

AKADEMIA TECHNICZNO-ROLNICZA  
im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH  
w Bydgoszczy



ZESZYTY NAUKOWE

Nr 26

MECHANIKA

(11)

REFERATY WYGŁOSZONE NA VI SEMINARIUM ZESPOŁU  
ZMĘCZENIA MATERIAŁÓW I KONSTRUKCJI  
KOMITETU BUDOWY MASZYN PAN

20-22 VI 1974 ROK

Bydgoszcz 1975

**A K A D E M I A T E C H N I C Z N O - R O L N I C Z A**  
**im. JANA I JĘDRZEJA ŚNIADECKICH**  
**w Bydgoszczy**

**ZESZYTY NAUKOWE**

Nr 26

**MECHANIKA**

(11)



**REFERATY WYGŁOSZONE NA VI SEMINARIUM ZESPOŁU  
ZMĘCZENIA MATERIAŁÓW I KONSTRUKCJI  
KOMITETU BUDOWY MASZYN PAN**

**20-22 VI 1974 ROK**

**Bydgoszcz 1975**

REDAKTOR NACZELNY

*Zbigniew Kikiewicz*

REDAKTOR NAUKOWY

*Edward Walicki*

REDAKTOR TECHNICZNY

*Elżbieta Rubaszkievicz*

Wydano za zgodą Rektora  
Akademii Techniczno-Rolniczej  
w Bydgoszczy

WYDAWNICTWO UCZELNIANE AKADEMII TECHNICZNO-ROLNICZEJ  
W BYDGOSZCZY

---

Druk UMK zam. 968, nakład 200, ark. wyd. 7,6, — S-5 3 IX 75, cena zł 10

---

K. 630/75

P 12 125/15

Zeszyt zawiera referaty wygłoszone na VI Seminarium Zespołu Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji Komitetu Budowy Maszyn PAN , wybrane do druku przez Komitet Organizacyjny Seminarium.

Seminarium zostało zorganizowane w Bydgoszczy w dniach 20-22 VI.1974 r. przy współpracy Wydziału Mechanicznego Akademii Techniczno-Rolniczej.



## S P I S   T R E Ś C I

1. Kocąda S., Kozubewski J.: O mikrobudowie powierzchni pęknięć zmęczeniowych w tytanie .....	7
2. Kocąda S., Tutaj J.: Badania poślizgów względnych i niektórych zjawisk zmęczenia w połączeniach ze stożkowymi pierścieniami zaciskowymi .....	25
3. Robakowski T.: Ograniczona wytrzymałość zmęczeniowa połączeń ze stali o zwiększonej odporności na korozyjną atmosferę .....	39
4. Oziemski S., Sobczykiewicz W., Liczner J.: Problem trwałości spawanych węzłów maszyn roboczych ciężkich na przykładzie wysięgnika teleskopowego .....	59
5. Wernerowski K., Głazewski Z.: Wytrzymałościowa analiza przyczyn pęknięcia wałów korbowych traktorów .....	77
6. Oleszycki H., Wernerowski K., Dymski S.: Przyczyny tworzenia się pęknięć wału głównego pilarki ramowej do drewna .....	89
7. Jazdon A.: Uszkodzenia zmęczeniowe pojazdów jednośladowych .....	101
8. Knopik L.: Matematyczne metody badania obciążeń losowych .....	117
9. Rakowski M.: Wymuszenie naprężeń o charakterze przypadkowym przy pomocy generatora sygnałów pseudoprzypadkowych .....	129
10. Szala J.: Zagadnienie aproksymacji zmian obciążeń o charakterze losowym w programowanych badaniach trwałości zmęczeniowej .....	144



Stanisław Kocańda

Jan Kozubowski

O MIKROBUDOWIE POWIERZCHNI PĘKNIĘC ZMĘCZENIOWYCH  
W TYTANIE

W pracy omówiono wyniki badań powierzchni pęknięć zmęczeniowych w tytanie powstałych przy wahadłowym, płaskim zginaniu i amplitudzie naprężenia równej  $20 \text{ kG/mm}^2$ . Na podstawie obserwacji w mikroskopach elektronowych: skaningowym i transmisyjnym wykazano bardzo złożony charakter zmęczeniowego pęknięcia tytanu o cechach pęknięć plastycznych i kruchoych. Wycinki złomu z wyraźnie plastycznymi prążkami wywołanymi mechanizmami poślizgowymi są oddzielane wycinkami pęknięć łupliwych, po granicach ziaren i po granicach bliźniaków. Głównemu pęknięciu zmęczeniowemu towarzyszą bardzo liczne i o różnej wielkości pęknięcia wtórne, które często lokalnie ograniczają układy prążków o określonej orientacji.

1. Wstęp

Dobre własności zmęczeniowe stopów tytanu przyczyniły się do szerokiego stosowania ich w budowie maszyn. Stąd przed paroma laty wynikła konieczność podjęcia wszechstronnych badań zmęczeni-



niowych tytanu i jego stopów. Zachowanie się bowiem tych materiałów w warunkach obciążeń zmiennych różni się istotnie od innych tworzyw używanych w praktyce, co przejawia się między innymi na ogół w niezgodności powszechnie stosowanych zależności do obliczeń prędkości zmęczeniowego pęknięcia z danymi doświadczalnymi. Na tych zależnościach opierają się jednak obliczenia konstrukcyjne elementów o określonej żywotności. Muszą zatem istnieć pewne charakterystyczne cechy inicjacji i rozwoju pęknięć zmęczeniowych w tytanie i w jego stopach, które są przyczyną wspomnianej niezgodności. Również nie wiadomo, dokładnie, czy na podstawie cech powierzchni pęknięć zmęczeniowych można obliczyć prędkość pęknięcia. Dlatego celem naszej pracy są badania mechanizmu i właściwości rozwoju pęknięć zmęczeniowych w tytanie i w stopach tytanu, zarówno ze strony poznawczej jak i użytkowej. W niniejszej publikacji ograniczymy się przede wszystkim do badań mikrobudowy powierzchni pęknięć zmęczeniowych w tytanie.

W tytanie i w stopach tytanu istotną rolę w zmęczeniowym pęknięciu wydają się odgrywać bliźniaki, z którymi łączy się zardkowanie pęknięć zmęczeniowych /podkreślano to w publikacji [2]/. Jednak ostatni okres przyniósł wiele nowych spostrzeżeń, które w skrócie zostaną omówione.

Na pęknięcia po granicach bliźniaków typu  $\{10\bar{1}2\}$ , ale i po granicach ziaren w tytanie zwrócono uwagę w pracy [7]. Sądząco, że przypuszczalne ślady poślizgów były bardzo drobnymi bliźniakami typu  $\{11\bar{2}2\}$ . W ogólności - w warunkach cyklicznego odkształcania tytanu obserwowano poślizgi w systemie  $\{10\bar{1}0\} \langle 11\bar{2}0 \rangle$

i bliźniakowanie  $\{10\bar{1}2\}$   $\{11\bar{2}1\}$   $\{11\bar{2}2\}$ . Z kolei w pracy [3] nie dostrzeżono żadnych bliźniaków w jednym z badanych gatunków tytanu.

Jako charakterystyczną cechę zmęczeniowego niszczenia tytanu uznano tzw. bezpoślizgowe pęknięcie (slipless cracks), o którym zasygnalizowano w [4], a następnie rozwinięto w publikacjach [5] i [6]. Stwierdzono, że przy częstotliwości obciążenia 1700 c/min pęknięcie rozwija się na skutek ścięcia niezależnie od zauważalnych poślizgów. Natomiast przy częstości 16000 c/s pęknięcia są inicjowane i rozwijają się w pasmach poślizgu, zgodnych z kierunkiem największych naprężeń stycznych. To ograniczone do jednego lub dwóch ziarn pęknięcie przebiegało następnie prostopadle do kierunku największego wydłużenia. Wspomniane bezpoślizgowe pęknięcia zaczynały i kończyły się zwykle na granicy ziarna [6]/przy częstości 1700 i 12 c/min/, wywoływały wtórne pęknięcia w pasmach poślizgu i na granicach ziarn oraz często powodowały przecinanie i przemieszczanie się tych granic. W cytowanej pracy zajmowano się głównie tzw. sprężystym zmęczeniem /elastic fatigue/ przy zmiennym skręcaniu i dwoma stadiami tzw. zmęczenia plastycznego /plastic fatigue/ - od powstawania punktowych luk do ich wydłużania się w pasmach poślizgu.

Przebieg zmęczeniowego pęknięcia tytanu wydaje się być jednak jeszcze bardziej złożony od opisanego i zależy również /poza warunkami obciążenia/ - od stopnia czystości. W pracy [3], w której badano trzy gatunki tytanu o różnym stopniu zanieczyszczenia /od 0,19 do 0,8 % przeliczanym na równoważnik tlenu/,

stwierdzono taką zależność w powstawaniu pasm poślizgu: Pęknięcia przy małych częstościach rzędu 0,2 do 90 Hz były inicjowa - ne: 1-na granicach ziaren, 2-bezpośrednio w pasmach poślizgu i 3- w określonych kierunkach krystalograficznych wewnątrz ziaren bez oznak poślizgów. Przy częstości obciążenia 160 Hz zaobser - wowano jedynie te ostatnie. Ciekawe było spostrzeżenie, że wraz ze wzrostem częstości obciążenia liczba cykli do pojawienia się pęknięcia powiększała się /np. od 10 % liczby cykli do zniszcze - nia  $N_c$  przy 0,5 Hz do 40 %  $N_c$  przy 50 Hz /, a liczba pęk - nięć zmniejszała się.

Inicjacja pęknięć w stopie tytanu Ti6Al4V zachodziła w pas - mach poślizgu, zarówno w temperaturze otoczenia jak i w  $468^{\circ} \text{C}$  [1]. W pracy tej badano próbki z tego materiału przy wahadłowym rozciąganiu-ściskaniu zawierającego 95 % /objętościowo/ ziaren fazy  $\alpha$  o wielkości od 0,25 do  $4 \mu\text{m}$  i ziarna fazy  $\beta$  o wielkoś - ci  $0,5 \mu\text{m}$ . Inicjacja pęknięć miała również miejsce na granicy faz  $\alpha$  i  $\beta$ , ale tylko przy małych naprężeniach w temperaturze otoczenia. Nie potwierdzono udziału bliźniaków odkształcenia w fazie  $\alpha$  w powstawaniu pęknięć. Rozwijały się one prawie wyłą - cznie transkrystalicznie. Ciekawe było spostrzeżenie, że więk - sześć okresu trwałości zmęczeniowej zajmowała inicjacja i roz - wój pęknięcia wzdłuż powierzchni karbu.

Wyniki przytoczonych badań tytanu i jego stopów nie wyka - zują zbyt dobrej zbieżności, dlatego bliższe poznanie charakte - ru pęknięcia, a zwłaszcza istoty bezpoślizgowego pęknięcia, wytacza kierunek dalszych doświadczeń. Należy również oczekiwać, że po - dane wyniki badań, potwierdzające wyjątkową złożoność mechaniz - mu zmęczeniowego pęknięcia tytanu, powinny mieć swoje uzasadnie - nie w mikrobudowie powierzchni pęknięć zmęczeniowych.

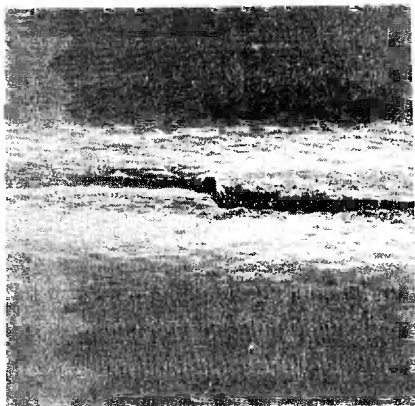
## 2. Wyniki badań. Dyskusja

Przedmiotem badań były próbki z polikrystalicznego tytanu o czystości 99,999 %, które poddawano wahadłowemu, płaskiemu zginaniu. Do badań elektrooptycznych wybrano powierzchnie pęknięć w próbkach zniszczonych przy amplitudzie naprężenia równej  $30 \text{ kg/mm}^2$  po  $5,5 \cdot 10^5$  cyklach.

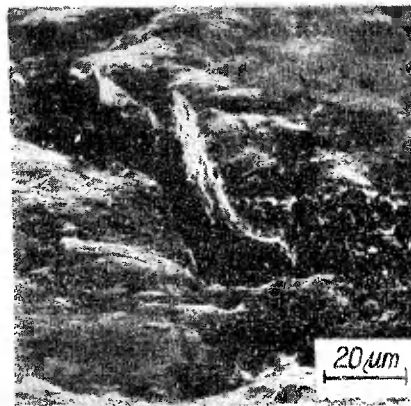
Rozwojowi pęknięcia towarzyszą bardzo silne odkształcenia plastyczne, zmieniające wyraźnie mikrogeometrię powierzchni elementu w strefie pęknięcia. Pokazują to kolejne zdjęcia na rysunku 1 wykonane w mikroskopie elektronowym skaningowym. Odkształcenia plastyczne przejawiają się w pasmach poślizgu oraz w bliźniakowaniu. Jako cechę charakterystyczną zmęczeniowego pęknięcia należy uznać liczne pęknięcia wtórne o różnej wielkości. Rozwijają się one zarówno w pasach poślizgu, jak i na granicach ziaren i bliźniaków /rys.1b i 1c/. O zasięgu, rozmieszczeniu i wielkości tych wtórnych pęknięć można dowiedzieć się z rysunku 1d. Zdjęcie to ilustruje krawędź pęknięcia głównego. Górna część zdjęcia dotyczy wycinka powierzchni elementu, a dolna - wycinka powierzchni pęknięcia.

Złożoność mechanizmu rozwoju pęknięcia w tytanie zaznaczyła się jaskrawie w mikrobudowie powierzchni pęknięć, której wybrane fragmenty pokazują zdjęcia na rysunku 2. Pęknięcia przebiegają wewnątrzkrystalicznie w płaszczyznach łupliwości i częściowo po granicach ziaren.

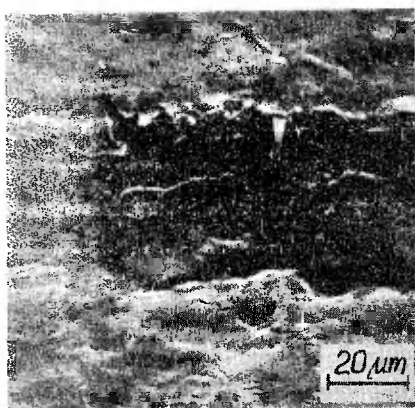
Prążki zmęczeniowe ujawniają się mniej wyraźnie /rys.2b i 2c/ i nie zawsze można mieć pewność o ich istnieniu. Sieć pęknięć wtórnych pokrywa prawie całą powierzchnię strefy zmęczeniowej /rys.2a - 2c/, natomiast strefa resztkowa pęka plastycznie /rys.2d/.



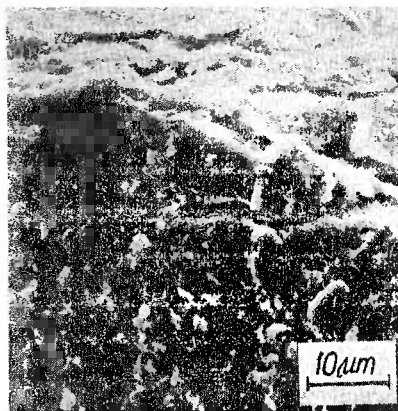
Rys.1a



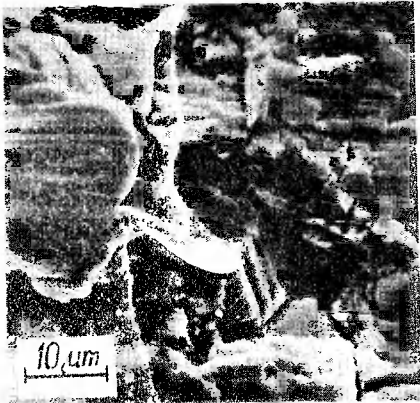
Rys.1b



Rys.1c



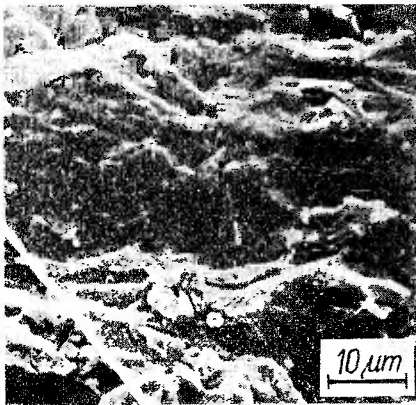
Rys.1d



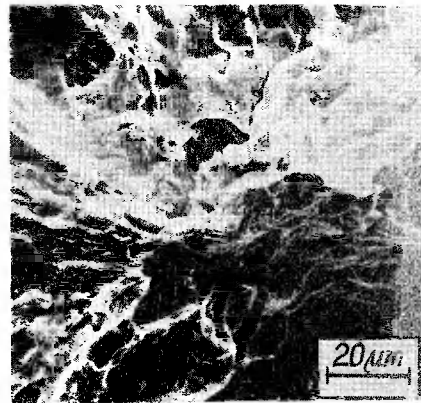
Rys. 2a



Rys. 2b



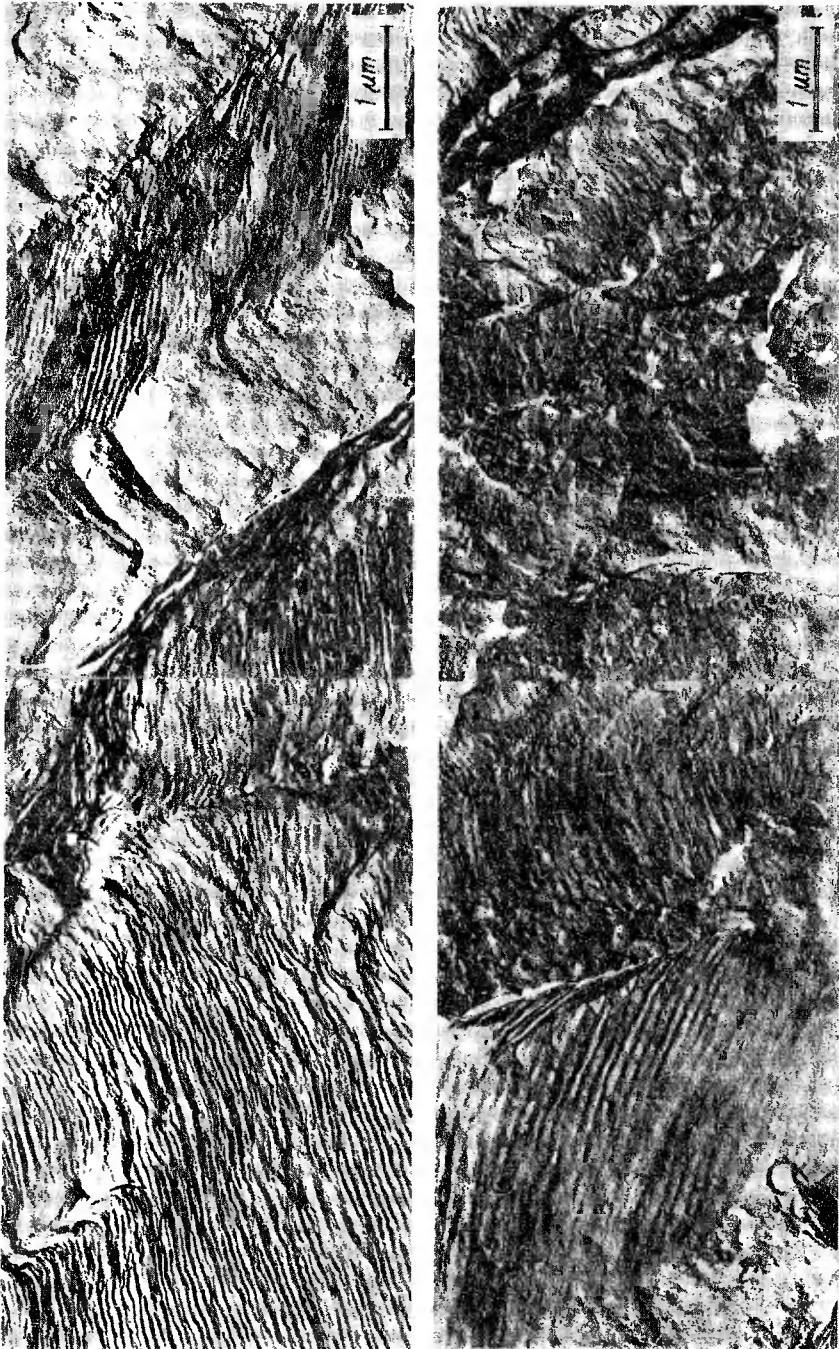
Rys. 2c



Rys. 2d

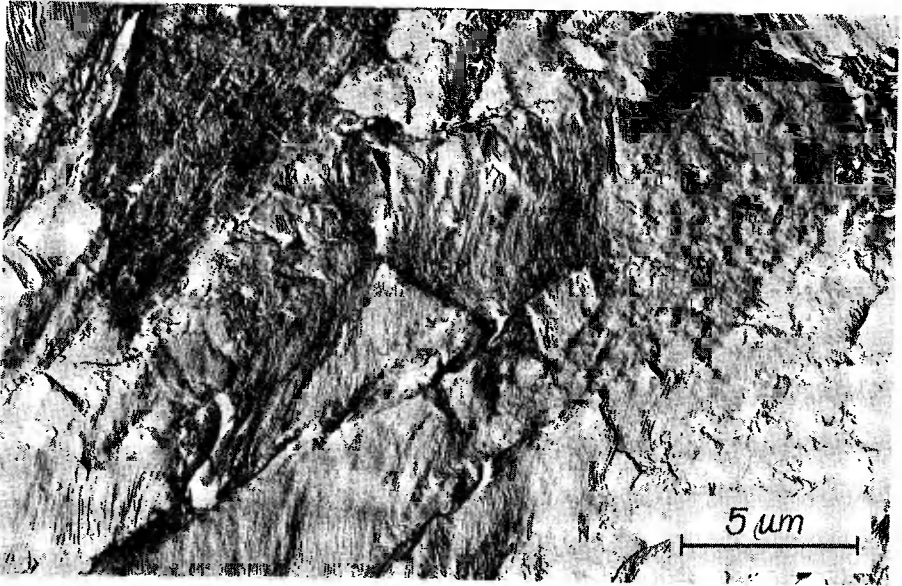
Dokładniejszy obraz powierzchni pęknięcia uzyskano w mikroskopie elektronowym transmisyjnym Phillips EM 300 /zdjęcia na rys.3 do 6/. Stosowano dwustopniowe repliki acetylocelulozowo-węglowe, które cieniowano platyną. W przeciwieństwie do zdjęć na rysunku 2 - zaznaczyły się najwyraźniej prążki zmęczenia /rys.3/. Zdjęcie na rysunku 3 składa się z czterech pojedynczych zdjęć: dolna jego część jest dokładnym przedłużeniem części górnej. Pokazano zatem przeciętny obraz nieco większego wycinka powierzchni pęknięcia /ale przy dużym powiększeniu/ na przypadkowo wybranej głębokości pęknięcia. Kierunek pęknięcia głównego jest prostopadły do układu prążków w lewej części zdjęcia górnego. Z kolei w lewej części zdjęcia dolnego oglądamy lokalną zmianę kierunku pęknięcia. Wycinki z prążkami są oddzielane strefami bez śladów prążków o cechach pęknięć przeważnie łupliwych. Widoczne są również różnego rodzaju uskoki wywołane pęknięciami wtórnymi /np.prawa część zdjęcia dolnego na rysunku 3/. Interesujące jest, że prędkość pęknięcia na określonej głębokości pęknięcia nie jest jednakowa, lecz waha się, sądząc na podstawie odległości między prążkami na rysunku 3 , od  $5 \cdot 10^{-5}$  do  $1 \cdot 10^{-4}$  mm/ cykl. W ogólności jest to zakres średniej wielkości prędkości pęknięcia, a przy zastosowanej amplitudzie naprężenia /20 kG/mm<sup>2</sup>/ należało się spodziewać raczej wyższych prędkości propagacji pęknięcia.

Mieszany obraz pęknięcia jest lepiej widoczny przy mniejszym powiększeniu /rys.4/, a zwłaszcza ograniczanie układów prążków i to układów różnie zorientowanych do kierunku pęknięcia głównego. To ograniczanie układów prążków często do pojedynczych ziaren, czego na ogół nie spotyka się w innych meta -

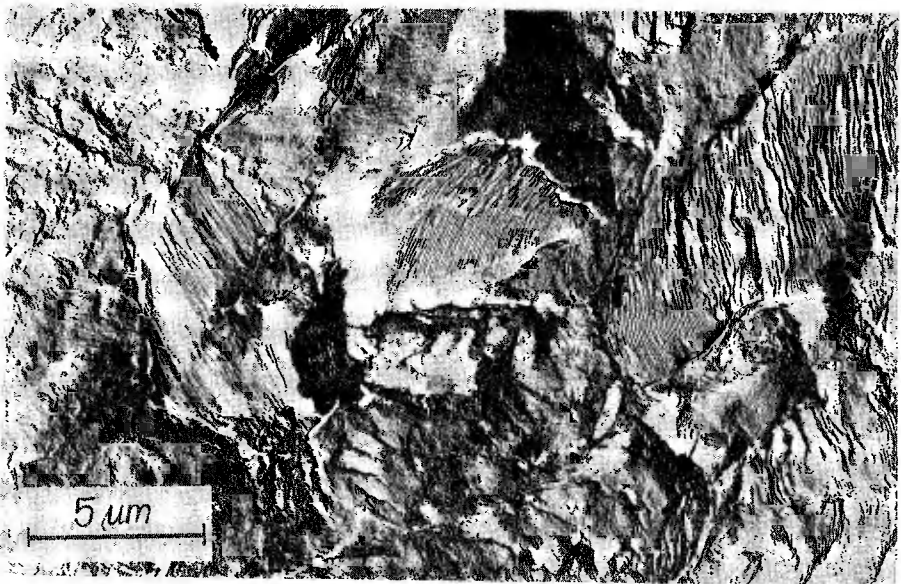


Rys. 3





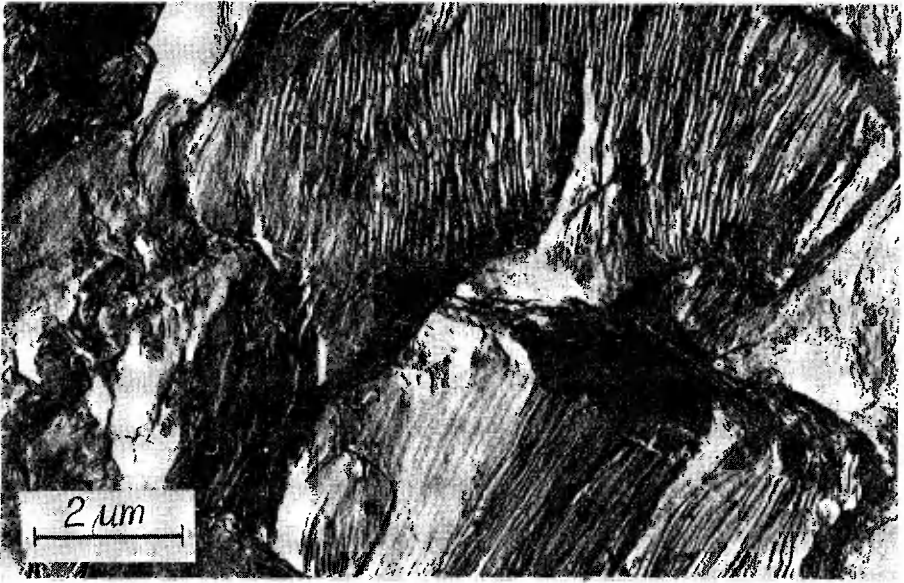
Rys.4a



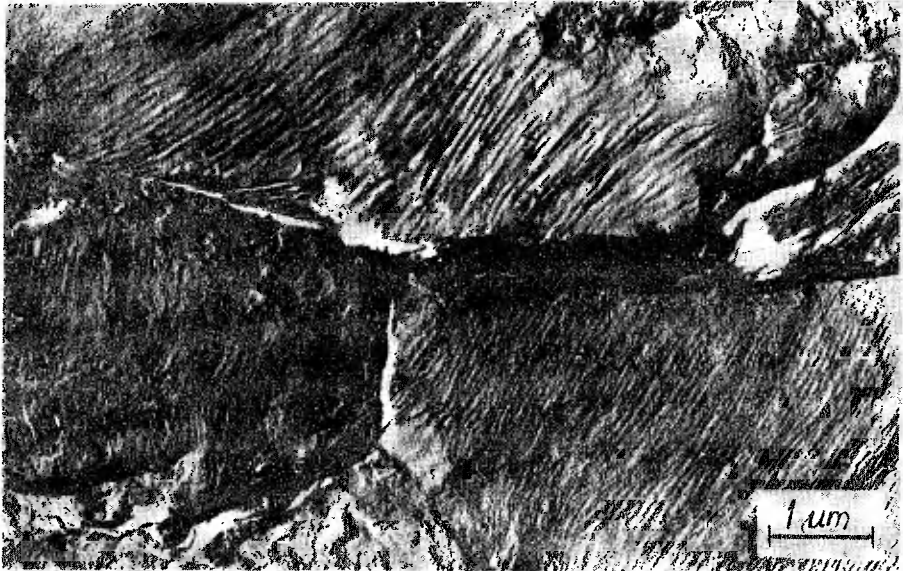
Rys.4b

lach i stopach [2], jest spowodowane głównie pęknięciami wtórnymi. Pęknięcia wtórne po granicach ziaren były przyczyną wyodrębnienia się układów prążków o określonej orientacji /rys.5a i 5b/. Liczne drobne pęknięcia wtórne /rys.6a/, można z dużym prawdopodobieństwem powiązać z pękaniem po granicach lub wewnątrz bliźniaków. Nasuwa się tu pewnego rodzaju analogia do tzw. języków na powierzchniach złomów w metalach o sieciach regularnych przestrzenniecentrycznych, omówionych w [2]. Są one symptomami pęknięć wybitnie kruchych. Mamy jednak na uwadze odmienność budowy tytanu / sieć heksagonalna zwarcie wypełniona/ ale przedzielanie stref z plastycznymi prążkami-strefami będącymi wynikiem lokalnie kruchego pęknięcia- jest bardzo charakterystyczne dla opisywanej powierzchni zmęczeniowego pęknięcia w tytanie. Taką właśnie strefę o całkowicie innej budowie od stref z prążkami pokazano na rysunku 6b. Jest to obraz pęknięcia w płaszczyznach łupliwości i po granicach ziaren. Bardzo słabo zarysowane prążki można zaobserwować w prawej dolnej części zdjęcia. Widoczne są również lokalne ześlizgi.

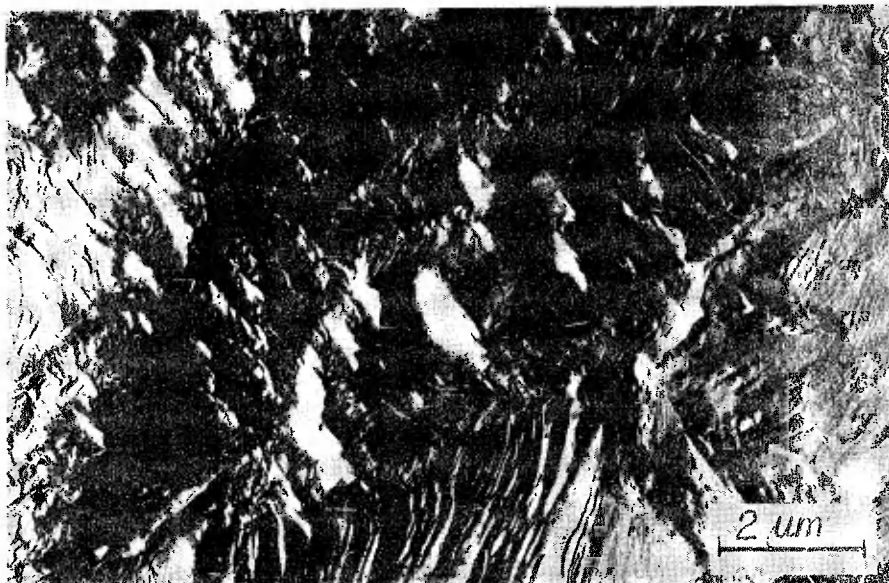
Omówione zdjęcia nie wskazują na poważniejszy udział wspomnianego we wstępie bezpoślizgowego pęknięcia. Można dopuścić myśl o jego wystąpieniu w pojedynczych płaszczyznach poślizgu, które w tytanie mogą pokrywać się z płaszczyznami łupliwości. Nie byłaby to zatem żadna nowa cecha pęknięcia. Bezpoślizgowemu pęknięciu zaprzeczają bardzo wyraźne układy prążków, które mają określoną krystalograficzną budowę, związaną z odpowiednio uruchamianymi systemami poślizgów. Natomiast wyniki naszych badań potwierdzają wyniki pracy [3].



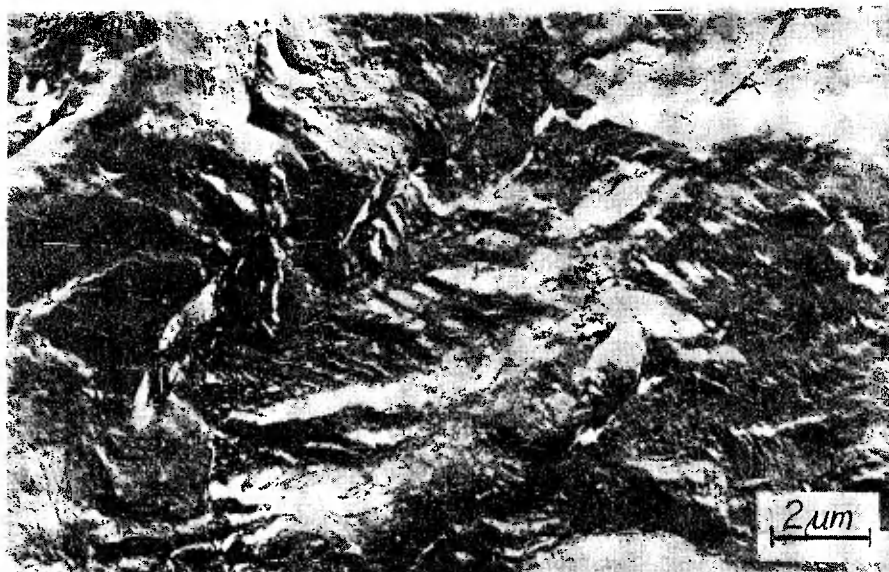
Rys.5a



Rys.5b



Rys. 6a



Rys. 6b

Mieszany charakter pęknięcia w tytanie jest bardzo prawdopodobną przyczyną nieodpowiedności wzoru opartego na współczynniku intensywności naprężeń do obliczania prędkości pęknięcia w tym materiale. Nie wdając się w szczegóły tego wzoru, przedyskutowanego w [1], należy zaznaczyć tylko, że możliwa jest jego modyfikacja, o ile uwzględni się nieciągłość układów prążków w tytanie.

### 3. Podsumowanie

Zmęczeniowe pęknięcie w tytanie zachodzące przy amplitudzie naprężenia rzędu  $20 \text{ kg/mm}^2$  ma wybitnie mieszany charakter, czego dowodem jest mikrobudowa powierzchni pęknięć. Powierzchnia ta pokryta jest bardzo wyraźnymi układami plastycznymi prążków zmęczeniowych, ale w sposób nieciągły. Wycinki z prążkami oddzielone są uskokami oraz wycinkami pęknięć kruchych: łupliwych i po granicach ziaren, chociaż w strefie pęknięcia istnieją silne odkształcenia plastyczne. Głównemu pęknięciu zmęczeniowemu towarzyszą bardzo liczne i o różnej wielkości pęknięcia wtórne. Układy prążków wiążących się z pękaniem typowo plastycznym, wskazują dość często na lokalną zmienność kierunku pęknięcia. Tym niemniej na ich podstawie można obliczyć średnie prędkości propagacji pęknięć zmęczeniowych w tytanie, co umożliwia odtwarzanie historii obciążenia zniszczonych elementów z tego materiału i porównywanie wyników pomiarów prędkości pęknięcia dokonywanych innymi metodami. Mieszany charakter zmęczeniowego pęknięcia tytanu można uznać za przyczynę trudnej na ogół adaptacji powszechnie stosowanych wzorów do obliczeń prędkości pęknięcia w badanym materiale.

## Literatura

1. Bnson D.K., Grosskreutz J.C., Shaw G.G.: Mechanisms of fatigue in mill-annealed Ti-6Al-4V at room temperature and 600°F. Metallurgical Transactions, Vol.3, May, 1972, s.1239-1248.
2. Kocańda S.: Zmęczeniowe niszczenie metali. WNT Warszawa 1972
3. Munz D.: Workhardening, slip band formation and crack initiation during fatigue of titanium. Engineering Fracture Mechanics, Vol.5, nr 2, 1973, s.353-364
4. Mac Donald D.E., Wood W.A.: Application of the SEM to study of mechanisms of metal fatigue. Proceedings of the Fourth Annual Scanning Electron Microscope Symposium IIT Research Institute Chicago 1971, Part I, s.121-128.
5. MacDonald D.E., Wood W.A.: Fatigue mechanism in titanium at ultrasonic frequency. Journal of Applied Physics, Vol.42, nr 13, 1971, s.5531-5533.
6. MacDonald D.E., Wood W.A.: Slipless fatigue in titanium. Journal of the Institute of Metals, Vol.100, 1972, s.73-77.
7. Owens J.O., Watson P., Plumtree A.: The effect of prestrain on the cyclic behavior of  $\alpha$ -titanium. Proceedings of the International Conference on Mechanical Behavior of Materials, Kyoto 1971. The Society of Materials Science Japan, 1972, Vol. II, s.131-142.

## MICROCONSTRUCTION OF FATIGUE FRACTION SURFACES IN TITANIUM

## Summary

This article contains the results of testing of fatigue fraction surfaces in titanium, which occurred at a pendulous, flat torsion as well as at stress amplitude equal to  $20 \text{ kg/mm}^2$ . Upon observations in scanning and transmitting electronic microscopes a very complicated character of titanium fatigue fraction of plastic and brittle features of fractions has been proved. Sectors of scraps with distinctly plastic striae, caused by sliding mechanisms are separated by sectors of cleavable fractions upon the borders of grains and upon the borders of twins.

The main fatigue fraction is accompanied by very numerous repeated fractions, which often limit locally the striae systems of defined orientation.

