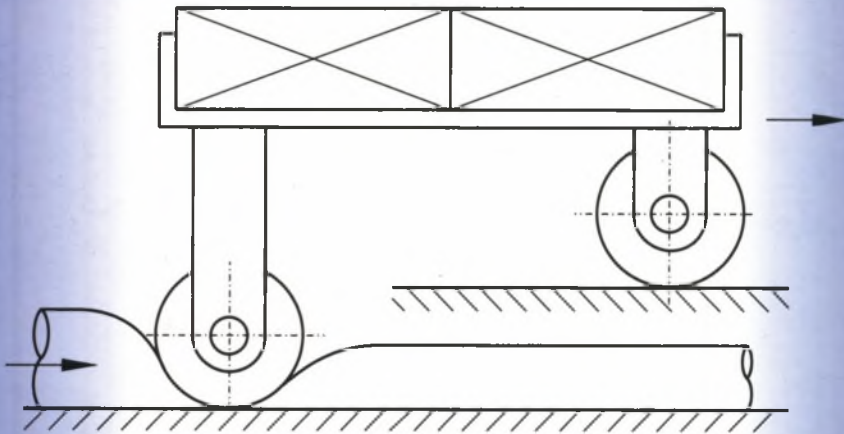


Wojciech PILLICH

NAPĘD PERYSTALTYCZNY W URZĄDZENIACH TRANSPORTOWYCH



POLITECHNIKA ŚLĄSKA
ZESZYTY NAUKOWE
Nr 1639

Wojciech PILLICH

**NAPĘD PERYSTALTYCZNY
W URZĄDZENIACH TRANSPORTOWYCH**

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Stanisław MICHAŁOWSKI

Prof. dr hab. inż. Eugeniusz RUSIŃSKI

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY - Prof. dr hab. inż. Andrzej BUCHACZ

REDAKTOR DZIAŁU - Dr hab. Ryszard NOWOSIELSKI

Profesor Politechniki Śląskiej

SEKRETARZ REDAKCJI - Mgr Elżbieta LEŚKO

REDAKCJA

Mgr Aleksandra KŁOBUSZOWSKA

REDAKCJA TECHNICZNA

Alicja NOWACKA

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0434-0817

Copyright © 2004 by Wojciech Pillich, Gliwice, Poland

*Wyrażam wdzięczność żonie Elżbiecie
za towarzyszenie i wspieranie
podczas realizacji niniejszej pracy*

SPIS TREŚCI

PRZEDMOWA.....	11
WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ	13
1. WSTĘP	15
1.1. Miejsce napędu perystaltycznego w systemach transportu wewnętrznego.....	15
1.2. Cele pracy	17
1.3. Zakres pracy	18
1.4. Tezy pracy	22
1.5. Założenia i ograniczenia.....	22
2. OPIS NAPĘDU	23
2.1. Zjawisko perystaltyki	23
2.1.1. Przepływ perystaltyczny	23
2.1.2. Napęd perystaltyczny.....	24
2.2. Elementy i zespoły napędu.....	26
2.2.1. Przewody	26
2.2.2. Zespoły jezdne	30
2.2.3. Układ zasilania.....	32
2.3. Zalety i wady napędu perystaltycznego	33
2.4. Porównanie napędu perystaltycznego z innymi napędami	34
2.5. Parametry napędu	36
3. MODEL ZACIŚNIĘCIA PRZEWODU.....	38
3.1. Naprężenia i odkształcenia w przewodzie.....	38
3.2. Długość strefy odkształcenia przewodu	42
3.3. Tłumienie w przewodzie	44
3.4. Sztywność przewodu	46
3.5. Największe naprężenie i odkształcenie	49
3.6. Eksperymentalne badania przewodów elastycznych	50
3.6.1. Opis badań	50
3.6.2. Fizyczne własności przewodów.....	51
3.6.3. Moduł sprężystości przy zaciskaniu	52
3.6.4. Moduł sprężystości wzdłużnej i obwodowej.....	56

3.6.5. Wytrzymałość na rozciąganie	62
3.6.6. Tłumienie w przewodzie	64
3.6.7. Wnioski z badań	64
4. ODDZIAŁYWANIE PRZEWODU NA KOŁO JEZDNE	67
4.1. Powierzchnia dolegania przewodu do koła	67
4.1.1. Powierzchnia teoretyczna	67
4.1.2. Wpływ ciśnienia na powierzchnię dolegania	71
4.1.3. Powierzchnia rzeczywista	72
4.2. Początkowy kąt naporu	73
4.3. Środek naporu	75
4.4. Napór przewodu na koło	77
4.5. Eksperymentalne badania dolegania przewodu do koła	80
4.5.1. Opis badań	80
4.5.2. Powierzchnia dolegania koła w poprzek przewodu	81
4.5.3. Powierzchnia dolegania koła wzdłuż przewodu	82
4.5.4. Napór przewodu na koło	84
4.5.5. Wnioski z badań	85
5. OPORY JAZDY PO PRZEWODZIE	87
5.1. Liczba tarcia potoczystego	87
5.2. Opór toczenia koła po przewodzie	88
5.3. Opór deformacji przewodu	88
5.4. Opór obracania kół	89
5.5. Opór jazdy	90
5.6. Zastępcza liczba tarcia potoczystego	91
5.7. Eksperymentalne badania oporu jazdy	93
5.7.1. Opis stanowisk badawczych	93
5.7.2. Opis badań	100
5.7.3. Opór ruchu po przewodzie	101
5.7.4. Opór własny ruchu wózka	106
5.7.5. Zmniejszenie oporów ruchu	106
5.7.6. Wnioski z badań	108
6. CIŚNIENIA ROBOCZE I SIŁA UCIĄGU	109
6.1. Najmniejsze ciśnienie jazdy	109
6.2. Ciśnienie przepływu płynu pod kołem	110
6.3. Siła uciągu	111
6.4. Udźwig	111

6.5. Eksperymentalne badania roboczego ciśnienia i udźwigu.....	113
6.5.1. Opis badań	113
6.5.2. Ciśnienie przepływu płynu pod kołem.....	114
6.5.3. Moment udźwigu (udźwig)	116
6.5.4. Wnioski z badań	118
7. ZJAWISKA DYNAMICZNE W NAPĘDZIE.....	119
7.1. Opis ruchu napędu.....	119
7.1.1. Zależności podstawowe.....	119
7.1.2. Zależności dla napędu perystaltycznego.....	121
7.1.3. Model napędu.....	123
7.2. Badania prędkości i przyspieszenia.....	128
7.2.1. Opis badań	128
7.2.2. Prędkość ruchu.....	128
7.2.3. Przyspieszenie platformy.....	129
7.2.4. Wnioski z badań	133
8. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO.....	135
8.1. Wybór urządzenia.....	135
8.2. Koncepcja dźwigu	136
8.2.1. Istota napędu	136
8.2.2. Zastosowane wynalazki.....	137
8.3. Opis projektu dźwigu	143
8.3.1. Założenia projektu.....	143
8.3.2. Charakterystyka i opis dźwigu	144
8.3.3. Projekt techniczny.....	146
9. WNIOSKI KOŃCOWE.....	148
9.1. Wnioski ogólne.....	148
9.2. Wnioski szczegółowe.....	150
LITERATURA	152
STRESZCZENIE	160

CONTENTS

PREFACE	11
LIST OF IMPORTANT SYMBOLS	13
1. INTRODUCTION	15
1.1. Peristaltic drive in internal transport systems	15
1.2. Aim of the paper	17
1.3. The scope of the paper	18
1.4. Theses	22
1.5. Principles and limits	22
2. DESCRIPTION OF DRIVE	23
2.1. Peristaltic occurrence	23
2.1.1. <i>Peristaltic flow</i>	23
2.1.2. <i>Peristaltic drive</i>	24
2.2. Components and aggregates of drive	26
2.2.1. <i>Hoses</i>	26
2.2.2. <i>Support aggregates</i>	30
2.2.3. <i>Power supplies system</i>	32
2.3. Advantages and failing of peristaltic drive	33
2.4. Comparison peristaltic drive with other drives	34
2.5. Parameters of drive	36
3. MODEL OF COMPRESSED HOSE	38
3.1. Tensions and deformations in hose	38
3.2. Length of hoses deformation area	42
3.3. Damping in hose	44
3.4. Stiffness of hose	46
3.5. Maximal tensions and deformations	49
3.6. Experimental investigations of elastic hoses	50
3.6.1. <i>Description of the investigations</i>	50
3.6.2. <i>Physical properties of hoses</i>	51
3.6.3. <i>Modulus of elasticity at compressing</i>	52
3.6.4. <i>Modulus longitudinal and transversal elasticity</i>	56
3.6.5. <i>Strength on tensile</i>	62

3.6.6. <i>Damping in hose</i>	64
3.5.7. <i>Conclusions from investigations</i>	64
4. INFLUENCE OF HOSE ON WHEEL	67
4.1. Contact area of hose with wheel	67
4.1.1. <i>Theoretical area</i>	67
4.1.2. <i>Influence of pressure on contact area</i>	71
4.1.3. <i>Real area</i>	72
4.2. Initial angle of pressure	73
4.3. Centre of pressure	75
4.4. Pressure of hose on wheel	77
4.5. Experimental investigations of contact of hose to wheel	80
4.5.1. <i>Description of investigations</i>	80
4.5.2. <i>Contact area of wheel crosswise of hose</i>	81
4.5.3. <i>Contact area of wheel along of hose</i>	82
4.5.4. <i>Pressure of hose on wheel</i>	84
4.5.5. <i>Conclusions from investigations</i>	85
5. RESISTANCES OF TRAVELLING ALONG HOSE	87
5.1. Coefficient of rolling resistance	87
5.2. Rolling resistance of wheel along hose	88
5.3. Resistance of deformation of hose	88
5.4. Resistance of turning of wheel	89
5.5. Resistance of travelling	90
5.6. Replacement coefficient of rolling friction	91
5.7. Experimental investigations of travelling resistance	93
5.7.1. <i>Description of investigations device stand</i>	93
5.7.2. <i>Description of investigations</i>	100
5.7.3. <i>Resistance of movement along hose</i>	101
5.7.4. <i>Oneself resistance of movement of trolley</i>	106
5.7.5. <i>Reduction of resistance</i>	106
5.7.6. <i>Conclusions from investigations</i>	108
6. WORKING PRESSURES AND TOWING POWER	109
6.1. Least pressure of travelling	109
6.2. Flow pressure of fluid under wheel	110
6.3. Towing power	111
6.4. Working load	111

6.5. Experimental investigations of working pressures and towing powers	113
6.5.1. <i>Description of investigations</i>	113
6.5.2. <i>Flow pressure of fluid under wheel</i>	114
6.5.3. <i>Moment of lift's load</i>	116
6.5.4. <i>Conclusions from investigations</i>	118
7. DYNAMICS OF DRIVE	119
7.1. Description of movement of drive	119
7.1.1. <i>Basic equalisations</i>	119
7.1.2. <i>Equalisations for peristaltic drive</i>	121
7.1.3. <i>Model of drive</i>	123
7.2. Investigations of speed and accelerations	128
7.2.1. <i>Description of investigations</i>	128
7.2.2. <i>Speed of movement</i>	128
7.2.3. <i>Acceleration</i>	129
7.2.4. <i>Conclusions from investigations</i>	133
8. APPLICATION EXAMPLE OF PERISTALTIC DRIVE	135
8.1. Choice of device	135
8.2. Idea of lift	136
8.2.1. <i>Creature of drive</i>	136
8.2.2. <i>Applied inventions</i>	137
8.3. Project of lift	143
8.3.1. <i>Foundations of project</i>	143
8.3.2. <i>Characterisation and description of lift</i>	144
8.3.3. <i>Specification of technical project</i>	146
9. FINAL CONCLUSIONS	148
9.1. General conclusions	148
9.2. Detailed conclusions	150
BIBLIOGRAPHY	152
ABSTRACT	161

PRZEDMOWA

Postacie konstrukcyjne napędów maszyn roboczych od dawna nie ulegają zasadniczym zmianom. Wyróżnia się napędy elektryczne i spalinowe ze względu na źródło ruchu oraz mechaniczne, hydrauliczne i pneumatyczne ze względu na sposób przeniesienia ruchu. Napędy te zaspokajają większość potrzeb. Doskonalenie napędów następuje głównie w zakresie sterowania i konstrukcji elementów składowych. Jednak występują potrzeby szczególne, a także wraz z rozwojem świadomości społecznej powstają nowe potrzeby, np. związane z oddziaływaniem maszyn na środowisko naturalne. W tych kategoriach użytecznymi cechami charakteryzuje się napęd za pomocą przewodów elastycznych. W napędzie tym, nazywanym perystaltycznym, przewody elastyczne pełnią podstawową rolę, przekazując ruch bezpośrednio na element roboczy. Napęd ten nie jest rozpowszechniony, gdyż zapoznanie się z zasadą jego działania powoduje pojawienie się pytań dotyczących możliwości i zakresu praktycznego wykorzystania, na które dotąd jest brak odpowiedzi w literaturze światowej. Przeprowadzone badania podstawowych własności mechanizmów z napędem perystaltycznym - prezentowane w niniejszej pracy - przyczynią się do lepszego poznania cech tego napędu oraz umożliwią jego właściwe wykorzystanie w technice.

Zagadnienie napędu przewodami elastycznymi ujęto kompleksowo. Praca zawiera podstawy teoretyczne obliczeń napędu i na ich podstawie wyznaczone jego cechy użytkowe. Przedstawiono sposoby praktycznego wykorzystania napędu, opisując wyniki badań napędu na stanowiskach pomiarowych oraz w urządzeniach transportowych, porównuje je z rezultatami badań teoretycznych. Ponadto zaprezentowano właściwości głównych elementów stosowanych w napędzie. Niniejsza praca powinna przyczynić się do uzasadnionego stosowania i rozpowszechnienia napędu za pomocą przewodów elastycznych.

Część pracy wykonano w ramach projektu celowego Komitetu Badań Naukowych oraz Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Dźwignic i Urządzeń Transportowych "Detrans. Tytuł projektu celowego nr C/2645: "Dźwigi dla osób niepełnosprawnych", a tytuł prac badawczo-rozwojowych: "Badanie dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi". Wykonawcą i realizatorem I

projektu był Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Dźwignic i Urządzeń Transportowych "Detrans" w Bytomiu, realizatorem II Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach. W obu jednostkach autor pracy był głównym wykonawcą projektu.

Badania teoretyczne, w wyniku których opracowano modele napędu, zostały zweryfikowane eksperymentalnie. Stanowiły one podstawę do budowy prototypowego dźwigu z napędem perystaltycznym, przeznaczonego dla osób niepełnosprawnych. To działanie mogło nastąpić dzięki pomocy i radom wielu osób, szczególnie uznających zasadność kierunku prowadzonych badań oraz gremiów dysponujących środkami finansowymi na badania. W tym kontekście pragnę wymienić prof. zw. dra hab. inż. Józefa Wojnarowskiego - kierownika Katedry Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej w Gliwicach, mgra inż. Wacława Paściaka – dyrektora Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Dźwignic i Urządzeń Transportowych "Detrans" w Bytomiu, Dyrekcję Ośrodka oraz jego Radę Naukową.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

A	Powierzchnia styku przewodu z kołem, powierzchnia przekroju poprzecznego, m^2 .
A_p	Pole powierzchni otworu przewodu, m^2 .
A_t	Teoretyczna powierzchnia styku przewodu z kołem tocznym, m^2 .
B	Szerokość ściśniętego przewodu, m.
B_p	Moduł ściśliwości płynu, MPa.
b	Szerokość szczeliny, m.
C	Stała.
D	Średnica koła tocznego, m.
D_p	Średnica przewodu elastycznego, m.
d_w	Średnica wewnętrzna rury, m
E_p	Moduł sprężystości ściskanego przewodu, Pa.
E	Moduł sprężystości podłużnej, N/m.
E_d	Energia deformacji przewodu, Nm.
e	Wysokość szczeliny w przewodzie pod kołem (z), m.
e_N	Ramię wypadkowej siły nacisku przewodu na koło toczne, względem środka chwilowego obrotu koła, m.
f_z	Zredukowana liczba tarcia potoczystego, m.
g, s	Grubość ścianki przewodu, m.
\bar{k}_d	Jednostkowa sztywność ściskania taśmy, N/m^3 .
i_p	Liczba przewodów.
l	Długość szczeliny pod kołem, m
l_n	Długość łuku od podstawy powierzchni dolegania do jej środka, m.
l_o	Długość łuku do początku powierzchni naporu przewodu na koło, m.
M, M(p)	Moment udźwigu, kNm.
MG(p)	Moment udźwigu całkowity (z ciężarem wspornika), kNm.
N, N_x , N_z	Siła naporu zasilanego przewodu na koło i jej składowe, N.
P	Obciążenie koła tocznego, normalne do podłoża

p	Ciśnienie w przewodzie, Pa.
Q	Udźwig, ładunek, kN.
R	Reakcja podłoża działająca na przewód, N.
s	Iloraz długości podstaw strefy oddziaływania nacisków.
t	Liczba warstw przewodu na jego grubości.
U	Siła uciągu, N.
V	Objętość przewodu ściskana kołem, m^3 .
W_d	Opór deformacji przewodu, N.
W_f	Opór toczenia koła, N.
W_o	Opór obracania koła tocznego, N.
x_s, x_d	Długości stref efektywnego i pozornego kontaktu przewodu z kołem tocznym, m.
z_k	Zagłębienie koła w przewodzie, m.
α_k	Współczynnik kontrakcji.
$\alpha_N, \bar{\alpha}_N$	Kąt dolegania przewodu do koła odpowiadający środkowi powierzchni dolegania, grd, rd.
$\alpha_m, \bar{\alpha}_m$	Teoretyczny kąt dolegania przewodu do koła, grd, rd.
$\alpha_o, \bar{\alpha}_o$	Kąt dolegania odpowiadający początkowi powierzchni naporu przewodu na koło, grd, rd.
γ	Kąt pochylenia podłoża, grd, rd.
δ	Stosunek długości stref kontaktu przewodu z kołem, miara tłumienia przewodu przy ściskaniu.
$\varepsilon, \varepsilon(x)$	Odształcenie względne przewodu przy ściskaniu.
λ	Współczynnik strat liniowych.
μ	Lepkość dynamiczna cieczy, [P] poise, Ns/m^2 .
ν	Lepkość kinematyczna cieczy, St, cm^2/s .
ψ_d	Liczba tłumienia przewodu przy ściskaniu (zgniataniu).
ρ	Gęstość cieczy, kg/m^3 .
$\sigma, \sigma(x)$	Naprężenie i nacisk powierzchniowy w strefie kontaktu koła z przewodem, Pa.

1. WSTĘP

1.1. MIEJSCE NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO W SYSTEMACH TRANSPORTU WEWNĘTRZNEGO

Zmieniające się wymagania techniczne i społeczne dotyczą także środków transportu wewnętrznego. W pewnych warunkach ujawniają się niedogodności stosowanych konstrukcyjnych postaci urządzeń transportowych, a zwłaszcza używanych napędów. Poszukiwane są postaci napędów dostosowane do nowych wymagań. Takimi cechami, odmiennymi od występujących w rozpowszechnionych napędach, charakteryzuje się napęd za pomocą przewodów elastycznych, nazywany również napędem perystaltycznym.

Napęd za pomocą przewodów elastycznych uzyskiwany jest przez ruchomy element zaciskający elastyczny przewód, gdy do tego przewodu zostanie doprowadzony sprężony płyn, który spycha z przewodu zaciskający go element. Ten sposób napędu zaproponowano stosunkowo niedawno, gdyż pierwszą literaturą wzmianką jest opis angielskiego patentu z 1972 roku [12]. Obecne sporadyczne zastosowania napędu i dobór jego parametrów odbywają się na podstawie prowadzonych eksperymentów. Dotychczas nie opracowano metody obliczeń umożliwiającej analityczne wyznaczenie parametrów charakteryzujących napęd, a tym samym jego projektowanie i ocenę warunków stosowania. Niniejsza praca zawiera wyniki analitycznych oraz wybranych eksperymentalnych badań prowadzonych przez autora. Są to badania oryginalne w skali światowej, zarówno w metodzie, zakresie, jak i w wynikach. Na przykład w dotychczasowych literaturowych propozycjach stosowania napędu perystaltycznego uznawano jego przydatność do poziomego przemieszczania masy. Prace autora wykazały możliwość realizacji napędu perystaltycznego także przy przemieszczaniu pionowym.

Jednym z wymogów stawianych działalności technicznej jest właściwe odnośnienie do naturalnego środowiska człowieka. W tym kierunku ewoluuje także technika napędów. Napęd perystaltyczny spełnia wymagania troski o środowisko. Objawia się to możliwością wyeliminowania zasilania elektrycznego w miejscu działania napędu i w sterowaniu napędem. Tym

sposobem unika się niekorzystnych cech napędu elektrycznego, wynikających z oddziaływania prądu na człowieka, hałasu związanego z działaniem silników elektrycznych oraz drgań wymuszanych obrotem niewyważonych elementów mechanizmów napędowych. Do napędu perystaltycznego może być stosowana czysta woda, bez jakichkolwiek dodatków, lub sprężone powietrze, również nie wymagające uzdatniania. W uzasadnionych przypadkach może być stosowany każdy sprężony płyn, właściwy ze względu na warunki użytkowania. Możliwa jest natychmiastowa zamiana i przemienne stosowanie płynów zasilających napęd. W ten sposób napęd jest neutralny dla środowiska, także podczas montażu, konserwacji oraz w sytuacjach awaryjnych.

Obniżenie kosztów wytwarzania w ostatnich dziesięcioleciach i rozwój gospodarczy w znacznym stopniu spowodowane były wdrożeniem systemów logistycznych w gospodarkach państw rozwiniętych. Jednak z obserwacji występujących zjawisk wynika, że te organizacyjne możliwości racjonalizacji wytwarzania wyczerpują się [35]. Można przypuszczać, że w nadchodzących latach nastąpi kolejny etap rozwoju technik wytwarzania, a logistyczna idea kompleksowego działania zostanie przetworzona na osiągnięcia w konstrukcji oraz technologii maszyn i urządzeń. Zjawiska takie są już obserwowane, np. w postaci mechatronicznego ujęcia projektowania maszyn [87].

Obecnie w maszynach i urządzeniach podstawowym napędem jest napęd elektryczny, zasilany z własnego źródła lub za pomocą przewodów odkładanych, magazynowanych na bębnach, lub przewodów ślizgowych, albo napęd spalinowy. W liniach wytwórczych, na stałych trasach, transport ładunków na paletach i w pojemnikach odbywa się za pomocą ciągniętych lub popychanych wózków oraz przenośników wałkowych, przy czym zespołowy napęd wałków uzyskiwany jest za pomocą łańcuchów, pasków lub indywidualnie napędzanych wałków. Podobne zadania może spełniać napęd perystaltyczny.

Realizacja automatycznych i dyspozycyjnych systemów transportowych wymaga doskonalenia środków technicznych, dostosowania ich do zmieniających się zadań, a także organizacyjnych zmian w zakładach wytwórczych, w szczególności wdrażania zasad logistyki [45, 46, 83]. W działaniach tych poszukuje się środków technicznych, rozszerzających możliwości dotychczasowych sposobów transportu, podatnych na modyfikacje oraz realizujących nowe rodzaje napędu roboczych organów maszyn. W wyborze napędu coraz większe znaczenie ma jego "przyjazność" dla środowiska, w którym działa. Omawiany w pracy sposób napędu wpisuje się w ten zakres działań i może znaleźć zastosowanie tak do napędu wózków

pozbawionych własnego napędu lub z napędem wyłączonym na pewnym odcinku trasy, jak również licznej grupy urządzeń i przyrządów wspomagających środki transportowe, roboty, manipulatory oraz wyposażenie magazynów, stacje obróbcze i inne. Dalsze zastosowania napędu perystaltycznego mogą wynikać ze specjalnych wymagań stawianych urządzeniom nietypowym.

Uniwersalność napędu perystaltycznego stwarza korzystne perspektywy dla jego zastosowań w przyszłościowych systemach wytwórczych. Obecny sposób realizacji logistycznej koncepcji wytwarzania, ześrodkowanej na zarządzaniu procesem wytwarzania, któremu podporządkowane są zadania zaopatrzenia i zbytu, ulega zmianom. Przewidywane jest dostosowanie wytwarzania i zaopatrzenia do głównego celu, jakim jest realizacja zamówień. Ta nowa koncepcja – tempa wytwarzania sterowanego popytem (DFT)¹ - będzie wymuszała zmiany w środkach technicznych w kierunku większej elastyczności nie tylko urządzeń wytwórczych, lecz także środków transportu, a także dostosowania ich do bardzo często zmieniających się zamówień tak w zakresie asortymentów, indywidualnych cech, jak również ilości wytworów.

1.2. CELE PRACY

Głównym przedmiotem pracy jest sformułowanie zasad charakteryzujących ruch w procesie transportu ładunków za pomocą przewodów elastycznych – jako typ napędu perystaltycznego. W tym celu:

- określono własności ruchowe,
- opracowano model napędu,
- przedstawiono metody obliczeń napędu.

Model i metoda obliczeń stanowią podstawę wyznaczania cech napędu, istotnych w jego projektowaniu jako nowego środka transportu.

Eksperymentalne badania napędu zweryfikowały przyjęty model oraz wykazały zakres zgodności z obiektem technicznym, a także możliwość praktycznego zastosowania napędu.

Celami szczegółowymi jest określenie cech charakteryzujących zespoły napędu, jak: przewody elastyczne przydatne w napędzie, nie wymagające prowadzenia u ich wytwórców - wyprzedzających zastosowanie - dodatkowych prac konstrukcyjnych i technologicznych, wyznaczenie powierzchni dolegania

¹ Demand Flow vs. Flow Manufacturing. What's the Difference? Wywiad z Johnem Costanza dyrektorem Institute of Technology w Denver, *Evolving Enterprise*, Vol.2 Nr 1 1999.

przewodów do koła, oporów ruchu, zbadanie zjawisk dynamicznych oraz ustalenie zakresu siły napędowej.

Przeprowadzone teoretyczne i eksperymentalne badania w efekcie doprowadziły do realizacji użytecznego celu pracy, tj. opracowania projektu oraz wykonania dźwigu osobowego, w którym napęd perystaltyczny zastosowano w mechanizmie podnoszenia. Dźwig przeznaczony do pionowego transportu osób niepełnosprawnych w kąpielowych basenach rehabilitacyjnych jest techniczną realizacją przedstawionej idei spełniającej dodatkowo szczególne warunki dostosowania do środowiska, jak m.in. brak zasilania prądem elektrycznym. Urządzenie to w swoim zamyśle i wykonaniu jest pionierskie w skali światowej.

1.3. ZAKRES PRACY

Praca obejmuje pełny cykl od przedstawienia zamysłu, poprzez badania modelowe i eksperymentalne aż do technicznej realizacji projektu urządzenia.

Identyfikację modelu napędu przeprowadzono w etapach: modelowania, eksperymentu, estymacji oraz weryfikacji. Zadanie rozdzielono na elementy składowe dotyczące problemów zaciskania przewodu, oddziaływania przewodu na koło, oporów jazdy po przewodzie, zdolności ruchowej i dynamiki napędu. Praca, której etapy przedstawiono w tabelicy 1.1, zawiera wyniki postępowania obejmującego sformułowanie zadania, dobór modelu, dobór techniki eksperymentu, estymację parametrów i sprawdzenie zgodności modelu ze zrealizowanym napędem.

Główna część pracy zawarta jest w rozdziałach 4, 5 i 6, przedstawiających zagadnienia będące przedmiotem badań, które kolejno rozpatrywane mogą przedstawiać tok obliczeń napędu za pomocą przewodów elastycznych. W tych rozdziałach umieszczono także wyniki eksperymentalnych badań napędu weryfikujących teoretyczny model napędu zaproponowany przez autora.

Zjawisko perystaltyki opisano w rozdziale 2. Jest ono uzyskiwane na dwa sposoby. Jeden dotyczy przepływu perystaltycznego, w którym wymuszony jest przepływ płynu w przewodzie elastycznym. Drugi sposób - będący przedmiotem badań - dotyczy wymuszenia ruchu elementu zaciskającego przewód pod wpływem oddziaływania płynu przepływającego przez przewód. Przedstawiono ideę napędu oraz metody jej realizacji. Opisano budowę przewodów, zespołów jezdnych oraz media znajdujące zastosowanie w napędzie. Przedstawiono zalety i wady napędu oraz parametry charakteryzujące napęd, decydujące o możliwościach zastosowania.

Etapy prac

STRUKTURA MODELU a priori	PARAMETRY
1	2
Opis ogólny napędu Rozdział 2	Zjawisko perystaltyki Elementy i zespoły napędu Zalety i wady Porównanie napędu perystaltycznego z innymi napędami Parametry napędu
Model zaciśnięcia przewodu Rozdział 3	Napężenia i odkształcenia w przewodzie Długość strefy odkształcenia przewodu Tłumienie w przewodzie Sztywność przewodu
Oddziaływanie przewodu na koło jezdne Rozdział 4	Powierzchnia dolegania przewodu do koła Początkowy kąt naporu Środek naporu Napór przewodu na koło
Opory jazdy po przewodzie Rozdział 5	Liczba tarcia potoczystego Opór toczenia koła po przewodzie Opór deformacji przewodu Opór obracania kół Opór jazdy Zastępcza liczba tarcia potoczystego
Ciśnienia robocze i siła uciagu Rozdział 6	Najmniejsze ciśnienie jazdy Ciśnienie przepływu płynu pod kołem Siła uciagu Udźwig
Ruch napędu Rozdział 7	Opis ruchu napędu Badania prędkości i przyspieszenia
BADANIA EKSPERYMENTALNE	TEMATY
Cechy przewodów elastycznych Rozdział 3	Fizyczne własności przewodów Moduł sprężystości przy zaciskaniu Moduł sprężystości wzdłużnej i obwodowej Wytrzymałość na rozciąganie Tłumienie w przewodzie

1	2
Doleganie przewodu do koła Rozdział 4	Powierzchnia dolegania koła w poprzek przewodu Powierzchnia dolegania koła wzdłuż przewodu Napór przewodu na koło
Opór jazdy Rozdział 5	Opór ruchu po przewodzie Opór własny ruchu wózka
Robocze ciśnienie i udźwig Rozdział 6	Ciśnienie przepływu płynu pod kołem Moment udźwigu (udźwig)
Zjawiska dynamiczne Rozdział 7	Prędkość ruchu Przyspieszenie platformy
ESTYMACJA	WNIOSKI
Rozdziały 3-7 Rozdział 9 - końcowy	Wnioski dotyczące tematów rozdziałów Wnioski ogólne Wnioski szczegółowe
WERYFIKACJA	PROJEKT I WYKONANIE DŹWIGU
Koncepcja dźwigu Rozdział 8 Załącznik	Dokumentacja techniczna Urządzenie transportowe - dźwig

W rozdziale 3 opisano model zaciskanego przewodu, uwzględniający przesunięcie fazowe między naprężeniem i odkształceniem. Wyznaczono długość strefy odkształcenia w przewodzie, tłumienie w przewodzie oraz jego sztywność. Zaprezentowano - dla wybranego typu przewodu elastycznego - wyniki eksperymentalnych badań modułu sprężystości przy zaciskaniu oraz modułów sprężystości w kierunkach: wzdłuż i w poprzek przewodu. Podano rezultaty badań wytrzymałości na rozciąganie i tłumienia w przewodzie.

Rozdział 4 zawiera opis modelu oddziaływania przewodu na koło zaciskające przewód. Podstawowe znaczenie ma powierzchnia dolegania przewodu do koła. Określono metody obliczeń powierzchni naporu teoretycznej i rzeczywistej, co umożliwiło wyznaczenie środka i kąta naporu przewodu na

koło. Wyniki obliczeń zweryfikowano w badaniach eksperymentalnych powierzchni dolegania i siły naporu.

W rozdziale 5 określono opory jazdy po przewodzie. Dla poziomego przemieszczania składają się na nie opory toczenia koła, deformacji przewodu i obracania koła. Wyznaczono liczby tarcia potoczystego, w tym liczbę zastępczą tarcia. Weryfikacji eksperymentalnej dokonano na stanowisku badawczym wyznaczając opór ruchu wózka po przewodzie.

Warunki poprawnego działania napędu, które uzależnione są od ciśnienia w przewodzie, przedstawiono w rozdziale 6. Podano sposób wyznaczenia najmniejszego ciśnienia umożliwiającego ruch koła po przewodzie, a także ciśnienie, które powoduje przepływ płynu pod kołem zaciskającym przewód. Wyznaczono siłę uciągu dla wózka pociągowego oraz udźwig dla dźwigu, gdyby napęd zastosować przy podnoszeniu platformy. Badania eksperymentalne umożliwiły weryfikację sposobu obliczeń.

W rozdziale 7 opisano zjawiska dynamiczne w napędzie, przedstawiając jego model dynamiczny. Umieszczono wyniki eksperymentalnych badań prędkości i przyspieszenia na przykładzie dźwigu.

Opis praktycznego zastosowania napędu w dźwigu osobowym i projektu zawiera rozdział 8. Projekt wykonano pod kierunkiem autora, a w konstrukcji dźwigu wykorzystano m.in. jego wynalazki i inne opracowania.

Prowadząc badania dokonano weryfikacji idei napędu perystaltycznego dzięki zaprojektowaniu i wykonaniu stanowisk badawczych. Początkowo stanowisko badawcze wykonano dla poziomego przemieszczania ładunków o masie kilkudziesięciu kilogramów. Ustalono rodzaj i zakres podstawowych parametrów napędu. Następnie stanowisko to zostało przystosowane do przemieszczania palet w warunkach zbliżonych do występujących w systemach transportu wewnętrznego. Na stanowisku dokonywano przemieszczania ładunków kilkusetkilogramowych w obu kierunkach – ruchem zwrotnym.

Dysponując wynikami badań dla transportu poziomego, dostosowując się do społecznej potrzeby, opracowano koncepcję zastosowania napędu do podnoszenia ładunków. W kolejnym etapie prac zaprojektowano oryginalne urządzenie podnoszące, a po jego wykonaniu przeprowadzono na nim badania. Po eksperymentalnym potwierdzeniu możliwości realizacji podnoszenia opracowano wnioski o projekt celowy.

W ramach projektu celowego zaprojektowano i wykonano prototyp dźwigu przeznaczonego do transportu osób niepełnosprawnych. Dźwig ma dużą platformę ładunkową, dostosowaną do przebywania na niej dwóch osób, w tym

osoby niepełnosprawnej, także w pozycji leżącej. Może być umieszczony w basenie kąpielowym, a wodą podawaną do basenu jest napędzany i sterowany.

Badania doprowadziły do wyznaczenia właściwości napędu, których znajomość jest pomocna podczas projektowania podobnych urządzeń. Na podstawie danych uzyskanych w ramach pracy możliwe jest określenie cech napędu, a tym samym zakresu oraz warunków jego stosowania.

1.4. TEZY PRACY

Opracowane modele umożliwią w badaniach symulacyjnych określanie własności napędów perystaltycznych.

Doświadczalna weryfikacja modeli napędu perystaltycznego zapewnia dobór jego parametrów w celu realizacji określonych wymagań transportowych.

Realizacja napędu może odbywać się przy użyciu środków technicznych mających dotychczas inne zastosowanie.

Napęd perystaltyczny może być przydatny także przy realizacji podnoszenia.

1.5. ZAŁOŻENIA I OGRANICZENIA

W pracy przyjęto następujące założenia:

- _ model współdziałania koła i zaciskanego nim przewodu odpowiada reologicznemu modelowi Voigt'a,
- _ rozkład nacisków na szerokości zaciskanego przewodu jest stały,
- _ oddziaływanie ciśnienia płynu w przewodzie występuje po jednej stronie koła,
- _ siła naporu na koło napędowe działa w płaszczyźnie pionowej wzdłuż osi toru jazdy,
- _ opory przepływu płynu w przewodzie są pomijalnie małe w stosunku do oporów ruchu koła po przewodzie,
- _ przeprowadzana jest eksperymentalna weryfikacja metody obliczeń,
- _ zakres badań eksperymentalnych dostosowany jest do potrzeb realizacji napędu oraz ciśnień występujących w typowych sieciach zasilających.

Badaniom poddano układ napędowy, w którym koło zaciska przewód w ten sposób, że uniemożliwia przepływ płynu w przewodzie pod kołem. Uniesienie koła - pod wpływem ciśnienia w przewodzie - zmienia warunki działania napędu. Uznano, że ze względu na zmniejszenie sprawności i zakłócenia w ruchu, taki sposób realizacji napędu ma marginalne znaczenie.

2. OPIS NAPĘDU

2.1. ZJAWISKO PERYSTALTYKI

2.1.1. *Przepływ perystaltyczny*

Termin perystaltyka zwykle łączony jest z procesami biologicznymi. Zjawiska występujące w żywych organizmach można naśladować w technice. Stwierdzono na przykład przydatność zjawiska przepływu perystaltycznego w układach pompowych. Ten sposób transportu uznano za użyteczny i znalazł on zastosowanie przy zaspokajaniu pewnych potrzeb występujących w technice.

Przepływ perystaltyczny w transporcie cieczy następuje, gdy w przewodzie o elastycznych ściankach przesuwająca się fala odkształca ściankę, która zaciskając się oddziałuje na ciecz. Przez miejscową reakcję, ścianka tłoczy ciecz, powodując - przy różnicy ciśnień - przemieszczanie płynu w kierunku ruchu fali reakcyjnej, przy czym może wystąpić miejscowy powrotny prąd cieczy [67]. Działanie pompujące jest osiągane jedynie przez przemieszczającą się falę elastycznej ścianki. Ten rodzaj transportu jest znany z fizjologii ludzi i zwierząt jako robaczkowe ruchy narządów. Przykładowo występuje on w przetyku, jelicie cienkim itd. Do realizacji przepływu nie jest konieczne szczelne zaciśnięcie elastycznego przewodu.

Zainteresowanie tym transportowym fenomenem rozpoczęło się w końcu lat pięćdziesiątych [20]. Jednak dopiero w połowie lat sześćdziesiątych zaczęto prowadzić badania eksperymentalne i opracowywać matematyczne modele perystaltyki [2]. W przepływie perystaltycznym występują cztery liczby wpływu: stosunek amplitud, liczba fali, zmodyfikowana liczba Reynoldsa i zmiana ciśnienia na długości fali lub uśrednione w czasie natężenie przepływu [67]. Kolejno doskonalone modele przepływu po raz pierwszy przedstawiono w pracach: uwzględniając jedną liczbę wpływu zmienną i trzy liczby dążące do zera [2], dwie liczby wpływu zmienne i dwie dążące do zera [72], trzy liczby wpływu zmienne i jedną dążącą do zera [18], do wszystkich liczb wpływu zmiennych [82]. Temat jest intensywnie zgłębiany, istnieją dziesiątki publikacji na ten temat teorii przepływu perystaltycznego i jeszcze liczniejsze opisujące

zastosowania pomp perystaltycznych. Na temat przepływu perystaltycznego odbywają się międzynarodowe konferencje.

Przykładowo, w publikacjach omawiano m.in. zastosowanie pomp perystaltycznych w realizacji procesów chemicznych [1, 70, 85], w biologii i medycynie [6, 16, 21, 75], aeronautyce [31] oraz w publikacjach dotyczących teorii, w tym numerycznej analizy przepływu cieczy w przewodach [3, 10, 15, 67, 80, 81, 82]. Prace te powstawały głównie w USA [1, 31, 75, 82], Japonii [15, 16, 80, 81] i RFN [3, 10, 67, 70], a także w Holandii [6] i byłym ZSRR [21]. Powszechne jest stosowanie pomp perystaltycznych w chromatografach i w aparaturze do analizy spektralnej. Korzystną cechą jest to, że w urządzeniach realizujących perystaltyczny przepływ nie potrzeba zaworów ani innych ruchomych elementów mechanicznych. Płyn wprawiany jest w ruch wyłącznie przez transportujący go przewód. Sposób jest przydatny do transportu płynów w biomedycynie, analizie gazów, przemyśle chemicznym, transportuje się nim m.in. szlamy i ciecze wielofazowe.

Zjawisko perystaltyki wykorzystuje się także w konstrukcji krajowych pomp. Przykładem jest tzw. płucoserce. Pompy perystaltyczne znalazły zastosowanie także w innych krajowych urządzeniach. Są to zaprojektowane i wykonane w latach osiemdziesiątych przez Zakłady Elektronicznej Aparatury Medycznej TEMED w Zabrze – jako pierwsze w kraju - takie urządzenia jak pompa krwi typu HD100K i pompa typu MK101 do miernika haqulogicznego. Również można wymienić działające na tej zasadzie pompy spryskiwaczy szyb samochodowych. Ostatnie z wymienionych urządzeń mają przewód o małej średnicy (3 - 8 mm). Badania przydatności pomp perystaltycznych w zakładach górniczych prowadzono w Głównym Instytucie Górnictwa w Katowicach. Opracowano tam pompy do przetłaczania materiałów w stanie półpłynnym [68, 69]. Badania te dotyczyły zastosowania pomp perystaltycznych do ekologicznie czystego usuwania osadów kopalnianych.

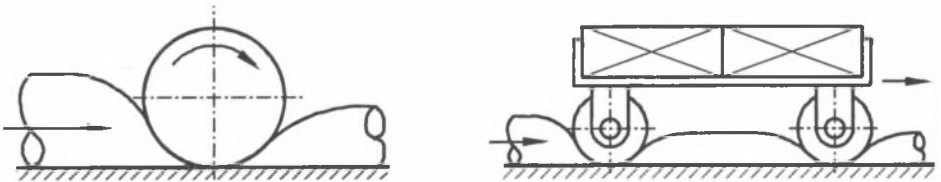
2.1.2. Napęd perystaltyczny

W napędzie perystaltycznym sprężony płyn wymusza ruch elementu zaciskającego elastyczny przewód. Zasada działania napędu perystaltycznego jest odwrotna w stosunku do działania pompy perystaltycznej, gdyż w pompie - jak wcześniej opisano - element oddziałujący na przewód wymusza ruch płynu w przewodzie.

Napęd realizowany jest przez napór zasilanego sprężonym płynem przewodu na zaciskający go element, np. koło jezdne. Przy spełnieniu pewnych

warunków, moment sił naporu przewyższa momenty oporów ruchu i następuje toczenie się koła po przewodzie. Ten sposób przemieszczania pozostaje nazywać napędem perystaltycznym, napędem przewodami elastycznymi lub transportem po przewodach elastycznych, skoro wcześniej termin transport perystaltyczny przyjęto dla przepływu medium właściwego procesowi pompowania [10, 35, 44].

Zasadę działania napędu perystaltycznego przedstawia rysunek 2.1 [12]. Ruchomy zespół urządzenia transportowego toczy się po odkształcalnych przewodach. Ciężar zespołu wraz z ładunkiem zaciska przelot przewodu. Doprowadzenie sprężonego płynu (cieczy lub gazu) do jednego końca przewodu powoduje przemieszczenie ruchomego zespołu w kierunku mniejszego ciśnienia w przewodzie. Zespół ruchomy może mieć konstrukcję wózka, a jego przemieszczanie odbywać się równocześnie po jednym lub wielu przewodach.



Rys. 2.1. Zasada działania napędu perystaltycznego
Fig. 2.1. Principle of peristaltic drive

W odróżnieniu od zjawiska przepływu perystaltycznego, problemy perystaltycznego napędu dotychczas nie były szerzej poruszane w literaturze. Podstawowe informacje o tym sposobie napędu zawierają publikacje [12, 34], opisujące brytyjski patent. Encyklopedyczne ujęcie zawiera publikacja [11]. Temat ten jest w bardzo małym stopniu opisany, a jego możliwości bardzo rzadko wykorzystywane w napędach maszyn.

Ostrożność w zgłębianiu tematu może być uzasadniona obawami dotyczącymi możliwości realizacji napędu, mimo jego niewątpliwiej prostoty. Stosowanie napędu utrudnia brak zasad obliczeń, w tym oporu ruchu wpływającego na sprawność napędu. Brak rozeznania co do przewodów dostosowanych do potrzeb napędu, mogących przenosić wymagane ciśnienia robocze przy zachowaniu zdolności do zaciśnięcia przewodu. Kolejne niejasności dotyczą trwałości przewodów elastycznych, zgniatanych elementami zaciskającymi. Odpowiedź na wymienione wątpliwości starano się uzyskać przeprowadzając badania analityczne i eksperymentalne przedstawione w niniejszej pracy.

Poprawność projektu napędu zależy od dokładności obliczeń oporów ruchu koła po przewodzie. Nie można tutaj wykorzystywać wyników badań współdziałania krążnika i taśmy przenośnikowej, stanowiących jakby podobną parę kinematyczną do koła i przewodu elastycznego. Liczne prace, dotyczące oporów ruchu przenośników taśmowych [14, 24, 25, 27], nie pozwalają na uogólnienia, dają różniące się wyniki, opisują zjawisko dla pewnych warunków, innych niż w przedstawionym napędzie. W przenośnikach wykazano wpływ grubości okładki bieżnej [22] oraz temperatury gumy okładkowej [14] na opory ruchu. Model obliczeniowy w pewnym zakresie przydatny dla napędu perystaltycznego, uwzględniający deformację i tłumienie w taśmie przenośnikowej, zawierają prace [5, 74].

Pierwsze w kraju wyniki badań napędu perystaltycznego zawarte są w publikacji autora z roku 1974 [36]. Wykazano, że realizacja napędu jest możliwa przy zastosowaniu przewodów o innym przeznaczeniu, np. gumowych o grubości ścianki ok. 1 mm. Możliwości zastosowania napędu w środkach transportowych szerzej opisano w publikacjach [37, 38]. Modyfikacje napędu zawierają patenty [19, 39]. Parametry istotne przy doborze i stopniowo uściślane zalecenia do obliczeń napędu opisano w następnych publikacjach [40, 44]. W pracach [41, 42] przedstawiono perspektywiczne możliwości zastosowania zbrojenia w konstrukcji przewodów, na wzór poduszek podnoszących. Propozycję metody analitycznego doboru napędu zawiera praca [43]. Kolejne problemy napędu były rozwiązywane w następnych pracach autora, prowadzonych aż do ostatniego czasu [45 – 66].

