



**RADA NAUKOWA DISCYPLINY INŻYNIERIA
MECHANICZNA**

ROZPRAWA DOKTORSKA

magister inżynier Łukasz Dysarski

TYTUŁ ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

**Badanie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-
zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu
transportowo-napędowego**

**Study of the impact of the design features of the timing belt
on the operational characteristics of the transport and
drive unit**

DZIEDZINA: Nauki inżyniersko-techniczne
DISCYPLINA: Inżynieria mechaniczna

Promotor pracy doktorskiej
prof. dr hab. inż. Józef Flizikowski
Promotor pomocniczy
dr hab. inż. Izabela Piasecka, prof. uczelni

Bydgoszcz, 2024

Podziękowania

Pragnę serdecznie podziękować osobom, które przyczyniły się do powstania tej rozprawy. Prof. dr. hab. inż. Józefowi Flizikowskiemu, promotorowi mojej pracy doktorskiej, dziękuję za czuwanie nad tą rozprawą przez cały okres moich studiów doktoranckich, aż po etap końcowy. Panu dr. hab. inż. Januszowi Rakowi, za wsparcie i motywacje w dążeniu do ukończenia pracy. Serdecznie podziękowania dla rodziców za bezgraniczne wsparcie.

Spis treści

Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń	7
STRESZCZENIE	10
ABSTRACT.....	11
1. WPROWADZENIE.....	13
1.1. GENEZA PRACY	13
1.2. PRZEDMIOT PRACY	13
1.3. CEL PRACY	14
1.4. ZAKRES PRACY.....	14
2. STAN WIEDZY W ZAKRESIE ZAGADNIENÍ ROZPRAWY	15
2.1. ZAŁOŻENIA.....	15
2.2. MODEL SPRZĘŻENIA W PRZEKŁADNI Z PASEM ZĘBATYM - KINEMATYKA PASA ZĘBATEGO	16
2.3. SPRZĘŻENIE CHWIŁOWE W PRZEKŁADNI Z PASEM ZĘBATYM	32
2.4. KRYTERIA ANALIZY I OCENY ROZWOJU CIĘGIEN	34
2.4.1. Pasy płaskie.....	34
2.4.2. Pasy klinowe	35
2.4.3. Pasy okrągłe.....	40
2.4.4. Pasy wielorowkowe.....	41
2.5. PASY ZĘBATE STOSOWANE W PRZEMYŚLE.....	43
2.5.1. Rozwój pasów zębatych	43
2.5.2. Zastosowania pasów zębatych	46
2.5.3. Ciężna pasowo-zębata specjalne, pokryte	49
2.5.4. Budowa pasów zębatych pokrytych	51
2.5.5. Pokrywanie pasów zębatych specjalnych	53
2.5.6. Relacje geometryczne pomiędzy pasem, a kołem zębatym.	57
2.6. WYTYCZNE DO BADAŃ WŁASNYCH	60
3. BADANIE CHARAKTERYSTYK UŻYTKOWYCH PRZEKŁADNI Z CIĘGNEM PASOWO-ZĘBATYM.....	61
3.1. ZAŁOŻENIA ORAZ CEL BADAŃ.....	61
3.2. PROBLEMY BADAWCZE.....	62
3.3. HIPOTEZY ROBOCZE.....	63
3.4. MODEL MATEMATYCZNY OBIEKTU BADAŃ I DYSKUSJA	63
3.4.1. Długość pasa od osi do osi koła zębatego.....	63
3.4.2. Siły działające w napędach z pasami zębatymi pokrytymi (w funkcji transportowo-napędowej).....	65

3.4.3. Przekładnie transportowo-napędowe z podciśnieniem.....	70
3.4.4. Uwarunkowania badawcze	75
3.4.5. Dokładność pomiarów	88
3.5. STANOWISKO BADAWCZE	91
3.6. PLAN BADAŃ.....	97
3.7. WYNIKI BADAŃ	105
3.8. BADANIE ZALEŻNOŚCI TRANSPORTOWO-NAPĘDOWYCH DLA KUKURYDZY, GROCHU, RYŻU	107
3.9. PODSUMOWANIE BADAŃ WŁASNYCH.....	117
4. WNIOSKI	123
4.1. WNIOSKI POZNAWCZE	125
4.2. WNIOSKI PERSPEKTYWICZNE	126
5. BIBLIOGRAFIA	128
Strony internetowe:.....	132
Spis rysunków oraz tabel	133

Wykaz ważniejszych symboli i oznaczeń

A - pole powierzchni przekroju poprzecznego wałów,
 A_{kp} - wartość współczynnika adhezji kordu i materiału,
 a - odległość osi kół pasowych,
 \bar{a} - położenie linii podziałowej pasa,
 b - szerokość pasa,
 b_p - szerokość nakładki pasa,
 D_p - średnica stóp zębów koła pasowego,
 d - średnica podziałowa koła,
 e_2 - odległość między siłami obciążenia poprzecznego wałów,
 E - energia potencjalna,
 E_F - sztywność cięgna,
 F_1 - siła w cięgnie czynnym,
 F_2 - siła w cięgnie biernym,
 F_0 - siła napięcia wstępnego cięgien przekładni,
 F_T - siła styczna tarcia,
 F_u - siła użyteczna,
 F_v - siła masowa,
 F_z - siła między-zębna,
 K - energia kinetyczna,
 n - prędkość obrotowa,
 v - prędkość liniowa,
 ω - prędkość kątowna,
 h - wysokość (grubość) nakładki pasa zębatego,
 h_s - wysokość pasa zębatego,
 h_1 - wysokość zęba do osi kordu,
 h_t - wysokość zęba pasa zębatego,
 p_b - podziałka pasa,
 P - moc,
 Q - siła obciążenia poprzecznego wałów,
 r_a - promień głowy zęba pasa zębatego,
 α - kąt opasania pasa zębatego na kole pasowym,
 β - kąt rozwarcia boków zęba pasa zębatego,
 η - sprawność przekładni,
 θ - kąt zawarty między siłą obciążenia poprzecznego a linią łączącą środki kół przekładni,
 μ - współczynnik tarcia,
 ξ - średni obwodowy poślizg względny cięgien pasa,
 σ_0 - naprężenie wstępne pasa w przekładni,
 ϕ - kąt łuku jednej podziałki koła pasowego,
 σ_k - właściwości mechaniczne kordu,

σ_p - właściwości mechaniczne materiału pasa,
 K_W - współczynnik wykorzystania podziałki pasa,
 r_M - promień koła silnika,
 r - promień koła pasowego,
 κ - współczynnik poślizgu wstępnego,
 ν - liczba Poissona materiału pasa,
 s - szerokość stopy zęba pasa zębatego,
 S - napięcie w cięgnie pasa,
 T - moment obrotowy,
 u - przełożenie przekładni,
 W - praca,
 V - objętość zęba pasa,
 X - współczynnik pokrycia,
 Y - stosunek podziałki pasa zębatego do podziałki koła pasowego,
 z - liczba zębów koła pasowego,

T2,5, T5, T10, T20 – oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych, wyrażonych w minimetrach,
TK5 K6, TK10 K13/K6 - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych z klinem prowadzącym w osi pasa, wyrażonych w minimetrach,
AT3, AT5, AT10, AT20 - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych, wyrażonych w minimetrach,
ATK10 K13/K6 - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych z klinem prowadzącym w osi pasa, wyrażonych w minimetrach,
BAT10 - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach łukowych, wyrażonych w minimetrach,
SAT10, SAT15, SAT20 - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych przesuniętych o pół podziałki między sobą, wyrażonych w minimetrach,
ATP 10, ATP15 - oznaczenia podziałek pasów zębatach z podwójną głową zęba, wyrażonych w minimetrach,
MXL, XL, L, H, XH, XXH - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach trapezowych, wyrażonych w calach,
HTD2M, HTD3M, HTD5M, HTD8M, HTD14M - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach zaokrąglonych, wyrażonych w minimetrach,
RTD5M, RTD8M, RTD14M, RTD14M - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach zaokrąglonych, wyrażonych w minimetrach,
STD2M, STD3M, STD4,5M, STD5, STD8, STD14M - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach zaokrąglonych, wyrażonych w minimetrach,
EAGLE5M, EAGLE8M, EAGLE10M, EAGLE14M - oznaczenia podziałek pasów zębatach o zębach daszkowych, wyrażonych w minimetrach,

Słowa użyte w temacie:

Badanie wpływu - metodyka badań jako uzasadniony naukowo sposób odkrywania związków przyczynowych w inżynierii mechanicznej (budowie i eksploatacji maszyn);

Cechy konstrukcyjne - zidentyfikowane pod względem geometrycznym, materiałowym i dynamicznym formy (postaci), wymiary i tolerancje elementów konstrukcyjnych badanego zespołu transportowo-napędowego;

Cięgno pasowo-zębate - element pracujący na rozciąganie wzdłużne (zwykle wiotki, przenoszący tylko siły rozciągające). Jako cięgna stosowane są liny, łańcuchy, pasy (na przykład w przekładni pasowej, pasowo-zębatej) i cienkie pręty. W przypadku pasów zębatach cięgno może być wyposażony jedno lub dwustronnie w zęby do realizacji połączenia kształtowego z kołem lub materiałem transportowanym;

Charakterystyki użytkowe - dla realizacji procesu transportowego będzie to sprawność i jej składowe: przełożenie kinematyczne, przełożenie dynamiczne i niesprawność przeniesienia prędkości kątowych, momentów obrotowych, a szerzej mocy, energii. W przypadku funkcji transportowych - wydajność masowa, objętościowa, zapotrzebowanie mocy na transport, jednostkowe zużycie energii na transportowany ładunek;

Zespół transportowo-napędowy - celowo zaprojektowany, skonstruowany, wytworzony i badany zespół funkcjonalny do realizacji procesu ruchu ładunku transportowego na specjalnej (specjalistycznej) bieżni zewnętrznej pasa przekładni zębataj. Zespół ten odpowiada definicji oraz pozwala na realizację działań: konstrukcji sterowniczej, informacyjnej i logistycznej.

STRESZCZENIE

Zasadniczym celem rozprawy doktorskiej są badania wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego. Rozprawa obejmuje analizę i badania teoretyczne oraz eksperymentalne inżynierii mechanicznej, związane z cięgnami pasowo-zębatymi, ze specjalnym ukierunkowaniem na wybrane cechy konstrukcyjne napędu i właściwości transportowanego materiału ziarnistego, ich wpływ na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego. W pracy zaprojektowano i zbudowano stanowisko badawcze, uruchomiono, zrealizowano programy badawcze, w wyniku których rozwiązano problemy jakości elementów systemu, efektywności procesu transportu w napędzie oraz nieszkodliwości elementów systemu i procesu napędu z transportem użytkowym. Zaproponowano oryginalną metodykę badań własnych, związków i zależności cech konstrukcyjnych cięgna przekładni z charakterystykami użytkowymi towarzyszącego transportu. Zaproponowano model matematyczny obiektu badań, którego zweryfikowanie wymagało przeprowadzenia analiz, ocen i dyskusji prorozwojowych. Zrealizowano weryfikujące badania, określając zależności zmiennych zależnych i niezależnych, role czynników stałych, zakłócających dla określenia stanu i wyznaczenia kierunków rozwoju konstrukcji transportowej oraz napędowej w warunkach budowy i eksploatacji maszyn i urządzeń procesu roboczego (napędu i transportu). Określono zależności między cechami konstrukcyjnymi cięgna pasa zębatego z dodatkową warstwą materiału na grzbiecie pasa, które pełni funkcje transportową, a wydajnością, zapotrzebowaniem mocy i jednostkowym zużyciem energii na funkcje napędowo-transportowe dla ziaren kukurydzy, grochu i ryżu. Przeprowadzono postępowanie twórcze w kierunku rozwoju charakterystyk użytkowych i cech konstrukcyjnych elementów badanego systemu według modeli (funkcji obiektów badań) badawczych.

ABSTRACT

The main purpose of the doctoral dissertation is to study the impact of the design features of the timing belt pulley on the operational characteristics of the transport and drive unit. The dissertation covers the analysis and theoretical and experimental research of mechanical engineering related to timing belts, with a special focus on the study of design features affecting the operational characteristics of the transport and drive unit. In the work, a test stand was designed and built, research programs were launched and implemented, as a result of which the problems of the quality of system elements, the efficiency of the transport process in the drive and the harmlessness of system elements and the drive process with utility transport were solved. The original methodology of own research was proposed, due to the necessity to determine the relationships and dependencies of the design features of the transmission cable with the operational characteristics of the accompanying transport. A mathematical model of the research object was proposed, analysis, evaluation and pro-development discussion of the model were carried out. Verifying studies were carried out to determine the dependencies of dependent and independent variables, the role of constant, disturbing factors for determining the state and directions of development of the transport and drive structure in the conditions of construction and operation of machines and devices of the working process. Relationships between the design features of the toothed belt tension with an additional layer of material on the back of the timing belt, which performs the transport function, and the efficiency, power demand and unit energy consumption for drive and transport functions for corn, pea and rice grains were determined. A creative procedure was carried out in the direction of the development of functional characteristics and design features of the tested system elements according to research models (functions of research objects).

1. WPROWADZENIE

1.1. GENEZA PRACY

Badanie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego są postępowaniem metodycznym inżynierii mechanicznej (budowy i eksploatacji maszyn), wywodzą się ze stanu techniki przemysłowej, wpisują się w strategię inteligentnego rozwoju gospodarczego (Strategia EU 2023).

Nieustanny rozwój nauki i techniki, stawia nowe wymagania przed elementami konstrukcyjnymi maszyn i urządzeń, co wymusza potrzebę poszukiwania, innowacji, modernizacji i optymalizacji rozwiązań w technice napędu i transportu. Na przestrzeni lat cięgna pasowo-zębate stały się niezmiernie istotnym elementem stosowanym nie tylko przy przenoszeniu sił napędowych, również przy transporcie produktu. Obserwuje się dynamiczny rozwój użytkowania, nowych zastosowań pasów cięgowych, o nowych cechach konstrukcyjnych, wykonujących funkcję transportującą, formującą produkt i pakującą. Jest to wynik automatyzacji linii produkcyjnych zakładów przemysłowych w każdej gałęzi gospodarki przemysłowej. Rozwiązania konstrukcyjne cięgien pasowo-zębatych, mają często charakter intuicyjny, nieoparty na wiedzy o związkach wybranych cech konstrukcyjnych z użytkowaniem. Badanie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego, ma dopełnić wiedzę i uwarunkowania praktyczne (inżynierskie) o tych związkach.

1.2. PRZEDMIOT PRACY

Przedmiotem pracy jest metodyka analizy, oceny, badań i rozwoju zależności między charakterystykami użytkowymi (wytrzymałością, efektywnością), a cechami konstrukcyjnymi elementu napędu maszyn, o szerokim zastosowaniu (przemieszczanie, formowanie, odkształcanie) oraz charakterze funkcjonalnym. Metodyka badań doświadczalnych opartych o model matematyczny charakterystyk użytkowych zmiennych geometrycznych cech konstrukcyjnych pasa zębatego, szczególnie w przestrzeni połączenia jego struktury z dodatkowymi warstwami funkcjonalnymi. Model matematyczny podlega badaniom merytorycznym, fizykalnym w zakresie inżynierii mechanicznej napędu, jego budowy i eksploatacji. Model podlega weryfikacji eksperymentalnej, ocenie statystycznej korelacji, regresji i adekwatności. Po ocenie, model będzie wykorzystany w rozwoju, z jednej strony konstrukcji elementu roboczego, z drugiej - funkcjonalności jej w złożonych warunkach użytkowania (eksploatacji). Określenie wpływu cech

konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego, ma posłużyć rozwojowi budowy i eksploatacji zespołów maszynowych. Dodatkowo przedstawiono nowe sposoby badań charakterystyk użytkowych i zależności transportowych zmieniając parametry pracy kąt, prędkość i napięcie pasa.

1.3. CEL PRACY

Celem pracy jest opis, analiza, ocena stanu, badania i rozwój: poprawa jakości konstrukcji transportowej, efektywności procesu napędu-transportu, nieszkodliwości produktu i procesu maszynowego przemieszczania z przekształcaniem. Cel można uznać za osiągnięty, jeżeli zostaną przedstawione: opis, analiza, zrealizowane badanie i prorozwojowa ocena cech konstrukcyjnych, w szczególności cech geometrycznych, materiałowych i dynamicznych cięgien pasowo-zębatych w przekładni transportowo-napędowej. Niezbędne jest badanie charakterystyk użytkowych przekładni w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz przy zmiennych wybranych cechach konstrukcyjnych, dla sformalizowania matematycznych funkcji obiektów; podwyższenia jakości produktów, efektywności procesu, nieszkodliwości produktu i procesu napędu z transportem oraz analiza zależności transportowych takich jak kąt, prędkość i napięcie pasa w odniesieniu do ilości przetransportowanego materiału przy zastosowaniu pasa zębatego z warstwą transportująca.

1.4. ZAKRES PRACY

Praca obejmuje analizę aktualnego stanu wiedzy o cechach konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego, charakterystykach użytkowe zespołów transportowych i napędowych. Począwszy od historii rozwoju cięgien, pasów: płaskich, klinowych, wielorowkowych oraz okrągłych. W kolejnym podrozdziale przedstawiono pasy zębate ich funkcje napędowe, następnie skupiono się na cięgnach pasowo-zębatych pokrytych, w funkcji transportowo-napędowej.

Przedstawiono również przegląd badań cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego w pozycjach literatury. Natomiast charakterystyki użytkowe cięgien napędowych przybliżono ze stanu badań wielu autorów prac niemieckich, angielskich, amerykańskich (USA) rosyjskich i innych. Szczególną uwagę poświęcono napędom zespołów cięgnowych w zakresie badań sprawności, nierównomierności funkcjonalności, pewności działania, czy też w zakresie trwałości cięgieł pasów zębatych, np. napędu rozrządu silnika spalinowego. Aby dopełnić analizę literatury, zrealizowano przegląd katalogu produkcyjnych produktów oraz aktualnych broszur technicznych wiodących firm na rynku pasów zębatych takich jak: Megadyne, Habasit, Elatech, Optibelt, Gates, Conitech oraz Chiorino. Zaproponowano oryginalną metodykę badań własnych, w związku z zachodzącą koniecznością określenia związków i zależności cech konstrukcyjnych cięgna przekładni z charakterystykami użytkowymi

towarzyszącego transportu. Zaproponowano model matematyczny obiektu badań, zaprojektowano i zbudowano stanowisko badań zależności zmiennych zależnych i niezależnych, czynników stałych, zakłócających dla określenia stanu i wyznaczenia kierunków rozwoju konstrukcji transportowej oraz napędowej. Rozprawa doktorska obejmuje analizę i badania teoretyczne oraz eksperymentalne inżynierii mechanicznej, związane z cięgnami pasowo-zębatymi, ze specjalnym ukierunkowaniem na badania cech konstrukcyjnych, mających wpływ na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego. W zakres pracy wchodzi również zaprojektowanie i budowa stanowiska badawczego, uruchomienie i realizacja programów badawczych, których rozwiązanie prowadzi do osiągnięcia celów rozprawy.

2. STAN WIEDZY W ZAKRESIE ZAGADNIEŃ ROZPRAWY

2.1. ZAŁOŻENIA

Podczas analizy aktualnego stanu wiedzy nie odnotowano prac odnośnie analizy i badań wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego.

Analiza literatury na temat pasów zębatych skupia się na różnych aspektach, takich jak projektowanie, właściwości mechaniczne, zastosowanie w różnych dziedzinach przemysłu, konserwacja, wydajność czy innowacje technologiczne z nimi związane. W pracy badawczej przeprowadzono przegląd istniejących artykułów naukowych, raportów technicznych, książek oraz materiałów konferencyjnych dotyczących pasów zębatych.

W poniższych podrozdziałach przedstawiono aktualny stan wiedzy z zakresu historii rozwoju cięgien z podziałem na płaskie, klinowe, wielorowkowe oraz okrągłe. W kolejnym podrozdziale przedstawiono pasy zębate w funkcji napędowej, natomiast w następnym podrozdziale skupiono się cięgnach pasowo-zębatych pokrytych, w funkcji transportowo-napędowej, co jest spójne z tematyką prowadzonej pracy.

Badaniem cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego zajmowano się w pozycji literaturowej pt. Studium projektowania cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych pasów zębatych, Bydgoszcz 2013, autorstwa Grzegorza Domka [11-15].

Natomiast charakterystyki użytkowe cięgien napędowych były przedmiotem badań wielu autorów m.in. w rozprawie doktorskiej pt. Wirkungsgrad von Zahnriemengetrieben, Drezno, 1983. autorstwa Janusza Raka [51] jak również w „Influence of torque variation on stress of timing Belt”, autorów Błaża Stojanović, Sandra Veličković, Marko Ristić, Saša Jovanović, Aleksandar Skulić [58, 59].

Napędowe zespoły cięgnowe badano w zakresie sprawności, nierównomierności funkcjonalności, pewności działania w „Handbook timing belts” Raimunda Perndera i Iana Osborna [47] czy też w zakresie trwałości w pozycji pt. ‘Wpływ wybranych czynników na trwałość pasów zębatach napędu rozrządu silnika spalinowego’ Kraków 2005, autorstwa Andrzeja Pakuły [46].

W związku z tym uznano, iż zachodzi konieczność prowadzenie prac badawczych w poszukiwaniu odpowiedzi na podstawowe pytania jakie nasuwają się podczas obserwacji pracy przekładni pasowo-zębatej z dodatkową warstwą materiału, zwanej potocznie pokryciem czy nakładką o funkcji transportującej [13].

Aby dopełnić analizę literatury, zrealizowano przegląd katalogu produkcyjnych produktów oraz aktualnych broszur technicznych wiodących firm na rynku pasów zębatach takich jak Megadyne, Habasit, Elatech, Optibelt, Gates, Conitech oraz Chiorino [W1].

Nie badano pasów zębatach pokrytych, w funkcji transportowo-napędowej. W literaturze nie stwierdzono rozwiązań związanych z badaniem wpływu cech konstrukcyjnych cięgien na charakterystyki użytkowe pasowo-zębatego zespołu transportowo-napędowego.

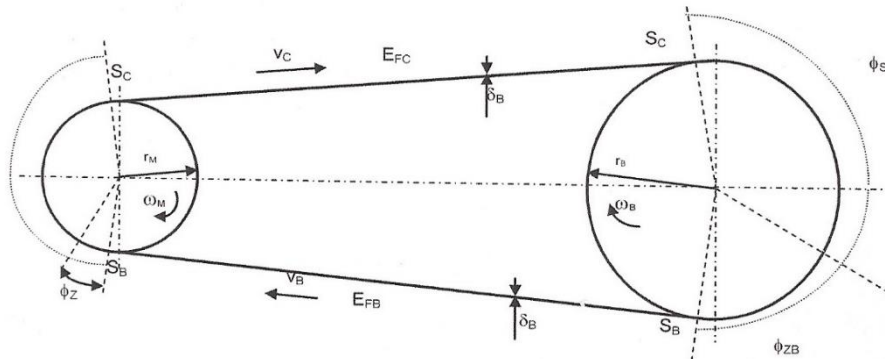
Stwierdzono, iż zachodzi konieczność przeprowadzania badań własnych. Do przedstawienia związków zbudowano model obiektu badań z wyszczególnieniem czynników stałych, zakłócających oraz zmiennych zależnych i niezależnych.

Zakłada się osiągnięcie celu pracy doktorskiej w oparciu o metodykę badań cyfrowych (stan wiedzy) i metody badań własnych doświadczalnych (oryginalnych/własnych).

2.2. MODEL SPRZĘŻENIA W PRZEKŁADNI Z PASEM ZĘBATEM - KINEMATYKA PASA ZĘBATEGO

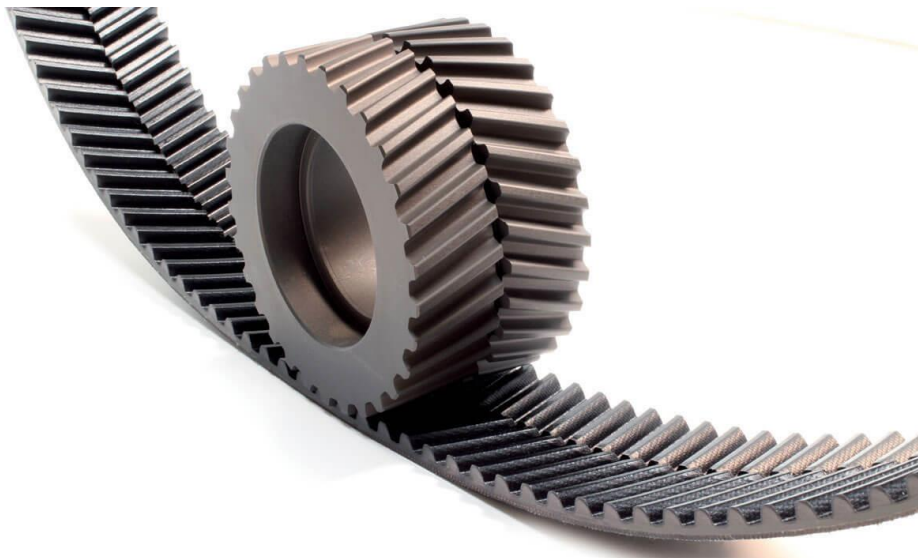
Pod względem cech kinematycznych przekładnie z pasem zębatach różnią się od przekładni cięgnowych. Jest to wynikiem, iż pasy zębatach przenoszą obciążenia w sposób kształtowo-cierny, co powoduje, że łączą właściwości przekładni pasowych i łańcuchowych. Przy sprzężeniu ciernym konieczne jest zapewnienie wstępnego naciągu, natomiast sprzęgnięcie kształtowe pasa z kołami zębatach eliminuje tą konieczność [52].

Zasada działania przekładni z pasem synchronicznym jest analogiczna do innych typów przekładni cięgnowych. Energia mechaniczna wytworzona w silniku – prędkość obrotowa i moment obrotowy wprawiają w ruch osadzone na wale koło czynne przekładni (rys.1). Poprzez pośrednictwo pasa koło czynne, czyli napędzające, wprowadza w ruch koło bierne. Cięgno pracującej przekładni z pasem zębatach występuje w dwóch postaciach, a mianowicie czynnej (obciążonej) oraz biernej (nieobciążonej) [13-16]:



Rys. 1. Przekładnia cięgnowa [7]

Cięgno ma charakter obciążonego, gdy bierze udział w przeniesieniu momentu obrotowego. W zależności od jego wartości koło napędzające wywiera nacisk na płaszczyzny równoległe do warstwy nośnej, natomiast przy zwiększonych wartościach na boki zębów pasa (rys.2). Cięgno w postaci nieobciążonej występuje, gdy pas znajduje się w pomiędzy kołem czynnym, a kołem biernym. Przy rozkładzie sprężenia pasa zębatego z kołem, należy rozdzielić część, która związana jest z płaszczyzną oparcia pasa o koło od powierzchni zębów naciskających na siebie z siłą obwodową. Na powierzchniach oparcia pasa o koła (powierzchnie równoległe do warstwy nośnej) siły przenoszone są przez sprężenie cierne [6].



Rys. 2. Kontakt odcinka pasa zębatego z kołem [7]

W chwili, gdy wartość siły obwodowej przekroczy wartość siły tarcia statycznego pomiędzy kołem a pasem, siła przenoszona jest poprzez nacisk boków zębów. Część sił w dalszym ciągu przenoszona jest przez tarcie, natomiast jest to mniejsza siła niż do momentu poślizgu. Przekrój pasa bez miejsca łączenia jednorodny (rys.2).

$$\frac{\delta}{2R} < 0,1 \quad (1)$$

Równanie ruchu elementarnego odcinka pasa można zapisać:

$$\frac{dV_\varphi}{dS_\varphi} = \frac{V_\varphi}{E_F + S_\varphi} = const \quad (2)$$

Gdzie: S_φ i v_φ - siła i prędkość w elementarnym odcinku pasa, E_F - sztywność pasa w tym przekroju.

Prędkość poślizgu pasa względem koła Δv_φ na tzw. skutecznym kącie opasania φ_S dla przekładni z jednym kołem biernym (spowodowaną zmianą przekroju pasa) można zapisać następująco:

$$\Delta v_\varphi = V_\varphi - V_2 \approx \frac{V_1}{E_F + S_1} S_\varphi - \frac{V_1}{E_F + S_1} S_2 \quad (3)$$

Jeżeli napięcia w cięgnach są sobie równe $S_\varphi = S_2$, to poślizg $\Delta v_\varphi = 0$, wówczas równanie ruchu ustalonego elementu pasa można zapisać w postaci zależności:

$$dS_\varphi = -\mu (\Delta v_\varphi) d\varphi (S_\varphi - \omega^2 p^2 F \rho) \quad (4)$$

gdzie: ω - prędkość obrotowa koła pasowego

ρ - gęstość materiału pasa

p - średnia odległości przekroju pasa od osi obrotu koła (przyjmuje się $p=R$)

μ - współczynnik tarcia pomiędzy powierzchnią pasa stykającego się z kołem pasowym.

Uzależniając ten współczynnik od prędkości poślizgu i od współczynnika tarcia statycznego μ_0 , można zapisać:

$$\mu(\Delta v_\varphi) = \mu_0 + \mu_1 \Delta v_\varphi \quad (5)$$

Zostało to potwierdzone eksperymentalnie w zakresie prędkości (rzędu 100 mm/s)

Wartości współczynników tarcia dla podstawowych par ciernych są znane

i dostępne w katalogach producentów, więc można przyjąć:

$$\omega^2 R^2 F \rho \approx (0,25 - 1) * 10^{-2} N \quad (6)$$

Pomijając to we wzorze $dS_\varphi = -\mu (\Delta v \varphi) d\varphi (S_\varphi - \omega 2p2F\rho)$, oraz wprowadzając oznaczenie prędkości poślizgu:

$$V_1^* = \frac{V_1}{EF+S_1} \quad (7)$$

Zatem otrzyma się równanie:

$$S_\varphi = S_1 \frac{\mu_1 S_2 - \frac{\mu_0}{V_1^*}}{\mu_1 S_1 + \left[-S_1 \mu_1 + S_2 \mu_1 - \frac{\mu_0}{V_1^*} \right] e^{(\mu_0 - \mu_1 V_1^* S_2) \varphi}} \quad (8)$$

Zakładając przykładowo, że dla pary ciernej tkanina-metal μ_1 , zmierza do zera, wówczas:

$$S_1 = S_\varphi e^{\mu_0 \varphi} \text{ lub } S_\varphi = S_1 e^{-\mu_0 \varphi} \quad (9)$$

Gdy koła pasowe są tej samej średnicy, $\varphi = \varphi_m$ to $S_c = S_B$, siła w każdym przekroju pasa osiąga tę samą wartość.

$$\varphi_m = \frac{1}{\mu_0 - \mu_1 V_1^* S_2} \ln \frac{\mu_0 S_1}{\mu_1 V_1^* S_2 (S_1 - S_2) + S_2 \mu_0} \quad (10)$$

Jeśli $\mu_1 = 0$, to $\mu = \mu_0 = const$, $\varphi = \varphi_0$,

z zależności $S_\varphi = S_1 \frac{\mu_1 S_2 - \frac{\mu_0}{V_1^*}}{\mu_1 S_1 + \left[-S_1 \mu_1 + S_2 \mu_1 - \frac{\mu_0}{V_1^*} \right] e^{(\mu_0 - \mu_1 V_1^* S_2) \varphi}}$ wynika równanie Eulera.

$$S_1 = S_2 e^{\mu_0 \varphi_0} \quad (11)$$

Kąt opasania koła przez pas zębaty jest znacznie większy niż kąt tarcia sprężystego, $\varphi_0 > \varphi_s$ dlatego siłę napięcia pasa na łuku opasania przedstawia się:

$$S_\varphi = S_1 \frac{1}{A' e^{\mu_0 \varphi}} \quad (12)$$

Zakładając: $A' e^{\mu_0 \varphi} = e^{\mu_0 \varphi} \quad (13)$

Gdzie $\mu_0'' = (\mu_0 - \mu_1 V_1^* S_2) < \mu_0 \quad (14)$

Na podstawie powyższych (13) oraz (14) uzyska się

$$\mu'_0 = \frac{\ln A'}{\varphi} + \mu_0'' \quad (15)$$

Korzystając z równań (8) i (10), metodą kolejnych przybliżeń można wyznaczyć μ_0'' . Współczynniki tarcia podstawowych par ciernych (dla pasów i kół) zostały dokładnie oznaczone bazując na badaniach eksperymentalnych przez producentów pasów. Aby uzyskać właściwe parametry sprzężenia, zminimalizować poślizg na kołach, należy stosować zalecenia producentów. Nie są to informacje łatwe do zdobycia, lecz do szczegółowych obliczeń osiągalne. Poślizg sprzężysty obliczymy z równania ciągłości ruchu pasa:

$$\left(1 + \frac{S_C}{E_{FC}}\right) V_b = \left(1 + \frac{S_B}{E_{FB}}\right) V_C \quad (16)$$

Gdzie indeks oznacza: C – część czynną pasa, B – bierną. W związku z tym, że poślizg w przekładni z pasem zębatym w całości stanowi poślizg sprzężysty:

$$\xi = \frac{\Delta V}{V_C} = 1 - \frac{E_{FC} + F_B E_{F0}}{E_{FB} + F_C E_{FB}} \quad (17)$$

Jeżeli dysponuje się informacją o sztywności pasa - E_F w zależności od siły napięcia ciągną -F, to można wyznaczyć wartość $\xi = \Delta v / v_c$. Z powodu małych odkształceń pasów napędowych można przyjąć, że sztywność pasa się nie zmienia $E_{FC} \approx E_{FB} \approx E_{F0}$. Prędkość obrotowa koła biernego wyniesie:

$$\omega_B = \frac{V_k}{r} \approx \frac{V_B}{r + 0,5 \delta_B} \quad (18)$$

Gdzie wysokość ciągną biernego do osi obojętnej warstwy nośnej:

$$\delta_B = \delta \left(1 - V \frac{F_B}{E_{F0}}\right) \quad (19)$$

Jako że $V_B = V_C - \Delta v = v_c(1 - \xi)$ oraz $v_c = \kappa \omega (r_M \delta \gamma^2)$

Gdzie:

r_M – promień koła silnika

r – promień koła pasowego

κ – współczynnik poślizgu wstępnego, zaś $\delta_C = \delta(1 - vS\gamma(EF_0))$,

v – liczba Poissona materiału pasa.

Prędkość koła biernego wyniesie:

$$\omega_B = \omega \frac{r_M + 0,5 \delta_C}{r + 0,5 \delta_B} (1 - \xi) \kappa \quad (20)$$

Siła w żadnej z części pasa nie może być niższa od pewnej minimalnej wartości F_m , na którą ma wpływ technologia i materiały użyte w produkcji pasa. Dodając do tej wartości przybliżona wartość:

$$F_U = 0,5(F_1 - F_2) = \frac{0,5M_B}{r_M} \quad (21)$$

Otrzymuje się pożądaną wartość napięcia wstępnego ($F_0 = F'_0$) niezbędną do wystąpienia sprzężenia ciernego:

$$F'_0 = F_m + 0,5F_U \approx F_m + \frac{M_B}{2r_M} \quad (22)$$

W obliczeniach przekładni pasowych wymaga się, aby uwzględniać relaksację naprężeń pasa. Jako maksymalną wartość obecnie dopuszcza się 0,1%. Zatem można przyjąć $S_0 \approx 1,01S'_0$. W praktyce konstrukcyjnej często nie rozróżnia się wartości współczynników tarcia spoczynkowego μ_{st} i współczynnika tarcia kinematycznego μ_0 . W przekładniach pasowych, właściwie obliczonych, prędkości poślizgu sprężystego zawierają się w granicach 0 do 10mm/s. W tym zakresie kinematyczny współczynnik tarcia wzrasta dwukrotnie i w szczególnych przypadkach więcej. Podczas postoju przekładni siły w obu gałęziach pasa są jednakowe i równe sile napięcia wstępnego F_0 . W czasie rozruchu następuje napinanie jednego cięgna pasa, przyległego do tzw. kąta spoczynkowego i rozluźnienie drugiego – aż do stanu ustalonego. W pierwszej chwili ruchu poślizg koła silnika o cięgno bierne jest najmniejszy, a zatem najmniejszy jest wówczas odpowiadający mu współczynnik tarcia zbliżony wartością do μ_0 . W tej sytuacji tzw. kąt spoczynkowy na kole silnika nie występuje. Właściwie po osiągnięciu prędkości poślizgu sprężystego Δv_0 pasa względem rolki, i to na całym obwodzie opasania, może wystąpić wzrost współczynnika tarcia i przejęcia przez silnik większego momentu obciążającego. Poślizg Δv_0 , który wystąpił w obszarze zw. Kąta zapasowego w czasie rozruchu, utrzymuje się także podczas jej ruchu ustalonego. Wartość współczynnika poślizgu wstępnego κ musi być zatem proporcjonalna do Δv_0 :

$$V_C = \frac{\omega r_M - \Delta v_0}{r_M} \left(r_M + \frac{\delta_C}{2} \right) \quad (23)$$

Więc zgodnie z zależnością:

$$\kappa = 1 - \frac{\Delta v_0}{\omega r_M} \quad (24)$$

Iloraz $\frac{\Delta v_0}{\omega r_M}$ nazywany jest poślizgiem wstępnym i jego wartość waha się

w granicach 0,05%-0,1%. Suma poślizgu wstępnego i sprężystego stanowi poślizg całkowity przekładni pasowej. Jeżeli ten poślizg mieści się w granicach

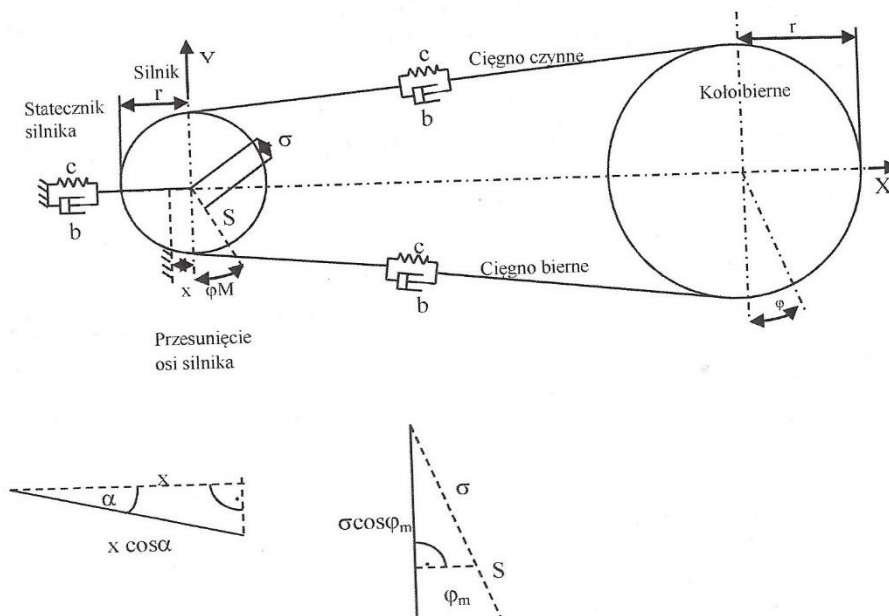
założonego luzu między zębego w przekładni z pasem zębatym, przekładnia ta współpracuje z kołem poprzez sprzężenie kształtowe.

