



INSTYTUT KONSTRUKCJI MASZYN



KIERUNEK: TRANSPORT

PRZEDMIOT: SYSTEMY I URZĄDZENIA TRANSPORTU BLISKIEGO

LABORATORIUM NR 7

Badania oporów ruchu w mechanizmach jazdy suwnic z zestawami kołowymi szynowymi

Investigation of resistances of movement in mechanisms of drive of gantries with circular rail sets

Cel i zakres zajęć:

- 1. Wprowadzenie – ogólne zasady budowy mechanizmów jazdy suwnic, wybrane zagadnienia z zakresu teorii ruchu suwnic i wyznaczania oporów jazdy**
- 2. Pomiar zastępczych oporów ρ_{zast} przy ruchu koła bez tarcia obrzeża o szynę**
- 3. Wyznaczenie doświadczalne właściwego oporu jazdy ρ_{zast} przy ruchu z symulacją tarcia obrzeży koła suwnicy o powierzchnie boczne głowy szyny**
- 4. Pomiar współczynnika tarcia potoczystego przy ruchu koła bez tarcia obrzeży o szynę oraz przy zapewnieniu możliwości przemieszczenia się szyny**

1. Wprowadzenie – ogólne zasady budowy mechanizmów jazdy suwnic, wybrane zagadnienia z zakresu teorii ruchu suwnic i wyznaczania oporów jazdy

Dla wyznaczenia oporów jazdy każdej suwnicy szynowej należy się posłużyć zależnością (1):

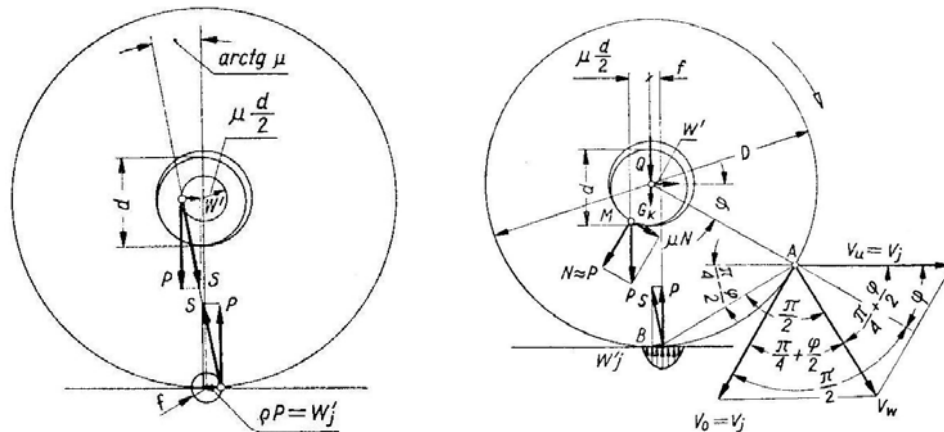
$$W_C = W_j + W_k + W_w + W_p \quad (1)$$

gdzie:

W_j - opór toczenia wszystkich kół jezdnych, W_k - opór jazdy po krzywiznie, W_w - opór wiatru, W_p - opór jazdy po pochyłościach.

Tylko w przypadku, gdy suwnice pracującą w hali produkcyjnej na prostym torowisku bez krzywizn, stopni i szczelin, możemy pominąć składowe W_k, W_w, W_p , natomiast przy na estakadach konieczne jest ich uwzględnianie.

Na opór jazdy samego koła składają się: opory toczenia bieżni koła po poziomej szynie, tarcie w czopach osi koła oraz opory wynikające z tarcia obrzeży kół o powierzchnie boczne głowy szyny. Na koło nie napędzane obracające się swobodnie na osi działa obciążenie zewnętrzne Q i siła ciężkości G_k , tworząca wypadkową P . Parabola nacisków Hertza zmienia się w czasie toczenia koła w krzywą asymetryczną a reakcja P przesuwa się o promień tarcia potoczystego f (Rys. 1).



