

Stanisław KUBIT

BŁĘDY DODATKOWE PRZETWORNIKÓW POMIAROWYCH CIŚNIENIA
I RÓŻNICY CIŚNIEŃ SPOWODOWANE ODDZIAŁYWANIEM
WIBRACJI PODŁOŻA

Streszczenie. W artykule podano klasyfikację przyczyn powstania błędów dodatkowych przetworników pomiarowych spowodowanych oddziaływaniem wibracji podłoża. Omówiono wpływ nieliniowości systemu dynamicznego na powstanie tego typu błędów oraz oszacowano błędy dodatkowe oddziaływania wibracji w przetworniku produkowanym w kraju na licencji firmy Siemens.

1. Wstęp

Przetworniki pomiarowe ciśnienia i różnicy ciśnień instalowane są przeważnie bezpośrednio na obiekcie przemysłowym, na którym prawie zawsze występują wibracje podłoża.

Jak wykazały odpowiednie badania, większość aktualnie produkowanych przetworników wykazuje duże błędy dodatkowe spowodowane oddziaływaniem wibracji.

Celem artykułu jest przeprowadzenie klasyfikacji przyczyn powstawania błędów dodatkowych oraz przedstawienie metodyki postępowania przy oszacowaniu wielkości tych błędów.

Istnieją dwie zasadnicze przyczyny powstawania błędów dodatkowych:

- zmiana parametrów systemu dynamicznego na skutek oddziaływania wibracji,
- wpływ istotnych nieliniowości systemu dynamicznego na zmiany sygnału wyjściowego przy oddziaływaniu wibracji podłoża.

2. Wpływ wibracji podłoża na zmiany parametrów systemu dynamicznego

Do najbardziej wrażliwych na oddziaływanie wibracji elementów systemu dynamicznego przetwornika należy zaliczyć:

- elementy sprężyste,
- rozłączne styki w systemie dźwigniowym,
- magnesy trwałe.

Pod wpływem oddziaływania wibracji w systemie dynamicznym przetwornika występują dodatkowe przemieszczenia. Ich wielkość jest zależna od amplitudy i częstotliwości wibracji oraz od parametrów systemu dynamicznego.

Ze względu na fakt, że przetwornik jest najczęściej elementem oscylacyjnym, szczególnie duże przemieszczenia wystąpią wtedy, gdy częstotliwość wibracji będzie zbliżona do częstotliwości drgań własnych systemu dynamicznego.

Efektem wykonywania dodatkowych przemieszczeń jest szybkie zużywanie się elementów sprężystych a szczególnie mieszków i membran pomiarowych. Obserwacje pracy przetworników w warunkach przemysłowych wykazują, że najczęściej ulegają zniszczeniu elementy sprężyste stanowiące wyprowadzenie momentu z przestrzeni wysokociśnieniowej, a więc te, które oprócz oddziaływania wibracji narażone są dodatkowo na działanie wysokich temperatur oraz dużych ciśnień statycznych. Szczególnie duże błędy dodatkowe mogą powstać, gdy na skutek oddziaływania wibracji występować będzie utrata kontaktu styków rozłącznych w systemie dynamicznym. Wtedy to bowiem oprócz tego, że system dźwigniowy wejdzie w zakres pracy nieliniowej (to zagadnienie jest omówione w dalszej części niniejszego rozdziału) może nastąpić bardzo szybkie pogorszenie jakości powierzchni stykowych, a tym samym zwiększenie momentu tarcia suchego. Wzrost momentu tarcia powoduje zwiększenie histerezy charakterystyki statycznej przetwornika, przy czym wzrost błędu histerezy będzie największy wtedy, gdy pogorszenie jakości styków rozłącznych nastąpi w torze miernika lub w torze sprzężenia zwrotnego. Należy przy tym zaznaczyć, że rozłączne styki występują najczęściej w wyżej wymienionych torach.

Ze względu na wykorzystanie magnesów trwałych w elementach sprzężenia zwrotnego przetworników o sygnale wyjściowym elektrycznym należy również zwrócić uwagę na wpływ wibracji podłoża na wartość indukcji magnesów trwałych. Bardzo często zresztą wibracje i udary stoauje się jako zabieg starzeniowy magnesów trwałych.

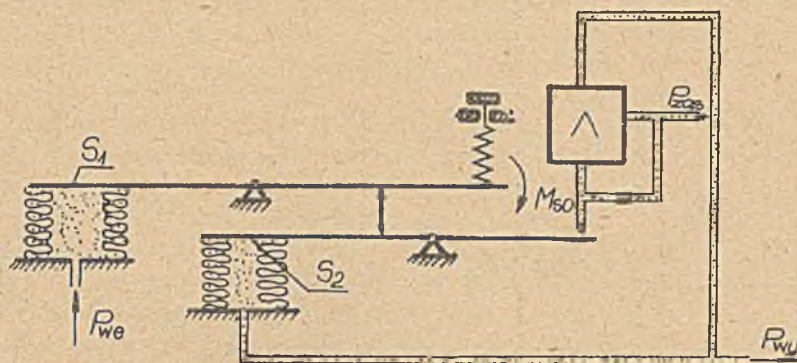
Jak wynika z danych literaturowych, w magnesach niestarzonych sztucznie pod wpływem oddziaływania wibracji mogą wystąpić zmiany indukcji magnetycznej magnesów trwałych rzędu nawet 20 [%]. W Instytucie Automatyki Przemysłowej i Pomiarów badano wpływ wibracji na zmiany indukcji magnesów trwałych produkcji krajowej (Huta Baildon) oraz importowanych już wytarzonych a stosowanych w licencyjnych przetwornikach ciśnienia i różnicy ciśnień produkcji ZAP w Ostrowie Wielkopolskim [2]. Badane magnesy umieszczano kolejno na wstrząsarce laboratoryjnej i poddawano wibracjom o amplitudzie 3 [mm], częstotliwości 50 [Hz] w czasie 10 [min]. Zmiany indukcji wszystkich magnesów wynosiły poniżej 0,1 [%].

