

Gerard KOSMAN, Andrzej RUSIN

DOBÓR CECH KONSTRUKCYJNYCH ELEMENTÓW I WEZŁÓW KONSTRUKCYJNYCH TURBIN CIEPLNYCH Z UWZGLĘDNIENIEM KRYTERIUM TRWAŁOŚCI

Streszczenie. Rozpatrzono wybrane zagadnienia doboru cech konstrukcyjnych głównych elementów oraz podzespołów turbin ciepłych. W przypadku podzespołów główną uwagę zwrócono na problem współpracy elementów tworzących podzespół. Wyznaczono te cechy konstrukcyjne, które warunkują tę współpracę (np. dobór wcisku przy osadzaniu tarczy na wale). Podano dwa przykłady rozwiązań konstrukcyjnych. Pierwszy dotyczy rekonstrukcji tarczy tłoka odciążającego. Drugi obejmuje sprawę doboru luzu wierzchołkowego.

THE SELECTION OF THE CONSTRUCTION PARAMETERS OF THE COMPONENTS AND THE CONSTRUCTION JOINT OF THE HEAT TURBINES APPLYING THE DURABILITY CRITERION

Summary. The selected problems of the determination of the construction parameters of the main components and assemblies of the heat turbines are discussed. In case of the assemblies, particular attention has been paid to the problems of interactions of the elements forming the assembly. The construction parameters affecting these interactions have been determined (for example, the interference when a disc is mounted on a shaft). Two examples of constructions have been given. The first concerns the reconstruction of a balance piston of a reaction turbine. The second example concerns the calculation of the tip clearance.

AUSWAHL KONSTRUKTIVER PARAMETER VON BAUTEILEN UND KONSTRUKTIONSKNOTEN IN THERMISCHER TURBOMASCHINEN MIT EINBEZIEHUNG VON LEBENSDAUERKRITERIUM

Zusammenfassung. Es wurde einige Probleme des Auswähles Konstruktionsmerkmalen der Hauptbauteilen und Untergruppen von thermischen Turbinen erröttert. Bei Untergruppen große Aufmerksamkeit auf das Problem einer gemeinsamen Arbeit von eine Untergruppe

bildenden Bauteilen gestellt wurde. Konstruktive Parameter, die eine gute Arbeit einer Untergruppe ermöglichen (z. B. Auswahl des Übermaßes beim Aufschrupfen einer Scheibe auf der Welle) ermittelt worden ist. Es wurden zwei Beispiele von konstruktiven Lösungen dargestellt. Die erste betrifft die Sanierung einer Scheibe von Entlastungskolben und der zweite umfasst das Problem der Auswahl von Spitzenspielen.

1. WSTĘP

Podstawą podziału maszyn i urządzeń mogą być różne kryteria. Ze względu na stopień złożoności wyróżniamy: element, podzespół, zespół, maszynę i instalację.

W systemach maszynowych wyższych stopni można wyodrębnić stopnie pośrednie. Należy jednak zwrócić uwagę na względną hierarchię w tworzeniu określonych systemów maszynowych. Ten sam system np. turbina parowa, kocioł, wymiennik może być uważany w jednym podziale jako podzespół, w innym zaś jako zespół lub nawet jako stopień końcowy.

W proponowanym ujęciu turbina parowa jest układem zespołów, podzespołów i elementów odpowiednio skonstruowanych i wzajemnie zsynchronizowanych tak, aby tworzyły całość, mogły współdziałać i spełniać określone zadanie.

Podział maszyny na zespoły, podzespoły i elementy jest w procesie projektowo-konstrukcyjnym niezbędny. Podział ten wyznacza pewne granice specjalizacji konstruktora, a jednocześnie zwraca uwagę na problem całości. Konstruktor pracujący nad zadaniem musi brać pod uwagę fakt włączenia swojego zadania do jakiegoś innego zadania wyższego stopnia.

Przedmiotem rozważań prowadzonych w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych są problemy doboru cech konstrukcyjnych elementów turbin ciepłych (stopień I podziału) oraz tworzenia podzespołów (stopień II). W przypadku podzespołów główną uwagę zwraca się na problem współpracy elementów tworzących podzespół. Analizowane są te cechy konstrukcyjne, które warunkują tę współpracę (np. dobór wcisku przy osadzaniu tarcz na wale). W praktyce projektowej w miejsce pojęcia podzespół wprowadza się często termin węzeł konstrukcyjny. Wykorzystując tę terminologię prace z zakresu projektowania turbin ciepłych z uwzględnieniem kryterium trwałości obejmują dwa zadania:

- dobór cech konstrukcyjnych wybranych elementów,
- dobór cech konstrukcyjnych wybranych węzłów konstrukcyjnych.

Wykaz dotychczasowych publikacji i opracowań naukowo-badawczych podano w spisie literatury [1 – 26]. W niniejszej pracy omówiono wybrane zagadnienia doboru cech konstrukcyjnych elementów i podzespołów turbin ciepłych. Podano rozwiązania dwóch zadań konstrukcyjnych.

2. MATEMATYCZNY MODEL KONSTRUKCJI

Problem konstruowania może być rozwiązany za pomocą programowania matematycznego po uprzednim sformułowaniu go pojęciami matematyki, czyli po zbudowaniu tzw. matematycznego modelu konstrukcji. Sformułowanie takie pozwala abstrahować od realnego problemu i rozwiązywać tylko ten abstrakcyjny model matematyczny. Model ten powinien jak najlepiej opisywać rzeczywistą maszynę i rzeczywiste warunki jej pracy. Każdą konstrukcję można opisać za pomocą geometrycznych, materiałowych i dynamicznych cech konstrukcyjnych. Jeżeli każdej z tych cech przypiszemy pewną liczbę, to konstrukcję możemy traktować jako punkt \mathbf{X} w m -wymiarowej przestrzeni euklidesowej. Punkt ten jest matematycznym zapisem konstrukcji

$$\mathbf{X} = (x_1, x_2, \dots, x_m) \quad \mathbf{X} \in \mathbb{R}^m \quad (1)$$

Współrzędne x_1, \dots, x_m możemy podzielić na zmienne niezależne, czyli zmienne decyzyjne (optymalizowane) x_1, \dots, x_n oraz na parametry tj. wielkości znane x_{n+1}, \dots, x_m .

Zmiennymi decyzyjnymi mogą być wymiary określające konstrukcję, natomiast parametrami wielkości charakteryzujące materiał (np. stałe sprężyste E, n , granica plastyczności itp.).

Od złożonego poziomu szczegółowości modelu matematycznego zależy liczba zmiennych decyzyjnych i parametrów, a także dokładność obliczeń i jakość uzyskanych wyników. Złożoność modelu matematycznego rośnie w miarę przechodzenia do bardziej szczegółowych faz konstruowania. Po określeniu "n" wielkości projektowanych jako zmiennych decyzyjnych należy przejść do ustalenia obszaru dopuszczalnego w tej przestrzeni. Wynika to z faktu, że warunki konstrukcyjne stwarzają pewne ograniczenia dla wartości zmiennych decyzyjnych przedstawionych za pomocą równań lub też nierówności. W skomplikowanych przypadkach ograniczenia mogą być przedstawione w postaci algorytmicznej.

Poprawnie sformułowane ograniczenia tworzą pewien niepusty zbiór dopuszczalnych rozwiązań.

Przykładem ograniczeń mogą być ograniczenia wytrzymałościowe postulujące utrzymanie maksymalnych naprężeń w danym elemencie poniżej pewnej ograniczonej wartości (np. poniżej granicy plastyczności).

Trzecim etapem budowy modelu matematycznego konstrukcji (po określeniu zmiennych decyzyjnych i funkcji ograniczających) jest ustalenie funkcji celu (kryterium optymalizacji, wskaźnika jakości). Funkcja ta jest funkcją zmiennych decyzyjnych:

$$V = V(x_1, \dots, x_n) \quad (2)$$

W funkcji celu ujmuje się np. warunek minimalnej masy konstrukcji, maksymalnego czasu pracy, maksymalnej sprawności, minimalny koszt itp.

Podobnie jak w przypadku warunków ograniczających, kryterium optymalizacji może być dane także w postaci algorytmu.

Z matematycznego punktu widzenia optymalizacja konstrukcji polega na znalezieniu ekstremum warunkowego funkcji celu

$$(V = V_{\text{extr}}) \rightarrow (\mathbf{X} = \mathbf{X}_{\text{opt}}) \quad (3)$$

Pełny model matematyczny konstrukcji obejmuje więc

- a) określenie zmiennych decyzyjnych $\mathbf{X} = (x_1, \dots, x_n)$,
- b) określenie funkcji ograniczających,
- c) utworzenie funkcji celu V .