Pewnego podobieństwa działania napędu perystaltycznego można dopatrzeć się w działaniu siłowników workowych i dętkowych, w których wewnątrz siłownika znajduje się worek lub dętka (przewód) napełniane sprężonym powietrzem [77, 78]. Ich cechą jest duża szczelność mimo możliwej małej dokładności wykonania oraz ograniczony skok.

2.2. ELEMENTY I ZESPOŁY NAPĘDU

2.2.1. Przewody

Przewody elastyczne są podstawowymi elementami układu napędowego. Wymaga się od nich podatności umożliwiającej zaciśnięcie przez obciążający je element, a równocześnie wytrzymałości na ściskanie oraz rozerwanie pod wpływem ciśnienia w przewodzie. Średnica przewodów musi być znacznie

większa od dotychczas stosowanych w napędach niskociśnieniowych, gdyż od niej zależy powierzchnia styku i siła oddziaływania przewodu na element zaciskający przewód. Równocześnie wartość średnicy wpływa na wytrzymałość przewodu na rozrywanie. Inne wymagania dotyczą odporności na pęknięcie na krawędziach zaciśniętego przewodu oraz jego odporności na ścieranie.

Dotychczas jest brak przewodów w sposób szczególnie dostosowanych do napędu perystaltycznego, wytwarzanych na jego potrzeby. Pozostaje stosowanie przewodów o innym przeznaczeniu i ustalenie zakresu ich przydatności. Można próbować stosować przewody, które przy zaciśnięciu nie ulegają uszkodzeniu, wykonane jako jednorodne lub zbrojone, gumowe lub z tworzyw sztucznych albo tkane z przędzy naturalnej, sztucznej lub ich mieszaniny. W pierwszej kolejności poszukiwać należy przewodów przydatnych w napędzie, lecz nie wymagających prowadzenia u ich wytwórców dodatkowych prac projektowych i technologicznych.

Przewody o ściankach zbrojonych są mało podatne na zaciskanie, natomiast o ściankach tkanych mają większą wytrzymałość od jednorodnych, lecz wymagają wyłożenia od wewnątrz warstwą gumy lub tworzywa sztucznego. Taką budowę mają znane węże parciane lub torlenowe uszczelnione gumą lub tworzywem sztucznym [90, 91]. Warstwa ta zapewnia uzyskanie szczelności zewnętrznej, a także wewnętrznej przy mniejszych naciskach na przewód. Ponadto wykładzina może zmniejszyć opory przepływu w przewodzie. Stanowi także miejsce, w którym – podczas zaciskania przewodu - mogą umieszczać się drobne zanieczyszczenia, przez co nie jest konieczne tak dokładne filtrowanie płynu, jak np. na potrzeby siłowników hydraulicznych i pneumatycznych. W pewnych zastosowaniach wykładzina typowego węża dostępnego w handlu, może wymagać uzupełnienia od wewnątrz dodatkowym przewodem. Przewody tkane mogą mieć tak dużą wytrzymałość, że ich możliwości w zakresie ciśnień nie będą wykorzystywane w typowych warunkach eksploatacji napędu. Ponadto należy wziąć pod uwagę, że w okresie użytkowania wytrzymałość przewodu może się zmniejszać.

Przenoszenie dużych obciążeń i nacisków jednostkowych przez przewody elastyczne wywołuje obawy dotyczące ich trwałości. Można przypuszczać, że są one jedną z głównych przyczyn małego zainteresowania napędem. Dotychczas było brak szerszych prac na ten temat. Badania autora [47, 48] pozwalają stwierdzić, że trwałość dostępnych na rynku, zwykłych, nie adaptowanych, przewodów może być wystarczająca. Badania wykazały, że zewnętrzna szczelność przewodów została utracona po przetoczeniu po przewodach użytkowo obciążonego koła kilkanaście tysięcy razy. Przewody nie były

zabezpieczane przed ścieraniem, koło było stalowe. Utrata szczelności objawiała się "moczeniem" przewodu, wyciekami wody przez powstałe otworki. Przewody nie traciły zdolności napędowych, jedynie w niewielkim stopniu wzrastało zużycie medium. Zużycie ściernie przewodów było niemierzalne i objawiało się niewielkim "mechaceniem". Inne badania, przytoczone w niniejszej pracy wykazały, że wytrzymałość na rozrywanie tych zewnętrznie nieszczelnych przewodów zmniejsza się nieznacznie [57].

W razie wystąpienia większego zapotrzebowania, istnieją możliwości wytworzenia przewodów o korzystniejszych właściwościach. Wtedy też należałoby podjąć prace badawcze na ten temat. Można wykorzystać osiągnięcia w technologii wytwarzania zawiesi tkanych z tworzyw sztucznych, stosowanych w technice dźwigowej do podwieszania ładunków. Opracowanie konstrukcji przewodów przenoszących duże miejscowe obciążenia, które występują w napędzie przewodami, nie wydaje się trudne, gdyż można korzystać z wzorców dopracowanych przy wytwarzaniu pasów nośnych. Przez licznych wytwórców są oferowane tkane pasy nośne z tworzyw wiskozowych i poliestrowych, przenoszące wielotonowe obciążenia [92, 93, 94, 95]. Pasy takie z powodzeniem zastępują zawiesia wykonane z lin stalowych. Podczas użytkowania są one narażone na duże siły ściskające i rozciągające, zwłaszcza na krawędziach opasywanych ładunków.

Przykładowo firma Meli [95] oferuje pasy z nylonu o szerokości 25 – 150 mm i udźwigu 500 - 3000 kg w pojedynczym paśmie i pojedynczej grubości. W specjalnych wykonaniach pasy poliamidowe mają szerokość 200-300 (600) mm i nośność 3000 - 4500 kg. Jako tworzywo stosowany jest poliamid i poliester. Dla porównania, podobną nośność (o ok. 10% mniejszą) - przy tej samej szerokości - mają pasy o grubości 14,3 mm, tkane z drutu stalowego o średnicy 3,5 mm. Pas nośny wykonywany jest z poliestru składającego się z równolegle ułożonych pętli włókien (Faserbündeln). Ma specjalną apreturę, uzyskaną przez głęboką impregnację. Chroni ona powierzchnię pasa przed ścieraniem. Tworzywo jest olejo- i wodoodporne dla słodkiej i słonej wody.

Firma Kurschildgen [94] oferuje pasy o wymiarach 20 x 1 – 200 x 3 mm i udźwigu 100 - 300 kg w pojedynczym paśmie oraz zawiesia o szerokościach 50 – 150 mm i udźwigu 1000 - 2500 kg wykonane z nylonu wzmocnionego włóknami.

Firma KSH [93] proponuje stosowanie pasów poliestrowych o liczbie bezpieczeństwa równej 8, przy szerokości 50 - 250 mm oraz udźwigu 500 – 4000 kg.

Pasy stosowane jako zawiesia do opasywania podnoszonych ładunków narażone są na przeginięcie na krawędziach ładunków i zużycie ściernie. Oferowanie ich przez znane firmy, przedstawiające atesty pasów, świadczy o pokonaniu problemów podobnych do tych, jakie pojawiają się przy napędach przewodami elastycznymi.

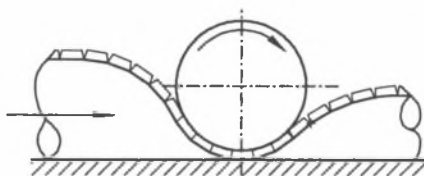
W ostatnich latach przewody elastyczne, a szerzej nadmuchiwane obiekty - których podstawowymi elementami są przewody elastyczne - znalazły zastosowanie w budownictwie i aeronautyce. Rozwinęły się badania i zastosowania przewodów jako nadmuchiwanym belek w ustrojach nośnych. Są one stosowane jako elementy nośne podtrzymujące, np. powłoki w halach i hangarach, a także wysięgniki z bateriami słonecznymi i anteny w satelitach (np. firmy ILC Dover, Inc.) [19, 10]. Pierwsze Europejskie Warsztaty nt. Nadmuchiwanym budowli kosmicznych - zorganizowane przez ESTEC² - odbyły się w roku 1992. Można postawić tezę, że rozwój techniki nadmuchiwanym obiektów może być uzupełniony przez stosowanie podobnej techniki także w napędach za pomocą przewodów elastycznych, przydatnych przy wznoszeniu i użytkowaniu tych obiektów. Osiągnięcia w konstrukcji nadmuchiwanym belek nośnych można wykorzystać przy wytwarzaniu przewodów elastycznych stosowanych w napędach.

Przewody, aby były szczelne wewnętrznie, muszą być dostatecznie zaciśnięte. Korzystna byłaby jak najmniejsza siła potrzebna do zaciśnięcia. Nieszczelności występują zwłaszcza w przewodach jednorodnych, w miejscach zagięcia przewodu. Aby zapewnić zaciśnięcie, powinny one być cienkie i elastyczne, co z kolei ogranicza ich wytrzymałość. Większa podatność powoduje zwiększenie oporów toczenia po przewodzie. Zwiększenie wytrzymałości przewodu jednorodnego odbywa się przez jego zbrojenie. Istnieje możliwość wykonania przewodów dla wysokich ciśnień przy ich konstrukcji podobnej jak w poduszkach podnoszących [41, 42], w razie potrzeby zbrojonych także linkami stalowymi. Specjalne wykonania przewodów ograniczone są małym zapotrzebowaniem i wynikającym z tego wysokim kosztem.

W razie potrzeby, odporność na ściernie zużycie przewodu można uzyskać przez umocowanie na przewodzie nakładek dostosowanych do średnicy koła i potrzeb odkształcalnego przewodu, np. jak na rysunku 2.2 [13]. Czasową ochronę przewodu stanowi jego powlekanie. Badania [48] jednak nie wykazały

² First European Workshop on Inflatable Space Structures. European Space Research and Technology Centre (ESTEC). 21-22.05.2002. Noordwijk, The Netherlands. (www.estec.esa.nl/conferences/02C06)

znaczącego ściernego zużycia przewodu i nie ono decydowało o utracie zewnętrznej szczelności przez przewód. Większą odporność na ścieranie mają przewody pokryte okładziną z gumy lub tworzywa sztucznego.



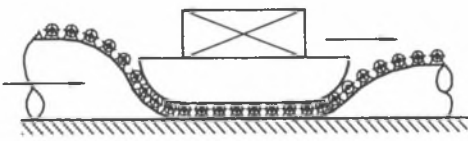
Rys. 2.2. Napęd przewodem zabezpieczonym nakładkami
Fig. 2.2. Drive with protected hose

2.2.2. Zespoły jezdne

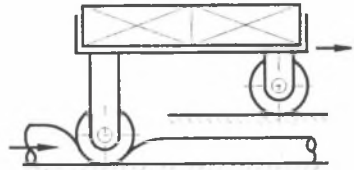
Od sposobu współdziałania przewodu i elementu zaciskającego zależą działanie oraz opory ruchu napędu. Siła naporu jest skierowana ukośnie w stosunku do wzdłużnej osi przewodu, powodując przemieszczanie wzdłużne i podrywanie elementu zaciskającego. Pożądany jest jak najmniejszy nacisk na przewód ze względu na opory ruchu, jednak dostateczny dla zaciśnięcia przewodu. Należy zauważyć, że właściwie dobrany nacisk elementu zaciskającego, stosunkowo nieznacznie większy od odpowiadającego utracie szczelności, umożliwia powstanie małych oporów toczenia, gdyż reakcja podłoża - jako rezultat nacisku i oddziaływania przewodu - jest wtedy stosunkowo niewielka, mniejsza niż w stanie spoczynku przy obciążeniu użytkowym. Taka postać oddziaływania jest korzystna także ze względu na trwałość przewodu.

Typowym zespołem przemieszczającym się po przewodach jest wózek z kołami jezdnymi zaciskającymi przewód [13], jak to pokazuje rysunek 2.1. Szerokość koła powinna być większa od szerokości zaciśniętego przewodu. Jednak elementy toczne mogą także być na stałe umocowane na przewodzie, co przedstawia rysunek 2.3. Taka konstrukcja przewodu umożliwia bezpośrednie przemieszczanie ładunków na paletach lub platformach [13].

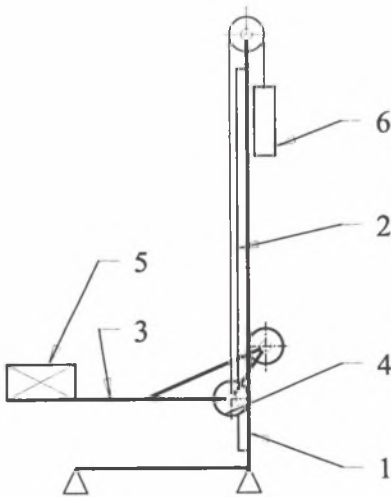
Dla działania napędu może być wystarczające – zaproponowane przez autora - obciążenie przewodu jedynie częścią przemieszczanej masy, jak na rysunku 2.4 [39]. Przekazanie części obciążenia na przewód można realizować oddzielną rolką dociskową, nie kołem jezdny. Sposób ten zmniejsza opory jazdy wózka oraz zużycie przewodów [19, 39]. Obciążenie przewodu elastycznego powinno być dostateczne, aby zapewnić jego szczelności przy ciśnieniu i sile napędowej wymaganych dla pokonania oporów ruchu wózka.



Rys. 2.3. Sposób przemieszczania platformy ładunkowej
Fig. 2.3. Manner of travelling loaded platforms



Rys. 2.4. Napęd perystaltyczny przy częściowym obciążeniu przewodów
Fig. 2.4. Peristaltic drive at partly loaded hoses



Rys. 2.5. Napęd perystaltyczny dźwignika
Fig. 2.5. Peristaltic drive of jack

Autor proponuje także odmianę zespołu jezdny, jaką stanowi zespół jezdny wspornikowy. Najczęściej znajduje on zastosowanie w układach podnoszenia, przy trasach pionowych i nachylonych do poziomu pod dużym kątem [50]. Liczba przewodów napędowych jest dostosowywana do udźwigu urządzenia. Taką konstrukcję dźwignika przedstawiono na rysunku 2.5. Na słupie 1 dźwignika ułożony jest przewód elastyczny 2, zaciskany kołem 4 wspornika 3. Doprowadzenie sprężonego płynu od dołu do przewodu spowoduje ruch wspornika obciążonego ładunkiem 5. Wspornik może być odciążony przeciwwagą 6. Istnieje zależność między masą wspornika w stanie nieobciążonym i obciążonym a siłą podnoszącą. Większy nacisk koła umożliwia stosowanie większego ciśnienia i tym samym

udźwig jest w pewnym stopniu dostosowywany do obciążenia użytkowego. Zrównoważenie przeciw wagą masy wspornika spowoduje potrzebę dwustronnego zasilania przewodu, gdyż wspornik nie będzie się opuszczał pod wpływem własnego ciężaru.

Możliwa jest konstrukcja zespołu napędowego, w którym przewód lub przewody elastyczne nie są zaciskane kołami jezdnych wózka, lecz między oddzielnymi rolkami, tworzącymi wraz z przewodem zespół napędowy. Zasilany obustronnie przewód elastyczny jest umieszczony wzdłuż trasy wózka. Docisk rolek jest regulowany, zależnie od wymaganego ciśnienia w przewodzie.

2.2.3. Układ zasilania

Źródłem zasilania układu napędowego może być sprężarka lub pompa wraz z układem przewodów i zespołów sterujących, dostosowanych do rodzaju tłoczonego płynu. Zasilanie może odbywać się także z butli gazowej. Ten sam napęd można podłączyć do otwartych układów zasilania, jakimi są zakładowa sieć sprężonego powietrza oraz sieć wodociągowa. Napęd może być w wykonaniu uniwersalnym, zasilany każdym sprężonym medium dostępnym w danych warunkach. Warunkiem jest pozbawienie medium stałych cząstek, uszkadzających przewód podczas zaciskania. Wymagania dotyczące czystości płynu są mniejsze niż w napędach hydraulicznych. Natomiast ograniczeniem możliwości napędu jest ciśnienie występujące w układzie zasilającym i wytrzymałość przewodów elastycznych.

To samo medium może być stosowane w układzie sterującym. Możliwe jest szeregowe zasilanie układu sterującego i napędowego. Dobór zespołów i elementów sterujących musi uwzględniać zastosowany typ medium. Zastosowanie takich płynów, które spełniają najtrudniejsze wymagania w przewidywanym użytkowaniu, zapewni uniwersalność napędu. W celu poprawnego działania zespołów układu sterowania oraz zwiększenia trwałości przewodów należy ograniczyć mechaniczne zanieczyszczenia medium napędzającego, a zarazem sterującego układem napędowym.

Jako medium może być stosowana woda wodociągowa, co jest zgodne z współczesnym kierunkiem rozwoju badań i zastosowań czystej wody w napędach hydraulicznych [84]. Opracowano takie układy działające przy ciśnieniach 16 MPa³.

³ The Danfoss Journal nr 4/2001.

2.3. ZALETY I WADY NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO

Napęd wyróżnia się szczególną prostotą konstrukcji i łatwością eksploatacji. Środek transportu jest pozbawiony własnego zespołu napędowego przetwarzającego energię, co upraszcza jego konstrukcję i zmniejsza masę. Zasilanie przewodu elastycznego może następować ze źródła indywidualnego lub centralnego. Jako medium można stosować dowolny płyn bez uzdatniania, pozbawiony stałych wtrąceń. Energię ciśnienia płynu na wylocie z przewodu można wykorzystać np. w zamkniętym układzie zasilającym przewód. Wygodne i korzystne jest stosowanie napędu w pobliżu maszyn i urządzeń mających instalację sprężonego powietrza, które jest wygodne w stosowaniu do zasilania przewodów. Układy pneumatyczne dla napędu perystaltycznego mogą być prostsze od typowych układów pneumatycznych, ze względu na brak potrzeby dokładnego oczyszczania, odwadniania i naoliwienia sprężonego powietrza. Realizacja napędu perystaltycznego jest możliwa przy użyciu prostych, stosunkowo tanich środków technicznych i ogólnie dostępnych materiałów [36]. Szczególną przydatność napęd ma w środowisku agresywnie oddziałującym na inne rodzaje napędów oraz przy transporcie w atmosferze wybuchowej. Napęd jest ekologicznie czysty, przyjazny dla otoczenia. Może być stosowany w medycynie, przemyśle spożywczym i chemicznym. Jego szczególne bezpieczeństwo uzasadnia brak siłowego zasilania elektrycznego a także – w razie potrzeby - elektrycznego zasilania układu sterowniczego.

Wady napędu wynikają z jego zasięgu, ograniczonego długością przewodu. Warunkiem przejazdu wózka z jednego przewodu na drugi [39] jest to, aby w chwili wtaczania się koła przewód nie był zasilany. Wadą jest też zużywanie się zwykłych przewodów, szybsze niż twardego podłoża typowej jezdni. Zapotrzebowanie energetyczne napędu perystaltycznego jest większe niż typowego napędu elektrycznego z uwagi na pośrednictwo zespołu pompowego o sprawności mniejszej niż przekładni zębatych oraz większe opory ruchu przy toczeniu kół po przewodach elastycznych niż po metalowym podłożu. Uzyskiwane siły napędowe są mniejsze niż w typowych napędach hydraulicznych, ze względu na stosowane niższe ciśnienia, podobne do ciśnień w układach pneumatycznych.

Przewód może wymagać zamocowania do podłoża lub utwierdzenia końca przewodu po stronie mniejszego ciśnienia. Wynika to z możliwego zjawiska wysuwania się przewodu spod koła. Na zjawisko mają wpływ warunki tarcia, jakie występują pomiędzy kołem a przewodem oraz przewodem a podłożem, na którym jest on ułożony.

2.4. PORÓWNANIE NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO Z INNYMI NAPĘDAMI

Przemieszczanie ładunków oraz wykonywanie w maszynach ruchów roboczych można realizować różnymi sposobami. Napęd perystaltyczny może w pewnym zakresie zastąpić inne napędy, wyróżniając się pozytywnymi cechami.

Porównanie napędu perystaltycznego z innymi napędami realizującymi podobne zadania może dotyczyć: złożoności konstrukcji, łatwości wykonania, dyspozycyjności, przyjazności eksploatacyjnej (w zakresie obsługi i napraw), kosztów wykonania i eksploatacji, przydatności do wykonywania określonych zadań.

Analiza prowadzona na obecnym etapie prac nad napędem perystaltycznym może dotyczyć realizacji podobnych zadań, natomiast nie dotyczy podobnych urządzeń, gdyż różnią się one konstrukcją.

Czynności wykonywane przez wózek z napędem perystaltycznym można porównać z czynnościami realizowanymi przez:

- podajnik (np. łańcuchowy), stosowany m.in. przy stanowiskach obróbczych i automatycznych liniach wytwórczych,
- siłownik pneumatyczny.

W podajniku łańcuchowym transportowy wózek jest ciągnięty przez łańcuch. Napęd łańcucha następuje od silnika elektrycznego poprzez przekładnię zębatą lub łańcuchową. Ponadto urządzenie wyposażone jest w układ sterujący jego działaniem.

W podajniku perystaltycznym wózek transportowy przemieszcza się bezpośrednio po przewodach lub za pośrednictwem wózka napędowego, toczącego się po przewodach lub za pośrednictwem oddzielnego zespołu napędowego zaciskającego przewód ułożony wzdłuż trasy przejazdu wózka. Zasilanie przewodów następuje z zakładowej instalacji sprężonego powietrza lub sprężarki. Działanie urządzenia kontroluje układ sterujący.

Porównywane elementy i zespoły pierwszego urządzenia to: łańcuch, koła łańcuchowe z łożyskami, zaczep, wałki, osie, przekładnia zębata, sprzęgło, silnik elektryczny.

W drugim urządzeniu odpowiednie zespoły stanowią: jedynie przewody elastyczne oraz ewentualnie wózek napędowy z balastem, zaczep, przy wykorzystaniu istniejącej sieci sprężonego powietrza. Przy indywidualnym napędzie, dodatkowo sprężarka mająca silnik elektryczny, pompę, zbiornik wyrównawczy, zawór bezpieczeństwa, manometr. Układ zasilający jest znacznie

mniej rozbudowany przy korzystaniu z zakładowej sieci sprężonego powietrza lub sprężarek zasilających narzędzia oraz maszyny.

Porównanie konstrukcji obu napędów wykazuje większą prostotę napędu perystaltycznego, gdy nie jest wymagana indywidualna sprężarka. Należy zaznaczyć, że sprawność sprężarki jest mniejsza niż przekładni zębatej.

Podajnik z napędem perystaltycznym może mieć przewagę - ze względu na złożoność konstrukcji i cenę - nad podajnikiem łańcuchowym w przypadku korzystania z istniejącej sieci sprężonego powietrza.

Łatwiejsze jest porównanie siłowników o napędzie perystaltycznym i tradycyjnym tłokowym, ze względu na podobny układ zasilania energią. Układ ten w napędzie perystaltycznym jest prostszy i tańszy, gdyż nie wymaga zespołów do odwadniania i naoliwienia powietrza, stosowanych w typowych układach pneumatycznych. Porównanie może dotyczyć pewnego zakresu ciśnień, gdyż elastyczne przewody mają mniejszą wytrzymałość od metalowych cylindrów.

W siłowniku z napędem perystaltycznym przewód pełni funkcje cylindra i tłoka, wózek funkcję tłoczyska z siłownika pneumatycznego.

Wykonanie przewodów i wózka z przewodnikami jest łatwiejsze i tańsze niż cylindra i tłoka z tłoczyskiem. Również łatwiej zrealizować długi przejazd wózka, niż wykonać długie tłoczysko. Trwałość przewodów jest mniejsza niż metalowych elementów siłownika pneumatycznego, lecz łatwa wymiana przewodu, jej niskie koszty oraz niższa cena siłownika z napędem perystaltycznym powinny umożliwić uzyskanie korzystnego efektu ekonomicznego dla siłownika perystaltycznego. Do przeprowadzenia szczegółowej analizy zakresu stosowania napędu perystaltycznego potrzebne są długotrwałe badania eksploatacyjne oraz optymalizacja postaci konstrukcyjnej napędu.

Zamiast sprężonego powietrza można stosować wodę, nawet zamiennie w tych samych instalacjach. Inne możliwości zastosowań napędu powstają, gdy użytkownik wykorzystuje w dużym zakresie wodę. Przed jej technicznym użyciem w procesie wytwórczym, energia ciśnienia wody może być wykorzystana w perystaltycznych napędach maszyn lub urządzeń.

Przy szczególnych wymaganiach dotyczących bezpieczeństwa przeciwybuchowego, przeciwpożarowego i przeciwporażeniowego, czystości otoczenia, braku oddziaływania na środowisko, przy równoczesnej prostocie konstrukcji i małych nakładach na realizację, dla napędu perystaltycznego trudno znaleźć alternatywę w wykorzystaniu naturalnych mediów, nie uzdatnianych specjalnymi dodatkami.

Prace prowadzone nad zastosowaniem czystej wody w wysokociśnieniowych napędach hydraulicznych [84] zaowocowały m.in. opracowaniem przez firmę Danfoss zestawu elementów hydrauliki siłowej na optymalne ciśnienie 5 Mpa, w skład którego wchodzi: wolnoobrotowy silnik hydrauliczny, siłowniki, zawór kierunkowy i zawory przepływowe do ręcznej oraz automatycznej regulacji przepływu. Zastosowanie takich układów przewidywane jest dla urządzeń o mocy od 2 do 4 kW⁴. Napęd perystaltyczny dla ciśnień o rząd niższych może więc z powodzeniem zaspokoić potrzeby urządzeń o mocy do 2 kW, uzupełniając istniejącą ofertę. Trudności z elementem roboczym w postaci specjalnego wykonania siłownika hydraulicznego na wodę, dla niskich ciśnień rozwiązuje przewód elastyczny. W razie potrzeby do sterowania napędem można zastosować elementy dostosowane do wyższych ciśnień.

Dla pewnego zakresu sił napędowych, napęd perystaltyczny jest efektywnym i tanim środkiem technicznym. Wykazuje on wszystkie korzystne cechy napędów wodnych i pneumatycznych, jak: małe straty przepływu z powodu niskiej lepkości, niskie koszty, przy nieszczelnościach układu nie natłuszcza i nie brudzi otoczenia oraz nie zanieczyszcza środowiska, przy równoczesnym ominięciu dla siłowników takich wad jak korozyjne oddziaływanie wody oraz brak smarowania elementów ruchomych.

Przeprowadzone i przedstawione w niniejszej pracy badania powinny usunąć nieufność występującą w zakresie wykorzystania i możliwości transportu za pomocą przewodów elastycznych, w pewnym stopniu usprawiedliwioną dotychczasowym brakiem odpowiednich opracowań teoretycznych i ich eksperymentalnej weryfikacji.

2.5. PARAMETRY NAPĘDU

Specyficznymi parametrami decydującymi o technicznych możliwościach napędu perystaltycznego są:

- powierzchnia dolegania przewodu do koła jezdnego,
- siła i moment siły oddziaływania przewodu na koło jezdne,
- opór toczenia koła po przewodzie,
- opór deformacji przewodu.

⁴ The Danfoss Journal nr 3, 1999.

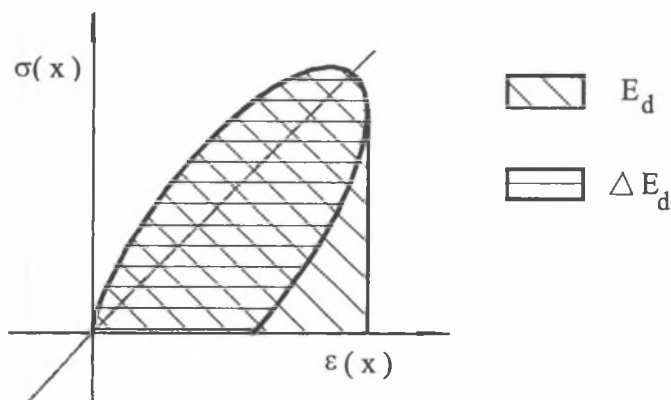
Podane parametry związane ze współdziałaniem przewodu i koła jezdnego umożliwiają określenie cech napędu, decydujących o jego zakresie stosowania. Należą do nich:

- nacisk ruchomego elementu na przewód, niezbędny do zaciśnięcia przewodu i zamknięcia przepływu płynu pod kołem w przewodzie,
- 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. Ta ostatnia cecha głównie zależy od konstrukcji i tworzywa przewodu. W mniejszym stopniu związana jest z parametrami napędu.

3. MODEL ZACIŚNIĘCIA PRZEWODU

3.1. NAPRĘŻENIA I ODKSZTAŁCENIA W PRZEWODZIE

W napędzie perystaltycznym elastyczny przewód jest zaciskany toczącym się kołem jezdnym. Odkształcenia przewodu podczas jego zaciskania i toczenia koła są jedną z przyczyn oporów jazdy. Rozpatrzono typowy przypadek, gdy sztywności tworzywa podłoża i koła są znacznie większe od sztywności przewodu. Dotyczy to także kół o bieżniach z tworzyw sztucznych, zgodnie z pracami [23, 71], przedstawiającymi metody obliczeń oporów toczenia kół poliamidowych i poliuretanowych.



Rys. 3.1. Pętla histerezy przy przetoczeniu koła oraz energie: przemieniona ΔE_d i deformacji E_d przewodu

Fig. 3.1. Hysteresis loop at rolling of wheel and changed energies: ΔE_d and deformation of hose's E_d

Zjawisko deformacji zaciskanego przewodu, powtarzające się przy każdorazowym przetoczeniu koła, można opisać reologicznym modelem Voigta. Uwzględnia on przesunięcie fazowe między naprężeniem a odkształceniem. Taki model przyjęto także w pracach [5, 74], opisujących zjawisko współdziałania taśm przenośnikowych z krążnikami. Wyznaczenie oporów

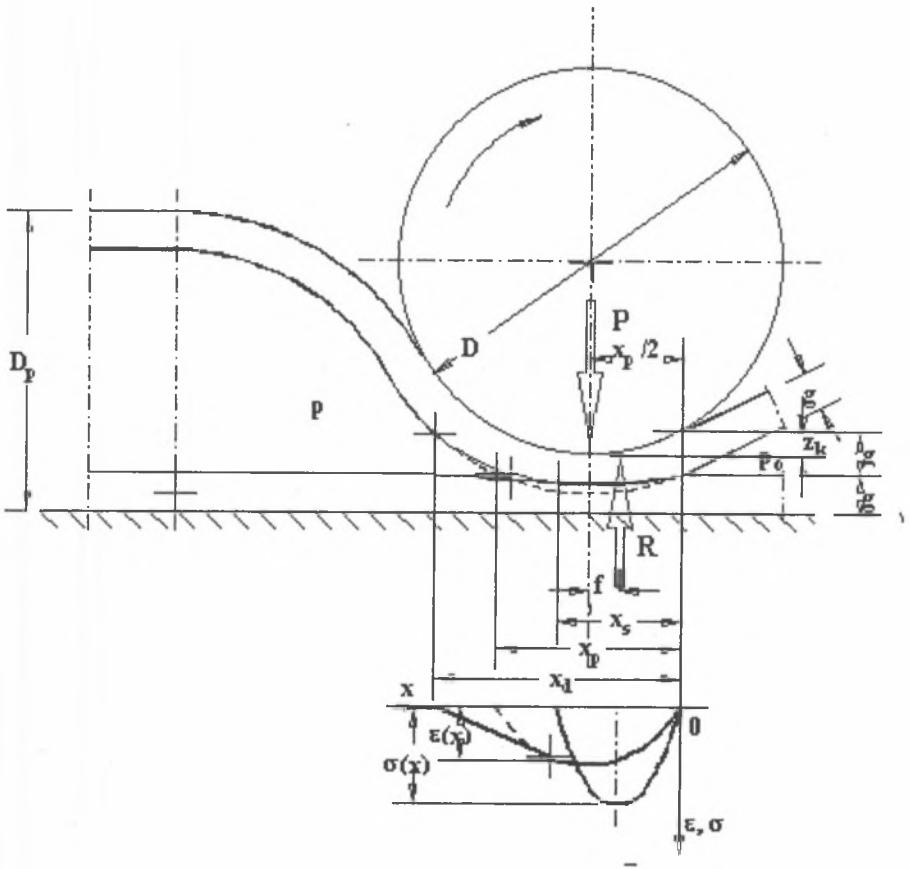
ruchu taśmy po krążnikach komplikuje się przy uogólnianiu wyników uzyskanych dla jednego typu przenośnika na inne typy przenośników i taśm. Istnieje kilka uznawanych opracowań dotyczących obliczania oporów ruchu taśmy po rolkach przenośnika. Lecz prace na ten temat są nadal prowadzone [13]. Analizując lepkie tarcie w tworzywie przewodu należy uwzględnić przerwy w obciążaniu przewodu. Nie można zakładać ciągłych i harmonicznym wymuszeń obciążenia, jak w przenośnikach taśmowych. Pętla histerezy ma teoretyczny przebieg pokazany na rysunku 3.1, odmienny niż przy ciągłych wymuszeniach harmonicznym. Za każdym zaciśnięciem przewodu występują zjawiska właściwe jedynie dla pierwszego okresu przy wymuszeniach ciągłych. Czas zginięcia jest bowiem wielokrotnie krótszy od czasu między kolejnymi odkształceniami, które ponadto nie muszą być cykliczne.

Niektóre z własności przewodów elastycznych mogą być zbliżone do własności taśm przenośnikowych. Tworzywa jednorodnych przewodów, którymi są guma i tworzywa sztuczne, stosuje się na warstwy okładkowe taśm. Tkaniny, z których wykonuje się przewody tkane, używane są jako przekładki w taśmach. Różnice występują w grubości przewodów i taśm. Te drugie są grubsze, ich warstwy okładkowe mają zwykle grubość od 2 do 8 mm i ponadto taśmy mają do ośmiu przekładek [7, 89].

Współdziałanie toczącego się koła z jednorodnym przewodem obrazuje rysunek 3.2. Przedstawiono na nim odkształcenie przewodu oraz występujące na jego powierzchni rozkłady naprężeń $\sigma(x)$ i odkształceń $\varepsilon(x)$. 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, oddzielnie wyznaczanych. Pewne zwiększenie nacisków nastąpi na krawędziach zaciśniętego przewodu, wskutek jego zawinięcia. Zakładając wymaganą małą grubość ścianki pominięto jej zginięcie na końcach. Wartości odkształceń ścianek przewodu sumują się pod kołem, na powierzchni przewodu. Wobec dociskania ścianki przewodu do powierzchni koła, jak na rysunku 3.2, odkształcenia uwidoczono między wewnętrznymi ściankami przewodu. W celu lepszego zobrazowania stref odkształceń nie zaznaczono przekroju przewodu.

Na postać przewodu wpływa również ciśnienie w przewodzie. Objawia się penetracją medium między ściankami zaciśniętego przewodu i zwiększeniem średnicy przewodu, a tym samym pewnym zmniejszeniem jego grubości. Zasięg pierwszego zjawiska przedstawiono w punkcie 4.2, wpływ drugiego zjawiska omówiono w punkcie 5.2.

Opisując zjawisko współdziałania toczącego się koła z przewodem, na powierzchni styku wyróżnia się dwie strefy jego kontaktu z przewodem, przedstawione na rysunku 3.2. Strefę efektywnego kontaktu x_s i strefę pozornego kontaktu x_p . Odształcenie przewodu występuje na odcinku deformacji o długości x_d , przesuwanym się wraz z toczącym się kołem. Zgodnie ze sposobem obciążenia, odkształcenia od ściskania $\epsilon(x)$ występują na



Rys. 3.2. Naprężenia od ściskania i odkształcania przewodu zaciśniętego kołem

Fig. 3.2. Stresses from compressions and deformations of hose tightened with wheel

odcinku x_s . Odształcenia $\varepsilon(x)$ są przesunięte w stosunku do naprężeń i na końcu odcinka x_s mają wartość ε_s . Odcinek odształceń 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:

$$\sigma = C(x_s \cdot x - x^2), \quad (3.1)$$

gdzie C - stała,

x_s - długość strefy efektywnego kontaktu przewodu z kołem.

Odształcenia przewodu w strefie kontaktu efektywnego wyznacza równanie:

$$\varepsilon = \frac{C}{E_p}(x_p \cdot x - x^2), \quad (3.2)$$

gdzie E_p - moduł sprężystości przewodu przy ściskaniu,

x_p - długość strefy pozornego kontaktu przewodu z kołem.

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

$$R = \int_0^{x_s} \sigma(x) \cdot B \cdot dx = \frac{1}{6} C \cdot B \cdot x_s^3, \quad (3.3)$$

stąd

$$C = \frac{6R}{B \cdot x_s^3}, \quad (3.4)$$

przy czym równa połowie obwodu, szerokość zaciśniętego przewodu

$$B = \frac{1}{2} \pi \cdot D_p, \quad (3.5)$$

gdzie D_p jest zewnętrzną średnicą przewodu.

Dla $x = 0.5x_s$ występuje największe naprężenie od ściskania:

$$\sigma_{\max} = \frac{3R}{\pi \cdot D_p \cdot x_s}. \quad (3.6)$$

Dla $x = 0.5x_p$ występuje największe odkształcenie przy ściskaniu:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{3R \cdot \delta^2}{\pi \cdot D_p \cdot x_s \cdot E_p} \quad (3.7)$$

W dalszych obliczeniach będzie stosowany stosunek długości stref kontaktu jako

$$\delta = \frac{x_p}{x_s} \quad (3.8)$$

Przedstawiony sposób wyznaczania naprężeń (3.6) służy także do wyznaczenia początkowego kąta naporu.

3.2. DŁUGOŚĆ STREFY ODKSZTAŁCENIA PRZEWODU

Podczas zaciskania przewodu następuje zagłębienie koła w przewodzie na głębokość z_k .

Z rysunku 3.2 wynika równanie:

$$\left(\frac{D}{2} - z_k\right)^2 + \left(\frac{x_p}{2}\right)^2 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (3.9)$$

Ponieważ z_k jest pomijalnie małe w stosunku do średnicy koła D , po rozwiązaniu równania (3.9) otrzymano:

$$z_k = \frac{x_p^2}{4D} \quad (3.10)$$

Podczas badań eksperymentalnych zależność ta będzie stosowana w postaci:

$$x_p = 2\sqrt{D \cdot z_k} \quad (3.10a)$$

Równocześnie

$$z_k = 2g \cdot \varepsilon_{\max}, \quad (3.11)$$

gdzie g jest grubością przewodu, czyli

$$z_k = \frac{C \cdot g}{2E_p} x_p^2, \quad (3.12)$$

a po podstawieniu wzoru (3.10)

$$C = \frac{E_p}{2g \cdot D}. \quad (3.13)$$

Z równań (3.4) i (3.13) wynika, że

$$x_s^3 = \frac{12g \cdot D \cdot R}{B \cdot E_p}. \quad (3.14)$$

Ostatnia zależność służy do wyznaczania modułu sprężystości przewodu. Po pomiarze zagłębienia z_k koła w przewodzie, przy braku zasilania przewodu $x_s = x_p$, oraz po podstawieniu zależności (3.5) i (3.10a)

$$E_p = \frac{3g \cdot R}{\pi D_p \sqrt{D \cdot z_k^3}}. \quad (3.15)$$

Uwzględniając wzór (3.10) oraz reakcję na koło, która - dla przewodu zasilanego sprężonym płynem - wynosi

$$R = P - N_z, \quad (3.16)$$

to

$$x_s = \sqrt[3]{\frac{24g \cdot D(P - N_z)}{\pi D_p \cdot E_p}}, \quad (3.17)$$

gdzie N_z jest pionową składową nacisku na koło od przewodu ze sprężonym płynem.

Jeżeli w obliczaniu siły P uwzględnić nachylenie trasy, to

$$R = P \cos \gamma - N_z, \quad (3.16a)$$

gdzie γ jest kątem nachylenia trasy względem poziomu.

Pionowa składowa nacisku na koło, w przybliżeniu, może być przyjmowana równa wartości teoretycznej siły nacisku, wyznaczonej w rozdziale 4 ze wzoru (4.25). W przypadku znajomości rzeczywistej powierzchni dolegania przewodu do koła (p.4.1.2), należy uwzględnić rzeczywistą pionową siłę nacisku.

3.3. TŁUMIENIE W PRZEWODZIE

Tarcie wewnętrzne w ściskanym przewodzie powoduje tłumienie, którego miarą jest liczba tłumienia ψ_d , wyrażana ilorazem pola powierzchni pętli histerezy - energii przemienionej ΔE_d i pola powierzchni pod gałęzią obciążenia - energii deformacji przewodu E_d (rys. 3.1).

$$\psi_d = \frac{\Delta E_d}{E_d}. \quad (3.18)$$

Strata energii wyznaczana polem powierzchni histerezy wynosi:

$$\Delta E_d = V \int_0^{x_s} \sigma \cdot d\varepsilon, \quad (3.19)$$

gdzie V jest objętością przewodu ściskaną kołem, obliczaną wzorem:

$$V = \pi g \cdot D_p \cdot x_s. \quad (3.20)$$

Na podstawie równania (3.2)

$$d\varepsilon = \frac{C}{E_p} (x_p - 2x) dx, \quad (3.21)$$

po podstawieniu do zależności (3.19) wzorów (3.1), (3.16), (3.20), (3.21) i uwzględnieniu (3.8) otrzymano:

$$\Delta E_d = 12(\delta - 1) \sqrt[3]{\frac{g^2 \cdot D(P - N_z)^5}{3\pi^2 D_p^2 \cdot D \cdot E_p^2}} \quad (3.22)$$

Toczące się koło stopniowo zagłębia się w przewodzie na długości $0,5x_p$, następnie odkształcenie przewodu zmniejsza się. Wynika stąd, że przekazywanie energii na przewód odbywa się na tej długości.

Energia deformacji przewodu wynosi

$$E_d = V \int_0^{0,5x_p} \sigma \cdot d\varepsilon, \quad (3.23)$$

a po podstawieniach wzorów (3.1), (3.20) i (3.21) energia deformacji

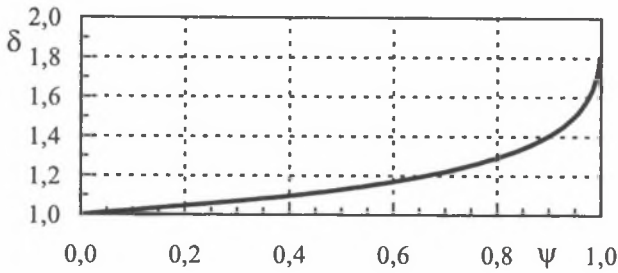
$$E_d = \frac{3}{4}(4 - \delta)\delta^3 \sqrt[3]{\frac{g^2 (P - N_z)^5}{3\pi^2 D_p^2 \cdot D \cdot E_p^2}} \quad (3.24)$$

Po podstawieniach wzorów (3.22) i (3.24) do zależności (3.18)

$$\psi_d = \frac{16(\delta - 1)}{(4 - \delta)\delta^3} \quad (3.25)$$

Z zależności tej wynika, że również liczba δ może być miarą tłumienia przewodu. Zależność (3.25) przedstawiono na rysunku 3.3.

Laboratoryjne badania liczby tłumienia ψ_d taśm przENOŚNIKOWYCH wykazują, że - przy cyklicznym zgniataniu taśmy - wynoszą one $0,35 \div 0,65$ [5]. Według innych badań, liczby tłumienia wynoszą $0,4 \div 0,52$ [74, 89]. Dane te mogą być poziomem odniesienia dla przewodów elastycznych, mających konstrukcję i sposób obciążenia podobne do przyjętych dla taśm przENOŚNIKOWYCH.



Rys. 3.3. Zależność między liczbami tłumienia ψ_d i δ
Fig. 3.3. Dependence between damping coefficients ψ_d and δ

3.4. SZTYWNOŚĆ PRZEWODU

Sztywność ściskanego elementu można obliczyć z zależności:

$$k_p = \frac{A}{g} E, \quad (3.26)$$

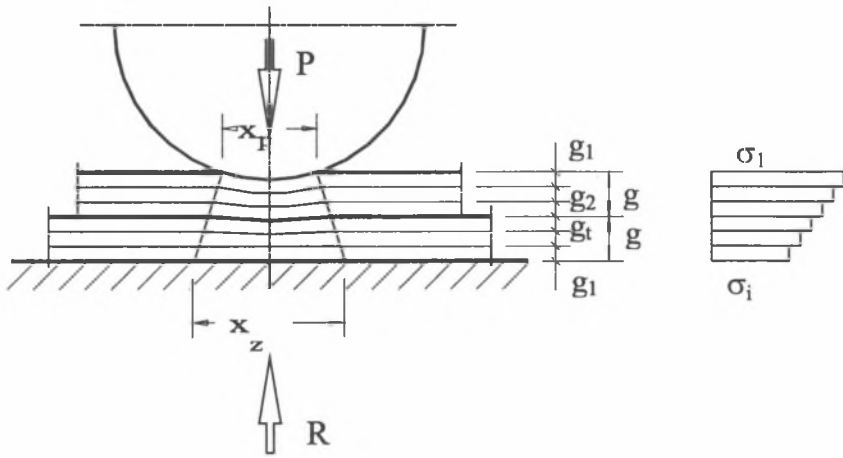
gdzie: A - powierzchnia elementu,
g - grubość elementu,
E - moduł sprężystości elementu.

Ponieważ przewody mogą mieć budowę warstwową rozpatrzono przypadek, gdy znane są sztywności warstw składowych przewodu elastycznego. Natomiast nieznana jest sztywność przewodu jako całości.

Naprężenia od ściskania w elastycznym przewodzie wielowarstwowym (trójwarstwowym), zaciskanym kołem w stanie spoczynku, przedstawia rysunek 3.4.

Sztywność przewodu k_p można wyznaczyć jak dla zastępczego układu szeregowego, złożonego z warstw o sztywności k_i ,

$$\frac{1}{k_p} = \sum_i \frac{1}{k_i}. \quad (3.27)$$



Rys. 3.4. Rozkład naprężeń po grubości ściskanego przewodu
 Fig. 3.4. Distribution of stresses on thickness compressed hose

W przewodach wielowarstwowych celowe może być wydzielenie sztywności k_1 warstwy zewnętrznej w części górnej i części dolnej k_z (mającej szerokość x_s). Wówczas:

$$\frac{1}{k_p} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_z} + \sum_{i=2}^{2t-1} \frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_1} \left(1 + s + k_1 \sum_{i=2}^{2t-1} \frac{1}{k_i} \right), \quad (3.28)$$

gdzie: $i = 2, \dots, 2t-1$ - kolejny numer warstwy przewodu,
 t - liczba warstw na grubości przewodu,

$s = \frac{x_s}{x_z}$ - iloraz długości podstaw strefy oddziaływania nacisków, warstw górnej i spodniej zgodnie z rysunkiem 3.2, dla przypadku toczenia koła,

$$x_z = x_s + 4c \cdot g, \quad (3.29)$$

przy czym: c - liczba zależna od kąta rozprzestrzeniania naprężeń, dla kąta 45° $c = 1$. Określenie liczby c wymaga oddzielnych badań, uwzględniających własności materiałów przewodu,
 g - łączna grubość przewodu.

