

Marian DOLIPSKI

Institut Mechanizacji Górnictwa
Politechnika Śląska, Gliwice

WPŁYW LICZBY NAPĘDÓW POŚREDNICH NA OBŁĄŻENIA DYNAMICZNE W ŁAŃCUCHU PRZENOŚNIKA ZGRZEBŁOWEGO

Streszczenie: Napędy pośrednie w przenośnikach zgrzeblowych stosuje się w celu zmniejszenia maksymalnego obciążenia statycznego w łańcuchu, wartości wymaganego napięcia wstępnego łańcucha oraz gabarytów układów napędowych. Napędy pośrednie mogą funkcjonować w systemie oddzielnego napędzania gałęzi górnej i dolnej oraz w systemie ich jednoczesnego napędzania. Przedstawione zostaną modele fizyczne przenośników zgrzeblowych z napędami końcowymi i pośrednimi oraz ich modelowanie matematyczne. Opracowany uniwersalny model matematyczny umożliwi przeprowadzenie badań porównawczych przenośników zgrzeblowych z napędami pośrednimi napędzającymi gałąź górną łańcucha z przenośnikami, w których napędy pośrednie napędzają jednocześnie gałąź górną i gałąź dolną. Zwiększeniu liczby napędów pośrednich towarzyszy zmniejszenie się amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu według krzywej nasycenia. W aspekcie dynamiki przenośników zgrzeblowych nie istnieje potrzeba stosowania większej liczby napędów pośrednich niż trzy. W stanie nieluzowania łańcucha występują węzły drgań obciążeń w łańcuchu. Ich liczba jest równa liczbie napędów pośrednich plus jeden. W stanie luzowania łańcucha węzły drgań obciążeń nie występują. W przenośnikach zgrzeblowych z napędami pośrednimi eksploatowanych w stanie nieluzowania łańcuchów występuje mniejsza amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu.

1. WSTĘP

W długich przenośnikach zgrzeblowych oprócz napędów końcowych (napęd główny i napęd pomocniczy) niektórzy projektanci wprowadzają dodatkowo napędy pośrednie. Użykuje się dzięki temu:

- Zmniejszenie maksymalnego obciążenia statycznego w łańcuchu proporcjonalnie do liczby napędów pośrednich. Pozwala to na zmniejszenie wymiarów i masy jednostkowej łańcucha, czego konsekwencją jest mniejsze zapotrzebowanie mocy przenośnika dla przetransportowania tej samej ilości nosiwa i mniejsze zużycie materiału na wykonanie łańcuchów i zgrzebeł.
- Zmniejszenie wartości wymaganego napięcia wstępnego łańcucha. Rezultatem tego są mniejsze obciążenia łożysk bębnowych łańcuchowych w napędach końcowych.

c) Rozdział zapotrzebowanego poboru mocy na większą liczbę napędów, co powoduje zmniejszenie gabarytów poszczególnych układów napędowych.

Napędy pośrednie w przenośnikach zgrzeblowych mogą funkcjonować w trzech podstawowych systemach (rys. 1);

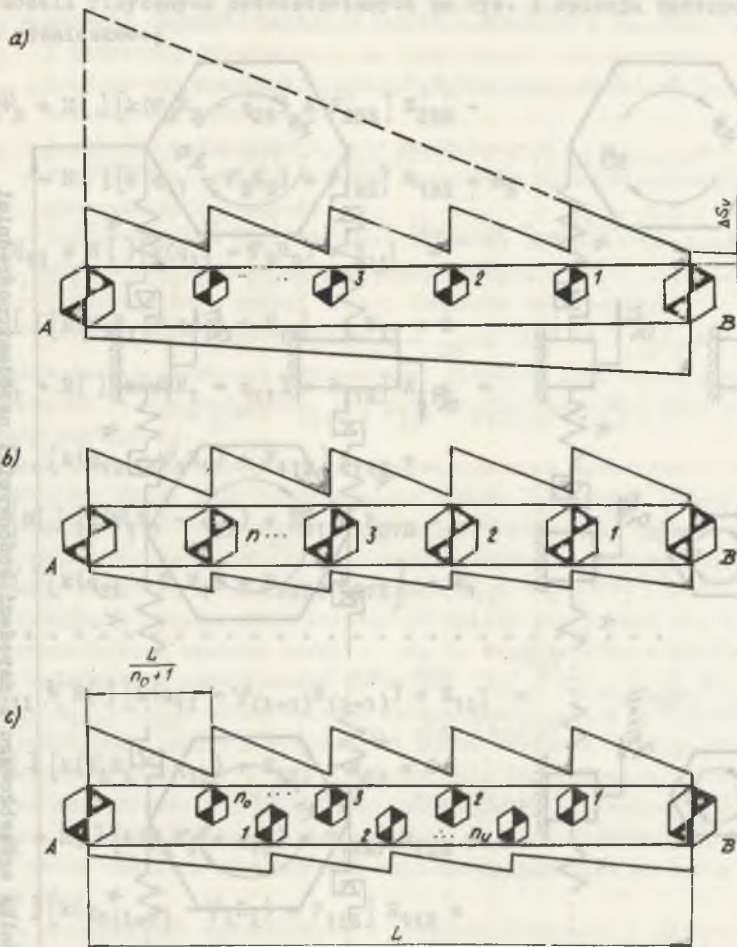
- 1) system GG, w którym napędy pośrednie napędzają tylko gałąź górną (ładowną) łańcucha zgrzeblowego,
- 2) system GG/GD, w którym napędy pośrednie napędzają jednocześnie gałąź górną (ładowną) i gałąź dolną (próżną) łańcucha zgrzeblowego,
- 3) system GG+GD, w którym napędy pośrednie napędzają oddzielnie gałąź górną i gałąź dolną. Liczba napędów pośrednich napędzających gałąź górną łańcucha może być przy tym różna od liczby napędów pośrednich napędzających gałąź dolną łańcucha. System ten jednak nie znajduje praktycznego zastosowania ze względu na małe opory ruchu gałęzi próżnej w porównaniu z oporami ruchu gałęzi ładownej.

