

prof. dr hab. inż. MARIAN DOLIPSKI
dr inż. ERYK REMIORZ
dr inż. PIOTR SOBOTA
Instytut Mechanizacji Górnictwa
Wydział Górnictwa i Geologii
Politechnika Śląska

Obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w stanach awaryjnych przenośnika ścianowego

W wysoko wydajnych przenośnikach zgrzeblowych zainstalowanych w ścianach o dużej długości stan obciążenia napędów i układów łańcuchowych zmienia się w porównaniu ze ścianą konwencjonalną. Duże wartości maksymalne i amplitudy obciążeń dynamicznych w przenośniku mogą być przyczyną wystąpienia stanów awaryjnych, takich jak zrywanie się łańcucha zgrzeblowego. W artykule przedstawiono wyniki symulacji komputerowych wpływu zerwania łańcucha na obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w napędzie głównym i pomocniczym podczas rozruchu i w ruchu ustalonym, w przenośniku ścianowym o długości 350 m.

1. WSTĘP

Wysoko wydajne przenośniki zgrzeblowe są kluczowym elementem stosowanych obecnie kompleksów ścianowych. Podstawową czynnością mechanizowaną przez te maszyny jest odstawa urobku węglowego z przodka. Przenośniki są również torem jezdny dla maszyny urabiającej caliznę węglową oraz stanowią oparcie dla zestawów obudowy zmechanizowanej podczas ich przemieszczania. W przypadku technologii urabiania calizny za pomocą kombajnu węglowego umożliwiają dodatkowo wymuszone prowadzenie przewodów zasilających. Niewielka wysokość rynien na całej długości trasy w połączeniu z zastosowaniem klinów ładujących i przesuwników umożliwia mechaniczne samozaładowanie resztek urobku znajdującego się pomiędzy przenośnikiem a czołem ściany. Ponadto przenośniki spełniają funkcje płyty oporowej dla kruszarek, elementu biernego w bezciągnowych mechanizmach posuwu kombajnu oraz dzięki zastosowaniu zastawek odgradzają przestrzeń roboczą wyrobiska od przejścia dla załogi.

W ścianach o dużej długości stan obciążenia napędów przenośników zgrzeblowych, układów łańcuchowych i bębnow napędowych zmienia się w porównaniu ze ścianą konwencjonalną. Duże wartości

maksymalne i amplitudy obciążeń dynamicznych w przenośniku ścianowym, a także ich duża zmienność wynikająca ze współdziałania z maszyną urabiającą mogą wpływać w sposób niekorzystny na trwałość poszczególnych elementów układu napędowego, a w szczególności bębnow łańcuchowych, jak również być przyczyną wystąpienia stanów awaryjnych, takich jak zrywanie się łańcucha zgrzeblowego.

W przenośniku ścianowym może wystąpić zerwanie pojedynczego łańcucha lub równoczesne zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej lub w gałęzi górnej. Przyczyną zerwania łańcucha jest zwykle przekroczenie jego wytrzymałości na rozciąganie na skutek zablokowania w prowadnikach lub rynnach. Blokowanie się łańcucha w przenośniku ścianowym następuje zwykle na skutek wykolejenia zgrzebeł i ich zablokowania przed kombajnem, zablokowania łańcucha zgrzeblowego przez dużą bryłę urobku, odkształcenia blachy dennej lub profili bocznych, względnego przemieszczenia końców rynien na skutek uszkodzenia czopów łączących rynny, wykolejenia zgrzebeł i ich zablokowania pod kombajnem.

Drugą przyczyną rozpatrywanych stanów awaryjnych są zerwania łańcucha o charakterze zmęczeniowym lub na skutek przeciążenia. Zerwania zmęczeniowe występują zwykle po dłuższym czasie eksploatacji przenośnika i wynikają z występowania znacz-

nych obciążeń dynamicznych łańcucha o dużej zmienności. Prowadzą one do zmęczenia ogniwa i jego pęknięcia w miejscu największej koncentracji naprężeń. Czas i miejsce wystąpienia zerwania łańcucha na konturze łańcuchowym są w tym przypadku wartościami losowymi.

