

Jan RYNIK, Marian DOLIPSKI

NAPIĘCIA UDAROWE ŁAŃCUCHA OGNIWOWEGO  
WSPÓŁPRACUJĄCEGO Z KOŁEM GNIAZDOWYM

**Streszczenie.** Wyznaczono wartość energii uderzenia łańcucha ogniwowego o zęby koła gniazdowego. Podano wartości napięcia udarowego gałęzi łańcucha ogniwowego pośrednich pociągowych układów łańcuchowych, w chwili uderzenia łańcucha o stronę roboczą i nieroboczą zęba koła gniazdowego.

1. Wstęp

W czasie osiadania ogniwa czynnego (poziomego) łańcucha we wrębie międzyzębowym koła gniazdowego występuje zjawisko uderzenia łańcucha o zęby koła. W uderzeniu tym bierze udział część masy gałęzi łańcucha zredukowanej do punktu uderzenia. Rjabow w swej pracy [1] uzasadnił teoretycznie, na podstawie zasady zachowania energii i potwierdził badaniami doświadczalnymi, że w uderzeniu bierze udział masa zastępcza gałęzi łańcucha równa podwojonej masie ogniwa.

Proces uderzenia łańcucha ogniwowego o zęby koła gniazdowego jest przyczyną powstawania napięć udarowych łańcucha. Mianowicie, energia kinetyczna (energia uderzenia) wyzwalamąca się w chwili uderzenia, przekształca się w energię potencjalną wewnętrznych sił sprężystości [2, 7, 8, 9, 10], wywołując przez to napięcia udarowe gałęzi łańcucha ogniwowego.

Oprócz napięć konturowych [4], napięć dynamicznych charakteru bezwładnościowego [6, 9], nadwyżek napięć wywołanych niedokładnościami wytwarzania i nierównomiernościami zużycia kół gniazdowych [5], napięcie udarowe jest również istotnym dodatkowym, nieużytecznym obciążeniem łańcucha ogniwowego i koła gniazdowego pociągowych układów łańcuchowych typu pośredniego.

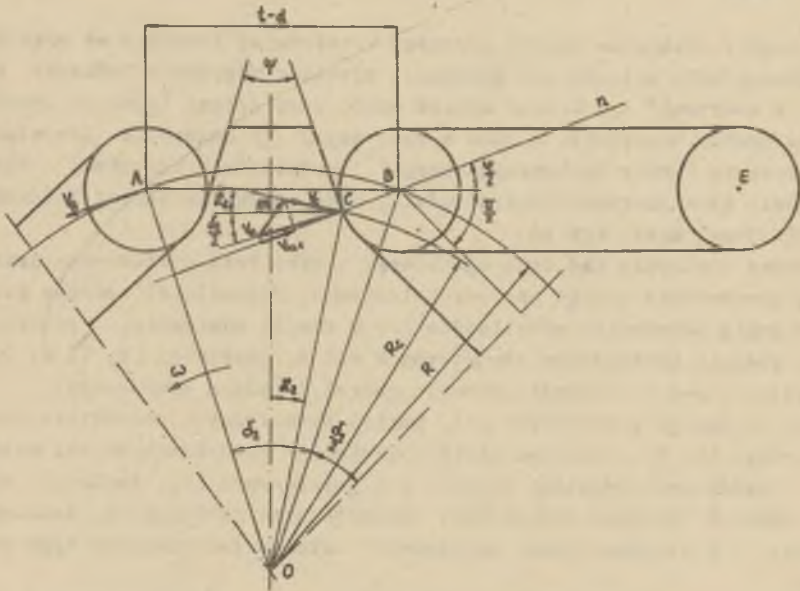
Wartość napięcia udarowego łańcucha ogniwowego współpracującego z kołem gniazdowym posiada szczególne znaczenie w pośrednich pociągowych układach łańcuchowych, gdzie odległość między środkami obrotu kół łańcuchowych jest rzędu kilku metrów, a prędkość kątowa koła łańcuchowego przekracza  $10 \text{ s}^{-1}$ .