Z punktu widzenia statyki przenośników zgrzeblowych dobór liczby napędów pośrednich wydaje się oczywisty. Im większa jest liczba napędów pośrednich, tym mniejsze jest obciążenie statyczne w łańcuchu oraz mniejsze obciążenie poszczególnych silników napędowych. Wraz ze wzrostem liczby napędów pośrednich zwiększa się jednak liczba źródeł wzbudzenia drgań w przenośniku. W związku z tym pojawia się do rozwiązania problem dynamiki przenośników zgrzeblowych z napędami pośrednimi.

Celem niniejszego artykułu jest przedstawienie wyników badań wpływu liczby napędów pośrednich na obciążenia dynamiczne przenośników zgrzeblowych oraz przenośników systemu GG i systemu GG/GD w aspekcie występujących drgań. Zagadnienie to posiada ważne znaczenie z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej elementów przenośników zgrzeblowych z wieloma napędami.

2. MODEL MATEMATYCZNY PRZENOŚNIKA ZGRZEBLOWEGO SYSTEMU GG I SYSTEMU GG/GD

Na rys. 2a przedstawiono model fizyczny przenośnika systemu GG, natomiast na rys. 2b model fizyczny przenośnika systemu GG/GD. W procesie modelowania fizycznego gałęzi łańcuchów zgrzeblowych zastąpiono skończoną liczbą mas skupionych, bezmasowymi więziami sprężystymi o zastępczej sztywności właściwej i elementami stykowymi. Zgodnie z modelem Lagrange'a masę każdego z wycinków gałęzi łańcucha skupiono w jego środku. Elementy stykowe występujące w modelach fizycznych modelują możliwość przenoszenia przez łańcuch tylko obciążeń rozciągających. Układy napędowe napędów końcowych i pośrednich zastąpiono sztywnymi wielobokami o zredukowanych momentach bezwładności, do których przyłożono momenty napędowe silników asynchronicznych.



Rys. 1. Wykresy schodkowe rozkładu napięć statycznych w łańcuchu wzdłuż konturu łańcuchowego, przy założeniu że napędy pośrednie rozmieszczone symetrycznie na długości przenośnika zgrzeblowego

a) system GG, b) system GG/GD, c) system GG+GD

A - napęd główny, B - napęd pomocniczy, n - liczba napędów pośrednich, S_v - resztowe napięcie wstępne łańcucha, L - długość przenośnika zgrzeblowego, n_o - liczba napędów pośrednich napędzających gałąź górną, n_u - liczba napędów pośrednich napędzających gałąź dolną

Fig. 1. Stepped diagrams of static voltage in the chain along the chain contour assuming that intermediate drives are symmetrically distributed along the push-plate conveyor

a) system GG, b) system GG/GD, c) system GG + GD

A - main drive, B - supporting drive, n - intermediate drive number, S_v - rest initial voltage of the chain, L - push-plate conveyor length, n_o - intermediate drive number driving upper branch, n_u - intermediate drive number driving lower branch

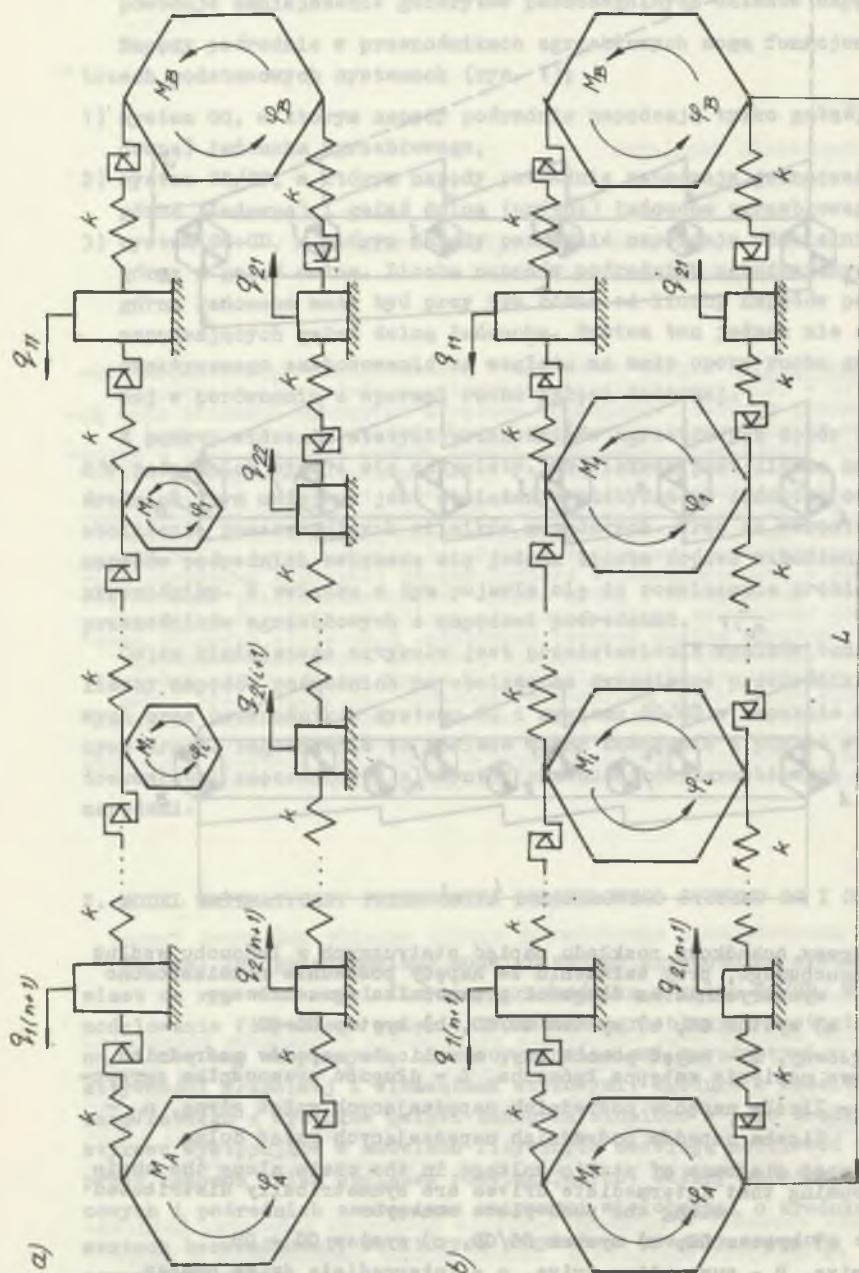


Fig. 2. Model fizyczny przenośnika zgrzeblowego z napędami końcowymi i napędami pośrednimi

