

INTERNATIONAL CONFERENCE: DYNAMICS OF MINING MACHINES
DYNAMACH '89

Marek PŁACHNO

Akademia Górniczo-Hutnicza
w Krakowie

ZAGADNIENIE DRGAŃ POPRZECZNYCH NACZYŃ WYCIĄGOWYCH

Streszczenie. Zwrócono uwagę, że dynamiczne obciążenia poprzeczne doznawane przez naczynie wyciągowe podczas jego ruchu w szybie mogą być istotne dla warunków i bezpieczeństwa jego pracy, ale nie są uwzględniane przy obliczeniach naczyń, ponieważ są trudne do określenia zarówno na drodze obliczeń statycznych, jak i bezpośrednich pomiarów. Z tego powodu zajęto się drganiami poprzecznymi naczyń, jako nośnikiem informacji o dynamicznych obciążeniach ruchowych tych naczyń. Wymagało to odejścia od dotychczasowych założeń przyjmowanych przy analizie dynamiki układu "naczynie - zbrojenie" i rozpatrzenia naczynia, jako dynamicznego układu kilku sztywnych mas (pomostów) połączonych znacznie mniej sztywnymi prętami (ścianami bocznymi). Omówiono równania opracowanego modelu matematycznego i wykazano, że może on być brany pod uwagę dla każdego przypadku naczynia, gdyż zapewnia możliwość weryfikacji wyników analizy i obliczeń poprzez ich porównanie z wynikami pomiaru przyspieszeń drgań poprzecznych tego naczynia.

1. WPROWADZENIE

Drgania poprzeczne doznawane przez naczynie wyciągowe podczas jazdy w szybie, są objawem występowania w konstrukcji naczynia poprzecznych obciążeń dynamicznych, które mogą mieć istotny wpływ na warunki i bezpieczeństwo jego pracy [6, 7, 10, 11]. Obciążenia te nie są jednak uwzględniane przy obliczaniu naczyń, są bowiem trudne do określenia na drodze statycznych obliczeń projektowych, jak również problematyczne do pomiaru za pomocą bezpośrednich przetworników.

Drgania poprzeczne naczyń są zatem interesujące jako nośnik informacji o obciążeniach poprzecznych tych naczyń zwłaszcza, że pomiary drgań poprzecznych nie nastręczają trudności i przy odpowiednim wyposażeniu aparaturowym mogą być wykonywane w zakresie stosowanych obecnie rutynowych pomiarów akcelerometrycznych.

W polskiej praktyce szybowej waga zagadnienia poprzecznych drgań naczyń wyciągowych jest dostrzegana [1, 3], ale nie dokonano jak dotąd skonkretyzowania doświadczeń praktycznych, jak również nie opracowano

przydatnych dla praktyki teoretycznych podstaw analizy tych drgań. Prace w zakresie dynamiki układu "naczynie - zbrojenie" traktujące naczynie jako sztywny układ mas stwarzają podstawy do analizy tylko niektórych przypadków omawianych drgań [4, 5, 8, 12]. Istotne dla warunków i bezpieczeństwa pracy naczynia, dynamiczne obciążenia poprzeczne występują natomiast wtedy, gdy poszczególne sztywne elementy jego konstrukcji drgają jako niezależne bryły, wywołując w łączących je, znacznie mniej sztywnych elementach ścian bocznych naczynia duże, sprężyste ugięcia.

Naczynie wyciągowe, jako układ trzech mas połączonych sprężystymi prętami było już analizowane w pracy [6].

Celem analizy była weryfikacja zależności wpływu masy i prędkości naczynia wyciągowego na maksymalne obciążenia przewodników szybowych. W pracy [11] przedstawiono wyniki badań dynamiki współpracy naczynia wyciągowego ze zbrojeniem szybowym, uwzględniających ugięcia dynamiczne konstrukcji naczynia podczas ruchu w szybie. Zwrócono uwagę na istotny związek tych ugięć z obciążeniami dynamicznymi układu i podkreślono potrzebę uwzględniania tych ugięć przy ocenie obciążeń rzeczywistych.

