Wojciech PILLICH
Katedra Automatyzacji Procesów Technologicznych
i Zintegrowanych Systemów Wytwarzania, Wydział Mechaniczny Technologiczny,
Politechnika Śląska, Gliwice

WYBRANE ZAGADNIENIA NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wybrane wyniki badań napędu perystaltycznego, w którym ruch uzyskuje się za pomocą oddziaływania elastycznego przewodu na koło zaciskające przewód zasilany płynem pod ciśnieniem. Opisano opracowane konstrukcje zespołów napędu zastosowane w budowie stanowisk badawczych i mogących być wykorzystanych w budowie urządzeń. Zaprezentowano metodę obliczeń podstawowych parametrów napędu niezbędnych do jego projektowania. Zaprezentowano wyniki eksperymentalnych badań siły naporu oraz wzrostu oporu jazdy po przewodach elastycznych.

SELECTED QUESTIONS OF PERISTALTIC DRIVE

Summary. The part of the investigation into a peristaltic drive, in which movement is obtained by an interaction between an elastic hose and a wheel clipping the hose powered by the fluid under pressure is presented. The construction of drive used in the calculation station construction and to device realisation is stated. The method of calculation of some basic drive parameters essential for designing, such as size, position of the adhering hose surface to the wheel, strength of hose interaction with the wheel is presented.

1. Podstawy konstrukcji napędu

1.1. Zasada działania napędu

Napęd perystaltyczny realizowany jest przez ruchomy element zaciskający elastyczny przewód, gdy do tego przewodu zostaje pod ciśnieniem doprowadzany płyn, który wypełniając przewód spycha z niego zaciskający go element. Taką możliwość realizacji napędu opisano stosunkowo niedawno [3,4,5,7]. Dotychczas brak jest opracowań – poza pracami autora – dotyczących metody obliczeń umożliwiającej analityczne wyznaczenie parametrów charakteryzujących napęd, sposobu jego projektowania oraz oceny warunków stosowania napędu. Niniejsza praca przedstawia wyniki analitycznych oraz wybranych eksperymentalnych badań prowadzonych przez autora. Są to badania całkowicie oryginalne zarówno w metodzie, zakresie, jak i w wynikach [9,12,13,16-18]. Na przykład w dotychczasowych propozycjach stosowania napędu perystaltycznego wskazywano na jego

przydatność do poziomego przemieszczania elementów. Prace autora wykazały możliwość zastosowania napędu perystaltycznego także do przemieszczania pionowego.

Nazwa oraz sposób napędu ma źródłosłów w procesach biologicznych i naśladowaniu ich w technice. Podczas zjawiska perystaltyki występuje transport płynu w przewodzie o odkształcalnych ściankach. Od tego zjawiska pochodzi wcześniej stwierdzona przydatność przepływu perystaltycznego w układach pompowych. Działanie pompujące jest osiągane jedynie przez przemieszczającą się falę elastycznej ścianki [2,22]. Ten rodzaj transportu perystaltycznego jest znany z fizjologii ludzi i zwierząt jako robaczkowe ruchy narządów wewnętrznych.

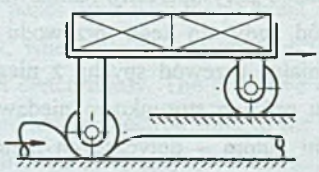
Zasada działania napędu perystaltycznego jest odwrotna w stosunku do zasady działania pompy perystaltycznej [22], gdyż w pompie perystaltycznej element oddziałujący na przewód wymusza ruch płynu w przewodzie, natomiast w napędzie perystaltycznym przewód wymusza ruch elementu [11].

W technice napęd perystaltyczny realizowany jest przez napór zasilanego sprężonym płynem przewodu na zaciskające go np. koło jezdne wózka. Przy spełnieniu pewnych warunków moment sił naporu przewyższa momenty oporów ruchu i następuje toczenie się koła po przewodzie. Ten sposób przemieszczania można nazywać także napędem przewodami elastycznymi lub transportem po przewodach elastycznych [8].

Napęd perystaltyczny spełnia wymagania ochrony środowiska. Wynika to z możliwości wyeliminowania zasilania elektrycznego w miejscu działania napędu także dla sterowania napędem. Unika się niekorzystnych cech napędu elektrycznego, wynikających z oddziaływania prądu na człowieka, hałasu związanego z działaniem silników elektrycznych oraz drgań wymuszanych obrotami niewyważonych elementów mechanizmów napędowych. W napędzie perystaltycznym może być stosowany każdy płyn pod ciśnieniem, w tym czysta woda, bez jakichkolwiek dodatków uszlachetniających lub sprężone powietrze, również nie wymagające uzdatniania. Możliwa jest natychmiastowa zamiana i przemienne stosowanie różnych płynów zasilających napęd. Napęd może być neutralny dla środowiska także podczas montażu, konserwacji oraz w sytuacjach awaryjnych [6].

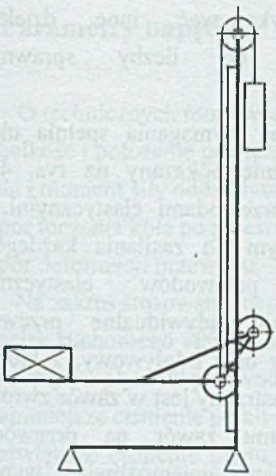
1.2. Opracowane konstrukcje

Zmodyfikowany przez autora model napędu perystaltycznego dla wózka przedstawiony jest na rys. 1. Od podstawowego modelu [3]. odróżnia się obciążeniem przewodów elastycznych jedynie częścią ciężaru ładunku i wózka. Możliwe jest regulowanie nacisku na przewód, który to nacisk powinien być jak najmniejszy ze względu na opory ruchu, jednak dostateczny dla zaciśnięcia przewodu i zapewnienia jego szczelności



Rys. 1. Napęd perystaltyczny przy częściowym obciążeniu przewodów
Fig. 1. Peristaltic drive at partly loaded of wheel

przy ciśnieniu i sile napędowej wymaganych do pokonania oporów ruchu wózka. Właściwie dobrany nacisk elementu zaciskającego, stosunkowo nieznacznie większy od odpowiadającego utracie szczelności, umożliwia powstawanie stosunkowo małych oporów toczenia. Taka postać oddziaływania jest korzystna także ze względu na trwałość przewodu [8].