2.3. ZJAWISKA DYNAMICZNE W PASIE ZĘBATYM

W trakcie zmian prędkości w przekładni zachodzą zmiany oporów ruchu. Wzrost momentów oporowych występuje również w łożyskach. W chwili rozruchu przekładni pas przekazuje ruch obrotowy na koło pasowe. W konsekwencji rozruchu przekładni pas przekazuje ruch obrotowy na koło pasowe. Na efekt istnienia znacznego momentu oporowego na kole pasowym (biernym) każdy element cięgna czynnego pasa doznaje przyrostu długości. Również i elementy pasa przylegające do koła ulegają odkształceniom pomniejszonym proporcjonalnie do przyrostu sił tarcia na ich powierzchni styku z kołem pasowym. Największych odkształceń doznają elementy położone blisko cięgna czynnego. Tam też powstają największe współczynniki tarcia, aż do chwili, gdy nastąpi równoważenie przez siły momentu obrotowego (wystąpi wówczas ruch ustalony koła pasowego). W tym samym czasie w pasie również od strony cięgna biernego siły przybiorą wartość ustaloną. W pasach zębatych, dzięki cierno-kształtowemu sprzężeniu pasa z kołem nie występuje poślizg trwały. Zjawisko poślizgu sprężystego dla trwałości pasa jest niekorzystne, ponieważ powoduje przemieszczanie się pasa po kole i zużycie ścierne [40, 42, 44, 55, 61]. W przypadku przekładni z pasem zębatym zjawiska poślizgu na kołach mają charakter ilościowy i jakościowy. Na poślizg pasa na kole wpływ mają jedynie nieliniowe odkształcenia materiału, które powodują poślizg o minimalnych wartościach oraz zmiana wysokości warstwy nośnej na łuku opasania. Odkształcenie materiału pasa ma miejsce w przestrzeni znajdującej się między zębem pasa i wrębem koła pasowego. Często poślizg „promieniowy” (zmiana wysokości warstwy nośnej) jest większy od poślizgu „obwodowego” (przemieszczenia pasa na kole). Pozwala to na skompensowanie wydłużenia cięgna czynnego. Kluczowym zagadnieniem do rozwiązania w przekładniach z pasami zębatymi jest ograniczenia tarcia pomiędzy bokami zębów pasów i kół. W obciążonym cięgnie pasa podczas zazębiania i wyzębiania jednego zęba, punkt obrotu cięgna znajduje się naprzeciwko obciążonej powierzchni zęba koła pasowego. Od strony cięgna biernego zęby pasa nie ślizgają się po zębach koła [9-12, 19, 23, 26, 41, 43, 45].

W układzie dwóch kół w przekładni można przyjąć założenie, że układ położony jest poziomo i przesunięcie silnika – x jest tylko horyzontalne.

Kąt pół-rozwarcia pasa transmisyjnego, czyli kąt pomiędzy cięgnem, a osią przekładni oznaczony α , jest symetryczny dla cięgna czynnego i biernego [7].



Rys. 3. Schemat zjawisk i procesów dynamicznych pasa zębatego [7]

Występujące współczynniki sprężystości C_M, χ_B, χ_X , odpowiednio oznaczają sprężystość statecznika silnika, cięgna biernego i cięgna czynnego. Odpowiednie współczynniki tłumienia oznaczono: b_M, b_B, b_C , promienie kół silnika i koła biernego: ρ_M, ρ_B , a chwilowy kąt obrotu oznaczono $\varphi_M(\tau), \varphi_B(\tau)$. W dalszych obliczeniach przyjęto pewne uproszczenie związane z przemieszczeniem się silnika podczas ruchu oraz jego środka ciężkości. Moment obrotowy silnika oznaczono M_M , a odpowiednie momenty bezwładności silnika i koła biernego jako J_M, J_B . Masę silnika oznaczono jako m , odległość środka ciężkości silnika od osi σ , środek ciężkości dla kątów φ_M, φ_B ,

$$\Sigma = (\xi_\Sigma, \psi_\Sigma) \quad (25)$$

Po uruchomieniu silnika i obrocie koła o kąt φ_M , cięgno czynne pokonuje drogę o długości $\varphi_M \xi \rho_M$. Obrót koła biernego φ_B powoduje ruch cięgna biernego $\varphi_B \xi \rho_B$. Wydłużenie cięgna czynnego i biernego można zapisać odpowiednio:

$$\Delta L_C = \varphi_M \xi \rho_M - \varphi_B \xi \rho_B - x \cos \alpha \quad (26)$$

$$\Delta L_B = \varphi_B \xi \rho_B - \varphi_M \xi \rho_M - x \cos \alpha \quad (27)$$

Co potwierdza, że $\Delta L_C \neq \Delta L_B$.

Ruch środka ciężkości silnika $S = (x_S, y_S)$ można przedstawić jak ruch masy m , która waha się podczepiona do środka osi silnika.

$$\begin{cases} X_S = X + \sigma \sin \rho_M \\ Y_S = 0 + \sigma \cos \rho_M \end{cases} \quad (28)$$

Stąd prędkość pionowa i pozioma wynosi:

$$\begin{cases} \dot{X}_S = \dot{X} + \sigma \sin \rho_M \dot{\rho}_M \\ \dot{Y}_S = 0 - \sigma \cos \rho_M \dot{\rho}_M \end{cases} \quad (29)$$

Zatem prędkość ruchu środka osi silnika wyniesie:

$$V = \sqrt{\dot{X}_S^2 + \dot{Y}_S^2} = \sqrt{(\dot{X} + \sigma \sin \rho_M \dot{\rho}_M)^2 + (-\sigma \cos \rho_M \dot{\rho}_M)^2} = \sqrt{\dot{X}^2 + 2\dot{X} \sigma \sin \rho_M \dot{\rho}_M + 2(\sigma \sin \rho_M \dot{\rho}_M)^2} \quad (30)$$

Energia kinetyczna K w przekładni obejmuje ruch silnika K_M , energię ruchu koła biernego K_B oraz przesunięcie silnika K_{PM}

$$K_M = \frac{1}{2} J_M \dot{\rho}_M^2 \quad (31)$$

$$K_B = \frac{1}{2} J_B \dot{\rho}_B^2 \quad (32)$$

$$K_{PM} = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m \{ (\dot{X} + \sigma \cos \rho_M \dot{\rho}_M)^2 + (\sigma \sin \rho_M \dot{\rho}_M)^2 \} \quad (33)$$

Całkowitą energię kinetyczną układu można zapisać w postaci wzoru:

$$K = K_M + K_B + K_{PM} = \frac{1}{2} J_M \dot{\rho}_M^2 + \frac{1}{2} J_B \dot{\rho}_B^2 + \frac{1}{2} m \dot{X}^2 + \sigma \cos \rho_M \dot{\rho}_M \frac{1}{2} m \sigma^2 \dot{\rho}_M^2 = \frac{1}{2} (J_M + m \sigma^2) \dot{\rho}_M^2 + \frac{1}{2} J_B \dot{\rho}_B^2 + \frac{1}{2} m \{ \dot{X}^2 + 2\dot{X} \sigma \cos \rho_M \} \quad (34)$$

Energię potencjalną układu można zapisać podobnie, wyróżniając energię statecznika silnika E_M , energią potencjalną ciężna czynnego E_C oraz energią potencjalną ciężna biernego E_B :

$$E_M = \frac{1}{2} C_M X^2 \quad (35)$$

$$E_C = \frac{1}{2} C_C (\Delta L_C)^2 \quad (36)$$

$$E_B = \frac{1}{2} C_B (\Delta L_B)^2 \quad (37)$$

Stąd po zsumowaniu zależności E_M (35), E_C (36), E_B (37), otrzyma się wzór na łączną energię potencjalną przekładni:

$$E = E_M + E_C + E_B = \frac{1}{2} C_M X^2 + \frac{1}{2} C_C (\Delta L_C)^2 + \frac{1}{2} C_B (\Delta L_B)^2 \quad (38)$$

Po modyfikacji otrzyma się:

$$E = \frac{1}{2} \{ (C_M X^2 + C_C (\rho_M r_M - \rho_B r_B - X \cos \alpha)^2 + C_B (\rho_B r_B - \rho_M r_{MB} - X \cos \alpha)^2) \} \quad (39)$$

Dla rozpatrywanego przypadku praca przy zmiennym tłumieniu wykonywana jest przez zmienną siłę:

$$F = -bv = -b \frac{ds}{dt} \quad (40)$$

Biorąc pod uwagę zmienną siłę w pracy poszczególnych składowych całego układu, można zapisać oddzielnie pracę statecznika silnika W_M , ciągną czynnego W_C i biernego W_B :

$$W_S = -b_M \dot{X} \Delta X \quad (41)$$

$$W_C = -b_C (\Delta L_C)' \Delta L_C \quad (42)$$

Stąd pracę ciągną czynnego można wyrazić w postaci równania:

$$W_C = -b_C (r_B \dot{\rho}_M - r_B \dot{\rho}_B - \dot{X} \cos \alpha) + C_B (r_M \Delta \rho_M - r_B \Delta \rho_B - \Delta X \cos \alpha) \quad (43)$$

$$W_B = -b_B (\Delta L_B)' \Delta L_B \quad (44)$$

Pracę ciągną biernego można zapisać w postaci równania:

$$W_B = -b_B (r_B \dot{\rho}_B - r_B \dot{\rho}_M - \dot{X} \cos \alpha) + C_B (r_B \Delta \rho_B - r_B \Delta \rho_M - \Delta X \cos \alpha) \quad (45)$$

Pracę silnika W_M można zapisać w postaci następującego równania:

$$W_M = M_M \Delta \rho \quad (46)$$

Znak minus w powyższych wzorach oznacza, że wymienione prace przeciwstawiają się ruchowi w przekładni [W45]. Ruch silnika jest efektem pracy, którą realizuje momentu obrotowy silnika M_M . Praca po obrocie o kąt $\Delta\rho$ wynosi $M_M\Delta\rho$. M_M zużyta jest na realizację prac wyrażonych równaniami 41, 43 oraz 45. Stąd zmienność pracy realizowanej w trakcie obrotu silnika jest sumą zmienności stanu energii w podstawowych elementach przekładni. Z bilansu tych prac powstaje parametr w postaci ΔW :

$$\Delta W = W_M - W_S - W_C - W_B \quad (47)$$

Który określa się jako parametr zmienności pracy.

Podstawiając do równania opis pracy silnika, cięgna czynnego, biernego oraz statecznika, otrzymuje się:

$$\begin{aligned} \Delta W = & M_M\Delta\rho - b_M\dot{X}\Delta X - b_C(r_B\dot{\rho}_M - r_B\dot{\rho}_B - \dot{X}\cos\alpha) + \\ & + C_B(r_M\Delta\rho_M - r_B\Delta\rho_B - \Delta X\cos\alpha) - b_B(r_B\dot{\rho}_B - r_B\dot{\rho}_M - \dot{X}\cos\alpha) \\ & + C_B(r_B\Delta\rho_B - r_B\Delta\rho_M - \Delta X\cos\alpha \end{aligned} \quad (48)$$

Przedstawione rozważania dotyczą przekładni w czasie obrotu o „mały” kąt. Przedstawiona analiza dotyczy przekładni poruszających się z niewielką prędkością obrotową oraz przypadków kół obracających się o „mały” kąt. Wyszczególniono składowe wpływające na zmienność pracy przekładni z pasem zębatym, jednak w takich przypadkach często przekładnia pracuje w zakresie sprzężenia ciernego. Praca połączona ze sprzężeniem zębów pasa zębatego nie wpływa w sposób znaczący na zmienność energii w przekładni. W celu analizy zmienności pracy w przekładni z pasem zębatym w funkcji napędowej, rozważony zostanie przypadek, gdzie silnik będzie poruszał się ze stałą prędkością obrotową Ω [7].

W rozważaniach przyjęto, że:

$$\Omega t = \rho_M(t) \text{ czyli zastąpione zostanie } \Omega = \rho_M$$

$$q_1 = X$$

$$q_2 = r_B\rho_B - r_M\Omega t$$

Dlatego też można zapisać:

$$\dot{X} = \dot{q}_1 \quad \ddot{X} = \ddot{q}_1 \quad \dot{\Delta X} = \dot{q}_1 \quad (49)$$

$$\rho_B = \frac{r_M}{r_B}\Omega t + \frac{1}{r_B}q_2 \quad (50)$$

$$\dot{\rho}_B = \frac{r_M}{r_B} \Omega + \frac{1}{r_B} \dot{q}_2 \quad (51)$$

$$\ddot{\rho}_B = \frac{1}{r_B} \ddot{q}_2 \quad (52)$$

$$\Delta \rho_B = \frac{1}{r_B} \Delta q_2 \quad (53)$$

Korzystając z przedstawionych zależności, ponownie zapisuje się wzór na energię kinetyczną przekładni w następujący sposób:

$$K = \frac{1}{2} (J_M + m\sigma^2) \Omega^2 + \frac{1}{2} J_B \left(\frac{r_M}{r_B} \Omega + \frac{1}{r_B} \dot{q}_2 \right)^2 + \frac{1}{2} m \{ \dot{q}_1^2 + 2\dot{q}_1 \Omega \cos(\Omega t) \} \quad (54)$$

A po modyfikacji otrzyma się:

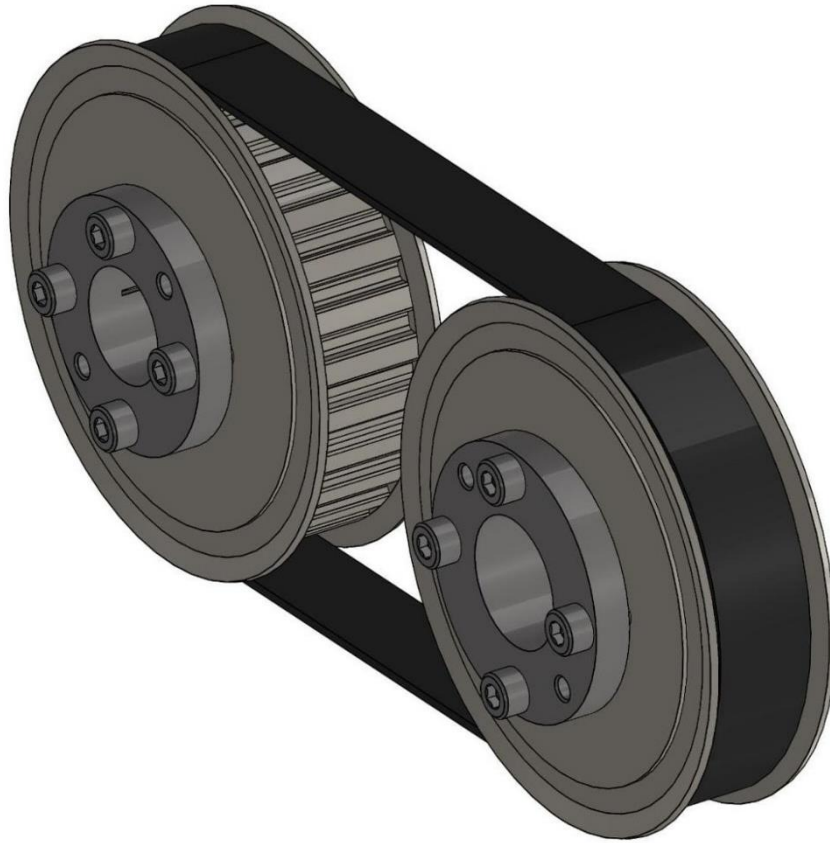
$$K = \frac{1}{2} (m q_1^2 + \frac{J_B}{r_B^2} (r_M \Omega + \dot{q}_2)^2 + (J_M + m\sigma^2) \Omega^2 + 2m\sigma \dot{q}_1 \Omega \cos(\Omega t)) \quad (55)$$

Podobnie energię potencjalną w ruchu ustabilizowanym silnika zapisuje w się taki sposób, aby uwzględnić ruch silnika w dłuższym czasie [7]:

$$E = \frac{1}{2} \{ C_M q_1^2 + C_C (r_M \Omega t - r_B \frac{r_M}{r_B} \Omega t - r_B \frac{1}{r_B} q_2 - q_1 \cos \alpha)^2 + C_B (r_B \frac{r_M}{r_B} \Omega t + r_B \frac{1}{r_B} q_2 - r_M \Omega t - q_1 \cos \alpha)^2 \} \quad (56)$$

Po przekształceniu:

$$E = \frac{1}{2} \{ C_M q_1^2 + C_C (-q_2 - q_1 \cos \alpha)^2 + C_B (q_2 - q_1 \cos \alpha)^2 \} \quad (57)$$



Rys.4. Sprzęgania pasa zębatego z kołami

Praca przekładni z pasem zębatym przebiega stabilnie w przypadku, gdzie pas napędza jedno koło (lub koło silnika wprowadza w ruch pas), analogicznie do napędów liniowych, rewersyjnych i sterowaniu. W ten sposób procesy sprzęgania na innych kołach nie wpływają na zmienność energii w przekładni. Korzystając z metody LaGrang'a opisującej ruch układów mechanicznych, dzięki której można opisać sytuację wchodzenia zęba w zażębienie z kołem [44]. Obliczono funkcję Lagrange'a różnicy energii kinetycznej i potencjalnej [7].

Przyjął on postać równania:

$$L = K - P = \frac{1}{2} \left\{ m\dot{q}_1^2 + \frac{J_B}{r_B^2} (r_M\Omega + \dot{q}_2)^2 + (J_M + m\sigma^2)\Omega^2 + 2m\sigma\dot{q}_1\Omega \cos(\Omega t) \right\} -$$

$$-\frac{1}{2}\{C_M q_1^2 + C_C(-q_2 - q_1 \cos \alpha)^2 + C_B(q_2 \cos \alpha)^2\} \quad (58)$$

Po wykonaniu różniczkowania otrzymano równanie dla cięgna czynnego:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} = \frac{1}{2}\{2m\dot{q}_1 + 2m\sigma\Omega \cos(\Omega t)\} = m\dot{q}_1 + m\sigma\Omega \cos(\Omega t) \quad (59)$$

oraz równanie dla cięgna biernego

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} = \frac{1}{2}\left\{\frac{J_B}{r_B^2} 2(r_M\Omega + \dot{q}_2)\right\} = \frac{J_B}{r_B^2}(r_M\Omega + \dot{q}_2) \quad (60)$$

Obliczając pochodną otrzymanych funkcji w czasie, otrzyma się równanie:

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \\ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m\ddot{q}_1 + m\sigma\Omega^2 \sin(\Omega t) \\ \frac{J_B}{r_B^2} \ddot{q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \frac{J_B}{r_B^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m\sigma\Omega^2 \sin(\Omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (61)$$

Z którego wynika równanie cięgna czynnego:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} &= -\frac{1}{2}\{2C_M q_1 + 2C_C(q_2 + q_1 \cos \alpha) \cos \alpha + 2C_B(q_2 \\ &\quad - q_1 \cos \alpha)(-\cos \alpha)\} \\ &= -C_M q_1 - C_C q_2 - C_C q_1 \cos^2 \alpha + C_B q_2 \cos \alpha - C_B q_1 \cos^2 \alpha \\ &= \{-C_M - (C_C + C_B) \cos^2 \alpha\} q_1 - \{(C_C - C_B) \cos \alpha\} q_2 \quad (62) \end{aligned}$$

Oraz cięgna biernego:

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} &= \frac{1}{2}\{2C_C(q_2 + q_1 \cos \alpha) + 2C_B(q_2 - q_1 \cos \alpha)\} \\ &= -C_C q_2 - C_C q_1 \cos \alpha - C_B q_2 - C_B q_1 \cos \alpha \\ &= -(C_C - C_B) q_1 \cos \alpha - (C_C + C_B) q_2 \quad (63) \end{aligned}$$

Po wykonaniu powyższych obliczeń zmienność energii w przekładni można zapisać następująco:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \\ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\{C_M - (C_C + C_B) \cos^2 \alpha\} & -(C_C - C_B) \cos \alpha \\ -(C_C - C_B) q_1 \cos \alpha & -(C_C + C_B) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \quad (64)$$

Po kolejnym przekształceniu równane LaGranga'a przyjmuje postać:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \frac{J_B}{r_B^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} m\sigma\Omega^2 \sin(\Omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \\ = - \begin{bmatrix} \{C_M - (C_C + C_B) \cos^2 \alpha\} & (C_C - C_B) \cos \alpha \\ (C_C - C_B)q_1 \cos \alpha & (C_C + C_B) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (65)$$

Porządkując równanie otrzyma się:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \frac{J_B}{r_B^2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_M - (C_C + C_B) \cos^2 \alpha & (C_C - C_B) \cos \alpha \\ (C_C - C_B)q_1 \cos \alpha & (C_C + C_B) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = \\ \begin{bmatrix} v\Omega^2 \sin(\Omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (66)$$

Wyniki obliczeń układ równań Lagrange'a pozwolą na zapis w postaci równania ruchu wahadła o jednym stopniu swobody:

$$f = M\ddot{q} + Cq \quad (67)$$

Gdzie prędkość ruchu pasa zostanie zapisana:

$$v = m\sigma \quad (68)$$

Częstotliwość drgań

$$f = \begin{bmatrix} v\Omega^2 \sin(\Omega t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (69)$$

Macierz sztywności

$$C = \begin{bmatrix} \{C_M - (C_C + C_B) \cos^2 \alpha\} & (C_C - C_B) \cos \alpha \\ (C_C - C_B)q_1 \cos \alpha & (C_C + C_B) \end{bmatrix} \quad (70)$$

Macierz masy:

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & \frac{J_B}{r_B^2} \end{bmatrix} \quad (71)$$

Porównując proces sprzęgania zęba pasa z kołem do ruchu wahadła o zmiennej długości (rys. 5) przebieg procesu sprzęgania pasa z kołem oraz sprzężenia zęba pasa z kołem w przekładniach, w których głowy zęba pasa opierają się o dno

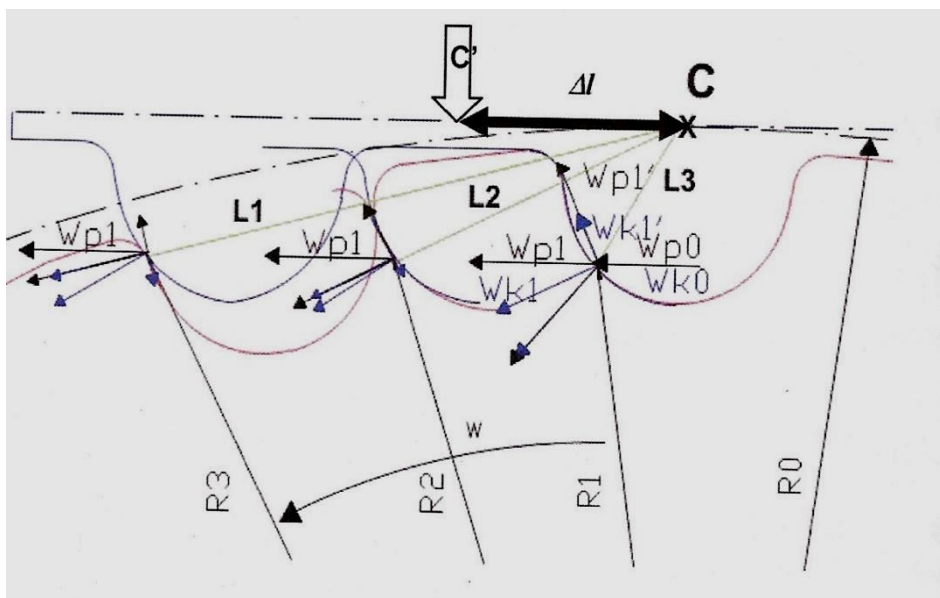
wrębu koła) można zapisać równanie drgań związane z tym procesem w postaci [7]:

$$\frac{d}{dt} [m(l_0 + \Delta l)^2 \dot{\phi}] + mg(l_0 + \Delta l) \phi = 0 \quad (72)$$

lub

$$m(l_0 + \Delta l)^2 \ddot{\phi} + 2m(l_0 + \Delta l) \Delta l \dot{\phi} + mg(l_0 + \Delta l) \phi = 0 \quad (73)$$

W przedstawionym równaniu m – oznacza masę zęba pasa, l_0 – odległość środka zęba pasa od centralnego punktu zazębienia „C”: (rys.5: Przebieg procesu sprzęgania pasa z kołem), Δl – wartość podziałki pasa lub koła (w zależności czy ruch wykonuje koło, czy pas).



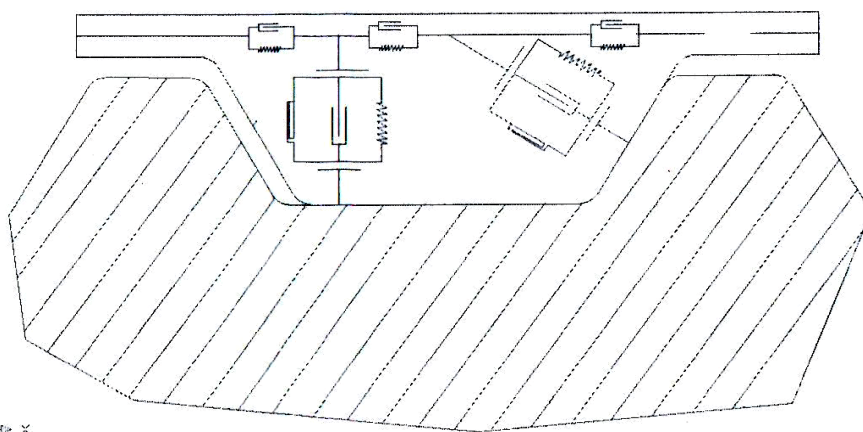
Rys. 5. Przebieg procesu sprzęgania pasa z kołem, C – punkt obrotu zęba pasa względem koła (C' – na początku sprzęgania) [7]

Analiza procesu sprzęgania podczas zazębienia pasa (rys. 5.) wskazuje na szereg zagadnień mających wpływ na zmienność pracy w procesie sprzęgania. Pierwsza grupa zagadnień wpływających na ten proces związana jest z cechami geometrycznymi uzębienia pasa i koła. Im wyższe zęby pasa, tym proces sprzęgania rozpoczyna się wcześniej, większa jest różnica prędkości liniowych w punkcie pierwszego kontaktu [38]. W takim przypadku bok zęba pasa ślizga się po boku zęba koła. Wskazanie ruchu wahadła o zmiennym punkcie zaczepienia jako modelowego sprzęgania się zębów, powinno zaowocować innym

ukształtowaniem strony bieżnej pasów. Budowa zębów pasa powinna zmierzać do uzyskania maksymalnej objętości bez zwiększania podziałki i wysokości. Wieniec zębaty jest dotąd tak kształtowany, aby oś wrębu zęba pokrywała się z osią koła. Właściwe ulokowanie osi obrotu ukazuje punkt C' (rys. 5.: Przebieg procesu sprzęgnięcia pasa z kołem [7]).

2.3. SPRĘŻENIE CHWILOWE W PRZEKŁADNI Z PASEM ZĘBATYM

Zęby pasa w sprzężeniu z zębami koła przenoszą naprężenia kontaktowe związane z ich ukształtowaniem oraz stanem powierzchni (rys. 6). Wprowadzając współczynnik t_{pk} , uwzględnia się możliwość takiej formy i zmienia się jego wysokość na łuku opasania. Wprowadzając w pasie nominalną siłę napięcia wstępnego, osiąga się właściwą długość podziałki na wysokości osi obojętnej warstwy nośnej.



Rys. 6. Sprężenie zęba pasa z kołem w przekładniach, w których głowy zęba pasa opierają się o dno wrębu koła [7]

W standardowej przekładni bez wprowadzania siły obwodowej, pomiędzy zębami pasa i koła wystąpi luz na całym łuku opasania. Działania siły obwodowej powoduje przesuwanie się pasa na części łuku opasania, gdzie występuje sprzężenie cierne. Po przekroczeniu tej siły, od strony ciągną czynnego na skutek sprzężenia kształtowego odkształcane są zęby, a sprzężenie cierne przesuwa się w dalszą część łuku opasania. Odkształcenie wszystkich zębów na łuku opasania wskazuje na przeciążenie przekładni [16, 19, 41, 70]. W przekładniach wykorzystywanych w sterowaniu nie występują znaczne obciążenia, ale bardzo ważne jest precyzyjne przeniesienie ruchu. Koła pasowe w wersji bezluzowej, w nich nie pojawia się luz boczny i wierzchołkowy. Tego typu sprzężenie można opisać równaniem:

$$\frac{S_1}{S_2} = f\left(\frac{\sum_{z=1}^{z_0} \Delta l_z}{P}\right) \quad (74)$$

Stosunek napięcia cięгна czynnego do biernego zależy jest sumarycznego odkształcenia zębów na łuku opasania koła. Sprężenie w tradycyjnej przekładni ma charakter cierno-kształtowy i musi uwzględnić odkształcenie cięгна do momentu odkształcenia pierwszego zęba Δl_c :

$$\frac{S_1}{S_2} = f\left(\frac{\Delta l_c + \sum_{z=1}^{z_0} \Delta l_z}{P}\right) \quad (75)$$

Naprężenia w cięgnach czynnym i biernym S_1, S_2 , nie wywołują znacznego wydłużenia cięгна. Różni producenci mają własne wskazania, jednak z doświadczeń badawczych wynika, że w pracującej przekładni można dopuścić odkształcenie o wartości 0,1%. Oznacza to, że w rzeczywistości stosunek $\frac{S_1}{S_2}$ przyjmuje małe wartości. Odkształcenia zębów i cięгна (z_0 – ostatni odkształcony ząb pasa na łuku opasania koła, Δl_0 – odkształcenie zęba) podzielone przez podziałkę pasa P stanowi także małą wartość. Takie zestawienie pozwala na określenie sprężenia niezależnie od typów pasów. Wskazuje również na to, iż nie jest trendem projektowanie pasów o dużych podziałkach. W zaprezentowanym modelu sprężenia pasa z kołem zębatym bierze się pod uwagę odkształcenia wszystkich zębów biorących udział w sprężeniu [29]. Wyróżniony model umożliwia analizowanie różnych zjawisk zachodzących w pasie zębatych na kołach czynnym i biernym. Badania z wykorzystaniem kamery, aparat fotograficzny i mikroskopu, dowiodły znaczące różnice sprężenia pasa zębatego z kołem czynnym i z kołem biernym. Osiove odkształcenie zęba umożliwia obliczenie wartości przenoszonej siły. Sumując odkształcenie zębów na łuku opasania, można określić iloraz naprężeń w cięgnach czynnym i biernym. Opisując sprężenie sumą odkształconych zębów, nie można uwidocznić różnic pojawiających się w sprężeniu poszczególnych typoszeregów pasów oraz zmian wartości chwilowej naprężeń w cięgnach. W tym opisie pominięty jest również udział sprężenia ciernego. Dopuszcza jednak na szybką identyfikację jakości współpracy koła zębatego z pasem w przekładni [7].

2.4. KRYTERIA ANALIZY I OCENY ROZWOJU CIĘGIEN

2.4.1. Pasy płaskie

Pasy płaskie znajdują bardzo szerokie zastosowanie w przemyśle, w urządzeniach produkcyjnych, maszynach rolniczych oraz w złożonych napędach, w których występuje możliwość współpracy pasa powierzchnią zewnętrzną oraz wewnętrzną. Pasy płaskie napędowe stosuje się w układach napędowych jak i napędowo-transportujących wieloosiowych lub krzyżowych, przy przenoszeniu dużych i małych mocy. Pas płaski składa się z rdzenia wykonanego z poliestru lub poliamidu, najczęściej zbudowane z kilku warstw tkaniny pokryty obustronnie elastomerem, skórą czy poliuretanem [W5]. Konstrukcja i materiał pasa decyduje o parametrach pracy przekładni. Pasy płaskie skórzane pozwalają na poprawną pracę przekładni w środowisku o dużej wilgotności, natomiast pasy płaskie wykonane z elastomeru mogą być stosowane w warunkach dużego zapylenia. Pasy płaskie z rdzeniem wykonanym z poliamidu przenoszą moce do 100 kW przy prędkościach dochodzących do 100 m/s. Kolejną istotną cechą jest duża podatność na zginanie, umożliwiającą pracę z kołami pasowymi małej średnicy co nie powoduje powstawania istotnych sił odśrodkowych [1, 4, 8, 17, 18, 20].

Cechami charakterystycznymi pasów płaskich są:

- nieograniczona długość wykonywanego pasa,
- szerokość maksymalna do 1500 mm,
- możliwość przeniesienia dużych mocy,
- duża elastyczność – możliwość stosowania w napędach o małych lub dużych gabarytach – w zależności od wymagań napędu,
- niska rozciągliwość i krótkie drogi naprężania,
- wysoka odporność na oleje, smary, wodę, wilgoć, itp.,
- niska wrażliwość na wahania temperatur,
- odporne na uszkodzenia mechaniczne,
- możliwość pracy w napędach serpentynowych,
- cicha praca napędu, nawet podczas wysokich obrotów.

Używa się je we wszystkich branżach przemysłowych, zaś w szczególności w następujących gałęziach i obszarach (rys.7):

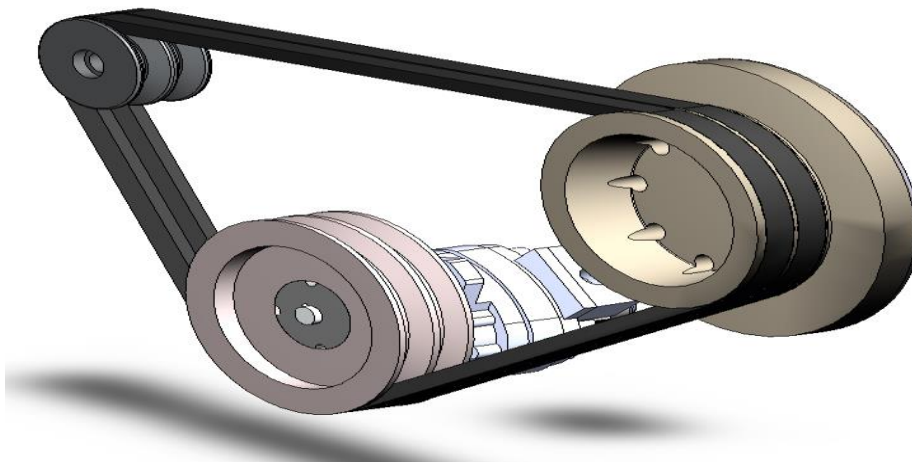
- przemysł graficzny i papierniczy,
- automatyzacja usług pocztowych,
- przemysł tekstylny,
- przemysł opakowań,
- przemysł budowy maszyn,
- przemysł drzewny,
- młynarstwo,
- przemysł przetwórstwa marmuru i cegielnie.



Rys.7. Przekładnia z pasem płaskim [W18]

2.4.2. Pasy klinowe

Pasy klinowe napędowe podobnie jak pasy płaskie, przekazują w przekładni moc za pomocą sił tarcia. Pas klinowy zagłębia się w odpowiednio ukształtowane rowki koła pasowego (rys. 8.), gdzie następuje zaklinowanie co zezwala na przekazywanie sił obwodowych. Pasy klinowe mają przekrój trapezowy poprzeczny.



Rys. 8. Przekładnia z pasami klinowymi [W4]

Warunki pracy pasa klinowego wymagają właściwego doboru materiału pas oraz optymalnego położenia warstwy neutralny pasa. W efekcie udoskonalen technicznych pasów klinowych powstała konstrukcja, na której powierzchni wewnętrznej znajdowały się zęby. Celem tej modyfikacji było zmniejszenie wartości tarcia wewnętrznego, czego efektem stało się zwiększenie trwałości pasa. Poprzez zastosowanie pasów klinowych uzębionych powstała możliwość pracy na małych średnicach kół pasowych, ze względu na zmniejszenie sił osiowych (ściskanie i rozciąganie). Występują również rozwiązania, w których stosuje się rozmaite materiały na warstwy pasa klinowego występujące w strefie rozciąganej oraz ściskanej. Umieszcza się w warstwie ściskanej włókna orientowane poprzecznie do przekroju pasa. W strefie neutralnej pasa stosuje się nawinięte spiralnie linki nośne lub kilka warstw tkaniny. Specyficzną cechą pasów klinowych wykonanych z warstwy tkaniny, jest niska podatność na zginanie, która obniża trwałość zmęczeniową pasa przy niewielkich średnicach kół pasowych. Pas klinowy może również zostać pokryty tkaniną odporną na ścieranie. Ze względu na wymiary pasów klinowych dzielą się one na pasy o normalnym profilu, wąskoprofilowe o wysokości tradycyjnego pasa klinowego, ale mniejszej szerokości oraz na szerokoprofilowe o zwiększonej szerokości pasa, zwane wariatorowymi [W9].

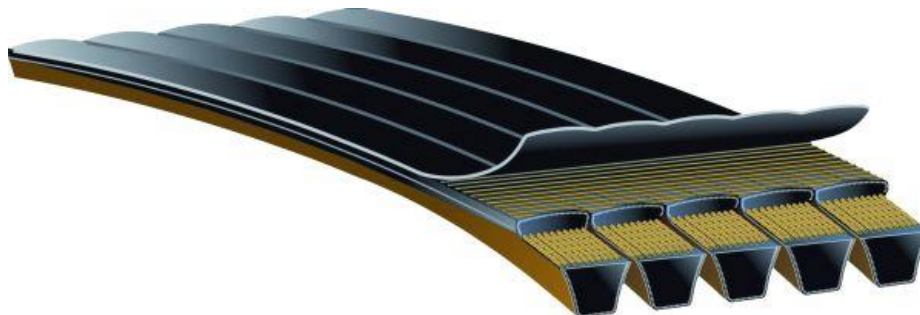
Pasy wariatorowe (rys. 9) ze względu na ich uzębiony charakter, pozwalają na pracę na małych średnicach kół. Znajdują one zastosowanie w przekładaniach wariantowych, które służą do płynnej zmiany prędkości obrotowej biegu.



Rys. 9. Pas wariatorowy [22]

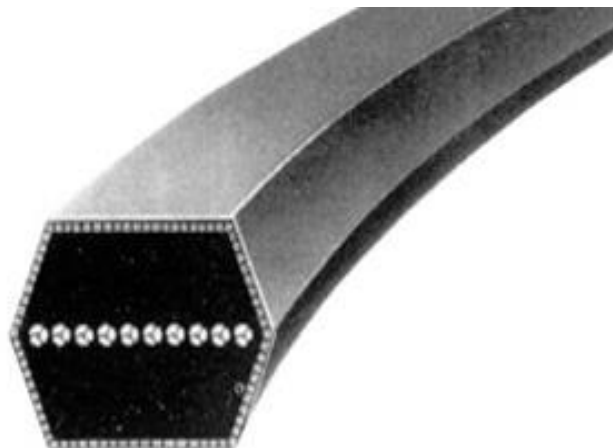
Pasy klinowe zespolone (wielotrapezowe, rys. 10), jak podpowiada ich nazwa, są elementami napędowymi, które powstały z kilku pasów klinowych połączonych przy pomocy warstwy nośnej w górnej części, w sposób trwały. Przekrój pasa to zbiór przekrojów klasycznych lub wąskich pasa klinowego. Poprzez zespolenie kilku pasów klinowych, uzyskuje się zabezpieczenie przed

przekręceniem się podczas eksploatacji. Istotną cechą jest obniżenie poziomu emitowanych drgań przekładni oraz ewentualność współpracy górnej części pasa z innymi elementami napędowymi.



