

# OBLICZENIA I DOBÓR PASOWEJ PRZEKŁADNI Z PASKIEM ZĘBATYM W URZĄDZENIACH TRANSPORTOWYCH

Maciej KRASIŃSKI<sup>1</sup>  
Stanisław STACHOŃ<sup>2</sup>

## STRESZCZENIE

*W pracy przedstawiono sposób doboru parametrów przekładni pasowej napędzającej wózek suwnicy, tak aby w całym zakresie pracy uniknąć rezonansu parametrycznego pasków zębatych przekładni. W pierwszej części pracy przedstawiono metodę obliczeń, za pomocą której można efektywnie wyznaczać zakresy częstości wymuszeń zewnętrznych (związanych z okresowymi zmianami naciągu w obydwu częściach pasa), które wywołują główny rezonans parametryczny dla dwóch pierwszych postaci drgań. W drugiej części, dysponując zakresami częstości rezonansowych części czynnej i biernej pasa, którymi w razie potrzeby można sterować naciągiem wstępnym  $N_0$ , dokonano odpowiedniego doboru parametrów przekładni.*

## 1. WSTĘP

Zwykle w rozwiązaniach konstrukcyjnych napędu wózków suwnicowych i żurawiowych stosuje się napęd bezpośredni na koła jezdne tych wózków. Rozpędzanie, jazda i hamowanie wózka realizowana jest dzięki sile tarcia występującej pomiędzy napędzanymi kołami i szynami prowadzącymi wózek. Jest to tzw. napęd cierny. Powoduje to, iż sterowanie tak zaprojektowanym wózkiem jezdny jest utrudnione, zwłaszcza przy bardziej precyzyjnym

---

<sup>1</sup> dr inż. Maciej Krasiński – Politechnika Krakowska, Instytut Konstrukcji Maszyn

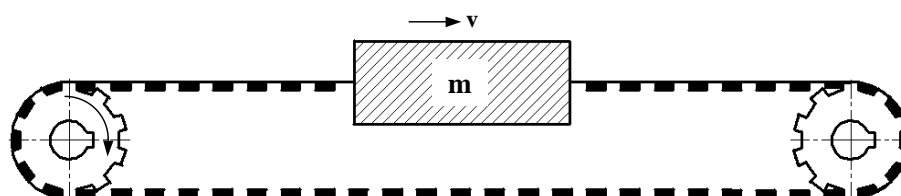
<sup>2</sup> dr inż. Stanisław Stachon – Politechnika Krakowska, Instytut Konstrukcji Maszyn

ustalaniu jego miejsca zatrzymywania. Ponadto taki układ musi być zabezpieczony przed poślizgiem, co ogranicza przyspieszenie ruchu.

W wielu urządzeniach transportowych, np. układnicach, stosowany jest napęd za pomocą przekładni pasowych z pasami zębatymi, w których sama przekładnia jest urządzeniem transportowym (jak na rysunku 1) lub napędza wózek jezdny wzdłuż prowadnic urządzenia transportowego.

Przy projektowaniu takich przekładni zarówno w pierwszym jak i drugim przypadku pojawia się ten sam problem – problem poprzecznych drgań parametrycznych cięgien pasowych.

Niniejsze opracowanie dotyczy analizy obliczeń przekładni pasowej z pasem zębatym zastosowanej do napędu wózka suwnicy z wciągarką bębnową jak na rysunku 2.