Rys. 2. Schemat dźwignika o napędzie perystaltycznym
Fig. 2. Peristaltic drive of jack

Odmianą sposobu realizacji transportu napędem jak na rys. 1 jest stosowanie zestawu transportowego składającego się z napędzanego wózka jako pociągowego, ciągnącego wózek transportowy obciążony ładunkiem. W takim zastosowaniu obciążenie kół wózka napędowego dobiera się stosownie do potrzeb zachowania szczelności przy ciśnieniu niezbędnym dla uzyskania siły pociągowej większej od oporów ruchu zestawu transportowego.

Badano również złożone zadanie zastosowania napędu dla realizacji transportu pionowego. Opracowano odmianę wspornikowego zespołu jezdnego do stosowania przy trasach pionowych i nachylonych do poziomu pod dużym kątem, co przedstawiono na rys. 2 [10].

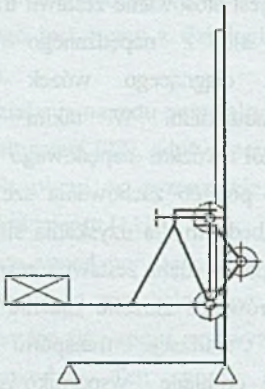
Liczba przewodów elastycznych ułożonych wzdłuż słupa jest dostosowywana do udźwigu urządzenia. Przewody zaciskane są kołem wspornika. Doprowadzenie sprężonego płynu do przewodu od dołu spowoduje podnoszenie wspornika obciążonego ładunkiem. Wspornik może być odciążony przeciwwagą. Nacisk kół zależny od ciężaru ładunku umożliwia dostosowanie ciśnienia do obciążenia użytkowego. Zrównoważenie przeciwwagą masy wspornika powoduje potrzebę dwustronnego zasilania przewodów, gdyż wspornik nie będzie się opuszczał pod wpływem własnego ciężaru.

Odmienną konstrukcję ma dźwignik, w którym nacisk kół napędowych jest niezależny od obciążenia użytkowego [15]. Konstrukcję takiego dźwigu schematycznie przedstawiono na rys. 3. Oprócz rolek wsporczych utrzymujących wspornik zastosowano dodatkową rolkę lub rolki o regulowanym nacisku na przewód lub przewody elastyczne.

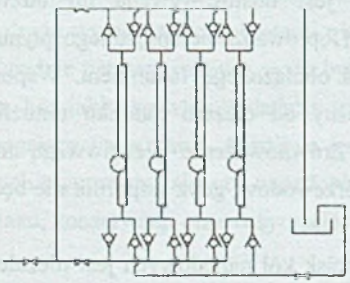
Rolka ta (lub rolki) ma nacisk na przewody niezależny od nacisku rolek utrzymujących w równowadze wspornik, toczących się bezpośrednio po słupie dźwignika.

W układach podnoszenia niezbędne jest zabezpieczenie się przed niekontrolowanym opadaniem zespołu jezdnego. Mogłoby to wystąpić po uszkodzeniu jednego z wzajemnie połączonych przewodów elastycznych lub utracie szczelności przewodu zasilającego układ. W celu zapobieżenia skutkom tych zdarzeń opracowano układ zasilania minimalizujący ich

negatywny wpływ na działanie napędu [14]. Układu zasilania napędu, gdy zawiedzie jeden z przewodów, działa tak, że pozostałe przewody są w stanie zapewnić wykonanie realizowanej czynności lub utrzymać ruchomy zespół w położeniu sprzed awarii. Następuje to przez wyłączanie z napędu uszkodzonego przewodu elastycznego, w którym ciśnienie obniżyło się. W sprawnych przewodach utrzymywane jest ciśnienie robocze, występujące w układzie przed uszkodzeniem przewodu. Napędzane urządzenie może dokończyć rozpoczęte czynności, a także wykonywać inne działania stosownie do liczby sprawnych przewodów.



Rys. 3. Schemat dźwignika o regulowanym nacisku rolki napędowej
Fig. 3. Jack with peristaltic drive and with regulated pressure of driving rolls



Rys. 4. Układ napędowy dźwigu z dwustronnym zasilaniem przewodów
Fig. 4. Peristaltic drive of jack with two-sideet power suply

Opisane wymagania spełnia układ schematycznie pokazany na rys. 4, z czterema przewodami elastycznymi. W układzie tym do zasilania każdego z czterech przewodów elastycznych zastosowano indywidualne przewody dopływowy oraz odpływowy, z których każdy zaopatrzony jest w zawór zwrotny. Dzięki temu zawór na przewodzie dopływowym uniemożliwia wypływ płynu przy obniżeniu się ciśnienia zasilania, natomiast zawór na przewodzie opływowym umożliwia przepływ płynu dopiero po otwarciu zaworu odpływowego napędzanego urządzenia przy równomiernym spadku ciśnienia w układzie. Wszystkie przewody dopływowe oraz oddzielnie odpływowe są podłączone do głównych przewodów dopływowego i odpływowego, na których również zainstalowano zawory zwrotne. W przypadku obniżenia ciśnienia w jednym z przewodów elastycznych następuje zamknięcie zaworu odpływowego tego przewodu wskutek oddziaływania wyższego ciśnienia w innych przewodach elastycznych niż w przewodzie uszkodzonym, co uniemożliwia wypływ płynu z nieuszkodzonej części instalacji poprzez przewód uszkodzony. Zależnie od potrzeb eksploatacyjnych przedstawiony układ można zastosować w wersjach

przy zasilaniu obu końców przewodów elastycznych jak na rys. 4 lub przy zasilaniu jednostronnym.