W wysoko wydajnych przenośnikach ścianowych często stosowany jest łańcuch 34×126. Obciążenie zrywające łańcucha klasy B tej wielkości wynosi 1140 kN, natomiast klasy D-3 jest równe 1800 kN. Obecnie na rynku dostępne są łańcuchy ogniwowe górnicze, których obciążenie zrywające przekracza wartość 3200 kN.

Badania komputerowe zostały przeprowadzone z wykorzystaniem własnego modelu matematycznego przenośnika zgrzeblowego z napędem głównym i pomocniczym przeznaczonego do wyznaczania obciążeń dynamicznych bębnow łańcuchowych. Wykorzystano również utworzone oprogramowanie komputerowe umożliwiające symulację ruchu w przenośniku ścianowym oraz drgań skrętnych bębnow łańcuchowych.

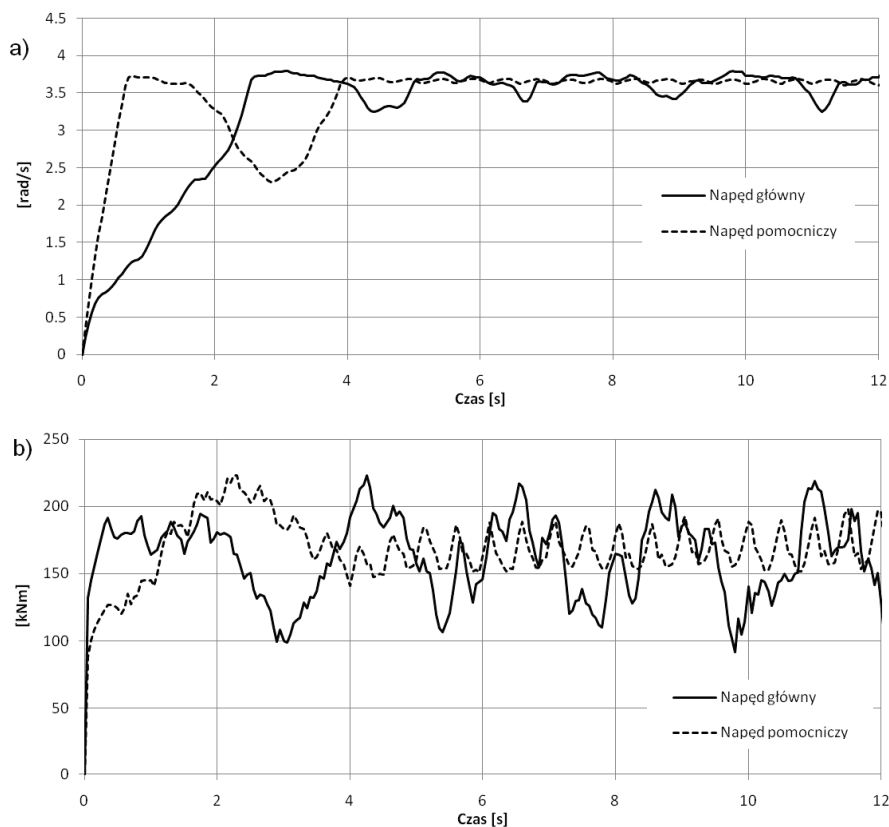
Obiektem badań komputerowych był przenośnik zgrzeblowy ścianowy o długości $L = 350$ m wyposażony w pojedynczy napęd główny i pomocniczy z silnikami asynchronicznymi o mocy 400 kW. Gałąź górna załadowana była urobkiem węglowym na całej długości. Bębny łańcuchowe o liczbie zębów $z = 7$ współdziałały z dwoma łańcuchami środkowymi o wielkości 34×126. Zgrzebla o masie $m_z = 45$ kg mocowane były do łańcucha z podziałką $p_z = 1,26$ m. Czas zerwania łańcucha mierzony od chwili załączenia silników napędowych przenośnika oznaczono przez t_z . Badania przeprowadzono dla stanu stałego luzowania łańcuchów. Zadana wartość napięcia wstępnego łańcuchów wynosiła $S_{0B} = 80$ kN.

