

ZESZYTY NAUKOWE

WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA

W KOSZALINIE

[18]

**PRACE
INSTYTUTU
BUDOWY
MASZYN
NR 5/B**



**1982
KOSZALIN**

WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERSKA
W KOSZALINIE

PRACÉ
INSTYTUTU BUDOWY MASZYN
Nr 5/B

Redaktor

Jan Wojtkun

Wydano za zgodą Rektora Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalin

Wydawnictwo Uczelniane Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalin
75-620 Koszalin, ul. Racławicka 15-17

Wyd. 1, nakład 100+75, ark. wyd. 13,2, format A-5
ZNTN 0/161/83 r.

SPIS TREŚCI

str.

I. TECHNOLOGIA ŚRODKÓW SPOŻYWCZYCH

1. Diakun J.: Zarys teorii ruchu materiałów o dużej spójności w ślimakowym układzie tłoczącym z gładką wewnętrzną powierzchnią cylindra 5
2. Diakun J.: Promień krytyczny ślimaka tłoczącego materiał idealnie sypki 25
3. Diakun J., Owczarzak S.: Wyróżniki dopasowania kinematycznego głowicy nożowej i misy w kutrze do rozdrabniania mięsa..... 39

II. CHŁODNICTWO I WENTYLACJA

4. Chłodek H., Baran J.: Rozdział czynnika chłodniczego w freonowych chłodnicach wentylatorowych..... 53
5. Bohdal T.: Badanie przepływu powietrza w modelowej chłodnicy wentylatorowej..... 71
6. Bohdal T.: Uwagi o współpracy zespołu wentylator osiowy-blok lamelowy w układzie kątowym 81
7. Kacalak T., Dzierbanowicz H.: Zadania i wymagania stawiane układom wentylacji w nowoczesnych przechowalniach ziemniaków..... 81

III. MECHANIKA STOSOWANA

8. Gosiewski Z.: Czterowymiarowy serwo mechanizm do wyrównowazania dynamicznego wirników sztywnych..... 105
9. Gosiewski Z., Urbanek A.; Grawitacyjna metoda statycznego wyważania wirników 125
10. Muszyńska A., Gosiewski Z.: O niestateczności sprzężonych drgań giętko-skrętnych wirnika..... 133
11. Urbanek A., Gosiewski Z.: Metoda identyfikacji niewyrównowazania wirników giętkich 149

IV. ZAGADNIENIA ELEKTRYCZNE

12. Karpowicz P: Ograniczanie prądu za pomocą elementów nieliniowych..... 159

13. Kaźmierczak W.: Stycznikowo-przełącznikowe układy sterowania w napędzie mechanizmów dźwignic oraz ich wpływ na warunki dynamiczne napędów.....	165
V. MATERIAŁY KONSTRUKCYJNE I ICH OBRÓBKA	
14. Wojtkun J.: Zmienność własności warstwy wierzchniej po nagniataniu.....	183

ZARYS TEORII RUCHU MATERIAŁÓW O DUŻEJ SPÓJNOŚCI W ŚLIMAKOWYM UKŁADZIE TŁOCZĄCYM Z GŁADKĄ WEWNĘTRZNĄ POWIERZCHNIĄ CYLINDRA

Jarosław Diakun

1. Wstęp

W konstruowaniu ślimakowych układów tłoczących, istotnymi dla efektów projektowania są między innymi informacje:

- opisujące zależności między przepustowością układu, a ciśnieniem dławienia,
- określające mechanizm powstawania ciśnienia,
- wyznaczające optymalne parametry układu, wynikające z mechanizmu ruchu materiału.

Zagadnienia te w literaturze dotyczącej teorii ślimakowych układów tłoczących nie są dostatecznie opracowane i zweryfikowane. Wzory określające przepustowość przenośników ślimakowych [3] jak i pras ślimakowych [7, 8, 10] wyprowadzono przy uwzględnieniu występujących zależności wymiarowych (skok ślimaka, średnica i inne) i kinematycznych (prędkość obrotowa). Nie uwzględniono tam zależności kinematyczno-dynamicznych, a zwłaszcza wpływu ciśnienia na przepustowość. Z drugiej strony wyprowadzone są wzory na ciśnienie dławienia uwzględniające tylko efekt dławienia materiału na wypływie (np. w matrycy) [7, 10], lub jako wynik sprężania materiału w zmniejszającej się przestrzeni między ślimakiem i cylindrem na długości układu ślimakowego [9].

W przytoczonych analizach nie uwzględnia się (jak to jest w przypadku np. pomp i sprężarek) zależności między: charakterystyką układu wymuszającego przepływ (charakterystyka przepustowościowa), a charakterystyką układu dławiącego wypływ (charakterystyka dławiąca). Taki stan jest wynikiem braku opisu teoretycznego, który ujmowałby w postaci równania matematycznego mechanizm ruchu materiałów oraz jego zależności geometryczno-kinematyczno-dynamiczne.

Adres: dr inż. J. Diakun, Wyższa Szkoła Inżynierska,
ul. Ręczawicka 15-17, 75-620 Koszalin

Analizę wpływu ciśnienia na zjawiska zachodzące podczas ruchu materiału w ślimakowym układzie tłoczącym prowadzono w publikacjach [2, 4 5, 11]. Główna jednak uwaga zwrócona jest w tych rozważaniach na obróbkę technologiczną (uplastycznienie) materiału.

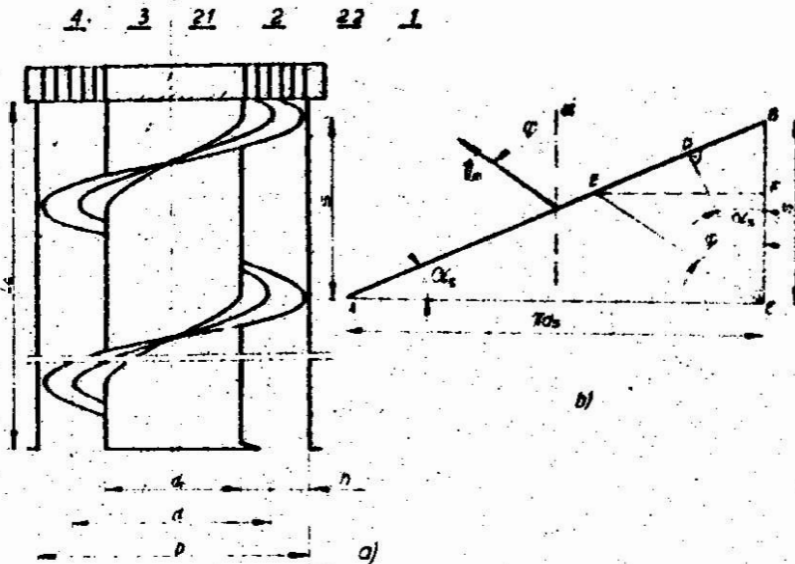
W Zakładzie Maszyn i Urządzeń Przemysłu Spożywczego WSiP.2. w Koszalinie prowadzono na zlecenie ZWMIUPS "Spomasz" w Żarach badania układu ślimakowego tłoczącego maszyny do rozdrabniania mięsa (wilka). Wynikiem wstępnych badań teoretycznych przeprowadzonych na potrzeby tego zlecenia było opracowanie bardzo prostego modelu teoretycznego [6]. Kontynuacją i rozszerzeniem tego opracowania jest praca [1], w której poszukiwano modeli teoretycznych, pozwalających możliwie prosto i adekwatnie opisać zjawiska zachodzące w ślimakowym układzie tłoczącym.

Niniejszy artykuł przedstawia budowę dwóch spośród wielu analizowanych w pracy [1] modeli teoretycznych. W oparciu o te modele wyjaśniono mechanizm ruchu materiału, mechanizm powstawania ciśnienia, oraz wyprowadzono zależności między ciśnieniem a przepustowością ślimakowego układu tłoczącego. Przytoczone są też wyniki badań eksperymentalnych weryfikujące wskazane wynikowe wzory modelu teoretycznego.

2. Opis badanego układu i zjawienie założeń upraszczających

Przedmiotem analizy teoretycznej jest ślimakowy układ tłoczący ze ślimakiem o cylindrycznym rdzeniu, stałej wysokości zwoju ślimaka, stałym skoku oraz o gładkiej (bez konstrukcyjnie wykonanych rowków) wewnętrznej powierzchni cylindra. Badania teoretyczne i eksperymentalne dotyczą przypadku pracy układu ślimakowego z dławieniem materiału na wypływie. W badaniach rozpatrzono tłoczenie materiału, którego siły spójności wewnętrznej są większe od sił stycznych między materiałem a ściankami układu (sił tarcia).

Schemat ślimakowego układu tłoczącego przedstawia rys. 1 a. Elementami układu są: cylinder 1, ślimak 2 składający się z rdzenia 2.1 i zwoju 2.2, tłoczony materiał 3, oraz element 4 dławiący wypływ materiału.



Rys. 1. Parametry geometryczne ślimakowego układu tłoczącego,
 a rysunek ilustrujący podstawowe parametry,
 b rozwinięcie średniej linii śrubowej wstęgi ślimaka

Zasadnicze wielkości geometryczne układu określone są na rys. 1a. Na rys. 1b. przedstawiona jest w rozwinięciu linia śrubowa rozwinięta ze średnicy średniej d_s .

$$d_s = \frac{D + d_r}{2} \quad (1)$$

Pochylenie linii śrubowej określone jest kątem α_s i stromości γ_s :

$$\gamma_s = \frac{s}{\pi d_s} = \operatorname{tg} \alpha_s \quad (2)$$

Przyjmuje się, że stromość γ_s tej linii śrubowej jest wielkością charakteryzującą stromość uzwojenia ślimaka. Wielomodelowe rozważania teoretyczne oraz wyniki badań eksperymentalnych [1] wykazały, że tak określony ślimakowy układ tłoczący optymalnie jest badać modelami teoretycznymi bazującymi na założeniach:

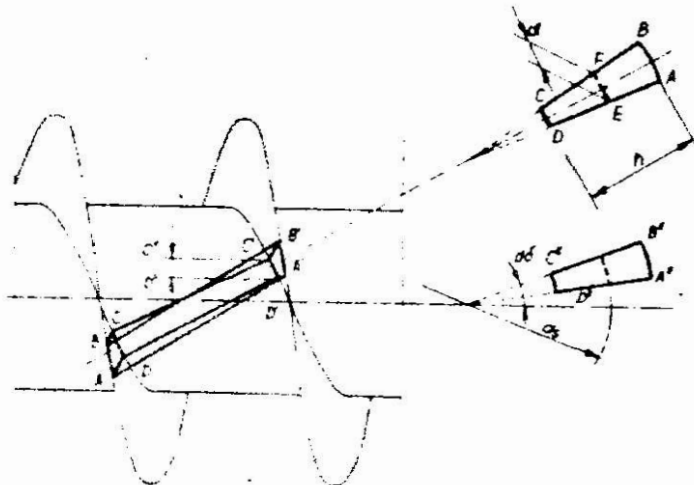
- materiał całkowicie wypełnia przestrzeń między ślimakiem a cylindrem,
- średnica cylindra równa jest średnicy zewnętrznej uzwojenia ślimaka, czyli pomijalny jest wpływ szczeliny między wstęgą ślimaka i cylindrem na ruch materiału,

- materiał jest nieściśliwy,
- ciśnienia działające w dowolnym punkcie materiału przenoszą się izotropowo we wszystkich kierunkach,
- nie uwzględnia się zmian własności fizycznych reologicznych materiału,
- siły styczne między ściankami a przemieszczającym się materiałem mają charakter tarcia suchego,
- decydującymi o warunkach ruchu są siły wynikające z istnienia ciśnienia w materiale, czyli pomijalny jest wpływ stosunkowo małych sił ciężkości i sił odśrodkowych,
- materiał tłoczony w układzie ślimakowym sprowadzony jest do zastępczej materialnej linii śrubowej położonej na walcu o średnicy średniej opis sposobu dyskretyzacji w pkt 3 .
- pomijany jest wpływ oddziaływania biernej powierzchni wstęgi ślimaka oraz powierzchni rdzenia na ruch materiału.

Z dwóch analizowanych tu modeli teoretycznych ostatnie założenie dotyczy tylko "modelu uproszczonego" nie dotyczy "modelu rozszerzonego".

3. Budowa modeli

Wyodrębnijmy z tłoczonego materiału elementarną objętość $ABCD$ $A'B'C'D'$ - rys.2.



Rys.2. Wyodrębniony elementarny wycinek materiału

Oznaczmy długość elementarnego łuku EF na średnicy średniej (grubość wyodrębnionego wycinka) symbolem dl . Powierzchnie ograniczające wycinek wynoszą odpowiednio:

- powierzchnie styku z rdzeniem ślimaka:

$$dF_r = CD \cdot S \cdot \cos \alpha_s = S \frac{d}{D} dl \cos \alpha_s = \pi d \frac{h}{\sqrt{1+k_s^2}} dl, \quad (3)$$

- powierzchnia styku z cylindrem:

$$dF_c = AB \cdot S \cos \alpha_s = S \frac{D}{d} dl \cos \alpha_s = \pi D \frac{h}{\sqrt{1+k_s^2}}, \quad (4)$$

- powierzchnie styku z powierzchnią boczną uzwojenia ślimaka:

$$dF_{sl} = \frac{D-d}{2} dl = h dl, \quad (5)$$

- powierzchnie wyodrębniające wycinek z masy materiału:

$$F_m = \frac{D-d}{2} S \cos \alpha_s = \pi d h \frac{h}{\sqrt{1+k_s^2}} \quad (6)$$

Zredukujmy powyżej określoną elementarną objętość materiału do zastępczej linii materialnej o elementarnej długości dl . Postępując tak w całej objętości, masę materiału sprowadzamy do zastępczej śrubowej linii materialnej o średnicy średniej.

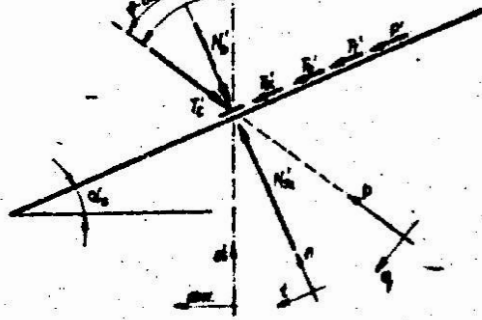
Na rys. 3 przedstawiony jest zastępczy elementarny odcinek materialny obciążony siłami i położony na średniej linii śrubowej przedstawionej w rozwinięciu. Przy oznaczeniu ciśnienia działającego na czynną powierzchnię uzwojenia ślimaka od materiału, na dowolnej długości linii śrubowej, symbolem p poszczególne siły wyraża się:

- siła nacisku od czynnej powierzchni uzwojenia ślimaka:

$$N_{sl} = p d F_{sl} = p h d, \quad (7)$$

- siła nacisku od biernej powierzchni uzwojenia ślimaka:

$$N_b = p_b d F_{sl} = w p h d, \quad (8)$$



Rys. 3. Układ sił działających na zastępczy elementarny odcinek materiałny

gdzie: W - współczynnik określający stosunek ciśnień na biernej i czynnej powierzchni wstęgi ślimaka

$$W = \frac{D_b}{D} , \quad (9)$$

- siły tarcia od czynnej oraz biernej powierzchni uzwojenia ślimaka:

$$T_{sl}' = \mu_{sl} N_{sl}' = \mu_{sl} p h dl , \quad (10)$$

$$T_b' = \mu_{sl} N_b' = \mu_{sl} W p h dl , \quad (11)$$

gdzie: μ_{sl} - współczynnik tarcia materiału o uzwojenia ślimaka,

- siły nacisku od powierzchni cylindra oraz od powierzchni rdzenia ślimaka:

$$N_c' = p_{sr} dF_c = \pi k p D \frac{\delta_s}{\sqrt{1+\delta_s^2}} dl , \quad (12)$$

$$N_r' = p_{sr} dF_r = \pi k p d_r \frac{\delta_s}{\sqrt{1+\delta_s^2}} dl , \quad (13)$$

gdzie: k - współczynnik uśredniający wartość ciśnienia na długości skoku ślimaka wyznaczony z warunku równości:

$$p_r dF_c = k p dF_c \quad (14)$$

(siły N'_c oraz N'_r działają prostopadle do płaszczyzny rysunku 3 i dlatego nie są na nim zaznaczone; działają one na całym obwodzie cylindra oraz ślimaka i w sumie zerują się)

- siły tarcia od powierzchni cylindra oraz rdzenia ślimaka:

$$T'_c = \mu_c N'_c = \mu_c k p D \frac{t_s}{\sqrt{1+t_s^2}} dl \quad (15)$$

$$T'_r = \mu_r N'_r = \mu_r k p d_r \frac{t_s}{\sqrt{1+t_s^2}} dl \quad (16)$$

- gdzie: μ_c - współczynnik tarcia materiału o cylinder

μ_r - współczynnik tarcia materiału o rdzeń ślimaka

(siła tarcia o cylinder T'_c działa zgodnie z kierunkiem ruchu materiału względem cylindra; kierunek ten określony jest kątem φ zawartym między osią i wektorem prędkości ruchu materiału

φ - rys. 1)

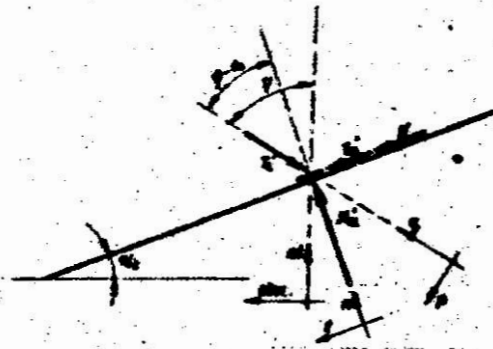
- siła wynikająca z istnienia gradientu ciśnienia dp na elementarnej długości dl :

$$D' = F_m dp \quad (17)$$

$$D' = T k d_s \frac{t_s}{\sqrt{1+t_s^2}} dp \quad (18)$$

4. Analiza modelu uproszczonego

W modelu uproszczonym nie uwzględnia się oddziaływania biernej powierzchni uzwojenia ślimaka i wpływu powierzchni rdzenia na ruch materiału. Na rys. 4 przedstawiono obciążenie zastępczego elementarnej odcinka materialnego bez uwzględnienia sił od tych powierzchni. Zauważyć należy, że nie uwzględniając biernej powierzchni wstęgi ślimaka, świadomie rezygnujemy z równania rzutów sił na oś "n".



Rys. 4. Układ sił działających na zastępczy elementarny odcinek materialny dla modelu uproszczonego

Podstawą analizy jest równanie równowagi rzutów sił na oś "p" - prostopadłą do kierunku ruchu:

$$\sum P_p = (T_s - P') \cos(\varphi - \alpha_s) - N_s \sin(\varphi - \alpha_s) = 0 \quad (19)$$

Po podstawieniu wzorów na siły oraz po przekształceniach otrzymujemy:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dl} = \left(\frac{\tan \varphi - f_s}{1 + f_s \tan \varphi} - \mu_{st} \right) \frac{1}{\pi k d_s} \frac{\sqrt{1 + f_s^2}}{f_s} \quad (20)$$

Równanie różniczkowe (20) ujmuje zależność między:

- kierunkiem ruchu materiału (kąt φ)
- ciśnieniem materiału p ,
- gradientem ciśnienia $\frac{dp}{dl}$,
- współczynnikiem tarcia materiału o wstęgę ślimaka μ_{st} ,
- parametrami geometrycznymi ślimakowego układu tłoczącego f_s, d_s, S .

Po rozwiązaniu równania (20) przy warunku brzegowym, że na końcu ślimakowego układu tłoczącego L występuje ciśnienie tłoczenia p_s oraz po uzależnieniu długości linii śrubowej L od długości cylindra L_c :

$$L = \frac{L_c}{\sin \alpha_s} = L_c \frac{\sqrt{1 + f_s^2}}{f_s} \quad (21)$$

otrzymamy wyrażenie na ciśnienie na dowolnej długości układu:

$$p = p_t \exp \left\{ \left[\left(\frac{\tan \varphi - \delta_s}{1 + \delta_s \tan \varphi} - \mu_a \right) \frac{1 + \delta_s^2}{\delta_s^2} \frac{L_c - l_c}{\pi k d_s} \right] \right\} \quad (22)$$

Z postaci wzoru (22) wynika, że aby otrzymać założone w warunkach brzegowych ciśnienie tłoczenia p_t na początku ślimakowego układu tłoczącego musi wystąpić jakieś pierwotne ciśnienie (dla $l_c = 0$ otrzymujemy określoną wartość ciśnienia). Dopiero dla układu nieskończenie długiego ($L_c \rightarrow \infty$) wartość konieczna ciśnienia na początku dąży do zera. Niezbędną na początku wartość ciśnienia uzyskuje się w wyniku działania sił ciężkości, sił odśrodkowych, jak również przez skonstruowanie stożkowego wejścia do ślimakowego układu tłoczącego.

Oznaczmy ciśnienie działające na początku układu ślimakowego ($l_c = 0$) symbolem p_0 . Rozwiązując równanie (20) dla tak przyjętych warunków brzegowych, otrzymamy wzór na ciśnienie tłoczenia:

$$p_t = p_0 \exp \left[\left(\frac{\tan \varphi - \delta_s}{1 + \delta_s \tan \varphi} - \mu_a \right) \frac{1 + \delta_s^2}{\delta_s^2} \frac{L_c}{\pi k d_s} \right] \quad (23)$$

Zastosujemy podstawienia:

$$\mu_a = \tan \varphi_r, \quad \delta_s = \tan \varphi, \quad (24)$$

gdzie: φ_r - kąt tarcia.

Po przekształceniach wzór (23) przyjmuje postać:

$$p_t = p_0 \exp \left[\frac{\sin(\varphi - \alpha_s - \varphi_r)}{\cos(\varphi - \alpha_s) \cos \varphi_r} \frac{1 + \delta_s^2}{\delta_s^2} \frac{L_c}{\pi k d_s} \right] \quad (25)$$

Ze wzoru (25) wynika, że ciśnienie tłoczenia otrzymamy dopiero wtedy gdy kąt kierunku ruchu φ będzie większy od sumy kątów tarcia φ_r oraz pochylenia linii śrubowej α_s .

Przepustowość układu ślimakowego można określić jako funkcję kąta φ . Mianowicie materiał poruszający się względem

cylindra w kierunku φ przemieści się w czasie jednego obrotu o odłamek CE - rys. 1. Składowa osiowa CF tego przemieszczenia określa przepustowość Q układu ślimakowego [6].

$$Q = \frac{1}{8} S \omega \xi (D^2 - d_r^2) \frac{1}{1 + r_s \operatorname{tg} \varphi}$$

26

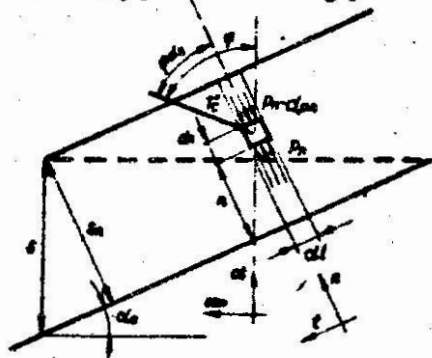
Jkłaś ślimakowy dla $\varphi = 0$ osiąga maksymalną przepustowość, natomiast dla $\varphi = -\frac{\pi}{2}$ przepustowość jest zerowa (materiał obraca się wraz ze ślimakiem).

Ze wzoru (25) wynika, że wyższe ciśnienia tłoczenia osiągnęte są kosztem wzrostu kąta φ (zmniejszeniem przepustowości). Kąt kierunku ruchu φ obliczyć można po przekształceniu wzoru (23) do postaci:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{r_s - \mu_{sl} + \frac{r_s^2}{1 + r_s^2} \frac{\pi k d_s}{L_c} \ln \frac{p_t}{p_o}}{1 - r_s \mu_{sl} - \frac{r_s^3}{1 + r_s^2} \frac{\pi k d_s}{L_c} \ln \frac{p_t}{p_o}} \quad (27)$$

1. Wzory wynikowe modelu rozszerzonego

Podstawą analizy modelu rozszerzonego są równania równowagi zutów sił określonych w oparciu o rys. 3. Zbadajmy równanie równowagi rzutów sił na kierunek "n". Na rys. 5 przedstawione jest obciążenie wycinka materialnego o dwóch skończonych wymiarach dl oraz dn. Spośród sił - rys. 3 uwzględnione są na rys. 5 tylko te siły, które mają swe składowe na osi "n".



Rys. 5

rozwiązanie na płaszczyznę , przekroju przez powierzchnię walcową na średnicy średniej elementarnego wycinka materiału

Analiza warunku równowagi względem osi "n" pozwoliła na wyprowadzenie wzoru na wartość ciśnienia, na dowolnej odległości n od czynnej powierzchni wstęgi ślimaka [1]:

$$p_n = p \exp \left[-\mu_c \frac{nD}{h d_s} \frac{1}{\sqrt{1+\delta_s^2}} (\cos \varphi + \delta_s \sin \varphi) \right] \quad (28)$$

Równanie to umożliwia określenie w oparciu o wzory (9) i (14) wyrażen na wartości współczynników:

$$W = \exp \left[-\mu_c \frac{TD}{h} \frac{\delta_s^2}{1+\delta_s^2} (\cos \varphi + \delta_s \sin \varphi) \right], \quad (29)$$

$$k = \frac{1-W}{-\ln W} \quad (30)$$

Podstawą wyprowadzenia wzorów wynikowych jest jedno z równań równowagi rzutów sił na oś "p" lub oś "t" - rys. 3. Po podstawieniu do jednego z tych równań wyrażen na siły określone w pkt. 3 otrzymujemy równanie różniczkowe:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dl} = \left[\frac{\operatorname{tg} \varphi - \delta_s}{1 + \delta_s \operatorname{tg} \varphi} (1-W) - \mu_a (1+W) - \mu_r \pi k \frac{dr}{h} \frac{\delta_s}{\sqrt{1+\delta_s^2}} \right] \frac{\sqrt{1+\delta_s^2}}{\pi k \delta_s d_s} \quad (31)$$

Równanie (31) ma podobną postać do równania (20), co wykazuje na ogólnie podobny charakter zależności. W równaniu (31) występują dodatkowe składniki uwzględniające wpływ biernej powierzchni wstęgi oraz rdzenia ślimaka.

Rozwiązując równanie różniczkowe (31) w granicach, w myśl których dla $l = 0, p = p_0$ oraz $l = L, p = p_t$ oraz uwzględniając zależność (21) otrzymujemy rozwiązanie w postaci wzoru na ciśnienie tłoczenia:

$$p_t = p_0 \exp \left\{ \left[\frac{\operatorname{tg} \varphi - \delta_s}{1 + \delta_s \operatorname{tg} \varphi} (1-W) - \mu_a (1+W) - \mu_r \pi k \frac{dr}{h} \frac{\delta_s}{\sqrt{1+\delta_s^2}} \right] \frac{1+\delta_s^2}{\delta_s^2} \frac{Lc}{\pi k d_s} \right\} \quad (32)$$

lub wzoru określającego wartość tangensa kąta kierunku ruchu

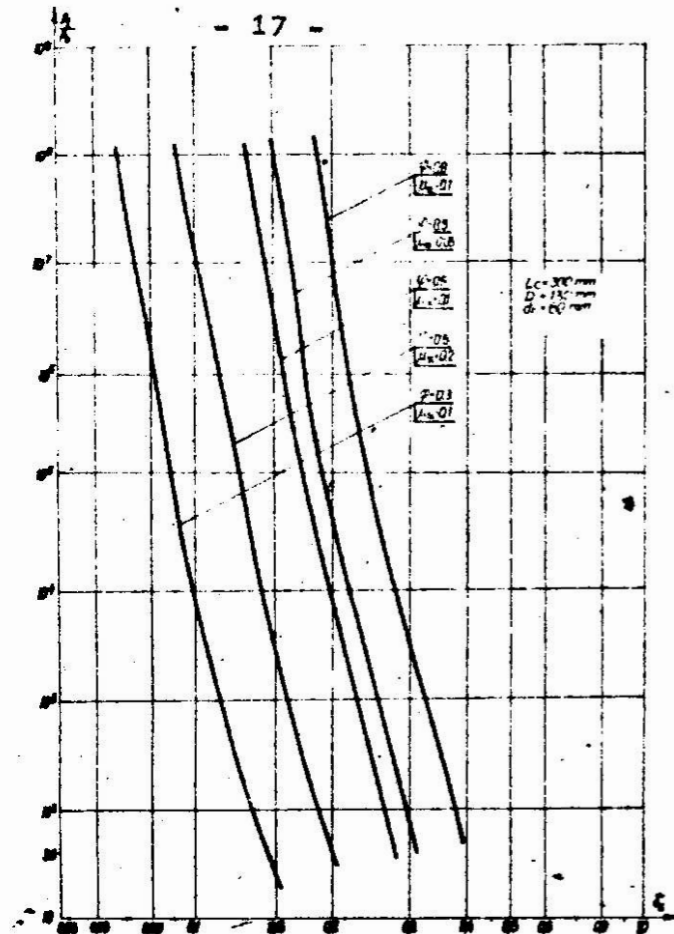
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\delta_s + \frac{1}{1-W} \left[\mu_u (1+W) + \mu_r T k \frac{dr}{h} \frac{r_s}{\sqrt{1+r_s^2}} + \frac{r_s^2}{1+r_s^2} \frac{T k ds}{L_c} \ln \frac{p_t}{p_0} \right]}{1 - \frac{r_s}{1-W} \left[\mu_u (1+W) + \mu_r T k \frac{dr}{h} \frac{r_s}{\sqrt{1+r_s^2}} + \frac{r_s^2}{1+r_s^2} \frac{T k ds}{L_c} \ln \frac{p_t}{p_0} \right]} \quad (33)$$

6. Analiza porównawcza modeli

Wzory (23) i (32) określające ciśnienie tłoczenia wytwarzane przez układ ślimakowy, wyprowadzone w oparciu o model uproszczony i model rozszerzony mają podobną budowę. Wykazują one, że ciśnienie rośnie eksponencjalnie na długości cylindra układu ślimakowego. Budowa wzoru (23) jest prosta w porównaniu ze wzorem (32), dlatego też łatwiejsza była jego analiza (przeprowadzona w pkt. 4). Wyniki tej analizy, ze względu na podobieństwo, można odnieść do wyrażenia (32).

Na rys. 6 i 7 przedstawione są wykresy, zależności ciśnienia tłoczenia od stromości. Porównanie tych zależności w oparciu o te rysunki wykazuje, że wyniki uzyskane ze wzoru (23) - (model uproszczony) są mocno zawyżone w stosunku do wyników wzoru (32).

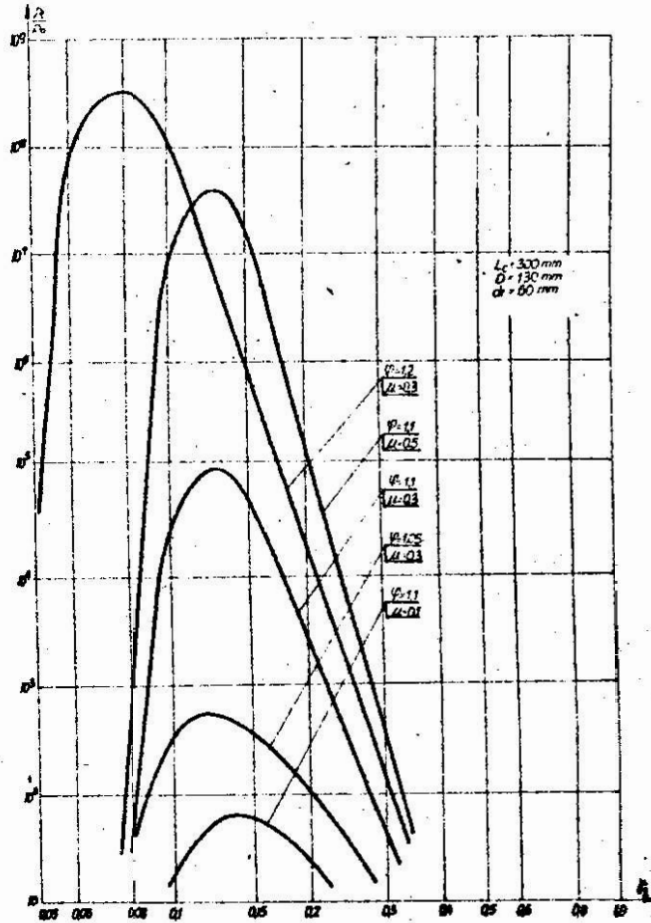
Przeprowadzona analiza wykazuje, że wzory wynikowe modelu uproszczonego nie mogą być stosowane do przeprowadzenia obliczeń praktycznych. Model ten jednak był bardzo pomocny, do analizy wyników modelu rozszerzonego, oraz umożliwiał pełniejsze wyjaśnienie mechanizmu ruchu materiału, w ślimakowym układzie tłoczącym. Rysunki 7 i 8 wykazują, że po uwzględnieniu biernych powierzchni uzwojenia ślimaka występuje optymalny zakres stromości ślimaka, dla którego osiąga się w układzie ślimakowym maksymalne ciśnienie lub minimalną wartość kąta φ (maksimum przepustowości). Wpływ tego oddziaływania jest znaczny dla małej stromości i maleje z jej wzrostem.



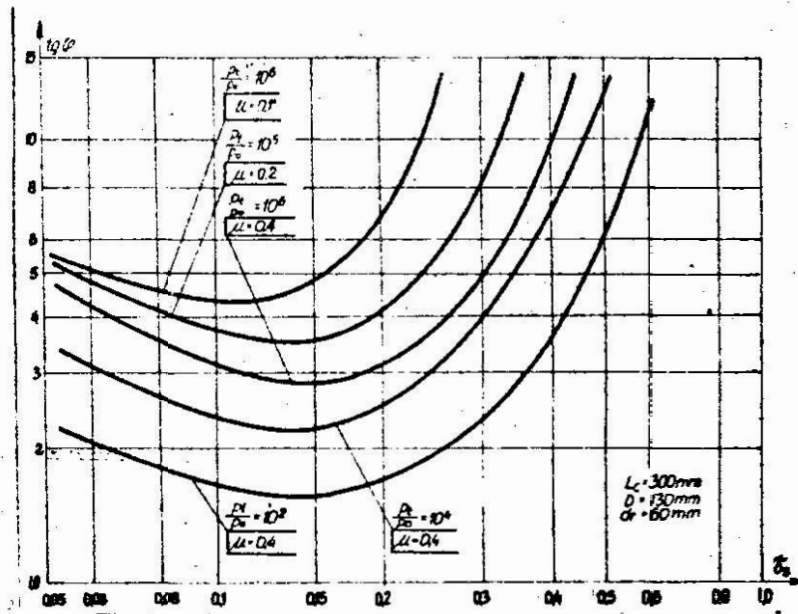
Rys.6. Wykres funkcji $\frac{p_1}{p_0} = f(\delta_s)$ wg zależności (23)

Na rys. 9 przedstawione są wartości ciśnień osiąganych w ślimakowym układzie tłoczącym jako funkcje stanu poszczególnych powierzchni układu. Stąd wynika, że powierzchnia ślimaka powinna być możliwie gładka (mały współczynnik tarcia μ_{sl}), a powierzchnia cylindrowa jak najbardziej chropowata (duży współczynnik tarcia μ_c). Przebieg krzywej 3 wykazuje, że jednoczesne zwiększenie wszystkich współczynników tarcia dodatnio wpływa na parametry pracy (wzrost ciśnienia).

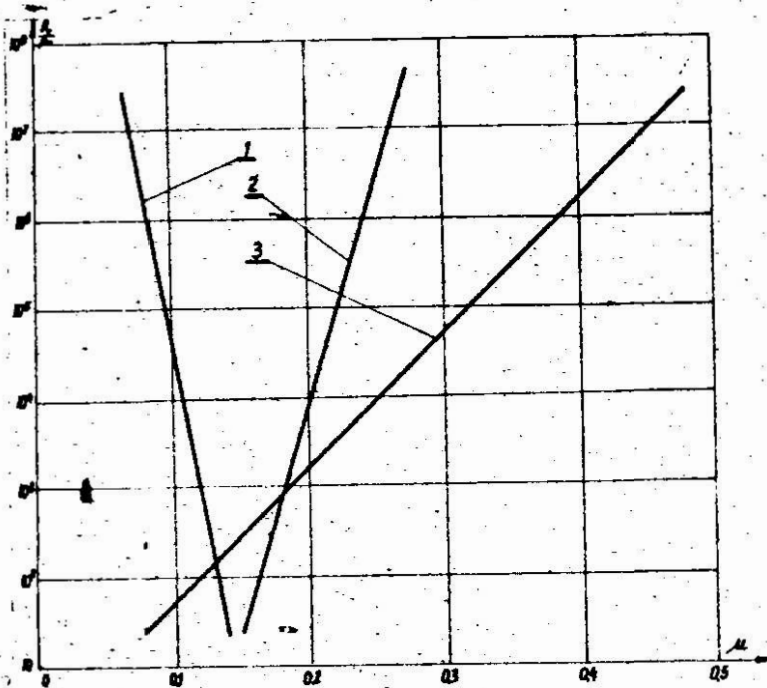
Na rys. 10 przedstawiono zależność ciśnienia wytwarzanego w ślimakowym układzie tłoczącym od kąta ψ . Oś odcięta ψ układu współrzędnych może być jednocześnie osią przepustowości (przepustowość jest funkcją kąta ψ , - wzór (26)).



Rys. 7. Wykres funkcji $\frac{P_t}{P_0} = f(\delta_s)$ wg zależności (32)

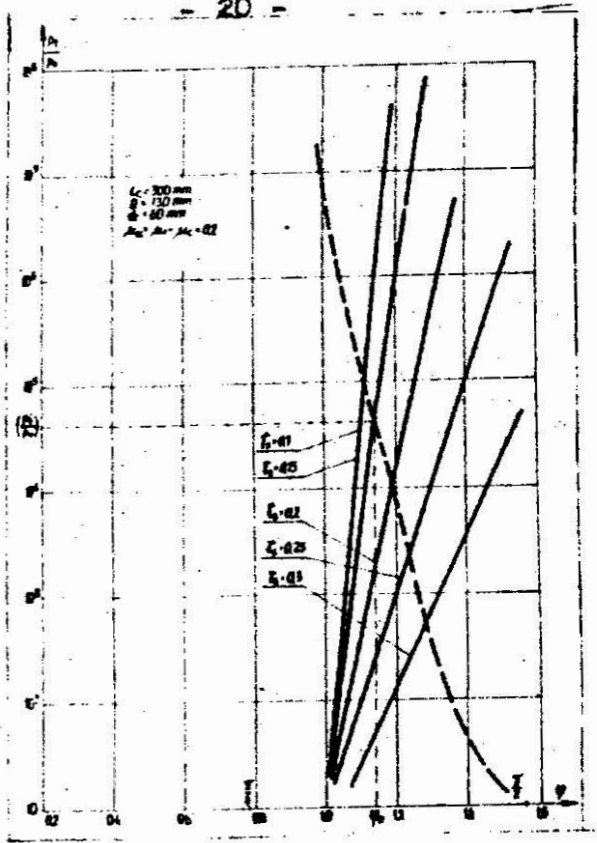


Rys. 8. Wykres funkcji $\text{tg} \varphi = f(\delta_s)$ wg zależności (33)



rys. 9. Wykres funkcji $\frac{p_r}{p_0} = f(\mu_{sl})$ - krzywa 1,
 $\frac{p_r}{p_0} = f(\mu_c)$ - krzywa 2, $\frac{p_r}{p_0} = f(\mu_{sl} = \mu_r = \mu_c)$ - krzywa 3

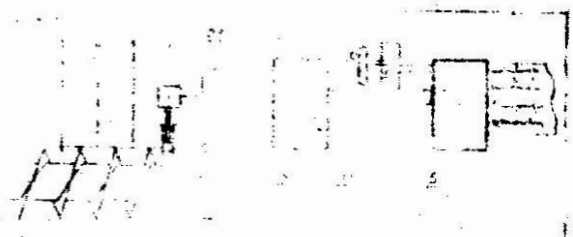
Każdej stromości γ_s odpowiadałoby odpowiednio wyskalowana oś przepustowości przeciwnie skierowana do osi φ . (kątowni $\varphi = -\frac{\pi}{2}$ odpowiada przepustowość równa zero, kątowni $\varphi = 0$ odpowiada maksymalna przepustowość układu dla danej stromości γ_s). Na rys. 10 linią przerywaną przedstawiona jest przykładowa charakterystyka elementu dławiącego odpowiadająca przepustowości obliczonej dla $\gamma_s = 0,15$. Zaznaczony punkt określa parametry współpracy (ciśnienie i kąt kierunku ruchu czyli przepustowość) układu tłoczącego posiadającego ślimak o stromości $\gamma_s = 0,15$ z przykładowym elementem dławiącym.



Rys. 10. Wykres funkcji $\frac{P_t}{P_0} = f(\varphi)$ wg zależności (33)

7. Weryfikacyjne badania eksperymentalne

Badania eksperymentalne weryfikujące wzory (32) i (33), modelu rozszerzonego przeprowadzono na stanowisku badawczym. Wykorzystano ślimakowy układ tłoczący wilka typu W-130 produkcji Spomasz w Zarach. Schemat układu pomiaru i rejestracji ciśnienia przedstawiony jest na rys. 11.



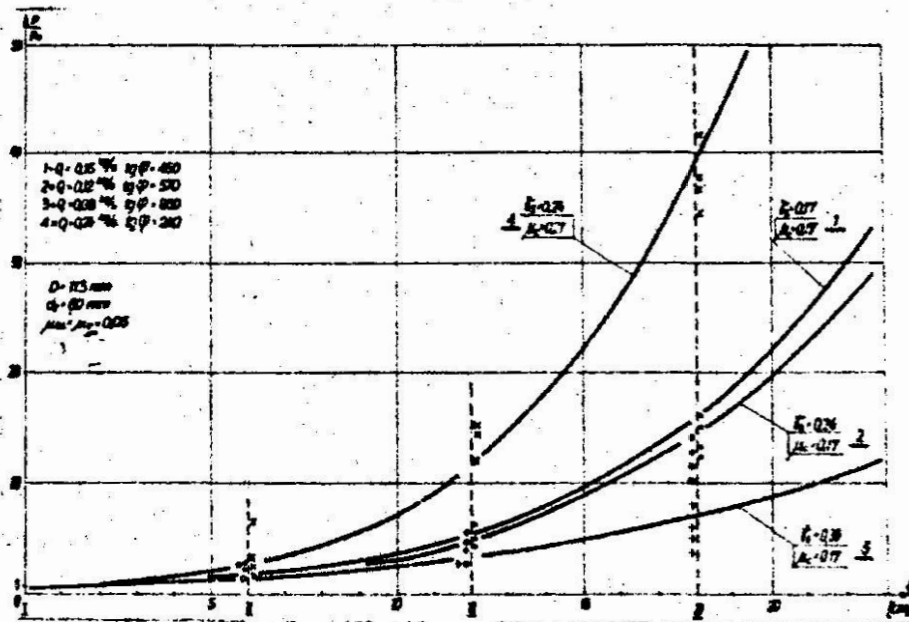
Rys. 11. Schemat układu pomiaru i rejestracji ciśnienie

W czterech punktach na cylindrze ślimakowego układu tłoczącego 1 zamocowano czujniki ciśnienia. Zasadniczymi elementami czujnika były tuleje 2.1 w której znajdował się tłoczek 2.2 przejmujący naciski od farszu mięsnego i działający na trzpień czujnika siły 2.3. (czujnik siły typu CT-0,05 produkcji Zakładów Automaty-zacji Hutnictwa w Katowicach). Sygnał z czujnika ciśnienia przekazywany był na mostek tensometryczny 3 (typ TT-6C) następ-nie przez układ kalibrujący i filtr górnych częstotliwości 4 na rejestrator 5 (oscylograf pętlicowy N-107 produkcji ZSRR, pętlice typu MO14-1200.

Szczegółowy opis budowy całego stanowiska badawczego zamieszczony jest w pracy [1] .

Na rys. 12 przedstawiono porównanie wyników uzyskanych teoretycznie i eksperymentalnie. Krzywe na rysunku wykreślono w oparciu o wzór (32).

Wartości kątów określających kierunek ruchu, wyliczono ze wzoru (26) na przepustowość Q układu. Przepustowość Q była



Rys. 12. Rozkład ciśnienia na długości cylindra - porównawcze przedstawienie wyników teoretycznych i eksperymentalnych

wynikiem eksperymentu. Punkty odpowiednio przyporządkowane każdej krzywej otrzymano przez pomiar ciśnień na długości układu ślimakowego. Na rys. 12 zaobserwować można zgodność wyników uzyskanych na drodze teoretycznej i eksperymentalnie. Sprawdzalność wyników modelu teoretycznego określona została również w oparciu o parametryczny test istotności średniej populacji.

Większość wyników pomiarów wykazała, że nie ma podstaw do odrzucenia zaproponowanego modelu teoretycznego.

8. Wnioski

Przedstawione modele teoretyczne pozwoliły na opis mechanizmu powstawania ciśnienia w ślimakowym układzie tłoczącym, określenie charakteru współpracy układu tłoczącego z elementem dławiącym, oraz wyznaczenie zakresu optymalnej stromości ślimaka. Przydatność wzorów (32) i (33) do obliczeń potwierdzona została eksperymentalnie. Wykorzystanie tych wzorów dla przypadku tłoczenia innego materiału wymaga przeprowadzenia badań eksperymentalnych celem wyznaczenia wartości współczynników. Wprowadzone we wzorach współczynniki mają ściśle określony sens fizyczny.

W oparciu o przedstawione zależności możliwe jest wyprowadzenie wzorów, na moment napędowy i siłę poosiową, niezbędne w praktyce konstrukcyjnej.

Literatura

1. Diakun J.: Analiza możliwości badania ruchu wybranych materiałów w ślimakowych układach tłoczących w oparciu o pewne klasy modeli dyskretnych. Praca doktorska obroniona na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej, Koszalin 1980.
2. Fischer E.G.: Ekstruzija plastičeskich mass. Tłumaczenie z angielskiego. Chimija, Moskwa 1970.
3. Gozdziecki M., Świątkiewicz H.: Przenośniki. WNT Warszawa 1975.
4. Jacobi H.: Die Grundlagen der Extruder - Technik, C. Hanser Verlag, Munchen 1960.

5. Łączyński B.: Metody przetwórstwa tworzyw sztucznych, WNT, Warszawa 1973.
6. Milanowski J., Diakun J.: Model idealizacyjny kinematyki ruchu materiału w ślimakowym układzie tłoczącym. Zeszyty Naukowe Politechniki Lubelskiej. Prace Instytutu Technologii i Eksploatacji Maszyn Seria C nr 1, Politechnika Lubelska, Lublin 1980.
7. Nazarow N.J.: Technologia produkcji makaronów, WNT, Warszawa 1973.
8. Niewiadomski H.: Technologia tłuszczów jadalnych, WNT, Warszawa 1978.
9. Silin V.A.: Dynamika processow piererabotki plastmass w čierviačnych masinach. Mašinostrojenije, Moskwa 1972.
10. Sokołow A.J i inni: Priessy piščievych i kormovych proizvodstv. Mašinostrojenije, Moskwa 1973.
11. Torner R.V.: Grundprozesse der Verarbeitung von Polymeren. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1973.

Streszczenie

W oparciu o zestawienie założeń upraszczających zbudowane zostały modele teoretyczne ślimakowego układu tłoczącego. System dwóch przedstawionych stosunkowo prostych modeli umożliwia przeprowadzenie analizy mechanizmu powstawania ciśnienia, oraz charakteru współpracy układu tłoczącego z elementem dławiącym wpływ materiału. Wyprowadzone wzory wynikowe, zaproponowane do prowadzenia obliczeń, zweryfikowane zostały eksperymentalnie.

Outline of the motion theory of the materials with strong cohesion in the worm stamping plant with smooth internal cylinder surface

Based on the simplifying assumptions, theoretical models of the worm stamping plant are presented. A system of two relatively simple models presented here enables to analyze the mechanism of pressure forming and the co-operation between stamping arrangement and element of the throttling material. The proposed formulae derived for calculations were verified experimentally.

Очерк теории движения вязных материалов в шнековых прессующих системах с гладкой внутренней поверхностью цилиндра

Опираясь на упрощающие и исходные данные, построены теоретические модели шнековой прессующей системы. Система представленных двух относительно несложных моделей создает возможность проведения анализа механизма возникновения давления и характера содействия прессующей системы и элемента, дросселирующего протекание материала. Выведенные данные и формулы для проведения расчетов проверены экспериментальным способом.

PROMIEN KRYTYCZNY ŚLIMAKA TŁOCZĄCEGO MATERIAŁ IDEALNIE SYPKI
Jarosław Diakun

1. Wstęp

Praktyka eksploatacyjna oraz badania eksperymentalne [9,10] wykazują, że w procesie tłoczenia lub transportu materiału w układzie ślimakowym kierunek ruchu poszczególnych cząstek zależy od promienia na którym się znajdują. Ze zmniejszeniem się średnicy zmniejsza się składowa posłowa oraz wzrasta składowa obwodowa przemieszczania się cząsteczek. Na pewnej średnicy zwanej średnicą krytyczną może występować tylko składowa obwodowa ruchu cząstek bez składowej posłowej, czyli że cząstki materiału obracają się wraz ze ślimakiem bez przesuwania się do przodu. W układach ślimakowych tłoczących materiał, poniżej średnicy krytycznej występuje przy rdzeniu strumień cofającego się materiału.

Charakter ruchu materiału uwzględniany jest w postaci empirycznych współczynników we wzorach na przepustowość przewodników ślimakowych [4]. Określony charakter ruchu materiału wykorzystywany jest w konstrukcji ślimakowych układach tłoczących do obróbki (uplastyczniania) tworzyw sztucznych [3,5,6,9]. W ślimakowych układach tłoczących pracujących jako pompy np. farszu mięsnego lub jako podzespóły maszyn (wilków) do rozdrabniania mięsa, niedopuszczalne jest występowanie powrotnego strumienia farszu mięsnego przy rdzeniu ślimaka ze względu na niedopuszczenie do miążdzenia surowca mięsnego. Powyższe fakty wskazują na konieczność uwzględniania charakteru ruchu materiału w obliczeniach układów ślimakowych oraz na potrzebę opracowania teoretycznego opisu występujących zjawisk. Wartość średnicy krytycznej jest jednym z istotnych parametrów określających rozkład prędkości ruchu materiału na różnych średnicach ślimaka.

Adres: dr inż. J. Diakun, Wyższa Szkoła Inżynierska,
ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

Zagadnienia te nie są w wystarczającym stopniu opracowane. W większości prac dotyczących przetwórstwa tworzyw sztucznych [3, 5, 6, 9] założono z góry określony charakter ruchu materiału. Analizę ruchu przeprowadził Silin [7] w oparciu o metodę graficzną. Wyprowadził on między innymi wzór na wartość średnicy krytycznej. Nie uwzględnił on jednak w tej analizie wpływu ciśnienia i własności reologicznych materiału na ruch. W pracy [8] wyprowadzono wzór na średnicę krytyczną (taki sam jak w pracy [7]), przyjmując nieadekwatne do rzeczywistości założenie, że ciśnienie od materiału działa tylko jednokierunkowo.

W pracy [1] poszukiwano modelu teoretycznego umożliwiającego opis ruchu materiału na różnych średnicach ślimaka układu tłoczącego. Okazało się, że możliwy jest stosunkowo prosty opis ruchu oraz wyprowadzenie wzorów na wartość średnicy krytycznej w oparciu o model teoretyczny zbudowany dla materiału reologicznie określonego jako idealnie sypki (o wewnętrznym tarciu typu coulombowskiego).

W niniejszym artykule przedstawiono opis budowy modelu teoretycznego, w oparciu o który wyprowadzono wzory na wartość promienia krytycznego. Wyprowadzone zależności uwzględniają wpływ ciśnienia i współczynnika tarcia wewnętrznego w materiale na jego ruch.

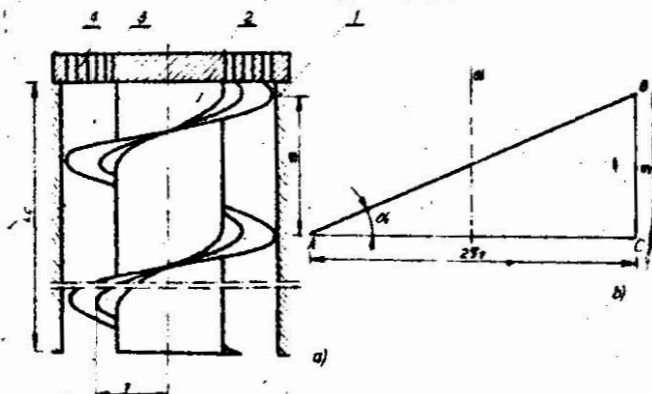
2. Założenia upraszczające

Analizę teoretyczną przeprowadzono dla układu ślimakowego ze ślimakiem o cylindrycznym rdzeniu, stałej wysokości uzwojenia ślimaka i o stałym skoku. Za tłoczony materiał przyjęto taki, który reologicznie określić można jako idealnie sypki. Siły oddziaływujące między wzajemnie przemieszczającymi się warstwami materiału określa wzór:

$$W = \mu_w p F, \quad (1)$$

gdzie: μ_w - współczynnik tarcia wewnętrznego w materiale,
p - ciśnienie,
F - powierzchnia.

Schemat ślimakowego układu tłoczącego przedstawia rys. 1a.



Rys. 1. Parametry geometryczne ślimakowego układu tłoczącego
a) rysunek ilustrujący podstawowe parametry,
b) rozwinięcie na płaszczyznę linii śrubowej ślimaka 1 - cylinder, 2 - ślimak, 3 - tłoczony materiał, 4 - element dławiący wpływ materiału

Na rysunku tym określone są zasadnicze wielkości geometryczne. Na rys. 1b pokazana jest w rozwinięciu linia śrubowa położona na dowolnym promieniu r . Jej pochylenie przy skoku ślimaka S określone jest kątem α lub stromością δ :

$$\delta = \frac{S}{2\pi r} = \tan \alpha$$

(2)

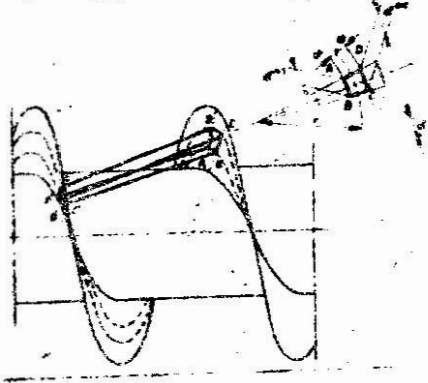
Wyniki badań zawarte w pracy [1] wykazały, że wartość promienia krytycznego, poniżej którego występuje powrotny strumień materiału przy rdzeniu ślimaka, można stosunkowo prosto określić wzorami wyprowadzonymi w oparciu o następujące założenia upraszczające:

- materiał tłoczony układem ślimakowym jest idealnie sypki,
- materiał całkowicie wypełnia przestrzeń między ślimakiem a cylindrem,
- szczelina między wstęgą ślimaka a cylindrem ma pomijalny wpływ na ruch materiału,
- materiał jest nieściśliwy,
- ciśnienie działające w dowolnym punkcie materiału przenosi się izotropowo we wszystkich kierunkach,
- nie uwzględnia się zmian własności materiału na długości cylindra,
- siły styczne między ściankami a przemieszczającym się materiałem mają charakter tarcia suchego,

- pomijany jest wpływ sił ciężkości i sił odśrodkowych na warunki ruchu,
- materiał tłoczony w układzie ślimakowym dyskretyzowany jest do zastępczej materialnej powierzchni śrubowej (opis sposobu dyskretyzacji w pkt. 3),
- pomijany jest wpływ oddziaływania biernej powierzchni uzwojenia ślimaka na ruch materiału.

3. Budowa modelu

Wyodrębnijmy, z tłoczonego ślimakowym układem tłoczącym materiału, elementarną objętość ABCD A'B'C'D' - rys. 2.



Rys. 2. Wyodrębniony elementarny wycinek materiału

Oznaczmy długość elementarnego łuku na promieniu r symbolem dl .
Powierzchnie ograniczające wycinek wynoszą odpowiednio:
- powierzchnie styku z boczną powierzchnią uzwojenia:

$$dF_{sz} = 2 dr dl, \quad (3)$$

- powierzchnie styku z warstwą materiału na promieniu $r + dr$

$$dF^{n+1} = S dl^{n+1} \cos \alpha = \frac{S}{\sqrt{1+r^2}} \left(1 + \frac{dr}{r}\right) dl, \quad (4)$$

- powierzchnia styku z warstwą materiału na promieniu $r - dr$

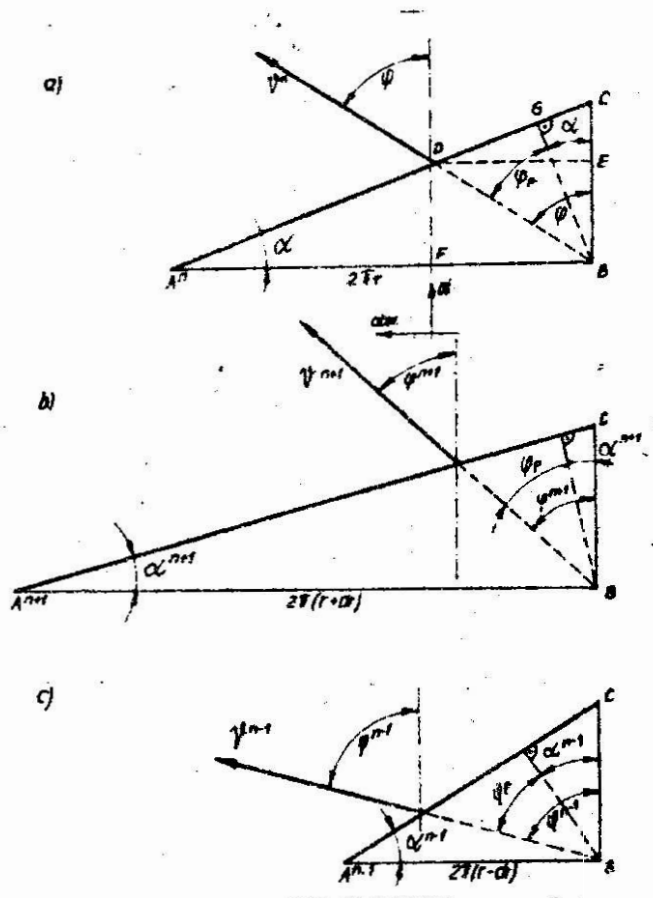
$$dF^{n-1} = S dl^{n-1} \cos \alpha = \frac{S}{\sqrt{1+r^2}} \left(1 - \frac{dr}{r}\right) dl \quad (5)$$

- powierzchnie boczne (ograniczające wycinek materiału na długości linii śrubowej):

$$dF_b = 2 S dr \cos \alpha = 2 \frac{S}{\sqrt{1+r^2}} dr \quad (6)$$

Zredukujmy określoną powyżej elementarną objętość materiału do zastępczej elementarnej powierzchni materialnej o wymiarach $2dr$. Postępując tak w całej objętości masę materiału sprowadzimy do zastępczej śrubowej powierzchni materialnej.

Materiał ograniczony w ślimakowym układzie tłoczącym powierzchniami: cylindra, rdzeniem ślimaka i powierzchniami bocznymi uzwojenia ślimaka oraz przyjęty sposób dyskretyzacji, umożliwia analizę przemieszczania wyodrębnionego wycinka materiału tylko, w oznaczonej na rys. 2 liniami przerywanymi, przestrzeni cylindrycznej. Oznacza to, że zastępcza elementarna powierzchnia pozostaje na stałym promieniu r . Jej prędkość przemieszczania się przedstawiono na rys. 3a za pomocą wektora v^n .