Rys.1. Schemat przekładni pasowej jako urządzenia transportowego

## 2. ANALIZA TEORETYCZNA

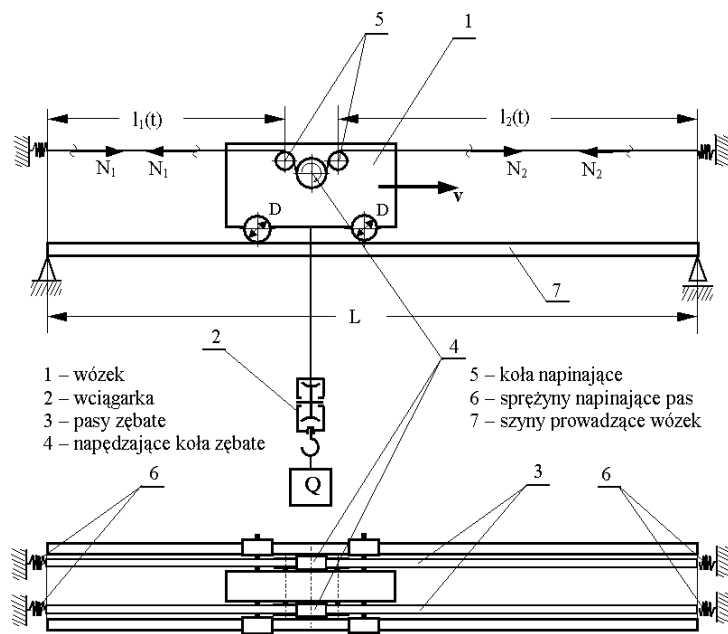
### 2.1. OBLICZENIA WSTĘPNE

Drgania parametryczne w każdej części pasa (czynnej i biernej) wzbudzone są okresowo zmiennym naciągiem  $N(t) = N_0 + \Delta N \cos \Omega t$ , wywołanym kolejnym wejściem i wyjściem zęba koła napędowego z współpracującym pasem. Częstość tych drgań zależy od długości i masy jednostkowej cięgna oraz w znaczącym stopniu od wartości wspomnianego naciągu; zaś częstość wymuszenia parametrycznego  $\Omega$  związana jest z liczbą zębów koła  $z$  i jego prędkością kątową  $\omega$  ( $\Omega = \omega z$ ).

Dla zadanych parametrów suwnicy wraz z wózkiem oraz warunków eksploatacyjnych wyznaczono częstości głównego rezonansu parametrycznego dla dwóch postaci drgań obydwu części pasa w funkcji czasu albo położenia wózka na suwnicy.

Założmy, że wózek ma się przemieścić o wartość  $d_0$  z dowolnego miejsca, określonego początkowymi długościami cięgien pasów; cięgna biernego  $l_{01}$  i czynnego  $l_{02}$ . Na tym odcinku wózek najpierw przyspiesza z przyspieszeniem  $a_r$  przez czas  $t_r$ , tak aby uzyskać zadaną prędkość  $w$ , następnie porusza się ruchem jednostajnym z prędkością  $w$  przez czas  $t_s$  a dalej

ruchem jednostajnie opóźnionym z opóźnieniem  $a_h$  (hamowanie) przez czas  $t_h$ .  
Całkowity czas ruchu wózka na drodze  $d_0$  wynosi więc:  $t_c = t_r + t_s + t_h$ .



Rys.2. Schemat wózka suwnicy

W czasie tego ruchu zarówno długości cięgien jak i występujące w nich średnie wartości naciągów zmieniają się w czasie.

I tak;

– dla cięgna biernego:

$$l_1(t) = \begin{cases} l_{01} + \frac{1}{2} a_r t^2 & \text{dla } 0 \leq t \leq t_r \\ l_{01} + \frac{1}{2} a_r t_r^2 + w(t - t_r) & \text{dla } t_r \leq t \leq t_r + t_s \\ l_{01} + \frac{1}{2} a_r t_r^2 + w(t - t_r) - \frac{1}{2} a_h (t - t_r - t_s)^2 & \text{dla } t_r + t_s \leq t \leq t_c \end{cases} \quad (2.1)$$

$$N_{01} = \begin{cases} N_0 & \text{dla } 0 \leq t \leq t_r + t_s \\ N_0 + \frac{1}{2} (ma_h - R) & \text{dla } t_r + t_s \leq t \leq t_c \end{cases} \quad (2.2)$$