2. WPŁYW ZERWANIA JEDNEGO ŁAŃCUCHA NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE BĘBNÓW NAPĘDOWYCH

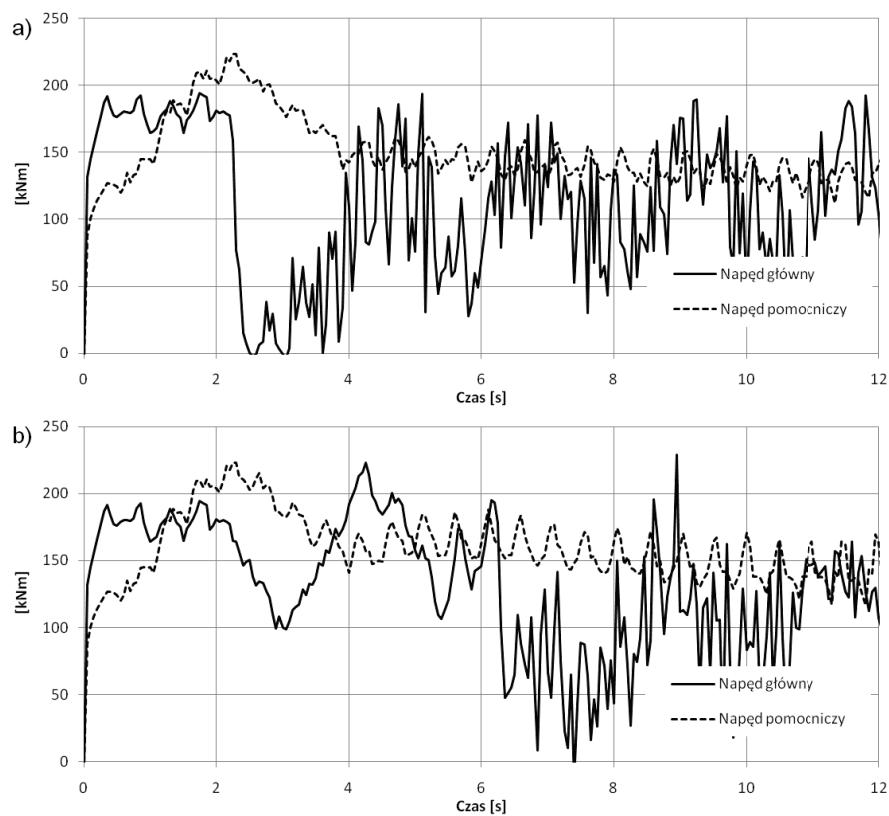
Na skutek zerwania jednego łańcucha w gałęzi górnej następuje gwałtowna zmiana rozkładu napięć statycznych w obydwóch łańcuchach. W łańcuchu zerwanym następuje spadek obciążenia statycznego o wartość oporów ruchu na odcinku od miejsca zerwania do napędu pomocniczego. Opory te przejmuje drugi łańcuch na skutek czego następuje wzrost jego obciążenia statycznego. Z kolei zmiana obciążeń łańcuchów wpływa na wartości obciążeń dynamicznych bębnow łańcuchowych w napędzie głównym i pomocniczym.

