

**ZESZYTY  
NAUKOWE  
POLITECHNIKI  
ŚLĄSKIEJ**

P. 3349/96

Andrzej RUSIN

**TRWAŁOŚĆ WYSOKOTEMPERATUROWYCH  
ELEMENTÓW TURBIN CIEPLNYCH  
W USTALONYCH WARUNKACH EKSPLOATACJI**



**50 - LECIE**  
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

**ENERGETYKA**

**Z. 127**

**GLIWICE  
1996**

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1333



Andrzej RUSIN

TRWAŁOŚĆ WYSOKOTEMPERATUROWYCH  
ELEMENTÓW TURBIN CIEPLNYCH  
W USTALONYCH WARUNKACH EKSPLOATACJI

## OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jan Kiciński

Prof. dr hab. inż. Jan Taler

## KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY – Prof. dr hab. inż. Jan Bandrowski

REDAKTOR DZIAŁU – Dr hab. inż. Zbigniew Rudnicki  
Profesor Politechniki Śląskiej

SEKRETARZ REDAKCJI – Mgr Elżbieta Leško

## REDAKCJA

Mgr Aleksandra Kłobuszowska

## REDAKCJA TECHNICZNA

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą

Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9796

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej

ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakład 110+83 egz. Ark. wyd. 8. Ark. druk. 7,875. Papier offset. kl. III 70x100. 80g  
Podpisano i oddano do druku 23.05.1996 r. Druk ukończono w maju 1996 r.  
Zam. 24/96 Cena zł 8,00

Fotokopie, druk i oprawę wykonano w UKiP sc, Gliwice, ul. Pszczyńska 44

## SPIS TREŚCI

Wykaz ważniejszych oznaczeń .....	9
1. WSTĘP .....	11
1.1. Wprowadzenie .....	11
1.2. Cel i zakres pracy .....	11
2. PROCESY DEGRADACYJNE W EKSPLOATACJI TURBIN CIEPL- NYCH .....	13
2.1. Cykle pracy .....	13
2.2. Procesy degradacyjne .....	15
3. KRYTERIA OKREŚLANIA CZASU PRACY ELEMENTÓW MA- SZYN W WARUNKACH PEŁZANIA .....	18
3.1. Kryteria przemieszczeniowe .....	18
3.2. Kryteria zniszczenia .....	19
3.3. Kryteria pękania .....	30
4. PROBABILISTYCZNY MODEL TRWAŁOŚCI .....	32
4.1. Deterministyczny model trwałości .....	33
4.2. Metody analizy procesów pełzania .....	36
4.3. Charakterystyki probabilistyczne danych wejściowych .....	41
4.4. Niezawodność elementu .....	41
4.5. Metody analizy probabilistycznej .....	43
4.6. Struktura modelu oceny trwałości .....	46
5. ANALIZA NAPRĘŻEŃ, ODKSZTAŁCENI I TRWAŁOŚCI ELE- MENTÓW CIŚNIENIOWYCH I WIRUJĄCYCH .....	47
5.1. Zawór odcinający turbiny parowej .....	47
5.2. Pełzanie połączeń spawanych .....	52
5.3. Stan naprężenia i trwałość wirnika turbiny parowej .....	57

5.4. Wyznaczanie przemieszczeń prostych elementów geometrycznych metoda naprężeń bazowych .....	59
5.5. Zniszczenie wirnika turbiny gazowej .....	61
6. ANALIZA NIEZAWODNOŚCI ELEMENTÓW TURBINY .....	66
6.1. Probabilistyczna analiza zginanej łopatki .....	66
6.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia wirnika .....	75
6.3. Niezawodność zespołu wirującego .....	82
7. TRWAŁOŚĆ ELEMENTÓW Z PĘKNIĘCIAMI .....	88
7.1. Wielkości charakteryzujące stan naprężenia w obrębie pęknięcia .....	89
7.2. Inkubacja i propagacja pęknięć .....	95
7.3. Niezawodność elementu z pęknięciami .....	100
7.4. Trwałość pękniętej łopatki .....	101
8. WERYFIKACJA PRAWDOPODOBIEŃSTWA ZNISZCZENIA ZA POMOCĄ BADAŃ NIENISZCZĄCYCH .....	106
8.1. Weryfikacja prawdopodobieństwa zniszczenia tarczy wirnikowej .....	106
8.2. Weryfikacja prawdopodobieństwa pęknięcia elementu .....	109
9. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI .....	111
9.1. Podsumowanie zakresu pracy .....	111
9.2. Wnioski .....	111
LITERATURA .....	114
STRESZCZENIE .....	123

## CONTENTS

Notation .....	9
1. INTRODUCTION .....	11
1.1. Background .....	11
1.2. Aim and scope of the thesis .....	11
2. DEGRADATION PROCESSES IN THE OPERATION OF HEAT TURBINES .....	13
2.1. Operating cycles .....	13
2.2. Degradation processes .....	15
3. THE CRITERIA FOR THE DETERMINATION OF THE LIFE TIME OF THE TURBINE COMPONENTS UNDER CREEP CONDITIONS .....	18
3.1. Displacement criteria .....	18
3.2. Damage criteria .....	19
3.3. Cracking criteria .....	30
4. THE PROBABILISTIC MODEL OF THE LIFE .....	32
4.1. The deterministic model of the life .....	33
4.2. The methods of analysis of the creep processes .....	36
4.3. The probabilistic characteristics of the input data .....	41
4.4. The reliability of an element .....	41
4.5. The methods of the probabilistic analysis .....	43
4.6. The structure of the life assessment model .....	46
5. THE ANALYSIS OF STRAINS, STRESSES AND THE LIFE OF PRESSURE AND ROTATING COMPONENTS .....	47
5.1. The cut-off valve of a steam turbine .....	52
5.2. The creep of the welded joints .....	57

5.3. The stress state and the life of the of a steam turbine rotor . . .	57
5.4. The determination of the displacements of simple geometric elements with a reference stress method . . . . .	59
5.5. The damage rotor of a gas turbine rotor . . . . .	61
6. THE ANALYSIS OF THE RELIABILITY OF TURBINE COMPONENTS . . . . .	66
6.1. The probabilistic analysis of a blade under bending conditions	66
6.2. The probability of a damage of a rotor . . . . .	75
6.3. The reliability of a rotating unit . . . . .	82
7. THE LIFE OF COMPONENTS CONTAINING CRACKS . . . . .	88
7.1. The factors characterising a stress condition within a crack area	89
7.2. Crack incubation and propagation . . . . .	95
7.3. The reliability of an element with cracks . . . . .	100
7.4. The life of a cracked blade . . . . .	101
8. THE VERIFICATION OF A PROBABILITY OF FAILURE USING NON-DESTRUCTIVE TESTING . . . . .	106
8.1. The verification of a probability of damage of a rotor disc . . . .	106
8.2. The verification of a probability of cracking of an element . . . .	109
9. FINAL REMARKS AND CONCLUSIONS . . . . .	111
9.1. The summary of the thesis contents . . . . .	111
9.2. Conclusions . . . . .	111
REFERENCES . . . . .	114
SUMMARY . . . . .	124

## INHALTSVERZEICHNIS

Wichtige Formelzeichen . . . . .	9
1. EINLEITUNG . . . . .	11
1.1. Einführung . . . . .	11
1.2. Ziel und Bereich der Arbeit . . . . .	11
2. DEGENERATIONSPROZESSE IN DER EXPLOATATION DER THERMISCHEN TURBINEN . . . . .	13
2.1. Arbeitsspiele . . . . .	13
2.2. Degenerationsprozesse . . . . .	15
3. KRITERIEN ZUR BESTIMMUNG DER ARBEITSZEIT DER MASCHINENELEMENTE IN ZEITSTANDBEANSPRUCHUNG . . . . .	18
3.1. Verlagerungskriterien . . . . .	18
3.2. Zerstörungskriterien . . . . .	19
3.3. Bruchkriterien . . . . .	30
4. PROBABILISTISCHES LEBENSDAUERMODELL . . . . .	32
4.1. Deterministisches Lebensdauermodell . . . . .	33
4.2. Methoden der Analyse der Kriechprozesse . . . . .	36
4.3. Probabilistische Charakteristiken der Eingangsdaten . . . . .	41
4.4. Zuverlässigkeit eines Bauteils . . . . .	41
4.5. Methoden der probabilistischen Analyse . . . . .	43
4.6. Struktur des Modells der Lebensdauerbeurteilung . . . . .	46
5. ANALYSE SPANNUNGEN, VERFORMUNGEN UND LEBENSDAUER VON DRUCKBAUTEILEN UND ROTIERENDEN ELEMENTE . . . . .	47
5.1. Absperrventil einer Dampfturbine . . . . .	47
5.2. Kriechen von Schweissverbindungen . . . . .	52

5.3. Spannungs- und Lebensdauerzustand des Laufrades einer Dampfturbine .....	57
5.4. Bestimmung der Verlagerung einfacher geometrischer Bauteilen mit Hilfe der Methode von Basisspannungen .....	59
5.5. Schadensanalyse des Laufrades einer Gasturbine .....	61
6. ANALYSE DER ZUVERLÄSSIGKEIT VON TURBINENBAUTEILEN .....	66
6.1. Probabilistische Analyse einer gebogenen Schaufel .....	66
6.2. Zerstörungswahrscheinlichkeit eines Laufrades .....	75
6.3. Zuverlässigkeit eines rotierenden Bausatzes .....	82
7. DIE LEBENSDAUER VON BAUTEILEN MIT BRÜCHEN .....	88
7.1. Die den Spannungszustand um den Bruch charakterisierenden Einflussgrößen .....	89
7.2. Bruchinkubation und -propagation .....	95
7.3. Zuverlässigkeit des Bauteils mit Brüchen .....	100
7.4. Lebensdauer einer Schaufel mit Bruch .....	101
8. VERIFIZIERUNG DER WAHRSCHEINLICHKEIT VON ZERSTÖRUNGSFREIEN UNTERSUCHUNGEN .....	106
8.1. Verifizierung der Wahrscheinlichkeit der Zerstörung einer Laufradscheibe .....	106
8.2. Verifizierung der Wahrscheinlichkeit des Bruches eines Bauteils .....	109
9. SCHLUSSBEMERKUNGEN UND SCHLUSSEFOLGERUNGEN ..	111
9.1. Zusammenfassung des Arbeitsbereiches .....	111
9.2. Schlussfolgerungen .....	111
BIBLIOGRAPHIE .....	114
ZUSAMMENFASSUNG .....	125

## Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	– współczynnik funkcji zniszczenia
a, a <sub>o</sub> , a <sub>f</sub>	– bieżący, początkowy i krytyczny wymiar pęknięcia
B	– współczynnik funkcji Nortona
C*	– parametr Landes-Bagleya
D	– macierz sprężystości
E	– moduł Younga
E <sub>d</sub>	– energia dyssypowana
E <sub>k</sub>	– energia kumulowana
F	– pole przekroju
G	– moduł Kirchhoffa
g	– funkcja zachowania
H <sub>v</sub>	– twardość Vickersa
I <sub>n</sub>	– geometryczna charakterystyka przekroju
J	– całka Rice'a
K	– współczynnik intensywności naprężeń
L	– macierz odkształceń
m	– wykładnik funkcji zniszczenia
n	– wykładnik funkcji Nortona
N	– liczba cykli pracy
N <sub>f</sub>	– dopuszczalna liczba cykli pracy
P <sub>l</sub>	– obciążenie graniczne
P <sub>L,M</sub>	– parametr Larsona-Millera
P <sub>MH</sub>	– parametr Mansona-Haferda
p <sub>f</sub>	– prawdopodobieństwo zniszczenia
q	– uogólnione przemieszczenie
R <sub>e</sub>	– granica plastyczności
R(t)	– funkcja niezawodności
s	– odchylenie standardowe
t <sub>c</sub>	– trwałość pełzaniowa
t <sub>zc</sub>	– czas zniszczenia ciągłego
t <sub>zk</sub>	– czas zniszczenia kruchej
u <sup>E</sup> , u <sup>T</sup> , u <sup>c</sup>	– przemieszczenie sprężyste, termiczne, pełzaniowe
w	– ugięcie łopatki
Z	– zużycie całkowite
Z <sub>N</sub>	– zużycie wywołane zmęczeniem
Z <sub>t</sub>	– zużycie wywołane pełzaniem
β	– indeks Hasofera-Linda lub współczynnik rozszerzalności liniowej
γ	– kowariancja

- $\Delta_0$ ,  $\Delta(t)$  – wierzchołkowy luz montażowy i bieżący  
 $\varepsilon_i$  – intensywność odkształceń  
 $\varepsilon_f$  – maksymalne odkształcenie pełzania w chwili zerwania próbki  
 $\Delta\varepsilon^E$ ,  $\Delta\varepsilon^T$ ,  $\Delta\varepsilon^c$  – przyrost odkształceń sprężystych, termicznych i pełzaniowych  
 $\mu$  – wartość oczekiwana  
 $\nu$  – współczynnik Poissona  
 $\rho$  – gęstość materiału  
 $\sigma_i$  – intensywność naprężeń  
 $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$ ,  $\sigma_z$  – składowe naprężeń: promieniowa, obwodowa, osiowa  
 $\sigma_R$  – naprężenie bazowe  
 $\sigma_{eq}$  – naprężenie ekwiwalentne  
 $\omega$  – parametr uszkodzenia  
 $\omega_k$  – prędkość kątowna  
 $(\cdot)$  – oznaczenie prędkości zmian danej wielkości

## 1. WSTĘP

### 1.1. Wprowadzenie

W energetyce polskiej pracują elektrownie blokowe wyposażone w bloki o mocy jednostkowej 120 - 500 MW, których średnia wieku wynosi ponad 20 lat [113]. Prawie 46% mocy uzyskuje się z bloków pracujących już ponad 20 lat, a tylko 19% z bloków pracujących poniżej 10 lat. Dane te wskazują, że z uwagi na zaawansowany wiek maszyn i urządzeń energetycznych zainstalowanych w polskich elektrowniach, procesy zużycia będą stanowić coraz ważniejszy czynnik rzutuujący na wskaźniki niezawodności, dyspozycyjności i awaryjności bloków. Z drugiej strony połączenie krajowego systemu energetycznego z systemem zachodnioeuropejskim pracującym zgodnie z normami UCPTTE wymaga utrzymania wysokich wartości tych wskaźników.

Spośród wielu zabiegów modernizacyjnych rekonstrukcji i retrofitu elementów maszyn energetycznych ważną rolę odgrywają zabiegi mające na celu przedłużenie ich trwałości [30, 32, 34, 37].

Pierwszym i podstawowym krokiem w tym kierunku jest precyzyjne określenie aktualnego stopnia zużycia oraz przewidywanego dalszego bezpiecznego czasu pracy. Droga do określenia tych wielkości wiedzie zarówno poprzez rozważania teoretyczne, jak i badania doświadczalne. Te ostatnie rozpowszechnione są znacznie bardziej, chociaż w dotychczasowej praktyce najczęściej sprowadzały się do wizualnego stwierdzenia obecności symptomów zużycia, np. pęknięć. Obliczenia teoretyczne opierały się na uproszczonym wyznaczeniu sprężystego stanu naprężenia i porównaniu go z charakterystykami materiałowymi. Z doświadczeń autora wynika, że jest to tematyka, przy której rozwiązywaniu, stosuje się największe uproszczenia mogące prowadzić do dużych błędów w ocenie trwałości. Obecnie stosowane metody oceny trwałości są ciągle udoskonalane i to zarówno w zakresie badań doświadczalnych, jak i teoretycznych [1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 40, 46, 47, 61, 62, 64, 65, 66, 67, 72, 86, 91, 101, 121, 124, 136, 144].

### 1.2. Cel i zakres pracy

Celem niniejszej pracy jest opracowanie modelu i metody oceny trwałości wysokotemperaturowych elementów turbin ciepłych pracujących w ustalonych warunkach eksploatacji. Opracowany model powinien uwzględniać:

- różne mechanizmy prowadzące do utraty trwałości,
- efektywne metody numeryczne możliwe do zastosowania w obliczeniach rzeczywistych elementów turbin,
- niepewność niektórych danych wejściowych, np. stałych materiałowych, poziomu obciążenia,
- wyniki badań nieniszczących.

Wynikiem realizacji pracy jest probabilistyczny model trwałości oraz jego zastosowanie w odniesieniu do różnych elementów i węzłów konstrukcyjnych turbin ciepłych. Poszczególne elementy modelu, metody jego analizy oraz przykłady zastosowania przedstawiono w rozdziałach 3 – 9.

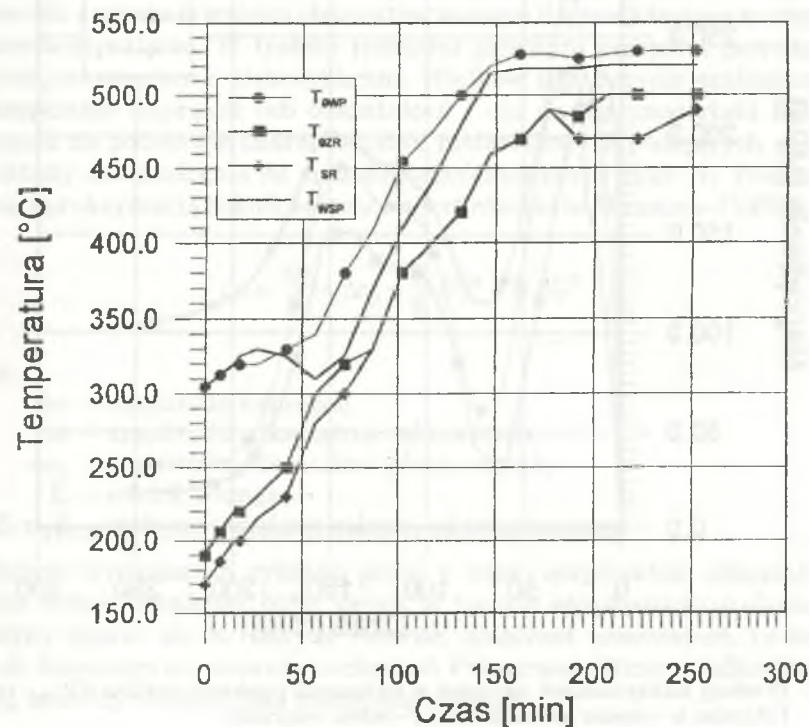
Z uwagi na fakt, że proces pełzania powodujący degradację materiału może być rozpatrywany w różnych ujęciach, w pierwszej części pracy przedstawiono kryteria określania czasu pracy elementów maszyn w warunkach pełzania. Zdefiniowano pojęcie trwałości pełzaniowej oraz niezawodności elementu podlegającego procesowi pełzania. W rozdziale 4 przedstawiono strukturę i główne elementy opracowanego probabilistycznego modelu trwałości. W rozdziale 5 przeanalizowano stan naprężenia, odkształcenia i trwałość zaworów odcinających, wirnika turbiny parowej, połączeń spawanych i zniszczenie wirnika turbiny gazowej. W rozdziale 6 analizowano prawdopodobieństwo uszkodzenia zginanej łopatki, prawdopodobieństwo zniszczenia wirnika oraz niezawodność zespołu wirującego. Rozdział 7 poświęcono analizie trwałości elementów z pęknięciami. W rozdziale 8 podano sposób wykorzystania wyników badań nieniszczących w ogólnej procedurze oceny trwałości i prawdopodobieństwa zniszczenia elementów. Podsumowanie zakresu pracy oraz wnioski końcowe zawiera rozdział 9.

Wszystkim tym, którzy wykazywali zainteresowanie i nie szczędzili cennych uwag podczas wykonywania niniejszej pracy, a w szczególności Prof. G. Kosmanowi i Prof. T. Chmielniakowi, a także recenzentom pracy Prof. J. Talerowi i Prof. J. Kicińskiemu składam serdeczne podziękowania.

## 2. PROCESY DEGRADACYJNE W EKSPLOATACJI TURBIN CIEPŁNYCH

### 2.1. Cykle pracy

Praca maszyn i urządzeń energetycznych, w tym także turbin ciepłych, charakteryzuje się cyklicznością. Długość cyklu pracy w zależności od przeznaczenia maszyny waha się od kilku do kilku tysięcy godzin. W przypadku turbin parowych pracujących w podstawowych blokach elektrowni zawodowych cykl pracy jest długi i sięga kilku tysięcy godzin. Dla turbin gazowych stosowanych w lotnictwie cykl ten jest wielokrotnie mniejszy [33].

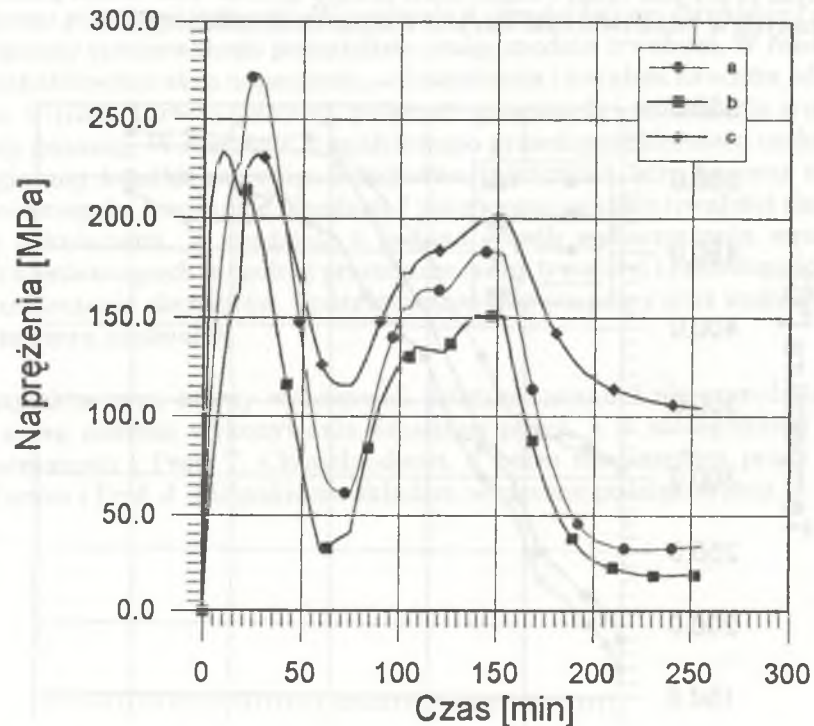


Rys. 2.1. Zmiana parametrów pary w czasie rozruchu ze stanu ciepłego

Fig. 2.1. Time variation of steam parameters during warm start-up



Pomimo wspomnianych powyżej różnic długości trwania cyklu pracy, charakteryzują się one również pewnymi cechami wspólnymi. Na początku cyklu pracy następuje rozruch, polegający na doprowadzeniu do maszyny czynnika roboczego o stopniowo zwiększających się parametrach. Tempo podnoszenia parametrów czynnika temperatury, ciśnienia, a także strumienia masy może być różne i jest uzależnione m.in. od początkowego stanu termicznego maszyny. Po osiągnięciu przez czynnik roboczy swych parametrów znamionowych, następuje zazwyczaj okres pracy ustalonej, charakteryzujący się względną stałością parametrów czynnika, jak i stanu termicznego maszyny. Zakończeniem cyklu pracy jest odstawienie maszyny następujące zazwyczaj poprzez odcięcie dopływu czynnika roboczego. Następuje teraz proces stygnięcia naturalnego bądź wymuszonego elementów maszyny.



Rys. 2.2. Przebieg maksymalnych naprężeń w wybranych punktach wirnika SP: a – tarcza I stopnia, b – obszar uszczelnienia, c – otwór centralny

Fig. 2.2. Time variation of effective stresses at selected points of IP rotor: a – 1-st stage disc, b – seal area, c – central bore

W każdej ze wspomnianych faz pracy turbiny na jej elementy działają obciążenia termiczne, masowe i powierzchniowe, przy czym ich wzajemny udział ulega zmianie w trakcie kolejnych faz pracy. W czasie rozruchu czynnikiem decydującym o poziomie naprężeń są obciążenia cieplne. W czasie pracy ustalonej następuje zazwyczaj wyrównanie temperatury, a stan naprężenia wywoływany jest przez inne obciążenia (wirowanie mas, ciśnienie czynnika).

Przykładowy przebieg zmian parametrów czynnika roboczego w czasie rozruchu ze stanu ciepłego turbiny 200 MW pokazano na rys. 2.1. Odpowiadający tym zmianom przebieg maksymalnych naprężeń w wirniku SP pokazano na rys. 2.2. Porównanie tych wykresów wskazuje na powiązanie poziomu naprężeń z prędkością przyrostu temperatury pary.

## 2.2. Procesy degradacyjne

W każdej z wymienionych faz eksploatacji następuje stopniowa degradacja materiału i utrata trwałości elementów maszyn doprowadzające w efekcie do całkowitego zużycia. W trakcie rozruchu głównym procesem powodującym zużycie jest zmęczenie niskocykliczne. Wielkość tego zużycia uzależniona jest od amplitudy naprężeń lub odkształceń i dla danego materiału może być oceniana na podstawie charakterystyk materiałowych podających zależność amplitudy odkształcenia  $\Delta\varepsilon$  oraz dopuszczalnej liczby cykli  $N_f$ . Powszechnie znaną aproksymacją takich zależności jest równanie Mansona–Coffina [26]

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta\sigma}{E} + \Delta\varepsilon_p = \frac{A}{E} N_f^{-\alpha} + B N_f^{-\beta} \quad (2.1)$$

gdzie:

- $\Delta\sigma$  – amplituda naprężeń,
- $\Delta\varepsilon$  – amplituda odkształceń całkowitych,
- $\Delta\varepsilon_p$  – amplituda odkształceń plastycznych,
- $E$  – moduł Younga,

A, B,  $\alpha$ ,  $\beta$  – stałe materiałowe zależne od temperatury.

Zużycie wywołane N cyklami pracy o danej amplitudzie odkształceń  $\Delta\varepsilon$  będzie równe ułomkowi  $N/N_f$ . Jeżeli w trakcie eksploatacji w elementach maszyny pojawi się K różnych wartości amplitud odkształceń, to stosując zasadę liniowego sumowania uszkodzeń Palmgren–Minera całkowite zużycie  $Z_N$  możemy obliczyć jako następującą sumę:

$$Z_N = \sum_{i=1}^K \frac{N_i}{N_{fi}} \quad (2.2)$$

W okresach pracy ustalonej procesem powodującym zużycie materiału jest pełzanie. Proces ten, objawiający się wzrostem odkształceń i degradacją struktury materiału, mocno uzależniony jest od temperatury i obciążenia.

Przebieg krzywych pełzaniowych pokazanych na rys. 3.3 opisują różne zależności matematyczne, których wybór podano m.in. w [31, 69, 76, 89]. W szczególności II okres pełzania ustalonego opisuje się równaniem Nortona:

$$\dot{\epsilon} = B\sigma^n \quad (2.3)$$

gdzie:

- $\dot{\epsilon}$  – prędkość pełzania,
- $\sigma$  – naprężenia,
- $B, n$  – stałe materiałowe.

Konsekwencją procesu pełzania jest ograniczony czas pracy elementu. Wyznaczenie tego czasu, tzn. trwałości elementów turbin  $t_c$  jest tematem niniejszej pracy.

Po wyznaczeniu trwałości pełzaniowej  $t_c$  elementu przy danym obciążeniu zużycie  $Z_t$  wywołane  $m$  cyklami pracy przy różnych obciążeniach może być obliczone z zależności:

$$Z_t = \sum_{i=1}^m \frac{t_i}{t_{ci}} \quad (2.4)$$

Zdefiniowane powyżej zużycia elementów wywołane zmęczeniem niskocyklicznym  $Z_N$  oraz pełzaniem  $Z_t$  pozwalają wyznaczyć zużycie całkowite elementu  $Z$ . W tym celu najczęściej stosuje się zasadę liniowego sumowania uszkodzeń i wtedy [72]

$$Z = Z_N + Z_t \quad (2.5)$$

Jako graniczną wartość tak zdefiniowanego zużycia przyjmuje się  $Z = 1$ .

Badania doświadczalne prowadzone dla różnych materiałów potwierdzają, że wymieniona wartość graniczna może być uznana za wartość konserwatywną [103]. Oprócz przedstawionej powyżej liniowej formuły sumowania uszkodzeń, pewne potwierdzenie w praktyce zyskują formuły nieliniowe o ogólnej postaci [146]

$$Z_N + a_1 (Z_N Z_t)^{a_2} + Z_t = 1 \quad (2.6)$$

gdzie:  $a_1, a_2$  – stałe przyjmujące zazwyczaj wartości odpowiednio 2,  $\frac{1}{2}$ .

Wymienione powyżej zmęczenie niskocykliczne i pełzanie stanowią dwa główne procesy powodujące zużycie elementów maszyn energetycznych. Oprócz nich w warunkach eksploatacji działają również inne czynniki, a w szczególności erozja i korozja, które mogą powodować zużycie przede wszystkim elementów układu przepływowego turbin.

Dodatkowymi zjawiskami wpływającymi na tempo degradacji są oddziaływania chemiczne (np. utlenianie) środowiska otaczającego oraz czynnika roboczego. Wpływ ten może się ujawniać w postaci obniżania własności materiałowych.

Istotnym problemem jest eksploatacja elementów maszyn zawierających pęknięcia lub wady materiałowe. Propagacja tych pęknięć może limitować trwałość [3, 7, 75, 79, 105, 126, 138]. Zagadnienia te, a w szczególności zachowanie się pęknięć w warunkach pełzania, będą analizowane w pkt 7. pracy.

### 3. KRYTERIA OKREŚLANIA CZASU PRACY ELEMENTÓW MASZYN W WARUNKACH PEŁZANIA

#### 3.1. Kryteria przemieszczeniowe

Jednym z efektów pełzania jest ciągła zmiana odkształceń i przemieszczeń elementów zachodząca w czasie eksploatacji. Zjawisko to, łatwe do stwierdzenia w sposób doświadczalny, może limitować trwałość. Stąd też jednym z najwcześniej formułowanych kryteriów określających czas pracy w warunkach pełzania było kryterium przemieszczeń dopuszczalnych, zapisywane następująco:

$$u \leq u_{dop} \quad (3.1)$$

gdzie:

$u = u^E + u^T + u^c$ ,  
 $u^E, u^T, u^c$  – przemieszczenie sprężyste, termiczne, pełzaniowe.

W turbinach, w szczególności turbinach gazowych, kryterium to znajduje zastosowanie zwłaszcza w odniesieniu do zespołu wirującego. Na skutek postępujących odkształceń trwałych wirnika oraz łopatek następuje stopniowa kasacja luzu promieniowego, mogąca doprowadzić w efekcie do zatarcia. Problem ten zostanie szczegółowo omówiony w pkt. 6.

Problem skasowania luzów odnosi się również do wzajemnych przemieszczeń osiowych elementów wirujących i kadłuba. I w tym przypadku proces pełzania powodujący dodatkowe ugięcia łopatek kierowniczych w turbinach reakcyjnych, jak i tarcz kierowniczych w turbinach akcyjnych może limitować trwałość turbiny. Nadmierne przemieszczenia wywołane pełzaniem mogą również doprowadzić do zluźnienia połączeń skurczowych tarczy wirnikowej na wale lub pierścieni skurczowych łączących kadłuby wewnętrzne [70].

Wymienione powyżej procesy ilustrują wpływ przemieszczeń wywołanych pełzaniem na trwałość elementów turbin i zwracają uwagę na rolę kryteriów przemieszczeniowych przy określaniu bezpiecznego czasu pracy. Zastosowanie w praktyce powyższych kryteriów wymaga ustalenia dopuszczalnej wartości przemieszczeń dla danego elementu oraz metody oceny aktualnej ich wartości w czasie eksploatacji. Przemieszczenia dopuszczalne ustala się na podstawie analizy pracy danego węzła konstrukcyjnego biorąc pod uwagę zarówno własności materiału, jak i wszystkie inne zjawiska wpływające na

proces przemieszczeń (np. przemieszczenia termiczne). Ocenę aktualnych przemieszczeń wykonuje się na podstawie metod doświadczalnych (pomiarów) i teoretycznych (analitycznych i numerycznych).

#### 3.2. Kryteria zniszczenia

Długotrwała eksploatacja elementów maszyn w warunkach pełzania prowadzi do ciągłego wzrostu deformacji, a w efekcie końcowym do zniszczenia elementu. Czas i rodzaj zniszczenia mocno uzależnione są od temperatury, obciążenia i własności materiału [19, 31, 58, 88, 100, 111].

Badanie przełomu próbek wskazuje na istnienie 2 mechanizmów zniszczenia: zniszczenia ciągliwego (transkrystalicznego) i kruchego (interkrystalicznego) [130].

W pierwszym przypadku pod działaniem względnie dużych naprężeń oraz znacznych odkształceń pełzania następuje propagacja mikroszczelin wzdłuż płaszczyzn poślizgów, doprowadzając do redukcji przekroju próbki i jej zniszczenia. W drugim przypadku pod działaniem stosunkowo małych naprężeń w wysokich temperaturach następuje tworzenie mikropęknięć na granicy ziarn. Ich wzrost oraz wzajemne zlewianie się doprowadza do osłabienia poprzecznego przekroju i kruchego zniszczenia. W tym przypadku odkształcenia próbki są niewielkie. W zakresie średnich naprężeń dokonuje się zniszczenie typu mieszanego.

Z uwagi na złożoność i wagę problemu dokładne określenie czasu zniszczenia jest jednym z podstawowych zagadnień w badaniach procesów pełzania elementów maszyn. Zagadnienie to wymaga wszechstronnego rozpatrzenia uwzględniającego różne sposoby podejścia zarówno od strony fizyki zjawiska, jak i opisów fenomenologicznych. Omówione poniżej kryteria można zasadniczo podzielić na dwie grupy. Do grupy pierwszej należą kryteria analityczne, spośród których wyróżniono:

- kryterium naprężeniowe, gdzie decydującą rolę przy określeniu czasu zniszczenia mają naprężenia,
- kryteria odkształceniowe, gdzie o czasie zniszczenia wnioskuje się na podstawie analizy odkształcenia,
- kryteria energetyczne, w których wielkością kryterialną są pewne funkcje energii kumulowanej i dyssypowanej.

Drugą grupę stanowią kryteria fizykalne rozumiane jako kryteria ustalone na podstawie bezpośrednich pomiarów stanu i cech materiału najczęściej przy użyciu technik metalograficznych.

Z uwagi na fakt stosunkowo krótkiego okresu badań eksperymentalnych próbek na pełzanie, istnieje konieczność dokonywania ekstrapolacji wyników badań. Ekstrapolację taką prowadzi się zazwyczaj opierając się na tzw. para-

metrach temperaturowo–czasowych. Zakłada się, że dla danej wartości naprężenia parametry te, będące funkcją temperatury i czasu, mają stałą wartość [31]

$$f(t, T) = P(\sigma) \quad (3.2)$$

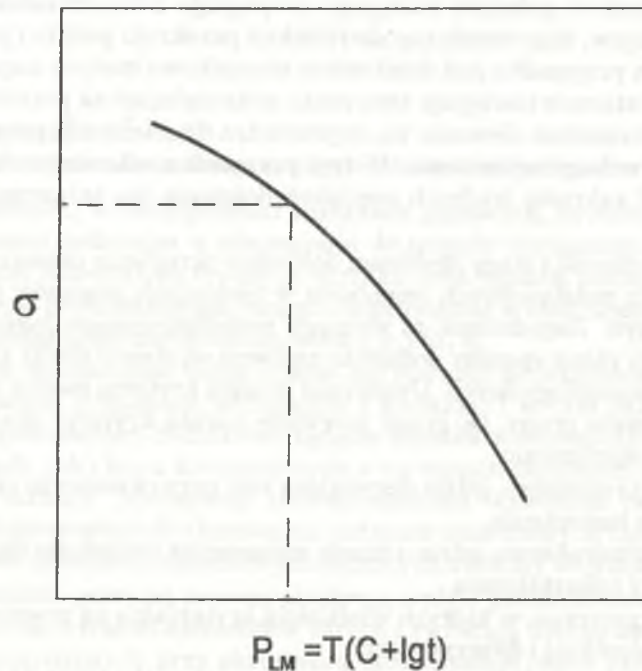
Najczęściej używanym parametrem jest parametr Larsona–Millera o postaci [80]

$$P_{LM}(\sigma) = T(C + \lg t) \quad (3.3)$$

gdzie:  $C$  – stała materiałowa.

Opierając się na wspomnianym wyżej parametrze buduje się wykresy zależności granicy wytrzymałości na pełzanie od wartości parametru  $P_{LM}$  (rys. 3.1).

Innym parametrem jest parametr Mansona–Haferda [31]:



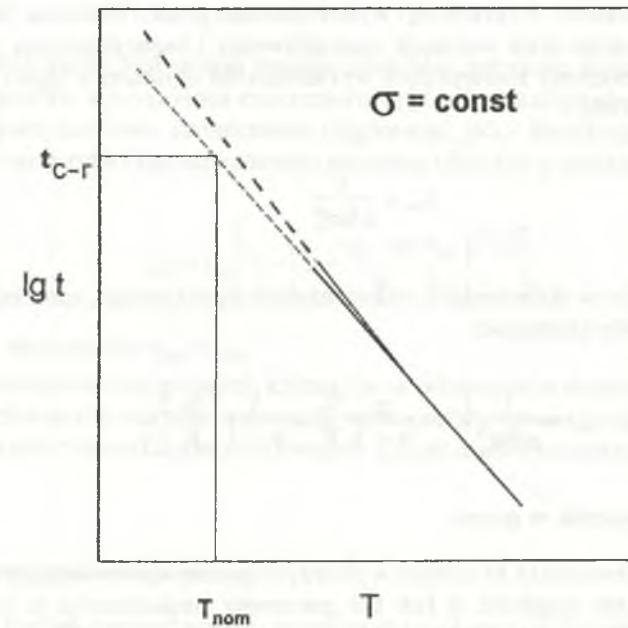
Rys. 3.1. Zależność wytrzymałości na pełzanie od parametru Larsona–Millera

Fig. 3.1. Dependence of creep strength on Larson–Millera parameter

$$P_{MH}(\sigma) = \frac{T - T_a}{\lg t - \lg t_a} \quad (3.4)$$

gdzie:  $T_a, t_a$  – stałe.

