

ANDRZEJ KOSUCKI
TOMASZ WOLSKI

Badania symulacyjne mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej z kompensacją ukosowania

Wstęp

Jednym z negatywnych zjawisk zachodzących podczas jazdy suwnicy jest jej zukosowanie. Polega ono na nieprostym ustawieniu osi wzdłużnej mostu suwnicy względem osi torowiska. Przyczyny zukosowania suwnicy względem toru w czasie jazdy są następujące:

- niedokładności geometryczne ustroju nośnego suwnicy, torowiska i kół jezdnych (wynikające z tolerancji wykonania oraz ze zużycia)
- niesymetryczne obciążenia ustroju suwnicy wynikające z położenia wózka na moście, parcia wiatru, wahań ładunku itp.
- nierówność sił napędowych po obu stronach suwnicy wynikająca z niesymetryczności układu hydraulicznego.

Podczas jazdy suwnicy następuje wzajemne przesunięcie linii działania wypadkowych sił, powstaje moment sił poziomych, który wymusza obrót suwnicy. Ma to niekorzystny wpływ na pracę suwnicy, a jego konsekwencjami są:

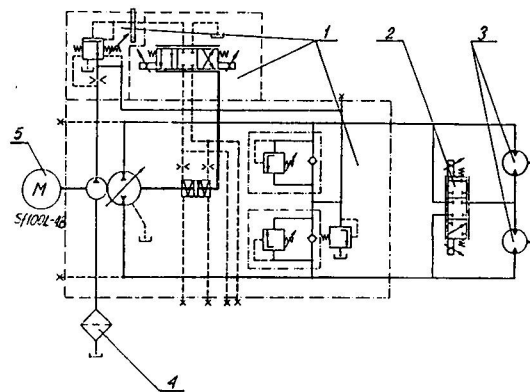
- większe obciążenie ustroju nośnego suwnicy i powstanie odkształceń sprężystych ustroju
- szybsze zużywanie się kół jezdnych i szyn torowiska
- większe zużycie energii przez mechanizm jazdy
- mniejsza dokładność pozycjonowania suwnicy.

Dlatego celowe jest zastosowanie układu kompensującego powstające w czasie ruchu zukosowanie przez wymuszenie takich prędkości jazdy obu czołownic, aby oś mostu suwnicy doprowadzić do położenia prostopadłego względem osi torowiska. Innym rozwiązaniem, stosowanym obecnie jest zastosowanie wyłączników krańcowych wyłączających napęd jazdy w przypadku przekroczenia dopuszczalnego kąta zukosowania wynikającego z dopuszczalnych naprężeń od sił bocznych. Jest to forma zabezpieczenia przed stanami awaryjnymi lecz nie chroni przed ujemnymi skutkami zukosowania w granicach dopuszczalnych ze względu na bezpieczeństwo.

Hydrostatyczny układ napędowy suwnicy

Zaprojektowano hydrostatyczny napęd mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej umożliwiający ciągłą kompensację zukosowania mostu — schemat hydrauliczny napędu pokazano na rys. 1. W układzie zastosowano przekładnię hydrostatyczną o obiegu zamkniętym z pompą o zmiennej wydajności z dwoma silnikami hydraulicznymi połączonymi szeregowo.

Asynchroniczny silnik pierwotny 5 napędza zespół pompy o zmiennej wydajności jednostkowej 1, pracującej w układzie o obiegu zamkniętym z dwoma silnikami o stałej chłonności 3 połączonymi szeregowo, napędzającymi zestawy kołowe w obu czołownicach suwnicy. Układ wyposażono w proporcjonalny rozdzielacz kompensacyjny 2, który