Rys. 3. Prędkości przemieszczania się warstw materiału,
 a) badanej - n -tej, b) sąsiedniej zewnętrznej ($n + 1$),
 c) sąsiedniej wewnętrznej ($n - 1$)

Jeżeli prędkość ta odchyłona jest od kierunku osiowego o kąt φ to w ramach jednego obrotu ślimaka nastąpi przemieszczenie wycinka materiału o odcinek CD. (Przemieszczenie w kierunku osiowym o odcinek CE i w kierunku obwodowym - obrót ze ślimakiem, o odcinek CF). Przy prędkości kątowej ślimaka ω prędkości v^n wyrazić można wzorem:

$$v^n = \frac{S\omega}{2T} \frac{1}{\cos\varphi + r\sin\varphi} \quad (7)$$

Śąsiednia cylindryczna warstwa materiału na promieniu $r + dr$ przy pochyleniu linii śrubowej ślimaka α^{n+1} (stromości $r-dr$) przemieszcza się z prędkością v^{n+1} - rys. 3b.

Kierunek przemieszczania się tej sąsiedniej warstwy różni się od kierunku ruchu warstwy badanej o elementarny kąt $d\varphi$ i wynosi $\varphi - d\varphi$. Podstawiając odpowiednie wartości do wzoru (7), prędkość przemieszczania się sąsiedniej warstwy wynosi:

$$v^{n+1} = \frac{S\omega}{2T} \frac{1}{\cos\varphi + r\sin\varphi + d\varphi(\sin\varphi - r\cos\varphi) - dr\sin\varphi} \quad (8)$$

Podobnie prędkość v^{n-1} (rys. 3c) przemieszczania się sąsiedniej warstwy stykającej się z warstwą badaną na promieniu $r-dr$ wyraża się wzorem

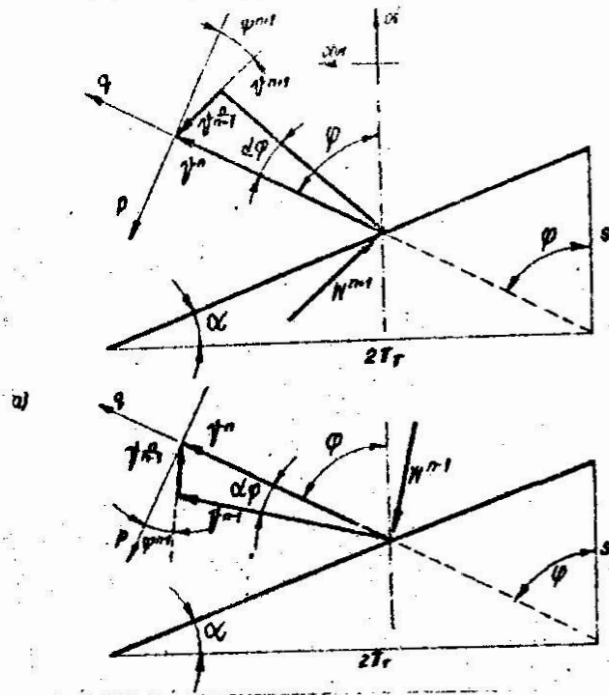
$$v^{n-1} = \frac{S\omega}{2T} \frac{1}{\cos\varphi + r\sin\varphi - d\varphi(\sin\varphi - r\cos\varphi) + dr\sin\varphi} \quad (9)$$

W wyniku różnicy prędkości przemieszczania się sąsiednich warstw, w materiale wystąpią siły wewnętrzne działające na warstwę badaną. Kierunek tych sił jest zgodny z kierunkiem różnicy prędkości danej warstwy względem sąsiedniej. Zwrot tych sił jest przeciwny do zwrotu tej różnicy prędkości.

Na rys. 4a przedstawione są wektory prędkości przemieszczania się warstwy badanej (n), zewnętrznej ($n+1$) i wynikowy wektor prędkości przemieszczania się warstwy badanej względem warstwy wewnętrznej ($n-1$). W celu wyznaczenia kierunku względnego ruchu określonego kątem ψ^{n+1} układamy równania rzutów wektorów prędkości na wzajemnie prostopadłe osie q i p
 q - kierunek przemieszczania się badanej warstwy materiału:

$$\Sigma V_q : v^n = v^{n+1} \cos d\varphi + v^{n-1} \sin \psi^{n+1} \quad (10)$$

$$\Sigma V_p : 0 = v^{n+1} \sin \psi^{n+1} - v^{n-1} \sin d\varphi$$



Rys. 4. Porównanie prędkości przemieszczenia się warstw,
 a) badanej względem zewnętrznej, b) badanej względem
 wewnętrznej

Podobnie można uzyskać układ również na podstawie rys. 4b w celu wyznaczenia względnego kierunku ruchu badanej warstwy (n) względem warstwy wewnętrznej (n - 1) określonego kątem ψ^{n-1} . Po wyznaczeniu wartości tangesów tych kątów, a następnie po podstawieniu zależności (7), (8), (9) i po przekształceniach otrzymujemy:

$$\operatorname{tg} \psi^{n+1} = \operatorname{tg} \psi^{n-1} = \operatorname{tg} \psi = \frac{\left(\frac{d\delta}{d\varphi} - 1\right) \operatorname{tg} \varphi + \delta}{1 + \delta \operatorname{tg} \varphi} \quad (11)$$

Na rys. 4 zaznaczone są odpowiednio wektory sił W^{n+1} i W^{n-1} działających na badaną warstwę przez warstwy sąsiednie, w wyniku wzajemnych przemieszczeń. Zakładając, że w wyodrębnionym wycinku materiału (rys. 2) działa ciśnienie p, to zgodnie ze wzorem (1) wartości tych sił będą wynosić:

$$W^{n+1} = \mu_w p d F^{n+1} = \mu_w p \frac{S}{\sqrt{1+\delta^2}} \left(1 + \frac{d}{r}\right) dl, \quad (12)$$

$$W^{n-1} = \mu_w p d F^{n-1} = \mu_w p \frac{S}{\sqrt{1+\delta^2}} \left(1 - \frac{d}{r}\right) dl. \quad (13)$$

Pozostałe siły działające na wyodrębniony wycinek materiału wynoszą:

- siła normalna od czynnej powierzchni uzwojenia ślimaka:

$$N_{sl}^n = p \, dF_{sl} = 2 p \, dr \, dl, \quad (14)$$

- siła tarcia od czynnej powierzchni uzwojenia ślimaka:

$$T_{sl}^n = \mu N_{sl}^n = 2 \mu p \, dr \, dl, \quad (15)$$

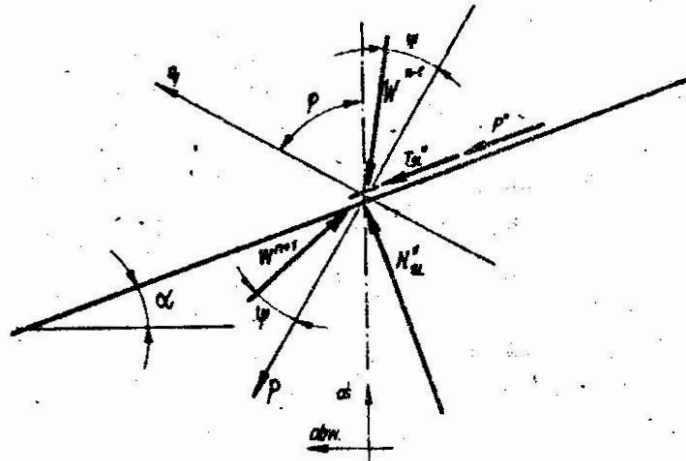
gdzie: μ - współczynnik tarcia materiału o wstęgę ślimaka,

Siła wynikająca z istnienia gradientu ciśnienia na elementarnej długości dl :

$$P^n = dF_b \, dp = 2 \frac{S}{\sqrt{1+\gamma^2}} \, dp \, dr. \quad (16)$$

Podstawę wyznaczenia warunków ruchu materiału jest równanie równowagi rzutów sił na kierunek p - prostopadły do kierunku ruchu (rys. 5).

$$\sum P_p = (T_{sl}^n + P^n) \cos(\varphi - \alpha) - N_{sl}^n \sin(\varphi - \alpha) - (W^{n+1} - W^{n-1}) \cos \psi = 0 \quad (17)$$



Rys. 5. Obciążenie zastępczej elementarnej powierzchni materialnej

po podstawieniu wartości sił i po przekształceniach otrzymujemy równanie różniczkowe ruchu:

$$\frac{1}{p} \frac{dp}{dl} \frac{S}{\sqrt{1+\gamma^2}} (\cos \varphi + \gamma \sin \varphi) + \mu (\cos \varphi + \gamma \sin \varphi) - (\sin \varphi - \gamma \cos \varphi) - 2 \mu \gamma \cos \psi = 0 \quad (18)$$

4. Stromość i promień krytyczny

Równanie różniczkowe (18) daje się prosto rozwiązać względem ciśnienia dp oraz długości linii śrubowej dl zakładając, że pozostałe parametry nie zmieniają się. Przy założeniu, że na początku układu ślimakowego $l = 0$ istnieje wstępne ciśnienie $p = p_0$ (jako skutek działania siły ciężkości i siły odśrodkowej) oraz na końcu układu ślimakowego $l = L$ panuje ciśnienie tłoczenia $p = p_t$ i uwzględniając zależność między długością linii śrubowej L , a długością cylindra układu tłoczącego L_c :

$$L = \frac{L_c}{\sin \alpha} = L_c \frac{\sqrt{1+\delta^2}}{\delta}, \quad (19)$$

otrzymujemy rozwiązanie równania (18) w postaci:

$$\frac{S}{L_c} \frac{\delta}{1+\delta^2} \ln \frac{p_t}{p_0} (\cos \varphi + \delta \sin \varphi) - (\sin \varphi - \delta \cos \varphi) + \mu (\cos \varphi + \delta \sin \varphi) - 2\pi \mu_w \delta \cos \psi = 0. \quad (20)$$

Równanie (20) jest nadal równaniem różniczkowym, w którym symbole różniczkowania $d\delta$ i $d\varphi$ zawarte są w wartości kąta ψ - wzór (11).

Rozwiązania równania (20) poszukujemy ze względu na wartość promienia krytycznego r_{kp} , poniżej którego występuje powrotny strumień materiału przy rdzeniu ślimaka.

Promień na którym badamy ruch materiału określony jest w równaniu (20) przez stromość δ - patrz wzór (2). Wraz ze zmniejszaniem się promienia (rośnie stromość) wzrasta kąt ruchu φ - patrz rys. 3. Dla pewnej stromości kąt φ przyjmie wartość $-\frac{\pi}{2}$. Dla tej wartości kąta φ nie występuje składowa poosiowa ruchu materiału, czyli w tej warstwie materiał obraca się bez przemieszczania się do przodu. Przy wzroście kąta φ powyżej $-\frac{\pi}{2}$ pojawi się już składowa poosiowa ruchu warstwy materiału skierowana do tyłu (cofanie się materiału). Zatem dla kąta $\varphi = -\frac{\pi}{2}$ określony jest promień krytyczny r_{kp} i stromość krytyczna δ_{kp} .

Dla tego przypadku równanie (20) przyjmuje postać:

$$\frac{S}{L_c} \frac{\delta_{kp}^2}{1+\delta_{kp}^2} \ln \frac{p_t}{p_0} - 1 + \mu \delta_{kp} - 2\pi \mu_w \delta_{kp} \cos \psi_{kp} = 0. \quad (21)$$

Dla $\varphi = \frac{\pi}{2}$ wzór (11) określający kąt Ψ przyjmuje postać:

$$\operatorname{tg} \Psi_{kp} = \frac{\frac{d\gamma}{d\varphi} - 1}{\gamma_{kp}} \quad (22)$$

Kąt ruchu φ można potraktować jako sumę kątów (rys. 3):

$$\varphi = \alpha + \varphi_p \quad (23)$$

gdzie: α - składowa wynikająca z pochylenia linii śrubowej,

φ_p - składowa określająca wpływ pozostałych czynników (ciśnienia, współczynników tarcia, własności materiału) na kierunku ruchu.

$$\frac{d\varphi}{d\gamma} = \frac{d}{d\gamma} (\alpha + \varphi_p) \quad (24)$$

W pierwszym przybliżeniu przyjmijmy, że wartość składowej nie zależy od stromości. Wtedy:

$$\frac{d\varphi}{d\gamma} = \frac{d\alpha}{d\gamma} = \frac{d}{d\gamma} \operatorname{arctg} \gamma = \frac{1}{1+\gamma^2} \quad (25)$$

Podstawiając wynik (24) do wzoru (22) otrzymujemy:

$$\operatorname{tg} \Psi_{kp} = \gamma_{kp} \quad (26)$$

czyli

$$\cos \Psi_{kp} = \frac{1}{\sqrt{1+\gamma_{kp}^2}} \quad (27)$$

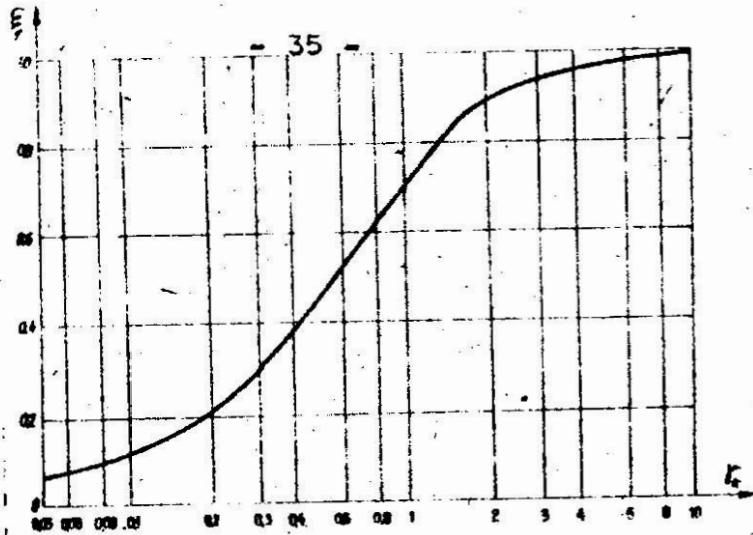
Po podstawieniu zależności (27) do równania (21) mamy:

$$\frac{S}{L_c} \frac{\gamma_{kp}^2}{1+\gamma_{kp}^2} \ln \frac{\rho_t}{\rho_o} - 1 + \mu \gamma_{kp} - 2\pi \mu_w \frac{\gamma_{kp}}{\sqrt{1+\gamma_{kp}^2}} = 0 \quad (28)$$

Równanie (28) najprościej jest rozwiązać drogą kolejnych przybliżeń. Wprowadźmy w tym celu parametr

$$\xi = \frac{\gamma_k}{\sqrt{1+\gamma_k^2}} \quad (29)$$

Graficznie zależność (29) przedstawiona jest na rys. 6.



Rys. 6. Graficzne przedstawienie funkcji $\xi = \xi(\xi_k)$ wzór (29)

Po podstawieniu wzoru (29), rozwiązanie równania (28) ze względu na stromość krytyczną przyjmuje postać:

$$\gamma_{kp} = \frac{1}{\mu} \left(1 + 2\pi \mu_w \xi - \frac{S}{L_c} \xi^2 \ln \frac{p_t}{p_0} \right). \quad (30)$$

Zgodnie ze wzorem (2) wartość promienia krytycznego wyrazi się następująco:

$$r_{kp} = \frac{S}{2\pi \gamma_{kp}} = \frac{\mu S}{2\pi \left(1 + 2\pi \mu_w \xi - \frac{S}{L_c} \xi^2 \ln \frac{p_t}{p_0} \right)}. \quad (31)$$

Ze wzoru (31) wynika, że promień krytyczny rośnie wraz ze wzrostem:

- współczynnika tarcia między materiałem a uzwojeniem ślimaka μ ,
- ciśnienia dławienia materiału p_t ,

Promień krytyczny maleje w miarę wzrostu:

- spójności wewnętrznej materiału określonej współczynnikiem tarcia typu coulombowskiego μ_w ,
- długości ślimakowego układu tłoczącego L_c .

W przypadku transportu bezciśnieniowego ($p_t = p_0$) wzór na stromość krytyczną przyjmuje postać:

$$\gamma_{kn} = \frac{1}{\mu} \left(1 + 2\pi \mu_w \xi \right), \quad (32)$$

a przy dodatkowym braku spójności wewnętrznej materiału przyjmuje postać wyprowadzoną przez Silina [7]:

$$\gamma_k = \frac{1}{\mu}. \quad (33)$$

Przy określaniu promienia krytycznego wartość wyznaczoną ze wzoru (33) można traktować jako pierwsze przybliżenie stromości (umożliwia obliczenie wartości parametru ξ - wzór (29)).

5. Wnioski

Określenie promienia krytycznego jest niezbędne dla konstruowania ślimakowych układów tłoczących. Znajomość promienia krytycznego pozwala wyznaczyć średnicę rdzenia ślimaka, przy którym zaczyna występować powrotny strumień materiału w procesie jego przetłoczenia w ślimakowym układzie tłoczącym.

Znajomość wartości stromości krytycznej umożliwia określenie stosowalności wzorów wyprowadzonych w oparciu o modele zakładające znaczne wzajemne przemieszczenie się cząstek na różnych głębokościach wstęgi ślimaka oraz ruch całości materiału do przodu [2]. W przypadku występowania powrotnego strumienia materiału (promień rdzenia ślimaka jest mniejszy od promienia krytycznego), wzory wynikowe uzyskane w oparciu o przedstawione tam modele nie mogą być stosowane.

Wzór (31) określający promień krytyczny wyznaczony jest dla materiałów określonych reologicznie jako idealnie sypkie. Dla materiałów rzeczywistych możliwe jest eksperymentalne określenie zastępczego współczynnika tarcia wewnętrznego μ_w .

Przedstawione wyniki wyprowadzone zostały na podstawie analizy teoretycznej i celowa jest ich weryfikacja empiryczna.

Literatura

1. Diakun J.: Analiza możliwości badania ruchu wybranych materiałów w ślimakowych układach tłoczących w oparciu o pewne klasy modeli dyskretnych. Praca doktorska obroniona na Wydziale Budowy Maszyn Politechniki Gdańskiej, Koszalin 1980.
2. Diakun J.: Zarys teorii ruchu materiałów o dużej spójności w ślimakowym układzie tłoczącym z gładką wewnętrzną powierzchnią cylindra. Zeszyty Naukowe WSInż. Koszalin nr 5/BM seria B.
3. Fischer E.G.: Ekstruzja płaszczyśkich mass. Tłumaczenie z angielskiego. Chimija, Moskwa 1980.

4. Goździecki M.; Świątkiewicz H.: Przenośniki, WNT, Warszawa 1975.
5. Jakobi H.: Die Grundlagen der Extruder - Technik. C. Hauser Verlag, Munchen 1960.
6. Łęczyński B.: Metody przetwórstwa tworzyw sztucznych. WNT Warszawa 1973.
7. Silin V.A.: Dinamika processov pierierabotki plastmass v čtierviačnych mašinach. Mašinostrojenije, Moskwa 1972.
8. Sokołow A.J. i inni: Pirescy piščevych i kormovych proizvodstv. Mašinostrojenije, Moskwa 1973.
9. Torner R.V.: Grundprozesse der Verarbeitung von Polymere. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1973.
10. Vierling A., Ephermidis Ch.: Unersuchung zum Corderrorgang beim wafrechten Schnecken forderer. Forder und Heben, 1957 nr 7 s. 8-10.

Streszczenie

W artykule przedstawiono opis modelu teoretycznego, w oparciu o który wyprowadzono wzory określające wielkości promienia krytycznego, poniżej których występuje przy rdzeniu ślimaka powrotny strumień materiału w procesie tłoczenia materiałów w ślimakowym układzie tłoczącym.

Critical radius of the worm pressing ideal
loose material

In the paper, a theoretical model of motion of material in the worm stamping plant is described. According to this model, formulae circumscribing critical radii magnitudes have been derived. Below these radii, a return stream of material at the core level of the worm during the material stamping in the worm stamping plant, takes place.

критический радиус шнека, прессующего идеально сыпучий материал

В статье описана теоретическая модель, на основании которой выводятся формулы определения значения критического радиуса, ниже которого у стержня при прессовании появляется возвратная струя пресс-материала.

WYRÓŻNIKI DOPASOWANIA KINEMATYCZNEGO GŁOWICY NOŻOWEJ I MISY W KUTRZE DO ROZDRABNIANIA MIĘSA

Jarosław Diakun, Janusz Owczarzak

1. Wstęp

Kuter jest urządzeniem służącym do ostatecznego, dokładnego rozdrabniania mięsa na masę wiążącą poszczególne składniki wędli wyrobów wędliniarskich i konserw, będącą koloidem mięsa w wodzie [1]. W procesie kutrowania następuje rozdrabnianie mięsa aż do homogenizacji oraz jednocześnie proces mieszania i wiązania wody przez homogenizowane mięso.

Układ rozdrabniający kutra składa się z misy zbudowanej w kształcie części powierzchni torusa oraz głowicy nożowej [1].

Materiał kutrowany (mięso) znajduje się w obracającej się wokół pionowej osi misie podającej go pod noże głowicy nożowej. Noże mocowane w oprawkach (zwykle 1-2 noże w oprawce) osadzonych na wale nożowym, obracają się tnąc podawany materiał.

Na podstawie literatury [2, 3] oraz obserwacji i badań własnych [4] stwierdzono, że kinematyka głowicy nożowej i misy kutra ma istotny wpływ na jakość oraz energochłonność procesu kutrowania.

W ramach niniejszej pracy wyprowadzono wyróżniki dopasowania kinematycznego głowicy nożowej i misy kutra, jak również wyznaczono eksperymentalnie optymalne wartości tych wyróżników.

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku badawczym (rys. 1), którym był kuter o pojemności 10 litrów.

Kuter ten przystosowano do badań przez:

- rozprężenie napędów głowicy nożowej oraz misy,
- napęd głowicy nożowej z silnika prądu stałego zasilanego układem tyrystorowym co umożliwiło dowolne nastawianie i stabilizację prędkości kątowej głowicy nożowej.

Adres: dr inż. J. Diakun, mgr inż. J. Owczarzak, Wyższa Szkoła Inżynierska, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin.

- zastosowanie w układzie przeniesienia napędu na misę zamien-
nych kół pasowych 4 zamienne pary kół pasowych
- zastosowanie w układzie przeniesienia napędu głowicy nożowej
czujnika momentu od którego sygnał podawany był na wskaźnik
i rejestrator



Rys. 1. Widok stanowiska badawczego

Mierzonymi wielkościami fizycznymi, za pomocą których oceniano jakość procesu kutrowania były:

- moment napędowy,
- przyrost temperatury kutrowanego farszu,
- konsystencja farszu.

Szczegółowy opis budowy stanowiska oraz kompletne wyniki badań przedstawione są w opracowaniu [4] stanowiącym sprawozdanie z pracy badawczej prowadzonej w Instytucie Budowy Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie dla Zakładu Maszyn Przemysłu Spożywczego "Spomasz" w Żarach.

2. Stosunek prędkości kątowych głowicy nożowej i misy

Podczas obrotu głowicy nożowej kutra poszczególne noże pozostawiają ślady w kutrowanym farszu. Dla uproszczenia rozważań teoretycznych, ślady te sprowadzo do punktów powstających na skutek przejścia krawędzi tnących noży, przez średnią średnicę użyteczną misy D_m (rys. 2b - punkty 1I, 2I, 1I)

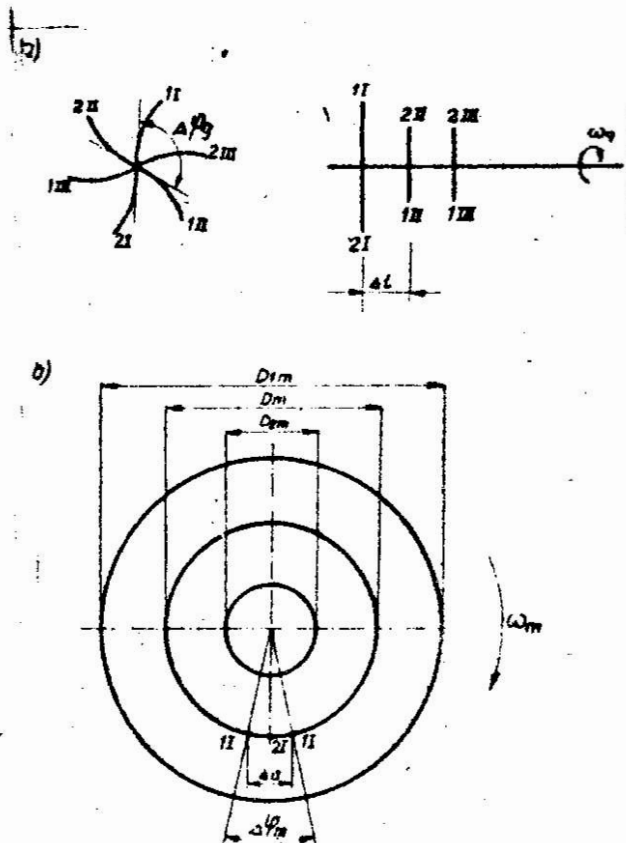
$$D_m = \frac{D_{1m} + D_{2m}}{2} \quad (1)$$

gdzie: D_{1m} - maksymalna średnica użytkowa misy,
 D_{2m} - minimalna średnica użytkowa misy.

Po pełnym obrocie głowicy nożowej ten sam noż wykonuje ślad w odległości Δa od śladu uzyskanego tym nożem poprzednio (odstęp między punktami 1I na rys. 2b).

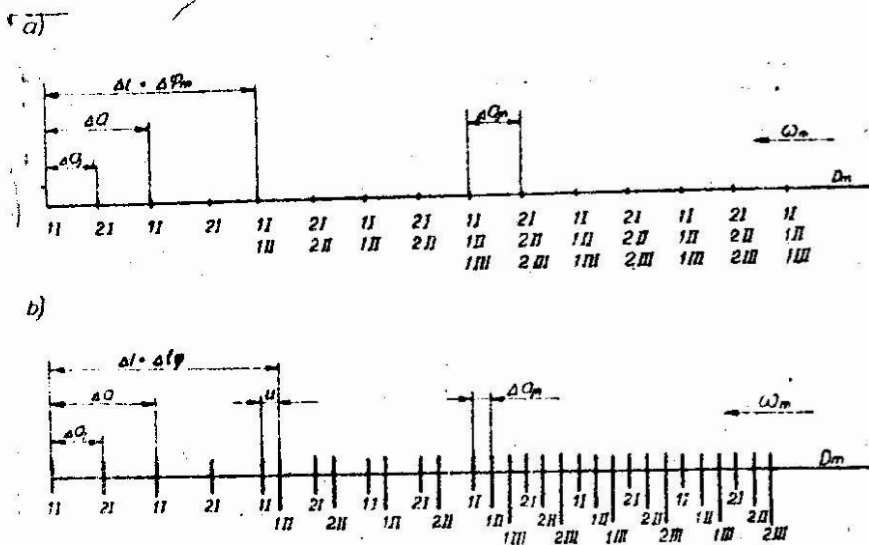
W przypadku, gdy w oprawce znajduje się j noży, to ich ślady układają się w odległościach Δa_j . Głowica nożowa uzbrojona jest w n takich oprawek.

Analizując ułożenie śladów głowicy nożowej np. z ilością noży w głowicy $i = 6$ (ilość noży w oprawce $j = 2$, ilość oprawek $n = 3$) oraz kątem skręcania oprawek względem siebie $\varphi_0 = -\frac{2\pi}{3}$ (rys. 2a), rozpatrzono dwa skrajne przypadki układania się śladów noży.



Rys. 2. Parametry geometryczne głowicy nożowej i misy kutra

W pierwszym przypadku (rys. 3a) w ślady tworzone przez noże I oprawki (noż 1I, noż w2I) wchodzi ślady tworzone przez noże II i III oprawki (noże drugiej oprawki: 1II, 2II; noże trzeciej oprawki 1III, 2III). Taki układ współpracy noży i misy może wydawać się niekorzystny, gdyż właściwie pracowałyby tylko noże pierwszej oprawki. Noże drugiej i następnych oprawek wchodząc w uprzednio wykonane już przejścia noży pierwszej oprawki mogą pracować mniej efektywnie.



Rys. 3. Rozwinięcie średniej średnicy użytkowej misy D_m dla przypadku niekorzystnego (a) i korzystnego (b)

Odległość między śladami tworzonymi przez noże 1 I i 1 III jest sumą odległości:

- konstrukcyjnej, między nożami dwóch sąsiednich oprawek Δl (między nożem 1 oprawki, a nożem 1 oprawki II),
- Δl_p o jaką przemieści się miska w czasie obrotu noża o kąt skręcania oprawek φ_g

$$\Delta l_p = \frac{\varphi_g}{2\pi} \Delta a_j \quad (2)$$

Na rys. 3a suma odległości ($\Delta l + \Delta l_p$) podzielna jest przez Δa_j bez reszty, czyli stosunek ($\Delta l + \Delta l_p$) do Δa_j jest liczbą całkowitą. Warunek nakładania się śladów noży poszczególnych oprawek można matematycznie zapisać:

$$\frac{\Delta l + \Delta l_p}{\Delta a_j} = C \quad (3)$$

gdzie: C - liczba całkowita (dodatnia).

W przypadku drugim (rys. 3b) nie następuje pokrywanie się śladów i do każdego śladu przypisany jest jeden nóż. W tym przypadku ten w porównaniu do poprzedniego jest korzystniejszy, gdyż bardziej efektywnie i równomiernie powinny pracować wszystkie ościeżki głowicy nożowej. Ten warunek pracy można matematycznie zapisać tak, że stosunek wymiarów ($\Delta l + \Delta l_p$) do Δa_j równy jest sumie liczby całkowitej dodatniej i ułamka odwrotności

ilości oprawek w głowicy $\frac{1}{n}$.

$$\frac{\Delta l + \Delta l \varphi}{\Delta a_j} = c + \frac{1}{n} \quad (4)$$

Powyższa analiza ma sens gdy w głowicy nożowej jest więcej niż jedna oprawka ($n > 1$). W układach technicznych w kutrach stosuje się od dwóch do sześciu oprawek ($n = 2 + 6$).

Czas jednego obrotu głowicy nożowej kutra, obracającej się z prędkością kątową ω_g wynosi:

$$\Delta t = \frac{2\pi}{\omega_g} \quad (5)$$

W tym samym czasie średnia średnica użytkowa misy obróci się z prędkością ω_m o wartość Δa (rys. 2b):

$$\Delta a = \frac{\Delta t (D_{1m} + D_{2m}) \omega_m}{4} \quad (6a)$$

stąd:

$$\Delta t = \frac{4 \Delta a}{(D_{1m} + D_{2m}) \omega_m} \quad (6b)$$

Po porównaniu prawych stron zależności (5) i (6b) i po ich przekształceniu otrzymano:

$$\Delta a = \frac{\pi (D_{1m} + D_{2m})}{2} \frac{\omega_m}{\omega_g} \quad (7)$$

Odległość śladów powstałych w wyniku uderzeń noży z jednej oprawki wynosi:

$$\Delta a_j = \frac{\Delta a}{j} = \frac{\pi (D_{1m} + D_{2m})}{2j} \frac{\omega_m}{\omega_g} \quad (8)$$

Podstawiając do wzoru (2) wzór (7), a następnie otrzymany wynik oraz wzór (8) do wzoru (4), otrzymano korzystny stosunek prędkości kątowej głowicy nożowej do prędkości kątowej misy $\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_k$, przy którym nie następuje pokrywanie się śladów wejścia w farsz noży z poszczególnych oprawek:

$$\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_k = \frac{\pi (D_{1m} + D_{2m}) \left(c - j \frac{\pi g}{2\pi} + \frac{1}{n} \right)}{2j \Delta l} \quad (9)$$

Stosunek niekorzystny $\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_n$ przy którym następuje pokrywanie się śladów wejścia noży z poszczególnych oprawek w farsz, otrzymano przez podstawienie wzoru (2) do wzoru (7) a otrzymany wynik wraz ze wzorem (8) do wzoru (3):

$$\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_n = \frac{\pi(D_{1m} + D_{2m})\left(C - j \frac{q_g}{2\pi}\right)}{2j\Delta l} \quad (10)$$

Wzory (9) ; (10) pozwalają na określenie ciągu wartości stosunków korzystnych i niekorzystnych prędkości kątowych w zależności od przyjętej wartości stałej C.

Na stanowisku badawczym opisanym w punkcie 1 przeprowadzono kilkakrotne pomiary sprawdzające wpływ pokrywania się śladów wejścia noży z poszczególnych oprawek na proces kutrowania dla stosunku prędkości kątowych $\frac{\omega_g}{\omega_m}$ korzystnych (9) i niekorzystnych (10).

Obliczone dla badanego kutra prędkości kątowe głowicy nożowej przy prędkości kątowej misy $1,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($11,4 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) wynosiły:

- korzystne: $120 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($1140 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) , $180 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($1710 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$)
 $240 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($2280 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) , $300 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($2850 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$)

- niekorzystne:

$100,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($952 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) , $160,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($1521 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$)
 $220,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($2092 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$) , $280,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ($2662 \frac{\text{obr}}{\text{min}}$)

Badanie porównawcze przeprowadzono dla prędkości kątowych głowicy nożowej $(\omega_g)_k = 240 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$; $(\omega_g)_n = 220,2 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$. Przeprowadzone pomiary wykazały, że przy niekorzystnym stosunku $\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_n$ wystąpiło wydłużenie a około 25% niezbędnego czasu na wykutrowanie. Przy stosunku tym wystąpiło również zjawisko pozostawiania przez dłuższy okres czasu większych kawałków nierozdrobnionego mięsa.

3. Podziałka cięcia głowicy nożowej oraz droga naporu farszu na boczną powierzchnię noża

W przypadku pracy kutra ze stosunkiem prędkości kątowych $\left(\frac{\omega_g}{\omega_m}\right)_k$ - wzór (9) , każdy nóż w głowicy nożowej przechodzi własną drogę przez farsz. Analizując ślady tworzone przez krawędź tnącą na średniej średnicy kutra określić można wartość podziałki

cięcia głowicy nożowej Δa_{jn} (odległość między kolejnymi śladami cięć - rys. 3). Wzór na podziałkę cięcia głowicy nożowej wyznaczyć można dzieląc Δa (przesunięcie się średniej średnicy misy w czasie jednego obrotu wału nożowego, wzór (6a)) przez ilość noży w głowicy nożowej j_n (j - ilość noży w oprawce, n - ilość oprawek):

$$\Delta a_{jn} = \frac{\Delta a}{j_n} = \frac{\pi(D_{1m} + D_{2m})}{2j_n} \frac{\omega_m}{\omega_g} \quad (11)$$

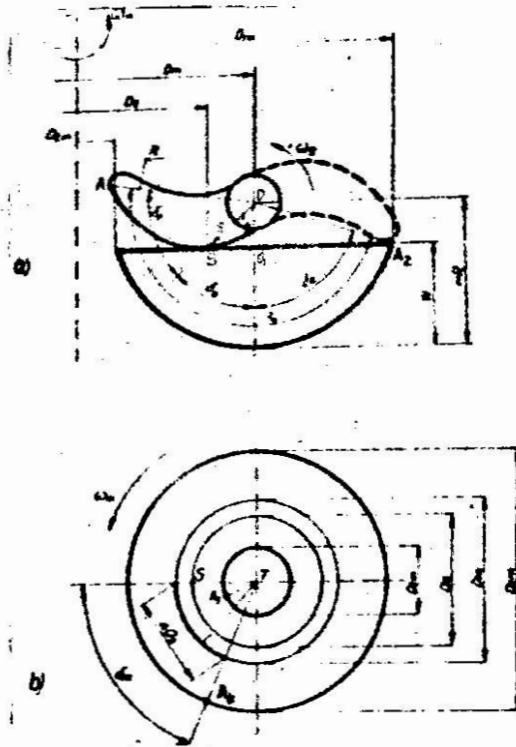
Wartość podziałki cięcia głowicy nożowej charakteryzuje układ rozdrabniający kutra i może być jednym z wyróżników dopasowania kinematycznego głowicy nożowej i misy. Zbyt mała wartość podziałki może powodować, że farsz przechodząc pod głowicę nożową będzie zbyt mocno nagrzewany, gdyż częstotliwość przejścia noży przez niego jest duża. Z drugiej strony jeżeli wartość Δa_{jn} jest za duża, to nie wystąpi dostateczne rozdrobnienie farszu.

Podczas kutrowania obracający się noż przemieszcza się w farszu w okresie czasu Δt_f . W tym samym czasie następuje obrót misy, która wykonuje pewną drogę względem noża. Powoduje to napór farszu na boczną powierzchnię noża. Drogę jaką przebywa średnia średnica użyteczna misy D_m w czasie Δt_f nazwano drogą naporu farszu na nóż Δa_s .

Na rys. 4 przedstawiono schemat przejścia ostrza noża przez kutrowany farsz w przekroju poprzecznym torusa misy. Krawędź ostrza noża zaczyna zagłębiać się w farszu w punkcie S. Ostatnim punktem ostrza noża, który ma kontakt z farszem jest wierzchołek ostrza noża A. Wychodzi on z farszu w punkcie A_2 . Ostrze noża przebywa w farszu przez czas odpowiadający kątowi δ_g (rys. 4), który jest sumą:

- kąta δ_o , na którym zawarte jest ostrze noża od pierwszego punktu styku ostrza z farszem S umieszczonym na średnicy D_s , do wierzchołka A,
- kąta δ_s zawartego między promieniem s_1 a odcinkiem SO_1 ,
- kąta δ_R zawartego między odcinkiem OO_1 a ostatnim punktem styku ostrza noża z farszem A_2 .

$$\delta_g = \delta_o + \delta_s + \delta_R \quad (12)$$



Rys. 4. Schemat przejścia noża przez farsz, a - w przekroju poprzecznym torusa misy, b - w widoku torusa misy z góry

Z warunków geometrycznych (rys. 4) wynika:

$$\alpha'_s = \arccos \frac{R-W}{S} \quad (13)$$

$$\alpha'_R = \arccos \left(1 - \frac{W}{R}\right) \quad (14)$$

gdzie: R - maksymalny promień ostrza noża,
w - głębokość wypełnienia misy kutra farszem,

zatem

$$\alpha_g = \alpha'_s + \arccos \frac{R-W}{S} + \arccos \left(1 - \frac{W}{R}\right) \quad (15)$$

Czas przebywania ostrza noża obracającego się z prędkością kątową ω_g w farszu wynosi

$$\Delta t_f = \frac{\alpha_g}{\omega_g} \quad (16)$$

W tym samym czasie misa obracająca się z prędkością kątową ω_m przemieści się o kąt δ_m (rys. 4). Zatem czas przebywania noża w farszu określić można również zależnością

$$\Delta t_f = \frac{\delta_m}{\omega_m} \quad (17)$$

Przyjmując, że kąt δ_m jest bardzo mały, to droga naporu farszu na nóż Δa_s wynosi:

$$\Delta a_s = \frac{1}{4} \delta_m (D_{1m} + D_{2m}) \quad 18$$

Po porównaniu stronami oraz przekształceniu wzorów (16,17) i podstawieniu otrzymanej zależności do wzoru (18) uzyskano:

$$\Delta a_s = \frac{1}{4} (D_{1m} + D_{2m}) (\delta_0 + \delta_s + \delta_r) \frac{\omega_m}{\omega_g} \quad (19)$$

Uwzględniając zależność (14) otrzymano:

$$\Delta a_s = \frac{1}{4} (D_{1m} + D_{2m}) \left[\delta_0 + \arccos \frac{R-W}{S} + \arccos \left(1 - \frac{W}{R} \right) \right] \frac{\omega_m}{\omega_g} \quad (20)$$

Wzór ten przedstawia zależność drogi naporu farszu na ostrze noża od wymiarów geometrycznych misy, ostrza noża, głębokości wypełnienia misy, oraz stosunku prędkości kątowej misy i głowicy nożowej kutra.

Zbyt mała droga naporu Δa_s to zbyt mała ilość materiału wchodzącego pod ostrze noża. Przy zbyt dużej wartości Δa_s występuje duża siła naporu farszu na nóż co powoduje zwiększenie siły tarcia, a w następstwie tego wzrost momentu napędowego głowicy i wzrost przyrostu temperatury farszu podczas kutrowania.

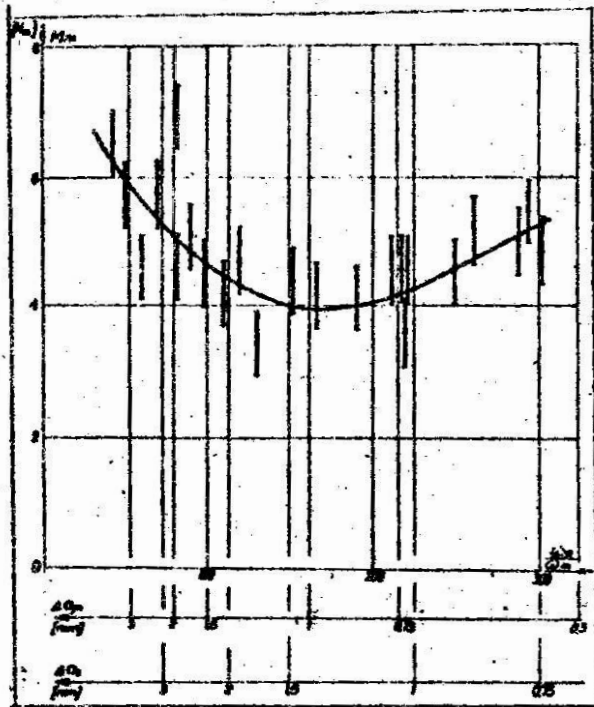
Na rys. 5 i 6 przedstawiono wyniki badań doświadczalnych przeprowadzonych na kutrze. Wyróżnikami dopasowania kinematycznego są tu odłożone na osiach poziomych wartości:

$\frac{\omega_g}{\omega_m}$ - stosunek prędkości kątowych głowicy nożowej i misy jako wielkości zadawane w eksperymencie,

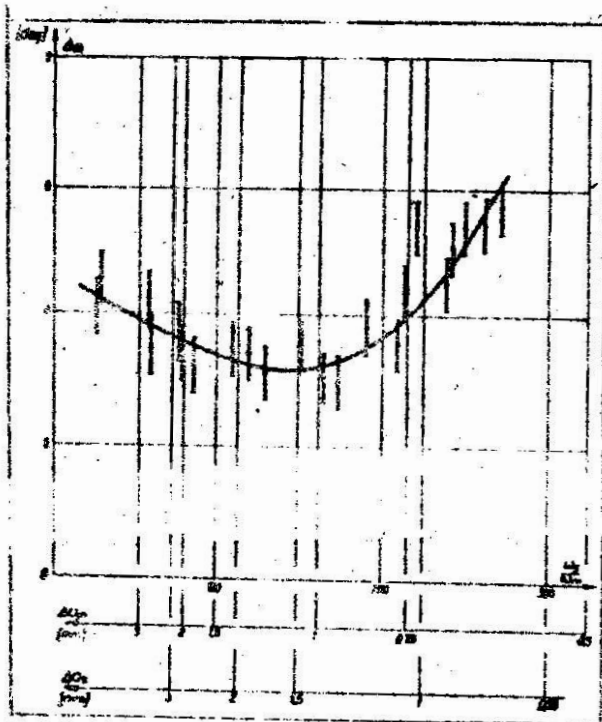
Δa_{jn} - podziałka cięcia głowicy nożowej (Δa_{jn} jest funkcją $\frac{\omega_g}{\omega_m}$ na podstawie wzoru (11)),

Δa_s - droga naporu farszu na nóż (Δa_s jest funkcją $\frac{\omega_g}{\omega_m}$ na podstawie wzoru (20)).

Wielkościami fizycznymi określającymi jakość procesu kutrowania są: moment napędowy głowicy nożowej - rys. 5 oraz przyrost temperatury farszu - rys. 6.



rys. 5. Zależność momentu napędowego noży od wyróżników dopasowania kinematycznego układu rozdrabniającego kutra



rys. 6. Zależność przyrostu temperatury farszu od wyróżników dopasowania kinematycznego układu rozdrabniającego kutra

Badania wykazały, że dla pewnego zakresu wartości wyróżników układ rozdrabniający kutra jest kinematycznie optymalnie dopasowany.

Zbyt mała wartość podziałki cięcia głowicy nożowej Δa_{jn} (wystąpi do dla: dużych $\frac{\omega_g}{\omega_m}$, małej średnicy misy kutra, dużej ilości noży w głowicy nożowej) powoduje, że materiał przechodzący pod głowicę nożową może być zbyt intensywnie obrabiany co może doprowadzić do jego przegrzania. Tak więc minimalna wartość podziałki cięcia głowicy nożowej ogranicza górne wartości stosunku prędkości kątowych $\frac{\omega_g}{\omega_m}$ lub ilości noży w głowicy nożowej.

Zbyt duża wartość drogi naporu farszu na powierzchnię boczną noża Δa_s będzie powodować występowanie dużych sił naporu, a w następstwie, dużej siły tarcia materiału o boczną powierzchnię noży. Konsekwencją tego jest zwiększenie siły oporu ruchu noża w farszu, oraz zwiększony przyrost temperatury. Wynika z tego, że wartości drogi naporu ograniczają dolne wartości stosunku prędkości kątowych $\frac{\omega_g}{\omega_m}$.

4. Wnioski

Przedstawione w artykule wyniki analizy teoretycznej, oraz badań eksperymentalnych pozwalają na ich praktyczne wykorzystanie. Wzory (9) i (10) umożliwiają określenie szeregu stosunków prędkości kątowych głowicy misy, przy których bardziej efektywnie wykorzystane są podczas rozdrabniania wszystkie noże pracujące w głowicy nożowej. Przedstawione wzory na wartość podziałki cięcia głowicy nożowej Δa_{jn} - wzór (11) i na drogę naporu farszu na nóż Δa_s - wzór (20) oraz wyniki badań eksperymentalnych (rys. 5 i 6) pozwalają na wyznaczenie konstrukcyjnych parametrów układu rozdrabniania: stosunku prędkości kątowych głowicy nożowej oraz ilości noży w głowicy nożowej j_n . Informacje te mogą być przydatne w trakcie obliczania i konstruowania układu rozdrabniającego kutra.

Literatura:

1. Chwiej M.: Aparatura przemysłu spożywczego PWN, Warszawa 1979.
2. Dolata W.: Wpływ obrotów noży i misy kutra na pobór mocy w czasie kutrowania farszów modelowych. Materiały z Ogólnopolskiego Sympozjum: Problemy w budowie maszyn spożywczych. Koszalin- Kołobrzeg, wrzesień 1981.
3. Dolata W., Kałużny Zb.: Wpływ stopnie wypełniania misy kutra w czasie kutrowania na pobór mocy i jakość farszu. Materiały z Ogólnopolskiego Sympozjum: Problemy w budowie maszyn spożywczych. Koszalin- Kołobrzeg, wrzesień 1981.
4. Diakun J., Tesmer R., Owczarzak J.: Badanie pracy układów rozdrabniających wilków i kutrów do mięsa. Opracowanie wykonane w Wyższej Szkole Inżynierskiej w Koszalinie na zlecenie Zakładu Wytwórczego Maszyn i Urządzeń Przemysłu Spożywczego "Spomasz" w Żarach, Koszalin 1981.

Streszczenie

W artykule analizowane są podstawowe zależności geometryczno-kinematyczne pracy układu rozdrabniającego kutra do mięsa. W trakcie analizy teoretycznej wyprowadzono wyróżniki, które mogą być podstawą wyznaczenia optymalnych wartości niektórych parametrów konstrukcyjnych układu. Analiza teoretyczna potwierdzona jest wynikami badań eksperymentalnych.

Indexes of the kinematic adjustment between
the knife head and platter in the cutter
to crumble the meat

The paper aims at analysing the fundamental
geometric-kinematic dependences at the work of the crum-
ble-system of the cutter. During theoretical analysis
the indexes have been counted that may serve to calcu-
late optimal values of certain construction parameters
of the crumble-system. The theoretical analysis has been
confirmed by the experimental results obtained.

Показатели кинематического подгона ножевой головки и чаши мясорубки

В статье представлены основные зависимости кинематической и геометрической схемы мясорубки. На основании теоретического анализа выведены показатели, которые являются основой для определения оптимальной величины некоторых параметров конструктивной схемы мясорубки. Теоретический анализ подтвержден результатами экспериментальных исследований.

ROZDZIAŁ CZYNNIKA CHŁODNICZEGO W FREONOWYCH CHŁODNICACH
WENTYLATOROWYCH

Henryk Charun, Jerzy Baran

1. Wstęp

Wentylatorowe, lamelowane chłodnice powietrza znalazły już trwałe miejsce wśród podstawowego oprzyrządowania pomieszczeń chłodzonych typu lądowego i morskiego. Dążeniem konstruktorów jest uzyskanie wysokosprawnych wymienników ciepła o zminimalizowanej materiałochłonności i energochłonności, tzn. wykazujących się najkorzystniejszą oceną konstrukcyjno-energetyczną [1,2]. Prace naukowo-badawcze prowadzone są w kierunku analizy rozdziału czynnika chłodniczego i rozdziału powietrza w celu określenia optymalnych zakresów wymiany ciepła.

W niniejszej pracy wyeksponowano wybrane problemy dotyczące rozdziału czynnika chłodniczego w odniesieniu do lamelowanych chłodnic powietrza freonami (R12 i R22) przy zastosowaniu termostatycznych zaworów rozprężnych i rozdzielaczy cieczy.

Tego typu chłodnice mają szczególne zastosowanie w małych i średnich urządzeniach chłodniczych (w urządzeniach o dużych wydajnościach stosuje się zazwyczaj zasilanie pompowe). Sekcje lamelowane tworzą w tych wymiennikach ciepła parowniki do tzw. "suchego" odparowania, odznaczającego się stosunkowo niskimi wartościami liczbowymi współczynników wnikania ciepła od strony wrzącego czynnika [3], np. do wstępnych obliczeń projektowych chłodnic freonu 22 przyjmuje się przy zasilaniu przez termostatyczny zawór rozprężny $TZR \alpha = 500 \text{ kcal/m}^2 \text{ h K}$ ($581,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$), zaś przy zasilaniu pompowym $\alpha \approx 1200 \text{ kcal/m}^2 \text{ h K}$ ($1395 \text{ W/m}^2 \text{ K}$).

Oprócz niewątpliwych zalet (prostota konstrukcji, niskie zużycie czynnika chłodniczego itp.) zmniejszona efektywność procesu wnikania ciepła stawia dodatkowe zadania w kierunku poszukiwania racjonalnych metod konstrukcyjno-eksploatacyjnych i przestrzegania ścisłych reguł.

Adres: mgr inż. H. Charun., mgr inż. J. Baran, Wyższa Szkoła
Inżynierska, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

Należy więc zwrócić szczególną uwagę na problem nierównomierności zasilania poszczególnych węzownic czynnikiem chłodniczym i wynikające stąd konsekwencje.

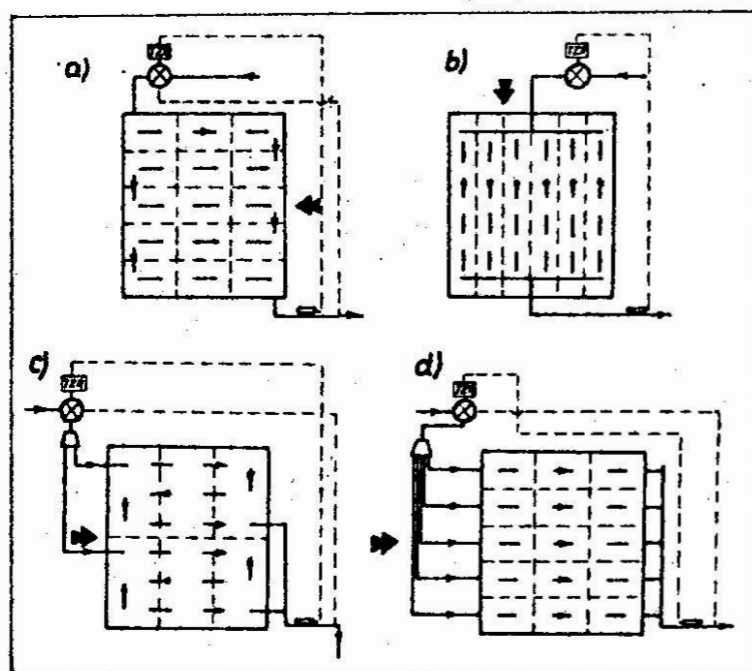
2. Współpraca termostatycznego zaworu rozprężnego z blokiem lamelowanym

Nie wnikając szczegółowo w opis budowy i rolę jaką spełnia termostatyczny zawór rozprężny TZR przy automatycznym zasilaniu parownika stwierdza się, że istnienie zjawiska przegrzania par czynnika chłodniczego w czasie jego przepływu wewnątrz rur parownika jest nieodzowne dla działania TZR-u. A zatem wg [5] w przepływie występują dwie zasadnicze strefy: tzw. "długość dwufazowa" (na której miejsce wymiana ciepła przy wrzeniu) oraz "długość jednofazowa" (na której występuje wymiana ciepła w przegrzewie par czynnika chłodniczego). Długość jednofazowa zwana też strefą przegrzania, przejmuje zwykle do 10% (najczęściej 4-5%) całkowitego obciążenia cieplnego, a więc i odpowiednia powierzchnia wymiany ciepła jest stosunkowo niewielka [6]. Pomimo różnicowanego oddziaływania obu stref, w których charakter procesu wymiany ciepła jest diametralnie inny, przegrzanie par czynnika chłodniczego odgrywa z punktu widzenia praktycznego bardzo istotną rolę. Przekonały o tym wyniki badań [7] nad charakterystyką cieplną chłodnicy wyposażonej oprócz TZR-u w kolektor zasilający, gdy niewielki wzrost stopnia przegrzania par Δt_p powodował znaczący spadek wartości współczynnika przenikania ciepła chłodnicy(k). Jeżeli uwzględnić, że przy zasilaniu TZR wartości liczbowe współczynnika wnikania ciepła od strony odparowującego czynnika są dla całej chłodnicy niższe, niż dla poszczególnych jej węzownic [3], to problem sprowadza się do zapewnienia równomiernego zasilania poszczególnych odcinków bloku lamelowanego (jako niezbędny warunek konieczny).

O ile obliczenie optymalnych długości obu wyżej wspomnianych stref dla pojedynczej rury ozebrówanej jest teoretycznie możliwe [5], to dla bloku lamelowanego składającego się z odcinków rur połączonych kolanami problem jest skomplikowany, nawet przy założeniu, że następuje optymalny rozdział obciążenia cieplnego od strony przepływającego powietrza. Należy przy tym zdawać sprawę, że zapewnienie równomiernego rozdziału powietrza jest problemem nie mniej ważnym w chłodnicach wentylatorowych

co potwierdziły badania [8]), zaś o efektywności pracy chłodnicy decyduje w głównej mierze węzownica najmniej obciążona.

Rys. 1 ilustruje podstawowe rodzaje przepływów czynnika chłodniczego przez lamelowane chłodnice wentylatorowe zasilane przez TZR.



Rys. 1. Podstawowe rodzaje przepływów czynnika chłodniczego i powietrza w lamelowanych freonowych chłodnicach wentylatorowych zasilanych przez termostatyczny zawór rozprężny a/ połączenie szeregowe węzownic, b/ równoległe z kolektorem rozdzielczym, c/ szeregowe z rozdzielaczem dwudrogowym, d/ równoległe z rozdzielaczem wielodrogowym

Przepływ obu czynników realizujących proces wymiany ciepła (powietrza i czynnika chłodniczego) jest krzyżowy o charakterze współ- lub przeciwpłowym, a wielokrotność zmian kierunków przepływu czynnika chłodniczego powoduje również zmiany charakteru przepływu. W pracy [9] przedstawiono analizę metod interpretacji powstających różnic temperatur w wyżej wymienionych przypadkach. Na rys. 1 a podano sposób zasilania chłodnicy wentylatorowej przez TZR przy szeregowym połączeniu węzownic oświetlonych w jeden przepływ. Na stosunkowo krótkim odcinku drogi przepływu freonu może nastąpić przekroczenie dopuszczalnego spadku ciśnienia. Sposób ten można zastosować dla parowników o małym i bardzo małym obciążeniu cieplnym.

Stosując termostaticzne zawory rozprężne z założeniem osiągnięcia wymaganego przegrzania par czynnika chłodniczego na wypływie z chłodnicy, korzystnym jest zorganizowanie krzyżowo-przeciwprądowego przepływu czynników. "Zużycie" powierzchni wymiany ciepła jest w tym przypadku stosunkowo małe. Wymaga to jednak stosowania dodatkowego oprzyrządowania chłodnicy w postaci wielokrotnego rozdzielacza cieczy i zasilania w ten sposób kolejnych węzownic (rys. 1d). Każdej węzownicy połączonej z kolektorem zbiorczym i dalej z rurą ssawną sprężarki stwarza się jednakowe warunki opływu powietrza i zasilania czynnikiem chłodniczym. Sygnał odbierany z czujnika TZR umieszczonego na rurze ssawnej jest wspólny dla wszystkich węzownic. Zapewnia to stabilną pracę całej powierzchni wymiany ciepła, efektywne jej wykorzystania i szybkie zaadoptowanie układu do zmiennych warunków eksploatacyjnych. W przypadku zastosowania przepływu krzyżowo-współprądowego różnice temperatur pomiędzy powietrzem a czynnikiem chłodniczym są mniejsze niż w przepływie krzyżowo-przeciwprądowym pomimo, że czynnikiem chłodniczym zasilany jest wg tych samych zasad. W tej sprawie jednak panują w literaturze podzielone opinie i wymagana jest doświadczalna weryfikacja w każdym konkretnym przypadku. Stosowanie kolektorowego sposobu zasilania chłodnicy (rys. 1b) tzn. układu TZR - kolektor rozdzielczy w miejsce uprzednio omówionych sposobów wywołuje zmiany warunków pracy węzownic. Przesuwając się bowiem w kierunku przepływu powietrza bieżące różnice temperatur w kolejnych węzownicach są zmiennie (niejednakowe warunki odparowania czynnika chłodniczego). Sposób zasilania kolektorowego wypada korzystniej w chłodniczych układach pompowych. Zwróćmy w dalszej części uwagę na dodatkowy element oprzyrządowania chłodnicy, a mianowicie na wielokrotny rozdzielacz cieczy.

3. Warunki pracy układu: TZR - rozdzielacz cieczy - blok lamelowany

Termostaticzne zawory rozprężne budowane są z zewnętrznym lub wewnętrznym wyrównaniem ciśnienia. Stosowanie zewnętrznego wyrównania ciśnienia jest celowe w przypadkach znacznego spadku ciśnienia w przepływie przez układ TZR - blok lamelowany, spadek ciśnienia winien być większy od 0,02 MPa [10].

Sytuacja taka ma miejsce w chłodnicach wyposażonych w rozdzielacz cieczy, w których należy jednak unikać możliwości zredukowania przegrzania par na skutek spadku ciśnienia w bloku lamelowanym [11]. Istnieje zatem uzasadniona konieczność stosowania TZR z zewnętrznym wyrównaniem ciśnienia w przypadkach jego współpracy z rozdzielaczem cieczy. Gruntownej analizie obrotu tego typu zaworów dokonano w pracy [12], zaś katalogi firmowe [13,14,15] pozwalają na praktyczne zastosowanie reguł teoretycznych.

