

EWARYST GRODZKI

WSP Bydgoszcz

STANISŁAW TROJANEK

Politechnika Poznańska

UWAGI DOTYCZĄCE OBLICZANIA ŻYWOTNOŚCI PASÓW KLINOWYCH

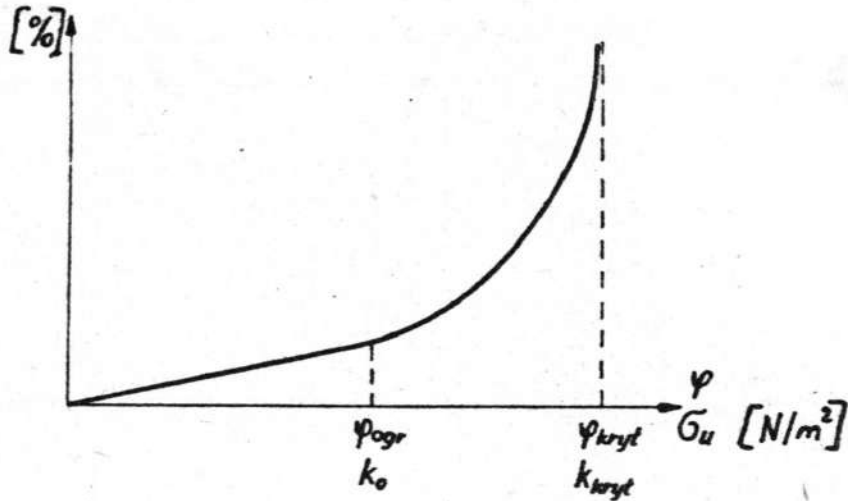
Najczęściej w literaturze - zarówno naszej jak i zagranicznej, można się spotkać z dwoma sposobami obliczenia przekładni z pasem klinowym.

W pierwszym oblicza się dopuszczalne obciążenia przekładni na podstawie równania żywotności, w drugim to samo korygując określa się dopuszczalne obciążenia za pomocą współczynników pracy. W obu przypadkach dopuszczalne obciążenie określa się za pomocą naprężeń użytecznych, które wyznacza się doświadczalnie z zdolności napędowej  $\varphi$  w funkcji poślizgów  $\varepsilon$ . Typowy wykres krzywej poślizgu przedstawia rys. 1 Na podstawie charakterystyk obciążalności w funkcji poślizgu wyznacza się graniczne obciążenia przekładnie korygując je współczynnikiem warunków pracy  $C$  zgodnie z przepisami [4,5,6,7]

$$\sigma_u = k \quad \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (1)$$

$$k = k_0 \cdot C = 2 \varphi_{ogr} \cdot \sigma_{sr} \cdot C \quad \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (2)$$

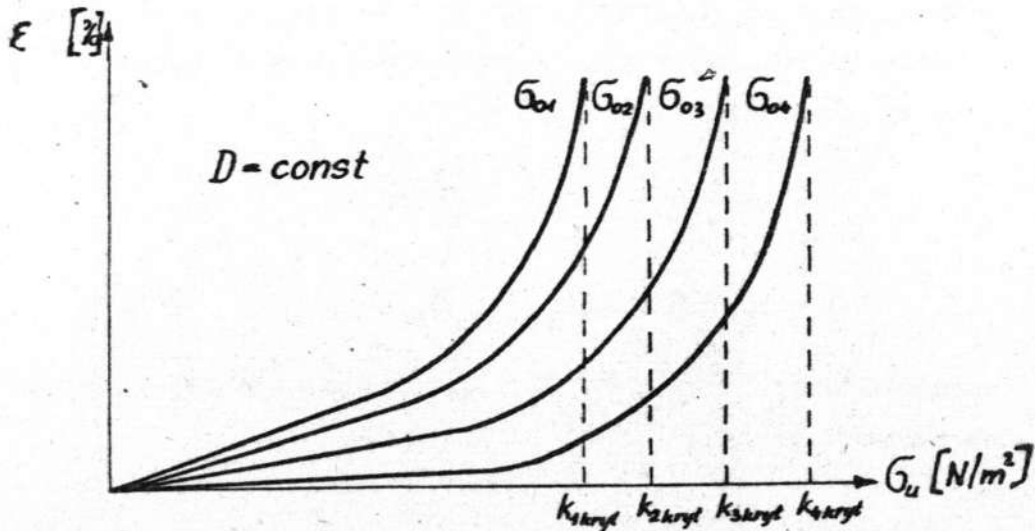
gdzie:  $C = C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \cdot C_4 \dots$  - współczynniki charakteryzujące warunki pracy.



