

Walery Szuścik
Stanisław Szweda

WPLYW DŁUGOŚCI STOJAKÓW HYDRAULICZNYCH NA ICH WYTRZYMAŁOŚĆ

Streszczenie. Uwzględniając różne sposoby obliczania siły krytycznej układów prętowych pracujących na wyboczenie określono (przy założonym mimośrodzie działania obciążenia, wynikającym z kulistego zamocowania rdzennika i spodnika) wpływ wzajemnych obrotów stojaka oraz tulei osłonowych na jego wytrzymałość.

1. Wstęp

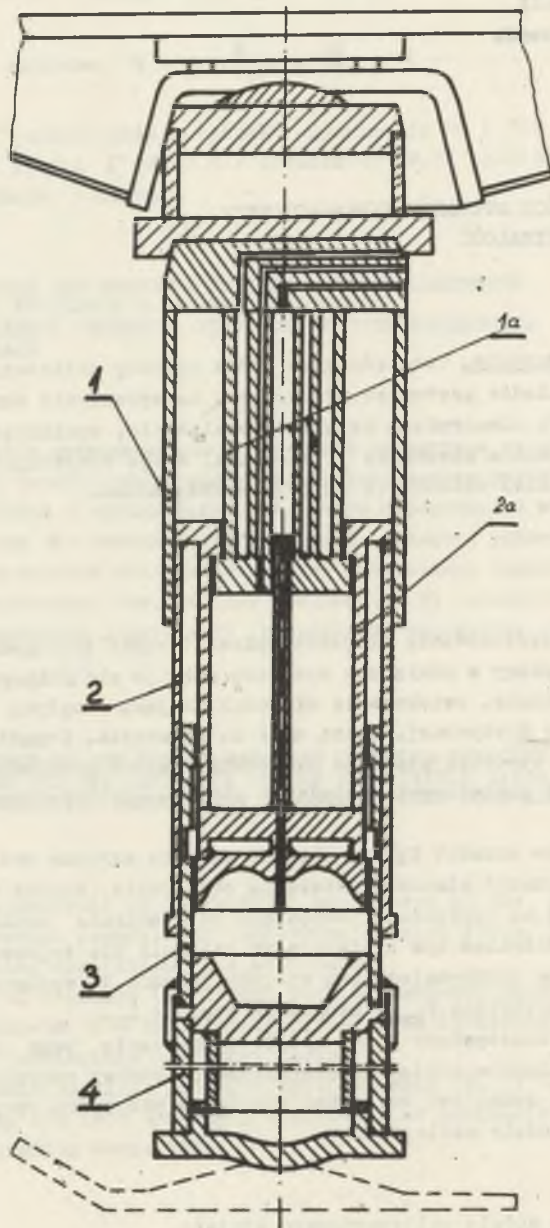
W celu przystosowania stojaków hydraulicznych pracujących w pokładach średnich do pracy w pokładach wysokich stosuje się różnego rodzaju przedłużacze. Oczywiście, zwiększanie długości stojaka wpływa na zmniejszenie wartości siły krytycznej, którą może on przenosić. Ponadto określając siłę krytyczną wysokich stojaków nie można pominąć powstałych wskutek wykaszowania luzów montażowych względnych obrotów współpracujących ze sobą elementów.

Występujące wskutek tychże obrotów ugięcia wstępne osi stojaka mogą znacznie zwiększyć mimośród działania obciążenia. Wzrost długości stojaka nie ma wpływu na naprężenia pochodzące od ciśnienia emulsji olejowej i dlatego zagadnieniem tym w niniejszym artykule nie zajmowano się, ograniczając analizę wytrzymałościową stojaka jedynie do wyznaczenia zależności między siłą krytyczną P_{kr} a długością stojaka L_T .

Mimo że przedstawiony tutaj sposób wyznaczania tego związku oparty jest na przykładzie stojaka hydraulicznego obudowy zmechanizowanej "Fazos" [3] (rys. 1), można zeń korzystać również w przypadku stojaków mających analogiczne modele obliczeniowe.

