

Gerard KOSMAN

Institut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej w Gliwicach

PROBLEMY OPTIMALIZACJI PRZEBIEGU CZASOWEGO
TEMPERATURY PARY PRZED TURBINĄ

Streszczenie. Omówiono proces rozruchu i nagrzewania turbiny. Opisano zagadnienie doboru początkowej temperatury pary na wejściu do turbiny z uwzględnieniem zmęczenia niskocyklicznego głównych elementów składowych. Przeanalizowano wpływ początkowej temperatury pary na naprężenia i dopuszczalną liczbę cykli nagrzewania wirnika turbiny.

1. ROZRUCH I NAGRZEWANIE TURBINY

W czasie rozruchu turbiny po krótkim postoju parametry pary przed turbiną są stałe ($T_0 = \text{idem}$, $p_0 = \text{idem}$). Rozruch po dłuższych postojach, a zwłaszcza rozruch ze stanu zimnego realizowany jest poprzez zmianę strumienia i parametrów pary na wejściu do turbiny. Funkcje

$$m(t), \quad T_0(t), \quad p_0(t) \quad (1)$$

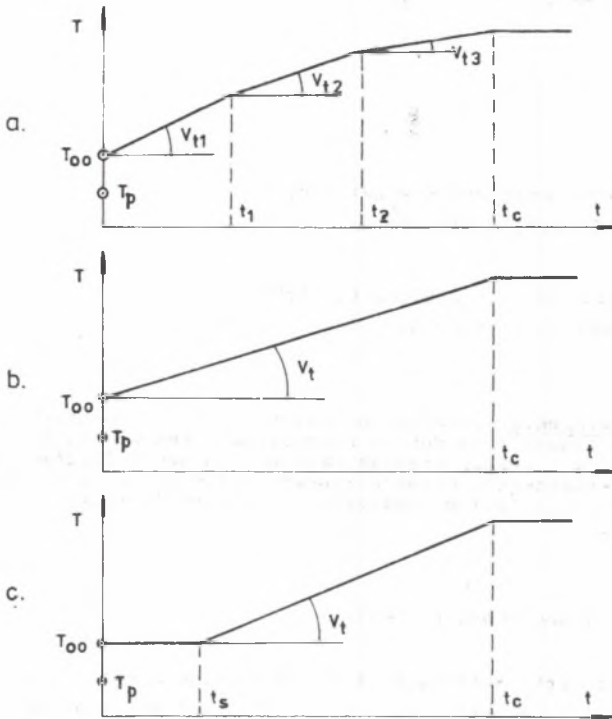
spełniają wtedy rolę funkcji sterujących w procesie nagrzewania.

Przebiegi funkcji (1) należy dobrać tak, by całkowity czas nagrzewania turbiny był minimalny przy równoczesnym spełnieniu kryteriów bezpiecznej pracy wszystkich elementów turbiny.

Dla przyjętej aproksymacji przebiegu $T_0(t)$ (rys. 1) zagadnienie sprowadza się do określenia

$$T_{00} \quad i \quad v_{ti} \quad \text{dla} \quad i = 1, 2, \dots, n$$

Przykładowy a jednocześnie typowy przebieg czasowy temperatury pary świeżej przedstawiono na rys. 2. W niektórych przedziałach czasu temperatura pary nie zmienia się ($v_t = 0$). Na rys. 3 przedstawiono, na podstawie [1], przebieg naprężeń w wirniku odpowiadający charakterystyce rozruchowej podanej na rys. 2. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że niebezpieczne naprężenia pojawiają się w pierwszym okresie nagrzewania. Przyczyną tego faktu jest różnica pomiędzy początkową temperaturą pary i wirnika.



Rys. 1. Przebieg czasowy temperatury pary świeżej
Fig. 1. Time runs of fresh steam temperature

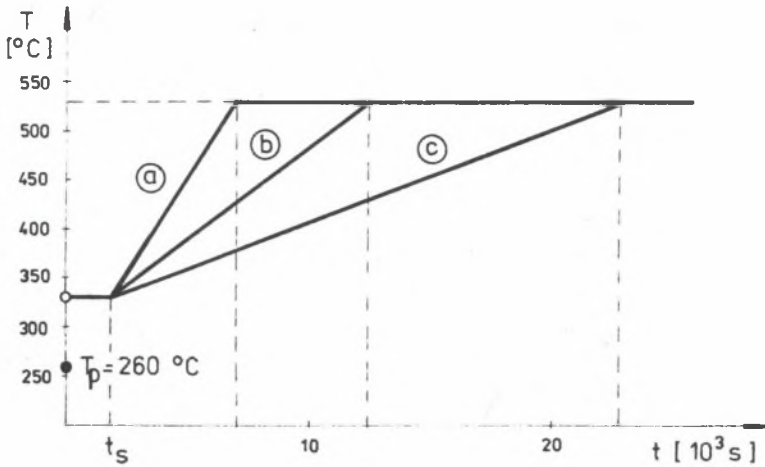
Drugie maksimum naprężeń zależy od prędkości v_t nagrzewania wirnika.