3. OKREŚLENIE ZMIENNYCH DECYZYJNYCH, MATEMATYCZNY OPIS CECH KONSTRUKCYJNYCH ELEMENTÓW TURBIN CIEPLNYCH

Zadanie to rozwiązano tylko w odniesieniu do cech geometrycznych (postaci konstrukcyjnej elementów i wymiarów). Podano opis cech geometrycznych i wykaz zmiennych decyzyjnych tylko tych elementów, które rozpatrywano w dalszej części pracy.

Przykład 1 – Łopátka

Matematyczny opis cech geometrycznych łopátki i zmienne decyzyjne przedstawiono w [5, 22]. W przypadku ogólnym łopátka jest zwinięta i zbieżna wzdłuż wysokości. Kształt profilu w dowolnym przekroju łopátki zadany jest przez podanie przebiegu jego szkieletowej (promień, szerokość, ustawienie) oraz rozkładu grubości, tzn. wartości średnic wpisanych w profil w funkcji odległości ich środków od krawędzi natarcia.

Profil łopátki zadany jest w jednostkach względnych. Konstruktor musi dobrać grubość profilu, czyli pole przekroju poprzecznego łopátki. W przypadku łopatek zbieżnych pole to jest funkcją promienia. Często przyjmuje się, że pole przekroju poprzecznego łopátki zmienia się według funkcji [22]

$$F(x) = F_w - (F_w - F_z) \left(\frac{x}{1} \right)^m \quad (4)$$

lub

$$F(\zeta) = F_w [1 - (1 - \mu) \zeta^m] \quad (5)$$

gdzie:

$$\mu = \frac{F_z}{F_w}, \quad \zeta = \frac{x}{1}$$

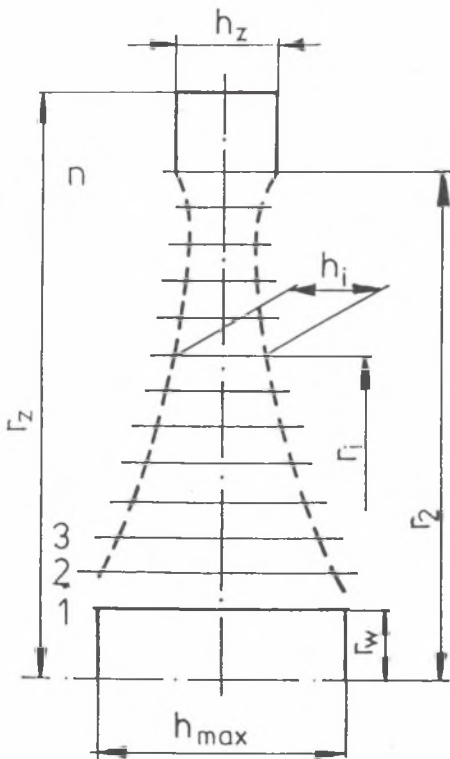
l – wysokość łopatki,

F_z, F_w – pole przekroju łopatki na promieniu r_z i r_w .

W omawianym przypadku zmiennymi decyzyjnymi są: pole przekroju łopatki u podstawy F_w , współczynnik μ oraz wykładnik m .

Przykład 2 – Tarcza wirnikowa

Schemat tarczy wraz z podaniem cech geometrycznych przedstawiono na rys. 1. Najczęściej promienie wewnętrzny r i zewnętrzny r są wielkościami znanymi (parametrami), a w procesie projektowym należy określić profil tarczy, tzn. zmianę grubości wzdłuż promienia. Zadanie to można rozwiązać w różny sposób. Szczególnie przydatne okazały się dwa opisy cech geometrycznych tarczy [10, 15, 25].



$$X = [h_i, i = 1, 2, \dots, n]$$

Rys. 1. Opis cech geometrycznych tarczy wirnikowej

Fig. 1. The description of the geometry of a rotor disc

Zakładamy, że grubość tarczy h na dowolnym promieniu r jest opisana wielomianem stopnia m

$$h = \sum_{i=1}^m a_i r^i \quad (6)$$

Jako zmienne decyzyjne w tym przypadku przyjmujemy współczynniki a_i ($i = 0, 1, 2, \dots, m$).

Dla tarczy o dowolnie zmieniającej się grubości $h = h(r)$ stosuje się dyskretny opis konstrukcji. Zmiennymi decyzyjnymi są wtedy grubości h na promieniach r ($i = 1, 2, \dots, n$).

Szerszy opis cech konstrukcyjnych tarcz wirnikowych podano w [25].

4. DOBÓR CECH KONSTRUKCYJNYCH TŁOKA ODCIĄŻAJĄCEGO TURBINY REAKCYJNEJ

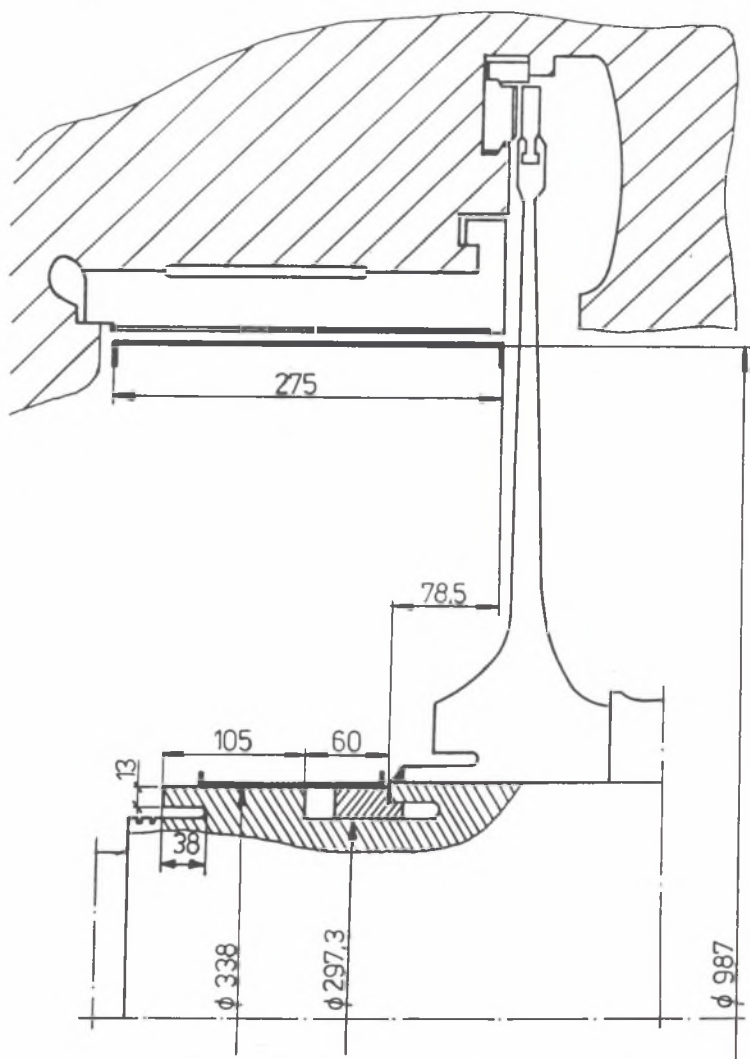
Rozpatrywany przykład dotyczy rekonstrukcji (odtworzenia) tłoka odciążającego turbiny reakcyjnej i obejmuje: dobór cech konstrukcyjnych tłoka, obliczenia wytrzymałościowe, analizę warunków pracy połączenia wciskowego tłoka z wałem oraz dobór wcisku montażowego.

W obliczeniowej ocenie wytrzymałości (zadania analizy) wykorzystuje się powszechnie metodę elementów skończonych. Zastosowanie tej metody do zagadnień projektowych (zadań syntezy) wiąże się z wykonaniem dużej liczby czasochłonnnych obliczeń i w naszych warunkach nie jest to metoda skuteczna. W związku z tym do rozwiązania zagadnień syntezy wykorzystuje się prostsze modele wytrzymałościowe.

4.1. Założenia i dane wejściowe

- a. Fragment turbiny obejmujący stopień regulacyjny i przestrzeń tłoka odciążającego pokazano schematycznie na rys. 2. Należy zaprojektować (zrekonstruować) tłok odciążający o średnicy zewnętrznej $\phi 987$ osadzony na wale o średnicy $\phi 338$. Znane są również wymiary osiowe tłoka, tzn. szerokość na promieniu wewnętrznym i zewnętrznym (rys. 2). Uszczelnienia labiryntowe w postaci blaszek są umieszczone na wieńcu tłoka o szerokości 275 mm. Szerokość piasty nie może przekroczyć 165 mm (105 mm + 60 mm na rys. 2).
- b. Turbina jest zasilana parą o ciśnieniu 1,4 MPa i temperaturze 380°C, a tłok odciążający omywa para o parametrach na wejściu $p = 1$ MPa, $t = 350^\circ\text{C}$.

