiertnym. Wpływa na kierunki działania elementarnych sił tarcia dF poślizg ten zmienia też kierunek działania siły sprzężenia kół ciernych F_s .

Do znanych badaczy tego zjawiska należą F.W. Carter [L. 8], K.L. Johnson [L. 9], D.J. Haines i E. Ollerton [L. 10], H. Krzemiński-Freda [L. 11] oraz S. Pytko [L. 12], którzy korzystając z prac Cattaneo [L. 13], Mindlina [L. 14] oraz z wzorów Cerrutiego wyznaczyli ilościowe i jakościowe relacje między obciążeniem, parametrami elementów toczonego a parametrami sprzężenia ciernego. Najprostszą metodą wyznaczania składowych sił sprzężenia koła jezdzonego z szyną, jest liniowa teoria Kalkera. Wyprowadzono ją z idei de Platara (1958 r.), który postuluje, że przy dostatecznie małej prędkości poślizgu geometrycznego jest on zmniejszany do zera przez poślizg sprężysty w całym polu styku koła z szyną [L. 15].

Metodę tą zaleca się stosować tylko, wtedy gdy prędkość poślizgu geometrycznego nie przekracza 0,001 prędkości obwodowej v . Ale nawet wtedy otrzymane za jej pomocą wyniki obliczeń nie zawsze są zgodne z doświadczeniem [L. 16, 17]. W innych przypadkach Kalker zaleca stosować metody uwzględniające istnienie poślizgu w polu styku koła z szyną, których to metod jest autorem lub współautorem. Niektóre z nich, nazywane niestacjonarnymi uwzględniające nie tylko poślizg sprężysty, ale i jego zmiany w czasie, opisane są między innymi w [L. 18]. W pracy tej oprócz metod opracowanych przez innych autorów Kalker przedstawia swoją dokładną metodę, która polega na wyznaczeniu minimum funkcji potencjału. Zakłada w niej, że składowe prędkości poślizgu w punkcie na polu styku koła z szyną wynoszą:

$$v_s(x, y) = (v_x + \omega_0 y, v_y + \omega_0 x) + u'(x, y, t) = (v_{\omega x} + \omega_0 y, v_{\omega y} + \omega_0 x) - v(\delta u / \delta x) + (\delta u / \delta t) \quad (1)$$

gdzie:

$u = u_w - u_r$ - różnica przemieszczeń między kołem a szyną,

$v_x + \omega_0 y$ i $v_y + \omega_0 x$ - składowe poślizgu geometrycznego,

t - czas,

$\delta u / \delta t = 0$ - dla procesu stacjonarnego

$$u(x, y) = \frac{1}{\pi G} \left[\left(\frac{1-v}{R} + \frac{v(x-x^*)}{R^3}, \frac{v(x-x^*)(y-y^*)}{R^3} \right) dF_x(x^*, y^*) + \left(\frac{v(x-x^*)}{R^3}, \frac{1-v}{R} + \frac{v(y-y^*)}{R^3} \right) dF_y(x^*, y^*) \right] dx - dy \quad (2)$$

gdzie:

$R = \sqrt{(x-x^*)^2 + (y-y^*)^2}$ - odległość między rozpatrywanym punktem w polu styku, a punktem zaczepienia elementarnej siły tarcia dF , której składowe oznaczono jako dF_x i dF_y ,

x^* i y^* - współrzędne zaczepienia elementarnej siły tarcia na kierunku obwodowym i prostopadłym do niego,

G - postaciowy moduł sprężystości a ν współczynnik Poissona.

Poza tym Kalker jest też autorem uproszczonej metody i opartego na niej numerycznego programu nazywanego Fastsim, której zastosowanie pozwala - kosztem dokładności wyników - uzyskać krótki czas obliczeń.

KINEMATYCZNE PRAWO TARCIA

Przedstawione metody, stosowane do określania parametrów sprzężenia, jakie zachodzi między kołem a szyną, gdzie stosuje się styk punktowy. W przekładniach ciernych styk taki jest stosowany tak rzadko, że istniejące a wyprowadzone za ich pomocą programy komputerowe mają w przypadku kół ciernych bardzo ograniczony zakres zastosowań. Programy oparte na metodzie dokładnej mają bardzo długi czas obliczeń iteracyjnych i często nie dają zbieżnych wyników. Były one dostępne jedynie na zamówienie.

W celu uzyskania możliwości zbadania wpływu poślizgu sprężystego na mechanizm sprzężenia kół ciernych autor przyjął następujący algorytm postępowania, który opublikowano po raz pierwszy w [L. 19]. Metodę wyznaczania rzeczywistej prędkości poślizgu oparto na stwierdzeniu, że prędkość ta jest pomniejszana o prędkość poślizgu sprężystego wywołanego przez elementarną siłę tarcia. Sformułowanie to analogicznie do prawa Coulomba, które mówi o związku między siłami w czasie tarcia (a przez to jest w istocie prawem dynamicznym), nazwano kinematycznym prawem tarcia.