– dla ciągu czynnego:

$$l_2(t) = \begin{cases} l_{02} - \frac{1}{2} a_r t^2 & \text{dla } 0 \leq t \leq t_r \\ l_{02} - \frac{1}{2} a_r t_r^2 - w(t - t_r) & \text{dla } t_r \leq t \leq t_r + t_s \\ l_{02} - \frac{1}{2} a_r t_r^2 - w(t - t_r) + \frac{1}{2} a_h (t - t_r - t_s)^2 & \text{dla } t_r + t_s \leq t \leq t_c \end{cases} \quad (2.3)$$

$$N_{02} = \begin{cases} N_0 + \frac{1}{2} (ma_r + R) & \text{dla } 0 \leq t \leq t_r \\ N_0 + \frac{1}{2} R & \text{dla } t_r \leq t \leq t_r + t_s \\ N_0 & \text{dla } t_r + t_s \leq t \leq t_c \end{cases} \quad (2.4)$$

$$\text{gdzie: } t_r = \frac{w}{a_r}, \quad t_h = \frac{w}{a_h}, \quad t_s = \frac{d_0}{w} - \frac{1}{2} t_r - \frac{1}{2} t_h,$$

$N_0$  – naciąg wstępny pasa,

$m$  – masa wózka wraz z ładunkiem,

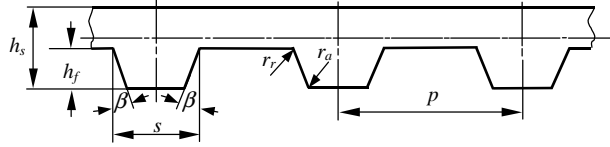
$R = \frac{2fmg}{D}$  – siła oporów ruchu przy toczeniu wózka (przy czym:

$f$  – współczynnik tarcia tocznego,  $D$  – średnica kół wózka).

Z powyższych rozważań wynika, że maksymalna siła występuje w ciągu czynnym przy rozruchu. Dla tej wartości siły, przyjmując następujące dane:  $m_w = 500$  kg – masa wózka,  $Q = 50$  kN – obciążenie,  $D = 200$  mm – średnica kół wózka,  $w = 1.0$  m/s – prędkość ruchu ustalonego wózka,  $a_r = a_h = 0.5$  m/s<sup>2</sup> – przyspieszenie i opóźnienie wózka,  $f = 0.05$  – współczynnik tarcia tocznego,  $N_0 = 500$  N – naciąg wstępny pasa, dobrano odpowiednie pasy zębate, których parametry zgodnie z rysunkiem 3 i normą PN-83/M-85210 wynoszą:

$$p = 12.7 \text{ mm}, s = 6.12 \text{ mm}, h_s = 4.30 \text{ mm}, h_f = 2.29 \text{ mm}, \beta = 20^\circ,$$

$$\rho = 0.2116 \text{ kg/m} - \text{zastępcza masa jednostkowa pasa obliczona wg [3]}$$



Rys. 3. Zarys pasa zębatego

## 2.2. CZĘSTOŚCI REZONANSOWE CIĘGIEN

Zaniedbując sztywność giętną pasa, uproszczone równania różniczkowe opisujące ruch obydwu jego części (lewej i prawej) mają postać drgań struny o zmiennej długości  $l = l(t)$  a mianowicie:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{N}{\rho} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (2.5)$$

gdzie  $u(x, t)$  – przemieszczenie poprzeczne pasa,  $N = N_0 + \Delta N \cos \Omega t$  – siła naciągu,  $\rho$  zastępcza masa jednostkowa pasa wg [3].

Długość cięgna biernego  $l_1$ , obciążonego naciągiem montażowym  $N_1(t)$  narasta; natomiast czynnego  $l_2$ , obciążonego naciągiem  $N_2(t)$ , maleje.

