

Walery Szuścik, Jerzy Kuczyński

## PRACA WYKŁADZINY WIĘŃCA HAMULCOWEGO MASZYNY WYCIĄGOWEJ

Streszczenie. W pracy analizuje się współpracę wykładowiny wieńca hamulcowego z podłożem w hamulcu szczękowym maszyny wyciągowej. W toku obliczeń wykazano powstawanie w wykładzinie dużych naprężeń zmiennych będących przyczyną dość częstych pęknięć wykładowiny, co prowadzi do możliwości wystąpienia awarii urządzenia wyciągowego.

### 1. Wstęp

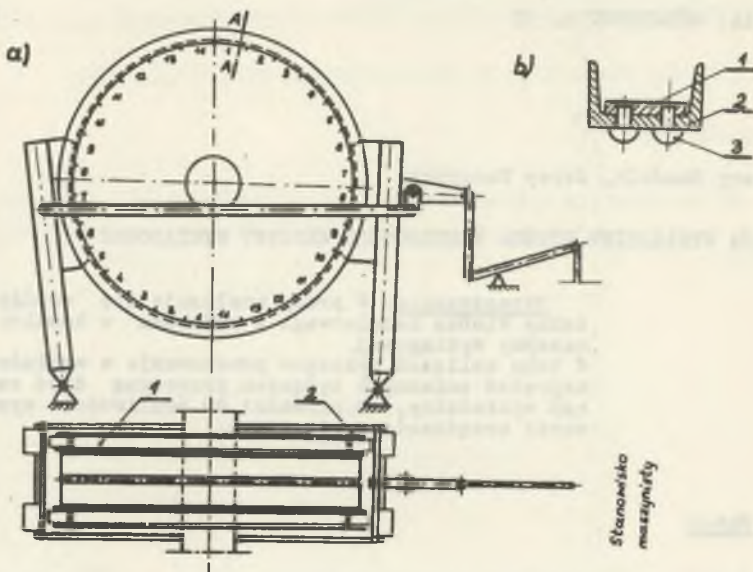
Jednym z ważniejszych elementów maszyny wyciągowej - jest układ hamulcowy będący nieodzownym czynnikiem bezpiecznego transportu pionowego ludzi i urobku. Problem sprawności i niezawodności układu hamulcowego jest więc czynnikiem bardzo ważnym.

W starszych typach maszyn wyciągowych zaobserwowano dość częste zjawisko pęknięcia wykładowiny wieńca hamulcowego, co rzutuje na aspekt bezpiecznej pracy tego urządzenia.

Tematem niniejszego opracowania będzie zagadnienie dotyczące zachowania się wykładowiny wieńca hamulcowego maszyny wyciągowej, jak również określenie przyczyn jej pęknięcia. Złożona praca wykładowiny wieńca hamulcowego wynika stąd, że bieżnia hamulcowa jest konstrukcją dwuwarstwową składającą się z ceownika (lub powłoki bębna) i znitowanej z nim taśmy stalowej będącej właściwą wykładowiną. Ta dwuwarstwowość daje możliwość względnych przesunięć taśmy stalowej względem podłoża, tj. względem ceownika i właśnie tą możliwością wędrówki tej wykładowiny po podłożu oraz wynikającymi stąd naprężeniami zajmujemy się w niniejszej pracy.

### 2. Wprowadzenie

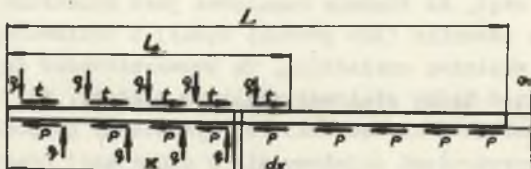
Rozpatrzmy maszynę wyciągową składającą się z dwóch bieżni hamulcowych i dwóch hamulców szczękowych w układzie symetrycznym przedstawionych na rysunku 1a. Pozycja (1) przedstawia wykładowinę wieńca hamulcowego, która jest przynitowana nitami (3) do ceownika wieńca hamulcowego oznaczonego jako pozycja (2). Na rysunku 1b przedstawiony jest przekrój poprzeczny przez bieżnię hamulcową. Każda z wykładowin wieńca hamulcowego składa się z dwu taśm stalowych, co jest podyktowane względami technologicznymi.



Rys. 1

3. Rozważania teoretyczne dotyczące pracy  
oraz współpracy wykładziny wieńca hamulcowego  
z przyległymi elementami układu hamulcowego

Każdą z wykładzin wieńca hamulcowego (poz. 1 z rys. 1) rozwinięto i potraktowano jako pręt prosty (rys. 2). Długość wykładziny nazwano przez  $l$ ,



Rys. 2

jej grubość przez  $g$ , szerokość przez  $s$ . Odcinek, na którym działa docisk szczęki hamulcowej nazwano przez  $l_t$ . Docisk jednostkowy szczęki hamulcowej  $q$  powoduje, że na wykładzinę działa jednostkowa siła tarcia  $t$  na długości  $l_t$ , przy czym:

$$t = \mu \cdot q$$

gdzie:

$\mu$  - współczynnik tarcia między wykładziną hamulca, a taśmą.