Po przekształceniu równania (3.28)

$$k_p = k_1 \frac{1}{1 + s + k_1 \sum_{i=2}^{2t-1} \frac{1}{k_i}} \quad (3.30)$$

Uwzględniając zależności (3.26) i (3.5)

$$k_p = \frac{\pi x_s \cdot D_p \cdot E_1}{2g_1(1 + s + \beta)} \quad (3.31)$$

gdzie: E_1 - moduł sprężystości zewnętrznej warstwy przewodu,
 g_1 - grubość warstwy zewnętrznej, natomiast β wynosi:

$$\beta = \frac{E_1}{g_1} \sum_{i=2}^{2t-1} \frac{g_1}{E_i \left(1 + \frac{1-s}{2t} s\right)} \quad (3.32)$$

Liczba β występuje, gdy przewód ma dwie lub więcej warstw.

Szytywność jednostkowa, odniesiona do jednostkowej powierzchni styku koła, wynosi:

- dla przewodu jednorodnego z zależności (3.5), (3.15) i (3.26) gdy E_1 wyznaczono eksperymentalnie

$$\bar{k}_p = \frac{E_1}{g_1(1 + s + \beta)} \quad (3.33)$$

- dla przewodu jednorodnego z zależności (3.5), (3.15) i (3.26), gdy z_k wyznaczane jest eksperymentalnie

$$\bar{k}_p = \frac{6R}{z_k} \quad (3.33a)$$

Moduł sprężystości gumy zmienia się w zależności od jej twardości. Podobne zjawisko może wystąpić przy przewodach elastycznych. Wymaga ono oddzielnych badań.

Na twardość gumy wpływa jej temperatura. Badania [13] wykazały możliwość stosowania zależności:

$$H(T) = H(20) - 0,5T, \quad (3.34)$$

gdzie: $H(20)$ - twardość w temperaturze 20°C ,

T - temperatura gumy, $^{\circ}\text{C}$.

Dla taśm przenośnikowych z rdzeniem tkaninowym istnieje zależność liczby tłumienia ψ_d od jednostkowej sztywności taśmy \bar{k}_p [5] wyznaczana zgodnie z zależnością:

$$\psi_d = \frac{1}{1,783 + 0,093\bar{k}_p \cdot 10^{-9}}. \quad (3.35)$$

Przypuszczalnie podobne zjawisko wystąpi dla przewodów elastycznych, mających okładzinę o grubości porównywalnej z grubością tkaniny. Zagadnienie może być przedmiotem oddzielnych badań.

3.5. NAJWIĘKSZE NAPRĘŻENIE I ODKSZTAŁCENIE

Największe naprężenie w przewodzie przy ściskaniu przewodu kołem jezdnym, wyznaczone na podstawie zależności (3.6), (3.16) i (3.17), wynosi:

$$\sigma_{\max} = 3 \sqrt{\frac{9 E_p (P - N_z)^2}{8 \pi^2 g D D_p^2}}. \quad (3.36)$$

Największe względne odkształcenie przewodu ściskanego kołem, na podstawie zależności (3.7), (3.16) i (3.17), wynosi:

$$\varepsilon_{\max} = \delta^2 3 \sqrt{\frac{9 (P - N_z)^2}{8 \pi^2 g D D_p^2 E_p^2}}. \quad (3.37)$$

Występujące symbole opisano w wykazie oznaczeń.

3.6. EKSPERYMENTALNE BADANIA PRZEWODÓW ELASTYCZNYCH

3.6.1. Opis badań

Na obecnym etapie badań i wdrożeń napędu za celowe uznano wybranie istniejącego już i wytwarzanego przewodu, umożliwiającego realizację koncepcji napędu oraz określenie zakresu jego przydatności w napędzie. Wytwórca przewodów wybranych do badań i stosowania w urządzeniu dźwigowym nie przewiduje dla nich takiego zastosowania, jak w omawianym napędzie. Nie daje żadnych gwarancji oraz nie udostępnia danych odnoszących się do sposobu użytkowania odmiennego od dopuszczalnego normą [91]. W istniejącej sytuacji całość zagadnień związanych z nowym zastosowaniem przewodów powinna być przebadana. Przewody, zgodnie z normą, nazwane są węzami tłocznymi. Jednak ich zastosowanie całkowicie odmienne od dotychczasowego - tj. użycie jako elementu napędowego w urządzeniu transportowym - uzasadnia zmianę nazwy. Tym bardziej że w przyszłości można spodziewać się zmian w ich budowie, lepiej dostosowujących je do innych zadań.

Próby rozciągania przewodów przeprowadzono na legalizowanej maszynie wytrzymałościowej FDZ 100/1 HECKERT, produkcji VEB Thüringer Industrierwerk, Rauenstein. Próby ściskania przewodów wykonano na maszynie wytrzymałościowej INSTRON 1195, nr H2076.

W celu lepszego odwzorowania rzeczywistych warunków działania próbki nowych przewodów wstępnie rozciągnięto siłami odpowiadającymi ciśnieniu w przewodzie ok. 0,3 MPa, tj. przewód 52 siłą 200 N, natomiast przewód 75 siłą 300 N.

W doborze zakresu obciążeń przewodów uwzględniono, że ciśnienia robocze w praktyce wynoszą od ok. 0,35 MPa w sieci wodociągowej oraz do ok. 0,6 MPa w sieci sprężonego powietrza i dla hydroforów.

Ocenę twardości przewodów i podkładek wykonano metodą Shore'a. Użyto przyrządu Shore A, nr 5633, firmy Zorn Stendal, DDR. Twardość rolki z kaprolanu wyznaczono twardościomierzem Brinella do tworzyw sztucznych.

Zakres badań ustalono stosownie do potrzeb prototypowych urządzeń, zaprojektowanych i wykonanych zgodnie z wykonanym programem projektu celowego [62].

3.6.2. Fizyczne własności przewodów

Stosowany jako przewód elastyczny, wąż tłoczny - zgodnie z normowym opisem jego konstrukcji - jest wyrobem włókienniczym, o splocie okrągłotkanym w obwodzie zamkniętym o kształcie cylindra, giętki z wprowadzoną do wewnątrz wkładką z gumy syntetycznej lub polietylenu – odporną na ścieranie, gładką i elastyczną, połączoną na stałe z materiałem włókienniczym. Węże typu W – o średnicach 52, 75 i 110 mm - zgodnie z przeznaczeniem są stosowane w pożarnictwie do obsługi pomp i autopomp, służą do przetłaczania wody lub wodnych roztworów środków gaśniczych i mają parametry przedstawione w tabelicy 3.1 [90, 91]. Wytwarzane są również przewody dodatkowo powlekane odporne na ścieranie poliuretanową powłoką zewnętrzną. Długości maksymalne odcinka przewodu wynoszą 500 – 2500 m.

Tablica 3.1

Parametry węży tłocznych

Nazwa	Jednostka miary	Wielkość		
		25	52	75
Średnica wewnętrzna	mm	$25^{+1.5}_{-0.5}$	52^{+2}_{-1}	75^{+2}_{-1}
Grubość wykładziny	mm	$0,30^{+0.10}_{-0.05}$	$0,35^{+0.10}_{-0.05}$	$0,40^{+0.10}_{-0.05}$
Grubość przewodu (wg pomiarów)	mm		1,35	1,5
Ciśnienie robocze	MPa	0,9	1,2	
Ciśnienie próbne	MPa	1,4	1,8	
Ciśnienie rozrywające, nie mniej niż	MPa	3,0	4,0	
Przyrost długości E_L przy ciśnieniu próbnym, nie więcej niż	%	5	4	5
Przyrost średnicy E_D przy ciśnieniu próbnym, nie więcej niż	%	6	5	5
Masa liniowa	g/m	95 ± 5	215 ± 10	365 ± 20

Oprócz badanych przewodów, zastosowanych w napędzie, wytwarzane są również przewody o średnicy 110 mm oraz przewody typu H do hydrantów o średnicach 25 i 52 mm (tabl. 3.1), przeznaczone do niższych ciśnień roboczych. W praktyce, najczęstsze zastosowanie - przy urządzeniach transportowych - można przewidywać dla przewodów wielkości 52 i 75.

Wskutek wydłużenia ścianki przewodu pod wpływem ciśnienia płynu następuje zmiana objętości przewodu. Ze względu na konstrukcję węży tłocznych wydłużenie ich obwodu jest większe niż dla innych typów przewodów. Przy obliczaniu cech dynamicznych napędu przydatne są parametry przewodów zawarte w tabelicy 3.2. Uzyskano je poprzez przeliczenie danych zawartych w tabelicy 3.1, przy nominalnej grubości węży tłocznych. Pozorny moduł sprężystości przewodu wspólnie z modułem sprężystości płynu umożliwia obliczenie zastępczego modułu sprężystości płynu wraz z obudową. Dla porównania, pozorne moduły sprężystości przewodów do napędów hydraulicznych maszyn roboczych wynoszą 100 – 400 MPa [79].

Tablica 3.2

Parametry uzupełniające węży tłocznych

Nazwa	Jednostka miary	Wielkość		
		25	52	75
Przyrost objętości ΔV_p przy ciśnieniu próbnym 1,8 MPa, nie więcej niż	%	12	10	10
Współczynnik obwodowej sprężystości odniesiony do mm długości przewodu	N/mm	250	693	900
Pozorny moduł obwodowej sprężystości przewodu B_p	MPa	14,6	17,6	18

3.6.3. Moduł sprężystości przy zaciskaniu

Dane dotyczące sprężystych właściwości przewodów są niezbędne przy projektowaniu napędu. Sztywność zaciskanego przewodu elastycznego wpływa na opory ruchu po przewodzie. Ponieważ nie napotkano publikacji na temat

badan̄ modułu sprężystości przewodów przy zaciskaniu, metodę i zakres badan̄ dostosowano do celu pracy.

Koniecznym warunkiem poprawnego działania napędu jest takie zaciśnięcie przewodu, które zapewnia jego wewnętrzną szczelność. Właściwe zaciśnięcie przewodu danego typu i rozmiaru można uzyskać przez odpowiednie dobranie siły nacisku koła i elastyczności podłoża. Podczas badan̄ zaobserwowano, że szczelność zaciśnięcia uzyskuje się przy dużym nacisku i sztywnym podłożu lub przy mniejszym nacisku i elastycznym podłożu. W drugim przypadku wystąpią większe opory odkształcenia podłoża, w pierwszym większe opory tarcia w łożyskach koła oraz szybsze zużycie przewodu. Dobranie właściwych proporcji nacisku koła i elastyczności podłoża, a także innych czynników mających wpływ na opory ruchu i trwałość przewodów wymagają dalszych badan̄.

Badania dostosowano do dostępnego wyposażenia badawczego oraz przewodów (węży tłocznych), które w największym stopniu mogą być przydatne przy praktycznej realizacji napędu:

- dwóch wielkości przewodów: 52 i 75 odpowiednio o średnicach 52 i 75 mm, nowych oraz poddanych długotrwałym obciążeniom ok. 2000 N na przewód, pochodzących od koła przejeżdżającego po przewodzie (przewód 52 mm),
- przewodów ułożonych na podłożach: stalowym profilu walcowanym (średniku ceownika), stalowym profilu walcowanym z podkładką z wykładziny twardego PCV o grubości 2 mm (twardość 71-74°Sh) oraz stalowym profilu walcowanym z nakładką z podatnego PCV o grubości 2,5 mm o twardości 49-51°Sh,
- rolek o średnicy 93 mm, stalowych lub z poliamidu (kaprolanu) o twardości HK₂₅₀ 23,9 MPa.

Grubości ściśniętych przewodów (podwójna grubość ścianki) wynosiły:

- przewód 52: przy pomiarze w środku szerokości: 2,7 mm, przy pomiarze przez krawędź: 2,9-3,0 mm,
- przewód 75: przy pomiarze w środku szerokości: 3,0-3,1 mm, przy pomiarze przez krawędź 3,1-3,2 mm.

W celu porównania materiałów przewodów, ich twardości oceniono metodą Shore'a. Część ściskanych przewodów była wcześniej poddana długotrwałym próbom trwałości, przeprowadzonym w ramach innych badan̄ [48].

Oddzielnie zmierzona twardość wewnętrznej wykładziny uszczelniającej przewód parciany 52 wynosiła 81°Sh, tak w części zgniatanej, jak i nie zgniatanej.

Dla torlenowego przewodu 52 twardości mieściły się w zakresie 65 - 76°Sh, średnio 71°Sh, nie różniąc się dla części poddanej zginiataniu przez rolkę, jak i nie zginiatanej podczas badań trwałości przewodu. Nieznacznie większą twardość, bo średnio 72 °Sh, miał nowy przewód.

Nowy przewód 75 miał twardość w zakresie 64 - 71°Sh, średnio 69°Sh.

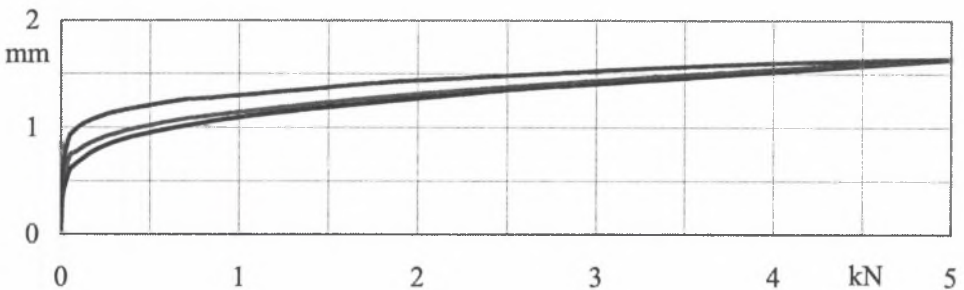
Zastosowane podkładki z twardego PCV o grubości 2 mm miały twardość 94 - 96°Sh, średnio 95°Sh.

Inne podkładki z miękkiego PCV o grubości 2,5 mm miały twardość 49-51°Sh, średnio 50°Sh.

Sztywność ściskanego elementu z modułem sprężystości związana jest zależnością (3.26).

Obliczenia modułu sprężystości przewodu zaciskanego kołem można dokonać z zależności (3.15). Uwzględnia ona paraboliczną postać odkształcenia w strefie kontaktu koła z przewodem. Zależność ta umożliwia obliczenie modułu sprężystości E_p zaciskanego przewodu na podstawie pomiarów obciążenia koła i jego zagłębienia w przewodzie.

Uwzględniając zależność wiążącą nacisk i zagłębienie można wyznaczyć moduł sprężystości w funkcji nacisku koła. Wyniki obliczeń zawiera tablica 3.3. Charakterystyki podatności przewodów- w oryginalnej postaci - przedstawiono na rysunkach 3.5 - 3.8.



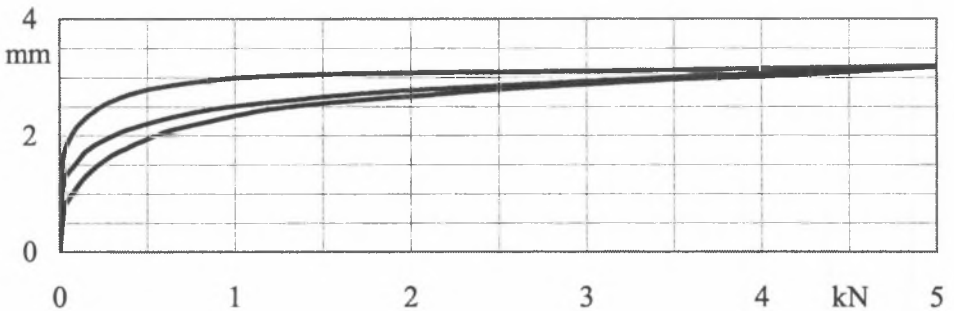
Rys. 3.5. Podatność przewodu 52 z podkładką z twardego PCV.

Rolka stalowa

Fig. 3.5. Flexibility of hose 52 with hard PVC pads. Steel roll

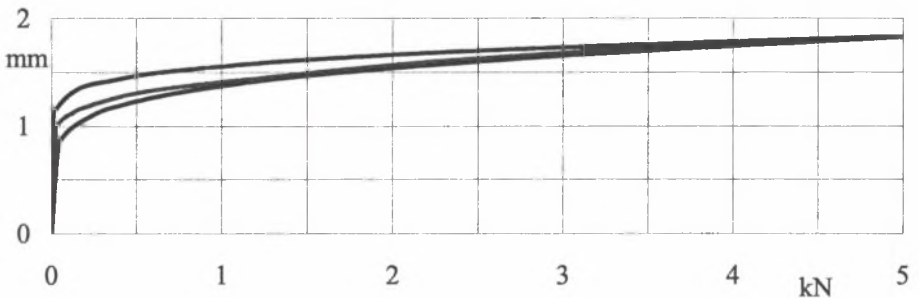
Przewody ściskano rolką o średnicy 93 mm, stalową lub z tworzywa sztucznego, zastosowaną w prototypowym dźwigu. Prędkość próby ściskania wynosiła 5 m/min. Podczas prób oprócz odkształcenia przewodu dwustronnie odkształcała się rolka, od dołu dociskana do przewodu ułożonego na stalowym podłożu, od góry ściskana stalowym tłokiem maszyny wytrzymałościowej. Odkształcenie to zmierzono i jego połowę - w rzeczywistym napędzie koło

odkształca się jednostronnie - należałoby odjąć od odkształcenia przewodu. Jest ono jednak w porównaniu do odkształcenia przewodu pomijalnie małe (ok. 0,1 mm) tak dla rurowej rolki stalowej, jak i pełnej z kaprolanu. Po wstawieniu danych odpowiadających połowie i pełnemu - 5000 N - obciążeniu rolki o średnicy 93 mm, z danych odczytanych z wykresów obliczono moduły sprężystości przewodów zestawione w tabelicy 3.3. Z rysunków 3.5 - 3.8 wynika, że poza początkową strefą ściskania, dla nacisków powyżej ok. 1000 N występuje zbliżona do liniowej zależność odkształcenia w funkcji siły ściskającej. Umożliwia to liniową interpolację wyników pomiarów.



Rys. 3.6. Podatność przewodu 52 z podkładką z podatnego PCV. Rolka z tworzywa sztucznego

Fig. 3.6. Flexibility of hose 52 with elastic PVC pads. Plastic roll

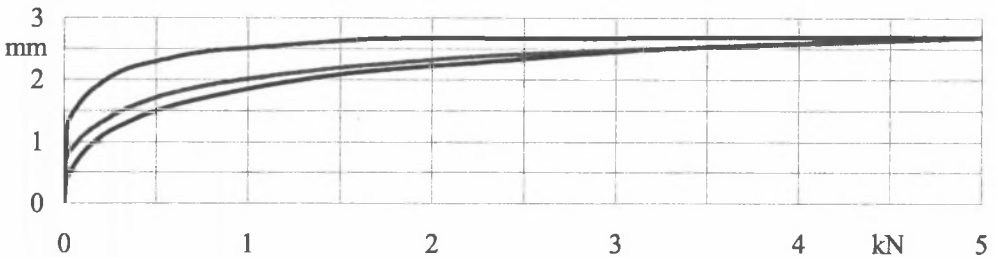


Rys. 3.7. Podatność przewodu 75 z podkładką z twardego PCV. Rolka z tworzywa sztucznego

Fig. 3.7. Flexibility of hose 75 with hard PVC pads. Plastic roll

Krzywe na rysunkach przedstawiają dwa następujące po sobie cykle obciążeń. Obie krzywe odciążenia praktycznie pokrywają się (krzywa najwyższa), natomiast występuje zmniejszenie podatności przy drugim

obciążeniu realizowanym bezpośrednio po pierwszym (krzywa najniższa). Jednak w przypadku zastosowania napędu zgodnie z przeznaczeniem, ze względu na występujący w praktyce stosunkowo długi czas między kolejnymi obciążeniami w danym miejscu (liczony w minutach), zmianę podatności pominięto. Kolejne krzywe obciążenia pokrywają się z drugim przebiegiem (krzywa środkowa). Zmiana podatności może mieć znaczenie przy trwałych odkształceniach przewodu związanych z długim postojem koła w jednym miejscu. Będzie to głównie dotyczyć przewodów o mniejszej twardości.



Rys. 3.8. Podatność przewodu 75 z podkładką z podatnego PCV.
Rolka z tworzywa sztucznego

Fig. 3.8. Flexibility of hose 75 with soft PVC pads. Plastic roll

3.6.4. Moduł sprężystości wzdłużnej i obwodowej

W obliczeniach napędu można uwzględnić zmianę długości i średnicy przewodu pod wpływem ciśnienia płynu w przewodzie na podstawie znanych charakterystyk przewodów. Jak wynika z danych w tabelicy 3.2, są one niewielkie. Ponadto wydłużenie przewodu podawane w normie [90] dotyczy większych ciśnień próbnych. Natomiast na potrzeby projektowe brakuje danych o wpływie obciążeń ściskających oraz eksploatacji na wydłużenie i wytrzymałość przewodu.

Badania wydłużenia wykonano na wyciętych z przewodu próbkach o stałej szerokości, przewodu złożonego z jedną krawędzią zawiniętą. Wybrano taką postać próbki, gdyż badań wydłużenia przewodów na kierunku osiowym nie było można wykonać dla przewodów rozciąganych w całości. Ich szerokość po zaciśnięciu była większa niż szerokość szczęk dostępnych maszyn wytrzymałościowych. W celu sprawdzenia wpływu rozcięcia przewodu i braku z jednej strony zawinięcia złożonego przewodu, wykonano badania przewodu o średnicy 25 mm, który zaciśnięty w całości mieścił się w szczękach. Przewód

badano w dwóch wersjach: w stanie normalnym oraz po rozcięciu wzdłuż jednej krawędzi. Przewód ten jest typu ogrodowego, o mniejszej wytrzymałości niż węże tłoczne. Pozostałe próbki, z przewodu tłoczego, miały stałą szerokość ok. 45 mm i były bezpośrednio zaciśnięte w szczękach uchwytu. Długość próbek między zaciskami wynosiła 100 mm.

Tablica 3.3

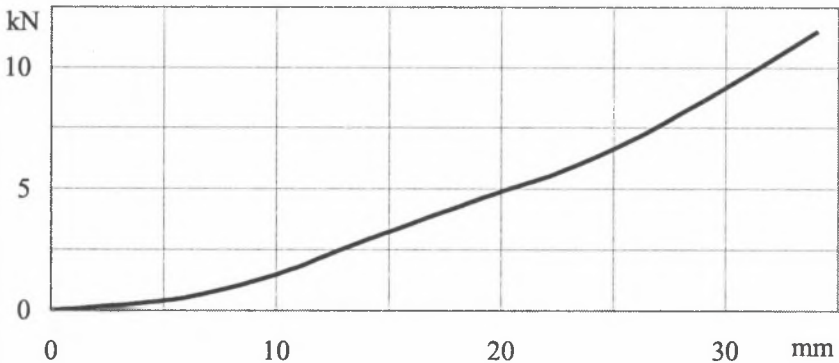
Moduły sprężystości zaciskanych przewodów Pa

Wielkość przewodu mm	Rolka dociskowa	Twardość podkładki PCV °Sh	Moduły sprężystości Pa	
			nacisk rolki N	
			2500	5000
52	rura stalowa	bez podkładki	4 336 000	6 351 000
52	rura stalowa	94-96	3 955 000	5 660 000
52	rura stalowa	49-51	3 545 000	5 338 000
52	walec z kaprolanu	94-96	3 428 000	5 660 000
52	walec z kaprolanu	49-51	2 642 000	4 325 000
75	rura stalowa	bez podkładki	2 989 000	4 672 000
75	rura stalowa	94-96	2 152 000	3 619 000
75	rura stalowa	49-51	2 265 000	3 411 000
75	walec z kaprolanu	94-96	2 445 000	4 304 000
75	walec z kaprolanu	49-51	2 441 000	3 875 000

Badania poprzecznego wydłużenia przewodów prowadzono na pierścieniowej próbce odciętej z przewodu. Długość pierścienia była równa obwodowi przewodu. Szerokość próbki, dostosowana do wyposażenia maszyny wytrzymałościowej, wynosiła 28-30 mm. Podczas rozciągania próbka była przewinięta przez dwa sworznie o średnicy 6 mm.

Warunki prowadzenia pomiarów nie odpowiadają rzeczywistemu stanowi obciążenia, gdy na wyniki nie wpływają efekty małej szerokości próbki i przecięcia włókien na jej skraju. Przebieg próbki na sworzniu wprowadza dodatkowo zginanie włókien. Zaciskanie przewodu w szczękach uchwytu wprowadza naprężenia ściskające, niszczy włókna i wpływa na zmniejszenie wytrzymałości. Jednak głównym celem prezentowanych badań było wyznaczenie zmian właściwości przewodów wskutek wielokrotnego zgniatania - w wyniku którego utraciły one szczelność zewnętrzną - przez porównanie z próbkami przewodów nieużywanych. Próbki uzyskano z używanych przewodów o średnicy 52 mm, poddanych badaniom trwałościowym [48].

Krzywe rozciągania próbek przewodów charakteryzują trzy strefy o różnej sprężystości: początkowa strefa o małej sztywności, środkowa o pośredniej sztywności i końcowa strefa o największej sztywności, na końcu której następuje zerwanie próbki. Przykładowy- w oryginalnej postaci - przebieg krzywej rozciągania obwodowej próbki pierścieniowej przedstawia rysunek 3.9, próbki wzdłużnej rozciętej rysunek 3.10.



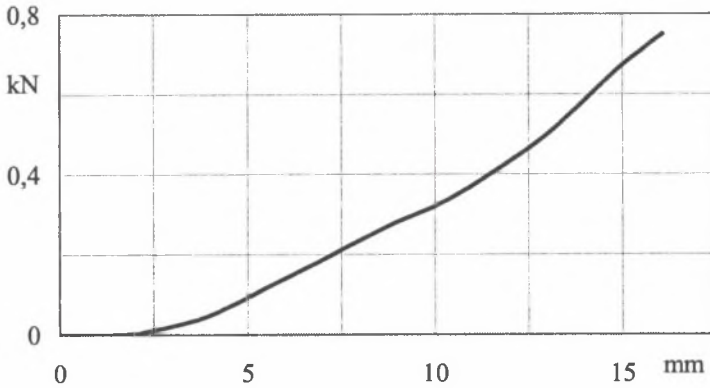
Rys. 3.9. Krzywa rozciągania obwodowej próbki przewodu 52

Fig. 3.9. Curve of transverse patterns extension of hose 52

Do wyznaczenia wskaźników (liczb) sprężystości posłużono się wynikami pomiarów wydłużenia przewodów. Dostosowując do warunków badań - rozciągania próbki o dwu pasmach - oraz możliwości porównania z danymi katalogowymi węży tłocznych, jednostkowe moduły sprężystości odniesione do szerokości przewodu wyznaczono zgodnie z zależnością:

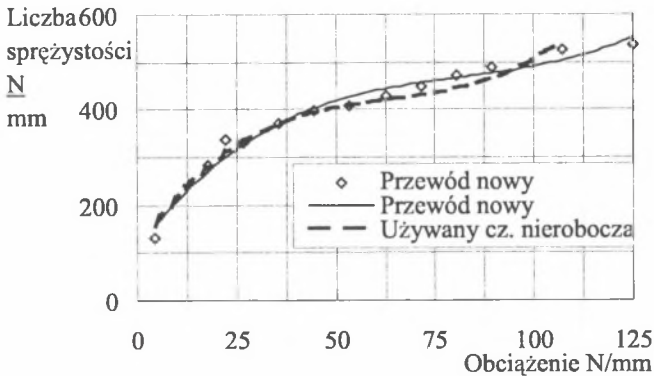
$$E = \frac{P l}{2 B \Delta l}, \quad (3.38)$$

gdzie: P - siła rozciągająca, l - długość próbki, B - szerokość próbki, Δl - wydłużenie próbki.



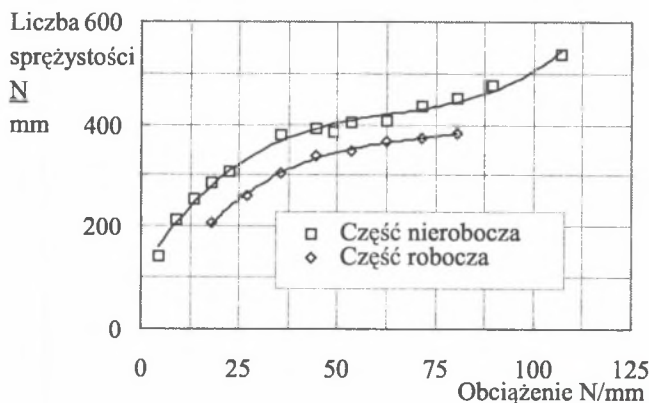
Rys. 3.10. Krzywa rozciągania wzdłużnej próbki przewodu 52
Fig. 3.10. Curve of extension longitudinal patterns of hose 52

Uśrednione wyniki badań przewodu 52 zawierają rysunki 3.11 - 3.13 przedstawiające zależność jednostkowego modułu sprężystości od obciążenia przypadającego na mm szerokości przewodu. Widoczny jest znikomy wpływ

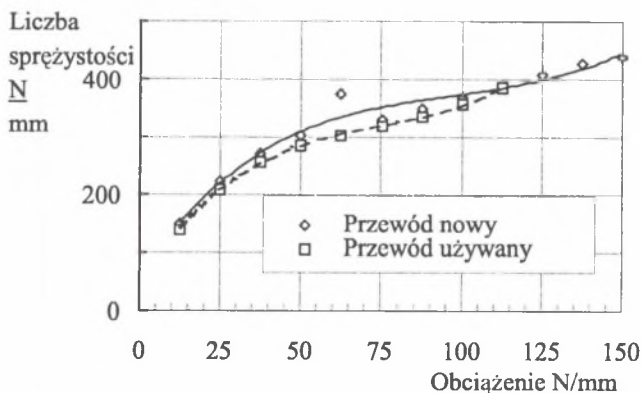


Rys. 3.11. Liczba obwodowej sprężystości przewodu 52
Fig. 3.11. Transversal elasticity coefficient of hose 52

czasu użytkowania przewodu. Próbki przewodu używanego, którego wyniki badań zaprezentowano na rysunku 3.11, były pobrane z części przewodu nie zaciskanej kołem. Natomiast stwierdza się wpływ wielokrotnego zaciskania przewodu na moduł sprężystości oraz jego wytrzymałość na rozciąganie (rys. 3.12). Badane próbki pochodziły z przewodu, który utracił szczelność zewnętrzną w wyniku długotrwałych badań trwałościowych [48]. Próbki przewodu używanego pochodziły z części przewodu zaciskanej rolką.



Rys. 3.12. Liczba obwodowej sprężystości używanego przewodu 52
Fig. 3.12. Transversal elasticity coefficient of used hose 52



Rys. 3.13. Liczba wzdłużnej sprężystości przewodu 52
Fig. 3.13. Longitudinal elasticity coefficient of hose 52

Wyniki badań sprężystości wzdłużnej i obwodowej różnią się od podawanych w normie. Główną przyczyną różnic nie jest zużycie próbek, lecz jej postać i warunki obciążenia inne niż dla długiego przewodu. Ciśnieniu 0,3 MPa odpowiada obciążenie 3,75 N/mm szer. przewodu 25, obciążenie

7,8 N/mm szer. przewodu 52 mm oraz obciążenie 14,75 N/mm szer. dla przewodu 75. Zakresy roboczych obciążeń przewodów w napędzie mieszczą się daleko poza wpływami zaciskania przewodów.

Wyniki pomiarów aproksymowano za pomocą krzywych, których równania podano w tabelicy 3.4. Wyniki dla przewodu nowego i części przewodu używanego nie poddanej zaciskaniu toczącym się kołem uznano za istotnie nie różniące się. Zmienną dla sztywności obwodowej jest ciśnienie w przewodzie, dla sztywności wzdłuż przewodu siła rozciągająca przypadająca na mm obwodu przewodu.

Tablica 3.4

Sztywności rozciąganych przewodów

Wielkość przewodu mm	Stan przewodu	Sztywność przewodu	Równanie wskaźnika sztywności	
			N/mm obwodu lub długości	R ²
25	nowy	obwodowa	$E_{po} = 17,8p + 70,3$	0,91
52	nowy	obwodowa	$E_{po} = -355,8p^2 + 628,7p + 46,9$	0,93
52	używany	obwodowa	$E_{po} = -43,46p^2 + 236,0p + 58,2$	0,99
52	nowy	wzdłużna	$E_{pw} = 0,0001S^3 - 0,0434S^2 + 5,7761S + 96,5$	0,99
52	używany	wzdłużna	$E_{pw} = 0,0004S^3 - 0,1008S^2 + 8,651S + 48,4$	1,0
75	nowy	obwodowa	$E_{po} = -172,1p^2 + 682,4p + 268,6$	1,0
75	nowy	wzdłużna	$E_{pw} = 0,0001S^3 - 0,0374S^2 + 5,124S + 74,9$	0,99

Uwagi: p - ciśnienie w przewodzie, MPa,
 S - siła rozciągająca przewód, N/mm obwodu,
 R² - kwadrat współczynnika korelacji Pearsona.

3.6.5. Wytrzymałość na rozciąganie

Badania prowadzono równocześnie z badaniami liczby sprężystości. Warunki prowadzenia badań były identyczne, użyto tych samych próbek. Wnioski wynikają z analizy poprzednio wymienionych danych. Celem badań jest porównanie podobnych próbek przewodów: nieużywanego i poddanego wielokrotnemu zginiataniu, który utracił szczelność zewnętrzną.

Zbadano, w jakim stopniu wzdłużne rozcięcie przewodu wpływa na zmianę wyników pomiarów wytrzymałości na rozciąganie. Wyniki badań wpływu rozcięcia próbki przewodu 25 na jej wytrzymałość zestawiono w tablicy 3.5. Rozmiar uchwytu maszyny wytrzymałościowej uniemożliwiał pomiary przewodów wielkości 52 i 75, lecz podobnego wpływu rozcięcia można spodziewać się także dla tych przewodów.

Tablica 3.5

Wpływ rozcięcia na wytrzymałość przewodu 25

Nazwa	Jednostka miary	Wytrzymałość na rozciąganie	
		średnia	%
Wytrzymałość wzdłużna przewodu pełnego	N/mm	141	100
Wytrzymałość wzdłużna przewodu rozciętego	N/mm	134	95

Przykładowy przebieg krzywych wzdłużnego i poprzecznego rozciągania przewodu przedstawiono na rysunkach 3.9 i 3.10. Wartości wytrzymałości wzdłużnej i obwodowej próbek przewodów elastycznych o nominalnej grubości, odniesione do mm szerokości (obwodu) przewodu, zestawiono w tablicy 3.6. Dysponowano przewodami o średnicy 52 mm, uprzednio poddanych badaniom trwałościowym.

Przewody zrywały się u nasady uchwytu, co świadczy o wpływie ściskania na ich wytrzymałość. Rzeczywista wytrzymałość przewodu bez ściskania będzie większa. Wytrzymałości są zbliżone, lecz porównanie wytrzymałości próbek z normową wytrzymałością przewodu rozrywanego wewnętrznym ciśnieniem jest przybliżone. Zamiarem przeprowadzonych badań było określenie wpływu eksploatacji (przejazdów koła po przewodzie) na wytrzymałość przewodów.

Tablica 3.6

Wytrzymałość na rozciąganie próbek przewodów

Nazwa	Jednostka miary	Wielkość przewodu		
		25	52	75
Wytrzymałość wzdłużna przewodu rozciętego nowego	N/mm	134	150 158,3	133,3 170 173,3* 195,2*
	średnia		154,1	168
Wytrzymałość wzdłużna przewodu rozciętego używanego	N/mm	-	116,3 117,5	-
	średnia		116,9	
Wytrzymałość obwodowa przewodu nowego	N/mm	25 30,8 26,7	107,1 125	173 162
	średnia	27,5	116	168
Wytrzymałość obwodowa po próbach trwałości dla części nieroboczej	N/mm	-	108 108	-
	N/mm	-	75 126 135	-
Wytrzymałość obwodowa po próbach trwałości dla części roboczej	N/mm	-	75 126 135	-
	średnia		112	
Wytrzymałość obwodowa przewodu nowego wg PN z uwzględnieniem przyrostu średnicy (nie mniej niż)	N/mm	(53) przewód innego typu	109	157

*) pojedynczy pas

3.6.6. Tłumienie w przewodzie

Wyznaczenie tłumienia w przewodach umożliwiają wykresy zaciskania przewodów przedstawione na rysunkach 3.5 - 3.8. Praca włożona w deformację przewodu podczas toczenia się koła po przewodzie może być miarą tłumienia w przewodach. Zmierzone liczby tłumienia ψ_d podczas zaciskania przewodów zawiera tablica 3.7. Na ich podstawie obliczono miary tłumienia δ .

Tablica 3.7

Liczby tłumienie przewodów

Typ przewodu, podkładki i rolki	Liczba tłumienia ψ_d		Miara tłumienia δ	
	pierwsze zaciśnięcie	kolejne zaciśnięcia	pierwsze zaciśnięcie	kolejne zaciśnięcia
Przewód 52 z podkładką z twardego PCV. Rolka stalowa (rys. 3.5)	0,10	0,07	1,019	1,014
Przewód 52 z podkładką z miękkiego PCV. Rolka z kaprolanu (rys. 3.6)	0,18	0,11	1,037	1,022
Przewód 75 z podkładką z twardego PCV. Rolka z kaprolanu (rys. 3.7)	0,08	0,06	1,016	1,012
Przewód 75 z podkładką z miękkiego PCV. Rolka z kaprolanu (rys. 3.8)	0,19	0,15	1,040	1,030

Wyznaczone liczby tłumienia w przewodach są znacznie mniejsze niż dla taśm przenośników (p. 3.3). Ponieważ warunki toczenia się koła po przewodzie są podobne do jego zaciskania rolką, wyznaczone dane są przydatne w obliczeniach modułu sprężystości przewodu i oporów ruchu.

3.6.7. Wnioski z badań

Przewody elastyczne są najważniejszymi elementami napędu perystaltycznego. O zastosowaniu w napędzie decydują cechy techniczne przewodów, lecz o jednej z podstawowych cech napędu, jaką jest jego prostota,

decyduje dostępność przewodów. Warunek ten spełniają węże tłoczne, stosowane w służbach pożarniczych.

Zastosowanie węży tłocznych w napędzie perystaltycznym nie wymaga ich modyfikacji. Są powszechnie dostępne, łatwo je zacisnąć w celu uzyskania szczelności, mogą być stosowane przy ciśnieniach występujących w typowych instalacjach sieciowych. Dopuszczalne ciśnienia dla tych przewodów, wielokrotnie przewyższają ciśnienia stosowane w zakładowych instalacjach sprężonego powietrza i wodociagowych, mogących zasilać energią układy napędowe wyróżniające się prostotą konstrukcji.

Najbardziej przydatne na przewody elastyczne w napędzie perystaltycznym mogą być węże tłoczne o średnicach 52 i 75 mm, których charakterystyczne parametry przytoczono w tablicach 3.1-3.7.

Przyrost objętości przewodów pod wpływem ciśnienia, współczynnik sprężystości obwodowej i pozorny moduł sprężystości przewodów podano w tablicy 3.2.

Badania modułu sprężystości przy ściskaniu (zaciskaniu) przewodów wykazały jego zbliżoną do liniowej zależność od nacisku koła (rys. 3.5 - 3.8). Na wartość modułu znaczący wpływ ma zastosowanie podkładki i jej twardość. W mniejszym stopniu wpływa materiał koła zaciskającego przewód. Moduł maleje z zastosowaniem podkładek, zmniejszeniem ich twardości i zastąpieniem koła stalowego wykonanym z tworzywa sztucznego. Wyniki badań modułów sprężystości dla różnych ściskanych przewodów, podkładek i materiału kół zestawiono w tablicy 3.3. Dane te są niezbędne przy obliczaniu oporów toczenia kół po przewodach.

Wartości modułów wzdłużnej i obwodowej sprężystości przewodów są przydatne w obliczeniach dynamiki napędu, uwzględniających odkształcenia przewodu pod wpływem ciśnienia płynu w przewodzie. Ich zmienność od jednostkowych nacisków nie jest liniowa, co przedstawiają rysunki 3.11 - 3.13. Zbliżona do liniowej zmiana modułów sprężystości obwodowej i wzdłużnej występuje dopiero dla obciążeń jednostkowych większych od ok. 30 N/mm. Na wartości modułów sprężystości wzdłużnej i obwodowej znacząco nie wpływa czas użytkowania przewodów. Natomiast w miarę zużywania się przewodu w jego części obciążonej kołem, moduł sprężystości obwodowej zmniejsza się o 15 - 30%.

Wytrzymałość na wzdłużne rozciąganie przewodu używanego spada do ok. 76% wytrzymałości przewodu nowego. Wytrzymałość obwodowa nie zmieniła się w okresie użytkowania. Przewody używane były badane po utracie

szczelności zewnętrznej, wskutek długotrwałego obciążania użytkowego. Wyniki badań znajdują się w tabelicy 3.5.

Sposób obciążania przewodów toczącym się kołem można uznać za jednorazowy, ponieważ w praktyce pomiędzy kolejnymi zaciśnięciami przewodu występują znaczne (minutowe) przerwy. Energia deformacji przewodu wpływająca na opory toczenia koła zależy od tworzywa przewodu, występowania i tworzywa podkładki oraz tworzywa koła. Tłumienie zaciskanych przewodów, zależnie od twardości podkładki i materiału koła, można ocenić na od 8 - 19% dla przewodów jednokrotnie zaciskanych. Wyniki pomiarów przytoczono w tabelicy 3.7. Odpowiednie miary tłumienia δ występujące w obliczeniach oporów toczenia wynoszą od 1,016 do 1,040.

4. ODDZIAŁYWANIE PRZEWODU NA KOŁO JEZDNE

4.1. POWIERZCHNIA DOLEGANIA PRZEWODU DO KOŁA

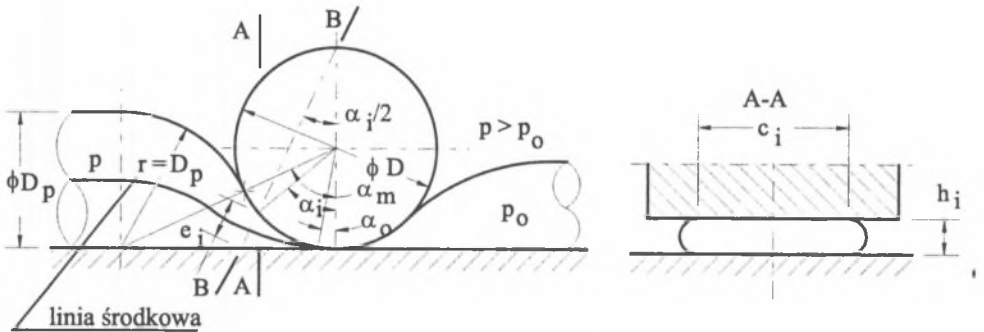
4.1.1. Powierzchnia teoretyczna

Jednym z parametrów decydujących o możliwości wykorzystania napędu przewodami elastycznymi jest wartość siły naporu na koło. Siła oddziaływania przewodu elastycznego na koło zaciskające przewód zależy od ciśnienia płynu w przewodzie oraz od wielkości powierzchni dolegania przewodu do koła. Określenie tej powierzchni, zwłaszcza po stronie napędowej, jest jednym z początkowych etapów obliczeń napędu.

Przewód dolega do zaciskającego go koła jezdnego oraz do podłoża. Sposób dolegania zależy od podatności przewodu oraz ciśnienia płynu. Współdziałanie elastycznego przewodu z kołem pokazano na rysunku 4.1. Zaznaczono na nim różniące się postacie przewodu w zasilanej płynem części o wyższym ciśnieniu wewnętrznym p i po drugiej stronie koła, części o mniejszym ciśnieniu p_0 . Siłę naporu N przewodu na koło i jej składowe przedstawiono na rysunku 4.5. Przy ciśnieniu p_0 równym i bliskim ciśnieniu otoczenia, podstawowe znaczenie ma analiza dolegania przewodu do koła po stronie napędowej o ciśnieniu p .

W poszczególnych poprzecznych przekrojach przewodu – na tym etapie analizy - założono stałość obwodu. Zmiana długości obwodu pod wpływem ciśnienia w przewodzie może być uwzględniona w sposób przedstawiony w p. 4.1.2. Zwiększenie obwodu wywołane ciśnieniem może wywołać zmniejszenie długości przewodu, a przy umocowanych końcach jego rozciąganie. W przejściowej strefie, od miejsca zaciśnięcia pod osią koła do miejsca osiągnięcia przez przewód przekroju kołowego, można wyróżnić dwa sposoby zachowania stałego obwodu, przedstawione na rysunku 4.1. Stały obwód jest zachowany w przekrojach prostopadłych do podłoża - sposób "A" - (np. w przekroju A - A) lub prostopadłych do linii stycznej do środkowej przewodu (zaznaczonej na rys. 4.1) - sposób "B" - (np. w przekroju B - B).

W przewodzie częściowo ściśniętym wyróżnia się powierzchnie dociśnięte do płaskiego podłoża, na którym leży przewód, oraz dociśnięte do walcowej bieżni koła. W porzecznych przekrojach, odpowiadających kątom dolegania α_i , występuje doleganie przewodu na odcinkach o długości c_i , a na zewnątrz w przekrojach prostopadłych do podłoża, przewód tworzy półokręgi o średnicy h_i równej odległości między kołem a podłożem, natomiast w przekrojach prostopadłych do linii środkowej półokręgi o średnicy e_i (rys. 4.1).