Po rozprężeniu cieczy dochłodzonej w zaworze termostatycznym, występuje w przewodzie łączącym TZR z rozdzielaczem emulsja parowo-cieczowa (ciecz zajmuje 2-5% objętości emulsji), która dopływa do głowicy rozdzielacza cieczy i jest rozprowadzana przy pomocy rurek rozdzielczych na poszczególne sekcje węzownicowe (ilość otworów w głowicy rozdzielacza - w granicach 2 - 35 w zależności od ilości sekcji). Sposób rozdziału emulsji parowo-cieczowej (albo w strukturze jednorodnej, albo też w postaci wyraźnych "pasm" cieczy w parze) w rozdzielaczu zależy od wykorzystania charakteru zjawiska fizycznego. Stąd w jednych typach rozdzielaczy wykorzystywana jest zmiana ciśnienia dynamicznego emulsji, która w komorze mieszania rozdzielacza doznaje zawirowań z wyraźnym oddziaływaniem siły odśrodkowej, w innych zaś w tym samym celu montowane są przewężki, by na skutek kolejnych spadków ciśnienia emulsja doznawała lokładnego wymieszania rozwijając znaczną prędkość i rozpliwając się do rurek rozdzielczych [16].

Niezależnie od typu rozdzielacza, jego włączenie na drodze TZR - blok lamelowany powoduje dodatkowy opór hydrauliczny całego układu. Całkowity opór hydrauliczny przepływu freonu w chłodnicy wentylatorowej Δp jest wyrażony zależnością:

$$\Delta p = \Delta p_{TZR} + \Delta p_{r.c} + \Delta p_w + \Delta p_k \quad (1)$$

dzie:

Δp_{TZR} - opór hydrauliczny w przepływie przez zawór TZR (głównie na skutek przemiany dławienia). Wartości liczbowe Δp_{TZR} podawane są w katalogach przez firmy produkujące zawory TZR,

Δp_k - opór hydrauliczny kolektora ssawnego chłodnicy

wynikający ze spadku ciśnienia na skutek zjawiska rozprężania par freonu przy wypływie z rurek rozdzielczych do kolektora (straty miejscowe) i strat tarcia w przepływie przez kolektor. Wartość Δp_k jest pomijalnie małą w porównaniu z $\Delta p_{r.c}$ i Δp_w [6].

Δp_w - opór hydrauliczny w przepływie freonu przez węzownice bloku lamelowanego, na który składają się: opór hydrauliczny na drodze jedno- i dwufazowej, zmiany ciśnienia wywołane hydrostatycznym oddziaływaniem słupa cieczy czynnika chłodniczego, spadek ciśnienia w przepływie przez kolana itp. Wg pracy [17] dla poziomego spadku temperatury nasycenia $\Delta t_0 = 4 \div 5$ K odpowiadający opór hydrauliczny Δp_w wynosi ok. 50 kPa dla freonu R12 i ok. 80 kPa dla freonu R22. Może on być również wstępnie obliczony wg empirycznych zależności podanych np przez Gogolina [18].

$\Delta p_{r.c}$ - opór hydrauliczny rozdzielacza cieczy.

Próbie obliczenia oporu hydraulicznego rozdzielacza cieczy podjął Zacharow [6] wykorzystując dane eksperymentalne z pracy [19]. Zwiększenie oporu hydraulicznego $\Delta p_{r.c}$ powoduje bardziej równomierny rozdział emulsji parowo-cieczowej, jednak nadmierne jego zwiększanie powoduje zakłócenie pracy termostaticznego zaworu rozprężnego TZR i stąd wg [6] wartość $\Delta p_{r.c}$ należy ograniczać do poziomu określonego zależnością:

$$\Delta p_{r.c} \leq (0,1 \text{ do } 0,14) \text{ [MPa]} \quad (2)$$

zaś wyniki badań eksperymentalnych ustalają następujący związek:

$$\Delta p_{r.c} \approx (1,2 \text{ do } 2,0) \Delta p_w \quad (3)$$

gwarantujący prawidłowość rozdziału czynnika chłodniczego.

Prawidłowość oszacowania wartości dopuszczalnej oporu hydraulicznego rozdzielacza cieczy należy analizować w aspekcie innych towarzyszących istotnych problemów. Przede wszystkim należy wziąć pod uwagę wpływ położenia rozdzielacza względem bloku lamelowanego, jego geometrię oraz wymiarowanie rurek rozdzielczych. Laboratoria firmy Danfoss przeprowadziły podstawowe badania nad rozdzielaczami

cieczy (tej firmy) publikując wyniki w katalogach [13] lub w biuletynach firmowych [20].

Biorąc za kryterium sposób zasilania parownika: górny lub dolny, bo na podstawie badań Lorentzena [21] można stwierdzić, że preferowanym kierunkiem zasilania przy użyciu rozdzielaczy cieczy jest zasilanie górne, ułatwiające między innymi powrót oleju do karтеру sprężarki, zapewniające dobre zwilżanie wewnętrznej powierzchni wymiany ciepła i mniejszy spadek ciśnienia w parowniku.

Współpracujący z TZR -em rozdzielacz cieczy może być ustawiany poziomo lub pionowo (uwzględniając kierunek osi głowicy rozdzielacza względem osi króćca zasilającego parownik). Badania obu sposobów ustawienia rozdzielacza udowodniły [20], że kierunek poziomy jest niedopuszczalny z uwagi na stosunkowo duży spadek ciśnienia w układzie rozdzielacz cieczy-rurki rozpraszające, powodujący przy praktycznie niezmiennej wydajności chłodniczej parownika poważne zakłócenie w pracy TZR (należałoby wówczas dobrać znacznie większy zawór termostatyczny). Dlatego też zaleca się stosowanie w praktyce ustawienia pionowego osi głowicy rozdzielacza [22] ograniczając spadek ciśnienia do wartości ok. 1 bar [20] (o ile wymiary geometryczne rozdzielacza dobrane są prawidłowo). Szczególnie więc istotne jest, aby dla danego TZR-u stosować odpowiedni rozdzielacz i najlepiej jeżeli jest on wskazany przez producenta (nie można bezkrytycznie zestawiać układów TZR - rozdzielacz produkowanych przez różne firmy, bez dokładnej analizy).

Spełniając wskazane wyżej warunki montażowe rozdzielacza cieczy, prawidłowy rozdział czynnika chłodniczego jest możliwy, o ile spadek ciśnienia na kolejnych rurkach rozdzielczych będzie jednakowy. Podstawowym warunkiem zachowania równości spadków ciśnień jest zastosowanie rurek o jednakowych długościach oraz średnicach wewnętrznych. Badania eksperymentalne wykluczyły praktycznie wpływ różnicy wysokości montażu poszczególnych rurek rozdzielczych do sekcji węzłownicowych jako pomijalnie mały. Istnieje zatem jedynie związek funkcyjny pomiędzy wymiarami rurek rozdzielczych, ilością czynnika chłodniczego i temperaturą odparowania (wydajnością chłodniczą) a spadkiem ciśnienia w przepływie przez rurki rozdzielcze. Podstawą wymiarowania rurek jest przyjęcie spadku ciśnienia równego ok. 0,5 at (~49 kPa) przy długości rurki równej 1 metr. Zakres rzeczywistych długości rurek rozdzielczych stosowanych przy rozdzielaczach różnych firm jest

stosunkowo szeroki i wynosi: 0,5 (0,3) do 1,5 (2,0)_m - dla firm Danfoss i Mertik 0,25 do 2,5 m - firmy Alco, 0,5 do max. 3 m - wg [23]. Przyjmując za podstawę spadek ciśnienia w rurce rozdzielczej o długości 1 m wprowadza się współczynniki korekcyjne (uwzględniające wpływ rzeczywistej długości rurki i o danej średnicy wewnętrznej d dla określonego czynnika chłodniczego pracującego przy temperaturze odparowania t_0). Zazwyczaj współczynnik definiowany jest jako $\sqrt{1}$, chociaż bardziej przekonuje odniesienie go do procentowego wykorzystania znamionowej wydajności chłodniczej dla pojedynczej rurki rozdzielczej. Stwierdzić więc można, że przy zastosowaniu rurek rozdzielczych o długościach w zakresie 0,5 do 1,5 m opór hydrauliczny w przepływie czynnika chłodniczego jest rzędu 49 do 147 kPa (0,5 do 1,5 at) w zależności od procentowego wykorzystania wydajności chłodniczej znamionowej w granicach 40 do 125%.

O złożoności problemu uwzględniania najważniejszych aspektów i kryteriów optymalnego rozdzielacza cieczy może świadczyć fakt, że zdefiniowanie stopnia nierównomierności rozdziału czynnika chłodniczego w chłodnicach powietrza nie doczekało się jednolitego ujęcia. Na przykład w pracy [19] Zamkow wprowadza pojęcie współczynnika nierównomierności rozdziału czynnika chłodniczego zdefiniowanego zależnością:

$$\Psi = \frac{\dot{m}_{\max}}{\dot{m}} \quad (4)$$

gdzie: \dot{m}_{\max} - największy możliwy wydatek freonu dla danej rurki,
 \dot{m} - średni wydatek określony jako:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_c}{z} \quad (5)$$

\dot{m}_c - całkowite natężenie przepływu freonu obliczone z wydajności chłodniczej,

z - ilość rurek rozdzielczych.

Przy rozdziale idealnym $\Psi = 1,0$, zaś dopuszczalne w praktyce wartości $\Psi \leq 1,15$ (np. przy $\Psi = 1,10$ wszystkie węzownice pracują zadawalająco).

Autorzy opracowania [20] uwzględniają ten problem poprzez tzw. sprawność rozdziału czynnika chłodniczego η :

$$\eta = 1 - \frac{\dot{m}_{\max} - \dot{m}_{\min}}{\dot{m}}$$

(6)

gdzie: \dot{m}_{\max} - określone j.w. \dot{m}_{\min} - najmniejsza dopuszczalna wielkość natężenia przepływu freonu, \dot{m} - obliczeniowe natężenie przepływu na 1 rurkę rozdzielczą.

Poszczególne wielkości wchodzące do wzorów (4) i (6) określone są na podstawie doświadczeń.

Powyższa analiza materiałów źródłowych utwierdza w przekonaniu, że ujęcie wszystkich zagadnień konstrukcyjno-eksploatacyjnych w sposób obliczeniowy jest praktycznie niemożliwe. Pozostaje do dyspozycji przeprowadzenie badań eksperymentalnych na stanowisku pomiarowym jako najbardziej skuteczna droga do rzetelnej oceny współpracy oprzyrządowania chłodnicy wentylatorowej. Potwierdziły to już wyniki badań z pracy [7] oceniające charakterystykę cieplną $k = f(\Delta t_p)$ przy zasilaniu przez kolektor i przez rozdzielacz cieczy. Zastosowana metoda oceny nie pozwala jednak na precyzyjne wniknięcie w wewnętrzny mechanizm współpracy.

4. Wyniki badań

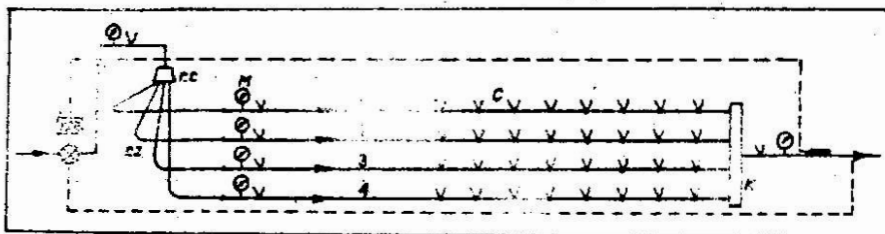
Teoretycznie uzasadnione założenia rozkładu temperatur w przepływie czynnika chłodniczego i powietrza przedstawione w pracy [9] były podstawą przeprowadzenia weryfikacyjnych badań eksperymentalnych dotyczących rozdziału czynnika chłodniczego w wielowężownicowych, wentylatorowych chłodnicach powietrza zasilanych zespołem TZR - rozdzielacz cieczy.

Badania dotyczyły dwóch chłodnic wentylatorowych (wykonanych z rur miedzianych z nałożonymi żebrami lamelowanymi z aluminium) zasilanych freonem 22 przez TZR z zewnętrznym wyrównaniem ciśnienia i rozdzielacz cieczy (zasilanie górne), przy zastosowaniu kolektora na stronie ssawnej chłodnicy [24]. Badane chłodnice oznaczono umownie jako A i B.

Chłodnica wentylatorowa A - dwuwężnicowa (całkowita długość drogi przepływu R22 w jednej węzownicy ok. 11 mb) zasilana przez TZR i rozdzielacz dwudrogowy z rurkami rozdzielczymi ϕ 6 mm scharakteryzowana jest stosunkiem zewnętrznej całkowitej powierzchni wymiany ciepła A_z do objętości bloku lamelowanego V wynoszącym $A_z/V = 90$.

Chłodnica wentylatorowa B - czterowężnicowa (długości drogi przepływu R22 w jednej węzownicy ok. 26 mb) - TZR i rozdzielacz czterodrogowy, stosunek $A_z/V = 250$.

W obu chłodnicach wentylatorowych realizowano krzyżowo-przeciuprądowy przepływ powietrza i freonu 22, przy czym średnia prędkość przepływu powietrza w wolnej przestrzeni międzyrurowej wynosiła ok. 5,7 m/s. Badania prowadzono (zachowując średnią temperaturę powietrza dopływowego $t_{\text{pow.śr}} = -10^\circ\text{C}$) w oparciu o nowy model eksperymentalny polegający na pomiarach rozkładu temperatur R22 w przepływie przez poszczególne węzownice. Dokonywano rejestracji wartości temperatur wzdłuż drogi przepływu wykorzystując termometryczne czujniki termoparowe, wg schematu ideowego pokazanego na rys. 2.



Rys. 2. Schemat ideowy modelu eksperymentalnego r.c - rozdzielacz ciecży, r.z - rurki rozdzielcze, 1-4 węzownice bloku lamelowanego w rozwinięciu, C - czujniki termometrów termoelektrycznych, K - kolektor ssawny chłodnicy, M - zespół czujników do pomiarów oporów hydraulicznych

Przedstawiono tu model eksperymentalny przy rozwinięciu odcinków węzownic rurowych - przykładowo dla chłodnicy B. Dla badanej chłodnicy A model był identyczny, lecz zawierał dwie węzownice w rozwinięciu. Jednocześnie w badanych chłodnicach modelowych istniała możliwość rejestracji oporów hydraulicznych przepływu R22 pomiędzy charakterystycznymi przekrojami.

W celach porównawczych zdecydowano się zachować w pomiarach (oprócz stałej wartości $t_{\text{pow.śr}}$) również stały poziom stopnia przegrzania par Δt_p - obu chłodnic.

Stopień przegrzania par Δt_p zdefiniowano zależnością:

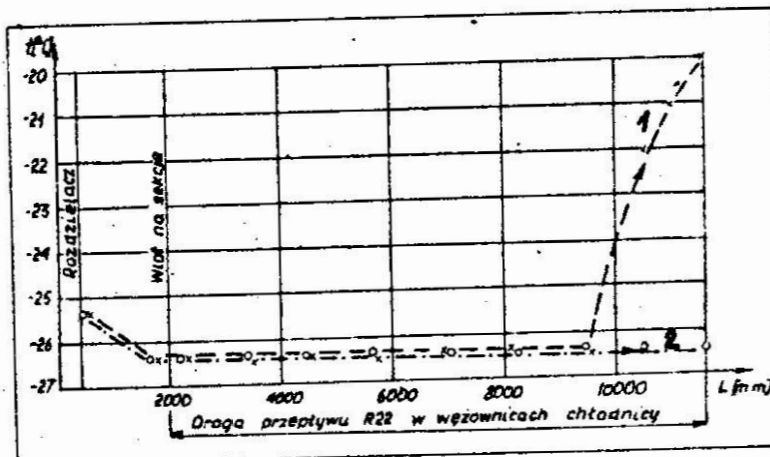
$$\Delta t_p = t_p - t_o \quad (7)$$

gdzie: t_p - temperatura par przegrzanych R22 opuszczających kolektor ssawny chłodnicy mierzona w króćcu odpływowym chłodnicy [$^{\circ}\text{C}$],

t_o - temperatura nasycenia R22 określona z własności termodynamicznych freonu przy ciśnieniu absolutnym mierzonym w króćcu ssawnym chłodnicy [25, 26] [$^{\circ}\text{C}$].

Wyniki pomiarów dla chłodnicy A zamieszczone na rys. 3, zaś dla chłodnicy B - na rys. 4, w postaci zależności zmian temperatury R22 na drodze przepływu freonu w węzownikach.

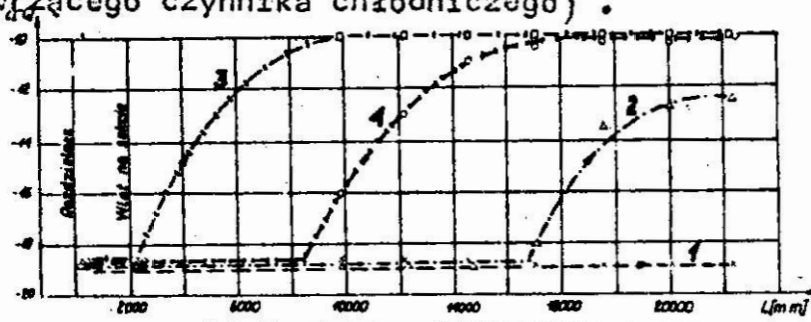
Interpretacja graficzna $t = f(L)$ pozwala na ocenę porównawczą wewnętrznego mechanizmu pracy kolejnych węzownic, jak również współpracy oprzyrządowania chłodnicy. Rozkład temperatur R22 jest bezpośrednim odbiciem stopnia nierównomierności zasilania węzownic bloku lamelowanego.



Rys. 3. Wyniki badań chłodnicy wentylatorowej A (dwuwęzownicowej $t_{\text{pow.śr}} = -10^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_p \cong .7 \text{ K}$, 1,2 - oznaczenie węzownic

Rys.3 dla chłodnicy dwuwęzownicowej A wyraźnie wskazuje, że na ok. 75% długości węzownice pracują przy tzw. "pełnym zalaniu" czynnikiem chłodniczym, a różnica w pracy obu węzownic występuje dopiero w ostatniej fazie drogi pod dopływem do kolektora ssawnego.

O ile dla węzownicy 1 występuje już przegrzew par czynnika, to w węzownicy 2 mamy do czynienia w dalszym ciągu z emulsją parowo-cieczową. Należy zauważyć, iż spadek temperatury podczas przepływu przez rozdzielacz wraz z rurkami rozdzielczymi jest rzędu 1 K. Graficzny obraz pracy układu chłodnicy A można uzyskać jako zadawalający w ocenie skuteczności wymiany ciepła (należy się liczyć ze stosunkowo wysokimi wartościami współczynników wnikania ciepła od strony wrzącego czynnika chłodniczego).

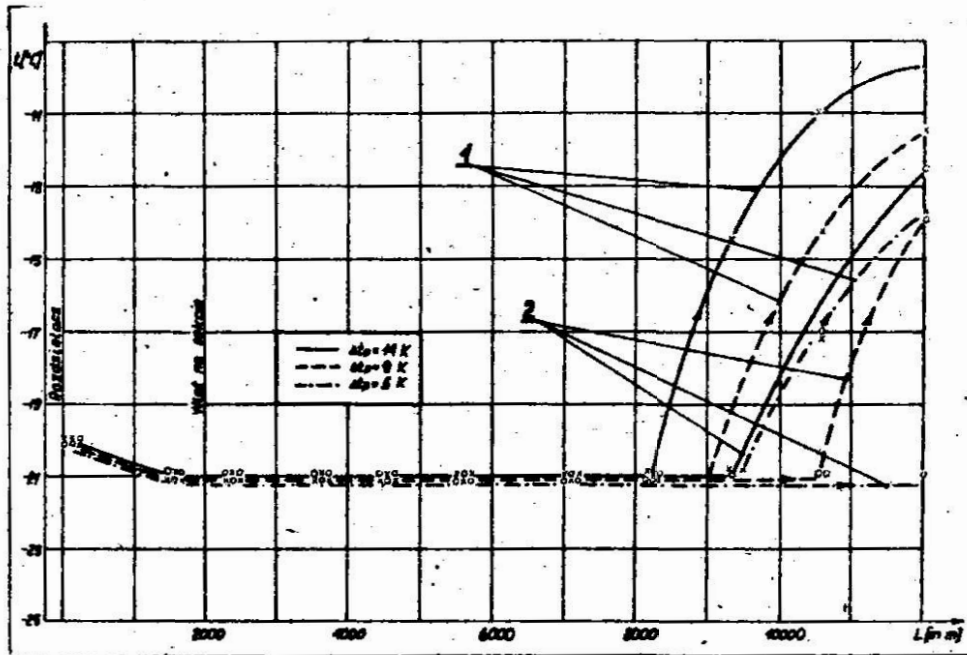


Rys. 4. Wyniki badań chłodnicy wentylatorowej B (czterowężownicowej, $t_{\text{pow.}\dot{s}r} = -10^{\circ}\text{C}$, $\Delta t_p \cong 7 \text{ K}$),
1,2,3,4 - oznaczenie węzownic

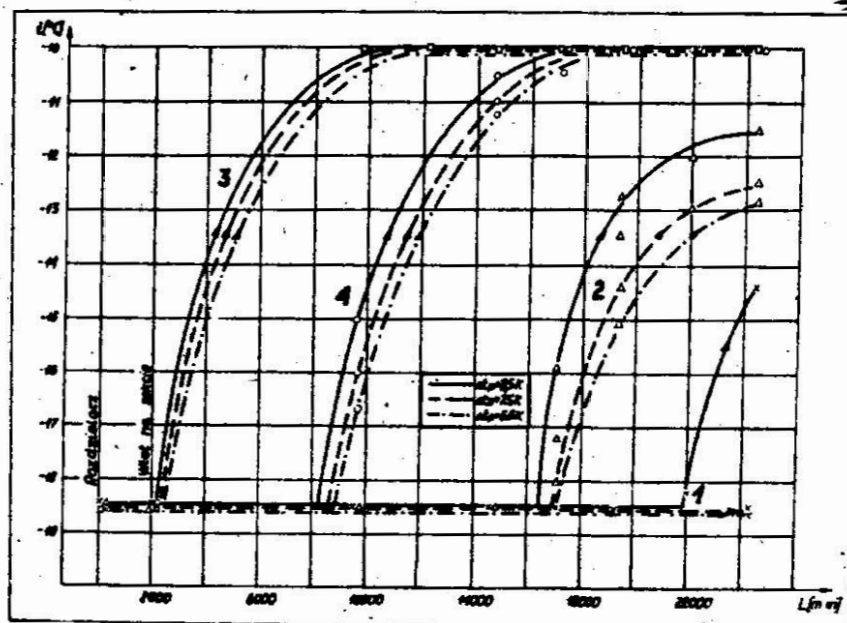
Pracę czterech węzownic o zróżnicowanej efektywności cieplnej w chłodnicy czterowężownicowej B przedstawia rys. 4.

Zauważa się bezpośrednio iż w węzownicach 3 i 4 następuje bardzo szybko przegrzew pary czynnika, osiągając w granicznym przypadku temperaturę powietrza dopływowego praktycznie więc węzownice te zostają wyłączone z procesu wymiany ciepła. Efektywność w stosunku do powierzchni wymiany ciepła tych węzownic zamyka się w granicach od kilku do kilkunastu procent. Zupełnie inny charakter pracy przedstawiają węzownice 1 i 2, gdzie obraz jest zbliżony do rys. 3 jak dla chłodnicy A. Jednocześnie spadek temperatury spowodowany dławieniem w rozdzielaczu i rurkach rozdzielczych jest znikomy. Ocenia się więc, że chłodnica B pracuje przy niedopuszczalnie nierównomiernym rozdziale czynnika chłodniczego.

Przeprowadzono również dodatkowe badania dotyczące pracy chłodnicy A i chłodnicy B w innych warunkach, dla różnych parametrów powietrza dopływowego i stopnia przegrzania par Δt_p . Wyniki badań ilustrują rys. 5 i rys. 6. Potwierdzają one w całej rozciągłości wnioski wyprowadzone z badań porównawczych omówione uprzednio.



Rys. 5. Charakterystyki $t = f(L)$ dla chłodnicy A w warunkach $t_{\text{pow, śr}} = 0^\circ\text{C}$ oraz $\Delta t_p = 5,9$ i 14 K



Rys. 6. Charakterystyki $t = f(L)$ dla chłodnicy B w warunkach $t_{\text{pow, śr}} = -10^\circ\text{C}$ oraz $\Delta t_p = 6,6$; $7,5$; i $8,5\text{ K}$

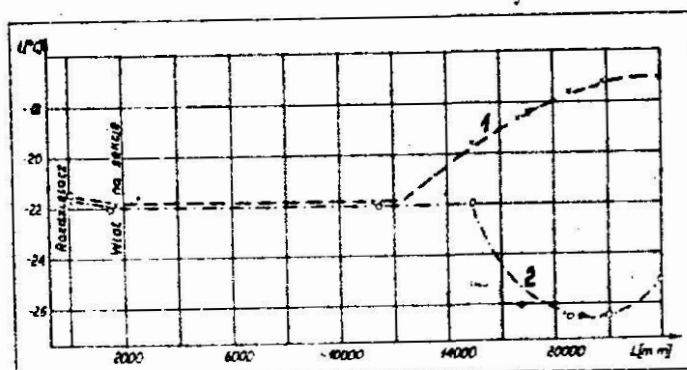
W ocenie źródła nierównomiernego zasilania węzownic chłodzi-
B wykorzystano wyniki badań oporów hydraulicznych zestawione
w tabeli poniżej, w postaci zależności stosunku oporu hydraulic-
nego rozdzielacza (wraz z rurkami) $\Delta p_{r.c}$ do oporu hydraulicznej
przepływu w węzownicach Δp_w w funkcji stopnia przegrzania par
 Δt_p :

Chłodnica	Δt_p [K]	14	9	5	Chłodni- ca	Δt_p [K]	8,5	7,5	6,5
A	$\frac{\Delta p_{r.c}}{\Delta p_w}$	1,75	2,0	2,3	B	$\frac{\Delta p_{r.c}}{\Delta p_w}$	0,75	0,9	0,9

Dla chłodnicy A stosunek $\Delta p_{r.c}/\Delta p_w$ jest bardzo zbliżony do
wartości obliczonej ze wzoru (3) co świadczy, że dobór rozdzielac-
cieczy dokonany został prawidłowo, natomiast dla chłodnicy B spac-
ciśnienia na rozdzielaczu jest zbyt mały, by móc skutecznie
zapewnić prawidłowy rozdział czynnika chłodniczego (należy więc
zweryfikować dobór rozdzielacza i ponownie sprawdzić na drodze
eksperymentalnej).

Zastosowana metoda doświadczalnego wyznaczania rozkładu tem-
peratur w przepływie czynnika chłodniczego pozwala na obiektywną oc-
pracy poszczególnych węzownic rurowych oraz całej chłodnicy, a je-
cześnie wskazuje na możliwości wyeliminowania zarówno błędów kons-
cyjnych, jak i eksploatacyjnych.

Jeżeli np. w czasie montażu odcinków rurowych bloku lamelowanego
połączonych kolanami nastąpi znaczne przewężenie przekroju przypł-
wego, wówczas istnieje uzasadniona możliwość wystąpienia spadku
w tym przekroju, połączonego z gwałtownym spadkiem temperatury.
Typowym przykładem takiego zjawiska są wyniki badań przedstawione
rys. 7, wykonanych dla modelowej chłodnicy wentylatorowej C
(dwuwęzownicowej) zasilanej w ten sam sposób jak chłodnice A i B



Rys. 7. Ocena pracy węzownic chłodnicy wentylatorowej C
(dwuwęzownicowej)

kłady temperatur zarejestrowane w funkcji długości drogi przepływu R22 dla węzownicy 2 wskazują, że opisane wyżej zjawisko tu miejsce. Można również określić w jakim zakresie długości węzownicy należałoby dokonać poszukiwań przewężenia przekroju owego. Żadna inna metoda pomiarowa nie jest w stanie w tak czyjny sposób ujawnić błędów konstrukcyjno-montażowych wpływających na obniżenie efektywności wymiany ciepła. Określenie w przyku chłodnicy C wartości temperatury parowania t_p wg ciśnienia ycenia [25, 26] nie jest miarodajną oceną tego parametru termodynamicznego - pozostaje do dyspozycji analiza rozkładu temperatur ys. 7.

wnioski

Zapewnienie prawidłowego rozdziału czynnika chłodniczego (obok optymalnego rozdziału powietrza) stanowi podstawę uzyskania wysokosprawnych konstrukcji chłodnic freonowych wentylatorowych. Zastosowanie termostatycznych zaworów rozprężnych do zasilania chłodnic wymaga utrzymywania określonej długości strefy przegrzania par czynnika zależnej od krzyżowo-prądowego przepływu powietrza. Całkowite przegrzanie par freonu na wypływie z chłodnicy nie gwarantuje jednoznacznej, pozytywnej oceny pracy wszystkich węzownic rurowych.

W wielosekcyjnych blokach lamelowanych chłodnic zasilanych przez TZR stosowanie prawidłowo dobranych rozdzielaczy cieczy jest warunkiem koniecznym, zaś warunek dostateczny skutecznego rozdziału czynnika chłodniczego winien być jednoznacznie określony na drodze eksperymentalnej.

Metoda weryfikacji doświadczalnej oparta na pomiarach rozkładów temperatur w elementach chłodnicy, uzupełniona badaniami hydraulicznymi gwarantuje prawidłowość oceny konstrukcyjno-eksploatacyjnej freonowej chłodnicy wentylatorowej .

Literatura

1. A. Tarnowska-Tierling., M. Kabat: Ocena wpływu materiału i kształtu powierzchni ożebrowanych na wskaźniki termodynamiczno-techniczne wymienników ciepła. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej, Bydgoszcz, 1978, s. 95 - 109.
2. M. Czapp, H. Charun., J. Baran, E. Sobolewski: Analiza konstrukcyjno-energetycznej oceny efektywności chłodniczych wymienników ciepła. Chłodnictwo, Nr 6, 1979, s. 15-19.
3. K. Gutkowski: Chłodnictwo. Wybrane zagadnienia obliczeniowe. WNT, Warszawa, 1962.
4. Optymalizacja konstrukcji chłodnicy powietrza typu "stal-stal"; Opracowanie CTO, Gdańsk, 1975.
5. A. Paliwoda: Obliczanie parowników i skraplaczy urządzeń chłodniczych. Chłodnictwo, Nr 4 1974 s.6-10.
6. J.V. Zacharov: Sudovyje ustanovki kondicionirovanija vozduha i holodilnyje mašiny. Leningrad, 1972.
7. M. Czapp, H. Charun, S. Wójcik: Wybrane problemy badań freonowych segmentów lamelowanych. Chłodnictwo, Nr 2, 1977.
8. M. Czapp, H. Charun, T. Bohdal: Analiza rozdziału powietrza w chłodniczo-klimatyzacyjnych wymiennikach ciepła. Chłodnictwo, Nr 1.1980 s.6-9.
9. M. Czapp, H. Charun: Analiza metod interpretacji różnic temperatur w chłodnicach powietrza. Chłodnictwo Nr 7, 1980.
10. A. Wesołowski: Automatyzacja urządzeń chłodniczych handlowych. Materiały Konferencji Naukowo-Technicznej, Katowice, 1980.
11. Maacke-Eckert: Pohlmann Taschenbuch für Kältetechnik, Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1975.
12. Praca zbiorowa: Lehrbuch der Kältetechnik. Tom 1 i tom 2. Verlag C.F. Müller, Karlsruhe, 1975.
13. Regulators for Liquid Injection and Liquid Level. Katalog firmy Danfoss, 1974.
14. Katalog firmy VEB Mertik - NRD.
15. Alco Regelgerate der Kalte Kreidlauf. Katalog firmy Alco Controls Division, St.Louis.

5. V.S. Martynowski., L.Z. Melcer: Sudovyje holodilnyje ustanovki i ich eksploatacja, Leningrad 1971.
7. M. Rubik: Chłodnictwo, PWN, Warszawa 1979.
8. A.A. Gogolin: Ob optimalnoj skorosti freona w trubkach ispariteliej. Cholodilnaja Technika, Nr 1, s.29, 1965.
9. D.G. Zamkov: Metod rasčiota raspriedieliteliej hladagentov w holodilnych ustanovkach nieposredstviennogo ochlaždienija. Trudy CNIIMF, Nr 74, 1966.
10. Praca zbiorowa: Verteilung der Kalttemittelflussigkeit in Parallelstrangverdampfern. Das Danfoss-Journal, Nr 1, s.3-6, 1970.
11. S.A. Andersen: Automatische urządzenia chłodnicze. WPLiS, Warszawa, 1964.
12. Z. Starowicz: Poradnik monteru chłodniczego. WNT, Warszawa, 1976.
13. Informator o wyrobach Fabryki Automatyki Chłodniczej, Cieszyn. 1980.
14. Praca zbiorowa: Badania freonowych wentylatorowych chłodnic powietrza. Praca nie publikowana, WSiInż. Koszalin.
15. BN-76/2550-04: Przemysłowe urządzenia chłodnicze. Oziębiacze powietrza. Metody pomiarów.
16. BN/3741: Okrętowe chłodnice powietrza. Określanie wydajności cieplnej. Projekt normy.

reszczenie

W artykule przedstawiono charakterystykę wybranych problemów działu czujnika chłodniczego w świetle analizy materiałów dławych. Dokonano oceny wpływu współpracy zaworu termostatyczne-rozdzielacza cieczy i bloku lamelowanego na efektywność rozdzielaczy chlorowopochodnych. Na przykładzie wyników badań chłodniczych wentylatorowych zasilanych zespołem TZR - rozdzielacz cieczy wiono nową metodę weryfikacji eksperymentalnej, opartej na rozrachunkach temperatur wzdłuż drogi przepływu freonu i zestawiono jej zalety tej metody.

Refrigerant distribution in freon ventilator
air coolers

In the paper, characteristics of the selected problems of refrigerant distribution are presented, based on the authority and references attainable. The influence of co-operation of the thermostatic expansion valve with the liquid distributor and lamelled block on the effectivity of distribution of the chloride originated agents has been evaluated. Based on the investigation results obtained from the ventilator air coolers fed from the aggregate of the thermostatic expansion valve - liquid distributor, a new method for experiment verification has been discussed. The method relies on the temperature distributions along the way of freon flow. Advantages of major importance concerning the method are presented.

Распределение холодильного агента в фреоновых вентиляторных
воздухоохладителях

В статье характеризованы избранные вопросы распределения холодильного агента в свете анализа данных источников. Осуществлена оценка влияния совместной работы терморегулирующего вентиля, распределителя жидкости и ламелевого блока на эффективность распределения хлоропроизводных агентов. На основании результатов испытаний воздухоохладителей, питаемых комплексом терморегулирующий вентиль - распределитель жидкости, обсужден новый метод экспериментальной проверки, основанный на распределении температур вдоль дороги движения фреона, и составлены главные достоинства этого метода.

BADANIE PRZEPIYU POWIETRZA W MODELWEJ CHŁODNICY WENTYLATOROWEJ

Tadeusz Bohdal

1. Wprowadzenie

W praktyce przemysłowej i laboratoryjnej do obniżania temperatury powietrza szeroko stosowane są chłodnice wentylatorowe. Główne elementy chłodnic to:

- wymiennik ciepła - najczęściej pęczek rur żebrowanych (blok lamelowany)
- generator ruchu powietrza - wentylator osiowy lub promieniowy
- kanał aerodynamiczny - obudowa.

Właściwy dobór i wzajemne usytuowanie w/w elementów decyduje o dużym stopniu efektywności pracy i wydajności chłodnicy powietrza. W pracach [1,2,3,4] przedstawiono typowe problemy aerodynamiki chłodnic wentylatorowych zwracając uwagę na możliwość doskonalenia organizacji przepływu powietrza między innymi poprzez stosowanie poprawnego kształtu kanału aerodynamicznego, właściwą budowę wymiennika i odpowiedni dobór generatora ruchu.

Projektantom chłodnic powietrza wiele trudności stwarza wybór i usytuowanie wentylatora względem powierzchni czołowej lamel wymiennika. Czołowi producenci chłodnic [12] stosują różne układy geometryczne umieszczając blok lamelowany po stronie ssawnej lub tłocznej wentylatora, którego oś obrotu znajduje się pod dowolnym kątem względem powierzchni czołowej bloku, stałym dla danego typoszeregu chłodnic. W płaszczyznach czołowych kanałów wentylatora: ssawnego i tłoczego pola prędkości powietrza są zróżnicowane i bardzo nierównomierne [1,3]. Powstałe fluktuacje prędkości są w ścisłym związku z konstrukcją i wykonaniem poszczególnych elementów oraz generatorem ruchu jako całości.

Adres: T. Bohdal, Wyższa Szkoła Inżynierska, ul. Raławicka 15-17,
75-620 Koszalin

Wyniki badań [2,10] potwierdziły, iż poprawa stopnia równomierności pola prędkości powietrza przepływającego przez wymiennik zwiększa wartości współczynników wymiany ciepła odniesionych do całkowitej powierzchni wymiennika, co prowadzi do wzrostu efektywności procesu wymiany ciepła. Szczególnie współczynnik przyjmowania ciepła od strony przepływającego powietrza zależy od rozkładu prędkości powietrza, a on przecież ma decydujący wpływ na wielkość powierzchni wymiany ciepła chłodnicy. Rzeczywista wartość odniesionego do całkowitej zewnętrznej powierzchni jest średnią z lokalnych wartości współczynników przejmowania ciepła elementarnych pól powierzchni wymiennika. Ponieważ α nie jest liniową funkcją prędkości powietrza ($\alpha = f(w^n)$, n - stały współczynnik dla określonej pracy chłodnicy) uśredniona wartość współczynnika będzie znacznie odbiegała (mniejsza) od wartości współczynnika wyznaczonego przy zachowaniu równomiernego pola prędkości.

Produkowane chłodnice winny zatem cechować się równomiernym przepływem powietrza przez wymiennik (przepływ ten nie należy utożsamiać z przepływem uporządkowanym) warunkującym optymalną pracę urządzenia. Z uwagi na złożony charakter ruchu cząstek powietrza na wypływie z wentylatora i fluktuację prędkości lokalnych trudno jest określić optymalne wzajemne usytuowanie wentylatora i bloku lamelowanego nie prowadząc badań na stanowisku laboratoryjnym. Relacja ta jest indywidualną własnością danego rozwiązania konstrukcyjnego [4,10] (lub danego typu szeregu chłodnic). Prowadząc badania modelowe w kanale aerodynamicznym o zmiennej geometrii można określić parametry geometryczne chłodnicy doskonaląc jej aerodynamikę w kierunku minimalizacji oporów przepływu i wzrostu równomierności pola prędkości.

2. Badania modelowej chłodnicy

Na stanowisku badawczym umieszczono w prostokątnym kanale aerodynamicznym wentylator i blok lamelowany w typowym osiowo-równoległym ustawieniu [13]. Wykonany model stanowił odwzorowanie fabrycznych egzemplarzy oferowanych przez wielu producentów [12]. Średnia odległość powierzchni czołowej koła łopatkowego wentylatora od bloku lamelowanego wynosiła 10 mm.

Przeprowadzona wizualizacja wykazała, iż przepływ powietrza przez tak wykonaną chłodnicę cechuje duża fluktuacja prędkości lokalnych [5]. Poszczególne partie wymiennika są omywane z różną intensywnością, występują tzw. "pola martwe" o prędkościach powietrza bliskich zera, obserwuje się kierunki ruchu cząstek przeciwne do zadanego. Zjawiska te rzutują negatywnie na efektywność wykorzystania całej powierzchni wymiennika i zmianę oporów przepływu powietrza. Gwałtowna zmiana przekrojów przepływowych przy łączeniu kanałów: obudowy wentylatora i bloku lamelowanego jest powodem występowania strat miejscowych określonych wzorem Bordy:

$$\Delta h_s = \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2g} \quad (1)$$

Stosując łagodne połączenie dyfuzorowe przekrojów kanałów można ograniczyć wysokość strat energetycznych w tym węźle do wysokości określonej zależnością:

$$\Delta h_{sd} = k \left(\frac{F_2}{F_1} - 1 \right)^2 \frac{w_2^2}{2g} \quad (2)$$

Oznaczenie podanych wielkości:

- F_1, F_2 - pole przekroju poprzecznego kanału odpowiednio 1 i 2
- w_1, w_2 - średnia prędkość powietrza w kanale odpowiednio 1 i 2
- g - przyspieszenie ziemskie
- k - współczynnik zależny od kąta dyfuzora [7]

$$k < 1 \quad \text{dla } \beta < \beta_{\max}$$

Zmniejszenie wartości kąta wierzchołkowego dyfuzora β winno prowadzić do spadku wartości k i oporów przepływu powietrza. Istniejące stanowisko badawcze umożliwiło łączenie kanałów bloku i wentylatora dyfuzorem o dowolnie zmiennym kącie β co ściśle związane było ze zmianą odległości poszczególnych elementów. Zmniejszając wartość kąta β prowadzono wizualizację ruchu cząstek w kierunku doskonalenia przepływu powietrza przez wymiennik ciepła. Odległość około 300 mm wentylatora osiowego od bloku lamelowanego uznano za optymalną biorąc pod uwagę wzajemne relacje wielkości: równomierność przepływu powietrza i zwartość konstrukcji chłodnicy. Kąt β obliczony dla odległości 300 mm posiadał wartość równą: $\beta = 26^\circ$.

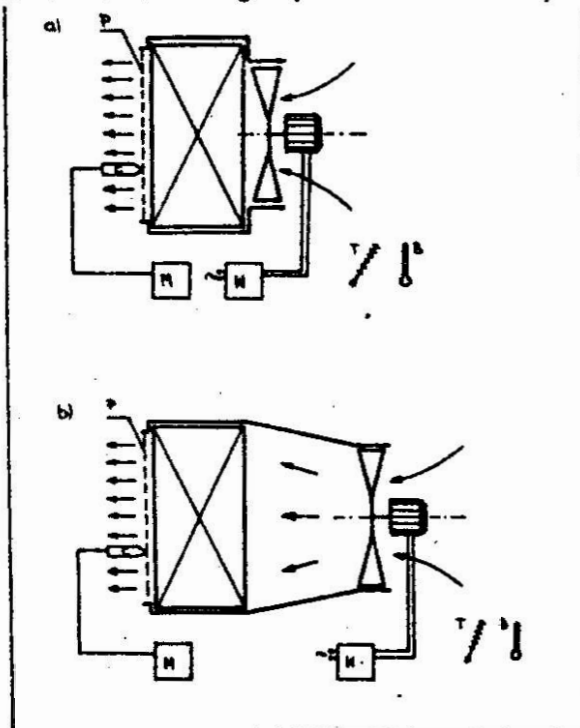
Badaniom szczegółowym podano dwa warianty rozwiązań modelowej chłodnicy powietrza:

- I - połączenie bezpośrednio kanału aerodynamicznego wentylatora i bloku lamelowanego - skokowa zmiana przekrojów poprzecznych.
- II - połączenie dyfuzorowe w/w kanałów (długość dyfuzora 300 mm).

Prowadzono badania dotyczące:

- 1) rozkładów prędkości w płaszczyźnie wypływu powietrza z chłodnicy,
- 2) poboru mocy elektrycznej przez silnik wentylatora

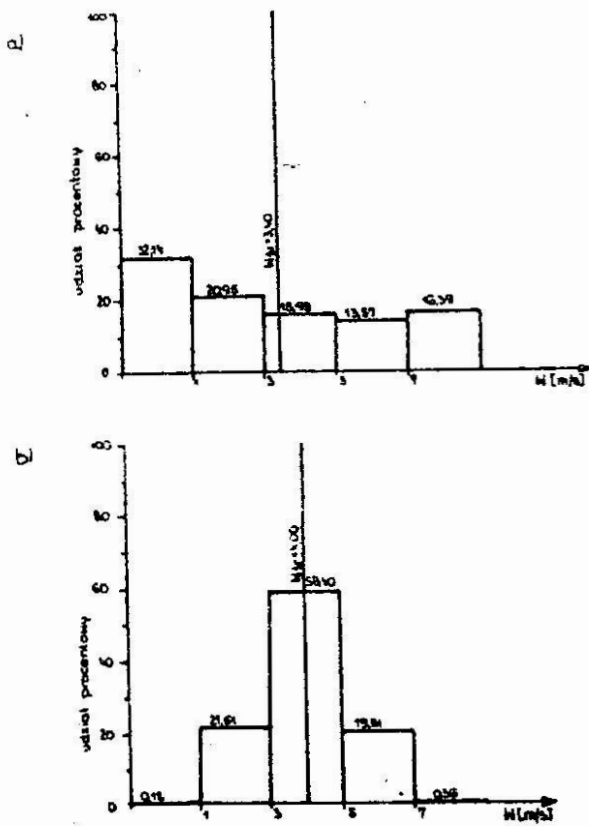
Schemat stanowiska badawczego przedstawia rys. 1.



Rys.1. Schemat ideowy stanowiska pomiarowego:

- a/ chłodnica wg wersji I, b/ chłodnica wg wersji II,
- C/ czujnik pomiaru prędkości, M - miernik pomiaru prędkości
- W - miernik mocy elektrycznej, T - miernik temperatury powietrza, B - miernik ciśnienia barometrycznego,
- P - płaszczyzna pomiarowa

Rozkłady prędkości na wypływie powietrza z chłodnicy wykonano w oparciu o sieć punktów pomiarowych ze stałym skokiem $a = 20$ mm [8, 9]. Płaszczyzna pomiarowa każdej z chłodnic zawierała 840 punktów pomiarowych, w których określono wartości prędkości lokalnych powietrza w. Uzyskane wyniki pogrupowano w zakresach: $w \leq 1$, $1 < w \leq 3$, $3 < w \leq 5$, $5 < w \leq 7$, $w > 7$. Nomogramy zamieszczono na rys. 2.



Rys. 2. Rozkłady prędkości lokalnych powietrza w płaszczyznach pomiarowych: a/ chłodnica wg wersji I, b/ chłodnica wg wersji II

Wariant I chłodnicy charakteryzuje się dużą nierównomiernością przepływu powietrza. Fluktuacja prędkości lokalnych obejmowała szeroki przedział względem wartości średniej w porównaniu z wariantem II. Około 32% czynnej powierzchni wymiennika praktycznie nie pracowało, gdyż prędkości powietrza mniejsze od 1m/s nie odgrywały istotnej roli w wymuszonej konwekcyjnej wymianie ciepła [11]. Wprowadzenie kanału dyfuzorowego znacznie obniżyło stopień nierównomierności przepływu. Blisko 60% uzyskanych wartości nieznacznie odbiegało od wartości średniej prędkości (przedział $w = 3-5$ m/s) praktycznie 100% zawarte było w przedziale $w = 1 - 8$ m/s zalecanym przez licznych autorów [6,11]. Uległy również likwidacji pola "martwe" stanowiące około 1/3 powierzchni pomiarowej pierwszego wariantu. Przed przystąpieniem do dalszej analizy wprowadzono wielkości jednoznacznie opisujące stopień nierównomierności pola prędkości wg[3]:

1) współczynnik pola φ :

$$\varphi = \frac{v_{\text{śr}}}{v_{\text{max}}} \quad (3)$$

2) wyróżnik nierównomierności pola prędkości A :

$$A = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{v_i - v_{\text{śr}}}{v_{\text{śr}}} \right)^2 \quad (4)$$

- $v_{\text{śr}}$ - średnia prędkość powietrza w płaszczyźnie pomiaru,
- v_i - lokalna wartość prędkości w i -tym punkcie pomiarowym,
- v_{max} - maksymalna wartość lokalna prędkości w płaszczyźnie pomiarowej
- n - liczba punktów pomiarowych prędkości lokalnych.

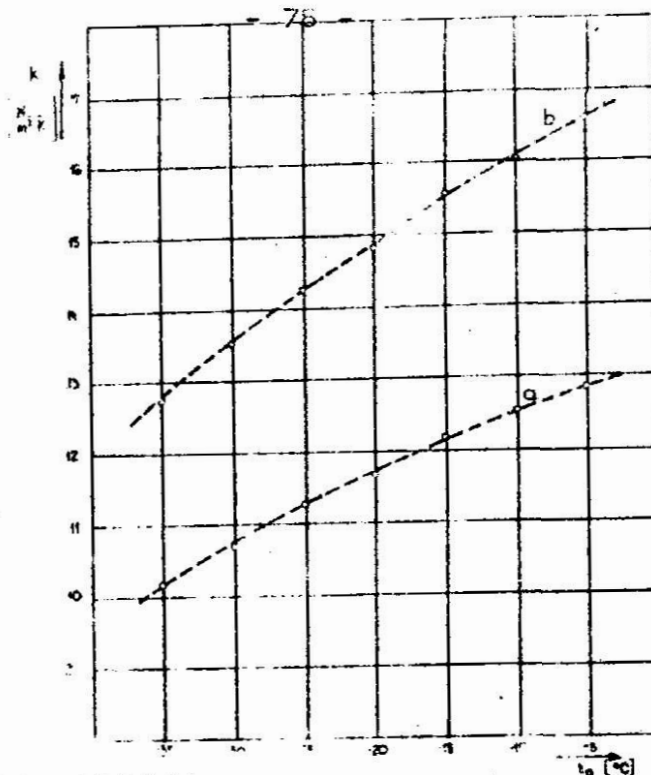
Wartości współczynników dla badanych wariantów chłodnicy i pozostałe wyniki pomiarów podano w tabelicy nr 1.

Tabela 1

Lp.	Nazwa wskaźnika	Jednostka	Chłodnica w wersji	
			I	II
1	Średnia prędkość powietrza w płaszczyźnie pomiarowej $v_{\text{śr}}$	m/s	3,4	4,0
2	Objętościowe natężenie przepływu powietrza przez chłodnicę	m ³ /s	1,12	1,32
3	Wspotrzebowanie mocy elektrycznej do napędu wentylatora	..	320,0	282,5
4	współczynnik pola φ	-	0,281	0,515
5	wyróżnik nierównomierności pola prędkości A	-	0,9065	0,0943

Uzyskane wyniki świadczą, że wariant II jest korzystniejszy pod względem wykorzystania powierzchni i wydajności cieplnej. Ze wzorów (3) i (4) wynika, że przy równomiernym rozkładzie prędkości współczynnik

wynoszą: $\varphi = 1$; $A = 0$. Obliczone λ i φ są bliższe idealnym w wariancie II niż w wariancie I. Współczynnik pola φ wzrasta blisko dwukrotnie od wartości $\varphi_I = 0,281$ do $\varphi_{II} = 0,515$. Różnik nierównomierności pola prędkości ulega obniżeniu od wartości $\lambda_I = 0,9665$ do około zera $\lambda_{II} = 0,943$. Ponadto chłodnicę w wersji II cechuje podwyższone natężenie przepływu powietrza o 17,6%, co jest wynikiem zmniejszonych oporów przepływu. Prowadzi to do zmniejszenia zapotrzebowania mocy elektrycznej do napędu silnika wentylatora. Pobór mocy spada o 12% (z 320,7 do 282,5W). Jest to istotny postęp w kierunku zmniejszenia energochłonności urządzenia, iż modernizacja nie pociąga wzrostu kosztów eksploatacji i nieznaczny wzrost kosztów wytwarzania (koszty wytwarzania wzrastają tylko o wartość kanału dyfuzora). Wzrost prędkości średniej powietrza poprawia również efektywność cieplną urządzenia porażającą się wzrostem wydajności chłodniczej. Mając na uwadze ocenę współzależności parametrów aerodynamicznych i cieplnych, opierając się na wynikach badań przepływowych, obliczone wartości współczynnika przenikania ciepła k dla obu modeli chłodziw. Jako podstawę przyjęto rzeczywisty procentowy udział efektywnego omywania powierzchni wymiany ciepła chłodnicy przez powietrze. Przepływający przez chłodnicę strumień powietrza podzielono teoretycznie na szereg strumieni o prędkościach pogrupowanych w zakresach: 1 - 1 m/s, 1 - 2 m/s itd. Oszacowano procentowo jakie części powierzchni chłodnicy omywają poszczególne strumienie. Obliczenia cieplne prowadzono dla wyodrębnionych strumieni uśredniając prędkości powietrza: w pierwszym strumieniu 0,5 m/s, drugim 1,5 m/s itd. Do obliczeń przyjęto temperatury odparowania czynnika chłodniczego freonu R12 od -35°C do -5°C co 5°C , a przepływającego powietrza odpowiednio o 10°C wyższe. Obliczenia współczynnika wymiany ciepła prowadzono w oparciu o [11] stosując metodykę i wzory obliczeniowe podane na stronach od 131 do 153. Uzyskane wyniki dla wyodrębnionych strumieni posłużyły do obliczenia średniego ważonego współczynnika przenikania ciepła k chłodziw jako wartości wynikowej uwzględniającej φ . Wyniki przedstawiono w postaci wykresów na rys. 3. Chłodnicę wykonaną w wersji II cechują wyższe wartości współczynnika k o około 25 - 30% w zależności od zmian temperatury odparowania czynnika chłodniczego t_0 w porównaniu z wersją I, przy spadku zapotrzebowania mocy elektrycznej do napędu silnika wentylatora o około 12%.



Rys. 3. Zależność obliczeniowego współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy od temperatury odparowania czynnika chłodniczego R12: a) chłodnica wg wersji I, b) chłodnica wg wersji II

3. Wnioski

1. Prawidłowy dobór kanału aerodynamicznego łączącego wentylator z blokiem lamelowanym prowadzi do spadku oporów przepływu i poprawy nierównomierności pola prędkości na wypływie powietrza z chłodnicy.
2. Doskonalenie aerodynamiki przepływu rzutuje na wzrost współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy przy jednoczesnym spadku zapotrzebowania mocy elektrycznej do napędu wentylatora.
3. Zaproponowana nowa metoda ujęcia wyników pomiarów przepływowych poprzez wprowadzenie wskaźników bezwymiarowych typu Ψ i A daje możliwość oceny porównawczej organizacji przepływu powietrza w chłodnicach wentylatorowych.

Literatura

1. Czapp M., Charun H.: Organizacja przepływu powietrza a efektywność pracy chłodnic wentylatorowych. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, wentylacja, 1978 nr 1, s. 20.
2. Czapp M., Charun H.; Bohdal T.: Przepływ powietrza w chłodnicy w zależności od położenia wentylatora. Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja, 1980 nr 1 s. 21
3. Czapp M., Charun H., Bohdal T.: Analiza rozdziału powietrza w chłodniczo-klimatyzacyjnych wymiennikach ciepła. Chłodnictwo 1980 nr 1 s. 6.
4. Czapp M., Charun H., Bohdal T.: Nowe zagadnienia aerodynamiki chłodnic powietrza jako kierunki wzrostu ich efektywności pracy. Krajowa Konferencja Naukowo-Techniczna, Bydgoszcz 2-3.X 1980.
5. Szadrov W.S., Konyšev I.I., Šadrova S.N., Česnokov A.G.: Wizualizacja wozдушnych potokov. Vodosnabzhenie i sanitarnaja tehnika. 1979 nr 10 s. 23.
6. Malicki M.: Wentylacja i klimatyzacja. PWN W-wa 1974.
7. Troskoleński A.T.: Hydromechanika I. NT W-wa 1969.
8. Richter W.: Volumenstrommessung in leitungen mit Rechteckquerschnitt. Heizung-Luftung-Haustechnik. 1970 nr 4.
9. Kruger W.: Theorie der Volumenstrommessung in Rohren mit Rechteck-Querschnitt. Heizung-Luftung-Haustechnik. 1978 nr 4.
10. Gopin S.R., Tichonirów W.A., Rogowa W.A. i inni. Wlijanie nierównomierności pola skorostiej wozducha po frontu kondensatora na rabotu chłodilnogo agriegata. Chłodilnaja Technika, 1979 nr 4 s. 25.
11. Gutkowska K.: Chłodnictwo. Wybrane zagadnienia obliczeniowe WNT W-wa 1972.
12. Prospekty i katalogi firm: KUBA, HELPMAN, GOULD CONTARDO, ROLLER, SCHMITRZ.
13. Wyniki badań chłodnic wentylatorowych. Zakład Termodynamiki i Chłodnictwa WSInż. Koszalin. Prace niepublikowane.

Streszczenie

Przedstawiono wyniki badań przepływowych modelowej chłodnicy wentylatorowej o zmiennej geometrii kanału aerodynamicznego. Zaproponowano jeden z kierunków podwyższania efektywności pracy chłodnic wentylatorowych.

Investigation of the air flow in the modelled ventilation cooler

Investigation results of the flow of air in the modelled ventilation cooler with changing geometry of the aerodynamic channel have been presented in the paper. One of the trends of the work efficiency improvement of the ventilation coolers has been suggested.

Исследование потока воздуха в модельном вентиляторном воздухоохладителе

Рассматриваются результаты измерений потока воздуха в модельном вентиляторном воздухоохладителе с переменной геометрией аэродинамического канала. Предлагается одна из возможностей повышения эффективности работы воздухоохлажда-телей.

WŁADZIE KĄTOWYM

Tadeusz Bohdal

Wprowadzenie

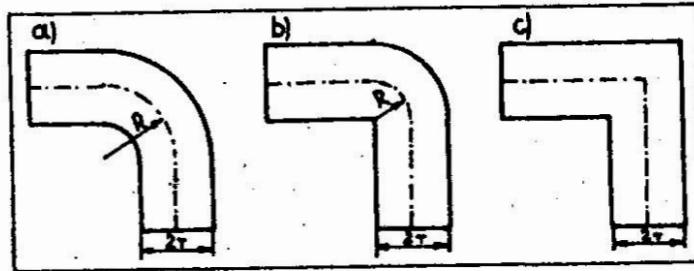
Pośród chłodzińców wentylatorowych liczną grupę stanowią chłodzińce o przepływie powietrza w układzie kątowym. Znalazły one szerokie zastosowanie w chłodzeniu obiektów w wykonaniu lądowym i morskim głównie jako chłodzińce typu ściennego. Wykonawane w wielu wersjach i odmianach nie zawsze są aparatami o dobrej konstrukcji pod względem optymalnego powiązania parametrów cieplno-przepływowych układu. [1]. W praktyce projektowej często nie przywiązuje się dostatecznej wagi do zagadnień aerodynamiki przepływu, upraszczając założenia, co prowadzi do powstawania i produkowania mało efektywnych zespołów. Obecnie wśród chłodzińców wentylatorowych stanowi od kilku do kilkudziesięciu procent ogólnego kosztu całej instalacji, dlatego istnieje konieczność produkcji wysokoefektywnych i niskoenergochłonnych konstrukcji. Niezbędnym jest więc prowadzenie prac teoretycznych i doświadczalnych w kierunku rozwiązania szeregu zagadnień wiążących problem wymiany ciepła z problemami przepływu czynników ją realizujących. W niniejszej pracy zwrócono uwagę na niektóre zagadnienia przepływowe chłodzińców w układzie kątowym od strony ochładzanego powietrza.

