

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 162

MECHANIKA 34

Pr
1006

BYDGOSZCZ - 1990

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA
IM. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH
W BYDGOSZCZY

ZESZYTY NAUKOWE NR 162

MECHANIKA 34



BYDGOSZCZ - 1990

PRZEWODNICZĄCY KOMITETU REDAKCYJNEGO

doc. dr hab. Juliusz Skonieczny

REDAKTOR NAUKOWY

prof. dr hab. Józef Szala

OPRACOWANIE REDAKCYJNE I TECHNICZNE

mgr Aleksandra Ławniczak, Zbigniew Gackowski

KOREKTOR

Katarzyna Kruś

Wydano za zgodą Rektora
Akademii Techniczno-Rolniczej
w Bydgoszczy

ISSN 0208-6379

WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ
W BYDGOSZCZY

Wyd. 1. Nakład 150 egz. Ark. wyd. 5.03. ark. druk. 4.4. Papier kl. V, 70 g. 70 × 100

Oddano do druku w lipcu 1989 r. Druk ukończono w styczniu 1990 r.

MEN Cena 500 zł

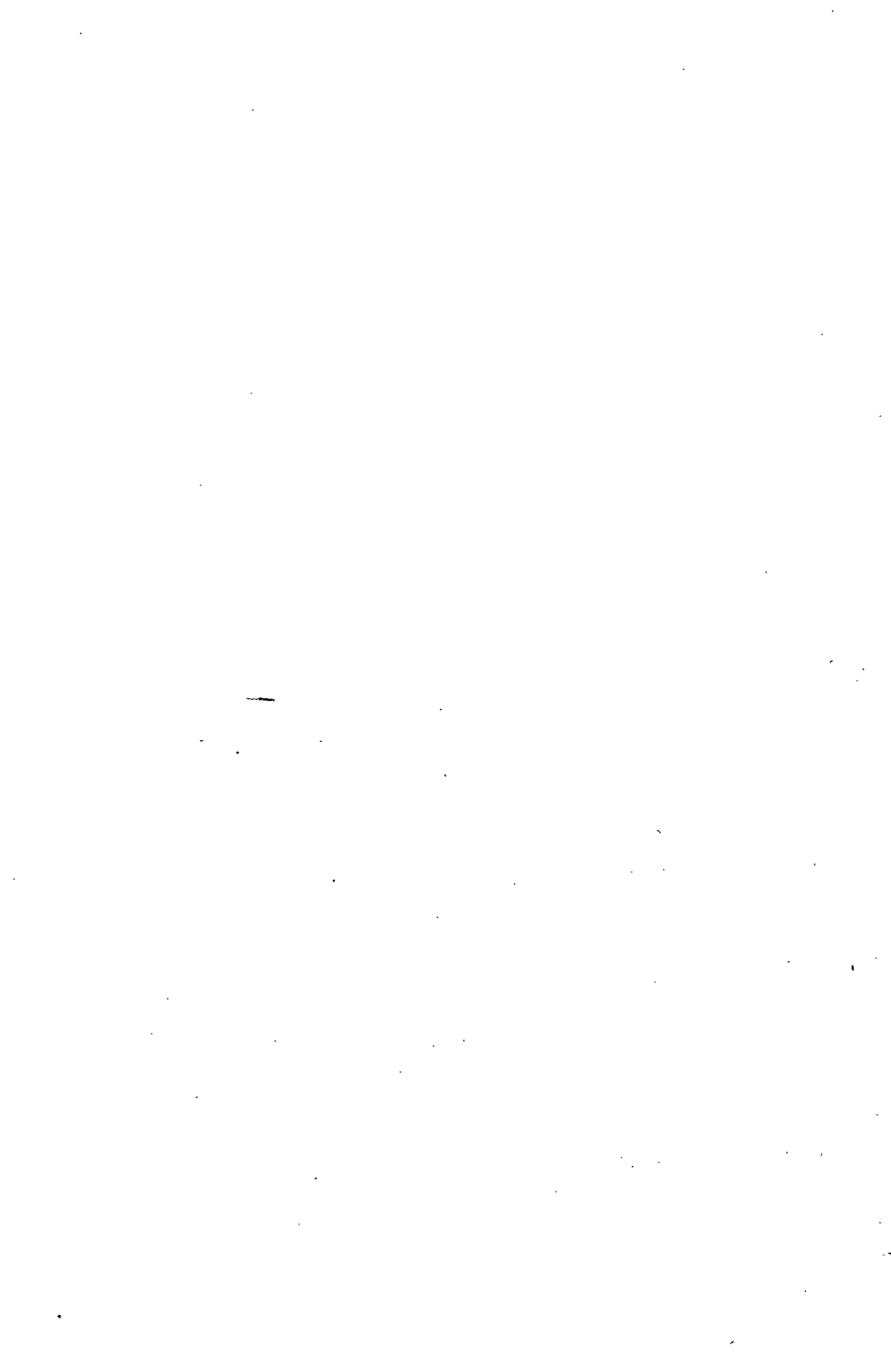
Prasowe Zakłady Graficzne RSW „Prasa-Książka-Ruch” w Bydgoszczy, ul. Dworcowa 13

Zamówienie nr 2530/89. TR E-3

Nr 122 P 1223/90

Spis treści

	str.
1. Lech M. Kamiński, Marian Szymański, Jan Łukasiewicz - Automa- tyczna regulacja pracy suszarki wielocylindrowej	5
2. Andrzej Laskowski - Układ regulacji automatycznej komfortu ciepłego w pomieszczeniu klimatyzowanym według temperatury wy- padkowej jako wartości zadanej	13
3. Witold Łoś - Badania doświadczalne stanu obciążenia połączenia śrubowego	21
4. Michał Styp-Rekowski - Stanowisko do badań specjalnych łożysk tocznych	27
5. Józef Szala, Bolesław Przybyliński - Probabilistyczny opis gra- nicy zmęczenia elementów konstrukcyjnych spawanych	33
6. Józef Szala, Janusz Sempruch - Wpływ poziomu naprężeń zmiennych na prędkość i kąt rozwoju pęknięć zmęczeniowych w warunkach zmiennego skręcania	47
7. Marian Szymański - Analiza pracy suszarki cylindrowej maszyny papierniczej	55
8. Zbigniew Wilczyński - O pojęciu intensywności w teorii plas- tyczności	63



Lech M. Kamiński
Marian Szymański
Jan Łukasiewicz

AUTOMATYCZNA REGULACJA PRACY SUSZARKI WIELOCYLINDROWEJ

W artykule przedstawiono analizę układu automatycznej regulacji pracy suszarki wielocylindrowej maszyny papierniczej. Układ ten sterowany jest komputerem w systemie Accu-Ray.

1. WPROWADZENIE

Najbardziej rozpowszechnioną metodą suszenia papieru jest suszenie w suszarkach wielocylindrowych. W zależności od rodzaju papieru, do wysuszenia 1 kg tego wytworu zużywa się od 2 do 8 kg suchej nasyconej pary wodnej o ciśnieniu około 0,3 MPa. Suszenie papieru jest więc operacją wymagającą doprowadzenia znacznych ilości ciepła. Stanowi ono metodę usuwania wody z papieru dziewięciokrotnie droższą niż odprowadzanie wody poprzez mechaniczne prasowanie.

Przebieg suszenia ma również bardzo duże znaczenie dla jakości wytwarzanego papieru. Budowane obecnie suszarki wielocylindrowe maszyn papierniczych, ze względu na wpływ jaki wywiera ich praca na własności wytwarzanego papieru, energochłonność suszenia oraz trudności związane z ręcznym sterowaniem suszarką przy dużych prędkościach roboczych, wyposażone są w układy automatycznej regulacji parametrów pracy. Kinetykę suszenia określają: wilgotność papieru, prędkość oraz temperatura suszenia. Z tych trzech parametrów największy wpływ na własności wytworu i przebieg suszenia wywiera wilgotność, od której zależy działanie gładzika maszynowego oraz regulacja gramatury. Utrzymanie możliwie wysokiej wilgotności papieru na nawijaku wpływa dodatnio na efekty ekonomiczne, gdyż zmniejsza się zużycie surowców włóknistych oraz energii do wytwarzania papieru.

Ze względu na wpływ, jaki wywiera wilgotność papieru na przebieg suszenia oraz własności tego wytworu jest ona parametrem, którego wartość kontroluje się i reguluje w suszarce wielocylindrowej, wprowadzając w technicznie możliwych i ekonomicznie uzasadnionych przypadkach automatyzację.

2. KONTROLA I AUTOMATYCZNA REGULACJA WILGOTNOŚCI PAPIERU

Pomiar wilgotności papieru w układzie automatycznej regulacji przeprowadzany jest w sposób ciągły, bezpośrednio na maszynie papierniczej. Meto-

dy pomiaru podzielić można na dwie grupy:

- metody pośrednie, polegające na pomiarze określonych parametrów papieru lub parametrów pracy suszarki zależnych od wilgotności wstęgi,
- metody bezpośrednie, za pomocą których mierzy się bezpośrednio wilgotność wstęgi.

Do najczęściej stosowanych metod pośrednich należą:

- 1) pomiar przepływu pary grzejnej przez cylinder, określany jako pilotowy i umieszczony w końcowej grupie suszarki, w strefie obniżonego współczynnika odparowania. Cylinder ten zasilany jest parą o stałym ciśnieniu. Im wilgotniejsza jest wstęga papieru tym większe zapotrzebowanie na ciepło i większy przepływ pary wodnej;
- 2) pomiar napięcia wstęgi za pomocą pręta lub wałka napinającego, zainstalowanego w końcowej grupie suszarki. Wraz ze zmianą wilgotności wstęgi zmienia się jej napięcie;
- 3) pomiar temperatury wstęgi za cylindrem pilotowym o regulowanej temperaturze powierzchni cylindra.

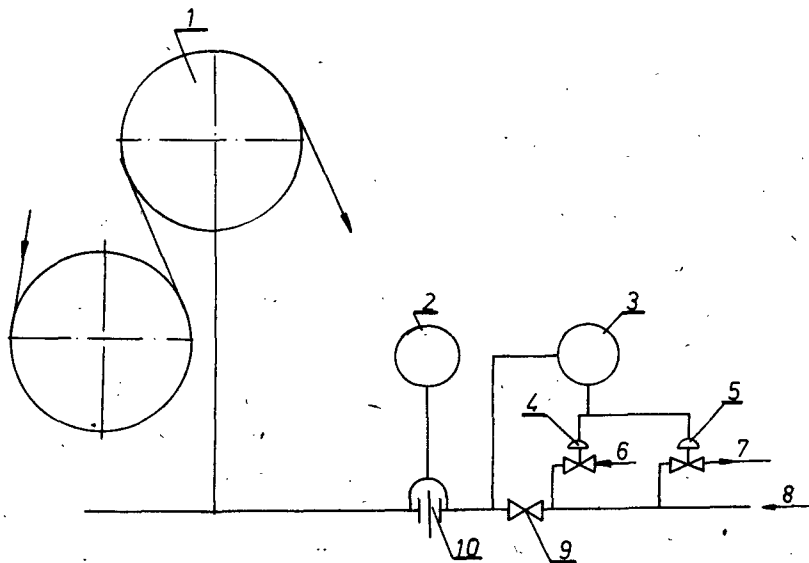
Metody pośredniego pomiaru wilgotności papieru wykazują wiele wad. Dokładność pomiaru zależy od szeregu czynników charakteryzujących pracę suszarki, między innymi od prędkości maszyny papierniczej, gramatury i struktury wstęgi, stanu suszników, działania układu wentylacyjnego suszarki.

Szersze zastosowanie w praktyce znalazły metody pomiaru bezpośrednio. Polegają one na pomiarach przewodności elektrycznej przez wstęgę, pojemności lub stałej dielektrycznej. Stosowane są także metody polegające na absorpcji energii mikrofalowej lub promieniowania podczerwonego.

Ciągły pomiar wilgotności wstęgi papieru można by z łatwością zastosować jako podstawę do automatycznej regulacji tego parametru przez powiązanie wskazań aparatu pomiarowego z regulatorem sterującym zaworem na głównym przewodzie parowym zasilającym suszarkę. Rozwiązanie takie jest jednak bardzo rzadko stosowane w praktyce. Lepsze wyniki regulacji zapewni układ, w którym bezpośrednio pomiary wilgotności papieru wykorzystywane są do regulowania wartości zadanej oddzielnego regulatora temperatury lub ciśnienia pary w układzie regulacji kaskadowej. Charakterystykę odpowiedzi regulatora parametrów pracy dobiera się tak, aby zakres jej obejmował skrajne odchylenia w zasilaniu suszarki parą, natomiast charakterystyka odpowiedzi wilgotnościomierza winna zapewniać działanie regulatora powolne i z uwzględnieniem zwłoki. Zaletami takiego układu regulacji jest uzyskanie możliwości stłumienia zmian nastaw regulatora parametrów pracy oraz zapewnienie ciągłości pracy układu automatycznej regulacji w przypadku konieczności wyłączenia wilgotnościomierza.

Regulacja wilgotności papieru, a tym samym i intensywności suszenia odbywa się poprzez zmiany dopływu pary grzewczej do cylindrów suszących. Cylindry suszące zasilane są suchą parą nasyconą. Istnieje określona zależność między temperaturą i ciśnieniem tej pary. Powszechnie przyjęto więc praktykę pomiaru ciśnienia pary grzejnej i na podstawie jej wartości określania temperatury. Na rysunku 1 przedstawiono układ regulacji tempe-

ratury w części suszącej maszyny papierniczej, działający na podstawie pomiaru ciśnienia pary.



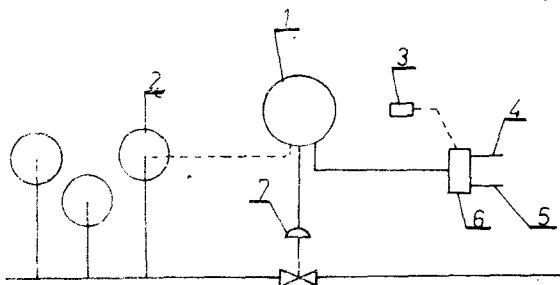
Rys.1. Układ regulacji temperatury w części suszącej maszyny papierniczej:
 1 - cylinder suszący, 2 - rejestrator całkujący przepływu, 3 - regulator rejestrujący ciśnienie, 4 - zawór dla ciśnień w zakresie od 60 do 100 kPa, 5 - zawór dla ciśnień w zakresie od 20 do 60 kPa, 6 - para świeża, 7 - para upustowa, 8 - para upustowa z turbiny, 9 - zawór ciśnieniowy, 10 - kryza

Regulator ciśnienia z rejestracją, połączony z głównym przewodem parowym, przesyła sygnały w zakresie od 20 do 100 kPa, do dwóch zaworów. Jeden z nich, zawór pary odlotowej, pracuje w zakresie od 20 do 60 kPa i zostaje zamknięty przy 60 kPa. Drugi zawór pracuje w zakresie od 60 do 100 kPa i zasilany jest świeżą parą z kotłowni. Para świeża z kotłowni doprowadzana jest w przypadku zwiększonego zapotrzebowania suszarki na energię cieplną.

Na rysunku 2 przedstawiono metodę sterowania pracą suszarki na podstawie pomiaru termoparami temperatury wewnątrz cylindrów suszących i regulacji przepływu pary przez rejestrujący regulator temperatury. Regulator zainstalowany jest przy jednym, wybranym z każdej grupy, cylindrze suszącym. Cylinder ten znajduje się najczęściej na około $\frac{1}{3}$ długości grupy.

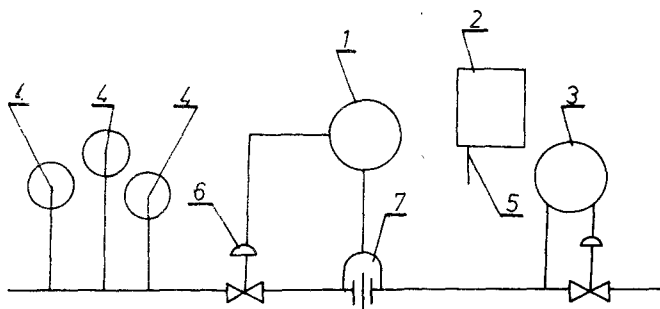
Pozostałe cylindry grup suszących są połączone z wielopunktowymi wskaźnikami temperatury. Często również do regulacji pracy suszarki stosuje się pomiar temperatury powierzchni suszącej cylindra za pomocą pirometru.

Do regulacji pracy suszarki stosowane są także metody polegające na utrzymywaniu stałego przepływu pary do cylindrów suszących. Metodę tę przedstawiono na rysunku 3.



Rys.2. System sterowania suszarką na podstawie pomiaru temperatury wewnątrz cylindrów za pomocą termopar:

- 1 - regulator rejestrujący temperaturę, 2 - termopara,
 3 - alarmowa komórka fotoelektryczna, 4 - nastawianie górnej wartości, 5 - nastawianie dolnej wartości, 6 - trójdrożny zawór elektryczny, 7 - regulator przepływu

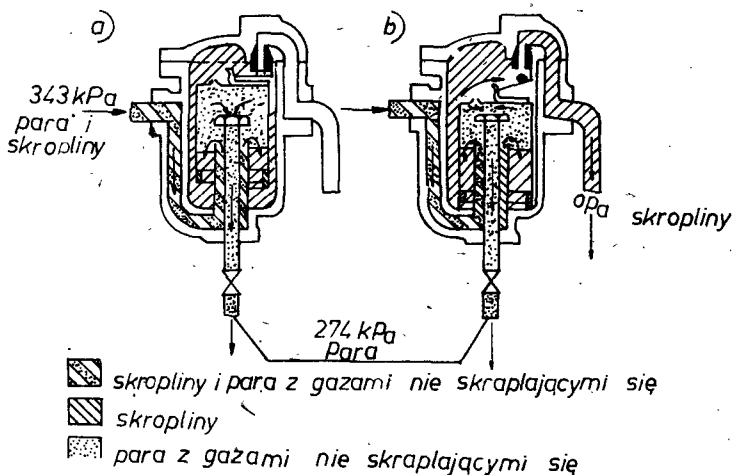


Rys.3. Układ regulacji temperatury w części suszącej na podstawie stałego przepływu pary:

- 1 - regulator rejestrujący przepływ, 2 - wielopunktowy wskaźnik temperatury, 3 - regulator rejestrujący ciśnienia, 4 - termopara, 5 - wyjście do termopar, 6 - zawór regulacyjny, 7 - kryza

Instalacje parowo-kondensatowe współcześnie budowanych maszyn papierniczych są typu kaskadowego. W układach ich stosowane są często pompy ciepłone. Na rysunku 4 przedstawiono schemat układu parowo-kondensatowego wraz z automatyczną kontrolą i regulacją ciśnienia pary grzejnej. Parametry pary grzejnej, zasilającej kolejne grupy cylindrów, regulowane są za pomocą regulatorów ciśnienia RC. Zapewniają one utrzymanie zadanych stałych różnic ciśnienia między kolektorem parowym i kondensatowym danej grupy cylindrów.

Wadą kaskadowego systemu parowo-kondensatowego jest zapowietrzanie się cylindrów końcowych grup, gdyż zbiera się w nich powietrze z grup poprzednich. Dla zapobiegania temu zjawisku stosowane są układy Bi-Symatic z zastosowaniem różnicowego regulatora przepływu skroplin, którego budowę i zasadę działania przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Regulator skroplinowy typu Bi-Symatic:

a - zamknięty, b - otwarty

Regulator przepływu skroplin typu Bi-Symatic jest urządzeniem o podwójnym działaniu. Podstawowym jego elementem jest pływak o kształcie odwróconego cylindra. Pod nim następuje rozdział dopływającej z cylindra suszącego mieszaniny pary i skroplin. Każdy z tych czynników jest odprowadzany następnie do oddzielnego kolektora. Mieszanina parowo-kondensatowa dopływająca do regulatora powoduje uniesienie pływaka do pozycji zamykającej przepływ. W dolnej części regulatora gromadzą się skropliny. Para przepływa do wysokociśnieniowego kolektora parowego. Regulator pracuje więc w odniesieniu do pary w systemie przepływowym. Razem z parą przepływową z cylindra nie muszą być usuwane skropliny. Ciągły przepływ pary zapewnia stałą różnicę ciśnień między kolektorem parowym a wnętrzem cylindra suszącego.

Gdy w regulatorze nagromadzi się odpowiednia ilość skroplin, cylinder opada do pozycji „otwarty” i otwiera się zaworek wylotowy, co powoduje odpływ skroplin do kolektora niskociśnieniowego. Otwarcie zaworka wylotowego skroplin powoduje zwiększenie się różnicy ciśnienia między cylindrem suszącym i regulatorem, powodującej przepływ skroplin i pary z cylindra suszącego. Cykliczna praca regulatora wywołuje w cylindrze suszącym efekt pompowania, powodujący zaburzenia w warstwie skroplin oraz przyspieszenie ich przepływu do wlotu syfonu odwadniającego.