Rys. 4.1. Doleganie przewodu do koła
Fig. 4.1. Contact of hose with wheel

Średnica h_i wynosi:

$$h_i = \frac{1}{2} D(1 - \cos \alpha_i), \quad (4.1)$$

natomiast przyjmując, że normalna do linii środkowej tworzy z pionową osią kąt $\alpha_i/2$, średnica e_i jest równa:

$$e_i = \frac{h_i}{\cos\left(\frac{\alpha_i}{2}\right)}, \quad (4.2)$$

przy czym $h_i < D/2$. Długość odcinka $c_i \geq 0$ będącego cięciwą zarysu powierzchni dolegania wynosi:

- dla sposobu pierwszego - "A"

$$c_i = \frac{\pi}{4} \left[2D_p - D(1 - \cos \alpha_i) \right], \quad (4.3)$$

- dla sposobu drugiego - "B"

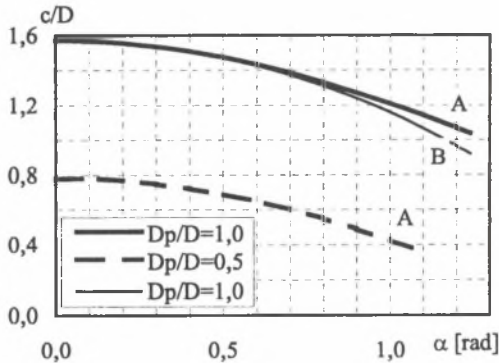
$$c_{iB} = \frac{\pi}{2} \left[D_p - D \left(1 / \cos \frac{\alpha_i}{2} - \cos \frac{\alpha_i}{2} \right) \right], \quad (4.4)$$

gdzie: α_i - kąt dolegania dla przekroju i , $0 < \alpha_i < \alpha_m$ ($\alpha_{m \max} = \pi/2$),

D - średnica koła tocznego,

D_p - średnica przewodu.

Zmianę długości cięciw dla różnych stosunków średnic przewodu i koła oraz sposobów obliczeń, w zakresie zmian kąta α do kąta α_m przedstawia rysunek 4.2. Stwierdza się niewielkie różnice między wynikami obu sposobów obliczeń długości cięciw i tym samym w wartościach powierzchni dolegania. Dalsze obliczenia są prowadzone dla pierwszego sposobu dolegania ("A"), w którym uzyskuje się nieco większą powierzchnię dolegania, co jest bardziej zbliżone do wyników badań eksperymentalnych opisanych w p. 4.5.2.



Rys. 4.2. Względne cięciwy powierzchni dolegania
Fig. 4.2. Relative strings of contact area

Największy teoretyczny kąt dolegania α_m przyjęto dla punktu styczności łuku promienia koła i łuku o promieniu równym średnicy przewodu, przy środku leżącym na linii styczności przewodu i podłoża. Przypadek ten ilustruje rysunek 4.1. Założenie to jest uzasadnione tendencją elastycznej powłoki pod ciśnieniem do przyjmowania powierzchni sferycznej

Wynikający z poczynionego założenia największy kąt dolegania α_m wynosi:

$$\bar{\alpha}_m = \arccos \left(\frac{1}{2 \frac{D_p}{D} + 1} \right). \quad (4.5)$$

Zależność tą przedstawiono na rysunku 4.4. Przy poczynionych założeniach, największy kąt dolegania jest mniejszy od $\pi/2$. Rzeczywisty kąt dolegania α_r jest uzależniony od sztywności przewodu oraz ciśnienia płynu w przewodzie.

Po stronie napędowej koła wyróżnia się ponadto kąt zaciśnięcia przewodu α_0 , omówiony w punkcie 4.2. Wymiaruje on strefę, w której nie występuje oddziaływanie ciśnienia p na przewód i koło.

Teoretyczna powierzchnia dolegania przewodu do koła zawarta jest między kątami dolegania $\alpha_0 = 0$ oraz α_m i wynosi:

$$A_t = \int_{\alpha_0}^{\alpha_m} \frac{\pi}{4} [2D_p - D(1 - \cos \alpha)] \frac{D}{2} d\alpha. \quad (4.6)$$

Po scałkowaniu, teoretyczna powierzchnia dolegania wynosi:

$$A_t = \frac{\pi D^2}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) (\bar{\alpha}_m - \bar{\alpha}_0) + \sin \alpha_m - \sin \alpha_0 \right], \quad (4.7)$$

lub oznaczając stosunek średnic przewodu i koła $\frac{D_p}{D} = u$

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{2u^2} \left[(2u - 1) (\bar{\alpha}_m - \bar{\alpha}_0) + \sin \alpha_m - \sin \bar{\alpha}_0 \right]. \quad (4.8)$$

Pierwszy składnik zależności (4.8) wyznacza powierzchnię przekroju przewodu. Obliczenie teoretycznej powierzchni dolegania ułatwia wykres na rysunku 4.6. Przedstawiono na nim zależność ilorazu teoretycznej powierzchni dolegania i powierzchni poprzecznego przekroju, zależnie od stosunku średnic

przewodu i koła, dla kąta $\alpha_0 = 0$. W zakresie zalecanych stosunków średnic D_p/D , powierzchnia dolegania jest równa lub większa od powierzchni przekroju przewodu. Ciśnienie, przy którym kąt $\alpha_0 = 0$, można obliczyć z zależności (4.16).

Próba uproszczenia obliczeń przez przyjęcie konturu ograniczającego powierzchnię dolegania przewodu do koła jako paraboli - nie uzasadnionej merytorycznie - dałaby powierzchnię dolegania obliczaną z prostszej zależności:

$$A_{tp} = \frac{1}{6} \pi D \cdot D_p \cdot \bar{\alpha}_m. \quad (4.9)$$

Wtedy obliczenia byłyby obarczone dużą niedokładnością. Powierzchnię ta jest bowiem mniejsza do ok. 30% od powierzchni wyznaczanej równaniem (4.7).

4.1.2. Wpływ ciśnienia na powierzchnię dolegania

Pod wpływem ciśnienia elastyczny przewód zmienia swoją średnicę, a tym samym powierzchnię dolegania do koła.

Przyrost długości obwodu przewodu wynosi:

$$\Delta o = \frac{\pi D_p^2 p}{2 E_{pp}}. \quad (4.10)$$

gdzie: p - ciśnienie w przewodzie,

E_{pp} - moduł sprężystości obwodowej odniesiony do jednostkowej szerokości przewodu danego typu (jak w p. 3.6.5).

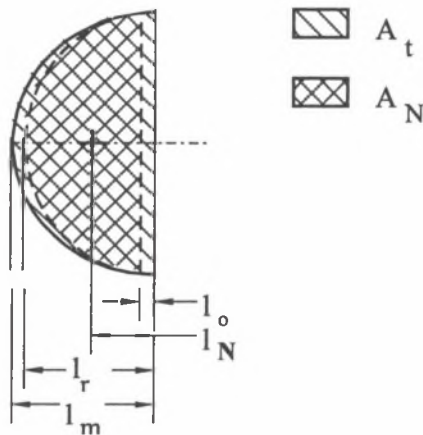
Po podstawieniach, zależność na średnicę elastycznego przewodu zasilanego medium o ciśnieniu p przedstawia się następująco:

$$D_{pr} = D_p \left(1 + \frac{D_p p}{2 E_{pp}} \right). \quad (4.11)$$

W celu uwzględnienia wpływu ciśnienia na powierzchnie dolegania w miejsce średnicy D_p należy w występujących zależnościach wstawiać zależność (4.11).

4.1.3. Powierzchnia rzeczywista

Rzeczywista powierzchnia oddziaływania ciśnienia w przewodzie na koło - powierzchnia naporu - jest mniejsza od teoretycznej powierzchni dolegania. Cechy użytkowe napędu lepiej opisuje rzeczywista powierzchnia naporu mniejsza od teoretycznej powierzchni dolegania. Zmniejszenie powierzchni występuje u szczytu oraz podstawy zarysu powierzchni, co przedstawia rysunek 4.3, zawierający zarysy występujących powierzchni, o wysokościach odpowiadających kątom dolegania α_0 , α_N , α_r i α_m .



Rys. 4.3. Powierzchnie oddziaływania przewodu na koło
Fig. 4.3. Areas of hose interaction on wheel

W części górnej (rys. 4.1) zarys powierzchni dolegania odbiega od teoretycznego, gdyż przewód ma ograniczoną możliwość odkształceń. W wyniku tego grzbietowa część przewodu jest skrupowana zaciskającym go kołem. Położenie szczytowego punktu dolegania przewodu do koła, oznaczone kątem α_r , można wyznaczyć eksperymentalnie. Postać geometryczna strefy przejściowej wynika z elastyczności przewodu zależnej od jego konstrukcji, ciśnienia w przewodzie, stosunku średnic koła i przewodu oraz oddalenia koła od początku przewodu elastycznego. Dla niektórych próbek przewodów zaobserwowano tendencję do unoszenia przewodu nad podłożem, co może wynikać z jakości wykonania – jednorodności cech na obwodzie i długości przewodu.

Po wyznaczeniu rzeczywistego kąta dolegania α_r i uwzględnieniu - opisanego dalej - początkowego kąta naporu α_0 , obliczeniowa powierzchnia naporu przewodu na koło, na podstawie zależności (4.6), wynosi:

$$A_r = \frac{\pi D^2}{8} \left[\left(2 \frac{D_{pr}}{D} - 1 \right) (\bar{\alpha}_r - \bar{\alpha}_0) + \sin \alpha_r - \sin \alpha_0 \right]. \quad (4.12)$$

4.2. POCZĄTKOWY KĄT NAPORU

Wskutek zaciśnięcia kołem przewodu na pewnej długości, ciśnienie w przewodzie nie oddziałuje na koło począwszy od osi koła, gdyż naciski jednostkowe od obciążenia kołem w pewnej części strefy oddziaływania są większe niż ciśnienie w przewodzie.

Obliczeniowa strefa naporu przewodu na koło zaczyna się dla kąta dolegania $\alpha_0 > 0$. Posługując się oznaczeniami jak na rysunku 3.2, widzimy, że strefa zaciśnięcia przewodu kołem podczas jego toczenia ma długość x_s . Podczas postępu koła strefa zaciśnięcia jest rozłożona symetrycznie względem osi koła na długości x_p . Przy toczeniu początek strefy działania ciśnienia na przewód znajduje się od osi koła w odległości

$$l_0 = x_s - \frac{1}{2} x_p. \quad (4.13)$$

Szczegółowo analizując dolną część strefy oddziaływania ciśnienia zauważa się, że będzie sięgać ona dalej, niż wynika to z prezentowanych obliczeń. Wpływ ciśnienia w przewodzie występuje do miejsca pod kołem, w którym ciśnienie p zrównoważy się z naprężeniem ściskającym σ w strefie deformacji przewodu pochodzącym od koła jezdnego. To powiększenie strefy oddziaływania jest jednak niewielkie.

Równanie krzywej zmian nacisków pod kołem jest modelowane parabolą (jak w pkt. 3.1) o równaniu:

$$\sigma = \sigma_{\max} - \frac{4 \sigma_{\max}}{x_s^2} x^2. \quad (4.14)$$

Odległość l_{0x} od osi krzywej nacisków do punktu, w którym nacisk σ jest równy ciśnieniu p w przewodzie, wynosi:

$$l_{0x} = \frac{x_s}{2} \sqrt{1 - \frac{p}{\sigma_{\max}}}. \quad (4.15)$$

Odległość od osi koła do punktu, w którym zaczyna się oddziaływanie ciśnienia p (rys. 3.2), po przekształceniach wyznacza się z zależności:

$$l_0 = \frac{x_s}{2} + l_{0x} - \frac{x_p}{2} = \left(1 - \delta + \sqrt{1 - \frac{p}{\sigma_{\max}}}\right) \frac{x_s}{2}. \quad (4.16)$$

Po uwzględnieniu zależności (3.8), przybliżony początkowy kąt oddziaływania α_0 wynosi:

$$\bar{\alpha}_0 = (2 - \delta) \frac{x_s}{D}. \quad (4.17)$$

Obliczony z uwzględnieniem zależności (4.14) i (3.17) kąt α_0 wynosi:

$$\bar{\alpha}_0 = \left(1 - \delta + \sqrt{1 - \frac{p}{\sigma_{\max}}}\right) 3 \sqrt{\frac{24 g (P - N_z)}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}}. \quad (4.18)$$

Ostatnia zależność umożliwi wyznaczenie ciśnienia w przewodzie, dla którego kąt α_0 jest równy zero. Nacisk σ_{\max} wyznacza się z zależności (3.36).

W stanie spoczynku koła oraz w chwili jego ruszania powierzchnia oddziaływania jest mniejsza niż podczas ruchu. Wynika to stąd, że rozłożona symetrycznie względem osi koła na odcinku x_p , - większym od x_s (rys. 3.2) - strefa zaciskania przewodu jest wtedy większa. Dla nieruchomego koła strefa działania ciśnienia zaczyna się w odległości

$$l'_0 = \frac{1}{2} x_p, \quad (4.19)$$

lub po uwzględnieniu (3.8)

$$l'_0 = \frac{\delta}{2} x_s. \quad (4.20)$$

Na podstawie (4.15) przybliżony spoczynkowy początkowy kąt dolegania wynosi:

$$\bar{\alpha}'_0 = \frac{\delta}{(2-\delta)} \bar{\alpha}_0. \quad (4.21)$$

Po podstawieniu do równania (4.17) zależności (3.17) spoczynkowy początkowy kąt oddziaływania wynosi:

$$\bar{\alpha}'_0 = \delta \sqrt[3]{\frac{24 g (P - N_z)}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}}. \quad (4.22)$$

4.3. ŚRODEK NAPORU

Do wyznaczenia oddziaływania przewodu na koło również potrzebna jest znajomość położenia środka powierzchni naporu. Odległość od podstawy do środka obliczeniowej powierzchni naporu wyznacza się z zależności:

$$I_N = \frac{\int_{\alpha_0}^{\alpha_r} c_i \frac{D}{2} \alpha \cdot d\alpha}{A_t}, \quad (4.23)$$

a po uwzględnieniu założeń do wzorów (4.3 i 4.5), wynosi ona:

$$I_N = \frac{\pi D^3}{32 A_t} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) (\bar{\alpha}_r^2 - \bar{\alpha}_0^2) + 2(\cos \alpha_r - \cos \alpha_0 + \bar{\alpha}_r \sin \alpha_r - \bar{\alpha}_0 \sin \alpha_0) \right]. \quad (4.24)$$

Kąt dolegania dla środka powierzchni naporu wynosi:

$$\bar{\alpha}_N = \frac{2 I_N}{D}. \quad (4.25)$$

Po podstawieniu,

$$\alpha_N = \frac{(2D_p - D)(\bar{\alpha}_r^2 - \bar{\alpha}_0^2) + 2D(\bar{\alpha}_r \sin \alpha_r - \bar{\alpha}_0 \sin \alpha_0 + \cos \alpha_r - \cos \alpha_0)}{2 \left[(2D_p - D)(\bar{\alpha}_r - \bar{\alpha}_0) + D(\sin \alpha_r - \sin \alpha_0) \right]}, \quad (4.26)$$

lub

$$\alpha_N = \frac{(2u-1)(\bar{\alpha}_r^2 - \bar{\alpha}_0^2) + 2(\bar{\alpha}_r \sin \alpha_r - \bar{\alpha}_0 \sin \alpha_0 + \cos \alpha_r - \cos \alpha_0)}{2[(2u-1)(\bar{\alpha}_r - \bar{\alpha}_0) + (\sin \alpha_r - \sin \alpha_0)]}, \quad (4.26a)$$

lub

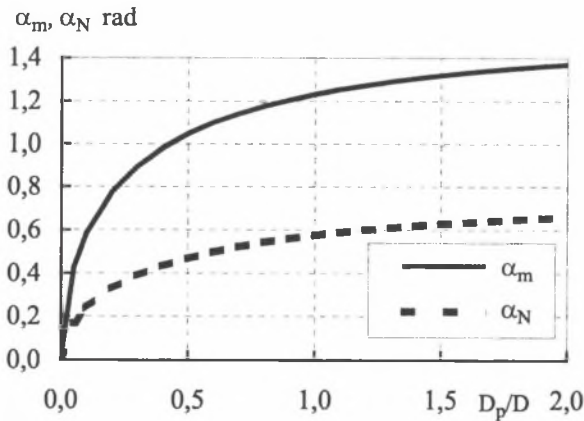
$$\alpha_N = \frac{\pi D^2}{16A_t} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) (\bar{\alpha}_r^2 - \bar{\alpha}_0^2) + 2(\cos \alpha_r - \cos \alpha_0 + \bar{\alpha}_r \sin \alpha_r - \bar{\alpha}_0 \sin \alpha_0) \right], \quad (4.26b)$$

przy czym A_t określone jest zależnością (4.7), natomiast α_r wynika z pomiarów. Wstępnie można przyjąć $\alpha_r = \alpha_m$ według zależności (4.3).

Ponieważ kąt α_0 jest mały w porównaniu do kąta α_r , w obliczeniach technicznych w małym stopniu wpływa on na wartość powierzchni i kąta naporu. Przy założeniu, że kąt $\alpha_0 = 0$, po przekształceniu zależności (4.26a) otrzymano:

$$\alpha_N = \frac{1}{2} \frac{(u-1)\bar{\alpha}_r^2 + 2(\bar{\alpha}_r \sin \alpha_r + \cos \alpha_r - 1)}{(u-1)\bar{\alpha}_r + \sin \alpha_r}. \quad (4.27)$$

Zmienność kąta środka powierzchni dolegania przewodu od stosunku średnic przewodu i koła, przy założeniu $\alpha_r = \alpha_m$ i $\alpha_0 = 0$, przedstawia rysunek 4.4.

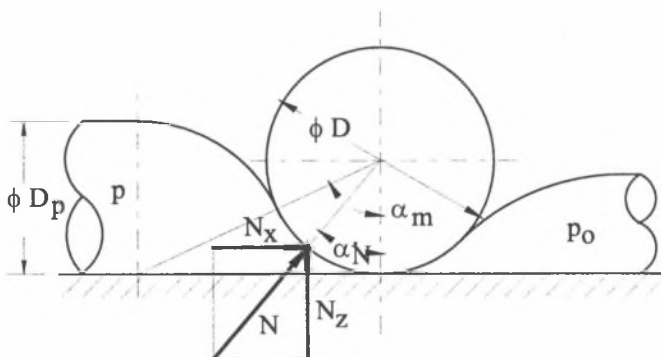


Rys. 4.4. Teoretyczne kąty dolegania α_m i środka powierzchni naporu α_N

Fig. 4.4. Theoretical angles of contact α_m and of area centre of pressure α_N

4.4. NAPÓR PRZEWODU NA KOŁO

Oddziaływanie przewodu na koło pokazano na rysunku 4.5. Siła naporu N przewodu elastycznego na koło toczne zależy od ciśnienia płynu w przewodzie i powierzchni naporu przewodu na koło. Jeżeli ciśnienie w przewodzie p_0 przed



Rys. 4.5. Oddziaływanie przewodu na koło
Fig. 4.5. Hose interaction on wheel

kołem jest takie, jak na zewnątrz przewodu, nie wystąpi siła oddziaływania przewodu, przeciwdziałająca ruchowi. Na rysunku naniesiono zredukowaną siłę naporu N na koło i jej składowe. Siła jest przyłożona w środku naporu pod kątem α_N .

Siła teoretyczna oddziaływania przewodu na koło wynosi:

$$N_t = p \cdot A_t, \quad (4.28)$$

gdzie p jest ciśnieniem płynu w przewodzie.

Po podstawieniu zależności (4.6) do (4.26) dla $\alpha_0 = 0$,

$$N_t = \frac{\pi}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] D^2 \cdot p. \quad (4.29)$$

Obliczeniowa siła naporu przewodu na koło wynosi:

$$N = p \cdot A_N, \quad (4.30)$$

gdzie powierzchnię naporu A_N wyznacza się z zależności (4.7).

Siła pionowa składowa obliczeniowej siły naporu, wpływająca na wypadkową reakcję R przewodu (rys. 3.2 i 4.1), występująca w rozdziałach 3 i 4, wynosi:

$$N_z = p \cdot A_r \cos \alpha_N = p \cdot A_z. \quad (4.31)$$

Siła pozioma składowa obliczeniowej siły naporu wynosi:

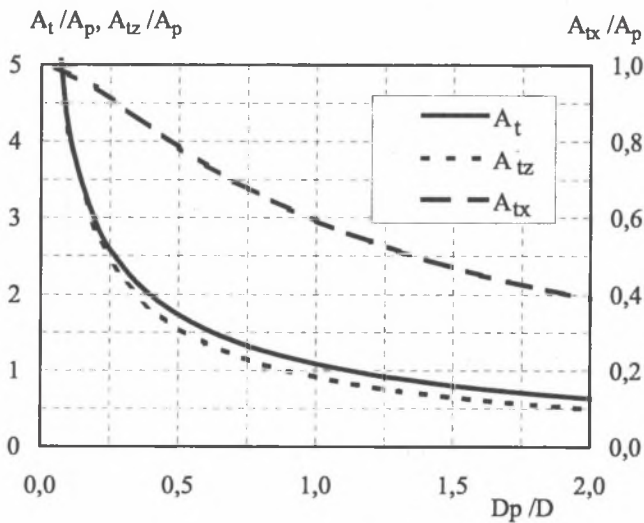
$$N_x = p \cdot A_r \sin \alpha_N = p \cdot A_x. \quad (4.32)$$

Ramię siły wypadkowej N naporu na koło względem środka chwilowego obrotu koła wynosi:

$$e_N = \frac{D}{2} \sin \alpha_N, \quad (4.33)$$

przy kącie α_N obliczanym z zależności (4.26).

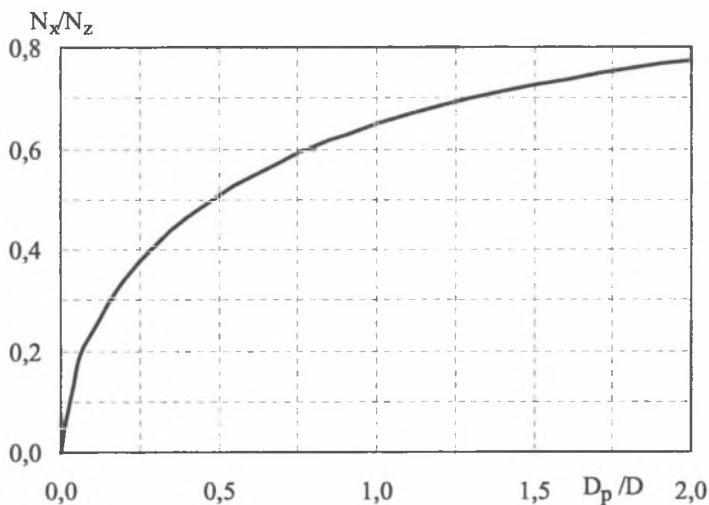
Dla oceny siły naporu przewodu na koło znaczenie mają rzuty powierzchni naporu na płaszczyzny: prostopadłą i równoległą do toru jezdnego. Stosunki rzutów teoretycznych powierzchni naporu do powierzchni przekroju przewodu w zależności od stosunku średnic przewodu i koła przedstawiono na rysunku 4.6.



Rys. 4.6. Względne powierzchnie naporu
Fig. 4.6. Relative areas of pressure

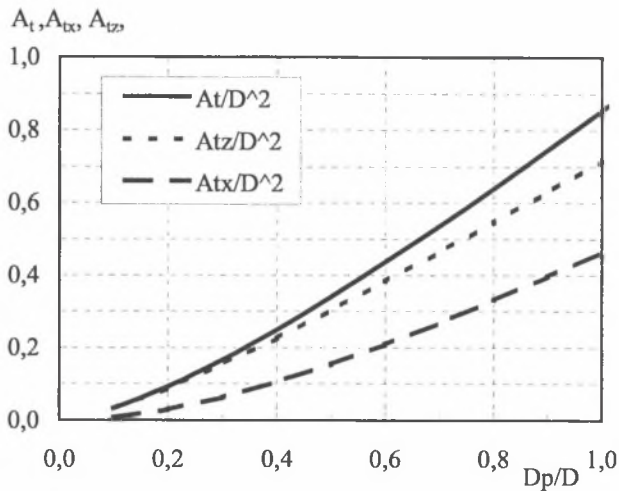
Zależności przedstawione w opracowaniu umożliwiają dobór napędu pod względem uzyskiwanych sił użytecznych. Teoretyczne wyniki stanowią podstawę obliczeń, które mogą być korygowane przez eksperymentalnie wyznaczone współczynniki.

Stwierdza się - co wynika z rysunku 4.6 - mały wpływ na siłę naporu zwiększania średnicy przewodu ponad średnicę koła. Widoczny na rysunku 4.7 wpływ stosunku średnic przewodu i koła wykazuje, że skuteczność napędu dla średnic przewodu równych 0,5 - 1,0 średnicy koła, stanowi 78% - 59% siły użytecznej siłownika przy tych samych średnicach przewodu i cylindra. Do uzyskania ruchu przy zaciśniętym przewodzie wymagana jest siła nacisku na koło co najmniej od 200% do 125% oczekiwanej siły użytecznej napędu (rys. 4.7).



Rys. 4.7. Stosunek składowych osiowej i obwodowej siły naporu
Fig. 4.7. Ratio axial components and transverse force of pressure

Proporcje pomiędzy powierzchnią dolegania a zastępczą powierzchnią (średnicą do kwadratu) przekroju koła w zależności od stosunku średnic przewodu i koła przedstawiono na rysunku 4.8.



Rys. 4.8. Teoretyczne jednostkowe powierzchnie dolegania
Fig. 4.8. Relative theoretical areas of contact

4.5. EKSPERYMENTALNE BADANIA DOLEGANIA PRZEWODU DO KOŁA

4.5.1. Opis badań

Badania przeprowadzono na stanowisku opisanym w następnym rozdziale w p.5.7.1, obejmującym badania eksperymentalne o większym zakresie.

Wzdłużne oddziaływanie przewodu, a tym samym siłę napędową, mierzono na poziomo ustawionym korbowodzie napędu, za pomocą dynamometru tensometrycznego (rys. 5.5). Przewody elastyczne jednostronnie zasilano wodą, równocześnie zmieniając i mierząc ciśnienie oraz siłę w korbowodzie. Napęd korbowy wózka był wyłączony.

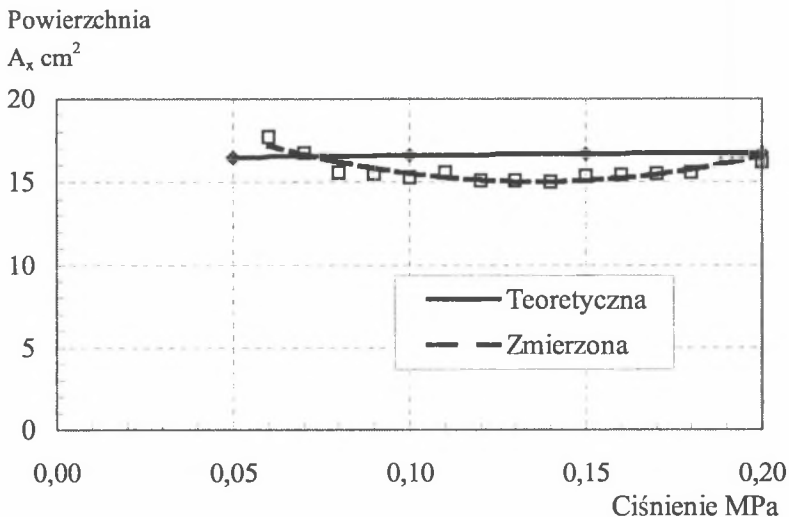
Powierzchnie dolegania przewodu do koła wyznaczono pośrednio na podstawie pomiaru siły naporu i ciśnienia w przewodzie.

Pomiaru poprzecznego oddziaływania przewodu, czyli siły unoszącej koło, dokonywano dynamometrem zamocowanym między wspornikiem wózka a ramą stanowiska badawczego (rys. 5.5). Napęd wózka był odłączony. Przewody

zasilano dwustronnie. Dokonywano równoczesnego odczytu ciśnienia i wskazań dynamometru.

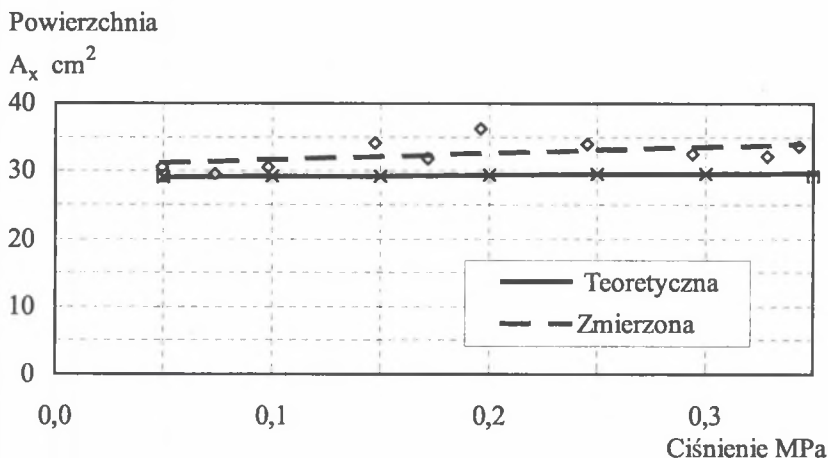
4.5.2. Powierzchnia dolegania koła w poprzek przewodu

Powierzchnię naporu określono w pośredni sposób poprzez pomiary sił naporu na koło oraz ciśnienia w przewodzie i jest on obarczony błędami obu pomiarów, w tym jednostkowego oporu jazdy po przewodzie. Te wyniki badań mają więc znaczenie pomocnicze. Do obliczeń przyjęto zmienny - zależny od nacisku koła - jednostkowy opór ruchu rolki w przybliżeniu równy 0,06, wyznaczony w badaniach przedstawionych w rozdziale następnym, p. 5.7.3 (rys. 5.11, 5.16) [60], oraz odciążające działanie mierzonej siły w korbowodzie, wytwarzającej moment sił przeciwny do momentu od obciążenia wózka. Wyniki pomiarów przedstawiono na rysunkach 4.9 i 4.10 w układzie współrzędnych: ciśnienie w przewodzie - rzut powierzchni dolegania na płaszczyznę poprzeczną prostopadłą do osi przewodu. Naniesione na rysunkach wyniki obliczeń (powierzchnia teoretyczna) uwzględniają zmianę powierzchni dolegania spowodowaną odkształceniem przewodu pod wpływem ciśnienia. Dla przewodu 52, jak wynika z rysunku 4.9, rzeczywista poprzeczna powierzchnia naporu niewiele odbiega od teoretycznej. Przy ciśnieniu większym od 0,2 MPa,



Rys. 4.9. Powierzchnia naporu w poprzek przewodu 52
Fig. 4.9. Pressure area crosswise of hose 52

zaciśnięcie kołem traciło szczelność. Różnice do ok.12% występują dla przewodu 75, co uwidacznia rysunek 4.10. Większa wartość powierzchni także może świadczyć o przyjęciu za dużych jednostkowych oporów ruchu. Także sposób obliczania siły naporu jest przybliżony.



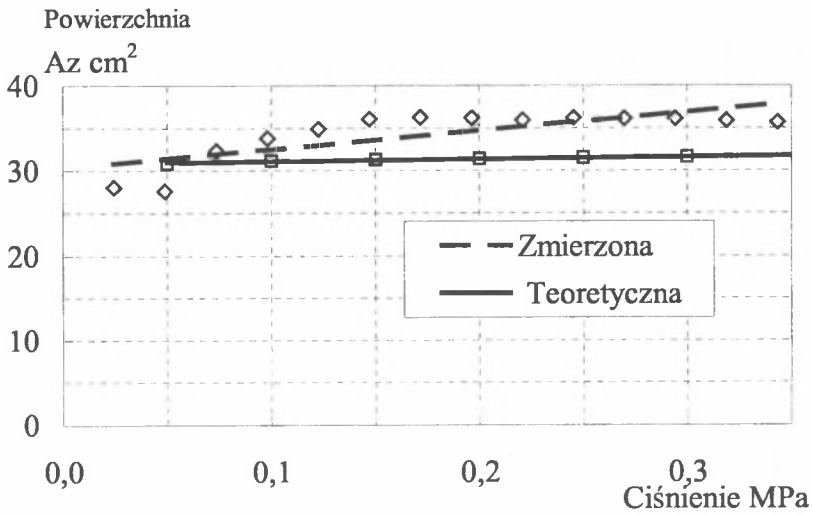
Rys. 4.10. Powierzchnia naporu w poprzek przewodu 75

Fig. 4.10. Pressure area crosswise of hose 75

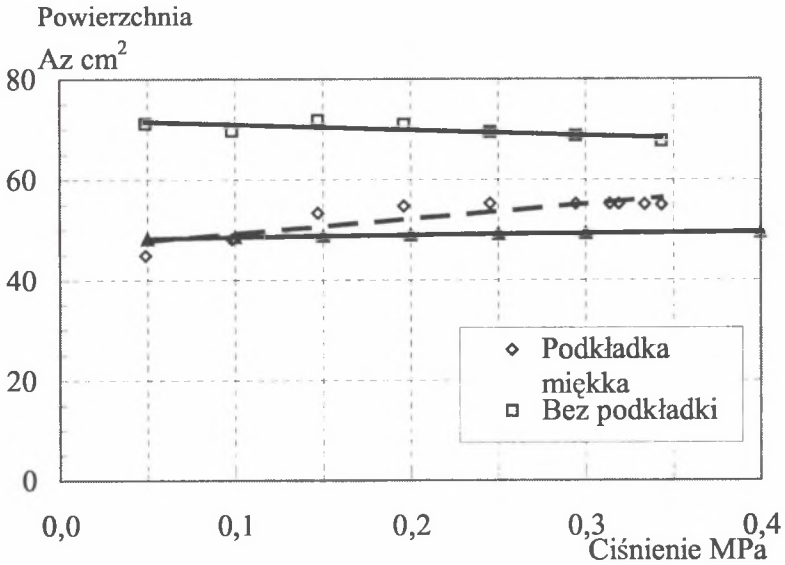
4.5.3. Powierzchnia dolegania koła wzdłuż przewodu

Doleganie rolki do zasilanego przewodu, wzdłuż jego długości, powoduje powstanie siły poprzecznej do osi przewodu, mogącej spowodować uniesienie elementu zaciskającego przewód i utratę szczelności wewnętrznej. Znajomość siły poprzecznej umożliwia dobór siły nacisku koła na przewód. Badania prowadzono przy obustronnym zasilaniu przewodu (podwójna powierzchnia dolegania).

Wyniki obliczeń powierzchni naporu wzdłuż przewodu, wyznaczone na podstawie pomiarów sił naporu przewodu na rolkę w kierunku poprzecznym do osi przewodu, przedstawiają rysunki 4.11 i 4.12 w układzie współrzędnych: ciśnienie w przewodzie - rzut powierzchni dolegania na płaszczyznę równoległą do osi przewodu. Dla przewodów 52 występuje zadowalająca zgodność wzoru obliczeniowego z wynikami pomiarów. Różnice w stosunku do powierzchni teoretycznej dla przewodu 75 wynikają z dodatkowego ogólnego oddziaływania przewodu, nie tylko z wielkości powierzchni naporu. W tym przypadku badano oddziaływanie pojedynczego przewodu zaciskanego górnym kołem.



Rys. 4.11. Powierzchnia naporu wzdłuż przewodu 52
Fig. 4.11. Pressure area along hose 52



Rys. 4.12. Powierzchnia naporu wzdłuż przewodu 75
Fig. 4.12. Pressure area along hose 75

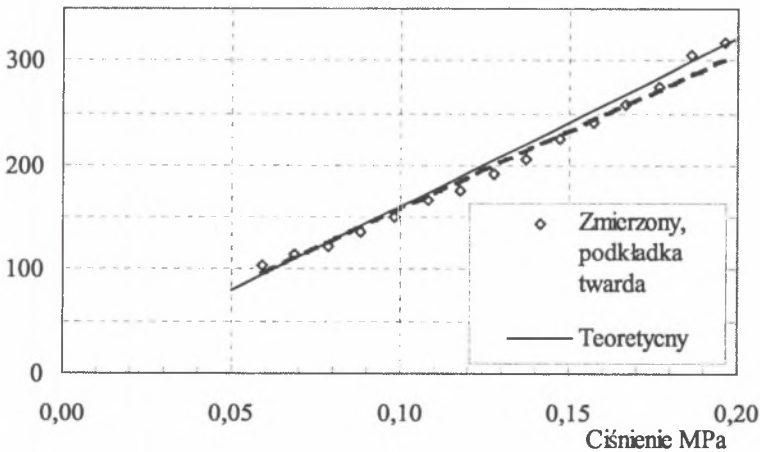
Zaobserwowano wyginanie się całego zasilanego sprężonym płynem przewodu nad podłożem, co może wynikać z procesu technologicznego lub większego wydłużenia włókien górnych niż dolnych, wskutek wielokrotnego przejazdu koła po przewodzie. Zagadnienie to wymaga oddzielnych badań. W przypadku przewodów 52 badano równoczesne oddziaływanie 4 przewodów - po 2 przewody na oba koła wózka.

Większe różnice między obliczeniami a pomiarami powierzchni wzdłuż przewodu mogą być rezultatem nieszczelności w zaciśnięciu przewodów i tym samym działaniu ciśnienia na większą powierzchnię pod kołem. Za takim przypadkiem mogą przemawiać większa zgodność wyników dla przewodów ułożonych na miękkich podkładkach oraz dla niższych ciśnień.

4.5.4. Napór przewodu na koło

Dla zastosowań napędu istotne jest sprawdzenie oddziaływania przewodu na koło napędowe. Wyznaczenie powierzchni dolegania - przedstawione w poprzednim punkcie - jest pośrednim etapem w ocenie możliwości napędu, przydatnym przy jego projektowaniu. W badaniach skupiono się na dokładnym i bezpośrednim określeniu ogólnego oddziaływania przewodu, w odróżnieniu od sposobu pośredniego wyznaczenia powierzchni dolegania przewodu do koła, która ma znaczenie pomocnicze.

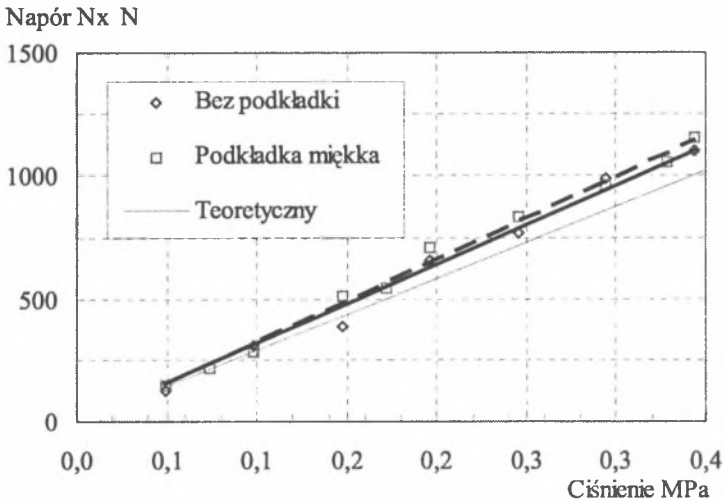
Napór N_x N



Rys. 4.13. Siła naporu przewodu 52 na koło

Fig. 4.13. Pressure of hose 52 on wheel

Wyniki pomiarów sił naporu przewodu na koło w kierunku osi wzdłużnej przewodów 52 i 75 przedstawiają rysunki 4.13 i 4.14. Występuje bardzo dobra zgodność wyników pomiarów i obliczeń teoretycznego naporu. Wpływ podkładki pod przewodem na siłę naporu jest nieznaczący.



Rys. 4.14. Siła naporu przewodu 75 na koło

Fig. 4.14. Pressure of hose 75 on wheel

4.5.5. Wnioski z badań

Pomiary powierzchni naporu poprzecznej do osi przewodu wykazały dostateczną zgodność z obliczeniami tej powierzchni, przeprowadzonymi zgodnie z przyjętą teorią dolegania przewodu do koła. Różnice wynoszą do 15% dla przewodu 52 i do 12% dla przewodu 75. Uzależniona od tej powierzchni składowa siły naporu decyduje o zdolności transportowej napędzanego zespołu.

Podobne różnice występują dla zmierzonej powierzchni naporu wzdłuż osi przewodu, mianowicie do 15% dla przewodów 52, do 10% dla przewodów 75, ułożonych na miękkich podkładkach. Natomiast nieco większe, gdy przewód ułożony był bezpośrednio na stalowej prowadnicy bez podkładek, kiedy różnica w wartości powierzchni dla przewodu 75 wynosiła ok. 40%. Z obliczeń otrzymuje się zaniżone wartości powierzchni naporu, lecz te dane mają pomocnicze znaczenie. Podstawowym celem obliczeń jest wyznaczenie siły naporu.

Badania siły naporu przewodu na koło wykazują dobrą zgodność wyników pomiarów i obliczeń. Różnice wynoszą w zakresie ciśnień do 0,4 MPa dla przewodu 52 od 0 do 6% oraz od 0 do 15% dla przewodów 75.

Przedstawione wyniki pomiarów świadczą o przydatności – dla zadań technicznych - opracowanej metody obliczeniowej analizy dolegania przewodu do koła. W razie potrzeby, dalsze zbliżenie wyników badań teoretycznych oraz badań eksperymentalnych w poszczególnych przypadkach konfiguracji napędu wymaga dalszych badań.

5. OPORY JAZDY PO PRZEWODZIE

5.1. LICZBA TARCIA POTOCZYSTEGO

Skutkiem przesunięcia odkształceń względem naprężeń pokazanych na rysunku 3.2 jest przesunięcie wypadkowej reakcji R przewodu na koło względem nacisku koła P. Przesunięcie to oznaczone jako f utożsamiane z liczbą tarcia potoczystego wynosi:

$$f = 0,5(x_p - x_s), \quad (5.1)$$

lub uwzględniając zależność (3.8), otrzymano:

$$f = \frac{(\delta - 1)}{2\delta} x_p, \quad (5.2)$$

a także, po uwzględnieniu zależności (3.10a), wynosi:

$$f = \left(1 - \frac{1}{\delta}\right) \sqrt{D \cdot z_k}. \quad (5.2a)$$

Ostatnią zależność można stosować do wyznaczania liczby tarcia potoczystego podczas badań eksperymentalnych.

Po wykorzystaniu zależności (3.16), (3.17) i (3.8) liczba tarcia potoczystego wynosi:

$$f = (\delta - 1) \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_z)}{\pi D_p \cdot E_p}}. \quad (5.3)$$

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

5.2. OPÓR TOCZENIA KOŁA PO PRZEWODZIE

Znajomość liczby tarcia potoczystego, na podstawie zależności $W_f = \frac{2f}{D} R$, umożliwia wyznaczenie oporu toczenia koła po przewodzie. Po uwzględnieniu zależności (5.2), (3.8) i (3.17), opór toczenia wynosi:

$$W_f = (\delta - 1) \sqrt[3]{\frac{24 g (P - N_z)^4}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}}, \quad (5.4)$$

gdzie D jest średnicą koła tocznego.

Na opór toczenia wpływa także ciśnienie w przewodzie, nie tylko cechy przewodu. Dla przewodu nie zasilanego sprężonym płynem $N_z = 0$.

Na początkowy opór toczenia wpływa także czas pozostawiania w spoczynku obciążonego koła na przewodzie. Uwzględnienie tego zjawiska wymagałoby długotrwałych badań eksperymentalnych. Dla kół z tworzyw o odkształceniach zbliżonych do odkształceń przewodu, uwzględnia się dodatkowe opory toczenia sposobami podanymi w pracach [23, 71]. Taka sytuacja mogłaby dotyczyć przypadku szczególnego, gdyż stosowane na koła jezdne poliamidy i poliuretany mają moduły sprężystości kilkakrotnie większe niż stosowane przewody.

Jednostkowy opór tarcia potoczystego wynosi:

$$w_f = \frac{W_f}{P}. \quad (5.5)$$

Opór jednostkowy toczenia zmienia się zależnie od ciśnienia w przewodzie.

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.

5.3. OPÓR DEFORMACJI PRZEWODU

Podczas zaciskania przewodu toczącym się kołem, wykonywana jest praca wyznaczana zależnością (3.24). Praca ta jest realizowana na drodze $0,5x_p$, czyli opór deformacji wynosi:

$$W_d = \frac{2E_d}{x_p}. \quad (5.6)$$

Po podstawieniach zależności (3.8), (3.17) i (3.24) opór deformacji wynosi:

$$W_d = (4 - \delta) \delta^2 \sqrt[3]{\frac{3g(P - N_z)^4}{64 \pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}}. \quad (5.7)$$

Jednostkowy opór deformacji przewodu wynosi:

$$w_d = \frac{W_d}{P}. \quad (5.8)$$

Opór deformacji, podobnie jak opór toczenia, zależy od ciśnienia w przewodzie.

5.4. OPÓR OBRACANIA KÓŁ

Do wyznaczenia oporu obracania kół, wynikającego z siły tarcia w łożyskach kół, można zastosować znaną zależność stosowaną w obliczeniach mechanizmów jazdy [7]:

$$W_o = \frac{\mu d}{D} P, \quad (5.9)$$

gdzie: μ - zastępcza liczba tarcia w łożyskach koła,
 d - średnica czopa osi koła.

Opory w łożyskach kół można wyznaczyć także na podstawie zależności stosowanych dla obliczenia oporów obracania krążników przenośnikowych. Prace [22, 26] podają zależności uwzględniające prędkość, rodzaj łożyska i uszczelnienia oraz wpływ temperatury na opory toczenia.

5.5. OPÓR JAZDY

Do innych oporów jazdy - oprócz wcześniej opisanych - uwzględnianych w obliczeniach należą: opór związany z pokonywaniem pochylenia trasy W_p oraz opór bezwładności ruchomych elementów napędu W_b .