- c. Tłok można wykonać z materiału 34HN3M. Dla temperatury 350 C własności stali 34HN3M są następujące: $E = 1,8 \cdot 10^5$ MPa, $\nu = 0,3$, $R_e = 475$ MPa.



Rys. 2. Stopień regulacyjny i obszar tłoka odciążającego turbiny

Fig. 2. Regulation stage and the balance piston area

- d. Tłok osadzony jest na wale z wciskiem i to połączenie przenosi znaczną część obciążenia osiowego. Ze względu na to, że wymieniony materiał nie jest spawalny, należy zaprojektować specjalne zabezpieczenie przed przesuwem osiowym tłoka. Typowe dla BBC zabezpieczenie za pomocą spawania (zob. np. połączenie tarczy stopnia regulacyjnego z wałem na rys. 2) nie jest możliwe.
- e. Wcisk montażowy należy dobrać tak, by luzująca (wyzwalająca) liczba obrotów była większa od wartości $n_w = 3300$ obr/min.

4.2. Dobór cech konstrukcyjnych tłoka

W procesie doboru cech konstrukcyjnych tłoka uwzględniono wszystkie kryteria podane w punktach a – e. Ostateczną postać i wymiary tłoka przedstawiono na rys. 3^{*)}. Zaprojektowany tłok nie jest tarczą symetryczną, co komplikuje jego wytrzymałościowe warunki pracy. Obok znacznych sił rozciągających, wywołanych siłami odśrodkowymi, występują momenty gnące. Dotyczy to zwłaszcza wieńca tłoka. Niesymetryczna postać konstrukcyjna tłoka wynika z wzajemnego położenia zadanych powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej tłoka (linie grube na rys. 2).

Tłok osadzony jest na wale z wciskiem. Sposób przygotowania obróbki wału przedstawiono na rys. 4. Po obróbce wału i ustaleniu średnicy D pod tłokiem można wykonać otwór w tłoku. Montaż tłoka i jego obróbkę po nasadzeniu na wał opisano na rys. 4. W celu zwiększenia powierzchni przylegania tłoka do wału zastosowano dodatkowy przecięty pierścień osadzony w wytoczeniu wału.

Tłok zabezpieczono przed przesuwem osiowym za pomocą pierścienia przyspawanego bezpośrednio do wału.

4.3. Obliczenia wytrzymałościowe tłoka

Obliczenia naprężeń i odkształceń tarczy tłoka odciążającego wykonano dla 3 różnych modeli wytrzymałościowych. Modele te różnią się przyjętym opisem stanu naprężenia i odkształcenia tarczy i wału. W obliczeniach uwzględniono:

- płaski stan naprężenia (stan ten opisują 2 składowe: σ_r – naprężenia promieniowe i σ_t – naprężenie obwodowe),
- płaski stan odkształcenia (stan ten opisują 3 składowe: σ_r – naprężenie promieniowe, σ_t – obwodowe i σ_z – osiowe),
- osiowo-symetryczny stan naprężenia i odkształcenia (do wymienionych wyżej składowych dochodzi σ_{rz} – naprężenie styczne).

^{*)} Rys. 3 i 4 opracował dr inż. Stanisław Dziedzic.

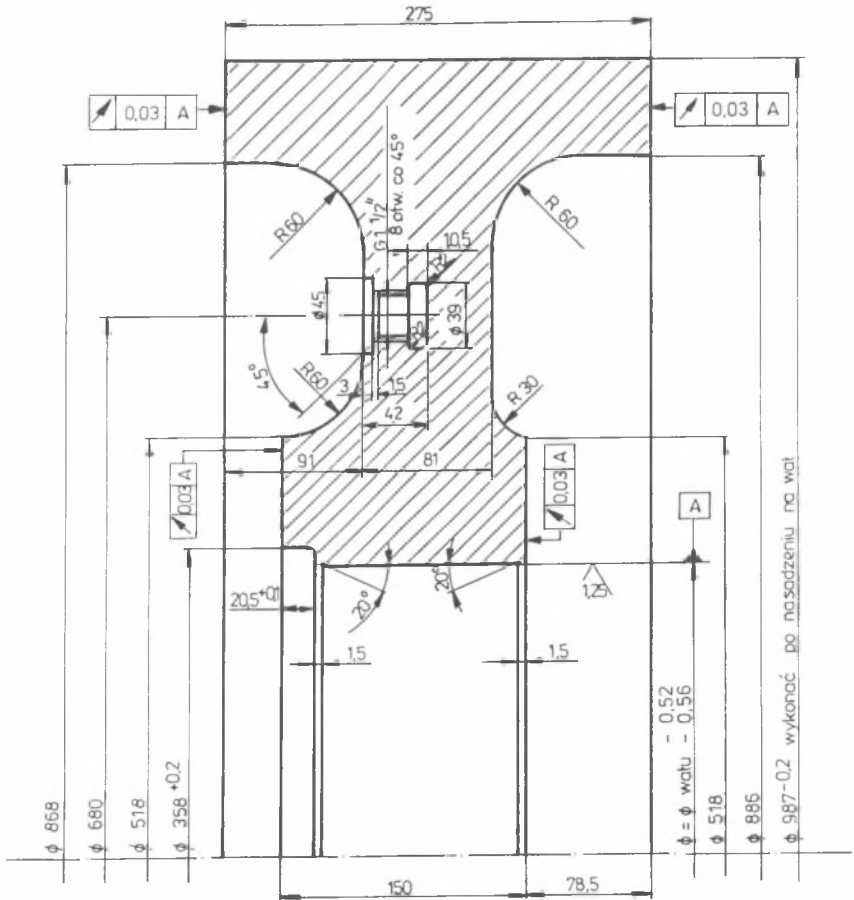
Wspomniane wyżej 3 modele wytrzymałościowe tłoka można opisać następująco:

a. **Model I**

tłok – płaski stan naprężenia,
wał – płaski stan naprężenia.

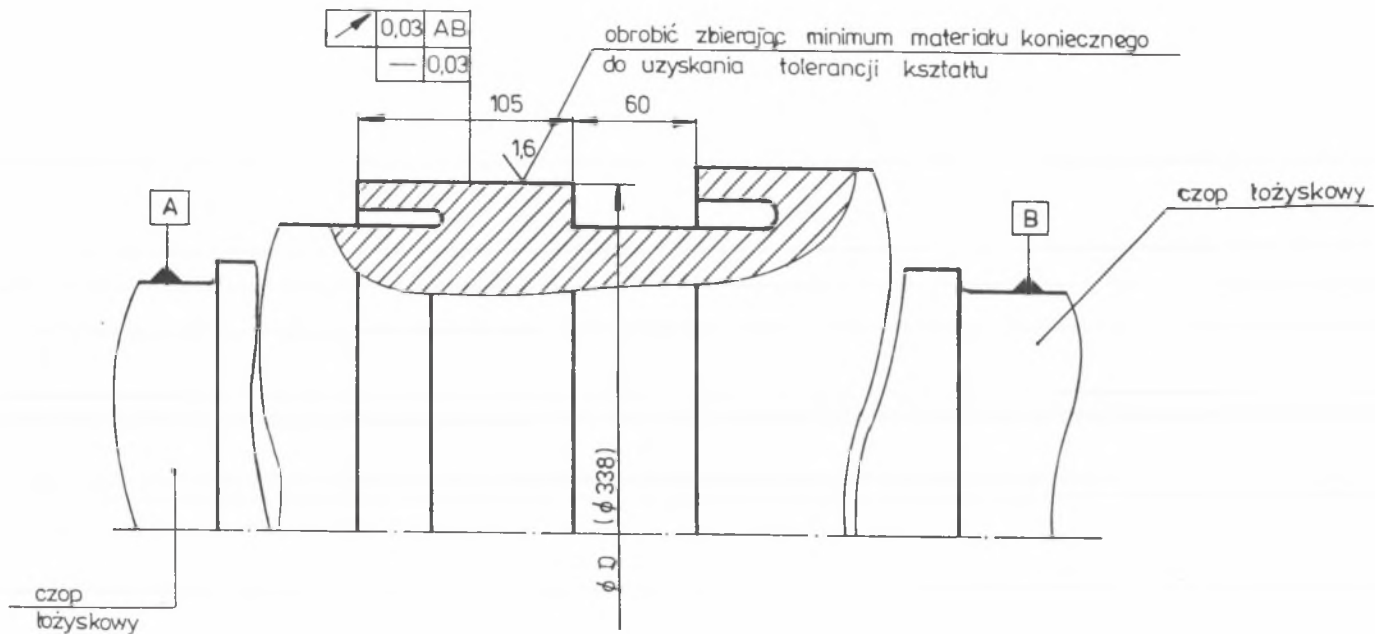
b. **Model II**

tłok – płaski stan naprężeń,
wał – płaski stan odkształcenia.



