

ANALIZA WPŁYWU NIEOSIOWEGO POŁOŻENIA PAR OBROTOWYCH SIŁOWNIKA NA SPRAWNOŚĆ MECHANICZNĄ

Streszczenie

Przeanalizowano wpływ błędu położenia osi par obrotowych mocowania siłownika na sprawność mechaniczną. Założono, że siły reakcji działają pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindrem lub siły reakcji działają pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindrem i pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem. Zamodelowano cztery warianty błędnego położenia środków par obrotowych, gdy błąd położenia dotyczy jednej z par (cylindra lub tłoczyska) i obu par jednocześnie a osie par obrotowych znajdują się po tej samej lub przeciwnych stronach osi siłownika. Siły tarcia obliczono iteracyjnie z warunków równowagi statycznej. Wyznaczono przebiegi sprawności oraz wymiary odległości osi par obrotowych od osi siłownika, dla których połączenie jest samohamowne.

Słowa kluczowe: siłownik, tarcie, sprawność mechaniczna, samohamowność

Wykaz oznaczeń

d_C	–średnica wewnętrzna cylindra, m
d_t	–średnica tłoczyska, m
F	–siła napędowa działająca w osi łączącej punkty O_t i O_C , N
F_W	–siła napędowa, działająca w osi siłownika, N
F_{Wn}	–siła wywierana przez czynnik na tłok siłownika N
l_C	–odległość pomiędzy punktami O_C i U mierzona w osi siłownika, m
$l_{rC}, l_{rt}, l_t, l_{tt}$	–wymiary podane na rysunku 1, m
$N_{1/2,ct}^{A/B}$	–reakcje działające w punktach A/B: tłok–cylinder (indeks 1) tłoczysko–uszczelnienie (indeks 2), N
r_B, r_{iA}, r_S	–ramię działania siły F względem punktu B, A, S, m
s	–skok tłoka, m
$T_{1/2,ct}$	–siła tarcia w punktach A, B (indeks 1), B, U (indeks 2), N
x_W	–odległość par O_t i O_C mierzona w osi siłownika m
x	–odległość par O_t i O_C , m
μ_{ct}, μ_{ut}	–współczynniki tarcia: tłok–cylinder, tłoczysko–uszczelnienie
η_n	–sprawność napędu

Wprowadzenie

Modelowanie napędów hydraulicznych, powszechnie stosowanych w maszynach manipulacyjnych o dużych udźwigach, maszynach rolniczych, górniczych i budowlanych [Borkowski i in. 2001], jest przedmiotem wielu prac z dziedziny robotyki i dynamiki maszyn np. [Morecki i in. 2002]. W modelowaniu matematycznym siłowników hydraulicznych, najczęściej uwzględnia się podatność hydrauliczną i mechaniczną, wpływ ściśliwości cieczy, odkształceń sprężystych cylindra i instalacji, tłumienie drgań, a nawet tarcie suche [Harlecki 2002]. Przyjmowane założenia upraszczające polegają na pominięciu histerezy mechanicznej i założeniu, że podatny czynnik jest elementem liniowym [Stryczek 1997]. Nie uwzględnia się wpływu błędów montażowych oraz błędów wynikłych z określonej tolerancji wykonania mających wpływ na działanie napędu.

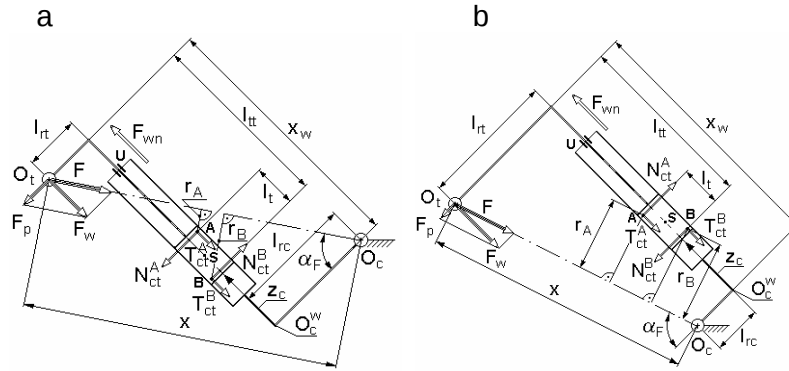
W pracy przeanalizowano wpływ błędów położenia osi par obrotowych mocowania siłownika na sprawność mechaniczną. Rozpatrzono dwa przypadki ze względu na punkty przyłożenia sił reakcji tłoka i cylindra: pierwszy - w którym siły reakcji działają pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindrem, drugi – w którym siły reakcji działają pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindrem i pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem. Dla obu przypadków rozpatrzono cztery warianty błędnego położenia środków par obrotowych cylindra i tłoczyska względem osi siłownika: gdy błąd położenia dotyczy tylko jednej z par oraz gdy błąd położenia dotyczy obu par, a osie par obrotowych znajdują się po tej samej lub przeciwnych stronach osi siłownika.