a) system GG, b) system GG/OD

Fig. 2. Physical model of the push-plate conveyor with final and intermediate drives

a) system GG, b) system GG/OD

Ruch modeli fizycznych przedstawionych na rys. 2 opisują następujące równania różniczkowe;

$$I_B \ddot{\varphi}_B + H[] [k(\varphi_B R_B - q_{21}) + P_{2BE}] R_{2BE} - \\ - H[] [k(q_{11} - \varphi_B R_B) + P_{1BZ}] R_{1BZ} = M_B$$

$$m_{11}^* \ddot{q}_{11} + H[] [k(q_{11} - \varphi_B R_B) + S_{11}] - \\ - H[] [k(\varphi_1 R_1 - q_{11}) + S_{11}] + W_{11} = 0$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + H[] [k(\varphi_1 R_1 - q_{11}) + P_{11E}] R_{11E} - \\ - H[] [k(q_{12} - \varphi_1 R_1) + P_{11Z}] R_{11Z} + \\ + \alpha \{ H[] [k(\varphi_1 R_1 - q_{22}) + P_{21E}] R_{21E} - \\ - H[] [k(q_{21} - \varphi_1 R_1) + P_{21Z}] R_{21Z} \} = M_1$$

.....

$$m_{1i}^* \ddot{q}_{1i} + H[] [k(q_{1i} - \varphi_{(i-1)R} R_{(i-1)}) + S_{1i}] - \\ - H[] [k(\varphi_i R_i - q_{1i}) + S_{1i}] + W_{1i} = 0$$

$$I_i \ddot{\varphi}_i + H[] [k(\varphi_i R_i - q_{1i}) + P_{1iE}] R_{1iE} - \\ - H[] [k(q_{1(i+1)} - \varphi_i R_i) + P_{1iZ}] R_{1iZ} + \\ + \alpha \{ H[] [k(\varphi_i R_i - q_{2(i+1)}) + P_{2iE}] R_{2iE} - \\ - H[] [k(q_{2i} - \varphi_i R_i) + P_{2iZ}] R_{2iZ} \} = M_i$$

.....

$$m_{1(n+1)}^* \ddot{q}_{1(n+1)} + H[] [k(q_{1(n+1)} - \varphi_n R_n) + S_{1(n+1)}] - \\ - H[] [k(\varphi_n R_n - q_{1(n+1)}) + S_{1(n+1)}] + W_{1(n+1)} = 0$$

$$I_A \ddot{\varphi}_A + H[] [k(\varphi_{A R_A} - q_{1(n+1)}) + P_{1AE}] R_{1AE} -$$

$$- H[] [k(q_{2(n+1)} - \varphi_{A R_A}) + P_{2AZ}] R_{2AZ} = M_A$$

$$m_{2(n+1)} \ddot{q}_{2(n+1)} + H[] [k(q_{2(n+1)} - \varphi_{A R_A}) + S_{2(n+1)}] -$$

$$- H[] [\delta \cdot (X_{2n} - q_{2(n+1)}) + S_{2(n+1)}] + W_{2(n+1)} = 0$$

$$\dots$$

$$m_{2i} \ddot{q}_{2i} + H[] [\delta \cdot k(q_{2i} - Y_{2(i+1)}) + S_{2i}] -$$

$$- H[] [\delta \cdot k(X_{2(i-1)} - q_{2i}) + S_{2i}] + W_{2i} = 0$$

$$\dots$$

$$m_{21} \ddot{q}_{21} + H[] [\delta \cdot k(q_{21} - Y_{22}) + S_{21}] -$$

$$- H[] [k(\varphi_{B R_B} - q_{21}) + S_{21}] + W_{21} = 0$$

$$Y_{2(i+1)} = \begin{cases} \varphi_{1 R_1} & \text{gdy } \alpha = 1 \\ q_{2(i+1)} & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases}$$

$$X_{2(i-1)} = \begin{cases} \varphi_{(i-1) R_{(i-1)}} & \text{gdy } \alpha = 1 \\ q_{2(i-1)} & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases}$$

$$i = 2, 3, \dots, n$$

$$\delta = \begin{cases} 1 & \text{gdy } \alpha = 1 \\ 0,5 & \text{gdy } \alpha = 0 \end{cases}$$

gdzie:

- φ - współrzędne rotacyjne,
- q - współrzędne translacyjne,
- k - sztywność właściwa więzi sprężystych łańcucha,
- S - obciążenie statyczne w łańcuchu w miejscach położenia mas zastępczych,
- P - obciążenie statyczne w łańcuchu w otoczeniu bębnow łańcuchowych,
- W - siła tłumienia zewnętrznego,

- M_A, M_B, M_1 - momenty napędowe silników asynchronicznych w napędach końcowych i pośrednich zredukowane na wały bębnow łańcuchowych,
 I_A, I_B, I_1 - zredukowane momenty bezwładności układów napędowych napędów końcowych i pośrednich,
 R_A, R_B, R_1 - promienie podziałowe bębnow łańcuchowych,
 $H []$ - funkcja Heaviside'a (nawias kwadratowy oznacza zawartość argumentu funkcji Heaviside'a),
 m_{11}^* - zastępcza masa gałęzi górnej łańcucha zgrzeblowego biorąca udział w drganiach układu łańcuchowego,
 m_{21} - zastępcza masa gałęzi dolnej łańcucha zgrzeblowego,
 n - liczba napędów pośrednich.

W oznaczeniach z indeksami dwuznakowymi pierwszy znak oznacza numer gałęzi łańcucha (1 - gałąź górna, 2 - gałąź dolna), a drugi znak oznacza numer masy zastępczej.

W oznaczeniach z indeksami trójznakowymi pierwszy znak oznacza numer gałęzi łańcucha, drugi znak oznacza numer napędu (A - napęd główny, B - napęd pomocniczy, i - i-ty napęd pośredni), a trzeci znak oznacza nabieganie lub zbieganie łańcucha (E - nabieganie łańcucha na bęben łańcuchowy, Z - zbieganie łańcucha z bębna łańcuchowego).