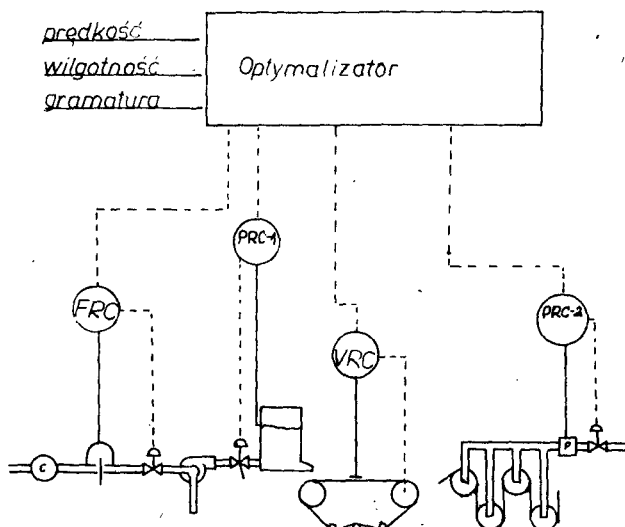
We wszystkich metodach regulacji temperatury w suszarce wielocylindrowej należy zastosować dodatkowy układ regulacyjny, który z chwilą zerwania się wstęgi papieru zabezpiecza przed nadmiernym nagraniem się cylindrów. Układ taki przedstawiony jest na rysunku 2. Zryw wstęgi zostaje wykryty przez fotokomórkę, która przesyła sygnał przymykający zawór na głównym przewodzie zasilającym suszarkę parą grzejącą.

3. AUTOMATYCZNE STEROWANIE PRACĄ SUSZARKI Z ZASTOSOWANIEM KOMPUTERA W SYSTEMIE ACCU-RAY

Najnowsze maszyny papiernicze zainstalowane obecnie w Polsce - I i II maszyna papiernicza w ZCP w Kwidzynie - mają zainstalowany układ automatycznej regulacji parametrów pracy z komputerem, pracujący w systemie Accu-Ray. Układ ten steruje pracą całej maszyny papierniczej oraz działu przygotowania masy. Rozpatrując więc automatyczną regulację pracy suszarki należy analizować to zagadnienie w połączeniu z regulacją pozostałych sekcji maszyny papierniczej. Prędkość roboczą maszyny determinuje zazwyczaj wydajność tej suszarki. Jak wykazały badania, wydajność suszarek rozpatrywanych maszyn zapewnia uzyskanie maksymalnych zdolności produkcyjnych maszyn. Ze względów ekonomicznych maszyny papiernicze winny pracować przy maksymalnych ich wydajnościach dla danych rodzajów papieru. Optymalizację pracy maszyn papierniczych prowadzi się dwoma sposobami:

- 1) poprzez utrzymanie całkowicie otwartego zaworu parowego oraz zmiany otwarcia zaworu maszynowego określającego gramaturę i zmiany prędkości maszyny, tak aby regulować gramaturę i wilgotność papieru. Prędkość maszyny jest utrzymywana stale w pobliżu wartości maksymalnej,
- 2) poprzez regulację gramatury i wilgotności, z podporządkowaniem tych parametrów utrzymaniu maksymalnej prędkości maszyny.

Na rysunku 5 przedstawiono układ optymalizacji sterowania prędkością maszyny papierniczej wg systemu Accu-Ray. Program obejmuje sterowanie pracą wlewu oraz gramaturą i wilgotnością.



Rys.5. Optymalizacja sterowania prędkością maszyny papierniczej wg systemu Accu-Ray

4. WNIOSKI

Współczesna szybkobieżna maszyna papiernicza dla zapewnienia poprawnej pracy winna być wyposażona w układ automatycznej regulacji i sterowania połączony z komputerem. Na podstawie przeprowadzonych obserwacji i badań pracy systemu komputerowego sterowania Accu-Ray stwierdzono, że system ten w pełni zapewnia stabilną pracę suszarki maszyny papierniczej.

AUTOMATIC SELF-REGULATION WORK OF THE MULTIPLECYLINDER DRYER

Summary

This work presents the results of the analysis of the automatic system regulations multiplecylinder dryer of paper machine. This system is controlled by the Accu-Ray computer system.

АВТОРЕГУЛИРОВКА РАБОТЫ МНОГОЦИЛИНДРОВОЙ СУШИЛКИ

Резюме

В статье представлен анализ системы автоматического регулирования работы многоцилиндровой сушилки бумагоделательной машины. Эта система управляется компьютером Акку-Рай. Исследования системы доказали правильность её работы. Недостатком системы является затруднение регулировки температуры цилиндров сушилки. Помещается схема системы регулировки Акку-Рай.



Andrzej Laskowski

UKŁAD REGULACJI AUTOMATYCZNEJ KOMFORTU CIEPŁNEGO
W POMIESZCZENIU KLIMATYZOWANYM
WEDŁUG TEMPERATURY WYPADKOWEJ JAKO WARTOŚCI ZADANEJ

W pracy przedstawiono wyniki badań modelu analogowego układu regulacji automatycznej komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym. Otrzymane krzywe procesów przejściowych pozwalają ocenić stopień dyskomfortu w pomieszczeniu, a także stwierdzić, że proponowany układ regulacji automatycznej mikroklimatu, według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej, pracuje prawidłowo i stabilnie oraz dość szybko kompensuje wpływ różnych zakłóceń, będących przyczyną dyskomfortu.

W istniejących okrętowych urządzeniach klimatyzacyjnych regulacji automatycznej podlegają temperatura i wilgotność względna powietrza. Nie uwzględnia się prędkości przepływu powietrza względem ciała ludzkiego i średniej temperatury promieniowania otaczających powierzchni, które mają istotny wpływ na stan samopoczucia człowieka, jak również ich wzajemnego powiązania [6, 7]. Wypadkowe oddziaływanie wymienionych wyżej wielkości określa stan komfortu cieplnego (odczuć cieplnych) człowieka, którego miarą jest tzw. temperatura wypadkowa (TW). Wartość temperatury wypadkowej można wyznaczyć posługując się specjalnymi nomogramami [6], przy czym jednostką miary jest stopień temperatury wypadkowej ($^{\circ}TW$). Zaznaczyć przy tym należy, że dla danej wartości temperatury wypadkowej, komfort cieplny można osiągnąć przez realizację wielu różnych kombinacji zmiennych parametrów: temperatury t_p , wilgotności względnej φ_p i prędkości w_p przepływu powietrza względem ciała ludzkiego oraz średniej temperatury promieniowania t_{mr} otaczających powierzchni.

Posługiwanie się nomogramem temperatur wypadkowych jest dość skomplikowane i pracochłonne, a przy tym dla celów regulacji automatycznej przydatniejsza jest forma analityczna. Ponadto wielkość regulowana powinna być wielkością fizyczną. Zatem, biorąc to pod uwagę, w pracy [2] opisano sposób postępowania i otrzymano wyrażenie analityczne w następującej postaci ogólnej:

$$t_p = f(TW, \varphi_p, w_p, t_{mr}) \quad (1)$$

W wyrażeniu tym TW traktowana jest jako wartość zadana i stała dla danego okresu i rejonu żeglugi.

Przykładowo dla statków nieograniczonego rejonu żeglugi zależność funkcjonalną postaci (1) opisana jest równaniami:

a) okres letni (wartość zadana temperatury wypadkowej $24,1^{\circ}\text{TW}$):

$$t_p = 51,19 + 11,27 w_p - 5,27 w_p^2 - 25,86 \varphi_p + 11,72 \varphi_p^2 + \\ - 0,56 t_{mr} \quad (2)$$

b) okres zimowy (wartość zadana temperatury wypadkowej $18,1^{\circ}\text{TW}$):

$$t_p = 36,12 + 4,76 w_p - 1,43 w_p^2 - 15,91 \varphi_p + 7,58 \varphi_p^2 + \\ - 0,52 t_{mr} \quad (3)$$

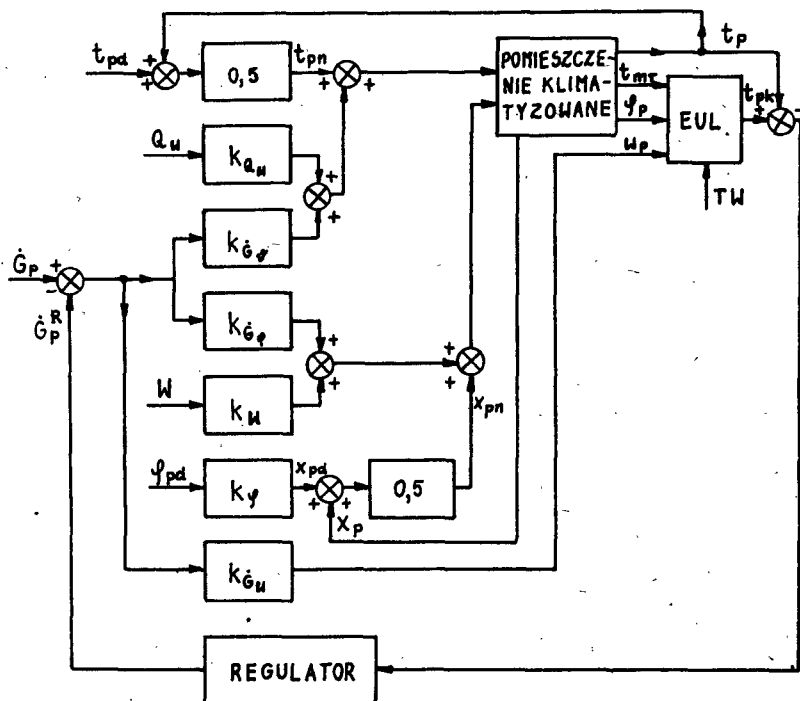
Ponieważ, jak stwierdzono wcześniej, istniejące układy regulacji automatycznej komfortu cieplnego nie uwzględniają wszystkich czynników mających wpływ na stan samopoczucia człowieka, w pracach [3, 4] rozpatrzono i przeanalizowano model matematyczny pomieszczenia okrętowego, pozwalający uzyskać informacje o zmianach wszystkich czterech parametrów, stanowiących składowe temperatury wypadkowej, wskutek zakłóceń zewnętrznych i wewnętrznych.

Uwzględniając powyższe, jak również przeprowadzone wcześniej badania modelowe pomieszczenia okrętowego, autor podjął próbę możliwości wykorzystania kryterium oceny stanu komfortu cieplnego według temperatury wypadkowej dla celów regulacji automatycznej mikroklimatu w pomieszczeniach klimatyzowanych.

Zależności funkcjonalne postaci (1) pozwoliły zaprojektować i zbudować model analogowy elektronicznego urządzenia liczącego. Urządzenie to na podstawie sygnałów uzyskanych z czujników wilgotności względnej i prędkości przepływu powietrza oraz średniej temperatury promieniowania przy zadanej wartości temperatury wypadkowej wypracowuje sygnał proporcjonalny do temperatury powietrza w pomieszczeniu klimatyzowanym, która zapewnia stan komfortu cieplnego dla danej kombinacji zmiennych φ_p , w_p , t_{mr} . Przeprowadzone następnie badania modelowe układu: pomieszczenie klimatyzowane i urządzenie liczące [5], pozwoliły stwierdzić, że zmiana parametrów mikroklimatu (składowych TW) wskutek różnych zakłóceń, stanowi przyczynę dyskomfortu, bowiem otrzymana kombinacja t_p , φ_p , w_p i t_{mr} nie odpowiada zadanej wartości temperatury wypadkowej. Wykorzystując zatem model matematyczny i schemat blokowy pomieszczenia klimatyzowanego [3, 4] zaprojektowany został jego model analogowy, a przez dołączenie modeli elektronicznego urządzenia liczącego i regulatora PI powstał układ, umożliwiający przeprowadzenie badań mających na celu ocenę możliwości regulacji automatycznej komfortu cieplnego według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej. Uproszczonego schematu strukturalnego układu przedstawiony jest na rysunku 1.

W proponowanym układzie regulacji automatycznej zastosowane jest urządzenie liczące, którego zadaniem jest określenie wartości temperatury komfortowej t_{pk} powietrza w pomieszczeniu klimatyzowanym, na podstawie danych z pomiarów wilgotności względnej φ_p i prędkości w_p przepływu powietrza względem ciała ludzkiego oraz średniej temperatury promieniowania t_{mr} otaczających powierzchni przy zadanej wartości temperatury wypadkowej TW. W przypadku gdy wartości temperatur: rzeczywistej t_p powietrza w pomieszczeniu i komfortowej t_{pk} , określonej na podstawie pomiarów, nie są sobie

równe, na wejściu regulatora PI pojawia się sygnał błędny, będący różnicą tych temperatur. Regulator steruje ilością powietrza nawiewanego do pomieszczenia, co w rezultacie pozwala uzyskać stan komfortu cieplnego zgodnie z zadaną wartością temperatury wypadkowej.



Rys.1. Schemat strukturalny układu regulacji automatycznej komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej

Oznaczenia: EUL - elektroniczne urządzenie liczące; x_p , x_{pn} , x_{pd} - zawartość wilgoci w powietrzu pomieszczenia; nawiewanym i za urządzeniem klimatyzacyjnym; t_{pn} - temperatura powietrza nawiewanego; k_{aW} , k_{Gp} , k_{Gp} , k_W , k_y , k_{Gu} - współczynniki wzmocnienia

W celu doboru optymalnych nastaw regulatora PI posłużono się regułą opracowaną przez Zieglera i Nicholasa, która prowadzi do uzyskania przebiegów przejściowych z przeregulowaniem około 20 % i minimum czasu regulacji. Ponadto uczynione były następujące założenia upraszczające, a mianowicie przyjęto, że czujniki, element wykonawczy i urządzenie do nawiewu świeżego powietrza do pomieszczenia są bezinertyjne oraz że czyste opóźnienie w obiekcie regulacji jest nieznaczące.

Wprowadzając na wejście badanego obiektu zakłócenia w postaci zmian temperatury, wilgotności względnej i wydatku powietrza nawiewanego oraz ilości ciepła i wilgoci w pomieszczeniu, badano przebiegi przejściowe pro-

cesu regulacji mikroklimatu w pomieszczeniu klimatyzowanym, jak również przebiegi zmian rzeczywistej temperatury t_p powietrza w pomieszczeniu i temperatury komfortowej t_{pk} w przypadku, gdy regulator był odłączony.

Wielkości zakłóceń były następujące:

- temperatura powietrza za urządzeniem klimatyzacyjnym $\Delta t_{pd} = \pm 8^\circ\text{C}$,
- ilość ciepła wydzielanego w pomieszczeniu $\Delta Q_w = 146 \text{ W}$,
- wydatek powietrza nawiewanego $\Delta \dot{G}_p = \pm 0,013 \text{ kg/s}$,
- ilość wilgoci wydzielanej w pomieszczeniu $\Delta W = 3,6 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$,
- wilgotność względna powietrza za urządzeniem klimatyzacyjnym $\Delta \varphi_{pd} = \pm 4\%$.

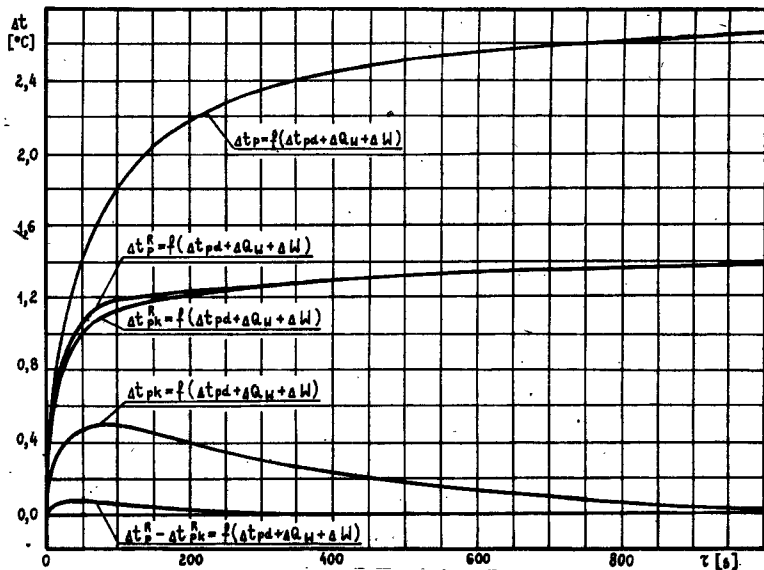
Badania układu regulacji automatycznej komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym, według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej, przeprowadzone metodą strukturalnego modelowania matematycznego na maszynie analogowej typu MN-14, a wyniki rejestrowano za pomocą samopiszącego potencjometru współrzędnościowego typu PDS-021 (produkcji ZSRR).

Na rysunkach 2 i 3 przykładowo pokazane są przebiegi przejściowe procesu regulacji komfortu cieplnego w pomieszczeniu, a także przebiegi zmian (faza początkowa) temperatur: rzeczywistej t_p i komfortowej t_{pk} , czyli na wyjściu urządzenia liczącego, a więc z uwzględnieniem zmian wilgotności względnej φ_p i prędkości przepływu w_p powietrza oraz średniej temperatury promieniowania t_{mr} w przypadku odłączenia regulatora dla zakłócenia $\Delta t_{pd} + \Delta Q_w + \Delta W$ oraz okresów letniego i zimowego.

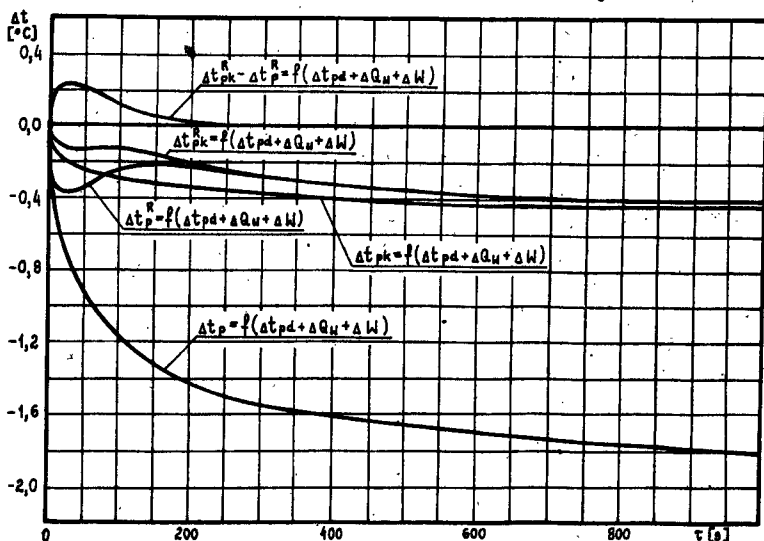
Na podstawie przytoczonych wyników badań modelowych widać, że już w początkowej fazie procesu przejściowego różnice między rzeczywistą temperaturą t_p powietrza i komfortową t_{pk} są dość istotne i wahają się w granicach $1,4 - 2,7^\circ\text{C}$. Z prac [1, 6, 7] wynika, że już przy różnicy temperatur wynoszącej 1°C dość znacznie ulega pogorszeniu stan komfortu cieplnego, a zatem i samopoczucia człowieka. Należy również dodać, że w końcowej fazie procesu przejściowego różnice temperatur osiągają wartość $4,5 - 5,0^\circ\text{C}$.

Przy zakłóceniu $\Delta t_{pd} + \Delta Q_w + \Delta W$ (zmiana temperatury powietrza nawiewanego i liczby ludzi w pomieszczeniu) temperatura komfortowa Δt_{pk} (rys.2) początkowo szybko wzrasta, a następnie łagodnie maleje. Dzieje się tak głównie wskutek zmian wilgotności względnej $\Delta \varphi_p$ powietrza w pomieszczeniu, bowiem początkowo $\Delta \varphi_p$ gwałtownie maleje w rezultacie podwyższenia się temperatury Δt_p powietrza (zakłócenie $\Delta t_{pd} + \Delta Q_w$) i dopiero nieco później zaczyna wzrastać w wyniku zakłócenia ΔW , które w tej fazie procesu ma decydujący wpływ. Jest to zgodne z zależnością (2) i wykresem $i-x$ dla powietrza wilgotnego oraz fizyką procesu ogrzewania i nawilżania.

Regulacja automatyczna komfortu cieplnego realizowana jest przez zmianę ilości powietrza nawiewanego do pomieszczenia, a więc prędkość Δw_p przepływu powietrza względem ciała ludzkiego zmienia się (wzrasta), co z kolei wymaga podwyższenia temperatury Δt_{pk} . Zatem w procesie regulacji automatycznej komfortu cieplnego, z uwzględnieniem zmian wszystkich składowych TW, rzeczywista temperatura Δt_p^R powietrza w pomieszczeniu klimatyzowanym powinna odpowiadać temperaturze komfortowej Δt_{pk}^R (krzywe Δt_p^R i Δt_{pk}^R zbiegają się) i po skompensowaniu zakłóceń - przebiegać między krzywymi Δt_p i Δt_{pk} .



Rys.2. Przebieg przejściowy procesu regulacji komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym (krzywe t_p^R i t_{pk}^R) oraz przebiegi zmian temperatur rzeczywistej t_p i komfortowej t_{pk} w początkowej fazie procesu przejściowego, w przypadku odłączenia regulatora dla zakłócenia $\Delta t_{pd} + \Delta Q_u + \Delta W$ (letnia pora roku)



Rys.3. Przebieg przejściowy procesu regulacji komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym (krzywe t_p^R i t_{pk}^R) oraz przebiegi zmian temperatur rzeczywistej t_p i komfortowej t_{pk} w początkowej fazie procesu przejściowego, w przypadku odłączenia regulatora dla zakłócenia $\Delta t_{pd} + \Delta Q_u + \Delta W$ (zimowa pora roku)

W sposób analogiczny można uzasadnić prawidłowość przebiegu procesu przejściowego przedstawionego na rysunku 3.

Przeprowadzona analiza rezultatów badań modelowych pozwala stwierdzić, że proponowany układ regulacji automatycznej komfortu cieplnego, według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej, pracuje prawidłowo i stabilnie oraz dość szybko kompensuje wpływ różnych zakłóceń będących przyczyną dyskomfortu. Należy także zaznaczyć, że układ badano również przy różnych kombinacjach nastaw regulatora PI. W rezultacie stwierdzono, że zmianie ulegał jedynie czas regulacji (czas, po upływie którego temperatury t_p i t_{pk} wyrównywały się), natomiast w żaden sposób nie wpływało to na stabilność układu regulacji.

