Seria: GÓRNICTWO z. 201

Nr kol. 1159

Marian DOLIPSKI

KOMPUTEROWA SYMULACJA ZMĘCZENIOWEGO ZERWANIA ŁAŃCUCHÓW W PRZENOŚNIKU

Streszczenie. Zwrócono uwagę na dotychczasowy brak badań w zakresie poznania skutków zerwania łańcuchów o charakterze zmęczeniowym, które występują w przenośnikach zgrzebłowych. Poznanie tych skutków posiada znaczenie nie tylko poznawcze, lecz również utylitarne. Pozwoli bowiem projektantom przenośników określić wartości przeciążeń dynamicznych sprzęgieł i łańcuchów. Badania przeprowadzono dla przenośników i łańcuchów wyposażonych w sprzęgła hydrokinetyczne lub w sprzęgła podatne. Symulowano zerwanie jednego i dwóch łańcuchów w gałęzi górnej i dolnej, w różnych stanach napięcia łańcuchów, podczas rozruchu i w ruchu ustalonym przenośnika obciążonego urobkiem węglowym. Okres ruchu od chwili zerwania łańcuchów do chwili wyłączenia silników to najcięższy stan dynamiczny przenośnika zgrzebłowego.

Summary. Attention has been called to the-date lack of studies in the sphere of learning about the effects of chain rupture of fatigue character which occur in scraper conveyors. The study of these effects has not only cognitive but also utilitarian significance as it will make possible, for the designers of the conveyors, to determine the values of the dynamic overloads of the couplings and chains. Investigations were carried out for conveyors with fluid couplings or flexible couplings. The fracture of one or two chains in the uper and lower branch, in various states of the chain tension, during the starting and steady motion of the conveyor loaded with the winning was simulated. The period of motion from the moment of chain breaking to the moment of stopping of the motors is the hardest dynamic state of the scraper conveyor.

Резоме. В работе обращается внимание на то, что до сих пор не проводились исследования последствий обрыва цепей усталостного характера. Изучение этих последствий имеет не только познавательное значение, но также утилитарное, ибо позволит оно проектировцикам конвейеров определить динамические перегрузки муфт и цепей. Исследования были проведены были проведены для конвейеров с гидрокинетическими или подвижными муфтами. Моделировался обрыв одной и двух цепей в верхней ветвях при разных жатажениях цепей во время запуска и во время установивлегося движения конвейера с добытым углем. Период движения от момента обрыва цепей до момента выключения двигателей - это самое тяжелое динамическое состолние скребкового конвейера.

WSTĘP

Badaniom przenośników zgrzebłowych poświęca się wiele uwagi, ponieważ jest to podstawowa maszyna w kompleksie zmechanizowanym. Dotychczas badano zjawiska dynamiczne występujące podczas rozruchu, hamowania i w ruchu ustalonym. Nie badano jednak stanów awaryjnych. Do tych ostatnich zalicza się między innymi zerwania łańcuchów. Badań doświadczalnych w tym zakresie nie prowadzono ze względów bezpieczeństwa, a badań teoretycznych z powodu braku adekwatnego modelu matematycznego.

Istnieją dwie przyczyny zrywania się łańcuchów w przenośnikach zgrzebłowych:

 w przypadku zablokowania łańcucha w rynnach następuje przekroczenie wytrzymałości na rozciąganie i jego zerwanie (przykładowo obciążenie rozrywające łańcuch 26 x 92 klasy C wynosi 850 kN, a klasy D - 1060 kN),

2) zerwanie o charakterze zmęczeniowym. We wszystkich stanach ruchu przenośnika zgrzebłowego występują znaczne obciążenia dynamiczne, które przyczyniają się do zmęczenia łańcucha. Po dłuższym czasie eksploatacji dochodzi do uszkodzenia ogniwa w postaci pęknięcia w miejscu największej koncentracji naprężeń, a następnie do jego zerwania. Uszkodzenie ogniwa może również wystąpić w otoczeniu miejsca zgrzewania. Zerwanie zmęczeniowe może wystąpić w dowolnym miejscu konturu łańcuchowego i w dowolnej chwili. Ten rodzaj zerwania łańcuchów będzie przedmiotem symulacji komputerowej.