Rys. 1. Rozkład sił działających na koło jezdne bez obrzeży w trakcie toczenia

Przesunięcie to jest spowodowane głównie luzami w czopie obrotowym, a ponadto małym odkształceniem plastycznym szyny i koła, zachodzącym w czasie toczenia. Powstały moment tarcia $M_t = fP$ działa przeciwnie do kierunku obrotu koła. Moment tarcia $M_c = \mu N(d/2) \approx \mu P(d/2)$ w łożysku koła oraz moment tarcia od obciążenie osiowego $P = Q + G_k$ można zastąpić parą sił P o ramieniu $f + \mu d/2$. Dla zachowania równowagi musi przeciwdziałać tej parze para sił poziomych, na którą składa się siła pędząca koło W' (działająca na wysokości osi koła) i opór tarcia W_j (występujący na główce szyny). Stąd pojawia się zależność (2):

$$W' \frac{D}{2} = W_j \frac{D}{2} = P \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) \quad (2)$$

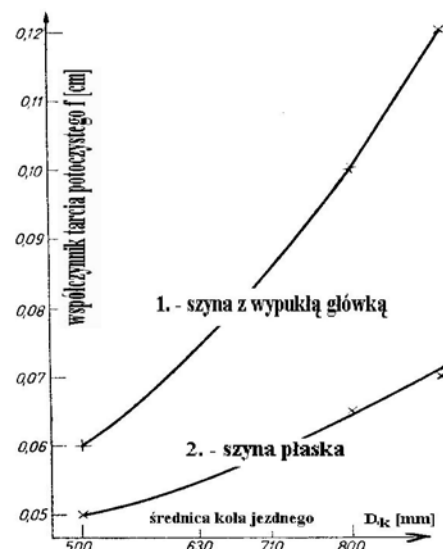
gdzie:

f – promień tarcia potoczystego, (przyjmuje się $f = 0,05\text{cm}$. (dla dobrze ułożonych szyn),

D – średnica koła

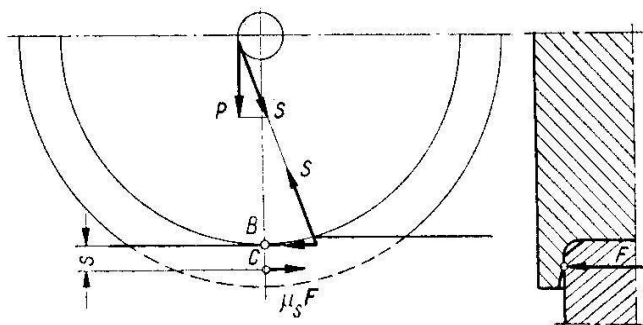
μ - współczynnik tarcia, przyjmuje się dla łożysk ślizgowych $\mu = 0,08$, dla łożysk tocznych (zredukowanych do średnicy czopa) $\mu = 0,01$.

d_{cz} – średnica czopa osi wału.



Rys. 2. Współczynnik tarcia potoczystego f dla kół stalowych na szynie z główką płaską (tzw. dźwignicowe) oraz szynach z główką zaokrągloną (tzw. kolejowych)

Zależność (2) nie uwzględnia wpływu tarcia obrzeży kół o zewnętrzną ściankę szyny. W przypadkach zukosowania się suwnicy (tzw. wężykowanie suwnicy), co najmniej jedno z kół czołownicy (przy założeniu, że na każdej czołownicy znajdują się po dwa koła), najeżdża obrzeżem na boczną powierzchnię główki szyny ocierając się o nią i wywołując przy tym siłę tarcia (rys. 3).



Rys. 3. Rozkład sił podczas obcierania obrzeży o główkę szyny

Dokładne wyznaczenie wartości siły F oraz ramienia, na którym ta siła działa, dla praktycznych zastosowań inżynierskich jest zagadnieniem bardzo trudnym. Przyjęto więc, by wartość oporów jakie wywołuje efekt zukosowania się suwnicy określać jako wielokrotność bądź też część oporów podstawowych. Zgodnie z tym założeniem, opory jazdy suwnicy zapisywane są zależnością (3):

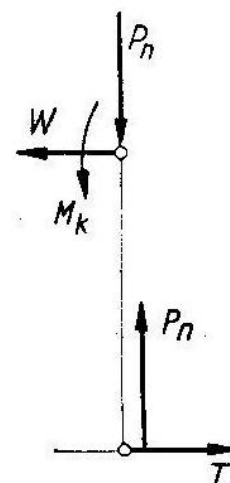
$$W'_j = \frac{2P}{D} \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) \cdot (1 + \psi) \quad (3.)$$

- gdzie:

- dla wózków wciągarek suwnic przyjmuje się:
- $\psi_s = 0,2 \div 0,3$ (łożyskowanie ślizgowe) i $\psi_t = 1,0 \div 1,3$ (łożyskowanie toczne) zależnie od rozpiętości.
- dla bram, mostów i pomostów suwnic przyjmuje się odpowiednio:
- $\psi_s = 0,3 \div 0,5$ (łożyskowanie ślizgowe) i $\psi_t = 1,3 \div 1,5$ (łożyskowanie toczne) zależnie od rozpiętości.

