

Aleksander **KOWAL**

## OPONA DO KOŁA POJAZDU

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono nowe sposoby oceny oporów ruchu tocznego przydatne do badań kół pojazdów. Opisano także oponę koła pojazdu nowatorskiej konstrukcji charakteryzującej się małymi oporami ruchu, a także bezpiecznej w wypadku jej przebicia.

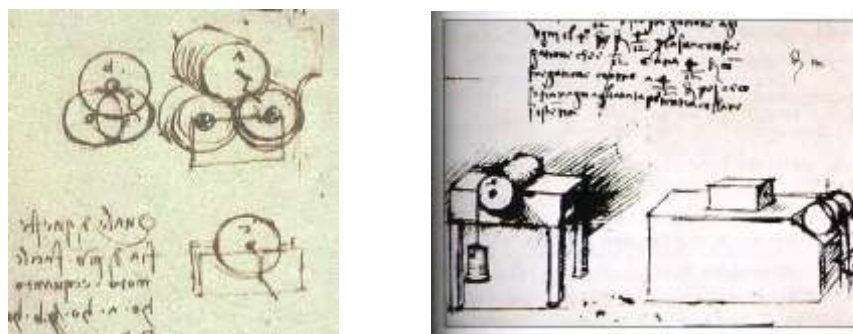
### 1. WSTĘP

Tarcie toczne wykorzystywano już w starożytności, a rozwiązywanie zagadnień z nim związanych w sposób naukowy, chyba jako pierwszy, prowadził Leonardo da Vinci (1452 ÷ 1519), co udokumentował szkicami (rys. 1).

a)



b)



**Rys. 1. Historyczne dokumenty związane z tarciem tocznym**

a)- blok kamienny ciągnięty na kłodach i układanie następnego kloca drewna przez ludzi wykorzystujących zjawisko tarcia tocznego, b)- szkice Leonarda da Vinci przedstawiające urządzenia do badania tarcia

Tarcie toczne spotykane jest szeroko w technice i w dużej skali jak np. łożyska toczne i koła pojazdów. Ta skala występowania tarcia tocznego w technice powoduje zainteresowanie nauki. Analizy teoretyczne i badania doświadczalne prowadzone przez znaczące uczelnie, a zwłaszcza przez koncerty związane z produkcją łożysk tocznych i opon do pojazdów samochodowych, samolotowych, a także rowerowych.

Badania oporów ruchu tocznego kół pojazdów są szczególnie interesujące ze względu na ich znaczny udział w bilansie energetycznym np. pojazdu samochodowego. Opory ruchu tocznego koła pojazdu dotyczą postaci geometrycznej opony, w tym jej średnicy, szerokości, rodzaju rzeźby bieżnika, a w szczególności ciśnienia w oponie co pokazano w tabeli 1 na przykładzie opon rowerowych.

Dostępne dane literaturowe dotyczące oporów ruchu tocznego opony samochodowej po asfalcie podawane są o różnej wartości i tak np. wg [3] wartość współczynnika tarcia tocznego (Reibungszahlen) opony samochodowej po suchym asfalcie wynosi  $\mu_R = 0,035$ . W opracowaniu [5] podane są wartości od 0,005 do 0,03, a w [6]  $\mu_R = 0,025$ . Jeszcze inne źródła podają te wartości w zakresie od 0,003 do 0,007 [4, 7, 8], w [14] 0,01, w [1] od 0,012 do 0,3 w przypadku jazdy samochodu po piasku.

Tablica 1. Współczynniki tarcia tocznego opony rowerowej wg [4]

Typ opony	Szerokość, średnica mm	Współczynnik tarcia tocznego $\mu_R$ przy ciśnieniu w oponie		
		3 bary	4 bary	5 bary
Slik-Reifen, szeroka	32, $\phi$ 622	0,00513	0,00361	---
Slik-Reifen, średnia	28, $\phi$ 622	0,00596	0,00402	0,00349
Slik-Reifen, wąska	20, $\phi$ 622	---	0,00477	0,00376
Profilowana opona	37, $\phi$ 622	0,00545	0,00406	---
Opona: Tour de Sol	47, $\phi$ 305	0,00669	0,00436	0,00378

W kołach pojazdów drogowych powszechnie stosowane są opony pneumatyczne, które charakteryzują się znaczną podatnością (elastycznością) w kierunku promieniowym. Stopień podatności zależy od konstrukcji opony i od ciśnienia powietrza w kole, zależnego zazwyczaj od obciążenia koła w pojeździe np. samochodowym. Zwiększenie ciśnienia w oponie zmniejsza opory ruchu tocznego kosztem bezpieczeństwa jazdy, np. przez zwiększone ryzyko pęknięcia opony; zwiększają się przy tym także siły dynamiczne działające na zawieszenie pojazdu.

