ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1972

Seria: Automatyka z. 23 Nr kol. 353

Stanisław Kubit

Instytut Automatyki Przemysłowej
i Pomiarów

WPŁYW WIBRACJI PODŁOŻA NA DZIAŁANIE PRZETWORNIKÓW CIŚNIENIA I RÓŻNICY CIŚNIEŃ NA SYGNAŁ ELEKTRYCZNY

Streszczenie. W artykule rozpatrzono niektóre aspekty zagadnienia utraty kontaktu w układach dźwigniowych przetworników ciśnienia na sygnał elektryczny pod wpływem oddziaływania liniowych wibracji podłoża.

Omówiono wpływ usytuowania miejsca utraty kontaktu w ogólnym schemacie blokowym na sygnał wyjściowy, a także wyznaczono zależności pozwalające badać, czy w rozpatrywanych warunkach następuje utrata kontaktu w interesujących punktach układów dźwigniowych.

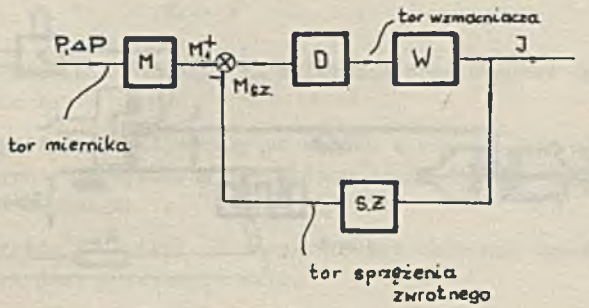
1. Wstęp

Jednym z najciekawszych, a zarazem najistotniejszych aspektów oddziaływań wibracji podłoża na przetworniki ciśnienia i różnicy ciśnień na sygnał elektryczny jest problem utraty kontaktu styków rozłącznych układów dźwigniowych.

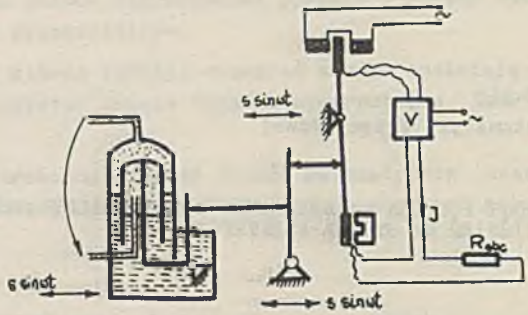
Artykuł niniejszy zawiera niektóre związki ilościowe. W artykule ograniczono się do rozpatrzenia przetworników pracujących w układzie zamkniętym.

2. Wpływ miejsca utraty kontaktu w ogólnym schemacie blokowym na sygnał wyjściowy

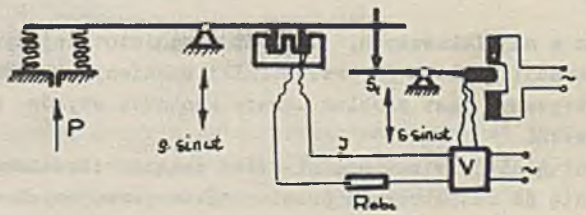
Ogólny schemat blokowy przetwornika pracującego w układzie zamkniętym podaje rys. 1.



