ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: MECHANIKA z. 91 Nr kol. 1026

XIII MIĘDZYNARODOWE KOLOKWIUM
"MODELE W PROJEKTOWANIU I KONSTRUOWANIU MASZYN"

13th INTERNATIONAL CONFERENCE ON
"MODELS IN DESIGNING AND CONSTRUCTIONS OF MACHINES"

25-28.04.1989 ZAKOPANE

Alexander R. Rais, Victor R. Rais
Katedra Mechaniki Stosowanej
Nowosybirski Instytut Elektrotechniczny, ZSRR

BADANIE DYNAMIKI WIBRATORA ELEKTROMAGNETYCZNEGO

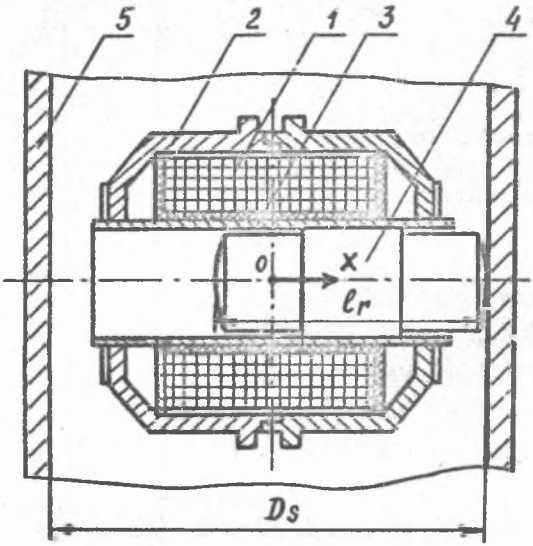
Streszczenie: Opracowano i zbudowano model matematyczny szczelinowego wibratora elektromagnetycznego. Za pomocą tego modelu matematycznego na EMC zbadano dynamikę wibratora. Analiza wyników obliczeń pozwoliła ustalić optymalne rozmiary rdzenia ruchomego wibratora elektromagnetycznego.

1. Wstęp

Dla powiększenia dopływu ropy naftowej, gazu i wody w szczelinach, szybach i otworach wiertniczych za pomocą wibracji strefy wokół szczeliny zbudowano wiele szczelinowych wibratorów elektromagnetycznych [1]. Są to urządzenia o swobodnym ruchu rdzenia, bez sztywnego połączenia kinematycznego części ruchomej i nieruchomej. Powoduje to, że amplituda drgań rdzenia ruchomego zależy od mocy doprowadzonej, sił różnych oporów ruchu oraz rozmiarów rdzenia, materiału elektromagnesu itd.

2. Przedmiot i cel badań

Celem pracy jest optymalizacja konstrukcji i rozmiarów rdzenia ruchomego wibratora elektromagnetycznego (rys.1). Ten wibrator należy do siłowników elektromagnetycznych o ruchu postępowo-zwrotnym ze swobodnym wybiegiem rdzenia ruchomego. Przy podaniu impulsu napięcia na uzwojenie (rdzeń ruchomy znajduje się w jednym z krańcowych położeń, np. w prawym - jak na rys.1) w uzwojeniu płynie prąd, który wytwarza strumień magnetyczny, a w wyniku - siłę elektromagnetyczną. Rdzeń ruchomy pod wpływem tej siły porusza się w lewo, dopóki nie osiągnie położenia równowagi. W tym momencie uzwojenie wyłącza się od źródła zasilania, prąd spada do zera, ale rdzeń pod wpływem energii kinetycznej kontynuuje ruch w lewo i uderza o ścianę szczeliny. Przy podaniu następnego impulsu napię-



Rys.1. Wibrator elektromagnetyczny:
1 - uzwojenie,
2 - rdzeń nieruchomy,
3 - tuleja (rurka),
4 - rdzeń ruchomy,
5 - ściana szyba.

cia na uzwojenie ruchomy rdzeń porusza się w prawo i ponownie uderza o ścianę szczeliny. Następne cykle przebiegają tak samo, z częstotliwością impulsów napięcia zasilania.

Celem pracy jest zbadanie dynamiki wibratora elektromagnetycznego i określenie optymalnych rozmiarów rdzenia ruchomego, przy których uzyskuje się maksymalną energię uderzenia.