W związku z tym, często w pojeździe samochodowym występuje zróżnicowanie ciśnienia powietrza dla kół przednich i tylnych, przy takich samych zastosowanych oponach. Wynika z tego, że decydującymi czynnikami wpływającymi na stosowanie względnie niskich ciśnień powietrza w oponach są często: większy komfort jazdy oraz mniejsze siły dynamiczne działające na zawieszenie. Zwiększają się wtedy jednak opory ruchu tocznego, na pokonanie których trzeba zużyć znaczącą część mocy silnika. Jeśli uwzględni się liczbę poruszających się po świecie pojazdów, to problem staje się poważny.

Minimalizując opory ruchu tocznego opon po podłożu można zmniejszyć zużycie paliwa w silniku spalinowym, co związane jest zarówno z kosztami eksploatacji pojazdu, jak i z ochroną środowiska naturalnego, a także zwiększeniem prędkości pojazdów. Zmniejszenie oporu tocznego opony po podłożu może wpływać także korzystnie na hałaśliwość pracy styku opony z podłożem.

W pracy [14] oszacowano energię zużywaną w pojeździe o masie 1588 kg ( $CD=0,33$ ,  $A=2,1 \text{ m}^2$ ,  $CR=0,011$ ) na poszczególne opory ruchu.

Tablica 2. Udziały energii w pokonywaniu oporów ruchu pojazdu samochodowego [14].

Rodzaj oporu	Procentowy udział w zużyciu energii		
	Jazda w mieście	Jazda autostradą	Średnio
Opory ruchu tocznego	27,7	35,2	30,5
Aerodynamiczne opory	18,0	50,4	29,9
Siły bezwładności	54,3	14,4	39,6
Razem	100	100	100

Tablica 3. Udziały energii w ruchu samochodu wg [2]

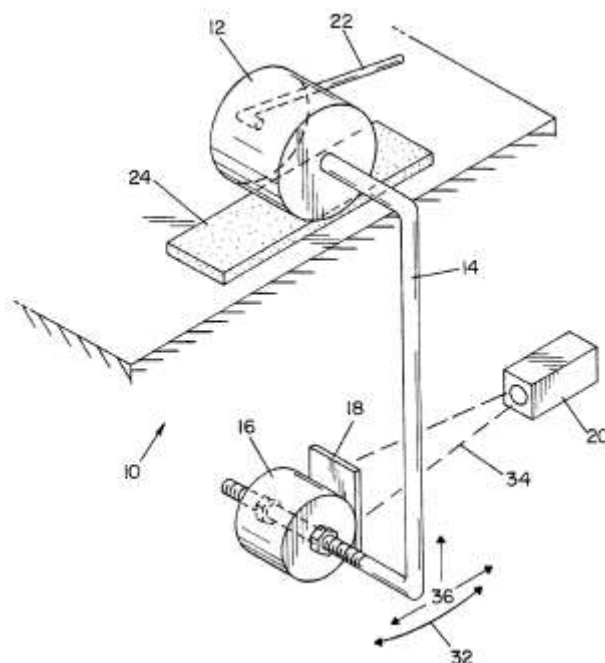
Przyspieszenia	$E_{kin} = 9.700.000 \text{ Nm}$
Opory ruchu tocznego	$E_r = 9.100.000 \text{ Nm}$
Opory powietrza	$E_l = 12.000.000 \text{ Nm}$
Pochylenia drogi	$E_{pot} = 7.000.000 \text{ Nm}$
Urządzenia pomocnicze	$E_{neb} = 1.800.000 \text{ Nm}$
Zasilanie silnika	$E_{eig} = 4.400.000 \text{ Nm}$
Energia całkowita	$E_{ges} = 44.000.000 \text{ Nm}$ $E_{ges} = 44.000 \text{ kJ}$
Zużycie benzyny	$V_{benzyny} = 2,9 \text{ l} / 100 \text{ km}$

Jak wynika z tabel 2 i 3 udział energii traconej na pokonywanie oporów ruchu tocznego wynosi od 20% do 30% energii całkowitej zużytej przez pojazd samochodowy.