Rys. 3. Cechy konstrukcyjne tłoka

Fig. 3. Balance piston construction



Rys. 4. Sposób obróbki wału

Fig. 4. Shaft machining method

c. Model III

tłok }
wał } osiowo-symetryczny stan naprężenia i odkształcenia.

Model III wykorzystano do końcowego sprawdzenia stanu wytrzymałościowego tłoka. W związku z tym po dobraniu cech konstrukcyjnych tłoka i wyznaczeniu wartości wcisku zapewniającego skuteczną pracę połączenia tłoka z wałem przeprowadzono dokładne obliczenia stanu naprężenia i odkształcenia w tłoku metodą elementów skończonych.

Warunkiem skutecznej pracy połączenia jest odpowiednia wartość naprężenia promieniowego na powierzchni kontaktowej tłok – wał. Na rys. 5 podano zależności tego naprężenia od liczby obrotów i wcisku Δ – tzn. różnicy promieni wału i tłoka. W sposób szczególny wyróżniono stan spoczynku ($n = 0$) i pracę przy nominalnej prędkości obrotowej $u = 3000$ obr/min. Wzrost wcisku Δ powoduje liniowy przyrost naprężenia promieniowego. Z przebiegu podanych zależności można określić luzującą liczbę obrotów. Obroty te uzyskuje się dla dowolnego Δ w chwili, gdy $p = 0$ (zob. prawą część wykresu na rys. 5). Uzyskane w ten sposób obroty luzujące przedstawiono na rys. 7 w funkcji wcisku.

Na rys. 6 podano zależność maksymalnego naprężenia zredukowanego od liczby obrotów i wcisku. Po przeanalizowaniu uzyskanych zależności i porównaniu z granicą plastyczności materiału 34HN3M w temperaturze $350^{\circ}\text{C R} = 475$ MPa przyjęto wcisk montażowy

$$\Delta D = 0,5 \text{ mm}$$

Dla tej wartości wcisku naprężenie promieniowe na powierzchni kontaktowej tłok – wał zmienia się od wartości

$$p_0 = -130 \text{ MPa}$$

dla $n = 0$ do wartości

$$p_{3000} = -29,6 \text{ MPa}$$

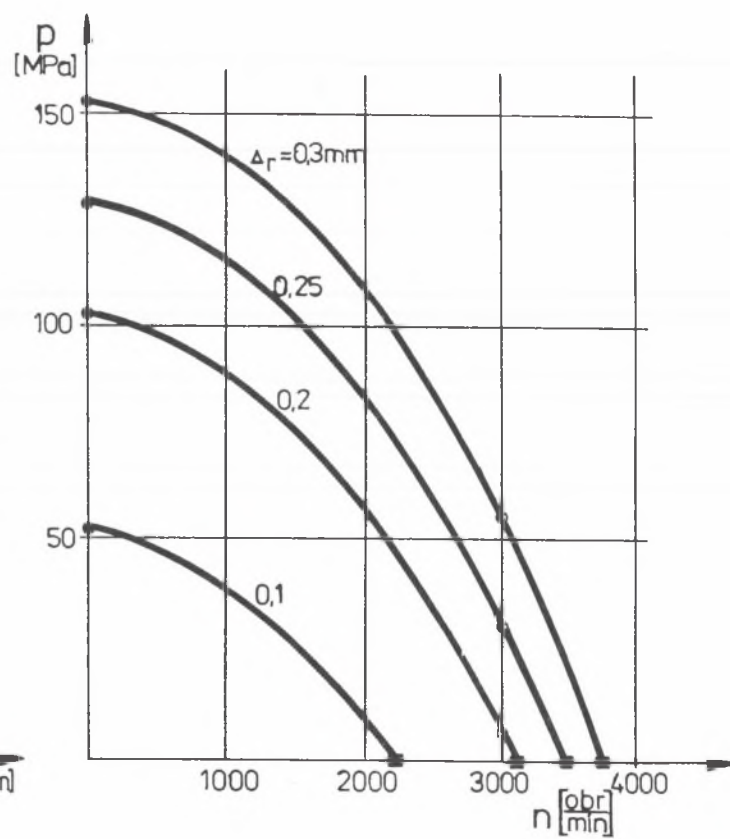
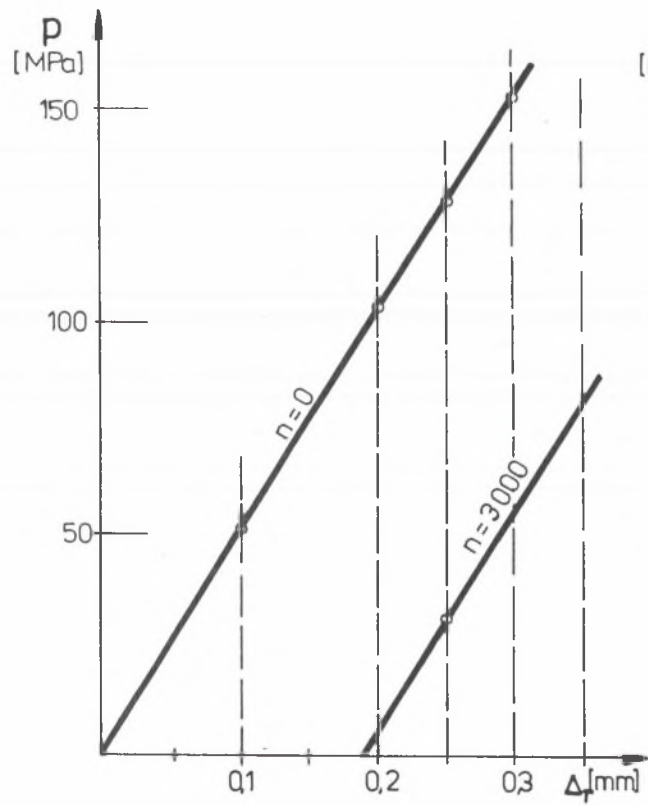
dla nominalnej liczby obrotów ($n = 3000$ obr/min).

Luzująca liczba obrotów

$$n^* = 3430 \text{ obr/min}$$

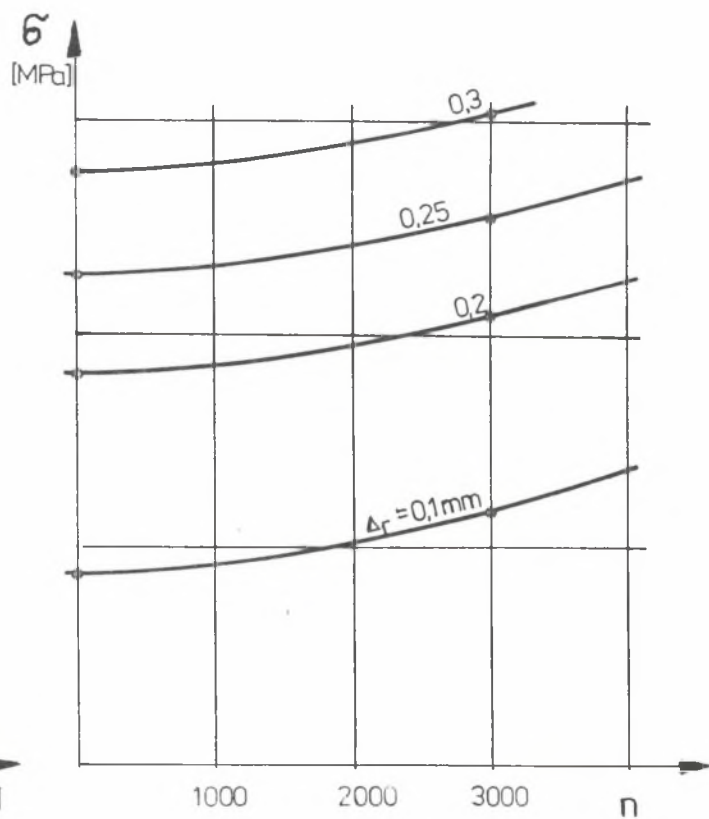
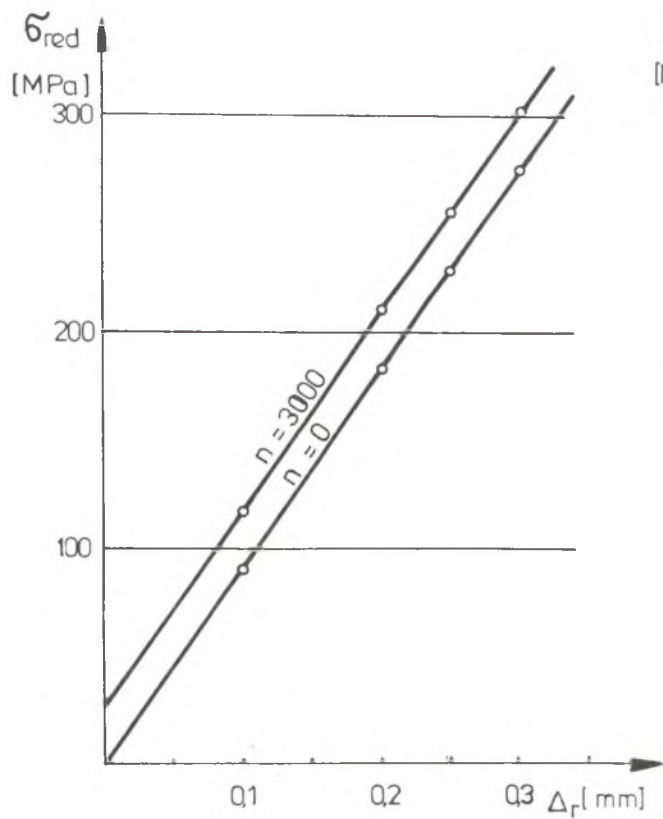
Maksymalne naprężenia zredukowane występuje na powierzchni zewnętrznej tłoka i wynosi (rys. 6)