Przedstawione zróżnicowane podstawowe konstrukcje z zastosowaniem napędu perystaltycznego umożliwiają jego dostosowanie do określonych zadań. Jednak do zaprojektowania napędu niezbędne jest wyznaczenie jego podstawowych cech.

2. Parametry napędu

O technicznych możliwościach napędu perystaltycznego decydują takie parametry, jak:
- wielkość i położenie powierzchni dolegania przewodu do koła jezdnego,
- siła i moment siły oddziaływania przewodu na koło jezdne,
- opór toczenia koła po przewodzie,
- opór deformacji przewodu.

Na zakres stosowania napędu wpływają:
- nacisk ruchomego elementu na przewód, niezbędny do zaciśnięcia przewodu i zamknięcia przepływu płynu w przewodzie pod kołem,
- najmniejsze ciśnienie płynu w przewodzie, umożliwiające ruch,
- największe ciśnienie płynu, dopuszczalne ze względu na przepływ płynu pod elementem zaciskającym przewód,
- siła uciągu zespołu jezdnego posadowionego na przewodzie,
- największe ciśnienie płynu, dopuszczalne ze względu na wytrzymałość przewodu. Cecha ta głównie zależy od konstrukcji i tworzywa przewodu. W mniejszym stopniu związana jest z parametrami decydującymi o działaniu napędu.

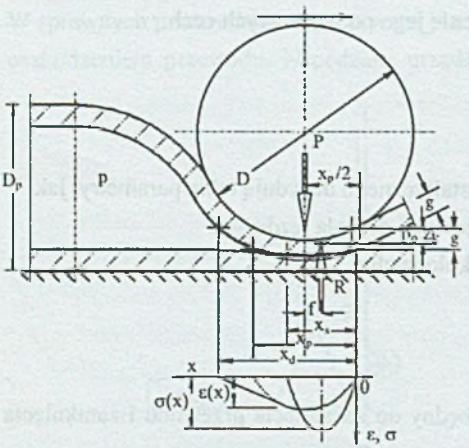
3. Model zaciśnięcia przewodu

3.1. Naprężenia i odkształcenia

W analizie modelu zaciskania przewodu rozpatrywany jest typowy przypadek, gdy sztywności tworzyw podłoża i koła są znacznie większe od sztywności przewodu. Dotyczy to także kół o bieżniach z tworzyw sztucznych, zgodnie z pracą [21]. Zjawisko deformacji zaciskanego przewodu, powtarzające się przy każdorazowym przetoczeniu koła, opisano reologicznym modelem Voigta. Uwzględnia on przesunięcie fazowe między naprężeniem a odkształceniem. Taki model przyjęto także w pracy [1], zajmującej się zjawiskiem współdziałania taśm przenośnikowych z krążnikami. Analizując lepkie tarcie w tworzywie przewodu uwzględniono przerwy w obciążaniu przewodu. Jednak nie można zakładać ciągłych i harmonicznych wymuszeń obciążenia, jak to ma miejsce w przenośnikach taśmowych. Za każdym zaciśnięciem przewodu występują zjawiska właściwe jedynie dla

pierwszego okresu przy wymuszeniach ciągłych. Czas zgniatania jest bowiem wielokrotnie krótszy od czasu między kolejnymi odkształceniami, które ponadto nie muszą być cykliczne.

Współdziałanie toczącego się koła z jednorodnym przewodem przy ciśnieniu $p > p_o$ przedstawia rys. 5. Pod kołem następuje odkształcenie przewodu, a na jego powierzchni występują naprężenia $\sigma(x)$ i odkształcenia $\varepsilon(x)$. Rozkład nacisków na szerokości przewodu dla płaskiego podłoża i walcowego koła przyjęto jako stały. Zaciśnięte ścianki przewodu w strefie odkształcenia przyjęto jako materiał jednorodny o zastępczych właściwościach. Zakładając wymaganą małą grubość ścianki pominięto jej zginanie na końcach. Wartości odkształceń ścianek przewodu sumują się pod kołem na powierzchni przewodu [16]. Wobec dociskania ścianki przewodu do powierzchni koła na rys. 5 uwidoczniono odkształcenia między wewnętrznymi ściankami przewodu.



Rys. 5. Naprężenia od ściskania i odkształcania przewodu zaciśniętego kołem
Fig. 5. Stresses from compressions and deformations of hose tightened with wheel

Na powierzchni styku wyróżnia się dwie strefy jego kontaktu z przewodem, przedstawione na rys. 5 - strefę efektywnego kontaktu x_S i strefę pozornego kontaktu x_p. Odkształcenie przewodu występuje na odcinku deformacji o długości x_d, przesuwającym się wraz z toczącym się kołem. Zgodnie ze sposobem obciążania naprężenia od ściskania $\sigma(x)$ występują na odcinku x_S. Odkształcenia $\varepsilon(x)$ są przesunięte w stosunku do naprężeń i na końcu odcinka x_S mają wartość ε_S. Odcinek odkształceń x_p, symetryczny względem osi koła, odpowiada stanowi spoczynku koła, dla którego $x_S = x_p$.

Naprężenie w strefie kontaktu koła z przewodem na podobieństwo paraboli nacisków Hertza opisano za pomocą równania:

$$\sigma = C(x_s \cdot x - x^2), \tag{1}$$

gdzie: C - stała,

x_s - długość strefy efektywnego kontaktu przewodu z kołem (rys. 5).

Odkształcenia przewodu w strefie kontaktu efektywnego wyznacza równanie:

$$\varepsilon = \frac{C}{E_p}(x_p \cdot x - x^2), \tag{2}$$

gdzie: E_p - moduł sprężystości przewodu przy ściskaniu,

x_p - długość strefy pozornego kontaktu przewodu z kołem (rys.5).

Pole powierzchni pod parabolą naprężeń i ich rozkład opisują reakcję R przewodu:

$$R = \int_0^{x_s} \sigma(x) \cdot B \cdot dx = \frac{1}{6} C \cdot B \cdot x_s^3, \tag{3}$$

gdzie: D_p - zewnętrzna średnica przewodu,

B - szerokość przewodu.