3. Wpływ nieliniowości systemu dynamicznego przetwornika na powstawanie błędów dodatkowych od oddziaływania wibracji podłoża

Do najbardziej istotnych nieliniowości w systemie dynamicznym przetwornika należy zaliczyć:

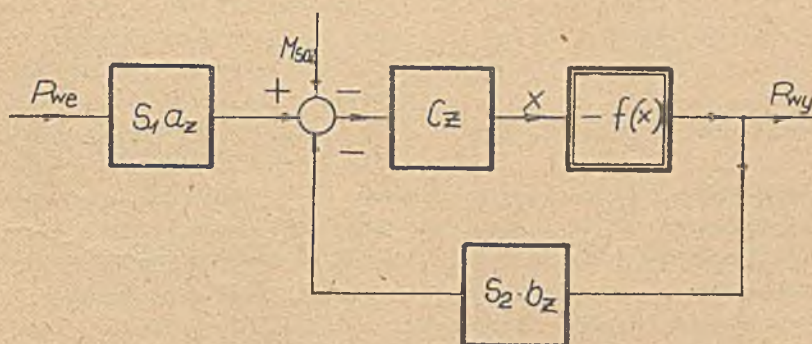
- nieliniowość elementu sterującego,
- kwadratową zależność momentu sprzężenia zwrotnego od sygnału wyjściowego w przetwornikach o charakterystyce pierwiastkującej,
- nieliniowość występującą w przypadku utraty kontaktu dźwigni z popychaczami w systemie dynamicznym.

Rozpatrzmy przetwornik pomiarowy o schemacie ideowym jak na rys. 1.



Rys. 1. Schemat ideowy przetwornika ciśnienia

Rys. 2 przedstawia zastępczy schemat blokowy dla stanu ustalonego.



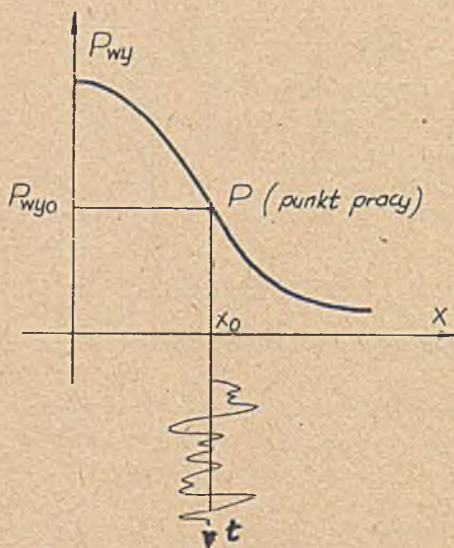
Rys. 2. Zastępczy schemat blokowy przetwornika przedstawionego na rys. 1 (dla stanu ustalonego)

$f(x)$ - charakterystyka statyczna elementu sterującego, a_z , b_z - zastępcze ramiona działania sił pochodzących od P_{we} oraz P_{wy} , c_z - zastępcza podatność układu, S_1 , S_2 - powierzchnie efektywne mieszeków, M_{s0} - moment od sprężyny zerującej

W przypadku gdy wykorzystywana jest jedynie liniowa część charakterystyki statycznej elementu sterującego lub gdy można charakterystykę sta-

tyczną aproksymować z wystarczającą dokładnością linią prostą, w schemacie blokowym w miejsce $f(x)$ należy wstawić współczynnik wzmocnienia - k . W tym też przypadku zależność pomiędzy sygnałem wejściowym a wyjściowym w stanie ustalonym można ująć zależnością:

$$P_{wy} = P_{we} \frac{S_1 \cdot a_z}{\frac{1}{c_z k} + S_2 b_z} + M_{soy} \frac{1}{\frac{1}{c_z k} + S_2 b_z} \quad (1)$$



Rys. 3. Charakterystyka statyczna elementu sterującego

Przyjmijmy obecnie, że przetwornik posiada element sterujący o charakterystyce jak na rys. 3, na układ dynamiczny oddziałują wibracje podłoża.

Dopóki amplituda zmian położenia układu dynamicznego będzie na tyle mała, że praca elementu sterującego będzie odbywać się w zakresie liniowej części charakterystyki, dopóty nie nastąpi zmiana wartości średniej ciśnienia wyjściowego i tym samym nie powstanie błąd dodatkowy spowodowany oddziaływaniem wibracji podłoża. Wejście w zakres nieliniowej części charakterystyki na skutek zwiększenia amplitudy drgań systemu dynamicznego lub ewentualnie na skutek zmiany punktu pracy wpłynie na zmianę wartości średniej syg-

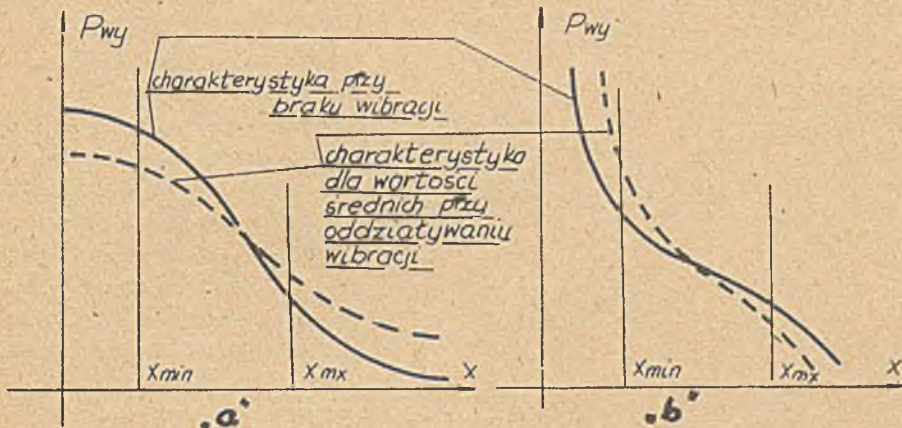
nału wyjściowego oraz powstanie tym samym błędu dodatkowego spowodowanego oddziaływaniem wibracji podłoża. Wielkość dodatkowych błędów, które powoduje oddziaływanie wibracji podłoża, można stosunkowo prosto oszacować przy założeniu, że częstotliwość wibracji jest duża w porównaniu z szybkością działania elementu sprzężenia zwrotnego. Można wówczas przyjąć, że ciśnienie w miezku sprzężenia zwrotnego będzie stałe, równe wartości średniej.

Ruchy systemu dynamicznego są wtedy zdeterminowane parametrami wibracji i dynamiką systemu, a w węzle eumacyjnym schematu blokowego (rys. 2) następuje porównywanie wartości średnich. Ponieważ, jak zaznaczono wyżej, operuje się wartością średnią sygnału wyjściowego, w celu wyznaczenia błędu dodatkowego przetwornika należy uprzednio wyznaczyć charakterystykę elementu sterującego dla średnich wartości sygnału wyjściowego. Ponieważ wartość średnia sygnału wyjściowego zależy od konkretnych parametrów wibracji, charakterystykę statyczną dla wartości średnich można wyznaczyć

również dla konkretnych wartości parametrów wibracji. Zmianę kształtu charakterystyk statycznych dla wartości średnich pod wpływem oddziaływania wibracji przedstawię rys. 4.