W Polsce badania drgań poprzecznych naczyń wyciągowych, jako układu sztywnych brył (pomostów) połączonych sprężystymi prętami (ciągami), zapoczątkowano w 1983 r., praca [10]. Kolejne prace [7], obejmujące badania i analizy poprzecznych drgań naczyń w szybach różnych kopalń potwierdziły możliwość analizowania tych drgań w oparciu o wspólny matematyczny model. Model taki, opracowany jako zbiór matematycznych zależności uporządkowanych za pomocą mikrokomputerowego programu okazał się być przydatny zarówno do analizy wyników pomiaru przyspieszeń drgań poprzecznych naczyń, jak i do dynamicznych obliczeń naczyń w nowo projektowanych układach prowadzenia. Przy analizie wyników pomiaru przyspieszeń, omawiany model pozwala określić towarzyszące drganiom naczynia maksymalne obciążenia ruchowe od przewodnic tocznych, zabezpieczających oraz reakcje sprężyste (momenty gnące) w połączeniach ścian bocznych naczynia [9]. Istotną częścią modelu są zależności do weryfikacji i oceny błędów analizy.

Przy dynamicznych obliczeniach naczyń w nowo projektowanych układach prowadzenia, omawiany model jest przydatny do wyznaczenia charakterystyk wpływu sztywności przewodnic oraz ścian bocznych naczynia na obciążenia i ugięcia dynamiczne spodziewane w ruchu. Charakterystyki te umożliwiają taki dobór parametrów układu, aby uzyskane zostały pożądane warunki jego pracy.

Poniżej omówiono równania opisywanego modelu matematycznego a następnie scharakteryzowano zagadnienie określania i weryfikacji współczynników tych równań, umożliwiających ilościowy opis dynamicznego układu rzeczywistego naczynia wyciągowego.

2. RÓWNANIA DRGAŃ POPRZECZNYCH NACZYŃNIA WYCIĄGOWEGO

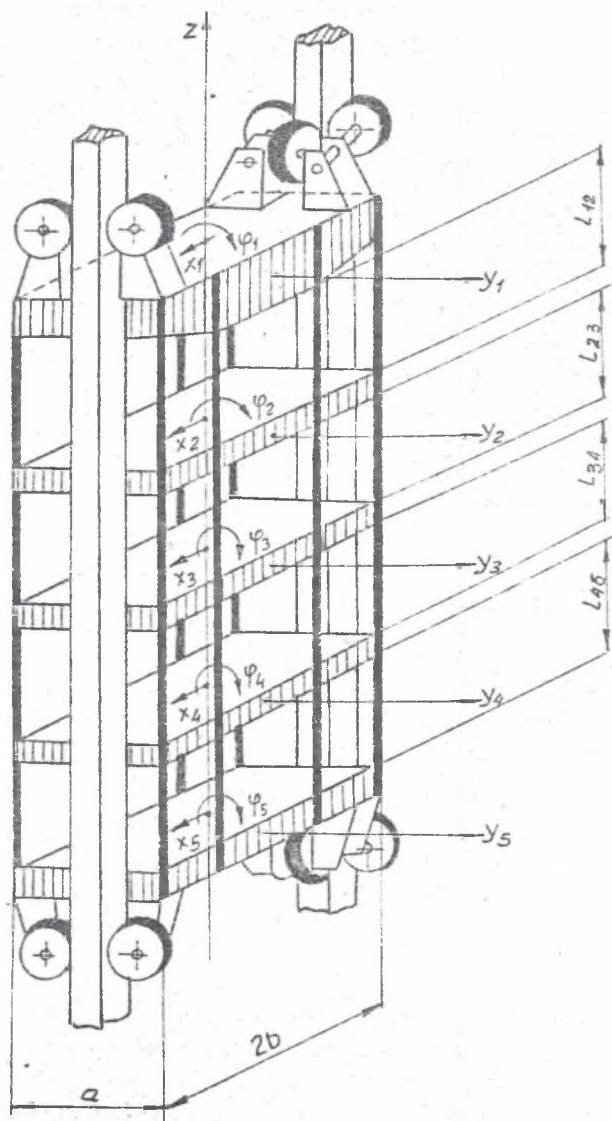
Równania drgań poprzecznych naczyńnina wyciągowego, jako układu mas połączonych sprężystymi prętami i pobudzanego do drgań przez wymuszenia losowe wynikające z oddziaływania na prowadnice nierówności prowadników szybowych, omówiono na przykładzie klatki czteropiętrowej o schemacie jak na rys. 1 oraz na przykładzie skipu z dnem otwieranym, pokazanego na rys. 2.