Przyjęto, że każdą z dwóch prędkości, których różnica jest prędkością poślizgu można rozłożyć na składowe bez względu na przyczyny ich powstawania. Różnice tych składowych mogą być traktowane jako składowe prędkości tego poślizgu. Założono następnie, że prędkość poślizgu rzeczywistego w punkcie styku dwóch trących się ciał oblicza się w ten sposób, że do prędkości wzajemnego przemieszczania ich powierzchni dodaje się prędkości poślizgu sprężystego, wynikłego z różnicy przemieszczeń spowodowanej wszystkimi oddziałującymi na rozpatrywany punkt siłami, oprócz elementarnej siły tarcia w nim zaczepionej. Od sumy tej odejmuje się prędkość poślizgu sprężystego, wywołane tymi elementarnymi siłami. Nie są to, więc prędkości rzeczywiste, lecz obliczeniowe. Pierwsza z nich, jest sumą prędkości poślizgu geometrycznego i sprężystego (obliczeniowego). Wyznacza ona kierunek działania elementarnej siły tarcia i wywołanego nią poślizgu sprężystego. Zwrot tej siły przyjmuje się jako przeciwny do zwrotu sumy poślizgów. Gdy suma ta jest większa od prędkości poślizgu sprężystego wywołaną elementarną siłą tarcia odejmuje się ją od niej i otrzymuje rzeczywistą wartość prędkości poślizgu w punkcie styku kół ciernych. Gdy pierwsza z obliczanych prędkości jest mniejsza od drugiej, wówczas przyjmuje się, że poślizg zanika, a wartość elementarnej siły tarcia oblicza się przez pomnożenie jej przez stosunek prędkości sumarycznej do prędkości poślizgu wywołanego elementarną siłą tarcia, czyli przyjmuje się, że zachodzi tarcie nierozwinięte.

Model sprężenia kół ciernych, uwzględniający wpływ poślizgu sprężystego na mechanizm ich sprężenia przedstawia RYS. 2, gdzie jako v_0 oznaczono prędkość poślizgu geometrycznego, którego wartość równa jest:

$$v_0 = \rho \omega_0 \quad (3)$$

gdzie: ρ - promień wodzący,

v_0 - obliczeniowa prędkość poślizgu sprężystego wywołanego wszystkimi siłami oprócz elementarnej siły tarcia zaczepionej w środku elementarnego pola styku, której wartość:

$$\bar{v}_b = -v \frac{d\bar{u}_b}{dx} \quad (4)$$

gdzie:

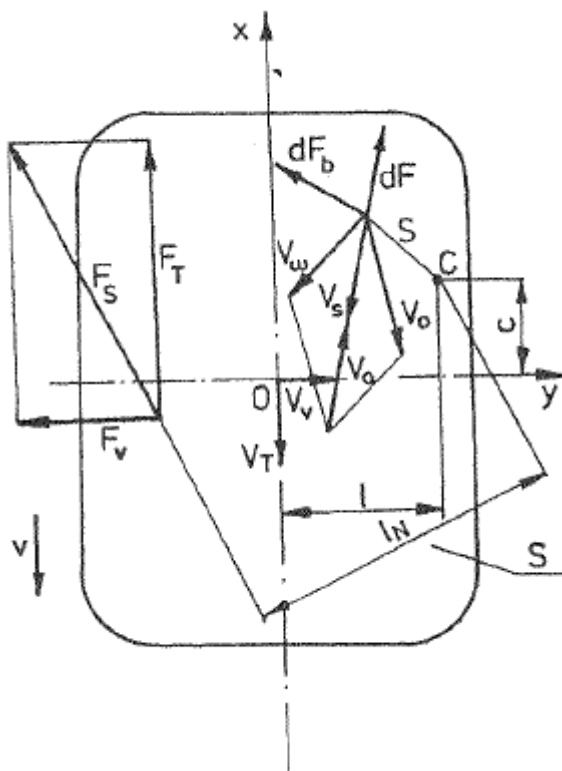
$$d\bar{u}_{b1} = d\bar{u}_{b1}(x^*, y^*) + d\bar{u}_{b2}(x^*, y^*) \quad (5)$$

$$d\bar{u}_{b1,2}(x^*, y^*) = \bar{u}'_{b1,2}(x^*, y^*) \Delta \bar{u}_{1,2}(x^* - dx, y^*) \quad (6)$$

gdzie:

$u'_{b1,2}(x^*, y^*)$ - powierzchniowe przemieszczenie środka rozpatrywanego elementarnego pola styku wywołane wszystkimi siłami oprócz siły dF w nim zaczepionej,

$u_{1,2}(x^*, y^*)$ - rzeczywiste powierzchniowe przemieszczenie środka rozpatrywanego elementarnego pola styku.



Rys. 2. mechanizm sprzężenia w płaszczyźnie styku kół ciernych uwzględniający' poślizg sprężysty oraz powierzchniowe siły bezwładności według [L. 21]

Fig. 2. Mechanism of coupling at friction wheels contact plane in which elastic slip and surface inertial forces are taken into account according to [L. 21]

Obliczeniowa prędkość poślizgu, wywołana elementarną siłą tarcia, wynosi:

$$\bar{v}_o = v \frac{d\bar{u}_o}{dx} \quad (7)$$

$$d\bar{u}_o = d\bar{u}_{o1}(x^*, y^*) \hat{+} d\bar{u}_{o2}(x^*, y^*) \quad (8)$$

jest suma przemieszczeń środków elementarnego pola styku, wywołaną elementarną siłą tarcia w nich zaczepioną, na kole 1 i 2.