Rys. 10. Pas klinowy zespolony [28]

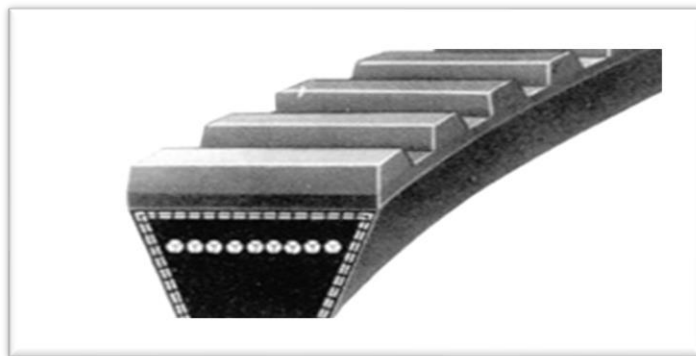
Pasy klinowe heksagonalne (sześciokątne, rys. 11) zbudowane są z dwóch trapezów pasa klinowego zwykłego połączonych ze sobą warstwą zewnętrzną. Podwójna warstwa materiału bardzo ogranicza ich funkcjonalność i możliwość stosowania w napędach maszyn, z powodu dużej grubości i sztywności, w wielkim stopniu ogranicza trwałość przekładni. W chwili obecnej, gdzie trendy przy budowie maszyn dążą do optymalizacji i minimalizacji konstrukcji, coraz rzadziej znajdują zastosowanie [W6].



Rys. 11. Pas klinowy heksagonalny

Poliuretanowy pas klinowy (rys. 12) synchroniczny z kordem węglowym. Stosuje się go przy wolnoobrotowych napędach o wysokich momentach.

Charakteryzuje się on silnie odpornymi na zmęczenie włóknami węglowymi w pasie wykonanym z mieszanki poliuretanowej. Dzięki temu w tym momencie pas jest najmocniejszym pasem synchronicznym, który zapewnia bezobsługową, oszczędną i przyjazną środowisku naturalnemu eksploatację, a także stanowi doskonałą alternatywę dla napędów łańcuchowych i zębatych. Ten pas może mieć wiele różnych zastosowań: sprzęt przemysłowy (górnictwo, budownictwo, przemysł spożywczy, drzewny, papierowy, celulozowy, włókienniczy), sprzęt transportowy, sprzęt do podnoszenia i przemieszczania, sprzęt rolniczy i leśny, narzędzia do obróbki, napędy w motocyklach i rowerach. Wierzch pasa jest wykonany z materiału nylonowego, który pełni funkcję powierzchni odpornej na ścieranie, chroniąc tym samym zęby, pomaga również w minimalizowaniu strat wynikających z tarcia. Pas ma możliwość pracy w temperaturze od -54°C do $+85^{\circ}\text{C}$, natomiast specjalne wersje można użytkować w temperaturze nawet do 140°C [W10].

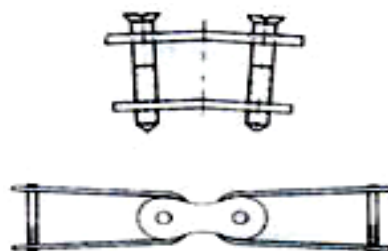


Rys. 12. Pas klinowy poliuretanowy

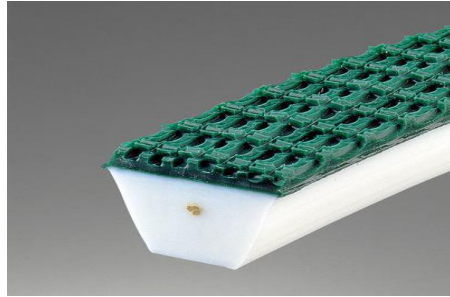
Pasy klinowe specjalne (rys. 13), posiadają wyjątkową budowę, która umożliwia eksploatację w nietypowych warunkach i specyficznych zastosowaniach.



a)



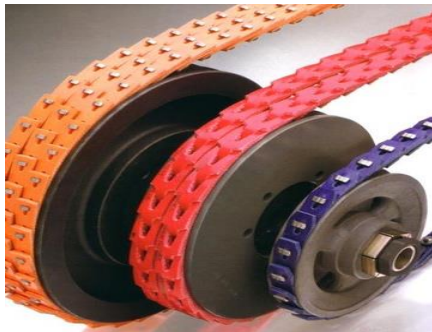
b)



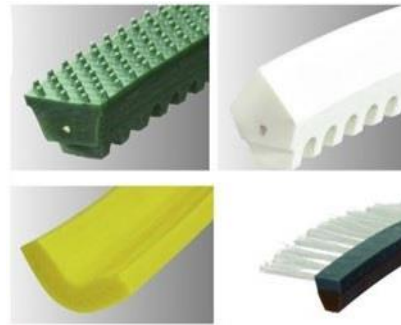
c)



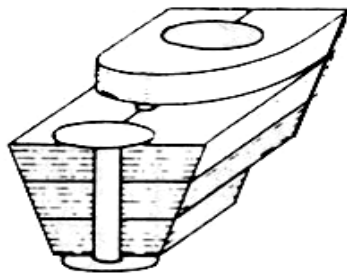
d)



f)



e)



h)



g)

Rys. 13. Pas klinowy specjalny z otworami (a) złączka przegubowa i płytkowa (b), pas klinowy specjalny z szorstką nakładką (c), sposób łączenia pasa klinowego specjalnego (d), pasy klinowe specjalne (e), pasy klinowe specjalne segmentowe (f), pas klinowy segmentowy, montowany na kołki (g), pasy klinowe specjalny z nakładką szerszą niż pas (h) [W7]

W odróżnieniu do pasów klinowych zwyczajnych, które są wykonywane bezkońcowo, pasy klinowe specjalne produkują się z poliuretanu/polichlorku winylu w postaci otwartej „z metra”, można łączyć je na dowolne wymiary.

Poprzez możliwość łączenia na dowolny wymiar, użytkownik końcowy może wykonać tę czynność na maszynie, co skraca czas przestoju maszyny, w niektórych przypadkach nawet kilkunastokrotnie. Połączenie pasa następuje przez użycie złączki przegubowej lub płytkowej. Niektóre rodzaje pasów klinowych specjalnych mają otwory przelotowe, w podziałce dostosowanej do potrzeb użytkownika końcowego. Otwory mają za zadanie przepuszczać powietrze i poprzez zastosowanie systemu „vacuum” zaciągać transportowany produkt. W chwili obecnej pasy klinowe co raz częściej stosuje się nie tylko w funkcji napędowej, ale również i transportującej. Co raz częściej spotyka się pasy klinowe specjalne które posiadają na powierzchni zewnętrznej dodatkową warstwę materiału, o wyjątkowych parametrach, bez których transport materiału nie byłby możliwy. Występują również pasy klinowe specjalne poliuretanowe z profilami, przytwierdzonymi na zewnętrznej powierzchni pasa. W grupie pasów klinowych specjalnych, można wyszczególnić pasy klinowe specjalne segmentowe, składają się one z elementów, które można dowolnie rozdzielać i składać na oczekiwany wymiar. Montaż przez użytkownika końcowego odbywa się bez narzędzi, wypina się segmenty ręcznie i w identyczny sposób je wpina.

2.4.3. Pasy okrągłe

Pasy okrągłe stosuje się najczęściej w przekładniach lekko obciążonych. Produkowane są z elastomeru lub poliuretanu z aramidowymi linkami nośnymi lub bez, w zależności od wielkości obciążenia, które znajduje się w układzie. Kord aramidowy zapewnia większą wytrzymałość na wyciągnięciu. Do kluczowych zalet zalicza się możliwość wykorzystania ich w przekładniach przestrzennych przy krzyżujących się osiach, bardzo łatwy montaż i demontaż, wysoka odporność na ścieranie, odporność na czynniki chemiczne, oleje i wodę. Praca pasów odbywa się na kołach pasowych przystosowanych do pasów okrągłych i klinowych. Znajdują one zastosowanie jako element napędu lub transportu w przemyśle ciężkim, przemyśle spożywczym (niektóre materiały, z których produkuje się pasy okrągłe posiadają atest spożywczy), ceramika i maszyny do obróbki drewna (rys. 14, rys. 15). Pasy okrągłe wytwarzane są w średnicach od 2 mm do 20 mm [W1].



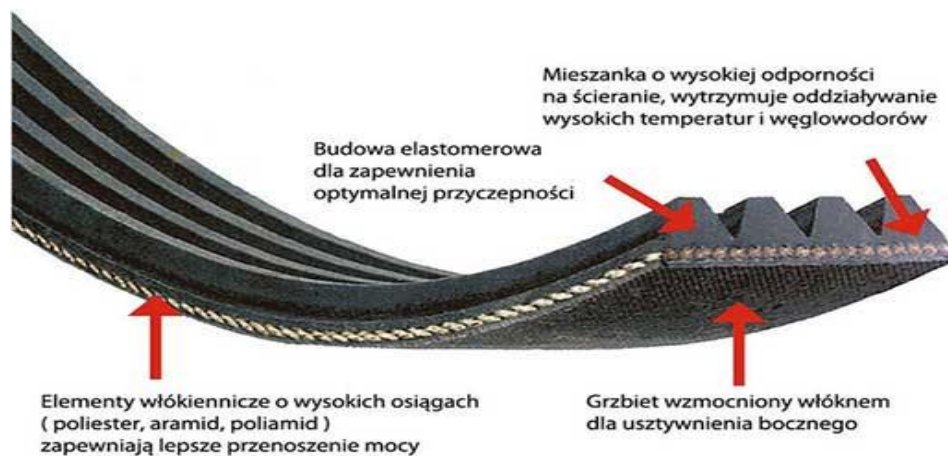
Rys. 14. Pasy okrągłe z kordem i bez



Rys. 15. Pasy okrągłe podczas pracy

2.4.4. Pasy wielorowkowe

Pasy wielorowkowe to przede wszystkim pasy o charakterze napędowym, znajdują swoje zastosowanie również podczas transportu. Wyszczególnia się pasy zbudowane z elastomeru i poliuretanu (rys. 16). Charakteryzują je cechy wspólne dla pasów klinowych zespolonych i płaskich, przewyższają je jednak zdecydowanie wielkością przekazywanych sił obwodowych. Przekładnie z pasami wielorowkowymi cechują się małą masą i dużą wrażliwością na nierównoległość ustawienia kół pasowych. Mają możliwość przekazywania dużych prędkości obrotowych przy małych średnicach kół i znacznie obniżonym poziomie drgań. Dzięki wielorowkowej budowie pasa pozwala na uniknięcie „zeskakiwania” z kół pasowych. [W12]



Rys. 16. Budowa pasa wielorowkowego [22]

Zalety pasów wielorowkowych:

- zakres przenoszonej mocy do 600 kW,
- optymalny kontakt powierzchni pasa z kołem,
- długa żywotność,
- zmniejszone koszty eksploatacji
- możliwe przełożenia 1:60 (pasy klinowe 1:20),
- praca na kołach pasowych o małych średnicach,
- zredukowane przeciążenie,
- ciche dzięki zmniejszonej wibracji,
- stała wartość naprężenia,
- brak efektu pływania pasa,
- niski poziom drgań,
- zmniejszony poziom hałasu.

Wyróżnia się pięć różnych profili pasa wielorowkowego, od podziałki żebra 1,6 mm do 9,4 mm. Pasy wielorowkowe mają zastosowanie jako element napędu lub transportu w przemyśle, w takich urządzeniach jak: prasy, szlifierki, małe elektrownie wodne (MEW), maszyny do obróbki drewna, napędy przenośników taśmowych i rolkowych, urządzenia gospodarstwo domowego czy w branży samochodowej. Pasy pomimo swych małych wymiarów zapewniają doskonałą wydajność we wszelkich przemysłowych napędach wieloklinowych o podziałce PJ. Pasy wielorowkowe poliuretanowe (rys. 17) obejmują szereg zastosowań przemysłowych i nadają się do przenoszenia napędów przemysłowych w strugach, maszynach włókienniczych, odkurzaczach, młynkach, mikserach, obrabiarkach, sprzęcie medycznym i wielu innych. proponuje bardzo bogaty wybór pasów wielorowkowych poliuretanowych z zewnętrzną strukturą, obejmujących kilkanaście rozmiarów

długości o profilu PJ oraz w szerokim zakresie ilości żeber. Budowa pasa wielorowkowego poliuretanowego: kształt żebra i specyficzna konstrukcja zewnętrznej struktury (zapewnia doskonałą elastyczność z jednoczesnym zachowaniem sztywności poprzecznej pasa) minimalizuje wzrost temperatury i poprawia odporność żeber na ścieranie. Poliuretanowe żebra poprawiają zdolność przenoszenia dużych obciążeń na kołach pasowych o małej średnicy. Doskonała wytrzymałość na obciążenia zmęczeniowe i uderzeniowe dzięki nierozciągliwym kordom poliestrowym. Poliuretanowa mieszanka zapewnia doskonałą odporność na wodę, smary, oleje oraz zmienną temperaturę.



Rys. 17. Pas wielorowkowy poliuretanowy [23]

Korzyści ze stosowania pasa wielorowkowego poliuretanowego:

- niezwykle stabilna praca nawet przy wysokich obrotach, bez nadmiernego nagrzewania się pasa.
- bardzo duża moc znamionowa w przeliczeniu na żebro.
- duża żywotność, dzięki wyjątkowej zdolności przenoszenia obciążeń.
- wymiary pasa pozwalają na minimalizację całego zespołu napędowego

2.5. PASY ZĘBATE STOSOWANE W PRZEMYŚLE

2.5.1. Rozwój pasów zębatych

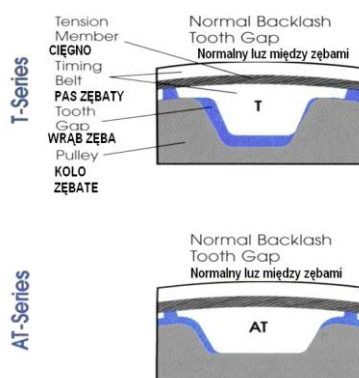
Pierwsze wzmianki o elastycznych napędach sięgają roku 1830, kiedy to powstały pasy płaskie wykonane z elementów gumowych. Przekazywanie napędu odbywało się przy dużych wielkościach sił wstępnych, co zwiększało znacznie eksploatacyjne obciążenie maszyn. Zastosowanie w kolejnych latach pasów okrągłych wykonanych z użyciem tkanin tylko nieznacznie poprawiło warunki pracy przekładni. W roku 1890 zastosowano po raz pierwszy pasy

klinowe wykonane z kilku warstw skóry. Materiał, z którego zostały one wykonane nie zabezpieczał jednak stałych wartości napięcia wstępnego z powodu dużej rozciągliwości skóry. Dużym przełomem był rok w 1917, kiedy to rozpoczęto produkcję pasów klinowych dla przemysłu motoryzacyjnego z umieszczonymi, w poprzecznym przekroju pasa kordami [13]. Kolejne modyfikacje w kolejnych latach dotyczyły konstrukcyjnych i materiałowych zmian, w tym rozwiązań z odkrytymi bocowymi powierzchniami i poprzecznymi zębami, znacznie poprawiając możliwości nośne oraz trwałość przekładni [5, 63, 64].

Pierwsze pasy zębate wykorzystane w maszynach do szycia, wyprodukowano w USA w 1945 roku. Materiał z jakiego zostały wykonane to elastomer, potocznie zwany gumą. Z uwagi na fakt, że pierwsze konstrukcje pasów zębatach powstały w Stanach Zjednoczonych, stosowano w określeniu ich podstawowych parametrów takich jak podziałka czy też szerokość, calowy system miar. Został on znormalizowany normą DIN/ISO 5296:2012.

W oznaczeniu pasów zębatach użyto oznaczeń literowych takich jak MXL, XL, L, H, XH, XXH przy czym każdemu oznaczeniu literowemu przyporządkowano narastająco wielkość podziałki będącej częścią ułamkową cała. Za profil zęba przyjęto trapez współpracujący z trapezowym wrębem koła. Opieranie pasa zębatego na łuku opasania zachodzi na zewnętrznej powierzchni koła. Konstrukcja ta zapewnia kształtowe zazębienie pasa i koła zapewniając cały szereg zalet, a w szczególności: synchronizacja ruchu, wysoką sprawność, zmianę prędkości kątowej, nieznaczne wielkości siły napięcia wstępnego, niski poziom hałasu, pracę bez użycia smarów i inne [35].

W 1948 wyprodukowano pierwszy pas zębata poliuretanowy, wzmocniony linkami nośnymi stalowymi. Trapezowy profil zęba pasa poliuretanowego, oznaczono jako T. Mechanizm współpracy pasa z kołem pasowym był identyczny jak w pasach gumowych co nie prowadziło do istotnych zmian w wielkości przenoszonych mocy przekładni (rys. 18).



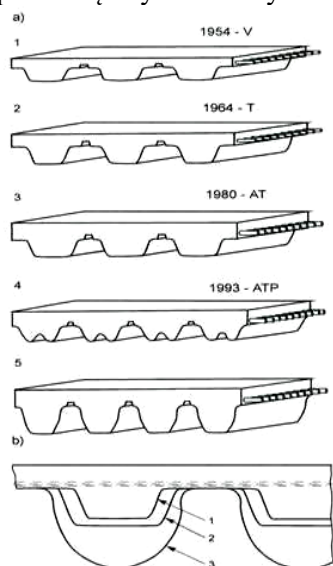
Rys. 18. Współpraca koła z pasem zębata synchronicznym serii AT oraz T [29]

Wprowadzenie na rynki pasa zębatego o profilu AT istotnie zwiększyło możliwości nośne przekładni, co wynika w pierwszej kolejności ze zmian w wielkości profilu pasa, poprawy zazębienia w wyniku zmiany kąta pochylenia zęba jak również ze zmian charakteru współpracy koła i pasa (opieranie zęba pasa na dnie wrębu koła). Poniższy rysunek przedstawia zarys współpracy pasa zębatego z koła zębatym.

W kolejnych latach opracowano nowe profile HTD, STD, RTD (rysunki w tabeli na kolejnej stronie) stosowane początkowo w pasach gumowych, a w późniejszym czasie i w pasach poliuretanowych. Profile tych pasów miały istotny wpływ na poprawę procesu zazębienia, zwiększając trwałości przekładni a zwiększona masa zęba prowadziła do poprawy ich możliwości nośnych.

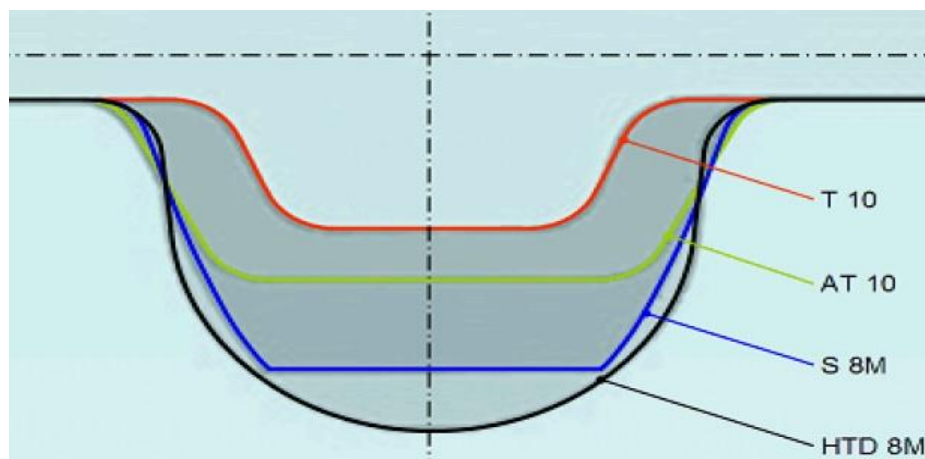
Interesującym rozwiązaniem z początku lat 90-tych było wprowadzenie na rynek pasa zębatego typu ATP w poliuretanie. Zwiększenie powierzchni nośnej pasa poprzez umieszczenie w przekroju masy zęba dodatkowego wybrania współpracującego z odpowiednio ukształtowanym zarysem dna wrębu koła pasowego skutkowało dalszymi możliwościami zwiększenia przenoszonych mocy. Dalsze lata rozwoju to w pierwszej kolejności poszukiwania nowych materiałów o zwiększonej trwałości, mogących znaleźć zastosowanie w dotychczasowych profilach. Rozwiązania te zastosowano w pasach typu GT2, GT3, CXPIII, CXAIII, Omega II, RPP Platinum czy PolyChain. Zwiększały one istotnie możliwości nośne przekładni z pasem zębatym [56, 58, 59]

Ostatnie dziesięciolecie poświęcone było poszukiwaniom nowych rozwiązań umożliwiających wykorzystanie synchronicznej pracy przekładni z pasem zębatym w różnych dziedzinach transportu (rys.19, 20).



Rys. 19. Rozwój kształtu i wysokości zęba pasów synchronicznych: a) rozwój konstrukcyjny 1 – zarys prostokątny 2 – trapezowy 3 – trapezowy wykonany z nowego materiału i wzmocnionym kordem 4 – podwójny ząb 5 – ewolwentowy; b) rozwój wysokości zęba 1 – pas o zarysie trapezowym 2 – pas o zarysie trapezowym stosowany w silnikach spalinowych 3 – pas o zarysie półokrągłym HTD o wyższej zdolności napędowej

Stronę zewnętrzną pasa zaczęto wykorzystywać do nanoszenia różnych pokryć zapewniających odpowiednią przyczepność do szerokiej gamy transportowanych materiałów. [7]



Rys. 20. Rozwój kształtu i wysokości zęba pasów synchronicznych podziałek T10, AT10, S8M, HTD8M

2.5.2. Zastosowania pasów zębatych

Zwiększone zainteresowanie przekładniami z pasami zębatymi dało początek do poszukiwań nowych możliwości ich zastosowania. Na przestrzeni ostatnich lat pasy zębate specjalne (zaliczane do grupy elastycznych napędów), stały się bardzo ważnym elementem maszyn, stosowanych w zautomatyzowanych liniach produkcji zakładów przemysłowych na całym świecie. Przez długie lata podstawowym zadaniem pasów zębatych (zwanymi również synchronicznymi) było przeniesienie sił z napędu wału czynnego na bierny, poprzez sprzężenie kształtowo-cierne pasa kołem zębatym. W ostatnich latach obserwuje się dynamiczny rozwój nowych zastosowań pasów zębatych, wykonujących różnorodne synchroniczne funkcje transportujące, zastępujących coraz częściej taśmy transportujące. Ich zastosowanie rozszerza możliwości automatyzacji linii technologicznych. Podnoszą się możliwości produkcyjne oraz zwiększa się wydajność i efektywność. Produkowane towary uzyskują powtarzalność, co przekłada się to na stabilizację jakości i zmniejszenie odpadu produkcyjnego. [3, 13]

Najczęściej spotykane aplikacje w których występują przekładnie z pasami zębatymi:

Maszyny biznesowe:

- a. drukarki wielkoformatowe,
- b. plotery inżynierskie,
- c. biblioteki taśm,
- d. systemy przechowywania dokumentów,
- e. kopiarki,
- f. windy i urządzenia podnoszące,
- g. urządzenia X / Y i XYZ,
- h. urządzenie do etykietowania,

Obsługa materiałów:

- a. automatyczne systemy przechowywania i wyszukiwania,
- b. przenośnik indukcyjny,
- c. suwnice bramowe,
- d. zespoły podnoszące / windy pionowe,
- e. przekształtniki,
- f. windy,

Przenoszenie ogólne:

- a. przenoszenie torby z tworzywa sztucznego,
- b. obsługa szkła, cięcie, fazowanie i drukowanie linii,
- c. Obsługa płytek ceramicznych i innych płytek,
- d. panele fotowoltaiczne,
- e. dachowe linie gontów,

Drukowanie:

- a. papier,
- b. foldero-sklejarki,
- c. tektura falista,
- d. linie tnące materiały,
- e. wytwarzanie produktów higienicznych,
- f. linie produkcji pieluszek,
- g. systemy podawania dokumentów,
- h. linie ręczników papierowych,

Drewno:

- a. przenoszenie forniru,
- b. produkcja okien,
- c. przenoszenie paneli drewnianych,
- d. szlifowanie i szlifowanie linii,
- e. ukośne linie tnące,

Pakowanie:

- a. pakowarki skrzyń,
- b. linie akumulacyjne,
- c. kartony,
- d. opakowania papierowe i tekturowe,

Włókienniczy:

- a. obcinacze tkanin X / Y,

- b. dzianiny płaskie,
- c. dzianiny okrągłe,
- d. tekstylny sitodruk,
- e. linie przecinaków,
- f. włókniny,
- g. hafciarki,
- h. linie monogramu,

Samochodowy:

- a. linie do produkcji opon,
- b. linie do tłoczenia blachy,
- c. myjnie samochodowe napędy liniowe X / Y,

Branża spożywcza:

- a. transport tacek,
- b. maszyna pakujące produkty z systemami vacuum,
- c. utwór linie sortujące,
- d. przekąski,
- e. linie cukierków i czekolady,
- f. napełnianie butelek – napoje bez i alkoholowe,
- g. produkty mrożone - warzywa, owoce, mięso oraz ryby,

Automatyzacja:

- a. otwieranie drzwi,
- b. otwieranie garaży,
- c. otwieracze do bram,
- d. roboty ruch osi X / Y/ Z,
- e. montaż półprzewodników.

Przykładowe profile pasów zębatach:

- T2,5 - T5 – T10 – T20 – TK10 K13/K6
- AT3 – AT5 – AT10 – AT20 – ATK10 K13/K6, ATP 10, ATP15
- SAT10, BAT10, SAT15, SAT20
- MXL – XL – L – H – XH – XXH
- HTD3M –HTD5M – HTD8M – HTD14M
- RTD5M – RTD8M – RTD14M
- STD 3M – STD 4,5M - STD5 – STD8 – STD14
- EAGLE5 – EAGLE8 – EAGLE10 –EAGLE14

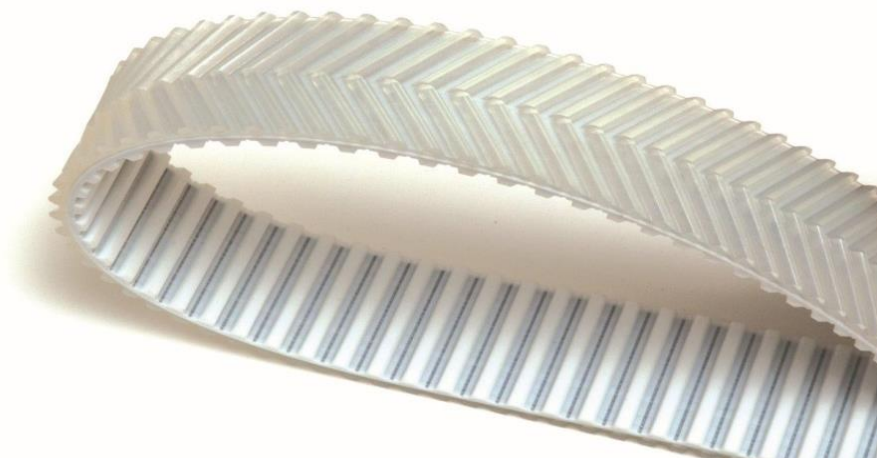
Niektóre z podanych powyżej przykładowych oznaczeń profil, mogą występować w wersji podwójnie uzębionej. Pas zębate podwójnie uzębione są dedykowane do przenoszenia wysokich momentów obrotowych w przekładniach bezluzowych [27-34].

2.5.3. Ciężna pasowo-zębata specjalne, pokryte

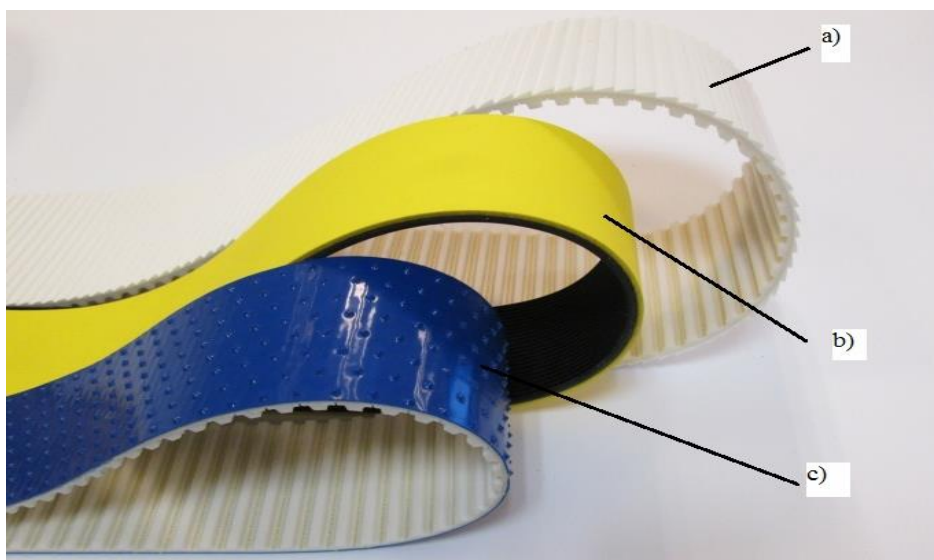
Ciężna pasowo-zębata pokryte wykorzystywane są głównie do celów transportowych (rys. 21-24). Niezbędne jest odpowiednie przygotowanie strony grzbietowej pasa, aby móc dodać przy wykorzystaniu odpowiedniej technologii dla danego materiału, który pełni funkcję transportową. W czasach szybkiego postępu pasy pokryte znajdują zastosowanie w każdej gałęzi przemysłu. Na poniżej zamieszczonych rysunkach przedstawiono kilka przykładów pasów zębatach pokrytych [W13].



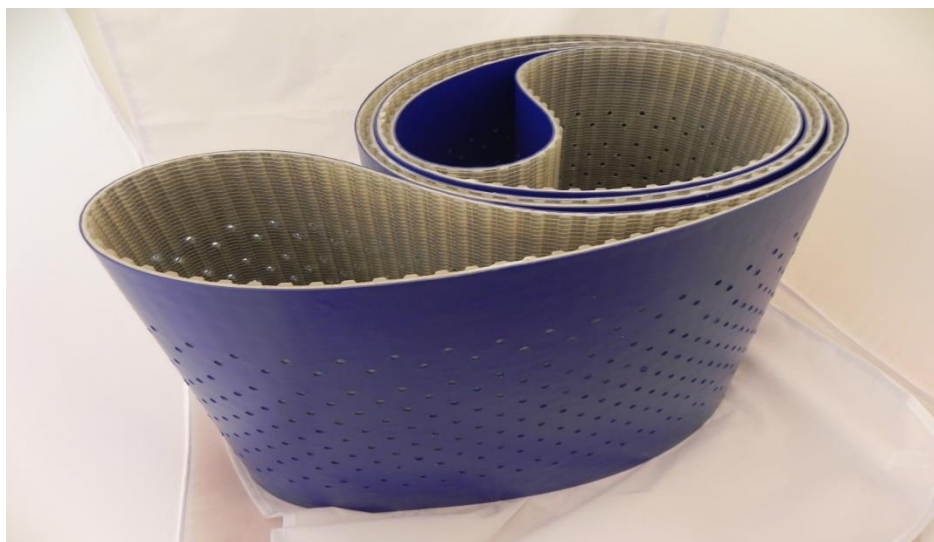
Rys. 21. Pas zębata bezkońcowy poliuretanowy z pokryciem silikonowym dodatkowo z otworami stożkowymi oraz frez w osi zębów, stosowany w maszynach pakujących z systemem podciśnieniowym typu „vacuum”.



Rys. 22. Pas zębata łączony poliuretanowy z pokryciem poliuretanowym typu „fishbone”, stosowany w maszynach transportujących szkło np. szyby samochodowe



Rys. 23. Przykłady dodatkowych materiałów nakładanych na stronę grzbietową: a) Pas zębaty poliuretanowy łączony z pokryciem Pu z wzorem struktury „piła tarczowa”, stosowany przy transporcie zapakowanych plastrów sera; b) Pas wielorowkowy bezkońcowy elastomerowy z pokryciem Pu, stosowany przy transporcie płyt typu sklejka; c) Pas zębaty poliuretanowy łączony z pokryciem kolcowym, stosowany przy transporcie filetów ryb oraz drobiu



Rys. 24. Pas zębaty poliuretanowy łączony „extra-szeroki” z pokryciem poliuretanowym oraz otworami, służący do transportu pieluch w maszynach z systemem podciśnieniowym typu „vacuum” [30, 60]

2.5.4. Budowa pasów zębatach pokrytych

W budowie pasa zębatego rozróżnia się podstawowe elementy, które ulegają ciągłym modyfikacją i ulepszaniem. Zmieniane są cechy geometryczne strony bieżnej, wielkość oraz kształt zęba. Bez analizy kinematyki pasa w nawiązaniu do współpracy zębów na pasie. Nie analizowano dotychczas pozostałych parametrów, jak znaczenie objętości zęba w stosunku do podziałki pasa lub też ważnej cechy, jaką jest kształt powierzchni bocznej zęba. Wprowadzono kolejne rozwiązania konstrukcyjne pasów do już istniejących o zarysie zębów parabolicznych, trapezoidalnych a mianowicie o zębach daszkowych i łukowych [65, 66, 67]. Co pozwoliło obniżyć emisję hałasu podczas pracy oraz prowadzić pas w osi koła zębatego, co zapobiega „nabieganiu” pasa na tarcze obrzeźnikowe. Materiały stosowane do budowy pasów ciągnowych traktowane jako ciała liniowo sprężyste, izotropowe, o właściwościach mechanicznych analogicznych do metali. W materiałach tych zachodzą charakterystyczne rozwinięte procesy reologiczne: pełzanie, relaksacja naprężeń, nawrót sprężysty, silne tarcie wewnętrzne, pętla histerezy i dyssypacja energii, orientacja struktury wewnętrznej i stabilizacja mechaniczna, pamięć materiałowa historii odkształcenia, relaksacja chemiczna oraz wrażliwość na temperaturę [6, 7, 20]. Siły przyciągania międzycząsteczkowego van der Waalsa w tych materiałach mają istotny wpływ na kształtowanie się właściwości mechanicznych i reologicznych. Jest od nich zależna doraźna granica wytrzymałości na zerwanie oraz stałe materiałowe (E, G, K). Siły te mają wpływ na podstawowe zjawiska istotne dla sprzężenia kształtowo-ciernego, takie jak: tarcie wewnętrzne oraz poślizgi obwodowe i promieniowe, rozkład sił w ciągnięciu pasa na łuku opasania lub zmiana kształtu przekroju poprzecznego pasa, powstawanie ilościowe i jakościowo różnych odkształceń w pasie na łuku opasania [10]. Cykliczna deformacja przekroju poprzecznego pasa podczas zginania ma kluczowy wpływ na wartość strat energii na skutek tarcia wewnętrznego oraz na wzrost temperatury w ciągnięciu pasa. Największe tarcie wewnętrzne oraz dyssypacja energii występuje w warstwach ściskanych poniżej osi obojętnej. W konstrukcjach pasów zębatach, po stronie bieżnej, grzbietowej oraz w warstwie nośnej dokonywane są zmiany pozwalające na pełnienie dodatkowych funkcji [13-16].

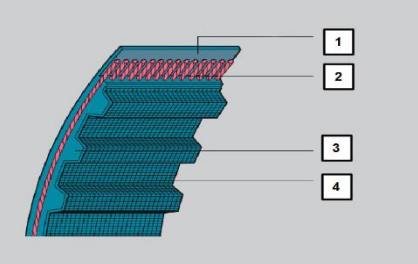
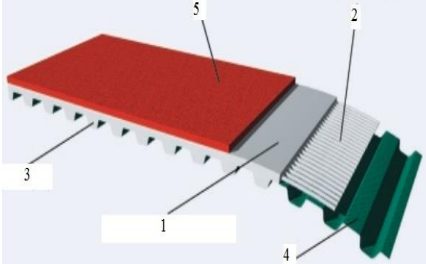
Spośród wielu propozycji udoskonalenia konstrukcji pasów zębatach w szczególności można wyróżnić:

- pokrycie strony uzębionej oraz grzbietowej powłoką (tkaniną antystatyczną (1984 r.)
- wprowadzenie kordu typu E (1990 r.)
- wprowadzenie pasa zębatego ATS (1991 r.)
- wprowadzenie antystatycznych pasów zębatach z materiału PU antystatycznego (1993)
- powiększenie oferty typów kordów o różnym sposobie zwijania i materiałów jak kord ze stali nierdzewnej (1998)
- rozwój pasów specjalnych z profilami do transportu produktów (2000)
- powiększania oferty pokryć pasów od strony wierzchniej, służących do transportu produktów (od 2002 -)

Na świecie znajduje się kilkunastu producentów pasów zębatach z poliuretanu oraz elastomerów. Każdy w producentów produkuje wszystkie standardowe podziałki pasów zębatach, które spotyka się w maszynach i urządzeniach na całym świecie oraz przy współpracy z producentami maszyn wdrażają własne udoskonalenia oraz rozwijają i patentują kolejne typy/rodzaje pasów zębatach, które co raz częściej są produkowane w niespotykanych dotąd szerokościach od 150 mm do 550 mm, ze specjalnymi pokryciami na stronie grzbietowej służące do transportu produktów w najbardziej wymagających aplikacjach, włącznie z atestami do kontaktu z produktami spożywczymi.

Pas zębata różni się od pasa zębatego specjalnego pokrytego, jednym zasadniczym elementem. Jest to dodatkowa warstwa lub warstwy, które zostały umieszczone na grzbiecie pasa (tab. 1).

Tab. 1. Różnica w budowie pasa zębatego, a pasa zębatego pokrytego

Budowa pasa zębatego	Budowa pasa zębatego pokrytego
	
<p>1) Grzbiet pasa zębatego 2) Linki nośne (kord stalowy/kewlarowy) 3) Zarys zęba</p>	<p>1) Grzbiet pasa zębatego 2) Linki nośne (kord stalowy/kewlarowy) 3) Zarys zęba</p>

4) Tkanina nylonowa lub dodatkowe włókna	4) Tkanina nylonowa lub dodatkowe włókna 5) Dodatkowa warstwa materiału o funkcji transportującej
--	--

2.5.5. Pokrywanie pasów zębatych specjalnych

Pasy zębate specjalne zapewniają rozwiązania dla następujących typów wymagań [13]:

- wysokie tarcie,
- niskie tarcie,
- kompresja,
- absorpcja wstrząsów,
- łatwość zwolnienia,
- delikatne przenoszenie,
- wyładowania elektrostatyczne,
- odporność na ścieranie,
- odporność na temperaturę do 600 °C (tylko pokrycie dodatkowa warstwa na wierzchniej powierzchni pasa zębatego),
- atest spożywczy do kontaktu żywnością.

Pas zębaty specjalny pokryty składa się z pasa zębatego, na którego grzbiecie znajduje się pokrycie, zwane również nakładką lub warstwą.

Wykorzystuje się następujące metody nanoszenia pokryć na pasy zębate [13-16, 24, 25]:

- pokrywanie na zimno (klejenie grzbietu pasa zębatego z dodatkową warstwą np. elastomer naturalny, guma komórkowa EPDM),
- pokrywanie na gorąco (klejenie przy użyciu gorącego strumienia powietrza, dla materiałów typu polichlorek winylu, poliuretan termoplastyczny),
- pokrywanie przy pomocy wulkanizacji. Wulkanizacja pasa zębatego odbywa się w autoklawie, który wypełnia para i gorące powietrze, które wytwarzane jest przez generator pary. Na dedykowaną do długości formę, nakłada się pas zębaty gumowy lub poliuretanowy, następnie nanosi się mieszkankę gumową w stanie przed wulkanizacyjnym. Kolejno następuje umieszczenie materiału w zbiorniku autoklawu, gdzie przy odpowiednio dobranych parametrach, tj. temperatura, czas i ciśnienie następuje proces wulkanizacji,
- pokrywanie przy użyciu metody spray'owania (nanoszenie powłok poliuretanowych, silikonowych, teflonowych przy użyciu pistoletu, tzw. natrysk),

- pokrywanie pasów przy użyciu metody odlewniczej.