Omawiane równania opisują drgania poprzeczne związane z przemieszczeniami postępowymi x_i , y_i oraz przemieszczeniami obrotowymi φ_i w płaszczyznach x_i , y_i poszczególnych brył, przy czym w przypadku skipu uwzględniane są także przemieszczenia obrotowe ψ oraz γ zbiornika, zorientowane względem jego centralnych, poziomych osi bezwładności.

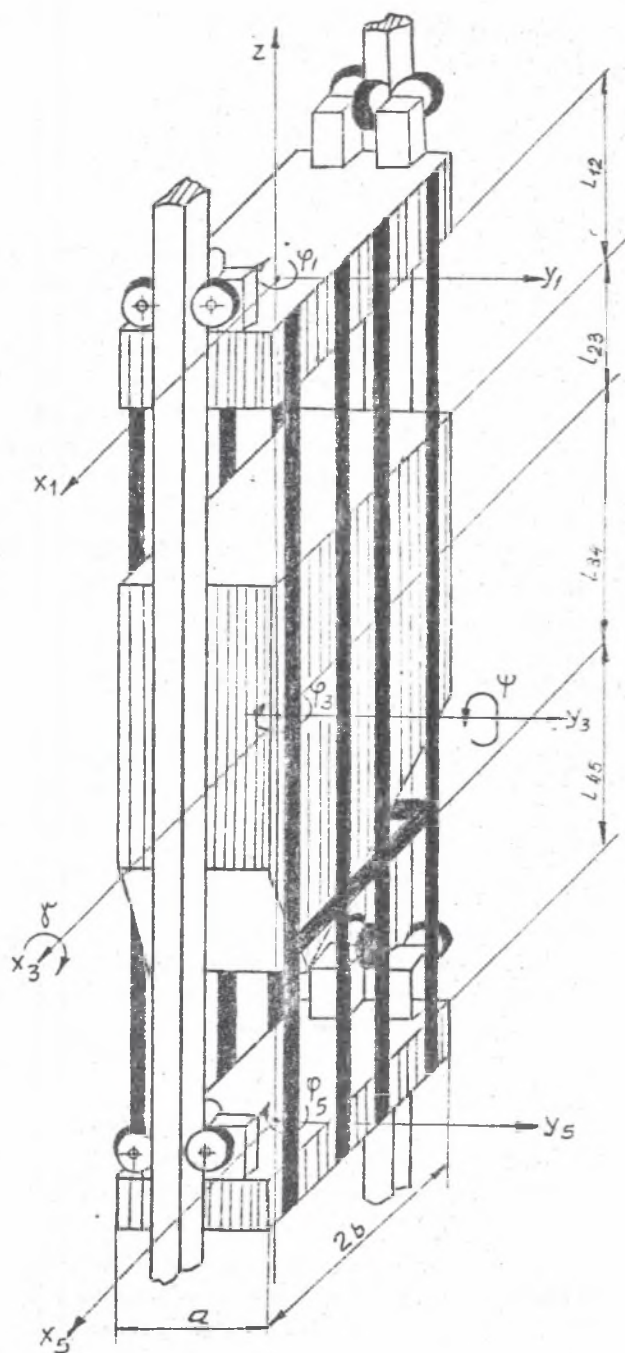
O drganiach poprzecznych naczyń wyciągowych założono, że związane z nimi ugięcia ścian bocznych oraz elastycznych prowadnic są geometrycznie liniowe oraz odpowiadają prawu Hooke'a. Założono ponadto, że przesunięcia środków ciężkości poszczególnych mas układu poza ich środki geometryczne nie mają istotnego wpływu na drgania tych mas oraz, że środki geometryczne wszystkich mas drgających leżą na osi z , która jest równocześnie osią symetrii dla sprężystości układu. Na tej podstawie omawiane równania opisują drgania poprzeczne klatki oraz skipu, jako superpozycję trzech niezależnych składowych tych drgań, tj. drgań czołowych, bocznych oraz obrotowych względem osi z , przy czym w zakresie każdej z tych składowych opisują chwilowe ugięcia $q_1 - q_5$ pięciu punktów modelu mechanicznego o schemacie pręta, jak na rys. 3.

Ugięcia $q_1 - q_5$ opisywane są dla punktów pręta określonych względem jego końca za pomocą współrzędnych $l_1 - l_5$ tak dobranych, że różnice tych współrzędnych wyznaczają odległości pomiędzy pomostami naczyńnina, a w przypadku skipu także odległości środka masy zbiornika od jego górnej oraz dolnej ściany. Odpowiadające tym odległościom odcinki pręta z rys. 3 posiadają sztywności na zginanie EJ_n odpowiednich elementów ścian bocznych naczyńnina. W przypadku klatki szybowej, sztywności EJ_n są zwykle jednakowe dla wszystkich odcinków, natomiast w przypadku skipu są różne, gdyż ściana boczna zbiornika jest w układzie tego naczyńnina wielokrotnie sztywniejsza niż ściany boczne, łączące zbiornik z głowicą oraz z pomostem dolnym.