Rys. 1

Jeżeli  $C = 1$  to  $\sigma_u = k_0$  wtedy ta przekładnia pracuje w warunkach wzorcowych - odniesienia, a jeżeli w innych warunkach to  $\sigma_u$  wyliczone jest z zależności (1). Najczęściej w literaturze spotyka się propozycje stosowania kryterium stałości obciążenia pasa  $k_0 = \text{const}$ .

Wraz ze zmianą warunków pracy r.p.:  $\sigma_0$  występuje zmiana dopuszczalnych obciążeń przy czym  $k_{01} \neq k_{02} \neq k_{03} \dots$  co przedstawia rys. 2.

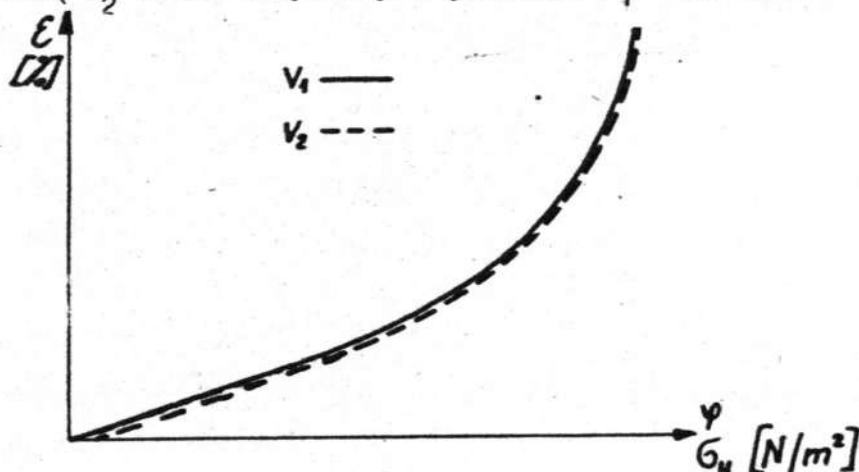


Rys. 2

Dla wartości  $\sigma_0$  przyjętej w opracowaniach [4,5,7,] sprawdzono pasy produkcji krajowej. Otrzymana w badaniach wartość  $k_0$  nie odpowiada wartości  $k_0$  zaproponowanej w literaturze. Nasuwa się zatem pytanie, dlaczego nie zmieniać  $\sigma_0$ , skoro wytwórcie specjalistyczne jak np; Continental [8] podaje zależności

$$\sigma_0 = (1,5 \div 2) \sigma_u ; \quad [N/m^2] \quad (3)$$

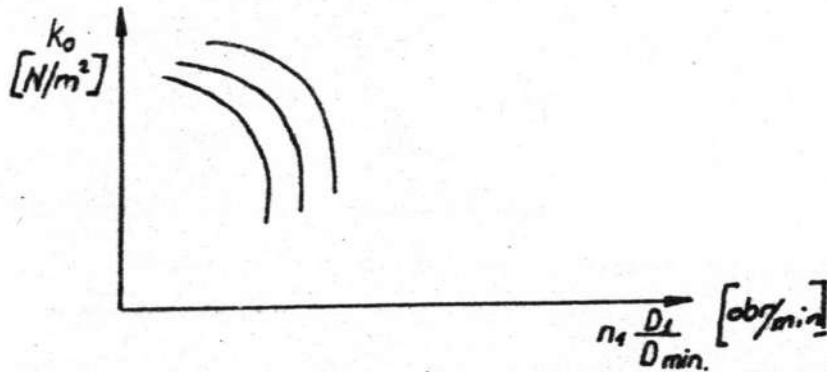
wówczas zmianie ulega współczynnik bezpieczeństwa. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że charakterystyki obciążalności w funkcji poślizgów nieznacznie zmieniają się wraz ze zmianą prędkości ( $v_2$  około trzy razy większe od  $v_1$ ) wg. rys. 3