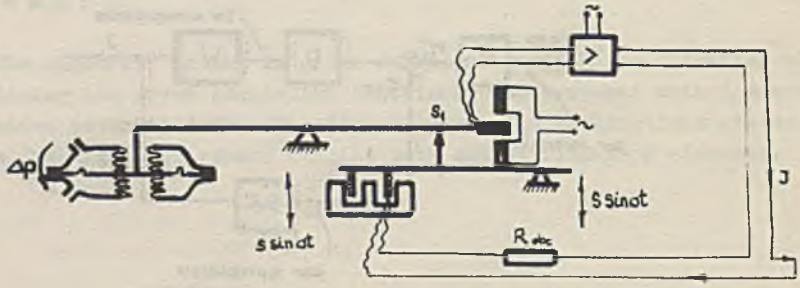
Rys. 1



Rys. 2



Rys. 3



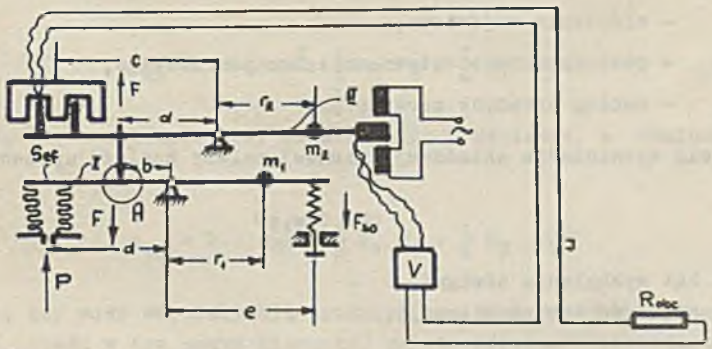
Rys. 4

W zależności od konstrukcji przetwornika rozłączne styki popychaczy i dźwigni mogą znajdować się w torze miernika, wzmacniacza lub elementu sprzężenia zwrotnego. Poszczególne przypadki ilustrują schematy ideowe na rys. 2, 3, 4. Utrata kontaktu styków w torze miernika lub sprzężenia zwrotnego powoduje zmianę wartości średnich sygnałów M_1 lub M_{sz} i tym samym powoduje zmianę sygnału wyjściowego. Zmiana wartości średnich momentów M_1 lub M_{sz} jest konsekwencją wejścia układu w zakres pracy nieliniowej. Zmiana wartości średniej sygnału wejściowego powoduje powstanie błędu dodatkowego od wibracji podłoża. Utrata kontaktów styków znajdujących się w torze wzmacniacza znacznie mniej wpływa na sygnał wyjściowy.

W związku z powyższym przypadek ten nie będzie rozpatrywany w dalszej części artykułu. Pozostałe dwa przypadki różnią się od siebie jedynie ilościowo i dlatego w trakcie artykułu rozpatrywany będzie tylko jeden z nich, a mianowicie przypadek utraty kontaktu styków w torze miernika.

3. Warunki utraty kontaktu styków w torze miernika

Schemat ideowy typowego dwudźwigniowego przetwornika z rozłącznym stykiem w torze miernika przedstawia rys. 5.



Rys. 5

Rozpatrywano oddziaływanie wibracji na działanie przetwornika przy następujących założeniach:

- układy dźwigniowe posiadają różne masy po obydwu stronach osi obrotu. Nierównomierność wyważenia wyrażona jest odpowiednimi masami m_1 i m_2 oddziaływującymi na ramionach r_1 i r_2,
- pominięto tarcie lepkie I dźwigni. W rzeczywistych układach tarcie lepkie dźwigni miernika jest przeważnie małe,

- przyjęto liniową zależność prądu wyjściowego od kąta wychylenia drugiej dźwigni

$$J = k_1 \cdot \Delta\beta \tag{1}$$

- założono oddziaływanie wibracji w kierunku ruchu układów dźwigniowych

$$S(t) = -S \sin\omega t. \tag{2}$$

W układzie dźwigniowym przetwornika znajduje się jeden styk rozłączny (punkt A). Siła F wzajemnego oddziaływania obydwu dźwigni składa się ze składowej stałej F_s będącej wynikiem działania układu niezależnie od wibracji oraz składowej zmiennej F_z jako konsekwencji oddziaływania wibracji podłoża. Utrata kontaktu styku nastąpi w momencie, gdy amplituda składowej zmiennej osiągnie wartość równą lub większą od składowej stałej.

Wartość składowej stałej wynosi:

$$F_s = \frac{1}{b}(P \cdot S_{ef} \cdot a + F_{so} \cdot e) \tag{3}$$

a,b,e - ramiona oddziaływania ciśnienia, siły F_s sprężyny,

P - ciśnienie wejściowe,

S_{ef} - powierzchnia efektywna mieszka pomiarowego,

F_{so} - naciąg sprężyny zerującej.

W celu wyznaczenia składowej zmiennej należy znaleźć uprzednio związek

$$\alpha = f(w,s) \tag{4}$$

α - kąt wychylenia dźwigni,

ω - prędkość kątowa wibracji,

s - ampituda wibracji.