Dla $x = 0{,}5x_s$ wyznaczane jest największe naprężenie oraz dla $x = 0{,}5x_p$ największe odkształcenie przy ściskaniu, które wynoszą:

$$\sigma_{max} = \frac{3R}{\pi \cdot D_p \cdot x_s}, \tag{4}$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{3R \cdot \delta^2}{\pi \cdot D_p \cdot x_s \cdot E_p} \tag{5}$$

3.2. Długość strefy odkształcenia przewodu

Na podstawie zależności geometrycznych z rys. 5 wynika, że

$$x_p = 2\sqrt{D \cdot z_k}, \tag{6}$$

gdzie: D - średnica koła tocznego,

z_k - zagłębienie koła w przewodzie, które można wyznaczyć doświadczalnie.

Ponieważ równocześnie

$$z_k = 2g \cdot \varepsilon_{max}, \tag{7}$$

gdzie g jest grubością przewodu,

można wyznaczyć długość strefy efektywnego kontaktu, która wynosi:

$$x_s^3 = \frac{12g \cdot D \cdot R}{B \cdot E_p} \tag{8}$$

Zależność ta służy do wyznaczania modułu sprężystości przewodu E_p po dokonaniu pomiaru zagłębienia z_k koła w przewodzie przy braku zasilania przewodu, gdy $x_s = x_p$:

$$E_p = \frac{3g \cdot R}{\pi D_p \sqrt{D \cdot z_k^3}}, \tag{9}$$

przy czym reakcja zasilanego przewodu wynosi:

$$R = P - N_z, \tag{10}$$

gdzie: P – obciążenie kołem pojedynczego przewodu (rys. 5),

N_z – składowa normalna siły naporu (rys. 6).

3.3. Tłumienie w przewodzie

W ściskanym przewodzie występuje tarcie wewnętrzne powodujące tłumienie, którego miarą jest liczba tłumienia ψ_d, wyrażana ilorazem pola powierzchni pętli histerezy - energii rozproszonej ΔE_d i pola powierzchni pod gałęzią obciążenia - energii deformacji przewodu E_d. Opis dotyczy pętli histerezy dla jednokrotnego obciążenia i odciążenia.

Strata energii wyznaczana polem powierzchni histerezy wynosi:

$$\Delta E_d = V\int_0^{x_s} \sigma \cdot d\varepsilon, \tag{11}$$

gdzie $V = \pi \cdot g \cdot D_p \cdot x_s$ - jest objętością przewodu ściskaną kołem.

Przekazywanie energii na przewód przez toczące się koło odbywa się na długości $0{,}5x_p$, na której koło stopniowo zagłębia się w przewodzie, a następnie odkształcenie przewodu zmniejsza się. Wynika stąd, że energia deformacji przewodu wynosi:

$$E_d = V\int_0^{0.5x_p} \sigma \cdot d\varepsilon \tag{12}$$

Oznaczając stosunek długości stref kontaktu

$$\delta = \frac{x_p}{x_s} \tag{13}$$

jako miarę tłumienia, po podstawieniach energia deformacji jest równa:

$$E_d = \frac{3}{4}(4-\delta)\delta^3 \sqrt[3]{\frac{g^2(P-N_z)^5}{3\pi^2 D_p^2 \cdot D \cdot E_p^2}} \tag{14}$$

Po obliczeniach uzyskuje się zależność dla liczby tłumienia o postaci:

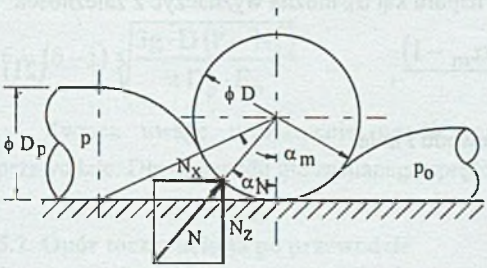
$$\psi_d = \frac{16(\delta-1)}{(4-\delta)\delta^3} \tag{15}$$

4. Oddziaływanie przewodu na koło

4.1. Powierzchnia i kąt naporu

Oddziaływanie przewodu na koło następuje na powierzchni, której szczyt odpowiada kątowi dolegania przewodu do koła α_m przedstawionemu na rys. 6.

Teoretyczny kąt dolegania wyznaczono przy założeniach, że swobodne części przewodu pod ciśnieniem, mają tendencję do przyjmowania postaci walcowej, a w przekrojach poprzecznych, prostopadłych do podłoża, przewód zachowuje stałą długość obwodu [13]. Ciśnienie w przewodzie przed kołem p_o jest równe ciśnieniu otoczenia.



Rys. 6. Oddziaływanie przewodu na koło
Fig. 6. Interaction between the wheel and hose

Z obliczeń uwzględniających założenia wynika, że największy kąt dolegania wynosi:

$$\overline{\alpha}_m = \arccos\left(\frac{1}{2\frac{D_p}{D}+1}\right), \tag{16}$$

natomiast pole teoretycznej powierzchni dolegania zawartej pomiędzy kątami α_o i α_m wynosi:

$$A_t = \int_{\alpha_o}^{\alpha_m} \frac{\pi}{4}\left[2D_p - D(1-\cos\alpha)\right]\frac{D}{2}\,d\alpha, \tag{17}$$

gdzie α_o – początkowy kąt naporu, od którego następuje oddziaływanie ciśnienia w przewodzie na koło.

Początkowy kąt naporu wyznaczony z warunku zrównania ciśnienia w przewodzie z naprężeniem ściskającym w strefie deformacji przewodu przez ruchome koło wynosi:

$$\overline{\alpha}_0 = \left(1-\delta+\sqrt{1-\frac{p}{\sigma_{max}}}\right)\sqrt[3]{\frac{24\,g\,(P-N_z)}{\pi\,D_p\cdot D^2\cdot E_p}}, \tag{18}$$

gdzie nacisk σ_{max} wyznacza się z zależności (4).