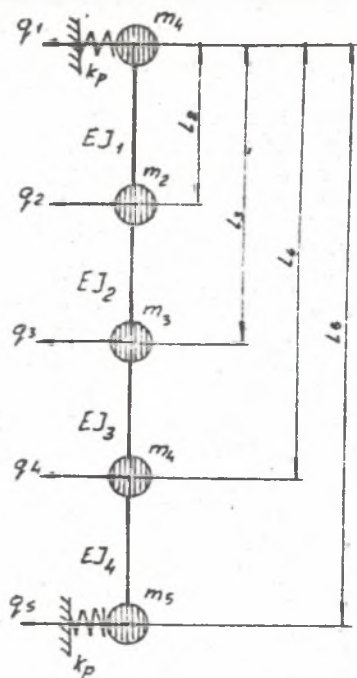
Występujące w modelu z rys. 3 podpory sprężyste ilustrują uwzględnione w omawianych równaniach drgań elastyczne prowadnice toczne naczyńnina, mocowane zwykle na jego górnym oraz dolnym pomoście. O prowadnicach tych założono, że przylegają do prowadników bez wstępnego docisku oraz bez luzu, wskutek czego poprzeczne przemieszczenia poszczególnych mas naczyńnina wyciągowego opisywane są przez omawiane równania drgań, jako liniowo zależne od sił dynamicznych P_j , działających na poszczególne masy naczyńnina wyciągowego, zgodnie z kierunkiem ich drgań q .



Rys. 1. Schemat układu czteropiętrowej klatki szklanej, wykorzystywany do analizy drgań poprzecznych tej klatki



Rys. 2. Schemat układu skipu górniczego z dnem otwieranym wykorzystywany do analizy drgań poprzecznych skipu



Rys. 3. Model mechaniczny, przydatny do analizy drgań poprzecznych naczyń wyciągowych

Równania tych drgań odpowiadają zatem formule:

$$q_i = \sum_{j=1}^{j=5} a_{ij} P_j \quad i = 1, 2, 3, 4, 5 \quad (1)$$

w której liczby a_{ij} są współczynnikami wpływu sił P_j na ugięcia q_i pręta z rys. 3. Nietrudno zauważyć, że każdy ze współczynników a_{ij} określa ugięcie tego pręta w i -tym punkcie, wywołane działaniem siły $P_j = 1$, przyłożonej w j -tym punkcie pręta. Z tego powodu każdy z tych współczynników zależy nie tylko od stałej sprężystości k_p prowadnic naczyń oraz sztywności EJ_n jego ścian bocznych, ale i od sztywności połączeń tych ścian z pomostami, uwarunkowanej zdolnością tych połączeń do przyjmowania momentów gnących.

W zakresie omawianych równań drgań, każdy ze współczynników a_{ij} jest

określany, jako suma trzech składników:

$$a_{ij} = \alpha_{ij} + \beta_{ij} (1 - \epsilon_i) + \gamma_{ij} \epsilon_i \quad (2)$$

gdzie:

$\alpha_{ij}, \beta_{ij}, \gamma_{ij}$ - są jednostkowymi ugięciami pręta z rys. 3, odpowiadającymi granicznym przypadkom jego sztywności (α_{ij} - gdy $EJ_n = \infty$, β_{ij} - gdy $k_p = \infty$ oraz, gdy połączenia ścian bocznych z pomostami pracują jak przeguby, γ_{ij} - gdy $k_p = \infty$ oraz gdy połączenia ścian bocznych pracują jak utwierdzenia),

ϵ_i - stopień utwierdzenia połączeń ścian bocznych, pozwalający za pomocą liczb z przedziału $[0, 1]$ uwzględnić w równaniach drgań dowolny przypadek sztywności tych połączeń.