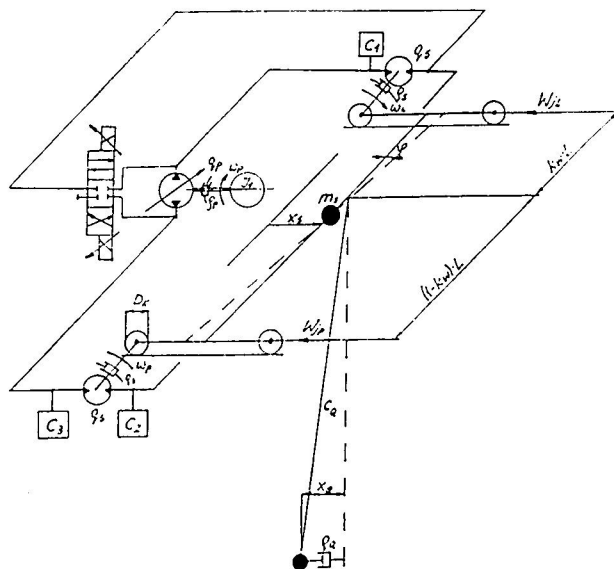
Rys. 1. Schemat układu hydraulicznego mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej

ma za zadanie bocznikować jeden z silników hydraulicznych, w zależności od sygnału z układu pomiarowego położenia suwnicy.

Model mechanizmu jazdy

Model mechanizmu jazdy mostu suwnicy pomostowej przedstawiono na rys. 2. W modelu przyjęto następujące założenia:

- most suwnicy potraktowano jako ciało sztywne
- ustrój nośny suwnicy sprowadzono do układu o masach skupionych
- masy ruchomych elementów modelu potraktowano jako skupione
- więzi łączące poszczególne elementy są sprężyste



Rys. 2. Model dynamiczny mechanizmu jazdy mostu suwnicy pomostowej

Dr inż. Tomasz Wolski jest adiunktem, a mgr inż. Andrzej Kosucki asystentem w Zakładzie Maszyn Roboczych Ciężkich Instytutu Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej.

- tłumienie ma charakter wiskotyczny
- wahania zawieszonoego na linach ładunku są małe
- lina jest nieważka i ma stałą długość
- opór powietrza ładunku jest proporcjonalny do jego prędkości
- przecieki w układzie hydraulicznym są proporcjonalne do różnicy ciśnień w gałęziach obwodu
- asynchroniczny silnik elektryczny pracuje na stabilnej części charakterystyki mechanicznej
- pominięto zjawiska falowe w obwodach hydraulicznych
- nie uwzględniono pulsacji pompy oraz nierównomierności obrotów silnika hydraulicznego.

Dla modelu mechanizmu jazdy suwnicy wraz z przekładnią hydrostatyczną i układem kompensacji ukosowania przyjęto następujące parametry: m_d — masa dźwigara, $m_{cl} = m_{cp}$ — masa czołownicy (odpowiednio lewej i prawej), m_w — masa wózka, m_Q — masa ładunku i zblocza, J_1 — moment bezwładności silnika elektrycznego, c_Q — sztywność pozioma zawieszenia ładunku, M_n — moment znamionowy silnika elektrycznego, ω_o — prędkość synchroniczna silnika elektrycznego, ω_n — prędkość znamionowa silnika elektrycznego, q_{pm} — maksymalna wydajność jednostkowa pompy, q_s — chłonność jednostkowa silnika hydrostatycznego, a — współczynnik przecieków wewnętrznych przekładni hydrostatycznej, a_a — współczynnik przecieków wewnętrznych silnika hydraulicznego, q_p — współczynnik tarcia wiskotycznego zespołu pompy, q_s — współczynnik tarcia wiskotycznego silnika hydraulicznego, q_Q — współczynnik tłumienia wahań ładunku, k_1 — współczynnik oporności hydraulicznej, D_k — średnica koła jezdnego suwnicy, i_r — przełożenie reduktora, L — rozpiętość suwnicy, L_d — długość dźwigara suwnicy, L_c — długość czołownicy suwnicy.