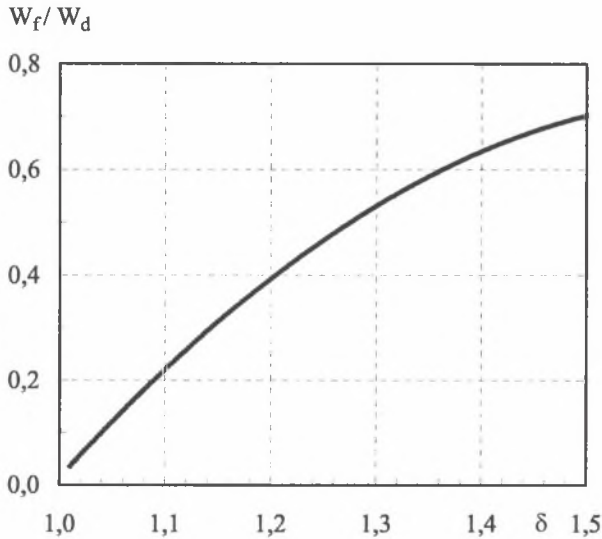
Całkowity opór jazdy po przewodzie elastycznym jest sumą oporów toczenia, deformacji i obracania kół, wyznaczonych z zależności (5.4), (5.7) i (5.9) oraz pokonywania pochylenia trasy i bezwładności napędu.

$$W = W_f + W_d + W_o + W_p + W_b . \quad (5.10)$$

Analizując teoretyczne wartości oporów deformacji i toczenia można stwierdzić, który z nich jest większy. Iloraz tych oporów wynosi:

$$\frac{W_f}{W_d} = \frac{8(\delta - 1)}{\delta^2(4 - \delta)} = \frac{\delta \cdot \psi_d}{2}, \quad (5.11)$$

co przy spotykanych wartościach liczb tłumienia δ , jak wynika z rysunku 5.1,



Rys. 5.1. Stosunek oporów toczenia W_f i deformacji W_d
Fig. 5.1. Ratio of rolling W_f and deformation W_d resistance's

przedstawiającego tę zależność, świadczy o większym oporze deformacji przewodu niż oporze tarcia potoczystego po przewodzie elastycznym.

Należy zauważyć, że nie występuje liniowa zależność między naciskiem koła na przewód a oporami toczenia i deformacji. Dlatego opory te należy wyznaczać niezależnie dla każdego z kół jezdnych toczących się po przewodzie, a następnie sumować.

5.6. ZASTĘPCZA LICZBA TARCIA POTOCZYSTEGO

W badaniach eksperymentalnych trudne jest rozdzielenie wszystkich składników oporu jazdy. W praktyce mierzone będą sumaryczne opory tarcia potoczystego i deformacji przewodu. Również w obliczeniach technicznych wygodne jest operowanie jednym zastępczym oporem toczenia. Taki sposób obliczeń ułatwia porównanie oporów jazdy po różnych podłożach oraz porównywanie wyników badań analitycznych i eksperymentalnych.

Zastępczy opór toczenia W_t , uwzględniający zastępczą liczbę tarcia potoczystego f_z lub jednostkowy opór toczenia w_z , jest sumą oporów toczenia oraz deformacji i wynosi:

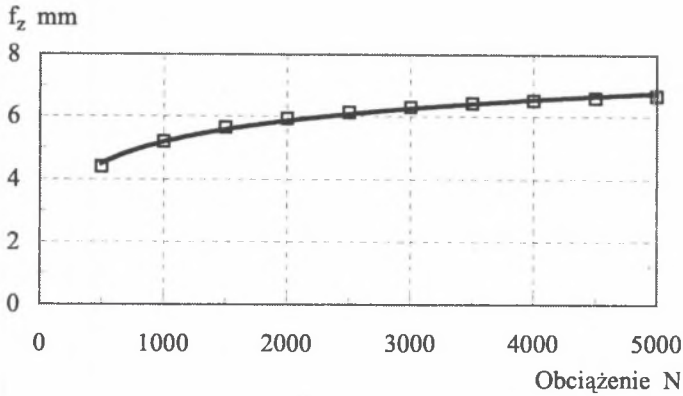
$$W_t = \frac{2 f_z}{D} P = w_z \cdot P = W_f + W_d. \quad (5.12)$$

Zastępcza liczba tarcia potoczystego, po podstawieniu zależności (5.4) i (5.7) do (5.13), dla trasy poziomej wynosi:

$$f_z = \frac{1}{8P} \left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_z)^4}{\pi D_p \cdot E_p}}. \quad (5.13)$$

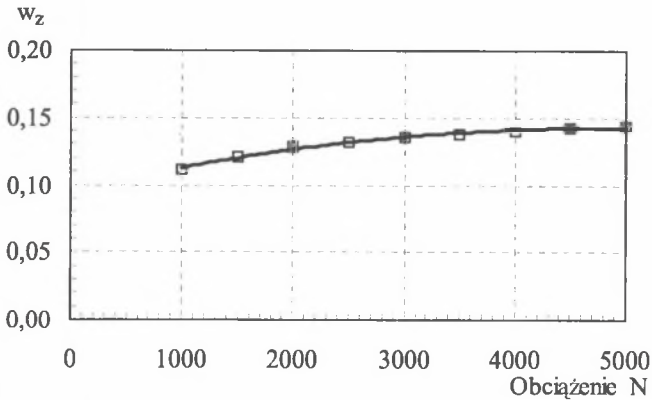
Przykład zmian zastępczej liczby tarcia potoczystego oraz jednostkowego oporu toczenia przedstawiają rysunki 5.2 i 5.3. Obliczenia przeprowadzono, z pominięciem odciążającego oddziaływania ciśnienia w przewodzie, dla następujących danych:

N_z [N]	g [mm]	D_p [mm]	D [mm]	E_p [Pa]	δ
0	1,5	75	93	673,2 R + 1306000	1,1



Rys. 5.2. Zastępcza liczba tarcia potoczystego

Fig. 5.2. Relative coefficient of rolling friction



Rys. 5.3. Zastępczy jednostkowy opór toczenia

Fig. 5.3. Relative resistance of rolling

Badania wykazały zmienność oporu toczenia w badanym zakresie obciążeń koła. Ze wzrostem obciążenia opór ma tendencję do stabilizacji. W celu poprawności obliczeń opory toczenia należy wyznaczać oddzielnie dla każdego koła toczącego się po przewodzie.

5.7. EKSPERYMENTALNE BADANIA OPORU JAZDY

5.7.1. Opis stanowisk badawczych

Projektując stanowiska badawcze, autor miał na uwadze różniące się potrzeby procesu badań oraz wdrożenia nowego napędu. Istniała potrzeba wyznaczenia parametrów niezbędnych dla przeprowadzania obliczeń napędu przy jego zróżnicowanych zastosowaniach. Z tym zagadnieniem związany jest zestaw badań oporów ruchu i pośrednio powierzchni naporu przewodu. Ich wykonanie umożliwiło oryginalne stanowisko, w którym w prosty sposób uzyskuje się obciążenia zróżnicowane w szerokim zakresie.

Nie mniej ważne było sprawdzenie możliwości praktycznej realizacji przemieszczania ładunków środkiem transportowym o napędzie perystaltycznym. W tym zakresie czynne jest stanowisko badawcze, w którym zrealizowano rozdzielanie funkcji napędu i poziomego przenoszenia ładunku. Rozwiązanie innych odmiennych problemów badawczych umożliwiło stanowisko badawcze – prototyp dźwigu do pionowego przemieszczania osób.

5.7.1.1. Wózek wspornikowy

Cechą charakterystyczną stanowiska jest wspornikowe podparcie poziomo przemieszczającego się wózka. Ten sposób podparcia ułatwia uzyskiwanie dużych nacisków na koła zaciskające przewód przy stosunkowo niewielkich masach obciążników.

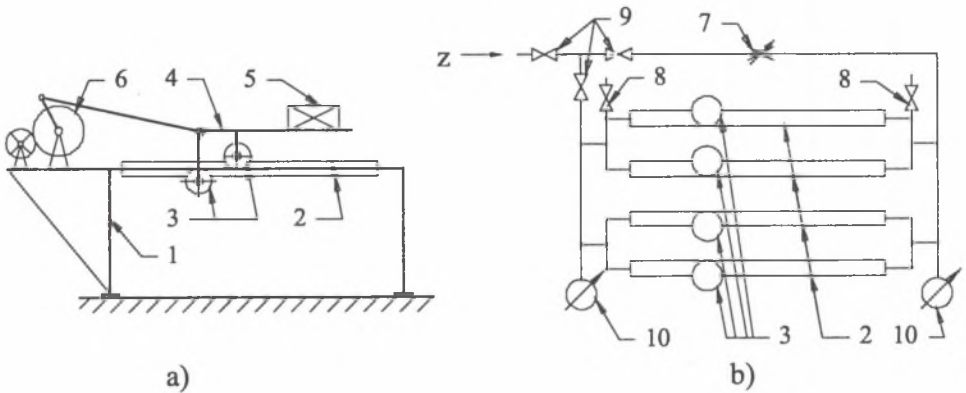
Stanowisko badawcze składało się z ramy, układu hydraulicznego, napędu elektrycznego i wózka wspornikowego. Jego model przedstawiono na rysunku 5.4. Na poziomej ramie, po jej obu stronach, ułożono na podkładkach lub bez nich po 2 przewody elastyczne o średnicy 52 mm albo po 1 przewodzie o średnicy 75 mm. Przewody dociskano do ramy dwoma kołami wózka z mimośrodowo umieszczonym zmiennym obciążeniem. Stanowisko miało dwa napędy: hydrauliczny od przewodów i elektryczny. Przewody podłączono do sieci wodociągowej i można je napełniać wodą. Układ hydrauliczny stanowiska schematycznie przedstawiono na rysunku 5.4b. Oprócz napędu hydraulicznego do ruchu wózka można stosować napęd elektryczny, który oprócz silnika ma podwójną przekładnię paskową, przekładnię ślimakową i przekładnię łańcuchową. Napęd korbowy zapewniał posuwisto-zwrotny ruch wózka. Możliwa była regulacja nacisków na rolki i ciśnienia roboczego, uzupełnianie wody, kontrola ciśnienia oraz odpowietrzenie układu. Łożyska rolek stalowych wykonano jako samosmarujące. Dolną rolkę metalową można zastąpić rolką

z kaprolanu mającą łożyska teflonowe. Stanowisko badawcze wykonano w OBRDiUT "Detrans" w Bytomiu.

Charakterystyka stanowiska:

Średnica przewodu	52 lub 75 mm.
Nacisk rolki górnej	ok. 4200 N.
Nacisk rolki dolnej	ok. 3500 N.
Liczba przewodów	4, 2 lub 1.
Skok wózka	470 mm.
Rozstaw rolek wózka	320 (295) mm.
Wysięg wspornika wózka	1240 (1200) mm.
Wysokość zamocowania korbowodu na wsporniku	170 mm.
Średnica rolek wózka	93 mm.
Średnica łożysk samosmarujących w kołach stalowych	20 mm.
Średnica łożysk ślizgowych w kołach polimerowych	50 mm.
Szerokość prowadnicy	220 mm.
Ciśnienie robocze wody do	ok. 0,35 MPa.
Całkowite przełożenie mechanizmu	388.
Zakresy pomiarowe manometrów (prod. MERA-KFM)	0-1,5 i 0-1,0 MPa.
Masa wózka	ok. 18 kg.
Średnia prędkość jazdy wózka	ok. 0,6 m/s.
Moc silnika	0,4 kW.
Liczba obrotów silnika	300 obr/min.
Wymiary stanowiska h x b x l	1,5 x 0,9 x 2,0 m.

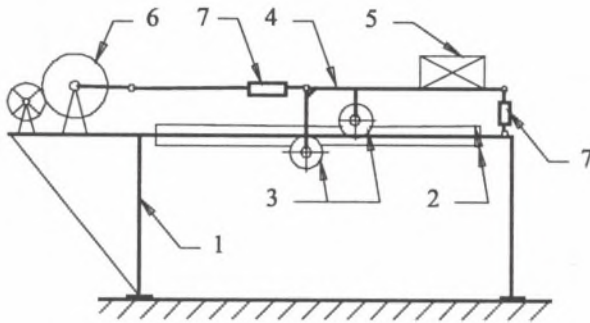
Stanowisko badawcze umożliwia dogodną regulację czynników wpływających na opory ruchu. Ponadto symuluje ono obciążenia platformy dźwigu z tym, że ruch odbywa się w poziomie. Przez zmianę masy obciążników lub ich ramienia uzyskuje się zmienny nacisk na rolki wózka wspornikowego



Rys. 5.4. Schematy stanowiska badawczego; a) kinematyczny, b) hydrauliczny, 1 - rama, 2 - przewody, 3 - koła toczne wózka, 4 - wózek, 5 - obciążnik, 6 - napęd, 7 - zawór dławiący, 8 - zawory odpowietrzające i odpływowe, 9 - zawory odcinające, 10 - manometry, z - zasilanie

Fig. 5.4. Schemas of investigation device; a) kinematics, b) hydraulic, 1 - frame, 2 - hoses, 3 - wells of travelling cart, 4 - cart, 5 - load, 6 - drive, 7 - choking valve, 8 - deaerating and outflowing valves, 9 - cutting off valves, 10 - manometers, z - power supply

Badania siły napędowej przeprowadzono na stanowisku w wersji przedstawionej na rysunku 5.5. Na poziomej ramie, po jej obu stronach, ułożono po 2 przewody elastyczne o średnicy 52 mm, lub po jednej stronie 1 przewód o średnicy 75 mm, dla tego przypadku druga, dolna rolka toczyła się po stalowej ramie stanowiska. Przewody dociskano do ramy dwoma kołami wspornikowego wózka z mimośrodkowo umieszczonym zmiennym obciążeniem. Konstrukcja stanowiska zapewniała duże naciski kół przy stosunkowo małej masie obciążników.



Rys. 5.5. Schemat stanowiska przy badaniach siły napędowej oraz ciśnienia unoszenia koła; 1 - rama, 2 - przewody, 3 - koła toczne wózka, 4 - wózek, 5 - obciążnik, 6 - napęd, 7 - dynamometry

Fig. 5.5. Schema of investigation device at investigations of power driving and pressures of convection of wheel; 1 - frame, 2 - hoses, 3 - wheels of travelling cart, 4 - cart, 5 - load, 6 - drive, 7 - dynamometers

W badaniach stosowano wzmacniacz DA3417 firmy HBM z siłomierzem tensometrycznym No.616 firmy TEDEA Huntleigh o zakresie pomiarowym do 10 000 N, analizator sygnałów HP 3650A firmy Hewlett Packard oraz manometry produkcji MERA-KFM o zakresach pomiarowych 0-1.5 i 0-1.0 MPa. Podczas dokonywania pomiarów oporów ruchu siłomierz stanowił przedłużenie korbowodu napędzającego wózek.

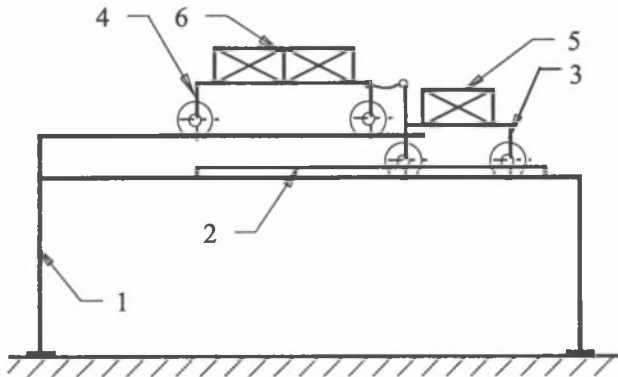
5.7.1.2. Wózek transportowy

Część weryfikacji metody obliczeń dokonano na typowym stanowisku badawczym, przystosowanym do transportu wózkowego, o postaci zbliżonej do linii wytwórczej. Na tym stanowisku wózki podparte są w zwykły sposób na czterech kołach i mają poziomą trasę przejazdu.

Stanowisko badawcze dostosowano do przemieszczania wózków obciążonych masami kilkusetkilogramowymi (np. na paletach). Rozdzielono funkcje transportową i napędową na dwa oddzielne wózki (rys. 5.6).

Stanowisko ma czterokołowy wózek pociągowy, pchający lub ciągnący wózek ładunkowy, przemieszczający się po jezdni oddzielonej od jezdni wózka pociągowego, na której ułożono przewody elastyczne. Zmienną siłę pociagową reguluje się ciśnieniem w przewodach oraz zmianą obciążnika na wózku

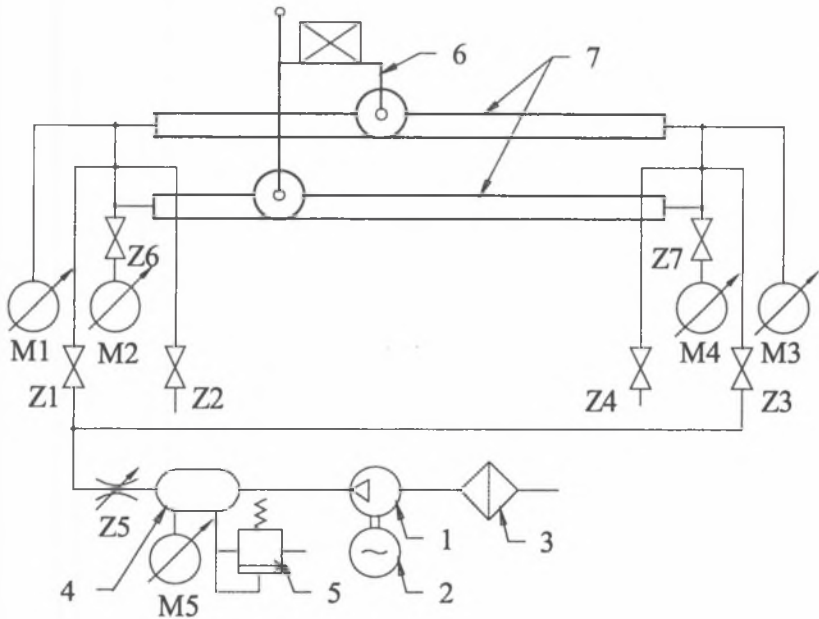
napędowym, który dociskając koła wózka do przewodów, umożliwia utrzymanie w przewodach ciśnienia odpowiedniego do uzyskania naporu na koło jezdne, zapewniającego jazdę wózka ładunkowego. Podczas pomiarów wózek ten był ciągnięty.



Rys. 5.6. Schemat stanowiska z wózkiem napędowym;
1 - rama, 2 - przewody, 3 - wózek napędowy,
4 - wózek transportowy, 5 - obciążnik, 6 - ładunek
Fig. 5.6. Schema of investigation device with drives cart;
1 - frame, 2 - hoses, 3 - driving cart,
4 - forwarding cart, 5 - weight, 6 - load

Kierunek jazdy wózka pociągowego utrzymywany jest rolkami kierującymi. Schemat kinematyczny stanowiska przedstawia rysunek 5.6. Stanowisko składa się z czterokołowego wózka napędowego 3, pchanego wózka ładunkowego 4, przemieszczającego się po jezdni 1 - oddzielonej od jezdni wózka pociągowego 3 - na której ułożono przewody elastyczne 2. Zaciśnięcie przewodów i tym samym siłą pociągową wózka zapewnia obciążnik 5, który przez naciski kół wózka na przewody, umożliwia utrzymanie w przewodach ciśnienia potrzebnego do uzyskania naporu na koła jezdne zapewniającego jazdę wózka. Doprowadzenie powietrza o odpowiednim ciśnieniu powoduje jazdę wózków.

Zasilanie stanowiska sprężonym powietrzem odbywa się zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 5.7. Sprężarka 1 napędzana silnikiem elektrycznym 2, zasysa powietrze przez filtr 3 i tłoczy do zbiornika 4. Układ jest zabezpieczony przed uszkodzeniem zaworem przeciążeniowym 5. Aby uzyskać ruch wózka pociagowego 6 po przewodach elastycznych 7 w lewo, należy otworzyć zawory odcinające Z5, Z3 i Z2, natomiast zamknąć zawory Z1 i Z4. Dla ruchu w kierunku na prawo otwiera się zawory Z5, Z1 i Z4, zamyka zawory Z2 i Z3. Do przybliżonego pomiaru ciśnienia powietrza w przewodach służą manometry M1 i M3. Dokładny pomiar ciśnienia odbywa się manometrami M2 i M4, dodatkowo zabezpieczonymi zaworami Z6 i Z7. Manometr M5 mierzy ciśnienie w zbiorniku 4.



Rys. 5.7. Schemat pneumatycznego układu stanowiska badawczego
Fig. 5.7. Schema of pneumatic investigation device system

Stanowisko umożliwia rewersyjny ruch wózków oraz hamowanie przeciwcieniem. Zakres pomiarowy stanowiska ogranicza możliwe do uzyskania sprężarką ciśnienie ok. 0,8 MPa, gdyż przewody wytrzymują ciśnienia wyższe. Siły uciągu są ograniczone osiąganym ciśnieniem oraz średnicą przewodów, wynoszącą 52 mm.

Na stanowisku można mierzyć parametry napędu decydujące o celowości jego stosowania. Są to np. opory ruchu, optymalne ciśnienie, siła pociągowa dla danego typu przewodu.

5.7.1.3. Dźwig

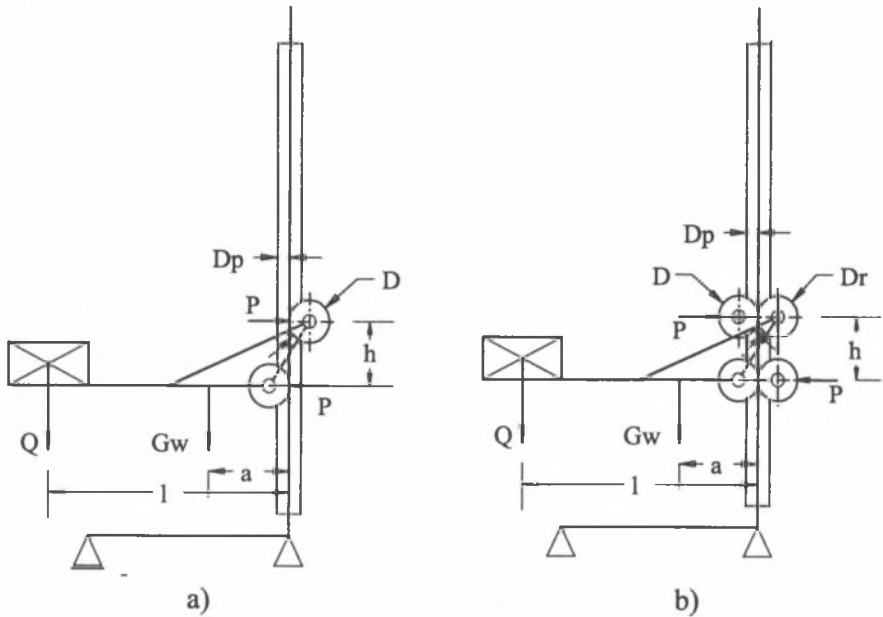
Oryginalną cechą charakterystyczną stanowiska badawczego jest realizacja podnoszenia z pomocą napędu perystaltycznego. Stanowisko jest zarazem prototypem dźwigu przeznaczonego do transportu dwóch osób, w tym osoby niepełnosprawnej, do basenu z wodą. Podczas jego konstrukcji dokonano trzech wynalazków [50, 55, 58]. Transport odbywa się na platformie wspornika, który jest wsparty na słupie i kołami zaciska przewody elastyczne.

Na stanowisko składają się z podstawą, słup, wspornik i układ hydrauliczny, zasilany wodą. Jego model przedstawiono na rysunku 5.8. Na słupie, po jego obu stronach, ułożono na podkładkach przewody elastyczne. Obciążenia na przewody można przekazywać w różny sposób. Schemat obciążeń dźwigu przedstawia rysunek 5.8. W wersji jak na rysunku 5.8a występują obciążenia od masy ładunku i wspornika przekazywane na przewody. Ten sposób podparcia umożliwił uzyskiwanie nacisków na koła zaciskające przewód, proporcjonalnych do ciężaru podnoszonego ładunku. Dla wersji z rysunku 5.8b obciążenia te przenoszone są tylko na słup, natomiast przewody zaciskane są oddzielnymi rolkami o regulowanym nacisku.

Badano zakres udźwigu stanowiska i sposób przemieszczania wspornika po słupie, w celu określenia warunków wykorzystania napędu dla realizacji podnoszenia.

Charakterystyka techniczna dźwigu.

Udźwig	1,6 kN.
Wymiary platformy	0,8 x 1,6 m.
Wysokość podnoszenia	1,5 m.
Zakres ciśnienia roboczego	0,3 - 1.0 MPa.
Masa dźwigu	ok. 300 kg.



Rys. 5.8. Schematy wersji dźwigu
Fig. 5.8. Schemas of lift version

Stanowisko zasilane jest energią wody z sieci wodociągowej, doprowadzanej do przewodów. Przewody po dwa są ułożone po obu stronach pionowego słupa. Do podstawy dźwigu w czterech narożach przymocowano koła jezdne. Umożliwiają one swobodne przemieszczanie dźwigu w pomieszczeniu. Na czas stałej pracy kółka są demontowane. Konstrukcję dźwigu szerzej opisano w rozdziale 8.

5.7.2. Opis badań

Badania prowadzone na stanowisku opisanym w p. 5.7.1.1 dotyczyły przewodów, podkładek i rolek wymienionych w pkt. 7.2. Mierzono siłę w korbowodzie podczas ruchu wózka wspornikowego, wymuszonego napędem elektrycznym. Oś obrotu korby i oś zaczepu korbowodu na wózku były na tej samej wysokości. Obciążniki wózka zmieniano w zakresie ciężarów $Q = 0 \div 823 \text{ N}$, uzyskując różne wielkości oporów ruchu. Wymieniano przewody i podkładki pod przewodami. Ze względu na szerokość prowadnicy możliwe

było ułożenie dwóch przewodów 52 po obu stronach prowadnicy, lecz tylko po jednym przewodzie 75.

Wyniki pomiarów odczytywano bezpośrednio ze wskazań na wyświetlaczu wzmacniacza lub z wykresów uzyskanych za pomocą analizatora.

5.7.3. *Opór ruchu po przewodzie*

Przy poziomym ruchu wózka, na statyczny opór ruchu po przewodzie elastycznym składają się opory: deformacji przewodu pod rolką, tarcia potoczystego rolki po przewodzie oraz tarcia w łożyskach rolki. Uwzględniając ograniczony wybór przewodów, obecnie dostępnych w handlu, można rozpatrzeć opory ruchu jedynie po dwóch przewodach mających techniczne znaczenie.

Jednostkowe opory ruchu wyznaczono po obliczeniu nacisków rolek, w których uwzględniono masę wózka i sposób przyłożenia siły napędowej - na pewnej wysokości nad osią rolki. Taki sposób napędu powodował, że opory jazdy różniły się podczas ruchu w jedną i w drugą stronę.

Przykładowo podano obliczenie sumarycznych obciążeń rolek P_s na przewody z uwzględnieniem zmiany zwrotu działania oporu ruchu W :

$$P_s = G_w \frac{a_G + a_r}{a_r} + Q \frac{a_r + l_Q}{a_r} + G_w \frac{a_G}{a_r} + Q \frac{l_Q}{a_r} \pm W \frac{h_k}{a_r}, \quad (5.15)$$

gdzie: dane odpowiadają charakterystyce stanowiska podanej w punkcie 5.7.1.1, a w szczególności:

- Q - zmienny ciężar obciążnika wózka,
- $G_w = 18 \text{ kg}$ - masa wózka wspornikowego,
- $a_G = 270 \text{ mm}$ - odległość środka ciężkości wózka od bliższej rolki,
- $a_r = 320 \text{ mm}$ - rozstaw rolek wózka,
- $l_Q = 1200 \text{ mm}$ - wysięg wspornika wózka,
- $h_k = 170 \text{ mm}$ - wysokość zamocowania korbowodu na wsporniku.

Opory jazdy W wspornika po przewodach wyznaczono eksperymentalnie.

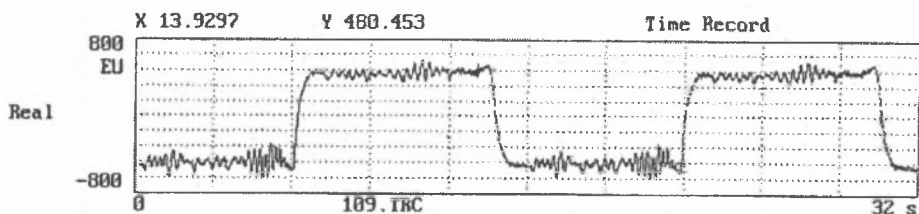
Przykładowe zmiany oporu ruchu wózka podczas jazdy w obu kierunkach po przewodach elastycznych bez podkładek przedstawiają rysunki 5.9 i 5.10. Stopniowanie obciążeń wynika z mas obciążników.

Opór jednostkowy ruchu rolki wózka obliczono z zależności

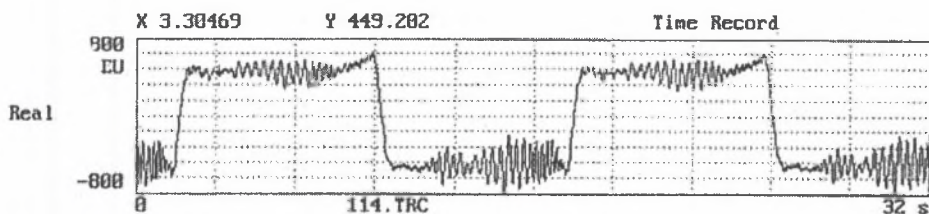
$$w = W / P_S, \quad (5.16)$$

gdzie W jest zmierzonym oporem ruchu, a P_S obciążeniem rolek.

Wyniki pomiarów i obliczeń jednostkowych oporów ruchu rolki o średnicy 93 mm, dla różnych obciążeń wspornika, przedstawiono na rysunkach 5.11 i 5.12.



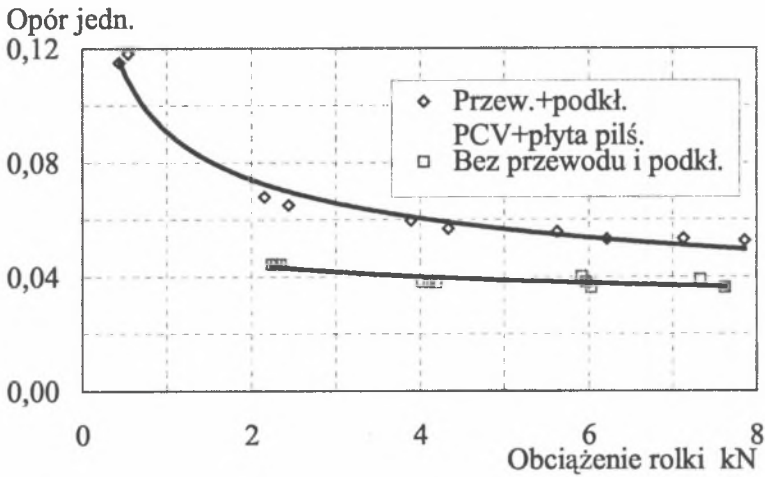
Rys. 5.9. Opór ruchu wózka z obciążeniem 823 N, po czterech przewodach 52
Fig. 5.9. Movement resistance of cart with load 823 N, on four hoses 52



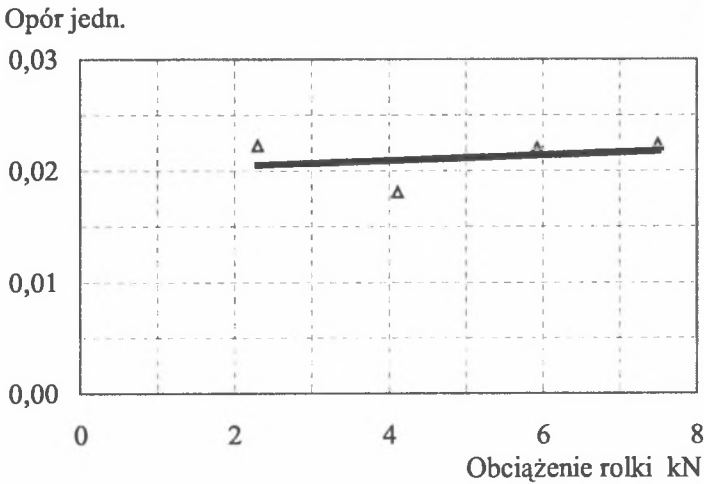
Rys. 5.10. Opór ruchu wózka z obciążeniem 823 N, po dwóch przewodach 75
Fig. 5.10. Movement resistance of cart with load 823 N, on two hoses 72

Wyniki pomiarów jednostkowych oporów ruchu po przewodzie 52 oraz bezpośrednio po stalowym podłożu zawiera rysunek 5.11. Średni opór jednostkowy można przyjąć równy 0,06 (pomijając opór dla najmniejszego obciążenia, tj. samym ciężarem wózka). Widoczny jest wpływ wartości obciążenia, zwłaszcza dla małych obciążeń rolki. Na rysunku można porównać opory ruchu po przewodzie 52 i po stalowej prowadnicy bez przewodów. Umieszczenie pod kołami przewodów 52 zwiększa opór ruchu o wartości jak na rysunku 5.12.

Wpływ podkładki pod przewodem na opór ruchu można ocenić na podstawie rysunku 5.11. Zastosowane stosunkowo miękkie podkładki praktycznie nie wpływają na zmianę oporu ruchu. Większy opór powstaje dla twardszych podkładek, przy których praca odkształcenia jest większa.

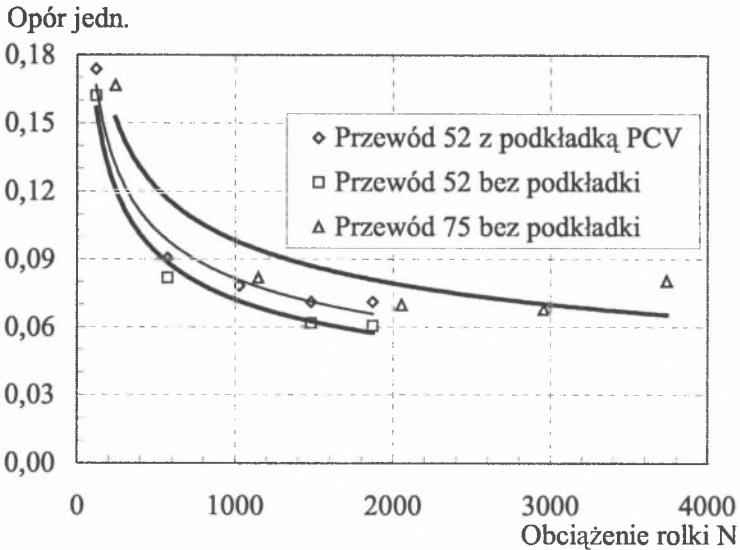


Rys. 5.11. Opory jednostkowe jazdy po przewodzie 52 i po prowadnicy
Fig. 5.11. Relative resistance of travelling on hoses 52 and guide



Rys. 5.12. Przyrost oporu jednostkowego od ruchu po przewodzie 52
Fig. 5.12. Increase of resistance from travelling on hose 52

Porównanie oporów ruchu po przewodach 52 i 75 przedstawiono na rysunku 5.13.

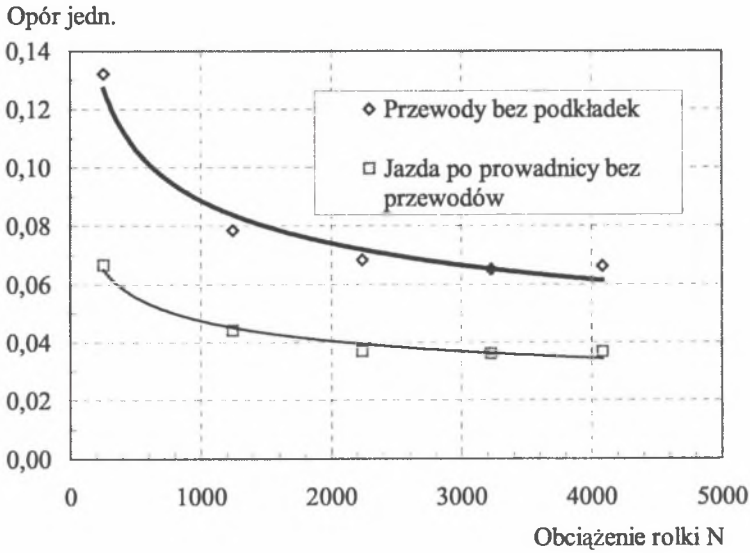


Rys. 5.13. Opór jednostkowy jazdy po przewodach 52 i 75
Fig. 5.13. Relative resistance of travelling on hoses 52 and 75

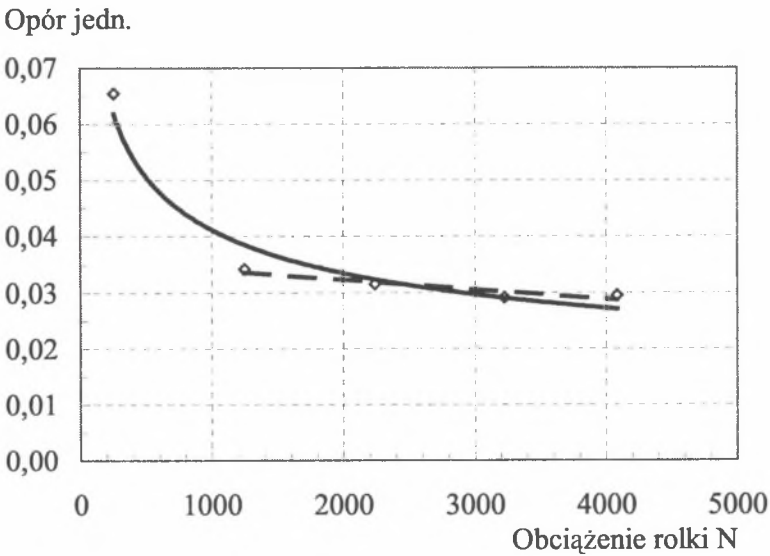
Dla przewodów 75 wyniki badań przedstawia rysunek 5.14. Opory ruchu są nieznacznie większe niż dla przewodów 52. Dodatkowy opór wynikający z umieszczenia przewodu 75 pod kołem przedstawiono na rysunku 5.15. Linia przerywana dotyczy wyników z pominięciem najmniejszego obciążenia.

Na podstawie omówionych badań można stwierdzić, że umieszczenie przewodów elastycznych pomiędzy kołem a prowadnicą zwiększa opór jednostkowy jazdy o ok. 50%.

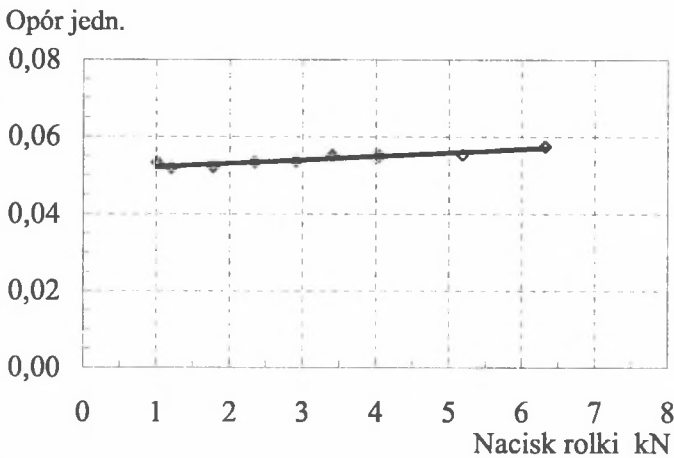
Po uwzględnieniu różnic w warunkach ruchu, pomiary jednostkowego oporu jazdy wspornikowo podpartej platformy dźwigu, przedstawione na rysunku 5.16, wykazują podobne wartości oporu do uzyskanych dla wózka. W napędzie dwie rolki z kaprolaktanu zaciskały po 2 przewody elastyczne ułożone na miękkich podkładkach na słupie. Obciążenie rolek było proporcjonalne do momentu sił od obciążenia użytkowego i ciężaru własnego platformy. Model takiego dźwigu przedstawiono na rysunku 5.8a.



Rys. 5.14. Opory jednostkowe jazdy po przewodzie 75 i po prowadnicy
Fig. 5.14. Resistance's of travelling on hose 75 and on runner



Rys. 5.15. Przyrost oporu jednostkowego od ruchu po przewodzie 75
Fig. 5.15. Increase of resistance from travelling on hose 75



Rys. 5.16. *Opór jednostkowy jazdy platformy dźwigu po przewodzie 75*

Fig. 5.16. *Resistance of travelling of lift's platform on hose 75*

5.7.4. *Opór własny ruchu wózka*

Dla zastosowań napędu przewodami elastycznymi ważne jest porównanie oporów ruchu rolki po stali i po przewodzie elastycznym. Opór ruchu rolki po stali można uważać za własny opór ruchu wózka wspornikowego, jaki występuje w tradycyjnym zespole jezdnym składającym się ze stalowego podłoża i stalowej rolki tocznej. Porównanie z oporem ruchu, gdy między powierzchniami podłoża i rolki ułożony jest przewód, stanowi jedno z kryteriów oceny napędu.

Wyniki badań jednostkowych oporów ruchu rolek wspornika po stalowym podłożu profilu walcowanego przedstawiono na rysunkach 5.11 oraz 5.14, wynoszą one ok. 0,04 przy obciążeniach koła większych od 1000 N.

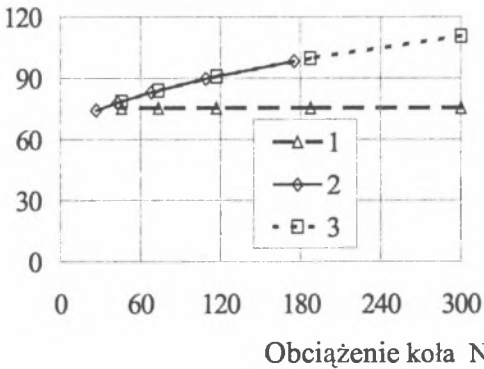
5.7.5. *Zmniejszenie oporów ruchu*

Badania oporów ruchu przedstawione w punkcie 5.7.3 określiły wartości oporów jazdy po przewodzie oraz po stalowej jezdni. Stosując równania funkcji jednostkowego oporu jazdy z rysunku 5.14, wyznaczono zmianę oporów podczas zmiany obciążenia przewodu kołem. Wyniki badań przedstawiono na rysunku 5.17. Opory jazdy dla typowego i perystaltycznego napędu zrównują

się, gdy napędzane koło oddziałuje na przewód z siłą odpowiadającą ok. 1/6 całkowitej masy wózka wraz z ładunkiem, czyli o 33% mniejszej niż podczas typowego równomiernego rozkładu obciążenia na koła jezdne [65].

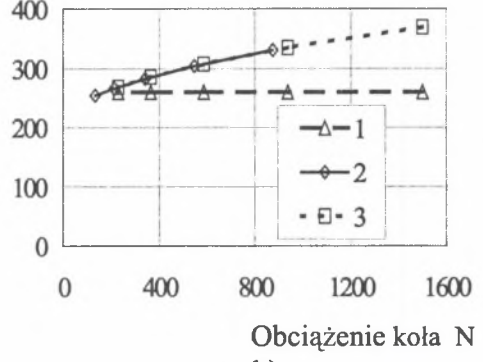
Zmniejszenie obciążenia uzyskuje się wskutek oddziaływania ciśnienia płynu w przewodzie lub także przez niesymetryczne umieszczenie ładunku na wózku.

Opór jazdy N



a)

Opór jazdy N



b)

Fig. 5.17. Zmiana oporu jazdy wózka o masie: a) 120 kg, b) 600 kg; przy zmiennych obciążeniach kół napędowych na podłoże dla napędów: 1 - typowego oraz 2 i 3 - perystaltycznego

Fig. 5.17. The change of resistance of cart about mass: a) 120 kg, b) 600 kg; for variables loads the driving wheel on background, for drives: 1 - typical and as well as 2 and 3 - peristaltic

Analityczne badania przeprowadzono dla wózków o łącznej masie 120 kg – rys. 4a oraz 600 kg – rys. 4b. Linia 1 dotyczy typowego wózka jeżdżącego po torze szynowym, linia 2 przypadku, gdy 1/4 obciążenia przypada na dwa koła napędzane, linia 3 przypadku, gdy 1/2 obciążenia przypada na dwa koła napędzane. Kolejne punkty pomiaru dotyczą zamiany obciążeń przy ilorazie 1,6.

Ponieważ opory toczenia i deformacji są funkcją obciążenia koła przekazywanego na przewód, tym samym zależą one od ciśnienia, działającego odciażająco na koła. Uogólniając, siła działająca na przewód zależy od wyboru ciśnienia w przewodzie, jego średnicy oraz położenia obciążenia na wózku.

Jak wykazano, opory jazdy w napędzie perystaltycznym nie muszą być większe niż w tradycyjnym napędzie.

5.7.6. Wnioski z badań

Badania stanowiskowe wykazały, w jakim stopniu większy jest opór jazdy po przewodach elastycznych niż po stalowej prowadnicy. Dla przewodów 52 opór jednostkowy wynosi ok. 0,06. Dla przewodów 75 ok. 0,07. Dodatkowy jednostkowy opór od toczenia po przewodzie stanowi 2-3% obciążenia rolek i wynosi odpowiednio 0,02 i 0,03 dla przewodów 52 i 75. Są to opory większe od oporu jazdy po stalowej prowadnicy o ok. 50% dla przewodu 52 i o ok. 75% dla przewodu 75.

Przedstawione wyniki potwierdziły się w badaniach jednostkowego oporu jazdy po przewodach 75 dla dźwigu. Opór ten wynosił ok. 0,055.

Podane wartości oporów jednostkowych są miarodajne dla obciążeń powyżej 2000 N dla przewodu 52 i powyżej 1000 N dla przewodu 75.

Wpływ podkładki pod przewodem na opór ruchu zależy od jej twardości i grubości. Zastosowane stosunkowo miękkie o niewielkiej grubości podkładki praktycznie nie wpływają na zmianę oporu ruchu. Koło toczy się jakby bezpośrednio po twardym podłożu. Większy opór ruchu występuje dla twardszych podkładek, dla których praca odkształcenia jest większa. Największy wpływ na zmianie oporu ruchu ma wprowadzenie przewodu elastycznego między koło i podłoże.

Większość wniosków dotyczy przewodów nie zasilanych sprężonym płynem, gdy podane obciążenia są przekazywane na podłoże. W przypadku zasilania przewodów płynem pod ciśnieniem, obciążenie podłoża kołem zmniejsza się, w wyniku czego opór jednostkowy również jest mniejszy, stosownie do rzeczywistej siły przekazywanej na podłoże.