W świetle podanych faktów proces nagrzewania z punktu widzenia stanu naprężenia elementów turbiny można podzielić na dwie fazy. W fazie początkowej o wartości naprężeń decyduje początkowa różnica temperatury pary i elementów. W drugiej fazie proces nagrzewania jest bardziej równomierny, a stan termowyttrzymałościowy elementów zależy od prędkości v_t . W związku z tym optymalizację przebiegu czasowego temperatury pary na wejściu do turbiny można podzielić na dwa etapy:

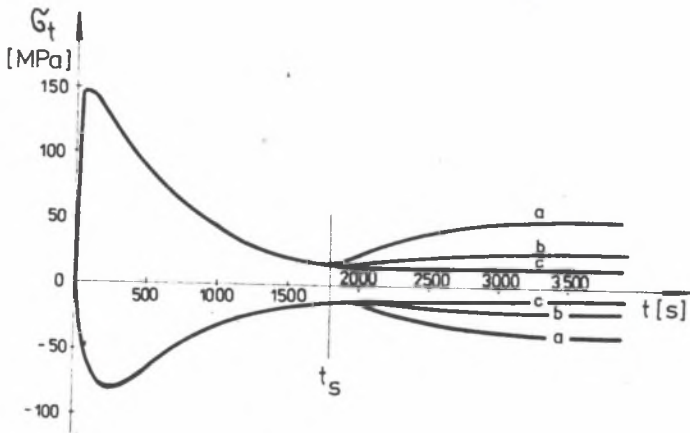
- Ⓐ dobór początkowej temperatury pary T_{00} ,
- Ⓑ wyznaczenie optymalnych prędkości v_{ti} ($i = 1, 2, \dots, n$) - rys. 1.

Drugie zadanie (zadanie Ⓑ) można rozwiązać następująco. Załóżmy, że w procesie optymalnego nagrzewania prędkości zmian temperatury pary świeżej do prędkości zmian temperatury powierzchni badanych elementów ma wartość stałą [2]. Na przykład dla elementu limitującego nagrzewanie

$$\frac{\partial T_0}{\partial t} / \frac{\partial T_w}{\partial t} = D = \text{idem.} \quad (2)$$



Rys. 2. Przykładowy przebieg zmian temperatury pary
 Fig. 2. Example of the run of steam temperature changes



Rys. 3. Zmiana maksymalnych naprężeń w czasie nagrzewania
 Fig. 3. Changes of maximal stresses in the heating time

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

$$T_{oj} = T_{o,j-1} + (t - t_j) D \frac{\partial T_{w,j-1}}{\partial t} \quad (3)$$

Stałą D w konkretnych obliczeniach można wybrać równą stosunkowi średnich prędkości

$$\left(\frac{\partial T_o}{\partial t}\right)_{\text{śr}} / \left(\frac{\partial T_w}{\partial t}\right)_{\text{śr}} = \frac{T_{o,\text{max}} - T_{oo}}{T_{w,\text{max}} - T_{wo}} = D, \quad (4)$$

gdzie:

$T_{w,\text{max}}$, T_{wo} - maksymalna (końcowa) i początkowa temperatura powierzchni elementu.

Początkowa temperatura pary T_{oo} (zadanie @) zależy od początkowego stanu termicznego turbiny. Jako charakterystyczną temperaturę metalu, określającą początkowy stan termiczny maszyny, przyjmuje się temperaturę kadłuba wewnętrznego w pobliżu powierzchni wewnętrznej.

Ogólne wytyczne eksploatacji turbozespołów określają maksymalnie dopuszczalną różnicę temperatury pary świeżej i metalu kadłubów wewnętrznych lub zaworów szybko zamykających. Według [3] temperatura pary świeżej i wtórnie przegrzanej powinna przekraczać o 10 - 70 K temperaturę kadłuba wewnętrznego. W poradniku [4] zaleca się, by ta różnica wynosiła około 50 K. Inne wartości podają instrukcje eksploatacji konkretnych turbin. Dla turbiny 13K215 wg [5] różnica ta nie może przekraczać 100 K przy temperaturze pary świeżej poniżej 300°C oraz 50 K przy temperaturze pary świeżej powyżej 300°C.

Z przytoczonych danych wynikają pewne rozbieżności w przyjmowaniu początkowej temperatury pary świeżej jako funkcji temperatury metalu.

W celu zweryfikowania dotychczasowych rozwiązań zadania @ należy określić wpływ początkowej temperatury pary na stan cieplno-wytrzymałościowy głównych elementów turbiny. W niniejszej pracy przeanalizowano wpływ początkowej temperatury pary na naprężenia i dopuszczalną liczbę cykli nagrzewania wirnika.

2. ZAŁOŻENIA I ZAKRES BADAŃ

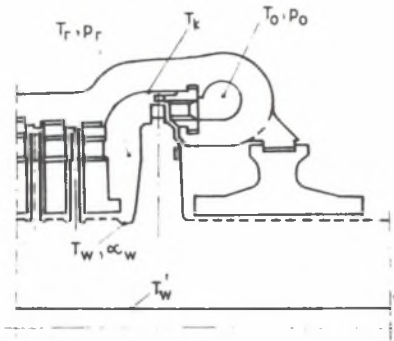
Przedmiotem rozważań jest fragment wirnika najbardziej obciążony ciepłnie (rys. 4). Temperatura początkowa wirnika T_{wo} jest wyrównana. Rozpatrujemy stan wytrzymałościowy wirnika po skokowej zmianie temperatury pary do wartości początkowej T_{oo} przy znanym (i stałym) strumieniu pary \dot{m}_o . W dalszych rozważaniach strumień ten będzie traktowany jako parametr.