Siły tarcia występujące pomiędzy wykładziną wieńca hamulcowego, a ceownikiem pominięto ze względu na to, że:

- elementy wykładziny wieńca hamulcowego w trakcie pracy szczęki hamulcowej mogą się przemieszczać w stosunku do ceownika, co powoduje po przejściu szczęki po danym elemencie zmianę zwrotu siły tarcia między okładziną, a ceownikiem;
- elementy wykładziny wieńca hamulcowego "przechodzą" poprzez połączenie nitowe. Dowodem tego jest chociażby to, że wzrost temperatury wieńca hamulcowego o  $3^{\circ}\text{C}$  w stosunku do temperatury ceownika powoduje powstanie tak dużych sił w wykładzinie, że może nastąpić zniszczenie połączenia ciernego wytworzonego przez poszczególne nity. (Różnice temperatur w czasie tarcia szczęki o wykładzinę mogą być znacznie wyższe);
- współczynnik tarcia dla stali po stali wynosi ok.  $= 0,1$ . Ponadto różnica współczynników tarcia pomiędzy hamulcem, a wykładziną oraz wykładziną a ceownikiem jest duża (ok.  $0,3$ ) co również zwiększa możliwość "przechodzenia" wykładziny przez nity.

Nity łączące stalową wykładzinę z ceownikiem rozstawione są parami wzdłuż całej długości wykładziny w odstępach  $l_n$ . Przyjęto do obliczeń, że działają one na całej długości  $L$  wykładziny. Nity te powodują występowanie sił jednostkowych  $p$  stycznych do wykładziny. Siły styczne  $p$  przyjęto jako proporcjonalne do przemieszczenia  $u$  wykładziny, a więc:

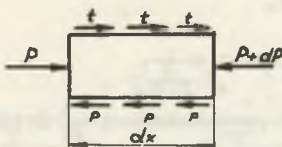
$$p = a \cdot u,$$

gdzie:

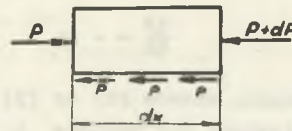
$a$  - stała proporcjonalności

### 3.1. Wyznaczenie przemieszczeń i sił

Na rysunku 3 pokazano siły działające na elementy wykładziny o długości  $dx$ , na odcinku  $l_t$  występowanie sił jednostkowych tarcia  $t$  (rys. 3a) w miejscu, gdzie występuje docisk szczęki hamulcowej oraz na odcinku  $(l-l_t)$  nie występowanie sił jednostkowych tarcia  $t$  (rys. 3b) na odcinku, na którym nie ma docisku szczęki hamulcowej.



a) element wzięty z miejsca gdzie działa szczeka



b) element wzięty z miejsca gdzie nie działa szczeka

Siła  $P$  jest siłą wewnętrzną występującą w wykładzinie wieńca hamulcowego. Warunki równowagi sił dla elementów  $dx$  wykładziny wieńca hamulcowego pokazanych na rys. 3 są następujące:

$$t \cdot dx - dP - p \cdot dx = 0 \quad \text{dla} \quad 0 \leq x < l_t \quad (3)$$

$$-dP - p \cdot dx = 0 \quad \text{dla} \quad l_t \leq x < L \quad (4)$$

Wydłużenie elementu wykładziny  $dx$  wynosi:

$$\Delta dx = \frac{P \cdot dx}{E \cdot S}, \quad (5)$$

gdzie:

$E$  - moduł Younga,

$S$  - przekrój wykładziny.

Zależność między wydłużeniem elementu wykładziny  $dx$  a przyrostem przemieszczenia punktów wykładziny przedstawia wzór (6)

$$\Delta dx = - du. \quad (6)$$

Po wstawieniu wzoru (6) do (5) i przekształceniu otrzymamy

$$P = - \frac{E \cdot S \cdot du}{dx}. \quad (7)$$

Pochodna siły  $P$  względem  $x$  ma postać:

$$\frac{dP}{dx} = - \frac{d^2 u}{dx^2} \cdot E \cdot S. \quad (8)$$

Wzory (3) i (4) po przekształceniu i podstawieniu do wzoru (2) przyjmują postać:

$$\frac{dP}{dx} = t - au \quad \text{dla} \quad 0 \leq x < l_t \quad (9)$$

$$\frac{dP}{dx} = - au \quad \text{dla} \quad l_t \leq x < L \quad (10)$$

Po przyrównaniu wzorów (8) do (9) i (10) i przekształceniu otrzymamy równanie różniczkowe dla odcinka  $l_t$  (na którym mamy docisk szczęki)

$$u_1'' - \frac{a}{E \cdot S} \cdot u_1 = - \frac{t}{E \cdot S} \quad (11)$$

oraz dla pozostałego odcinka wykładziny

$$u_2' - \frac{a}{E \cdot S} \cdot u_2 = 0 \quad (12)$$

Całki ogólne tych równań mają postać:

$$u_1 = A_1 \cdot \exp \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x + B_1 \cdot \exp - \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x + \frac{t}{a} \quad (13)$$

$$u_2 = A_2 \cdot \exp \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x + B_2 \cdot \exp - \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x \quad (14)$$

Po zróżniczkowaniu równań (13) i (14) i po podstawieniu (7) otrzymamy:

$$-\frac{P_1}{E \cdot S} = \frac{du_1}{dx} = A_1 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x} - B_1 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x} \quad (15)$$

$$-\frac{P_2}{E \cdot S} = \frac{du_2}{dx} = A_2 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x} - B_2 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x} \quad (16)$$