Rzeczywista wartość poślizgu oblicza się z zależności:

$$\bar{v}_s = \bar{v}_w \hat{+} \bar{v}_b - \bar{v}_o \quad (9)$$

Gdy uzyskuje się wynik ujemny to przyjmuje się, że $v_s = 0$ a wartość elementarnej siły tarcia:

$$d\bar{F} = p\mu \frac{\bar{v}_w \hat{+} \bar{v}_b}{v_o} dS \quad (10)$$

ZASTOSOWANIE KINEMATYCZNEGO PRAWA TARCIA

Użycie opisanej metody w numerycznych obliczeniach sił i poślizgów w polu styku kół ciernych, dzięki eliminacji potrzeby ustalania i stosowania kroku iteracji oraz uzbieźniania tych obliczeń, skróciło znacznie czas ich realizacji. Umożliwiło to podjęcie próby uwzględnienia w tarciu tocznym (tak jak to postuluje Spector (L. 20]) Sił bezwładności w warstwie wierzchniej toczących się po sobie ciał sprężystych.

Na RYS. 2 jako dF_b oznaczono elementarne siły bezwładności wywołane elementarnymi objętościami odkształcanej warstwy czynnej powierzchni kół ciernych, nazwanych powierzchniowymi:

$$d\bar{F}_{b1,2} = g_{1,2} \frac{d^2 \bar{u}_{1,2}(x^*, y^*)}{dt^2} dx dy dz \quad (11)$$

gdzie: $g_{1,2}$ - gęstość materiału czynnej powierzchni koła ciernego.

W odróżnieniu od styku koła z szyną, w przekładniach ciernych występuje najczęściej styk liniowy. Styk taki istnieje często zwłaszcza między kołem z okładziną cierną a sprężonym z nim kołem stalowym, które ma moduł sprężystości nieporównywalnie od modułu sprężystości okładziny, co umożliwia pomijanie odkształceń powierzchni tego koła. Poza tym najpodatniejsze okładziny gumowe, dla których uwzględnianie poślizgu sprężystego jest najistotniejsze mają wartość współczynnika Poissona bliską 0,5. Przyjęcie powyższych założeń upraszcza znacznie obliczenia, co wydatnie skraca czas ich trwania. Umożliwiło to uwzględnienie nie tylko poślizgu sprężystego, ale też i wpływu powierzchniowych sił bezwładności na wartość parametrów sprzężenia kół ciernych w [L.21,22] W następujący sposób.

Przechodząc na metodę różnic skończonych można przyjąć według zależności (7), że prędkość poślizgu wywołwana elementarną siłą tarcia wynosi:

$$v_o = \frac{\Delta u_{o1} + \Delta u_{o2}}{\Delta t} \quad (12)$$

gdzie:

$$\Delta t = 2 \frac{\Delta x}{v} \quad (13)$$

Δx - połowa odległości środków sąsiednich elementarnych styku pól,

$\Delta u_{o1,2}$ - przemieszczenie styczne wywołwane elementarną siłą tarcia.

Zakładając, dla uproszczenia wyводу, że jedno koło cierne jest powierzchniowo sztywne oraz, że elementarne pole styku ma kształt kwadratowy o boku $2 \sim x$ a przyjęta za elementarną siłą dF obciąża go równomiernym naprężeniem stycznym p ? Działającym wzdłuż osi to wzór Lowe'a (2) przybierze

uproszczoną postać:

$$\Delta u_{sp} = \frac{p\mu}{\pi G} \int_{-\Delta x}^{\Delta x} \int_{-\Delta x}^{\Delta x} \frac{x^2 + (1-\nu)y^2}{\sqrt{(x^2 + y^2)^3}} dx dy \quad (14)$$

co po scałkowaniu wynosi:

$$\Delta u_{sp} = \frac{4p\mu(2-\nu)\Delta x}{\pi G} \operatorname{arcsinh} 1 = \frac{4p\mu(2-\nu)\Delta x}{\pi G} \ln(\sqrt{2} + 1) \quad (15)$$

Dzieląc powyższe wyrażenie przez O_t otrzymuje się wartość prędkości poślizgu sprężystego wywołanego elementarną siłą tarcia:

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXXX

Wartość tej prędkości nie zależy od wymiaru elementarnego pola styku przyjętego do analizy numerycznej (kroku całkowania), można, więc przyjąć, że zależność (16) ważna jest też i dla punktu styku. Stwierdzenie to może, więc służyć, jako temat dla dowiedzenia słuszności kinematycznego prawa tarcia. Z tego względu jest ono prawdziwe też w odniesieniu do lokalnych sił tarcia na rzeczywistych powierzchniach styku.

Przyjmując zalecane przez Niemann [L. 23] Wartości współczynników tarcia oraz dopuszczalnych nacisków w ~ obliczeniach parametrów sprzężenia kół ciernych pracujących na sucho, można wyznaczyć następujące maksymalne prędkości poślizgu wywołanego elementarną siłą tarcia: $u_{sp,max} = 0,018476v$ - dla tekstolitu po stali (gdy $p_o = 149$ MPa, $\mu = 0,4$, $\nu = 0,3$ i moduł sprężystości $E = 8000$ MPa),

$v_{sp,max} = 0,3222v$ - dla gumy po stali, (gdy $p_o = 6,38$ MPa, $\mu = 0,8$, $\nu = 0,5$ oraz $E = 40$ MPa).

Wartości te obliczono z pominięciem odkształceń koła stalowego. Przyjmując $p_o = 3936$ MPa, $\mu = 0,2$, $\nu = 0,3$ i $E = 2.1 \cdot 10^5$ MPa, można obliczyć: $v_{sp,max} = 0,018593v$ - dla stali po stali; jeśli uwzględnimy odkształcenie obu współpracujących kół.

