XIV SYMPOZJON 20—26.02.1975

POLITECHNIKA ŚLĄSKA IM. W. PSTROWSKIEGO

POLSKIE TOWARZYSTWO
MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ
ODDZIAŁ GLIWICE

CZTERNASTY SYMPOZJON

OPTYMALIZACJA W MECHANICE

GLIWICE–JASZOWIEC • luty 1975

GLIWICE 1975

SYMPOZJON "OPTYMALIZACJA W MECHANICE"
POLSKIE TOWARZYSTWO MECHANIKI TEORETYCZNEJ I STOSOWANEJ
Beskid Śląski, luty 1975 r.

Joachim J.Otte, Gerard Kosman
Instytut Maszyn i Urządzeń
Energetycznych
Politechniki Śląskiej

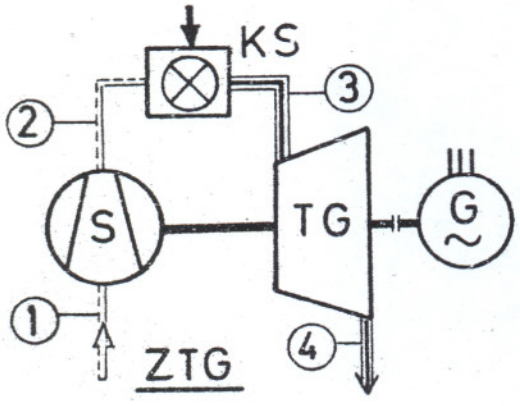
OCENA MAKSYMALNEJ MOCY ZESPOŁÓW TURBIN GAZOWYCH

1. WSTĘP

Zalety zespołów turbin gazowych (ZTG) takie jak zwartość, duża elastyczność termiczna, mała metalochłonność, dość niskie koszty budowy - spowodowały, że rozpatrywane są one coraz częściej, szczególnie w zakresie obciążeń szczytowych, jako konkurencyjne w stosunku do turbin parowych. Jednym z czynników ograniczających udział ZTG w systemach energetycznych są ich stosunkowo niewielkie, w porównaniu z turbinami parowymi, moce jednostkowe.

W energetyce krajowej od szeregu lat prowadzone są prace studialne określające celowość zastosowania ZTG jako jednostek szczytowych, bądź też w układach parowo-gazowych. Interesującym zagadnieniem, ze względu na nakłady inwestycyjne, jest tu analiza maksymalnych, możliwych do uzyskania (granicznych) mocy zespołów.

Moc zespołu turbiny gazowej w decydującej mierze zależy od zastosowanego schematu cieplno-konstrukcyjnego. Jak wykazano w pracy [1], największą efektywnością charakteryzują się zespoły jednowałowe pracujące w tzw. układzie prostym; sprężarka-komora spalania - turbina gazowa (rys.1) i one też są obecnie najczęściej stosowane. Stąd też w mniejszej analizie rozpatrzono tylko moce graniczne zespołów turbin gazowych o prostym schemacie cieplnym.



Rys.1

2. WIELKOŚCI OKREŚLAJĄCE MOC ZESPOŁU TURBINY GAZOWEJ

Moc efektywna zespołu turbiny gazowej określona jest zależnością

$$N = \dot{m}\, h_G \tag{1}$$

gdzie $\dot{m}$ [kg/s] oznacza strumień czynnika roboczego, zaś h_G [kJ/kg] jest pracą efektywną odniesioną do 1 kg czynnika.

W teorii maszyn cieplnych [2], [3] problem wyznaczenia maksymalnej mocy silnika turbogazowego sprowadza się do analizy maksymalnego wskaźnika koncentracji mocy [3], [4], bądź też - co jest równoznaczne - do analizy maksymalnej pracy efektywnej h_G [2]. Pomijane są tu więc wszelkie ograniczenia strumienia $\dot{m}$ wynikające ze względów konstrukcyjnych.

Próba określenia mocy granicznej ZTG podjęta, przy szeregu założeniach upraszczających, w pracy [5], dała błędne rezultaty, gdyż jako wielkość wynikową analizowano tu iloczyn maksymalnych wielkości $(\dot{m}_{max} \cdot h_{Gmax})$, z których każdą wyznaczono całkowicie niezależnie.