Strumień powietrza, wypływający z urządzenia nawiewającego powietrze do pomieszczenia, zmieniał się w granicach od 0 do $\pm 65\%$ jego wartości nominalnej. Zmiany te były wystarczające, aby w pełni wyeliminować wpływ zakłóceń.

Tak więc, przeprowadzone badania modelowe układu regulacji automatycznej komfortu cieplnego w pomieszczeniu klimatyzowanym pozwalają stwierdzić, że zmiana parametrów mikroklimatu (składowych TW) wskutek różnych zakłóceń, stanowi przyczynę dyskomfortu, którego wielkość można określić różnicą temperatur t_p i t_{pk} . Przywrócenie stanu komfortu cieplnego można uzyskać drogą regulacji automatycznej, podając na wejście regulatora dwa sygnały, a mianowicie rzeczywistej temperatury t_p powietrza w pomieszczeniu i temperatury komfortowej t_{pk} , czyli na wyjściu urządzenia liczącego, traktując przy tym ich różnicę jako sygnał błędu.

Zastosowanie w układzie regulacji automatycznej elektronicznego urządzenia liczącego daje możliwość uwzględnienia czterech głównych parametrów, charakteryzujących stan komfortu cieplnego (odczuć cieplnych) człowieka, przy czym wielkością regulowaną jest temperatura powietrza w pomieszczeniu klimatyzowanym.

Proponowany sposób regulacji automatycznej komfortu cieplnego pozwala na opracowanie schematu regulatora temperatury wypadkowej, pełniącego jednocześnie funkcje urządzenia liczącego i porównującego oraz regulatora PI.

Przedstawione rozwiązanie dla pomieszczeń okrętowych może być również wykorzystane tam, gdzie wymagane jest uwzględnienie maksymalnej ilości czynników mających wpływ na stan samopoczucia człowieka, np. w salach operacyjnych, pooperacyjnych itp.

LITERATURA

- [1] Fanger P.O.: Komfort cieplny. Arkady, Warszawa 1974
- [2] Krineckij I.I., Laskowski A.: Rasčet temperatury vozducha v kondicioniruemych pomeščenijach sudov. Cholodilnaja Technika nr 11, 1980
- [3] Krineckij I.I., Laskowski A.: Dinamičeskie svojstva sudovogo pomeščennija kak zvena avtomatičeskoj sistemy regulirovanija. Trudy Nikolaev-

skogo Korablestroitel'nogo Instituta, vyp. 177 Elektrooborudovanie sudov, Nikolaev 1981

- [4] Laskowski A.: Dynamika zmian temperatury i wilgotności powietrza w klimatyzowanym pomieszczeniu na statku z uwzględnieniem akumulacyjnego wpływu ścian i wyposażenia. Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika 23, Bydgoszcz 1981
- [5] Laskowski A.: Ocena możliwości regulacji automatycznej komfortu cieplnego według temperatury wypadkowej jako wartości zadanej. Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika 28, Bydgoszcz 1985
- [6] Sanitarnye normy parametrov vozdušnoj sredy žilych i obščestvennyh pomješčenij morskich sudov, oborudovannyh sistemami kondicionirovanija vozducha. Minzdrav., Moskva 1975
- [7] Zacharov Ju.V.: Sudovye ustanovki kondicionirovanija vozducha i cholo-dilnye mašiny. Sudostroenie, Leningrad 1979

AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF HEATING COMFORT IN AIR CONDITIONED ROOM
ACCORDING TO RESULTANT TEMPERATURE AS THE SET POINT

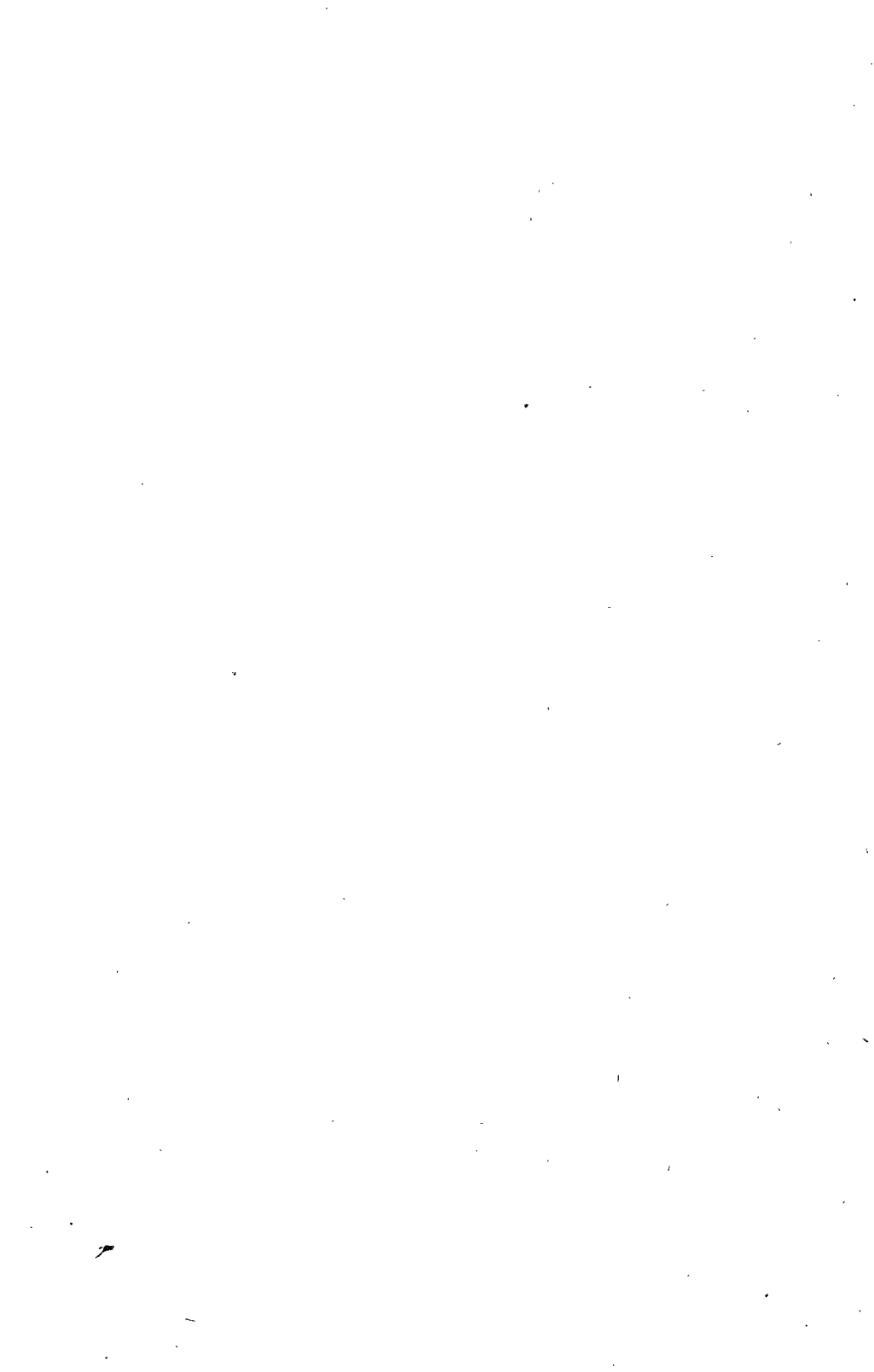
Summary

This paper presents the investigation results of the analogue Automatic Control System model of the air conditioned room. The obtained curves of transfer functions enable an estimation of discomfort rate in the room. Automatic Control System of heating comfort according to resultant temperature works properly, stably and very fast compensates influence of disturbances.

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛООВОГО КОМФОРТА
В КОНДИЦИОНИРУЕМОМ ПОМЕЩЕНИИ ПО РЕЗУЛЬТИРУЮЩЕЙ ТЕМПЕРА-
ТУРЕ КАК ЗАДАННОЙ ВЕЛИЧИНЕ

Резюме

В работе представлены результаты исследований аналоговой модели автоматической системы регулирования теплового комфорта в кондиционируемом помещении. Полученные кривые переходных процессов позволяют оценить степень дискомфорта в помещении, а также установить, что предлагаемая автоматическая система регулирования микроклимата по результирующей температуре как заданной величине работает правильно и устойчиво, и довольно быстро компенсирует влияние различных возмущений, являющихся причиной дискомфорта.



Witold Łoś

BADANIA DOŚWIADCZALNE STANU OBCIĄŻENIA POŁĄCZENIA ŚRUBOWEGO

Wykonano badania stanu obciążenia śrub złącza obciążonego momentem gnącym i siłą styczną. Stwierdzono, że siły w śrubach są proporcjonalne do odległości od osi obojętnej pola styku złącza tylko dla pewnych obciążeń.

1. WSTĘP

Analizie poddano złącze obciążone momentem gnącym M_g i siłą styczną P_t działającą w płaszczyźnie symetrii powierzchni styku (rys.1).

Siły w śrubach badanego złącza obliczamy przy założeniu, że obciążenia w śrubach są proporcjonalne do odległości od osi obrotu wspornika, ze wzoru:

$$Q_1 = Q_0 + \alpha \frac{M_g \cdot l_1}{2 \sum_1 l_1^2}$$

gdzie:

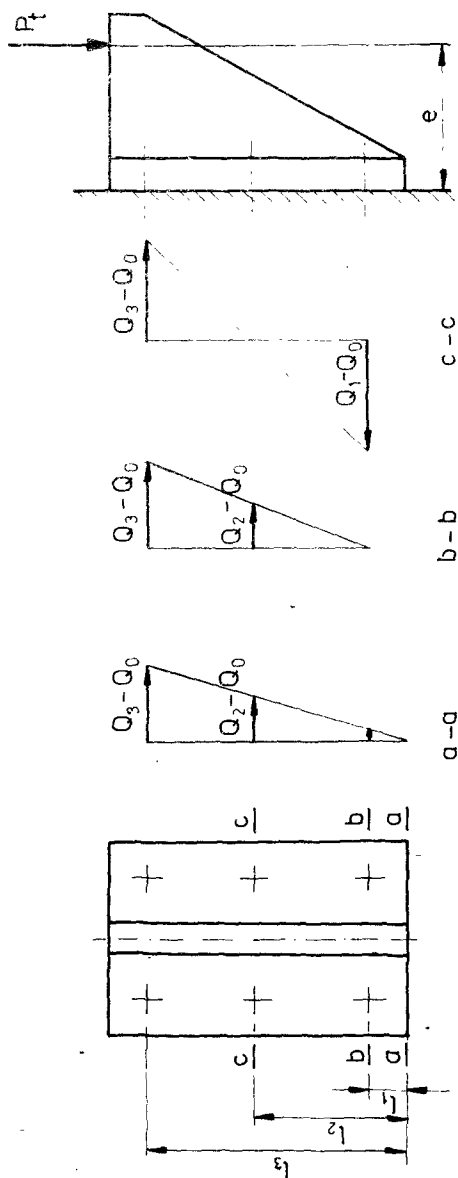
- Q_1 - siły w śrubach w N,
- Q_0 - napięcie wstępne w śrubie w N,
- α - współczynnik sztywności złącza,
- M_g - moment gnący w Nm,

$$M_g = P_t \cdot e$$

l_1, l_2, \dots, l_n - odległości śrub od osi obrotu wspornika w m.

Literatura podaje w przykładach obliczania tego typu złączy różne położenia osi obrotu wspornika. Na przykład w pracy [3] przyjęto, że moment M_g usiłuje obrócić podstawę dookoła krawędzi (a-a), natomiast w pracy [2] jako oś obrotu przyjęto oś (c-c) zjednoczoną z osią obojętną pola styku złącza. Inne prace, np. [4], podają położenia pośrednie między osią (a-a) i (c-c). Do analizy przyjęto oś (b-b). Niektóre z tych założeń prowadzą do wyników obliczeń znacznie odbiegających od rzeczywistego obciążenia śrub.

Analiza analityczna powyższych metod obliczania wykazała, że założeniem jedynie poprawnym i zgodnym ze stanem równowagi sił i momentów jest przyjęcie osi obrotu zjednoczonej z osią obojętną pola styku złącza [1].



Rys.1. Postać geometryczna badanego złącza śrubowego oraz rozkłady eksploatacyjnych przyrostów obciążeń śrub

2. CEL I METODYKA BADAŃ

Celem badań była weryfikacja doświadczalna powyższych założeń obliczenia sił analizowanego złącza śrubowego.

Skonstruowano specjalne stanowisko badawcze, umożliwiające pomiary sił w śrubach wspornika obciążonego momentem gnącym M_g i siłą styczną P_t . Wspornik mocowany był sześcioma śrubami M16. Wszystkie śruby posiadały to samo napięcie wstępne $Q_0 = 1962$ N, a pole styku łączonych elementów było płaskie. Jako parametry zmienne przyjęto odległość e i siłę P_t . Wartości tych parametrów wynosiły:

$$P_t \in [294,3 ; 568,98] \text{ N},$$

$$e \in [130 ; 200 ; 250] \text{ mm}.$$

W obliczeniach przyjęto wartość współczynnika sztywności złącza $\alpha = 0,2$.

Odległości śrub od osi obrotu wspornika, w zależności od jej położenia, wynosiły:

$$l_1 = 40, \quad l_2 = 120, \quad l_3 = 200 \text{ mm} \quad \text{dla osi (a-a),}$$

$$l_1 = 0, \quad l_2 = 80, \quad l_3 = 160 \text{ mm} \quad \text{dla osi (b-b),}$$

$$l_1 = -80, \quad l_2 = 0, \quad l_3 = 80 \text{ mm} \quad \text{dla osi (c-c).}$$

Siły w śrubach mierzono metodą tensometryczną.

3. WYNIKI BADAŃ

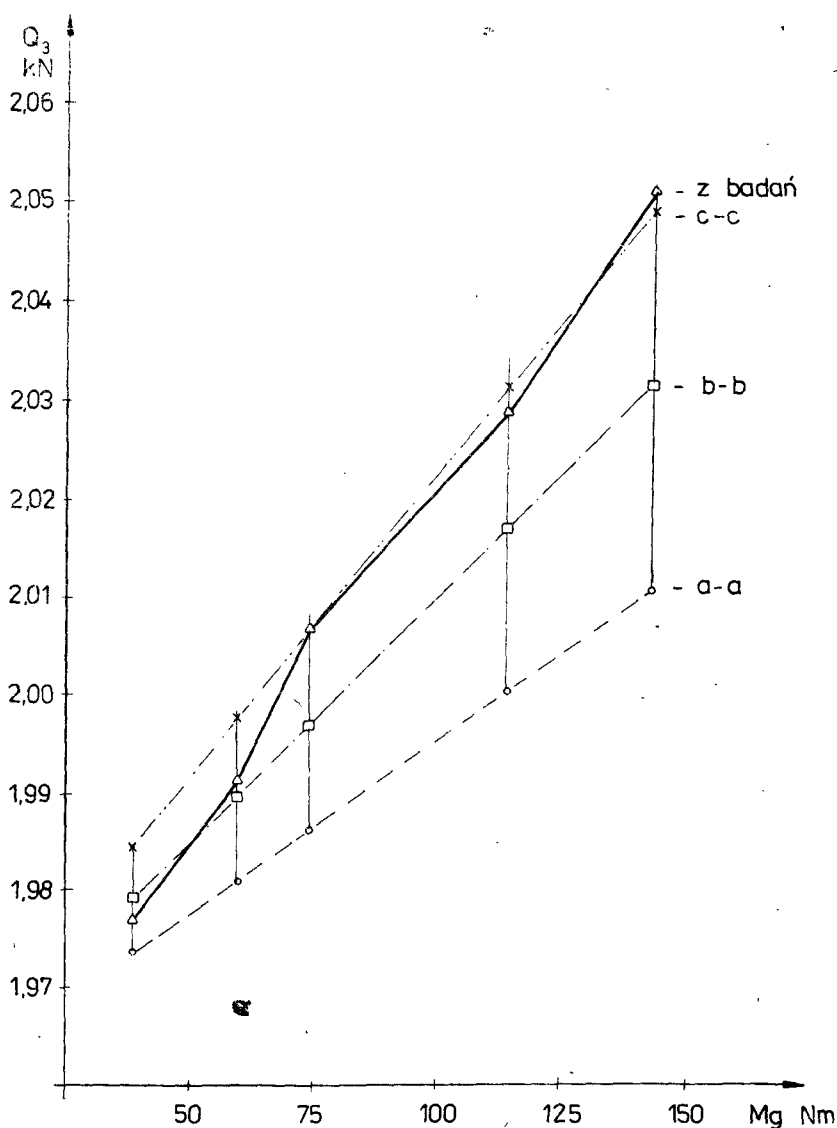
Wyniki badań i obliczeń przyrostów sił ($Q_1 - Q_0$) i ($Q_3 - Q_0$) przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Wyniki obliczeń i pomiarów przyrostów sił ($Q_1 - Q_0$) i ($Q_3 - Q_0$)

$M_g = P_t \cdot e$ w Nm	$(Q_1 - Q_0)$ w N				$(Q_3 - Q_0)$ w N			
	oś (a-a)	oś (b-b)	oś (c-c)	z badań	oś (a-a)	oś (b-b)	oś (c-c)	z badań
38,259	2,730	0	-23,912	-15,20	13,664	19,129	23,912	17,17
58,860	4,200	0	-36,788	-35,32	21,021	29,430	36,788	31,39
73,575	5,255	0	-45,984	-45,62	26,277	36,787	45,984	46,60
73,967	5,283	0	-46,229	-45,32	26,417	36,984	46,229	44,34
113,796	8,128	0	-71,123	-71,12	40,641	56,898	71,123	68,67
142,245	10,160	0	-88,903	-86,82	50,802	71,122	88,903	90,74

Interpretację geometryczną zmienności sił Q_3 w zależności od momentu gnącego M_g przedstawiono na rysunku 2.



Rys.2. Interpretacja geometryczna wyników badań i obliczeń

Wyniki badań doświadczalnych w porównaniu z wynikami obliczeń wg założeń [2, 3, 4] wykazały, że rzeczywiste wartości sił są różne od obliczonych. Dość dobra zgodność wyników obliczeń z wynikami badań występuje przy założeniu [2], ale dopiero dla momentów gnących powyżej wartości $M_g \approx 75$ Nm. Wyniki badań dla momentów gnących poniżej wartości $M_g \approx 60$ Nm są zbliżone do wyników obliczeń wg założenia [4].

4. WNIOSKI

Wyniki badań i obliczeń sił analizowanego złącza śrubowego obciążonego momentem gnącym M_g i siłą styczną P_t wykazały, że siły w śrubach można przyjąć jako proporcjonalne do odległości od osi obojętnej pola styku złącza tylko dla pewnych obciążeń.

Skonstruowane stanowisko badawcze ma walory dydaktyczne i może być wykorzystywane w laboratorium dydaktycznym z PKM.

Wskazane są dalsze badania.

LITERATURA

- [1] Hoffman R.: Obliczanie połączeń śrubowych. Przegląd Mechaniczny nr 19/72, ss. 588-590
- [2] Korewa W.: Części maszyn. Część 1. PWN, Warszawa 1969
- [3] Korewa W., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Część 2. WNT, Warszawa 1975
- [4] Roloff H., Matek W.: Maschinen elemente. Nomung. Berechnung. Gestaltung. Vieweg u. Sohn Verlag, Braunschweig 1966

EXAMINATION OF THE STATE OF SCREW JOINT LOAD

Summary

There were conducted examinations of the state of a screw joint loaded with the bending moment and tangential force. It was proved that the screw were proportional to the distance from the neutral axis of the joint contact field.

ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Резюме

Были проведены исследования нагруженного состояния винтов соединения, нагруженного изгибающим моментом и касательной силой. Установили, что силы в винтах пропорциональны расстоянию от нейтральной оси касательного поля соединения только для некоторых нагрузок.



Michał Styp-Rekowski

STANOWISKO DO BADAŃ SPECJALNYCH ŁOŻYSK TOCZNYCH

W artykule przedstawiono charakterystykę oraz rozwiązanie konstrukcyjne stanowiska służącego do badań łożysk pojazdów jednośladowych. Na stanowisku tym można wyznaczyć opory ruchu oraz trwałość badanych łożysk dla różnych kombinacji cech konstrukcyjnych. Przedstawiono również przesłanki jakimi kierowano się przy konstruowaniu tego stanowiska.

1. WPROWADZENIE

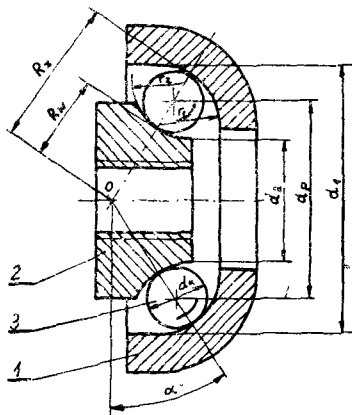
W przypadku względnego obrotowego ruchu elementów maszyn jako element pośredniczący stosuje się łożyska (najczęściej toczne). Prawidłowy dobór łożysk, gwarantujący prawidłową i trwałą pracę, możliwy jest tylko w oparciu o znajomość zależności pomiędzy cechami konstrukcyjnymi a właściwościami eksploatacyjnymi tych łożysk. Dla typowych odmian łożysk zależności te są znane i zawarte w postaci stabelaryzowanej w różnego rodzaju katalogach. Problem pojawia się wówczas, gdy zastosowanie typowych łożysk jest z różnych powodów niemożliwe lub niecelowe (w tych przypadkach stosuje się łożyska specjalne). W związku z tym pojawia się konieczność prowadzenia badań, których celem jest określenie wyżej wspomnianych zależności, w oparciu o które możliwy będzie dobór cech konstrukcyjnych łożysk specjalnych.