Jak z niego wynika, w przypadku "a" średnie wzmocnienie dla roboczego odcinka charakterystyki ($x_{\min} \leq x \leq x_{\max}$) zmalało, w przypadku "b" wzrosło.

Zmiana średniego wzmocnienia charakterystyki statycznej spowoduje, oczywiście przy skończonej wartości podatności systemu, zmianę średniej wartości sygnału wyjściowego, a tym samym powstanie błędu dodatkowego spowodowanego oddziaływaniem wibracji podłoża.



Rys. 4. Wpływ wibracji podłoża na kształt charakterystyki statycznej elementu sterującego

Wartość tego błędu dla przetworników o sygnale wyjściowym pneumatycznym (rys. 1) określa wyrażenie:

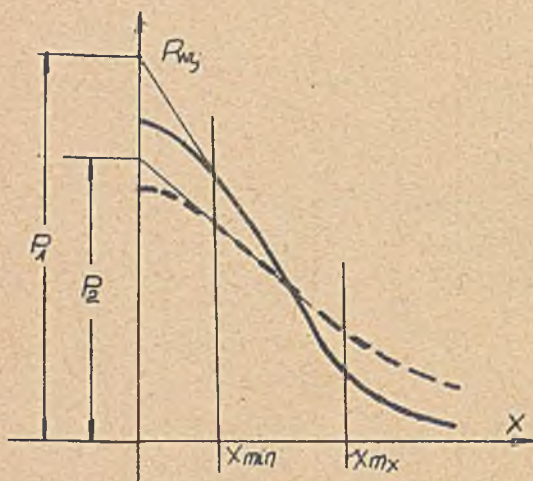
$$\delta_w = \left\{ \frac{c_z(k_1 - k_2)}{0,4(1 + S_2 b_z k_1 c_z)(1 + S_2 b_z k_2 c_z)} (P_{we} S_1 a_z + M_{soz}) + \frac{S_2 b_z c_z (P_2 k_1 - P_1 k_2) + (P_2 - P_1)}{0,4(1 + S_2 b_z k_1 c_z)(1 + S_2 b_z k_2 c_z)} \right\} 100 [\%] \quad (2)$$

gdzie:

k_1 - średnie wzmocnienie roboczej części charakterystyki statycznej przy braku wibracji (rys. 5),

k_2 - średnie wzmocnienie roboczej części charakterystyki statycznej przy oddziaływaniu wibracji (rys. 5),

- P_1 - wartość rzędnej punktu przecięcia przedłużenia prostoliniowej części charakterystyki statycznej z osią P_{wy} przy braku wibracji (rys. 5),
- P_2 - wartość rzędnej punktu przecięcia przedłużenia prostoliniowej części charakterystyki statycznej z osią P_{wy} przy oddziaływaniu wibracji (rys. 5),
- S_1, S_2 - powierzchnie efektywne mieszków (rys. 1).



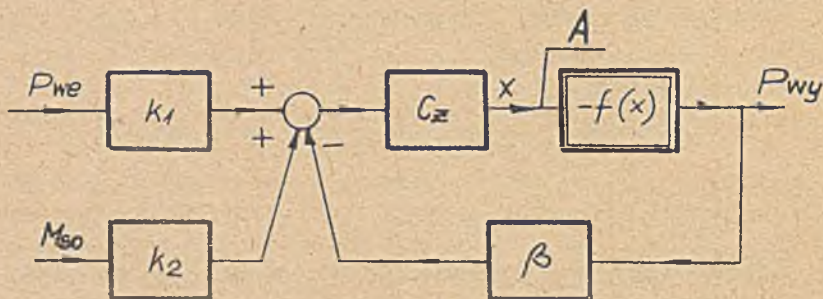
Rys. 5. Wyznaczenie wartości P_1 i P_2 w celu określenia błędu dodatkowego (wzór 2)

W przypadku, gdy nie można sprokaimować roboczego odcinka charakterystyki statycznej do linii prostej, zagadnienie można rozwiązać graficznie.

Jeżeli przetwornik pomiarowy posiada schemat blokowy jak na rys. 6, to punkt pracy określa przecięcie charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza $f(x)$ z prostą wyrażającą zależność pomiędzy sygnałem wyjściowym a przesunięciem x po otwarciu układu w punkcie A.

Równanie prostej:

$$P_{wy} = P_{we} \frac{k_1}{\beta} + M_{so} \frac{k_2}{\beta} + \frac{x}{\beta c_z} \quad (3)$$

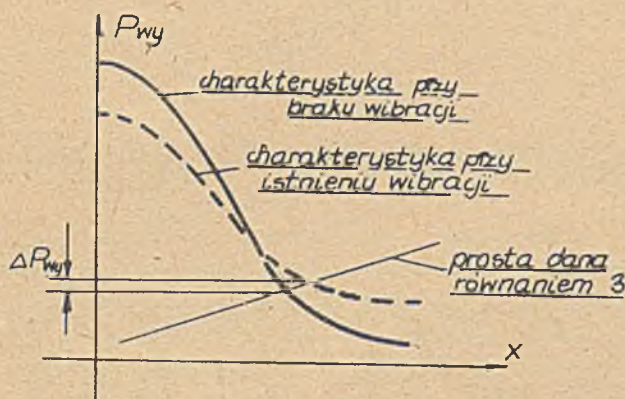


Rys. 6. Ogólny schemat blokowy przetwornika ciśnienia (dla stanu ustalonego)

Dla przetwornika o schemacie idealnym przedstawionym na rys. 1 równanie to przyjmuje postać:

$$P_{wy} = P_{we} \frac{S_1}{S_2} \frac{b_z}{b_2} + M_{so} \frac{1}{S_2 b_z} + \frac{1}{S_2 b_z c_z} \cdot X \quad (4)$$

Wyznaczając charakterystykę statyczną dla wartości średnich przy braku wibracji oraz przy istnieniu wibracji, zmianę ciśnienia wyjściowego można odczytać bezpośrednio na wykresie (rys. 7).