Przy założeniu P = 0 (zasada superpozycji) równanie opisujące ruch układu pod wpływem wibracji będzie posiadać następującą postać:

$$a_{wz} \sin\omega t = J_z \frac{d^2\alpha}{dt^2} + R_z \frac{d\alpha}{dt} + C_z \alpha \tag{5}$$

przy czym

$$J_z = (J_1 + \frac{b^2}{d^2} \cdot J_2) \tag{6}$$

$$R_z = \frac{b^2}{d^2} R_2 \tag{7}$$

$$C_z = \left[(C_2 + k \cdot k_1 C) \frac{b^2}{d^2} + C_1\right] \tag{8}$$

J_1 J_2 - momenty bezwładności poszczególnych dźwigni,

R_2 - tarcie lepkie dźwigni drugiej,

C_1 i C_2 - sztywność poszczególnych dźwigni

$$K = \frac{\Delta F_J}{\Delta J} \tag{9}$$

ΔF_J - przyrost siły pochodzącej od elementu sprzężenia zwrotnego,

ΔJ - przyrost prądu wyjściowego,

c, d - ramiona oddziaływania elementu s.z. i siły F

$$a_{wz} = b \cdot s \cdot \omega^2 \left(\frac{1}{b} m_2 \; r_2 - \frac{1}{b} m_1 \; r_1\right) \tag{10}$$

w przypadku, gdy w układzie masy oddziaływują przeciwnie, a dominuje masa m_2

$$a_{wz} = b \cdot s\,\omega^2 \left(\frac{1}{b} m_1 \; r_2 - \frac{1}{d} m_1 \; r_2\right) \tag{11}$$

w przypadku, gdy w układzie masy oddziaływują przeciwnie, a dominuje masa m_1

$$a_{wz} = b \cdot s\,\omega^2 \left(\frac{1}{b} m_1 \; r_1 + \frac{1}{d} m_2 \; r_2\right) \tag{12}$$

w przypadku, gdy masy oddziaływują zgodnie (tzn. pod wpływem wibracji wywołują ruch układu w tym samym kierunku) zależność $\alpha = f(\omega, s)$ wyznaczona z równania (5) posiada następującą postać:

$$\alpha = \frac{a_{wz}(s, \omega)\, \xi^2 \cdot \sin(\omega t + \varphi)}{C_z \sqrt{(\xi^2 - \omega^2)^2 + 4\,\varrho^2 \cdot \omega^2}} \tag{13}$$

lub

$$\alpha = \delta \cdot \sin(\omega t + \varphi) \tag{14}$$

$$\xi^2 = \frac{C_z}{J_z} \tag{15}$$

$$2\varrho = \frac{R_z}{J_z} \tag{16}$$

$$\delta = \frac{a_{wz}(s,\omega) \cdot \xi^2}{C_z \sqrt{(\xi^2 - \omega^2)^2 + 4\varrho^2 \omega^2}} \tag{17}$$

$$\varphi = \text{arc tg} \frac{2\varrho\omega}{\omega^2 - \varrho^2}. \tag{18}$$

Znając zależność $\alpha = f(s,\omega)$, można obliczyć wartość składowej zmiennej F_z siły F jako sumę wszystkich sił działających po jednej stronie styku.

$$F_z = \frac{1}{b}\left(a_{wz} \cdot \sin\omega t - J_1 \frac{d^2\alpha}{dt^2} - C_1 \cdot \alpha\right) \tag{19}$$

$$a_{w1} = \mu m_1 \cdot r_1 \omega^2 s \tag{20}$$

$\mu = +1$, gdy dominuje masa m_1 lub, gdy masy oddziaływują zgodnie,

$\mu = -1$, gdy dominuje masa m_2, a obydwie masy oddziaływują przeciwnie.

Po wstawieniu (14) do (19)

$$F_z = \frac{1}{b}\left\{a_{w_1} \cdot \sin\omega t + J_1 \delta\left[\omega^2 - \xi_1^2\right] \sin(\omega t + \varphi)\right\}, \tag{21}$$

gdzie

$$\xi_1^2 = \frac{C_1}{J_1}. \tag{22}$$

W celu obliczania amplitudy F_z należy znaleźć wartość ωt, przy którym F_z osiąga ekstremum.