Otrzymane wyniki wskazują na istotny wpływ, jaki może wywierać v_{sp} na poślizg w ~ punktach styku kół ciernych. W tarcu tocznym może ona często przewyższać prędkość poślizgu geometrycznego.

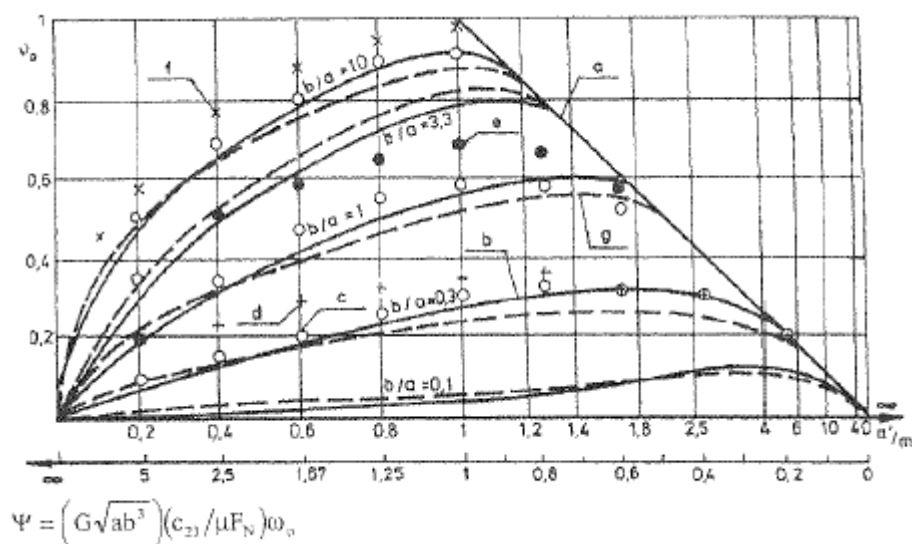
Na RYSUNKU 3 porównano wyniki obliczeń względnych wartości sił wzdłużnych:

$$v_v = F_y / (\mu F_N) \quad (17)$$

Uzyskane za pomocą programów, autorstwa lub współautorstwa Kalkera, z wynikami uzyskanymi za pomocą opracowanego przez autora niniejszego opracowania programu o nazwie Punkt. W tym programie Wykorzystano przedstawią metodę. Wykresy wykreślono w funkcji bezwymiarowego współczynnika podatności bieżni elementów tocznych:

$$\alpha' = 40\mu p_0 v / (aE\omega_0) \quad (18)$$

Na rysunku liniami ciągłymi oznaczono wyniki uzyskane za pomocą programu Contac, a kreskowymi za pomocą programu Punkt. Współczynnik proporcjonalności m , jest różny dla poszczególnych wartości b/a .

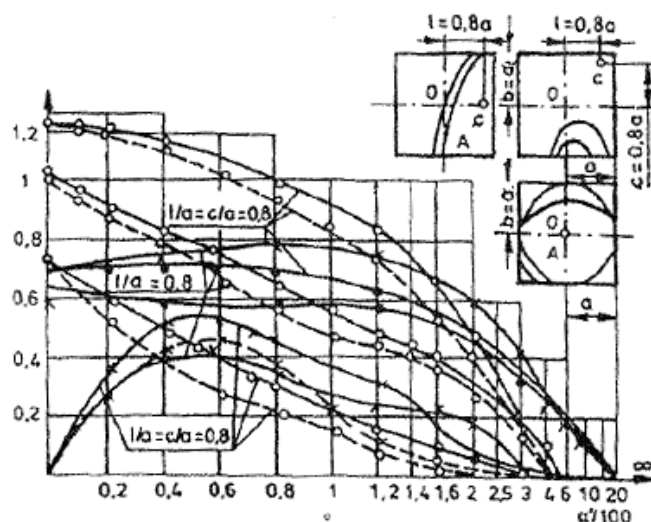


Rys. 3. Porównanie wyników obliczeń wartości v_v wykonanych przy użyciu programu Punkt z wynikami uzyskiwanymi za pomocą programów Kalkera według [L. 5], Gdy $c = 1 = 0$, gdzie oznaczono: a - teoria liniowa, b - Contact, c - Duworol, d - Fastsim $b/a = 0,3$, e - Fastsim $b/a = 1$, f - Fastsim $b/a = 10$, g - Punkt
 Fig. 3. Comparison of computation results v_v obtained with Punkt program and those obtained with Kalker program accord to [L. 5] at $c = 1 = 0$. Designations: a - linear theory, b - Contact, c - Duworol, d - Fastsim $b/a = 0,3$, e - Fastsim $b/a = 1$, f - Fastsim $b/a = 10$, g - Punkt

Programy Contact i Duworol opracowano opierając się na metodzie dokładnej, a program Fastsim - na metodzie przybliżonej, która kosztem dokładności wyników znacznie skraca czas obliczeń.