Z badań wynika, że opory ruchu wózka częściowo przemieszczającego się po zasilanych przewodach elastycznych jednak mogą być porównywalne z oporami jazdy dla typowych mechanizmów jazdy. Wpływ na taki stan ma ciśnienie płynu w przewodzie - odciążająco oddziałujące na nacisk koła na przewód - oraz sposób rozmieszczenia ładunku na wózku.

6. CIŚNIENIA ROBOCZE I SIŁA UCIĄGU

6.1. NAJMNIEJSZE CIŚNIENIE JAZDY

Toczenie koła po przewodzie rozpoczyna się, gdy pozioma składowa siły naporu przewodu na koło przewyższy opór jazdy. Najmniejsze ciśnienie utrzymujące jazdę ze stałą prędkością po trasie nachylonej do poziomu wynosi:

$$P_{\min} = \frac{1}{A_{\text{tx}}} (W_f + W_d + W_o + W_p), \quad (6.1)$$

gdzie A_{tx} jest rzutem teoretycznej powierzchni dolegania przewodu do koła na płaszczyznę prostopadłą do toru i na podstawie zależności (4.7) wynosi:

$$A_{\text{tx}} = \frac{\pi}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] D^2 \sin \alpha_N, \quad (6.2)$$

przy czym kąt α_N wyznaczany jest z zależności (4.20).

Po podstawieniu zależności (5.5), (5.8) i (5.11) do (6.1) najmniejsze ciśnienie jazdy po pochylonej trasie wynosi:

$$P_{\min} = \frac{1}{4D \cdot A_{\text{tx}}} \left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_{\text{tz}})^4}{\pi D_p \cdot E_p}} + \left(\frac{\mu \cdot d}{D} \pm \text{tg } \gamma \right) \frac{P}{A_{\text{tx}}} \quad (6.3)$$

Napór prostopadły do podłoża N_{tz} wyznaczany z równania (4.25) zależy od ciśnienia w przewodzie. Przy ciśnieniu p_{\min} jest on stosunkowo niewielki.

6.2. CIŚNIENIE PRZEPIYU PLYNU POD KOLEM

Zwiększanie ciśnienia w przewodzie ponad pewną wartość powoduje podniesienie koła zaciskającego i przepływ płynu w przewodzie pod kołem a tym samym obniżenie ciśnienia w przewodzie przed kołem. Zależnie od wydajności urządzenia zasilającego, może to być wypływ ciągły lub okresowy. Wypływ ten powoduje zmniejszenie sprawności napędu wynikające z większego zapotrzebowania płynu, zmniejszenie ciśnienia, czyli mniejszą siłę naporu, może wywołać niejednostajny ruch koła, a także - na pewien okres - jego zatrzymanie.

Przedstawione zagadnienie występuje, gdy konstrukcja zespołu jezdnego umożliwi uniesienie koła zaciskającego przewód.

Jest to największe ciśnienie jazdy pojedynczego koła po przewodzie, które można wyznaczyć z warunku równowagi sił prostopadłych do podłoża, działających na koło:

$$N_{zt} = P, \quad (6.4)$$

gdzie P jest siłą oddziaływania koła na przewód.

Po podstawieniu zależności (4.7) i (4.23) do (6.4), największe ciśnienie jazdy wynosi:

$$P_{\max} = \frac{8P}{\pi D^2 \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] \cos \alpha_N}, \quad (6.5)$$

przy czym kąt α_N wyznacza się z zależności (4.20).

Największe ciśnienie ruchu nie może przekraczać ciśnienia dopuszczalnego ze względu na wytrzymałość przewodu. Wyznaczone ciśnienie odpowiada chwili początku wypływu płynu pod kołem. Po rozpoczęciu przepływu wzrasta ciśnienie w przewodzie po drugiej stronie koła oraz zwiększa się powierzchnia oddziaływania przewodu na koła, a tym samym unoszący koło napór przewodu. Teoretycznie jest to napór 2-krotnie większy od początkowego. Ponowne zaciśnięcie przewodu będzie więc możliwe po zmniejszeniu ciśnienia w przewodzie do około połowy największego ciśnienia ruchu. Zapobiec unoszeniu kół mogą dodatkowe prowadnice kół lub rolki prowadzące.

6.3. SIŁA UCIĄGU

Zdolności transportowe wózka o napędzie perystaltycznym można ocenić za pomocą siły uciągu. Jest ona definiowana jako różnica sił poziomych naporu i oporu jazdy zespołu jezdnego, który jest wykorzystywany jako zespół pociągowy lub pchający. Jest to także siła powodująca przyspieszenie ruchu. Zależność na siłę uciągu zespołu dla poziomego toru, od jednego koła napędowego, przedstawia się następująco:

$$U = N_{tz} - W_f - W_d - W_o. \quad (6.6)$$

Po podstawieniu zależności (4.26), (5.5), (5.8) i (5.11) siła uciągu wynosi:

$$U = \frac{\pi}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] D^2 \cdot p \cdot \sin \alpha_N + \\ - \frac{1}{4D} \left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D(P - N_{tz})^4}{\pi D_p \cdot E_p}} - \frac{\mu \cdot d}{D} P \quad (6.7)$$

Dla zespołu jezdnego mającego koła napędzane i nie napędzane, toczące się po przewodach i po twardym podłożu, przeprowadza się sumowanie sił napędowych i oporów ruchu wszystkich kół.

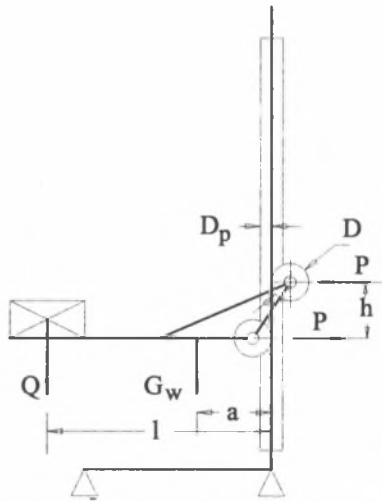
6.4. UDŹWIG

Odpowiednikiem siły uciągu dla urządzenia transportowego podnoszącego ładunki jest jego siła udźwigu. Obliczenia udźwigu przebiegają podobnie jak siły uciągu, lecz uwzględnia się koncepcję podparcia urządzenia ujmującego ładunek (platformy, chwytaka itp.). Uwzględnia się więc bezpośredni ciężar urządzenia ujmującego ładunek, przyjmując odpowiednie obciążenie przewodu kołem, które może być zależne od ciężarów podnoszonego ładunku oraz urządzenia ujmującego ładunek lub w przypadku zastosowania rolek dociskowych, uwzględnia się dodatkowo opory toczenia i obracania rolek prowadzących przejmujących obciążenie użytkowe.

$$U = N_{tz} - W_f - W_d - W_o - G, \quad (6.8)$$

gdzie G jest ciężarem urządzenia ujmującego ładunek.

W szczególnym przypadku urządzenia realizującego podnoszenie za pośrednictwem wspornika, sposób obciążenia przewodów jest inny niż przy jeździe po torze poziomym. Korzystne jest, gdy siła P działająca na przewody, zapewniająca wewnętrzną szczelność, zwiększa się ze wzrostem udźwigu Q . Tym samym można stosować większe ciśnienia płynu w przewodach i uzyskiwać większy udźwig. Wartość sił można regulować stosując odpowiedni rozstaw h rolek. Schemat obciążeń właściwy dla dźwigu przedstawia rysunek 6.1 [50, 61]. Obciążenia rolek przekazywane na przewody pochodzą od ładunku Q oraz wspornika G_w .



Rys. 6.1. Schemat obciążeń dźwigu
Fig. 6.1. Load schema of lift

Udźwig, którym dysponuje urządzenie podnoszące, wyznacza się z zależności:

$$Q = (N_{tx} - W_f - W_d) \cdot i_p - W_o - G_w, \quad (6.9)$$

gdzie i_p jest liczbą przewodów,
 G_w - ciężarem wspornika.

Po podstawieniach zależności na opory ruchu (z rozdziału 5) i uwzględnieniu obciążenia P_1 , przypadającego na jeden przewód, udźwig wynosi:

$$\begin{aligned}
 Q = & \frac{\pi}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] D^2 \cdot p \cdot i_p \cdot \sin \alpha_N + \\
 & - \frac{i_p}{4} \left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot D (P_1 - N_{tz})^4}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}} - \\
 & + 2 \cdot \frac{\mu \cdot d}{D} P - G_w.
 \end{aligned} \tag{6.10}$$

W wielu przypadkach dla wspornikowych urządzeń podnoszących podstawowym parametrem jest moment siły udźwigu. W opisywanym dźwigu, zgodnie z oznaczeniami na rysunku 6.1, moment udźwigu M wyznacza się z równań [61]:

$$P = \frac{M + G_w \cdot a}{h} \tag{6.11}$$

$$\begin{aligned}
 M = & \frac{\pi}{8} \left[\left(2 \frac{D_p}{D} - 1 \right) \bar{\alpha}_m + \sin \alpha_m \right] D^2 \cdot p \cdot i_p \cdot l \cdot \sin \alpha_N + \\
 & - \frac{i_p \cdot l}{4} \left[8(\delta - 1) + (4 - \delta)\delta^2 \right] \sqrt[3]{\frac{3g \cdot (P_1 - N_{tz})^4}{\pi D_p \cdot D^2 \cdot E_p}} - \frac{\mu \cdot d \cdot l}{D} P - G_w \cdot l
 \end{aligned} \tag{6.12}$$

6.5. EKSPERYMENTALNE BADANIA ROBOCZEGO CIŚNIENIA I UDŹWIGU

6.5.1. Opis badań

Badania prowadzono na dwóch różnych stanowiskach.

Pomiaru poprzecznego oddziaływania przewodu, czyli siły unoszącej koło, dokonywano na stanowisku jak na rysunku 5.4, opisanym w p. 5.7.1. Dla zmiany obciążenia koła, na wsporniku wózka umieszczano obciążniki o różnej masie. Napędu korbowego nie włączono, mierzono siłę utrzymującą wózek. Jako medium zasilające przewody użyto wody z instalacji wodociągowej. Pewne ciśnienie wody powodowało uniesienie koła i wypływ płynu pod kołem.

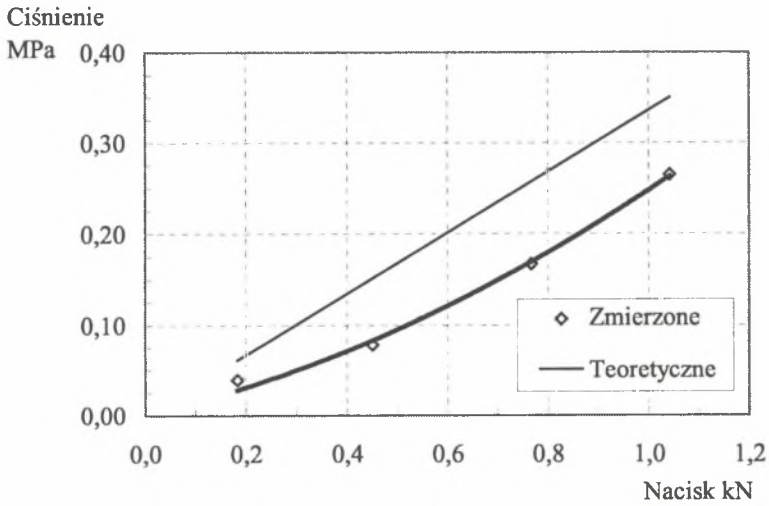
Mierzono ciśnienie wody na początku wypływu. Wypływ płynu pod kołem świadczył o ograniczeniu możliwości transportowych wózka. Dalsze działanie napędu zależało wtedy od wydatku źródła zasilania.

Badania udźwigu przeprowadzono na prototypowym dźwigu wspornikowym, opisanym w p. 5.7.1.3 przy omawianiu stanowisk badawczych i w p.8.3.2, w którym opisany jest jego projekt techniczny. Energię do napędu dźwig czerpał z instalacji wodociągowej i był dostosowany do umieszczenia w basenie kąpielowym, umożliwiając transport osób do basenu. Instalacja wodociągowa, jej wydatek i ciśnienie wyznaczały zakres prowadzonych badań. Obciążniki umieszczano na końcu platformy, aby uzyskać możliwie duże siły oddziaływania kół na przewody dla wersji 1 dźwigu ze zmiennym naciskiem kół na przewody elastyczne (rys. 5.8).

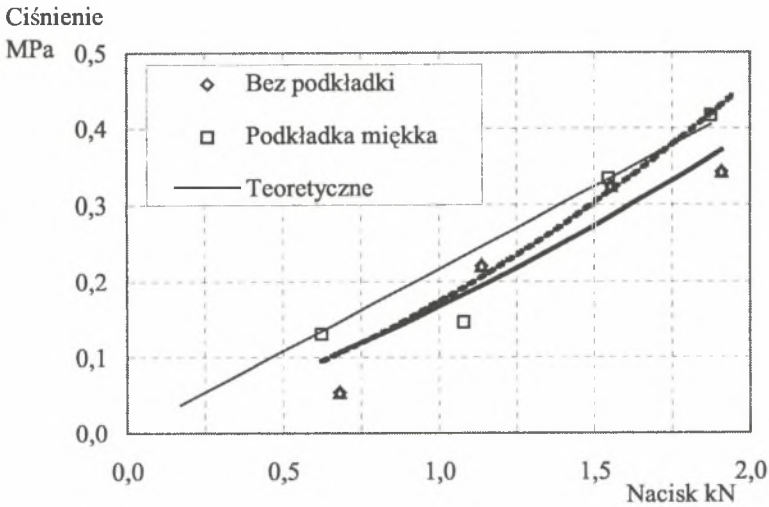
Ten sam dźwig, bez zmian w budowie, badano również przy zasilaniu napędu sprężonym powietrzem.

6.5.2. Ciśnienie przepływu płynu pod kołem

Dla przypadku gdy możliwe jest uniesienie koła zaciskającego przewód, przeprowadzono badania analityczne i eksperymentalne ciśnienia płynu powodującego przepływ płynu pod kołem. Są one przydatne przy projektowaniu i użytkowaniu napędu. Zjawisko przepływu płynu w przewodzie połączone jest ze zmniejszeniem nacisku koła napędowego zaciskającego przewód. Wyniki badań dla przewodów 52 i 75 przedstawiono na rysunkach 6.2 i 6.3. Prezentują one zmierzoną i obliczoną zależność ciśnienia powodującego przepływ płynu od nacisku koła na przewód. Występuje trudność w precyzyjnym wyznaczeniu chwili początku wypływu. Za początek uznano rozpoczęcie sączenia się wody z zaciśniętego przewodu. Jest to jeszcze stan w którym napęd może działać. Zauważa się wpływ podkładki pod przewodem, która poprawia szczelność zaciśnięcia przewodu. Nieszczelność zaciśnięcia głównie występuje na krawędziach przewodu, gdzie występują zgrubienia wskutek zawinięcia przewodu. Wpływają na nią także nierówności podłoża i jego niedostosowanie do ustawienia koła napędowego. Stan ten może wystąpić zwłaszcza przy szerokich kołach, zaciskających kilka przewodów ułożonych obok siebie.



Rys. 6.2. Ciśnienie przecieków pod kołem dla przewodu 52
Fig. 6.2. Pressure of leakage under wheel for hose 52



Rys. 6.3. Ciśnienie przecieków pod kołem dla przewodu 75
Fig. 6.3. Pressure of leakage under wheel for hose 75

6.5.3. Moment udźwigu (udźwig)

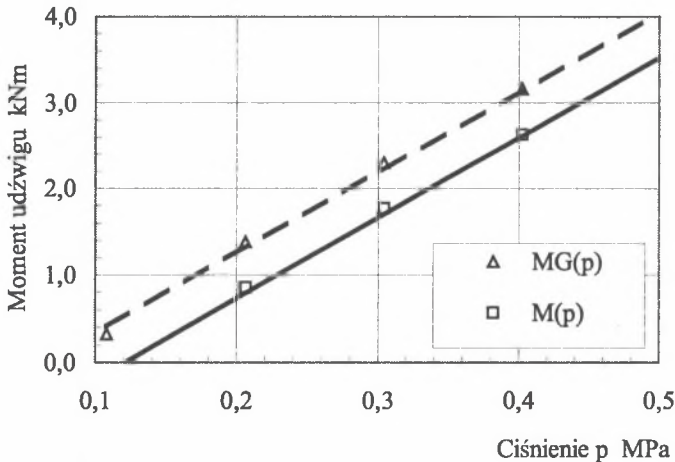
Tak jak dla jazdy wózka wyznacznikiem jego możliwości transportowych jest siła uciągu, tak dla mechanizmu podnoszenia odpowiednikiem jest udźwig.

Dla dźwigu wspornikowego – jaki był przedmiotem badań – moment udźwigu lepiej charakteryzuje zdolności podnoszenia ładunków niż udźwig. Zdolność podnoszenia zależy bowiem od nacisku na przewód, a ten jest uzależniony od momentu wywołanego ciężarami ładunku i platformy.

Wyniki badań zawarto na rysunkach 6.4 – 6.6. Linie przerywane dotyczą całkowitego obciążenia od ciężarów platformy i ładunku, linie ciągłe użyteczny moment udźwigu, zależny od podnoszonego ładunkiem.

Wyniki obliczeń teoretycznego momentu udźwigu dla dźwigu w wersji 1 przedstawiono na rysunku 6.4.

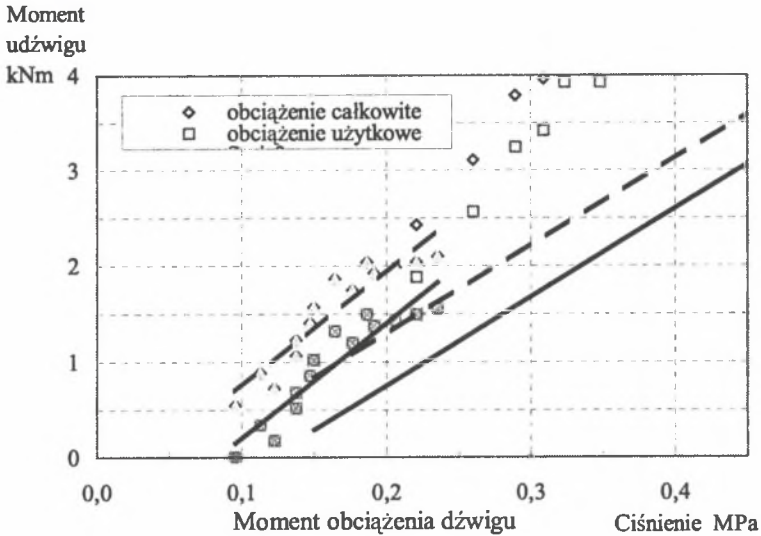
Na rysunku 6.5 przedstawiono wyniki pomiarów dźwigu w wersji 1, zasilanego wodą, na tle powtórzonych wyników teoretycznych.



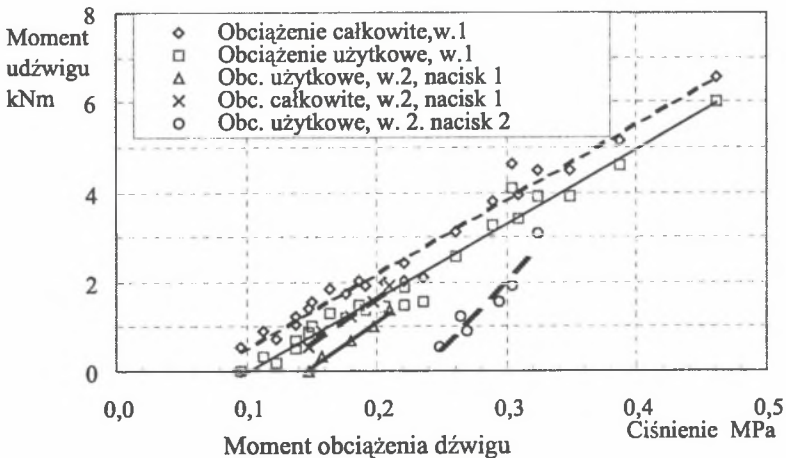
Rys. 6.4. Momenty udźwigu dla dźwigu; $M(p)$ -użyteczny, $MG(p)$ -całkowity z uwzględnieniem masy wspornika
Fig. 6.4. Moments of lift's load; $M(p)$ - useful, $MG(p)$ - complete with regard of jib mass

Rysunek 6.6 przedstawia łączne wyniki badań dla dźwigu w wersji 1 (w. 1) zasilanego wodą i powietrzem (powietrzem uzyskiwano większe ciśnienia) oraz dźwigu w wersji 2 (w. 2) zasilanego wodą. W tej wersji nacisk kół był stały, nie

zależał od momentu sił pochodzącego od obciążenia platformą ładunkową wraz z ładunkiem. Wyniki te ujmują krótkie linie na rysunku.



Rys. 6.5. Momenty udźwigu dźwigu 1; użyteczny, i całkowity z uwzględnieniem masy wspornika
Fig. 6.5. Moments of lift's load 1; useful and complete with regard of jib mass



Rys. 6.6. Momenty udźwigu dźwigu 1 i 2; użyteczny i całkowity z uwzględnieniem masy wspornika
Fig. 6.6. Moments of lift's load 1 and 2; useful and complete with regard of jib mass

6.5.4. Wnioski z badań

Przedstawione zależności wyznaczające zakres wartości teoretycznych ciśnień wymaganych w celu realizacji ruchu oraz użytkowe obciążenia dźwigu umożliwiają ocenę przydatności napędu przewodami elastycznymi do wykonywania typowych zadań transportowych. Możliwe jest poziome i pionowe przemieszczanie ładunków. W transporcie poziomym napęd można stosować do bezpośredniego napędzania wózka transportowego lub wózka pociagowego, ciągnącego właściwy wózek ładunkowy. Po uwzględnieniu zasad działania innych mechanizmów, podane zależności mogą wyznaczyć zakres zastosowań także jako wyposażenie odmiennych układów napędowych realizujących ruch prostoliniowy, np. w przyrządach i manipulatorach.

Zdolności transportowe napędu są ograniczone możliwością pionowego uniesienia koła zaciskającego przewód i wypływu medium zasilającego.

Dla zjawiska uniesienia koła dobra zgodność teorii i eksperymentu występuje dla przewodu 75, zwłaszcza przy miękkiej podkładce pod przewodem. Wyniki rozbieżne uzyskano dla przewodu 52 bez podkładki. Większa poprawność występuje przy stosowaniu podkładek pod przewody poprawiających szczelność ich zaciśnięcia. Tym badaniem potwierdza się – wcześniej wykazane - pewne niedoszacowanie wartości powierzchni dolegania obliczanej wzdłuż przewodu.

Pomiary momentu udźwigu wykazały większe możliwości podnoszenia niż wynika to z obliczeń. Dotyczy to wersji 1 (w. 1) dźwigu, gdy możliwe jest uniesienie koła napędowego pod wpływem ciśnienia w przewodzie. Jest to związane z odciążającym oddziaływaniem siły naporu na koła, powodującym mniejsze opory toczenia. Potwierdza to wyniki badań przepływu płynu pod kołem. Próby wykazały, że wskazane jest stosowanie ograniczeń uniesienia koła, przeciwdziałających nagłemu wypływowi płynu.

Zdolności transportowe dźwigu w wersji 2 (w. 2) podparcia są mniejsze niż wersji 1 i trudniej mechanizm regulować, tzn. dobrać naciski kół stosownie do potrzebnego udźwigu. Trudności głównie wynikają z niedokładności wykonania słupa, gdyż przy stałym rozstawie kół wsporczych i napędowych może nastąpić zaciskanie się zespołu napędowego na słupie o zmiennej grubości. Taki przypadek wystąpił na stanowisku badawczym.

7. ZJAWISKA DYNAMICZNE W NAPĘDZIE

7.1. OPIS RUCHU NAPĘDU

7.1.1. Zależności podstawowe

W mechanizmach z napędem perystaltycznym ruch ciała sztywnego odbywa się wskutek oddziaływania podatnego cieczowego układu napędowego, hydraulicznego lub pneumatycznego. Zjawisko opisywane jest prawami zachowania energii i zachowania masy. Stosowane równania sił i momentów oraz równania natężeń przepływu dla warunków działania napędu można linearyzować, upraszczając badanie zjawisk dynamicznych, podobnie jak w hydraulicznych napędach maszyn roboczych [4, 79].

Zachowanie masy układu wyraża różnica natężenia przepływu cieczy wpływającej i wypływającej ΔQ_p , wywołana zmianami objętości oraz ściśliwością cieczy

$$\Delta Q_p = \frac{dV}{dt} + \frac{V d\rho}{\rho dt}, \quad (7.1)$$

gdzie V , ρ - objętość i gęstość cieczy w przewodzie.

Przepływ wywołany zmianą objętości wynika z przetoczenia koła zaciskającego przewód oraz odkształcenia przewodu pod wpływem ciśnienia w przewodzie. Należy zaznaczyć, że od przewodów elastycznych wymagana jest zdolność do ich zaciśnięcia, której może towarzyszyć podatność, znacząco wpływająca na obwodowe odkształcenie przewodu, omówiona w rozdziale 3.

Przepływ wywołany przetoczeniem koła wyraża się zależnością:

$$\frac{dV}{dt} = A_p \frac{dx}{dt}. \quad (7.2)$$

gdzie: A_p - wewnętrzna powierzchnia przewodu.

Zmiana objętości wywołana odkształceniem przewodów, przy założeniu liniowości odkształceń sprężystych przy liczbie proporcjonalności k_v , wynosi $\Delta V = k_v \cdot \Delta p$, natomiast przepływ jest równy:

$$\frac{dV}{dt} = k_v \frac{dp}{dt}. \quad (7.3)$$

Dla przewodów przyrost ich objętości można przedstawić uproszczoną zależnością:

$$\Delta V = \frac{\pi D_p^3 l}{4 E g} \Delta p = V \frac{D_p}{E g} \Delta p, \quad (7.4)$$

gdzie: D_p - wewnętrzna średnica przewodu,

E - moduł sprężystości przewodu przy obwodowym rozciąganiu,

g - grubość ścianki przewodu,

l - długość przewodu.

Stąd na podstawie zależności 7.3:

$$k_v = \frac{\Delta V}{\Delta p} = V \frac{D_p}{E g}. \quad (7.5)$$

Wyznaczenie liczby proporcjonalności k_v odbywa się podobnie dla wszystkich przewodów doprowadzających ciecz do napędu. Oprócz przewodów elastycznych często w napędzie są stosowane pośredniczące przewody giętkie. W porównaniu z wymienionymi, przewody metalowe nie mają znaczącego wpływu na zmianę sztywności układu.

Płyny stosowane w napędzie perystaltycznym są ściśliwe jako gazy lub z powodu obecności gazu rozpuszczonego w cieczy. Ściśliwość tę wyraża drugi człon równania 7.1. Zmiana gęstości cieczy pod wpływem zmiany ciśnienia wyrażana jest zależnością:

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = \frac{1}{B} \Delta p. \quad (7.6)$$

Ponieważ

$$\frac{\Delta \rho}{\rho} = - \frac{\Delta V}{V}. \quad (7.7)$$

Po podstawieniu do zależności na ściśliwość cieczy otrzymuje się zależność w postaci:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{V}{B}, \quad (7.8)$$

oraz

$$\frac{\Delta V}{V} = - \frac{\Delta p}{B}, \quad (7.9)$$

przy założeniu liniowej zależności modułu sprężystości objętościowej B od ciśnienia. Duży wpływ na wartość modułu sprężystości objętościowej ma zawartość powietrza w cieczy V_{pow} . Sprężystość zastępczą cieczy z nierozpuszczonym powietrzem wyraża zależność

$$\frac{1}{B_z} = \frac{1}{B} + \frac{V_{\text{pow}}}{V \cdot p}. \quad (7.10)$$

Zastępczy moduł sprężystości dla całości zapowietrzonego przewodu odkształcalnego wyznacza się z zależności:

$$\frac{1}{B_c} = \frac{1}{B_z} + \frac{k_v}{V}. \quad (7.11)$$

7.1.2. Zależności dla napędu perystaltycznego

Natężenie przepływu płynu Q_k , wywołane ruchem koła przy sile naporu większej od oporu ruchu, $N_x > W$ wynosi:

$$Q_k = A_p \frac{dx}{dt}, \quad (7.12)$$

gdzie A_p - powierzchnia poprzecznego przekroju przewodu.

Bilans przepływu cieczy w przewodzie elastycznym od strony zasilania przewodu przedstawia równanie:

$$\frac{dp}{dt} = (Q_d - A_p \frac{dx}{dt}) \frac{B_p}{V_p}, \quad (7.13)$$

gdzie: Q_d - natężenie zasilania przewodu,

B_p - moduł sprężystości objętościowej przewodu,

V_p - objętość cieczy w przewodzie.

Przy dobraniu niewłaściwych parametrów napędu lub w pewnych fazach ruchu, gdy składowa siły naporu prostopadła do podłoża jest większa od nacisku koła na podłoże, $N_y > P$, następuje uniesienie koła przez przewód - o ile dopuszcza to konstrukcja zespołu jezdnego - i wypływ cieczy pod kołem. Wtedy bilans przepływu w przewodzie opisany jest równaniem:

$$\frac{dp}{dt} = (Q_d - Q_{nk} - A_p \frac{dx}{dt}) \frac{B_p}{V_p}, \quad (7.14)$$

gdzie Q_{nk} - natężenie przepływu cieczy pod kołem.

Przepływ pod kołem jest zbliżony do przepływu przez płaską szczelinę między płytami rozległymi, którego natężenie wyznaczane jest z zależności [79]:

$$Q_{nk} = \frac{(p - p_o) b z^3}{12 l_s \mu}, \quad (7.15)$$

gdzie: $b = \frac{\pi D_p}{2}$ - szerokość szczeliny,

l_s - długość szczeliny,

p_o - ciśnienie za kołem,

z - wysokość szczeliny,

μ - lepkość dynamiczna cieczy.

Trudność stanowi wyznaczenie zastępczej długości szczeliny, która ma wysokość zmieniającą się odpowiednio do zarysu bieżni koła. Proponuje się wstępne przyjęcie długości szczeliny odpowiadającej długości łuku dla początkowego kąta naporu $l_0 = 2 l_0'$ (pkt. 4.2).

W przypadku skokowej zmiany ciśnienia, zwłaszcza dla nieruchomego zespołu jezdnego, może nastąpić poderwanie koła napędowego. Wtedy wypływ płynu następuje jak przez otwór o powierzchni zależnej od uniesienia koła. Przyjmując postać otworu jak w przekroju A-A na rysunku 4.1, pomijając sprężyste odkształcenie przewodu, jego powierzchnię przekroju wyznacza się z zależności:

$$A_o = \frac{\pi z}{4} (2 D_p - z), \quad (7.16)$$

gdzie z jest uniesieniem koła, przy czym $z \leq D_p$.

Ruch koła zaciskającego przewód w kierunku poprzecznym do trasy, w okresie gdy jest ono unoszone, opisuje ogólna postać równania sił:

$$\sum m_i \frac{d^2 z}{dt^2} + \sum f_{zi} \frac{dz}{dt} + \sum c_{zi} z = \sum P_i - N_z, \quad (7.17)$$

gdzie: m_i - masa,

c_{zi} - zredukowany współczynnik sztywności,

f_{zi} - współczynnik sił proporcjonalnych do prędkości,

P_i - siły zewnętrznego oddziaływania.

Na podstawie przedstawionych zależności, uzupełnionych o charakterystyki elementów składowych układu hydraulicznego, można utworzyć i oprogramować równania opisujące ruch zespołu roboczego.

7.1.3. Model napędu

Zjawiska dynamiczne w tak zróżnicowanym układzie, jakim jest mechanizm z napędem perystaltycznym, dogodnie jest modelować za pomocą grafów więzów [87, 88]. Przedstawiają one sposób modelowania przepływu mocy między elementami układu. Zasady modelowania opisuje literatura specjalistyczna [4, 86].

W celu uzyskania modelu napędu, wybrano jego uproszczoną postać (rys. 7.1). Składają się na nią: przewód elastyczny 1, zaciskany kołem tocznym wózka 2, zasilany poprzez sztywny przewód zasilający z zaworem regulującym przepływ 3. Część kół toczy się po przewodzie elastycznym 1, część po sztywnym podłożu 4.

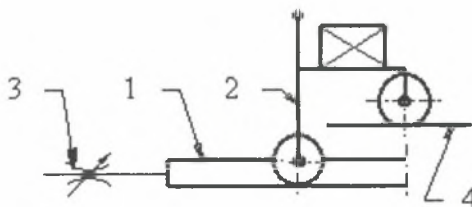
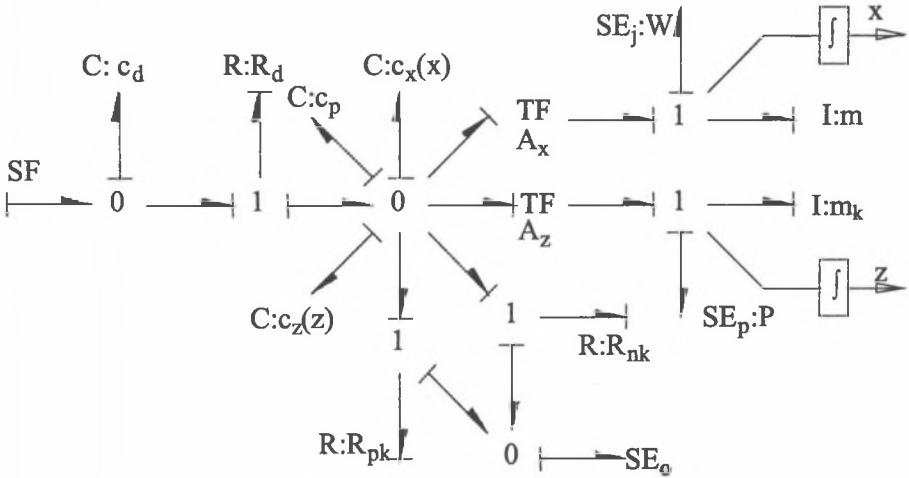


Fig. 7.1. Schemat napędu wózka

Fig. 7.1. Schema of truck drive

Początkową czynnością przy tworzeniu grafu jest dekompozycja układu na elementy składowe. Analizując związki przyczynowo skutkowe między elementami, utworzono graf układu przedstawiony na rysunku 7.2. Następnie przeprowadzana jest konwersja grafu do schematu blokowego, jak na rysunku 7.3, co umożliwi analizowanie zjawisk zachodzących podczas jazdy wózka z pomocą pakietu programu Matlab wraz z rozszerzeniem Simulink [28, 32]. Graf opracowano dla przypadku braku podrywania koła napędowego i wpływu płynu pod kołem, który powinien występować przy poprawnym sterowaniu napędem.



Rys. 7.2. Graf więzów zespołu napędu perystaltycznego
 Fig. 7.2. Bond graph of peristaltic drive

- W grafie na rysunku 7.2 poszczególne więzi przedstawiają:
- SF - hydrauliczne źródło przepływu,
 - SE_o - ciśnienie w przewodzie elastycznym za kołem zaciskającym przewód, wpływ otoczenia,
 - SE_j - opór jazdy,
 - SE_p - siła zaciskania przewodu,
 - c_d - pojemność hydrauliczna przewodu dolotowego,
 - c_x, c_z, - pojemności hydrauliczne przewodu elastycznego w kierunkach x i z, przy przemieszczaniu koła,
 - c_p - pojemność hydrauliczna zmiany średnicy przewodu elastycznego, wskutek zmiany ciśnienia w przewodzie,

m , m_k - masy: zredukowana zespołu przemieszczanego (wózka) i przypadająca na koło zaciskające, w kierunkach jazdy i unoszenia,
 R_{nk} - rezystancja hydrauliczna nieuszczelnienia przewodu pod kołem,
 R_{pk} - straty objętościowe przy uniesieniu koła zaciskającego przewód,
 R_d - rezystancja hydrauliczna przewodu zasilającego,
 x , z - przemieszczenie wózka w kierunkach wzdłużnym (x) i poprzecznym (z).

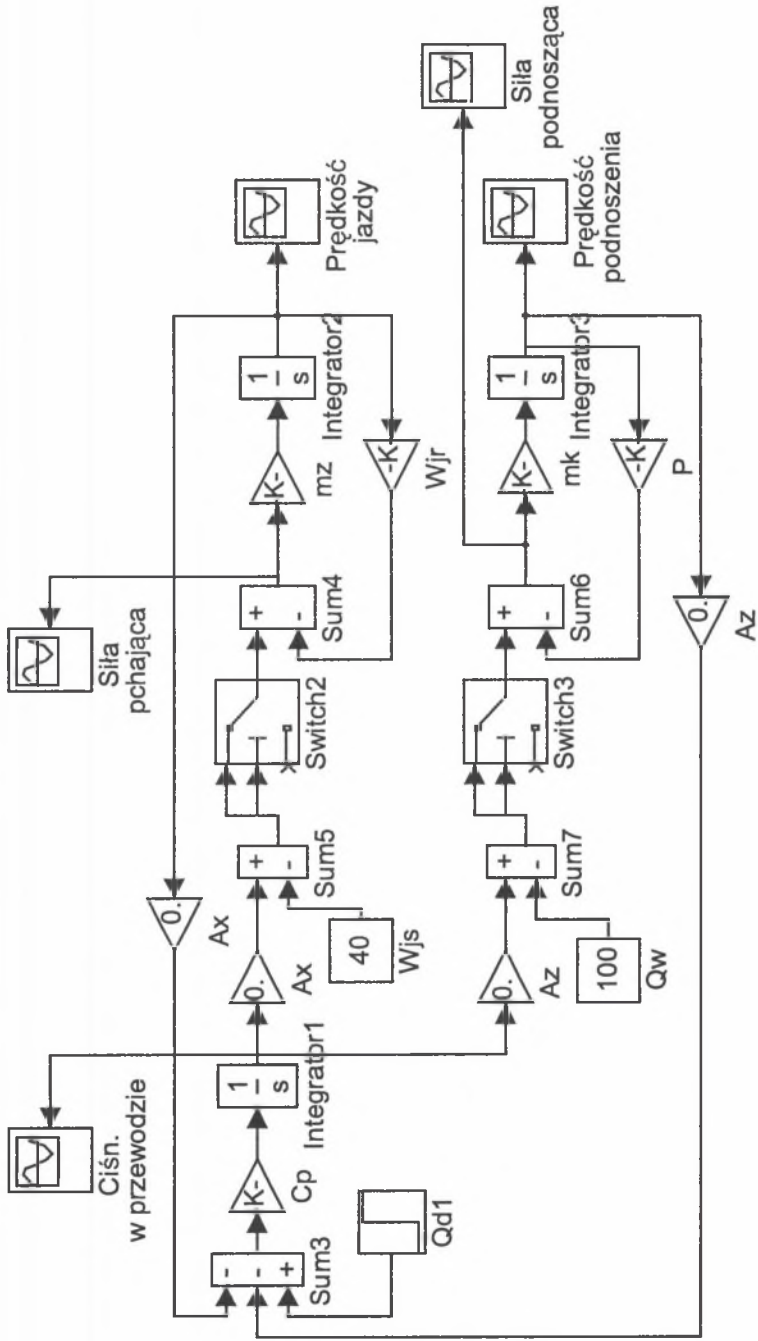
Badania analityczne przeprowadzono dla jazdy wózka po dwóch przewodach ułożonych na poziomym podłożu. Parametry napędu były następujące:

- wydatek pneumatycznego układu zasilania $Q_{zasil} = 0.000625 \text{ m}^3/\text{s}$,
- pojemność hydrauliczna / podatność zastępcza przewodu elastycznego $c_p = (7.759e-4)^2$,
- powierzchnia naporu w kierunku jazdy $A_x = 0.0016 \cdot 2 \text{ m}^2$,
- powierzchnia naporu w kierunku prostopadłym do jazdy $A_z = 0.0032 \cdot 2 \text{ m}^2$,
- masa wózka $m_w = 100 \text{ kg}$,
- opór jazdy $W_{js} = W_{jr} = 40 \text{ N}$,
- obciążenie kół napędzanych $Q_k = 100 \text{ N}$.

Wybrane rezultaty badań dla fazy rozruchu, z zastosowaniem metody grafów wiązań, przedstawiono na rysunkach 7.4 – 7.7.

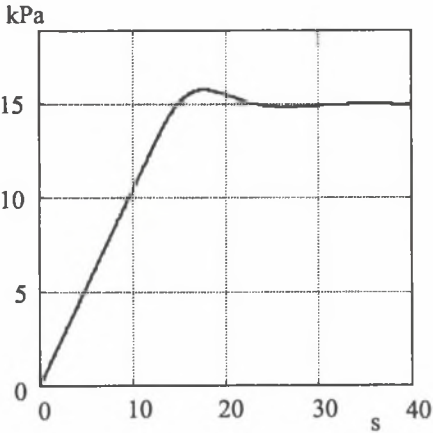
Możliwe jest przedstawienie i analiza wybranych parametrów napędu, przykładowo wyznaczenie: największego ciśnienia w układzie, czasu rozruchu mechanizmu, największej i ustalonej prędkości jazdy, wystąpienia zjawiska podrywania kół napędzających, oddziaływania przewodu na koła oraz innych parametrów po rozbudowie modelu, a także zmiany tych parametrów dla innych założeń [66].

Przydatność badań modelowych wynika z możliwości określenia warunków uniesienia kół napędowych i związane z tym wypływu płynu pod kołami zaciskającymi przewody. Zjawisko to niekorzystnie wpływa na sprawność napędu, lecz ustalenie warunków działania napędu bliskich przepływowi medium pod kołami jest optymalne, ze względu na małe opory toczenia po przewodzie. Składniki oporu toczenia związane z odkształceniem przewodu i tarciem potoczystym zależą od nacisków kół na przewody. Naciski te są najmniejsze, gdy wartość poprzecznej składowej siły naporu jest bliska obciążeniu koła. Analiza poprzecznego przemieszczania kół napędowych umożliwia dobranie takich parametrów napędu, w szczególności obciążeń

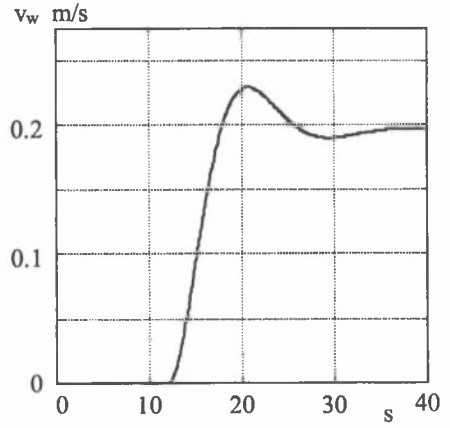


Rys. 7.3. Schemat blokowy napędu wózka

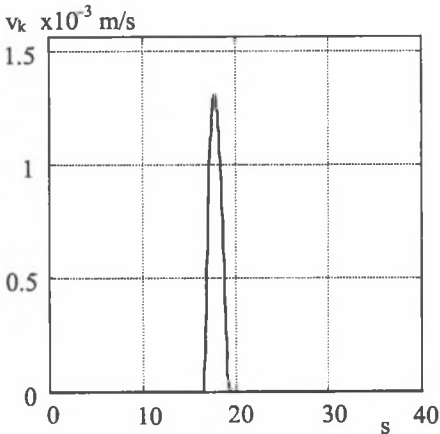
Fig. 7.3. Block schema of truck drive



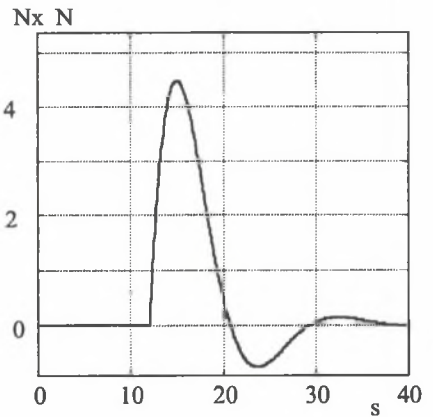
Rys. 7.4. Ciśnienie w przewodzie podczas rozruchu
Fig. 7.4. Pressure in hose during starting



Rys. 7.5. Prędkość jazdy wózka podczas rozruchu
Fig. 7.5. The speed of cart track during starting



Rys. 7.6. Prędkości podnoszenia napędzanych kół wózka podczas rozruchu
Fig. 7.6. The lifting speed of driven wheels of cart during starting



Rys. 7.7. Nadwyżka siły naporu podczas rozruchu
Fig. 7.7. The overage surplus of pressure force during starting

kół napędowych, które nie powodują większych przemieszczeń niż podwójna grubość przewodu. Tym samym zostanie zachowany warunek szczelności zaciśnięcia przewodu. Równocześnie opory ruchu mają możliwie małe wartości. Zagadnienie omawiano także w p. 5.7.5.

7.2. BADANIA PRĘDKOŚCI I PRZYSPIESZENIA

7.2.1. Opis badań

Badania wykonano na prototypie dźwigu - stanowisku badawczym o schemacie przedstawionym na rysunku 5.8. Wyniki można odnosić bezpośrednio do urządzeń o podobnej konstrukcji i zasadzie działania. Ciężar zespołu ruchomego - głowicy z platformą ładunkową - wynosił 880 N.

Badania prędkości podnoszenia przeprowadzono dla platformy podnoszącej dźwigu. Mierzono wysokość i odpowiadający jej czas podnoszenia. Zmianę prędkości podczas rozruchu mierzono analizatorem sygnałów HP 3650A firmy Hewlett Packard, za pomocą czujników przyspieszenia umieszczonych na końcu platformy.

Badania przyspieszenia platformy dźwigu przeprowadzono przy różnych obciążeniach statycznych. Czujnik przyspieszeń umieszczono na platformie w pobliżu jej końca. Również na końcu platformy, na wysięgu 1,6 m, umieszczano obciążniki. Pomiary wykonano przy podnoszeniu i opuszczaniu platformy. Przy stałym ciśnieniu i wydatku cieczy największe przyspieszenia powinny wystąpić przy opuszczaniu nieobciążonej platformy. Ze względu na zastosowanie urządzenia, praktyczną wartość mają pomiary drgań platformy z obciążeniem użytkowym, właściwym dla masy transportowanych osób.

