

METODA SYMULACJI ZŁOŻONYCH OBCIĄŻEŃ STOCHASTYCZNYCH W BADANIACH ZMĘCZENIOWYCH ELEMENTÓW

WŁADYSŁAW BUBIEŃ, KAZIMIERZ SZABELSKI (ŁUBLIN)

1. Wprowadzenie

Ocena trwałości zmęczeniowej obiektów technicznych opiera się głównie na doświadczalnych metodach badań. W przypadku układów mechanicznych doskonalone są wciąż metody dotyczące symulacji obciążeń eksploatacyjnych. Badania takie, prowadzone w warunkach laboratoryjnych, są szczególnie zalecane w przypadku elementów lub zespołów prototypowych, decydujących o bezpiecznej eksploatacji układów.

W szeroko stosowanej symulacji pośredniej obciążeń losowych aproksymuje się je widmem zastępczym, złożonym z cykli harmonicznym zawartych w blokach, odpowiednio uporządkowanych według wartości amplitud. Obciążenia zastępcze powinny być przy tym równoważne, w sensie zmęczenia, obciążeniom eksploatacyjnym.

Metoda symulacji bezpośredniej polega na odtwarzaniu obciążeń przez sterowanie siłownikami, najczęściej hadraulicznymi, zapisem na taśmie magnetycznej. Najcenniejszą jej zaletą jest zachowanie kolejności następujących po sobie impulsów. Ponadto omija się konieczność statystycznego opracowania zapisów obciążeń. Mogło by się wydawać że dzięki możliwości wiernego odtwarzania obciążeń eksploatacyjnych zostaną rozwiązane zasadnicze problemy związane z ich symulacją. W praktyce jednak ze względów dynamicznych, należy się liczyć ze zniekształceniem odtwarzanego procesu obciążeń. Istotną uciążliwością może być również długotrwałość takich badań.

Bardziej ogólną metodą jest symulacja obciążeń o danych charakterystykach statystycznych. Uważa się, że takie obciążenia mogą być bardziej reprezentatywne od wycinka zapisu obciążeń rzeczywistych [1]. Symulacja ta jest zazwyczaj oparta na funkcji rozkładu prawdopodobieństwa lub gęstości widmowej procesu obciążeń eksploatacyjnych. W badaniach zmęczeniowych za charakterystykę wiodącą przyjmuje się najczęściej funkcję gęstości widmowej.

Pomimo coraz większych możliwości technicznych dla rozwoju badań typu „random” w dalszym ciągu są doskonalone badania programowane z blokami obciążeń harmonicznymi. Obserwuje się nawet ponowny wzrost zainteresowania tymi metodami, wynikający głównie ze stosunkowo niskiego kosztu badań oraz możliwości znacznego ich przyspieszenia.

Przy przemyślanym programie obciążeń można tą drogą uzyskać zadowalające wyniki, dotyczące przewidywanej trwałości elementów oraz lokalizacji pęknięć zmęczeniowych.

Wiele miejsca w literaturze naukowej poświęcono symulacji prostych stanów obciążeń losowych. Sposoby tworzenia widm zastępczych, na podstawie zapisów realizacji funkcji

losowych, omówione są w pracach [1, 2, 3, 4]. W wielu elementach występują jednak obciążenia złożone, będące kombinacją dwóch lub kilku składowych obciążeń zmiennych. Zmianom podlegają wówczas wartości oraz kierunki naprężeń głównych, które w badaniach zmęczeniowych należy odtworzyć. Można to uzyskać odpowiednio kojarząc widma zastępcze obciążeń, co w każdym przypadku badań wymaga indywidualnego podejścia. Zagadnienia redukcji bloków obciążeń i przyspieszania badań przedstawiają się inaczej niż w przypadkach symulacji prostych stanów obciążenia.

W niniejszej pracy przedstawiono metodę symulacji pośredniej, opracowaną dla przyspieszonych badań zmęczeniowych elementów poddanych złożonym obciążeniom eksploatacyjnym w postaci dwóch funkcji losowych.

2. Kryteria zniszczenia zmęczeniowego w złożonym stanie naprężenia

Realizacja laboratoryjnego programu obciążeń, złożonego z bloków o różnych amplitudach i różnych wartościach średnich umownych cykli, jest uciążliwa ze względu na konieczność częstych nastaw na stanowisku badawczym. Tę niedogodność można złagodzić przez redukcję widma zastępczego do widma złożonego z cykli o stałej wartości średniej, najczęściej cykli wahadłowych. Wiąże się to z koniecznością wyznaczenia amplitud równoważnych w widmie zredukowanym.

W przypadkach złożonych obciążeń zmiennych obliczenia powinny być oparte na kryteriach zniszczenia zmęczeniowego. Przeglądu prac, omawiających związki między naprężeniami przy zniszczeniu zmęczeniowym, dokonano w publikacji [5].