Omawiane równania drgań poprzecznych naczyń zostały utworzone z formuły (1) przez wprowadzenie dla każdej z sił dynamicznych P_j następującej zależności:

$$P_j = B_j + T_j + S_j \quad (3)$$

gdzie:

 B_j - siła bezwładności j -tej masy naczynia wyciągowego opisana jako:

$$B_j = - m_j \ddot{q}_j \quad (4)$$

 T_j - siła tarcia konstrukcyjnego w połączeniach i przewodnicach j -tej masy naczynia, określona za pomocą wzoru:

$$T_j = \frac{2 \mu_j}{\pi \omega_k a_{jj}} \dot{q}_j \quad (5)$$

 S_j - siła wymuszenia zadawana przewodnicom j -tej masy naczynia przez nierówności przewodników, zapisana wzorem:

$$S_j = k_p \sum_{k=1}^{k=N} Z_k \cos \omega_k \left(t + \frac{1}{v} - 0,5 \frac{1}{v} \right). \quad (6)$$

Występujące we wzorach (4), (5), (6) oznaczenia są następujące:

 m_j - zastępcza masa j -tej bryły drgającej naczynia wyciągowego, określana poprzez redukcję mas określonych elementów naczynia do j -tego punktu przęta z rys. 3, μ_j - współczynnik oporu od tarcia konstrukcyjnego w połączeniach i przewodnicach j -tej bryły drgającej naczynia, k_p - współczynnik sprężystości przewodnic tocznych j -tej bryły naczynia, Z_k - nieskorelowane zmienne losowe o rozkładzie normalnym z zerową wartością średnią oraz wariancją σ_k^2 określona ze wzoru:

$$\sigma_k^2 = \frac{\Delta \omega}{2 \pi l} G_n \left(\frac{\omega_k}{2 \pi l} \right), \quad (7)$$

w którym $G_n \left(\frac{\omega_k}{2 \pi l} \right)$ jest widmową gęstością mocy nierówności ciągów przewodników, wyznaczoną z widmowej charakterystyki tych nierówności dla częstotliwości ω_k , określonej jako:

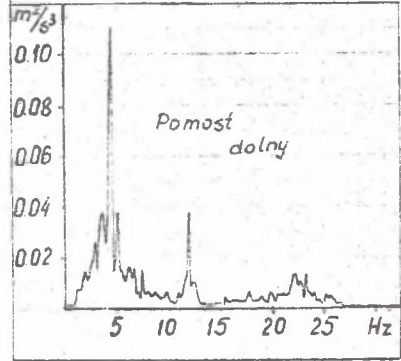
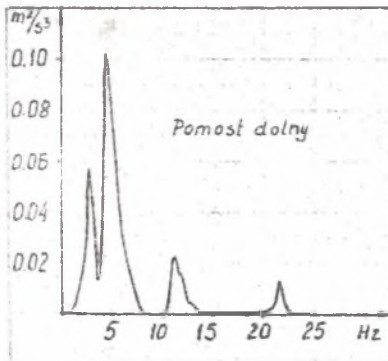
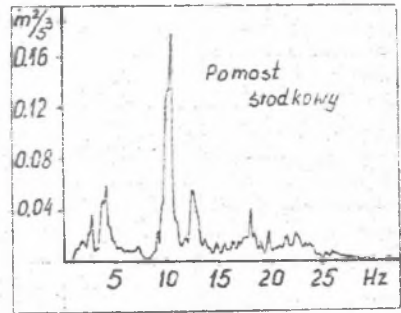
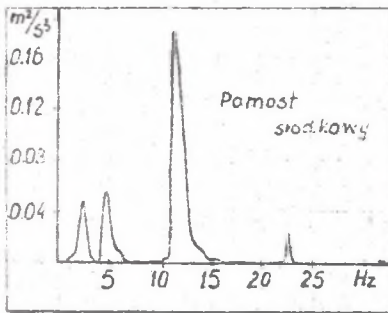
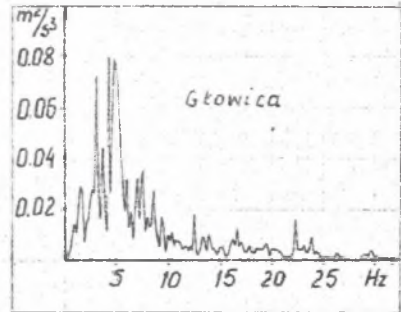
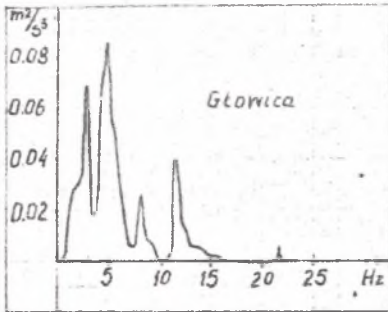
$$\omega_k = k \cdot \Delta \omega \quad (8)$$

gdzie:

$$k = 1, 2, 3 \dots K \geq 300$$

 $\Delta \omega$ - rozdzielczość widmowej charakterystyki nierówności ciągów przewodników.