Istnieją następujące rodzaje materiałów stosowanych na pokrycia pasów zębatych:

- **A - Pokrycia z materiałów komórkowych**

Pokrycia wykonane z pianki elastomerowej lub poliuretanowej są łatwo ściśliwe, dzięki komórkowej strukturze materiału. Najczęściej znajdują zastosowanie w przemyśle: szklarskim i papierniczym, przenośniki podciśnieniowe, systemy etykietarek, transport lekkich i kruchych produktów

Tab. 2. Pokrycia z materiałów komórkowych stosowane na pasach zębatych specjalnych

NAZWA	MATERIAŁ	KOLOR	TWARDOSC [ShA]	ODPORNOSC TEMPERATUROWA	ODPORNOSC NA OLEJE I TLUSZCZE	ATEST SPOŻYWCZY	WSPÓŁCZYNNIK TARCIA μ
CELLOFLEX	Mikro-komórkowy elastomerowy poliuretan	Żółty Brązowy	-	+80 C	Średnia	Nie	0,3
POROL	Guma komórkowa	Czarny	15	+70 C	Średnia	Nie	1,0
PU YELLOW 50	Poliuretan	Żółty	50	+70 C	Wysoka	Nie	0,4
PU YELLOW 70	Poliuretan	Żółty	70	+80 C	Wysoka	Nie	0,3
SYLOMER NIEBIESKI	Elastomerowy poliuretan	Niebieski	-	+70 C	Średnia	Nie	0,5
SYLOMER ZIELONY	Elastomerowy poliuretan	Zielony	-	+70 C	Średnia	Nie	0,5
SYLOMER BRAZOWY	Elastomerowy poliuretan	Brązowy	-	+70 C	średnia	Nie	0,5

- **B - Pokrycia z materiałów PVC oraz PU**

Polichlorek winylu (PVC) ma wysoki współczynnik tarcia i wysoką odporność na działanie kwasów. Ze względu na swoją uniwersalność jest stosowany w aplikacjach takich jak: przemysł ceramiczny, szklarski oraz papierniczy, systemy oznakowania oraz pakowania. Niektóre rodzaje PVC posiadają atest spożywczy i są stosowane w tej branży, na każdym etapie produkcji.

Wśród wszystkich materiałów syntetycznych i mieszanek gumowych, poliuretan (PU), zapewnia najlepszą odporność naścieranie. Pokrycia poliuretanowe, różnej twardości używane są do pokrywania pasów. Materiał ten idealnie odnajduje

swoje zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu np. procesie obróbki drewna, ceramiki i szkła oraz w przemyśle spożywczym [W13].

Tab. 3. Pokrycia z materiałów PCV i PU stosowanych na pasach zębatych specjalnych

NAZWA	MATERIAL	KOLOR	TWARODOSC [Sh' A]	ODPORNOSC TEMPERATUROWA	ODPORNOŚĆ NA OLEJE I TLUSZCZE	ATEST SPOZYWCZY	WSPÓŁCZYNNIK TARCIA μ
FISHBONE PU	PU	Transparentny	70/85	+70 C	Średnia	Nie	0,7
AVAFC	PU	Transparentny	85	+70 C	Wysoka	Nie	0,7
PVC ZIELONY	PVC	Zielony	60	+ 90 C	Wysoka	Nie	0,9
SUPERGRIP ZIELONY PVC	PVC	Zielony	50	+ 90 C	Wysoka	Nie	0,9
SUPERGRIP CZERWONY PVC	PVC	Czerwony	50	+80 C	Średnia	Nie	0,9
PVC BIAŁY	PVC	Biały	60	+ 9 0 C	Średnia	Tak	1
SUPERGRIP CZERWONY PVC	12 PVC	Czerwony	50	+ 80 C	Średnia	Nie	0,9

- **C - Pokrycia z materiałów elastomerowych**

Wiele różnych materiałów gumowych syntetycznych i naturalnych stosowane są do pokrywania pasów.

Dzięki wysokiemu współczynnikowi tarcia i odporności temperaturowej, elastomery znajdują zastosowanie w przeróżnych aplikacjach: przemyśle papierniczym, ceramicznym, obróbce drewna, przemyśle szklarskim, systemach pakujące, systemach transportowych korzystających z podciśnienia

Tab. 4. Pokrycia z materiałów gumowych stosowanych na pasach zębatych specjalnych

NAZWA	MATERIAŁ	KOLOR	TWARODOSC [ShA]	ODPORNOSC TEMP.	ODPORNOŚĆ NA OLEJE I TLUSZCZE	ATEST SPOZYWCZY	WSPÓŁCZYNNIK TARCIA μ
SUPERGRIP GUMA	Guma naturalna	Zielony	50	+ 80	Niska	Nie	1,0
LC-G	Guma naturalna	Czerwony	45	+ 90	Niska	Nie	1,1

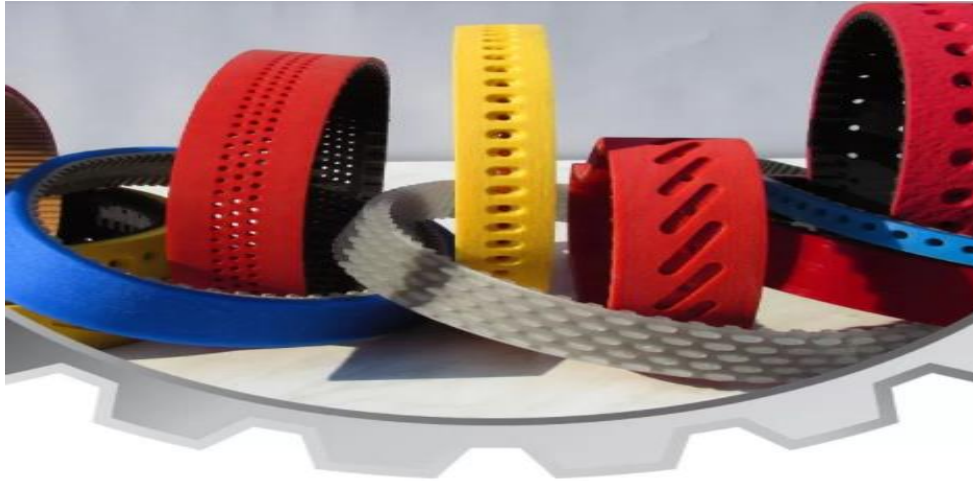
LINATRILE	Guma nitrylowa	Pomarańczowy	55	+ 110	Średnia	Nie	1,0
NITRILE	Guma nitrylowa	Czarny	65	+ 110	Wysoka	Nie	0,7
CORREX	Paraguma	Brązowy	40	+60	Niska	Nie	0,6
BIAŁA GUMA NR	Guma naturalna	Biały	60	+ 90	Wysoka	Tak	0,
BIAŁA GUMA	Guma	Biały	60	+ 90	średnia/niska	Nie	0,7
VITON	Kauczuk fluorowy	czarny	75	+ 275 C	Wysoka	Nie	0,7

- **D - Pokrycia z materiałów specjalnych**

W tej grupie znajdują się skrajnie różne materiały znane w przyrodzie i technice, a mianowicie: mieszanki termoplastyczne, guma silikonowa, silikon, termoplastyczne mieszanki gumowe, skóra naturalne i sztuczna oraz teflon.

Tab. 5. Różne pokrycia z materiałów specjalnych stosowane na pasach zębatych specjalnych

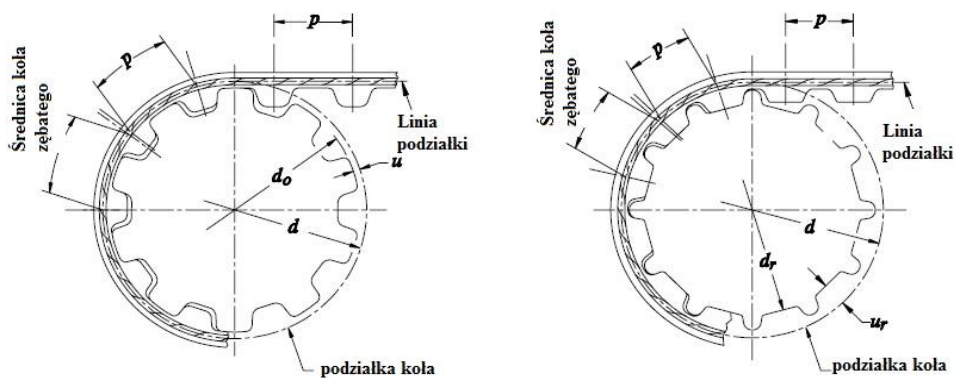
NAZWA	MATERIAŁ	KOLOR	TWARDOŚĆ [Sha]	ODPORNOŚĆ TEMP.	ODPORNOŚĆ NA OLEJE I TŁUSZCZE	ATEST SPOZYWCZY	WSPÓŁCZYNNIK TARCIA
APL	Mieszanka termoplastyczna	Purpurowy	55	+ 60 C	Wysoka	Nie	0,7
SILIKON	Guma silikonowa	Transparentny /biały	30	+ 200 C	Wysoka	Nie	1,0
SILIKON FDA	Guma silikonowa	Niebieski	30	+ 220 C	Wysoka	Tak	1,1
SKÓRA CHROMOWA	Skóra	Szary/brązowy	-	+ 80 C	Wysoka	Nie	0,8
TEFLON	Teflon	Czerwony	-	+ 80 C	Wysoka	Nie	0,18
TECHNOGUM 50	Termoplastyczna mieszanka guma	Czerwony	50	+ 80 C	Wysoka	Nie	0,7
TECHNOGUM 70	Termoplastyczna mieszanka guma	Czerwony	70	+ 80 C	Wysoka	Nie	0,6



Rys. 25. Pasy zębate specjalne stosowane w przemyśle spożywczym [W18]

2.5.6. Relacje geometryczne pomiędzy pasem, a kołem zębatym.

Podziałka pasa zębatego „ p ” jest definiowana jako odległość pomiędzy liniami środkowymi dwóch sąsiednich zębów i mierzona jest na linii podziałki pasa (jak na poniższym rysunku. Linia podziałki pasa jest identyczna jak neutralna oś zginania pasa i pokrywa się z linią umiejscowienia kordów. Podziałka koła zębatego jest mierzona okręgu i jest definiowana jako długość łuku pomiędzy liniami środkowymi dwóch sąsiednich rowków koła zębatego (poniższy rysunek) [24].



Rys. 26. a) Relacje geometryczne pas – koło zębate, b) Relacje geo. pas – koło podziałki calowe i metrycznych serii T, HTD, STD[24] zębate AT10 [24]

Podziałka koła pokrywa się z linią, kiedy pas wkoło koło zębatego. W napędach z pasem zębatym, średnica podziałki koła zębatego d jest większa niż średnica zewnętrzna d_0 .

Średnica podziałki koła zębatego d opisuje wzór:

$$d = \frac{pz_p}{\pi} \quad (76)$$

Gdzie p to podziałka nominalna oraz z_p to ilość zębów na kole.

Promieniowa odległość pomiędzy średnicą podziałową, a zewnętrzną średnicą koła zębatego nazywa się podziałką różnicową u , posiada standardową wartość dla podziałek calowych i metrycznych serii T (poniższa tabela).

Średnica zewnętrzna koła może być wyrażona przez:

$$d_0 = d - 2u = \frac{pz_p}{\pi} - 2u \quad (77)$$

Jako że podziałki calowe i metryczne serii T pasy zostały zaprojektowane do pracy na górnych miejscach koła zębatego, tolerancja zewnętrznej średnicy koła zębatego może powodować różnice podziałki koła zębatego z podziałką nominalną (rys.26a)).

Z drugiej strony, pasy podziałki metrycznej AT zostały zaprojektowane do pracy w kontakcie z dolnymi miejscami zębów jak pokazano na rys.26b). Dlatego też podziałka oraz średnica podziałowa koła zębatego zależą od tolerancji średnicy rdzenia koła zębatego d_r , która jest wyrażona jako:

$$d_r = d - 2u_r = \frac{pz_p}{\pi} - 2u_r \quad (78)$$

Promieniowa odległość między średnicą podziałową, a średnicą rdzenia u_r ma wartość standardową dla poszczególnych typów podziałki AT (jak w poniższej tabeli 6.)

Tab. 6. Wymiary podziałek pasów zębatych calowych oraz metrycznych [22]

Typ podziałki pasa zębatego	p - podziałka pasa	H - wysokość pasa	u - podziałka różnicowa	h - wysokość zęba
XL in mm	0.200 5.1	0.090 2.3	0.010 0.3	0.050 1.3
L in mm	0.375 9.5	0.140 3.6	0.015 0.4	0.075 1.9
H in mm	0.500 12.7	0.160 4.1	0.027 0.7	0.090 2.3
XH in mm	0.875 22.2	0.440 11.2	0.055 1.4	0.250 6.4
T5 in mm	0.197 5.0	0.087 2.2	0.020 0.5	0.047 1.2
T10 in mm	0.394 10.0	0.177 4.5	0.039 1.0	0.098 2.5
T20 in mm	0.787 20.0	0.315 8.0	0.059 1.5	1.500 5.0
HTD 5 in mm	0.197 5.0	0.142 3.6	0.028 0.7	0.83 2.1
HTD 8 in mm	0.315 8.0	0.220 5.6	0.028 0.7	0.134 3.4
HTD 14 in mm	0.551 14.0	0.394 10.0	0.055 1.4	0.236 6.0
STD 5 in mm	0.197 5.0	0.134 3.4	0.028 0.7	0.075 1.9
STD 8 in mm	0.315 8.0	0.205 5.2	0.028 0.7	0.11 3.0
STD 14 in mm	0.551 14.0	0.402 10.2	0.055 1.4	0.209 5.3
AT5 in mm	0.197 5.0	0.106 2.7	0.077 2.0	0.047 1.2
AT10 in mm	0.394 10.0	0.177 4.5	0.138 3.5	0.098 2.5
AT20 in mm	0.787 20.0	0.315 8.0	0.256 6.5	0.197 5.0

2.6. WYTYCZNE DO BADAŃ WŁASNYCH

Do przeprowadzenia badań własnych przyjęto następujące wytyczne:

Dla osiągnięcia celów naukowych rozprawy przez rozwiązanie problemów inżynierii mechanicznej należy zaproponować i zrealizować oryginalną metodykę analizy i badań zależności między charakterystykami użytkowymi (wytrzymałością, efektywnością, nieszkodliwością) a cechami konstrukcyjnymi elementu napędu maszyn, o szerokim zastosowaniu (przemieszczanie, formowanie, odkształcanie) oraz charakterze funkcjonalnym.

Metodyka badań doświadczalnych powinna być oparta o model matematyczny charakterystyk użytkowych zmiennych geometrycznych cech konstrukcyjnych pasa zębatego, szczególnie z uwzględnieniem, w przestrzeni połączenia jego struktury z dodatkowymi warstwami funkcjonalnymi.

Model matematyczny będzie podlegał badaniom merytorycznym, fizycznym w zakresie inżynierii mechanicznej napędu, jego budowy i eksploatacji. Model podlega weryfikacji eksperymentalnej, ocenie statystycznej korelacji, regresji i adekwatności. Po ocenie, model będzie wykorzystany w rozwoju, z jednej strony konstrukcji elementu roboczego, z drugiej - funkcjonalności jej w złożonych warunkach użytkowania (eksploatacji) [21]. Określenie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego, ma posłużyć rozwojowi budowy i eksploatacji zespołów maszynowych. Dodatkowo przedstawiono nowe sposoby badań charakterystyk użytkowych. Badano wpływ rozkładu naprężeń na łuku opasania koła, biorąc pod uwagę cechy konstrukcyjne cięgna.

Wnioski z przeprowadzonych badań mają służyć jako wytyczne pomocne w rozwoju systemów i w konstruowaniu maszyn pakujących z przekładnikami transportowo-napędowymi.

3. BADANIE CHARAKTERYSTYK UŻYTKOWYCH PRZEKŁADNI Z CIĘGNIEM PASOWO-ZĘBATYM

3.1. ZAŁOŻENIA ORAZ CEL BADAŃ

Badanie cech konstrukcyjnych, mających wpływ na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego. Konieczne jest badanie charakterystyk użytkowych przekładni w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz przy zmiennych wybranych cechach konstrukcyjnych:

- zaprojektowanie i zbudowanie stanowiska badawczego,
- analiza wyników badań i wyciągnięcie wniosków z nich wynikających.

Obiektem badań są charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego zmienne w funkcji cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego i własności transportowanego biomateriału ziarnistego. Ciągły rozwój wymusza konieczność naukowego doskonalenia budowy i eksploatacji cech zespołów transportowo-napędowych w maszynach i urządzeniach znajdujących się na liniach produkcyjnych, w aspekcie takich parametrów jak czas eksploatacji, wydajność transportowanego produktu czy trwałość cięgna.

W toku prac eksperymentalnych skuteczność zespołu napędowo-transportowego, określano charakterystykami:

- wydajność masowa,
- energochłonność, jednostkowe zużycie energii na funkcję transportu/napędu
- sprawność napędu, trwałość/wytrzymałość połączeń pasów.

Cel badań

W świetle powyższych ustaleń, wynikających ze stanu wiedzy, analizy kryterialnej badań i rozwiązań układów napędowych i transportowych, za cele pracy przyjęto:

1. Opracowanie modelu matematycznego procesu transportowo-napędowego zespoły z cięgnem pasowo-zębatym dla potrzeb rozwoju i optymalnego konstruowania zespołów napędowo-roboczych;
2. Eksperymentalne wyznaczenie wpływu rodzaju pasa zębatego i nakładki transportowej, ich cech konstrukcyjnych (geometrycznych, materiałowych, dynamicznych), zależności transportowanej masy dla różnych konfiguracji pasa, sztywności konstrukcyjnej pasa z nakładką na charakterystyki użytkowe:

moment obrotowy, równomierność prędkości przemieszczania pasa/nakładki, moc na wale czynnym napędowego i transportowego zespołu roboczego.

3.2. PROBLEMY BADAWCZE

Dla zrealizowania celów rozprawy sformułowano problemy badawcze (pracy):

1. Czy uwzględniając zmienne cechy konstrukcyjne (geometryczne, materiałowe, dynamiczne), sztywności konstrukcyjne pasa z nakładką, możliwe jest opracowanie adekwatnego modelu matematycznego charakterystyk użytkowych: momentu obrotowego, równomierności prędkości przemieszczania pasa/nakładki, mocy na wale czynnym zespołu roboczego oraz zależności transportowanej masy dla różnych konfiguracji pasa?
2. Jaki wpływ na moment obrotowy, równomierność prędkości przemieszczania pasa/nakładki, moc na wale czynnym zespołu roboczego wywierają:
 - cechy konstrukcyjne-narzędziowe zespołu transportowo-napędowego,
 - stany surowców i tworzyw przechodzących przez zespół,
 - cechy i relacje ruchu z przemieszczaniem elementów w zespole roboczym?

W badaniach doświadczalnych można wyróżnić co najmniej trzy podstawowe etapy: plan doświadczenia, jego realizację oraz analizę wyników. Metody matematyczne są w oczywisty sposób związane z badaniami doświadczalnymi, jednak paradoks polega na tym, że jeszcze zbyt często stosuje się je dopiero na samym końcu, przeprowadzając analizę wyników badań. Tymczasem metody matematyczne mogą i powinny stanowić przede wszystkim podstawę do programowania doświadczeń stanowiącego etap początkowy, najważniejszy z punktu widzenia całości podejmowanych badań. Zagadnienia planowania doświadczeń to podstawowy składnik dyscypliny naukowej, zwanej teorią eksperymentu [20, 21, 22], która z kolei stanowi teoretyczną podstawę metodyki badań doświadczalnych. Metody planowania doświadczeń w bardzo dobry sposób ułatwiają uzyskanie na drodze doświadczalnej nowej informacji. Wyrażona jest ona zwykle w postaci aproksymującej funkcji obiektu badań, o znanej i świadomie ustalonej niedokładności. Jednocześnie uzyskuje się to przy liczbie pomiarów, niezbędnych do realizacji przyjętego planu, ograniczonej do dopuszczalnego minimum, co w sposób decydujący zmniejsza nakłady i czas badań doświadczalnych. Obiektem badań doświadczalnych może być zarówno przedmiot lub ich zbiór (układ przedmiotów), jak również zbiór zdarzeń związanych z układem przedmiotów, czyli proces. Procesy, a w tym procesy techniczne stanowią najczęstsze obiekty badań.

3.3.HIPOTEZY ROBOCZE

Przyjęte hipotezy mają stanowić odpowiedzi na sformułowane problemy:

Uwzględniając zmienne cechy konstrukcyjne (geometryczne, materiałowe, dynamiczne), sztywności konstrukcyjne pasa z nakładką, możliwe jest opracowanie adekwatnego modelu matematycznego charakterystyk użytkowych.

Wpływ na moment obrotowy, równomierność prędkości przemieszczania pasa/nakładki, moc na wale czynnym zespołu roboczego wywierają w sposób istotny:

- cechy konstrukcyjno-narzędziowe zespołu transportowo-napędowego,
- stany surowców i tworzyw przechodzących przez zespół,
- cechy i relacje ruchu z przemieszczaniem elementów w zespole roboczym, a zaproponowane opisy matematyczne, służą optymalizacji, ułatwieniu wdrożenia wyników, a przede wszystkim sukcesowi gospodarczemu.

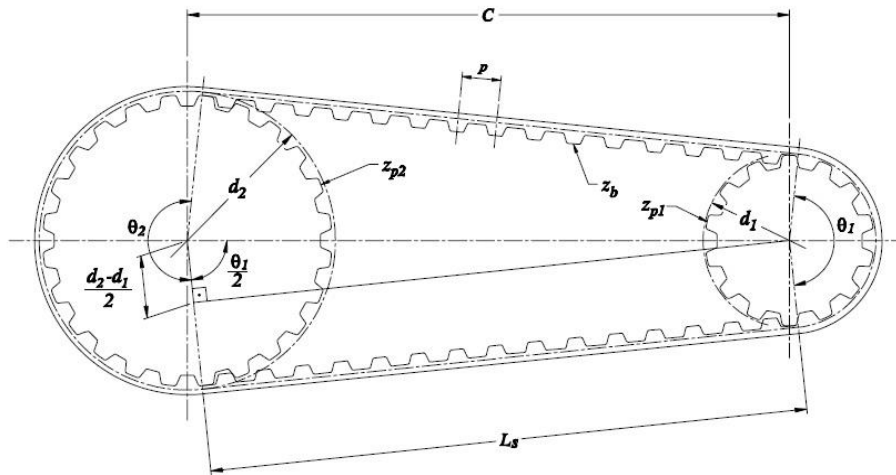
3.4.MODEL MATEMATYCZNY OBIEKTU BADAŃ I DYSKUSJA

W pierwszym etapie rozprawy postanowiono przeprowadzić analityczne badanie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego.

3.4.1. Długość pasa od osi do osi koła zębatego

Długość pasa L (rys. 27.) jest mierzona wzdłuż linii podziałki i musi równać się liczbie całkowitej. Podziałek pasa (ilości zębów pasa), z_b

$$L = pz_b \quad (79)$$



Rys. 27. Przekładania pasowo-zębate w dwoma kołami o różnych średnicach

Większość urządzeń wyposażonych w przekładnie pasowo-zębate posiada koła zębate o równych średnicach, w tym przypadku zależność pomiędzy długością pasa L , odległość od osi do osi koła C oraz średnica podziałowa d , jest wyrażona przez [W27]

$$L = 2C + \pi d \quad (80)$$

Dla przekładni, gdzie zostały zaprojektowane dwa koła zębate o różnych średnicach zależność ta może zostać zapisano jako kąt opasania θ_1 mniejszego koła

$$\theta_1 = 2 \cos\left(\frac{d_2 - d_1}{2C}\right) \quad (81)$$

Gdzie d_1 oraz d_2 oznaczają średnicę podziałową mniejszego i większego koła, odpowiednio jako kąt opasania θ_2 większego koła

$$\theta_2 = 2\pi - \theta_1 \quad (82)$$

Rozpiętość L_s

$$L_s = C \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) \quad (83)$$

Długość pasa L

$$L = C \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) + \theta_1 \frac{d_1}{2} + (2\pi - \theta_1) \frac{d_2}{2} \quad (84)$$

Ponieważ kąt opasania θ_1 jest w funkcji do odległości środkowej C , powyższe równanie nie jest zamknięte dla C . Można je rozwiązać używając dowolnej metody obliczeniowej. W przybliżeniu odległość środkowa w funkcji długości pasa może być wyrażona jako

$$C \approx \frac{Y + \sqrt{Y^2 - 2(d_2 - d_1)^2}}{4} \quad \text{Gdzie } Y = L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} \quad (85)$$

3.4.2. Siły działające w napędach z pasami zębatymi pokrytymi (w funkcji transportowo-napędowej)

W przekładniach napędowo-transportowych transportowane są produkt, pas zębaty przenosi moment obrotowy oraz ruch z koła napędowego do koła napędzanego napędu przeniesienia mocy i strumienia masy (rys. 27) lub przenosi siły w napędach liniowych, gdzie stosuje się do łączenia pasów otwartych płytki mocujące (rys. 29).

Podczas pracy napędu pasowo zębatego pod obciążeniem różnica w napięciach pasa przy wejściu (ciasnym) i pozostawiając (luźne) brzegi napędowego koła zębatego. Określa się jako napięcie skuteczne T_e i reprezentuje się przenoszoną z koła zębatego napędowego na pas

$$T_e = T_1 - T_2, \quad (86)$$

gdzie T_1 oraz T_2 są odpowiednio napięciami i zwartymi naprężeniami bocznymi.

Moment obrotowy, M (M_1 na poniższym rysunku), jest oznaczony jako:

$$M = T_e \frac{d}{2} \quad (87)$$

gdzie d (d_1 na rysunku rys.27) jest średnicą zewnętrzną koła zębatego napędowego. Napięcie skuteczne zostaje generowane na koło zębate napędowego, jest rzeczywista siłą roboczą, która pokonuje opór wobec ruchu pasa. Niezbędne jest zidentyfikowanie oraz oszacowanie sumy poszczególnych sił działających na pasie, który przyczynia się do skutecznego napięcia wymaganego na kole zębatym napędowym.

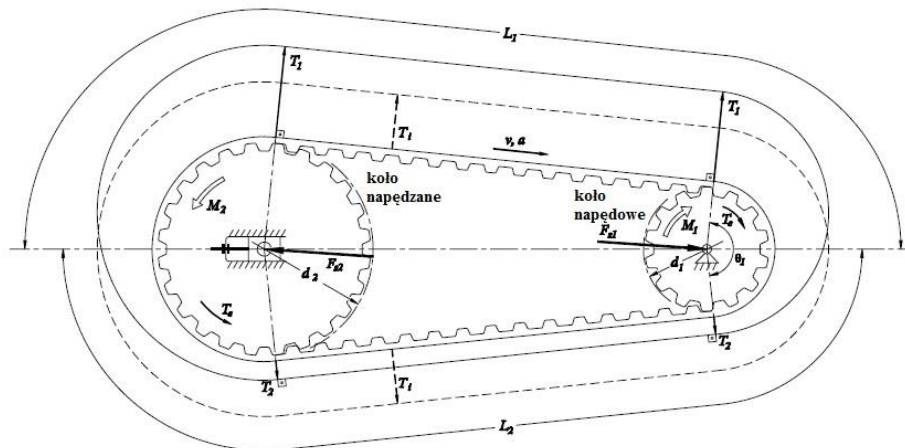
W przekładniach napędowych opór ruchu występuje na kole napędzanym.

Siła przenoszona z pasa na koło napędzane jest równa T_e (rys.28). Następujące wyrażenie dla wymagań momentu koła napędowego może być zapisane:

$$M_1 = T_e \frac{d_1}{2} = \frac{M_2 d_1}{\eta d_2} = \frac{P_2 d_1}{\omega_2 \eta d_2} = \frac{P_2}{\omega_1 \eta} \quad (88)$$

Gdzie M_1 to moment obrotowy, M_2 to moment wymagany na kole zębatym napędzanym, P_2 to moc wymagana na kole napędzanym, ω_1 i ω_2 to prędkości kątowe odpowiednio dla koła napędowego i napędzanego, d_1 i d_2 to średnica

podziałowa kół odpowiednio napędowego i napędzanego oraz η jako sprawność napędu pasowo-ciężnego (zwykle $\eta = 0.94 \div 0.96$).



Rys.28. Przykład przeniesienia napędu i pozycjonowania obrotowego

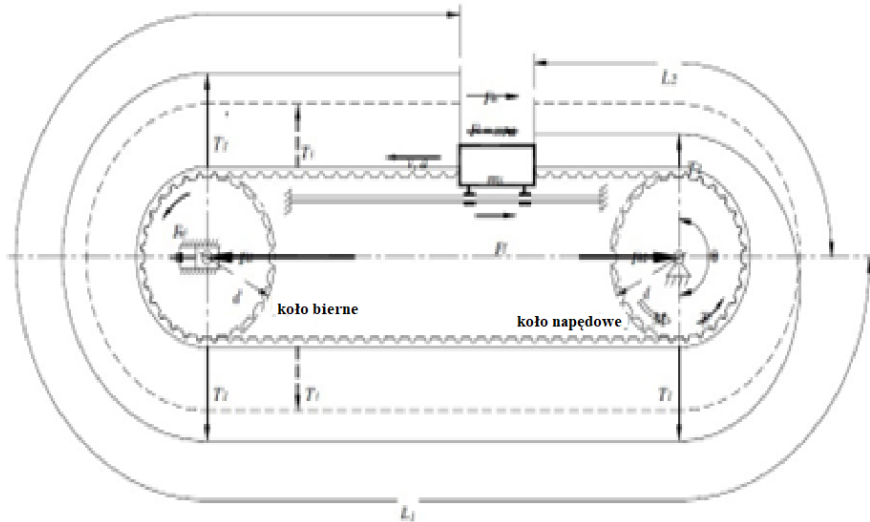
Prędkość kątowna koła zębatego napędowego i napędzanego ω_1 i ω_2 są powiązane w następującej zależności:

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{d_1}{d_2} \quad (89)$$

Zależność pomiędzy prędkością obrotową a prędkością kątowną wyraża:

$$\omega_{1,2} = \frac{\pi n_{1,2}}{30} \quad (90)$$

Gdzie n_1 i n_2 to prędkości obrotowe koła napędowego i napędzanego wyrażana w obrotach na min $\left[\frac{obr.}{min} \right]$, a ω_1 i ω_2 to prędkości kątowne koła napędowego i napędzanego wyrażane w radianach na sekundę.



Rys. 29. Przykład napędu z pasem zębatym łączonym przez płytkę mocującą konfiguracja „I”

W pozycjonowaniu liniowym (rys. 29) główne obciążenie działa na płytkę mocującą. Składa się na to obciążenia siła przyspieszenia F_a (liniowe przyspieszenie płytki lub suwaka), siłę tarcia łożyska liniowego, F_f , siłę zewnętrzną (obciążenie robocze), F_w .

Składowa masy F_g równoległa do pasa w napędach pochyłych, siła bezwładności przyspieszenia pasa F_{ab} oraz koło zębate napinające (luźne) F_{ai} (obrotowe)

$$T_e = F_a + F_f + F_w + F_g + F_{ab} + F_{ai} \quad (91)$$

Poszczególne składniki napięcie skutecznego, T_e , są wyrażone przez

$$F_a = m_s a, \quad (92)$$

gdzie m_s to masa płytki mocującej lub suwaka oraz a to przyspieszenie liniowe płytki (suwaka).

$$F_f = \mu_r m_s g \cos \beta + F_{fi} \quad (93)$$

Gdzie, μ_r jest współczynnikiem dynamicznym tarcia łożyska liniowego.

F_{fi} jest niezależnym obciążeniem wytrzymałości nieodłącznej do ruchu liniowego (opór uszczelnienia, odporność na obciążenie wstępne, lepkość tarcia smaru) oraz β jest kątem nachylenia pozycjonera liniowego.

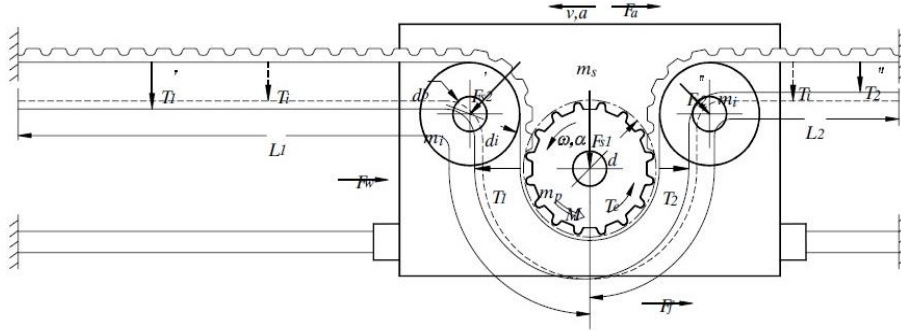
$$F_g = m_s g \sin \beta \quad (94)$$

$$F_{ab} = \frac{w_b L b}{g} a \quad (95)$$

Gdzie L to długość pasa, b to szerokość pasa, w_b to ciężar właściwy pasa, natomiast g to grawitacja.

$$F_{ai} = \frac{2J_i\alpha}{d} = \frac{m_i}{2} \left(1 + \frac{d_b^2}{d^2}\right) a \quad (96)$$

Gdzie J_i jest to bezwładność koła napinającego, α to przyspieszenie kątowe koła napinającego, m_i to jego masa, d to średnica koła napinającego oraz d_b to średnica otworu koła napinającego (jeśli dotyczy).



Rys. 30. Przykład pozycjonowania liniowego – układ typu Omega II

Alternatywny układ pozycjonowania liniowego przedstawiono na poniższych rysunku. Napęd typu "Omega" (rys.30) składa się z koła zębatego oraz dwóch rolek, które przewijają się po grzbiecie (strona wierzchnia) pasa zębatego. Płytkę porusza się wzdłuż pasa który oba końce ma zamocowane w urządzeniu [W14]. Podobny do napędu liniowego pozycjonowanego jako konfiguracja I', efektywne napinanie składa się z siły przyspieszenia liniowego F_a , siła tarcia łożyska liniowego F_f , siła zewnętrzna (obciążenie robocze) F_w , składowa ciężaru suwaka F_g równoległa do pasa w napędach nachylonych i siła bezwładności do przyspieszenia koła zębatego napinającego F_{ai}

$$T_e = F_a + F_f + F_w + F_g + 2F_{ai} \quad (97)$$

Poszczególnej składowe efektywnego napinania T_e wyraża się

$$F_a = (m_s + m_p + 2m_i)a \quad (98)$$

Gdzie m_s to masa suwaka lub platformy, m_p to masa koła zębatego napędowego, m_i to masa rolek napinających oraz a to translacyjny współczynnik przyspieszenia suwaka.

$$F_f = \mu_r(m_s + m_p + 2m_i)g \cos \beta + F_{fi} \quad (99)$$

gdzie μ_r to dynamiczny współczynnik tarcia łożyska liniowego, F_{fi} obciążenie niezależne od odporności ruchu liniowego oraz β to kąt nachylenia pozycjonera liniowego.

$$F_g = (m_s + m_p + 2m_i)g \sin \beta \quad (100)$$

$$F_{ai} = 2 \frac{J_i\alpha}{d} = m_i \left(1 + \frac{d_b^2}{d_i^2}\right) a \quad (101)$$

Gdzie J_i jest bezwładnością koła napinającego w odbiciu do koła napędowego, α to przyspieszenie kątowe koła napędowego, m_i to jego masa, d to średnica koła,

d_i to średnica koła napinającego oraz d_b to średnia otworu koła napinającego (jeśli dotyczy).

W przekładniach transportujących nachylonych, napięcie skuteczne składa się głównie z dwóch sił przeciwstawnych: sił tarcia i grawitacji.

Składowa siły tarcia ze względu na przenoszone obciążenie

$$F_f = \mu \sum_{k=1}^{n_c} N_{(k)} = \mu \cos \beta \sum_{k=1}^{n_c} W_{(k)} \quad (102)$$

Gdzie μ to współczynnik tarcia pomiędzy pasem, a łożem suwaka, $N_{(k)}$ to składowa masy, $W_{(k)}$ pojedynczy transportowany element (paczka) prostopadły do pasa, n_c to ilość transportowanych elementów, wskaźnik k oznacza k^{th} fragment materiału wzdłuż pasa oraz β kąt wzniosu (nachylenia). Podczas transportu elementów (materiału) siła tarcia jest oznaczona jako:

$$F_f = \mu w_m L_m \cos \beta \quad (103)$$

Gdzie w_m to rozkład masy na jednostkę długości transportowej oraz L_m to długość transportu. Niektóre aplikacje transportujące obejmują akumulacje materiału (rys.31). Tutaj znajduje się dodatkowy elementy ślizgowy ze względu na materiał ślizgający się po wierzchniej stronie (transportującej) pasa zębatego i określa równanie:

$$F_{fa} = (\mu + \mu_1) \sum_{k=1}^{n_a} N_{(k)} = (\mu + \mu_1) \cos \beta \sum_{k=1}^{n_a} W_{(k)} \quad (104)$$

Gdzie n_a to ilość elementów w akumulacji oraz μ_1 to współczynnik tarcia pomiędzy pasem a materiał akumulowanym. Podobne do wyrażenia przenoszenia (transportowania) powyższe równanie może być przepisane jako:

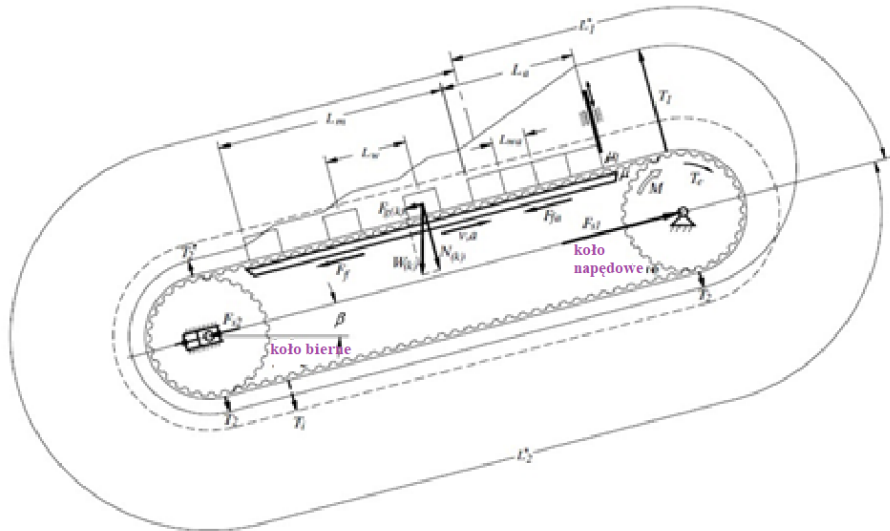
$$F_{fa} = (\mu + \mu_1) w_{ma} L_a \cos \beta \quad (105)$$

Gdzie w_{ma} jest rozkładem masy jednostki długości akumulacji oraz L_a to długość akumulacji. Obciążenie grawitacyjne F_g jest składową masy materiału równoległe do pasa

$$F_g = \sin \beta \sum_{k=1}^{n_c+n_a} W_{(k)} \quad (106)$$

Należy zauważyć że powyższe równanie może być wyrażone jako

$$F_g = (w_m L_m + w_{ma} L_a) \sin \beta \quad (107)$$



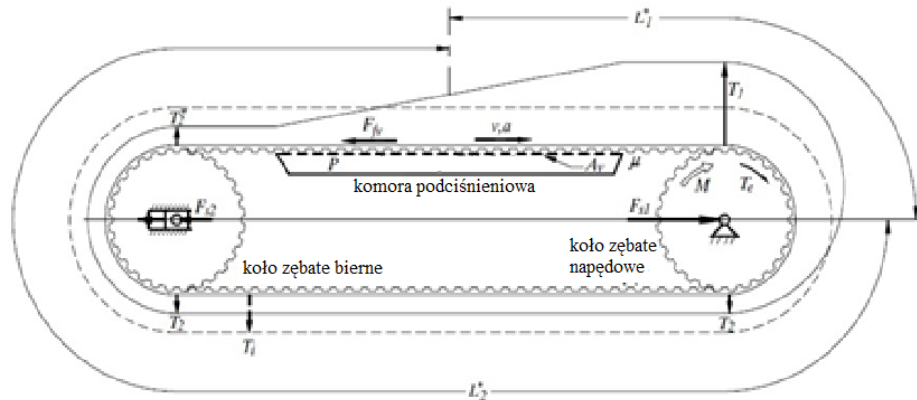
Rys. 31. Przykład przekładni pasowo-zębatej nachylonej z akumulacyjnym transportem materiału

3.4.3. Przekładnie transportowo-napędowe z podciśnieniem

W przekładniach pasowo-zębatych (przenośniki) podciśnieniowych (przykład na rys. 32), główny opór wobec ruchu (a więc główny składnik napięcia efektywnego). Składa się z siły tarcia F_{fv} stworzonej przez próżnię między pasem a ślizgiem. F_{fv} jest definiowana jako:

$$F_{fv} = \mu P A_v \quad (108)$$

gdzie P jest wielkością ciśnienia próżni w stosunku do ciśnienia atmosferycznego oraz A_v to powierzchnia łączna otworów próżniowych w ślizgu. Równomiernie rozproszone ciśnienie odpowiada za liniowy wzrost napięcia bocznego jak pokazano to na poniższym rysunku.



