

PRZEMYSŁOWY INSTYTUT AUTOMATYKI I POMIARÓW
MERA-PIAP

Al. Jerozolimskie 202

02-222 Warszawa

Telefon 23-70-81

Ośrodek Automatyki Mechanicznej

074

A

Główny wykonawca

Wykonawcy

mgr inż. Tadeusz Baliński

mgr inż. Bogdan Stawiński

mgr inż. Jerzy Smoderek

Konsultant

Nr zlecenia

UR - 01.02.06

etap 2

Analiza przyczyn występowania luzów

w części manipulacyjnej i weryfikacja

na tej podstawie dokumentacji technicznej.

Zleceniodawca

Problem węzłowy 06.6

04.83r.

Pracę rozpoczęto dnia

Kierownik Zespołu

doc. dr inż. S. Kaczanowski

P.O. Z-ca Dyrektora
d/s Automatyki

dr inż. T. Gałązka

31.08.83r.

zakończono dnia

Kierownik Ośrodka

dr inż. T. Gałązka

Praca zawiera:

stron 18

rysunków

fotografii

tabel

tablic

załączników

Rozdzielnik - ilość egz:

Egz. 1 BOINTE

Egz. 2 OAE dr inż. P. Jabłoński

Egz. 3 OAM/R

Egz. 4 OAM/R1

Egz. 5 ZD

Egz. 6

Nr rejestr.

5078

Analiza deskryptorowa

Roboty przemysłowe - ocena przyczyn występowania luzów w części manipulacyjnej robotów JRB-6 i JRB-60 oraz obliczenia sprawdzające.

Analiza dokumentacyjna

Tytuły poprzednich sprawozdań

338.45:62'63] 073.1/2 Roboty przemysłowe

UKD

MERA-PIAP/TW 331/78 5000

2

SPIS TRESCI

	str.1
1. Wstęp.....	str.2
2. Analiza i ocena przyczyn powstania luzów w napędach robotów....	str.3
3. Obliczenia.....	str.5
4. Wnioski.....	str.48

1. Wstęp

Prototypy robotów krajowych miały, jak wynika z badań, luzy na niektórych osiach. W robocie IRb-60 luz wystąpił na osi ψ i był wynikiem poślizgu na zamocowaniu przekładni harmoniczej /wadliwy materiał odlewu nie pozwalał na uzyskanie dostatecznego nacisku od śrub mocujących/ oraz wady przekładni harmoniczej / nadmierny luz wewnętrzny/. Wydłużenie śrub mocujących oraz wymiana przekładni wyeliminowały ten luz.

W robocie IRb-6 na osiach ruchu ψ i t ujawniający się luz był częściowo wynikiem luzu na gwincie łączącym cięgno w obsadzie łożyska. Obecnie dodano nakrętkę kontruującą.

Powyższe problemy wymagały obliczenia teoretycznego, co zostało dokonane w niniejszej pracy.