G. SINES [6] przedstawił kryterium zniszczenia zmęczeniowego w postaci

$$(1) \quad \frac{\sqrt{2}}{3} (\sigma_a)_i = A - \alpha(\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3}),$$

gdzie $(\sigma_a)_i$ jest intensywnością naprężeń zmiennych:

$$(\sigma_a)_i = \left\{ \frac{1}{2} [(\sigma_{a1} - \sigma_{a2})^2 + (\sigma_{a2} - \sigma_{a3})^2 + (\sigma_{a3} - \sigma_{a1})^2] \right\}^{\frac{1}{2}}.$$

Wielkości σ_a i σ_m odpowiadają amplitudom i wartościom średnim naprężeń głównych, natomiast A i α są współczynnikami uwzględniającymi własności zmęczeniowe materiału. Można je wyznaczyć na podstawie badań zmęczeniowych dla obciążeń o różnych cyklach; na przykład przy obciążeniach osiowych o cyklu wahadłowym $(\sigma_a)_i = Z_{rc}$, $\sigma_m = 0$ i przy tętniącym rozciąganiu, gdy $(\sigma_a)_i = \sigma_m = \frac{1}{2} Z_{rj}$. Po uwzględnieniu tych wielkości w za-

leżności (1) otrzymujemy $A = \frac{\sqrt{3}}{3} Z_{rc}$, $\alpha = \frac{2\sqrt{3}}{3} \left(\frac{Z_{rc}}{Z_{rj}} - 1 \right)$.

Podobną postać ma kryterium zniszczenia zmęczeniowego B. CROSSLANDA [7] sformułowane na podstawie badań próbek ze stali stopowych:

$$(2) \quad (\sigma_a)_i = \sqrt{3} Z_{so} - \left(\sqrt{3} \frac{Z_{so}}{Z_{rc}} - 1 \right) (\sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_3),$$

gdzie: Z_{so} i Z_{rc} — granice zmęczenia przy wahadłowym skręcaniu i rozciąganiu — ściśnieniu, natomiast symbolami σ'_1 , σ'_2 , σ'_3 oznaczono największe wartości naprężeń głównych ($\sigma_m + \sigma_a$).

Ze względu na trudną technikę badań, niewiele jest prac pozwalających na pełny opis zniszczenia zmęczeniowego materiałów przy obciążeniach złożonych. Autorzy pracy [5] są zdania, że kryterium Crosslanda dla stali jest wystarczająco zgodne z wynikami, nielicznych wprawdzie, doświadczeń.

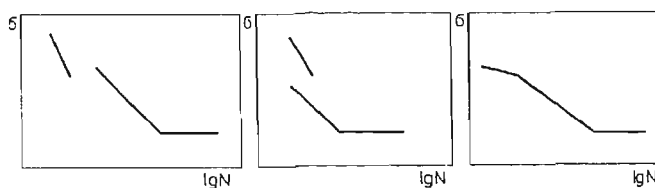
3. Przyspieszanie badań

Przyspieszanie badań laboratoryjnych można osiągnąć w różny sposób, poprzez: realizację obciążeń wyższych od obciążeń eksploatacyjnych, pomijanie cykli o małych amplitudach, lub zwiększenie częstotliwości obciążeń.

Ostatni z wymienionych sposobów jest najczęściej ograniczony ze względów technicznych. Mankamentem dużej częstotliwości obciążeń jest również naruszenie termicznych warunków badań, które mogą znacznie odbiegać od warunków eksploatacji elementu i w rezultacie wpływać na jego trwałość zmęczeniową.

Intensyfikacja obciążeń jest uzasadniona tylko wtedy, gdy nie wpływa na charakter procesu zmęczeniowego. Bardzo istotnym czynnikiem, stanowiącym o dokładności wyników badań, jest model matematyczny kumulacji uszkodzeń zmęczeniowych. Pomijając omówienie stosowanych hipotez kumulacji, opisanych w pracach [8, 9, 10], należy stwierdzić, że dotychczas nie ma potwierdzonej empirycznie teorii pozwalającej na ocenę trwałości z uwzględnieniem parametrów technologiczno-konstrukcyjnych badanego obiektu, historii procesu obciążeń oraz kształtu cykli zmęczeniowych. Ponadto, do obliczenia równoważnej liczby cykli obciążeń w badaniach intensyfikowanych, wymagana jest znajomość doświadczalnej charakterystyki zmęczeniowej elementu. Przy statystycznym opracowaniu wyników badań zakłada się, że jest to funkcja ciągła.

W niektórych przypadkach założenie takie jest niesłuszne, gdyż obserwuje się strefy przejściowe, w których występuje przesunięcie albo załamanie charakterystyki (rys. 1).



Rys. 1. Typowe nieciągłości wykresów Wöhlera.

Przy określonej wartości naprężeń, na tym samym poziomie, można wyodrębnić dwie grupy wyników o różnych rozkładach częstości ich występowania. W wymienionych grupach złomy zmęczeniowe różnią się między sobą, co świadczy o odrębnych mechanizmach zniszczenia. Przegląd publikacji dotyczących tego zjawiska zawiera praca [1].

Dla większości metali poziom ten odpowiada obciążeniom wywołującym w najślabszym przekroju elementu, lub na dnie karbu, naprężenia równe granicy plastyczności.