Rys. 3

Zależność 1 jest  $f\left(n_1, \frac{D_1}{D_{\min}}\right)$  i wynika z tego, że jest funkcją prędkości. Prawdopodobnie uwzględniono bliżej nieopisane warunki żywotności. Ale jeżeli  $k_0$  traktuje się w obliczeniach jako naprężenie to nie jest ono funkcją wymiarów geometrycznych przekładni. Proponuje się również określać dopuszczalne obciążenie  $k_0$ , przy obliczaniu przekładni na podstawie charakterystyki poślizgów w funkcji obciążenia. Dopuszczalne obciążenia wyznaczone w ten sposób zależą od średniego napięcia w pasie oraz szeregu innych parametrów - warunków pracy uwzględnionych za pomocą współczynnika C. Podane zależności za pomocą tych współczynników nie po-

krywają się z doświadczeniami.



Rys.4

Wobec tego wydaje się, że bardziej celowe będzie wyznaczenie użytecznego obciążenia przekładni jako stosunku obciążeń krytycznych do stałego założonego współczynnika bezpieczeństwa.

$$G_u = \frac{G_{kryt}}{x} \quad [N/m^2] \quad (4)$$

Wprowadzony do obliczeń stały współczynnik bezpieczeństwa przedstawia wzór

$$x = \frac{G_u \text{ kryt}}{G_u \text{ wyk}} \quad \text{lub} \quad x = \frac{M_{kryt}}{M_{wyk}} \quad (5)$$

W literaturze [4] uwzględnia się współczynnik bezpieczeństwa  $x_g$ , który jest wartością stałą i zapisany przy pomocy następującego wzoru

$$x_g = \frac{G_u \text{ kryt}}{G_u \text{ gr}} \quad (6)$$

Z doświadczeń wynika, że  $x_g \neq \text{const}$ , jest natomiast funkcją różnych wielkości średnicy, przełożenia, napięcia wstępnego, dotarcia pasa, dokładności pomiaru itp. Skoro  $x_g$  nie jest stałe, więc nie może być miernikiem niezmienności obciążenia i należy poszukać takiej wielkości, która to by mogła pełnić funkcję takiego miernika. Wytwórcie specjalistyczne zachodnie przyjmują  $k \neq \text{const}$

$$\text{np: } \frac{\sigma_u}{2\sigma_0} = \frac{1}{3} \div \frac{1}{4} \quad (7)$$

Wzór ten uwzględnia tylko jedną zmienną.

Naszym zdaniem słuszne byłoby uwzględnienie następującej zależności :

$$\sigma_u = \frac{\sigma_{u \text{ kryt}}}{x} = \frac{m \cdot \sigma_0}{x} = k_x \quad (8)$$

Jest to obciążenie przekładni przy założonej wartości współczynnika bezpieczeństwa. Naprężenia krytyczne są łatwiejsze do zmierzenia i jednoznacznego ustalenia ich wartości, co nie można powiedzieć o granicznych naprężeniach  $k_0$ .  $k_x$  jest wtedy konkretną wyliczoną wartością. Sposób ten podobnie jak w literaturze nie uwzględnia zmiany żywotności, którą można opisać oddzielnie. Natomiast wartość współczynnika bezpieczeństwa  $x = \text{const}$  jest odpowiednikiem współczynnika w konstrukcjach stalowych. Na podstawie badań z pasami klinowymi produkcji krajowej ustalono związek pomiędzy krytycznymi stanami obciążeń (odpowiadających zatrzymaniu się koła biernego), a średnimi napięciami (naprężeniami) pasa. Dla przedstawionego na rys. 5 wykresu można zastosować równanie linii prostej

$$\sigma_{u \text{ kryt}} = a \cdot \sigma_0 \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (9)$$

gdzie  $a = 2,07 \pm \frac{1}{15}$  do wartości  $\sigma_0 = 2,3 \left[ \frac{\text{MN}}{\text{m}^2} \right]$