Rozważając koło napędzające (rys. 4) – można zauważyć, że moment napędowy M_k działający w kierunku obrotu pokonuje całkowity moment oporu toczenia koła napędzającego, wzbudzając moment pary sił utworzony z siły przyczepności T i równej jej wymaganej efektywnej siły napędowej W [1]. Siła T wywołana przyczepnością kół napędzających musi równoważyć wszystkie siły poziome działające na układ jezdny, a więc również opory jazdy kół nie napędzanych, opory wiatru, siły bezwładności i inne (4).

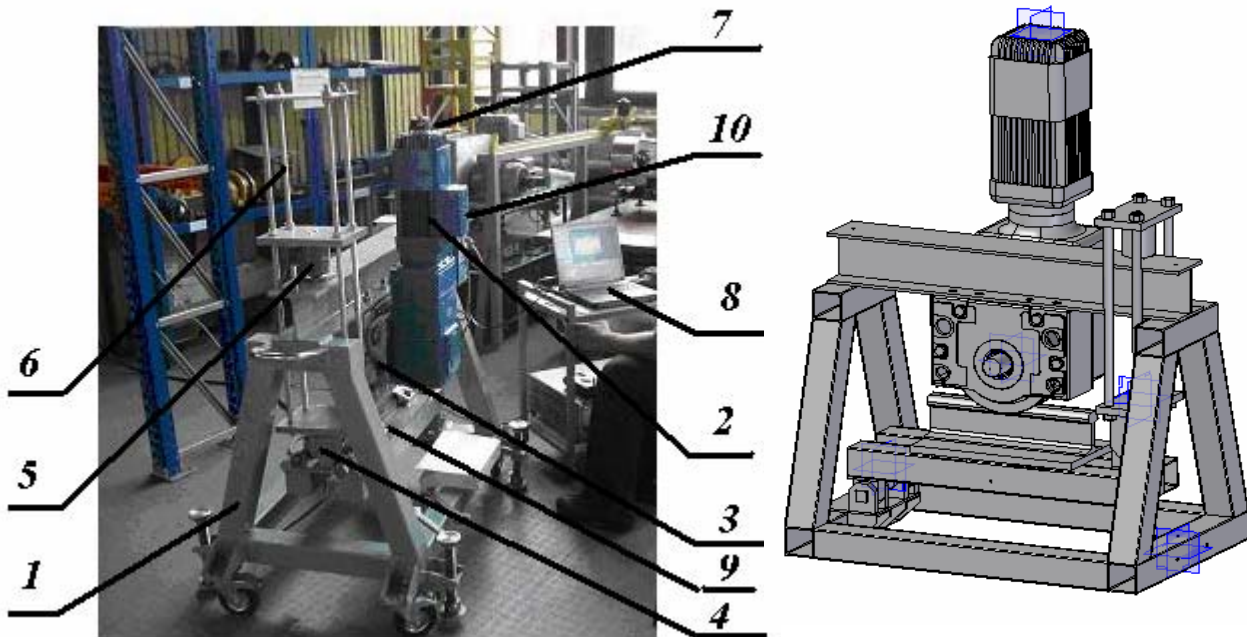
$$M_k = T \frac{D}{2} = P_n \left(f + \mu \frac{d}{2} \right) (1 + \psi) \quad (4.)$$



Rys. 4. Rozkład pary sił dla koła napędzanego

2. Stanowisko badawcze i układ pomiarowy

Konstrukcja stanowiska rys/fot 4, dzięki swojej konstrukcji, pozwala na wywołanie docisku bieżni koła do szyny do maksymalnej wartości około 50kN, przemieszczanie szyny względem koła, gwarantuje płynną regulację docisku, umożliwienie zukosowania szyny, co umożliwia wyznaczenie metodą pośrednią oporów jazdy, oporów tarcia obrzeży koła o ściany boczne główki szyny oraz określenie promień tarcia potoczystego.



