ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

ENERGETYKA

Z. 75
GLIWICE
1979

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 638

GERARD KOSMAN

OCENA NIEUSTALONYCH OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH ORAZ DOBÓR WARUNKÓW NAGRZEWANIA TURBIN PAROWYCH

PL ISSN 0372-9796

35 lat POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ W SŁUŻBIE SOCJALISTYCZNEJ OJCZYZNY

GLIWICE 1979

OPINIODAWCY

Prof. zw. dr inż. Stefan Perycz
Prof. zw. dr inż. Edmund Tuliszka
Prof. zw. mgr inż. Kazimierz Kutarba
Doc. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

REDAKTOR NACZELNY WYDAWNICTW UCZELNIANYCH
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
Jan Bandrowski

REDAKTOR DZIAŁU
Gerard Kosman

SEKRETARZ REDAKCJI
Wojciech Mikołajków

OPRACOWANIE REDAKCYJNE
Anna Błażkiewicz

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
Gliwice, ul. Kujawska 2

Nakł. 170+85 Ark. wyd. 8,61 Ark. druk. 8,87 Papier offsetowy kl. V. 70x100, 70 g
Oddano do druku 10.9.1979 Podpis. do druku 2.10.1979 Druk ukończ. w paźdz. 1979
Zam. 1122|79 Cena zł 22,—

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

SPIS TREŚCI

Str.

PRZEDMOWA 5

PODSTAWOWE OZNACZENIA 7

1. WSTĘP 9

2. MODELE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH W ZAGADNIENIACH SYNTEZY TURBIN PAROWYCH 10

2.1. Metody oceny obciążeń cieplnych 10

2.2. Przegląd modeli obciążeń cieplnych dla optymalizacji warunków pracy turbin parowych 12

3. OGÓLNE SFORMUŁOWANIE BADANYCH ZAGADNIEŃ 16

3.1. Cel i zakres badań 16

3.2. Założenia 17

4. OCENA OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH TURBIN Z UWZGLĘDNIENIEM MOŻLIWOŚCI WYSTĄPIENIA ODKSZTAŁCEŃ PLASTYCZNYCH ELEMENTÓW 18

4.1. Ujednolicona struktura algorytmów oceny obciążeń cieplnych 18

4.2. Modelowanie pola temperatur i naprężeń w elementach turbin na podstawie pomiaru odkształceń i temperatur na powierzchni elementu 21

4.3. Uogólniony algorytm oceny obciążeń cieplnych w oparciu o ciągłą rejestrację temperatury i odkształceń w punktach charakterystycznych 28

4.4. Podsumowanie 30

5. KRYTERIA OCENY OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH TURBIN W WARUNKACH EKSPLOATACJI 31

5.1. Założenia 31

5.2. Formułowanie kryteriów oceny nieustalonych obciążeń cieplnych 31

5.3. Dwuwymiarowe kryteria temperaturowe 35

5.4. Jednowymiarowe kryteria oceny nieustalonych obciążeń cieplnych 45

6. KONFRONTACJA OBLICZONYCH DOPUSZCZALNYCH STANÓW TERMICZNYCH TURBIN Z DANYMI POMIAROWYMI 62

6.1. Badania stanu termicznego wysokoprężnej turbiny parowej ... 62

6.2. Analiza naprężeń w ściance komory stopnia regulacyjnego ... 74

7. NUMERYCZNA SYMULACJA PROCESU NAGRZEWANIA TURBIN I OPTYMALIZACJA PRZEBIEGU CZASOWEGO STRUMIENIA PARY 79

7.1. Sformułowanie zagadnienia 79

7.2. Ogólny algorytm rozwiązania zagadnienia 81

Str.

7.3. Analiza funkcji sterujących $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$, $p_o(t)$ 83
7.4. Wyznaczenie rozkładu parametrów pary w turbinie w czasie rozruchu 85
7.5. Określenie warunków brzegowych wymiany ciepła w elementach turbin 86
7.6. Analiza temperatur, naprężeń i odkształceń badanych elementów 87
7.7. Wybór optymalnych warunków rozruchu w oparciu o jednowymiarowy model nagrzewania 96
7.8. Nagrzewanie wstępne 97
7.9. Przykład obliczeniowy 97

8. DOBÓR LUZÓW OSIOWYCH W TURBINIE NA PODSTAWIE MODELOWANIA WYDŁUŻEŃ CIEPLNYCH 103
8.1. Uwagi ogólne 103
8.2. Sformułowanie zagadnienia 103
8.3. Numeryczne modelowanie wydłużeń cieplnych turbiny w nieustalonych stanach cieplnych 107
8.4. Analiza wydłużeń cieplnych turbiny po skokowej zmianie parametrów pary do wartości nominalnych 110
8.5. Wpływ cech geometrycznych kadłuba i wirnika na przebiegi czasowe wydłużeń względnych 118

9. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI 124

LITERATURA 127

ZAŁĄCZNIKI 131

STRESZCZENIA 136

Pamięci Matki
poświęcam

PRZEDMOWA

Zagadnienia obciążeń cieplnych turbin parowych stanowią przedmiot aktualnie prowadzonych badań w wielu ośrodkach naukowych i przemysłowych. Znajduje to swoje odbicie w bardzo bogatej literaturze dotyczącej wspomnianych problemów. Prowadzone są zarówno prace o charakterze podstawowym, jak i technicznym. Mimo to problemy oddziaływania pól temperatur na elementy maszyn pozostają nadal otwarte, wymagają dalszych, kompleksowych prac badawczych i - jak wskazują na to dotychczasowe doświadczenia - nie należy spodziewać się szybkiego ich rozwiązania. Uzyskane rezultaty badań oraz zebrane informacje o warunkach pracy elementów turbin poddanych działaniu obciążeń cieplnych pozostają wyraźnie w tyle za potrzebami.

W niniejszej pracy rozpatrzono zagadnienie doboru optymalnych warunków eksploatacji turbin parowych z uwzględnieniem obciążeń cieplnych. Szczególną uwagę zwrócono na proces nagrzewania turbin w czasie rozruchu. Podane rezultaty stanowią podsumowanie oraz uogólnienie badań prowadzonych w zakresie omawianej tematyki w Zespole Cieplnych Maszyn Wirnikowych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej.

Początkom tej pracy towarzyszyło niezwykłe zainteresowanie, życzliwość i zachęta mojej Matki. Składam Jej za to gorące słowa podziękowania.

PODSTAWOWE OZNACZENIA

A	- zbiór punktów brzegowych elementu,
A,B,C,D	- funkcje pomocnicze,
a^*	- przewodność kinetyczna,
$a = r_w$	- promień wewnętrzny elementu,
c	- ciepło właściwe,
E	- moduł Younga,
$Fo = at/l_o^2$	- liczba Fouriera,
H_η, H_ξ	- współczynniki Lamego,
h	- grubość elementu,
l_o	- wymiar charakterystyczny,
$\dot{m}$	- strumień masy,
P	- obciążenie,
p	- ciśnienie,
$\dot{q}$	- gęstość strumienia ciepła,
R_e	- granica plastyczności,
$R_{z/t/T}$	- granica wytrzymałości na pełzanie,
T	- temperatura,
t	- czas,
$\bar{u} = [u_1, u_2, u_3]$	- wektor przemieszczenia,
w	- wydłużenie cieplne,
$w = \ln r/a$	- bezwymiarowa współrzędna geometryczna,
V	- zbiór punktów wewnętrznych elementu,
$\bar{x} = [x_1, x_2, x_3]$	- wektor wodzący punktu,
$\bar{X} = [X_1, X_2, X_3]$	- wektor sił masowych,
$\bar{\bar{X}} = [\bar{X}_1, \bar{X}_2, \bar{X}_3]$	- wektor sił powierzchniowych,
x, η, ξ	- współrzędne krzywoliniowe,
z, r, φ	- współrzędne walcowe,
α	- współczynnik wnikania ciepła,
β	- współczynnik rozszerzalności cieplnej,
$\delta_{i,j}$	- delta Kroneckera,
Δ	- różnica, przyrost,
ΔT	- różnica temperatury,
$\Delta \vartheta$	- kontrolowana różnica temperatury,
ε	- odkształcenie,
Θ	- temperatura średnia,
λ^*	- współczynnik przewodzenia ciepła,

μ, λ, γ - stałe Lamego,

ν - współczynnik Poissona,

ξ, η, ζ - współrzędne krzywoliniowe,

ρ - gęstość,

σ - naprężenie

<u>Wskaźniki</u>

c - czynnik roboczy (para),

s - ścianka,

k - kołnierz,

kr - komora stopnia regulacyjnego,

g - graniczny,

o - początkowy,

z - powierzchnia zewnętrzna lub wylot z turbiny,

w - powierzchnia wewnętrzna lub wylot z części WP,

dop - dopuszczalny,

max - maksymalny,

red - zredukowany.

1. WSTĘP

Obciążenia cieplne turbin parowych są określone przez pola temperatur występujące w elementach składowych. Pola te stanowią dane wejściowe do określenia gradientów temperatury, strumieni ciała, a także naprężeń i odkształceń cieplnych.

W procesie konstruowania turbin parowych wiele uwagi poświęca się modelowaniu i ocenie obciążeń cieplnych. Wynika to z faktu, że niezawodność i dyspozycyjność turbin zależy w głównej mierze od właściwego rozwiązania problemów cieplno-wytrzymałościowych. Obciążenia cieplne decydują o cechach konstrukcyjnych poszczególnych elementów a także o rozwiązaniu konstrukcyjnym całej maszyny.

Obciążenia cieplne odgrywają również dominującą rolę w eksploatacji turbin parowych. Dotyczy to głównie zagadnień doboru optymalnych warunków pracy, a w szczególności warunków nagrzewania w czasie rozruchu.

Wszystkie wymienione problemy należą do grupy zadań odwrotnych - zadań syntezy turbin parowych. Przy dodatkowym określeniu odpowiedniego układu kryteriów przechodzimy do zagadnień optymalizacji turbin parowych. Ze względu na sposób sformułowania zagadnień można wyróżnić:

- syntezę i optymalizację konstrukcji turbin parowych,
- syntezę i optymalizację warunków pracy turbin parowych.

W pierwszym przypadku mamy zadane warunki pracy maszyny, a należy dobrać jej cechy konstrukcyjne, w drugim zaś chodzi o wyznaczenie optymalnych warunków pracy dla skonstruowanej względnie już pracującej turbiny.

Niniejsza praca dotyczy głównie drugiego z wymienionych zagadnień. Opracowano metodę modelowania i oceny obciążeń cieplnych w czasie eksploatacji turbiny. Przedstawiono kryteria oraz szczegółowe algorytmy oceny nieustalonych obciążeń cieplnych w różnych warunkach pracy turbiny.

2. MODELE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH W ZAGADNIENIACH SYNTEZY TURBIN PAROWYCH

2.1. Metody oceny obciążeń cieplnych

Metody oceny obciążeń cieplnych dzielą się na dwie zasadnicze grupy [1, 2]: metody o charakterze pośrednim i bezpośrednim. Bezpośrednia ocena obciążenia cieplnego polega na rozpatrywaniu temperatur i ich gradientów. Pośrednia ocena obciążenia cieplnego sprowadza się do rozpatrywania odkształceń i naprężeń cieplnych.

W dowolnych warunkach pracy turbin naprężenia i odkształcenia elementów muszą być mniejsze od wartości dopuszczalnych, co symbolicznie można zapisać w postaci

$$(\sigma, u) \leqslant (\sigma, u)_{dop} \tag{2.1}$$

Układ przepływowy turbiny należy zaprojektować tak, aby zachodziła relacja

$$(\sigma < \sigma_{dop}) \longrightarrow (u < u_{dop}) \tag{2.2}$$

tzn. gdy naprężenia wywołane obciążeniami cieplnymi są mniejsze od dopuszczalnych, to również odkształcenia, a w szczególności wydłużenia względne nie przekraczają wartości dopuszczalnych, wynikających z luzów konstrukcyjnych [3].

Wynika stąd, że dla poprawnie skonstruowanych turbin (w sensie relacji (2.2)) kryterium (2.1) można zastąpić warunkiem postulującym utrzymanie maksymalnych naprężeń zredukowanych poniżej dopuszczalnych we wszystkich elementach

$$\sigma_{red,\ max} \leqslant \sigma_{dop} \tag{2.3}$$

Jeżeli zależność (2.2) nie jest spełniona, to należy korzystać z bardziej ogólnego warunku (2.1), który umożliwia lepsze wykorzystanie własności materiału, a w szczególności odkształceń sprężysto-plastycznych.

W metodzie stanów granicznych ustala się obciążenie graniczne P_g, przy którym następuje utrata możliwości przenoszenia obciążenia przez element ze względu na pojawienie się niedopuszczalnie dużych odkształceń, przemieszczeń, wyraźnych oznak zużycia, mikropęknięć czy też zniszczenia elementu. Kryterium oceny wytrzymałości przyjmuje postać

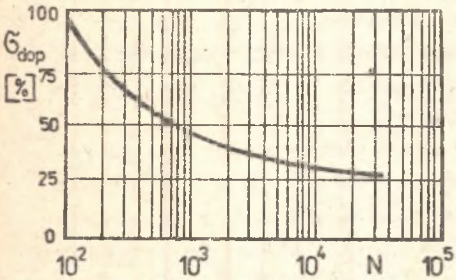
$$P \leqslant P_{dop} = \frac{P_g}{x} \qquad (2.4)$$

gdzie:

P - obciążenie robocze,

x - współczynnik bezpieczeństwa.

Odrębnym zadaniem jest określenie dopuszczalnych naprężeń σ_{dop}, przemieszczeń u_{dop} oraz nośności granicznej P_g dla poszczególnych elementów.



Rys. 2.1. Zależność naprężenia dopuszczalnego od liczby cykli nagrzewania

Dopuszczalne przemieszczenia wynikają z luzów konstrukcyjnych w części przepływowej i uszczelnieniach turbiny. Dopuszczalne naprężenia zależą od cech materiałowych (C_m) średniej temperatury elementu ($T_{śr}$) oraz liczby cykli zmian obciążeń cieplnych (N)

$$\sigma_{dop} = f(C_m, T_{śr}, N) \qquad (2.5)$$

Jeżeli naprężenia dopuszczalne określa się na podstawie granic plastyczności R_e lub wytrzymałości na pełzanie $R_{z(t)T}$, to σ_{dop} maleje wraz z temperaturą odpowiednio do zmian R_e i $R_{z/t/T}$. W obliczeniach wytrzymałości zmęczeniowej małocyklicznej σ_{dop} zależy od liczby cykli [15, 16]. Na rys. 2.1 przedstawiono za [17] względną zmianę naprężeń dopuszczalnych przy wzrastającej liczbie rozruchów.

Wyznaczenie obciążenia granicznego P_g elementu zależy od przyjętego kryterium utraty przydatności do dalszej eksploatacji. Jeżeli P_g określi się tylko ze względu na granicznie dopuszczalne przemieszczenia, to kryterium (2.4) pokrywa się z warunkiem (2.1).

Dla tarcz wirnikowych, przy pewnej idealizacji warunków pracy, wyznaczenie P_g można sprowadzić do określenia granicznej prędkości kątowej, powodującej rozerwanie tarczy [18, 19]. Związek (2.4) przyjmuje wtedy postać

$$\omega \leqslant \omega_{dop} = \frac{\omega_g}{x} \qquad (2.6)$$

gdzie:

ω - robocza prędkość kątowa.

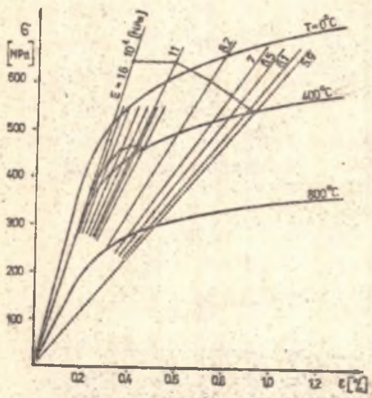
2.2. Przegląd modeli obciążeń cieplnych dla optymalizacji warunków pracy turbin parowych

Dobór optymalnych warunków pracy turbin można zrealizować przez:
- opracowanie kryteriów oceny obciążeń cieplnych i optymalizację warunków pracy obiektu istniejącego na podstawie tzw. kontrolowanego rozruchu i eksploatacji,
- obliczeniowe wyznaczenie charakterystyk rozruchowych turbin konstruowanych względnie istniejących.

Pierwsza z wymienionych metod syntezy i optymalizacji warunków pracy turbin parowych jest szeroko stosowana w praktyce. Rozważania szczegółowe opierają się jednak wyłącznie na uproszczonych, jednowymiarowych modelach obciążeń cieplnych [2], co znacznie ogranicza zakres stosowania opracowanych kryteriów. Jeszcze większe ograniczenie stosowania mają tzw. kryteria elementarne [3, 21] ustalone na podstawie długoletnich obserwacji pracujących maszyn. Wspomniane ograniczenie stosowania odnosi się przede wszystkim do turbin o zupełnie odmiennej konstrukcji.

Metoda syntezy i optymalizacji warunków pracy turbin polegająca na obliczeniowym wyznaczeniu charakterystyk rozruchowych nie była dotychczas szerzej analizowana w literaturze. Nieliczne informacje (np. [4-8]) świadczą jednak o tym, że badania nad opracowaniem takiej metody są prowadzone. Obecnie w procesie konstruowania turbin opracowuje się jedynie wstępne charakterystyki oparte na danych dotyczących podobnych obiektów, a następnie wprowadza się korekty po próbnym okresie eksploatacji i przeprowadzeniu pomiarów oraz badań termicznych turbiny.

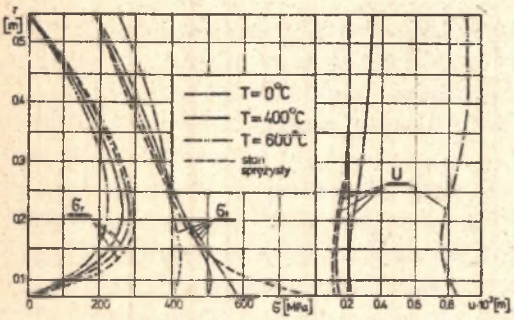
Szczegółowa analiza obecnie stosowanych modeli obciążeń cieplnych prowadzi do następujących uwag i wniosków.



Rys. 2.2. Zależność σ=f(ε) dla różnych temperatur. Przebieg procesu kolejnych obliczeń

2.2.1. Teoretyczne rozwiązania rozważanych zagadnień opierają się prawie wyłącznie na założeniu liniowo-sprężystych własności materiału. Lepsze wykorzystanie tych własności osiąga się przez dopuszczenie małych odkształceń plastycznych. W tym przypadku w podwyższaniu obciążeń pomaga korzystna zmiana rozkładu naprężeń i umocnienie materiału.

Rozpatrzmy dla przykładu tarczę wirującą o stałej grubości nagrzaną równomiernie. Promień zewnętrzny tarczy r_z = 0,55 m, wewnętrzny r_w = 0,075 m, prędkość kątowa ω = 628 s^{-1}. Powierzchnie wewnętrzna i zewnętrzna nie są obciążone, tzn. $\sigma_{rw} = \sigma_{rz} = 0$. Rysunek 2.2 ilustruje zależność $\sigma = f(\varepsilon)$ dla materiału tarczy przy różnych temperaturach.



Rys. 2.3. Naprężenia w tarczy wirnikowej

Naprężenie w tarczy wyznaczone metodą kolejnych stanów sprężystych przedstawiono na rys. 2.3.

Proces kolejnych obliczeń dla dwóch wybranych punktów tarczy, leżących na promieniach r = 0,1 m i r = 0,15 m podano na rys. 2.2. Otrzymane rezultaty dotyczą przypadków, gdy tarcza jest nagrzana do temperatury T = 0, 400 i 800°C.

Dla porównania na rys. 2.3 pokazano również przebieg naprężeń sprężystych. Dodatkowo na tym samym rysunku naniesiono przemieszczenia promieniowe tarczy.

Z porównania naprężeń sprężystych i sprężysto-plastycznych wynika, że występuje pewne wyrównanie naprężeń. W miejscach odkształceń plastycznych naprężenia maleją, a wzrastają w obszarze odkształceń sprężystych.

2.2.2. Jako kryterium bezpiecznej pracy turbiny przyjmuje się jedynie warunek (2.3) postulujący utrzymanie naprężeń poniżej dopuszczalnych we wszystkich elementach składowych. Do wyznaczenia optymalnych warunków rozruchu i eksploatacji turbiny nie stosuje się natomiast bardziej racjonalnej metody nośności granicznej opisanej warunkiem (2.4).

Za celowością stosowania kryterium (2.4) względnie (2.1) przemawiają między innymi rezultaty przedstawione na rys. 2.3, z których wynika, że naprężenia sprężyste nie określają wytrzymałości tarczy. Dla tarczy rozpatrywanej w punkcie 2.2.1 współczynnik bezpieczeństwa wyznaczony z (2.6) jest równy:

$x = 1{,}63$ dla $T = 0^{\circ}C$, $R_m = 955$ MPa
$x = 1{,}46$ $T = 400^{\circ}C$, $R_m = 794$ MPa
$x = 1{,}15$ $T = 800^{\circ}C$, $R_m = 477$ MPa

podczas gdy warunek (2.3) nie jest już spełniony. Graniczną prędkość obrotową powodującą rozerwanie tarczy wyznaczono z zależności podanych w pracy [18].

2.2.3. W rozważaniach rozpatruje się wyłącznie pola temperatur i naprężeń, pomijając wpływ odkształceń i deformacji na warunki pracy turbiny.

Zaledwie w kilku pracach można spotkać uproszczoną ocenę wydłużeń kadłubów i wirników, np. [15, 21÷24], jednak bez zastosowania do zagadnień syntezy turbin parowych.

Takie postępowanie jest uzasadnione tylko wtedy, gdy spełniona jest zależność (2.2). W przeciwnym razie może dojść do niebezpiecznego zmniejszenia luzów konstrukcyjnych między częściami stałymi i ruchomymi, pogorszenia stanu dynamicznego, a nawet awarii całej maszyny.

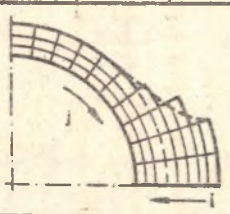
2.2.4. Optymalizację nieustalonych obciążeń cieplnych prowadzi się w oparciu o zależności ważne dla quasi-ustalonych pól temperatur, charakteryzujących się niezmiennym profilem temperatury wzdłuż grubości ścianki i stałą dla wszystkich punktów prędkością nagrzewania [16, 25, 26]. Czasem wykorzystywane są nawet zależności opisujące stan ustalony [27, 28, 29]. W pracach [16, 30, 31, 32] badano nieustalone pola temperatur wywołane liniową względnie skokową zmianą temperatury pary. Brak jest natomiast opracowań analizujących dowolne, nieustalone stany cieplne. Próbę takiej analizy podjęto w [33].

2.2.5. Podstawą rozważań jest jednowymiarowy model procesu nagrzewania, w którym uwzględnia się jedynie zmianę temperatur wzdłuż grubości ścianki, a pomija się przewodzenie ciepła w kierunku osiowym i obwodowym.

2.2.6. Elementy turbin aproksymuje się prostymi formami geometrycznymi nieskończenie długim grubościennym walcem, kulą [27, 29, 34]. Analizuje się każdorazowo wybrane, izolowane fragmenty poszczególnych elementów bez uwzględnienia wzajemnego wpływu na siebie. Bardzo często do wyznaczenia optymalnych warunków nagrzewania wykorzystuje się również zależności słuszne dla grubościennych płyt [35, 36, 37, 38].

Tablica 2.1

Intensywność naprężeń w kadłubie σ_i [MPa]



i \ j	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1									270,20	270,87
2									259,82	260,77
3								196,67	236,99	237,90
4								176,27	202,39	204,19
5							41,67	133,66	151,89	153,54
6	88,87	88,87	88,87	88,87	88,19	76,02	10,43	71,13	91,37	92,57
7	119,79	119,79	119,79	119,79	118,59	108,46	46,51	3,53	5,81	26,70
8	180,26	180,26	180,26	180,26	179,24	171,19	127,63	97,56	91,24	90,17

Jedną z konsekwencji tak sformułowanych modeli geometrycznych jest przyjęcie założenia, że maksymalne naprężenia występują na powierzchniach wewnętrznych elementów. Z rezultatów podanych w tablicy 2.1 wynika, że w pewnych warunkach nagrzewania elementem najbardziej obciążonym jest kołnierz.

Problem ten bardziej szczegółowo rozpatrywano w [10]. Analizowano proces nagrzewania kadłuba wewnętrznego w obrębie stopnia regulacyjnego, spowodowany skokową zmianą strumienia pary, a więc również skokową zmianą parametrów pary. W tablicy 2.1 podano wartości intensywności naprężeń w przekroju poprzecznym kadłuba po 900 s nagrzewania przy zmianie strumienia pary do wartości $\dot{m}$ = 125 kg/s. Zwiększenie skokowe strumienia pary do większych wartości powoduje zwiększenie się naprężeń w kołnierzu i powstanie odkształceń plastycznych.

2.2.7. Zmiany temperatur w czasie i stopień nierównomierności nagrzania elementów są czasem tak duże, że wywołują istotne zmiany własności fizycznych materiału. Zmienność parametrów materiałowych wraz z temperaturą jest zazwyczaj pomijana. Wartości liczbowe tych parametrów uzależnia się przeważnie od średniej temperatury pracy elementu [16, 21, 28]. W związku z tym optymalne warunki nagrzewania (np. dopuszczalny strumień ciepła, dopuszczalna prędkość nagrzewania) zależą również od średniej temperatury pracy elementu [25, 33, 39, 40].

2.2.8. Z przeprowadzonego przeglądu dostępnej literatury można wnioskować, że w zagadnieniach syntezy i optymalizacji turbin parowych nie stosuje się trójwymiarowego modelu obciążeń cieplnych, nie uwzględnia się rzeczywistych warunków brzegowych termicznych i mechanicznych, zmiennych warunków pracy oraz możliwości wystąpienia odkształceń plastycznych.

3. OGÓLNE SFORMUŁOWANIE BADANYCH ZAGADNIEŃ

3.1. Cel i zakres badań

W pracy rozpatrzono w zasadzie dwa zagadnienia z zakresu syntezy i optymalizacji warunków pracy turbin parowych.
W szczególności przedyskutowano:
- ocenę nieustalonych obciążeń cieplnych elementów turbiny,
- dobór optymalnych warunków nagrzewania.

Cel i zakres badań można sformułować następująco.

3.1.1. Ocena nieustalonych obciążeń cieplnych (rozdział 4, 5 i 6)

Celem pierwszej części rozważań jest opracowanie metod i algorytmów oceny obciążeń cieplnych elementów turbin na podstawie pomiaru pewnych wielkości charakterystycznych. W rozważaniach szczegółowych opracowano metodę oceny obciążeń na podstawie pomiaru odkształceń (lub ciśnienia pary) i temperatury na powierzchni badanego elementu.

Najpierw (rozdział 4) rozpatrzono najbardziej ogólne sformułowanie zagadnienia zwracając główną uwagę na zmienne warunki pracy (nieustalone stany cieplne) oraz możliwość wystąpienia odkształceń plastycznych. Rozwiązanie podano w postaci algorytmu. Na podstawie ciągłego pomiaru temperatur i odkształceń na powierzchni modeluje się nieustalone stany cieplne i wytrzymałościowe elementu, a następnie kontroluje się spełnienie warunku (2.1). Stosując oznaczenia: P - pomiar, M - modelowanie, K - kontrola, ogólny tok postępowania można przedstawić następująco

$$\text{P} \longrightarrow \text{M} \longrightarrow \text{K} \tag{3.1}$$

W dalszej części pracy (rozdział 5 i 6) omówioną wyżej metodę przedstawiono w innej, bardziej dogodnej dla praktycznej realizacji formie. Rozwiązano zagadnienie odwrotne do opisanego i określono takie wartości wielkości mierzonych, dla których spełniony jest warunek (2.1). Żądając dodatkowo, by naprężenia i odkształcenia były w czasie rozruchu i eksploatacji równe wartościom dopuszczalnym, wyznaczono optymalne wartości wielkości mierzonych - kryteria rozruchowe turbiny. W rozpatrywanym ujęciu ocena obciążeń cieplnych sprowadza się do ciągłej konfrontacji wielkości mierzonych z wartościami kryterialnymi, a relacja (3.1) przyjmuje postać

$$\text{P} \longrightarrow \text{K} \tag{3.2}$$

Należy dodać, że rozważania przeprowadzone w rozdziale 5 i 6 są słuszne tylko dla zagadnień liniowych, tzn. przy założeniu, że element odkształca się sprężyście.

3.1.2. Dobór optymalnych warunków nagrzewania turbiny (rozdział 7 i 8)

Celem tej części pracy jest obliczeniowe wyznaczenie optymalnego przebiegu czasowego strumienia pary na wejściu do turbiny w czasie rozruchu. W rozważaniach szczegółowych przeprowadzono analizę warunków rozruchu z różnych początkowych stanów cieplnych turbiny. Jako podstawę optymalizacji przyjęto kryteria:

- naprężeniowe postulujące utrzymanie naprężeń w kadłubach i wirniku poniżej dopuszczalnych oraz
- odkształceniowe określające maksymalne wydłużenia względne.

Zakres badań obejmuje wyznaczenie czasowo-optymalnego przebiegu zmian parametrów i strumienia pary na wejściu do turbiny

$$\dot{m}(t), \quad T_{co}(t), \quad p_o(t) \tag{3.3}$$

na podstawie analizy stanu cieplno-wytrzymałościowego wirnika i kadłubów.

3.2. Założenia

W stosunku do dotychczasowych rozwiązań z tego zakresu (punkt 2.2) w niniejszej pracy przyjęto następujące założenia ogólne:

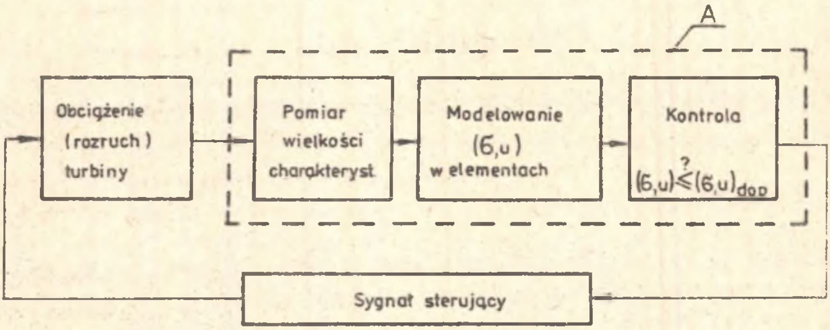
a) analizuje się dowolne, nieustalone stany cieplne elementów,
b) uwzględnia się możliwość wystąpienia odkształceń plastycznych elementów,
c) punktem wyjścia do oceny obciążeń cieplnych jest pomiar odkształceń i temperatur w wybranych punktach na powierzchni elementu,
d) uwzględnia się współpracę poszczególnych elementów i ograniczenie możliwości swobodnego wydłużenia,
e) jako kryterium bezpiecznej pracy turbiny przyjęto warunek (2.1),
f) pola temperatury, naprężeń i odkształceń elementów są w ogólnym przypadku trójwymiarowe,
g) jako model geometryczny elementu przyjmuje się grubościenną powłokę o dowolnym przekroju poprzecznym i podłużnym,
h) dowolny element turbiny traktowany jest jako ośrodek izotropowy i niejednorodny. Niejednorodność wynika z dużego stopnia nierównomierności nagrzania elementu, co prowadzi do istotnych zmian stałych materiałowych.

4. OCENA OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH TURBIN Z UWZGLĘDNIENIEM MOŻLIWOŚCI WYSTĄPIENIA ODKSZTAŁCEŃ PLASTYCZNYCH ELEMENTÓW

4.1. Ujednolicona struktura algorytmów oceny obciążeń cieplnych

4.1.1. Struktura ogólna

Stosowane obecnie rozwiązania układów sterujących, realizujących rozruch i obciążenie turbiny w zależności od naprężeń i odkształceń cieplnych bywają bardzo różnorodne. Ogólny schemat blokowy kontroli obciążeń cieplnych turbin przedstawiono na rys. 4.1.



Rys. 4.1. Struktura ogólna algorytmu oceny obciążeń cieplnych

Rozruch turbiny względnie zmianę obciążenia dokonuje się poprzez odpowiednią zmianę parametrów (ciśnienia i temperatury) oraz strumienia masy pary doprowadzonej do turbiny. Dotyczy to strumienia zasadniczego pary jak również pary dodatkowej doprowadzonej np. do dławnic w czasie rozruchu.

Sygnał sterujący (rys. 4.1) może być dwojakiego rodzaju. W pierwszym przypadku sygnał sterujący podaje jedynie kierunek zmian parametrów i strumienia masy pary, w drugim natomiast podaje wymagane zmiany wymienionych wielkości, określone w ten sposób, by w miejsce nierówności (2.1) otrzymać równość. Tak wyznaczone warunki pracy turbin będą warunkami czasowo optymalnymi.

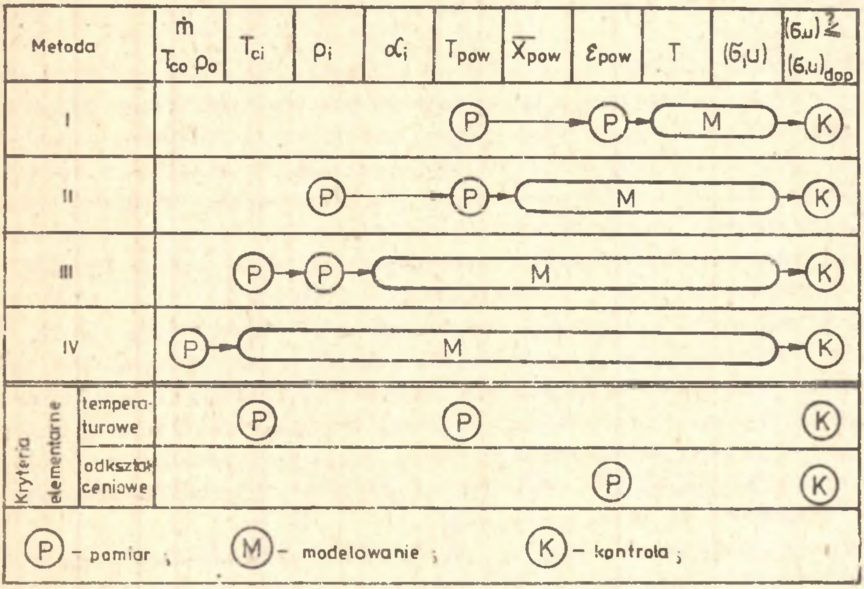
Praktyczna realizacja kontroli obciążeń cieplnych zależy od wyboru wielkości mierzonych oraz sposobu wyznaczenia stanu naprężenia i odkształcenia w elementach turbin. Można tu wyróżnić kilka metod postępowania, a więc i kilka struktur szczegółowych.

4.1.2. Struktury szczegółowe

Naprężenia i odkształcenia dowolnego elementu zależą od pola temperatury oraz mechanicznych warunków brzegowych. Warunki te mogą być dane albo w postaci znanych przemieszczeń, albo znanych obciążeń na powierzchni elementu. Pole temperatury w elemencie zależy z kolei od termicznych warunków brzegowych podanych w postaci znanej temperatury brzegu lub znanego współczynnika wnikania ciepła i temperatury pary. Parametry pary w układzie przepływowym turbiny są jednoznacznie określone przez temperaturę, ciśnienie i strumień masy pary na wejściu do turbiny oraz parametry na wyjściu.

Tablica 4.1

Struktury szczegółowe algorytmu oceny obciążeń cieplnych
(fragment "A" struktury ogólnej)



Z podanego ciągu podstawowych zależności wynika, że modelowanie naprężeń i odkształceń, a dalej ocenę obciążeń cieplnych można przeprowadzić w oparciu o ciągłą rejestrację różnych wielkości. W szczególności można tu wyróżnić cztery zasadnicze metody opisane odpowiednimi strukturami szczegółowymi (tabl. 4.1). Wielkościami mierzonymi w poszczególnych strukturach szczegółowych są:

I - odkształcenia i temperatury na powierzchni elementu,

II - temperatury na powierzchni elementu oraz ciśnienie pary omywającej badany element, III - temperatura pary omywającej badany element oraz parametry i strumień masy pary doprowadzonej,

IV - parametry i strumień masy pary doprowadzonej do turbiny.

Najbardziej pełne informacje o przebiegu procesu nagrzewania uzyskuje się stosując pierwszą z wymienionych metod (tablica 4.1). Należy jednak dodać, że w teorii eksploatacji turbin cieplnych analizuje się obecnie tylko wybrane formy odkształcenia elementów, szczególnie proste do kontroli i rejestracji, a mianowicie wydłużenie cieplne wirników i kadłubów, ugięcie i ekscentryczność wału oraz drgania łożysk.

Stosowane metody badawcze nie pozwalają na dokładne i pewne kontrolowanie naprężeń i odkształceń w zmiennych warunkach pracy turbiny. Wynika to z faktu, że tensometryczne pomiary odkształceń w wysokich temperaturach jeszcze ciągle sprawiają wiele trudności. Z drugiej strony ograniczenie możliwości eksperymentalnego badania naprężeń wynika z braku metod opracowywania rezultatów pomiarów, opartych na rozwiązaniach teoretycznych mechaniki ciał odkształcalnych i umożliwiających wyznaczenie wartości naprężeń w tych punktach badanego elementu, gdzie bezpośredni pomiar nie jest możliwy.

Badania doświadczalne prowadzone na rzeczywistych obiektach sprowadzają się w ogromnej większości przypadków do pomiaru temperatur w różnych punktach turbiny. W tej sytuacji jedyną praktyczną metodą oceny naprężeń w elementach turbin jest eksperymentalne określenie temperatury brzegu oraz wyznaczenie rozkładu temperatury i naprężeń wewnątrz elementu metodami obliczeniowymi lub analogowymi. W tym przypadku fragment "A" w strukturze ogólnej kontroli obciążeń cieplnych przedstawia metoda II (tablica 4.1). Ta metoda kontroli jest analizowana w literaturze i to zarówno od strony teoretycznej jak również zastosowań praktycznych [np. 16, 21, 29, 33]. Przedstawione badania opierają się jednak prawie wyłącznie na uproszczonych, jednowymiarowych modelach nagrzewania, w których uwzględnia się jedynie zmianę temperatury wzdłuż grubości ścianki. Dodatkowym uproszczeniem jest traktowanie procesu nagrzewania jako quasi-ustalonego [16, 21, 26] a nawet ustalonego [27, 29]. Takie podejście ogranicza zakres stosowania otrzymanych tą drogą rozwiązań.

Wyznaczenie naprężeń i odkształceń na drodze obliczeniowej w oparciu o pomiar parametrów pary (metoda III w tabl. 4.1) wymaga przyjęcia odpowiednich współczynników wnikania ciepła w celu określenia pola temperatury. Złożoność geometrii elementów turbin sprawia, że rozwiązanie tego problemu wymaga przyjęcia szeregu założeń upraszczających, które rzutują na dokładność obliczeń [9, 41, 42]. W związku z tym uzyskane rezultaty mogą być obarczone w stosunku do poprzednich metod większym błędem.

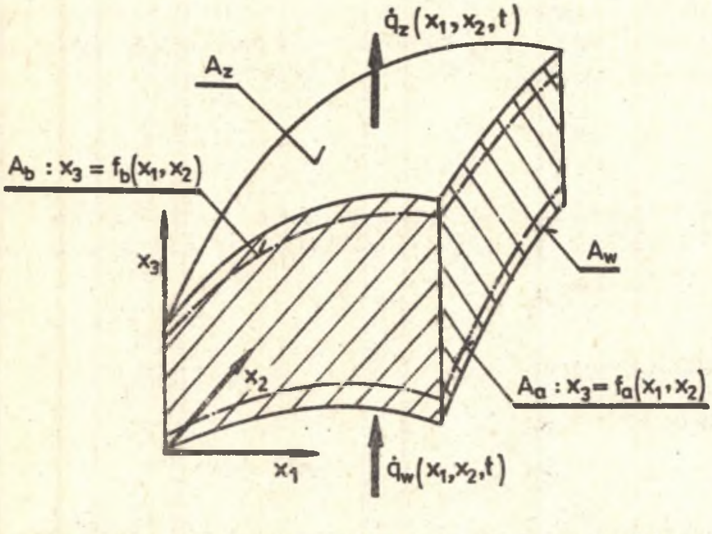
W metodzie IV (tabl. 4.1) bazującej na pomiarze parametrów i strumienia masy pary doprowadzonej do turbiny dochodzi (w stosunku do metody III) jeszcze jeden bardzo ważny element - wyznaczenie rozkładu parametrów pary w układzie przepływowym w zmiennych warunkach pracy turbiny. Zagadnienie to jest bardzo złożone i mimo ukazania się szeregu prac na ten temat dalekie od pełnego rozwiązania [43, 44]. Stosowane obecnie metody obliczeniowe cechuje mała dokładność, zwłaszcza przy małym obciążeniu.

4.2. Modelowanie pola temperatur i naprężeń w elementach turbin na podstawie pomiaru odkształceń i temperatur na powierzchni elementu

4.2.1. Założenia metody modelowania

Rozpatrzmy dowolny grubościenny element turbiny, którego fragment przedstawiono na rys. 4.2. W czasie rozruchu i eksploatacji turbiny mierzymy w sposób ciągły:

- odkształcenia (w ustalonych kierunkach) w wybranych punktach $\bar{x}_m$ ($m = 1,2,\ldots,M$) powierzchni wewnętrznej A_w i zewnętrznej A_z elementu lub ciśnienie pary omywającej ten element,
- temperaturę metalu w pobliżu powierzchni wewnętrznej A_w i zewnętrznej A_z lub wprost na tych powierzchniach.



Rys. 4.2. Wycinek grubościennego elementu turbiny

Powierzchnie, w których mierzymy temperatury, oznaczymy odpowiednio A_a i A_b (rys. 4.2). Powierzchnię A_a opisuje funkcja $x_3 = f_a(x_1, x_2)$, natomiast powierzchnię A_b funkcja $x_3 = f_b(x_1, x_2)$. Rozkład temperatury w objętości ograniczonej powierzchniami A_a i A_b opisuje następujące zagadnienie początkowo-brzegowe,

$$\nabla\left[\lambda^*(T)\nabla T\right] = c(T)\dot{\varphi}(T)\frac{\partial T}{\partial t} \tag{4.1}$$

$$T(\bar{x}, 0) = T_0(\bar{x}), \quad \bar{x} \in V + A_a + A_b \tag{4.2}$$

$$T = T_i(\bar{x}, t), \quad \bar{x} \in A_i \quad (i = a, b) \tag{4.3}$$

Po rozwiązaniu tak sformułowanego zagadnienia można ekstrapolować uzyskany rozkład temperatury i ocenić temperaturę oraz jej gradient na powierzchniach elementu, a następnie wyznaczyć naprężenia i odkształcenia.

Szczegółowa analiza stanu naprężenia i odkształcenia w badanym elemencie powinna dostarczyć informacji o zachowaniu się materiału nie tylko w obszarze odkształceń sprężystych, ale również przy obciążeniach wywołujących odkształcenia plastyczne.

4.2.2. Model matematyczny odkształceń sprężysto-plastycznych elementów turbin

Szereg specyficznych wymagań stawianych elementom turbin dopuszcza jedynie powstanie małych odkształceń. Do tych wymagań można zaliczyć konieczność utrzymania luzów w części przepływowej i uszczelnieniach turbiny a także określonej szczelności w połączeniach kołnierzowych. W związku z tym podane niżej zależności dotyczą małych odkształceń w opisie Lagrange'a.