Stałe całkowania  $A_1, A_2, B_1, B_2$  wyznaczmy z równań (13), (14), (15), (16) przez podstawienie warunków brzegowych:

$$\begin{aligned} \text{dla } x = 0 & \quad P_1 = 0 \\ \text{dla } x = 1 & \quad P_2 = 0 \\ \text{dla } x = 1_t & \quad P_1 = P_2 \\ \text{dla } x = 1_t & \quad u_1 = u_2 \end{aligned} \quad (17)$$

Stałe całkowania mają wartość:

$$\begin{aligned} A_1 = B_1 &= -\frac{t}{2a} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot (1-1_t)} - e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot (1-1_t)}}{e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot 1} - e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot 1}} \\ A_2 &= \frac{t}{2a} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot 1_t} - e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot 1_t}}{e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot 1} - 1} \end{aligned} \quad (18)$$

$$B_2 = \frac{t}{2a} \cdot \frac{e^{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l_t} - e^{-\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l_t}}{e^{2\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l} - 1} \cdot e^{2\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l}$$

Po podstawieniu zależności (18) do (15) i (16) oraz przekształceniach otrzymano wzory na siły wewnętrzne:

$$P_1 = \frac{t}{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}}} \left[ \operatorname{ch}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l_t\right) - \operatorname{cth}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l\right) \operatorname{sh}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l_t\right) \right] \operatorname{sh}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x\right) \quad (19)$$

$$P_2 = \frac{t}{\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}}} \left[ \operatorname{ch}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x\right) - \operatorname{cth}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l\right) \operatorname{sh}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot x\right) \right] \operatorname{sh}\left(\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \cdot l_t\right) \quad (20)$$

W celu łatwiejszego prześledzenia przebiegu zmienności funkcji, wieńiec hamulcowy maszyny wyciągowej, podzielimy umownie na 28 części. Ponieważ wykładzina hamulcowa, ze względów technologicznych musi składać się przynajmniej z dwóch części, więc przy przyjęciu dwóch części, na długość jednego pasa wykładziny wchodzi 14 umownych części. Umowny podział wieńca hamulcowego przedstawiony jest na rysunku 1.

Szczęki hamulcowe znajdują się po obu stronach koła i są ustawione symetrycznie względem osi pionowej, a nie są symetrycznie ustawione względem osi poziomej, ponieważ są one przesunięte wzdłuż obwodu koła o 1/14 część jednej wykładziny, czyli o 1/28 obwodu koła.

Ponadto przyjmujemy, że jedna szczeka obejmuje średnio maksymalnie 4/14 części wykładziny wieńca hamulcowego.

W celu określenia maksymalnych sił  $P_1$  i  $P_2$  w wykładzinie wieńca hamulcowego sporządzono tablicę wartości funkcji trygonometrycznych (tablica 1), gdzie kolumna od 0 do 14 oznacza umowną część wykładziny wieńca hamulcowego. Dla podanych w tablicy 1 wartości funkcji trygonometrycznych określono wartości funkcji:

$$f_1 = P_1 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} \quad \text{oraz} \quad f_2 = P_2 \sqrt{\frac{a}{E \cdot S}}$$

dla odpowiednich wartości  $x$  zamieszczonych we wspomnianej tablicy. Wartości wspomnianych funkcji  $f_1$  i  $f_2$  zestawiono w tablicy 2 również w kolumnach od 0 do 14, przy czym kolumny oznaczają na jakim odcinku wykładziny wieńca hamulcowego pracuje szczeka hamulca:

- 0 - szczeka nie weszła na wykładzinę,
- 1 - szczeka weszła na pierwszym odcinku 1/14 wykładziny,

- 2 - szczęka weszła na pierwszym odcinku 2/14 wykładziny,
- 3 - szczęka weszła na pierwszym odcinku 3/14 wykładziny  
itd.
- 13 - szczęka weszła na pierwszym odcinku 13/14 wykładziny,
- 14 - szczęka weszła na całą wykładzinę.

Założenia powyższe niezgodne są z rzeczywistością, gdyż szczęki wykładziny mogą znajdować się tylko na konkretnych odcinkach wykładziny.

Tablica 1

Zestawienie wartości funkcji trygonometrycznych

Punkty	x	sh	ch	wartość nawiasu [ ]
0	0	0	1	1
1	0,303	0,308	1,046	0,738
2	0,606	0,644	1,189	0,545
3	0,909	1,039	1,440	0,401
4	1,212	1,530	1,828	0,298
5	1,515	2,160	2,385	0,225
6	1,818	3,000	3,160	0,160
7	2,121	4,110	4,260	0,110
8	2,424	5,600	5,680	0,0889
9	2,727	7,610	7,628	0,0662
10	3,030	10,325	10,373	0,0482
11	3,333	14,000	14,000	0,0358
12	3,636	19,000	19,000	0,026
13	3,939	25,680	25,680	0,019
14	4,242	34,780	34,780	0,014

Wartości funkcji rzeczywistych  $f$  (przy omówionym działaniu szczęk hamulcowych) uzyskamy przez zsumowanie wartości funkcji  $f_1$  i  $f_2$  ujętych w kolumnach tablicy 2.

Przy przyjętym podziale na 14 części jednej wykładziny, każda z dwóch wykładzin jest dociskana w 28 wariantach ujętych w tablicy 3.

Wartości funkcji  $f$  w wymienionych 28 wariantach podanych w tablicy 3 zestawiono w tablicy 4.

Na rysunkach od 4 do 9 zestawiono wartości funkcji  $f$  przedstawiając je graficznie.