Interesującą wartość ωt pozwala wyznaczyć równanie:

$$F_z'(\omega t_1) = 0 \tag{23}$$

stąd:

$$\omega t_1 = a \operatorname{rctg}\left[\frac{a_{w1}}{J_1\,\delta(\omega^2 - \xi_1^2)\sin\varphi} + \operatorname{ctg}\varphi\right]. \tag{24}$$

Utrata kontaktu styku A nastąpi, gdy amplituda składowej zmiennej dla t_1 osiągnie wartość składowej stałej

$$P_s \leqslant |P_z|, \tag{25}$$

czyli gdy:

$$P \leqslant \frac{1}{S_{ef}\,a}\left| a_{w_1} \sin \operatorname{arctg}\left[\frac{a_{w_1}}{J_1 \cdot \delta(\omega^2 - \xi_1^2)\sin\varphi} + \operatorname{ctg} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + J_1\,\delta(\omega^2 - \xi_1^2)\sin\left\{\operatorname{arctg}\left[\frac{a_{w_1}}{J_1\,\delta(\omega^2 - \xi_1^2)\sin} + \operatorname{ctg}\varphi\right] + \varphi\right\}\right| - \frac{P_{so} \cdot e}{S \cdot a}. \tag{26}$$

Wzór (26) pozwala na stwierdzenie, czy dla danych wartości S oraz ω następuje utrata kontaktu.

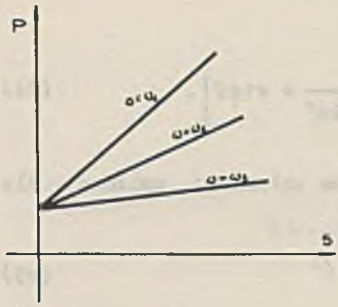
Warto zwrócić uwagę, że w przypadku gdy masy oddziaływują przeciwnie, to wpływ wibracji może być zupełnie wyeliminowany jeżeli $a_{wz} = 0$, co odpowiada zależności:

$$\frac{m_1\ r_1}{m_2\ r_2} = \frac{b}{d}. \tag{27}$$

Warunek utraty kontaktu posiada znacznie prostszą postać przy założeniu, że $m_1 \cdot r_1 = 0$, co oznacza poprawne wyważenie pierwszej dźwigni. Wtedy to:

$$P \leqslant \left| \frac{J_1 \cdot \xi^2(\omega^2 - \xi_1^2) \cdot a_{\omega z2}(s,\omega)}{C_z\sqrt{(\xi^2 - \omega^2)^2 + 4\,\omega^2 \cdot \varrho^2} \cdot Sef \cdot a} \right| - \frac{P_{so} \cdot e}{Sef \cdot a} \tag{28}$$

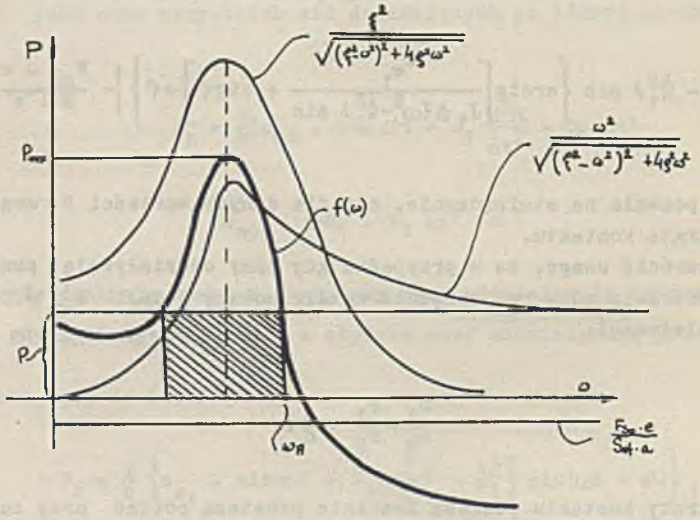
$$a_{\omega z2} = \frac{b}{d} \cdot s \cdot \omega^2 \cdot m_2 \cdot r_2. \tag{29}$$



Rys. 6

Dla danej wartości ω zależność $P = f(s)$ jest zależnością liniową (rys. 6).