Odkształcenie ciała w pełni charakteryzuje symetryczny tensor odkształcenia Lagrange'a ε_{ij}, przy czym w przypadku ogólnym

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}(\bar{x}, t) \qquad \bar{x} \in V + A, \quad t > 0 \tag{4.4}$$

Do opisu przemieszczeń poszczególnych punktów odkształcanego ciała w stosunku do konfiguracji początkowej wprowadza się wektor przemieszczenia

$$\bar{u} = \bar{u}(\bar{x}, t) \qquad \bar{x} \in V + A, \quad t > 0 \tag{4.5}$$

związany z tensorem odkształcenia związkami geometrycznymi

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{4.6}$$

Siły oddziaływania wewnętrznego w dowolnym punkcie elementu można scharakteryzować symetrycznym tensorem naprężenia

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}(\bar{x}, t), \quad \bar{x} \in V + A, \quad t > 0 \tag{4.7}$$

którego składowe muszą spełniać równania równowagi

$$\sum_{j=1}^{3} \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + X_i = 0 \qquad (i = 1,2,3) \tag{4.8}$$

Głównym obciążeniem masowym są siły odśrodkowe wirujących mas. Jeżeli układ współrzędnych zorientujemy tak, że oś Ox_1 skierowana jest wzdłuż osi obrotu, oś Ox_2 ma kierunek promieniowy, zaś oś Ox_3 - obwodowy, to

$$X_1 = 0, \quad X_2 = \rho\,\omega^2 x_2, \quad X_3 = 0$$

Podstawowym zadaniem jest określenie związków konstytutywnych, wiążących składowe tensora naprężenia ze składowymi tensora odkształcenia. Postać tych związków zależy od przyjętego modelu ciała, którym aproksymujemy elementy turbin.

Warunki pracy turbin parowych dopuszczają powstanie małych odkształceń sprężysto-plastycznych. W tym przypadku związki konstytutywne przyjmują postać

$$\sigma_{ij} = \Phi(\varepsilon_i, T)\varepsilon_{ij} + \left[2\mu(T) + 3\lambda(T) - \Phi(\varepsilon_i, T)\right] e_0 \delta_{ij} - \gamma(T) T \delta_{ij} \tag{4.9}$$

gdzie:

$$e_0 = \frac{\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}}{3} \tag{4.10}$$

$$\mu(T) = \frac{E(T)}{2[1 + \vartheta(T)]}, \qquad \lambda(T) = \frac{\vartheta(T)\,E(T)}{[1 + \vartheta(T)]\,[1 - 2\vartheta(T)]}, \qquad \gamma(T) = \frac{\beta(T)\,E(T)}{1 - 2\vartheta(T)} \tag{4.11}$$

$$\Phi(\varepsilon_i, T) = \frac{\sigma_i(\varepsilon_i, T)}{[1 + \vartheta(T)]\varepsilon_i} \tag{4.12}$$

$$\varepsilon_i = \frac{1}{\sqrt{2}\,(1+\vartheta)} \sqrt{(\varepsilon_{11}-\varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22}-\varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33}-\varepsilon_{11})^2 + 6(\varepsilon_{12}^2+\varepsilon_{23}^2+\varepsilon_{31}^2)} \tag{4.13}$$

$\sigma_i(\varepsilon_i, T)$ - **intensywność naprężeń, odpowiadająca na krzywej odkształcenia danego materiału temperaturze T oraz intensywności odkształceń ε_i.**

W przypadku ciała liniowo-sprężystego

$$\sigma_i = E(T)\varepsilon_i \tag{4.14}$$

a związki konstytutywne (4.9) redukują się do zależności Duhamela-Neumana

$$\sigma_{ij} = 2\mu(T)\varepsilon_{ij} + \left[3\lambda(T)e_o - \gamma(T)T\right]\delta_{ij} \tag{4.15}$$

Na podstawie przyjętych założeń model matematyczny odkształceń sprężysto-plastycznych elementów turbin stanowią:
- równania równowagi (4.8),
- związki geometryczne (4.6),
- związki konstytutywne (4.9),
- warunki brzegowe.

Dla termosprężystego stanu naprężenia i odkształcenia opisane zależności można sprowadzić do układu trzech równań przemieszczeniowych. Równanie przemieszczeniowe np. dla kierunku 1 przyjmuje postać

$$\nabla(\mu\nabla u_1) + \frac{\partial}{\partial x_1}\left[(\lambda+\mu)3e_o - \gamma T\right] - \frac{\partial\mu}{\partial x_1}\left(\frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3}\right) +$$

$$+ \frac{\partial\mu}{\partial x_2}\frac{\partial u_2}{\partial x_1} + \frac{\partial\mu}{\partial x_3}\frac{\partial u_3}{\partial x_1} + X_1 = 0 \tag{4.16}$$

Dwa dalsze równania otrzymamy przez cykliczną zmianę wskaźników. W przypadku, gdy stałe materiałowe μ, λ i γ traktujemy jako niezależne od temperatury, układ równań przemieszczeniowych upraszcza się do postaci

$$\mu\nabla^2\overline{u} + (\lambda+\mu)\,\mathrm{grad}\,\mathrm{div}\,\overline{u} - \gamma\,\mathrm{grad}\,T + \overline{X} = 0 \tag{4.17}$$

Rozwiązanie równań (4.16) i (4.17) musi spełniać warunki brzegowe

$$\overline{u} = \overline{u}(\overline{x}, t) \quad \overline{x}\in A, \quad t > 0 \tag{4.18}$$

gdy zadane są przemieszczenia na powierzchni elementu lub

$$\overline{X}_i = \sum_j \sigma_{ij}\cos(n, x_j) \quad (i,j = 1,2,3) \tag{4.19}$$

gdy znany jest rozkład obciążeń. Na powierzchniach omywanych czynnikiem roboczym o ciśnieniu p składowe sił powierzchniowych są równe

$$\bar{X}_i = -p \cos(n, x_i) \quad (i = 1,2,3) \tag{4.20}$$

4.2.3. Modelowanie procesu nagrzewania grubościennych elementów turbin

Badania procesu nagrzewania grubościennych elementów turbin podzielono na dwa etapy. W pierwszym etapie badań analizowano pola temperatur bez uwzględnienia stałych materiałowych od temperatury. W tym przypadku do rozwiązania zagadnienia (4.1), (4.2) i (4.3) zastosowano opracowaną w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych przybliżoną metodę analityczną opisaną w publikacjach [45, 46].

W drugim etapie badań uwzględniono zmienność stałych materiałowych wraz z temperaturą. Do wyznaczenia pól temperatur zastosowano bezpośrednią metodę różnicową. W związku z tym uogólniono metodę bilansów elementarnych na dowolne ortogonalne układy współrzędnych krzywoliniowych [47]. Podstawowe formuły obliczeniowe dla obu przypadków zebrano w załączniku nr 1.

4.2.4. Modelowanie pola przemieszczeń i naprężeń w elementach turbin

Rozwiązanie zagadnienia (4.16)-(4.20) sprowadzić można do rozwiązania zagadnienia wariacyjnego na minimum odpowiedniego funkcjonału w zbiorze funkcji wektorowych spełniających podane warunki brzegowe [45, 49]. Tak otrzymane zagadnienie wariacyjne można następnie rozwiązać jedną z metod przybliżonych. Odpowiednie wzory obliczeniowe zestawiono w załączniku nr 2. Wzory te są słuszne gdy stałe materiałowe nie zależą od temperatury.

Do rozwiązania sformułowanego zadania z uwzględnieniem zależności stałych materiałowych od temperatury zastosujemy opisaną w [50, 51] metodę siatek. Zasady konstruowania odpowiedniej siatki oraz równań różnicowych podano w załączniku nr 2.

4.2.5. Modelowanie odkształceń plastycznych

Związki konstytutywne (4.9) formą zewnętrzną przypominają analogiczne zależności dla stanu sprężystego. Przyjmując dla stanu sprężystego $\Phi = 2\mu$ z formuł (4.9) otrzymujemy związki (4.15).

Porównanie to pozwala wnioskować, że elementy turbin, w których istnieją obszary odkształcone plastycznie, można obliczać metodami elementów sprężystych. Różnica polega jedynie na tym, że w przypadku elementów sprężystych stałe materiałowe są znane w każdym punkcie, a ich wartości zależą od temperatury, natomiast w przypadku elementów z odkształceniami trwałymi stałe te zależą od temperatury i od stanu odkształcenia.

Zależności (4.9) można przedstawić w postaci

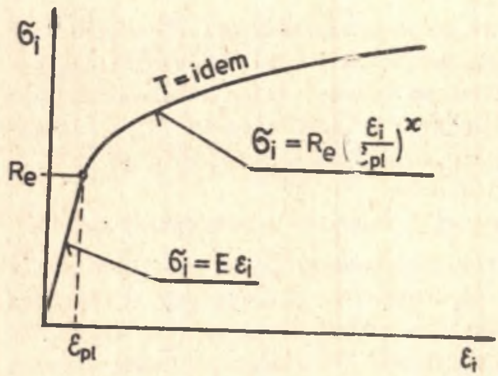
$$\sigma_{ij} = 2\mu_Z(\varepsilon_i, T)\varepsilon_{ij} + 3\lambda_Z(\varepsilon_i, T)e_o\delta_{ij} - \gamma(T)T\delta_{ij} \tag{4.21}$$

gdzie:

$\mu_Z(\varepsilon_i, T)$, $\lambda_Z(\varepsilon_i, T)$ - zastępcze stałe materiałowe.

Z porównania (4.9) i (4.21) wynika, że

$$\mu_Z(\varepsilon_i, T) = \frac{\Phi(\varepsilon_i, T)}{2}, \quad \lambda_Z(\varepsilon_i, T) = \frac{1}{3}\left[2\mu(T) + 3\lambda(T) - \Phi(\varepsilon_i, T)\right] \tag{4.22}$$



Rys. 4.3. Aproksymacja funkcji $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$

Funkcję $\Phi(\varepsilon_i, T)$ określa się na podstawie zależności (4.12) oraz wykresu $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$.

Ze względu na przebieg wykresu $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$ aproksymujemy go prostą w zakresie sprężystym (rys. 4.3)

$$\sigma_i = E(T)\varepsilon_i \qquad \varepsilon_i \leqslant \varepsilon_{pl} \tag{4.23}$$

oraz krzywą potęgową dla odkształceń trwałych

$$\sigma_i = R_e(T)\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa} \qquad \varepsilon_i > \varepsilon_{pl} \tag{4.24}$$

Stąd funkcja Φ opisana zależnością (4.12) przyjmuje w zakresie odkształceń plastycznych postać

$$\Phi(\varepsilon_i, T) = \frac{E(T)}{1 + \nu(T)}\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1} \tag{4.25}$$

Uwzględniając ostatnią zależność w (4.22) mamy

$$\mu_Z(\varepsilon_i, T) = \mu(T)\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}$$

$$\lambda_Z(\varepsilon_i, T) = \lambda(T) + \frac{2}{3}\mu(T)\left[1 - \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}\right] \tag{4.26}$$

Znając zastępcze stałe materiałowe μ_Z i λ_Z można wyznaczyć zastępczy moduł Younga E_Z oraz zastępczy współczynnik Poissona ν_Z.

Z (4.11) oraz (4.26) otrzymujemy układ równań

$$\frac{E_Z(\varepsilon_i, T)}{2\left[1 + \vartheta_Z(\varepsilon_i, T)\right]} = \frac{E(T)}{2\left[1 + \vartheta(T)\right]} \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1} \tag{4.27}$$

$$\frac{\vartheta_Z(\varepsilon_i, T)E_Z(\varepsilon_i, T)}{\left[1 + \vartheta_Z(\varepsilon_i, T)\right]\left[1 - 2\vartheta_Z(\varepsilon_i, T)\right]} = \frac{\vartheta(T)E(T)}{\left[1 + \vartheta(T)\right]\left[1 - 2\vartheta(T)\right]} +$$

$$+ \frac{E(T)}{3\left[1 + \vartheta(T)\right]}\left[1 - \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}\right]$$

z którego wyznaczamy

$$E_Z(\varepsilon_i, T) = \frac{3E(T)\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}}{2\left[1 + \vartheta(T)\right] + \left[1 - 2\vartheta(T)\right]\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}} \tag{4.28}$$

$$\vartheta_Z(\varepsilon_i, T) = \frac{1 - \frac{1 - 2\vartheta(T)}{1 + \vartheta(T)}\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}}{2 + \frac{1 - 2\vartheta(T)}{1 + \vartheta(T)}\left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_{pl}}\right)^{\varkappa - 1}}$$

Podane zależności upraszczają się, gdy nie uwzględnia się umocnienia materiału ($\varkappa = 0$).

Zastępcze stałe materiałowe μ_Z, λ_Z, E_Z oraz ϑ_Z zależą od intensywności odkształceń ε_i, która początkowo nie jest znana. Z tego powodu obliczenia prowadzi się metodą przybliżeń [12, 13].

Najpierw zagadnienie rozwiązuje się jako sprężyste i wyznacza się odkształcenia ε_{ij}. Następnie znajduje się intensywność odkształceń ε_i (zależność (4.13)) oraz zastępcze stałe materiałowe. Otrzymane wartości μ_Z i λ_Z wykorzystuje się do rozwiązania następnego zagadnienia sprężystego. Proces kolejnych przybliżeń prowadzi się do momentu, gdy

$$\left|\varepsilon_i^{n+1} - \varepsilon_i^{n}\right| \leqslant \delta_\varepsilon \tag{4.29}$$

gdzie:

n - jest numerem przybliżenia, a

δ_ε - zadaną małą wielkością.

4.3. Uogólniony algorytm oceny obciążeń cieplnych w oparciu o ciągłą rejestrację temperatury i odkształceń w punktach charakterystycznych

Omówione metody modelowania pól temperatur, naprężeń i odkształceń w elementach turbin można wykorzystać do opracowania szczegółowego algorytmu kontroli obciążeń cieplnych turbin parowych w oparciu o ciągłą rejestrację temperatury w punktach charakterystycznych. Schemat blokowy tego algorytmu podano na rys. 4.4. Można w nim wyróżnić cztery podstawowe bloki: WSTĘP, POMIAR, MODELOWANIE i KONTROLA.

Wewnątrz bloku WSTĘP wykonywane są następujące czynności:
- ustalenie kształtu rozpatrywanego elementu, a więc ustalenie funkcji $x_3 = f_w(x_1, x_2)$ oraz $x_3 = f_z(x_1, x_2)$ opisujących odpowiednio powierzchnię wewnętrzną A_w i zewnętrzną A_z,
- ustalenie zależności stałych materiałowych $c, \rho, \lambda^*, \mu, \lambda, \gamma$ od temperatury,
- wybór punktów pomiaru temperatury, tzn. ustalenie powierzchni A_a i A_b oraz funkcji $x_3 = f_y(x_1, x_2)$ i $x_3 = f_b(x_1, x_2)$,
- obliczenia wstępne,
- ustalenie początkowego rozkładu temperatury w badanym elemencie.

W bloku POMIAR dokonuje się pomiaru temperatury w ustalonych wcześniej punktach powierzchni A_a i A_b, a następnie w oparciu o uzyskane wyniki określa się funkcją $T_a(\vec{x}, t)$ i $T_b(\vec{x}, t)$.

Niech $\vec{x}_{ai}$ oraz $\vec{x}_{bi}$ $(i = 1,2,\ldots,I)$ oznaczają punkty pomiaru temperatury na powierzchniach A_a i A_b, natomiast $T_{ai}(t)$ oraz $T_{bi}(t)$ pomierzone wartości temperatur w tych punktach w czasie t.

Należy znaleźć funkcje $T_a(\vec{x}, t)$ i $T_b(\vec{x}, t)$ określonej klasy, które przyjmą w punktach $\vec{x}_{ai}$ i $\vec{x}_{bi}$ znane wartości

$$T_a(\vec{x}_{ai}, t) = T_{ai}(t) \tag{4.30}$$

$$i = 1,2,\ldots,I$$

$$T_b(\vec{x}_{bi}, t) = T_{bi}(t) \tag{4.31}$$

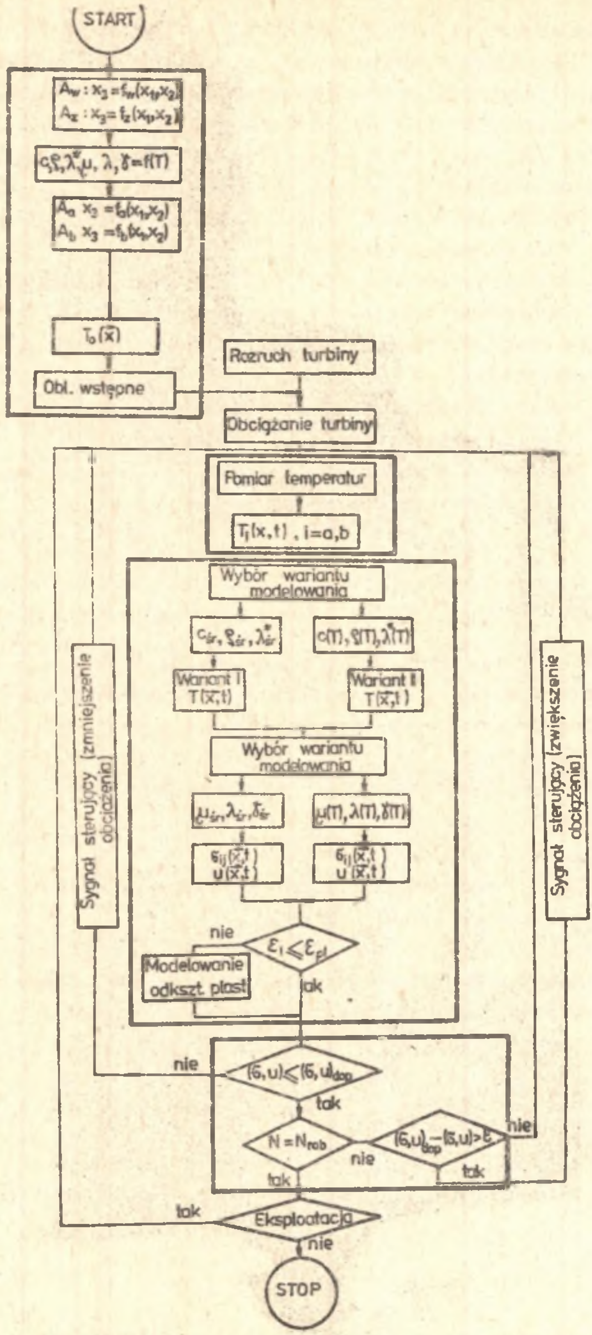
Podobnie określamy mechaniczne warunki brzegowe.

Niech $\vec{x}_{wm}$ oraz $\vec{x}_{zm}$ $(m = 1,2,\ldots,M)$ oznaczają punkty pomiaru odkształceń (w ustalonych kierunkach) na powierzchniach A_w i A_z, natomiast $\varepsilon_{wm}(t)$ oraz $\varepsilon_{zm}(t)$ pomierzone wartości odkształceń w tych punktach w czasie t. Należy znaleźć funkcje $\varepsilon_w(\vec{x}, t)$ i $\varepsilon_z(\vec{x}, t)$, które przyjmą w punktach $\vec{x}_{wm}$ i $\vec{x}_{zm}$ znane wartości

$$\varepsilon_w(\vec{x}_{wm}, t) = \varepsilon_{wm}(t) \tag{4.32}$$

$$m = 1,2,\ldots,M$$

$$\varepsilon_z(\vec{x}_{zm}, t) = \varepsilon_{zm}(t) \tag{4.33}$$



Rys. 4.4. Schemat blokowy algorytmu oceny obciążeń cieplnych w oparciu o ciągłą rejestrację temperatury w punktach charakterystycznych

Wymienione zagadnienia rozwiązuje się stosując znane wzory interpolacyjne. Jeżeli obliczenia prowadzi się metodą siatek względnie metodą analityczną z zastosowaniem całkowania numerycznego, to wystarczy znajomość temperatur w wybranych punktach powierzchni A_a i A_b.

Modelowanie pól temperatur można przeprowadzić jednym z dwóch wariantów (opis bloku modelowania podano w załączniku nr 1):

Wariant I - według zależności (Z.1 ÷ Z.6) bez uwzględnienia zależności stałych materiałowych od temperatury,

Wariant II - według zależności (Z.7 ÷ Z.10) z uwzględnieniem zależności stałych materiałowych od temperatury.

Modelowanie stanu naprężenia i odkształcenia można przeprowadzić jednym z dwóch wariantów:

Wariant I - według zależności (Z.11 ÷ Z.14) bez uwzględnienia zależności stałych materiałowych od temperatury,

Wariant II - według zależności (Z.15 ÷ Z.17) z uwzględnieniem zależności stałych materiałowych od temperatury.

4.4. Podsumowanie

Realizacja kontroli obciążeń cieplnych według podanego algorytmu wymaga dużej liczby punktów pomiarowych w celu określenia warunków brzegowych. W praktyce liczbę punktów pomiarowych można ograniczyć, a do sformułowania warunków brzegowych wykorzystać również dodatkowe informacje w postaci dodatkowych warunków. Warunkami tymi mogą np. być:

- symetria pola temperatury,
- izolacja części powierzchni elementu,
- założenie pewnego charakteru zmian temperatury wzdłuż powierzchni na podstawie dodatkowych badań i analiz.

W czasie badań prototypu turbiny 13K215 [56] podstawowy układ pomiarowy temperatur metalu kadłubów cz. WP i SP, zaworów regulacyjnych i rurociągów przelotowych, składał się z 58 termopar ruchowych, zainstalowanych jako typowe wyposażenie maszyny oraz 280 termopar dodatkowych.

Przy właściwym wyborze punktów pomiarowych i wykorzystaniu wymienionych wyżej warunków dodatkowych, zainstalowana liczba termopar jest wystarczająca dla określenia termicznych warunków brzegowych nawet dla modelu trójwymiarowego.

Przykład ten wskazuje na możliwość kompleksowej oceny obciążeń cieplnych turbin parowych. Ocena taka jest przede wszystkim niezbędna dla maszyn prototypowych.

5. KRYTERIA OCENY OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH TURBIN W WARUNKACH EKSPLOATACJI

5.1. Założenia

Niech:

- T_m $(m = 1,2,3,...,M)$ jest temperaturą w punkcie $\vec{x}_m$ powierzchni A elementu względnie temperaturą pary omywającej ten element mierzoną w sposób ciągły w czasie eksploatacji,
- U_m $(m = 1,2,...,M)$ jest odkształceniem (w ustalonym kierunku) w punkcie $\vec{x}_m$ powierzchni A elementu względnie ciśnieniem pary omywającej ten element, mierzonym w sposób ciągły w czasie eksploatacji.

Należy określić dopuszczalne wartości wielkości mierzonych, dla których spełniony będzie warunek bezpiecznej pracy elementu (2.1).

Dla przeprowadzenia analizy teoretycznej przyjęto założenia podane w punktach 3.2 oraz 4.2.1. Rozważania ograniczono dla zagadnień liniowych.

5.2. Formułowanie kryteriów oceny nieustalonych obciążeń cieplnych

Załóżmy, że obszar V można aproksymować obszarym siatkowym V_h, a brzeg A brzegiem A_h w ten sposób, że punkty $\vec{x}_m$ stanowią punkty brzegowe siatki.

Obieramy dostatecznie mały przedział czasu Δt i konstruujemy zbiór punktów

$$t_l = l \cdot \Delta t \quad (l = 0,1,2,...) \tag{5.1}$$

Przechodzimy od różniczkowego zagadnienia początkowo-brzegowego dla równania przewodzenia ciepła (4.1)-(4.3) do odpowiedniego zagadnienia różnicowego. Np. przy zastosowaniu schematu niejawnego z ilorazem różnicowym wstecznym dla dowolnego węzła wewnętrznego $(\vec{x}_n)$ mamy

$$(1 + \sum_s B_{ns})T_{nl} - \sum_s B_{ns} T_{sl} = T_{n,l-1} \quad (n = 1,2,...,N) \tag{5.2}$$

gdzie:

T_{nl}, $T_{n,l-1}$ - temperatury w węźle $\vec{x}_n$ w czasie t_l i t_{l-1},
T_{sl} - temperatury w węzłach sąsiednich,

B_{ns} - współczynniki zależne od przyjętej aproksymacji siatkowej obszaru V,

N - liczba węzłów wewnętrznych siatki.

Jeżeli zgodnie z założeniem znamy temperatury T_m w węzłach brzegowych, to z układu (5.2) można wyznaczyć temperatury w węzłach wewnętrznych

$$T_{n,l} = a_{nol}\,T_o + \sum_{r=1}^{l} a_{nMr}\,T_{Mr} + \sum_{r=1}^{l}\sum_{m=1}^{M-1} a_{nmr}\,\Delta T_{mr} \tag{5.3}$$

przy czym

$$\Delta T_m = T_m - T_M \tag{5.4}$$

$$T_{n,o} = T_o \tag{5.5}$$

gdzie:

T_o - temperatura początkowa elementu, jednakowa dla wszystkich węzłów wewnętrznych,

$a_{nol}, a_{nMr}, a_{nml}$ - współczynniki zależne tylko od obszaru V_h.

W celu wyznaczenia składowych stanu naprężenia w czasie t_l wywołanych nierównomiernym rozkładem temperatury (5.3) oraz działaniem obciążeń masowych i powierzchniowych przechodzimy od różniczkowego zagadnienia brzegowego termosprężystości (4.6), (4.8), (4.15) do odpowiedniego zagadnienia różnicowego. Rozpatrywane zagadnienie brzegowe jest zagadnieniem liniowym więc odpowiadające mu zagadnienie różnicowe można zapisać w postaci układu równań liniowych. Stąd otrzymujemy

$$\sigma_{ijnl} = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\sum_{r=1}^{l}\sum_{m=1}^{M-1} a_{ijnmr}\,\Delta T_{mr} + a_{ijnol}\,T_o + \sum_{r=1}^{l} a_{ijnMr}\,T_{Mr}\right] + \omega^2 F^{\omega}_{ijn} + \sum_{m=1}^{M} U_m F_{ijnm} \tag{5.6}$$

Po wyznaczeniu naprężenia zredukowanego warunek bezpiecznej pracy (2.3) przyjmuje postać

$$\left|\frac{E\beta}{1-\nu}\left[\sum_{r=1}^{l}\sum_{m=1}^{M-1} \bar{a}_{nmr}\Delta T_{mr} + \bar{a}_{nol}\,T_o + \sum_{r=1}^{l}\bar{a}_{nMr}\,T_{mr}\right] + \omega^2 F^{\omega}_n + \sum_{m=1}^{M} U_m\,F_{nm}\right| \leqslant \sigma_{dop} \tag{5.7}$$

$$(n = 1,2,\ldots,N)$$
$$(l = 0,1,2,\ldots)$$

gdzie:

$\bar{a}_{nmr}, F_n^{\omega}, F_{nm}$ - współczynniki zależne tylko od obszaru V_h.

Ostatnia zależność pozwala w prosty sposób kontrolować obciążenia cieplne w czasie rozruchu i eksploatacji turbiny.
Unikamy przy tym ciągłego modelowania pól temperatur i naprężeń w badanych elementach.

5.2.1. Zredukowana różnica temperatur w elemencie

Zależność (5.7) można zapisać w nieco innej formie

$$\left|\sum_{m=1}^{M-1} \bar{a}_{nml}\, \Delta T_{ml}\right| \leqslant \frac{1-\nu}{\beta E}\left\{ \sigma_{dop} \pm \left[\omega^2 F_n^{\omega} + \sum_{m=1}^{M} U_m F_{nm} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{E\beta}{1-\nu}\left(\sum_{r=1}^{l-1}\sum_{m=1}^{M-1} \bar{a}_{nmr}\, \Delta T_{mr} + \bar{a}_{nol}\, T_o + \sum_{r=1}^{l} \bar{a}_{nMr}\, T_{Mr}\right)\right]\right\} \tag{5.8}$$

Lewa strona nierówności (5.8) przedstawia pewną zastępczą (zredukowaną) różnicę temperatur w elemencie, natomiast strona prawa dopuszczalną wartość tej różnicy. Nierówność (5.8) można więc zapisać w formie skróconej

$$\left|\Delta T_{red,l}\right| \leqslant \Delta T_{red,dop} \tag{5.9}$$

gdzie:

ΔT_{red} - zredukowana różnica temperatur w elemencie

$$\Delta T_{red,l} = \sum_{m=1}^{M-1} \bar{a}_{nml}\, \Delta T_{ml} \tag{5.10}$$

$\Delta T_{red,dop}$ - dopuszczalna wartość zredukowanej różnicy temperatur

$$\Delta T_{red,dop} = \frac{1-\nu}{\beta E}\left\{ \sigma_{dop} \pm \left[\omega^2 F_n^{\omega} + \sum_{m=1}^{M} U_m F_{nm} + \frac{E\beta}{1-\nu}\left(\sum_{r=1}^{l-1}\sum_{m=1}^{M-1} \bar{a}_{nmr}\, \Delta T_{mr} + \right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left. + \bar{a}_{nol}\, T_o + \sum_{r=1}^{l} a_{nMr}\, T_{Mr}\right)\right]\right\} \tag{5.11}$$

znak "+" dla $\Delta T_{red} < 0$,
znak "-" dla $\Delta T_{red} > 0$.

5.2.2. Zredukowany strumień ciepła

Niech w miejsce temperatur T_m w punktach $\vec{x}_m$ wielkościami znanymi są strumienie ciepła $\dot{q}_m$. Postępując podobnie jak poprzednio można opisać pole temperatury i naprężeń w każdym węźle siatki

$$T_{n,l} = b_{nol}T_o + \sum_{r=1}^{l}\sum_{m=1}^{M} b_{nmr}\,\dot{q}_{mr} \tag{5.12}$$

$$\sigma_{ijnl} = \frac{\beta E}{(1-\nu)\lambda^*}\sum_{r=1}^{l}\sum_{m=1}^{M} b_{ijnmr}\,\dot{q}_{mr} + \frac{\beta E}{1-\nu}\,b_{ijnol}\,T_o +$$

$$+\,\omega^2 F^{\omega}_{ijn} + \sum_{m=1}^{M} U_m F_{ijnm} \tag{5.13}$$

gdzie:

b_{ol}, b_{nmr}, b_{ijnmr} - współczynniki zależne tylko od V_h.

Warunek (2.3) można teraz przedstawić w postaci

$$|\dot{q}_{red,l}| \leqslant \dot{q}_{red,dop} \tag{5.14}$$

gdzie:

$\dot{q}_{red,l}$ - zredukowany strumień ciepła

$$\dot{q}_{red,l} = \sum_{m=1}^{M} b_{nml}\,\dot{q}_{ml} \tag{5.15}$$

$\dot{q}_{red,dop}$ - dopuszczalna wartość zredukowanego strumienia ciepła

$$\dot{q}_{red,dop} = \lambda^*\frac{1-\nu}{\beta E}\Big[\sigma_{dop} \pm (\omega^2 F^{\omega}_n + \sum_{m=1}^{M} U_m F_{nm} +$$

$$+\frac{E\beta}{\lambda^*(1-\nu)}\sum_{r=1}^{l-1}\sum_{m=1}^{M} b_{nmr}\,\dot{q}_{mr} + \frac{\beta E}{1-\nu}\,b_{nol}\,T_o)\Big] \tag{5.16}$$

znak "+" dla $\dot{q}_{red} < 0$,

znak "-" dla $\dot{q}_{red} > 0$.

Tak zdefiniowane kryteria temperaturowe opisujące dowolny nieustalony stan cieplno-wytrzymałościowy elementu nie były dotychczas rozpatrywane w literaturze. Prowadzone dotąd badania bazują wyłącznie na uproszczonych kryteriach słusznych dla stanu ustalonego względnie quasi-ustalonego. Kryteria te opisane prostszymi zależnościami stanowią szczególne przypadki kryteriów wyżej sformułowanych. I tak np. gdy strumienie ciepła $\dot{q}_m$ są stałe, to w elemencie wystąpi stan quasi-ustalony, charakteryzujący się stałą dla wszystkich punktów prędkości nagrzewania. Dla tego przypadku w zależnościach (5.11) i (5.16) odpada ostatni człon.

5.3. <u>Dwuwymiarowe kryteria temperaturowe</u>

Podane wyżej zasady formułowania kryteriów temperaturowych wykorzystamy obecnie do określenia dwuwymiarowych kryteriów oceny obciążeń cieplnych turbin parowych. Rozważania szczegółowe przeprowadzono dla kadłubów turbin, jednak otrzymane zależności można zastosować do oceny i optymalizacji warunków nagrzewania dowolnych elementów w kształcie grubościennej powłoki walcowej o dowolnym przekroju poprzecznym. Zastosowanie w omawianym przypadku przybliżonej metody analitycznej w miejsce metody siatek uprościło uzyskane formuły [3, 52].

5.3.1. Dwuwymiarowy model nagrzewania kadłubów turbiny

Z analizy pola temperatur w przekroju poprzecznym kadłuba (rys. 5.1) wynika, że rozkład temperatury na powierzchni wewnętrznej kadłuba można z dostateczną dokładnością aproksymować równaniem [52]

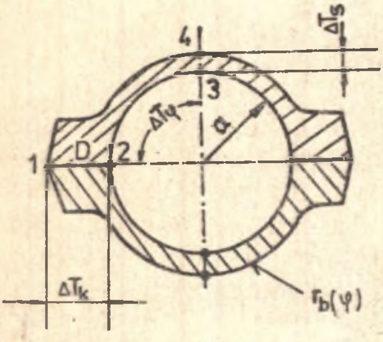
$$T_a(\varphi,t) = A(t) + B(t)\cos 2\varphi \quad \text{dla} \quad w = 0 \tag{5.17}$$

Podobnie temperaturę na powierzchni zewnętrznej można opisać formułą

$$T_b(\varphi,t) = T_a(\varphi,t) - \Delta T(\varphi,t) =$$

$$= T_a(\varphi,t) - C(t) - D(t)\cos 2\varphi \tag{5.18}$$

$$\text{dla} \quad w = w_b(\varphi)$$



Rys. 5.1. Przekrój poprzeczny kadłuba turbiny (1, 2, 3, 4 - miejsca zainstalowania termopar)

gdzie:

$w = \ln r/a$,

$w_b(\varphi) = \ln r_b(\varphi)/a$ - funkcja opisująca powierzchnię zewnętrzną kadłuba.

Dla tak określonych warunków brzegowych pole temperatury w przekroju poprzecznym kadłuba na podstawie (Z.1) można opisać w układzie w,φ zależnościami

$$T_n(w,\varphi,t) = V_o(w,\varphi,t) + \sum_{i=1}^{n} A_i(t)\, V_i(w,\varphi) \tag{5.19}$$

gdzie:

$$V_o(w,\varphi,t) = \frac{w}{w_b(\varphi)}\left[T_b(\varphi,t) - T_a(\varphi,t)\right] + T_a(\varphi,t) \tag{5.20}$$

$$V_i(w,\varphi) = w^i\left[w_b(\varphi) - w\right]\cos 2(i-1)\varphi$$

Funkcje $A_i(t)$ określa wzór (Z.2).

Łącząc zależności (5.17)÷(5.20) można n-te przybliżenia pola temperatur przedstawić w formie

$$T_n = f_n\left[w, \varphi, A(t), B(t), C(t), D(t)\right] \tag{5.21}$$

Np. dla n = 1 mamy

$$T_1(w,\varphi,t) = A(t) + B(t)\cos 2\varphi - \frac{w}{w_b}\left[C(t) + D(t)\cos 2\varphi\right] + A_1(t)\, w(w_b - w) \tag{5.22}$$

gdzie:

$$\begin{aligned} A_1(t) = \frac{1}{b_{11}}\Bigg\{ & J_A\, A(t) + J_B\, B(t) + J_C\, C(t) + J_D\, D(t) + \\ & + e^{-kt}\int_0^{\pi/2} d\varphi \int_0^{w_b} w(w_b - w)e^{2w}\, T_o(w,\varphi)\,dw + \\ & + k\int_0^t \Big[J_A\, A(\vartheta) + (J_B + J_1)\, B(\vartheta) + (J_C + J_3)\, C(\vartheta) + \\ & + (J_D + J_2)\, D(\vartheta)\Big] e^{-k(t-\vartheta)}\, d\vartheta \Bigg\} \end{aligned} \tag{5.23}$$

Współczynniki występujące w ostatniej zależności są równe:

$$J_A = \frac{1}{4}\int_0^{\pi/2}\left[e^{2w_b}(w_b - 1) + 1 + w_b\right]d\varphi$$

$$J_B = \frac{1}{4}\int_0^{\pi/2}\left[e^{2w_b}(w_b - 1) + 1 + w_b\right]\cos2\varphi\, d\varphi$$

$$J_C = \frac{1}{2}\int_0^{\pi/2}\left[\frac{1}{2} + \frac{3}{4w_b} - e^{2w_b}\left(\frac{w_b}{2} - 1 + \frac{3}{4w_b}\right)\right]d\varphi$$

$$J_D = \frac{1}{2}\int_0^{\pi/2}\left[\frac{1}{2} + \frac{3}{4w_b} - e^{2w_b}\left(\frac{w_b}{2} - 1 + \frac{3}{4w_b}\right)\right]\cos2\varphi\, d\varphi \qquad (5.24)$$

$$J_1 = \frac{1}{k}\int_0^{\pi/2} w_b^2\, w_b'\, \sin2\varphi\, d\varphi$$

$$J_2 = \frac{1}{3k}\int_0^{\pi/2} w_b^2\, w_b'\left(2\sin2\varphi + \frac{w_b'}{w_b}\cos2\varphi\right)d\varphi$$

$$J_3 = \frac{1}{3k}\int_0^{\pi/2} w_b\, w_b'^2\, d\varphi$$

$$k = \frac{1}{3b_{11}}\int_0^{\pi/2} w_b^3\left(1 + w_b'^2\right)d\varphi$$

Składowe tensora naprężenia można wyznaczyć jedną z metod omówionych w punkcie 4.2.4. Na podstawie zależności (Z.11)-(Z.14) naprężenie zredukowane (n-te przybliżenie) można przedstawić w formie

$$\sigma_{red,n} = F_n\left[w, \varphi, A(t), C(t), B(t), D(t), \Delta p\right] \qquad (5.25)$$

Np. dla $n = 1$ mamy [3]

$$\sigma_{red} = \frac{\beta E}{1-\nu}\left\{\left[\overline{w(w_b - w)} - w(w_b - w)\right] A_1(t) + \right.$$

$$- D(t)\left[\overline{\left(\frac{w}{w_b}\cos 2\varphi\right)} - \frac{w}{w_b}(\cos 2\varphi)\right] + B(t)\left[\overline{\cos 2\varphi} - \cos 2\varphi\right] +$$

$$\left. + C(t)\left[\overline{\left(\frac{w}{w_b}\right)} - \frac{w}{w_b}\right] + \frac{\Delta p\, \Delta A_p}{\iint\limits_D e^{2w}\, dw d\varphi} \right\} \tag{5.26}$$

gdzie:

$\Delta p \Delta A_p$ - siła wzdłużna wywołana różnicą ciśnień pary Δp działającą na powierzchni ΔA_p,

$\overline{f(w,\varphi)}$ - wartość średnia (całkowa) funkcji $f(w,\varphi)$ w obszarze D określona następująco

$$\overline{f(w,\varphi)} = \frac{\iint\limits_D f(w,\varphi)\, e^{2w}\, dw d\varphi}{\iint\limits_D e^{2w}\, dw d\varphi} \tag{5.27}$$

5.3.2. Wybór punktów pomiaru temperatury

Kontrola obciążeń cieplnych w kadłubach turbin w warunkach rozruchu i eksploatacji sprowadza się na podstawie przeprowadzonych rozważań do pomiaru temperatury w czterech charakterystycznych punktach przekroju (dla określenia funkcji A(t), B(t), C(t) i D(t).

Na podstawie danych literaturowych (np. [27, 28, 52, 53]) do dalszych rozważań przyjęto układ pomiarowy z rozmieszczeniem miejsc zainstalowania termopar jak na rys. 5.1. W celu uproszczenia formuł obliczeniowych założono, że punkty pomiaru znajdują się na powierzchniach kadłuba. W praktyce temperaturę mierzy się w pobliżu powierzchni wewnętrznej (w odległości δ od niej). W czasie rozruchu i eksploatacji turbin należy mierzyć i rejestrować:

- temperaturę na powierzchni wewnętrznej kadłuba T_1 (w punkcie 1),
- różnicę temperatur na grubości kołnierza $\Delta T_k = T_1 - T_2$,
- różnicę temperatur na grubości ścianki $\Delta T_s = T_3 - T_4$,
- różnicę temperatur na powierzchni wewnętrznej w kierunku obwodowym $\Delta T_\varphi = T_3 - T_1$.

Dla tak przyjętych punktów pomiaru temperatury funkcja opisująca pierwsze przybliżenie naprężenia zredukowanego przyjmuje postać

$$\sigma_{red} = \frac{\beta_E}{2(1-\vartheta)}\Big\{\Delta T_k A_k(w,\varphi) + \Delta T_s A_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi A_\varphi(w,\varphi) +$$

$$+ \int_0^t \left[\Delta T_k B_k(w,\varphi) + \Delta T_s B_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi B_\varphi(w,\varphi) + T_1 . k . B_w(w,\varphi)\right] e^{-k(t-\vartheta)} d\vartheta +$$

$$+ T_1 B_w(w,\varphi) + B_o(w,\varphi) e^{-kt}\Big\} + \Delta p A_p \qquad (5.28)$$

Funkcje $A(w,\varphi)$ i $B(w,\varphi)$ oraz współczynnik A_p są określone następująco:

$$A_k(w,\varphi) = \frac{w}{w_b}(1+\cos 2\varphi) - \left(\overline{\frac{w}{w_b}}\right) + (J_C + J_D)\,Q(w,\varphi) - \left(\overline{\frac{w}{w_b}\cos 2\varphi}\right)$$

$$A_s(w,\varphi) = \frac{w}{w_b}(1-\cos 2\varphi) - \left(\overline{\frac{w}{w_b}}\right) + (J_C - J_D)\,Q(w,\varphi) + \left(\overline{\frac{w}{w_b}\cos 2\varphi}\right)$$

$$A_\varphi(w,\varphi) = \cos 2\varphi - \overline{\cos 2\varphi} + (J_A - J_B)\,Q(w,\varphi)$$

$$B_k(w,\varphi) = k(J_C + J_3 + J_D + J_2)\,Q(w,\varphi)$$

$$B_s(w,\varphi) = k(J_C + J_3 - J_D - J_2)\,Q(w,\varphi)$$

$$B_\varphi(w,\varphi) = k(J_A - J_B - J_1)\,Q(w,\varphi)$$

$$B_w(w,\varphi) = 2J_A\,Q(w,\varphi) \qquad (5.29)$$

$$B_o(w,\varphi) = 2Q(w,\varphi)\int_0^{\pi/2} d\varphi \int_0^{w_b} w(w_b - w)e^{2w} T_o(w,\varphi)\,dw$$

$$A_p = \frac{\Delta A_p}{\iint\limits_D e^{2w}\,dw\,d\varphi}$$

$$Q(w,\varphi) = \frac{1}{D_{11}}\left[\overline{w(w_b - w)} - w(w_b - w)\right]$$

5.3.3. Dopuszczalna zredukowana różnica temperatur

Warunek bezpiecznej pracy polegający na utrzymaniu naprężeń w elementach w granicach dopuszczalnych przyjmuje w oparciu o (5.28) postać

$$
\Big| \Delta T_k A_k(w,\varphi) + \Delta T_s A_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi A_\varphi(w,\varphi) +
$$
$$
+ \int_0^t \Big[\Delta T_k B_k(w,\varphi) + \Delta T_s B_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi B_\varphi(w,\varphi) +
$$
$$
+ T_1\, k\, B_w(w,\varphi) \Big] e^{-k(t-\vartheta)} d\vartheta + T_1 B_w(w,\varphi) +
$$
$$
+ B_o(w,\varphi) e^{-kt} + \frac{2(1-\nu)}{E\beta} A_p \Delta p \Big| \leqslant \frac{2(1-\nu)}{E\beta} \sigma_{dop} \tag{5.30}
$$

dla $(w,\varphi) \in D$.

Do obliczenia całki po lewej stronie nierówności (5.30) zastosujemy wzór numerycznego całkowania, w którym nie występuje wartość funkcji podcałkowej w prawym końcu przedziału całkowania.