Wartości liczbowe parametrów określono na podstawie danych technicznych rzeczywistej suwnicy pomostowej o udźwigu $Q = 500$ kN, rozpiętości $L = 14$ m i wysokości podnoszenia $H = 20$ m. Wartości współczynników przecieków oraz tłumienia wyznaczono z danych katalogowych elementów i wyników badań własnych (wartości parametrów podano w pracy [1]).

Przyjęto następujące zmienne stanu układu: p — różnica ciśnień na wlocie i wylocie pompy, ω_p — prędkość kątowna pompy, v_s — prędkość środka masy suwnicy, ω_y — prędkość kątowna suwnicy w płaszczyźnie poziomej, v_Q — prędkość ładunku w kierunku ruchu mostu, φ — kąt obrotu suwnicy w płaszczyźnie poziomej, x_Q — przemieszczenie ładunku względem mostu, x_s — przemieszczenie środka ciężkości mostu suwnicy, x_R — przesunięcie suwaka rozdzielacza kompensującego, p_l, p_p — różnice ciśnień na wlocie i wylocie odpowiednio lewego i prawego silnika hydraulicznego.

Jako wielkość sterującą przyjęto wydajność jednostkową pompy q_p .

Opisu matematycznego modelu dokonano na podstawie równań ruchu Newtona dla elementów posiadających masy oraz równań bilansu przepływu w obwodach hydraulicznych. Opis przedstawiono w przestrzeni zmiennych stanu:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{2 i_r q_s}{D_k c_1} V_s - \frac{2 i_r q_s x_c}{D_k c_1} \omega_y + \frac{1}{c_1} q_p \omega_p - \frac{a}{c_1} p - \\ &+ \frac{k_{sl} a_a}{c_1} p_l - \frac{1}{c_1} Q_{Rl} \\ \frac{dp_p}{dt} &= \frac{2 i_r q_s L}{D_k c_2} \omega_y + \frac{k_{sl} a_a}{c_2} p_l - \frac{k_{sp} a_a}{c_2} p_p + \frac{1}{c_2} Q_{Rl} - \frac{1}{c_2} Q_{Rp} \\ \frac{d\omega_p}{dt} &= -\frac{q_p}{J_1} p + \left[\frac{q_p}{J_1} - \frac{M_n}{J_1 (\omega_o - \omega_n)} \right] \omega_p - \frac{k_1}{J_1} q_p^3 \omega_p^2 + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \frac{M_n \omega_o}{J_1 (\omega_o - \omega_n)} \\ \frac{dV_s}{dt} &= \frac{8 i_r^2 q_s}{D_k^2 m_s} V_s + \frac{4 i_r^2 q_s (L - 2 x_c)}{D_k^2 m_s} \omega_y - \frac{c_Q}{m_s} x_Q + \\ &+ \frac{2 i_r q_s}{D_k m_s} p_l + \frac{2 i_r q_s}{D_k m_s} p_p - \frac{W_{jl}}{m_s} k_{jl} - \frac{W_{jp}}{m_s} k_{jp} \\ \frac{d\omega_y}{dt} &= \frac{4 i_r^2 q_s (L - 2 x_c)}{D_k^2 J} V_s - \frac{4 i_r^2 q_s [(L - x_c)^2 - x_c^2]}{D_k^2 J} \omega_y - \\ &+ \frac{c_Q (k_w L - x_c)}{J} x_Q + \frac{2 i_r q_s x_c}{D_k J} p_l - \frac{2 i_r q_s (l - x_c)}{D_k J} p_p - \\ &+ \frac{W_{jl} x_c k_{jl}}{J} + \frac{W_{jp} (L - x_c) k_{jp}}{J} \\ \frac{dV_Q}{dt} &= -\frac{q_Q}{m_Q} V_Q |V_Q| + \frac{c_Q}{m_Q} x_Q \\ \frac{d\varphi}{dt} &= \omega_p \\ \frac{dx_Q}{dt} &= V_s + (x_c + k_w L) \omega_y - V_Q \\ \frac{dx_s}{dt} &= V_s \\ \frac{dx_R}{dt} &= \frac{k_{xr}}{T_l} \varphi - \frac{l}{T_l} x_R \end{aligned}$$