Do względnego porównywania oporów ruchu tocznego opon kół po podłożu stosowany może być opatentowany sposób proponowany przez firmę Goodyear - pokazany na rysunku 2, a także sposób i urządzenie do wyznaczania współczynnika tarcia [13].

Tym drugim sposobem można łatwo i tanio wyznaczać wartości współczynników tarcia tocznego między oponą (kompletne koło pojazdu pod zadaniem obciążeniem) i podłożem. Natomiast warunki laboratoryjne zezwalają na wykonywanie pomiarów przy różnym stopniu zużycia opon (po określonym przebiegu) i przy różnych ciśnieniach w oponach oraz dla różnych materiałów podłoża, takich jak beton, asfalt itd., a także z uwzględnieniem różnych warstw pośredniczących spotykanych w rzeczywistych warunkach jazdy samochodu, np. przy oblodzonej nawierzchni, nawierzchni mokrej, z piaskiem, z błotem, z liśćmi roślin itp.

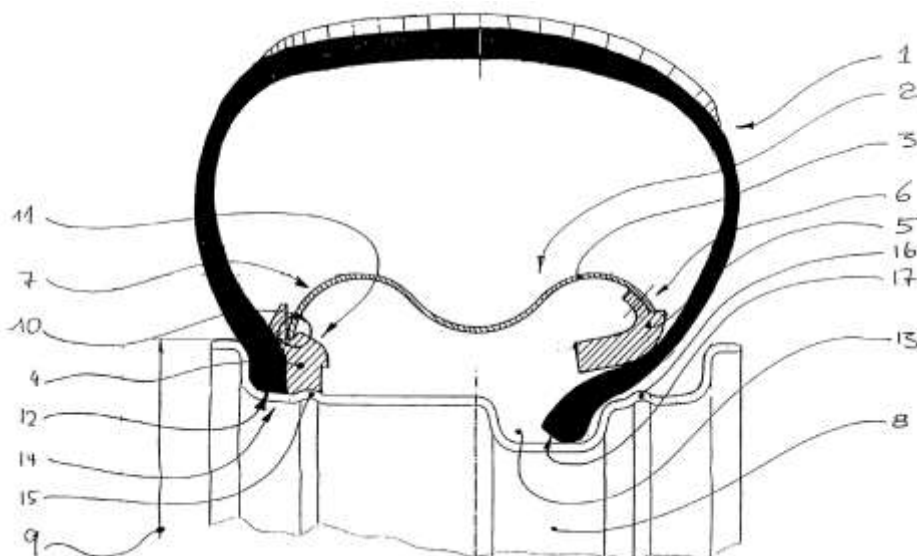
Tego typu pomiary mogą być pomocne w ocenie, a w szczególności do porównywania opon różnych konstrukcji, do weryfikacji doświadczalnej zaprojektowanego kształtu rzeźby bieżnika i zastosowanej konstrukcji.



**Rys. 2. Ilustracja urządzenia do porównywania oporów ruchu tocznego walca po powierzchni płaskiej wg [15]**

Z przykładu rozwiązania konstrukcyjnego koła pojazdu (rys. 3) opatentowanego przez firmę Continental wynika, że problem przedziurawienia opony, zwiększanie bezpieczeństwa jazdy oraz szeroko rozumianego komfortu podczas podróży pojazdem jest istotny.

Do realizacji wymogów bezpieczeństwa i komfortu jazdy modyfikuje się koła pojazdu. W tym przypadku zamontowano wewnątrz opony pierścień sprężysty (poz. 3 na rys. 3), który po przedziurawieniu opony pozwala, bez jej zniszczenia, na krótki przejazd do najbliższego miejsca postoju w celu wymiany koła.



**Rys. 3. Pierścień sprężysty w opatentowanej oponie firmy Continental**

## 2. BUDOWA NOWEGO TYPU OPONY

Nowa propozycja konstrukcji opony w kole pojazdu [9] pozwala udoskonalić dotychczas stosowane rozwiązania, przy czym należy zaznaczyć, że poprawianie jednych właściwości powoduje zazwyczaj pogarszanie innych. Taką negatywną właściwością może być np. to, że opona nowego typu może w mniejszym stopniu amortyzować drobne nierówności podłoża.

Istotą koncepcji nowego, proponowanego typu opony jest zmniejszenie wymiaru długości styku opony z podłożem (jezdnią), długości styku w kierunku jazdy.