$$\sigma_{\text{red,max}} = 254,9 \text{ MPa}$$



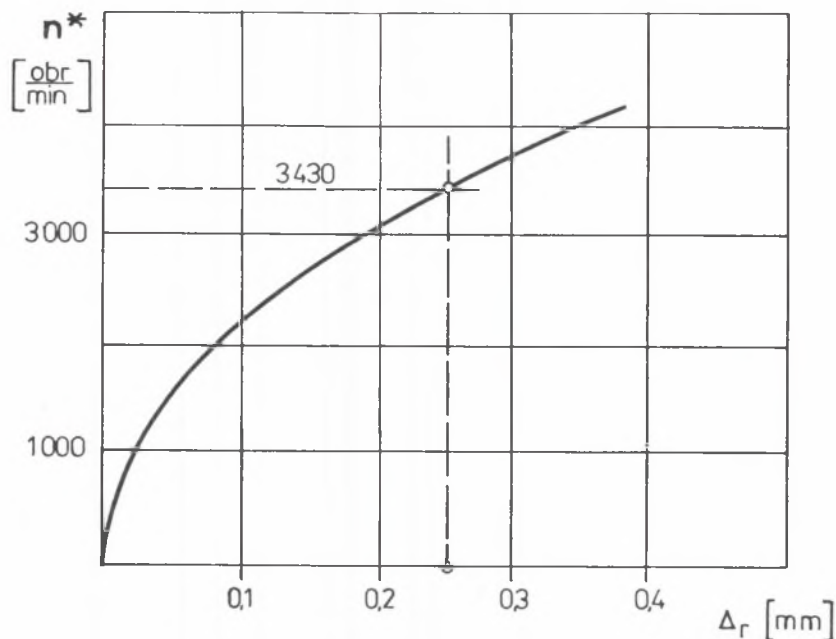
Rys. 5. Napężenie promieniowe na powierzchni kontaktowej tłok – wał

Fig. 5. Radial stress on the piston–shaft contact surface



Rys. 6. Zależność maksymalnych naprężeń zredukowanych od liczby obrotów i wciśku

Fig. 6. The relationship of effective maximum stress the rotations and the interference



Rys. 7. Luzująca liczba obrotów

Fig. 7. Clearing rotations

Obliczenia zabezpieczeń przed przesuwem osiowym przeprowadzone dla maksymalnej możliwej różnicy ciśnień na tłoku ($\Delta p = 0,9$ MPa) wskazują, że zabezpieczenie spoiną przeniesie całą siłę osiową, zaś wcisk spowoduje przeniesienie minimum 80% tej siły za pomocą sił tarcia. Ponieważ przyjęta różnica ciśnień pary działająca na tłok jest zawyżona, w rzeczywistości przy założonej wartości wcisku siłę osiową przeniesie połączenie wciskowe. Spoina w praktyce stanowi dodatkowe zabezpieczenie i zacznie ewentualnie pracować dopiero przy prędkości obrotowej zbliżonej do n^* .

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wytrzymałościowych przyjęto ostatecznie wcisk montażowy $\Delta D = 0,52 - 0,56$ mm.

5. DOBÓR LUZU WIERZCHOŁKOWEGO W STOPNIU MASZYNY PRZEPEŁYWOWEJ Z UWZGLĘDNIENIEM PEŁZANIA MATERIAŁU

Wśród zagadnień konstrukcyjnych i eksploatacyjnych turbin ciepłych związanych z wysoką temperaturą czynnika na pierwszy plan wysuwają się [24]: chłodzenie elementów, pełzanie materiału, deformacje i naprężenie cieplne oraz dobór luzów osiowych i promieniowych.

Wartości luzów nie są stałe, lecz zmieniają się w zależności od warunków pracy maszyny. Dotyczy to zwłaszcza maszyn, których elementy pracują w warunkach pełzania.

Na skutek ciągle postępujących odkształceń trwałych, będących wynikiem pełzania tarcz, a przede wszystkim łopatek roboczych, luz wierzchołkowy ulega ciągle postępującemu zmniejszaniu w miarę wzrostu liczby godzin eksploatacji maszyny. Likwidacja luzu wierzchołkowego w dowolnych warunkach pracy i stanu maszyny jest niedopuszczalna.

Dobranie właściwego początkowego luzu wierzchołkowego łopatek stanowi jeden z trudniejszych, a jednocześnie najbardziej odpowiedzialnych problemów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych. Zbyt duży luz wierzchołkowy powoduje powstanie nadmiernych przecieków, co obniża sprawność maszyny. Zbyt mały luz ogranicza trwałość maszyny.

Celem podjętych badań jest określenie zmiany luzu wierzchołkowego spowodowanej pełzaniem w czasie eksploatacji maszyny przepływowej. Rozważanie szczegółowe przeprowadzono dla jednostopniowej turbiny ciepłej.

5.1. Sformułowanie badanego problemu

Zmniejszanie się luzu wierzchołkowego w stopniu turbiny zachodzi na skutek szybszego łącznego przemieszczanie się wirnika i łopatek niż kadłuba. Wzajemne przemieszczenia poszczególnych elementów pokazano na rys. 8. Wyróżniono przemieszczenia sprężyste Δ^s i trwałe Δ^c wywołane pełzaniem. Zmianę luzu można opisać zależnością

$$\Delta(t) = \Delta_0 + \Delta_k^s(p, T) + \Delta_k^c(t) - [\Delta_i^s(\omega, T) + \Delta_i^c(T) + \Delta_i^s(\omega, T) + \Delta_i^c(t) + \Delta^*] \quad (7)$$

gdzie:

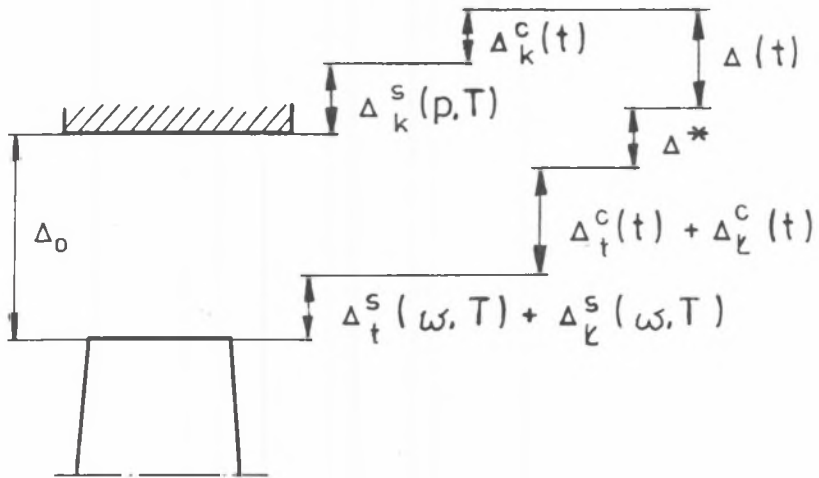
$\Delta(t)$ – luz bieżący,

$\Delta_k^s(p, T)$ – sprężyste przemieszczenie kadłuba wywołane temperaturą oraz ciśnieniem,

$\Delta_k^c(t)$ – przemieszczenie kadłuba wywołane pełzaniem,

$\Delta_i^s(\omega, T)$, $\Delta_i^c(\omega, T)$ – sprężyste przemieszczenia łopatki i tarczy wywołane obrotami i temperaturą,

$\Delta_i^s(t)$, $\Delta_i^c(t)$ – przemieszczenie łopatki i tarczy wywołane pełzaniem,



Rys. 8. Wzajemne przemieszczenie wirnika i kadłuba

Fig. 8. Mutual displacement of the cylinder and the rotor

Δ_0 – luz montażowy,

Δ^* – zmiana luzu spowodowana zużyciem łożysk.