W pracy tej w oparciu o teorię Worobjewa uderzenia łańcucha o zęby koła łańcuchowego wyznaczono wartości energii uderzenia i napięcia udarowe-

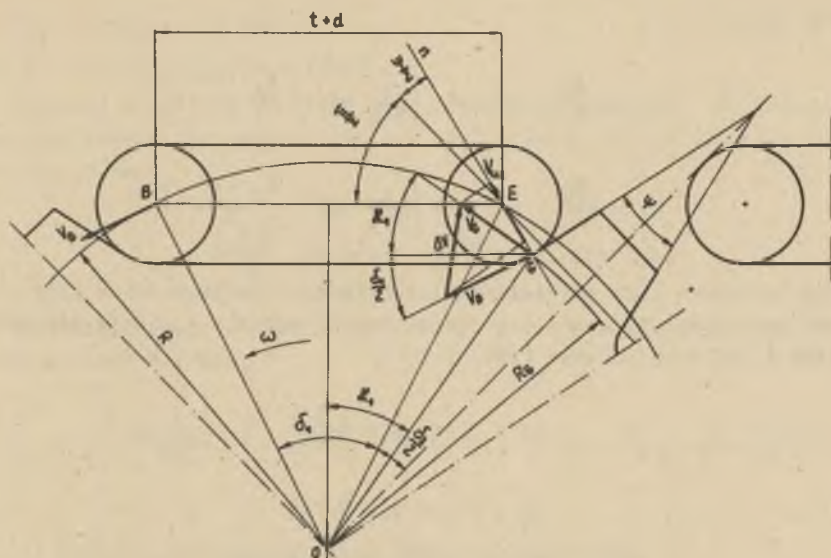
go łańcucha ogniwowego współpracującego z kołem gniazdowym dla zazębienia nominalnego, Przy tym zazębieniu środki roboczych przegubów międzyogniwowych łańcucha ogniwowego zajmują położenia na okręgu podziałowym koła gniazdowego.

## 2. Wyznaczenie energii uderzenia

Ogniwo czynne łańcucha, osiadając w gnieździe, dwukrotnie uderza o koło. W przypadku zazębienia nominalnego są to uderzenia o boki dwóch sąsiednich zębów. Pierwsze uderzenie następuje o bok nieroboczy (stronę nieroboczą) zęba w punkcie C (rys. 1), natomiast drugie uderzenie (po upływie czasu  $\tau \approx \frac{\pi}{z\omega}$ ) - o bok roboczy (stronę roboczą) drugiego zęba w punkcie G (rys. 2). Punkty C i G są punktami uderzenia. Prędkość uderzenia równa jest różnicy rzutów prędkości obwodowych [8, 9]: koła gniazdowego w punkcie uderzenia i środka roboczego przegubu międzyogniwowego łańcucha, na kierunku wspólnej normalnej do powierzchni boku zęba i ogniwa.



Rys. 1. Uderzenie ogniwa łańcucha o stronę nieroboczą zęba koła gniazdowego



Rys. 2. Uderzenie ogniwa łańcucha o stronę roboczą zęba koła gniazdowego

Prędkość uderzenia ogniwa łańcucha o bok nieroboczy zęba (rys. 1) jest równa

$$v_{u1} = \omega \left[ R \cos \left( \frac{\nu - \delta_2}{2} \right) - R_C \cos \left( \frac{\nu}{2} + \alpha_2 \right) \right] \quad (1)$$

Natomiast prędkość uderzenia ogniwa łańcucha o bok roboczy zęba (rys. 2) jest równa

$$v_{u2} = \omega \left[ R_G \cos \left( \frac{\pi}{z} + \frac{\nu}{2} - \alpha_1 \right) - R \cos \left( \frac{\pi}{z} + \frac{\nu}{2} + \frac{\delta_1}{2} \right) \right] \quad (2)$$

gdzie:

$R$  - promień okręgu podziałowego koła gniazdowego

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{\left( \frac{t}{\sin \frac{\pi}{2z}} \right)^2 + \left( \frac{d}{\cos \frac{\pi}{2z}} \right)^2} \quad (3)$$

$R_C, R_G$  - odległość punktów uderzenia od środka obrotu koła gniazdowego

$$R_C = R_G = \sqrt{R^2 + \frac{d^2}{4} - R d \sin \left( \frac{\delta_2 + \nu}{2} \right)} \quad (4)$$

- kąty (rys. 1 i 2)

$$\alpha_1 = \frac{\delta_1}{2} + \arcsin \left[ \frac{d}{2R_G} \cos \left( \frac{\delta_2 + \psi}{2} \right) \right] \quad (5)$$

$$\alpha_2 = \frac{\delta_2}{2} - \arcsin \left[ \frac{d}{2R_G} \cos \left( \frac{\delta_2 + \psi}{2} \right) \right] \quad (6)$$

- kąty środkowe koła podziałowego odpowiadające odległościom między środkami roboczymi przegubów międzyogniowych łańcucha w czasie jego współpracy z kołem gniazdowym (rys. 1 i 2)

$$\delta_1 = 2 \arcsin \frac{t + d}{2R} \quad (7)$$

$$\delta_2 = 2 \arcsin \frac{t - d}{2R} \quad (8)$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \frac{2\pi}{z} \quad (9)$$

z - liczba zębów koła gniazdowego,

$\pi$  - kąt wierzchołkowy zęba,

t - podziałka łańcucha ogniowego,

d - średnica pręta, z którego wytworzono ogniwo.

Energia uderzenia łańcucha powstająca z efektu uderzenia ogniwa o ząb koła gniazdowego jest równa

$$E_u = \frac{km_0 v_u^2}{2} \quad (10)$$

przy czym

$$m_0 = \frac{qt}{g} \quad (11)$$

gdzie:

$m_0$  - masa ogniwa,

k - liczba udziału masy ogniw w uderzeniu

Zgodnie z [1],  $k = 2$ ,

q - ciężar jednostkowy łańcucha ogniowego,

$v_u$  - prędkość uderzenia,

$E_u$  - energia uderzenia,  
 $g$  - przyspieszenie ziemskie.

Podstawiając (11) i (1) do (10), otrzymamy wyrażenie przedstawiające wartość energii uderzenia łańcucha ogniowego o stronę nieroboczą zęba koła gniazdowego

$$E_{u1} = \frac{kqt\omega^2}{2g} \left[ R \cos \left( \frac{\psi - \delta_2}{2} \right) - R_c \cos \left( \frac{\psi}{2} + \kappa_2 \right) \right] \quad (12)$$

Natomiast energia uderzenia łańcucha ogniowego o stronę roboczą zęba koła posiada wartość

$$E_{u2} = \frac{kqt\omega^2}{2g} \left[ R_0 \cos \left( \frac{\pi}{2} + \frac{\psi}{2} - \kappa_1 \right) - R \cos \left( \frac{\pi}{2} + \frac{\psi}{2} - \frac{\delta_1}{2} \right) \right] \quad (13)$$

### 3. Wartości napięć udarowych łańcucha ogniowego

Przez zamianę energii uderzenia w energię potencjalną wewnętrznych sił sprężystości w łańcuchu ogniowym powstają napięcia udarowe, które wyznaczamy z zasady zachowania energii.

Energia sprężysta łańcucha ogniowego ma postać

$$T = \frac{N^2 L}{2E_0} \quad (14)$$

gdzie:

$N$  - napięcie łańcucha ogniowego,  
 $L$  - długość gałęzi czynnej łańcucha,  
 $T$  - energia sprężysta łańcucha ogniowego,  
 $E_0$  - sztywność łańcucha ogniowego.