2. PRZENOŚNIK ZE SPRZĘGŁAMI PODATNYMI

Obiektem badań był załadowany przenośnik zgrzebłowy Rybnik-80 (L = 150 m) z napędem głównym i pomocniczym wyposażonym w sprzęgła podatne. Napięcie wstępne łańcuchów w stanie stałego luzowania symulowano 37,5 kN, a w stanie nieluzowania - 90 kN.

2.1. Skutki zerwania jednego łańcucha

Wszystkie symulacje w punkcie 2.1 dotyczyć będą stanu stałego luzowania. W przenośniku zgrzebłowym symulowano zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi górnej. Po zerwaniu łańcucha następuje gwałtowna zmiana rozkładu napięć statycznych w obydwóch łańcuchach. W łańcuchu nr 1 następuje spadek obciążenia statycznego o wartość oporów ruchu na odcinku l₀₁ (l₀₁ jest odległością miejsca zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi górnej od napędu pomocniczego). Towarzyszy temu jednoczesny wzrost obciążenia statycznego w łańcuchu nr 2, który przejmuje przemieszczenie zgrzebeł i całej ilości nosiwa z odcinka l_{ot}.

Przebieg obciążenia dynamicznego w łańcuchu nr 1 w miejscu jego nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego przedstawiono na rys. 1. W 3,5 sekundy symulacji komputerowej następowało zmęczeniowe zerwanie łańcucha nr 1. Po zerwaniu łańcucha w odległości 45 m od napędu pomocniczego nastąpił 4-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego w łańcuchu. Gdy zerwanie łańcucha następowało w połowie długości przenośnika ($1_{o1} = 75$ m), to wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego był 3,8-krotny z pojawieniem się pierwszych luzów międzyogniwowych w miejscu nabiegania łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego. W miarę zbliżania się miejsca zerwania łańcucha nr 1 do napędu głównego czas trwania luzów międzyogniwowych zaczyna wzrastać (dla $1_{o1} = 135$ m przedstawiono to na rys. 1c).

Zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi górnej (w ruchu ustalonym przenośnika) w odległości 45 m od napedu pomocniczego spowodowało 1,9-krotny wzrost amplitudy obciażenia dynamicznego sprzegła podatnego w napędzie głównym (rys. 2a). Odmienne jest zachowanie się układów napędowych przenośnika zgrzebłowego po zerwaniu łańcucha w gałęzi dolnej. Bezpośrednio po zerwaniu łańcucha (w odległości 15 m od napędu głównego) w ruchu ustalonym przenośnika następuje wzrost obciążenia dynamicznego napędu głównego i spadek obciążenia napędu pomocniczego. Dzieje się tak dlatego, że po zerwaniu łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej naped pomocniczy wspomaga naped główny tylko poprzez łańcuch nr 2. Po zerwaniu łańcucha w ruchu ustalonym przenośnika obciążenie szczytowe sprzegła podatnego w napędzie głównym (1498 Nm) przekracza o 16% obciążenie maksymalne wystepujące w ruchu ustalonym (1293 Nm), a amplituda obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie pomocniczym wzrasta 2,7-krotnie w porównaniu z ruchem ustalonym (rys. 2b). Na rys. 2c przedstawiono reakcję sprzegieł podatnych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej (w odległości 15 m od napędu głównego) w połowie rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Mimo zerwania łańcucha wystąpił rozruch przenośnika, po którym amplituda obciążenia dynamicznego sprzegła podatnego w napędzie głównym wzrosła 1,5-krotnie, a w napędzie pomocniczym aż 3-krotnie (w porównaniu z ruchem ustalonym przenośnika bez zerwania łańcucha). Obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w Max (Max SPA (MSPA jest maksymalnym momennapędzie głównym było o 13% większe od tem obrotowym na wale sprzęgła podatnego w napędzie głównym podczas rozruchu).