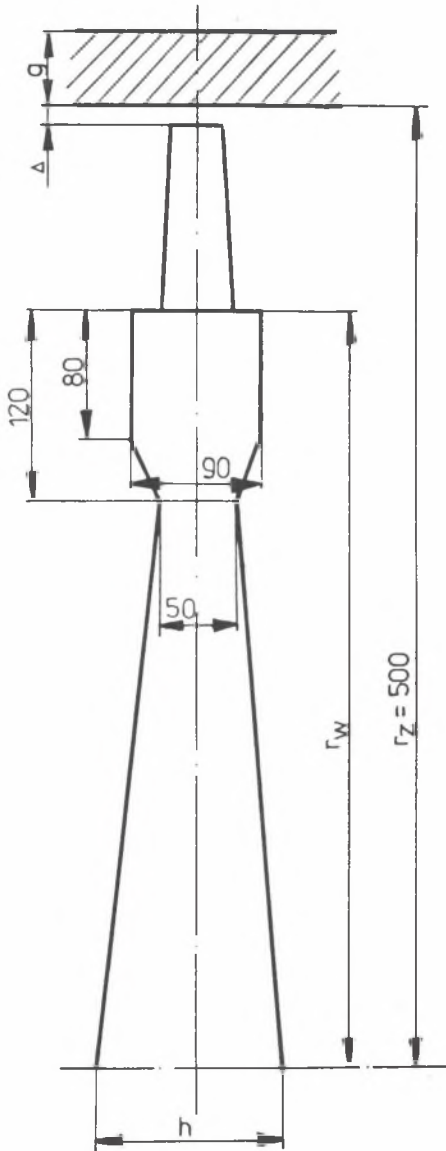
Formuły do obliczenia sprężystych przemieszczeń łopatek, tarcz i kadłubów, wywołanych prędkością obrotową, ciśnieniem i temperaturą są znane [np. 22, 23 i 24]. Na tej podstawie można określić wpływ poszczególnych obciążeń na odkształcenia sprężyste elementów. Przemiotem dalszych analiz będzie zmiana luzu wierzchołkowego spowodowana pełzaniem materiału

$$\Delta^c(t) = \Delta_t^c(t) + \Delta_f^c(t) - \Delta_k^c(t) \quad (8)$$

Przebieg czasowy $\Delta^c(t)$ zależy od postaci i wymiarów tarczy, łopatek i kadłuba, a także temperatury i materiału.

5.2. Model stopnia, zakres obliczeń

Na rys. 9 pokazano schematycznie model badanego stopnia turbiny. Tarcza wirnikowa o zmiennej grubości, bez otworu centralnego jest nagrzana równomiernie do temperatury T i wiruje z prędkością obrotową $\omega = 314$ 1/s. Na powierzchni zewnętrznej osadzone są łopatki robocze, które w czasie pracy maszyny wywołują równomiernie rozłożone ciągnięcie σ_1 .



Rys. 9. Model stopnia turbiny

Fig. 9. A turbine stage model

Część robocza łopatki ma zmienne wzdłuż osi pola przekroju poprzecznego. Przyjęto, że pole to zmienia się według funkcji (4).

Ściankę kadłuba traktujemy jako fragment powłoki walcowej o danym promieniu $r_z = 500$ mm i grubości g (rys. 9).

Z uwagi na założoną wysoką temperaturę tarczy, łopatek i kadłuba należy uwzględnić pełzanie materiału. Przyjmujemy opis procesu pełzania w postaci prawa Nortona [24]

$$\dot{\epsilon}^c = B\sigma^n \quad (9)$$

gdzie:

B, n – stałe materiałowe.

Zakres badań obejmuje analizę wpływu

- promienia tarczy r_w (stosunku $v = r_w/r_z$ dla $r_z = \text{const}$),
- grubości tarczy h ,
- grubości kadłuba g ,
- wykładnika m w formule (4),

$$r_w(v), h, g, m$$

na

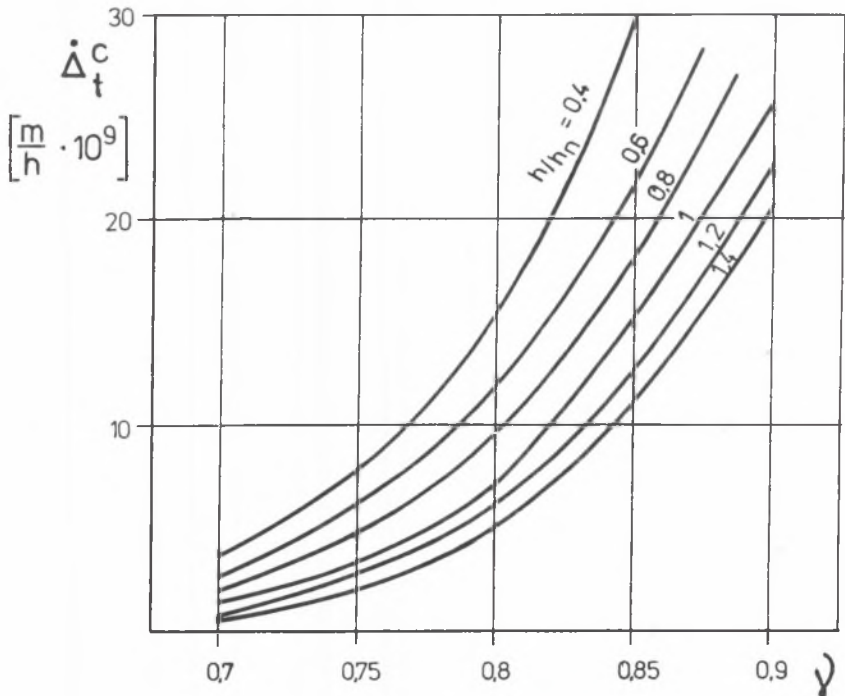
- prędkość pełzania tarczy $\dot{\Delta}_t^c$, łopatki $\dot{\Delta}_l^c$ i kadłuba $\dot{\Delta}_k^c$,
- prędkość zmiany luzu wierzchołkowego δ^c

$$\dot{\Delta} = \dot{\Delta}^c = \dot{\Delta}_t^c + \dot{\Delta}_f^c - \dot{\Delta}_k^c \quad (10)$$

Wielkości $r_w(v)$, h , g , m zmieniono w stosunku do następujących wartości nominalnych: $r_{wn} = 400$ mm ($v_n = 0,8$), $h_n = 200$ mm, $g_n = 40$ mm, $m_n = 0$ (łopatka przyzmatyczna).

5.3. Wpływ cech konstrukcyjnych na pełzanie tarczy

Analizowane zadanie opisano szczegółowo w punkcie poprzednim. Do wyznaczenia odkształceń tarczy spowodowanych pełzaniem zastosowano algorytmy omówione w [23 i 24]. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 10. W trakcie obliczeń zmieniano grubość tarczy i jej średnicę. W obu przypadkach podano zależności prędkości pełzania od zmienianego wymiaru (h/h_n i v).



Rys. 10. Wpływ cech konstrukcyjnych na prędkość pełzania tarczy

Fig. 10. The influence of the construction parameters on the disc creep

Dla tarczy o wymiarach nominalnych przyjęto, że łopatki wywołują obciążenia powierzchniowe $\sigma_i = 5 \text{ MPa}$.

Obciążenie σ_i zwiększa naprężenia, odkształcenia i prędkość pełzania tarczy. Zmiana promienia zewnętrznego tarczy (zmiana v) powoduje zmianę długości i masy łopatki, a to z kolei zmienia σ_i . Fakt ten uwzględniono w przeprowadzonej analizie pełzania tarczy.

5.4. Wpływ cech konstrukcyjnych na pełzanie łopatki

Rozpatrujemy pełzanie łopatki wirnikowej poddanej działaniu sił odśrodkowych. Pomijamy działanie momentów gnących, a łopatkę traktujemy jako pręt. W tak przyjętym ujęciu jednowymiarowym naprężenia w przekroju łopatki na promieniu r_i są równe:

$$\sigma_i = \rho \omega^2 \frac{\int_{r_i}^{r_z} r F(r) dr}{F_i} \quad (11)$$

gdzie: F_i – pole przekroju łopatki na promieniu r_i .