Przebieg obciążenia dynamicznego bębnow łańcuchowych podczas rozruchu i w ruchu ustalonym przenośnika, w którym nie występowały stany awaryjne pokazano na rysunku 1. Czas rozruchu tego przenośnika wynosił $t_R = 5$ s. Amplituda obciążenia dynamicznego bębnow łańcuchowych w ruchu ustalonym badanego przenośnika wynosiła w napędzie głównym $AM_{PA}^* = 125$ kNm, natomiast w napędzie pomocniczym $AM_{PB}^* = 38,2$ kNm. Wartości maksymalne tych obciążeń były równe odpowiednio $M_{PA}^{*max} = 218,8$ kNm oraz $M_{PB}^{*max} = 196,9$ kNm (za pomocą znaku * oznaczono obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w przenośniku ścianowym, w którym nie wystąpiło zerwanie łańcucha). Zerwanie zmęczeniowe łańcucha nr 1 w połowie długości przenośnika w gałęzi górnej podczas rozruchu spowodowało chwilowy spadek wartości obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie głównym (rys. 2). W ruchu ustalonym wartości amplitud obciążeń dynamicznych bębnow łańcuchowych wzrosły do $AM_{PA} = 165$ kNm i $AM_{PB} = 41,5$ kNm (odpowiednio o 32% i 8% w stosunku do AM_{PA}^* i AM_{PB}^*). W przypadku, gdy zerwanie łańcucha nastąpiło w ruchu ustalonym w 6. sekundzie od chwili załączenia silników napędowych, wartość obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie głównym również gwałtownie spadła. W ruchu ustalonym przenośnika wartość maksymalna obciążenia dynamicznego bębnow łańcuchowych wynosiła w napędzie głównym i pomocniczym odpowiednio $M_{PA}^{max} = 228,9$ kNm i $M_{PB}^{max} = 170,7$ kNm. Zerwanie łańcucha nr 1 spowodowało prawie dwukrotny wzrost wartości amplitudy rozpatrywanych obciążeń dynamicznych bębna łańcuchowego w napędzie głównym ($AM_{PA} = 242,1$ kNm), natomiast w napędzie pomocniczym – nastąpił wzrost o ponad 40% ($AM_{PB} = 53,9$ kNm).

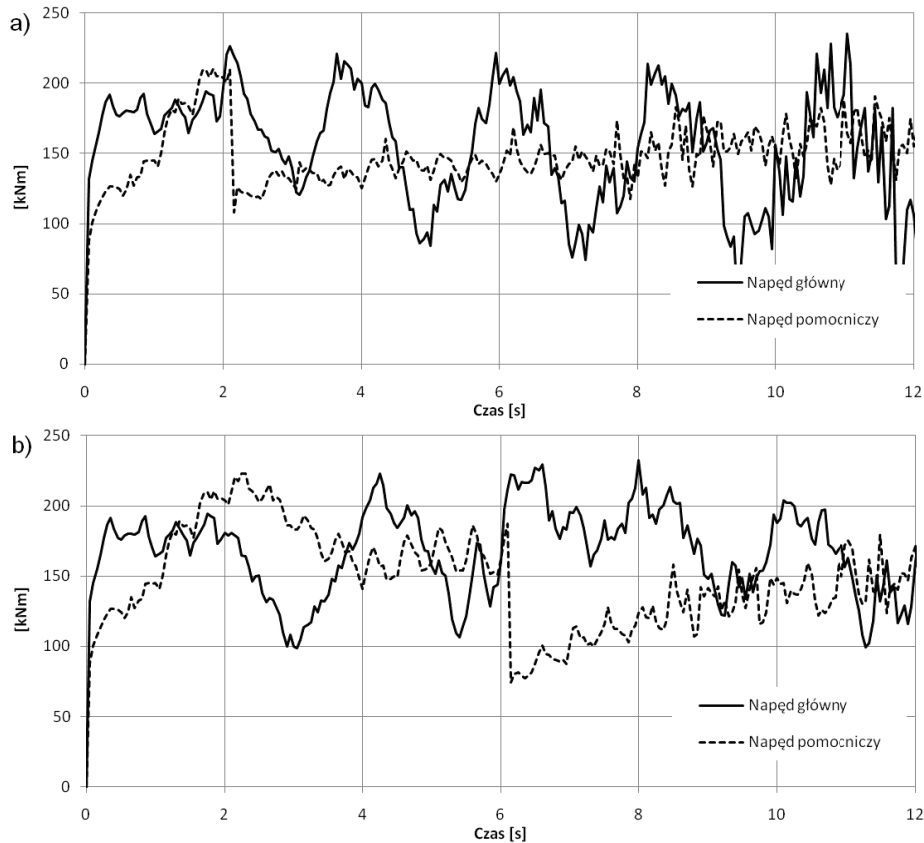
Zupełnie inna jest reakcja przenośnika ścianowego na zerwanie jednego łańcucha w gałęzi dolnej. W chwili zerwania łańcucha (zarówno podczas rozruchu jak i w ruchu ustalonym) następuje bardzo szybki spadek wartości obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym (rys. 3). Gdy zerwanie łańcucha nastąpiło w czasie rozruchu to w ruchu ustalonym przenośnika wzrosła wartość maksymalna obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie głównym o prawie 8%, a amplituda tego obciążenia zwiększyła się o 68%. Równocześnie amplituda obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym wzrosła prawie dwukrotnie. Po zerwaniu łańcucha nr 1 w ruchu ustalonym przenośnika ($t_z = 6$ s) wartości maksymalne obciążeń dynamicznych bębnow łańcuchowych były równe: $M_{PA}^{max} = 232,6$ kNm i $M_{PB}^{max} = 179,4$ kNm, a ich amplitudy wynosiły $AM_{PA} = 133,5$ kNm i $AM_{PB} = 63,5$ kNm.