2. Analiza i ocena przyczyn powstawania luzów w napędach robotów.

Podczas prac etapu poddano analizie ciągi kinematyczne napędów robota o 5 stopniach swobody. Należy jednak zauważyć, że napęd 6-ej osi robota IRb-60 nie różni się strukturalnie od napędu ruchu ψ . Podstawowym założeniem analizy, a jednocześnie wymaganiami produkcyjnym warunkującym powtarzalną jakość robotów jest konieczność wykonywania elementów robota zgodnie z dokumentacją techniczną. Trzeba również odnotować jako istotny element analizy fakt, że roboty produkcji ASEA, lub montowane na bazie części dostarczanych z ASEA w formie tzw. kitów, nie wykazywały nadmiernych luzów. Występujące w ciągach kinematycznych napędów ruchów: ψ, ν, t łożyska i przekładnie harmoniczne są w dalszym ciągu przedmiotem importu. Szczególnie importowane łożyska można przyjąć, jako stałej i zgodnej z wymaganiami jakości w aspekcie ich wpływu na powstawanie luzów, oczywiście jeśli ich osadzenia wykonane zostały zgodnie z dokumentacją. Natomiast zupełnie bezpośredni wpływ na wartość luzu w napędach: ψ, ν, t ma jakość przekładni harmonicznych oraz ewentualny poślizg na powierzchniach ich zamocowania. Do napędów osi robotów powinny być stosowane tylko przekładnie selekcyjonowane, o wysokiej dokładności. Istotne jest należyte wykonanie powierzchni styku garnka przekładni i koła stałego z elementami robota w aspekcie płaskości i wymaganej chropowatości. Sruby mocujące przekładnie muszą spełniać wymagania wytrzymałościowe klasy 12.9 wg PN-70/M-82054 oraz być dokręcone wskazanym w dokumentacji momentem, aby wykluczyć powstanie luzu w złączu na skutek poślizgu pod obciążeniem. W ciągu kinematycznym napędu ruchu ψ występuje głównie przekładnia harmoniczna ze swoim luzem oraz złącza przekładni z elementami robota, mogące dać luz po przekroczeniu wartości sprzężenia ciernego. Łożyska mogą zwiększyć luz, jeśli pojawi się w nich luz promieniowy. W ciągu kinematycznym ruchu ν występuje przekładnia harmoniczna z uwarunkowaniami jak dla ruchu ψ , oprawy cięgien, których łożyska mogą wpływać swoim luzem promieniowym i skrętnym, łożyska cięgien wpływające swoim luzem promieniowym, cięgna wpływające ujemnie w przypadku złego wyregulowania lub niedostatecznych właściwości wytrzymałościowych ich materiału. Ujemny wpływ ma też ewentualny luz promieniowy w łożyskach igiełkowym i skośnym przegubu. W ciągu kinematycznym ruchu t zachodzić mogą wyżej podane przyczyny powiększone jeszcze o luz na źle wyregulowanej lub wykonanej przekładni zębatej stożkowej.

Celem sprawdzenia, czy dobrane odpowiedniki krajowe materiałów szwedzkich nie mają zbyt blisko w stosunku do występujących pod obciążeniem naprężeń własnej granicy plastyczności, przeprowadzone zostały obliczenia wytrzymałościowe sprawdzające sztywność cięgien oraz obliczenia stosownych przekładni zębatych stożkowych. Zawarte są one w drugiej części sprawozdania. W robocie IRb-6 zostały dodane nakrętki kontrujące przy cięgnach, komplikujące wprawdzie nieco montaż i regulację, ale eliminujące wpływ ewentualnych luzów na gwincie łączącym obudowę łożyska z cięgnem.

Luzy w łożyskach mających wpływ na luz członu końcowego napędu mogą być wynikiem błędów wykonawczych części, niedotrzymania warunków równoległości i prostopadłości/, co prowadzi do przeciężenia łożysk i ujawnienia się luzów w toku eksploatacji. Podobna przyczyna powoduje powstanie luzów i nadmiernych oporów ruchu w napędach ruchu α i β na przekładni śrubowej tocznej. Obciążenie maksymalne /znamionowe/ nie stanowi przeciężenia dla napędu. Trzeba nadmienić, że na skutek niezrównoważenia wpływu środka ciężkości ramion, luz w napędzie α i β nie jest w tym samym stopniu zauważalny lub utrudniający eksploatację co w napędach ruchu φ, γ, t .

3. OBLICZENIA

3.1. Sprawdzenie na wyboczenie cięgien do pochylania i obracania części chwytowej w warunkach zablokowania cz. chwytowej i rozwinięcia przez silnik pełnej mocy znamionowej

3.1.1. Robot JRb-G

Dane

Moment znamionowy silnika $M = 53,7 \text{ (Ncm)}$

Moc znamionowa silnika $N = 168 \text{ (W)}$

Prędkość obrotowa silnika $n = 3000 \text{ (obr./min.)}$

Przekładnie przekładni harmonicznej $i = 128$

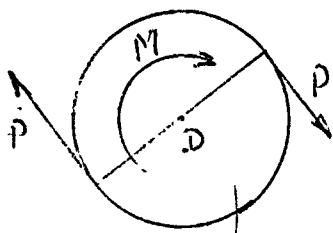
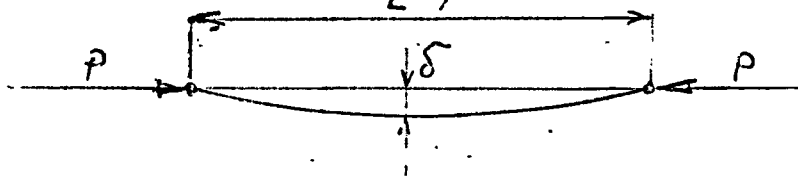
Prędkość obrotowa oprawy cięgien

