

Stanisław ANTAS¹

METODA OBLICZEŃ PARAMETRÓW STOPNIA TURBINY CHŁODZONEJ W PROJEKCIE KONCEPCYJNYM ZESPOŁU

Streszczenie: W pracy przedstawiono podstawowe rodzaje układów chłodzenia turbin lotniczych silników przepływowych oraz zasadnicze metody chłodzenia łopatek wieńców stopnia turbiny. W głównej części artykułu zaprezentowano metodę wyznaczania parametrów strumienia w przekrojach wyjściowych wieńców stopnia turbiny chłodzonej, polegającej na wykonaniu w pierwszym etapie obliczeń parametrów termicznych i kinematycznych strumienia oraz geometrycznych na średnicy średniej w stopniu niechłodzonym. Drugi etap metody obejmuje korektę parametrów spalin oraz parametrów geometrycznych profilu wieńca dyszowego i wirnikowego w stopniu chłodzonym. Metoda może być stosowana w trakcie realizacji projektu koncepcyjnego stopnia osiowej turbiny chłodzonej, a oparto ją na równaniu zachowania energii, równaniu ciągłości przepływu, równaniu Eulera, pierwszej zasadzie termodynamiki oraz definicjach współczynników używanych w teorii maszyn wirnikowych. Końcowa część pracy zawiera zalecenia dotyczące parametrów geometrycznych profilu wieńców chłodzonych oraz wnioski.

Słowa kluczowe: turbina osiowa, metoda obliczeń, stopień chłodzony

Nomenklatura

b – cięciwa profilu
 c – prędkość bezwzględna
 d – grubość spływu łopatki
 D – średnica
 i – entalpia statyczna
 k – wykładnik izentropy
 l – praca właściwa
 \dot{m} – strumień masy
 R – indywidualna stała gazowa
 t – podziałka palisady

¹ Autor do korespondencji/Corresponding author: Stanisław Antas, Politechnika Rzeszowska, Katedra Inżynierii Lotniczej i Kosmicznej, al. Powstańców Warszawy 8, 35-959 Rzeszów, e-mail: santas@prz.edu.pl, ORCID ID: [0000-0001-6241-7061](https://orcid.org/0000-0001-6241-7061)

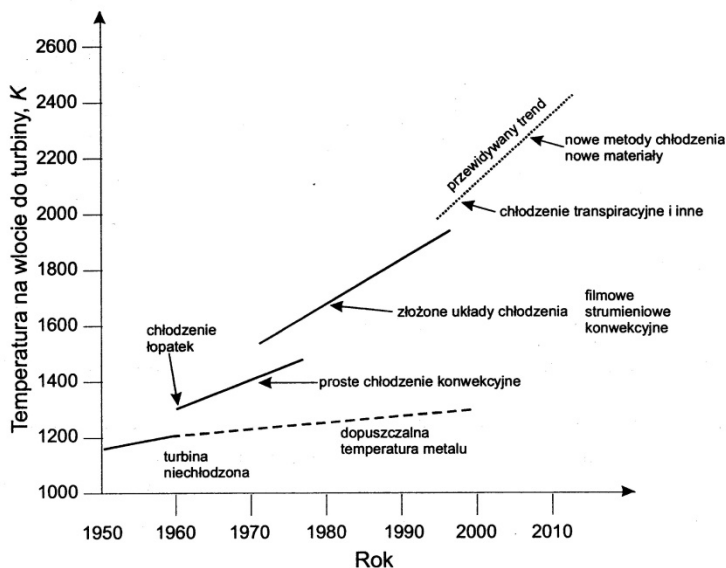
T – temperatura statyczna
 u – prędkość obwodowa
 w – prędkość względna
 α – kąt kierunkowy prędkości bezwzględnej
 θ – współczynnik efektywności chłodzenia wieńca stopnia
 π – spręż/rozpręż
 ρ – reakcyjność
 τ – względne zużycie paliwa
 φ – współczynnik strat prędkości bezwzględnej w wieńcu dyszowym
 ψ – współczynnik strat prędkości względnej w wieńcu wirnikowym
 ν – względny strumień masy czynnika

Indeksy

l_{KS} – dotyczy parametru komory spalania
 l_S – dotyczy parametru sprężarki
 l_T – dotyczy parametru turbiny
 l_{TS} – dotyczy parametru turbiny wytwornicowej
 l_{cht} – dotyczy parametru związanego z chłodzeniem
 l_g – dotyczy parametru związanego z gardzielą wieńca
 l_m – dotyczy parametru materiału łopatki
 l_M – dotyczy parametru mieszaniny spalin i powietrza
 l_{st} – dotyczy parametru stopnia
 l_{sr} – dotyczy parametru na średnicy średniej
 l_u – dotyczy parametru upustu
 l_w – dotyczy parametru względnego
 $l_{0,1,2}$ – dotyczy parametru związanego z odpowiednim przekrojem kontrolnym
 l' – dotyczy parametru spalin
 l^* – dotyczy parametru spiętrzenia

1. Wprowadzenie

Od początku rozwoju konstrukcyjnego turbin silników lotniczych obserwuje się tendencję do podwyższania temperatury spiętrzenia spalin T_0^* przed ich wieńcami dyszowymi tzn. na wlocie do turbiny wytwornicowej – rys. 1.