Dla znanych wartości \dot{m}_o , T_o i P_o można określić na podstawie charakterystyki przelotowości układu zasilania parametry pary w komorze stopnia regulacyjnego, a w szczególności temperaturę T_{ro} oraz współczynniki wniesienia ciepła α_{wo} . Metodyka obliczeń charakterystyki przelotowości jest wystarczająco rozpracowana [6, 7, 8]. W związku z tym w miejsce zmiennych

$$T_{00} \text{ i } \dot{m} \tag{5}$$

wprowadzamy:

$$T_{r0} \text{ i } \alpha_{w0} \tag{6}$$



Rys. 4. Fragment wirnika
Fig. 4. A fragment of rotor

tn. analizujemy stan wytrzymałościowy wirnika po skokowej zmianie temperatury pary omywającej wirnik do wartości początkowej T_{r0} przy znanym współczynniku wnikania α_{r0} . Uzyskane w ten sposób rezultaty są bardziej ogólne, ponieważ nie dotyczą tylko jednego, przyjętego do wyznaczenia charakterystyki przelotowości układu zasilania.

W obliczeniach szczegółowych T_{r0} i α_{w0} zmieniano w zakresie:

$$T_{r0} = T_{w0} + \Delta T_0$$

$$\Delta T_0 = (0 - 200) \text{ K} \tag{7}$$

$$\alpha_{w0} = (50 - 5000) \text{ W/m}^2\text{K}$$

Cechy konstrukcyjne wirnika przyjęto jako charakterystyczne dla turbin dużej mocy.

Niektóre własności wytrzymałościowe przyjętego materiału wirnika zestawiono w tabelicy 1. W obliczeniach korzystano z aproksymacji podanych również w tabelicy 1.

Tabelica 1

Materiałowe cechy konstrukcyjne wirnika

T	°C	0	100	200	300	400	500	600
$E \cdot 10^5$	MPa	2,0	1,92	1,84	1,72	1,60	1,46	1,32
ν	-	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36
Re	MPa	400	384	368	344	320	292	264
β	K^{-1}	0,00022						

Aproksymacja liniowa

$$E = E_0 + a_E T = 213000 - 167,7 T$$

$$\nu = \nu_0 + a_\nu T = 0,3 + 0,0001 T$$

$$Re = Re_0 + a_{Rs} T = 415 - 0,2645 T$$

Zakres badań obejmuje następujące zagadnienia:

- wyznaczenie sprężystego stanu naprężenia w wale gładkim,
- modelowanie naprężeń i odkształceń sprężysto-plastycznych,
- analiza naprężeń z uwzględnieniem kanałów cieplnych na powierzchni wirnika,
- ocena wpływu początkowej temperatury pary na żywotność wirnika.

3. NAPRĘŻENIA W WALE GŁADKIM

W pierwszym etapie rozpatrywano wał gładki bez wytoczeń (kanałów cieplnych). Wyznaczono naprężenia wywołane nierównomiernym nagraniem i siłą odśrodkową własnych mas. Obliczenia wykonano metodą różnic skończonych z uwzględnieniem możliwości wystąpienia małych odkształceń plastycznych [9]. Odkształcenia trwale modelowano metodą kolejnych stanów sprężystych (kolejnych przybliżeń). W pierwszym przybliżeniu zagadnienie rozwiązujemy jako sprężyste. Wyznaczone w ten sposób składowe sprężystego stanu naprężenia i odkształcenia

$$\sigma_{kl,n}^s, \quad \varepsilon_{kl,n}^s \quad \text{oraz} \quad \sigma_{in}^s, \quad \varepsilon_{in}^s \quad (k,l = r,t,z) \quad (8)$$

stanowią punkt wyjścia do modelowania naprężeń rzeczywistych, sprężysto-plastycznych dla wału gładkiego

$$\sigma_{kl,n}, \quad \varepsilon_{kl,n} \quad \text{oraz} \quad \sigma_{in}, \quad \varepsilon_{in}, \quad (k,l = r,t,z) \quad (9)$$

gdzie:

$\sigma_{in}^s, \varepsilon_{in}^s$ - intensywność naprężeń i odkształceń,
 n - indeks oznaczający stan nominalny (wał gładki).