С МИКРОСКОПИИ ПОВЕРХНОСТИ УСТАЛОСТНЫХ  
ТРЕЩИН В ТИТАНЕ

Резюме

В работе рассмотрены результаты исследований поверхности усталостных трещин в титане образованных при маятниковом и плоском изгибе в амплитуде напряжений равной  $20 \text{ кг/мм}^2$ . На основании наблюдений под электронным микроскопом: сканинг-говым и трансмиссионным представлен очень сложный характер усталостных трещин титана со свойствами пластических и ломких трещин. Вырезки металлолома с отчетливыми пластическими полосками вызванные механизмами скольжения разделяются вырезками спайными на границах зёрен и на границах двойников. Главной усталостной трещине сопутствуют многочисленные, разной величины повторные трещины, которые часто местами ограничивают системы вырезов определенной ориентации.





Stanisław Kocańda

Jan Tutaj

BADANIA POŚLIZGÓW WZGLĘDNYCH I NIEKTÓRYCH ZJAWISK  
ZMĘCZENIA W POŁĄCZENIACH ZE STOŻKOWYMI PIERŚCIENIAMI  
ZACISKOWYMI

W pracy przedstawiono wyniki badań poślizgów względnych w połączeniach ze stożkowymi pierścieniami zaciskowymi oraz zjawisk zmęczeniowych, wywołanych tymi poślizgami - jakie zachodzą przy wahadłowym skręcaniu. Poślizgi względne obwodowe, które mierzono za pomocą specjalnie zbudowanego urządzenia elektronicznego zmieniały się nieregularnie wraz ze wzrostem liczby cykli obciążenia / do  $5 \cdot 10^7$  / w zakresie od  $30 \mu\text{m}$  do  $100 \mu\text{m}$  przy amplitudach momentu skręcającego od 450 do 900  $\text{kGcm}$  i nacisku powierzchniowym równym  $12 \text{ kg/mm}^2$ . Nie wpłynęły one na obniżenie nośności połączeń, ale spowodowały wystąpienie korozji czarnej oraz powierzchniowych uszkodzeń zmęczeniowych, które mogą stać się aktywnymi ogniskami pęknięć zmęczeniowych w przypadku losowych przeciążeń połączenia.

## 1. Wstęp

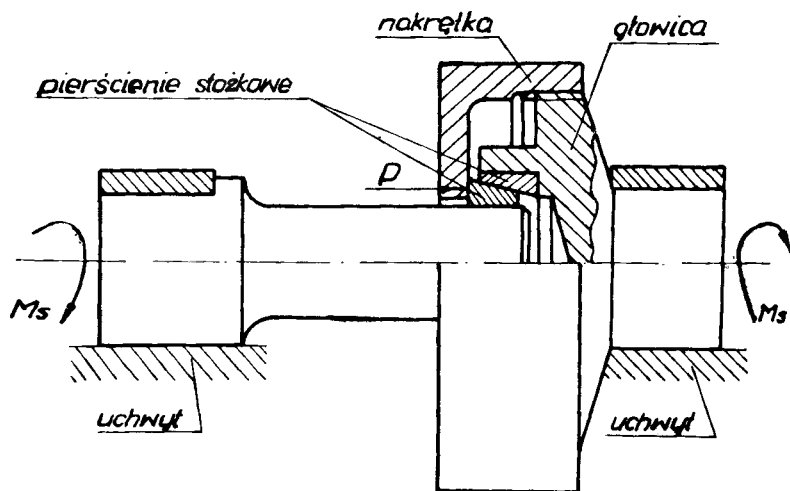
Połączenia za pomocą pierścieni zaciskowych należą do najlepszych ze względu na ich własności zmęczeniowe. Współczynnik

działania karbu dla tych połączeń wynosi około 1,15, a zatem jest najkorzystniejszy w porównaniu z wielkością tego współczynnika dla innych, powszechnie stosowanych połączeń /wtłaczanych, wielowypustowych/. Interesująco przedstawiają się badania nośności połączeń ze stożkowymi pierścieniami zaciskowymi przy zmiennym obciążeniu skręcającym, których wyniki były przedmiotem osobnej publikacji autorów [1]. Zaznaczmy tylko, że wraz ze wzrostem zmiennego momentu skręcającego i liczby cykli obciążenia powiększa się statyczny moment prześlizgu w tych połączeniach. Jest to na pewno korzystna cecha eksploatacyjna.

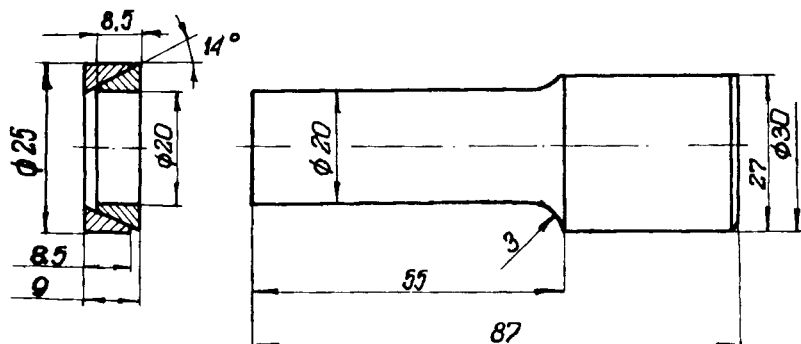
Niezwykle istotną rolę w zmęczeniowym zachowaniu się omawianych połączeń odgrywają poślizgi względne pomiędzy wałkami a pierścieniami oraz wywołane nimi zjawiska zmęczeniowe. Wyniki badań tych poślizgów i niektórych zjawisk zmęczeniowych stanowią treść niniejszej publikacji; obszerność tych badań zmusiła do skrótowego potraktowania opisu i pominięcia materiału dokumentacyjnego.

## 2. Warunki i wyniki badań

Podstawowe układy pomiarowe podano w [1], tym niemniej dla ogólnej orientacji na rysunku 1, przedstawiono badany układ, a na rysunku 2 wymiary wałka i pierścieni. Pierścień stożkowy wykonano z cieplnie ulepszonej stali 45, natomiast wałki ze stali St 4 w stanie normalizowanym. Wymiary nominalne pierścieni określono w oparciu o pracę [2]. Badania zmęczeniowe prowadzono na urządzeniu zaprojektowanym i wykonanym w Katedrze Podstaw Konstrukcji Maszyn WAT.



Rys. 1

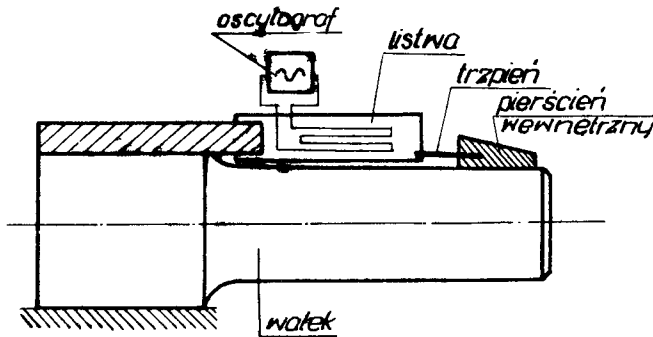


Rys. 2

Z badań nośności połączeń [1] będzie wykorzystany tu współczynnik obciążenia  $K$ , który jest opisany stosunkiem zmiennego momentu obciążającego złącze  $M_{obc}$  do statycznego momentu skręcającego przedślizgu przed obciążeniem  $M_{po}$ .

Dla zbadania i prześledzenia poślizgów zbudowano specjalny, elektroniczny układ pomiarowy. Schemat ogólny tego układu przed-

stawiono na rysunku 3.



Rys.3.

Zasadniczym elementem układu pomiarowego jest listwa z obustronnie naklejonymi tensometrami rezystancyjnymi. Dzięki dwóm czynnym czujnikom czułość mostka była dwukrotnie większa. Bliskie umieszczenie czujników zapewniło dobrą kompensację wpływu zmian temperatury na wskazania mostka pomiarowego. Obwodowe przemieszczenie się pierścienia wewnętrznego względem wałka/poślizg względny / powoduje ugięcie listwy tensometrycznej, a tym samym zmiany rezystancji tensometrów. Zmiany te są rejestrowane przy pomocy oscylografu na papierze fotograficznym.

Dla określenia wartości liczbowych uzyskanych wyników, przeprowadzono cechowanie układu przy pomocy śruby mikrometrycznej.

W celu uniknięcia wpływu sił bezwładności listwy i trzcienia na wartości poślizgów względnych, określono wielkość ugięcia listwy przy sztywnym mocowaniu pierścienia do wałka, którą względniło przy wyznaczeniu poślizgów względnych.

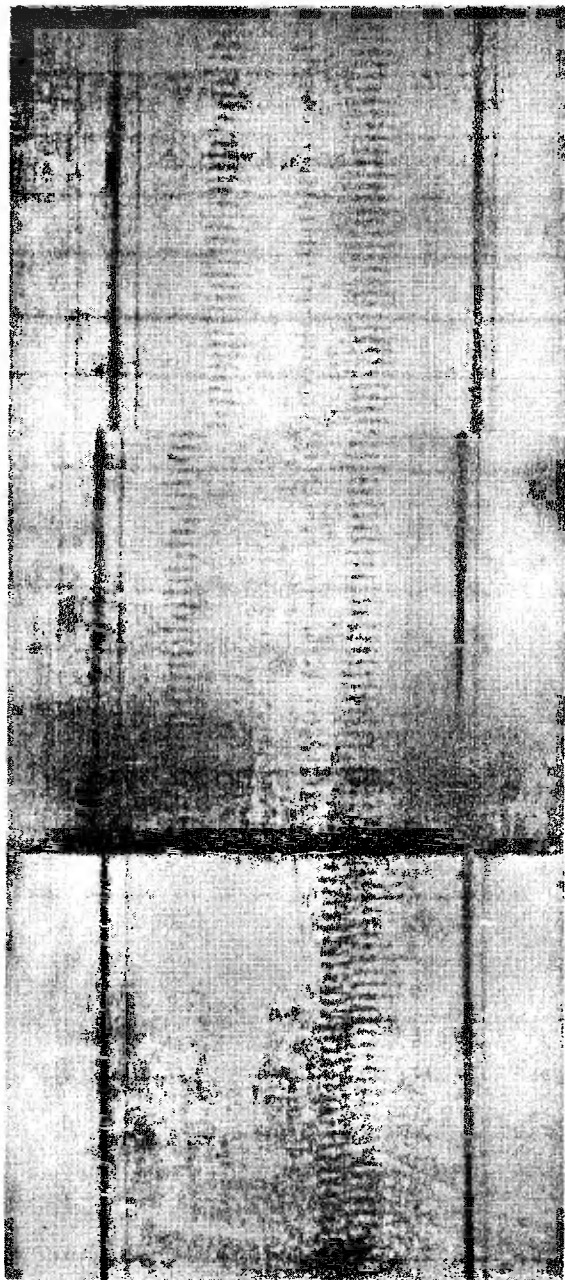
Pomiary poślizgów względnych wykonano dla trzech wartości statycznego momentu skręcającego prześlizgu i współczynnika obciążenia, a mianowicie dla  $M_{po} = 90, 675$  i  $450$  kGcm oraz  $K = 0,9$   $0,71$   $0,5$ . Odpowiada to dokładnie poszczególnym seriom badań nośności [1]. Poślizgi względne określono w zakresie od 0 do  $10 \cdot 10^6$  cykli zmian obciążenia, przy czym oscylogramy zdejmowano o  $2 \cdot 10^6$  cykli w przedziale  $N_i = 0,2,4,6,8, 10 \cdot 10^6$ . Wartość 0 jest wielkością umowną, w rzeczywistości odpowiada ono  $/3-5/ \cdot 10^3$  cykлом.

Każdy pomiar powtarzano 3-krotnie dla tych samych wielkości parametrów  $M_{po}$ ,  $K$  i  $N_i$ , stąd oznaczenie 1,2,3, 1', 2', 3', i 1'', 2'', 3''. W celu wyznaczenia rzeczywistych poślizgów, od podwójnej amplitudy poślizgów pokazywanej np. na rysunku 4, należy odjąć wartość podwójnej amplitudy ugięcia listwy pomiarowej wynoszącej w tym przypadku 9 mm i uzyskaną wartość pomnożyć przez współczynnik skali  $k = 3,33 \frac{\mu m}{mm}$  /wynik w  $\mu m$ /. Na rysunkach 4, 5 i 6 pokazano wybrane oscylogramy ilustrujące wielkości poślizgów względnych. W oparciu o obszerne wyniki pomiarów sporządzono wykresy rzeczywistych przebiegów poślizgów względnych  $S$  w  $\mu m$  w zależności od liczby cykli zmian obciążenia  $N$ . Wybrane ze zbioru pomiarów pokazano przykładowo na rysunku 7.

Jak należało spodziewać się -wyniki charakteryzują się bardzo dużym rozrzutem; jest to spowodowane złożonością zjawisk zmęczeniowych zachodzących w czasie poślizgów względnych, a zwłaszcza występowaniem korozji ciernej.

Dla prześledzenia przede wszystkim efektów korozji ciernej, badano powierzchnię wałka oraz przekroje wzdłużne wałka i pierścienia wewnętrznego. Powierzchnie zawierające ślady korozji

$$M_{po} = 900 \text{ kGcm} \quad k = 0,9$$



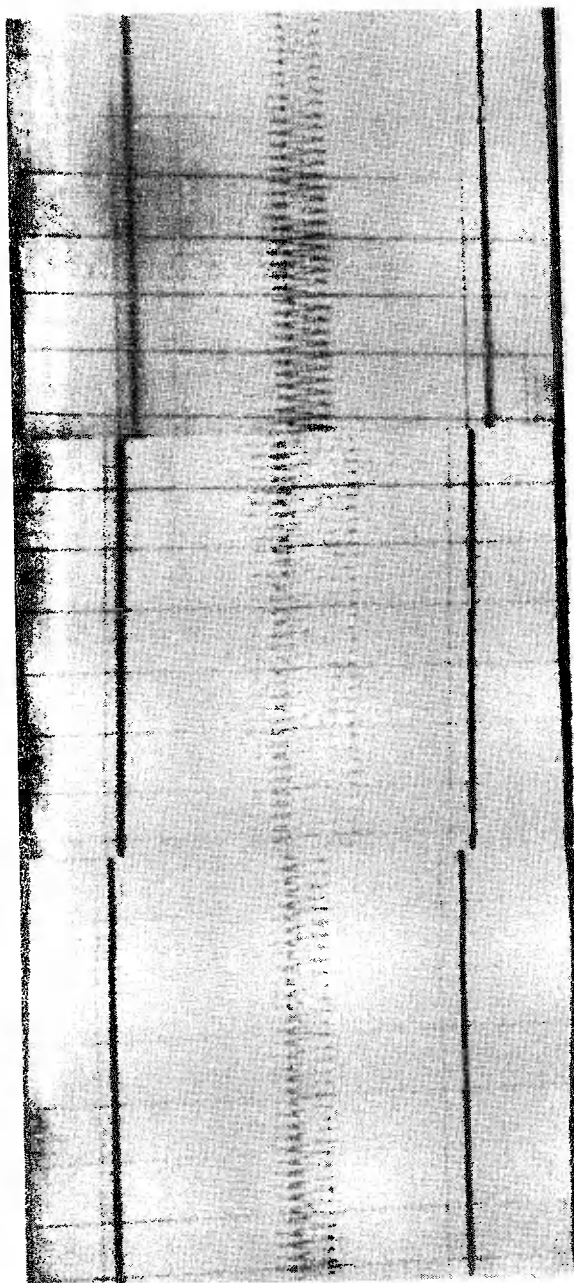
$$N = 0$$

$$N = 4 \cdot 10^6$$

$$N = 10 \cdot 10^6$$

Rys. 4

$$M_{DO} = 675 \text{ kgGcm} \quad k = 0,9$$



$$N = 0$$

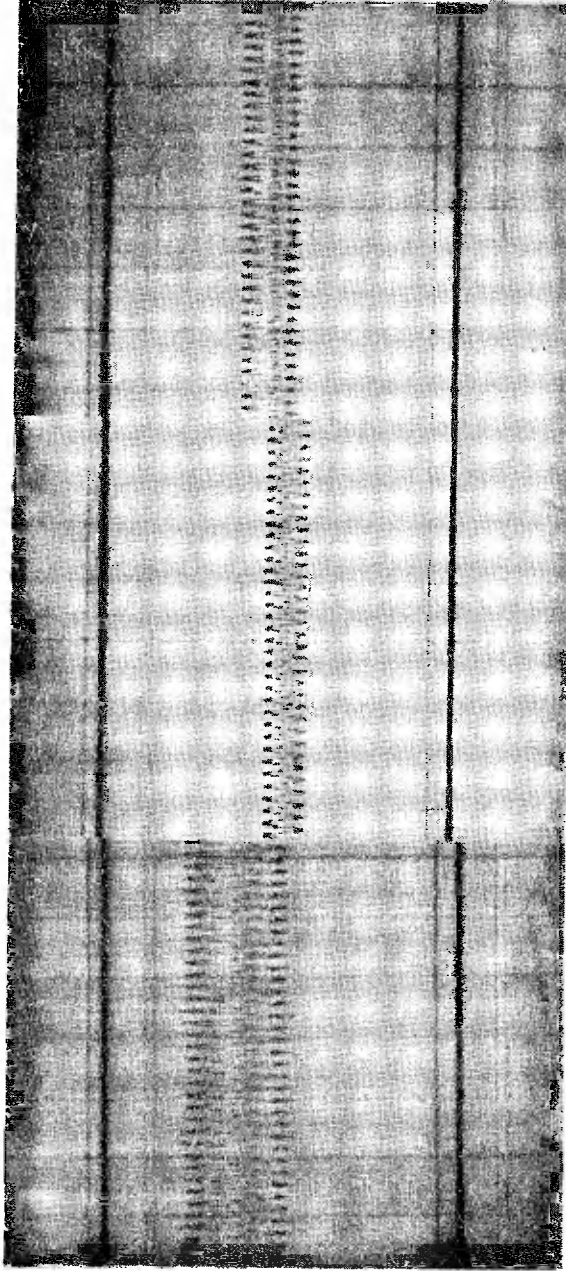
$$N = 4 \cdot 10^6$$

$$N = 10 \cdot 10^6$$

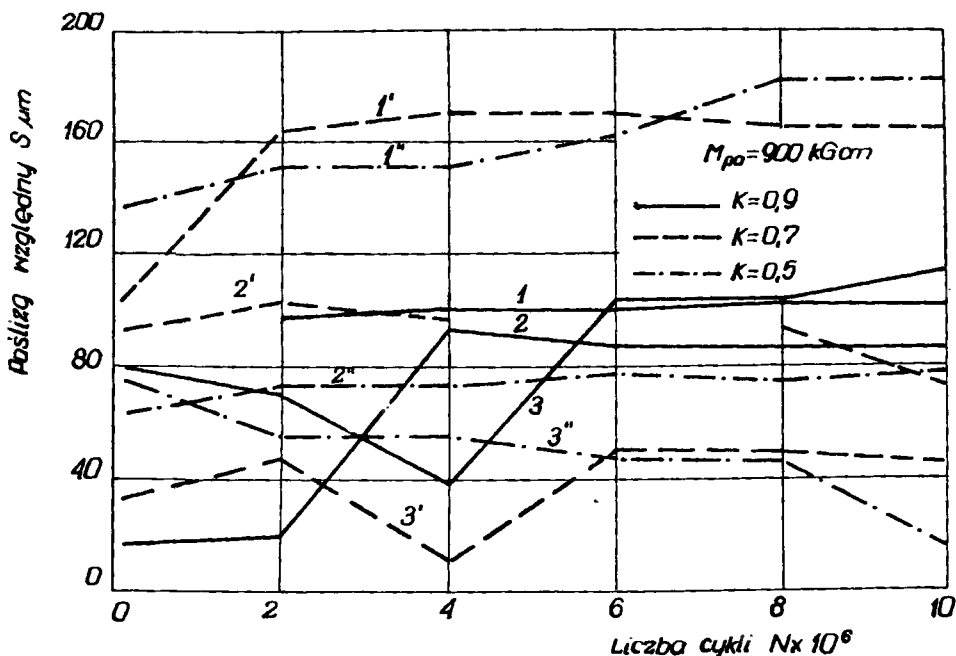
rys. 5



$$M_{po} = 450 \text{ kGcm} \quad K = 0,7$$

 $N = 0$  $N = 4 \cdot 10^6$  $N = 10 \cdot 10^6$ 

Rys. 6

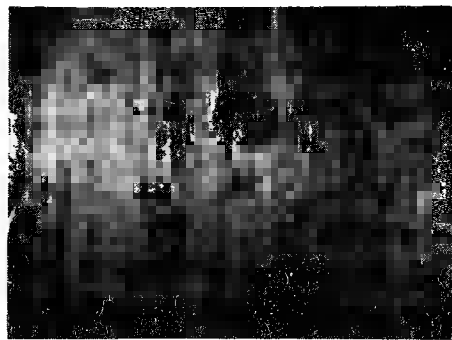


Rys. 7

ciernej świadczą na ogół o wielkości powierzchni przylegania wałka i pierścienia wewnętrznego. Można przyjąć, że powierzchnie te decydują o wielkości rzeczywistych nacisków powierzchniowych. Jak należało oczekiwać - nie stwierdzono zbyt dobrego przylegania do siebie tych elementów. Nie przeprowadzono bowiem docierania elementów złącza pragnąc przybliżyć badania modelowe do konkretnych warunków praktycznych. Typowe przykłady wycinków powierzchni ze śladami korozji czarnej przedstawiono na rysunku 8/ $M_{po} = 900 \text{ kGcm}$ ,  $k = 0,7$ ,  $N = 10^7$  i 9/ $M_{po} = 450 \text{ kGcm}$ ,  $K = 0,9$ ,  $N = 10^7$ .



Rys. 8



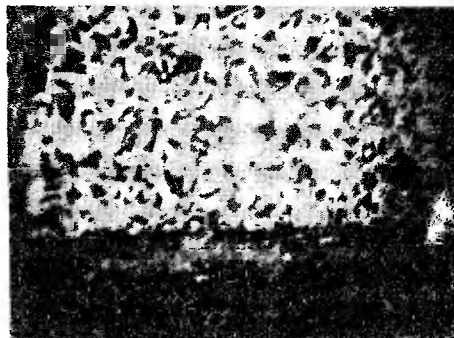
Rys. 9

Ślady działania korozji czarnej świadczą o naruszeniu spójności obszarów powierzchniowych. Dla zbadania głębokości zniszczenia wykonano na licznych próbkach przekroje wzdłużne wałka i pierścienia wewnętrznego.

Na rysunku  $10/M_{po} = 675 \text{ kGcm}$   $K = 0,9$ ,  $N = 10^7 /$  i  $11$   
 $M_{po} = 900 \text{ kGcm}$ ,  $k = 0,9$ ,  $N = 10^7 /$  przedstawiono skutki działania korozji czarnej w głąb materiału.



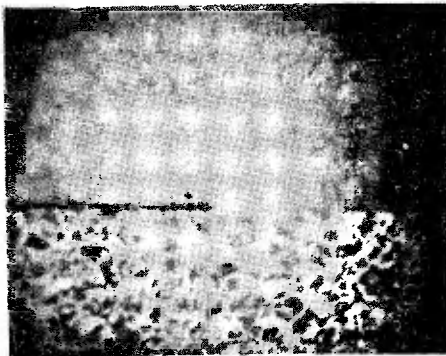
Rys. 10



Rys. 11

Pomiędzy wałkiem i pierścieniem stwierdzono występowanie produktów ścierania. Składają się one z materiału wałka/rys.10/ lub z materiału pierścienia albo ze zgrzanych cząstek materiału wałka i pierścienia /rys.11/. Kształt i rozmieszczenie produktów niszczenia wzdłuż krawędzi styku jest różny.

Zgrzeiny występują głównie w tych przypadkach, gdzie statyczny moment skręcający  $M_{po} = 900 \text{ kGcm}$ , co odpowiada średniemu naciskowi powierzchniowemu  $p = 12 \text{ kG/mm}^2$ . Ilość startych cząstek zależy od nacisków powierzchniowych, poślizgów względnych i nierówności powierzchni. Prawie zawsze występują wykruszenia wałka i pierścienia w strefie początkowej i końcowej pierścienia, co wiąże się z efektem krawędziowym. Obserwowano również lokalne dość ścisłe przyleganie powierzchni wałka i pierścieni bez wyraźnych śladów produktów zużycia, jak to przykładowo przedstawiono na rysunku 12  $M_{po} = 900 \text{ kGcm}$ ,  $K = 0,9$ ,  $N = 4,6 \cdot 10^7$ .



Rys. 12

### 3. Podsumowanie

Przeprowadzone badania wykazały, że poślizgi względne występujące w stosowanych warunkach obciążenia i liczbie cykli zmian obciążenia są stosunkowo duże i mieszczą się w granicach od 30 do 100  $\mu\text{m}$  dla wartości przeciętnych. Są to wielkości, które w zasadzie powodują ścieranie ewentualnie powstałych pęknięć zmęczeniowych. Można tak sądzić na podstawie bardzo obszernych badań efektów korozji czarnej, opublikowanych w kilku po sobie następujących pracach [3]. Dotyczą one innych warunków obciążenia /zmiennie zginanie/, ale wnioski jakościowe są przydatne w naszej pracy. Należy pamiętać, że rzeczywiste wartości poślizgów względnych mogą być znacznie niższe. Wówczas może nastąpić propagacja pęknięć zmęczeniowych zainicjowanych spiętrzeniem naprężeń, związanych również z siłami tarcia w czasie ścierania. W analizowanych przy -

padkach nie obserwowano pęknięć zmęczeniowych, a to głównie z powodu niskiego zewnętrznego naprężenia skręcającego. Maksymalna amplituda naprężenia skręcającego wynosiła  $7 \text{ kg/mm}^2$  / z uwzględnieniem współczynnika działania karbu/. Daje to w odniesieniu do granicy zmęczenia na skręcanie dla stali St 4 w stanie normalizowanym wynoszącej  $Z_{s0} = 10 \text{ kg/mm}^2$ , z której wykonane były wałki - rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa  $\delta = 1,4$ . Jednakże stan powierzchni /rys. 8,9,10 i 11/ wałka wskazuje, że występujące zjawiska korozji ciernej mogą obniżyć wytrzymałość zmęczeniową zwłaszcza w przypadku przeciążenia układu.

Z przeprowadzonych badań i uzyskanych wyników wypływa konieczność podjęcia dalszych doświadczeń dla określenia wpływu korozji ciernej i innych zjawisk towarzyszących poślizgom ze względu na wytrzymałość zmęczeniową, na skręcanie połączeń z pierścieniami w zakresie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej oraz w przypadku pojawienia się przeciążeń.

#### Literatura

1. Kocańda S., Tutaj J.: Nośność połączeń z pierścieniami stożkowymi przy zmiennym obciążeniu skręcającym. Biuletyn WAT /w druku/.
2. Maćkiewicz J.: Wpływ parametrów wytrzymałościowych, technologicznych i ruchowych na połączenie piasty z wałem zaciskowymi pierścieniami stożkowymi. Rozprawa doktorska. Politechnika Wrocławska, Wrocław 1967.

3. Mschioka K., Nishimura S., Hirakawa K.: Fundamental investigations of fretting fatigue. Bulletin of Japan Society Mechanical Engineers, cz. 1, Vol. 11, nr 45, 1968, s. 437-435; Mschioka K., Hirakawa K.: cz.2, Vol. 12, nr 50, 1969, s.180-17; cz. 3, Vol.12, nr 51, 1969, s.397-407; cz.4, Vol. 12, nr 51, 1969, s. 408-414; cz.5, Vol. 12, nr 52, 1969, s. 692-697; cz.6, Vol. 15, nr 80, 1972, s.135-144.

TESTS OF RELATIVE SLIDES IN SOME FATIGUE PHENOMENA  
IN CONNECTIONS WITH CONIC CLIP RINGS

Summary

In this article there have been presented tests results of relative slides in connections with conic clip rings, as well as fatigue phenomena caused by these slides - which occur at a pendulous torsion.

Relative circuit slides, which had been measured by means of a specially constructed electronic equipment, were changing regularly together with increase of circuit loading number/ to  $5 \cdot 10^7$ / in the range from  $30 \mu\text{m}$  to  $100 \mu\text{m}$  at torsion moment amplitudes from 450 to 900 kGcm and surface pressure equal to  $12 \text{ kG/mm}^2$ . They have not influenced the decrease of joints load capacity but caused the appearance of fretting corrosion as well as surface fatigue damages in a case of fate of joint overcharging.

ИССЛЕДОВАНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНЫХ СКОЛЬЖЕНИЙ  
И НЕКОТОРЫХ ЯВЛЕНИЙ УСТАЛОСТИ В СОЕДИНЕНИИ  
С КОНУСНЫМИ ЗАЖИМНЫМИ КОЛЬЦАМИ

Резюме

В работе представлены результаты исследований относительных скольжений в соединении с конусными зажимными кольцами, а также усталостных явлений, вызванных этими скольжениями — какие происходят при маятниковом скручивании. Относительные обводные скольжения, измеряемые с помощью специально построенного электронного прибора, изменялись нерегулярно одновременно с увеличением числа циклов нагрузки /до  $5 \cdot 10^7$ / в пределах от 30  $\mu\text{m}$  до 100  $\mu\text{m}$  при амплитудах скручиваемого момента от 450 до 900 кг/см и поверхностном давлении равняющемся 12 кг/мм<sup>2</sup>. Они не повлияли на уменьшение предельной нагрузки соединений, но вызвали появление коррозии при трении, а также поверхностные усталостные повреждения, которые могут стать активными очагами усталостных трещин в случае случайных перегрузок соединений.

Tadeusz Robakowski

OGRANICZONA WYTRZYMAŁOŚĆ ZMĘCZENIOWA POŁĄCZEŃ ZE STALI  
O ZWIĘKSZONEJ ODPORNOŚCI NA KOROZJĘ ATMOSFERYCZNĄ

W pracy przedstawiono własności mechaniczne złączy blach o grubości 12 mm spawanych ręcznie elektrodami w gatunku ES10HB, w osłonie CO<sub>2</sub> drutem Sp1GS i łukiem krytym drutem Sp2GA przy użyciu topnika TAsT-1. Przeprowadzono badania zmęczeniowe złączy w zakresie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej.

Ograniczoną wytrzymałość zmęczeniową wyznaczono na bazie  $N=10^5$  i  $N=10^6$  cykli przy współczynniku asymetrii cyklu  $R=+0,2$  i  $R=+0,5$ . Na podstawie wyników badań wykreślono uproszczone wykresy Goodmana.

## 1. Wstęp

Ogólnosiwiatowe tendencje zmierzające do stosowania tworzyw konstrukcyjnych o coraz wyższej wytrzymałości, znalazły również oddźwięk w przemyśle polskim. Od kilku lat obserwuje się znaczne nasilenie prac zmierzających do rozszerzenia istniejącego asortymentu stali o podwyższonej wytrzymałości, w tym również stali o zwiększonej odporności na korozję atmosferyczną, przeznaczonych do budowy konstrukcji spawanych. Prace te wynikają z ko-



nieczności poprawienia wskaźników eksploatacyjnych oraz trwałości wielu urządzeń i konstrukcji nośnych w budownictwie, transporcie jak też w innych dziedzinach gospodarki narodowej. Nie bez znaczenia jest również w tym przypadku uzyskanie oszczędności deficytowego żelaza w celu wyprodukowania dodatkowych ilości wyrobów hutniczych, potrzebnych do realizacji nowych inwestycji.

Stale o podwyższonej wytrzymałości i zwiększonej odporności na korozję atmosferyczną, stosowane są w wielu przemysłowych krajach w budowie taboru szynowego, urządzeniach transportowych różnego rodzaju materiałów sypkich, zbiorników, cystern, silosów i innych konstrukcji stojących na wolnym powietrzu, a także w budownictwie stalowym. Od kilku lat stale o zwiększonej odporności na korozję atmosferyczną stosowane są w Polsce w budownictwie konstrukcji taboru kolejowego i górniczego. Osiągnięty poziom własności mechanicznych tych stali nie zadawała użytkowników. Dlatego też w Instytucie Metalurgii Żelaza opracowano asortyment stali spawalnych o wyższej granicy plastyczności przy zachowaniu tej samej odporności na korozję atmosferyczną. Na podstawie dotychczasowych doświadczeń wytypowano dwa gatunki oparte na stali 10HA, różniące się dodatkiem tytanu i wanadu. Nowe gatunki stali o granicy plastyczności  $Re_{min} = 40 \text{ kg/mm}^2$  oznaczono symbolami 10HAT i 10HAV. Podwyższona granica plastyczności w stosunku do stali 10HA pozwala na znaczne obniżenie ciężaru ustrojów nośnych, projektowanych z innych gatunków stali o tej samej odporności na korozję atmosferyczną.

Szersze zastosowanie stali 10HAT i 10HAV do budowy konstrukcji spawalnych uwarunkowane jest możliwością spawania ręcznego oraz spawania metodami zmechanizowanymi, do których należą:

spawanie w osłonie  $\text{CO}_2$  i spawanie łukiem krytym. Przystępując do projektowania konstrukcji z nowych stali, konstruktor musi dysponować przekonującymi danymi w zakresie własności mechanicznych złączy spawanych a niekiedy także wynikami badań zmęczeniowych. Badania takie podjęto w Instytucie Spawalnictwa w Gliwicach.

## 2. Stal 10HAT i 10HAV

Stale w gatunku 10HAT i 10HAV produkowane są w postaci blach grubych 3-12 mm oraz kształtowników i prętów płaskich o grubości do 20 mm [1,2]. Skład chemiczny stali 10HAT i 10HAV przeznaczonej do badań zestawiono w tabelicy 1, zaś własności mechaniczne w tabelicy 2.

Do badań użyto blachę ze stali 10HAT i 10HAV o grubości 12 mm. Skład chemiczny i własności mechaniczne stali 10HAT i 10HAV są na ogół zgodne z "Tymczasowymi warunkami technicznymi dla blach grubych 3-12 mm". Odstępstwo od składu chemicznego wykazuje stal 10HAV jeśli chodzi o zawartość węgla /0,16 % C/. Stal 10HAT posiada nieco zaniżone własności mechaniczne. Granica plastyczności osiąga poziom 39,3 - 40,7  $\text{kg/mm}^2$ , zaś wytrzymałość doraźna odbiega w dół od określonej warunkami technicznymi o około 3  $\text{kg/mm}^2$ .

## 3. Własności mechaniczne spawanych złączy; materiały dodatkowe do spawania

Do ręcznego spawania łukowego stali 10HAT i 10HAV opraco- wano elektrody o otulinie zasadowej w gatunku ES10HB [3]. Stopiwo tych elektrod daje następujące własności mechaniczne:  $R_e = 42,0-43,3 \text{ kg/mm}^2$ ,  $R_m = 52,3-54,6 \text{ kg/mm}^2$ ,  $A_5 = 27,0-27,6 \%$ ,  $Z = 66,0-67,0 \%$  i udarność na próbkach z karbem Charpy V przy temperaturze + 20°C  $K_V = 14,3-19,5 \text{ kGm/cm}^2$ . Przy temperaturze

Tablica 1

## Analiza chemiczna stali 10 HAT i 10 HAV

Gatunek stali	C %	Mn %	Si %	P %	S %	Cr %	Ni %	V %	Ti %	Al %	Cu %
10 HAT	0,11	0,35	0,32	0,015	0,018	0,57	0,02	-	0,05	0,041	0,21
wg tymczasowych warunków technicznych	0,12	0,25-	0,25	0,07-	0,05	0,5-	-	-	0,03	0,02	0,25
		-0,55	-0,60	-0,10		-1,0			-0,08		0,50
10 HAV	0,16	0,50	0,37	0,077	0,021	0,64	0,02	0,10	-	0,023	0,27
wg tymczasowych warunków technicznych	0,12	0,25-	0,25	0,07-	0,05	0,5-	-	0,03-	-	0,02	0,25-
		-0,55	0,50	-0,10		1,0		-0,08			0,50

Tablica e

Własności mechaniczne i udarność blach ze stali 10 HAT i 10 HAV

Gatunek stali	p	R <sub>e</sub> <sup>2</sup> kg/mm <sup>2</sup>	R <sub>m</sub> <sup>2</sup> kg/mm <sup>2</sup>	A <sub>5</sub> %	Udarność K <sub>v</sub> kgm/cm <sup>2</sup>			
					+ 20°C	0°C	-20°C	
10 HAT s = 12 mm		wzdłuż kierunku walcowania						
	1	40,5	49,2	28,2	19,5	16,0	3,1	
	2	41,0	49,0	28,3	10,0	15,1	4,5	
	3	39,6	48,8	26,5	17,3	14,0	5,8	
	4	39,3	49,0	26,8	w poprzek kierunku walcowania			
5	40,7	48,8	28,3	5,3	4,4	1,1		
		wzdłuż kierunku walcowania						
		w poprzek kierunku walcowania						
10 HAV	1	45,2	61,5	28,2	8,5	4,8	4,6	
	2	45,2	61,8	28,7	13,0	4,9	2,0	
	3	45,5	62,3	26,2	7,8	9,4	4,9	
			w poprzek kierunku walcowania					
	5	45,2	61,7	31,2	3,4	2,3	2,1	
		wzdłuż kierunku walcowania						
		w poprzek kierunku walcowania						
		wzdłuż kierunku walcowania						
		w poprzek kierunku walcowania						

$-40^{\circ}\text{C}$  udarność wynosi  $K_V = 5,0-6,1 \text{ kGm/cm}^2$ . Ręczne spawanie łukowe stali 10HAT i 10HAV nie nastęrcza trudności. Do spawania należy stosować elektrody starannie wysuszone przy temperaturze  $350-370^{\circ}\text{C}$  w ciągu około 3 godzin. Własności mechaniczne i plastyczne złączy są zadawalające. Przy zginaniu uzyskuje się kąty gięcia  $180^{\circ}$  przy średnicy trzpienia gnącego  $3a$ , gdzie  $a$  - grubość złącza.

Stale 10HAT i 10HAV można spawać automatycznie łukiem krytym drutami w gatunku Sp2Ga przy użyciu topnika TAST-1 [4]. Przy zastosowaniu tych materiałów dodatkowych uzyskuje się zadawalające własności mechaniczne połączeń. Złącza doczołowe zrywają się poza spoiną w materiale rodzimym, zaś przy zginaniu uzyskuje się kąty gięcia  $180^{\circ}$ .

Udarność spoin w zależności od temperatury zestawiono w tablicy 3.

Tablica 3

Udarność spoin na stali 10HAT i 10HAV

Stal miejsce usytuowania karbu	Lp	Udarność $K_V \text{ kGm/cm}^2$			
		$+20^{\circ}\text{C}$	$0^{\circ}\text{C}$	$-20^{\circ}\text{C}$	$-40^{\circ}\text{C}$
Stal 10HAT Karb w spoinie /drut Sp2GA/	1	10,4	5,0	1,8	2,1
	2	7,8	5,3	1,5	1,5
	3	10,3	5,8	1,5	1,5
Stal 10HAV Karb w spoinie /drut Sp2GA/	1	8,0	6,3	5,8	2,6
	2	9,5	7,3	3,3	3,3
	3	7,3	6,3	2,5	2,1

Udarność spoin w temperaturze  $+20^{\circ}\text{C}$  spełnia wymagania dla materiału rodzimego zgodnie z "Tymczasowymi warunkami technicznymi". Ze spadkiem temperatury uzyskuje się znaczne obniżenie

poziomu udarności.