Analizę teoretyczną przeprowadzono analogicznie jak w pracy [2], poszukując przybliżonego rozwiązania, w postaci szeregu:

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^n f_i(t) \Phi_i(x), \quad (2.6)$$

gdzie  $f_i(t)$  są funkcjami opisującymi drgania dowolnego punktu cięgna pasowego określonego współrzędną  $x$ , zaś  $\Phi_i(x)$  – funkcjami opisującymi postacie (formy) drgań cięgna pasowego. Ponieważ funkcje  $\Phi_i(x)$  muszą spełniać warunki brzegowe zagadnienia, a mianowicie

$$\Phi_i(0) = 0, \quad \Phi_i(l) = 0, \quad (2.7)$$

dlatego przyjęto je w postaci :

$$\Phi_i(x) = \sin \left( i \pi \frac{x}{l(t)} \right). \quad (2.8)$$

Wówczas równanie drgającego cięgna przyjmie nieco inną postać od równania (2.5), a mianowicie:

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial t^2} f(t) + 2 \frac{\partial \Phi}{\partial t} \frac{df(t)}{dt} + \Phi \frac{d^2 f(t)}{dt^2} - \frac{N}{\rho} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} f(t) = 0 \quad (2.9)$$

lub po wykonaniu konkretnych obliczeń:

$$\left[ \left( \frac{(2\overset{\circ}{l}l^2 - l^2\overset{\circ\circ}{l})i\pi x}{l^4} \right) \cos \frac{i\pi x}{l} + \frac{i^2\pi^2}{l^2} \left( \frac{N}{\rho} - \frac{x^2\overset{\circ}{l}^2}{l^2} \right) \sin \frac{i\pi x}{l} \right] f(t) +$$

$$- 2 \frac{i\pi x \overset{\circ}{l}}{l^2} \cos \frac{i\pi x}{l} \frac{df(t)}{dt} + \sin \frac{i\pi x}{l} \frac{d^2 f(t)}{dt^2} = 0 \quad (2.10)$$

gdzie:  $\overset{\circ}{l}, \overset{\circ\circ}{l}$  – pierwsza i druga pochodna po czasie zmiennej długości ciągu.

Przyjmując rozwiązanie równania (2.5) w postaci szeregu (2.6) i traktując jego lewą stronę jako pewną funkcję  $L(u)$ , można wykazać, że

$$\int_0^l L(u) \Phi_k(x) dx = 0, \quad \text{dla } k = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (2.11)$$

ponieważ funkcja  $u(x, t)$  też spełnia warunki brzegowe zagadnienia.

Po podstawieniu zależności (2.8) do równania (2.11) otrzymuje się układ równań

$$\sum_{i=1}^n \left( a_{ik} \frac{d^2 f_i(t)}{dt^2} + b_{ik} \frac{df_i(t)}{dt} + c_{ik} f_i(t) \right) = 0, \quad \text{dla } k = 1, 2, 3, \dots, n, \quad (2.12)$$

przy czym:

$$a_{ik} = \begin{cases} \frac{l}{2}, & \text{dla } i = k, \\ 0, & \text{dla } i \neq k, \end{cases} \quad (2.13)$$

$$b_{ik} = \begin{cases} \frac{\overset{\circ}{l}}{2}, & \text{dla } i = k, \\ \frac{2ik}{i^2 - k^2} & \text{dla } (i+k) - \text{parzyste}, \\ -\frac{2ik}{i^2 - k^2} & \text{dla } (i+k) - \text{nieparzyste}. \end{cases} \quad (2.14)$$

$$c_{ik} = \begin{cases} \left( \frac{N_0 + \Delta N \cos \Omega t}{\rho} \right) \frac{i^2 \pi^2}{2l} + \frac{i \pi l}{4l} + \frac{l l - 2l}{4l} & \text{dla } i = k, \\ \frac{ik}{i^2 - k^2} \frac{l l - 2l}{l} + \frac{i^3}{i^2 - k^2} \frac{\pi l^2}{l} & \text{dla } (i+k) - \text{parzyste}, \\ -\frac{ik}{i^2 - k^2} \frac{l l - 2l}{l} - \frac{i^3}{i^2 - k^2} \frac{\pi l^2}{l} & \text{dla } (i+k) - \text{nieparzyste}. \end{cases} \quad (2.15)$$

Rozwiązaniem układu (2.12) są funkcje  $f_i(t)$ ,  $i = 1, 2, 3, \dots, n$ , które poszukiwane w postaci

$$f_i(t) = \sum_{j=1}^r \left( A_{ij} \cos \frac{(2j-1)\Omega t}{2} + B_{ij} \sin \frac{(2j-1)\Omega t}{2} \right), \quad (2.16)$$

pozwalają na obliczenie granicznych częstotliwości wymuszeń zewnętrznych  $\Omega$ , wyznaczających obszary niestacności.