Znanych jest wiele stanowisk do badań łożysk, różniących się między sobą postacią konstrukcyjną, np. [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. W przypadku łożysk specjalnych, ze względu na duże zróżnicowanie ich cech konstrukcyjnych, stanowiska te mogą być wykorzystywane jedynie do badań tych konkretnych łożysk, dla których zostały zaprojektowane. Fakt ten stwarza konieczność skonstruowania stanowiska umożliwiającego prowadzenie badań łożysk o określonych cechach konstrukcyjnych i co jest również istotne - w warunkach jak najbardziej zbliżonych do warunków ich normalnej eksploatacji.

2. WARUNKI PRACY ŁOŻYSK I WYMAGANIA DOTYCZĄCE STANOWISKA

We wszystkich węzłach łożyskowych rowerów występują specjalne łożyska kulkowe skośne, jak na uproszczonym rysunku 1. Dla zapewnienia prawidłowej pracy tego typu łożysk niezbędne jest wprowadzenie w montażu obciążenia wstępnego, które w praktyce uzyskuje się poprzez skrócenie bieżni we-

wewnętrznych (są one osadzone na osi nagwintowanej po obu stronach) dwóch, leżących na przeciwnych końcach osi, łożysk.



Rys.1. Postać konstrukcyjna i wymiary charakterystyczne łożyska rowerowego:

- 1 - bieżnia zewnętrzna (miseczka)
- 2 - bieżnia wewnętrzna (stożek)
- 3 - koszyk z kulkami

W węzłach łożyskowych roweru występują wszystkie trzy przypadki ruchu względnego bieżni i obciążenia:

- przypadek I - ruchomego wałka (mechanizm korbowy, układ kierowniczy),
- przypadek II - ruchomej obudowy (piasta przednia i tylna),
- przypadek III - mieszany (pedały).

Teoretycznie rozważając obciążenie tego łożyska można przyjąć, że jest ono głównie obciążone siłą poprzeczną. Praktycznie trzeba uwzględnić również składową wzdłużną obciążenia - szczególnie w piastach obu kół oraz w układzie kierowniczym.

Wspomniane wyżej trzy czynniki przyjęto jako najistotniejsze przy odtwierzaniu rzeczywistych warunków pracy łożysk rowerowych. Projektowane stanowisko badawcze powinno zapewniać pełną ich realizację. W tej fazie projektowania nie uwzględniono innych, również istotnych, czynników określających warunki pracy łożysk jak: prędkość obrotowa, smarowanie itp. Nie wpływają one bezpośrednio na postać konstrukcyjną stanowiska i dlatego je pominięto.

Ponieważ realizacja na jednym stanowisku wszystkich trzech przypadków ruchu względnego bieżni i obciążenia spowodowałaby znaczne skomplikowanie zagadnienia, zdecydowano się, po analizie, przyjąć do założeń projektowych tylko przypadek I. Takie podejście powoduje obarczenie wyników stałym błędem. Przypadek ten jest najmniej korzystny ze względu na trwałość łożysk, jednak przyjęcie go do celów praktycznych ma także zalety, gdyż uzyskane wyniki posiadają zawsze pewien margines bezpieczeństwa.

Wartość użytkową łożysk określają dwie wielkości: opory ruchu w nich występujące oraz trwałość. Zależą one, najogólniej ujmując, od warunków pracy oraz od cech konstrukcyjnych łożysk. Konstruowane stanowisko powinno więc umożliwiać określanie interesujących dwóch wielkości dla różnych kombinacji cech konstrukcyjnych: tworzywowej, geometrycznej i dynamicznej, przy założonych warunkach pracy.

3. STANOWISKO BADAWCZE I SPOSÓB POMIARU

Stanowisko badawcze, przedstawione na rysunku 2, umożliwia realizację badań w założonym wstępnie zakresie, a mianowicie pomiar i bieżącą obserwację zmian wartości oporów ruchu w czasie pracy łożysk. Oporów ruchu, których miarą w przypadku omawianego stanowiska jest siła oporów toczenia, nie identyfikuje się z siłą tarcia w łożyskach. Do zjawisk mających największy udział w sumarycznych oporach ruchu, występujących w łożyskach tocznych, zaliczyć należy:

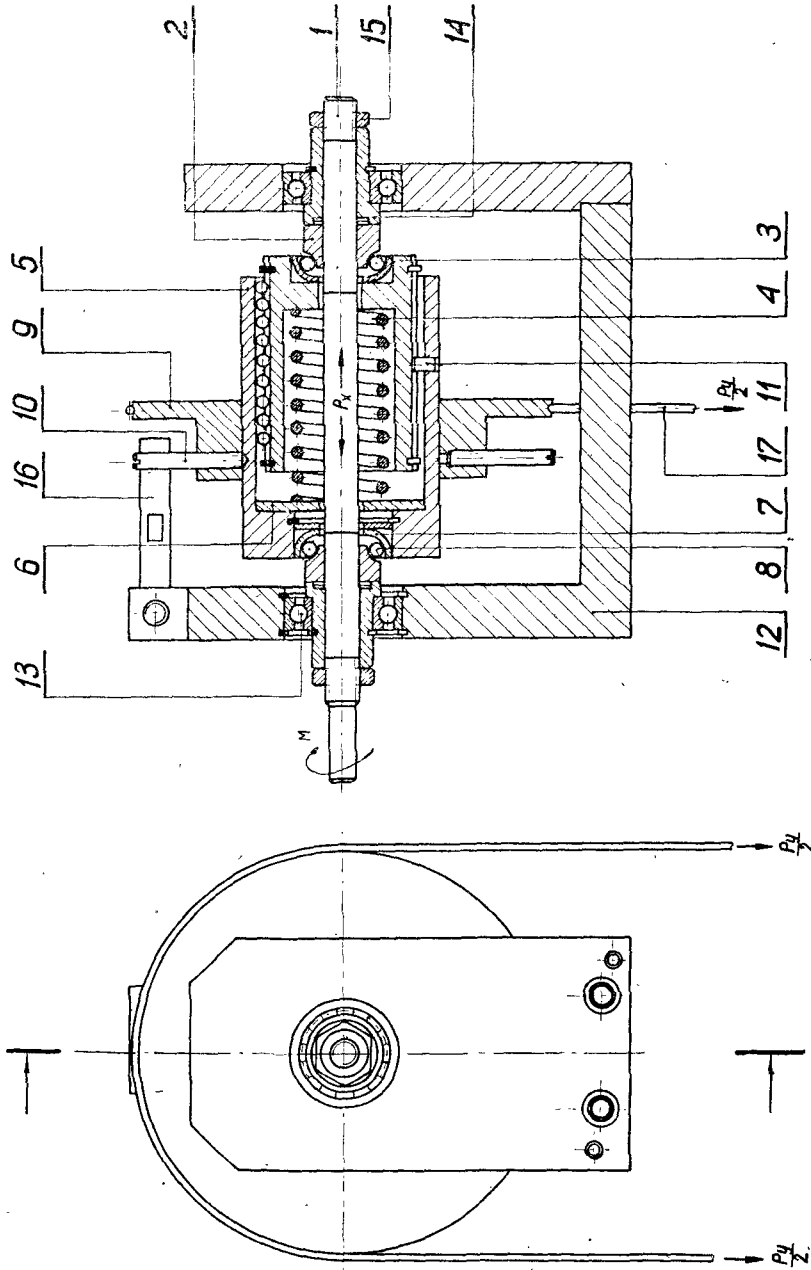
- tarcie toczenia (toczenie się kulek po bieżniach),
- tarcie ślizgowe (poślizgi kulek, tarcie między kulkami a koszykiem),
- opory wynikające z obecności czynnika smarującego (opory przetaczania).

Mierzona siła jest wypadkową wszystkich sił przeciwdziałających ruchowi obrotowemu.

Za pomocą prezentowanego stanowiska możliwe jest również wyznaczanie trwałości badanych łożysk. Można to zrealizować obserwując poziom oporów ruchu lub emitowanego przez łożysko hałasu. Moment, w którym poziom ten osiągnie wartość przyjętą jako graniczną wyznacza trwałość łożysk, która może być wyrażana w jednostkach czasu lub liczbie wykonanych obrotów.

Opracowane łożysko składa się z wałka (1) osadzonego na typowych łożyskach tocznych (13) w korpusie (12). Bieżnie wewnętrzne (2) badanych łożysk osadzone są również na wałku (1), a bieżnie zewnętrzne (7) w dwóch wspólnych tulejach (3) i (5). Wewnątrz tych tulei znajduje się sprężyna (4) służąca do obciążania badanych łożysk siłą wzdłużną P_x , natomiast na zewnątrz tulei (5) osadzona jest tarcza (9) służąca do obciążania łożysk siłą poprzeczną P_y .

W czasie pomiaru oporów ruchu moment obrotowy z wałka (1) przekazywany jest na specjalne tuleje (14) wykorzystując siłę tarcia na gwincie wewnętrznym tych tulei (są one zabezpieczone przeciwnakrętką (15) przed odkręcaniem). Tuleje te połączone są kształtowo z bieżniami wewnętrznymi badanych łożysk (2). Bieżnie są osadzone na wałku (1) suwliwie (SH7/h6), eliminując w ten sposób zakłócenia wynikające z osadzenia bieżni na gwincie, co ma miejsce w dotychczasowych rozwiązaniach konstrukcyjnych rowerów. Na skutek występującego w łożyskach momentu tarcia, bieżnie zewnętrzne (7) wraz z tulejami (3) i (5) wykazują tendencję do obrotu. Siła, jaka przeciwdziała obrotowi, jest poszukiwaną siłą będącą miarą oporów ruchu. Wartość siły jest mierzona za pomocą czujnika (16), na który oddziałuje pręt (10).



Rys. 2. Stanowisko do badań rowerowych łożysk tocznych: 1 - wałek, 2 - bieżnia wewnętrzna badanych łożysk, 3 - tuleja wewnętrzna, 4 - sprężyna, 5 - tuleja zewnętrzna, 6 - podkładka regulacyjna, 7 - bieżnia zewnętrzna badanych łożysk, 8 - koszyk z kulkami łożysk rowerowych, 9 - tarcza, 10 - pręt, 11 - kołzek, 12 - korpus stanowiska, 13 - łożyska wałka, 14 - tuleja zabierająca, 15 - przeciwnakrętka, 16 - czujnik, 17 - elastyczne ciągnio

Obciążenie poprzeczne P_y pochodzi od obciążników zawieszonych symetrycznie na elastycznym cięgnie (17) opasującym tarczę (9).

Obciążenie wzdłużne P_x realizowane jest za pomocą sprężyny (4). Tuleje (3) i (5) mają możliwość względnego ruchu osiowego, nie mają natomiast możliwości wzajemnego obrotu - zabezpiecza przed tym kołek (11). Wartość obciążenia P_x zależy od ugięcia sprężyny (4) o znanej charakterystyce, które to ugięcie można regulować przez zmianę grubości podkładki (6). Celem zmniejszenia wpływu tarcia pomiędzy tulejami (3) i (5) na charakterystykę sprężyny, tuleje są łożyskowane względem siebie za pomocą elementów tocznych (kulek).

Aby zaprojektowane stanowisko mogło być w pełni wykorzystane, musi być ono wyposażone w aparaturę pomocniczą, taką jak: silnik napędzający z możliwością regulacji prędkości obrotowej, wzmacniacz impulsów powstałych w czujniku oraz ewentualnie ich rejestratory.

4. PODSUMOWANIE

Zaprezentowane stanowisko zostało wykonane i wykorzystane w praktyce. Uzyskane za pomocą stanowiska wyniki [8] pozwalają na stwierdzenie, że możliwa jest realizacja wszystkich postawionych na wstępie zadań. Wykorzystanie tego stanowiska pozwala na prawidłowy dobór oraz na optymalizację wszystkich trzech cech konstrukcyjnych: tworzywowej, geometrycznej i dynamicznej łożysk dla pojazdów jednośladowych.

LITERATURA

- [1] Dalmaž G.: Simulating angular ball bearing lubricated elliptical contacts. Tribology International nr 10, 1978
- [2] Hapek K., Sukiennicki R., Żebrowski M.: Pomiary momentu tarcia w łożyskach. Przegląd Mechaniczny nr 21, 1975
- [3] Kujawski M.: Stanowisko do badań trwałości zmęczeniowej łożysk tocznych w warunkach zmiennych obciążeń i obrotów. Prace Przemysłu Łożyskowego nr 2, 1974
- [4] Meter teste bearing in 0,1516 to 0,875 in range. American Machinist t. 114, nr 21, 1970
- [5] Patenty: RFN - 2254369, USA - 3685342, ZSRR - 265520, 302643, 299761, 356505, 339825
- [6] Reibungsmomentmessgerät RMM 021. Publikacja firmy SKF nr Dd 6414, 1975
- [7] Reibungsmessgerät für Wälzlager. Schmierungstechnik, t. 7, nr 3, 1976
- [8] Styp-Rekowski M.: Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych specjalnych łożysk tocznych na wewnętrzne opory ruchu w pojazdach jednośladowych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1985

TEST STAND TO SPECIAL ROLLING BEARING

Summary

In this article, the stand to constructional tests of one-track vehicles is presented. Using this test stand it is possible to determine the resistances to motion and time of life of these bearings for combinations of constructional features: material, geometric and dynamic. Premises which were taken into account during design process of this stand are presented too. The main of those were: kind of load and real work conditions of bearings in bicycle.

ИСПЫТАТЕЛЬНЫЙ СТЕНД СПЕЦИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Резюме

В статье представлено испытательный стенд для конструкционных исследований подшипников качения велосипедов. Создает это возможность определения величины сопротивления движения и долговечности исследованных подшипников для различных комбинаций конструктивных свойств: материальных, геометрических и динамических. Представлено также предпосылки, которыми руководствовались при конструировании этого испытательного стенда. Главные это: вид нагрузки и действительные условия работы подшипников велосипеда.

Józef Szala
Bolesław Przybyliński

PROBABILISTYCZNY OPIS GRANICY ZMĘCZENIA
ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH SPAWANYCH

W artykule opisano dwie metody analitycznego wyznaczania rozkładu granicy zmęczenia elementów konstrukcyjnych spawanych. Pierwsza metoda oparta jest na wynikach badań wytrzymałości doraźnej i badań zmęczeniowych próbek z materiału rodzimego oraz pomiarach promienia dna karbu, mającego wpływ na spiętrzenie naprężeń. W drugiej metodzie, poza wymienionymi badaniami, zastosowano podaną przez Petersona zależność na obliczenie współczynnika działania karbu opartego na założeniu tzw. „najniekorzystniejszego karbu”. Wyniki obliczeń porównano z wynikami badań zmęczeniowych spawanych węzłów konstrukcyjnych. Analiza porównawcza wyników obliczeń i badań wykazała praktyczne możliwości zastosowania opisanych metod obliczeń do wyznaczania rozkładu granicy zmęczenia węzłów konstrukcyjnych.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

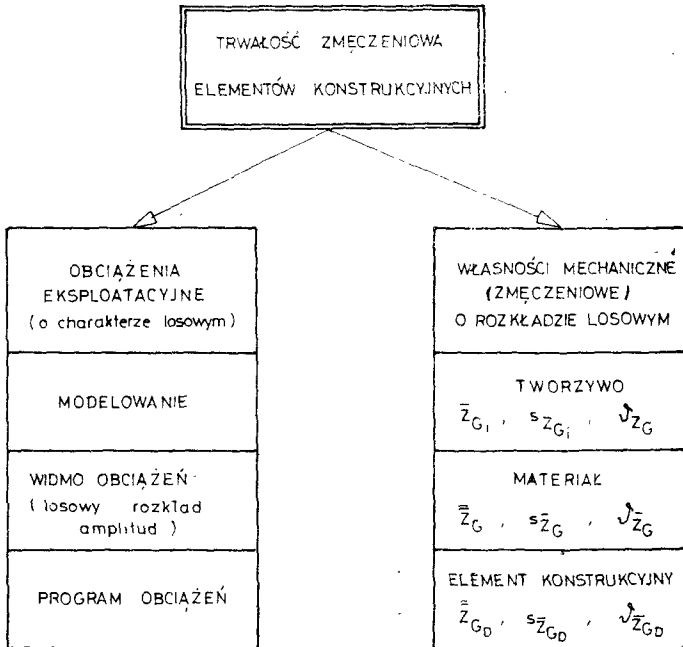
- R_m - wytrzymałość na rozciąganie (wielkość losowa) w MPa,
 s_q - odchylenie standardowe promienia dna karbu w mm,
 s_{ZGD} - odchylenie standardowe granicy zmęczenia elementu konstrukcyjnego w MPa,
 Z_{GD} - granica zmęczenia elementu konstrukcyjnego (wielkość losowa) w MPa,
 α_k - współczynnik kształtu,
 $\nu_{ZGD}^{Ex}, \nu_{ZGD}^A$ - współczynnik zmienności granicy zmęczenia elementu konstrukcyjnego; odpowiednio eksperymentalny i analityczny,
 ν_{R_m}, ν_Z - współczynnik zmienności; odpowiednio wytrzymałości na rozciąganie i granicy zmęczenia materiału rodzimego,
 ν_q - współczynnik zmienności promienia krzywizny dna karbu,

Indeksy:

- r - połączenia spawane ręcznie,
a1 - połączenia spawane półautomatycznie z rur, z I dostawy hutniczej,
a2 - połączenia spawane półautomatycznie z rur, z II dostawy hutniczej.

1. WPROWADZENIE

Obliczenia zmęczeniowe elementów konstrukcyjnych prowadzi się z uwzględnieniem własności mechanicznych oraz obciążeń eksploatacyjnych (rys.1).



Rys.1. Określenie trwałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych

Losowy charakter obciążeń i losowy rozkład własności mechanicznych powoduje, że prowadzić je należy w ujęciu probabilistycznym, zarówno dla ograniczonej jak i nieograniczonej trwałości.

Przeprowadzona przez autorów artykułu analiza zakresu założonej trwałości elementów maszyn wykazała, że znaczna ich część przewidywana jest do pracy powyżej 10^7 cykli, a więc zgodnie z kryteriami Serensena [9] w zakresie nieograniczonej trwałości zmęczeniowej.

Zagadnieniom probabilistycznego ujęcia obliczeń poświęcono w literaturze szereg prac [2, 4, 11], przy czym szersze zastosowanie znajduje koncepcja Rzanicyna [3, 9, 10], opracowana dla warunków obciążenia statycznego elementów i przystosowana do obliczeń zmęczeniowych.

Wyznaczenie prawdopodobieństwa zniszczenia zmęczeniowego, zgodnie z tą koncepcją, opiera się na założeniu, że rozkład granicy zmęczenia obliczającego elementu konstrukcyjnego i rozkład amplitud obciążenia zmiennego są rozkładami normalnymi. Analiza danych literaturowych wykazuje, że w wielu przypadkach (szczególnie dla granicy zmęczenia [1, 7, 8]) założenie powyższe jest słuszne. Wymagane są jednakże dalsze badania, w różnych warunkach dla różnych elementów, celem weryfikacji tego założenia.

Celem artykułu jest próba opisu metody wyznaczania parametrów rozkładu granicy zmęczenia dla elementów konstrukcyjnych spawanych, a więc wytwarzanych technologią szczególnie silnie wpływającą na losowy rozrzut własności zmęczeniowych.

2. SFORMUŁOWANIE PROBLEMU

W opisie rozkładu granicy zmęczenia dogodne jest przyjęcie współczynnika zmienności jako miary rozrzutu:

$$v_{ZGD} = \frac{s_{ZGD}}{Z_{GD}} \quad (1)$$

Wartość tego współczynnika może być miarą jakości (niejednorodności) badanych elementów konstrukcyjnych.

Na rozrzut wytrzymałości zmęczeniowej elementów konstrukcyjnych, a tym samym wartości v_{GD} , mają wpływ następujące grupy czynników [3, 10]:

- 1) rozrzut granicy zmęczenia próbek wykonanych z jednego wytopu, spowodowany niejednorodnością metalu - oznaczony współczynnikiem zmienności v_w ,
- 2) rozrzut własności mechanicznych próbek pochodzących z różnych wytopów - oznaczony współczynnikiem zmienności v_h ,
- 3) rozrzut wymiarów elementów w obszarach spiętrzeń naprężeń, uwzględniany za pomocą współczynnika zmienności v_α , współczynnika kształtu α_k .

Współczynnik zmienności granicy zmęczenia, ujmujący wpływ powyższych czynników, wyznaczyć można analitycznie z zależności [3]:

$$v_{ZGD}^A = \sqrt{v_w^2 + v_h^2 + v_\alpha^2} \quad (2)$$

W praktycznym stosowaniu zależności (2) trudne, lub wręcz niemożliwe do wyznaczenia są współczynniki v_h i v_w . Z braku danych doświadczalnych zakłada się:

$$v_w^2 + v_h^2 = v_Z^2 \approx v_{R_m}^2 \quad (3)$$

gdzie:

v_{R_m} - współczynnik zmienności wytrzymałości materiału na rozciąganie z większej liczby wytopów.

Wzór (2) przyjmuje więc postać:

$$v_{ZGD}^A = \sqrt{v_{R_m}^2 + v_\alpha^2} \quad (4)$$

W obliczeniach v_α istotne znaczenie mają wahania promieni krzywizna karbu, natomiast rozrzut podstawowych wymiarów, jak np. średnic rur, można pominąć.

W tej pracy podjęto próbę wyznaczania v_{α} dwiema metodami: pierwsza oparta jest na pomiarach promieni, druga oparta jest na założeniu tzw. najniekorzystniejszego karbu [5].