Przy obciążeniach losowych, sporadycznie tylko pojawiające się naprężenia na poziomie nieciągłości mogą powodować zmianę żywotności elementu i charakteru złomu [1].

Stosując intensyfikację obciążeń można nieświadomie przekroczyć naprężenia odpowiadające strefie przejściowej σ_n . Obawy te szczególnie są uzasadnione w badaniach elementów z karami o nieznanach współczynnikach koncentracji naprężeń. Stąd, przy doborze współczynnika intensyfikacji naprężeń, wskazana jest pewna ostrożność. Powinien być przy tym spełniony następujący warunek:

$$(3) \quad \frac{\sigma_i}{\sigma} \leq \frac{\sigma_n}{\sigma_{\max}} < \frac{\sigma_n}{Z}$$

Dla elementów z karami konstrukcyjnymi zakres intensyfikacji obciążeń jest jeszcze bardziej ograniczony. Przyjmując w nierówności (3) $\sigma_n \sim \frac{R_e}{\alpha_k}$ oraz uwzględniając zmianę granicy zmęczenia przez wprowadzenie współczynnika działania karbu $\left(\frac{Z}{\beta_k}\right)$, otrzymujemy

$$(4) \quad \frac{\sigma_i}{\sigma} < \frac{\beta_k}{\alpha_k} \frac{R_e}{Z}$$

Wartość ilorazu $\frac{\beta_k}{\alpha_k}$ dla stali stopowych wynosi $0,85 \div 0,90$, a dla stali węglowych i niskostopowych — $0,75 \div 0,80$. W niektórych przypadkach, zwłaszcza dla obciążeń o cyklach niesymetrycznych, gdy $\frac{R_e}{Z}$ przybiera wartości mniejsze niż dla cykli wahadłowych, ograniczenie (4) może stawiać pod znakiem zapytania celowość intensyfikacji badań.

Zagadnienie to komplikuje się jeszcze bardziej, gdy obciążenie występuje w postaci n -wymiarowej funkcji losowej. Charakterystyka zmęczeniowa przybiera wówczas postać powierzchni. Wyznaczenie takiej powierzchni na drodze empirycznej wymaga znacznego nakładu pracy, który często nie będzie zrekompensowany korzyściami wynikającymi z przyspieszenia badań zmęczeniowych.

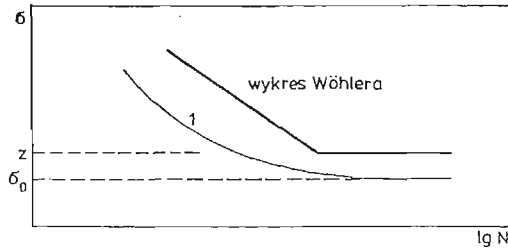
Przyspieszenie programowanych badań w licznych przypadkach może być jednak koniecznością. Ponieważ stosowanie intensyfikacji obciążeń nie zawsze jest celowe i nie zawsze możliwe, pozostaje sposób przyspieszenia badań drogą pominięcia w bloku laboratoryjnym cykli obciążeń o małych amplitudach. Przy tym powinna być ustalona górna wartość amplitud obciążeń, których odrzucenie nie obarczy wyników badań większymi błędami. Oczywiście rozważania te dotyczą materiałów dla których występuje granica zmęczenia. Wpływ naprężeń niższych od granicy zmęczenia (niedociążeń) na ograniczoną trwałość zmęczeniową jest bezsporny. Naogół jest to wpływ korzystny. W przypadku stali efekt wytrenowania jest widoczny przy naprężeniach niewiele mniejszych od granicy zmęczenia. Wpływ niedociążeń dużych ($0,6Z$) na poziom granicy zmęczenia i na ograniczoną trwałość zmęczeniową jest nieznaczny.

W monografii [6] przytoczone są wyniki badań mających na celu pojawienie się śladów poślizgów w płaszczyznach krystalograficznych.

Rys. 2 przedstawia granicę (linia 1) poniżej której nie stwierdza się, za pomocą mikro-

skopu optycznego, zmian na powierzchni badanych próbek. Pierwsze ślady poślizgów, przy obciążeniach długotrwałych, wykrywane są dopiero na poziomie naprężeń σ_D .

Z chwilą pojawienia się mikropęknięć, ich propagacja jest uzależniona również od naprężeń o małych amplitudach. Uwzględniając jednak to, że rozwój pęknięć następuje



Rys. 2. Linia śladów pierwszych poślizgów 1.

w ostatniej fazie zmęczenia i że etap ten jest stosunkowo krótki, można przypuszczać, że pominięcie w badaniach cykli obciążeń o wartościach niższych od σ_D w niewielkim stopniu wpłynie na ostateczną trwałość.

Przyjmując z przesadą, że największe obciążenia eksploatacyjne mogą wywołać naprężenia nominalne równe R_e , przy założeniu $\sigma_D = 0,5Z$, otrzymujemy zależność

$$(5) \quad \frac{\sigma}{\sigma_{\max}} \geq \frac{0,5Z}{R_e \cdot \beta_k},$$

pozwalającą na wyznaczenie obciążeń zmiennych, jakie powinny być uwzględnione w badaniach stanowiskowych.