Metoda analizy

Wartości sił tarcia wyznaczono z warunku równowagi statycznej i obliczono metodą iteracyjną ze względu na ich uzależnienie od siły działającej w osi łączącej środki par obrotowych siłownika. Przebieg sprawności określono w funkcji odległości środków par obrotowych od osi siłownika dla zakresu od zera do wartości, przy której następuje samohamowność połączenia. W związku z tym, omawiane zagadnienia można rozpatrywać w dwóch aspektach ze względu na zastosowania praktyczne. Pierwszy dotyczy układów napędowych z siłownikiem, wówczas gdy błąd położenia par obrotowych jest niewielki i mieści się w granicach sumy błędów tolerancji wykonania i błędów montażowych. Drugi aspekt dotyczy samohamownych mechanizmów samozaciskających lub blokujących. Dla tego przypadku wyznaczono geometryczne warunki samohamowności układu.

Sformułowanie zadania

Rozpatrzono dwa przypadki, w których oś siłownika nie przecina osi obu par obrotowych O_c i O_t siłownika. Pierwszy, gdy osie par obrotowych leżą po przeciwnych stronach osi siłownika (rys. 1a) i drugi, w którym osie par obrotowych leżą po tej samej stronie osi siłownika (rys. 1b). Nie rozpatrywano wpływu nierównoległości osi par obrotowych oraz oddziaływań bezwładnościowych.



Rys. 1. Geometria obciążenia siłowników; a, b – opis w tekście

Fig. 1. Hydraulic cylinder geometry and forces; a, b – explanations in text

Ze względu na statyczną niewyznaczalność, reakcje elementów tłoka (tłoczyska) i cylindra można wyznaczyć przy założeniu, że działają tylko w dwóch punktach A i B (indeks 1), lub w punktach U i B (indeks 2) i wówczas punkt zaczepienia sił A przenosi się do punktu U. Siłę tarcia T_{ct} wyznacza się wg zależności:

$$T_{1,ct} = \mu_{ct} (|N_{1,ct}^A| + |N_{1,ct}^B|), \quad T_{2,ct} = \mu_{ut} |N_{2,ct}^A| + \mu_{ct} |N_{2,ct}^B| \quad (1)$$

Reakcje działające w punktach A i B pomiędzy tłokiem i cylindrem $N_{1,ct}^A, N_{1,ct}^B$ oraz tłoczyskiem i uszczelnieniem $N_{2,ct}^A$ działającą w punkcie A przeniesionym do punktu U i tłokiem i cylindrem $N_{2,ct}^B$ działającą w punkcie B, określa się z zależności:

$$N_{1,ct}^A = \frac{F}{l_t} r_B, \quad N_{1,ct}^B = \frac{F}{l_t} r_{1,A}, \quad N_{2,ct}^A = \frac{F r_B}{l_{tt} + l_c - x_w}, \quad N_{2,ct}^B = \frac{F r_{2,A}}{l_{tt} + l_c - x_w} \quad (2)$$

przy czym

$$\begin{aligned} r_{1A} &= \frac{x_w(l_{rt} - 0,5z_n d_c) - (l_{tt} - l_t)(l_{rt} + l_{rc})}{x}, \quad r_B = \frac{x_w(l_{rt} + 0,5z_n d_c) - l_{tt}(l_{rt} + l_{rc})}{x} \\ r_{2,A} &= \frac{-x_w(l_{rc} + 0,5z_n d_t) + l_c(l_{rt} + l_{rc})}{x}, \quad r_S = \frac{x_w l_{rt} - (l_{tt} - 0,5l_t)(l_{rt} + l_{rc})}{x} \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie $z_n = \text{sgn}(Fr_S)$ przyjmuje wartość +1 lub -1 zależnie od kierunku działania momentu sił reakcji względem punktu S leżącego na osi tłoka, równoodległego od jego pierścieni, przy czym odległość x osi par obrotowych O_c i O_t siłownika określa się z zależności

$$x = \sqrt{x_w^2 + (l_{rt} \pm l_{rc})^2} \quad (4)$$

gdzie dolny znak dotyczy układu z rys. 1b.