$$n_1 = \frac{n}{i} = \frac{3000}{128} = 23,43 \text{ (obr./min.)}$$

Moment za przekładnią na oprawie cięgien

$$M_1 = M \cdot i = 53,7 \cdot 128 = 68,7 \text{ (Nm)}$$

Schemat obciążenia pręta



Maksymalna (teoretyczna) siła wybaczejąca działająca na cięgno

$$P = \frac{M}{D}$$

gdzie $M = 68,7 \text{ [Nm]}$ - moment rozwijany przez silnik
 $D = 60 \text{ [mm]}$ - średnica oprawy ciągnien przeno-
szącej moment

$$P = \frac{68,7 \text{ [Nm]}}{60 \text{ [mm]}} = 1145,6 \text{ [N]} \approx 114,6 \text{ [kg]}$$

Siła krytyczna (Eulerowska) wyznaczająca

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2}$$

gdzie $E = 7200 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$ - moduł sprężystości
wzdłużnej (Younga)

$J = \frac{\pi d^4}{64}$ - moment bezwładności
przekroju

$L = 670 \text{ [mm]}$ - długość wybaczanego pręta

$d = 12 \text{ [mm]}$ - średnica wybaczanego pręta

$$J = \frac{\pi \cdot 12^4}{64} = 1460 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 7200 \cdot 1460}{670^2} = 232 \text{ [kg]}$$

a więc

$$P < P_{kr}$$

Wynik pozytywny
(Maksymalna działająca siła
wybaczająca jest mniejsza od siły
krytycznej).

Jeśli obciążenie nie osiąga Eulerowskiej siły krytycznej P_{kr} a naprężenie nie osiąga granicy sprężystości, to przy założeniu małych wartości ugięć możemy użyć wzoru

$$\frac{\delta}{e} = \frac{P \cdot l^2}{8 E J} \quad ; \quad J = \frac{\pi d^4}{64} = 1460 \text{ [mm}^4\text{]}$$

gdzie δ - maksymalne ugięcie cięgna
 e - mimośród przyłożenia siły wynikający np. z luzów

$P = 114,6 \text{ [kg]}$ - siła wybacząca pręt

$l = 670 \text{ [mm]}$ - długość pręta

$E = 7200 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$ - moduł sprężystości

$d = 12 \text{ [mm]}$ - średnica pręta

J - moment bezwładności przekroju pręta

$$k = \frac{P l^2}{8 E J} = \frac{114,6 \cdot 670^2}{8 \cdot 7200 \cdot 1460} = 0,611$$

dla $e = 0,01 \text{ [mm]}$; $\delta = 0,01 \cdot 0,611 = 0,00611 \text{ [mm]}$

$e = 0,05 \text{ [mm]}$; $\delta = 0,05 \cdot 0,611 = 0,03055 \text{ [mm]}$

$e = 0,1 \text{ [mm]}$; $\delta = 0,1 \cdot 0,611 = 0,0611 \text{ [mm]}$.