Porównując energię uderzenia z energią sprężystą, mamy

$$\frac{kqt v_u^2}{2g} = \frac{N^2 L}{2E_0} \quad (15)$$

Wielkość  $N$  w wyrażeniu (15) jest napięciem łańcucha wywołanym uderzeniem ogniwa o ząb koła (napięcie udarowe). Oznaczając napięcie udarowe przez  $N_u$  otrzymamy

$$N_u = v_u \sqrt{\frac{kqt E_0}{g L}} \quad (16)$$

gdzie:

$N_u$  - napięcie udarowe łańcucha ogniowego współpracującego z kołem gniazdowym.

Wielkość napięcia udarowego przyjmuje następującą wartość:

- w chwili uderzenia łańcucha ogniowego o stronę nieroboczą zęba koła

$$N_{u1} = \omega \left[ R_c \cos \left( \frac{\psi - \delta_2}{2} \right) - R_c \cos \left( \frac{\psi}{2} + \kappa_2 \right) \right] \sqrt{\frac{kgt E_o}{gL}} \quad (17)$$

- w chwili uderzenia łańcucha ogniowego o stronę roboczą zęba koła

$$N_{u2} = \omega \left[ R_c \cos \left( \frac{\pi}{z} + \frac{\psi}{2} - \kappa_1 \right) - R_c \cos \left( \frac{\pi}{z} + \frac{\psi}{2} + \frac{\delta_1}{2} \right) \right] \sqrt{\frac{kgt E_o}{gL}} \quad (18)$$

Na wartość napięcia udarowego wywiera wpływ prędkość kątowna koła gniazdowego, liczba zębów koła gniazdowego, kąt wierzchołkowy zęba, długość gałęzi łańcucha oraz wielkość łańcucha ogniowego. Wpływ tych czynników na wartość napięcia udarowego gałęzi łańcucha przedstawiono na przykładzie pośredniego pociągowego układu łańcuchowego ( $L = 2$  m), wyposażonego w łańcuch ogniowy  $\emptyset 18 \times 64$  ( $E_o = 2,26 \cdot 10^7$  N [3]) i koła gniazdowe o liczbie zębów  $z = 6,8$  lub 10. Prędkość kątowną koła gniazdowego przyjęto  $\omega = 20$  s<sup>-1</sup>, natomiast kąt wierzchołkowy zębów zmieniano w zakresie od 20° do 60°. Przebieg zmiany napięcia udarowego w chwili uderzenia łańcucha o stronę roboczą zęba koła, w funkcji kąta wierzchołkowego zęba, dla różnej liczby zębów przedstawiono na rys. 3.

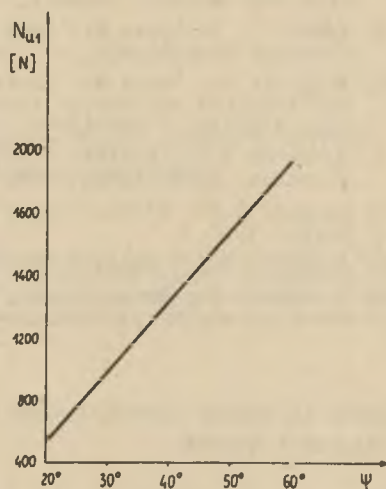
Najmniejszą wartość napięcia udarowego  $N_{u2}$  równą 2300 N uzyskano przy liczbie zębów  $z = 10$  i kącie wierzchołkowym zęba  $\psi = 20^\circ$ . W celu porównania napięć udarowych łańcucha ogniowego powstających w chwili uderzenia łańcucha o stronę roboczą i nieroboczą zęba koła gniazdowego, obliczono wartość napięć  $N_{u1}$  dla tego samego pośredniego pociągowego układu łańcuchowego wyposażonego w koła o liczbie zębów  $z = 8$  (rys. 4).