Rys. 7. Graficzny sposób wyznaczenia błędu dodatkowego od oddziaływania wibracji podłoża dla przetworników o wyjściu pneumatycznym

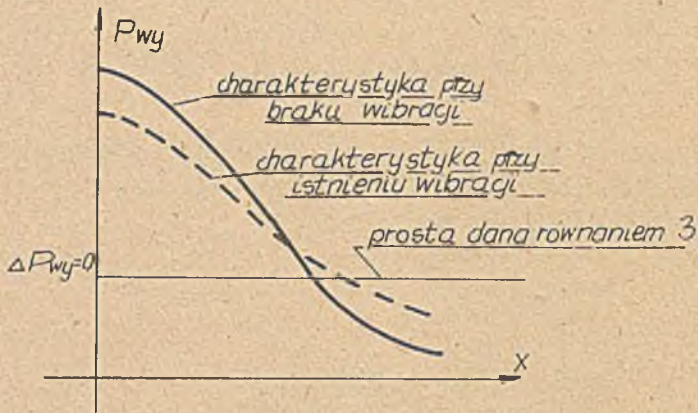
Błąd dodatkowy spowodowany oddziaływaniem wibracji podłoża:

$$\delta_w = \frac{\Delta P_{wy}}{P_{wy \max} - P_{wy \min}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (5)$$

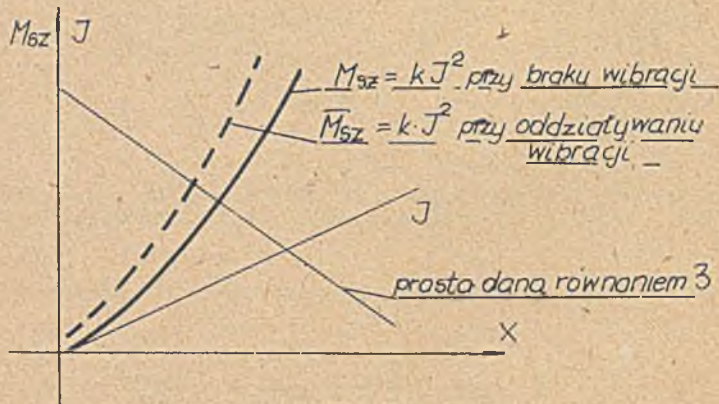
Można łatwo zauważyć, że jeżeli podatność systemu wzrasta, to nachylenie prostej (3) maleje i tym samym maleje wartość błędu dodatkowego od oddziaływania wibracji. Przy nieskończonej dużej podatności prosta (3) przebiega równoległe do osi odciętych i wówczas zmiana kształtu charakterystyki statycznej nie powoduje zmiany ciśnienia wyjściowego, a więc błąd dodatkowy od oddziaływania wibracji podłoża będzie równy zero. Ilustruje to rys. 8.

W przetwornikach o charakterystyce pierwiastkującej (waga prądowa) ze względu na kwadratową zależność momentu sprzężenia zwrotnego od sygnału wyjściowego oddziaływanie wibracji prowadzić będzie przeważnie do wzrostu

nachylenia charakterystyki, a tym samym do wzrostu średniego wzmocnienia (rys. 9).

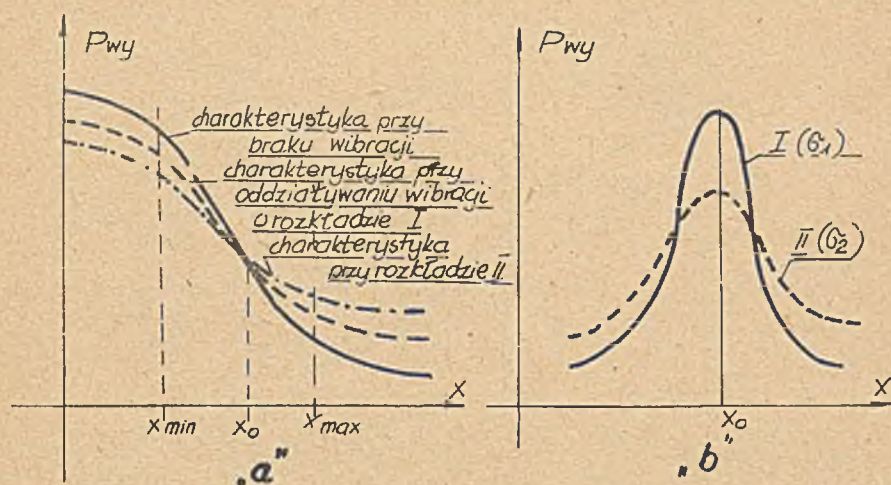


Rys. 8. Graficzne uzasadnienie braku wpływu wibracji na błąd dodatkowy w przypadku nieskończenie dużej podatności systemu dynamicznego



Rys. 9. Wpływ wibracji podłoża na kształt charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza w przetwornikach o charakterystyce pierwiastkowej

Przy oddziaływaniu wibracji o charakterze funkcji losowych błąd dodatkowy będzie funkcją rozkładu gęstości prawdopodobieństwa amplitudy wibracji. Na rys., 10a przedstawiono zmiany kształtu charakterystyki statycznej dla wartości średnich elementu sterującego i wzmacniacza przetwornika pneumatycznego przy oddziaływaniu wibracji o rozkładzie normalnym gęstości prawdopodobieństwa (rys. 10b).



Rys. 10. Wpływ wibracji o charakterze funkcji losowych na kształt charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza

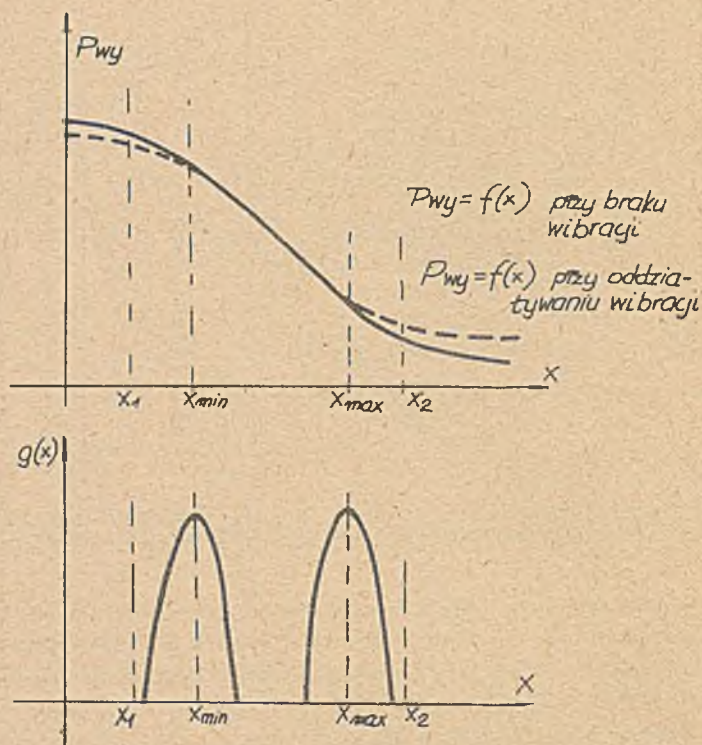
Jak wynika z rysunku, znacznie większa zmiana wzmocnienia i tym samym większy błąd dodatkowy od oddziaływania wibracji podłoża wystąpi w przypadku, gdy rozkład gęstości prawdopodobieństwa amplitudy drgań układu dynamicznego posiada większe odchylenie standardowe (σ) (rozkład II).