Siłę napędową F_{wn} działającą w osi siłownika pomniejsza się o siłę tarcia

$$F_w = F_{wn} - T_{1/2ct} \quad (5)$$

a następnie oblicza skorygowaną wartość siły napędowej działającej w osi łączącej punkty O_c i O_t

$$F = \frac{F_w x}{x_w} \quad (6)$$

Obliczoną wartość siły według zależności (5) podstawia się ponownie do zależności (1), z uwzględnieniem (6), (2), (3) i oblicza pierwsze przybliżenie wartości siły tarcia (przy pierwszej iteracji $T_{1/2ct} = 0$). Obliczenia wykonuje się do momentu, gdy różnica pomiędzy kolejnymi wynikami zawierać się będzie w przyjętym błędzie, po czym sprawność napędu η_n określa się ilorazem pracy siły F wykonanej na elementarnym przesunięciu Δx i pracy siły F_{wn} wykonanej na elementarnym przesunięciu Δx_w z zależności

$$\eta_n = \frac{F \Delta x}{F_{wn} \Delta x_w} \quad (7)$$

W celu wyznaczenia przebiegów sprawności i określenia wartości wymiarów, dla których układ jest samohamowny, napisano program komputerowy.

Wyniki obliczeń

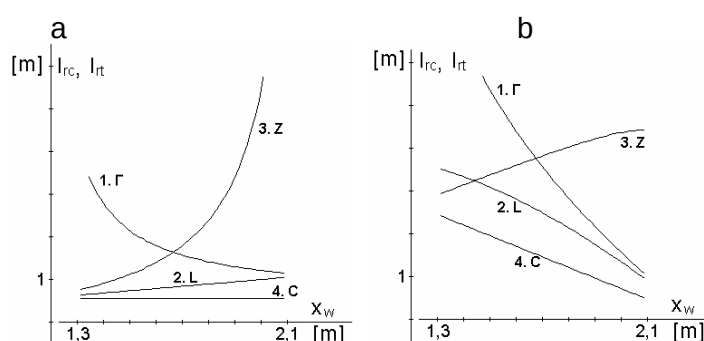
Dla układów przedstawionych na rysunkach 1a i 1b wyznaczono wartości wymiarów, dla których następuje samohamowność ruchu względnego tłoka w cylindrze oraz przebiegi sprawności. Do obliczeń przyjęto dane liczbowe: $d_c = 0,12$ m, $d_t = 0,08$ m, $s = 0,80$ m, $l_t = 0,12$ m, $\mu_{ct} = 0,11$, $\mu_{ut} = 0,30$.

Pozostałe wielkości określono w funkcji skoku s : $x_{wmax} = 2,54s = 2,032$ m, $x_{wmin} = 1,54s = 1,232$ m, $l_{tt} = l_c = 1,4s = 1,12$ m.

Obliczenia wykonano dla czterech wariantów przesunięcia osi par obrotowych poza oś siłownika:

- 1 (wariant Γ) – dla którego przyjęto wymiar $l_{rc} = 0$ a zmieniano wymiar l_{rt} ,
2. (wariant L) – dla którego przyjęto wymiar $l_{rt} = 0$ a zmieniano wymiar l_{rc} ,
3. (wariant Z) – dla którego zmieniano oba wymiary, przy czym $l_{rc} = l_{rt}$,
4. (wariant C) – dla którego zmieniano oba wymiary, przy czym $l_{rc} = -l_{rt}$.