Chłodzińce o przepływie powietrza w układzie kątowym

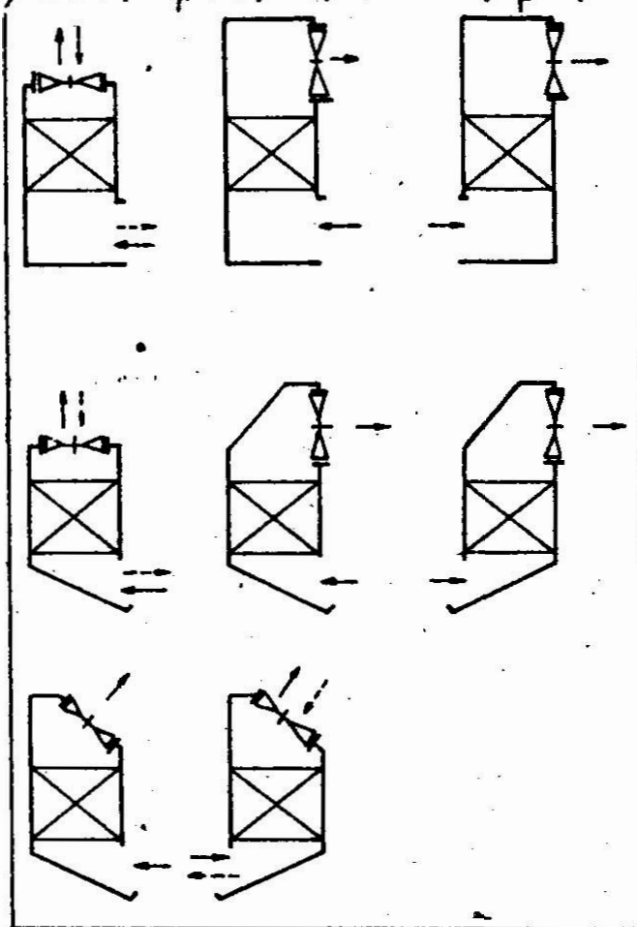
Główne elementy chłodzińcy to: wymiennik ciepła (najczęściej kłamielony) i generator ruchu powietrza (zwykle wentylatorowy) sprzężone za pomocą obudowy w postaci kanału aerodynamicznego. Kanał aerodynamiczny w chłodzińcach wentylatorowych o kątowym przepływie powietrza ma kształt kolana rurowego lub dwóch kolan

Adres: mgr inż. T. Bohdal, Wyższa Szkoła Inżynierska, ul. Racławicka 17, 75-620 Koszalin.

połączonych ze sobą szeregowo najczęściej o prostokątnym przekroju poprzecznym. Typowe kształty kolan i kanałów aerodynamicznych chłodnic wentylatorowych o przepływie powietrza w układzie kątowym przedstawiono na rys. 1 i 2 [3,4,6]. W każdym z przedstawionych układów cząstki powietrza poruszają się po torach krzywoliniowych uzależnionych o wymiarów geometrycznych kanału, sposobu łączenia kolan, usytuowanie generatora ruchu, jego budowy i zasady działania itp.

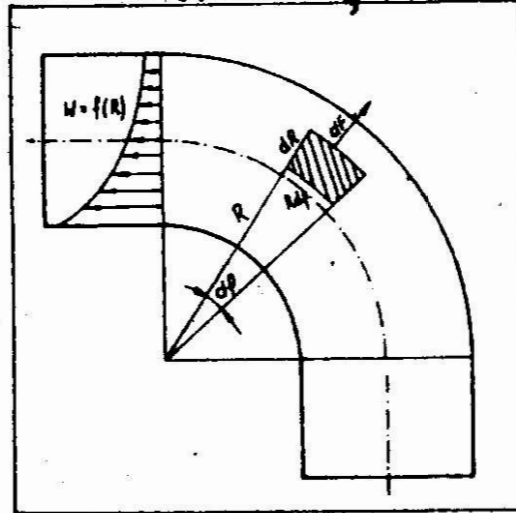


Rys. 1. Rodzaje kolan rurowych stosowanych w kanałach aerodynamicznych: a) $R > r$, $\frac{R}{r} > 1$, b) $R = r$, $\frac{R}{r} = 1$, c) $R = 0$, $\frac{R}{r} = 0$



Rys.2. Typowe kształty kanałów aerodynamicznych chłodnic wentylatorowych o przepływie powietrza w układzie kątowym wg [6]

Jednakże wspólnym dla wszystkich układów jest charakter przepływu powietrza przez element kanału - kolano. Poddajemy więc analizie przepływ elementu powietrza dm o gęstości ρ przez kolano o promieniu R (rys. 3)[3].



Rys. 3. Schemat przepływu powietrza w kolanie rurowym

$$\text{Masa elementu } dm = \rho \cdot d\phi \cdot dR \cdot 1 \quad (1)$$

$$\text{Objętość } dV = dR \cdot d\phi \cdot 1 \quad (2)$$

Na element dm działa siła odśrodkowa dF

$$dF = dm \cdot \frac{v^2}{R} = \rho \cdot d\phi \cdot dR \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{R} = \rho^2 \cdot d\phi \cdot dR \cdot v^2 \quad (3)$$

gdzie: v - prędkość elementu dm

Wzrost ciśnienia w przekroju poprzecznym dp

$$dp = -\frac{dF}{R \cdot d\phi} = \rho \cdot v^2 \cdot \frac{dR}{R} \quad (4)$$

Z równania Bernoulliego:

$$dp = -\rho \cdot v \cdot dv \quad (5)$$

Z porównania (4) i (5) wynika:

$$-\rho \cdot v \cdot dv = \rho \cdot v^2 \cdot \frac{dR}{R} \quad (6)$$

stąd

$$\frac{dR}{R} = -\frac{dv}{v} \quad (7)$$

Postać całkowa:

$$\int \frac{dR}{R} = -\int \frac{dv}{v} + \text{const} \quad (8)$$

Po scałkowaniu

$$Rw = \text{const}$$

(9)

Z przeprowadzonej analizy wynika, iż wartość prędkości lokalnej jest funkcją hiperboliczną promienia zakrętu R kolana. Po torach o większych promieniach zakrętu R cząstki przepływają z mniejszymi prędkościami. W przekrojach poprzecznych kolana występują niejednorodne pola prędkości lokalnych. Ulegają one dalszej deformacji w przypadku szeregowego łączenia kanałów kolanowych (załamań). Ponadto wpływ tarcia zmniejsza prędkość elementów poruszających się przy ściankach kanału, tak że prędkość ich spada praktycznie do zera.

Wentylator osiowy wytwarza strumień zawirowany zależny od wielkości geometrycznych wirnika, prędkości obrotowej itp [5]. Powyższe, jak i przepływ powietrza pierścieniowym kanałem przez Z wentylator oraz umieszczenie dodatkowych elementów na drodze ruchu cząstek (taśma ściękowa, przewody rurowe, wymiennik ciepła itp) prowadzą do dalszego wzrostu fluktuacji prędkości w kanale. Wymiennik ciepła w postaci bloku lamelowanego jest zespołem równoległych płyt -lamel opartych na układzie poprzecznie zorientowanych rurek z przepływającym czynnikiem chłodniczym. Płytki lamelowe tworzą kanały prostokątne o wymiarach poprzecznych równych odstępowi lamel i głębokości bloku oraz długości równej jego wysokości. Fluktuacja prędkości lokalnych w płaszczyźnie czołowej wymiennika nie sprzyja równomiernemu rozdziałowi wydatku napływającego powietrza pomiędzy poszczególne kanały międzylamelowe. Uzyskane na wlocie wartości objętościowych natężeń przepływu w tych kanałach nie ulegają zmianie podczas przemieszczenia się strumienia przez wymiennik lamelowany. Nawet wprowadzenie otworów w lamelach, które stanowią przecięściany powyższych kanałów, nie wpływają na istotną poprawę rozdziału przepływającej objętości powietrza wzdłuż wymiennika ciepła [7]. Umieszczając wymiennik ciepła w strumieniu powietrza o zróżnicowanym polu prędkości lokalnych, należy liczyć się z uzyskaniem odmiennych efektów energetycznych w różnych częściach chłodnicy. Lokalna wartość współczynnika przejmowania ciepła zależy bezpośrednio od lokalnej wartości prędkości przepływającego powietrza. W wymienniku ciepła występują więc dwa ściśle związane z sobą pola: pole prędkości lokalnych powietrza i zależne od niego na powierzchni

wymiennika pole wartości lokalnych współczynnika

$$\alpha = f(w) \quad (10)$$

kładając w obliczeniach projektowych równomierne pole prędkości ruchu powietrza w przekroju chłodnicy, a więc i jednakowe warunki wymiany ciepła na całej powierzchni zewnętrznej wprowadzając znaczne uproszczenia, zmniejszając dokładność przeprowadzonych liczeń. Zależności współczynników wymiany ciepła (szczególnie współczynnika przejmowania ciepła) od prędkości powietrza są funkcjami typowo, monotoniczno-nieliniowymi [1,5]. Dlatego rzeczywista wartość współczynnika przejmowania ciepła α znacznie odbiega od wartości współczynnika wyznaczonego przy założeniu równomiernej prędkości. Wartość rzeczywista przejmowania ciepła α odniesiona do całej powierzchni wymiany jest sumą wartości lokalnych poszczególnych punktach na powierzchni wymiennika dzieloną przez wartość tej powierzchni

$$\alpha_{rz} = \frac{1}{A} \int_A \alpha dA \quad (11)$$

gdzie: A - powierzchnia wymiany ciepła

posiadając potencjałem energetycznym zdolnym do przetransportowania określonej ilości powietrza przez chłodnicę (np. stosując wentylator osiowy) maksymalny efekt energetyczny uzyskuje się stosując równomierne omywanie powietrzem całej powierzchni wymiany ciepła. W pracy [5] wykazano, iż zmniejszenie fluktuacji prędkości lokalnych powietrza powoduje podwyższenie średniego współczynnika przenikania ciepła k chłodnicy jako wynikowej wartości uwzględniającej α .

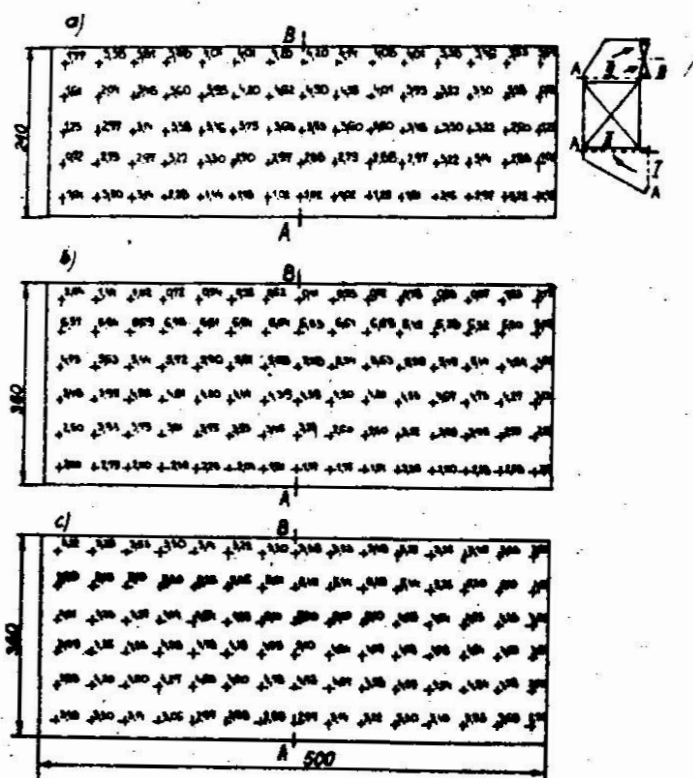
Wyniki badań

Podczas badań przepływowych chłodnicy wentylatorowej o przepływie powietrza w układzie kątowym dokonano oceny stopnia nierówności przepływu powietrza przez wymiennik lamelowany [7].

W celu generowania ruchu powietrza w chłodnicy użyto wentylatora osiowego średnicy koła łopatkowego $D = 400$ mm typu KBV produkcji firmy GM SUD-ELECTRIC Munchen RFN. Moc silnika elektrycznego wentylatora wynosiła 250W.

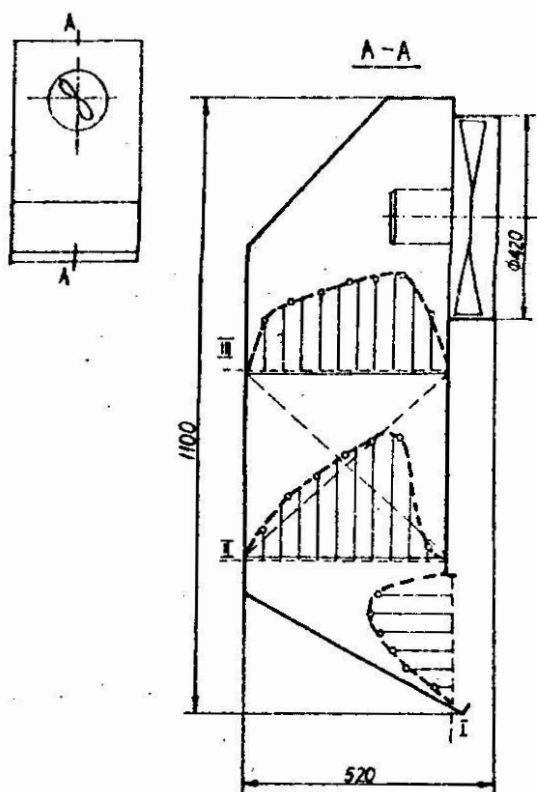
Wymiary prędkości lokalnych powietrza zrealizowano w trzech płaszczyznach pomiarowych:

I - płaszczyzna otworu ssawnego chłodnicy,
II - płaszczyzna napływu powietrza na blok lamelowany,
III- płaszczyzna wypływu powietrza z bloku lamelowanego.
Na płaszczyznach II i III punkty pomiarowe umieszczono w świetle wolnej przestrzeni międzyzębrowej wymiennika. Rys. 4 podaje rozkłady prędkości lokalnych powietrza w płaszczyznach pomiarowych I, II i III. Na kierunkach normalnych do płaszczyzn pomiarowych w przekroju chłodnicy (rys. 5) umieszczono wartości prędkości lokalnych powietrza.



Rys. 4. Rozkłady prędkości lokalnych powietrza w obrębie badanej chłodnicy wentylatorowej: a) płaszczyzna pomiarowa nr I, b) płaszczyzna pomiarowa nr II, c) płaszczyzna pomiarowa nr III

Przedstawione wyniki pomiarów potwierdzają jednoznacznie wpływ kanału aerodynamicznego chłodnicy na organizację przepływu powietrza. Nie uwzględniając tarcia ścian kanału można stwierdzić, że wielkość prędkości lokalnych różnią się 2-4 krotnie dla skrajnych wartości promienia zakrętu R łączących kolan.



Rys. 5. Interpretacja przepływu powietrza przez badaną chłodnicę wentylatorową

Występująca fluktuacja prędkości lokalnych powietrza obniża wartość współczynników wymiany ciepła odniesionych do całkowitej powierzchni wymiennika.

4. Wnioski

1. Konstrukcja kanału aerodynamicznego wywiera istotny wpływ na organizację przepływu powietrza przez chłodnicę wentylatorową.
2. Przepływ powietrza przez chłodnice kątowe charakteryzuje fluktuacje prędkości lokalnych wynikające z własności ruchu cząstek w kolanie rurowym.
3. Należy doskonalić konstrukcję chłodnic wentylatorowych o przepływie powietrza w układzie kątowym w celu wyrównania pól prędkości, co bezpośrednio związane jest z podniesieniem sprawności aeroenergetycznej obiektu.

Замечания о совместной работе комплекта: осевой вентилятор
-- ламелевый блок в угловом соединении

Исследовалась организация потока воздуха в вентиляторных воздухоохладителях в угловом соединении комплекта: осевой вентилятор -- ламелевый блок. Рассмотрено влияние конструкции аэродинамического канала воздухоохладителя на аэродинамическую эффективность объекта.

WARUNKI I WYMAGANIA STABILNE UKŁADOM WENTYLACJI W NOWOCZESNYCH MAGAZYNACH ZIEMNIAKÓW.

Henryk Dzierbanowicz, Teresa Kacalak

Wprowadzenie

W okresie przechowywania ziemniaków wskazane jest stworzenie takich warunków termicznych i wilgotnościowych aby: straty powodowane transpiracją, oddychaniem, kiełkowaniem i gniciem bulw były możliwie najniższe; procesy fizjologiczne i biochemiczne w bulwach przebiegały w sposób pozwalający na zachowanie lub ukształtowanie cech jakości odpowiednich dla każdego kierunku użytkowania (sadzeniaki, jadalne, przeznaczone na produkty spożywcze). W tym czasie badania wykazały [1], że w czasie przechowywania ziemniaków powinien być zróżnicowany przebieg warunków termiczno-wilgotnościowych w miejscach magazynowania. Całkowity czas przechowywania podzielono na cztery okresy. Określono długość ich trwania oraz ustalono optymalne warunki termiczno-wilgotnościowe dla każdego z nich. Ponadto stwierdzono, że w trzecim okresie przechowywania (okres długotrwałego przechowywania) warunki termiczno-wilgotnościowe winny być zróżnicowane w zależności od grupy przechowywanych odmian i kierunku użytkowania ziemniaków. Ciągłość poszczególnych okresów przechowywania oraz poziom temperatury i wilgotności względnej powietrza przedstawia się następująco: w pierwszym okresie (dojrzwiania) trwającym 1 do 2 tygodni wszystkie ziemniaki niezależnie od odmiany i kierunku użytkowania winny być przechowywane w temperaturze 15°C ($12 \pm 18^{\circ}\text{C}$) i przy wilgotności względnej powietrza 92,5% ($90 \pm 95\%$), w drugim okresie (schładzania) trwającym 2 do 3 tygodni należy temperaturę stopniowo obniżać przy sadzeniakach do 2°C , przy ziemniakach jadalnych do 6°C a wilgotność względna powietrza winna być zachowana na poziomie 92,5% ($90 \pm 96\%$).

res: mgr inż. H. Dzierbanowicz, mgr inż. T. Kacalak, Wyższa

Szkoła Inżynierska, ul. Bacławicka 15-17, 75-620 Koszalin

- w trzecim okresie (długotrwałego przechowywania) trwającym od momentu zbytu poziom optymalnej temperatury dla sadzeniaków zależnie od grupy odmian wynosi 2°C i $2\div 6^{\circ}\text{C}$, dla ziemniaków jadalnych $4 \div 6^{\circ}\text{C}$, dla ziemniaków na produkty spożywcze 6°C , a wilgotność względna powietrza winna kształtować się na poziomie $92,5\%$ ($90\div 95\%$);
- w czwartym okresie (przygotowania ziemniaków przed ich użytkowaniem) ziemniaki jadalne i na produkty spożywcze przechowuje się przez okres 10 dni w temperaturze 10°C przy wilgotności względnej powietrza 90% ($85\div 95\%$); zaś sadzeniaki przez okres 3-5 tygodni na świetle naturalnym lub sztucznym w temperaturze $10-15^{\circ}\text{C}$ i przy wilgotności względnej powietrza $75 - 80\%$.

2. Zalecenia techniczne do projektowania układów wentylacji

Wymagane warunki termiczno-wilgotnościowe zapewnić możemy poprzez dostarczenie za pomocą instalacji wentylacyjnej takiej ilości powietrza o określonych wartościach temperatury i wilgotności przy odpowiednim ciśnieniu o określonym kierunku oraz prędkości przepływu, aby umożliwiało to obniżenie temperatury składowanych ziemniaków do wartości charakterystycznych dla poszczególnych okresów przechowywania (wcześniej omówionych).

Wzrastająca specjalizacja uprawy ziemniaków wymaga wprowadzenia zasadniczych zmian w technologii ich przechowywania, a tym samym w rozwiązaniach układów wentylacji. Za układ wentylacji uważa się układy doprowadzenia i odprowadzenia powietrza. W technicznie najprostszych przechowalniach, charakterystycznych dla dotychczasowych sposobów przechowywania ziemniaków, występują najczęściej pomieszczenia wyposażone w odpowiednio usytuowane otwory wlotowe i wylotowe powietrza, zaś podstawowym mechanizmem wymiany ciepła i masy jest konwekcja naturalna. Bardziej wskazany jest łączenie mechanizmów konwekcji naturalnej i wymuszonej, kiedy to efekty ich działania wzajemnie wspomagają się. Przy większych obiektach o dużym zapotrzebowaniu powietrza wentylacyjnego, udział powietrza dostarczonego wskutek działania konwekcji naturalnej jest bardzo mały w porównaniu z całkowitą ilością dostarczonego powietrza. Powoduje to, że wentylacja naturalna w tej sytuacji nie może stanowić środka awaryjnego. Dlatego też, w nowoczesnych dużych obiektach przechowalniczych nie dąży się

do konstrukcyjnego zapewnienia możliwości wentylacji naturalnej jako jedynej.

Za takim rozwiązaniem przemawiają następujące względy:

- szeroki zakres kształtowania oraz możliwości regulacji mikroklimatu w zależności od zaistniałych potrzeb i warunków składowania poprzez przedmuchiwanie dużych ilości chłodnego powietrza do $100 \text{ m}^3/\text{hm}^3$ ziemniaków: bezpośrednio przez całą warstwę składowanych ziemniaków: luzem lub w paletach skrzyniowych,
- możliwość łatwiejszego uzyskania optymalnych i jednolitych parametrów mikroklimatycznych w masie składowanych ziemniaków, poszczególnych odmian i przeznaczeń,
- możliwość lepszego wykorzystania pojemności przechowalni poprzez składowanie dużych ilości ziemniaków z uwagi na większą niż w innych przypadkach możliwość, odprowadzenia strumienia ciepła na zewnątrz.

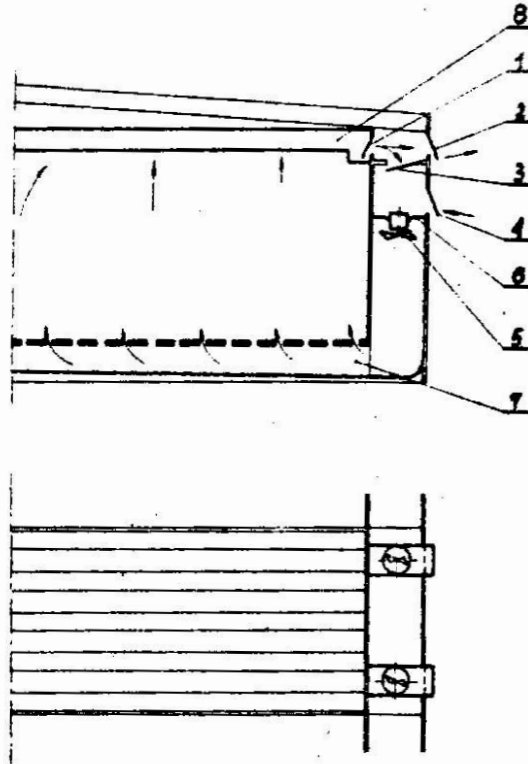
Mając na uwadze ilościowy wzrost produkcji ziemniaków zajęć może konieczność rozbudowy obiektu przechowalniczego w zakresie powiększenia jego pojemności. Zrealizować to można poprzez dobudowanie powtarzalnych struktur przestrzennych ("klocków przestrzennych") wraz z odpowiednim wyposażeniem w układy wentylacji, a w wersji rozwiniętej - jako układy z obróbką powietrza. W tego typu obiektach przechowalniczych znajdzie zastosowanie zdecentralizowany system wentylacji, w którym pomieszczenia przechowalnicze, albo nawet poszczególne kanały wentylacyjne, połączone są z oddzielnym otworem dolotowym powietrza zewnętrznego i obsługiwane są przez oddzielne wentylatory.

2.1. Elementy składowe instalacji wentylacyjnej i zasada jej działania

W skład instalacji wentylacyjnej wchodzi wentylatory osiowe, pionowe kanały czerpne z otworami czerpnymi i recykulacyjnymi (umieszczone w tzw. przedziale wentylacyjnym), poziome kanały doprowadzające z otworami wylotowymi, które służą do rozprowadzenia powietrza pod przyzmą lub pod stosami palet skrzyniowych, kanały lub otwory odprowadzające powietrza z przechowalni. Nieodłączną częścią instalacji wentylacyjnej są klapy lub żaluzje wielopłaszczyznowe, którymi reguluje się ilość powietrza czerpanego i odprowadzonego, oraz termicznie izolowane i szczelne zamknięcia otworów wentylacyjnych. Przedział wentylacyjny umożli-

nia dowolne **rozmieszczenie**, oraz coker zarówno wentylatorów jak i urządzeń do ewentualnej obróbki powietrza.

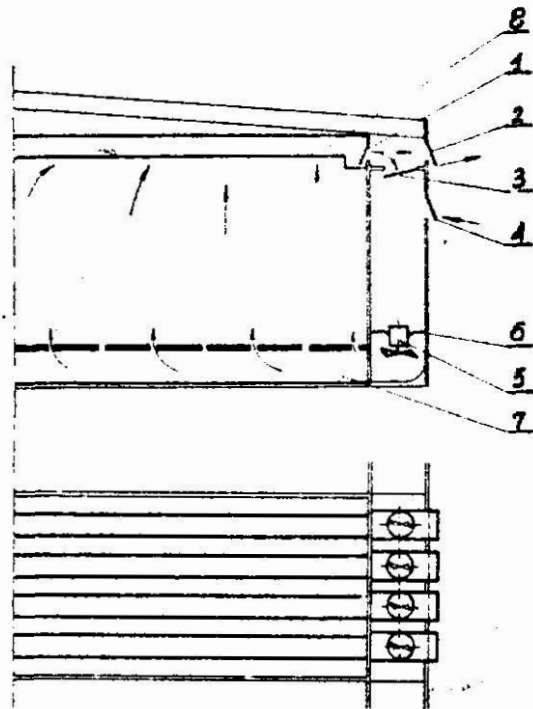
Proponuje się dwa rozwiązania przedstawione na rys. 1.



Rys. 1a. Sposoby wykorzystania przedziału wentylacyjnego, a/ z tłoczeniem do przedziału wentylacyjnego 1,2,3,4 - przepustnice spełniające rolę czerpni lub wyrzutni powietrza; 5 - wentylator; 6 - przepustnica ukierunkowująca przepływ powietrza; 7 - kanał rozprowadzający powietrza; 8 - kanał odprowadzający powietrze

W rozwiązaniu pokazanym na rys. 1a wentylator tłoczy powietrze do przedziału wentylacyjnego a **wypływ** powietrza do kanałów odbywa się pod wpływem różnicy ciśnień. Przedział wentylacyjny z wentylatorem umieszczonym w górnej części przedziału stosowany powinien być wówczas , gdy ilość wentylatorów tłoczących powietrze jest mniejsze od ilości kanałów rozprowadzających.

W układzie przedstawionym na rys. 1b wentylatory usytuowane są bezpośrednio w kanałach rozprowadzających powietrze. Rozwiązanie to należy stosować w przypadku, gdy każdy kanał posiada wentylator



Rys. 1b. Sposoby wykorzystania przedziału wentylacyjnego, b/ z tłoczeniem do kanałów ^{rozprowadzających}; 1,2,3,4 - przepustnice spełniające rolę czerpni lub wyrzutni powietrza, 5 - wentylator; 6- przepustnica ukierunkowująca przepływ powietrza; 7 - kanał rozprowadzający powietrze, 8- kanał odprowadzający powietrze

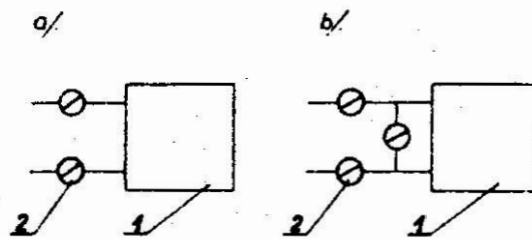
Doprowadzenie powietrza zewnętrznego odbywa się przez otwory usytuowane na ścianie bocznej w przypadku, gdy nie przewiduje się dalszej rozbudowy w kierunku prostopadłym do tej ściany. Jeżeli rozbudowa przewidziana jest w tym kierunku, wówczas otwory nawiewne umieścić można na dachu.

Otwory doprowadzające powietrze wewnętrzne usytuowane są w przegrodzie oddzielającej przedział wentylacyjny od przestrzeni składowania.

Układ doprowadzenia i odprowadzenia powietrza posiada możliwość mieszania powietrza zewnętrznego z wewnętrznym dzięki zainstalowanym przepustnicom w przedziale wentylacyjnym- przemawia za tym postulat minimalizacji zużytej energii (rys. 2) poprzez wykorzystanie parametrów powietrza zewnętrznego.

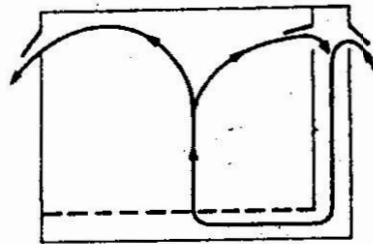
Układ zrealizowany może być jako tłoczący - tłoczenie powietrza przez pryzmę ziemiaków, bądź też jako tłocząco-ssący, przy którym odprowadzenie tłoczonego powietrza wspomagane jest przez

wentylator wyciągowy zainstalowany w kanale zbiorczym, odprowadzającym powietrze do wyrzutni.



Rys. 2. Struktury układu doprowadzenia i odprowadzenia powietrza
a) bez mieszania, b) z mieszaniem, 1- pomieszczenie składowania; 2 - przepustnice

Ostateczny wybór typu układu wynika z konkretnej sytuacji projektowej. Układ przeprowadzenia i zbierania powietrza zapewnić powinien w przestrzeni składowania ziemniaków luzem w przybliżeniu pionowy kierunek przepływu powietrza, co przedstawia rys. 3.

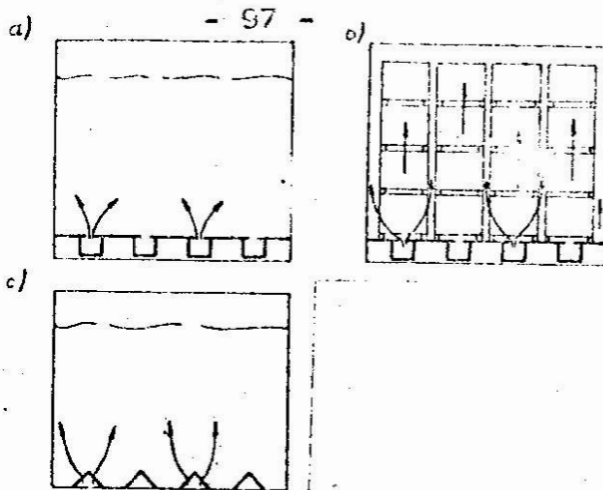


Rys. 3. Kierunek przepływu powietrza w pomieszczeniach składowania ziemniaków luzem

Rozdział powietrza w pomieszczeniach składowania dokonany może być przez:

- kanały podposadzkowe,
- kanały nadosadzkowe (ustawione na posadzce rusztu).

W obu wypadkach możliwe jest wentylowanie ziemniaków składowanych luzem, jak również w paletach skrzyniowych (rys. 4). Mając na uwadze uniwersalność funkcjonowania obiektu przechowalniczego, co do składowania ziemniaków luzem czy też w paletach skrzyniowych, zaleca się stosować kanały nadosadzkowe. Kształt, ewentualnie ich obudowa zależą od zaprojektowanej linii do rozładunku i załadunku. Poza tym, za stosowalnością kanałów nadosadzkowych przemawia dodatkowo możliwość łatwiejszego ich oczyszczania.



rys. 4. Przykłady zastosowanie kanałów

- a) podposadzkowych do składowania ziemniaków luzem,
 b) podposadzkowych do składowania ziemniaków w paletach skrzyniowych, c) naposadzkowych do składowania ziemniaków luzem

Instalacja wentylacyjna spełnia skutecznie swe zadania jeżeli jest odpowiednio wydajna, to znaczy, gdy w krótkim czasie, odpowiednią prędkością i przy odpowiednim ciśnieniu może dostarczyć wymaganą ilość powietrza. Ilość i prędkość przepływu powietrza (dla odpowiedniego ciśnienia) stanowi podstawę do obliczania właściwej wielkości przekroju otworów i kanałów instalacji oraz wskazuje wydajność i typ wentylatora jaki powinien być stosowany.

W naszych warunkach klimatycznych należy dostarczyć następującą ilość powietrza na każdy m^3 ziemniaków w ciągu jednej godziny [3]: w rejonach wschodnich, północno-wschodnich i podgórskich $75 m^3$ (strefy klimatyczne IV, V),

w pozostałych rejonach kraju $90 m^3$ (strefy klimatyczne I, II, III).

Ilość powietrza w każdym kanale winien być jednakowy i równomiernie rozłożony na całej jego długości. Prędkość przepływu sprężonego powietrza jest ściśle związana z ilością powietrza wciąganego pod przyłmę ziemniaków (w przypadku składowania luzem) oraz z wielkością przekrojów kanałów i otworów instalacji wentylacyjnej. Wartości prędkości kształtują się następująco: [2]:

dla kanału czerpnego i otworów wlotowych powietrza atmosferycznego wewnętrznego - 2 - 4 m/s,

dla poziomów kanałów rozprowadzających powietrze - 5 m/s,

dla otworów wylotowych z kanałów rozprowadzających powietrze pod przyłmę - 3 m/s,

dla otworów wylotowych odprowadzających powietrze na zewnątrz - 10 m/s.

Ciśnienie (spręż) dostarczanego powietrza uzależnione jest od wysokości składowanych ziemniaków.

Dla ziemniaków składowanych luzem:

wysokość przyzmy w [m]:	ciśnienie w [Pa]:
3	150
4	200
5	250

Dla ziemniaków w paletach skrzyniowych (80 x 120 x 110 cm):

wysokość stosu (ilość skrzyń):	ciśnienie w [Pa] :
3	150
4	200
5	250

3. Proponowane rozwiązania układów wentylacji dla składowania ziemniaków luzem i w paletach skrzyniowych

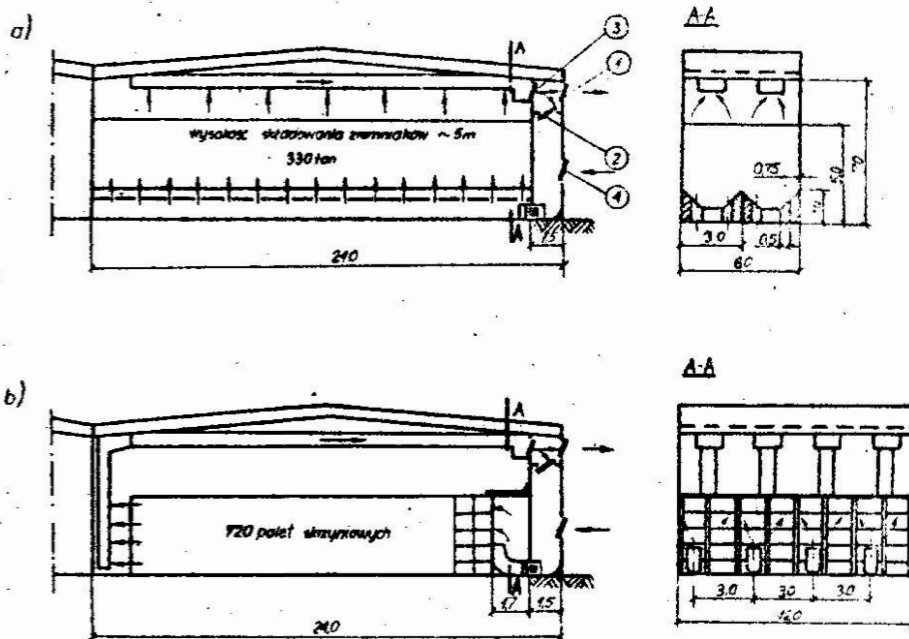
Przedstawione zalecenia omówionego systemu wentylacji pomieszczeń przechowalniczych ziemniaków uwzględniono w dwóch wariantach rozwiązań, ujmujących oba sposoby ich składowania - luzem i w paletach skrzyniowych [2].

W obu wariantach wykorzystuje się wentylację mechaniczną nawiewno-wyiewną, gdzie system wentylacji pracuje na obiegu powietrza zewnętrznego, wewnętrznego i obiegowego dzięki zainstalowanym przepustnicom (kłapom), umieszczonym w pionowym przedziale wentylacyjnym.

W pierwszym wariantcie (rys. 5 a,b) rozpatrzono model obiektu, w którym boksy mają pojemność 330t i 260 t - dla składowania luzem (przedzielone korytarzem o szerokości 4,5 m) oraz komory o pojemności 352t i 262t - dla składowania w paletach skrzyniowych. Wymiary boksów: szer. 6m; długość 22,3 m lub 17,8 m (boks z korytarzem) i minimalna wysokość 7 m, zaś wymiary komór: szerokość 12m, długość 22,3 m lub 17,8 m (komora z korytarzem) i minimalna wysokość 7 m.

Ziemniaki składuje się luzem w boksach, gdzie powietrze rozprowadzone jest czterema kanałami naposadzkowymi o stałym przekroju poprzecznym. Zapewniają one prędkość powietrza około 6 m/s. W kanałach wykonane są szczeliny wylotowe (o zmiennym

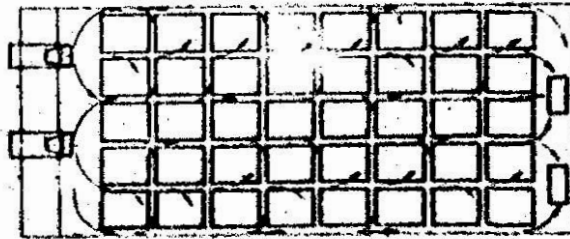
przekroju, dające równomierny rozdział powietrza, poprzez utrzymanie stałej prędkości ok. 3 m/s.



rys. 5. Schematy układów wentylacji dla składowania ziemniaków a) luzem, b) w paletach skrzyniowych - wariant I

odstaw kanałów w osi równy jest 1,5 m (rys. 5a). kanały mają przekrój w kształcie trapezu o wymiarach: a = 1,3 m; b = 0,7 m; h = 0,5 m - boks o poj. ok. 330 t, a = 1,0 m; b = 0,5 m; h = 0,5 m - boks o poj. ok. 260 t. kanały umiejscowione są na całej długości boksów w odpowiednich segmentach wentylacyjnych, przystosowanych do esmooczynnego rozkładu ziemniaków. Odprowadzenie powietrza z nad powierzchnię przy pomocy kanałów odbywa się dwoma kanałami umożliwiającymi równomierne bieranie powietrza, poprzez zapewnienie stałej prędkości ok. 3 m/s w otworach wylotowych, odprowadzających powietrze z boksów do zewnątrz, z ewentualnym wykorzystaniem wentylatorów mechanicznych, umiejscowionych w kanałach przy pionowym przedziale wentylacyjnym. Każdy kanał stanowi część układu wentylacji wyposażonego w kłapy pełniące rolę czepni lub wyrzutni powietrza. Przy odlegu wewnętrznym powietrza wentylacyjnego otwarte są kłapy: 3 i 2, zamknięte są kłapy czepni 1 i 4. Podczas odlegu powietrza wewnętrznego otwarte są kłapy 1,3,4, a zamknięte jest kłapa 2. Przy przepływie powietrza obiegowego wszystkie kłapy są otwarte. Składowanie ziemniaków w paletach skrzyniowych (rys. 5b) wymaga większego zapotrzebowania powietrza, ze względu na istniejący charakter wymiany ciepła i masy wyłącznie drogą opływu strumieni powietrza.

Rozpatrywany model przechowalni do składowania w paletach skrzyniowych posiada komory o 2-krotnie większej powierzchni składowania niż przy składowaniu luzem w boksach. Uzyskuje się to poprzez 2-krotne zwiększenie szerokości komory z 6 m na 12 m. Kanały rozprowadzające powietrze stanowią wolne przestrzenie między stosami palet skrzyniowych (rys. 7).



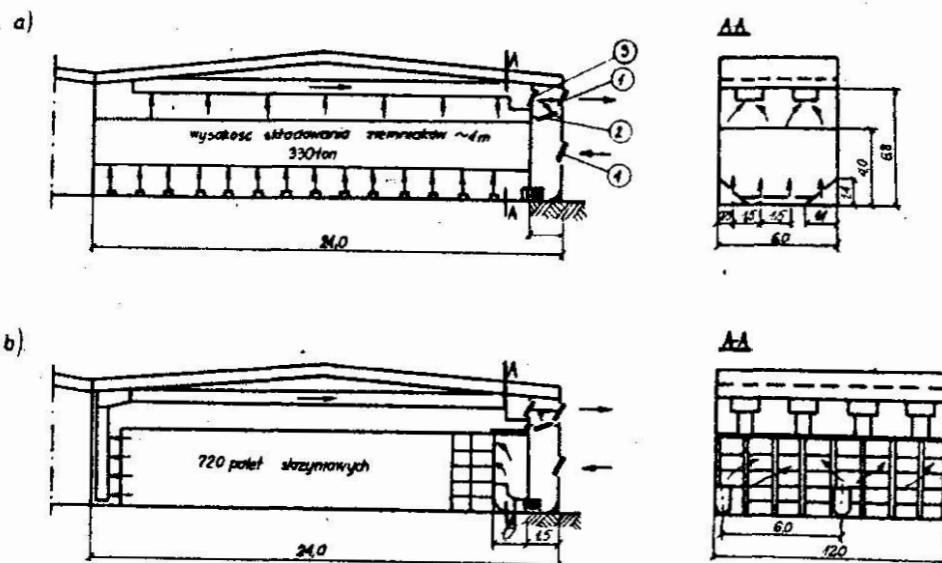
Rys. 7. Schemat aktywnej wentylacji przy składowaniu ziemniaków w paletach skrzyniowych - kanały wentylacyjne utworzone z prześwitu palet

Palety skrzyniowe ustawione są w 8 rzędach po 5 w stosie i 18 lub 11 (komora z korytarzem) na długości.

Dla właściwego ruchu powietrza przewidziano wolne szczeliny między paletami w rzędach. Ze względu na konieczność równomiernego rozdziału strumienia powietrza między utworzonymi przestrzeniami przewidziano dodatkową przestrzeń stanowiącą jakoby komorę mieszania, zapewniającą uzyskanie równomiernego ciśnienia w całej jej objętości. Kubatura wyodrębnionej przestrzeni wynosi: $22,0 \times 4,0 \times 1,7 = 151,6 \text{ m}^3$. Ograniczeniem tej przestrzeni są stosy palet skrzyniowych oraz ruchoma kłapa górna umieszczona na wysokości stosów palet, usylokująca szczelnie utworzoną przestrzeń. Powietrze odprowadzone jest dwoma kanałami. Kanały zbiorcze umiejscowione są za stosami palet w celu równomiernego ich wpływu przez strumień powietrza. Wentylatory doprowadzające powietrze do poszczególnych kanałów usytuowane są w ten sposób, że zajmują całość przedziału wentylacyjnego oraz przestrzeni komory składowania.

Przy składowaniu ziemniaków w paletach skrzyniowych zastosowano kolano stanowiące przedłużenie dyfuzora wentylatora osiowego.

Drugą wariantację (rys. 6 a,b) rozpatrzono wariant obiektu przechowalniczego, w którym ziemniaki składowane są luzem w boksach o pojemności 330 t i 100 t (przedziałach korytarzem 6 m) oraz w boksach o pojemności 330 t i 200 t - dla składowania w paletach skrzyniowych.



Rys. 6. Schematy układów wentylacji dla składowania ziemniaków
a) luzem b) w paletach skrzyniowych - wariant II

Wymiary boksów: szerokość 6 m, długość 22,3 m lub 16,3 m (boks z korytarzem) i minimalna wysokość 5,8 m zaś wymiary komór: szerokość 12 m, długość 22,3 m lub 16,3 m (komora z korytarzem), minimalna wysokość 5,8 m.

Ziemniaki składowane luzem w boksach, w których powietrze rozprowadzone jest dwoma kanałami głównymi (o stałym trójkątnym przekroju poprzecznym):

$0,96 \text{ m}^2$ - boks o pojemności 330 t,

$0,54 \text{ m}^2$ - boks o pojemności 180 t)

umieszczonymi w narożach boksu na całej jego długości oraz kanałami poprzecznymi (o stałym prostokątnym przekroju poprzecznym:

$0,30 \text{ m} \times 0,2 \text{ m}$ - boks o pojemności 330 t,

$0,20 \text{ m} \times 0,22 \text{ m}$ - boks o pojemności 190 t)

rozmieszczonymi równolegle względem siebie w odstępach 1,5 m w osiach (rys. 6a).

Wylot powietrza odbywa się przez szczeliny o zmiennym przekroju, umieszczone w kanałach głównych oraz w kanałach poprzecznych o rozstawie 1,5 m.

Zmienna powierzchnia szczelin gwarantuje prędkość wypływającego z nich powietrza ok. 3 m/s.

Przedstawiony układ rozprowadzenia powietrza zapewni równomierny jego rozdział. Odprowadzenie powietrza z nadprężonego ziemniaków jak też sposób rozmieszczenia konstrukcyjnego układu wentylacji przy składowaniu w paletach skrzyniowych zostaje uchowana jak w wariantcie pierwszym (rys. 6 b).

4. Podsumowanie

W przedstawionych wariantach składowania ziemniaków przyjmuje się następujące zasady dotyczące struktury oraz elementów układów wentylacji:

- 1) Mając na uwadze uniwersalność funkcjonowania obiektu przechowalniczego co do różnych sposobów składowania luzem i w paletach skrzyniowych stosuje się:
 - jako podstawowy mechanizm wymiany ciepła i masy - wentylację aktywną,
 - kanały rozprowadzające powietrze, jako nadosadzkowe,
 - dla każdego z wariantów bez względu na różnicę w szerokości boków i komór, zachowuje się jednakową odległość otworów wentylacyjnych doprowadzających powietrze (umożliwia to dobór dowolnej ilości wentylatorów w zależności od ich parametrów oraz metody składowania ziemniaków),
 - system wentylacji jest zdecentralizowany (charakteryzuje się tym, że poszczególne przestrzenie przechowalnicze wyposażone są w oddzielne układy wentylacyjne).
- 2) Do rozdzielu powietrza nawiewnego wykorzystuje się tzw. przedział wentylacyjny, który umożliwia dowolne rozmieszczenie oraz szerszy zakres doboru zarówno wentylatorów, jak i urządzeń do ewentualnej obróbki powietrza.
- 3) Otwory doprowadzające powietrze do kanałów rozprowadzających usytuowane są w ścianie oddzielającej przedział wentylacyjny od przestrzeni składowania. Umożliwia to dowolne wykorzystanie odpowiedniej ilości otworów do przyjętego sposobu składowania.
- 4) Układ rozprowadzenia i zbierania powietrza zapewnia w przestrzeni składowania ziemniaków pionowy kierunek przepływu powietrza (ziemniaki składowane luzem) lub poziomy (ziemniaki w paletach skrzyniowych).
- 5) W pierwszym wariancie istnieje możliwość podziału boków na dwie przestrzenie składowania za pomocą dodatkowej ściany wzdłużnej. Umożliwia to racjonalną gospodarkę przechowalniczą.

Literatura

1. Kubicki K.: Zasady przechowywania ziemniaków, PZML, Warszawa 1973.
2. Peška T., Dzierbanowicz H.: System wentylacji ziemniaków składowanych luzem i w paletach skrzyniowych. II Konferencja Naukowo-Techniczna - Problemy budownictwa rolniczego-Przechowalnictwo ziemniaków, Koszalin 1980.
3. Wierowski H., Milanowski J., Kukiszka L., Majka K., Popik W., Wachowicz E., Kapsa M.: Systemowe projektowanie wstępne przechowalni ziemniaków- opracowanie IBI, Koszalin 1977.

Streszczenie

W artykule omówiono znaczenie systemów wentylacji oraz ich rolę spełnianą w nowoczesnych przechowalniach ziemniaków. Podano zalecenia konstrukcyjne dla rozwiązań układów wentylacji. Przedstawiono opracowania własne autorów dotyczące zasad proponowanej struktury oraz elementów układów wentylacji przy przechowywaniu ziemniaków składowanych luzem i w paletach skrzyniowych.

Tasks and requirements put for ventilation systems
in the up-to-date potato storages

The importance of ventilation systems in the up-to-date potato storages has been discussed in the paper. The constructional advices relating to the solutions of the ventilation systems have been described. Authors present their own solutions on the constructional rules of the proposed structure and the elements of the ventilation systems during the storage of potatoes in bulk or in box pallets.

Требования к системам вентиляции в современных камерах хранения картофеля

В статье обсуждено значение систем вентиляции и их роль в современных камерах хранения картофеля. Предлагаются конструкционные рекомендации для решения систем вентиляции. Представлены разработки авторов по вопросам конструкции предлагаемой структуры и отдельных элементов систем вентиляции для хранения картофеля россыпью и в ящичных скидах.

CZTEROWYMIAROWY SERWOMECHANIZM DO WYRÓWNOWAŻANIA DYNAMICZNEGO
WIRNIKÓW SZTYWNYCH

Zdzisław Gosiewski

Ważniejsze oznaczenia

- $Oxyz$ - inercjalny układ współrzędnych; oś z jest osią obrotu wirnika,
 Ox_1y_1z - wirujący wraz z wirnikiem układ współrzędnych,
 $O_1x_2y_2z_2$ - sztywno związany z wirnikiem układ współrzędnych; oś z_2 jest osią wirnika,
 β_I, β_{II} - płaszczyzny korekcji; występujące w oznaczeniach indeksy I, II dotyczą numeru płaszczyzny korekcji,
 $x_{II1}, y_{II1}, x_{III1}, y_{III1}$ - współrzędne uogólnione określające położenie wirnika w układzie współrzędnych Ox_1y_1z ,
 $x_{I2}, y_{I2}, x_{II2}, y_{II2}$ - współrzędne uogólnione określające położenie mas korekcyjnych w układzie współrzędnych $O_1x_2y_2z_2$,
 Ω - prędkość kątowa wirnika,
 M - masa wyrównoważonego wirnika,
 m_I, m_{II} - masy wprowadzające niewyrównoważenie,
 m_{Ik}, m_{IIk} - masy korekcyjne,
 \vec{D}_I, \vec{D}_{II} - wektory niewyrównoważenia,
 $\vec{D}_{Ik}, \vec{D}_{IIk}$ - wektory wyrównowazające,
 r_I, r_{II} - promieniowe położenie mas m_I, m_{II} względem osi z_2 ,
 α_I, α_{II} - kątowne położenie mas m_I, m_{II} względem osi x_2 ,
 I - masowy moment bezwładności układu wirującego względem osi x_2 i względem osi y_2 ,
 I_z - masowy moment bezwładności względem osi z_2 ,
 b_0 - współczynnik tłumienia ruchu wirnika,
 b_1 - współczynnik tłumienia ruchu mas korekcyjnych,

Adres: dr inż. Z. Gosiewski, Wyższa Szkoła Inżynierska,
Instytut Budowy Maszyn, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

- c_0 - współczynnik sprężystości podpór łożyskowych,
 c_1 - współczynnik sprężystości sprężyn podtrzymujących masy korekcyjne,
 $P_{Ix}, P_{Iy}, P_{IIx}, P_{IIy}$ - ciśnienie sterujące masami korekcyjnymi,
 F - powierzchnia robocza cylindrów pneumatycznych,
 $w(s)$ - wektor zespolonych wielkości wyjściowych,
 $v(s)$ - wektor zespolonych wielkości sterujących,
 $z(s)$ - wektor zespolonych wielkości zakłócających,
 $P(s)$ - macierz transmitacji sterowań obiektu,
 $Q(s)$ - macierz transmitacji zakłóceń obiektu,
 $Z(s)$ - macierz transmitacji zakłóceń układu automatycznego wyrównowazania,
 G - macierz modalna,
 $x(s)$ - wektor wyjść zastępczego obiektu,
 $u(s)$ - wektor sterowań zastępczego obiektu,
 $f(s)$ - wektor zakłóceń zastępczego obiektu,
 $N(s)$ - macierz zakłóceń zastępczego układu automatycznego wyrównowazania,
 Re - część rzeczywista zmiennej zespolonej,
 Im - część urojona zmiennej zespolonej.

1. Wstęp

W wielu maszynach wirnikowych niewyrównowazanie wirnika pojawia się podczas jego eksploatacji. Do podstawowych przyczyn powstawania tego niewyrównowazania należy zaliczyć: nierównomierne nagrzewanie, stygnięcie, różna wartość współczynników rozszerzalności cieplnej poszczególnych elementów wirnika, osłabienie połączeń części i związane z tym przesunięcia względem siebie elementów wirnika, zużywanie się części wirnika. Niewyrównowazanie eksploatacyjne wynikać może również ze specyfiki procesu technologicznego prowadzonego w wirniku. W czasie pracy takich maszyn jak: wirówki filtracyjne, wentylatory odpylania, pompy- występuje przemieszczanie i osadzanie się mas, których nierównomierny i zmienny w czasie rozkład wywołuje niewyrównowazanie.

Niewyrównowazanie eksploatacyjne charakteryzuje się zmiennością w czasie wielkości opisujących to niewyrównowazanie. Aby wyrównowazać wirnik ze zmiennym w czasie niewyrównowazaniem, należy w sposób ciągły zmieniać położenie mas korekcyjnych- co najwygodniej jest czynić za pomocą układu automatycznego wyrównowazania [1].

Wirnik jest obiektem wielowymiarowym. Wymiarowość takiego obiektu odpowiada ilości stopni swobody wirnika.

W pracy [2] przedstawiono teoretyczną analizę, praktyczną realizację oraz badania doświadczalne dwuwymiarowego serwomechanizmu do automatycznego wyrównywania wirników z wykorzystaniem jednej płaszczyzny korekcji. W niniejszym artykule rozbudowano ten układ celem zastosowania go do wyrównywania symetrycznych sztywnych wirników za pomocą automatycznego przemieszczania mas korekcyjnych w dwóch płaszczyznach korekcji.

2. Zasada działania układu automatycznego wyrównywania

Na podstawie obzernej literatury (np. [1,3]) stwierdzić można, że:

1. Dowolne niewyrównowanie dynamiczne wirnika sztywnego można opisać za pomocą dwóch (zazwyczaj nierównoległych) wektorów \vec{D}_I, \vec{D}_{II} leżących odpowiednio w dwóch płaszczyznach korekcji β_I, β_{II} , przy czym wektory te mają wymiar iloczynu masy i długości.
2. Z punktu 1 wynika, że dowolne niewyrównowanie można zamodelować, mocując w płaszczyznach korekcji wyrównowanego wirnika masy m_I, m_{II} odpowiednio na promieniach r_I, r_{II} tak, aby było spełnione

$$\begin{aligned} \vec{D}_I &= m_I \vec{r}_I, \\ \vec{D}_{II} &= m_{II} \vec{r}_{II} \end{aligned} \quad (1)$$

3. Sztywny wirnik zostanie wyrównowany, jeżeli wprowadzi się w płaszczyznach korekcji masy korekcyjne m_{Ik}, m_{IIk} na promieniach $\vec{r}_{Ik}, \vec{r}_{IIk}$ w ten sposób, że wynikające z ich umiejscowienia wektory wyrównowujące $\vec{D}_{Ik}, \vec{D}_{IIk}$ będą równe i przeciwnie skierowane do wektorów \vec{D}_I, \vec{D}_{II} , tzn.

$$\begin{aligned} \vec{D}_{Ik} &= m_{Ik} \vec{r}_{Ik} = -\vec{D}_I, \\ \vec{D}_{IIk} &= m_{IIk} \vec{r}_{IIk} = -\vec{D}_{II} \end{aligned} \quad (2)$$

Ze względu na zmienność w czasie, można niewyrównowanie eksploatacyjne opisać następująco:

$$\begin{aligned} \vec{D}_I(t) &= \bar{i} D_{Ix}(t) + \bar{j} D_{Iy}(t) \\ \vec{D}_{II}(t) &= \bar{i} D_{IIx}(t) + \bar{j} D_{IIy}(t) \end{aligned} \quad (3)$$

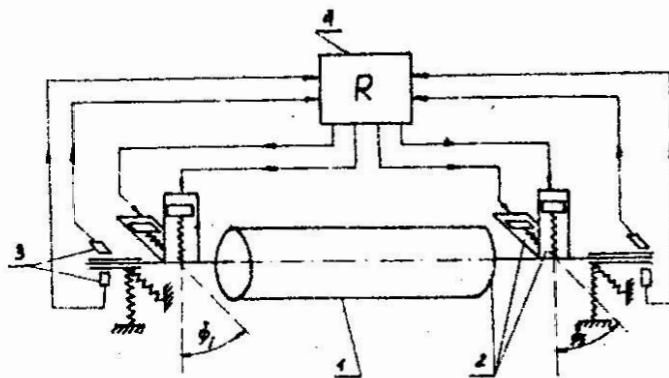
gdzie: \bar{i}, \bar{j} - wektory w układzie współrzędnych Ox_1y_1z ,

$D_{Ix}, D_{Iy}, D_{IIx}, D_{IIy}$ - rzuty wektorów \bar{D}_I, \bar{D}_{II} odpowiednio na osie x_1, y_1 .

Prostoliniowe przemieszczanie mas korekcyjnych jest technicznie łatwe. Wirnik można więc wyrównoważyć przez przemieszczanie mas korekcyjnych $m_{Ikx}, m_{Iky}, m_{IIkx}, m_{IIky}$ wzdłuż osi kartezjańskiego układu współrzędnych sztywno związanego z wirnikiem. Wirnik będzie wyrównowany, gdy masy korekcyjne znajdą się odpowiednio w położeniach $x_{I2}, y_{I2}, x_{II2}, y_{II2}$ wyznaczonych z zależności:

$$\begin{aligned} m_{Ikx} x_{I2}(t) &= -D_{Ix}(t), \\ m_{Iky} y_{I2}(t) &= -D_{Iy}(t), \\ m_{IIkx} x_{II2}(t) &= -D_{IIx}(t), \\ m_{IIky} y_{II2}(t) &= -D_{IIy}(t). \end{aligned} \quad (4)$$

Automatyzacja przemieszczania czterech mas korekcyjnych prowadzi do czterowymiarowego układu automatycznego wyrównowania. Jeżeli jako element wykonawczy zastosuje się w serwomechanizmie siłowniki pneumatyczne [8], to masami korekcyjnymi mogą być tłoki tych siłowników (rys. 1).



Rys. 1. Schemat ideowy układu automatycznego wyrównowania wirnika sztywnego: 1 - wirnik symetryczny niewyrównowany dynamicznie, 2 - siłowniki pneumatyczne jako elementy wykonawcze; tłoki siłowników są ruchomymi masami korekcyjnymi, 3 - czujniki mierzące wychylenia wirnika w dwóch płaszczyznach korekcji w kierunkach prostopadłych do siebie i prostopadłych do osi wirnika; czujniki te są składowymi elementami pomiarowego, 4 - wielowymiarowy regulator

ich tłoków w jednym kierunku zapewniają siły parcia powietrza (sygnały sterujące), w przeciwnym natomiast kierunku - siły sprężystości sprężyn, za pomocą których tłoki przymocowane są do cylindrów, a tym samym do wirnika. Osie siłowników są równoległe do osi kartezjańskiego układu współrzędnych O_1, x_2, y_2, z_2 sztywno związanego z wirnikiem. Gdy sprężyny nie są napięte i brak jest sygnałów sterujących, to środki mas korekcyjnych leżą na osi wirnika. Sygnały z czujników pomiarowych, wyregulowane w regulatorze, sterują położeniem mas korekcyjnych.

2. Równania ruchu

Założono, że sztywny symetryczny wirnik jest posadowiony na isotropowo podatnych w kierunkach prostopadłych do osi wirnika podporach łożyskowych oraz, że do wyrównoważonego wirnika o masie m wprowadzono niewyrównoważenie przez umieszczenie dodatkowych mas m_{II} w płaszczyznach korekcji. Założono ponadto, że płaszczyzny korekcji pokrywają się z płaszczyznami podpór łożyskowych, a wirnik obraca się z stałą prędkością kątową Ω .