W zespole turbiny gazowej wyróżnić można szereg węzłów konstrukcyjnych powodujących, że moc określona równaniem (1) nie może być dowolnie duża. Zasadnicze trudności w powiększeniu mocy zespołu polegają na ograniczonej, głównie względami wytrzymałościowymi, tzw. przelotowości ostatniego stopnia turbiny gazowej.

Przelotowość czyli strumień masy czynnika przez ostatni stopień turbiny gazowej wyraża się zależnością

$$\dot{m} = A_w\, \rho_4\, c \tag{2}$$

w której A_w - pole powierzchni kanału łopatkowego w przekroju wylotowym turbiny,

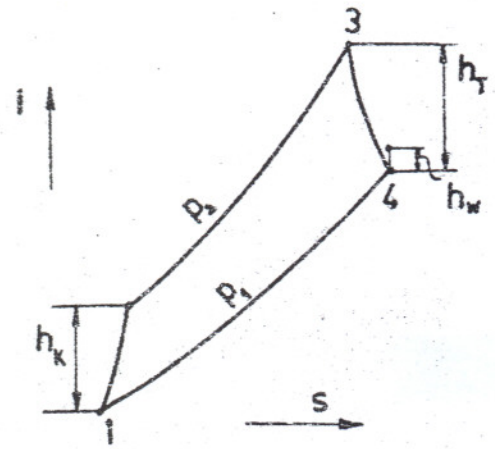
ρ_4 - gęstość czynnika roboczego na wylocie,

c - składowa osiowa prędkości w przekroju wylotowym.

Poniżej przeanalizowano poszczególne wielkości wzorów (1) i (2) z punktu widzenia uzyskania maksymalnych (granicznych) mocy zespołów turbin gazowych.

2.1. Praca efektywna zespołu turbiny gazowej

Obieg termodynamiczny realizowany w zespole turbiny gazowej o prostym schemacie (rys.1) przedstawiono na rys.2. Pomijając zróżnicowanie strumieni przepływających przez sprężarkę i turbinę spowodowane doprowadzeniem paliwa i stratami nieszczelności, praca efektywna otrzymana w takim obiegu



Rys.2

z jednego kilograma czynnika wynosi

$$h_G = \eta_{mT} h_T - \frac{1}{\eta_{mK}} h_K \tag{3}$$

Wprowadzając charakterystyczne wielkości obiegu ZTG

$$\tau = \frac{T_3}{T_1}, \qquad \pi = \frac{p_2}{p_1},$$

przyrost i spadek entalpii w sprężarce i turbinie przedstawić można znanymi z teorii turbin gazowych zależnościami [2]

$$h_K = \frac{c_K T_1}{\eta_K}\left(\pi^{m_K} - 1\right) \tag{4}$$

$$h_T = c_T T_1 \eta_T \tau \left[1 - \left(\nu\pi\right)^{-m_T}\right] - h_w \tag{5}$$

Biorąc pod uwagę, że rozpatrywane są jednostki o bardzo dużych mocach, sprawności izentropowe sprężarki i turbiny przyjęto z górnego zakresu wartości uzyskiwanych we współczesnych konstrukcjach tych maszyn. Do analizy przyjęto:

$$\eta_K = 0{,}9, \qquad \eta_T = 0{,}92$$

Wartości ciepła właściwego dla powietrza i spalin oraz wykładników izentrop założono jako zależne od temperatury zgodnie z danymi w książce [4]. Pozostałe wielkości przyjęto w wysokości; $\nu = 0{,}97$, $T_1 = 288^{\circ}K\left(t_1 = 15^{\circ}C\right)$, $\eta_{mK} = 0{,}98$, $\eta_{mT} = 0{,}99$.

Występująca w równaniu (5) wielkość straty wylotowej h_w związana jest głównie energią kinetyczną strumienia w przekroju wylotowym turbiny. Strata ta określona jest wzorem

$$h_w = \zeta_w \frac{1}{2} c^2 \tag{6}$$

Współczynnik straty wylotowej ζ_w dla dobrze opracowanych pod względem przepływowym wylotów turbin z dyfuzorami, mieści się w zakresie $\zeta_w = 0{,}4 \div 0{,}6$ [6]. Do dalszej analizy przyjęto $\zeta_w = 0{,}6$.