Na rys. 4, w lewej jego części, przedstawiono obliczone za pomocą omówionych powyżej równań drgań charakterystyki widmowe drgań poprzecznych, czteropiętrowej klatki szybowej o udźwigu 8 Mg i prędkości jazdy 12 m/s (KWK "Rydultowy", szyb "Kościuszko").



Rys. 4. Obliczeniowe (z lewej) i empiryczne (z prawej) charakterystyki gęstości widmowych mocy przyspieszeń drgań poprzecznych pomostów cztero-piętrowej klatki szybowej o udźwigu 8 Mg i prędkości jazdy 12 m/s (KVK "Rydułtowy" szyb Kościuszko)

Charakterystyki przedstawiają gęstości widmowe mocy poprzecznych przyspieszeń wybranych pomostów tej klatki i zostały obliczone dla drgań bocznych tych pomostów.

Z kolei w prawej części rysunku 4, przedstawiono gęstości widmowe mocy poprzecznych przyspieszeń pomostów analizowanej klatki, ale wyznaczone z wyników pomiaru tych przyspieszeń, przeprowadzonego w klatce podczas jazdy w szybie. Pomiaru wykonano za pomocą przetworników akcelerometrycznych, współpracujących z rejestratorem magnetycznym a charakterystyki gęstości widmowych mocy wyznaczone przy wykorzystaniu procedury FFT [2].

Należy stwierdzić, że uzyskana zgodność pokazanych na rys. 4 obliczeniowych i empirycznych charakterystyk drgań poprzecznych analizowanej klatki szybowej jest przykładem na to, że dla rzeczywistego naczynia wyciągowego można określić taki zbiór współczynników omówionych powyżej równań drgań, że wyniki obliczeń wykonywanych za pomocą tych równań będą równoważne z wynikami przeprowadzanych przy tym naczyniu pomiarów. Dobór parametrów omawianego modelu matematycznego może być zatem weryfikowany dla przypadku każdego naczynia wyciągowego, co zapewnia warunki, aby przedstawione równania mogły być przyjmowane za teoretyczną podstawę do analizy i obliczeń poprzecznych drgań naczyń.

3. ZAGADNIENIE DOBORU I WERYFIKACJI WSPÓLCZYNNIKÓW RÓWNAŃ DRGAŃ POPRZECZNYCH NACZYŃ WYCIĄGOWYCH

Należy stwierdzić, że istotą omawianego zagadnienia jest linearyzacja sprężysto-tarciowego ustroju konstrukcji naczynia oraz uśrednienie parametrów wymuszeń jego drgań. Jest to niezbędne ze względu na luzy występujące pomiędzy prowadnicami tocznymi a prowadnikami naczynia, gdyż za podstawę omawianego doboru i weryfikacji przyjęto zależność na gęstość widmową mocy drgań [2], która jest słuszna dla drgań liniowych i stacjonarnych. Zależność ta ma postać:

$$G_1(f) = |H(f)|_1^2 G_n(f) \quad (9)$$

gdzie:

- $G_1(f)$ - gęstość widmowa mocy przyspieszeń drgań poprzecznych i-tej masy naczynia wyciągowego,
- $G_n(f)$ - gęstość widmowa mocy nierówności ciągów prowadników naczynia wyciągowego,
- $|H(f)|_1$ - współczynnik wzmocnienia dla przyspieszeń drgań poprzecznych i-tej masy naczynia.

Wykorzystanie zależności (9) przy doborze współczynników dla równań drgań poprzecznych analizowanego naczynia wyciągowego polega na tym, że takie częstotliwości f_n drgań, które odpowiadają dominującym maksimum

empirycznych gęstości widmowych mocy przyspieszeń drgań poprzecznych naczynia uważa się za częstotliwości rezonansowe. Wystarczy to, aby dla naczynia o znanej konstrukcji wyznaczyć współczynniki a_{ij} z równania [9]:

$$\begin{vmatrix} \mu_1 a_{11} - \frac{1}{(2\pi f_n)^2} & \sqrt{m_1 m_2} a_{12} & \dots & \sqrt{m_1 m_5} a_{15} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \sqrt{m_5 m_1} a_{51} & \sqrt{m_5 m_2} a_{52} & \dots & m_5 a_{55} - \frac{1}{(2\pi f_n)^2} \end{vmatrix} = 0 \quad n=1,2,3,4,5 \quad (10)$$

Przy wyznaczaniu współczynników μ_j przeprowadza się natomiast numeryczne obliczenia współczynników wzmocnienia $|H(f)|_1^2$, do czego wykorzystuje się równanie (1) wraz z zależnościami (3), (4), (5) oraz (6).