2. Określenie modelu obliczeniowego stojaka

Jedną z wielu przyczyn poważnie utrudniających ściślej określenie siły krytycznej jest konieczność przyjmowania wielu założeń upraszczających u-

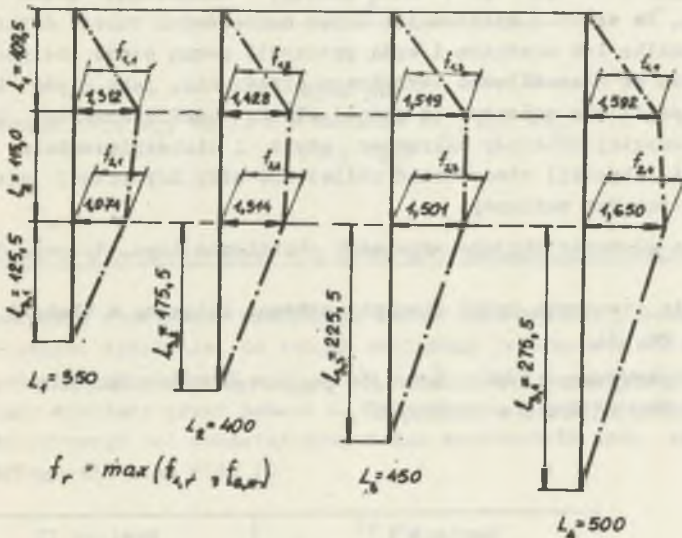


Rys. 1

1, 1a - rdzennik, 2, 2a - średnik, 3 - spednik, 4 - przedłużacz

możliwiających analityczne opisanie stojaka.

Jednym z ważnych parametrów określających pracę stojaka jest ramie działania (mimośród) obciążenia. Składa się nań wspomniane wyżej wstępne ugięcie osi stojaka - f_x (rys. 2) oraz mimośród występujący na powierzchniach kulistych głowicy i stopy stojaka f_0 , spowodowany nierównomiernym rozkładem sił tarcia na powierzchniach styku stojaka ze stropnicą i spągnią. W przypadku stojaka FAZOS na podstawie [4] i [5] przyjęto, że mimośrodowość występująca na stopie i głowicy wynosi $f_0 = 2$ cm, zaś wartości f_x wyznaczono korzystając z [6] (postać wstępnych linii ugięcia pokazano na rys. 2, a wartość f_x podano w tabeli 1).



Rys. 2

Tabela 1

x	l_x /cm/	f_x /cm/	$l_{3,x}$
1	350	1,312	125,5
2	400	1,428	175,5
3	450	1,519	225,5
4	500	1,650	275,5

Pomimo to że strzałka ugięcia wstępnego

$$m = f_0 + f_x$$

występuje tylko w jednym punkcie długości stojaka (rys. 2),

we wszystkich przeprowadzonych obliczeniach wytrzymałościowych przyjęto, że mimośród obciążenia stojaka wynosi m na całej jego długości, ze względu na to, że po pewnym okresie czasu pracy stojaka, na skutek zużycia powierzchni współpracujących ze sobą, istnieje możliwość wystąpienia większych ugięć wstępnych niż f_x oraz z uwagi na "punktowe" stykanie się elementów po obrocie, jak również na nieznaną charakterystyk sprężystych elementów uszczelniających.

Elementem w istotny sposób wpływającym na model obliczeniowy stojaka FAZOS są tuleje osłonowe. Jak widać, na rys. 1 mają one postać cienkich rur o dużej średnicy jednym końcem sztywno związanych - odpowiednio - ze środkiem lub spodnikiem. Drugi koniec tulei osłonowej jest końcem wolnym wtedy, gdy os stojaka jest linią prostą. Analizując pracę stojaka stwierdzono, że wskutek wykasowania luzów montażowych tuleje dotkną odpowiednio spodnika lub środka i będą przenosić pewną część obciążenia.