2.2. Gęstość gazów spalinowych na wylocie z turbiny

Gęstość czynnika w przekroju wylotowym turbiny określa równanie stanu gazu

$$\rho_4 = \frac{p_4}{RT_4} \tag{7}$$

Do obliczeń przyjęto: $p_4 \approx p_{ot} = 1$ bar, $R = 287$ J/kg deg. Temperaturę czynnika w tym punkcie obiegu wyznaczono ze znanej zależności

$$\frac{T_4}{T_1} = \tau \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - (\nu\pi)^{-m_T} \right] \right\} \tag{8}$$

2.3. Prędkość czynnika w przekroju wylotowym

Bardzo ważnym z punktu widzenia granicznej mocy ZTG jest przyjęcie odpowiedniej wartości prędkości wylotowej. Rozważając ten problem w aspekcie sprawności zespołu można zauważyć, że ze wzrostem prędkości wylotowej zwiększa się proporcjonalnie strumień czynnika (2), ale równocześnie proporcjonalnie do kwadratu prędkości rośnie strata wylotowa (6). Innym problemem wynikającym ze wzrostu prędkości wylotowej jest konieczność rozwiązywania szeregu złożonych zagadnień przepływowych. Kryterium pozwalającym ocenić trudność i stopień skomplikowania występujących tu zagadnień przepływowych jest liczba Macha określona dla prędkości wylotowej

$$Ma_c = \frac{c}{\sqrt{\varkappa_T R T_4}} \tag{9}$$

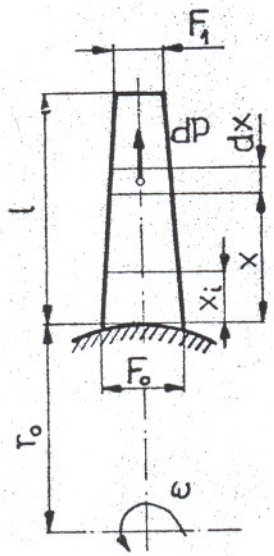
Mimo, że wpływ liczby Macha ma sprawność stopni turbinowych jest mniejszy niż dla sprężarkowych, przyjmuje się [7], że dla zapewnienia poprawnej pracy stopnia przy obciążeniach odbiegających od znamionowego, liczba Macha powinna spełniać następującą zależność

$$Ma_c \leqslant 0{,}7 \tag{10}$$

W dalszej analizie prędkość wylotowa c jest wyrażona przy pomocy liczby Macha z wzoru (9).

2.4. Graniczne wymiary ostatniego stopnia

Pole powierzchni przekroju wylotowego z ostatniego stopnia turbiny A_w ograniczone jest wytrzymałością łopatek roboczych. Rozpatrzmy zatem łopatkę (rys.3) o zmiennym wzdłuż promienia przekroju F(x). W dowolnym



Rys.3

przekroju położonym na promieniu r_i działa siła odśrodkowa

$$P_i = \rho_m \omega^2 \int_{x_i}^{l} F(x)(r_o + x)dx \tag{11}$$

Najczęściej przyjmuje się, że przekrój łopatki zmienia się według funkcji

$$F(x) = F_o - ax^m \tag{12}$$

gdzie

$$a = \frac{F_o - F_1}{l^m} \tag{13}$$

i wtedy formuła (11) przyjmuje postać

$$P_i = \rho_m \omega^2 \Big[r_o F_o (l - x_i) - \frac{a r_o}{m+1}\left(l^{m+1} - x_i^{m+1}\right) + \frac{F_o}{2}\left(l^2 - x_i^2\right) - \frac{a}{m+2}\left(l^{m+2} - x_i^{m+2}\right)\Big] \tag{14}$$

Siła ta wywoła w łopatce naprężenia rozciągające, zmienne wzdłuż promienia

$$\sigma_{r_i} = \frac{P_i}{F_i} \tag{15}$$

Dla wykładnika $m \geqslant 0,8$ maksymalne naprężenie występuje u podstawy łopatki i jest równe

$$\sigma_{max} = \sigma_{ro} = \frac{1}{2} \rho_m \omega^2 Dl \left\{ 1 - \frac{1-\mu}{m+1}\left[1 + \frac{m}{\vartheta(m+2)} \right] \right\} \tag{16}$$

gdzie

$$\vartheta = \frac{D}{l} \qquad \mu = \frac{F_1}{F_o}$$

Tak określone naprężenie maksymalne nie może przekroczyć naprężenia dopuszczalnego, wyznaczonego dla danego materiału i średniej temperatury łopatki.