W przenośnikach zgrzeblowych systemu GG należy przyjmować $\alpha = 0$, natomiast w przenośnikach systemu GG/GD - $\alpha = 1$. Współdziałanie bębnow łańcuchowych z łańcuchem zamodelowano funkcjami $R_{11E}, R_{11Z}, R_{21E}, R_{21Z}, R_{1AE}, R_{2AZ}, R_{1BZ}, R_{2BE}$, które opisują matematycznie efekt poligonalny i zjawisko ruchliwości ogni w przegubach. Są to okresowe funkcje nieliniowe typu trygonometrycznego o okresie zazębienia łańcuchowego. Należy je opracowywać każdorazowo dla konkretnego rozwiązania konstrukcyjnego w zależności od: rodzaju zazębienia łańcuchowego, kąta obejmowania bębna łańcuchowego przez łańcuch oraz sposobu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy [1, 2].

Badania przenośników zgrzeblowych z napędami końcowymi i napędami pośrednimi zostały przeprowadzone za pomocą przedstawionego modelu matematycznego, przy następujących założeniach:

- analizowany jest ruch ustalony przenośnika zgrzeblowego wyposażonego jednocześnie w napędy końcowe i w napędy pośrednie w systemie GG i w systemie GG/GD,
- rozpatrywany jest przenośnik dwułańcuchowy, w którym gałąź górna jest ładowna, a gałąź dolna jest próżna,
- napędy pośrednie rozmieszczone są symetrycznie na długości przenośnika zgrzeblowego,
- przenośnik zgrzeblowy obciążony jest równomiernie nosiwem na całej długości równej 250 m,
- obydwa łańcuchy posiadają jednakową długość, jednakową wartość napięcia wstępnego i obciążone są w jednakowym stopniu nosiwem,

- charakterystyki mechaniczne silników asynchronicznych w napędzie głównym, w napędzie pomocniczym i w napędach pośrednich są jednakowe,
- w drganiach układu łańcuchowego bierze udział połowa masy nosiwa,
- siła uciągu wywołana napędem pośrednim przekazywana jest obydwu łańcuchom w tym samym momencie,
- nie występują zakłócenia w chwili przekazywania łańcuchowi siły uciągu wywołanej napędem pośrednim,
- konstrukcja połączeń rynien wyklucza możliwość uderzenia zgrzebeł o styki rynien,
- realizowane jest styczne nabieganie łańcucha na bębny łańcuchowe napędów pośrednich.

3. PORÓWNANIE PRZENOŚNIKÓW SYSTEMU GG I SYSTEMU GG/GD W STANIE NIEBLUZOWANIA ŁAŃCUCHÓW

W przenośnikach zgrzeblowych z napędem głównym i pomocniczym największe obciążenie statyczne i dynamiczne w łańcuchu występuje w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego. Częstość podstawowa drgań obciążeń w łańcuchu przenośnika zgrzeblowego długości 250 m wynosi $7,4 \text{ rads}^{-1}$ [3]. Z tą samą częstością odbywają się drgania poboru mocy przez napęd główny i pomocniczy.

W wyrobiskach ścianowych kopalń węgla kamiennego najczęściej miejsca ma się do dyspozycji na obu końcach tego wyrobiska. W związku z tym należy to wykorzystać i zachować w przenośnikach ścianowych napędy umieszczone na jego końcach, a oprócz tego można zainstalować dodatkowe napędy, rozmieszczając je pomiędzy napędem głównym i napędem pomocniczym. Drugim powodem pozostawienia napędów końcowych jest fakt, że na obydwu końcach przenośnika jest najłatwiej konstrukcyjnie rozwiązać przekazywanie łańcuchowi siły uciągu wywołanej napędem. W pierwszej kolejności badano przenośnik zgrzeblowy, w którym napędy pośrednie napędzały tylko gałąź górną (system GG). Jeden napęd pośredni umieszczono w odległości 83,3 m od napędu głównego, a drugi napęd pośredni umieszczono w odległości 83,3 m od napędu pomocniczego. Przebieg zmian obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego przedstawiono na rys. 3a. Podobny przebieg zmian obciążeń dynamicznych w łańcuchu występuje w miejscu nabiegania łańcucha na bębny łańcuchowe napędów pośrednich. Częstość zmian tych obciążeń wynosi $14,1 \text{ rads}^{-1}$. W dalszym ciągu badań zainstalowano trzy napędy pośrednie. Jeden z nich umieszczono w odległości 62,5 m od napędu głównego, drugi w odległości 62,5 m od napędu pomocniczego, a trzeci w środku długości przenośnika. Spowodowało to wzrost częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchu do 18 rads^{-1} (rys. 3b). Zainstalowanie czterech napędów pośrednich spowodowało wzrost częstości podstawowej do $22,8 \text{ rads}^{-1}$ (rys. 3c). Obciążenia dynamiczne w