4. Metoda symulacji złożonych obciążeń eksploatacyjnych

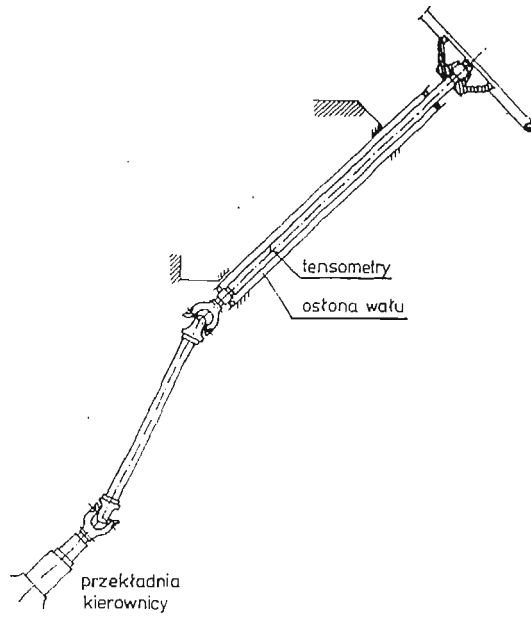
Metodę pośredniej symulacji złożonych obciążeń eksploatacyjnych, przedstawia się na przykładzie badań trójczłonowego wału kierownicy z przegubami krzyżakowymi samochodu dostawczego „Żuk” (rys. 3).

Ze względu na możliwość występowania w wale naprężeń eksploatacyjnych w zakresie ograniczonej wytrzymałości zmęczeniowej, należało wyznaczyć trwałość wału w przeciętnych warunkach użytkowania samochodu.

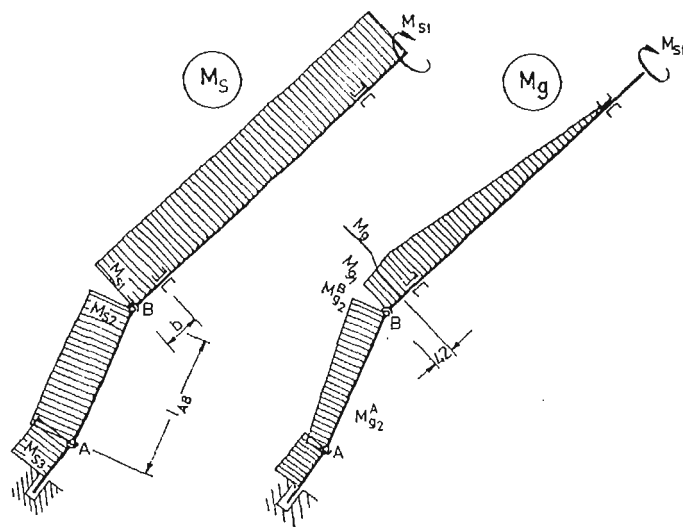
Podczas jazdy w poszczególnych członach wału występuje skręcanie wywołane oddziaływaniem przekładni i koła kierownicy. Jednocześnie występuje zginanie uwarunkowane wzajemnym położeniem elementów.

Z analizy układu wynika, że występujące w nim siły wewnętrzne można wyznaczyć na podstawie wartości momentu skręcającego w jednym z członów oraz kąta obrotu tego członu. Są to funkcje losowe składające się na proces obciążeń wału w warunkach eksploatacji samochodu.

Realizacje tych funkcji rejestrowano na taśmie magnetycznej, podczas jazd doświadczalnych. Do pomiarów momentu skręcającego służyły tensometry elektryczne naklejone na powierzchni górnego członu (rys. 3) a do rejestracji kąta obrotu wykorzystano po-



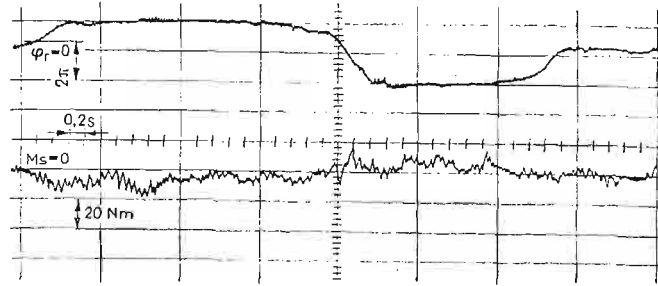
Rys. 3. Przegubowy wał kierownicy samochodu.



Rys. 4. Wykresy momentów skręcających i zginających w członach wafu.

tencjometr. Pomiary przeprowadzono w sytuacjach odpowiadających typowym i charakterystycznym, ze względu na pracę układu kierowania, warunkom jazdy samochodu.