Uzyskuje się to poprzez zmniejszenie odkształceń bieżnika opony w kierunku promieniowym. Oznacza to, że długość styku opony z jezdnią w kierunku jazdy, przy określonej szerokości opony, powinna być jak najmniejsza. Warunek ten zapewnia podobny współczynnik tarcia ślizgowego między oponą i podłożem (jezdnią), a istotnie zmniejsza opory ruchu tocznego.

Przeprowadzone badania wykazały, że zwiększanie ciśnienia w oponie zmniejsza opory ruchu tocznego [4].

Zwiększanie ciśnienia w oponach w celu zmniejszenia oporów ruchu nie jest korzystne z następujących powodów:

- opona musi mieć odpowiednią wytrzymałość na rozrywanie, co powoduje zwiększanie grubości, a zatem i momentu bezwładności opony, który ma istotny wpływ na zużycie paliwa w szczególności w jeździe po mieście,
- boki opony przenoszącej moment obrotowy muszą być szczególnie wzmacniane, ponieważ w pobliżu styku opony z podłożem na boki opony działają siły w kierunku promieniowym i obwodowym oraz siły działające w kierunku osi koła m. in. od ciśnienia w oponie i sił przy pokonywaniu zakrętów,
- zmniejsza się bezpieczeństwo jazdy przez zwiększenie możliwości gwałtownej utraty ciśnienia w wyniku przebicia opony lub tzw. wystrzału opony.

Proponowane nowe rozwiązanie konstrukcyjne umożliwiające uzyskanie oczekiwanego efektu, tj. zmniejszenia oporów ruchu tocznego opony po podłożu oraz zwiększeniu bezpieczeństwa jazdy, polega na tym, że bieżnik jest sztywny w kierunku promieniowym [9].

Sztywność bieżnika w kierunku promieniowym uzyskać można np. przez zastosowanie lekkich, a zarazem sztywnych pierścieni, np. o przekroju kształtowym lub skrzynkowym, zamocowanych do bieżnika od jego wewnętrznej strony.

W zależności od potrzeb, np. dla prób, pierścienie mogą być ciasno pasowane (rys. 3c), a dla celów produkcji seryjnej korzystne będzie ich przywulkanizowanie do wewnętrznej strony bieżnika.

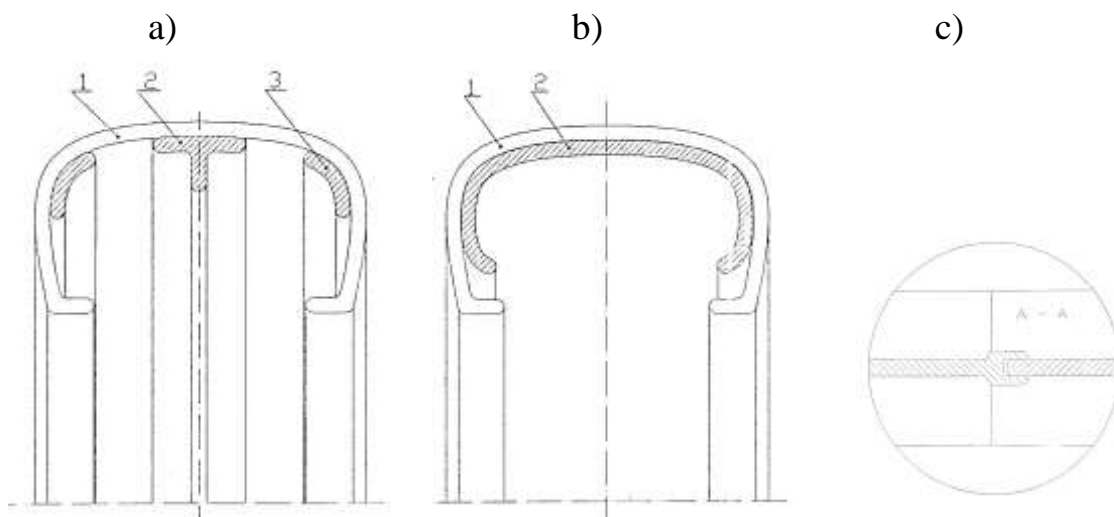
Kilka pierścieni zamocowanych wewnątrz opony, na jej szerokości pozwoli istotnie zmniejszyć opory ruchu tocznego, a zarazem pokonywać nierówności jezdni.