Z warunku tego można wyznaczyć maksymalną powierzchnię wylotową $A_w = \pi D l$

$$A_w = \frac{2\pi \sigma_{dop}}{\zeta \rho_m \omega^2} \tag{17}$$

gdzie: ζ - współczynnik zmniejszający, wyrażający stosunek maksymalnych naprężeń w łopatce o zmiennym i stałym przekroju, o jednakowych długościa i polach F_o

$$\zeta = 1 - \frac{1-\mu}{m+1}\left[1 + \frac{m}{\vartheta(m+2)}\right] \tag{18}$$

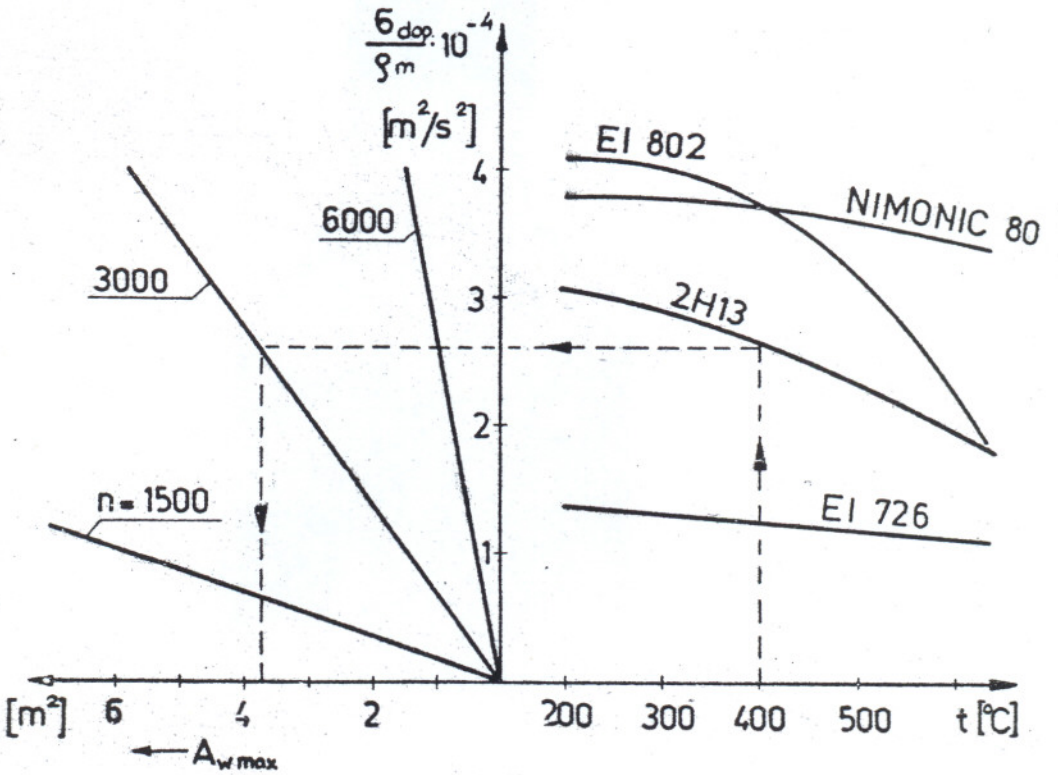
Minimalne wartości współczynników ϑ i μ są równe [8]