Rys. 1. Wpływ miejsca zerwania łańcucha nr 1 w gałęzi górnej na jego obciążenia dynamiczne w miejscu nabiegania na bęben łańcuchowy napędu głównego a) $l_{o1} = 45$ m, b) $l_{o1} = 75$ m, c) $l_{o1} = 135$ m

Chwilę zerwania oznaczono pionową kreską przy osi odciętych Fig. 1. The effect of the rupture of chain no 1 in the upper branch on its dynamic load in the place of its entry onto the chain drum of the main drive

a) $l_{o1} = 45$ m, b) $l_{o1} = 75$ m, c) $l_{o1} = 135$ m The breaking moment has been denoted by a vertical line at the X-axis



Rys. 2. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwanie łańcucha nr 1 w stanie stałego luzowania

 a) w gałęzi górnej w odległości 45 m od napędu pomocniczego w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w odległości 15 m od napędu głównego w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej w odległości 15 m od napędu głównego podczas rozruchu. M_{SPA} - obciążenie dynamiczne sprzęgła podatnego w napędzie głównym, zaś M_{SPA} - w napędzie pomocniczym

Fig. 2. Reactionnof the flexible couplings on the rupture of chain no 1 in the state of constant slackening

a) in the upper branch at the distance 45 m from the ancillary drive during steady motion, b) in the lower branch at the distance 15 m from the main drive during steady motion, c) in the lower branch at the distance 15 m from the main drive during the starting. M_{SPA} - dynamic load of the flexible coupling in the main drive, whereas M_{SPA} - in the ancillary drive

51

M. Dolipski

2.2. Skutki zerwania dwóch łańcuchów

Na jednoczesne zerwanie obydwóch łańcuchów w gałęzi górnej bardzo silnie reaguje napęd główny. Po zerwaniu obydwóch łańcuchów w połowie długości przenośnika podczas ruchu ustalonego nastąpił 2,5-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła podatnego w napędzie głównym (rys. 3a). Bezpośrednio po zerwaniu łańcuchów sprzęgło podatne doznaje obciążeń obustronnych, z których około 30% ma znak ujemny. Jest to skutkiem gwałtownego spadku obciążenia napędu głównego, który następuje po zerwaniu łańcuchów w gałęzi górnej. To nagłe odciążenie napędu głównego powoduje przyśpieszenie wirnika silnika asynchronicznego (pokazano to na przykładzie bębna łańcuchowego - rys. 4a), który osiąga prędkość nadsynchroniczną. Wynika z tego, że po zerwaniu łańcuchów w gałęzi górnej silnik asynchroniczny w napędzie głównym zachowuje się okresowo jak generator.

Zupełnie inaczej zachowuje się przenośnik zgrzebłowy po jednoczesnym zerwaniu dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego. W takiej sytuacji napęd pomocniczy przestaje wspomagać napęd główny. Uwidacznia się to:

w nagłym wzroście obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym.
Obciążenie szczytowe osiąga wartość 1731 Nm, czyli jest o 31% większe od M^{max} (rys. 3b).

 w hamowaniu bębna łańcuchowego w napędzie głównym, którego czas trwa 1,5 s (rys. 4b).

Jeszcze silniejsze obciążenie dynamiczne sprzęgła podatnego w napędzie głównym występuje wówczas, gdy zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej nastąpi podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego. Symulując w połowie czasu rozruchu przenośnika, otrzymano obciążenie szczytowe sprzęgła w napędzie głównym o wartości 2053 Nm, czyli o 55% większe od M^{max} (rys. 3c). Zerwanie obydwóch łańcuchów w gałęzi dolnej uniemożliwiło dokończenie rozruchu, ponieważ silnik napędu głównego nie był w stanie pokonać oporów ruchu gałęzi ładownej (rys. 4c).

Dotychczasowe symulacje w punkcie 2.2 dotyczyły stanu stałego luzowania. Interesujące jest również zbadanie zachowania się układów napędowych przenośnika zgrzebłowego eksploatowanego w stanie nieluzowania łańcuchów. Po zerwaniu obydwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas rozruchu obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym wzrasta do wartości 1740 Nm (rys. 5a), czyli jest o 30% większe od M_{SPA}^{max} . Gdy zerwanie łańcuchów wystąpi w ruchu ustalonym przenośnika, to obciążenie szczytowe sprzęgła podatnego w napędzie głównym wzrośnie również o 30% w porównaniu z M_{SPA}^{max} (rys. 5b).