W oponie z zastosowanymi pierścieniami może być zmniejszone ciśnienie powietrza, a nawet po przebiciu opony zachowa ona kształt koła. W takim wypadku boki opony przy jeździe będą ściskane, a boki górnej części opony będą rozciągane, natomiast opór ruchu tocznego nie ulegnie zmianie.

Przykłady opon z pierścieniami pokazano na rysunku 4.

Budowę opony przedstawia półprzekrój poprzeczny opony, z trzema sztywnymi pierścieniami 2 i 3 (rys. 4a) zamontowanymi i przymocowanymi do wewnętrznej strony bieżnika 1 oraz półprzekrój poprzeczny opony pojazdu z jednym pierścieniem 2 (rys. 4b).

Na rysunku 4c przedstawiono widok połączenia dwóch części pierścienia sztywnego w kierunku promieniowym. Pierścień dzielony umożliwia łatwy jego montaż w gotowej oponie, np. do przeprowadzenia prób wstępnych, a także do dalszych badań porównawczych.



**Rys. 4. Przykładowe rozwiązania konstrukcyjne opon [9],**  
 a) - opona z trzema pierścieniami, b) - opona z jednym pierścieniem,  
 a) c) - fragment pierścienia w miejscu jego podziału

Proponowane rozwiązanie konstrukcyjne opony przydatne będzie dla pojazdów wyścigowych, w tym i rowerów (np. do jazdy na czas), gdzie oszczędności energii ze zmniejszonych oporów ruchu tocznego będą wykorzystane do zwiększenia prędkości pojazdu.

Rozwiązanie takiego rodzaju może być szczególnie użyteczne dla pojazdów specjalnych, policyjnych lub wojskowych, np. w kołowych transporterach opancerzonych i samolotach.

Przestrzelenie takich opon nie spowoduje tak dużych negatywnych skutków jak w przypadku opon tradycyjnych, ponieważ opony te mogą w szczególnych wypadkach pracować bez nadciśnienia.

W proponowanym rozwiązaniu konstrukcyjnym opony, grubość bieżnika może być wydatnie zmniejszona, co istotnie zmniejszy moment bezwładności koła pojazdu, przy czym korzystnym byłoby zwiększenie trwałości materiału bieżnika na zużycie ścierne.

Potrzeba zwiększenia trwałości na zużycie ścierne materiału bieżnika wynika z faktu zwiększonych nacisków jednostkowych opony na podłoże wskutek zmniejszenia się powierzchni styku. Zaradzić temu można także przez zwiększenie szerokości opony, co zwiększy powierzchnię styku i przez to zmniejszy się naciski jednostkowe.

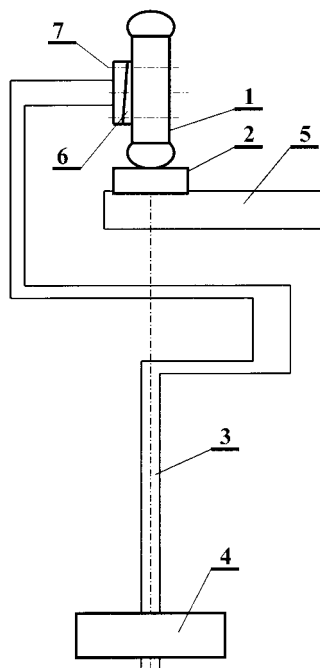
### 3. SPOSÓB PORÓWNYWANIA ZASTĘPCZYCH WSPÓŁCZYNNIKÓW TARCIA TOCZNEGO

Obliczanie siły  $F_o$  równoważnej oporowi ruchu tocznego, wymaga znajomości wartości współczynnika  $\mu_o$ . Dla stosowanych par materiałowych, przy różnej geometrii styku tych ciał, występują trudności w odszukaniu ich wartości w literaturze technicznej, a podawane wartości dotyczą zazwyczaj przypadków szczególnych.

Stąd też, istnieje potrzeba wyznaczenia lub też możliwości porównywania wartości współczynników oporu ruchu tocznego dla różnych par materiałowych, a konkretnie opony pojazdu na jezdni.

Do tego celu można wykorzystać urządzenie w postaci wahadła fizycznego [3], które pokazano na rysunku 5.