Wykresy na RYS. 4 przedstawiają wyniki obliczeń podstawowych parametrów sprzężenia kół ciernych. Obliczenia te przeprowadzono za pomocą programu Linia wykorzystującego kinematyczne prawo tarcia, dla różnych kształtów liniowego pola styku przy założonych położeniach punktu tocznego C. Na rysunkach tych oznaczono poza tym jako bezwymiarowy, wskaźnik strat energii powodowanych poślizgami w polu styku kół ciernych:

$$v'_v = \frac{P_1}{\mu a F_N \omega_0} \quad (19)$$



Rys. 4. Wpływ poślizgu sprężystego i powierzchniowych sił bezwładności na podstawowe parametry sprzężenia kół ciernych w przypadku styku liniowego według [L. 24], gdy $b/a = 1$

Fig. 4. Effect of elastic slip and surface inertial forces on basic parameters of friction wheels coupling in the case of linear contact according to [L. 24], for $b/a = 1$

Jak wynika z przedstawionych na rysunku wykresów, poślizg sprężysty wpływa istotnie na wartość parametrów sprzężenia kół ciernych w przypadku styku liniowego. Powoduje on spadek wartości wskaźnika strat energii v_0 w każdym przypadku wzrostu współczynnika α' . Natomiast względne wartości siły obwodowej:

$$v_T = F_x / (\mu F_N) \quad (20)$$

Wykazują początkowo pewien wzrost, a następnie maleją do zera. Wartość siły wzdłużnej zmienia się podobnie z tym, że przy $c = 0$ może wzrosnąć od zera do znacznych wartości przy szerokich polach styku (duże b/a).

Wykorzystując fakt, że według wzorów Cerrutiego przemieszczenia wywołane siłami działającymi na powierzchni półprzestrzeni maleją wrotnie proporcjonalnie do głębokości przyjęto do obliczeń jedynie elementarne siły bezwładności zaczepione w środku elementarnych pól styku. Poza tym założono, że o przemieszczeniach nimi wywołanych decydują jedynie fale podłużne [L. 24], Co jest możliwe do przyjęcia szczególnie w miejscach styku gumy ze stalą. Nieściśliwość objętościowa gumy umożliwia przyjęcie założenia o nieskończonej prędkości rozchodzenia się tych powierzchniowych fal. Umożliwiło to z kolei wyeliminowanie czasu, jako zmiennej niezależnej. Liniami kreskowymi naniesiono na RYS. 4 wyniki obliczeń, które przeprowadzono przy większej od zera bezwymiarowej gęstości materiału okładziny cierniej:

$$g' = \frac{\mu g v^2}{4\pi G} \quad (21)$$

Obliczenia, których wyniki posłużyły do wyznaczenia tych wykresów wykonano przy założeniu stałej wartości współczynnika tarcia w polu styku liniowego kół ciernych. Z wykresów na rysunkach wynika, że poślizg sprężysty wywiera istotny wpływ na wartość parametrów sprzężenia tych kół.

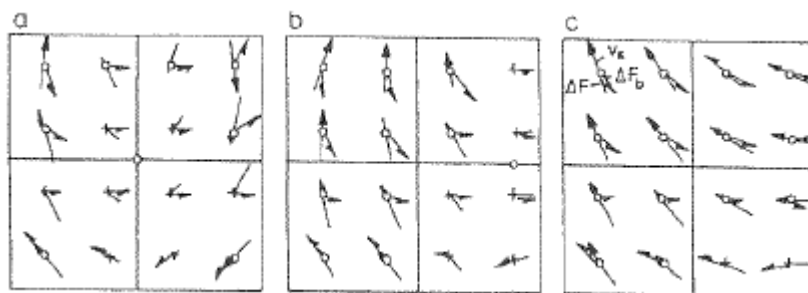
Powierzchniowe siły bezwładności wyraźnie zwiększają ten wpływ na wartość bezwymiarowego współczynnika strat energii v_o , a nieznacznie wpływają na wartość v_T oraz v_v w przypadku styku liniowego. W prawych górnych rogach poszczególnych części RYS. 4 narysowane są pola styku z naniesionymi na nie obszarami szczepienia

- (adhezji), w które przeistaczają się punkty toczone C na skutek działania poślizgu sprężystego.

Obszary te - oznaczone przez A - wyznaczono dla bezwymiarowego współczynnika $a' = 101$.

Wielkość obszarów rośnie wraz ze wzrostem tego współczynnika (są one też większe dla $g' = 0,0125$ od wyznaczonych dla $g' = 0$).

Na RYSUNKU 5 przedstawiono rozkład prędkości poślizgu v_s oraz przyjętych za elementarne siły tarcia ΔF i bezwładności ΔF_b w kwadratowym polu styku kół ciernych, wyznaczone dla parametrów określonych na RYS. 4. Na RYS. Są widoczny jest wpływ poślizgu sprężystego na mechanizm sprzężenia kół ciernych. Podobnie jak prędkość poślizgu wzdłuż linii ich styku v , wywołuje dewiację punktu tocznego, tak poślizg sprężysty przemieszcza chwilowe bieguny prędkości poślizgu prostopadle do linii styku kół ciernych. Wywołuje, więc składową siły sprzężenia ciernego F_v w sposób podobny jak poślizg będący wynikiem zmieniania przełożenia lub wchrowatości osi kół ciernych. Powierzchniowe siły bezwładności wpływają na kierunek i wartość elementarnych sił tarcia przez, zmianę prędkości i kierunku poślizgu sprężystego. Działają na ogół w kierunku przeciwnym do kierunków działania elementarnych sił tarcia w