Tablica 3

Lp.	Szczęka hamul. I dociska na odcin.	Szczęka hamul. II dociska na odcin.	Wartości funkcji f uzyskane przez doda- nie kolumn tabl. 2
I	0 ÷ 3	-	3
II	0 ÷ 4	-	4
III	1 ÷ 5	-	5 - 1
IV	2 ÷ 6	-	6 - 2
V	3 ÷ 7	-	7 - 3
VI	4 ÷ 8	-	8 - 4
VII	5 ÷ 9	-	9 - 5
VIII	6 ÷ 10	-	10 - 6
IX	7 ÷ 11	-	11 - 7
X	8 ÷ 12	-	12 - 8
XI	9 ÷ 13	-	13 - 9
XII	10 ÷ 14	0 ÷ 1	14 - 10 + 1
XIII	11 ÷ 14	0 ÷ 2	14 - 11 + 2
XIV	12 ÷ 14	0 ÷ 3	14 - 12 + 3
XV	13 ÷ 14	0 ÷ 4	14 - 13 + 4
XVI	-	1 ÷ 5	5 - 1
XVII	-	2 ÷ 6	6 - 2
XVIII	-	3 ÷ 7	7 - 3
XIX	-	4 ÷ 8	8 - 4
XX	-	5 ÷ 9	9 - 5
XXI	-	6 ÷ 10	10 - 6
XXII	-	7 ÷ 11	11 - 7
XXIII	-	8 ÷ 12	12 - 8
XXIV	-	9 ÷ 13	13 - 9
XXV	-	10 ÷ 14	14 - 10
XXVI	-	11 ÷ 14	14 - 11
XXVII	0 + 1	12 ÷ 14	1 + 14 - 12
XXVIII	0 + 2	13 ÷ 14	2 + 14 - 13

Tablica 4

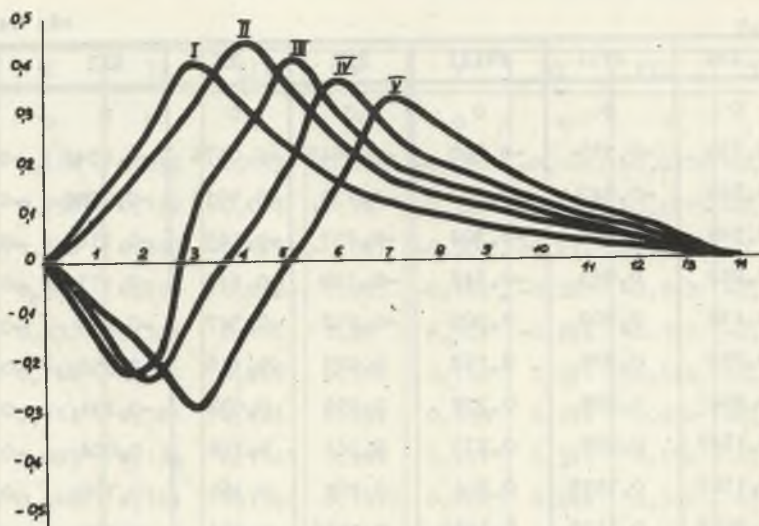
Lp.	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
0	0	0	0	0	0	0	0	0
1	0,124	0,092	-0,159	-0,119	-0,090	-0,0647	-0,0476	-0,0342
2	0,258	0,192	-0,024	-0,247	-0,187	-0,135	-0,1015	-0,0728
3	0,418	0,310	-0,109	-0,091	-0,304	-0,217	-0,165	-0,1168
4	0,310	0,456	0,252	0,053	-0,142	-0,320	-0,243	-0,1716
5	0,233	0,344	0,418	0,20	0,005	-0,254	-0,347	-0,240
6	0,168	0,245	0,269	0,376	0,162	0,021	-0,146	-0,355
7	0,114	0,168	0,204	0,259	0,339	0,196	0,034	-0,231
8	0,093	0,136	0,1647	0,209	0,271	0,361	0,176	0,004
9	0,068	0,101	0,1186	0,1555	0,204	0,269	0,365	0,170
10	0,0502	0,0734	0,0892	0,1138	0,1488	0,1966	0,264	0,355
11	0,0372	0,0548	0,0664	0,0840	0,1098	0,1462	0,1966	0,263
12	0,0270	0,0396	0,0482	0,0622	0,0794	0,1060	0,1418	0,189
13	0,0135	0,0148	0,0241	0,0307	0,0399	0,0580	0,0709	0,095
14	0	0	0	0	0	0	0	0

Lp.	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV
0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0,0230	-0,0193	-0,0164	0,2122	0,1570	0,1160	0,0880
2	-0,0480	-0,0384	-0,0342	0,1368	0,3280	0,2394	0,1837
3	-0,0768	-0,0660	-0,0545	0,0738	0,2208	0,3810	0,2965
4	-0,1132	-0,0964	-0,0812	0,0186	0,1372	0,2704	0,4362
5	-0,1606	-0,1358	-0,1109	-0,0360	0,0666	0,1768	0,3159
6	-0,223	-0,1880	-0,1590	-0,0960	-0,0030	0,0900	0,2150
7	-0,306	-0,2576	-0,2186	-0,1650	-0,0760	0,0760	0,1146
8	-0,163	-0,3514	-0,2972	-0,2427	-0,1440	-0,0526	0,0632
9	-0,002	-0,1720	-0,405	-0,3476	-0,2315	-0,0700	0,0020
10	0,171	-0,0020	-0,234	-0,4852	-0,3388	-0,2778	-0,0606
11	0,355	0,1630	-0,092	-0,359	-0,4790	-0,3268	-0,1272
12	0,2576	0,3484	0,049	-0,260	-0,3454	-0,4670	-0,2074
13	0,1286	0,1742	0,245	-0,130	-0,1737	-0,2335	-0,3142
14	0	0	0	0	0	0	0