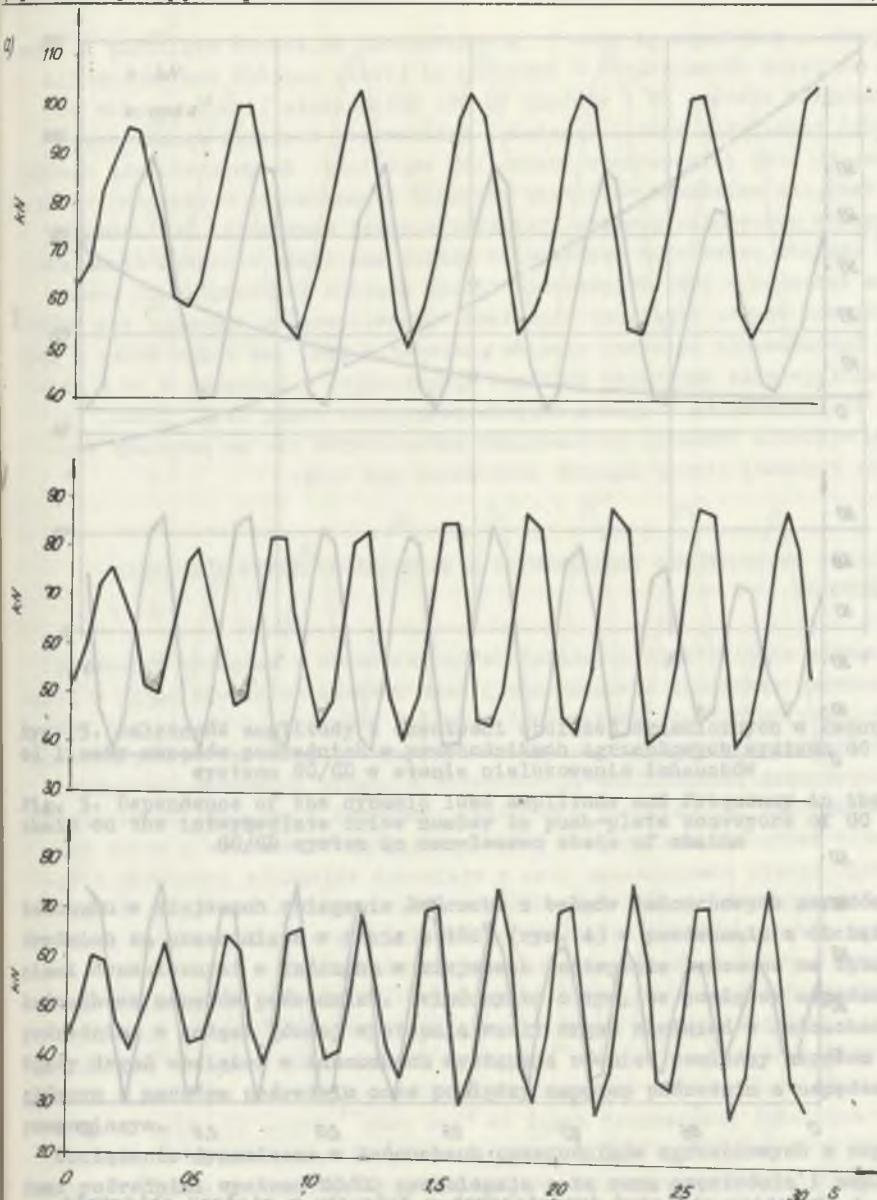
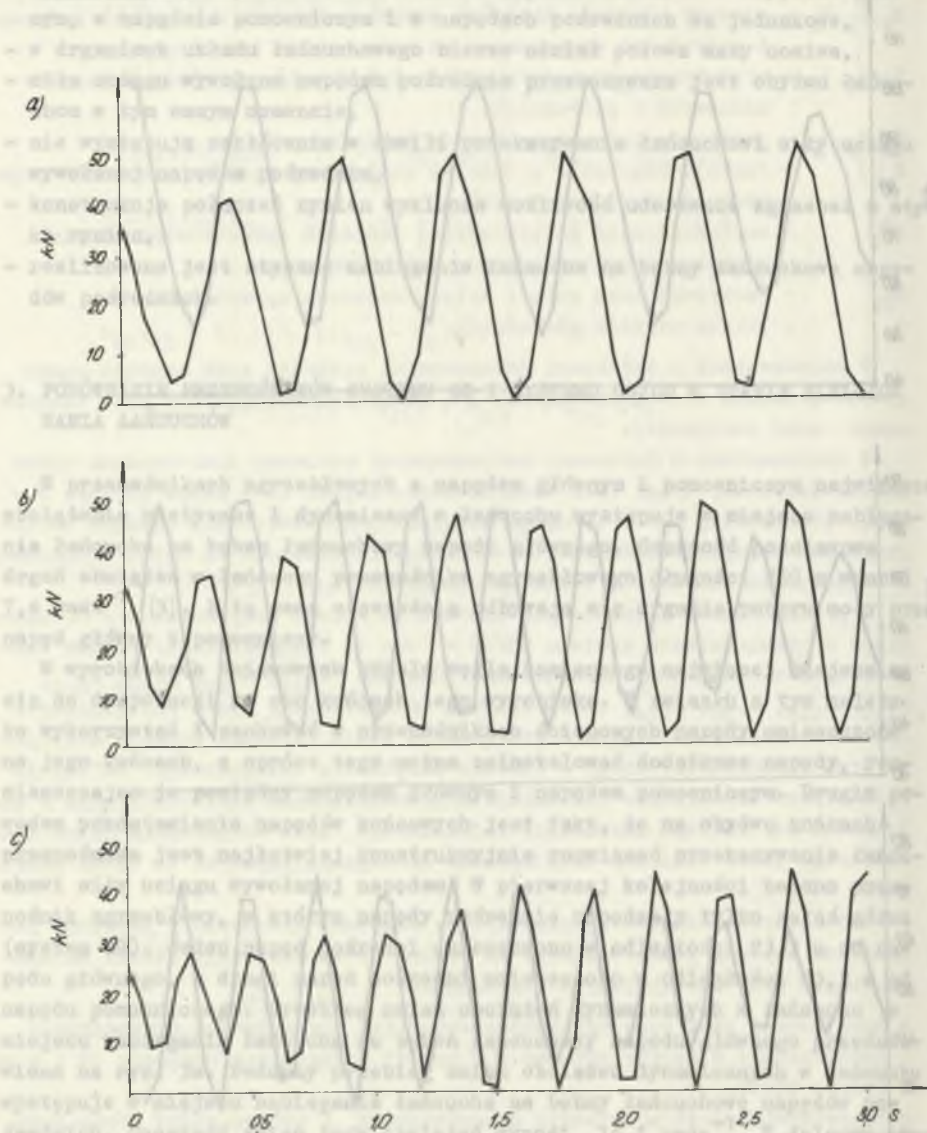


Fig. 3. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego w przenośniku zgrzebielowym systemu GG (stan nieluzowania łańcuchów)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$

Fig. 3. Dynamic load course in the chain where it runs onto the chain barrel of the main drive in push-plate conveyor of GG system (non-loosen state of the chains)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$