Rys. 7 przedstawia natomiast konstrukcję charakterystyki $P = f(\omega)$ dla danej wartości amplitudy wibracji s. Dla danej wartości P oraz S utrata kontaktu nastąpi w zakresie częstotliwości zawartych w obszarze zakreskowanym. Z charakterystyki wynika, że dla częstotliwości większych od ω_A dla żadnych wartości P nie może nastąpić utrata kontaktu. Również dla $P > P_{max}$, w pełnym zakresie częstotliwości styk A będzie pracował jako styk nierozłączny.



Rys. 7

4. Warunki utraty kontaktu w przetwornikach wielodźwigniowych

Bardzo często przetworniki ciśnienia i różnicy ciśnień na sygnał elektryczny wykonywane są jako układy wielodźwigniowe, przy czym styki rozłączne występują najczęściej w torze miernika. W tego typu przetwornikach istnieje oczywiście kilka rozłącznych styków dźwigni i popychaczy. Rozpatrywanie możliwości utraty kontaktu wszystkich styków równocześnie byłoby niezwykle kłopotliwe. Dlatego też kolejno należy badać, czy poszczególne styki tracą kontakt w zakresie interesujących parametrów wibracji przy za-

łożeniu, że pozostałe styki zachowują się jako styki nierozłączne. Tego typu analiza pozwoli na wykrycie pewnej ilości styków najbardziej wrażliwych na wibracje, a następnie na taki dobór parametrów układu lub filtrów mechanicznych, aby w rozpatrywanym zakresie wibracji wyeliminować możliwość utraty kontaktu tych styków.

Należy zaznaczyć, że stosowanie tego typu superpozycji w badaniu rozłączalności styków jest zupełnie poprawne z formalnego punktu widzenia, ponieważ do momentu utraty kontaktu przynajmniej jednego ze styków przetwornik zachowuje się jak układ liniowy.

Wejście w zakres pracy nieliniowej następuje dopiero po utracie kontaktu jednego ze styków, a do tego typu pracy przedstawiona analiza nie jest stosowana.

5. Podsumowanie

Przedstawiony artykuł nie wyczerpuje zagadnienia wpływu wibracji na pracę przetworników pomiarowych. Dalsze badania będą prowadzone z punktu widzenia wpływu wibracji złożonych i skrętnych oraz obliczenia błędu dodatkowego od wibracji podłoża w przetwornikach liniowych i pierwiastkujących.

LITERATURA

1. S. Kubit - Wpływ wibracji podłoża na działanie przetworników ciśnienia i różnicy ciśnień na sygnał elektryczny Cz. I Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki. Referat Nr 55, Gliwice 1972 r.
2. R. Krzyżanowski - Wymagania, zakresy nastawcze i dokładność w poszczególnych kanałach urządzeń automatyki. Seminarium Urządzeń i Układów Automatyki, Referat Nr 2, Gliwice 1970 r.
3. J. Kisiel - Dynamika fundamentów pod maszyny. PWN Warszawa 1957 r.

ВЛИЯНИЕ ВИБРАЦИЙ ОСНОВАНИЯ НА ПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ ДАВЛЕНИЯ И РАЗНИЦЫ ДАВЛЕНИЙ НА ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ СИГНАЛ

Р е з ю м е

В статье обсуждается некоторые вопросы потера контакта в рычажных системах преобразователей давления на электрический сигнал под влиянием линейных вибраций основания. Проведенс анализ влияния места потери контакта в общей блок-схеме на выходной сигнал, а также определено зависимости которые дают возможность проверять наступает ли в определенных условиях потера контакта в выбранных местах рычажной системы.

A BASE VIBRATION INFLUENCE ON THE WORK OF THE PRESSURE AND DIFFERENTIAL PRESSURE TO ELECTRIC SIGNAL TRANSMITTERS

S u m m a r y

Some aspects of joint losses in the lever systems of pressure to electric current transmitters as a result of linear base vibration are presented.

The influence of the location of joint loss point in the general block diagram on the output current is described.

The paper also contained the dependences allowed to research whether in inwestigated conditions joint loss is possible.