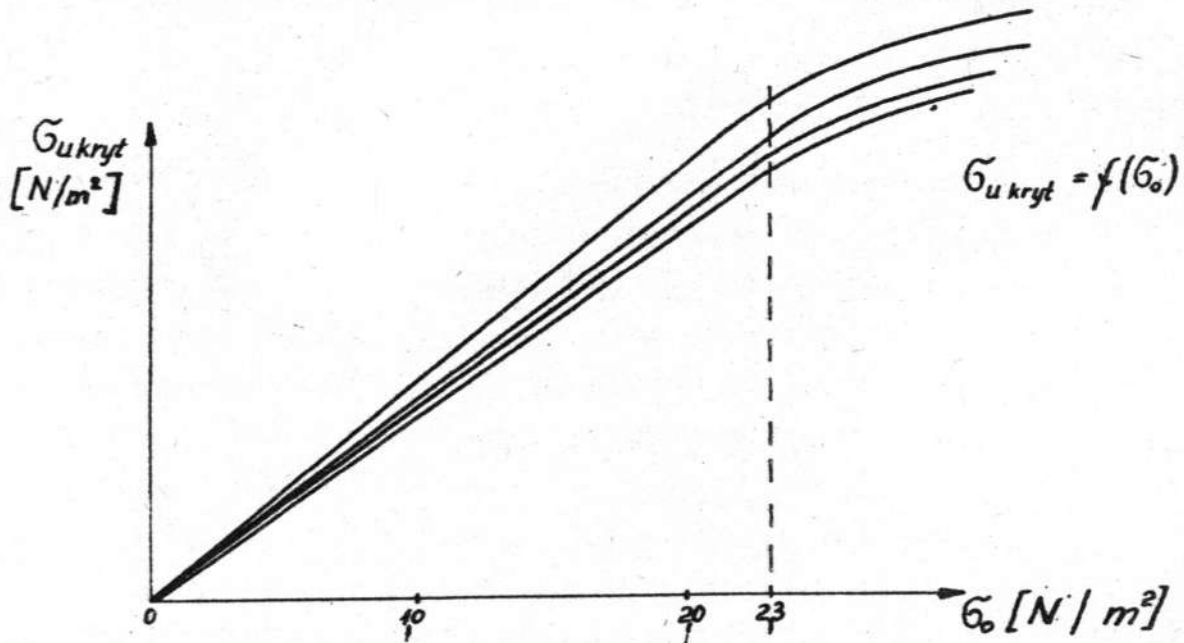
Z zależności (9) jednoznacznie wynika, że jeżeli rośnie  $\sigma_0$  to rośnie  $\sigma_{u \text{ kryt}}$  i również wzrasta wartość  $k_x$ , obniża się natomiast żywotność. Rozważmy dwie przekładnie jednakowe, w których zmieniamy tylko  $\sigma_0$ , a pozostałe warunki pracy pozostają bez zmian to otrzymamy układ dwóch równań.

$$\sigma_{u1} \leq k_0 \cdot c \sigma_{01} \cdot c \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (10)$$

$$\sigma_{u2} \leq k_0 \cdot c \sigma_{02} \cdot c \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (11)$$

Po przedzieleniu stronami otrzymamy

$$\frac{\sigma_{u1}}{\sigma_{u2}} = \frac{c \sigma_{o1}}{c \sigma_{o2}} \quad (12)$$