W najprostszym przypadku (w metodzie prostokątów) obieramy dostatecznie mały przedział czasu Δt i konstruujemy układ punktów

$$
t_i = i\,\Delta t \qquad (i = 0,1,2,\ldots)
$$

Stąd (dla $t = t_l$)

$$
\int_0^t F(t,\vartheta) d\vartheta = \sum_{i=0}^{l-1} \Delta t F(t_l, t_i) \tag{5.31}
$$

Nierówność (5.30) przyjmuje teraz postać

$$
\Big| \Delta T_{k,l} A_k(w,\varphi) + \Delta T_{s,l} A_s(w,\varphi) + \Delta T_{\varphi,l} A_\varphi(w,\varphi) \Big| \leqslant \frac{2(1-\nu)}{E\beta} \sigma_{dop} +
$$
$$
\pm \Big\{ \Delta t \sum_{i=0}^{l-1} \Big[\Delta T_{k,i} B_k(w,\varphi) + \Delta T_{s,i} B_s(w,\varphi) + T_{\varphi,i} B_\varphi(w,\varphi) +
$$
$$
+ T_{1,i} k\, B_w(w,\varphi) e^{-k\Delta t(l-i)} + T_{1,l} B_w(w,\varphi) + B_o(w,\varphi) e^{-k\Delta t \cdot l} + \frac{2(1-\nu)}{E\beta} A_p \Delta p \tag{5.32}
$$

dla $(w,\varphi) \in D$

lub w formie skróconej

$$\left|\Delta T_{red,l}\right| \leqslant \Delta T_{red,dop,l} \quad (l = 1,2,3,\ldots) \tag{5.33}$$

gdzie:

$\Delta T_{red,l}$ - zredukowana różnica temperatur w elemencie w czasie t_l

$$\Delta T_{red,l} = \Delta T_{k,l}A_k(w,\varphi) + \Delta T_{s,l}A_s(w,\varphi) + T_{\varphi,l}A_\varphi(w,\varphi) \tag{5.34}$$

$\Delta T_{red,dop,l}$ - dopuszczalna wartość zredukowanej różnicy temperatur

$$\Delta T_{red,dop,l} = \frac{2(1-\nu)}{E\beta}\sigma_{dop} \pm \Bigg\{ \Delta t \sum_{i=0}^{l-1} \Delta T_{k,i}B_k(w,\varphi) + \Delta T_{s,i}B_s(w,\varphi) +$$

$$+ \Delta T_{\varphi,i}B_\varphi(w,\varphi) + T_{1,i}kB_w(w,\varphi)e^{-k\Delta t(l-i)} +$$

$$+ T_{1,l}B_w(w,\varphi) + B_o(w,\varphi)e^{-k\Delta tl} + \frac{2(1-\nu)}{E\beta}A_p\Delta p \tag{5.35}$$

5.3.4. Rozwiązanie uproszczone

W pracy [3] rozpatrzono szczególny przypadek przedstawionych kryteriów. Przyjęto, że proces nagrzewania przebiega wolno ze stałą prędkością.

W omawianym przypadku warunek (5.30) upraszcza się do postaci

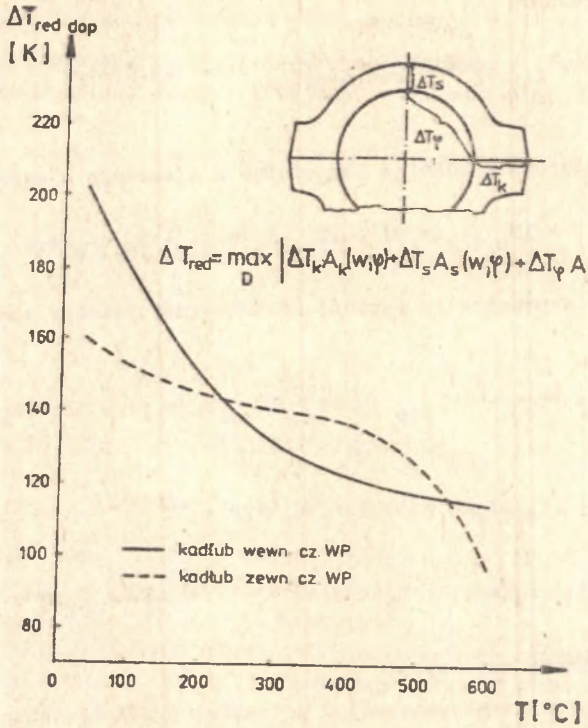
$$\max_D \left| \Delta T_k A_k(w,\varphi) + \Delta T_s A_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi A_\varphi(w,\varphi) + \frac{2(1-\nu)}{\beta E} A_p\Delta p \right| \leqslant \frac{2(1-\nu)}{\beta E}\sigma_{dop} \tag{5.36}$$

przy czym obecnie funkcje A_k, A_s i A_φ są równe

$$A_k(w,\varphi) = \frac{w}{w_b}(1+\cos 2\varphi) - \left(\overline{\frac{w}{w_b}}\right) + \frac{J_2+J_3}{b_{11}}\left[w(w_b-w) - \overline{w(w_b-w)}\right] - \left(\overline{\frac{w}{w_b}\cos 2\varphi}\right)$$

$$A_s(w,\varphi) = \frac{w}{w_b}(1-\cos 2\varphi) - \left(\overline{\frac{w}{w_b}}\right) + \frac{J_3-J_2}{b_{11}}\left[w(w_b-w) - \overline{w(w_b-w)}\right] + \left(\overline{\frac{w}{w_b}\cos 2\varphi}\right)$$

$$A_\varphi(w,\varphi) = \cos 2\varphi - \overline{\cos 2\varphi} + \frac{J_1}{b_{11}}\left[w(w_b-w) - \overline{w(w_b-w)}\right] \tag{5.37}$$



Rys. 5.2. Dopuszczalna zredukowana różnica temperatur w kadłubach turbiny

Nierówność (5.37) można zapisać w formie skróconej

$$\Delta T_{red} \leqslant \Delta T_{red,\,dop} \tag{5.38}$$

gdzie:

$$\Delta T_{red} = \max_{D} \left| \Delta T_k A_k(w,\varphi) + \Delta T_s A_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi A_\varphi(w,\varphi) \right| \tag{5.39}$$

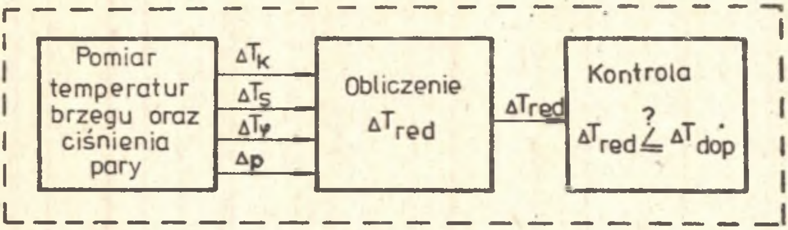
$$\Delta T_{red,\,dop} = \frac{2(1-\nu)}{\beta E} \left(\sigma_{dop} \pm A_p \Delta p\right) \tag{5.40}$$

Jeżeli pominąć naprężenie wywołane ciśnieniem pary, to $\Delta T_{red,\,dop}$ zależy jedynie od własności materiałów. Ponieważ własności materiału zależą od temperatury pracy elementu, istnieje zależność

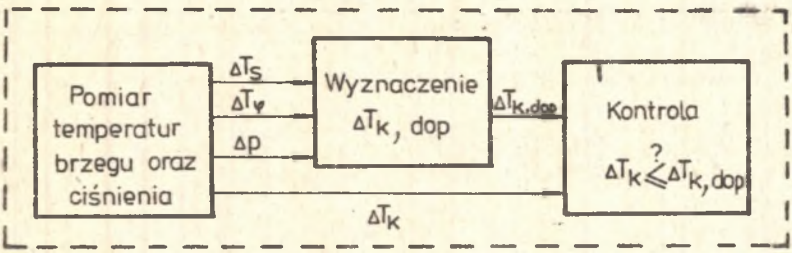
$$\Delta T_{red,\,dop} = f(T) \tag{5.41}$$

Przykładowo na rys. 5.2 przedstawiono tę zależność dla kadłuba wewnętrznego i zewnętrznego części wysokoprężnej turbiny upustowo-kondensacyjnej [52]. Kadłub wewnętrzny wykonany jest ze staliwa L21HMF, a zewnętrzny - L20HM. W obliczeniach $\Delta T_{red,dop}$ przyjęto $\sigma_{dop} = R_e$.

Dla oceny obciążeń cieplnych turbin według dopuszczalnej zredukowanej różnicy temperatur fragment "A" w schemacie blokowym (rys. 4.1) przedstawia rys. 5.3.



Rys. 5.3. Ocena obciążeń cieplnych turbiny według dopuszczalnej zredukowanej różnicy temperatur (fragment "A" w schemacie na rys. 3.1)



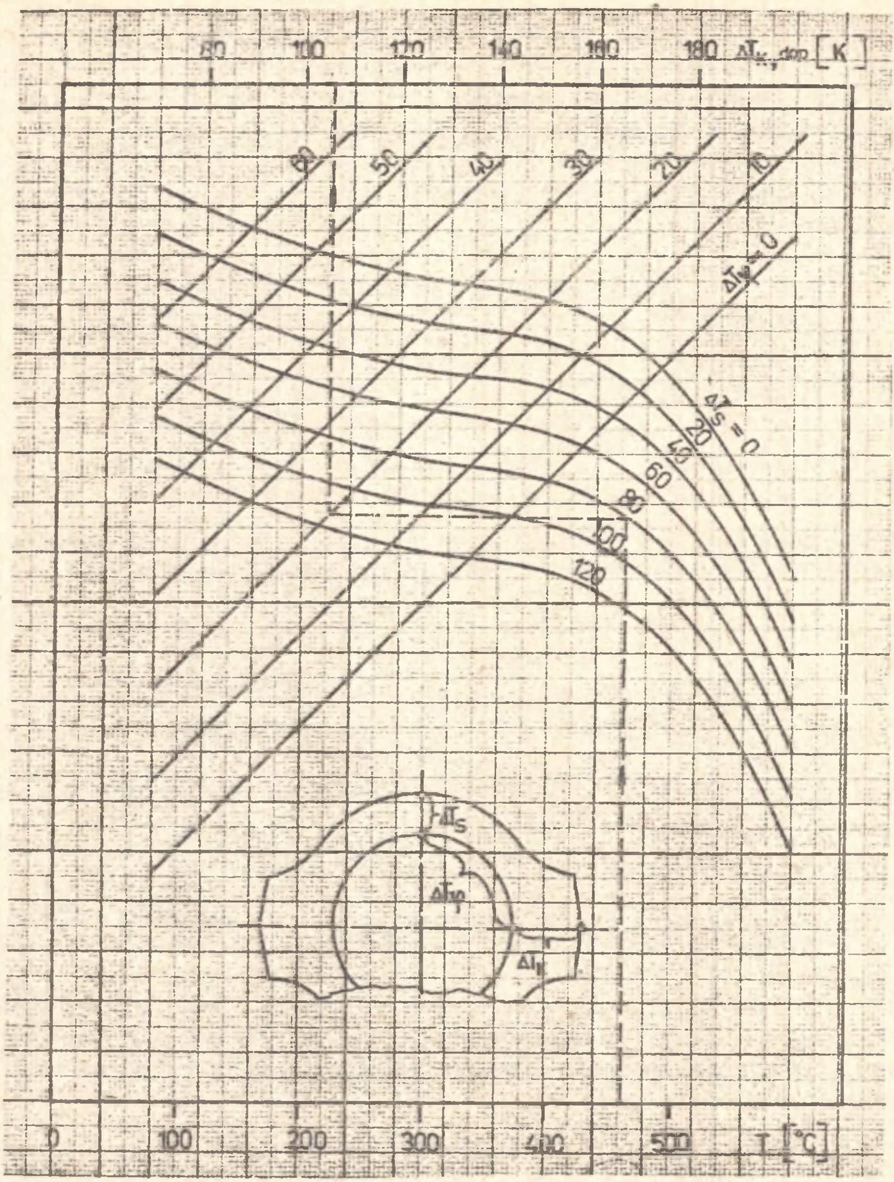
Rys. 5.4. Ocena obciążeń cieplnych turbiny według dopuszczalnej różnicy temperatur na grubości kołnierza (fragment "A" na rys. 3.1)

Ocenę obciążeń cieplnych turbin w oparciu o dwuwymiarowe kryteria temperaturowe można również zrealizować w inny sposób. Można np. prowadzić kontrolę różnicy temperatur na grubości kołnierza i wtedy musi być spełniona nierówność

$$\Delta T_k \leqslant \Delta T_{k,dop} \tag{5.42}$$

Dopuszczalną różnicę temperatur na grubości kołnierza określa na mocy zależności (5.37) równanie

$$\max_{D} \left| \frac{\beta E}{2(1-\nu)} \Delta T_{k,dop} A_k(w,\varphi) + \Delta T_s A_s(w,\varphi) + \Delta T_\varphi A_\varphi(w,\varphi) + \Delta p A_p \right| = \sigma_{dop} \tag{5.43}$$



Rys. 5.5. Dopuszczalna różnica temperatur na grubości kołnierza kadłuba cz. WP turbiny

Fragment "A" w schemacie blokowym kontroli obciążeń cieplnych (rys. 4.1) przyjmuje w omawianym przypadku postać jak na rys. 5.4.

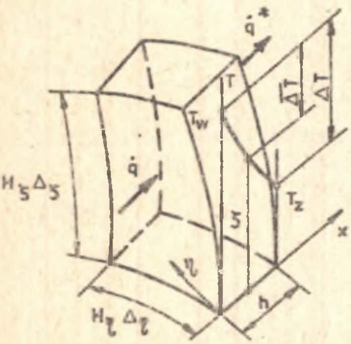
Z zależności (5.43) wynika, że $\Delta T_{k,dop}$ zależy dla danego kadłuba od średniej temperatury pracy, różnic temperatur ΔT_s i ΔT_φ oraz różnicy ciśnienia Δp. Istnieje więc zależność

$$\Delta T_{k,dop} = f(T, \Delta T_s, \Delta T_\varphi, \Delta p) \tag{5.44}$$

Przykładowo na rys. 5.5 przedstawiono tę zależność dla kadłuba części wysokoprężnej turbiny upustowo-kondensacyjnej [52]. W obliczeniach pominięto obciążenia mechaniczne wywołane różnicą ciśnienia pary Δp.

5.4. Jednowymiarowe kryteria oceny nieustalonych obciążeń cieplnych

Rozpatrzmy dowolny element turbiny, którego fragment przedstawiono na rys. 5.6. Jest to wycinek powstały przez wycięcie z badanego elementu powierzchniami krzywoliniowego układu współrzędnych x, η, ζ dobranego odpowiednio do kształtu elementu. Zakładamy, że przewodzenie ciepła w elemencie odbywa się tylko wzdłuż grubości ścianki. Przez powierzchnię wewnętrzną elementu wnika strumień ciepła $\dot{q}(t)$. Powierzchnia zewnętrzna jest izolowana względnie oddaje ciepło do otoczenia, przy czym gęstość strumienia ciepła jest w ogólnym ujęciu funkcją czasu $\dot{q}^*(t)$.



Rys. 5.6. Wycinek badanego elementu

Należy określić dopuszczalne, ze względu na naprężenia w elemencie, wartości strumienia ciepła $\dot{q}$ i $\dot{q}^*$ lub dopuszczalną różnicę temperatury na grubości ścianki ΔT (rys. 5.6).

5.4.1. Dopuszczalne różnice temperatury w elementach płaskich

Jako pierwszy przykład rozpatrzmy element, w którym występuje płaski stan naprężenia. Założenia:

- swoboda wydłużania elementu w kierunku osi η oraz ζ jest częściowo ograniczona, na element działają dodatkowe siły zewnętrzne utrudniające odkształcenie elementu. Ograniczenie swobody wydłużenia jest również wywołane nierównomiernym nagrzewaniem elementu. Partie mniej nagrzane utrudniają wydłużenie części o większej temperaturze. Np. w czasie rozruchu kołnierz utrudnia wydłużenie osiowe ścianki;

- w elemencie występuje płaski stan naprężenia, opisany naprężeniami σ_η i σ_ξ,
- zamocowanie elementu uniemożliwia jego zginanie.

Dla podanych założeń związki konstytutywne (4.15) redukują się do postaci

$$\sigma_\eta = \frac{E}{1-\nu^2}\left[\varepsilon_\eta + \nu\varepsilon_\xi - (1+\nu)\beta T\right] \tag{5.45}$$

$$\sigma_\xi = \frac{E}{1-\nu^2}\left[\varepsilon_\xi + \nu\varepsilon_\eta - (1+\nu)\beta T\right]$$

Jeżeli w czasie eksploatacji turbiny rejestrujemy w sposób ciągły odkształcenia badanego elementu w dwóch kierunkach ε_η i ε_ξ, to ostatnie zależności pozwalają w prosty sposób wyznaczyć naprężenia.

Jeżeli swoboda wydłużenia jest ograniczona tylko w kierunku osi η, natomiast w kierunku ξ element może swobodnie się odkształcać, to z warunku

$$\int_0^h \sigma_\xi \, dx = 0 \tag{5.46}$$

otrzymujemy

$$\varepsilon_\xi = 1 + \nu\beta \, \frac{1}{h}\int_0^h T dx - \nu\varepsilon_\eta \tag{5.47}$$

co po podstawieniu do (5.45) daje

$$\sigma_\eta = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\frac{\nu}{h}\int_0^h T dx - T\right] + E\varepsilon_\eta \tag{5.48}$$

$$\sigma_\xi = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\frac{1}{h}\int_0^h T dx - T\right]$$

Jeżeli swoboda wydłużania nie jest ograniczona, to z warunków zerowania się sił zewnętrznych

$$\int_0^h \sigma_\eta \, dx = 0; \quad \int_0^h \sigma_\xi \, dx = 0 \tag{5.49}$$

można wyznaczyć odkształcenia ε_η i ε_φ. Zależności (5.45) przyjmują wtedy znaną postać

$$\sigma_\eta = \sigma_\xi = \sigma = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\frac{1}{h}\int_0^h T\,dx - T\right] \tag{5.50}$$

Otrzymaliśmy w ten sposób trzy różne modele wytrzymałościowe elementów płaskich, z których tylko trzeci (5.50), najprostszy był dotychczas analizowany w literaturze i wykorzystany do sformułowania kryteriów oceny obciążeń cieplnych.

Ze względu na przyjęte założenia upraszczające bardzo ogólne są modele opisane wzorami (5.45) oraz (5.48). W pierwszym przypadku bazujemy na pomiarze odkształceń w dwóch kierunkach, natomiast w modelu (5.48) wystarczy znać odkształcenie w jednym kierunku.

5.4.1.1. Pomiar odkształceń w jednym kierunku

Załóżmy, że w czasie eksploatacji turbiny ciągłej rejestracji podlegają

$$\varepsilon_\eta\,,\ \Delta T \ \text{oraz}\ T_z$$

Dla znanych temperatur na powierzchni elementu

$$\begin{aligned} T_z &= T_z(t) \\ T_w &= T_z(t) + \Delta T(t) \end{aligned} \tag{5.51}$$

rozkład temperatury wzdłuż grubości ścianki opisuje zależność

$$\begin{aligned} T(x,t) = \frac{2}{h}\sum_{1}^{\infty}\exp\left(-\frac{a^* m^2\pi^2 t}{h^2}\right)\sin\frac{m\pi x}{h}\Bigg[\int_0^h T_o(x)\sin\frac{m\pi x}{h}\,dx \,+ \\ + \frac{m a^*\pi}{h}\int_0^t \exp\left(\frac{a^* m^2\pi^2\vartheta}{h^2}\right)\left\{\Delta T(\vartheta) + \left[1-(-1)^m\right]T_z(\vartheta)\right\}d\vartheta\Bigg] \end{aligned} \tag{5.52}$$

Maksymalne naprężenie zredukowane, wyznaczone z (5.48) według hipotezy maksymalnych naprężeń stycznych, jest równe

$$\sigma_{red,max} = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\Delta T - \frac{2}{h}\int_0^h (T - T_z)\,dx\right] - E\varepsilon_\eta \tag{5.53}$$

gdzie:

$$e = \mathcal{E} - \beta T_z \tag{5.54}$$

Naprężenie to jest równe liczbowo naprężeniu działającemu w tym kierunku badanego elementu, w którym swoboda wydłużania jest bardziej ograniczona.

Dla rozkładu temperatury (5.52) naprężenie zredukowane (5.53) przyjmuje wartość

$$\sigma_{red,max} = \frac{E\beta}{1-\vartheta}\left\{\Delta T - \frac{2\vartheta}{h}\sum_{1}^{\infty}\exp(-\beta_m t)\,\frac{1-(-1)^m}{m\pi}\left[\int_0^h T_o(x)\sin\frac{m\pi x}{h}\,dx + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{ma^*\pi}{h}\int_0^t \exp(\beta_m\vartheta)\left\{\Delta T(\vartheta) + \left[1-(-1)^m\right]T_z(\vartheta)\right\}d\vartheta\right] + \vartheta T_z\right\} - Ee_\eta \tag{5.55}$$

gdzie:

$$\beta_m = \frac{a^* m^2\pi^2}{h^2}, \qquad a^* = \frac{\lambda^*}{c\varrho}$$

Na podstawie ostatniej zależności dopuszczalną różnicą temperatury na grubości elementu ΔT_{dop} określa równanie

$$\Delta T_{dop}(t) - \frac{2\vartheta a^*}{h^2}\int_0^t \Delta T_{dop}(\vartheta)\sum_1^{\infty}\left[1-(-1)^m\right]\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right]d\vartheta =$$

$$= \frac{\sigma_{dop}(1-\vartheta)}{E\beta} + \frac{2\vartheta a^*}{h^2}\int_0^t T_z(\vartheta)\sum_1^{\infty}\left[1-(-1)^m\right]^2\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right]d\vartheta - \vartheta T_z(t) +$$

$$+ \frac{e_\eta(1-\vartheta)}{\beta} + \frac{2\vartheta}{h}\sum_1^{\infty}\frac{1-(-1)^m}{m\pi}\exp(-\beta_m t)\int_0^h T_o(x)\sin\frac{m\pi x}{h}\,dx \tag{5.56}$$

Jest to równanie całkowe Volterry drugiego rodzaju o postaci

$$\Delta T_{dop}(t) - \xi\int_0^t \Delta T_{dop}(\vartheta)\,K(t,\vartheta)\,d\vartheta = f(t) \tag{5.57}$$

które można rozwiązać metodą sum skończonych. Całkę występującą w równaniu (5.57) obliczamy w sposób przybliżony z (5.31). Wprowadzamy oznaczenia

$$\Delta T_{dop,i} = \Delta T_{dop}(t_i), \quad K_{n,i} = K(t_n,t_i), \quad f_i = f(t_i)$$

$$t_i = i\Delta t \quad (i = 0,1,2,\ldots)$$

i wtedy równanie (5.57) przyjmuje postać

$$\Delta T_{dop,n} - \xi\Delta t\sum_{i=1}^{n-1} K_{n,i}\,\Delta T_{dop,i} = f_n \tag{5.58}$$

Stąd znajdujemy kolejno

$$\Delta T_{dop,o} = f_o$$

$$\Delta T_{dop,1} = f_1 + \xi\Delta t\, K_{1,o}\,\Delta T_{dop,o}$$

$$\Delta T_{dop,2} = f_2 + \xi\Delta t\left[K_{2,o}\,\Delta T_{dop,o} + K_{2,1}\,\Delta T_{dop,1}\right]$$

$$\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots$$

$$\Delta T_{dop,n} = f_n + \xi\Delta t\sum_{i=0}^{n-1} K_{n,i}\,\Delta T_{dop,i} \tag{5.59}$$

Jeżeli proces nagrzewania odbiega od optymalnego, a w kolejnych chwilach czasu t_i zmierzone różnice temperatury

$$\Delta T_i < \Delta T_{dop,i} \quad (i = 0,1,2,\ldots,n-1)$$

to dopuszczalna różnica temperatury w czasie t_n jest równa

$$\Delta T_{dop,n} = f_n + \xi\Delta t\sum_{i=0}^{n-1} K_{n,i}\,\Delta T_i \tag{5.60}$$

5.4.1.2. Pomiar odkształceń w dwóch kierunkach

W rozpatrywanej metodzie wielkościami mierzonymi są:

ε_η - odkształcenia elementu w kierunku osi η,

ε_ξ - odkształcenie elementu w kierunku osi ξ,

T_z - temperatura powierzchni zewnętrznej,

ΔT - różnica temperatur na grubości elementu.

Na podstawie (5.45) składowe naprężeń na powierzchni elementu są równe:

- powierzchnia zewnętrzna

$$\sigma_{\eta,z} = \frac{E}{1-\nu^2}(e_\eta + \nu e_\xi) \tag{5.61}$$

$$\sigma_{\xi,z} = \frac{E}{1-\nu^2}(e_\xi + \nu e_\eta)$$

- powierzchnia wewnętrzna

$$\sigma_{\eta,w} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[e_\eta + \nu e_\xi - (1+\nu)\beta\Delta T\right]$$

$$\sigma_{\xi,w} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[e_\xi + \nu e_\eta - (1+\nu)\beta\Delta T\right] \tag{5.62}$$

gdzie:

$$e = \varepsilon - \beta T_z, \quad \Delta T = T_w - T_z \tag{5.63}$$

W czasie nagrzewania elementu

$$T_w > T_z, \ \Delta T > 0, \ \varepsilon > \beta T_z, \quad e > 0 \tag{5.64}$$

Maksymalne naprężenie zredukowane, wyznaczone według hipotezy maksymalnych naprężeń stycznych, jest równe

$$\sigma_{red,max} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[(1+\nu)\beta\Delta T - (e_\eta + \nu e_\xi)\right] \tag{5.65}$$

przy czym przyjęto taki układ osi, że

$$e_\xi > e_\eta \tag{5.66}$$

W czasie chłodzenia elementu

$$T_w < T_z, \Delta T < 0, \quad \mathcal{E} < \beta T_z, \quad e < 0 \qquad (5.67)$$

i wtedy

$$\sigma_{red,max} = \frac{E}{1-\nu^2}\left[(1+\nu)\beta|\Delta T| - |e_\eta + \nu e_\xi|\right] \qquad (5.68)$$

Naprężenia zredukowane (5.65) i (5.68) muszą być mniejsze od wartości dopuszczalnych. Warunek ten w swojej końcowej postaci można przedstawić następująco:

$$|\Delta T| \leqslant \Delta T_{dop} \qquad (5.69)$$

gdzie:

$$\Delta T_{dop} = \frac{1-\nu}{E\beta}\sigma_{dop} + \frac{|e_\eta + \nu e_\xi|}{\beta(1+\nu)} \qquad (5.70)$$

Otrzymane kryterium jest słuszne dla dowolnego stanu termicznego (stan ustalony, nieustalony, element ogrzewany jednostronnie lub dwustronnie).

5.4.2. Dopuszczalne różnice temperatury w elementach walcowych

Założenia:
- temperatura w danej chwili czasu t zmienia się tylko wzdłuż promienia $T = T(r)$,
- swoboda wydłużania elementu w kierunku osi z jest częściowo ograniczona,
- obciążenie powierzchniowe jest osiowo-symetryczne,
- rozpatrujemy dwa rodzaje warunków brzegowych.

Jeżeli na element działa czynnik roboczy o znanym ciśnieniu p, to

$$\begin{aligned} \sigma_r &= -p \quad \text{dla } r = r_w \\ \sigma_r &= 0 \quad\quad\;\; r = r_z \end{aligned} \qquad (5.71)$$

Jeżeli znamy odkształcenia $\mathcal{E}_\varphi$ na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej elementu, to

$$\begin{aligned} \sigma_r - \nu(\sigma_\varphi + \sigma_z) + E\beta T &= E\mathcal{E}_{\varphi,w} \quad \text{dla } r = r_w \\ \sigma_r - \nu(\sigma_\varphi + \sigma_z) + E\beta T &= E\mathcal{E}_{\varphi,z} \quad\quad\;\; r = r_z \end{aligned} \qquad (5.72)$$

Naprężenia w elemencie dla warunków (5.71) są równe

$$\sigma_r = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\frac{r^2 - r_w^2}{(r_z^2 - r_w^2)r^2}\int_{r_w}^{r_z} Trdr - \frac{1}{r^2}\int_{r_w}^{r} Trdr + p\,\frac{r_w^2}{r_z^2 - r_w^2}\left(1 - \frac{r_z^2}{r^2}\right)\right.$$

$$\sigma_\varphi = \frac{E\beta}{1-\nu}\left[\frac{r^2 + r_w^2}{(r_z^2 - r_w^2)r^2}\int_{r_w}^{r_z} Trdr + \frac{1}{r^2}\int_{r_w}^{r} Trdr - T\right] + p\,\frac{r_w^2}{r_z^2 - r_w^2}\left(1 + \frac{r_z^2}{r^2}\right) \qquad (5.73)$$

$$\sigma_z = \frac{2\nu\beta E}{(1-\nu)(r_z^2 - r_w^2)}\int_{r_w}^{r_z} Trdr + E\varepsilon_z - \frac{E\beta}{1-\nu}T + 2\nu p\,\frac{r_z^2}{r_z^2 - r_w^2}$$

W literaturze rozpatruje się tylko szczególny przypadek opisanego stanu naprężenia, gdy na element nie działa zewnętrzna siła wzdłużna, tzn.

$$2\pi\int_{r_w}^{r_z} \sigma_z r dr = 0 \qquad (5.74)$$

co jako dodatkowy warunek pozwala wyznaczyć nieznane odkształcenie ε_z.

Podane zależności dla warunków (5.72) są znacznie bardziej złożone. Maksymalne naprężenie zredukowane opisuje formuła

$$\sigma_{red,max} = \frac{2\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)(r_z^2 - r_w^2)}\left[r_z^2\varepsilon_{\varphi,z} - r_w^2\varepsilon_{\varphi,w} + (r_z^2 - r_w^2)\frac{1-\nu}{2\nu}\varepsilon_z + \right.$$

$$\left. + \beta\frac{1+\nu}{1-\nu}\left(r_w^2T_w - r_z^2T_z + \int_{r_w}^{r_z} Trdr\right)\right] - \frac{E\beta T_w}{1-\nu} \qquad (5.75)$$

Otrzymaliśmy w ten sposób dwa różne modele wytrzymałościowe elementów walcowych, nie analizowane dotychczas w literaturze. Wykorzystamy je obecnie do określenia kryteriów oceny obciążeń cieplnych.

5.4.2.1. Pomiar odkształcenia w kierunku osi elementu

Rozkład temperatury wzdłuż grubości elementu walcowego przedstawiamy w postaci

$$T(r,t) = T_z(t) + \Delta T(t)\varphi(r,t) \qquad (5.76)$$

Maksymalne naprężenie zredukowane wyznaczone z (5.73) jest równe

$$\sigma_{red,max} = |\Delta T| \frac{E\beta}{1-\nu}\left[1 - \frac{2\nu}{r_z^2 - r_w^2}\int_{r_w}^{r_z}\varphi(r,t)dr\right] - |Ee_z| \pm 2\nu p \frac{r_z^2}{r_z^2 - r_w^2} \quad (5.77)$$

Jeżeli w czasie eksploatacji turbiny rejestrujemy w sposób ciągły ΔT, ε_z, T_z oraz p, to warunek bezpiecznej pracy elementu przyjmuje postać

$$|\Delta T| \leqslant \Delta T_{dop} \quad (5.78)$$

gdzie:

$$\Delta T_{dop} = \frac{1-\nu}{E\beta}\left[\sigma_{dop} + E|e_z| \pm 2\nu p \frac{r_z^2}{r_z^2 - r_w^2}\right]\frac{1}{1 - \frac{2\nu}{r_z^2 - r_w^2}\int_{r_w}^{r_z}\varphi(r,t)dr} \quad (5.79)$$

znak "+" - nagrzewanie,
znak "-" - chłodzenie.

5.4.2.2. Pomiar odkształceń w dwóch kierunkach

Tok postępowania jest analogiczny do opisanych poprzednio. Wielkościami mierzonymi są:

$$\Delta T,\ T_z,\ \varepsilon_z,\ \varepsilon_{\varphi,w} \text{ oraz } \varepsilon_{\varphi,z}$$

Kryterium bezpiecznej pracy przyjmuje postać

$$|\Delta T| \leqslant \Delta T_{dop} \quad (5.80)$$

gdzie:

$$\Delta T_{dop} = \frac{1-\nu}{E\beta}\left[\sigma_{dop} + \frac{2\nu E}{(1+\nu)(1-2\nu)}\left|\frac{r_z^2 e_{\varphi,z} - r_w^2 e_{\varphi,w}}{r_z^2 - r_w^2} + \frac{1-\nu}{2\nu} e_z\right|\right]\frac{1}{\psi(t)}$$

(5.81)

$$\psi(t) = 1 - \frac{2\nu}{(r_z^2 - r_w^2)(1-2\nu)}\left[r_w^2 + \int_{r_w}^{r_z}\varphi(r,t)dr\right]$$

5.4.3. Dopuszczalny strumień ciepła

Rozpatrzmy obecnie nieustalony proces nagrzewania realizowany poprzez doprowadzenie ciepła o zmiennej gęstości $\dot{q} = \dot{q}(t)$. Przewodzenie ciepła w elemencie odbywa się tylko wzdłuż grubości ścianki, a zewnętrzna powierzchnia jest izolowana. Dla tak określonych warunków rozwiązanie równania przewodzenia ciepła dla płyty przyjmuje postać [33]

$$T(x,t) = \frac{1}{h}\left[\int_0^h T_o(x)dx + \frac{a^*}{\lambda^*}\int_0^t \dot{q}(\vartheta)d\vartheta + \right.$$

$$+ \frac{2}{h}\sum_{m=1}^{\infty}\cos\frac{m\pi x}{h}\exp\left(-\frac{a^* m^2\pi^2 t}{h^2}\right)\int_0^t T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}dx +$$

$$+ \frac{2a^*}{h\lambda^*}\sum_{m=1}^{\infty}(-1)^m\cos\frac{m\pi x}{h}\int_0^t \dot{q}(\vartheta)\exp\left[-\frac{a\, m^2\pi^2}{h^2}(t-\vartheta)\right]d\vartheta \tag{5.82}$$

Analogiczne pole temperatur w powłoce walcowej o promieniu wewnętrznym r_w i zewnętrznym r_z opisane jest formułą

$$T(r,t) = \frac{2}{r_z^2 - r_w^2}\left[\int_{r_w}^{r_z} rT_o(r)dr - \frac{a^* r_w}{\lambda^*}\int_0^t \dot{q}(\vartheta)d\vartheta\right] +$$

$$+\pi\sum_{n=1}^{\infty}p_n^2\frac{J_1^2(p_n r_w)J_1^2(p_n r_z)}{J_1^2(p_n r_w) - J_1^2(p_n r_z)}B(p_n r)\left[\frac{\pi}{2}\int_{r_w}^{r_z} rT_o(r)B(p_n r)dr + \right.$$

$$\left. + \frac{a^*}{p_n\lambda^* J_1(p_n r_w)}\int_0^t \dot{q}(\vartheta)\exp(a^* p_n^2\vartheta)d\vartheta\right]\exp(a^* p_n^2 t) \tag{5.83}$$

gdzie:

$$B(p_n r) = J_o(p_n r)\frac{Y_1(p_n r_w)}{J_1(p_n r_w)} - Y_o(p_n r) \tag{5.84}$$

przy czym p_n są pierwiastkami równania

$$J_1(p_n r_w)Y_1(p_n r_z) = Y_1(p_n r_w)J_1(p_n r_z) \tag{5.85}$$

Maksymalne naprężenia cieplne (5.50) wywołane nierównomiernym rozkładem temperatury (5.82) są równe

$$
\sigma_{max} = \frac{2Aa^*}{h}\sum_{m=1}^{\infty}\int_0^t \dot{q}(\vartheta)\exp\left[-\beta_m(1-\vartheta)\right]d\vartheta +
$$

$$
+ \frac{2A\lambda^*}{h}\sum_{m=1}^{\infty}(-1)^m\exp(-\beta_m t)\int_0^h T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}\,dx \tag{5.86}
$$

gdzie:

$$
A = \frac{\beta E}{(1-\nu)\lambda^*}
$$

W podobny sposób można wyznaczyć maksymalne naprężenie cieplne w powłoce walcowej.

Na podstawie (5.86) dopuszczalną gęstość strumienia ciepła doprowadzonego do płyty $\dot{q}_{dop} = \dot{q}_{dop}(t)$ określa zależność

$$
\int_0^t \dot{q}_{dop}(\vartheta)\sum_{m=1}^{\infty}\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right]d\vartheta = \frac{h\sigma_{dop}}{2Aa^*} +
$$

$$
- \frac{\lambda^*}{a^*}\sum_{m=1}^{\infty}(-1)^m\exp(-\beta_m t)\int_0^h T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}\,dx \tag{5.87}
$$

Ostatnie równanie jest równaniem całkowym Volterry pierwszego rodzaju. W ogólnym ujęciu uwzględniającym także elementy walcowe i kuliste równanie (5.87) można zapisać w postaci

$$
\int_0^t \dot{q}_{dop}(\vartheta)K(t,\vartheta)d\vartheta = f(t) \tag{5.88}
$$

gdzie $K(t,\vartheta)$ - jądro i $f(t)$ są funkcjami znanymi, zależnymi od postaci konstrukcyjnej elementu.

Do rozwiązania równań całkowych Volterry szczególnie proste jest zastosowanie metody sum skończonych. W związku z tym obieramy dostatecznie mały przedział czasu Δt i konstruujemy układ punktów

$$
t_i = i\Delta t \quad (i = 0,1,2,\ldots)
$$

Do całki po lewej stronie równania (5.88) zastosujemy jakikolwiek wzór numerycznego całkowania, w którym nie występuje wartość funkcji podcałkowej w prawym końcu przedziału całkowania..Jeżeli do obliczenia całki zastosujemy metodę prostokątów

$$\int_0^{t_{n+1}} F(\vartheta)d\vartheta = \sum_{i=0}^{n} \Delta t F(t_i)$$

to, przyjmując w równaniu (4.48) $t = t_{n+1}$, otrzymujemy

$$\sum_{i=0}^{n} K_{n+1,i}\dot{q}_{dop,i}\Delta t = f_{n+1} \tag{5.89}$$

gdzie:

$$\dot{q}_{dop,i} = \dot{q}_{dop}(t_i), \quad K_{n,i} = K(t_n,t_i), \quad f_i = f(t_i)$$

Z równania (5.89) mamy

$$\dot{q}_{dop,n} = \frac{f_{n+1} - \sum\limits_{i=0}^{n-1} \Delta t\ K_{n+1,i}\dot{q}_{dop,i}}{\Delta t\ K_{n+1,n}} \qquad (n = 0,1,2,\ldots) \tag{5.90}$$

Ostatnia zależność opisuje optymalny przebieg czasowy strumienia ciepła q. Jeżeli proces nagrzewania odbiega od optymalnego, a w kolejnych chwilach czasu t_i doprowadzamy strumienie q_i, to strumień dopuszczalny w czasie t_n jest równy

$$\dot{q}_{dop,n} = \frac{f_{n+1} - \sum\limits_{i=0}^{n-1} \Delta t\ K_{n+1,i}q_i}{\Delta t\ K_{n+1,n}} \tag{5.91}$$

Jeżeli w czasie nagrzewania mierzymy odkształcenie e_η elementu, to naprężenia można wyznaczyć z zależności (5.48). Po wstawieniu (5.84) do (5.48) otrzymujemy

$$\sigma_{red,max} = \frac{2A\lambda^*}{h}\sum_{m=1}^{\infty}\left[1 - (1-\vartheta)(-1)^m\right]\exp(-\beta_m t)\int_0^h T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}\,dx +$$

$$+ \frac{2Aa^*}{h}\sum_{m=1}^{\infty}\left[(-1)^m - 1 + \vartheta\right]\int_0^t \dot{q}(\vartheta)\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right]d\vartheta - E|e_\eta| \qquad (5.92)$$

Stąd dopuszczalną gęstość strumienia ciepła doprowadzonego do elementu $\dot{q}_{dop} = \dot{q}_{dop}(t)$ określa równanie

$$\int_0^t \dot{q}_{dop}(\vartheta)\sum_{m=1}^{\infty}\left[(-1)^m - 1 + \vartheta\right]\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right]d\vartheta = \frac{h}{2Aa^*}\left(\sigma_{dop} + E|e_\eta|\right) +$$

$$- \frac{\lambda^*}{a^*}\sum_{m=1}^{\infty}\left[1 - (1-\vartheta)(-1)^m\right]\exp(-t\beta_m) + \int_0^h T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}\,dx \qquad (5.93)$$

Rozwiązanie tego równania podają wzory (5.90) i (5.91), przy czym obecnie

$$K(t,\vartheta) = \sum_{m=1}^{\infty}\left[(-1)^m + 1 - \vartheta\right]\exp\left[-\beta_m(t-\vartheta)\right] \qquad (5.94$$

$$f(t) = \frac{h}{2Aa^*}\left(\sigma_{dop} + E|e_\eta|\right) - \frac{\lambda^*}{a^*}\sum_{m=1}^{\infty}\left[1-(1-\vartheta)(-1)^m\right]\exp(-\beta_m t)\int_0^h T_o(x)\cos\frac{m\pi x}{h}\,dx \qquad (5.95)$$

5.4.4. Szczególne przypadki

Wszystkie przedstawione w tej części pracy kryteria zostały wyprowadzone dla dowolnych, nieustalonych stanów cieplnych. Rozwiązania dotychczasowe, opisujące stan quasi-ustalony względnie ustalony stanowią zatem szczególne przypadki obecnego.

Dla stanu quasi-ustalonego, charakteryzującego się niezmiennym w czasie profilem temperatury wzdłuż grubości ścianki i stałą dla wszystkich punktów prędkością nagrzewania należy przyjąć:

$$\dot{q} = \text{idem} \quad \text{i} \quad \dot{q}^* = \text{idem} \qquad (5.96)$$

we wzorach podanych w punkcie 5.4.3 lub

$$\Delta T = \text{idem}$$

$$T_z(t) = T_{zo} + \frac{\partial T}{\partial t}\, t \tag{5.97}$$

w zależnościach wyprowadzonych w punkcie 5.4.1.

Jeżeli element jest izolowany, to prędkość nagrzewania $\partial T/\partial t$ można wyznaczyć z warunku $\dot{q}^* = 0$. Dla elementu ogrzewanego dwustronnie mierzymy dodatkowo różnicę ΔT (rys. 5.6) i na jej podstawie określamy $\partial T/\partial t$.

Problem wyznaczania kryteriów oceny obciążeń cieplnych dla stanu quasi-ustalonego rozpatrzono bardziej szczegółowo w [25, 33, 54, 55]. Rozkład temperatury w przypadku dowolnego elementu opisuje zależność

$$T(x,t) = T_o + \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)t + \frac{\dot{q}}{\lambda^*}\, f(x) + \frac{\dot{q}^*}{\lambda^*}\, f^*(x) \tag{5.98}$$

gdzie:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\dot{q}H(0) + \dot{q}^*H(h)}{c\rho \int_0^h H dx} \tag{5.99}$$

$f(x)$, $f^*(x)$ - funkcje zależne od kształtu i wymiarów elementu

$$\begin{aligned} f(x) &= \frac{H(0)}{a_3}\left\{f_1(x) - \frac{a_1}{a_3} - \left(\int H dx\right)\Big|_{x=h}\left[f_2(x) - \frac{a_2}{a_3}\right]\right\} \\ f^*(x) &= \frac{H(0)}{a_3}\left\{f_1(x) - \frac{a_1}{a_3} - \left(\int H dx\right)\Big|_{x=0}\left[f_2(x) - \frac{a_2}{a_3}\right]\right\} \end{aligned} \tag{5.100}$$

gdzie:

$$f_1(x) = \int\left(\frac{1}{H}\int H dx\right)dx, \quad f_2(x) = \int\frac{1}{H}\, dx, \quad f_3(x) = 1$$

$$a_i = \int_0^h H f_i(x) dx \quad (i = 1,2,3)$$

W ostatnich zależnościach wprowadzono oznaczenia $H = H_\eta H_\xi$, gdzie H_η i H_ξ są współczynnikami Lamego krzywoliniowego układu współrzędnych x, η, ξ.