3.1.2. Robot JRB-60

Dane

Moment znamionowy silnika $M = 320 \text{ [Ncm]}$

Moc znamionowa silnika $N = 1000 \text{ [W]}$

Prędkość obrotowa silnika $n = 3000 \text{ [obr/min]}$

Przełożenie przekładni harmoniczej $i = 200$

Prędkość obrotowa oprawy cięgien

$$n_1 = \frac{n}{i} = \frac{3000}{200} = 15 \text{ [obr/min]}$$

8

Moment za przekładnią, na oprawie cięgien

$$M_r = 716,2 \frac{N}{n} \cdot \frac{1}{736}$$

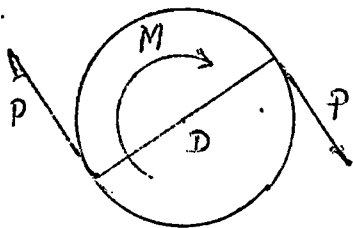
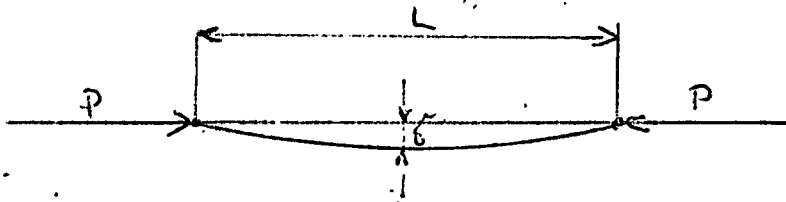
gdzie

$N = 1000 [W]$ - moc znamionowa silnika

$n = 15 [obr/min]$ - prędkość obrot. oprawy cięgien

$$M_r = 716,2 \cdot \frac{1000}{15} \cdot \frac{1}{736} \approx 64,8 [KGm]$$

Schemat obciążenia prsta



Maksymalna (teoretyczna) siła wybaczejąca działająca na cięgno

$$P = M \cdot D$$

gdzie $M = 64,8 [KGm]$ - moment rozwijony przez silnik

$D = 120 [mm]$ - średnica oprawy cięgien przenoszącej moment

$$P = 64,8 \cdot 120 = 540 [kG]$$

Siła krytyczna Eulerowska wybaczejąca

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L^2} \quad ; \quad J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

gdzie: $E = 7200 [KG/mm^2]$ - moduł sprężystości wzdłużnej

J - moment bezwładności przekroju

$L = 1150$ [mm] - długość wybaczonego pręta (ciągną)

$d = 25$ [mm] - średnica wybaczonego pręta

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 7200 \cdot \pi \cdot 25^4}{64 \cdot 1150^2} = \underline{1030} \text{ [KG]}$$

a) więc

$$P < P_{kr}$$

Wynik pozytywny
(Maksymalna siła wybaczejaca jest mniejsza od siły krytycznej)

Jeśli obciążenie nie osiąga Eulerowskiej siły krytycznej P_{kr} a naprężenie nie osiąga granicy sprężystości, to przy założeniu małej wartości ugięcia możemy użyć wzoru

$$\frac{\delta}{a} = \frac{Pl^2}{8EJ} \quad ; \quad J = \frac{\pi d^4}{64} = 19150 \text{ [mm}^4\text{]}$$

gdzie: δ - maksymalne ugięcie ciągną (pręta)

e - mimośrodek przyłożenia siły wynikający np. z luzów

$P = 540$ [KG] - siła wybaczejaca ciągną (pręta)

$L = 1150$ [mm] - długość ciągną (pręta)

$E = 7200$ [KG/mm²] - moduł sprężystości

$d = 25$ [mm] - średnica ciągną (pręta)

$$k = \frac{Pl^2}{8EJ} = \frac{540 \cdot 1150^2}{8 \cdot 7200 \cdot 19150} = 0,647$$

dla $a = 0,01$ [mm]; $\delta = 0,01 \cdot 0,647 \approx 0,006$ [mm]

dla $a = 0,05$ [mm]; $\delta = 0,05 \cdot 0,647 \approx 0,0324$ [mm]

dla $a = 0,1$ [mm]; $\delta = 0,1 \cdot 0,647 = 0,0647$ [mm]

3.2. Sprawdzenie nacisków nożebach koła zębatego stożkowego (obrót części chwytawej)

3.2.1. Robot IRb-G

Sprawdzenie nacisków polega na spracodzeniu długości zęba w/g wzoru

$$b = \frac{B \cdot P}{p_s^2 \cdot m} \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$$

gdzie $B = \frac{0,864}{\left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}\right) \sin 2\alpha} = 1410000 \text{ kg/cm}^2$ - współczynnik zależny od materiału koła współpracujących i kąta przyproru (dabrany z tablic).