Dla stałej wartości naprężeń możliwe jest zbudowanie wykresu podającego zależność resztkowego czasu do zniszczenia  $t_{z-r}$  od temperatury (rys. 3.2).



Rys. 3.2. Zależność resztkowego czasu do zniszczenia od temperatury

Fig. 3.2. Dependence of residual life on temperature

Kształt tego wykresu uzależniony jest od wykorzystanego parametru. W połączeniu z przyspieszonymi badaniami na wyciętych próbkach może on być wykorzystany do oceny resztkowej trwałości elementu pracującego w warunkach nominalnych.

Obliczony na podstawie powyższych kryteriów czas zniszczenia rozumiany jest jako czas, w którym dany element wyczerpał swoją żywotność w znacznej swej objętości lub też w obszarze koncentracji naprężeń, gdzie należy spodziewać się pęknięcia. W tym przypadku możliwa jest dalsza praca elementu, ale w warunkach rozwijającego się pęknięcia. Dopuszczalny czas pracy należy

zatem ustalić na podstawie kryteriów mechaniki pęknięcia omawianych w punkcie 3.3.

### 3.2.1. Kryteria naprężeniowe

Do opisu zniszczenia ciągliwego zazwyczaj wykorzystuje się kryterium Hoffa, który założył warunek nieściśliwości oraz nieskończoną wartość odkształcenia w chwili zniszczenia. W przypadku jednoosiowo rozciąganego pręta o wymiarach  $l$  (długość),  $A$  (przekrój) wykorzystując prawo Nortona (2.3) opisujące proces pełzania oraz warunek nieściśliwości i logarytmiczną miarę odkształceń otrzymujemy następujące wyrażenia do obliczenia czasu zniszczenia ciągliwego [130]:

$$t_{zc} = \frac{1}{nB\sigma_0^n} \quad (3.5a)$$

Po uwzględnieniu w obliczeniach odkształcenia sprężystego, czas zniszczenia ciągliwego określa zależność:

$$t_{zc} = \frac{1}{nB\sigma_0^n} \left[ 1 - \frac{n}{n-1} \frac{\sigma_0}{E} + \frac{1}{n-1} \left( \frac{\sigma_0}{E} \right)^n \right] \quad (3.5b)$$

gdzie:  $\sigma_0$  – naprężenie w pręcie.

W analizie zniszczenia kruchego wykorzystuje się wprowadzony przez Kaczanowa parametr ciągliwości  $\psi$  lub też parametr uszkodzenia  $\omega$  ( $\omega = 1 - \psi$ ). W chwili początkowej  $\omega = 0$ , w momencie zniszczenia  $\omega = 1$ . Równanie opisujące propagację parametru uszkodzenia ma postać [88]:

$$\frac{d\omega}{dt} = A \left( \frac{\sigma}{1-\omega} \right)^m \quad (3.6)$$

gdzie:  $A$ ,  $m$  – stałe materiałowe.

Dla stałego jednoosiowego naprężenia  $\sigma_1$  otrzymujemy po scałkowaniu zależności (3.6) następujące wyrażenie na czas zniszczenia kruchego

$$t_{zk} = \frac{1}{A(1+m)\sigma_1^m} \quad (3.7)$$

W przypadku działania zmiennego naprężenia  $\sigma_0(t)$  całkując wyrażenie (3.6) mamy:

$$t_k = \frac{1}{A(1+m)(\sigma_0(t))^m} \quad (3.8)$$

$$\int_0^{t_k} \frac{dt}{t_k} = 1 \quad (3.9)$$

Ostatnia zależność jest znaną zasadą ułamków trwałości Robinsona.

W przypadku wystąpienia zniszczenia typu mieszanego obowiązują założenia dotyczące zarówno zniszczenia ciągliwego, jak i kruchego. Wówczas dla jednoosiowego pręta czas zniszczenia możemy obliczyć z zależności:

$$t_{zm} = t_{zc} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{n-m}{n} \frac{t_{zk}}{t_{zc}} \right)^{\frac{n}{n-m}} \right] \quad (3.10)$$

która jest słuszna dla  $t_{zm} < t_{zc}$ .

Zastosowanie wymienionych kryteriów w odniesieniu do złożonych elementów oraz złożonych stanów naprężeń wymaga stosowania odpowiednio zmodyfikowanych równań konstytutywnych. Zagadnienie to zostanie omówione w pkt. 5.

### 3.2.2. Kryteria odkształceniowe

Wyniki badań prowadzonych przez wielu badaczy omówione m.in. w pracy [100] wskazują, że brak jest bezpośredniej korelacji pomiędzy czasem zniszczenia a odkształceniem całkowitym w chwili zniszczenia.

Jednocześnie Monkman i Grant stwierdzili poprawność następującej formuły [111]:

$$\dot{\epsilon}_{\min}^c t_z = \text{const} \quad (3.11)$$

mówiącej, że iloczyn minimalnej prędkości pełzania w stanie ustalonym i czasu zniszczenia pozostaje stały. Zależność ta umożliwia obliczenie czasu zniszczenia próbki przy znajomości wyników przyspieszonego testu na pełzanie w wysokiej temperaturze. Uogólnieniem tej zależności jest formuła

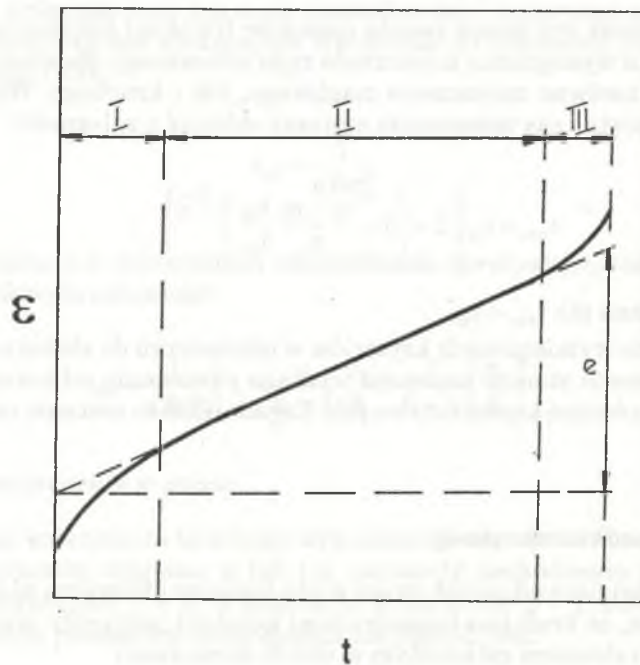
$$\dot{\epsilon}_{\min}^c t_z^n = \text{const} \quad (3.12)$$

Dalsze badania potwierdziły istnienie korelacji czasu zniszczenia z odkształceniem próbki na początku III okresu pełzania. Pozwoliły one na sformułowanie następującego kryterium zniszczenia [100]:

$$\dot{\epsilon}_{\min} t_z = e \quad (3.13)$$

Odształcenie  $e$  jest zakumulowanym odkształceniem pełzania zachodzącym w II okresie pełzania ustalonego, tzn. z pominięciem odkształceń I i III okresu.

Graficzną interpretację odkształcenia „ $e$ ” podano na rys. 3.3.



Rys. 3.3. Krzywa pełzania, interpretacja odkształcenia „ $e$ ”

Fig. 3.3. Creep curve, „ $e$ ” strain

Za kryterium zniszczenia często przyjmuje się warunek osiągnięcia przez odkształcenie granicznej wartości  $\epsilon_f^c$

$$\epsilon_{\max} = \epsilon_f^c \quad (3.14)$$

W praktyce formułuje się odpowiednie postacie równań konstytutywnych, które opisują wszystkie okresy pełzania.

Przykładowo, mogą one mieć postać [141]

$$\epsilon^c = \theta_1 (1 - \exp(\theta_2 t)) + \theta_3 (\exp(\theta_4 t) - 1) \quad (3.15)$$

gdzie:

$\theta_i$  – parametry wyznaczone na podstawie krótkotrwałych prób pełzania uzależnione od temperatury i naprężenia w następujący sposób

$$\log \theta_i = a_i + b_i \sigma + c_i T + d_i \sigma T \quad (3.16)$$

Pełny zakres krzywej pełzania opisuje też funkcja [104]

$$\epsilon^c = \beta_1 t^{1/3} + \beta_2 t + \beta_3 t^3 \quad (3.17)$$

gdzie:  $\beta_i = \beta_{oi} \exp(B_i \sigma)$ .

Współczynniki  $\beta_{oi}$  wyznacza się na podstawie przyśpieszonych prób pełzania.

W punkcie 3.2.1. zdefiniowano parametr zniszczenia za pomocą naprężeń. Jeżeli za kryterium zniszczenia przyjąć graniczną wartość odkształcenia, to parametr zniszczenia można również zdefiniować następująco:

$$\omega = \frac{\epsilon^c}{\epsilon_f^c} \quad (3.18)$$

gdzie:

$\epsilon^c$  – aktualne odkształcenie wywołane pełzaniem,  
 $\epsilon_f^c$  – odkształcenie pełzania w chwili zerwania próbki.

Tak zdefiniowany parametr w przyjmujemy również wartości z przedziału (0,1).

W praktyce inżynierskiej kryterium odkształceń stosowano zarówno w odniesieniu do elementów wirujących, jak również ciśnieniowych, przyjmując graniczną, dopuszczalną wartość odkształcenia równą 1 lub 2%, a w odniesieniu do elementów lotniczych turbin gazowych 0,1%. Dopuszczalne wartości odkształceń ustalono również dla różnych stref połączeń spawanych. Według [39] mieszczą się one w przedziale 0,5 – 1%, a w miejscach koncentracji nie powinny przekraczać 2,5%.

Inną postacią tego samego kryterium było podawanie dopuszczalnych wartości prędkości pełzania. Przykładowo, dla tarcz wirnikowych przyjmowano  $\dot{\epsilon}_{\text{dop}} = 10^{-9} \text{ h}^{-1}$ , dla rurociągów  $\dot{\epsilon}_{\text{dop}} = 10^{-7} \text{ h}^{-1}$  [44]. Wartości te ustalono doświadczalnie na podstawie analizy odkształceń elementów, które uległy uszkodzeniu.

### 3.2.3. Kryteria energetyczne

Kryteria energetyczne omówione m.in. w [133, 134] zakładają, że o przejściu materiału w stan krytyczny decyduje pewna funkcja energii dyssypowanej  $E_d$  i akumulowanej  $E_a$

$$f(E_d, E_a) = \text{const} \quad (3.19)$$

bądź też funkcja energii dyssypowanej i energii odkształcenia postaciowego  $\phi$

$$f(E_d, \phi) = D \quad (3.20)$$

Inne postacie tego kryterium zakładają, że o zniszczeniu decyduje funkcja energii dyssypowanej i intensywności naprężenia

$$f(E_d, \sigma_i) = K \quad (3.21)$$

gdzie:

$$\dot{E}_d = \sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} \quad (3.22)$$

$$\phi = \frac{1}{6G} \sigma_{io}^2 \quad (3.23)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (3.24)$$

$\sigma_{io}$  – intensywność naprężeń w stanie natychmiastowym ( $t = 0$ ),  
 $D, K$  – stałe materiałowe.

Kryterium (3.21) nosi nazwę kryterium bariery dyssypacji i może być zapisane jako [134]

$$\frac{E_d^\beta}{\sigma_i^{1/\beta}} = K \quad (3.25)$$

gdzie:  $\beta$  – stała materiałowa.

Jeżeli pełzanie opiszemy równaniem Nortona, to możemy zapisać:

$$\dot{E}_d = B \sigma_i^{n+1} \quad (3.26)$$

a dalej

$$\frac{B^\beta \left[ \int_0^{t_z - t_d} \sigma_i^{(n+1)\beta} dt \right]}{\sigma_i^{1/\beta}} = K \quad (3.27)$$

Nie uwzględniając redystrybucji naprężeń, czyli przyjmując  $\sigma_i = \text{const}$ , otrzymamy następujące wyrażenie na określenie czasu zniszczenia:

$$t_z - t_d = \frac{K^{1/\beta}}{B \left[ \sigma_i^{(n+1)\beta - 1/\beta} \right]^{1/\beta}} \quad (3.28)$$

W przypadku uwzględnienia wpływu energii dyssypowanej i odkształcenia postaciowego kryterium zniszczenia możemy zapisać [133]

$$\frac{E_d^\beta}{\phi} = D \quad (3.29)$$

a czas zniszczenia obliczyć z zależności

$$t_z - t_d = \frac{(n+2)D^{1/q}}{B} \sigma_{io}^{(2/q - n - 1)} \quad (3.30)$$

gdzie:  $q$  – stała.

Energię dyssypowaną wykorzystano również do zdefiniowania tak zwanego niszczonego naprężenia reprezentatywnego  $\sigma_R$ , czyli naprężenia, które w jednoosiowej próbce wywoła zniszczenie w czasie równym czasowi zniszczenia danej konstrukcji o objętości  $V$  [83,84].

Przy uwzględnieniu opisu procesu zniszczenia równaniami Rabotnowa–Kaczanowa naprężenie reprezentatywne ma postać:

$$\sigma_R = B^{-1/n} \left[ \frac{\int_v \left( \frac{E_d}{B^{-1/n}} \right)^{(n+1+m)/(n+1)} dv}{\int_v \left( \frac{E_d}{B^{-1/n}} \right) dv} \right]^{1/2} \quad (3.31)$$

natomiast czas krytyczny obliczymy z zależności

$$t_{z-nr} = \frac{1}{C(1+m)} \left[ \frac{\int_v \sigma_i^{(n+1+m)} dv}{\int_v \sigma_i^{(n+1)} dv} \right] \quad (3.32)$$

### 3.2.4. Kryteria fizyczne

Przez kryteria fizyczne rozumiemy takie wielkości, których bezpośredni pomiar może stanowić podstawę do oceny stopnia zaawansowania procesów degradacyjnych i pozwala ocenić przewidywany czas pracy do zniszczenia. Przykładami takiej wielkości kryterialnej mogą być:

- zmiana parametrów akustycznych, np. tłumienie fal w materiale,
- zmiana struktury metalograficznej,
- zmiana twardości materiału,
- zmiana gęstości materiału.

Poniżej omówiono niektóre ze wspomnianych kryteriów.

#### Zmiana parametrów akustycznych

Badania oparte na ocenie stopnia tłumienia fal ultradźwiękowych pozwalają na zakwalifikowanie badanego elementu do jednej z kilku kategorii. W pracy [127] wyróżniono trzy takie kategorie:

- A – brak istotnego tłumienia fal ultradźwiękowych – brak zniszczenia.
- B – istotne tłumienie fal ultradźwiękowych – istnieje pewien poziom degradacji materiału, występują w nim mikropęknięcia.
- C – całkowite tłumienie fal w materiale – duży stopień zniszczenia, bardzo duża liczba mikropęknięć, inicjacja makropęknięć.

W zależności od przyporządkowania badanego elementu do kategorii A, B lub C podejmuje się decyzję o czasie jego dalszej pracy lub też o wycofaniu z eksploatacji.

#### Zmiana struktury

Do oceny metaloznawczej zmian struktury materiału stosuje się zazwyczaj metodę replik, która pozwala klasyfikować stopień degradacji materiału na podstawie zmian struktury skorelowanej z krzywą pełzania. Zgodnie z klasyfikacją Neubauera [91, 135], wyróżnia się kilka charakterystycznych uszkodzeń struktury:

- struktura A – odpowiada zmianom węglkowym i tworzeniu się mikroporów na granicy ziarn występującym w 2 etapie pełzania,
- struktura B – ukierunkowanie porów, tworzenie się łańcuchów na granicach ziarn, co odpowiada początkowi 3 etapu,
- struktura C – zlewianie się porów i tworzenie mikropęknięć (połowa 3 etapu),
- struktura D – tworzenie się makropęknięć pod koniec 3 etapu.

Ponadto dokonuje się klasyfikacji materiału z uwagi na zmiany struktury i wydzielenia. Według tych kryteriów wyróżnia się [37]:

- 1 – struktura bez zmian,
- 2 – wydzielenia węglków w ziarnach bainitu,
- 3 – rozkład bainitu, zmiany dyspersyjne węglków.

Każdej z tych struktur przyporządkowuje się odpowiednie zasady postępowania z badanym elementem od dopuszczenia do pracy bez ograniczeń, do wycofania z eksploatacji. Opracowanie szczegółowego katalogu zmian struktury dla różnych materiałów pozwala na stawianie diagnozy o stanie zaawansowania procesów degradacyjnych przez porównanie wzorców katalogowych z rzeczywistym obrazem struktury badanego elementu.

#### Zmiana twardości

Znanym efektem postępujących procesów degradacyjnych wywołanych pełzaniem jest spadek twardości materiału. W pracy [61] przedstawiono szczegółowe wyniki badań dotyczących skorelowania zmian twardości z ubytkiem trwałości. Badania prowadzono na próbkach wyciętych z eksploatowanych wirników oraz na próbkach materiału wyjściowego. Stwierdzono, że własności wyjściowego materiału wirnika są podobne do własności materiału wyciętego z „zimnego” końca eksploatowanego wirnika. Badania próbek poddanych działaniu wysokich temperatur i obciążeń oraz próbek wyciętych z „gorącej” części wirnika pozwoliły stworzyć zależność pomiędzy parametrem Larsona–Millera  $P_{LM}$  oraz twardością  $H_v$ . Zależność tę można aproksymować linią prostą:

$$P_{LM} = C(\sigma)H_v + D(\sigma) \quad (3.33)$$

gdzie:  $C(\sigma)$ ,  $D(\sigma)$  – funkcje naprężeń,

$$C(\sigma) = C_1 + C_2 \lg \sigma + C_3 (\lg \sigma)^2 \quad (3.34)$$

$$D(\sigma) = D_1 + D_2 \lg \sigma + D_3 (\lg \sigma)^2 \quad (3.35)$$

$C_i$ ,  $D_i$  ( $i = 1, 2, 3$ ) – stałe,

$H_v$  – twardość Vickersa.

A zatem mierząc twardość wirnika oraz obliczając wartość naprężeń, możemy obliczyć parametr Larsona–Millera, a następnie trwałość.

#### Zmiana gęstości

Inną wielkością ulegającą zmianie w końcowej fazie degradacji materiału w warunkach pełzania jest gęstość materiału. Badania tego zjawiska prowadzono przy założeniu uwzględnienia wpływu odkształcenia, naprężeń, tempera-



tury, czasu oraz rodzaju materiału [13]. W wyniku tych badań stwierdzono, że podstawowy wpływ na zmianę gęstości ma odkształcenie:

$$\frac{\Delta\rho}{\rho_0} = H\epsilon^\alpha \quad (3.36)$$

gdzie:

- $\rho_0$  – gęstość początkowa,
- $\Delta\rho$  – zmiana gęstości,
- $H, \alpha$  – stałe materiałowe.

W wyniku badań stwierdzono również, że krytyczna wartość  $\Delta\rho/\rho_0$ , dla której następuje zniszczenie, pozostaje stała zarówno w typowych testach pełzaniowych, jak i badaniach przyspieszonych. Wykazuje ponadto małą czułość na zmianę temperatury, co pozwoliło dla badanej stali austenitycznej przyjąć ją równą  $250 \cdot 10^{-5}$  [13].

Określenie czasu zniszczenia wymaga powiązania tej zmiany gęstości z funkcją opisującą proces odkształcenia w warunkach pełzania. Pomijając odkształcenie początkowe oraz pierwsze stadium pełzania, możemy do opisu procesu przyjąć prawo Nortona, co w powiązaniu ze wzorem (3.36) pozwala obliczyć czas zniszczenia jako:

$$t_z = \left( \frac{\Delta\rho}{\rho_0} \frac{1}{H} \right)^{1/\alpha} \frac{1}{B\sigma^n} \quad (3.37)$$

W takim ujęciu zmiana gęstości może być również powiązana z parametrem zniszczenia Kaczanowa  $\left( \omega = \frac{\Delta\rho}{\rho_0} \right)$

### 3.3. Kryteria pęknięcia

Jako wynik procesów technologicznych, w elementach turbin ciepłych mogą istnieć nieciągłości materiałowe w postaci wtrąceń, pustek, mikroszczelin. Wady te w trakcie eksploatacji elementu mogą stopniowo powiększać swoje rozmiary, doprowadzając w efekcie do pęknięcia katastroficznego. Zachowanie się takiej wady uzależnione jest od rodzaju i wielkości obciążenia przyłożonego do elementu, stanu naprężenia i odkształcenia wokół wierzchołka pęknięcia, wymiarów i usytuowania pęknięcia oraz własności materiału. Wymiar pęknięcia ustala się na podstawie badań doświadczalnych lub też przyjmuje się go na poziomie czułości aparatury pomiarowej.

Na podstawie własności materiałowych, a w szczególności odporności na pęknięcie, wyznacza się krytyczny wymiar wady, który w danych warunkach eksploatacyjnych jest niebezpieczny. Rodzaj obciążenia, tzn. obciążenie stałe lub zmienne, decyduje o sposobie propagowania pęknięcia, a w mechanice pęknięcia przyjmuje się różne formuły służące do opisu tych procesów.

Przy obciążeniach cyklicznych tempo propagacji opisuje zależność Parisa lub jego modyfikacja o ogólnej postaci [45]:

$$da = f(\Delta K, J, A, m) dN \quad (3.38)$$

uzależniające przyrost pęknięcia za jeden cykl pracy od współczynnika intensywności naprężeń  $K$  lub całki Rice'a  $J$  oraz danych materiałowych  $A, m$ . Przy obciążeniu stałym w warunkach pełzania również następuje propagacja pęknięcia opisywana ogólną zależnością [22]

$$da = f(C^*, F, k) dt \quad (3.39)$$

gdzie:

- $C^*$  – parametr charakteryzujący pole naprężeń i odkształceń wokół wierzchołka pęknięcia,
- $F, k$  – stałe.

Przy znajomości początkowego  $a_0$  oraz krytycznego  $a_f$  wymiaru pęknięcia na podstawie powyższej zależności możemy obliczyć czas bezpiecznej eksploatacji, czyli trwałość danego elementu:

$$\int_{a_0}^{a_f} da = \int_0^{t_f} f(C^*, F, k) dt \quad (3.40)$$

Oprócz wad materiałowych mogących stanowić zarodek rozwijającego się pęknięcia, również sam proces pełzania powodujący stopniową degradację materiału doprowadza do powstawania mikroszczelin. Proces ten intensyfikuje się szczególnie w miejscach koncentracji naprężeń, a powstałe w ten sposób mikropęknięcia mogą również propagować. Rozwijające się pęknięcia mogą zatem stanowić istotne ograniczenia trwałości elementów turbin i jako takie powinny być tematem szczegółowych analiz.

Wymiary wad lub pęknięć, ich usytuowanie oraz poziom czułości aparatury pomiarowej są danymi wejściowymi do dalszych analiz zachowania się elementu z pęknięciem w czasie eksploatacji. Badania kontrolne przeprowadzone po ustalonym czasie służą weryfikacji metod obliczeniowych tempa propagowania pęknięcia oraz wcześniej postawionych diagnoz.

W niniejszej pracy zagadnieniu propagowania pęknięć w warunkach pełzania poświęcono rozdział 7.

## 4. PROBABILISTYCZNY MODEL TRWAŁOŚCI

Omówione w pkt. 3 kryteria określania czasu pracy stanowią punkt wyjścia do zbudowania modelu trwałości wysokotemperaturowych elementów turbin ciepłych. Równocześnie wiadomo, że stałe materiałowe charakteryzujące zachowanie się materiału w warunkach pełzania wyznacza się na podstawie długotrwałych prób pełzania. Wyniki tych badań wskazują na istnienie rozrzutu otrzymanych rezultatów, co z kolei powoduje, że obliczane na ich podstawie współczynniki wzorów są wielkościami losowymi. Problem stochastycznych własności stałych pełzaniowych wynika m.in. z dwóch głównych przyczyn: niejednorodności materiału i zmienności temperatury.

Niejednorodność materiału wpływa na losowy charakter wykładnika funkcji pełzania. Zmienność temperatury wpływa natomiast na pozostałe stałe materiałowe. Problem ten jest tematem wielu aktualnie prowadzonych prac [23, 24, 25, 36, 54, 132]. W wielu przypadkach losowy charakter można przypisać obciążeniom, jak również wymiarom geometrycznym elementów. Wspomniane czynniki powodują, że budowany model trwałości powinien mieć charakter probabilistyczny. Proponowany w niniejszej pracy model składa się z następujących elementów:

- **modelu deterministycznego** obejmującego:
  - definicję trwałości zbudowaną na podstawie kryteriów wynikających z analizy funkcjonowania elementu lub węzła konstrukcyjnego,
  - matematycznego modelu procesów pełzania, zniszczenia lub propagacji pęknięć,
- **metod numerycznych analizy** procesów pełzania, zniszczenia, propagacji pęknięć, podających efektywny sposób rozwiązywania modelu deterministycznego tych procesów dla rzeczywistych geometrii elementów,
- **charakterystyk probabilistycznych** danych wejściowych określanych na podstawie wyników pomiarów,
- **modelu niezawodności** definiującego prawdopodobieństwo uszkodzenia elementów w czasie eksploatacji oraz numerycznych metod analizy probabilistycznej,
- **weryfikacji modelu** wynikami badań nieniszczących ujętych w kategorii prawdopodobieństwa.

## 4.1. Deterministyczny model trwałości

### 4.1.1. Definicje trwałości pełzaniowej

W teorii niezawodności, trwałość rozumiana jest jako właściwość obiektu, charakteryzująca jego zdolność do wykonywania zadań w określonych warunkach. W sensie ilościowym trwałość wyrażana jest czasem, liczbą cykli lub ilością wykonanej pracy.

Zgodnie z przedstawionymi powyżej warunkami pracy elementów turbin oraz kryteriami oceny czasu pracy trwałość pełzaniową  $t_c$  elementów zdefiniujemy następująco:

- dla elementów, których czas pracy limitują przemieszczenia:

$$t_c = t_u \quad (4.1)$$

gdzie:  $t_u$  jest czasem, po którym maksymalne przemieszczenie  $u_{\max}$  osiągnie wartość graniczną  $u_d$ ,

- dla elementów bez wad, w których rozwija się proces uszkodzeń

$$t_c = t_z \quad (4.2)$$

gdzie:  $t_z$  – czas, po którym parametr zniszczenia  $\omega$  lub inna wielkość charakteryzująca tempo zniszczenia osiągnie wartość graniczną,

- w elementach, które mogą pracować z postępującym frontem zniszczenia, trwałość jest sumą czasu  $t_z$  oraz czasu propagacji zniszczenia  $t_{pz}$

$$t_c = t_z + t_{pz} \quad (4.3)$$

- dla elementów posiadających wady i pęknięcia

$$t_c = t_i + t_{pr} \quad (4.4)$$

gdzie:  $t_{pr}$  jest czasem propagacji pęknięcia do uzyskania przez wadę wymiarów krytycznych, a  $t_i$  jest czasem inicjacji pęknięcia, w którym początkowo ostry wierzchołek pęknięcia zaokrągliła się, a następnie zaczyna propagować. W praktyce często przyjmuje się ten czas równy zeru ( $t_i = 0$ ),

- dla elementów z rozwijającym się procesem uszkodzeń i silną lokalną koncentracją naprężeń trwałość jest sumą czasów lokalnego zniszczenia w strefie koncentracji naprężeń  $t_z$  oraz czasu propagowania takiej szczeliny do wymiarów krytycznych  $t_{pr}$

$$t_c = t_z + t_{pr} \quad (4.5)$$

Z uwagi na fakt, że w rzeczywistych warunkach eksploatacji czas pracy elementu może być limitowany wystąpieniem dowolnego z powyższych przypadków, trwałość możemy zdefiniować jako minimalny czas spośród wyżej wymienionych  $t_{ci}$

$$t_c = \min \{t_{ci}\} \quad (4.6)$$

#### 4.1.2. Model matematyczny procesu pełzania i zniszczenia

Równanie równowagi ciała sztywnego w układzie kartezjańskim ma postać [31]:

$$\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \bar{b}_j = 0 \quad (4.7)$$

gdzie:

- $\sigma_{ij}$  – tensor naprężeń,
- $\bar{b}_j$  – siły objętościowe,
- $i, j = 1, 2, 3$ .

Tensor odkształceń  $\epsilon_{ij}$  jest powiązany ze składowymi przemieszczeń związkiem

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.8)$$

Analogiczny związek możemy zapisać dla prędkości odkształceń i przemieszczeń

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \dot{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \dot{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.9)$$

Zakładając, że na części  $s_p$  powierzchni ciała zadano siły, a na części  $s_u$  przemieszczenia, warunki brzegowe mają postać:

$$\begin{aligned} u_i &= \bar{u}_i & \text{na } s_u \\ p_i &= \bar{p}_i & \text{na } s_p \end{aligned} \quad (4.10)$$

Przy założeniu sumowania się odkształceń związki konstytutywne opisuje zależność:

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \dot{\epsilon}_{ij}^E + \dot{\epsilon}_{ij}^C \quad (4.11)$$

gdzie:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^E = \frac{1+v}{E} \left( \dot{\sigma}_{ij} - \frac{v}{1+v} \dot{\sigma}_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (4.12)$$

$$\dot{\epsilon}_{ij}^C = \frac{3}{2} \frac{f(\sigma_i)}{\sigma_i} s_{ij} \quad (4.13)$$

$$s_{ij} = \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} \quad (4.14)$$

$\delta_{ij}$  – symbol Kronekera.

Przyjmując w stanie jednoosiowym opis pełzania ogólnym równaniem potęgowym

$$\dot{\epsilon} = B \sigma_1^n K(t) \quad (4.15)$$

w stanie przestrzennym dostajemy

$$\dot{\epsilon}_{ij}^E = \frac{3}{2} B \sigma_i^{n-1} K(t) \left( \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (4.16)$$

w szczególności dla równania Nortona:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^C = \frac{3}{2} B \sigma_i^{n-1} \left( \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (4.17)$$

Przedstawiony układ równań będący modelem matematycznym procesów pełzania pozwala wyznaczyć składowe stanu naprężenia i odkształcenia w analizowanym ciele. Uwzględnienie w analizie procesów zniszczenia charakteryzowanych przez parametr zniszczenia  $\omega$  wymaga uzupełnienia równań konstytutywnych o parametr  $\omega$  oraz równanie opisujące jego zmianę. W przypadku równania (4.17) otrzymujemy:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^C = \frac{3}{2} B \frac{\sigma_i^{n-1}}{(1-\omega)^n} \left( \sigma_{ij} - \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} \right) \quad (4.18)$$

Zmianę parametru zniszczenia w przestrzennym stanie naprężeń opisuje uogólnione równanie kinetyczne (3.6) [16, 18, 51]

$$\dot{\omega} = A \left( \frac{\sigma_{eq}}{1-\omega} \right)^m \quad (4.19)$$

gdzie:

$$\sigma_{eq} = \alpha\sigma_1 + \beta\sigma_{kk} + \gamma\sigma_i,$$

$\sigma_1$  – maksymalne naprężenie główne,

$\alpha, \beta, \gamma$  – współczynniki określające udział poszczególnych składowych naprężenia w procesie zniszczenia spełniające zależność  $\alpha + \beta + \gamma = 1$ .

Naprężenie hydrostatyczne  $\frac{1}{3}\sigma_{kk}$  ma mały wpływ na proces zniszczenia, można zatem przyjąć  $\beta = 0$ , a wtedy [131]

$$\sigma_{eq} = \alpha\sigma_1 + (1 - \alpha)\sigma_i \quad (4.20)$$

Współczynnik  $\alpha$  charakteryzuje mechanizm zniszczenia ( $\alpha = 1$  – zniszczenie na granicach ziarn prostopadłych do maksymalnych naprężeń głównych,  $\alpha = 0$  – zniszczenie przez poślizgi na granicach ziarn,  $0 < \alpha < 1$  – mieszany typ zniszczenia). Z uwagi na powiązanie procesu zniszczenia ze zmianą odkształceń, parametr zniszczenia wyrazimy w funkcji odkształceń w sposób następujący

$$\omega = \frac{\epsilon_{eq}^c}{\epsilon_f^c} \quad (4.21)$$

gdzie:

$$\epsilon_{eq}^c = \alpha\epsilon_1 + (1 - \alpha)\epsilon_i,$$

$\epsilon_1$  – maksymalne odkształcenie główne,

$\epsilon_i$  – intensywność odkształceń,

$\alpha$  – współczynnik.

#### 4.2. Metody analizy procesu pełzania

Przedstawiony w pkt. 4.1 model matematyczny procesów pełzania stanowi złożony układ nieliniowych równań różniczkowych. Dokładne rozwiązanie tego układu w sposób analityczny jest praktycznie niemożliwe. Zazwyczaj rozwiązania takie można uzyskać dla elementów prostych. Szeroki zakres takich rozwiązań podano w pracy [31].

Z drugiej strony możliwe jest stosowanie doświadczalnych metod pomiarowych do bieżącej oceny stopnia zaawansowania procesów pełzania i zniszczenia. W zależności od przyjętego kryterium stosuje się różne techniki pomiarowe (pkt 3.2.4).

W celu poprawienia jakości uzyskanych rezultatów stosuje się również metody pośrednie wykorzystujące zarówno rozwiązania teoretyczne, jak i wy-

niki prostych testów doświadczalnych. Przykład takiej metody omówiono w pkt. 4.2.1. Dla elementów o skomplikowanej geometrii stosuje się metody numeryczne, spośród których najszerze zastosowanie uzyskała metoda elementów skończonych przedstawiona w pkt. 4.2.2. Uwzględnienie losowego charakteru wielu wielkości wejściowych oraz obliczanie prawdopodobieństwa uszkodzenia wymaga stosowania efektywnych metod analiz probabilistycznych. W punkcie 4.2.3 omówiono przykładowo: symulacyjną metodę Monte Carlo oraz aproksymacyjną metodę estymacji punktowej (PEM).

##### 4.2.1. Metoda naprężeń bazowych

Jedną z metod pozwalających usunąć niedogodności związane z niepewnością stałych materiałowych jest tzw. metoda naprężeń bazowych (reference stresses) [19, 20, 21, 42, 43, 59, 87, 90, 120, 128, 129]. Celem tej metody jest bezpośrednio skorelowanie przemieszczeń pełzaniowych w danym elemencie z pewnym prostym testem pełzaniowym przeprowadzonym przy znanym naprężeniu zwanym naprężeniem bazowym  $\sigma_R$ . W takim przypadku uogólnioną prędkość przemieszczenia  $\dot{q}$  możemy zapisać

$$\dot{q} = \delta(\sigma_R, n) \dot{\epsilon}_R^c \quad (4.22)$$

gdzie:

$$\dot{\epsilon}_R^c = B\sigma_R^n \quad (4.23)$$

$\delta(\sigma_R, n)$  – współczynnik proporcjonalności dobrany tak aby nie wykazywał zależności od  $n$ .

Naprężenie bazowe  $\sigma_R$  wyrażone jest jako pewien ułamek obciążenia  $P$

$$\sigma_R = P \alpha \quad (4.24)$$

gdzie:  $\alpha$  – parametr zależny od geometrii.

A zatem w metodzie naprężeń bazowych dokonuje się rozdzielania „odpowiedzi” konstrukcji na dwie części zależne odpowiednio od postaci geometrycznej oraz materiału. Pierwszą część można wyznaczyć opierając się na analizie teoretycznej pełzania danego elementu, natomiast drugą – na jednym prostym jednoosiowym teście na rozciąganie w warunkach pełzania.

Poprawny wybór wartości naprężeń bazowych  $\sigma_R$  powinien zapewnić przy tych naprężeniach równość odkształceń dla dowolnych wartości wykładnika pełzania  $n$ . Powyższa zasada pozwala wyznaczyć formuły definiujące  $\sigma_R$  dla elementów, których przemieszczenia opisują zależności analityczne. Przykłady tak wyznaczonych naprężeń bazowych podano w punkcie 5.

W powyższych rozważaniach określono współczynnik proporcjonalności  $\delta$  jako niezależny od stałej materiałowej – wykładnika pełzania  $n$ . Doświadczenia wskazują, że w pewnych wypadkach bardzo trudne lub wręcz niemożliwe jest znalezienie takiego współczynnika, który byłby niezależny od  $n$  w całym przedziale spotykanych wartości  $n$ . W takich przypadkach możliwe jest wyznaczenie tzw. lokalnego współczynnika, który charakteryzuje się niezmiernością od  $n$ , ale tylko w pewnym przedziale w otoczeniu średniej wartości  $\bar{n}$ .