Maksymalne naprężenia zredukowane w elemencie występują na powierzchni ogrzewanej i wynoszą

$$\sigma_{max} = \frac{\beta E}{(1-\nu)\lambda^*}\left(\dot{q}F_{max} + \dot{q}^*F^*_{max}\right) + \omega^2 F^{\omega} + pF^p \tag{5.101}$$

gdzie:

$$F_{max} = \frac{\int_0^h Hf(x)dx}{\int_0^h Hdx} - f(0) \tag{5.102}$$

Z zależności (5.101) wynika, że naprężenia w elemencie będą mniejsze od dopuszczalnych, jeżeli

$$\dot{q}_{red} = \dot{q}F_{max} + \dot{q}^*F^*_{max} \leq \lambda^* \frac{1-\nu}{\beta E}\left[\sigma_{dop} \pm \left(\omega^2 F^{\omega} + pF^p\right)\right] \tag{5.103}$$

Dochodzimy w ten sposób do uogólnionego na dowolne elementy jednowymiarowego kryterium oceny obciążeń cieplnych.

Strumienie $\dot{q}$ i $\dot{q}^*$ można wyrazić poprzez różnice temperatury ΔT i $\overline{\Delta T}$ (rys. 5.6). Z rozkładu temperatury (5.98) otrzymujemy układ równań

$$\Delta T = \frac{\dot{q}}{\lambda^*}\left[f(0) - f(h)\right] + \frac{\dot{q}^*}{\lambda^*}\left[f^*(0) - f^*(h)\right] \tag{5.104}$$

$$\overline{\Delta T} = \frac{\dot{q}}{\lambda^*}\left[f(0) - f(x_{śr})\right] + \frac{\dot{q}^*}{\lambda^*}\left[f^*(0) - f^*(x_{śr})\right]$$

z którego wyznaczamy $\dot{q}$ i $\dot{q}^*$. Nierówność (5.103) przyjmuje wtedy postać

$$\Delta T_{red} = \Delta T\, F_m + \overline{\Delta T}\, \overline{F}_m \leq \frac{1-\nu}{\beta E}\left[\sigma_{dop} \pm \left(\omega^2 F^{\omega} + pF^p\right)\right] \tag{5.105}$$

Współczynniki F_m, $\overline{F}_m$, F^{ω} i F^p dla prostych form geometrycznych podano w pracy [55].

Prędkość nagrzewania (5.99) zależy od gęstości strumienia ciepła doprowadzonego i rośnie wraz z jej wzrostem. Istnieje więc wartość graniczna (dopuszczalna) tej prędkości. Wprowadzając do (5.99) i (5.103) wielkość $\varepsilon = \dot{q}^*/\dot{q}$ otrzymujemy

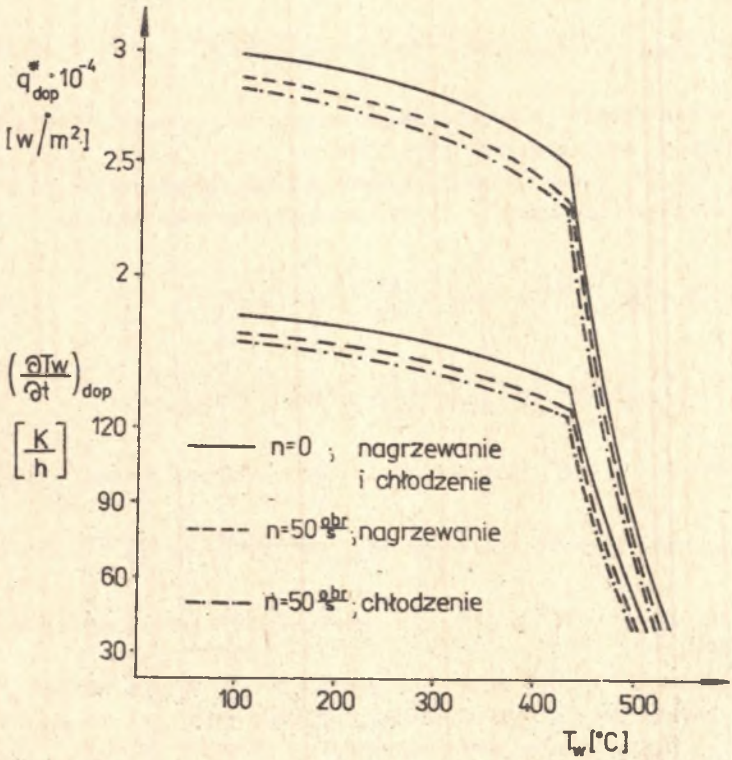
$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{dop} = \frac{(1-\vartheta)\lambda^*}{\beta E c \varrho} \; \frac{H(0) - H(h)}{(F_{max} - \delta F^*_{max}) \int\limits_0^h H dx} \left[\sigma_{dop} \pm (\omega^2 F^{\omega} + p F^p)\right] \tag{5.106}$$

Zależności (5.103), (5.105) oraz (5.106) stanowią uogólnione jednowymiarowe kryteria temperaturowe.

5.4.5. Przykładowe kryteria temperaturowe

Podane wyżej zależności wykorzystano już częściowo do wyznaczenia jednowymiarowych kryteriów temperaturowych w ramach współpracy z Zakładami Mechanicznymi ZAMECH w Elblągu. Przedmiotem badań były turbiny projektowane w ZAMECH-u. Przykładowo można tu wymienić prace [52, 54, 55].

W pracy [52] określono optymalne warunki nagrzewania kadłubów turbiny 18UK135 w czasie rozruchu. Dopuszczalne różnice temperatur na grubości ścianki i kołnierzy kadłubów turbiny 9EK75 wyznaczono w pracy [54].



Rys. 5.7. Dopuszczalny strumień ciepła i dopuszczalna prędkość nagrzewania wirnika

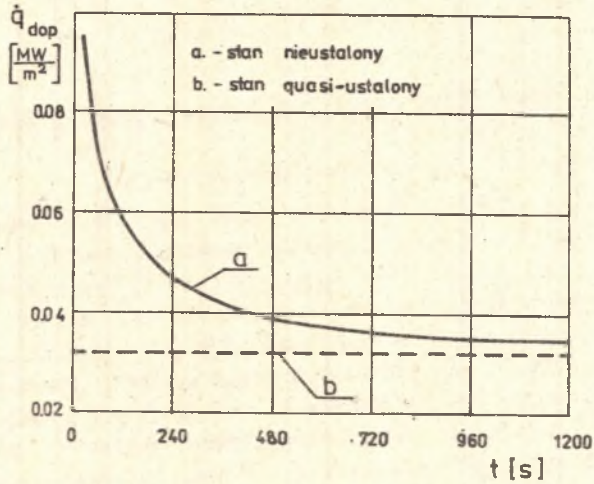
W pracy [55] wyznaczono między innymi jednowymiarowe kryteria temperaturowe dla turbin 13UC100. Na rys. 5.7 pokazano dopuszczalny strumień ciepła wnikający do wału. Na tym samym rysunku podano również przebieg dopuszczalnej prędkości nagrzewania wirnika.

Przeanalizujemy dodatkowo proces nagrzewania kadłuba, którego kołnierz traktujemy jako płytę o grubości $h = 0,21$ m i stałych materiałowych (uśrednionych w czasie nagrzewania)

$$a^* = 7,89\ 10^{-6}\ \frac{m^2}{s}, \qquad A = 10^5\ \frac{s}{m^2}, \qquad \sigma_{dop} = Re = 222,5\ MPa$$

Jeżeli początkowy rozkład temperatury jest wyrównany $\left[T_o(x) = idem\right]$, to funkcja f_{n+1} występująca w formule (5.90) upraszcza się do postaci

$$f_{n+1} = \frac{h\sigma_{dop}}{2Aa^*} = idem$$



Rys. 5.8. Przebieg czasowy dopuszczalnego strumienia ciepła w czasie rozruchu

Obliczenia wykonano dla przedziału czasu $\Delta t = 10$ s. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 5.8. Z uzyskanych rezultatów wynika, że dopuszczalny strumień ciepła maleje wraz z czasem i zbliża się asymptotycznie do wartości wyznaczonej w oparciu o analizę uproszczoną (dla stanu quasi-ustalonego).

6. KONFRONTACJA OBLICZONYCH DOPUSZCZALNYCH STANÓW TERMICZNYCH TURBIN Z DANYMI POMIAROWYMI

Teoretyczna analiza procesu nagrzewania turbin oraz kryteria temperaturowe przedstawione w niniejszej pracy wymagają weryfikacji na drodze eksperymentalnej. Jest to zagadnienie niezmiernie trudne, zważywszy iż wyznaczone kryteria określają dopuszczalne stany termiczne, wynikające z dopuszczalnych naprężeń dla danego materiału konstrukcyjnego. Badania należałoby zatem prowadzić aż do zniszczenia elementów.

W celu częściowego sprawdzenia opracowanych zależności porównano rezultaty pomiarów temperatur i ich różnic w wybranych punktach turbiny z wartościami dopuszczalnymi. W drugim przykładzie sprawdzono, który z rozpatrywanych w rozdziale 5 modeli daje rezultaty bliższe wynikom pomiaru na obiekcie rzeczywistym.

6.1. Badania stanu termicznego wysokoprężnej turbiny parowej

6.1.1. Przedmiot i program badań doświadczalnych

W pracy [56] przedstawiono wyniki badań rozkładu temperatury w kadłubach turbiny 13K215 w różnych warunkach eksploatacyjnych. Turbina jest zasilana parą o ciśnieniu 13 MPa i temperaturze 535°C. Jest to turbina trójkadłubowa z wtórnym przegrzewem pary między częścią wysoko- i średnioprężnej do temperatury 535°C. Kadłuby w części wysoko- i średnioprężnej są dwupowłokowe.

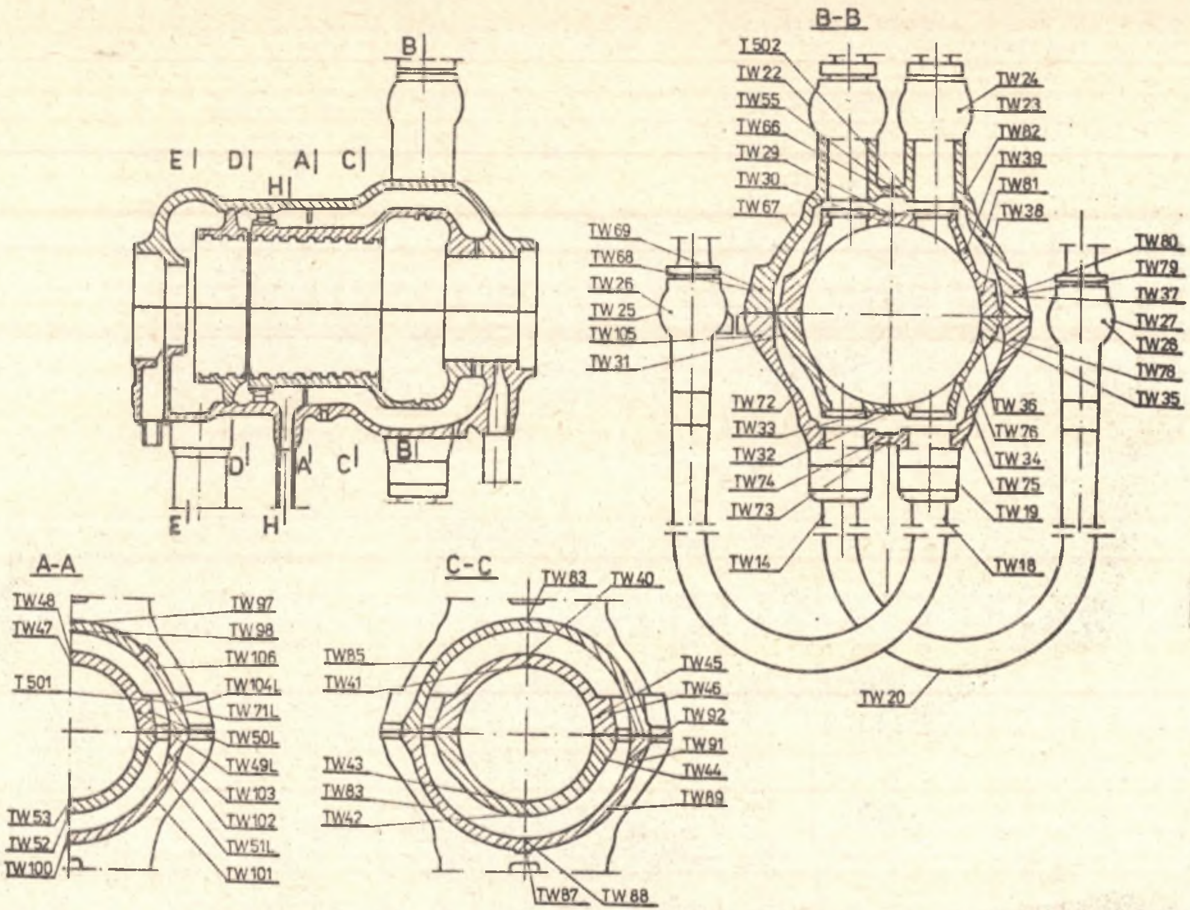
Podstawowym układem pomiarowym był układ pomiaru temperatury metalu kadłubów wewnętrznych i zewnętrznych NP i SP, zaworów regulacyjnych i odcinających oraz rurociągów przelotowych. Układ pomiarowy zawierał 58 termopar ruchowych oraz 280 termopar dodatkowych. Rozmieszczenie niektórych termopar dodatkowych w obrębie kadłubów i zaworów części WP i SP pokazano na rys. 6.1 i 6.2 przy czym zaznaczono tam termopary, jakie miały być zainstalowane. Część z nich nie została jednak zamontowana w czasie montażu turbiny.

Niezależnie od pomiaru temperatury pary i metalu dokonywano odczytów innych wielkości charakteryzujących ruch turbozespołu korzystając z przyrządów ruchowych.

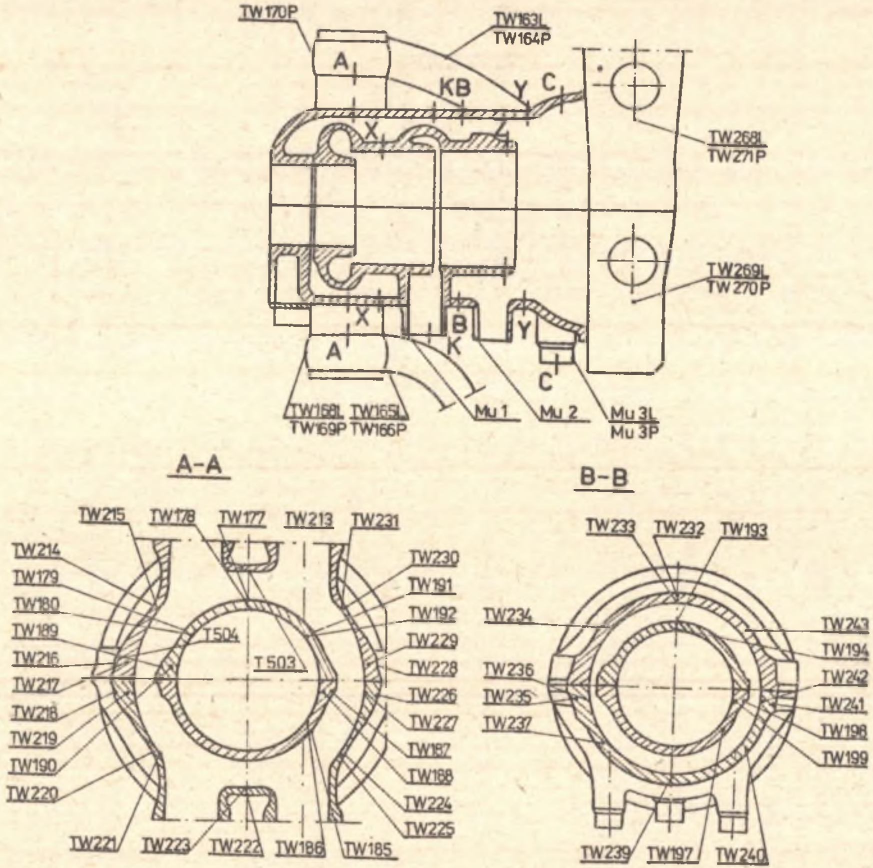
Przeprowadzone badania obejmowały następujące cykle pomiarowe:

cykl 0 - odstawienie na parametrach poślizgowych i rozruch,

cykl I - odstawienie, pełne stygnięcie i rozruch ze stanu zimnego,



Rys. 6.1. Rozmieszczenie termopar w obrębie kadłubów i zaworów cz. WP (oznaczenie punktów według pracy [56])



Rys. 6.2. Rozmieszczenie termopar w obrębie kadłubów cz. SP (oznaczenie punktów według pracy [56])

cykl II - odstawienie, postój 36-godzinny i rozruch,
cykl III - odstawienie, postój 16-godzinny i rozruch,
cykl IV - odstawienie, postój 8-godzinny i rozruch,
cykl V - odstawienie, postój 4-godzinny i rozruch,
cykl VI - schodkowe obniżanie i podwyższanie obciążenia,
cykl VII - szybkie obniżenie mocy do potrzeb własnych,
cykl VIII - szybki zrzut obciążenia i natychmiastowy rozruch.

W wyniku badań wyznaczono przebiegi czasowe temperatury w wybranych punktach turbiny oraz podstawowe parametry charakteryzujące ruch turbiny (moc, liczba obrotów, parametry pary, wydłużenia cieplne).

6.1.2. Porównanie wyników obliczeń z danymi pomiarowymi

Do analizy porównawczej wybrano cykl I - odstawienie, pełne stygnięcie i rozruch ze stanu zimnego, ponieważ dla tego cyklu dysponowano najbardziej pełnymi wynikami badań. Cykl ten wybrano również dlatego, że charakteryzował się maksymalnymi różnicami temperatur.

Punkty pomiaru temperatury umieszczono w kilku przekrojach poprzecznych turbiny (rys. 6.1 i 6.2).

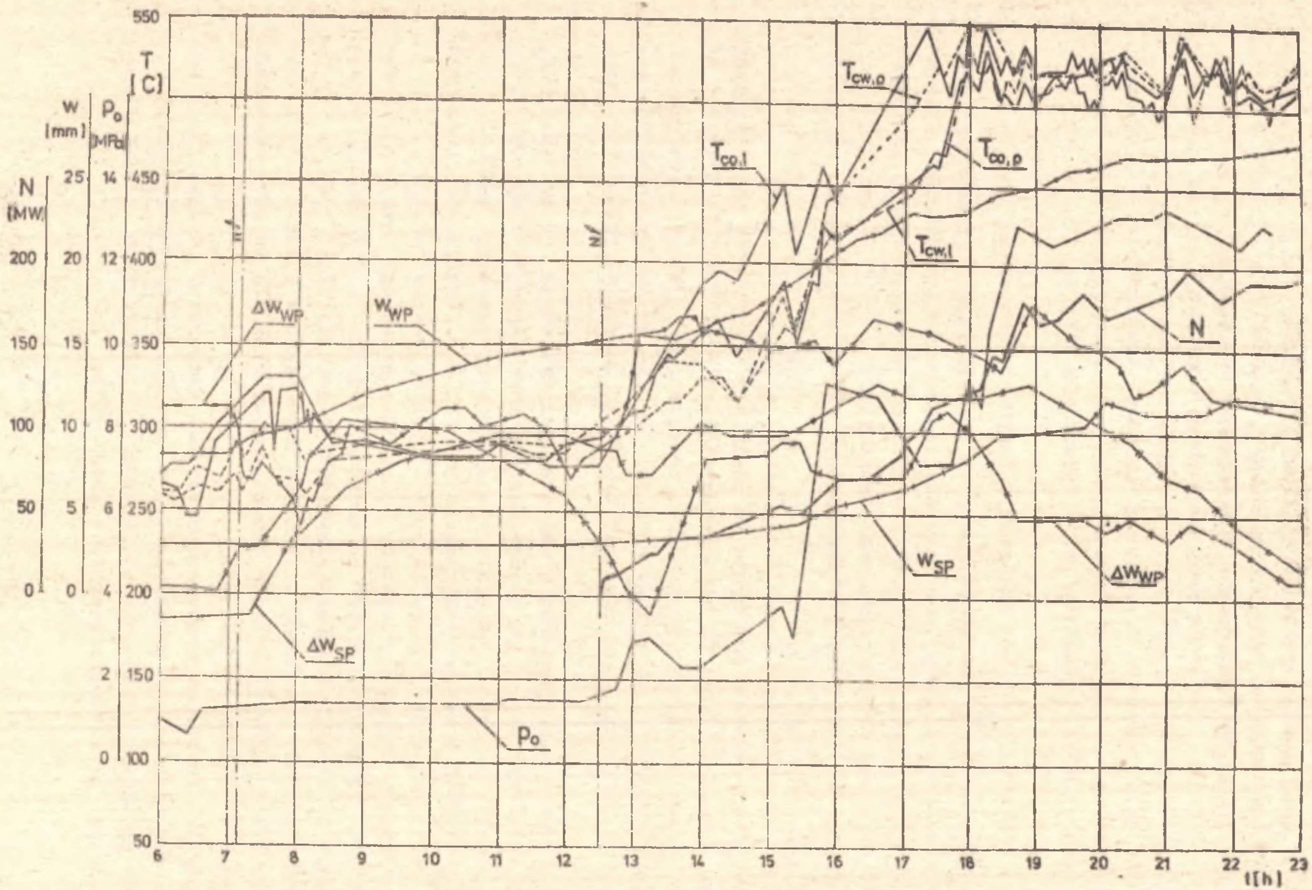
W części wysokoprężnej do dalszej analizy wybrano przekroje A-A oraz B-B (rys. 6.1), ponieważ przekroje te posiadały najwięcej działających termopar. W części SP analizowano przekrój A-A (rys. 6.2). W części WP nie rozpatrywano przekroju B-B kadłuba zewnętrznego z uwagi na bardzo małe różnice temperatur, natomiast w części SP nie analizowano kadłuba wewnętrznego w przekroju A-A, ponieważ brak było danych o zagłębieniu termopar.

Przykładowe wyniki pomiarów i obliczeń przedstawiono na rys. 6.3-6.7. Rys. 6.3 ilustruje przebiegi czasowe parametrów charakteryzujących ruch maszyny. Wyniki pomiarów temperatury w wybranych punktach kadłuba zewnętrznego części wysokoprężnej podano na rys. 6.4. Punkty pomiarowe umieszczone są w przekroju piątego stopnia (przekrój A-A na rys. 6.1).

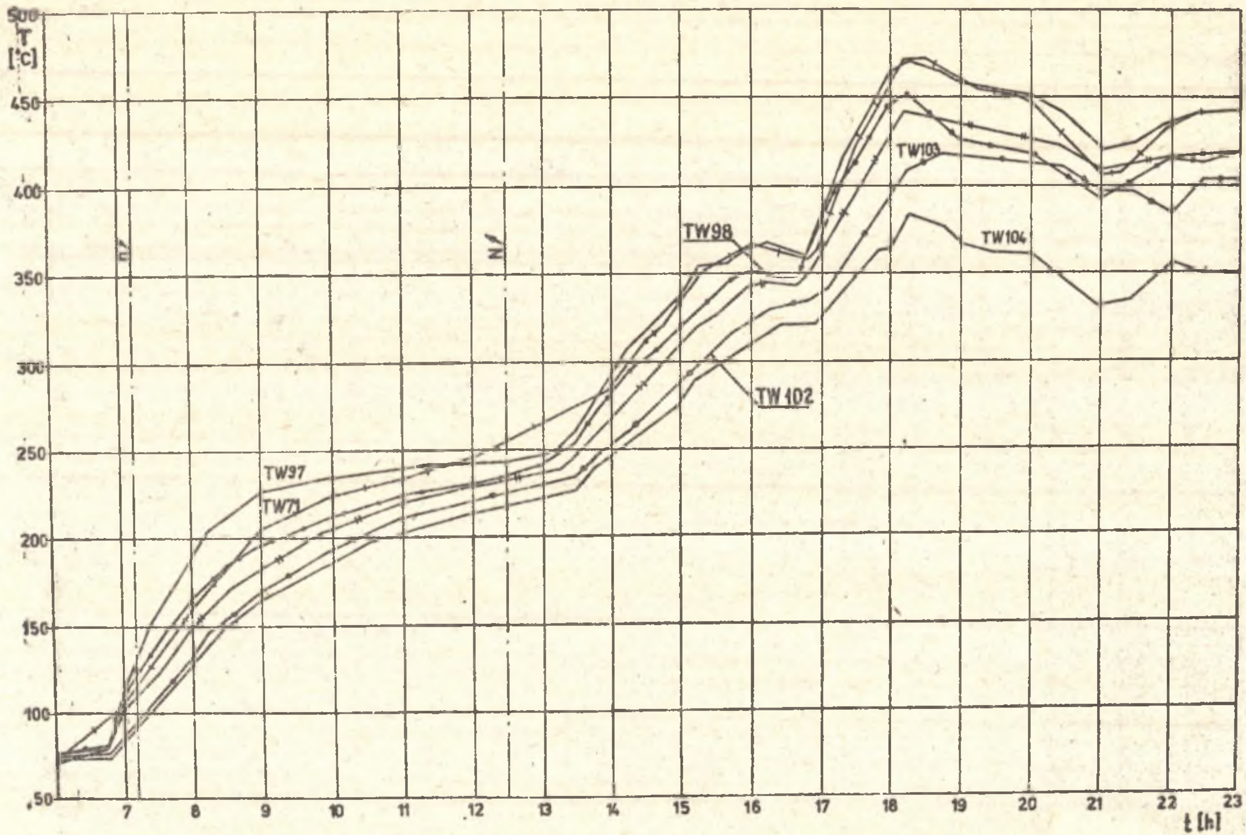
Wykorzystując uzyskane rezultaty wykreślono przebiegi czasowe charakterystycznych różnic temperatur na grubości ścianki i kołnierza kadłuba (rys. 6.5). Na tym samym wykresie naniesiono dopuszczalne różnice temperatur wyznaczone na podstawie zależności omówionych w punkcie 5.4. Podobne porównanie wyników obliczeń z danymi pomiarowymi dla kadłuba zewnętrznego części SP podano na rys. 6.6.

Na rys. 6.7 porównano zredukowane różnice temperatur wyznaczone z zależności przedstawionych w punkcie 5.3 z wartościami dopuszczalnymi.

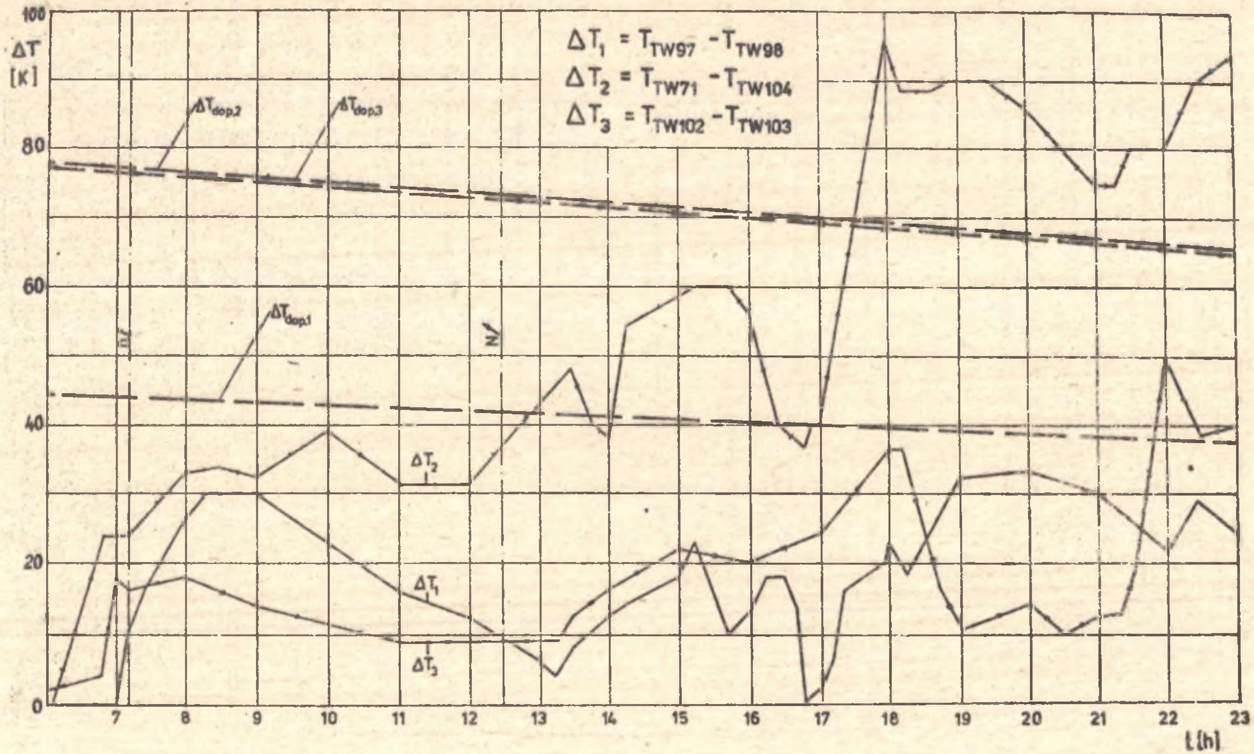
Dalsze przykłady porównania obliczonych, dopuszczalnych różnic temperatur z danymi pomiarowymi zawarto w pracy [57].



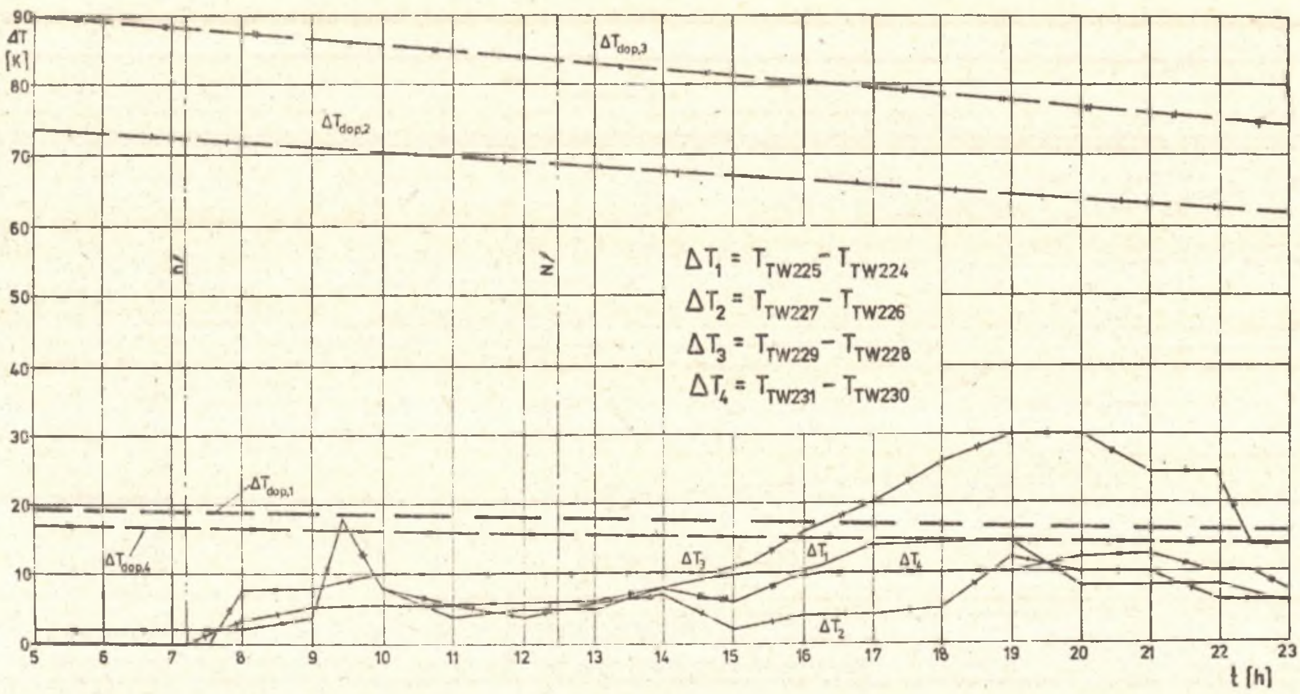
Rys. 6.3. Rozruch ze stanu zimnego. Przebiegi parametrów charakteryzujących ruch maszyny



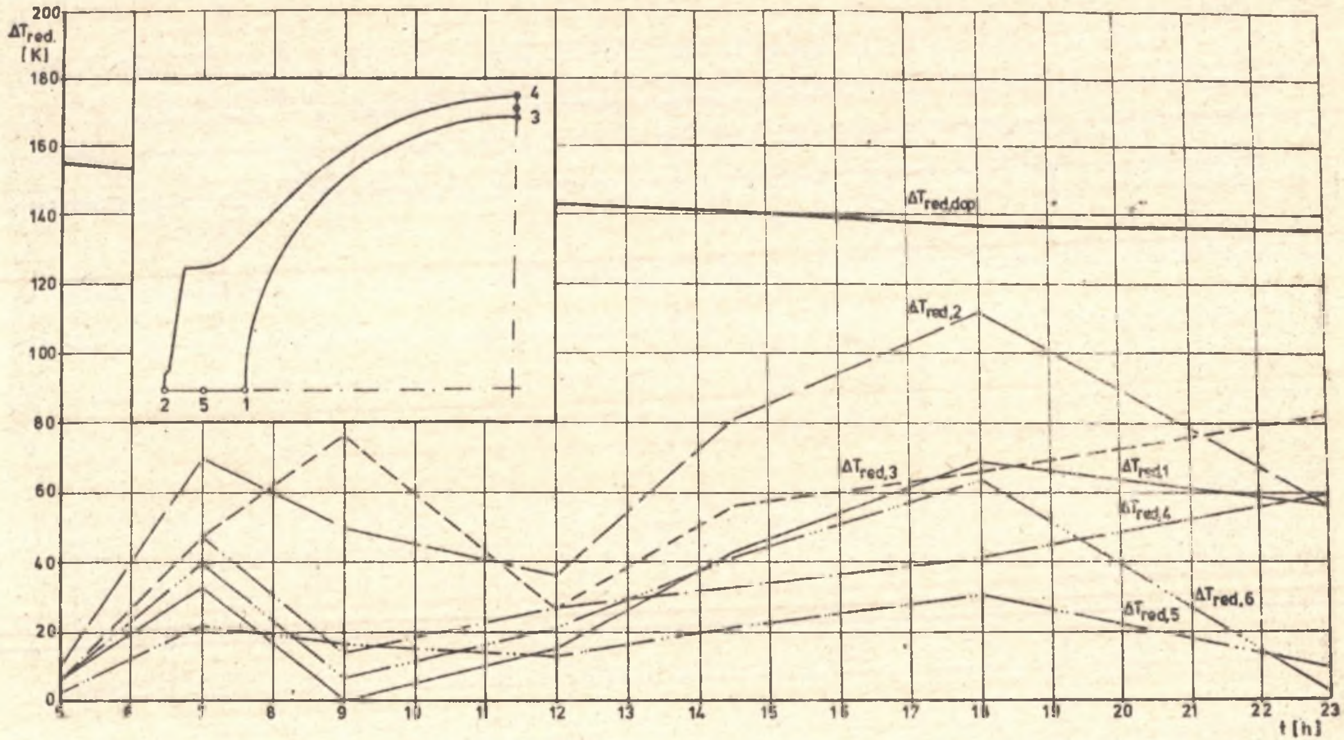
Rys. 6.4. Przebieg zmian temperatur w przekroju A-A w kadłubie zewnętrznym WP



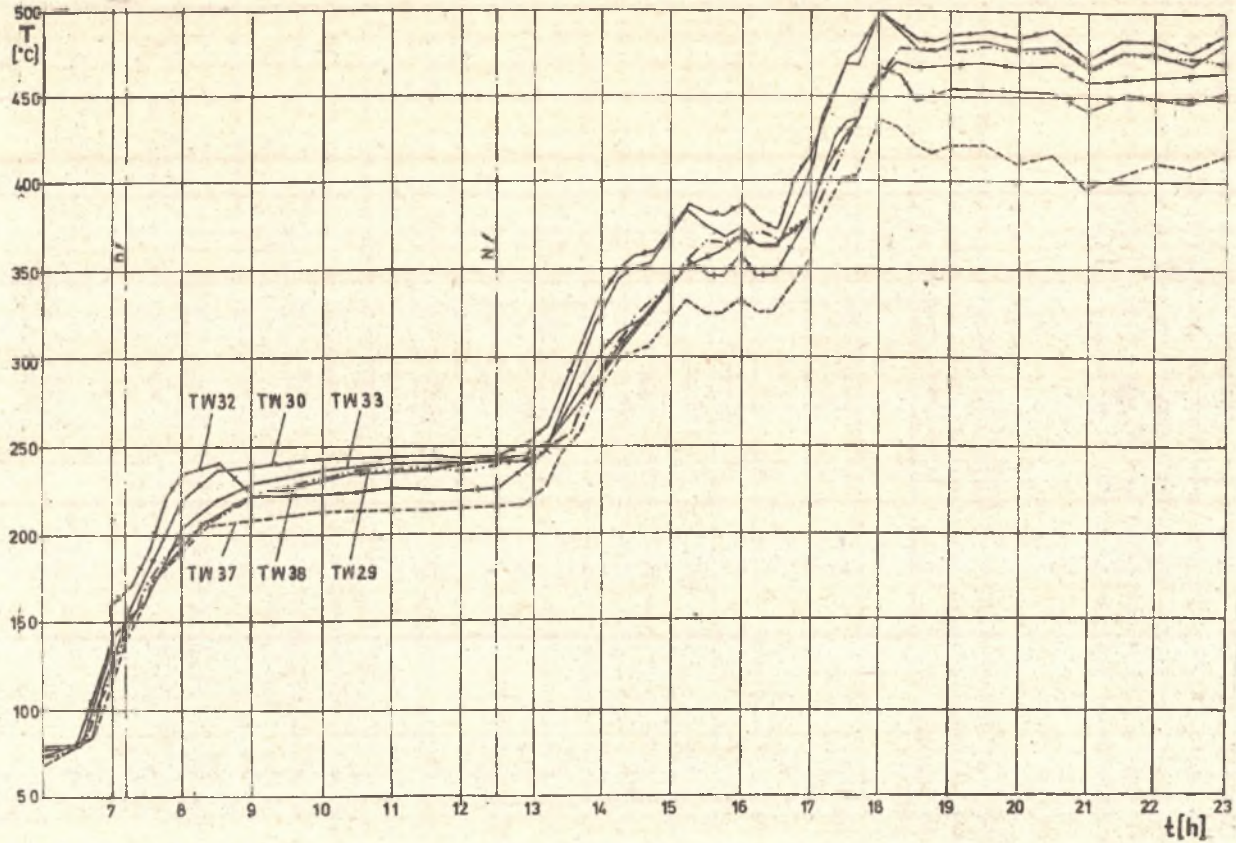
Rys. 6.5. Przebieg zmian różnic temperatur w przekroju A-A w kadłubie zewnętrznym WP



Rys. 6.6. Przebieg zmian różnic temperatur w przekroju A-A w kadłubie zewnętrznym SP



Rys. 6.7. Przebiegi zmian zredukowanych różnic temperatur w przekroju A-A w kadłubie zewnętrznym WP



Rys. 6.8. Przebieg zmian temperatur w przekroju B-B w kadłubie wewnętrznym cz. WP

6.1.3. Porównanie prędkości nagrzewania

Do analizy prędkości nagrzewania elementów turbin wybrano kadłub wewnętrzny części WP. Wyniki pomiarów temperatury w wybranych punktach tego kadłuba pokazano na rys. 6.8. Punkty pomiarowe umieszczone są w komorze stopnia regulacyjnego (przekrój B-B na rys. 6.1). Wykorzystując wyniki pomiarów wyznaczono średnie prędkości nagrzewania (tablica 6.1).

Tablica 6.1

Porównanie prędkości nagrzewania $\frac{\partial T}{\partial t}$ [K/h] kadłuba wewnętrznego części WP

Punkty pomiaru temperatury		Przedziały czasowe			
		6-8	$8-12^{30}$	$12^{30}-18$	18-23
T_{co}	T_{col}	12,4	0,35	44,5	1,23
	T_{cop}	13,6	1,69	40,4	1,56
TW29	pom	49,4	3,06	37,1	-0,27
	dop	792	756	684	630
TW30	pom	52,6	2,72	37,5	-0,75
	dop	792	756	684	630
TW32	pom	53,8	-0,43	36,7	-0,18
	dop	792	756	684	630
TW33	pom	51,2	1,73	37,2	-0,41
	dop	792	756	684	630
TW37	pom	49,1	2,65	36,2	-1,14
	dop	108	108	100	90
TW38	pom	49,8	3,15	36,5	-0,35
	dop	108	108	100	90

W procesie nagrzewania kadłuba można wyróżnić cztery charakterystyczne okresy czasu, różniące się zdecydowanie prędkościami nagrzewania. Są to przedziały (rys. 6.8):

$$6-8, \quad 8-12^{30}, \quad 12^{30}-18, \quad 18-23$$

Średnie prędkości nagrzewania w każdym przedziale wyznaczono metodą najmniejszych kwadratów na podstawie wyników pomiarów.

Stąd

$$\left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{pom} = \frac{\sum_n T_i t_i - \frac{1}{n}\sum_n T_i \sum_n t_i}{\sum_n t_i^2 - \frac{1}{n}\left(\sum_n t_i\right)^2} \qquad (6.1)$$

gdzie:

T_i - temperatura w czasie t_i,

n - liczba punktów pomiaru temperatury.

Tak określoną średnią prędkość nagrzewania porównano z wartością dopuszczalną (tablica 6.1), wyznaczoną w oparciu o zależności omawiane w punkcie 5.4.4.

Dodatkowo w tablicy 6.1 podano średnie prędkości zmian temperatury pary świeżej. Prędkości te wyznaczono na podstawie wyników pomiarów zebranych na rys. 6.3.

6.1.4. Analiza uzyskanych rezultatów

Dopuszczalne różnice temperatury (rys. 6.5, 6.6 i 6.7) oraz dopuszczalne prędkości nagrzewania (tablica 6.1) zmieniają się w czasie rozruchu. Wynika to z faktu, że w czasie nagrzewania kadłubów zmieniają się własności fizyczne materiału. Np. dopuszczalna różnica temperatury na grubości kołnierza kadłuba zewnętrznego cz. WP (rys. 6.5) maleje z wartości 78 K na początku rozruchu do 67 K dla stanu ustalonego.

Kontrolowane różnice temperatury w wybranych punktach kadłubów są mniejsze od wartości dopuszczalnych, wyznaczonych w oparciu o kryteria jednowymiarowe. Jedynie w kilku punktach warunek ten nie jest spełniony.

W kadłubie zewnętrznym cz. SP nie jest spełnione kryterium temperaturowe dla ścianki. W pewnych przedziałach czasu $\Delta T_4 > \Delta T_{dop,4}$ (rys. 6.6). Ze względu na bardzo małą odległość termopar TW230 i TW231 (około 3 mm) różnice ΔT_4 i $\Delta T_{dop,4}$ są małe, co przy uwzględnieniu dokładności pomiaru może prowadzić do zniekształcenia wyników porównania.

W kadłubie zewnętrznym cz. WP różnica temperatury wzdłuż grubości kołnierza ΔT_2 (rys. 6.5) rośnie w czasie nagrzewania i w ostatniej fazie rozruchu przekracza $\Delta T_{dop,2}$. Świadczy to o dużym obciążeniu tego fragmentu kadłuba. Na podstawie rys. 6.7 można jednak wnioskować, że obciążenie to nie przekracza wartości dopuszczalnej.

Uzyskane rezultaty przemawiają za celowością stosowania kryteriów dwuwymiarowych.

Średnie prędkości nagrzewania (tabl. 6.1) są kilkakrotnie mniejsze od wartości dopuszczalnych. Dotyczy to głównie prędkości nagrzewania ścianek kadłuba. W przypadku grubościennych kołnierzy różnica pomiędzy $(\partial T/\partial t)_{pom}$ i $(\partial T/\partial t)_{dop}$ jest mniejsza, ale zawsze $(\partial T/\partial t)_{pom} < (\partial T/\partial t)_{dop}$.

W świetle podanych uwag naprężenia w rozpatrywanych przekrojach turbiny nie limitowały prędkości rozruchu.