Obiektem regulacji jest układ wirujący składający się z wirnika i mas korekcyjnych przymocowanych do niego za pomocą sprężyn. Jako współrzędne uogólnione przyjęto współrzędne $x_{I1}, y_{I1}, x_{III1}, y_{III1}$ określające położenie wirnika oraz współrzędne $x_{I2}, y_{I2}, x_{II2}, y_{II2}$, w których każda określa położenie jednej masy korekcyjnej. Przy układaniu równań ruchu korzystano z modelu fizycznego i oznaczeń podanych na rys. 2, przy czym ze względu na symetrię układu wirującego przyjęto:

$$\begin{aligned}
 m &= m_I = m_{II}, \\
 m_k &= m_{I kx} = m_{I ky} = m_{II ky} = m_{II ky}, \\
 c_0 &= c_{I0x} = c_{I0y} = c_{II0x} = c_{II0y}, \\
 c_1 &= c_{I1x} = c_{I1y} = c_{III1x} = c_{III1y}, \\
 b_0 &= b_{I0x} = b_{I0y} = b_{II0x} = b_{II0y}, \\
 b_1 &= b_{I1x} = b_{I1y} = b_{III1x} = b_{III1y}.
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Stosując podstawienia:

$$\begin{aligned}
 r_{Ix} &= |\bar{r}_I| \cos \alpha_I, & r_{Iy} &= |\bar{r}_I| \sin \alpha_I \\
 r_{IIx} &= |\bar{r}_{II}| \cos \alpha_{II}, & r_{IIy} &= |\bar{r}_{II}| \sin \alpha_{II}, \\
 w_I &= x_{I1} + y_{I1} i, & w_{II} &= x_{III1} + y_{III1} i, \\
 w_{III} &= x_{I2} + y_{I2} i, & w_{IV} &= x_{II2} + y_{II2} i,
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} r_I &= r_{Ix} + r_{Iy} i, & r_{II} &= r_{IIx} + r_{IIy} i, \\ p_I &= p_{Ix} + p_{Iy} i, & p_{II} &= p_{IIx} + p_{IIy} i, \end{aligned} \quad (6)$$

gdzie $i = \sqrt{-1}$, otrzymamy następujące równania ruchu układu wirującego:

$$\begin{aligned} A(\ddot{w}_I + 2i\Omega\dot{w}_I + \Omega^2 w_I) + B(\ddot{w}_{II} + 2i\Omega\dot{w}_{II} - \Omega^2 w_{II}) + \\ C(i\dot{w}_I - \Omega w_I - i\dot{w}_{II} + \Omega w_{II}) + b_0(\dot{w}_I + i\Omega w_I) + c_0 w_I + \\ + m_k(\ddot{w}_{III} + 2i\Omega\dot{w}_{III} - \Omega^2 w_{III}) = -m(\ddot{r}_I + 2i\Omega\dot{r}_I - \Omega^2 r_I) - \\ p_I F, \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} B(\ddot{w}_I + 2i\Omega\dot{w}_I - \Omega^2 w_I) + A(\ddot{w}_{II} + 2i\Omega\dot{w}_{II} - \Omega^2 w_{II}) + \\ C(-i\dot{w}_I + \Omega w_I + i\dot{w}_{II} - \Omega w_{II}) + b_0(\dot{w}_{II} + i\Omega w_{II}) + c_0 w_{II} \\ + m_k(\ddot{w}_{IV} + 2i\Omega\dot{w}_{IV} - \Omega^2 w_{IV}) = -m(\ddot{r}_{II} + 2i\Omega\dot{r}_{II} - \Omega^2 r_{II}) - \\ p_{II} F, \end{aligned}$$

$$m_k(\ddot{w}_{III} - \Omega^2 w_{III}) + m_k(\ddot{w}_I + 2i\Omega\dot{w}_I - \Omega^2 w_I) +$$

$$b_1 \dot{w}_{III} + c_1 w_{III} = p_I F,$$

$$m_k(\ddot{w}_{IV} - \Omega^2 w_{IV}) + m_k(\ddot{w}_{II} + 2i\Omega\dot{w}_{II} - \Omega^2 w_{II}) +$$

$$b_1 \dot{w}_{IV} + c_1 w_{IV} = p_{II} F,$$

przy czym

$$A = \frac{1}{4}M + m + 2m_k + \frac{I}{L^2},$$

$$B = \frac{1}{2}M - \frac{I}{L^2}, \quad (8)$$

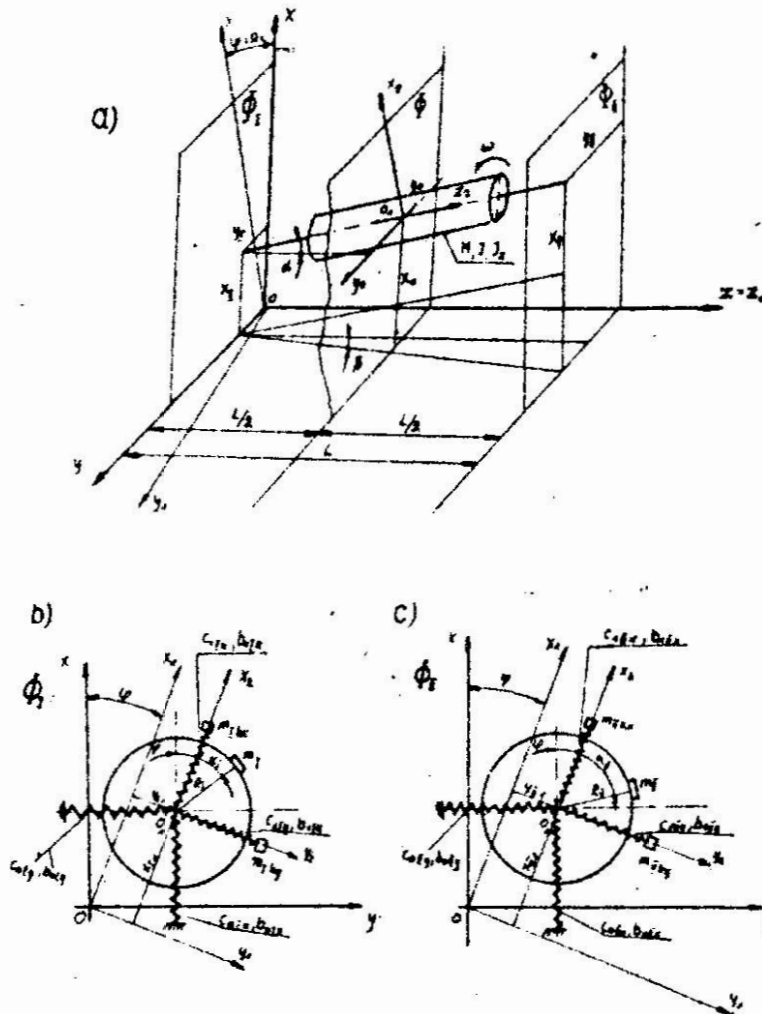
$$C = \frac{I}{L}.$$

Jeżeli założyć, że ruch układu wirującego wymuszony jest stałymi w czasie siłami bezwładności od niewyrównowazenia, to po prawej stronie układu równań (7) w dwóch pierwszych równaniach będą odpowiednio wyrażenia:

$$O_I = m\Omega^2 r_I = D_I \Omega^2, \quad (9)$$

$$O_{II} = m\Omega^2 r_{II} = D_{II} \Omega^2,$$

przedstawiające odśrodkowe siły bezwładności, natomiast w dwóch ostatnich równaniach - zera. Ruch wirnika, wymuszony tymi siłami, jest określony następującymi zależnościami:



Rys. 2. Model fizyczny wirnika: a) położenie wirnika względem przyjętych układów współrzędnych w chwili czasu t; b,c) położenie mas wprowadzających niewyrównoważenie oraz mas korekcyjnych w płaszczyznach korekcji Φ_I i Φ_{II} w chwili czasu t

$$\begin{aligned}
 w_I &= \frac{O_I G - O_{II} H}{G^2 - H^2} \cdot \quad w_{II} = \frac{O_{II} G - O_I H}{G^2 - H^2} \cdot \\
 w_{III} &= \frac{m_k \Omega^2}{c_1 - m_k \Omega^2} w_I \cdot \quad w_{IV} = \frac{m_k \Omega^2}{c_1 - m_k \Omega^2} w_{II} \cdot
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

gdzie:

$$G = -A \Omega^2 - C\Omega + b_0 i \Omega + c_0 - \frac{m_k^2 \Omega^4}{c_1 - m_k \Omega^2} \quad (11)$$

$$H = C\Omega - B\Omega^2$$

Stosunek H/G zależy przede wszystkim od kształtu wirnika. Im większy jest stosunek długości wirnika do jego średnicy, tym mniejszą wartość ma stosunek H/G .

Zmienne w_I, w_{II} będą wielkościami pomiarowymi w serwomechanizmie. Z (10) wynika, że dla małej wartości stosunku H/G zmienne te będą w przybliżeniu proporcjonalne do niewyrównowazenia D_I, D_{II} , a tym samym będą miały miejsce proporcjonalności:

$$\begin{aligned} x_{II} &\sim D_{Ix} & y_{II} &\sim D_{Iy} \\ x_{III} &\sim D_{IIx} & y_{III} &\sim D_{IIy} \end{aligned} \quad (12)$$

Mierząc wychylenia wirnika $x_{II}, y_{II}, x_{III}, y_{III}$, można bezpośrednio zidentyfikować niewyrównowazenie, co jest warunkiem wstępnym przy syntezie układu automatycznego wyrównowazania. Można więc zastosować wielowymiarowy regulator diagonalny. Przy znacznych wartościach stosunku H/G nie można już bezpośrednio zidentyfikować niewyrównowazenia. Wówczas należy zastosować regulator nie-diagonalny uwzględniający sprzężenia pomiędzy torami sygnałów pomiarowych w obiekcie.

4. Struktura obiektu regulacji

Układ równań (7) poddano przekształceniu Laplace'a przy zerowych warunkach początkowych, a następnie zredukowano do jednego równania macierzowego

$$W(s) = P(s) v(s) + Q(s) z(s), \quad (13)$$

gdzie:

$w = \text{col} [w_I, w_{II}]$ - wektor zespolonych wielkości wyjściowych,
 $v = \text{col} [p_I, p_{II}]$ - wektor zespolonych wielkości sterujących,
 $z = \text{col} [r_I, r_{II}]$ - wektor zespolonych wielkości zakłócających,

$$P(s) = \begin{bmatrix} p_1(s) & p_2(s) \\ p_2(s) & p_1(s) \end{bmatrix} \quad (14)$$

jest macierzą transmitancji sterowań obiektu regulacji, natomiast

$$Q(s) = \begin{bmatrix} Q_1(s) & Q_2(s) \\ Q_2(s) & Q_1(s) \end{bmatrix} \quad (15)$$

jest macierzą transmitancji zakłóceń obiektu regulacji, przy czym

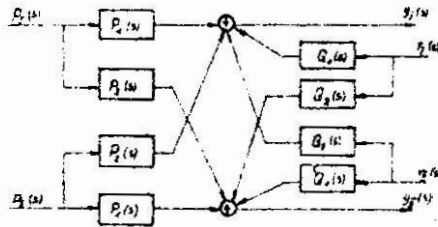
$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{1}{\Delta} (a_1 a_4 - a_3^2) (-b_2 a_4 - a_3 b_2), \\ p_2 &= \frac{1}{\Delta} a_2 a_4 (-b_2 a_4 - a_3 b_2), \\ Q_1 &= \frac{1}{\Delta} b_1 a_4 (a_1 a_4 - a_3^2), \\ Q_2 &= \frac{1}{\Delta} (-b_1 a_2 a_4), \\ \Delta &= (a_1 a_4 - a_3^2)^2 - a_2^2 a_4^2. \end{aligned} \quad (16)$$

Poszczególne składniki powyższych wzorów są następujące:

$$\begin{aligned} a_1(s) &= A(s^2 + 2i\Omega s - \Omega^2) + C(i s - \Omega) + b_0(s + i\Omega) + c_0, \\ a_2(s) &= B(s^2 + 2i\Omega s - \Omega^2), \\ a_3(s) &= m_k(s^2 + 2i\Omega s - \Omega^2), \\ a_4(s) &= m_k(s^2 - \Omega^2) + b_1 s + c_1, \\ b_1(s) &= -m(s^2 + 2i\Omega s - \Omega^2), \\ b_2(s) &= F. \end{aligned} \quad (17)$$

zięki więc wprowadzeniu zależności (6) możliwe jest sprowadzenie zterowymiarowego obiektu regulacji do dwuwymiarowego opisanego transmitancjami o współczynnikach zespolonych. Schemat strukturalny tak opisanego obiektu przedstawiono na rys. 3. Po raz pierwszy taki opis obiektu wirującego wprowadził Krassowski [4]. Opis ten ma pewne zalety i wady. Do zalet zaliczyć należy dwukrotne zmniej-

szenie stopnia wielomianów liczników i mianowników transmitancji opisujących obiekt.



Rys. 3. Schemat strukturalny, opisanego wielkościami zespolonymi obiektu regulacji

Wadą jest brak symetrii charakterystyk częstotliwościowych względem punktu $\omega = 0$ oraz powszechne występowanie członów typu:

$[s \pm (Re \pm Im i)]^{\pm 1}$, które nie figurują w podręcznikowych zestawach opisów członów klasycznych (opisane są jedynie w poz. [5]).

Charakterystyki częstotliwościowe członów opisanych transmitancjami o współczynnikach zespolonych należy rozpatrywać w przedziale częstotliwości $\omega = \langle -\infty, +\infty \rangle$.

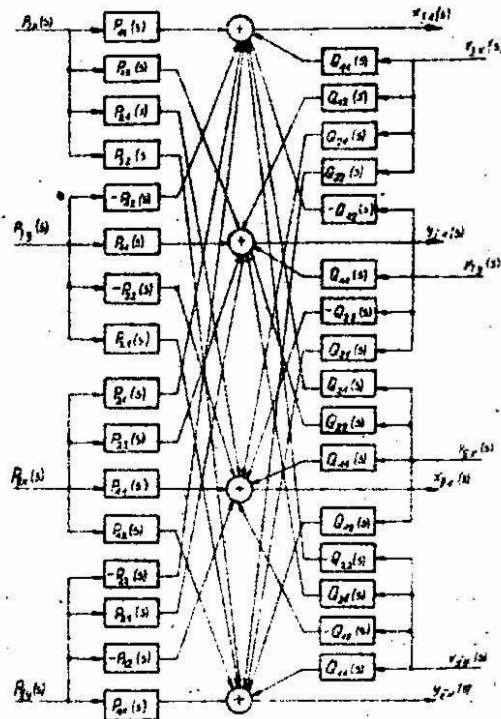
Uwzględniając wyniki otrzymane w [2] wprowadzono transmitancje:

$$\begin{aligned}
 P_{11}(s) &= \operatorname{Re}[P_1(s)], & P_{12}(s) &= \operatorname{Im}[P_1(s)], \\
 P_{21}(s) &= \operatorname{Re}[P_2(s)], & P_{22}(s) &= \operatorname{Im}[P_2(s)], \\
 Q_{11}(s) &= \operatorname{Re}[Q_1(s)], & Q_{12}(s) &= \operatorname{Im}[Q_1(s)], \\
 Q_{21}(s) &= \operatorname{Re}[Q_2(s)], & Q_{22}(s) &= \operatorname{Im}[Q_2(s)].
 \end{aligned} \tag{18}$$

Można teraz, uwzględniając w dalszym ciągu wyniki z [2], opisać obiekt równaniem macierzowym o zmiennych rzeczywistych

$$\begin{bmatrix} x_{I1} \\ y_{I1} \\ x_{II1} \\ y_{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_{11} & -P_{12} & P_{21} & -P_{22} \\ P_{12} & P_{11} & P_{22} & P_{21} \\ P_{21} & -P_{22} & P_{11} & -P_{12} \\ P_{22} & P_{21} & P_{12} & P_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{Ix} \\ r_{Iy} \\ r_{IIx} \\ r_{IIy} \end{bmatrix} \tag{19}$$

Ułożona na podstawie tego równania struktura obiektu została przedstawiona na rys. 4. Porównując rys. 3 i rys. 4 można stwierdzić, że wprowadzenie zmiennych zespolonych znakomicie uprościło strukturę badanego obiektu, a tym samym jego opis i analizę.



Rys. 4. Schemat strukturalny, opisanego wielkościami rzeczywistymi, obiektu regulacji

5. Struktura układu automatycznego wyrównywania

Po przekształceniu równanie macierzowe (13) można zapisać w nowej postaci [6]

$$W(s) = [P_1(s)E + P_2(s)A] v(s) + [Q_1(s)E + Q_2(s)A] z(s) \quad (20)$$

gdzie:

E - macierz jednostkowa, natomiast

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (21)$$

jest macierzą sprzężeń skrośnych.

Jeżeli założy się wstępnie, że regulator jest diagonalny o identycznych regulatorach składowych $R(s)$, wówczas równanie toru sprzężenia zwrotnego będzie w postaci

$$v(s) = -R(s)E W(s) \quad (22)$$

Podstawiając równanie (22) do równania (20) otrzyma się

$$w(s) = Z(s) z(s), \quad (23)$$

gdzie

$$Z(s) = \{E + [P_1(s)E + P_2(s)A]R(s)E\}^{-1} [Q_1(s)E + Q_2(s)A] \quad (24)$$

jest macierzą transmitacji zakłóceń układu regulacji.

Wartości własne λ_i macierzy A są następujące

$$\lambda_{1,2} = \pm 1, \quad (25)$$

natomiast znormalizowana (wg normy Euklidesa dla długości wektorów własnych) macierz modalna G macierzy A ma postać

$$G = \begin{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \\ \frac{1}{\sqrt{2}} & \frac{1}{\sqrt{2}} \end{bmatrix} \quad (26)$$

Dając:

$$w(s) = Gx(s),$$

$$v(s) = Gu(s), \quad (27)$$

$$z(s) = Gf(s),$$

oraz mnożąc równanie (24) lewostronnie przez G^{-1} otrzymamy

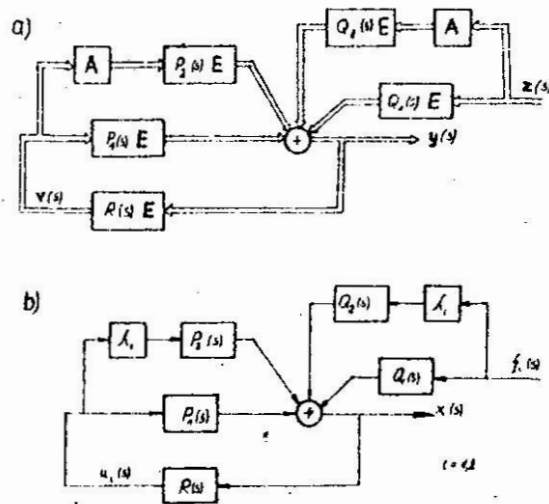
$$x(s) = N(s) f(s), \quad (28)$$

gdzie:

$$N(s) = \{E + [P_1(s)E + P_2(s)A]R(s)\}^{-1} [Q_1(s)E + Q_2(s)A] \quad (29)$$

$$A = \text{diag}[\lambda_i] \quad (30)$$

Macierz $N(s)$ jest macierzą diagonalną, gdyż jest iloczynem macierzy diagonalnych. Stąd układ automatycznego wyrównywania rozpada się na dwa podukłady, które różnią się od siebie jedynie współczynnikami stojącymi przy transmitancjach. Układ wyjściowy, opisany równaniem (27), nazwano układem oryginalnym, natomiast układ równoważny oryginalnemu, opisany równaniem (28), nazwano układem zastępczym. Różnice pomiędzy układem oryginalnym i zastępczym przedstawia rys. 5. Z rysunku tego wynika, że układ zastępczy zachowuje strukturę układu oryginalnego, z wyjątkiem bloku zawierającego macierz A . Zachowane zostają transmitancje, zmieniają się tylko wartości wielkości sterujących, zakłócających i wyjściowych. Wielkości te tracą prosty uprzednio sens fizyczny. Na przykład mamy:



Rys. 5. Schemat strukturalny : a) wielowymiarowego, b) zbioru jednowymiarowych układów automatycznego wyrównywania

$$\begin{aligned} x_I &= g_{11} w_I + g_{21} w_{II} = \frac{1}{\sqrt{2}} (w_I + w_{II}), \\ x_{II} &= g_{12} w_I + g_{22} w_{II} = \frac{1}{\sqrt{2}} (w_I - w_{II}). \end{aligned} \quad (31)$$

W podobny sposób można wyrazić inne wielkości układu zastępczego przez wielkości układu oryginalnego.

Przyjęcie unormowanej długości wektorów własnych macierzy pozwoliło na zachowanie tej samej długości wektorów wyjścia, sterowania i zakłócenia w obu układach: oryginalnym i zastępczym, tzn.

$$\begin{aligned} |w| &= |x| \\ |v| &= |w| \\ |z| &= |f| \end{aligned} \quad (32)$$

Zachowanie długości wektorów układu oryginalnego w układzie zastępczym upraszcza zadanie przejścia od syntezy układu zastępczego do syntezy układu oryginalnego.

6. Stabilność serwomechanizmu

Na podstawie relacji (23) i (24) wyznaczono równanie charakterystyczne układu oryginalnego w postaci

$$\det \{ E + [P_1(s)E + P_2(s)A] R(s)E \} = 0 \quad (33)$$

natomiast, z zależności (28) i (29), wyznaczono równanie charakterystyczne układu zastępczego w następującej formie

$$\det \{ E + [P_1(s) E + P_2(s) A] R(s) E \} = 0 \quad (34)$$

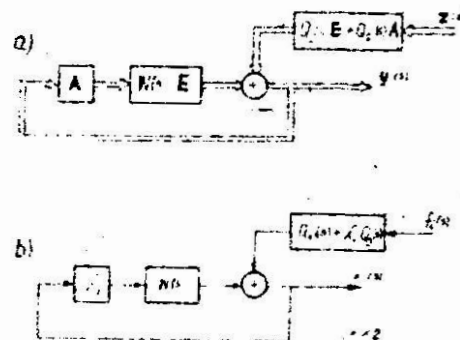
Równania (33) i (34) są równoważne, gdyż są wyznacznikami podobnych macierzy. Równanie charakterystyczne można rozpisać następująco

$$\det \{ E + [P_1(s) E + P_2(s) A] R(s) E \} = \\ = \{ 1 + [P_1(s) + \lambda_1 P_2(s)] R(s) \} \{ 1 + P_1(s) + \lambda_2 P_2(s) \} R(s) \} \quad (35)$$

Równanie charakterystyczne układu oryginalnego jest więc równe iloczynowi równań charakterystycznych składowych podukładów układu zastępczego. Powyższe rozważania są słuszne, gdy układ otwarty jest stabilny, tzn. ruch samego wirnika jest stabilny (równanie Hsu-Chena [7]).

O stabilności układu decydują części rzeczywiste pierwiastków równania charakterystycznego. Na podstawie (35) można stwierdzić, że warunkiem koniecznym i dostatecznym stabilności serwomechanizmu jest, aby jednocześnie oba składowe podukłady układu zastępczego były stabilne.

Do badania stabilności układu przy pomocy kryterium Nyquista wygodnie jest przedstawić wielowymiarowy serwomechanizm w postaci podanej na rys. 6.



Rys. 6. Przekształcony, do celów analizy stabilności, schemat strukturalny układu automatycznego wyrównowania

Ponieważ równania charakterystyczne składowych podukładów z rys. 5a i 6b muszą być jednakowe, czyli

$$1 + P_1(s) + \lambda_1 P_2(s) = 1 + \lambda_1 W(s) \quad (36)$$

to będzie to spełnione dla

$$W(s) = \frac{P_2(s) R(s)}{1 + P_1(s) R(s)} \quad (37)$$

Traktując K_i jako współczynniki wzmacnienia układu otwartego można kryterium Nyguista sformułować następująco.

Warunkiem koniecznym i dostatecznym stabilności serwomechanizmu jest, aby charakterystyka amplitudowo-fazowa $W(i\omega)$ obiegała, dla ω wzrastających od $-\infty$ do $+\infty$, oba punkty $-1/K_1$, $-1/K_2$ w kierunku dodatnim 1 razy, gdzie 1 - liczba biegunów $W(s)$ leżących w prawej półpłaszczyźnie.

7. Jakość regulacji serwomechanizmu

Aby zbadać jakość układu automatycznego wyrównywania zbadano odpowiedź układu na skok jednostkowy. Jeżeli $Z(t)$ jest wektorem skoku jednostkowego zakłócenia, to jego transformata jest postaci

$$Z(s) = \frac{1}{s} k \quad (38)$$

gdzie k - wektor wielkości stałych zespolonych.

Budując model układu wprowadzono dowolne zakłócenia (niewyrównoważenie) do wejść układu, zastępując wektor niewyrównoważenia jego składowymi, działającymi na tych samych kierunkach co i składowe wektora sterowań. Zazwyczaj wektor niewyrównoważenia ma dowolne położenie względem wirnika, dlatego wartość jego składowych jest dowolna. W związku z tym, zadając skok jednostkowy zakłócenia, ograniczono jedynie jego moduł, natomiast nie ograniczono jego składowych. Na serwomechanizm działa więc skok jednostkowy zakłócenia, gdy na oba wejścia układu działają skokowe funkcje wymuszeń o wartościach k_1 , k_2 takie, że moduł wektora wymuszeń jest równy jedności, tzn.

$$|k| = \sqrt{|k_1|^2 + |k_2|^2} = 1 \quad (39)$$

Wprowadzono moduły z k_1 i k_2 , gdyż są to stałe zespolone.

Przyjmując macierz $B(t)$ jako odwrotną transformatę Laplace'a macierzy $-\frac{1}{s}Z(s)$ otrzymamy następującą odpowiedź układu na jednostkowy skok zakłócenia.

$$w(t) = B(t)k \quad (40)$$

Transformata skoku jednostkowego zakłócenia w układzie zastępczym jest postaci

$$f(s) = \frac{1}{s} k \quad (41)$$

gdzie \mathbf{l} - wektor wielkości stałych zespolonych. Na podstawie (32) (39) mamy

$$|\mathbf{k}| = |\mathbf{l}| = 1. \quad (42)$$

Odpowiedź układu zastępczego na skok jednostkowy zakłócenia jest następująca

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{G}(t) \mathbf{l}, \quad (43)$$

gdzie macierz diagonalna $\mathbf{G}(t)$ jest transformatą odwrotną Laplace'a macierzy $-\frac{1}{s} \mathbf{N}(t)$. Uwzględniając (27) oraz relację

$$\mathbf{k} = \mathbf{G} \mathbf{l} \quad (44)$$

otrzymano z równania (40) związek

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{G}^{-1} \mathbf{B}(t) \mathbf{G} \mathbf{l}. \quad (45)$$

Stąd mają miejsce następujące zależności:

$$\begin{aligned} \mathbf{G}(t) &= \mathbf{G}^{-1} \mathbf{B}(t) \mathbf{G} \\ \mathbf{B}(t) &= \mathbf{G} \mathbf{G}(t) \mathbf{G}^{-1}. \end{aligned} \quad (46)$$

Ponieważ długość odpowiadających sobie wektorów w obu układach: oryginalnym i zastępczym jest jednakowa, to w każdej chwili czasu jest spełniona zależność

$$\sum_{i=1}^2 |w_i(t)|^2 = \sum_{i=1}^2 |x_i(t)|^2 = \sum_{p=1}^2 |c_{pp}(t)|^2 |l_p|^2 \quad (47)$$

gdzie $c_{pp}(t)$ jest diagonalnym elementem macierzy $\mathbf{G}(t)$. W ustalonym czasie $t = t_1$ wprowadzono wariancję wektora wymuszenia \mathbf{k} , czyli w układzie zastępczym wektora \mathbf{l} , przy zachowaniu relacji (42). Z analizy wzoru (47) wynika, że wektor wyjść $\mathbf{w}(t)$ osiągnie w chwili t_1 maksymalną wartość równą

$$\max_{\mathbf{k}} \sum_{i=1}^2 |w_i(t_1)|^2 = \max_p |c_{pp}(t_1)|^2 \quad (48)$$

wówczas, gdy wektor skoków jednostkowych ma kierunek zgodny z wektorem własnym \mathbf{g}_j macierzy \mathbf{A} ; wektor \mathbf{g}_j związany jest z tym podukładem układu zastępczego, w którym w danej chwili t_1 występuje maksymalna wartość wielkości zakłócającej tj. $|\mathbf{l}_j| = 1$.

Tak więc moduł wektora wyjść układu $\mathbf{w}(t)$, w każdej chwili czasu ograniczony jest z góry największym z modułów funkcji przejścia podukładów układu zastępczego, czyli zachodzi nierówność

$$|w(t)| = \sqrt{|w_I(t)|^2 + |w_{II}(t)|^2} \leq \max_p |c_{pp}(t)| \quad (49)$$

też podstawie ustalono związek pomiędzy wskaźnikami jakości obu układach: oryginalnym i zastępczym.

1. Maksymalny uchyb dynamiczny w_{\max} określono następująco

$$w_{\max} = \max_{t, |f|=1} |w(t)| \quad (50)$$

wzoru (49) otrzymano

$$w_{\max} \leq \max_{t,p} |c_{pp}(t)| \quad (51)$$

n. maksymalny uchyb dynamiczny ograniczony jest z góry największą wartością spośród wszystkich funkcji przejścia układu zastępczego.

2. Czas regulacji T_r , będący czasem osiągnięcia przez wielkość regulowaną wartości różniącej się od wartości wielkości zadanej o wartość nie większą niż Δ , opisano następująco:

$$\begin{aligned} \max_{|f|=1} w(t) \quad t=T_r &= \Delta \\ |w(t)| \quad t > T_r &< \Delta. \end{aligned} \quad (52)$$

podstawie wzoru (49) jest

$$T_r \leq \max_p T_r(t, p) \quad (53)$$

czas regulowania układu ograniczony jest z góry największym czasem regulacji w układzie zastępczym.

Podsumowanie

- Niewyrównoważenie wirników, pojawiające się podczas ich eksploatacji jest zwykle zmienne w czasie. Wirniki te można wyrównywać jedynie za pomocą układu automatycznego wyrównywania.
- Wirnik jest obiektem wielowymiarowym. Wymiar wirującego obiektu odpowiada ilości jego stopni swobody.
- Wprowadzenie zmiennych zespolonych oraz transmitancji o współczynnikach zespolonych w opisie obiektu znakomicie upraszcza jego strukturę, a tym samym analizę i syntezę serwomechanizmu.
- Symetria obiektu pozwala rozbić serwomechanizm na składowe jednowymiarowe podukłady.

5. Syntezę układu automatycznego wyrównywania można zrealizować syntezując jednocześnie wszystkie składowe podukłady metodami znanymi w teorii automatycznej regulacji układów jednowymiarowych
6. Można również ocenić stabilność i jakość regulacji czterowymiarowego serwomechanizmu poprzez ocenę stabilności i jakości regulacji jego składowych podukładów.
7. Przedstawiona w artykule prosta metoda analizy i syntezy serwomechanizmu do automatycznego wyrównywania wirnika pozwala na optymalne kształtowanie jego parametrów.
8. Wyniki otrzymane w tej pracy mogą być punktem wyjścia przy projektowaniu układów automatycznego wyrównywania dla innych typów wirników np. z anizotropowymi parametrami.

Literatura

1. Balansirovka mašin i priborov. Pod red. W.A.Ščepetil'nikova. Mašinostroenie, Moskwa 1979.
2. Gosiewski Z.: Aktywne regulowanie poziomu drgań maszyn wirnikowych o sztywnych wirnikach ze zmiennym niewyrównowaniem. Maszynopis pracy doktorskiej Instytutu Podstawowych Problemów Techniki PAN, Warszawa 1981.
3. Osnovy balansirovoczej techniki, T.1. Pod red. W.A.Ščepetil'nikova. Masinostroenie, Moskva 1975.
4. Krassowski A.A.: O dvuchkanalnych sistemach avtomatičeskogo regulirovanija s antysimetričnymi sviazami. Avtomatika i Telemechanika, 1957.
5. Kazamarov A.A., Polatnik A.M., Rodnjanskij L.O.: Dinamika dvumiernych sistem avtomatičeskogo regulirovanija. Nauka, Moskva 1967.
6. Sobolev O.C.: Odnopnyje svjazannyje sistemy regulirovanija. Nauka, Moskwa 1973.
7. Niederliński A.: Układy wielowymiarowe automatyki. Podstawy teoretyczne, WNT, Warszawa 1975.
8. Gosiewski Z.: Układ automatycznego wyrównywania wirników. Zgłoszenie patentowe P-205218.

Streszczenie

W artykule przedstawiono analizę i syntezę czterowymiarowego układu automatycznego wyrównoważenia symetrycznych wirników sztywnych o zmiennym niewyrównoważeniu. Zaproponowano sposób sprowadzania czterowymiarowego układu do zbioru układów jednowymiarowych, ale o wielkościach wejściowych, wyjściowych zespolonych oraz opisanych transmitancjami o współczynnikach zespolonych. Wykazano, że syntezę układu czterowymiarowego można zrealizować, syntezując jednocześnie poszczególne układy jednowymiarowe. Przedstawiono również prostą metodę oceny stabilności i jakości regulacji serwomechanizmu.

A four-dimensional servomechanism for dynamic balancing of the rigid rotors

In the paper, an analysis and synthesis of the system of automatic balancing of symmetric rigid rotors with a time-variable unbalance are made. A way of change of the four-dimensional system into the collection of one-dimensional systems is showed. The one-dimensional systems have the complex input/output and they are described by the transform functions with the complex parameters. It has been proposed, that the synthesis of the four-dimensional servomechanism may be accomplished by simultaneous synthesis of the collection of one-dimensional systems. A direct method to estimate a stability and quality of the servomechanism is also presented.

Трехмерный сервомеханизм для динамической балансировки жестких роторов

В статье представлен анализ и синтез четырехмерной системы автоматической балансировки симметрических жестких роторов с переменной неуравновешенностью. Предложен способ сведения четырех-

мерной системы к составу одномерных систем, входные и выходные величины которых являются комплексными и описываются передаточными функциями с комплексными коэффициентами. Показано, что синтез четырехмерной системы можно реализовать путем одновременного синтеза одномерных систем. Представлен также простой метод оценки стабильности и качества регулировки сервомеханизма.

GRAWITACYJNA METODA STATYCZNEGO WYWAŻANIA WIRNIKÓW

Zdzisław Gosiewski, Adam Urbanek

1. Wstęp

Wyważanie statyczne ma na celu sprowadzenie środka ciężkości wirnika do jego osi obrotu. Grawitacyjne metody wyważania polegają na wykorzystaniu sił ciężkości do wyznaczenia niewyważenia statycznego[1]. Znana powszechnie metoda wyważania grawitacyjnego na wy poziomowanych prostoliniowych prowadnicach wymaga dobierania wielkości masy korekcyjnej metodą prób i błędów. Szybki i bardziej ekonomiczny sposób wyważania grawitacyjnego zaproponował Mazinim. Mimo swojej prostoty metoda Mazinima (opisana w [2]) wymaga stosowania próbnego ciężarka, co w pewnych warunkach jest niewygodne lub nawet niemożliwe.

Zaproponowana w niniejszym artykule metoda grawitacyjnego wyważania na prostoliniowych prowadnicach o nastawianym pochyleniu, pozwala szybko i stosunkowo dokładnie wyznaczyć wielkość masy korekcyjnej.

2. Wyważanie na prowadnicach o nastawianym pochyleniu

Przyjęto, że należy wyważać wirnik, który charakteryzuje się następującymi parametrami:

M - masa wirnika,

\vec{c} - wektor mimośrodowo środka ciężkości,

f - współczynnik spoczynkowego tarcia tocznego między czopem wirnika i prowadnicą wyważarki,

r - promień czopa wirnika,

m - masa korekcyjna,

\vec{R} - wektor promienia korekcji.

Wprowadzono pojęcia równowagi lokalnej i równowagi globalnej. Niewyważony wirnik położony na prowadnicach obraca się w położenie, w którym osiągnie stan równowagi lokalnej. W zależności od: pochylenia prowadnic, wartości momentu sił tarcia oraz wartości momentu sił grawitacyjnych może istnieć wiele stanów równowagi lokalnej.

Adres: dr inż. Z. Gosiewski, mgr inż. A. Urbanek, Wyższa Szkoła
Inżynierska, ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

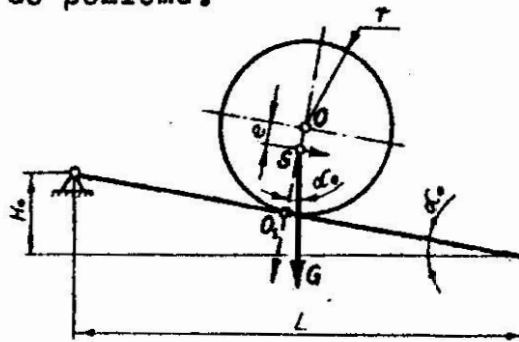
Zbiór stanów równowagi lokalnej nazwiemy równowagą globalną.

Wirnik będzie wyważony, gdy tak zamocujemy masę korekcyjną m na promieniu R , że będzie spełniony warunek

$$M \vec{s} = -m \vec{R} \quad (1)$$

Proponowany sposób wyważania jest następujący [3].

Kładziemy niewyważony wirnik na wypoziomowane prostoliniowe prowadnice. W tym pierwotnym położeniu wektor niewyważenia przyjmuje kierunek pionowy i jest skierowany w dół. Następnie zaczynamy pochylać prowadnice (rys. 1) do chwili, gdy zostanie zachwiana pierwsza lokalna równowaga wirnika, co odpowiada kątowi α_0 nachylenia prowadnic do poziomu.



Rys. 1. Siły działające na wirnik będący na granicy stanu pierwszej lokalnej równowagi

Wirnik obróci się o pewien kąt φ_0 i zajmie nowe położenie równowagi lokalnej. Przy tym pochyleniu prowadnic spełniony jest warunek,

$$G \cos \alpha_0 f - G \sin \alpha_0 (r - e) = 0 \quad (2)$$

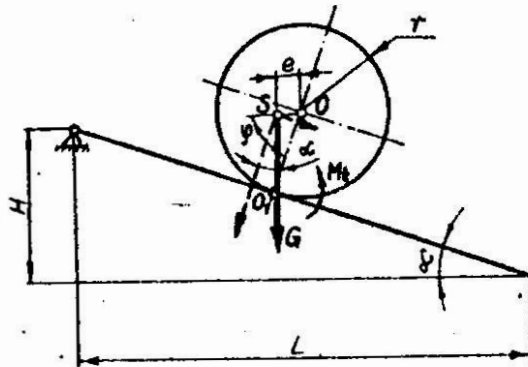
Stąd współczynnik spoczynkowego tarcia rocznego będzie wynosić

$$f = (r - e) \operatorname{tg} \alpha_0. \quad (3)$$

Po zmierzeniu kąta α_0 , w dalszym ciągu zwiększamy wolno pochylenie prowadnic do wartości kąta α , przy którym wirnik traci całkowicie równowagę i stacza się po prowadnicach (rys. 2). Warunek granicy równowagi globalnej ma postać

$$G f \cos \alpha + G e \cos \alpha \sin \varphi - G \sin \alpha (r - e \cos \varphi) = 0 \quad (4)$$

gdzie φ - kąt o jaki obrócił się wirnik z pierwotnego położenia w położenie na granicy równowagi globalnej.



Rys. 2. Siły działające na wirnik będący na granicy równowagi globalnej

Wykorzystując zależność (3) otrzymamy z powyższego wzoru wartość mimośrodka środka ciężkości wirnika

$$e = r \frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_0}{\sin \varphi - \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi} \quad (5)$$

Jak wynika z przeprowadzonych badań wartość kąta φ leży w przedziale $65^\circ < \varphi < 90^\circ$, natomiast kąt $\alpha < 1^\circ$, czyli zachodzi relacja $\varphi \gg \alpha$. Możemy więc uprościć wyrażenie (5) do postaci

$$e = r \frac{\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_0}{\sin \varphi} \quad (6)$$

lub idąc dalej

$$e = r (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_0) \quad (7)$$

gdyż $\sin \varphi \approx 1$.

Ponieważ (patrz rys. 1 i rys. 2)

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{H_0}{L}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{L} \quad (8)$$

to uwzględniając (1), otrzymamy wartość masy korekcyjnej m jaką należy zamocować na promieniu korekcji R

$$m = M \frac{r}{R} \frac{H - H_0}{L} = K \Delta H \quad (9)$$

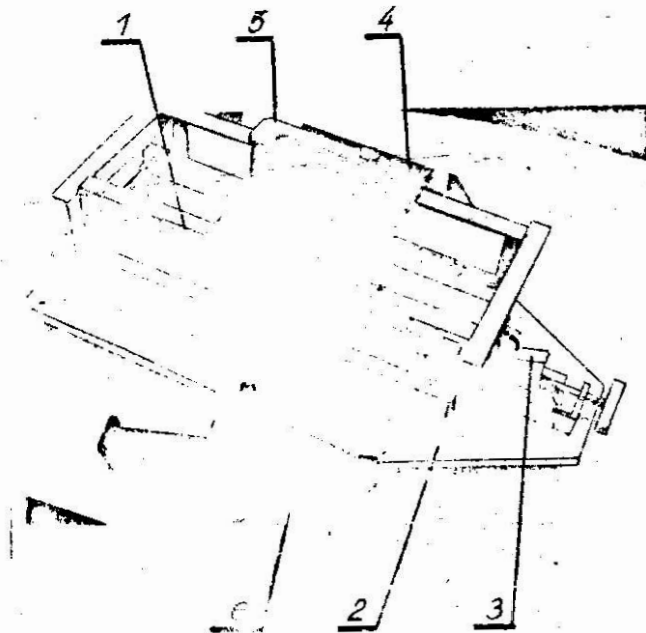
gdzie:

K - stała dla danej wyważarki i badanej serii wirników,

ΔH - wysokość na jaką należy podnieść koniec prowadnicy, aby przeprowadzić wirnik od granicy stanu pierwszej równowagi lokalnej do granicy stanu równowagi globalnej.

3. Badania

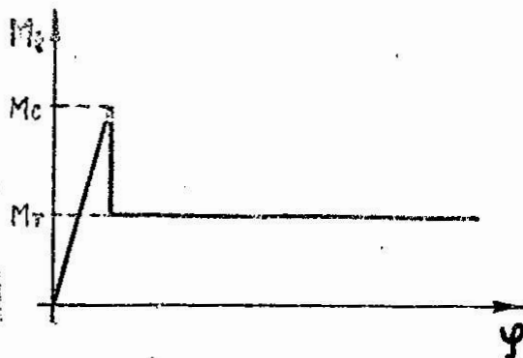
Opisaną wyżej metodę sprawdzono na wyważarce grawitacyjnej przedstawionej na rys. 3. Wyważarka ta składa się z prowadnic 1 zamocowanych z jednej strony obrotowo do podstawy 2, z drugiej natomiast strony podpartych przesuwным klinem 3. Do wypoziomowania prowadnic oraz do pomiaru kąta pochylenia prowadnic podczas badań wykorzystuje się dokładnie obrobioną płytę 4 oraz poziomacę koidencyjną 5.



Rys. 3. Stanowisko do wyważania grawitacyjnego

Do badań wykorzystano dokładnie wyważony wirnik 6 (mimośród $e < 2 \mu\text{m}$) o masie $M = 7 \text{ kg}$ i średnicy czopów $2r = 0,04 \text{ m}$. Wprowadzono niewyważenie umieszczając masę $m = 0,013 \text{ kg}$ na promieniu $R = 0,064 \text{ m}$. Prowadnice wykonano zgodnie z zaleceniami przedstawionymi w [1]. Twardość czopów na obwodzie wynosi $51 \pm 53\text{HRC}$, natomiast twardość prowadnic na długości roboczej wynosi $59 \pm 62\text{HRC}$.

Podczas powolnego pochylenia prowadnic wirnik nie obracał się płynnie. Wynikało to z różnicy wartości momentu sił tarcia ruchowego i spoczynkowego. Po nachyleniu prowadnic do poziomu o kąt α_0 pokonany zostaje maksymalny moment tarcia toczonego M_c (rys. 4), odpowiadający tzw. tarcia rozwiniętemu całkowitemu lub inaczej tarcia spoczynkowemu. Z chwilą zapoczątkowania ruchu moment sił tarcia zmniejsza się gwałtownie do wartości M_r odpowiadającej tarcia ruchowemu i wirnik toczy się do nowego położenia równowagi lokalnej.



Rys. 4. Zależność momentu sił tarcia od kąta obrotu wirnika

W położeniu tym wirnik pozostaje nieruchomy, aż do ponownego pokonania momentu sił tarcia spoczynkowego. Dlatego właśnie w niniejszych rozważaniach przez współczynnik tarcia rozumie się współczynnik tarcia spoczynkowego.

W wyniku przeprowadzonych prób z badanym wirnikiem otrzymano następujące wartości: $\operatorname{tg} \alpha_0 = 0,0011$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,0066$, $\varphi = 73^\circ$. Na podstawie wzoru (5) obliczono, że masa wprowadzająca niewyrównoważenie wynosi $m = 0,01257$ kg, natomiast ze wzoru (7) otrzymano $m = 0,01204$ kg. W pierwszym przypadku błąd pomiarowy wynosi 3,4%, natomiast w drugim 7,5%.

W celu porównania proponowanej metody z innymi metodami wyważania grawitacyjnego, wyznaczono metodą Mazinima, dla tego samego wirnika, na tej samej wyważarce i w tych samych warunkach wielkość masy wprowadzającej niewyważenia. Otrzymano $m = 0,0145$ kg co daje błąd pomiarowy 11,5%. Czas przeprowadzenia operacji wyważania w obu metodach był w przybliżeniu jednakowy.

Ponieważ niewyważenie jest proporcjonalne do różnicy kątów α i α_0 nachylenia prowadnic do poziomu, to błąd pomiaru niewyważenia będzie zależał wówczas od wartości momentu sił tarcia, gdy moment ten będzie się znacznie zmieniał dla różnych punktów styku prowadnic wyważarki i czopów wirnika. Przy stałej, w przybliżeniu, gładkości i twardości czopów i prowadnic moment sił tarcia będzie również, w przybliżeniu, wielkością stałą. Wówczas błąd pomiaru będzie jedynie sumą:

- błędów przyrządów mierzących kąty α_0 , α oraz φ .
- błędu wynikającego z uproszczenia wzoru (7) w stosunku do wzoru (5).

4. Wnioski

1. W stosunku do znanych metod wyważania grawitacyjnego [1,2] przedstawiona wyżej metoda pozwala przeprowadzić operację wyważania szybko i z dużą dokładnością.
2. Wyważarka wykorzystana w zaproponowanej metodzie jest prosta konstrukcyjnie.
3. Do pomiaru kąta pochylenia prowadnic należy dysponować przyrządem mierzącym kąty co najmniej z dokładnością 0,01 mm/m.

Literatura

1. Łączkowski R.: Wyważanie elementów wirujących, WNT, Warszawa 1979.
2. Branowski M.A., Sivkov A.P.: Balansirovka rotorov turbo generatorov. Energiya, Moskva, Leningrad 1966.
3. Zgłoszenie patentowe P-229216.

Streszczenie

W artykule przedstawiono nową metodę wyważania statycznego wirników na wyważarce z pochylanymi prowadnicami. Ustalono związek pomiędzy niewyważeniem, a różnymi stanami równowagi wirnika przy różnych nachyleniach prowadnic do poziomu. Rozważania teoretyczne potwierdzono doświadczalnie. Przy pomocy przedstawionej metody można prosto, szybko i ze znaczną dokładnością wyważać statycznie wirniki.

A gravity method for the static balance of rotors

In the paper, a new method for the static balance of rotors on the balancing machine with inclined balancing guides is presented. A relationship between an unbalance and different states of rotor equilibrium for various inclinations of the balancing guides to the level has been found. This method allows for simple, fast and precise static balance of rotors.

Гравитационный метод статической балансировки роторов

В статье представлен новый метод статической балансировки роторов на балансировочном станке с наклонными направляющими. Установлена связь между дисбалансом и различными состояниями уравновешенности при различных уклонах направляющих по отношению к горизонту. Теоретические рассуждения подтверждены экспериментальным способом. Предлагаемый метод позволяет просто, быстро и со значительной точностью проводить статическую балансировку роторов.

O NIESTATECZNOŚCI SPRZĘŻONYCH DRGAŃ GIĘTNO-SKRĘTNYCH WIRNIKA
Agnieszka Muszyńska, Zdzisław Gosiewski

1. Wstęp

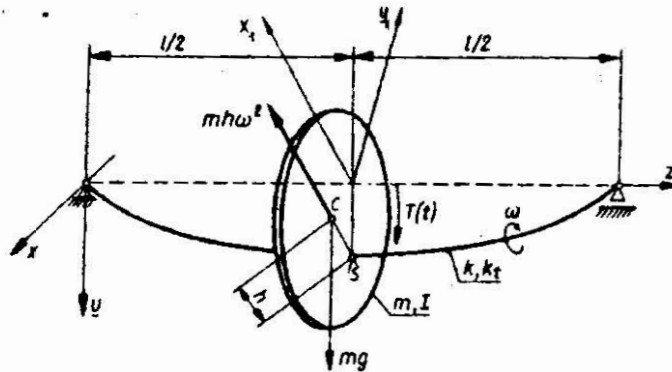
Przedmiotem rozważań zawartych w niniejszym artykule jest analiza sprzężonych drgań giętno-skrętnych symetrycznego wirnika. Analizę przeprowadzono dla modelu wirnika o trzech stopniach swobody. Pokazano, w jaki sposób na podstawie prostych modeli, przy różnych wariantach uproszczeń modelu nieliniowego, można wyznaczyć obszary drgań niestatecznych. Niestateczności mogą mieć rozmaite źródła: samowzbudność drgań swobodnych, rezonans parametryczny i rezonanse nieliniowe. Wiadomo, że w przedziałach parametrów, w których występują niestateczności wyznaczone na podstawie modeli uproszczonych, występują również niestateczności w układzie pełnym, nieliniowym. Tak więc analiza modeli cząstkowych daje w przybliżeniu obraz dynamicznego zachowania się modelu ścisłego.

Jako kryterium niestateczności przyjęto niestateczność według Lagrange'a (nieograniczenność rozwiązań). W przypadku nierezonansowych rozwiązań równań liniowych niestateczność według Lagrange'a jest równoważna niestateczności według Lapunowa.

. Model wirnika

Przyjęty do rozważań model wirnika przedstawiony został na rys. 1. Zakłada się, że jeden z końców bezmasowego wału jest napędzany przez silnik o dużej mocy i ma stałą prędkość obrotową. W środku wału mimośrodowo (niewyrównoważenie statyczne) umieszczony jest krążek o masie m i centralnym osiowym momencie bezwładności I . Sztywność izotropowego wału na zginanie w kierunkach x i y nieruchomego układu odniesienia $Oxyz$) wynosi k , sztywność na skręcanie - k_t .

adres: doc.dr hab.inż. A.Muszyńska, Instytut Podstawowych
Probleatów Techniki PAN, 00-049 Warszawa, ul. Świętokrzyska 19,
inż. Z.Gosiewski, Wyższa Szkoła Inżynierska, ul.Racławicka 15-
17, 75-620 Koszalin



Rys. 1. Model fizyczny symetrycznego wirnika

Energia kinetyczna E_k i energia potencjalna E_p układu mają następującą postać:

$$\begin{aligned} E_k &= \frac{m}{2} (\dot{x}_e^2 + \dot{y}_e^2) + \frac{I}{2} \dot{\gamma}^2, \\ E_p &= \frac{k}{2} (x^2 + y^2) + \frac{k_t}{2} (\gamma - \omega t)^2 - mgy, \end{aligned} \quad (1)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} x_e &= x + h \cos \gamma, \\ y_e &= y + h \sin \gamma \end{aligned} \quad (2)$$

są współzrzednymi środka masy krążka C, x, y - współzrzednymi punktu S zamocowania krążka na wale w nieruchomym układzie współzrzednych $Oxyz$, γ - kątem skręcania wału, h - jest odległością środka masy C od punktu zamocowania krążka na wale S.

Równania ruchu wirującego układu w nieruchomym układzie odniesienia będą miały następującą postać:

$$\begin{aligned} \ddot{x} + \nu^2 x &= h(\dot{\gamma}^2 \cos \gamma + \ddot{\gamma} \sin \gamma), \\ \ddot{y} + \nu^2 y &= h(\dot{\gamma}^2 \sin \gamma + \ddot{\gamma} \cos \gamma) + g, \\ \ddot{\gamma} + \mu^2 (\gamma - \omega t) + \beta (x \sin \gamma - y \cos \gamma) &= T(t) - g \frac{\beta}{\nu^2} \cos \gamma \end{aligned} \quad (3)$$

gdzie:

$$\nu^2 = \frac{k}{m}, \quad \beta = \frac{k h}{I}, \quad \mu^2 = \frac{k_t}{I}. \quad (4)$$

a $T(t)$ jest różnicą momentu napędowego i momentu oporu odniesionego do momentu bezwładności krążka. Jak widać, równania ruchu są nieliniowe i sprzężone wskutek występowania nierównoważenia krążka.

Przekształcono równania (3) wprowadzając wirujący wraz z krążkiem układ odniesienia Ox_1y_1z , przy czym:

$$\begin{aligned} x \cos \gamma + y \sin \gamma &= x_1, \\ -x \sin \gamma + y \cos \gamma &= y_1, \end{aligned} \quad (5)$$

gdzie: x_1, y_1 - współrzędne punktu S w wirującym układzie odniesienia Ox_1y_1z . Z (3) po wykorzystaniu przekształcenia (5) otrzymano następujący układ równań:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 - 2\dot{\gamma}\dot{y}_1 - \dot{\gamma}^2 x_1 - \ddot{\gamma} y_1 + \gamma^2 x_1 &= h \dot{\gamma}^2 + g \sin \gamma, \\ \ddot{y}_1 + 2\dot{\gamma}\dot{x}_1 - \dot{\gamma}^2 y_1 - \ddot{\gamma} x_1 + \gamma^2 y_1 &= -h \ddot{\gamma} + g \cos \gamma, \\ \ddot{\gamma} + \mu^2(\gamma - \omega t) - \beta y_1 &= T(t) - g \frac{\beta}{\gamma^2} \cos \gamma, \end{aligned} \quad (6)$$

lub po wprowadzeniu zmiennych zespolonych:

$$\begin{aligned} u &= x_1 + i y_1, \\ \bar{u} &= x_1 - i y_1, \end{aligned} \quad (7)$$

otrzymano:

$$\begin{aligned} \ddot{u} + 2\dot{\gamma}i\dot{u} - \dot{\gamma}i u - \dot{\gamma}^2 u + \gamma^2 u &= h \dot{\gamma}^2 - h i \ddot{\gamma} + g i e^{-i\gamma}, \\ \ddot{\bar{u}} - 2\dot{\gamma}i\dot{\bar{u}} + \dot{\gamma}i \bar{u} - \dot{\gamma}^2 \bar{u} + \gamma^2 \bar{u} &= h \dot{\gamma}^2 + h i \ddot{\gamma} + g i e^{i\gamma}, \\ \ddot{\gamma} + \mu^2(\gamma - \omega t) + \beta \frac{u - \bar{u}}{2i} &= T(t) - g \frac{\beta}{\gamma^2} \cos \gamma. \end{aligned} \quad (8)$$

Układy równań (6) i (8) przedstawiają model nieliniowy układu, wynikający z przyjętych na początku założeń.

W pierwszej fazie analizy zlinearyzowano układ (8) zakładając, że kąt skręcenia γ niewiele się różni od kąta ωt

$$\gamma(t) = \omega t + \varphi(t), \quad (9)$$

gdzie $\varphi(t)$ jest względnym kątem opisującym drgania skrętne wału. Przyjęto, że drgania skrętne $\varphi(t)$ są niepomijalnie duże w stosunku do drgań giętych $x(t), y(t)$. Funkcje eksponencjalne rozwinięto w szereg Taylora uwzględniając tylko wyrazy liniowe:

$$\begin{aligned} e^{-i\varphi} &= 1 - i\varphi + \dots \\ e^{i\varphi} &= 1 + i\varphi + \dots \end{aligned} \quad (10)$$

Uwzględniając powyższe zależności przeprowadzono linearyzację układu równań (8) przez odrzucenie wyrazów nieliniowych. W efekcie otrzymano liniowy układ równań układu:

$$\begin{aligned}
 \ddot{u} + 2\omega i \dot{u} - \omega^2 u + \gamma^2 u &= \\
 = h\omega^2 + 2\omega h\dot{\varphi} - h i \ddot{\varphi} + h\omega^2 i \varphi + g i e^{-i\omega t}, \\
 \ddot{\bar{u}} - 2\omega i \dot{\bar{u}} - \omega^2 \bar{u} + \gamma^2 \bar{u} &= \\
 = h\omega^2 + 2\omega h\dot{\varphi} + h i \ddot{\varphi} - h\omega^2 i \varphi - g i e^{i\omega t}, \\
 \ddot{\varphi} + \mu^2 \varphi - \beta \frac{u - \bar{u}}{2i} &= T(t) - \beta \frac{g}{\gamma^2} (\cos \omega t - \varphi \sin \omega t).
 \end{aligned} \tag{11}$$

lub wracając do zmiennych rzeczywistych:

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_1 - 2\omega \dot{y}_1 - \omega^2 x_1 + \gamma^2 x_1 - 2h\omega \dot{\varphi} &= h\omega^2 + g \sin \omega t, \\
 \ddot{y}_1 + 2\omega x_1 - \omega^2 y_1 + \gamma^2 y_1 + h(\dot{\varphi} - \varphi \omega^2) &= g \cos \omega t, \\
 \ddot{\varphi} + \mu^2 \varphi - \beta y_1 &= T(t) - \beta \frac{g}{\gamma^2} (\cos \omega t - \varphi \sin \omega t).
 \end{aligned} \tag{12}$$

Układ ten ma jeden wyraz ze zmiennym współczynnikiem (ostatni wyraz w trzecim równaniu). Przy badaniu rozwiązań układu jednorodnego oraz drgań ustalonych, wyraz ten pominięto.