Dalej można stwierdzić, że błąd dodatkowy od oddziaływania wibracji podłoża będzie równy zero, jeżeli prawdopodobieństwo pojawienia się amplitud o wartościach większych aniżeli wynosi zakres liniowej części charakterystyki będzie też równe zero.

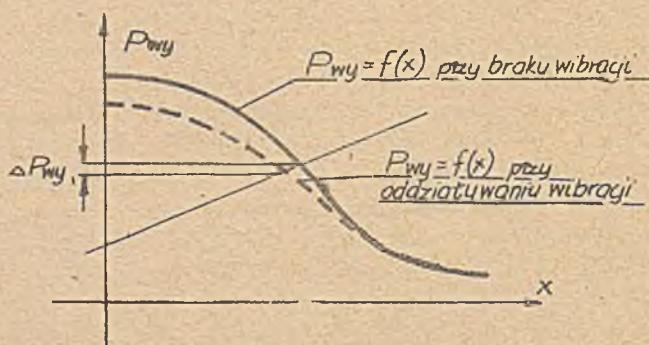
Na rys. 11 przedstawiono sytuację, gdy nawet w skrajnych punktach zakresu roboczego charakterystyki nie powstaje błąd dodatkowy od oddziaływania wibracji podłoża. Wynika to z faktu przedłużenia liniowej części charakterystyki statycznej na tyle, że prawdopodobieństwo wejścia w zakres pracy na nieliniowych częściach charakterystyki przy podanym rozkładzie gęstości prawdopodobieństwa wibracji będzie równe zero.

Wówczas w zakresie roboczej części charakterystyki statycznej nie występuje zmiana kształtu charakterystyki, w związku z tym błąd dodatkowy od oddziaływania wibracji jest równy zero. Ze względu na małą odległość przysłony od dyszy przy oddziaływaniu wibracji mogą również wystąpić zjawiska uderzeń i odbić przysłony do dyszy. Skutkiem tego będzie zwiększenie średniej odległości przysłony od dyszy i dalsza deformacja charakterystyki statycznej dla wartości średnich (rys. 12).

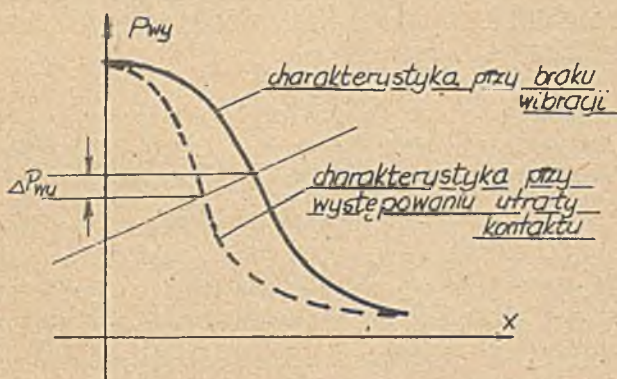
Duże wartości błędów dodatkowych mogą powstać, gdy na skutek oddziaływania wibracji podłoża następować będzie utrata kontaktu styków rozłącznych w systemie dynamicznym przetwornika. Tracenie kontaktu wywołuje efekt zwiększenia efektywnej długości popychaczy, co z kolei z punktu widzenia działania elementu sterującego można rozpatrywać jako przesunięcie charakterystyki względem osi sygnału wyjściowego. Pokazano to na rys. 13.



Rys. 11. Wpływ wibracji o charakterze funkcji losowych na kształt charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza o przedłużonej liniowej części charakterystyki

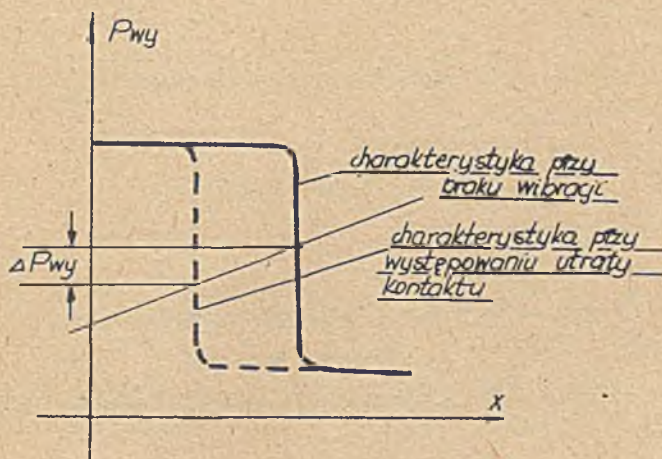


Rys. 12. Deformacja charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza przy występowaniu zjawiska odbicia przesyłony od dyszy



Rys. 13. Deformacja charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza przy występowaniu utraty kontaktu styków rozłącznych w systemie dynamicznym przetwornika dla skończonego wzmocnienia wzmacniacza

Również w tym wypadku przy nieakończeniu dużej podatności systemu dynamicznego błąd dodatkowy będzie równy zero, gdyż prosta (3) będzie wówczas przebiegała równoległe do osi odciętych. Warto zwrócić uwagę na fakt, że zwiększenie wzmocnienia nie powoduje w tym przypadku widocznego zmniejszenia błędu dodatkowego, gdyż nawet przy nieakończeniu dużym wzmocnieniu wystąpi błąd dodatkowy (rys. 14) przy skończonej wartości podatności.



Rys. 14. Deformacja charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza przy występowaniu utraty kontaktu styków rozłącznych w systemie dynamicznym przetwornika dla nieakończonego dużego wzmocnienia wzmacniacza

4. Wyznaczanie charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza dla wartości średnich przy oddziaływaniu wibracji o charakterze funkcji losowych

Proponowana w niniejszym rozdziale metodyka postępowania przy wyznaczeniu charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza dla wartości średnich obejmuje zagadnienia spełniające następujące założenia:

- amplituda wibracji podłoża jest funkcją przypadkową, stacjonarną i ergodyczną,
- zastępcza stała czasowa układu sprzężenia zwrotnego przetwornika jest duża w porównaniu z okresem drgań własnych systemu dynamicznego oraz okresami występujących wibracji.