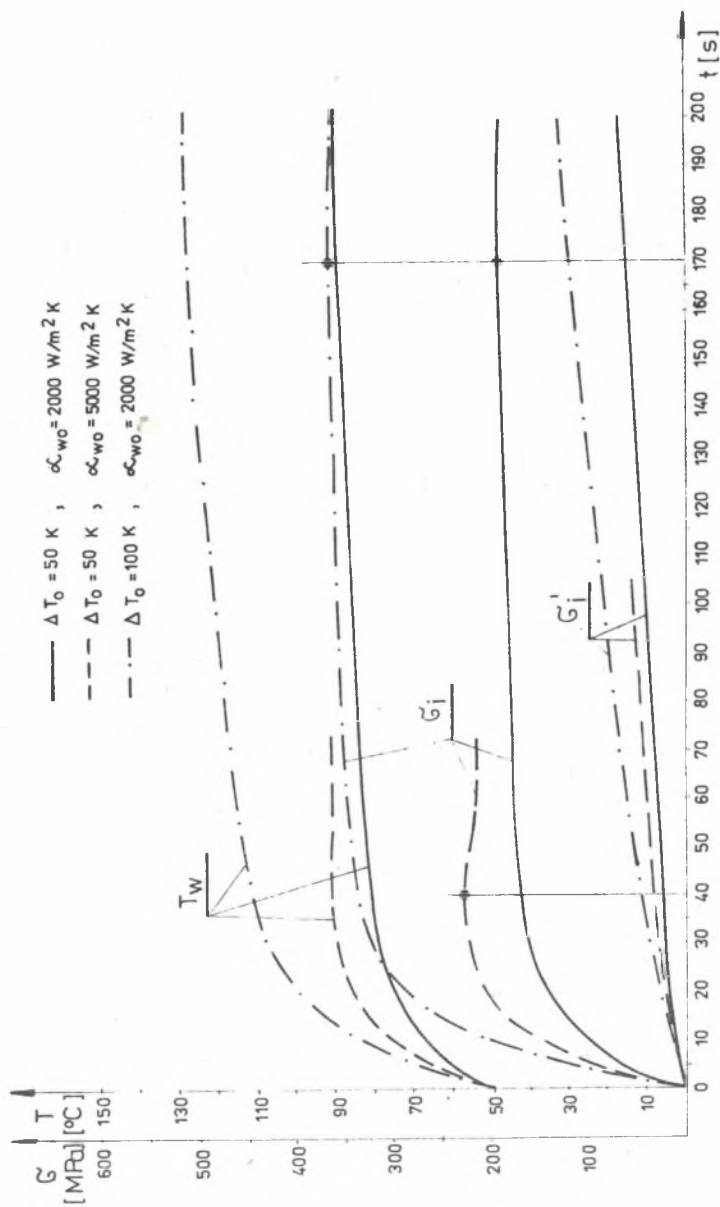
Jeżeli wał gładki odkształca się tylko sprężysto, to oczywiście

$$\sigma_{kl,n} = \sigma_{kl,n}^s, \quad \sigma_{in} = \sigma_{in}^s$$

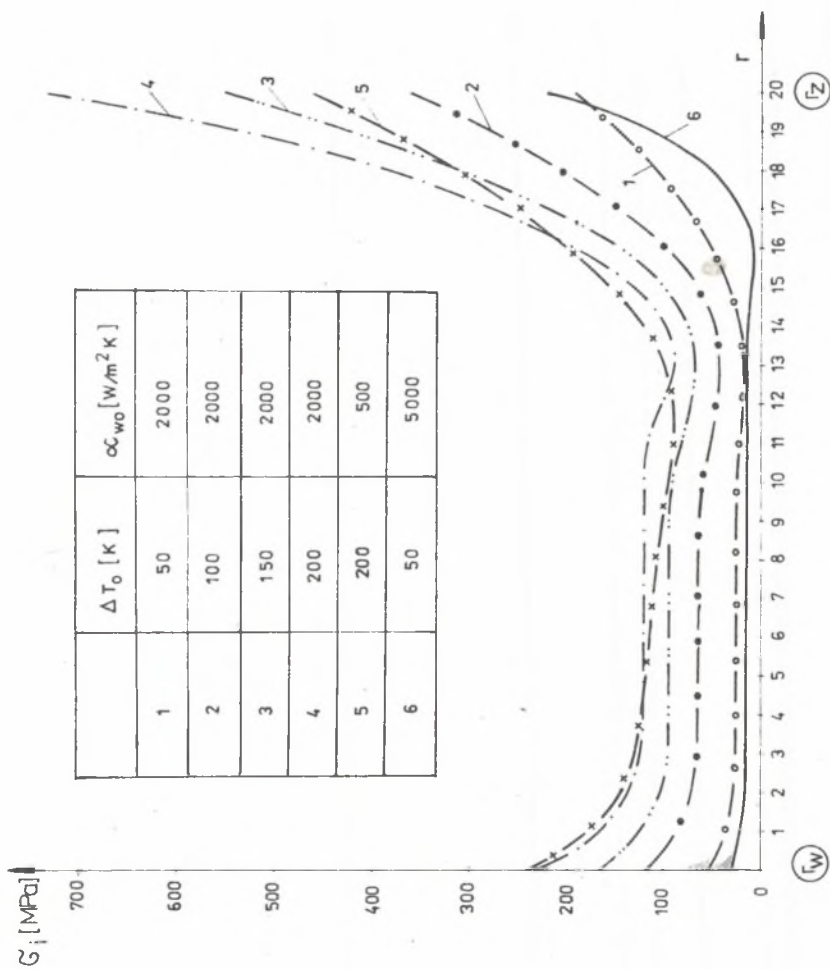
$$\text{oraz} \quad (k,l = r,t,z) \quad (10)$$

$$\varepsilon_{kl,n} = \varepsilon_{kl,n}^s, \quad \varepsilon_{in} = \varepsilon_{in}^s$$