7.2.2. Prędkość ruchu

Prędkość podnoszenia urządzenia zależy od wydatku medium w miejscu poboru z układu zasilającego. Jest ona zależna od ciśnienia, przekrojów przewodów doprowadzających i lepkości płynu. Wpływ mają opory przepływu w układzie napędowym dźwigu. W razie potrzeby dodatkowego zwiększenia oporów, stosuje się elementy tłumiące przepływ. W badanym urządzeniu wydatek wody w sieci zasilającej wynosił ok. 42 l/min, przy zasilaniu przewodem stałym 1/2" i swobodnym wypływie z sieci wodociągowej. W pewnym stopniu zależy on od ciśnienia w sieci zasilającej, które zmieniało

się w granicach $0,28 \div 0,35$ MPa, wynosząc najczęściej ok. 0,32 MPa. Dla podanego wydatku wody prędkość podnoszenia mogła wynosić ok. 2,4 m/min, czyli 0,04 m/s, była jednak mniejsza. Powodem są opory przepływu w układzie zasilająco-sterującym oraz zwiększone ciśnienie podczas ruchu. Uogólniając, prędkość zależy od siły oddziaływania na koła napędzane, tj. od średnicy i liczby przewodów elastycznych oraz oporów przepływu w hydraulicznym układzie dźwigu. Przy zasilaniu pneumatycznym prędkość była znacząco większa.

Ze względu na zastosowanie prototypu urządzenia oraz warunki prowadzenia badań, prędkość robocza była ograniczona. Ponadto istnieje wymóg ograniczenia prędkości podnoszenia dźwigów dla osób niepełnosprawnych do 0,1 m/s [76].

Zmierzone zmiany prędkości przy rozruchu dla skrajnych przypadków obciążenia platformy przedstawiają rysunki 7.8 i 7.9.

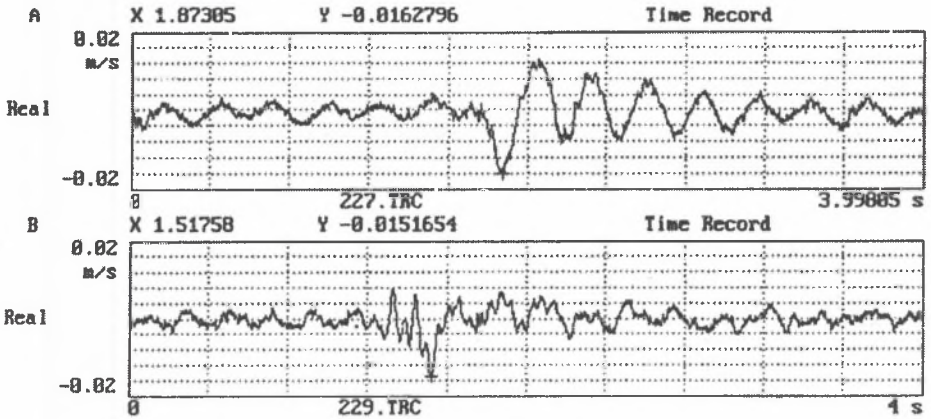
Prędkości przy obciążeniu użytkowym 823 N wynosiły dla: podnoszenia 0,017 m/s i opuszczania 0,021 m/s. Prędkości przy obciążeniu na wysięgu najmniejszym i największym wynoszącym odpowiednio $657 + 823 = 1480$ N wynosiły dla podnoszenia 0,0125 m/s i opuszczania 0,024 m/s. Opuszczanie odbywało się po pełnym otwarciu zaworu i swobodnym wypływie wody pod ciężarem platformy z ładunkiem. Małe różnice w prędkościach podnoszenia i opuszczania wskazują na znaczący wpływ oporów przepływu w przewodach doprowadzających wodę.

7.2.3. Przyspieszenie platformy

Dla użytkownika dźwigu, zwłaszcza osoby niepełnosprawnej, duże znaczenie mają dynamiczne cechy dźwigu. W okresach ruchu nieustalonego występują przyspieszenia, które mogą być odczuwane niekorzystnie. Istniejące ograniczenie prędkości podnoszenia dźwigu do 0,1 m/s dla osób niepełnosprawnych [76] pośrednio także ogranicza wartości parametrów dynamicznych. Ograniczenie zostało ustalone dla tradycyjnych napędów z wciągarką elektryczną lub hydraulicznych wysokociśnieniowych. Rozpoznania wymagają więc zjawiska dynamiczne w nowym niskociśnieniowym napędzie hydraulicznym, biorąc pod uwagę ich wpływ na układ koło - przewód.

Innym kryterium oceny dźwigu są przyspieszenia w okresach ruchu nieustalonego. Choć nie sformułowano ograniczeń dla omawianej grupy urządzeń, wiadomo jednak, że w szczególnych zastosowaniach dźwigów

przyspieszenia są zmniejszane, także pośrednio przez stosowanie napędu z mniejszą prędkością dojazdową w dźwigach osobowych, np. szpitalnych.

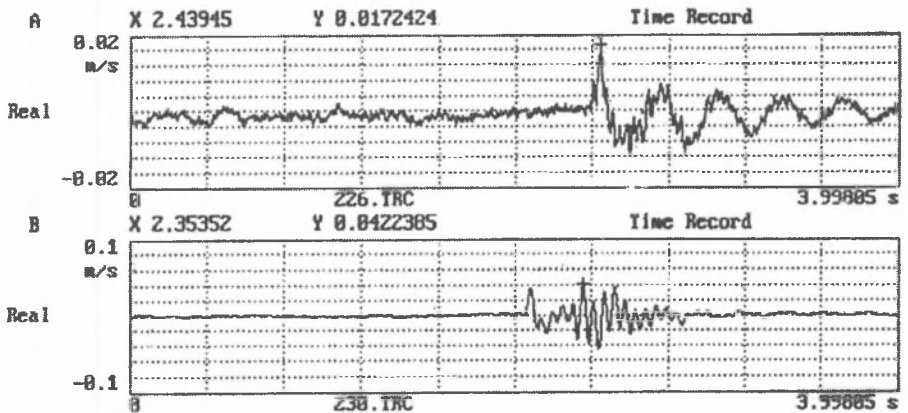


Rys. 7.8. Prędkość podnoszenia przy rozruchu platformy;

A) z obciążeniem użytkowym 823 N; B) bez obciążenia użytkowego

Fig. 7.8. Speed of hoisting at start of platform;

A) with load 823 N; B) without load



Rys. 7.9. Prędkość opuszczania przy rozruchu platformy;

A) z obciążeniem użytkowym 823 N; B) bez obciążenia użytkowego

Fig. 7.9. Sinking speed at start of platform;

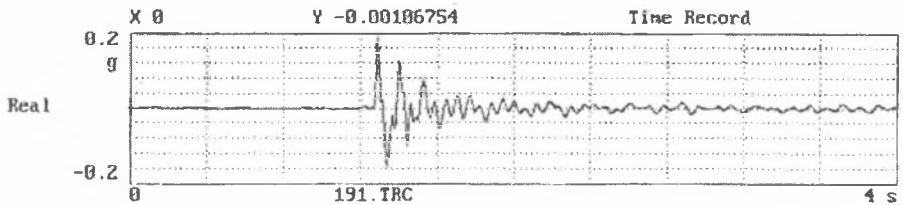
A) with load 823 N; B) without load

Chwilowe przyspieszenia spotykane w typowych krajowych dźwigach osobowych są rzędu 2-3 m/s².

Przyspieszenia w badanym napędzie zależą od obciążenia dźwigu. Największe są dla platformy nieobciążonej, najmniejsze obciążonej dwoma osobami. Różnią się dla podnoszenia i opuszczania, rozruchu i hamowania.

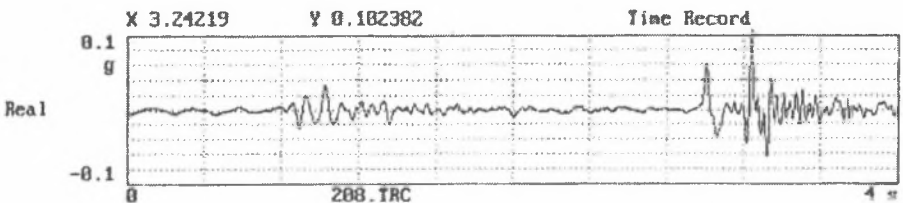
Na rysunkach 7.10 - 7.15 przedstawiono wybrane rezultaty pomiarów przyspieszenia platformy dla napędu w wersji 1, przy obciążeniach użytkowych od 0 do 823 N dla faz rozruchu i hamowania przy podnoszeniu i opuszczaniu. Obciążenie od własnej masy platformy wynosiło 880 N.

W okresie rozruchu podczas podnoszenia pustej platformy największa wartość przyspieszenia wynosiła $1,83 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.10) (191.TRC), gdy przewody nad kołem nie są napełnione - nie występuje podnoszenie słupa wody i pokonywanie jej oporów wypływu. Dla przewodu napełnionego nad kołem, przyspieszenie wynosi $1,0 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.11) (208.TRC). Rozruch w fazie podnoszenia przy obciążeniu 823 N spowodował przyspieszenia $0,38 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.12) (196.TRC), hamowanie podnoszenia $0,32 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.13) (197.TRC).



Rys. 7.10. Faza rozruchu podczas podnoszenia pustej platformy dla przewodu nie napełnionego nad kołem

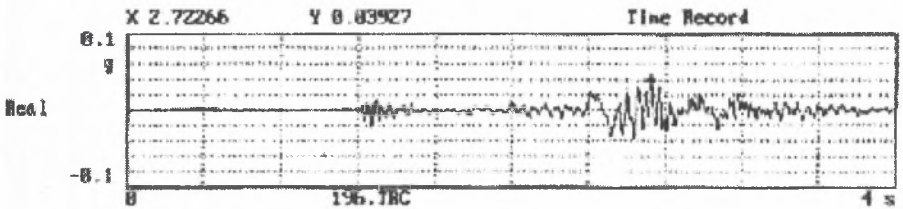
Fig. 7.10. Phase of start during empty platform's, hoisting for hose not filled over wheel



Rys. 7.11. Faza rozruchu podczas podnoszenia pustej platformy, dla przewodu napełnionego nad kołem

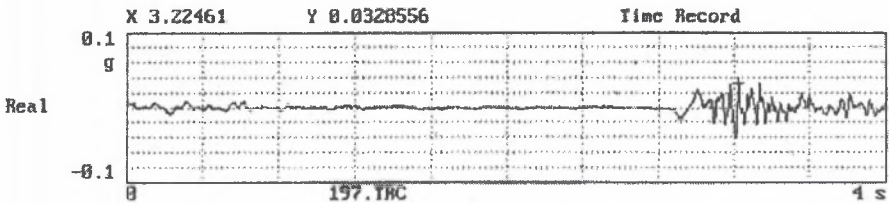
Fig. 7.11. Phase of start during empty platform's, hoisting for hose filled over wheel

Hamowanie opuszczanej platformy z obciążeniem 823 N wywoływało maksymalne opóźnienie $1,18 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.14) (203.TRC). Próba przeprowadzona dla obciążenia ok.1550 N, większego od nominalnego, spowodowała opóźnienie $1,65 \text{ m/s}^2$ (rys. 7.15) (204.TRC).



Rys. 7.12. Faza rozruchu podczas podnoszenia platformy, przy obciążeniu użytkowym 823 N

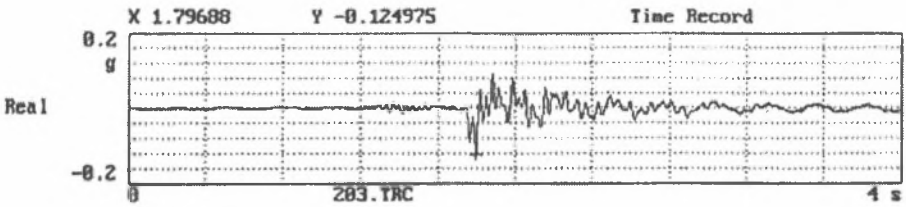
Fig. 7.12. Phase of start during platform's, hoisting at load 823 N



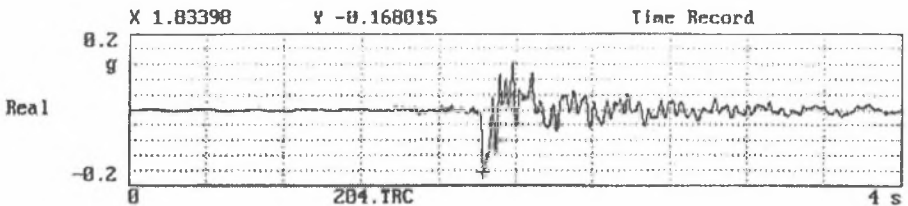
Rys. 7.13. Faza hamowania podnoszonej platformy przy obciążeniu 823 N

Fig. 7.13. Phase of brake's applying of hoisted platform at load 823 N

Opuszczanie było wspomagane naporem ciężaru wody napełniającej przewodu nad kołem. Dwie ostatnie próby hamowania wykonano przy nagłym zamknięciu zaworu odpływowego dźwigniowego. Pozostałe próby wykonano przy szybkim obracaniu pokrętelem zaworu. Podane wyniki pomiarów ustalają zakres zmienności przyspieszenia. Przebiegi czasowe przyspieszenia, w tym tłumienie drgań, przedstawiają rysunki 7.13 – 7.15.



Rys. 7.14. Faza hamowania opuszczanej platformy przy obciążeniu 823 N
Fig. 7.14. Phase of brake's applying of sinking platform at load 823 N



Rys. 7.15. Faza hamowania opuszczanej platformy z obciążeniem
użytkowym 1550 N, przy naporze przewodu nad kołem
Fig. 7.15. Phase of brake applying of sinking platform at load 1550 N,
at pressure of hose over wheel

Dla drugiej wersji dźwigu o nacisku rolek na przewody, bezpośrednio zależnym od obciążenia platformy, największe przyspieszenia rozruchu podnoszonej platformy z obciążeniem 219 N na wysokości 1,6 m wynosiły $0,56 \text{ m/s}^2$ (215.TRC) przy obciążeniu 823 N $0,49 \text{ m/s}^2$ (216.TRC). Przebiegi są podobne do zaprezentowanych. Podczas hamowania przy podnoszeniu 823 N zmierzono opóźnienie $0,20 \text{ m/s}^2$ (217.TRC). Rozruch przy opuszczaniu ładunku 1480 N odbył się z przyspieszeniem $0,93 \text{ m/s}^2$ (219.TRC). Przyspieszenia podczas hamowania przy opuszczaniu były mniejsze niż podczas rozruchu. Próby przeprowadzono przy nagłym zamknięciu zaworu sterującego.

7.2.4. Wnioski z badań

Urządzenie charakteryzuje się równomiernym ruchem ustalonym. Największe prędkości ruchu wyraźnie zależą od oporów przepływu w układzie zasilania. Widoczne jest to na przykładzie prędkości podnoszenia prawie dwukrotnie większej dla pustej platformy z przewodem nie napełnionym niż

napełnionym wodą nad kołami. Pewien wpływ miała masa podnoszona większa o masę słupów wody, lecz jej udział był niewielki (ok. 3%). Opory przepływu wody wypychanej z układu zmniejszyły prędkość podnoszenia.

Na podstawie pomiarów przyspieszenia i opóźnienia ruchu wyznaczono nadwyżki dynamiczne podczas ruchu platformy dźwigu, które przytoczono w tablicy 7.1.

Tablica 7.1

Nadwyżki dynamiczne

Lp.	Rodzaj ruchu	Faza ruchu	Nadwyżka dynamiczna
1	2	3	4
1	Podnoszenie masy ok. $\frac{1}{2} Q$	rozruch	0,04
		hamowanie	0,33
2	Opuszczanie masy ok. $\frac{1}{2} Q$	hamowanie	0,12
3	Opuszczanie masy ok. Q	hamowanie	0,17

8. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA NAPĘDU PERYSTALTYCZNEGO

8.1. WYBÓR URZĄDZENIA

Analizując możliwość praktycznego zastosowania napędu przewodami elastycznymi z wykorzystaniem jego korzystnych cech, a także przydatności badań, postanowiono zaprojektować oryginalny dźwig przeznaczony dla osób niepełnosprawnych. Na wybór wpłynęło uzasadnione dążenie do poprawy warunków obsługi osób niepełnosprawnych oraz upowszechnienie ich skuteczniejszej rehabilitacji w środowisku wodnym. Rozeznanie potrzeb oraz obecnych konstrukcji urządzeń ujawniło potrzebę lepszego dostosowania urządzeń podnoszących do wymagań osób niepełnosprawnych. Realizację zamysłu umożliwiło, wspólnie z Ośrodkiem Badawczo-Rozwojowym Dźwignic i Urzędzeń Transportowych "Detrans" w Bytomiu, zaprojektowanie i wykonanie dźwigu dla osób niepełnosprawnych. Rozpowszechnienie podobnych urządzeń podnoszących powinno przyczynić się do łatwiejszego i bezpieczniejszego pokonywania różnicy poziomów przez ograniczenie uciążliwości jednej z barier architektonicznych. Zadaniem dźwigu jest pionowy transport osób niepełnosprawnych, w tym poruszających się na wózkach inwalidzkich. Dźwig - w zaproponowanej wersji - jest szczególnie dostosowany do obsługi basenów kąpielowych w ośrodkach rehabilitacyjnych, lecz może znaleźć zastosowanie także przy basenach sportowych i rekreacyjnych. W tych przypadkach urządzenie ułatwi i rozszerzy możliwości stosowania rehabilitacji we wszystkich basenach kąpielowych, przez ich udostępnienie dla grupy osób tak bardzo jej potrzebującej. Zastosowanie dźwigów jako wyposażenia basenów ogólnodostępnych radykalnie poprawiłoby możliwości prowadzenia indywidualnej rehabilitacji, bez budowy nowych obiektów.

W projekcie dźwigu wykorzystano wynalazki autora dotyczące napędu przewodami elastycznymi oraz wyniki badań przedstawionych w niniejszej pracy. W prezentowanym zastosowaniu jest to projekt nowatorski i pionierski w skali światowej. Ze względu na swoje cechy ekologiczne, takie jak np. brak zasilania energią elektryczną w celu wykonywania ruchów roboczych

i sterowania, przyjazność dla otoczenia, napęd ten jest szczególnie przydatny w podobnych zastosowaniach.

Realizacja projektu związana jest z:

- pomocą osobom niepełnosprawnym i osobom im towarzyszącym,
- uzyskaniem napędu ekologicznego o cechach przyjaznych dla środowiska naturalnego,
- wykorzystaniem powszechnie dostępnego nośnika energii, jakim jest czysta woda pobierana bezpośrednio z sieci wodociągowej lub hydroforu,
- realizacją napędu prostymi środkami technicznymi i przy stosunkowo niskich kosztach wytwarzania i eksploatacji,
- uzyskaniem napędu przydatnego dla szczególnych wymagań, np. sanitarnych czy bezpieczeństwa (bez bezpośredniego zasilania prądem elektrycznym),
- promocją oryginalnej, rodzimej myśli technicznej.

Opracowane podstawy projektowania oraz realizacja projektu dźwigu jako przykładu praktycznego wykorzystania napędu umożliwiają rozszerzenie zastosowań napędu na inne dziedziny transportu.

8.2. KONCEPCJA DŹWIGU

Urządzenia transportowe używane w obsłudze osób niepełnosprawnych mają pewne braki, które mogą dotyczyć: stosowania prądu elektrycznego do napędu i sterowania, stwarzającego zagrożenie dla bezpieczeństwa, lub napędu ręcznego wymagającego wysiłku fizycznego. U osób niepełnosprawnych spotykane jest uczucie lęku dotyczące bezpiecznego działania urządzeń. Urządzenia cechuje brak uniwersalności i często stosowanie do budowy i eksploatacji materiałów szkodliwie oddziałujących na otoczenie. Ponadto skomplikowana budowa, wysoka cena zakupu oraz koszty i trudności w eksploatacji stanowią istotne ograniczenie dostępności wielu środków technicznych. Część z tych braków może być usunięta przez zastosowanie napędu o konstrukcji opisanej w niniejszej pracy.

8.2.1. Istota napędu

Przy przedstawionych zastosowaniach i wymaganiach, do przemieszczania osób niepełnosprawnych może być zastosowany napęd perystaltyczny - przewodami elastycznymi. Sam napęd do wywołania ruchu - jak to szczegółowo omówiono w rozdziale 3 - posługuje się przewodami elastycznymi, a energia

pochodzi od podawanego sprężonego płynu. Przy czym jako medium stosowany jest czynnik całkowicie obojętny dla środowiska naturalnego, jakim jest czysta woda lub powietrze.

8.2.2. Zastosowane wynalazki

Nowe urządzenie dźwigowe zgłoszono do opatentowania. W konstrukcji dźwigu zastosowano trzy podstawowe wynalazki dotyczące:

- dźwignika, jego zespołu napędowego przekazującego ruch na platformę dźwigu,
- układu napędowego dźwigu,
- bezpiecznego zasilania.

8.2.2.1. Dźwignik napędzany sprężonym płynem

Przedmiotem wynalazku jest dźwignik o zasadzie działania identycznej z omawianym dźwigiem, napędzany sprężonym płynem, takim jak np. woda, powietrze lub inna ciecz lub gaz, zgodnie z wymaganiami środowiska [50].

W znanych dźwignikach, służących do podnoszenia ładunków, ruch roboczy uzyskiwany jest za pomocą siłownika hydraulicznego, pneumatycznego lub mechanizmów zębatkowego lub śrubowego, napędzanych ręcznie lub silnikiem. W dźwignikach hydraulicznych i pneumatycznych stosowane są cylindry, w których porusza się tłok, poprzez tłoczysko przekazujący ruch na podnoszony ładunek. Do zasilania stosowany jest specjalny płyn hydrauliczny albo uzdatniane (osuszone i naoliwione) powietrze. W dźwigniku zębatkowym ruch uzyskiwany jest przez współdziałanie koła zębatego z listwą zębatą. W dźwigniku śrubowym ruch uzyskuje się przez współdziałanie nakrętki i śruby.

Celem wynalazku było opracowanie oryginalnego urządzenia podnoszącego, napędzanego sprężonym płynem, spełniającego wszelkie warunki ekologiczne, równocześnie bezpiecznego w atmosferze wybuchowej.

Cel ten osiągnięto dzięki opracowaniu dźwignika napędzanego sprężonym płynem, charakteryzującego się tym, że ma co najmniej jeden przewód elastyczny, zaciskany rolką ruchomego wspornika, prowadzonego po kolumnie dźwignika. Rolka (lub rolki) wspornika obciążonego ładunkiem, naciskając na przewód, zapewnia szczelność zaciśnięcia przewodu. Ułożony na kolumnie dźwignika przewód zasilany jest sprężonym płynem, który nie wymaga uzdatniania. Może nim być np. woda wodociągowa lub powietrze. Napełnianie przewodu sprężonym płynem, który nie może przepłynąć pod rolką zaciskającą,

wywołuje napór przewodu na rolkę, która obtacza się po przewodzie unosząc wspornik z ładunkiem. Taką konstrukcję zastosowaną w dźwigu schematycznie przedstawiono na rysunku 2.5 i 5.8a [47, 51]. Zasilanie przewodu może odbywać się przemiennie z dołu lub z góry wymuszając ruch wspornika do góry lub na dół. Wspornik może być odciążony przeciwwagą, ułatwiającą działanie dźwignika. W układzie zasilającym zastosowano zawór zwrotny przeciwdziałający niekontrolowanemu opadaniu wspornika przy zaniku ciśnienia w układzie zasilającym.

Dźwig może znaleźć zastosowanie także w układach transportowych, przy trasach pionowych i nachylonych do poziomu pod dużym kątem, np. w dźwigach przyschodowych. Liczba przewodów napędowych jest dostosowywana do udźwigu urządzenia. Istnieje zależność między masą wspornika w stanie nieobciążonym i obciążonym a siłą podnoszącą.

Konstrukcja dźwigu odznacza się prostotą, brakiem własnego napędu, stosowaniem dowolnych, w tym powszechnie dostępnych płynów, jako ekologicznie czystych źródeł energii. Dźwig może być przydatny w warunkach wymagających zachowania dużej czystości i szczególnego bezpieczeństwa pracy.

8.2.2.2. Układ zasilania dla napędów przewodami elastycznymi

Przedmiotem wynalazku jest układ zasilania dla napędów przewodami elastycznymi napędzającymi urządzenia transportowe [55].

Przy zwykłych układach zasilania zastosowanych do napędów wieloprzewodowych może nastąpić niekontrolowany ruch zespołu jezdnego. Wystąpi to po uszkodzeniu przewodu elastycznego lub utracie szczelności połączenia między tym przewodem a przewodem zasilającym, w stopniu nie pozwalającym na utrzymanie wymaganego ciśnienia przez źródło zasilania. Nastąpi wtedy spadek ciśnienia we wszystkich przewodach elastycznych, uniemożliwiający utrzymanie dotychczasowego położenia zespołu ruchomego, zwłaszcza w mechanizmach podnoszenia. Ze względów użytkowych takie działanie jest niekorzystne, a przy transporcie osób ze względów bezpieczeństwa niedopuszczalne. Aby zapobiec skutkom tego zjawiska, opracowano układ zasilania minimalizujący jego negatywny wpływ na działanie napędu.

Celem wynalazku było opracowanie oryginalnego układu zasilania napędu, przy którym, gdy zawiedzie jeden z przewodów, pozostałe przewody są w stanie zapewnić wykonanie realizowanej czynności lub utrzymać ruchomy zespół w położeniu sprzed awarii.

Układ, według wynalazku, ma cechę wyłączenia 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.

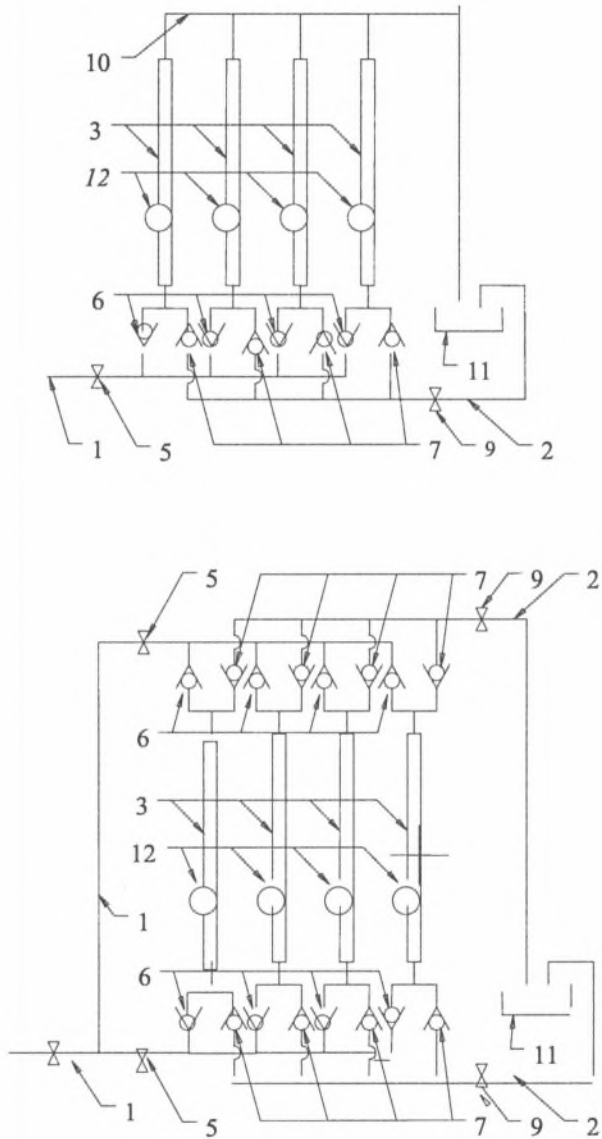
Założony cel osiągnięto stosując – jak pokazano na rysunku 8.1 - w układzie zasilania każdego z przewodów elastycznych, indywidualne przewody dopływowy oraz odpływowy, z których każdy zaopatrzony jest w zawór zwrotny. Dzięki temu zawór na przewodzie dopływowym uniemożliwia wypływ płynu przy obniżeniu się ciśnienia zasilania, natomiast zawór na przewodzie odpływowym umożliwia przepływ płynu 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.

Omówiony układ zasilania zapewnia zdolność napędu do działania w stopniu wynikającym ze stosunku liczby sprawnych przewodów do całkowitej liczby przewodów elastycznych. Dotyczy to sytuacji, gdy źródło zasilania ma wydajność wystarczającą dla działania uszkodzonego układu, większą od wypływu z przewodu uszkodzonego. W innym przypadku napędzane urządzenie zatrzymuje się.

Zależnie od potrzeb eksploatacyjnych przedstawiony układ zasilania można zastosować przy jednym lub przy obu końcach przewodów elastycznych.

Warunkiem działania napędu jest spełnienie podstawowej zasady napędu przewodami elastycznymi, jaką jest takie zaciśnięcie przewodu przez rolkę, aby nie wystąpił przepływ sprężonego płynu w przewodzie pod rolką.

Rysunek 8.1 górny przedstawia układ zasilania zastosowany przy jednym końcu przewodów elastycznych, natomiast rysunek dolny - układ zasilania zastosowany przy obu końcach przewodów elastycznych.



Rys. 8.1. Układy napędowe dźwigu; z jednostronnym oraz z dwustronnym zasilaniem

Fig. 8.1. Peristaltic drive of jack; with one-sided and with two-sided power supply

Zgodny z wynalazkiem układ zasilania ma główne przewody zasilający 1 i odpływowy 2. Zasilają one każdy z przewodów elastycznych 3 poprzez oddzielne przewody zasilające 4 z umieszczonymi na nich zaworami zwrotnymi 6 oraz umożliwiają odpływ z przewodów elastycznych 3 przez oddzielne przewody odpływowe z umieszczonymi na nich zaworami zwrotnymi 7.

Napęd w urządzeniu transportowym podnoszącym odbierany jest z kół 12 zaciskających przewody elastyczne 3. Po otwarciu zaworu zasilającego 5 do przewodów elastycznych 3 przez przewody zasilające z zaworami zwrotnymi 4 dopływa płyn, powodując ruch podnoszenia. Po zamknięciu zaworu dopływowego 5 i otwarciu zaworu odpływowego 9 następuje wypływ płynu z przewodów elastycznych 3 przez przewody odpływowe z zaworami zwrotnymi 6 do zbiornika 11. Ewentualne przecieki w układzie napędowym odprowadzane są przewodem 10 do zbiornika 11.

Jeżeli uszkodzenie przewodu elastycznego 3 spowoduje w nim obniżenie ciśnienia w porównaniu z ciśnieniem wynikającym z obciążenia pozostałych przewodów kołami 12, zostaje zamknięty zawór zwrotny odpływowy 7 z tego przewodu i tym samym uniemożliwiony spadek ciśnienia pod kołami 12. Sprawne przewody elastyczne przejmują obciążenie urządzenia.

8.2.2.3. Układ napędowy dźwigu

Przedmiotem wynalazku jest układ napędowy dźwigu realizującego ruch za pomocą przewodów elastycznych [58].

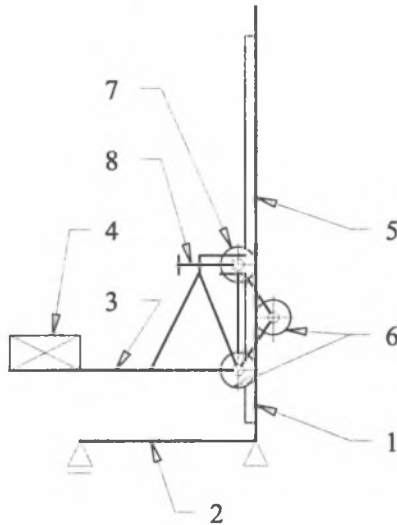
W znanych rozwiązaniach napędu za pomocą przewodów elastycznych, stosowanych na przykład do dźwigów, docisk rolek zaciskających przewody elastyczne zależy od wartości obciążenia - masy przemieszczanego ładunku. W takim napędzie mogą zaistnieć przypadki, przy których nacisk ten jest za mały dla zapewnienia wewnętrznej szczelności układu napędowego, a tym samym realizacji ruchu.

Układ według wynalazku wprowadza możliwość wywoływania dodatkowego nacisku rolek napędowych na przewód, uniezależniając zdolność ruchową od obciążenia wynikającego z ciężaru zespołu ruchomego.

Cel ten osiągnięto wprowadzając do układu wsporcze dodatkową rolkę lub rolki o regulowanym nacisku na prowadnicę albo przewód lub przewody elastyczne. Rolka ta (lub rolki) jest niezależna od rolek utrzymujących w równowadze ruchomy zespół.

Napęd zastosowano w dźwigu o napędzie perystaltycznym, w którym wspornik utrzymywany jest w swoim położeniu za pomocą rolek wsporczych. Oprócz tych rolek dźwig ma rolki dociskowe, regulujące nacisk rolek

wsporczych lub bezpośrednio zaciskające przewód elastyczny. Nacisk rolek dociskowych może być regulowany. Konstrukcję takiego dźwigu schematycznie przedstawiono na rysunku 5.8b i 8.2 [51].



Rys. 8.2. Dźwignik o napędzie perystaltycznym z regulowanym naciskiem rolek napędowych
Fig. 8.2. Jack with peristaltic drive and with regulated pressure of driving rolls

W zależności od koncepcji napędu, w tym określenia rolek napędowych, możliwe są różne wzajemne oddziaływania rolek dociskowych i wsporczych toczących się po elastycznych przewodach lub bezpośrednio po kolumnie.

Dźwignik może być wyposażony w więcej niż jeden przewód elastyczny, równoległe oddziałujący na rolki. Przewody elastyczne mogą być ułożone po obu stronach kolumny.

Napęd zgodny z wynalazkiem zastosowany w dźwigniku (rys. 8.2) składa się z ramy, którą stanowią kolumna 1 i podstawa 2, wspornika - platformy ładunkowej - 3 z ładunkiem 4, który to wspornik utrzymywany jest w swoim położeniu za pomocą rolek wsporczych 6 oraz przewodu lub przewodów elastycznych 5. W celu realizacji ruchu przewody elastyczne 5 zasilane są sprężonym płynem. Oprócz rolek wsporczych 6 dźwignik ma rolki dociskowe 7, regulujące nacisk rolek wsporczych lub bezpośrednio zaciskające przewód

elastyczny 5. Regulacja nacisku rolek dociskowych 7 realizowana jest zespołem regulacyjnym 8.

W zależności od koncepcji napędu - wyboru rolek napędowych - możliwe są różne wzajemne oddziaływania rolek dociskowych i wsporczych toczących się po elastycznych przewodach lub bezpośrednio po kolumnie:

- rolki dociskowe toczą się po przewodzie lub przewodach elastycznych, rolki wsporcze toczą się po kolumnie,
- rolki dociskowe oraz rolki wsporcze toczą się po przewodzie lub przewodach elastycznych,
- rolki dociskowe toczą się po kolumnie, rolki wsporcze toczą się po przewodzie lub przewodach elastycznych.

Dźwignik można wyposażyć w więcej niż jeden przewód elastyczny, równoległe oddziałujący na rolki, natomiast przewody elastyczne mogą być ułożone po obu stronach kolumny.

8.3. OPIS PROJEKTU DŹWIGU

8.3.1. Założenia projektu

Wykonanie prototypu dźwigu poprzedziły badania sprawdzające prawidłowość przyjętej koncepcji [47, 48]. Stwierdzono w nich możliwość realizacji dźwigu o nowej konstrukcji. Wyniki wstępnych badań napędu stanowiły podstawę decyzji o podjęciu prac nad technicznym projektem dźwigu.

Projekt dźwigu opracowano przy następujących założeniach:

- transport pionowy odbywa się na podnoszonych platformach, na które osoby przesadzane są z wózków inwalidzkich lub przesiadają się same. W wodzie zanurzana jest platforma razem z osobą siedzącą lub leżącą. Osoba zanurzona w wodzie może samodzielnie opuścić platformę i na nią powrócić. Platforma dostosowana jest do równoczesnego transportu dwóch osób. Sterowanie ruchem będzie odbywać się na zewnątrz platformy,
- oprócz transportu platforma może być wykorzystywana do ćwiczeń rehabilitacyjnych w wodzie, np. przy zmniejszonym obciążeniu oraz nauce pływania osób o najwyższym stopniu niesprawności,
- stabilność platformy pozwala na wyeliminowanie uczucia lęku u osób niepełnosprawnych, ponadto możliwy jest wspólny transport drugiej osoby,
- platforma może być zastąpiona wysięgnikiem – stając się uproszczoną odmianą nowego urządzenia - na końcu którego można osobę utrzymywać

- w uprząży w sposób dotychczas stosowany w innych urządzeniach transportowych dla rehabilitantów,
- do napędu dźwigu użyta jest woda z sieci wodociągowej lub z hydroforu pobierającego ją bezpośrednio z basenu. Zapewnia to bezpieczną i przyjazną dla otoczenia eksploatację dźwigu. Taka możliwość napędu dźwigu wodą zupełnie nie uzdatnianą oraz o niskim ciśnieniu dotychczas nie była spotykana,
 - urządzenie może mieć inne zastosowania, w warunkach wymagających szczególnej czystości, bezpiecznego działania i powszechnie dostępnego źródła energii.

8.3.2. Charakterystyka i opis dźwigu

Dźwig przeznaczony jest do transportu osoby niepełnosprawnej do lub z basenu kąpielowego. Przewiduje się przebywanie osoby niepełnosprawnej na platformie w pozycji leżącej lub siedzącej. Udźwig jest wystarczający do przeniesienia dwóch osób, tzn. osoby niepełnosprawnej i osoby towarzyszącej (pielęgniarka). Platforma dźwigu jest poruszana w górę i w dół za pomocą energii wody z sieci wodociągowej. Dźwig może być w całości wykonany z materiałów odpornych na korozję, co pozwala na umieszczenie go w wodzie.

Charakterystyka techniczna dźwigu.

Udźwig	160 kg (2 osoby).
Wymiary platformy	0,8 x 1,6 m.
Prędkość podnoszenia	ok. 2 m/min.
Wysokość podnoszenia	1,5 m.
Najmniejsze ciśnienie zasilania	0,3 MPa.
Największe ciśnienie zasilania	1.0 MPa.
Masa dźwigu	ok. 300 kg.

Na urządzenie składają się z następujące główne zespoły:

- słup z podstawą,
- głowica przejezdna po słupie,
- podest mocowany do głowicy,
- układ zasilania hydraulicznego.

Pionowy słup z podstawą stanowi ustrój wsporczy dźwigu. W podstawie słupa jest umieszczony hydrauliczny układ zasilania. Po obu stronach słupa zamocowano przewody tłoczne, zasilane wodą z sieci wodociągowej. Do podstawy w czterech narożach przymocowane są kółka jezdne. Kółka umożliwiają swobodne przemieszczanie dźwigu w pomieszczeniu. Po

ustawieniu dźwigu, podczas działania w basenie, kółka są demontowane. Na część ruchomą składają się podest i głowica. Podest spawany z blach ma powierzchnię wystarczającą do przemieszczania na nim dwóch osób, przy czym jedna z nich może przyjąć pozycję leżącą. Podest przymocowany jest do głowicy za pomocą śrub pasowanych. Umożliwia to demontaż podestu na czas transportu do miejsca eksploatacji. Górną powierzchnię podestu wykonano z blachy dziurkowanej. Przy pracy w basenie powierzchnia podestu jest pokryta miękką wykładziną. Na podeście od strony słupa zamontowano poręcz pionową oraz wzdłuż trzech boków poręcz poziomą podestu dla ułatwienia wchodzenia na podest. Wewnątrz głowicy jeżdżącej po słupie zamocowane są dwie rolki napędowe dociskające przewody elastyczne do słupa i koła oporowe jeżdżące po słupie pionowym. W przypadku gdy pionowa składowa siła naporu przewodu na rolkę jest większa od ciężaru platformy i oporów ruchu, uzyskuje się podnoszenie, a gdy mniejsza - opuszczanie platformy. Poziome prowadzenie platformy wzdłuż słupa jest zabezpieczone dodatkowymi rolkami bocznymi. Skrajne położenia platformy ograniczono zderzakami gumowymi. W dowolnym położeniu między zderzakami platforma utrzymywana jest siłami naporu na rolki wywołanymi ciśnieniem płynu w przewodach. W przypadku zaniku ciśnienia w sieci zasilającej, platforma utrzymywana jest na danym poziomie przez słup płynu zamknięty w przewodach (poniżej rolek). W przypadku pęknięcia któregoś z przewodów tłocznych wypływ wody jest automatycznie odcinany, a tym samym samoistne opadanie platformy dźwigu w dół jest niemożliwe. Siła nośna urządzenia jest tak dobrana, że w wypadku pęknięcia jednego z przewodów platforma będzie utrzymywana w miejscu za pomocą pozostałych przewodów. Dwie rolki napędowe umieszczone są po obu stronach słupa i dociskane do przewodów. Oddziaływanie rolek wywołane ciężarem platformy (bez lub z ładunkiem) zaciska przewody uniemożliwiając przepływ płynu pod rolkami. Przed utratą szczelności, np. na skutek uniesienia końca podestu w górę, zabezpiecza para kół oporowych. Wszystkie rolki są łożyskowane ślizgowo, na łożyskach z tworzywa sztucznego. Elementy ruchome są całkowicie osłonięte ze względów bezpieczeństwa. Sterowanie urządzeniem odbywa się z brzegu basenu za pomocą zaworów dźwigniowych umieszczonych w skrzynce sterowniczej. W celu wywołania ruchu dźwigu wymagany jest stały nacisk na dźwignię sterowniczą. Układ hydrauliczny zasilany jest z ogólnodostępnej sieci wodociągowej lub z hydroforu. Do skrzynki sterowniczej woda doprowadzana jest przewodem giętkim. Następnie ze skrzynki do dźwigu dwoma przewodami giętkimi woda kierowana jest do przewodów tłocznych. Skrzynka sterownicza może być umieszczona w dogodnym miejscu. Ma

zabudowane zawory ręczne, które umożliwiają doprowadzenie wody do górnych bądź dolnych przestrzeni przewodów tłocznych, wywołując w ten sposób ruch dźwigu na dół lub do góry. Przewody tłoczne umocowane są do odpowiednich końcówek za pomocą opasek zaciskowych i łatwo je wymienić, lecz odznaczają się dużą trwałością. Cała instalacja jest zwarta, a jako łączniki zastosowano łatwe do nabycia typowe elementy armatury wodociągowej.

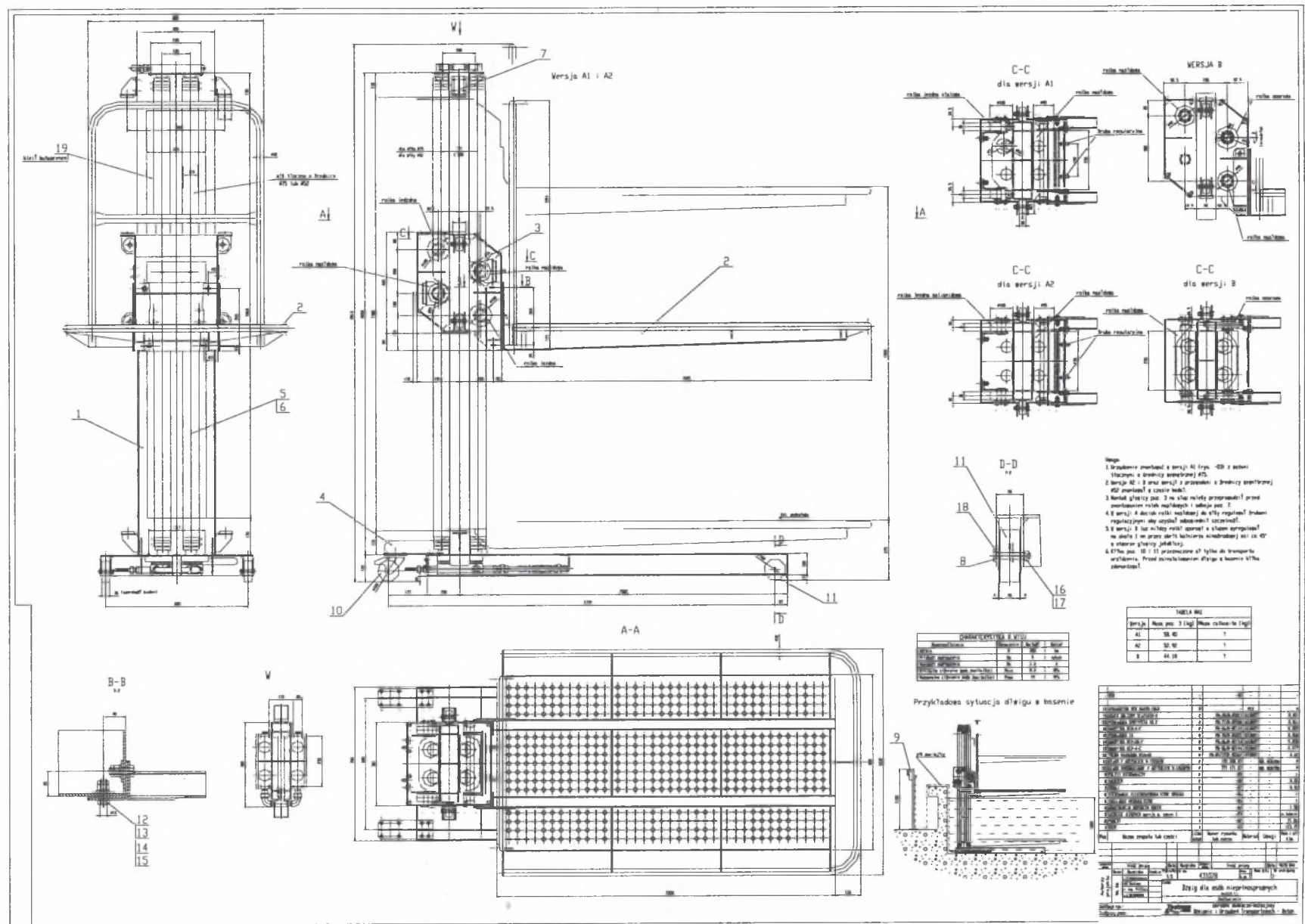
8.3.3. Projekt techniczny

Projekt techniczny dźwigu pod kierunkiem autora pracy został wykonany w OBRDiUT „Detrans”. Zawiera 50 rysunków i 8 stron opisu technicznego. W treści niniejszej pracy umieszczono jedynie kilka technicznych rysunków z tego projektu. Większą ich część zawiera dokumentacja zrealizowanego projektu celowego [62]. Budowę urządzenia i zakres jego projektu uwidaczniają wybrane z dokumentacji technicznej rysunki zestawieniowe:

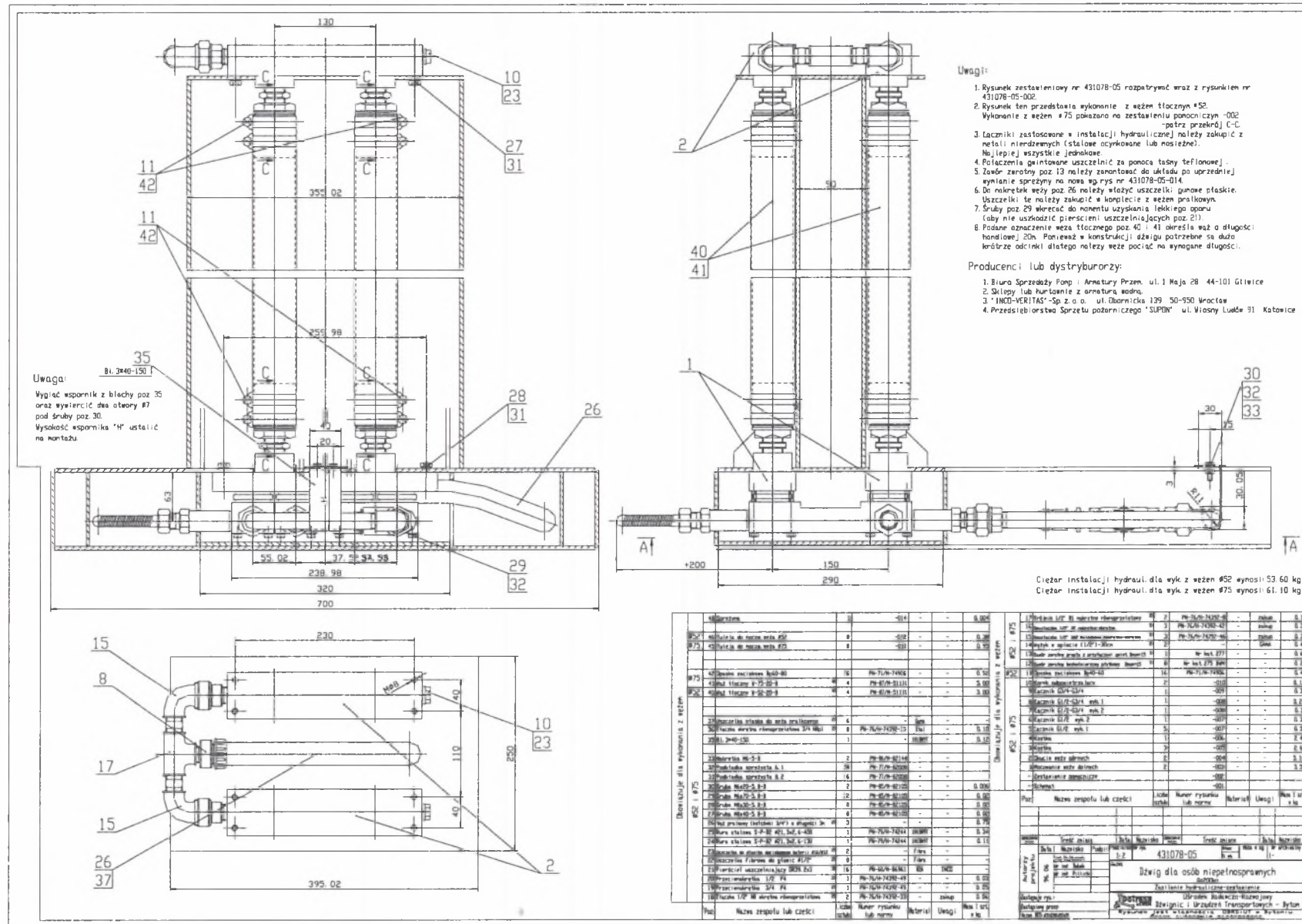
- koncepcja dźwigu w basenie – rysunek 8.3,
- zestawienie dźwigu - rysunek 8.4,
- układ hydrauliczny – zestawienie - rysunek 8.5.