Określenie eksperymentalne długości i masy rdzenia ruchomego (przy stałych rozmiarach rdzenia nieruchomego, danych uzwojenia, powierzchni poprzecznej rdzenia ruchomego i napięcia źródła zasilania) jest związane z określonymi trudnościami - koniecznością wykonania kilku rdzeni, zbudowania stanowiska eksperymentalnego dla zbadania charakterystyk dynamicznych. W związku z tym wygodniej jest posłużyć się modelem matematycznym i jego rozwiązaniem na EMC [2].

3. Model matematyczny

Dla wibratora elektromagnetycznego, przy pominięciu strat w stali, można wypisać równania:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + F_t + F_o = F_e \,, \tag{1}$$

$$i\cdot R + \frac{d\Psi}{dt} = U \,,$$

gdzie: m - masa rdzenia ruchomego, x - współrzędna położenia rdze-

nia ruchomego, F_t - siła tarcia, F_o - siła oporu ruchu, F_e - siła elektromagnetyczna, i - prąd w uzwojeniu, R - rezystancja uzwojenia, Ψ - strumień skojarzony, U - napięcie źródła zasilania doprowadzonego do uzwojenia, t - czas.

Dla badania przebiegów pracy wibratora potrzebne jest wyznaczenie poprawnych przebiegów czasowych wszystkich wielkości występujących w równaniach (1).

Masa rdzenia ruchomego zależna od jego długości i w obliczeniach zmienia się parametrycznie.

Rezystancję uzwojenia oblicza się ze znanych zależności [3,4].

Napięcie $U = \sqrt{2} \cdot U_c \cdot \sin \omega t$,

gdzie: U_c - amplituda napięcia źródła zasilania,
$\omega = 2\pi f$ - pulsacja.

Podczas ruchu rdzenia wzdłuż kierującej tulei, na rdzeń działa siła tarcia F_t i siła oporu ruchu F_o, które określają zależności:

(2) $$F_t = \mathrm{sign}(V) \cdot mgk,$$

gdzie: V - prędkość przesuwu rdzenia ruchomego, g - przyspieszenie ziemskie, k - współczynnik tarcia.

(3) $$F_o = \left[\mathrm{sign}(V) \cdot c \rho S V^2\right]/2 ,$$

gdzie: c = 1,1 - współczynnik kształtu powierzchni rdzenia ruchomego, ρ - gęstość cieczy, w której pracuje wibrator, S - powierzchnia poprzeczna rdzenia ruchomego.

Dla badania dynamiki wibratora elektromagnetycznego wygodnie jest zastosować wyrażenie analityczne na strumień skojarzony [5]:

(4) $$\Psi = \Psi_n \left[1 - \mathrm{EXP}\left(-i \frac{L - L_k}{\Psi_n}\right)\right] + L_k i ,$$

gdzie: Ψ_n - strumień skojarzony nasycenia, L - indukcyjność uzwojenia, L_k - indukcyjność uzwojenia bez rdzenia.

Dla badanego typu wibratora o swobodnym wybiegu rdzenia [6] otrzymano wyrażenie analityczne określające zmiany indukcyjności od położenia rdzenia ruchomego:

(5) $$L = \frac{A}{1 + Bx^2} ,$$

gdzie: A, B - stałe współczynniki, charakteryzujące właściwości konstruktywne wibratora.

Różniczkując równanie (4), otrzymuje się:

$$\frac{d\Psi}{dt} = EXP\left(-i\,\frac{L-L_k}{\Psi_n}\right)\left[i\cdot\frac{dL}{dx}\cdot\frac{dx}{dt} + (L-L_k)\cdot\frac{di}{dt}\right] + L_k\cdot\frac{di}{dt}, \tag{6}$$

W pracy [5] otrzymano wyrażenie na siłę elektromagnetyczną z wykorzystaniem równania (4), które dla badanego wibratora ma postać:

$$F_e = \left(\frac{\Psi_n}{L-L_k}\right)^2\cdot\frac{dL}{dx}\cdot\left[1 - EXP\left(-i\cdot\frac{L-L_k}{\Psi_n}\right)\cdot\left(1 + i\cdot\frac{L-L_k}{\Psi_n}\right)\right]. \tag{7}$$