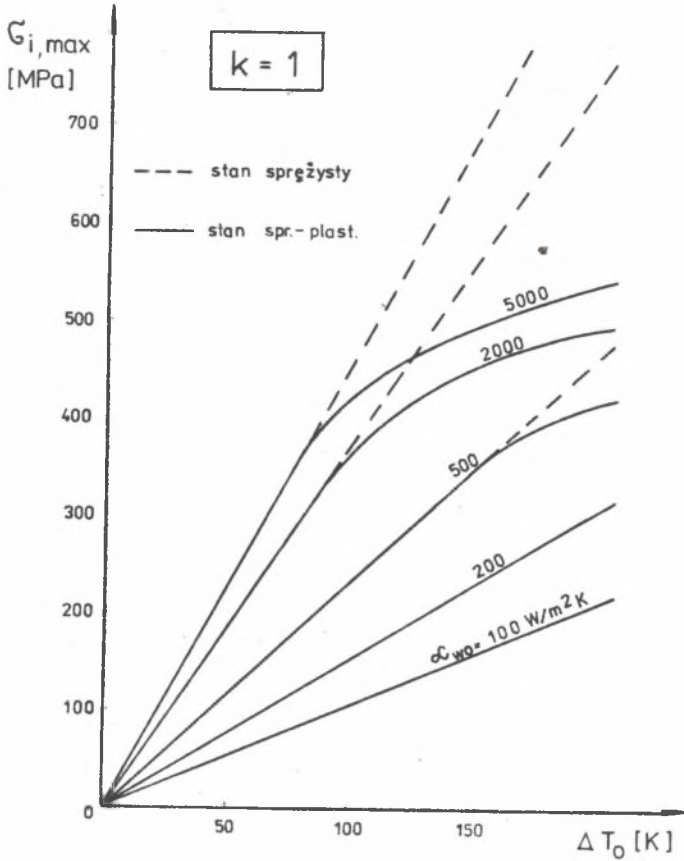
Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach 5-7. Przebiegi czasowe temperatury i naprężeń sprężystych na powierzchni zewnętrznej wirnika dla trzech wariantów danych wejściowych pokazano na rys. 5. Dla czasu, w którym naprężenia na powierzchni zewnętrznej osiągną wartość maksymalną wykreślono rozkład naprężeń zredukowanych wzdłuż promienia (rys. 6). W opar-



Rys. 5. Przebiegi czasowe temperatur i naprężeń na powierzchni wirnika i w jego osi
 Fig. 5. Time runs of temperature and stresses at the surface of a rotor and in its axis



Rys. 6. Rozkład naprężeń σ_i wzdłuż promienia
 Fig. 6. Distribution of the stresses σ_i along the radius

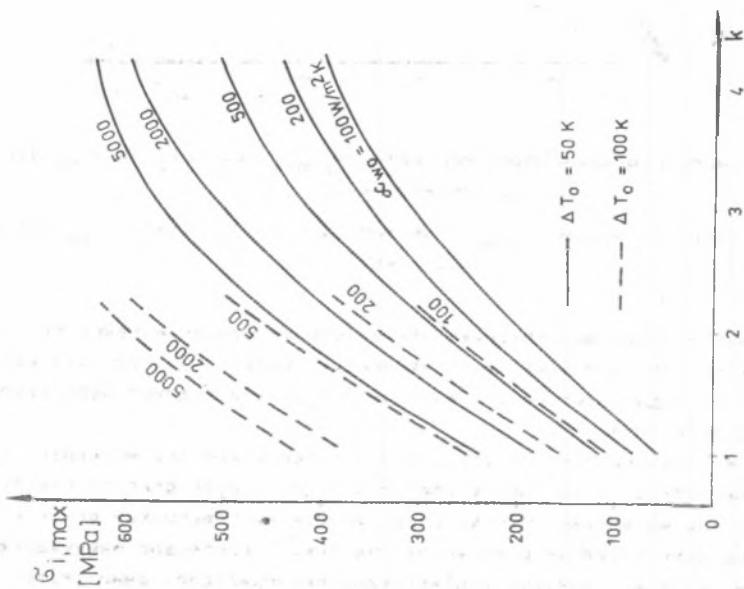


Rys. 7. Zależność maksymalnych naprężeń $G_{i,max}$ od ΔT_0 i α_{wo} dla wału gładkiego ($k=1$)

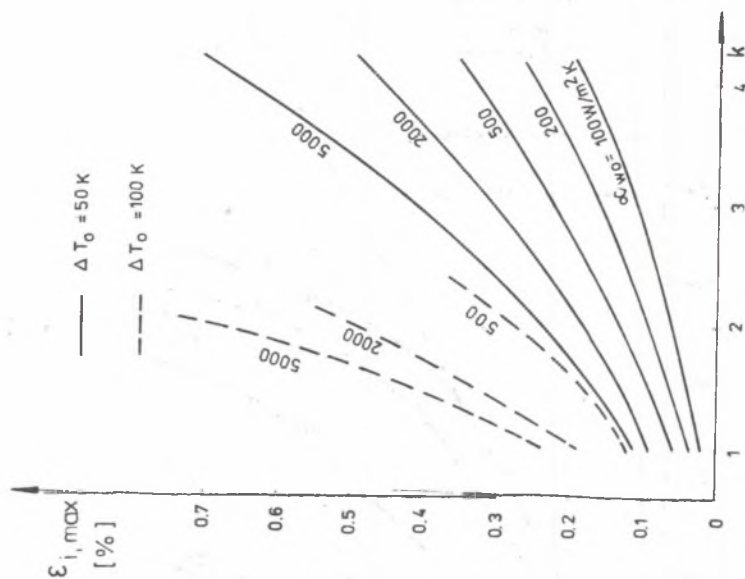
Fig. 7. Maximal stresses $G_{i,max}$ as function of ΔT_0 and α_{wo} for plain roll ($k=1$)

ciu o uzyskane rezultaty obliczeń nakreślono zależność maksymalnych naprężeń zredukowanych od początkowej temperatury pary T_{00} (ściślej od początkowej różnicy temperatur pary i wirnika ΔT_0) dla różnych współczynników wnikania ciepła (rys. 7).