Do spawania w osłonie CO<sub>2</sub> stali 10HAT i 10HAV najbardziej przydatny jest drut w gatunku Sp1GS. Badania wykazały, że złącza spawane zrywały się w materiale rodzimym, poza spoiną. Przy zginaniu uzyskiwano kąty gięcia 180°, zarówno od strony grani jak i od strony lica. Świadczy to o dobrych własnościach plastycznych złączy. Udarność spoin wykonywanych w osłonie CO<sub>2</sub> zestawiono w tabelicy 4.

Tabelica 4

Udarność spoin w osłonie CO<sub>2</sub>

Stal, miejsce usytuowanie karbu	Lp	Udarność kGm/cm <sup>2</sup>			
		+20°C	0°C	-20°C	-40°C
Stal 10HAT	1	8,8	7,5	5,6	3,3
Karb w spoinie /drut Sp1GS/	2	10,3	7,5	7,2	2,8
	3	12,2	7,2	4,4	3,9
Stal 10HAV	1	7,0	5,6	3,4	3,0
Karb w spoinie /drut Sp1GS/	2	6,1	5,0	4,1	2,5
	3	6,1	5,1	4,5	2,3

W przypadku spawania w osłonie CO<sub>2</sub> złącza posiadają wyższą udarność w porównaniu do spoin wykonywanych automatycznie łukiem krytym. Jest to między innymi spowodowane tym, że przy spawaniu w osłonie CO<sub>2</sub> spoiny wykonywane są w kilku warstwach.

#### 4. Badania zmęczeniowe złączy spawanych

Korzyści wynikające z zastosowania stali o podwyższonej wytrzymałości uwidaczniają się w ustrojach nośnych konstrukcji, które charakteryzują się:

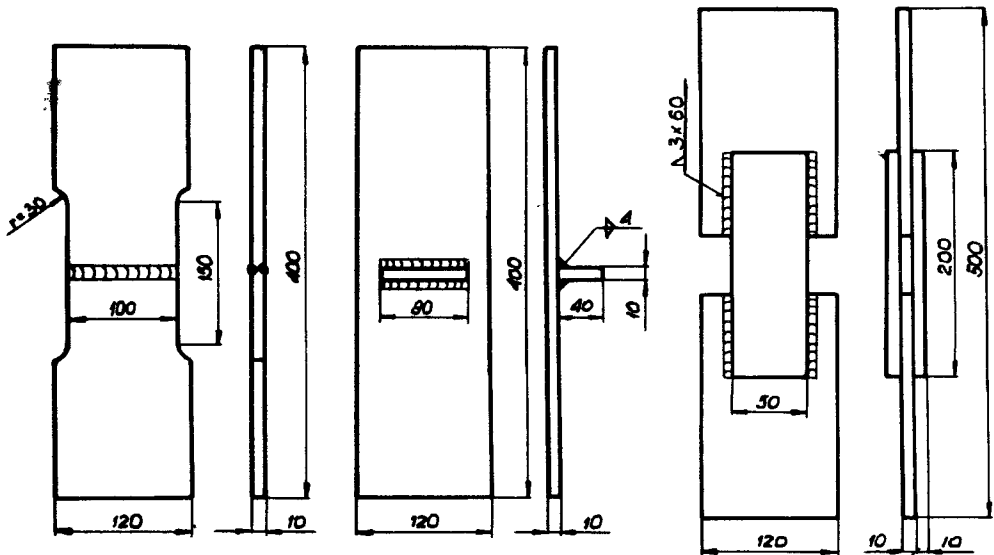
- małymi smukłościami elementów składanych,
- małą liczbą cykli przenoszonych podczas eksploatacji,

- małą składową naprężeń od obciążeń zmiennych,
- małymi współczynnikami koncentracji naprężeń w złączach spawanych.

Duże korzyści ekonomiczne można osiągnąć również w konstrukcjach wymiarowanych na podstawie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej.

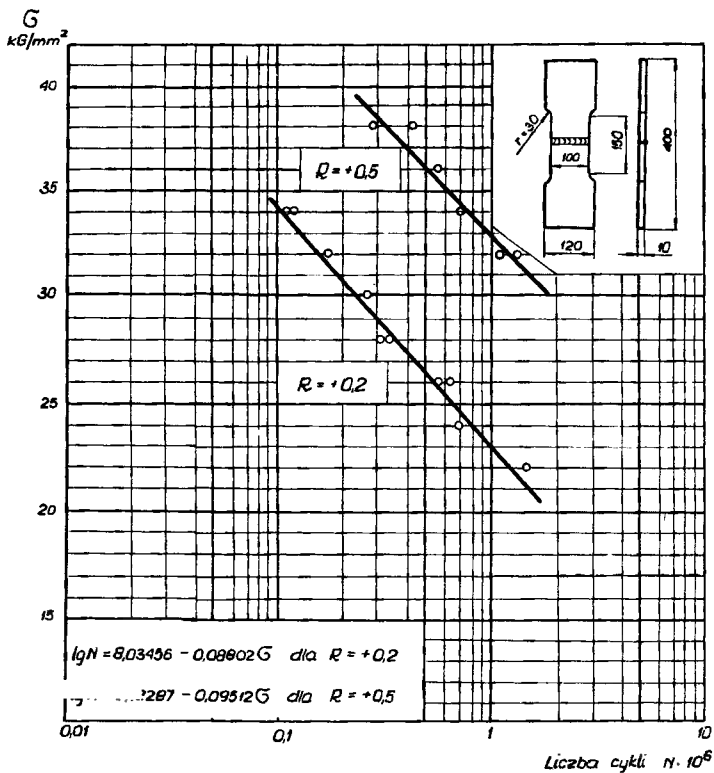
W związku z tym w badaniach zmęczeniowych złączy spawanych ze stali 10HAT i 10HAV, postanowiono określić ograniczoną wytrzymałość zmęczeniową na bazie  $N = 10^5$  i  $N = 10^6$  cykli przy dwóch współczynnikach asymetrii cyklu  $R = +0,2$  i  $R = +0,5$ .

Do badań zmęczeniowych złączy ze stali 10HAT i 10HAV użyto blachę o grubości 10 mm. Blachy przeznaczone na złącza spawane cięto i ukosowano maszynowo tlenem. Brzegi elementów złączy z nakładkami i blachy próbek z żebrzem poprzecznym obrobiono mechanicznie. Złącza wykonano elektrodami w gatunku ES10HB. Kształt próbek podano na rysunku 1.



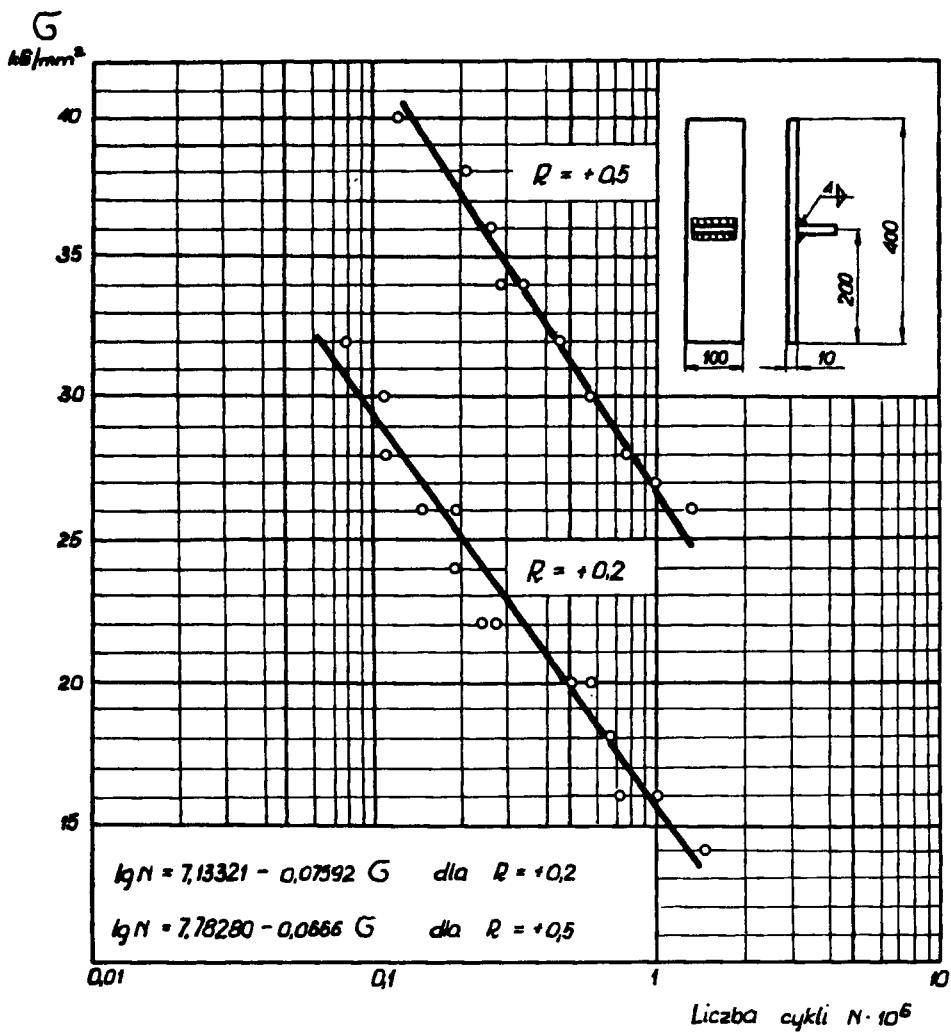
Rys.1. Kształt próbek do badań zmęczeniowych

Wyniki badań zmęczeniowych złączy naniesiono na siatkę półlogarytmiczną, wyrażając zależność pomiędzy  $\bar{\sigma}$ -logN za pomocą linii prostej, wyznaczonej metodą najmniejszych kwadratów. Na rysunkach 2-4 pokazano linie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej dla złączy doczołowych z zębem poprzecznym i złączy nakładkowych ze stali 10HAV. Stal ta jest preferowana do szerokiego stosowania w budowie konstrukcji budowlanych, taboru kolejowego, zbiorników, a także konstrukcji stosowanych w budownictwie rolniczym.



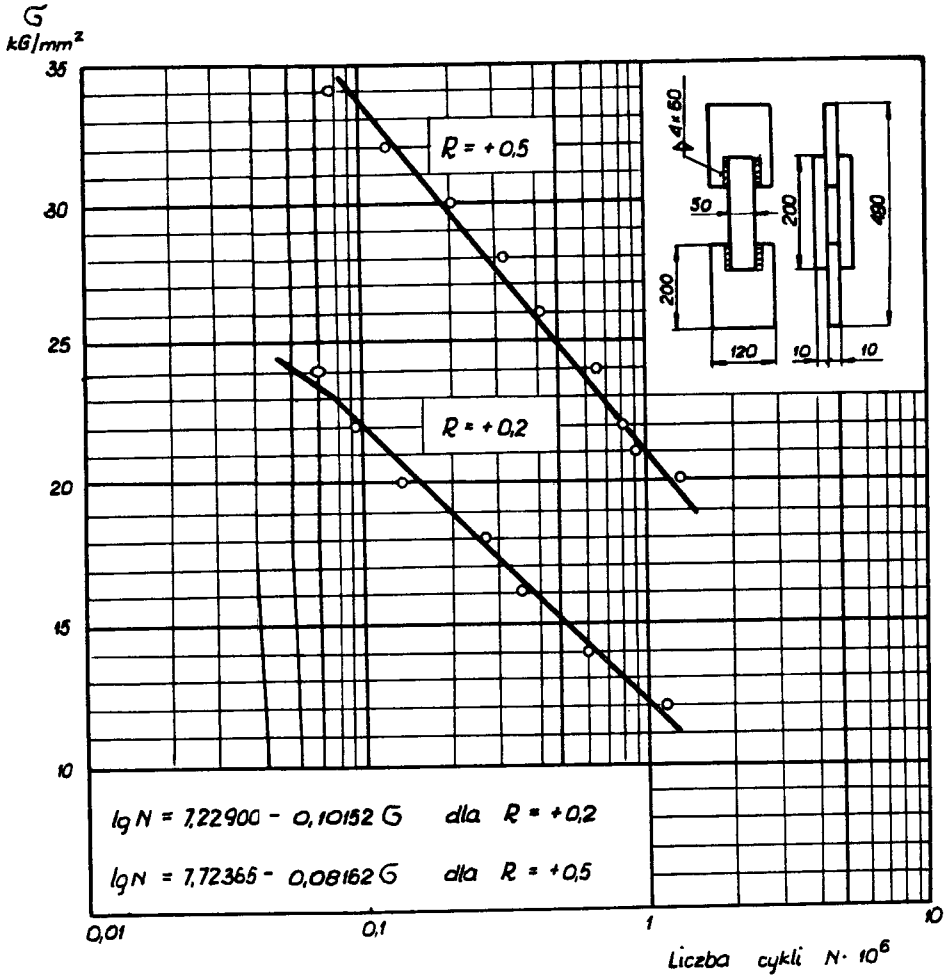
Rys.2. Linie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej dla złączy doczołowych ze stali 10HAV





Rys.3. Linie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej dla złączy z zębem poprzecznym ze stali 10HAV

W tabelicy 5 zestawiono ograniczoną wytrzymałość zmęczeniową złączy.



Rys.4. Linie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej dla złączy nakładkowych ze stali 10HAV

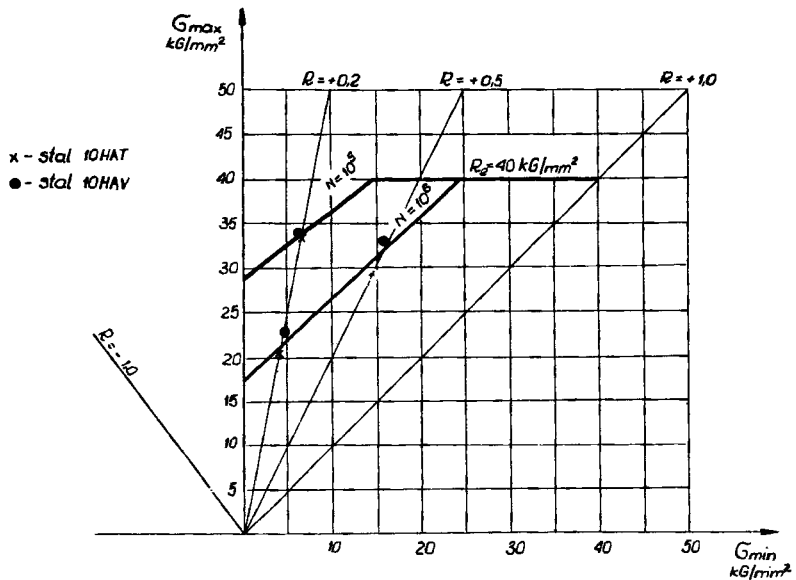
Na podstawie tablicy 5 dla każdego rodzaju złączy wyznaczone uproszczone wykresy Godmana, podające zależność naprężenia  $\sigma_{\max} = f(\sigma_{\min})$  na bazie  $N = 10^5$  i  $N = 10^6$  /rys.5-7/.

Tablica 5

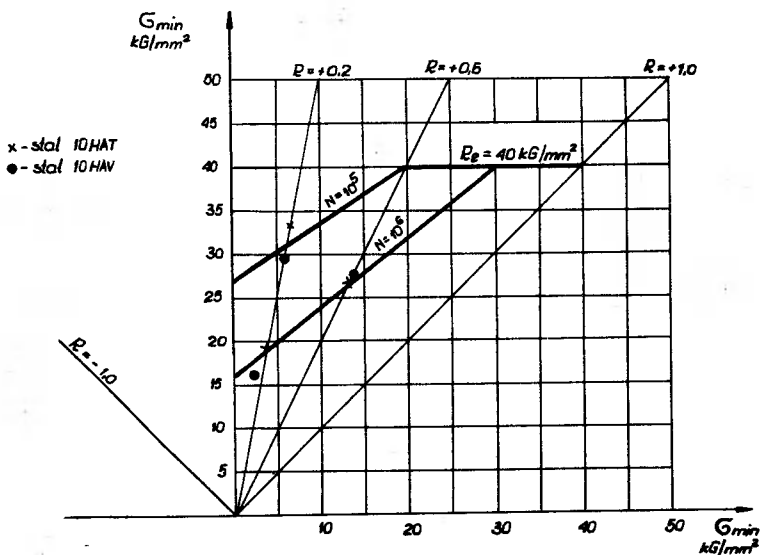
## Ograniczona wytrzymałość zmęczeniowa złączy

Rodzaj złącza	Stal	Zrj <sub>0,5</sub> kg/mm <sup>2</sup>		Zrj <sub>0,2</sub> kg/mm <sup>2</sup>	
		N = 10 <sup>5</sup>	N = 10 <sup>6</sup>	N = 10 <sup>5</sup>	N = 10 <sup>6</sup>
Doczołowe	10HAT	-	29,5	34	21
	10HAV	-	29	33	20,5
	St3S	-	29	32	21
Z żebrem poprzecznym	10HAT	-	27,5	33,5	19,5
	10HAV	40	27	29,5	16
Nakładkowe, spoiny podłużne	10HAT	32,5	21	23,5	16
	10HAV	32	20	22	14

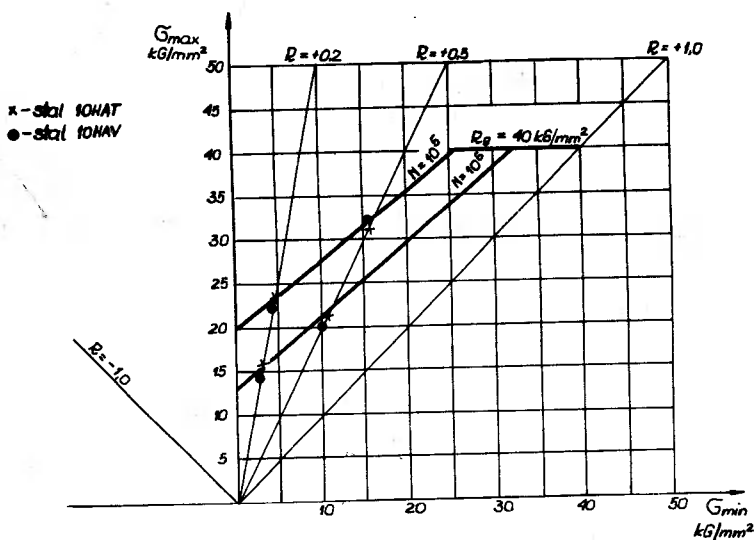
Z wykresów tych można odczytać naprężenia niszczące  $\sigma_{max}$  w zależności od współczynnika asymetrii cyklu.



Rys.5. Uproszczony wykres Goodmana dla złączy doczołowych ze stali 10HAT i 10HAV

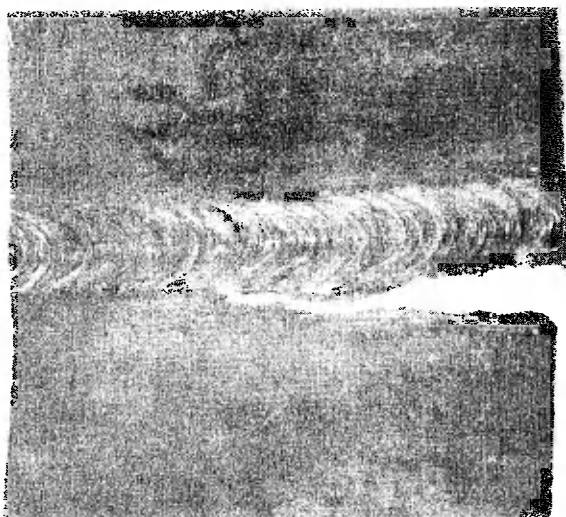


Rys.6. Uproszczony wykres Goodmana dla złączy z żebrzem poprzecznym ze stali 10HAT i 10HAV



Rys.7. Uproszczony wykres Goodmana dla złączy nakładkowych ze stali 10HAT i 10HAV

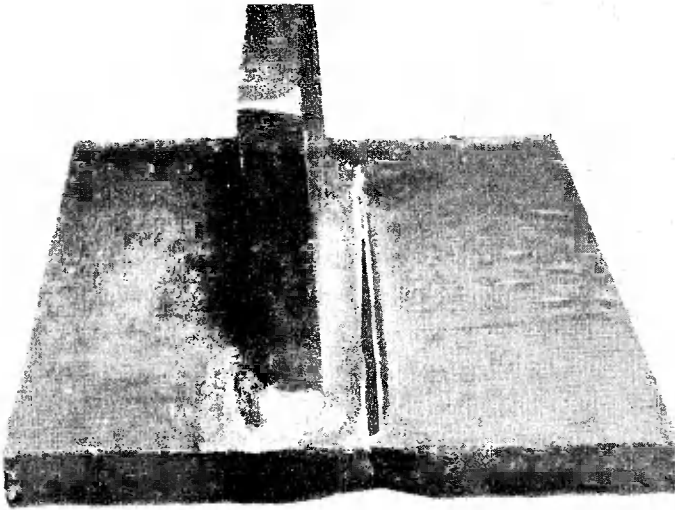
Jak widać z tablicy 5 i rysunków 5-7, złącza spawane ze stali 10HAT i 10HAV posiadają prawie takie same wartości ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej, określonej na bazie  $N=10^5$  cykli. W tablicy 5 zestawiono dla porównania dodatkowo wyniki badań złączy doczołowych ze stali St3S. I te wyniki nie odbiegają znacznie od wartości uzyskanych dla złączy ze stali 10HAT i 10HAV. Złącza doczołowe zrywały się w przejściu spoiny do materiału rodzimego /rys.8/.



Rys.8. Pęknięcie zmęczeniowe w złączu doczołowym

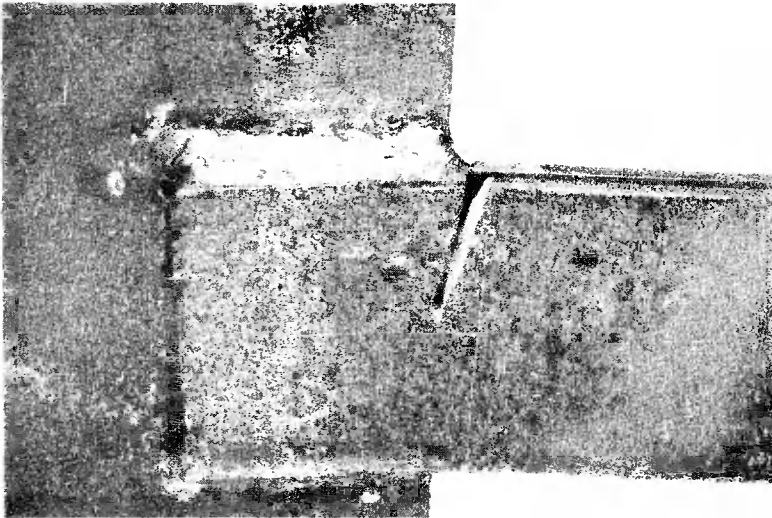
Miejsce to charakteryzuje się z reguły znacznym spiętrzeniem naprężeń. Współczynnik koncentracji naprężenia dla złączy doczołowych osiąga wartość  $\alpha_k = 1,5-1,6$  i zależy od wysokości nadlewu.

W przypadku złączy z żebrzem poprzecznym pęknięcia zmęczeniowe występowały zawsze w przejściu spoiny pachwinowej do materiału rodzimego /rys.9/. Współczynnik koncentracji naprężeń dla tego rodzaju złączy wynosi  $\alpha_k = 3$ .



Rys.9. Pęknięcie zmęczeniowe w złączu z żebrzem poprzecznym

Złącza nakładkowe z podłużnymi spoinami pachwinowymi zry -  
wały się zawsze w materiale rodzimym nakładek na końcach spoin  
/rys.10/.



Rys.10. Pęknięcie zmęczeniowe w złączu z nakładkami

Miejsce to charakteryzuje się dużą koncentracją naprężeń. Dla tego rodzaju złączy współczynnik koncentracji naprężeń  $\alpha_k > 5$ .

Badania zmęczeniowe złączy ze stali o podwyższonej wytrzymałości i zwiększonej odporności na korozję atmosferyczną potwierdzają znaną tezę, że w przypadku pracy konstrukcji w obecności zmiennego obciążenia, stale te są bardziej wrażliwe na działanie karbu w porównaniu do niskowęglowych stali konstrukcyjnych.

Podobne wyniki uzyskuje się w badaniach elementów konstrukcyjnych ze stali o podwyższonej wytrzymałości i węglowych stali konstrukcyjnych. Wyniki badań układają się w bardzo wąskim paśmie rozrzutu, niezależnie od gatunku stali.

Ponieważ trwałość eksploatacyjna konstrukcji ze stali o podwyższonej wytrzymałości zależy w dużej mierze od karbu postaciowego, coraz częściej szuka się możliwości zwiększenia jej trwałości.

W wielu przypadkach istnieją technologiczne możliwości zwiększenia trwałości zmęczeniowej przez zastosowanie obróbki mechanicznej nadlewu spoin czołowych, zastosowanie spawania w osłonie  $\text{CO}_2$  i łukiem krytym do wykonywania spoin pachwinowych, wstępnego przeciążenia połączeń, miejscowego nagrzewania elementów konstrukcyjnych, młotkowania, kulkowania, odkształceń plastycznych za pomocą miejscowego nacisku, przetapiania w osłonie argonu przejścia lica spoiny do materiału rodzimego.

Możliwość podwyższenia wytrzymałości zmęczeniowej złączy spawanych wiąże się z lepszym wykorzystaniem tworzywa konstrukcyjnego i dużymi korzyściami w skali gospodarki narodowej.

Również i w poprawnym konstruowaniu, polegającym na kształtowaniu elementów bez nagłych skoków sztywności i korbów, w umieszczaniu styków doczołowych możliwie poza strefą maksymalnych obciążeń, a ponadto wymiarowaniu opartym na statystycznym widmie obciążeń eksploatacyjnych, leży klucz zwiększenia trwałości konstrukcji nośnych wykonywanych ze stali o podwyższonej wytrzymałości i odporności na korozję atmosferyczną.

## 5. Podsumowanie

Do łączenia elementów konstrukcyjnych ze stali o podwyższonej wytrzymałości i zwiększonej odporności na korozję atmosferyczną w gatunku 10HAT i 10HAV opracowano elektrody w gatunku ES10HB. Do spawania w osłonie  $\text{CO}_2$  zaleca się stosowanie drutu SP1GS, zaś do spawania łukiem krytym tych stali-drut Sp2GA i topnik TAST-1. Złącza spawane tymi materiałami dodatkowymi posiadają zadawalające własności mechaniczne. Ograniczoną wytrzymałość zmęczeniową złączy spawanych łukowo-ręcznie wyznaczono na bazie  $N = 10^5$  i  $N = 10^6$  cykli. Stwierdzono, że wyniki badań mieszczą się w stosunkowo wąskim paśmie rozrzutu i praktycznie na uproszczonym wykresie Goodmana można opisać je jedną prostą. Wskazano na możliwości zwiększenia trwałości eksploatacyjnej złączy spawanych przez zastosowanie prostych zabiegów technologicznych i poprawne kształtowanie elementów w konstrukcjach nośnych ze stali o podwyższonej wytrzymałości.



## Literatura

1. Andrejew L.: Tymczasowe warunki techniczne dla blach grubych 3-12 mm ze stali 10HAT i 10HAV. Instytut Metalurgii Żelaza, Gliwice 1972
2. Andrejew L.: Tymczasowe warunki techniczne dla kształtowników i prętów płaskich ze stali 10HAT i 10HAV. Instytut Metalurgii Żelaza, Gliwice 1972
3. Kraszewski S.: Wytrzymałość zmęczeniowa złączy ze stali "Corten C" i opracowanie elektrod do spawania tej stali. Część I. Praca badawcza Nr Gd-56, Instytut Spawalnictwa 1972
4. Scierski J.: Dobór materiałów dodatkowych do spawania łukiem krytym i w osłonie CO<sub>2</sub> stali 10HAV i 18G2VACu oraz sprawdzenie własności mechanicznych złączy spawanych. Praca badawcza Instytutu Spawalnictwa Nr Id-61, 1973

LIMITED FATIGUE RESISTANCE OF WEATHERING  
STEELS WELDING JOINTS

## Summary

In this article there have been presented mechanical properties of welded joints in 12 mm thick plates of weathering steels type 10HAT and 10HAV made by manual-metalarc welding using ES10HB electrodes, by CO<sub>2</sub> welding using hard wire type Sp1GS and by submerged-arc welding using hard wire type Sp2GA and flux type TAST-1. The tests have been made in the range of limited fatigue resistance. The intermediate cycle fatigue

strength at  $10^5$  and  $10^6$  cycles was determined at a stress ratio of +0,2 and + 0,5. The test results are plotted in simplified Goodman diagrams.

ОГРАНИЧЕННАЯ УСТАЛОСТНАЯ ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ СТАЛИ ПОВЫШЕННОЙ СТОЙКОСТИ ПРОТИВ АТМОСФЕРИЧЕСКОЙ КОРРОЗИИ

Резюме

Механические свойства соединений листов толщиной 12 мм сваренных вручную электродами типа **ES10HB** при защите  $CO_2$  проволокой **Sp1GS** и крытой дугой проволокой **Sp2GA** применяя флюс **TASt-1**. Усталостные исследования соединений в диапазоне ограниченной усталостной прочности.

Ограниченную усталостную прочность определено на базе  $N=10^5$  и  $N=10^6$  циклов при коэффициенте асимметрии цикла  $R=+0,2$  и  $R=+0,5$ . На основании результатов исследований вычерчены упрощенные диаграммы Гудмана.



Stanisław Oziemski  
Wojciech Sobczykiewicz  
Jan Liczner

PROBLEM TRWAŁOŚĆ SPAWANYCH WĘZŁÓW MASZYN ROBOCZYCH  
CIĘŻKICH NA PRZKŁADZIE WYSIĘGNIKA TELESKOPOWEGO

W pracy przedstawiono na przykładzie wysięgnika teleskopowego sposób postępowania dla zapewnienia wymaganej trwałości i nieawodności spawanej konstrukcji nośnej o typowo zmiennym charakterze obciążeń eksploatacyjnych. Ukazano poszczególne fazy postępowania, doprowadzające w ostatecznym efekcie do konstrukcji o zadawalającym poziomie niezawodności już w momencie rozpoczynania jej produkcji. Szczególną uwagę zwrócono na wpływ kształtowania samego połączenia spawanego oraz technologii jego wykonania na trwałość ogólną konstrukcji.

1. Wstęp

Narastające tempo rozwoju konstrukcji wymaga zarzucenia ewolucyjnych metod kształtowania. Jednocześnie pospiesznie tworzone nowe konstrukcje okazują się często zawodne w eksploatacji. Stąd konieczność postawienia problemu jakości wyrobu na pierwszym miejscu wymagań.

Głównymi wymaganiami jakościowymi wyrobu są jego walory techniczne, użytkowe, ekonomiczne i ergonomiczne. Podstawą o-

ceny walorów użytkowych jest niezawodność wyrobu i wynikająca z niej zdolność do wykonywania pracy przez określony okres czasu w zadanych warunkach eksploatacji przy jednocześnie prawidłowo prowadzonej obsłudze i odnowach. Okres ten, zwany trwałością jest wstępnie zakładany w momencie ustalania założeń techniczno-ekonomicznych maszyny.

Oceny jakości maszyny dokonać można dwiema metodami badawczymi: pośrednią i bezpośrednią. Metoda pośrednia jest jedyną dostępną wytwórcy w fazie tworzenia maszyny. Prowadzone w tym okresie badania związane są z tzw. działalnością prewencyjną oraz kontrolą wykonania. Jak wykazuje praktyka, ilość oraz poprawność realizacji badań pośrednich jest dominującym czynnikiem określającym wysokość ogólnych kosztów sterowania jakością, z tego względu obserwuje się stałą zmianę wzajemnego stosunku trzech składowych tych kosztów: kosztów uszkodzeń, kosztów kontroli wykonania, kosztów prewencyjnych.

W układzie klasycznym koszty uszkodzeń ujawnione w trakcie eksploatacji stanowią 65 - 70 %, koszty kontroli wykonania poniesione w trakcie procesu produkcyjnego i prób odbiorczych gotowego wyrobu około 25 %, a koszty działalności prewencyjnej w postaci szkolenia, zbierania informacji, badań podstawowych, badań elementów, zespołów i prototypów około 5 - 10 % ogółu kosztów sterowania jakością [1]. Niskie koszty działalności prewencyjnej powodują wysoki udział kosztów napraw gwarancyjnych, zmian dokumentacji oraz niewymiernych lecz znaczących w ogólnym rachunku ekonomicznym strat spowodowanych spadkiem reputacji producenta na rynku. Z tych względów obserwuje się tendencję do zmiany stosunku udziału poszczególnych elementów składowych w kosztach sterowania jakością. W nowoczesnych systemach przyjmu-

je się koszty: uszkodzeń 32 %, kontroli wykonania 48 %, prewencyjne 20 %.

Dwa ostatnie składniki to właśnie badania pośrednie, których udział w kosztach ogólnych rośnie z 30 - 35 % na 68 %, nie powodując wzrostu ogólnego kosztów sterowania jakością, gdyż jednocześnie ograniczone zostają wydatki przeznaczone na badania bezpośrednio prowadzone w trakcie eksploatacji.

Metodę bezpośrednią oceny w zasadzie stosuje użytkownik maszyn przez ewidencjonowanie opinii bezpośrednich użytkowników - eksploatatorów. Przy maszynach produkowanych jednostkowo lub w małych seriach, bezpośrednia ocena użytkownika jest skąpa, dostępna ze znacznym opóźnieniem i często mylna. Jak wykazują badania awarii np. dźwignic, dominującą przyczyną ich powstawania są błędy eksploatacji. W latach 1965-1968 błędy eksploatacji stanowiły przyczynę 75-80 % ogólnej liczby awarii. Również sposób eksploataowania urządzenia może w istotny sposób wpływać na jego trwałość. Jak wykazały badania przeprowadzone przez Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, trwałość tego samego elementu ładowarki może pozostawać w stosunku 1:3 w zależności tylko od kwalifikacji obsługującego maszynę. Z tego względu wnioski z badań bezpośrednich, prowadzonych w trakcie eksploatacji mogą być wykorzystywane tylko przy ścisłym ich pilotowaniu.

Zarzucenie metod ewolucyjnych rozwoju konstrukcji oraz związana z tym konieczność położenia większego nacisku na badania pośrednie jest źródłem bardzo szybkiego wzrostu kosztów badań realizowanych u producenta. Podstawową grupę tych badań stanowią badania trwałościowe.

O trwałości zmęczeniowej konstrukcji nośnej decydują jej najbardziej wysilone węzły, tzw. "słabe ogniwa". Istotnym zatem staje się **takie** zaprojektowanie słabych ogniw, aby zagwarantowane zostały wymagane dla całej konstrukcji **trwałości eksploatacyjne**.

Oceny trwałości zmęczeniowej, tego podstawowego kryterium rozstrzygającego o prawidłowym zaprojektowaniu, **wymiarowaniu** i wykonaniu słabego ogniwa, można dokonać w kolejnych wzajemnie przekrywających się etapach, co znakomicie przyspiesza tok opracowania konstrukcji.

I etap zabezpieczenia trwałości i niezawodności ma charakter obliczeniowy. Do jego realizacji konieczna jest **znajomość** krzywej Wöhlera bądź funkcji trwałości słabego ogniwa konstrukcji, widma obciążeń eksploatacyjnych oraz hipotezy kumulacji uszkodzenia zmęczeniowego.

Pozostałe etapy mają charakter eksperymentalny. Do ich realizacji wymagana jest, podobnie jak w I etapie, **znajomość** widma obciążeń eksploatacyjnych oraz posiadanie stanowisk badawczych, zarówno standardowych jak i specjalistycznych.

Etap I realizowany jest w trakcie projektowania konstrukcji. W tym momencie nie są jeszcze ostatecznie znane słabe ogniwa konstrukcji, gatunek materiału z jakiego zostaną wytworzone, technologia wykonania, forma konstrukcyjna, a tym bardziej warunki ich obciążenia w trakcie eksploatacji, które mogą ulegać zmianie w szerokim zakresie. W ten sposób powstaje sytuacja, w której mamy do czynienia z olbrzymią kombinacją możliwych przypadków obliczeniowych. Każdej z nich odpowiada inna wartość trwałości. Na tym etapie problem oceny trwałości zmęczeniowej projektowanej konstrukcji może być rozwiązany jedynie poprzez posługiwa-

nie się uprzednio opracowanymi materiałami pomocniczymi, najczęściej pod postacią przepisów normatywnych PN, FEM, DIN, GOST [3]. W materiałach tych różnorodność przypadków obliczeniowych sprawdzona zostaje do podstawowych, niejako reprezentatywnych, określonych przez normatywne klasy stali, formy karbów i formy widm obciążeń. Dokonując w oparciu o nie wyboru naprężeń dopuszczalnych, możliwe staje się wstępne zwiarytowanie konstrukcji na zadaną trwałość eksploatacyjną, bądź odwrotnie, ocena jej trwałości na drodze obliczeniowej, po uprzednim statycznym jej zwiarytowaniu.

Mając w wyniku prac projektowych ukształtowaną i zwiarytowaną konstrukcję na zadany czas eksploatacji i przy zastosowaniu określonego gatunku stali oraz alternatywnie określoną technologię jej wytwarzania, producent przystępuje do wprowadzenia konstrukcji do produkcji. Równoległe przebiega drugi etap oceny trwałości konstrukcji. Dokonywać się on już może na stanowisku badawczym.

Zadaniem jego jest nadal ocena trwałości i niezawodności konstrukcji, teraz przy uwzględnieniu całego szeregu nowych czynników, które z natury rzeczy musiały być na pierwszym etapie projektowym pominięte.

Do najważniejszych z nich należą:

- potwierdzenie prawidłowego wyboru węzłów konstrukcyjnych jako słabych ogniw w etapie I
- dopracowanie lokalnych rozwiązań konstrukcyjnych tych węzłów przez badanie trwałości alternatywnych rozwiązań
- wybór właściwej technologii wytwarzania węzłów - słabych ogniw poprzez wariantowe badania trwałościowe
- konfrontacja obliczeń trwałościowych etapu I



Etap II stanowiskowy realizowany jest zarówno na podstawowych węzłach konstrukcji jak i całych jej zespołach. Badania prowadzone na węzłach, najczęściej przy obciążeniach o stałej amplitudzie, umożliwiają poszukiwanie alternatywnych rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych. Badania prowadzone na zespołach konstrukcji, już przy obciążeniach widmem, ale jeszcze normatywnym, analogicznym do przyjętego przy określaniu trwałości na drodze obliczeniowej w etapie I, służą do konfrontacji doświadczalnych obliczeń trwałościowych z etapu I, przy uwzględnieniu dalszych istotnych czynników jakimi są: sztywność ogólna i lokalna konstrukcji oraz sposób wprowadzania obciążeń.