W tym celu rozwiniemy wyrażenie na współczynnik proporcjonalności w szereg Maclaurina wokół wartości  $\bar{n}$  [19]

$$\delta(\sigma, n) = \delta(\sigma, \bar{n}) + (n - \bar{n}) \left. \frac{d\delta}{dn} \right|_{\bar{n}} + \mathcal{O}((n - \bar{n})^2) \quad (4.25)$$

Jeżeli weźmiemy pod uwagę małe wahania wartości wokół  $\bar{n}$ , to człony rzędu  $(n - \bar{n})^2$  możemy pominąć. A zatem jeśli teraz założymy, że  $\sigma = \sigma_R$ , to

$$\left. \frac{d\delta}{dn} \right|_{\bar{n}} = 0 \quad (4.26)$$

oraz

$$\delta(\sigma, n) = \delta(\sigma, \bar{n}) \quad (4.27)$$

Powyższe równanie pozwala zatem określić lokalne naprężenie bazowe.

Metoda naprężeń bazowych może mieć również swoje uzasadnienie probabilistyczne. Ponieważ stała materiałowa występująca we współczynniku może być traktowana jako zmienna losowa, a zatem i współczynnik  $\delta$  jest zmienną losową. Efekt nieokreśloności stałych materiałowych powinien więc być minimalizowany poprzez współczynnik  $\delta$ . A zatem naprężenie bazowe należy wybierać tak, aby wariancja  $\delta$  była najmniejsza [19, 20].

$$\text{Var}[\delta(\sigma_R)] \rightarrow \min \quad (4.28)$$

W szczególności jest możliwy taki wybór naprężeń bazowych  $\sigma_R$ , aby wariancja współczynnika  $\delta$  zerowała się.

$$\text{Var}[\delta(\sigma_R)] = 0 \quad (4.29)$$

Powyższe założenie prowadzi w konsekwencji do równania (4.26).

Naprężenia bazowe możemy również wyznaczyć na podstawie obciążenia granicznego danej konstrukcji. Wówczas

$$\sigma_R = \frac{\text{Re}P}{P_1} \quad (4.30)$$

gdzie:

- Re – granica plastyczności,
- $P_1$  – obciążenie graniczne,
- P – obciążenie.

Dalsze szczegóły dotyczące powyższej metody podano w [120].

#### 4.2.2. Metody numeryczne – metoda elementów skończonych

Analiza pełzania metodą elementów skończonych opiera się na założeniu, że całkowite odkształcenie jest sumą odkształcenia sprężystego  $\epsilon^E$ , termicznego  $\epsilon^T$  i odkształcenia pełzania  $\epsilon^c$  [118, 122]:

$$\epsilon = \epsilon^E + \epsilon^T + \epsilon^c \quad (4.31)$$

Zakładając zatem, że zmiana całkowitego odkształcenia w przedziale czasu  $\Delta t$  jest sumą zmian odkształceń sprężystych, termicznych i pełzania, możemy zapisać [99]:

$$\Delta \epsilon = \Delta \epsilon^E + \Delta \epsilon^T + \Delta \epsilon^c \quad (4.32)$$

Związek pomiędzy przyrostem odkształceń i naprężeń ma postać:

$$\Delta \sigma = D \Delta \epsilon^E \quad (4.33)$$

czyli

$$\Delta \sigma = D(\Delta \epsilon - \Delta \epsilon^T - \Delta \epsilon^c) \quad (4.34)$$

gdzie: D jest macierzą sprężystości.

Przyrost odkształceń możemy wyrazić w funkcji przyrostu przemieszczeń:

$$\Delta \epsilon = L \Delta u, \quad (4.35)$$

gdzie: L oznacza macierz odkształceń, a  $\Delta u$  jest wektorem przyrostu odkształceń.

Biorąc pod uwagę (4.34) przyrost naprężeń, możemy teraz wyrazić jako:

$$\Delta \sigma = D(L \Delta u - \Delta \epsilon^c - \Delta \epsilon^T) \quad (4.36)$$

Zakładając, że proces pełzania uwzględniający zniszczenia opisuje zależność  $\dot{\epsilon}^c = f(\sigma, t, \omega)$  wyrażona szczegółowo w postaci zależności (4.18) i stosując do całkowania po czasie jawny schemat Eulera, możemy wyznaczyć przyrost odkształceń pełzania w przedziale czasu  $\Delta t$

$$\Delta \varepsilon^c = \dot{\varepsilon}^c \Delta t \quad (4.37)$$

Przyjmując opis zmian parametru zniszczenia  $\omega$  w postaci równania (4.19) możemy jego przyrost obliczyć jako:

$$\Delta \omega = \dot{\omega} \Delta t \quad (4.38)$$

W celu poprawy dokładności obliczeń do całkowania po czasie stosować można schematy niejawne [99].

Równanie równowagi w swej przyrostowej formie można zapisać jako:

$$\int_{\Omega} L^T \Delta \sigma \, d\Omega + \Delta f = 0 \quad (4.39)$$

gdzie:  $\Delta f$  jest zmianą wektora obciążeń w przedziale czasu  $\Delta t$ .

Przyrost przemieszczeń w czasie  $\Delta t$  obliczamy teraz jako:

$$\Delta u = K^{-1} \Delta F \quad (4.40)$$

gdzie:

$$\Delta F = \int_{\Omega} L^T D \Delta \varepsilon^c \, d\Omega + \Delta f \quad (4.41)$$

$$K = \int_{\Omega} L^T D L \, d\Omega \quad (4.42)$$

Ostatecznie zmianę naprężeń obliczymy jako:

$$\Delta \sigma = D(LK^{-1} \Delta F - \Delta \varepsilon^c - \Delta \varepsilon^T) \quad (4.43)$$

Nowe wartości naprężeń, przemieszczeń i parametru zniszczenia po czasie  $t + \Delta t$  obliczamy przez sumowanie przyrostów tych wielkości z ich wartościami w czasie  $t$ .

Numeryczna stabilność i dokładność omówionego algorytmu zależy od długości kroku całkowania. W pracy potwierdzono stabilność rozwiązania dla maksymalnej długości kroku równej:

$$\Delta t \leq \min \left[ \frac{4(1+m)(1-\omega)^p}{3nBE\sigma_i^{p-1}} \right] \quad (4.44)$$

gdzie minimum jest wzięte po wszystkich punktach numerycznego całkowania [17]. Weryfikację opracowanego algorytmu i programu MES wynikami pomiarów doświadczalnych zawiera artykuł autora [118].

Zastosowanie metody różnic skończonych w analizie procesów pełzania i zniszczenia zostanie przedstawione w pkt. 5.

### 4.3. Charakterystyki probabilistyczne danych wejściowych

Współczynniki funkcji opisujących proces pełzania i zniszczenia wyznacza się na podstawie długotrwałych prób pełzania. Z uwagi na niejednorodność materiału oraz zmienność temperatury otrzymuje się zazwyczaj pewien rozrzut tych wyników, co powoduje, że w obliczeniach należało by przyjmować je jako wielkości losowe [14, 15, 23, 24, 25, 36, 54, 55, 132]. W rzeczywistych warunkach eksploatacji również obciążenia elementów turbin, tzn. obroty, temperatura i ciśnienie czynnika, nie są wielkościami ściśle zdeterminowanymi.

Wszystkie wymienione wyżej wielkości stanowią dane wejściowe do modelu deterministycznego. W modelu probabilistycznym stanowią one wektor losowy  $X$  określający niepewność danych. Praktyczne uwzględnienie losowego charakteru tych wielkości możliwe jest przy znajomości ich charakterystyk probabilistycznych. Charakterystyki te nie są zazwyczaj znane, ale mogą być oszacowane na podstawie pomiarów danej wielkości. W praktyce zazwyczaj wystarcza estymacja wartości oczekiwanej  $\mu$ , kowariancji  $\gamma$  oraz odchylenia standardowego  $s$

$$\mu_i = \frac{1}{l} \sum_{k=1}^l x_i^{(k)} \quad (4.45)$$

$$\gamma_{ij} = \frac{1}{l-1} \sum_{k=1}^l \{x_i^{(k)} - \mu_i\} \{x_j^{(k)} - \mu_j\} \quad (4.46)$$

$$s_i = \sqrt{\gamma_{ii}} \quad (4.47)$$

### 4.4. Niezawodność elementu

Wymienione w pkt. 4.3 czynniki powodują, że również czas pracy  $t_c$ , tzn. trwałość, jest wielkością losową. Niezawodność może być zatem mierzona prawdopodobieństwem niewystąpienia uszkodzenia w danym zdeterminowanym czasie  $t$ . Funkcję zachowania (funkcję  $g$ ) zapiszemy w ogólnej postaci:

$$g = t_c - t \quad (4.48)$$

gdzie:  $t_c$  jest funkcją wektora losowego  $X$ .

Prawdopodobieństwo uszkodzenia określa relacja

$$p_f = P(g \leq 0) \quad (4.49)$$

Wykorzystując indeks Hasofera-Linda  $\beta$  [49, 63, 140, 141] przybliżenie pierwszego rzędu prawdopodobieństwa zniszczenia określimy jako:

$$p_f = \Phi(-\beta) \quad (4.50)$$

gdzie:

$$\beta = \frac{\mu_g}{s_g}, \quad (4.51)$$

$\Phi$  – dystrybuanta rozkładu normalnego,  
 $\mu_g$  – wartość oczekiwana funkcji  $g$ ,  
 $s_g$  – odchylenie standardowe funkcji  $g$ .

W przypadku zaistnienia możliwości uszkodzenia konstrukcji na skutek „z” różnych przyczyn, prawdopodobieństwo  $p_{fc}$  tego uszkodzenia możemy oszacować w następujący sposób

$$p_{fc} \geq \max p_{fi} \quad (4.52)$$

gdzie:  $p_{fi}$  jest prawdopodobieństwem uszkodzenia z powodu  $i$ -tej przyczyny.

Równocześnie zachodzi [10]

$$P_{fc} = p_{f1} + p_{f2} + \dots - P[(g_1 < 0) \cap (g_2 < 0) \cap \dots] \leq \sum_{i=1}^z p_{fi} \quad (4.53)$$

gdzie:  $P[(g_1 < 0) \cap (g_2 < 0) \cap \dots]$  jest prawdopodobieństwem uszkodzenia według dwóch lub więcej przyczyn.

Jeżeli przyjąć wzajemną niezależność możliwych przyczyn uszkodzeń oraz założyć małe wartości prawdopodobieństwa, to oszacowanie całkowitego prawdopodobieństwa uszkodzenia możemy zapisać następująco:

$$P_{fc} \cong \sum_{i=1}^z p_{fi} \quad (4.54)$$

Niezawodność  $R(t)$  rozumiana jako prawdopodobieństwo nieuszkodzenia elementu w danym czasie  $t$  jest określone relacją:

$$R(t) = P(g > 0) \quad (4.55)$$

a zatem może być obliczana z zależności

$$R(t) = 1 - p_{fc} \quad (4.56)$$

W wyniku rozwiązania powyższego modelu probabilistycznego otrzymujemy prawdopodobieństwo zniszczenia lub niezawodności elementów w danym czasie. Pozwala on także na ocenę wpływu wybranych charakterystyk danych wejściowych na prawdopodobieństwo zniszczenia.

#### 4.5. Metody analizy probabilistycznej

Rozwiązanie modelu probabilistycznego wymaga zastosowania odpowiednich metod analizy probabilistycznej. Poniżej omówiono symulacyjną metodę Monte Carlo [33] oraz aproksymacyjną metodę estymacji punktowej (PEM).

##### 4.5.1. Metoda symulacji Monte Carlo

Procedura symulacji składa się z czterech etapów:

- generacja liczb pseudolosowych o rozkładzie równomiernym z przedziału  $(0,1)$ ,
- symulacja losowych realizacji elementów wektora  $X$  o zadanym typie rozkładu (np. rozkład normalny),
- wielokrotne rozwiązanie modelu deterministycznego,
- statystyczna analiza rezultatów.

Do generowania liczb pseudolosowych o rozkładzie równomiernym stosowano standardowe generatory będące w bibliotekach oprogramowania komputerowego. Większym problemem jest generowanie liczb o rozkładzie normalnym. Zastosowanie tutaj metody odwracania dystrybuanty wymaga znalezienia funkcji odwrotnej do dystrybuanty rozkładu normalnego, funkcji zaś takiej nie można przedstawić za pomocą prostej formuły.

W pracy wykorzystano aproksymację C. Hastingsa oraz generatory G.E. Boxa i M.E. Mullera [148].

Po wygenerowaniu elementów losowego wektora danych wejściowych następuje wielokrotne rozwiązanie algorytmu deterministycznego oraz obliczenie funkcji zachowania (4.49). Oznaczając przez  $l_f$  liczbę symulacji, dla któ-

rych funkcja ta przyjmuje wartości ujemne, a przez 1 całkowitą liczbę symulacji, prawdopodobieństwo zniszczenia obliczymy jako:

$$Pr = \frac{I_r}{I} \quad (4.57)$$

Dokładność powyższego oszacowania rośnie ze wzrostem liczby symulacji  $I$ . Generalnie wymagana liczba symulacji powinna wynosić co najmniej  $10/\text{Min}(p_r)$ , gdzie  $\text{Min}(p_r)$  oznacza minimalną wartość prawdopodobieństwa zniszczenia uzyskaną w obliczeniach [38].

#### 4.5.2. Metoda estymacji punktowej (PEM)

Metoda estymacji punktowej pozwala obliczać pierwsze 2 momenty, tzn. wartość oczekiwaną i odchylenie standardowe opierając się na stosunkowo niewielkiej liczbie symulacji [106, 139].

W przypadku funkcji  $Y$  jednej zmiennej losowej  $X$  o wartości oczekiwanej  $\mu_x$  i wariancji  $s_x^2$  wyrażenie na moment zwyczajny rzędu  $k$  zmiennej  $Y$  ma postać:

$$E(Y^k) = P_+ y_+^k + P_- y_-^k \quad (4.58)$$

gdzie:  $P_+ = P_- = \frac{1}{2}$ ,  $y_+ = Y(\mu_x + s_x)$ ,  $y_- = Y(\mu_x - s_x)$

A zatem wartość oczekiwaną nowej zmiennej losowej  $\mu_y$  oraz jej wariancję  $s_y^2$  obliczymy jako:

$$\mu_y = E(Y) = \frac{1}{2} (y_+ + y_-) \quad (4.59)$$

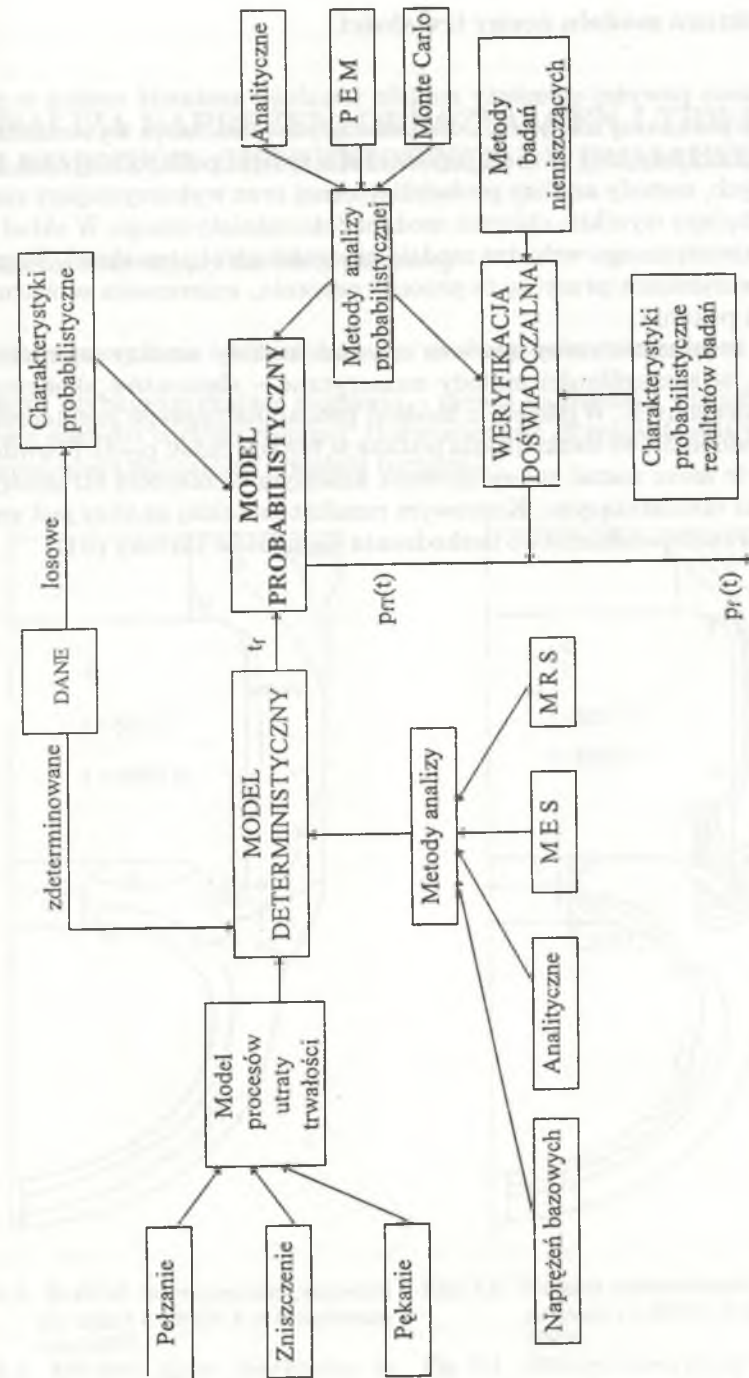
$$s_y^2 = \left( \frac{y_+ - y_-}{2} \right)^2 \quad (4.60)$$

Dla nieskorelowanych  $m$  zmiennych losowych wyrażenie (4.58) ma postać:

$$E(Y^k) = \frac{1}{2^m} (y_{+++}^k + \dots + y_{---}^k) \quad (4.61)$$

gdzie:  $y$  odpowiada wartości funkcji  $Y$  określonej dla wartości argumentów  $\mu_{x1} + s_{x1}, \mu_{x2} + s_{x2}, \dots$  natomiast  $y_{---}$  oznacza wartość funkcji  $Y$  w punkcie  $\mu_{x1} - s_{x1}, \mu_{x2} - s_{x2}, \dots$  dla wszystkich  $m$  zmiennych losowego wektora  $X$ .

### STRUKTURA MODELU OCENY TRWAŁOŚCI



Rys. 4.1. Struktura modelu oceny trwałości

Fig. 4.1. Structure of the life assessment model



#### 4.6. Struktura modelu oceny trwałości

Omówione powyżej elementy modelu trwałości zestawzić można w postaci struktury pokazanej na rys. 4.1. Podstawowym elementem tej struktury jest model probabilistyczny zawierający charakterystyki probabilistyczne danych wejściowych, metody analizy probabilistycznej oraz wykorzystujący czas zniszczenia będący wynikiem obliczeń modelu deterministycznego. W skład modelu deterministycznego wchodzi model procesów utraty trwałości. W analizowanych warunkach pracy są to procesy pełzania, zniszczenia w warunkach pełzania i pęknięcia.

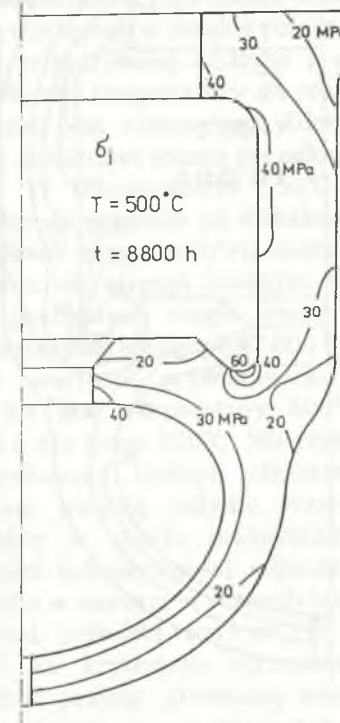
Model deterministyczny zawiera również metody analizy wymienionych procesów, w szczególności metody numeryczne – elementów skończonych i różnic skończonych. Wyjściem z modelu probabilistycznego jest teoretyczne prawdopodobieństwo uszkodzenia podane w funkcji czasu  $p_{FT}(t)$ . Prawdopodobieństwo to może zostać zweryfikowane kolejnym elementem struktury, tzn. badaniami nieniszczącymi. Kończącym rezultatem takiej analizy jest zweryfikowane prawdopodobieństwo uszkodzenia elementów turbiny  $p_f(t)$ .

## 5. ANALIZA NAPRĘŻEŃ, ODKSZTAŁCEŃ I TRWAŁOŚCI ELEMENTÓW CIŚNIENIOWYCH I WIRUJĄCYCH

### 5.1. Zawór odcinający turbiny parowej

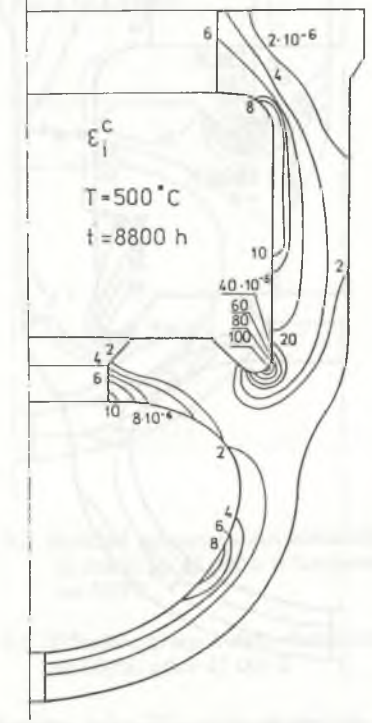
#### 5.1.1. Stan naprężenia i odkształcenia przy obciążeniu nominalnym

Zawory szybkozamykające stanowią – oprócz kadłubów i wirników – podstawowy element turbiny ciepłej. Doświadczenia eksploatacyjne wykazują, że zawory mogą ograniczać trwałość turbiny.



Rys. 5.1. Rozkład intensywności naprężeń po czasie  $t = 8800$  h w temperaturze  $500^{\circ}\text{C}$

Fig. 5.1. Effective stress distribution at  $500^{\circ}\text{C}$  after 8800 h

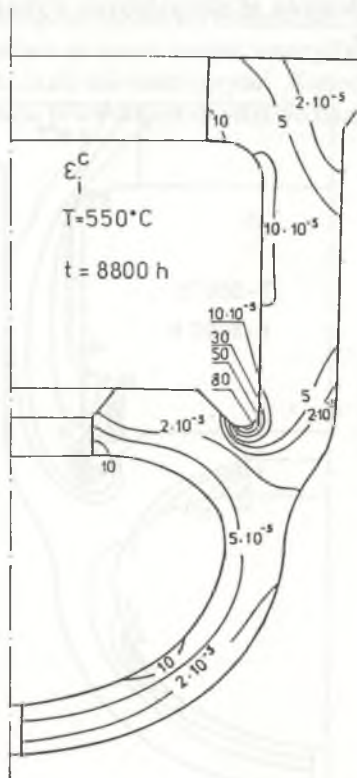


Rys. 5.2. Rozkład intensywności odkształceń po czasie  $t = 8800$  h w temperaturze  $500^{\circ}\text{C}$

Fig. 5.2. Effective creep strain distribution at  $500^{\circ}\text{C}$  after 8800 h

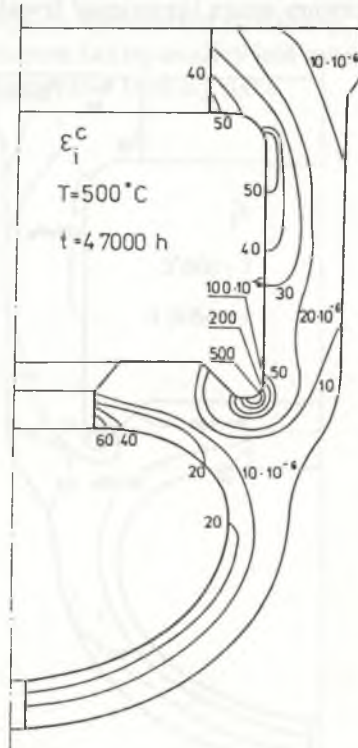
Punktem wyjścia do oceny naprężeń i odkształceń w zaworze w warunkach pełzania jest ciśnienie i temperatura pary. Dla turbin dużych mocy temperatura pary na dolocie do turbiny waha się w granicach 500 – 550°C, a zatem najwyższa temperatura zaworu mieści się w tych właśnie granicach [68]. Biorąc pod uwagę fakt, że na elementy zaworu działa znaczne ciśnienie pary (13,5 MPa), to w powiązaniu z wysoką temperaturą wywoła ono zjawisko pełzania [114].

Opierając się na przedstawionym w pkt. 4 algorytmie analizy procesu pełzania metodą elementów skończonych przeprowadzono obliczenia korpusu zaworu turbiny parowej o mocy 200 MW. Przyjęto, że zawór stanowi ciało osiowoosymetryczne obciążone od wewnątrz ciśnieniem pary równym



Rys. 5.3. Rozkład intensywności odkształceń po czasie  $t = 8800$  h w temperaturze 550°C

Fig. 5.3. Effective creep strain distribution at 550°C after 8800 h



Rys. 5.4. Rozkład intensywności odkształceń po czasie  $t = 47\ 000$  h w temperaturze 500°C

Fig. 5.4. Effective creep strain distribution at 500°C after 47 000 h

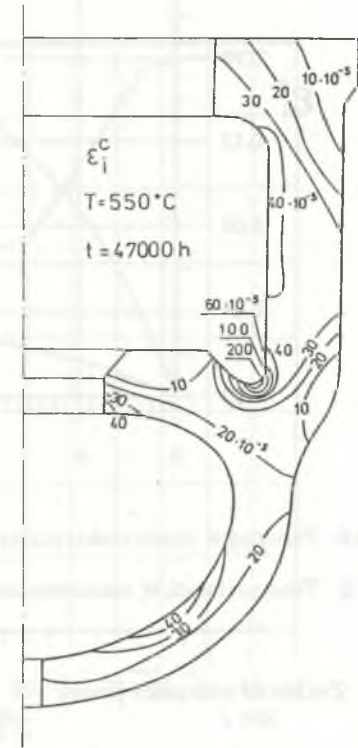
13,5 MPa. Obliczenia przeprowadzono dla 2 wartości temperatur zaworu 500 oraz 550°C.

Na podstawie dostępnych danych oszacowano, że współczynniki funkcji Nortona dla materiału zaworu wynoszą [68]:

– w temperaturze 500°C	$B = 0,222 \cdot 10^{-15} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$	$n = 4,19$
– w temperaturze 550°C	$B = 0,492 \cdot 10^{-13} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$	$n = 3,42$

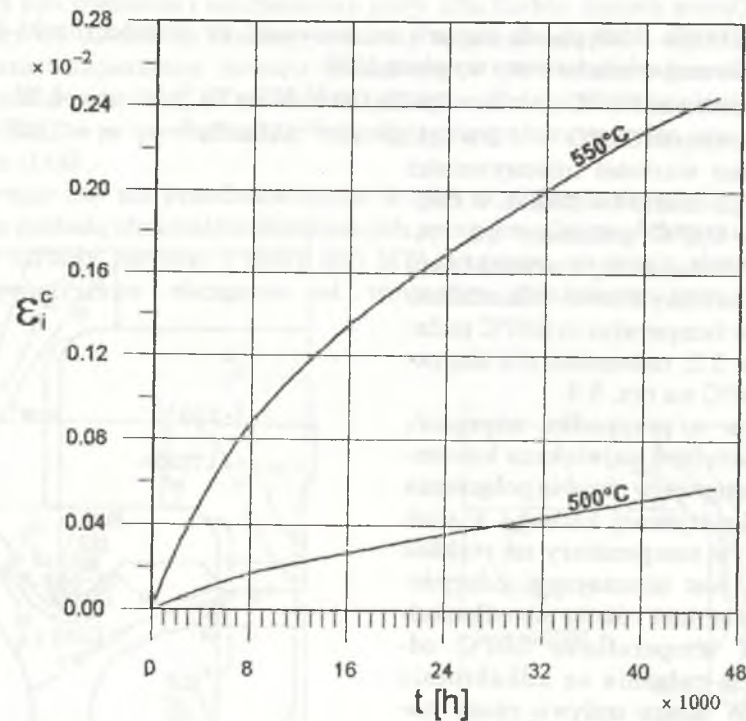
Uzyskane wartości intensywności naprężeń po czasie  $t = 8800$  h w temperaturze 500°C pokazano na rys. 5.1. Odpowiadające tej wartości czasu rozkłady intensywności odkształceń pełzania w temperaturze 500°C podano na rys. 5.2, natomiast dla temperatury 550°C na rys. 5.3.

Zarówno w przypadku naprężeń, jak i odkształceń największa koncentracja występuje w obrębie połączenia części cylindrycznej kadłuba z siodełkiem. Wpływ temperatury na rozkład naprężeń jest nieznaczny. Zdecydowanie natomiast różnią się odkształcenia. W temperaturze 550°C odkształcenia pełzania są kilkakrotnie wyższe. W miarę upływu czasu naprężenia nie ulegają istotnym zmianom, natomiast ciągle rosną odkształcenia osiągając po 47 000 h pełzania wartości przedstawione na rys. 5.4 dla temperatury 500°C i rys. 5.5 dla temp. 550°C. Nie zmienia się położenie izolinii odkształceń, zmianie ulegają jedynie wartości. Przebieg w czasie maksymalnych wartości intensywności odkształceń pełzania w zaworze w różnych temperaturach przedstawiono na rys. 5.6. Jeżeli za kryterium ograniczające trwałość przyjąć graniczną wartość odkształcenia  $\epsilon_g$ , np. 1%, to zużycie  $Z^c$  obliczone jako  $Z^c = \epsilon / \epsilon_g$  wyniesie po 47 tys. h w temperaturze 550°C około 25%, a przy pracy w temp. 500°C około 5%.



Rys. 5.5. Rozkład intensywności odkształceń po czasie  $t = 47\ 000$  h w temperaturze 550°C

Fig. 5.5. Effective creep strain distribution at 550°C after 47 000 h



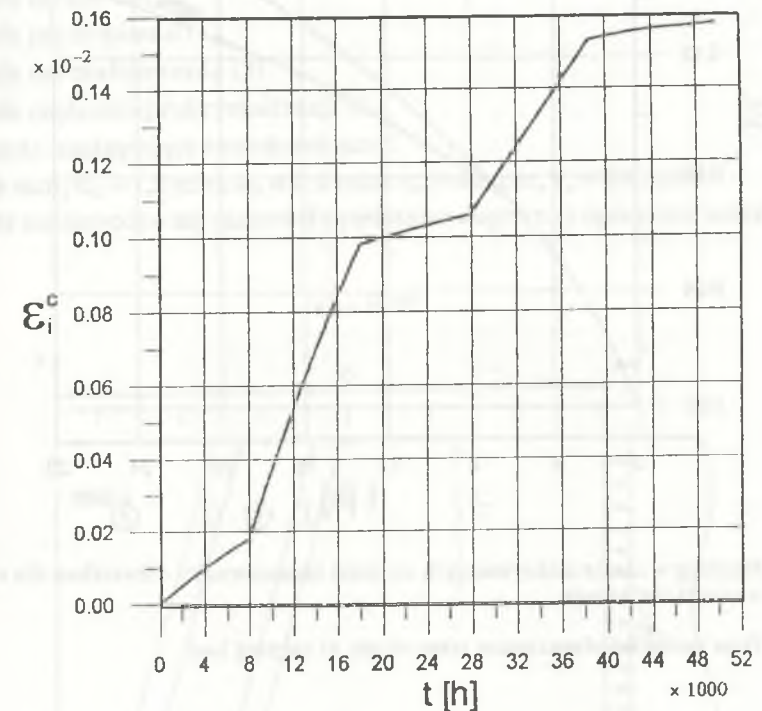
Rys. 5.6. Przebieg w czasie maksymalnych wartości intensywności odkształceń

Fig. 5.6. Time variation of maximum creep strain in the valve

### 5.1.2. Zmienne warunki pracy

W rzeczywistych warunkach eksploatacji turbin zdarzają się okresy pracy przy różnych wartościach parametrów pary dolotowej. Z analizy wyżej przedstawionych wyników widać bardzo duży wpływ temperatury na przebieg procesu pełzania, a zatem symulację procesu pełzania zaworu należałoby prowadzić przy uwzględnieniu rzeczywistych wartości temperatur oraz ich zmian w czasie. Przykładowe wyniki takiej analizy przedstawiono poniżej. Założono, że zawór pracuje w 2 różnych temperaturach. Początkowo od czasu  $t_0 = 0$  do czasu  $t_1 = 8000$  h pełza w temperaturze  $500^\circ\text{C}$ , następnie do czasu  $t_2 = 18\ 000$  h w temperaturze  $550^\circ\text{C}$ . W przedziale  $t_2$  do  $t_3 = 28\ 000$  temperatura zaworu znów wynosi  $500^\circ\text{C}$ , a dalej pomiędzy  $t_3$  i  $t_4 = 38\ 000$  h –  $550^\circ\text{C}$ . Dla czasów  $t > t_4$  zawór pracuje w temperaturze  $500^\circ\text{C}$ .

Odpowiadający tym czasom przebieg maksymalnych wartości intensywności odkształceń pełzania pokazano na rys. 5.7. Podwyższenie temperatury zaworu z  $500$  na  $550^\circ\text{C}$  powoduje wyraźny wzrost prędkości pełzania. Obniżenie dynamiki tego procesu następuje przy obniżeniu temperatury zaworu. Przy takiej historii pracy zużycie po 47 tys. wyniesie około 15%. Oprócz pracy w warunkach zmiennej temperatury elementy turbin mogą również pracować przy zmieniającym się w czasie obciążeniu. W przypadku zaworu zmiana ta dotyczyć będzie zmiany ciśnienia pary wewnątrz zaworu.

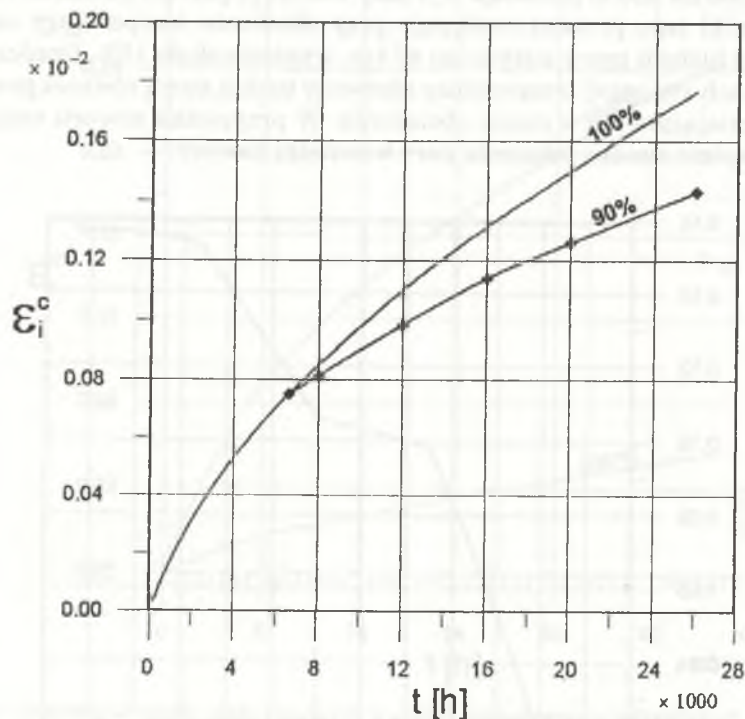


Rys. 5.7. Przebieg w czasie maksymalnych wartości intensywności odkształceń przy pracy w zmiennej temperaturze

Fig. 5.7. Time variation of maximum creep strain at varying temperature

Przykład takiej analizy przedstawiono na rys. 5.8. Przyjęto, że do czasu  $t_1 = 6000$  h zawór pracuje przy obciążeniu  $p = 13,5$  MPa, natomiast od czasu  $t_1$  zawór pracuje przy obciążeniu pomniejszonym o 10% w porównaniu ze stanem początkowym. To obniżenie ciśnienia wewnętrznego powoduje, że odkształcenie pełzania po czasie  $t = 24\ 000$  h jest mniejsze o około 17,5%

w porównaniu z pracą przy nominalnym obciążeniu. Zmniejsza się również zużycie zaworu.



Rys. 5.8. Przebieg w czasie maksymalnych wartości intensywności odkształceń dla różnych wartości obciążenia

Fig. 5.8. Time variation of maximum creep strain at varying load

## 5.2. Pełzanie połączeń spawanych

Głównym obciążeniem rurociągów jest ciśnienie pary osiągające wartość 15 – 18 MPa. Oprócz tego na rurociąg działają dodatkowe obciążenia zewnętrzne w postaci siły wzdłużnej, momentów zginających i skręcających [74].

Doświadczenia wskazują, że po okresie dłuższej eksploatacji rurociągi odkształcają się trwale, a miejscem szczególnie częstego występowania znacznych odkształceń i pęknięć są połączenia spawane. Przedmiotem niniejszego punktu jest modelowanie pełzania połączenia spawanego rurociągu parowego

[115]. Ze względu na bardzo istotny wpływ temperatury i ciśnienia pary na proces pełzania modelowano wpływ tych wielkości na zmiany naprężeń i odkształceń trwałych. Modelowanie procesu pełzania przeprowadzono przy wykorzystaniu metody elementów skończonych.