Rys. 1. Przebieg rozruchu i ruch ustalony przenośnika zgrzeblowego:
 a) prędkości kątowe bębnow łańcuchowych, b) obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych



Rys. 2. Obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w przenośniku ścianowym
 podczas zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi górnej:
 a) podczas rozruchu przenośnika dla $t_Z = 2$ s, b) w ruchu ustalonym dla $t_Z = 6$ s



Rys. 3. Obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w przenośniku ścianowym podczas zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej:
a) podczas rozruchu przenośnika dla $t_z = 2$ s, b) w ruchu ustalonym dla $t_z = 6$ s

3. WPŁYW ZERWANIA DWÓCH ŁAŃCUCHÓW NA OBCIĄŻENIA DYNAMICZNE BĘBNÓW NAPĘDOWYCH

Bezpośrednio po jednoczesnym zerwaniu dwóch łańcuchów w gałęzi górnej (podczas rozruchu i w ruchu ustalonym) w połowie długości przenośnika nastąpił gwałtowny spadek wartości obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie głównym (rys. 4). W rezultacie bęben był obciążony obustronnie. Wirnik silnika uległ przyspieszeniu do prędkości nadsynchronicznej na skutek odciążenia napędu głównego (rys. 5a i 6a). Tak więc po zerwaniu dwóch łańcuchów w gałęzi górnej silnik asynchroniczny w napędzie głównym zachowywał się okresowo jak generator.

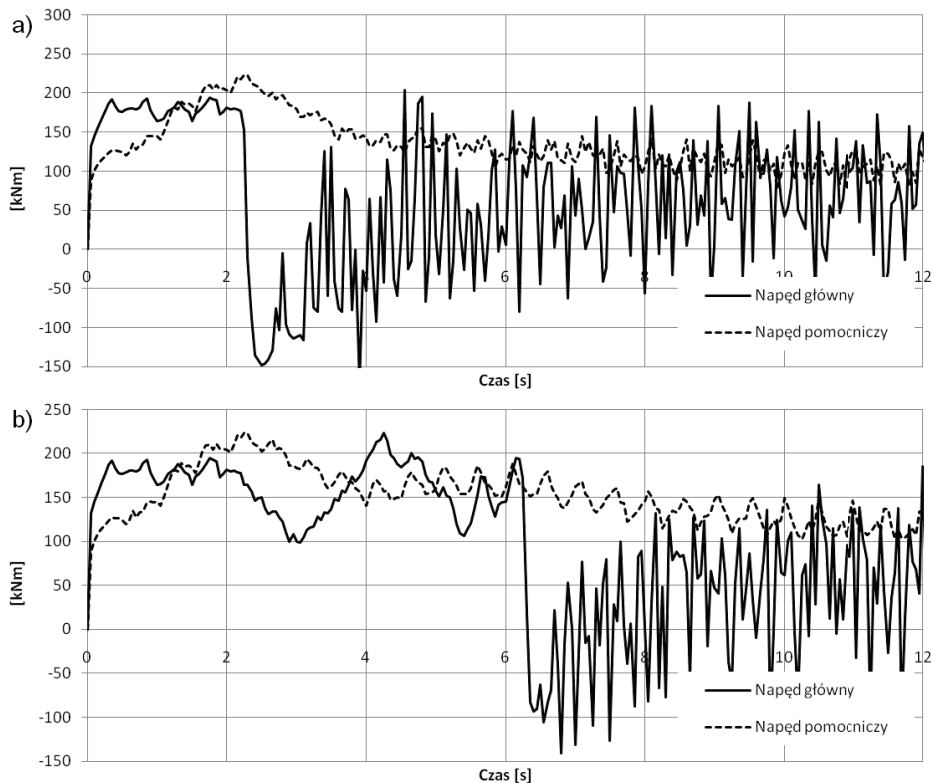
W przypadku, gdy zerwanie łańcuchów nastąpiło podczas rozruchu przenośnika to wartość amplitudy obciążenia dynamicznego bębnow łańcuchowych w napędzie głównym wzrosła o 130%, a w napędzie pomocniczym o 75% w porównaniu do wartości AM_{PA}^* i AM_{PB}^* . Natomiast po zerwaniu łańcuchów w ruchu ustalonym badanego przeno-