Koncepcję zastosowania dźwigu przedstawia rysunek 8.3. Dźwig dostosowano do warunków zabudowania w jednym z ośrodków rehabilitacyjnych dla osób niepełnosprawnych. Dźwig stawiany jest na dnie basenu, a górne położenie platformy dźwigu zrównuje się z poziomem burty basenu. Umożliwia to przesadzenie osoby niesprawnej z wózka inwalidzkiego na burtę, a następnie przesunięcie na platformę dźwigu. Możliwe jest wyeliminowanie przenoszenia osoby po mokrych schodach lub wrzucania jej do wody.

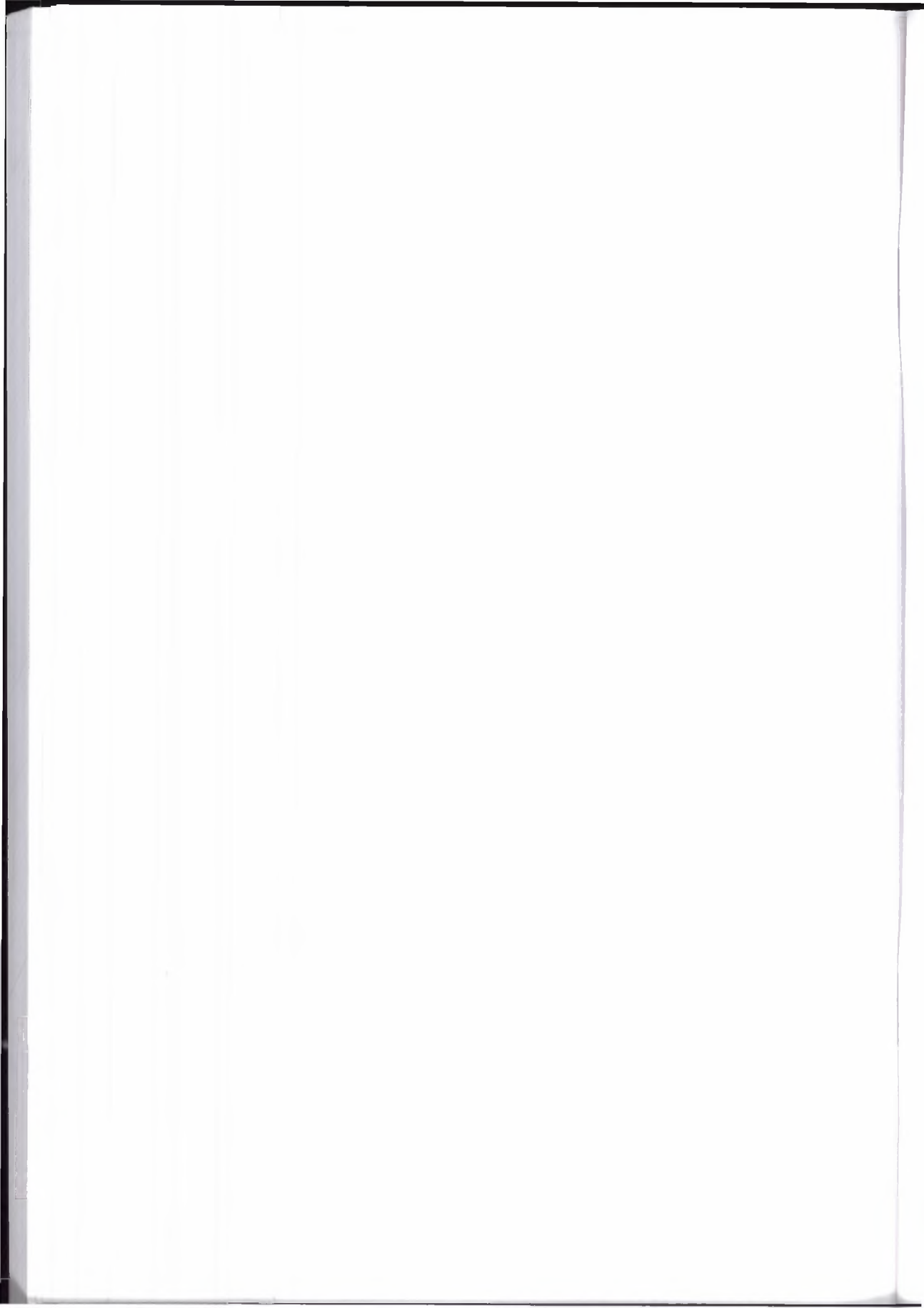
Zamysł, projekt i wykonanie prototypowego urządzenia mają znamiona oryginalnego w skali światowej osiągnięcia konstrukcyjnego, charakteryzującego się napędem hydraulicznym, którego medium stanowi czysta woda, wyeliminowaniem zasilania urządzenia prądem elektrycznym oraz wykorzystaniem energii wody w sieci wodociągowej. Konstrukcja wychodzi naprzeciw potrzebom wspomagania osób niepełnosprawnych, podczas zabiegów rehabilitacyjnych w basenach wodnych. Urządzenie umieszczone w basenie napędzane jest wodą zasilającą ten basen. Nie wprowadza zanieczyszczeń i zagrożeń, równocześnie spełniając szczególne wymagania środowiska, w którym jest zainstalowane.

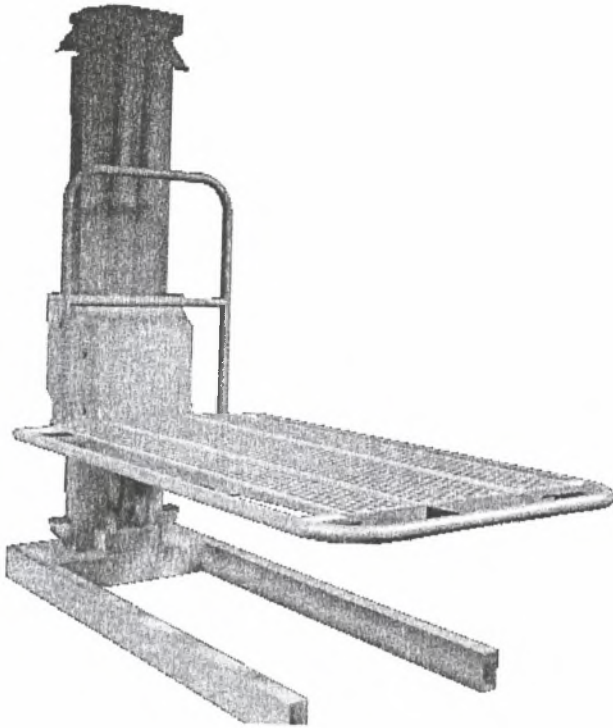


Rys. 8.4. Zestawienie dźwigu
Fig. 8.4. Composition of lift



Rys. 8.5. Układ hydrauliczny – zestawienie
Fig. 8.5. Hydraulic system – composition





Rys. 8.6 Widok dźwigu dla osób niepełnosprawnych
Fig. 8.6. Lift for handicapped people

Cechą charakterystyczną urządzenia o konstrukcji przedstawionej na wybranych rysunkach od 8.4 do 8.6, niezależnie od idei napędu perystaltycznego, bezpośredniego przekształcania energii ciśnienia w przewodzie na energię kinetyczną koła, jest sposób przemieszczania osoby niepełnosprawnej – w razie potrzeby wraz z osobą towarzyszącą – a także struktura połączeń, zapewniająca bezpieczeństwo w przypadku wystąpienia nieszczelności w układzie zasilania.

9. WNIOSKI KOŃCOWE

9.1. WNIOSKI OGÓLNE

Praca jest rezultatem oryginalnych kompleksowych badań nad specyficznym napędem - za pomocą elastycznych przewodów – mogącym być zastosowanym głównie w środkach transportu, a także jego techniczną aplikacją. Dotychczas rozpowszechnianie napędu było utrudnione, m.in. z powodu braku teorii napędu i opracowań ułatwiających jego wdrożenie.

Przeprowadzone badania potwierdzają tezy postawione w pracy. Wykazano:

- techniczną możliwość stosowania napędu perystaltycznego w urządzeniach, maszynach oraz systemach transportu bliskiego i wewnętrznego,
- możliwość określenia podstawowych parametrów napędu perystaltycznego za pomocą modelu reologicznego, na podstawie którego wyprowadzone zależności stanowią podstawę wykonania projektu napędu,
- możliwość realizacji napędu za pomocą powszechnie dostępnych środków technicznych, mających dotychczas inne zastosowanie.

Opracowana teoria napędu przewodami elastycznymi pozwala na jego projektowanie oraz ocenę zakresu stosowania. Umożliwiają to wyznaczone: cechy wybranych przewodów, oddziaływanie przewodu na koło, jednostkowe opory ruchu po przewodach elastycznych, najmniejsze i największe ciśnienia powodujące ruch, siła napędowa i pociągowa.

Przewidywane zastosowania napędu głównie dotyczą małych prędkości ruchu. Dla przykładowego zastosowania napędu w dźwigu wyznaczono parametry dynamiczne urządzenia. Opracowany graf napędu umożliwił przeprowadzenie badań symulacyjnych i dobór optymalnych parametrów napędu, w tym sposobu zasilania.

Napęd za pomocą przewodów elastycznych może mieć praktyczne zastosowanie w środkach transportu, przyrządach i mechanizmach. Wykazano jego przydatność do realizacji przemieszczania od poziomego do pionowego.

Napęd wykorzystuje energię dowolnego sprężonego płynu, o którego rodzaju i formie dostarczenia decydują okoliczności środowiskowe.

Najpopularniejszymi źródłami energii są: zakładowa sieć sprężonego powietrza lub bezpośrednio kompresor powietrza albo sieć wodociągowa lub instalacja pompowa dla wody. Wybierając źródło energii, w pierwszej kolejności rozpatruje się wykorzystanie istniejących instalacji, zaspokajających wcześniej określone potrzeby potencjalnych użytkowników napędu. W pewnych zastosowaniach dostarczona energia może nie obciążać kosztem eksploatacji napędu.

Napęd odznacza się prostotą konstrukcji, a jego realizacja może nastąpić za pomocą dostępnych na rynku środków technicznych, dotychczas o innym przeznaczeniu. Stanowi alternatywę dla mechanizmów, w których stosowane są siłowniki na sprężone powietrze, zwłaszcza gdy wymagane jest przemieszczanie na długich odcinkach.

Głównymi elementami decydującymi o możliwości i zakresie stosowania napędu są przewody elastyczne. Od ich wytrzymałości i podatności na zaciśnięcie zależy zakres zastosowań napędu. Dla spotykanych ciśnień w zakładowych instalacjach sprężonego powietrza i sieci wodociągowej zastosowanie znajdują pożarnicze przewody tłoczne.

Większe siły napędowe uzyskuje się stosując napędy wieloprzewodowe.

Przydatność napędu ujawnia się w szczególnych warunkach działania, kiedy: oczekiwana jest mała masa własna przemieszczającego się zespołu, brak jest możliwości zainstalowania napędu na ruchomym zespole, gdy napęd odbywa w warunkach zagrożenia wybuchem, a także przy wymaganej dużej czystości otoczenia itp.

W poszczególnych rozdziałach pracy zawarto szczegółowe wnioski wynikające z badań przewodów elastycznych, oddziaływania przewodu na koło, oporów ruchu i ciśnień roboczych. Przedstawiono założenia i charakterystykę projektu technicznego oraz wyniki badań prototypowego dźwigu, w którym zastosowano napęd przewodami elastycznymi.

Niniejsza praca jako pierwsza ujmuje zarówno teorię napędu przewodami elastycznymi, jak również praktyczne wskazania dotyczące projektowania i eksploatacji napędu.

Realizując napęd w szczególnych warunkach działania dźwigu platformowego z mechanizmem podnoszenia, wykazano jego przydatność do trudniejszego zadania transportowego, gdyż zastosowanie napędu w mechanizmie jazdy jest konstrukcyjnie znacznie łatwiejsze.

9.2. WNIOSKI SZCZEGÓŁOWE

Część wniosków szczegółowych, wynikających z eksperymentalnej weryfikacji atrybutów napędu, zawarto w poszczególnych rozdziałach pracy.

Współdziałanie koła i przewodu można opisać reologicznym modelem uwzględniającym przesunięcie fazowe między naprężeniem i odkształceniem w zaciskanym przewodzie. Model ten jest przydatny do wyznaczenia modułu sprężystości zaciskanego przewodu.

Wymagania napędu dobrze spełniają i mogą być stosowane węże tłoczne. W szczególności jako przewody elastyczne przydatne są węże tłoczne o średnicach 52 i 75 mm. Pod przewodami elastycznymi mogą być stosowane elastyczne podkładki, poprawiające szczelność zaciśnięcia przewodu.

Moduły sprężystości przy zaciskaniu przewodów i przewodów z podkładkami można przyjąć jako zmienne liniowo w szerokim zakresie obciążeń. Kolejne, po sobie następujące obciążenia nie zmieniają wartości modułu sprężystości. Pewne różnice występują przy odciążaniu, co wpływa na różne tłumienia w przewodzie obciążanym z dłuższymi i krótszymi przerwami między obciążeniami kołem.

Czas użytkowania przewodu elastycznego, liczony do jego wycofania, zmniejsza moduł sprężystości przewodu obwodowo rozciąganego od 30 – 15% w części obciążonej, zależnie od rosnącego obciążenia jednostkowego. Znacząco nie zmienia go w części nieobciążonej.

Długotrwałe użytkowanie przewodu elastycznego znacząco nie wpływa na moduł sprężystości wzdłużnej.

Wytrzymałość wzdłużna przewodów używanych jest mniejsza o ok. 30% od przewodów nowych.

Wytrzymałość obwodowa przewodów używanych znacząco nie zmienia się.

Współczynnik tłumienia w badanych przewodach elastycznych mieści się w przedziale 0,08 – 0,19 i jest znacznie mniejszy niż w taśmach przenośnikowych.

W obliczeniach sił naporu na koło wzdłuż przewodu sprawdziła się zasada stałego obwodu przewodu w poszczególnych przekrojach. Zarówno dla przewodu bez podkładki, jak i z podkładką różnice wartości eksperymentalnych i wynikających z obliczeń wynoszą od 0 do 15%.

Powierzchnie naporu wyznaczone z rzeczywistych sił naporu i obliczeń różnią się. Dla rzutu powierzchni dolegania w kierunku wzdłużnym występują różnice do 12% i do 15% w kierunku poprzecznym. W tym drugim kierunku

uwidocznił się wpływ nieuszczelnienia pod kołem – dla przewodów bez podkładki, kiedy największe niedoszacowanie wartości powierzchni wynosiło ok. 40% (brak uzasadnienia w odkształceniu przewodu).

Ciśnienia, przy których następuje wypływ płynu pod kołem, są niższe od teoretycznych, zwłaszcza przy braku podkładki i sięgają 50% - 40%, mniejsze różnice są przy wyższych ciśnieniach. Po zastosowaniu miękkiej podkładki różnice zmniejszają się do 9%.

Przyrost jednostkowego oporu ruchu po przewodzie elastycznym – nie zasilanym sprężonym płynem – wynosi 0,02 dla przewodu 52 i 0,03 dla przewodu 75, co jest wzrostem o ok. 50% w porównaniu do ruchu koła stalowego po stalowym podłożu. W praktyce opory są mniejsze wobec wpływu ciśnienia płynu w przewodzie.

Podczas działania napędu, ze wzrostem ciśnienia płynu w przewodzie następuje zmniejszenie oporów ruchu wskutek odciążającego oddziaływania ciśnienia płynu, co odróżnia ten napęd od napędów tradycyjnych. Gdy ciśnienie w przewodzie jest bliskie ciśnieniu odpowiadającemu uniesieniu koła zaciskającego przewód, opory toczenia po przewodzie i deformacji przewodu zmniejszają się do bliskich oporom toczenia po twardym podłożu.

Do oceny zdolności transportowych dźwigu platformowego posłużono się momentem udźwigu, uzyskując wyniki zgodne z obliczeniami. Dla dźwigu stwierdzono przydatność zespołu napędowego w wersji z możliwością uniesienia koła zaciskającego przewód, o nacisku zależnym od obciążenia ładunkiem. Wersja zespołu napędowego ze stałym naciskiem kół napędowych na przewody wymaga dużej dokładności wykonania słupa, zwłaszcza utrzymania jego stałej grubości.

LITERATURA

1. Abrams R.L.: Liquid colour - worth considering again. In Search of Excellence Annual Technical Conference, ANTEC - Conference Proceedings v. 37 1991, s. 9-11. Publ. by Soc. of Plastics Engineers, Brookfield, CT, USA.
2. Burns J.C., Parkers T.: Peristaltic motion. Journal Fluid Mechanics, nr 29 1967, s. 731-743.
3. Friedrich R.: Theoretische Untersuchung der Peristaltischen Strömung nicht-Newtonischer Flüssigkeiten. Fortschritt- Berichte VDI, Nr 102. VDI-Verlag. Düsseldorf 1985.
4. Garbacik A.: Studium projektowania układów hydraulicznych. Wyd. Ossolineum. Kraków 1997.
5. 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.
6. Goudzwaard M.P., De Loos-Vollebregt M.T.C.: Characterisation of noise in inductively coupled plasma - atomic emission spectrometry. Delf Univ. of Technology, Delf, Neth, 1990.
7. Goździecki M., Świątkiewicz H.: Przenośniki. WNT. Warszawa 1979.
8. Göhring H.: Untersuchungen an Gurtförderern. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, nr 11, 12, 1999. s. 54-59. Dhf nr 11, 1999.
9. Grahne M. S., Cadogan D. P.: Inflatable Solar Arrays: Revolutionary Technology? ILC Dover, Inc. Society of Automotive Engineers, Inc, 1999-01-2551, 8 s. <http://www.ilcdover.com/WebDocs/solar.pdf>
10. Grave H.: Numerische und Experimentelle Simulation Peristaltischen Transport. Doktors Dissertation. R-WTH, Achen 1987.
11. Handbook of Materials Handling. Ellis Harwood Ltd. Chichester 1985, s. 202.
12. Handling innovation booms in England. Modern Materials Handling, April 1972.

13. Harrison A., Teo L.H., Roberts A.W.: Measurement of Beltidler Interactions and Material Flexure Coefficient for Design of Troughed Conveyor Systems. *Bulk Solids Handling*, Volume 7, nr 3, 1987.
14. Hettler W.: Beitrag zur Berechnung der Bewegungswiderstände von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen. Dissertation. Technische Hochschule, Magdeburg 1976.
15. Honda I. i inni: Flow analysis in peristaltic flows using boundary fitted coordinate. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B* v. 56 nr 529 1990, s. 2635-2639.
16. Hoshi M. i inni: Microbial sensor system for non-destructive evaluation of fish meat quality. *Biosensors & Bioelectronic* v. 6 nr 1 1991, s. 15-20.
17. Inflatable Structures Can Reduce Logistics and Setup Time for Bare-Based Operations. *USAF Materials Technology Highlights*, Winter 2002, 4 s. <http://www.ml.afrl.af.mil/stories/mlq-01124.html>
18. Jaffrin M.Y., Shapiro A.H.: Peristaltic pumping. *Ann. Rev. Fluid Mechanics* nr 3 1971, s. 13-36.
19. Jodliński J., Szczygieł J.: Urządzenie do otwierania i zamykania bram przesuwnych. Patent nr 105302. Urząd Patentowy PRL. Warszawa 1979.
20. Kiil F.: The function of the ureter and the renal pelvis. Saunders, Philadelphia 1957.
21. Kiprenskij Yu.V. i inni: Perfusion system for preparing the victim and the ischemic limb for reimplantation. *Biomedical Engineering (New York)* v. 24 nr 5 1991, s. 215-217.
22. Könneker F.K.: Untersuchung zur Bestimmung des Leistungsbedarfs von Gurtbandförderanlagen. Dissertation. Technische Universität Hannover 1984.
23. Kos M.: Beanspruchung und Berechnung der Kunststoffräder auf Stahlfahrbahn. *Deutsche Hebe- und Fördertechnik*, v. 32, nr 4 1986, s. 38-44.
24. Kostrzewa H.: Badania wpływu czynników tarcia tocznego na opór ruchu taśmy przenośnikowej przy współpracy z krążnikami nośnymi z uwzględnieniem jej temperatury. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1977.
25. Kubiczek T. i inni: Badanie oporów toczenia krążników przenośników taśmowych. *Węgiel Brunatny* 1966, nr 2.

26. Kurth F., Kuhnt H., Pajer G.: Stetigförderer. VEB Verlag Technik. Berlin 1983.
27. van Leyen H.: Der Tragrollenabstand bei Gumigurtt Förderern und sein Einflub auf die Gurtbeanspruchung und die Laufwiederstände. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, nr 2 + 6, 1982.
28. Mrozek B., Mrozek Z.: Matlab. Wyd. PLJ. Warszawa 1996.
29. Materiały firmy Mannesmann Demag Fördertechnik Systemtechnik. Materialfluß, nr 11 1990.
30. Matting A., Vierling P.: Zum dynamischen Verhalten von Gummi-fördergurten mit Gewebeanlagen. Fördern und Heben, nr 5, nr 6, 1962.
31. Noble L.D. Jr. i inni: Assessment of the readiness of vapor Compression Distillation for spacecraft wastewater processing. Space Station ECLSS and Thermal Control SAE Special Publications nr 875 1991, s. 271-282. Publ. by SAE, Warrendale, PA, USA.
32. Osowski S.: Modelowanie układów dynamicznych z zastosowaniem języka Simulink. Off. Wyd. Pol. Warszawskiej. Warszawa 1997.
33. Pekałak M., Radkowski S.: Gumowe elementy sprężyste. PWN. Warszawa 1989.
34. Peristaltischer Antrieb für Fördermittel. Deutsche Hebe- und Fördertechnik, nr 8 1974, s. 275.
35. Pfohl H. Ch., Mayer S.: Trendy i strategie w logistyce europejskiej. Logistyka, nr 5 i 6, 1999.
36. Pillich W.: Transport po przewodach elastycznych. Przegląd Mechaniczny, nr 13-14, 1975.
37. Pillich W.: Koncepcja i możliwości transportu perystaltycznego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, nr 439, Mechanika z.53, 1977.
38. 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.
39. Pillich W.: Urządzenie transportowe. Patent tymczasowy P 96843. Urząd Patentowy PRL. Warszawa 1978.
40. Pillich W.: Parametry ruchu w transporcie perystaltycznym. Biuletyn Techniczny OBRDiUT Bytom, nr 1-2-3, 1978, s. 248-253.
41. Pillich W.: Peristalticeskij transport pri powyšennom davlenii. Nacionalnaja Naucno - Techniceskaja Konferencija "Mašiny i sistemy dlja

- mechanizaciji i avtomatizaciji podemno- transportnych processov". Naucno - Techniceski Sojuz po Mašinostroene. Plovdiv 1982.
42. Pillich W.: Transport perystaltyczny przy podwyższonym ciśnieniu. Zeszyt Instytutu Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, nr 72. Gliwice 1983.
 43. Pillich W.: Cechy napędu przewodami elastycznymi. Projekt badawczy BW-981/RMT-4/91. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Roboczych Ciężkich. Politechnika Śląska. Gliwice 1991. (praca niepublikowana).
 44. Pillich W.: Umschlingungsfläche des Rades durch die Leitung bei peristaltischer Antrieb. Konferencja "Robotics in Theory and Practice, ROBTTER'93". Referaty s.60-63. Prešov, wrzesień 1993. Strojnicka Fakulta Technickej Univerzity, Košice 1993.
 45. Pillich W.: Kontenery w systemach logistycznych. Maszyny Dźwigowo-Transportowe, nr 1, 1993, s. 9-11.
 46. Pillich W.: Integracja systemów wytwarzania. Maszyny Dźwigowo-Transportowe, nr 3, 1993, s. 5-11.
 47. Pillich W.: Wykonanie prototypu stanowiska do badań napędu przewodami elastycznymi. Etap I. Praca badawcza. OBRDiUT "Detrans". Bytom 1995.
 48. Pillich W.: Wykonanie prototypu stanowiska do badań napędu przewodami elastycznymi. Etap II. Praca badawcza. OBRDiUT "Detrans". Bytom 1995.
 49. Pillich W.: Perystaltyka w napędach maszyn roboczych. Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy Maszyn Transportowych". Ustroń Śl., wrzesień 1996, Maszyny Dźwigowo - Transportowe nr 3/1996, s.25-32.
 50. Pillich W.: Dźwignik napędzany przewodami elastycznymi. (Jack with elastic hoses drive). Zgłoszenie patentowe P 314068 z 30.04.1996. Urząd Patentowy RP. Warszawa 1996.
 51. Pillich W., Janota J.: Dźwigi dla osób niepełnosprawnych. Badanie dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi. Cz. I. Określenie zasad obsługi niepełnosprawnych osób w miejscach ich rehabilitacji. Wymagania w zakresie budowy i technicznego wyposażenia basenów dla osób niepełnosprawnych. (Lifts for handicapped people. Destignation of lift with elastic hoses (peristaltic) drive. P. I). Praca badawcza OBRDiUT "Detrans". Bytom 1996. (praca niepublikowana).
 52. Pillich W.: Perystaltyka w napędach maszyn roboczych. (Peristaltic drive of machines). Konferencja Naukowo-Techniczna "Napędy Maszyn Transportowych". Ustroń, wrzesień 1996. Maszyny Dźwigowo-Transportowe nr 3, 1996, s. 25-32.

53. Pillich W.: Siła naporu w napędzie przewodami elastycznymi. (Force of influence the hoses in elastic hoses drive). X Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych". Zbiór referatów. Zakopane, 20-24 styczeń 1997. Komitet Budowy Maszyn PAN oraz IMRC Politechniki Warszawskiej. Wyd. MET. Warszawa 1997, z. 1, s. 219-226.
54. Pillich W.: Weryfikacja modelu powierzchni dolegania w napędzie przewodami elastycznymi. (Verification of model the contact surface in elastic hoses drive). XXXVI Sympozjon PTMTS "Modelowanie w mechanice". Wisła, 16-20 luty 1997. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, z. 4, Gliwice 1997 s. 305-310.
55. Pillich W.: Układ zasilania dla napędów przewodami elastycznymi. (Support system for peristaltic drive). Zgłoszenie patentowe P. 318833. Urząd Patentowy RP, Warszawa 1997.
56. Pillich W., Kaliński W., Nowak A., Tytkowski K.: Dźwigi dla osób niepełnosprawnych. Badanie dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi. Cz. II. Wybrane zagadnienia badawcze dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi. (Lifts for handicapped people. Designation of lift with elastic hoses (peristaltic) drive. P. II). Praca badawcza. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej. Gliwice 1997. (praca niepublikowana).
57. Pillich W., Paszkiewicz M., Wojtuszek W.: Dźwigi dla osób niepełnosprawnych. Badanie dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi. Cz. III. Projekt i badania prototypu. (Lifts for handicapped people. Designation of lift with elastic hoses (peristaltic) drive. P. III). Praca badawcza OBRDiUT "Detrans". Bytom 1997. (praca niepublikowana).
58. Pillich W.: Układ napędowy dźwigu. (Drive system for lift). Zgłoszenie patentowe P. 323277. Urząd Patentowy RP, Warszawa 1997.
59. Pillich W.: Podatność zaciskanych przewodów w napędzie przewodami elastycznymi. (Elasticity of compressed hoses in elastic hoses drive). XI Konferencja Naukowa "Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych". Zbiór referatów. Zakopane, 19-23 styczeń 1998. Wyd. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Politechniki Śląskiej. Gliwice 1998, z. 1, s. 281-288.
60. Pillich W.: Opory ruchu w napędzie przewodami elastycznymi. (Resistances of the motion in elastic hoses drive). XXXVII Sympozjon PTMTS "Modelowanie w mechanice". Wisła, 9-13 luty 1998. Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej, z. 7. Gliwice 1998, s. 405-410.
61. Pillich W.: Siła uciągu i udźwignięcie w napędzie przewodami elastycznymi. (Pull and lifting force in elastic hoses drive). IV Konferencja

- Okrętownictwo i Oceanotechnika. Zbiór referatów. Międzyzdroje, 3-5 czerwiec 1998. Wyd. Politechniki Szczecińskiej. Szczecin 1998, s. 259-266.
62. Pillich W.: Dźwigi dla osób niepełnosprawnych. Badanie dźwigu o napędzie przewodami elastycznymi. Raport końcowy z realizacji projektu badawczego. OBRDiUT "Detrans". Bytom 1998.
63. Pillich W.: Bond graph of peristaltic drive. (Graf wiązań napędu perystaltycznego). Second International Conference "Graphs and Mechanics". Precedings. Gliwice 10-12 October 1999. Wyd. Silesian Technical University, Department of Mechanics, Robots and Machines, Gliwice 1999, p. 43-44.
64. Pillich W.: Przemieszczanie realizowane napędem przewodami elastycznymi. (Translocating realised with elastic hoses drive). III Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna Napędy Maszyn Transportowych – 2000. Ustroń Śl., 16-18 listopad 2000. Maszyny Dźwigowo - Transportowe nr 3, 2000, s. 5-12.
65. Пиллих В. Перистальтический привод в аспекте сопротивлений передвижения. Сборник трудов X международной научно-технической конференции "Машиностроение и техносфера XXI века", Севастополь, 8-14.09.2003 г. Донецк – 2003. Том 3 стр. 41-44.
66. Pillich W.: Grafy wiązań w doborze parametrów napędu perystaltycznego. (Bond graphs in choices of peristaltic drive parameters). Systems. Journal of Transdisciplinary Systems Science. Vol 8 2003, s. 404 - 408. XVII Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych. Zakopane 19-23.01.2004.
67. Reese G.: Modelle Peristaltischer Strömungen. Fortschritt- Berichte VDI, nr 134. VDI-Verlag. Düsseldorf 1988.
68. Remisz J., Bąk E., Kałahut R.: Pompa do przetłaczania materiałów w stanie półpłynnym albo o bardzo dużej gęstości. Patent nr 102837. Urząd Patentowy PRL, Warszawa 1981.
69. Remisz J.: Zawór zwrotny zwłaszcza do cieczy zanieczyszczonych. Patent nr 102875. Urząd Patentowy PRL, Warszawa 1982.
70. Scholten K.: Fördern und dosieren von pastösen, viskosen und feststoffhaltigen medien. Chemie-Technik (Heidelberg) v. 20, Nr. 5 1991.
71. Severin D., Kühlken B.: Tragfähigkeit von Kunststoffrädern unter Berücksichtigung der Eigenerärmung. Konstruktion, v. 43 1991 Nr. 2 p. 65-71, Nr. 4 s. 153-160.

72. Shapiro A.H., Jaffrin M.Y., Weinberg S.L.: Peristaltic pumping with long wavelengths at low Reynolds number. *Journal Fluid Mechanics*, nr 37 1969, s. 799-825.
73. Siebel P.: Badania parametrów ruchowych podajnika o napędzie perystaltycznym. Praca magisterska. Konsultant W. Pillich. Katedra Mechaniki Robotów i Maszyn Roboczych Ciężkich Politechniki Śląskiej, Gliwice 1992.
74. Spaans C.: The Calculation of the Main Resistance of Belt Conveyors. *Bulk Solids Handling*, V.11, nr 4,1991, s. 809-826.
75. Smith H. W., De Lucas L.J.: Method for programmable control of reservoir concentrations for protein cristal growth. *Journal of Crystal Growth*, v. 110, nr 1-2 1991, s. 137-141.
76. Sukiennik J.: Dźwigi dla osób niepełnosprawnych. *Dozór Techniczny* nr 2 1995, s. 33-35.
77. Szejnach W.: Przyrządy, uchwyty i sterowanie pneumatyczne. WNT, Warszawa 1983.
78. Szejnach W.: Napęd i sterowanie pneumatyczne. WNT, Warszawa 1992, 1997.
79. Szydelski Z.: Napęd i sterowanie hydrauliczne w pojazdach i samojezdnych maszynach roboczych. WNT. Warszawa 1990.
80. Takabatake S., Ayukawa K., Sawa M.: Numerical study of two-dimensional peristaltic flow by the finite-element method. *Proc. of Intern. Conference on Comput. Mechanics*, Tokyo 1986, s. 439-465.
81. Takabatake S., Ayukawa K., Mori A.: Numerical study of peristaltic pumping in circular cylindrical tubes. Ehime University, Ehime, Japan 1991, s. 713-718.
82. Tang D., Shen M.C.: Numerical and asymptotic solutions for the peristaltic transport of a heat-conducting fluid. *Acta Mechanica*, v. 83 nr 1-2 1990, s. 93-102.
83. Trends 2000. *Materialfluß und Logistik*. Verlag Moderne Industrie. Lansberg 1989.
84. Trostmann E.: *Wasserhydraulik – Steuerungstechnologie*. Marcel Decker Inc. New York 1996.
85. Way T.R. i inni: Chemical flow control system for injection- type sprayers. SAE (Society of Automotive Engineers). *Transactions*, v. 99, nr Sect. 2, 1990, s. 340-349 (także SAE Technical Paper Series. Publ by SAE, Warrendale, PA, USA, 901562, 1990.).

86. Wojnarowski J.: Zastosowanie grafów w analizie drgań mechanicznych. PWN. Warszawa – Wrocław 1981.
87. Wojnarowski J.: Zastosowanie grafów wiązań w modelowaniu i projektowaniu układów mechatronicznych. Problemy Maszyn Roboczych. Kolegium Twórczości Technicznej Akademii Inżynierskiej. Warszawa 1996, z. 8, s. 39-57.
88. Wojnarowski J.: Graph representation of mechanical systems. First International Conference "Graphs & Mechanics". Wyd. Silesian Technical University, Department of Mechanics, Robots and Machines, Gliwice – Ustroń 1993. V. 1, s. 167-173.
89. Żur T.: Przenośniki taśmowe w górnictwie. Wydawnictwo "Śląsk". Katowice 1979.

NORMY

90. PN-64/M-51151. Sprzęt pożarniczy. Pożarnicze węże tłoczne.
91. PN-87/M-51151. Sprzęt pożarniczy. Pożarnicze węże tłoczne.

KATALOGI

92. Hayer GmbH, Roha-Lift+Transfer, Ober-Mörten.
93. KSH Kran zubehör. KSH KranService+Hebezeug GmbH, Siegen-Eiserfeld.
94. Kurschildgen Hydro- u. Hebezeugbau GmbH, Bergisch Gladbach.
95. MEILI Gesamtkatalog 600. L. Meili & Co. AG, Zürich.

NAPĘD PERYSTALTYCZNY W URZĄDZENIACH TRANSPORTOWYCH

Streszczenie

Praca zawiera opis teoretycznych i eksperymentalnych badań napędu za pomocą przewodów elastycznych, również nazywanego napędem perystaltycznym. Napęd zespołu jezdnego realizowany jest podczas zaciskania elastycznego przewodu przez koło jezdne, gdy do przewodu doprowadzany jest płyn pod ciśnieniem. Przy spełnieniu pewnych warunków, występuje "spychanie" koła z przewodu i jego toczenie po przewodzie.

Przedstawiono zasady działania napędu, możliwości jego zastosowania, zwrócono uwagę na różnicę między napędem a przepływem perystaltycznym. Opisano zespoły składowe realizujące napęd. Porównano napęd perystaltyczny z innymi napędami, realizującymi podobne zadania.

Dla modelu zaciśnięcia przewodu wyznaczono naprężenia i odkształcenia w przewodzie, strefę odkształcenia, zjawisko tłumienia i sztywność przewodu. W badaniach eksperymentalnych wyznaczono moduły sprężystości przewodów wybranego typu, ich wydłużenie, wytrzymałość i tłumienie. W celu wyznaczenia oddziaływania przewodu na koło jezdne zaciskające przewód określono powierzchnię dolegania przewodu do koła, środek naporu i siłę naporu. Wyniki analizy teoretycznej sprawdzono eksperymentalnie.

Opory jazdy po przewodach elastycznych wpływają na właściwości użytkowe napędu. Wyznaczono charakterystyczne opory toczenia i deformacji oraz zastępczą liczbę tarcia potoczystego. Wyniki teoretycznych obliczeń zestawiono z wynikami badań oporów jazdy na stanowisku badawczym. Dysponując wynikami obliczeń siły naporu i oporu jazdy wyznaczono najmniejsze ciśnienia niezbędne dla spowodowania ruchu, ciśnienie w przewodzie powodujące uniesienie koła i przepływ płynu pod kołem oraz siłę uciągu lub udźwig, zależnie od zastosowania napędu. Parametry napędu zweryfikowano eksperymentalnie.

Przedstawiono graf wiązań napędu, za pomocą którego zamodelowano i wyznaczono niektóre z dynamicznych parametrów napędu. Przytoczono eksperymentalne wyniki badań prędkości i przyspieszeń platformy oryginalnego dźwigu o napędzie perystaltycznym.

Opisano projekt prototypowego dźwigu dla osób niepełnosprawnych przeznaczonego do działania w specyficznych warunkach.

Słowa i zwroty kluczowe: transport, napęd, mechanizm jazdy, przepływ perystaltyczny, odkształcenie przewodu, właściwości przewodów elastycznych, powierzchnia dolegania, siła naporu, opór jazdy, opór toczenia, przepływ płynu pod kołem, siła uciągu, udźwig, model napędu, badania eksperymentalne, stanowiska badawcze.

Dziedziny: Budowa maszyn, maszyny transportowe, napędy maszyn.

PERISTALTIC DRIVE IN TRANSPORTATION DEVICES

Abstract

The considered work includes an experimental and a theoretical description of researches of a drive, which is realized by flexible hoses, this kind of drive is also named a peristaltic drive.

The drive of a motive assembly is realized while an elastic hose is clamped by a road wheel; a fluid under pressure is supplied to a hose. Under some determined conditions wheel is pushed aside and begins to roll.

In the following work there were presented the principles of drive operation, the possibilities of its applications, an attention was drawn to difference between a drive and a peristaltic flow. A peristaltic flow was compared with different drives that realize similar tasks.

For the presented situation where a hose is clamped by a wheel, there were being calculated stresses and strains in a hose, the strain area, the damping phenomenon and hose stiffness. During these experimental researches, there were determined a module of elasticity of a hose and its elongation, resistance and damping. There was also determined a contact area of a hose and wheel, a center of pressure and pressure forces, which are essential to calculate the interaction between hose and wheel. The results of theoretical analysis were experimentally checked. The truck resistance of elastic of elastic hose influences on utilization properties of a drive.

There were calculated a characteristic rolling and deformation resistance and a substitutive number of rolling resistance. Theoretical results of calculation were juxtaposed with results of research, performed at a research stand.

Having results of pressure force and track resistance, we could determinate a minimum value of pressure which is indispensable to generate motion. The pressure in a hose causes wheel picking and flow of fluid under a wheel and a capacity force or a capacity, depending on a kind of drive. Drive parameters were being experimentally verified.

Modelling and determination of dynamic parameters of a drive can be carrying out by using a bond graph. This kind of graph was presented in the considered work. Also there were presented results of experimental research of a velocity and acceleration of a lift platform with peristaltic drive.

Key words and phrases: transport, drive, travelling mechanism, peristaltic flow, hose strain, properties of elastic hoses, contact area, pressure of hose, resistance of deformation, resistance of turning, resistance of travelling, flow of fluid under wheel, drive model, towing power, working load, experimental investigations, device.

Domains: Machine building, transports equipment, drive of machines.

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
ul. Akademicka 5, 44-100 Gliwice, tel. (0-32) 237-13-81
<http://loki.polsl.pl/wydawnictwo>

Sprzedaż i Marketing
tel. (0-32) 237-18-48
wydawnictwo_mark@polsl.pl

Nakł. 100+50

Ark. wyd. 11

Ark. druk. 10,25

Papier offset. 70x100, 80 g

Oddano do druku 04.08.2004 r.

Podpisano do druku 04.08.2004 r.

Druk ukończ. w sierpniu 2004 r.

Druk wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach, ul. Kujawska 1
zam. 277/04

Książki Wydawnictwa można nabyć w księgarniach

GLIWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży – ul. Akademicka 2 (237-17-87)
- ◆ „FORMAT” – Akademicka 5 (architektura i budownictwo)
- ◆ „LAMBDA” – ul. Akademicka 2 (237-21-40)
- ◆ Punkt Sprzedaży – ul. Akademicka 16 (automatyka, elektronika, informatyka)
- ◆ „ŻAK” – ul. Kaszubska

RYBNIK

- ◆ „ORBITA” – ul. Rynek 12
- ◆ „NEMEZIS” – ul. Hallera 26

ŁÓDŹ

- „POLITECHNIKA 100” – ul. Żeromskiego 116 PŁ.
- Hurtownia „BIBLIOPIL” – ul. Jędrowizna 9a (042) 679-26-77

KATOWICE

- ◆ Punkt Sprzedaży – ul. Krasińskiego 8
- ◆ Hurtownia „DIK” – ul. Dulęby 7 (032) 204-82-30
- ◆ Hurtownia „JERZY” – ul. Słoneczna 24 (258-99-58)

TYCHY

- ◆ „I Ja Tours” - ul. Piłsudskiego 10 (217-00-91 w.130)

ZABRZE

- ◆ Punkt Sprzedaży – ul. Roosevelta 26

KRAKÓW

- ◆ Techniczna – ul. Podwale 4 (012) 422-48-09
- ◆ Punkt Sprzedaży WND – AGH, Al. Mickiewicza 30

GDAŃSK

- ◆ EKO-BIS – ul. Dyrekcyjna 6 (058) 305-28-53

WARSZAWA

- ◆ Studencka – Pl. Politechniki 1 (022) 628-77-58
- ◆ Techniczna - ul. Kaliskiego 15 (022) 666-98-02
- ◆ Techniczna – ul. Świętokrzyska 14
- ◆ MDM – ul. Piękną 31

BIAŁYSTOK

- ◆ Dom Książki (Księgarnia 84) – ul. Wiejska 45 c

POZNAŃ

- ◆ Księgarnia „POLITECHNIK” – ul. Piotrowo 3 (061) 665-23-24
- ◆ Księgarnia Techniczna – ul. Półwiejska 28 (061) 659-00-38

NOWY SĄCZ

- ◆ Księgarnia „ATOM” – ul. Hoffmanowej 3 (018) 446-08-72

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
44-100 Gliwice, ul. Akademicka 5
tel./fax (0-prefiks-32) 237-13-81
<http://loki.polsl.pl/wydawnictwo>
Sprzedaż i Marketing:
tel. (0-prefiks-32) 237-18-48,
e-mail: wydawnictwo_mark@polsl.pl