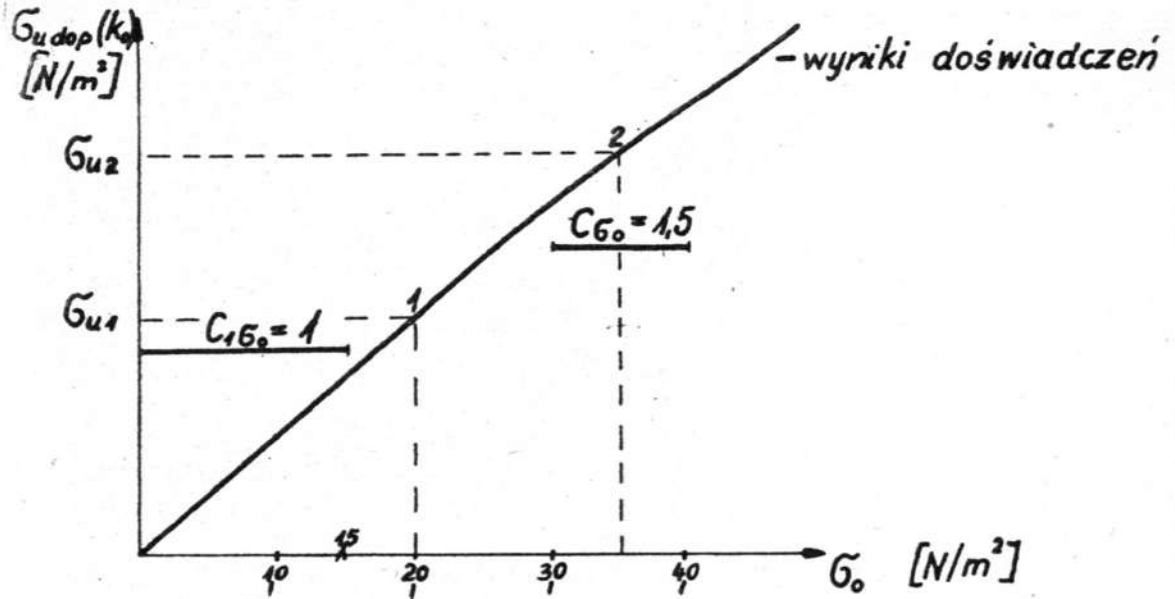
Rys.5

Jak wynika z powyższych przekształceń, jeżeli za kryterium oceny obciążenia przyjmuje się charakterystykę poślizgów w funkcji obciążenia, a nie żywotność to  $\sigma_{u \text{ dop}} (k_o)$  powinno rosnąć ze zmianą naprężenia  $\sigma_o$ .

W opracowaniach zależności te opisywane są przy pomocy innych wielkości. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że krytyczne naprężenia niewiele się różnią przy zmianie badanych kół przekładni. Natomiast duży wpływ na wartość krytycznych obciążeń ma przełożenie. Badacze wykorzystujący te metody obliczeń nie ustosunkowują się w sposób definitywny. Zależność opisana wzorem

4 uwzględnia wszystkie parametry przekładni i ich wpływ na obciążalność, w tym również  $\sigma_o$  co jest podejściem bardziej komp-

leksowym a zarazem dokładniejszym aniżeli proponowane rozwiązanie  $\sigma_u = \sigma_o (1,5 \div 2)$  przez niektóre wytwórnie specjalistyczne. Do rozważań naszych posługiwano się współczynnikiem napędu określonym wzorem 1,2,4,5,6,7



Rys. 6

$$\varphi = \frac{\sigma_u}{2\sigma_o} = \frac{\sigma_c - \sigma_b}{2(\sigma_c + \sigma_b)} \quad (13)$$

Wyniki badań pozwoliły określić

$$\sigma_u = 2,07 \sigma_o \quad [N/m^2] \quad (14)$$

Powyższą zależność podstawiono do wzoru (13) i otrzymano:

$$\varphi = \frac{2,07}{2} \approx 1 \quad (15)$$

po przekształceniu

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_b} + 1 = \frac{\sigma_c}{\sigma_b} - 1 \quad (16)$$

To wobec tego stosunek  $\frac{\sigma_c}{\sigma_b}$  powinien posiadać dużą wartość.

Przy dużych wartościach stosunku

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_b} = e^{\mu \cdot \alpha} \quad (17)$$

współczynnik tarcia  $\mu$  musiałby osiągnąć nieskończenie dużą wartość. Przedstawmy jak w świetle dotychczasowych rozważań wygląda zagadnienie żywotności pasów przekładni. W pracach [1,2,3,4,5,7] równanie żywotności opisane jest wzorem

$$\sigma_{\max} \cdot U = \text{const} \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (18)$$

gdzie

$$\sigma_{\max} = \sigma_v + \frac{\sigma_u}{2} + \sigma_g + \sigma_v \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (19)$$

$$U = \frac{V}{L} \cdot 3600 \text{ T} \cdot \frac{z}{\xi_1 \cdot \xi_2} \quad (20)$$

Między innymi widzimy, że żywotność zależy też od długości i prędkości pasa.