$$\vartheta = 2,4, \qquad \mu = 0,1$$

Przyjmując dodatkowo m = 0,8 z (18) otrzymujemy

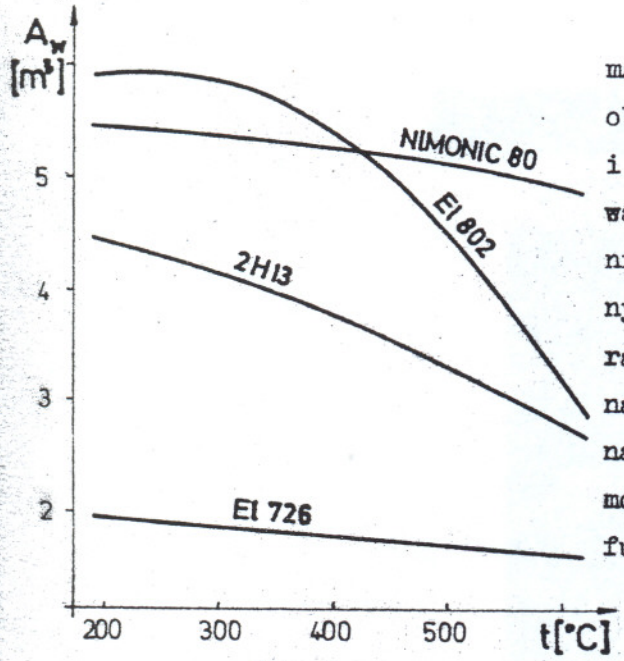
$$\zeta = 0,44$$

Łopatki turbin gazowych wykonuje się z nierdzewnych stali chromowych lub stali austenitycznych. Głównym składnikiem pierwszych jest chrom, drugich zaś chrom, nikiel oraz molibden .



Rys.4

Szczególnie często stosuje się stale 2H13, EI 726, EI 612K, EI 437 oraz EI 802. W wyższych temperaturach stosuje się stopy żaroodporne i żarowytrzymałe grupy Nimonic o podstawie Ni, Cr. Zależność stosunku σ_{dop}/ρ_m od temperatury dla wyżej wymienionych materiałów przedstawiono na rys.4. Na tym samym rysunku podano zależność maksymalnej powierzchni przekroju wylotowego z ostatniego stophia od stosunku σ_{dop}/ρ_m i liczby obrotów turbiny. Nomogram ten wyznaczono na podstawie formuły (17).



Rys.5

W przeprowadzonej dalej analizie maksymalnej mocy turbin gazowych liczbę obrotów przyjęto jako wielkość zadaną i równą n = 3000 obr/min. Dla takich warunków powierzchnia A_{wmax} zależy jedynie od materiałowych cech konstrukcyjnych łopatek roboczych i średniej temperatury pracy, a nomogram przedstawiony na rys. 4 upraszcza się do postaci jak na rys. 5. Przedstawione krzywe aproksymowano w przedziale temperatur 200-600°C funkcją kwadratową.

3. SFORMUŁOWANIE PROBLEMU OPTYMALIZACJI

Z przeprowadzonych powyżej rozważań wynika, że zasadniczymi wielkościami determinującymi moc jednowałowego zespołu turbiny gazowej są:

- temperatura czynnika na wlocie do turbiny gazowej T_3, którą jednoznacznie wyrazić można stosunkiem temperatur τ,
- stosunek ciśnień π,
- liczba Macha prędkości osiowej na wylocie z turbiny Ma_c,
- cechy materiałowe łopatek wirnikowych ostatniego stopnia turbiny Cm.

(1) określający moc ZTG można więc napisać w postaci funkcji celu

$$N = N(\tau, \pi, Ma_c, Cm)$$

Obszar dopuszczalnych wartości zmiennych decyzyjnych jest następujący:

$$\tau \leqslant \tau_{max}$$

(20) $$Ma_c \leqslant Ma_{cmax}$$

$$Cm \in \{Cm1, Cm2, Cm3, \ldots\}$$

Wartości τ_{max} określone są aktualnymi możliwościami metalurgii w zakresie mateli i stopów żarowytrzymałych oraz postępem w dziedzinie konstrukcji układów chłodzenia wysokotemperaturowych części turbin i ko mór spalania . Z biegiem czasu wartości τ_{max} ciągle wzrastają i stąd analizie poddany zostanie pewien zakres wartości τ_{max}, odpowiadający temperaturze T_3 na wlocie do turbiny gazowej 800÷1200°C.