Dla niektórych wartości różnicy ΔT_0 i współczynnika wnikania α_{wo} maksymalne naprężenia zredukowane znacznie przekroczyły granicę plastyczności przyjętego materiału. Wynika stąd, że dla tych warunków pracy w wirniku powstaną odkształcenia plastyczne. Na rys. 7 porównano maksymalne naprężenia sprężyste i sprężysto-plastyczne napowierzchni zewnętrznej wirni-



Rys. B. Zależność maksymalnych naprężeń $\sigma_{i,max}$ od współczynnika koncentracji k
 Fig. B. Maximal stresses $\sigma_{i,max}$ as function of concentration coefficient k



Rys. 9. Zależność maksymalnych odkształceń $\epsilon_{i,max}$ od współczynnika koncentracji k
 Fig. 9. Maximal distortions $\epsilon_{i,max}$ as function of concentration coefficient k

ka. Dalsze wyniki modelowania naprężeń i odkształceń sprężysto-plastycznych przedstawiono na rysunkach 8 i 9.

4. WYZNACZENIE NAPRĘŻEŃ Z UWZGLĘDNIENIEM KANAŁÓW CIEPLNYCH NA POWIERZCHNI WIRNIKA

Kanały cieplne na powierzchni zewnętrznej wirnika powodują spiętrzenie naprężeń. Do wyznaczania naprężeń i odkształceń rzeczywistych (sprężysto-plastycznych)

$$\sigma_{kl}, \varepsilon_{kl} \quad \text{oraz} \quad \sigma_i, \varepsilon_i \quad (k, l = r, t, z) \quad (11)$$

w miejscu ich koncentracji stosuje się różne metody przybliżone. Konieczność uproszczenia modelu wytrzymałościowego wynika z równoczesnego działania obciążeń masowych i cieplnych, przekroczenia obszaru odkształceń sprężystych oraz występowania pełzania i zmęczenia cieplnego.

W algorytmie opracowanym w [10] wykorzystano w dużej mierze metodę omówioną w [11]. Punktem wyjścia do modelowania naprężeń w rowku cieplnym są wyniki obliczeń wału gładkiego.

Do rozważań wprowadza się współczynnik koncentracji intensywności naprężeń

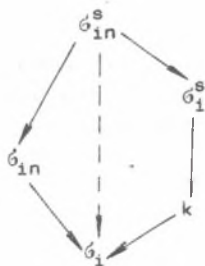
$$k = \frac{\sigma_i^s}{\sigma_{in}^s}, \quad (12)$$

gdzie:

σ_{in}^s - intensywność naprężeń sprężystych w wale gładkim,

σ_i^s - intensywność naprężeń sprężystych w rowku (składowe naprężenia σ_{kl} , $kl = r, t, z$ są obliczone jako sprężyste).

Kolejność obliczenia naprężeń rzeczywistych w rowku jest następująca:



Bezpośrednie wyznaczenie naprężeń w rowku (linia przerywana) mimo dużego rozwoju metod i algorytmów obliczeniowych nie jest praktycznie możliwe przy uwzględnieniu warunków podanych na początku niniejszego punktu.

Wyznaczenie naprężeń sprężystych (σ_{k1} , $k,1 = r,t,z$) w rowku nie sprawia większych trudności przy zastosowaniu np. metody elementów skończonych lub różnic skończonych. Istnieje również możliwość prowadzenia badań modelowych. W obliczeniach praktycznych można także wykorzystać formuły obliczeniowe i nomogramy określające bezpośrednio współczynnik koncentracji naprężeń.

W przeprowadzonych obliczeniach współczynnik koncentracji naprężeń traktowano jako parametr. Uzyskane rezultaty dla $k = 1-4$ przedstawiono na rysunkach 8-10. W czasie postoju wirnik nie jest obciążony i ten stan na wykresie $\sigma_1 - \epsilon_1$ (rys. 10) opisuje punkt "0". W trakcie nagrzewania naprężenia i odkształcenia wzrastają (rosną wartości bezwzględne) i osiągają maksimum w punkcie M_1 (rys. 10, indeks 1 oznacza, że chodzi o wał gładki bez koncentratorów naprężeń, czyli $k = 1$).

Z rysunków 5-9 mamy (dla powierzchni wału, $\Delta T_0 = 50 \text{ K}$ i $\alpha_{wo} = 2000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$):

$$\begin{aligned}\sigma_{in} &= \sigma_{in} = -187 \text{ MPa} \\ \epsilon_{in} &= \epsilon_{in} = -0,082\%\end{aligned}\quad (13)$$

Z formuły [10]

$$\sigma_1 \epsilon_1 = k^2 \sigma_{in} \epsilon_{in} \quad (14)$$

można wyznaczyć naprężenia i odkształcenia w miejscu ich koncentracji.