Równania te są słuszne dla różnicy ciśnień na wlocie i wylocie pompy $p > 0$. W przypadku $p < 0$ tzn. przy odwrotnym kierunku obciążenia mechanizmu zmieniają się dwa pierwsze równania wynikające z bilansu przepływu w układzie hydraulicznym i przyjmują postać:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= -\frac{2 i_r q_s}{D_k c_3} V_s + \frac{2 i_r q_s (L - x_c)}{D_k c_3} \omega_y + \frac{1}{c_3} q_p \omega_p - \\ &+ \frac{a}{c_3} p - \frac{k_{sp} a_a}{c_3} p_p - \frac{1}{c_3} Q_{Rp} \\ \frac{dp_l}{dt} &= -\frac{2 i_r q_s L}{D_k c_2} \omega_y - \frac{k_{sl} a_a}{c_2} p_l + \frac{k_{sp} a_a}{c_2} p_p + \frac{1}{c_2} Q_{Rl} - \\ &+ \frac{1}{c_2} Q_{Rp} \end{aligned}$$

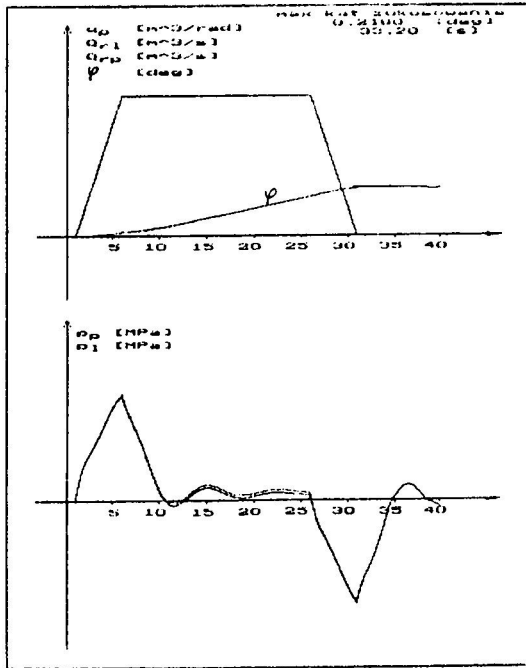
Model rozwiązano metodą Rungego-Kutty IV rzędu, korzystając z komputera IBM PC.

Wyniki badań symulacyjnych

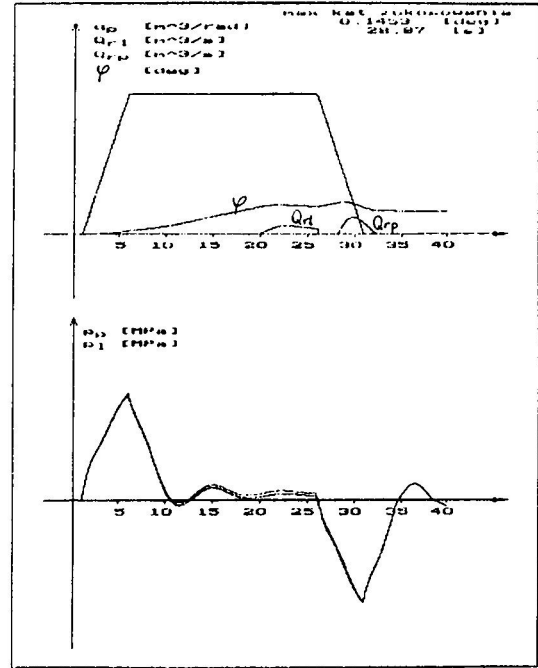
Badania symulacyjne mechanizmu jazdy dotyczyły wpływu wybranych zakłóceń na ukosowanie suwnicy i możliwości zmniejszenia tego ukosowania przy użyciu zaproponowanego układu kompensującego. Prowadzono je dla cyklu roboczego, w którym rozruch i hamowanie odbywa się przy liniowej zmianie funkcji sterującej. Przyjęto czas rozruchu i hamowania: $t_r = t_h = 5$ s.