Po zakończeniu programu badań zawartych w etapach I i II, konstrukcja powinna dysponować wymaganą trwałością i niezawodnością, a zatem może być wprowadzona do produkcji. Jest to szczególnie istotny problem w aktualnej sytuacji, kiedy ze względu na szybkie moralne starzenie się maszyn, bardzo utrudnione bądź wręcz niemożliwe jest dopracowanie konstrukcji pod względem trwałości i niezawodności w trakcie jej eksploatacji. Od nowych konstrukcji wymaga się, aby już poczynając od pierwszego egzemplarza produkcyjnego dysponowały wystarczającą trwałością i niezawodnością. Nie oznacza to, że nie wykonuje się badań eksploatacyjnych i nie obserwuje eksploatacji maszyn. Badania eksploatacyjne to III etap rozwoju konstrukcji, dokonujący się już po rozpoczęciu produkcji.

Polega on na zebraniu rzeczywistych eksploatacyjnych widm naprężeń, a następnie konfrontacji ich z widmami normatywnymi stosowanymi w badaniach etapu II, a tym samym potwierdzenia bądź zaprzeczenia przyjętych uprzednio założeń i przeprowadzenia wynikających z tego zmian.

Posiadanie widm naprężeń zanotowanych w trakcie eksploatacji pozwala na uwzględnienie dalszego bardzo istotnego czynnika w ocenie trwałości zmęczeniowej jakim jest historia obciążenia, stwarza podstawę do realizacji badań trwałościowych opartych na rzeczywistym losowym przebiegu procesu obciążeń.

Jednocześnie prowadzona obserwacja wybranej grupy maszyn w warunkach eksploatacji, dostarcza informacji co do rodzaju i częstości występowania uszkodzeń, umożliwiając tym samym przeprowadzenie oceny podstawowych wskaźników poziomu niezawodności wyrobu.

Badania etapu III tylko w ograniczonym stopniu posłużyć mogą do udoskonalenia maszyny, w oparciu o którą były realizowane. Ich rezultaty znajdują zastosowanie głównie w maszynach następnej generacji, przyczyniając się do podniesienia ich trwałości i niezawodności przez lepsze przystosowanie do warunków eksploatacji. Prześledźmy praktyczną realizację omawianego postępowania, prowadzącego do zabezpieczenia wymaganej trwałości na przykładzie pewnego wysięgnika teleskopowego [2].

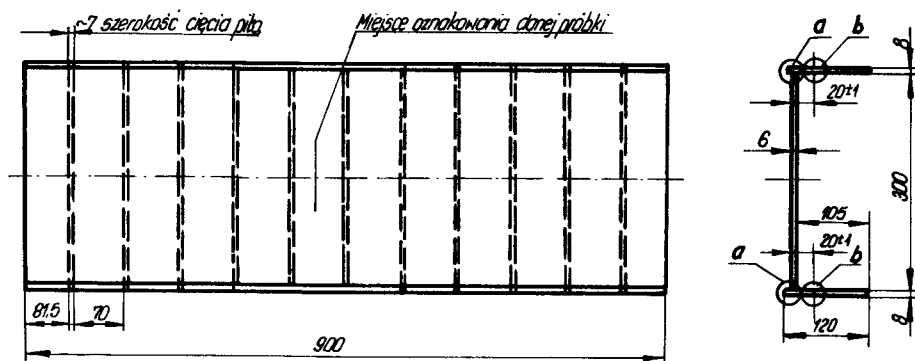
Przystępując do realizacji tego zadania dysponowano wysięgnikiem zwymiarowanym tylko statycznie. Etap I polegający na wstępnym zwymiarowaniu wysięgnika na zadaną trwałość w trakcie tworzenia jego dokumentacji technicznej nie mógł być zrealizowany z powodu braku danych w postaci wartości dopuszczalnych naprężeń eksploatacyjnych. Wysięgnik został zaprojektowany ze stali o wysokiej wytrzymałości klasy S-70 o granicy plastyczności  $Re = 70 \text{ KG/mm}^2$  w gatunku 14HMBCu. Dla tego nowego tworzywa konstrukcyjnego nie dysponowano wówczas /dla podstawowych normatywnych połączeń spawanych/ rodziną krzywych Wöhlera, które w zestawieniu z również normatywnym widmem obciążeń, umożli-

wiają określenie eksploatacyjnych naprężeń dopuszczalnych i wymiarowanie według nich konstrukcji, bądź przeprowadzenie obliczeniowej oceny trwałości uprzednio statycznie zwymiarowanej konstrukcji.

W tej sytuacji problemy trwałościowe zaczęto rozwiązywać dopiero poczynając od etapu II. Składa się on z dwóch części. Pierwsza obejmowała badania trwałościowe przy stałym obciążeniu wytypowanego na podstawie analizy dokumentacji technicznej węzła konstrukcyjnego, stanowiącego potencjalne "słabe ogniwo". Było nim połączenie pasa górnego ze środkiem z racji zarówno samej formy konstrukcyjnej, powodującej powstanie w nim znacznych spiętrzeń naprężeń jak i jednoczesnego występowania dwóch rodzajów obciążeń o charakterze rozciągania. Pierwszego, wywołanego momentem ogólnym pochodzącym od ciężaru wiszącego na haku i ciężarów własnych konstrukcji, działającego w osi wzdłużnej wysięgnika zarówno w płaszczyźnie jego zawieszenia jak i do niej prostopadłej. Drugiego, o charakterze lokalnym wywołanego przez reakcję w podporach międzysekcyjnych działającego w osi poprzecznej wysięgnika, w płaszczyźnie położenia podpór. Moment ten wywołuje odrywanie pasa górnego od środków. Naprężenia pochodzące od momentu lokalnego odgrywają istotną rolę w obciążeniu spoiny wzdłużnej, gdyż stanowią 30-70 % naprężeń wywołanych przez moment ogólny w zależności od stosunku grubości pasa do średnicy, szerokości do wysokości przekroju poprzecznego sekcji, długości wysięgnika i udźwigu. Z tego powodu do badań w etapie II użyto węzeł w postaci półramki odpowiadającej swymi wymiarami przekrojowi poprzecznemu wybranej sekcji wysięgnika. W takim węźle - próbcie można było wywołać tylko naprężenia od zginania lokalnego, ale ponieważ stanowią one znaczny procent obciąż-

zenia całkowitego, a nadto taki sposób wprowadzania obciążeń w spoinę jako specyficzny i właściwy tylko omawianej konstrukcji i jako taki nie był dotychczas nigdy badany, przyjęto go za podstawę, na której dokonano rozstrzygnięć odnośnie wyboru wariantów konstrukcyjno-technologicznego rozwiązania tegoż węzła z punktu widzenia jego trwałości.

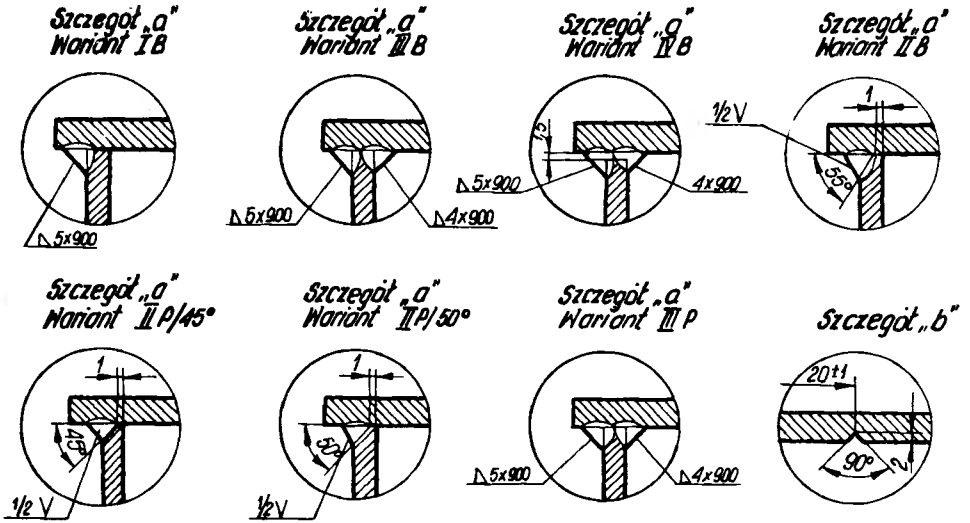
Do badań służyących do oceny wpływu lokalnej formy konstrukcyjnej na trwałość, wybrano cztery rozwiązania rozpatrywanego węzła/rys.1/.



Rys.1a Technologia wykonania próbek

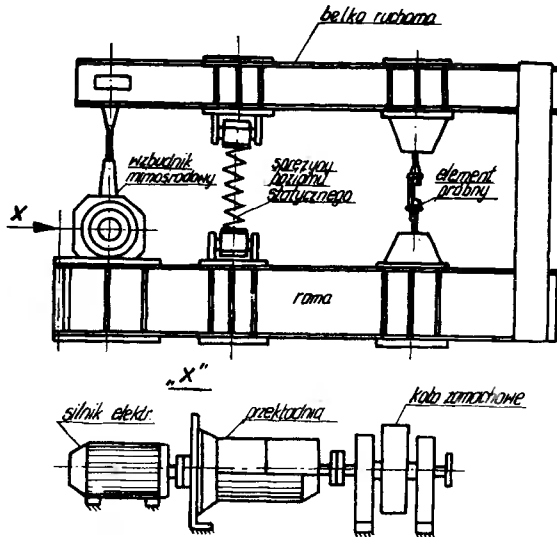
- z pojedynczą spoiną pachwinową I B
- ze spoiną czołową typu  $1/2 V/55^\circ$  - II B
- z podwójną spoiną pachwinową - III B
- z podwójną spoiną pachwinową przy jednoczesnym rozsunięciu łączonych elementów - IV B

To ostatnie rozwiązanie miało za zadanie uzyskanie lepszego przetopu środników, a tym samym pozbycia się znacznych spiętrzeń naprężeń w grani spoin pachwinowych.



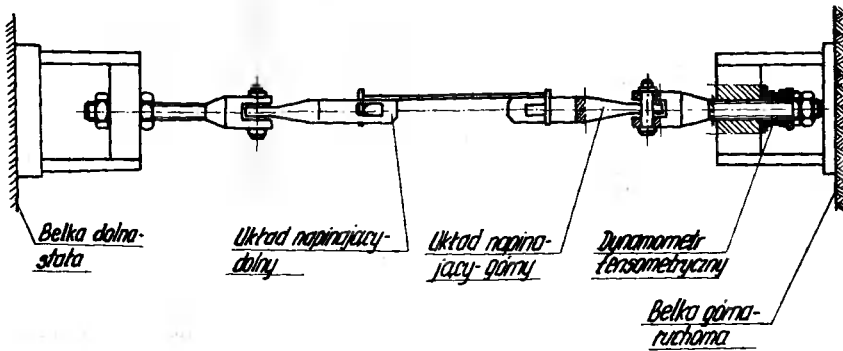
Rys.1b Warianty konstrukcyjne i technologiczne połączenia spawanego pas-środek

Badania trwałościowe prowadzono w seriach po 7 sztuk każdego rozwiązania konstrukcyjnego, przy stałej wartości amplitudy obciążenia na specjalnym pulsatorze wyposażonym w mechaniczny wzbudnik obciążeń /rys.2/.



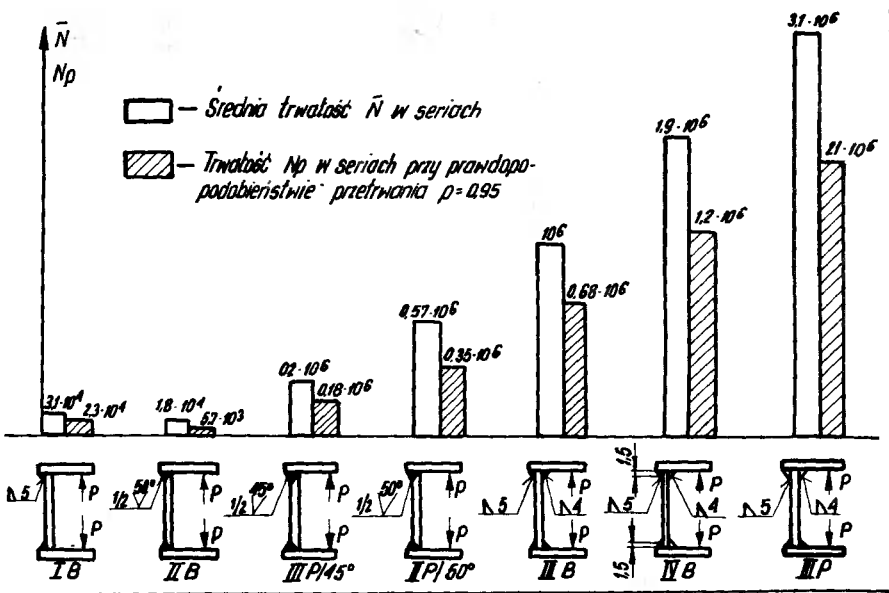
Rys.2. Schemat pulsatora do badań próbek

Sposób mocowania próbki przedstawia rysunek 3



Rys.3. Schemat mocowania próbki w pulsatorze

Uzyskane trwałości wyrażone poprzez średnią ilość cykli z serii oraz ilość cykli przy prawdopodobieństwie przetrwania  $P = 0,95$  ukazują rysunek 4



Rys.4. Wyniki badań trwałościowych

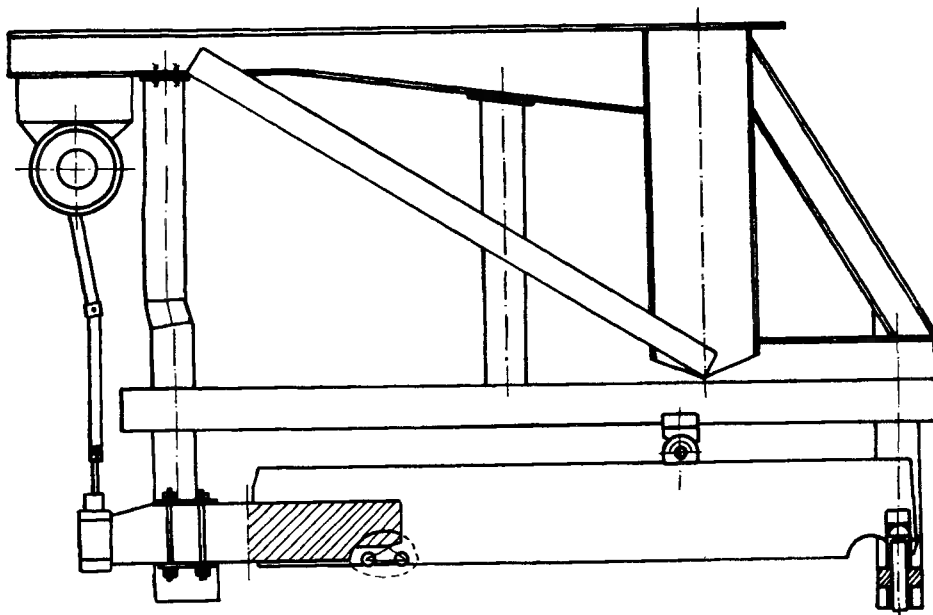
Najwyższą trwałość uzyskano przy podwójnych spoinach pachwinowych jako rezultat najbardziej równomiernego rozkładu obciążenia z rozpatrywanych wariantów. Widoczny jest również wyraźny wpływ wprowadzenia luzu pomiędzy łączone elementy. Nato - miast niezgodne z przewidywaniami jest otrzymanie trwałości dla wariantu  $1/2 V$  niższych niżli dla pojedynczej spoiny pachwinowej. Podejrzewano, że powodem takiego stanu rzeczy jest niewłaściwa technologia samego spawania jak i przygotowanie krawędzi do spawania.

Powtórzono badania dla serii II B przestrzegając przy wykonaniu próbek zarówno dokładnego przygotowania krawędzi jak i realizacji samego procesu spawania. Nowe serie oznaczono jako II P/50 i II P/45. Wykonanie tych prostych, niejako kosmetycznych zabiegów, przy pozostawieniu bez zmian podstawowych parametrów technologii spawania, doprowadziło do istotnego wzrostu trwałości. Podobny rezultat uzyskano przy identycznej operacji przeprowadzonej na złączu III B, które w swej technologicznie udoskonalonej wersji nosi oznaczenie III P.

Różnica w trwałości przy tym samym obciążeniu dla wersji najmniej trwałej - pojedyncza spoina pachwinowa i najbardziej trwałej - podwójna spoina pachwinowa o prawidłowej technologii wykonania, wynosi około 100 razy, z czego na rozwiązanie konstrukcyjne przypada około 33-krotny wzrost trwałości /wersja I B i III B/, zaś na technologię powyżej trzykrotny /wersja III B i III P/.

Powyższe badania przeprowadzone na węzłach, o których zakładano, że okażą się w eksploatacji słabymi ogniwami konstrukcji, wymagały potwierdzenia w warunkach jakie istnieją w konstrukcji rzeczywistej. Tę część badań zrealizowano na zespołach

konstrukcji, jakimi są sekcje, zachowując ich wymiary poprzeczne /szerokość, wysokość, grubość elementów/, a dokonując jedynie zmniejszenia długości sekcji, co znakomicie ułatwiło realizację badań nie wpływając jednocześnie na ich rezultat. Wprowadzenie obciążenia na stanowisku badawczym w daną sekcję odbywało się przy pomocy sekcji z nią współpracującej/rys.5/, która w tym przypadku stanowiła oprzyrządowanie stanowiska. W ten sposób zachowane zostały w pełni warunki wprowadzenia obciążeń oraz ich odbierania pomiędzy dwiema współpracującymi ze sobą sekcjami. Sposób podparcia badanej sekcji na stanowisku badawczym był tak dobrany, aby w badanym przekroju podpór wewnętrznych moment ogólny oraz reakcje międzysekcyjne były zgodne z występującymi w eksploatacji dla danej konfiguracji wysięgnika i udźwigu.



Rys.5. Schemat pulsatora do badań sekcji skrzynkowych wysięgnika teleskopowego



Badane sekcje obciążono na stanowisku badawczym widmem obciążeń pionowych według tablicy 1 stosując uproszczoną wersję blokowego programu Gassnera.

W każdym cyklu obciążenia pionowego realizowana również była siła boczna wynosząca 10% siły pionowej. Badaniom stanowiskowym poddano sześć sekcji w trzech wersjach konstrukcyjnych połączenia pas-średnik:

- spoina pachwinowa jednostronna - A

/ramki I B/

- spoina pachwinowa dwustronna - B /ramki III B/

- spoina czołowa 1/2 V - C /ramki II B/

Tablica 1

obciążenie	udział
1,1 $Q_n$	5%
1,0 $Q_n$	50%
0,5 $Q_n$	40%
0,3 $Q_n$	5%

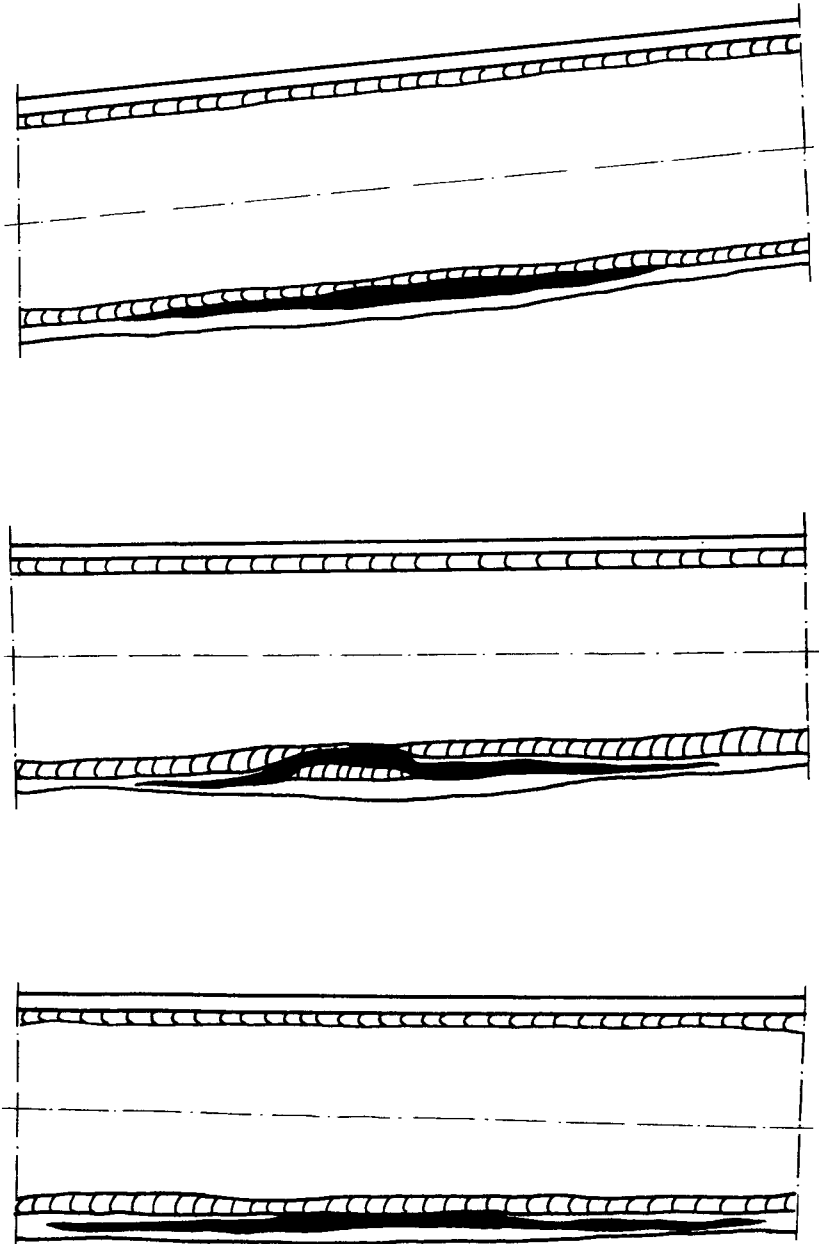
Uzyskano następujące trwałości /tabl.2/:

Tablica 2

Uzyskane rezultaty potwierdzają prawidłowości wykryte w badaniach trwałościowych ramek. Świadczy to również o właściwym ustawieniu tych badań. Charakter pęknięć zmęczeniowych otrzymanych w badanych sekcjach ilustruje rysunek 6.

	Egzemplarz	Trwałość cykle obciążenia
A	1	40.500
	2	30.500
B	1	770.000
	2	330.000
C	1	265.000
	2	183.500

Wystąpiły one w miejscach zarówno przewidzianych na podstawie analizy dokumentacji technicznej jak i zaistniałych w badaniach ramek.



Rys.6. Formy pęknięć zmęczeniowych w złączach spawanych pas-  
-środek sekcji wysięgnika teleskopowego.

Jednocześnie z przedstawionymi powyżej badaniami etapu II realizowano na szeroką skalę długotrwałe badania etapu I.

Polegały one na uzyskaniu w drodze eksperymentalnej krzywych Wöhlera dla podstawowych typów połączeń spawanych, wykonanych przy użyciu krajowych stali konstrukcyjnych o wysokiej wytrzymałości. Krzywe te, po opracowaniu statystycznym i uwzględnieniu normatywnych widm obciążeń eksploatacyjnych zawartych w materiałach ISO, posłużą do określenia eksploatacyjnych zmęczeniowych naprężeń dopuszczalnych jako podstawowej informacji, umożliwiającej konstruktorowi już na etapie powstawania projektu wymiarowania konstrukcji na zadaną trwałość. Wyniki tych badań są aktualnie w opracowaniu. Równocześnie w ramach poszerzonego programu etapu I prowadzone są prace nad określeniem nośności zmęczeniowej połączeń spawanych przy obciążeniach dwuosiowych, bowiem właśnie z taką sytuacją mamy najczęściej do czynienia w konstrukcjach nośnych, gdy tymczasem normatywny węzeł spawany stosowany powszechnie do określenia zmęczeniowych naprężeń dopuszczalnych, umożliwia wywołanie jedynie jednego rodzaju obciążeń.

W zakresie badań etapu III przeprowadzono na prototypie konstrukcji rejestrację rzeczywistego widma obciążeń w charakterystycznych punktach wysięgnika posługując się magnetofonem. Aktualnie przeprowadzana jest klasyfikacja zanotowanego widma, na podstawie której dokonana zostanie konfrontacja jego z widmem normatywnym stosowanym w etapach I i II.

Tak przeprowadzony program badań i obliczeń gwarantuje uzyskanie wymaganego stopnia niezawodności określonego trwałością, poczynają już od pierwszego egzemplarza produkcji seryjnej, stając się jednocześnie bardzo bogatym źródłem informacji

o znaczeniu podstawowym dla rozwoju danej grupy konstrukcji, który będzie miał miejsce w następnych ich generacjach.

#### Literatura

1. Cholewicka - Goździk: Koszty jakości - miernik efektywności zarządzania. Problemy Podst. Technik nr 2, 1974 .
2. Liczner J., Kulesza A.: Konstrukcje teleskopowe w urządzeniach dźwigowych. Przegląd Mechaniczny nr 2, 1974
3. PN-65/M-06515 Dźwignice. Podstawowe zasady wymiarowania stalowych ustrojów dźwignic. FEM Berechnungsgrundlage für Krane 1970. DIN 15018. Krane. Stahltragwerke Berechnungsgrundsätze 1972 GOST 13994-68 Krany basziennyje stroitielnyje. Normy rascziota 1969.

ENDURANCE PROBLEMS OF WELDMENTS IN HEAVY WORK MACHINES  
ON THE EXAMPLE OF TELESCOPIC BOOM

Summary

The design method for assuring required endurance and reliability of supporting structures has been shown on the example of telescopic boom. A characteristic of variable work loadings has been considered in this method. The successive phases of design which assure required level of reliability in final structure have been shown too. The required level reliability is assured at the moment of the first step of production. An attention was given to shaping and workshop practice of weldment with regard to effect on endurance of the whole structure.

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ИНДУКТИВНОСТИ

Резюме

В нижеприведенной работе представлены возможности использования классических дифференциальных систем для измерения индуктивности и полного сопротивления индуктивного характера. В связи с универсальностью, а также обеспечением возможности проведения независимого измерения и независимого отсчета составных полного сопротивления, выбрана схема с образцом индуктивности.

Анализ подбора дифференциальной системы проведен графическим методом, а также проанализирована чувствительность и коэффициент неравновесия для систем этого типа.

Krzysztof Wernerowski

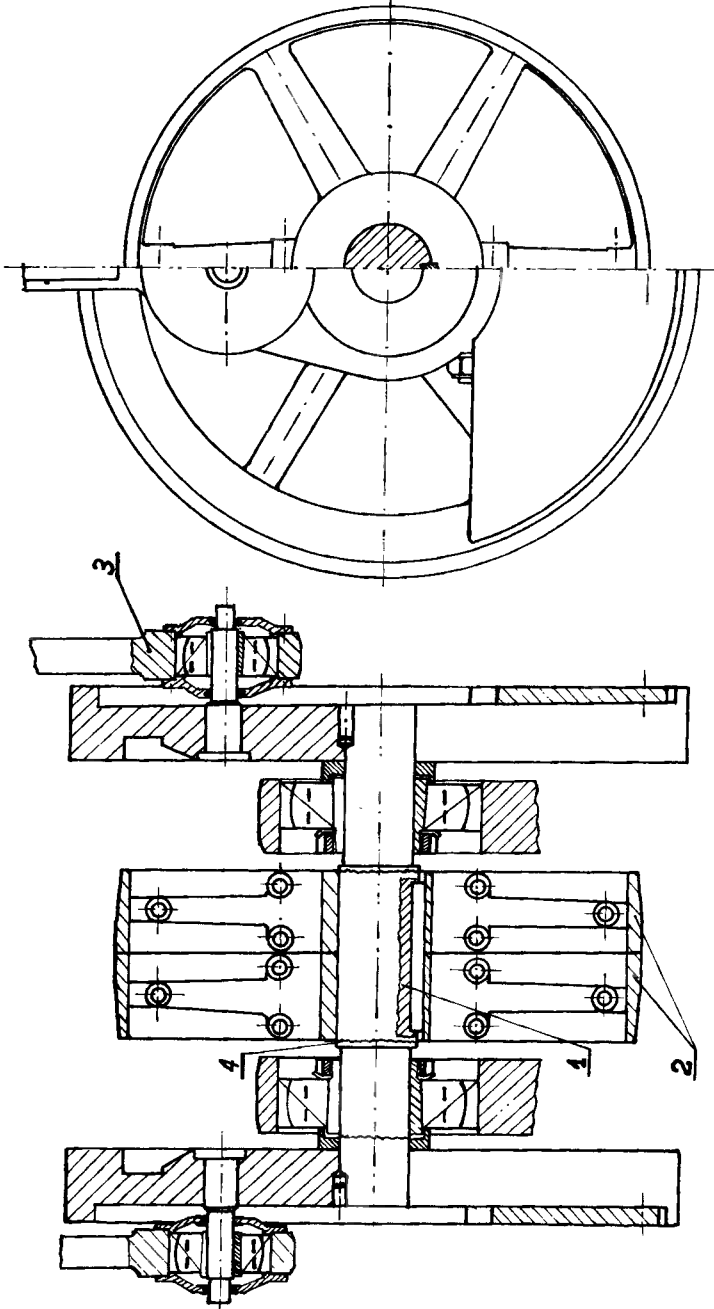
Zenon Głazewski

WYTRZYMAŁOŚCIOWA ANALIZA PRZYCZYŃ PĘKANIA  
WAŁÓW KORBOWYCH TRAKÓW

Omówiono przypadki pęknięć składanych wałów korbowych traków, stosowanych w ostatnich latach w przemyśle drzewnym. Zrealizowano wszechstronne pomiary naprężeń. W oparciu o przeprowadzone badania obliczono zmęczeniowy współczynnik bezpieczeństwa. Okazało się, że istnieją jeszcze minimalne rezerwy materiałowe. Wobec tego rzeczywiste wy-tężenie nie może powodować szybkiego niszczenia składanych wałów korbowych. Stwierdzono, że zmęczenie materiału wskutek korozji ciernej czyli tzw. fretting jest zasadniczą przyczyną pęknięcia głównych części o większej średnicy. Opracowano również metody usunięcia stwierdzonego zjawiska.

## 1. Wstęp

Traki zalicza się do podstawowej grupy obrabiarek przemysłu drzewnego. Są to ciężkie maszyny o wyraźnym obciążeniu dynamicznym. Jedną z najważniejszych części napędu /rys.1/ obrabiarki jest składany wał korbowy, który posiada również część zamachową. Szczegółową analizę przeprowadzono dla traka typu



Rys.1. Zespół napędowy traka: 1 - składany wał korbowy  
 2 - koło napędowe  
 3 - korbowa  
 4 - pęknięcie

DTGA-63 w Zakładach Przemysłu Drzewnego w Słupsku. Najważniejsze dane techniczne wymienionej maszyny są następujące:

- prześwit ramy piłowej 630 mm
- prędkość obrotowa wału korbowego 330 obr/min
- posuw na 1 obr. wału korbowego 6,5 - 50 mm
- suw silnika głównego 100 kW

Składany wał korbowy jest wykonany ze stali stopowej 36 HNM. Stosunkowo często występują pęknięcia głównej jego części. Bar - dzo ciekawy jest fakt, że większość przypadków uszkodzeń dotyczy dużego przekroju /rys.1/, który bezpośrednio sąsiaduje z mniejszym. Na podstawie typowych obliczeń wytrzymałościowych powinno być odwrotnie.

Charakter obciążeń jest wyraźnie zmienny i tym samym zmęczenie materiału jest zasadniczą przyczyną pękania składanych wałów korbowych traków.

Zagadnienie wpływu okresowych zmian naprężeń normalnych i stycznych na możliwości przenoszenia obciążeń jest bardzo złożony. Można jednak stwierdzić, że poważną rolę w tym zakresie odgrywają dyslokacje i warstwa wierzchnia analizowanych wałów.

Zagadnienie nabiera szczególnego znaczenia, ponieważ traki są produkowane przez Fabrykę Obrabiarek do Drewna w Bydgoszczy i są również cenną pozycją eksportu maszyn.

## 2. Badania wytrzymałościowe

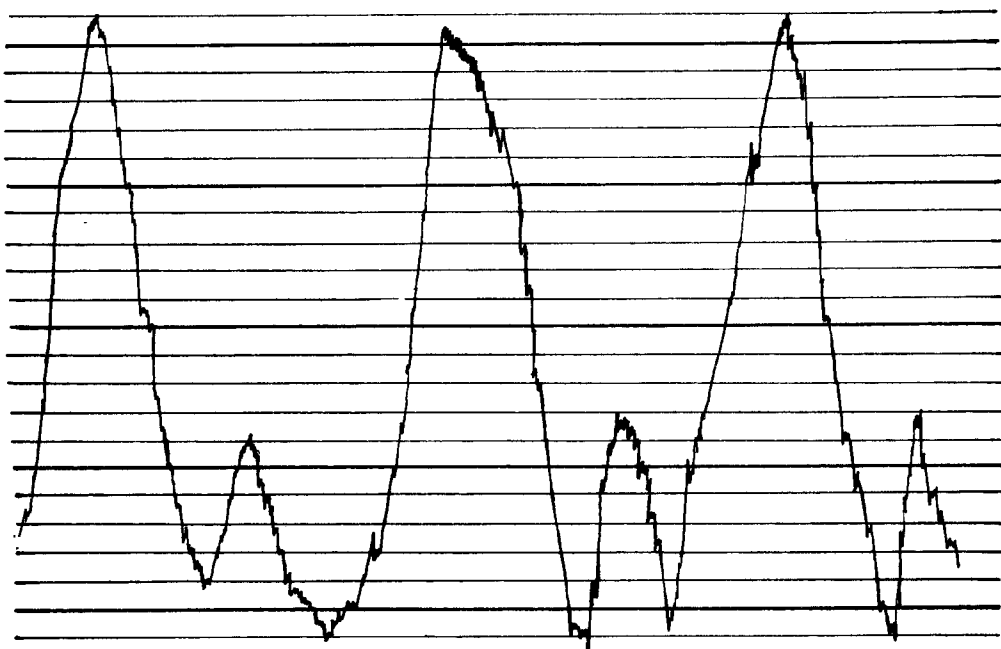
Zrealizowano wszechstronne pomiary tensometryczne składanego wału korbowego traka. Zastosowano czujniki oporowe, przyrząd Hottingera do pomiarów zmian oporności w ruchu obrotowym, dynamiczny mostek tensometryczny i oscylograf pętlicowy do rejestro-



wania zmiennych odkształceń. Cechowanie przeprowadzono bezpośrednio na traku w Słupsku oraz metodę sprawdzającą w laboratorium.

Pomiary dotyczyły momentu zginającego i skręcającego składanego wału korbowego. Są dwie zasadnicze przyczyny zmian obciążeń. Mechanizm korbowy jest naturalnym źródłem cyklicznych zmian naprężeń. Opory skrawania drewna są drugą przyczyną zmiennych odkształceń.

Podstawą analizy wyników badań były zarejestrowane wykresy /rys. 2/.



Rys.2. Wybrany fragment zmian naprężeń gnących głównej,środkowej części wału korbowego

Zrealizowano analizę statystyczną uzyskanych wyników badań tensometrycznych. Uwzględniono tylko wykresy bez dużych błędów,

czyli

$$\frac{|\sigma_i - \bar{\sigma}|}{s} = \bar{p}_{\alpha, n} \quad (1)$$

gdzie:

$\sigma_i$  - wyniki badań naprężeń normalnych

$\bar{\sigma}$  - średnie arytmetyczne wyników pomiarów

$s$  - średnie odchylenie kwadratowe

$\bar{p}_{\alpha, n}$  - wartość rozkładu parametru

$\alpha$  - poziom istotności

$n$  - ilość pomiarów

Ryzyko błędu jest określone poziomem istotności. Testy w tym zakresie posiadają charakter jakościowy. Wobec tego dokładną odpowiedź uzyskano korzystając z pojęcia przedziału ufności, który określa nam prawdziwą średnią z określonym prawdopodobieństwem. Analizując wyniki badań tensometrycznych zastosowano przedział 95 %. Wartości muszą być zawarte w granicach określonych wzorem

$$\sigma - \frac{s |t_{\alpha, (n-1)}|}{\sqrt{n-1}} \leq \sigma \leq \bar{\sigma} + \frac{s |t_{\alpha, (n-1)}|}{\sqrt{n-1}} \quad (2)$$

gdzie:

$t_{\alpha, (n-1)}$  - parametr Studenta dla badań wytrzymałościowych

Wyniki badań naprężeń stycznych  $\tau$  dla skręcania opracowano statystycznie w sposób analogiczny.

## 3. Obliczenia wytrzymałościowe

O wytrzymałości materiału decyduje wypadkowe [1] działanie statyczne i dynamiczne wszystkich obciążeń. Największe, bezwzględne wartości naprężenia zredukowanego obliczono dla różnych położenia wału.

Tablica 1

lp.	Położenie korby	Główna część wału	Czop
		MW/m <sup>2</sup>	
1.	0	132,0	97,4
2.	15	121,1	96,1
3.	30	91,4	75,0
4.	45	51,0	53,1
5.	60	16,7	31,5
6.	75	5,2	18,2
7.	90	10,3	15,3
8.	105	1,4	8,3
9.	120	23,5	7,1
10.	135	49,2	24,6
11.	150	67,7	40,2
12.	165	79,6	49,6
13.	180	96,6	49,0

Ważne są obliczenia rzeczywistego współczynnika bezpieczeństwa składanego wału korbowego.