Na zakończenie warto zwrócić uwagę na podobieństwo przebiegów czasowych temperatury metalu kadłuba wewnętrznego i temperatury pary przed turbiną (rys. 6.8 oraz tabl. 6.1). Przebiegi te wykazują podobne osobliwości. Fakt ten zostanie wykorzystany w dalszych badaniach prowadzonych w niniejszej pracy.

6.2. Analiza naprężeń w ściance komory stopnia regulacyjnego

Rozpatrywany przykład obliczeniowy dotyczy analizy naprężeń w ściance komory stopnia regulacyjnego turbiny K-200-130. Wyniki obliczeń porównano z danymi pomiarowymi opisanymi w pracy [58]. Obliczenia przeprowadzone w oparciu o modele przedstawione w rozdziale 5.4, różniące się przyjętymi założeniami upraszczającymi.

Celem tak postawionego eksperymentu było sprawdzenie, który z rozpatrywanych modeli daje wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistości.

6.2.1. Wyniki badań doświadczalnych

Zakres badań doświadczalnych [58] obejmował pomiary temperatur i odkształceń na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej kadłuba turbiny K-200-130. Termopary oraz tensometry umiejscowiono w obrębie stopnia regulacyjnego. Pomiaru dokonano w 14 punktach komory, z czego 8 punktów pomiarowych rozmieszczono na powierzchni wewnętrznej. Badania prowadzono w różnych warunkach pracy turbiny (rozruch, stan ustalony, stygnięcie). Do dalszej analizy wybrano rozkład temperatury i naprężeń w czasie stygnięcia a następnie rozruchu turbiny, charakteryzujący się największymi naprężeniami oraz różnicami temperatur na grubości ścianki.

Przebiegi czasowe naprężeń na powierzchni wewnętrznej i wewnętrznej komory stopnia regulacyjnego przedstawiono na rys. 6.9.

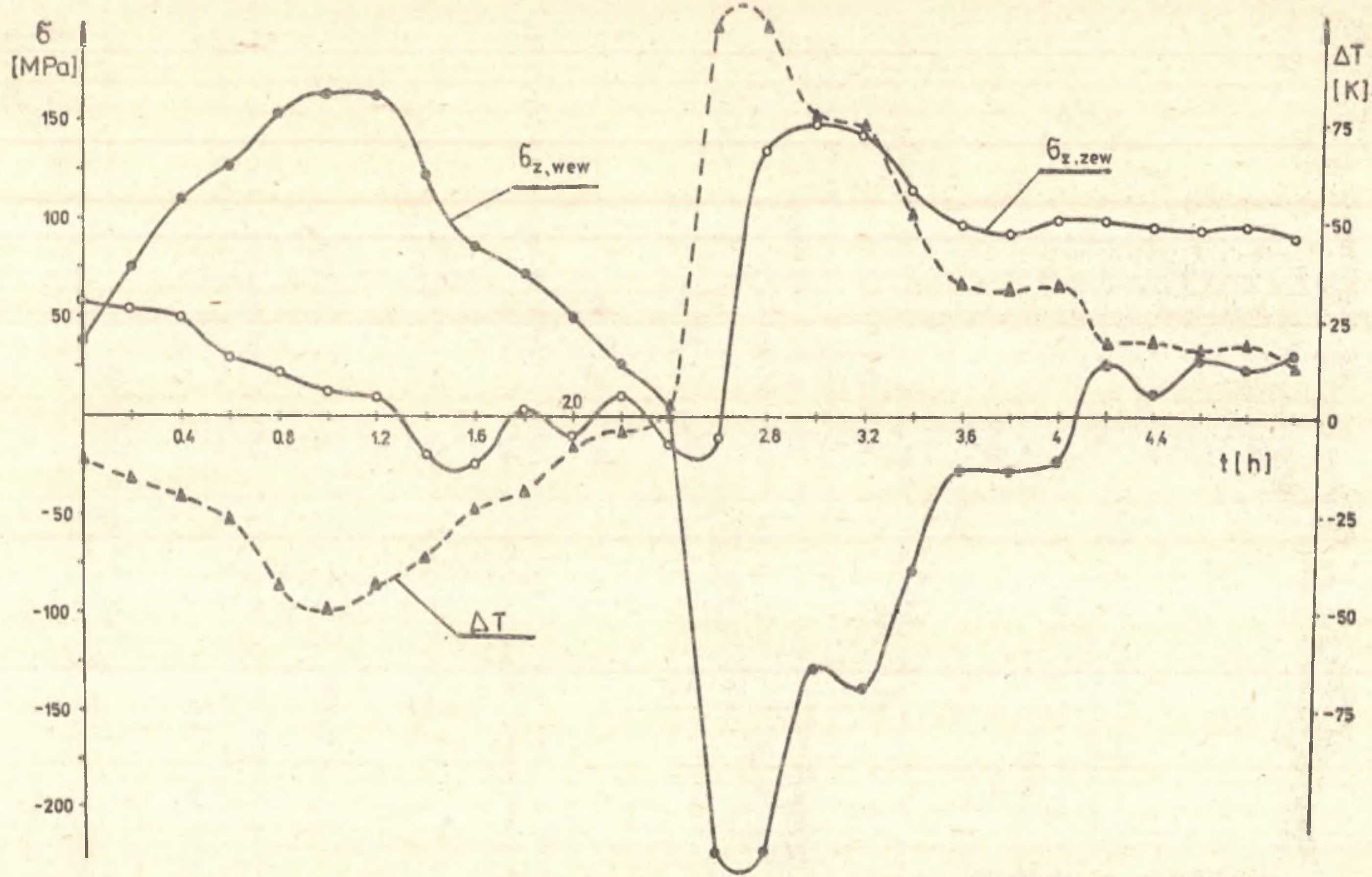
Na tym samym rysunku naniesiono przebieg zmian różnicy temperatury na grubości ścianki.

6.2.2. Modelowanie naprężeń na powierzchni wewnętrznej komory na podstawie różnicy temperatur na grubości ścianki

Z uwagi na brak informacji o rozkładzie temperatury w kierunku obwodowym i osiowym modelowanie przeprowadzimy w oparciu o uogólniony jednowymiarowy model nagrzewania przedstawiony w punkcie 5.4.4.

Dla elementów izolowanych jednostronnie mamy

$$\sigma_{wew} = \frac{\beta E}{1-\nu}\,\frac{\Delta T}{f(o) - f(h)}\,F_{max} \tag{6.2}$$



Rys. 6.9. Przebiegi czasowe naprężeń osiowych na powierzchni kadłuba oraz różnicy temperatury na grubości ścianki [58]

Współczynnik F_{max} dla prostych form geometrycznych jest równy

$$F_{max} = \frac{\int_0^h (a + x)^n f(x) dx}{\int_0^h (a + x)^n dx} - f(o) \tag{6.3}$$

gdzie:

a - promień wewnętrzny elementu,
h - grubości ścianki,
n=0 - grubościenna płyta,
n=1 - element walcowy,
n=2 - element kulisty.
Funkcję $f(x)$ opisano w punkcie 5.4.4.

6.2.3. Modelowanie naprężeń na powierzchni wewnętrznej komory na podstawie odkształceń i różnicy temperatur na grubości ścianki

W pierwszym etapie modelowania musimy wyznaczyć odkształcenia na podstawie znanych naprężeń na powierzchni zewnętrznej elementu.

Jeżeli w elemencie panuje płaski stan naprężenia, to

$$\begin{aligned} \varepsilon_z &= \frac{1}{E} (\sigma_{z,zew} - \nu\sigma_{\varphi,zew}) + \beta T_{zew} \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1}{E} (\sigma_{\varphi,zew} - \nu\sigma_{z,zew}) + \beta T_{zew} \end{aligned} \tag{6.4}$$

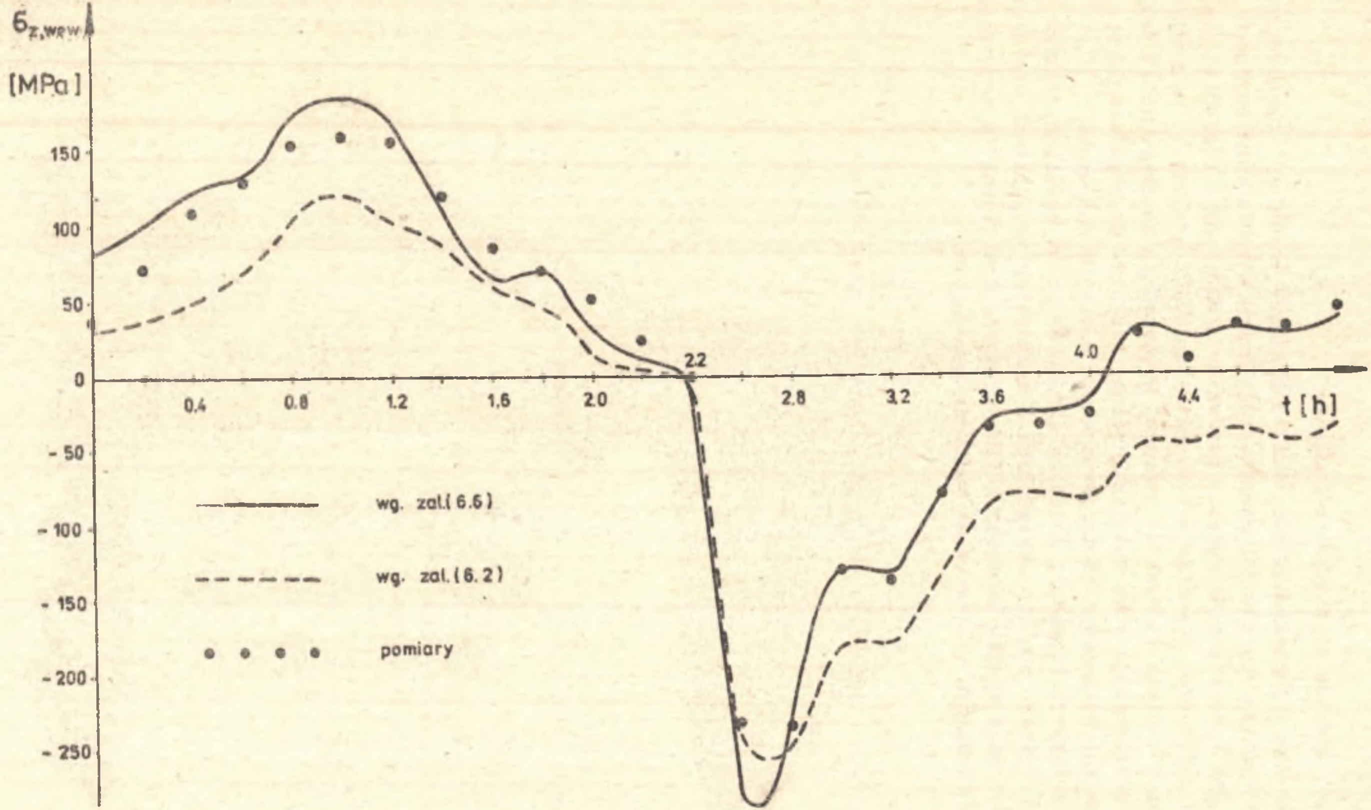
Zakładając jak w punkcie 5.4.1, że odkształcenia elementu w kierunku osiowym i obwodowym są stałe, otrzymujemy

$$\begin{aligned} \sigma_{z,wew} &= \frac{E}{1 - \nu^2} \left[\varepsilon_z + \nu\varepsilon_\varphi + (1 + \nu)\beta T_{wew} \right] \\ \sigma_{\varphi,wew} &= \frac{E}{1 - \nu^2} \left[\varepsilon_\varphi + \nu\varepsilon_z + (1 + \nu)\beta T_{wew} \right] \end{aligned} \tag{6.5}$$

Ostatnie zależności stanowią rozwiązanie sformułowanego zadania.

W celu uproszczenia obliczeń łączymy zależności (6.4) i (6.5). Otrzymujemy stąd zależność

$$\sigma_{wew} = \sigma_{zew} - \frac{E\beta}{1 - \nu} \Delta T \tag{6.6}$$



Rys. 6.10. Porównanie naprężeń osiowych na powierzchni wewnętrznej kadłuba

słuszną dla naprężeń osiowych oraz obwodowych. Podobną zależność otrzymuje się dla pozostałych przypadków omówionych w punkcie 5.4.

6.2.4. Analiza uzyskanych rezultatów

W oparciu o formuły (6.2) i (6.6) nakreślono przebiegi czasowe naprężeń osiowych na powierzchni wewnętrznej komory stopnia regulacyjnego (rys. 6.10). Tak wyznaczone naprężenia porównano z omówionymi wcześniej naprężeniami uzyskanymi z pomiarów tensometrycznych. Z analizy nakreślonych przebiegów wynika, że rozkład naprężeń wyznaczony ze wzoru (6.6) dokładniej charakteryzuje stan wytrzymałościowy kadłuba. Szczególnie dobrą zgodność wyników obliczeń i pomiarów uzyskano w czasie rozruchu.

Przedstawione rezultaty badań wskazują, że ocena obciążeń cieplnych turbin na podstawie pomiaru odkształceń i temperatur w punktach charakterystycznych daje wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistości w porównaniu z modelem bazującym wyłącznie na pomiarze temperatur.

7. NUMERYCZNA SYMULACJA PROCESU NAGRZEWANIA TURBIN I OPTYMALIZACJA PRZEBIEGU CZASOWEGO STRUMIENIA PARY

7.1. Sformułowanie zagadnienia

Rozpatrzmy proces nagrzewania dowolnych, grubościennych elementów turbiny. Początkowy rozkład temperatury w elementach opisuje zależność

$$T_i(\vec{x},o) = T_{io}(\vec{x}), \quad x \in V_i \quad i = 1,2,\dots,m \tag{7.1}$$

gdzie:

m - liczba badanych elementów turbiny.

Stan końcowy uzyskuje się w wyniku rozwiązania zagadnień brzegowych

$$\nabla^2 T_i(\vec{x}) = 0 \quad \vec{x} \in V_i \quad i = 1,2,\dots,m \tag{7.2}$$

$$T_i(\vec{x}) + \frac{\lambda_i \partial T_i}{\alpha_i^* \partial n} = T_{ci}^*(\vec{x}) \quad \vec{x} \in A_i \tag{7.3}$$

gdzie:

T_{ci}^* - końcowa (maksymalna) wartość temperatury czynnika roboczego omywającego i-ty element,

α_i^* - współczynnik wnikania ciepła dla stanu ustalonego (końcowego).

Proces nagrzewania, tzn. proces przejścia od stanu początkowego (7.1) do końcowego (7.2) i (7.3), realizuje się poprzez doprowadzenie strumieni ciepła $\dot{q}_i$ do poszczególnych elementów. W ogólnym przypadku gęstość tych strumieni może zmieniać się w czasie.

Wynika stąd, że nieustalone stany cieplne badanych elementów w procesie nagrzewania można opisać równaniem

$$\nabla^2 T_i(\vec{x},t) = \frac{c\rho}{\lambda^*} \frac{\partial T_i(\vec{x},t)}{\partial t} \quad \vec{x} \in V_i \tag{7.4}$$

z następującymi warunkami brzegowymi

$$-\lambda_i^* \frac{\partial T_i(\vec{x},t)}{\partial n} = \dot{q}_i(\vec{x},t) \quad \vec{x} \in A_i \tag{7.5}$$

oraz początkowym (7.1).

Optymalizacja procesu nagrzewania polega na wyborze takich funkcji $\dot{q}_i(\bar{x},t)$, dla których czas przejścia od stanu początkowego do końcowego jest minimalny przy równoczesnym spełnieniu kryteriów bezpiecznej pracy. W dalszym ciągu ograniczymy się tylko do jednego kryterium, postulującego utrzymanie naprężeń poniżej dopuszczalnych

$$\sigma_{red,max,i} \leq \sigma_{dop,i} \qquad i = 1,2,\dots,m \tag{7.6}$$

Zgodnie z [25] czas nagrzewania będzie minimalny, gdy strumienie ciepła doprowadzonego do elementów będą równe maksymalnie dopuszczalnym

$$\dot{q}_i = \dot{q}_{dop,i} \qquad i = 1,2,\dots,m \tag{7.7}$$

W miejsce nierówności (7.6) otrzymujemy wtedy równość.

Tak określone warunki nagrzewania realizuje się poprzez odpowiednią zmianę parametrów oraz strumienia masy pary omywającej elementy zgodnie z prawem Newtona

$$\dot{q}_i = \alpha_i\left[\dot{m}(t),\ T_{ci}(\bar{x},t)p_i(\bar{x},t)\right]\left[T_{ci}(\bar{x},t) - T_i(\bar{x},t)\right] \tag{7.8}$$

Rozkład temperatury i ciśnienia pary w turbinie T_{ci}, p_i, przy założeniu stałych parametrów na wylocie zależy od temperatury i ciśnienia pary świeżej T_{co} i p_o oraz strumienia masy pary $\dot{m}$. Uwzględniając te zależności w równaniach (7.8) otrzymujemy związki

$$\dot{q}_i = f_i\left[\dot{m}(t),\ T_{co}(t),\ p_o(t)\right] \qquad i = 1,2,\dots,m \tag{7.9}$$

w których funkcje

$$\boxed{\dot{m}(t),\ T_{co}(t),\ p_o(t)} \tag{7.10}$$

spełniają rolę funkcji sterujących w procesie nagrzewania. W dalszej części pracy zajmiemy się ich określeniem. Rozpatrzymy takie warunki nagrzewania, tzn. wyznaczymy takie przebiegi czasowe funkcji (7.10), dla których czas nagrzewania turbiny jako całości będzie minimalny. Warto zwrócić uwagę na fakt, że optymalne przebiegi czasowe funkcji sterujących (7.10) nie spełniają wszystkich warunków (7.7). Wynika stąd, że w optymalnym procesie nagrzewania turbiny jako całości nie wszystkie elementy będą nagrzewane w sposób optymalny, tzn. wytężenie materiału poszczególnych elementów nie będzie jednakowe. Stan ten można zmienić przez odpowiedni dobór cech konstrukcyjnych (geometrycznych i materiałowych) badanych elementów. Jest to jednak proces bardzo złożony. W praktyce więc można zawsze w każdej turbinie wyróżnić element względnie elementy limitujące prędkość nagrzewania.

7.2. Ogólny algorytm rozwiązania zagadnienia

Jednoznacznie ilościowe określenie funkcji sterujących (7.10) wymaga sformułowania następujących dodatkowych założeń wynikających z fizycznych warunków przebiegu procesu nagrzewania

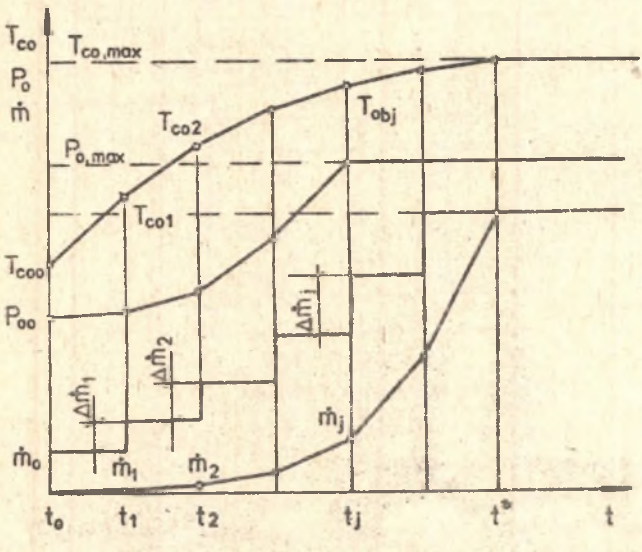
$$\dot{m}(0) = \dot{m}_o, \quad \dot{m}(t) \leqslant \dot{m}_{max}, \quad \frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \leqslant \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t}\right)_{max}$$

$$T_{co}(0) = T_{co,o} \quad T_{co}(t) \leqslant T_{co,max} \quad \frac{\partial T_{co}}{\partial t} \leqslant \left(\frac{\partial T_{co}}{\partial t}\right)_{max} \tag{7.11}$$

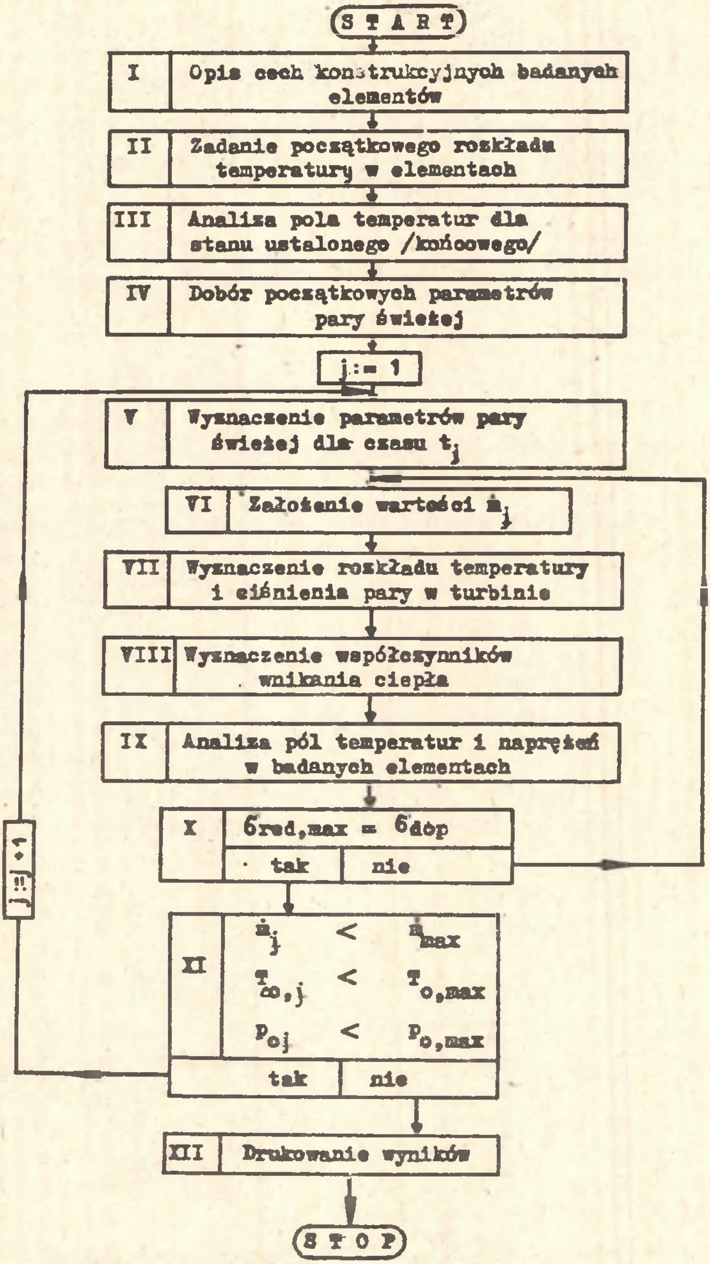
$$p_o(0) = p_{o,o} \quad p_o(t) \leqslant p_{o,max}$$

Podczas numerycznego rozwiązania sformułowanego zagadnienia stawiamy następujące zadanie: należy znaleźć w punktach t_1, t_2, ..., t_j przybliżenia

$$\begin{gathered} \dot{m}_1, \dot{m}_2, \ldots, \dot{m}_j, \ldots \\ T_{co1}, T_{co2}, \ldots, T_{coj}, \ldots \\ p_{o1}, p_{o2}, \ldots, p_{oj}, \ldots \end{gathered} \tag{7.12}$$



Rys. 7.1. Aproksymacja funkcji $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$, $p_o(t)$



Rys. 7.2. Ogólny algorytm rozwiązania zagadnienia

wartości rozwiązań dokładnych $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$ i $p_o(t)$ (rys. 7.1). Ogólny algorytm postępowania przedstawiono na rys. 7.2.

W bloku I ustalamy liczbę badanych elementów oraz opisujemy ich geometryczne i materiałowe cechy konstrukcyjne. Przyjmujemy odpowiedni model geometryczny elementów oraz jego wymiary.

Blok II dotyczy określenia początkowego rozkładu temperatury w elementach, tzn. ustalenia zależności (7.1). Najczęściej przyjmuje się rozkład wyrównany w całym obszarze V.

W przeciwnym przypadku należałoby przeanalizować proces stygnięcia turbiny od chwili zatrzymania aż do ponownego nagrzewania.

Stan końcowy nagrzewania (blok III) uzyskuje się w wyniku rozwiązania zagadnień brzegowych (7.2) i (7.3).

Pozostałe bloki zostaną szczegółowo omówione w kolejnych punktach niniejszego opracowania.

7.3. Analiza funkcji sterujących $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$, $p_o(t)$

Ogólne wytyczne eksploatacji turbozespołów określają maksymalnie dopuszczalną różnicę temperatury pary świeżej i metalu zaworów szybko zamykających lub kadłubów wewnętrznych.

Według [59] temperatura pary świeżej i wtórnej powinna przekraczać o 10 do 70°C temperaturę wewnętrzną kadłuba turbiny.

Dla turbiny 13K215 wg [60] różnica ta wynosi 100°C przy temperaturze pary świeżej poniżej 300°C oraz 50°C przy temperaturze pary świeżej powyżej 300°C.

Z warunku tego można określić początkową temperaturę pary świeżej jako funkcję temperatury metalu. W rozważaniach szczegółowych jako charakterystyczną temperaturę metalu określającą początkowy stan termiczny turbiny przyjęto początkową temperaturę kadłuba wewnętrznego w pobliżu powierzchni wewnętrznej (T_{wo}), a wspomnianą zależność aproksymowano funkcją liniową

$$T_{coo} = a + bT_{wo} \tag{7.13}$$

Np. dla turbiny 13K215 otrzymujemy

$$T_{coo} = 92 + 0{,}88\ T_{wo} \tag{7.13a}$$

Tę samą zależność przyjęto również dla turbiny 13UC100 [55]. Przebieg czasowy temperatury pary świeżej można wyznaczyć następująco. Załóżmy, że w procesie optymalnego nagrzewania prędkość zmiany temperatury pary świeżej do prędkości zmiany temperatury powierzchni badanych elementów ma wartość stałą [61].

Np. dla elementu limitującego nagrzewanie

$$\frac{\partial T_{co}}{\partial t} / \frac{\partial T_w}{\partial t} = D = \text{idem} \qquad (7.14)$$

Jeżeli przyjmiemy, że $\partial T_{co}/\partial t$ ma w przedziale $(t_j - t_{j-1})$ wartość stałą wyznaczaną dla czasu t_{j-1}, to temperatura pary świeżej będzie w tym przedziale zmieniała się według funkcji liniowej (rys. 7.1)

$$T_{co,j} = T_{co,j-1} + (t - t_{j-1})D \frac{\partial T_{w,j-1}}{\partial t} \qquad (7.15)$$

Stała D w zależnościach (7.14) i (7.15) w konkretnych obliczeniach można wybrać równą stosunkowi średnich prędkości

$$\left(\frac{\partial T_{co}}{\partial t}\right)_{śr} / \left(\frac{\partial T_w}{\partial t}\right)_{śr} = \frac{T_{co,max} - T_{co,o}}{T_{w,max} - T_{w,o}} = D \qquad (7.16)$$

gdzie:

$T_{w,max}$ - maksymalna temperatura powierzchni elementu wyznaczona w bloku III.

Podane zależności są słuszne dla $t < t^*$ (rys. 7.1).
Dla $t > t^*$

$$T_{co} = T_{co,max} \qquad (7.17)$$

Ciśnienie pary przed turbiną p_{oj} $(j = 0,1,2,...)$ wyznaczono na podstawie znanych wartości temperatury T_{coj}, przy założeniu że para podawana do turbiny musi być przegrzana minimum w 80°C [9].

Zmianę strumienia masy pary w czasie aproksymowano w przedziale (t_j, t_{j-1}) funkcją liniową (rys. 7.1)

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_{j-1} + \frac{t - t_{j-1}}{t_j - t_{j-1}} (\dot{m}_j - \dot{m}_{j-1}) \qquad (7.18)$$

Można również optymalizować przebieg czasowy strumienia pary w czasie nagrzewania kadłuba, przy założeniu że przebieg ten jest funkcją skokową (rys. 7.1)

$$\dot{m}(t) = \dot{m}_o + \sum_j g_j \Delta \dot{m}_j \qquad (7.19)$$

gdzie:

$$g_j = \begin{cases} 0 & o < t < t_j \\ 1 & t \geqslant t_j \end{cases} \qquad (7.20)$$

7.4. Wyznaczenie rozkładu parametrów pary w turbinie w czasie rozruchu

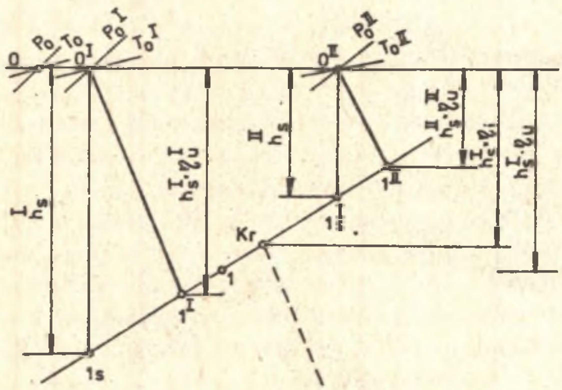
Zmiana parametrów pary świeżej i strumienia masy pary pociąga za sobą zmianę parametrów (temperatury i ciśnienia) pary, a w dalszej kolejności również zmianę warunków brzegowych wymiany ciepła w dowolnych przekrojach turbiny.

Do rozwiązania sformułowanego zagadnienia konieczna jest znajomość temperatury i ciśnienia pary omywającej powierzchnię wewnętrzną i zewnętrzną wszystkich rozpatrywanych elementów.

Rozpatrywane zagadnienie można opisać następująco:

- dane są wymiary geometryczne układu przepływowego,
- para rozpręża się od ciśnienia p_{oj} do znanego ciśnienia na wylocie p_z,
- należy wyznaczyć temperatury i ciśnienia pary za poszczególnymi stopniami dla znanych parametrów pary świeżej T_{coj}, p_{oj} i założonego strumienia masy $\dot{m}_j$.

Rozwiązanie tego zadania jest znane w literaturze. Istnieje obecnie w tym zakresie szereg metod i algorytmów obliczeniowych zarówno szczegółowych jak i uproszczonych. Należy jednak zwrócić uwagę na dokładność uzyskanych rezultatów zwłaszcza dla biegu luzem. Zużycie pary w czasie biegu luzem stanowi zaledwie 7-10%. zużycia nominalnego. W tych warunkach pewna grupa stopni nie oddaje pracy, lecz na odwrót - pobiera pracę od innych, pracujących stopni. Wyznaczenie przebiegu procesu rozprężania jest wtedy mało dokładne, ponieważ podstawowe charakterystyki stopnia znacznie odbiegają od obliczeniowych.



Rys. 7.3. Rozprężanie pary w stopniu regulacyjnym

Z uwagi na brak możliwości wykorzystania danych pomiarowych dotyczących turbin podobnej konstrukcji w obliczeniach szczegółowych do wyznaczania parametrów pary przystosowano metodę zaproponowaną w [44] z pewnymi uzupełnieniami niezbędnymi dla prowadzenia obliczeń za pomocą maszyn cyfrowych. Dotyczy to głównie określenia parametrów pary wodnej oraz sprawności stopnia.

W stopniu regulacyjnym rozpatrywano dwa strumienie pary: pierwszy, przepływający przez całkowicie otwarte zawory - $\dot{m}_I$ i drugi przepływający przez zawory otwarte tylko częściowo - $\dot{m}_2$ (rys. 7.3). Ciśnienie pary w stopniu regulacyjnym wyznaczono metodą opracowaną w ZAMECH-u (zob. np. [62]).

W oparciu o podane informacje opracowano program PARA [57] w języku ALGOL-1900 na EMC Odra 1305. Program ten pozwala wyznaczyć rozkład parametrów pary w turbinie dla danego strumienia masy pary oraz parametrów pary przed i za turbiną.

Wielkościami danymi są:

- geometryczne cechy konstrukcyjne turbiny (liczba stopni, liczba segmentów dyszowych, średnice podziałowe, wysokości łopatek, szerokości łopatek, kąty łopatkowe, średnice i szczeliny uszczelnień liczba komór labiryntowych, szerokość dyszy, liczba dysz w poszczególnych skrzynkach dyszowych),
- prędkość obrotowa,
- ciśnienie pary świeżej p_o,
- temperatura pary świeżej T_{co},
- ciśnienie pary na wylocie p_z,
- strumień masy $\dot{m}$.

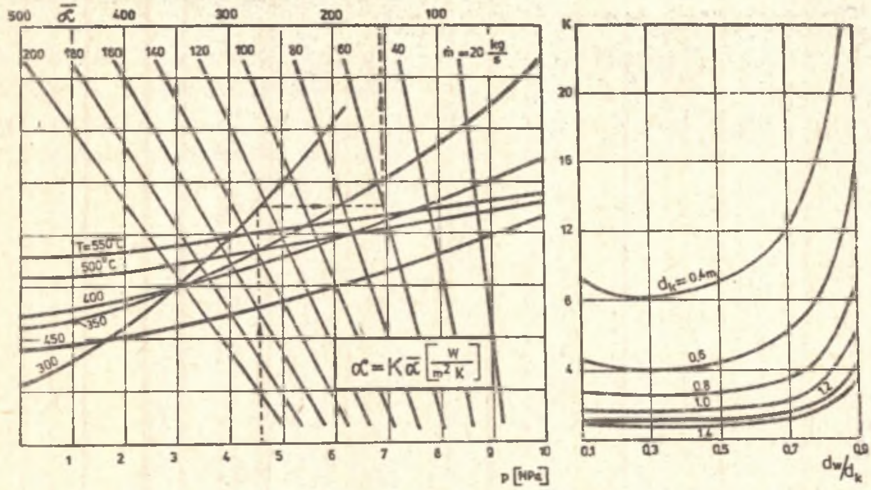
Wyniki obliczeń obejmują temperaturę i ciśnienie pary za każdym stopniem.

7.5. Określenie warunków brzegowych wymiany ciepła w elementach turbin

Dla realizacji analizowanego algorytmu konieczna jest znajomość współczynników wnikania ciepła od czynnika roboczego do poszczególnych elementów, a zwłaszcza do kadłuba i wirnika turbiny.

Złożona geometria wirników oraz różnorodność ich konstrukcyjnych wariantów utrudniają określenie ogólnej postaci współczynnika wnikania ciepła do wału. W przypadku wirników turbin akcyjnych trudność tę można ominąć wprowadzając pojęcie zastępczego współczynnika wnikania α_{wz} na odcinku styku tarczy wirnikowej z wałem. W ten sposób omijamy każdorazową analizę wymiany ciepła w tarczach wirnikowych [63].

Współczynnik wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej kadłuba w komorze stopnia regulacyjnego opisuje przykładowo nomogram przedstawiony na rys. 7.4. Jeżeli obliczenia prowadzi się za pomocą EMC, to wygodniej jest korzystać z przybliżonych zależności analitycznych. Dyskusję szeregu formuł podano w [9].



Rys. 7.4. Zależność współczynnika α na powierzchni wewnętrznej kadłuba od parametrów i strumienia pary oraz wymiarów geometrycznych

7.6. Analiza temperatur, naprężeń i odkształceń badanych elementów

Blok dotyczący modelowania i analizy rozkładów temperatury naprężeń oraz odkształceń badanych elementów został opisany w załączniku nr 1 i 2, na podstawie prac [45, 46, 49, 51].

Z przedstawionych tam dwóch metod (wariacyjnej i różnicowej) do opracowania szczegółowych algorytmów i programów obliczeniowych wykorzystano głównie metodę różnicową.

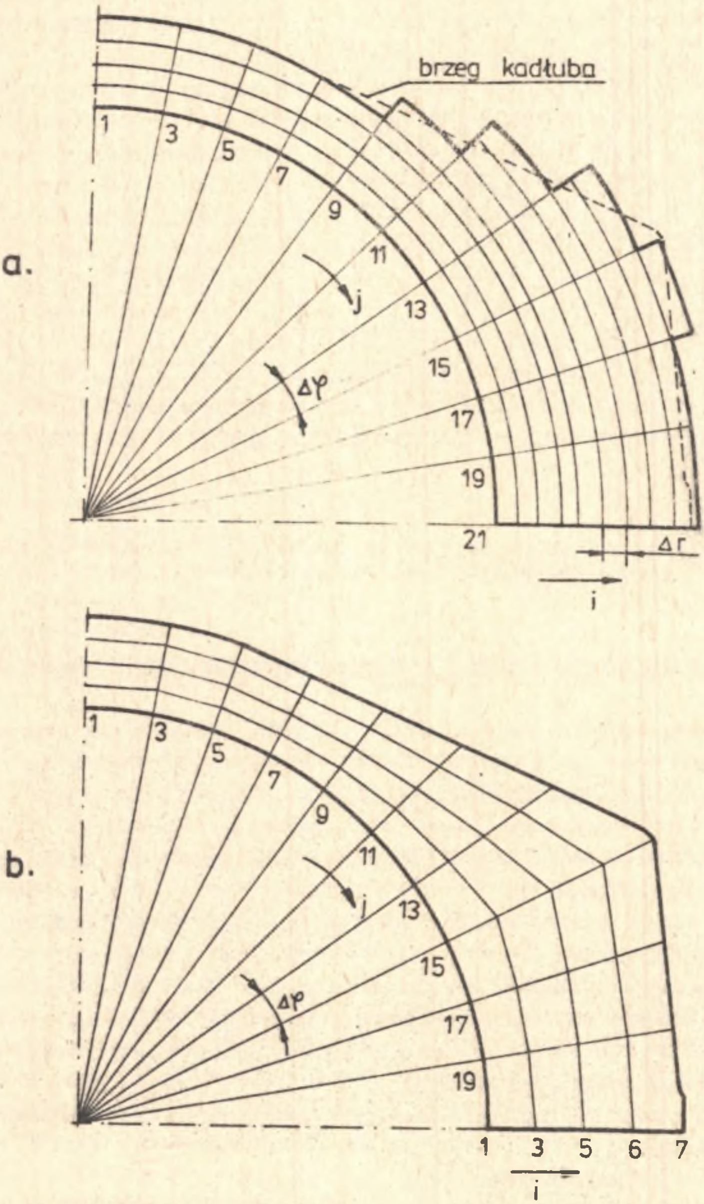
Zasadniczą sprawą w metodach różnicowych jest odpowiedni podział różnicowy badanego elementu.

Podział złożonych elementów maszyn przy użyciu siatki prostokątnej nie zapewnia dostatecznej dokładności szukanego rozwiązania. Główną przyczyną tego stanu jest utrudniony zapis warunków brzegowych, ponieważ brzeg siatki nie pokrywa się z brzegiem elementu.

W niniejszej pracy zwiększono dokładność rozwiązania dwoma sposobami, przez wprowadzenie:

- siatki krzywoliniowej, ortogonalnej (rys. Z.1, Z.2),
- siatki nieortogonalnej (rys. 7.5-7.8).

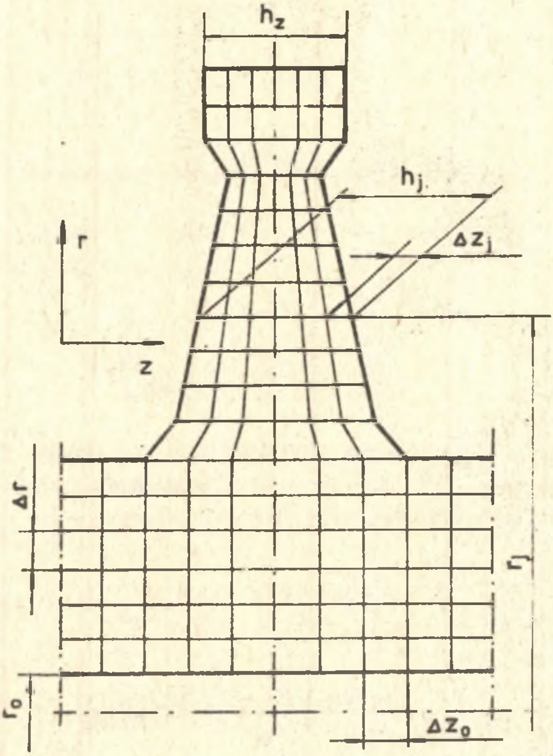
Siatka nieortogonalna umożliwia dobrą aproksymację krzywoliniowego brzegu oraz zagęszczenie podziału w miejscach spodziewanego wystąpienia dużych gradientów temperatury i naprężeń.



Rys. 7.5. Podział różnicowy przekroju poprzecznego kadłuba
a) siatka ortogonalna, b) siatka nieortogonalna

Dla przykładu na rys. 7.5 przedstawiono podział różnicowy przekroju poprzecznego kadłuba. Linią przerywaną zaznaczono rzeczywisty kształt kadłuba w przekroju poprzecznym. Kolejny rysunek (rys. 7.6) dotyczy podziału różnicowego wirnika za pomocą siatki nieortogonalnej.

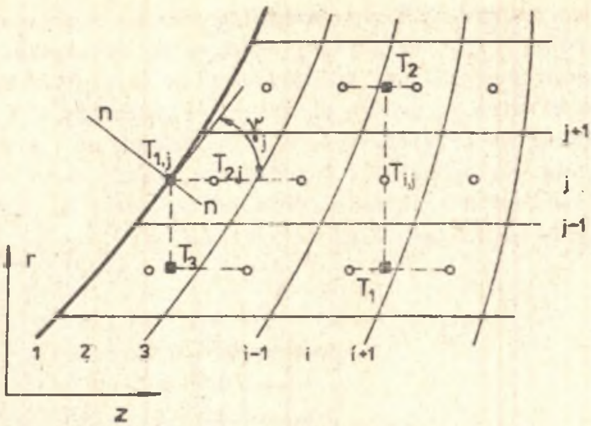
Równania różnicowe przedstawione w załącznikach nr 1 i 2 dotyczą siatki krzywoliniowej, ortogonalnej. W przypadku siatki nieortogonalnej podane zależności są bardziej złożone. Problem ten omówimy na przykładzie fragmentu wirnika przedstawionego na rys. 7.6.



Rys. 7.6. Podział różnicowy fragmentu wirnika

Temperatury będą wyznaczane w punktach środkowych poszczególnych podobszarów. Dla oznaczeń jak na rys. 7.7 łatwo otrzymujemy wyrażenie aproksymujące pochodne w kierunku osi z

$$\left.\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right|_{i,j} = 2\frac{(T_{i+2,j} - T_{i,j})\Delta z_{i+2,j} - (T_{i,j} - T_{i-2,j})\Delta z_{i-2,j}}{\Delta z_{i+2,j}\Delta z_{i-2,j}(\Delta z_{i+2,j} - \Delta z_{i-2,j})} \tag{7.21}$$



Rys. 7.7. Punkty obliczeniowe temperatur

gdzie:

$$\Delta z_{i+2,j} = z_{i+2,j} - z_{i,j}$$
$$\Delta z_{i-2,j} = z_{i,j} - z_{i-2,j} \tag{7.22}$$

W celu otrzymania pochodnych w kierunku promieniowym wprowadzamy pomocnicze temperatury T_1 i T_2 (rys. 7.7) uzależnione od temperatur w węzłach sąsiednich. Dla interpolacji liniowej mamy

$$T_1 = T_{i+2,j-2} + \frac{z_{i+2,j-2} - z_{i,j}}{z_{i+2,j-2} - z_{i,j-2}} (T_{i,j-2} - T_{i+2,j-2})$$
$$T_2 = T_{i,j+2} + \frac{z_{i,j+2} - z_{i,j}}{z_{i,j+2} - z_{i-2,j+2}} (T_{i-2,j+2} - T_{i,j+2}) \tag{7.23}$$

i wtedy

$$\left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{i,j} = \frac{T_2 - T_1}{r_{j+2} - r_{j-2}} \tag{7.24}$$

$$\left.\frac{\partial^2 T}{\partial r^2}\right|_{i,j} = \frac{(T_2 - T_{i,j})\Delta r_2 - (T_{i,j} - T_1)\Delta r_1}{\Delta r_1 \Delta r_2 (\Delta r_1 + \Delta r_2)} \tag{7.25}$$

gdzie:

$$\Delta r_1 = r_j - r_{j-2}, \quad \Delta r_2 = r_{j+2} - r_j$$

Uwzględniając przedstawione zależności w równaniu przewodzenia ciepła otrzymujemy

$$T_{i,j,t+\Delta t} = BT_{i,j} + B_{i+2,j}T_{i+2,j} + B_{i-2,j}T_{i-2,j} + B_1T_1 + B_2T_2 \qquad (7.26)$$

gdzie:

$$B_{i\pm 2,j} = \frac{\lambda^* \Delta t}{c\varrho} \frac{1}{\Delta z_{i\mp 2,j}(\Delta z_{i+2,j} - \Delta z_{i-2,j})}$$

$$B_k = \frac{1}{r_{j+2} - r_{j-2}} \left(\frac{1}{r_j} + \frac{1}{\Delta r_k}\right) \qquad (k = 1,2)$$

$$B = 1 - B_{i+2,j} - B_{i-2,j} - B_1 - B_2$$

$T_{i,j,t+\Delta t}$ - temperatura w węźle (i,j) w czasie $t+\Delta t$.