Ze względu na niemożliwość dokładnego określenia, jaką część obciążenia przenoszą tuleje osłonowe (z jednej strony wysokie momenty bezwładności, a z drugiej punktowy charakter styku i niebezpieczeństwo utraty stateczności lokalnej) zdecydowano obliczenie siły krytycznej przeprowadzić przyjmując dwa warianty:

- 1) wszystkie elementy stojaka przenoszą obciążenie (rys. 1, poz. 1, 1a, 2, 2a, 3)
- 2) obciążenie przenoszą tylko elementy sztywno związane z tłokami (rys. 1 poz. 1a, 2a, 3).

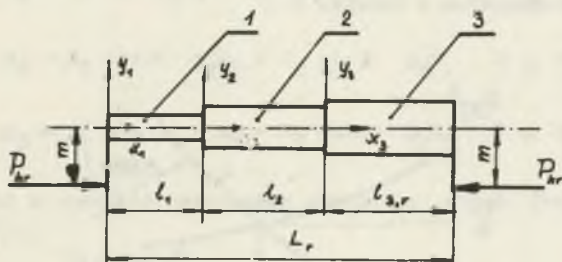
(Własności wytrzymałościowe przekrojów poszczególnych elementów stojaka w obu przypadkach podane w tabelicy 2)

Tabelica 2

	Wariant I			Wariant II		
	J [cm ⁴]	S [cm ²]	Wg [cm ³]	J [cm ⁴]	S [cm ²]	Wg [cm ³]
Rdzennik	2559	86	235	289	28	57
Środek	3350	94	330	1144	43	148
Spodnik	2532	67	273	2532	67	273

Taki sposób postępowania pozwala na określenie wpływu tulei osłonowych na P_{kr} oraz wyznaczyć przedział wartości sił zawierający rzeczywistą siłę krytyczną.

Ostatecznie przyjęty model obliczeniowy pokazano na rys. 3. We wszystkich wersjach stojaka FAZOS długości rdzennika i środka są takie same i wynoszą odpowiednio $l_1 = 109,5$ cm, $l_2 = 115,0$ cm. Długości spodnika z przedłużaczem (o tym samym przekroju jak rura spodnika), zmieniające się w zależności od założonej całkowitej wysokości stojaka, podano również w tabelicy 1.



Rys. 3.

1 - rdzennik (J_1, S_1, W_{G1}), 2 - środek (J_2, S_2, W_{G2}), 3 - spodnik (J_3, S_3, W_{G3})

3. Określenie sił krytycznych dla przypadku ściskania mimośrodowego [3]

Zagadnienie rozwiązano przyjmując model obliczeniowy pokazany na rys.3 oraz dodatkowe założenie, że stojak obciążony jest osiową siłą ściskającą P_{kr} i momentem skupionym $K = P_{kr} \cdot (m + y)$, gdzie y - strzałka ugięcia osi stojaka wywołana przez moment K . Korzystając z metody całkowania równania różniczkowego osi odkształconej można wyprowadzić wzór uzależniający strzałkę ugięcia y od siły P :

$$P = \frac{y}{u} \frac{2E J_1}{\frac{1}{L_2} J_1 l_1 + l_1} \quad (1)$$

gdzie

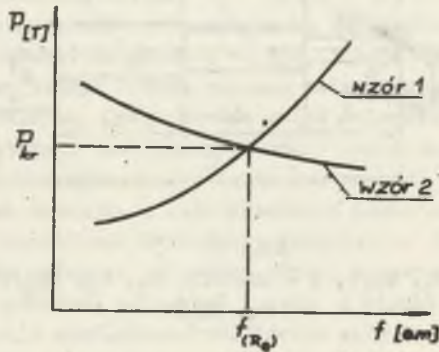
$$u = \frac{l_2^2}{3} + \frac{l_2^2 + 2l_2 l_{3,r}}{J_2} - \frac{l_1^2}{J_1}$$

$u = y + m = y + f_0 + f_x$ (Pozostałe symbole - patrz rys. 3)

Za obciążenie krytyczne przyjęte taką siłą P , która działając na ramieniu $(f_0 + f_x + y)$ spowodowałaby wystąpienie w skrajnym włóknie pręta naprężeń na granicy plastyczności. Czyli

$$P_{kr} = \frac{R_0}{\frac{f_0 + f_x + y}{W_{G1}} + \frac{1}{S_1}} \quad (2)$$

Korzystając z tych dwóch wzorów, określono dla każdego L_x , metodą wykreślną (jak przykładowo pokazano to na rys. 4), wartość siły krytycznej oraz maksymalnej strzałki ugięcia pręta. Wyniki tak przeprowadzonych obliczeń - P_{kx} zamieszczone w tabelicy 3.