Dla zginania obowiązują wzory [4]:

$$n_{\sigma} = \frac{\epsilon \beta (Z_{g0} - \psi_{\sigma} \sigma_m)}{\beta_k \sigma_a} \quad (3a)$$

$$\psi_{\sigma} = \frac{Z_{s0} - 0,5 Z_{sj}}{0,5 Z_{sj}} \quad (3b)$$

gdzie:

$\varepsilon$  - współczynnik wielkości przedmiotu

$\beta$  - współczynnik stanu powierzchni

$\beta_k$  - współczynnik działania korbu

$Z_{s0}$  - wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie przy cyklu symetrycznym

$Z_{sj}$  - wytrzymałość zmęczeniowa na zginanie przy cyklu jednostronnym

$\psi_{\sigma}$  - współczynnik wpływu symetrii cyklu zginania

$\sigma_m$  - naprężenie średnie

$\sigma_a$  - naprężenie amplitudowe

Podczas skręcenia stosuje się analogiczne zależności :

$$n_{\tau} = \frac{\varepsilon \beta (Z_{s0} - \psi_{\tau} \tilde{\tau}_m)}{\beta_k \tilde{\tau}_a} \quad (4a)$$

$$\psi_{\tau} = \frac{Z_{s0} - 0,5 Z_{sj}}{0,5 Z_{sj}} \quad (4b)$$

gdzie:

$Z_{s0}$  - wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie przy cyklu symetrycznym

$Z_{sj}$  - wytrzymałość zmęczeniowa na skręcanie przy cyklu jednostronnym

$\psi_{\tau}$  - współczynnik wpływu symetrii cyklu skręcania

Hipoteza energii postaciowego odkształcenia określa zredukowane naprężenie wału korbowego traka

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{g_0}^2 + 3 \tilde{\tau}_{s_0}^2} \quad (5)$$

Dla stali stopowej 36 HNM istnieje zależność między wytrzymałością zmęczeniową dotyczącą zginania i skręcania

$$\frac{Z_{g_0}}{Z_{s_0}} = 3$$

czyli:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{g_0}^2 + \left(\frac{Z_{g_0} \tilde{\tau}_{s_0}}{Z_{s_0}}\right)^2} \quad (6)$$

Wzór przekształcono do postaci zawierającej ilorazy

$$\frac{\sigma_{red}}{Z_{g_0}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{g_0}}{Z_{g_0}}\right)^2 + \left(\frac{\tilde{\tau}_{s_0}}{Z_{s_0}}\right)^2} \quad (7)$$

Analiza dotyczy następujących współczynników bezpieczeństwa

$$n = \frac{Z_{g_0}}{\sigma_{red}} \quad (8a)$$

$$n_{\sigma} = \frac{Z_{g_0}}{\sigma_{g_0}} \quad (8b)$$

$$n_{\tau} = \frac{Z_{s_0}}{\tilde{\tau}_{s_0}} \quad (8c)$$

Podstawiając wzory (8a, b, c) do zależności (7) uzyskano

$$\frac{1}{n} = \sqrt{\frac{1}{n_{\sigma}^2} + \frac{1}{n_{\tau}^2}} \quad (9)$$

Wypadkowy zmęczeniowy, rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa jest więc równy

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (10)$$

Obliczenia zrealizowano dla najniekorzystniejszego położenia składanego wału korbowego traka i uzyskano następujące wartości:

- główna część -  $n_g = 1,87$
- czop -  $n_c = 1,74$

#### 4. Wnioski końcowe

- a/ Rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa jest wyższy od wartości granicznej 1,7, którą przyjmuje się dla analizowanego typu maszyn i dokładnych obliczeń. Świadczy to o istnieniu rezerw materiałowych rzędu 10 %.
- b/ Średnie wytężenie materiału nie może być główną przyczyną pęknięcia wałów korbowych traków.
- c/ W skojarzeniu stalowy wał - żeliwna piasta, stwierdzono tarcie w zakresie odkształceń sprężystych.
- d/ Szczególnie wyraźnie określono korozję cierną w obszarach granicznych żeliwnej piasty i wału korbowego.
- e/ Główną przyczyną niszczenia wałów było powstawanie ognisk zmęczenia przez korozję cierną, wynikającą z niewłaściwego

rozwiązania konstrukcyjnego mocowania dzielonego koła napędowego na wale.

- f/ Należy zastosować kliny lub wpusty styczne zapewniające właściwe przenoszenie nadwyżek dynamicznych kół i wału zespołu napędowego traka.

#### Literatura

1. Głazewski Z.: Zmęczenie przyczyną pęknięcia śrub ściągawych w okrętowych silnikach spalinowych. Silniki spalinowe 2/1971.
2. Jakubowicz A., Orłowski Z.: Wytrzymałość materiałów WNT, Warszawa 1970.
3. Rehlich G.: Eine Möglichkeit der Zusammenfassung Verschiedener Formeln zur Lebensdauerberechnung Maschinenbautechnik 6, 1972.
4. Serimen S.W., Kogaew W.P.: Dolgowicznost dietaliei maszinoczielotom wieroiatnosti rozruszenija pri niestaionarnom nagruženii. Wiestnik Maszinostroienia 1/1966.

STRENGTH ANALYSIS OF FRACTURES OF FRAME  
SAW CRANKSHAFTS

Summary

There have been discussed cases of built-up frame saws fractures in recent years, in timber industry. Extensive stress measurements have been realized. On the strength of carried out tests there have been calculated the fatigue-testing factors of safety. It has been proved that there are still minimal reserves of materials. In the face of such situation real effort cannot cause a rapid destruction of built-up frame saws. I state that the material fatigue corrosion is the principle cause of fractures of main parts of greater diameter. Removal methods of the discovered phenomenon have been elaborated.

ИСПЫТАНИЯ ПРОЧНОСТИ КРИВОШИПНОГО ВАЛА  
ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ

Резюме

Разработано методику измерений действительных динамических напряжений кривошипного вала в тяжелых условиях распиловки лесоматериала.

Произведены испытания в области напряжения на изгиб и напряжения кручения.

Произведен подсчет действительного коэффициента. На основании анализа результатов тензометрических исследований, разработаны конечные выводы.





Henryk Oleszycki  
Krzysztof Wernerowski  
Stanisław Dymski

## PRZYCZYNY TWORZENIA SIĘ PĘKNIĘC WAŁU GŁÓWNEGO PILARKI RAMOWEJ DO DREWNA

W artykule przedstawiono wyniki badań metalograficznych pękniętych wałów głównych pilarek do drewna, wykonanych ze stali 36 HNM ulepszonej cieplnie. Powtarzające się przypadki niszczenia wymagały wszechstronnej analizy przyczyn. Wykonano badania fraktograficzne, twardości i korozji. Stwierdzono wyraźnie zmęczeniowy charakter pęknięcia wałów głównych pilarek. Wady obróbki cieplnej, metalurgiczne i waloownioze były tylko losową przyczyną niszczenia analizowanego elementu pilarek. Liczne powtarzające się wżery korozyjne, zlokalizowane w charakterystycznych miejscach współpracujących elementów, świadczą o korozji ciernej czyli frettingu.

Tworzenie się pęknięć wału głównego pilarki ramowej pionowej do drewna /trak pionowy/ nie jest zagadnieniem nowym. Znane jest ono niemal tak długo, jak długo istnieją tego typu obrabiarki. Zjawisko tworzenia się pęknięć wałów głównych pilarek nie występowało uprzednio jednak tak często, jak w ostatnich czasach, szczególnie w miarę podnoszenia prędkości obrotowej.

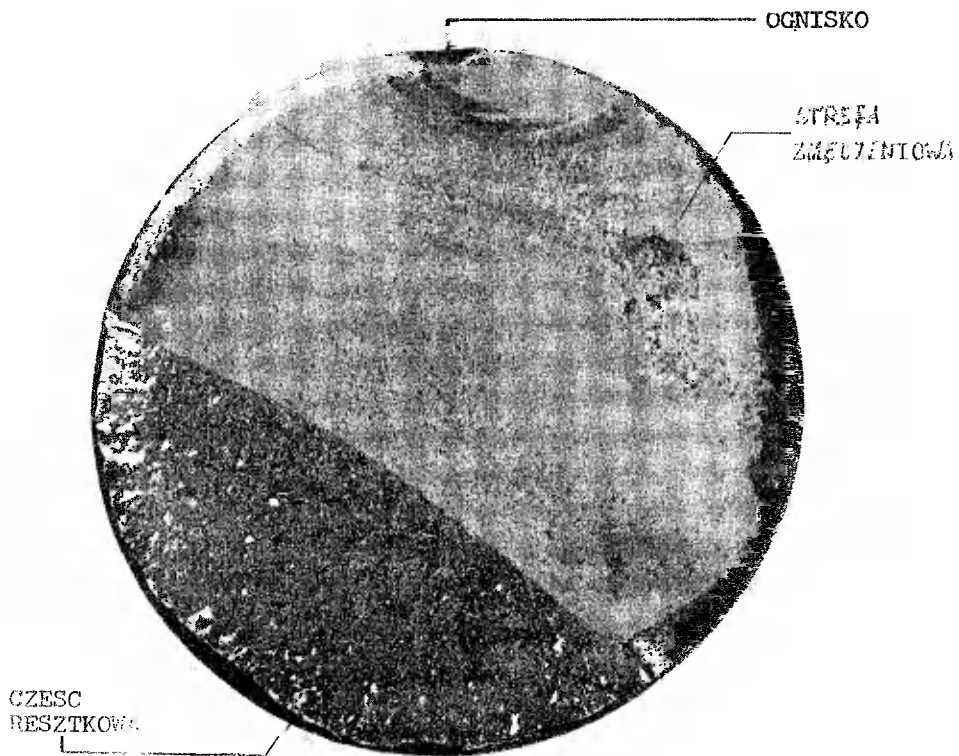
Warunki pracy pilarek ramowych są bardzo ciężkie, pracujące one w różnych warunkach atmosferycznych, przy czym ich obsługa jest często nie najlepsza.

Obciążenie wału głównego pilarki jest zależne od takich czynników, jak: wielkość posuwu, szybkość ruchu ramy, prędkość obrotowa, ciężar ramy, prawidłowość zamocowania pił i ich układ, rodzaj przecinanego drewna.

Wały główne pilarek wykonuje się z walcowanej lub kutej stali 36 HNM ulepszonej cieplnie.

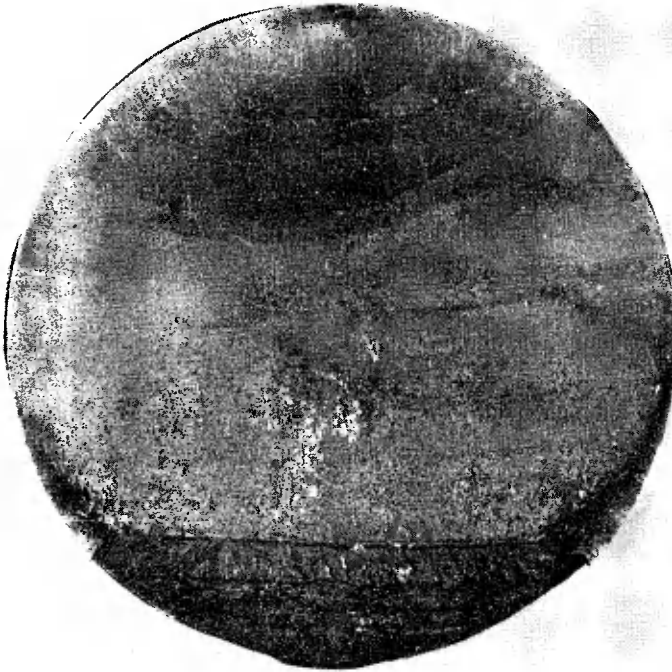
W ostatnich latach wykonano badania metalograficzne 6 sztuk pękniętych wałów głównych pilarek DTPA-71, GRA-65 oraz DTPB-71. Celem badań było ewentualne ujawnienie wad metalurgicznych, walcowniczych, kuźniczych, obróbki cieplnej lub innych, które mogłyby decydująco wpłynąć na zniszczenie wałów.

Rysunek 1 przedstawia typowy wygląd złomu zmęczeniowego wału. Rysunek 2 natomiast uwidacznia wyraźnie koncentryczne linie



Rys. 1. Złom pękniętego wału głównego pilarki ramowej DTPA-71

zmęczeniowe na złomie z ogniskiem wielopowierzchniowym.



Rys.2. Widok złomu zniszczonego wału głównego pilarki ramowej GRA-65 nr 1.

Na rysunkach 3,4 i 5 zilustrowano dalsze charakterystyczne złomy badanych wałów. Widoczne na rysunku 4 przesunięcie ogniska względem symetralnej do zewnętrznej krawędzi pęknięcia, powstało przy zginaniu obrotowym [1,2,5].

Na rysunku 6 przedstawiony jest przypadek przejścia złomu zmęczeniowego z wału na wpust, przez utworzenie ogniska na jego krawędzi. Pęknięcie to powstało w środkowej części wału pod piastą dzielonego koła pasowego.

Analiza fraktograficzna wszystkich badanych złomów wykazała zmęczeniowy charakter pęknięcia wałów głównych pilarek. Stosunek powierzchni stref zmęczeniowej i resztkowej wskazuje na występo-

wanie małych obciążeń w badanych wałach [2,5].



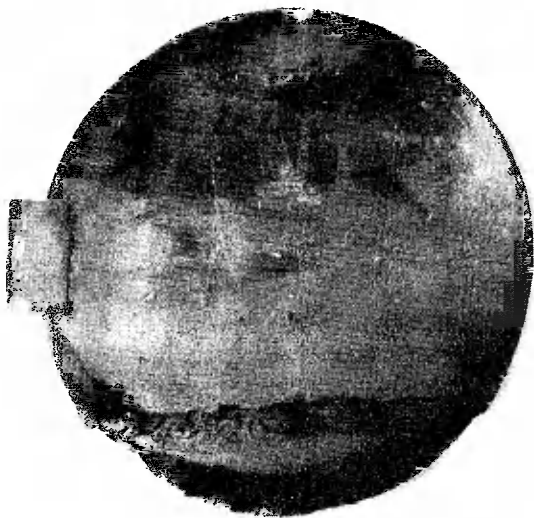
Rys.3. Fotogram złomu pękniętego wału głównego pilarki nr 2  
GRA-65



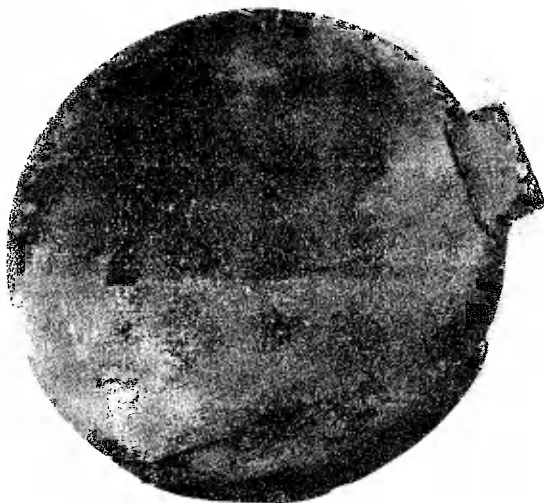
Rys.4. Widok złomu zniszczonego  
wału głównego nr 3 pilarki  
GRA-65

Poza tym stwierdzono, że z wyjątkiem jednego przypadku, powstanie ognisk złomu łączyło się z wystąpieniem wżerów korozyjnych.

Badania twardości przeprowadzone na przekrojach poprzecznych badanych wałów, wykazały zgodność z założeniami konstrukcyjnymi, a także



Rys.5. Fotogram złomu pękniętego wału głównego nr 4 pilarki DTPB-71.



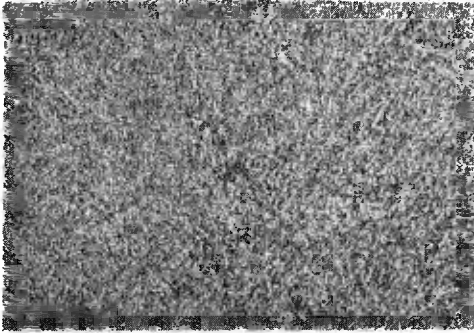
Rys.6. Widok złomu zniszczonego wału głównego nr 2 pilarki DTPB-71

dużą ich równomierność.

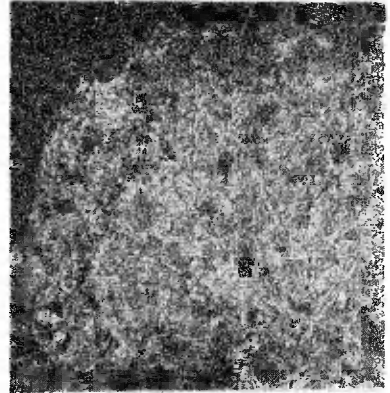
Badania makroskopowe wykonane na poprzecznych przekrojach wałów nie wykazały istnienia żadnych wad w ich makroskopowej strukturze.

Badania mikroskopowe zglądów próbek wyciętych z badanych wałów potwierdziły istnienie w stali struktury po ulepszeniu cieplnym. Typową strukturę sorbityczną z warstwy powierzchniowej wału przedstawia rysunek 7. Na rysunku 8 w warstwie powierzchniowej jest widoczna struktura sorbityczna przechodząca w głąb w sorbityczno-ferrytyczną. Ponadto stwierdzono segregację, ujawniającą się w postaci pasmowości wtórnej struktury. Pasmowość taka

jest charakterystyczna dla struktur stali stopowych /rys.9,10,

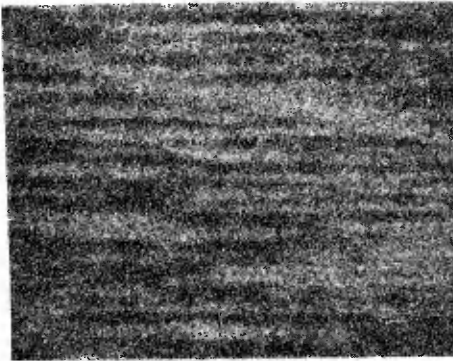


Rys.7. Mikrostruktura próbki pękniętego wału głównego pilarki ramowej DTPA-71. Pow. 1000x.

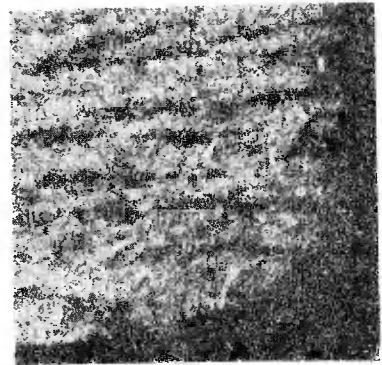


Rys.8. Struktura zniszczonego wału głównego nr 1 pilarki ramowej GRA-65

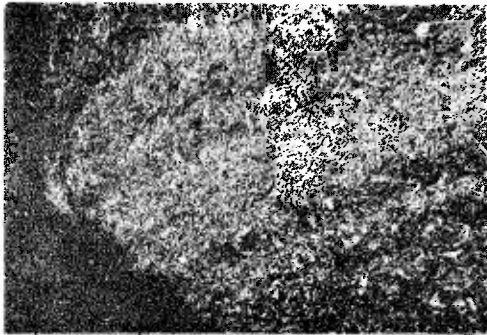
11, 12/. Na podkreślenie zasługuje również to, że pęknięcia zmęczeniowe przebiegały poprzez ziarna.



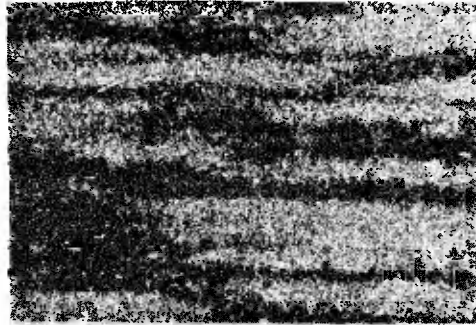
Rys.9. Struktura pękniętego wału głównego nr 2 pilarki ramowej GRA-65. Pow. 50x.



Rys.10. Struktura zniszczonego wału głównego nr 1 pilarki ramowej DTPB-71. Pow. 40x.

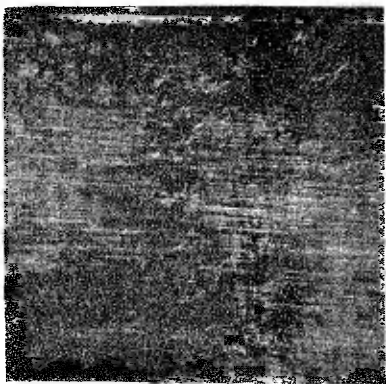


Rys.11. Mikrostruktura pękniętego wału głównego nr 1 pilarki ramowej DTPB - 71. Pow. 100x.



Rys. 12. Struktura zniszczonego wału głównego nr 2 pilarki ramowej DTPB-71. Pow. 40x.

Należy zwrócić uwagę na fakt, że większość pęknięć zmęczeniowych w badanych wałach pilarek łączy się z wystąpieniem zjawiska korozji. Na rysunku 13 i 14 są widoczne wżery korozyjne,



Rys.13. Wżer korozyjny na wale głównym nr 1 pilarki ramowej GRA-65.

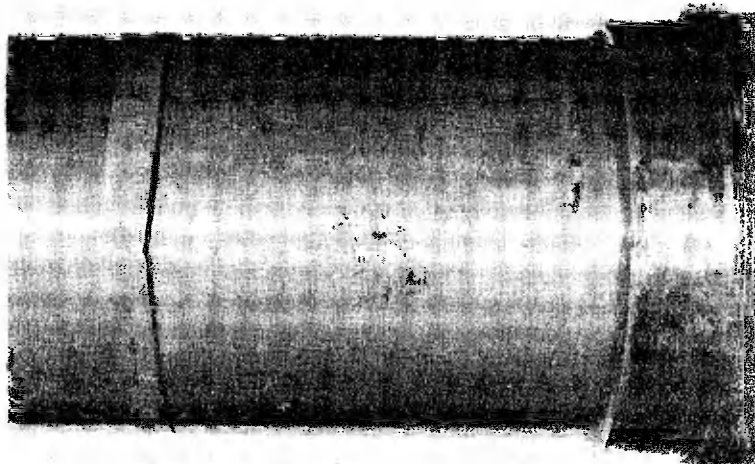


Rys.14. Ślady korozji wału głównego nr 2 pilarki ramowej GRA-65.



gdzie można przyjąć z prawdopodobieństwem graniczącym z pewnością, że stały się one przyczyną powstania ognisk złomów zmęczeniowych.

O mechanizmie inicjacji i rozwoju pęknięcia zmęczeniowego wałów głównych pilarek, świadczy ich lokalizacja. W przypadku przedstawionym na rysunku 15 zniszczenie wystąpiło w pobliżu czoła tulei łożyska tocznego, osadzonej na czopie wału. Po za-



Rys. 15. Obraz pęknięcia czopa wału głównego nr 3 pilarki ramowej GRA-65

stosowaniu obróbki na tych powierzchniach wału przez nagniatanie /rolowanie/, pęknięcia przemieściły się na środkową część o większej średnicy, gdzie są zamocowane dzielone koła pasowe /rys.16/.



rys.16. Korozja na środkowej części wału głównego nr 2 pilarki ramowej DTPB-71.

W większości badanych przypadków stwierdzono, że przyczyną powstawania ognisk złomów zmęczeniowych było ciernie oddziaływanie krawędzi tulei łożyska tocznego, dla jednych wałów, a dla drugich piasty żeliwnej koła pasowego. Zjawisko takie w połączeniu z utlenieniem znane jest pod pojęciem korozji cierniej /fretting/ [4]. W analizowanych przypadkach pęknięć podstawową rolę w mechanizmie korozji cierniej odgrywał czynnik mechaniczny.

Reasumując powyższe badania należy stwierdzić, że wady metalurgiczne, walcownicze, kuźnicze, czy też obróbki cieplnej nie były przyczyną pęknięć zmęczeniowych wałów głównych pilarek ramowych z wyjątkiem losowych przypadków. Zasadniczą przyczyną powstawania pęknięć zmęczeniowych była korozja cierna-fretting.

#### Literatura

1. Drewnowski S.: Formy złomów i zniszczeń elementów konstrukcji metalowych. Wydawnictwo-Arkady Warszawa, 1969r.
2. Dyląg Z., Orłóś Z.: Wytrzymałość zmęczeniowa materiałów. WNT Warszawa, 1962 r.
3. Hertel H.: Ermüdungsfestigkeit der Konstruktionen. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1969 r.
4. Kaczyński J.: Korozja i ochrona metali przed korozją. Poradnik Inżyniera-Mechanika, T.I. WNT Warszawa, 1968 r.
5. Kocańda S.: Zmęczeniowe niszczenie metali. WNT Warszawa, 1972.

6. Praca zbiorowa pod redakcją George Sinesa, I.L.Waismana.

WNT Warszawa, 1962 r.

CAUSE FRACTURE INITIATION PRINCIPAL SHAFT OF FRAME  
SAWING MACHINE

Summary

In this article there have been presented tests results of metallographic fractures of principal shafts of panesawing machines of 36 HNM material in a state of toughening. Repeated cases of destructions have required an intensive analysis of causes. Tests of fractography, hardness and corrosion have been realized. A fatigue character of fractures of principal shafts of panesawing machines has been discovered distinctly. Defects in heat treatment, metallurgical and milling defects have been only a random cause of destruction analysed parts of frame saws. Numerous, repeated corrosion pulps situated in characteristic places of cooperating parts manifest a fretting corrosion.

ПРИЧИНЫ ОБРАЗОВАНИЯ ТРЕЩИН В КОРЕННЫХ ВАЛАХ  
ЛЕСОПИЛЬНЫХ РАМ

Резюме

В статье представлены результаты металлографических исследований относительно образованных трещин на кривошипных валах лесопильных рам из стали 36НМ улучшенной термически. Повторяющиеся случаи разрушения требовали всестороннего анализа причин. Произведены фратографические испытания твердости и коррозии. Определен бесспорно усталостный характер растрескивания кривошипных валов лесопильных рам. Недостатки термообработки, металлургические и дефекты прокатки были случайной причиной разрушения анализированных частей лесопильной рамы. Многочисленные и часто повторяющиеся выедины вследствие корродирующего действия локализованные в характерных местах взаимодействующих деталей, свидетельствуют о коррозии при трении, т.е. о фреттинге.



Andrzej Jazdon

## USZKODZENIA ZMĘCZENIOWE POJAZDÓW JEDNOŚLADOWYCH

Zakresem rozważań niniejszego opracowania jest przedstawienie wybranej grupy uszkodzeń pojazdów jednośladowych - uszkodzeń zmęczeniowych. Charakterystykę uszkodzeń zmęczeniowych tych pojazdów opracowano na podstawie danych uzyskanych podczas przeprowadzonych wieloletnich eksploatacyjnych badań niezawodności rowerów, motorowerów i motocykli. Charakterystykę tę przedstawiono na tle ogólnej struktury uszkodzeń pojazdów jednośladowych.

W podsumowaniu opracowania sformułowano wnioski dotyczące oceny wpływu uszkodzeń zmęczeniowych elementów pojazdów jednośladowych na niezawodność tych pojazdów.

### 1. Wstęp

W artykule podjęto próbę przedstawienia uszkodzeń zmęczeniowych elementów pojazdów jednośladowych na tle ogólnej charakterystyki ich uszkodzeń. Celem opracowania jest uzyskanie odpowiedzi na pytania: jaki jest udział uszkodzeń zmęczeniowych w ogólnej liczbie uszkodzeń pojazdów jednośladowych oraz w jakim stopniu uszkodzenia zmęczeniowe wpływają na niezawodność tych pojazdów ?.

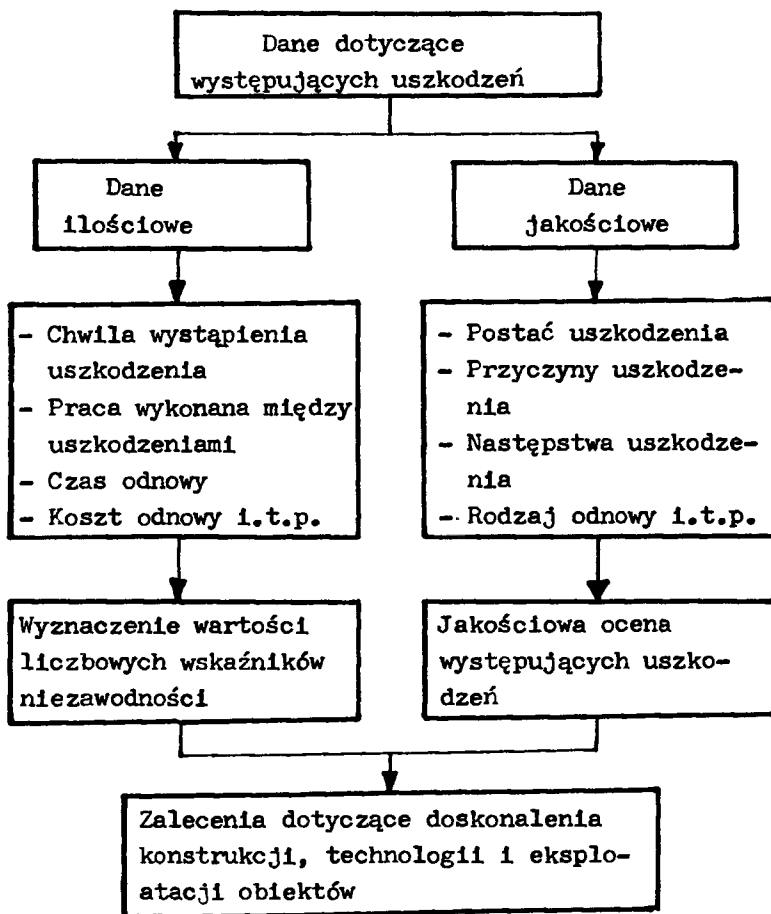
W opracowaniu wykorzystano dane uzyskane podczas badań niezawodności rowerów, motorowerów i motocykli. Jednym z celów badań, które prowadzone są w Bydgoszczy od 1970 roku jest dokonanie

oceny niezawodności aktualnie wytwarzanych pojazdów oraz opracowanie zaleceń dotyczących doskonalenia rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych pojazdów związanych z poprawą ich niezawodności.

Zagadnienie podwyższania niezawodności jest szczególnie istotne dla urządzeń wytwarzanych masowo, bowiem negatywne skutki wynikające z zawodności urządzenia są wielokrotnie powielane i przynoszą gospodarce narodowej duże straty. Do urządzeń wytwarzanych masowo należą także pojazdy jednośladowe, których planowana produkcja w roku 1975 wynosi: motocykle 110.000 sztuk, motorowery 180.000, rowery 1.000.000. Potrzebę podwyższania niezawodności tych pojazdów uzasadnia fakt, że ich użytkownicy posiadają na ogół niskie kwalifikacje techniczne, a ze względu na słabo rozwinięte zaplecze techniczne wykonujące naprawy pojazdów jednośladowych, większość z użytkowników/około 80 %/ naprawy te wykonuje samodzielnie.

W celu opracowania zaleceń dotyczących doskonalenia rozwiązań konstrukcyjnych i technologicznych pojazdów, rejestrowano podczas badań dane przedstawione na rysunku 1.

Charakterystkę uszkodzeń zmęczeniowych pojazdów jednośladowych opracowano w oparciu o dane uzyskane podczas 2 letnich badań eksploatacyjnych 10 motorowerów typ 2330, 3 letnich badań 25 rowerów typ 1264 oraz I-go etapu aktualnie prowadzonych eksploatacyjnych badań 10 motocykli typ M06B3. Przeciętne przebiegi, które zostały osiągnięte w tych okresach przez badane pojazdy wynoszą: dla rowerów 6.800 km, dla motorowerów 17.000 km, dla motocykli 10.500 km.



Rys.1. Dane o uszkodzeniach rejestrowane podczas badań niezawodności pojazdów jednośladowych



## 2. Charakterystyka uszkodzeń zmęczeniowych pojazdów jednośladowych

Charakterystykę uszkodzeń zmęczeniowych pojazdów jednośladowych opracowano w zakresie:

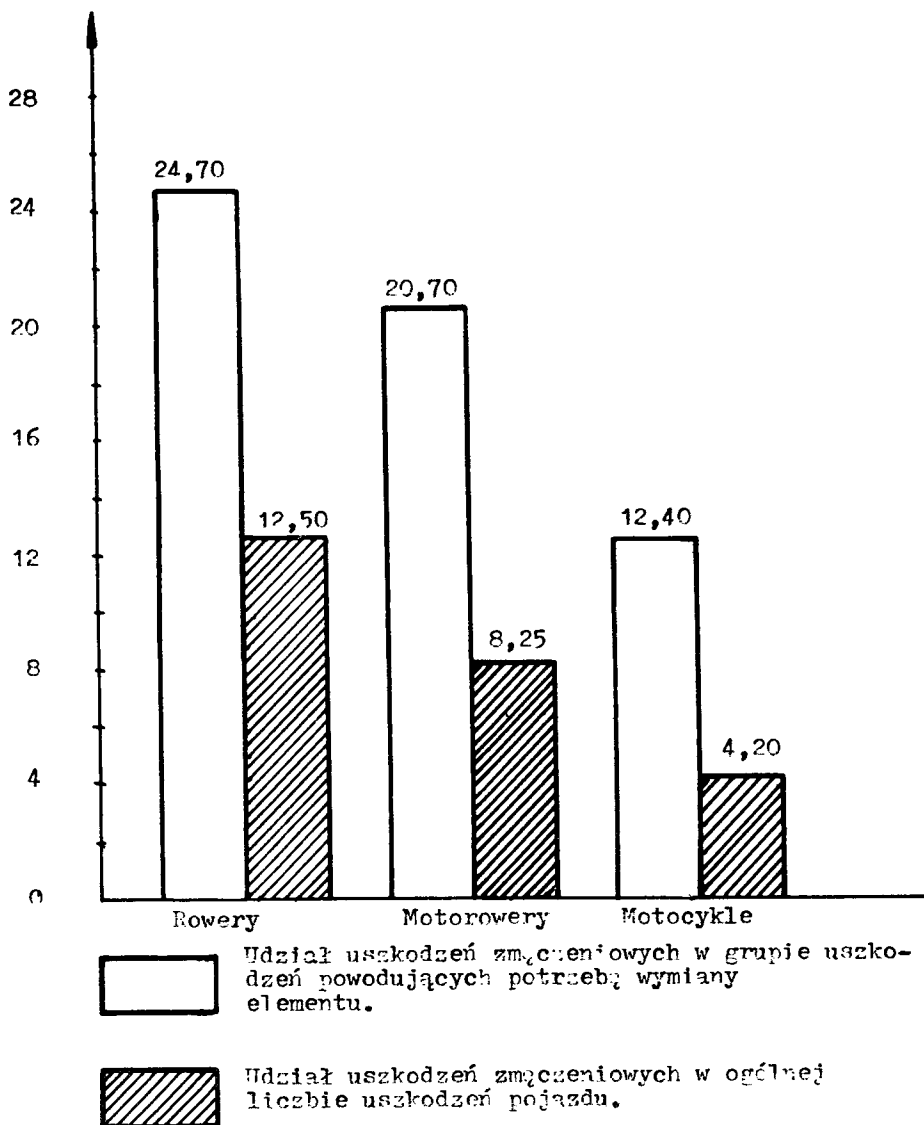
- wyznaczenie udziału tych uszkodzeń w łącznej liczbie uszkodzeń pojazdów
- oceny czasu oraz kosztów usuwania uszkodzeń zmęczeniowych w porównaniu ze średnimi czasami trwania odnowy oraz średnimi jednostkowymi kosztami odnow pojazdów.

W celu scharakteryzowania uszkodzeń zmęczeniowych obliczono najpierw jak często występują one w ogólnej liczbie uszkodzeń pojazdów /rys.2/, następnie przedstawiono ich udział w stosunku do łącznej liczby uszkodzeń pojazdów powodujących konieczność wymiany wadliwego elementu. Rozpatrując wszystkie uszkodzenia badanych pojazdów obliczono, że udział uszkodzeń, które powodowały potrzebę wymiany elementów wynosił dla rowerów 57 % , dla motorowerów 40,3 % oraz dla motocykli 33,8 %.

Mniejszy niż w przypadku rowerów i motorowerów udział uszkodzeń zmęczeniowych motocykli w ogólnej liczbie uszkodzeń tych pojazdów tłumaczyć należy tym, że wyniki dla tych pojazdów obliczono na podstawie danych z I-go etapu badań, w których badane motocykle uzyskały przebieg w granicach 10.500 km. Ponieważ uszkodzenia zmęczeniowe występują najczęściej po dłuższych przebiegach, należy sądzić, że udział rozpatrywanych uszkodzeń dla motocykli ulegnie zwiększeniu w następnych etapach badań.

Podane dane o udziale uszkodzeń zmęczeniowych pojazdów jednośladowych informują pośrednio o wpływie tych uszkodzeń na poprawność działania pojazdów. Oceniano tę podstawową cechę niezawodności pojazdów wyznaczając takie wskaźniki, jak prawd -

f [%]



Rys.2. Częstość występowania uszkodzeń zmęczeniowych w pojazdach jednośladowych

podobieństwo przybywania obiektów w stanie zdatności między kolejnymi uszkodzeniami, czy też wartość oczekiwaną czasu przebywania pojazdów w stanie zdatności między kolejnymi uszkodzeniami. Drugą cechą charakteryzującą niezawodność pojazdów była odnawialność, która wyraża w jakim stopniu badane pojazdy przystosowane są do wykrywania i usuwania występujących uszkodzeń.

Jednym ze wskaźników, którym charakteryzowano odnawialność pojazdów był techniczny czas odnowy. Wartość oczekiwaną czasu  $t$  trwania odnowy pojazdów wyznaczano z zależności:

$$E/t/ \cong \bar{t} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \tau_i \quad [\text{godz}] \quad (1)$$

przy czym:

$$\tau_i = \tau_i' + \tau_i'' + \tau_i''' \quad [\text{godz}] \quad (2)$$

gdzie:

$n$  - ogólna ilość uszkodzeń badanych pojazdów

$\tau_i$  - suma czasów zużytych na wykrycie  $|\tau_i'|$   
lokalizację  $|\tau_i''|$  i usunięcie  $|\tau_i'''|$

$i$  - tego uszkodzenia pojazdu

Wyznaczone średnie czasy trwania odnowy dla uszkodzeń powodujących niezdatność poszczególnych grup pojazdów wynoszą:

a/ dla rowerów  $t = 41$  min

b/ dla motorowerów  $t = 49$  min

c/ dla motocykli  $t = 63$  min

Interesujące jest jak na tle przedstawionych powyżej wartości średnich czasów odnowy poszczególnych pojazdów, kształtują się wartości średnich czasów wymiany elementów, które uległy uszko-

dzeniom zmęczeniowym. Poniżej podano te dane dla kilku wybranych elementów omawianych pojazdów

- |  |           |
|--|-----------|
| 1. Wymiana widelca roweru                                  | - 52 min  |
| 2. Wymiana wspornika kierownicy roweru                     | - 18 min  |
| 3. Wymiana osi przedniego koła motoroweru                  | - 37 min  |
| 4. Wymiana stożka łożyska skośnego tylnego koła motoroweru | - 48 min  |
| 5. Wymiana wału korbowego w silniku motocykla              | - 292 min |
| 6. Wymiana łożyska kulkowego w obudowie silnika motocykla  | - 92 min  |

Z powyższego zestawienia wynika, że czas wymiany elementów ulegających uszkodzeniom zmęczeniowym, w stosunku do średnich czasów odnowy pojazdów /a także w stosunku do czasów usuwania większości pozostałych uszkodzeń/ są wysokie.