Przyjęto, że rura stanowi ciało osiowoosymetryczne obciążone od wewnątrz ciśnieniem pary. Obliczenia przeprowadzono na siatce elementów ośmiowęzłowych uwzględniającej specyfikę obszaru spawanego. W obszarze tym można wyodrębnić cztery strefy (rys.5.9):

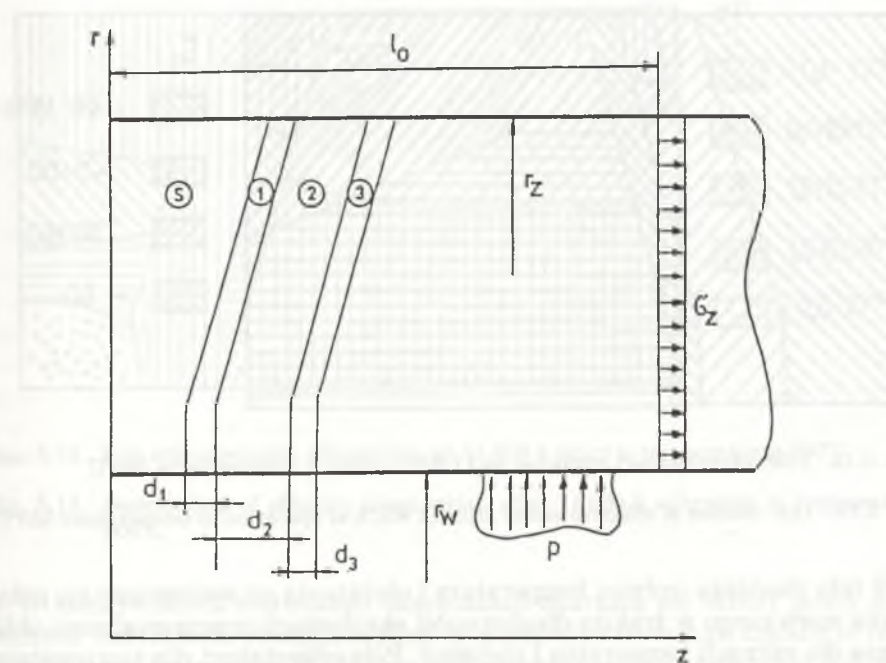
- strefa spoiny (s),
- strefa przetopienia (1),
- strefa normalizowania (2)
- strefa częściowej rekrytalizacji (3).

Przyjęto następujące szerokości stref:

$d_1 = 0,4$  mm,  $d_2 = 1,2$  mm,  $d_3 = 0,4$  mm,  $r_w = 42$  mm,  $r_z = 54$  mm.

Jeżeli zachowanie się materiału podstawowego rury opiszemy zależnością

$$\dot{\epsilon}_0^c = B \sigma^n \quad (5.1)$$



Rys. 5.9. Schemat połączenia spawanego

Fig. 5.9. Scheme of welded joint

to zachowanie się pozostałych obszarów w obrębie spoiny możemy opisać związkami [142]:

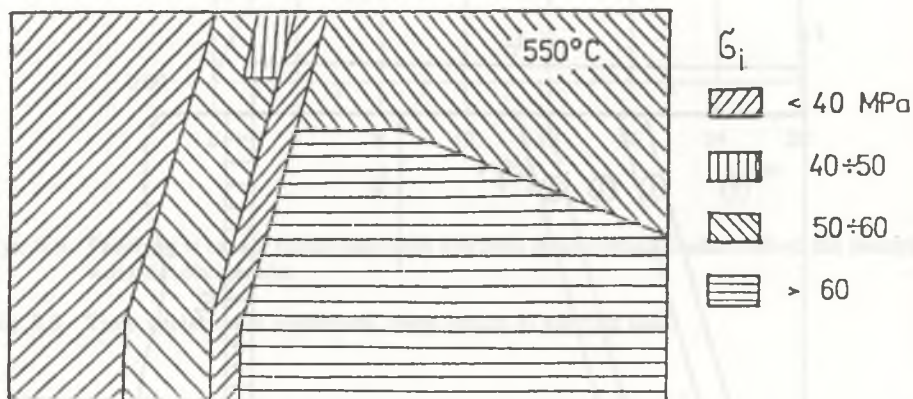
$$\dot{\epsilon}_s^c = 30\dot{\epsilon}_1^c, \quad \dot{\epsilon}_1^c = 30\dot{\epsilon}_0^c, \quad \dot{\epsilon}_2^c = 30\dot{\epsilon}_0^c, \quad \dot{\epsilon}_3^c = 60\dot{\epsilon}_0^c$$

Współczynniki funkcji (5.1) dla przyjętej stali chromowo-molibdenowej mają wartość:

- w temperaturze 500°C  $B = 2,9 \cdot 10^{-21} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$   $n = 6,7$ ,
- w temperaturze 550°C  $B = 1,7 \cdot 10^{-16} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$   $n = 4,9$ ,
- w temperaturze 575°C  $B = 1,7 \cdot 10^{-14} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$   $n = 4,2$ .

W obliczeniach przyjęto, że rura obciążona jest ciśnieniem  $p = 15 \text{ MPa}$ . Dla  $z = 0$  założono warunek symetrii, natomiast dla  $z = l_0$  przyjęto naprężenie rozciągające  $\sigma_z = 37,96 \text{ MPa}$ .

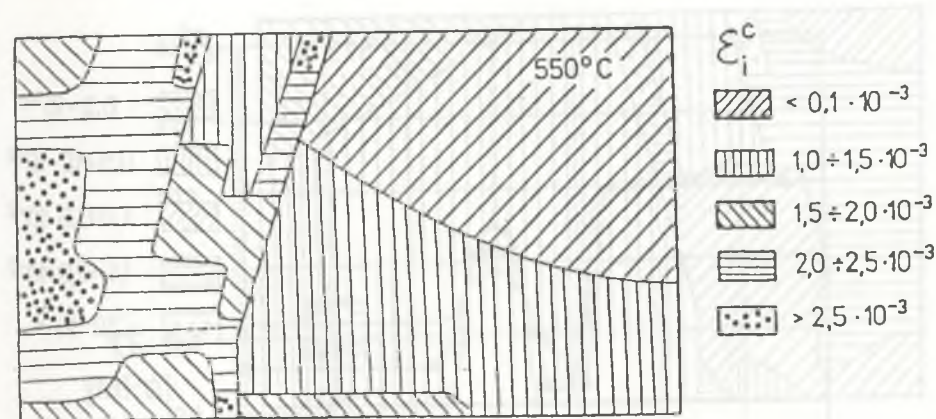
Obliczenia numeryczne prowadzono ze zmiennym krokiem czasowym poczynając od  $\Delta t = 0,1 \text{ h}$ . W trakcie obliczeń zwiększono krok czasowy. Uzyskane pola intensywności naprężeń i odkształceń w połączeniu spawanym po 11 800 h pracy w temperaturze 550°C pokazano na rys. 5.10 i 5.11.



Rys. 5.10. Pole intensywności naprężeń po 11 800 h pracy w temperaturze 550°C

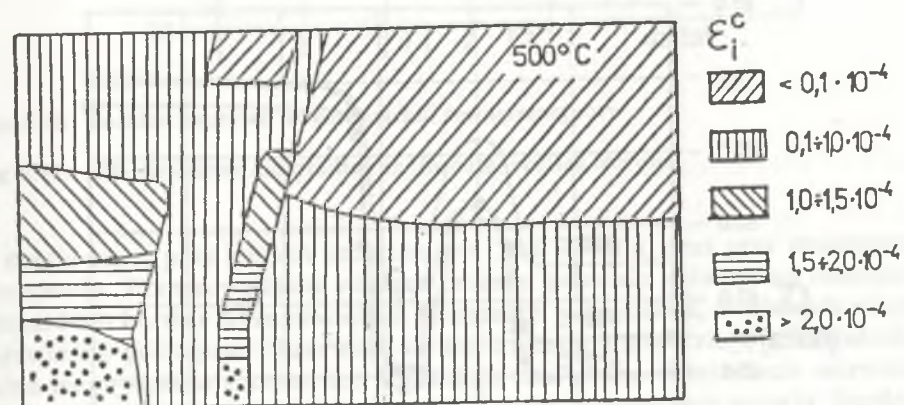
Fig. 5.10. Distribution of effective stress after 11 800 h of operation in temperature 550°C

W celu zbadania wpływu temperatury i obciążenia na zachowanie się połączenia spawanego w trakcie długotrwałej eksploatacji przeprowadzono obliczenia dla różnych temperatur i obciążeń. Pole odkształceń dla temperatury 500°C pokazano na rys. 5.12, natomiast dla temperatury 575°C na rys. 5.13. Rysunki 5.14 i 5.15 przedstawiają naprężenia na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury w obszarze spawu po 11 800 h pełzania.



Rys. 5.11. Pole intensywności odkształceń po 11 800 h pracy w temperaturze 550°C

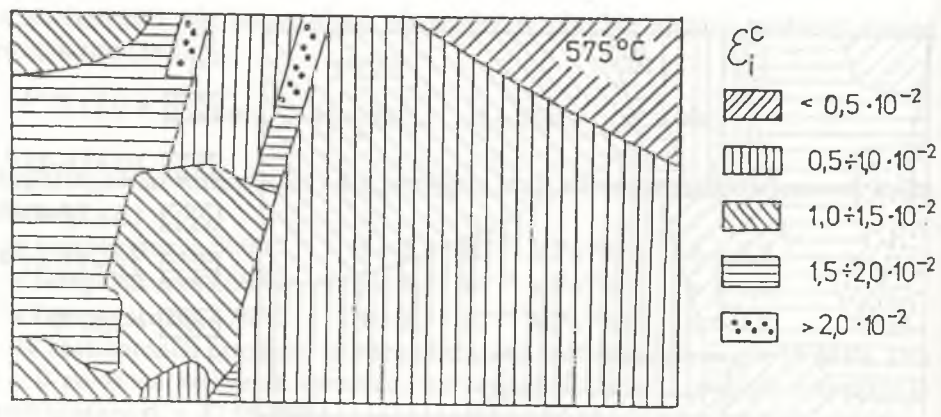
Fig. 5.11. Distribution of effective creep strain after 11 800 h of operation in temperature 550°C



Rys. 5.12. Pole intensywności odkształceń po 11 800 h pracy w temperaturze 500°C

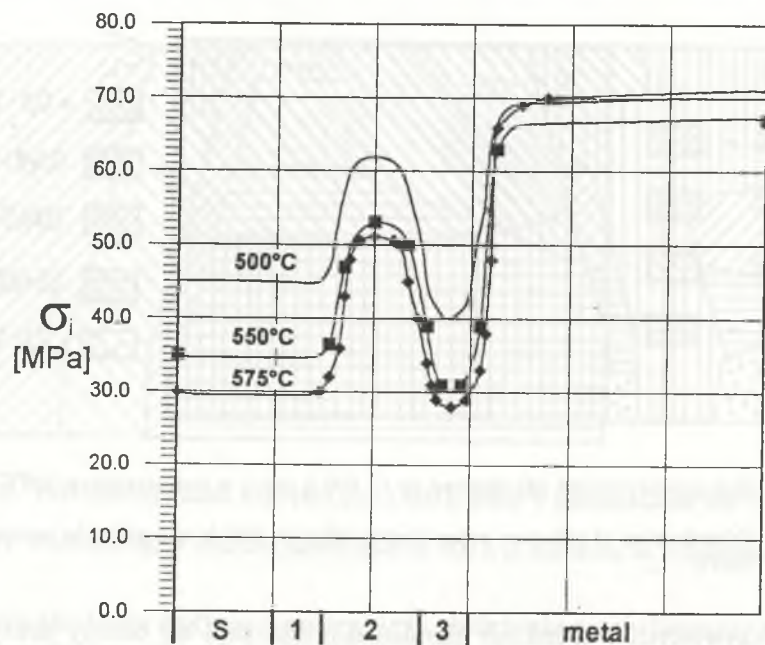
Fig. 5.12. Distribution of effective creep strain after 11 800 h operation in temperature 500°C

W rzeczywistych warunkach eksploatacji zdarzają się okresy pracy przy różnych wartościach obciążenia pary. W przypadku rurociągu zmiany te będą dotyczyć ciśnienia pary. W obliczeniach symulowano również takie warunki pracy. Na rys. 5.16 pokazano przebieg maksymalnych odkształceń rurociągu



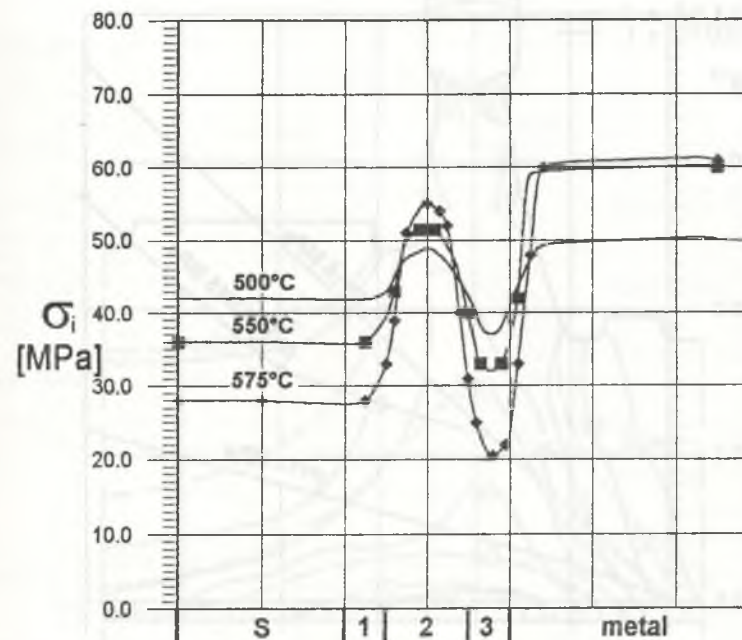
Rys. 5.13. Pole intensywności odkształceń po 11 800 h pracy w temperaturze 575°C

Fig. 5.13. Distribution of effective creep strain after 11 800 h operation in temperature 575°C



Rys. 5.14. Rozkład naprężeń na powierzchni wewnętrznej rury

Fig. 5.14. Effective stress distribution on the inner surface of a pipe



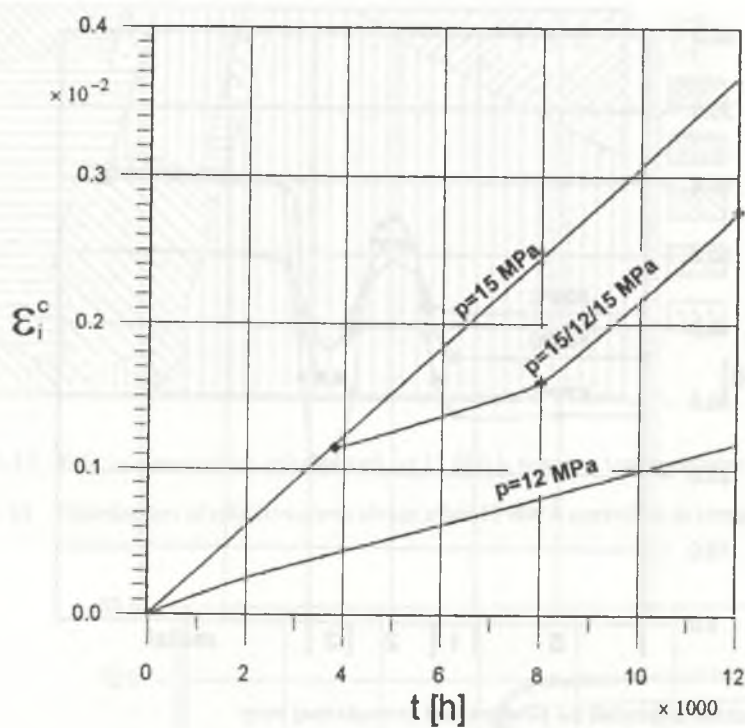
Rys. 5.15. Rozkład naprężeń na powierzchni zewnętrznej rury

Fig. 5.15. Effective stress distribution on the outer surface of a pipe

w czasie pracy przy stałych obciążeniach (12 i 15 MPa) oraz przy zmiennym obciążeniu. Przeprowadzona analiza procesu pełzania potwierdza istnienie obszarów o bardzo zróżnicowanych poziomach odkształceń, w których mogą pojawić się pęknięcia. Obserwuje się też znaczną koncentrację odkształceń, które mogą stanowić kryterium limitujące czas pracy. Odniesienie wartości odkształceń do ich wartości granicznych stanowi oszacowanie zużycia. Bardzo istotny wpływ na proces pełzania ma temperatura oraz ciśnienie czynnika.

### 5.3. Stan naprężenia i trwałość wirnika turbiny parowej

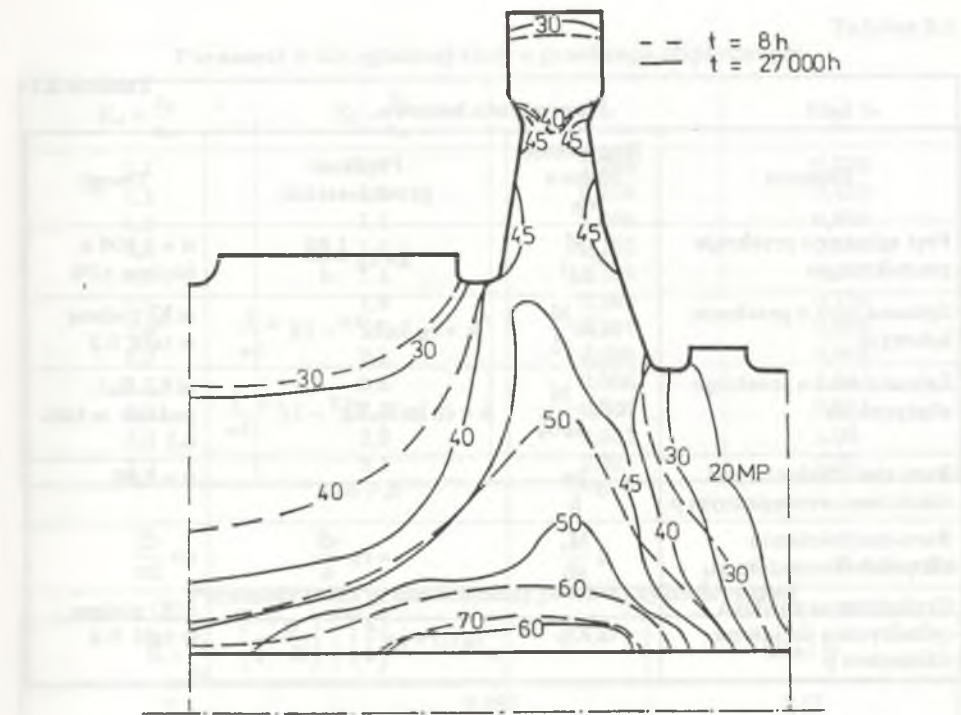
Oprócz omówionych powyżej elementów ciśnieniowych proces pełzania limituje również trwałość wirników [122, 147]. Zjawisko to najintensywniej przebiega w obszarze pierwszych stopni z uwagi na najwyższe parametry czynnika stykającego się z metalem wirnika.



Rys. 5.16. Przebieg intensywności odkształceń dla różnych wartości obciążenia

Fig. 5.16. Time variation of effective creep strain at varying load

Głównym obciążeniem jest w tym przypadku siła odśrodkowa wirujących mas wirnika. Przykład analizy pełzania wirnika cz. SP turbiny dużej mocy pokazano na rys. 5.17. Obliczenia rozkładów naprężeń wykonano metodą elementów skończonych. Zaznaczone rozkłady izolinii naprężeń odpowiadają sprężystemu stanowi ustalonemu oraz stanowi po 27 tys. godzin pełzania, kiedy to nastąpiła całkowita relaksacja naprężeń. Zmiana naprężeń obrazuje skalę tej relaksacji w analizowanym fragmencie. Zakładając, że dla materiału wirnika istnieje bariera dyssypacji, wyznaczone rozkłady naprężeń mogą stanowić podstawę oszacowania trwałości. W tym celu z charakterystyk materiałowych należy wyznaczyć stałe materiałowe w równaniu (3.28). Z dostępnych danych w przybliżeniu oszacowano wartości tych stałych, jak  $\beta = 0,95$   $K = 2,82 \cdot 10^{-3} \text{ MPa}^{\beta-1/\beta}$ , co w połączeniu z obliczonymi naprężeniami pozwala oszacować trwałość wirnika na około 445 tys. h.



Rys. 5.17. Rozkład intensywności naprężeń sprężystych oraz po 27 000 h pełzania w wirniku SP

Fig. 5.17. Elastic and after 27 000 h of creep stress distribution in the IP rotor

#### 5.4. Wyznaczenie przemieszczeń prostych elementów geometrycznych metodą naprężeń bazowych

Opierając się na metodzie naprężeń bazowych w tabelicy 5.1 podano zależności pozwalające wyznaczyć prędkości przemieszczeń lub odkształceń wybranych prostych elementów geometrycznych [120].

Aby wyznaczyć przemieszczenia, należy dla danego elementu określić naprężenie bazowe  $\sigma_R$ , a następnie wyznaczyć doświadczalnie odpowiadającą temu naprężeniu prędkość odkształceń  $\dot{\epsilon}_R$ . Po przemnożeniu tej prędkości przez współczynnik zależny od geometrii otrzymujemy prędkość odkształceń elementu. Wyznaczenie prędkości przemieszczeń lub odkształceń pozwala, przy znajomości ich wartości granicznych, obliczyć trwałość elementu.

Tablica 5.1

## Naprężenia bazowe

Element	Naprężenie bazowe $\sigma_R$	Prędkość przemieszczeń	Uwagi
Pręt zginany o przekroju prostokątnym	$\alpha \frac{M}{bd^2}$	$k = \epsilon_R \frac{1,62}{d}$	$\alpha = 1,006$ z błędem $\pm 1\%$
Zginana rura o przekroju kołowym	$\alpha(K) \frac{M}{r_w^3}$	$k = \epsilon_R [\alpha(K^{3,5} - 1)]^{-2} \frac{1}{r_w}$	$\alpha(K)$ podano w tabl. 5.2
Zginana rura o przekroju eliptycznym	$\alpha(K) \frac{M}{a_w b_w^2}$	$k = \epsilon_R [\alpha(K_a K_b^{2,5} - 1)]^{-2} \frac{1}{b_w}$	$\alpha(K_a, K_b)$ podano w tabl. 5.3
Rura cienkościenna pod ciśnieniem wewnętrznym p	$\alpha \frac{pa}{h}$	$\dot{\epsilon}_t = \alpha \dot{\epsilon}_R$	$\alpha = 0,86$
Rura cienkościenna skręcana momentem $M_s$	$\alpha \frac{M_s}{ah}$	$\gamma = \dot{\epsilon}_R \frac{\sqrt{3}}{a}$	$\alpha = \frac{\sqrt{3}}{2\pi}$
Grubościenna powłoka cylindryczna obciążona ciśnieniem p	$\alpha(K)p$	$\dot{\epsilon}_t(r_z) = \dot{\epsilon}_R \left(\frac{3}{4}\right)^{3/2} \left(\frac{\alpha-1}{K-1}\right)^2$	$\alpha(K)$ podano w tabl. 5.4

Tablica 5.2

Parametr  $\alpha$  dla zginanej rury o przekroju kołowym

$K = \frac{r_z}{r_w}$	$\alpha$	Błąd %
1,1	2,276	0,60
1,2	1,035	0,70
1,5	0,317	0,76
2,0	0,108	0,86
2,5	0,052	0,95
3,0	0,029	1,0

Tablica 5.3

Parametr  $\alpha$  dla zginanej rury o przekroju eliptycznym

$K_a = \frac{a_z}{a_w}$	$K_b = \frac{b_z}{b_w}$	$\alpha$	Błąd %
1,1	1,2	1,289	0,526
1,1	1,3	0,876	0,459
1,2	1,1	1,668	0,888
1,2	1,3	0,732	0,617
1,5	1,4	0,389	0,797
1,5	1,6	0,265	0,739
2,0	1,9	0,121	0,866
2,0	2,1	0,096	0,864
2,5	2,4	0,056	0,944
2,5	2,6	0,047	0,951
3,0	2,9	0,031	1,00
3,0	3,1	0,027	1,01

Tablica 5.4

Parametr  $\alpha$  dla grubościennej powłoki cylindrycznej

$K = \frac{r_z}{r_w}$	$\alpha$	Błąd %
1,1	9,087	0,01
1,2	4,752	0,06
1,5	2,139	0,39
2,0	1,255	0,86
2,5	0,953	1,50
3,0	0,797	2,15

## 5.5. Zniszczenie wirnika turbiny gazowej

W rozdziale 4 podano algorytm analizy procesów zniszczenia w ujęciu metody elementów skończonych.

Obecnie wykorzystamy powyższy algorytm do analizy pełzania wirującej tarczy opierając się na metodzie różnic skończonych [117].

Równanie nierozdzielności możemy zapisać jako:

$$\epsilon_r - \epsilon_t = r \frac{d\epsilon_t}{dr} \quad (5.2)$$

natomiast związki naprężenie–odkształcenie w przypadku tarczy mają postać



$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \nu\sigma_t) + \beta T + \varepsilon_r^c + \Delta\varepsilon_r^c \quad (5.3)$$

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E}(\sigma_t - \nu\sigma_r) + \beta T + \varepsilon_t^c + \Delta\varepsilon_t^c$$

Kolejnym z równań jest równanie równowagi

$$\frac{d}{dr}(hr\sigma_r) - h\sigma_t + \rho\omega_k^2 r^2 h = 0 \quad (5.4)$$

Powyższe równania uzupełniono jeszcze następującymi zależnościami wynikającymi z zastosowania jawnego schematu Eulera do całkowania po czasie równań (4.18) [116]

$$\Delta\varepsilon_r^c = \frac{B\sigma_i^{n-1} \Delta t}{(1-\omega)^n} (\sigma_r - 0,5\sigma_t) \quad (5.5)$$

$$\Delta\varepsilon_t^c = \frac{B\sigma_i^{n-1} \Delta t}{(1-\omega)^n} (\sigma_t - 0,5\sigma_r)$$

Warunek nieściśliwości wymaga, aby zachodziła relacja:

$$\Delta\varepsilon_z^c = -\Delta\varepsilon_r^c - \Delta\varepsilon_t^c \quad (5.6)$$

Równanie opisujące zmianę parametru zniszczenia typu mieszanego ( $\alpha = 0,5$ ) ma postać

$$\Delta\omega = A \frac{\left(\frac{1}{2}\sigma_t + \frac{1}{2}\sigma_i\right)^m}{(1-\omega)^m} \Delta t \quad (5.7)$$

gdzie:

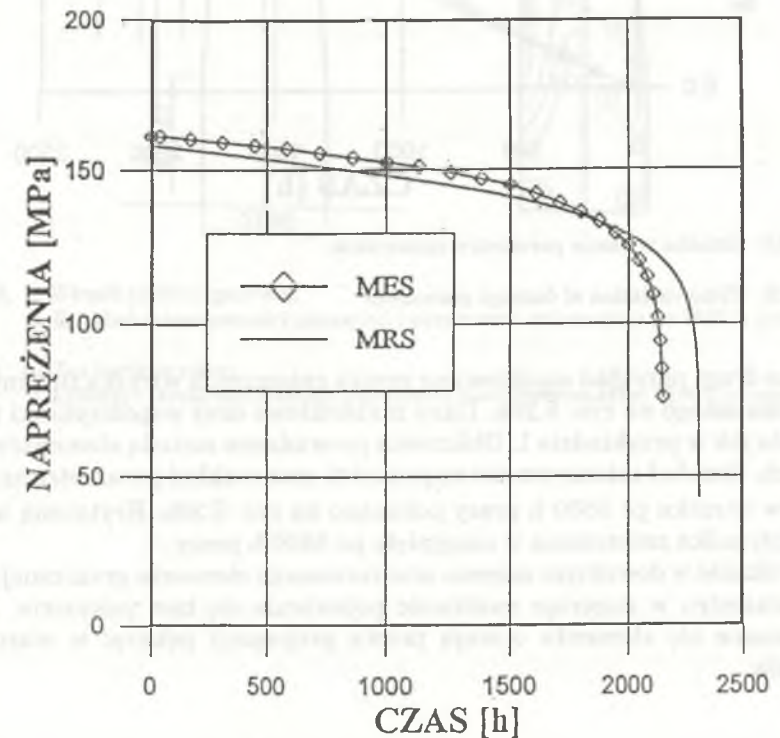
$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2} - \sigma_r\sigma_t \quad (5.8)$$

Powyższy układ równań rozwiązywany w sposób iteracyjny pozwala obliczyć wartości odkształceń, naprężeń i parametru zniszczenia dla dowolnej chwili czasowej.

Opierając się na przedstawionych powyżej algorytmach przeprowadzono obliczenia wirującej tarczy o stałej grubości. Jako dane szczegółowe przyjęto:

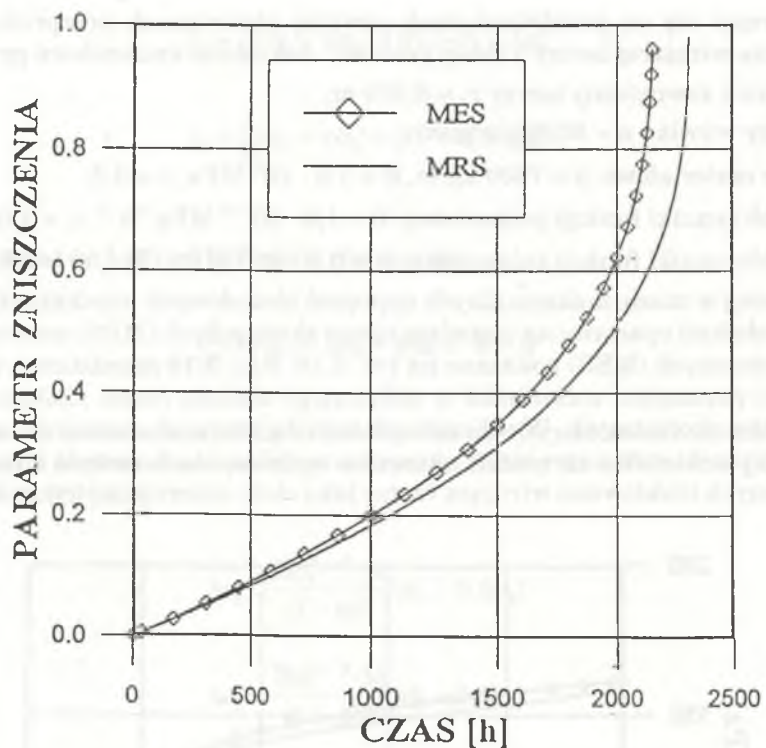
- promień zewnętrzny tarczy  $r_z = 0,332$  m,
- obroty wirnika  $n = 6000$  obr/min,
- dane materiałowe:  $\rho = 7800$  kg/m,  $E = 1,6 \cdot 10^5$  MPa,  $\nu = 0,3$ ,
- współczynniki funkcji pełzaniowej:  $B = 1,0 \cdot 10^{-13}$  MPa<sup>-n</sup>h<sup>-1</sup>,  $n = 3,0$ ,
- współczynniki funkcji zniszczenia:  $A = 0,5 \cdot 10^{-9}$  MPa<sup>-m</sup>h<sup>-1</sup>,  $m = 2,5$ .

Przebieg w czasie maksymalnych naprężeń obwodowych uzyskanych z obliczeń modelami opartymi na metodzie różnic skończonych (MRS) oraz elementów skończonych (MES) pokazano na rys. 5.18. Rys. 5.19 przedstawia zmianę w czasie parametru zniszczenia w obliczonym metodą różnic skończonych i elementów skończonych. W obliczeniach metodą różnic skończonych założono w tarczy płaski stan naprężenia, natomiast w obliczeniach metodą elementów skończonych traktowano wirującą tarczę jako ciało osiowosymetryczne.



Rys. 5.18. Przebieg w czasie naprężeń obwodowych

Fig. 5.18. Time variation of circumferential stresses

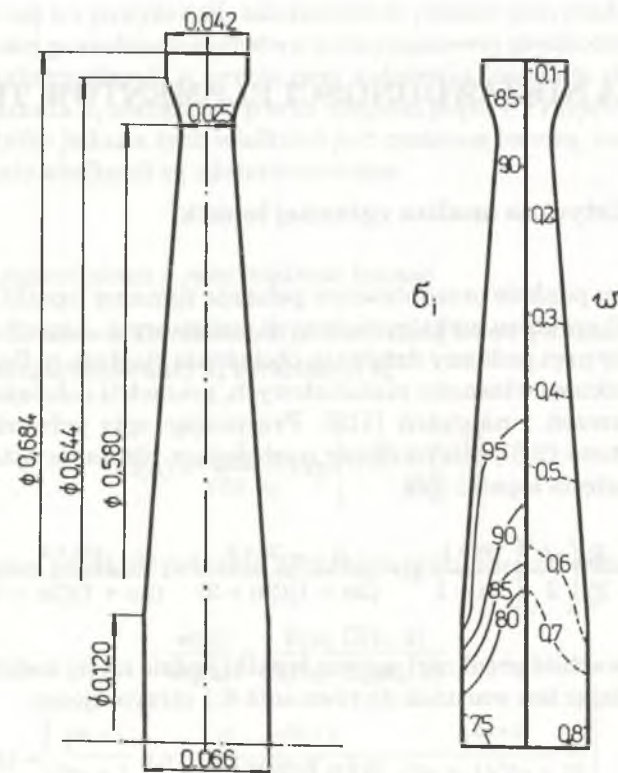


Rys. 5.19. Zmiana w czasie parametru zniszczenia

Fig. 5.19. Time variation of damage parameter

Jako drugi przykład analizowano proces zniszczenia wirnika turbiny gazowej pokazanego na rys. 5.20a. Dane materiałowe oraz współczynniki funkcji przyjęto jak w przykładzie 1. Obliczenia prowadzono metodą elementów skończonych. Rozkład intensywności naprężeń  $\sigma_i$  oraz rozkład parametru zniszczenia  $\omega$  w wirniku po 5500 h pracy pokazano na rys. 5.20b. Krytyczną wartość współczynnika zniszczenia w osiągnięto po 5600 h pracy.

Uzyskanie w dowolnym miejscu analizowanego elementu granicznej wartości parametru w sugeruje możliwość pojawienia się tam pęknięcia. Dalsze zachowanie się elementu opisują prawa propagacji pęknięć w warunkach pełzania.

Rys. 5.20. a. Wirnik turbiny gazowej;  
b. Rozkład intensywności naprężeń i parametru zniszczenia po 3500 h pracyFig. 5.20. a. Gas turbine rotor;  
b. Effective stress and damage parameter distributions after 3500 h of operation

## 6. ANALIZA NIEZAWODNOŚCI ELEMENTÓW TURBIN

### 6.1. Probabilistyczna analiza zginanej łopatki

W niniejszym punkcie przedstawiono pełzanie zginanej łopatki przy założeniu losowego charakteru niektórych danych wejściowych. Łopatkę modelowano jako zginany pręt poddany działaniu obciążenia ciągłego  $p$ . Badano wpływ losowego charakteru własności materiałowych, geometrii i obciążenia na wartości przemieszczeń i naprężeń [119]. Przyjmując opis pełzania w postaci równania Nortona (2.3), otrzymujemy następujące równanie opisujące prędkość zmiany ugięcia łopatki [69]

$$\dot{w}(x) = -\frac{B}{I_n^n} \left(\frac{p}{2}\right)^n \left[ \frac{l^{2n+1}}{2n+1} x + \frac{(1-x)^{2n+2}}{(2n+1)(2n+2)} - \frac{l^{2n+2}}{(2n+1)(2n+2)} \right] \quad (6.1)$$

Maksymalna wartość prędkości ugięcia łopatki będzie na jej końcu, a więc dla  $x = 1$ . Podstawiając ten warunek do równania 6.1 otrzymujemy:

$$\dot{w}(l) = \frac{B}{I_n^n} \left(\frac{p}{2}\right)^n \frac{l^{2n+2}}{2n+2} \quad (6.2)$$

Wielkość naprężenia panującego w pręcie obliczamy z równania:

$$\sigma = M \cdot \frac{y^{1/n}}{I_n} \quad (6.3)$$

gdzie:

$$M = \frac{p(1-x)^2}{2}$$

$I_n$  – geometryczna charakterystyka przekroju pręta.

Przyjmując prostokątny przekrój zginanego pręta dostajemy:

$$\dot{w}(l) = \frac{B}{\left(\frac{2nbd^{2+1/n}}{2n+1}\right)^n} \left(\frac{p}{2}\right)^n \frac{l^{2n+2}}{2n+2} \quad (6.4)$$

Opierając się na powyższych zależnościach podano przykładowe obliczenia funkcji gęstości prawdopodobieństwa bezwymiarowej prędkości pełzania oraz naprężeń maksymalnych w pręcie przy założeniu losowego charakteru wykładnika pełzania  $n$ , obciążenia  $p$  oraz długości pręta  $l$ . Przyjęto, że w każdym przypadku tylko jedna z tych wielkości jest zmienną losową, natomiast wszystkie pozostałe wielkości są zdeterminowane.