Rys. 4

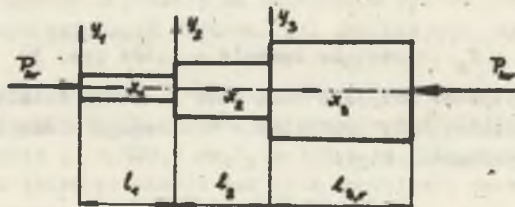
4. Smukłość następcza stojaka

Model stojaka przyjęty do rozważań przedstawiono na rys. 5. Przyjęto następujące dodatkowe oznaczenia.

$$\frac{J_2}{J_1} = \nu^2 \quad \frac{J_3}{J_1} = \mu^2 \quad l_1 = l, \quad l_2 = \alpha l, \quad l_{3x} = \beta_x l$$

$$p_x = \sqrt{\frac{P}{EJ_1}} \quad p_2 = \sqrt{\frac{P}{EJ_2}} = \kappa p_x \quad p_3 = \sqrt{\frac{P}{EJ_3}} = \nu p_x$$

$$\kappa = \frac{p_2 l}{p_x l} = \sqrt{\frac{1}{\nu^2}} \quad \nu = \sqrt{\frac{1}{\mu^2}}$$



Rys. 5

Pe scałkowaniu równań różniczkowych osi odkształconej otrzymuje się równanie osi ugiętej pręta w postaci (1)

$$y_1 = A_1 \sin p_x x_1 + B_1 \cos p_x x_1 \quad 0 \leq x_1 \leq l$$

$$y_2 = A_2 \sin \alpha p_x x_2 + B_2 \cos \alpha p_x x_2 \quad 0 \leq x_2 \leq \alpha l$$

$$y_3 = A_3 \sin \nu p_x x_3 + B_3 \cos \nu p_x x_3 \quad 0 \leq x_3 \leq \beta l$$

Po skorzystaniu z warunków brzegowych otrzymano układ liniowych równań jednorodnych (3).

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= 0 \\ A_1 \sin p_x l - B_2 &= 0 \\ A_1 \cos p_x l - \alpha A_2 &= 0 \\ A_2 \sin \delta p_x l + B_2 \cos \delta p_x l - B_3 &= 0 \\ A_2 \cos \delta p_x l - B_2 \sin \delta p_x l - \delta A_3 &= 0 \\ A_3 \sin \eta p_x l + B_3 \cos \eta p_x l &= 0 \end{aligned} \right\} (3)$$

gdzie:

$$\delta = \alpha \cdot \alpha, \quad \eta = \nu \cdot \beta_x, \quad \delta = \frac{\nu}{\alpha}$$

Korzystając z twierdzenia Crammora wyznaczono zależność, którą musi spełnić parametr p_x , aby układ równań (3) posiadał co najmniej jedno rozwiązanie niezerowe.

$$\operatorname{tg} \eta p_x l = \frac{\delta \operatorname{tg} \delta p_x l + \alpha \delta \operatorname{tg} p_x l}{\alpha \operatorname{tg} p_x l \cdot \operatorname{tg} \delta p_x l - 1}$$

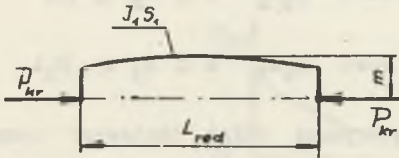
Równanie to rozwiązano metodą graficzną dla poszczególnych β_x . Dla otrzymanej wartości p_x określone smukłość zastępczą, czyli smukłość, jaką posiadałby pręt o przekroju takim jak rdzennik stojaka, przenoszący to samo obciążenie.

Ponieważ

$$p_x = \sqrt{\frac{P_{K1}}{EJ_1}}$$

stąd

$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{S_1} = P_r^2 E \frac{J_1}{S_1}$$



Rys. 6

del obliczeniowy stojaka (rys. 6).