W skład stanowiska pomiarowego (rys. 5) do wyznaczenia lub porównywania współczynników tarcia toczonego opony koła pojazdu po określonym podłożu wchodzi: 1- koło pojazdu, 2- próbka podłoża zastępująca nawierzchnię drogi, 3- sztywne cięgło wahadła, 4- masa, korzystnie odpowiadająca obciążeniu koła w pojeździe, 5- półka stanowiska pomiarowego, 6 i 7- sprzęgło umożliwiające zamocowanie koła pojazdu pod wybranym kątem pochylenia do podłoża.



**Rys. 5. Sposób wyznaczenia współczynnika tarcia toczonego opony pojazdu obrotującej się oscylacyjnie po określonym podłożu [10]**

Do układu wahadła fizycznego z kołem obrotującym się ruchem oscylacyjnym na podłożu płaskim, dostarczono energię potencjalną  $E_p$  przez pierwsze wychylenie  $w$ , uzyskując przy tym określoną wysokość podniesienia  $h$  środka ciężkości masy wahadła [12].

Dostarczona wartość energii potencjalnej wynosi

$$E_p = m \cdot g \cdot h \quad (1)$$

gdzie:  $m$  – całkowita masa wahadła,  
 $g$  – przyspieszenie ziemskie,  
 $h$  – wysokość podniesienia środka masy wahadła przez wychylenie.

Pracę do chwili zatrzymania się wahadła można wyznaczyć z zależności

$$L_t = F_o \cdot s_s \cdot i = m \cdot g \cdot \mu_{op} \cdot S \quad (2)$$

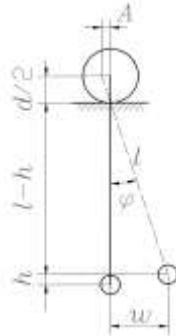
gdzie:  $F_o$  – opór ruchu toczonego w styku,  
 $s_s$  – średnia droga koła przebyta w jednym okresie  $T$ ,  
 $i$  – liczba okresów wahadła,  
 $S$  – całkowita droga ruchu środka koła,  
 $\mu_{op}$  – zastępczy współczynnik oporu ruchu toczonego koła w wahadle.

Po wprawieniu wahadła w ruch, energia potencjalna zamieniana jest w pracę pokonywania oporów oscylacyjnego ruchu koła po powierzchni próbki płaskiej. Pominięto opór powietrza ze względu na niewielkie prędkości ruchu wahadła fizycznego.

Z porównania zależności (1) i (2) wynika, że wartość zastępczego współczynnika oporu ruchu tocznego w wahadle wynosi

$$\mu_{op} = \frac{h}{S} \quad (3)$$

Wartość wysokości podniesienia  $h$  środka ciężkości wahadła fizycznego można wyznaczyć z prostej zależności geometrycznej (rys. 6).



**Rys. 6. Schemat położenia spoczynkowego oraz pierwsze odchylenie wahadła  $w$  i przemieszczenie się środka koła o amplitudę  $A$**

Z geometrii wahadła wynika, że

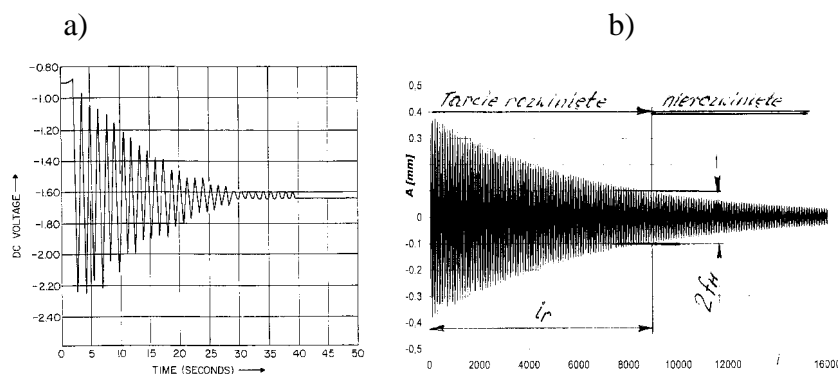
$$\frac{l-h}{l} = \cos \varphi \quad (4)$$

stąd:

$$h = l \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (5)$$

W zależności od zastosowanych do badań materiałów i postaci geometrycznych współpracującej pary, całkowita droga względnego ruchu koła po podłożu, wynika z tłumionego ruchu oscylacyjnego wahadła.

Przykłady przebiegu drogi  $S$  przebytej przez koło pojazdu, po płaskim podłożu w zależności od zadanej wartości pierwszego wychylenia wahadła  $w$ , a więc i określonego przemieszczenia się środka koła (amplituda  $A$ ), pokazano na rysunku 7.