Częstość oraz rodzaj uszkodzeń elementów pojazdu, a także czas przebywania pojazdów w stanie niezdatności /czas odnowy/, wpływają bezpośrednio na koszty eksploatacji. Jednym z wyznaczanych wskaźników kosztów był średni jednostkowy koszt odnowy, który obliczano z zależności:

$$C_j = \frac{\sum_{m=1}^k \sum_{i=1}^n C_{m,i}}{\sum n} \quad /zł/ \quad (3)$$

gdzie:

$C_{m,i}$  - koszt przeprowadzenia  $i$ -tej odnowy w  $m$ -tym pojeździe

Wartości średnich jednostkowych kosztów odnowy dla badanych pojazdów wynoszą: rowery  $C_j = 14,10$  zł, motorowery  $C_j = 24,49$  zł,

motocykle Cj = 30,10 zł

W porównaniu do średnich jednostkowych kosztów odnowy pojazdów, koszty wymiany przykładowo wybranych elementów, które uległy uszkodzeniom zmęczeniowym kształtują się następująco:

1. Wymiana widelca roweru	- 83,- zł
2. Wymiana wspornika kierownicy roweru	- 49,50 zł
3. Wymiana osi przedniego koła motoroweru	- 46,50 zł
4. Wymiana stożka łożyska skośnego tylnego koła motoroweru	- 26,10 zł
5. Wymiana wału korbowego silnika motocykla	- 650,- zł
6. Wymiana łożyska tocznego obudowy silnika motocykla	- 108,- zł

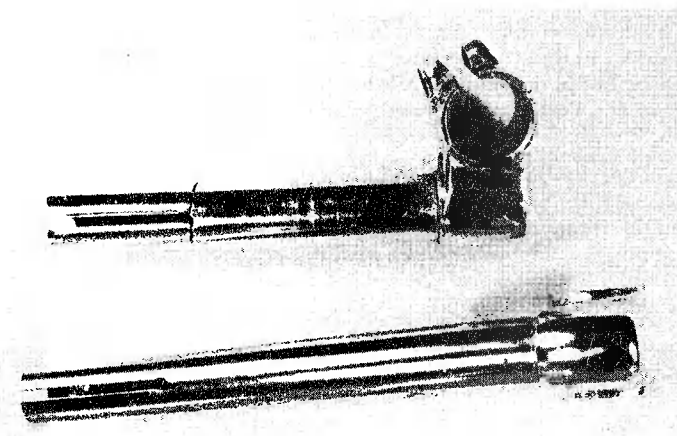
Podobnie jak dla wybranych przykładów, koszty usuwania uszkodzeń zmęczeniowych pozostałych elementów pojazdów są najczęściej większe od średnich jednostkowych kosztów odnowy. Koszty usuwania tych uszkodzeń są też na ogół większe od innych, które powodują potrzebę wymiany elementów oraz wielokrotnie większe od kosztów usuwania uszkodzeń nie wymagających wymiany elementów.

### 3. Przykłady uszkodzeń zmęczeniowych pojazdów jednośladowych

Dla zilustrowania powyższych rozważań przedstawiono kilka charakterystycznych przykładów uszkodzeń zmęczeniowych elementów badanych pojazdów.

Na rysunku 3 pokazano typowe uszkodzenie wspornika kierownicy roweru. Pęknięcia wsporników kierownicy występowały po przebiegu około 3.000 km. Podczas jazdy na kierownicę oddziałują zmienne obciążenia, które wywołują zmienny moment gnący wspornika. Moment ten przyjmuje wartość maksymalną w pobliżu miejsca osadzenia wspornika w górnym łożysku kierownicy.

W przypadku nadmiernego wysunięcia wspornika koniec wycięcia sprężynującego znajduje się w obszarze występowania maksymalnego momentu.

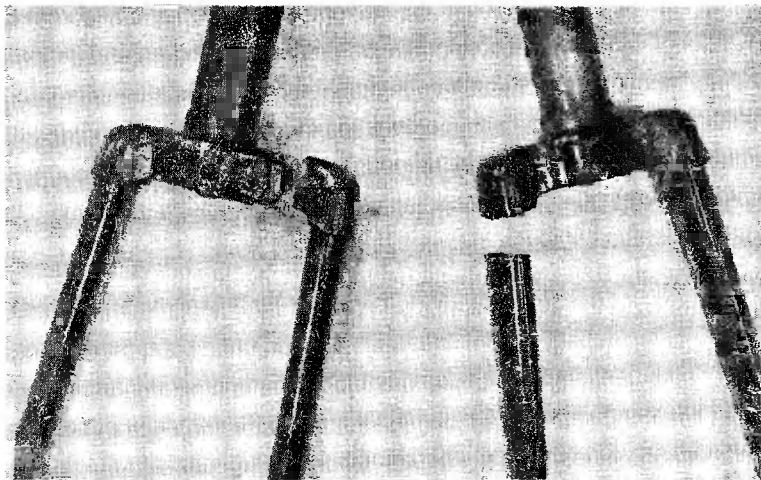


Rys. 3. Przykład pęknięcia wspornika kierownicy roweru oraz poprawione rozwiązanie konstrukcyjne wspornika

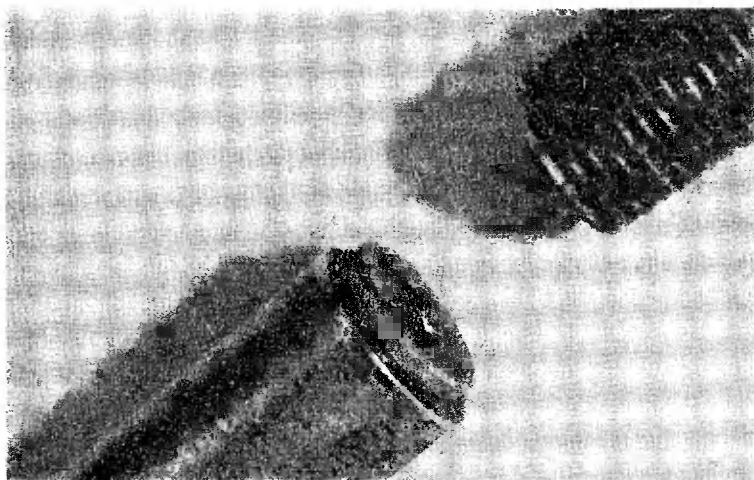
Ponadto decydujący wpływ na występowanie pęknięć miało też spiętrzenie naprężeń w wyniku rozprężania rury wspornika /przy mocowaniu kierownicy w widelcu/ oraz istnienie korbu /koniec wycięcia/. Na fotografii przedstawiono także poprawione rozwiązanie konstrukcyjne wspornika kierownicy.

Rysunek 4 ilustruje uszkodzenia widelca roweru. Pęknięcie zmęczeniowe występuje w miejscu osłabienia widelca przez złącze lutowane oraz nieciągłości kształtu nóżki widelca. W miejscu tym występuje też maksymalny moment gnący.

Na rysunku 5 przedstawiono uszkodzenie zmęczeniowe osi koła przedniego motoroweru, które wystąpiło w miejscu spiętrzenia naprężeń spowodowanego nieciągłością kształtu.



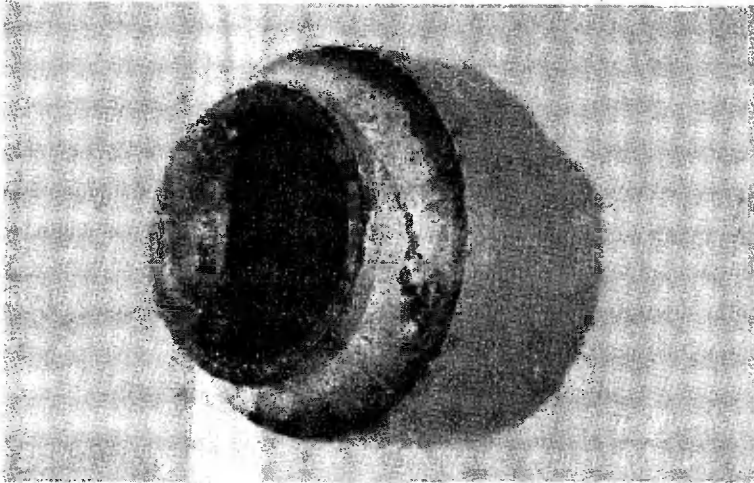
Rys.4. Typowe uszkodzenia widelcy rowerów



Rys.5. Uszkodzenia zmęczeniowe osi koła przedniego motoroweru

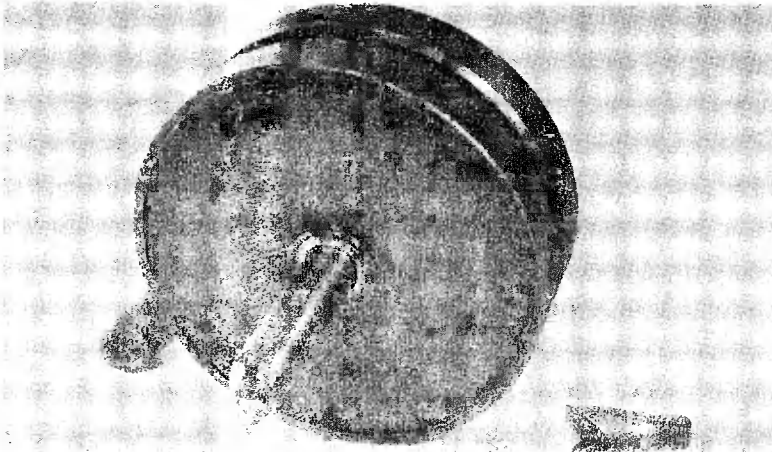
Charakterystyczne uszkodzenia stożków łożysk skośnych kół zarówno rowerów jak i motorowerów przedstawiono na rysunku 6. Zmęczeniowe zużycie bieżni stożków obserwowano w przypadku łożysk kół roweru po przebiegu około 4.500 km, natomiast w łożys-

kach kół motoroweru przy przebiegach około 6.000 km.



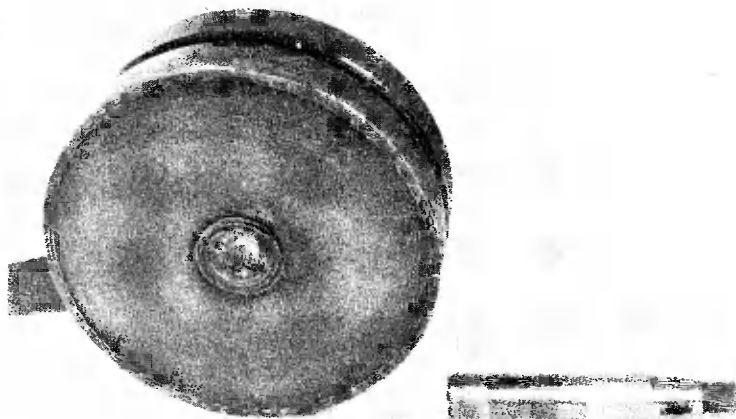
Rys.6. Zmęczeniowe zużycie bieżni stożka

Na rysunku 7 i 8 pokazano zmęczeniowe uszkodzenia wałów korbowych silnika motocykla. Na rysunku 7 zilustrowano pęknięcie zmęczeniowe końcówki wału korbowego spowodowane działaniem zmiennego momentu skręcającego. Pęknięcie zmęczeniowe czopa wału korbowego, powstałe w miejscu połączenia włączanego powodującego spiętrzenie naprężeń, przedstawiono na rysunku 8.



Rys.7. Pęknięcie zmęczeniowe czopa wału korbowego silnika





Rys.8. Pęknięcie zmęczeniowe czopa wału korbowego silnika

#### 4. Wnioski

Przedstawione w artykule zagadnienia nie stanowią pełnej analizy uszkodzeń zmęczeniowych elementów pojazdów jednośladowych. Starano się jedynie zwrócić uwagę na te zagadnienia, które umożliwiają scharakteryzowanie uszkodzeń zmęczeniowych na tle ogółu uszkodzeń występujących podczas eksploatacji pojazdów jednośladowych. Jednakże już te informacje, które zamieszczone w artykule pozwalają na sformułowanie następujących wniosków:

- a/ ponieważ wszystkie uszkodzenia zmęczeniowe elementów rowerów, motorowerów i motocykli wywołują stan niezdatności tych pojazdów oraz zawsze powodują konieczność wymiany uszkodzonych elementów, należy uznać wyznaczone udziały tych uszkodzeń pojazdów za znaczne,
- b/ istotny jest w związku z tym wpływ tych uszkodzeń na niezawodne działanie pojazdów, oceniane między innymi prawdopodobieństwem przebywania pojazdów w stanie zdatności, czy też

wartością średnich przebiegów uzyskiwanych przez pojazdy pomiędzy niezdatnościami,

- c/ uszkodzenia zmęczeniowe elementów pojazdów jednośladowych są na ogół dla użytkownika kłopotliwe do usunięcia, ponieważ w większości przypadków użytkownicy nie są w stanie zauważyć postępującego procesu uszkodzenia zmęczeniowego, stwierdzając jedynie jego fazę końcową, posiadającą najczęściej charakter uszkodzenia nagłego; z tej przyczyny uszkodzenia zmęczeniowe występują przede wszystkim podczas użytkowania pojazdów, kiedy użytkownik nie dysponuje dogodnymi warunkami przeprowadzenia odnowy, ponadto usunięcie tych uszkodzeń powoduje często konieczność przeprowadzenia skomplikowanych czynności demontażowo - montażowych oraz potrzebę posługiwania się specjalistycznymi narzędziami,
- d/ przedstawione powyżej okoliczności występowania uszkodzeń zmęczeniowych powodują, że czas ich usuwania jest długi, co z kolei wpływa na pogorszenie średniego czasu odnowy pojazdów. Jest to wskaźnik charakteryzujący drugą istotną cechę niezawodności pojazdów - odnawialność,
- e/ długi czas odnowy oraz potrzeba wymiany uszkodzonego elementu sprawiają, że jednostkowy koszt odnowy uszkodzeń zmęczeniowych jest na ogół większy od średniego jednostkowego kosztu odnowy pojazdu,
- f/ niektóre z uszkodzeń zmęczeniowych jak na przykład złamania osi przedniej motorowerów, widelca oraz wspornika kierownicy rowerów, czy też wału korbowego silników motocykli powodują stan zagrożenia bezpieczeństwa jazdy.

Podsumowując powyższe wnioski stwierdzić można, że zmęczeniowe uszkodzenia elementów pojazdów jednośladowych z uwagi na częstość ich występowania, poważne następstwa oraz skomplikowaną i kosztowną odnowę pojazdów, winny stać się przedmiotem szczególnych analiz i badań. Wynika stąd pilna potrzeba prowadzenia przyspieszonych, programowanych badań trwałości zmęczeniowej elementów pojazdów na etapie opracowywania prototypów oraz serii informacyjnej. Umożliwi to dopracowanie na tych etapach konstrukcji oraz technologii wytwarzania pojazdów oraz efektywnie wpłynie na podwyższenie ich niezawodności.

#### FATIGUE DAMAGES OF SINGLE-TRACK VEHICLES

##### Summary

The range of consideration of this paper is to present a chosen group of damages of single-track vehicles - namely the fatigue damages. The characterization of fatigue damages of these vehicles has been elaborated according to data obtained during many years' tests of exploitation as far as the reliability of bicycles, motor cycles and motorized bicycles is concerned. This characterization has been presented considering the general structure of single-track vehicle damages. Recapitulating the elaborations some suggestions concerning the valuation of influence of fatigue damages of singletrack vehicles elements as far as their reliability is concerned has been formulated.

УСТАЛОСТНЫЕ ПОВРЕЖДЕНИЯ ОДНОСЛЕДОВЫХ  
СРЕДСТВ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

## Резюме

Статья содержит рассуждения на тему усталостных повреждений односледовых средств передвижения. Характеристика этих повреждений сделана на основании результатов многолетних испытаний надёжности велосипедов, мотовелосипедов и мотоциклов.

В заключении автором сделаны выводы в области влияния усталостных повреждений на надёжность механических средств передвижения.



Leszek Knopik

## MATEMATYCZNE METODY BADANIA OBCIĄŻEŃ LOSOWYCH

W pracy przedstawiono metody analizy pojedynczej realizacji z zastosowaniem EMC Odra-1204. Metoda została zilustrowana na przykładzie dwóch realizacji losowych obciążeń charakterystycznych dla układu nośnego roweru.

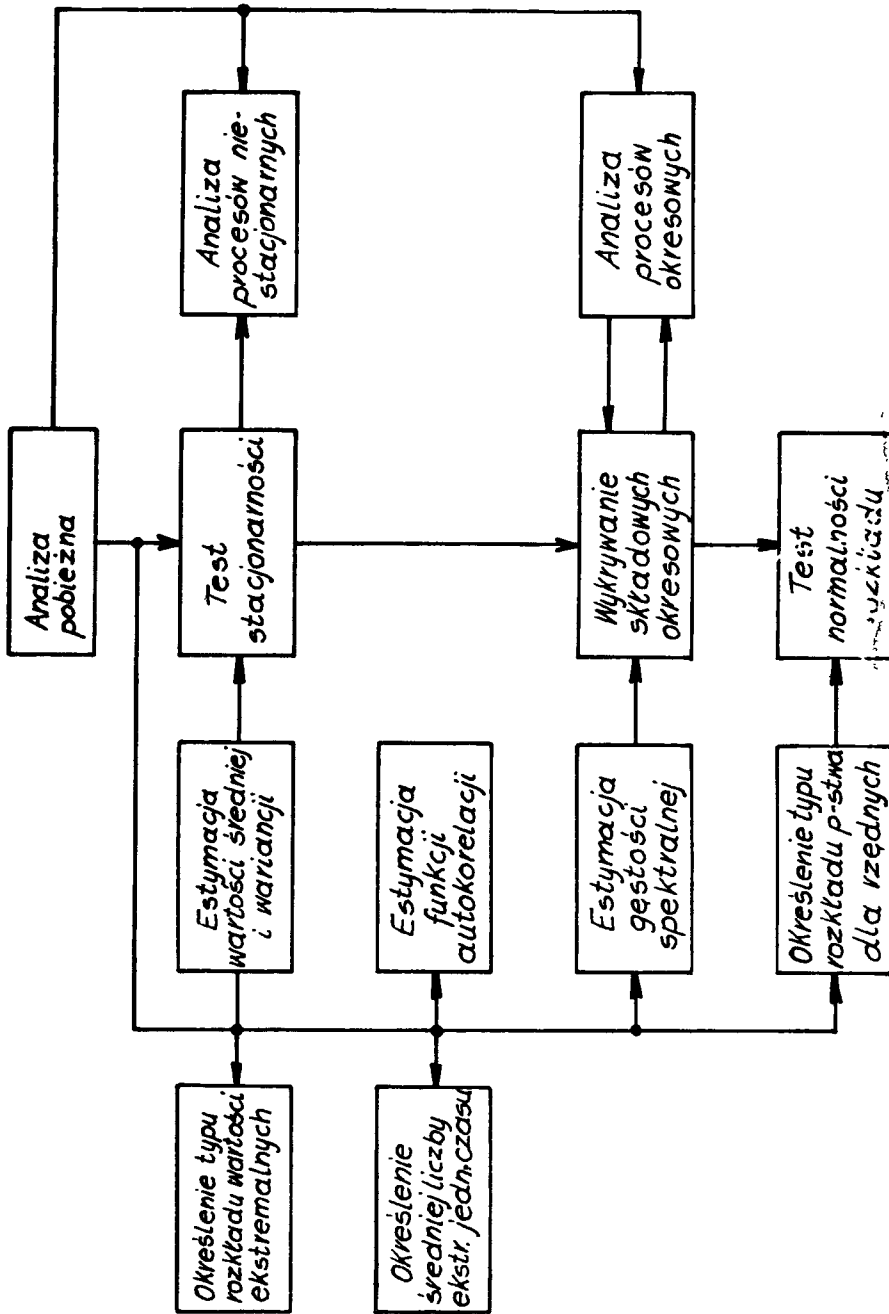
### 1. Wstęp

Funkcje wyrażające zależność obciążeń od czasu dla badanych pojazdów jednośladowych są realizacjami procesów losowych. Wiadomo, że dla zagadnienia trwałości istotne jest rozeznanie charakteru obciążeń zmiennych w warunkach eksploatacji.

Przedmiotem pracy jest przykład analizy pojedynczych realizacji procesu, pochodzących od obciążeń w rowerze. Potrzeba dokładnej analizy realizacji procesu losowego pozwala na przyjęcie określonej metody aproksymacji obciążeń, jest konieczna do przyjęcia np. znanej metody przecięć.

Schemat określania charakterystyk statystycznych pojedynczej realizacji jest przedstawiony poniżej. Dalej pokazano praktyczną realizację większości bloków tego schematu. Każdy blok schematu można realizować metodami analogowymi i numerycznymi. W referacie przedstawiono realizację numeryczną przy pomocy EMC Odra-1204.

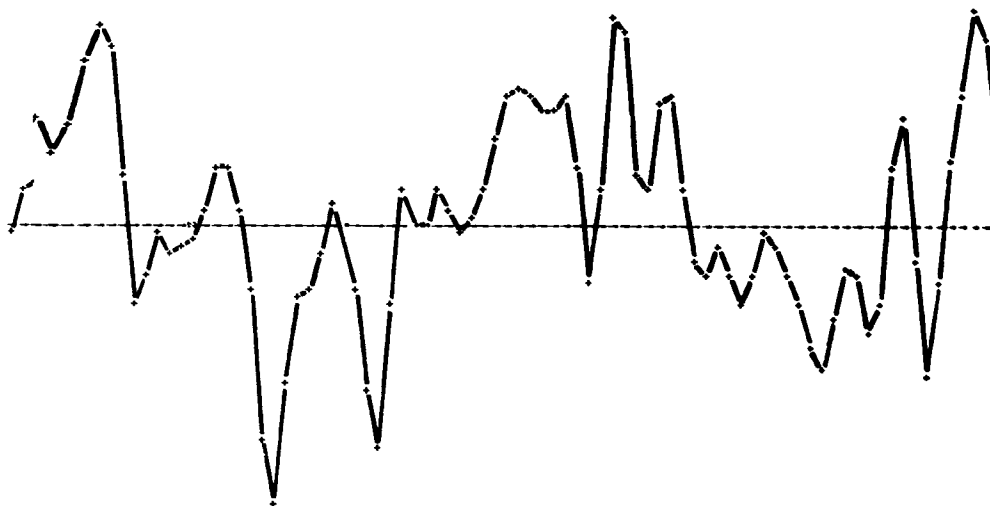
## 2. Metody analizy pojedynczej realizacji



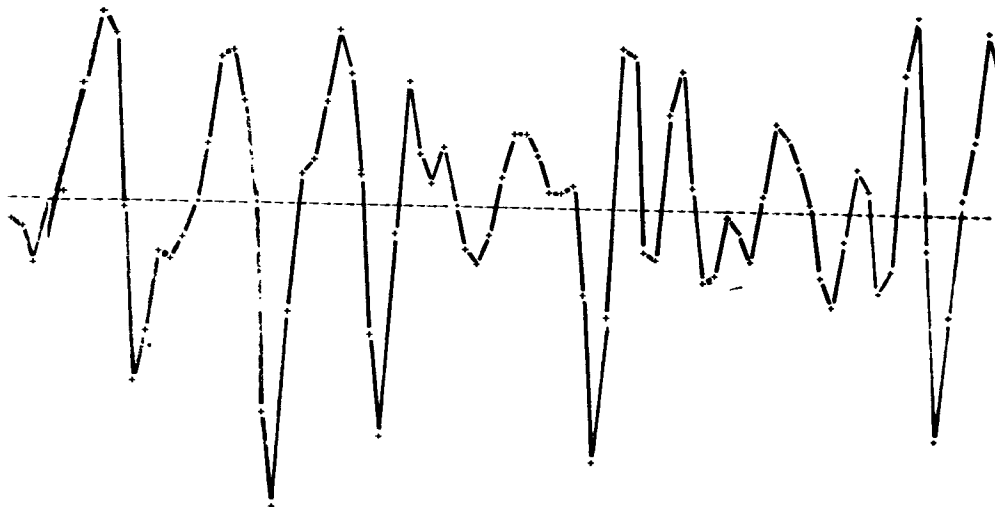
Rys.1. Ogólny schemat analizy pojedynczej realizacji

### 2.1. Analiza pobieżna

Na tym etapie trzeba ustalić czy realizacja jest stacjonarna i losowa, czy też niestacjonarna i nielosowa.



Rys.2. Realizacja obciążenia losowego poddana analizie.



Rys.3. Realizacja po filtracji



## 2.2. Sprawdzenie stacjonarności

Jak wiadomo do wykazania stacjonarności badanego procesu losowego konieczne jest upewnienie się czy wszystkie charakterystyki statystyczne nie zmieniają się przy zmianie czasu. Oczywiście sprawdzenie takie jest praktycznie niemożliwe, ponieważ liczba wszystkich charakterystyk jest nieskończona, a do pełnego opisanie procesu konieczne jest wyznaczenie tych charakterystyk. Czyniąc jednak pewne założenia, które są na ogół spełnione w spotykanych w praktyce procesach losowych, można zaproponować różne kryteria badania stacjonarności.

Pierwszym ważnym założeniem jest: charakterystyki statystyczne procesu niestacjonarnego obliczone poprzez uśrednienie na krótkich odcinkach czasowych, będą znacznie się różniły przy przejściu od jednego przedziału do drugiego. Założenie to oznacza, że dowód wewnętrznej stacjonarności może być dowodem stacjonarności procesu do którego te realizacje należą.

Drugie założenie sprowadza się do tego, że dla większości procesów przedstawiających jakąś wartość praktyczną wystarcza sprawdzenie słabej stacjonarności, to znaczy sprawdzenie, że wartość średnia i funkcja autokorelacji nie zależą od czasu /mocna stacjonarność - wszystkie charakterystyki nie zależą od czasu/.

Jeśli przyjmiemy to założenie, to sprawdzenie stacjonarności ograniczy się tylko do analizy wartości średniej i funkcji autokorelacji. Badanie słabej stacjonarności można uznać za słuszne z dwóch przyczyn. Po pierwsze do wykorzystania efektywnych metod analizy korelacyjnej i spektralnej konieczne jest spełnienie warunku słabej stacjonarności. Po drugie procesy losowe opisujące zjawiska fizyczne są mocno stacjonarne jeśli są

słab stacjonarne. Zauważamy, że dla procesów o rozkładzie normalnym słaba stacjonarność powoduje mocną stacjonarność, ponieważ wszystkie momenty wyższych rzędów są określone poprzez wartość średnią i funkcję autokorelacyjną. Trzecie założenie mówi, że długość realizacji powinna być dłuższa w porównaniu z pojedynczymi zmianami procesu /tak duża, aby można oddzielać składowe harmoniczne od losowych/.

Przyjmując powyższe ograniczenia, sprawdzenie stacjonarności można przeprowadzić przy pomocy niżej opisanego algorytmu:

- a/ realizację dzielimy na m równych przedziałów czasowych z taką częstotliwością, że odcinki realizacji można uznać jako niezależne
- b/ obliczamy wartość średnią i wariancję dla każdego przedziału i dla tych wartości budujemy ciągi

$$\bar{x}_1, \bar{x}_2, \bar{x}_3, \dots, \bar{x}_m$$

$$s_1^2, s_2^2, s_3^2, \dots, s_m^2, \quad (1)$$

- c/ obliczamy sumaryczną liczbę inwersji dla ciągu średnich i ciągu wariancji

Przykład 1

Dla realizacji przedstawionej na rysunku 3 mamy:

Liczba punktów realizacji  $n = 1200$

Liczba podprzedziałów  $p = 30$

Na podstawie metody przedstawionej w [2] mamy wielkości:

sumaryczna liczba inwersji dla średniej TRS = 210

sumaryczna liczba inwersji dla wariancji TRW = 244

Z tablic [3] dla  $\alpha = 0,1$  i dla  $p = 30$  mamy lewy kraniec prze -

działu  $TR_1 = 171$  i prawy kraniec  $TR_2 = 263$ , czyli

$$171 < 210 < 263$$

$$171 < 244 < 263$$

Wobec powyższego wnioskuje się, że nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o stacjonaraności realizacji. Oczywiście wiadomo, że badania takie przeprowadza się dla różnych wielkości podprzedziałów.

### 2.3. Sprawdzenie losowości

Realizacje, które zostały uznane za stacjonarne należy sprawdzić pod kątem zawierania składowych harmonicznych. Jest to konieczne ponieważ niektóre metody analizy wymagają uprzedniego wydzielenia składowych harmonicznych lub ich parametrów. Praktyczne metody wykrywania składowych oparte są na analizie wykresu gęstości spektralnej, funkcji autokorelacji i gęstości prawdopodobieństwa dla rzędnych. Przykład takiej analizy zostanie podany poniżej.

### 2.4. Sprawdzenie normalności

Bardzo często przyjmuje się bez specjalnego uzasadnienia, że spotykane w praktyce procesy mają normalny rozkład rzędnych. W celu zbadania normalności rozkładu rzędnych procesu obliczamy wartości statystyk:

- wartość średnia

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x(t_i) \quad (2)$$

- wariancja

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n [x(t_i) - \bar{x}]^2 \quad (3)$$

- asymetria

$$g = \frac{1}{ns^3} \sum_{i=1}^n [x(t_i) - \bar{x}]^3 \quad (4)$$

- średnie unormowane bezwzględne odchylenie

$$d = \frac{1}{ns} \sum_{i=1}^n |x(t_i) - \bar{x}| \quad (5)$$

- eksces

$$b = \frac{1}{ns^4} \sum_{i=1}^n [x(t_i) - \bar{x}]^4 \quad (6)$$

### Przykład 2

Dla realizacji przedstawionej na rysunku 2 obliczono

$$g = 0,001 \quad b = 2,51$$

Z tablic [4] dla rozkładu statystyki ekscesu - b przy  $\alpha = 0,05$  mamy lewy kraniec przedziału dla ekscesu  $b^I = 2,78$  i prawy kraniec przedziału  $b^{II} = 3,21$ , czyli  $b < b^I < b^{II}$ . Z powyższego widzimy, że dla rozpatrywanej realizacji hipotezę o normalności rozkładu rzędnych procesu należy odrzucić.

### Przykład 3

Dla realizacji przedstawionej na rysunku 3 obliczono

$$g = 0,091 \quad b = 3,216$$

Korzystając z poprzednio wyznaczonych wartości krańców przedziałów ufności widzimy, że nie ma podstaw do odrzucenia hipotezy o normalności rozkładu rzędnych.

Wiadomo na podstawie [4], że statystyka b może być stosowana tylko przy dużej liczebności próby takiej, że  $n > 200$ . Przy próbach o liczebności mniejszej statystykę b zastępuje się sta-

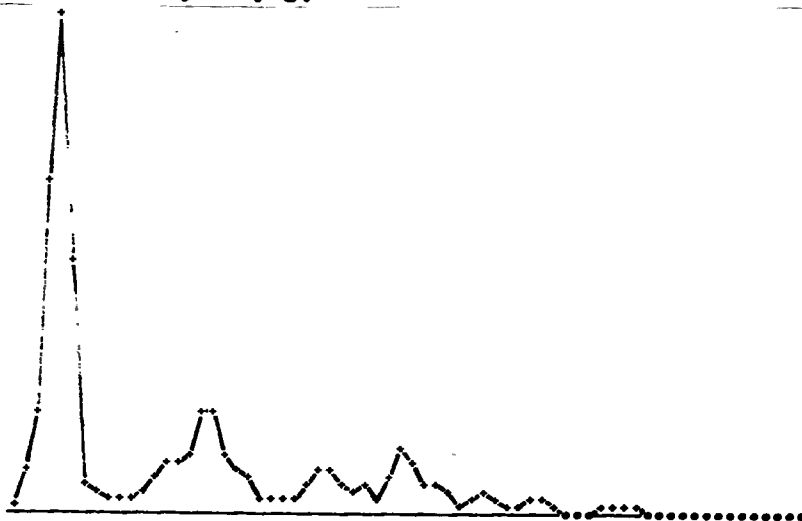
tystyką  $d$ , której rozkład już dla  $n > 50$  jest dobrze aproksymowany przez rozkład normalny.

### 2.5. Ocena wartości średniej i wariancji

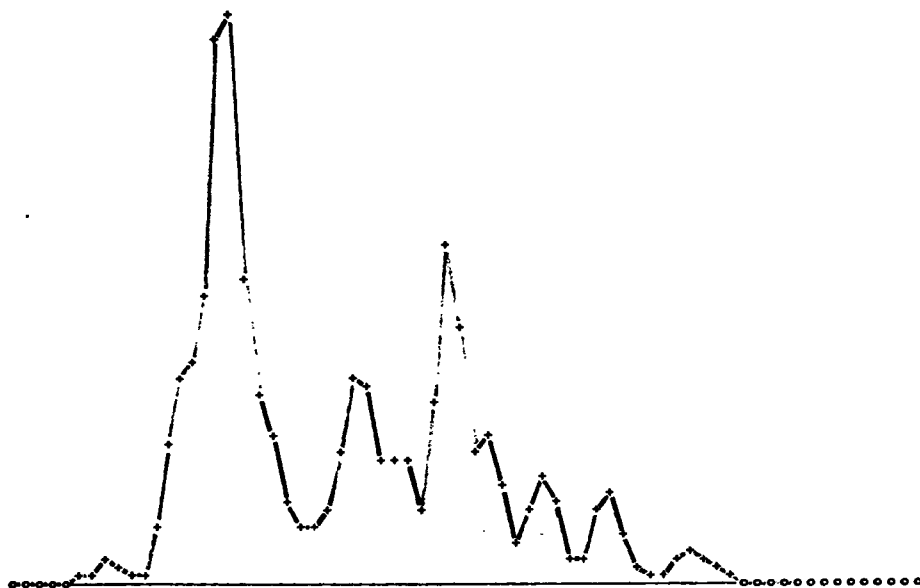
Ocenę wartości średniej i wariancji dla pokwantowanej po czasie realizacji, oblicza się na podstawie wzorów (2) i (3). Obliczone wartości nie wnoszą nic szczególnie ważnego w porównaniu z poprzednimi etapami.

### 2.6. Ocena gęstości spektralnej

Jedną z najważniejszych charakterystyk procesów losowych jest gęstość spektralna /widmowa/ opisująca częstotliwościową strukturę badanego procesu. Przy ocenie gęstości spektralnej często korzysta się z wyznaczonej funkcji autokorelacji /twierdzenie Weinerja-Chinczyna/. Jednak praktyczna realizacja tej metody nie gwarantuje dostatecznej dokładności. W związku z tym podjęto próbę estymacji gęstości spektralnej przy pomocy przekształcenia Fouriera realizacji procesu. Dla realizacji procesów przedstawionych na rysunku 2 i 3 uzyskano odpowiednie niżej przedstawione wykresy gęstości.



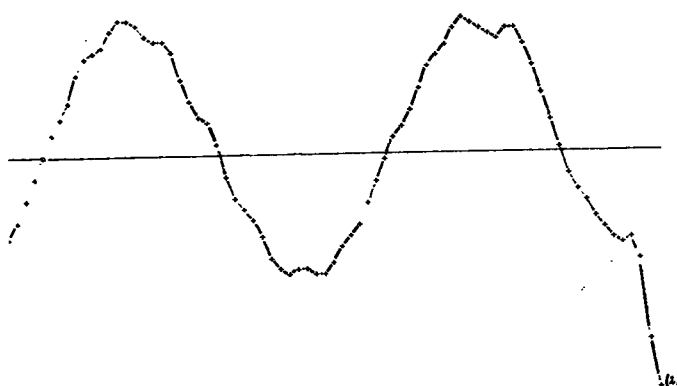
Rys.4. Gęstość spektralna dla realizacji z rysunku 2



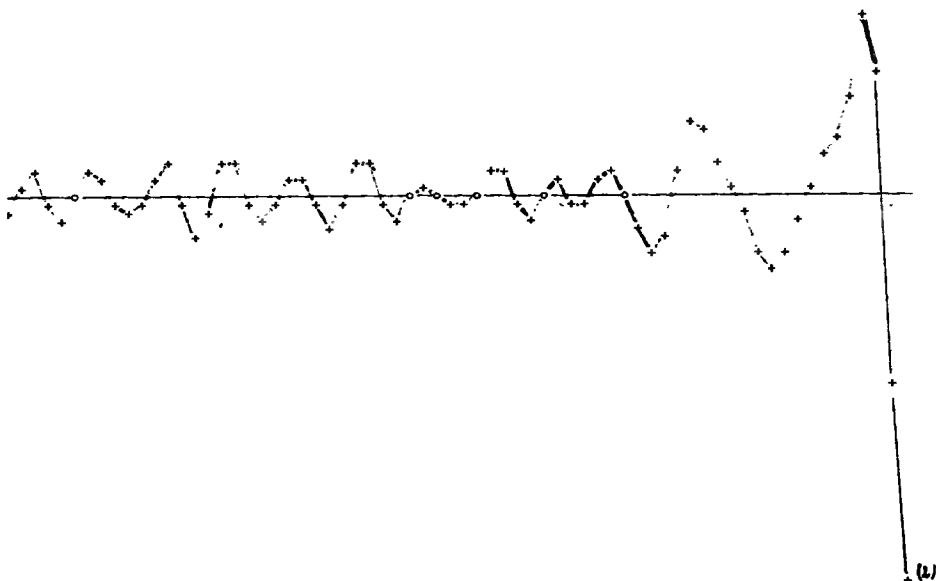
Rys.5. Gęstość spektralna dla realizacji z rysunku 3

### 2.7. Ocena funkcji autokorelacji $R_x(\tau)$

Funkcje autokorelacji wyznaczone przy pomocy EMC dla realizacji przedstawionych na rysunku 2 i 3 są pokazane niżej.



Rys.6. Funkcja autokorelacji dla realizacji z rysunku 2



Rys.7. Funkcja autokorelacji dla realizacji z rysunku 3

Funkcja autokorelacji przedstawiona na rysunku 6 potwierdza zawieranie przez pierwszą realizację składowej harmonicznej. Ważnym parametrem dotyczącym funkcji autokorelacji jest przedział korelacji  $[0, \tau_k]$ . Najczęściej wielkość  $\tau_k$  dobiera się tak, aby  $|R_x(\tau)| < \xi$  gdzie,  $\xi$  jest z góry zadaną liczbą, najczęściej  $\xi = 0.05 R_x(\tau)$ .