#### 6.1.1. Stała materiałowa $n$ jako wielkość losowa

Założono, że stała materiałowa  $n$  jest zmienną losową o rozkładzie normalnym o wartości oczekiwanej  $n_0$  i wariancji  $s_n^2$

$$f(n) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_n} \exp \left[ -\frac{(n - n_0)^2}{2s_n^2} \right] \quad (6.5)$$

Bezwymiarową prędkość pełzania zginanego pręta zdefiniowano następująco:

$$\frac{\dot{w}(x)}{\dot{w}_o(x)} = \frac{B(n) G(n, x)}{B_o(n_0) G_o(n_0, x)} \quad (6.6)$$

gdzie:

$$G(n, x) = \left[ \frac{l^{2n+1}}{2n+1} x + \frac{(1-x)^{2n+2}}{(2n+1)(2n+2)} - \frac{l^{2n+2}}{(2n+1)(2n+2)} \right]$$

$$B(n) = \frac{B}{\left(\frac{2nbd^{2+1/n}}{2n+1}\right)^n} \left(\frac{p}{2}\right)^n \quad (6.7)$$

$$B_o(n_0) = \frac{B}{\left(\frac{2n_0bd^{2+1/n_0}}{2n_0+1}\right)^{n_0}} \left(\frac{p}{2}\right)^{n_0}$$

$$G_o(n_0, x) = \left[ \frac{l^{2n_0+1}}{2n_0+1} x + \frac{(1-x)^{2n_0+2}}{(2n_0+1)(2n_0+2)} - \frac{l^{2n_0+2}}{(2n_0+1)(2n_0+2)} \right]$$

Dla tak zdefiniowanej zmiennej losowej po przekształceniu otrzymamy następującą postać funkcji gęstości bezwymiarowych przemieszczeń końca pręta (dla  $x = 1$ )

$$f\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_n} \frac{\exp\left[-\frac{(n - n_0)^2}{2s_n^2}\right]}{H(l)} \quad (6.8)$$

gdzie:

$$H(l) = \frac{B(n) G(n, l)}{B_0(n_0) G_0(n_0, l)} \frac{1}{2n+2} \left\{ \ln\left(\frac{pl^2}{4bd^2}\right) + \left[ \ln(2n+1) + \frac{2n}{2n+1} \right] (2n+2) - [2 + (2n+2)(\ln(n)+1)] \right\} \quad (6.9)$$

$n$  – jako funkcja  $\dot{w}/\dot{w}_0$  jest pierwiastkiem równania:

$$B(n) G(n, l) - \left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) B_0(n_0) G_0(n_0, l) = 0 \quad (6.10)$$

Wartość oczekiwana  $\mu_w$  oraz wariancję  $s_w^2$  obliczymy z równań

$$\mu_w = E\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) = \int_0^{\infty} \left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) f\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) d\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) \quad (6.11)$$

$$s_w^2 = \int_0^{\infty} \left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0} - \mu_w\right)^2 f\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) d\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) \quad (6.12)$$

Rozkład funkcji gęstości dla danych:

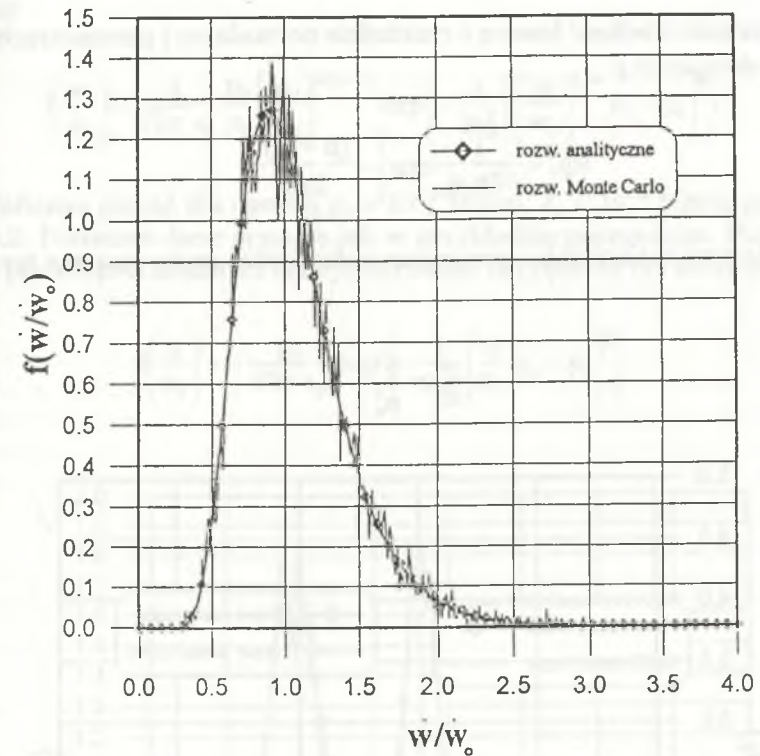
$p = 10^{-2}$  MN/m,  $l = 0,1$  m,  $b = 0,04$  m,  $d = 0,005$  m,  $B = 9 \cdot 10^{-16}$  MPa $^{-n}h^{-1}$ ,  $n_0 = 3$ ,  $s_n = 0,03$  pokazano na rys. 6.1.

Obliczona wartość oczekiwana  $\mu_w = 1,0062$ .

Jeżeli bezwymiarowe naprężenie maksymalne w przęciu przedstawimy jako:

$$\frac{\sigma}{\sigma_0} = \frac{2 + \frac{1}{n}}{2 + \frac{1}{n_0}} \quad (6.13)$$

to funkcję gęstości prawdopodobieństwa można zapisać jako:



Rys. 6.1. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa  $w/w_0$  dla losowej wartości zmiennej materiałowej  $n$

Fig. 6.1. Probability density function of  $w/w_0$  for random material constant  $n$

$$f\left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_n} \exp\left\{-\frac{1}{2s_n^2} \left[\frac{\sigma}{\sigma_0} c_0 - 2\right]^2 - n_0\right\} \left[\frac{\sigma}{\sigma_0} c_0 - 2\right]^{-2} \quad (6.14)$$

gdzie:

$$c_0 = 2 + \frac{1}{n_0}$$

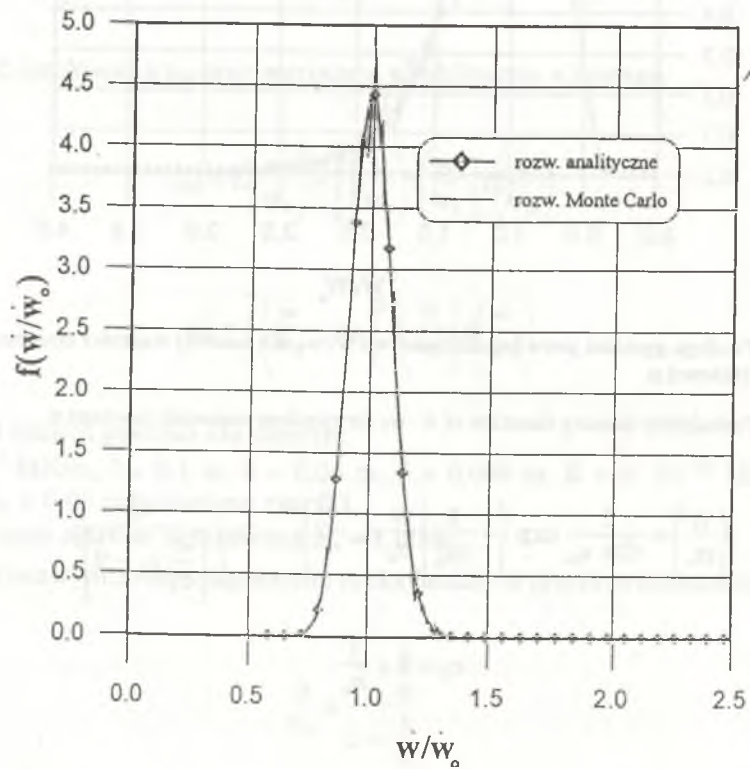
### 6.1.2. Obciążenie $p$ jako wielkość losowa

Obecnie jako wielkość losową o rozkładzie normalnym i parametrach  $p_0$ ,  $s_p^2$  przyjęto obciążenie  $p$

$$f(p) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_p} \exp\left[-\frac{(p - p_0)^2}{2s_p^2}\right] \quad (6.15)$$

Bezwymiarowe maksymalne przemieszczenia końca pręta możemy teraz zapisać:

$$\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0} = \frac{p^n}{p_0^n} \quad (6.16)$$



Rys. 6.2. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa  $\dot{w}/\dot{w}_0$  dla losowej wartości obciążenia  $p$

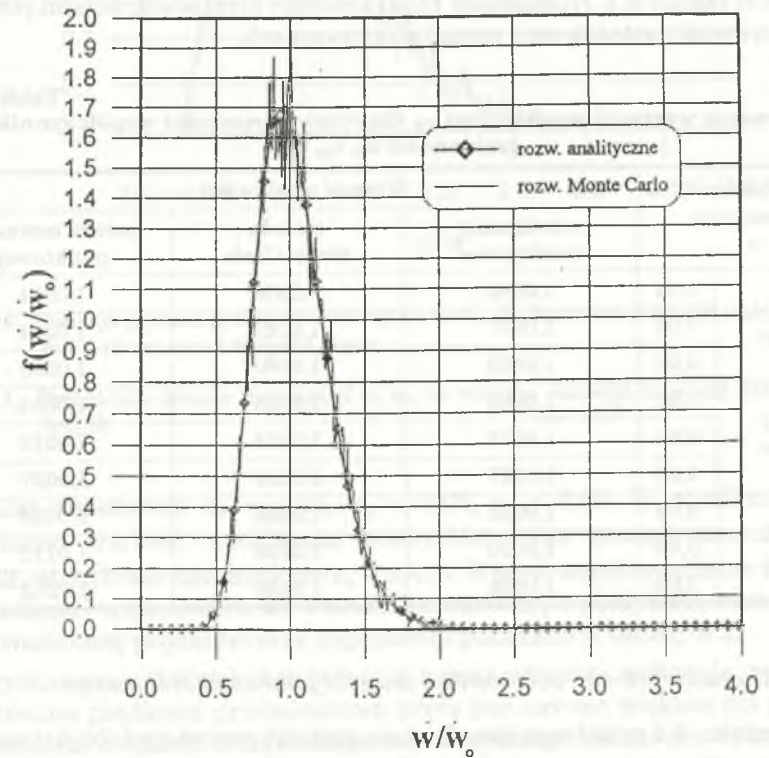
Fig. 6.2. Probability density function of  $\dot{w}/\dot{w}_0$  for random load  $p$

a funkcję gęstości bezwymiarowej prędkości przemieszczenia końca pręta w postaci

$$f\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_p} \frac{p_0}{n} \left[\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right]^{1/n-1} \exp\left\{-\frac{1}{2s_p^2} \left[\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right)^{1/n} p_0 - p_0\right]^2\right\} \quad (6.17)$$

Jej graficzną postać dla danych  $p_0 = 10^{-2}$  MN/m,  $s_p = 10^{-4}$  MN/m podano na rys. 6.2. Pozostałe dane przyjęto jak w przykładzie poprzednim. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa bezwymiarowego naprężenia ma teraz postać:

$$f\left(\frac{\sigma}{\sigma_0}\right) = -\frac{p_0}{\sqrt{2\pi} s_p} \exp\left\{-\frac{1}{2s_p^2} \left[\frac{\sigma}{\sigma_0} p_0 - p_0\right]^2\right\} \quad (6.18)$$



Rys. 6.3. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa  $\dot{w}/\dot{w}_0$  dla losowej wartości długości pręta  $l$

Fig. 6.3. Probability density function of  $\dot{w}/\dot{w}_0$  for random bar length  $l$

### 6.1.3. Długość pręta jako wielkość losowa

W trzecim przypadku jako zmianę losową o rozkładzie normalnym przyjęto długość pręta  $l$ . Funkcja gęstości prawdopodobieństwa zmiennej  $\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}$  ma postać

$$f\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right) = \frac{1}{\sqrt{2\pi} s_1} \frac{l_0}{2n+2} \left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right)^{\frac{1-2n}{2n+2}} \exp\left\{-\frac{1}{2s_1^2} \left[\left(\frac{\dot{w}}{\dot{w}_0}\right)^{\frac{1}{2n+2}} l_0 - l_0\right]^2\right\} \quad (6.19)$$

Graficzny obraz podanej zależności pokazano na rys. 6.3. Przyjęto  $l_0 = 0,1$  m,  $s_1 = 0,001$  m.

Empiryczne funkcje gęstości prawdopodobieństwa uzyskane za pomocą symulacji Monte Carlo pokazano na rys. 6.1 – 6.3. Porównanie wartości oczekiwanych z rozwiązań analitycznych oraz metod symulacji Monte Carlo i estymacji punktowej dla równych współczynników zmienności  $\nu$  podano w tablicy 6.1. Nieznaczny błąd pomiędzy tymi wielkościami potwierdza poprawność zastosowania metod numerycznych.

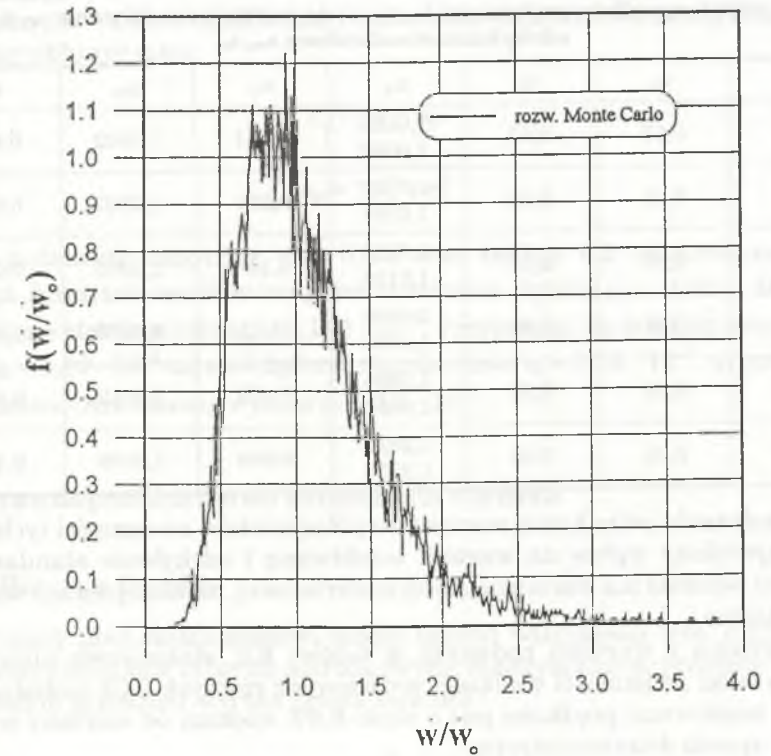
Tablica 6.1

Porównanie wartości oczekiwanej  $\mu_w$  dla różnych wartości współczynników zmienności  $\nu_n, \nu_p, \nu_l$

Współczynnik zmienności $\nu$		Wartość oczekiwana $\mu_w$		
		rozwiązanie analityczne	metoda Monte Carlo	metoda estymacji punktowej
$\nu_n = \frac{s_n}{n_0}$	0,01	1,0062	1,0058	1,0061
	0,02	1,0247	1,0243	1,0244
	0,03	1,0563	1,0560	1,0553
$\nu_p = \frac{s_p}{p_0}$	0,01	1,0003	1,0003	1,0003
	0,02	1,0012	1,0011	1,0012
	0,03	1,0027	1,0026	1,0027
$\nu_l = \frac{s_l}{l_0}$	0,01	1,0028	1,0026	1,0028
	0,02	1,0110	1,0108	1,0112
	0,03	1,0236	1,0248	1,0252

### 6.1.4. Stała materiałowa, obciążenie i długość jako wielkości losowe

Na rysunku 6.4 przedstawiono funkcję gęstości prawdopodobieństwa bezwymiarowego przemieszczenia  $\dot{w}/\dot{w}_0$  dla przypadku, gdy zmiennymi losowymi o rozkładach normalnych są równocześnie: wykładnik pełzania  $n$ , obciążenie  $p$  oraz długość pręta  $l$ . Jako szczegółowe dane przyjęto następujące współ-



Rys. 6.4. Funkcja gęstości prawdopodobieństwa  $\dot{w}/\dot{w}_0$  dla losowych wartości stałej materiałowej obciążenia i długości pręta

Fig. 6.4. Probability density function of  $\dot{w}/\dot{w}_0$  for random material constant, load and length

czynniki zmienności  $\nu_n = 0,03$ ,  $\nu_p = 0,03$ ,  $\nu_l = 0,03$ . W wyniku obliczeń otrzymano wartość oczekiwaną bezwymiarowego przemieszczenia  $\mu_w = 1,0862$ , odchylenie standardowe  $s_w = 0,473$ . Wpływ współczynników zmienności wielkości wejściowych na wartość oczekiwaną i odchylenie standardowe bezwymiarowej prędkości oraz naprężenia pokazano w tablicy 6.2.

Uzyskane rezultaty analizy pełzania zginanego pręta wskazują, że wartość oczekiwana prędkości przemieszczeń pręta jest zawsze większa niż prędkość wyznaczona w sposób deterministyczny. Podobnego efektu nie wykazują naprężenia. Prędkość przemieszczeń wykazuje też znaczną wrażliwość na wariacje stałych materiałowych, obciążenia i wymiarów pręta.

**Tablica 6.2**  
**Wpływ współczynników zmienności  $v_n, v_p, v_l$  na wartość oczekiwaną  $\mu_w, \mu_\sigma$  oraz odchylenia standardowe  $s_w, s_\sigma$**

$v_n$	$v_p$	$v_l$	$\mu_w$	$s_w$	$\mu_\sigma$	$s_\sigma$
0,01	0,01	0,01	1,0105 1,0092	0,141	1,0002	0,022
0,01	0,01	0,03	1,0342 1,0307	0,274	1,0007	0,060
0,01	0,03	0,01	1,0120 1,0128	0,167	1,0005	0,036
0,03	0,01	0,01	1,0630 1,0596	0,32	1,0003	0,022
0,03	0,03	0,03	1,0896 1,0862	0,473	1,0012	0,067
0,05	0,05	0,05	1,2520 1,2530	0,989	1,0030	0,112

Przy założeniu jednakowej wartości współczynników zmienności tych wielkości największy wpływ na wartość oczekiwaną i odchylenie standardowe prędkości pełzania ma wariancja stałej materiałowej, najmniejszy zaś wariancja obciążenia.

Jak wynika z wartości podanych w tablicy 6.2, stosunkowo niewielkie współczynniki zmienności wielkości wejściowych równych 0,03 powodują, że wartość oczekiwana prędkości jest o około 8,6% większa od wartości wyznaczonej w sposób deterministyczny.

### 6.1.5. Prawdopodobieństwo uszkodzenia

Przedstawiona powyżej analiza probabilistyczna zginanej łopatki pozwala wyznaczyć charakterystyki probabilistyczne przemieszczenia jej końca, m.in. wartość oczekiwaną  $\mu_w$ , odchylenie standardowe  $s_w$ , a także typ rozkładu. Przy pominięciu zagadnień drgań dynamicznych łopatki jej trwałość może być limitowana dopuszczalnymi przemieszczeniami z uwagi na luz osiowy. Zakładając, że luz osiowy jest zmienną losową o znanej wartości oczekiwanej  $\mu_\delta$  i odchyleniu standardowym  $s_\delta$ , funkcję zachowania zapiszemy w postaci:

$$g = \delta - w \quad (6.20)$$

Prawdopodobieństwo uszkodzenia określa znana już relacja

$$p_f = \Phi \left( - \frac{\mu_g}{s_g} \right) \quad (6.21)$$

Zakładając, że dwie zmienne losowe, tzn. przemieszczenie i luz, mają rozkład normalny, to wartość oczekiwaną i odchylenie standardowe nowej zmiennej  $g$  możemy obliczyć jako:

$$\mu_g = \mu_\delta - \mu_w \quad (6.22)$$

$$s_g = \sqrt{s_w^2 + s_\delta^2} \quad (6.23)$$

Na podstawie danych z pkt. 6.1.4 oraz tablicy 6.2 oszacowano, że po 100 tys. h wartość oczekiwana przemieszczenia wynosi  $\mu_w = 4,851 \cdot 10^{-6}$  m, a odchylenie standardowe  $s_w = 2,112 \cdot 10^{-6}$ . Przyjmując, że wartość oczekiwana luzu  $\mu_\delta = 1,10 \cdot 10^{-3}$  m, a odchylenie standardowe  $s_\delta = 0,24 \cdot 10^{-3}$ , to prawdopodobieństwo uszkodzenia wynosi  $p_f = 3,5 \cdot 10^{-5}$ .

## 6.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia wirnika

### 6.2.1. Wirująca łopatka

Wirujący pręt często stanowi model łopatki wirnikowej (rys. 6.5). Biorąc pod uwagę działanie tylko sił odśrodkowych, maksymalne naprężenie w łopacie o stałym przekroju wyraża prosta formuła

$$\sigma_{\max} = \frac{\rho \omega_k^2}{2} (r_z^2 - r_w^2) \quad (6.24)$$

Ponieważ naprężenia te pozostają stałe w trakcie procesu pełzania, czas zniszczenia łopatki możemy obliczyć jako:

$$t_z = \frac{1}{A(1+v) \left[ \frac{\rho \omega_k^2}{2} (r_z^2 - r_w^2) \right]^m} \quad (6.25)$$

Bazując na powyższym równaniu przeprowadzono obliczenia prawdopodobieństwa zniszczenia wirującej łopatki pokazanej na rys. 6.5. Przyjęto, że wielkością losową jest wykładnik  $m$  równania opisującego proces wzrostu parametru zniszczenia. W obliczeniach przyjęto: wartość oczekiwania wykładnika  $\mu_m = 2,5$ , odchylenie standardowe  $s_m = 0,025$ . Pozostałe dane przyjęto jako wielkości zdeterminowane:

- gęstość  $\rho = 7800$  kg/m<sup>3</sup>,
- prędkość kątowna  $\omega_k = 628$  1/s,

- współczynnik funkcji  $A = 0,5 \cdot 10^{-9} \text{ MPa}^{-m} \text{ h}^{-1}$ ,
- promień wewnętrzny pręta  $r_w = 0,35 \text{ m}$ ,
- promień zewnętrzny pręta  $r_z = 0,45 \text{ m}$ .

Wyniki obliczeń prawdopodobieństwa zniszczenia przedstawiono na rys. 6.6 w funkcji bezwymiarowego czasu zniszczenia  $t/t_d$ , gdzie  $t_d$  jest czasem zniszczenia wyznaczonym w sposób deterministyczny. W analizowanym przypadku  $t_d = 3402 \text{ h}$ . W obliczeniach stosowano metody Monte Carlo i estymacji punktowej. Porównanie rezultatów wskazuje, że obie metody dają wyniki bardzo zbliżone.

Przeprowadzono również badania wpływu wariacji wielkości losowych na prawdopodobieństwo zniszczenia. W tym celu prowadzono obliczenia przy założeniu, że wielkościami losowymi są: wykładnik  $m$ , gęstość  $\rho$ , współczynnik  $A$ , prędkość kątowa  $\omega_k$ .

W obliczeniach wariantowych przyjęto:

wariant a

współczynnik funkcji zniszczenia  $A$ :  $\mu_A = 0,5 \cdot 10^{-9} \text{ MPa}^{-m} \text{ h}^{-1}$

$$s_A = 0,5 \cdot 10^{-11} \text{ MPa}^{-m} \text{ h}^{-1}$$

pozostałe dane przyjęto jako wielkości zdeterminowane,

wariant b

gęstość

$$\mu_\rho = 7800 \text{ kg/m}^3, \quad s_\rho = 78 \text{ kg/m}$$

pozostałe dane jak wariant a,

wariant c

prędkość kątowa  $\omega_k$ :

$$\mu_{\omega_k} = 628 \text{ 1/s}, \quad s_{\omega_k} = 6,28 \text{ 1/s}$$

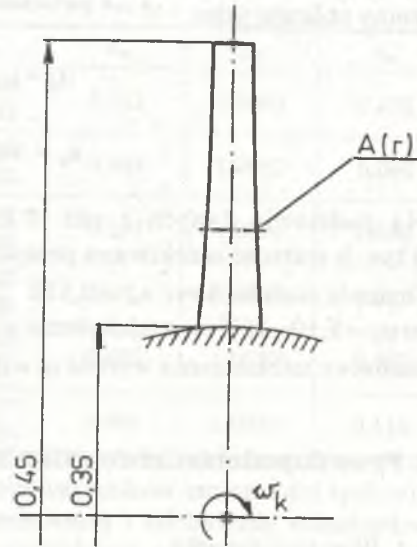
pozostałe dane jak wariant b,

wariant d

wykładnik zniszczenia:

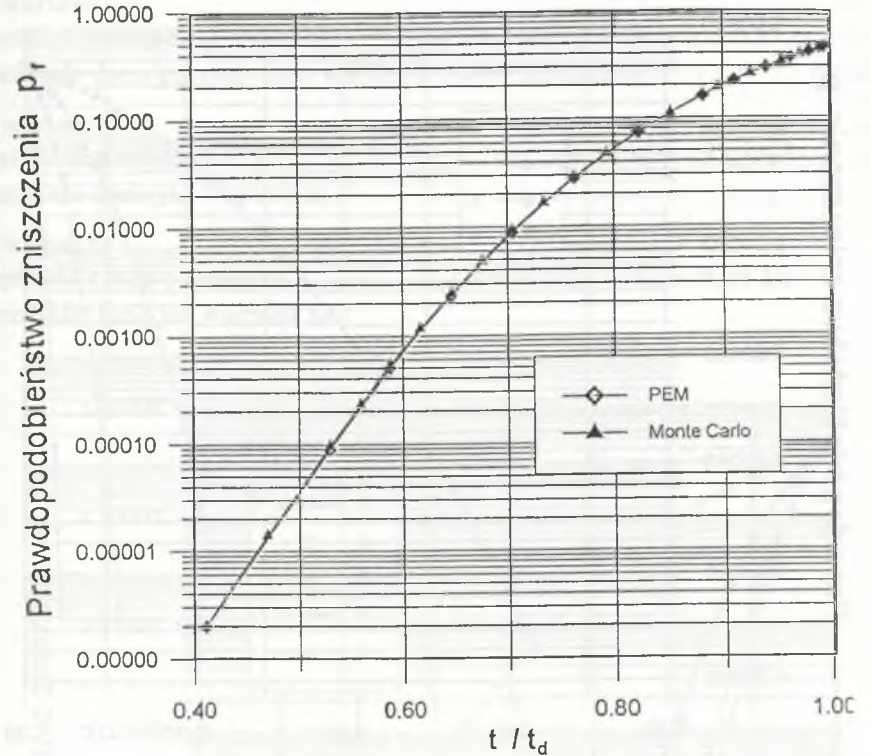
$$\mu_m = 2,5, \quad s_m = 0,025$$

pozostałe dane jak wariant c.



Rys. 6.5. Wirująca łopátka

Fig. 6.5. Rotating blade



Rys. 6.6. Porównanie obliczeń metodami Monte Carlo i estymacji punktowej PEM

Fig. 6.6. Comparison of the Monte Carlo and PEM methods

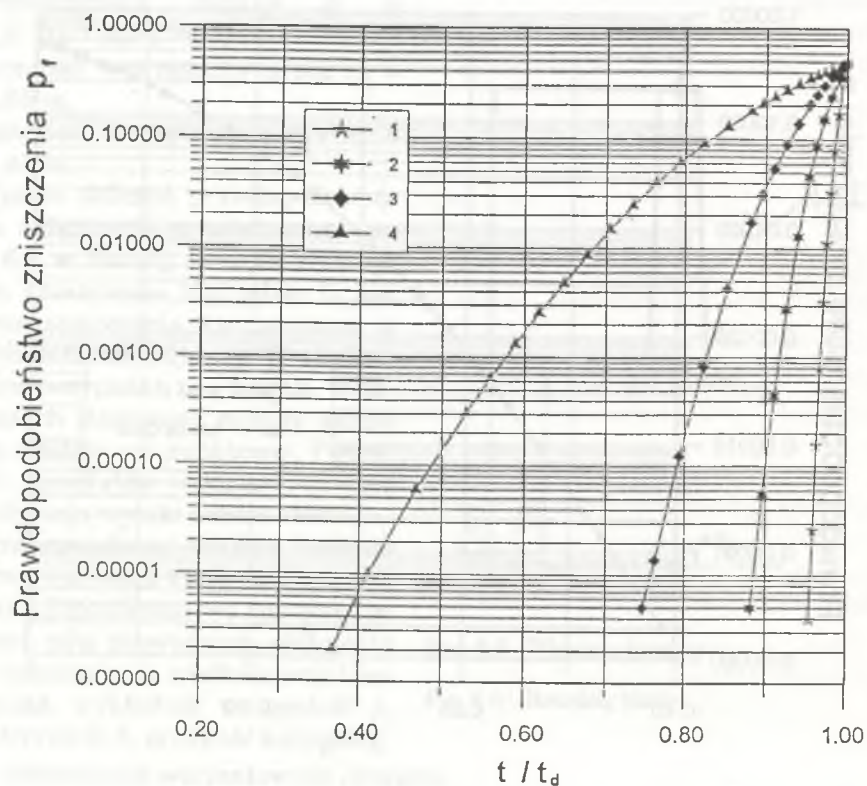
Uzyskane rezultaty przedstawiono na rys. 6.7. Największy wpływ na prawdopodobieństwo zniszczenia ma wariacja wykładnika zniszczenia  $m$ .

### 6.2.2. Tarcza wirnikowa

Dla wirnika turbiny gazowej omówionego w pkt.5.4. przeprowadzono obliczenia prawdopodobieństwa zniszczenia przy założeniu losowego charakteru wybranych wielkości. Na powierzchni zewnętrznej wirnika przyjęto promieniowe obciążenie  $P$ . Jako wartości zdeterminowane przyjęto:

- obciążenie promieniowe  $P = 25 \text{ MPa}$ ,
- gęstość  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,





Rys. 6.7. Wpływ zmiennych losowych na prawdopodobieństwo zniszczenia wirującej łopatki  
Zmienne losowe: 1-A; 2-A,  $\rho$ ; 3-A,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , 4-A,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , m

Fig. 6.7. Influence of random parameters on the probability of failure of rotating blade  
Random variables: 1-A; 2-A,  $\rho$ ; 3-A,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , 4-A,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , m

- promień zewnętrzny tarczy  $r_z = 0,350$  m,
- prędkość kątowna tarczy  $\omega_k = 628$  1/s,
- współczynnik funkcji Nortona  $B = 1,0 \cdot 10^{-13}$  MPa $^{-n}h^{-1}$ ,
- współczynnik funkcji zniszczenia  $A = 0,5 \cdot 10^{-9}$  MPa $^{-m}h^{-1}$ ,
- wykładnik funkcji zniszczenia  $m = 2,5$ ,
- wykładnik funkcji pełzania  $n = 3$ .

Czas zniszczenia liczony w sposób zdeterminowany wynosi  $t_d = 3109$  h.

Badając wpływ wariacji zmiennych losowych na prawdopodobieństwo zniszczenia, w kolejnych obliczeniach jako zmienne losowe przyjęto:

wariant a

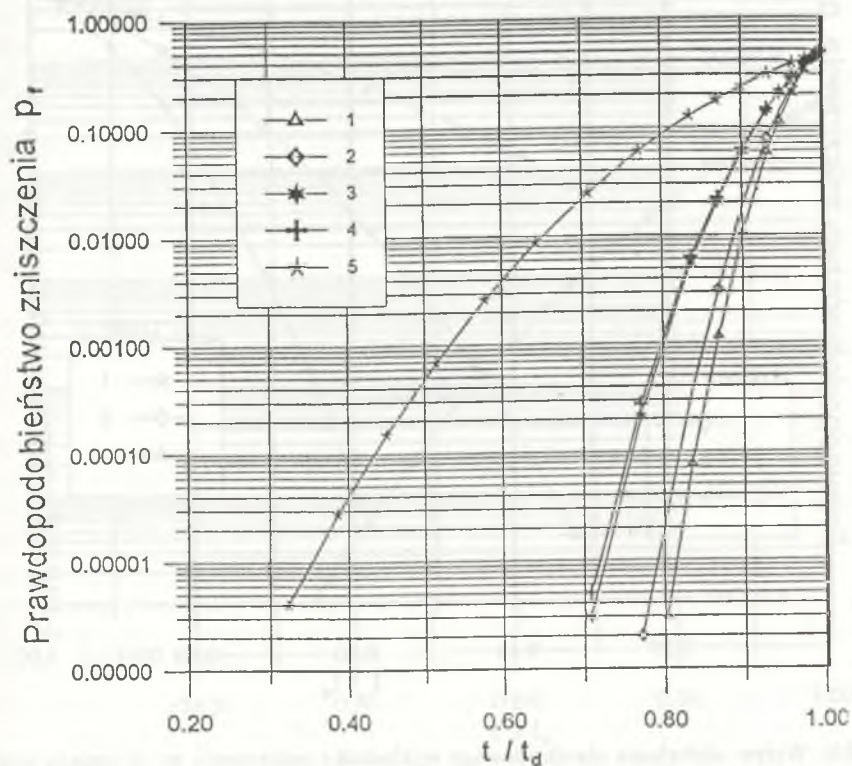
promień zewnętrzny tarczy  $r_z$ :  $\mu_r = 0,350$  m,  $s_r = 0,00350$  m  
pozostałe dane przyjęto jako wielkości zdeterminowane,

wariant b

gęstość materiału  $\rho$ :  $\mu_\rho = 7800$  kg/m $^3$ ,  $s_\rho = 78$  kg/m $^3$   
pozostałe dane jak wariant a,

wariant c

prędkość kątowna tarczy  $\omega_k$ :  $\mu_{\omega_k} = 628$  1/s,  $s_{\omega_k} = 6,28$  1/s  
pozostałe dane jak wariant b,

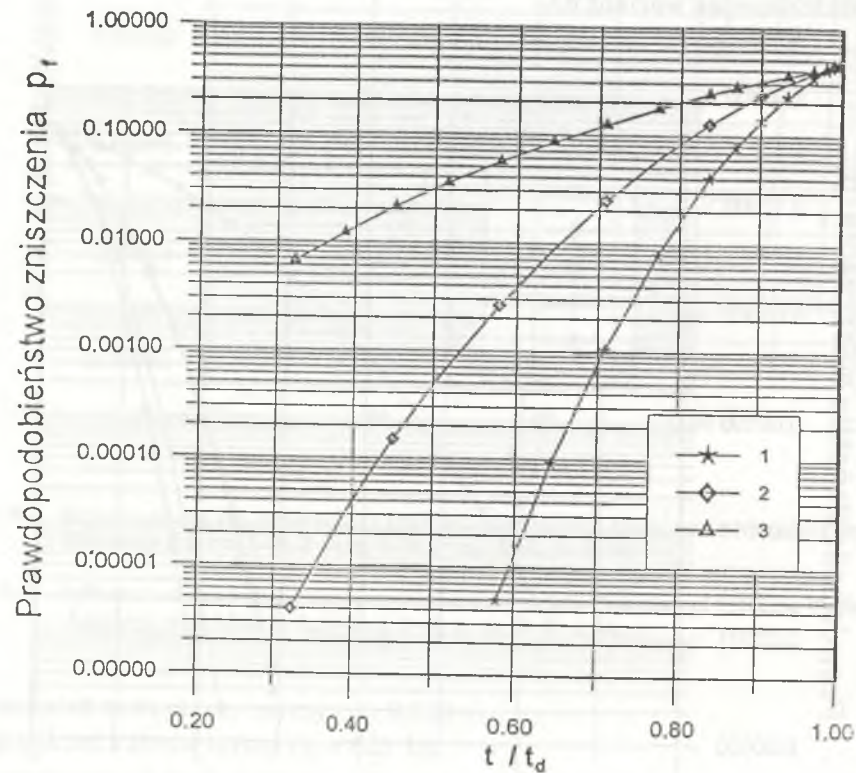


Rys. 6.8. Wpływ zmiennych losowych na prawdopodobieństwo zniszczenia wirującej tarczy wirnikowej  
Zmienne losowe: 1- $r_z$ ; 2- $r_z$ ,  $\rho$ ; 3- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , 4- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , n, 5- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , n, m

Fig. 6.8. Influence of random parameters on the probability of failure of rotating rotor - disc  
Random variables: 1- $r_z$ ; 2- $r_z$ ,  $\rho$ ; 3- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , 4- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , n, 5- $r_z$ ,  $\rho$ ,  $\omega_k$ , n, m

wariant d  
 wykładnik pełzania  $n$ :  $\mu_n = 3$ ,  $s_n = 0,03$   
 pozostałe dane jak wariant c

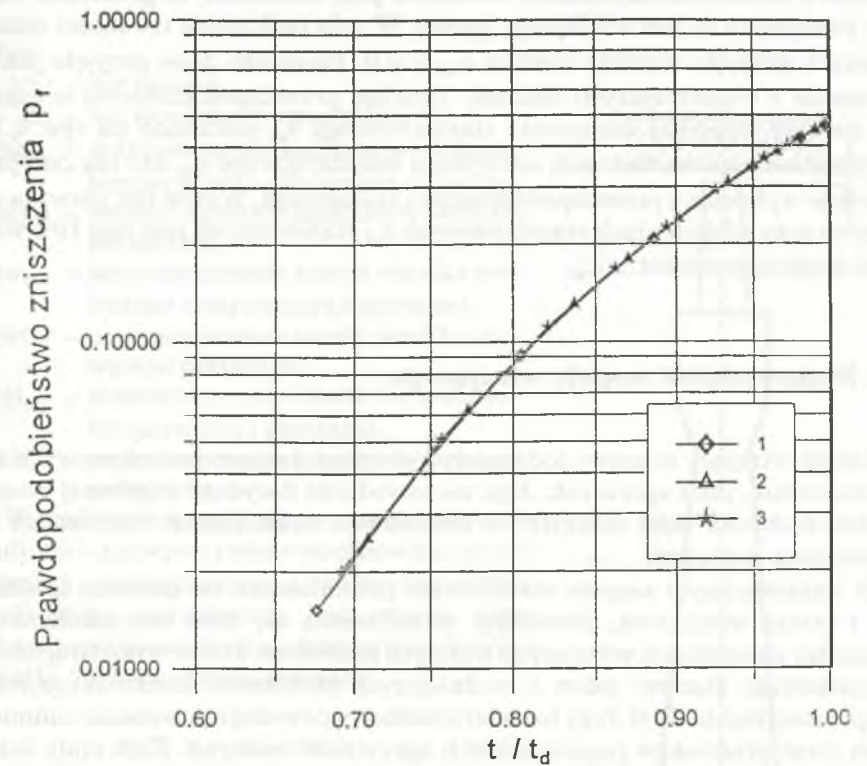
wariant e  
 wykładnik funkcji zniszczenia  $m$ :  $\mu_m = 2,5$ ,  $s_m = 0,025$   
 pozostałe dane jak wariant d.