Dopuszczalną wartość Ma_{cmax} określają postępy w zakresie aerodynam maszyn przepływowych. a w szczególności stopień poznania i opanowania zjawisk przepływu przy wysokich liczbach Macha. Na jej wybór w zakresi wartości dopuszczalnych wpływają także względy ekonomiczne (sprawność Wartość Ma_{cmax} traktowana jest więc jako parametr.

Zmienna określająca cechy materiałowe Cm może przyjmować tylko wa tości dyskretne z określonego ich zbioru. Cechy te wyrażone są naprę niami dopuszczalnymi w funkcji temperatury $\sigma_{dop}/\rho_m = f(t)$. Wybór mat łu podyktowany jest także m.in. względami ekonomicznymi.

Przy takim ujęciu wielkości τ_{max}, Ma_{cmax}, Cm,nasuwa się konieczn zdefiniowania mocy granicznej. W niniejszej analizie jako moc granicz należy rozumieć maksymalną moc zespołu, którą można uzyskać przy odpow nio zadanych wielkościach τ_{max}, Ma_{cmax}, Cm. Tak określona moc granic będzie zależała od stosunku ciśnień π .

Problem optymalizacji sprowadza się więc do wyznaczenia wartości stosunku π_{opt} dla którego moc ZTG opisana funkcją (19) osiąga maksim

(21) $$N(\tau, \pi, Ma_c, Cm)\Big|_{\tau_{max},\ Ma_{cmax},\ Cmi} = \text{maksimum}$$

W konstrukcji i budowie zespołów turbin gazowych o mocy graniczne istotną jest również analiza pozostałych wielkości charakterystycznych $(\dot{m}, h_G, A_w, h_w)$ wyznaczonych dla warunków optymalnych.

4. ANALIZA WYNIKÓW OPTYMALIZACJI

W oparciu o przedłożone wyżej zależności opracowano pragram na emc ZAM-41, który wykorzystano w obliczaniach optymalizacyjnych. Zakres obliczeń obejmował wyznaczenie optymalnego stosunku ciśnień π_{opt}, mocy granicznej zespołu N_{gr} oraz określenie pozostałych wielkości charakterystycznych dla konstrukcji ZTG.

Analizę przeprowadzono dla następujących materiałów konstrukcyjnych ostatnich stopni turbiny 2H13, EI 802, EI 726, Nimonic 80 w zakresie temperatur t_3 $\{800 - 1200^oC\}$ oraz w przedziale liczb Macha Ma_c $\{0,5 - 0,7\}$. Z uwagi na obszerność uzyskanych rezultatów, poniżej przedstawiono jedynie wybrane charakterystyczne wyniki analizy. Dalsze wyniki przedstawione zostaną na konferencji.

W tablicach 1 i 2 zestawiono wartości optymalnych stosunków ciśnień π_{opt} oraz mocy granicznych N_{gr} w zależności od liczby Macha i rodzaju materiału konstrukcyjnego ostatnich stopni turbiny.

Tablica 1

π_{opt}

$t_3 = 800^oC$			
Ma \ mat.	Nimonic 80	EI 726	2H13
0,5	17,4	16,3	19,4
0,6	17,8	16,9	20,0
0,7	18,2	17,5	20,6