Pierwsza metoda pozwala wyznaczyć v_{α} za pomocą współczynnika zmienności v_{φ} promieni krzywizny φ , zgodnie z zależnością [3, 10]:

$$v_{\alpha_I} = \left| \frac{\partial \varphi}{\partial \xi} \right|_0 \frac{\bar{\varphi}}{\bar{\alpha}_k} v_{\varphi} \quad (5)$$

gdzie:

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \varphi_i \quad (6)$$

$$s_{\varphi} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\varphi_i - \bar{\varphi})^2} \quad (7)$$

$$v_{\varphi} = \frac{s_{\varphi}}{\bar{\varphi}} \quad (8)$$

$\alpha_k = \varphi(\varphi)$ - zależność współczynnika kształtu α_k od promienia dna karbu φ .

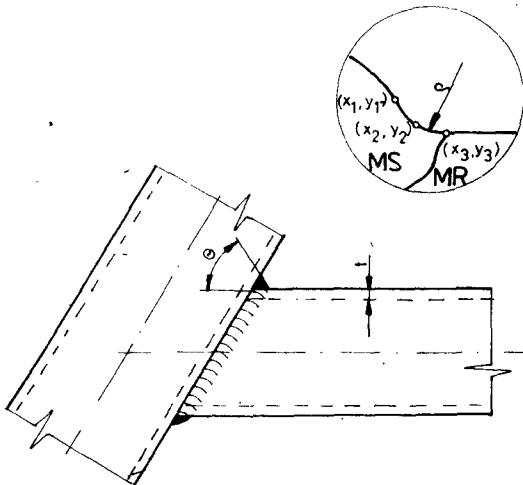
Dla połączeń spawanych ogólna postać wzoru na α_k według prac [5, 6] jest następująca:

$$\alpha_k = B \left[1 + A \left(\frac{t}{\varphi} \right)^C \right] \quad (9)$$

gdzie:

A, B, C - stałe wyznaczone doświadczalnie,

t, φ - parametry geometryczne (rys.2) dla połączeń spawanych rurowych.



Rys.2. Schemat rurowego połączenia spawanego: MR - materiał rodzimy, MS - materiał spoiny

Z pracy [5] wynika, że dla połączeń spawanych rurowych $B=1$, $C=0,5$, $A=0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167}$. Podstawiając te dane do wzoru (9) otrzymano:

$$\alpha_k = 1 + 0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} \left(\frac{t}{\varrho}\right)^{0,5} \quad (10)$$

gdzie:

$\bar{\alpha}_k$ - średnia wartość α_k dla $\varrho = \bar{\varrho}$,

$\left|\frac{\partial \varphi}{\partial \varrho}\right|$ - wartość pochodnej dla $\varrho = \bar{\varrho}$.

Po przekształceniach otrzymuje się wzór na \bar{v}_{α_I} w postaci:

$$\bar{v}_{\alpha_I} = \frac{0,0825}{\bar{\alpha}_k} (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} \left(\frac{t}{\bar{\varrho}}\right)^{0,5} v_{\varrho} \quad (11)$$

Druga metoda pozwala wyznaczyć v_{α} za pomocą założenia tzw. „najniekorzystniejszego karbu”. Zgodnie z tym założeniem współczynnik działania karbu określany jest równaniem:

$$\beta_k = 1 + \frac{\alpha_k - 1}{1 + \frac{a}{\varrho}} \quad (12)$$

gdzie:

a - stała materiałowa Petersona

$$a = 2,5 \cdot 10^{-2} \left(\frac{2068}{R_m}\right)^{1,8} \quad [\text{mm}] \quad (13)$$

Wstawiając do wzoru (12) wartość (10) otrzymano:

$$\beta_k = 1 + \frac{0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} \left(\frac{t}{\varrho}\right)^{0,5}}{1 + \frac{a}{\varrho}} \quad (14)$$

Różniczkując β_k względem ϱ znaleźć można wartość promienia dna karbu, dla którego β_k przyjmuje wartość maksymalną. Promień krytyczny równy jest parametrowi Petersona:

$$\varrho_{kr} = a \quad (15)$$

a więc ze wzoru (14) otrzymuje się:

$$\beta_{k_{\max}} = 1 + \frac{1}{2} \cdot 0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} \left(\frac{t}{\varrho}\right)^{0,5} \quad (16)$$

oraz ze wzoru (10) - krytyczny współczynnik kształtu:

$$\alpha_k^{kr} = 1 + 0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} \left(\frac{t}{a}\right)^{0,5} \quad (17)$$

zaś wstawiając za a wartość (13) otrzymuje się

$$\alpha_k^{kr} = 1 + 0,165 (\operatorname{tg} \theta)^{0,167} (40t)^{0,5} \left(\frac{R_m}{2068}\right)^{0,9} \quad (18)$$

Dla otrzymanej zależności $\alpha_k^{kr} = f(R_m)$ można w prosty sposób wyznaczyć wariancję $s_{\alpha_k^{kr}}^2$ z przybliżonej, znanej ze statystyki matematycznej zależności:

$$s_{\alpha_k^{kr}}^2 \approx \left| \frac{\partial \alpha_k^{kr}}{\partial R_m} \right|_0^2 s_{R_m}^2 \quad (19)$$

oraz

$$s_{R_m} = \bar{R}_m \cdot v_{R_m} \quad (20)$$

$$v_{\alpha_{II}^{kr}} = \frac{s_{\alpha_k^{kr}}}{\alpha_k^{kr}} \quad (21)$$

Wartość pochodnej oblicza się dla wartości \bar{R}_m i $\bar{\alpha}_k^{kr}$ obliczone dla R_m . Wstawiając do wzoru (21) zależności (19) i (20) otrzymuje się:

$$v_{\alpha_{II}^{kr}} = \left| \frac{\partial \alpha_k^{kr}}{\partial R_m} \right|_0 \cdot \frac{\bar{R}_m}{\bar{\alpha}_k^{kr}} v_{R_m} \quad (22)$$

Po zróżniczkowaniu zależności (18) względem R_m otrzymuje się ostateczną zależność na $v_{\alpha_{II}^{kr}}$ w postaci:

$$v_{\alpha_{II}^{kr}} \approx \frac{(\bar{R}_m)^{0,9} (t)^{0,5} (\operatorname{tg} \theta)^{0,167}}{1000 \cdot \bar{\alpha}_k^{kr}} v_{R_m} \quad (23)$$

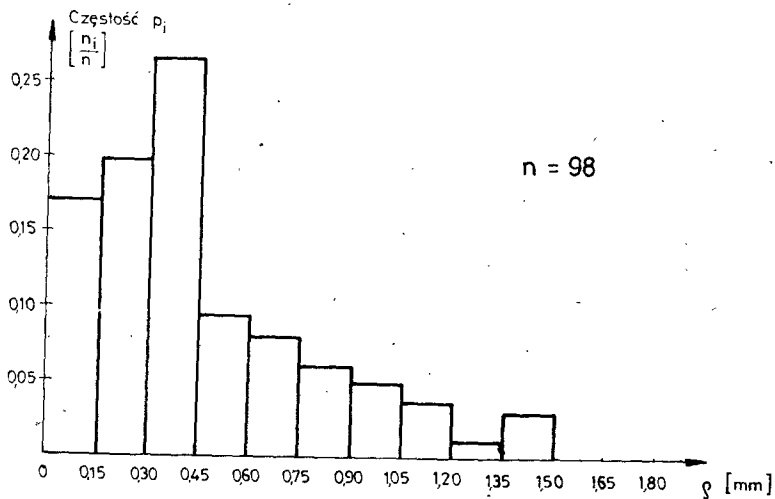
Zaproponowane metody wyznaczania współczynnika zmienności granicy zmęczenia v_{ZGD} dla elementów konstrukcyjnych spawanych podlegały weryfikacji doświadczalnej.

3. BADANIA WŁASNE

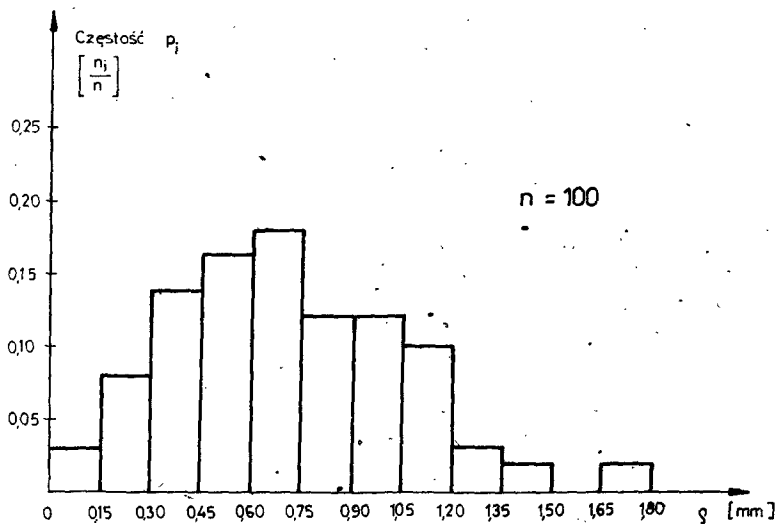
W celu weryfikacji zaproponowanych w punkcie 2 metod oceny współczynnika v_{ZGD} przeprowadzono badania zmęczeniowe, wytrzymałościowe oraz pomiary promieni dna karbu dla rurowych połączeń spawanych, odpowiadających geometrią węzłom ramy rowerowej.

Badane węzły spawane wykonano dwiema technologiami: spawaniem ręcznym - elektrodami otulonymi EB 2,46 przy natężeniu prądu około 120 A i spawaniem półautomatycznym - drutem spawalniczym SpG3S1 w osłonie mieszanki Ar i CO₂.

Pomiary promieni dna karbu przeprowadzono na specjalnie przygotowanych zgładach, przy pomocy uniwersalnego mikroskopu warsztatowego z powiększeniem 50 x. Odczytaniu podlegały współrzędne trzech punktów leżących na przejściu materiału rodzimego w spoinę (rys.2). Z równania okręgu przechodzącego przez trzy punkty wyliczono promienie dna karbu. Wyniki pomiarów promieni przedstawiono na histogramie (rys.3 i 4) oraz w tabeli 1.



Rys.3. Histogram pomiarów promienia dna karbu węzła spawanego ręcznie



Rys.4. Histogram pomiarów promienia dna karbu węzła spawanego półautomatycznie

Tabela 1

Wyniki pomiarów promieni dna karbu , kąta spoiny 0
oraz grubości ścianki t rury

Lp.	Rodzaj próbki	Liczba danych	$\bar{\xi}$ [mm]	ν	$\bar{\delta}$ [°]	\bar{t} [mm]
1	^r Węzły spawane ręcznie	98	0,4270	0,8237	46	1,2
2	^a Węzły spawane półautomatycznie	100	0,7039	0,5005	32	1,2

Badania własności statycznych: R_m , R_e i a_5 materiału rodzimego (rur) przeprowadzono na maszynie wytrzymałościowej typu ZD-40. Wyniki tych badań przedstawiono w tabeli 2.

Tabela 2

Wyniki badań wytrzymałości na rozciąganie materiału rodzimego

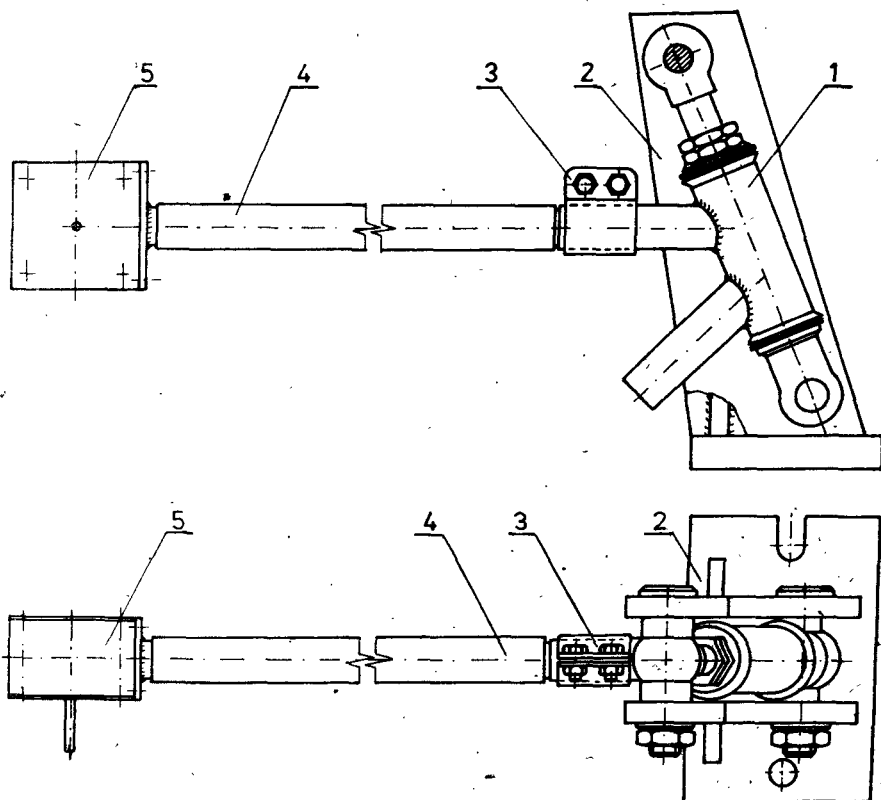
Materiał	Postać	Liczba danych	\bar{R}_m [MPa]	s_{R_m} [MPa]	ν_{R_m}
stal 10BX	¹ Rura kalibrowana $\phi 28 \times 1,2$ (I dostawa hutnicza)	87	365	34,6	0,095
	² Rura kalibrowana $\phi 28 \times 1,2$ (II dostawa hutnicza)	20	459	5,7	0,012

Spawane węzły konstrukcyjne badano na stanowiskach zaprojektowanych i wykonanych w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn ATR (rys.5). Wyznaczeniu metodą Probit podlegał rozkład granicy zmęczenia i wykres zmęczeniowy w zakresie ograniczonej trwałości. Badania przeprowadzono przy wahadłowo zmiennym zginaniu, które odpowiada obciążeniu eksploatacyjnemu węzłów ram pojazdów jednośladowych. Wyniki badań zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3-

Wyniki badań zmęczeniowych

Lp.	Rodzaj próbki	Bazowa liczba cykli	\bar{Z}_{GD} [MPa]	$s_{Z_{GD}}$ [MPa]	ν_{Ex} Z_{GD}
1	^r Węzły spawane ręcznie z rur z I dostawy hutniczej	$2 \cdot 10^6$	82	7,0	0,085
2	^{a1} Węzły spawane półautomatycznie z rur z I dostawy hutniczej		125	10,0	0,080
3	^{a2} Węzły spawane półautomatycznie z rur z II dostawy hutniczej		133	7,6	0,056



Rys.5. Schemat stanowiska badawczego: 1 - węzeł badany, 2 - przyrząd mocujący, 3 - obejma mocująca węzeł na ramieniu wibratora, 4 - ramię wibratora, 5 - wibrator mimośrodowy

4. OBLICZENIA WSPÓŁCZYNNIKA ZMIENNOŚCI ν_{α} I ν_{ZGD}^A

A. Obliczenia współczynnika $\nu_{\alpha I}$ (wg pierwszej metody) dla elementów konstrukcyjnych spawanych ręcznie oraz dla elementów spawanych półautomatycznie przeprowadzono wg wzorów (10) i (11) wstawiając odpowiednie wartości z tabeli 1.

Obliczenia współczynnika $\nu_{\alpha II}$ (wg drugiej metody) dokonano wyznaczając najpierw wartość α_k^{kr} zgodnie z zależnością (18) wykorzystując dane z tabeli 1, a następnie zgodnie z zależnością (23) podstawiając wartości z tabeli 1 i 2. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 4 w kolumnach 5 i 6.

B. Obliczenia współczynnika zmienności ν_{ZGD}^A przeprowadzono zgodnie z zależnością (4) zarówno dla pierwszej metody (ν_{ZGDI}^A), jak i drugiej (ν_{ZGDII}^A) wstawiając odpowiednie wartości z tabeli 2 i 4. Wyniki obliczeń przedstawiono w kolumnach 7 i 8 tabeli 4.

Tabela 4

Zestawienie wyników obliczeń ν_{α} i ν_{ZGD}^A

Lp.	Rodzaj połączenia spawanego	α_k	$\nu_{\alpha I}$	α_k^{kr}	$\nu_{\alpha II}$	ν_{ZGDI}^A	ν_{ZGDII}^A
1	2	3	4	5	6	7	8
1	r Węzły spawane ręcznie (I dostawa hutnicza rur)	1,2782	0,089	1,2414	0,017	0,130	0,097
2	a1 Węzły spawane półautomatycznie (I dostawa hutnicza rur)	1,1992	0,042	1,2219	0,016	0,104	0,096
3	a2 Węzły spawane półautomatycznie (II dostawa hutnicza rur)			1,2727	0,002	0,044	0,012

5. ANALIZA WYNIKÓW

Z przedstawionych w punktach 3 i 4 danych wynika, że wyznaczenie współczynnika zmienności granicy zmęczenia dla rurowych połączeń spawanych metodami statystycznymi (dobrze sprawdzającymi się dla elementów konstrukcyjnych typu wały i osie) jest możliwe. Wskazuje na to duża zgodność współczynników $\nu_{ZGD}^{Exa2} = 0,056$ i $\nu_{ZGDI}^{Aa2} = 0,044$. Warunkiem jednakże jest, aby rury, z których wykonane są węzły spawane, charakteryzowały się dużą jednorodnością materiału, tj. nie wykazywały większych różnic własności mechanicznych oraz aby proces technologiczny spawania był jednakowy dla wszystkich połączeń.

Analiza współczynników zmienności granicy zmęczenia ν_{ZGD}^{Ex} węzłów spawanych półautomatycznie wykazuje, że istotny wpływ na ich wartość posiada zmienność wytrzymałości na rozciąganie materiału rodzimego. Węzły spawane wykonane z rur o małym współczynniku zmienności ($\nu_{Rm2} = 0,012$) charakteryzują się mniejszym współczynnikiem zmienności ν_{ZGD}^{Ex} niż węzły wykonane z rur o dużym współczynniku zmienności wytrzymałości na rozciąganie ($\nu_{Rm1} = 0,095$)

$$\nu_{ZGD}^{Exa2} = 0,056 < \nu_{ZGD}^{Exa1} = 0,08$$

Porównanie współczynników zmienności granicy zmęczenia, wyznaczonych eksperymentalnie dla połączeń spawanych ręcznie ν_{ZGD}^{Exr} i połączeń spawanych półautomatycznie ν_{ZGD}^{Exa1} , z wyznaczonymi wg zależności (4) wykazuje istotnie wyższe wartości współczynnika wyznaczonego analitycznie

$$\nu_{ZGD}^{Ar} \gg \nu_{ZGD}^{Exr} \quad \text{oraz} \quad \nu_{ZGD}^{Aa1} \gg \nu_{ZGD}^{Exa1}$$

Względna różnica wyznaczona z zależności

$$\left| \frac{\nu_{ZGD}^{Ex} - \nu_{ZGD}^A}{\nu_{ZGD}^{Ex}} \right| \cdot 100 \%$$

wynosi w skrajnym przypadku (porównanie ν_{ZGD}^{Ex} i ν_{ZGD}^A) ponad 50 %.

Analiza przyczyn tych różnic wykazuje, że główną z nich jest duży rozrzut własności mechanicznych (R_m) świadczący o dużej niejednorodności materiału tego samego gatunku i tej samej postaci geometrycznej. W przypadku połączeń spawanych ręcznie dochodzi jeszcze duży rozrzut promienia karbu. Na wartość współczynnika zmienności granicy zmęczenia wyznaczonego eksperymentalnie dla rurowych połączeń spawanych mają wpływ ozyzniki nie występujące w procesie technologicznym wytwarzania elementów maszyn, np. osi i wałów. Uwzględnienie tych czynników (naprężenia własne, brak przetopu, wtrącenia niemetaliczne, szczeliny i pęcherze spawalnicze itp.) jest trudne. Stąd koncepcja metody wyznaczania współczynnika zmienności ν_α opartej na przypadku tzw. „najniekorzystniejszego karbu”.

Otrzymana w oparciu o tę metodę wartość $\nu_{ZGDII}^{Aa2} = 0,012$ jest jednakże znacznie mniejsza od wartości $\nu_{ZGD}^{Exa2} = 0,056$. Metoda ta wymaga więc weryfikacji, szczególnie pod kątem przyjmowanej wartości a , jako że własności mechaniczne materiału podstawowego (rury) różnią się istotnie od własności materiału dna karbu. Wydaje się więc słuszne określać wartość stałej Petersena zależnością:

$$a = 1,087 \cdot 10^5 (R_m)^{-2} \quad (\text{za [5]}),$$

w której R_m jest wytrzymałością na rozciąganie materiału dna karbu.

Przedstawione w artykule metody analitycznego wyznaczania współczynnika zmienności granicy zmęczenia w oparciu o przyjęcie założenia o dużej zgodności własności zmęczeniowych ze statycznymi własnościami mechanicznymi ($\nu_Z \approx \nu_{R_m}$) wymaga weryfikacji. Wynika stąd konieczność prowadzenia dalszych badań zmęczeniowych.

6. WNIOSKI

1. Analiza otrzymanych eksperymentalnie i analitycznie współczynników zmienności granicy zmęczenia węzłów spawanych wykazuje możliwość praktycznego zastosowania zaproponowanych metod ich wyznaczania. W metodach tych uwzględnić należy jednak wytrzymałość na rozciąganie materiału dna karbu.