Na przykład dla $k = 2$ uzyskujemy:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= -360 \text{ MPa} \\ \epsilon_1 &= -0,170\%\end{aligned}\quad (15)$$

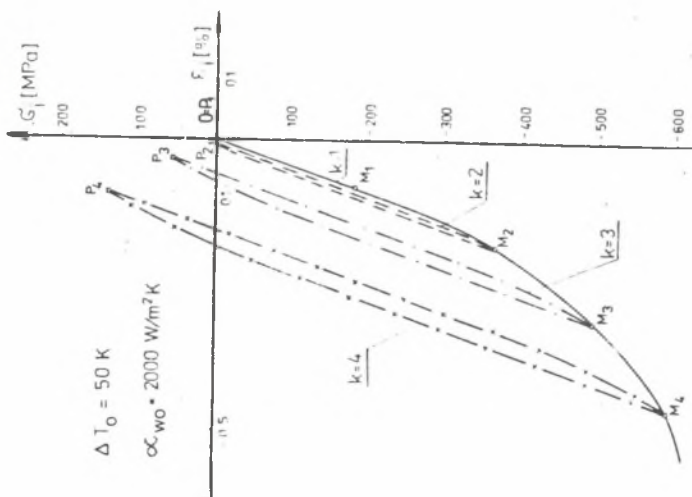
Stan ten na wykresie $\sigma_1 = \epsilon_1$ opisuje punkt M_2 .

Po osiągnięciu maksimum naprężenia maleją. Ponieważ wał gładki odkształcił się tylko sprężysto (rys. 10), naprężenia maleją do zera i w czasie pracy ustalonej wał nie jest obciążony ($P_1 = 0$ - rys. 10), tzn.:

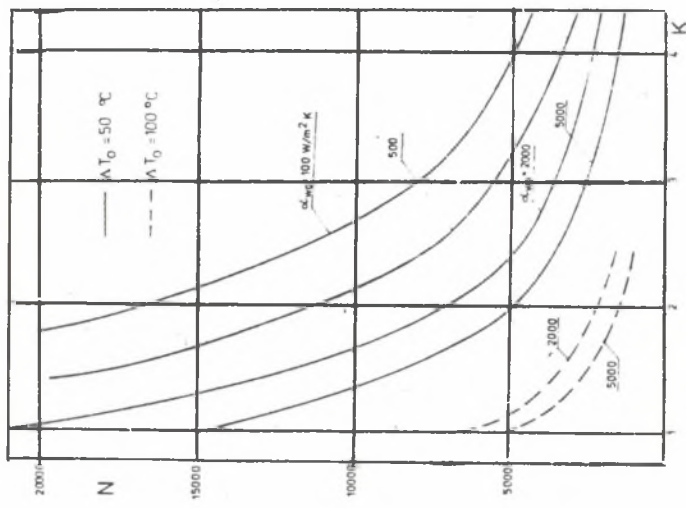
$$\begin{aligned}\sigma_{in} &= \sigma_{in} = 0 \\ \epsilon_{in} &= \epsilon_{in} = 0\end{aligned}\quad (16)$$

Naprężenia i odkształcenia w miejscu koncentracji określa zależność 10 :

$$(\sigma_1 - \sigma'_1)(\epsilon_1 - \epsilon'_1) = (k\epsilon_{in} - k'\epsilon'_{in})(k\sigma_{in} - k'\sigma'_{in}) \quad (17)$$



Rys. 10. Zmiana naprężeń i odkształceń w czasie rozruchu
 Fig. 10. Changes of stresses and distortions in the time of starting



Rys. 11. Zależność dopuszczalnej liczby cykli nagrzewania wirnika od współczynnika koncentracji naprężeń dla różnych temperatur początkowych pary i współczynników wnikania

Fig. 11. Admissible number of cycles as a function of concentration coefficient of stresses for different initial temperatures and surface film conductance

Na skutek przekroczenia granicy plastyczności zależność między naprężeniami i odkształceniami przyjmuje postać pętli cyklicznego i sprężysto-plastycznego odkształcenia (pętli histerezy). Przy kolejnych cyklach obciążenia w materiale pojawiają się oznaki typowe dla zmęczenia i przy pewnej liczbie cykli N następuje zniszczenie materiału.

W zależnościach i wykresach określających trwałość zmęczeniową używa się najczęściej zakresów odkształceń lub naprężeń. Można zatem stosować zamiennie $\Delta \epsilon_c$, $\Delta \epsilon_p$ lub $\Delta \sigma$. Najbardziej znanym równaniem jest wzór MANSO-NA-COFINA:

$$\Delta \epsilon_p = C N^k, \quad (18)$$

gdzie:

- N - liczba cykli do zniszczenia,
- $\Delta \epsilon_p$ - zakres odkształcenia plastycznego,
- k i C - stałe materiałowe

Dla amplitudy odkształceń całkowitych $\Delta \epsilon_c$ mamy:

$$\Delta \epsilon_c = DN^\alpha \quad (19)$$

W niniejszej pracy wykorzystano zależności

$$N = 464 \Delta \epsilon_c^{-1,59} \quad (20)$$

Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 11.