Rys. 32. Przekładania pasowo-zębata (przeñośnik) podciśnieniowa

Siła statyczna na kole zębatym napędowym lub napędzanym daje relacje między ciasnym, luźnym napięciem bocznym i oddziaływającymi siłami wału F_{s1} lub F_{s2} . W układach przeniesienia napędu, siły na oby wałach są równe do wielkości i definiowane przez [24]:

$$F_{s1,2} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 - 2T_1T_2 \cos \theta_1} \quad (109)$$

gdzie θ_1 to kąt opasania pasa na kole zębatym napędowym. Należy zauważyć, że w przeciwieństwie do układów przeniesienia napędu, zarówno pozycjonery liniowe jak i przeñośniki pasowo-zębate nie posiadają koła zębatego napędowego, drugie koło pasowe jest płaskie.

W przeñośnikach pasowo-zębatych i napędach liniowych pozycjonerów siła wału na kole napędowym F_{s1} , definiowana jest:

$$F_{s1} = \sqrt{T_1^2 + T_2^2 + -2T_1T_2 \cos \theta_1} \quad (110)$$

Gdy $\theta_1 \neq \theta_2 \neq 180^\circ$ (nierówne średnice kół zębatych) oraz przez:

$$F_{s1} = T_1 + T_2 \quad (111)$$

Natomiast, gdy $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$ (równe średnice kół zębatych), gdzie θ_2 jest kąt opasania wkoło koła płaskiego.

Siła na kole płaskim F_{s2} , gdzie obciążenie (transportowany materiał lub suwak) przesuwa się w kierunku koła napędowego, określa:

$$F_{s2} = \sqrt{T_2^2 + T_2''^2 - 2T_2T_2'' \cos \theta_2} \quad (112)$$

Gdy $\theta_1 \neq \theta_2 \neq 180^\circ$ lub gdy:

$$F_{s2} = T_2 + T_2'' \quad (113)$$

Gdy $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$, T_2'' definiuje:

$$T_2'' = T_2 + F_{ai} \quad (114)$$

Gdzie można wyliczyć F_{ai} za pomocą równania:

$$F_{ai} = \frac{2J_i \alpha}{d} = \frac{m_i}{2} \left(1 + \frac{d_b^2}{d_i^2} \right) a \quad (115)$$

Jednak, gdy obciążenie przemieszcza się z koła napędowego siła wału na kole pasowym F_{s2} jest definiowana przez:

$$F_{s2} = \sqrt{T_1^2 + T_1'^2 - 2T_1 T_1' \cos \theta_1} \quad (116)$$

Gdy $\theta_1 \neq \theta_2 \neq 180^\circ$ lub przez

$$F_{s2} = T_1 + T_1' \quad (117)$$

Gdy $\theta_1 = \theta_2 = 180^\circ$. T_1' jest wyrażane przez

$$T_1' = T_1 - F_{ai} \quad (118)$$

Równania (114) i (118) nie zakładają tarcia łożyska podpierającego koło pasowe płaskie. Można to zaobserwować przy stałej prędkości ruchu (równanie 113) i wyrazić jako:

$$F_{s2} = 2T_2$$

To samo dotyczy równania (117)

W napędach z pozycjonowaniem liniowym takich jak „konfiguracja II” (pokazana na rys. 30. przykład pozycjonowania liniowego – układ typu Omega konfiguracja II), siła wału koła zębatego napędowego F_{s1} jest wyrażana przez równanie (110).

$$F_{s2}' = \sqrt{T_1^2 + T_1'^2 - 2T_1 T_1' \cos \theta_1'} \quad (119)$$

$$F_{s1}'' = \sqrt{T_2^2 + T_2''^2 - 2T_2 T_2'' \cos \theta_2''} \quad (120)$$

gdzie F_{s2}' to siła wału koła po stronie naprężenia ciasnego boku, a θ_1' to kąt opasania pasa wokół koła po stronie naprężenia ciasnego boku, F_{s1}'' jest siłą wału koła po stronie naprężenia ciasnego boku θ_2'' to kąt opasania pasa wokół koła po stronie naprężenia ciasnego boku.

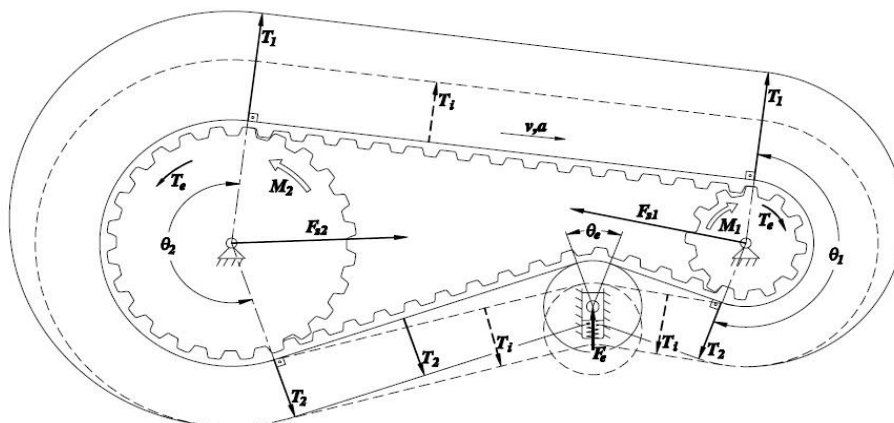
Napięcie wstępne, T_i (czasami określane jako napięcie początkowe) jest to napięcie pasa w biegu jałowym (rys. 33). Napięcie wstępne zapobiega luzna strona z ugięcia i zapewnia właściwe zazębienie zęba. W większości przypadków, pas zębate działają najlepiej, gdy wielkość napięcia luzu bocznego, T_2 , jest 10% do 30% wielkości skutecznego napięcia, T_e aby określić niezbędne napięcie wstępne trzeba zbadać konkretną konfigurację napędu, warunki obciążenia oraz metodę wstępnego napinania.

Aby prawidłowo napiąć pas, należy wymagane jest regulowane koło pasowe lub koło pasowe luzne. W pozycjonerach liniowych, gdzie stosowane są pasy otwarte wstępne napięcie można osiągnąć również naciągając końce pasa. Na rys. 28 do 33 jest napięcie początkowe graficznie pokazane jako odległość między pasem, a linią przerywana. Chociaż generalnie nie jest zalecana, a konfiguracja bez mechanizmu regulacji wstępnego napięcia może być wdrożony. W tego typu projektach odległość środka musi być określona w sposób, który zapewni odpowiednie napięcie wstępne po zainstalowaniu paska. To metoda jest możliwa,

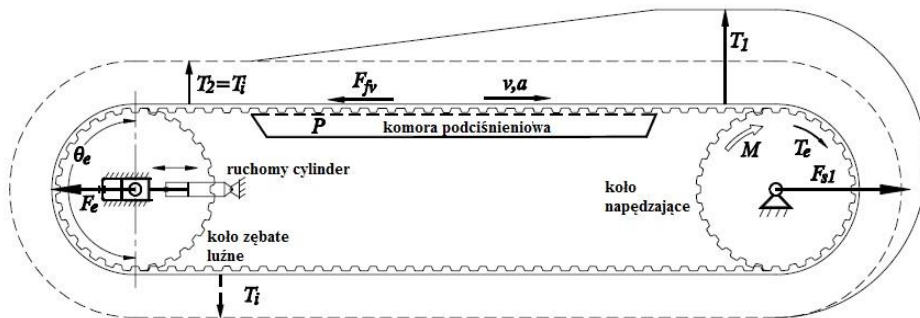
ponieważ po pierwszym napinaniu i prostowaniu pasa, praktycznie nie występuje wydłużenie (pełzanie) pasa.

Rozważania muszą brać pod uwagę elastyczność pasa, sztywność struktury i tolerancje napędu. Napędy o ustalonej odległości środkowej są osiągnięte przez zablokowanie pozycji regulowanego wału po wstępnym naprężeniu pasa (rys. 28, 29, 30 i 31). Ogólna długość pasa pozostaje stała podczas pracy bez względu na obciążenie warunki (ugięcie pasa i inne drobne wpływy są pomijane). Reakcja siła na zablokowanym wale zmienia się zasadniczo pod obciążeniem. Również nie wpływa na luz i napięcia boczne tylko na ładunek i napięcie wstępne, ale i również na elastyczności pasa. Napędy z ustaloną odległości środka są używane w liniowym pozycjonowaniu, przenoszenie mocy. Napędy o stałym napięciu bocznym mają regulowany napinacz napinający luźną stronę, która nie jest zablokowana (pływająca) (rys. 33 i 34). Podczas pracy zwartość napięcia luzu jest utrzymywana przez zewnętrzne napięcie życie, F_e . Rozważając czy pas ma kontakt z koła napędowym w napędach pasowych przedstawionych w powyższych rysunkach (rys.28 do 34). Zaczynając od ciasnej strony, napięcie pasa wzdłuż łuku kontaktu maleje z każdym zębem pasa. Na k^{th} zębie, siły napięcia T_k i T_{k+1} są zrównoważone przez siłę F_{tk} na bokach zębów (rys. 35). Równowagę sił można zapisać jako [24]:

$$\vec{T}_k + \vec{T}_{k+1} + \vec{F}_{tk} = 0 \quad (121)$$

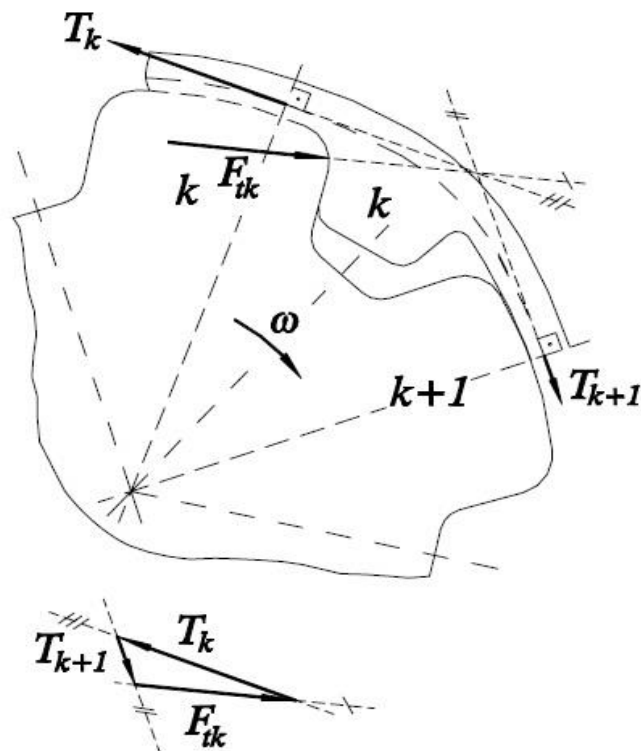


Rys. 33. Przekładania przeniesienia napędu przy stałym napięciu



Rys. 34. Przekładnia próżniowa „vacuum” o stałym napięciu

Aby osiągnąć równowagę warunki, nachylenie zębów pasa i ruch promieniowy na zewnątrz, jak pokazano na rys. 35. Oprócz deformacji zębów, ząb przesunięcie przyczynia się do relacji przemieszczenie między paskiem, a kołem pasowym, stąd sztywność zębów.



Rys. 35. Obciążanie zęba pasa na kole zębatym

Teoretycznie zwiększa się sztywność zębów przy rosnącym napięciu pasa nad zębem, która została potwierdzona empirycznie. Skutkuje to praktycznym zaleceniem dla siłowników liniowych do działania przy wysokim napięciem wstępnym, aby osiągnąć wyższą sztywność, a co za tym idzie, lepszą dokładność pozycjonowania.

3.4.4. Uwarunkowania badawcze

Modelowanie matematyczne jest pierwszym krokiem formalnego zdefiniowania zagadnień związanych z analizą działania jak i zakresu syntezy. Utworzony model podlega weryfikacji doświadczalnej. W przypadku, gdy nieznanne są podstawy teoretyczne lub zjawiska występujące w obiekcie badań są szczególnie złożone, wówczas można postępować odmiennie – utworzyć jedynie model jakościowy, opracować plan doświadczenia, zrealizować doświadczenie, analizować wyniki, za pomocą funkcji obiektu badań, będącą jedynie funkcją aproksymującą – dążąc do utworzenia modelu matematycznego obiektu badań. Utworzony w ten sposób model spełnia cel poznawczy badań i pozwala na ich praktyczne wykorzystanie. Należy pamiętać, że otrzymany na drodze badań doświadczalnych model często odzwierciedla jedynie przypadkową korelację statystyczną i zależność przyczynowo-skutkową. Poza tym nie można go bez głębszej analizy ekstrapolować poza obszar warunków badań doświadczalnych. W praktyce model matematyczny można stosować jako eksperyment komputerowy (symulacja komputerowa obiektu badań), do sterowania obiektem badań oraz do optymalizacji obiektu badań. Model stworzony na drodze badań doświadczalnych, często odzwierciedla jedynie przypadkową korelację statystyczną, a nie rzeczywistą zależność przyczynowo-skutkową. Poza tym nie można modelu bez głębszej analizy ekstrapolować poza obszar warunków badań doświadczalnych. Równocześnie model jako funkcja matematyczna może podlegać dopuszczalnym formalnie przekształceniom, które mogą pozostawać w sprzeczności z fizycznym lub innym sensem tych zabiegów.

Chcąc ustalić stan optymalny obiektu badań, należy określić:

- model matematyczny obiektu badań, lub jeżeli nie jest to możliwe, jedynie funkcję obiektu badań,
- warunki ograniczające w postaci więzów słabych lub mocnych, zwykle narzuconych na większość obiektów technicznych,
- kryterium optymalizacji oraz jej zależności funkcji obiekt, zwaną funkcją celu

Procedury optymalizacyjne jednoznacznie określają metodykę badań optymalizacyjnych, która w ogólnym przypadku sprowadza się do wyznaczenia

obszaru spełniającego ograniczenia, zwanego obszarem dopuszczalnym obiektu badań. [29].

Aby analiza matematyczna była efektywna muszą być odpowiednio utworzone zbiory danych. W tym celu obliczane są składowe wytrzymałości, podatności, funkcjonalności, trwałości i innych zmiennych w zależności od charakteru doświadczenia, które wykorzystuje się przy tworzeniu funkcji obiektu i modelu:

Podstawowe elementy pomiarów wg metodyki badań przekładni z pasem zębatym obejmują:

- gromadzenie danych,
- konwersję danych analogowych na cyfrowe,
- szumy kwantyzacji,
- kalibrację przetworzonych danych,
- eliminację danych wtrąconych przypadkowo,
- eliminację trendu, sprawdzenia sygnałów do postaci stacjonarnej,
- tabelaryczna i graficzną prezentację danych.

Powyższe elementy zostały szeroko omówione w literaturze, w pracy tej przedstawiono jedynie ich krótki opis [1, 2, 14, 15]. W praktyce spotyka się wiele różnych konfiguracji systemu zbierających i przygotowujących dane [2], dla przedstawienia typowych zagadnień związanych z tym tematem wybrana najczęściej stosowane systemy.

1. System gromadzenia danych z modulacją częstotliwości. Pierwszy z rozważanych systemów to system z modulacją częstotliwości. W systemie wstępna obróbka danych odbywa się w trzech etapach.
2. System gromadzenia danych z modulacją kodową PCM. System gromadzenia danych z modulacją kodową jest systemem znacznie lepiej dostosowanym do specyfiki cyfrowej obróbki danych niż system z modulacją częstotliwości. Skrót PCM pochodzi od angielskiego terminu określającego modulację kodową (Pulse Code Modulation)
3. Cyfrowy analizator pracujący w czasie rzeczywistym. Trzecim z wybranych systemów gromadzenia danych jest urządzenie nazywane analizatorem o działaniu w czasie rzeczywistym. Urządzenie to pozwala na nadzorowanie eksperymentu, obliczenie widm gęstości mocy itp. Termin praca w czasie rzeczywistym oznacza, że komputer przetwarza dane na bieżąco, w miarę ich napływu, bez poprzedzającego zapamiętywania buforowego.

Ważnym elementem obróbki we wszystkich opisanych systemach jest proces analogowo- cyfrowej konwersji danych [2]. Przetworniki analogowo- cyfrowe zazwyczaj w kodzie binarnym lub w kodzie BCD (Binary Coded Decima

– kowana binarnie cyfra dziesiętna). Oznacza to, że dane analogowe są na wyjściu przetwornika przedstawiane jako liczba zapisana w jednym z tych kodów. W obu przypadkach liczba składa się z bitów. Bit jest cyfrą, która może przyjmować jedynie jedną z dwóch wartości – zero albo jeden. Przetwornik analogowo-cyfrowy o kodzie binarnym jest urządzeniem, który ma tyle oddzielnych wyjść, ile posiada bitów. Każde z tych wyjść może przybierać wartość odpowiadającą zero lub jedynce. Wyjścia te łącznie reprezentują liczbę binarną. Wewnątrz komputera większość informacji BCD jest zapisywana w słowach sześciu lub ośmiobitowych. Zapis danych w kodzie ułatwia programowanie, lecz zwiększa obróbkę. Stosowanie kodu binarnego zwiększa nakłady na programowanie, lecz zmniejsza koszty przetwarzania, zwiększając jego efektywność. Wydaje się więc, że kod BCD warto stosować przy rozwiązywaniu problemów o średniej objętości występujących jednorazowo, podczas gdy kodowanie binarne jest wykorzystywane w dużych, powtarzających się często zastosowaniach. Przetworniki a-c wprowadzają pewien rodzaj błędów nazwanych szumem kwantyzacji. Kwantyzacja to nieodwracalne nieliniowe odwzorowanie statyczne zmniejszające dokładność danych przez ograniczenie ich zbioru wartości. Zbiór wartości wejściowych dzielony jest na rozłączne przedziały. Każda wartość wejściowa wypadająca w określonym przedziale jest w wyniku kwantyzacji odwzorowana na jedną wartość wyjściową przypisaną temu przedziałowi, czyli tak zwany poziom reprezentacji. W rozumieniu potocznym proces kwantyzacji można przyrównać do "zaokrąglania" wartości do określonej skali. Wartości wejściowe muszą zostać jednoznacznie skojarzone z poziomami reprezentacji, dlatego przedział dopuszczalnych wartości wejściowych jest dzielony na podprzedziały; punkty podziału są nazywane poziomami decyzyjnymi, ich liczba jest o jeden mniejsza od liczby poziomów reprezentacji. Każda wartość należąca do danego podprzedziału jest zastępowana przez poziom reprezentacji przypisywany do danego przedziału. Poziomem reprezentacji może być górna bądź dolna granica przedziału, jednak najczęściej jest nią wartość ze środka przedziału. Takie rozwiązanie skutkuje minimalizacją błędu średniokwadratowego, jednak tylko pod warunkiem, że rozkład prawdopodobieństwa wartości wejściowych jest stały w danym przedziale. Warunek ten jest w przybliżeniu spełniony, jeśli szerokości przedziałów kwantyzacji są bardzo małe. Błąd kwantyzacji jest różnicą między niezaokrągloną wartością wyniki przetwarzania do wartości całkowitych, a jej zaokrągleniem. Szum kwantyzacji (zwany *błędem kwantyzacji*) – zniekształcenie sygnału powstające w procesie kwantyzacji. Szum kwantyzacji powstaje m.in. w przetwornikach analogowo-cyfrowych oraz w przetwornikach CCD cyfrowych aparatów fotograficznych z powodu błędu zaokrąglenia. Podczas konwersji ciągłego sygnału analogowego na postać cyfrową, każda wartość jest przybliżana do najbliższej wartości dyskretnej. Powstający w ten sposób błąd określany jest mianem szumu kwantyzacji. Szum ten można zmniejszyć poprzez zwiększenie liczby bitów opisujących każdą próbkę. Zwiększenie liczby bitów o jeden powoduje dwukrotne

zwiększenie liczby poziomów kwantyzacji i w rezultacie zmniejszenie szumu kwantyzacji o [7]

$$20 \log(2) \approx 6,02dB$$

Należy również wymienić następujące efekty:

- Błędy aparaturowe wynikają z faktu, iż czas potrzebny na pobranie próbki jest skończony. Czas aparatury, tzn. czas, w którym uśrednia się próbkowany przebieg, powinien być niewielki w porównaniu z okresem próbkowania.
- Migotanie, czyli fluktuacja momentów próbkowania, jest to efekt wynikający z losowych wahań długości okresu próbkowania. Zjawisko to ma wpływ na kształt widma gęstości mocy i może spowodować zakłócenia w relacjach fazowych na wyższych częstotliwościach.
- Nieliniowość, przyczyną jej pojawienia się nieliniowości jest przeważnie niewłaściwe ustawienie parametrów przetwornika analogowo-cyfrowego, a niekiedy jego niesprawność.

Istnieją dwie metody kalibracji przetworzonych danych. Pierwsza z tych metod polega na kalibracji sygnałem skoku, druga natomiast na kalibracji przebiegiem sinusoidalnym. Kalibracja skokowa polega na wprowadzeniu na wejście ciągu skoków napięcia o określonej amplitudzie. Każda z wartości napięcia kalibrującego jest przykładana na określony czas. Pierwszą czynnością w obliczeniach związanych z kalibracją jest uśrednienie efektów próbkowania i kwantyzacji wartości napięcia. Czynność tę należy wykonać dla każdego skoku oddzielnie. W wyniku tych obliczeń otrzymuje się po jednej wyfiltrowanej wartości dla każdego skoku. Następnie wprowadza się do komputera wartości skoków wyrażone w odpowiednich jednostkach pomiarowych. Przy kalibracji stosuje się zazwyczaj interpolację liniową. Kalibracje sygnałem sinusoidalnym wykonuje się wprowadzając na wejściu systemu przebieg harmoniczny o znanej amplitudzie, który poddaje się konwersji analogowo-cyfrowej przez czas odpowiadający okresom wzorcowej sinusoidy. Taka metoda kalibracji jest dokładna przy braku zakłóceń, a także wtedy, gdy wzięto do obliczeń pełną liczbę okresów sinusoidy. Założenia te są praktycznie nie do spełnienia i w związku z tym liczba okresów sinusoidy wziętych do obliczeń musi być duża, gdyż wtedy można zmniejszyć szkodliwy wpływ zakłóceń.

Każdy system przygotowujący wstępnie dane wprowadza do ciągu właściwych wyników również wartości szkodliwe, będące efektem oddziaływania zakłóceń. Dzieje się to z wielu powodów, z których najczęściej występującymi są:

- zanik sygnału w torze transmisji,
- niesprawność przetwornika analogowo-cyfrowego
- niesprawność aparatury porządkującej dane, itd.

Fałszywe dane rejestrowane w czasie takich niesprawności systemu sprawiają wiele kłopotów podczas dalszego przetwarzania tj. znaczny wzrost ogólnego poziomu szumów i wyraźne zniekształcenie widma mocy analizowanego przebiegu. Z tych powodów konieczne jest włączenie do systemu obróbki tych urządzeń, które wykrywają i eliminują błędy tego rodzaju. Nie istnieją niestety ogólne metody pozwalające na automatyczną eliminację tego rodzaju zakłóceń. Rozsądnym wyjściem z sytuacji jest sporządzenie programu, który wskazywałby prawdopodobne błędy, tak aby można było je w razie potrzeby poprawić. Programy tego typu działają według następujących zasad. Dane wprowadzone do komputera są analizowane po raz pierwszy jedynie w celu wykrycia fałszywych punktów pomiarowych. Wykrycie błędu powoduje wprowadzenie komunikatu wraz z opisem błędu w postaci tabulogramu lub wykresu. Po przejrzaniu wydruków programista może przed uruchomieniem właściwego programu zmienić dane, zastępując wartości omyłkowo wprowadzone innymi lub po prostu je opuszczając. Zaleca się, jeśli to możliwe wybór drugiej metody [35, 36].

Spśród wielu opublikowanych algorytmów eliminacji grubych błędów żadnego nie można przyjąć bez zastrzeżeń. W pewnych przypadkach konieczna staje się eliminacja liniowo narastających lub wolnozmiennych składowych w ciągu przetwarzanych wartości. Składowe takie pojawiają się np. w ciągu danych, który na jakimś etapie przetwarzania został scałkowany. Całkowanie wprowadza dwa rodzaje błędów.

Pierwszy z nich powstaje wówczas, gdy niedokładnie skalibrowana zostanie wartość odpowiadająca zeru sygnału wejściowego. Nawet niewielki błąd kalibracji zero poddany operacji całkowania powoduje liniowe narastanie wyniku całkowania, co wywołuje znaczne zniekształcenia widma gęstości mocy oraz wielkości z nimi związanych.

Drugi rodzaj błędów wynika z faktu, iż procedury całkowania uwydatniają składowe przebiegu szumu o małych częstotliwościach. Szumy o małej częstotliwości tkwią niemal zawsze w danych. W wyniku całkowania danych z szumami małej częstotliwości otrzymuje się pełzanie wartości przebiegu. Szybkość tego pełzania zależy w znacznym stopniu od częstotliwości próbkowania. Wahania te można zresztą usunąć używając filtrów górnoprzepustowych. Trend wielomianowy daje się usunąć przez zastosowanie obliczeń opartych na metodzie najmniejszych kwadratów.

Przedstawienie graficzne wyników uzyskuje się na ogół dzięki użyciu odpowiednich urządzeń samopiszących oraz dzięki specjalnemu ich oprogramowaniu. W zakresie tych zagadnień tematem godnym uwagi automatyczny dobór skali na osiach sporządzanego wykresu. Procedury automatycznego doboru skali mają za zadanie umieścić wykres w najlepszy sposób w polu współrzędnych po to, aby stał się czytelny. Można tego dokonać na wiele sposobów.

Charakterystyki użytkowe:

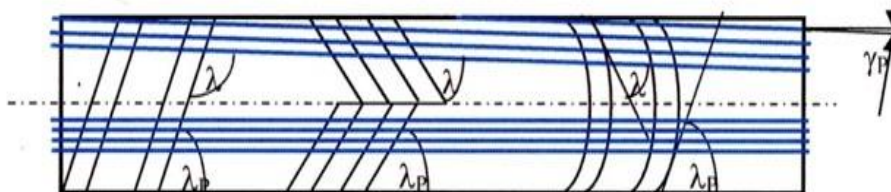
- wytrzymałość, R_m
- sprawność, η
- wydajność transportu, Q_r, Q_m
- zapotrzebowany mocy, P
- jednostkowe zużycie energii, $E_j = Q_m/P$ (kJ/kg)

Pasy zębate łączone wykonane są z termoplastycznego poliuretanu o doskonałej odporności na ścieranie, wysokiej wytrzymałości na rozciąganie oraz różnego rodzaju kordów stalowych, nierdzewnych czy aramidowych. Twardość termoplastycznego poliuretanu wynosi około 92 w skali Shore'a, przy czym odporność temperaturowa znajduje się w przydziale -10C do + 80°C. W szczególnych przypadkach (dodając do mieszanki dodatkowych składników) dla pasów zębatach łączonych można zwiększyć od -30C do +125°C, natomiast dodając na grzbiet pasa materiały takie jak silikon czy gumową mieszankę fluoroelastomerową, odporność podniesie się do 275°C [38, 39]

Sprężenie pasa zębatego z kołem zębatym: sumaryczna deformacja zębów na łuku opasania uwarunkowana jest od rodzaju materiału pasa zębatego oraz jego właściwości, rodzaju materiału i grubości linek nośnych (kordu), współczynnika zastosowania podziałki oraz od stosunku podziałki pasa do koła. Model sprężenia (rys.38) zapisać można w postaci następującego równania [5, 24]:

$$\frac{s_1}{s_2} = f(\sigma_k, \sigma_p, K_W, A_{kp}, Y) \quad (122)$$

Gdzie: σ_k - właściwości mechaniczne kordu, σ_p - właściwości mechaniczne materiału pasa, K_W - współczynnik wykorzystania podziałki pasa, A_{kp} - wartość współczynnika adhezji kordu i materiału, Y - stosunek podziałki pasa zębatego do podziałki koła pasowego.



Rys. 36. Rozmieszczenie zębów i kordu na szerokości pasa, λ_p - kąt linii zęba do boku pasa, λ_k - kąt linii zęba do kordu, γ_{pk} - kąt nachylenia kordu do boku pasa [11]

Zredukowanie tarcia wewnętrznego może nastąpić poprzez zmniejszenie wysokości pasa pod osią obojętną oraz zwiększenie podatności giętej. Należy

zmniejszyć ilość materiału pod warstwą nośną, można to także realizować przez stosowanie pasów zębatach o takich samych podziałkach, natomiast o różnym rodzaju kordu. Zastosowanie kordu typowego dla pasów o podziałkach 16 i 20 mm w pasach o podziałkach 8 i 10 mm niemożliwi pracę tych pasów na kołach o małej średnicy. Wzrost podziałki pasa powoduje zwiększenie nierównomierności pracy przekładni, spowodowane zmniejszeniem współczynnika pokrycia zębów pasa na kole X oraz efektem wieloboku. Podejmowane są próby zmiany rozmieszczenia zębów na szerokości pasa, aby poprawić płynność procesu sprzęgania (powyższy rysunek). Ukształtowanie strony bieżnej pasa wzorowane jest na przykładzie zębów przekładni zębatach walcowych: daszkowych, łukowych i skośnych. Projektanci pasów o zębach skośnych zastosowali nachylenie linii zęba do boku pasa $\lambda_p = 85^\circ$. W krótkich pasach bezkońcowych o kordzie bifilarnym kąt nachylenia kordu do boku pasa γ_{PK} ma zbliżoną wartość (jak na powyższym rysunku). W takich przypadkach ząb jest usytuowany prostopadle do kordu i jest to idealne położenie dla przenoszenia naprężeń z zęba na kord. W celu poprawy płynności zazębiana należy najpierw przeanalizować współczynnik pokrycia zębów w procesie sprzęgania, zachowując małą podziałkę pasa, a jednocześnie zwiększając liczbę koła pasowego, uzyskuje się jednocześnie udział kilku zębów w procesie sprzęgania z kołem.

$$X = \frac{\sqrt{2D_p h_1 - 4h^2 - h_1^2}}{2P} \quad (123)$$

Gdzie: X - współczynnik pokrycia, D_p - średnica stóp zębów koła pasowego, h_1 - wysokość zęba do osi kordu, h - wysokość zęba pasa

Kąt nachylenia linii zębów łukowych (styczna) i kąt nachylenia linii zębów daszkowych jest zbyt stromy. Powoduje rozkład siły obwodowej i niekorzystne działanie sił poprzecznych do boku pasa. Nachylenie linii zęba podobne jak w zębach skośnych wystarczy do uzyskania pożądanego charakteru pracy. Potwierdziły to analizy numeryczne wskazując, że podstawowym miejscem kumulacji naprężeń jest warstwa nośna. Zmniejszenie kąta LP poniżej 85° jest nie prawidłowe dla sprawności i trwałości przekładni. Analizując wielkości mające wpływ na jakość współpracy pasa zębatego z kołami, sprzężenie w postaci zależności chwilowych wartości napięć w cięgnach czynnym i biernym można przedstawić:

$$\frac{dS_1}{dS_2} = f(\mu_p, X_c, X_B, K_w, K_z, F_N, \varepsilon^N, d_u, dz_{co}, dz_{bo}) \quad (124)$$

Obok zależności opisanych powyżej należy wziąć pod uwagę chwilową liczbę zębów na łukach opasania koła czynnego dz_{co} i koła biernego dz_{bo} , która ma znaczny wpływ na zmianę sprzężenia zwłaszcza w przekładniach, w których współczynnik pokrycia X jest mniejszy od jedności. Znacząca jest właściwość

materiału wpływająca na wartość odkształceń w pasie. Siła napięcia wstępnego F_N ma znaczenie dla charakteru sprzężenia, dla „dopasowania” podziałek pasa i koła pasowego.

W równaniu 90 występuje wielkość ε^N , której wartość jest uzależniona od charakterystyki mechanicznej warstwy nośnej. Badania pokazują, że materiał pasa charakteryzuje niejednorodna struktura budowy wewnętrznej, silne tarcie wewnętrzne, dyssypacja energii, właściwości nieliniowo sprężyste, reologiczne oraz ważny wpływ mają oddziaływania sił Van der Waalsa. Proces odkształcenia materiału pasa charakteryzuje się zależnością zachodzącą między przyspieszeniem i prędkością odkształcenia. Ma on cechy uniwersalności, gdyż pozwala wprowadzić do równań wartości wynikające z fizycznych mechanizmów odkształceń. Z kolei mechanizmy te związane są z budową struktury atomowej i cząsteczkowej badanego materiału konstrukcyjnego, wynikające więc z natury materii. Z prawa odkształcenia określonego materiału konstrukcyjnego uzyskuje się matematyczny model jego reologicznego zachowania. Analiza ruchu pasa względem koła potwierdza znaczenie podziałki i średnicy koła pasowego. Wielkość zęba i grubość pasa mają wpływ na zjawiska dynamiczne w przekładni, jednak niedecydujący o właściwościach eksploatacyjnych pasa. Wielkość przenoszonej mocy i trwałość uzależniona jest od warstwy nośnej i materiałów wykorzystywanych w produkcji pasa zębatego. Znajduje to odzwierciedlenie w modelu sprzężenia pasa zębatego z kołem [11].

Zmienne i ich wskaźniki

Szczegółowe zmienne modelu (rys.39), dla zaplanowanych doświadczeń zostały przyjęte następujące definicje:

- zbiór zmiennych niezależnych jako:

$$X, \{x_1, x_2, \dots, x_i\}, \{x_k: k = 1, 2, \dots, i\}, \{x_k\} \quad (125)$$

$$Y, \{y_1, y_2, \dots, y_i\}, \{y_k: k = 1, 2, \dots, i\}, \{y_k\} \quad (126)$$

$$U, \{u_1, u_2, \dots, u_i\}, \{u_k: k = 1, 2, \dots, i\}, \{u_k\} \quad (127)$$

gdzie:

X – zbiór cech konstrukcyjnych inwentaryzowanego i pro-wdrożeniowego zespołu napędowo-transportowego MR i jego modelu wytrzymałościowego Wz,

Y – zbiór cech konstrukcyjnych inwentaryzowanego i pro-wdrożeniowego zespołu napędowego N,

U – zbiór właściwości materiału transportowanego, produktu i relacji w złożonym układzie technicznym U;

- zbiór zmiennych zależnych (związanych z funkcją celu):

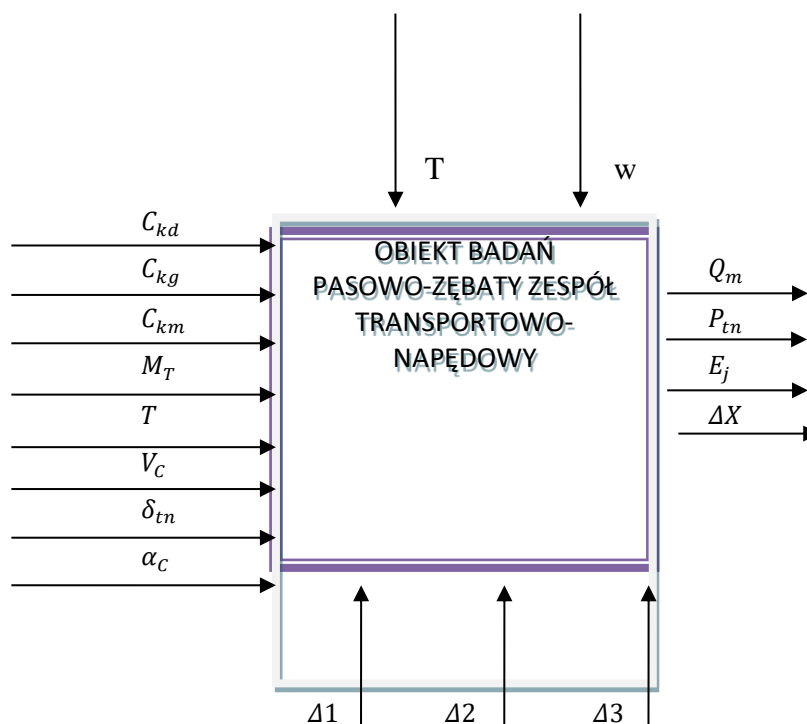
$$Z, \{z_1, z_2, \dots, z_i\}, \{z_k: k = 1, 2, \dots, i\}, \{z_k\} \quad (128)$$

gdzie: Z – zbiór zmiennych zależnych: momentu obrotowego, równomierności prędkości przemieszczania pasa/nakładki, mocy na wale czynnym zespołu roboczego; w – jest liczbą możliwych odpowiedzi – stanów wskaźników jakości rozdrabniania – na kombinatoryczny układ zmiennych niezależnych [22];

- zbiór stałych:

$$C, \{c_1, c_2, \dots, c_s\} \quad (129)$$

gdzie: C – zbiór stałych opisujący wybrane właściwości przekładni i materiału transportowanego, procesu, pomiaru i otoczenia.