Po podstawieniu powyższych funkcji  $f_i(t)$  do wspomnianego układu (2.12), otrzymuje się układ  $2 \times r \times n$  równań jednorodnych na stałe  $A_{ij}$  i  $B_{ij}$  ( $i = 1, 2, 3, \dots, n$  oraz  $j = 1, 2, 3, \dots, r$ ). Indeks  $i$  oznacza postać drgań pasa, natomiast indeks  $j$  numer rezonansu parametrycznego.

Z warunku niezerowych rozwiązań, powstałego w ten sposób układu (z przyrównania wyznacznika głównego do zera), otrzymuje się zakresy obszarów niestacności, czyli tzw. obszary rezonansu parametrycznego.

Ograniczając się do wyznaczenia pierwszego rezonansu i dwóch form drgań pasa, przyjęto  $n = 2$  i  $r = 1$ . Po obliczeniu współczynników  $a_{ik}$ ,  $b_{ik}$ ,  $c_{ik}$  (dla  $i = 1, 2$  oraz  $k = 1, 2$ ) wyrażonych wzorami (2.13), (2.14) i (2.15) układ (2.12) sprowadza się do następujących dwóch równań:

$$\begin{aligned} a_{11} \frac{d^2 f_1(t)}{dt^2} + b_{11} \frac{df_1(t)}{dt} + c_{11} f_1(t) + a_{21} \frac{d^2 f_2(t)}{dt^2} + b_{21} \frac{df_2(t)}{dt} + c_{21} f_2(t) &= 0 \\ a_{12} \frac{d^2 f_1(t)}{dt^2} + b_{12} \frac{df_1(t)}{dt} + c_{12} f_1(t) + a_{22} \frac{d^2 f_2(t)}{dt^2} + b_{22} \frac{df_2(t)}{dt} + c_{22} f_2(t) &= 0, \end{aligned} \quad (2.17)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{l}{2}, & a_{12} &= 0, & a_{21} &= 0, & a_{22} &= \frac{l}{2} \\ b_{11} &= \frac{l}{2}, & b_{12} &= \frac{4}{3} l, & b_{21} &= -\frac{4}{3} l, & b_{22} &= \frac{l}{2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
c_{11} &= \left( \frac{N_0 + \Delta N \cos \Omega t}{\rho} \right) \frac{\pi^2}{2l} + \frac{\pi \overset{\circ}{l}}{4l} + \frac{l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l}, & c_{12} &= \frac{2 \overset{\circ}{l} l - 2 \overset{\circ}{l}^2}{3l} + \frac{\pi \overset{\circ}{l}^2}{3l} \\
c_{21} &= -\frac{2 \overset{\circ}{l} l - 2 \overset{\circ}{l}^2}{3l} - \frac{8\pi \overset{\circ}{l}^2}{3l} & c_{22} &= \left( \frac{N_0 + \Delta N \cos \Omega t}{\rho} \right) \frac{4\pi^2}{2l} + \frac{2\pi \overset{\circ}{l}}{4l} + \frac{l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l}.
\end{aligned} \quad (2.18)$$

Po podstawieniu funkcji  $f_1(t)$  i  $f_2(t)$  w postaci (2.16) do powyższych równań, otrzymuje się układ czterech jednorodnych równań na stałe  $A_{11}$ ,  $B_{11}$ ,  $A_{21}$  i  $B_{21}$ , dla którego wyznacznik główny wygląda następująco:

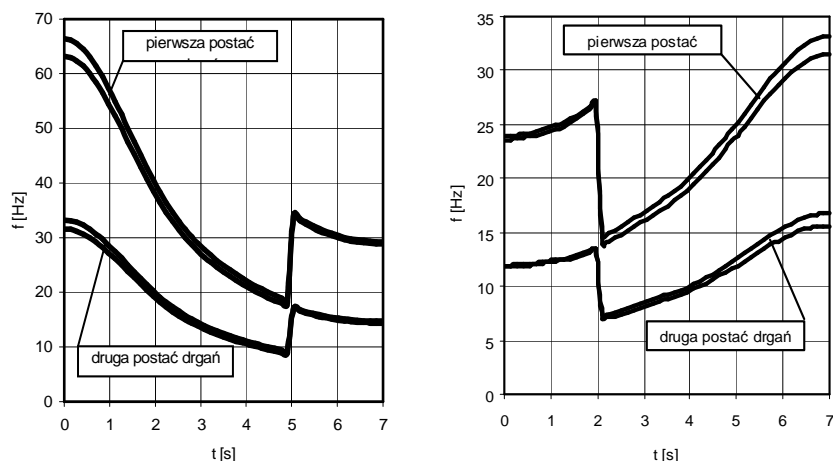
$$W_g = \begin{vmatrix}
\left( \frac{N_0 + \Delta N}{\rho} \right) \frac{\pi^2}{2l} + \frac{\pi \overset{\circ}{l} + l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l} - \frac{l \overset{\circ}{\Omega}^2}{2 \cdot 4}, & \frac{\overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{2 \cdot 2}, & -\frac{2(l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2) + 8\pi \overset{\circ}{l}^2}{3l}, & -\frac{4 \overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{3 \cdot 2} \\
\frac{\overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{2 \cdot 2}, & \left( \frac{N_0 - \Delta N}{\rho} \right) \frac{\pi^2}{2l} + \frac{\pi \overset{\circ}{l} + l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l} - \frac{l \overset{\circ}{\Omega}^2}{2 \cdot 4}, & \frac{4 \overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{3 \cdot 2}, & -\frac{2(l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2) + 8\pi \overset{\circ}{l}^2}{3l} \\
\frac{2(l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2) + \pi \overset{\circ}{l}^2}{3l}, & \frac{4 \overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{3 \cdot 2}, & \left( \frac{N_0 + \Delta N}{\rho} \right) \frac{2\pi^2}{l} + \frac{2\pi \overset{\circ}{l} + l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l} - \frac{l \overset{\circ}{\Omega}^2}{2 \cdot 4}, & \frac{\overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{2 \cdot 2} \\
-\frac{4 \overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{3 \cdot 2}, & \frac{2(l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2) + \pi \overset{\circ}{l}^2}{3l}, & -\frac{\overset{\circ}{l} \overset{\circ}{\Omega}}{2 \cdot 2}, & \left( \frac{N_0 - \Delta N}{\rho} \right) \frac{2\pi^2}{l} + \frac{2\pi \overset{\circ}{l} + l \overset{\circ}{l} - 2 \overset{\circ}{l}^2}{4l} - \frac{l \overset{\circ}{\Omega}^2}{2 \cdot 4}
\end{vmatrix}$$

Przyrównując powyższy wyznacznik do zera, otrzymuje się równanie, z którego numerycznie wyznaczono wartości granicznych częstotliwości  $\Omega$ .

Dla danych, które zostały zamieszczone w 2 części artykułu oraz dla:  $l_{01} = 1.5$  m,  $d_0 = 5$  m,  $l_{02} = 8$  m,  $\Delta N/N_0 = 0.1$ , przeprowadzono obliczenia numeryczne i wyznaczono zakresy częstotliwości głównego rezonansu parametrycznego dla I i II formy drgań obydwu części pasa w funkcji czasu.

Na rysunkach 4 przedstawiono zakresy częstotliwości głównego rezonansu parametrycznego dla I i II formy drgań ciągną biernego i czynnego w funkcji czasu jazdy wózka.