śnika wartości rozpatrywanych amplitud wzrosły o 160% w napędzie głównym i o 36% w napędzie pomocniczym (rys. 4).

Gdy zerwanie dwóch łańcuchów następuje w gałęzi dolnej przenośnika ścianowego to napęd pomocniczy przestaje wspomagać napęd główny. Całkowite obciążenie gałęzi górnej nosiwem przejmuje tylko napęd główny. Bezpośrednio po zerwaniu dwóch łańcuchów następuje gwałtowny wzrost obciążeń dynamicznych bębna łańcuchowego w napędzie głównym do wartości (rys. 7):

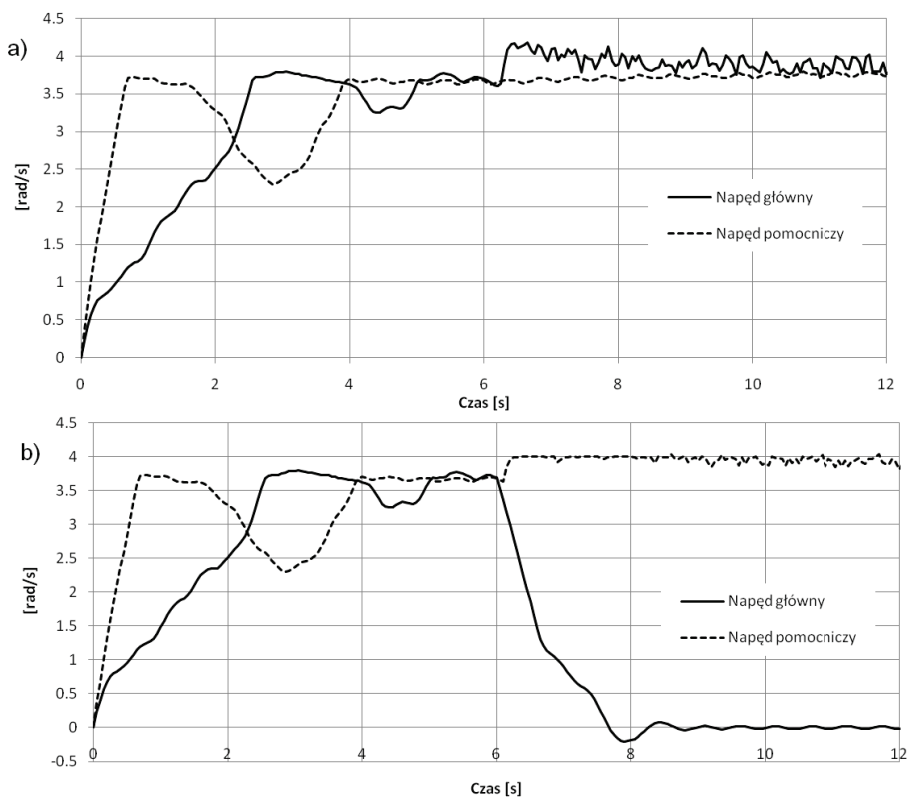
- $M_{PA}^{\max} = 274,3$ kNm, gdy zerwanie wystąpiło podczas rozruchu,
- $M_{PA}^{\max} = 252,6$ kNm, gdy zerwanie wystąpiło w ruchu ustalonym.