Ze wzrostem stosunku  $\frac{V}{L}$  żywotność maleje.

W badaniach pasów klinowych produkcji krajowej stosowano kryterium  $\frac{D}{h} = \text{const} \approx 10$ .

Wartość wykładnika  $m$  znacznie odbiega od podanych w literaturze [4,5,7].

Wyznaczając obciążenie badanej przekładni na podstawie zależności (8) i przyjmując  $x = \text{const}$  dla różnych przekrojów pasa czas  $T$  żywotności dla poszczególnych jest wartością stałą.

Twórcy wzoru

$$\sigma_u = \frac{P}{F} = k_o \cdot C \quad \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (21)$$

zakładali jakość żywotności  $T$  godzin.

Ponieważ wzór ten nie przewiduje zmian obciążenia, więc można wyciągnąć wniosek, że prawdopodobnie  $T = \text{const}$ . Można wykazać też, że  $T \neq \text{const}$  np: zmieniając długość pasa lub prędkość.

W powyższym wzorze błąk właśnie długości pasa  $L$ , czasu  $T$ , zatem nie uwzględnia się żywotności.



Gdy do obliczeń obciążenia przekładni korzysta się z charakterystyki poślizgów w funkcji obciążenia to dla większego naprężenia  $\sigma_0$  pasa jest również większe  $k_0$ .

Równanie żywotności wykazuje, że przy większym  $\sigma_0$  żywotność maleje.

Wniosku takiego nie można wyciągnąć z zależności (21).

Podsumowując powyższe rozważania nasuwają się następujące wnioski:

1. Metoda obliczeń oparta o zależność  $\sigma_u \leq k_0 \cdot C$  wykazuje pewne niewłaściwości związane z nie uwzględnieniem żywotności oraz możliwości zmiany obciążenia.
2. W przypadku korzystania z równań żywotności nie bierze się pod uwagę warunków pracy.
3. Wprowadzając nawet do równania (18) warunki pracy to i tak wykorzystać ich nie można (w przeciwieństwie do danych z literatury), ponieważ przy mniejszym  $k_0$  nieznany jest kąt poślizgu pasa na kole odpowiadający obciążeniu, które chcemy otrzymać.
4. Obliczone wg charakterystyki poślizgów  $x_g$  znacznie odbiega od wartości podanych w literaturze jako stała i wynosi  $x_g = 1,33 + 1,35$ , a doświadczenia wykazały, że  $x_g$  nie jest const i zależy od szeregu parametrów przekładni. Taki stan dezorientuje konstruktora o możliwości obciążenia projektowanej przez niego przekładni.
5. Celowym wydaje się opracowanie dotychczasowych sposobów obliczeń w jedną logiczną metodę wyznaczania obciążeń konstruowanej przekładni z uwzględnieniem jej żywotności. Przede wszystkim o doborze obciążeń nie powinna decydować przypadkowa charakterystyka poślizgów w funkcji obciążenia. Decydujące znaczenie powinny mieć świadomie postawione przez konstruktora kryteria oceny jak np: wymagana żywotność itp.