Rys. 6.9. Wpływ odchylenia standardowego wykładnika zniszczenia  $m$  na zmianę prawdopodobieństwa zniszczenia tarczy  
 1 -  $s_m = 0,0125$ , 2 -  $s_m = 0,025$ , 3 -  $s_m = 0,05$

Fig. 6.9. Influence of exponent  $m$  standard deviations on the time variation of the probability of rotor - disc failure  
 1 -  $s_m = 0,0125$ , 2 -  $s_m = 0,025$ , 3 -  $s_m = 0,05$

Rezultaty przedstawiono na rys. 6.8. Największy wpływ na prawdopodobieństwo zniszczenia wywiera wariancja wykładnika  $m$ . Wpływ wariancji wykładnika  $m$  na prawdopodobieństwo zniszczenia obrazuje szczegółowo rys. 6.9. Przedstawione tam rezultaty dotyczą obliczeń dla różnych wartości odchylenia standardowego wykładnika  $s_m$  przy założeniu deterministycznego charakteru pozostałych wielkości. Stosunkowo niewielki wpływ na prawdopodobieństwo zniszczenia ma wariancja gęstości materiału i wymiarów geometrycznych tarczy. Uzasadnione jest zatem traktowanie tych wielkości jako zdeterminowane.



Rys. 6.10. Przebieg czasowy prawdopodobieństwa zniszczenia tarczy wirnikowej dla różnych wartości odchylenia standardowego granicznej wartości parametru zniszczenia  $\omega_l$  (1 -  $s_{\omega_l} = 0,01$ ; 2 -  $s_{\omega_l} = 0,05$ ; 3 -  $s_{\omega_l} = 0,09$ )

Fig. 6.10. Time variation of the probability of rotor-disc failure for different standard deviations of limiting value  $\omega_l$  (1 -  $s_{\omega_l} = 0,01$ ; 2 -  $s_{\omega_l} = 0,05$ ; 3 -  $s_{\omega_l} = 0,09$ )

Warto podkreślić, że dla przyjętych wariacji wielkości wejściowych (wariant e) prawdopodobieństwo zniszczenia w czasie dwukrotnie mniejszym niż czas zniszczenia wyznaczony w sposób deterministyczny jest stosunkowo wysokie.

Oprócz wspomnianych już czynników, takich jak dane materiałowe, geometria i obciążenie, na obliczone prawdopodobieństwo zniszczenia wpływać może przyjęty model zniszczenia. W niniejszej pracy przyjęto na podstawie kontynuualnej mechaniki zniszczenia model zniszczenia oparty na parametrze Kaczanowa-Rabotnowa. Zgodnie z tym modelem zniszczenie następuje w momencie osiągnięcia przez parametr  $\omega$ , granicznej wartości  $\omega_1$ . Najczęściej przyjmuje się  $\omega_1 = 1$ . W celu oceny wpływu przyjętego modelu na prawdopodobieństwo zniszczenia wykonano obliczenia przy założeniu, że graniczna wartość parametru  $\omega_1$  jest wielkością losową. W celu uniknięcia trudności numerycznych przyjęto wartość średnią  $\mu_{\omega_1} = 0,9$ . Pozostałe dane przyjęto jak w wariacie e wcześniejszych obliczeń. Rozkład prawdopodobieństwa w czasie dla różnych wartości odchylenia standardowego  $s_{\omega_1}$  pokazano na rys. 6.10. Przy niewielkich wartościach odchylenia standardowego  $s_{\omega_1}$  nie ma ono praktycznie wpływu na prawdopodobieństwo zniszczenia. Wpływ ten ujawnia się dopiero przy odchyleniach standardowych  $s_{\omega_1}$  stanowiących powyżej 10% wartości średniej parametru  $\mu_{\omega_1}$ .

### 6.3. Niezawodność zespołu wirującego

Zespół wirujący stanowi podstawowy element maszyn przepływowych zarówno turbin, jak i sprężarek. Jego niezawodność decyduje w głównej mierze o niezawodności całej maszyny, a ewentualne uszkodzenie doprowadza do zniszczenia maszyny.

W analizowanym zespole wirnikowym przemieszcza się zarówno łopaska, jak i tarcza wirnikowa, powodując zmniejszenie się luzu wierzchołkowego pomiędzy elementami wirującymi a stałym kadłubem. Dobór właściwego luzu początkowego stanowi jeden z trudniejszych problemów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Zbyt duży luz wierzchołkowy powoduje powstanie nadmiernych strat przecieków pogarszających sprawność maszyny. Zbyt mały luz, z uwagi na proces pełzania, może limitować trwałość [73]. Z drugiej strony żywotność maszyny może być również ograniczona postępującymi wewnętrznymi procesami degradacyjnymi materiału, doprowadzającymi do kruchego zniszczenia. Wymienione powyżej zjawiska przemieszczania się doprowadzającego do kasowania luzu oraz degradacji materiału są głównymi mechanizmami uszkodzeń zespołu wirującego i powinny być brane pod uwagę na etapie konstruowania. Problemy zniszczenia elementów zespołu wirującego,

tnz. tarcz wirnikowych i łopatek, omówiono w pkt. 6.2. W dalszej części przedstawiono model matematyczny procesu kasowania luzu, a następnie na jego podstawie analizowano niezawodność zespołu wirującego.

#### 6.3.1. Kasacja luzu wierzchołkowego

Jak już wspomniano powyżej, jednym z efektów pełzania jest ciągły wzrost przemieszczeń doprowadzający – w przypadku zespołu wirującego – do skasowania luzu wierzchołkowego. Zmiany luzu wierzchołkowego możemy opisać zależnością (rys. 6.11)

$$\Delta(t) = \Delta_0 + \Delta k_{pT} + \Delta k(t) - \Delta w_{\omega T} - \Delta w(t) - \Delta l_{\omega T} - \Delta l(t) \quad (6.26)$$

gdzie:

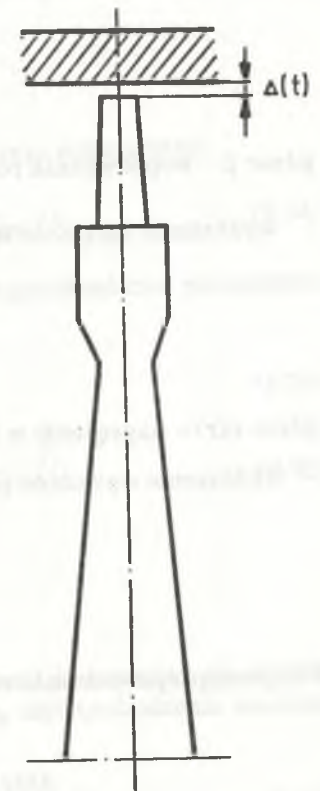
- $\Delta(t)$  – luz bieżący,
- $\Delta_0$  – luz montażowy (początkowy),
- $\Delta k_{pT}$  – przemieszczenie kadłuba wywołane temperaturą i ciśnieniem czynnika,
- $\Delta k(t)$  – przemieszczenie kadłuba wywołane pełzaniem,
- $\Delta w_{\omega T}$  – przemieszczenie tarczy wirnika wywołane temperaturą i obrotami,
- $\Delta w(t)$  – przemieszczenie tarczy wirnika wywołane pełzaniem,
- $\Delta l_{\omega T}$  – przemieszczenie łopatki wywołane temperaturą i obrotami,
- $\Delta l(t)$  – przemieszczenie łopatki wywołane pełzaniem.

W praktyce okazuje się, że przemieszczenia kadłuba – zazwyczaj masywnej powłoki grubościenniej – są nieznaczne, a zmiana luzu wierzchołkowego powodowana jest przede wszystkim przemieszczeniami tarczy wirnikowej i łopatki. Możemy zatem zapisać:

$$\Delta(t) = \Delta_1 - \Delta l - \Delta w \quad (6.27)$$

gdzie:

- $\Delta_1$  – jest sumą luzu montażowego, przemieszczeń kadłuba i ewentualnie innych przemieszczeń zwiększających luz wierzchołkowy (np. zmiana luzu wywołana zużyciem łożysk),



Rys. 6.11. Luz wierzchołkowy

Fig. 6.11. Top clearance

$\Delta l$  – sumaryczne przemieszczenie łopatki,  
 $\Delta w$  – sumaryczne przemieszczenie tarczy wirnikowej.

Czas  $t_u$ , w którym luz bieżący osiągnie wartość zero, jest czasem uszkodzenia maszyny

$$t = t_u \quad \text{dla} \quad \Delta(t) = 0 \quad (6.28)$$

### 6.3.2. Wydłużenie łopatki i tarczy

Przemieszczenie łopatki jest sumą wydłużenia sprężystego, termicznego oraz wywołanego pełzaniem. Przyjmując model łopatki w postaci wirującego pręta, poszczególne składowe przemieszczeń możemy wyznaczyć z zależności:

- wydłużenia termiczne

$$\Delta l_T = \int_{r_w}^{r_z} \beta T(r) dr \quad (6.29)$$

gdzie:  $\beta$  – współczynnik rozszerzalności liniowej,

- wydłużenie sprężyste wywołane wirowaniem

$$\Delta l_\omega = \int_{r_w}^{r_z} \frac{\sigma(r)}{E} dr \quad (6.30)$$

gdzie:  $\sigma(r)$  – naprężenie w łopatce,

- wydłużenie wywołane pełzaniem

$$\Delta l(t) = \int_{r_w}^{r_z} \epsilon^c dr \quad (6.31)$$

Przyjmując opis pełzania równaniem Nortona dla łopatki o stałym przekroju

$$\Delta l(t) = Bt \left[ \frac{\rho \omega_k^2}{2} \right]^n \int_{r_w}^{r_z} (r_z^2 - r^2)^n dr \quad (6.32)$$

Sumaryczne przemieszczenie łopatki wyraża zależność:

$$\Delta l = \Delta l_T + \Delta l_\omega + \Delta l(t) \quad (6.33)$$

W przypadku tarczy zachodzi relaksacja naprężeń, a zatem jej przemieszczenia należy wyznaczyć przy wykorzystaniu numerycznych metod „przyrostowych” omówionych w pkt. 5.

### 6.3.3. Prawdopodobieństwo zniszczenia zespołu wirującego

W przypadku rozpatrywanego zespołu wirującego niektóre jego cechy geometryczne, a w szczególności wspomniany wierzchołkowy luz montażowy, należy traktować jako wielkości losowe. Wymienione czynniki powodują, że również czas pracy do skasowania luzu ( $t_u$ ) lub zniszczenia elementów zespołu wirującego (łopatki lub tarczy) ( $t_z$ ) jest wielkością losową. Uszkodzenie zespołu wirującego może zatem nastąpić na skutek wystąpienia jednej z trzech przyczyn:

- skasowanie luzu,
- zniszczenia łopatki,
- zniszczenie tarczy wirnikowej.

Odpowiadające tym przyczynom funkcje zachowania mają postać:

$$g_1 = t_u - t, \quad g_2 = t_{z1} - t, \quad g_3 = t_{zw} - t \quad (6.34)$$

Wykorzystując indeks Hasofera–Linda  $\beta$  prawdopodobieństwa zniszczenia określimy jako:

$$p_{fi} = \Phi(-\beta_i) \quad (i = 1, 2, 3) \quad (6.35)$$

gdzie:

$$\beta_i = \frac{\mu_{gi}}{s_{gi}} \quad (i = 1, 2, 3) \quad (6.36)$$

$\Phi$  – dystrybuanta rozkładu normalnego,  
 $\mu_{gi}$  – wartość oczekiwana funkcji  $g_i$ ,  
 $s_{gi}$  – odchylenie standardowe funkcji  $g_i$ .

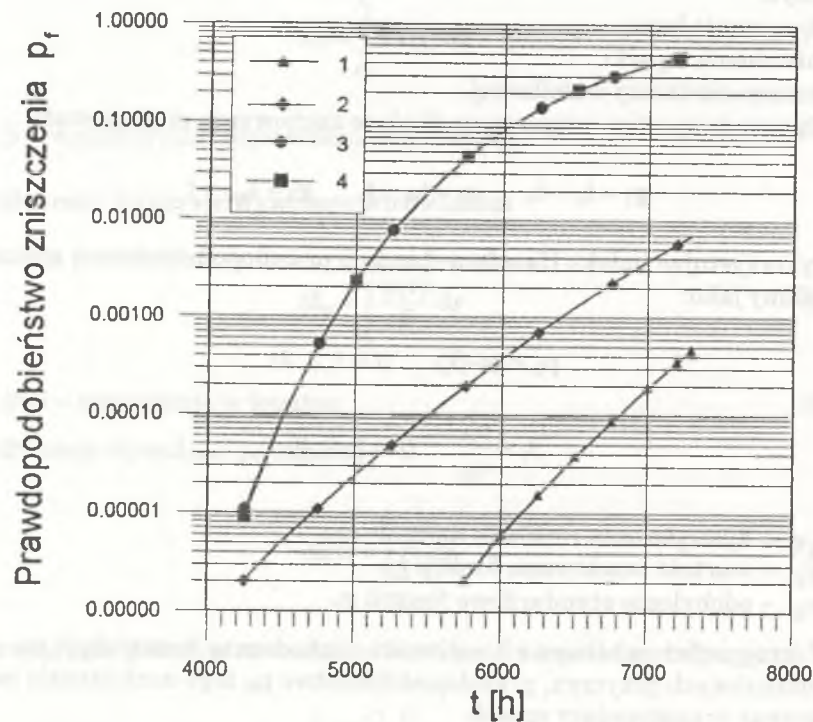
W przypadku zaistnienia możliwości uszkodzenia konstrukcji na skutek 3 wymienionych przyczyn, prawdopodobieństwo  $p_{fc}$  tego uszkodzenia możemy oszacować w następujący sposób

$$p_{f1} + p_{f2} + p_{f3} \geq p_{fc} \geq \max p_{fi} \quad (6.37)$$

gdzie:  $p_{fi}$  jest prawdopodobieństwem uszkodzenia wywołanego  $i$ -tą przyczyną.

Opierając się na powyższym algorytmie przeprowadzono obliczenia prawdopodobieństwa zniszczenia zespołu wirującego złożonego z tarczy wirnikowej o geometrii pokazanej na rys. 5.20a oraz łopatki cylindrycznej o promieniu zewnętrznym 0,40 m. Jako dane zdeterminowane przyjęto:

- gęstość materiału  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,
- obroty wirnika  $n = 6000 \text{ obr/min}$ ,
- moduł Younga  $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ,
- obciążenie tarczy wirnikowej wywołane łopatkami  $P = 57,6 \text{ MPa}$ ,
- współczynnik funkcji Nortona dla tarczy  $B = 3,0 \cdot 10^{-13} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$ ,
- współczynnik funkcji Nortona dla łopatki  $B = 2,6 \cdot 10^{-13} \text{ MPa}^{-n} \text{ h}^{-1}$ ,
- współczynnik funkcji zniszczenia  $A = 0,1 \cdot 10^{-9} \text{ MPa}^{-m} \text{ h}^{-1}$ ,
- współczynnik rozszerzalności liniowej tarczy i łopatki  $\beta = 0,00002 \text{ 1/K}$ ,
- temperaturę łopatki i tarczy  $T = 500^\circ\text{C}$ .



Rys. 6.12. Całkowite prawdopodobieństwo zniszczenia zespołu wirującego

Fig. 6.12. Total probability of failure of the rotating unit

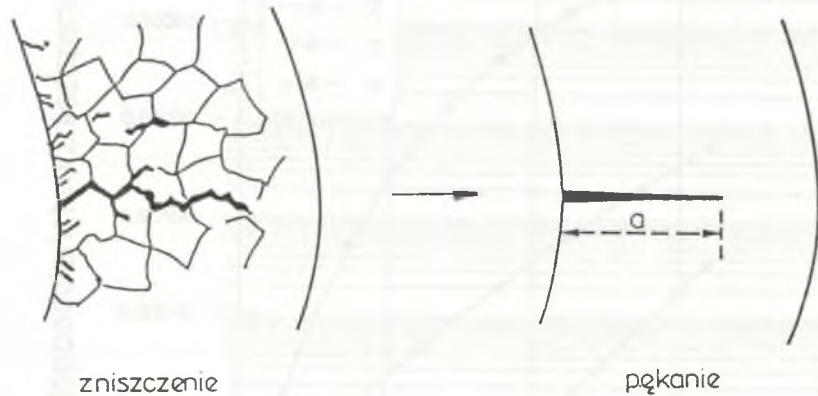
Jako wielkości losowe przyjęto:

- wykładnik funkcji Nortona  $\mu_n = 3$ ,  $s_n = 0,03$ ,
- wykładnik funkcji zniszczenia  $\mu_m = 2,5$ ,  $s_m = 0,025$ ,
- całkowity luz początkowy  $\mu_\delta = 0,005 \text{ m}$ ,  $s_\delta = 0,00005 \text{ m}$ .

Prawdopodobieństwo: zniszczenia łopatki (1), tarczy (2), skasowania luzu (3) oraz prawdopodobieństwo całkowite zniszczenia zespołu wirującego (4) podano na rys. 6.12. Dla powyższych danych całkowite prawdopodobieństwo zniszczenia zespołu wirującego jest praktycznie równe prawdopodobieństwu skasowania luzu promieniowego. Wpływ prawdopodobieństwa zniszczenia łopatki i tarczy jest pomijalnie mały.

## 7. TRWAŁOŚĆ ELEMENTÓW Z PĘKNIĘCIAMI

Długotrwała eksploatacja elementów maszyn prowadzona w warunkach pełzania powoduje stopniową degradację materiału. Przejawem tych procesów jest pojawienie się w pewnej fazie eksploatacji pojedynczych mikroszczelin, które następnie zaczynają się łączyć doprowadzając zazwyczaj do jednego makropęknięcia. Analizę procesów pełzania we wspomnianym zakresie prowadzi się zazwyczaj opierając się na kontynuualnej mechanice uszkodzeń wykorzystującej parametr zniszczenia Rabotnowa–Kaczanowa [50, 82, 84, 93]. Pojawienie się makropęknięcia nie musi oznaczać definitywnego końca pracy elementu. Możliwa jest dalsza eksploatacja, aczkolwiek z rozwijającym się dalej pęknięciem (rys. 7.1) [28, 29].



Rys. 7.1. Procesy zniszczenia i propagacji pęknięć

Fig. 7.1. Damage and crack propagation

W podobny sposób możemy również opisać zachowanie się wad istniejących w materiale od początku eksploatacji. Wady te mogą być pochodzenia odlewniczego, mogą też powstawać w wyniku innych procesów technologicznych, np. spawalniczych. Początkowy wymiar tych wad określa się za pomocą badań nieniszczących, a w przypadku niewykrucia takich wad, wymiar ich przyjmuje się na poziomie czułości aparatury pomiarowej.

W niniejszym rozdziale przedstawiono zagadnienie zachowania się elementu z pęknięciem w warunkach pełzania. Analizę prowadzono opierając się na omówionym w pkt. 4 ogólnym probabilistycznym modelu trwałości. Również i w tym przypadku możemy wyróżnić:

- **model deterministyczny** obejmujący definicję i sposób wyznaczenia wielkości charakteryzujących stan naprężenia wokół pęknięcia, a także model propagowania pęknięcia do wymiarów krytycznych,
- **numeryczne metody rozwiązania modelu** propagacji pęknięcia – metody rozwiązywania równań różniczkowych,
- **charakterystyki probabilistyczne danych** wejściowych modelu oraz definicję niezawodności,
- **weryfikację modelu** wynikami pomiarów rzeczywistego tempa propagacji.

Poniżej przedstawiono te elementy, które ulegają zmianie w stosunku do modelu omówionego w pkt. 4. W szczególności w pkt. 7.1 i 7.2 przedstawiono elementy modelu deterministycznego, w pkt. 7.3. zdefiniowano pojęcie niezawodności w odniesieniu do elementów z pęknięciami, a w pkt. 7.4 przykład analizy trwałości pękniętej łopatkki.

### 7.1. Wielkości charakteryzujące stan naprężenia w obrębie pęknięcia

Problematyka rozwoju pęknięć w warunkach ustalonych naprężeń jest tematem szeregu prac prowadzonych od około 20 lat. We wcześniejszych pracach [7, 12, 143] próbowano powiązać tempo propagacji pęknięcia ze współczynnikiem intensywności naprężeń  $K$  analogicznie do przypadku obciążeń cyklicznych. Zależność tempa propagacji przedstawiano zazwyczaj w postaci [7, 75, 94]:

$$\frac{da}{dt} = DK^S \quad (7.1)$$

gdzie:

- $D, S$  – stałe materiałowe,
- $a$  – wymiar szczeliny.

Z uwagi na fakt, że zależność (7.1) dobrze opisywała propagację tylko przy małych wartościach wykładnika pełzania ( $n = 1$ ), a także wykazywała dużą zależność od geometrii badanej próbki, opracowano inną zależność dla analizowanego procesu, wiążącą tempo propagacji z naprężeniem nominalnym  $\sigma_{net}$  [94, 97]

$$\frac{da}{dt} = H \sigma_{net}^p \quad (7.2)$$

gdzie: H, p – stałe materiałowe.

Naprężenie  $\sigma_{net}$  jest naprężeniem w nie objętym pęknięciem przekroju próbki. Szczegółowe badania [110, 123] nie potwierdziły jednak poprawności stosowania zależności (7.2) w dużym zakresie naprężeń i geometrii próbek. Niezależność taką wykazuje natomiast parametr  $C^*$  wprowadzony na zasadzie analogii z całką Rice'a J m.in. przez I.D. Landesa i J.A. Bagleya [79]. Koncepcja ta została następnie rozwinięta i szczegółowo opracowana dla różnych wariantów równań konstytutywnych opisujących zachowanie się materiału w wysokich temperaturach [110, 111].

W zależności od stanu materiału w obszarze pęknięcia, a w szczególności od wzajemnego położenia obszarów sprężystych, obszarów pełzania pierwotnego oraz obszarów pełzania ustalonego, wyróżnia się różne postacie parametru charakteryzującego stan naprężenia w obrębie wierzchołka pęknięcia.

7.1.1. Zakres pełzania ustalonego

Jeżeli obszar pęknięcia objęty jest pełzaniem ustalonym, to zachowanie się materiału w takim stanie można opisać następująco:

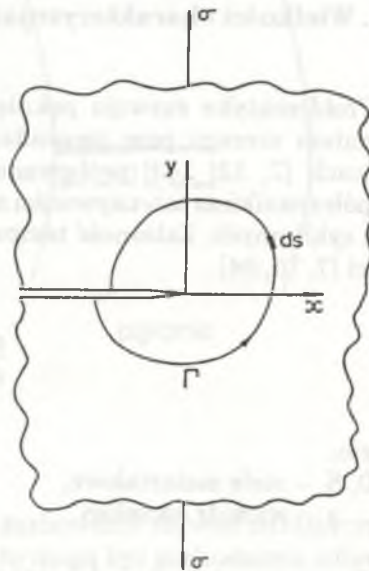
$$\dot{\epsilon}_{ij}^c = 3/2 B \sigma_i^{n-1} s_{ij} \quad (7.3)$$

gdzie: B, n – stałe materiałowe.

Stan naprężenia i odkształcenia w obrębie wierzchołka pęknięcia ( $r \rightarrow 0$ ) jest obszarem typu Hutchinsona–Rice'a–Rosengrena (HRR) i można go opisać zależnościami [108, 111, 125]:

$$\sigma_{ij} = \left( \frac{C^*}{I_n Br} \right)^{1/(n+1)} \tilde{\sigma}_{ij}(\theta, n) \quad (7.4)$$

$$\dot{\epsilon}_{ij}^c = \left( \frac{C^*}{I_n Br} \right)^{n/(n+1)} \tilde{\epsilon}_{ij}(\theta, n) \quad (7.5)$$



Rys. 7.2. Droga całkowania wokół wierzchołka pęknięcia

Fig. 7.2. Integration contour around a crack tip

gdzie:  $I_n$  jest bezwymiarową funkcją zależną od n podaną w [56, 111], natomiast  $\tilde{\sigma}_{ij}(\theta, n)$  i  $\tilde{\epsilon}_{ij}(\theta, n)$  są bezwymiarowymi funkcjami zależnymi od n oraz współrzędnej kątowej  $\theta$ . Parametr  $C^*$  jest całką liniową określającą prędkość zmiany energii w obrębie pęknięcia i definiowaną jako (rys. 7.2), [60, 107]:

$$C^* = \int_{\Gamma} \left[ W^* dy - \sigma_{ij} n_i \frac{\partial u_i}{\partial x} ds \right] \quad (7.6)$$

gdzie:

$$W^*(\epsilon_{mn}) = \int_0^{\epsilon_{mn}} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij} \quad (7.7)$$

7.1.2. Zakres sprężysty i pełzania ustalonego

Dla materiału izotropowego w stanie pełzania ustalonego i uwzględniającego stan sprężysty możemy zapisać [111]:

$$\dot{\epsilon}_{ij} = \frac{1+\nu}{E} \dot{\sigma}_{ij} - \frac{\nu}{E} \dot{\sigma}_{kk} \delta_{ij} + \frac{3}{2} B \sigma_i^{n-1} s_{ij} \quad (7.8)$$

Pole naprężeń i odkształceń typu HRR w obrębie pęknięcia charakteryzują teraz zależności [109]:

$$\sigma_{ij} = \left( \frac{C(t)}{I_n Br} \right)^{1/(n+1)} \tilde{\sigma}_{ij}(\theta, n) \quad (7.9)$$

$$\dot{\epsilon}_{ij}^c = \left( \frac{C(t)}{I_n Br} \right)^{n/(n+1)} \tilde{\epsilon}_{ij}(\theta, n) \quad (7.10)$$

gdzie: C(t) – jest całką zależną od czasu i naprężeń.

Dla małych czasów i małych obszarów objętych pełzaniem C(t) może być wyrażona jako:

$$C(t) = \frac{J}{(n+1)t} \quad (7.11)$$

gdzie: całka J jest powiązana ze współczynnikiem intensywności naprężeń K zależnością Irwina

$$K = \sqrt{JE'} \quad (7.12)$$

$E' = E$  – dla płaskiego stanu naprężenia,  
 $E' = E/(1 - \nu)$  – dla płaskiego stanu odkształcenia.

Dla długich czasów (tzn. dużych obszarów objętych pełzaniem) wartość całki  $C(t)$  zmierza do  $C^*$ :

$$C(t \rightarrow \infty) = C^* \quad (7.13)$$

Charakterystyczny czas  $t_1$  dzielący przedział czasu na zakresy pełzania krótkotrwałego i długotrwałego obliczymy z zależności:

$$t_1 = \frac{J}{(n+1)C^*} \quad (7.14)$$

Dla czasów  $t \ll t_1$  proces propagacji kontrolowany jest przez całkę  $J$  lub współczynnik intensywności naprężeń  $K$ , natomiast dla  $t \gg t_1$  propagacja kontrolowana jest przez parametr  $C^*$ . Interpolacyjną formułę obejmującą cały przedział czasu możemy zapisać [109, 124]:

$$C(t) = (1 + t_1/t)C^* \quad (7.15)$$

### 7.1.3. Zakres pełzania pierwotnego

Jeżeli równanie konstytutywne opisujące zachowanie się materiału w pierwszym okresie pełzania, w tzw. pełzaniu pierwotnym, przyjmiemy w postaci [92, 111]:

$$\dot{\epsilon}_{ij}^c = \frac{3}{2} B_1 \epsilon_i^{-p} \sigma_i^{m(1+p)-1} s_{ij} \quad (7.16)$$

gdzie:  $B_1, m, p$  – parametry,  
 to pole naprężeń typu HRR wokół wierzchołka pęknięcia, rozwijającego się w obszarze pełzania pierwotnego, opisuje zależność:

$$\sigma_{ij} = \left( \frac{C_h^*}{[B_1(1+p)]^{1/(1+p)} I_m r} \right)^{1/(m+1)} \bar{\sigma}_{ij}(\theta, m) \quad (7.17)$$

Parametr  $C_h^*$  jest zależny od czasu i definiowany jako:

$$C_h^* = \frac{JP(t)^m}{\left( \int_0^t P(t)^{m(1+p)} dt \right)^{1/(1+p)}} = \frac{C^*(1+p) \left( \int_0^t P(t)^{m(1+p)} dt \right)^{p/(1+p)}}{P(t)^{mp}} \quad (7.18)$$

gdzie:  $P(t)$  jest obciążeniem zależnym od czasu.

Biorąc pod uwagę obszary: sprężysty, pełzania pierwotnego i pełzania ustalonego, możemy napisać następującą formułę wyrażającą wartość parametru kontrolującego rozwój pęknięcia w czasie rozwijania się wszystkich wymienionych stref [111]:

$$C(t) = \left[ 1 + t_1/t + \left( \frac{t_2}{t} \right)^{p/(1+p)} \right] C^* \quad (7.19)$$

gdzie:

$$t_2 = \left( \frac{C_h^*}{(1+p)C^*} \right)^{(p+1)/p} \quad (7.20)$$

### 7.1.4. Metody estymacji parametru $C^*$

Z przedstawionych powyżej rozważań wynika, że w analizie propagacji pęknięć w warunkach pełzania podstawowe znaczenie ma parametr  $C^*$ . Przez analogię do całki  $J$  parametr ten można również interpretować jako różnicę prędkości zmian energii 2 identycznie obciążonych ciał z pęknięciami różniącymi się o nieskończenie małą długość [22]:

$$C^* = - \frac{\partial U^*}{\partial a} \quad (7.21)$$

gdzie:

$$U^* = \int_0^{\dot{u}} P du \quad (7.22)$$

$P$  – obciążenie,  
 $\dot{u}$  – prędkość przemieszczeń.

Opierając się na powyższych zależnościach oraz badaniach doświadczalnych przeprowadzonych na wielu próbkach dla różnej prędkości przemieszczeń można wyznaczyć zależności prędkości propagacji pęknięcia  $\frac{da}{dt}$  od parametru  $C^*$  [79, 145].



Parametr  $C^*$  można również wyznaczyć eksperymentalnie z następującej formuły wykorzystującej obciążenie oraz pomiar prędkości przemieszczenia punktu przyłożenia obciążenia [52, 75, 98, 126]

$$C^* = \frac{P\dot{\Delta}}{wb} \left( \frac{n}{n+1} \right) \eta \quad (7.23)$$

gdzie:

- P – obciążenia,
- $\dot{\Delta}$  – prędkość zmian przemieszczenia punktu przyłożenia obciążenia,
- w – szerokość próbki,
- b – grubość próbki nie objęta pęknięciem,
- n – wykładnik pełzania,
- $\eta$  – współczynnik zależny od geometrii próbki i rodzaju obciążenia ( $\eta = 1$  dla próbki rozciąganej,  $\eta = 2$  dla próbki zginanej).

Wykorzystując symulacje numeryczne prowadzone dla różnych geometrii próbek oraz analogie parametru  $C^*$  z całką J opracowano formuły o następującej postaci [77, 78]

$$C^* = \sigma \epsilon^m a h \quad (7.24)$$

gdzie: h jest bezwymiarową funkcją długości pęknięcia, rozmiarów elementu, naprężenia i wykładnika pełzania n podaną m.in w pracy [77, 78].

Naprężenie  $\sigma$  i prędkość odkształceń  $\epsilon$  we wzorze (7.24) są wielkościami występującymi w przekroju pęknięcia, ale poza jego wierzchołkiem.

Jeżeli brak jest innych możliwości obliczenia parametru  $C^*$ , można zastosować metodę przybliżoną opartą na naprężeniach bazowych  $\sigma_R$  zdefiniowanych jako wielkość charakteryzująca rozkład naprężeń w przekroju nie objętym jeszcze pęknięciem [57, 101]

$$\sigma_R = \frac{P}{P_1} R_e \quad (7.25)$$

gdzie:

- $P_1$  – obciążenie graniczne analizowanego pękniętego elementu,
- $R_e$  – granica plastyczności.

W tej sytuacji parametr  $C^*$  obliczymy jako [135]

$$C^* = \sigma_R \epsilon_R^m R \quad (7.26)$$

gdzie:

$$R = \left( \frac{K}{\sigma_R} \right)^2 \quad (7.27)$$

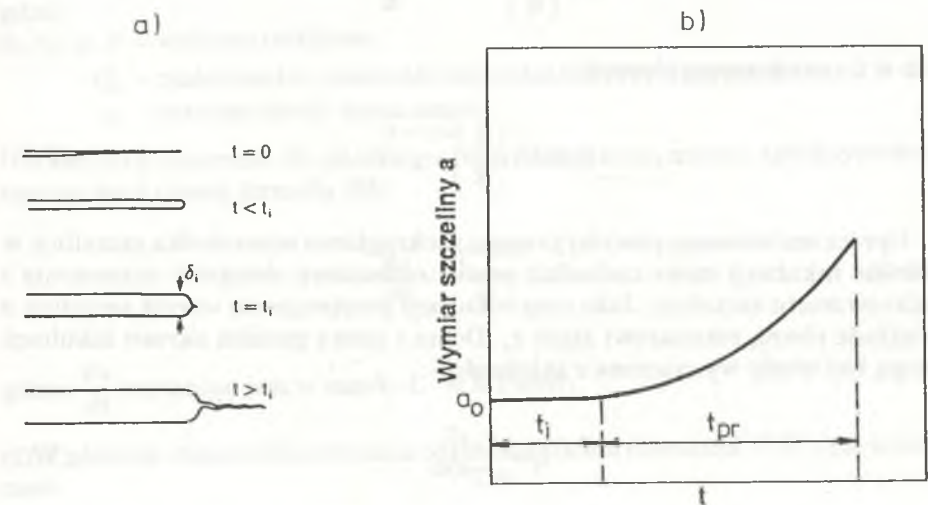
## 7.2. Inkubacja i propagacja pęknięć

### 7.2.1. Okres inkubacji pęknięć

Jeżeli pęknięcie pojawia się w elemencie jako skutek kumulacji procesów zniszczenia wywołanych pełzaniem lub zmęczeniem niskocyklicznym, to czas inkubacji takiego pęknięcia jest czasem, w którym parametr zniszczenia osiągnie swą wartość graniczną.

W przypadku elementów zawierających rysy lub szczeliny od początku eksploatacji, wzrost takich pęknięć może być poprzedzony wstępnym okresem inkubacji, w którym nie następuje zauważalny przyrost długości pęknięcia, (rys. 7.3b) [4, 5, 11, 27, 102, 103].

W okresie tym następuje kumulacja procesów degradacyjnych zachodząca w obrębie wierzchołków pęknięcia. Jako efekt tego zjawiska następuje zaokrąglenie początkowo ostrego wierzchołka pęknięcia. Schematycznie proces ten



Rys. 7.3. a. Inicjacja pęknięcia, b. Okres inkubacji i propagacji pęknięć

Fig. 7.3. a. Crack initiation, b. Periods of incubation and crack growth

pokazano na rys. 7.3a. Czas inkubacji do osiągnięcia przez szczelinę jej krytycznego rozwarcia  $\delta_i$  może być określony z zależności:

$$t_i = \left( \frac{\delta_i}{B^{1/n} C^*} \right)^{n+1} \quad (7.28)$$

lub ogólnie

$$t_i = \frac{\beta}{C^{*\alpha}} \quad (7.29)$$

gdzie:  $\beta, \alpha$  – stałe materiałowe.

Wyznaczenie czasu inkubacji na podstawie powyższych zależności wymaga wyznaczenia dwóch stałych materiałowych, a w szczególności krytycznego rozwarcia szczeliny  $\delta_i$ .

Przy znajomości krzywej pełzania dla naprężenia równego naprężeniu bazowemu  $\sigma_R$  elementu z pęknięciem czas inkubacji może być wyznaczony graficznie. Czas ten jest równy okresowi, po którym odkształcenie pełzania osiągnie wartość krytyczną  $\varepsilon_i^*$  definiowaną jako:

$$\varepsilon_i^* = \left( \frac{\delta_i}{R} \right)^{n/(n+1)} - \frac{\sigma_R}{E} \quad (7.30)$$

lub w formie konserwatywnej:

$$\varepsilon_i^* = 0,5 \left( \frac{\delta_i}{R} \right)^{n/(n+1)} \quad (7.31)$$

Oprócz omówionego powyżej procesu zaokrąglania wierzchołka szczeliny, w okresie inkubacji może zachodzić proces rozbudowy obszarów zniszczenia i mikrowzrostu szczeliny. Jako czas inkubacji przyjmuje się wzrost szczeliny o wielkość równą rozmiarowi ziarn  $r_c$ . Dolna i górna granica okresu inkubacji mogą być wtedy wyznaczone z zależności

$$t_i = \frac{r_c \varepsilon_i^*}{3C^{*0,85}} \quad (7.32)$$

$$t_i = \frac{(n+1)r_c \varepsilon_i^*}{3C^{*0,85}} \quad (7.33)$$

gdzie:  $r_c$  – wyrażono w mm,  $t_i$  w godzinach,  $C^*$  w MJ/m<sup>2</sup>h,  $\varepsilon_i^*$  jest bezwymiarowym maksymalnym odkształceniem pełzania.