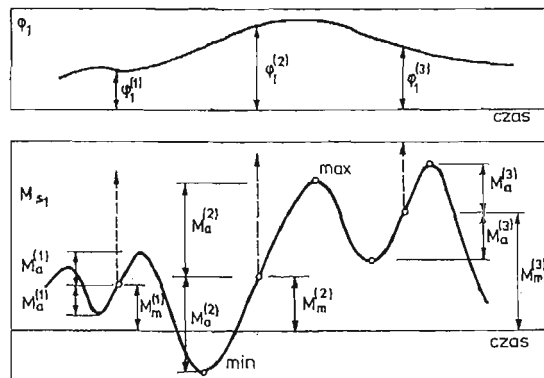
Przegląd zapisów na monitorze oscyloskopu wykazał, że we wszystkich przypadkach kąt obrotu wału jest funkcją wolnozmienną w porównaniu z realizacjami momentu skręcającego. Fragment oscylogramu przykładowo przedstawia rys. 5.



Rys. 5. Zapis obciążeń wału kierownicy przy pokonywaniu zakrętu.

W celu symulacji obciążeń zmęczeniowych, w warunkach laboratoryjnych, należało skojarzyć ze sobą odpowiednie wartości realizacji obu funkcji losowych zapewniając przy tym odtworzenie zmian naprężeń głównych.

Opracowanie zapisów zostało oparte na metodzie względnych rozpiętości i odpowiadających im wartości średnich. Według tej metody zakresy zmian obciążenia między dwoma, następującymi po sobie, lokalnymi ekstremami odpowiadają podwójnej amplitudzie zastępczego cyklu harmonicznego. Przy tym, najczęściej uwzględnia się tylko rosnące gałęzie zapisu zakładając, że dla wystarczająco długich przebiegów częstotliwości występowania takich samych gałęzi opadających będą identyczne. Powyższą metodę wykorzystano do zliczania umownych cykli, odpowiadających szybkozmienniej funkcji M_s , a każdemu cyklowi została przypisana wartość funkcji wolnozmienniej. Obciążenia zastępcze wyrażone są w rezultacie przez trzy wielkości: amplitudę momentu skręcającego M_a , jego wartość średnią M_m i kąt obrotu φ . Poszczególne realizacje zapisu opracowano w maszynie cyfrowej. Dla zmiennej M_s było wyznaczane kolejno lokalne minimum, a następnie najbliższe lokalne maksimum. W przypadku gdy różnica między tymi wielkościami, równa



Rys. 6. Zasada zliczania umownych cykli obciążeń.

$2M_a$, przekraczała granicę zakłóceń o przyjętej wartości 5% zakresu pomiarowego, obliczana była wartość średnia M_m oraz odczytywana odpowiadająca jej wartość kąta obrotu φ . Na podstawie tych danych, określających pojedynczy cykl, następowała jego klasyfikacja w trójwymiarowej tablicy.

W wyniku oddzielnego opracowania zapisów poszczególnych realizacji procesu obciążeń, uzyskano częstości występowania umownych cykli, w przyjętych przedziałach klasowych, dla każdego stanu jazdy. Następnie wszystkie tablice zostały zsumowane według zależności

$$P_{ijk} = \sum_{l=1}^n P_{ijkl} \cdot p_l$$

Wyrazy p_{ijkl} są częstościami występowania obciążeń w przedziale klasowym i, j, k dla stanu jazdy l . Wyrazy p_l ujmują udział stanu jazdy l w ogólnym przebiegu, reprezentatywnym dla samochodów dostawczych. Wyznaczono je na podstawie odrębnych badań eksploatacyjnych.

W ten sposób powstał rozkład częstości występowania umownych cykli obciążeń w przeciętnych warunkach eksploatacji samochodu.

W celu uproszczenia badań laboratoryjnych, trójwymiarowe widmo obciążeń sprowadzono do widma zastępczego o cyklach wahadłowych.

Dla elementów o przekroju kołowym, poddanych jednoczesnemu skręcaniu i zginaniu, kryterium Crosslanda (2) przybiera postać:

$$(6) \quad \sqrt{\sigma_{a1}^2 + \sigma_{a2}^2 - \sigma_{a1} \sigma_{a2}} = \sqrt{3} Z_{so} - \left(\sqrt{3} \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - 1 \right) (\sigma'_1 + \sigma'_2).$$

Składowe dwuwymiarowego stanu naprężenia można przedstawić następująco:

$$\sigma_{\min}^{\max} = \frac{2M_g}{W_g} = \frac{2c(M_m \pm M_a)}{W_o},$$

$$\tau_{\min}^{\max} = \frac{M_m \pm M_a}{W_o}$$

gdzie: M_m i M_a — odpowiednio wartość średnia i amplituda momentu skręcającego,

$$W_o — \text{biegunowy wskaźnik wytrzymałości przekroju, } c = \frac{M_g}{M_s}.$$