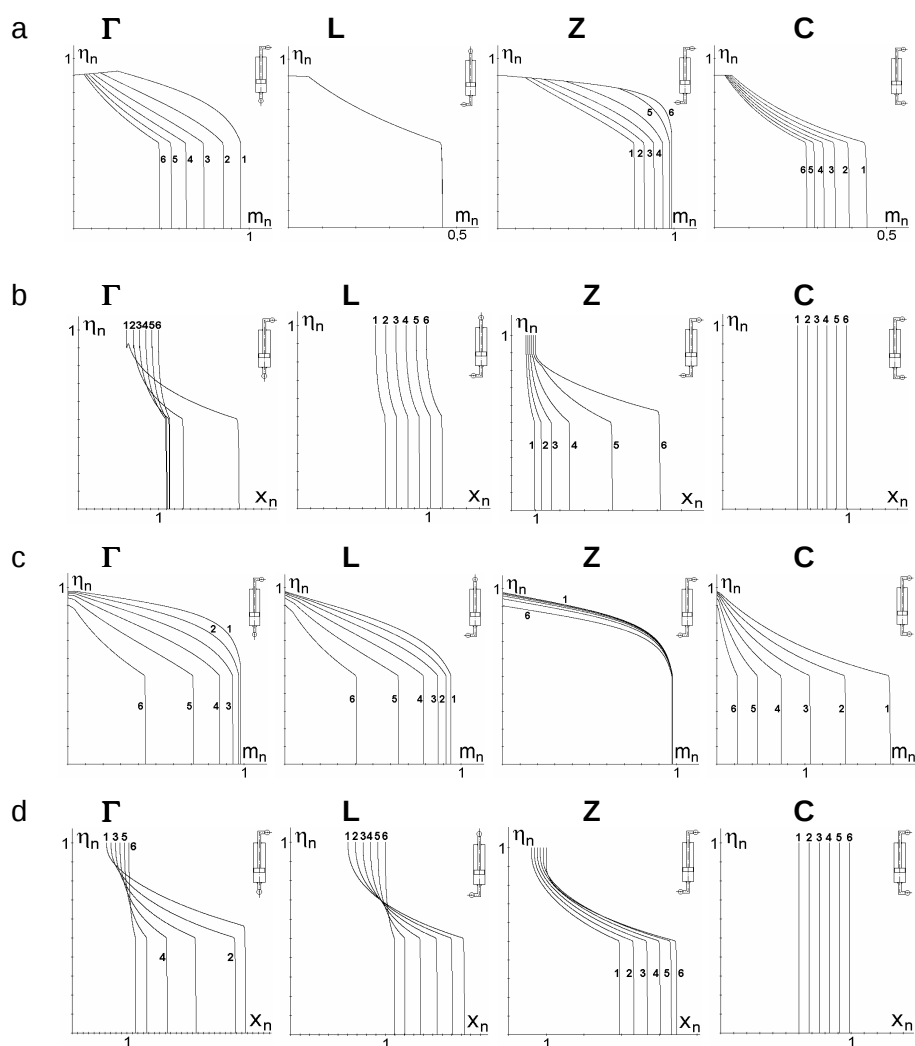
Wartości wymiarów l_{rt} , l_{rc} w funkcji odległości punktów O_c i O_t , dla których siła tarcia osiąga wartość siły napędowej przedstawione na rys. 2 dotyczą odpowiednio przypadków: –tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindrem (rys. 2a), tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindrem oraz pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem (rys. 2b).



Rys. 2. Geometryczne warunki samohamowności: a, b – opis w tekście

Fig. 2. Geometrical conditions of self-locking: a, b – explanations in text

W celu określenia wpływu wartości wymiarów l_{rc} i l_{rt} oraz wartości względnego położenia tłoka na sprawność, wykresy sprawności przedstawione na rysunku 3 wykonano odpowiednio w funkcji $m_n = (l_{rc} + l_{rt}) / x$ (rysunki a, c) oraz w funkcji $x_n = x / x_{wmax}$ (rysunki b, d) dla przypadków: – gdy tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindrem (rysunki a, b) – gdy tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindrem oraz pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem (rys. 3c, d).



Rys. 3. Wykresy sprawności mechanicznej: a, b, c, d i Γ , L, Z, C – opis w tekście
 Fig. 3. Plots of mechanical efficiency: a, b, c, d i Γ , L, Z, C – explanations in text

Obliczenia wykonano dla sześciu równoodległych względnych położień tłoka w cylindrze od x_{wmin} do x_{wmax} z krokiem co 0,16 m, zmieniając wymiary l_{rc} , l_{rt} od zera co 0,001 m do wystąpienia samohamowności. Numeracja przebiegów na poszczególnych wykresach określona jest kolejnością ich wykreślenia.