### 7.2.2. Propagacja pęknięć przy obciążeniach statycznych

Wyniki badań doświadczalnych wskazują, że proces propagacji pęknięcia może być opisany ogólną zależnością typu [48, 53]

$$\frac{da}{dt} = D C^{*\varphi} \quad (7.34)$$

gdzie:  $D, \varphi$  – stałe materiałowe.

Na podstawie rozważań pola naprężeń w obszarze zniszczenia wokół wierzchołka pęknięcia w pracach [135, 137] podano następujące zależności analityczne do obliczenia stałych  $D$  i  $\varphi$

$$D = \left( \frac{n+1}{n+1-\nu} \right) \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon_{fo}^*} \left( \frac{1}{I_n \sigma_i \varepsilon_0} \right)^{\nu/(n+1)} r_c^{(n+1-\nu)(n+1)} \quad (7.35)$$

$$\varphi = \nu/(n+1) \quad (7.36)$$

gdzie:

$\sigma_0, \varepsilon_0, n, \nu$  – stałe materiałowe,

$\varepsilon_{fo}^*$  – maksymalne odkształcenie pełzania przy naprężeniu  $\sigma_0$ ,

$r_c$  – rozmiar strefy zniszczenia.

Powyższą zależność dla płaskiego stanu naprężenia można aproksymować następującą prostą formułą [95]

$$\frac{da}{dt} = \frac{3C^{*0,85}}{\varepsilon_i^*} \quad (7.37)$$

gdzie:  $\frac{da}{dt}$  wyrażone jest w mm/h,  $C^*$  w MPam/h.

W płaskim stanie odkształcenia odpowiednikiem równania (7.37) jest zależność

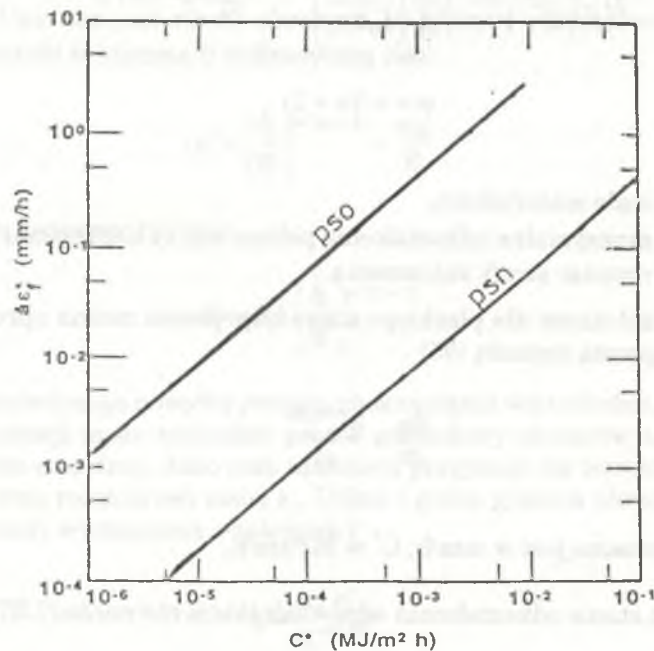
$$\frac{da}{dt} = \frac{150C^{*0,85}}{\varepsilon_i^*} \quad (7.38)$$

Na podstawie zależności (7.37) i (7.38) można stworzyć diagram (rys. 7.4) o osiach  $\frac{da}{dt} \varepsilon_f$  oraz  $C^*$  obejmujący wyniki badań doświadczalnych. Granice tego obszaru wyznaczone są przez krzywe propagacji w płaskim stanie naprężenia (psn) i płaskim stanie odkształcenia (pso). Zależność podana na rys. 7.4 jest niezależna od rodzaju materiału.

Przy braku informacji o wartości odkształcenia pełzania przy zniszczeniu, prędkość propagacji można oszacować na podstawie następujących formuł wiążących tempo propagacji ze współczynnikiem intensywności naprężeń  $K$ , naprężeniami bazowymi  $\sigma_R$  oraz czasem zniszczenia  $t_{z(R)}$  przy naprężeniu  $\sigma_R$  [135]:

– dla płaskiego stanu naprężenia

$$\frac{da}{dt} = 5 \left( \frac{K^2}{\sigma_R t_{z(R)}} \right)^{0,85} \quad (7.39)$$



Rys. 7.4. Diagram do oceny propagacji pęknięć w warunkach pełzania

Fig. 7.4. Creep crack growth assessment diagram

– dla płaskiego stanu odkształcenia

$$\frac{da}{dt} = 250 \left( \frac{K^2}{\sigma_R t_{z(R)}} \right)^{0,85} \quad (7.40)$$

Podane powyżej formuły są przybliżonymi zależnościami pozwalającymi dla celów praktycznych obliczać tempo propagowania pęknięcia. Dokładniejsze rezultaty można osiągnąć wyznaczając parametry równania (7.34) na podstawie badań doświadczalnych przeprowadzonych na próbkach z danego materiału.

Jeżeli rozwój pęknięcia następuje w obszarze, w którym równocześnie zachodzą intensywne pełzaniowe procesy degradacyjne charakteryzowane parametrem zniszczenia  $\omega$ , to tempo propagacji może opisywać zmodyfikowana zależność [96, 135]

$$\frac{da}{dt} = \frac{DoC^*\varphi}{1 - \omega} \quad (7.41)$$

Równanie powyższe należy uzupełnić zależnością opisującą tempo wzrostu parametru zniszczenia  $\omega$ .

### 7.2.3. Propagacja pęknięć w warunkach obciążeń cyklicznych

W warunkach obciążeń cyklicznych wywołanych rozruchami lub zmianą mocy turbiny propagację pęknięć opisuje równanie Parisa lub jego modyfikacje [45, 71, 81]

$$\left. \frac{da}{dN} \right|_N = A \Delta K^\varphi \quad (7.42)$$

gdzie:

$A, \varphi$  – stałe,

$\Delta K$  – zakres zmian współczynnika intensywności naprężeń.

Całkowity przyrost pęknięcia w danym cyklu pracy możemy obliczyć jako sumę przyrostów wywołanych obciążeniem cyklicznym oraz przyrostów powodowanych pełzaniem materiału

$$\frac{da}{dN} = \left. \frac{da}{dN} \right|_N + \int_0^{t_h} \frac{da}{dt} dt \quad (7.43)$$

gdzie:  $t_h$  jest czasem pracy ustalonej w danym cyklu.

W równaniu (7.43) człon  $\left. \frac{da}{dN} \right|_N$  reprezentuje przyrost pęknięcia wywołany wszystkimi zmianami obciążeń występującymi w danym cyklu pracy.

Bezpieczna liczba cykli pracy limitowana jest osiągnięciem przez propagującą szczelinę jej wymiarów krytycznych  $a_f$ . Wymiar krytyczny pęknięcia  $a_f$  będący funkcją temperatury, położenia pęknięcia, obciążenia, może być obliczony na podstawie odporności na pękanie  $K_{IC}$ . Krytyczny wymiar pęknięcia może też być limitowany zmniejszającym się czynnym przekrojem w obszarze propagacji. Dopuszczalny przekrój, a więc i dopuszczalny maksymalny wymiar pęknięcia  $a_f$ , może być wyznaczony doświadczalnie lub na drodze analiz teoretycznych.

### 7.3. Niezawodność elementu z pęknięciami

Szereg wielkości wykorzystywanych w analizie procesu propagacji pęknięć wyznacza się przez pomiary. Są to przede wszystkim: początkowy wymiar szczeliny  $a_0$ , krytyczny wymiar szczeliny  $a_f$ , stałe materiałowe. Inne, jak np. maksymalne naprężenia w łopatkce, otrzymuje się na podstawie analizy teoretycznej. Wielkości te mogą być obarczone błędami pomiarowymi a zatem można je traktować jako wielkości losowe, a pęknięcie łopatki rozpatrywać w kategoriach prawdopodobieństwa.

Czas pracy takiego elementu ograniczony jest zatem czasem propagacji pęknięcia  $t_{pr}$  do wymiarów krytycznych. Z uwagi na wymienione powyżej czynniki, czas ten jest wielkością losową. Funkcję zachowania możemy zatem zapisać w postaci:

$$g = t_{pr} - t$$

Niezawodność w danym czasie  $t$  będzie definiowana prawdopodobieństwem

$$R(t) = P(t_{pr} > t)$$

lub

$$R(t) = P(g > 0)$$

Prawdopodobieństwo uszkodzenia określa zatem relacja przeciwna

$$p_f = P(g < 0)$$

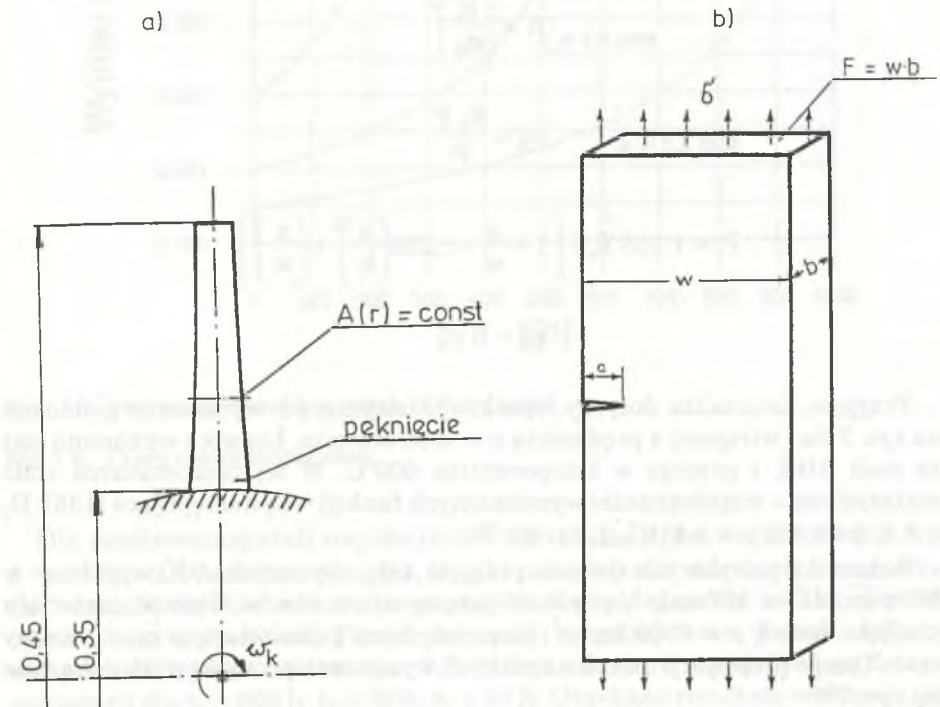
Obliczenia powyższego prawdopodobieństwa przeprowadza się przy wykorzystaniu indeksu Hasofera-Linda  $\beta$  (wzór 4.50).

## 7.4. Trwałość pękniętej łopatki

### 7.4.1. Propagacja pęknięcia w łopatkce

Opierając się na przedstawionych zależnościach przeprowadzono analizę zachowania się łopatki zawierającej na jednej z krawędzi w okolicy stopki pęknięcie (rys. 7.5a). Przyjęto, że łopatkka pracuje w warunkach pełzania. Propagacja pęknięć będzie więc opisana zależnością (7.34).

Zgodnie z modelem łopatki jak na rys. 7.5b, wielkości niezbędne do analizy propagacji mają postać:



Rys. 7.5. a. Wirująca łopatkka, b. Model łopatki z pęknięciem

Fig. 7.5. a. Rotating blade, b. Model of cracked blade

– współczynnik intensywności naprężeń [78, 135]

$$K = \frac{\sigma \sqrt{2w \tan\left(\frac{\pi a}{2w}\right)} \left[ 0,752 + 2,02 + 0,37 \left( 1 - \sin\left(\frac{\pi a}{2w}\right) \right)^3 \right]}{\cos\left(\frac{\pi a}{2w}\right)}$$

– parametr  $C^*$

$$C^* = \sigma_R \dot{\epsilon}_R R$$

$$R = \left( \frac{K}{\sigma_R} \right)^2$$

$$\sigma_R = \frac{R_e P}{P_1}$$

$$P_1 = 1,155 R_e F \left[ 1 - \frac{a}{w} - 1,232 \left( \frac{a}{w} \right)^2 + \left( \frac{a}{w} \right)^3 \right]$$

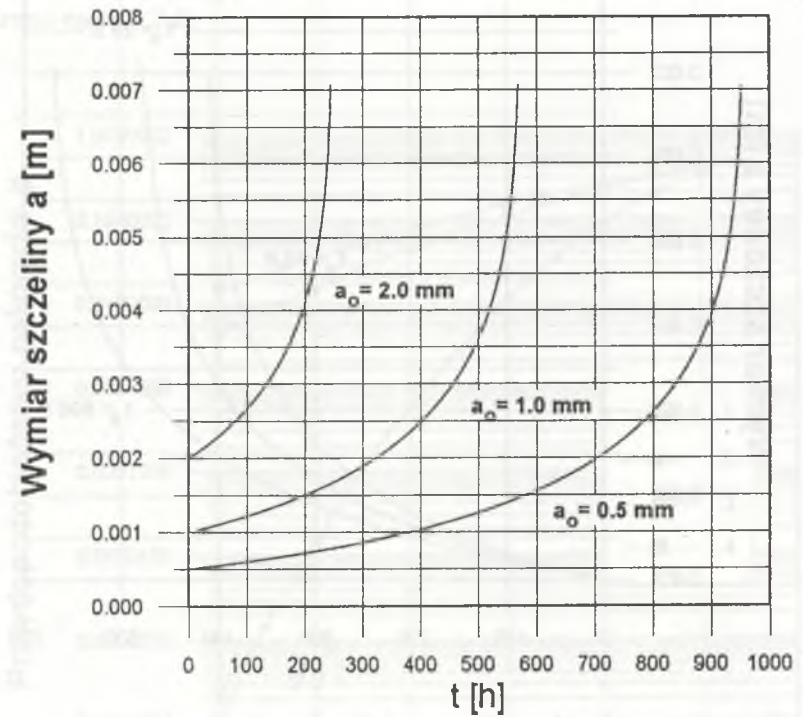
$$\dot{\epsilon}_R = B \sigma_R^n$$

Przyjęto, że analiza dotyczy łopatki cylindrycznej o wymiarach podanych na rys. 7.5a i wirującej z prędkością  $n = 6000$  obr/min. Łopatka wykonana jest ze stali 316L i pracuje w temperaturze  $600^\circ\text{C}$ . W tej temperaturze stałe materiałowe – współczynniki wymienionych funkcji – są następujące [135]:  $D_0 = 9,5$ ,  $\phi = 0,89$ ,  $n = 8,4$ ,  $B = 1,94 \cdot 10^{-24}$ .

Jednostki powyższych danych przyjęto tak, aby uzyskać  $K$  wyrażony w  $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ ,  $C^*$  w  $\text{MPa}\text{h}^{-1}$ , prędkość propagacji w  $\text{mm/h}$ . Gęstość materiału przyjęto równą  $\rho = 6500 \text{ kg/m}^3$ . Czas inkubacji pęknięcia  $t_i$  przyjęto równy zero. Tempo propagacji szczelin o różnych wymiarach początkowych pokazano na rys. 7.6.

W rzeczywistych warunkach eksploatacji łopatka pracuje w sposób cykliczny, tzn. poddawana jest procesom obciążania i odciążania, pomiędzy którymi pracuje w warunkach obciążenia ustalonego. Tym razem propagacja pęknięć będzie wywołana zarówno pełzaniem przy obciążeniu stałym, jak i cyklicznym

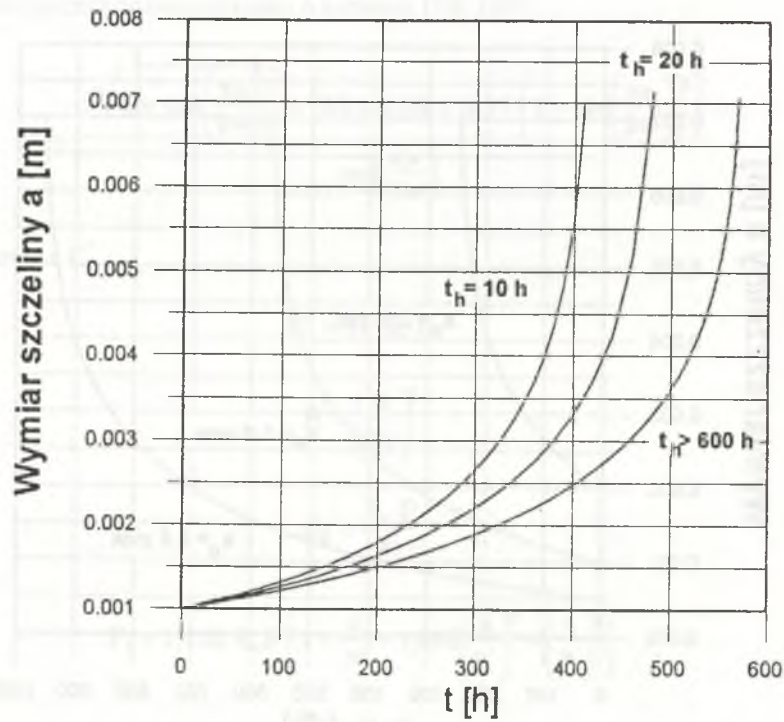
$$\frac{da}{dN} = A \Delta K^\phi + \int_0^{t_h} D_0 C^{*\phi} dt$$



Rys. 7.6. Propagacja szczelin w warunkach pełzania

Fig. 7.6. Creep cracks propagation

Dla analizowanej stali współczynniki równania Parisa mają wartości:  $A = 3 \cdot 10^{-8}$ ,  $\phi = 3$ . W analizie przyjęto, że cykl pracy łopatki składa się z rozruchu, tzn. wzrostu obrotów od zera do wartości nominalnej, pracy ustalonej przez okres  $t_h$  oraz odstawienia. Tempo propagacji szczeliny 1 mm dla tak zdefiniowanych cykli pokazano na rys. 7.7. Kolejne krzywe przedstawiają tempo propagacji dla  $t_h > 600$  h,  $t_h = 20$  h,  $t_h = 10$  h. Uzyskane rezultaty wskazują, że dla analizowanego materiału i przyjętego obciążenia tempo propagacji wywołane pełzaniem jest porównywalne z przyrostami szczeliny na skutek działania obciążeń zmiennych.



Rys. 7.7. Propagacja szczeliny 1 mm dla różnych okresów pełzania

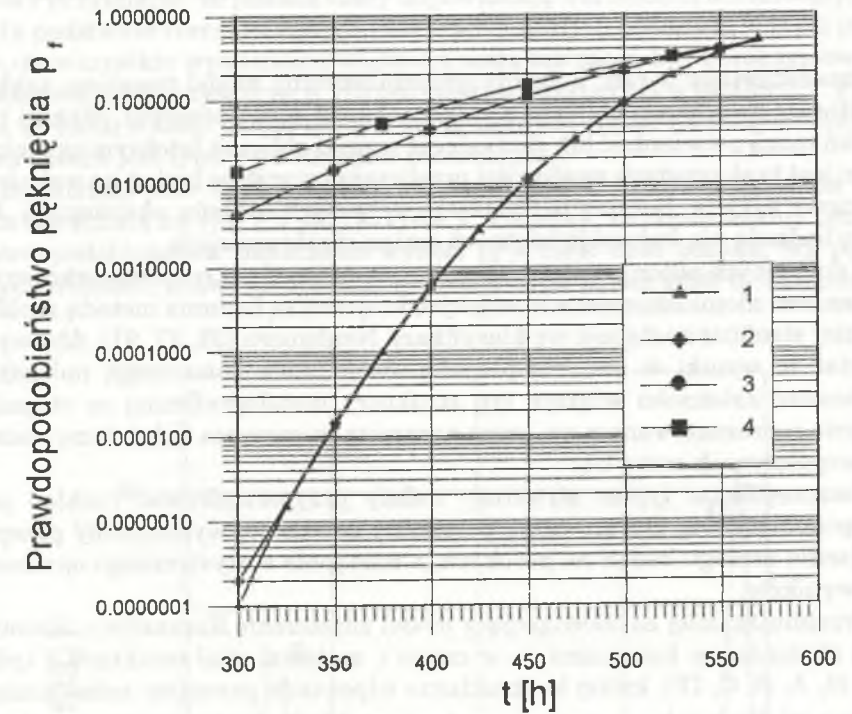
Fig. 7.7. Creep 1 mm crack propagation for different hold times

#### 7.4.2. Prawdopodobieństwo pęknięcia łopatki

Opierając się na założeniach podanych w pkt. 7.3, wykonano obliczenia prawdopodobieństwa pęknięcia łopatki przyjmując, że niektóre z wielkości, a mianowicie: początkowy wymiar szczeliny  $a_0$ , krytyczny wymiar szczeliny  $a_f$ , maksymalne naprężenie w łopatce  $\sigma$  są wielkościami losowymi. W kolejnych wariantach obliczeń przyjęto następujące wartości oczekiwane  $\mu$  oraz odchylenia standardowe  $s$  zmiennych losowych:

1 –	$\mu_{a_0} = 0,001 \text{ m}$ ,	$s_{a_0} = 0,0001 \text{ m}$ ,	$\mu_{a_f} = 0,007 \text{ m}$ ,	$s_{a_f} = 0,0001 \text{ m}$ ,
2 –	$\mu_{a_0} = 0,001 \text{ m}$ ,	$s_{a_0} = 0,0001 \text{ m}$ ,	$\mu_{a_f} = 0,007 \text{ m}$ ,	$s_{a_f} = 0,0007 \text{ m}$ ,
3 –	$\mu_{a_0} = 0,001 \text{ m}$ ,	$s_{a_0} = 0,0002 \text{ m}$ ,	$\mu_{a_f} = 0,007 \text{ m}$ ,	$s_{a_f} = 0,0001 \text{ m}$ ,
4 –	$\mu_{a_0} = 0,001 \text{ m}$ ,	$s_{a_0} = 0,0001 \text{ m}$ ,	$\mu_{a_f} = 0,007 \text{ m}$ ,	$s_{a_f} = 0,0001 \text{ m}$ ,
	$\mu_{\sigma} = 102,5 \text{ MPa}$ ,	$s_{\sigma} = 2,5 \text{ MPa}$ .		

Pozostałe dane przyjęto jako wielkości zdeterminowane. Wyniki obliczeń pokazano na rys. 7.8.



Rys. 7.8. Zależność prawdopodobieństwa pęknięcia od wartości oczekiwanej i odchylenia standardowego zmiennych losowych

Fig. 7.8. Dependence of probability of failure on mean values and standard deviations of random parameters

Z podanych rezultatów wynika, że wariancja wymiaru krytycznego pęknięcia nie ma istotnego wpływu na prawdopodobieństwo pęknięcia. Duży wpływ ma natomiast naprężenie maksymalne w łopatce będące funkcją geometrii łopatki, gęstości materiału i obciążenia. Najistotniejszym czynnikiem jest jednak początkowy wymiar szczeliny. Wymiar ten określany jest za pomocą pomiarów, a z uwagi na występujące często trudności w dokładnym ustaleniu wymiarów wady (np. w otworach centralnych wirników), pomiar ten może być obarczony znacznymi błędami.

## 8. WERYFIKACJA PRAWDOPODOBIENSTWA ZNISZCZENIA ZA POMOCĄ BADAŃ NIENISZCZĄCYCH

Przedstawiony w pkt. 4 ogólny probabilistyczny model trwałości zakłada możliwość weryfikacji obliczeń wynikami badań nieniszczących. Wyniki tych badań mogą potwierdzić lub skorygować wyniki obliczeń. Istotnym ograniczeniem jest brak prostych możliwości przeliczania wyników badań na wskaźniki ilościowe zużycia. Dotyczy to zwłaszcza wczesnych okresów eksploatacji, kiedy to badania nie wykazują istotnych zmian strukturalnych.

Z dostępnych autorowi danych wynika, że najbardziej rozpowszechnionymi badaniami nieniszczącymi w energetyce krajowej są badania metodą replik, a podział struktur następuje wg klasyfikacji Neubauera [33, 37, 91]. Aby wykorzystać te wyniki w analizie prawdopodobieństwa zniszczenia należałoby opracować zależności wiążące typ struktury metalograficznej ze stopniem zużycia reprezentowanym np. przez parametr zniszczenia  $\omega$ , lub bezwymiarowy współczynnik czasu  $t/t_f$ .

Poszczególnym typom struktury należy przyporządkować rozkład prawdopodobieństwa. Opracowanie powyższej zależności wymagałoby przeprowadzenia szeregu badań na próbkach, a następnie statystycznego opracowania wyników.

Przyjmując dalej za obowiązujący model zniszczenia Kaczanowa–Rabotnowa i stwierdzając badaniami, że w czasie  $t_i$  materiał miał strukturę  $Y$  (gdzie  $Y = \{0, A, B, C, D\}$ ), której to strukturze odpowiada parametr zniszczenia  $\omega_i$  będący wielkością losową o znanym typie rozkładu, możemy wyznaczyć czas zniszczenia  $t_f$ . Czas ten jest również wielkością losową.

Prawdopodobieństwo zniszczenia w kolejnych chwilach czasowych  $t$  wyznacza zatem następujące prawdopodobieństwo warunkowe:

$$p_f = P\{(t_f - t) < 0 / \omega_i\} \quad (8.1)$$

gdzie:  $\omega_i$  – zaobserwowany parametr zniszczenia w czasie  $t_i$ .

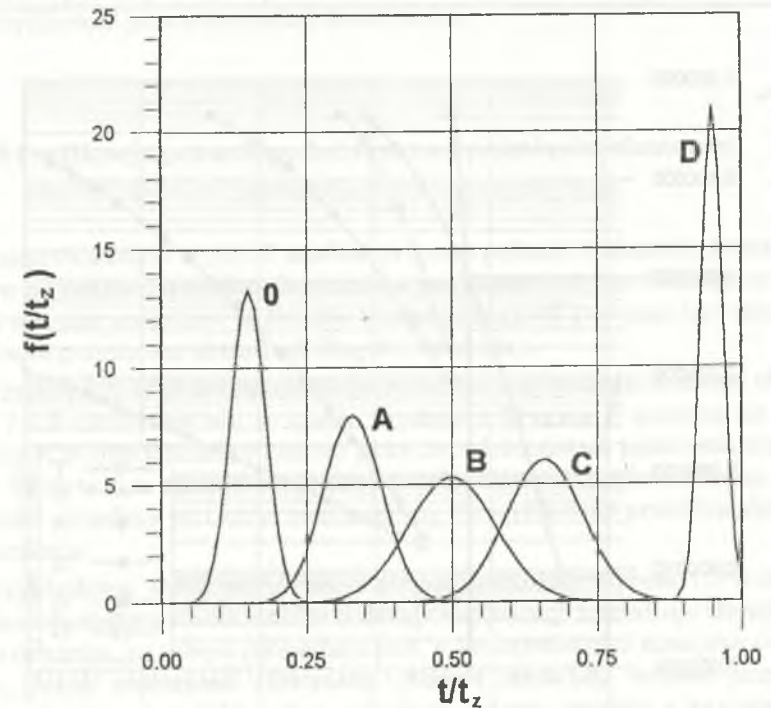
### 8.1. Weryfikacja prawdopodobieństwa zniszczenia tarczy wirnikowej

Praktyczne wykorzystanie wyników badań nieniszczących w ocenie prawdopodobieństwa zniszczenia przedstawimy na przykładzie wirnika turbiny gazowej. Pierwszym krokiem w tej ocenie jest przyporządkowanie poszczegól-

nym kategoriom struktury odpowiadającego im stopnia zużycia materiału. W pracy [85] przyjęto, że struktura A odpowiada  $1/3$  czasu zniszczenia  $t_z$ , struktura B –  $1/2 t_z$ , struktura C –  $2/3 t_z$ , natomiast struktura D –  $95/100 t_z$ . Aby uwzględnić te dane w prowadzonej analizie, należy nadać im charakter losowy przyjmując, że podane czasy odpowiadają wartościom oczekiwanym.

Na podstawie rozrzutu danych eksperymentalnych podanych w [144] przyjęto, że wszystkie wymienione wielkości mają lub mogą być aproksymowane rozkładem normalnym (rys. 8.1) o parametrach podanych w tabelicy 8.1. Przyjęto, że jeżeli wyniki badań nie wskazują żadnych zmian metalograficznych, to struktura jest typu 0 o rozkładzie normalnym.

Rozpatrzmy jako wyjściową krzywą prawdopodobieństwa zniszczenia wirnika oznaczoną na rys. 8.2 jako krzywa T. Ustalmy, że dopuszczalny poziom prawdopodobieństwa zniszczenia wynosi  $p_f = 0,01$ . Taki poziom, wg powyższych obliczeń, prawdopodobieństwo osiągnie po czasie 2200 h. Przeprowa-



Rys. 8.1. Zależność rozkładu czasu zniszczenia jako zmiennej losowej od typu struktury

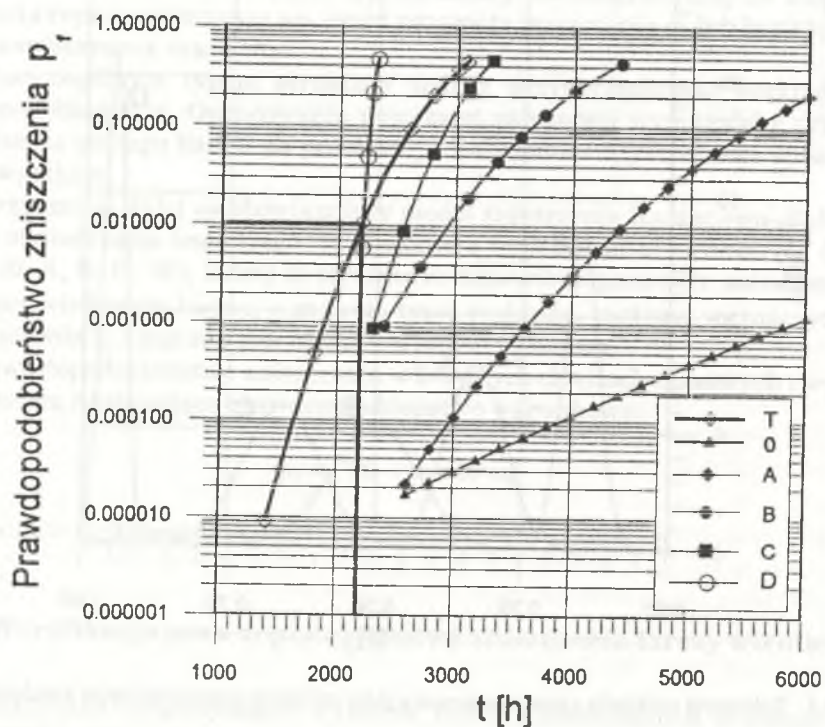
Fig. 8.1. Dependence of time of failure distribution as a random parameters on types of structures

dzając w tym czasie badania nieniszczące zgodnie z przyjętą klasyfikacją, możemy otrzymać struktury typu 0, A, B, C lub D. W zależności od stwierdzonego typu struktury prawdopodobieństwo zniszczenia w dalszej eksploatacji będzie kształtować się wg krzywych 0, A, B, C, D podanych na rys. 8.2.

Parametry rozkładów

Tablica 8.1

Typ struktury	Ty rozkładu	Wartość oczekiwana $\mu$	Odchylenie standardowe $s$
0	normalny	0,20 $t_z$	0,030 $t_z$
A	normalny	0,33 $t_z$	0,033 $t_z$
B	normalny	0,50 $t_z$	0,075 $t_z$
C	normalny	0,66 $t_z$	0,066 $t_z$
D	normalny	0,95 $t_z$	0,019 $t_z$



Rys. 8.2. Prawdopodobieństwo zniszczenia tarczy dla różnych typów struktury

Fig. 8.2. Probability of rotating rotor – disc failure for different types of structures

Strukturą potwierdzającą wyniki obliczeń jest struktura C, ponieważ prawdopodobieństwo zniszczenia określone na jej podstawie jest najbliższe prawdopodobieństwu obliczonemu (krzywa T). Jeżeli w badaniach otrzymano strukturę inną niż C, oznacza to, że założone w modelu teoretycznym stałe materiałowe, obciążenia lub też przyjęty model zniszczenia są nieadekwatne do rzeczywistości. W przypadku otrzymania struktury D prawdopodobieństwo zniszczenia jest w rzeczywistości znacznie większe, co oznacza, że element pracuje przy obciążeniu znacznie większym od założonego lub własności materiału są znacznie gorsze. W przypadku otrzymania struktur B, A, O prawdopodobieństwo zniszczenia jest niższe niż wynikałoby to z obliczeń teoretycznych. Może to oznaczać, że założono większe obciążenie niż jest ono w rzeczywistości lub też własności materiału są znacznie lepsze.

Warunkiem koniecznym do uznania wyników badań nieniszczących za reprezentatywne i podające rzeczywisty stan materiału jest oprócz poprawności ich wykonania również prawidłowy wybór miejsca badań, tzn. miejsca najbardziej obciążonego o największym stopniu zużycia. Miejsca te należy zidentyfikować poprzez analizy teoretyczne.

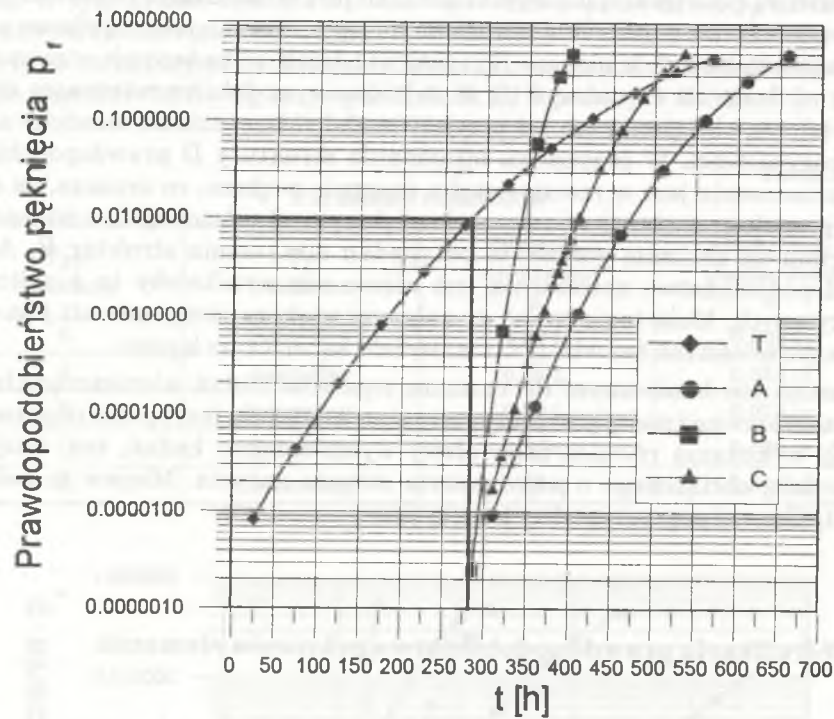
## 8.2. Weryfikacja prawdopodobieństwa pęknięcia elementu

Przeprowadzona w pkt. 7 analiza propagacji pęknięć wskazuje, że największy wpływ na poziom prawdopodobieństwa pęknięcia katastroficznego ma początkowy wymiar szczeliny. Obliczone tempo propagacji powinno być zatem weryfikowane pomiarem aktualnej długości szczeliny.

Przyjmijmy, że prawdopodobieństwo pęknięcia katastroficznego obliczone w pkt. 7.4.2 kształtuje się w czasie zgodnie z krzywą T podaną na rys. 8.3. Załóżmy, że dopuszczalny poziom prawdopodobieństwa pęknięcia wynosi  $p_f = 0,01$ . Poziom ten zostaje osiągnięty po ok. 280 h. Przeprowadzając pomiary długości szczeliny po tym czasie możemy zweryfikować prawdopodobieństwo zniszczenia.

Przykładowo, jeżeli pomierzona długość szczeliny wynosi 1,5 mm, to prawdopodobieństwo zniszczenia w dalszej eksploatacji kształtuje się wg krzywej A, co oznacza, że tempo propagacji jest w rzeczywistości mniejsze od obliczonego. Jeżeli natomiast zmierzona długość szczeliny wynosi przykładowo 3 mm, to prawdopodobieństwo pęknięcia osiąga, zgodnie z krzywą B, duże wartości w krótkim przedziale czasu. W analizowanym przypadku prawdopodobieństwo teoretyczne pęknięcia potwierdza krzywa C odpowiadająca po 280 h szczelinie 2 mm. Uzyskanie z pomiarów szczeliny o zbliżonej długości potwierdza poprawność obliczeń teoretycznych.