Uwzględniając, że naprężenia główne

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

wyznaczono wielkości wchodzące do (6)

$$(7) \quad \sigma_a = \frac{M_a}{W_o} (c \pm \sqrt{c^2 + 1}),$$

$$\sigma'_1 + \sigma'_2 = \frac{2c(M_m + M_a)}{W_o}.$$

Kryterium zniszczenia zmęczeniowego dla obciążeń o cyklach dowolnych opisuje równanie

$$(8) \quad M_a \sqrt{4c^2 + 3} = W_o Z_{so} \sqrt{3} - 2Bc(M_m + M_a),$$

w którym

$$B = \sqrt{3} \frac{Z_{so}}{Z_{go}} - 1.$$

Dla obciążeń wahadlowych o amplitudzie momentu skręcającego M_o kryterium to ma postać

$$(9) \quad M_o \sqrt{4c^2 + 3} = W_o Z_{so} \sqrt{3} - 2BcM_o$$

Przez porównanie obu zależności wyznaczono amplitudę momentu skręcającego M_o równoważną amplitudzie M_a :

$$M_o = M_a + k \cdot M_m,$$

gdzie:

$$k = \left[1 + \frac{\sqrt{4c^2 + 3}}{2Bc} \right]^{-1}$$

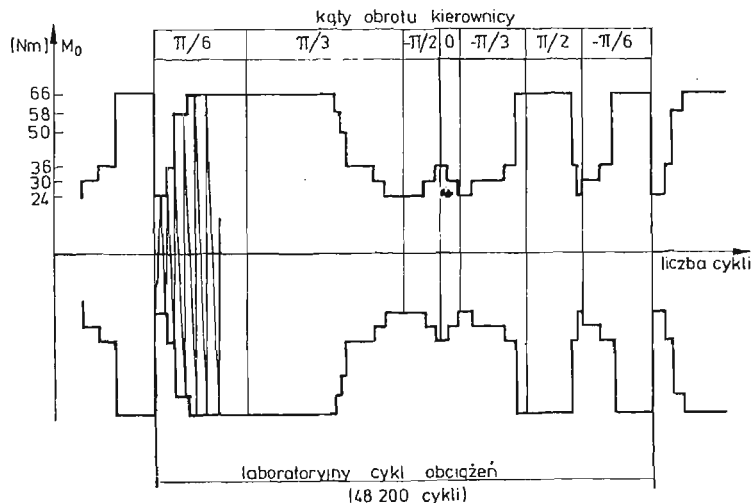
Wartość współczynnika k maleje w miarę zmniejszania się wielkości c , aż do zera w przypadku czystego skręcania. Wówczas asymetria cykli nie wpływa na wartość granicy zmęczenia, co jest zgodne z wynikami wielu doświadczeń [6, 11].

Należy zaznaczyć, że współczynnik k został wyznaczony dla obciążeń odpowiadających granicy zmęczenia. Stosowanie go przy innych wartościach obciążeń jest równoznaczne założeniu, że stosunek naprężeń do granicy zmęczenia, w cyklach niesymetrycznych i równoważnych im cyklach wahadlowych, jest taki sam.

Wielkość k jest odpowiednikiem wprowadzonego do literatury technicznej przez SERENSENA [11] współczynnika wrażliwości materiału na asymetrię cykli ψ . Przez analogię można go nazwać współczynnikiem wrażliwości elementu na asymetrię cykli obciążeń.

W obliczeniach równoważnych amplitud M_o uwzględniono naprężenia występujące w najszerszym przekroju górnego członu wału kierownicy.

Laboratoryjny cykl obciążeń odpowiadał przebiegowi samochodu równemu 35 tys. km. W poprawnie zaprogramowanych badaniach zmęczeniowych zniszczenie elementu powinno następować po wielokrotnym powtórzeniu tego cyklu. Warunek ten dotyczy



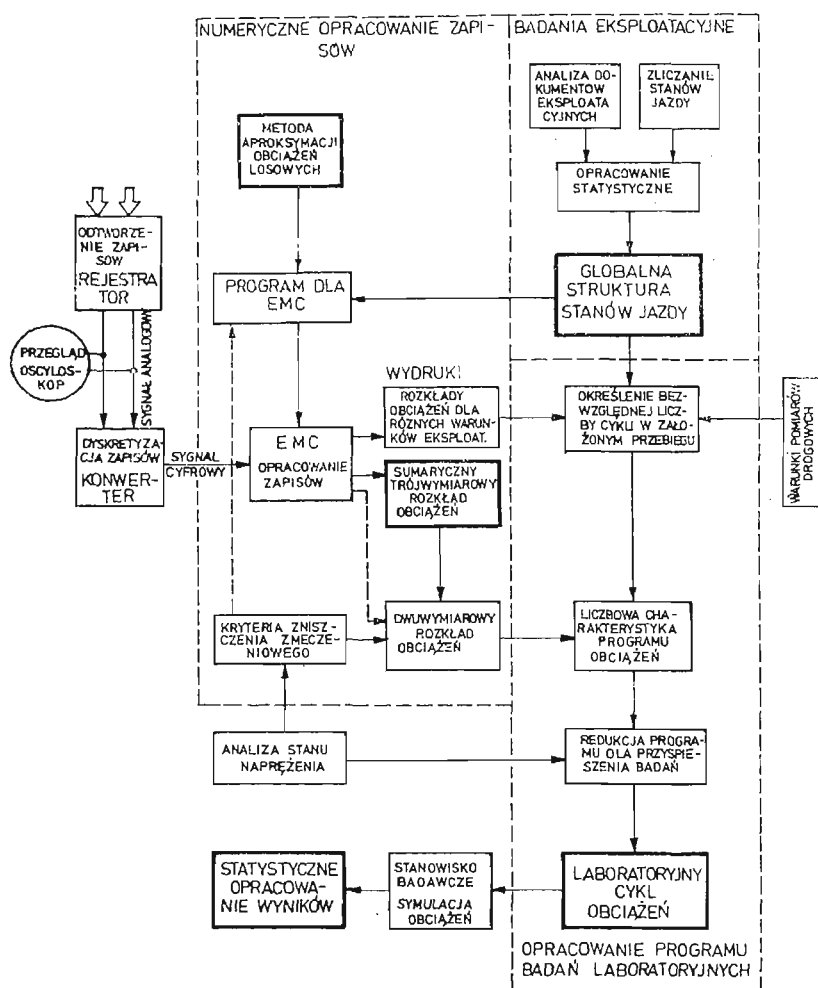
Rys. 7. Laboratoryjny cykl obciążeń odpowiadający przebiegowi samochodu 35 tys. km.