Dla sytuacji spoczynku koła, np. przy rozpoczynaniu ruchu, spoczynkowy początkowy kąt naporu wynosi:

$$\overline{\alpha}_0' = \delta\sqrt[3]{\frac{24\,g\,(P-N_z)}{\pi\,D_p\cdot D^2\cdot E_p}} \tag{19}$$

Po obliczeniu pole teoretycznej powierzchni dolegania wynosi:

$$A_t = \frac{\pi D^2}{8}\left[\left(2\frac{D_p}{D}-1\right)(\overline{\alpha}_m-\overline{\alpha}_o)+\sin\alpha_m-\sin\alpha_o\right] \tag{20}$$

Przy założeniu, że kąt α_o jest mały w porównaniu do kąta α_m i można go pominąć, odpowiadający położeniu środka powierzchni naporu kąt α_N można wyznaczyć z zależności:

$$\alpha_N = \frac{1}{2}\frac{(u-1)\overline{\alpha}_m^2 + 2(\overline{\alpha}_m \sin\alpha_m + \cos\alpha_m - 1)}{(u-1)\overline{\alpha}_m + \sin\alpha_m}, \tag{21}$$

gdzie $u = D_p / D$ – jest stosunkiem średnic przewodu i koła.

4.2. Napór przewodu na koło

Siła naporu N przewodu elastycznego na koło toczne zależy od ciśnienia płynu w przewodzie oraz powierzchni naporu przewodu na koło. Oddziaływanie przewodu na koło zredukowane do siły naporu przyłożonej w środku naporu pod kątem α_N przedstawiono na rys. 6. Przy ciśnieniu p_o w przewodzie przed kołem, równym ciśnieniu zewnętrznemu, nie wystąpi siła oddziaływania przewodu, przeciwdziałająca ruchowi [12].

Siła teoretyczna oddziaływania przewodu na koło i jej składowe wynoszą:

$$N_t = \frac{\pi}{8}\left[\left(2\frac{D_p}{D} - 1\right)\overline{\alpha}_m + \sin\alpha_m\right] D^2 \cdot p, \tag{22}$$

składowa siły naporu działająca wzdłuż przewodu:

$$N_x = p \cdot A_t \sin\alpha_N \tag{23}$$

oraz składowa siły naporu działająca w poprzek przewodu:

$$N_z = p \cdot A_t \cos\alpha_N \tag{24}$$

W zależnościach pominięto wpływ małego kąta α_o.

5. Opory jazdy po przewodzie

5.1. Współczynnik tarcia potoczystego

Podczas toczenia koła po przewodzie następuje rozproszenie energii w przewodzie, którego wynikiem jest przesunięcie fazowe między wektorami odkształcenia i naprężenia. Objawia się to przesunięciem wypadkowej reakcji R przewodu na koło względem nacisku koła P, pokazane na rys. 5. Jest ono skutkiem przemieszczenia odkształceń względem naprężeń [17]. Przesunięcie to, nazywane współczynnikiem tarcia potoczystego, wynosi:

$$f = 0{,}5(x_p - x_s) \tag{25}$$

Eksperymentalnie - mierząc zagłębienie koła w przewodzie - współczynnik tarcia potoczystego, po uwzględnieniu zależności (6), można wyznaczyć na podstawie wzoru:

$$f = \left(1 - \frac{1}{\delta}\right)\sqrt{D \cdot z_k} \tag{26}$$

Uwzględniając zależności (3.16), (3.17) i (3.8) współczynnik tarcia potoczystego wynosi:

$$f = (\delta - 1)\sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_z)}{\pi D_p \cdot E_p}} \tag{27}$$

Zwraca uwagę uzależnienie współczynnika tarcia potoczystego od ciśnienia w przewodzie. Dla przewodu nie zasilanego sprężonym płynem $N_z = \tilde{0}$.

5.2. Opór toczenia koła po przewodzie

Uwzględniając znaną postać zależności na obliczanie oporu tarcia potoczystego $W_f = \frac{2f}{D} R$, po uwzględnieniu zależności (8), (13) i (25), opór toczenia koła po przewodzie elastycznym wynosi:

$$W_f = (\delta - 1)\sqrt[3]{\frac{24g\,(P - N_z)^4}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}} \tag{28}$$

Zwiększenie średnicy przewodu pod wpływem ciśnienia, a tym samym zmniejszenie jego grubości, nie ma wpływu na opory toczenia koła, gdyż koło wtacza się na część przewodu nie zasilaną sprężonym płynem. Może mieć wpływ na wartość pole powierzchni dolegania.

5.3. Opór deformacji przewodu

Koło toczące się po zaciskanym przewodzie wykonuje pracę deformacji przewodu opisaną zależnością (11). Ponieważ praca ta jest realizowana na drodze $0{,}5x_p$, opór deformacji wynosi:

$$W_d = \frac{2E_d}{x_p} \tag{29}$$

Po podstawieniach zależności (8) i (13) opór deformacji przewodu wynosi:

$$W_d = (4 - \delta)\delta^2 \sqrt[3]{\frac{3g(P - N_z)^4}{64\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}} \tag{30}$$

Dla przewodu nie zasilanego sprężonym płynem $N_z = 0$.

Opory toczenia i deformacji zależą od ciśnienia w przewodzie. Cecha ta wymaga oddzielnego wyznaczania oporów ruchu dla każdego obciążenia koła. Regulując obciążenia kół napędzanych i ciśnienie w przewodach możliwe jest zmniejszanie oporów, lecz ograniczeniem może być utrata szczelności zaciśnięcia przewodów.

5.4. Zastępczy współczynnik tarcia potoczystego

W obliczeniach technicznych wygodne jest stosowanie jednego oporu toczenia uwzględniającego jego oba składniki oporu: tarcia potoczystego oraz deformacji przewodu. Także w badaniach eksperymentalnych trudne jest rozdzielenie wszystkich składników oporu jazdy. Możliwe jest wtedy porównanie oporów jazdy po różnych podłożach oraz porównywanie wyników badań analitycznych i eksperymentalnych.