Po podstawieniu wszystkich otrzymanych wyrażeń (2-7) do układu równań (1) i po przekształceniu ich do postaci bardziej wygodnej do obliczeń na EMC otrzymamy model matematyczny szczelinowego wibratora elektromagnetycznego:

$$\frac{dx}{dt} = V,$$

$$\frac{dV}{dt} = (F_e - F_t - F_o)/m,$$

$$F_e = \left(\frac{\Psi_n}{L-L_k}\right)^2\cdot\frac{dL}{dx}\cdot\left[1 - EXP\left(-i\cdot\frac{L-L_k}{\Psi_n}\right)\cdot\left(1 + i\cdot\frac{L-L_k}{\Psi_n}\right)\right],$$

$$L = \frac{A}{1 + Bx^2},$$

$$F_t = sign(V)\cdot mgk,$$

$$F_o = \left[sign(V)\cdot c\cdot\rho SV^2\right]/2,$$

$$V = -k_oV \quad \text{przy } |x| \geq X,$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{U - iR - iV\cdot dL/dx\cdot EXP\left[-i(L-L\ )/\Psi_n\right]}{L_k + (L-L_k)\cdot EXP\left[-i(L-L_k)/\Psi n\right]},$$

gdzie: k_o - współczynnik odbijania przy uderzaniu rdzenia ruchomego o ścianę szczeliny, $X = (D_s - l_r)/2$ - amplituda drgań rdzenia ruchomego, D_s - wewnętrzna średnica szczeliny, l_r - długość rdzenia ruchomego.

Warunki doprowadzania napięcia do uzwojenia:

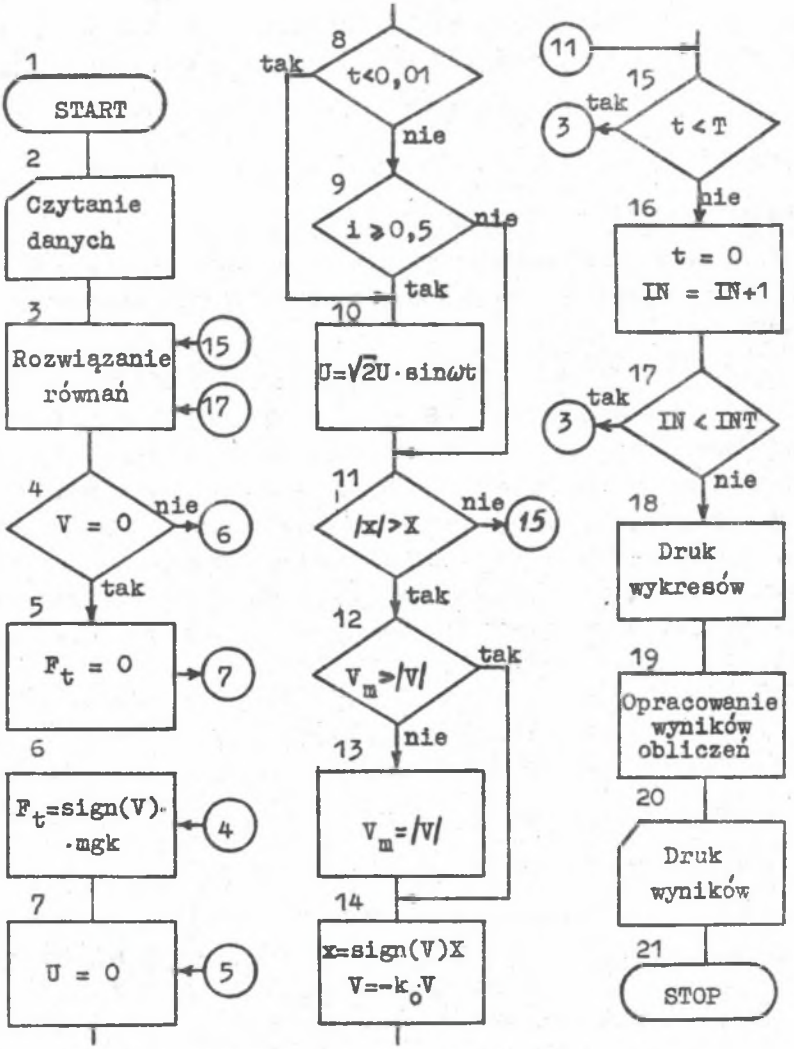
$U = \sqrt{2}\cdot U_c\cdot\sin\omega t$ przy $t \leq 0{,}01$ s,

$U = \sqrt{2}\cdot U_c\cdot\sin\omega t$ przy $t > 0{,}01$ s, jeśli $i \geq 0{,}5$ A,

$U = 0$ przy $t > 0{,}01$ s, jeśli $i < 0{,}5$ A,

gdzie: $i = 0{,}5$ A - prąd podtrzymania tyrystora w stanie czynnym (otwartym).