W przypadku zerwania dwóch łańcuchów w ruchu ustalonym przenośnika występuje zjawisko hamowania bębna łańcuchowego w napędzie głównym (rys. 5b). Natomiast gdy zerwanie nastąpiło podczas rozruchu to silnik napędu głównego nie był w stanie pokonać oporów ruchu gałęzi górnej i rozruch był nieskuteczny (rys. 6b).



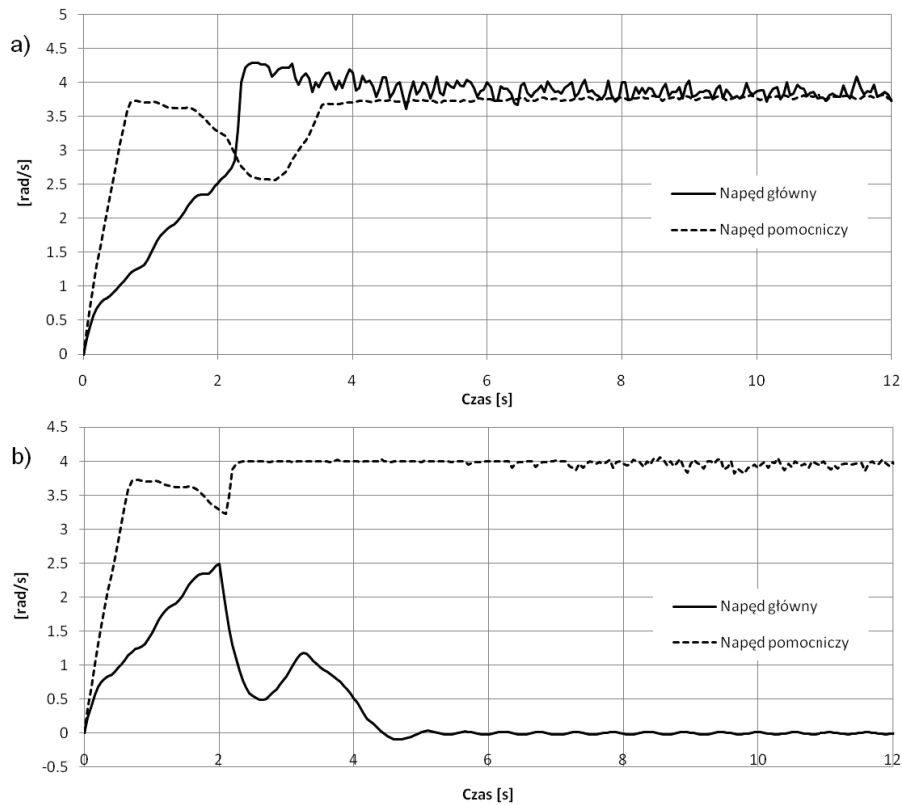
Rys. 4. Obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w przenośniku ścianowym podczas zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi górnej:

a) podczas rozruchu przenośnika dla $t_z = 2$ s, b) w ruchu ustalonym dla $t_z = 6$ s