Czynniki stałe:

- T - temperatura otoczenia podczas prowadzenia eksperymentu
- w – wilgotność materiału

Czynniki zakłócające:

- $\Delta 1$ - błąd ustawienia aparatury
- $\Delta 2$ - błąd pomiaru
- $\Delta 3$ - błąd odczytu wynikający z oscylacji

Zmienne zależne:

- C_{kg} - cechy konstrukcyjnego geometryczne
- C_{kd} - cechy konstrukcyjne dynamiczne
- C_{km} - cechy konstrukcyjne materiałowe
- M_T - materiał transportowany
- T - czas transportowania materiału

- V_C - prędkość ciągnąca
- δ_{tn} - napięcie wstępne ciągnąca pasowo-zębatego
- α_C - kąt ustawienia ciągnąca pasowo-zębatego

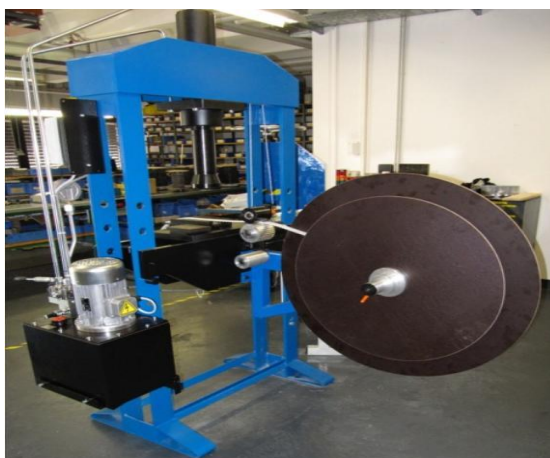
Zmienne niezależne:

- Q_m - wydajność masowa
- P_{tn} - zapotrzebowanie mocy transportowo-napędowej
- E_j - jednostkowe zużycie energii
- ΔX - stopień nierównomierności transportowanego materiału

Rys. 37. Zmienne zależne i niezależne oraz czynniki stałe i zakłócające obiekt badań

Wśród zmiennych niezależnych wyróżniono cechy ruchu elementów, warunkujące transport, napęd i poziom zużycia energii jak: prędkość obrotowa, kątowna, liniowa elementu transportowanego, zdefiniowana jako wielkość fizyczna charakteryzująca ruch obrotowy, kątowny i liniowy elementu w przestrzeni wielofunkcyjnej, ideę transportową/napędową, wywołującą opór określany za pomocą prób wytrzymałościowych w warunkach modelowych: naprężenia rozrywające jako wartość liczbowa ilorazu siły występującej podczas ruchu, konstrukcję, jest to opisany układ stanów i struktur zespołu transportującego oraz jego modeli fizycznych.

Pasy zębate łączone poliuretanowe zostały zaprojektowane tak, aby spełniać wszystkie potrzeby inżynierii w ruchu liniowym, przenoszenia mocy oraz dla aplikacji transportujących, gdzie potrzebna jest precyzyjna synchronizacja. Pasy zębate poliuretanowe wykonywane są jako bezkońcowe i końcowe (rys.40). W wersji bezkońcowej posiadają spiralnie nawinięte linki nośne. W pasach końcowych linki nośne przebiegają równoległe do krawędzi bocznych pasa, co ułatwia cięcie na wymaganą szerokość. Takie rozmieszczenie linek nośnych wpływa również pozytywnie na redukcję sił poosiowych działających w przekładniach z końcowym pasem zębatym.



Rys. 38. Prasa hydrauliczna-mimośrodowa do wyzębienia pasów zębatych [14]

Zalety pasów zębatych końcowych (łączonych) w powiązaniu z stosunkowo nieskomplikowaną techniką wytwarzania mają wpływ na ich cenę. Powoduje to, że szczególnego znaczenia nabierają prace poświęcone poprawie charakterystyk mechanicznych połączeń. Stosowanie pasów zębatych łączonych wiąże się z ograniczeniami w wielkości przenoszonych mocy, wynikającymi ze spadku możliwości nośnych pasa w miejscu łączenia. Na dziś producenci zapewniają maksymalnie 50% nośności połączenia, w porównaniu z pasami bezkońcowymi, co znacząco ogranicza możliwości zastosowania tych przekładni w praktyce. Dążenie do dalszego zwiększenia możliwości przenoszenia mocy przez przekładnie z pasem zębatym poliuretanowym łączonym, determinuje konieczność prowadzenia prac nad optymalizacją. W dzisiejszych czasach pasy zębate łączone stosuje się przede wszystkim w funkcji napędowo-transportującej. Strona bierna (nieuzębiona) wykorzystywana jest jako transportująca, gdzie umieszcza się specjalne profile transportujące lub materiały, dzięki którym cechą można osiągnąć zamierzony efekt [14].

Wzór na wydajność zespołu transportowo-napędowego (Q_{nt}) wyznaczano wg wzoru:

$$Q_{nt} = bhV_t\rho(l, \Delta\phi)$$

Założono prędkość zespołu

k – współczynnik ustawienia kąta zespołu roboczego

ΔX - współczynnik wypełnienia przenośnika – groch, ryż kukurydza

b – szerokość warstwy transportującej $= b_p$ - szerokość pasa zębatego

h – grubość warstwy transportującej $= 4,5h_b$

h_b - wysokość burt przenośnika

Zapotrzebowanie mocy transportowo-napędowej P_{tn} . Ruch jałowy (moc określa funkcję napędu).

$$P_{tn} = P_j + P_t + P_d$$

P_j - moc ruchu jałowego

P_d - moc zwężki dynamicznej

$P_t + P_n$ = moc transportowo-napędowa

Jednostkowe zużycie energii zespołu transportowo-napędowego E_j

$$E_j = \frac{P_{tn}}{Q_m} = \frac{P_j + P_t + P_d}{bhV_t\rho(l, \Delta\phi)}$$

Wnioski z modeli: Aby zwiększyć efektywność energetyczną procesu transportowo-napędowego, sprowadzoną do jednostkowego zużycia energii, należy podwyższyć lub zachować Q_{nt} oraz/lub zmniejszyć zapotrzebowanie mocy P_{tn}

Charakterystyka nieszkodliwości produktu (ziaren):

- zachowanie postaci oraz wymiarów ziarna
- minimalne zapotrzebowanie mocy, ograniczenie emisji CO_2 oraz innych szkodliwych substancji
- zachowanie granicznych parametrów transportu i napędu, spadanie produktu

Proces maszynowego odkształcania z przemieszczeniem

Odkształcania, zużycie, wyciąganie

$$C_{kmpocz} = C_{kmkon}$$

Zależność cech użytkowych od cech konstrukcyjnych można zapisać w następujący sposób

$$(Q_m, P_{tn}, E_j, \Delta X) = f(C_{kg}, C_{kd}, C_{km}, M_T, T, V_C, \delta_{tn}, \alpha_C)$$

Gdzie:

Q_m - wydajność masowa

P_{tn} - zapotrzebowanie mocy transportowo-napędowej

E_j - jednostkowe zużycie energii

ΔX - stopień nierównomierności transportowanego materiału

C_{kg} - cechy konstrukcyjnego geometryczne

C_{kd} - cechy konstrukcyjne dynamiczne

C_{km} - cechy konstrukcyjne materiałowe

M_T - materiał transportowany

T - czas transportowania materiału

V_C - prędkość cięgna

δ_{tn} - napięcie wstępne cięgna pasowo-zębatego

α_C - kąt ustawienia cięgna pasowo-zębatego

Tab. 7. Podział cech zespołu transportowo-napędowego cięgna zębatego

	Cechy napędowe -	Cechy transportowe -
Cechy konstrukcyjne geometryczne	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Szerokość cięgna ✓ Długość cięgna ✓ Grubość cięgna ✓ Rodzaj cięgna ✓ Kąt ustawienia cięgna 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Szerokość nakładki cięgna ✓ Długość nakładki cięgna ✓ Umiejscowienie osi obojętnej ✓ Kąt ustawienia zespołu
Cechy konstrukcyjne dynamiczne	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Prędkość pasa ✓ Jednostkowe zużycie energii ✓ Zapotrzebowanie mocy ✓ Napięcie wstępne cięgna 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Prędkość transportu ✓ Jednostkowe zużycie energii ✓ Stopień nierównomierności transportowanego materiału ✓ Zapotrzebowanie mocy ✓ Napięcie wstępne cięgna
Cechy konstrukcyjne materiałowe	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Rodzaj materiału cięgna ✓ Rodzaj kordu w cięgnię 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Rodzaj materiału nakładki cięgna ✓ Twardość nakładki ✓ Materiał biologiczny

3.4.5. Dokładność pomiarów

Model matematyczny obiektu badań oznacza wyrażone w kategoriach matematycznych odzwierciedleń związków między czynnikami mającymi wpływ na budowę strukturalną i funkcjonowanie rzeczywistego obiektu badań. Podstawą modelu matematycznego obiektu badań jest pojęcie funkcji obiektu badań [36]. Przyjmując określony zbiór wielkości charakteryzujących obiekt badań $A(a_1, a_2, \dots, a_n)$ można wprowadzić pojęcie jakościowego modelu matematycznego w postaci relacji $Fz(A)=Fz(a_1, a_2, \dots, a_n)=0$. Określenie jakościowego modelu ma duże znaczenie w badaniach doświadczalnych, gdyż pozwala na jednoznaczne określenie tylko tych wielkości, które będą badane doświadczalnie. Stąd też konieczność przeprowadzenia analizy teoretycznej obiektu badań, gdy zbiór A był zbiorem zupełnym, charakteryzującym jednoznacznie rzeczywisty obiekt badań. Warunkiem tego jest, aby wielkości charakteryzujące obiekt badań były wielkościami wzajemnie niezależnym, żadna z nich nie może być wyznaczona na podstawie innych. Utworzenie zbioru wielkości charakteryzujących jakościowy model obiektu badań jest pierwszym etapem matematycznego modelowania obiektu badań. Wykorzystuje się w tym celu informacje o obiekcie badań, a zwłaszcza jego podstawy teoretyczne oraz uwzględnia cel badań [48-50]. Następnym etapem jest klasyfikacja tych wielkości, która polega na następującym podziale:

- wielkości wejściowe, czynniki badane, których wartości dobierać tworząc plan doświadczenia;
- wielkości wyjściowe, czynniki wynikowe, których wartości stanowią wyniki pomiarowe zależnych od ustalonych w planie doświadczenia wartości wielkości wejściowych,
- wielkości stałe, czynniki stałe, których wartości celowe nie zmienia się w trakcie realizowania badań doświadczalnych,
- wielkości zakłócające, które są albo znane i mierzalne, lecz celowo pomijane albo znane, lecz niemierzalne lub też nieznanne, a ich wpływ jest przypadkowy

Wielkości te obok niedokładności stosowanej aparatury pomiarowej są podstawową rozrzutu wyników wielkości wyjściowych. Wielkości wejściowe sterują obiektem badań i określają warunki jego działania. Możliwa jest kontrolowana zmiana ich wartości w czasie realizacji badań. Wielkości wejściowe mają podstawowe znaczenie dla oceny badanego obiektu tzn. decydują o jego właściwościach oraz roli w sensie aspektów poznawczych jak i utylitarnych [38]. Natomiast wielkości stałe są to wielkości, których wpływ z różnych względów nie interesuje badacza. Ich wartości ustalone są w trakcie badań na pewnych wybranych poziomach i są wyłączone z realizacji opisującej

jakościowy model obiektu badań. Podsumowując relacja zostaje sprowadzone do postaci: $Fz(X_1, X_2, \dots, X_i, Z_1, Z_2, \dots, Z_w) = 0$. Stosując dekompozycje obiektu badań, tworzy się formalnie „w” obiektów badań, z których każdy charakteryzowany jest tylko jedną wielkością wyjściową. Model to pojęcie abstrakcyjne utworzone na podstawie pewnych, ustalonych z góry założeń upraszczających obiekt badań. Model jest „prawdziwy” jako pojęcie matematyczne, a jego adekwatność do rzeczywistego obiektu badań jest dyskusyjna. Obiekt badań jest jeden, ten badany, natomiast modeli matematycznych obiektu badań może być wiele. Należy więc wybrać najbardziej odpowiednią koncepcję modelu uwzględniającą przyjęte kryteria jego adekwatności do obiektu badań. Można to osiągnąć przez analizę matematyczną danego obiektu lub też zastosować metodę systemową i poszukać analogii wśród typowych modeli obiektu badań [30]. Do tego celu niezbędna jest znajomość klasyfikacji modeli. Podstawą podziału modeli jest czas t , udział zjawisk losowych (prawdopodobieństwa p), możliwości superpozycji s oraz liczba wielkości a .

Znane powszechnie modele to modele: dynamiczne (D) i statystyczne (S), losowe (P) o deterministyczne (U), nieliniowe (N) i liniowe (C) oraz modele zależne od charakteryzujących je wielkości $A(i+1)$, przy czym „i” oznacza liczbę wielkości wejściowych, „w” liczbę wielkości wyjściowych. Powyższa klasyfikacja modeli uwzględnia terminologię przystosowaną do badań doświadczalnych i pozwala na wychwycenie istotnej cechy modelu, która powinna być zgodna z rzeczywistym obiektem badań. Matematyczny model obiektu badań może być utworzony wyłącznie na podstawie analizy podstaw teoretycznych zjawisk związanych z obiektem badań. Tak utworzony model może podlegać i najczęściej podlega weryfikacji doświadczalnej. Modelem dla maszyny może być matematyczny zapis cech konstrukcyjnych jako zbioru postaci wymiarów i tolerancji geometrycznych, materiałowych i dynamicznych [35-37]. Do najważniejszych modeli procesu zalicza się matematyczne zapisy energetyczne, dynamiczne, siłowe wzajemne relacje wyjść i wejść transmitancje, transformacje oraz miary przetworzenia lub przekształcenia.

Badanie przekładni z pasami zębatymi specjalnymi (pokrytymi dodatkową warstwą materiału o funkcji transportującej) ukierunkowane są optymalizację ich pracy. Analizowany jest wpływ poszczególnych cech geometrycznych, materiałowych oraz dynamicznych przekładni pasowo-zębatej na jej własności eksploatacyjne. W celu zaobserwowania tych zależności budowane jest specjalistyczne stanowisko badawcze spełniające wymagania takie jak:

- możliwość prowadzenia badań dla szerokiego zakresu zmiennych warunków pracy,
- możliwość zmiany zasadniczych geometrycznych cech przekładni
- powtarzalność wyników

- wysoka dokładność pomiarów

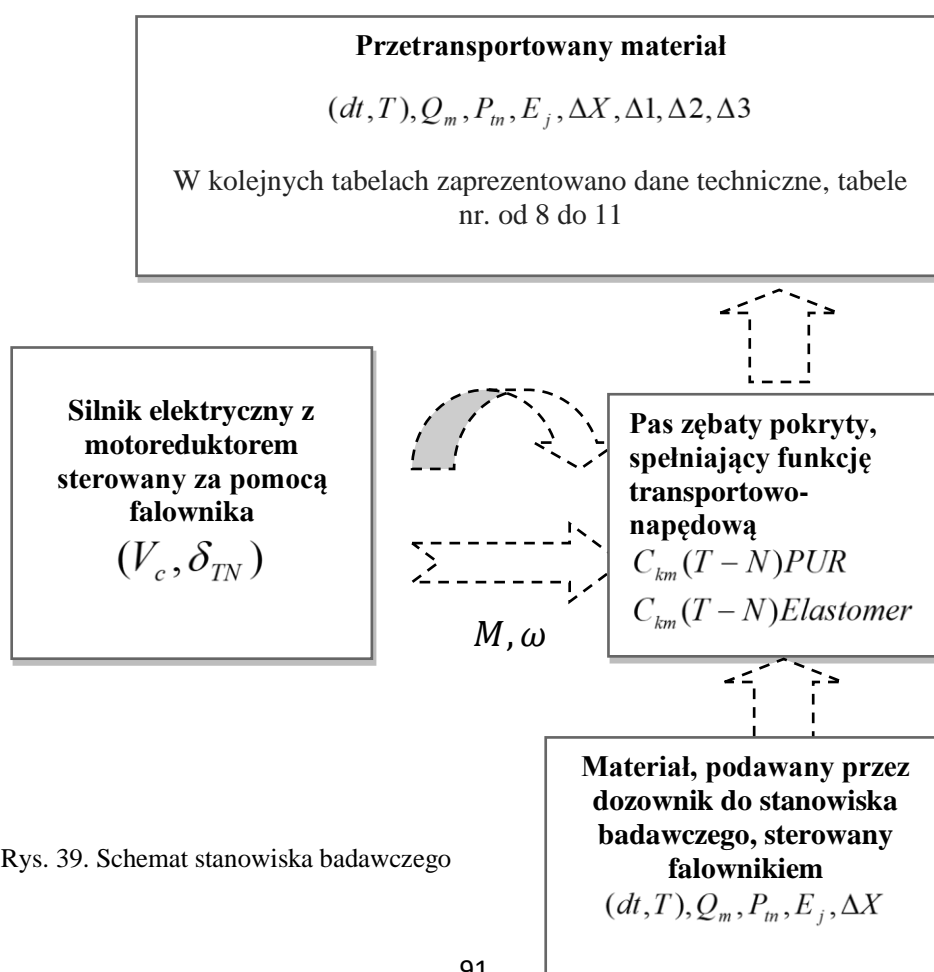
Za podstawowe problemy wymagające optymalizacji uważa się:

- cechy geometryczne kół pasowych w przekładni pasowo-zębatej,
- materiały stosowane do produkcji pasów zębatach i ich pokryć o funkcji transportującej,
- właściwości przekładni przy zmienionym stosunku średnic kół zębatach
- wielkości siły napęcia wstępnego

3.5. STANOWISKO BADAWCZE

Na potrzeby realizacji prac badawczych zaprojektowano i zbudowano stanowisko, które pomogło zrealizować badania i wiążące się z nimi cele. Stanowisko badawcze do badań wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego składa się dwóch urządzeń – dozownika produktów, sterowanego falownikiem (groch, ryż, kukurydza) oraz urządzenia transportowo-napędowego, sterowanego falownikiem, na którym został zainstalowany pas zębaty pokryty, umożliwiając transport produktów.

Pomiędzy silnikiem prądu stałego, zamontowano podpory z wałem obracającym się w łożyskach kulkowych (tab. 8-11). Na wałach za pomocą wpustów osadzono koło zębate współpracujące z pasem zębatymi. Dzięki zamocowaniu podpór w prowadnicach stworzona została możliwości płynnej regulacji odległości międzyosiowej oraz napięcia wstępnego (rys. 41-43).



Rys. 39. Schemat stanowiska badawczego

Tab. 8. Charakterystyka silnika elektrycznego, stanowiska badawczego

Dane techniczno-eksploatacyjne silnika łapowego	Silnik elektryczny trójfazowy Pro-Motor
Typ silnika	MS 90L2-2
Moc	3 kW
Prędkość obrotowa	2800 obr/min
Napięcie	400V
Rozłącznik (wyłącznik)	0-1 (3-bieg)
Masa	19 kg
Obudowa	aluminium
Średnica osi wału	24 mm
Wielkość mechaniczna	90
Rodzaj pracy	S-1 ciągła

Tab. 9. Charakterystyka silnika elektrycznego, dozownik stanowiska badawczego

Dane techniczne dozownika	POM Augustów
Typ	T-206/3 1996
Wydajność	do 9 t/h
Średnica wewnętrzna przenośnika	100 mm
Skok ślimaka	90 mm
Obroty wału ślimaka	450 obr./min
Typ ślimaka	sg-90L-4A
Moc silnika	1,5 kW
Napięcie znamionowe	230/400 V
Prąd znamionowy	3,4 A

Obroty silnika	1450 obr./min
Liczba pasów klinowy i typ	2 x SPZ 825

Tab. 10. Charakterystyka przemiennika częstotliwości stanowiska badawczego

Dane techniczne przemiennika częstotliwości, zintegrowanego z stanowiskiem napędowo-transportującym	Falownik LG
Typ falownika	SV040IG5A-4
Moc silnika	4 kW
Dane znam. Wejściowe	
Moc	6.5 kVA
Prąd FLA	9 A
Częstotliwość	0 - 400 Hz
Napięcie	3-fazowe 380-460V
Dane znam. Wyjściowe	
Napięcie	3-fazowe 380-460V (+/-10%)
Częstotliwość	50-60 Hz (+/- 5%)

Tab. 11. Charakterystyka przemiennika częstotliwości, dozownika stanowiska badawczego

Dane techniczne przemiennika częstotliwości sterującego dozownikiem (jednostka osobna)	Falownik Euro Drives
Typ falownika	E2000
Moc silnika	1,5 kW
Dane znam. wejściowe	
Moc	1,875 kVA
Prąd FLA	4,8 A
Częstotliwość	0 - 400 Hz

Napięcie	3-fazowe 380-460V
Dane znam. Wyjściowe	
Napięcie	3-fazowe 380-460V (+/-10%)
Częstotliwość	50-60 Hz (+/- 5%)

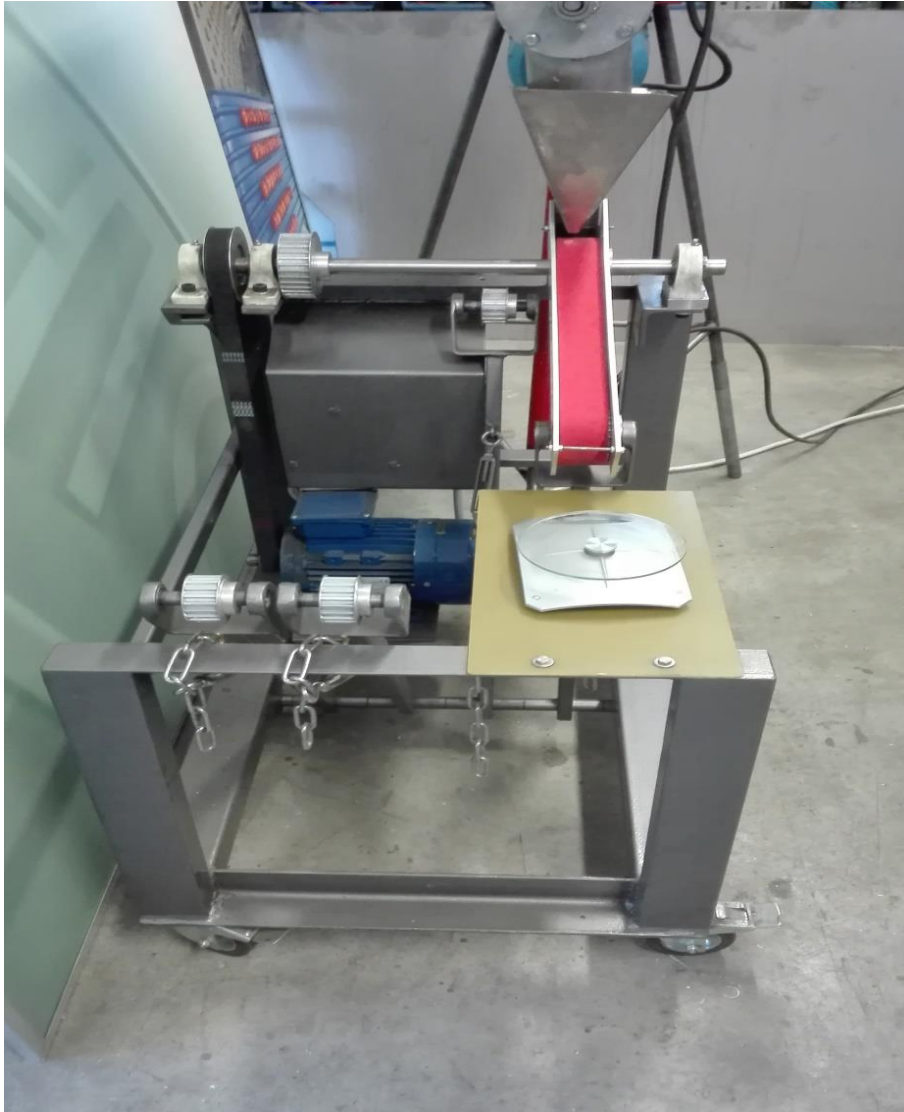


Rys. 40. Zdjęcie przedstawiające stanowisko badawcze w warunkach warsztatowych

Dokumentacja badań - poniższe zdjęcie przedstawia naczynie, do którego podczas badania trafia ryż długo-ziarnisty.



Rys. 41. Zdjęcie z badań zasadniczych



Rys. 42. Zdjęcie przedstawiające stanowisko badawcze w warunkach warsztatowych

3.6. PLAN BADAŃ

Do badań użyto następujących pasów:

- a) Pas ciągnowo-zębaty gumowy bezkońcowy z kordem z włókna szklanego o szerokości 50mm i podziałce metrycznej T10 o długości 920mm, pokryty bezkońcowo w procesie wulkanizacji elastomerem naturalnym 45 Sh'a, grubość 4 mm, czerwony.
- b) Pas ciągnowo-zębaty pokryty poliuretanowy bezkońcowy z kordem kewlarowym o szerokości 50mm i podziałce metrycznej T10 o długości 920mm, pokrytym bezkońcowo w procesie odlewania, poliuretanem termoplastycznym 55 Sh'A, grubość 4 mm, żółta.
- c) Pasy ciągnowo-zębate użyte do przeprowadzania badania, charakteryzują się tym, iż nie posiadają miejsca łączenia pasa oraz tym, że w nakładka transportująca nie ma miejsca połączenia.
- d) Próbki wykorzystane do przeprowadzenia badań:
 - ziarna ryżu [kolor biały] – ilość 1 kg
 - ziarna kukurydzy [kolor żółty] – ilość 1kg
 - ziarna grochu [kolor beżowy] – ilość 1kg
- e) Podczas badań na stanowisku roboczym zostaną użyte koła zębate typ T10
 - koło zębate 44 T10 60 z tarczami obrzeżnikowymi (napędowe/bierne)
 - koło zębate 36 T10 60 z tarczami obrzeżnikowymi (bierne/napędowe)

Różne kąty ustawienia cięgna są realizowane za pomocą regulacji wspornika.

Próbowano znaleźć optymalną prędkość, kąt wprowadzić dodatkowe warunki, które zmaksymalizują transport ziaren. Ponadto podjęto próbę znalezienia zależności pomiędzy wymienionymi parametrami a zbadanymi parametrami ziaren. Po licznych próbach wstępnych przyjęto, że przy badaniu optymalnego kąta położenia pasa ustalono prędkość pasa na poziomie 200 obr/min (prędkość liniowa 0.48 m/s) dla wszystkich badanych kątów. Natomiast do poszukiwania optymalnej prędkości ustalono kąt 5°. Następnie przyjęto, czas badań na poziomie 90 sekund dla każdej próby. W tym czasie zmierzono ilość przetransportowanego materiału. W badaniach wstępnych zbadano również wpływ wilgotności ziaren na transport. Wyniki zebrano w tabeli 12.

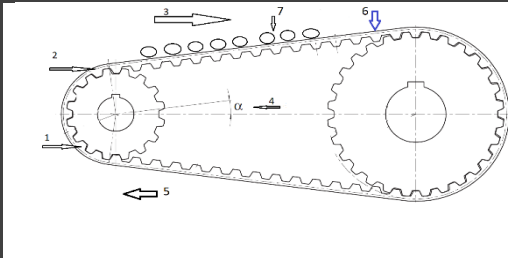
Tab. 12. Badania wstępne przetransportowanego materiału

	masa przetransportowanego materiału
kukurydza - wilgotność 29%	0,91 kg
groch - wilgotność 30%	0,88 kg
ryż - wilgotność 21%	0,96 kg
kukurydza - wilgotność 34%	0,93 kg
groch - wilgotność 35%	0,9 kg
ryż - wilgotność 26%	0,97 kg

Wykazano, że większa wilgotność materiału zwiększa ilość przetransportowanego ziarna. Jednak są to wartości, które w rzeczywistości mogą być trudne do osiągnięcia. Ostatecznie przyjęto wilgotność ziaren zgodnie z tabelą 14.

Celem zbadania wpływu otoczenia dodatkowo zwilżano pasy, symulując np. rosę.

Tab. 13. Badanie eksploatacyjne przekładni z pasem zębatym i transportowanym produktami, plan badań

	7.	7.	7.
Typ pasa oraz parametry transportu/ Transportowany materiał	Kukurydza	Groch	Ryż długoziarnisty
1. Pas zębaty gumowy T10 2. Pokrycie elastomer naturalny 3. Prędkość obrotowa 100, 120, 150, 170, 200, 220, 250, 270, 300 [obr/min] 4. Kąt podawania – 5	X	X	X

5. Naciąg pasa 80%, 85%, 90%, 95%, 100%, 105%, 110%, 115%, 120%, nominalny naciąg – 100%			
6. Zwilżenie pasa (tak)			
1. Pas zębaty gumowy T10 2. Pokrycie elastomer naturalny 3. Prędkość obrotowa 100, 120, 150, 170, 200, 220, 250, 270, 300 [obr/min] 4. Kąt podawania – 5°	x	x	x
5. Naciąg pasa 80%, 85%, 90%, 95%, 100%, 105%, 110%, 115%, 120%, nominalny naciąg – 100%			
6. Zwilżenie pasa (tak)			
1. Pas zębaty poliuretanowy T10 2. Pokrycie poliuretanowe 55 Sh'A 3. Prędkość obrotowa 100, 120, 150, 170, 200, 220, 250, 270, 300 [obr/min] 4. Kąt podawania – 5°	x	x	x
5. Naciąg pasa 80%, 85%, 90%, 95%, 100%, 105%, 110%, 115%, 120%, nominalny naciąg – 100%			
6. Zwilżenie pasa (tak)			
1. Pas zębaty poliuretanowy T10 2. Pokrycie Poliuretanowe 55 Sh'A 3. Prędkość obrotowa 100, 120, 150, 170, 200, 220, 250, 270, 300 [obr/min] 4. Kąt podawania – 5°	x	x	x
5. Naciąg pasa 80%, 85%, 90%, 95%, 100%, 105%, 110%, 115%, 120%, nominalny naciąg – 100%			
6. Zwilżenie pasa (tak)			

Po przeprowadzeniu badań wstępnego, w poniższej tabeli określono i przyjęto plan badań zasadniczych dla określonych parametrów.

Tab.14. Charakterystyka materiału użytego do badań – kukurydza, groch, ryż



	Kukurydza	Groch	Ryż biały długo-ziarnisty
Postać wymiar ziarna	graniasta Ø8-10 mm	kulista/sferyczna Ø5-8 mm	Podłużna około 7 mm
Gęstość w stanie zsypanym	600-850kg/m ³	650-850kg/m ³	700-800kg/m ³
Wilgotność	29%	30%	21%
Kąt naturalnego usypu	30-40°	25 -32°	37-45°
Masa właściwa w stanie suchym	1,19-1,25 g/cm ³	1,21-1,31 g/cm ³	1,11-1,12 g/cm ³

Gęstość usypowa ρ , jest to masa jednostki objętości materiału swobodnie usypanego. Zależy ona od ziarnistości (granulacji) cząstek materiału oraz jego wilgotności. W przypadku materiałów kawałkowych i ziarnistych ze zmniejszaniem cząstek materiału obniża się gęstość usypowa, ponieważ zwiększa się objętość przestrzeni powietrza znajdującej się między cząstkami. W wyniku zagęszczania materiału, powodowanego równomiernym ściskaniem gęstość usypowa może się zwiększyć o 5÷10% w przypadku materiałów suchych i dobrze sypanych się, a nawet bardziej - o 30÷50% - w przypadku materiałów wilgotnych, higroskopijnych i zbijających się. Znajomość gęstości usypowej materiału transportowanego jest jedną z podstawowych informacji niezbędnych do wyznaczenia oporów ruchu i wydajności urządzenia transportowego, ładowności zbiorników urobku itd.

Transportowane materiały w zależności od wartości gęstości usypowej zwykle dzieli się na:

- lekkie, dla których: $\rho \leq 600 \text{ kg/m}^3$,
- średnie: $600 < \rho \leq 1100 \text{ kg/m}^3$,
- ciężkie: $1100 < \rho \leq 2000 \text{ kg/m}^3$,
- bardzo ciężkie: $\rho > 2000 \text{ kg/m}^3$.

Kąt naturalnego usypu α_n , jest to kąt nachylenia tworzącej stożka usypanego na płaszczyźnie poziomej względem jego podstawy. Jego wartość zależy od składu granulometrycznego materiału, wilgotności, temperatury i skłonności do

zlepiania się. Wyróżnia się kąt naturalnego usypu w spoczynku oraz kąt naturalnego usypu w ruchu, który w przybliżeniu stanowi około 70% wartości tego pierwszego. Znajomość wartości kąta naturalnego usypu jest niezbędna do obliczenia pola przekroju poprzecznego warstwy materiału przemieszczanego urządzeniem transportowym (np. taśmą przenośnikową).

Znajomość wartości współczynników tarcia wewnętrznego i zewnętrznego materiału transportowanego po nim samym i po powierzchniach transportowych jest niezbędna do projektowania maszyn i urządzeń transportowych oraz pomocniczych (np. zbiorników materiałów). Wartość współczynnika tarcia wewnętrznego materiału jest równa tangensowi kąta tarcia wewnętrznego materiału. W przypadku współczynnika tarcia zewnętrznego wyróżnia się: współczynnik tarcia w spoczynku i współczynnik tarcia w ruchu, przy czym ten drugi stanowi około 70% wartości pierwszego.

Uziarnienie jest to rozkład wielkości ziaren rozdrobnionego materiału z określeniem procentowej zawartości poszczególnych klas ziarnowych. Przez wielkość ziarna rozumie się miarę pewnej wielkości liniowej, związanej z geometrycznym obrazem ziarna i charakteryzującej jego rozmiary. Najbardziej rozpowszechnionym sposobem określania wielkości ziarna d , jest wyznaczanie rozmiarów głównych ziarna: długości l , szerokości b i grubości h . Najczęściej wielkość ziarna wyznacza się ze wzoru: $d = \frac{l+b}{2}$

Jednorodność ziaren materiału określa się stosunkiem wymiaru cząstki największej d_{max} do wymiaru cząstki najmniejszej $d_{min}/K = d_{max}/d_{min}$.

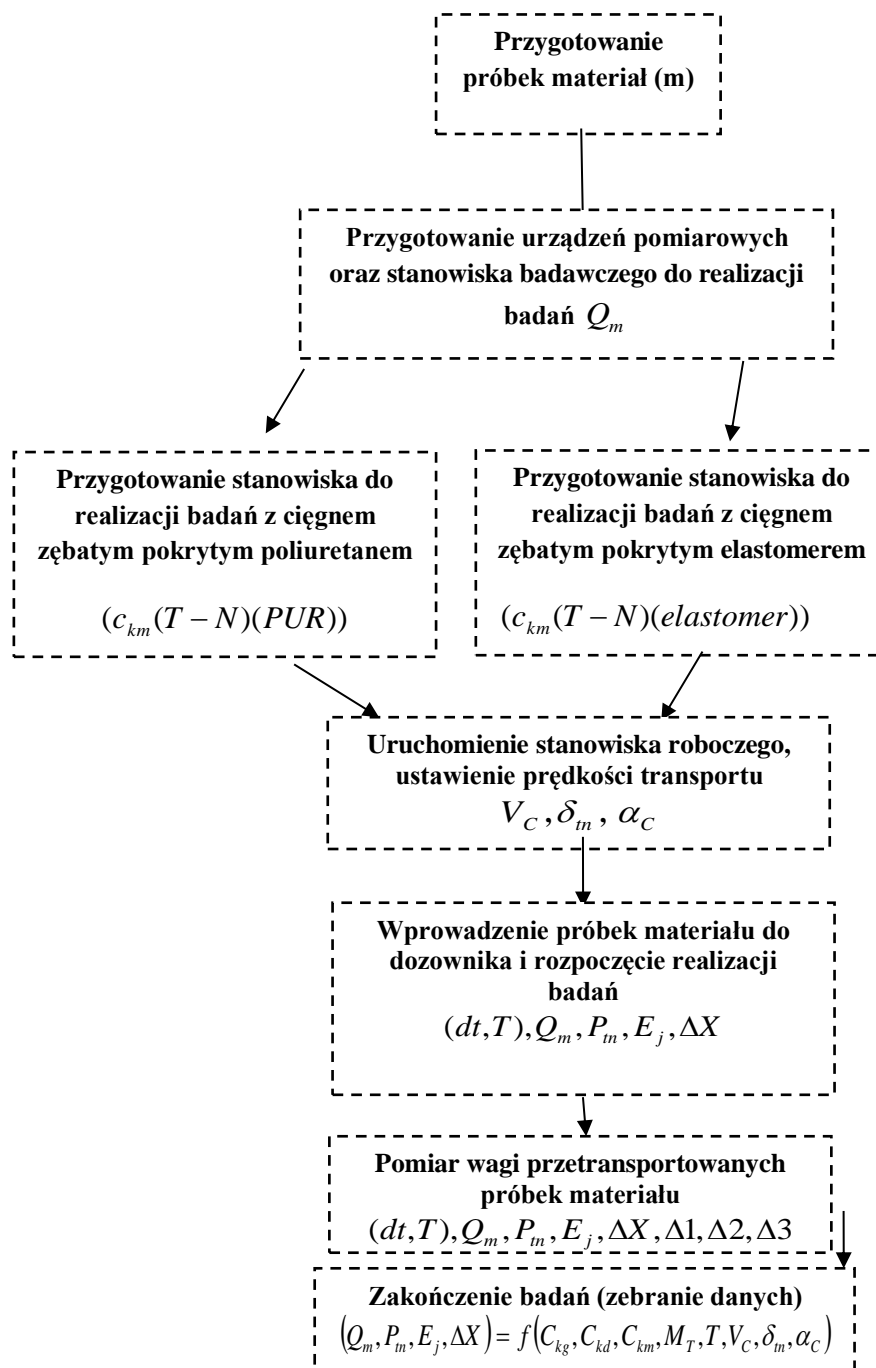
Jeśli $K > 2,5$, to materiał uważa się za niesortowany, jeśli natomiast $K \leq 2,5$, to jest to materiał sortowany, czyli mniej więcej jednorodny.

Wg wielkości ziaren określa się podział materiałów na:

- pyliste $d \leq 0,05$ mm (np. cement),
- proszkowe $0,05 < d \leq 0,5$ mm (np. miazki piasek),
- ziarniste $0,5 < d \leq 10$ mm (np. drobny żwir),
- drobnokawałkowe $10 < d \leq 50$ mm (np. żwir),
- średniokawałkowe $50 < d \leq 150$ mm (np. węgiel),
- wielkokawałkowe $150 < d \leq 300$ mm (np. ruda),
- bryłowate $d > 300$ mm (np. głązy).