Otrzymany model matematyczny w postaci układu nieliniowych równań różniczkowych i algebraicznych przeliczono na EMC z zastosowaniem języka FORTRAN i metody Rungego-Kutty do numerycznego rozwiązywania równań różniczkowych [7]. Algorytm obliczeń przedstawiony jest na rys.2.



Rys.2. Algorytm obliczeń

Na podstawie podanego algorytmu opracowano program obliczeń dynamiki wibratora. Obliczenia przeprowadza się krok po kroku w następujących po sobie chwilach czasu, uzyskując przemieszczenie, prędkość, przyspieszenie rdzenia ruchomego i pozostałe parametry: U, i, F_e, F_o, F_t, $d\Psi/dt$.

W programie uwzględniono również dodatkowe zależności w celu ustalenia wszystkich moc i energii metodą V.R. Raisa i A.I. Smelyagina (praca "Badanie przebiegów dynamicznych maszyn elektromagnetycznych" w tych materiałach). Energia uderzenia:

$$E = \frac{m \cdot V_r^2}{2},$$

gdzie: V_r - prędkość rdzenia ruchomego w chwili uderzenia.

4. Analiza obliczeń

Na podstawie opracowanego programu obliczeń modelu matematycznego przeprowadzono badania różnych stanów pracy wibratora przy przyjęciu:

$U_c = 220$ V, $T = 0{,}04$ s, $R = 0{,}8$ Om, $L_k = 0{,}00173$ H, $k_o = 0{,}1$, $k = 0{,}15$, $\rho = 1000$ kg/m^3, $S = 11{,}33 \cdot 10^{-4}$ m^2, $h_k = 0{,}025$ m - wysokość uzwojenia, $l_k = 0{,}082$ m - długość uzwojenia, $W = 280$ - liczba zwojów, $D_z = 0{,}108$ m, $D_w = 0{,}084$ m - zewnętrzna i wewnętrzna średnica, $l_n = 0{,}118$ m - długość rdzenia nieruchomego, $d = 0{,}0016$ m - średnica przewodu nawojowego uzwojenia.

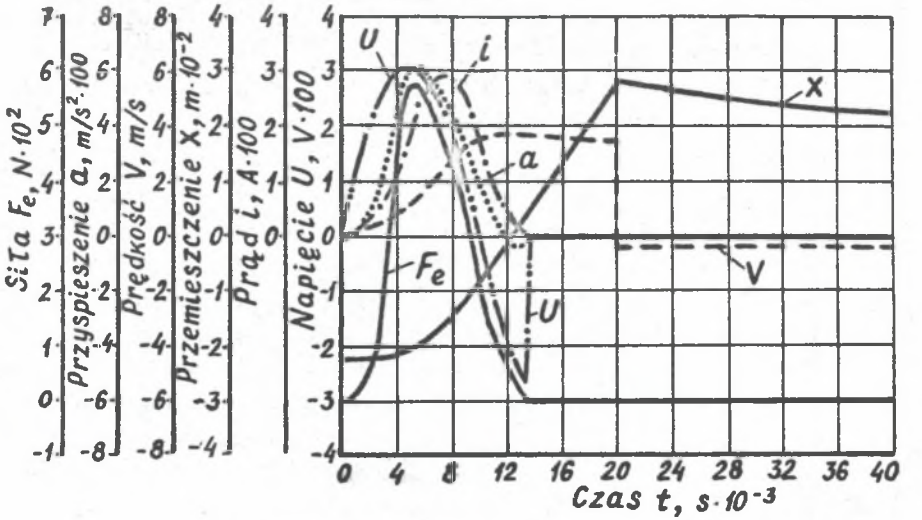
Zmieniała się długość rdzenia ruchomego l_r (dla której określano parametry: masa rdzenia ruchomego m, strumień skojarzony nasycenia Ψ_n, współczynniki A, B).