2. Podawana w literaturze równość współczynników zmienności wytrzymałości na rozciąganie ν_{R_m} i granicy zmęczenia ν_{ZGD} dla węzłów spawanych nie została potwierdzona - w krańcowo niekorzystnym przypadku $\nu_{ZGD}^{Exa2} = 5 \nu_{R_m}^2$.

3. W systemie kontroli jakości uwzględnić należy wymagania co do jakości materiałów hutniczych. Badane rury pobrane w przybliżeniu w tym samym czasie różniły się istotnie własnościami mechanicznymi - $R_{m1} = 0,79 R_{m2}$.

LITERATURA

- [1] Bastenaive F., Bastion M., Pamey G.: Acta Technica, Academice Scientiarum Hungaricue, Tom 35 - 36, 1961, pp. 7 - 26
- [2] Bołotin W.W.: Metody statystyczne w mechanice budowli. Arkady, Warszawa 1968
- [3] Kocańda S., Szala J.: Podstawy obliczeń zmęczeniowych. FWN, Warszawa 1985
- [4] Kogaev V.P.: Rascety na procnost pri napraženijach peremennyh vo vremeni. Masinostroenije, Moskva 1977
- [5] Lawrence F.V., Yung J.Y.: Analytical and Graphical aids for the Fatigue Design of Weldments Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. Vol.8, No 3, 1985, pp. 223 - 241
- [6] Lawrence F.V., Mattos R.J., Higashida Y., Burk J.D.: Estimating the Fatigue Crack Initiation Life of Welds Fatigue Testing of Weldments. ASTM STP 648, 1978, pp. 134 - 158
- [7] Nishijma S.: Proceedings Fitear Japan Congress on Materials Research. Society of Materials Science, Kyoto, Japan 1972, pp. 7 - 12
- [8] Nishijma S.: Statistical Fatigue Properties of Some Heat-Treated Steels for Maschine Structural Use. ASTM STP 744, Philadelphia 1981
- [9] Serensen S.V., Kogaev V.P., Snejderovic R.M.: Nesuscaja sposobnost i rascety detalej masin na procnost. Masinostroenije, Moskva 1975
- [10] Szala J.: Wykład podstaw konstrukcji maszyn. ATR, Bydgoszcz 1986
- [11] Weibull W.: Fatigue Testing and Analysis of Results. Pergamon Press 1961

THE FATIGUE DAMAGE PROBABILITY OF CONSTRUCTION PARTS
ON UNLIMITED FATIGUE LIFE SCALE

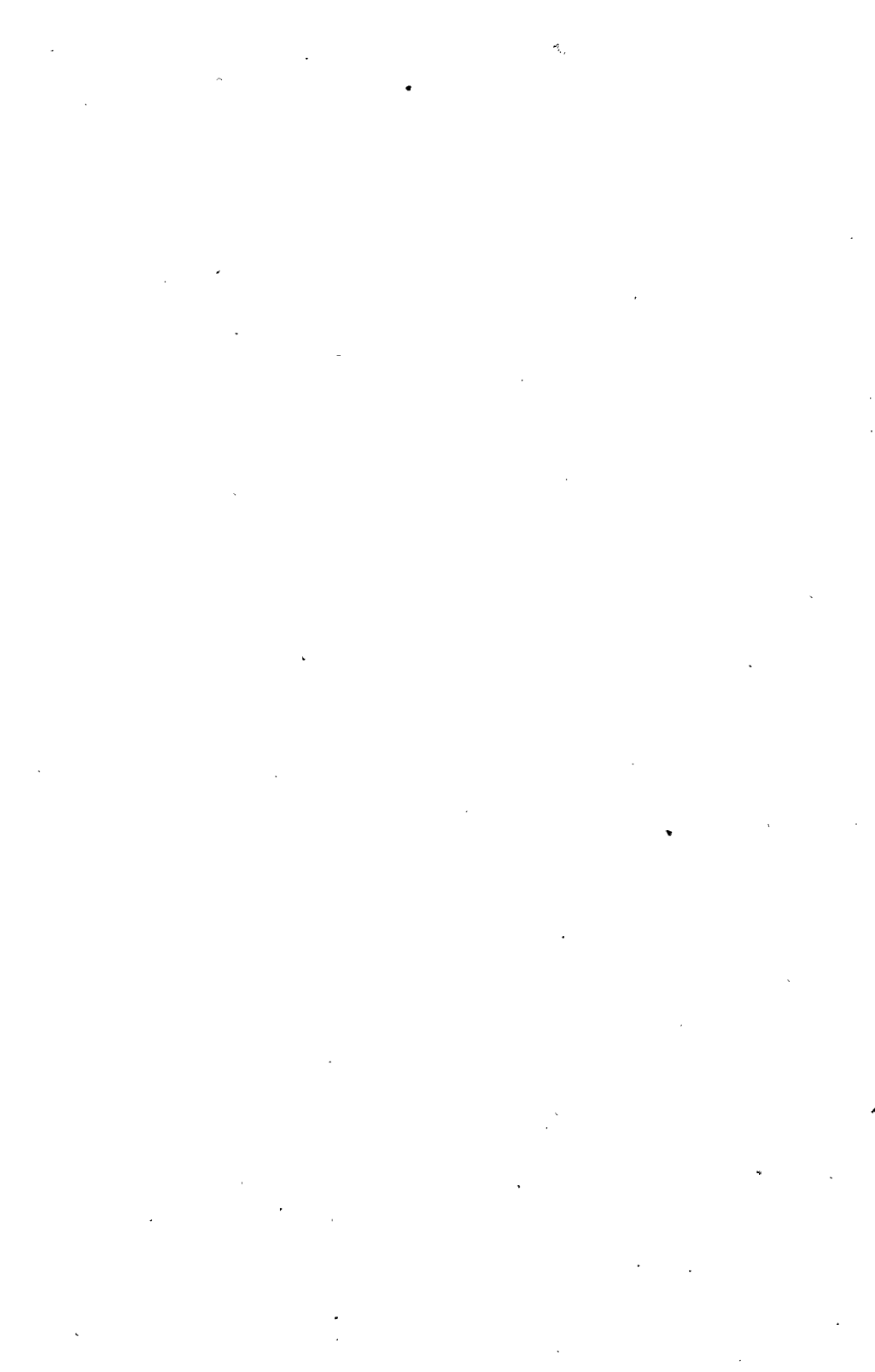
Summary

The analysis of a fatigue damage probability of construction parts on unlimited fatigue life (fatigue limit) scale has been made in this paper. A random scatter of mechanical properties of material and a random scatter of a sinusoidal load amplitude has been taken into consideration. A normal distribution of a fatigue life limit and of a load amplitude has been assumed. The authors basic aim has been a formulation of the problem regarding references in this field. The approach of the content facilitates an accurate, based on test results description of particular questions, which ensure the paper.

ВЕРОЯТНОЕ ОПИСАНИЕ ГРАНИЦЫ УСТАЛОСТИ СВАРНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

Резюме

В статье описаны два метода аналитического определения распределения границы усталости сварных элементов конструкции. Первый метод основан на результатах испытаний временного сопротивления и испытаний на усталость образцов из самородного материала, а также на измерениях дна надреза, влияющего на концентрацию напряжений. Во втором методе, кроме вышеуказанных испытаний, применили, представленную Петерсеном, зависимость на вычисление коэффициента действия надреза, основанного на предпосылке так называемого "наименее полезного надреза". Результаты расчетов сравнивались с результатами, полученными на основе испытаний. Сравнительный анализ доказал практические возможности применять описанные методы расчета для определения распределения границы усталости конструкционных узлов.



Józef Szala
Janusz Sempruch

WPLYW POZIOMU NAPRĘŻEŃ ZMIENNYCH NA PRĘDKOŚĆ I KĄT ROZWOJU PĘKNIĘĆ ZMĘCZENIOWYCH W WARUNKACH ZMIENNEGO SKRĘCANIA

W pracy poddano analizie wpływ poziomu naprężeń zmiennych na makrofraktograficzne ukształtowanie pęknięć zmęczeniowych oraz prędkość ich rozwoju w warunkach wahadłowego skręcania. Badania przeprowadzono na cylindrycznych próbkach z karbem wykonanych ze stali konstrukcyjnej 45.

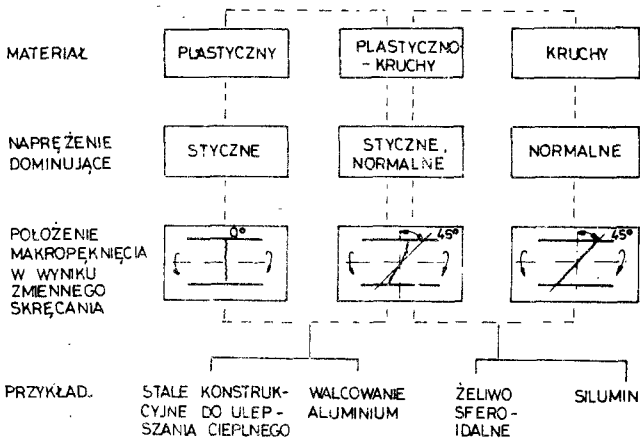
1. WPROWADZENIE

Analiza wzrostu pęknięć zmęczeniowych oraz w oparciu o nią dokonywana ocena trwałości zmęczeniowej na etapie rozwoju pęknięcia, w literaturze najczęściej przedstawiane dla I typu rozwoju pęknięcia (lub inaczej mówiąc I przypadku obciążenia elementu z pęknięciem), komplikuje się w przypadku złożonego stanu naprężenia. Komplikacja ta wynika z braku odpowiednich, dostatecznie sprawdzonych kryteriów dla określenia drogi rozwoju pęknięcia zmęczeniowego, a co za tym idzie prawidłowego doboru współczynnika intensywności naprężenia dla opisu prędkości rozwoju tego pęknięcia (trwałość na etapie rozwoju pęknięcia zmęczeniowego określana jest poprzez całkowanie funkcji opisującej prędkość rozwoju pęknięcia zmęczeniowego). Powyższe stwierdzenie odnosi się także do przypadku obciążeń zmiennym momentem skręcającym.

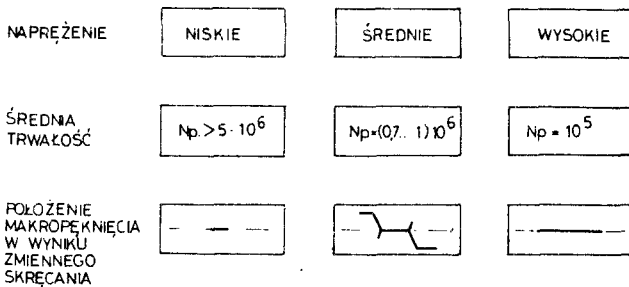
W przypadku zmiennego skręcania niejednoznaczność położenia płaszczyzny pęknięcia w stosunku do swobodnej osi skręcania związana jest z wpływem:

- własności mechanicznych materiału [7],
- poziomu naprężeń zmiennych [9],
- cech geometrycznych badanego elementu [1].

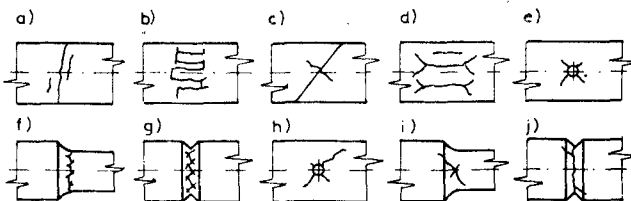
Rysunek 1 stanowi syntezę wpływu własności plastycznych materiału na położenie makropęknięcia w warunkach zmiennego skręcania [1]. W podobnie syntetyczny sposób przedstawiono na rysunku 2 wpływ poziomu naprężeń zmiennych na ukształtowanie i ukierunkowanie pęknięcia w cylindrycznych próbkach bez karbu (w obrębie części pomiarowej) wykonanych ze stali 45 [9]. Rysunek 3 stanowi zestawienie postaci pęknięć dla różnych warunków badań (odnośnie stosowanych materiałów i wartości obciążeń) dla elementów gładkich (dominacja naprężeń stycznych) i elementów z korbami konstrukcyjnymi (dominacja naprężeń normalnych).



Rys.1. Wpływ własności plastycznych materiału na położenie płaszczyzny pęknięcia zmęczeniowego w warunkach zmiennego skręcania [7]



Rys.2. Wpływ poziomu naprężeń zmiennych na położenie płaszczyzny makropęknięcia w warunkach zmiennego skręcania - próbki gładkie wykonane ze stali 45 [9]



Rys.3. Schematyczne ujęcie możliwych kierunków pęknięć zmęczeniowych dla elementów gładkich i z karbem, wywołane zmiennym skręcaniem

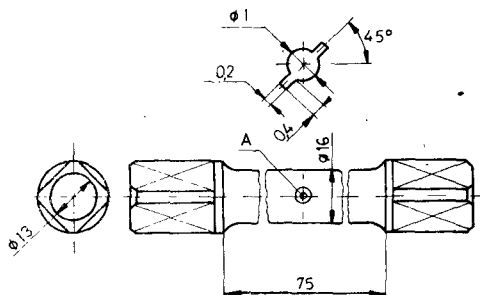
Pewne uogólnienie sumarycznego oddziaływania wymienionych czynników na położenie płaszczyzny pęknięcia w warunkach zmiennego skręcania podano w pracy [1]. Dane te mają jednak charakter ogólny i nie umożliwiają jednoznacznego określenia płaszczyzny pęknięcia w zadanych kierunkach, nie ujmują także zmienności kąta w trakcie rozwoju pęknięcia.

Celem niniejszej pracy jest zweryfikowanie istotności wpływu poziomu naprężeń zmiennych na prędkość i kąt rozwoju pęknięć zmęczeniowych, w warunkach wahadłowego skręcania cylindrycznych próbek z karbem geometrycznym, w obrębie części pomiarowej próbki.

2. WARUNKI BADAŃ

Próbki i stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na próbkach cylindrycznych, których cechy geometryczne przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Próбка do badań zmęczeniowych w warunkach zmiennego skręcania

Opis technologii wykonania próbek, jak i zachowanych dokładności, przedstawiono w pracy [4]. W cytowanej pracy [4], a także w pracy [5], opisano stanowisko badawcze, na którym zrealizowano badania zmęczeniowe.

Próbki wykonano ze stali konstrukcyjnej 45. Podstawowe własności mechaniczne materiału przyjętego do badań, wyznaczone w próbie statycznego rozciągania, zestawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Własności mechaniczne materiału przyjętego do badań wyznaczone w próbie statycznego rozciągania

R_m	MPa	535,1
R_e	MPa	422,2
A_5	%	17,2
Z	%	62,1

Obciążenia

Badania przeprowadzono w warunkach obciążeń sinusoidalnie zmiennych o stałej amplitudzie, na sześciu poziomach naprężenia τ_a . Przyjęte poziomy naprężenia równomiernie pokrywają zakres ograniczonej trwałości zmęczenio-

wej dla przyjętych próbek. Zakres zmienności poziomów τ_a ograniczony był od dołu orientacyjnie wyznaczoną granicą zmęczenia Z_{50} , natomiast od góry zakresem niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej. Jako najwyższy przyjmowano poziom naprężenia τ_a , na którym średnia trwałość całkowita próbki wynosiła 10^4 cykli. Wartości przyjętych τ_a podano w tabeli 2.

Tabela 2

Średnie wyniki pomiaru kąta rozwoju pęknięcia zmęczeniowego

Poziom naprężenie τ_a MPa	Kąt rozwoju i odpowiadająca mu długość rozwoju pęknięcia.			
	α_1	a_1 mm	α_2	a_2 mm
80	45,0	6,5	32,5	pęknięcie graniczne
95	43,4	5,1	30,5	
110	44,0	4,4	32,5	
125	43,5	3,9	28,7	
140	45,8	3,0	29,5	
155	43,5	1,2	24,3	

Dokonywane pomiary

W trakcie prowadzenia badań zmęczeniowych rejestracji podlegały:

- trwałość próbki do pojawienia się pęknięcia o długości $2a = 0,3$ mm (wielkość tę przyjęto jako długość początkową pęknięcia) - N_p ,
- trwałość całkowita próbki - N_c ,
- zmiana długości pęknięcia w funkcji zrealizowanej liczby cykli - $2a(N)$.

Trwałość próbki na etapie rozwoju pęknięcia N_r określono jako:

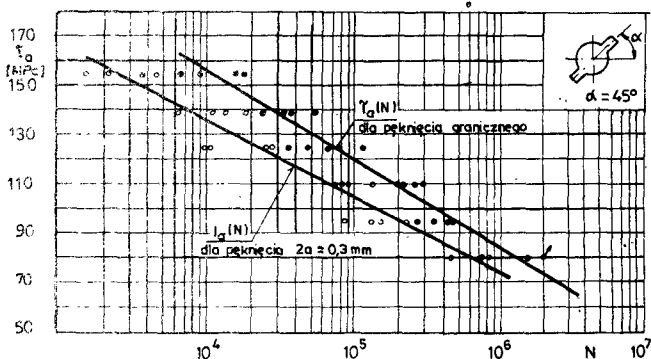
$$N_r = N_c - N_p \quad (1)$$

Po zakończeniu prób zmęczeniowych dokonano pomiarów kąta rozwoju pęknięcia (odniesionego do swobodnej osi skręcania) w funkcji długości pęknięcia - $\alpha_1(a)$. Indeks „1” odnosi się do etapu rozwoju pęknięcia.

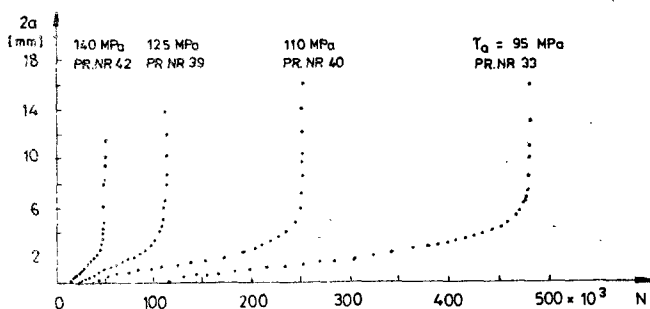
3. UZYSKANE WYNIKI

Krzywą zmęczeniową badanych próbek, oddzielnie do inicjacji pęknięcia o długości $2a = 0,3$ mm oraz do pęknięcia granicznego pokazano na rysunku 5. W górnym prawym rogu wykresu pokazano postać stosowanych w badaniach inicjatorów pęknięć. Szczegółowe dane liczbowe trwałości dla poszczególnych próbek zostały podane w [5]. W pracy tej podano także wartości współczynników równania Smith'a [6], którym aproksymowano wyniki pomiarów zmiany długości pęknięcia zmęczeniowego w trakcie próby. Przykładowe przebiegi

zmiany długości pęknięcia w funkcji zrealizowanej liczby cykli pokazano na rysunku 6.



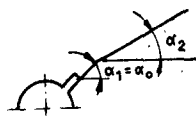
Rys.5. Wykres zmęczeniowy próbek do inicjacji pęknięcia oraz do pęknięcia granicznego



Rys.6. Przykładowe wykresy rozwoju pęknięć zmęczeniowych

Typową postać pęknięcia dla próbek z przyjętym w badaniach inicjatorem pokazano na rysunku 7, na którym oznaczono:

- α_0 - kąt inicjacji pęknięcia,
- α_1 - kąt zasadniczego rozwoju pęknięcia,
- α_2 - kąt przejścia w zakres niestabilnego rozwoju pęknięcia.



Rys.7. Makrotopografia typowego pęknięcia

W tabeli 2 zestawiono średnie wyniki pomiaru kąta rozwoju pęknięcia zmęczeniowego α_1 oraz odpowiadającej danemu kątowi długości a_1 .

4. ANALIZA UZYSKANYCH REZULTATÓW

Celem przeprowadzenia analizy uzyskanych rezultatów wielkość pomocniczą:

zdefiniowano

$$u_{\alpha_1} = \frac{N_1(\alpha_1)}{N_r} \cdot 100\% \quad (2)$$

gdzie u_{α_1} jest procentowym udziałem tej części trwałości $N_1(\alpha_1)$ w całkowitej trwałości rozwoju pęknięcia N_r , która odpowiada rozwojowi pod określonym kątem α_1 . Odpowiednie udziały procentowe dla poszczególnych poziomów naprężenia zestawiono w tabeli 3.

Tabela 3

Średnie procentowe udziały trwałości N_1 rozwoju pod kątem α_1 w całkowitej trwałości rozwoju pęknięcia zmęczeniowego N_r

Naprężenie MPa	Średnie udziały procentowe %	
	u_{α_1}	u_{α_2}
80	99,4	0,6
95	99,2	0,8
110	98,6	1,4
125	98,2	1,8
140	93,2	6,8
155	56,7	43,3

Zauważalna jest dominująca rola kąta α_1 w całkowitym rozwoju pęknięcia. Jego udział dla poziomu najniższego sięga prawie 100%. Wraz ze wzrostem poziomu naprężenia τ_a maleje u_{α_1} . Spadek ten ma charakter regularny, aż do osiągnięcia poziomu najwyższego. Tu następuje skokowy spadek u_{α_1} na korzyść u_{α_2} . Ta gwałtowna zmiana proporcji pomiędzy dwoma analizowanymi udziałami spowodowana jest najprawdopodobniej wejściem w zakres zbyt dużych odkształceń plastycznych (zakres niskocyklowej wytrzymałości zmęczeniowej).