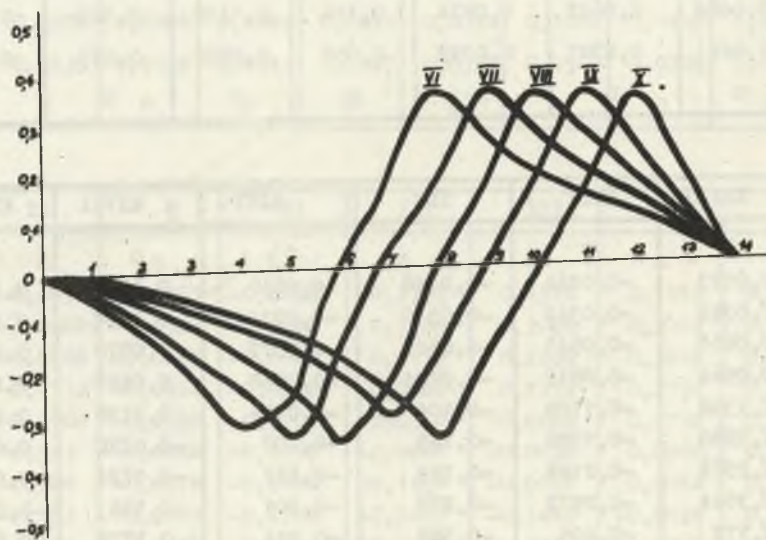
cd. tablicy 4

Lp.	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII
0	0	0	0	0	0	0	0
1	-0,159	-0,119	-0,090	-0,0647	-0,0476	-0,0342	-0,023
2	-0,024	-0,247	-0,187	-0,135	-0,1015	-0,7280	-0,048
3	0,109	-0,091	-0,304	-0,217	-0,165	-0,1168	-0,0768
4	0,252	0,053	-0,142	-0,320	-0,243	-0,1716	-0,1132
5	0,418	0,200	0,005	-0,252	-0,347	-0,240	-0,1606
6	0,295	0,376	0,162	0,021	-0,146	-0,355	-0,223
7	0,204	0,259	0,339	0,196	0,034	-0,231	-0,306
8	0,1647	0,209	0,271	0,361	0,178	0,004	-0,163
9	0,1186	0,1555	0,204	0,269	0,365	0,170	0,022
10	0,0892	0,1138	0,1488	0,1966	0,264	0,355	0,171
11	0,0664	0,0840	0,1098	0,1462	0,1966	0,263	0,355
12	0,0482	0,0622	0,0974	0,106	0,1418	0,189	0,2576
13	0,0241	0,0307	0,0399	0,058	0,0709	0,095	0,1286
14	0	0	0	0	0	0	0

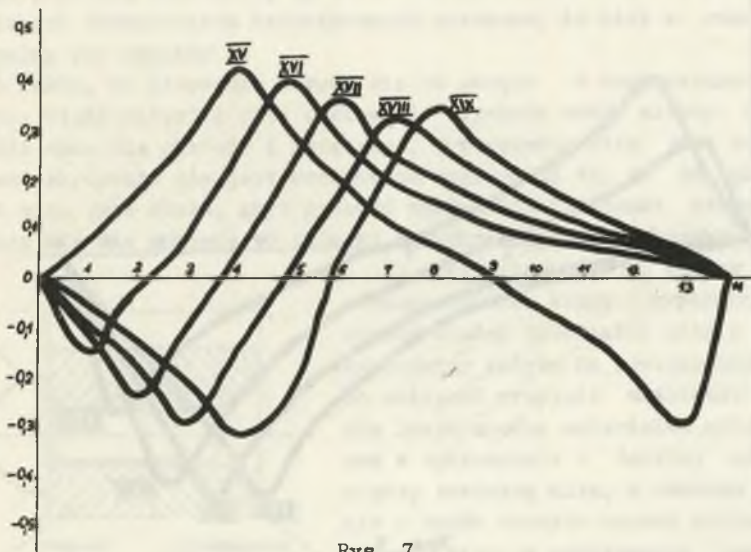
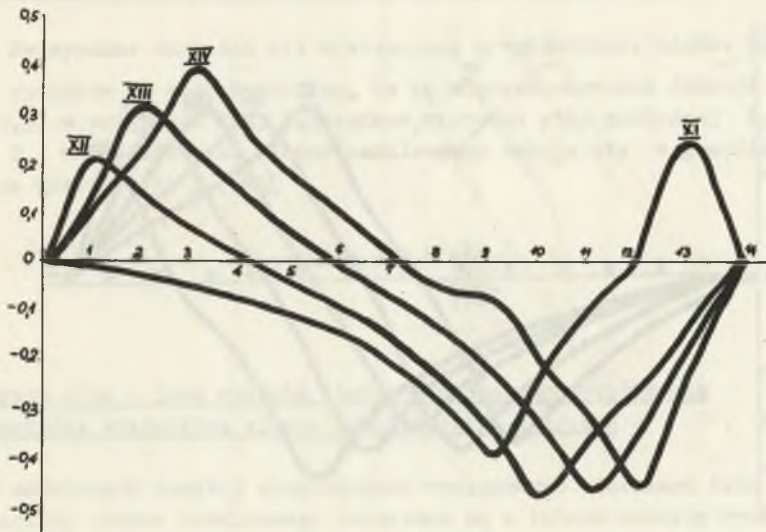
Lp.	XXIII	XXIV	XXV	XXVI	XXVII	XXVIII
0	0	0	0	0	0	0
1	-0,0193	-0,0164	-0,0148	-0,0110	0,2190	0,1640
2	-0,0384	-0,0342	-0,0312	-0,0230	0,1494	0,3427
3	-0,0660	-0,0545	-0,0502	-0,0372	0,0970	0,2445
4	-0,0964	-0,0812	-0,0734	-0,0548	0,0524	0,1722
5	-0,1358	-0,1109	-0,104	-0,0774	0,0118	0,1159
6	-0,1880	-0,1590	-0,145	-0,107	-0,0290	0,0650
7	-0,2576	-0,2186	-0,199	-0,147	-0,0724	0,0176
8	-0,3524	-0,2972	-0,270	-0,201	-0,1183	-0,0158
9	-0,172	-0,405	-0,368	-0,274	-0,1776	-0,0565
10	-0,002	-0,234	-0,500	-0,370	-0,2532	-0,1028
11	0,163	-0,077	-0,377	-0,502	-0,353	-0,1590
12	0,3484	0,068	-0,268	-0,364	-0,486	-0,2284
13	0,1742	0,245	-0,134	-0,128	-0,243	-0,3357
14	0	0	0	0	0	0