P - siła obwodowo działająca na zęba

p_s - średnie naciski na zębie

m - moduł

Z_1 i Z_2 - ilości zębów koła współpracujących

$$p_s^2 = \left[\frac{p_{obl}^2}{K_j} \right] \frac{K'_E}{K_v \cdot K'}$$

gdzie p_{obl} - naciski obliczeniowe zależne od materiału koła i twardości powierzchni zęba

K_j - współczynnik liczby obciążen zęba

$K_j = \left(\frac{n}{100} \cdot \frac{T}{2500} \right)^{\frac{1}{3}}$ n - prędkość obrotowa koła zębatego

T - czas pracy koła
 K'_E - współczynnik liczby przyproru

K_v - współczynnik prędkości

$$K_v = 1 + \frac{v}{v_0}$$

v - prędkość obrotowa obliczeniowych kół zębatych

v_0 - współczynnik zależny od dokładności obróbki koła.

$$v = \frac{\pi d n}{1000}$$

n - prędkość obrotowa koła

d - średnica koła

K' - współczynnik przeciężenia

$$P = \frac{2 \cdot M_{z=19}}{d}$$

$$M_{z=19} = M_{z=32} \cdot \frac{19}{32} = 6,87 \cdot \frac{19}{32}$$

$$M_{z=19} = 4079 \text{ [kgmm]}$$

$M_{z=19}$ } momenty na kołach
 $M_{z=32}$ } o ilości zębów $z=19$
 i $z=32$.

$$d = 23,095 \text{ [mm]}$$

$$P = \frac{2 \cdot 4079}{23,095} = 353,242 \text{ [kg]}$$

done

$$m = 1,5 \text{ [mm]}$$

$$z_1 = 19$$

$$z_2 = 32$$

$$K_y = \left[\frac{n}{100} \cdot \frac{T}{2500} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$n = 19 \cdot \frac{32}{19} = 32 \left[\frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$$

$T = 25000$ godzin - dla pracy dwukmionowej przez 5 lat.

$$k_y = \left[\frac{32}{100} \cdot \frac{25000}{2500} \right]^{\frac{1}{3}} = 1,475$$

$$K'_E = 1$$

$$K' = 1,2$$

$$K_v = 1 + \frac{v}{v_0}$$

$$v_0 = 3 \text{ [m/s]}$$

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000} = \frac{\pi \cdot 23,095 \cdot 32}{100} = 0,3869 \text{ [m/s]}$$

$$K_v = 1 + \frac{0,3869}{3} = 1,1289$$

$$p_{\text{obl}} = 24000 \text{ [kg/cm}^2\text{]}$$

$$p_s^2 = \left[\frac{p_{\text{obł}}^2}{K_y} \right] \cdot \frac{K_E'}{K_v \cdot K'} = \frac{24000^2}{1,382} \cdot \frac{1}{1,1286 \cdot 1,2} = 3,0766 \cdot 10^8 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

Zatem długość zęba wynosi

$$b = \frac{1410000 \cdot 353,242}{3,0766 \cdot 10^8 \cdot 0,15} \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{32} \right) = 0,9038 \text{ [cm]} = 9,038 \text{ [mm]}$$

Wynik pozytywny bo: w/p obliczeń $b = 9,038 \text{ [mm]}$.
w/p dokumentacji $b = 10 \text{ [mm]}$

3.2.2. Robot JRB-60

(Korzysta się z wzorów analogicznych jak dla JRB-6).

$$p_{\text{obł}} = 24000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$K_y = \left[\frac{n}{100} \cdot \frac{T}{2500} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$n = 15 \cdot \frac{33}{19} = 26,04 \text{ [obr/min]}$$

$T = 25000$ godzin dla pracy dwuzmianowej przez 5 lat

$$K_y = \left[\frac{26,04}{100} \cdot \frac{25000}{2500} \right]^{\frac{1}{3}} = 1,382$$

$$K_E' = 1$$

$$K' = 1,2$$

$$K_v = 1 + \frac{v}{v_0}$$

$$v = \frac{\pi d n}{100}$$

$$d = 63,526 \text{ [mm]}$$

$$K_v = 1 + \frac{0,866}{3}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 63,526 \cdot 26,04}{100} = 0,866 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$K_v = 1,2886$$