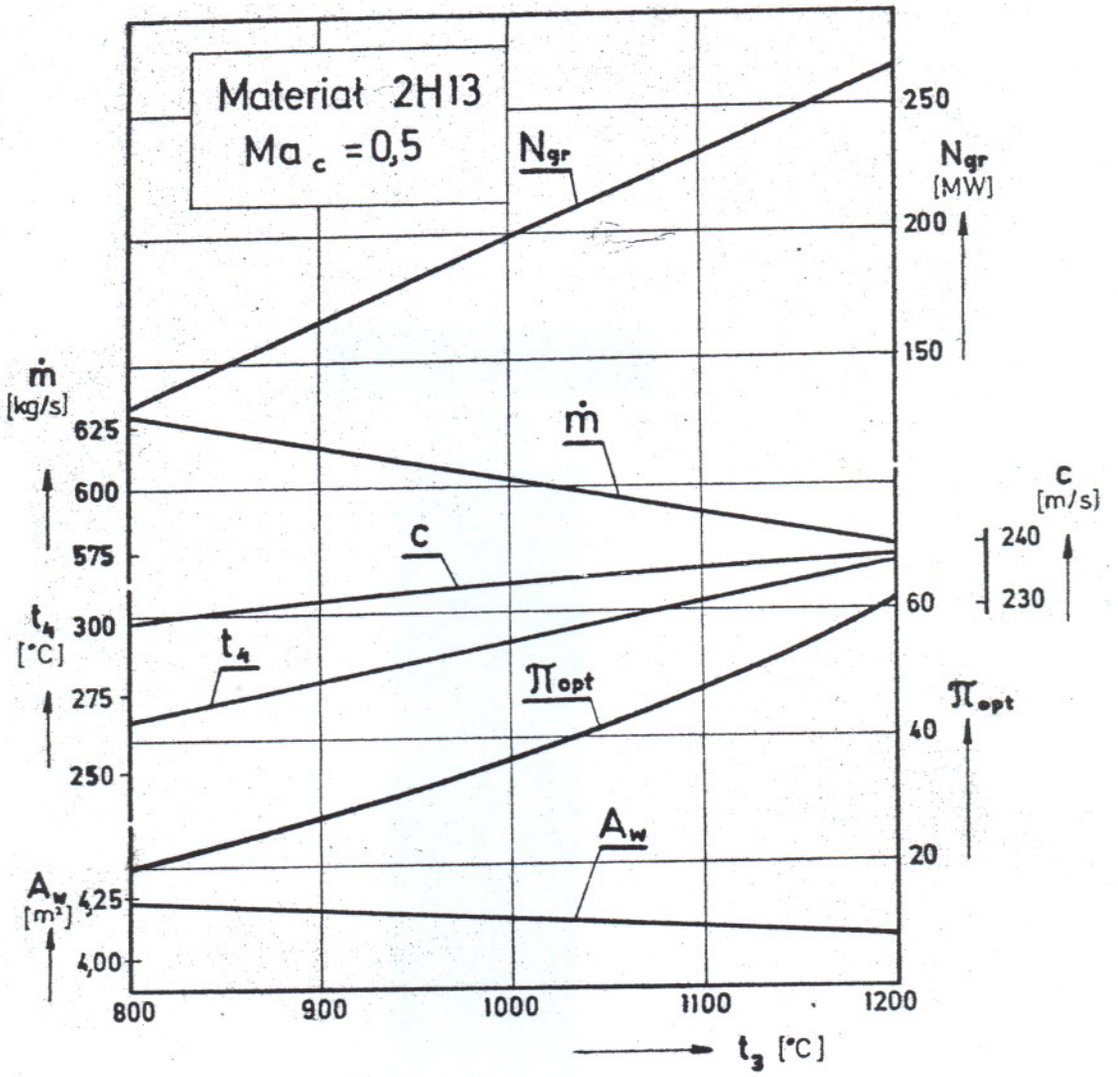
Tablica 2

N_{gr} [MW]

$t_3 = 800^oC$			
Ma \ mat.	Nimonic 80	EI 726	2H13
0,5	173	61	134
0,6	182	70	155
0,7	226	78	174

Podane rezultaty dotyczą temperatury na wlocie do turbiny $t_3 = 800^oC$, którą w chwili obecnej można uznać za całkowicie opanowaną. Z tablic tych wynika, że o ile rodzaj materiału niewiele wpływa na wartość optymalnego stosunku ciśnień, to jest on natomiast decydujący przy określeniu mocy granicznej. Uwagę zwracają także wartości stosunków ciśnień dość znacznie różniące się od optymalnych termodynamicznie, które wyznaczone z warunku h_G = maksimum wynoszą $\pi_{opt} = 8,35$.

Na rys.6 oraz w tablicach 3 i 4 przytoczono niektóre wyniki dotyczące materiału 2H13.