Współczynniki $|H(f)|_1^2$ oblicza się dla dyskretnych częstotliwości:

$$f = k \cdot \Delta f$$

gdzie:

$$k = 1, 2, 3, \dots, N,$$

Δf - rozdzielczość empirycznych charakterystyk gęstości widmowych mocy przyspieszeń drgań poprzecznych analizowanego naczynia.

Z kolei dla każdej liczby k wyznacza się gęstości widmowe wymuszeń drgań $G_{ni}(k\Delta f)$ ze wzoru:

$$G_{ni}(k\Delta f) = \frac{G_i(k\Delta f)}{|H(k\Delta f)|_1^2} \quad (11)$$

gdzie:

$G_i(k\Delta f)$ - są empirycznymi gęstościami mocy przyspieszeń drgań poprzecznych i -tej masy naczynia.

Nietrudno wykazać, że gęstości $G_{ni}(k\Delta f)$ umożliwiają już weryfikację dobranych współczynników a_{ij} oraz μ_j . Hipoteza, że współczynniki a_{ij} oraz μ_j są współczynnikami równań opisujących drgania poprzeczne naczynia charakteryzujące się empirycznymi gęstościami widmowymi $G_i(k\Delta f)$ jest bowiem w świetle zależności (9) hipotezą tego, że gęstości $G_{ni}(k\Delta f)$ są dla każdego $i = 1, 2, 3, 4, 5$ równoważne ze sobą, a w szczególności ze swoją średnią:

$$G_n(k\Delta f) = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^{i=5} G_{ni}(k\Delta f) \quad (12)$$

Łatwo zauważyć, że dla określenia poziomu istotności omawianej weryfikacji można wykorzystać statystykę równoważności widma mocy [2]. Daje to podstawę do oceny, w jakim stopniu średniokwadratowe odchylenie gęstości $G_{ni}(k\Delta f)$, określone jako:

$$\partial_1^2 = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{k=N} \left[\frac{G_{ni}(k\Delta f) - G_n(k\Delta f)}{G_n(k\Delta f)} \right]^2 \quad (14)$$

może być miarą błędu, z którym wyznaczone w omówiony powyżej sposób współczynniki a_{ij} oraz μ_j będą służyć do matematycznego opisu drgań poprzecznych naczyń.

Przedstawione na rys. 4 obliczeniowe gęstości widmowe mocy przyspieszeń drgań poprzecznych wyznaczono dla takich współczynników a_{ij} oraz μ_j , przy których błąd ∂_1 nie przekraczał 20%, a poziom istotności uzyskanej weryfikacji, 3%.

Jeżeli wziąć pod uwagę, że błąd ten zawiera w sobie błąd estymacji empirycznych gęstości widmowych przyspieszeń analizowanych drgań, który wynosił ok. 15%, to otrzymuje się, że obliczeniowe charakterystyki tych drgań dają względem charakterystyk empirycznych błąd względny, równy także ok. 15%.

4. PODSUMOWANIE

Został opracowany model matematyczny, przydatny do analizy drgań poprzecznych naczyń wyciągowych oraz do dynamicznych obliczeń tych naczyń. Model ten może być brany pod uwagę dla każdego przypadku naczyń wyciągowych, gdyż zapewnia możliwość weryfikacji wyników analizy i obliczeń poprzez ich porównanie z wynikami pomiaru przyspieszeń drgań poprzecznych tego naczyń.

LITERATURA

- [1] Analiza pracy wyciągów Dąbrowskiego Gwarectwa Węglowego pod kątem nadmiernych wibracji klatek. Praca studialna, niepublikowana, wykonana w GBSiPG Katowice, 1987.
- [2] Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
- [3] Hildebrand I., Bonarowski B., Tysenhaus T.: Niektóre zagadnienia konstrukcji skipów w świetle obciążeń awaryjnych, Materiały III Konf. Nauk.-Techn. "Kierunki rozwoju górniczych urządzeń wyciągowych" Z.3, Kraków 1984.