$$v_0 = 3 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

$$B = 1410000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$m = 4$$

$$P = \frac{2 \cdot M_{z=19}}{d}$$

$$M_{z=19} = M_{z=33} \cdot \frac{19}{33} = 64,8 \cdot \frac{19}{33} = 37,31 \text{ [KGm]}$$

$$P = \frac{2 \cdot 37,310}{63,526} = 1184,44 \text{ [KG]}$$

$$p_s^2 = \frac{24000^2}{1,382} \cdot \frac{1}{1,288 \cdot 1,2} = 2,696 \cdot 10^8 \text{ [KG}^2/\text{cm}^4]$$

datem długości zęba

$$b = \frac{1410000 \cdot 1184,44}{2,696 \cdot 10^8 \cdot 0,4} \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{33} \right) = 1,2828 \text{ [cm]} = 12,82 \text{ [mm]}$$

Wynik pozytywny, ponieważ: w/g obliczeń $b = 12,82 \text{ [mm]}$
w/g dokumentacji $b = 25 \text{ [mm]}$.

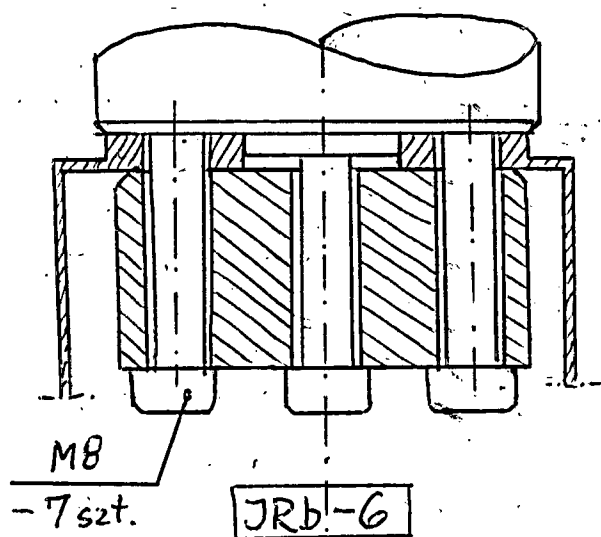
Jak widać dwa wyniki. (dla JRb-6 ; JRb-60) obliczeniowe są mniejsze od podanych w dokumentacji, co oznacza że naciski dopuszczalne są większe od rzeczywistych, a więc wynik jest pozytywny.

3.3. Obliczenia momentu zamocowania przekładni harmonicznych

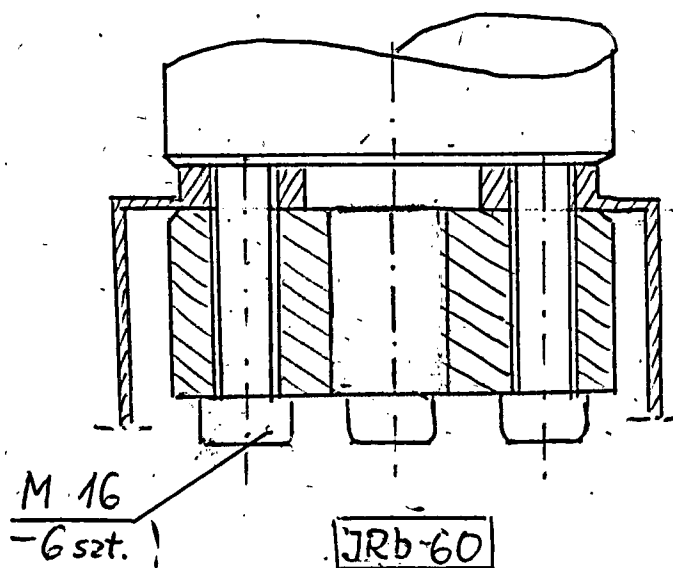
W robocieci JRB występują 3 typy przekładni harmonicznych o następujących przekształceniach:

Robot / oś	ψ	t, ν
JRB-G	1:158	1:128
JRB-60	1:200	1:200

Przekładnia 1:128 jest montowana do tarczy ciskien, toteż nie istnieje tutaj możliwość postizopi kubka przekładni wroplem tawisy. Nie istnieje więc konieczność sprawdzenia momentu zamocowania.