Zastępczy współczynnik tarcia potoczystego wynikający z sumy oporów toczenia oraz deformacji (mający wymiar długości) wynosi:

$$f_z = \frac{1}{8P}\left[8(\delta-1)+(4-\delta)\delta^2\right]\sqrt[3]{\frac{3g\cdot D(P-N_z)^4}{\pi D_p\cdot E_p}} \qquad (31)$$

Oprócz wymienionych oporów w obliczeniach mechanizmów uwzględnia się inne składniki oporów jazdy, jak: tarcia w łożyskach kół, pokonywania pochyłości, bezładności ruchomych elementów napędu.

6. Ciśnienia robocze i siła uciągu

6.1. Najmniejsze ciśnienie jazdy

Utrzymanie jazdy ze stałą prędkością wymaga zrównoważenia składowej siły naporu przewodu na koło oraz oporów toczenia koła po przewodzie, obracania kół i pokonywania pochyłości. Najmniejsze ciśnienie utrzymujące jazdę ze stałą prędkością po trasie nachylonej do poziomu wynosi:

$$p_{min} = \frac{1}{4D\cdot A_x}\left[8(\delta-1)+(4-\delta)\delta^2\right]\sqrt[3]{\frac{3g\cdot D(P-N_z)^4}{\pi D_p\cdot E_p}} + +\left(\frac{\mu\cdot d}{D}\pm tg\gamma\right)\frac{P}{A_{tx}}, \qquad (32)$$

gdzie: A_x - rzut teoretycznej powierzchni dolegania przewodu do koła na płaszczyznę prostopadłą do toru, obliczany po przystosowaniu zastosowaniem zależności (20),

N_z - napór prostopadły do podłoża wyznaczany z równania (24), zależny od ciśnienia w przewodzie; przy ciśnieniu p_{min} jest on stosunkowo niewielki,

d i μ - średnica czopa i liczba tarcia w łożysku koła,

γ - kąt nachylenia trasy względem poziomu.

6.2. Ciśnienie przepływu płynu pod kołem

Ciśnienie w przewodzie zbyt wysokie ze względu na obciążenie koła napędowego powoduje uniesienie koła i przepływ płynu w przewodzie pod kołem. Zależnie od wydajności urządzenia zasilającego może to być wypływ ciągły lub okresowy. Powoduje to zmniejszenie

sprawności napędu wynikające z większego zapotrzebowania płynu, obniżenie ciśnienia, czyli mniejszą siłę naporu, może wywołać niejednostajny ruch koła, a także - na pewien okres - jego zatrzymanie.

Jeżeli konstrukcja napędu to umożliwia, największe ciśnienie dla jazdy pojedynczego koła można wyznaczyć z zależności:

$$p_{max} = \frac{8P}{\pi D^2 \left[\left(2\frac{D_p}{D} - 1 \right) \overline{\alpha}_m + \sin\alpha_m \right] \cos\alpha_N} \tag{33}$$

Największe ciśnienie ruchu nie może przekraczać ciśnienia uznanego za dopuszczalne ze względu na wytrzymałość przewodu danego typu.

6.3. Siła uciągu

Napęd można zastosować w oddzielnym wózku pociągowym, ciągnącym lub pchającym właściwy wózek transportowy poruszający się po tradycyjnym podłożu. Układ taki może być korzystniejszy ze względu na sumaryczne opory ruchu. W tym przypadku należy wyznaczyć siły uciągu wózka pociągowego [18]. Wyznaczana jest ona jako różnica sił poziomych naporu i oporu jazdy zespołu jezdnego, Jest to także siła powodująca przyspieszenie ruchu w przypadku zastosowania napędu do pojedynczego wózka. Dla zespołu poruszającego się po poziomym torze, uwzględniając opór tarcia w łożyskach koła, od jednego koła napędowego uzyskuje się siłę uciągu wyznaczaną z zależności:

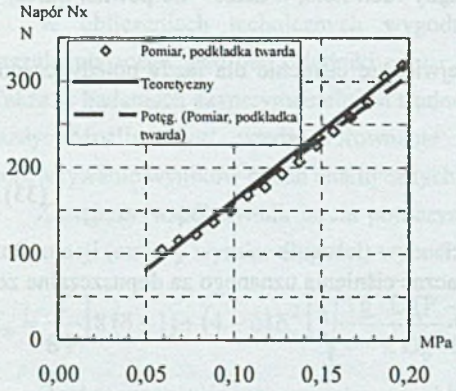
$$U = \frac{\pi}{8}\left[\left(2\frac{D_p}{D} - 1 \right) \overline{\alpha}_m + \sin\alpha_m \right] D^2 \cdot p \cdot \sin\alpha_N + \frac{1}{4D}\left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_{tz})^4}{\pi D_p \cdot E_p}} - \frac{\mu \cdot d}{D} P \tag{34}$$

Dla zespołu jezdnego mającego koła napędzane i nienapędzane, toczące się po przewodach elastycznych i po twardym podłożu, przeprowadza się sumowanie sił napędowych i oporów ruchu obliczonych oddzielnie dla poszczególnych kół mających zróżnicowane obciążenia.

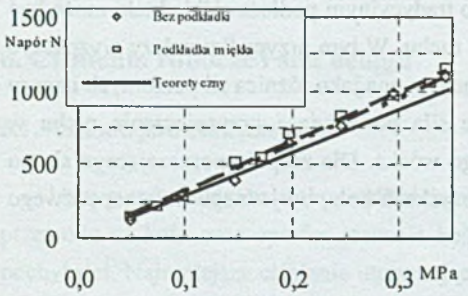
7. Badania eksperymentalne

Przytoczono wyniki wybranych badań eksperymentalnych przydatnych podczas projektowania napędu.

7.1. Napór przewodu na koło



Rys. 7. Siła naporu przewodu 52 na koło
Fig. 7. Pressure of hose 52 on wheel



Rys .8. Siła naporu przewodu 75 na koło
Fig .8. Pressure of hose 75 on wheel

Dla zastosowań napędu podstawowa jest informacja o naporze przewodu na koło. Poprawność przedstawionej metody obliczeń napędu perystaltycznego weryfikowano w badaniach, m.in. naporu przewodu na koło. Przykład wyników eksperymentalnych badań sił naporu przewodu na koło w kierunku wzdłużnej osi przewodów o średnicach 52 i 75 mm przedstawiają rys. 7 i 8.