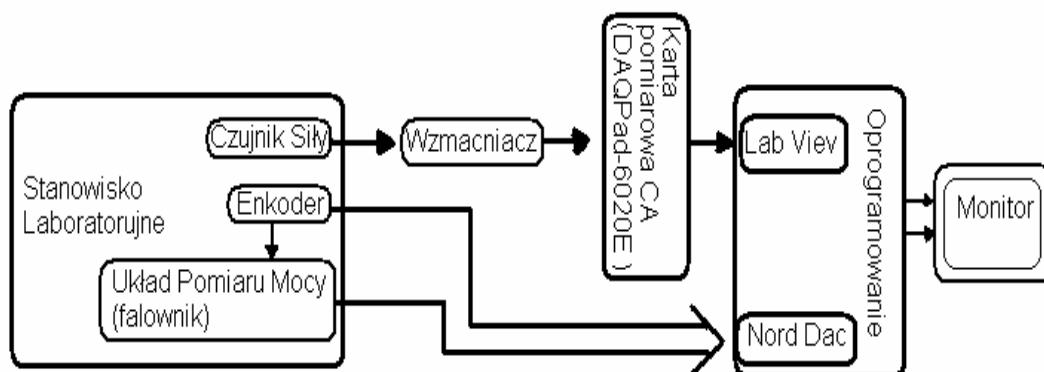
Rys. 5. Stanowisko - elementy konstrukcyjne

Elementy konstrukcyjne:

1. – rama nośna; 2. – motoreduktor WUE-40-TD-B14.6.50-3-245 DEMAG
3. - zestaw jezdny DRS250 – DEMAG
4. – szyna S24 wraz z zespołem mocowania z klemami „Rialex”
5. – czujnik nacisku ETP20MP o nr. fabr.7.924 klasy A
6. – napinacz śrubowy, 7. – obrotomierz EPN 460-1024
- 8 – zestaw akwizycji danych (DAQPad-6020E _ LabView
9. – łożysko liniowe; 10 – falownik 520E NORD + NordDAC

Układ pomiarowy – akwizycji danych:

- pomiar poboru mocy - moduł pomiaru mocy NORD (do akwizycji danych konieczna parametryzacja aplikacji NORD CON – należy wgrać dane z pliku gr414.db)
- pomiar obrotów znamionowych - enkodera prędkości obrotowej.
- pomiar siły docisku- czujnik:tensometryczny siły piezoelektryczny Typ: ETP20MP
- wzmacniacz typ: SGA 1853/47.07K filtr SW3 (lub KWS106A nr.fabr.:D1289139).
- akwizycja danych: programy Lab-View (laptop AMILO), NordDAC (laptop ARISTO)



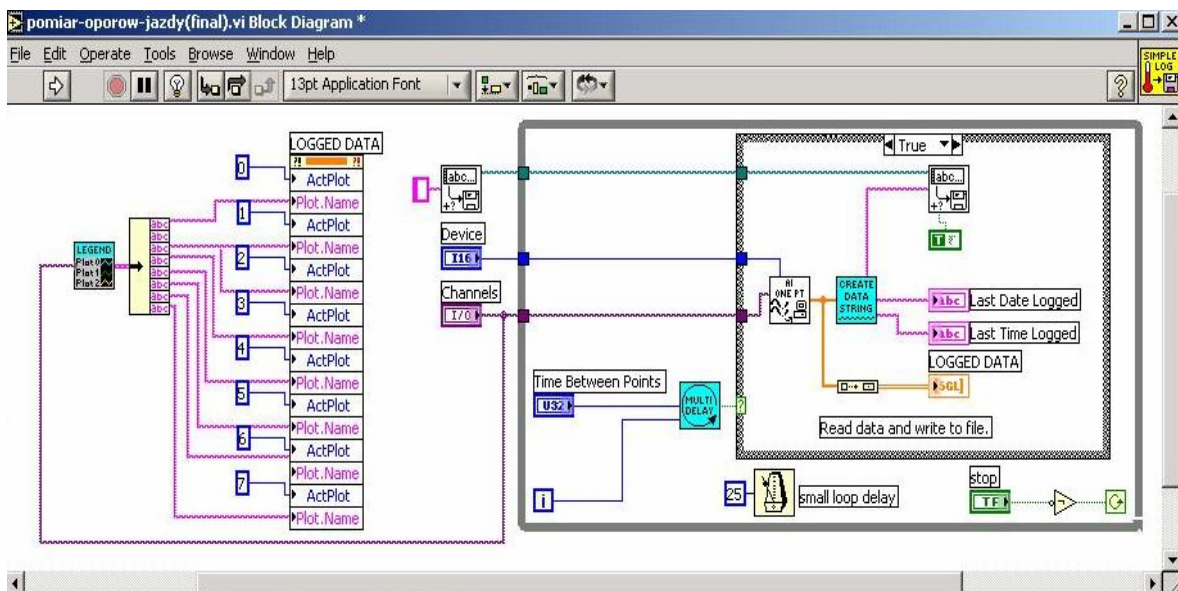
Rys.6.Schemat blokowy układu pomiarowego i akwizycji danych