6



Rys. 3. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwanie dwóch łańcuchów w stanie stałego luzowania

- a) w gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej podczas rozruchu
- Fig. 3. Reaction of the flexible couplings on the rupture of two chains in the state of constant slackening
- a) in the upper branch during steady motion, b) in the lower branch during steady motion, c) in the lower branch during the starting



Rys. 4. Reakcja bębnów łańcuchowych na zerwanie dwóch łańcuchów w stanie stałego luzowania (ϕ_{A}^{*} - prędkość kątowa bębna w napędzie głównym, zaś ϕ_{B}^{*} - w napędzie pomocniczym)

 a) w gałęzi górnej w czasie ruchu ustalonego, b) w gałęzi dolnej w czasie ruchu ustalonego, c) w gałęzi dolnej podczas rozruchu

Fig. 4. Reaction of the chain drums on the rupture of two chains in the state of constant slackening ($\varphi_{\rm A}$ - angular velocity of the drum in the main drive, $\varphi_{\rm B}$ - in the ancillary drive)

a) in the upper branch during steady motion, b) in the lower branch during steady motion, c) in the lower branch during the starting



Rys. 5. Reakcja sprzęgieł podatnych na zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej w stanie nieluzowania

a) podczas rozruchu, b) w czasie ruchu ustalonego

Fg. 5. Reaction of the flexible couplings on the rupture of two chain in the lower branch in the state of not-slackening a) during the starting, b) during steady motion

3. PRZENOŚNIK ZE SPRZĘGŁAMI HYDROKINETYCZNYMI

Obiektem badań był załadowany przenośnik zgrzebłowy Rybnik-80 (L = 150 m) z napędem głównym i pomocniczym wyposażonym w sprzęgła hydrokinetyczne. Symulowano stan stałego luzowania łańcuchów.



Rys. 6. Reakcja sprzęgieł hydrokinetycznych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej w stanie stałego luzowania (M_{SHA} - obciążenie dynamiczne sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym, zaś M_{SHB} - w napędzie pomocniczym Fig. 6. Reaction of fluid couplings on the repture of chain no 1 in the lower branch in the state of constant slackening (M_{SHA} - dynamic load of the fluid coupling in the main drive, M_{SHB} - in the ancillary drive



Rys. 7. Reakcja układów napędowych ze sprzęgłami hydrokinetycznymi na zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej w stanie stałego luzowania

a) podczas rozruchu w chwili 2,8 s, b) i c) w czasie ruchu ustalonego w chwili 6 s

Fig. 7. Reaction of the driving systems with fluid couplings on the rupture of two chain in the lower branch in the state of constant slackening

a) during the starting at the moment 2,8 s, b) and c) during steady motion at

the moment 6 s

Po zerwaniu łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej (w odległości 15 m od napędu głównego) podczas rozruchu przenośnika nastąpił wzrost obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 11% w porównaniu z M^{max} SHA (M^{max} jest maksymalnym momentem obrotowym na wale sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym podczas rozruchu), 1,5-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym oraz 3-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym oraz 3-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie pomocniczym (rys. 6a). Reakcję sprzęgieł hydrokinetycznych na zerwanie łańcucha nr 1 w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego przenośnika przedstawiono na rys. 6b. Zerwanie tego łańcucha spowodowało wzrost obciążenia szczytowego w napędzie głównym o 5% w porównaniu z M^{max} i 3-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie pomocniczym.

Chwila jednoczesnego zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas rozruchu przenośnika zgrzebłowego nie wywiera istotnego wpływu na wartość obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym. Gdy zerwanie łańcuchów wystąpiło w 1,6 s, to obciążenie szczytowe sprzęgła w napędzie głównym wynosiło 1989 Nm, gdy zerwanie łańcuchów nastąpiło w 2,0 s, to obciążenie szczytowe wynosiło 1917 Nm, natomiast po zerwaniu w 2,8 s obciążenie dynamiczne wzrosło do wartości 1924 Nm (rys. 7a). Wartości te są od 34% do 39% większe od M_{SHA}^{max} . Jednoczesne zerwanie dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej podczas ruchu ustalonego przenośnika zgrzebłowego spowodowało wzrost obciążenia szczytowego sprzęgła hydrokinetycznego w napędzie głównym o 25% w porównaniu z M_{SHA}^{max} (rys. 7b). Hamowanie bębna łańcuchowego napędu głównego trwało w tym przypadku 1,8 s (rys. 7c).

4. PODSUMOWANIE

Z przeprowadzonych badań wynikają następujące wnioski:

 Okres ruchu przenośnika zgrzebłowego od chwili zerwania łańcuchów aż do chwili wyłączenia silników asynchronicznych zaliczyć należy do najcięższych stanów dynamicznych tej maszyny.