Rys.6

Rezultaty przedstawione w formie wykresowej na rys. 6 pozwalają stwierdzić tendencję zmian poszczególnych wielkości ze wzrostem temperatury $t_3 = 800$ do $t_3 = 1200^{o}C$. Także wyniki zestawione w tablicach 3 i 4 pozwalają ocenić wpływ temperatury t_3 i liczby Macha Ma_c na wartości π_{opt} i N_{gr}.

$\pi_{opt}(t_3, Ma_c)$ Tablica 3

materiał 2H13			
t_3 \ Ma	0,5	0,6	0,7
800	19,4	20,0	20,6
1000	36,3	37,4	38,5
1200	61,4	64,5	66,7

$N_{gr}(t_3, Ma_c)$ Tablica 4

materiał 2H13			
t_3 \ Ma	0,5	0,6	0,7
800	134	155	174
1000	197	232	264
1200	265	314	359

Problem zastosowania zespołów turbin gazowych w energetyce zawodowej jest ściśle związany z zagadnieniem budowy turbin o mocy granicznej. W chwili obecnej maksymalne moce jednowałowych zespołów wynoszą 100 MW. Porównanie tej wartości z wynikami zestawionymi w tablicach 2 i 4 pozwala ocenić możliwości dalszego wzrostu mocy ZTG.

Ze wzrostem mocy turbin bezpośrednio związane jest obniżanie się nakładów inwestycyjnych siłowni gazowych. Przy wzroście mocy ZTG z 50 MW do 250 MW, zmniejszenie nakładów na 1 KW zainstalowanej mocy można oszacować na 40%.

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA

A_w - pole powierzchni wylotu z turbiny

c - składowa osiowa prędkości w przekroju wylotowym, ciepło właściwe

D - średnica

F - Pole przekroju łopatki

h_G - praca efektywna ZTG

h - przyrost entalpii

l - długość łopatki

Ma_c - liczba Macha prędkości wylotowej z turbiny

$\dot{m}$ - strumień masy

m - $\frac{\varkappa-1}{\varkappa}$

N - moc efektywna ZTG

n - liczba obrotów

p - ciśnienie

R - indywidualna stała gazowa

T, t - temperatura ^oK, ^oC

ζ_w - współczynnik straty wylotowej

η, η_m - sprawność izentropowa, mechaniczna

$\varkappa$ - wykładnik izentropowy

ν - współczynnik strat ciśnienia

π - stosunek ciśnień

ρ_m - gęstość czynnika roboczego materiału łopatki

σ - naprężenia

τ - stosunek temperatur

ω - prędkość kątowa

Indeksy:

1,2,3,4 - dotyczy parametrów w poszczególnych punktach obiegu

K,T - dotyczy sprężarki, turbiny

LITERATURA CYTOWANA W TEKŚCIE

1. K.Kutarba, J.J. Otte, Charakterystyka zespołów turbin gazowych do pracy szczytowej. Energetyka 1972 nr.6
2. I.I.Kiriłłow, Gazowyje turbiny i gazoturbinnyje ustanowki, t.2, Moskwa, 1956.
3. JaZI. Sznee, Gazowyje turbiny, Maszgiz, Moskwa 1960.
4. E.Tuliszka, Turbiny cieplne, WNT, Warszawa 1973.
5. R.Ćwilewicz, Moc graniczna turbin gazowych, Praca doktorska, Gdańsk 1973.
6. G.A. Zalf, Tiepłowoj rasczet stacjonarnych gazowych turbin, Maszinostrojenie, Moskwa, 1964.
7. H.G. Münzberg, Flugantriebe, Springer-Verlag 1972.
8. G.S. Żiricki, W.A. Strunkin, Konstrukcja i rasczet na procznost dietalej parowych i gazowych turbin, Moskwa 1968.

Streszczenie

W pracy rozpatrzono wielkości determinujące moc zespołu turbiny gazowej oraz sformułowano problem określenia mocy granicznej jednowa: wego zespołu o prostym schemacie cieplnym.

Przeprowadzono analizę mocy granicznej dla wybranych materiałów konstrukcyjnych łopatek wirnikowych ostatnich stopni turbiny w zakre: temperatur t_3 $\{800 - 1200^{o}C\}$ i w przedziale liczb Macha Ma_c $\{0,5-$