Rys. 4. Zakresy częstotliwości rezonansowych cięgna biernego i czynnego

### 3. OBLICZENIA PRZEKŁADNI

#### 3.1. WYZNACZENIE OBROTÓW KOŁA PRZEKŁADNI PASOWEJ

Dysponując zakresami częstotliwości rezonansowych części czynnej i biernej pasa można przystąpić do właściwych obliczeń przekładni.

Średnica podziałowa koła pasowego  $d$  i jego prędkość kątowna  $\omega$  musi być tak dobrana, aby zapewnić zadaną prędkość wózka  $V = 1\text{ m/s}$ .

$$V = \omega \frac{d}{2} \quad (3.1)$$

Z drugiej zaś strony liczba zębów koła  $z$ , przy określonej prędkości kątowej  $\omega$  powinna spełniać warunek:

$$\omega \cdot z \neq \Omega, \quad (3.2)$$

aby uniknąć wymuszenia parametrycznego.

Dla przyjętych danych i obliczonych częstotliwości rezonansowych, powyższe warunki, wraz z zależnością, że  $\pi d = zp$  ( $p$  – podziałka), można przedstawić w postaci:

$$\omega \cdot z > 2\pi f = 440 \left[ \frac{1}{s} \right] \quad (3.3)$$

$$\omega \cdot z = \frac{2\pi V}{p} = 494,7 \left[ \frac{1}{s} \right] \quad (3.4)$$

Czyli przyjmując liczbę zębów na kole pasowym  $z = 20$ , jego prędkość obrotowa wyniesie odpowiednio:  $n = 236.2$  [obr/min].

### 3.2. DOBÓR SILNIKA

Silnik napędzający koła przekładni pasowej powinien posiadać taką moc, aby całkowitą masę ( $m = 5500$  kg) w ciągu 2 sekund ( $a_r = 0.5$  m/s<sup>2</sup>) wprowadzić w ruch do prędkości  $V = 1$  m/s. Ostatecznie dobrano trójfazowy samohamowny silnik elektryczny, ze względu na elastyczność napędu, o mocy  $P = 3$  kW i  $n = 750$  obr/min., który poprzez przekładnię zębatą o przełożeniu  $i = 0.315$  napędza dwa koła zębate przekładni pasowej.

Uzasadnienie powyższego doboru silnika potwierdzają obliczenia sprawdzające mocy i momentu obrotowego silnika przy rozruchu wózka obciążonego obciążeniem nominalnym.

Moment obrotowy na wyjściu z reduktora powinien wynosić:

$$M_0 = 2 \cdot (N_2 - N_1) \frac{d}{2} = 2 \cdot (1888,75 - 500) \frac{0,08085}{2} = 112,28 [Nm],$$

gdzie:  $N_2$  i  $N_1$  – naciągi w cięgnach czynnym i biernym pasków napędowych,

$d$  – średnica podziałowa koła pasowego,

a moment, który może zapewnić silnik, po uwzględnieniu reduktora, wynosi:

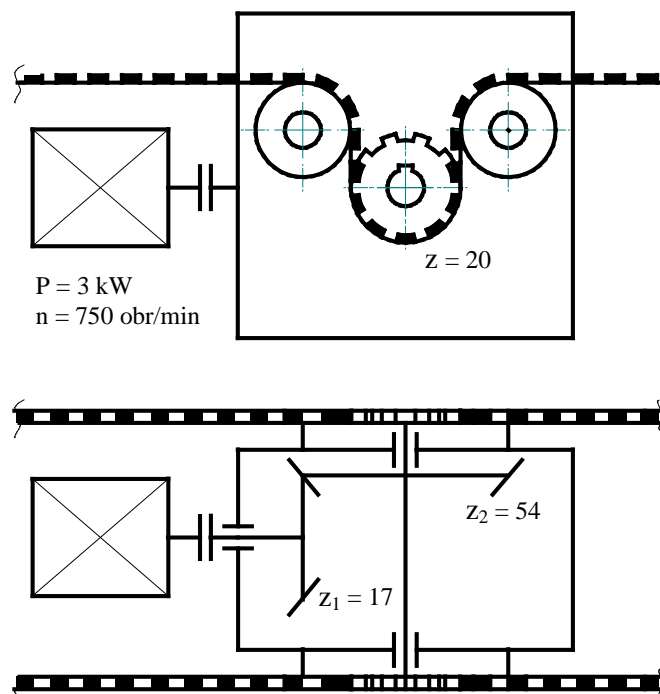
$$M_s = 9550 \frac{P \eta}{n i} = 9550 \frac{3}{750} \frac{0,98}{0,315} = 118,84 [Nm]$$