Przyjmijmy, że zależność pomiędzy przemieszczeniem układu dynamicznego a sygnałem wymuszającym (wibracja podłoża) dana jest w formie operatorowej:

$$F(p) = \frac{\Delta x(p)}{\Delta A(p)} \quad (6)$$

Jeżeli funkcja korelacji sygnału wymuszającego (przyspieszenia wibracji) $A(\tau)$ wynosi $K_A(\tau)$, to gęstość widmowa sygnału wymuszającego można wyznaczyć stosując transformatę cosinusową

$$S_A(\omega) = 2 \int_0^{\infty} K_A(\tau) \cos \omega \tau \, d\tau \quad (7)$$

Gęstość widmową sygnału wyjściowego (przemieszczenia) określa z kolei wyrażenie:

$$S_x(\omega) = F(j\omega)^2 S_A(\omega) \quad (8)$$

gdzie:

$F(j\omega)$ - charakterystyka częstotliwościowa otrzymana z funkcji przejścia przez podstawienie $p = j\omega$

Mając gęstość widmową przemieszczenia, można określić również jego wariancję:

$$v_x = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) \, d\omega \quad (9)$$

a stąd odchylenie standardowe

$$\sigma_x = \sqrt{V_x} \quad (10)$$

Zależność pomiędzy przemieszczeniem systemu dynamicznego a amplitudą przyspieszenia wibracji jest zależnością liniową. W związku z tym można stwierdzić, że charakter sygnału wyjściowego (przemieszczenia) nie zmieni się w stosunku do charakteru sygnału wejściowego (amplitudy wibracji). Jeżeli np. amplitudy lub przyspieszenia wibracji dane były rozkładem normalnym, to również przemieszczenie określone będzie rozkładem normalnym. Ponieważ rozpatruje się jedynie wpływ wibracji na charakterystykę statyczną elementu sterującego i wzmacniacza, można przyjąć, że element sprzężenia zwrotnego jest wyłączony z działania, co z kolei sprawia, że wartość oczekiwana przemieszczenia układu dynamicznego nie zależy od wibracji (układ liniowy) i jest równa wartości wynikającej z bilansu momentów w stanie ustalonym, działających na układ dynamiczny.

W celu wyznaczenia charakterystyki statycznej przy oddziaływaniu wibracji należy wyznaczyć wartości oczekiwane sygnału wyjściowego elementu sterującego i wzmacniacza dla kolejnych wartości oczekiwanych sygnału wejściowego x_0 (przemieszczenia) korzystając ze wzoru:

$$m_{wy} = \int_{-\infty}^{+\infty} m(x) w(x) dx \quad (11)$$

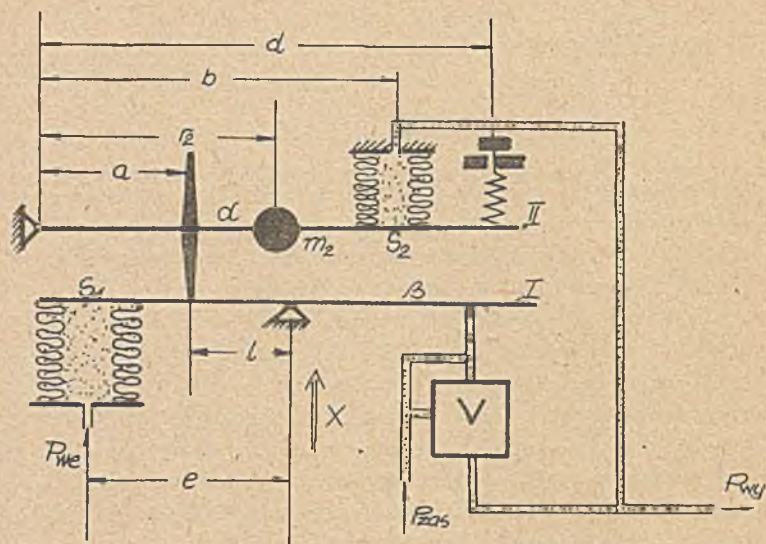
$m(x)$ - charakterystyka statyczna elementu sterującego i wzmacniacza w przypadku sygnału o rozkładzie normalnym:

$$m_{wy} = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-x_0)^2}{2\sigma^2}} dx \quad (12)$$

Mając zbiór wartości oczekiwanych sygnału wyjściowego dla kolejnych wartości oczekiwanych sygnału wejściowego można wyznaczyć charakterystykę statyczną dla wartości średnich (oczekiwanych) i przedyskutować następnie wpływ zmiany jej kształtu na powstawanie błędów dodatkowych od oddziaływania wibracji podłoża, podobnie jak w punkcie 2 niniejszego artykułu.

4. Przykład

Rozpatrzmy wpływ wibracji liniowych działających w kierunku "x" na pneumatyczny przetwornik pomiarowy ciśnienia AR-109-214 firmy SIEMENS o schemacie ideowym jak na rys. 15.



Rys. 15. Schemat ideowy przetwornika AR-109-214

Z a ł o ż e n i a :

- na przetwornik oddziałują stacjonarne ergodyczne wibracje podłoża estymowane do wibracji o rozkładzie normalnym. Funkcja autokorelacji przyspieszenia wibracji estymowana jest wzorem:

$$K_{aw}(\tau) = v_{aw} \cdot e^{-|\tau|/\tau} \quad (13)$$

gdzie:

$$\tau = 500 \left[\frac{1}{\text{sek}} \right]$$

$$v_{aw} = 0,65 \left[\frac{\text{m}^2}{\text{sek}^4} \right]$$

- moment statyczny dźwigni I

$$m_1 \cdot r_1 = 0 \quad (14)$$

- moment statyczny dźwigni II

$$m_2 \cdot r_2 \neq 0 \quad (15)$$

- ciśnienie w mieszk sprężenia zwrotnego jest stałe, równe wartości średniej,

- wzmacniacz jest elementem bezinercyjnym,
- skutkiem oddziaływania wibracji jest jedynie deformacja charakterystyki statycznej dla wartości średnich (nie występuje utrata kontaktu pomiędzy dźwigniami oraz nie występują odbicia sprężyste przysyłony od dyszy).