Rys. 8.3. Zależność prawdopodobieństwa pęknięcia łopatki od pomierzonych wymiarów szczeliny

Fig. 8.3. Dependence of probability of blade failure on measured cracks size

## 9. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

### 9.1. Podsumowanie zakresu pracy

- W pracy przedstawiono zagadnienie oceny zużycia i pozostałej trwałości wysokotemperaturowych elementów turbin ciepłych pracujących w warunkach obciążenia ustalonego i poddanego procesowi pełzania.
- Sformułowano kryteria oceny trwałości wynikające zarówno z postępujących procesów degradacyjnych (kryteria zniszczenia i propagacji pęknięć), jak i wynikające z analizy funkcjonowania węzłów konstrukcyjnych (kryteria przemieszczeniowe).
- Opracowano probabilistyczny model trwałości elementów turbin. Zdefiniowano trwałość i niezawodność elementów i węzłów konstrukcyjnych turbiny pracującej w warunkach pełzania.
- Opierając się na metodach elementów i różnic skończonych opracowano algorytmy i programy służące do analizy pełzania z uwzględnieniem procesów zniszczenia. Programy umożliwiają wykorzystanie dowolnego prawa opisującego zarówno procesy pełzania ustalonego, jak i nie ustalonego.
- Opracowano efektywny sposób połączenia metod numerycznych (elementów i różnic skończonych) z metodami analizy probabilistycznej (Monte Carlo i estymacji punktowej).
- Omówiono zagadnienie oceny trwałości elementów zawierających wady i pęknięcia. Opracowano algorytmy i programy umożliwiające ocenę prawdopodobieństwa pęknięcia katastroficznego elementów pracujących w warunkach pełzania.
- Podano sposób ilościowego wykorzystania wyników badań nieniszczących w ocenie trwałości i niezawodności elementów turbin.
- Zastosowanie kryteriów i analizy oceny trwałości oraz prawdopodobieństwa uszkodzenia podano na przykładach elementów turbiny, biorąc pod uwagę specyfikę danego elementu. Analizowano łopatki, tarcze wirnikowe, wały, komory zaworów, połączenia spawane rurociągów, zespoły wirujące.

### 9.2. Wnioski

- Ocena trwałości pełzaniowej powinna być poprzedzona szczegółową analizą możliwych procesów prowadzących do utraty trwałości oraz wyborem stosownych kryteriów. W przypadkach, w których możliwe jest zastosowa-

nie kilku kryteriów zniszczenia (np. kryteria naprężeniowe, energetyczne), należy je wykorzystać. W analizie należy wykorzystać zarówno metody numeryczne, jak i badania nieniszczące.

- Opracowane procedury numeryczne łączące analizę procesów pełzania i zniszczenia metodami elementów i różnic skończonych z metodami analizy probabilistycznej, w szczególności z metodą estymacji punktowej, pozwalają na szybką ocenę prawdopodobieństwa zniszczenia elementu w warunkach pełzania. Czas obliczeń wymienionymi procedurami jest stosunkowo niewielki.
- Opracowany probabilistyczny model trwałości pozwala na uzyskiwanie bardziej wiarygodnych ocen trwałości i prawdopodobieństwa zniszczenia elementów turbin, a także na podejmowanie umotywowanych decyzji co do dalszej pracy elementu. Analiza probabilistyczna pozwala na ocenę wpływu wielu czynników, m.in. technologicznych (geometria elementu), materiałowych (stałe materiałowe), na prawdopodobieństwo zniszczenia. Pozwala także na wskazanie tych wielkości, które decydująco wpływają na wynik końcowy, co stanowi podstawę do działań zmierzających do redukcji wariancji wartości tych wielkości.
- Przeprowadzone analizy trwałości wybranych elementów wskazują, że pewne cechy geometryczne wywołujące koncentracje naprężeń (np. „siodło” zaworu, otwór centralny wirnika) mogą w sposób znaczący oddziaływać na trwałość. Duży wpływ na trwałość ma temperatura i obciążenie. Umiejętne obniżanie tych parametrów w odniesieniu do elementów o znacznym stopniu zużycia pozwala na przedłużanie ich czasu pracy.
- Przy ocenie zużycia oraz stawianiu prognoz o dalszej eksploatacji należy uwzględnić wpływ innych procesów degradacyjnych, takich jak np. zmęczenie niskocykliczne.
- Koniecznym elementem procesu oceny trwałości jest analiza propagacji pęknięć wywołanych zarówno cyklicznością pracy, jak i obciążeniem stałym. Przyrost długości pęknięcia wywołany pełzaniem materiału przy stałym obciążeniu jest porównywalny z przyrostem wywołanym obciążeniem zmiennym.
- Z uwagi na losowy charakter wielu wielkości stosowanych w analizie propagacji pęknięć, m.in. początkowej długości pęknięcia i krytycznej długości pęknięcia, celowe jest stosowanie modelu probabilistycznego i analiz probabilistycznych pozwalających określić prawdopodobieństwo pęknięcia elementu w funkcji czasu. Prawdopodobieństwo pęknięcia mocno uzależnione jest m.in. od początkowego wymiaru szczeliny. Wymiar ten ustala się na podstawie badań i pomiarów nieniszczących. W przypadku niewykrycia pęknięć, początkową długość przyjmuje się równą poziomowi czułości aparatury pomiarowej. Wariancja krytycznej długości pęknięcia nie ma praktycznego wpływu na prawdopodobieństwo pęknięcia.

- Bardzo ważnym elementem analiz trwałości są badania nieniszczące. Czas, rodzaj i częstotliwość ich prowadzenia powinny być ustalone na podstawie oceny poziomu niezawodności. Przedstawienie rezultatów tych badań w postaci ilościowej pozwala uwiarygodniać lub korygować obliczony poziom niezawodności.

## LITERATURA

1. Ainsworth R.A., Coleman M.C.: Example of an application of an assessment procedure for defects in plant operating in the creep range. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Structure*, vol. 10, nr 2, 1987, s. 129-140.
2. Ainsworth R.A., Chell G.G., Coleman M.C., Goodall I.W., Gooch D.J., Haigh J.R., Kimmmins S.T., Neate G.I.: CEGB assessment procedure for defects in plant operating in the creep range. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.*, vol. 10, nr 2, 1987, s. 115-127.
3. Ainsworth R.A.: Defect assessment procedures at high temperature. *Nuclear Engineering and Design*, nr 130, 1991, s. 211-219.
4. Ainsworth R.A.: The initiation of creep crack growth. *Int. J. Solids Structures*, vol. 18, nr 10, 1982, s. 873-881.
5. Ainsworth R.A., Goodall I.W.: Defect assessment at elevated temperature. *J. Pressure Vessel Technology*, vol. 105, 1983, s. 263-268.
6. Ainsworth R.A.: Creep life estimates for defective structures. *IUTAM Symposium Creep in Structures*, Springer-Verlag, Berlin 1990, s. 269-277.
7. Ainsworth R.A.: Developments in the R5 high temperature defect assessment procedures. *ASME PVP*, vol. 266, 1993, s. 127-134.
8. Ainsworth R.A., Budden P.J.: Design and assessment of components subjected to creep. *Creep of Materials and Structures*, Ed. Hyde T.H., MEP, Londyn 1994, s. 43-50.
9. Ando K., Takeda Y., Takezoe K.: Brittle and ductile creep rupture life prediction of 1CrMoV steel notched thick plates. *ASME PVP*, vol. 163, 1989 s. 115-122.
10. Augusti G., Baratta A., Casciati F.: *Probabilistic Methods in Structural Engineering*, Chapman and Hall, Londyn 1984.
11. Austin T.S.P., Webster G.A.: Prediction of creep crack growth incubation periods. *Fatigue Fract. Eng. Mater. Structures*, vol. 15 nr 11, 1992, s. 1081-1089.
12. Barnby J.T.: Crack propagation during steady state creep. *Engineering Fracture Mechanics*, nr 7, 1975, s. 299-304.
13. Belloni G., Bernasconi G., Piatti G.: Creep damage models. w *Creep of Engineering Materials and Structures* Eds. G. Bernasconi, G. Piatti, Applied Scienza Pub. 1979, s. 195-227.
14. Bjorkenstam U.: Random loading on a spherical pressure vessel of Hook-Norton material. *Int. J. Non-Linear Anal.*, vol. 8, 1973, s. 179-194.
15. Bjorkenstam U.: Random loading on Hook-Norton structures. *J. Appl. Mathematics and Physics*, vol. 25, 1974, s. 319-330.
16. Bodnar A., Chrzanowski M.: Cracking at creeping plates in terms of continuum damage mechanics. *Mechanika Teoretyczna i Stosowana*, vol. 32, nr 1, 1994, s. 31-42.
17. Bodnar A., Chrzanowski M.: Numeryczna analiza niestacjonarnego pełzania płyt z uwzględnieniem rozwoju uszkodzeń. *Mechanika i Komputer*, t. 9, s. 101-115, 1989.
18. Bodnar A., Chrzanowski M.: A non-unilateral damage in creeping plates. *IUTAM Symposium Creep in Structures*, Springer – Verlag, Berlin 1990, s. 287-302.
19. Boyle J.T., Spence J.: *Stress analysis for creep*. Butterworth, Londyn 1983.
20. Boyle J.T.: A consistent interpretation of the reference stress method in creep design. *Mech. Res. Comm.*, vol. 4, 1977, s. 41-44.
21. Boyle J.T.: Approximations in the reference stress method for creep design. *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 22, 1980, s. 73-82.
22. Branco C.M., Radon J.C.: Analysis of creep cracking by the J integral concept. *Int. Cong. Eng. Aspect of Creep*, Sheffield 1980, s. 43-48.
23. Broberg H., Westlund R.: Creep scatter as an inherent material property. *Archives of Mechanics*, vol. 31, nr 2, 1979, s. 165-175.
24. Broberg H., Westlund R.: Creep in structures with random material properties. *Int. J. Solids Structures*, vol. 14, 1978, s. 365-374.
25. Broberg H.: A probabilistic interpretation of creep rupture curves. *Archives of Mechanics*, vol. 25, nr 5, 1973, s. 871-879.
26. Cailletaud G., Nouailhas D., Grattier C., Levailant C., Mottot M., Tortel J., Escavavage C., Heliot J., Kang S.: A review of creep – fatigue life prediction methods: identification and extrapolation to long term and strain cyclic loading. *Nuclear Eng. Design* vol. 83, 1984, s. 267-278.
27. Cailletaud G., Levailant C.: Creep – fatigue life prediction what about initiation. *Nuclear Eng. Design* vol. 83, 1984, s. 279-292.
28. Chaboche J.L.: Continuous damage mechanics – a tool to described phenomena before crack initiation. *Nuclear Engineering and Design* 64, 1981, s. 233-247.
29. Chaboche J.L.: *Continuum Damage Mechanics: Part II – Damage Growth, Crack Initiation, and Crack Growth*. *Trans ASME Journal of Applied Mechanics*, vol. 55, 1988, s. 65-72.
30. Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: The example of supervision and analysis of steam turbine operating conditions with life time considered. *VDI Berichte 868*, VDI – Verlag, Dusseldorf 1991, s. 175-186.
31. Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: *Pełzanie elementów turbin cieplnych*. WNT, Warszawa 1991.

32. Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: Influence of the design features on the creep life of turbine elements. IXth Conf. Steam Turbines of Large Output, Karlove Vary 1989, s. 297-301.
33. Chmielniak T., Kosman G.: Obciążenie cieplne turbin parowych. WNT, Warszawa 1990.
34. Chuen-Horng Tsai, Wen-Fang Wu: On the application of probabilistic fracture mechanics to the reliability and inspection of pressure vessels. Int. J. Pres. Ves. Piping, vol. 59, 1994, s. 323-333.
35. Copeland J.F., Carney C.E., Sherlock T.P., Shirmohamadi M., Curtis D.J.: Application of an on-line creep and fatigue monitoring system to fossil power plant steam piping. ASME PVP, vol. 208, 1991 s. 185-197.
36. Cozzarelli F.A., Huang W.N.: Effect of random material parameters on nonlinear steady creep solutions. Int. J. Solids Structures, vol. 7, 1977, s. 1477-1494.
37. Dobrzański L.A., Dobrzański J., Madejski J., Załona J.: The evaluation of extent of damage as the base for forecasting of the residual life of pressure loaded power installation elements. Konferencja FORUM 95, Kraków 1995, s. 101-112.
38. El-Sheikh M., Chen W.F.: Maximum probabilistic shore load in multistorey R/C buildings. Computer and structures. vol. 32, nr 6, 1989, s. 1347-1357.
39. Endo T., Sakon T.: A study on the limitation of inelastic strain in welded joints in elevated temperatures. Int. Congres Eng. Aspect of Creep, Sheffield 1980, s. 95-100.
40. Endo T.: Progress in life assessment and design methodology for fossil power plant components. Int. J. Pres. Vessel Piping, nr 57, 1994, s. 7-20.
41. Evans R.W., Wilshire B.: New creep data analysis procedures for accurate life extension of high temperature plant. Life Assessment and Life Extension of Power Plant Components. ASME PVP, vol. 171, 1989, s. 217-221.
42. Fairbairn J.: A reference stress approach to creep bending of straight tubes. J. Mech. Eng. Sci., vol. 16, nr 3 1974, s. 125-138.
43. Fessler H, Hyde T.H., Webster J.J.: Stationary creep prediction from model test using reference stresses. J.Strain Anal., vol. 12, nr 4, 1977, s. 271-285.
44. Finnie I., Heller W.: Pełzanie materiałów konstrukcyjnych. WNT, Warszawa 1962.
45. Gamble R.M., Paris P.C.: Cyclic crack growth analysis for notched structures at elevated temperatures. ASTM STP 590, 1976, s. 345-367 46. Goodall I.W., Ainsworth R.A.: An assessment procedure for the high temperature response of structures. IUTAM Symposium Creep in Structures, Springer – Verlag, Berlin 1990, s. 303-311.

47. Goodall I.W, Leckie F.A. Ponter A.R.S., Townley C.H.A.: The development of high temperature design methods based on reference stresses and bounding theorems. J. Eng. Mat. Techn., vol. 101, 1979, s. 349-355.
48. Harper M.P., Ellison E.G.: The use of the  $C^*$  parameter in predicting creep propagation rates. Int. J. Strain Analysis, vol. 12, nr 3, 1987, s. 167-179.
49. Hasofer A.M., Lind N.C.: Exact and invariant second – moment code format. J. Engineering Mechanics ASCE, vol. 110, nr EM1, 1974, s. 111-121.
50. Hayhurst D.R.: The use of continuum damage mechanics in creep analysis for design. Creep Materials and Structures (ed. Hyde), MEP, Londyn 1994, s. 75-83.
51. Hayhurst D.R.: Creep rupture under multi – axial states of stress. J. Mech. Phys. Solids, vol. 20, 1972, s. 381-390.
52. Hollstein T.: Parametric representation of creep crack growth rate. Advances in Fracture Research ICF 7, Houston 1989, s. 1655-1666.
53. Hollstein T., Kienzler R.: Fracture mechanics characterisation of crack growth under creep conditions. J. Strain Analysis, vol. 23, nr 2, 1988, s. 87-96.
54. Huang W.N., Valentin R.A.: The effect of random temperature fluctuations on creep and creep rupture of cylindrical tubes. Nuclear Eng. and Design, 28, 1974, s. 289-295.
55. Huang W.N., Cozzarelli F.A.: Steady creep bending in a beam with random material parameters. J.Franklin Institute, vol. 294, 5, 1972, s. 323-337.
56. Hutchinson J.W.: Singular behaviour at the end of a tensile crack in a hardening material. J. Mech. Phys. Solids, vol. 16, 1968, s. 13-31.
57. Hyde T.H.: Estimates of the creep parameter C in terms of reference stress. J. Strain Analysis, vol. 21, nr 2, 1986 s. 117-119.
58. Jakowluk A.: Procesy pełzania i zmęczenia w materiałach. WNT, Warszawa 1993.
59. Johnsson A.: Reference stress for structures obeying the Prandtl and Dorn creep laws. J. Mech. Eng. Sci., vol. 16, nr 5, 1974, s. 298-305.
60. Kienzler R., Hollstein T.: Theoretische – numerische Untersuchungen zu Experimenten mit Kriechrischwachstum. Z. Werkstofftech. 17, 1986, s. 393-397.
61. Kimura K., Fujijama K., Maramatsu M.: Creep and fatigue life prediction based on the non-destructive assessment of materials degradation for steam turbine rotors. CJMR, vol. 3, Elsevier 1988, s. 247-270.
62. Kitamura T., Ohtani R.: Creep life prediction based on stochastic model of microstructurally short crack growth. J. Eng. Mat. Technology, vol. 111, 1989, s. 169-175.

63. Kiureghian A., Lin H.Z., Hwang S.J.: Second – order reliability approximations. *J. Engineering Mechanics ASCE*, vol. 113, nr 8, 1987, s. 1208-1224.
64. Kosman G.: Obliczeniowa ocena wytrzymałości elementów turbin parowych. *ZN Pol. Śl., ser. Energetyka*, z. 123, Gliwice 1995, s. 7-28.
65. Kosman G., Chmielniak T., Rusin A.: Computer aided lifetime evaluation and its application to turbines design and their operation. *ASME Paper 93-GT-277*, 1993.
66. Kosman G., Rusin A.: Experiences in diagnostic supervision and the life time evaluation of turbine components. *ASME Paper 95-CTP-84*, 1995.
67. Kosman G., Rusin A., Łukowicz H.: Computer-aided evaluation of the durability of turbine elements. *VDI Berichte 868*, VDI – Verlag, Dusseldorf 1991, s. 167-175.
68. Kosman G., Rusin A., Albrecht D., Theilig H.: Lebensdauertberwachung an Ventilgehäusen von Dampfturbinen. *Maschinenbautechnik* 11, 1990, s. 504-507.
69. Kosman G., Rusin A.: Termowytrzymałość maszyn wirnikowych. Zagadnienia plastyczności i pełzania. *Skrypt Pol. Śl. nr 1565*, Gliwice 1991.
70. Kosman G., Rusin A.: Ocena skuteczności działania połączenia wciskowego tarczy wirnikowej z wałem turbiny cieplnej w warunkach pełzania. *Zagadnienia Eksploatacji Maszyn*, vol. 27, z. 1, 1992, s. 127-138.
71. Kosman G., Rusin A.: Ocena tempa propagacji pęknięć w wirnikach turbin wywołanego rozruchami ze stanu zimnego. *ZN Pol. Śl., ser. Energetyka*, z. 123, Gliwice 1995, s. 29-42.
72. Kosman G., Rusin A.: Kompleksowa ocena stanu technicznego turbin. *Energetyka* nr 9, 1994, s. 305-310.
73. Kosman G., Rusin A.: Analiza naprężeń w warunkach pełzania w wirniku osiowo-promieniowym na podstawie izochronicznych krzywych pełzania. *Prac IMP PAN*, z. 94, 1992, s. 45-64.
74. Kosman G., Rusin A.: Wpływ dodatkowych obciążeń na odkształcenia trwałe rurociągów parowych. *Forum Materiałoznawstwa Energetycznego*, Kraków 1993.
75. Koterezawa R., Mori T.: Applicability of fracture mechanics parameters to crack propagation under creep conditions. *Trans ASME J. Eng. Materials and Technology*, 1977, s. 298-305.
76. Kraus H.: *Creep analysis*. John Wiley and Sons, New York 1980.
77. Kumar V., Shih C.F.: Fully plastic crack solutions with applications to creep crack growth. *Int. Cong. Eng. Aspect of Creep*, Sheffield 1980, s. 211-214.
78. Kumar V., German M.D., Shih C.F.: An engineering approach for elastic – plastic fracture analysis. *EPRI NP-1931*, 1981.
79. Landes J.D., Bagley J.A.: A fracture mechanics approach to creep crack growth. *ASTM STP 590*, 1976, s. 128-148.
80. Larson F.R., Miller J.: A time – temperature relationship for rupture and creep stresses. *Trans of ASME* nr 74, 1952.
81. Lawrence M., Liu W.K., Besterfield G., Belytschko T.: Fatigue crack – growth reliability. *Journal of Engineering Mechanics, ASCE*, vol. 116, nr 3, 1990, s. 697-708.
82. Leckie F.A., Hayhurst D.R.: Constitutive equation for creep rupture. *Acta Metallurgica*, vol. 25, 1977, s. 1059-1070.
83. Leckie F.A., Hayhurst D.R.: Creep rupture of structures. *Proc. R. Soc. Lond. A* 340, 1974, s. 323-347.
84. Leckie F.A., Hayhurst D.R.: Creep rupture. *Creep of Engineering Materials*, 1974, s. 111-126.
85. Le May I., de Silveira T.L., Cheung-Mak S.K.P.: Uncertainties in the evaluation of high temperature damage in power stations and petrochemical plant. *Int. J. Pres. Piping*, 59, s. 335-343, 1994.
86. Le May I.: Damage assessment and life extension in aging power plants. *Konferencja FORUM 95*, Kraków 1995, s. 83-90.
87. Mackenzie A.C.: On the use of a single uniaxial test to estimate deformation rates in some structures undergoing creep. *Int. J. Mech. Sci.* vol. 10, 1968, s. 441-453.
88. Malinin N.N., Rżysko J.: *Mechanika materiałów*. PWN, Warszawa 1981.
89. Malinin N.N.: *Raschiety na połuczies elementow maszynostroitelnykh konstrukcii*. Maszynostrojenije, Moskwa 1981.
90. Marriot D.L.: A review of reference stress methods for estimating creep deformation. *IUTAM Symposium, Creep of Structures*, Gothenburg 1970, s. 137-151.
91. Mazur Buyko K.: Obliczeniowe metody określania żywotności kadłubów i wirników turbin parowych. *Konf. Trwałość elementów turbin parowych i metody jej prognozowania*. Elbląg 1986, s. 42-53.
92. Mc Dowell D.L., Leung C.: Implications of primary creep and damage for creep crack extension criteria. *ASME PVP*, vol. 163, 1989, s. 151-162.
93. Murakami S., Ohno N.: Continuum theory of material damage at high temperature. *CJMR* vol. 3, Elsevier 1988, s. 43-64.
94. Nicholson R.D., Formby C.L.: The validity of various fracture mechanics methods at creep temperatures. *Int. J. Fracture*, vol. 11, nr 4 1975 s. 595-604.
95. Nikbin K.M., Smith D.J., Webster G.A.: An engineering approach to the prediction of creep crack growth. *Trans ASME*, vol. 108, 1986, s. 186-191.
96. Nishida K., Nikbin K.M., Webster G.A.: Influence of net section damage on creep crack growth. *J. Strain Analysis*, vol. 24, nr 2, 1989, s. 75-82.
97. Ohji K., Oquara K., Kubo S., Katada Y.: The application of modified J-integrad to creep crack growth in austenitic stainless steel and Cr-Mo-V steel. *Proc. Int. Cong. on Eng. Aspects of Creep*, Sheffield 1980, s. 9-16.

98. Ohtani R.: Crack propagation under creep fatigue interaction. Proc. Int. Cong. on Eng. Aspects of Creep, Sheffield 1980, s. 17-22.
99. Owen D.R.J., Hinton E.: Finite elements in plasticity. Pineridge Press, Swansea 1980.
100. Penny R.K., Marriott D.L.: Design for creep. Mc Graw-Hill, Londyn 1971.
101. Piques R., Molinie E., Pineau A.: Comparison between two assessment methods for defects in the creep range. Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., vol. 14, nr 9, 1991, s. 871-885.
102. Piques R., Pineau A.: Global and local approaches to creep crack initiation and creep crack growth. IUTAM Symposium Creep in Structures. Springer – Verlag, Berlin 1990, s. 433-440.
103. Priest R.H., Miller A.A.: The assessment of creep – fatigue initiation and crack growth. IUTAM Symposium Creep in Structures Springer – Verlag, Berlin 1990, s. 441-450.
104. Radhakrishnan V.M., Ennis P.I., Schuster H.: Creep life prediction of low – alloy steels based on the  $\beta$ -envelope method. J. Mater. Eng. Performance, vol. 1, nr 2, 1992, s. 333-340.
105. Rahman S., Wilkowski G., Ghadiali N.: Pipe fracture evaluations for leak – rate detection: probabilistic models. ASME PVP, vol. 266 s. 255-267.
106. Rajagopalan K.: Point estimation techniques for the reliability analysis of ship structures. Computer and Structures, vol. 48, nr 5, s. 835-841, 1993.
107. Regener D.: Wzrost szczeliny w warunkach pełzania. Inżynieria Materiałowa, 36, nr 1, 1987, s. 3-9.
108. Riedel H., Rice J.R.: Tensile cracks in creeping solids. ASTM STP 700, 1980, s. 112-130.
109. Riedel H.: A contribution to the theory of fracture mechanics under creep conditions. Int. Cong. Eng. Aspect of Creep, Sheffield 1980, s. 215-218.
110. Riedel H.: Recent advances in modelling creep crack growth. Int. Conf. on Fracture ICF 7, Houston 1989. vol. 2 s. 1493-1525.
111. Riedel H.: Fracture at high temperatures. Springer Verlag, Berlin 1980.
112. Rodig M., Pfaffelhuber M., Schibert F., Mickel H.: Creep and fatigue crack growth in tubes at high temperatures. Advances in Fracture Research ICF 7, Houston 1989, s. 1827-1834.
113. Rozewicz Z., Czudejko F., Pietraszek A.: Dyspozycyjność i niezawodność elektrowni blokowych w Polsce. Energetyka nr 3, 1995, s. 121-128.
114. Rusin A.: Numerical simulation of turbine valve creep. Archiv of Appl. Mech., vol. 62, 1992, s. 386-393.
115. Rusin A.: Wpływ warunków eksploatacji na pełzania rur spawanych. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, vol. 28, z. 3, 1993, s. 281-289.
116. Rusin A.: Trwałość wirników turbin w ujęciu kontynuacyjnej mechaniki zniszczenia. ZN Pol. Śl., ser. Energetyka z. 123, 1995, s. 63-76.

117. Rusin A.: Porównanie metod wyznaczenia naprężeń w wirujących tarczach w warunkach pełzania. ZN Pol. Śl., ser. Energetyka, z. 102, Gliwice 1988.
118. Rusin A.: Modelowanie pełzania wirujących tarcz metodą elementów skończonych. PTMTS Sympozjum „Modelowanie w mechanice”, Gliwice 1989.
119. Rusin A.: Analiza wpływu losowego charakteru obciążenia, geometrii i stałych materiałowych na pełzanie zginanego pręta. ZN Pol. Śl., ser. Energetyka, z. 123, Gliwice 1995, s. 77-93.
120. Rusin A.: Metoda naprężeń bazowych w analizie przemieszczeń wywołanych pełzaniem. ZN Pol. Śl., ser. Energetyka, z. 123, Gliwice 1995, s. 43-61.
121. Rusin A.: Trwałość urządzeń energetycznych pracujących w wysokich temperaturach. Konferencja Problemy badawcze energetyki cieplnej. Warszawa 1993, s. 298-303.
122. Rusin A.: Zastosowanie metody elementów skończonych do analizy pełzania. Sympozjon PKM, Warszawa – Szczyrk 1993.
123. Sadananda K.: Crack propagation under creep and fatigue. Nuclear Engineering and Design, 83, 1984, s. 303-323.
124. Saxena A.: Recent advances in elevated temperature crack growth and models for life prediction. Advances in Fracture Research ICF 7, Houston 1989, s. 1675-1688.
125. Saxena A.: Evaluation of  $C^*$  for the characterization of creep – crack – growth behavior in 304 stainless steel. ASTM STP 700, 1980, s. 131-151.
126. Saxena A., Han J., Banerji K.: Creep crack growth behavior in power plant boiler and steam pipe steels. J. Pressure Vessel Technology, vol. 110, 1988, s. 137-146.
127. Saugerud O.T., Angelsen S.O.: Probabilistic calculation of remaining life time of steam reformer furnace tubes. Damage Assessment, Reliability, and Life Prediction of Power Plant Components. ASME PVP, vol. 193, 1990.
128. Sim R.G.: Evaluation of reference parameters for structures subject to creep. J. Mech. Eng. Sci. 1971, vol. 13, s. 47-50.
129. Sim R.G.: Reference stress concepts in the analysis of structures during creep. Int. J. Mech. Sci. 1970, vol. 12, s. 561-573.
130. Skrzypek I.: Plastyczność i pełzanie. PWN, Warszawa 1987.
131. Służalec A.: Stresses, deformations and creep-damage of turbine rotor – disc. Int. J. Mech. Sci., vol. 28, nr 7, 1986, s. 443-453.
132. Soong T.T., Cozzarelli F.A.: Effect of random temperature distributions on creep in circular plates. Int. J. Non-Linear Mech, vol. 2, 1967, s. 27-38.
133. Walczak J.: Stany krytyczne i pozakrytyczne niesprężystych ustrojów nośnych w ujęciu metody elementów skończonych. ZN Pol. Rzeszowskiej, nr 23, Rzeszów 1985.

134. Walczak J.: Stany krytyczne tarcz wirujących w warunkach nieliniowego pełzania. Rozprawy Inżynierskie, vol. 27, nr 2, 1979, s. 325-340.
135. Webster G.A., Ainsworth R.A.: High Temperature Component Life Assessment. Chapman and Hall, Londyn 1994.
136. Webster G.A.: Life prediction at high temperatures. Advances in Fracture Research, ICF 7, Houston 1989, s. 1689-1697.
137. Webster G.A.: Fracture mechanics in the creep range. Creep of Materials and Structures, MEP, 1994, s. 57-65.
138. Williams J.A., Price A.T.: A description of crack growth from defects under creep conditions. Trans. ASME J. Eng. Materials Technology, 1975, s. 214-222.
139. Wong F.S.: First – order, second – moment methods. Computer and Structures, vol. 20, nr 4, 1985, s. 779-791.
140. Wu Y.T., Wirsching P.H.: New algorithm for structural reliability estimation. J. Eng. Mech. ASCE, vol. 113, nr 9, 1987, s. 1319-1336.
141. Wu Y.T., Millwater H.R., Cruse T.A.: Advanced probabilistic structural analysis method for implicit performance functions. AIAA Journal, vol. 28, nr 9, 1990, s. 1663-1669.
142. Valenta J., Nemeč J.: Damage of bodies under creep at elevated temperatures. Int. Conf. Fracture Mechanics and Technology, Hong Kong 1977, s. 173-190.
143. Van Leeuwen H.P.: The application of fracture mechanics to creep crack growth. Engineering Fracture Mechanics 9, 1977, s. 951-974.
144. Viswanathan R., Gehl S.: Advances in life assessment techniques for fossil power plant components operating at elevated temperatures. ASME PVP, vol. 208, 1991, s. 165-173.
145. Viswanathan R., Dooley R., Saxena A.: A methodology for evaluating the integrity of longitudinally seam-welded steam pipes in fossil plants. J. Pressure Vessel Technology, vol. 110, 1988, s. 283-290.
146. Yagi K., Kubo K., Kanemam O., Tanaka C., Masuda H.: Relationship between creep damage models and creep-fatigue interaction. Advances in Fracture Research ICF 7, Houston 1989 s. 1715-1722.
147. Ziebarth H.A. Calculation of turbine rotors in secondary creep range. Computer and Structures, vol. 17, n 5-6, 1983, s. 809-818.
148. Zieliński R.: Generatory liczb losowych. WNT, Warszawa 1979.

## TRWAŁOŚĆ WYSOKOTEMPERATUROWYCH ELEMENTÓW TURBIN CIEPLNYCH W USTALONYCH WARUNKACH EKSPLOATACJI

### Streszczenie

W pracy przedstawiono zagadnienie oceny trwałości elementów turbin cieplnych pracujących w ustalonych warunkach eksploatacji. Podano kryteria oceny trwałości wynikające zarówno z postępujących procesów degradacyjnych, jak i z analizy funkcjonowania węzłów konstrukcyjnych.

Opracowano probabilistyczny model trwałości zawierający definicję trwałości i niezawodności elementów turbin, model matematyczny procesów pełzania i zniszczenia wraz z numerycznymi metodami jego analizy. Podano efektywny sposób połączenia numerycznych metod analizy procesu zniszczenia z metodami analizy probabilistycznej.

Szczegółową analizę stanu naprężenia, odkształcenia i ocenę trwałości przeprowadzono dla zaworu odcinającego turbiny, połączenia spawanego rurociągu, wirnika turbiny parowej oraz wirnika turbiny gazowej. Analizowano prawdopodobieństwo uszkodzenia łopatki zginanej, prawdopodobieństwo zniszczenia łopatki wirującej i tarczy wirnikowej, a także niezawodność zespołu wirującego. Badano wpływ różnych czynników na prawdopodobieństwo uszkodzenia.

Z uwagi na możliwość eksploatacji elementów zawierających pęknięcia analizowano zachowanie się takich elementów w warunkach pełzania. Omówiono wielkości charakteryzujące stan naprężenia wokół wierzchołka pęknięcia, inkubację i propagację pęknięć przy obciążeniu stałym i zmiennym. Wykonano szczegółowe obliczenia tempa propagacji szczelin oraz prawdopodobieństwa pęknięcia katastroficznego łopatki. Stwierdzono duży wpływ temperatury, obciążenia i geometrii elementów na ich trwałość. Wskazano również na inne wielkości wpływające istotnie na prawdopodobieństwo zniszczenia, m.in. stałe materiałowe.

W pracy zaproponowano sposób ilościowego wykorzystania wyników badań nieniszczących w ocenie trwałości i niezawodności.

Na przykładzie tarczy wirnikowej i łopatki pokazano praktyczne wykorzystanie wyników badań nieniszczących do weryfikacji prawdopodobieństwa zniszczenia.

## THE LIFE OF THE HIGH TEMPERATURE COMPONENTS OF HEAT TURBINES UNDER THE STEADY OPERATING CONDITIONS

### Summary

The paper presents the problem of the assessment of the life of the components of heat turbines running under stable operating conditions. The criteria of assessment of the life are given, based both on the analysis of the continuing degradation processes as well as the functioning of the construction nodes.

A probabilistic model of the life has been worked out, including the definition of both the life and reliability of the turbine components, together with the mathematical model of creep and damage processes and the numerical methods of its analysis. An effective way of linking the numerical methods of analysis of the damage process with the methods of probabilistic analysis has been shown.

The detailed analysis of the stress and strain states and the life assessment have been performed for the turbine valve, welded joint of a pipe, a rotor of a steam turbine and a rotor of a gas turbine. The probability of a damage of a rotating blade under bending conditions, the rotor disc and the reliability of the rotating unit has been analysed. The influence of different factors on the probability of damage has been studied.

Because of the possibility of using the components containing cracks, the performance of such components under creep conditions has been analysed. The factors characterising the state of stress around the crack tip, the crack incubation and propagation under constant and variable load have been discussed. The detailed calculations of the crack propagation rate have been performed together with the probability of a catastrophic cracking of a blade. The substantial influence of temperature, loading and the geometry of the components on their life have been proven. Also the influence of other factors, as the material constants, on the probability of damage has been indicated.

The way of quantitative utilisation of the results of non-destructive tests in the life and reliability analysis has been proposed.

A practical application of the non-destructive testing results for the verification of the probability of damage has been demonstrated on the examples of a rotor disc and the blade.

## LEBENSDAUER DER HOCHTEMPERATURBAUTEILEN VON THERMISCHEN TURBINEN UNTER STATIONÄREN ARBEITSBEDINGUNGEN

### Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde das Problem der Lebensdauer der Bauteilen von thermischen Turbinen, die unter stationären Bedingungen arbeiten, vorgestellt. Es wurden Lebensdauerkriterien angegeben, die sowohl aus vorgeschrittenen Degenerationsprozessen, als auch aus der Analyse des Funktionierens der Konstruktionskonten resultieren.

Es wurde ein probabilistisches Lebensdauermodell bearbeitet, das eine Lebensdauer- und eine Zuverlässigkeitsdefinition der Turbinenelemente, ein mathematisches Modell der Kriech- und Zerstörungsprozesse, mitsamt numerischen Methoden dessen Analyse, beinhaltet. Es wurde eine effektive Weise der Verbindung zwischen numerischen Methoden der Analyse des Zerstörungsprozesses und den Methoden der Probabilistischen Analyse vorgelegt.

Die genaue Analyse des Spannungs- und Verformungszustandes wie auch die Bewerteilung der Lebensdauer wurde für das Absperrventil einer Turbine, die Verbindung einer geschweissten Rohrleitung, das Laufrad einer Dampfturbine und das Laufrad einer Gasturbine durchgeführt. Es wurde die Wahrscheinlichkeit einer Beschädigung der gebogenen Schaufel, die Wahrscheinlichkeit der Zerstörung einer rotierenden Schaufel und der Laufradscheibe wie auch die Zuverlässigkeit des rotierenden Satzes analysiert. Es wurde der Einfluss verschiedener Faktoren auf die Beschädigungswahrscheinlichkeit untersucht.

Wegen der Möglichkeit der Arbeit der Elemente mit Brüchen wurde das Verhalten dieser Elemente unter Kriechbedingungen analysiert. Es wurden die den Spannungszustand um die Bruchspitze charakterisierenden Grössen, die Inkubation und die Propagation der Brüche unter konstanter und veränderlicher Belastung besprochen. Es wurden genaue Berechnungen der Geschwindigkeit der Risspropagation und der Wahrscheinlichkeit des endgültigen Bruches der Schaufel durchgeführt. Es wurde der grosse Einfluss der Temperatur, der Belastung und der Geometrie von Bauteilen auf die Lebensdauer festgestellt. Auch auf andere Grössen, die bedeutend die



Wahrscheinlichkeit der Zerstörung, u.a. die Materialkonstante beeinflussen, wurde in der Arbeit hingewiesen.

In der vorliegenden Arbeit wurde die Möglichkeit gezeigt, die Ergebnisse der zerstörungsfreien Untersuchungen in der Bewertung der Lebensdauer und der Zuverlässigkeit quantitativ zu nutzen. Am Beispiel der Laufradschaufel und der Schaufel wurde die praktische Nutzung der Ergebnisse der zerstörungsfreien Untersuchungen zur Verifizierung der Zerstörungswahrscheinlichkeit gezeigt.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA  
Politechniki Śląskiej

P. 3349/96/127/1533