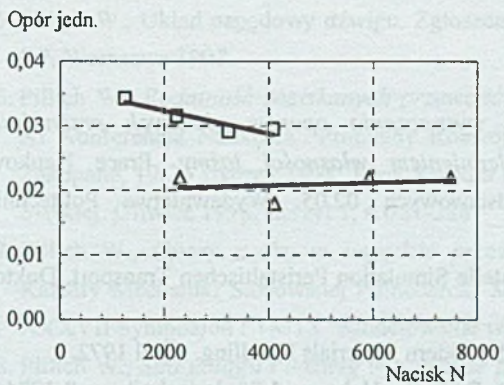
Badania dotyczyły torlenowych tkanych węży tłocznych z wkładką polietylenową [23]. Wymienione przewody elastyczne o innym przeznaczeniu, z dostępnych na rynku są najlepiej dostosowane do potrzeb napędu, przy ciśnieniach spotykanych w instalacjach sprężonego powietrza i wodociągowych. Zróżnicowane badania przeprowadzono na oryginalnym stanowisku badawczym, umożliwiającym badania oporów ruchu, siły naporu, dostosowanie ciśnień do warunków ruchu i trwałości przewodów. Badano przewody ułożone bezpośrednio na stalowej prowadnicy oraz ułożone za pośrednictwem twardej podkładki z PCV o grubości 2 mm i twardości 72°Sh lub miękkiej podkładki z PCV o grubości 2,5 mm i twardości 50°Sh. Podkładki mają wpływ na szczelność zaciśnięcia przewodu.

Występuje dobra zgodność wyników pomiarów (współczynnik korelacji ok. 0,98) i obliczeń teoretycznego naporu przewodu (linia ciągła).

7.2. Opór ruchu po przewodzie

W skład statycznego oporu ruchu po przewodzie elastycznym wchodzą opory: tarcia potoczystego rolki po przewodzie, deformacji przewodu pod rolką oraz tarcia w łożyskach rolki. Uwzględniono je łącznie, gdyż podczas pomiarów brak jest możliwości ich rozdzielenia. Na rysunku 9 przedstawiono różnicę jednostkowych oporów jazdy po przewodzie i podłożu bez przewodu – wzrost jednostkowego oporu jazdy - spowodowany przez przewód.

Badano sumaryczne opory ruchu wózka po przewodach i po podłożu stalowym, które następnie porównywano. Badaniom poddano wcześniej wymienione przewody, które mogą mieć praktyczne zastosowanie w napędach. Koła miały średnicę 93 mm. Uwzględniając obciążenia kół i warunki prowadzenia pomiarów, po obliczeniach uzyskano wartości jednostkowych oporów toczenia dla tych samych kół toczących się po stalowym podłożu i po przewodach. Pomiary prowadzono dla przewodów nie zasilanych, więc nie występowało odciążające działanie ciśnienia w przewodzie.



Rys. 9. Przyrost jednostkowych oporów jazdy po nie zasilanych przewodach 52 (dół) i 75 (góra)
Fig. 9. Increase of resistance's from travelling on hoses 52 (bottom) and 75 (top)

Wzrost oporów toczenia jest wyraźny, jednak w praktyce może być mniejszy wskutek odciążającego działania ciśnienia w przewodzie. Wtedy może być porównywalny z oporem jazdy po stalowym podłożu [20]. Odnosząc jednostkowy opór do jednostki szerokości zaciśniętego przewodu uzyskuje się zbliżoną wartość dla obu przewodów wynoszącą 0,26 l/m szerokości przewodu. Ponadto o zastosowaniu napędu prawdopodobnie będą decydowały również inne jego cechy. Może on zastąpić urządzenia, w których także występują dodatkowe opory ruchu.

Podsumowanie

W opracowaniu przedstawiono wyniki oryginalnych badań napędu perystaltycznego, w którym element toczny zaciska elastyczny przewód zasilany płynem pod ciśnieniem. Podano podstawowe koncepcje napędu. Na podstawie opracowanej teorii napędu możliwe jest wyznaczenie jego podstawowych parametrów, takich jak: pole powierzchni naporu przewodu na koło, siła i kąt naporu, opory tarcia potoczystego po przewodzie, opory deformacji przewodu, najmniejsze ciśnienie w przewodzie niezbędne do wywołania ruchu oraz ciśnienie największe, aby nie powodować utraty szczelności przewodu. Do wyznaczenia oporów ruchu dla danego przewodu elastycznego potrzebna jest znajomość modułu sprężystości przewodu zaciskanego kołem oraz miary tłumienia przewodu zależnej od liczby tłumienia tworzywa przewodu. Poprawność teorii napędu potwierdza przytoczone porównanie wyników teoretycznych i eksperymentalnych badań siły naporu.

Opory jazdy po przewodzie są większe niż po podłożu stalowym, lecz można je regulować, występuje bowiem zmniejszające opory, odciążające oddziaływanie siły naporu. Podano - wyznaczony eksperymentalnie - wzrost jednostkowego oporu jazdy dla nie zasilanych przewodów, który jest wzrostem maksymalnym. Dane dotyczą badań węży tłocznych o średnicach 52 i 75 mm, które mogą być stosowane w napędzie.

Przedstawione wyniki badań stanowią podstawę do projektowania napędów perystaltycznych. Napęd może zastąpić urządzenia wykonujące pewne działania dotychczas realizowane przez siłowniki, przenośniki, a także dźwignice.