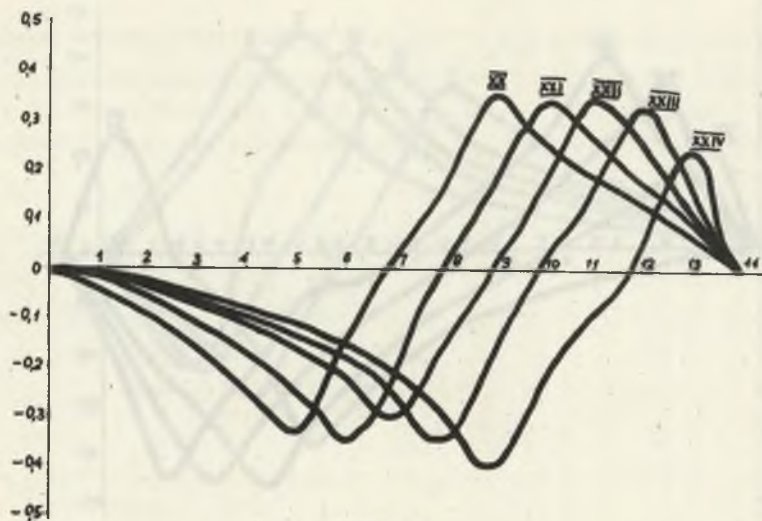


Rys. 4

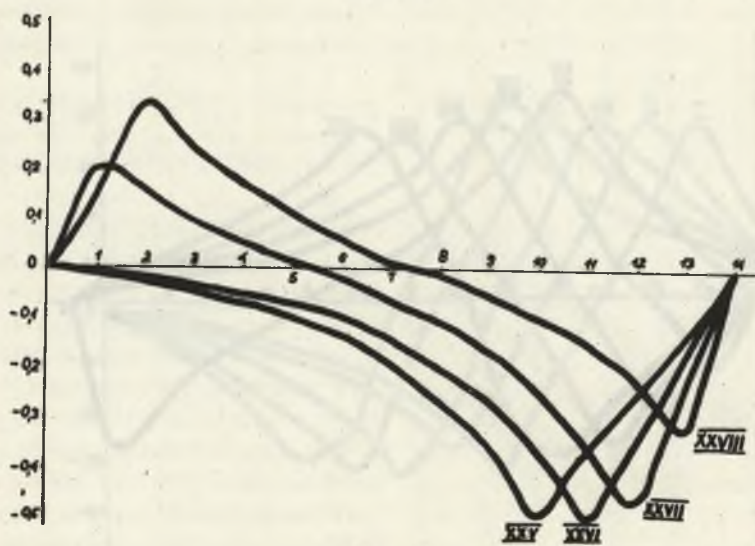


Rys. 5





Rys. 8



Rys. 9

## 3.2. Maksymalne wartości sił występujące w wykładzinie wieńca hamulcowego

Z rysunków od 4 do 9 widzimy, że największe wartości funkcji  $f$  wynoszą 0,5, w związku z tym, największe wartości siły podłużnej  $P_1$  względnie  $P_2$  w wykładzinach wieńca hamulcowego wahają się w granicach (zgodnie ze wzorem (19) i (20)),

$$P = \pm 0,5 \frac{t}{\sqrt{E \cdot S}} \quad (22)$$

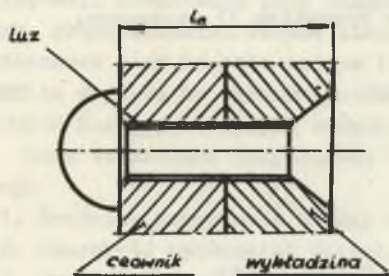
4. Praca nita - jako czynnik limitujący poprawną współpracę pomiędzy wykładziną wieńca hamulcowego a podłożem