W tabeli 4 zestawiono wartości współczynników m i C , występujących w równaniu Parisa dla prędkości rozwoju pęknięcia w próbkach wykonanych ze stali 45. W kolumnach od 4 do 7 podano wartości wyznaczone dla współczynnika intensywności naprężenia $K = K_I$. W kolumnach 2 i 3 podano wartości dla K_{eff} w postaci zaproponowanej w pracy [3]:

$$K_{eff} = (K_I^2 + K_{II}^2)^{0,5} \quad (3)$$

Na celowość uwzględnienia tej postaci współczynnika intensywności naprężenia dla opisu prędkości rozwoju pęknięcia zmęczeniowego w warunkach zmiennego skręcania wskazano w pracy [8]. Postać współczynnika intensywności K_I i K_{II} zaczerpnięto z pracy [2]. Analiza wartości zestawionych w tabeli 4 wskazuje na brak istotności wpływu poziomu naprężenia na prędkość rozwoju pęknięcia dla poziomów naprężenia w zakresie 80 - 140 MPa. Dla po-

ziomu najwyższego występuje stwierdzone już w trakcie analizy kąta rozwoju odchylenie od dominującego zachowania.

Tabela 4

Wartości wielkości m i C występujących we wzorze Parisa 1 dla przyjętych modeli obliczeniowych współczynnika intensywności naprężenia

K a	K_{eff} wg [3]		K_I wg [2]		$K_I = 6 \sqrt{\pi \cdot a}$	
	m	$-\lg C$	m	$-\lg C$	m	$-\lg C$
1	2	3	4	5	6	7
155	3,3234	9,5219	4,0056	9,9426	4,3535	11,8360
140	5,1103	11,1516	5,7846	11,6071	6,6208	13,8908
125	5,0186	11,1171	5,8849	11,7376	6,4801	13,7748
110	5,2596	11,4526	5,8052	11,8032	6,2276	13,6206
95	5,2901	11,3872	5,8563	11,7221	6,0557	13,2355
80	5,3076	11,3106	5,8937	11,6324	5,9270	13,0025

5. WNIÓSKI

1. Dla wszystkich próbek uzyskano inicjację pęknięcia w płaszczyźnie jego zasadniczego rozwoju.
2. Nie wykazano zależności kąta rozwoju zasadniczego od poziomu naprężeń zmiennych. Zależność taka jest zauważalna dla kąta przejścia α_2 .
3. Przeprowadzona analiza procentowego udziału rozwoju pod kątem α_1 w całkowitej trwałości rozwoju pęknięcia wykazuje dominujący udział tego kąta w trakcie stabilnego rozwoju pęknięcia. Dane zestawione w tabeli 3 wykazują słabą zależność u_{α} od poziomu naprężeń zmiennych.
4. Dane zestawione w tabeli 4 wykazują słabą zależność wielkości m i C występujących w równaniu Parisa od poziomu naprężeń zmiennych.

LITERATURA

- [1] Kocańda S.: Zmęczeniowe pękanie metali. WNT, Warszawa 1985
- [2] Lakschminarayana H.V., Murthy M.V.V.: On stresses around an arbitrarily oriented crack in a cylindrical shell. International Journal of Fracture 12, nr 4, 1976, pp. 547-566
- [3] Lardner R.W.: A dislocation model for fatigue crack growth in metals. Philosophical Magazine 17, nr 145, 1968, pp. 71-82

- [4] Sempruch J., Szala J.: Badania trwałości zmęczeniowej próbek cylindrycznych wykonanych ze stali 10 przy skręcaniu. Zeszyty Naukowe ATR, Mechanika 23, Bydgoszcz 1981, ss. 81 - 96
- [5] Sempruch J.: Rozwój pęknięć zmęczeniowych w cylindrycznych próbkach stalowych w warunkach zmiennego skręcania. Praca doktorska, Politechnika Częstochowska, Wydział Budowy Maszyn, 1983
- [6] Smith R.A.: The determination of fatigue crack growth rates from experimental data. International Journal of Fracture, nr 9, 1973, pp. 365 - 377
- [7] Sonsino C.M., Grubisic V.: Mechanik von Schwingbrüchen an gegossenen und gesinterten Konstruktionswerkstoffen unter mehchachsiger Beanspruchung. Konstruktion 37, nr 7, 1985, ss. 261 - 269
- [8] Szala J., Sempruch J.: Fatigue crack growth in cylindrical steel specimen subject to variable torsion. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej, Budownictwo okrętowe 43, ss. 267 - 273
- [9] Troscjenko V.T., Dragan V.I.: Issledovanije zakonomiernostjei nieuprugovo dieformirovanija i ustalostnogo rczruszenija mietalov pri kruczenii. Problemy Procnosti nr 5, 1982, ss. 3 - 10

EFFECT OF FATIGUE STRESS LEVEL ON FATIGUE CRACK PROPAGATION RATE
AND CRACK ANGLE BECAUSE OF VARIABLE TORSION

Summary

The paper discusses effect of fatigue stress level on macrographic form of crack and fatigue crack propagation rate under the conditions of oscillatory torsion. Research has been realised on cylindrical specimens made of steel 45 with notch.

ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК НА МАКРОГЕОМЕТРИЮ
И СКОРОСТЬ РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННОГО КРУЧЕНИЯ

Резюме

В работе представлен анализ влияния величины переменных нагрузок на макрогеометрию и скорость роста усталостной трещины в условиях переменного кручения. Испытания проведены с цилиндрическими, надрезанными образцами из конструкционной стали 45.

Marian Szymański

ANALIZA PRACY SUSZARKI CYLINDROWEJ MASZINY PAPIERNICZEJ

Przedstawiono ocenę pracy i wydajności suszarki cylindrowej maszyny wytwarzającej papiery do druku. Na podstawie przeprowadzonych badań określono wskaźniki i parametry pracy suszarki. Wyznaczona wydajność teoretyczna odpowiada uzyskiwanym parametrom eksploatacyjnym suszarki.

1. WPROWADZENIE

Suszenie papieru jest operacją energochłonną i wywierającą duży wpływ na własności suszonego wytworu. Kinetyka i dynamika suszenia zależą w decydującym stopniu od konstrukcji części suszącej maszyny papierniczej oraz parametrów jej pracy. W części suszącej maszyny papierniczej, oprócz wymiany masy i ciepła, zachodzą w strukturze papieru zjawiska określające przebieg jego końcowej konsolidacji.

W miarę ubytku wody zachodzą w papierze przemieszczenia się włókien celulozowych oraz powstają siły wzajemnego między nimi oddziaływania. Związany z tym skurcz papieru wymaga odpowiedniego dostosowania prędkości kolejnych grup napędowych cylindrów suszących suszarki.

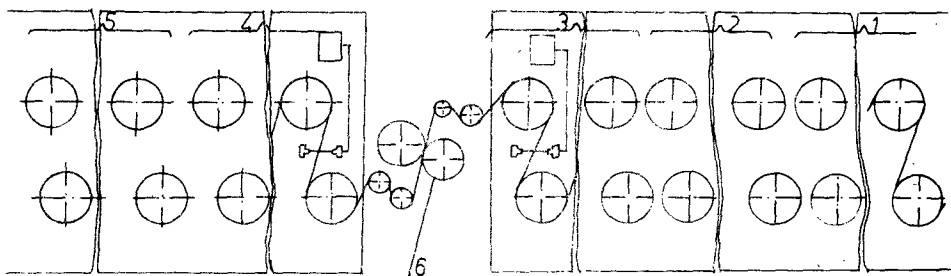
W przedstawionym niżej opracowaniu na podstawie teoretycznej analizy wymiany masy i ciepła oraz przeprowadzonych badań opisano i rozpatrzono pracę suszarki cylindrowej maszyny papierniczej, wytwarzającej papier do druku.

2. BUDOWA SUSZARKI

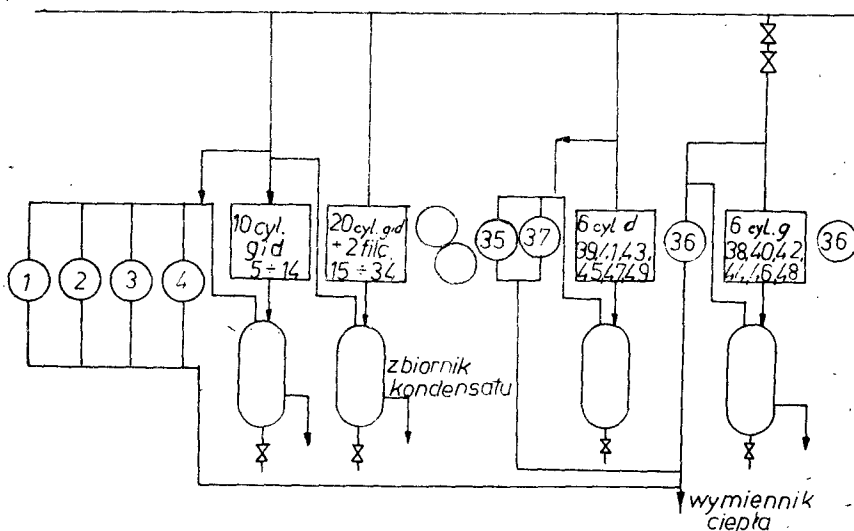
Rozpatrywana suszarka ma 49 cylindrów suszących i cylinder chłodzący. Schemat suszarki przedstawiono na rysunku 1.

Cylindry suszące podzielone są na 5 grup napędowych i ustawione w sposób konwencjonalny, tzn. w szachownicę. Pierwsza grupa napędowa ma dwa cylindry susznicowe. W pozostałych grupach napędowych zainstalowane są do suszenia susznicówki wałki Madelaine. Wszystkie cylindry zainstalowane w suszarce mają jednakowe średnice równe 1524 mm.

Zasilanie cylindrów suszących parą wodną i odprowadzanie pary przepływowej i kondensatu odbywa się w układzie kaskadowym kombinowanym. Układ ten przedstawiono schematycznie na rysunku 2.



Rys.1. Schemat suszarki cylindrowej;
 1 + 5 - grupy napędowe suszarki
 6 - prasa zaklejająca



Rys.2. Schemat kaskadowego, kombinowanego układu zasilania suszarki cylindrowej

Z kolektora pary zasilana jest bezpośrednio pierwsza grupa susząca, złożona z 6 cylindrów suszących, zainstalowanych przed gładzikiem maszynowym.

Para przepływowa i skropliny wypływające z tych cylindrów odprowadzane są do separatora. Oddzielona w separatorze para przepływa do cylindra nr 36. Skropliny i para przepływowa z tego cylindra odprowadzane są do wymiennika ciepła.

Druga grupa susząca złożona z 6 cylindrów dolnych 39, 41, 43, 45, 47 i 49, zasilana jest parą wodną doprowadzaną bezpośrednio z głównego kolektora. Para przepływowa i skropliny z cylindrów tej grupy odprowadzane są do separatora. Oddzielona w nim para wodna przepływa do cylindrów 35 i 37 zainstalowanych za prasą zaklejającą. Para przepływowa i skropliny z tych cylindrów odprowadzane są do wymienników ciepła.

Główna grupa susząca, zainstalowana przed prasą zaklejającą i złożona z 20 cylindrów suszących i 2 cylindrów susznicowych (suszących filc pierwszej grupy suszącej) zasilana jest bezpośrednio z kolektora parowego. Skropliny i para przepływowa z cylindrów tej grupy odprowadzane są do separatora. Oddzielona w separatorze para wodna doprowadzana jest do zasilanych równolegle cylindrów suszących 1, 2, 3 i 4. Skropliny i para przepływowa z tych cylindrów odprowadzane są do wymienników ciepła.

Suszarka obudowana jest szczelną, całkowicie zamkniętą osłoną. Wstęga papieru zaprowadzana jest układem linek.

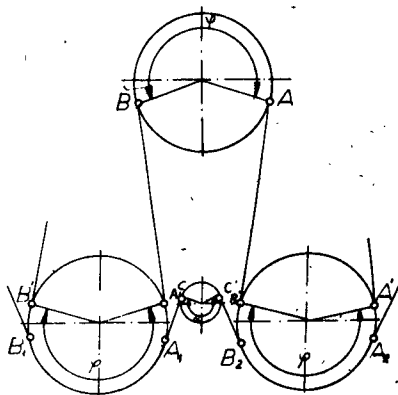
3. WYMIANA CIEPŁA I MASY PODCZAS SUSZENIA PAPIERU

Odparowanie wody z papieru w suszarce cylindrowej odbywa się w zróżnicowanych warunkach, określonych czasem przebywania elementarnego wycinka wstęgi papieru w kolejnych obszarach strefy suszenia, przedstawionej schematycznie na rysunku 3.

Łuk AB na rysunku 3 odpowiada obszarowi suszenia kondukcyjnego. Wstęga papieru przylega tu do powierzchni cylindra przyciskana susznikiem, na długości łuku A_1B_1 . Na odcinkach łuku A_1A i B_1B brak jest susznika. Woda usuwana ze wstęgi w strefie kondukcyjnej przejmowana jest więc na łuku A_1B_1 przez susznik, a na stosunkowo małych odcinkach A_1A i B_1B odparowuje do otoczenia. Dla uproszczenia zagadnienia przyjmuje się, że na odcinku AB występuje suszenie kondukcyjne, pomijając udział zjawisk zachodzących na odcinkach A_1A i B_1B .

W obszarze odpowiadającym odcinkowi BC występuje suszenie konwekcyjne. Długość łuku AB określona jest kątem φ opasania cylindra wstęgą papieru. Kąt ten określa powierzchnię cylindra, na której odbywa się suszenie wstęgi, a więc jego powierzchnię użytkową.

Współczynnik ϵ wykorzystania powierzchni cylindra dla rozpatrywanej suszarki ma wartość równą 0,646. Współczynnik udziału długości kondukcyjnej w długości cyklu suszenia ma wartość $\eta_{kdl} = 0,769$. Wartość współczynnika wykorzystania powierzchni suszącej cylindra w rozpatrywanej suszarce jest zbliżona do wartości maksymalnej dla cylindrów o średnicy 1500 mm i wynoszącej 0,66. Bardzo duże znaczenie dla suszenia papieru ma współczynnik udziału długości kondukcyjnej. Im bliższa jest jego wartość jedności, tym korzystniejsze są warunki dla intensywnego suszenia. Wartość tego współczynnika wynosi dla obecnie budowanych suszarek od 0,65 do 0,75.



Rys.3. Schemat strefy suszenia wstęgi papieru

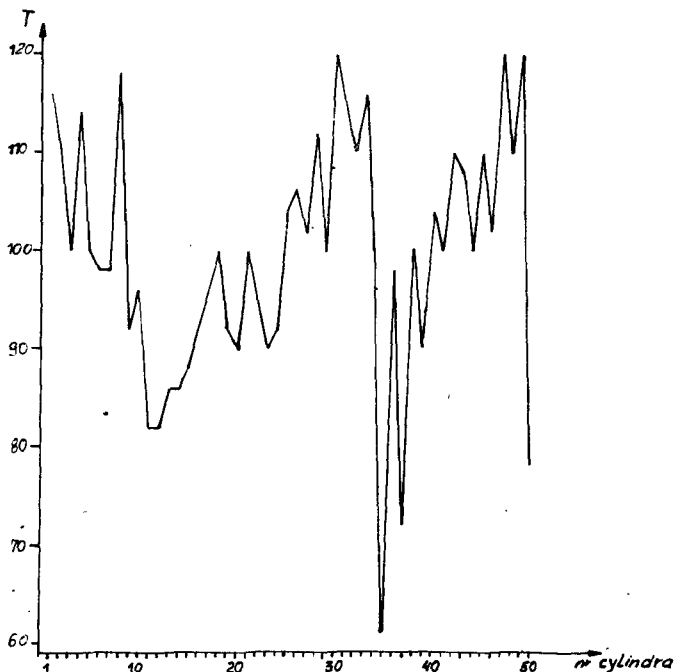
Rozpatrywana suszarka ma więc stosunkowo duży współczynnik η_{kd} , co świadczy o zwartej jej budowie oraz istnieniu warunków do uzyskiwania dużych wydajności.

Odprowadzanie wody z papieru podczas suszenia kondukcyjnego polega na przepływie pary wodnej od wstęgi papieru do susznika. Charakter przepływu wody wewnątrz papieru zależy od panującej w nim temperatury. Jeżeli wartość jej jest niższa od temperatury wrzenia, przepływ wody w kierunku powierzchni wstęgi zachodzi przede wszystkim wskutek dyfuzji.

Przy temperaturze przekraczającej temperaturę wrzenia w porach i kapilarach papieru występuje parowanie wewnętrzne. W wyniku tego zjawiska wewnątrz suszonego czynnika powstaje gradient ciśnienia. Przy zbyt wysokiej temperaturze wstęgi w początkowej części suszarki, zjawisko wewnętrznego parowania może spowodować uszkodzenie struktury papieru.

Temperatura wstęgi papieru zależy od temperatury powierzchni cylindrów suszących. Winna się ona zmieniać wzdłuż części suszącej w określony dla danego rodzaju papieru sposób.

Na rysunku 4 przedstawiono krzywą temperaturową określającą rozkład temperatur powierzchni cylindrów suszących w badanej suszarce.



Rys.4. Krzywa temperaturowa rozkładu temperatur na powierzchni cylindrów suszących

Z przebiegu tej linii wynika, że suszarka pracowała przy nieprawidłowym rozkładzie temperatur. Zbyt wysokie temperatury występowały na po-

wierzchniach cylindrów pierwszej grupy napędowej, a zwłaszcza cylindrów 1, 2, 3 i 4. Powodowało to zakłócenia w przebiegu suszenia papieru, w postaci tworzenia się pęcherzy i stanowiło jedną z przyczyn występowania zrywów wstęgi w części suszącej. Po przeprowadzeniu regulacji przepływu pary przez poszczególne cylindry krzywa temperaturowa uległa zmianie. Na rysunku 4 jest ona oznaczona symbolem 2.

Regulatory zainstalowane w części suszącej do sterowania przepływem pary grzejnej do poszczególnych grup cylindrów nie umożliwiają regulacji temperatury w każdym z cylindrów suszących. Temperatury te należy regulować ręcznie; poprzez odpowiednie ustalenie przepływu pary zaworami zainstalowanymi na przewodach doprowadzających parę do cylindrów.

Suszenie konwekcyjne wstęgi papieru zależy w decydującym stopniu od temperatury i przepływu powietrza w przestrzeniach między cylindrami. Przestrzenie te noszą nazwę kieszeni.

W rozpatrywanym przypadku wentylacja kieszeni jest zapewniona dzięki nawiewom powietrza przez wałki typu Madeleine. Nawiewane powietrze ma temperaturę $385 + 405 \text{ K}$ ($113 + 132^\circ\text{C}$). Wysoka temperatura nawiewanego powietrza zapobiega ochładzaniu papieru między cylindrami. Gęstość strumienia wody odprowadzanego ze wstęgi na odcinku suszenia konwekcyjnego opisuje zależność:

$$j_m = \beta_w \cdot \rho_p \cdot (w_{sb} - w_{sr}) \quad (1)$$

gdzie:

j_m - gęstość strumienia wody odprowadzanej ze wstęgi papieru w $\text{kg/m}^2 \cdot \text{h}$,

β_w - współczynnik wymiany masy,

ρ_p - gęstość suchego papieru,

w_{sb} - wilgotność bieżąca papieru,

w_{sr} - wilgotność równowagowa papieru.

Teoretyczną wydajność suszarki, wyrażoną w jednostkach masy wody odprowadzanej ze wstęgi w jednostce czasu, obliczono z podanej niżej zależności:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_h \cdot \left(\frac{w_p}{100 - w_p} - \frac{w_k}{100 - w_k} \right) \quad (2)$$

gdzie:

\dot{m}_w - strumień wody odprowadzanej ze wstęgi papieru w części suszącej w kg/h ,

\dot{m}_h - godzinowa wydajność maszyny w kg/h ,

w_p - wilgotność wstęgi po części prasowej w %,

w_k - wilgotność końcowa wstęgi w %.

Teoretyczną wydajność maszyny przy wytwarzaniu papieru offsetowego o gramaturze około 80 g/m^2 obliczono ze wzoru:

$$\dot{m}_h = 0,06 \cdot b \cdot v \cdot g \quad (3)$$

gdzie:

- b - szerokość wstęgi papieru na nawijaku w m,
 v - prędkość robocza maszyny papierniczej w m/min,
 g - gramatura wstęgi w g/m^2 .

Na podstawie przeprowadzonych badań pracy maszyny przy wytwarzaniu papieru offsetowego określono wartość występujących we wzorze trzech parametrów:

$$b = 5,35 \text{ m}, \quad v = 543,6 \text{ m/min}, \quad g = 79,6 \text{ g/m}^2$$

Wydajność teoretyczna maszyny określona dla tych wartości jest równa:

$$\dot{m}_h = 13890 \text{ kg/h}$$

Strumień masy wody odprowadzonej w suszarce obliczano jako sumę strumieni odprowadzanych w pierwszej części suszarki - przed prasą zaklejającą i w drugiej części - za prasą zaklejającą.

Wilgotność wstęgi papieru przed suszarką ma wartość $w_p = 59\%$, przed prasą zaklejającą $w_{k1} = 14\%$, za prasą zaklejającą $w_{p1} = 25\%$, a końcowa wynosi $w_k = 5\%$.

Strumienie masy wody odprowadzane ze wstęgi papieru w suszarce, obliczone na podstawie podanych wyżej wartości wilgotności, mają wartości:

- strumień wody odprowadzonej w pierwszej części suszarki $\dot{m}_{w1} = 17727 \text{ kg/h}$,
- strumień wody odprowadzanej w drugiej części suszarki $\dot{m}_{w2} = 3898,5 \text{ kg/h}$,
- strumień masy wody odprowadzanej w suszarce $\dot{m}_w = \dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w2} = 21625,5 \text{ kg/h}$.