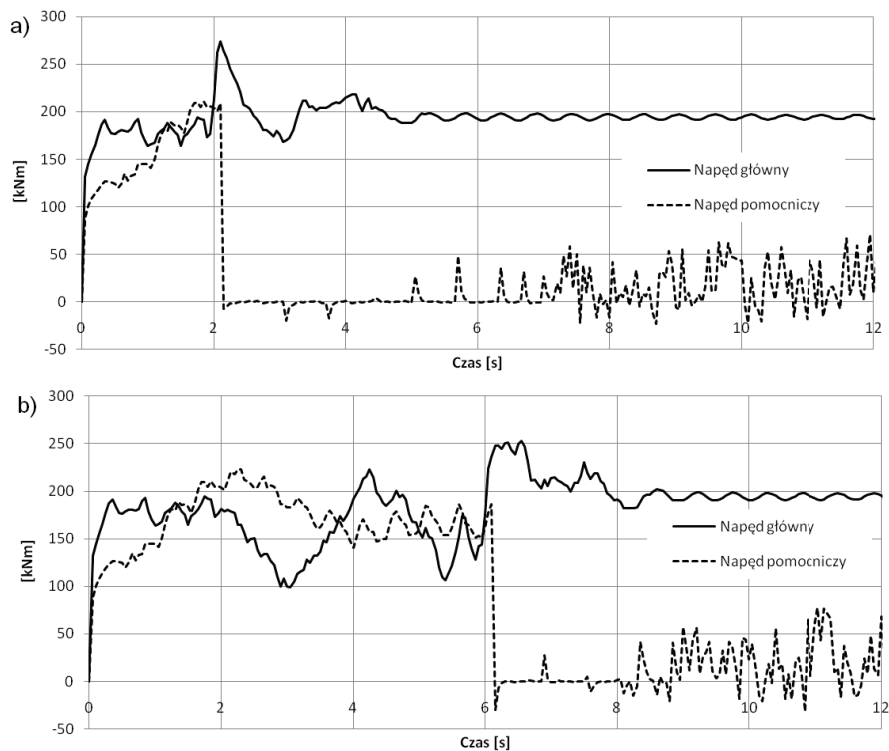


Rys. 5. Prędkości kątowe bębnow łańcuchowych podczas zerwania dwóch łańcuchów w ruchu ustalonym przenośnika ($t_z = 6$ s):

a) w gałęzi górnej, b) w gałęzi dolnej



Rys. 6. Prędkości kątowe bębnow łańcuchowych podczas zerwania dwóch łańcuchów podczas rozruchu przenośnika ($t_z = 2$ s):
a) w gałęzi górnej, b) w gałęzi dolnej



Rys. 7. Obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych w przenośniku ścianowym podczas zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej:
a) podczas rozruchu przenośnika dla $t_z = 2$ s, b) w ruchu ustalonym dla $t_z = 6$ s

4. WNIOSKI

Na podstawie badań komputerowych przeprowadzonych dla przenośnika zgrzeblowego ścianowego o długości 350 m, załadowanego urobkiem węglowym na całej długości można stwierdzić, że:

- W stanach awaryjnych przenośnika ścianowego wyrażonych zerwaniem jednego lub dwóch łańcuchów występują zwiększone obciążenia dynamiczne bębnow łańcuchowych.
- Skutkiem zerwania jednego łańcucha w badanym przenośniku ścianowym jest:
 - prawie dwukrotne zwiększenie amplitudy obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie głównym (zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi górnej),
 - prawie dwukrotne zwiększenie amplitudy obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego w napędzie pomocniczym (zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej).
- Zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi górnej spowodowało:
 - 2,3-krotne zwiększenie amplitudy obciążenia dynamicznego bębna łańcuchowego: w napędzie głównym, gdy zerwanie nastąpiło podczas rozruchu i 2,6-krotne – po zerwaniu łańcuchów w ruchu ustalonym,

– obustronne obciążenie bębna łańcuchowego w napędzie głównym (zarówno podczas zerwania łańcuchów w czasie rozruchu jak i w ruchu ustalonym),

– pracę generatorową silnika asynchronicznego w napędzie głównym (wirnik silnika osiąga prędkość nadsynchroniczną).

- Skutkiem zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej było:

– zwiększenie wartości maksymalnych obciążeń dynamicznych bębnow łańcuchowych w napędzie głównym o 25%, gdy zerwanie nastąpiło podczas rozruchu przenośnika i o 15%, gdy łańcuchy uległy zerwaniu w ruchu ustalonym,

– nieskuteczny rozruch przenośnika – po zerwaniu łańcuchów podczas rozruchu przenośnika,

– hamowanie bębna łańcuchowego napędu głównego – po zerwaniu łańcuchów w ruchu ustalonym przenośnika.

Praca zrealizowana w ramach projektu rozwojowego nr N R09 0026 06/2009 finansowanego ze środków Ministerstwa Nauki i Szkolnictwa Wyższego decyzją nr 0481/R/T02/2009/06.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Aleksander Lutyński



P ełnych radości, spokoju i nadziei

Ś w i a t B o z e g o N a r o d z e n i a

oraz zdrow ia, szczęścia, optymizmu, energii,

w szelkiej pomyślności, sukcesów w życiu prywatnym i zawodowym

w N o w y m, 2 0 1 1 R o k u

W szystkim P . T . C z y t e l n i k o m

życzy

redakcja M i A G