Moment dokręcenia śrub
dla osi „ ψ ” $\rightarrow M = 39,5 \text{ Nm}$



Moment dokręcenia śrub:
oś „ ψ ” $M = 321 \text{ Nm}$
oś „ t, ν ” $M = 325 \text{ Nm}$

Obliczenia siły osiowej mocowania dla śruby

Znając wielkość momentu skręcającego oraz momentu podciągającego od siły tarcia, można obliczyć wielkość siły osiowej ze wzoru:

$$M_c = M_s + M_t = 0,5 \cdot Q \cdot [d_p \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varrho) + d_m \cdot \mu];$$

gdzie:

M_c - moment całkowity [kg·mm]

M_s - moment skręcający [kg·mm]

M_t - moment wywołany siłą tarcia działającą na średnicy d_p

Q - siła osiowa [kg]

d_p - średnica podłuska gwintu [mm]

d_m - średnica tarcia [mm], równa

$$0,5 (d_2 + d_w)$$

γ - kąt wzniosu linii śrubowej obliczony ze wzoru

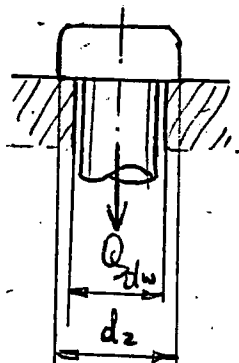
$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{h}{\pi \cdot d_p}$$

h - skok gwintu [mm]

ϱ - kąt tarcia obliczony ze wzoru

$$\mu = \operatorname{tg} \varrho$$

μ - współczynnik tarcia



JRB6

Dane:

JRB-60

$d_w = 9,2 \text{ mm}$
 $d_2 = 13 \text{ mm}$
 $d_{m1} = 11,1 \text{ mm}$
 $d_p = 7,2 \text{ mm}$
 $h = 1,25 \text{ mm}$
 $\mu = 0,1$
 $\beta = 5^\circ 45'$
 $\gamma = 3^\circ 10'$
 $M_c = 39,5 \text{ Nm} = 4030 \text{ kg mm}$

$d_w = 16,5 \text{ mm}$
 $d_2 = 24 \text{ mm}$
 $d_{m1} = 20,25 \text{ mm}$
 $d_p = 14,7 \text{ mm}$
 $h = 2 \text{ mm}$
 $\mu = 0,1$
 $\beta = 5^\circ 45'$
 $\gamma = 2^\circ 30'$
 $M_c = 325 \text{ Nm} = 33129 \text{ kg mm}$

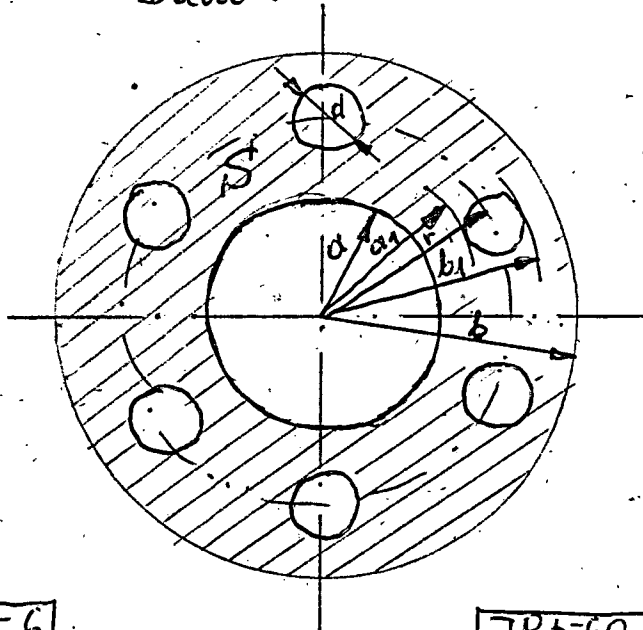
$Q = 3605 \text{ kg}$

$Q = 16\ 001 \text{ kg}$

Obliscenie sily przypadającej na 1 mm^2 powierzchni styku kółka pniekłodni i torony cieżkiej lub płyty pośredniej

$$Q_j = \frac{Jl. \text{ śrub} \times Q}{S}$$

Dane:



JRB-6

JRB-60

$a = 13 \text{ mm}$
 $b = 26 \text{ mm}$
 $r = 20 \text{ mm}$
 $a_1 = 15,4 \text{ mm}$
 $b_1 = 24,6 \text{ mm}$
 $d = 9,2 \text{ mm}$

$a = 20 \text{ mm}$
 $b = 39,5 \text{ mm}$
 $r = 29,45 \text{ mm}$
 $a_1 = 21,5 \text{ mm}$
 $b_1 = 38 \text{ mm}$
 $d = 16,5 \text{ mm}$

$$S = \pi \cdot (b^2 - a^2 - 6 \cdot \frac{d^2}{4}) ;$$

JRB-6

$$S = 1194 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Q_j = 21,1 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

JRB-60

$$S = 2362 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$Q_j = 40,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

Obliczenie granicznego współczynnika tarcia, przy którym jeszcze nie nastąpi poślizg na styku powierzchni kulkowej powierzchni harmonickej i tarczy cieżkiej / lub płyty pośredniej dla osi ϱ .

$$M = 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot Q_j \cdot \left\{ \int_a^{a_1} \varrho^2 d\varrho + \int_{b_1}^b \varrho^2 d\varrho + \frac{l}{2\pi r} \int_{a_1}^{b_1} \varrho^2 d\varrho \right\} ;$$

$$\text{gdzie: } l = \frac{\pi \cdot [(b_1^2 - a_1^2) - 6 \cdot \frac{d^2}{4}]}{b_1 - a_1} ;$$

M - moment na wyjściu powierzchni harmonickej

$M = i M_1$, gdzie i - przeliczenie przekł. harmonickej.

JRB-6

$$i = 158$$

$$M_1 = 53,7 \text{ [Ncm]} = 54,7 \text{ [kgmm]}$$

$$M = 8648,9 \text{ [kgmm]}$$

Po podstawieniu danych:

$$\mu = 0,017$$

JRB-60

$$i = 200$$

$$M_1 = 320 \text{ [Ncm]} = 326,2 \text{ [kgmm]}$$

$$M = 65239,5 \text{ [kgmm]}$$

Po podstawieniu danych:

$$\mu = 0,022$$

Z obliczeń wynika, że aby wystąpił poślizg, współczynniki tarcia muszą być odpowiednio mniejsze od $\mu = 0,017$ (JRB-6) i $\mu = 0,022$ (dla JRB-60), a to dla stykających się suchych powierzchni metalu jest niemożliwe.

W przypadku tarcia suchego pomiędzy powierzchniami żeliwną a stalową współczynnik tarcia posuwistego spoczynkowego przyjmuje się ok.

$$\mu = 0,18$$

Istnieje więc znaczny zapas momentu, jaki może być przeniesiony przez połączenie punktadui harmonicznej z tarcia, ciężem / lub płytą pośrednią dla rdzie φ /, bez wystąpienia poślizgu pomiędzy tymi powierzchniami.

4. Wnioski.

- Obliczenia potwierdziły dobry dobór zamienników materiałowych krajowych.
- Obciążenia nominalne, przy prawidłowym wykonaniu części, nie wywołują przeciążenia mechanizmów prowadzącego do powstawania luzów.
- Konieczne jest rygorystyczne wykonywanie kontroli dostaw i rozszerzenie jej zakresu na kontrolę materiału na bardzo odpowiedzialne części i wady ukryte odlewów.
- Konieczne jest bardziej rygorystyczne działanie Izby Pomiarów, niedopuszczanie do montażu części niezgodnych z dokumentacją.
- Konieczne jest lepsze wyposażenie Izby Pomiarów dla umożliwienia skrajnych i pewnych pomiarów dwuramienowych elementów odc. IRB-60.

Reasumując wnioski trzeba stwierdzić, że warunkiem koniecznym i dostatecznym uniknięcia w produkowanych obiektach nadmiernych luzów jest ścisłe, rygorystyczne przestrzeganie postanowień zawartych w dokumentacji technicznej i wykonywanie do produkcji materiałów w niej przewidzianych o wymiarach określonych postanowieniami normami.