Wartości parametrów przetwornika podano w pracy dyplomowej inżynierskiej wykonanej w Instytucie Automatyki Przemysłowej i Pomiarów [3].
Stąd:

- wymiary liniowe

$$a = 23,5 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \quad e = 41 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$b = 70,0 \cdot 10^{-3} \text{ [m]} \quad l = 37 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

$$d = 90,0 \cdot 10^{-3} \text{ [m]}$$

- powierzchnie efektywne

$$S_1 = 0,926 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]} \quad S_2 = 0,202 \cdot 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

- momenty bezwładności

$$J_1 = 5,9 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}^2}{\text{rad}} \right]; \quad J_2 = 102 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}^2}{\text{rad}} \right]$$

- współczynniki tarcia lepkiego

$$R_1 = 1,8 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}}{\text{rad}} \right]; \quad R_2 = 42 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}}{\text{rad}} \right]$$

- podatności

$$C_1 = 48,4 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{rad}}{\text{N m}} \right]; \quad C_2 = 60,0 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{rad}}{\text{N m}} \right]$$

- moment statyczny dźwigni II

$$m_2 \cdot r_2 = 7,65 \cdot 10^{-3} \text{ [kgm]}$$

- parametry zastępcze

$$J_z = J_1 + \frac{l^2}{a} \cdot J_2 = 261 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}^2}{\text{rad}} \right]$$

$$R_z + R_1 + \frac{l^2}{a} \cdot R_2 = 113 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{N m sek}}{\text{rad}} \right]$$

$$C_z = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \frac{l^2}{a} \frac{1}{c_2}} = 7,78 \cdot 10^{-3} \left[\frac{\text{rad}}{\text{N m}} \right]$$

$$M_{sz} = m_2 \cdot r_2 \frac{l}{a} = 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ [kg m]}$$

Funkcja przejścia przetwornika

$$\frac{\Delta \beta(p)}{\Delta a_w(p)} = \frac{k}{p^2 + a_1 p + a_0} \quad (16)$$

gdzie:

$$k = \frac{M_{az}}{J_z} = 0,047 \left[\frac{\text{rad}}{\text{m}} \right]$$

$$a_1 = \frac{R_z}{J_z} = 0,44 \left[\frac{1}{\text{sek}} \right]$$

$$a_0 = \frac{1}{J_z C_z} = 493 \left[\frac{1}{\text{sek}^2} \right]$$

Gęstość widmowa sygnału wymuszającego $a_w(t)$

$$S_{aw}(\omega) = 2 \int_0^{\infty} k_{aw}(\tau) \cos \tau d\tau = \frac{2v_{aw} \cdot \gamma}{\pi(\gamma^2 + \omega^2)} \quad (17)$$

Wariancja sygnału wyjściowego $\beta(t)$

$$V_{\beta} = \frac{2\gamma v_{aw} \cdot k^2}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{d\omega}{(\gamma^2 + \omega^2)(a_0 + a_1 \cdot j\omega - \omega^2)^2} \quad (18)$$

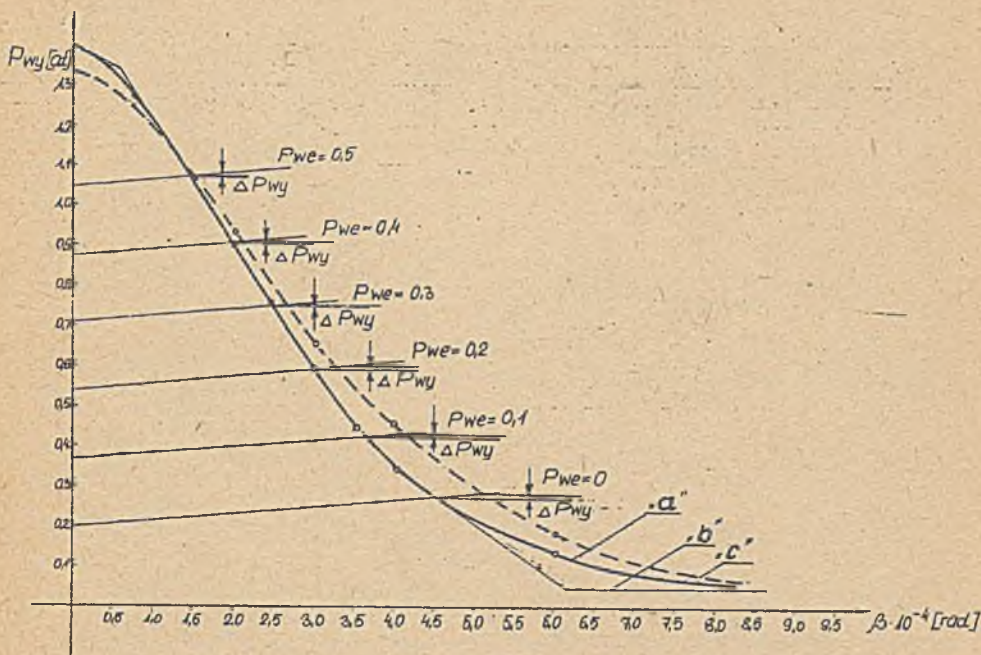
Na podstawie [4] po scałkowaniu:

$$V_{\beta} = \frac{v_{aw}(\gamma + a_1)k^2}{a_0 a_1(\gamma^2 + a_1 \gamma + a_0)} \quad (19)$$

Po podstawieniu konkretnych wartości:

$$V_{\beta} = 0,0133 \cdot 10^{-6} \left[\text{rad}^2 \right]$$

Charakterystykę statyczną elementu sterującego i wzmacniacza (krzywa "a") oraz jej aproksymację odcinkową (krzywa "b") przedstawiono na rysunku 16.



Rys. 16. Wpływ wibracji podłoża na kształt charakterystyki statycznej elementu sterującego i wzmacniacza (dla wartości średnich) przetwornika AR-109-214

Równania poszczególnych odcinków posiadają następującą postać:

dla $\beta < 0$ [rad] $P_{wy} = 1,4 \cdot 10^2$ [kPa] (20)

dla $0 \leq \beta < 0,5 \cdot 10^{-4}$ [rad] $P_{wy} = (-0,1 \cdot 10^4 \beta + 1,4) \cdot 10^2$ [kPa] (21)

dla $0,5 \cdot 10^{-4} \leq \beta < 3,5 \cdot 10^{-4}$ [rad]; $P_{wy} = (-0,3 \cdot 10^4 \beta + 1,5) \cdot 10^2$ [kPa] (22)

dla $3,5 \cdot 10^{-4} \leq \beta < 6,25 \cdot 10^{-4}$ [rad]; $P_{wy} = (-0,13 \cdot 10^4 \beta + 0,9) \cdot 10^2$ [kPa] (23)

dla $\beta \geq 6,25 \cdot 10^{-4}$ [rad] $P_{wy} = 0,05 \cdot 10^2$ [kPa] (24)