**Rys. 7. Przebieg ruchu wahadła,**

a) – pomiarowe napięcie wyjściowe w funkcji czasu [15], b) - amplituda  $A$  tocznego ruchu oscylacyjnego koła po podłożu w zależności od liczby cykli  $i$  [11]



W przypadku gdy amplituda ruchu oscylacyjnego jest większa do długości styku  $f_H$  w kierunku ruchu, ma się do czynienia z tarciem rozwiniętym, inaczej zwanym tarciem kinematycznym, a w przypadku gdy  $A \leq f_H$  tarcie jest nierozwinięte i zaliczyć je można do tarcia statycznego (rys. 7b).

Całkowita droga oscylacyjnego obtaczania się koła po próbce podłoża płaskiego jest sumą dróg cząstkowych wszystkich okresów  $i$ , to jest od  $i=1$  do  $i=i_k$ . Ze względu na niską wartość stałej czasowej  $\beta$  założono, że w danym okresie  $i$ -tym dla skrajnych wychyleń nie nastąpiła znacząca zmiana amplitudy. Stąd przyjęto, że droga w  $i$ -tym okresie wynosi  $4 \cdot A_{(i)}$ .

Suma dróg cząstkowych jest sumą wszystkich dróg w  $i_k$  okresów i wynosi [11]:

$$S = \sum_{i=1}^{i=i_k} 4 \cdot A_{(i)} \quad (6)$$

przy czym  $i_k$  jest całkowitą liczbą okresów,

Amplitudę  $A_{(i)}$  w  $i$ -tym okresie można wyznaczyć z następującej zależności:

$$A_{(i)} = A_{(i=1)} \cdot e^{-\beta \cdot t} \quad (7)$$

gdzie:  $\beta$  – stała czasowa, 1/s,  
 $t = T \cdot i$  – czas wystąpienia  $i$ -tego okresu, s,  
 $i$  –  $i$ -ty okres drgań,  
 $T$  – okres drgań, s,  
 $A_{(i=1)}$  – amplituda początkowa, mm.

Podstawiając zależność (7) do (6) otrzymuje się równanie do obliczenia sumarycznej drogi pokonanej przez koło pojazdu na płaskiej powierzchni podłoża:

$$S = 4 \cdot A_{(i=1)} \sum_{i=1}^{i=i_k} e^{-\beta \cdot T \cdot i} \quad (8)$$

Stałą czasową  $\beta$  wyznaczono z równania:

$$A_{(i=i_k)} = A_{(i=1)} \cdot e^{-\beta \cdot t_k} \quad (9)$$

gdzie czas trwania pomiaru  $t_k = T \cdot i_k$  jest czasem, po którym amplituda zmniejszy się do wartości  $A_{(i=i_k)}$ .

Zatem po przekształceniu równania (9) otrzymuje się:

$$\beta = \frac{1}{t_k} \cdot \ln \frac{A_{(i=1)}}{A_{(i=i_k)}} \quad (10)$$

gdzie:  $A_{(i=i_k)}$  – amplituda końcowa w mm.

#### 4. CZYNNIKI WPLYWAJĄCE NA ZUŻYCIE OPONY

Na zużycie opony wpływ ma wiele czynników; do istotnych należą:

- Materiał opony i podłoża,
- Obciążenie koła,
- Wymiary styku opony z podłożem,
- Kształt drogi (udział zakrętów w prostym kierunku jazdy).

Na pojęcie materiału opony składają się także kształt bieżnika oraz cechy wytrzymałościowe materiału, takie jak np. odporność na zużycie ścierne.

Analiza z obciążeniem koła uwzględniać powinna działanie sił w kierunku promieniowym i obwodowym, związanych z wartością zadawanych momentów obrotowych na koło oraz sił działających w kierunku prostopadłym (bocznym) do kierunku jazdy przy pokonywaniu zakrętów. Istotnym są także naciski jednostkowe opony na podłoże, co wiąże się z intensywnością zużycia opony. Naciski jednostkowe są istotne, ponieważ występujące w styku poślizgi powodują zużycie ścierne opony.

#### 5. PODSUMOWANIE

Zebrane doświadczenia oraz wstępne próby pozwalają na stwierdzenie, że proponowana postać konstrukcyjna opony do koła pojazdu będzie przydatna do celów specjalnych.