Dane do kalibracji układu wzmacniającego:

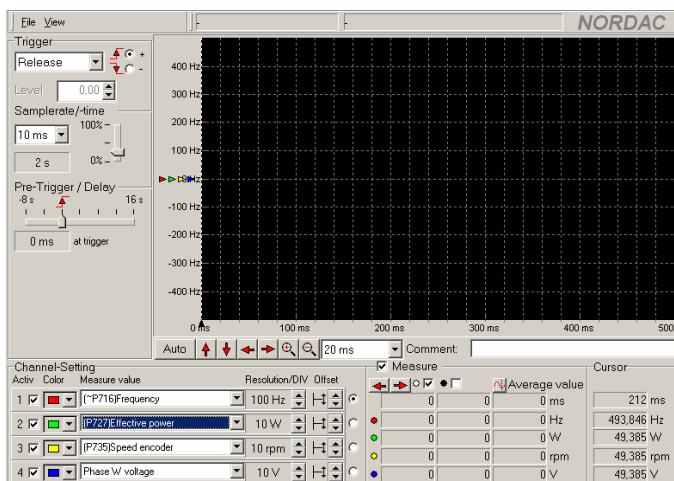
- a) system pomiarowy z czujnikiem ETP20MP i ze wzmacniaczem SGA, maszyna wytrzymałościowa EU40/M1;
- b) system pomiarowy z czujnikiem ETP20MP i ze wzmacniaczem KWS – kanał 3; nr: 761121, U_z : 5 [V]; pełny mostek; wzmocnienie: 0,2; kal:1,89 [V]

Wzmacniacz SGA (układ standardowy)		Wzmacniacz KWS (układ alternatywny)	
U wyj. [V]	Siła docisku [kN]	U wyj. [V]	Siła docisku [kN]
0,0	0,00	0,0	0,00
2,5	0,49	2,0	2,00
5,0	0,99	4,0	4,00
7,5	1,54	6,0	6,00
10,0	2,09	8,0	8,00
15,0	3,12	10,0	10,00
25,0	5,20	---	---
30,0	6,26	---	---
40,0	8,34	Uwaga: przy KWS konieczne uziemienie	

Karta DAQPad-6020E firmy National Instruments jest przystosowana do współpracy z przenośnym komputerem np. PC poprzez złącze USB i ISA; 6 wejść analogowych; przetwarzanie sygnałów z prędkością 100 kS/s; rozdzielczość 12 bit; 8 lub 32 cyfrowych wejść/wyjść typu TTL 5V.



Rys. 7 Układ pomiarowy do pomiaru siły, skonfigurowany w programie LabView (aplikacja AMIL, kanał 0, decymacja 0 0:00; program: pomiar-oporow-jazdy(4a4d).vi)



Rys. 8 Widok ekranu programu NORDCap oraz falownika w module sterującym (zapis ARISTO) wybrane parametry: częstotliwość - ~P716; moc efektywna - P727; prędkość obrotowa - P735, moment silnika - P729)

3. Pomiar zastępczych oporów ρ_{zas} przy ruchu koła bez tarcia obrzeża o szynę

Określenie zastępczych oporów ruchu realizowane jest metodą pośrednią poprzez pomiar zapotrzebowania mocy dla wybranych stanów eksploatacyjnych badanego układu – czyli zmiennego nacisku bieżni koła na szynę – zgodnie z zależnością 5. Przy korzystaniu z tej metody niezbędnym jest uwzględnienie oporów własnych ruchu zespołu napędowego, przede wszystkim związane z pokonaniem oporów w reduktorze oraz oporów związanych z łożyskowaniem koła.

$$\rho_{zas} := \eta_{red} (N_{sP} - N_{s0}) \frac{i_{red}}{\pi \cdot n_{sP} \cdot D_k \cdot P_{ks}} \quad (5.)$$

gdzie: η_{red} - sprawność reduktora, przekładnia dwustopniowa stożkowa $\eta_{red} = 0,97$
(motoreduktora: WUE 40 TD B14.6 - 50 3 245)

D_k - średnica koła jezdnego $D_k = 250\text{mm}$ DRS250 ($d_{cz} = 60\text{mm}$ - średnica czopa)