W punktach zewnętrznych musi być spełnione równanie warunku brzegowego (rys. 7.7)

$$-\lambda^* \frac{\partial T}{\partial n}\bigg|_{1,j} = \alpha_j (T_{1,j} - T_{o,j}) \qquad (7.27)$$

Zasadę tworzenia analogu różnicowego pokazano na rys. 7.7. Istotnym momentem jest tutaj wyznaczenie pochodnej $\partial T/\partial n$. Zakładamy, że w małym przedziale brzeg tarczy można aproksymować funkcją kwadratową

$$r = a_j z^2 + b_j z + c_j \qquad (7.28)$$

Współczynniki a i b, wyznaczone z warunku, że funkcja ta przechodzi przez punkty (1,j-2), (1,j), (1,j+2), są równe

$$a_j = \frac{r_{1,j+2} - r_{1,j-2}}{(z_{1,j+2} - z_{1,j-2})(z_{1,j+2} - z_{1,j})} + \frac{r_{1,j} - r_{1,j-2}}{(z_{1,j} - z_{1,j-2})(z_{1,j} - z_{1,j+2})} \qquad (7.29)$$

$$b_j = \frac{r_{1,j} - r_{1,j-2}}{r_{1,j} - r_{1,j-2}} - a_j (r_{1,j} - r_{1,j-2}) \qquad (7.30)$$

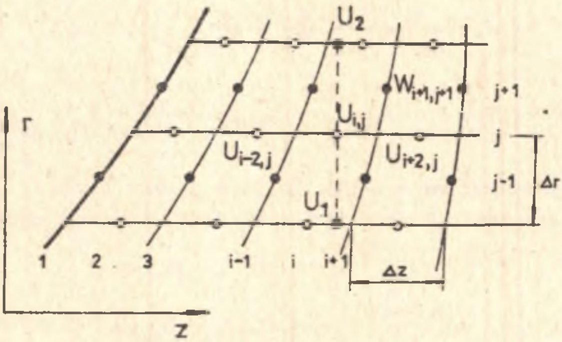
Z (7.28) kąt ϑ_j nachylenia stycznej (rys. 7.7) jest równy

$$\vartheta_j = \mathrm{arctg}(2a_j z_{1,j} + b_j) \qquad (7.31)$$

Stąd

$$\left.\frac{\partial T}{\partial n}\right|_{1,j} = \left.\frac{\partial T}{\partial r}\right|_{1,j} \cos\vartheta_j + \left.\frac{\partial T}{\partial z}\right|_{1,j} \sin\vartheta_j \tag{7.32}$$

Punkty obliczeniowe do wyznaczenia przemieszczeń obieramy w środkach ścian bocznych, podobnie jak dla siatki ortogonalnej (rys. Z.1 i Z.2). Przemieszczenia promieniowe wyznaczamy w punktach $U_{i,j}$, natomiast przemieszczenia osiowe w punktach $W_{i,j}$ (rys. 7.8).



Rys. 7.8. Punkty obliczeniowe przemieszczeń

Odpowiednie zależności między przemieszczeniami w punktach sąsiednich uzyskamy z równań równowagi. Dla zagadnień osiowo-symetrycznych równania te we współrzędnych walcowych sprowadzają się do postaci

$$\nabla^2 u - \frac{u}{r^2} + \frac{1}{1 - 2\nu}\frac{\partial \theta}{\partial r} - \frac{2(1 + \nu)\beta}{1 - \nu}\frac{\partial T}{\partial r} = 0 \tag{7.33}$$

$$\nabla^2 w + \frac{1}{1 - 2\nu}\frac{\partial \theta}{\partial z} - \frac{2(1 + \nu)\beta}{1 - \nu}\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{7.34}$$

gdzie:

$$\theta = \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} + \frac{\partial w}{\partial z} \tag{7.35}$$

u, w - przemieszczenia promieniowe i osiowe.

Przyjmujemy, że równanie równowagi w kierunku promieniowym (7.33) będzie spełnione w węzłach $U_{i,j}$, natomiast równanie drugie w węzłach $W_{i,j}$. Rozpatrzmy równanie równowagi w kierunku promieniowym. Różnicowej aproksymacji pochodnych (rys. 7.8) poszukiwać będziemy analogicznie jak dla temperatur (zależności (7.22)-(7.25)). Stąd np.:

$$\left.\frac{\partial^2 w}{\partial r \partial z}\right|_{i,j} = \frac{1}{r_{j+1} - r_{j-1}} \left(\frac{W_{i+1,j+1} - W_{i-1,j+1}}{z_{i+1,j+1} - z_{i-1,j+1}} - \frac{W_{i+1,j-1} - W_{i-1,j-1}}{z_{i+1,j-1} - z_{i-1,j-1}} \right)$$

$$\left.\frac{\partial u}{\partial r}\right|_{i,j} = \frac{U_2 - U_1}{r_{j+2} - r_{j-2}} \tag{7.36}$$

$$U_2 = U_{i,j+2} + \frac{z_{i,j+2} - z_{i,j}}{z_{i,j+2} - z_{i-2,j+2}} (U_{i-2,j+2} - U_{i,j+2})$$

W podobny sposób można wyrazić pozostałe pochodne występujące w równaniu (7.33). Otrzymamy wtedy różnicowe równanie równowagi wyrażone przez przemieszczenia. W ogólnym przypadku będzie ono miało postać

$$CU_{i,j} + C_1U_1 + C_2U_2 + C_3U_{i+2,j} + C_4U_{i-2,j} + C_5W_{i+1,j+1} + C_6W_{i-1,j+1} +$$

$$+ C_7W_{i+1,j-1} + C_8W_{i-1,j-1} - \frac{2(1+\nu)\beta}{1-\nu} \frac{\partial T}{\partial r} = 0 \tag{7.37}$$

gdzie:

C_i - współczynniki zależne od podziału różnicowego ciała.

Równania różnicowe dla punktów $W_{i,j}$ otrzymamy w analogiczny sposób z równania równowagi dla kierunku osiowego - równania (7.34).

Komplet równań dla węzłów wewnętrznych uzupełniony warunkami brzegowymi w zapisie różnicowych określa stan przemieszczenia. Po wyznaczeniu przemieszczeń można obliczyć naprężenia ze związków fizycznych (4.15) i geometrycznych (4.6).

Wykorzystując do aproksymacji pochodnych ilorazy różnicowe centralne otrzymujemy następujące analogi różnicowe związków fizycznych i geometrycznych

$$\sigma_r = (2\mu + \lambda) \frac{\Delta U}{\Delta r} + \lambda \frac{\Delta W}{\Delta z} + \frac{\lambda}{r} U - \gamma T$$

$$\sigma_z = (2\mu + \lambda) \frac{\Delta W}{\Delta z} + \lambda \frac{\Delta U}{\Delta r} + \frac{\lambda}{r} U - \gamma T$$

$$\sigma_\varphi = (2\mu + \lambda) \frac{U}{r} + \lambda \frac{\Delta U}{\Delta r} + \lambda \frac{\Delta W}{\Delta z} - \gamma T \tag{7.38}$$

$$\sigma_{rz} = \mu \left(\frac{\Delta U}{\Delta z} + \frac{\Delta W}{\Delta r} \right)$$

Na bazie podanych zależności opracowano zestaw programów w języku ALGOL-1900 na EMC Odra 1305 realizujących obliczenia rozkładów temperatury, odkształceń i naprężeń w elementach turbin.

7.6.1. Rozkład temperatury

W zakresie analizy pól temperatury opracowano następujące programy:

- program TEMP-PP-S umożliwiający wyznaczenie nieustalonego pola temperatury w przekroju poprzecznym kadłuba turbiny po skokowej zmianie temperatury brzegowej; przez temperaturę brzegową rozumiemy tutaj albo temperaturę na powierzchni kadłuba (pierwsze zagadnienie brzegowe przewodzenie ciepła) albo temperaturę czynnika roboczego omywającego tę powierzchnię (trzecie zagadnienie brzegowe),
- program TEMP-PP-L umożliwiający wyznaczenie nieustalonego pola temperatury w przekroju poprzecznym kadłuba dla liniowego przebiegu czasowego temperatur brzegowych,
- program TEMP-OBR umożliwiający wyznaczenie nieustalonego pola temperatury w elementach obrotowych o dowolnym przekroju podłużnym,
- program TEMP-SR umożliwiający wyznaczenie średnich temperatur w przekrojach poprzecznych elementu, ale zmiennych wzdłuż jego osi.

Cechą charakterystyczną opracowanych programów jest znaczna uniwersalność oraz mała pracochłonność przygotowania danych wejściowych.

W przypadku programu TEMP-PP-S wielkościami danymi są:

a) wymiary geometryczne (przekrój poprzeczny kadłuba może być dowolny),
b) dane materiałowe kadłuba (gęstość, ciepło właściwe, przewodność cieplna),
c) współczynniki wnikania ciepła:
   - na powierzchni wewnętrznej α_w,
   - na powierzchni zewnętrznej α_z,

   (dla I zagadnienia brzegowego należy zadać bardzo dużą wartość współczynnika α, a dla powierzchni izolowanej $\alpha = 0$),
d) początkowy rozkład temperatury w przekroju poprzecznym kadłuba,
e) temperatury brzegowe na powierzchni wewnętrznej T_w i zewnętrznej T_z.

7.6.2. Rozkład naprężeń

W zakresie analizy naprężeń i odkształceń elementów turbinowych opracowano następujące programy:

- program SIGMA-PP dotyczący analizy naprężeń w przekroju poprzecznym kadłuba dla znanych obciążeń powierzchniowych i cieplnych; przykładowe wyniki obliczeń realizowanych za pomocą tego programu zawarto w tablicy 2.1,
- program TARCZA dla wyznaczenia naprężeń w tarczy wirnikowej o dowolnym profilu; program ten umożliwia wyznaczenie naprężeń sprężystych oraz sprężysto-plastycznych; przykładowe wyniki obliczeń pokazano na rys. 2.2 i 2.3,

- program WIRNIK dotyczący analizy stanu naprężenia w pełnokutym tarczowym wirniku turbiny akcyjnej. Składowe stanu naprężenia wyznaczono, zgodnie z zasadą superpozycji, przez sumowanie naprężeń wywołanych obciążeniami masowymi, cieplnymi i powierzchniowymi. Obecność tarcz uwzględniono w obliczeniach poprzez wprowadzenie fikcyjnych obciążeń powierzchniowych. Zagadnienie to upraszcza się, gdy odległość między tarczami jest duża (np. dla stopnia regulacyjnego). Pomija się wtedy wpływ tarcz sąsiednich na naprężenia w wirniku w obrębie tarczy badanej. Przy mniejszych odległościach wzajemny wpływ tarcz jest tak duży, że nie można go pominąć.

7.6.3. Wydłużenia cieplne

Odkształcenia dowolnego elementu można wyznaczyć jedną z metod przedstawionych w załączniku nr 2. Opracowane metody można np. bez dodatkowych modyfikacji zastosować do wyznaczenia wydłużeń cieplnych. Jest to związane jednak z wykonaniem bardzo pracochłonnych obliczeń, szczególnie przy uwzględnieniu zmienności stałych materiałowych z temperaturą.

W celu uproszczenia obliczeń przyjmujemy osiową symetrię elementów oraz wyrównany (w przekrojach poprzecznych) rozkład temperatury. Dla tak przyjętych założeń odkształcenie jednostkowe w kierunku osiowym jest równe

$$\varepsilon_{zz} = \beta\Theta \tag{7.39}$$

gdzie:

Θ - średnia (całkowa) temperatura w przekroju poprzecznym.

Przemieszczenie przekroju poprzecznego, tzn. wydłużenie części elementu o długości z, jest równe

$$w(z,t) = \int_0^z \varepsilon_{zz}(\xi,t)\,d\xi \tag{7.40}$$

Jeżeli podzielimy rozpatrywany element na n części o długości Δz_i każdy, to w miejsce zależności (7.40) można napisać

$$w(z,t) = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{zz_i}\Delta z_i = \sum_{i=1}^{n} \Delta w_i(t) \tag{7.41}$$

gdzie:

$$\Delta w_i(t) = \varepsilon_{zz_i}\Delta z_i = \beta\Theta_i(t)\Delta z_i \tag{7.42}$$

Program obliczania wydłużeń cieplnych w oparciu o zależności (7.41) i (7.42) stanowi uzupełnienie programu TEMP-SR.

7.7. Wybór optymalnych warunków rozruchu w oparciu o jednowymiarowy model nagrzewania

Rozpatrzmy obecnie rozwiązanie sformułowanego zagadnienia w oparciu o jednowymiarowy model nagrzewania. Opisany algorytm (rys. 7.2) ulega w tym przypadku znacznemu uproszczeniu. Odpada bardzo złożona analiza pól temperatury, naprężeń i odkształceń badanych elementów (blok IY na rys. 7.2). Wyznaczamy jedynie temperaturę powierzchni ogrzewanej elementów oraz maksymalne naprężenia.

Podstawę obliczeń stanowią wzory podane w punkcie 5.4.

Zmianę temperatury metalu w czasie aproksymujemy odcinkami linii prostych podobnie jak przebieg czasowy temperatury pary świeżej (rys. 7.1). Jeżeli przyjmiemy, że $\partial T/\partial t$ ma w przedziale $(t_i - t_{i-1})$ wartość stałą i równą wartości dopuszczalnej wyznaczonej dla czasu t_{i-1}, to np. temperatura powierzchni ogrzewanej elementu będzie zmieniała się według funkcji liniowej

$$T_{w,i} = T_{w,i-1} + (t - t_{i-1})\left(\frac{\partial T_w}{\partial t}\right)_{dop,i-1} \tag{7.43}$$

Prędkość nagrzewania dowolnego elementu określa formuła (5.99). Dla kadłuba wewnętrznego wzór ten przyjmie postać

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{2}{c\rho h}\,\frac{\dot{q} + u\,\dot{q}^{*}}{1 + u} \tag{7.44}$$

gdzie:

$u = 1 + h/a$.

Dla wirnika $\dot{q} = 0$.

W punkcie 5.4 wykazano, że warunek

$$\sigma_{red,max} \leqslant \dot{\sigma}_{dop} \tag{7.45}$$

będzie spełniony, gdy

$$|\dot{q}_{red}| \leqslant \dot{q}_{red,dop} \tag{7.46}$$

gdzie:

$\dot{q}_{red}$ i $\dot{q}_{red,dop}$ określają wzory (5.102) i (5.103).

Wynika stąd, że zamiast analizować maksymalne naprężenia wystarczy spełnić warunek (7.46). W obliczeniach można również korzystać z bardziej dokładnych formuł opisujących stany nieustalone (punkt 5.4.3).

7.8. Nagrzewanie wstępne

Opracowany algorytm pomija nagrzewanie wstępne na obracarce. Ta faza rozruchu zasadniczo różni się od dalszych etapów. Główną trudnością jest określenie warunków brzegowych wymiany ciepła. Z tego względu nie prowadzi się szczegółowej analizy tego okresu, a jedynie określa się w przybliżeniu czas jego trwania.

Załóżmy, że grzanie wstępne na obracarce odbywa się do chwili, gdy temperatura kadłuba wewnętrznego osiągnie wartość $T_{w,w}$. W obliczeniach szczegółowych przyjęto temperaturę $T_{w,w} = 200^{o}C$ [60]. Czas nagrzewania wstępnego t_w jest w przybliżeniu równy

$$t_w = \frac{T_{w,w} - T_{w,o}}{(\partial T/\partial t)_{dop}} \tag{7.47}$$

gdzie:

$T_{w,o}$ - początkowa temperatura kadłuba wewnętrznego.

Parametry pary świeżej w czasie nagrzewania wstępnego określa formuła (7.13).

Jeżeli początkowa temperatura powierzchni wewnętrznej kadłuba wewnętrznego jest mniejsza od $200^{o}C$, to odpowiednią charakterystykę rozruchową uzyskuje się z charakterystyki dla $T_{w,o} = 200^{o}C$ dodając nagrzewanie wstępne, którego długość określa formuła (7.47).

7.9. Przykład obliczeniowy

Przedmiotem rozważań jest jednokadłubowa turbina ciepłownicza 13UC100 produkcji ZAMECH-u. Turbina jest zasilana parą o ciśnieniu 13 MPa i temperaturze $535^{o}C$. Kadłub w części WP jest dwupowłokowy. Kadłub wewnętrzny wykonany jest bez kołnierzy i łączony za pomocą pierścieni skurczowych według rozwiązania BBC [64]. Wirnik jest tarczowy pełnokuty.

7.9.1. Założenia i dane wejściowe do obliczeń

Dane dotyczące wymiarów stopnia regulacyjnego, parametrów pary, cech materiałowych oraz sposobu zasilania turbiny przyjęto na podstawie dokumentacji turbiny 13UC100 [62].

W obliczeniach szczegółowych uwzględniono jedynie wirnik. Rozpatrywano fragment wirnika w obrębie stopnia regulacyjnego. Promień wewnętrzny wirnika 45 mm, zewnętrzny 300 mm. Wirnik wykonany jest z stali 26H2MF.

Wirnik jest ogrzewany jednostronnie. Przepływ ciepła od pary do wirnika zachodzi na powierzchni zewnętrznej. Pomijamy strumień ciepła na powierzchni wewnętrznej. Dopuszczalny strumień ciepła na powierzchni zewnętrznej oraz dopuszczalną prędkość nagrzewania określa rys. 5.7.

Przy wyznaczaniu temperatury pary świeżej z zależności (7.15) i (7.16) przyjęto, że maksymalna temperatura powierzchni zewnętrznej wirnika jest zbliżona do końcowej temperatury pary w komorze stopnia regulacyjnego

$$T_{w,max} \cong 495^{o}C \tag{7.48}$$

7.9.2. Wyznaczenie optymalnego przebiegu czasowego strumienia masy i parametrów pary świeżej w czasie nagrzewania

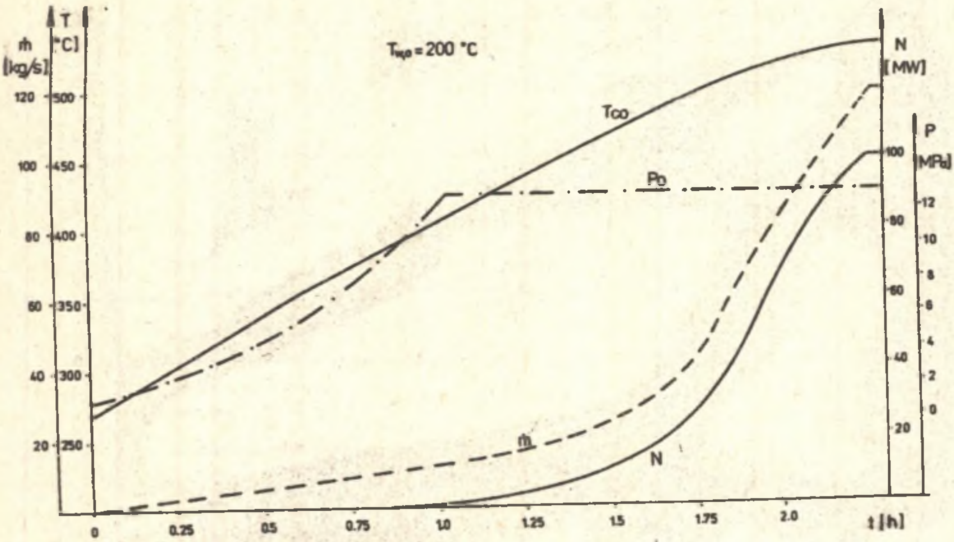
Obliczenia przeprowadzono dla pięciu przypadków początkowego stanu termicznego turbiny, określonego początkową temperaturą kadłuba wewnętrznego 50, 200, 300, 400 i 450°C [55]. Przyjęto, że w chwili początkowej temperatura powierzchni wewnętrznej kadłuba jest równa temperaturze powierzchni zewnętrznej wirnika.

Przykładowe wyniki obliczeń dla temperatury $T_{w,o} = 50^{o}C$ przedstawiono na rys. 7.9-7.14. Rys. 7.9 pokazuje optymalne przebiegi czasowe parametrów i strumienia masy pary w czasie rozruchu. Przebiegi parametrów pary podano bez uwzględnienia nagrzewania wstępnego, którego czas trwania według (7.47) dla $T_{oc} = 50^{o}C$ i $T_{w,w} = 200^{o}C$ jest równy około 1 h. Dodatkowo na rys. 7.9 podano przebieg zmiany mocy w czasie rozruchu. Zależność $N = N(t)$ wykreślono na podstawie krzywej $\dot{m} = \dot{m}(t)$ i zależności $N=f(\dot{m},\dot{m}_u)$ zawartej w pracy ZAMECH-u nr 9095210-1 pt. "Obliczenia termodynamiczne turbiny ciepłowniczej 13UC100". Przyjęto, że turbina pracuje jako ciepłownicza ($\dot{m}_u = 0$).

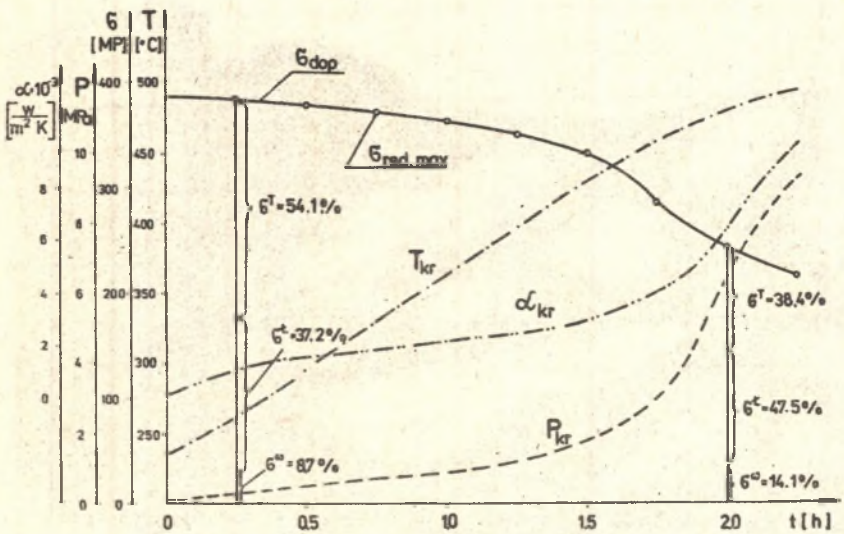
Na rys. 7.10 przedstawiono przebiegi czasowe wybranych wielkości pomocniczych, niezbędnych do wyznaczenia optymalnego strumienia pary świeżej i jej parametrów. Naprężenia w wirniku wyznaczono za pomocą programu WIRNIK.

W trakcie optymalizacji analizowano również wydłużenia cieplne. W tym celu wyznaczono przebiegi, czasowe temperatur uśrednionych w przekrojach poprzecznych (program TEMP-ŚR), a następnie określono wydłużenie bezwzględne kadłubów i wirnika (rys. 7.11-7.13) oraz wydłużenia względne (rys. 7.14). Ponieważ jednak optymalizację prowadzono jedynie ze względu na naprężenia w wirniku, wydłużenia cieplne nie stanowiły żadnego ograniczenia.

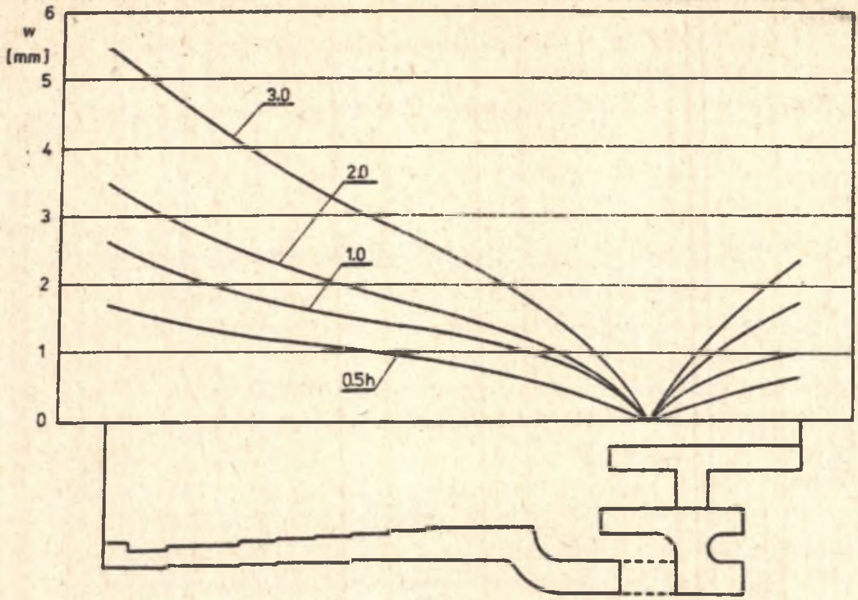
Powtarzając omówione obliczenia dla innych wartości $T_{w,o}$ dochodzimy do wykresu zbiorczego (rys. 7.15), z którego można wyznaczyć początkowe parametry pary świeżej oraz czas nagrzewania (t^{*}) przy rozruchu z dowolnego stanu początkowego określonego temperaturą początkową kadłuba wewnętrznego.



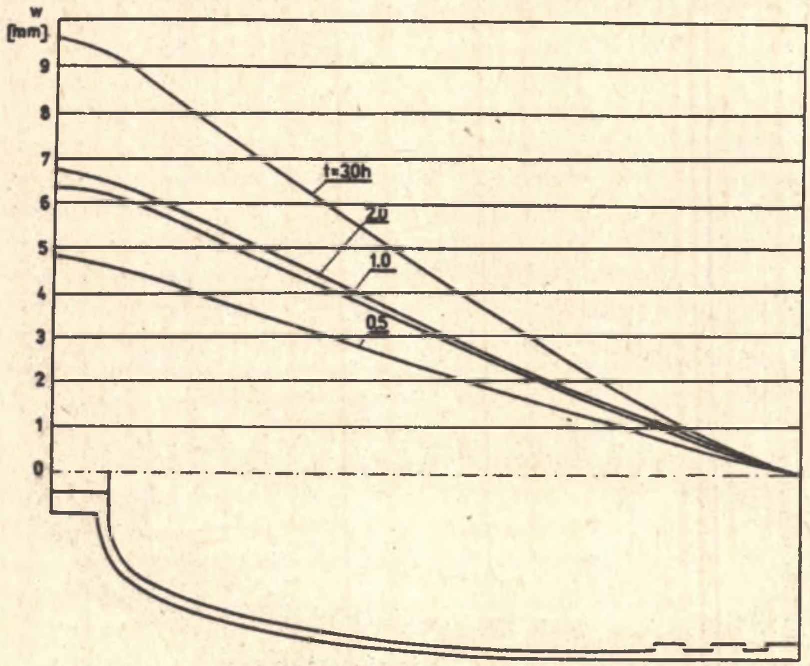
Rys. 7.9. Optymalne przebiegi czasowe parametrów i strumienia pary na wejściu do turbiny



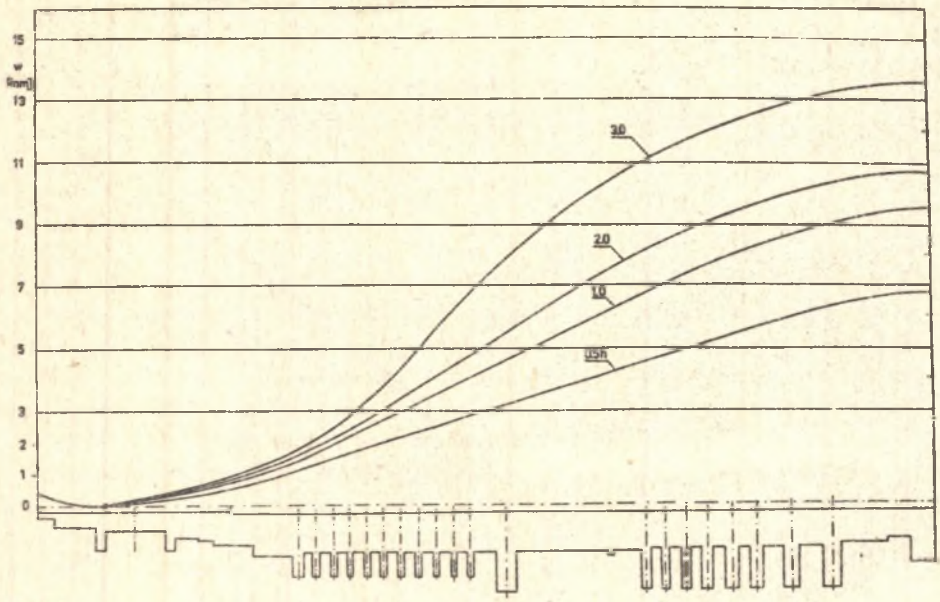
Rys. 7.10. Przebiegi czasowe wybranych wielkości pomocniczych w czasie rozruchu



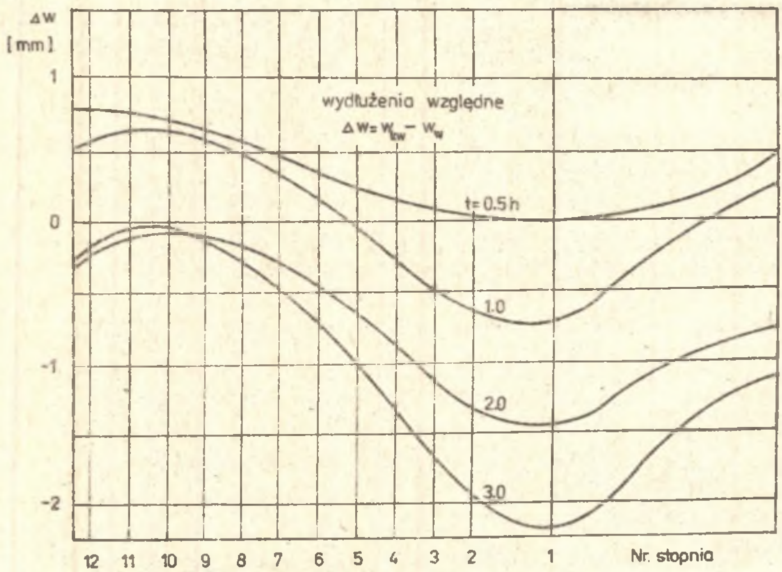
Rys. 7.11. Wydłużenie cieplne kadłuba wewnętrznego



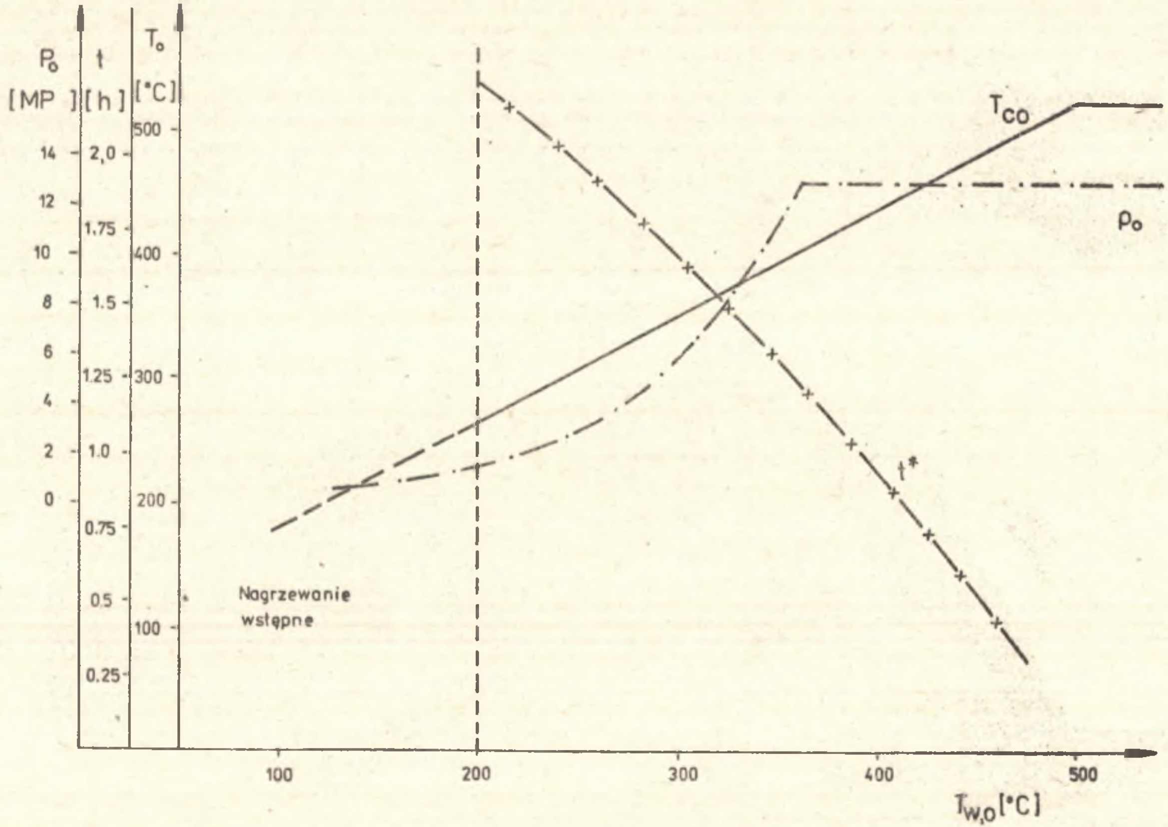
Rys. 7.12. Wydłużenie cieplne kadłuba zewnętrznego



Rys. 7.13. Wydłużenie cieplne wirnika



Rys. 7.14. Wydłużenie względne wirnik-kadłub wewnętrzny



Rys. 7.15. Wykres zbiorczy

8. DOBÓR LUZÓW OSIOWYCH W TURBINIE NA PODSTAWIE MODELOWANIA WYDŁUŻEŃ CIEPLNYCH

8.1. Uwagi ogólne

Proces nagrzewania turbiny w czasie jej uruchamiania charakteryzuje się jak wiadomo, nierównomiernym rozkładem temperatury w poszczególnych elementach. Powoduje to między innymi zmianę luzów konstrukcyjnych pomiędzy ruchomymi i nieruchomymi elementami. I tak np. wskutek różnicy wydłużeń cieplnych wirnika i kadłuba zmieniają się luzy osiowe w układzie łopatkowym i dławnicach. Konieczność utrzymania luzów w dopuszczalnych granicach może determinować warunki rozruchowe turbin. W związku z tym w czasie optymalizacji przebiegu czasowego strumienia i parametrów pary przed turbiną (rozdział 7) uwzględniono modelowanie wydłużeń cieplnych (punkt 7.6.3) z możliwością korygowania optymalizowanych przebiegów $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$ i $p_o(t)$ w przypadku niebezpiecznego zmniejszenia się luzów osiowych.

Z uwag podanych w punkcie 2.1 wynika jednak, że dla poprawnie skonstruowanych turbin wydłużenia cieplne nie powinny limitować prędkości nagrzewania. A zatem właściwe rozwiązanie zagadnienia doboru optymalnych warunków pracy turbiny dzieli się na dwa etapy. Najpierw należy dobrać optymalne wartości luzów osiowych, a dopiero później optymalizować warunki nagrzewania całej maszyny.

8.2. Sformułowanie zagadnienia

Podstawą doboru luzów osiowych są wyniki modelowania wydłużeń cieplnych dla najbardziej niekorzystnych warunków nagrzewania. Maksymalne wydłużenia względne, tzn. maksymalne różnice wydłużeń wirnika i kadłubów, występują przy maksymalnej intensywności nagrzewania [55].

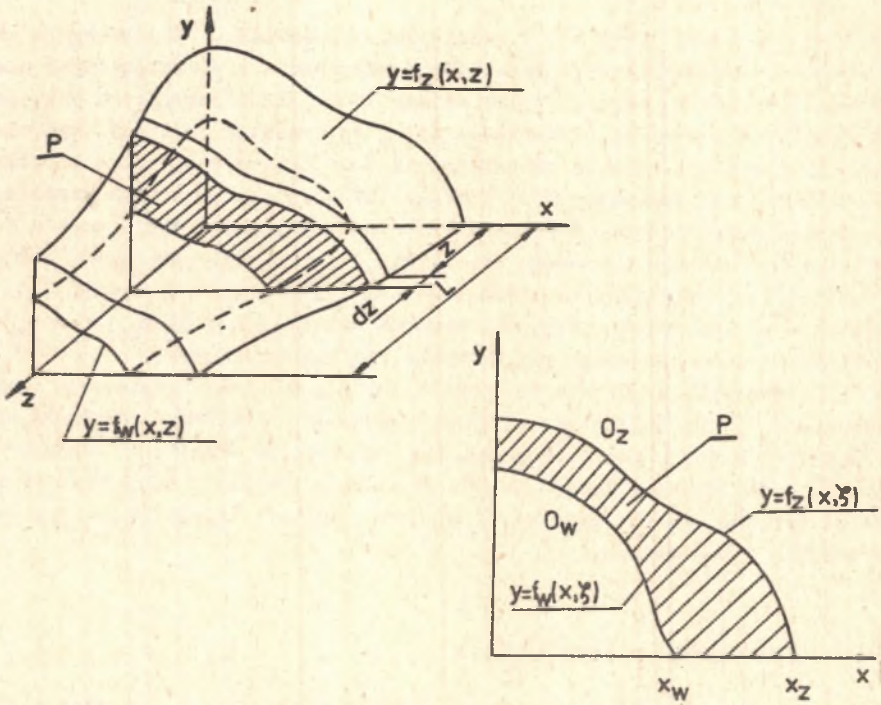
Rozpatrzmy wydłużenia cieplne elementów turbiny w nieustalonych warunkach pracy po skokowej zmianie parametrów i strumienia pary do wartości nominalnych. Uzyskane w ten sposób wyniki dają pogląd na maksymalnie niekorzystny stan wydłużeń.

Tak postawiony problem można by rozwiązać w oparciu o zależności (7.39)-(7.42) i opisany program TEMP-SR. Podane zależności dotyczą jednak tylko elementów obrotowych poddanych działaniu osiowo-symetrycznego obciążenia cieplnego. W związku z tym w obliczeniach szczegółowych badane elementy należy aproksymować modelami osiowo-symetrycznymi. Uwzględnienie kołnierzy w tej metodzie jest niemożliwe. W rzeczywistości kołnierze ze względu na dużą masę, mają istotny wpływ na wydłużenia cieplne.

Rozważania przeprowadzone niżej bazują na bardziej ogólnym modelu.

8.2.1. Założenia

Model geometryczny badanych elementów przyjmujemy w postaci grubościennej powłoki o dowolnym przekroju poprzecznym i podłużnym (rys. 8.1).



Rys. 8.1. Model geometryczny elementu turbiny

Przedmiotem rozważań będą deformacje wywołane obciążeniami cieplnymi. Przemieszczenia poszczególnych punktów odkształcanego ciała opisuje wektor przemieszczenia (4.5). Jeżeli przyjmiemy, że element jest utwierdzony w płaszczyźnie xy (rys. 8.1), tzn.:

$$w(x,y,0,t) = 0, \tag{8.1}$$

to interesujące nas wydłużenia cieplne elementu są równe składowym wektora przemieszczenia w kierunku osi z.

W zależności (8.1) oraz dalszych przyjęto następujące oznaczenia:

x,y,z - prostokątny układ współrzędnych,

$w(x,y,z,t)$ - wydłużenie cieplne elementu w kierunku osi z.

Przedstawione w dalszej części pracy rozważania odnoszą się do przypadków, w których spełnione są dodatkowo następujące założenia:

a) wymiary elementu oraz naprężenia i deformacje w kierunku osi x i y są mniejsze niż w kierunku z,

b) obciążenia masowe i cieplne wywołują jedynie sprężyste odkształcenia elementu,

c) przekroje poprzeczne pozostają po odkształceniu płaskie.

8.2.2. Równania wyjściowe

Na podstawie założenia a) związki fizyczne (4.15) redukują się do postaci

$$\sigma_{zz} = E\varepsilon_{zz} - \beta ET \tag{8.2}$$

Hipoteza płaskich przekrojów (założenie c)) prowadzi do zależności

$$\varepsilon_{zz} = a + bx + cy \tag{8.3}$$

Współczynniki a, b, c należy wyznaczyć z warunków równowagi sił i momentów. Wypadkowa siła osiowa oraz wypadkowe momenty względem osi x i y muszą być równe zeru. Otrzymujemy więc zależności

$$\left.\begin{aligned} &\iint_P \sigma_{zz}\, dP = 0 \\ &\iint_P \sigma_{zz}\, x\, dP = 0 \\ &\iint_P \sigma_{zz}\, y\, dP = 0 \end{aligned}\right\} \tag{8.4}$$

lub po uwzględnieniu (8.2) i (8.3)

$$\begin{aligned} &\iint_P (a + bx + cy)\,dP = \iint_P \beta T\, dP \\ &\iint_P (a + bx + cy)\, x\, dP = \iint_P \beta T\, x\, dP \\ &\iint_P (a + bx + cy)\, y\, dP = \iint_P \beta T\, y\, dP \end{aligned} \tag{8.5}$$

Rozwiązując podany układ równań, mamy

$$a = \frac{P_T}{P}$$

$$b = \frac{B_{yT}I_{xx} - B_{xT}I_{xy}}{I_{xx}I_{yy} - I_{xy}^2} \tag{8.6}$$

$$c = \frac{B_{xT}I_{yy} - B_{yT}I_{xy}}{I_{xx}I_{yy} - I_{xy}^2}$$

gdzie:

$$P_T = \iint_P \beta T \, dP, \quad I_{ij} = \iint_P ij \, dP$$

$$(i,j = x,y) \tag{8.7}$$

$$B_{iT} = \iint_P i \, \beta T \, dP$$

Jeżeli osie x,y są osiami symetrii przekroju poprzecznego, to zależności (8.3), (8.6) i (8.7) upraszczają się do postaci

$$\varepsilon_{zz} = \beta\left[\frac{P_T}{P} + \frac{P_{yT}}{I_{yy}}x + \frac{P_{xT}}{I_{xx}}y\right] \tag{8.8}$$

Jeżeli dodatkowo założyć symetrię pola temperatury, to otrzymujemy zależności (7.39)

$$\varepsilon_{zz} = \beta\frac{P_T}{P} = \beta\theta \tag{8.9}$$

Wydłużenie cieplne części elementu (rys. 8.1) o długości z określamy podobnie jak w punkcie 7.6.3 ze wzoru

$$w(z,t) = \int_0^z \varepsilon_{zz}(\xi,t)d\xi \tag{8.10}$$

lub po zastosowaniu całkowania numerycznego

$$w(z,t) = \sum_{i=1}^{n} \varepsilon_{zz_i}\Delta z_i = \sum_{i=1}^{n} \Delta w_i(t) \tag{8.11}$$

8.3. Numeryczne modelowanie wydłużeń cieplnych turbiny w nieustalonych stanach cieplnych

Rozwiązanie sformułowanego zagadnienia wydłużeń cieplnych sprowadza się do wyznaczenia nieustalonego rozkładu temperatury w poszczególnych przekrojach poprzecznych elementów.

W ogólnym, trójwymiarowym ujęciu do modelowania pól temperatur można zastosować metodę różnicową w formie bilansów elementarnych. Odpowiednie formuły obliczeniowe przedstawiono w załączniku nr 1.

Zagadnienia upraszcza się, gdy występuje symetria przekroju poprzecznego oraz symetria pola temperatury. Wystarczy wtedy znajomość średniej temperatury w poszczególnych przekrojach poprzecznych elementów.