W omówionych powyżej urządzeniach wyciągowych starszego typu stalowe wykładziny wieńca hamulcowego połączone są z bębniem maszyny wyciągowej za pomocą połączeń nitowych. Te właśnie połączenia i jakość ich wykonania limitują poprawną współpracę wykładzin wieńca hamulcowego z podłożem. Przy poniższych rozważaniach teoretycznych założono, że nity w otworach mają minimalny luz wynikły z:

1) faktu, że nitowanie odbywa się na gorąco w temperaturze kilkuset stopni. Wtedy materiał nita całkowicie wypełnia otwór nitowy. Po ostudzeniu nit chce się skrócić i przewężyć. Przewężenie nita jest możliwe, natomiast skrócenie nie jest możliwe ze względu na to, że odległość między łbami nita jest stała, gdyż grubość wykładziny i ścianki ceownika praktycznie się nie zmienia. W związku z tym nastąpi dalsze przewężenie nita;

2) przy nitowaniu na gorąco powstaje w otworze zendra, która wypełniając przestrzeń między materiałem nita a materiałem wykładziny wpływa na powiększenie luzu.

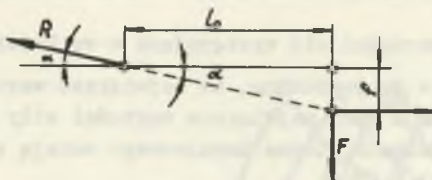
Do obliczeń przyjęto możliwość występowania luzów między materiałem nita, a otworem w wykładzinie - ściślej mówiąc luzu między średnicą nita, a otworem w wykładzinie - rzędu setnych części milimetra. Przy skurczu nita po zanitowaniu występują naprężenia rozciągające sięgające granicy plastyczności  $R_e$ .



Rys. 10

Na rysunku 10 został przesadnie pokazany luz między nitami a wykładziną i ceownikiem.

Natomiast rysunek 11 przedstawia schematycznie nit potraktowany jako pręt dwuprzegubowy o długości  $l_0$  (grubość wykładziny plus grubość ceownika), na który działa siła  $F$  wynikająca z działania sił tarcia na wykładzinie i starająca się przemieścić koniec pręta prostopadłe do jego pionowej osi.



Rys. 11

Warunek równowagi sił dla odkształconego układu przyjmuje postać;

$$R \cdot \sin \alpha - F = 0 \quad (27)$$

Reakcja \$R\$ jest równa

$$R = 2 \cdot R_e \cdot S_n, \quad (28)$$

gdzie:

2 - ponieważ występują dwa nity w jednym przekroju niebezpiecznym wykładziny

\$R\_e\$ - naprężenie na granicy plastyczności

\$S\_n\$ - przekrój nita.

Siła \$F\$ jest równa

$$F = p \cdot l_n, \quad (29)$$

gdzie:

\$p\$ - jednostkowa siła styczna między wykładziną a ceownikiem,

\$l\_n\$ - średnia odległość między nitami wzdłuż wykładziny.

Z zależności trygonometrycznych, zgodnie z rysunkiem 11 otrzymamy;

$$\frac{f}{l_0} = \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha, \quad (30)$$

gdzie:

\$\alpha\$ - kąt odchylenia osi nita

\$f\$ - przemieszczenie głowy nita.

Ze wzorów (27) do (30) otrzymamy wyrażenie następujące:

$$p = \frac{2 \cdot R_e \cdot S_n}{l_0 \cdot l_n} \cdot f, \quad (31)$$

Przyjmując zgodnie z założeniem do obliczeń, że nity działają na całej długości \$l\$ wykładziny, przy czym jednostkowe siły styczne do wykładziny



dziny  $p$  - jak przyjęto poprzednio - są proporcjonalne do przemieszczenia  $u$  wykładziny, a więc;

$$p = a \cdot u \quad (2)$$

możemy przyjąć porównując wzory (31) i (2), że

$$f = u, \quad (32)$$

a więc stała proporcjonalności "a" wyniesie;

$$a = \frac{2 \cdot R_e \cdot S_e}{l_o \cdot l_n}, \quad (33)$$

Dla tych wartości stałej "a" i przemieszczenia "f" uzyskujemy wartości siły  $P$ , która podzielona przez przekrój nita daje wartość naprężenia  $\sigma$ , będącego naprężeniem typu zmęczeniowego.

$$\sigma = \frac{P}{F}$$

##### 5. Przykład liczbowy

Dla przykładu przeprowadzono badania statyczne i dynamiczne ustroju konstrukcyjnego koła pędnego maszyny wyciągowej szybu, na którego wykładzinie wieńca hamulcowego zaobserwowano pojawiające się od dłuższego czasu pęknięcia. Ustalono na podstawie badań statystycznych, że pierwsze pęknięcia wystąpiły w okresie najbardziej intensywnej i niekorzystnej eksploatacji urządzenia przy ciągnięciu urobku z poziomu 165 m. W okresie tym, przypuszczalna roczna liczba hamowań wynosiła 200 tys. Z analizy przemieszczeń liny na kole pędym (ze względu na małą głębokość ciągnięcia oraz ze względu na zrównoważenie ciężarów) wynika, że docisk szczęk hamulcowych następował w tych samych miejscach taśmy.