Wydłużenie trwałe wywołane pełzaniem materiału

$$\Delta_i^c = \int_{r_w}^{r_z} \epsilon^c dr \quad (12)$$

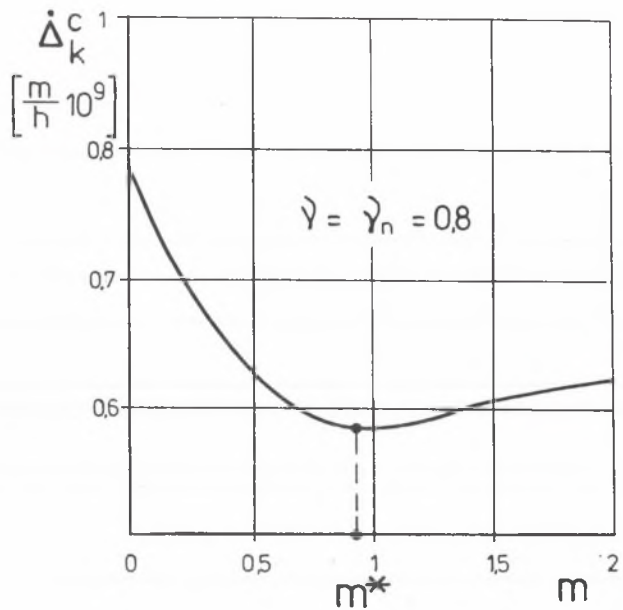
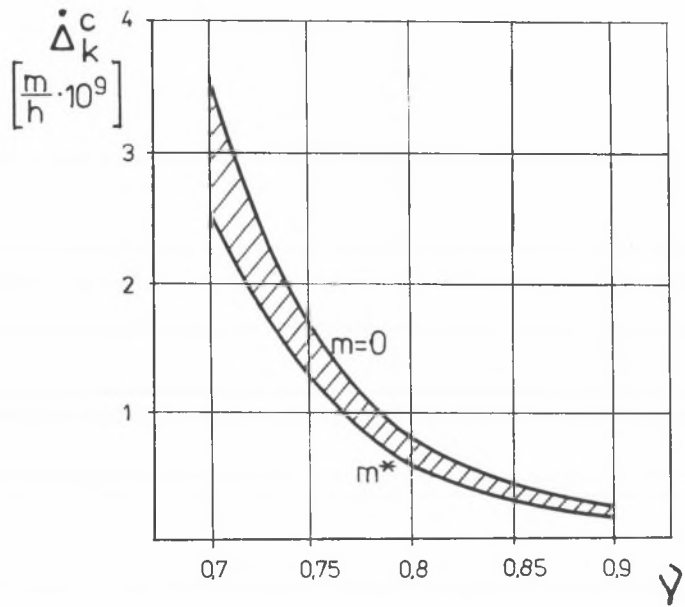
Przyjmując opis procesu pełzania w postaci związku (9) możemy napisać:

$$\Delta_i^c = \int_{r_w}^{r_z} \int_0^t \sigma^n B dt dr \quad (13)$$

Dla łopatki o stałym przekroju zależności (11) i (13) przyjmują postać

$$\sigma = \frac{\rho \omega^2}{2} (r_z^2 - r^2) \quad (14)$$

$$\Delta_i^c = \int_0^t \int_{r_w}^{r_z} B \left[\frac{\rho \omega^2}{2} (r_z^2 - r^2) \right]^n dr dt = Bt \left(\frac{\rho \omega^2}{2} \right)^n \int_{r_w}^{r_z} (r_z^2 - r^2)^n dr \quad (15)$$

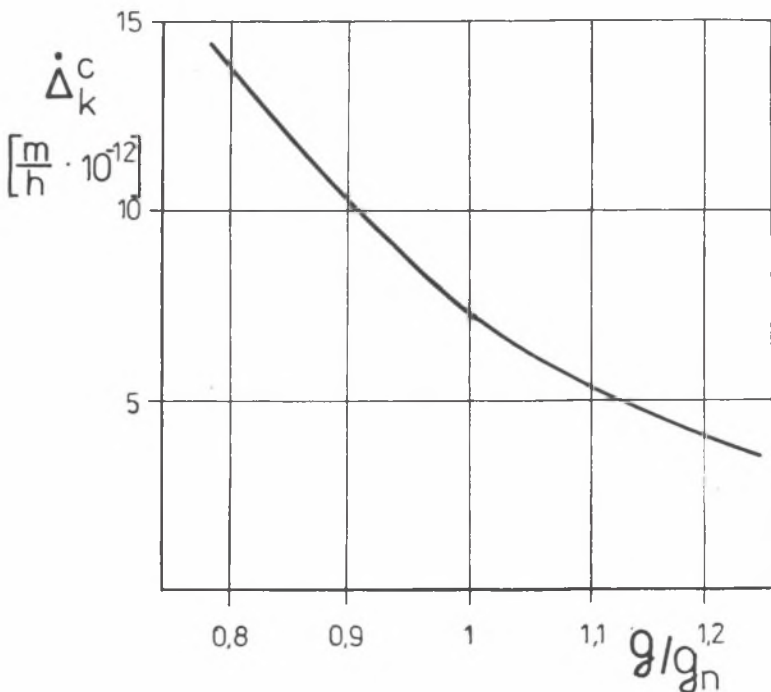


Rys. 11. Wpływ cech konstrukcyjnych na prędkość pełzania łopatki

Fig. 11. The influence of the construction parameters on the blade creep

Na rys. 11a nakreślono zależność prędkości pełzania dla różnych długości łopatk (różnych stosunków $v = r_w/r_z = \text{const}$).

Dla łopatk o zmiennym przekroju wzdłuż wysokości, prędkość pełzania zależy od stopnia „pocienienia” łopatk (zmiany przekroju wzdłuż osi). Jeżeli przekrój łopatk zmienia się wg funkcji (4), to odkształcenia pełzania zależą od wykładnika m . Dla $m = 0$ otrzymujemy łopatkę pryzmatyczną (cylindryczną), a dla $m = 1$ łopatkę o liniowo zmieniającym się przekroju. Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 11b. Największe wydłużenie, co jest logiczne, uzyskujemy dla $m = 0$, czyli łopatk o stałym przekroju. Zależność $\dot{\Delta}_k^c = f(m)$ wykazuje pewne minimum, tzn. istnieje taki wykładnik m^* (taki kształt łopatk), dla którego odkształcenia wywołane pełzaniem są najmniejsze. Rys. 11b dotyczy łopatk o nominalnej długości (nominalnego stosunku v_n). Dla innych wartości n sytuacja jest podobna, a prędkości pełzania łopatk dla dowolnego wykładnika m mieszczą się w przedziale $m = 0$ i m^* (rys. 11a).



Rys. 12. Wpływ grubości ścianki na prędkość pełzanie kadłuba

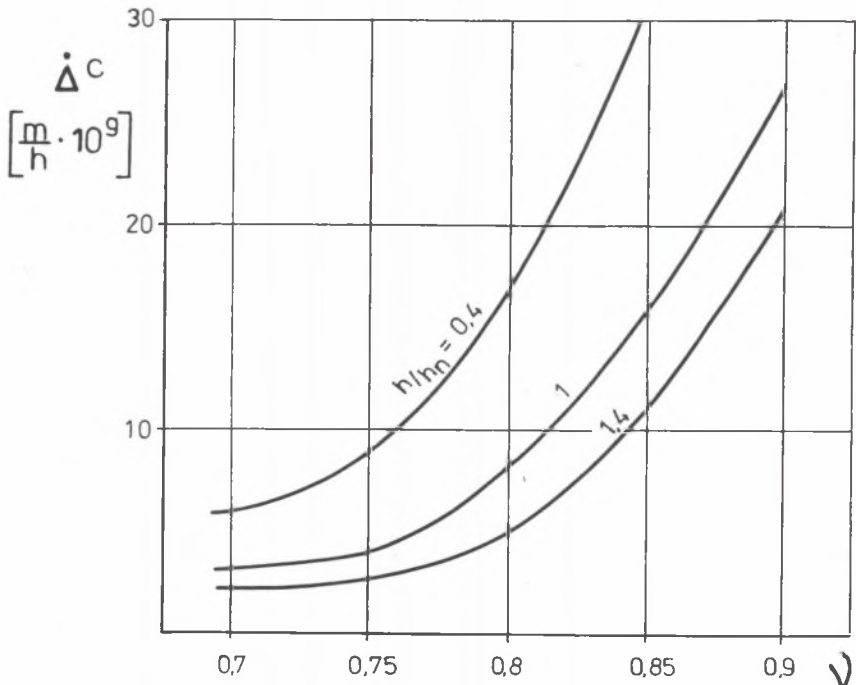
Fig. 12. The influence of the construction parameters on the cylinder creep

5.4. Pełzanie kadłuba i prędkość zmiany luzu wierzchołkowego

Zgodnie z uwagami podanymi w punkcie 5.2, w obliczeniach prędkości pełzania ściankę kadłuba traktowano jako fragment powłoki walcowej o danym promieniu $r_z = 500$ mm i grubości g (rys. 9). W obliczeniach zmieniano grubość ścianki w granicach 0,8 – 1,2 wartości nominalnej g_n .