Przebieg czasowy średniej temperatury uzyskuje się w wyniku rozwiązania równania bilansu energii wycinka elementu o szerokości dz (rys. 8.1).

8.3.1. Równanie bilansu energii

Element opisany jest za pomocą dwóch funkcji (rys. 8.1):

$$y = f_w(x,z) \quad \text{oraz} \quad y = f_z(x,z) \tag{8.12}$$

Powierzchnię wewnętrzną i zewnętrzną omywa czynnik roboczy o znanej temperaturze. Ciepło przejmowane jest na drodze konwekcji przy znanych współczynnikach wnikania. W przypadku ogólnym

$$T_{c,w} = T_{cw}(z,t), \quad T_{cz} = T_{cz}(z,t)$$

oraz

$$\alpha_w = \alpha_w(z,t), \quad \alpha_z = \alpha_z(z,t) \tag{8.13}$$

Dla tak określonych danych średnią temperaturę w przekroju poprzecznym (8.9) opisuje równanie

$$\frac{O_w \alpha_w}{P \lambda^*} (T_{cw} - \Theta) + \frac{O_z \alpha_z}{P \lambda^*} (T_{cz} - \Theta) + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} + \frac{1}{P} \frac{dP}{dz} \frac{\partial \Theta}{\partial z} = \frac{c\rho}{\lambda^*} \frac{\partial \Theta}{\partial t} \tag{8.14}$$

Po wprowadzeniu wielkości bezwymiarowych (jako wymiar charakterystyczny l_o przyjęto długość elementu l)

$$Fo = \frac{\lambda^* t}{c\rho l^2}, \quad \zeta = \frac{z}{l} \tag{8.15}$$

oraz

$$B_i = \frac{O_i \alpha_i}{P \lambda^*} l^2 \qquad (i = w,z)$$

$$B_p = \frac{1}{P} \frac{dP}{dz} l \tag{8.16}$$

otrzymujemy

$$B_w(T_{cw} - \theta) + B_z(T_{cz} - \theta) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \zeta^2} + B_p \frac{\partial \theta}{\partial z} = \frac{\partial \theta}{\partial Fo} \tag{8.17}$$

W szczególnym przypadku, gdy badany element można traktować jak grubościenną powłokę walcową o dowolnym przekroju poprzecznym, $P(z)$ = idem i wtedy $B_p = 0$.

Dla elementów w kształcie grubościennych powłok obrotowych o dowolnym przekroju podłużnym w miejsce zależności (8.12) mamy

$$r_w = r_w(\zeta) \quad i \quad r_z = r_z(\zeta)$$

i wtedy

$$P(\zeta) = \pi \left[r_z^2(\zeta) - r_w^2(\zeta) \right]$$

$$B_p(\zeta) = \frac{2l}{r_z(\zeta) + r_w(\zeta)} \tag{8.18}$$

W przypadku ogólnym (rys. 8.1b)

$$P(\zeta) = \int_0^{x_z} f_z(x,\zeta) dx - \int_0^{x_w} f_w(x,\zeta) dx \tag{8.19}$$

8.3.2. Warunki brzegowe

Na powierzchniach czołowych elementu ciepło jest przyjmowane na drodze konwekcji. Warunki brzegowe przyjmują zatem postać:

dla $\zeta = 0$

$$- \frac{\partial \theta}{\partial \zeta} \bigg|_{\zeta=0} = Bi_o \left[\theta(0, Fo) - T_c(0, Fo) \right] \tag{8.20}$$

dla $\xi = 1$

$$\left.\frac{\partial\Theta}{\partial\xi}\right|_{\xi=1} = Bi_1\left[\Theta(1,Fo) - T_c(1,Fo)\right] \tag{8.21}$$

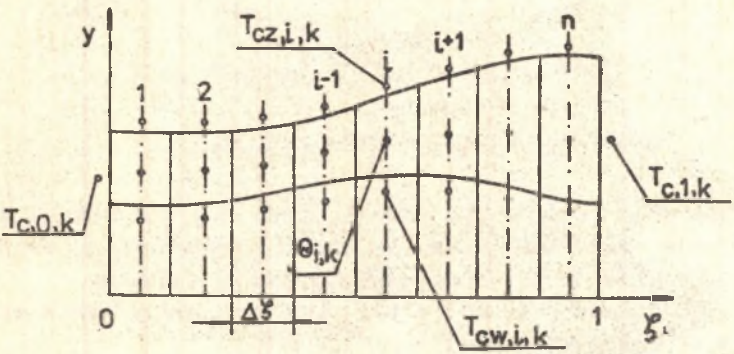
W chwili początkowej (t=0) temperatura w całej objętości elementu nie musi być wyrównana, tzn.:

$$\Theta(\xi,0) = \Theta_0(\xi) \tag{8.22}$$

8.3.3. Algorytm rozwiązania numerycznego

Zasadę tworzenia modelu różnicowego pokazano na rys. 8.2. Przeprowadzając dyskretyzację obszaru i określając funkcje zmiennej dyskretnej dla węzłów wewnętrznych i brzegowych wprowadzono następujące oznaczenia

$$\begin{aligned} \Theta_{i,k} &= \Theta(\xi_i, Fo_k) \\ \xi_i &= (i - \tfrac{1}{2})\Delta\xi \quad (i = 1,2,\ldots,n) \\ Fo_k &= k\,\Delta Fo \quad (k = 0,1,2,\ldots) \end{aligned} \tag{8.23}$$



Rys. 8.2. Różnicowy model geometryczny elementu

Podobnie aproksymowano funkcje $T_{c,w}$, T_{cz}, B_w, B_z oraz B_p. Przechodząc od różniczkowego zagadnienia brzegowego (8.17), (8.20), (8.21) i (8.22) do odpowiadającego mu zagadnienia różnicowego otrzymujemy prosty algorytm do wyznaczenia temperatur $\Theta_{i,k}$.

$\underline{i = 0}$

$$\Theta_{1,k+1} = \Theta_{1,k}\left[1 - \Delta Fo\left(B_{w,1,k} + B_{z,1,k} + Bi_{o,k}\frac{1}{\Delta\xi} + \frac{1}{\Delta\xi^2}\right)\right] +$$

$$+\frac{\Delta Fo}{\Delta\xi^2}\Theta_{2,k} + Bi_{o,k}\frac{\Delta Fo}{\Delta\xi}T_{c,o,k} +$$

$$+\Delta FoB_{w,1,k}T_{cw,1,k} + \Delta FoB_{z,1,k}T_{cz,1,k} \tag{8.24}$$

$\underline{i > 1}$

$$\Theta_{i,k+1} = \Theta_{i,k}\left[1 - \Delta Fo\left(B_{w,i,k} + B_{z,i,k} + \frac{2}{\Delta\xi^2}\right)\right] +$$

$$+\Delta Fo\left(\frac{1}{\Delta\xi^2} - \frac{B_{p,i}}{2\Delta\xi}\right)\Theta_{i-1,k} + \Delta Fo\left(\frac{1}{\Delta\xi^2} + \frac{B_{p,i}}{2\Delta\xi}\right)\Theta_{i+1,k} +$$

$$+\Delta FoB_{w,i,k}T_{cw,i,k} + \Delta FoB_{z,i,k}T_{cz,i,k} \tag{8.25}$$

$\underline{i = n}$

$$\Theta_{n,k+1} = \Theta_{r,k}\left[1 - \Delta Fo\left(B_{w,n,k} + B_{z,n,k} + Bi_{1,k}\frac{1}{\Delta\xi} + \frac{1}{\Delta\xi^2}\right)\right] +$$

$$+\frac{\Delta Fo}{\Delta\xi^2}\Theta_{n-1,k} + Bi_{1,k}\frac{\Delta Fo}{\Delta\xi}T_{c,1,k} +$$

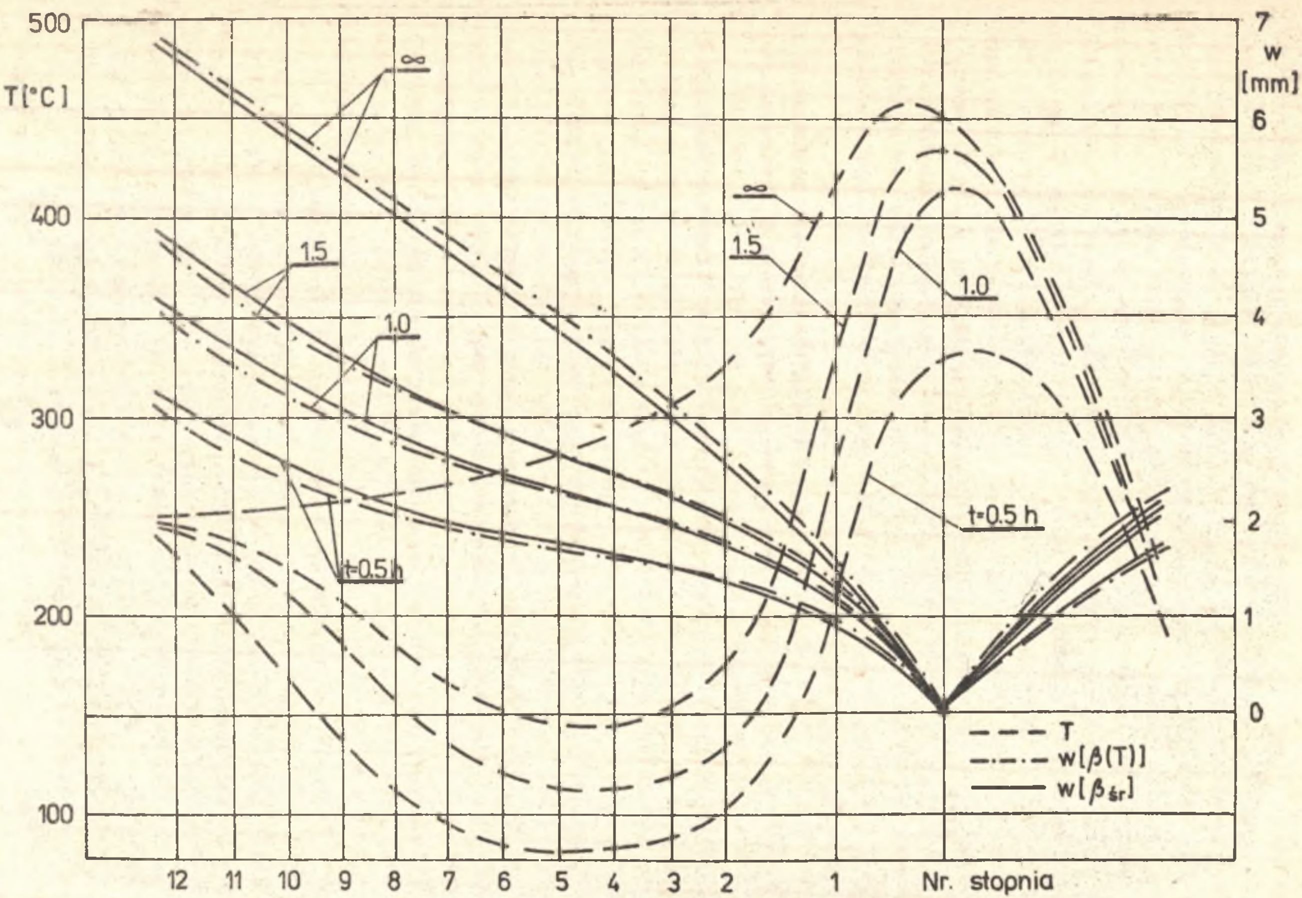
$$+\Delta FoB_{o,n,k}T_{cw,n,k} + \Delta FoB_{z,n,k}T_{cz,n,k} \tag{8.26}$$

Współczynniki przy $\Theta_{1,k}$, $\Theta_{i,k}$ oraz $\Theta_{n,k}$ nie mogą być ujemne. Z warunku tego można wyznaczyć maksymalny przedział czasowy ΔFo_{max}. Przyjęte do obliczeń większej wartości ΔFo daje rozwiązanie niestabilne.

Po wyznaczeniu średnich temperatur $\Theta_{i,k}$ można w prosty sposób wyznaczyć szukane wydłużenia (zależności (8.11) i (8.9)).

8.4. Analiza wydłużeń cieplnych turbiny po skokowej zmianie parametrów pary do wartości nominalnych

Analizujemy rozkłady temperatur w przekroju podłużnym turbiny oraz wydłużenia cieplne wirnika, kadłuba wewnętrznego i zewnętrznego turbiny 13UC100 w nieustalonych warunkach pracy po skokowej zmianie temperatury i strumienia masy pary do wartości nominalnych. Podobną analizę przy założeniu rzeczywistych warunków nagrzewania przeprowadzono w punkcie 7.9



Rys. 8.3. Rozkład temperatur i wydłużeń cieplnych kadłuba wewnętrznego

W obliczeniach wykorzystano wzory omówione w punkcie 8.3. Uwzględniono zależność współczynnika liniowej rozszerzalności cieplnej od temperatury.

W oparciu o otrzymane wyniki obliczeń nakreślono rozkłady średnich temperatur i wydłużeń cieplnych wzdłuż osi elementów. Rozkłady te wykreślono dla trzech momentów czasowych 0,5, 1,0 i 1,5 h oraz dla stanu ustalonego.

Rys. 8.3 ilustruje przebiegi czasowe średnich temperatur i wydłużeń cieplnych kadłuba wewnętrznego. Punkt stały zamocowania kadłuba wewnętrznego w kadłubie zewnętrznym położony jest w osi wlotu pary. W początkowym okresie nagrzewania kadłub wewnętrzny nagrzewa się bardzo wolno w części środkowej obejmującej stopnie 3, 4, 5 i 6. Ta część pozostaje "w tyle" za częścią wlotową i wylotową kadłuba, które nagrzewają się znacznie szybciej. Sytuacja ulega zmianie dopiero po dłuższym czasie nagrzewania. Stan ten związany jest z warunkami brzegowymi wymiany ciepła. W części środkowej kadłub wewnętrzny zaopatrzony jest w dodatkowe osłony,które utrudniają nagrzewanie w początkowym okresie. Ma to decydujący wpływ na wydłużenia cieplne kadłuba. Duże różnice temperatur w kierunku osiowym pogorszą również stan naprężenia w kadłubie.

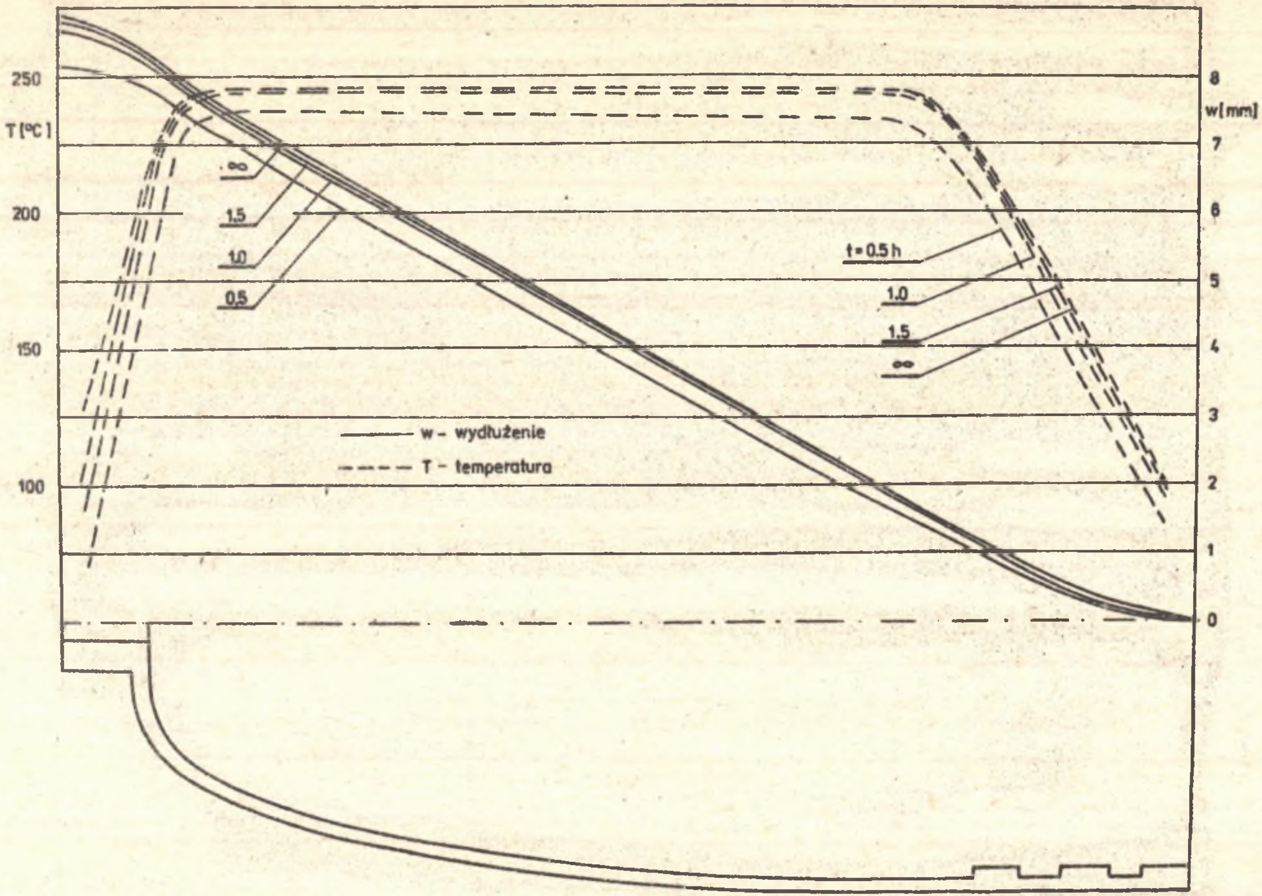
Na rys. 8.3 porównano wydłużenia cieplne kadłuba turbiny wyznaczone z uwzględnieniem i bez uwzględnienia zmienności współczynnika rozszerzalności cieplnej z temperaturą.

Rozkłady średnich temperatur i wydłużeń cieplnych kadłuba zewnętrznego przedstawiono na rys. 8.4. Przebiegi krzywych wskazują na szybkie nagrzewanie kadłuba. Dzieje się tak z uwagi na małą grubość ścianek kadłuba w stosunku np. do wirnika. Decydujący jednak wpływ na prędkość nagrzewania mają założone warunki wymiany ciepła. Powierzchnia zewnętrzna kadłuba jest izolowana. Przyjęto ze względu na brak danych, że jest to izolacja idealna i pominięto strumień ciepła przechodzący przez tę powierzchnię. Z drugiej strony założono skokową zmianę parametrów pary, dzięki czemu kadłub jest nagrzewany od samego początku czynnikiem o temperaturze nominalnej. Ma to również wpływ na przebiegi czasowe wydłużeń. Należy jednak podkreślić, że stan ustalony nie ulegnie zmianie. Podane rozkłady średnich temperatur i wydłużeń dla stanu ustalonego nie zależą od sposobu nagrzewania.

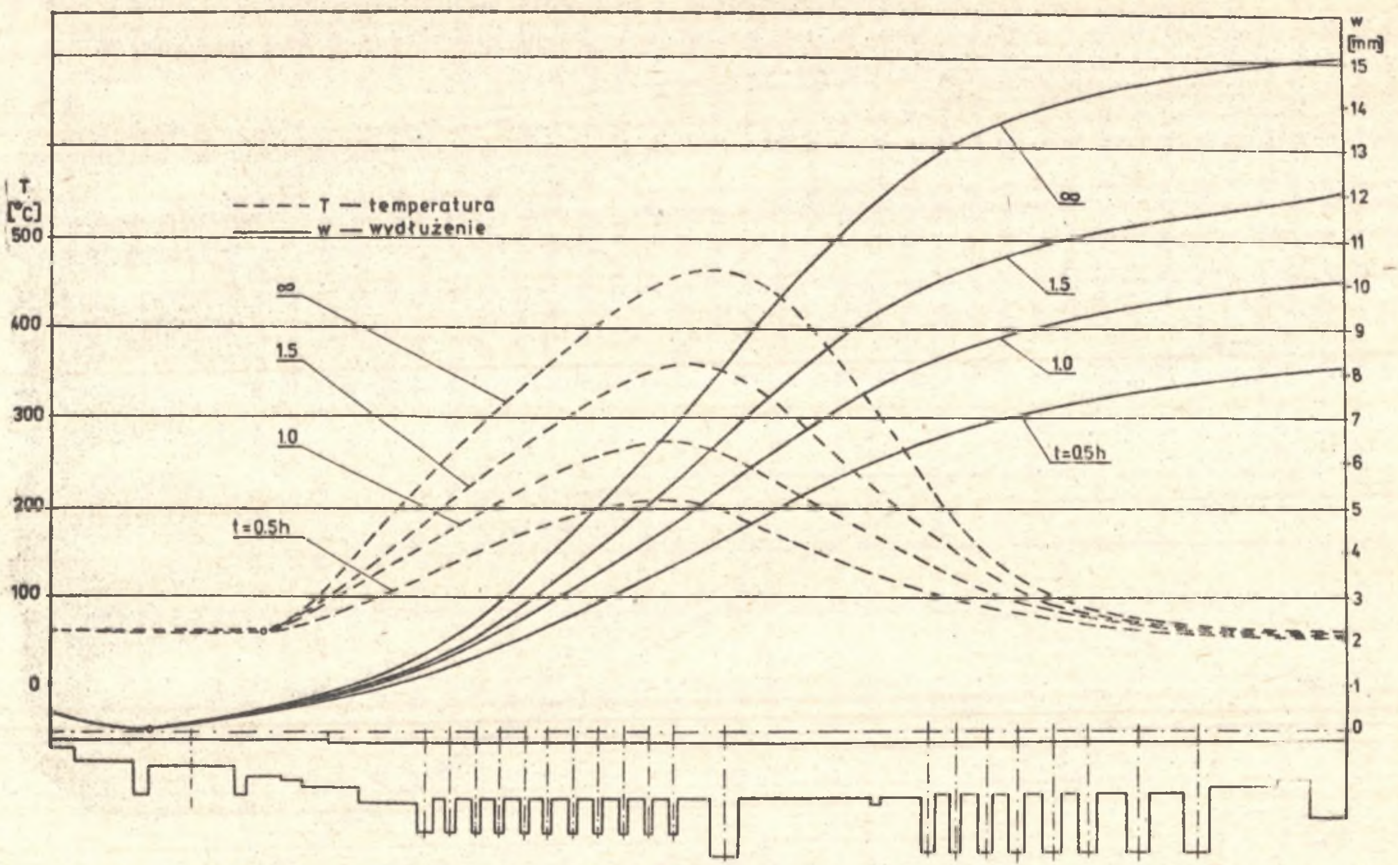
Rys. 8.5 przedstawia temperatury i wydłużenia cieplne wirnika.

Rezultaty obliczeń podane na rys. 8.3, 8.4 i 8.5 wykorzystano do opracowania przebiegów czasowych wydłużeń bezwzględnych turbiny (rys. 8.6) oraz wydłużeń względnych (rys. 8.7 i 8.8). Wyznaczono wydłużenia względne wirnika w stosunku do kadłuba wewnętrznego (rys. 8.7) oraz wydłużenie wirnika w stosunku do kadłuba zewnętrznego (rys. 8.8). Dla każdego przypadku podano wydłużenia względne dla stanu nieustalonego (czas nagrzewania 0,5, 1,0 i 1,5 h) oraz dla stanu ustalonego. Z przeprowadzonych badań oraz uzyskanych rezultatów wynikają następujące uwagi i wnioski:

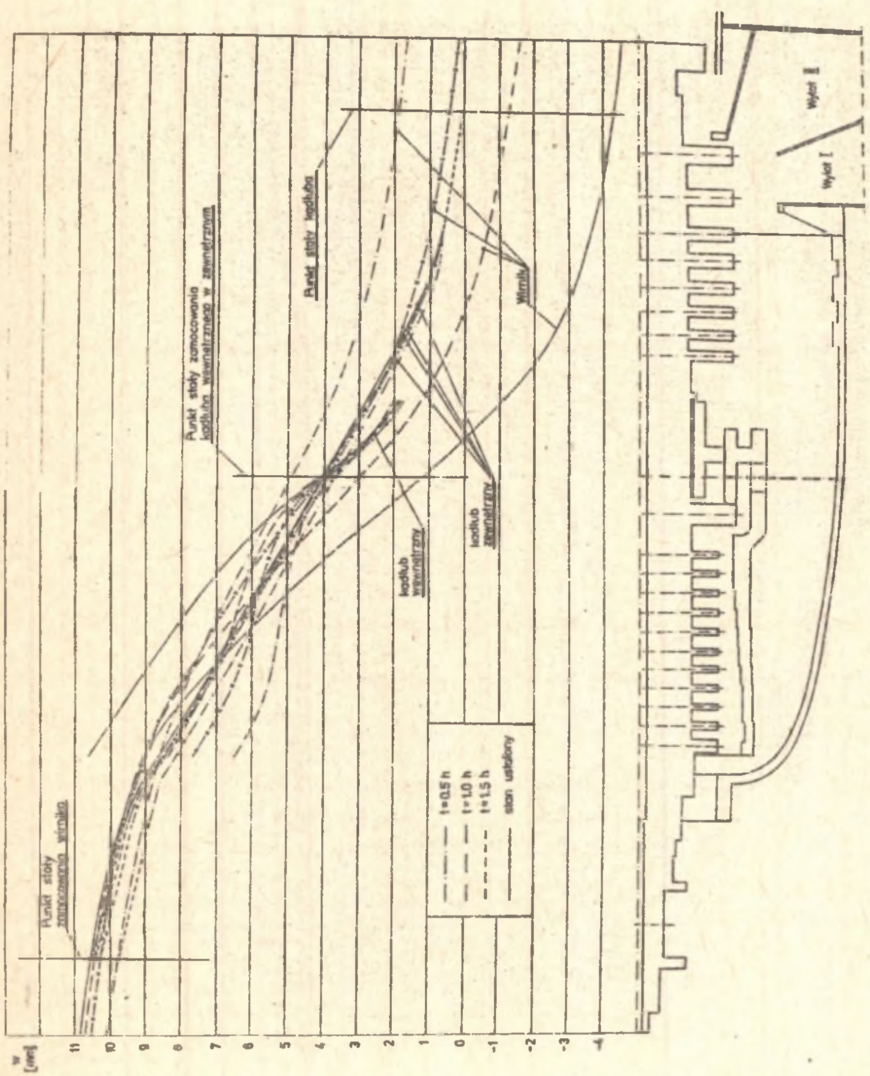
1. Kadłub wewnętrzny nagrzewa się bardzo nierównomiernie. W początkowym okresie nagrzewania temperatury w części środkowej kadłuba są znacznie niższe niż w części wlotowej i wylotowej. Spowodowane to jest obecnością dodatkowych osłon.



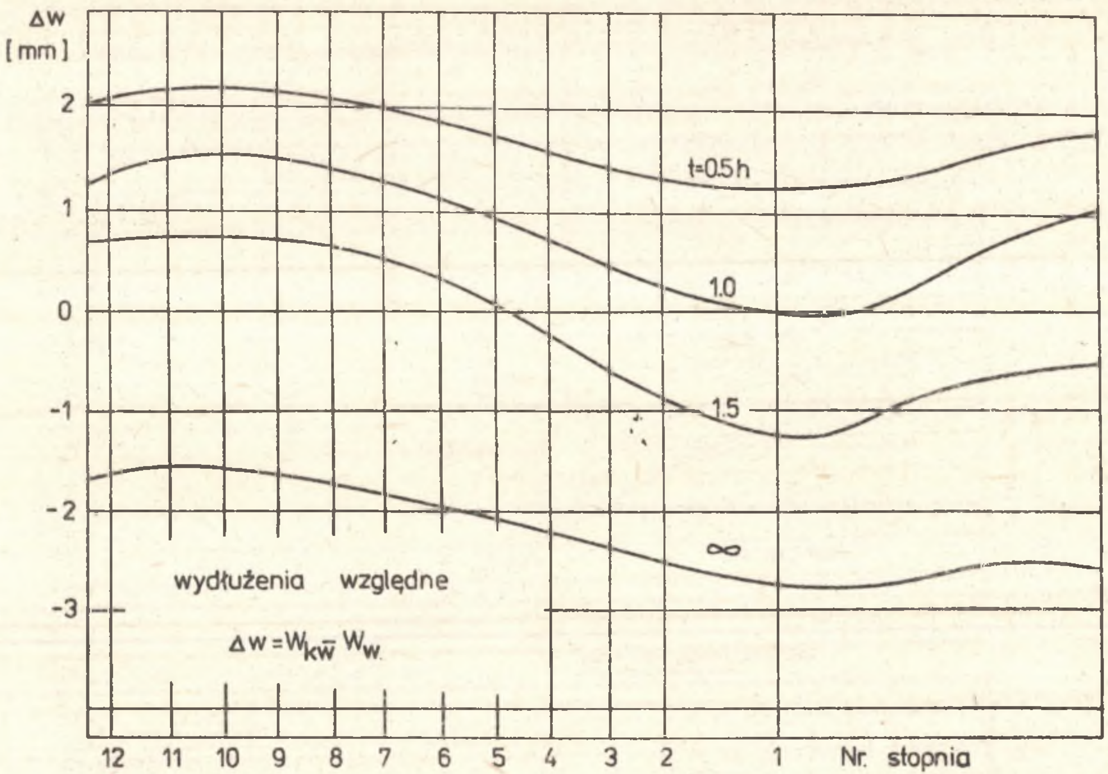
Rys. 8.4. Rozkład temperatur i wydłużeń cieplnych kadłuba zewnętrznego



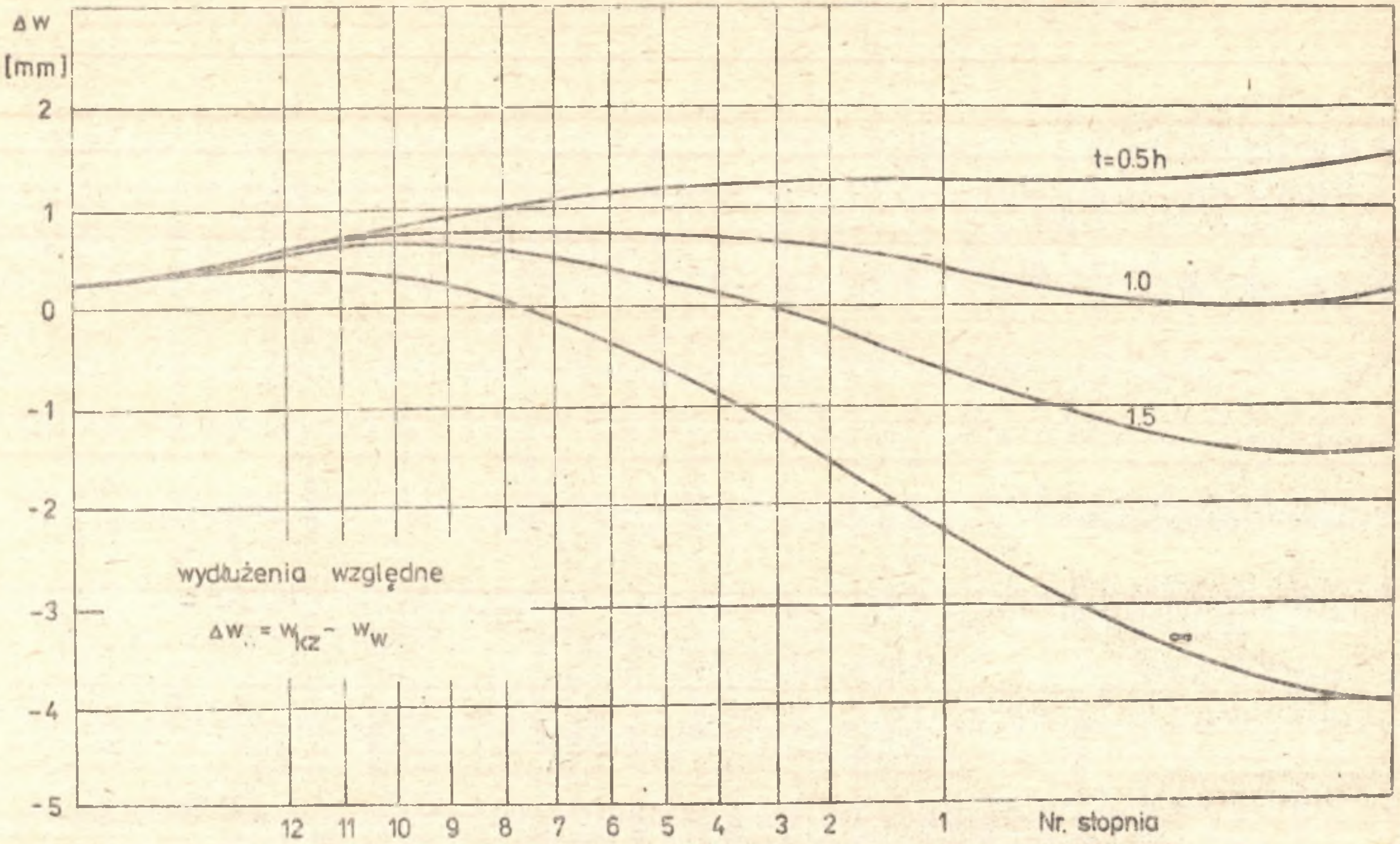
Rys. 8.5. Rozkład temperatur i wydłużeń cieplnych wirnika



Rys. 8.6. Wydłużenia bezwzględne turbiny



Rys. 8.7. Wydłużenia względne wirnik-kadłub wewnętrzny



Rys. 8.8. Wydłużenia względne wirnik-kadłub zewnętrzny

2. Należy przeanalizować wpływ osłon na stan termiczny kadłuba w różnych warunkach pracy. Osłony te w pewnych warunkach pracy utrudniają nagrzewanie i prowadzą do dużych różnic temperatur wzdłuż osi kadłuba.
3. Dla przyjętych warunków nagrzewania (skokowa zmiana parametrów pary) kadłub zewnętrzny nagrzewa się bardzo szybko. W związku z tym wydłużenia cieplne kadłuba ustalają się bardzo szybko w czasie.
4. Analizowano nieustalone wydłużenia cieplne w procesie nagrzewania turbiny. Wszystkie wyniki obliczeń, a więc wartości temperatur i wydłużeń cieplnych poszczególnych elementów, wydłużeń bezwzględnych i względnych dotyczą różnych okresów nagrzewania. W dostępnej literaturze analizuje się natomiast bardzo często tylko stany ustalone.
5. W nieustalonych stanach cieplnych wydłużenia poszczególnych elementów monotonicznie wzrastają w czasie. Wartości maksymalne wydłużeń występują dla stanu ustalonego, charakteryzującego się maksymalnymi temperaturami i są odpowiednio równe: kadłub wewnętrzny 7 mm, kadłub zewnętrzny 9 mm, wirnik 15 mm.
6. Zmieniają się również bardzo znacznie wydłużenia bezwzględne oraz wydłużenia względne. Wydłużenia względne w czasie nagrzewania zmieniają nie tylko wartości liczbowe ale i znak (8.7 i 8.8).
7. Wydłużenia względne wirnika w stosunku do kadłuba wewnętrznego zmieniają się w zależności od miejsca w czasie nagrzewania w granicach od 2,2 mm do -2,8 mm.
8. Wydłużenia względne wirnika w stosunku do kadłuba zewnętrznego ulegają większym zmianom w części wylotowej (od 1 mm do -4 mm).
9. Obliczenia dla stanów nieustalonych wykonano przy założeniu skokowej zmiany temperatury i strumienia masy pary do wartości nominalnej. Warunki rzeczywistego nagrzewania odbiegają od założonych. W rzeczywistości intensywność nagrzewania jest mniejsza i w związku z tym należy oczekiwać mniejszych wydłużeń dodatnich dla tych stanów. Uzyskane wyniki dają pogląd na maksymalnie niekorzystny stan wydłużeń.

8.5. Wpływ cech geometrycznych kadłuba i wirnika na przebiegi czasowe wydłużeń względnych

Wszystkie przeprowadzone dotychczas obliczenie dotyczyły tylko jednej turbiny, a więc zostały wykonane dla konkretnych wymiarów geometrycznych poszczególnych elementów.
Obecnie przeanalizujemy wpływ cech geometrycznych na kształtowanie się przebiegów czasowych wydłużeń względnych kadłub-wirnik.

8.5.1. Wydłużenia względne wirnik-kadłub zewnętrzny

Rozpatrzmy najpierw turbinę z kadłubem jednopowłokowym, którego powierzchnia zewnętrzna jest izolowana. W tym przypadku słuszne są następujące założenia:

- powierzchnię zewnętrzną wirnika oraz powierzchnię wewnętrzną kadłuba omywa ten sam strumień pary o temperaturze T_c,
- różna jest natomiast intensywność wymiany ciepła w obu elementach, scharakteryzowana odpowiednio współczynnikiem wnikania α_w dla wirnika i α_k dla kadłuba,
- temperatura początkowa elementów (wirnika i kadłuba) jest znaną funkcją współrzędnej osiowej z

$$T_{ow} = T_w(z,o) \quad \text{i} \quad T_{ok} = T_k(z,o) \tag{8.27}$$

W przypadku szczególnym

$$T_{ow} = T_{ok} = T_o = \text{const.} \tag{8.28}$$

Dla przyjętych założeń wydłużenia względne opisuje formuła

$$\Delta w = w_k - w_w = l(T_c - T_o)\left[\beta_k - \beta_w + \beta_w e^{B_w Fo} - \beta_k e^{B_k Fo}\right] \tag{8.29}$$

gdzie:

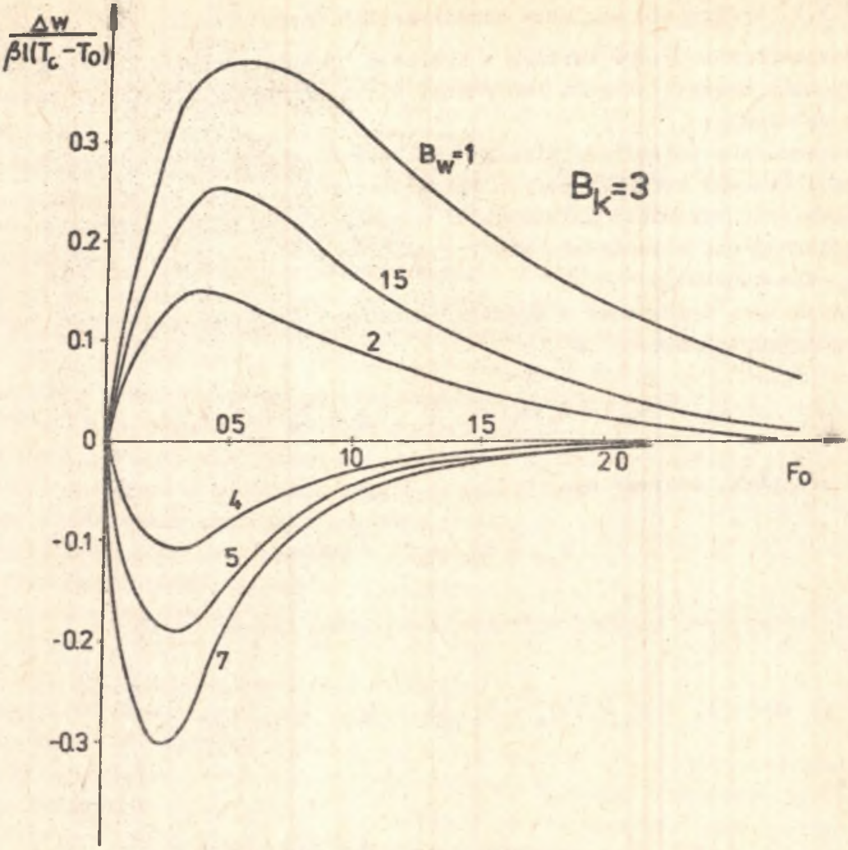
$$B_w = \frac{2r_{w,z}\alpha_w l_o^2}{\lambda_w^*(r_{w,z}^2 - r_{ww}^2)}; \quad B_k = \frac{2r_{kw}\alpha_k l_o^2}{\lambda_k^*(r_{kz}^2 - r_{kw}^2)} \tag{8.30}$$

W oparciu o formułę (8.29) wykreślono funkcję (dla $\beta_k = \beta_w = \beta$)

$$\frac{\Delta w}{\beta l(T_c - T_o)} = f(B_w, B_k, Fo) \tag{8.31}$$

dla $B_k = 3$ oraz kilku wartości B_w. Wykres ten przedstawiono na rys. 8.9. Z uzyskanych rezultatów wynika, że przebiegi czasowe wydłużeń względnych zależą od wartości B_w i B_k.

Jeżeli $B_w < B_k$, to $w_k > w_w$ i wydłużenia względne Δw przyjmują wartości dodatnie. Dla $B_w > B_k$ sytuacja jest odwrotna i wydłużenia względne Δw przyjmują wartości ujemne. Rzeczywistą wartość Δw można odczytać z rys. 8.9 dla konkretnych wymiarów geometrycznych wirnika i kadłuba.



Rys. 8.9. Zależność $\Delta w = f(B_w, B_k, Fo)$ dla $B_k = 3$

8.5.2. Wydłużenie względne wirnik-kadłub wewnętrzny

Rozpatrujemy obecnie turbinę z kadłubem dwupowłokowym. Przedmiotem analizy są wydłużenia względne wirnika w stosunku do kadłuba wewnętrznego. W tym przypadku słuszne pozostają następujące założenia:

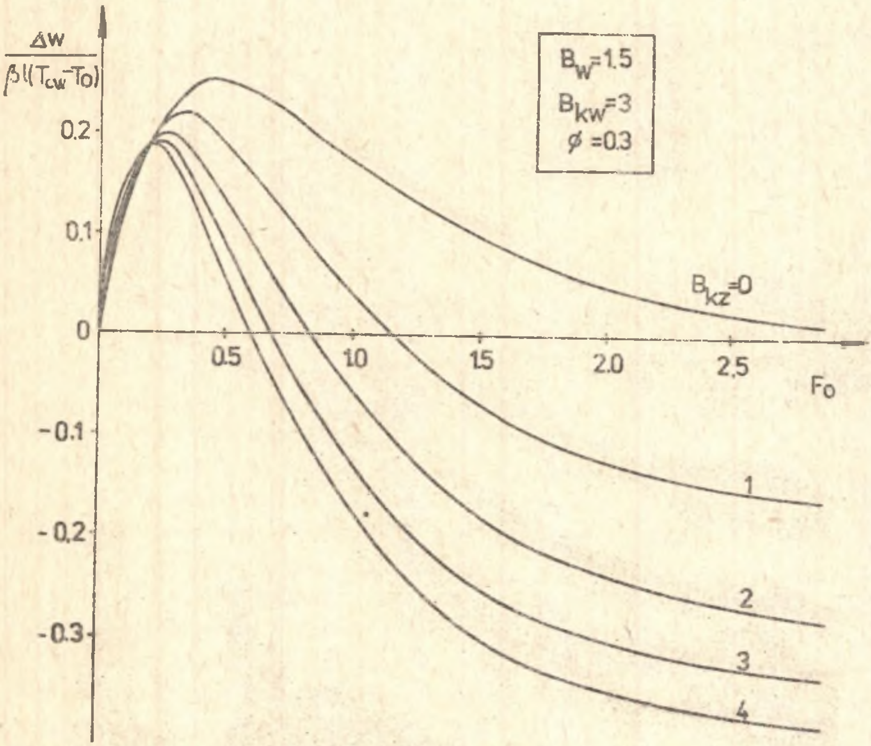
- powierzchnię zewnętrzną wirnika omywa para o temperaturze T_{cw}; intensywność wymiany ciepła opisuje współczynnik α_w,
- powierzchnię wewnętrzną kadłuba omywa para o temperaturze T_{cw}; intensywność wymiany ciepła opisuje współczynnik α_{kw},
- powierzchnię zewnętrzną kadłuba omywa para o temperaturze T_{cz} przy współczynniku wnikania α_{kz}.

Pozostają również słuszne założenia scharakteryzowane zależnościami (8.27) i (8.28).