3. Analiza układu jednorodnego

Zbadano najpierw rozwiązania układu jednorodnych równań liniowych o stałych współczynnikach pomijając funkcje wymuszające oraz wyraz ze zmiennym współczynnikiem. Równanie charakterystyczne układu (12) ma następującą postać:

$$\lambda^6 + a_1 \lambda^4 + a_2 \lambda^2 + a_3 = 0 \tag{13}$$

gdzie:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= \rho + 2(\gamma^2 + \omega^2), \\
 a_2 &= \gamma^2(\mu^2 + \rho) + (\gamma^2 - \omega^2)^2 + 2\omega^2 \rho, \\
 a_3 &= (\gamma^2 - \omega^2)(\gamma^2 \mu^2 - \omega^2 \rho), \\
 \rho &= \mu^2 + h\beta = \frac{k_t + h^2 k}{I}
 \end{aligned} \tag{14}$$

Dla modelu liniowego o stałych współczynnikach warunkiem stateczności jest, aby wszystkie pierwiastki równania charakterystycznego (13) były czysto urojone; kwadraty pierwiastków muszą więc być rzeczywiste i ujemne. Sprowadza się to do jednoczesnego spełnienia (zgodnie z kryterium Hurwitza oraz rozwiązaniem Cardana równania trzeciego stopnia [2]) czterech następujących warunków:

$$a_3 > 0, \quad (15)$$

$$a_1 > 0, \quad (16)$$

$$a_1 a_2 > a_3, \quad (17)$$

$$4(a_1^2 - 3 a_2)^3 > [a_1(2 a_1^2 - 9 a_2) + 27 a_3]^2 \text{ lub} \\ a_1^2 > 3 a_2 \text{ gdy } 4(a_1^2 - 3 a_2)^3 = -[a_1(2 a_1^2 - 9 a_2) + 27 a_3]^2. \quad (18)$$

Gdy nie jest spełniony warunek (15), to prędkość obrotowa wirnika znajduje się w następującym przedziale niestatecznym prędkości obrotowych wirnika.

$$\frac{\gamma^2 \mu^2}{\rho} < \omega^2 < \gamma^2 \quad (19)$$

Wróćając do parametrów układu wirującego obszar niestateczny można zapisać następująco

$$\sqrt{\frac{k}{m}} < \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{h^2}{k}}} < \omega < \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (20)$$

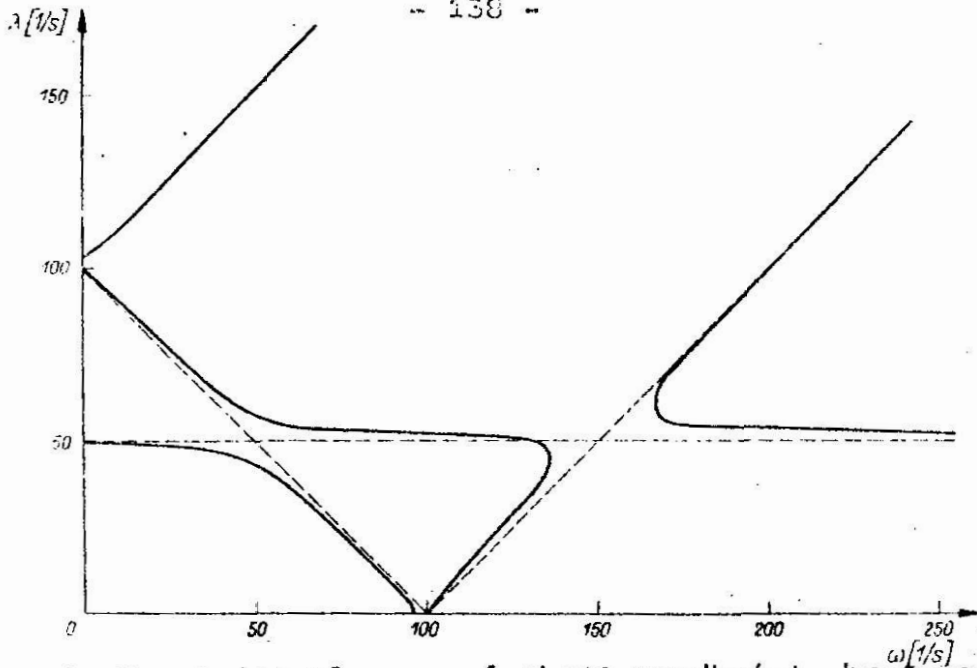
Jak widać, niestateczność istnieje, o ile tylko ma miejsce niewyrównoważenie, czyli gdy $h \neq 0$.

Nierówności (16) i (17) są zawsze spełnione. Natomiast z nierówności (18) otrzymano jeszcze jeden obszar niestatecznych prędkości wirowania w zakresie, w którym częstości własne układów rozsprzęgniętych μ i ν (gdy $h = 0$) są sobie równe, czyli w pobliżu wartości

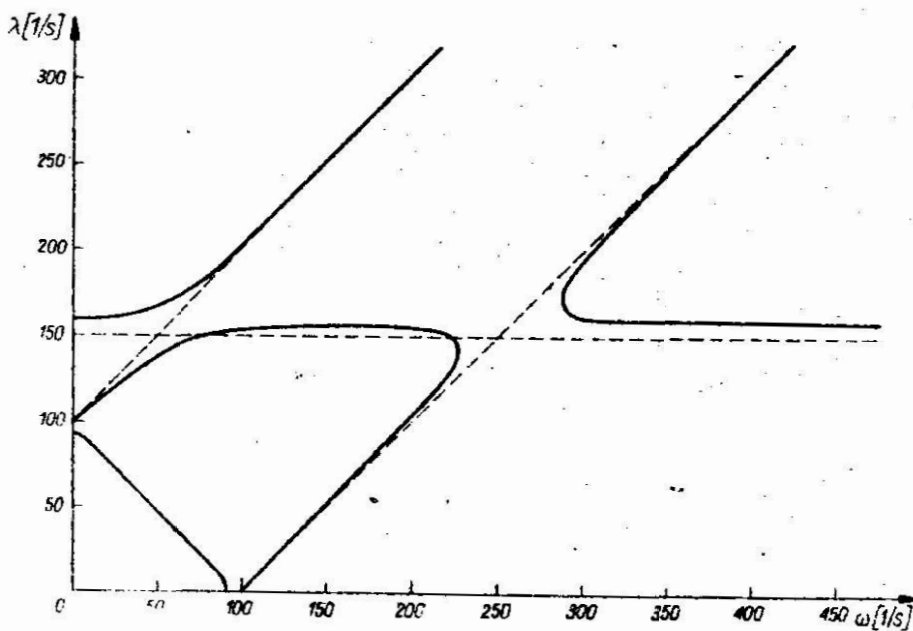
$$\omega = \mu + \nu \quad (21)$$

Niestateczność ta wynika z tzw. "silnego" sprzężenia się składowych podukładów: podukładu drgań skrętnych i podukładu drgań giętnych [3].

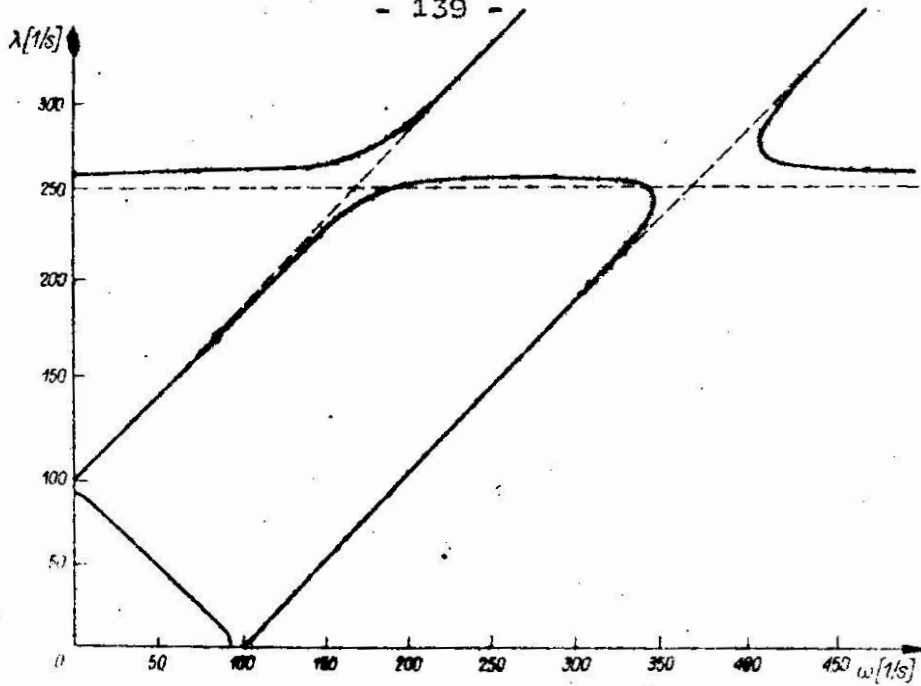
Na rysunkach 2 + 5 przedstawiono przykłady numeryczne. Rysunki 2 + 4 ilustrują zależności częstości własnych układu (12) od prędkości obrotowej ω przy trzech różnych częstotliwościach własnych drgań skrętnych rozsprzężonych μ (linią przerywaną zaznaczono częstości własne rozsprzężonych podukładów drgań giętnych i drgań skrętnych w funkcji prędkości obrotowej ω). Na rys. 5 przedstawiono obszary niestatecznych drgań układu (12) w zależności od niewyrównoważenia. Jak widać, zawsze istnieją dwa obszary niestateczności, przy czym drugi obszar jest zawsze większy od pierwszego. Oba powiększają się wraz ze wzrostem niewyrównoważenia w układzie.



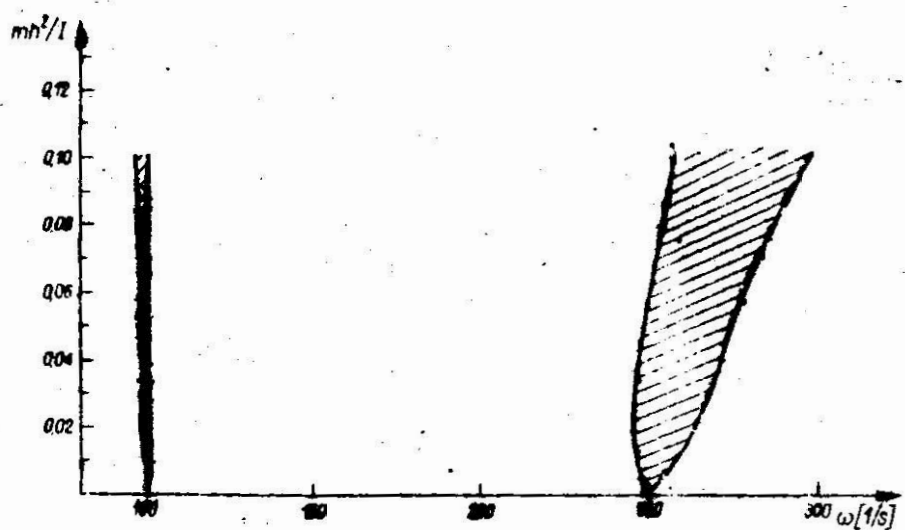
Rys. 2. Częstości własne w funkcji prędkości obrotowej wirnika:
 $\nu = 100$ 1/s, $\mu = 50$ 1/s, $mh^2/I = 0,05$. Niestateczność
 występuje w następujących zakresach prędkości obrotowych:
 $91,3$ 1/s $< \omega < 100$ 1/s i 249 1/s $< \omega < 275$ 1/s



Rys. 3. Częstości własne w funkcji prędkości obrotowej wirnika:
 $\nu = 100$ 1/s, $\mu = 150$ 1/s, $mh^2/I = 0,05$. Niestateczność
 ma miejsce w przedziałach: $98,9$ 1/s $< \omega < 100$ 1/s
 i 249 1/s $< \omega < 275$ 1/s



rys.4. Częstości własne w funkcji prędkości obrotowej wirnika:
 $\gamma = 100$ l/s, $\mu = 250$ l/s, $mh^2/I = 0,05$. Niestateczność występuje w następujących przedziałach prędkości obrotowych:
 $99,6$ l/s $< \omega < 100$ l/s i 353 l/s $< \omega < 375$ l/s



rys.5. Obszary niestateczności drgań swobodnych wirnika (zakresowane): $\gamma = 100$ l/s, $\mu = 150$ l/s, $mh^2/I = 0,05$

Tak więc już na etapie badania uproszczonego zlinearyzowanego modelu wirnika uzyskano wyniki mówiące o niestateczności układu własnego.

4. Rezonans parametryczny

Obecnie względni się pominięty w poprzednim rozdziale człon trzeciego równania układu(12). Równanie to można zapisać następując

$$\ddot{\varphi} + (\mu^2 - g \frac{\beta}{\sqrt{2}} \sin \omega t) \varphi = T(t) - g \frac{\beta}{\sqrt{2}} \cos \omega t + \beta y_1(t) \quad (22)$$

Założono, że przebieg $y_1(t)$ uzyskany na podstawie pierwszego przybliżenia jest ruchem statecznym. Wtedy wyraz $\beta y_1(t)$ wejdzie do równania (22) jako wyraz wymuszający o ograniczonej amplitudzie. Ponieważ o stateczności lub niestateczności rozwiązań równania (22) będą decydować jedynie rozwiązania układu jednorodnego, to pominięto wszystkie ograniczone wymuszenia przez przyrównanie do zera prawej strony równania (22).

Za pomocą przekształcenia

$$t = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{2}{\omega} \tau \quad (23)$$

przedstawimy równanie(22)(z prawą stroną równą zero) w postaci równania Mathieu

$$-\frac{d^2 \varphi}{d\tau^2} + (a - 2q \cos 2\tau) \varphi = 0 \quad (24)$$

gdzie:

$$a = \frac{4 k_t}{I \omega^2}, \quad q = \frac{2m g h}{I \omega^2} \quad (25)$$

Ruch układu jest niestateczny dla następujących wartości parametrów [1]:

$$a < -\frac{q^2}{2} \quad (26)$$

$$1 - q < a < 1 + q,$$

$$4 - \frac{q^2}{12} < a < 4 + \frac{5}{12} q^2,$$

.....

(pomijamy dalsze nierówności).

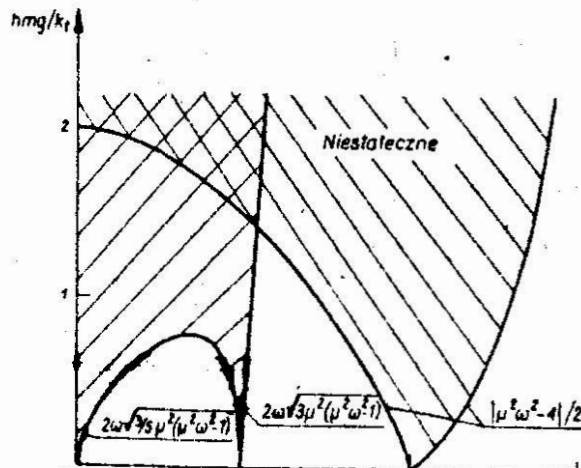
Podstawiając wyrażenia (25) do nierówności(26)otrzymano następujące warunki niestateczności:

$$h > \frac{|I \omega^2 - 4 k_t|}{2 m g} \quad (27)$$

$$h > \frac{2}{3} \frac{3}{g} \sqrt{-\frac{3}{5} I (\omega^2 - k_t)}, \text{ gdy } \omega < \mu,$$

$$h > \frac{2}{3} \frac{3}{g} \sqrt{3 I (\omega^2 - k_t)}, \text{ gdy } \omega > \mu.$$

Na rys. 6 przedstawiony został obszar niestateczności uzyskany na podstawie nierówności (27) i (28). Jak widać, zasadnicze obszary niestateczności leżą w pobliżu $\omega = \mu$ i $\omega = 2\mu$. Przy niewielkich nawet wartościach niewyrównowazenia można tu oczekiwać rezonansu parametrycznego.



Rys. 6. Obszary niestateczności ruchu wirnika w skutek rezonansu parametrycznego (zakreskowane)

5. Rezonanse w układach nieliniowych

W tym rozdziale przeanalizowano drgania ustalone układu (12) wymuszone: niewyrównowazeniem, siłą ciężkości i okresowo zmiennym momentem zewnętrznym.

Całka szczególna układu równań (12) wynikająca z działania wyłącznie siły bezwładności od niewyrównowazenia jest następująca:

$$x_1(t) = \frac{h \omega^2}{\sqrt{2} \omega^2}, \quad y_1(t) = 0, \quad \varphi(t) = 0. \quad (29)$$

Przy $\omega = \dot{\nu}$ występuje typowy rezonans i wał wirnika ugina się wzdłuż osi x_1 . Brak jest wpływu niewyrównoważenia na wymuszone drgania skrętne oraz na ugięcie wału na kierunku osi y_1 . Uwzględniając przekształcenia (5) można znaleźć rezonansowe drgania ustalone, opisane współrzędnymi $x(t)$ i $y(t)$, które przedstawiają drgania giętne wału w nieruchomym układzie odniesienia.

Całka szczególna rozwiązania równań ruchu (12) wymuszonego samą siłą ciężkości będzie miała następującą postać:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= \frac{g[(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2)(\mu^2 - \omega^2) - 6h\omega^2\beta]}{\dot{\nu}^2[(\mu^2 - \omega^2)(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2) - 2h\omega^2\beta]} \sin \omega t, \\ y_1(t) &= \frac{g[(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2)(\mu^2 - \omega^2) + 2h\omega^2\beta]}{\dot{\nu}^2[(\mu^2 - \omega^2)(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2) - 2h\omega^2\beta]} \cos \omega t, \\ \varphi(t) &= \frac{2g\beta(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2)}{\dot{\nu}^2[(\mu^2 - \omega^2)(\dot{\nu}^2 - 4\omega^2) - 2h\omega^2\beta]} \cos \omega t. \end{aligned} \quad (30)$$

Gdy niewyrównoważenie jest różne od zera $h \neq 0$, to rezonanse mają miejsce w pobliżu prędkości obrotowych wirnika:

$$\omega = \mu, \quad \omega = -\frac{1}{2} \dot{\nu}. \quad (31)$$

W przypadku braku niewyrównoważenia rezonans pojawia się jedynie w drganiach skrętnych przy prędkości obrotowej

$$\omega = \mu. \quad (32)$$

Założono, że k -ta składowa harmoniczna różnicy momentu oporowego i napędowego $T(t)$ wynosi

$$T_k(t) = T_0 \cos \alpha t \quad (33)$$

Drgania ustalone układu zlinearyzowanego wymuszone jedynie momentem (33) będą miały następującą postać:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= -\frac{2}{\Delta} T_0 \omega \alpha h \dot{\nu}^2 \sin \alpha t, \\ y_1(t) &= -\frac{T_0 h}{\Delta} [\dot{\nu}^2(\alpha^2 + \omega^2) - (\alpha^2 - \omega^2)^2] \cos \alpha t, \\ \varphi(t) &= -\frac{T_0}{\Delta} [(\dot{\nu}^2 - \omega^2 - \alpha^2)^2 - 4\alpha^2 \omega^2] \cos \alpha t, \end{aligned} \quad (34)$$

gdzie

$$\Delta = (\mu^2 - \alpha^2) [\omega^2 - \omega^2 - \alpha^2]^2 - 4\omega^2 \alpha^2 + h\beta [(\alpha^2 - \omega^2)^2 - \nu^2 (\alpha^2 + \omega^2)]. \quad (35)$$

Rezonans następuje przy $\Delta = 0$, a więc przy wartościach:

$$\omega_j^2 = \alpha^2 + \frac{\nu^2}{2} + \frac{\nu^2 (\mu^2 - \alpha^2)}{2(\nu^2 - \alpha^2 + \beta h)} + (-1)^j \sqrt{\frac{\nu^4 \beta^2 h^2}{4(\mu^2 - \alpha^2 + \beta h)^2} + 2\alpha^2 \nu^2 \left(1 + \frac{\mu^2 - \alpha^2}{\mu^2 - \alpha^2 + \beta h}\right)}, \quad (36)$$

$j = 1, 2$.

Jeżeli brak niewyrównowazenia ($h = 0$), to rezonans drgań skrętnych powstaje, gdy $\alpha = \mu$. Drgania giętne nie są wzbudzone. Dla małych niewyrównoważeń rezonans sprzężonych drgań giętno-skrętnych ma miejsce w pobliżu następujących prędkości obrotowych wirnika

$$\omega = |\alpha \pm \mu| \quad (37)$$

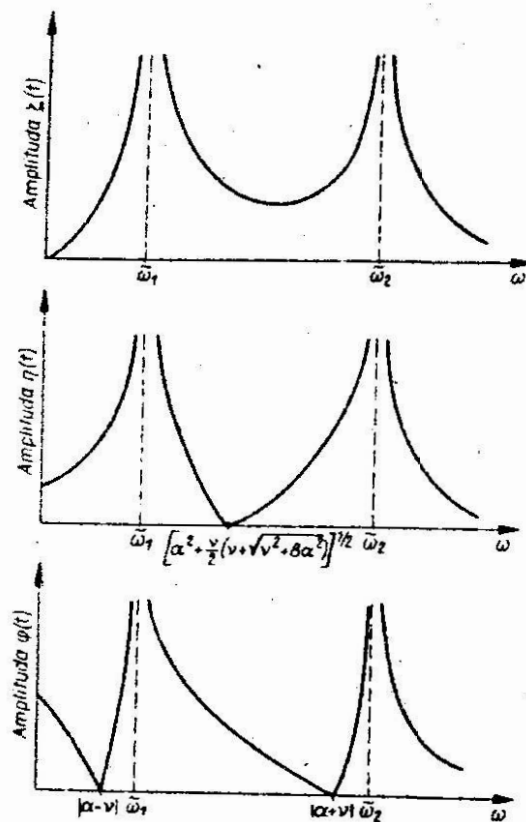
(co uzyskuje się z (34) zakładając $h \approx 0$). Dla dokładnych wartości prędkości obrotowych (37) drgania skrętne mają antyrezonanse. Rezonanse i antyrezonanse drgań skrętnych leżą blisko siebie na osi prędkości obrotowych wirnika. Jeden z możliwych wariantów charakterystyk amplitudowo-częstotliwościowych rozwiązań (34) przedstawiono na rys. 7.

6. Rezonanse w układzie nieliniowym

Metodą małego parametru znaleziono przybliżone rozwiązania pełnego nieliniowego układu (6). Założono następującą postać rozwiązania:

$$\begin{aligned} x_1(t) &= x_{10} + \varepsilon x_{11} + \varepsilon^2 x_{12} + \dots, \\ y_1(t) &= y_{10} + \varepsilon y_{11} + \varepsilon^2 y_{12} + \dots, \\ \psi(t) &= \omega t + \varepsilon \psi_0 + \varepsilon^2 \psi_1 + \dots, \end{aligned} \quad (38)$$

gdzie ε jest małym parametrem.



Rys. 7. Charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe drgań wymuszonych okresowo zmiennym momentem

Jak widać wprowadzone tu zostało odmiennie niż poprzednio założenie dotyczące rzędu wielkości współrzędnych $x_1(t)$, $y_1(t)$, $\varphi(t)$ oraz β . Zakłada się mianowicie, że wielkość drgań skrętnych jest niższego rzędu od drgań giętnych. Współczynnik β sprzęgający równania opisujące drgania giętne i skrętne też został uznany jako mały (w sensie - mały parametr). Po podstawieniu zakładanych rozwiązań (38) do (6) i porównaniu wyrazów stojących przy małym parametrze w jednakowej potędze, otrzymano następujące układy równań:

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_{10} - 2\omega\dot{y}_{10} - \omega^2 x_{10} + \nu^2 x_{10} &= h\omega^2 + g \sin\omega t, \\
 \ddot{y}_{10} + 2\omega\dot{x}_{10} - \omega^2 y_{10} + \nu^2 y_{10} &= g \cos\omega t, \\
 \ddot{\varphi}_0 + \mu^2 \varphi_0 - \beta y_{10} &= -\frac{1}{\varepsilon} T(t) - \beta \frac{g}{\nu^2} \cos\omega t,
 \end{aligned}
 \tag{39}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_{11} - 2\omega \dot{y}_{11} - \omega^2 x_{11} + \nu^2 x_{11} &= \\
 = 2\dot{\varphi}_0 \dot{y}_{10} + 2\omega\dot{\varphi}_0 x_{10} - \ddot{\varphi}_0 y_{10} + 2h\omega\dot{\varphi}_0 + g\varphi_0 \cos\omega t, \\
 \ddot{y}_{11} + 2\omega\dot{x}_{11} - \omega^2 y_{11} + \nu^2 y_{11} &= \\
 = -2\dot{\varphi}_0 \dot{x}_{10} + 2\omega\dot{\varphi}_0 y_{10} + \ddot{\varphi}_0 x_{10} - h\ddot{\varphi}_0 - g\varphi_0 \sin\omega t, \\
 \ddot{\varphi}_1 + \mu^2 \varphi_1 - \beta y_{11} &= \beta \frac{g}{\nu^2} \varphi_0 \sin\omega t.
 \end{aligned} \tag{40}$$

Ograniczmy badania do drugiego przybliżenia.

Rozwiązanie układu (39) ma następującą postać:

$$\begin{aligned}
 x_{10}(t) &= C_1 \cos(\omega + \nu)t + C_2 \sin(\omega + \nu)t + C_3 \cos(\omega - \nu)t + \\
 &+ C_4 \sin(\omega - \nu)t + \frac{h\omega^2}{\nu^2 - \omega^2} + \frac{g}{\nu^2} \sin\omega t, \\
 y_{10}(t) &= -C_1 \sin(\omega + \nu)t + C_2 \cos(\omega + \nu)t - C_3 \sin(\omega - \nu)t + \\
 &+ C_4 \cos(\omega - \nu)t + \frac{g}{\nu^2} \cos\omega t, \\
 \varphi_0(t) &= C_5 \cos\mu t + C_6 \sin\mu t + \frac{2g\beta}{\nu^2(\omega^2 - \mu^2)} \cos\omega t + \tilde{\tau}(t) + \\
 &- \frac{\beta [C_1 \sin(\omega + \nu)t - C_2 \cos(\omega + \nu)t]}{\mu^2 - (\omega^2 + \nu^2)} + \\
 &+ \frac{\beta [C_4 \cos(\omega - \nu)t - C_3 \sin(\omega - \nu)t]}{\mu^2 - (\omega^2 - \nu^2)},
 \end{aligned} \tag{41}$$

gdzie: C_1, \dots, C_6 są stałymi całkowania, a $\tilde{\tau}(t)$ jest całką szczególną trzeciego równania układu (39) odpowiadającą momentowi wymuszającemu $\xi T(t)$.

Jeżeli podstawimy się wyrażenia (41) do (40), to wśród wymuszających funkcji harmonicznycych będą w pierwszych dwóch równaniach układu (40) funkcje z częstościami $|\mu \pm (\omega \pm \nu)|, 2\omega, 2\nu, 2|\omega \pm \nu|$ a w trzecim równaniu układu (40) będą ponadto funkcje z częstościami $\nu, |\mu \pm \omega|, 2|\mu \pm \omega|$. Rezonanse będą miały miejsce, gdy częstości te będą równe odpowiednim częstościom własnym układu (40). W rezultacie otrzymano następujące wartości krytyczne:

$$\mu = 2\nu, \quad \omega = \frac{\mu}{2}, \quad \omega = \frac{|\mu \pm 2\nu|}{2}, \quad \omega = \nu, \quad \omega = 3\nu \tag{42}$$

dla drgań giętnych $x_1(t)$, $y_1(t)$, oraz

$$\begin{aligned} \mu = 2\nu, \mu = \nu, \omega = |2\mu \pm \nu|, \omega = -\frac{1}{2} - |\mu \pm \nu| \\ \omega = -\frac{1}{2} - \mu, \omega = -\frac{1}{2} - |\mu \pm 2\nu| \end{aligned} \quad (43)$$

dla drgań skrętnych.

Tak więc już na podstawie drugiego przybliżenia uzyskano cały ciąg krytycznych prędkości obrotowych wirnika, przy których może nastąpić wzrost amplitud drgań giętno-skrętnych wirnika. Jak widać, przyjęcie "słabego" sprzężenia między drganiami skrętnymi i giętnymi nie eliminuje niekorzystnych zjawisk rezonansowych sprzężonych drgań giętno-skrętnych.

Rezonanse występują przy prędkościach obrotowych wirnika równych liniowym kombinacjom częstości własnych układów rozsprzęgających.

7. Wnioski

Wyniki przeprowadzonej wyżej analizy można przedstawić w postaci następujących wniosków.

1. Niewyrównowazenie w układzie wirującym stanowi przyczynę sprzężenia się drgań giętnych i skrętnych wirnika. Wskutek sprzężenia występują zakresy ruchów niestatecznych. Na podstawie zlinearyzowanego modelu wnioskujemy, że istnieją dwa zakresy prędkości obrotowych wirnika, w których powstają niestateczne drgania giętno-skrętne. Pierwszy zakres leży w pobliżu prędkości obrotowej równej częstości własnej drgań giętnych rozsprzężonych (pierwsza prędkość krytyczna [4]). Drugi zakres niestateczności ma miejsce w pobliżu prędkości obrotowej równej sumie częstości własnych drgań giętnych i skrętnych rozsprzężonych [3].
2. Zlinearyzowane równania ruchu mają, wskutek działania siły ciężkości, jeden wyraz ze zmiennym parametrem. Na podstawie analizy uzyskane zostały przedziały zmienności prędkości obrotowej, w których można się spodziewać rezonansu parametrycznego. Największe niebezpieczeństwo rezonansu parametrycznego występuje przy prędkościach obrotowych równych częstości drgań skrętnych rozsprzężonych i ich wielokrotnościom.

- . Okresowo zmieniająca się różnica momentu napędowego i oporowego jest często przyczyną generowania drgań wymuszonych układów wirujących. Wyznaczono prędkości obrotowe, przy których występują rezonanse wywołane dowolną składową harmoniczną różnicy momentów.
- . Drganie wymuszone działaniem siły bezwładności od niewyrównoważenia i siły grawitacyjnej, obliczone na podstawie przybliżenia liniowego, mają klasyczny charakter. Analiza układu nieliniowego przeprowadzona metodą małego parametru wskazuje jednak, że może mieć miejsce cała seria rezonansów przy różnych prędkościach obrotowych wirnika. Prędkości obrotowe, przy których można oczekiwać wzmożonych drgań są liniowymi kombinacjami częstości własnych drgań giętnych i skrętnych rozsprzężonych. Na podstawie analizy przeprowadzonej w niniejszym artykule można stwierdzić, że analiza zlinearyzowanego układu daje szereg cennych informacji o dynamice układu nieliniowego, a w szczególności o jego obszarach niestateczności ruchu.

teratura

Cunningham W.J.: Analiza układów nieliniowych, WNT, Warszawa 1962.

Korn G.A., Korn T.M.: Mathematical Handbook for Scientists and Engineers, McGraw-Hill Book Co., New York 1968.

Muszyńska A.: Modelowanie i analiza dynamiczna wirników, Wydawnictwo Instytutu Podstawowych Problemów Techniki PAN, nr 32, Warszawa 1975.

Muszyńska A.: On Rotor Dynamics-Survey, Zagadnienia drgań nieliniowych, nr13, 1972.

reszczenie

W artykule zbadano drgania giętno-skrętne symetrycznego wirnika o trzech stopniach swobody. Wyznaczono obszary drgań niestatecznych wskutek samowzbudzenia się drgań swobodnych, rezonansu parametrycznego i rezonansów nieliniowych. Pokazano jak niewyrównoważenie i inne parametry wirnika wpływają na sprzężanie się drgań giętnych i skrętnych.

On the instability of the coupled transverse-
-torsion vibrations of rotor

In the paper, investigation of the coupled transverse-torsion vibrations of the axisymmetric rotor of three degrees of freedom is considered. Areas of vibration instabilities caused by self-excitement of free vibrations, parametric and non-linear resonances are calculated. It has been indicated how an unbalance and other parameters of the rotor influence on the coupling of transverse and torsion vibrations.

К вопросу неустойчивости содействующих поперечно-крутильных колебаний ротора

В статье исследуется вопрос о поперечно-крутильных колебаниях симметрического ротора с тремя степенями свободы. Определены области неустойчивых колебаний, вызванных самовозбуждением, параметрическим резонансом и нелинейными резонансами. Показано влияние дисбаланса ротора и других его характеристик на содействие поперечных и крутильных колебаний.

METODA IDENTYFIKACJI NIWYRÓWNOWAŻENIA WIRNIKÓW GIĘTKICH

Adam Urbanek, Zdzisław Gosiewski

1. Wstęp

Niewyrównoważenie wirnika jest nie tylko bezpośrednią przyczyną drgań ustalonych maszyn wirnikowych ale także może być przyczyną powstawania przedziałów niestatecznych prędkości obrotowych wirnika [2]. Jeżeli amplitudy drgań przekroczą dopuszczalne poziomy, to drgania zaburzają proces technologiczny realizowany przez wirnik, a w następnej kolejności mogą być przyczyną jego zniszczenia. Stąd wynika potrzeba wyrównoważania wirnika z określoną dokładnością. Efektywność i dokładność wyrównoważania wirnika zależy od wyboru właściwej metody wyrównoważania. Aby dokonać prawidłowego wyboru metody wyrównoważania trzeba zidentyfikować parametry wirnika, szczególnie jego niewyrównoważenie oraz dokładnie określić jego warunki pracy. W niniejszym artykule przedstawiono metodę identyfikacji niewyrównoważenia.

Powstałe w ostatnich latach metody wyrównoważania, a tym samym i identyfikacji niewyrównoważenia wirników giętkich można podzielić na dwie grupy [3,5]:

- metody modalne (modal balancing),
 - metody współczynników wpływu (influence coefficient techniques).
- Pierwszą grupę metod rozwinęto głównie w Europie i ZSRR, drugą grupę metod stosuje się głównie w USA. Pierwsza wymaga pogłębionej analizy dynamiki wirnika, w drugiej grupie niezbędne są potężne środki obliczeniowe.

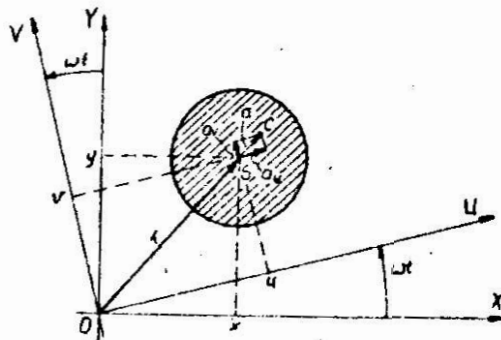
Wykorzystując dodatkowo strony obu tych grup metod, w niniejszej pracy przedstawiono nowy sposób identyfikacji niewyrównoważenia wirników giętkich. Sposób ten różni się od istniejących [1,5] znacznie większą prostotą i efektywnością. Do identyfikacji niewyrównoważenia według tej metody można wykorzystać znane zestawy pomiarowo-obliczeniowe stosowane do wyrównoważania wirników sztywnych w łożyskach własnych.

Adres: mgr inż. A. Urbanek, dr inż. Z. Gosiewski, Wyższa Szkoła Inżynierska, ul. Raclawicka 15-17, 75-620 Koszalin

2. Drgania pryzmatycznego wirnika wywołane niewyrównoważeniem

Do rozważań przyjęto model wirnika giętkiego, o stałym polu przekroju poprzecznego A , wirującego ze stałą prędkością obrotową wokół osi Z inercyjnego układu współrzędnych $OXYZ$. Oś Z przechodzi przez środki geometryczne wahliwych łożysk tocznych zainstalowanych na idealnie sztywnych podporach łożyskowych. Oprócz inercyjnego układu współrzędnych $OXYZ$ wprowadzono układ współrzędnych $OUVZ$ wirujący wraz z wirnikiem. Przyjęto, że wirnik charakteryzują następujące parametry: ρ - gęstość masy, E - współczynnik sprężystości wzdłużnej, J - moment bezwładności przekroju wirnika względem osi U i osi V , b - współczynnik tłumienia zewnętrznej wiskotycznego - l - odległość pomiędzy podporami łożyskowymi wirnika.

Przekrój poprzeczny wirnika, znajdujący się w odległości z od początku układu współrzędnych O , przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Położenie przekroju poprzecznego wirnika względem układów współrzędnych: inercyjnego $OXYZ$, ruchomego $OUVZ$

Wektor zespolony ugięcia środka geometrycznego tego przekroju ma w układzie inercyjnym $OXYZ$ następującą postać:

$$r(z) = x(z) + i y(z), \quad (1)$$

natomiast w układzie współrzędnych wirujących $OUVZ$ ma postać:

$$w(z) = u(z) + i v(z), \quad (2)$$

gdzie:

$$r = w e^{i\omega t}, \quad i = \sqrt{-1}. \quad (3)$$

Niech środek masy tego przekroju poprzecznego wirnika leży w punkcie C. Mimośród środka masy można przedstawić w postaci wektora zespolonego w wirującym układzie współrzędnych

$$a(z) = \bar{a}_u(z) + i a_v(z). \quad (4)$$

Analizując (podobnie jak w [4]) siły i momenty sił działające na wał, otrzymano następujące równanie ruchu wirnika

$$\varphi A \frac{\partial^2 r}{\partial t^2} + b \frac{\partial r}{\partial t} + E J \frac{\partial^4 r}{\partial x^4} = \varphi A a(z) e^{i\omega t} \quad (5)$$

Przyrównując prawą stronę równania (5) do zera, otrzyma się równanie drgań swobodnych. Rozwiązanie równania drgań swobodnych można przedstawić w postaci sumy

$$r(z, t) = \sum_{k=1}^{\infty} R_k \sin \frac{k\pi z}{l} e^{i(\omega_k t - \beta_k)}, \quad (6)$$

gdzie:

R_k, β_k - stałe wyznaczone z warunków początkowych,

$f_k(z) = \sin \frac{k\pi z}{l}$ - funkcje (postacie) własne,

ω_k - częstości własne.

Krzywą mimośrodowości $a(z)$ - utworzoną przez zbiór środków masy leżących obok siebie kolejnych przekrojów wirnika, można rozłożyć w szereg według funkcji własnych

$$a(z) = \sum_{k=1}^{\infty} a_k \sin \frac{k\pi z}{l} = \sum_{k=1}^{\infty} A_k e^{i\varphi_k} \sin \frac{k\pi z}{l}, \quad (7)$$

gdzie A_k jest modułem (amplitudą), φ_k - kątem przesunięcia fazowego liczby zespolonej a_k . W ten sposób dowolne niewyrównowanie wirnika można uważać za złożenie geometryczne nieskończonej liczby postaci niewyrównowania, których moduły zmieniają się sinusoidalnie według równania

$$|a_k(z)| = A_k \sin \frac{k\pi z}{l} \quad (8)$$

i leżą w różnych płaszczyznach osiowych wirnika, położenia których wyznaczone są względem przyjętej płaszczyzny osiowej odniesienia - kątem fazowym φ_k .

Określone w ten sposób kolejne postacie niewyrównowazenia są podobne do odpowiednich postaci drgań własnych wirnika.

Z ortogonalności postaci niewyrównowazenia i postaci własnych drgań wirnika wynika, że k-ta postać niewyrównowazenia nie może wywołać odkształcenia wirnika według s-tej postaci własnej, jeżeli $s \neq k$. Gdy postać niewyrównowazenia jest podobna do postaci własnej ($k = s$), to siły odśrodkowe wywołane tym niewyrównowazeniem wywołują ruch precesyjny wirnika po torze odpowiadającym k-tej postaci własnej.

W związku z powyższym rozwiązanie równania ruchu (5) wymuszonego niewyrównowazenia 7 można zapisać w układzie współrzędnych OUVZ w sposób następujący:

$$w(z) = \sum_{k=1}^{\infty} N_k(\omega) \omega^2 a_k^* e^{i\psi_k} \sin \frac{k\pi z}{l} \quad (9)$$

gdzie:

$N_k(\omega)$ - określa wielkość ugięcia

$$N_k(\omega) = \left[(\omega_k^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_k^2 \omega_k^2 \omega^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (10)$$

$\psi_k(\omega)$ - określa fazę ugięcia

$$\psi_k(\omega) = \arctg \frac{2\mu_k \omega_k \omega}{\omega_k^2 - \omega^2} \quad (11)$$

μ_k - współczynnik tłumienia postaciowego (modalnego)

a_k^* - wektor niewyrównowazenia postaciowego modalnego

$$a_k^* = \frac{1}{z_k} \int_0^l \varrho A a(z) \sin \frac{k\pi z}{l} dz \quad (12)$$

z_k - funkcja normująca k-tą postać

$$z_k = \int_0^l \varrho A \left(\sin \frac{k\pi z}{l} \right)^2 dz \quad (13)$$

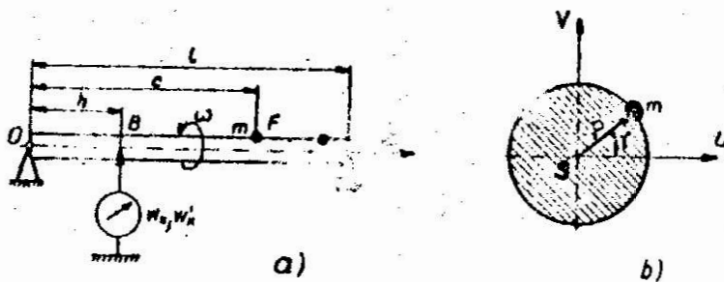
Z zależności (10) wynika, że dla słabego tłumienia amplituda drgań wymuszonych wskutek niewyrównowazenia osiąga największe wartości przy prędkościach obrotowych $\omega = \omega_k$, przy czym dominuje wówczas w rozwiązaniu (9) składowa związana z k-tą postacią drgań własnych.

3. Identyfikacja postaci niewyrównowazenia

Iloczyn masy i mimośrodów środka masy nazywany jest wektorem niewyrównowazenia

$$D(z) = \xi A \ a(z). \quad (14)$$

Umieszczenie masy próbnej m na wirniku (rys. 2) zmienia wektor niewyrównowazenia w następujący sposób



Rys. 2. Rozmieszczenie punktu pomiarowego i masy próbnej na wirniku

$$D'(z) = D(z) + D_p \delta(z - c), \quad (15)$$

gdzie D_p jest wektorem niewyrównowazenia od masy próbnej

$$D_p = m p e^{i\varphi}, \quad (16)$$

natomiast

$$\delta(z - c) = \begin{cases} 0, & \text{gdy } x \neq c \\ 1, & \text{gdy } x = c \end{cases} \quad \int_{-\infty}^{+\infty} \delta(z) dz = 1 \quad (17)$$

jest funkcją Diraca.

Funkcję $D'(z)$ można rozłożyć w szereg trygonometryczny według postaci własnych

$$D'(z) = \sum_{k=1}^{\infty} D'_k \sin \frac{k\pi z}{l} \quad (18)$$

z warunku ortogonalności otrzymano

$$D'_k = \frac{1}{l} \int_0^l D'(z) \sin \frac{k\pi z}{l} dz \quad (19)$$

Ostatecznie, po uwzględnieniu wyrażenia (15) wektor niewyrównowazenia postaciowego (19) wirnika wraz z masą próbną będzie wyrażał się następująco

$$D'_k = -\frac{1}{Z_k} \int_0^k \varphi A a(z) \sin \frac{k\pi z}{l} dz + D_p \sin \frac{k\pi c}{l} \quad (20)$$

lub krócej

$$D'_k = D_k + -\frac{1}{Z_k} D_p \sin \frac{k\pi c}{l} \quad (21)$$

Wektory niewyrównoważeń postaciowych wirnika D_1, D_2, D_3, \dots mogą mieć różne położenia kątowe, natomiast wektory niewyrównoważeń postaciowych od masy próbnej, tj.: $-\frac{1}{Z_1} D_p \sin \frac{\pi c}{l}$, $-\frac{1}{Z_2} D_p \sin \frac{2\pi c}{l}$, ... są umiejscowione w płaszczyźnie określonej kątem ψ .

Pod działaniem niewyrównowazenia wyłącznie od masy próbnej wirnik ugnie się zgodnie z zależnością

$$w_p(z) = \int_{k=1}^{\infty} N_k(\omega) \omega^2 e^{i\psi_k} \sin \frac{k\pi z}{l} \sin \frac{k\pi c}{l} \frac{D_p}{Z_k} \quad (22)$$

Przy prędkości obrotowej wirnika $\omega = \omega_k$ zachodzi zjawisko rezonansu i dominujący wpływ na ugięcie wału ma k-ta postać niewyrównowazenia i związana z tym k-ta postać własna. Pozostałe składowe rozwiązania można wówczas pominąć. Gdy niewyrównowazenie będzie związane tylko z masą próbną, to dla $\omega = \omega_k$ linia ugięcia wału będzie miała następującą postać

$$w_{pk} = \frac{D_p}{Z_k} N_k(\omega_k) \omega_k^2 e^{i\psi_k} \sin \frac{k\pi z}{l} \sin \frac{k\pi c}{l} \quad (23)$$

Podobnie linia ugięcia wału wywołana niewyrównowazeniem D z przy prędkości $\omega = \omega_k$ (w oparciu o wzór (9)) będzie miała następujący przebieg

$$w_k = N_k(\omega_k) \omega_k^2 D_k e^{i\psi_k} \sin \frac{k\pi z}{l} \quad (24)$$

Dzieląc zależność (23) przez (24) otrzymano szukany wektor niewyrównowazenia k-tej postaci

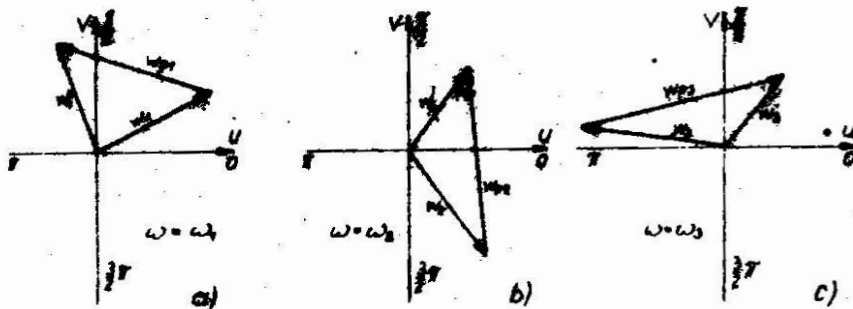
$$D_k = \frac{w_k}{w_{pk}} \frac{D_p}{Z_k} \sin \frac{k\pi c}{l} \quad (25)$$

gdzie w_k, w_{pk}, D_p są liczbami zespolonymi. Wzór (25) jest podstawą identyfikacji k-tej postaci niewyrównowazenia przeprowadzonej w sposób doświadczalno-analityczny.

4. Metodyka wyznaczania postaci niewyrównowazenia

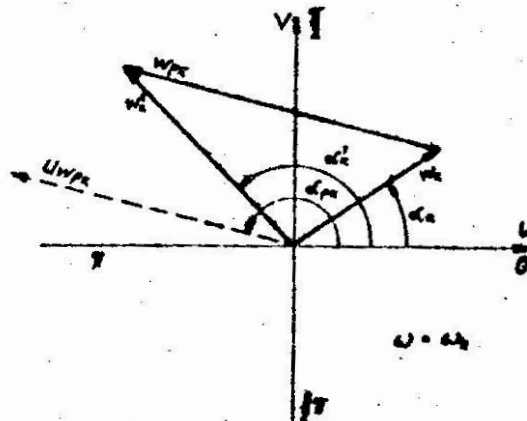
Obliczenie wektora niewyrównowazenia k-tej postaci wymaga wyznaczenia wcześniej poszczególnych elementów prawej strony zależności (25). Elementy w_k, w_k można wyznaczyć w sposób doświadczalny, natomiast pozostałe elementy wyznacza się analitycznie. Wskazana jest następująca kolejność działań.

1. Umieścić wirnik na sztywnych podporach obrotowych i wyposażyć zespół napędowy wirnika w regulator prędkości obrotowej.
2. W dowolnym punkcie B (rys. 2) na długości wirnika zmierzyć jego wektory ugięcia przy kolejnych prędkościach krytycznych. Pomiaru nie należy dokonywać w węzle postaci. Otrzymane w ten sposób wektory w_1, w_2, w_3, \dots nanieść na płaszczyznę wyznaczoną przez osie X i Y (rys. 3).



Rys. 3. Przykładowy układ wektorów ugięć wirnika przy trzech kolejnych prędkościach krytycznych

3. Zamocować na wirniku masę próbną w dowolnym punkcie F (rys. 2) na jego długości, unikając węzłów postaci drgań. Zmierzyć ugięcie w punkcie B jak w kroku 2. Wektory w_1, w_2, w_3, \dots nanieść na płaszczyznę OXY (rys. 3).
4. Wyznaczyć wektory $w_{p1}, w_{p2}, w_{p3}, \dots$ graficznie (rys. 3) lub analitycznie (oznaczenia jak na rys. 4) korzystając z następujących zależności



Rys. 4. Przykładowa konfiguracja wektorów ugięć wirnika podcz k-tnej prędkości krytycznej

$$w_{pk} = w'_k - w_k = |w_{pk}| \cdot e^{j\alpha_{pk}} \quad (26)$$

gdzie:

$$|w_{pk}| = \left[|w'_k|^2 + |w_k|^2 - 2|w'_k||w_k|\cos(\alpha'_k - \alpha_k) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (27)$$

$$\alpha_{pk} = \alpha'_k + \arcsin \left[\frac{|w_k|}{|w'_k|} \sin(\alpha'_k - \alpha_k) \right]$$

5. Obliczyć D_p ze wzoru (26)
6. Obliczyć Z_k ze wzoru (23) dla $k = 1, 2, 3, \dots$
7. Obliczyć $\sin \frac{k\pi c}{l}$ dla $k = 1, 2, 3, \dots$
8. Podstawić przy kolejnych $k = 1, 2, 3, \dots$ wyznaczone analitycznie i doświadczalnie wielkości do wzoru (25).

Do doświadczalnego wyznaczenia wektorów w_k i w'_k można wykorzystać np. zestaw wyważający typ 3513/WH 0438 firmy Bri and Kjaer, służący do wyrównywania wirników sztywnych w łożyskach własnych.

Wnioski

W artykule przedstawiono metodę identyfikacji niewyrównoważenia łopatek w osiach śmigła metodą modalnych i metod współczynników wpływu. Do podstawowych zalet przedstawionej metody zaliczyć należy możliwość stosowania typowej aparatury pomiarowej oraz prostych środków obliczeniowych.

Literatura

1. Lisiecki J.S.: Analityczny metod określenia dysbalansu na giętkich rotorach. *Energomaszynoznawstwo*, nr 5, 1978.
2. Muszyński A., Paszowski Z.: O niestatystyczności sprzężonych trybów giętko-ekstremalnych wirników. *Zeszyt Naukowy WSiP*, nr 4/81 seria 9.
3. Paszowski Z.: A Unified Approach to Flexible Rotor Balancing. *Journal of Sound and Vibration*, nr 66, 1980.
4. Paszowski Z.: *Organy i dynamika maszyn*. WNT Warszawa 1982.
5. Samorov N.G.: Określenie masy i wielkości dysbalansu giętko-wszechinnego rotora. *Energomaszynoznawstwo*, nr 8, 1966.
6. Takuzo Jwateube: The Balancing of Flexible Rotors. *Bulletin of the JSME*, vol. 23, nr 186, 1980.

Streszczenie

W artykule przedstawiono doświadczalno-analityczną metodę wyznaczania niewyrównoważenia wirników giętkich. Opisany sposób party jest na metodach modalnych i współczynników wpływu identyfikacji niewyrównoważenia i wyrównoważenia wirników giętkich. Do identyfikacji niewyrównoważenia potrzebny jest jeden ciężarek różny.

Method of flexible rotors unbalance
identification

In the paper, experimental and analytical method to assign the unbalance of flexible rotors, is presented. The method described is based on the modal patterns as well as on the coefficients of influence of unbalance and balance identification of the flexible rotors. Only one tentative weight is required for the unbalance identification.

Метод определения дисбаланса гибких роторов

В статье представлен экспериментально-аналитический метод определения дисбаланса гибких роторов, основанный на модальных методах и коэффициентах влияния дисбаланса и уравновешенности гибких роторов. Для определения дисбаланса нужен один пробный груз.

OGRANICZANIE PRĄDU ZA POMOCĄ ELEMENTÓW NIELINIOWYCH

Piotr Karpowicz

1. Wstęp

Zagadnienie automatycznego ograniczenia wartości prądu występuje powszechnie [1]. Jest podstawowym zagadnieniem, we wszelkiego rodzaju zabezpieczeniach. Związane jest to nie tylko z zabezpieczeniem urządzeń czy też elementów elektrycznych. Na przykład zabezpieczając silnik elektryczny przed przeciążeniem zabezpieczamy także i napędzaną nim maszynę. Powstałe uszkodzenie w maszynie powoduje przeważnie zwiększenie jej momentu hamującego. Przenosi się to na napęd i powoduje wzrost wartości pobieranego prądu. Wzrost prądu od ustalonej wartości wykorzystuje się jako informację do uruchomienia odpowiednich urządzeń odłączających zasilanie silnika.

Od dawna do tego celu służyły czujniki elektromechaniczne. Zasada działania ich była oparta na cieplnym (termopara) lub elektromagnetycznym działaniu prądu. Stosowane układy czujników elektronicznych wymagały stosowania takich elementów, które powodowały dość duże zmiany spadku napięcia na tym elemencie lub też stosowania stosunkowo skomplikowanych układów.

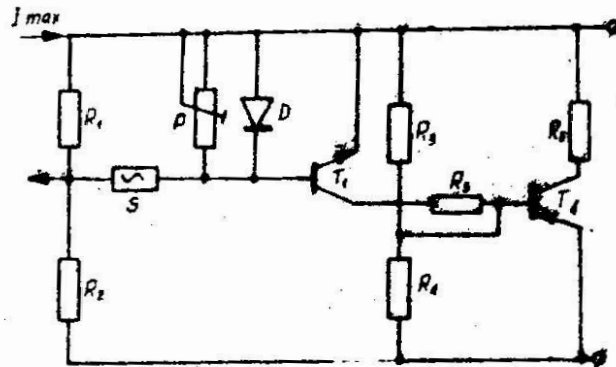
Elektroniczne czujniki maksymalnej wartości prądu mają również zastosowanie i w innych dziedzinach, np.: w metrologii, automatyce, energetyce itp.

2. Sposób ograniczenia prądu i układ czujnika

Sposób ograniczania maksymalnej wartości prądu polega na włączeniu w obwód bazy znaczniejsza elementu nieliniowego S (rys. 1) o stromej charakterystyce napięciowo-prądowej.

Układ czujnika przedstawiony jest na rys. 1. Składa się on z tranzystora T_1 o strukturze n-p-n i tranzystora T_2 p-n-p, elementów o rezystancji $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6$, potencjometru P, diody D, oraz elementu nieliniowego S.

Adres: dr inż. P. Karpowicz, Wyższe Szkoła Inżynierska,
ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin



Rys. 1. Układ czujnika [2]

3. Zasada działania

Prąd I_{max} podlegający ograniczeniu w nadmiernym wzroście jego wartości, podawany jest na element o rezystancji R_1 rys.1. Może to być rezystor lub bocznik jeżeli prąd ograniczony na zbyt dużą wartość, dioda, tranzystor itp.

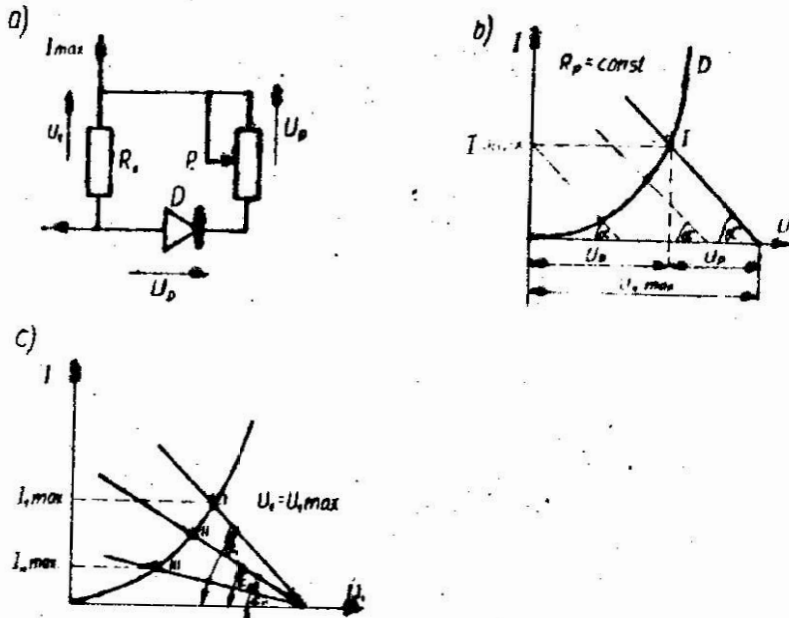
Spadek napięcia uzyskany na rezystancji R_1 rozkłada się na potencjometr P i szeregowo z nim połączony nieliniowy element S . Elementy S i P stanowią dzielnik napięcia mogący gwałtownie zmieniać sterujący prąd bazy tranzystora n-p-n T_1 w zależności od wartości ograniczanego prądu I_{max} . Zmiany prądu kolektora tranzystora T_1 wzmocnione przez tranzystor T_2 sterują prąd, a zatem i pracę elementu wykonawczego R_6 . Element wykonawczy R_6 może być uzwojeniem przekaźnika, wejściem miernika, uzwojeniem wzbudzenia silownika, uzwojeniem wzbudzenia prądnicy itp.

Głównym elementem czujnika jest element nieliniowy S włączony w obwód bazy tranzystora T_1 . Może to być dioda półprzewodnikowa, dioda Zenera, termistor, pozystor, fotoelement itp. Zależy jakie przeznaczenie i wymagania ma spełniać czujnik prądowy.

Degodne do zastosowań praktycznych byłoby wykonanie czujnika w układzie zcalonym.

4. Analiza graficzna części nieliniowej czujnika

Układ części nieliniowej czujnika oraz jego analiza graficzna pokazana jest na rys. 2.



Rys. 2. Analiza graficzna części nieliniowej czujnika, a) część nieliniowa czujnika; b) konstrukcja graficzna przy $R_p = \text{const}$; c) konstrukcja graficzna przy $U_1 = \text{const}$. $U_1 = U_{1max}$ i zakres za pomocą parametru P

Na przykład, elementem nieliniowym może być dioda półprzewodnikowa.

Spadek napięcia U_1 na rezystancji R_1 zależy od wartości płynącego prądu I_{max} .

$$U_{1max} = \frac{1}{R_1} I_{max} \quad (1)$$

Napięcie U_{1max} rozkłada się (rys. 2a) na diodzie U_D i potencjometrycznie U_p

$$U_1 = U_p + U_D \quad (2)$$

W zależności od wartości U_1 punkt przecięcia się półprostych R_p rezystencji potencjometru P i charakterystyki nieliniowej diody D - odpowiednio (rys. 2b) się przesuwają.

Dla wartości maksymalnej ograniczanego prądu I_{1max} odpowiada maksymalny prąd płynący przez diodę (I_{1max}) i w konsekwencji prądy znamionowe w tranzystorach T_1 T_2 oraz w elemencie wykonawczym R_6 .

Punkt pracy I_1 (rys. 2b) tzn. zadziałanie czujnika ustala się przy pomocy potencjometru P. Zmieniając wartość rezystencji R_p potencjometru P, możemy zmieniać zakres zadziałania czujnika i ustalić wartość maksymalną prądu ograniczanego I_{max} .

Zmieniając wartość rezystencji R_p zmieniamy rezystancję dynamiczną diody D.

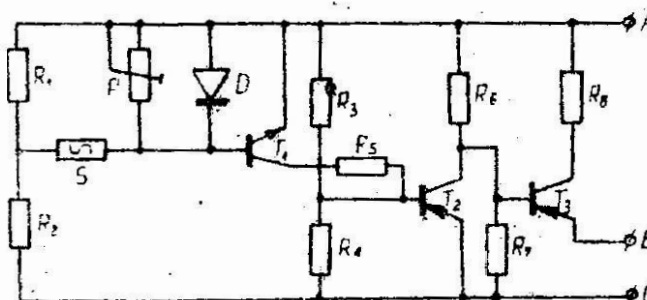
$$\theta = -\frac{dU}{dI} \quad (3)$$

I = I_{max}

Powyższe, przedstawione jest na rys. 2c gdzie punkt pracy I, II, III, tzn. przecięcie półprostą R_p z charakterystyką diody D jest uzależnione od wartości R_p , a zatem od kąta α - nachylenia półprostą R_p wg zależności

$$\alpha = \arctg \frac{1}{R_p} \quad (4)$$

Układ czujnika o działaniu zanikającego prądu tzn. maksymalna wartość prądu I_{max} powoduje zanik prądu w elemencie wykonawczym R_6 . Jest podany na rys. 3.



Rys. 3. Układ czujnika o działaniu przy zanikającym prądzie [2].

Dioda D i rezystor R stabilizują temperaturę układu.

Wnioski

1. Podany sposób ograniczania nadmiernego wzrostu prądu umożliwia budowę stosunkowo prostych i czułych czujników o powszechnym zastosowaniu.
2. Przedstawiony przykład układu czujnika może być wykonany w postaci układu złączonego dla określonych zakresów ograniczającego prądu i może być na przykład montowany w styczniku, jako element zabezpieczający silnik przed przeciążeniem.

Literatura

1. Seely S.: Układy elektroniczne (tł. z ang.) WNT 1975.
2. Karpowicz P.: Sposób ograniczania maksymalnej wartości prądu oraz układ czujnika do stosowania tego sposobu. Patent UP PRL, nr 73900, 1973.