Przykładowe przebiegi czasowe kąta ukosowania φ , wydajności pompy q_p i natężenia przepływu przez rozdzielacz proporcjonalny Q_{rl} , q_{rp} oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych — odpowiednio p_p i p_l przedstawiono na rys. 3, 4, 5, 6, 7.

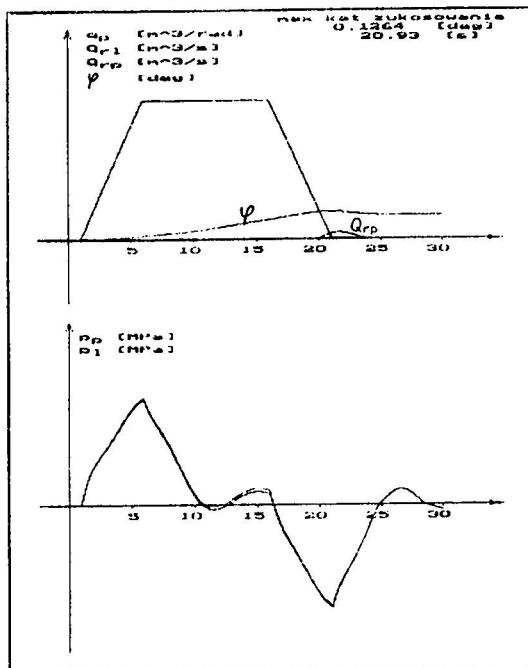
Przy ustawieniu wózka suwnicowego na środku mostu ($k_w = 0,5$) i wyłączono układu kompensującego kąt zu-



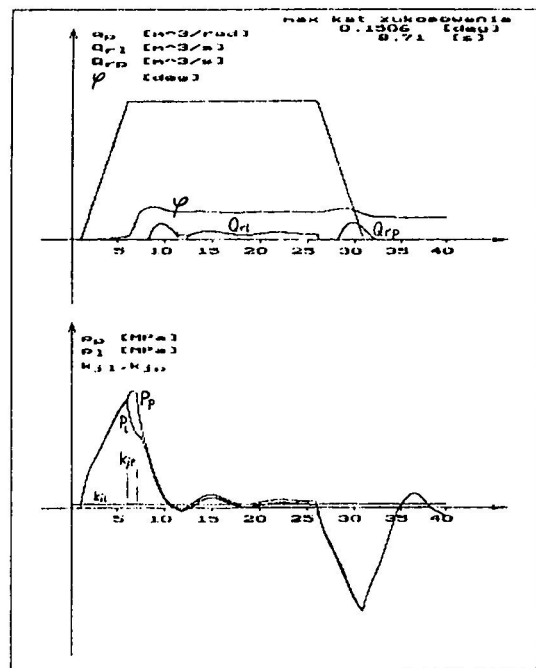
Rys. 3. Przebieg kąta ukosowania φ , wydajności jednostkowej pompy q_p , natężenia przepływu przez rozdzielacz Q_{r1}, r_p oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych p_p i p_l dla układu bez kompensacji i $k_w = 0,5$



Rys. 5. Przebieg kąta ukosowania φ , wydajności jednostkowej pompy q_p , natężenia przepływu przez rozdzielacz Q_{r1}, r_p oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych p_p i p_l dla układu z kompensacją, $k_w = 0,5$ i zmianą kierunku obciążenia podczas pracy układu kompensującego



Rys. 4. Przebieg kąta ukosowania φ , wydajności jednostkowej pompy q_p , natężenia przepływu przez rozdzielacz Q_{r1}, r_p oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych p_p i p_l dla układu z kompensacją i $k_w = 0,5$