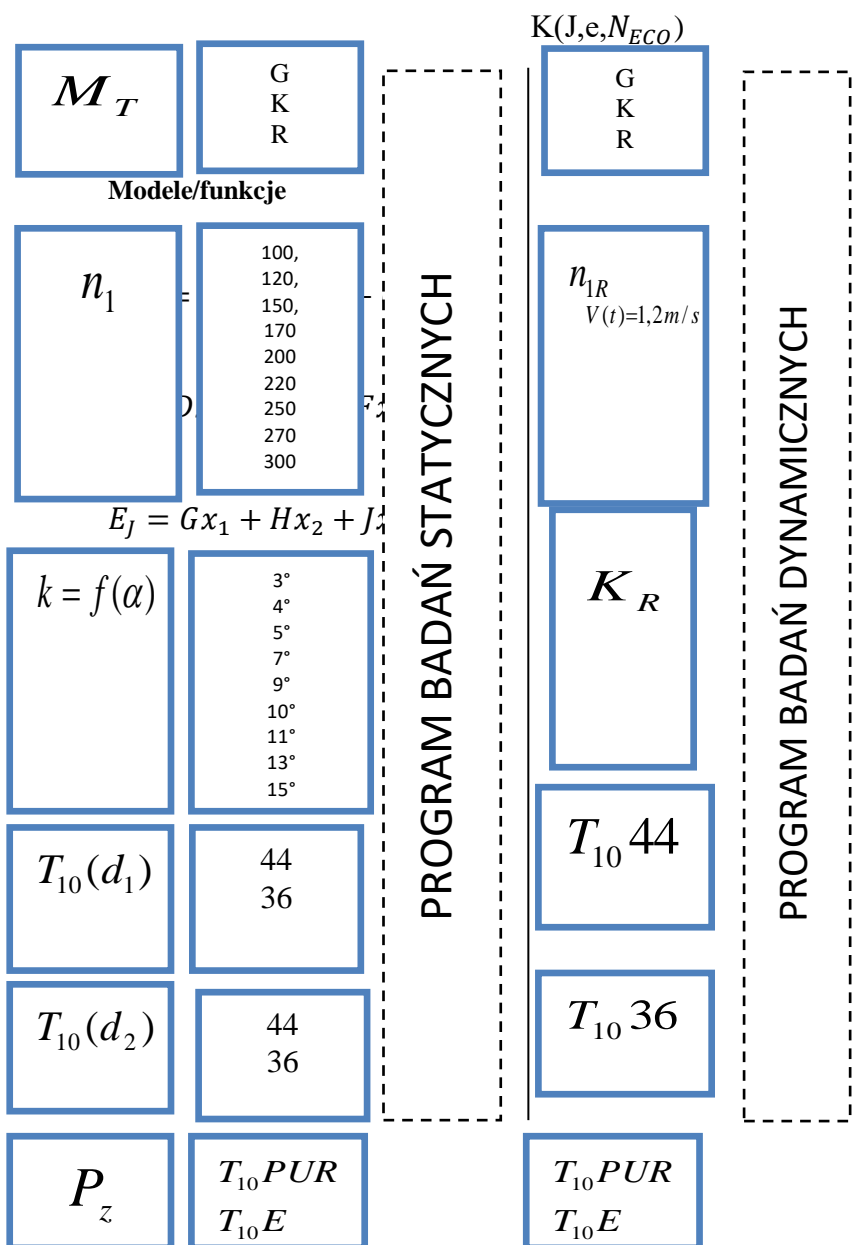
Z uwagi na ścierające oddziaływanie materiałów transportowanych na elementy konstrukcyjne przenośników wyróżnia się: materiały nieścierające (np. talk), mało ścierające (np. szpat wapienny), średnio ścierające (np. koncentrat apatytowy), bardzo ścierające (np. granit).

Poniżej przedstawiono kierunkowy schemat metodyki badań własnych (rys. 45 i 46):



Rys. 43. Metodyka badań w

Plan badań



NT

E
PUR

E
PUR

Rys. 44.
Schemat planu
badań

Drive Two pulleys
(Truly endless polyurethane belts)

Input data	Possible solutions	Solution
Rated Power [kW]	3	Profile T
Required Service Factor	1.2	Pitch 10

PULLEYS	Driver	Driven	BELT
Part number for Solid Hub Pulley	PDMT66T10/36	PDMT66T10/44	Part Number U920T10/50
Part Number for Taper Bored pulley	-	-	Belt length [mm] 920
Number of Teeth	36	44	Selected standard width [mm] 50
Pitch diameter [mm]	114.59	140.06	
Speed [RPM]	200	164	
Selected standard width [mm]	50	50	
Teeth in mesh	17.4	22.7	
Static Load on axis [N]	2889		
Dynamic Load on axis [N]	2888		

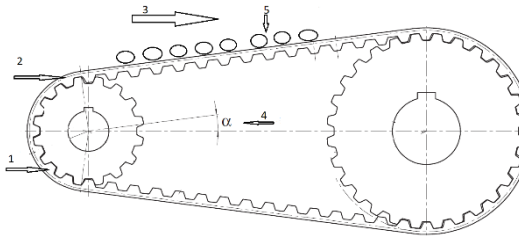

DRIVE	TENSIONING		
Center distance [mm]	259.7	Recommended mounting tension [N]	1446
Belt Span length [mm]	259.4	Working tension [N]	1446
Gear ratio	0.82	Deflection Method	New Used
Power rating [kW]	3.9	Deflection [mm]	4.1 4.1
Calculated Service Factor	1.3	Load [N]	103 103
Linear Speed [m/s]	1.2	Vibration Frequency Method	New Used
Noise [dB]	-	Vibration Frequency [Hz]	155 ±2% 155 ±2%

Rys. 45. Obliczenia teoretyczne układu napędowo-transportowego stanowiska badawczego przy użyciu aplikacji obliczeniowej firmy Elatech calculations

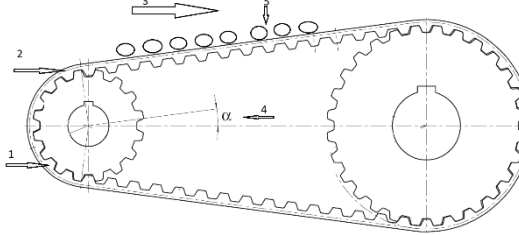

3.7. WYNIKI BADAŃ

W poniższych tabelach zabrano następujący wyniki badań:

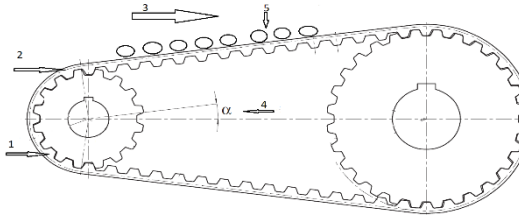

Tab. 15. Wyniki badań transportu 1 kg kukurydzy na stanowisku badawczym

	
<p>Typ pasa oraz parametry transportu/ Transportowany materiał</p>	<p>Kukurydza [1kg]</p>
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty gumowy T10 2. Pokrycie elastomer naturalny 45 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt podawania, przenośnika – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – około 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,93 kg
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty PU T10 2. Pokrycie poliuretanowe 55 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt podawania, przenośnika – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – około 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,88 kg

Tab. 16. Wyniki badań transportu 1 kg grochu na stanowisko badawczym

	
<p>Typ pasa oraz parametry transportu/ Transportowany materiał</p>	<p>Groch [1kg]</p>
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty gumowy T10 2. Pokrycie elastomer naturalny 45 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt podawania, przenośnika – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,88 kg
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty PU T10 2. Pokrycie poliuretanowe 55 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt podawania, przenośnika – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – około 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,84 kg

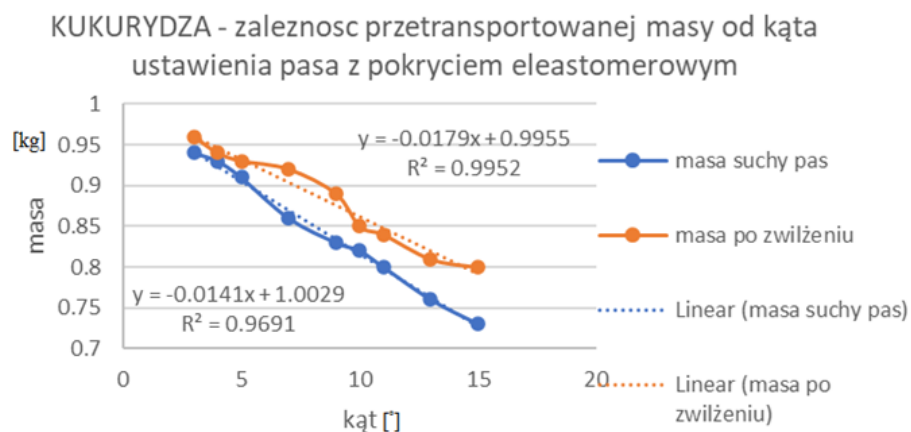
Tab. 17. Wyniki badań transportu 1 kg ryżu długo-ziarnistego na stanowisku badawczym

	
<p>Typ pasa oraz parametry transportu/ Transportowany materiał</p>	<p>Ryż długo-ziarnisty [1kg]</p>
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty gumowy T10 2. Pokrycie elastomer naturalny 45 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt ustawienia cięgna – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,96 kg
<ol style="list-style-type: none"> 1. Pas zębaty PU T10 2. Pokrycie poliuretanowe 55 Sh'A 3. Prędkość obrotowa - 200obr/min, prędkość liniowa 0.48 m/s 4. Kąt ustawienia cięgna – 5° 	<ul style="list-style-type: none"> • Średni czas transportu (z 10 prób) – około 90 sekund • Średnia waga przetransportowanego materiału (z 10 prób) - 0,94kg

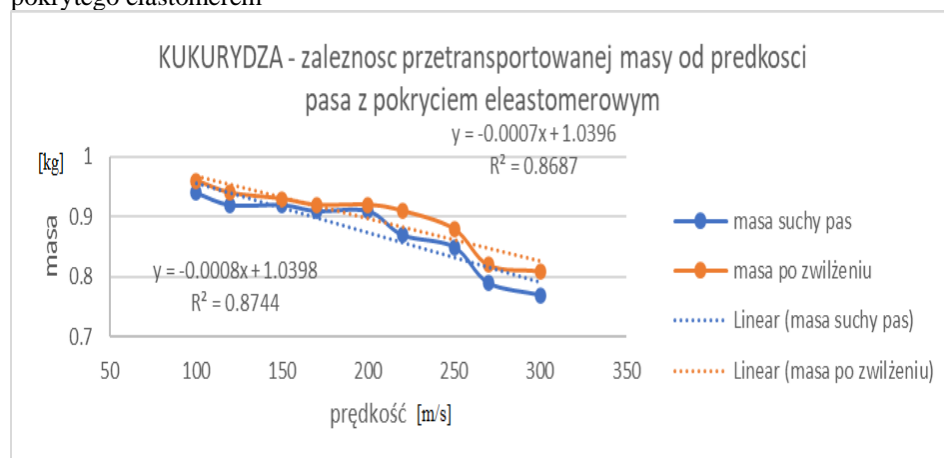
3.8. BADANIE ZALEŻNOŚCI TRANSPORTOWO-NAPĘDOWYCH DLA KUKURYDZY, GROCHU, RYŻU

Na kolejnych wykresach (rys. 48-65) przedstawiono zależności transportowo-napędowe dla ziaren kukurydzy transportowanej na pasie zębatym z pokrycie elastomerowym oraz poliuretanowym. Dodatkowo zbadano wpływ

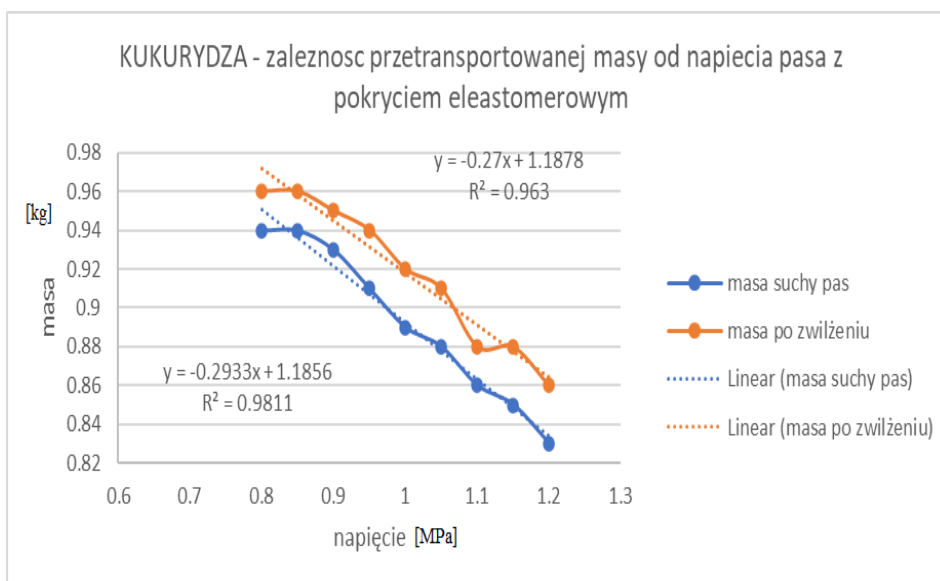
zwilżenia pasa na ilość transportowanego ziarna. Badania wykonywano w taki sposób, że seria prób została przeprowadzona najpierw na suchym pasie, a następnie dany pas zwilżano bez zmiany parametrów.



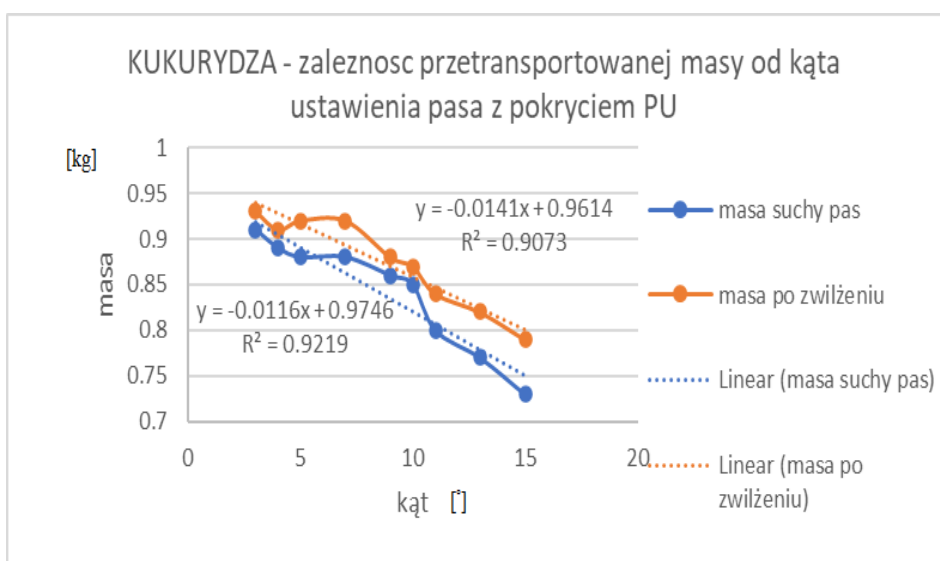
Rys. 46. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem



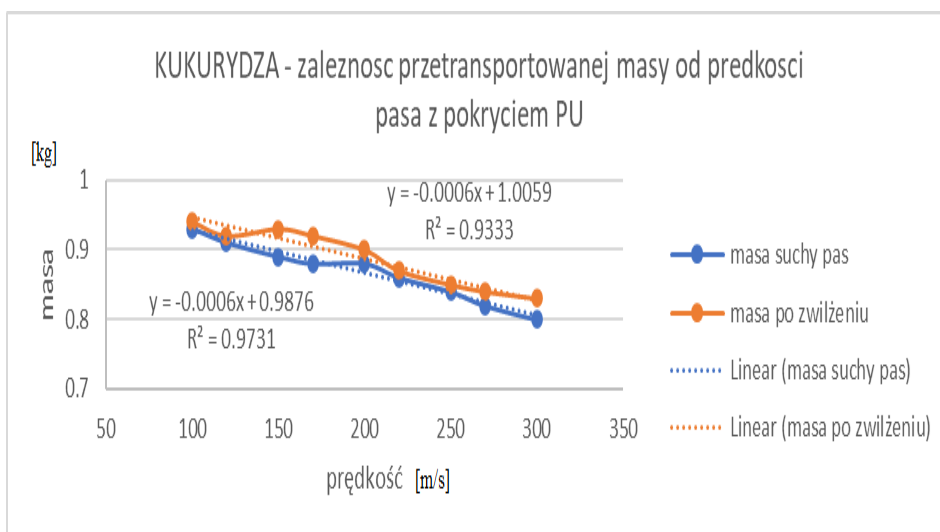
Rys. 47. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem



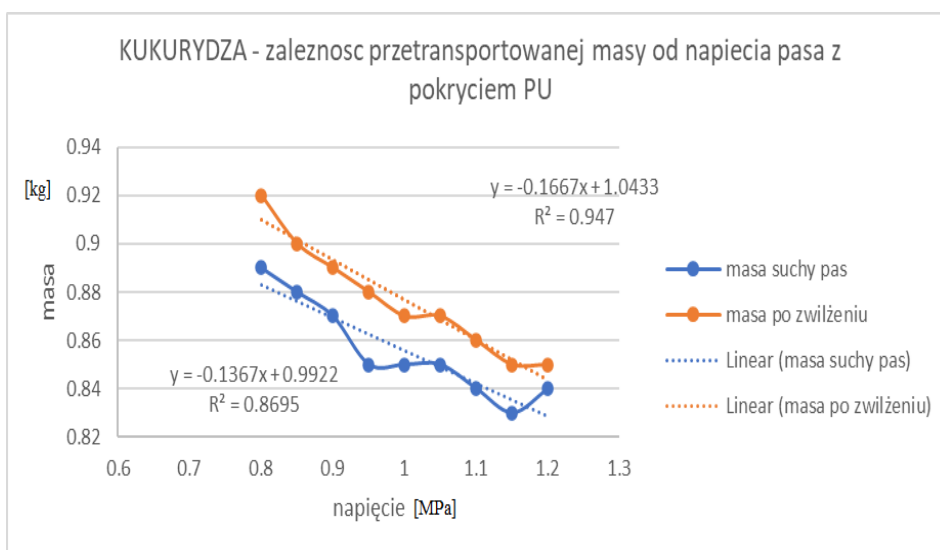
Rys. 48. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem



Rys. 49. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem

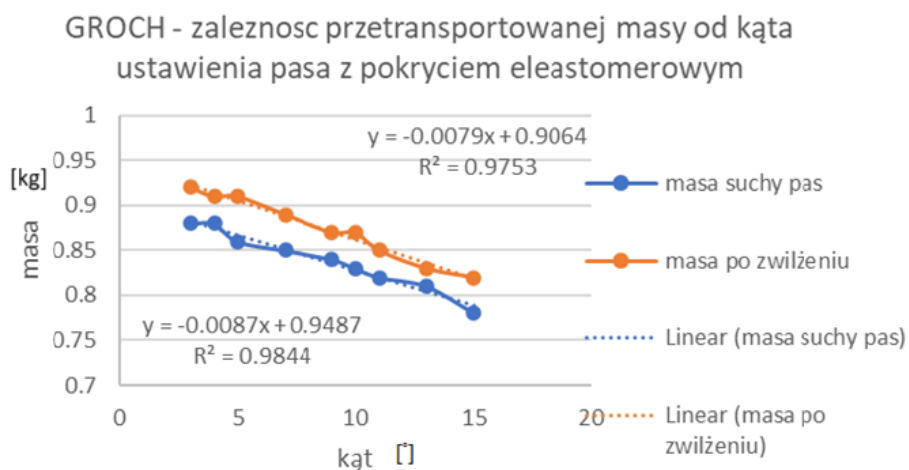


Rys. 50. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem

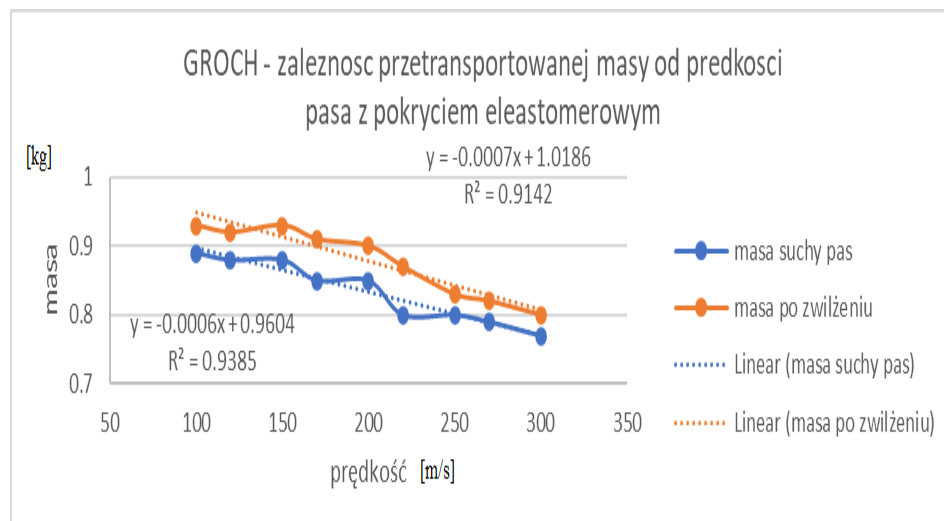


Rys. 51. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem

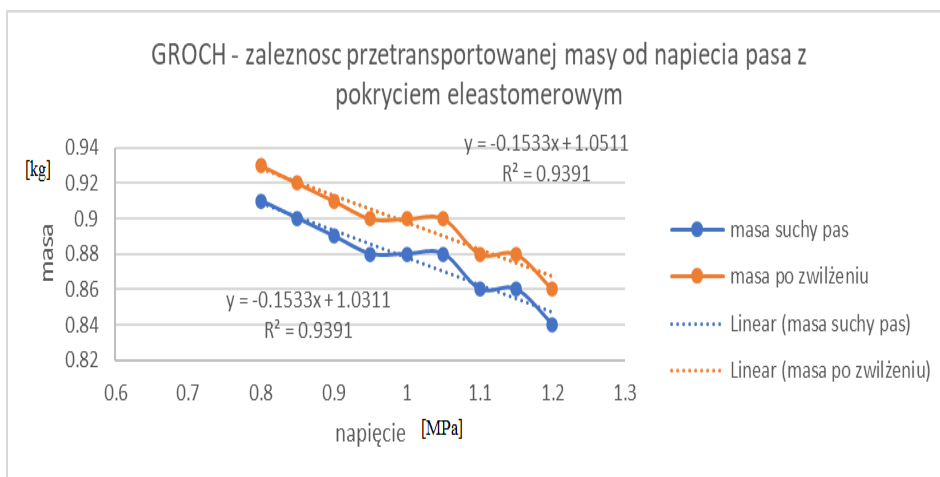
Zależności transportowo-napędowe dla ziaren grochu transportowanego na pasie zębatym z pokrycie elastomerowym i poliuretanowym



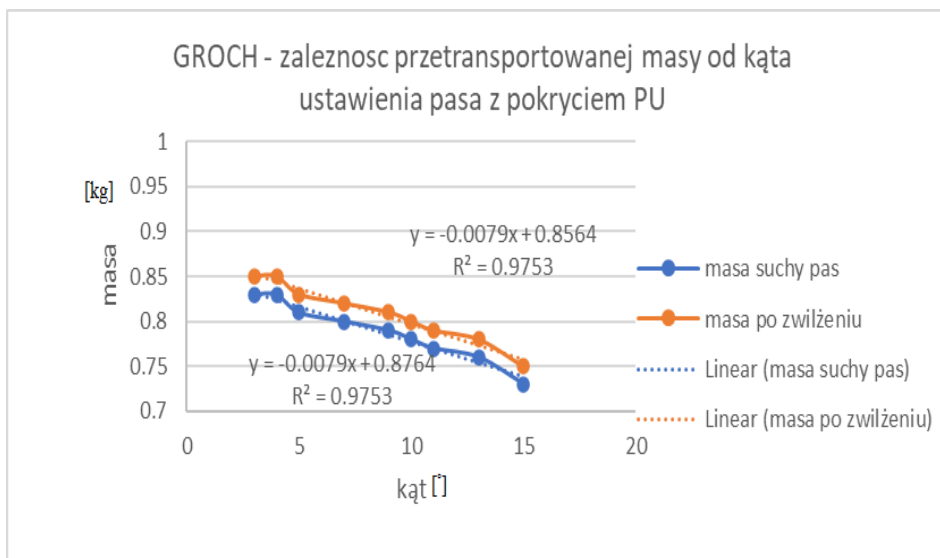
Rys. 52. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem



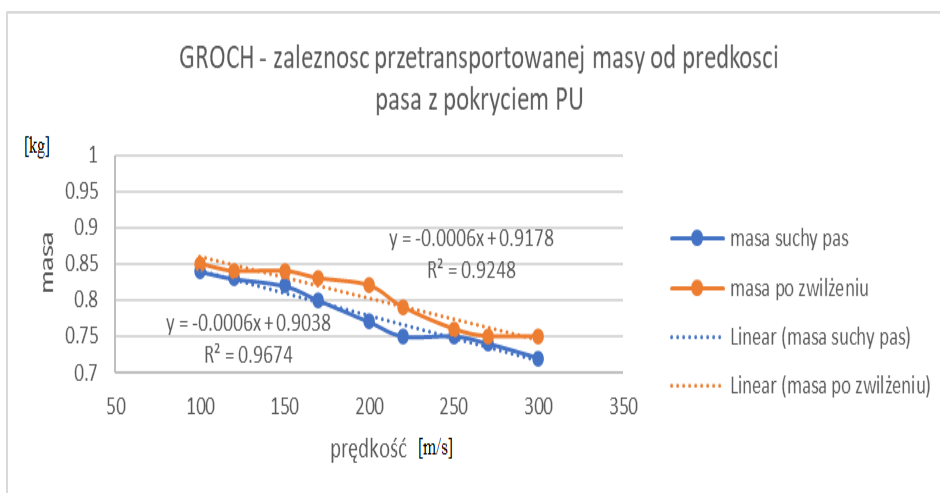
Rys. 53. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem



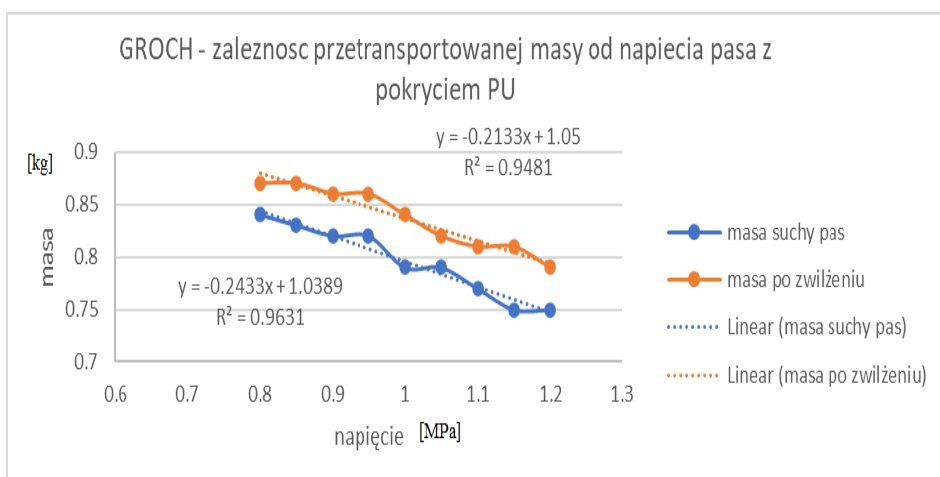
Rys. 54. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem



Rys. 55. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem

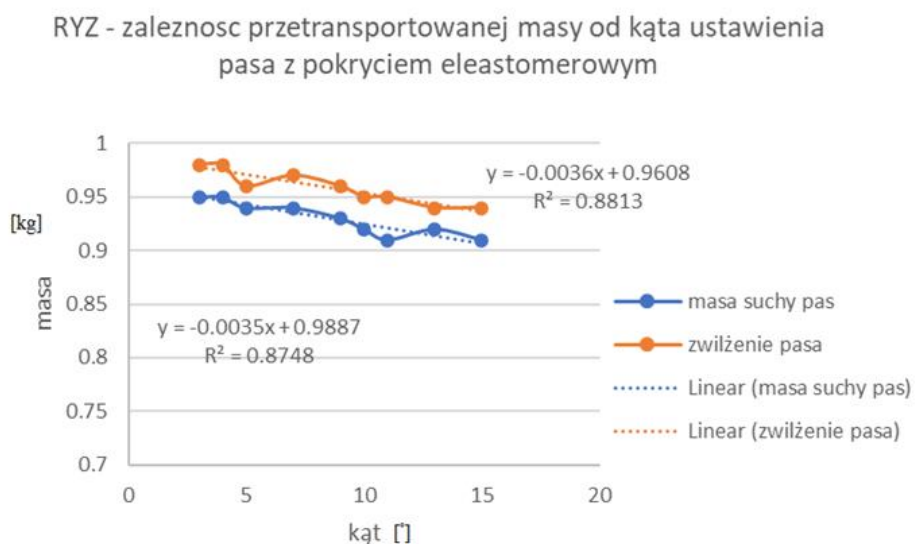


Rys. 56. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem

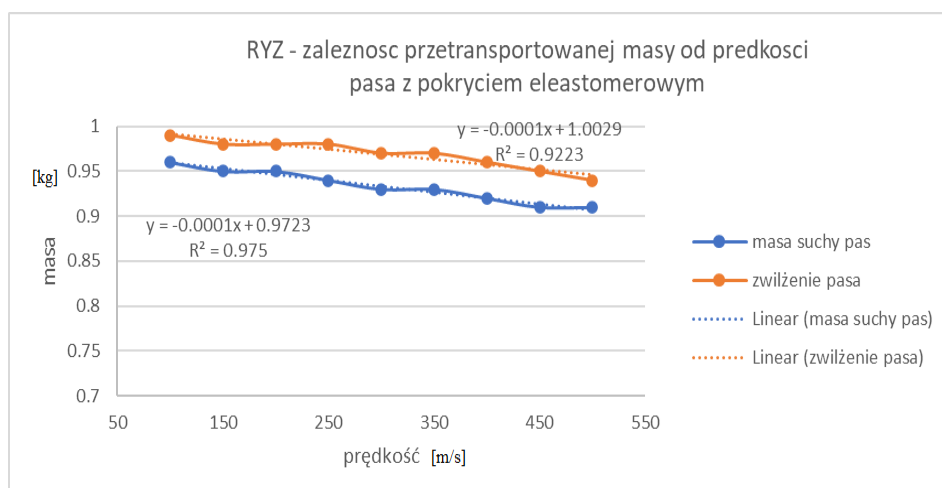


Rys. 57. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem

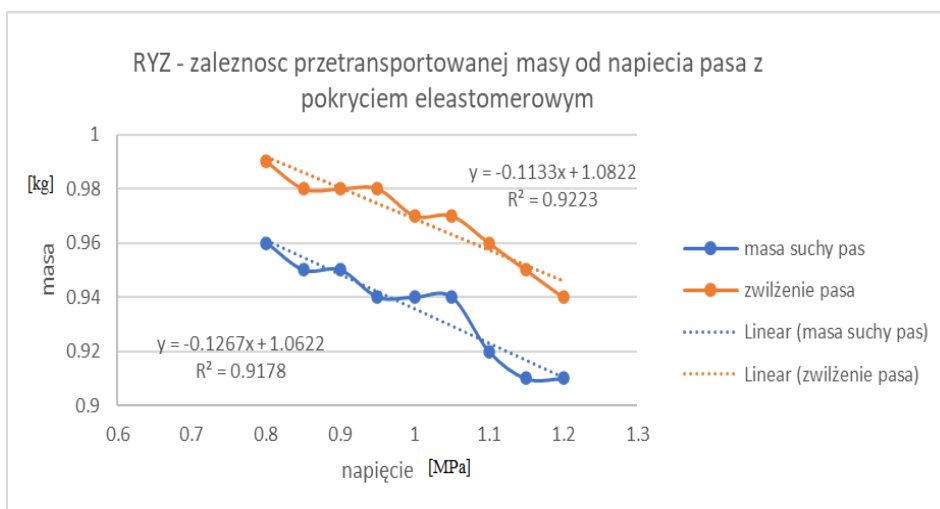
Zależności transportowo-napędowe dla ziaren ryżu transportowanego na pasie zębatym z pokrycie elastomerowym i poliuretanowym



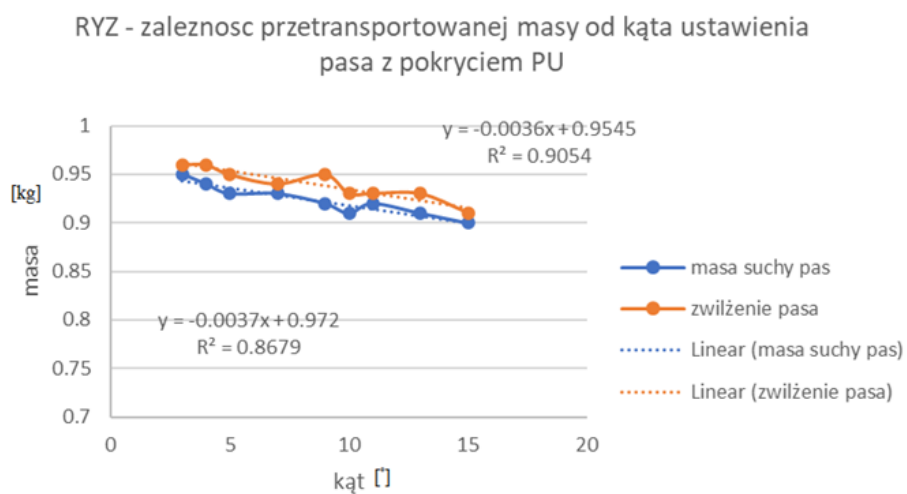
Rys. 58. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem



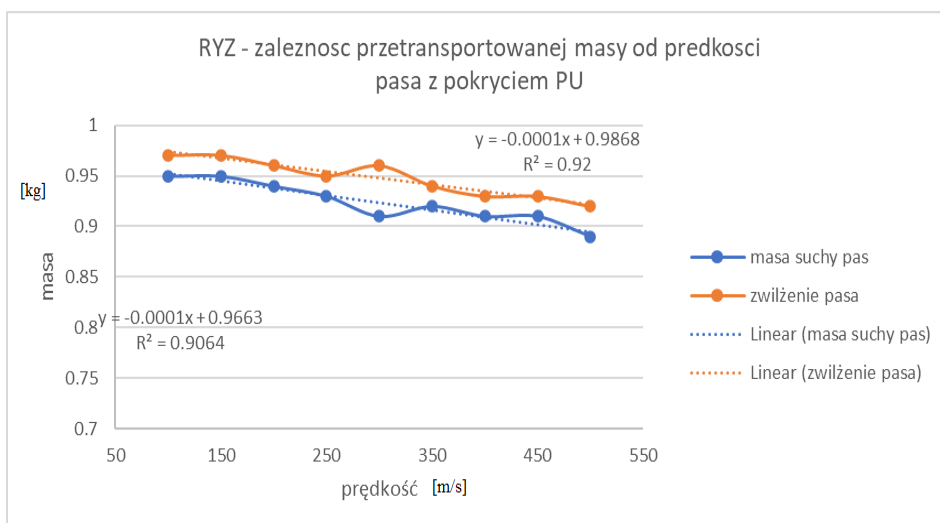
Rys. 59. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem



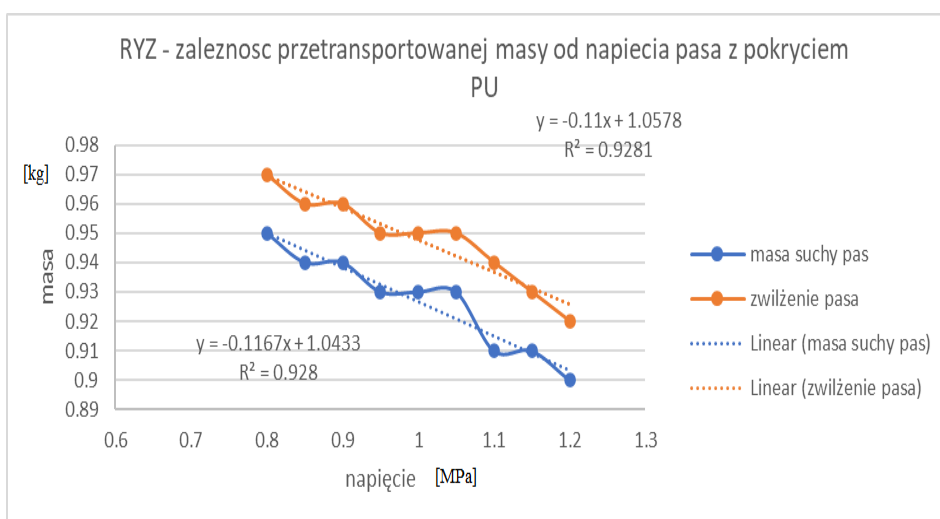
Rys. 60. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem



Rys. 61. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem



Rys. 62. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem



Rys. 63. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem

3.9. PODSUMOWANIE BADAŃ WŁASNYCH

Podsumowując badania własne – zasadnicze, można uznać, że określono związek efektywności transportu poszczególnych materiałów tj. kukurydza, groch oraz ryż długo-ziarnisty. Z uwagi na obszerną liczbę wariantów pomiarowych przyjęto jedynie zakres badanych parametrów, który przedstawiono w tabelach 18-20.