Analiza otrzymanych wyników

Na podstawie przedstawionych wyników można zauważyć następujące prawidłowości.

1. Dla przypadku, gdy tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindra:
 - sprawność silownika dla niewielkich wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} wynosi 90% i nie zależy od względnego położenia tłoka w cylindrze,
 - w miarę zwiększania wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} sprawność maleje, a charakter zmian i wartość sprawności dla wariantów Γ i Z zależy, a dla wariantów L i C nie zależy od wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} i względnego położenia tłoka w cylindrze, przy czym wrażliwość wpływu wymiarów l_{rt} i l_{rc} na wartość i charakter przebiegu sprawności dla wariantów Γ i Z jest mniejsza, a dla wariantów L i C jest większa,
 - wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} , dla których połączenie jest samohamowne, dla wariantów Γ , L i Z zależą, a dla wariantu C nie zależą od względnego położenia tłoka w cylindrze i w miarę wysuwu tłoka dla wariantów L i Z wzrastają, a dla wariantu Γ maleją, przy czym dla wariantu C są najmniejsze.
2. Dla przypadku, gdy tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindra oraz pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem:
 - największa sprawność silownika dla niewielkich wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} wynosi 98% i zależy od względnego położenia tłoka w cylindrze,
 - w miarę zwiększania wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} sprawność maleje, a charakter zmian i wartość sprawności dla wariantów Γ i L zależy, a dla wariantów Z i C nie zależy od wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} i względnego położenia tłoka w cylindrze, przy czym wrażliwość wpływu wymiarów l_{rt} i l_{rc} na wartość i charakter przebiegu sprawności dla wariantów Γ i Z jest mniejsza, dla wariantu L nieco większa, a dla wariantu C jest największa,
 - wartości wymiarów l_{rt} i l_{rc} , dla których połączenie jest samohamowne, dla wszystkich wariantów zależą od względnego położenia tłoka w cylindrze i w miarę wysuwu tłoka dla wariantów Γ , L i C maleją, a dla wariantu Z wzrastają.

Wnioski

Większą sprawność silownika, jak również korzystniejsze warunki współpracy tłoka i cylindra uzyskuje się, gdy tarcie wywiązuje się pomiędzy pierścieniem tłoka i cylindra oraz pomiędzy tłoczyskiem i uszczelnieniem. Samohamowność połączenia uzyskuje się łatwiej, gdy tarcie wywiązuje się

pomiędzy pierścieniami tłoka i cylindra. Do zastosowań praktycznych w mechanizmach samozaciskających lub blokujących, wykorzystujących zjawisko samohamowności, najkorzystniejszy wydaje się wariant C.

Bibliografia

Borkowski W., Konopka S., Prochowski L. 2001. *Dynamika maszyn roboczych*. WNT, Warszawa

Harlecki A. 2002. *Metoda analizy dynamicznej układów wieloczłonowych z tarcie suchym w parach kinematycznych*. Zeszyty Naukowe nr 2, Akademia Techniczno-Humanistyczna, Bielsko Biała

Morecki A., Knapczyk J., Kędzior K. 2002. *Teoria mechanizmów i manipulatorów*. WNT, Warszawa

Stryczek S. 1997. *Napęd hydrauliczny*. WNT, Warszawa

ANALYSIS OF THE EFFECT OF HYDRAULIC CYLINDER ROTATIONAL COUPLINGS UNALIGNMENT ON ITS MECHANICAL EFFICIENCY

Summary

The effect of axial alignment of hydraulic cylinder rotational pairs on its mechanical efficiency was analyzed. It was assumed that the reaction forces appear between piston rings and cylinder as well as between piston rod and the sealing. Four variants of unalignment were modeled: only one rotational pair is unaligned to cylinder axis (two cases) and both rotational pairs are shifted from cylinder axis (including two options – the shift to opposite direction or to the same direction). The friction forces were iteratively computed for the static balance conditions. Computed mechanical efficiency was plotted as a function of unalignment (normalized) for the interval from zero to value of device self-locking (when the efficiency is equal zero).

Key words: hydraulic cylinder, rotational pairs, friction, mechanical efficiency, self-locking

Recenzent – Adam Krysztofiak