i jest wystarczająco większy, aby rozruch układu napędowego był możliwy. Oczywiście konieczne są dalsze obliczenia sprawdzające konkretnego silnika ze względu na grupę natężenia pracy oraz sprawdzenie dynamicznych warunków rozruchu.

### 3.3. DOBÓR REDUKTORA

Dla uzyskania odpowiednich obrotów koła pasowego osadzonego na wałku wyjściowym reduktora  $n = 236.2$  [obr/min] oraz momentu obrotowego  $M_0 = 112.28$  [Nm] zastosowano jednostopniową przekładnię stożkową o liczbie zębów  $z_1 = 17$  i  $z_2 = 54$ , która przy dobranym silniku elektrycznym o mocy  $P = 3$  [kW] i obrotach  $n = 750$  [obr/min] zapewni wymagane parametry.

Schemat takiej przekładni wraz z całym układem napędowym wózka przedstawiono na rysunku 5.



Rys. 5. Schemat układu napędowego wózka suwnicy

## PODSUMOWANIE

Za pomocą przedstawionej metody w pierwszej części obliczeń można efektywnie wyznaczać zakresy częstości wymuszeń zewnętrznych (związanych z okresowymi zmianami naciągu w obydwu częściach pasa), które wywołują główny rezonans parametryczny dla dwóch pierwszych postaci drgań. Istotną zaletą metody jest to, że wspomniane zakresy częstości rezonansowych można wyznaczyć przy dowolnym ruchu wózka. Wózek może startować z dowolnego miejsca, w dowolnym kierunku i na dowolnie zadanej odległość.

Dysponując zakresami częstości rezonansowych części czynnej i biernej pasa, którymi w razie potrzeby można sterować naciągiem wstępnym  $N_0$ , należy przystąpić do odpowiedniego doboru parametrów przekładni tak, aby w każdym czasie jej pracy (w każdym położeniu wózka) nie doszło do wzbudzeń drgań parametrycznych pasów napędowych. Tak zaprojektowany napęd umożliwia precyzyjne sterowanie ruchem wózka.

## LITERATURA

- [1] *Knosala R., Gwiazda A., Baier A., Gencarz P.*: Podstawy Konstrukcji Maszyn, PWN, Warszawa 2000,
- [2] *Krasiński M., Stachoń S.*: Badania dynamiczne przekładni pasowej, Zeszyty Naukowe Politechniki Opolskiej, MECHANIKA Nr 271, z.69/2001 (str. 83–90),
- [3] *Krasiński M., Stachoń S.*: Badania dynamiczne przekładni pasowej z pasami zębatymi, Czasopismo Techniczne, Zeszyt 13M/2004 (str. 63–74),
- [4] *Krasiński M., Stachoń S.*: Parametric Vibration of Transmission Belts, Machine Dynamics Problems, Vol. 22, 1998, (str. 65–75),
- [5] *Pakuła A.*: Pasy zębate w konstrukcji środków transportu, Monografia 265, Seria Mechanika, Politechnika Krakowska.

## CALCULATION AND CHOICE OF A SYNCHRONIZED BELT TRANSMISSION APPLIED TO TRANSPORTATION EQUIPMENTS

### SUMMARY

*The paper deals with choice and determination of synchronized belt transmission parameters so as to eliminate parametric vibrations of the belts applied to driving a bridge trolley.*

*In the first part of the paper, method of the resonant frequency calculation for two vibration forms in function of time has been shown.*

*In the second part, using the knowledge about resonant zones, the proper parameters of the synchronized belt transmission have been determined.*