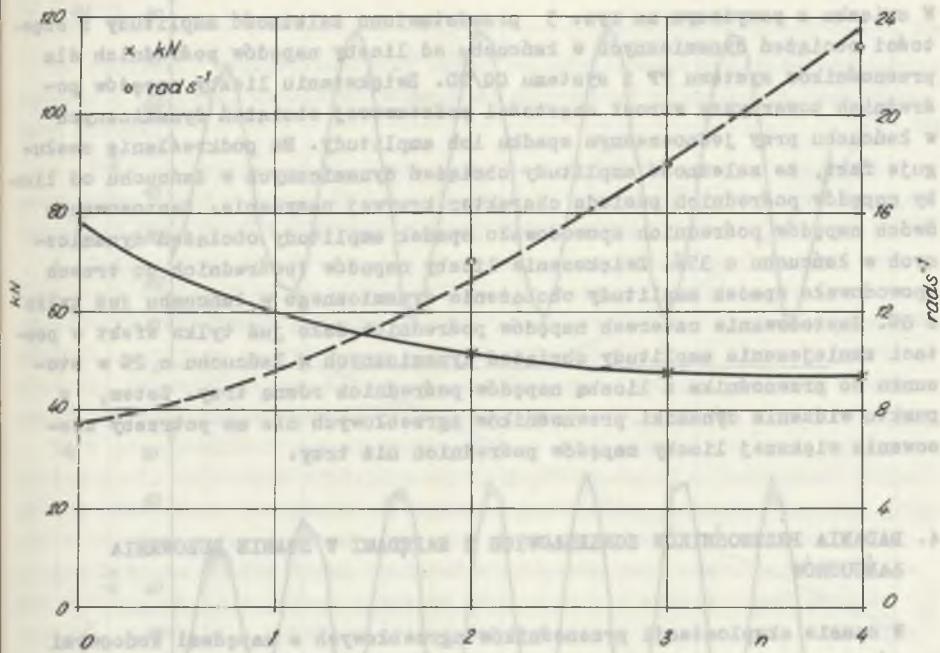


Rys. 4. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu zbiegania łańcucha z bębna łańcuchowego napędu pośredniego w przenośniku zgrzebłowym systemu GG (stan nieluzowania łańcuchów)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$

Fig. 4. Dynamic load course in the chain where in runs off the chain barrel of the intermediate drive in push-plate conveyor of GG system (non-loosen state of the chains)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$



Rys. 5. Zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich w przenośnikach zgrzeblowych systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania łańcuchów

Fig. 5. Dependence of the dynamic load amplitude and frequency in the chain on the intermediate drive number in push-plate conveyors of GG and GG/GD system in non-loosen state of chains

łańcuchu w miejscach zbiegania łańcucha z bębnow łańcuchowych napędów pośrednich są przesunięte w fazie o 180° (rys. 4) w porównaniu z obciążeniami dynamicznymi w łańcuchu w miejscach nabiegania łańcucha na bębny łańcuchowe napędów pośrednich. Świadczy to o tym, że pomiędzy napędami pośrednimi w gałęzi górnej występują węzły drgań obciążeń w łańcuchach. Węzły drgań obciążeń w łańcuchach występują również pomiędzy napędem głównym a napędem pośrednim oraz pomiędzy napędem pośrednim a napędem pomocniczym.

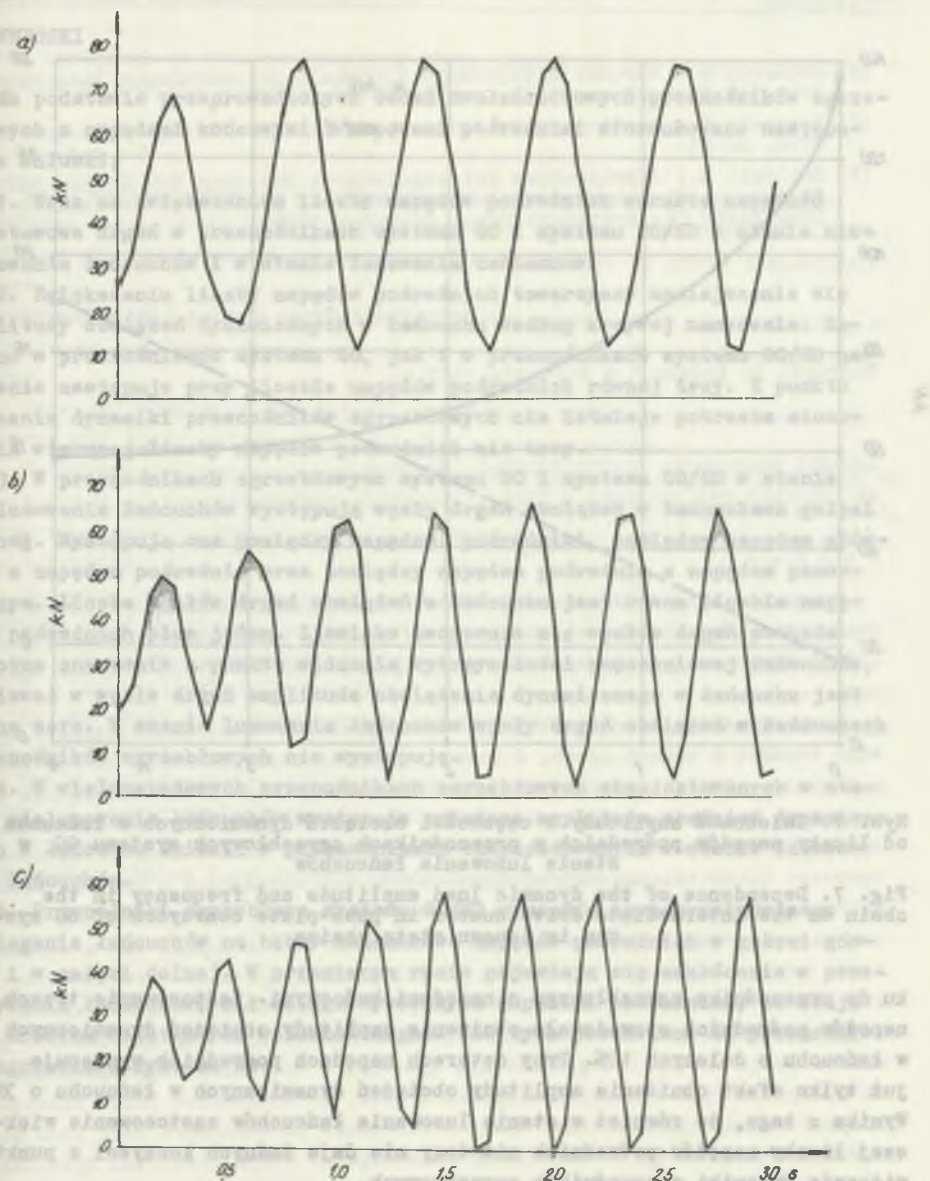
Obciążenia dynamiczne w łańcuchach przenośników zgrzeblowych z napędami pośrednimi systemu GG/GD przebiegają z tą samą częstością i amplitudą jak w przenośnikach systemu GG. Występuje jedynie niewielka różnica w wartościach maksymalnych obciążeń w łańcuchach. W przypadku systemu GG/GD maksymalne obciążenie w łańcuchu jest mniejsze od maksymalnego obciążenia w łańcuchu w systemie GG od 5% do 9% w zależności od liczby napędów pośrednich. Ta niewielka różnica wynika tylko z mniejszej wartości wymaganego napięcia wstępnego łańcuchów w przenośniku systemu GG/GD.