Takimi celami mogą być np. koła samolotów, co przy zmniejszonych oporach ruchu tocznego pozwoli skrócić ich rozbieg do momentu wznoszenia się oraz koła pojazdów, w szczególności - wojskowych, policyjnych, wyścigowych i rowerów do jazdy na czas.

Do zalet nowej konstrukcji opony można zaliczyć:

- istotnie zmniejszony współczynnik tarcia tocznego,
- zmniejszone zużycie paliwa pojazdu mechanicznego,
- przy stałej energii napędu samolotu, samochodu lub roweru zwiększenie ich prędkości,
- bezciśnieniową pracę,
- zabezpieczenie przed skutkami gwałtownego zmniejszenia się ciśnienia na skutek przedziurawienia, przestrzelenia itp.

#### 6. LITERATURA:

- [1] COYLE M., WHITEING A.E., MURRAY W.: Fuel saving interventions: Facts and fiction. Transport and Logistics Unit , University of Huddersfield. 06.03.02.  
<http://www.hud.ac.uk/sas/trans/>
- [2] <http://mitglied.lycos.de/Autoelektrik/Erc.htm#Ac>
- [3] <http://www.asn-linz.ac.at/schule/th3/homepage/Reibung/sld010.htm>
- [4] <http://www.nts.gov/Publictn/2001/AAR0102.pdf> - Aircraft Accident Report, Runway Overrun During Landing, American Airlines Flight 1420, McDonnell Douglas MD-82, N215AA, Little Rock, Arkansas, June 1, 1999. National Transportation Safety Board. 2001. Aircraft, Accident Report NTSB/AAR-01/02. Washington, DC.
- [5] [http://www.schnacki.de/bike\\_physik.htm](http://www.schnacki.de/bike_physik.htm)
- [6] <http://www.tc.gc.ca/tcd/publication/pdf/13800/13837e.pdf> - Andersen A. and Wambold J.C.: TP 13837E, Friction Fundamentals, Concepts and Methodology, Prepared for

- Transportation Development Centre, Transport Canada, October 1999. Mobility Friction Technology AS, CDRM Inc.
- [7] <http://www.tc.gc.ca/tdc/publication/pdf/13900/13957e.pdf> - Bastian M. and Corll J.B.: Report LTR-FR-185, TP 13957E, Dash 8 Aircraft Braking Performance on Winter Contaminated Runways. Institute for Aerospace Reserch, Canada , August 2002.
- [8] <http://www.llnl.gov/str/Hybridtable.html>
- [9] KOWAL A., REICHEL J.: Zgłoszenie patentowe „Opona koła pojazdu”, nr P- 355 059 z dnia 15.07.2002 r.
- [10] KOWAL A.: Badania oporów oscylacyjnego ruchu tocznego. XX Sympozjon PKM. Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej (ISSN 1429-6055), nr 271/2001, z. 69, s. 45-52. Opole- Polanica Zdrój, 24-28.09.2001.
- [11] KOWAL A.: Ocena oporów ruchu tocznego. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe. Biuletyn OBRUM (14) nr 1, s. 83-91, Gliwice 2001.
- [12] KOWAL A.: Rollwiderstaende. Tribologie – Fachtagung 2001 mit internationalen Beteiligung. Reibung, Schmierung und Verschleiss. Forschung und praktische Anwendungen. Band I, S. 7.1-7.10. Goettingen, 24-26 September 2001.
- [13] KOWAL A.: Zgłoszenie patentowe „Sposób i urządzenie do wyznaczania współczynnika tarcia”, nr P- 342 126 z dnia 21.08.2000 r., Biuletyn Urzędu Patentowego nr 5 (735) 2002, s. 49, numer A1 (21) 342126.
- [14] LACOMBE J.: Tire model for simulations of vehicle motion on high and low friction road surfaces. S 1025-1034. Proceedings of the 2000 Winter Simulation Conference.
- [15] Patent The Goodyear Tires & Rubber Company: „Pendulum rolling resistance test”, nr WO 00/37921 (PCT/US98/27414) z dnia 29.06.2000 r.

## VEHICLE WHEEL TYRE

**Abstract:** New methods are presented of evaluating the resistance of rolling motion resistance useful in the analysis of the motion of vehicle wheels. A vehicle wheel tyre of novel design is also described – it features low rolling resistance and safe behaviour in case of puncture.

Recenzent: dr inż. Jacek SPAŁEK