Zakładając słuszność wzoru Eulera otrzymuje się

$$s_{zast, r} = \frac{\pi}{P_r} \sqrt{\frac{S_1}{J_1}}$$

Korzystając z obliczonej tak wartości s_{zast} można znacznie uprościć model

5) Określenie siły krytycznej za pomocą wykresów wybojeniowych [1]

Wykorzystano tutaj wykres wybojeniowy analogiczny, jak w pracy [1]. Korzystając z niego wyznaczono wartości σ_{kr} dla poszczególnych $s_{zast, r}$ [1]. Maksymalne naprężenie w przęcie nie może przekroczyć σ_{kr} . Stąd też wg [1]

$$P_{kr} = \frac{\sigma_{kr}}{\frac{1}{S_1} + \frac{m}{W_{g1}}}$$

Wartości P_{kr} oraz $s_{zast, r}$ podano w tabelicy 3.

6) Określenie siły krytycznej przy pomocy zależności analitycznych [2]

Korzystamy również z przedstawionego wyżej uproszczonego modelu stojaka.

Maksymalne naprężenie normalne wynosi

$$\sigma_{max} = \frac{P}{S_1} + \frac{M_g \cdot c}{J_1}$$

gdzie:

c - odległość maksymalnie ściskanego włókna od osi obojętnej,

$M_g = P \cdot m \cdot \sec \left[\frac{l_{red}}{2} \sqrt{\frac{P_{kr}}{E J_1}} \right]$ - maksymalny moment zginający [2]

Za obciążenie krytyczne przyjęto taką siłę $P = P_{kr}$, dla której

$$c_{\max} = R_e.$$

Na podstawie tej zależności otrzymano równanie

$$\frac{P_{kr} \cdot m \cdot e}{i^2 / R_e \cdot S_1 - P_{kr}} = \cos \left[\frac{l_{red}}{2} \sqrt{\frac{P_{kr}}{E I_1}} \right]$$

gdzie:

$$i = \sqrt{\frac{J_1}{S_1}} - \text{promień bezwładności,}$$

które rozwiązano graficznie. Uzyskane w ten sposób wartości P_{kr} zebrano w tabelicy 3.

Tabela 3

L _r cm	SIŁA KRYTYCZNA						Smukłość zastępcza	
	Określona dla przypadku prostego zginania pręta		Określona przy pomocy wykresów wybożeniowych		Określona przy pomocy zależności analitycz.		I	II
	I	II	I	II	I	II		
350	157	41	184	48	153	41	52,44	69,34
400	147	39	175	42	139	39	60,86	73,06
450	137	37	148	37	120	37	73,20	76,43
500	130	36	93	33	98	35	89,44	79,62
Wykres nr na rys. 7	1	2	3	4	5	6		

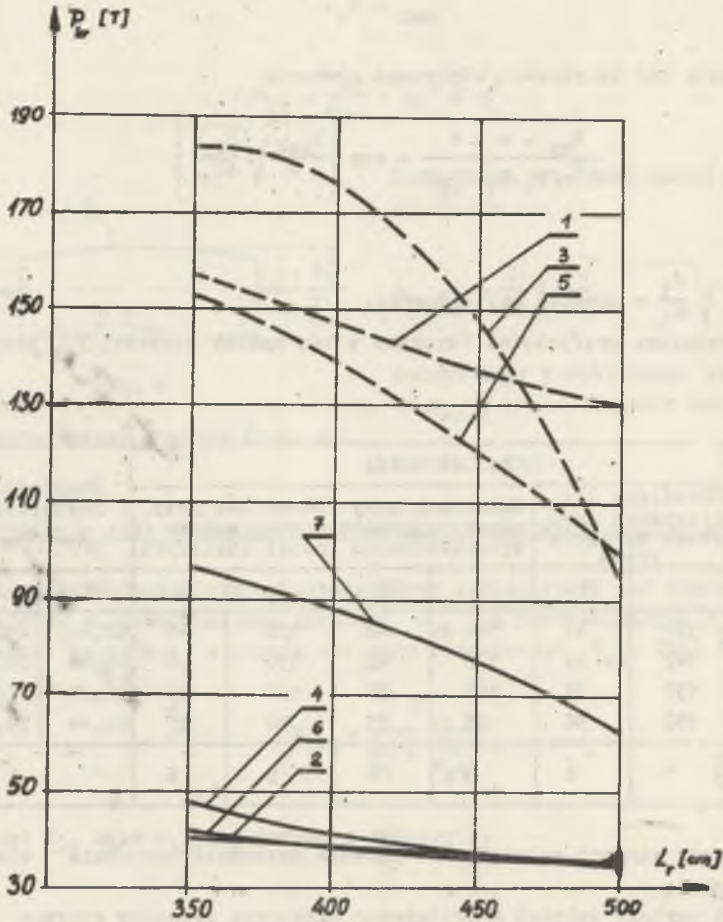
I - pierwszy wariant założeń - obciążenie przenoszą wszystkie elementy stojaka