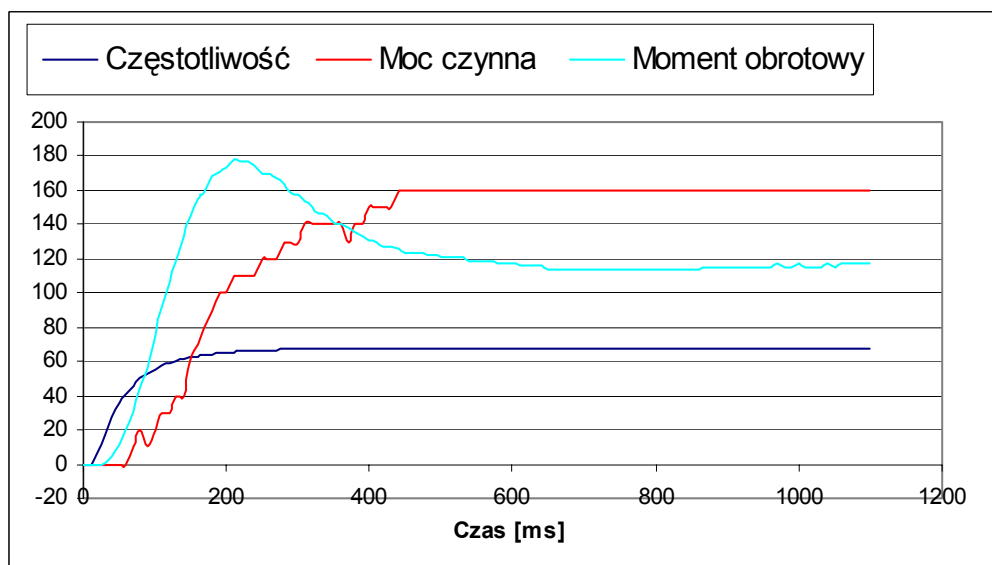
i_{red} - przełożenie reduktora, $i_{red} = 244$

N_{sP} - bieżąca moc wymagana do napędu zespołu jazdy przy docisku bieżni koła do głowy szyny siłą P_{kc}

N_{s0} - moc wymagana do napędu zespołu jazdy przy braku docisku bieżni koła do głowy szyny (opory własne ruchu zespołu napędowego)

n_s - obroty koła jezdnego

Przykładowe wyniki pomiarów: przebiegi zmian poboru mocy, zmian prędkości obrotowej oraz zmian częstotliwości prądu zasilającego w funkcji czasu dla wybranej wartości siły docisku dla $P_{ks} = 1000\text{kg}$,



Rys.9. Wykresy: częstotliwości, mocy czynnej, oraz momentu obrotowego dla obciążenia 1750 kg

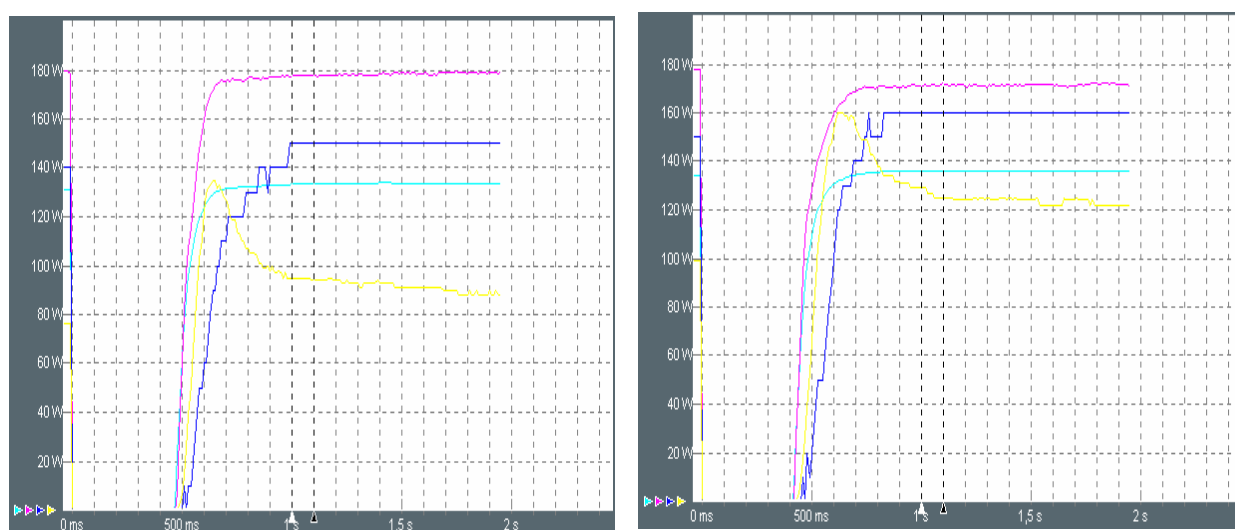
Otrzymane wyniki pomiarów, wraz z interpretacją dla docisku 1750kg

$$N_{s6} := 160 \cdot \text{W} \quad P_{ks6} := 17.5 \cdot \text{kN} \quad n_{sil6} := 890 \frac{1}{\text{min}} \quad \rho_{zas6} = 0.1626$$