Dla dwóch przypadków przy $l_r = 0{,}1$ m i $l_r = 0{,}12$ m parametry wskazane określano eksperymentalnie i teoretycznie, dla innych wielkości l_r parametry obliczano teoretycznie.

$l_r = 0{,}10$ m, $m = 0{,}9$ kg, $\Psi_n = 0{,}4$ Wb, $A = 0{,}0121$ H, $B = 774$ m^{-2},
$l_r = 0{,}12$ m, $m = 1{,}1$ kg, $\Psi_n = 0{,}45$ Wb, $A = 0{,}02$ H, $B = 1100$ m^{-2}.

Jako przykład ilustrujący podany algorytm i program obliczeń oraz dynamiki wibratora elektromagnetycznego przedstawiono (rys3) dla optymalnej długości rdzenia ruchomego $l_r = 0{,}95$ m, przy której uzyskuje się maksymalną energię uderzenia $E = 6{,}507$ J.

W tym przypadku prąd w uzwojeniu spada do zera w chwili przechodzenia rdzenia ruchomego przez położenie rownowagi, uzyskuje się również maksymalną prędkość uderzenia.



Rys.3. Charakterystyki dynamiczne wibratora.

Przy długości $l_r < 0{,}095$ m rdzeń przechodzi przez położenie równowagi, gdy w uzwojeniu jeszcze płynie prąd i w wyniku tego rdzeń jest hamowany, przez co zmniejsza się znacznie jego prędkość i energia kinetyczna.

Przy długości $l_r > 0{,}095$ m prąd w uzwojeniu spada do zera wcześniej, niż rdzeń ruchomy osiąga położenie równowagi; w wyniku tego w rdzeniu gromadzi się mniejsza energia kinetyczna. Energia uderzenia będzie więc mniejsza niż przy $l_r = 0{,}095$ m.

5. Wnioski

Na podstawie opracowanego modelu matematycznego wibratora elektromagnetycznego przeliczono różne rodzaje pracy wibratora. Przeprowadzone analizy dynamiki wibratora pozwalają określić optymalne rozmiary jego rdzenia ruchomego. Zaproponowany model można zastosować przy projektowaniu nowych wibratorów elektromagnetycznych oraz do modernizacji ich dotychczasowych rozwiązań.

LITERATURA

1. Rais A.R.: Dynamika elektromagnitnogo skważynnogo wibratora. Analiz, dynamika i primienienije siłowych impulsnych system. Nowosybirsk, ZSRR, s. 49-56.
2. Rais V.R.: Model matematyczny pompy elektromagnetycznej. Sympozjon "Modelowanie w mechanice". Beskid Śląski, 1987, s.417-424.

3. Smelyagin A.I., Rais V.R.: Issledowanije maszyn s uprawlajemym elektromagnitnym priwodom.Issledowanije mechaniczeskich system wibroudarnogo dejstwija. Nowosybirsk, 1979, s. 158-166.
4. Bul B.K. i inni: Osnowy teorii elektriczeskich apparatow. Moskwa, 1970.
5. Smelyagin A.I., Misyuk Y.P.: Ob approksimacji zawisimosti $\psi = f(i,x)$ i sile tiagi dla elektromagnetycznych dwigatelej. Elektromagnitnyje maszyny, Nowosybirsk, 1978, s. 18-23.
6. Manżosow V.K., Lukutina N.O.: Dynamika elektromagnitnych generatorow siłowych impulsow. Frunze, ZSRR, 1979.- 68 s.
7. McCracken D.D., Dorn W.S.: Numerical Methods and Fortran Programming. John Wiley and Sons, Inc., New York, 1965.

STUDING OF DYNAMICS OF THE ELECTROMAGNETIC CASED HOLE VIBRATOR

Summary

The mathematical model of the cased hole vibrator with electromagnetic drive is developed and investigated. This model was used for computer studing dynamics of the vibrator. The results analysed were used to determine the optimal sizes of the electromagnetic vibrator armature.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВИБРАТОРА

Резюме

Разработана математическая модель электромагнитного скважинного вибратора, с помощью которой на ЭВМ исследовалась его динамика. Анализ результатов расчета позволил определить оптимальные размеры бойка электромагнитного скважинного вибратора.

Recenzent: prof. dr hab. inż. J. Wojnarowski

Wpłynęło do Redakcji 9.XI.1988 r.