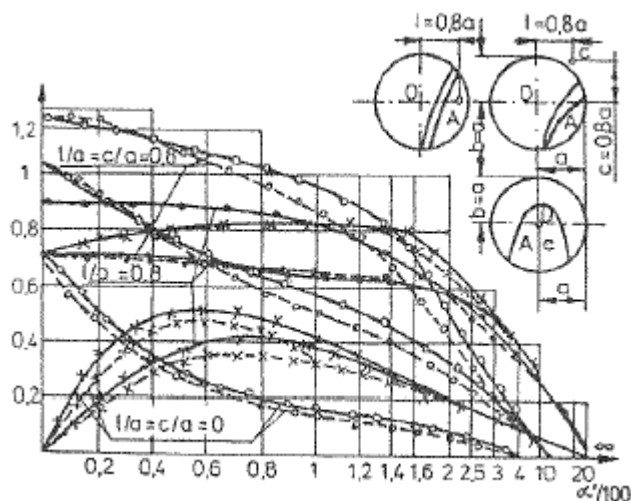


Rys. 5. Rozkład prędkości poślizgu oraz elementarnych powierzchniowych sił bezwładności i tarcia w polu styku liniowego według [L. 24], gdy $b/a = 1$

Fig. 5. Effect of elastic slip and surface inertial forces on basic parameters of friction wheels coupling in the case of point contact according to [L. 24], for $b/a = 1$

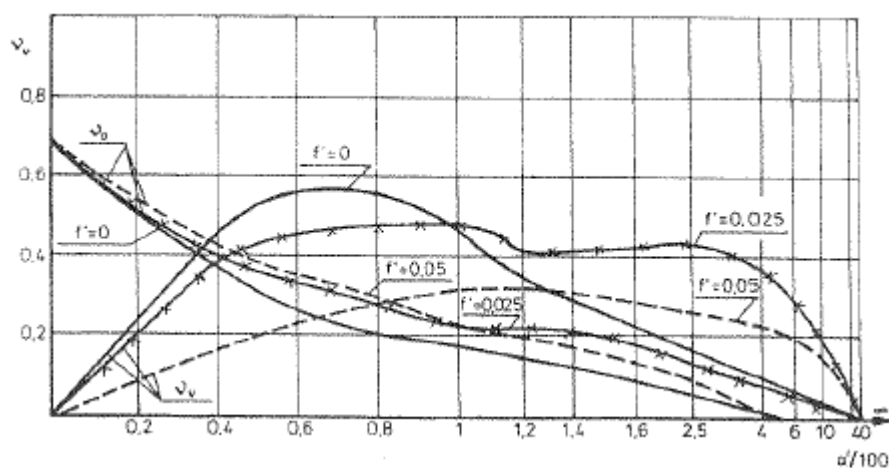
Nieco inaczej wpływają siły bezwładności na parametry sprzężenia kół ciernych w przypadku styku punktowego. Na RYSUNKU 6, przedstawiającym wyniki obliczeń numerycznych wpływu poślizgu sprężystego a te parametry widać, że w odróżnieniu od styku liniowego, w przypadku styku punktowego powierzchniowe siły bezwładności wpływają na zwiększenie strat energii. Potwierdzają to

też wyniki uzyskane za pomocą programu Punkt, obliczone dla znacznie większych wartości g' , przedstawione na RYS. 7. Oprócz tego na rysunku tym widać też, że powierzchniowe siły bezwładności zwiększają znacznie wartość siły wzdłużnej dla dużych wartości współczynnika a' . Wskazuje to na możliwość bardzo dużego wpływu powierzchniowych sił bezwładności na parametry sprzężenia w tarcu tocznym.



Rys. 6. Wpływ poślizgu sprężystego i powierzchniowych sił bezwładności na podstawowe parametry sprzężenia kół ciernych w przypadku styku punktowego według [L. 5] gdy $b/a = 1$

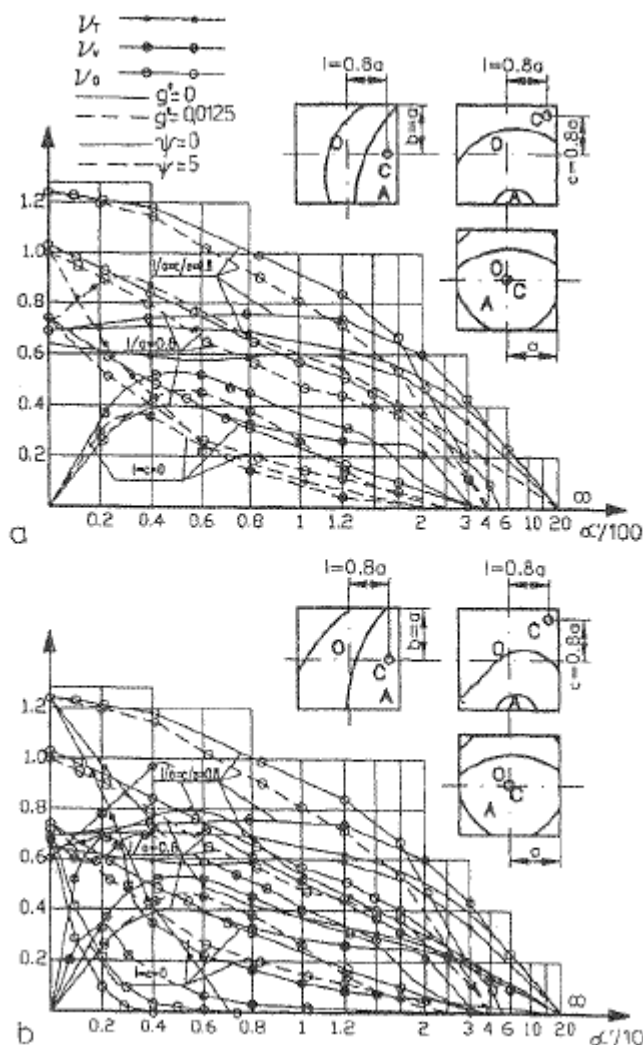
Fig. 6. Effect of elastic slip and surface inertial forces on basic parameters of friction wheels coupling in the case of point contact according to [L. 5], for $b/a = 1$