Literatura

1. Gładysiewicz L., Żur T., *Metoda wyznaczania oporów głównych przenośnika taśmowego ze szczególnym uwzględnieniem własności taśmy.* Prace Naukowe Centralnego Programu Badań Podstawowych 02.05. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1990.
2. Grave H., Numerische und Experimentelle Simulation Peristaltischen Transport. Doktors Dissertation. R-WTH, Achen 1987.
3. Handling innovation booms in England. Modern Materials Handling, April 1972.
4. Peristaltischer Antrieb für Fördermittel. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, nr 8 1974. s. 275.
5. Pillich W., *Transport po przewodach elastycznych.* Przegląd Mechaniczny, nr 13-14, 1975.
6. Pillich W., *Koncepcja i możliwości transportu perystaltycznego.* Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, s. Mechanika, z.53, Gliwice 1977.
7. Pillich W., *Transportnye sistemy po gibkich provodach.* Nacionalnaja Naucno - Techniceskaja Konferencija "Podemno - transportnye mašiny i sistemy". Naucno - Techniceski Sojuz po Mašinostroene. Rezjume po dokladam, Varna 1976, s. 17. Dokladi, Sofija 1977, s. 228-236.
8. Pillich W., *Urządzenie transportowe.* Patent tymczasowy P 96843. Urząd Patentowy PRL. Warszawa 1978.
9. Pillich W., *Umschlingungsfläche des Rades durch die Leitung bei peristaltischer Antrieb.* Konferencja "Robotics in Theory and Practice, ROBTER'93". Referaty s.60-63. Prešov, wrzesień 1993. Strojnicka Fakulta Technickej Univerzity, Košice 1993.
10. Pillich W., Dźwignik napędzany przewodami elastycznymi. Zgłoszenie patentowe P 314068 z 30.04.1996. Urząd Patentowy RP. Warszawa 1996, 6s.
11. Pillich W., *Perystaltyka w napędach maszyn roboczych.* Maszyny Dźwigowo - Transportowe nr 3, 1996, s. 25-32.
12. Pillich W., *Siła naporu w napędzie przewodami elastycznymi.* (Force of influence the hoses in elastic hoses drive). Zbiór referatów. X Konferencja Naukowa "Problemy

Rozwoju Maszyn Roboczych". Zakopane, 20-24.01.1997. Wyd. MET. Warszawa 1997, z. 1, s. 219-226.
13. Pillich W., *Weryfikacja modelu powierzchni dolegania w napędzie przewodami elastycznymi.* Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, z. nr 4.Gliwice 1997 s. 305-310. XXXVI Sympozjon PTMTS "Modelowanie w mechanice". Wisła, 16-20.02.1997.
14. Pillich W., Układ zasilania dla napędów przewodami elastycznymi. Zgłoszenie patentowe P. 318833. Urząd Patentowy RP, Warszawa 1997.
15. Pillich W., Układ napędowy dźwigu. Zgłoszenie patentowe P. 323277. Urząd Patentowy RP, Warszawa 1997.
16. Pillich W., *Podatność zaciskanych przewodów w napędzie przewodami elastycznymi.* XI Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych". Zbiór referatów. Zakopane, 19-23 styczeń 1998. Wyd. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej. Gliwice 1998. Zeszyt 1, s. 281-288.
17. Pillich W., *Opory ruchu w napędzie przewodami elastycznymi.* Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, z. nr 7. Gliwice 1998, s. 405-410. XXXVII Sympozjon PTMTS "Modelowanie w mechanice". Wisła, 9-13.021998.
18. Pillich W., *Siła uciągu i udźwig w napędzie przewodami elastycznymi.* IV Konferencja Okrętownictwo i Oceanotechnika. Zbiór referatów. Wyd. Politechniki Szczecińskiej. Szczecin 1998, s. 259-266. Międzyzdroje, 3-5.06.1998.
19. Pillich W., *Przemieszczanie realizowane napędem przewodami elastycznymi.* Maszyny Dźwigowo - Transportowe nr 3, 2000, s. 5-12. III Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy Maszyn Transportowych" – 2000. Ustroń, 16-18.11.2000.
20. В. Пиллих: *Перистальтический привод в аспекте сопротивлений передвижения.* Сборник трудов X международной научно - технической конференции "Машиностроение и техносфера XXI века". Донетск – 2003. Том 3 стр. 41-44. Севастополь, 8-14.09.2003 г.
21. Severin D., Kühlken B., *Tragfähigkeit von Kunststoffrädern unter Berücksichtigung der Eigenerwärmung.* Konstruktion, v. 43 1991 Nr. 2 p. 65-71, Nr. 4 s. 153-160.
22. Reese G., *Modelle Peristaltischer Strömungen.* Fortschrift- Berichte VDI, nr 134. VDI-Verlag. Düsseldorf 1988, 124 s.
23. PN-87/M-51151. Sprzęt pożarniczy. Pożarnicze węże tłoczne.

Abstract

The peristaltic drive is executed by the movable element, e.g. the wheel of trolley clipping elastic hose supplied with fluid under pressure, which is causing pushing aside clipping element. Until now there are no papers, beside author's investigations – concerning calculation methods enabling the analytical determination of parameters characterising drive.

The author's original investigations in all method, range, and in results are introduced. This way of displacement can be also called the drive with elastic hoses or the elastic hoses transportation. The principle of the peristaltic drive functioning is opposite to the principle of the peristaltic pump working.

Modified by the author the model of trolley peristaltic drive differs from the basic model (in which the total weight is transmitted to elastic hoses), only with component of load and trolley of elastic hoses load. Well-chosen pressure of the clipping element, relatively insignificantly larger from equivalent tightness loss, enables occurring of the comparatively small turning resistance's.

The different way of transportation, is application of the transportation assembly containing the driven trolley as a tractive one, pulling down loaded transport trolley weighted. Other types of drive exist during the perpendicular transportation, where the multihose drive is useful. Moreover in lifting systems protection from uncontrolled falling of chargeable assembly e.g. after damage of one mutually connected elastic hose is necessary. To prevent from effects of such, invents the supply system minimalising negative influence on working drive was formulated.

In case of the drive design it is necessary to determine its basic features. Parameters that decide about technical possibilities of peristaltic drive are: the size and position of hose contact area with the wheel, the strength of the force influencing on the wheel, the resistance of the wheel turning on a hose, the resistance of the hose deformation. Drive parameters were being experimentally verified.