Wartości napięć udarowych  $N_{u2}$  są kilka razy większe od wartości napięć  $N_{u1}$ . Przykładowo (rys. 3 i 4) dla  $\psi = 40^\circ$ :

$$\frac{N_{u2}}{N_{u1}} = 2,54.$$



Rys. 3. Zależność napięcia udarowego  $N_{u2}$  gałęzi łańcucha ogniowego  $\emptyset 18 \times 64$ , od kąta wierzchołkowego zębów koła gniazdowego



Rys. 4. Zależność napięcia udarowego  $N_{u1}$  gałęzi łańcucha ogniowego  $\emptyset 18 \times 64$ , od kąta wierzchołkowego zębów koła gniazdowego

#### 4. Wnioski

1. Napięcie udarowe łańcucha ogniowego współpracującego z kołem gniazdowym, rośnie ze wzrostem prędkości kątowej koła gniazdowego oraz ze wzrostem wielkości łańcucha.
2. Obniżenie wartości napięcia udarowego łańcucha ogniowego można uzyskać zmniejszając kąt wierzchołkowy zęba, lub zwiększając liczbę zębów koła gniazdowego.
3. Stosunek napięć udarowych łańcucha ogniowego powstających w czasie uderzenia łańcucha o stronę roboczą i nieroboczą zęba koła zależy od wielkości kąta wierzchołkowego zęba koła gniazdowego.

#### LITERATURA

- [1] Rjabow G.K.: Opredelenie privediennowo czisła zwieniew cepi, soudar-jajuscichsja z zubjami zwiezdoczek. Vestnik Maszinstrojenja nr 8/1968.
- [2] Rjabow G.K.: Dzejstwie udarow pri zacepleni na płastiny priwodnych rolikowych cepiej. IVUZ - Maszinstrojenje nr 1/1975.
- [3] Rynik J.: Analityczno-empiryczne określenie statycznej sztywności łańcuchów ogniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo nr 36/1969.

- [4] Rynik J., Dolipski M.: Wpływ względnego położenia kół w układach łańcuchowych na powstawanie napięć konturowych w łańcuchu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo nr 78/1977.
- [5] Rynik J., Dolipski M.: Nadwyżki obciążeń w napędach łańcuchowych. Przegląd Mechaniczny, nr 18/1977.
- [6] Dolipski M., Reich K., Adamowicz H., Ziegler H.: Wymuszone nabieganie łańcucha ogniowego na koło gniazdowe. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Górnictwo, nr 83/1978.
- [7] Gotowcew A.A., Stołbin G.B., Kotienok J.P.: Projektowanie cepnych przedac. Maszynostrojnie, Moskwa 1973.
- [8] Rachner H.G.: Stahlgelenkketten und Kettentriebe. Springer - Verlag, Berlin 1962.
- [9] Worobjew N.W.: Cepnyje przedaczi. Maszgiz, Moskwa 1962.
- [10] Uczajew P.N., Werpachowski J.S.: O wlijanii udarów na natężenie więduszczzej wietwi priwodnoj cepi. IVUZ - Maszynostrojnie nr 3/1973.

УДАРНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЗВЕНОЧНОЙ ЦЕПИ ВЗАИМОДЕЙСТВУЮЩЕЙ  
С СЕДЛОЧНОМ КОЛЕСОМ

Р е з ю м е

Обозначена величина энергии удара звеночной цепи о зубы седлочного колеса.

Передана величина ударного натяжения ветви звеночной цепи посредних тягущих цепных составов, в моменте удара цепи в рабочую и нерабочую сторону седлочного колеса.

LINK CHAIN STROKE STRESS WHEN ENGAGED WITH A CHAIN WHEEL

S u m m a r y

Impact energy of chain stroke against sprocket teeteh has been determined along with impact stress of a link chain in drive systems when striking working and idle sprocket tooth sides.