złagodzenia wpływu kolejności przykładania obciążeń o różnych amplitudach. Dla wału kierownicy, przy wymaganej trwałości eksploatacyjnej odpowiadającej 350 tys. km przebiegu samochodu, założono conajmniej 10-krotną realizację programu obciążeń.

Program ten zawierał około 85 milionów cykli umownych o różnych wartościach amplitud. Jego odtworzenie na stanowisku badawczym wymagałoby setek godzin, a zniszczenia wału należałoby oczekiwać w czasie znacznie dłuższym. Z tego względu cykl laboratoryjny został skrócony przez pominięcie obciążeń o małych amplitudach.

Po uwzględnieniu naprężeń w najsłabszym przekroju oraz kryterium zniszczenia zmęczeniowego (9) i warunku (5), z programu badań odrzucono obciążenia o amplitudach $M_0 \leq 22$ Nm. W ten sposób, cykl laboratoryjny został zredukowany do widma przedstawionego na rys. 7.

Schemat blokowy programowania badań zmęczeniowych przedstawia rys. 8.



Rys. 8. Schemat blokowy programowania badań zmęczeniowych.

Badania przeprowadzono na skonstruowanej do tego celu maszynie zmęczeniowej. Wały mocowano w niej w taki sam sposób jak w samochodzie, z zachowaniem wzajemnego położenia ich elementów. Obciążenia były realizowane jednocześnie z obu stron wału przez układy korbowe. Dla kolejno zmieniających się kątów obrotu wału przykładano momenty skręcające o amplitudach M_0 .

Badaniom poddano pięć zespołów zmodernizowanej kierownicy, uzyskując następujące trwałości: 49, 40, 68, 52 i 38 cykli laboratoryjnych.

5. Opracowanie statystyczne wyników badań i ich interpretacja

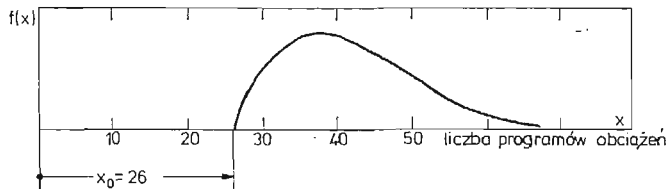
W badaniach trwałości zmęczeniowej liczba elementów lub zespołów maszyn jest zazwyczaj ograniczona ze względów technicznych i ekonomicznych. Przy opracowaniu wyników, powstaje wówczas konieczność przyjęcia pewnych założeń.

Istnieją teoretyczne i doświadczalne przesłanki, że trwałość obiektów technicznych przy obciążeniach zmiennych ma rozkład Weibulla [11] o dystrybuancie

$$F(x) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-\frac{(x-x_0)^k}{\theta}\right] & \text{dla } x > x_0, \\ 0 & \text{dla } x \leq x_0, \end{cases}$$

Rozkład ten określają trzy parametry: $k > 0$ — parametr kształtu, θ — parametr skali oraz x_0 — parametr progowy rozkładu.

Dla układów mechanicznych największe znaczenie ma wartość parametru progowego, interpretowana jako minimalna trwałość dla całej populacji obiektów w danych warunkach badań. W takim ujęciu przedstawiono wyniki badań wału kierownicy. Parametry



Rys. 9. Rozkład prawdopodobieństwa trwałości zmęczeniowej elementów.

rozkładu Weibulla zostały oszacowane na podstawie estymatora skośności wyznaczonego z próby. Wartość progowa x_0 wynosi 26,15 cykli laboratoryjnych. Uwzględniając, że każdy cykl odpowiada, z założenia, przebiegowi samochodu równemu 35 tys. km, parametr ten jest równoważny w przybliżeniu przebiegowi 900 tys. km. Jest to trwałość znacznie przewyższająca wymagania stawiane w założeniach konstrukcyjnych (350 tys. km). Z tego względu badania laboratoryjne można było ograniczyć do pięciu zespołów, dopuszczając możliwość popełnienia znacznego błędu w statystycznej ocenie progowego parametru rozkładu.