Streszczenie

Podaje się w sposób automatycznego ograniczania nadmiernego wzrostu prądu za pomocą elementów nieliniowych dołączanych odpowiednio do wejścia wzmacniacza tranzystorowego.

Przeprowadzono analizę graficzną części nieliniowej ustalającej prądowy zakres zadziałania czujnika.

Podano przykład czujnika półprzewodnikowego.

Current limitation using non-linear elements

In the paper, a way of automatic limitation in excessive current growth using non-linear elements of suitable connection to entrance of the transistor amplifier is presented. A graphic analysis of the non-linear part has been carried out. An example of semiconductor diode designed for electronic automatic control is given.

Ограничение тока с помощью нелинейных элементов

Представлен способ автоматического ограничения чрезмерного повышения тока с помощью нелинейных элементов, соответственно подключенных к входу транзисторного усилителя. Проведен графический анализ нелинейной части, определяющей диапазон срабатывания датчика. Показан пример полупроводникового датчика.

STYCZNIKOWO-PRZEKAŹNIKOWE UKŁADY STEROWANIA W NAPĘDZIE
MECHANIZMÓW DŹWIGNIC ORAZ ICH WPŁYW NA WARUNKI DYNAMICZNE
NAPĘDU

Władysław Kaźmierczak

1. Wstęp

Nowoczesne dźwignice charakteryzują się dużym wzrostem wartości parametrów eksploatacyjnych, wynikających z konkurencji panującej na rynkach oraz dążenia do zwiększenia zdolności przeładunkowej dźwignicy.

Wzrost parametrów wyraża się głównie przez zwiększanie:

- wartości udźwignów, tj. mas podnoszonych przez układ zawieszania,
- prędkości roboczych różnych mechanizmów dźwignicy,
- przestrzeni obsługiwanej przez dźwignicę.

Wymaga to zwiększania mocy silników zainstalowanych na dźwignicy, a w konsekwencji prowadzi do wzrostu wartości sił wymuszających, występujących w zasadniczych napędach mechanizmów dźwignicy, a więc w mechanizmie podnoszenia, obrotu, zmiany wysięgu i jazdy.

Wzrost wpływów dynamicznych zmusza projektujących napędy do ścisłego przestrzegania kryteriów prawidłowości dynamiki, gdyż wadliwa dynamika napędu może powodować szybkie zużycie kosztownych mechanizmów dźwignicy, a w skrajnym przypadku nawet zniszczenie mechanizmu oraz cały szereg ujemnych, wtórnych skutków eksploatacyjnych i ekonomicznych.

Wzrost wymagań stawianych nowoczesnym dźwignicom spowodował:

- a) rozwój napędów dźwignic, wyrażający się głównie modernizacją i modyfikacją tradycyjnych stycznikowo-przełącznikowych układów napędowych i sterowniczych, opartych przeważnie na silnikach asynchronicznych oraz na rozwoju licznych wielomaszynowych układów napędowych jak np. układy z przetwornicą częstotliwości, układy z hamulcami na prądy wirowe i inne,

Adres: mgr inż. W. Kaźmierczak, Wyższa Szkoła Inżynierska,
ul. Raclawicka, 15-17, 75-020 Koszalin

b) powstanie szeregu nowoczesnych napędów dźwignic, opartych na przekształtnikach tyrystorowych, stanowiących samoczynnie regulowane, elektroniczne układy sterownicze, współpracujące zarówno z silnikami prądu stałego jak i przemiennego.

Obie wymienione grupy napędów dźwignic różnią się zasadniczo, zarówno charakterystykami eksploatacyjnymi jak i właściwościami dynamicznymi i stawiają różne wymagania projektującym napędy elektryczne dźwignic oraz przemysłowi, dostarczającemu napędy i wyposażenie elektryczne dźwignic. Duże zróżnicowanie technologii przeładunku stwarza potrzebę różnorodności typów dźwignic o różnych rodzajach napędu. Obecnie obie wymienione grupy napędów wzajemnie się uzupełniają i często na jednej dźwignicy spotyka się zarówno układy sterownicze energoelektroniczne jak i stycznikowo-przekładnikowe, w zastosowaniu dla różnych mechanizmów dźwignicy, stosownie do potrzeb.

W artykule omawiane będą jedynie zagadnienia dotyczące dynamiki napędu dźwignic w układach sterowniczych stycznikowo-przekładnikowych z silnikami asynchronicznymi pierścieniowymi i klatkowymi.

2. Uwagi ogólne o dynamice napędu dźwignic

Praca dźwignic jest pracą przerywaną o dużej liczbie włączeń, rozruchów, hamowań oraz manewrów, wymagających pracy nawrotnej i regulacji prędkości roboczych dźwignic. Orientacyjnie można przyjąć liczbę włączeń np. silnika mechanizmu podnoszenia na ok. 300 włączeń na godzinę. Wszystkie elementy mechanizmów, przy każdym ruchu roboczym są poddawane działaniu impulsów sił wymuszających, wywoływanych przez odpowiednie silniki i hamulce mechaniczne.

Charakterystyki impulsów sił wymuszających, pochodzące od silników napędowych, zależą od stosowanych elektrycznych układów napędowych, sposobu sterowania i programu łączeń, co daje w konsekwencji charakterystyki mechaniczne, dostosowane do charakteru pracy poszczególnych mechanizmów dźwignicy.

Również charakterystyki hamulców mechanicznych zależą od rodzaju hamulców i sposobu sterowania tymi hamulcami [6,10,12].

W pracy mechanizmów dźwignic, w ruchach nieustalonych, na siły (momenty) wymuszające, a pochodzące od silników i hamulców,

nakłada się dodatkowo energia drgań mechanizmów lub ustroju dźwignicy [10,12], co wpływa na zwiększenie impulsów dynamicznych, mogących powodować przeciążenia członów układów mechanicznych. W rzeczywistych ustrojach dźwignic, drgania własne istnieją zawsze, a teorią drgań zajmują się opracowania specjalne [10,12].

W artykule będą przywołane jedynie częściowo pewne elementy teorii dynamiki napędu, mające wpływ na prawidłowe projektowanie elektrycznych układów napędowych i konstruowanie odpowiednich charakterystyk mechanicznych, dla poszczególnych mechanizmów dźwignicy. Nawet przy małych amplitudach sił wymuszających można osiągnąć drgania wymuszone o dużej amplitudzie, jeżeli częstość siły wymuszającej będzie bliska częstości drgań własnych układu tzn. w okolicy rezonansu [10,12]. W rzeczywistych mechanizmach, powstające nieraz duże oddziaływania dynamiczne są łagodzone przez występujące straty tarcia oraz histerezę więzi sprężystych.

Z powyższych uwag, celem ograniczenia dynamiki projektowanych napędów, wypływają wskazówki dla konstruktorów:

a) w napędach mechanizmów dźwignic należy dawać możliwie małe wartości sił (momentów) wymuszających, pochodzących od silników i hamulców, przez odpowiednio zaprojektowane charakterystyki mechaniczne napędu,

b) należy tak konstruować napęd, aby była "ucieczka od rezonansu" [12] przez wprowadzenie elementów tłumienia, posiadających znaczny wpływ na wartość drgań wymuszonych, co osiągnąć można przykładowo przez różne urządzenia tłumiące drgania, jak np. amortyzatory, kompensatory, podkładki tłumiące lub też wydłużając czas impulsu przez tłumiki w zwalniakach hamulców, oraz różne rodzaje przekaźników czasowych, lub sprzęgła poślizgowe, kontrolujące czasy impulsu i ograniczające przenoszone momenty. Ten kierunek polepszania pracy napędu, znajduje się obecnie w rozwoju, powodując modernizację napędu.

Praktycznie można wykorzystać równania dynamiki dla celów projektowania napędu przez wprowadzenie pojęcia obciążenia szczytowego, występującego przy pracy, które można wyrazić wzorem [10]

$$M_{\max} = (1 + k_i) M_{sr} \quad (1)$$

gdzie: M_{sr} - średni moment wymuszający ruchu nieustalonego, dający się określić przy projektowaniu układu napędowego, a przy sterowaniu elektrycznym przez odpowiednie zaprojektowanie układu charakterystyk mechanicznych (patrz p.3.3. i rys. 3),

k_i - wypadkowa wartość szeregu współczynników, zależnych od właściwości różnych układów napędowych (charakterystyki mechaniczne), a więc :

- wpływ czasu i rodzaju narastania siły wymuszającej na wartość dynamicznej nadwyżki obciążenia np. liniowe narastanie impulsów przy charakterystykach rozruchowych pierścieniowych silników asynchronicznych,
- wpływ tłumienia na przebieg drgań wymuszonych,
- kasowanie luzów w przekładniach kinematycznych, wstępne napięcie więzi sprężystych układu i inne.

W układach zautomatyzowanych i kontrolowanych napędu elektrycznego (np. w napędzie tyrystorowym) wartości sił (momentów) wymuszonych zależą od rodzaju zastosowanych regulatorów lub aparatury przekaźnikowo-czasowej.

Są to jednak sprawy specjalne, zawarte w odpowiedniej literaturze [1,4,5,6,9,10,11].

Przy projektowaniu elektrycznych układów napędowych dźwigni cy, konstruktor charakterystyk mechanicznych rozwiązuje często zagadnienia dynamiki napędu w sposób uproszczony przez stosowanie kryteriów prawidłowości dynamiki, co sprowadza się do obliczania czasów rozruchów i hamowań, oraz obliczania wartości odpowiednich przyspieszeń, które stosownie do prac badawczych i praktyki eksploatacyjnej wykonanych dźwignic powinny zawierać się w odpowiednich przedziałach.

Przykładowo wartości orientacyjne czasów rozruchów i hamowań dla różnych mechanizmów i różnych rodzajów dźwignic wynoszą [11]:

mechanizm podnoszenia	$t_r = 1 \dots 2 \dots 5 \text{ s,}$
mechanizm jazdy	$t_r = 2 \dots 12 \text{ s,}$
mechanizm obrotu	$t_r = 1,5 \dots 5 \text{ s,}$
mechanizm zmiany wysięgu	$t_r = 0,5 \dots 1,5 \text{ s.}$

Natomiast średnie wartości orientacyjne przyspieszeń, zależnie od rodzaju dźwigni wynoszą:

mechanizm podnoszenia	-	przyspieszenie średnie	$0,2 \dots 0,8 \text{ m/s}^2$
mechanizm jazdy	"	"	$0,2 \dots 1,4 \text{ m/s}^2$
mechanizm obrotu	-	"	$0,5 \dots 1,5 \text{ m/s}^2$
mechanizm zmiany wysięgu	-	"	$0,3 \dots 0,5 \text{ m/s}^2$

Bardziej szczegółowe wartości można znaleźć w [10] lub specjalnej literaturze dotyczącej dźwigni. Niezależnie od powyższego, projektujący napęd elektryczny poszczególnych mechanizmów, powinien tak konstruować układy sterowania, aby rozruch rozpoczął się po uprzednim skasowaniu luzów kinematycznych, po wyrównaniu zwisu ciężem i wstępnym napięciu sprężystych więzi układu, co uwzględnione na wykresach charakterystyk mechanicznych rys. 4 i 5. Powinny być uwzględnione również inne wskazówki wypływające z teorii i dynamiki napędu [3,6,10].

Wzrost parametrów eksploatacyjnych dźwigni powoduje konieczność dalszych prac badawczych, zarówno modelowych, przy pomocy maszyn analogowych i cyfrowych jak i badań na wykonanych prototypach w wytwórniach dźwigni oraz w warunkach eksploatacyjnych w portach i stoczniach [3,10].

3. Realizacja wymagań dynamiki napędu w układach sterowniczych stycznikowo-przekaznikowych dźwigni

Stycznikowo-przekaznikowe układy sterowania znalazły zastosowanie w napędzie dźwigni, zarówno w technice krajowej jak i zagranicznej. Członem wykonawczym napędu jest przeważnie silnik asynchroniczny pierścieniowy z rezystorami w obwodzie wirnika, pozwalającymi kształtować charakterystyki mechaniczne napędu, stosowanie do wymagań eksploatacyjnych oraz dynamicznych.

Coraz większą rolę zaczynają jednak odgrywać w napędzie stycznikowo-przekaznikowym silniki klatkowe jedno i dwubiegowe ze sterowaniem napięciowym, przy pomocy rezystorów, włączonych w obwód stojana.

W układach tych mogą być dokonywane proste operacje komutacyjne tj. załączanie, wyłączanie i przełączanie prądu, stanowiące elementy sterowania. Rolę sterowania przyjmują w tych układach przekazniki lub same styczniki, zależnie od mocy sterującej i za-

łączające, realizując łączenia zgodnie z programem krzywek sterownika, gdzie zapisany jest program działania układu napędowego, np. układu "ak" dla mechanizmów jazdy układu "ehk" dla mechanizmu podnoszenia i inne.

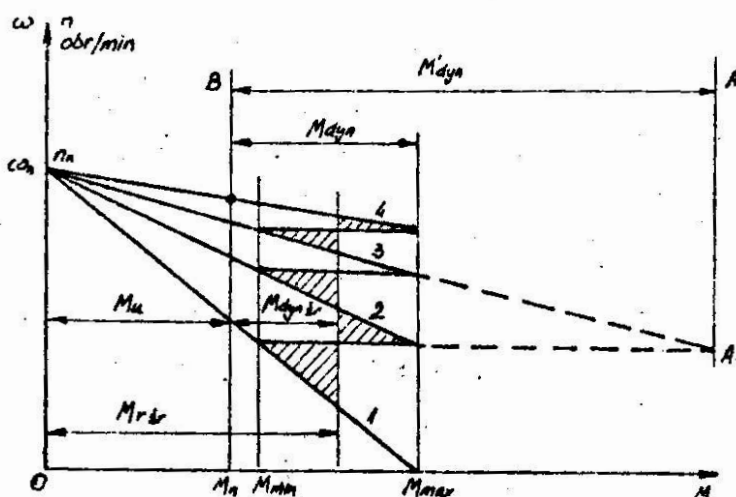
Układy sterowania stycznikowo-przekładnikowe, konkurując z nowoczesnymi układami tyrystorowymi, ulegają stałej modyfikacji i modernizacji przez wprowadzanie elementów kontrolujących przebiegi przejściowe, jak i pracy ustalonej, co podnosi zarówno niezawodność pracy dźwignic oraz własności eksploatacyjne i dynamiczne napędu.

Z drugiej strony układy stycznikowo-przekładnikowe wymagają od projektanta i konstruktora, poza uwzględnieniem innych elementów projektu, prawidłowego obliczenia i zaprojektowania charakterystyk mechanicznych układu, które reprezentują własności eksploatacyjne i dynamiczne napędu.

Wymagane jest również - po zaprojektowaniu - sprawdzenie prawidłowości dynamiki napędu, mającej wpływ na poprawną i oszczędną pracę mechanizmów dźwignicy.

3.1. Rozruch silników asynchronicznych pierścieniowych. Zasady projektowania charakterystyk mechanicznych

W większości typowe napędy mechanizmów dźwignic oparte są na zastosowaniu silników asynchronicznych pierścieniowych, pracujących w układach stycznikowo-przekładnikowych. Rozruch tych silników - hamowanie i regulacja prędkości są przeprowadzane przy pomocy rezystancji rozruchowo-regulacyjnych, włączonych w obwód wirnika. Wartość rezystancji rozruchowo-regulacyjnych projektuje się na podstawie teorii napędu elektrycznego, przy pomocy metod graficznych lub analitycznych, podawanych w literaturze [1,2,6,9,10,11]. Typowy przykład rozruchu silnika podany jest na rys. 1. Rozruch ten jest rozruchem stopniowanym, niepożądanym z punktu widzenia dynamiki napędu, gdyż na każdym stopniu rozruchowym występują impulsy momentu dynamicznego, powodujące naprężenia mechaniczne, zużywające mechanizmy dźwignicy, zwłaszcza przy dużej liczbie włączeń, hamowań i przełączeń, występujących przy pracy przerywanej mechanizmów dźwignicy. Wady te jednak są częściowo kompensowane przez szereg cennych zalet, jakie posiadają silniki pierścieniowe w napędzie dźwignic [6,11].



Rys. 1. Rozruch silnika asynchronicznego pierścieniowego

Charakterystyki mechaniczne rozruchu pozwalają określić zereg wielkości, (jak podano w p.2 opracowania) które są kryteriami sprawności dynamicznej w stanach przejściowych napędu, to jest:

- czasy rozruchu t_r lub hamowania t_h ,
- drogę przyspieszenia i zwalniania w obrotach wału silnika
- wartość występujących przyspieszeń w mechanizmach.

Opierając się na wzorach, podawanych w literaturze dźwignic, można napisać poniższe zależności [2,6,11]:

a) wzór na czas rozruchu t_r , przy czym:

w przypadku stosowania wzoru uproszczonego, zakładając że

$M_{dyn} \cdot \epsilon_r = \text{const}$, czas rozruchu wynosi:

$$t_r = \frac{J}{9,55} \cdot \frac{n}{M_{dyn} \cdot \epsilon_r} \quad (2)$$

gdzie J - moment bezwładności zastępczy w $[\text{kgm}^2]$

n - [obr/min]

M - moment w [N.m]

Wzór ten na ogół w mechanizmach podnoszenia daje wyniki stosunkowo dokładne, w innych mechanizmach jak mechanizm obrotu i jazdy, wyniki mogą odbiegać poważnie od rzeczywistości,

Celem otrzymania dokładniejszych wartości czasu rozruchu, w przypadku, gdy zależność $n = f(M)$ jest liniowa, (silnik pierścieniowy, rys. 1 i rys. 3) stosujemy wzór (3) wg którego czas przyspie-

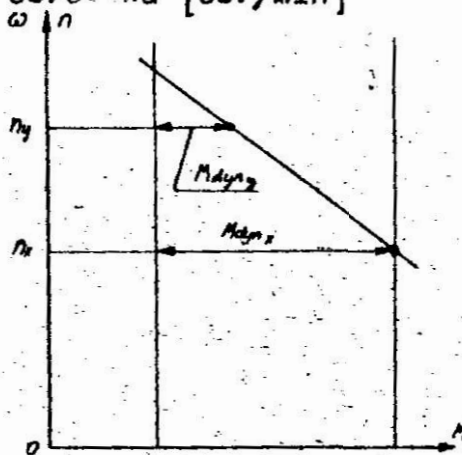
szenia zwalniania na jednym stopniu rozruchowym (na odcinku x-y) wynosi [11]:

$$t_{xy} = \frac{J}{4,15} \cdot \frac{n_y - n_x}{M_{dynx} - M_{dyny}} \cdot \lg \frac{M_{dynx}}{M_{dyny}} \quad [s] \quad (2)$$

gdzie: J - zastępczy moment bezwładności [kgm²]

M_{dyn} - moment [N · m]

n - prędkość obrotowa [obr/min]



Rys. 2. Charakterystyka $n = f(M)$ - liniowa zależność momentu dynamicznego

Wzór na czas przyspieszenia rozruchu obowiązuje również w przypadku obliczania czasu zwalniania (hamowania) pod warunkiem że prędkość uważa się zawsze za dodatnią. Całkowity czas rozruchu (rys. 1) równy jest sumie czasów rozruchu na poszczególnych stopniach.

b) wzór na drogę przebytą przy rozruchu na danym stopniu rozruchowym przez wał silnika (w obrotach wału), gdy M_{dyn} zmienia się liniowo [11]:

$$\alpha_{xy} = \frac{J \cdot a}{573} \left[(a M_{dynx} + n_x)^{2,3} \lg \frac{M_{dynx}}{M_{dyny}} - (n_y - n_x) \right] [\text{obr}] \quad (4)$$

gdzie: $a = \frac{n_y - n_x}{M_{dynx} - M_{dyny}}$

Wzór ten pozwala określić, przy sprawdzaniu prawidłowości dynam wartości średnich przyspieszeń na odpowiednich elementach dźwigni np. na haku wysięgnicy w mechanizmie obrotu żurawia i porównać z dopuszczalnymi przyspieszeniami, określonymi normą lub przepisami.

Uwaga: Ze względów praktycznych podano prędkość obrotową w obr/min, ponieważ nadal figuruje ona na tabliczkach znamionowych, w katalogach oraz w ogólnie dostępnej literaturze dźwignicowej [10,11].

3.2. Modernizacja napędów stycznikowo-przekaźnikowych

Występujące wahania momentu dynamicznego przy stopniowym rozruchu silnika asynchronicznego pierścieniowego są niepożądane, z punktu widzenia dynamiki napędu, jako powodujące dodatkowe naprężenia w mechanizmach, niszczące te mechanizmy przy dużej liczbie łączeń dźwignicy. Odnosi się to również do innych przełączeń wynikających z charakterystyk mechanicznych układu napędowego.

Sytuację pogarsza fakt, że nawet pomimo optymalnego zaprojektowania charakterystyk przez projektanta, praca napędu w rzeczywistości może być wadliwa z powodu:

- a) wadliwej obsługi, np. dźwigowy, przeprowadzając rozruch ręcznie, bez wytrzymania czasowego stopni rozruchowych na sterowniku, powoduje udary momentu dynamicznego,
- b) wadliwej eksploatacji i konserwacji - w eksploatacji wartość rezystancji rozruchowych może ulegać zmianom, a nawet niektóre stopnie charakterystyk mechanicznych mogą wypaść z układu sterującego, wskutek wadliwej konserwacji.

Rozpatrzmy to na rys. 1. Przypuśćmy że wypadła charakterystyka 2. Punkt przełączenia przeniesie się do punktu A, a wartość udarowego momentu dynamicznego wyrazi się odcinkiem $BA = M'_{dyn}$ lub nawet może mieć wartość większą, zależnie od czasu przełączenia i wartości obciążenia napędu.

Stąd wynika, że nawet dobrze zaprojektowane i wykonane urządzenia napędowe powinny być w okresie eksploatacji systematycznie kontrolowane i konserwowane, gdyż w przypadku zmiany charakterystyk mechanicznych, mechanizmy będą rozbijane i niszczone przez wadliwą dynamikę napędu, powodując duże straty gospodarcze, przestoje eksploatacyjne i częste remonty.

Dla podniesienia klasy napędów stycznikowo-przekaźnikowych oraz zachowania prawidłowości pracy napędu i zwiększenia wydajności dźwignicy, prowadzone były i są prace badawczo-rozwojowe, które doprowadziły do modernizacji układów stycznikowo-przekaźnikowych.

Pewne elementy modernizacji, dotyczące głównie dynamiki napędu, będą podane poniżej [4]. Zmodernizowane tradycyjne układy napędowe dźwignic, posiadają przeważnie kontrolowane stany przejściowe tj. rozruch i hamowanie, pozwalające na utrzymanie w czasie pracy napędu prawidłowych i optymalnych przebiegów eksploatacyjnych i dynamicznych, niezależnie od sterowania przez dźwigowego. Kontrolę taką osiąga się przez zastosowanie urządzeń pozwalających nawet na "półautomatykę napędu":

- a) stosowanie nastawialnych przełączników czasowych, które pozwalają utrzymać przewidziany przez projektanta program rozruchów i hamowań,
- b) stosuje się również dla kontroli czasów przebiegów przejściowych przełączniki częstotliwościowe, pozwalające na sterowanie napędem w funkcji częstotliwości prądu wirnika silnika pierścieniowego, która jest proporcjonalna do prędkości kątowej (obrotowej) silnika,
- c) w celu łagodnego i kontrolowanego hamowania stosuje się obecnie tyrystorowe sterowniki siły docisku hamulca mechanicznego, co osiąga się przez zasilanie silnika napędowego pompy zwalniająca elektrohydraulicznego regulowanym napięciem.

Są to tylko niektóre przykłady działań modernizacyjnych, wpływających na polepszenie dynamiki napędu.

Modernizacji napędów tzw. "tradycyjnych" dokonuje się przez miniaturyzację urządzeń pomocniczych, zabezpieczających, sygnalizacyjnych i innych, coraz częściej wykorzystujących osiągnięcia elektroniki.

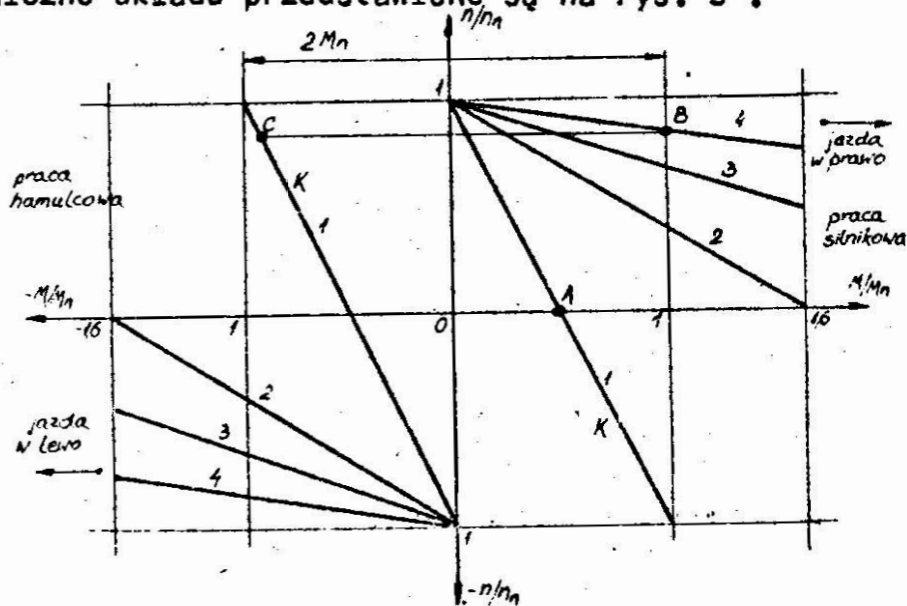
Należy wymienić również unifikację na skalę międzynarodową mocy znamionowych silników napędowych dla dźwignic oraz zastosowanie w uzwojeniach tych silników przełączników temperaturowych, chroniących przed przegrzaniem. Unifikacja ta obowiązuje również wytwórcie krajowe, produkujące silniki dźwignicowe.

Powyższe elementy modernizacji wpłynęły na podniesienie klasy tradycyjnych i wypróbowanych napędów dźwignic, a stosunkowa prostota tych napędów, taniość i łatwość obsługi, remontów oraz łatwość osiągnięcia części zamiennych sprawia, że napędy te są chętnie stosowane w kraju i zagranicą, zwłaszcza w dźwigniach, służących dla zróżnicowanego przeładunku jak np. w uniwersalnych żurawiach.

Poniżej podano przegląd niektórych typowych układów stycznikowo-przełącznikowych dźwignic z punktu widzenia dynamiki napędu.

3.3. Układ sterowniczy stycznikowo-przekładnikowy "ak"

Układ sterowniczy "ak" jest układem symetrycznym, przeznaczonym dla mechanizmów jazdy i obrotu i innych mechanizmów dźwignic, których moment statyczny ma charakter reakcyjny. Charakterystyki mechaniczne układu przedstawione są na rys. 3.



Rys. 3. Charakterystyki mechaniczne układu dźwignicowego "ak"

Czterostopniowy rozruch jest kontrolowany najczęściej przez przekładniki czasowe, co zapewnia właściwą dynamikę rozruchu. Stopień 1 służy do likwidacji istniejących w przekładnicach luzów, dla uniknięcia uderzeń przy rozruchu. Wartość momentu w p.A wynosi ok. 50% momentu znamionowego.

Przez przestawienie sterownika w dowolne położenie przeciwnego kierunku jazdy, następuje hamowanie przeciwnym, tzw. kontrolowanie na charakterystyce "k", przy pełnej rezystancji w obwodzie wirnika. Punkt "C" dobiera się najczęściej tak, aby wartość momentu hamującego, wyrażona odcinkiem B-C była $\leq 2M_n$.

Stosując podany wzór (1) na moment szczytowy $M_{max} = (1+k_1)M_{gr}$ i przyjmując z rysunku 3 - $M_{gr} \approx 2M_n$ oraz zakładając $k \approx 0,5$ [10] możemy otrzymać w najgorszym przypadku, z uwzględnieniem drgań, wartość $M_{max} = 2 \cdot 1,5 M_n$, tj. ok. $3 M_n$, co jest dynamiczne do przyjęcia, gdyż mieści się w przedziale momentu maksymalnego dobranego silnika napędowego, który wynosi przeważnie ok. $3 M_n$.

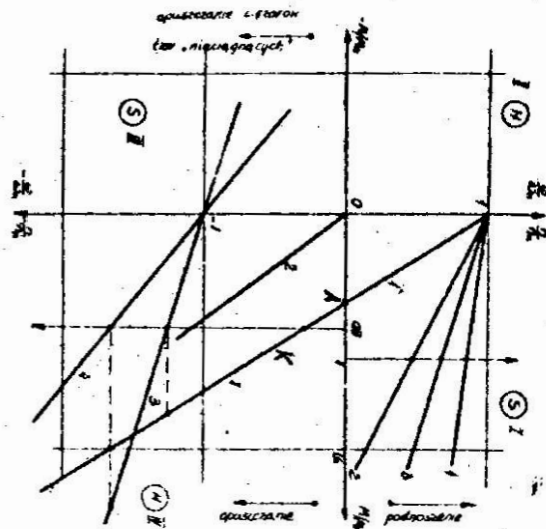
Mechanizmy jazdy i obrotu przy nieumiejętnym sterowaniu mogą być narażone na działanie dużych impulsów sił wymuszających na więź sprężystą pozbawioną napięcia wstępnego [10]. Jest to szczególnie niebezpieczne przy mechanizmach obrotu z dużym wysięgiem, o dużych momentach bezwładności, gdzie stosowane jest przeważnie nożne sterowanie hamulca mechanicznego. Dlatego też wybór wartości i momentu w punkcie "C" jest istotny dla projektowania charakterystyki "k".

Nowoczesne rozwiązania przewidują, wzmiankowane wyżej, tyrystorowe sterowniki siły docisku hamulca mechanicznego, pozwalające na kontrolowanie działania hamulca, lub też stosowanie specjalnych kompensatorów, umożliwiających łagodzenie przeciążeń dynamicznych [10], jak również sprzęgieł poślizgowych, ograniczających moment maksymalny.

3.4. Układ sterowniczy stycznikowo-orzekańnikowy "ehk"

Układ znajduje zastosowanie w mechanizmach podnoszenia dźwignic, pracujących zarówno hakiem jak i chwytakiem. Charakterystyki mechaniczne podaje rys. 4. W kierunku podnoszenia układ posiada rozruch 4 stopniowy, kontrolujący dynamikę rozruchu, przy pomocy przekładników czasowych. Stopień 1 służy do likwidacji luzów w przekładaniach kinematycznych i likwidacji zwisu lin.

Ze względu na optymalną dynamikę rozruchu pożądane jest wstępne naprężenie cięgien, przeto wartość momentu w punkcie "A" zazwyczaj dobiera się na ok. $0,6 M_n$, projektując odpowiednią rezystancję w obwodzie wirnika.



Rys. 4. Charakterystyki mechaniczne układu "ehk"

W ćwiartce III występuje praca silnikowa w kierunku opuszczania, wymagana dla opuszczania nieobciążonego haka lub też tzw. ciężarów "nieciągnących".

W ćwiartce IV silnik pracuje w charakterze hamulca. Ze względu na sprawność układu mechanicznego i przyjmując sprawność przy podnoszeniu równą sprawności przy opuszczaniu, moment hamujący wymagany od silnika przy opuszczaniu będzie mniejszy niż przy podnoszeniu tego samego ciężaru. Wartość momentu przy opuszczaniu:

$$M_h = M_u \eta^2.$$

Jest to zjawisko korzystne ze względu na nagrzewanie silnika, gdyż przy hamowaniach silnikiem występują natężenia prądu mniejsze niż przy podnoszeniu.

Z wykresu widać, że przy opuszczaniu i prawidłowym kształtowaniu charakterystyk, rzuty momentów przy przełączeniach są ograniczone, nie zagrażając dynamicznie napędu.

Na stopniu 1 występuje hamowanie na charakterystyce przeciwprądowej. Na stopniu 2 występuje hamowanie jednofazowe i opuszczanie przy prędkościach podsynchronicznych. Stopień 3 i 4 daje stosunkowo sztywne charakterystyki hamowania nadsynchronicznego, ze zwrotem energii do sieci przy opuszczaniu nosiwa, co jest szczególnie korzystne energetycznie, zwłaszcza przy pracy chwytnikiem.

Charakterystyka "k" służy do "kontrowania", pozwalając na skrócenie czasu cyklu pracy, co z kolei podnosi wydajność dźwignicy.

W celu uniknięcia "opadania ładunku" w czasie zaciskania się hamulca mechanicznego, styczniki kierunkowe są wyłączane ze zwłoką w stosunku do zadziałania zwalniającego hamulca.

Na ogół układy mechanizmów podnoszenia są korzystniejsze pod względem dynamicznym, niż mechanizmy jazdy (wiatr), a zwłaszcza mechanizmy obrotu dźwignicy z dużym zasięgiem.

3.5. Układy dźwignicowe stycznikowo-przełącznikowe z silnikami klatkowymi

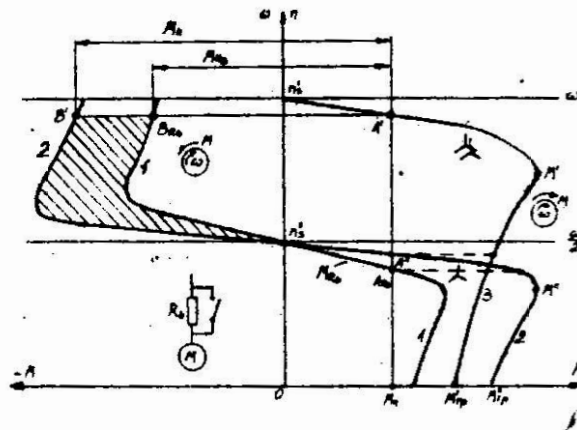
Silniki asynchroniczne klatkowe coraz częściej znajdują zastosowanie w napędzie dźwignic, zwłaszcza silniki z ulepszonym rozruchem, o zwiększonym momencie rozruchowym początkowym.

Silniki klatkowe wieloobiegowe stosowane są od dawna w napędzie wind okrętowych, ze względu na prostotę budowy, łatwość sterowania i korzystne charakterystyki napędowe [1,9].

W krajowych rozwiązaniach dźwignic, wymagających napędów wielosilnikowych, właściwą dynamikę rozruchu osiąga się przez odpowiednie wymodelowanie charakterystyk rozruchowych za pomocą rezystancji, włączanych w obwód stojana i kontrolowanych za pomocą przekaźników czasowych. Pozwala to na eliminację luzów kinematycznych oraz zapobiega poślizgowi kół dźwignicy przy rozruchu.

W napędach mechanizmów jazdy cięższych dźwignic znajdują coraz częściej, zastosowanie silniki dwubiegowe, współpracujące z motoreduktorami (silnik - motoreduktor), co stwarza samodzielny blok napędowy, stanowiący istotne uproszczenie napędu, zwłaszcza w napędach wielosilnikowych, np. w ciężkich przesuwnicach okrętów, gdzie liczba współpracujących napędów wynosi ok. 10-15 napędów [7,8].

Przykład napędu silnikiem dwubiegowym i charakterystyki mechaniczne podane są na rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyki mechaniczne silnika dwubiegowego z rezystancją buforową R_b

W tych układach stosuje się najczęściej silniki dwubiegowe o stałym momencie, przeważnie w układzie Dahlandera λ/λ (gwiazda-podwójna gwiazda). Dla otrzymania właściwej dynamiki rozruchu, włącza się w obwód stojana, jak pokazano na rysunku, rezystancję rozruchową R_b , która pozwoli wymodelować charakterystykę rozruchową 1, pozwalającą na łagodny rozruch i eliminację ew. poślizgów kół, przy rozruchu mechanizmu jazdy.

Program rozruchu: charakterystyki 1-2-3.

Po osiągnięciu punktu pracy A' , dla otrzymania dobrej charakterystyki hamowania, włącza się rezystancję buforową R_b , która łagodzi dynamiczny moment hamujący ($A' B_{Rb} < A' B'$) i przejście na mniejszą prędkość do punktu A_{Rb} , gdzie następuje wyhamowanie hamulcem mechanicznym. Otrzymujemy więc korzystne hamowanie elektryczne nadsynchroniczne, o ograniczonym prędkość hamowania, nie przegrzewającym uzwojenia silnika, oraz korzystne hamowanie mechaniczne, oszczędzające hamulec, gdyż wytracena w hamulcu ilość energii kinetycznej przy prędkości $\frac{\omega}{2}$ wynosi $E = -\frac{1}{2} J(\frac{\omega}{2})^2$ tak więc

$$E = -\frac{1}{2} J(\frac{\omega}{2})^2 < -\frac{1}{2} J\omega^2 = E_k.$$

Jest ona zatem czterokrotnie mniejsza, przy korzystniejszych warunkach dynamiki napędu,

Cenne własności eksploatacyjne i ekonomiczne silników klatkowych (ograniczenie ilości elementów rezystencji w porównaniu z silnikami pierścieniowymi) rokuje zwiększenie zastosowania tych silników, zwłaszcza w wielosilnikowych napędach mechanizmów jazdy dźwigni, zarówno ze względów na uproszczenie układu sterującego jak i korzystną dynamikę napędu przez zmniejszenie prędkości dostawczych,

4. Wnioski

1. W nowoczesnych dźwignicach wzrost parametrów eksploatacyjnych powoduje zwiększenie mocy silników, a w konsekwencji wzrost wpływów dynamicznych, mogących powodować szybkie zużycie mechanizmów oraz potrzebę częstych i kosztownych remontów.
2. Zabezpieczenie przed szkodliwymi wpływami dynamicznymi osiąga się przez ograniczenie momentów wymuszających, pochodzących zarówno od elektrycznych silników napędowych dźwignicy, jak również od hamulców mechanicznych.
 - Analiza występujących momentów wymuszających powinna być przeprowadzona już w stadium projektowania układu napędowego i sterowniczego dźwigni.
3. W rzeczywistych urządzeniach dźwigni, wpływy dynamiczne pochodzące od silników i hamulców mechanicznych, są związane przez występujące drgania, co powoduje dodatkowe zwiększenie rzeczywiste występujących momentów wymuszających [10,12].

4. W układach sterowniczych stycznikowo-przełącznikowych dźwignic zabezpieczenie przed szkodliwymi wpływami dynamicznymi osiąga się przez prawidłowe zaprojektowanie programu pracy układów sterowniczych napędu. Zaprojektowane charakterystyki mechaniczne układów sterowniczych stycznikowo-przełącznikowych powinny być przeanalizowane przez projektanta, pod względem dynamiki napędu, celem otrzymania optymalnych warunków dynamiki.

W nowoczesnych układach tyrystorowych, nad prawidłowością dynamiki napędu czuwają regulatory elektroniczne prądowe i prędkościowe, które samoczynnie regulują w stanach przejściowych czasy i przyspieszenia, będące kryteriami prawidłowości dynamicznej napędu.

5. Współczesne układy sterownicze stycznikowo-przełącznikowe napędów dźwignic są stale modernizowane, przez wprowadzanie urządzeń kontrolujących dynamikę napędu.

Wprowadzenie modernizacji urządzeń sterowniczych stycznikowo-przełącznikowych nie tylko polepszyło dynamikę napędu dźwignic ale i polepszyło klasę napędu, zwiększając jednocześnie wydajność dźwignicy.

6. Zaprojektowane charakterystyki mechaniczne napędów dźwignicy, powinny być w okresie eksploatacji systematycznie kontrolowane, a układy napędowe należy konserwować.

Jakakolwiek zmiana zaprojektowanych charakterystyk mechanicznych w okresie eksploatacji dźwignicy, powoduje zmianę dynamiki napędu, prowadzącą do szybkiego zużycia mechanizmów i częstszych remontów, jak również straty wtórne, zarówno techniczno-eksploatacyjne jak i ekonomiczne.

Literatura

1. Bitel H., Kurski L., Przedziecki F.: Badanie elektrycznych układów napędowych. Wyd. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1969.
2. Bitel H., Majewski J., Wysota S.: Zbiór zadań z napędu elektrycznego. Wyd. Politechnika Gdańska, Gdańsk 1972.
3. Chodacki J.: Modelowanie mechanizmów napędowych suwnic dla określenia naprężeń dynamicznych. Prace Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Dźwignic i Urządzeń Transportowych. Bytom OBR, Detrans, Bytom nr 2,3,4, 1980.

4. Hoefler N.: Rozwój elektrycznych układów napędowych i sterowniczych maszyn dźwigowo-transportowych. Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Detrans, Bytom nr 2,3,4, 1980.
5. Katalog f-my Siemens. Drehstrom-Schutzsteuerung. Fahr und Hubwerkschaltungen fuer Krane. Ausgabe 1978.
6. Kurski L.: Napęd i wyposażenie Elektryczne Dźwignic. Wydawnictwo Politechnika Gdańska 1971.
7. Kurski L.: Napędy elektryczne podnośników i przesuwnic okrętów. Ośrodek Bad.Rozwojowy Detrans, Bytom. Biuletyn Techniczny nr 2, 3,4 Bytom 1980.
8. Kurski L.: Prace Instytutu Budowy Maszyn nr 3. Zeszyty Naukowe WSInż. Koszalin 1980.
9. Laboratorium napędu elektrycznego. Praca zbiorowa pod red. H. Bitela, PWN, Warszawa-Poznań 1977.
10. Piątkiewicz A., Sobolski R.: Dźwignice. WNT, Warszawa 1977.
11. Urbanowicz H.: Napęd Elektryczny Dźwignic. WNT, Warszawa 1976.
12. Zięba S.: Analiza drgań, PWN, Warszawa 1957.

Streszczenie

W opracowaniu podano uwagi ogólne o dynamice napędów poszczególnych mechanizmów dźwignicy oraz przeanalizowano realizację wymagań dynamicznych w stosowanych układach elektrycznego sterowania stycznikowo-przełącznikowego dźwignic.

Rozpatrzono, z punktu widzenia dynamiki napędu, typowe układy sterowania stycznikowo-przełącznikowe dźwignic przy współpracy z silnikami pierścieniowymi i klatkowymi, jako członami wykonawczymi napędu, oraz wyciągnięto wnioski.

Contactors and relay control systems in the drive of the crane mechanisms and their influence on the dynamic conditions of drive

In the paper, some general considerations concerning the dynamics of drives of individual crane mechanisms as well as an analysis of realization of the dynamic requirements in applied systems of contactor and relay control of cranes are given.

From the view-point of the dynamics of drive also the typical systems of contactor and relay control of cranes at co-operation with the slip-ring and the squirrel-cage-motors as executive elements of drive have been considered.

Контакторно-релевные системы управления в электроприводе механизмов кранов и их влияние на динамические условия привода

В статье приводятся общие сведения о динамике привода отдельных механизмов крана и подвергается анализу реализации динамических требований в применяемых системах контакторно-релевного электрического управления кранов. С точки зрения динамики привода рассмотрены типичные схемы контакторно-релевного управления краном при содействии двигателей с фазным ротором и клеточных двигателей как элементами привода.

ZMIENNOŚĆ WŁASNOŚCI WARSTWY WIERZCHNIEJ PO NAGNIATANIU

Jan Wojtkun

1. Wstęp

Każdy rodzaj obróbki mechanicznej charakteryzuje się tym, że powstająca podczas obróbki warstwa wierzchnia w mniejszym lub większym stopniu różni się własnościami fizycznymi względem rdzenia przedmiotu obrabianego. Jakość tej warstwy ma istotny wpływ na własności eksploatacyjne części maszyn. Z tego względu warstwa wierzchnia jest przedmiotem licznych badań.

Badania dotyczące warstwy wierzchniej prowadzone są w różnych aspektach. W oparciu o analizę literatury z tego zakresu, badania warstwy wierzchniej można podzielić na trzy grupy.

Pierwszą grupę stanowią badania wpływu parametrów obróbki na końcowy stan warstwy wierzchniej. Wyniki tych badań są wykorzystywane do projektowania optymalnych procesów technologicznych, zapewniających uzyskanie podwyższonych cech użytkowych części maszyn. Badania tego typu są dość bogato zreferowane w literaturze naukowej krajowej i zagranicznej np. [12].

Do drugiej grupy badań można zaliczyć badania dotyczące oceny przebiegu zjawisk fizycznych w strefie obróbki podczas formowania warstwy wierzchniej. Badania eksperymentalne są niezwykle trudne ze względu na brak odpowiedniej aparatury badawczej pozwalającej bezpośrednio w mikroskali obserwować proces formowania warstwy wierzchniej, mierzyć i rejestrować parametry tego procesu. Ocenę zjawisk fizycznych towarzyszących powstawaniu warstwy wierzchniej prowadzi się obecnie głównie na podstawie analiz teoretycznych i badań symulacyjnych [6,15]. Wyniki badań symulacyjnych przeniesione do strefy obróbki nie dają jednak pełnego obrazu zjawiska. Zwykle symulacja procesu obróbki jest nadmiernie uproszczona i jej wyniki nie mogą być przydatne do dokładnej analizy złożonych zjawisk fizycznych występujących w rzeczywistej strefie obróbki. Krajowa literatura wyników badań eksperymentalnych w tym zakresie nie publikuje.

Adres: dr inż. J. Wojtkun, Wyższa Szkoła Inżynierska,
ul. Racławicka 15-17, 75-620 Koszalin

Trzecią grupę badań stanowią badania zmienności własności fizycznych W.W w funkcji czasu po jej uformowaniu. Rozróżnić tu można dwa kierunki badań. Pierwszy - to badania zmian długookresowych, obejmujących cały okres eksploatacji części, aż do jej granicznego zużycia.

Badanie "historii" stanu warstwy wierzchniej, będącej funkcją zużycia i obciążenia eksploatacyjnego, umożliwić może optymalizację technologii wytwarzania części maszyn pod kątem doboru technologii obróbki do przewidywanych indywidualnych warunków eksploatacyjnych poszczególnych części. W literaturze krajowej brak jakichkolwiek śladów takich badań. Literatura zagraniczna bardzo pobieżnie traktuje ten problem.

Drugi kierunek tej grupy badań stanowią badania krótkookresowej zmienności stanu warstwy wierzchniej. Dotyczą one zmian zachodzących w warstwie wierzchniej w okresie rzędu kilkunastu sekund od zakończenia oddziaływania narzędzia na materiał, a ~~co do~~ rzecz biorąc na elementarną objętość materiału w warstwie przypowierzchniowej [3,11]. Analiza literatury wskazuje, że badania z tego zakresu są nieliczne i fragmentaryczne. Głębsza analiza zjawisk zachodzących w warstwie wierzchniej w tak krótkim okresie po jej wytworzeniu wymaga stosowania niekonwencjonalnych metod badawczych.

Na obecnym etapie rozwoju badań eksperymentalnych nie są również znane metody ani aparatura pomiarowa pozwalające obserwować i oceniać bezpośrednio zmiany mikrostruktury ani podczas obróbki, ani w krótkim okresie po obróbce. Znane obecnie metody obserwacji stanu struktury krystalograficznej nie są przydatne do analizy procesów krótkookresowych z trzech powodów:

1. Wymagane jest preparowanie próbek
2. Czas preparowania jest nieporównywalnie długi w stosunku do czasu trwania procesów krótkookresowych
3. Wydzielenie z warstwy wierzchniej próbki o dostatecznie małej objętości (np. folii lub proszku) powoduje naruszenie stanu równowagi energetycznej materiału. Wynik obserwacji w takiej próbce nie może dać precyzyjnego poglądu na stan jaki rzeczywiście występuje w warstwie wierzchniej.

Badaniami grupy trzeciej tj. badaniami zmienności własności fizycznych warstwy wierzchniej po jej uformowaniu, zajmuje się Zakład Technologii Maszyn Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Koszalinie. Obecnie zakończone są niektóre badania zmienności warstwy wierzchniej.

niej w okresie kilkunastu sekund po jej utworzeniu. Z uwagi na wymienione wcześniej ograniczenia, analizę zmienności zjawisk z zakresu teorii dyslokacji i defektów mikrostrukturalnych prowadzi się na podstawie pomiaru wartości cech tzw. "wrażliwych" na stan mikrostruktury.

Ta pośrednia metoda analizy, uwzględniająca już ustalone w fizyce i chemii ciała stałego zależności między stanem mikrostruktury a własnościami fizycznymi, pozwala wnioskować o zmienności mikrostruktury na podstawie pomierzonych zmienności wybranych cech fizycznych warstwy wierzchniej.

W referacie przedstawiono niektóre wyniki badań z tej dziedziny. Po zakończeniu badań dotyczących zmian krótkookresowych przewiduje się przeprowadzenie badań długookresowych obejmujących zmienność stanu warstwy wierzchniej od chwili ustania oddziaływania narzędzia na materiał do chwili granicznego zużycia części w trakcie jej eksploatacji.

2. Relaksacyjny model warstwy wierzchniej

Według powszechnie uznanej definicji warstwę wierzchnią stanowi zewnętrzna warstwa materiału, będąca elementem pośrednim między otoczeniem a rdzeniem materiału. Warstwa wierzchnia różni się znacznie swymi własnościami zarówno w stosunku do rdzenia jak i otoczenia. Tendencja układu do zachowania ciągłości energetycznej i strukturalnej powoduje, że już w chwili powstawania warstwy wierzchniej - zachodzą w niej niezwykle ważne procesy fizykochemiczne, w wyniku czego powstaje strefa przejściowa między otoczeniem a materiałem. Wewnętrzna część warstwy wierzchniej stanowi strefę przejściową między W W a rdzeniem. Gradient własności fizycznych w tej strefie przejściowej jest znacznie mniejszy niż w strefie granicznej między otoczeniem a zewnętrzną częścią warstwy wierzchniej.

Jeżeli przyjąć teoretyczne założenie, że przedmiot przed obróbką mechaniczną posiadał w całej swej objętości jednakowe własności, i że w trakcie obróbki nastąpiła nagle zmiana własności w jego części zewnętrznej to nastąpiło naruszenie dotychczasowego stanu równowagi termodynamicznej przedmiotu. Powstały układ rdzeń-warstwa wierzchnia dążyć będzie do obniżenia entropii. Można się więc spodziewać, że pewne procesy obniżające wewnętrzną entropię układu o charakterze relaksacyjnym przebiegać będą przez pewien czas po zakończeniu oddziaływania narzędzia na przedmiot.

Można również przypuszczać, że w trakcie przechodzenia z jednego stanu równowagi do drugiego, będą występować procesy przebudowy mikrostruktury obniżające ogólną energię nowego układu.

Tworząc relaksacyjny model warstwy wierzchniej obrobionego przedmiotu autor przyjął następujące założenia.

1. Przedmiot obrobiony jest ciałem sprężysto plastycznym
2. Objętość właściwa w każdym punkcie przedmiotu przed obróbką jest jednakowa,
3. Rozpatrywana jest metoda obróbki "na zimno" tj. taka metoda w której efekt cieplny jest pomijalnie mały, a po obróbce w W W ustalają się naprężenia ściskające.

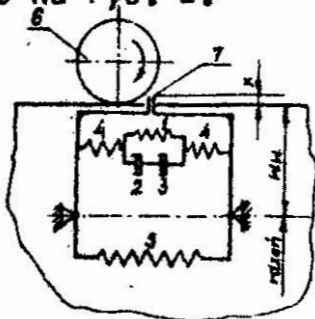
W trakcie obróbki mechanicznej, a więc podczas formowania W W na jednorodnym przedmiocie, w wyniku oddziaływania narzędzia na materiał następuje zniszczenie dotychczasowej struktury materiału. Warstwa ta w odróżnieniu od rdzenia jest nasycona znaczną ilością defektów strukturalnych. Nieuniknioną konsekwencją jest wzrost objętości właściwej materiału warstwy wierzchniej w stosunku do stanu pierwotnego, a więc również w stosunku do rdzenia. Różnica objętości właściwych rdzenia i warstwy wierzchniej wywołuje powstanie naprężeń wewnętrznych I rodzaju. Zarówno rdzeń jak i warstwa wierzchnia znajduje się od tej chwili w polu naprężeń. Stosunek objętości właściwej rdzenia do objętości właściwej warstwy wierzchniej, przy uwzględnieniu równowagi sił wewnętrznych, wskazuje na proporcję w jakiej znajduje się naprężenie w warstwie wierzchniej i w rdzeniu.

Procesy zachodzące podczas destrukcji materiału towarzyszącej formowaniu warstwy wierzchniej nie przebiegają zgodnie z układem równowagi. Ich przebieg przy większych prędkościach zależy od wartości prędkości odkształcenia plastycznego. Świadczą o tym m.in. wyniki badań [15]. Na podstawie tych badań należy sądzić, że przy większych prędkościach odkształcenia plastycznego występują inne zjawiska niż przy prędkościach mniejszych, gdzie przez cały czas odkształcenia zachowana jest równowaga termodynamiczna materiału. Podczas odkształcenia z większą prędkością mogą występować specyficzne procesy przebudowy mikrostruktury bez zachowania równowagi termodynamicznej. Zjawiska mogą przebiegać analogicznie jak podczas szybkiego chłodzenia stopu Fe-C, gdzie chłodzenie z dużą prędkością powoduje powstawanie faz niezgodnych z układem równowagi.

Analogia tych obu procesów tj. formowania warstwy wierzchniej i hartowania Fe-C pozwala sądzić, że warstwa wierzchnia w chwili jej utworzenia znajduje się w stanie metastabilnym i pewne procesy zmniejszające energię wewnętrzną układu mogą przebiegać jeszcze w pewnym okresie czasu po zakończeniu oddziaływania narzędzia na materiał.

W oparciu o poczynione założenia i powyższą analizę relaksacji zjawisk fizycznych w warstwie wierzchniej można rozpatrzyć na podstawie hipotetycznego modelu relaksacji naprężeń.

Model ten przedstawiono na rys. 1.



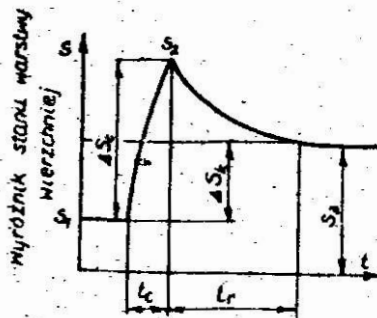
Rys. 1. Mechaniczny model relaksacji naprężeń; 1 - sprężyna reprezentująca naprężenia III rodzaju w warstwie wierzchniej, 2,3 - tłumiki przedstawiające procesy związane z niesprężyętym przemieszczaniem elementów mikrostruktury, 4 - sprężyna reprezentująca naprężenia I rodzaju w warstwie wierzchniej, 5 - sprężyna symulująca naprężenia w rdzeniu, 6 - rolka nagniatająca, 7 - popychacz w ciasnej prowadnicy, którego przesunięcie reprezentuje trwałe odkształcenia materiału wywołane rolką

Równoległy układ sprężyny 1 i tłumika 2,3 reprezentuje własności fizyczne elementarnej objętości W . Sprężyny 1 połączone równoległe (nie zaznaczone na rys.) przedstawiają naprężenia III rodzaju równoważące się w obrębie kryształów. Tłumiki 2,3 reprezentują tarcie wewnętrzne i wszystkie akty przebudowy obniżające energię wewnętrzną warstwy wierzchniej związane z przemieszczaniem się elementów mikrostruktury. Sprężyny 4 ilustrują naprężenia I rodzaju w warstwie wierzchniej, a sprężyny 5 - naprężenia w rdzeniu. Przesunięcie narzędzia odkształcenia plastycznego przez narzędzie 6 odpowiada przesunięciu i unieruchomieniu popychacza 7. Oznacza to wprowadzenie równowagi naprężeń.

Wciśnięcie popychacza powoduje ściśnięcie sprężyn 4 przemieszczenie do oporu elementów tłumika 3 i rozciągnięcie sprężyny 5. Stan napięcia 4 i 5 odpowiada chwilowemu stanowi równowagi naprężeń wewnętrznych warstwy wierzchniej i rdzenia, wywołanemu przez zmianę objętości właściwej odkształconego materiału warstwy wierzchniej. Przemieszczenia elementów strukturalnych powstałe w trakcie oddziaływania narzędzia czyli w wyniku tzw. przebudowy czynnej (rys. 2) przedstawia tłumik 3 posiadający odmienną charakterystykę tłumienia niż tłumik 2, który reprezentuje przebudowę relaksacyjną tj. przemieszczenia elementów strukturalnych jakie występują po ustaniu oddziaływania narzędzia na materiał. Wykorzystując przedstawiony mechaniczny układ dźwigni, sprężyn i tłumików można zbudować teoretyczny model przebiegu zjawisk fizycznych przebiegających podczas formowania W W jak również w krótkim okresie po jej uformowaniu. Szczególnie ten układ nadaje się do modelowania zmienności naprężeń wewnętrznych i przemieszczeń elementów mikrostrukturalnych. Teoretyczny przebieg zmienności naprężeń W W w funkcji czasu jest następujący: narzędzie działając w stosunkowo krótkim czasie na zewnętrzną warstwę materiału powoduje jej destrukcję (zgniot), co objawia się m.in. wzrostem objętości właściwej tej warstwy. Wywołuje to powstanie naprężeń ściskających w W W i naprężeń rozciągających w rdzeniu (naprężenie I rodzaju). Na modelu mechanicznym odpowiada to wciśnięciu popychacza 7 na odległość X , naciągnięciu sprężyny 5, ściśnięciu sprężyny 4, przesunięciu elementów tłumika 3 i częściowemu ściśnięciu sprężyny 4. Gwałtowna destrukcja warstwy wierzchniej przebiega niezgodnie z układem równowagi energetycznej. Wyniki badań (16) wskazują, że chcąc realizować zwiększone prędkości odkształcenia, wymagane jest dostarczenie zwiększonej energii na jednostkę objętości odkształconego materiału. W trakcie destrukcji występują pewne przemieszczenia elementów strukturalnych i powstają w związku z tym w obrębie kryształów naprężenia III rodzaju. Na modelu mechanicznym przemieszczenia fragmentów kryształów reprezentuje tłumik 3, a naprężenia III rodzaju sprężyna 1. Fakt, że w trakcie formowania warstwy wierzchniej, wprowadzono do materiału pewną nadwyżkę energii pozwala przyjąć, że układ dążyć będzie do uzyskania minimum energii, a zmagazynowana w układzie nadwyżka energii wykorzystana będzie w okresie późniejszym do dalszej przebudowy mikrostruktury, co objawi się zmiennością cech warstwy wierzchniej, przebiegającą po ustaniu

oddziaływania narzędzia na materiał. Doprowadzi to w danych warunkach zewnętrznych do ustabilizowania się układu. Układowi ustabilizowanemu odpowiada na modelu mechanicznym taki stan, w którym nastąpiło pewne dodatkowe przemieszczenie elementów tłumika 2, a suma sił równoległe połączonych sprężynach 1 zrównoważyła siłę w sprężynie 4.

Zgodnie z przyjętym układem mechanicznym modelowy przebieg zmienności stanu warstwy wierzchniej przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Teoretyczny przebieg zmiany warstwy wierzchniej w trakcie oddziaływania narzędzia nagniatającego (t_c) i po ustaniu tego oddziaływania (t_r); S_1 - stan wyjściowy, S_2 - maksymalna wartość wyróżnika stanu W W, S_3 - stan końcowy po zakończeniu relaksacji ΔS_c i ΔS_k - odpowiednie przyrosty i spadki wartości wyróżnika warstwy wierzchniej

Rysunek przedstawia hipotetyczny przebieg zmienności obciążenia sprężyny 4, a więc przebieg zmienności naprężeń wewnętrznych I rodzaju w warstwie wierzchniej. Założyć tu należy, że wszystkie sprężyny mają charakterystykę prostoliniową, a odkształcenie sprężyn 4 przebiega ze stałą prędkością. Z uwagi na kwadratową zależność oporu przepływu w tłumiku od prędkości przemieszczania elementów tłumika należy sądzić, że przebieg zmienności stanu W W będzie się różnił, dla różnych prędkości odkształcenia sprężyn 4.