Oznaczenia

$\sigma$	- naprężenie w pasie	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_u$	- naprężenie użyteczne	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_c$	- naprężenie w cięgnię czynnym	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_b$	- naprężenie w cięgnię biernym	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_{ukryt}$	- naprężenie użyteczne krytyczne	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_{ugr}$	- naprężenie użyteczne graniczne	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_{uwyk}$	- naprężenie użyteczne wykorzystane	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_{max}$	- naprężenie maksymalne	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_o$	- naprężenie wstępne	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_\epsilon$	- naprężenie gnące	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_v$	- naprężenie odśrodkowe	$[\text{N/m}^2]$
$\sigma_{\text{śr}}$	- naprężenie średnie	$[\text{N/m}^2]$
$k$	- naprężenie dopuszczalne	$[\text{N/m}^2]$
$k_o$	- naprężenia	$[\text{N/m}^2]$
$M_{kryt}$	- moment krytyczny koła biernego	$[\text{N/m}]$
$M_{wyk}$	- moment wykorzystany koła biernego	$[\text{N/m}]$
$C$	- współczynnik uwzględniający warunki pracy	$[\%]$
$E$	- poślizg względny	$[\%]$
$n$	- obroty	$[\text{obr/min}]$
$\varphi$	- zdolność napędowa	$[\text{M}]$
$S$	- napięcie wstępne pasa	$[\text{N}]$
$P$	- siła użyteczna	
$C_{\sigma_{o1}}$	- współczynnik uwzględniający warunki pracy przy	
$\sigma_{o1}$		
$V$	- prędkość pasa	$[\text{m}]$
$D$	- średnica koła	$[\text{m}]$
$L$	- długość pasa	$[\text{m}]$
$Z$	- liczba kół	
$T$	- czas	$[\text{godz.}]$

- $d$  - współczynnik kierunkowy równania  
 $U$  - liczba zmian obciążenia, aż do zniszczenia pasa  
 $e$  - postawa logarytmu naturalnego  
 $\mu$  - współczynnik tarcia  
 $\alpha$  - kąt  
 $\xi_1$  - współczynnik uwzględniający zginanie pasa na kołach [rd]  
 $\xi_2$  - współczynnik zmienności obciążenia.

#### Spis rysunków

- 1/ Typowy wykres poślizgu funkcji obciążenia.
- 2/ Wykres poślizgu funkcji obciążenia dla różnych  $\sigma_0$ .
- 3/ Zależność charakterystyki obciążalności od zmiany prędkości ( $V_2$  około trzy razy większe od  $V_1$ ).
- 4/ Zależność  $k_0$  w funkcji  $\left(n_1 \cdot \frac{D_1}{D_{\min}}\right)$ .
- 5/ Wykres zależności  $\sigma_{\text{ukryt}}$  od  $\sigma_0$ .
- 6/ Wykres  $\sigma_{\text{udop}}$  w funkcji  $\sigma_0$ .

#### Literatura

- [1] Bosch Ten M. Berechnung der Maschinenelemente Springer Verlag Berlin - Heidelberg - New York 1972
- [2] Fronius St. Maschinen Elemente. Antriebselemente VEB VEB Verlag Technik, Berlin 1971
- [3] Horowitz B. Contributtee la durabilitatii curelelor trapezoidale. Timisoara 1967
- [4] Korewa W. Przekładnie pasowe. Podstawy Konstrukcji Maszyn część III. Warszawa 1971
- [5] Korewa W. Części maszyn część III. PWN Warszawa 1969
- [6] Nieman G. Maschinenelemente II Bd. Getriebe Springer Verlag, Berlin 1960

- [7] Pronin B.A., Rewkow T.A., Besstupenczatye kizoreiennye i frikcionnye peredaczi. Maszynostroenie, Moskwa 1967
- [8] Opracowanie ofertowe firmy Continental. Hannover

REMARKS CONCERNING THE CALCULATION OF THE LIFE EXPECTATION OF WEDGE BELTS

Summary

The methods of calculating wedge belt drive were analysed using data from Polish and foreign literature. It is that calculations using the relationship  $\sigma_u \leq k_o \cdot C$  and the method of using the life expectation equations do not include all the operating conditions of the drive. Therefore the authors suggest compiling all methods of calculation known so far into one overall method of defining the loads of a drive which would include its life expectation.

ЗАМЕЧАНИЯ ПО ПОВОДУ ЖИВУЧЕСТИ КЛИНОВЫХ РЕМНЕЙ

Резюме

В работе анализируются, на основании зарубежной и отечественной литературы, методы вычислений передачи клиновых ремней. Установлено, что метод вычислений, использующий зависимость  $\sigma_u < k_o \cdot C$  а также уравнения живучести не учитывает всех условий работы передачи. Поэтому авторы статьи предлагают собрать применяемые до сих пор способы вычислений в один комплексный метод определения нагрузки конструированной передачи с учетом ее живучести.