W związku z tym wartość oczekiwana ciśnienia wyjściowego P_{wy} dla danego punktu pracy β_0 po wykorzystaniu wzoru (12) będzie dane relacją:

$$\begin{aligned}
 P_{wy} = & \left[\int_{-\infty}^0 1,4 \frac{1}{6\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\beta-\beta_0)^2}{2\sigma^2}} d\beta + \int_0^{0,5 \cdot 10^{-4}} \frac{1}{6\sqrt{2\pi}} (-0,1 \cdot 10^4 \beta + 1,4) \cdot e^{-\frac{(\beta-\beta_0)^2}{2\sigma^2}} d\beta + \right. \\
 & + \int_{0,5 \cdot 10^{-4}}^{3,5 \cdot 10^{-4}} \frac{1}{6\sqrt{2\pi}} (-0,3 \cdot 10^4 \beta + 1,5) \cdot e^{-\frac{(\beta-\beta_0)^2}{2\sigma^2}} d\beta + \\
 & + \int_{3,5 \cdot 10^{-4}}^{6,25 \cdot 10^{-4}} \frac{1}{6\sqrt{2\pi}} (-0,13 \cdot 10^4 \beta + 0,9) \cdot e^{-\frac{(\beta-\beta_0)^2}{2\sigma^2}} d\beta + \\
 & \left. + \int_{6,25 \cdot 10^{-4}}^{+\infty} 0,05 \cdot \frac{1}{6\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(\beta-\beta_0)^2}{2\sigma^2}} d\beta \right] \cdot 10^2 \text{ [kPa]} \quad (25)
 \end{aligned}$$

Po stabilaryzowaniu (tabela 1) wyrażenia (25) dla kolejnych wartości β_0 otrzymano charakterystykę $\bar{P}_{wy} = f(\beta)$ (krzywa "C" na rys. 16) elementu sterującego i wzmacniacza przy oddziaływaniu wibracji o podanym rozkładzie gęstości prawdopodobieństwa.

Tabela 1

β [rad]	0	$1 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$	$3 \cdot 10^{-4}$	$4 \cdot 10^{-4}$	$6 \cdot 10^{-4}$
$P_{wy} \cdot 10^2$ [kPa]	1,34	1,25	0,94	0,66	0,46	0,19

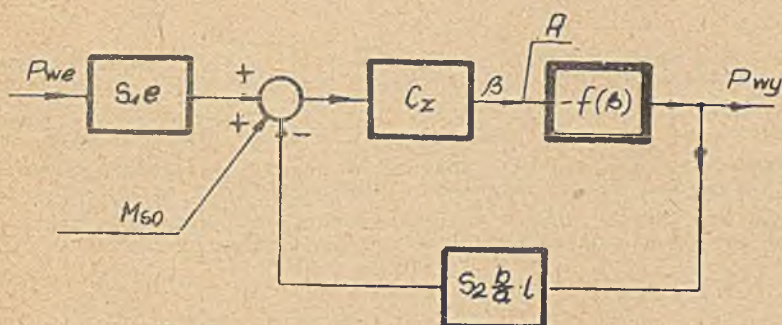
Punkt pracy określa przecięcie charakterystyki statycznej z prostą wyrażającą działanie części liniowej przetwornika. Równanie tej prostej można wyznaczyć ze schematu blokowego (rys. 17) dla stanu ustalonego.

Po otwarciu układu w punkcie A zależność pomiędzy sygnałem P_{wy} a kątem obrotu β wyraża się następująco:

$$P_{wy} = P_{we} \frac{s_1 e a}{s_2 b l} + M_{e0} \frac{a}{s_2 b l} + \frac{a}{s_2 b l c_z} \beta \quad (26)$$

M_{e0} wyznaczono z warunku, że dla $P_{we} = 0$, $P_{wy} = 0,2 \cdot 10^2$ [kPa]

$$M_{e0} = 4,32 \cdot 10^{-2} \text{ [N m]}$$



Rys. 17. Schemat blokowy dla stanu ustalonego przetwornika AR-109-214

Po wstawieniu konkretnych wartości:

$$P_{wy} = (1,73 P_{we} + 0,2 + 119\beta) \cdot 10^2 \text{ [kPa]} \quad (27)$$

Jak wynika z wykresu (rys. 16), zmiana charakterystyki statycznej powoduje dla tych samych wartości P_{we} zmianę położenia punktu pracy i tym samym zmianę ciśnienia wyjściowego. Stąd też korzystając ze wzoru (5) dla danych wartości P_{we} można wyznaczyć błędy dodatkowe od oddziaływania wibracji podłoża.

Zależność $\delta_w = f(P_{we})$ ujęto w tabeli 2.

Tabela 2

$P_{we} \cdot 10^2 \text{ [kPa]}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$\delta_w \text{ [%]}$	1,4	1,0	0,6	0,4	0,2	0,0

Warto dodać, że w rzeczywistym układzie należy spodziewać się znacznie większych błędów dodatkowych ze względu na występujące zjawiska odbić sprężystych przysłony do dyszy oraz zjawiska utraty kontaktu między dźwigniami.

LITERATURA

- [1] Kubit S.: Wpływ wibracji podłoża na działanie przetworników pomiarowych ciśnienia i różnicy ciśnień. (Niepublikowana), Gliwice 1973.
- [2] Gosiewski K., Kubit S.: Problemy stabilności magnesów trwałych stosowanych w przetwornikach pomiarowych. Biuletyn MERA, Warszawa 1973.
- [3] Siręga Z.: Wpływ wibracji podłoża na pracę pneumatycznego przetwornika ciśnienia. (Niepublikowana), Gliwice 1972.
- [4] Pugaczew: Teoria funkcji przypadkowych i jej zastosowanie do zagadnień sterowania automatycznego. WMON, Warszawa 1960.

ДОБАВОЧНЫЕ ОШИБКИ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ
ОТ ВИБРАЦИЙ ОСНОВАНИЯ

Р е з ю м е

В статье даётся классификация причин возникновения добавочных погрешностей измерительных преобразователей от вибраций основания. Рассматривается влияние нелинейностей динамической системы на образование этого рода ошибок, а также оцениваются добавочные ошибки от вибраций в преобразователе выпускаемом в стране на лицензии Сименс.

ADDITIONAL ERRORS OF MEASURING CONVERTERS OF PRESURE
DIFFERENCE AT THE INTERACTION OF BASE VIBRATION

S u m m a r y

In the article there has been given the classification of the causes of additional errors in measuring converters at the interaction of base vibration. There has been discussed the influence of non-linearity of dynamic system on formation such errors, and, there have been estimated additional errors resulting from the interaction of vibration in converter produced in our country on Siemens licence.