Jeżeli $\beta_k = \beta_w = \beta$, to wydłużenia względne opisuje formuła

$$\Delta w = \beta l(T_{cw} - T_o)\left\{\frac{\frac{B_{kz}}{B_{kw}}(\Phi - 1)}{1 + \frac{B_{kz}}{B_{kw}}} + \right.$$

$$\left. - \frac{1 + \frac{B_{kz}}{B_{kw}}\Phi}{1 + \frac{B_{kz}}{B_{kw}}} \exp\left[- B_{kw}\left(1 + \frac{B_{kz}}{B_{kw}}\right)Fo\right] - \exp(-B_w Fo)\right\} \tag{8.32}$$



Rys. 8.10. Przebiegi czasowe wydłużeń względnych

gdzie:

$$\Phi = \frac{T_{cz} - T_o}{T_{cw} - T_o}$$

$$B_{ki} = \frac{2r_{ki}\alpha_{ki} l_o^2}{\lambda_k^{s}(r_{kz}^2 - r_{kw}^2)} \quad \text{dla} \quad (i = w, z)$$

W oparciu o zależności (8.32) wykreślono funkcję

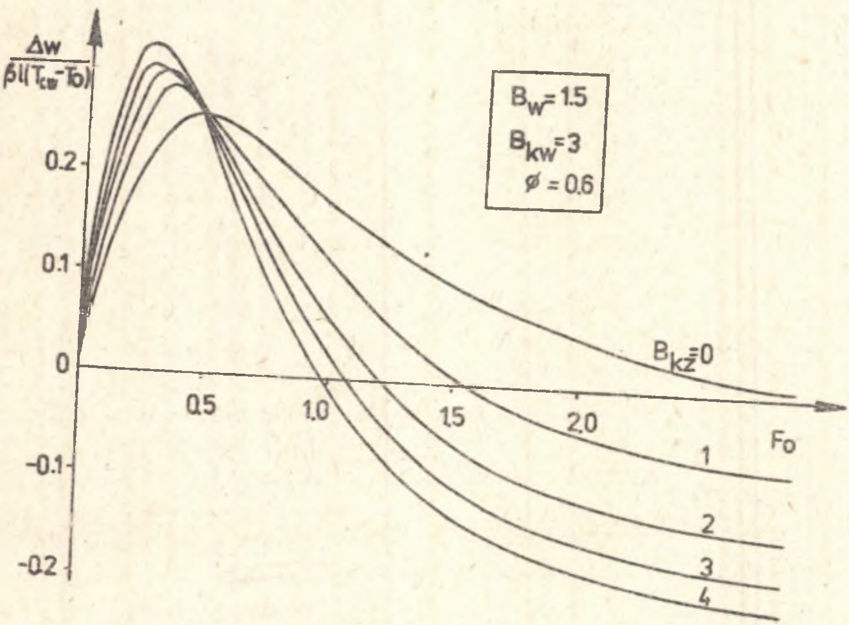
$$\frac{\Delta w}{\beta l(T_{cw} - T_o)} = f(B_w, B_{kw}, B_{kz}, \Phi, Fo) \tag{8.33}$$

Obliczenia szczegółowe wykonano dla

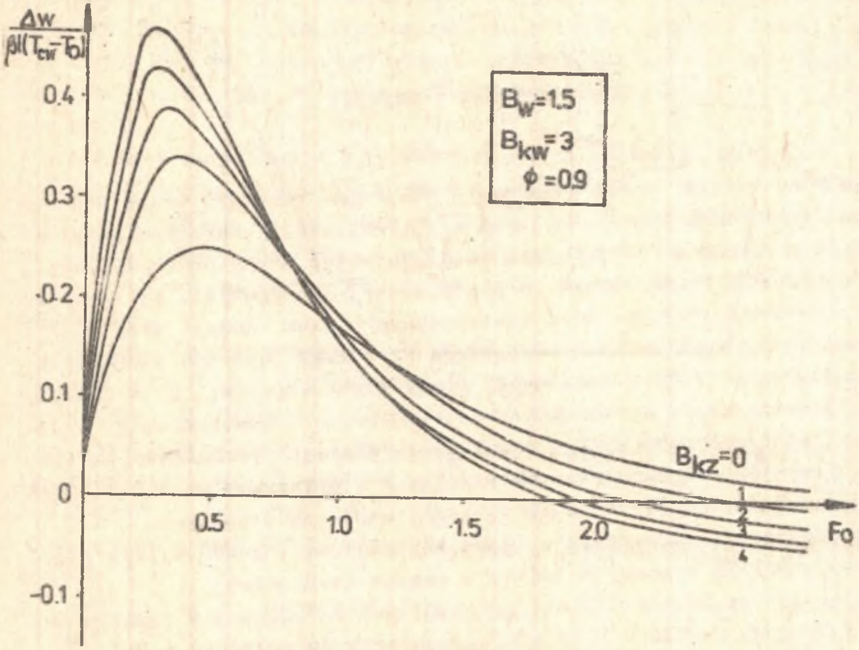
$B_w = 1,5$ $B_{kw} = 3$

$\Phi = 0,3;$ $0,6;$ $0,0$

$B_{kz} = 0, 1, 2, 3, 4$



Rys. 8.11. Przebiegi czasowe wydłużeń względnych



Rys. 8.12. Przebiegi czasowe wydłużeń względnych

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 8.10, 8.11 i 8.12.

Uzyskane rezultaty określają wpływ poszczególnych czynników na przebiegi czasowe wydłużeń względnych.

Wymiana ciepła na powierzchni zewnętrznej kadłuba powoduje w pierwszym etapie dodatkowe nagrzewanie kadłuba, w związku z czym jego średnia temperatura jest wyższa niż temperatura wirnika. Stąd wydłużenia cieplne są dodatnie. W miarę podnoszenia się temperatury kadłuba dodatkowe nagrzewanie na powierzchni zewnętrznej jest mniej intensywne. W końcowym etapie powierzchnia zewnętrzna oddaje ciepło. W porównaniu z temperaturą wirnika temperatura kadłuba jest mniejsza. Stąd wydłużenia względne są ujemne.

W każdym konkretnym przykładzie obliczeniowym, dla dowolnych danych liczbowych można w prosty sposób w oparciu o zależności (8.32) oszacować wartość dodatnich wydłużeń względnych dla pierwszego okresu nagrzewania oraz wartość ujemnych wydłużeń dla stanu ustalonego.

9. UWAGI KOŃCOWE I WNIOSKI

Podjęte w niniejszej pracy rozważania stanowią fragment badań nad zagadnieniem doboru cech konstrukcyjnych i optymalizacji warunków eksploatacji turbin parowych ze szczególnym uwzględnieniem pracy podszczytowej.

Jedną z cech charakterystycznych współczesnej energetyki są rosnące wymagania manewrowe stawiane nowo instalowanym blokom dużej mocy [66]. Wskutek dużej nierównomierności obciążenia krajowego systemu energetycznego zachodzi konieczność dwuzmianowej pracy turbozespołów, a w dalszej konsekwencji konieczność częstego ich zatrzymywania i uruchamiania. Przerywana eksploatacja turbin wymaga rozwiązania szeregu problemów związanych z pracą w nieustalonych stanach cieplnych i wytrzymałościowych. Czołowe miejsce zajmuje tu zagadnienie kontroli obciążeń cieplnych.

W pracy przedstawiono koncepcję ujednolicenia oraz nowego ujęcia algorytmów oceny obciążeń cieplnych turbin w czasie eksploatacji.

Analizując metodę kontroli obciążeń cieplnych na podstawie pomiaru temperatur w wybranych punktach elementu wprowadzono do rozważań model trójwymiarowy oraz uwzględniono możliwość wystąpienia odkształceń plastycznych. Z opracowanych dwóch wersji tej metody wersja pierwsza (punkt 4) wykazuje szereg zalet, jest bardziej ogólna i umożliwia kompleksową ocenę stanu cieplnego i wytrzymałościowego elementów. Pewnym utrudnieniem jest konieczność ciągłego modelowania tych stanów. Z tego względu wykorzystanie kryteriów (punkty 5.1-5.4) jest znacznie bardziej wygodne.

W pracy wprowadzono nowe pojęcia: zredukowanej różnicy temperatur oraz zredukowanego strumienia ciepła. Wielkości te pozwoliły na sformułowanie nowych kryteriów, które - zdaniem autora - lepiej charakteryzują dopuszczalne stany termiczne elementów.

Bardzo istotnym momentem w pracy jest sformułowanie i opracowanie kryteriów oceny nieustalonych obciążeń cieplnych. W prezentowanym ujęciu kryteria temperaturowe (dopuszczalne różnice temperatury, dopuszczalne strumienie ciepła) dla danej chwili czasu zależą od "historii" nagrzewania. Dopuszczalny stan termiczny w analizowanym momencie czasu zależy od rzeczywistego stanu termicznego w chwilach poprzednich.

Z porównania przebiegów $\dot{q}_{dop}$ dla stanu nieustalonego i quasi-ustalonego (rys. 5.8) wynika, że w pierwszym okresie nagrzewania do elementu można doprowadzić więcej ciepła, niżby wynikało to z analizy stanu quasi-ustalonego. Prowadzi to do skrócenia czasu nagrzewania.

Rozszerzeniem kryteriów temperaturowych jest metoda oceny obciążeń cieplnych na podstawie pomiaru odkształceń i temperatur w punktach charakterystycznych (rozdział 5). Przyjęcie do rozważań nowych warunków brzegowych w postaci znanych odkształceń (a nie obciążeń powierzchniowych) lepiej określa warunki współpracy poszczególnych elementów oraz ograniczenia możliwości swobodnego wydłużania. Postać końcowa opracowanych kryteriów jest bardzo prosta i nie nastręcza większych trudności w praktycznym stosowaniu.

Częściowa weryfikacja opracowanych metod kontroli obciążeń cieplnych wykazała ich praktyczną przydatność (rozdział 6). Podany przykład obliczeniowy (punkt 6.2) wskazuje, że modelowanie pól temperatur i naprężeń na podstawie pomiaru odkształceń i temperatur daje wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistości w porównaniu z modelowaniem na podstawie pomiaru temperatur.

Przedstawiona w pracy metoda symulacji procesu nagrzewania pozwala wyznaczyć przybliżone charakterystyki rozruchowe turbiny już na etapie projektowania. Sformułowanie zagadnienia jest bardzo ogólne. Przyjęta modułowa struktura algorytmu rozwiązania (rys. 7.2) zezwala na dalsze uściślenie pewnych jego fragmentów. Aktualnie prowadzone badania w tym zakresie dotyczą modelowania rozkładu parametrów pary w układzie przepływowym oraz warunków wymiany ciepła i są prowadzone w ramach dwóch prac naukowo-badawczych:

1. Analityczne i doświadczalne badania warunków wymiany ciepła w turbinach.
2. Badania warunków pracy części SP i NP turbin parowych przy biegu luzem i małych obciążeniach.

Szereg rezultatów uzyskano w zakresie modelowania wydłużeń cieplnych. Przeanalizowano wpływ cech geometrycznych kadłuba i wirnika na przebiegi czasowe wydłużeń względnych. Określono najbardziej niekorzystny stan wydłużeń względnych w turbinie. W miejsce stosowanej powszechnie prostej zależności (7.39) przyjęto model bardziej ogólny ((8.3)-(8.11)), uwzględniający przestrzenny charakter pola temperatur. W metodzie uproszczonej (punkt 8.3) przyjęto symetrię kształtu względem dwóch prostopadłych osi. Uwzględniono obecność kołnierzy, które z uwagi na dużą masę ograniczają prędkość nagrzewania kadłuba, a tym samym - jego wydłużenia.

Rozważania szczegółowe prowadzone w niniejszej pracy dotyczą głównie turbiny 13UC100 produkcji ZAMECH-u. Wynika to ze współpracy Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych z Zakładami Mechanicznymi w Elblągu.

W zakresie omawianej tematyki wiele zagadnień wymaga prowadzenia dalszych badań. W ostatnim czasie wiele miejsca poświęca się procesowi małocyklicznego zmęczenia materiału [7, 16, 66, 67].

Istotnym problemem jest również kontrola obciążeń cieplnych wirników, które w wielu wypadkach stanowią element najbardziej obciążony [68]. Konieczność wyznaczania wirującego pola temperatur w warunkach ruchowych lub też oceny naprężeń termicznych zmusza do zastosowania oceny pośredniej. Opiera się ona na modelowaniu warunków cieplnych w wirniku za pomocą wprowadzonego lub dołączonego równolegle modelu fizycznego lub analogowego. Na tym tle wiele zalet wykazuje również numeryczna symulacja procesu nagrzewania wirników na podstawie pomiaru temperatury pary (metoda IV w tablicy 4.1). Badania w tym kierunku są aktualnie prowadzone na zlecenie Zakładów Energetycznych Okręgu Południowego w Katowicach.

LITERATURA

[1] Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników turbinowych. WKiŁ, Warszawa 1974.

[2] Kosman G.: Modele obciążeń cieplnych w zagadnieniach syntezy turbin parowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 60, 1977.

[3] Kosman G.: Kryteria oceny obciążeń cieplnych turbin parowych w warunkach eksploatacji. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN z. 75, 1978.

[4] Hohn A.: Dampfturbinen im Anfahrbetrieb. BBC - Mitteilungen nr 6, 1975.

[5] Sindelar R.: Regelung des Niveaus der Wärmebeanspruchung des Metalls der Dampfturbine beim Anfahren und bei Belastungsänderungen. Skoda Revue, nr 4, 1972.

[6] Hohn A.: Rotoren grosser Dampfturbinen. Brennstoff-Wärme-Kraft, nr 9, 1973.

[7] Chow C.L.: Thermal stress and fatigue analysis in turbine retors. Trans ASME ser. A, nr 1, 1971.

[8] Marik J., Vanek Z.: Temperature field of steam turbines under nonstationary temperature conditions and universal loading start. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output, Plzeń, 1975.

[9] Charakterystyki rozruchowe turbiny 13K215, praca ZAMECH-u 8089120, Elbląg 1971.

[10] Chmielniak T., Kosman G., Barysz M.: Wpływ zmiany parametrów i strumienia masy pary na powstanie odkształceń plastycznych w kadłubie turbiny 13K215. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1975.

[11] Chmielniak T., Kosman G., Prysok E.: Katalog współczynników wnikania ciepła w elementach turbin parowych. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1974

[12] Kosman G.: Numerical solution of a task of optimization of turbine starting depending on admissible stresses. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output, Plzeń, 1975.

[13] Sulek M.: Die Festigkeit rotierender Scheiben. Škoda Revue, nr 4, 1972.

[14] Salm M., Endres W.: Anfahren und Laständerungen von Dampfturbinen. BBC - Mitteilungen nr 7/8, 1958.

[15] Berry W.R., Johnson J.: Prevention of cyclic thermal Stress cracking in steam turbine rotors. Trans. ASME, Ser A., nr 3, 1964.

[16] Krawet A.: Opracowanie praktycznych metod określenia stanu naprężeń w wytypowanych elementach bloku energetycznego - metody analityczne. Praca naukowo-badawcza ZPBE "Energopomiar", Gliwice 1975.

[17] Peter M.: Die Dampfturbinenregelung in der Kraftwerksautomatick, Teil II, Energie 1968, 20, nr 3.

[18] Chmielniak T., Kosman G., Werbowski T.: Ocena nośności granicznej wirników wentylatorów promieniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 47, 1973.

[19] Kosman G., Wajsprych A.: Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 56, 1976.

[20] Kosman G.: Stan naprężenia w kadłubach wysokoprężnych turbin cieplnych w zmiennych warunkach pracy. Praca doktorska, Gliwice 1973.

[21] Pahl G., Reitze W., Salm M.: Überwachungseinrichtung für zulässige Temperaturänderungen bei Dampfturbinen. Brown Boveri Mitteilungen, 51, nr 3, 1964.

[22] Biedrinskij A.A.: Rasczoty udlinienij w turbinie PWK-200-1. Eniergomaszinostrojenije nr 6, 1966.

[23] Orłowski Z.: Wydłużenia względne turbiny typu 13K215 podczas rozruchu. "Energetyka" nr 3, 1976.

[24] Bogatyrenko K.I., Ilczenko O.T., Prokofiew W.E.: Opriedielenije na AMM udlinienij i wzaimnych pieriemieszczenij rotora i korpusa parowoj turbiny, Eniergieticzeskoje maszinostrojenije, wypusk 13, 1972.

[25] Kosman G., Chmielniak T.: Zastosowanie uogólnionego jednowymiarowego modelu nagrzewania turbin do wyboru optymalnych warunków rozruchu. Sympozjon PTMTS "Optymalizacja w mechanice" Gliwice-Wisła 1974.

[26] Płotkin E.R., Trubiłow A.A.: K woprosu a puskie parowych turbin parom nominalnych i skolzjaszczich paramietrow. Tiepłoeniergietika nr 9, 1963.

[27] Marik J.: Dampfturbinengehäuse und ihre Wärmespannungen. Skoda Revue nr 1, 1971.

[28] Grzegorzewski W.: Metoda określenia naprężeń cieplnych i dopuszczalnych różnic temperatur w elementach turbin parowych. Prace ITC, Zeszyt 40, Łódź 1970.

[29] Bespałyj I.T., Chachin W.I.: Kriterii optimalnogo rieżima puska parowoj turbiny. Eniergomaszinostrojenije, nr 8, 1966.

[30] Endres W.: Wärmespannungen beim Aufheizen dickwandiger Hohlzylinder. Brown Boveri Mitteilungen, 45, nr 1, 1958.

[31] Pawłowski G.J., Szewielew A.A.: O rasczotie rieżima nagriewanija korpusa parowoj turbiny pri puskie. Eniergieticzeskoje maszinostrojenije. Wyp. 3, 1966.

[32] Gorelik A.H., Duel M.A.: Pribliżennyje urawnienija progriewa turboustanowok. Tiepłoeniergietika nr 2, 1968.

[33] Chmielniak T., Kosman G.: Investigation of turbine heating from the viewpoint of automatic starting control. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN z. 70-72. 1976.

[34] Lejzerowicz A.Sz.: Uprawlenije puskom turbiny tipa K-800-240 po tiermonapriażennomu sostojaniju rotorow. Tiepłoeniergietika nr 8, 1975.

[35] Czechowicz Z., Łysiak R., Pietraszek A.: Model turbozespołu TK 120 do opracowania koncepcji i sprawdzenia automatu rozruchowego. Energetyka nr 4, 1973.

[36] Pahl G.: Zulässige Last und Temperaturänderungen bei Dampfturbinen. BWK, Bd 9, nr 11 1957.

[37] Lejzerowicz A.Sz.: Dopustimyje izmienienija rieżima progriewa stienki korpusa parowoj turbiny. Tiepłoeniergietika nr 6, 1966.

[38] Lejzerowicz A.Sz.: Postrojenije algoritma nagrużenija turbiny K-200-130 c pomoszczju UWM. Tiepłoeniergietika.

[39] Fischer A., Werner F.: Sollwertführungseinrichtungen für Blockleistung Dampferzeuger und Turbinenleistung in Dampfkraftwerken. Siemens-Zeitschrift 1968, 42, nr 9.

[40] Lisicki A., Zalewicz J.: Automatyczne sterowanie obciążeniem turbozespołu. Prace Instytutu Techniki Cieplnej, z. 57, 1974.

[41] Chmielniak T., Kosman G., Barysz M., Łukowicz H.: Analiza czynników wpływających na stan cieplny elementów turbin. Praca naukowo-badawcza. Etap I i II, Gliwice 1977.

[42] Kosman G.: Wpływ cech konstrukcyjnych na stan cieplny elementów turbin przy stałym obciążeniu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s. Energetyka z. 63, 1977.

[43] Tuliszka E.: Turbiny cieplne. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe. WNT, Warszawa 1973.

[44] Samojłowicz G.S., Trojanowski B.M.: Pieremiennyj reżim raboty parowych turbin. Gosudarstwiennoje Eniergieticzeskoje Izdatielstwo, Moskwa 1955.

[45] Kosman G.: Analiza temperatur i naprężeń termicznych w grubościennych elementach turbin cieplnych. Archiwum Energetyki, nr 3, 1975.

[46] Kosman G.: Nieustalone pola temperatur w powłoce o dowolnym przekroju poprzecznym i podłużnym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 45, 1973.

[47] Kutarba K., Chmielniak T., Kosman G.: Badania nieustalonych pól temperatur w złożonych elementach maszyn. Archiwum Budowy Maszyn. T. XVIII, z. 3, 1971.

[48] Chmielniak T., Kosman G.: The investigations of the heat transfer coefficient in turbine elements. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output.

[49] Kosman G.: Analiza warunków pracy kadłubów turbin cieplnych przy zmiennym obciążeniu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 47, 1973.

[50] Kosman G.: Przybliżona metoda wyznaczania stanu naprężenia w kadłubach turbin cieplnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 34, 1970.

[51] Kosman G.: Numeryczne modelowanie pola naprężeń i odkształceń w złożonych elementach maszyn cieplnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 53, 1975.

[52] Kosman G.: Analiza warunków nagrzewania turbin cieplnych w czasie rozruchu. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1973.

[53] Linnemann H.: Temperaturüberwachung von Dampfturbinen. BBC nr 5, 1968.

[54] Chmielniak T., Kosman G.: Wyznaczenie temperaturowych kryteriów rozruchu turbiny 9UK75-O. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1974.

[55] Chmielniak T., Kosman G., Barysz M.: Optymalizacja przebiegu czasowego strumienia pary w turbinie ciepłowniczej. Praca naukowo-badawcza. Etap I, II i III, Gliwice 1976.

[56] Latuszkiewicz W.: Badania rozkładu temperatur w kadłubie turbiny 13K215 w różnych warunkach eksploatacji, Praca ITC, Łódź 1973.

[57] Kosman G.: Modelowanie i ocena obciążeń cieplnych turbin parowych w warunkach eksploatacji. Praca naukowo-badawcza. Problem MR-I-26, Etap I i II, Gliwice 1977.

[58] Progorowskij N.I. i inni: Mietod issledowanija naprażenij w korpusie parowoj turbiny w ekspłuatacjonnych usłowijach. Maszinowiedienije, nr 4, 1972.

[59] Meiners K.: Automatisches Anfahren von Dampfturbinen. Escher Wyss Mitteilungen, nr 2, 1967.

[60] Instrukcja obsługi turbiny 13K215, praca ZAMECH-u 8074188 Elbląg 1971.

[61] Sujetin O.N. i inni: O reszenii na AMM zadaczi optimalnogo uprawlenija nagriewom tieła pri ograniczenijach na gradient tiempieratury. Eniergieticzeskoje maszinostrojenije, wyp. 12, 1971.

[62] Obliczenia termodynamiczne regulacji turbiny ciepłowniczej 13UC100. Praca ZAMECH-u 9226150, Elbląg 1975.

[63] Chmielniak T.: Zastępcze współczynniki wnikania dla wirnika turbiny akcyjnej. ZNPS Energetyka z. 60, 1977.

[64] Soom R.: Brown Boveri Dampfturbinen, BBC-Mitteilungen nr 2, 1976.

[65] Szołtysek J.: Wydłużenia cieplne turbiny. Magisterska praca dyplomowa wykonana w Zespole Cieplnych Maszyn Wirnikowych. Gliwice 1978.

[66] Perycz S.: Niektóre problemy rozwoju turbin parowych wielkiej mocy. Zeszyty Naukowe Pol.Śl. "Energetyka" z. 66, 1978.

[67] Timo D.P.: Designing turbine components for low cycle fatigue Internat. Conf. Thermal Stresses and Thermal Fatigue, Berkeley 1969.

[68] Sindelar R.: One of the possible alternatives in indirect operational evaluation of stresses in a turbine rotor. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych, z. 70-72, 1976.

Z A Ł Ą C Z N I K I

Załącznik nr 1

Opis bloku modelowania procesu nagrzewania grubościennych elementów turbin

Wariant I ($c_{śr}$, $\varrho_{śr}$, $\lambda^*_{śr}$)

N-te przybliżenie pola temperatur w badanym elemencie można opisać formułą [45]

$$T_n(\bar{x},t) = V_o(\bar{x},t) + \sum_{i=1}^{n} A_i(t)V_i(\bar{x}) \tag{Z.1}$$

gdzie:

V_i - funkcje liniowe niezależne przedstawiające układ zupełny, przy czym V_o spełnia niejednorodne warunki (4.3), a V_i $(i \geqslant 1)$ warunki jednorodne.

Funkcje $A_i(t)$ określa wyrażenie

$$A_i(t) = \sum_{j=1}^{n} \left[-b^*_{ij}\; b''_{oj}(t) + \sum_{\vartheta=1}^{n} \left(\frac{d|B|}{ds}\right)^{-1} \Bigg|_{s=s_\vartheta} \Bigg\{ c_j B_{ij}(s_\vartheta) e^{s_\vartheta t} + \right.$$

$$\left. - \int_0^t \left[B_{ij}(s_\vartheta) b'_{oj}(\tau) + B^*_{ij}(s_\vartheta) b''_{oj}(\tau) \right] e^{s_\vartheta (t-\tau)} d\tau \Bigg\} \right] \tag{Z.2}$$

gdzie:

B_{ij} - dopełnienie algebraiczne elementu b_{ij} macierzy [B],

s_ϑ - pojedyncze miejsca zerowe wyznacznika B.

Elementy b_{ij} $(i,j = 1,2,\ldots,n)$ macierzy [B] oraz funkcje $b_{oj}(t)$ są określone następująco:

$$b_{ij} = b'_{ij} + s b''_{ij} = \frac{\lambda^*}{c\varrho} \int_V \left(\sum_l \frac{\partial V_i}{\partial x_l} \frac{\partial V_j}{\partial x_l} \right) dV + s \int_V V_i V_j dV \tag{Z.3}$$

Stałe c_j są równe

$$c_j = \int_V T_o V_j dV \tag{Z.4}$$

Funkcje współrzędne V_i najprościej przyjąć w postaci:
- dla $i = 0$

$$V_o(\bar{x},t) = T_a(x_1,x_2,t) + \frac{x_3 - f_a(x_1,x_2)}{f_b(x_1,x_2) - f_a(x_1,x_2)}\left[T_b(x_1,x_2,t) - T_a(x_1,x_2,t)\right] \tag{Z.5}$$

- dla $i \geqslant 1$

$$V_i(\bar{x}) = x_3^i\left[f_a(x_1,x_2) - x_3\right]\left[f_b(x_1,x_2) - x_3\right] \tag{Z.6}$$

<u>Wariant II (c(T), ρ(T), λ*(T)</u>

Obszar ograniczony powierzchniami A_a i A_b dzielimy na podobszary za pomocą siatki dowolnej, dostosowanej do kształtu zewnętrznej powierzchni ciała (rys. 4.2). Temperatury wyznaczane będą w punktach położonych na przecięciu płaszczyzn podziału. Z bilansu energii elementu przestrzennego otaczającego punkt obliczeniowy otrzymuje się formułę opisującą temperaturę w czasie $t + \Delta t$ na podstawie wartości temperatur w czasie t

$$T_{t+\Delta t} = BT + \sum_m B_{m\pm\Delta m} T_{m\pm\Delta m}, \quad (m = \xi, \eta, \zeta) \tag{Z.7}$$

gdzie:

T, $T_{t+\Delta t}$ - temperatury w rozpatrywanym punkcie obliczeniowym w czasie t i $t + \Delta t$,

$T_{m\pm\Delta m}$ - temperatury w sąsiednich punktach obliczeniowych w czasie t,

$$B = 1 - \sum_m B_{m\pm\Delta m},$$

$$B_{m\pm\Delta m} = \frac{\lambda^*(T)\Delta t\ A_{m\pm\Delta m}}{c(T)\rho(T)\Delta V \Delta l_m} \tag{Z.8}$$

Wielkość kroku czasowego Δt musi być mniejsza od wartości maksymalnie dopuszczalnej, którą wyznaczyć można z warunku

$$B = 0 \tag{Z.9}$$

Jeżeli podziału na elementarne wielościany dokonuje się za pomocą płaszczyzn ortogonalnego układu współrzędnych krzywoliniowych ξ, η, ζ o współczynnikach Lamego H_ξ, H_η, H_ζ, to np. pierwsza z zależności (Z.8) przyjmuje postać

$$\bar{a}_{\xi \pm \Delta\xi} = \frac{\lambda^{*}(T)\Delta t}{c(T)\rho(T)} \frac{H_\eta(\xi \pm \frac{\Delta\xi}{2})H_\zeta(\xi \pm \frac{\Delta\xi}{2})}{H_\xi^2 \, H_\eta \, H_\zeta \, \Delta\xi^2} \tag{Z.10}$$

Załącznik nr 2

Opis bloku modelowania pola przemieszczeń i naprężeń w elementach turbin

Wariant I ($\mu_{śr}$, $\lambda_{śr}$, $\gamma_{śr}$)

N-te przybliżenie pola przemieszczeń w badanym elemencie można przedstawić w postaci [49]:

$$\vec{u}_n(\vec{x}) = \vec{Y}_o(\vec{x}) + \sum_{k=1}^{n} d_k \vec{Y}_k(\vec{x}) \tag{Z.11}$$

gdzie:

$\vec{Y}_k(\vec{x})$ - funkcje wektorowe liniowo niezależne, przedstawiające układ zupełny i spełniające warunki (4.18) i (4.19).

Stałe d_k są rozwiązaniem układu równań

$$\sum_{k=1}^{n} g_{kl} d_k = h_l \quad (l = 1,2,\ldots,n) \tag{Z.12}$$

gdzie:

$$g_{kl} = \int \left[\frac{\mu}{2} \sum_{i,j} \left(\frac{\partial Y_{li}}{\partial x_j} + \frac{\partial Y_{lj}}{\partial x_i}\right)\left(\frac{\partial Y_{ki}}{\partial x_j} + \frac{\partial Y_{kj}}{\partial x_i}\right) + \lambda \sum_i \frac{\partial Y_{li}}{\partial x_i} \sum_i \frac{\partial Y_{ki}}{\partial x_i} \right] dV$$

$$h_l = (\gamma T - p) \int_A \sum_i Y_{li} \cos(n, x_i) dA - \gamma \int \sum_i Y_{li} \frac{\partial T}{\partial x_i} dV - g_{ol} \tag{Z.13}$$

$$(i = 1,2,3)$$

Warunek (4.19) jest pobocznym warunkiem brzegowym badanego zagadnienia. W związku z tym rozwiązania (Z.11) można szukać w szerszym zbiorze funkcji $\overline{Y_k}$ spełniających tylko zasadniczy warunek brzegowy (4.18).

Składowe stanu naprężenia można wyznaczyć z uogólnionego prawa Hooke'a. Po uwzględnieniu (Z.11) mamy

$$\sigma_{ijn} = \sigma_{ijo} + \sum_{k=1}^{n} d_k \sigma_{ijk} - \gamma T \delta_{ij} \qquad (i,j = 1,2,3) \qquad (Z.14)$$

gdzie:

$$\sigma_{ijk} = \mu\left(\frac{\partial Y_{ki}}{\partial x_j} + \frac{\partial Y_{ki}}{\partial x_i}\right) + \lambda \delta_{ij} \sum_i \frac{\partial Y_{ki}}{\partial x_i} \qquad (k = 0,1,2,\ldots n).$$

Wariant II ($\mu = \mu(T)$. $\lambda = \lambda(T)$. $\gamma = \gamma(T)$)

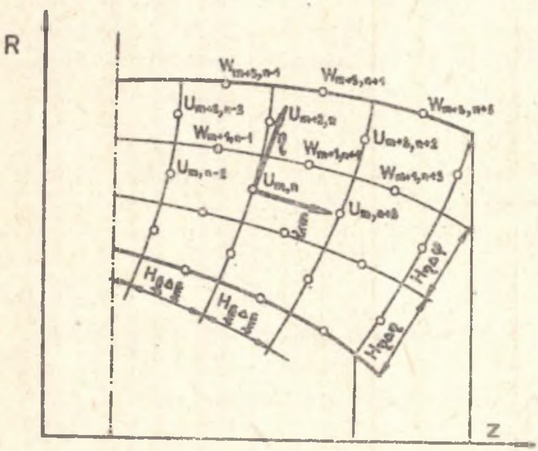
Badany element podzielić należy na podobszary za pomocą współrzędnych krzywoliniowych o powierzchniach odpowiadających kształtom bryły. Np. element turbiny w kształcie powłoki obrotowej (rys. Z.1) dzielimy na elementarne wielościany za pomocą:

- płaszczyzn południkowych przechodzących przez oś powłoki φ = const,
- powierzchni ξ = const oraz η = const.

$$\xi_m = \xi_o + \Delta m \xi$$

$$\eta_m = \eta_o + \Delta n \Delta \eta$$

$$(m,n = 0,\ \pm 1,\ \pm 2,\ \ldots)$$

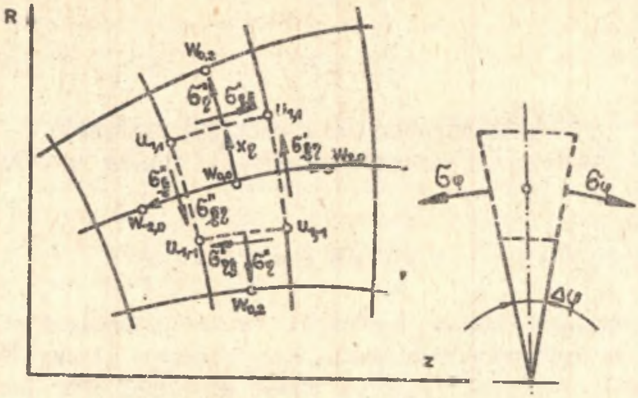


Rys. Z.1

Rozpatrywane zagadnienie sprowadza się do wyznaczenia przemieszczeń w punktach obliczeniowych $U_{m,n}$ w kierunku osi ξ oraz punktach $w_{m,n}$ w kierunku osi η.

Z równania równowagi elementarnego wielościanu otaczającego dowolny punkt obliczeniowy otrzymujemy zależność pomiędzy przemieszczeniami w punktach sąsiednich. Dla punktu wewnętrznego (rys. Z.2) równanie to zapisane dla kierunku η przyjmuje postać

$$p'_{\eta} - p''_{\eta} - p_{\xi} - p_{\varphi} + p_{\eta\xi} + p'_{\xi\eta} - p''_{\xi\eta} + P_{\eta} = 0 \qquad (Z.15)$$



Rys. Z.2

Wyrażając poszczególne siły za pomocą naprężeń, a te z kolei za pomocą przemieszczeń, otrzymujemy

$$
\begin{aligned}
&[D_3+E_3(1,0)]\, W_{2,0} + [-D_3+E_4(-1,0)]\, W_{-2,0} + [A_1(0,1) - B_3 - C_3]\, W_{0,2} + \\
&+ [A_2(0,-1) + B_3 + C_3]\, W_{0,-2} - [A_2(0,1) + A_1(0,1) + B_4 + C_4 + D_4 + E_4]\,(1,0) + \\
&+ E_3(-1,0)]\, W_{0,0} + [A_3(0,1) - B_1 - C_1 - D_1 + E_1(0,1)]\, U_{1,1} - [A_4(0,1) - B_2 - C_2 + \\
&- D_1 + E_1(-1,0)]\, U_{-1,1} + [A_4(0,-1) + B_2 + C_2 - D_2 + E_2(-1,0)]\, U_{-1,-1} + \\
&- [A_3(0,-1) + B_1 + C_1 + D_2 + E_2(1,0)]\, U_{1,-1} + P_2 - F(T_{0,1} - T_{0,-1}) = 0
\end{aligned}
\tag{Z.16}
$$

gdzie np. współczynnik D_3 jest równy

$$
D_3 = \frac{\mu H_\varphi}{2H_\xi}\left[H_\eta(1,0) - H_\eta(-1,0)\right]\frac{\Delta\eta}{\Delta\xi}
\tag{Z.17}
$$

Wartości współczynników danego w badanym punkcie $m = 0$ i $n = 0$ podano bez dodatkowych oznaczeń, tzn. $H_i = H_i(0,0)$ dla $i = \xi, \eta, \zeta$. W podobny sposób można przedstawić pozostałe współczynniki.

Komplet równań równowagi wraz ze wszystkimi współczynnikami dla zagadnień osiowo-symetrycznych podano w [50], natomiast dla zagadnień płaskich w [51].

OCENA NIEUSTALONYCH OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH
ORAZ DOBÓR WARUNKÓW NAGRZEWANIA TURBIN PAROWYCH

S t r e s z c z e n i e

W pracy przeanalizowano zagadnienie kontroli obciążeń cieplnych turbin parowych w różnych warunkach pracy. Przedstawiono własną koncepcję uogólnionego modelu obciążeń cieplnych turbin parowych oraz omówiono metody rozwiązania zagadnień brzegowych modelu. Uwzględniono rzeczywiste kształty badanych elementów oraz rzeczywiste warunki brzegowe termiczne i mechaniczne. Dodatkowe uwzględnienie zmiennych warunków pracy oraz możliwości wystąpienia odkształceń plastycznych zwiększa ogólność opracowanego modelu.

Sformułowano kryteria oceny dowolnych, nieustalonych stanów cieplno-wytrzymałościowych turbin. Takie ujęcie kryteriów nie było dotychczas rozpatrywane w literaturze. Prowadzone dotąd badania bazowały wyłącznie na kryteriach słusznych dla stanu ustalonego względnie quasi-ustalonego.

Rozwiązanie zagadnienia w oparciu o opracowany model obciążeń cieplnych zmusza do całkowitej zmiany tradycyjnego podejścia do oceny obciążeń cieplnych. I tak np. w modelu trójwymiarowym nie wprowadza się pojęcia dopuszczalnej prędkości nagrzewania elementu, dopuszczalnej różnicy temperatur na grubości elementu (ścianki lub kołnierza), dopuszczalnego strumienia ciepła. W miejsce wymienionych wielkości proponuje się wprowadzić pojęcia dopuszczalnej zredukowanej różnicy temperatur oraz zredukowanego strumienia ciepła.

W rozdziałach 4-6 podano ogólne rozwiązania zagadnienia doboru warunków pracy turbin w oparciu o ciągłą rejestrację temperatur i ich różnic w punktach charakterystycznych. Przedstawiono metodę modelowania temperatur i naprężeń w elementach turbin na podstawie eksperymentalnie określonej temperatury brzegu. Opracowano temperaturowe kryteria czasowo-optymalnego nagrzewania turbin w czasie rozruchu. Ogólne rozwiązanie podano dla trójwymiarowego modelu nagrzewania grubościennych elelentów turbin. Rozważania szczegółowe przeprowadzono dla dwuwymiarowego modelu nagrzewania kadłuba. Opracowano algorytm dla wyznaczenia jednowymiarowych kryteriów temperaturowych.

W rozdziałach 7 i 8 opracowano numeryczną metodę symulacji procesu nagrzewania turbin i optymalizacji przebiegu czasowego strumienia pary. Przedstawiona metoda pozwala wyznaczyć przybliżone charakterystyki rozruchowe turbiny już na etapie projektowania. Obecnie w czasie projektowania

turbin opracowuje się jedynie wstępne charakterystyki oparte na danych dotyczących podobnych obiektów, a następnie wprowadza się poprawki po próbnym okresie eksploatacji i przeprowadzeniu pomiarów oraz badań termicznych turbiny.

Sformułowanie zagadnienia jest bardzo ogólne. Przyjęta modułowa struktura algorytmu rozwiązania zezwala na dalsze uściślenie pewnych jego fragmentów. W czasie optymalizacji przebiegu czasowego strumienia i parametrów pary przed turbiną uwzględniono modelowanie wydłużeń cieplnych z możliwością korygowania optymalizowanych przebiegów w przypadku niebezpiecznego zmniejszenia się luzów osiowych.

ОЦЕНКА НЕСТАЦИОНАРНЫХ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК И ПОДБОР УСЛОВИЙ НАГРЕВА ПАРОВЫХ ТУРБИН

Р е з ю м е

В работе проанализированы проблемы контроля тепловых нагрузок паровых турбин в различных условиях работы. Представлена собственная концепция обобщённой модели нагрузок тепловых турбин и методы решения краевых задач модели. Учтена действительная форма исследуемых элементов и действительные краевые термические и механические условия. Дополнительный учёт переменных условий работы и возможности выступления пластических деформаций увеличивают общую применимость разработанной модели.

Сформулированы критерии оценки любых нестационарных состояний термической прочности турбин. Такое понимание критериев не рассматривалось до сих пор в литературе. Проводимые до сих пор исследования опирались исключительно на критериях действительных для стационарных или квази-стационарных состояний.

Решение проблемы на основании разработанной модели тепловых нагрузок требует совершенного изменения традиционного подхода к оценке тепловых нагрузок. И так, например, в трёхмерной модели не вводится понятие допустимой скорости нагрева элемента, допустимой разности температур на толщине элемента (стенки или фланца), допустимого потока тепла. Вместо указанных величин предлагается ввести понятия допустимой приведённой разности температур и приведённого потока тепла.

В главах 4-6 представлены общие решения проблемы подбора условий работы турбин на основе непрерывной регистрации температур и их разностей в характерных точках. Представлен метод моделирования температур и напряжений в элементах турбин на основании опытным путём определяемой температуры края. Разработаны температурные критерии оптимального в отношении времени нагрева турбин во время пуска. Общее решение дано для трёхмерной модели нагреза толстостенных элементов турбин. Подробные решения проведены для двухмерной модели нагрева корпуса. Разработаны алгоритмы для определения одномерных температурных критериев.

В главах 7 и 8 разработан численный метод имитации процесса нагревания турбин и оптимизации течения потока пара во времени. Представленный метод позволяет определить приближенные пусковые характеристики турбины уже на этапе проектирования. В настоящее время во время проектирования турбин разрабатываются лишь предварительные характеристики, опирающиеся на данные, касающиеся похожих объектов, а дальше вводятся поправки после пробного пе-

риода эксплуатации и проведения измерений, а также термических исследований турбины.

Формулировка проблемы очень общая. Принятия модульная структура алгоритма решения позволяет дальше уточнять известные его части. Во время оптимизации течения потока во времени и параметров пара перед турбиной учтено моделирование температурных удлинений с возможностью корректирования оптимизированных течений в случае опасного умуньшения осевых зазоров.

ESTIMATION OF NON-STATIONARY THERMAL LOADS
AND SELECTION OF HEATING CONDITIONS FOR STEAM TURBINES

S u m m a r y

The problem of steam turbines thermal loads control in different operational conditions has been analysed in the paper. The authors have presented their own concept of the generalized model of steam turbines thermal loads and discussed the methods of solving the boundary problems of the model. The actual forms of the tested elements, and the actual mechanical and thermal boundary conditions have been taken into consideration. The additional inclusion of the changing operation conditions has enlarged the rate of generality of the worked-out model.

The criterions of estimation of arbitraty, non-stationary thermal-resistance states of turbines have been formulated. Such an approach has not yet been dealt with in literature. The previous research works were based exclusively on the criterions true for the defined or semi-defined states.

Solving the problem, it it is based on the worked-out model of thermal loads, compells the scientist to complete changing of the traditional approach to estimation of thermal loads. And, pending this, in the three-dimensional model, for instance, to replace the notions of allowable heating rates of an element, allowable temperature differences within the given thickness of an element (a wall or a flange), allowable haet flux, the authors have proposed to introduce the notions of allowable reduced temperatures difference and reduced heat flux instead.

Chapters 4-6 present the general solution of the problem of selecting the operational conditions of turbines basing on constant recording of temperatures and the differences between them at characteristic points. The method of modelling temperatures and stresses in the elements of a turbine has been presented, basing on the experimentally defined boundary temperatures. The temperature criterions of time-optimal heating of turbines during the starting period of operation. The general solution was presented with the respect to the three-dimensional model of heating of thick-wall elements of turbines. The two-dimensional model of heating of the cylinder was dealt with in detail. The algorithms for defining one-dimensional temperature criterions were worked out.

Chapters 7 and 8 present the numerical method of turbines heating process simulation, and steam flux time-courses optimization. The presented

method allows for defining the approximate starting characteristics of a turbin already at the design stage. Nowedays, when a turbine is being designed, only the preliminary characteristics are considered, and these are based on the data pertinent to the similar units, and then, after the testing period of exploitation, measurements and thermal tests, the corrections are introduced.

The problem formulation is made very general. The assumed module-specific structure of solution algorithm allows, further on, for making some of tis fragments more and more precise. During the time-course optimization of flux and steam parameters (at the stage before entering a turbine), Modelling of thermal elongations was taken into consideration, together with the possibility of correcting the optimized courses in case of any dangerous reductions of axial plays.