W związku z powyższym na rys. 5 przedstawiono zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich dla przenośników systemu FF i systemu GG/GD. Zwiększaniu liczby napędów pośrednich towarzyszy wzrost częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchu przy jednoczesnym spadku ich amplitudy. Na podkreślenie zasługuje fakt, że zależność amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich posiada charakter krzywej nasycenia. Zastosowanie dwóch napędów pośrednich spowodowało spadek amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 35%. Zwiększenie liczby napędów [pośrednich do trzech spowodowało spadek amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu już tylko o 8%. Zastosowanie czterech napędów pośrednich dało już tylko efekt w postaci zmniejszenia amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 2% w stosunku do przenośnika z liczbą napędów pośrednich równą trzy. Zatem, z punktu widzenia dynamiki przenośników zgrzeblowych nie ma potrzeby stosowania większej liczby napędów pośrednich niż trzy.

4. BADANIA PRZENOŚNIKÓW ZGRZEBŁOWYCH Z NAPĘDAMI W STANIE LUZOWANIA ŁAŃCUCHÓW

W czasie eksploatacji przenośników zgrzeblowych z napędami końcowymi i pośrednimi występuje nieunikniony proces zużycia ściernego ogniw w przegubach. Rezultatem tego jest wzrost długości łańcuchów i związany z tym spadek napięcia wstępnych łańcuchów. W ten sposób dochodzi do użytkowania wielonapędowych przenośników zgrzeblowych w stanie luzowania łańcuchów. W przenośnikach zgrzeblowych z napędami końcowymi i napędami pośrednimi luzowanie łańcuchów występuje w miejscu zbiegania łańcuchów z bębna łańcuchowego napędu pomocniczego oraz w miejscach zbiegania łańcuchów z bębnow łańcuchowych napędów pośrednich w gałęzi górnej. W związku z tym zachodzi również potrzeba zbadania zachowania się wielonapędowych przenośników zgrzeblowych w stanie luzowania łańcuchów.

Częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchu przenośnika zgrzeblowego z napędem głównym i pomocniczym ($L = 250$ m), w stanie luzowania łańcuchów, jest równa $3,4 \text{ rads}^{-1}$. Zainstalowanie dwóch napędów pośrednich spowodowało zmniejszenie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu oraz wzrost częstości podstawowej drgań do $10,6 \text{ rads}^{-1}$ (rys. 6). Przy trzech napędach pośrednich częstość podstawowa obciążeń dynamicznych w łańcuchu wynosiła 14 rads^{-1} , a przy czterech napędach pośrednich 18 rads^{-1} . W stanie luzowania łańcuchów wzrost częstości podstawowej obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej odbywa się liniowo (rys. 7). Wraz ze zwiększaniem liczby napędów pośrednich następuje spadek amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchach gałęzi górnej, przy czym spadek ten odbywa się według krzywej nasycenia. Zastosowanie dwóch napędów pośrednich spowodowało obniżenie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 47% w stosun-

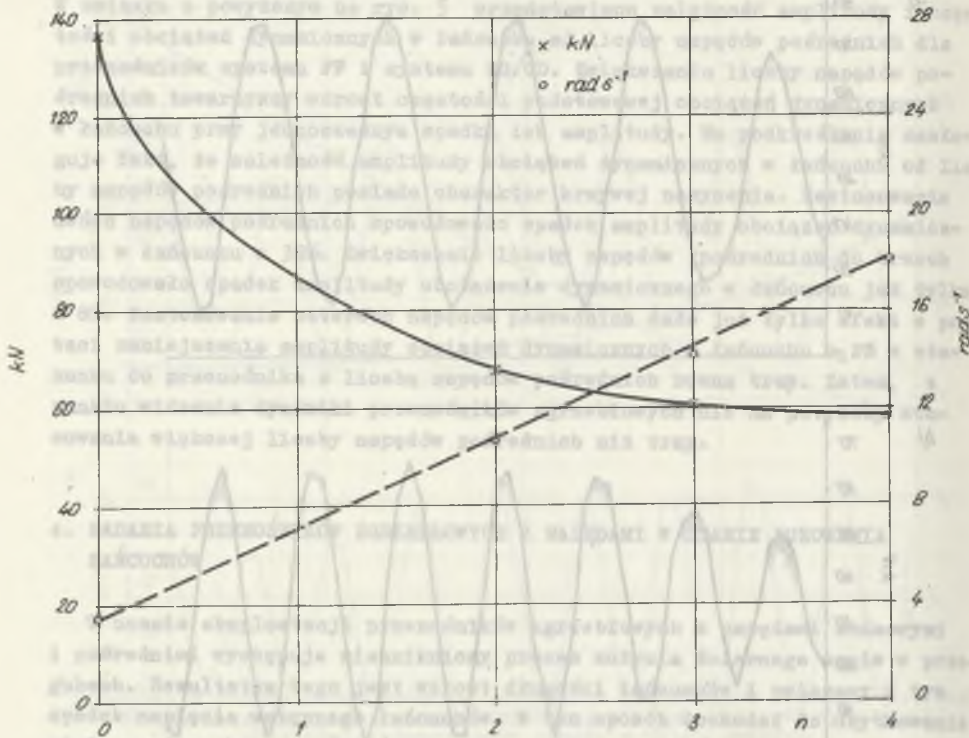


Rys. 6. Przebieg obciążeń dynamicznych w łańcuchu w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego w przenośniku zgrzeblowym systemu GG (stan luzowania łańcuchów)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$

Fig. 6. Dynamic load course in the chain where it runs onto the chain barrel of the main drive in push-plate conveyor of GG system (loosen state of chains)

a) $n = 2$, b) $n = 3$, c) $n = 4$



Rys. 7. Zależność amplitudy i częstości obciążeń dynamicznych w łańcuchu od liczby napędów pośrednich w przenośnikach zgrzeblowych systemu GG w stanie luzowania łańcuchów

Fig. 7. Dependence of the dynamic load amplitude and frequency in the chain on the intermediate drive number in push-plate conveyors of GG system in loosen state chains

ku do przenośnika zgrzeblowego z napędami końcowymi. Zastosowanie trzech napędów pośrednich spowodowało obniżenie amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o dalszych 10%. Przy czterech napędach pośrednich występuje już tylko efekt obniżenia amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu o 3%. Wynika z tego, że również w stanie luzowania łańcuchów zastosowanie większej liczby napędów pośrednich niż trzy nie daje żadnych korzyści z punktu widzenia dynamiki przenośników zgrzeblowych.

5. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań dwułańcuchowych przenośników zgrzebkowych z napędami końcowymi i napędami pośrednimi sformułowano następujące wnioski;

1. Wraz ze zwiększeniem liczby napędów pośrednich wzrasta częstość podstawowa drgań w przenośnikach systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania łańcuchów i w stanie luzowania łańcuchów.
2. Zwiększeniu liczby napędów pośrednich towarzyszy zmniejszenie się amplitudy obciążeń dynamicznych w łańcuchu według krzywej nasycenia. Zarówno w przenośnikach systemu GG, jak i w przenośnikach systemu GG/GD nasycenie następuje przy liczbie napędów pośrednich równej trzy. Z punktu widzenia dynamiki przenośników zgrzebkowych nie istnieje potrzeba stosowania większej liczby napędów pośrednich niż trzy.
3. W przenośnikach zgrzebkowych systemu GG i systemu GG/GD w stanie nieluzowania łańcuchów występują węzły drgań obciążeń w łańcuchach gałęzi górnej. Występują one pomiędzy napędami pośrednimi, pomiędzy napędem głównym a napędem pośrednim oraz pomiędzy napędem pośrednim a napędem pomocniczym. Liczba węzłów drgań obciążeń w łańcuchu jest równa liczbie napędów pośrednich plus jeden. Zjawisko tworzenia się węzłów drgań posiada istotne znaczenie z punktu widzenia wytrzymałości zmęczeniowej łańcuchów, ponieważ w węzle drgań amplituda obciążenia dynamicznego w łańcuchu jest równa zero. W stanie luzowania łańcuchów węzły drgań obciążeń w łańcuchach przenośników zgrzebkowych nie występują.
4. W wielonapędowych przenośnikach zgrzebkowych eksploatowanych w stanie nieluzowania łańcuchów występuje mniejsza amplituda obciążeń dynamicznych w łańcuchu aniżeli w przenośnikach eksploatowanych w stanie luzowania łańcuchów.
5. Przenośniki zgrzebkowe systemu GG/GD wymagają zsynchronizowanego nabiegania łańcuchów na bębny łańcuchowe napędów pośrednich w gałęzi górnej i w gałęzi dolnej. W przeciwnym razie pojawiają się zakłócenia w przekazywaniu łańcuchowi sił uciągu wywołanych napędami pośrednimi, co staje się źródłem dodatkowych wzbudzeń drgań. Wad tych pozbawione są przenośniki zgrzebkowe systemu GG.

LITERATURA

- [1] Dolipski M.: Warunki specjalnego i normalnego zazębenia łańcuchowego. Przegląd Mechaniczny 1981, nr 15-16.
- [2] Dolipski M.: Analiza ruchu łańcucha ogniowego. Przegląd Mechaniczny 1978, nr 21.
- [3] Dolipski M.: Schwingungen bei stationärer Bewegung des Kettenkratzerförderers. XV Internationale Conference on Dynamics of Machines INTERDYNAMIC 85. Frankfurt/Oder, November 1985.

Recenzent: Prof. dr inż. Zbigniew KORECKI

Wpłynęło do Redakcji w styczniu 1987 r.

ВЛИЯНИЕ КОЛИЧЕСТВА ПОСРЕДСТВЕННЫХ ПРИВОДОВ
НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ЦЕПИ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЙЕРА

Резюме

Посредственные приводы в скребковых конвейерах применяются с целью уменьшения максимальных статических нагрузок в цепи, уменьшения величины требуемого вступительного напряжения в цепи, уменьшения габаритов системы приводов.

Посредственные приводы могут функционировать в системе отдельного привода верхней и нижней цепей, а также в системе одновременного их приведения в движение. Будут представлены физические модели скребковых конвейеров с конечными и посредственными приводами, а также их математическое моделирование. Разработанная универсальная математическая модель даёт возможность проводить сравнительные исследования скребковых конвейеров с посредственным приводом, приводящими в движение верхние ветви цепи, с конвейерами, в которых посредственные приводы приводят в движение как верхнюю, так и нижнюю ветвь цепи. Увеличению количества посредственных приводов соответствует уменьшение амплитуды динамических нагрузок в цепи соответственно кривой насыщенности. В аспекте динамики скребковых конвейеров нет потребности применять более чем три посредственных привода. В состоянии нерасслабления цепи выступают узлы колебаний нагрузки в цепи. Их количество равно количеству посредственных приводов плюс один. В состоянии расслабления цепи узлы колебаний на проявляются. В скребковых конвейерах с посредственными приводами эксплуатируемых в состоянии нерасслабленных цепей, амплитуда динамических нагрузок в цепи меньше.

THE INFLUENCE OF THE INTERMEDIATE DRIVE NUMBER ON THE DYNAMIC LOADINGS IN THE PUSH-PLATE CONVEYOR CHAIN

S u m m a r y

Intermediate drives in push-plate conveyors are used to: decrease maximum static load in the chain, decrease value of the required initial stress of the chain and to decrease the dimensions of power transmission system.

Intermediate drives may function in the system of separate driving of the upper and lower branch and in the system of their simultaneous driving.

Physical models of push-plate conveyors with final and intermediate drives and their mathematical modelling are presented.

Universal mathematical model enables the comparative investigations of push-plate conveyors with intermediate drives driving upper chain branch, with conveyors in which intermediate propel upper and lower branches simultaneously.

Increase of intermediate drive number is accompanied by decrease of dynamic load amplitude in the chain according to solubility curve.

As far as the push-plate conveyors are concerned there are not more than 3 intermediate drives needed.

In the state of non-loosen chain kinematic pairs of vibration load in the chain occur.

Their number equals to the intermediate drive number plus one. In the state of loosen chain kinematic pairs of vibration load do not occur.

In push-plate conveyors with intermediate drive used in the state of non-loosen chains less dynamic load amplitude occurs.