Znaczny margines bezpieczeństwa, uzasadniony znaczeniem wału kierownicy samochodu, uniemożliwia w pełni eksploatacyjną weryfikację przedstawionej metody.

Należy podkreślić jednak, że dotychczas nie notowano pęknięć wałów podczas eksploatacji dziesiątków tysięcy samochodów, co w pewnym stopniu potwierdza wyniki badań w dolnym zakresie szacowanej trwałości.

6. Podsumowanie

W pracy została przedstawiona propozycja metody programowania badań zmęczeniowych elementów układów mechanicznych, dla których obciążenia eksploatacyjne mają postać dwuwymiarowej funkcji losowej. Daje ona możliwość uwzględnienia w programie badań laboratoryjnych, łącznego rozkładu prawdopodobieństwa złożonych obciążeń. Metoda aproksymacji rzeczywistych widm obciążeń została opracowana dla przypadków w których jedna z funkcji losowych jest wolnozmienna w porównaniu z drugą. Uzasadnienie zaproponowanej metody w zakresie możliwości przyspieszania badań oraz konstrukcji bloków obciążeń o równoważnych cyklach harmonicznym ma znaczenie ogólne. Metoda może być stosowana po dalszych pracach w zakresie jej weryfikacji empirycznej do badań elementów, dla których obciążenia losowe odpowiadają założeniu dotyczącemu zmienności obu funkcji.

Literatura cytowana w tekście

1. BILÝ, IVANOVA, TERENCEV; *Pevnost' sūčasti a materiálov pri premennom zatažení*. Veda — Bratislava 1976
2. J. SCHIJVE; *The analysis of random load-time histories with relation of fatigue tests and life calculations*. N.I.R. Rep. MP 201. Amsterdam 1961
3. T. HAAS; *Loading statistics as a basis of structural and mechanical design*. Eng. Dig. 1962 March, April, May
4. H. KAWAMOTO, H. ISHIKAWA, T. ONOE; *O programowaniu losowych obciążeń metodą pełnej fali*. Trans. Jap. Soc. Mech. Eng. 1971, 37 Nr 296
5. L. DIETRICH, K. TURSKI; *Badania zmęczeniowe w złożonym stanie naprężenia*. Mech. Teoret. i Stos. PWN Warszawa 1 10 1972, 9 - 27
6. *Zmęczenie metali* — praca zbiorowa (tł. z jęz. angielskiego) PWT, Warszawa 1962
7. B. CROSSLAND; *Effect of large hydrostatic pressures on the torsional fatigue strength of an alloy steel*, Int. Conf. on Fatigue of Metals, London, 1956, 138 - 149
8. W. W. BOŁOTIN; *Metody statystyczne w mechanice budowli*. Arkady, Warszawa 1968
9. S. KOCANĐA; *Zmęczeniowe niszczenie metali*. WNT, Warszawa 1978
10. W. SOBČYKIEWICZ; *Przydatność hipotez kumulacji uszkodzenia zmęczeniowego do oceny trwałości zmęczeniowej konstrukcji nośnych maszyn roboczych ciężkich*. Prace Nauk. Pol. Warsz. Nr 22 Mechanika 1973
11. И. В. СЕРЕНСЕН и др.; *Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность*. Машгиз, Москва 1963.
12. K. GRZEŚLAK, J. KOŁODZIEJSKI, Z. METZEL; *Badania trwałościowe obiektów technicznych*. WNT, Warszawa 1968
13. E. GUMBEL; *Statistics of Extremens*. Columbia University Press, New York 1958

Р е з ю м е

МЕТОД СИМУЛЯЦИИ СЛОЖНЫХ СТОХАСТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УСТАЛОСТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ

В работе представлен метод программирования исследований усталостных элементов механических систем составных эксплуатационных нагрузок.

Предложенный метод аппроксимации случайных усталостных исследований касается случаев, в которых одна из случайных функций с значительно меняющейся частотой по сравнению со второй функцией.

В работе представлена конструкция заменяющего блока гармонических нагрузок, который при ускоренных исследованиях, соответствует определенному периоду эксплуатации объекта. Метод иллюстрируется примером исследований прочности шарнирного вала руля автомобиля.

S u m m a r y

A METHOD OF SIMULATION OF THE COMPLEX STOCHASTIC LOADS IN THE FATIGUE TESTS OF ELEMENTS

A method is presented of programming tests of fatigue elements of the mechanical systems, exposed to the action of complex service loads. The suggested method of approximation of random fatigue loads, refers to the cases when one of the random functions, has a negligible changing frequency in comparison to the other.

A construction of a supplementary block of harmonic loadings, which, under accelerated tests, corresponds to a certain period of exploitation of the object, has been presented in the paper. The method has been illustrated by an example of the durability of an articulated shaft of car steering wheel.

POLITECHNIKA LUBELSKA

Praca została złożona w Redakcji dnia 30 stycznia 1980 roku