Zgodnie z rys. 2 warstwa wierzchnia posiadająca w stanie wyjściowym naprężenia σ_1 podlega w okresie czasu t_c czynnej destrukcji (zgniot). W tym czasie naprężenia wzrastają do wartości maksymalnej σ_2 . Z chwilą zakończenia oddziaływania narzędzia naprężenia nie pozostają stałe lecz zmniejszają się, aby po okresie relaksacji t_r osiągnąć ostateczną wartość σ_3 .

Przesłanką do postawienia takiej hipotezy o relaksacyjnym spadku naprężeń wewnętrznych w warstwie wierzchniej są wyniki badań [7,9], gdzie rozpatrywano zmienność naprężeń w drucie po jego rozciągnięciu o daną wartość, z ustaleniem końcowego położenia uchwytów bez luzowania próbki. Okazało się, że w okresie kilku do stu sekund w tak obciążonym drucie naprężenia spadały. Świadczyło o to, że w polu naprężeń po zakończeniu odkształcenia plastycznego następował samorzutny wzrost objętości właściwej rozciągniętej próbki, zaś wzrost ten może być wynikiem jedynie przebudowy mikrostruktury próbki. Rozpatrzono tu teoretyczny przebieg zmienności naprężeń wewnętrznych. Podobne rozważania mogą być przeprowadzone w stosunku do innych własności fizycznych warstwy wierzchniej, które zależne są od stanu mikrostrukturalnego. Do cech tych zaliczyć można przewodność elektryczną, przenikalność magnetyczną, twardość, aktywność chemiczną, odporność na odkształcenie plastyczne i inne.

W artykule przedstawiono wyniki pomiaru zmienności następujących cech fizyczno-technologicznych warstwy wierzchniej:

- odporności na odkształcenie plastyczne realizowane skrawaniem,
- wpływu zmienności stanu W W na zużycie narzędzia skrawającego,
- twardości,
- aktywności chemicznej.

3. Metodyka i przebieg badań

Badania przeprowadzono na próbkach wykonanych ze stali 1H18N9T w stanie przesyconym. Wyboru tego materiału dokonano w oparciu o analizę możliwości występowania różnych rodzajów błędów strukturalnych w materiałach o różnych typach sieci krystalograficznych dominującego składnika. Z uwagi na duże prawdopodobieństwo występowania błędów ułożenia w sieci płaskocentrycznej pod wpływem zgniotu zdecydowano się na wybór stali austenitycznej 1H18N9T, bowiem analiza literatury wskazuje, że m.in. powstawanie błędów ułożenia może mieć istotny wpływ na relaksacyjny charakter zmienności własności fizycznych warstwy wierzchniej.

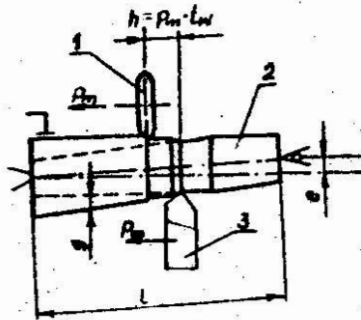
Kształty i wielkość próbek były zróżnicowane, zależnie od rodzaju badanej cechy, gdyż różne rodzaje stanowisk badawczych wymagały różnych kształtów próbek.

Wszystkie zastosowane w badaniach sposoby prowadzenia eksperymentu polegały na tym, że pomiary wybranych cech fizycznych W/W realizowano w możliwie najkrótszym odstępie czasu od chwili zakończenia oddziaływania narzędzia na materiał. Ze względu na ograniczenia konstrukcyjne stanowisk nie było możliwe uzyskanie odstępu czasu krótszego od 0,15. Celem wykluczenia wpływu ciepła zewnętrznego na badane zjawisko, odkształcenie plastyczne wykonywano poprzez zgniot na zimno w większości wypadków za pomocą rolek nagniatających. Wyniki pomiarów przyrostu temperatury próbek, wywołanego zgniotem 2 ÷ 5K, w świetle literatury [17] wskazują, że ciepło powstające podczas zgniotu nie ma wpływu na badane zjawisko.

3.1. Badania odporności materiału na odkształcenie plastyczne

Odporność materiału na odkształcenie plastyczne określono za pomocą wskaźnika, którym był właściwy opór skrawania. Na podstawie wniosków z analizy teoretycznej można było sądzić, że jeżeli zgodnie z założeniem po odkształceniu plastycznym przez pewien okres trwają w W/W procesy relaksacyjne związane z przebudową struktury to również własności plastyczne tej warstwy ulegają zmianie.

Stanowisko badawcze (rys.3) umożliwiło pomiar siły skrawania w funkcji głębokości skrawania w jednym przejściu dla różnych odstępów czasu t_w między chwilą zeskrawania a uprzednim nagnieciem materiału. Pozwoliło to na ocenę odporności materiału na odkształcenie plastyczne realizowane skrawaniem w różnych momentach procesu relaksacyjnego, które to momenty wybierano przez zmianę odległości „h” między rolką nagniatającą a pomiarowym narzędziem skrawającym będącym swoistym czujnikiem własności plastycznych warstwy wierzchniej, albowiem właściwy opór skrawania $K_s [N/m^2]$ można traktować jako energię niezbędną do przekształcenia jednostkowej ^{objętości} materiału w wiór, co pozostaje w bezpośredniej relacji z odpornością materiału na odkształcenie plastyczne w skrawaniu $[J/m^3]$.



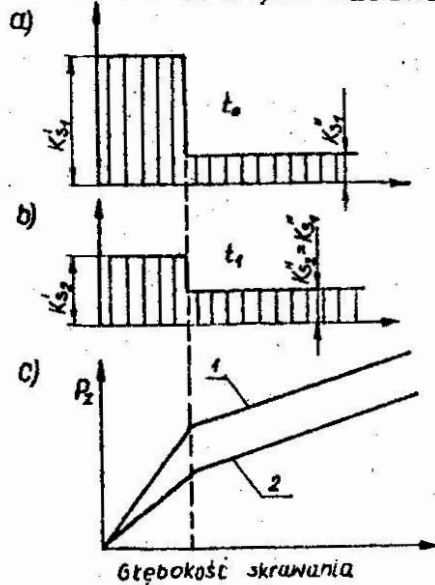
Rys. 3. Schemat układu roboczego stanowiska badawczego do badania odporności materiału na odkształcenie plastyczne realizowane skrawaniem; h - odległość wyprzedzenia rolki 1 przed nożem pomiarowym 3, p_m - posuw minutowy, t_w - czas wyprzedzenia, g - zmienna głębokość skrawania, e - przesunięcie kłków, 2 - próbka stożkowa

Analiza teoretyczna zmienności siły skrawania w funkcji głębokości skrawania próbki posiadającej wytworzoną wcześniej warstwę wierzchnią o odmiennych własnościach mechanicznych w stosunku do rdzenia, pozwoliła ustalić ważne wnioski dla interpretacji podstawowych wyników badań zmienności własności warstwy wierzchniej będącej tematem artykułu. Pełna analiza przedstawiona jest w pracy [18]. Najistotniejszy fragment tej analizy przedstawiono poniżej.

Jeżeli przyjąć się, że mamy do czynienia z dwoma walcowanymi próbkami wykonanymi z jednakowego materiału, lecz w jednej próbce wytworzono dowolną metodą warstwę wierzchnią o określonej grubości posiadającą inne własności niż w próbce drugiej, to w uproszczeniu można zmianę tych własności w funkcji grubości przedstawić jak na rys. 4a,b. Szczegółowe założenia upraszczające zawiera praca [18]. Najistotniejsze z nich to założenia o ciągłości materiału oraz założenie o dyskretnej zmianie własności materiału przy przejściu od W,W do rdzenia.

Analizując matematycznie przebiegi zmienności siły skrawania w koczaniu ze wzrastającą głębokością omówionych wyżej próbek ustalono, że przebiegi te opisane będą dwoma wykresami posiadającymi postać dwóch liniowych linii łamanych wychodzących z jednego punktu (rys. 4c), przy czym pierwsze odcinki odpowiadające skrawaniu istniejącej warstwy wierzchniej powinny mieć różne nachylenia z powodu różnych wartości właściwego oporu skrawania tych dwu

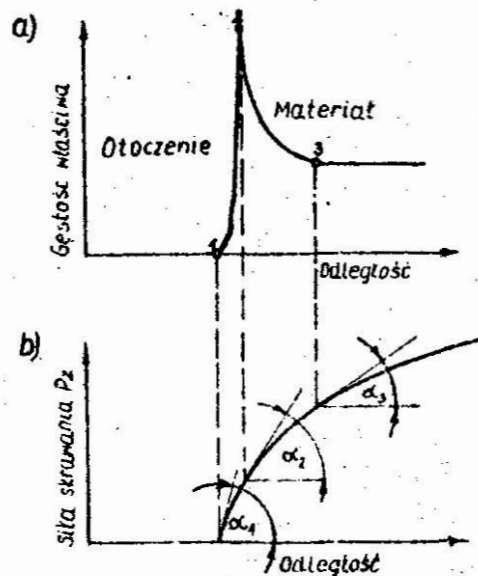
warstw wierzchnich o zróżnicowanych własnościach.



Rys.4. Schematy modelowe; a,b - rozkłady własności fizycznych K_s w funkcji głębokości, c - schemat zmiany głównej siły skrawania P_z podczas toczenia ze wzrastającą liniowo głębokością dwu próbek posiadających warstwy wierzchnie jak przedstawia rys. a i b, 1 - odnosi się do schematu W.W na rys. a, 2 - odnosi się do rys. b

Następne odcinki wykresów powinny wykazywać inne pochylenia w stosunku do pierwszych (rdzeń różni się własnościami względem W.W), lecz powinny mieć jednakowe pochylenia dla obu próbek niezależnie od rodzaju wcześniej wytworzonych warstw wierzchnich. Wartość równoległego przesunięcia tych odcinków wykresów świadcza o różnicy energii jaką należy włożyć celem przekształcenia analizowanej warstwywierzchniej w wióry, danym narzędziem skrawającym w identycznych warunkach obróbki przy założeniu rozkładu gęstości właściwej jak na rys. 5a można się spodziewać zależności $P_z = f(g)$ w postaci jak na rys. 5b. Rozważania te dotyczyły wypadku, kiedy do skrawania brano dwie próbki posiadające wcześniej wytworzone warstwy wierzchnie o różnych lecz stabilnych własnościach.

Postawiona w p.2 hipoteza o relaksacyjnym charakterze zmian własności warstwy wierzchniej wymagała takiego zaplanowania badań, aby było możliwe rozróżnienie własności W W co najmniej w dwóch momentach:



Rys. 5. Przybliżony rozkład gęstości właściwej w funkcji odległości; a - hipotetyczny rozkład gęstości właściwej, b - przybliżona postać zależności $P_z = f(g)$ dla rozkładu gęstości założonego na rys. a, $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - pochylenia krzywej $P_z = f(g)$ w różnych punktach 1,2,3

Pierwszy - to moment możliwie najbliższy momentowi zakończenia oddziaływania narzędzia na materiał, tj. pomiar własności bezpośrednio po uformowaniu warstwy wierzchniej. Drugi - to moment, po którym nastąpi częściowe ustabilizowanie się własności W W. Regulując odstęp czasu między tymi dwoma momentami pomiarowymi można zwiększać dokładność oceny przebiegu badanego zjawiska.

W tej części badań, dotyczącej oceny stabilności w.w przez mierzenie siły skrawania narzędzia podążającego w pewnej odległości za rolką nagniatającą, pomiaru dokonano tylko w dwóch punktach pomiarowych, wynikało to z ograniczeń konstrukcyjnych stanowiska badawczego. Mierzono siłę skrawania w 0,3s i 10s po uformowaniu nagniataniem warstwy wierzchniej.

Układ roboczy stanowiska badawczego stanowiła tokarka TUD 40/50 wyposażona w urządzenie nagniatające zamocowane na suporcie tylnym. W imaku narzędziowym mocowano tensometryczny dynamometr tokarski z kompensacją wpływu temperatury na wynik pomiaru. Docisk rolki nagniatającej - 550N. Parametry obróbki: $g = 0 \div 0,5$ mm, $p = 0,27$ mm/obr, $V_s = 0,25$ m/s.

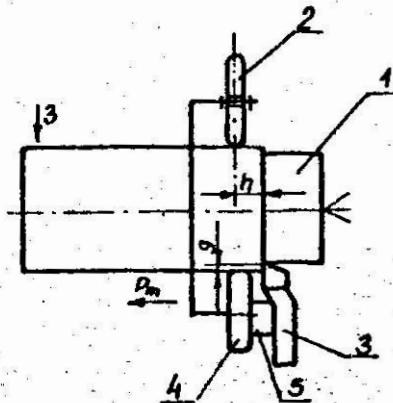
Wyniki pomiaru siły skrawania rejestrowano za pomocą rejestratora oscylografu pętlcowego H115 poprzez mostek UM 111. Odległości "h" między płaszczyzną działania rolki nagniatającej a płaszczyzną równoległą przechodzącą przez wierzchołek noża mierzone za pomocą suwmiarki na podstawie śladów obróbki rolki nagniatającej i noża w dodatkowych próbach.

3.2. Badanie wpływu zmienności fizycznego stanu warstwy wierzchniej na zużycie ostrza noża tokarskiego

Badania niniejsze pozostają w ścisłym związku z badaniami poprzednimi. Metodyka jest podobna. Za rolką nagniatającą próbkę walcową podąża w pewnej odległości nóż tokarski, który skrawa nagniataną z pewnym wyprzedzeniem w tym samym przejściu warstwę wierzchnią. Oznacza to, że jeżeli zgodnie z hipotezą przez pewien okres czasu po plastycznym uformowaniu w.w trwa jeszcze przebudowa struktury i związana z tym zmiana własności fizycznych W.W to dla różnych odstępów czasu między nagnieceniem a zeskrawaniem nagniecionej warstwy powinno się zaobserwować różną "agresywność" materiału względem narzędzia skrawającego. Zróżnicowana "agresywność" materiału wynikać powinna ze zróżnicowanych własności fizycznych jakie posiada w.w na różnych etapach przebudowy strukturalnej. Narzędzie skrawające podążające za rolką nagniatającą, w stałej względem niej odległości, natrafia bowiem zawsze na to samo stadium procesu relaksacyjnego. Można więc na podstawie teoretycznych rozważań przyjąć, że jeżeli w danych stałych warunkach obróbki jedną wielkością sterowalną będzie odległość między rolką nagniatającą, a narzędziem skrawającym, to zmiana tej odległości będzie równoznaczna ze zmianą odstępu czasu między nagnieceniem a zeskrawaniem nagniecionej warstwy. Należałoby więc wnioskować, że jeżeli w tak zaplanowanym eksperymencie dla różnych odległości między rolką a nożem przy jednakowych długościach toczenia zaobserwuje się zróżnicowane wartości zużycia narzędzia skrawającego to wyniki badań świadczą będą o słuszności postawionej w p. 2 hipotezy o relaksacyjnym charakterze zmian własności fizycznych warstwy wierzchniej. Jedyną przyczyną wywołującą zróżnicowane zużycie noży tokarskich może być tylko różnica własności fizycznych obrabianego materiału, zaś jak wiadomo własności fizyczne zależą ściśle od stanu struktury materiału, awtym szczególnie od ilości i rodzaju defektów sieci strukturalnej.

W wypadku badanej stali austenitycznej 1H18N9T z uwagi na austenit jako dominujący składnik tej stali, występuje duże prawdopodobieństwo, że znaczny wpływ na badane zjawisko może mieć przebudowa struktury dyslokacyjnej jak również wzrost ilości błędów ułożenia.

W oparciu o podaną analizę zastosowano układ roboczy stanowiska badawczego, którego schemat przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Schemat układu roboczego stanowiska do badania wpływu zmienności fizycznego stanu warstwy wierzchniej na zużycie noża pomiarowego: 1 - próbka, 2 - rolka nagniatająca, 3 - nóż pomiarowy, 4 - rolka odciążająca, 5 - przekładka dystansowa, h - odległość wyprzedzenia, p_m - posuw minutowy, g - głębokość skrawania

Dla celów porównawczych na próbki oprócz przesyconej stali 1H18N9T wykorzystywano również stal 55 (w stanie wyżarzonym). Stosowano następujące parametry obróbki, jednakowe dla obu materiałów:

$v_s = 0,36$ m/s, $p = 0,27$ mm/obr., $g = 0,4$ mm.

Docisk rolki nagniatającej - 550N. Promień rolki $R = 60$ mm.

Promień zaokrąglenia rolki w przekroju osiowym $r = 2$ mm. Nóż pomiarowy NNBe 1212 - SW 18, zastosowanie noży ze stali szybko tnącej miało na celu skrócenie czasu badań. Pozostało to bez wpływu na wnioski dotyczące analizowanego zagadnienia. Odległość między rolką a nożem zmieniono w taki sposób, aby uzyskać odstępy czasu: 3,6, 10 s. Dodatkowy odstęp czasu 3600s uzyskano stosując nagniatanie i skrawanie w oddzielnych przejściach ze stosowaniem w obu wypadkach jednakowego posuwu tj: $p = 0,27$ mm/obr. Zużycie hp mierzone w płaszczyźnie prostopadłej do powierzchni natarcia za pomocą mikroskopu warsztatowego MWM. Przed próbami cały wałek $\varnothing 76 \times 500$ podzielono na 8 równych części, który toczono odcinkami przy jednokrotnej wartości odstępu czasu między nagnieciem a zeskraniem t

Dla jednego odstępu czasu t_w stosowano trzy wałki i trzy noże tokarskie. Wyniki uśrednione posłużyły do ustalenia zależności zużycia w funkcji czasu skrawania $h_p = f(t_s)$ (rys. 13 i 14) dla różnych wartości odstępu czasu t_w .

3.3. Zmiana twardości warstwy wierzchniej w funkcji czasu

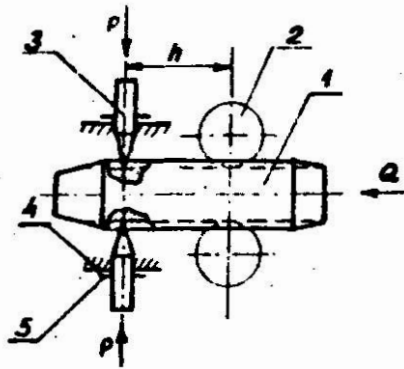
Twardość danego materiału jako jedna z cech fizycznych, zależna jest również od stanu mikrostruktury.

Powszechnie są znane i stosowane metody umacniania przez zgniot na zimno. Zgniot oczywiście poza umacnianiem wywołuje wiele innych mierzalnych efektów.

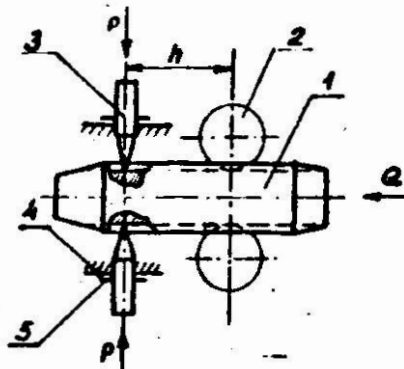
W tej części badań, celem rozstrzygnięcia hipotezy o procesie relaksacji w warstwie wierzchniej postanowiono dokonać pomiaru twardości warstwy wierzchniej w różnych odstępach czasu od uformowania jej nagniataniem.

Konwencjonalne metody pomiaru twardości nie mogły być stosowane z uwagi na stosunkowo długi czas pomiaru i konieczność przemieszczenia badanej próbki do strefy pomiarowej, co również znacznie wydłuża odstęp czasu między uformowaniem w.w. a pomiarem jej twardości. Z tych względów zastosowano specjalne stanowisko badawcze, które umożliwiała pomiar twardości w minimalnym czasie 2s po nagnieceniu próbki. Zastosowano tu metodę zarysowania przez rysik dociskany stałą siłą do nagniezionej powierzchni z tym, że nagniatanie i zarysowanie realizowano w jednym przejściu, regulacja odległości między rolkami nagniatającymi a rysikami pozwoliła ustalić wymagany odstęp czasu między nagnieceniem a zarysowaniem. Schemat układu roboczego stanowiska przedstawiono na rys. 7, a widok - na rysunku nr 8. Uzyskane rysy profilografowano w kierunku poprzecznym i na tej podstawie analizowano ich wielkość i kształt.

Dodatkowo wykonano zdjęcia mikroskopowe na mikroskopie scanningowym. Poza tym przeprowadzono dodatkowe badania. Ustalono doświadczalnie zależność między twardością HB danego materiału a wielkością i kształtem rys. Wyniki tych badań zawiera praca [18]. W ten sposób umożliwiono określenie zmiany twardości warstwy wierzchniej w funkcji czasu na podstawie analizy profili rys uzyskanych w różnych odstępach czasu od uformowania nagniataniem warstwy wierzchniej.



Rys. 7. Schemat układu roboczego stanowiska do pomiaru zmiany twardości warstwy wierzchniej w funkcjinczasu:
1 - próbka, 2 - rolki nagniatające, 3 - rysiki,
4 - prowadnica, 5 - ogranicznik przesuwu- h - odległość wyprzedzenia, P - siła docisku rysików, Q -siła przepychająca



Rys. 8. Widok stanowiska badawczego, którego schemat podaje rys. 7

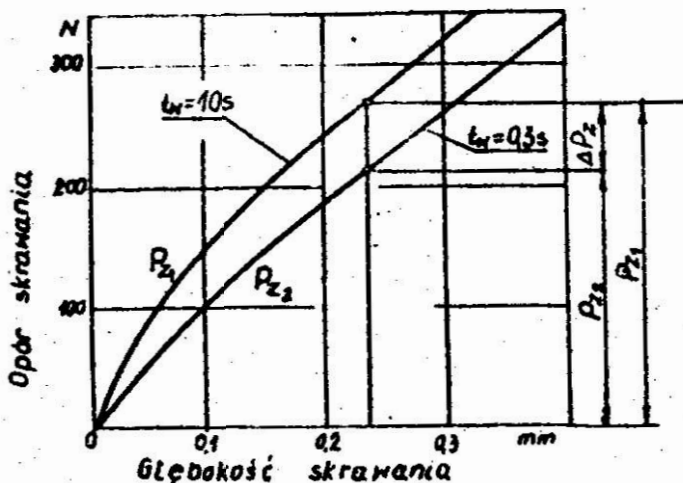
Wymienne tuleje dystansowe umożliwiły uzyskanie odstępów czasu równych 2,4,6,10s. Stosowano trzy wartości obciążenia rysika: 2,6, 6,3 oraz 10,7N. Największe efekty potwierdzające hipotezę uzyskano przy obciążeniu najmniejszym tj.: 2,6N. Rysik posiadał kształt stożka o kącie wierzchołkowym równym 90° . Promień zaokrąglenia wierzchołka wynosił 10 μm .

Twardość rolek nagniatających i rysika: 58±60HRC.

Próbki przed badaniami odtłuszczano. Szczegóły konstrukcyjne stanowiska oraz szczegółowe, pośrednie wyniki omawianych badań przedstawiono w pracy [18].

4.3. Badania zmienności aktywności chemicznej warstwy wierzchniej

Ta część badań, podporządkowana ogólnej koncepcji pomiaru cech fizycznych warstwy wierzchniej, realizowana była w ten sposób, że bezpośrednio po dokonaniu odkształcenia plastycznego próbki, zanurzono ją do elektrolitu jako elektrodę ogniwa pomiarowego i rejestrowano zmienność siły elektromotorycznej w funkcji czasu. Stanowisko badawcze składało się z trzech części: układu roboczego-nagniatającego, pomiarowego ogniwa galwanicznego i układu pomiarowo-rejestrującego. Schemat układu roboczego z pomiarowym ogniwem galwanicznym przedstawiono na rys. 9.



Rys. 9. Schemat układu roboczego stanowiska badawczego do pomiaru aktywności chemicznej warstwy wierzchniej; 1 - suwak prasy, 2 - popychacz, 3 - próbka, 4 - tuleja kalibrująca, 5 - korpus, 6 - naczynie z elektrolitem, 7 - elektroda odniesienia, 8 - koszyczek z tworzywa sztucznego

Zasadniczy obwód pomiarowy stanowiły: próbka-elektroda pomiarowa, elektrolit, galwanometr oscylografu, mosiężna elektroda odniesienia oraz przewody łączące. Zmianę SEM rejestrowano za pomocą oscylografu pętlicowego H111.

SEM ogniwa określano nie względem normalnej elektrody wodorowej NEM lecz względem przyjętej stałej dla wszystkich prób elektrody odniesienia wykonanej z mosiądzu. Nie chodziło bowiem o wyznaczenie bezwzględnych wartości SEM, lecz o określenie zmian SEM wynikających ze stosowania różnych wariantów badań i istoty zjawiska.

Ze względu na wymaganą zwartość konstrukcyjną nie było możliwe zastosowanie do realizacji odkształcenia plastycznego rolek nagniatających. Zastosowano tu przepychanie, co wiązało się ze znacznym wzrostem temperatury próbki (20K) wywołanym tarciem ślizgowym. Zgodnie z [18] taki przyrost temperatury próbki w stosunku do temperatury pokojowej nie wywołuje żadnych zmian strukturalnych w próbce, jednakże można było się spodziewać, że może on mieć lokalny wpływ na wartość SEM. Aby wyeliminować ewentualny wpływ wzrostu temperatury W W na wyniki pomiaru SEM, dokonano za pomocą termopary CrNi-Ni rejestracji zmiany temperatury i przeprowadzono dodatkowe pomiary SEM dla próbek przepychanych ok. 2h wcześniej. Wychodząc z założenia, że procesy relaksacyjne w odkształconym plastycznie materiale (1H18N9T) trwają przez okres rzędu kilkunastu lub kilkudziesięciu sekund można było przyjąć, że po 2h procesy te będą w pełni zakończone, a temperatura wyrówna się w całym przekroju próbki.

Obie próbki tj.: ta, która po przepchnięciu była bezpośrednio zanurzana do elektrolitu jak również ta, którą przepchnięto wcześniej a zanurzono dopiero po 2h posiadały jednakowy zgniot, gdyż obie były przepychane przez tę samą tuleję kalibrującą. Ewentualne produkty starcia znajdujące się na obu próbkach również powinny być jednakowe. Ze względu na gwałtowny charakter adsorpcji cząstek z otoczenia do nowoutworzonej powierzchni (rzędu 0,001s) w obu wypadkach można przyjąć, że nowoutworzone powierzchnie przed zanurzeniem do elektrolitu jednakowo będą wypełniane zaadsorbowanymi cząstkami. Aby było możliwe porównanie przebiegu zmienności SEM dla dwóch wariantów badań:

A - z bezpośrednim zanurzeniem przepchniętej próbki do elektrolitu,

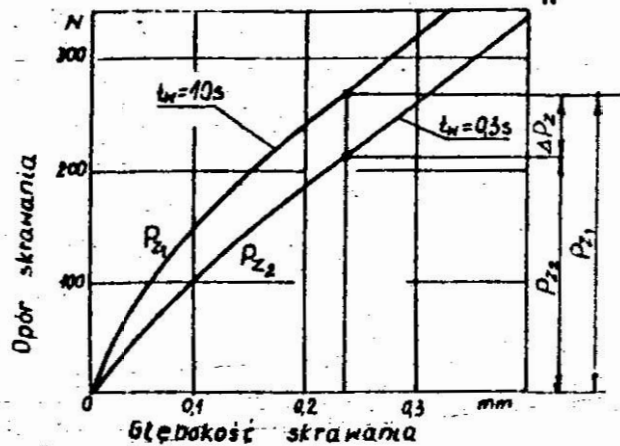
B - z zanurzeniem próbki po 2h po przepchnięciu, należało w wariacie B zapewnić takie warunki cieplne jakie występowały w wariacie A. W tym celu zastosowano modelowanie pierścieniowego źródła ciepła, które stanowiła ta sama tuleja

kalibrująca podgrzewana elektrycznie. Kilkakrotne próby polegające na przemieszczaniu w ogrzewanej z różną mocą tulei kalibrującej wcześniej przepchniętych próbek z umieszczonymi w nich termoparami pozwoliły na uzyskanie z dokładnością 2K. przebiegu zmiany temperatury zgodnego z przebiegiem w wariancie A.

Uzyskana w ten sposób różnica w przebiegach zmienności SEM została przyjęta za reprezentatywną dotyczącą badanego zjawiska zmienności SEM w funkcji czasu, a tym samym zmienności aktywności chemicznej w W względem elektrolitu. Skład elektrolitu był następujący: H_2O ; $FeCl_3$; $NaCl = 8:2:1$. Materiał elektrody odniesienia - M58. Materiał elektrody pomiarowej (próbki)- 1H18N9T w stanie przesyconym.

4. Wyniki badań i ich analiza

Omówione w p. 3 badania pozwoliły na uzyskanie szeregu istotnych dla analizowanego zagadnienia wyników. Na rys. 10 przedstawiono zależności siły skrawania P_z od głębokości skrawania g dla dwóch wartości czasu wyprzedzenia t_w : 0,3s i 10s.



Rys.10. Zależność siły skrawania P_z od głębokości skrawania stali 1H18N9T dla różnych wartości czasu wyprzedzenia t_w ; ΔP_z - różnica sił skrawania uwarunkowana różnicą wartości t_w

Jak podano w p.3.1. i na rys.3 czas wyprzedzenia t_w oznacza odstęp czasu między nagniataniem materiału przez wyprzedzającą rolę nagniatającą a zeskrwaniem tego materiału nożem pomiarowym. Pokazane na rys. 10 zależności są zgodne z zależnościami analizowanymi teoretycznie na rys. 4 i na rys.5.

Dwie krzywe wchodzą z jednego punktu, których stromość jest zróżnicowana i zależy od wartości t_w . Większą stromością charakteryzuje się krzywa $t_w = 10s$. Porównanie przebiegu krzywych $P_{z_1} = f(g)$ i $P_{z_2} = F(g)$ w świetle wniosków i rozważań teoretycznych (p.3.1) upoważnia do stwierdzenia, że podczas skrawania warstwy wierzchniej, wykonanej nagniataniem z 10-sekundowym wyprzedzeniem występuje większa odporność tej warstwy na odkształcenie plastyczne, niż wtedy, gdy wyprzedzenie nagniatania przed skrawaniem wynosi tylko 0,3s.

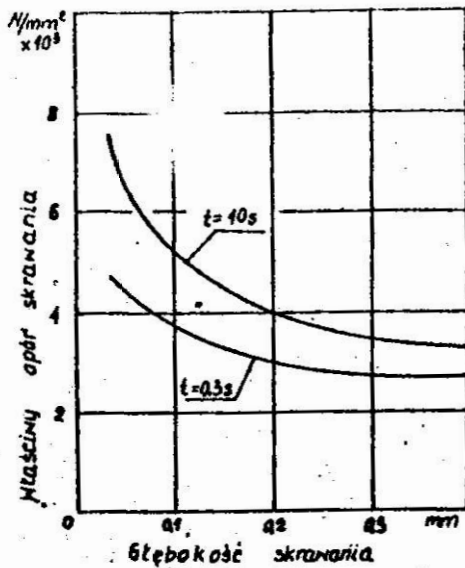
Zgodnie z przewidywaniem zaobserwowano, że oba wykresy $P_z = f(g)$ dla obu wartości czasu t_w (0,3s i 10s), przy większych głębokościach skrawania ($g > 0,2$) mają w przybliżeniu kształt linii prostych równoległych względem siebie. Różnica wartości oporów skrawania $P_{z_2} - P_{z_1} = \Delta P_z$ dla $g > 0,2$ mm jest stała, co również potwierdza rozważania teoretyczne. Należy wykluczyć przy tym wpływ promienia zaokrąglenia krawędzi skrawającej noża tokarskiego, bowiem w obu wypadkach ($t_w = 10s$ i $t_w = 0,3s$) używano tego samego noża.

Wpływ zużycia krawędzi skrawającej na badane zjawisko wyeliminowano przez zastosowania narzędzia z wkładką z węglika spiekanego i przez wariację kolejności realizacji poszczególnych prób:

a) 10s, 0,3, b) 0,3s 10s, c) 10s, 0,3s d) 0,3, 10s.

Analizując dalej można przyjąć, że jeżeli właściwy opór skrawania jest dla $t_w = 10s$ większy niż dla $t_w = 0,3s$ (rys. 11) to wymagana energia zewnętrzna do przekształcenia jednostki objętości materiału warstwy wierzchniej w wióry też będzie większa.

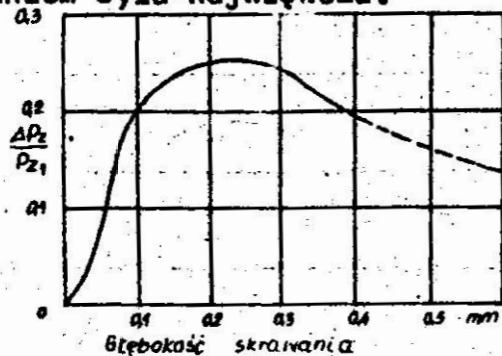
Jedynym zmiennym parametrem w obu wypadkach jest tylko czas wyprzedzania t_w . Konsekwencją powyższych faktów jest wniosek, że stan fizyczny warstwy wierzchniej jest w obu wypadkach różny i jest zależny wyłącznie od odstępu czasu między nagnieciem materiału a jego zeskraniem. Przechodząc do wniosków ogólnych można stwierdzić, że stan fizyczny nagniecionego rolką materiału nie jest stały, lecz zmienia się w funkcji czasu. W 0,3s po nagnieciu warstwa wierzchnia wykazuje mniejszą odporność na odkształcenie plastyczne skrawaniem niż po upływie czasu równego 10s. Z upływem czasu warstwa wierzchnia wykazuje wzrastającą odporność na odkształcenie plastyczne. Można z pewnym przybliżeniem przyjąć, że jedną z przyczyn, a być może przyczyną główną tego zjawiska jest umocnienie materiału związane ze wzrostem jego twardości.



Rys. 11. Zmiana właściwego oporu stali 1H18N9T dla różnych wartości czasu wyprzedzenia t_w

Jak wynika z pracy [18] wśród badanych materiałów: 1H18N9T, stal 10, żelazo "Armco" największy efekt stwierdzono dla stali nierdzewnej 1H18N9T, w której dominującym składnikiem strukturalnym jest austenit o sieci płaskocentrycznej. Z uwagi na dużą skłonność tej struktury do tworzenia pod wpływem zgniotu błędów ułożenia można przypuszczać, że właśnie powstające jeszcze po ustaniu oddziaływania rolki na próbkę błędy ułożenia są główną przyczyną wzrostu odporności nagnionego materiału na odkształcenie plastyczne skrawaniem.

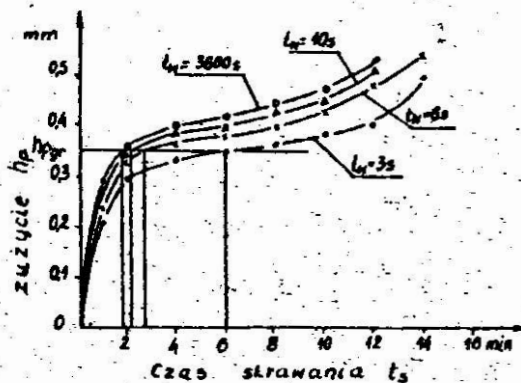
Przedstawiony na rys. 12 wykres $\Delta P_z / P_{z1} = f(g)$ wskazuje że największy względny wzrost odporności na odkształcenie plastyczne spowodowany stabilizacją własności fizycznych warstwy wierzchniej dotyczy tej części materiału, w której destrukcja wywołana nagniataniem była największa.



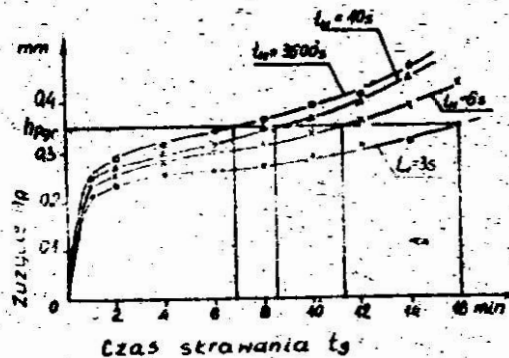
Rys. 12. Zmiana względnego spadku siły skrawania $\Delta P_z / P_{z1}$ w funkcji głębokości skrawania dla stali 1H18N9T

Zastosowana w badaniach metoda badawcza, może być przydatna jako niszcząca metoda oceny jakości metalicznych powłok i technologicznych warstw wierzchnich na średniej wielkości przedmiotach walcowanych. Należałoby wykonać wówczas nożem pomiarowym dwa stożkowe wcięcia - jedno na przedmiocie posiadającym badaną powłokę, a następnie drugie na odsłoniętej części materiału rodzimego.

Wyniki badań opisanych w p.3,2 przedstawiono na rys. 13,14 i 15.

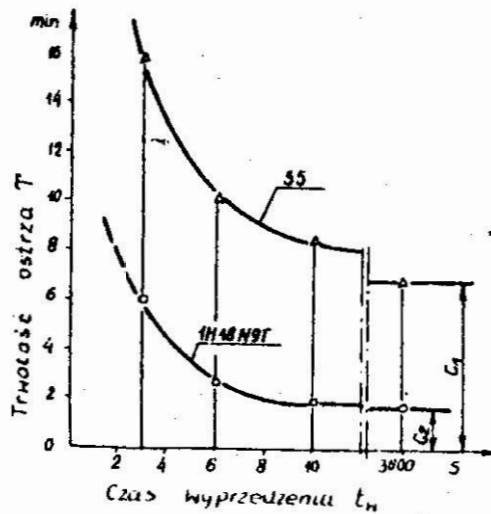


Rys. 13. Krzywe zużycia ostrza pomiarowego dla różnych wartości czasu wyprzedzenia t_w w skrawaniu stali 1H18N9T



Rys. 14. Krzywe zużycia ostrza pomiarowego podczas skrawania stali 55 z różnymi wartościami czasu wyprzedzenia t_w

Badania w tej części dotyczyły oprócz austenitycznej stali 1H18N9T również stali 55. Rysunki 13 i 14 przedstawiają wyniki pomiaru zużycia ostrza pomiarowego w funkcji czasu skrawania obu rodzajów stali w jednakowych warunkach dla różnych wartości czasu wyprzedzenia nagniatania przed skrawaniem ($t_w = 3, 6, 10$ i $3600s$).



Rys. 15. Zależność trwałości T ostrza pomiarowego w funkcji czasu wyprzedzenia t_w dla stali 55 i stali 1H18N9T przy $h_{p_{gr}} = 0,35$ mm

Dla przyjętego kryterium zużycia $h_{p_{gr}} = 0,35$ mm określono zależność trwałości ostrza w funkcji czasu wyprzedzenia $T = f(t_w)$. Zależność tę prezentuje rys. 15. Wyniki wskazują, że trwałość narzędzia pomiarowego dla obu materiałów bardzo wyraźnie zależy od czasu wyprzedzenia. Np. podczas toczenia stali 1H18N9T z wyprzedzającym nagniataniem o wyprzedzeniu $t_w = 3$ s, trwałość narzędzia jest ok. 3-krotnie większa niż w przypadku toczenia z wyprzedzającym nagniataniem o wyprzedzeniu $t_w = 3600$ s. Potwierdzałoby to wnioski z badań poprzednich (p.3.1) gdzie ustalono, że po odkształceniu plastycznym wzrasta w funkcji czasu odporność materiału na odkształcenie plastyczne. Uwzględniając wyniki pomiaru trwałości ostrza pomiarowego można stwierdzić, że w miarę upływu czasu, po uformowaniu nagniataniem warstwy wierzchniej, pogarsza się skrawalność materiału co wyraża się większym obciążeniem ostrza skrawającego, a w konsekwencji spadkiem trwałości tego ostrza.

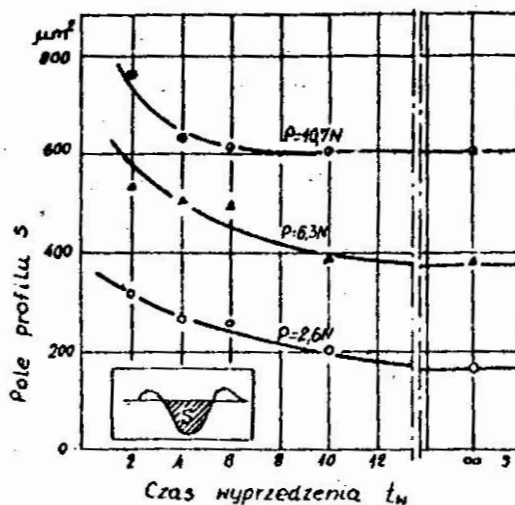
Z rysunku 15 wynika, że efekt względnej zmiany trwałości ostrza jest kilkakrotnie większy dla stali 1H18N9T niż dla stali 55. Może to mieć związek z rodzajem sieci krystalograficznej dominujących składników tych materiałów.

Z przedstawionej analizy danych eksperymentalnych wynika, że po nagnieceniu zmniejsza się plastyczność warstwy wierzchniej

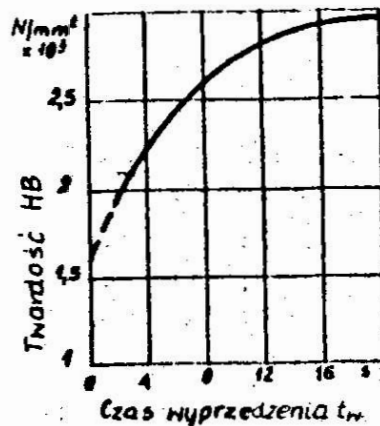
niej wzrasta odporność na odkształcenie plastyczne i wzrasta jej "agresywność" względem narzędzia, objawiająca się wzmożoną skutecznością w ścieraniu cząstek materiału narzędzia. Można przypuszczać, że ten wzrost skuteczności ścierania narzędzia, wywołany wzrostem czasu wyprzedzenia t_w , wynika ze zmiany stanu fizycznego warstwy wierzchniej związanej z pojawieniem się w jej strukturze pewnych blokad utrudniających poślizg i ruch dyslokacji nieodzowny w odkształceniu plastycznym. Efektywną zaporą dla dyslokacji uczestniczących w realizacji odkształcenia plastycznego są błędy ułożenia [1,3] oraz atmosfery Cottrella [19]. Zwiększanie w materiale gęstości dyslokacji oraz tych dwu rodzajów defektów sieci znacznie wpływa na obniżenie własności plastycznych materiału [8,10]. Można więc sądzić, że właśnie wzrost koncentracji defektów sieci strukturalnej odbywający się jeszcze przez pewien okres czasu po plastycznym uformowaniu warstwy wierzchniej, może być przyczyną zaobserwowanego w badaniach zjawiska.

Przyczyną wzrostu skuteczności ścierania, w funkcji t_w , mogłoby być również pojawienie się w strukturze badanego materiału cząstek o wysokiej twardości np. martenzytu odkształcenia, jednakże badania mikrotwardości zglądu odkształconej próbki nie wykazały istnienia cząstek tego rodzaju.

Następną badaną cechą fizyczną uzyskanej nagniataniem warstwy wierzchniej była zmienność twardości w funkcji czasu po nagnieceniu próbki. Wyniki tych badań przedstawiono na rys. 16 i 17.



Rys. 16. Zależność pola profilu rysy otrzymanej w próbce twardości w funkcji czasu wyprzedzenia t_w dla różnych wartości obciążenia rysika. Badany materiał - stal 1H18N9T



Rys. 17. Zmiana twardości warstwy wierzchniej w funkcji czasu wyprzedzenia wynikająca z analizy rysy otrzymanej przy obciążeniu 2,6N. Badany materiał - stal 1H18N9T

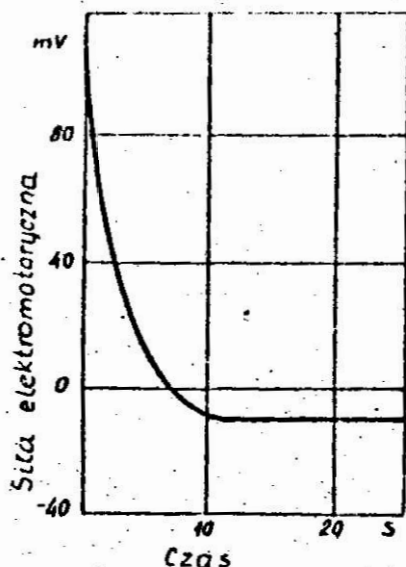
Jak nadmieniono w p.33 twardość mierzono metodą zarysowania próbki w różnych odstępach czasu po nagnieceniu jej rolką ($t_w = 2, 4, 6, 10$ oraz $t_w > 3600s$) przy różnych wartościach siły docisku rysika ($P = 10,7; 6,3; 2,6N$). Z rys. 16 wynika, że czas stabilizacji twardości warstwy wierzchniej ($\sim 10s$) jest najkrótszy dla największego obciążenia rysika ($P = 10,7 N$).

Przy zwiększeniu wartości nacisku rysika zmierzony czas stabilizacji zmniejsza się. Przyczyną zaobserwowanego skrócenia czasu stabilizacji może być zwiększenie udziału rdzenia w kształtowaniu rysy przy wzrastającym obciążeniu rysika, co wpływa na uśrednienie wyników pomiarów. Można przyjąć, że stopień zdefektowania struktury i jej udział w kształtowaniu rysy przy danym obciążeniu rysika ma istotny wpływ na wyniki pomiaru czasu stabilizacji odkształconego materiału. Dla umożliwienia porównywania wyników pomiarów tą metodą należałoby oprócz danych o ostrzu rysika podawać również jego obciążenie (np. $t_w = 10s$, $P = 10,7N$). W oparciu o wyniki tych badań jak również na podstawie badań opisanych wcześniej można stwierdzić, że po odkształceniu plastycznym przez okres kilkunastu sekund wzrastają własności mechaniczne materiału (odporność na odkształcenie plastyczne, twardość). Skoro nie stwierdzono powstawania w tym czasie nowych faz strukturalnych, to można przyjąć, że zmiany te występują w obrębie faz rodzimych tj: istniejących jeszcze przed dokonaniem odkształcenia plastycznego. Jediną przyczyną takich zmian własności fizycznych może

być w takim wypadku tylko zmiana stanu zdefektowania struktury krystalograficznej obejmująca np. zagęszczanie już istniejących defektów i powstawanie w ten sposób zwiększonych ilości blokad (dyslokacje i ich przecięcia), kotwiczenie dyslokacji przez dyfuzję atomów domieszkowych (dyfuzyjne podążanie atmosfer Cottrella za dyslokacją) lub powstawanie barier blokujących ruchome dyslokacje np. błędów ułożenia [10,11].

Wyniki doświadczalne i wnioski wynikające z analizy zagadnień z zakresu teorii nagniatania i fizyki ciała stałego [1,8,12,14,16] wykazują, że w okresie stabilizacji cech (utworzonej nagniataniem warstwy wierzchniej) ma miejsce zmiana objętości właściwej odkształconego materiału. Konsekwencją tego będzie przyjęcie założenia, że w okresie stabilizacji również naprężenia wewnętrzne w warstwie wierzchniej mogą podlegać zmianom relaksacyjnym. Przedstawiony w p. 2 relaksacyjny model warstwy wierzchniej oraz teoretyczny przebieg zmienności ogólnie potraktowanego wyróżnika stanu warstwy wierzchniej mogą być odniesione również do rzeczywistych naprężeń w warstwie wierzchniej.

Aby jednoznacznie stwierdzić, że po nagnieceniu próbki rzeczywiście występuje relaksacja naprężeń należałoby dysponować taką aparaturą badawczą, która pozwoliłaby te naprężenia w bardzo krótkim okresie bezpośrednio zmierzyć. Znane konwencjonalne metody pomiaru naprężeń nie mogły być przydatne w tego rodzaju badaniach. Do jakościowej oceny zmienności naprężeń wykorzystano znaną w teorii korozji zależność między aktywnością korozyjną próbki a wartością naprężeń na jej powierzchni [2]. Aktywność ta wzrasta ze spadkiem naprężeń przechodząc od naprężeń ściskających do rozciągających. Przeprowadzone wg p.3.4 badania aktywności chemicznej nagniecionej powierzchni próbki, stanowiącej jedną z elektrod pomiarowego ogniwa galwanicznego, pozwoliłoby ustosunkować się do zagadnienia relaksacji naprężeń w warstwie wierzchniej. Z przedstawionego na rys. 18 wykresu wynika, że siła elektromotoryczna wywołana zmiennością fizycznego stanu warstwy wierzchniej w czasie ok. 10s po uformowaniu w.w. obniża się o około 130mV w stosunku do SEM końcowej wynoszącej ok. -10mV. Wyniki tych badań są wystarczające, aby stwierdzić, że w związku z zależnością podaną w [2], dotyczącą aktywności korozyjnej- naprężenia wewnętrzne na powierzchni warstwy wierzchniej, po jej plastycznym uformowaniu, nie są stałe lecz podobnie jak twardość i plastyczność ulegają zmianie w okresie kilkunastu sekund.



Rys.18. Zmiana siły elektrodynamicznej ogniwa pomiarowego, w której jedną z elektrod stanowiła nagnięta próbka. Badany materiał - stal 1H18N9T

Analiza wykazuje, że zmiana naprężeń wiąże się ze wzrostem objętości właściwej warstwy wierzchniej, a więc podczas procesu relaksacyjnego po nagniataniu należy się spodziewać zmian naprężeń w kierunku wzrostu naprężeń ściskających.

5. Wnioski końcowe

Przedstawione badania ich wyniki i analiza teoretyczna pozwoliły na sformułowanie następujących wniosków końcowych:

A. Wnioski szczegółowe

1. Odporność warstwy wierzchniej stali 1H18N9T na odkształcenie plastyczne skrawaniem wzrasta w okresie 10s od chwili jej uformowania nagniataniem.
2. Skuteczność ścierania narzędzia skrawającego przez materiał warstwy wierzchniej stali 1H18N9T wzrasta ze wzrostem odstępu czasu między plastycznym uformowaniem warstwy wierzchniej a jej zeskraniem t_w co objawia się 3-krotnym spadkiem trwałości narzędzia skrawającego przy wzroście t_w od 3s do 10s.

3. Skuteczność ścierania narzędzia skrawającego przez uzyskaną nagniataniem warstwę wierzchnią stali 55, w mniejszym stopniu niż dla stali 1H18N9T, zależy od odstępu czasu t_w między plastycznym uformowaniem warstwy wierzchniej, a jej zeskrawaniem. Przy zwiększeniu t_w od 3s do 10s trwałość narzędzia skrawającego obniża się tylko 2-krotnie.
4. Podobnie jak odporność warstwy wierzchniej na odkształcenie plastyczne również twardość stali 1H18N9T mierzona na powierzchni wyraźnie zależy od odstępu czasu t_w między nagnieciem a zeskrawaniem. Twardość warstwy wierzchniej dla t_w rosnącego od 3s do 16s wzrasta ponad 2-krotnie.
5. Aktywność chemiczna warstwy wierzchniej stali 1H18N9T, będąca odzwierciedleniem naprężeń w warstwie wierzchniej gwałtownie zmienia się w okresie 10s po uformowaniu warstwy wierzchniej. Spadek aktywności chemicznej warstwy wierzchniej. W ciągu tego czasu aktywność chemiczna WV zmniejsza się około 13-krotnie.

B. Wnioski ogólne

1. Niektóre cechy fizyczne warstwy wierzchniej po jej plastycznym uformowaniu na zimno nie są stałe lecz zmieniają się w funkcji czasu.
2. Okres zmienności własności fizycznych warstwy wierzchniej wynosi ok. 10s od jej plastycznego uformowania.
3. Największa zmienność cech fizycznych spośród badanych materiałów wykazuje stal 1H18N9T, której dominujący składnik - austenit posiada sieć płaskocentryczną uprzywilejowaną wśród innych do tworzenia w niej błędów ułożenia i innych defektów strukturalnych pod wpływem zgniotu.
4. Wyniki badań i analiza teoretyczna wskazują, iż istnieje duże prawdopodobieństwo, że proces relaksacyjny obejmujący wiele cech fizycznych warstwy wierzchniej związany jest z przebudową mikrostruktury, w której dominującą rolę odgrywać mogą dyfuzja defektów i dysocjacja dyslokacji pełnych na częściowe z tworzeniem między nimi błędów ułożenia będących skuteczną blokadą dla ruchu innych dyslokacji przemieszczających się pod wpływem obciążenia zewnętrznego i biorących udział w realizacji odkształcenia plastycznego.

5. Dalsze badania pozwalające ustalić zależności ilościowe między zmianami parametrów mikrostruktury a przedstawionymi w artykule zmianami cech fizycznych wymagają stosowania niekonwencjonalnej aparatury badawczej, która obecnie nie jest osiągalna i stąd trudności w dokładnym opracowaniu zagadnienia.
6. Wyniki badań mogą znaleźć zastosowanie w projektowaniu niektórych procesów technologicznych w obróbce plastycznej na zimno co pozwoliłoby na zmniejszenie energochłonności tych procesów np. zastąpienie wielokrotnego kalibrowania drutu kalibrowaniem wysokowydajnym w specjalnej konstrukcji ciągnadła.

Literatura

1. Bernsztejn M.L., Zajmowski W.A.: Struktura i własności mechaniczne metali. Warszawa, 1973, WNT.
2. Gösta Wranglen: Podstawy korozji metali. Warszawa, 1975, WNT
3. Juškiewič P.M.: Vlijanije defektov upakovki na soprotivlenije plastičeskoj deformaciji. Fiz. i Chim.Obrabotki Mat.nr 3,1973.
4. Kaczmarek J.: Podstawy obróbki wiórowej, ścierniej i erozyjnej, Warszawa, 1971, WNT.
5. Karpiński T., Kacalak W.: Podstawy teoretyczne obróbki wiórowej ścierniej i erozyjnej, cz. I. Koszalin, 1974.
6. Kosteckij B.I. Potanošniev A.P.: Isslodovanije fizyko-mechaničeskich svojstv pri uprugo-plastičeskom kontakteom deformirovanii metallov, Fiz.Chim.Mech.Mat.nr 1,1969.
7. Kuzniecov R.I., Pavlov V.A.: Vremiennoj chod plastičeskoj relaksacji naprjaženij. Fiz.Met.i Metallovod, t25, nr 5, 1968.
8. Novikov I.I.: Defekty kristalličeskogo strojenija metallov, Moskva, 1975, Metallurgia.
9. Novieck A.S., Berry B.S: Anelastic relaxation in crystalline solids, London, 1972.
10. Odling J.A.: Teoria dyskokacji w metalach i jej zastosowanie. Warszawa, 1971, PWN.
11. Pavlov V.A., Noskova N.J., Kuzniecov R.I.: Vlijanije defektov upakovki na mehaničeskije svojstva metallov. Fiz.Met. i Metallovod., t24, nr 5, 1967.

12. Przybylski W.: Obróbka nagniataniem-technologia i oprzyrządowanie. Warszawa, 1979, WNT.
13. Ramalingam S., Black I.T.: An electron microscopy study of chip formation, Met. Trans. nr 4, 1973.
14. Rudden M.N., Wilson I.: Elementy fizyki ciała stałego, Warszawa, 1975, PWN.
15. Shirakashi Takahiro, Usui Eiji: Fundamental study of effect of temperature and strain rate in metal machining. Part 1, Effect of temperature and strain rate upon flow stress of metals in compression. Bull. Jap. Soc. Precis. Eng., nr 4, 1970, tłum. Rez. Instr. nr 27, 1971.
16. Szarras S.: Budowa ciała stałego, Warszawa, 1974, PWN.
17. Wesołowski K.: Metaloznawstwo, t. II, Warszawa 1969, WNT.
18. Wojtkun J.: Dynamiczne własności warstwy wierzchniej i możliwości ich wykorzystania w praktyce. Praca doktorska, Wrocław 1977.
19. Praca zbiorowa pod red. Colborn R.: Najnowsze osiągnięcia nauki i techniki, Warszawa, 1969, PWN.

Streszczenie

W artykule przedstawiono metodykę, wyniki i wnioski z badań zmienności wybranych własności fizycznych jaką charakteryzuje się warstwa wierzchnia w krótkim odstępie czasu po jej plastycznym uformowaniu przez nagniatanie na zimno. Zaprezentowano schematy stanowisk badawczych zastosowanych w wyniku przyjętej metodyki badań. Badania dotyczyły głównie stali 1H18N9T.

Dokonano oceny zmian własności w.w. poczynając od 0,38 po ustaniu oddziaływania narzędzia nagniatającego na materiał próbki. Zbadano następujące własności fizyczne: odporność na odkształcenie plastyczne, aktywność ścierną, twardość oraz aktywność chemiczną względem elektrolitu. Stwierdzono, że w okresie kilkunastu do kilkudziesięciu sekund po nagnieceniu warstwa wierzchnia wykazuje wzrost odporności na odkształcenie plastyczne, wzrost twardości oraz wzrost aktywności ścierniej, objawiający się wzrostem zużycia narzędzia skrawającego próbkę w różnych odstępach czasu po jej nagnieceniu. Aktywność chemiczna warstwy wierzchniej spada gwałtownie w okresie ok. 10s.

Na podstawie analizy teoretycznej z zakresu fizyki ciała stałego powiązano zmienność własności warstwy wierzchniej z przebudową mikrostruktury oraz ze zmianą stanu defektów jaka występuje jeszcze przez pewien okres czasu po ustaniu oddziaływania narzędzia nagniatającego.

Variability of the surface layer properties after roll pressing

The paper comprises method, results and conclusions from the investigations at variability of selected physical properties which the surface layer is characteristic with during a short lapse of time after its plastic formation by cold pressing. Schematic experimental stands used as a result of the method accepted are presented. The investigations carried out covered mainly steel 1H18N9T. Changes of the surface layer properties were evaluated, starting from 0.3s after ceasing of the pressing roll acting on the sample material. The following physical properties have been examined: resistance on plastic deformation, abrasive activity, hardness and chemical activity against electrolyte used. It has been stated, that during anywhere from one to several dozens of seconds after pressing the sample surface layer displays increase in resistance on plastic deformation, increase in hardness and increase in abrasive activity, appearing in wear increase of the tool cutting sample during various lapses of time after pressing. Chemical activity of the surface layer drops suddenly during about 10s.

Based on the theoretical analysis from the scope of solid body physics, the variability of the surface layer properties was connected with the microstructure reconstruction and with change of state of defects that existed still through some period of time after ceasing of action of the pressing tool.

Изменчивость свойств верхнего слоя при обкатывании

В статье представлены методика, результаты и выводы из исследований изменчивости избранных физических свойств верхнего слоя на протяжении короткого промежутка времени после его пластического формирования путем холодного обкатывания. Показаны схемы испытательных стендов, применяемых в связи с принятой методикой исследований. Наблюдалась, главным образом, сталь 1Н18Н9Т

Изменения стойкости к пластической деформации, абразивной активности, твердости и химической активности по отношению к электролиту оценивались, начиная с 0,3 с после прекращения воздействия инструмента на пробный материал. Было установлено, что в период с 10 до нескольких десятков секунд после обкатывания верхний слой проявляет повышение стойкости к пластической деформации, рост твердости и повышение абразивной активности, проявляющееся ростом износа сталерезущего инструмента в различных отрезках времени после обкатывания пробы. Химическая активность резко падает в течение около 10 с.

На основании теоретического анализа в области физики твердого тела сделан вывод, что изменчивость свойств верхнего слоя связана с перестройкой микроструктуры и изменением состояния дефектов, продолжающимся в течение некоторого времени после прекращения воздействия обкатывающего прибора.