Zależność prędkości pełzania kadłuba od grubości ścianki pokazano na rys. 12. Porównanie uzyskanych wartości z wyznaczonymi wcześniej prędkościami pełzania tarczy (rys. 10) i łopatek (rys. 11) wskazuje na zdecydowanie wolniejsze narastanie odkształceń trwałych kadłuba.

Prowadzi to w konsekwencji do zmniejszania się luzu wierzchołkowego. Analiza wartości liczbowych przedstawionych na rys. 10, 11 i 12 prowadzi do wniosku, że decydujący wpływ na prędkość zmian luzu wierzchołkowego ma stosunek n oraz grubość tarczy h (rys. 13). Wpływ grubości ścianki kadłuba jest pomijalnie mały. Z tego powodu do dalszych analiz wybrano kadłub



Rys. 13. Prędkość zmiany luzu wierzchołkowego

Fig. 13. Change in the tip clearance

o grubości nominalnej. Podobna uwaga dotyczy kształtu łopatki. Wpływ współczynnika m również jest niewielki.

LITERATURA

- [1] Kosman G., Wajsprych A.: Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 56. Gliwice 1976, s. 43–58.
- [2] Kosman G.: Wpływ cech konstrukcyjnych wirnika wentylatora młynowego na stan naprężenia w tarczy nośnej i nakrywającej. Fabryka Wentylatorów w Chełmie Śląskim, 1973.
- [3] Kosman G.: Określenie stanu obciążeń i nośności granicznej wirników wentylatorów WPWD–200/1,4c i WPWD–125/1,8. Fabryka Wentylatorów w Chełmie Śląskim. 1975.
- [4] Kosman G.: Optymalne kształtowanie tarcz wirnikowych turbin akcyjnych z uwagi na graniczną liczbę obrotów. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Energetyka z. 66. Gliwice 1978, s. 199–209.
- [5] Kosman G.: Some aspects of optimum desing of axial fans blades. Proceedings of the Sixth Conference on Fluid Machinery, Budapest 1979, s. 604–613.
- [6] Chmielniak T., Kosman G.: Optimal structural desing of centrifugal and mixed flow impellers. Proceedings of the VII Conference on Fluid Machinery. Budapest 1983, s. 140–149.
- [7] Kosman G., Rusin A.: Przykłady doboru cech konstrukcyjnych wirników osiowo–promieniowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Energetyka z. 83, Gliwice 1983, s. 291–306.
- [8] Kosman G., Rusin A.: Wpływ cech konstrukcyjnych i temperatury przepływającego czynnika na żywotność wirnika wentylatora. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., Energetyka z. 91, Gliwice 1985, s. 348–375.
- [9] Chmielniak T., Kosman G., Witkowski A., Rusin A.: Basic Constructional Problems of High–Temperature Fans and Examples of Their Solution. Proc. VII th Conference on Fluid Machinery, Budapest 1987, s. 159–166.
- [10] Rusin A.: Dobór cech konstrukcyjnych wirników stopni osiowych i osiowo–promieniowych z uwzględnieniem pełzania. Praca doktorska, Pol. Śl., Gliwice 1987.
- [11] Kosman G., Rusin A.: Kompensacja momentów gnących w jednostrumieniowych wirnikach maszyn promieniowych. Zbiór prac VI Konferencji Naukowo–Technicznej „Technologia przepływowych maszyn wirnikowych” Rzeszów 1988, s. 70–77.

- [12] Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: Wytrzymałościowe kształtowanie elementów maszyn poddanych działaniu wysokich temperatur i zmiennych obciążeniach. CPBP 02.18, zad. 2.3.2.3. Etap 1 Metody i kryteria wytrzymałościowego kształtowania elementów maszyn poddanych działaniu obciążeniach cieplnych. Gliwice 1986.
- [13] Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: Opracowanie algorytmu optymalnego kształtowania elementów maszyn z uwzględnieniem kryteriów wytrzymałościowych z zastosowaniem do wirników maszyn przepływowych. CPBP 02.18. zad.2.3.2.3. Etap 2. Gliwice 1987.
- [14] Kosman G., Rusin A.: Wspomaganie komputerowe projektowania maszyn i urządzeń poddanych działaniu obciążeniach cieplnych. CPBP 02.18, zad.2.3.5.4. Gliwice 1988.
- [15] Kosman G., A. Rusin: Methoden zur optimalen Gestaltung von Strömungsmaschinen – Laufrädern. Maschinenbautechnik 39, 4, 1990.
- [16] Kosman G., Rusin A.: Computer aided design of the elements of flow machinery. Int. Conference on Engineering Design. ICED 91, Zürich 1991.
- [17] Kosman G, A.Rusin, R.Galas: Opis zadania projektowego elementów turbin metodami programowania matematycznego z uwzględnieniem wymaganej trwałości. Elementarne metody projektowania. CPBR 5.1.2, PK-06.01, Gliwice 1990.
- [18] Kosman G., Rusin A., Galas R.: Adaptacja procedur optymalizacyjnych do zagadnień wytrzymałościowego kształtowania elementów turbin. CPBR 5.1.2, PK-06.02. Gliwice 1990.
- [19] Kosman G., Rusin A., Galas R.: Testowanie programu optymalizacyjnego na przykładzie elementów zespołu wirującego i kadłuba z uwzględnieniem wymaganej trwałości. CPBR 5.1.2, PK-06.03, Gliwice 1990.
- [20] Kosman G.: Projektowanie elementów maszyn przepływowych z uwzględnieniem wymaganej trwałości. Sympozjon PKM, Wyd. Pol. Warszawskiej, Warszawa 1993.
- [21] Kosman G., Rusin A.: Przykłady doboru cech konstrukcyjnych elementów maszyn z uwzględnieniem kryterium trwałości, jw.
- [22] Kosman G.: Termowytrzymałość maszyn przepływowych. Skrypt Pol. Śl., Gliwice 1991.
- [23] Kosman G., Rusin A.: Termowytrzymałość maszyn przepływowych. Zagadnienia plastyczności i pełzania. Gliwice 1991.
- [24] Chmielniak T., Kosman G., Rusin A.: Pełzanie elementów turbin cieplnych. WNT, Warszawa 1990.
- [25] Kosman G., Rusin A.: Sformułowanie problemu projektowania wirników maszyn przepływowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., s. Energetyka z. 123, Gliwice 1995.

- [26] Kosman G., Rusin A.: Koncepcja optymalizacji cech konstrukcyjnych kadłubów wysokoprężnych turbin cieplnych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl., s. Energetyka z. 123, Gliwice 1995.

Abstract

The selected problems of the determination of the construction parameters of the main components and assemblies of the heat turbines are discussed. In case of the assemblies, particular attention has been paid to the problems of interactions of the elements forming the assembly. The construction parameters affecting these interactions have been determined (for example, the interference when a disc is mounted on a shaft).

The construction problem may be solved by mathematical programming after a mathematical model of a component or an assembly was formulated. The models of the discs and blades have been described. The task has been solved with respect to the geometric parameters only. The description of the geometric features and the lists of decision variables have been given only for the elements regarded in the second part of the paper.

The full mathematical model of a construction includes:

- a) the determination of the decision variables $x = (x_1, \dots, x_n)$
- b) the determination of the constraint functions
- c) the formulation of an objective function V .

From the point of view of the mathematics, the optimization of the construction is equivalent to finding a conditional extremum of the objective function:

$$(V = V_{\text{extr}}) \rightarrow (\mathbf{X} = \mathbf{X}_{\text{opt}})$$

Two examples of constructions have been given. The first concerns the reconstruction of a balance piston of a reaction turbine and includes the selection of the form and the dimensions of the drum, the preparation of the documentation, performing the verifying calculations, the analysis of the operating conditions of the piston – shaft point and the selection of the interference. The second example concerns the calculation of the tip clearance.