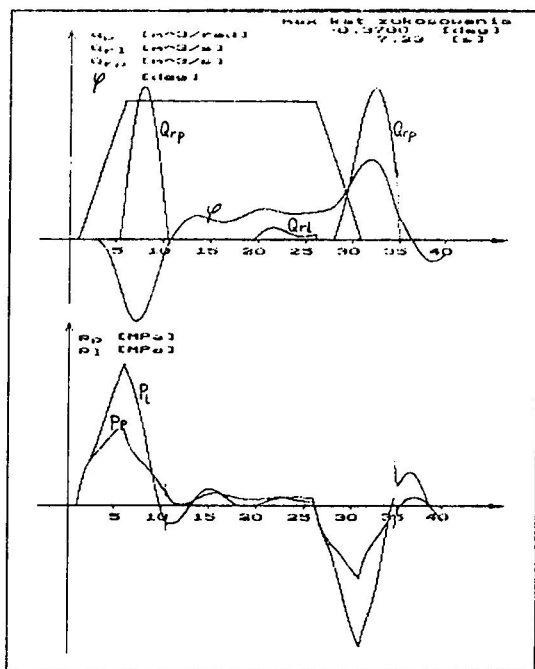
Rys. 6. Przebieg kąta ukosowania φ , wydajności jednostkowej pompy q_p , natężenia przepływu przez rozdzielacz Q_{r1}, r_p oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych p_p i p_l dla układu z kompensacją, $k_w = 0,5$ oraz współczynników oporu ruchu k_{j1} i k_{jp}

kosowania w czasie cyklu roboczego rośnie osiągając wartość $\varphi_{max} = 0,218$ deg, a przebiegi ciśnień p_p i p_l są bardzo zbliżone (rys. 3).

Wprowadzenie układu kompensującego zukosowanie powoduje, po osiągnięciu przez suwnicę granicznej wartości kąta zukosowania, pojawienie się przepływu Q_{r1} przez rozdzielacz kompensujący, bocznikującego jeden z silników. Zukosowanie ograniczone zostaje do wartości $\varphi_{max} = 0,121$ deg (rys. 4). Widoczne na wykresie opóźnienie reakcji

układu kompensującego na zukosowanie oraz utrzymywanie się pewnego zukosowania po zamknięciu przepływu przez rozdzielacz wynika z istnienia strefy nieczułości układu kompensującego.

Zmiana kierunku obciążenia mechanizmu, np. przejście ze stanu napędu w stan hamowania podczas pracy układu kompensującego powoduje zmianę przepływu bocznikującego z jednego na drugi silnik (rys. 5). Praca układu kompensacyjnego w wymienionych przypadkach powoduje tyl-



Rys. 7. Przebieg kąta ukosowania φ , wydajności jednostkowej pompy q_p , natężenia przepływu przez rozdzielacz Q_{rl}, r_p oraz spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych p_l i p_p dla układu z kompensacją $k_w = 0,75$

wartość zukosowania do wielkości minimalnej wynikającej ze strefy nieczułości rozdzielacza (rys. 6).

Ustawienie wózka suwnicowego w położeniu innym niż na środku mostu daje gwałtowne narastanie kąta zukosowania w czasie ruchów nieustalonych. Układ kompensujący zapewnia ograniczenie kąta zukosowania do wartości 1,5 raza większej od wynikającej ze strefy nieczułości układu w warunkach statycznych. W takim przypadku obciążenia mechanizmów występują znacznie większe różnice spadków ciśnień na silnikach hydraulicznych (rys. 7).

Wnioski

Zastosowanie hydrostatyczne układu napędu mechanizmu jazdy suwnicy pomostowej z szeregowym połączeniem silników bez układu kompensacji powoduje pojawienie się narastającego w ruchu ustalonym ukosowania suwnicy, które zostanie ograniczone przez pracę obrzeży kół jezdnych.