4. Wyznaczenie doświadczalne właściwego oporu jazdy ρ_{zast} przy ruchu z symulacją tarcia obrzeży koła suwnicy o powierzchnie boczne głowy szyny

Wyznaczenie oporu właściwego jazdy ρ_{zast} przy ruchu z symulacją tarcia obrzeży koła suwnicy o powierzchnie boczne głowy szyny realizowane jest analogicznie do przypadku opisanego w pkt 3. Konstrukcja stanowiska umożliwia realizację przedmiotowego zadania dla dwóch przypadków eksploatacyjnych, a mianowicie dla stanu równoczesnego dociskania bieżni koła do obrzeży koła do głowy szyny, oraz dla stanu w którym dokonywana będzie wyłącznie symulacja docisku obrzeży koła do ścian bocznych głowy szyny jezdnej bez kontaktu bieżni koła z głową szyny.

Przykładowe wyniki pomiarów: przebiegi zmian poboru mocy, zmian prędkości obrotowej oraz zmian częstotliwości prądu zasilającego w funkcji czasu dla przypadku oporów wynikających wyłącznie z przycierania obrzeży koła o ściany boczne głowy szyny jezdnej.



Rys.10. Zastępcze opory ruchu, a) dla koła bez przycierania obrzeży (pomiar referencyjny), b) dla koła z przycieraniem obrzeży; gdzie: zaznaczono kolorem czerwonym – obroty, zielonym - częstotliwość, żółtym – monet obrotowy, niebieskim – moc czynną

Z analizy przykładowych danych wynika, iż zapotrzebowanie mocy (linia niebieska) wzrasta o 10W, w przypadku przycierania obrzeży, gdy regulowana jest tylko siła boczna, a ponadto czas narastania prędkości obrotowej, do wartości ustalonej wydłuża się, wraz ze wzrostem siły bocznej.

Korzystając z zależności (3) można wyznaczyć współczynnik uwzględniający wpływ tarcia obrzeży kół o zewnętrzną ściankę szyny $\psi_s = 0,22$.

5. Pomiar współczynnika tarcia potoczystego f przy ruchu koła bez tarcia obrzeży o szynę oraz przy zapewnieniu możliwości przemieszczenia się szyny

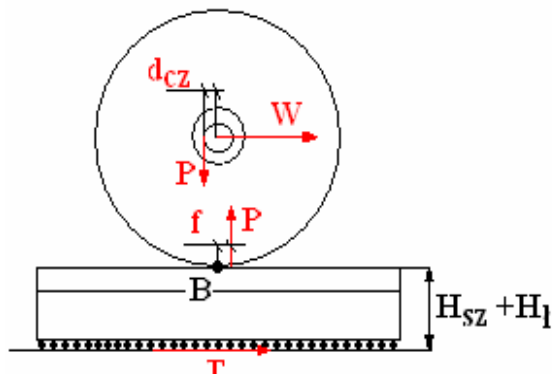
W celu wyznaczenia na stanowisku doświadczalnym promienia tarcia potoczystego f , należy przekonfigurować jego budowę, poprzez zapewnienie możliwości przemieszczenia szyny względem koła za pomocą dodatkowych łożysk liniowych. Z uwagi na fakt, iż łożyska liniowe wprowadzają dodatkowe opory, w przedmiotowym eksperymencie należy ten fakt uwzględnić (np. przeprowadzić pomiar oporów podczas przemieszczania się szyny położonej na łożysku liniowym w warunkach bez docisku koła jezdnej).

Przygotowanie stanowiska: masa szyny $m_s=11,2\text{kg}$; siła przesuwu szyny $S_{zast} = 2,943\text{N}$; stąd, współczynnik strat przesuwu samej szyny

$$\mu_{sz_rol} := \frac{S_{zast}}{m_s \cdot g} \quad \mu_{sz_rol} = 0.0268$$



Rys/fot. 11 Sposób posadowienia szyny na łożysku liniowym



Rys..12. Układ sił dodatkowym oporem łożysk

Schemat układu sił działających na koło, uwzględniający wpływ łożysk liniowych na przemieszczenie się szyny i dodatkowe opory z tym związane, pokazano na rys. 12.