Dane techniczne przykładowo rozpatrywanej wykładziny wieńca hamulcowego

1. Średnica zewnętrzna bieżni wykładziny hamulcowej	-	5790 mm
2. Szerokość wykładziny bieżni hamulcowej	-	188 mm
3. Grubość wykładziny bieżni hamulcowej	-	8-10 mm
4. Średnica nitów wykładziny bieżni hamulcowej		10, 16, 19 mm
5. Średnia odległość między nitami	-	130 mm
6. Szerokość szczęki hamulcowej	-	170 mm
7. Kąt opasania szczęki	-	51°
8. Wykładzina szczęki hamulca		ferrodo

- |  |                |
|--|----------------|
| 9. Współczynnik tarcia stal - ferrodo            | 0,4            |
| 10. Średnia siła działająca na szczękę hamulcową | 15000 kG       |
| 11. Ilość obrotów tarczy hamulcowej              | n = 55 obr/min |

Dla powyższego układu hamulcowego oraz wykładziny wieńca hamulcowego przyjęto następujące wielkości charakterystyczne:

- $S = 15 \text{ cm}^2$  - przekrój wykładziny wieńca hamulcowego,  
 $S_n = 2,27 \text{ cm}^2$  - przekrój nita,  
 $l_H = 270 \text{ cm}$  - długość szczęki hamulcowej,  
 $l_o = 13 \text{ cm}$  - średnia odległość między nitami,  
 $l_n = 1,8 \text{ cm}$  - średnia odległość między nitami wzdłuż wykładziny,  
 $N = 15 \text{ ton}$  - nacisk szczęki hamulcowej,  
 $R_e = 3000 \text{ kG/cm}^2$  - naprężenie na granicy plastyczności,  
 $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2$  - moduł Younga.

Tak więc dla powyższych danych stałą proporcjonalności "a" obliczono z zależności:

$$\sqrt{\frac{a}{E \cdot S}} = 0,00446 \text{ 1/cm}$$

oraz

$$t = \frac{R_e \cdot N}{l_H}$$

Wartości liczbowe powyższych stałych są następujące:

$$t = 22,22 \text{ kG/cm}$$

$$a = 600 \text{ kG/cm}^2$$

Dla tych wartości uzyskamy siłę wynoszącą;

$$P = \pm 2500 \text{ kG}$$

Średnie naprężenie w wykładzinie wieńca hamulcowego wyniesie:

$$\sigma = \frac{P}{S} = \pm \frac{2500}{15} = \pm 167 \text{ kG/cm}^2$$

Naprężenia te należy powiększyć trzykrotnie, a więc do wartości

$$\sigma = \pm 500 \text{ kG/cm}^2$$

Trzykrotne powiększenie naprężeń rzeczywistych wynika z faktu spiętrzenia naprężeń powstałych w wyniku wykonania otworów w wykładzinie wieńca hamulcowego (2).

## 6. Wnioski końcowe

Podczas hamowania na skutek nacisku szczęk hamulcowych występują odkształcenia bieżni hamulcowej, jak również odkształcenia obwodowe, na skutek zmiennych sił tarcia. Ze względu na różne sztywności ceownika i taśmy odkształcenia obu tych elementów w poszczególnych punktach obwodu mogą być różne, co w konsekwencji doprowadza do pofalowania taśmy na powierzchni ceownika. Wynikiem tych odkształceń są siły w taśmie, które tworzą złożony stan naprężeń spotęgowany spiętrzeniem naprężeń w otworach nitowych.

Naprężenia  $\sigma$  praktycznie są jeszcze większe w wyniku luzowania się nitów (mowa o nitach, w których występują wyraźne luzy), gdyż odkształcenia przenoszą się wtedy z jednego odcinka międzynitowego  $l_n$  wykładziny na następne odcinki  $l_n$ .

Rzeczywiste naprężenia  $\sigma$  są stosunkowo duże i mogą być przyczyną realizowania się miejscowych pęknięć stopniowo powiększających się na całą szerokość taśmy, tym bardziej, że otrzymane maksymalne naprężenia zmienne  $\sigma$  są naprężeniami typu zmęczeniowego.

Zmniejszenie naprężeń  $\sigma$  można by uzyskać przez zwiększenie stałej proporcjonalności "a", co wynika ze wzorów (19) i (20). Zwiększenie "a" można uzyskać np. przez przyspawanie wykładziny do ceownika - jest to w istniejących konstrukcjach zagadnienie dość trudne i wymaga specjalnych zabiegów ze względu na możliwość wystąpienia zbyt dużego zwichrowania wieńca hamulcowego spowodowanego naprężeniami spawalniczymi.

## LITERATURA

1. Moszyński - Wytrzymałość Zmęczenia Warszawa 1955.
2. Osnovy Sowremennych Metod Razczeta na Procznost w Maszinstrojenii MASZGIZ 1952.
3. Praca zbiorowa - Badania nad ustaleniem przyczyn pęknięcia wykładzin wieńców hamulcowych maszyny wyciągowej jednolinowej SSW Szybu Wirek przedział północny KWK Nowy Wirek, Gliwice 1969 r. IMG Pol.Śl.

**Резюме**

В работе анализируется сотрудничество футеровки венца тормозного с оснванием в тормозе челюстном машины подчёмной. В течени вычислений обнаруженс образование в футеровке больших напряжений переменных являющихся приноси очень частых трескань футеровки, что ведет до возможности выступления аварии устройства подчёмного.

**WORK OF A WHEEL RIM LINING A WINDING MACHINE****Summary**

In the paper an analysis of a wheel rim lining with a base in a shoe brake of a winding machine has been presented. During computations a reason of setting up big changeable strains in the lining has been stated.

They are causes of lining cracks and in consequence of possibillitie of break - downs in the winding machine.