Rys. 7. Wpływ poślizgu sprężystego na podstawowe parametry sprzężenia kół ciernych w przypadku styku punktowego i dużym udziale sił bezwładności według [L. 5] gdy $b/a = 1$ oraz $l = c = 0$

Fig. 7. Distribution of slip velocity, elementary surface forces and friction in linear contact area according to [L. 5], for $b/a = 1$ and $l = c = 0$

Przedstawiona metoda posłużyła też do wyznaczania parametrów sprzężenia styku opony ze sztywną jezdnią [L. 2] oraz styku koła z szyną [L. 26,27]. W pracy [L. 5] Przedstawiono, między innymi, wpływ zmienności współczynnika tarcia opisany też w (L. 28), Wpływ sił wzdłużnych F_y , sił pochodzących od momentów masowych i oporów w mechanizmach docisku kół ciernych na parametry ich sprzężenia. Przetawiono też wyniki weryfikacji doświadczalnej oraz dokonano podsumowania wyników badań, co opisano też w (L. 29).



Rys. 8. Wpływ poślizgu sprężystego na podstawowe parametry sprzężenia kół ściernych w przypadku styku liniowego według [L. 32], gdy $b/a = 1$, a) - z uwzględnieniem odkształceń sprężysto-plastycznych dla $v_0/v_{sp} = 5$ oraz dwukrotnego wzrostu wartości statycznego w stosunku do kinetycznego współczynnika tarcia, b) -jak w a) z uwzględnieniem powierzchniowych sił bezwładności

Fig. 8. Effect of the elastic slip on the base parameters of the friction coupling in the case of linear contact for $b/a = 1$, according to [L. 32].

Elastic-plastic deformations for $v_0/v_{sp} = 5$, double increase in the ratio of the static and the kinematical values of the friction coefficient, b) As in a) plus the inertia forces related to the displacement of points at the contact plane

Przemieszczenie styczne punktu styku jest na ogół wywołane nie tylko odkształceniem sprężystym powierzchni styku, ale też odkształceniem plastycznym, i przez to jest ona w rzeczywistości większa niż obliczana prędkość poślizgu sprężystego. Rozszerzono, więc kinematyczne prawo tarcia na stwierdzenie, że prędkość poślizgu w punkcie styku dwóch ciał jest zmniejszana o prędkość poślizgu odkształceniowego wywołanego elementarną siłą tarcia. Należy też zauważyć, że prędkość ta oraz prędkość poślizgu są wywoływane są działaniem sił. W przypadku czystego toczenia, prawo to jest też kinetycznym prawem tarcia.

W publikacjach [L. 29, 32] omówiono wpływ odkształceń postaciowych i plastycznych w rzeczywistych miejscach styku oraz różnic wartości współczynników tarcia na parametry sprzężenia kół jezdnych i ciernych. Jak wynika z porównania wykresów na RYS. 8 odkształcenia te istotnie wpływają na wartości parametrów sprzężenia tych kół? W publikacji [L. 32] przedstawiono też zależności na przyspieszenia w punktach styku powodowane odkształceniem promieniowym elementów tocznych. Nazywane są one przyspieszeniami Coriolisa i mogą w podatnych okładzinach ciernych dorównywać przyspieszeniom dośrodkowym. Wywoływane nimi siły bezwładności mogą, więc mieć decydujący wpływ na parametry ich sprzężenia z bieżniami współpracującymi, nad którego określeniem prowadzone są badania.

Obecnie prowadzone są też prace mające ustalić wpływ lokalnego zjawiska zatarcia, a następnie też i różnic temperatury, w polu styku elementów tocznych, na mechanizm i parametry ich sprzężenia.