Tab. 18. Wariant pomiarowy (WP)

Wariant pomiarowy	Materiał transportowany	Materiał warstwy transportującej	Kąt podawania	Napięcie pasa	Prędkość obrotowa	Materiał zwilżony
	Groch Kukurydza Ryż	Elastomer Poliuretan	(0-15°)	(1.04 - 1.56 MPa)	(100 - 320 obr/min)	(tak/nie)

Tab. 19. Wariant pomiarowy (WP) z warstwą transportującą elastomerową

Wariant Pomiarowy warstwa elastomerowa	Moc transportowo-napędowa P_{tn} (W)	Wydajność masowa Q_m (g/s)	Jednostkowe zużycie energii E_j (J/g)
WP Groch	1115	10	111,5
WP Kukurydza	1253	9,5	131,9
WP Ryż	1311	10,55	124,8

Tab. 20. Wariant pomiarowy (WP) z warstwa transportująca poliuretanowa

Wariant Pomiarowy warstwa poliuretanowa	Moc transportowo-napędowa P_{tn} (W)	Wydajność masowa Q_m (g/s)	Jednostkowe zużycie energii E_j [J/g]
WP Groch	1221	9.63	123.7
WP Kukurydza	1347	9.21	142,6
WP Ryż	1281	10.15	129,8

Tab. 21. Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruch wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od kąta ustawienia pasa)

Lp.	Ziarna	Napęd-transport	Zależność matematyczna przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa	Możliwości rozwoju
1	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0141x+1,0029$ $R^2=0,9691$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
2	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas zwilżony)	$y=-0,0179x+0,9955$ $R^2=0,9952$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
3	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0116x+0,9746$ $R^2=0,9219$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
4	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0141x+0,9614$ $R^2=0,9073$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
5	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0087x+0,9487$ $R^2=0,9844$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
6	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elastomer	$y=-0,0079x+0,8564$ $R^2=0,9753$	kat podawania optymalnie powinien

		(pas zwilżony)		zmierzać do około 5°
7	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0079x+0,8764$ $R^2=0,9753$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
8	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0079x+0,8564$ $R^2=0,9753$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
9	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0001x+0,9723$ $R^2=0,975$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
10	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elast. (pas zwilżony)	$y=-0,0001x+1,0029$ $R^2=0,9223$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
11	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0001x+0,9663$ $R^2=0,9064$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°
12	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0001x+0,9868$ $R^2=0,92$	kat podawania optymalnie powinien zmierzać do około 5°

Tab. 22 Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruchu wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od prędkości pasa)

Lp.	Ziarna	Napęd-transport	Zależność matematyczna przetransportowanej masy od prędkości pasa	Możliwości rozwoju
1	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0007x+1,0398$ $R^2=0,8687$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s

2	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas zwilżony)	$y=-0,0007x+1,0396$ $R^2=0,8687$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
3	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0006x+0,9876$ $R^2=0,9731$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
4	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0006x+1,0059$ $R^2=0,9333$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
5	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0006x+0,9604$ $R^2=0,9385$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
6	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas zwilżony)	$y=-0,0007x+1,0186$ $R^2=0,9142$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
7	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0006x+0,9038$ $R^2=0,9674$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
8	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0006x+0,9178$ $R^2=0,9248$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
9	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,0001x+0,9723$ $R^2=0,975$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
10	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas zwilżony)	$y=-0,0001x+1,0029$ $R^2=0,9223$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
11	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,0001x+0,9663$ $R^2=0,9064$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s
12	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,0001x+0,9868$ $R^2=0,92$	rekomendowana prędkość liniowa 0.48 m/s

Tab. 23. Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruch wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od napięcia pasa)

Lp.	Ziarna	Napęd-transport	Zależność matematyczna przetransportowanej masy od napięcia pasa	Możliwości rozwoju
1	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas suchy)	$y=-0,2933x+1,1856$ $R^2=0,9811$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
2	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa elastomer (pas zwilżony)	$y=-0,27x+1,1878$ $R^2=0,963$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
3	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,1367x+0,9922$ $R^2=0,8695$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
4	Kukurydza	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,1667x+1,0433$ $R^2=0,947$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
5	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elast. (pas suchy)	$y=-0,1533x+1,0311$ $R^2=0,9391$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
6	Groch	Pas zębaty T10 warstwa elast. (pas zwilżony)	$y=-0,1533x+1,0511$ $R^2=0,9391$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
7	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,2433x+1,0389$ $R^2=0,9631$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
8	Groch	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,2133x+1,051$ $R^2=0,9481$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
9	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elast. (pas suchy)	$y=-0,1267x+1,0622$ $R^2=0,9178$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
10	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa elast. (pas zwilżony)	$y=-0,1133x+1,0822$ $R^2=0,9223$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
11	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas suchy)	$y=-0,1167x+1,0433$ $R^2=0,928$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa
12	Ryż	Pas zębaty T10 warstwa PU (pas zwilżony)	$y=-0,11x+1,0578$ $R^2=0,9281$	Napięcie pasa powinno zmierzać do wartości 1.04 MPa

Z badań systemu, konstrukcji, napędu i wymienionych materiałów, wynika, że najmniejsze starty materiału podczas transportu zostały osiągnięte przy ryżu, z przetransportowanego na pasie zębatym T10 z pokryciem elastomerowym 45sh'a, 1 kg materiału średnio 0,96 kg trafiało do wagi. Nieliczne ziarna w trakcie badania nie trafiły do naczynia odbierającego, analizując wyniki ryżu podczas badania zauważono, iż ziarna ryżu zakleszczały się często między bandą, a pasem zębatym i trafiały pomiędzy pas a koła zębate. Przyczyną tej sytuacji jest niewielka wielkość ziaren ryżu. Przy transporcie materiału na pasie zębatym pokrytym warstwą poliuretanu, zauważono, iż waga była mniejsza i średnia wartość prób to 0,93 kg. Przyczyną tego wyniku jest różnica twardości dodatkowych warstw pokrycia, która wynosi 10 Sh'A. Twardsze pokrycia pasa wpłynęło na to, iż niektóre ziarna odbijały od pokrycia i wypadały poza burty boczne, które ograniczają pas.

Analizując wyniki badania efektywności transportu grochu, zaobserwowano znacznie mniejszą efektywność transportu w porównaniu do kukurydzy, w przypadku pasa zębatego T10 z pokryciem elastomerowym było to 0,86 kg, natomiast z pokryciem poliuretanowym 0,82 kg. W tym przypadku, podobnie jak z ziarnami kukurydzy, przy twardszym pokryciu zdarzało się, iż groch odbijał się od pokrycia lub od innych ziaren podczas transportu. Sporadycznie spadające ziarna odbijały się od innych będąc już w naczyniu, wypadając poza nie.

Wyniki badania efektywności transportu ryżu długo-ziarnistego, wykazały najmniejszą efektywność transportu w porównaniu do wyników kukurydzy i grochu. W przypadku pasa zębatego T10 z pokryciem elastomerowym rezultat to 0,96 kg, natomiast z pokryciem poliuretanowym 0,94 kg, w przypadku kukurydzy najczęściej trafiała ona na podłogę, co było spowodowane odbiciem się od innego ziarna podczas spadania.

Realizując badania i analizując wyniki oraz zależności dla poszczególnych materiałów, zauważono, iż nawilżenie pasa, działania korzystnie na każdy z transportowanych materiał, kukurydza, groch oraz ryz wykazują tendencje do klejenia się do pasa, co wpływa na zwiększenie efektywności transportu.

4. WNIOSKI

W pracy umiejscowiony i sprecyzowany został problem badań oraz zastosowania przekładni z pasami zębatym w funkcji transportowo-napędowej wraz z dotychczasowym dorobkiem wiedzy i techniki dotyczący tego zagadnienia.

Przeprowadzono analizę charakterystyk użytkowych w różnych warunkach eksploatacyjnych oraz przy wybranych, zmiennych cechach konstrukcyjnych. Zaproponowana i zrealizowana została metodyka badań oraz odpowiednie stanowisko badawcze.

Wyniki badań pozwoliły na opis zależności, wybór właściwych cech konstrukcyjnych do transportowanego rodzaju materiału oraz wskazały na celowość dokonanych modyfikacji parametrów eksploatacyjnych w zespole transportowo-napędowym. Badania wskazały na znacznie lepsze własności eksploatacyjne nowych zastosowań przekładni z pasami zębatymi pokrytymi o funkcji napędowo-transportującej.

Przeprowadzone badanie dynamiczne ukazały wysoką sprawność przekładni pasowo zębatej podczas transportu materiału użytego do badań. Z badań wynika, iż zdecydowanie najefektywniejszą sprawność, w czasie transportu osiągnięto przy ryżu. Groch i kukurydza ze względu na swoją budowę i wielkość ziaren, nie zbliżyły się znacząco wynikami w bardzo zbliżonych warunkach efektywności w czasie transportu.

Na podstawie analizy wykresów można stwierdzić, że zwilżanie pasa zawsze poprawiało wynik transportowanego materiału. Powód, że pierwsza warstwa kleiła się do pasa, można uznać za usprawnienie procesu, bo nie uszkadza ziarna, a poprawia właściwości transportowe (efektywność). Można zauważyć, że współczynnik R^2 uzyskanych funkcji obiektów badań (FOB) w większości przypadków osiągał zadowalające wyniki. Jednak zauważono, że dla ziarna ryżu przy badaniu kąta osiągnięto współczynnik $R^2=0,88$, co można interpretować, że dla ziaren ryżu opis matematyczny nie zawsze będzie spełniał oczekiwania. Dzięki zrealizowanym badaniom można stwierdzić, że transport ziaren odbywa się w zgodzie z funkcją liniową w większym lub mniejszym stopniu ($R^2 = (0.87 \div 0.97)$).

Zaprojektowane i zbudowane zostało specjalistyczne stanowisko badawcze na którym w warunkach normalnej pracy (obciążonej przekładni pasowo-zębatej), a także transport materiału podczas różnych prędkości przekładni oraz kątów nachylenia i warunków transportu (pokrycia pasa suche oraz zwilżone).

Zrealizowana została metodyka badań doświadczalnych opartych o model matematyczny charakterystyk użytkowych zmiennych geometrycznych cech konstrukcyjnych pasa zębatego, szczególnie w przestrzeni połączenia jego struktury z dodatkowymi warstwami funkcjonalnymi. Określenie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu

transportowo-napędowego, ma posłużyć rozwojowi budowy i eksploatacji zespołów maszynowych.

Wnioski na temat budowy stanowiska badawczego w pracy doktorskiej obejmują następujące aspekty:

Wzrost wiedzy technicznej: budowa stanowiska badawczego pozwoliła na zdobycie i pogłębienie wiedzy technicznej z zakresu inżynierii mechanicznej. Przez angażowanie się w proces projektowania, budowy i testowania stanowiska badawczego, doktorant rozwijał swoje umiejętności praktyczne i teoretyczne, zdobywając wiedzę na temat różnych technologii, narzędzi i metodologii związanych z badaniami naukowymi w tej dziedzinie.

Doświadczenie praktyczne: Budowa stanowiska badawczego stanowiła doskonałą okazję do zdobycia doświadczenia praktycznego w obszarze inżynierii mechanicznej. Praca doktorska wymagała identyfikacji, planowania i realizacji praktycznych rozwiązań technicznych, co pozwoliło na rozwinięcie umiejętności projektowania, konstrukcji, montażu i testowania różnych elementów i komponentów. Problemy techniczne i rozwiązywanie trudności: Budowa stanowiska badawczego niesie ze sobą wiele wyzwań technicznych i nieprzewidywalności.

Wnioski poznawcze z pracy doktorskiej mogą obejmować umiejętność identyfikowania i rozwiązywania problemów technicznych, które wystąpiły podczas budowy stanowiska badawczego. Zrozumienie wymagań badawczych, budowa stanowiska badawczego wymagała dogłębnego zrozumienia wymagań badawczych związanych z tematem pracy doktorskiej oraz zdolność do przekształcenia teoretycznych koncepcji badawczych w praktyczne rozwiązania i narzędzia. Zdobyto wiedzę na temat specyfiki prowadzenia eksperymentów, analizy danych oraz weryfikacji wyników, co pozwoliło na rozwinięcie umiejętności badawczych.

Interdyscyplinarność i współpraca: Budowa stanowiska badawczego często wymaga współpracy z innymi specjalistami, takimi jak elektrycy, mechanicy, informatycy czy specjaliści od automatyzacji. Wnioski poznawcze mogą dotyczyć zdolności do efektywnej komunikacji i współpracy w zespole, a także rozumienia interdyscyplinarnego charakteru badań naukowych. Praca doktorska umożliwiła doktorantowi rozwinięcie umiejętności pracy zespołowej i zdobycie wiedzy z różnych dziedzin, co może mieć znaczący wpływ na jego dalszą karierę naukową.

Podsumowując, budowa stanowiska badawczego w pracy doktorskiej z inżynierii mechanicznej przynosi wiele wniosków poznawczych, które obejmują rozwój wiedzy technicznej, doświadczenie praktyczne, zdolność do rozwiązywania problemów technicznych, zrozumienie wymagań badawczych oraz umiejętność interdyscyplinarnej współpracy.

4.1. WNIOSKI POZNAWCZE

W pracy poznano i przedstawiono podstawy układów napędowych i transportowych w synergicznej współpracy funkcjonalnej: opis, analizę aktualnego stanu wiedzy i techniki, zrealizowano badania i prorozwojową ocenę cech konstrukcyjnych, w szczególności cech geometrycznych, materiałowych i dynamicznych cięgien pasowo-zębatych w praktycznych, przemysłowych warunkach technicznych zespołu transportowo-napędowego.

Praca osadzona jest w dyscyplinie budowa i eksploatacja maszyn, jednak cechuje się charakterem interdyscyplinarnym:

- badanie obiektów technicznych
- logistyka, transport

Analizując wykresy, można stwierdzić, że dla każdego badanego przypadku – tj. dla kukurydzy, grochu, ryżu i pokryć pasów oraz przy zmiennych ustawieniach zawsze była możliwość opisu matematycznego za pomocą funkcji liniowej, co było zawsze udowodnione współczynnikiem korelacji na poziomie co najmniej $R^2=0,9$.

Na podstawie analizy wykresów można stwierdzić, że zwilżanie pasa zawsze poprawiało wynik transportowanego materiału. Powód, że pierwsza warstwa kleiła się do pasa, można uznać za usprawnienie procesu, gdyż nie uszkadza ziarna, a poprawia właściwości transportowe (efektywność). Można zauważyć, że współczynnik R^2 w większości przypadków osiągał zadowalające wyniki. jednak zauważono, że dla ziarna ryżu przy badaniu kąta osiągnięto współczynnik $R^2=0,88$ co można interpretować, że dla ziaren ryżu opis matematyczny nie zawsze będzie spełniał oczekiwania. Dzięki zrealizowanym badaniom można stwierdzić, że transport ziaren odbywa się w zgodzie z funkcją liniową w większym lub mniejszym stopniu ($R^2=0.87 \div 0.97$).

Praca doktorska umożliwiła dogłębne zrozumienie zastosowania pasów zębatych specjalnych w transporcie produkcyjnym. Można zauważyć, że pasy zębate specjalne posiadają unikalne cechy, które umożliwiają ich wykorzystanie w trudnych warunkach, takich jak wysoka temperatura, obecność agresywnych substancji chemicznych czy obciążenia dynamiczne. Wnioski perspektywiczne w tej dziedzinie mogą wskazywać na potencjalne zastosowania pasów zębatych specjalnych w branżach, takich jak przemysł spożywczy czy opakowań. Projektowanie i optymalizacja pasów zębatych specjalnych: praca doktorska skoncentrowała się na badaniu projektowania i optymalizacji pasów zębatych specjalnych w transporcie produkcyjnym. Wnioski w tej dziedzinie mogą wskazywać na nowe techniki projektowania, które uwzględniają specyficzne wymagania i warunki pracy pasów zębatych specjalnych.

Badania nad nowymi materiałami w produkcji pasów zębatych specjalnych: Praca doktorska może dostarczyć wniosków dotyczących zastosowania nowych materiałów w produkcji pasów zębatych specjalnych. Wnioski perspektywiczne

mogą wskazywać na korzyści, jakie przynosi zastosowanie innowacyjnych materiałów, takie jak zwiększona trwałość, odporność na korozję czy zmniejszone tarcie.

Wpływ technologii na rozwój pasów zębatych specjalnych. Wnioski perspektywiczne mogą dotyczyć również wpływu nowych technologii na rozwój pasów zębatych specjalnych. Badania przeprowadzone w ramach pracy doktorskiej mogą sugerować, że zastosowanie nowych technologii, takich jak zaawansowane metody produkcyjne, techniki obróbki czy inżynieria powierzchni, może prowadzić do udoskonalenia pasów zębatych specjalnych. Możliwe jest również wykorzystanie technologii 3D printing w produkcji pasów zębatych specjalnych o niestandardowych kształtach i cechach. [57, 62, 72]

Wyzwania i perspektywy rozwoju pasów zębatych specjalnych. Wnioski perspektywiczne mogą wskazywać na istniejące wyzwania oraz obszary badawcze wymagające dalszych badań. Przykładowo, identyfikacja i minimalizacja potencjalnych usterek czy uszkodzeń pasów zębatych specjalnych, analiza wpływu czynników środowiskowych na ich wydajność czy doskonalenie metod diagnostyki i monitoringu mogą stanowić obszary dalszych badań w tej dziedzinie.

Podsumowując, praca doktorska dostarcza szeregu wniosków perspektywicznych, które mogą prowadzić do dalszych badań i rozwoju w dziedzinie projektowania, optymalizacji i zastosowania pasów zębatych specjalnych w transporcie produktów w trudnych warunkach pracy.

4.2. WNIOSKI PERSPEKTYWICZNE

Po zrealizowaniu wszystkich celów pracy, przeprowadzeniu badań oraz przedstawieniu badań, kolejnymi krokami w zakresie rozwoju analizowanych w rozprawie zagadnień zasadnym wydaje się być kontynuacja prac z naciskiem na ścisłą współpracę z producentami maszyn i urządzeń oraz użytkownikami końcowymi. Obecne trendy w przemyśle kierunkują się na zmianę pokryć pasów z elastomerowych czy poliuretanowych na silikonowe. Pokrycia silikonowe posiadają wiele zalet, najważniejsza z nich to trudnościaralność w porównaniu do wyżej wymienionych. Właśnie ta cecha konstrukcyjno-materiałowa pozwala na większą żywotność warstwy transportującej. Zastosowanie pasów zębatych w transporcie produkcyjnym: Praca doktorska pozwoliła na zgłębienie i zrozumienie roli, jaką pasy zębate odgrywają w transporcie produktów w środowisku produkcyjnym. Można zauważyć, że pasy zębate są wszechstronnym narzędziem, które znajduje zastosowanie w wielu branżach, takich jak motoryzacja, przemysł spożywczy czy produkcja farmaceutyczna. Istnieje duży potencjał dla dalszych badań nad optymalizacją zastosowań pasów zębatych w różnych dziedzinach przemysłu. Projektowanie i optymalizacja układów pasowych. Praca doktorska skoncentrowała się na badaniu projektowania i optymalizacji układów pasowych w transporcie produkcyjnym. Wnioski w tej dziedzinie mogą wskazywać na nowe techniki projektowania,

które prowadzą do bardziej efektywnego i niezawodnego transportu produktów. Możliwości optymalizacji obejmują dobór odpowiednich materiałów pasów, zoptymalizowanie geometrii pasów zębatych oraz optymalizację naciągu i naprężenia pasów [71].

Zastosowanie nowych materiałów w produkcji pasów zębatych: Praca doktorska może dostarczyć wniosków dotyczących zastosowania nowych materiałów w produkcji pasów zębatych oraz tych pozyskiwanych z recyklingu [52]. Badania nad innowacyjnymi materiałami, takimi jak kompozyty polimerowe o podwyższonej wytrzymałości i elastyczności jak i tymi pozyskanymi z procesu recyklingu, mogą prowadzić do rozwinięcia bardziej wydajnych i trwałych pasów zębatych oraz przyczynić się do ochrony środowiska [53, 68, 69]. Wnioski perspektywiczne mogą wskazywać na korzyści, jakie przynosi zastosowanie takich materiałów, takie jak zmniejszenie tarcia, zwiększona żywotność oraz poprawa wydajności układów pasowych.

Wpływ nowych technologii na transport produkcyjny. Wnioski perspektywiczne mogą również odnosić się do wpływu nowych technologii na transport produkcyjny, takich jak automatyzacja, robotyka czy sztuczna inteligencja. Badania przeprowadzone w ramach pracy doktorskiej mogą sugerować, że zastosowanie tych technologii w połączeniu z pasami zębatymi może prowadzić do bardziej efektywnego, bezpiecznego i precyzyjnego transportu produktów w środowisku produkcyjnym.

Wyzwania i obszary badawcze do dalszych badań. Wnioski perspektywiczne z pracy doktorskiej mogą wskazywać na istniejące wyzwania oraz obszary badawcze, które wymagają dalszych badań. Przykładowo, analiza wpływu czynników środowiskowych na wydajność pasów zębatych, rozwinięcie nowych metod diagnozowania uszkodzeń czy tworzenie modeli symulacyjnych układów pasowych mogą stanowić kierunki dalszych badań w tej dziedzinie. Podsumowując, praca doktorska na temat " Badanie wpływu cech konstrukcyjnych cięgna pasowo-zębatego na charakterystyki użytkowe zespołu transportowo-napędowego" dostarcza szeregu wniosków perspektywicznych, które mogą prowadzić do dalszych badań i rozwoju w dziedzinie projektowania, optymalizacji i zastosowania pasów zębatych w transporcie produktów w środowisku produkcyjnym.

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Balovnev, N.P., Brovkina, Y.I. & Starikov, 2023. A.I. Improved Belt Drives. Springer Russian Engineering Research 43, 1064–1067.
- [2] Bendat S.J., Piersol A.G., 1976. Metody analizy i pomiarów sygnałów. PWN Warszawa.
- [3] Bieliński K., 1993. Rozprawa doktorska - Badania efektywności energetycznej wielotarczowego rozdrabniacza nasion. Politechnika Lubelska.
- [4] Biszczanik A., Malujda I, Wilczyński D., Wałęsa K., 2022. Mechanical Properties of the Materials Making up the Conveyor Belt Structure Institute of Machine Construction, MATEC Web of Conferences. 357. 07001. 10.1051
- [5] Berdychowski M., Wilczyński D., Talaśka K., Wojtkowiak D., 2020. The Cam-Clay model in the application of technological process modeling. Materials Science and Engineering 776, 1, 012067.
- [6] Bogaert P., 2010. Overview and trends in fatigue testing equipment for timing belts. Drezno s. 40-41
- [7] Bogdański P., Domek P., Domek G., 2008. Wirtualne modele pasów zębatych. Inżynieria wytwarzania Kalisz s. 20-31
- [8] Botter A. 1995. Rozprawa doktorska - Lärminderung von Polyurethan Zahnriemen-Getrieben, Dresden, Techn. Univ.
- [9] Braitinger H., 2017. Zähne zeigen – welche Rolle spielen Zahnriemen in Linearachsen zukünftig? Antriebstechnik 19174:40–42.
- [10] Branowski B., 2017. Podstawy konstrukcji napędów maszyn. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej
- [11] Domek G., 2013. Studium projektowania cech konstrukcyjnych i eksploatacyjnych pasów zębatych. Wydawnictwo Uniwersytetu K.Wielkiego.
- [12] Domek G., Tyszczyk K., 2008. Analiza strat energii w pasowo-zębatym napędzie rozdrabniacza, Inżynieria i Aparatura Chemiczna 2. s.19-21.
- [13] Domek G., Tyszczyk K., 2011. Problemy projektowania cech konstrukcyjnych pasów zębatych w maszynach przetwórczych przemysłu spożywczego, Inżynieria i Aparatura Chemiczna 2. s. 39-39.
- [14] Domek G., Kołodziej A., 2015. Modification of Joints in Polymer Timing Belts. Machine Dynamics Research Vol. 39, no 1, s. 15-20.
- [15] Domek G., Kołodziej A., 2016. Design of the tendon structure in timing belts. Procedia Engineering Vol. 136, s. 365-369.
- [16] Dudziak M., 1997. Przekładnie cięgnowe. PWN Warszawa.
- [17] Dysarski Ł., Rak J., 2016. Pasy zębate specjalne stosowane w przemyśle. Wydawnictwa Uczelniane Politechniki Bydgoskiej im. Jana i Jędrzeja Śniadeckich.
- [18] Dysarski Ł., 2016. Badanie wytrzymałości pasów zębatych poliuretanowych. Radom.

- [19] Dziama A., Michniewicz M., Niedźwiecki A., 1995. Przekładnie zębate. PWN Warszawa.
- [20] Fehsenfeld M., Kühn J., Wielitzka M., Ortmaier T., 2020. Tension Monitoring of Toothed Belt Drives Using Interval-Based Spectral Features, *IFAC-PapersOnLine*, Volume 53, Issue 2, s. 738-743,
- [21] Flizikowski J., 2002. Rozprawa o konstrukcji. Radom.
- [22] Flizikowski J., 1992. Technika identyfikacji wskaźników rozdrabniania. *Roczniki Nauk Rolniczych* t. 79, C-3, s. 97-114. Warszawa
- [23] Gładyszewicz L. 2003. Przenośniki taśmowe – teoria i obliczenia. Wrocław.
- [24] Goss G., 2010. Practical Guide to Adhesive Bonding of Small Engineering Plastic and Rubber Parts. pp. 76-78. Smithers Rapra Publishing, Shrewsbury, United Kingdom.
- [25] Habenicht G., 2009. Applied Adhesive Bonding: A Practical Guide for Flawless Results. Viley-vchVerlag GmbH & Co. KGaA. Weinheim
- [26] Kukielka L., 2002. Podstawy badań inżynierskich. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa
- [27] Katalog produktów firmy Elatech. 2024.
- [28] Katalog produktów firmy Breco. 2022.
- [29] Katalog produktów firmy Gates. 2023.
- [30] Katalog produktów firmy Chiornio. 2023.
- [31] Katalog produktów firmy Optibelt. 2022.
- [32] Katalog produktów firmy Megadyne. 2023.
- [33] Katalog produktów firmy Conitech. 2023.
- [34] Katalog produktów firmy Mitsuboshi. 2023.
- [35] Katić M., Domitran Z., Horvatek M., Lagator B., 2023. Measurement of timing belt angle transfer accuracy in angle metrology applications, *Results in Engineering*, Volume 17.
- [36] Krawiec P. 2017. Analysis of selected dynamic features of a two-wheeled transmission system. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 55, 2, s. 461-467
- [37] Kremer, A., Bertsche, B. & Scholzen, A 2020. The influence of environmental and manufacturing conditions on lifetime and reliability predictions for industrial timing belt drives. *Forsch Ingenieurwes* 84, s. 1–10.
- [38] Laber A., 2012. Selection of Polyurethane for the Friction Pair of a Drilling Machine due to Tribological Properties. *Tribologia* 5, 65-73.
- [39] Long, S., Zhao, X. & Shangguan, WB. 2020. Method for estimating vibration responses of belt drive systems with a nonlinear tensioner. *Nonlinear Dyn* 100, s. 2315–2335.
- [40] Long, S., Wang, W., Yue, 2022. Dynamic Modeling of the Belt Drive System with an Equivalent Tensioner Model. *J. Vib. Eng. Technol.* 10, s. 511–525,
- [41] Muller L., 1972. Przekładnie zębate, Warszawa
- [42] Osiński J., 1974. Elementy modelowania w dynamice maszyn, *Dynamika maszyn*, Wrocław

- [43] Osiński J., 1994. Wspomaganie projektowania typowych zespołów i elementów maszyn, Warszawa
- [44] Osiński Z., 1995. Teoria konstrukcji maszyn, Warszawa.
- [45] Pakuła A., 2000. Pasy zębate w konstrukcji środków transportu, Kraków.
- [46] Pakuła A., 2005. Wpływ wybranych czynników na trwałość pasów zębatych napędu rozrządu silnika spalinowego, Kraków.
- [47] Perneder Z., Osborne I. 2011. Handbook Timing Belts: Principles, Calculations, Applications. Springer.
- [48] Polański Z., 1984. Planowanie eksperymenty w technice, Warszawa.
- [49] Polański Z., 1981. Metodyka badań doświadczalnych, Kraków.
- [50] Polański Z., 1978. Współczesne metody badań doświadczalnych. Wiedza Powszechna.
- [51] Rak J., 1983. Rozprawa doktorska - Wirkungsgrad von Zahnriemengetrieben, TU Dresden, Drezno,.
- [52] Richter S., 2010. Zahnriemen in Miniatur- Umlaufraedegetrieben, Tagungsband zur 14. Internationalen Fachtagung Zahnriemengetriebe, s .95-108, Drezno.
- [53] Rossignolo G., Malucelli G., Lorenzetti A., 2024. Recycling of polyurethanes: where we are and where we are going, Green Chemistry, Volume 26, Issue 3.
- [54] Rudawska A., 2016. Adhesive Bonding Process Instrumentation. Politechnika Lubelska.
- [55] Sempruch J., Szala J., Topoliński T., 1992. Maszynoznawstwo i transport międzyzakładowy, Bydgoszcz.
- [56] Shevchenko, S., Mukhovaty, A., Krol, 2022. O. Research of the Modified Tooth-Belt Drive for the Machining Center. In: Radionov, A.A., Gasiyarov, V.R. (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE. Lecture Notes in Mechanical Engineering,
- [57] Sniehotta, P., 2022. Design of Belt Wheels Using the 3D Printing Method. In: Medvecký, Š., Hrček, S., Kohár, R., Brumerčík, F., Konstantová, V. (eds) Current Methods of Construction Design. Lecture Notes in Mechanical Engineering.
- [58] Stojanovic N., Milogradovic N., Blagojevic M., 2009. Analysis of Tribological Processes at Timing Belt's Tooth Flank' Trybology in industry, Volume 31, No. 3&4, Kragujevac.
- [59] Stojanović B., Veličković S., Ristić M., Jovanović S., Aleksandar S., 2016. Influence of torque variation on stress of timing Bel. Jahorina.
- [60] Talaśka K., Wojtkowiak D., 2018. Modelling a mechanical property of the multilayer composite materials with the polyamide core. MATEC Web of Conferences 157, 02052.
- [61] Tarkowski P., Malujda I., Talaśka K., Górecki J., Kukła M., 2016. Influence of the type of acceleration characteristic of the stepping motor for efficient power usage, Procedia Engineering 136, s. 370-374,
- [62] Tyler K., 2022. 3D printing, Introduction to Accessible, Affordable Desktop 3D Printing. Springer.

- [63] Wael A. Altabey, 2024. Belt and chain drives. Fundamentals of Machine Component Design. Elsevier s. 203-220.
- [64] Walther F., 2015. WF neoprene-timing belts. Firmenschrift.
- [65] Wojtkowiak D., Talaśka K., Malujda I., Domek G., 2018. Analysis of the influence of the cutting-edge geometry on parameters of the perforation process for conveyor and transmission belts. MATEC Web of Conferences 157: 01022.
- [66] Wojtkowiak D., Talaśka K. 2019. Modelling the Belt Perforation Process with the Piercing Punch and the Die in Context of the Construction of the Punching Dies. IOP Conferences: Materials Science and Engineering, 647, 012013.
- [67] Wojtkowiak D, Talaśka K, Malujda I, Domek G, 2018. Estimation of the perforation force for polymer composite conveyor belts taking into consideration the shape of the piercing punch, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 98, s. 2539- 2561.
- [68] Waseem S. Khan, Eylem Asmatulu, 2022. Recycling and Reusing of Engineering Materials. Recycling for Sustainable Developments, Book.
- [69] Worrell E., Reuter M., 2024. Handbook of Recycling, State-Of-the-art for Practitioners, Analysts, and Scientists, Book, Second Edition.
- [70] Żółtowski J., 2004. Podstawy konstrukcji maszyn. Przekładnie. Politechnika Warszawska.
- [71] Yaghoubi, M., Tavakoli, H., 2022. Timing Belts. In: Mechanical Design of Machine Elements by Graphical Methods. Materials Forming, Machining and Tribology.
- [72] Zhouyuanye W., Hongjie Z., Meihong N., Yanzhu G., Haiming Li, 2023. Recent advances in lignin-based 3D printing materials: A mini-review. International Journal of Biological Macromolecules, Volume 253, Part 1.

Strony internetowe:

- [W1] www.chiorino.com.pl
- [W2] www.breco.de
- [W3] www.elatech.com
- [W4] www.gates.com
- [W5] www.habasit.com
- [W6] www.megadyne.com
- [W7] www.ameraalbeltech.com
- [W8] www.forbo-siegling.com
- [W9] www.optibelt.com
- [W10] www.goodyear.com
- [W11] www.mulco.net
- [W12] www.samplabelting.com
- [W13] www.pibelt.com
- [W14] www.mitsuboshi.co.jp
- [W15] www.brecoflex.com
- [W16] www.contitech.de
- [W17] www.sitspa.com
- [W18] www.hutchinsontransmission.com
- [W19] www.norditec.de

Spis rysunków oraz tabel

Rysunki:

- Rys.1 Przekładnia cięgnowa (s. 17)
Rys. 2. Kontakt odcinka pasa zębatego z kołem (s. 17)
Rys. 3. Schemat zjawisk i procesów dynamicznych pasa zębatego (s. 23)
Rys. 4. Sprzęganie pasa zębatego z kołami (s. 28)
Rys. 5. Przebieg procesu sprzęgania pasa z kołem, C – punkt obrotu zęba pasa względem koła (C' – na początku sprzęgania) (s. 31)
Rys. 6. Sprzężenie zęba pasa z kołem w przekładniach, w których głowy zęba pasa opierają się o dno wrębu koła (s. 32)
Rys.7. Przekładnia z pasem płaskim (s. 35)
Rys. 8. Przekładnia z pasami klinowymi (s. 35)
Rys. 9. Przekładnia z pasem wariatorowym (s. 36)
Rys. 10. Pas klinowy zespolony (s. 37)
Rys. 11. Pas klinowy heksagonalny (s. 37)
Rys. 12. Pas klinowy poliuretanowy (s. 38)
Rys. 13. Pas klinowy specjalny z otworami (a) złączka przegubowa i płytkowa (b), pas klinowy specjalny z szorstką nakładką (c), sposób łączenia pasa klinowego specjalnego (d), pasy klinowe specjalne (e), pasy klinowe specjalne segmentowe (f), pas klinowy segmentowy, montowany na kołki (g), pasy klinowe specjalny z nakładką szerszą niż pas (h) (s. 39)
Rys. 14. Pasy okrągłe z kordem i bez (s. 41)
Rys. 15. Pasy okrągłe podczas pracy (s. 41)
Rys. 16. Budowa pasa wielorowkowego (s. 42)
Rys. 17. Pas wielorowkowy poliuretanowy (s. 43)
Rys. 18. Współpraca koła z pasem zębatym synchronicznym serii AT oraz T (s. 44)
Rys. 19. Rozwój kształtu i wysokości zęba pasów synchronicznych: a) rozwój konstrukcyjny 1 – zarys prostokątny 2 – trapezowy 3 – trapezowy wykonany z nowego materiału i wzmocnionym kordem 4 – podwójny ząb 5 – ewolwentowy; b) rozwój wysokości zęba 1 – pas o zarysie trapezowym 2 – pas o zarysie trapezowym stosowany w silnikach spalinowych 3 – pas o zarysie półokrągłym HTD o wyższej zdolności napędowej (s. 45)
Rys. 20. Rozwój kształtu i wysokości zęba pasów synchronicznych podziałek T10, AT10, S8M, HTD8M (s. 46)
Rys. 21. Pas zębaty bezkońcowy poliuretanowy z pokryciem silikonowym dodatkowo z otworami stożkowymi oraz frez w osi zębów, stosowany w maszynach pakujących z systemem podciśnieniowym typu „vacuum”. (s. 49)
Rys. 22. Pas zębaty łączony poliuretanowy z pokryciem poliuretanowym typu „fishbone”, stosowany w maszynach transportujących szkło np. szyby samochodowe (s. 49)
Rys. 23. Przykłady dodatkowych materiałów nakładanych na stronę grzbietową: a) Pas zębaty poliuretanowy łączony z pokryciem Pu z wzorem struktury „piła tarczowa”, stosowany przy transporcie zapakowanych plastrów sera; b) Pas wielorowkowy bezkońcowy elastomerowy z pokryciem Pu, stosowany przy transporcie płyt typu sklejką; c) Pas zębaty poliuretanowy łączony z pokryciem kolcowym, stosowany przy transporcie filetów ryb oraz drobiu (s. 50)

Rys. 24. Pas zębaty poliuretanowy łączony „extra-szeroki” z pokryciem poliuretanowym oraz otworami, służący do transportu pieluch w maszynach z systemem podciśnieniowym typu „vacuum” (s. 50)

Rys. 25. Pasy zębate specjalne stosowane w przemyśle spożywczym (s. 57)

Rys. 26. a) Relacje geometryczne pas – koło zębate, Rys.26 b) Relacje geo. pas – koło podziałki calowe i metrycznych serii T, HTD, STD, AT10 (s. 57)

Rys. 27. Przekładania pasowo-zębate w dwoma kołami o różnych średnicach (s. 64)

Rys. 28. Przykład przeniesienia napędu i pozycjonowania obrotowego (s. 66)

Rys. 29. Przykład napędu z pasem zębatym łączonym przez płytkę mocującą konfiguracja „I” (s. 67)

Rys. 30. Przykład pozycjonowania liniowego – układ typu Omega II (s. 68)

Rys. 31. Przykład przekładani pasowo-zębatej nachylonej z akumulacyjnym transportem materiału (s. 70)

Rys. 32. Przekładania pasowo-zębata (przenośnik) podciśnieniowa (s. 71)

Rys. 33. Przekładania przeniesienia napędu przy stałym napięciu (s. 73)

Rys. 34. Przekładnia próżniowa „vacuum” o stałym napięciu (s. 74)

Rys. 35. Obciążanie zęba pasa na kole zębatym (s. 74)

Rys. 36. Rozmieszczenie zębów i kordu na szerokości pasa, λ_p - kąt linii zęba do boku pasa, λ_K - kąt linii zęba do kordu, γ_{PK} - kąt nachylenia kordu do boku pasa (s. 80)

Rys. 37. Zmienne zależne i niezależne oraz czynniki stałe i zakłócające obiekt badań (s. 84)

Rys. 38. Prasa hydrauliczno-mimośrodowa do wyzębienia pasów (s. 85)

Rys. 39. Schemat stanowiska badawczego (s. 91)

Rys. 40. Zdjęcie przedstawiające stanowisko badawcze w warunkach warsztatowych (s. 94)

Rys. 41. Zdjęcie z badań zasadniczych (s. 95)

Rys. 42. Zdjęcie przedstawiające stanowisko badawcze w warunkach warsztatowych (s. 96)

Rys. 43. Metodyka badań własnych – plan badań (s. 102)

Rys. 44. Schemat planu badań (s. 103)

Rys. 45. Obliczenia teoretyczne układu napędowo-transportowego stanowiska badawczego przy użyciu aplikacji obliczeniowej firmy Elatech calculations (s. 104)

Rys. 46. Wykres zależności przetransportowanej masy od kata ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 108)

Rys. 47. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 108)

Rys. 48. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 109)

Rys. 49. Wykres zależności przetransportowanej masy od kata ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 109)

Rys. 50. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 110)

Rys. 51. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 110)

Rys. 52. Wykres zależności przetransportowanej masy od kata ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 111)

Rys. 53. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 111)

- Rys. 54. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 112)
- Rys. 55. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 112)
- Rys. 56. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 113)
- Rys. 57. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 113)
- Rys. 58. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 114)
- Rys. 59. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 114)
- Rys. 60. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego elastomerem (s. 115)
- Rys. 61. Wykres zależności przetransportowanej masy od kąta ustawienia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 115)
- Rys. 62. Wykres zależności przetransportowanej masy od prędkości pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 116)
- Rys. 63. Wykres zależności przetransportowanej masy od napięcia pasa T10 pokrytego poliuretanem (s. 116)

Tabele:

Tab. 1. Różnica w budowie pasa zębatego, a pasa zębatego pokrytego

Tab. 2. Pokrycia z materiałów komórkowych stosowane na pasach zębatych specjalnych

Tab. 3. Pokrycia z materiałów PCV i PU stosowanych na pasach zębatych specjalnych

Tab. 4. Pokrycia z materiałów gumowych stosowanych na pasach zębatych specjalnych

Tab. 5. Różne pokrycia z materiałów specjalnych stosowane na pasach zębatych specjalnych

Tab. 6. Wymiary podziałek pasów zębatych całowych oraz metrycznych

Tab. 7. Podział cech zespołu transportowo-napędowego ciągnia zębatego

Tab. 8. Charakterystyka silnika elektrycznego, stanowiska badawczego

Tab. 9. Charakterystyka silnika elektrycznego, dozownik stanowiska badawczego

Tab. 10. Charakterystyka przemiennika częstotliwości stanowiska badawczego

Tab. 11. Charakterystyka przemiennika częstotliwości, dozownika stanowiska badawczego

Tab. 12. Badania wstępne przetransportowanego materiału

Tab. 13. Badanie eksploatacyjne przekładni z pasem zębatym i transportowanym produktami, plan badań

Tab. 14. Charakterystyka materiału użytego do badań – kukurydza, groch, ryż

Tab. 15. Wyniki badań transportu 1 kg kukurydzy na stanowisku badawczym

Tab. 16. Wyniki badań transportu 1 kg grochu na stanowisko badawczym

Tab. 17. Wyniki badań transportu 1 kg ryżu długo-ziarnistego na stanowisku badawczym

Tab. 18. Wariant pomiarowy (WP)

Tab. 19. Wariant pomiarowy (WP) z warstwa transportująca elastomerowa

Tab. 20. Wariant pomiarowy (WP) z warstwa transportująca poliuretanowa

Tab. 21. Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruch wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od kata ustawienia pasa)

Tab. 22 Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruch wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od prędkości pasa)

Tab. 23. Charakterystyki użytkowe transportowanych materiałów w warunkach ruch wybranych konstrukcji napędowych (przetransportowana masa od napięcia pasa)