## 2.8. Specjalne etapy analizy

Omówione poniżej etapy analizy dotyczą podstawowych zagadnień teorii przekroczeń procesów losowych. Do nich należy zaliczyć określenie funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa rzędnych punktów ekstremalnych. Z tym wiąże się wyznaczenie podstawowego parametru jakim jest średnia liczba ekstremów w jednostce czasu wyrażająca się dla rozkładu normalnego wzorem:

$$N_1 = -\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{R_x^4(0)}{-R_x^2(0)}} \quad (7)$$

Z postaci wzoru widać, że nawet w najprostszym przypadku wyznaczenie średniej liczby ekstremów  $N_1$  wiąże się z koniecznością przeprowadzenia skomplikowanych obliczeń numerycznych. Do nich należy zaliczyć przede wszystkim aproksymację funkcji autokorelacji, co z kolei pozwoli na obliczenie potrzebnych pochodnych  $R_x^2(0)$  i  $R_x^4(0)$  funkcji autokorelacji.

Drugim ważnym zagadnieniem jest określenie średniej liczby przecięć danego poziomu /najczęściej poziomu odpowiadającego wartości średniej/. Dla procesu stacjonarnego o rozkładzie normalnym średnia liczba przecięć poziomu zerowego wyraża się wzorem:

$$N_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{-R_x^2(0)}{R_x(0)}} \quad (8)$$

W zagadnieniach dotyczących obciążeń losowych istnieje klasyfikacja, której podstawą jest wielkość stosunku  $N_0/N_1$ . Dla realizacji przedstawionych odpowiednio na rysunku 2 i 3 mamy wartości stosunku wynoszące odpowiednio 0,5 i 0,8.



## Literatura

1. Bendat J., Piersol A.: Random data analysis and measurement procedures, Wiley - Interscience, New York 1972
2. Kendall G., Stuart A.: The advanced theory of statistics, London 1966
3. Kendall G.: Rank Correlation Methods, 2nd ed., Hafner, N.Y. 1955
4. Bolszew L.N., Smirnow H.W.: Tablicy matematycznej statystiki, Moskwa, Nauka 1965

## MATHEMATICAL METHODS OF ANALYSIS RANDOM LOADING

## Summary

In this paper there have been presented methods of analysis of single realization of random processes with application of Odra-1204 computer. This method has been illustrated upon the example of some realization of random loading characteristic for bicycle.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ  
СЛУЧАЙНЫХ НАГРУЗОК

## Резюме

В работе представлены методы исследования одной реализации случайного процесса с применением ЭВМ - Odra - 1204 и интерпретации его на примере двух разных реализаций случайных нагрузок характерных для несущей системы велосипеда.

Marian Rakowski

WYMUSZANIE NAPRĘŻEN O CHARAKTERZE PRZYPADKOWYM  
PRZY POMOCY GENERATORA SYGNAŁÓW PSEUDOPRZYPADKOWYCH

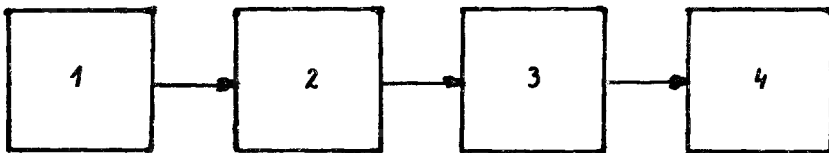
W pracy podano propozycję badania własności zmęczeniowych materiałów na stanowisku poddające próbkę naprężeniom przypadkowym. Jako źródło sygnałów przypadkowych zaproponowano generator sygnałów pseudoprzypadkowych, który steruje wzbudnikiem elektrodynamicznym. Podano parametry statystyczne otrzymanego sygnału.

Wiele konstrukcji nośnych w czasie swej eksploatacji poddawanych jest zmiennym naprężeniom o charakterze przypadkowym. Materiał, który jest tym naprężeniom poddawany podlega zjawisku zmęczenia. Dotychczasowe eksperymentalne badania odporności materiału na zmęczenie prowadzą do wyników poważnie różniących się od siebie w zależności od sposobu odwzorowania zmiennych naprężeń na stanowisku badawczym. Niniejsza praca podaje propozycję badania własności zmęczeniowych materiałów na stanowisku podając naprężenie przypadkowe odpowiadające rzeczywistym. Zakłada się, że naprężenia na stanowisku będą odpowiadały rzeczywistym, jeżeli opisy statystyczne naprężeń na stanowisku i rze-

czywiste będą takie same. Należy więc w badanym układzie wymusić naprężenie o charakterze przypadkowym mającym taką samą funkcję rozkładu i gęstość widmową jak w warunkach eksploatacji. Powstaje zatem problem otrzymania na stanowisku badawczym takich naprężeń. Niniejsza praca będzie poświęcona możliwości generowania przebiegów o charakterze przypadkowym z żądanymi parametrami statystycznymi.

## 2. Układ wymuszania naprężeń

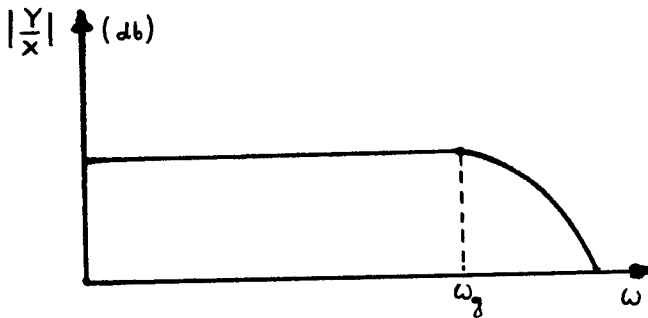
Układ przedstawiono na rysunku 1. Głównym jego elementem jest generator sygnałów o charakterze przypadkowym. Jego zadaniem jest wytworzenie sygnału  $X$  o parametrach statystycznych odpowiadających żądanym. Zadaniem układu pośredniego i prze-



Rys.1. Schemat blokowy układu wymuszeń naprężeń

1. Generator sygnałów o charakterze przypadkowym
2. Układ pośredni
3. Przetwornik elektrodynamiczny
4. Badany obiekt

twornika elektrodynamicznego jest przekształcenie sygnału elektrycznego  $X$  na sygnał mechaniczny  $Y$  /siłę, przyspieszenie, położenie/. Wymagane jest, aby charakterystyka częstotliwościowa układu pośredniego i przetwornika w zakresie częstotliwości przenoszonych przez układ była stała, co przedstawiono na rysunku 2. W wypadku odkształcenia tej charakterystyki przez przetwornik



Rys.2. Charakterystyka częstotliwościowa układów pośredniego i przetwornika

lub układ pośredni, zachodzi potrzeba korekcji przez odpowiedni człon korekcyjny. Charakterystykę tego członu należy tak dobrać, aby wypadkowa charakterystyka była zgodna z rysunkiem 2. Problem syntezy odpowiedniego członu korekcyjnego rozwiązany jest w literaturze dotyczącej automatyki i nie będzie szerzej omawiany w tej pracy. Szereg firm produkuje przetworniki elektrodynamiczne. Do tych przetworników należy w zależności od konstrukcji i parametrów dobudować odpowiedni układ pośredni. W naszym Zespole zbudowano taki układ pośredni do wzbudnika elektrodynamicznego typu ESE 211.

### 3. Generator sygnałów o charakterze przypadkowym

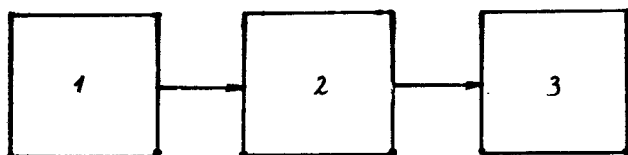
Należy zbudować urządzenie generujące sygnał o charakterze przypadkowym. W literaturze spotykamy dwa podstawowe typy takich generatorów:

- a/ generatory wykorzystujące jako źródło przypadkowości zjawiska fizyczne o charakterze przypadkowym takie jak: promieniowanie ciał radioaktywnych [1], szumy lamp elektronowych i elementów półprzewodnikowych. Największym problemem generatorów zbud-

wanych według powyższej zasady jest niestacjonarność związana z niestacjonarnością źródła przypadkowości. Wymiana źródła przypadkowości zmienia parametry sygnału wyjściowego. Wadą tych generatorów są również poważne problemy związane ze zmianą parametrów statystycznych generowanego sygnału,

b/ generator sygnałów pseudoprzypadkowych. Dla obserwatora generowany sygnał ma znamiona przypadkowości/rys.8/ lecz jest wytwarzany według zadanego algorytmu. Sygnał na wyjściu generatora będziemy uważać, że ma charakter przypadkowy, jeżeli spełnia testy na przypadkowość podane w literaturze [5].

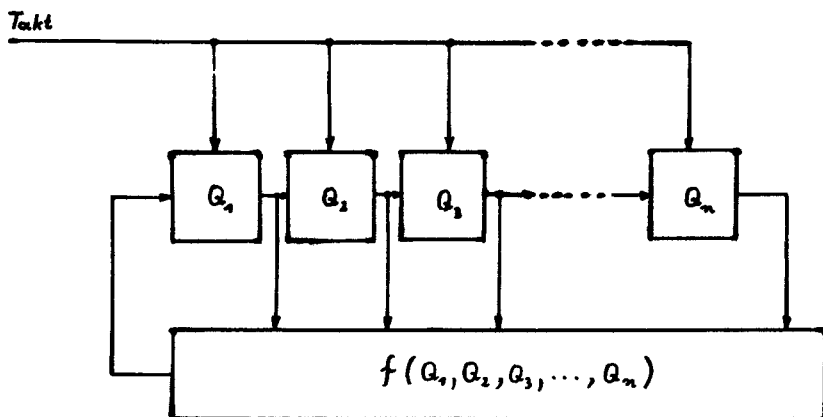
Układ generatora można podzielić na trzy podstawowe bloki /rys. 3/.



Rys. 3. Schemat blokowy generatora sygnałów pseudoprzypadkowych  
 1. Generator liczb pseudoprzypadkowych  
 2. Przetwornik cyfrowo-analogowy  
 3. Filtr

Zadaniem generatora liczb pseudoprzypadkowych jest wytworzenie liczb, które spełniają testy przypadkowości. Znalezione są w literaturze różne algorytmy tworzenia liczb pseudoprzypadkowych [2,3]. Można generować te liczby pisząc odpowiedni program na maszynie cyfrową. Ze względu na koszt maszyny cyfrowej buduje się specjalne elektroniczne układy cyfrowe, spełniające rolę generatora liczb pseudoprzypadkowych. Układy cyfrowe działające według znanego algorytmu, umożliwiają kontrolę poprawności działania oraz uniezależnienie się od warunków zewnętrznych.

Najprostszym układem generującym liczby pseudoprzypadkowe jest rejestr przesuwający z odpowiednimi sprzężeniami zwrotnymi [3,4] /rys.4/. Poszczególne komórki rejestru oznaczone przez  $Q_1, \dots, Q_n$  mogą przyjmować wartość jeden lub zero. Po każdym takcie prze-



Rys.4. Rejestr przesuwający z układem sprzężeń

suwa się wartość komórki do następnej, a w pierwszej komórce wartość zgodna z funkcją  $f / Q_1, Q_2, \dots, Q_n /$  z poprzedniego taktu. W poszczególnych taktach stany komórek  $Q_1$  do  $Q_n$  tworzą kolejną liczbę zapisaną w systemie dwójkowym. Generowane liczby są okresowe z okresem zależnym od funkcji  $f / Q_1, Q_2, \dots, Q_n /$ . Aby liczby miały charakter przypadkowy dążymy do otrzymania maksymalnego okresu. Należy wykluczyć stan samych zer, ponieważ układ przestaje wówczas generować nowe liczby. Zgodnie z wzorami z kombinatoryki maksymalny okres wyniesie

$$N = 2^n - 1 \quad (1)$$

Wartość funkcji  $f / Q_1, \dots, Q_n /$  dla otrzymania maksymalnego okresu została wyznaczona i podana w literaturze [2]. Generowane

liczby poddano testom sprawdzającym przypadkowość wykonując obliczenia na maszynie cyfrowej .

Zastosowane testy nie dają podstaw do odrzucenia hipotezy o przypadkowości liczb generowanych przez rejestr przesuwający. Otrzymane liczby mają rozkład równomierny, każda z liczb w okresie generowana jest jeden raz. Aby otrzymać liczby o innym rozkładzie należy przekształcić te otrzymane.

Zadaniem przetwornika cyfrowo-analogowego jest zamiana generowanych liczb na odpowiedni poziom napięcia. Na wyjściu przetwornika otrzymujemy sygnał wielopozomowy schodkowy zmieniający swą wartość w chwilach taktowania. W zależności od parametrow przetwornika funkcja rozkładu sygnału wyjściowego zmienia się.

Zadaniem filtru jest wygładzenie przebiegu i otrzymanie funkcji przypadkowej ciągłej.

#### 4. Analiza otrzymanego przebiegu

Z podanej w literaturze analizy otrzymanego przebiegu wynika [1,3], że funkcję korelacji określa wzór

$$R(\tau) = \left[ 1 - \frac{kNT - \tau}{T} \right] \cdot \frac{N + 1}{N} \quad \text{dla} \quad |kNT - \tau| \leq T \quad (2)$$

$$R(\tau) = -\frac{1}{N} \quad \text{dla} \quad |kNT - \tau| > T$$

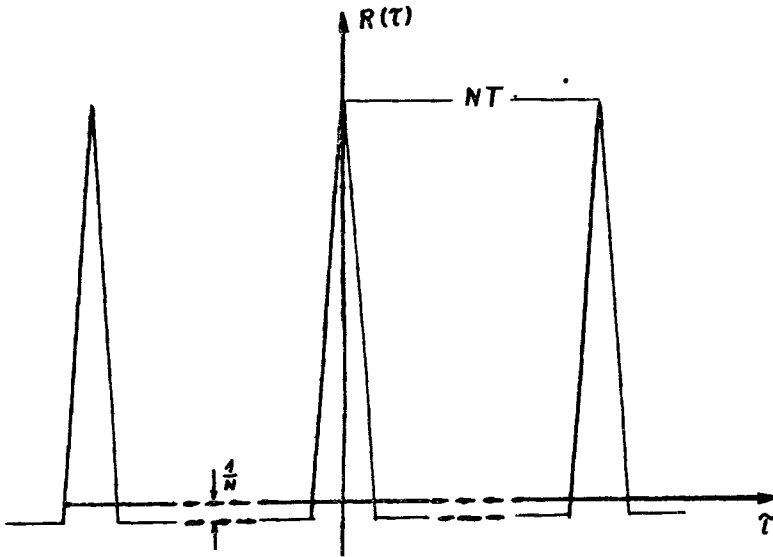
gdzie:

$$k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

$$N = 2^m - 1$$

T - okres taktowania

Przebieg pokazano na rysunku 5.



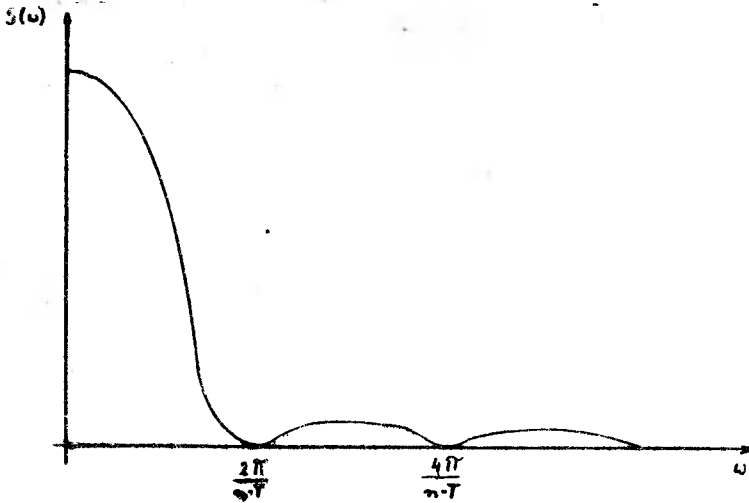
Rys. 5. Funkcja autokorelacji

Ze względu na okresowość przebiegu również funkcja korelacji jest okresowa. Dla  $|\tau| > T$  funkcja korelacji jest praktycznie równa zero, czyli wartość w danej chwili jest niezależna od wartości w chwili przesuniętej w czasie  $|\tau| > T$ . Funkcja gęstości [1,3] określona jest wzorem

$$S / \tau = T \frac{\sin \frac{\omega \tau}{2}}{\frac{\omega \tau}{2}} \quad (3)$$

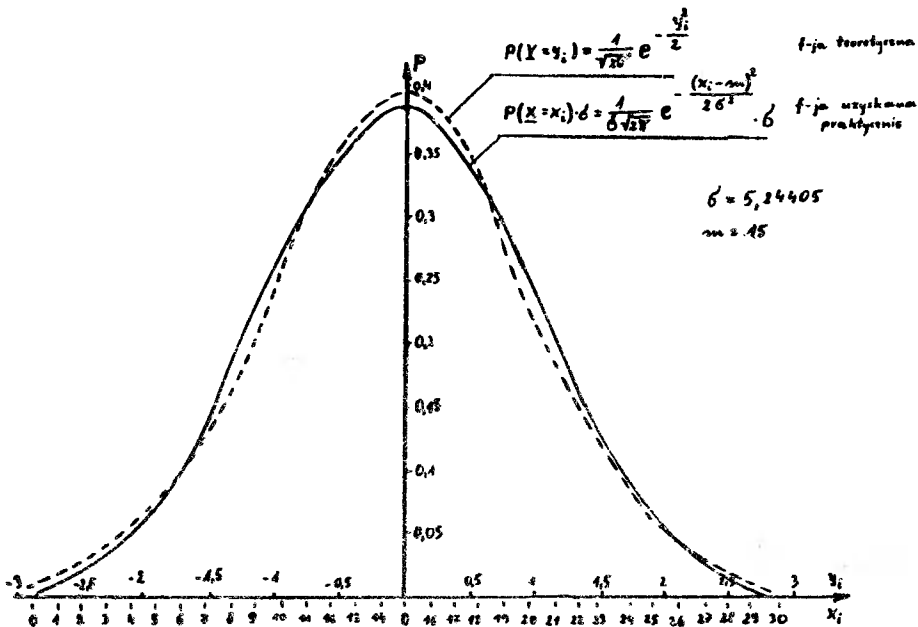
i pokazana na rysunku 6.





Rys.6. Gęstość widmowa sygnału

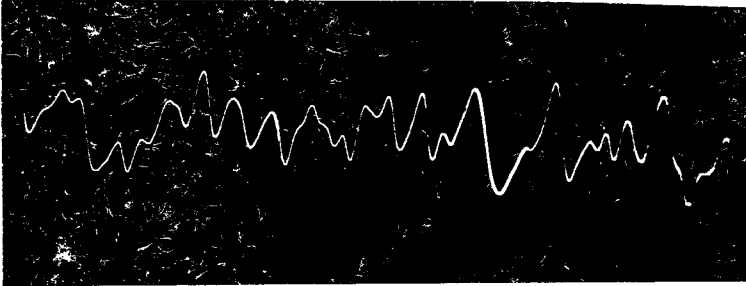
Zmieniając okres taktowania można zmieniać widmo częstotliwości zawartej w sygnale. Stosując filtry o odpowiedniej charakterystyce możemy również zmieniać gęstość widmową otrzymanego sygnału.



Rys.7. Funkcja rozkładu sygnału

Do badania zmęczeniowych próbek zbudowano układ sterowany generatorem sygnału pseudoprzypadkowego o funkcji rozkładu podanej na rysunku 7. Zmiany gęstości widmowej dokonujemy przez zmianę okresu taktowania. Odcinek przebiegu podano na rysunku 8.

Jako przetwornik elektrodynamiczny zastosowano wzbudnik pro-



Rys.8. Odcinek przebiegu sygnału

dukcyj NRD typu ESE 211, do którego zbudowano układ pośredni. Układ pośredni jest źródłem prądowym sterowanym napięciowo. Wzbudnik elektrodynamiczny, jest układem ograniczającym zakres przenoszonych częstotliwości, który nie przenosi wyższych częstotliwości.

## Literatura

1. Alekseev A.I., Seremet ev A.T., Tuzov T.I., Glazov B.I. :  
"Teorija i primenenie psevdoslučajnych signalov". Moskva,  
Izd. Nauka 1969.
2. Budkowski S., Kończyk T.: "Licznik łańcuchowy jako genera-  
tor liczb pseudolosowych". Rozprawy Elektrotechniczne  
t. 18 nr 1, 1972.
3. Pseudo - random signal generator IM - 1861. Technical  
Data 1971 Solartron, Anglia.
4. Sobkowiak R., Szwaja Z.: "Przykład zastosowania automatu  
liniowego". Praca V Krajowej Konferencji Automatyki,  
Gdańsk 1971.
5. Zieliński R.: "Generatory liczb losowych. Programowanie i  
testowanie na maszynach cyfrowych". Warszawa WNT 1972.

FORCING RANDOM STRESS BY MEANS OF PSEUDO - RANDOM  
SIGNAL GENERATOR

## Summary

A way of testing fatigue properties of materials has been described in this work. A test-piece on a work-stand has been affected by random stress. The pseudo-random signal generator controlling electrodynamic heating inductor

was applied as a source of signals. The author has listed statistical parameters of the received signal.

ВЫМОГАТЕЛЬСТВО СЛУЧАЙНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ  
ГЕНЕРАТОРОМ ПСЕВДОСЛУЧАЙНЫХ СИГНАЛОВ

Резюме

В работе представлены предложения испытания материалов на выносливость на испытательном стенде путем подвержения образцов случайным напряжениям.

В качестве источника случайных сигналов предложен генератор псевдослучайных сигналов, который управляет электродинамическим возбудителем.

Даны статические параметры полученного сигнала.



Józef Szala

ZAGADNIENIE APROKSYMACJI ZMIAN OBCIĄŻEŃ  
O CHARAKTERZE LOSOWYM W PROGRAMOWANYCH BADANIACH TRWAŁOŚCI  
ZMĘCZENIOWEJ

W artykule przedstawiono krótki opis metod aproksymacji losowych zmian obciążenia, stosowanych do wyznaczenia trwałości zmęczeniowej. Na podstawie danych zawartych w literaturze dokonano analizy zgodności wyników badań trwałości zmęczeniowej, uzyskanych w programowanych badaniach zmęczeniowych z zastosowaniem niektórych metod aproksymacji z wynikami badań z obciążeniem zmiennym losowo. Analiza ta dotyczy obciążeń, które z punktu widzenia teorii procesów losowych, są realizacjami procesów losowych stacjonarnych.

Ponadto przedstawione zostały wyniki badań własnych nad wzajemną zgodnością wybranych metod aproksymacji w aspekcie trwałości zmęczeniowej dla obciążenia złożonego/realizacja procesu losowego niestacjonarnego/.

1. Wstęp

Szereg urządzeń mechanicznych, takich jak samoloty, pojazdy mechaniczne i inne środki transportowe, projektuje się obecnie na założoną z góry ograniczoną trwałość. Aby sprostać temu zadaniu konieczne jest opracowanie metod wyznaczania m.in. trwa-

łości zmęczeniowej elementów i układów mechanicznych. Z oceną eksploatacyjnej trwałości zmęczeniowej wiążą się dwie grupy zagadnień. Pierwsza dotyczy wyznaczenia własności mechanicznych badanego obiektu /wyznaczenie charakterystyki zmęczeniowej, krzywej trwałości zmęczeniowej dla typowego obciążenia eksploatacyjnego/ i zawiera wpływ czynników konstrukcyjnych, wytwórczych i eksploatacyjnych zewnętrznych /korozja, temperatura/ na trwałość zmęczeniową. Druga grupa zagadnień wiąże się z zebraniem danych dotyczących eksploatacyjnych obciążeń badanego obiektu i odpowiedniego opracowania tych danych. Ważniejsze zagadnienia tej grupy to analiza warunków naturalnej eksploatacji w celu wybrania warunków najbardziej reprezentatywnych z punktu widzenia obciążeń badanego obiektu, opracowanie widm obciążeń lub naprężeń na podstawie pomiarów obciążeń lub naprężeń w warunkach eksploatacji - reprezentujących obciążenie eksploatacyjne.

Istnieją dwie drogi oceny eksploatacyjnej trwałości zmęczeniowej. Pierwsza - obliczeniowa, mająca zasadnicze znaczenie na etapie konstruowania, oparta na znajomości charakterystyki zmęczeniowej /krzywej Wöhlera/, widma naprężeń oraz przyjęciu odpowiedniej hipotezy kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych, omówiona została m.in. w pracy [8]. Druga - doświadczalna, polega na przeprowadzeniu badań eksploatacyjnych /w normalnych względnie przyspieszonych warunkach użytkowania/ lub przeprowadzeniu stanowiskowych programowanych badań trwałości zmęczeniowej.

W ostatnich latach /po II wojnie światowej/ dużą popularność osiągnęły programowane badania zmęczeniowe. Badania te posiadają szereg zalet w stosunku do badań eksploatacyjnych, z których ważniejsze to:

- możliwość dokładnego określenia programu obciążeń, powtarzal-

nego dla większej liczby badanych obiektów

- znacznie krótszy czas badań
- niewspółmiernie niższy koszt badań
- możliwość oceny trwałości zmęczeniowej eksploatacyjnej poszczególnych elementów /np. słabych ogniw/ bez konieczności przeprowadzenia badań całego urządzenia
- stosowanie w szeregu przypadkach prostych stanowisk badań -  
czych, opartych na wykorzystaniu urządzeń wymuszających ob-  
ciążenie zmienne sinusoidalnie

Zalety te sprawiają, że możliwe jest stosowanie tego rodzaju badań w procesach optymalizacji konstrukcji z punktu widzenia wymaganej trwałości zmęczeniowej eksploatacyjnej.

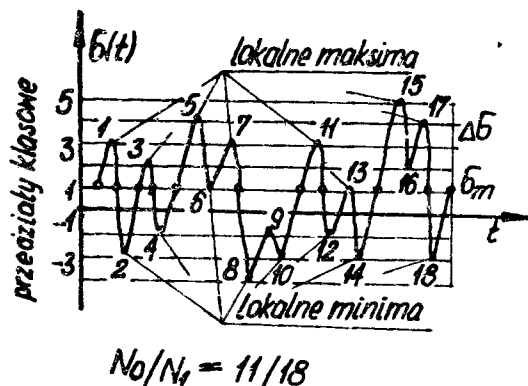
Eksploatacyjne obciążenia większości urządzeń mechanicznych mają charakter losowy. Istnieje zatem potrzeba - zarówno w obliczeniach jak i w programowanych badaniach zmęczeniowych - takiego opracowania wykresów losowych zmian naprężeń aby uzyskać widmo naprężeń składające się z cykli sinusoidalnych, czyli istnieje potrzeba aproksymacji losowych zmian naprężeń /lub obciążeń/ zmianami sinusoidalnymi. Przedmiotem przedstawionego opracowania są metody aproksymacji losowych przebiegów naprężeń, wykorzystywane do opracowywania widm naprężeń.

Celem artykułu jest podanie danych umożliwiających zastosowanie - do wyznaczania programów obciążeń - odpowiedniej metody aproksymacji w zależności od charakteru losowego obciążenia.

## 2. Metody aproksymacji losowych zmian obciążenia

Omówione metody aproksymacji dotyczą zarówno losowych zmian obciążenia, jak i losowych zmian naprężeń, dlatego w artykule stosuje się określenie "obciążenie" i "naprężenie" wymiennie.



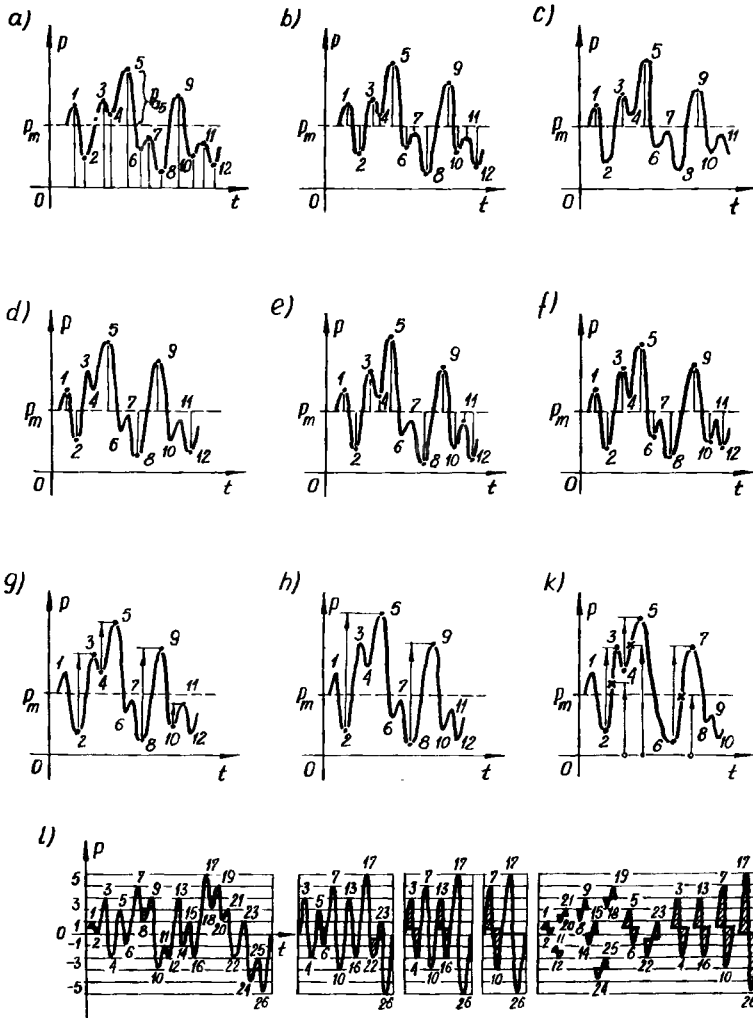


Rys.1. Wykres zmian naprężeń o charakterze losowym

Na rysunku 1 przedstawiono wykres naprężeń o charakterze losowym  $\sigma / t$ . Liczbami nieparzystymi oznaczono lokalne maksima, liczbami parzystymi lokalne minima funkcji zmian naprężeń. W celu uproszczenia opracowań statystycznych, zakres zmian naprężeń, wyznaczony przez minimalną wartość naprężeń /lokalne minimum oznaczone cyfrą 8/ oraz maksymalną wartość naprężeń /lokalne maksimum oznaczone liczbą 15/, dla odcinka rozważanego wykresu, dzieli się na równe przedziały klasowe o rozpiętości  $\Delta\sigma$ . Średnią wartość naprężeń dla całego rozważanego odcinka wykresu, oznaczono symbolem  $\sigma_m$ .

Wykres losowych zmian naprężeń przedstawia, z punktu widzenia matematycznej teorii procesów losowych, pewną realizację procesu losowego. A zatem do oceny losowych zmian naprężeń można zastosować pojęcia i metody statystyki matematycznej. Przykład takiego zastosowania teorii procesów losowych przedstawiony został w pracy [6].

Istnieje szereg metod aproksymacji losowego przebiegu zmian obciążeń, na podstawie których opracowuje się widma obciążeń. Niektóre metody przedstawiono schematycznie na rysunku 2.



Rys.2. Schematyczne przedstawienie niektórych metod aproksymacji losowych zmian obciążeń

Historycznie najstarszą metodą, jest metoda przedstawiona na rysunku 2a, opisana w pracy [2]. Polega ona na zliczaniu lokalnych ekstremów względem linii odpowiadającej obciążeniom równym zero. Na podstawie uzyskanych wyników wyznacza się analitycznie wartość średnią obciążenia  $P_m$  dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego. W metodzie tej przyjmuje się, że zastępczy cykl sinusoidalny charakteryzuje się wartością średnią  $P_{mi}$  równą wartości średniej dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego  $P_m$ , natomiast amplituda zmian obciążenia  $P_{ai}$  równa jest różnicy obciążenia lokalnego ekstremu  $P_i$  i wartości średniej obciążenia  $P_m$  /przykład  $P_{a5} = P_5 - P_m$ , rys.2a/.

Istnieją pewne modyfikacje przedstawionej metody, ukazane na rysunku 2b,c,d,e i f. Przedstawiona na rysunku 2b metoda, polega na zliczeniu lokalnych ekstremów względem linii odpowiadającej wartości średniej obciążenia  $P_m$ . Metodę tę stosuje się w przypadku, gdy wartość średnia  $P_m$  jest z góry znana.

Zliczane wartości, przyjmowane są jako wartości amplitudy cyklu sinusoidalnego zmian obciążenia  $P_{ai}$ . Przyjmując z góry pewne uproszczenia, zliczaniu względem linii  $P_m$  mogą podlegać jedynie lokalne maksima /rys.2c/.

Na rysunku 2d przedstawiono metodę polegającą na zliczaniu maksymalnych lokalnych ekstremów między dwoma kolejnymi przecięciami przez wykres  $P/t$  linii odpowiadającej wartości średniej obciążenia  $P_m$ . Metoda przedstawiona na rysunku 2e, polega na zliczaniu lokalnych ekstremów względem linii odpowiadającej wartości średniej obciążenia  $P_m$ , między którymi rozpiętość przewyższa zadaną wartość. W metodzie tej, pomija się małe zmiany obciążeń /np. zmiana wynikająca z lokalnych ekstremów ozna -

czonych cyframi 6 i 7/, jako nie mających wpływu na wyznaczoną trwałość zmęczeniową. Na rysunku 2f przedstawiono metodę aproksymacji losowych obciążeń, polegającą na zliczaniu jedynie tych lokalnych maksimów, które leżą nad oraz lokalnych minimów, które leżą pod linią odpowiadającą wartości średniej obciążenia dla całego rozważanego odcinka wykresu losowych zmian obciążenia  $P_m$ . Pominięte zostały lokalne maksima oznaczone liczbami 4 i 11 oraz lokalne minimum oznaczone cyfrą 4.

Przedstawione metody można zaliczyć do jednej grupy metod mających wspólną cechę polegającą na tym, że umowy zastępczy w stosunku do przebiegu losowego cykl sinusoidalny, oparty jest o lokalne ekstremum i wartość średnią obciążenia  $P_m$  dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego. Najbardziej ogólną metodą z omówionych, jest metoda zliczania lokalnych ekstremów względem linii, odpowiadającej wartości zerowej obciążenia /rys.2a/.

Drugą grupę metod aproksymacji stanowią metody oparte na rozpiętościach gałęzi wykresu losowych zmian obciążenia, które przedstawiono schematycznie na rysunkach 2g, h i k. W metodach tych przyjęto [3], że każdy przebieg losowych obciążeń, może być rozłożony na gałęzie zawarte między kolejnymi lokalnymi ekstremami. W metodzie przedstawionej na rysunku 2g, zlicza się wszystkie rozpiętości gałęzi rosnących od przedziału klasowego, w którym leży lokalne minimum, do klasy, w której leży lokalne maksimum. W metodzie tej przyjmuje się zmienną wartość amplitud cykli, równą połowie rozpiętości poszczególnych gałęzi, natomiast wartości średnie cykli obciążenia przyjmuje się równe wartości średniej obciążenia dla całego rozpatrywanego odcinka wykresu losowych zmian obciążenia. Metoda przedstawiona na rysunku 2h, polega na zliczaniu gałęzi rosnących, których rozpiętość

przekracza założoną wartość. W metodzie tej pomija się małe rozpiętości gałęzi /np. 3-4, 6-7, 10-11/, jako nie mające wpływu na wyznaczaną trwałość zmęczeniową badanego obiektu. Podobnie jak w poprzedniej metodzie /rys.2g/, wartość średnia cyklu sinusoidalnego  $P_{mj}$  równa jest wartości średniej obciążenia obliczonej dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego  $P_m$ .

Metoda przedstawiona na rysunku 2k, polega na zliczaniu wszystkich rozpiętości oraz wartości średnich tych rozpiętości. Uwzględnia zatem zmianę amplitudy cyklu obciążenia  $P_{a1}$  oraz zmianę wartości średniej obciążenia  $P_{mj}$ .

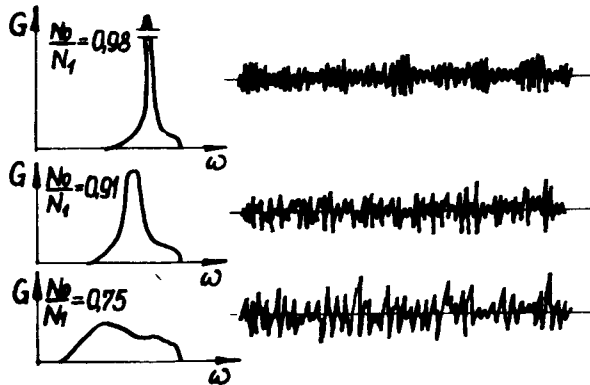
W pracach [1] i [5] przyjęto, że losowe obciążenie eksploatacyjne, powstaje drogą nałożenia się cykli obciążenia o różnych częstotliwościach i różnych wartościach amplitud. A zatem, założeniem metody, którą nazwano metodą "pełnej fali" [5] lub "pełnych cykli" [1], jest złożony charakter obciążenia losowego. Na rysunku 2l przedstawiono schematycznie sposób wyznaczania zastępczego, w stosunku do losowych zmian, sinusoidalnego obciążenia.

Rozkładu wykresu losowych zmian obciążenia na cykle sinusoidalne, dokonuje się począwszy od cykli o najmniejszej amplitudzie. Amplitudę zmian obciążenia, podobnie jak w metodzie polegającej na zliczaniu rozpiętości gałęzi rosnących, stanowi połowa rozpiętości gałęzi zawartej między kolejnymi lokalnymi ekstremami. W metodzie "pełnej fali" poza rozpiętościami gałęzi, zlicza się także wartości średnie tych rozpiętości. Z lewej strony rysunku 2l podano kolejne fazy wydzielania zastępczych sinusoidalnych cykli, z prawej - zbiór wydzielonych cykli sinusoidalnych, który tworzy widmo obciążeń.

Przedstawiona metoda "pełnej fali" może być uproszczona podobnie do uproszczeń przyjętych w metodach przedstawionych na rysunku 2g i h tzn. można pominąć zmiany wartości średniej cyklu obciążenia  $P_{mj} = P_m$ , ponadto można pominąć małe wartości amplitud zmian obciążenia, nie mające wpływu na wyznaczaną trwałość zmęczeniową. Z punktu widzenia zastosowania omówionych metod aproksymacji do programowania obciążeń w badaniach trwałości zmęczeniowej interesujące są relacje między trwałością zmęczeniową, wyznaczoną przy obciążeniu zmiennym losowo a odpowiednio programowanym obciążeniem. W pracy [2] podano, że trwałość zmęczeniowa wyznaczona w programowanych badaniach zmęczeniowych, według metody polegającej na zliczaniu lokalnych ekstremów względem linii odpowiadającej obciążeniom równym zero /rys.2a/, jest dwukrotnie niższa od wartości trwałości zmęczeniowej wyznaczonej w badaniach z obciążeniem zmiennym losowo, jeżeli to obciążenie z punktu widzenia matematycznego teorii procesów losowych jest realizacją procesu losowego stacjonarnego.