5. UWAGI KOŃCOWE

Optimalizacja przebiegu czasowego temperatury pary przed turbiną jest związana z wyznaczeniem charakterystyk rozruchowych turbiny. Głównym problemem rozważanym w pracy jest dobór początkowej temperatury pary na wejściu do turbiny z uwzględnieniem zmęczenia niskocyklicznego głównych elementów składowych. Jest to typowe zadanie syntezy (zadanie odwrotne). W pracy rozwiązano zadanie analizy, polegające na określeniu wpływu początkowej temperatury pary na naprężenia i dopuszczalną liczbę cykli nagrzewania elementów. Obliczenia szczegółowe prowadzono dla wirnika turbiny. Uzyskane rezultaty można wykorzystać do rozwiązania zadania odwrotnego i wyznaczenia optymalnej początkowej temperatury pary przed turbiną.

Przeprowadzone obliczenia dotyczą tylko jednego początkowego stanu termicznego turbiny, określonego temperaturą $T_p = 50^\circ\text{C}$. Uzyskane wyniki mogą więc stanowić podstawę doboru początkowej temperatury w czasie rozru-

chu ze stanu zimnego. Prowadząc podobną analizę dla wyższych wartości T_p , można dobrać początkową temperaturę pary dla rozruchu ze stanu ciepłego.

LITERATURA

- [1] Błażejowski J. i inni: Model symulacyjny rozkładu nieustalonego pola temperatur i naprężeń termicznych w wirniku turbiny. Archiwum Energetyki, nr 2, 1981.
- [2] Sujetin O.N. i inni: O reszenii na AMM zadaczi optimalnogo upravlenija nagriwom tieża pri ograniczenijach na gradient tiempieratury. Energičeskoje maszinostrojenije, wyp. 12, 1971.
- [3] Meiners K.: Automatisches Anfahren von Dampfturbinen. Escher Wyss Mitteilungen, nr 2, 1967.
- [4] Poradnik termoenergetyka, WNT, Warszawa 1974.
- [5] Instrukcja obsługi turbiny 13K215, praca ZAMECH-u 9074188 Elbląg 1971.
- [6] Tuliszka E.: Turbiny ciepłe. Zagadnienia termodynamiczne i przepływowe. WNT, Warszawa 1973.
- [7] Samojłowicz G.S., Trojanowski B.M.: Pieremiennyj režim raboty parowych turbin. Gosudarstwiennoje Energičeskoje Izdatielstwo, Moskwa 1955.
- [8] Chmielniak T.: Zagadnienia maszyn przepływowych. Teoria stopnia, turbiny wielostopniowe. Skrypt Uczelniany Polit. Śl. nr 1126 Gliwice 1983.
- [9] Kosman G.: Modelowanie odkształceń plastycznych wirników szybkoobrotowych maszyn przepływowych. Zbiór prac z V Konferencji Naukowo-Technicznej. "Technologia przepływowych maszyn wirnikowych". Rzeszów 1983.
- [10] Kosman G.: Doskonalenie opisu stanów przejściowych turbin ciepłych. Praca nauk.-bad., Gliwice 1983.
- [11] Kostiuł A.G. i inni: O procznosti celnokowannych rotorow pri niestacionarnych tieplowych režimach. Teplóenergetika nr 8, 1974.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Ryszard Wszyński

wpłynęło do redakcji w lutym 1985 r.

ПОПЫТКА ОПТИМИЗАЦИИ ВРЕМЕННОГО ПРОТЕКАНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ПАРА
ПЕРЕД ТУРБИНОЙ

Р е з ю м е

Оптимизация временного протекания температуры пара перед турбиной связана с определением пусковых характеристик турбины. Главной проблемой оговариваемой в данной работе является подбор начальной температуры пара на входе в турбину с учётом низкоциклической усталостности главных составных элементов. Таким образом имеем дело с типичной задачей синтеза (обратная задача). В работе решается задача анализа, состоящая в определении влияния начальной температуры пара на напряжения и допустимое число циклов нагрева эле-

ментов. Подробные расчёты были проведены для ротора турбины. Полученные результаты можно использовать для решения обратной задачи и определения оптимальной начальной температуры пара перед турбиной.

Проведённые расчёты касаются только одного начального температурного состояния турбины $T = 50^{\circ}\text{C}$. Полученные результаты можно использовать таким образом для выбора начальной температуры во время пуска из холодного состояния. Проводя похожий анализ для более высоких значений T можно подобрать начальную температуру пара выходя из теплового состояния.

PROBLEMS OF OPTIMIZATION OF TIME RUNS OF STEAM TEMPERATURE BEFORE A TURBINE

S u m m a r y

Optimization of time runs of steam temperature before a turbine is connected with starting characteristic assignment. The main problem considered in the paper lies in the choice of initial temperature of steam temperature at the input of a turbine taking into account the lowperiodical fatigue of main component elements. It is typical design problem. In the paper we have solved the problem of the analysis which lies in determination of the effect of initial steam temperature upon the stresses and admissible number of cycles of elements heating. Particular calculations have been made for a turbine rotor. The results may be used to solve the inverse problem and assignment of optimal initial steam temperature before the turbine. The calculations deal only with the one initial thermal state defined by a temperature $T_p = 50^{\circ}\text{C}$. Thus the results may be used to choose the initial temperature in the time of starting from the cold state. The same analysis may be performed for higher temperature to enable the choice of initial steam temperatures for starting from warm states.