- [4] Kawka G.: Metoda oceny stanu układów prowadzenia naczyń górniczych urządzeń wyciągowych. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków w 1987r. (niepublikowana).
- [5] Kawulok S.: Możliwości wykorzystania wyników pomiaru poziomych przyspieszeń ruchu naczyń wyciągowych. Bezpieczeństwo pracy w górnictwie, 1988, Nr 4 (77).
- [6] Krige G.I.: The behaviour and design of mineshaft steelwork and conveyances. Rozprawa doktorska na Uniwersytecie w Johannesburgu, 1983 (niepublikowana).
- [7] Opinie na temat drgań poprzecznych naczyń wyciągowych eksploatowanych w szybach KWK "Grodzicz", KWK "Sośnowiec", KWK "ZMP", KWK "Rydułtowy", KWK "Marcel", KWK "Bolesław Śmiały", ZG Rudna, ZG Sieroszowice. Prace naukowo-badawcze (niepublikowane) Środowiskowego Laboratorium Badania Lin Stalowych i Urządzeń Transportu Linowego AGH w Krakowie, wykonane w latach 1984 - 1989.
- [8] Płachno M.: Zagadnienie sił od prowadnic zabezpieczających w układach prowadzenia szybowego z przewodnikami na dźwigarach. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 1982, nr 7-8 (161).
- [9] Płachno M.: Zagadnienie wpływu dynamiki prowadzenia szybowego na bezpieczeństwo eksploatacji naczyń wyciągowych. Bezpieczeństwo Pracy w Górnictwie 1988, Nr 4 (81).
- [10] Przeprowadzenie badań i opracowanie ekspertyzy przyczyn występowania nadmiernych drgań klatek w szybie Jadwiga KWK Czerwone Zagłębie. Praca naukowo-badawcza wykonana w Środowiskowym Laboratorium Badania Lin Stalowych i Urządzeń Transportu Linowego AGH w Krakowie w 1984 r. Praca niepublikowana.
- [11] Thomas G., Greenway M.: Shaft steelwork and hoisting conveyance dynamics. Materiały "International Conference on Hoisting", Toronto 1988.
- [12] Woźniak A., Zatońska M.: Analiza drgań układu "lina - naczynie - prowadzenie" w urządzeniach wyciągowych. Praca doktorska wykonana w AGH Kraków w 1982 r. (niepublikowana).

Recenzent: Prof. zw. dr hab. inż. Jerzy Antoniak

ВОПРОС ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПОДЪЕМНЫХ СОСУДОВ

Резюме

Обращено внимание на то, что динамическая нагрузка на подъемный сосуд во время его передвижения в шахтном стволе может быть очень существенной для условий и безопасности его работы, но не принимается во внимание при расчете сосудов, так они трудно определены как путем статических расчетов, так и непосредственных измерений. Поэтому автор занялся поперечными колебаниями сосудов, как носителем информации по динамическим передвижным нагрузкам этих сосудов. Это требовало исключения принимаемых до сих пор обоснований при анализе динамики системы "сосуд - армировка" и рассмотрения сосуда как динамической системы нескольких твердых масс (помостов) соединенных значительно менее твердыми (жесткими) стержнями (боковыми стенами). Обсуждено уравнения разработанной математической модели и показано, что она может быть принята во внимание для каждого случая сосуда, так как обеспечивает возможность верификации результатов анализа и расчетов путем их сравнения с результатами измерения ускорений поперечных колебаний этого сосуда.

THE PROBLEM OF TRANSVERSE VIBRATION IN GIN TUBS

Summary

It has been noted that dynamic transverse loads experienced by a gin tub during its motion along a shaft can be essential for the conditions and safety of its operation, but they are not taken into account while gin tub calculating because of difficulty to be determined both through structural analysis and direct measurements. Therefore, gin tub transverse vibration was dealt with as a carrier of information about dynamic moving loads in these tubs. This required a divergence from assumptions that have been hitherto made during analysis of dynamics of "gin tub - reinforcement" system, and to consider the gin tub as a dynamic system of several rigid masses (platforms) connected by means of much less stiff bars (side walls). Equations of formulated mathematical model are discussed and it has been shown that the model can be taken into consideration for each case of gin tub, since there is the possibility of verification of test results and calculations by their comparison with the results of measuring transverse vibration acceleration in this gin tub.