II - drugi wariant założeń - obciążenie przenoszą elementy sztywno związane z tłokami.

Przedstawione wyżej wzory można sprowadzić do nieco prostszej postaci przyjmując założenie, że obciążenie przenoszą wszystkie elementy stojaka (I wersja), gdyż $J_1 \approx J_3$.

7. Zakończenie i wnioski

Wartości P_{kr} obliczone różnymi metodami przy przyjęciu obu wersji założeń zebrano w tabelicy 3 oraz zilustrowano wykresami (rys. 7). Krzywe pokazane na tym rysunku można wyraźnie podzielić na dwie grupy. Z tak dużej różnicy między wartościami siły krytycznej obliczonymi przy różnych założeniach wynika potrzeba dokładnego określenia wielkości obciążenia przenoszonego przez tuleje osłonowe.



Rys. 7

Obeonie można jedynie stwierdzić, że rzeczywista siła krytyczna znajduje się w przedziale ograniczonym przez krzywe 1-6 (rys. 7):

Przybliżone wartości rzeczywistych sił krytycznych przedstawiono na rysunku 7 w postaci krzywej 7. Dokładne sprawdzenie poprawności przebiegu tej krzywej możliwe jest jedynie na drodze badań laboratoryjnych przeprowadzonych przy zachowaniu warunków badań ściśle odpowiadających zależnościom obliczeniowym.

LITERATURA

- [1] Szuścik W., Kuczyński J.: Wytrzymałość materiałów - Skrypt Pol. Śląskiej - 1973.

- [2] Timoshenko S., Gere J.M.: Teoria stateczności sprężystej - Arkady - Warszawa 1963
- [3] Szuścik W., Bąk J., Radzik Br., Szweđa St.: Ekspertyza obliczeniowa stojaka hydraulicznego obudowy licencyjnej FAZOS - praca niepublikowana
- [4] Obliczenie wytrzymałościowe stojaka obudowy licencyjnej FAZOS -COPKMG - KOMAG - praca niepublikowana
- [5] Obliczenie statyczne stojaka hydraulicznego HEMSCHIEDT - praca niepublikowana
- [6] Licencyjna dokumentacja techniczna stojaka hydraulicznego FAZOS - praca niepublikowana.

ВЛИЯНИЕ ДЛИНЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СТОЕК НА ИХ ПРОЧНОСТЬ

Р е з ю м е

Учитывая разные способы расчёта критической силы стержневых систем, работающих на продольный изгиб, определено (при заданном эксцентрикe действия нагрузки, возникшем из шаровидного закрепления верхней части раздвижной крепёжной стойки и нижней части раздвижной стойки) влияние взаимных оборотов элементов стойки, а также защитной муфты на её прочность.

INFLUENCE OF HYDRAULIC STANDS LENGTH ON THEIR STRENGTH

S u m m a r y

The paper deals with the problem of several ways of calculation of critical force in rods system, working in a determined way on a buckling (with the assumed circular cam of loading activity, resulting from the globular fastening of core print and lower prop). The authors discussed also influence of mutual revolutions of some stand's parts and protective sleeves on its strength.