Ilość wody odparowanej z 1 m^2 kondukcyjnej powierzchni suszącej w ciągu jednej godziny, określaną jako wskaźnik odparowalności, obliczono z zależności:

$$I = \frac{\dot{m}_h}{\sum_1^{49} \epsilon \cdot \pi \cdot d \cdot b} = \frac{21625,5}{\sum_1^{49} 0,646 \cdot \pi \cdot 1,524 \cdot 5,35} = 26,67 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Wartość maksymalna tego wskaźnika, podawana w literaturze, wynosi $25 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$.

Wskaźnik wydajności papieru z jednostki powierzchni kondukcyjnej rozpatrywanej suszarki wynosi:

$$K = \frac{\dot{m}_h}{\sum_1^{49} \epsilon \cdot \pi \cdot d \cdot b_r} = \frac{13890}{\sum_1^{49} 0,646 \cdot \pi \cdot 1,524 \cdot 5,35} = 17,13 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$$

Wskaźnik K dla papieru offsetowego, podawany w literaturze, wynosi $17 + 18 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$ (max. $25 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{h}$).

Energia niezbędna do odparowania wody z suszonej wstęgi papieru doprowadzana jest w przeważającej części poprzez przenikanie ciepła od pary

grzejnej do papieru. Współczynnik przenikania ciepła dla rozpatrywanego przypadku wyrażony jest wzorem:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\xi_c}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\xi_p}{\lambda_p} \quad (4)$$

gdzie:

- α_1 - współczynnik przejmowania ciepła od pary do wewnętrznej powierzchni ścianki cylindra w $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}$,
- ξ_c - grubość ścianki cylindra w m,
- λ_c - przewodność cieplna cylindra (ścianki),
- α_2 - współczynnik przejmowania ciepła od ścianki cylindra w $\frac{\text{kJ}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}}$,
- ξ_p - grubość papieru w m,
- λ_p - współczynnik przewodzenia ciepła dla papieru w $\text{kJ/m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{K}$.

Wartość współczynnika α_1 zależy od stanu fazowego pary wodnej, postaci jej kondensacji wewnątrz cylindra, prędkości przepływu pary cylindrze, zawartości gazów w parze wodnej. Najkorzystniejsze, ze względu na wartość α_1 , jest zasilanie cylindrów suchą parą nasyconą, przepływającą z dużą prędkością w pobliżu ścianek cylindra, z jednoczesnym zapewnieniem kondensacji kropelkowej i szybkiego odprowadzania skroplin.

Warunki te zapewnia zastosowany w rozpatrywanej suszarce układ parowo-kondensacyjny. Zastosowanie przepływowej pary grzewczej ogranicza jednocześnie zawartość powietrza wewnątrz cylindrów suszących.

Wartość współczynnika α_2 zależy od naciągu papieru i suszników. Duży wpływ na zmniejszenie wartości α_2 ma warstwa powietrza i zanieczyszczeń między powierzchnią cylindra i papieru. Powierzchnia cylindrów rozpatrywanej suszarki, oczyszczana jest oscylacyjnie skrobakami, co zapewnia skuteczne jej oczyszczanie.

Przepływ ciepła przez wstęgę papieru w czasie fazy kondukcyjnej przedstawia równanie:

$$a \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{1}{\varrho \cdot c_p} \cdot \left(\frac{\partial \lambda}{\partial x} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) = \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (5)$$

gdzie:

- x - zmienna odległość elementu suszonego papieru od powierzchni cylindra w m,
- T - temperatura w K,
- a - przewodność temperaturowa w m^2/s^2 ,
- ϱ - gęstość w kg/m^3 ,
- τ - czas w s,
- c_p - ciepło właściwe wstęgi w $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$,
- λ - przewodność cieplna papieru w $\text{J}/\text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{K}$.

Równanie powyższe przedstawia zależności między parametrami wywierającymi wpływ na przewodzenie ciepła przez wstęgę papieru. Wartość przewodności cieplnej papieru zmienia się wraz z temperaturą oraz wilgotnością. W miarę zmniejszania się wilgotności papieru maleje również jego przewodność cieplna.

4. WNIOSKI

Badania, na podstawie których określono wartości wskaźnika odparowalności i wskaźnika wydajności papieru, przeprowadzono przy prędkości roboczej $v = 543,6$ m/min, a więc mniejszej niż prędkość maksymalna, która wynosi 658 m/min. Przy maksymalnej prędkości roboczej wskaźnik wydajności papieru wynosiłby $20,83$ kg/m² · h, a więc byłby mniejszy od możliwej do osiągnięcia wartości 25 kg/m² · h.

Rozpatrywana suszarka ma więc wydajność wystarczającą dla zapewnienia pracy maszyny przy maksymalnej prędkości.

Układ parowo-kondensacyjny suszarki ma budowę nowoczesną i spełnia stawiane mu zadania.

Poprawę i usprawnienie pracy układu można uzyskać stosując układ ze strumienicami doprowadzającymi parę przepływową.

ANALYSIS OF THE WORK OF THE DRYER PART OF THE PAPER MACHINE

Summary

Here is described the analysis of the work of the dryer part of the paper machine producing the print papers. Machine capacity and parameters of its work are defined. The theoretical analysis of this specific problem and other parameters of this dryer parts are just the same as in reality.

АНАЛИЗ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВОЙ СУШИЛКИ БУМАГОДЕЛАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Резюме

Представлена оценка работы и производительности цилиндровой сушилки машины, изготовляющей печатную бумагу. На основе проведенных исследований определили показатели и параметры работы сушилки. Определенная теоретическая производительность отвечает получаемым эксплуатационным параметрам сушилки.

Zbigniew Wilczyński

O POJĘCIU INTENSYWNOŚCI W TEORII PLASTYCZNOŚCI

W pracy zaproponowano ujednoczenie kilku podstawowych pojęć w teorii plastyczności. Uzasadniono konieczność rozgraniczenia stosowania określeń: naprężenie zastępcze i intensywność naprężenia oraz odkształcenia zastępcze i intensywność odkształcenia, jak również prędkość odkształcenia zastępczego i intensywność prędkości odkształcenia.

Z analizy różnych pozycji literatury z teorii plastyczności i teorii procesów obróbki plastycznej metali wynika, że wśród autorów polskich i zagranicznych nie ma jednogłośności odnośnie pojęcia „intensywności”. Najczęściej jako równoważne stosuje się określenia intensywność naprężenia i naprężenie zastępcze oraz intensywność odkształcenia i odkształcenie zastępcze. Zdarzają się jednakże przypadki [2, 9] utożsamiania intensywności naprężenia stycznego z naprężeniem oktaedrycznym, co jest zdecydowanie niedopuszczalne. Sprawa jest stosunkowo mało istotna dla osób dobrze znających teorię plastyczności, budzi natomiast pytania i rozterki szczególnie u osób studiujących teorię plastyczności lub teorię procesów obróbki plastycznej.

Nieuporządkowanie pojęć może prowadzić również do nieporozumień przy tłumaczeniu opracowań z języka polskiego na języki obce.

W zasadzie nie ma rozbieżności odnośnie pojęcia intensywności naprężenia stycznego τ . Zgodnie z definicją:

$$\tau = \frac{1}{2} (s_{1j} \cdot s_{1j})^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

gdzie:

s_{1j} - dewiator tensora naprężenia

$$s_{1j} = \sigma_{1j} - p \cdot \delta_{1j} \quad (2)$$

p - naprężenie średnie

$$p = \frac{1}{3} \sigma_{1j} \cdot \delta_{1j} = \frac{1}{3} \sigma_{11} \quad (3)$$

Tensor naprężenia oznaczamy σ_{1j} .

Inaczej, intensywność naprężenia stycznego możemy zapisać:

$$\tau = (I_2)^{\frac{1}{2}} \quad (4)$$

gdzie:

I_2' - drugi niezmiennik dwiatora naprężenia.

Po rozpisaniu (1) lub (4) możemy otrzymać kilka różnych, aczkolwiek równoważnych wzorów, np.:

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{6}} \left[(\bar{\sigma}_{11} - \bar{\sigma}_{22})^2 + (\bar{\sigma}_{22} - \bar{\sigma}_{33})^2 + (\bar{\sigma}_{33} - \bar{\sigma}_{11})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

W celu uproszczenia analizy rozpisywane wzory będą przedstawiane dla kierunków głównych, zarówno naprężenia, odkształcenia, jak i prędkości odkształcenia.

Podobnie jak w przypadku intensywności naprężenia stycznego τ , nie ma kontrowersji odnośnie pojęcia intensywności odkształcenia postaciowego γ . Zgodnie z definicją:

$$\gamma = (2e_{ij} \cdot e_{ij})^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

gdzie:

e_{ij} - dwiaktor tensora odkształcenia

$$e_{ij} = \varepsilon_{ij} - \bar{\varepsilon} \delta_{ij} \quad (7)$$

$\bar{\varepsilon}$ - odkształcenie średnie

$$\bar{\varepsilon} = \frac{1}{3} \varepsilon_{ij} \delta_{ij} = \frac{1}{3} \varepsilon_{11} \quad (8)$$

Tensor odkształcenia oznaczamy ε_{ij} .

Inaczej

$$\gamma = 2 (I_2')^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

Po rozpisaniu otrzymujemy:

$$\gamma = \left\{ \frac{2}{3} \left[(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2 \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

lub

$$\gamma = \left[2 (\varepsilon_{11}^2 + \varepsilon_{22}^2 + \varepsilon_{33}^2) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (11)$$

W celu uzasadnienia zdecydowanego rozgraniczenia pojęć intensywności odkształcenia postaciowego oraz odkształcenia zastępczego wyprowadzimy wzory na obliczanie pracy odkształcenia plastycznego [1].

Przyrost energii rozproszony (dysypowany, tracony) w jednostce objętości określamy z definicji:

$$dw = \bar{\sigma}_{ij} \cdot d\varepsilon_{ij} \quad (12)$$

gdzie:

$d\varepsilon_{ij}$ - tensor przyrostu odkształcenia.

Tensor naprężenia opisuje wzór:

$$\bar{\epsilon}_{ij} = S_{ij} + p \delta_{ij} \quad (13)$$

Podstawimy (13) do (12) i wówczas otrzymujemy

$$dw = S_{ij} \cdot d\epsilon_{ij} + p \cdot \delta_{ij} \cdot d\epsilon_{ij} \quad (14)$$

Przy założeniu stałej objętości podczas odkształcania plastycznego możemy napisać:

$$\delta_{ij} \cdot d\epsilon_{ij} = d\epsilon_{ii} = 0 \quad (15)$$

Wtedy równanie (14) przyjmuje postać:

$$dw = S_{ij} \cdot d\epsilon_{ij} \quad (16)$$

Z prawa plastycznego płynięcia stowarzyszonego z warunkiem plastyczności Hubera-Misesa zapisujemy:

$$d\epsilon_{ij} = d\lambda \cdot S_{ij} \quad (17)$$

oraz

$$d\lambda = \left(\frac{1}{2} d\epsilon_{an} \cdot d\epsilon_{an} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k} \quad (18)$$

gdzie:

k - granica plastyczności przy czystym ścinaniu.

Podstawiamy (18) do (17). Otrzymujemy inną postać wzoru (17), którą podstawiamy do (16). Wzór (16) przyjmuje postać:

$$dw = \left(\frac{1}{2} d\epsilon_{an} \cdot d\epsilon_{an} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{1}{k} \cdot S_{ij} \cdot S_{ij} \quad (19)$$

Wykorzystując zapis warunku plastyczności Hubera-Misesa w postaci:

$$\tau = k \quad (20)$$

oraz definicję (1) uzyskujemy:

$$\frac{1}{2} S_{ij} \cdot S_{ij} = k^2 \quad (21)$$

Wobec tego możemy napisać:

$$dw = k \cdot 2 \underbrace{\left(\frac{1}{2} d\epsilon_{an} \cdot d\epsilon_{an} \right)^{\frac{1}{2}}}_{d\gamma} \quad (22)$$

gdzie:

$d\gamma$ - przyrost intensywności odkształcenia postaciowego.

Po scałkowaniu wyrażenia:

$$d\gamma = 2 \left(\frac{1}{2} d\epsilon_{an} \cdot d\epsilon_{an} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (23)$$

i rozpisaniu otrzymujemy wzory (10) lub (11).

Tak więc, jeśli dysponujemy granicą plastyczności przy czystym ścinaniu k , to do wyznaczenia przyrostu energii dysypowanej dw wykorzystujemy przyrost intensywności odkształcenia postaciowego $d\gamma$:

$$dw = k \cdot d\gamma \quad (24)$$

Jeśli natomiast dysponujemy granicą plastyczności wyznaczoną z próby jednoosiowego rozciągania, dla której z warunku plastyczności Hubera-Mise'a mamy zależność:

$$k = \frac{1}{\sqrt{3}} \bar{\sigma}, \quad (25)$$

to wzór na obliczanie przyrostu energii dysypowanej przybiera postać:

$$dw = \bar{\sigma} \cdot \underbrace{\frac{1}{\sqrt{3}} \cdot 2 \left(\frac{1}{2} d\epsilon_{1j} \cdot d\epsilon_{1j} \right)^{\frac{1}{2}}}_{d\epsilon} \quad (26)$$

gdzie:

$d\epsilon$ - przyrost odkształcenia zastępczego.

Wzór (24) przyjmuje, w tym przypadku, postać:

$$dw = \bar{\sigma} \cdot d\epsilon \quad (27)$$

Przyrost odkształcenia zastępczego $d\epsilon$ zapisujemy wzorem:

$$d\epsilon = \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\frac{1}{2} d\epsilon_{1j} \cdot d\epsilon_{1j} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

lub

$$d\epsilon = \left(\frac{2}{3} d\epsilon_{1j} \cdot d\epsilon_{1j} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (29)$$

Po scałkowaniu otrzymujemy wyrażenie na określenie odkształcenia zastępczego:

$$\epsilon = \left(\frac{2}{3} \epsilon_{1j} \cdot \epsilon_{1j} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (30)$$

Inaczej odkształcenie zastępcze możemy zapisać:

$$\epsilon = \frac{2}{\sqrt{3}} (I_2)^{\frac{1}{2}} \quad (31)$$

Po rozpisaniu otrzymujemy:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{2}}{3} [(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (32)$$

lub

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{2}{3}} (\varepsilon_{11}^2 + \varepsilon_{22}^2 + \varepsilon_{33}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (33)$$

Jak wynika z przyrównania odpowiednich wzorów (6) i (30) lub (9) i (31), ewentualnie (10) i (32) lub (11) i (33), pomiędzy intensywnością odkształcenia postaciowego a odkształceniem zastępczym występuje zależność:

$$\delta = \sqrt{3} \varepsilon \quad (34)$$

Wzory (1), (4), (5) opisują intensywność naprężenia stycznego. Dla porównania przedstawimy wzory na określenie naprężenia zastępczego. Z definicji mamy:

$$\sigma = \left(\frac{3}{2} s_{ij} \cdot s_{ij} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (35)$$

lub

$$\sigma = (I_1^2 - 3I_2)^{\frac{1}{2}} \quad (36)$$

gdzie:

I_1, I_2 - pierwszy i drugi niezmiennik tensora naprężeń.

Po rozpisaniu wzorów (35) lub (36) otrzymujemy dla kierunków głównych:

$$\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (37)$$

Z przyrównania odpowiednich wzorów, np. (1) i (35) lub (5) i (37) wynika, że pomiędzy intensywnością naprężenia stycznego a naprężeniem zastępczym zachodzi zależność:

$$\tau = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma \quad (38)$$

Wzory na określenie prędkości odkształcenia zastępczego $\dot{\varepsilon}$ oraz intensywności prędkości odkształcenia postaciowego $\dot{\delta}$ przedstawiono poniżej.

Intensywność prędkości odkształcenia postaciowego opisujemy wzorem:

$$\dot{\delta} = (2 \dot{\varepsilon}_{ij} \cdot \dot{\varepsilon}_{ij})^{\frac{1}{2}} \quad (39)$$

gdzie:

$\dot{\varepsilon}_{ij}$ - tensor prędkości odkształcenia:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \quad (40)$$

v_i - składowe wektora prędkości

$$v_i = \frac{\partial u_i}{\partial t} \quad (41)$$

Po rozpisaniu otrzymujemy:

$$\dot{\gamma} = \sqrt{2} \left[(\dot{\epsilon}_{11})^2 + (\dot{\epsilon}_{22})^2 + (\dot{\epsilon}_{33})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (42)$$

Prędkość odkształcenia zastępczego opisujemy wzorem:

$$\dot{\epsilon} = \left(\frac{2}{3} \dot{\epsilon}_{ij} \cdot \dot{\epsilon}_{ij} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (43)$$

Po rozpisaniu otrzymujemy:

$$\dot{\epsilon} = \sqrt{\frac{2}{3}} \left[(\dot{\epsilon}_{11})^2 + (\dot{\epsilon}_{22})^2 + (\dot{\epsilon}_{33})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (44)$$

Z porównania wzorów (39) i (43) oraz (42) i (44) wynika, że pomiędzy intensywnością prędkości odkształcenia postaciowego $\dot{\gamma}$ a prędkością odkształcenia zastępczego $\dot{\epsilon}$ zachodzi zależność:

$$\dot{\gamma} = \sqrt{3} \dot{\epsilon} \quad (45)$$

Obecnie wielu autorów używa określeń:

- intensywność naprężenia lub intensywność naprężenia normalnego zamiast naprężenia zastępczego,
- intensywność odkształcenia lub intensywność odkształcenia liniowego zamiast odkształcenia zastępczego,
- intensywność prędkości odkształcenia zamiast prędkości odkształcenia zastępczego.

Argumenty, które dodatkowo przemawiają za ścisłym rozgraniczeniem omawianych pojęć, są następujące:

1. M.T. Huber [4, 5] używał terminu naprężenie sprowadzone (zredukowane). Nie stosował określenia intensywność naprężenia.
2. W.W. Sokołowski [8] używał terminu intensywność tylko w odniesieniu do naprężenia stycznego, odkształcenia postaciowego i prędkości odkształcenia postaciowego.
3. Autorzy anglojęzyczni [3, 7, 10] w odniesieniu do naprężenia normalnego, odkształcenia liniowego, używają określenia effective, które należy tłumaczyć jako: rzeczywisty, faktyczny, skuteczny, efektywny. Niekiedy stosowane są określenia: generalized - uogólniony, equivalent - równoważny, ekwiwalentny.
4. Tłumacząc określenie - intensywność naprężenia (normalnego) - na język angielski - uzyskać można określenie - intensive stress, a nie stosowane powszechnie w tym języku określenie - effective stress.
5. W „Wytrzymałości materiałów” [6] stosuje się określenia: zastępcze, zredukowane, zredukowane, sprowadzone, skuteczne. Nie ma potrzeby wprowadzania innego określenia na te same wielkości, np. intensywność naprężenia (normalnego).

Z przedstawionych rozważań wynika, że określenia intensywność należy używać jedynie w odniesieniu do naprężenia stycznego f , odkształcenia postaciowego γ oraz $d\gamma$ lub $\dot{\gamma}$ i zawsze dodawać w nazwie - „postaciowego” lub „stycznego”.

W odniesieniu do naprężenia normalnego σ , odkształcenia liniowego ϵ oraz $d\epsilon$ i $\dot{\epsilon}$ należy używać określenia „zastępcze”, np. odkształcenie zastępcze.

W podsumowaniu można stwierdzić, że ujednoczenie oznaczeń i przyjęcie zaproponowanych terminów:

- ułatwi studiowanie literatury polskiej i obcojęzycznej,
- zbliży zapis stosowany w języku polskim do zapisów stosowanych w innych językach,
- uniemożliwi popełnianie błędów w trakcie tłumaczeń, szczególnie tekstów z języka polskiego na inne języki.

LITERATURA

- [1] Bednarski T.: Teoria procesów obróbki plastycznej. Część I. Politechnika Warszawska, Warszawa 1983.
- [2] Gromow N.P.: Teoria obróbki metali daniem. Metalurgia, Moskwa 1978.
- [3] Hill R.: The Mathematical Theory of Plasticity. Clarendon Press, Oxford 1950.
- [4] Huber M.T.: Właściwa praca odkształcenia jako miara wyężenia materiału. Czasopismo Techniczne, Lwów 1904.
- [5] Huber M.T.: Nowoczesne wzory wytrzymałości złożonej. Sprawozdanie kwartalne nr 4 Instytutu Badań Lotnictwa, Warszawa 1930.
- [6] Jakubowicz A., Orłowski Z.: Wytrzymałość materiałów. WNT, Warszawa 1968.
- [7] Johnson W., Mellor P.B.: Plasticity for Mechanical Engineers. D. Van Nostrand Company Ltd. London, Toronto, New York, Princeton 1966.
- [8] Sokołowski W.W.: Teoria plastyczności. Moskwa, Leningrad 1950.
- [9] Storożew M.W., Popow E.A.: Teoria obróbki metali daniem. Maszynostrojienie, Moskwa 1977.
- [10] Thomsen E.G., Yang Ch.T., Kobayashi S.: Mechanics of Plastic Deformation in Metal Processing. The Mac Millan Co. New York. Collier - Mac Millan Ltd. London 1965.

DEFINITION OF INTENSITY IN PLASTICITY THEORY

Summary

In this work the unification of basic definitions of plasticity theory has been proposed. Necessity of differentiation of designations: effective stress and stress intensity, and effective strain and strain intensity, and rate effective strain and intensity strain rate has been justified.

ПОНЯТИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ В ТЕОРИИ ПЛАСТИЧНОСТИ

Резюме

В работе предлагается унификация нескольких основных понятий в теории пластичности. Обосновали необходимость разграничения применения определений: эквивалентное напряжение и интенсивность напряжения, эквивалентная деформация и интенсивность деформации, а также скорость эквивалентной деформации и интенсивность скорости деформации.

**Biblioteka Główna ATR
w Bydgoszczy**

	1006
Cz	34 1990