Zaproponowany układ kompensacji umożliwia zmniejszenie zukosowania suwnicy do wartości nieszkodliwych z punktu widzenia eksploatacji suwnicy pomostowej.

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, iż celowe jest wprowadzenie w układ sterowania rozdzielaczem kompensacyjnym regulatora, który zapewniłby wyeliminowanie wpływu strefy nieczułości rozdzielacza na pracę układu.

LITERATURA

- [1] Tomczyk i in.: *Badania możliwości odzyskiwania energii w nawrotnych mechanizmach maszyn roboczych z napędem hydrostatycznym*. Sprawozdania CPBP. Instytut Konstrukcji Maszyn Politechniki Łódzkiej, 1986—1990.
- [2] Grabowski i in.: *Zagadnienie ograniczania zukosowania suwnic*. Biuletyn Techniczny DETRANS 2/86, Bytom.

ko nieznaczne różnice w przebiegu spadków ciśnień na obu silnikach.

Pojawienie się w cyklu pracy zakłócenia w postaci znacznego zwiększenia oporów jazdy na jednej z czołownic powoduje: gwałtowne zwiększenie kąta zukosowania suwnicy, znaczny wzrost ciśnienia na jednej ze stron oraz przepływ przez rozdzielacz kompensujący zmniejszający

JAN ŁUGOWSKI

Siły hydrodynamiczne w zaworze suwakowym

Wprowadzenie

Zgodnie z równaniem *Bernoulliego*, w strudze płynu występuje obniżone ciśnienie statyczne. W strudze płynącej przez szczelinę zaworu hydraulicznego ciśnienie statyczne p jest niższe od ciśnienia na wlocie zaworu p_{wl} od ciśnienia na wylocie zaworu p_{wyl} . Przed szczeliną wyższe ciśnienie otaczające strugę wtłacza do niej płyn i nadaje mu przyspieszenie. Pomijając straty na tarcie, wysokie ciśnienie statyczne p_{wl} jest zamieniane na ciśnienie dynamiczne w strudze płynu. Za szczeliną, wyższe ciśnienie płynu otaczającego rozpedzoną strugę przyczynia się do jej wyhamowania.

Na rysunku 1 przedstawiono zawór z suwakiem ostrokrawędziowym. Kąt wypływu strugi $\theta = 69^\circ$ zaznaczono

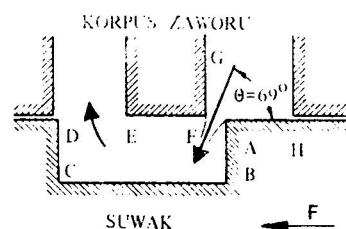
Dr inż. Jan Ługowski jest adiunktem w Katedrze Obróbki Skrawaniem i Obróbki Politechniki Rzeszowskiej.

Problem poruszony w artykule był prezentowany na międzynarodowej konferencji „22nd Midwestern Mechanics Conference” na Uniwersytecie Missouri-Rolla (University of Missouri-Rolla) w stanie Missouri w USA, która odbyła się w dniach od 6 do 9 października br.

na podstawie ogólnie znanej teorii, którą po raz pierwszy przedstawili *Lee* i *Blackburn* [1]. Przyjmując wartość kąta θ na podstawie badań teoretycznych opublikowanych przez *Misesa*[2], wyliczyli wartość osiowej siły hydrodynamicznej działającej na suwak zaworu korzystając ze zmiany prądu strugi:

$$F = \rho Q v \cos \theta \tag{1}$$

gdzie: ρ — gęstość płynu, Q — natężenie przepływu, v — prędkość płynu w szczelinie.



Rys. 1. Przepływ przez zawór z suwakiem ostrokrawędziowym [1]

Śluszność przedstawionego wzoru wielokrotnie potwierdzano doświadczalnie. Jednak bliższa analiza zjawiska siły