 Na wartość obciążeń dynamicznych przenośnika zgrzebłowego występującego po zerwaniu łańcuchów silny wpływ wywierają następujące czynniki:

 miejsce zerwania (gałąż górna czy gałąż dolna i odległość miejsca zerwania od bębna łańcuchowego),

Komputerowa symulacja zmęczeniowego...

- chwila zerwania (podczas rozruchu czy w ruchu ustalonym),

 stan napięcia łańcuchów przed zerwaniem (stan luzowania czy stan nieluzowania).

3. Skutkiem zerwania jednego łańcucha w gałęzi górnej jest niebezpieczeństwo wykolejenia zgrzebeł: ponad 4-krotny wzrost amplitudy obciążeń dynamicznych w miejscu nabiegania zerwanego łańcucha na bęben łańcuchowy napędu głównego oraz około 2-krotny wzrost amplitudy obciążenia dynamicznego sprzęgła w napędzie głównym.

4. Skutkiem jednoczesnego zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi górnej jest kilkakrotny wzrost amplitudy obciążeń dynamicznych łańcuchów i elementów w napędzie głównym oraz przechodzenie silnika asynchronicznego na zakres pracy generatorowej.

5. Skutkiem jednoczesnego zerwania dwóch łańcuchów w gałęzi dolnej jest silne przeciążenie napędu głównego spowodowane nagłym odcięciem wspomagania przez napęd pomocniczy.

6. Najbardziej szkodliwe jest zerwanie łańcuchów w gałęzi dolnej w przypadku eksploatacji przenośnika zgrzebłowego w stanie nieluzowania łańcuchów. W napędzie głównym pojawiają się wówczas tak duże przeciążenia dynamiczne, że mogą one doprowadzić nawet do uszkodzenia sprzęgła.

 Ponieważ nikt nie jest w stanie dokładnie przewidzieć chwili i miejsca zmęczeniowego zerwania łańcuchów, należy podjąć następujące kroki zapobiegawcze:

- rezultaty przedstawionych badań należy wykorzystywać już na etapie projektowania układów napędowych przenośników zgrzebłowych,
- każdy przenośnik zgrzebłowy powinno się wyposażyć w układ automatycznego wyłączania silników napędowych z chwilą pojawienia się pierwszych oznak uszkodzenia (pęknięcie) jakiegokolwiek ogniwa łańcucha,
- układy napędowe przenośnika zgrzebłowego powinny być wyposażone w sprzęgła przeciążeniowe.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Sylwester MARKUSIK

Wpłynężo do Redakcji w maju 1991 r.

COMPUTER SIMULATION OF FATIQUE RUPTURE OF CHAINS IN A CONVEYOR

Abstract

Attention has been called to the to-date lack of studies in the sphere of learning about the effects of cain rupture of fatigue character which occur in scraper conveyors. The study of these effects has not only cognitive but also utilitarian significance as it will make possible for the designers of the conveyors, to determine the values of the dynamic overloads of the couplings and chains. Investigations were carried out for conveuors with fluid couplings or flexible couplings. The fracture of one or two chains in the upper and lower branch, in various states of the chain tension, during the starting and steady motion of the conveyor loaded with the winning was simmulated. The period of motion from the moment of chain breaking to the moment of stopping of the motors is the hardest dynamic state of the scraper conveyor.

Host detrimental is the breaking of the chains in the lower branch in the case of using a scraper conveyor n the state of slackening of chains. Then the dynamic overloads in the main drive may be so big that they may even cause a damage to the coupling. As no one is able to forsee accurately the moment and place of the fatigue fracture of chains, the results of the investigations presented schould be utilized already in the stage od designing of the driving systems of scraper conveyors, and each scraper conveyor should have an overload coupling and a system of automatic shut - off of the driving motors at the moment of appearance of the first signs of damage in any chain link.

The object of the testing was a loaded scraper conveyor Rybnik-80 (L = 150 m) with the main and ancillary drive furnished with flexible or fluid couplings. The initial tension of the chains in the state of permanent slackening was simulated 37,5 kN, and in the state of no-slackening - 90 kN.

The value of the dynamic loads of the scraper conveuor, occuring after the chains rupture is strongly affer by the folloowing factors: place of rupture (upper or lower branch, and the distance of the place of rupturing from the chain drum), moment of rupture (during the starting or in steady motion) and the state of tension of the chains nefore the rupture (state of slackening or state of no-slackening).