Relacjom między trwałością zmęczeniową wyznaczoną przy obciążeniu zmiennym losowo a odpowiednio programowanym obciążeniem według metody zliczania lokalnych ekstremów /rys.2a/ i metody zliczania rozpiętości gałęzi rosnących /rys.2g/, poświęcona jest praca [7]. Do badań przyjęto losowe obciążenia o różnych postaciach funkcji gęstości widmowej  $G(\omega)$ . Postać funkcji  $G(\omega)$  scharakteryzowano stosunkiem liczby przecięć przez wykres losowych obciążeń  $P(t)$  linii wartości średniej obciążenia  $P_m$  dla całego rozpatrywanego odcinka pomiarowego, oznaczonej przez  $N_0$  do liczby lokalnych ekstremów wykresu losowych obciążeń  $P(t)$ , oznaczonej przez  $N_1$   $I = N_0/N_1$ . Na rysunku 3 przedstawione zostały schematycznie losowe wykresy obciążeń i

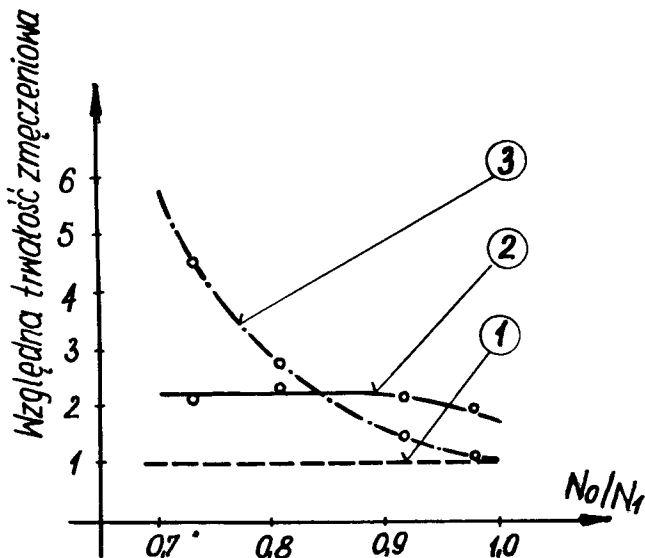
odpowiadające im funkcje gęstości widmowej  $G/\omega$  / scharakteryzowane wartością współczynnika  $I = N_0/N_1$ .



Rys.3. Schematyczne przedstawienie wykresów losowych zmian obciążenia i odpowiadających im funkcji gęstości widmowej [7].

Trwałość zmęczeniowa wyznaczona w badaniach z różnymi typami obciążenia podana została na rysunku 4. Na osi rzędnych podane względną trwałość zmęczeniową, obliczoną w odniesieniu do trwałości zmęczeniowej wyznaczonej w programowanych badaniach według metody zliczania lokalnych ekstremów, na osi odciętych wartość stosunku  $N_0/N_1$ . Krzywa 1 odpowiada trwałości zmęczeniowej wyznaczonej w oparciu o program obciążeń polegający na zliczaniu lokalnych ekstremów, krzywa 2 ilustruje trwałość zmęczeniową wyznaczoną przy obciążeniu losowym, krzywa 3 odpowiada trwałości zmęczeniowej przy obciążeniu programowanym według metody polegającej na zliczaniu rozpiętości gałęzi rosnących.

Omówione badania przeprowadzone zostały na okrągłych próbkach aluminiowych z karbem przy obciążeniu zginającym.

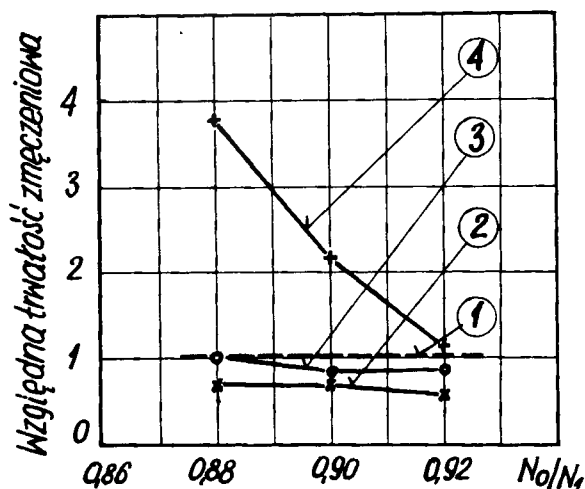


Rys.4. Wykres trwałości zmęczeniowej wyznaczonej w oparciu o metodę aproksymacji polegającą na zliczaniu lokalnych ekstremów /krzywa 1/, wyznaczonej z zastosowaniem obciążenia losowego /krzywa 2/ oraz wyznaczoną w oparciu o metodę zliczania rozpiętości gałęzi rosnących /krzywa 3/ [7].

Podobne badania przeprowadzone na płaskich próbkach stalowych przy obciążeniu zginającym omówione zostały w pracy [4]. Porównaniom podlegały wyniki badań trwałości zmęczeniowej, uzyskane w badaniach z obciążeniem losowym i wyznaczone według metod: polegającej na zliczaniu lokalnych ekstremów, zliczania rozpiętości gałęzi rosnących oraz "pełnej fali". Wyniki badań przedstawiono na rysunku 5. Na osi rzędnych podano względną trwałość zmęczeniową obliczoną względem trwałości wyznaczonej przy obciążeniu losowym, na osi odciętych - stosunek  $N_0/N_1$ . Krzywa 1 odpowiada trwałości wyznaczonej przy obciążeniu losowym, krzywa 2 - przy programowanym według metody polegającej na zliczaniu



lokalnych ekstremów, krzywa 3 - przy obciążeniu programowanym według metody "pełnej fali" i krzywa 4 - wyznaczona przy obciążeniu programowanym według metody polegającej na zliczaniu gałęzi rosnących.



Rys.5. Wykres trwałości zmęczeniowej wyznaczonej z zastosowaniem obciążenia losowego /krzywa 1/, wyznaczonej w oparciu o metodę zliczania lokalnych ekstremów /krzywa 2 / , wyznaczonej metodą "pełnej fali" /krzywa 3/ oraz wyznaczonej metodą zliczania rozpiętości gałęzi rosnących /krzywa 4/ [8].

Przedstawione wyniki badań dotyczą losowych obciążeń, które z punktu widzenia teorii procesów losowych są realizacjami procesów losowych stacjonarnych. Przedstawione na rysunkach 4 i 5 wykresy wykazują różną zgodność wyników trwałości zmęczeniowej, wyznaczonej według poszczególnych metod w zależności od wartości współczynnika  $N_0/N_1$  tzn. od postaci funkcji gęstości widmowej  $G/\omega$ . Duża zgodność wyników badań trwałości zmęczeniowej wyznaczonej według poszczególnych metod zachodzi dla dużych, bliskich 1 wartości stosunku  $N_0/N_1$  - dla losowych obciążeń o

o wąskim widmie. Różnice w trwałości rosną w miarę zmniejszania się wartości  $N_0/N_1$  co odpowiada funkcji  $G/\omega$  /obejmującej szeroki zakres częstotliwości  $\omega$  /proces losowy o szerokim widmie/.

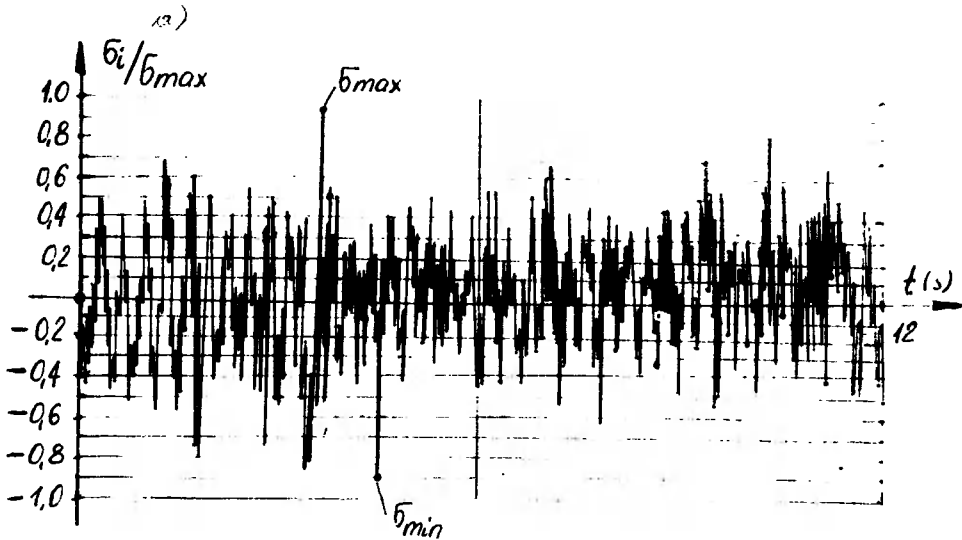
## 2. Aproksymacja obciążeń losowych o złożonym charakterze

### 2.1. Opis losowego obciążenia oraz programów obciążeń przyjętych do badań

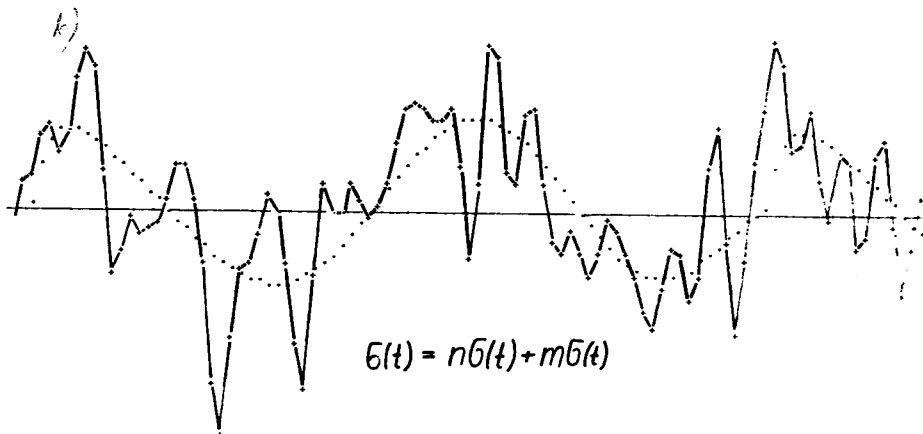
Większość spotykanych w praktyce obciążeń losowych ma charakter złożony. Są one sumą elementarnych wymuszeń /np. oddziaływanie nawierzchni, napędu, ukształtowania terenu/. Przykładem takiego obciążenia jest obciążenie ramy rowerowej. Na rysunku 6a podano fragment wykresu zmian eksploatacyjnych naprężeń w słabym ogniwie ramy rowerowej. Na drodze odpowiednich obliczeń statystycznych dokonano rozdziału sumarycznego wykresu losowych zmian naprężeń na składowe. Fragment tabulogramu z EMC obejmujący odcinek wykresu równy 1 s., podano na rysunku 6b. Linią kropkowaną wykreślono składową pochodzącą od oddziaływania napędu, natomiast oddziaływanie nawierzchni - opisane na linii kropkowanej wykreślono linią ciągłą. Funkcja gęstości widmowej odpowiadająca przedstawionej na rysunku 6a realizacji procesu losowego podana została na rysunku 7. Wykres funkcji  $G/\omega$  /wykazuje wyraźnie zdecydowaną częstotliwość  $\omega = 3$  Hz, odpowiadającą oddziaływaniu napędu /potwierdzoną dodatkowymi pomiarami w warunkach eksploatacji/, oraz szerokie pasmo częstotliwości, odpowiadające oddziaływaniu nawierzchni. Wyznaczony dla tego typu widma stosunek  $N_0/N_1$  wynosił około 0,5.

W celu stwierdzenia różnic między przyjętymi do analizy metodami aproksymacji losowych obciążeń, przeprowadzono programowane badania zmęczeniowe. Programy obciążeń opracowano w porównaniu o metodę polegającą na zliczaniu lokalnych ekstremów

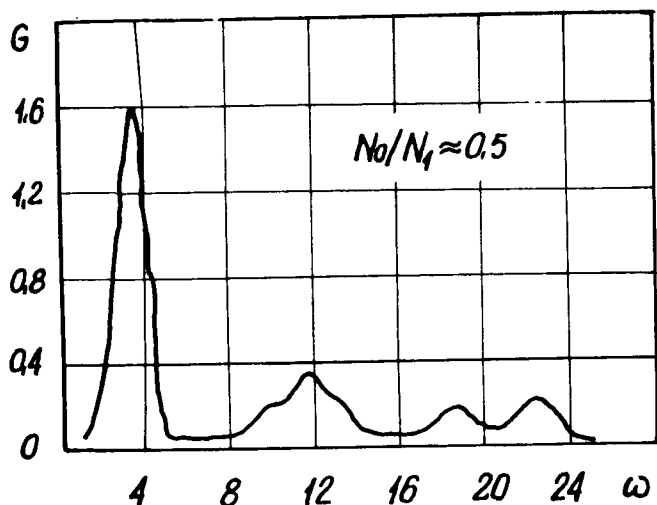
/rys.2a/, którą w dalszym ciągu oznacza się literą G, metodę polegającą na zliczaniu rozpiętości gałęzi rosnących /rys.2k/, którą oznaczono literą I oraz metodę "pełnej fali", którą oznaczono literą M.



Rys.6. Fragment wykresu losowych zmian naprężeń, a - oscylogram z pomiarów tensometrycznych w warunkach eksploatacji,



Rys.6. Fragment wykresu losowych zmian naprężeń, b - tabulogram z emc 1 s. realizacji losowych zmian naprężeń przedstawionych na rysunku a



Rys.7. Funkcja gęstości widmowej

Charakterystyka liczbowa programu obciążeń opracowanego według metody polegającej na zliczaniu lokalnych ekstremów /metoda G/, podana została w tabelicy 1, gdzie w wierszu pierwszym podano oznaczenia poszczególnych poziomów naprężeń.

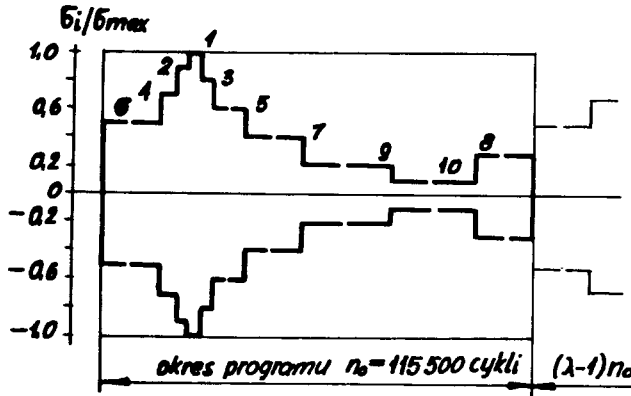
Tabela 1

Charakterystyka liczbowa programu obciążeń opracowanego metodą zliczania lokalnych ekstremów

Nr poziomu naprężenia $\sigma_i$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Wartość względna naprężenia $\sigma_i/\sigma_{max}$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
Liczba cykli $n_{o_i}$	500	500	500	2000	4500	13500	24500	25500	30000	15000

W wierszu drugim - wartości względne amplitud zmian naprężeń odpowiadających poszczególnym poziomom w stosunku do wartości naprężenia maksymalnego w całym programie obciążeń. W ostatnim

wierszu tablicy 1 podano liczby cykli zmian naprężeń o odpowiednich wartościach amplitud. Ukształtowanie programu obciążeń przyjętego do badań zmęczeniowych, przedstawiono na rysunku 8.



Rys. 8. Ukształtowanie programu obciążeń odpowiadającego metodzie zliczania lokalnych ekstremów

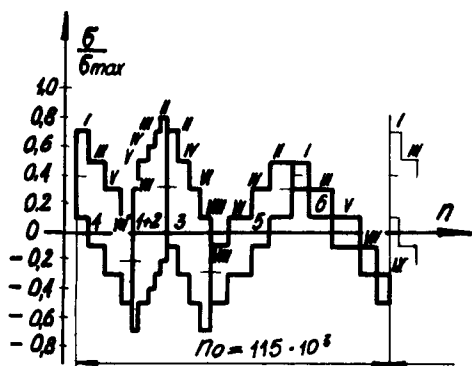
Aby uniknąć wpływu umocnienia względnie osłabienia materiału na wyznaczaną trwałość zmęczeniową, obciążenie w pierwszym okresie programu realizowane począwszy od stopnia - 6 naprężeń stopniowo powiększając do wartości maksymalnej, następnie obniżając itd. Liczbową charakterystykę programu obciążeń opracowanego w oparciu o metodę aproksymacji, polegającą na zliczaniu rozpiętości gałęzi /metoda J/, podano w tablicy 2.

Każdej liczbie cykli podanej w tablicy odpowiada wartość amplitudy zmian naprężenia  $\bar{\sigma}_{a1}$  podana w pierwszym wierszu oraz wartość średnia  $\bar{\sigma}_{m1}$  podana w kolumnie pierwszej. Ukształtowanie programu wskazuje na kolejność realizacji cykli obciążenia o odpowiednich wartościach parametrów  $\bar{\sigma}_{a1}$  i  $\bar{\sigma}_{m1}$  podane zostały na rysunku 9a.

Tablica 2

Charakterystyka liczbowa programu obciążenia opracowanego metodą zliczania rozpiętości gałęzi rosnących

i	1	2	3	4	5	6	
$\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{max}}$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	$n_s$
$\frac{\sigma_{mj}}{\sigma_{max}}$   j							
0,4   I				1500		7000	8500
0,3   II	500		500		10500		11500
0,2   III		1000		7000		14500	22500
0,1   IV	500		1000		12500		14000
0   V		1500		6000		12000	19500
-0,1   VI			2000		11000		13000
-0,2   VII		500		4000		8500	13000
-0,3   VIII					7500		7500
-0,4   IX						5000	5000
-0,5   X			500		500		1000
$n_a$	1000	3000	4000	18500	42000	47000	115500

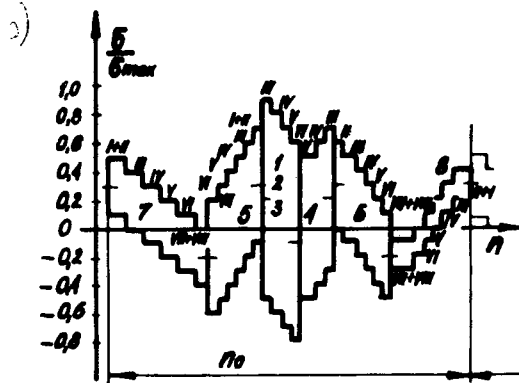


Rys.9. Ukształtowanie programu obciążenia, a - odpowiadającego metodzie zliczania rozpiętości gałęzi rosnących,

Wyniki opracowania wykresu losowych zmian naprężeń metodą "pełnej fa-  
li" podano w tablicy 3, która posiada podobny u-  
kład do tablicy 2. Ukształtowanie programu obciążeń według tej metody odpo-  
wiedza zasadzie, że początek realizacji programu rozpo-  
czynia się od wartości średniej obciążenia, następ-  
nie obciążenie rośnie do wartości maksymalnej, po osiągnięciu war-

nie obciążenie rośnie do wartości maksymalnej, po osiągnięciu war-

tości maksymalnej z kolei maleje /rys.9b/.



Rys.9. Ukształtowanie programu obciążeń, b/ odpowiadającego metodzie "pełnej fali"

Tablica 3

Charakterystyka liczbowo programu obciążeń opracowanego metodą "pełnej fali"

$\sigma_{a_i}/\sigma_{max}$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	$n_s$
$\frac{i}{\sigma_{m_j}/\sigma_{max}}$ J.	1	2	3	4	5	6	7	8	
0,4 I					500		2500		3000
0,3 II					1000	1000	7500	5500	15000
0,2 III	1000		500	500	500	5500	10500	5000	23500
0,1 IV		1500	500	3500	4000	2000	7500	5500	26000
0 V			1000	4000	3000	2500	10500	2500	23500
-0,1 VI	500		500		1000	1000	6500	3000	12500
-0,2 VII					500	1000	3000	2500	7000
-0,3 VIII						1000	15000	2500	5000
-0,4 IX									
$n_a$	1500	1500	4000	8000	10500	14000	49500	26500	115500

We wszystkich przedstawionych metodach opracowaniu podlegał ten sam odcinek wykresu losowych zmian naprężeń, który przedstawiony został na rysunku 6a.

## 2.2. Przebieg badań

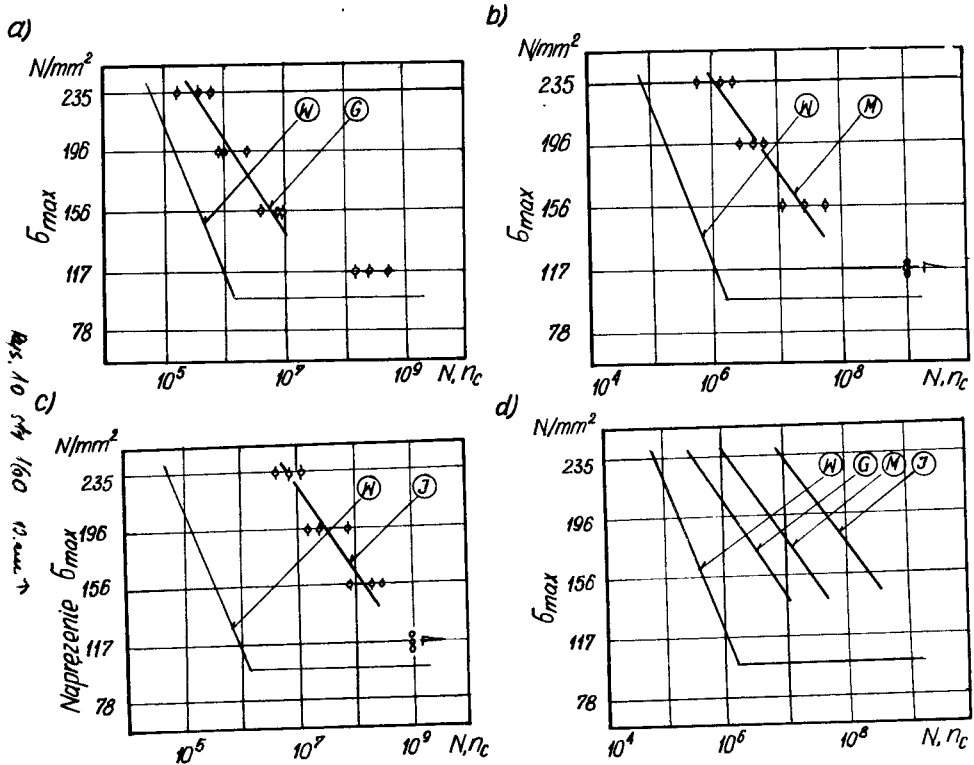
Badania przeprowadzone zostały na węźle konstrukcyjnym stanowiącym słabe ogniwo ramy rowerowej. Opis obiektu badań oraz urządzenia badawczego zamieszczony został w pracy [8].

Aby porównać wyniki programowanych badań trwałości zmęczeniowej według poszczególnych metod na różnych poziomach wartości maksymalnego naprężenia w programie obciążeń, wyznaczono krzywe trwałości zmęczeniowej. Krzywe trwałości wyznaczono przeprowadzając badania na czterech poziomach wartości maksymalnego naprężenia w programie:  $\sigma_{\max I} = 235 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{\max II} = 196 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{\max III} = 156 \text{ N/mm}^2$ ,  $\sigma_{\max IV} = 117 \text{ N/mm}^2$ . Na każdym z podanych poziomów poddano próbie zmęczeniowej po trzy węzły konstrukcyjne. Opracowanie wyników polegało na wyznaczeniu prostych regresji, metodą najmniejszych kwadratów. Krzywe trwałości zmęczeniowej podano na rysunku 10, zaś na 10a przedstawiono krzywą trwałości, odpowiadającą metodzie zliczania lokalnych ekstremów /krzywa G/, na 10b - metodzie /pełnej fali" /krzywa M/ oraz na 10c - krzywą odpowiadającą metodzie zliczania rozpiętości gałęzi rosnących /krzywa I/.

Do wyznaczenia prostych regresji przyjęto trzy poziomy maksymalnego naprężenia w programie - I, II i III. Na poziomie  $\sigma_{\max IV}$ , w przypadku programu opracowanego z wykorzystaniem cykli opartych na lokalnych ekstremach, punkty odpowiadające sumarycznej liczbie cykli do pęknięcia zmęczeniowego, wyraźnie odbiegają od prostej, a w przypadku dwóch dalszych programów, węzły nie uległy zniszczeniu do czasu osiągnięcia sumarycznej liczby



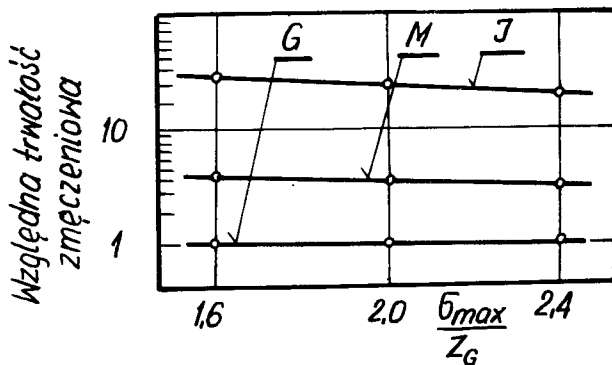
cykli  $n_c = 10^9$ . Spowodowane to jest tym, że dla programu  $\sigma_{IV}$  większość stopni programu leży poniżej nieograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej, a maksymalne naprężenie w programie nieznacznie tę wytrzymałość przekracza.



Rys.10. Krzywe trwałości zmęczeniowej wyznaczone według metody  
 a/ zliczania lokalnych ekstremów, b/ "pełnej fali",  
 c/ zliczania rozpiętości gałęzi rosnących, d/ porównanie krzywych trwałości zmęczeniowej wyznaczonych według poszczególnych metod. Literą W - oznaczono charakterystykę zmęczeniową

## 2.4. Analiza uzyskanych rezultatów

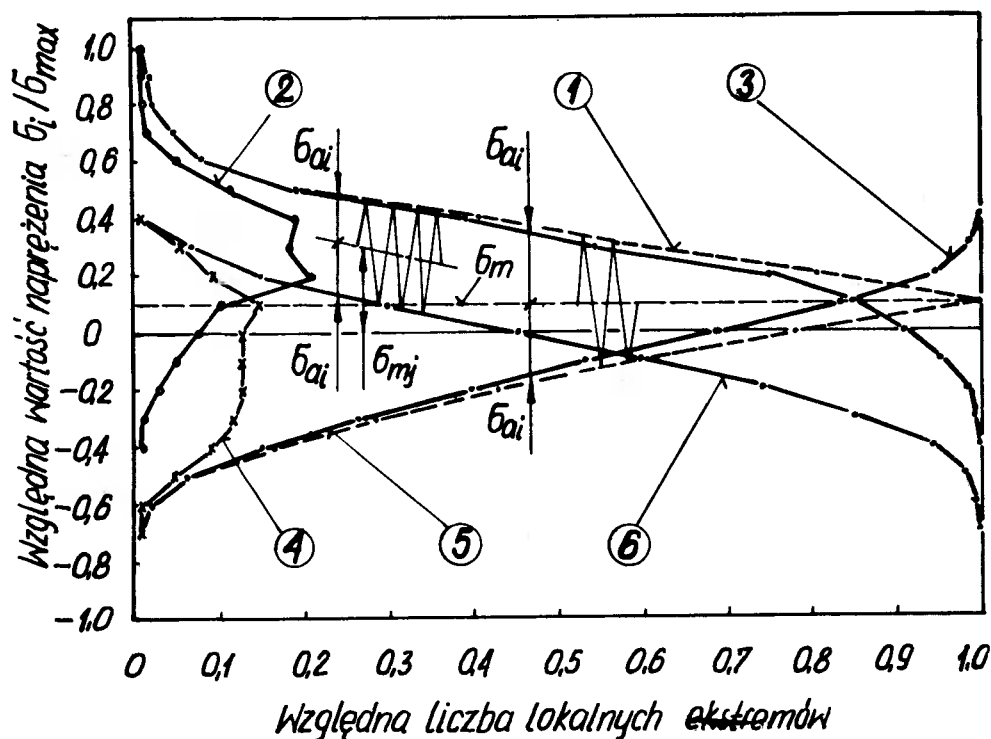
Proste regresji odpowiadające przyjętym do badań metodom aproksymacji, przedstawione na rysunku 10d wykazują znaczne rozbieżności. Najwyższą trwałość w programowanych badaniach zmęczeniowych, uzyskuje się w przypadku programowania obciążeń według metody polegającej na zliczaniu rozpiętości gałęzi rosnących oraz średnich wartości tych rozpiętości /metoda I/, zaś trwałość najmniejszą - według metody polegającej na zliczaniu lokalnych ekstremów /metoda G/. Na rysunku 11 przedstawiono wykres względnych wartości trwałości zmęczeniowej, odpowiadającej metodzie "pełnej fali" oraz metodzie zliczania rozpiętości obliczonych względem trwałości, odpowiadającej metodzie zliczania lokalnych ekstremów /  $n_c^M / n_c^G$ ,  $n_c^I / n_c^G$  / w zależności od względnej wartości naprężenia maksymalnego w programie obciążeń /  $\bar{\sigma}_{max} / Z_G$  /. Z analizy tego wykresu wynika nieznaczny wzrost różnic w miarę obniżania się wartości naprężenia maksymalnego w widmie. Trwałość zmęczeniowa wyznaczona w eparciu o poszczególne metody ma się średnio jak 1:3,27:25,7.



Rys.11. Trwałość zmęczeniowa w zależności od poziomu naprężenia maksymalnego w programie obciążeń

Na rysunku 12 przedstawione zostały wykresy częstości względnych oraz wykresy częstości względnych kumulowanych, występowania lokalnych maksimów oraz lokalnych minimów w poszczególnych przedziałach klasowych. Wykresy te opracowano na podstawie przyjętego do rozważań odcinka zapisu losowych zmian naprężeń, przedstawionego na rysunku 6a. Z krzywych częstości występowania lokalnych maksimów /krzywa 2/ oraz występowania lokalnych minimów /krzywa 4/ w poszczególnych przedziałach klasowych wynika, że część lokalnych minimów leży nad, natomiast część lokalnych maksimów pod linią odpowiadającą wartości średniej naprężenia  $\bar{\sigma}_m$  dla całego rozważanego odcinka zapisu losowych zmian naprężeń. Krzywa częstości względnych dla lokalnych maksimów /krzywa -3/ oraz krzywa częstości względnych kumulowanych dla lokalnych minimów /krzywa -5/, przecinają linię odpowiadającą średniej wartości naprężenia  $\bar{\sigma}_m$ . Na tej podstawie można ocenić, że około 15 % lokalnych minimów leży nad oraz 15% lokalnych maksimów leży pod linią  $\bar{\sigma}_m$ . Przyjęte w metodzie aproksymacji polegającej na zliczaniu lokalnych ekstremów względem linii odpowiadającej wartości zerowej obciążenia - założenia powodują, że część /około 15 %/ cykli sinusoidalnych programu obciążeń, powstaje przez przyjęcie lokalnego minimum jako maksimum i odwrotnie. Kumulowaną krzywą odpowiadającą tym cyklom przedstawiono na wykresie linią oznaczoną cyfrą 1. W tak opracowanym programie obciążeń przyjęto skrajny przypadek, kiedy to cykle harmoniczne zawarte są między krzywymi częstości kumulowanych 3 i 5. Powstaje dodatkowa wątpliwość, dotycząca tworzenia cyklu sinusoidalnego z lokalnego maksimum i minimum, równo oddalonych od linii  $\bar{\sigma}_m$ . Dla przedstawionego na rysunku 6a wykresu losowych zmian naprężeń, takie następstwo lokalnych eks -

tremów nie ma miejsca. Stąd można stwierdzić, że opracowany na podstawie metody zliczania lokalnych ekstremów program obciążeń, stwarza cięższe - w stosunku do losowych zmian naprężeń - warunki obciążenia. Bardziej prawdopodobnym jest rozkład amplitud sinusoidalnego obciążenia, zawarty między linią względnych częstości kumulowanych dla lokalnych maksimów /krzywa -3/ a linią względnych częstości kumulowanych dla lokalnych minimów /krzywa -6/. Jest to drugi skrajny przypadek kojarzenia lokalnych minimów i maksimów w przybliżeniu odpowiadający metodzie zliczania rozpiętości gałęzi rosnących.



Rys.12. Wykres częstości względnych występowania lokalnych ekstremów w poszczególnych przedziałach klasowych /opis w tekście/.

Opracowany w ten sposób program obciążeń stwarza lepsze warunki obciążenia w porównaniu z obciążeniem losowym. Zliczanie rozpiętości gałęzi rosnących oraz średnich wartości tych rozpiętości powoduje, że w programowaniu obciążeń na stanowisku badań - czym uwzględnione zostaje jedynie oddziaływanie nawierzchni /rys.6b - wykres grubą linią/. Nie uwzględniając w tej metodzie zmian średnich wartości naprężenia cyklu w czasie, pomija się całkowicie oddziaływanie napędu /rys.5b - wykres linią kropką - waną/. W rozważanym przypadku oddziaływanie napędu ze względu na wartość amplitudy zmian oraz częstotliwość, ma istotny wpływ na trwałość zmęczeniową badanego obiektu.

Metoda "pełnej fali", polegająca na stopniowym wydzielaniu cykli sinusoidalnych, począwszy od cykli o najmniejszej amplitudzie, prowadzi w granicy do wyznaczenia cyklu sinusoidalnego, którego maksimum odpowiada maksymalnej wartości naprężenia, a minimum odpowiada minimalnej wartości naprężenia dla całego rozważanego odcinka losowych zmian naprężeń. Przyjmując do opracowania odcinek losowych zmian naprężeń o znacznej długości, wartości te mogą zachodzić w krańcowo różnych momentach czasowych. W tej sytuacji warunki obciążenia na stanowisku badawczym wynikające z programu obciążeń opracowanego metodą "pełnej fali", są cięższe od warunków obciążenia losowego.

Oceniając przedstawione metody aproksymacji w przypadku wykresów złożonych losowych obciążeń, stwierdza się, iż program obciążeń opracowany w oparciu o zliczanie lokalnych ekstremów nie ujmuje:

- zmian wartości średniej naprężenia, co w przypadku omawianego, losowego przebiegu zmian naprężeń ma zasadnicze znaczenie,

- rzeczywistych zmian amplitudy, które w przybliżeniu równają się połowie różnicy naprężenia lokalnego minimum i lokalnego maksimum po sobie następujących.

Program obciążeń opracowany w oparciu o zliczanie rozpiętości gałęzi rosnących losowego przebiegu zmian naprężeń, nie uwzględnia zmian średniego naprężenia w czasie, a zatem nie ujmuje zmęczeniowego oddziaływania tych zmian.

Metoda "pełnej fali" uwzględnia proces nakładania się obciążeń pochodzących od różnych oddziaływań. Metoda ta nie posiada zasadniczych wad poprzednich metod i nadaje się do programowania obciążeń w przypadku, gdy obciążenie eksploatacyjne z punktu widzenia matematycznej teorii procesów losowych jest realizacją procesu losowego o szerokim widmie.

### 3. Wnioski

- a/ Trwałość zmęczeniowa wyznaczona w programowanych badaniach, według metody opartej o lokalne ekstrema, "pełnej fali" i rozpiętości gałęzi rosnących, wykazuje różnice. Ilościowe różnice zależne są od charakteru losowego obciążenia /rys. 4, 5, 11/.
- b/ W przypadku obciążenia, które z punktu widzenia matematycznej teorii procesów losowych jest realizacją procesu losowego stacjonarnego o wąskim widmie, wymienione metody wykazują dużą zgodność, a trwałość zmęczeniowa wyznaczona w oparciu o te metody nieznacznie jest mniejsza od trwałości wyznaczonej przy obciążeniu losowym.
- c/ W przypadku obciążenia losowego o szerokim widmie bądź obciążenia o charakterze złożonym, programowanie obciążeń według metody "pełnej fali" daje najlepsze, w porównaniu z pozosta-

lymi metodami, przybliżenie losowych warunków obciążenia.

#### Literatura

- ✓ 1. Daitričenko S.S.: Sovremennye metody uskorennykh ispitaniĭ mašin na soprotivlenije ustalosti. Vestnik Mašinostroeniĭa, 2, 1967.
2. Gassner E.: Betriebsfestigkeit. Eine Bemessungsgrundlage für Konstruktionsteile mit statistisch Wechselnden Betriebsbeanspruchungen. Konstruktion 6, 1954.
3. Isaev A.S.: K opredeleniju verojatnosti ustalostnogo razrušeniĭa pri slučajnom stacionarnom nagruženii. Sb. Konstrukcionnaja pročnost' legkich splavov i stalej. Trudy MAT, vyp. 61, Moskva 1964.
4. Kawamoto M., Ishikawa H.: A New Mechanical Random Fatigue Testing Maschine and Some Test Results. Bulletin of the ISME. Vol. 14, nr 72, June 1971.
5. Kawamoto M., Ishikawa H., Onoe T.: O programowaniu losowych obciążeń metodą "pełnej fali". Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. 1971, 37, Nr 296.
6. Knopik L.: Matematyczne metody analizy obciążeń losowych Materiały na VI Seminarium Zespołu Zmęczenia Materiałów i Konstrukcji Komitetu Budowy Maszyn PAN. Zeszyt Naukowy Akademii Techniczno-Rolniczej w Bydgoszczy. Bydgoszcz 1975.
7. Kowalewski I.: Full - Scale Fatigue Testing of Aircraft Structures. Pergamon Press, 1961, p.60.
8. Szala J.: Obliczenia trwałości zmęczeniowej układów w oparciu o wybrane hipotezy kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych i ich doświadczalna weryfikacja. Materiały na Zebranie Naukowe Sekcji Podstaw Eksploatacji Maszyn PAN Zeszyt Naukowy Nr 9 Wyższej Szkoły Inżynierskiej w Bydgoszczy. Bydgoszcz 1974.

PROBLEMS OF RANDOM LOADING APPROXIMATIONS  
IN PROGRAM FATIGUE LIVES TESTS

## Summary

A short description of recently applied methods of measuring random loading approximations has been presented in the article. On the basis of data taken from various works, conformity between fatigue lives under program loading and random loading has been discussed.

Additionally, the author has presented the results of his own research concerning the conformity of selected methods of measuring approximations regarding fatigue lives under complex loading.

ВОПРОСЫ АПРОКСИМАЦИИ СЛУЧАЙНЫХ НАГРУЗОК В  
ПРОГРАММИРОВАННЫХ ИСПЫТАНИЯХ УСТАЛОСТНОЙ  
ПРОЧНОСТИ

## Резюме

Статья содержит краткую характеристику методов аппроксимации случайных изменений нагрузок применяемых для определения усталостной прочности. На основании литературных данных рассматриваются исследования совпадения результатов испытаний усталостной прочности. Кроме того автором представлены результаты собственных испытаний в этой области.



Biblioteka Główna ATP  
w Bydgoszczy

026

1951

7