Wyznaczenie odpowiedniej zależności wiąże się z równaniem momentów sił działających na układ względem pkt.B będącym chwilowym środkiem obrotu.

Wychodząc z zależności (6):

$$W \cdot \frac{D_k}{2} = P \left(f + \frac{\mu_{cz} \cdot d_{cz}}{2} \right) + T \cdot (H_{sz} + H_l) \quad [6]$$

gdzie:

W- opór całkowity

d_{cz} –średnica czopa

P – obciążenie koła

$H_{sz}+H_l$ – wysokość szyny i łożyska

F – promień tarcia potoczystego

T – siła oporu łożysk

μ - współczynnik tarcia zależny od łożyskowana

Po zastąpieniu siły oporu łożysk liniowych (T) zależnością $\mu_{sz} \cdot P$ oraz siły oporów całkowitych(W) zależnością na zapotrzebowanie mocy, oraz odpowiednich przekształceniach, ostatecznie otrzymano zależność na promień tarcia potoczystego uwzględniający opory toczenia się koła z uwzględnieniem przemieszczania się szyny (dla analizowanego przypadku pomiarowego).

$$f := \frac{N \cdot \eta \cdot i}{2 \cdot P \cdot n \cdot \pi} - \mu_{sz} \cdot H_{sz} - \mu_{cz} \cdot d_{cz} \quad [7]$$

gdzie:

N – zapotrzebowanie mocy

n – obroty znamionowe

η – sprawność przekładni reduktora

μ_{sz} – współczynnik tarcia między łożyskiem a szyną wyznaczony doświadczalnie, $\mu_{sz} = 0.027$

Przykładowe wyniki pomiarów: dla obciążenia 3000 kg:

$$N_{s10f} := 51 \cdot W$$

$$n_{sil10f} := 895 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

$$P_{ks10f} := 30 \cdot \text{kN}$$

$$f_{tocz10} := \frac{N_{s10f} \cdot \eta_{red} \cdot i_{red}}{2 \cdot P_{ks10f} \cdot n_{sil10f} \cdot \pi} - \mu_{sz_rol} \cdot H_{sz} - \mu_{czop} \cdot d_{cz} \quad f_{tocz77} = 0.0519 \text{cm}$$

6. Zadania do wykonania przez studentów:

- a) współudział w konfiguracji stanowiska, nastawach wybranych parametrów eksploatacyjnych, oraz zestawieniu aparatury pomiarowej (praca wykonywana w 2-3 osobowych zespołach w laboratorium)
- b) obsługa programów sterujących falownikiem NordDAC oraz programem akwizycji danych LabView (praca wykonywana w 2-3 osobowych zespołach w laboratorium)
- c) analiza uzyskanych wyników pomiarów, sporządzenie charakterystyk i wyznaczenie badanych współczynników (praca indywidualna, wyniki przedstawić w formie sprawozdania)

7. Podsumowanie – warunki zaliczenia laboratorium

- a) oddane sprawozdanie
- b) umiejętność interpretacji danych pomiarowych oraz sporządzonych wykresów
- c) opanowanie wiedzy z zakresu zasad budowy mechanizmów jazdy suwnic, oraz zagadnień teorii ruchu suwnic i metod doświadczalnego wyznaczania współczynników oporów jazdy

Literatura:

1. A. Piątkiewicz, R. Sobolski: „Dźwignice” , tom I, tom II. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne 1977r.
2. Z. Zieliński – „Dźwignice i urządzenia transportowe” – Państwowe Wydawnictwa Szkolnictwa Zawodowego 1970.
3. K. Pawlicki - „Elementy dźwignic” tom 1 i 2 - Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1982.
4. W. Cichocki, S. Michałowski, M. Prącik - „Kształtowanie jakości przetwarzania danych pomiarowych w komputerowym wspomaganii badań i sterowania maszyn roboczych”. PiT, Kraków 2004.
5. E. Grabowski j. Kulig „Metodyka obliczania obciążeń dźwignic wywołanych jazdą po nierównościach” -Transport przemysłowy wyd.1/2008r.
6. J. Żmuda - Projektowanie torów jezdnych suwnic i elektrowciągów. Wydawnictwo TIT, Opole 2007,
7. J. Żmuda - „Podstawy projektowania konstrukcji metalowych”. Arkady, Warszawa 1996.
8. W. Bogucki, M. Żybertowicz - „Tablice do projektowania konstrukcji metalowych”, Arkady, Warszawa 1996.