LITERATURA

1. Pronin B.A.: Peredaczi s besstupenczatym regulirovaniem skorosti, variatory. Vnitomasz Maszgiz 1955.
2. Lutz O.: Grundsätzliches über stufenlos verstellbare Walzgetriebe. Konstruktion 7, (1955), H. 19, s. 330, Konstruktion 9 (1957), H. 11, s. 169. Konstruktion 10 (1958), H. 11, s. 425.
3. Wernitz W.: Friction at Hertian contact with combined roll and twist Rolling Contact Phenomena, Elsevier 1962, s. 132-156
4. Thomas W.: Reibscheiben - Rešelgetriebe. Braunschweig Vieweg und Sohn, 1954.
5. Koziarski C.: Sprzężenie kół ciernych w przekładniach bezstopniowych. W: Pr. nauk. Inst. Konstr. Ekspł. Masz. Politechnika Wroclawska 73. Seria Monografie 24. Wroclaw, 1993.
6. Bartoszewicz J.: Przekładnie cierne. PWN, Warszawa 1984.
7. Kalker J.J.: Wheel-rail rolling contact theory. Wear 144 (1991), s. 143-161.
8. Carter F.W.: On the action of a locomotive driving wheel. Proc. Roy. Soc. A1 12, 192G, s. 151-157.
9. Johnson K.L.: The effect of spin upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane oraz The effect of a tangential contact force upon the rolling motion of an elastic sphere on a plane. J. Appl. Mech. 25, (1958), s. 332-346.
10. Haines D.J., Ollecton E.: Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces. Proc. Inst. Mech. Engrs. 1963 vol. 177, s. 95-114.
11. Krzemiński-Freda H.: Łożyska toczne. PWN. Warszawa 1985.
12. Pytko S.: Problemy tarcia tocznego. W: Wybrane problemy tribologii. PWN, Warszawa 1990, s. 39-67.
13. Cattaneo C.: Sul contatto di due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi. Akad. Rend. Lincei, ser. G, vol. XXVII, 1938.
14. Midlin R.D.: Compliance of elastic bodies in contact. J. Applied Mechanics Trans. ASME, t. 16, 1949, s. 259.
15. Kalker J.J.: Survey of wheel-rail contact. Theory Vehicle System Dynamics 5, (1979), s. 317-358.
16. 16.Kisilowski J. i inni: Dynamika układu mechanicznego pojazd szynowy tor. PWN, Warszawa 1991.
17. Piotrowski J.: Zagadnienia modelowania obciążeń kontaktowych kół i szyn podczas ruchu pojazdu po torze. Konferencja - Szkoła: pt. Teoretyczne i doświadczalne podstawy prognozowania trwałości pary koło-szyna. Spała czerwiec 1987, vol. 1.3.
18. 18. Kalker J.J.: Mathematical models of friction for contact problems in elasticity. Wear 113 (198G), s. 61-77.
19. 19.Koziarski C.: The modeling of the friction process of friction wheels. 3rd International Tribology Congress EUROTRIB '81 Warszawa. WSI, Radom 1981, vol. 1/A, s. 227-232.
20. 20.Spector A.A.: New research methods of frictional contact interaction of moving elastic bodies. Proceedings of the Japan International Tribology Conference, Nagoya 1990, Japanese Society of Tribologists, s. 1243-1246.

21. Koziarski C.: Modelowanie sprzężenia kół ciernych. Zeszyty naukowe Politechniki CEI'skiej. z. 92, Gliwice 1989. s. 143-146.
22. Koziarski C.: Das kinematische Gesetz der Reibung, Tribologie und Schmierungstechnik 39 (1992), nr 5, s. 288-293.
23. Niemann G.: Maschinenelemente, Bd. 2. Springer. Berlin 1961, s. 240.
24. Koziarski C.: The mechanism of friction wheels coupling. Effect of elastic slip on coupling parameters. EUROTRIB'89 8th International Congress Tribology. Tampere Univ. Technol. Finland. Tech. Res. Cent. Finland, Norwegian Inst. Technol. Norway, Helsinki 1989. s. 151-156.
25. Kaliski S., Rymarz C.: Fale powierzchniowe w ciałach stałych. Drgania i fale. PWN, Warszawa 1986, s. 547-550.
26. Koziarski C.: A kinematical law of friction the proof and possible applications. Proceedings of the Japan International Tribology Conference Nagoya, 1990 vol. 1, 1990. Japanese Society of Tribologists, vol. 4, s. 1473-1478.
27. Koziarski C.: Mechanizm sprzężenia koła z szyną. X Konferencja Naukowa. Pojazdy Szynowe. Politechnika Wroclawska 1994, s. 181-190.
28. Koziarski C.: Sprzężenie koła z szyną. XI Konferencja Naukowa. Pojazdy Szynowe. t. II Politechnika Krakowska 1995, s. 98-106.
29. Koziarski C.: Der Kopplungsmechanismus bei Reibrädern. Tribologie und Schmierungstechnik 41 (1994), nr 5, s. 221-225.
30. Koziarski C.: Untersuchungen des Reibradler-Kopplungsmechanismus. Tribologie und Schmierungstechnik 42 (1995), nr 2, s. 66-72.
31. Kalker J.,I.: Variational and non-variational theory of friction less adhesive contact between elastic bodies. Wear 119 (1987), s. 63-76.
32. Skalski K.: Zagadnienie kontaktowe dla ciała plastyczno-sprężystego. WNT, Warszawa 1986, s. 14.
33. Koziarski C., Maciejewski K.: Model sprzężenia kół ciernych. XVII Sympozjon PKM. Lublin - Nałęczów 1995. Referaty naukowe, część I, s. 474-479.

Recenzent: Jan BURCAN

Summary

In the introduction, problems related to the coupling mechanism in the rolling friction were discussed. Next, presented is a rule stating that the velocity of slip is being reduced by the amount of the deformational slip produced by the elementary friction force. A formula for the slip - friction force relationship was derived. A more detailed model of the friction wheels coupling applicable for tyre - rigid ground or wheel - rail cases was the result. The model takes into account, among others, the inertia forces caused by the displacement of points at the contact plane. The results of currently done research upon the coupling mechanism in the rolling friction are presented as well. The new approach includes elastic deformation, variation in the friction coefficient and the Coriolis acceleration. Future research objectives upon the mechanism are listed in the conclusion.