Rys. 1. Zmiany temperatury spiętrzenia spalin na wlocie do turbiny w latach (Nowak, 2011)

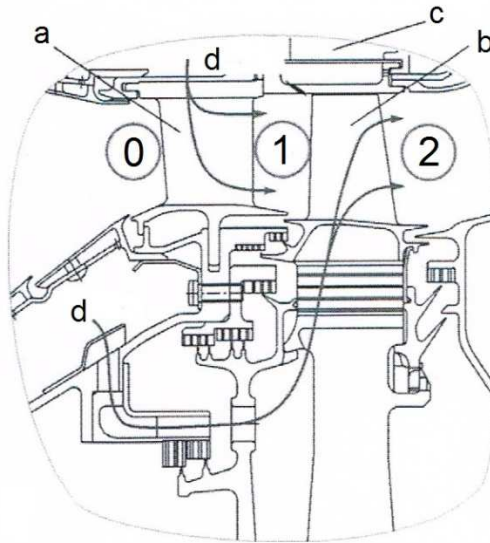
Fig. 1. Changes of gas stagnation temperature at the turbine inlet in the years (Nowak, 2011)

W produkowanych seryjnie współczesnych silnikach lotniczych temperatura spiętrzenia spalin na wylocie komory spalania zawiera się zwykle w przedziale wartości $T_0^* = 1100 \dots 2000 \text{ K}$. Niestety wytwarzane obecnie stopy żarowytrzymałe oraz nadstopy niklu i kobaltu stosowane na elementy składowe turbin nie wytrzymują temperatur roboczych znacznie przewyższających 1200 K . Stąd przy temperaturze spalin $T_0^* > 1200 \text{ K}$ wynika konieczność chłodzenia najbardziej nagrzewających się podzespołów, a mianowicie łopatek wieńców dyszowych i wirnikowych, tarcz nośnych wirników i części kadłubów (Antas & Wolański, 1989; Kułagin i in., 2009).

Układy chłodzenia turbin mogą być zamknięte i otwarte (Łokaj i in., 1979). W układach zamkniętych ciekły lub gazowy czynnik chłodzący pobiera ciepło od elementów chłodzonych, które następnie oddawane jest w chłodnicy powietrznej lub paliwowej. W układach otwartych chłodziwem jest powietrze sprężone, które następnie jest kierowane do kanału przepływowego turbiny. Takie układy dzięki swojej prostocie konstrukcyjnej uzyskały szerokie zastosowanie w turbinach lotniczych, chociaż bardziej złożone konstrukcyjnie, o zwiększonych kosztach wytwarzania, układy zamknięte mogą także zapewniać intensywne chłodzenie łopatek ($T_0^* \leq 2000 \text{ K}$).

Elementy kadłubów turbin są chłodzone powietrzem pobieranym zza wentylatora lub sprężarki niskiego ciśnienia, natomiast wieńce dyszowe oraz części ich wirników chłodzone są powietrzem upuszczanym za jednym ze środkowych stopni sprężarki, a najczęściej za ostatnim jej stopniem lub powietrzem wtórnym

pobieranym z osłony komory spalania. Powietrze chłodzące może być odprowadzane z kanału przepływowego silnika otworami równomiernie rozmieszczonymi na obwodzie kadłubów sprężarek lub komór spalania do kolektorów, z których przewodami rurowymi jest kierowane do odpowiednich miejsc w kadłubach turbin oraz wieńców dyszowych lub pobierane jest przez otwory w wirniku i przepływając przez przestrzeń wewnętrzną dociera do elementów wirników turbin – rys. 2.



Rys. 2. Schemat konstrukcji kanału przepływowego jednostopniowej turbiny z chłodzeniem wewnętrznym łopatek: a – wieńiec dyszowy, b – wieńiec wirnikowy, c – kadłub turbiny, d – powietrze chłodzące; 0, 1, 2 – charakterystyczne przekroje stopnia – na podstawie Inoziemcew i in. (2008)

Fig. 2. Diagram of the flow channel structure of a single-stage turbine with internal blade cooling: a – nozzle rim, b – rotor rim, c – turbine housing, d – cooling air; 0, 1, 2 – characteristic cross sections of the turbine stage – prepared on the basis of Inoziemcew et al. (2008)

2. Metody chłodzenia łopatek

W lotniczych silnikach turbinowych w zależności od mechanizmu zastosowanego do chłodzenia wyróżnia się dwie główne metody chłodzenia łopatek tj.: zewnętrzną i wewnętrzną.

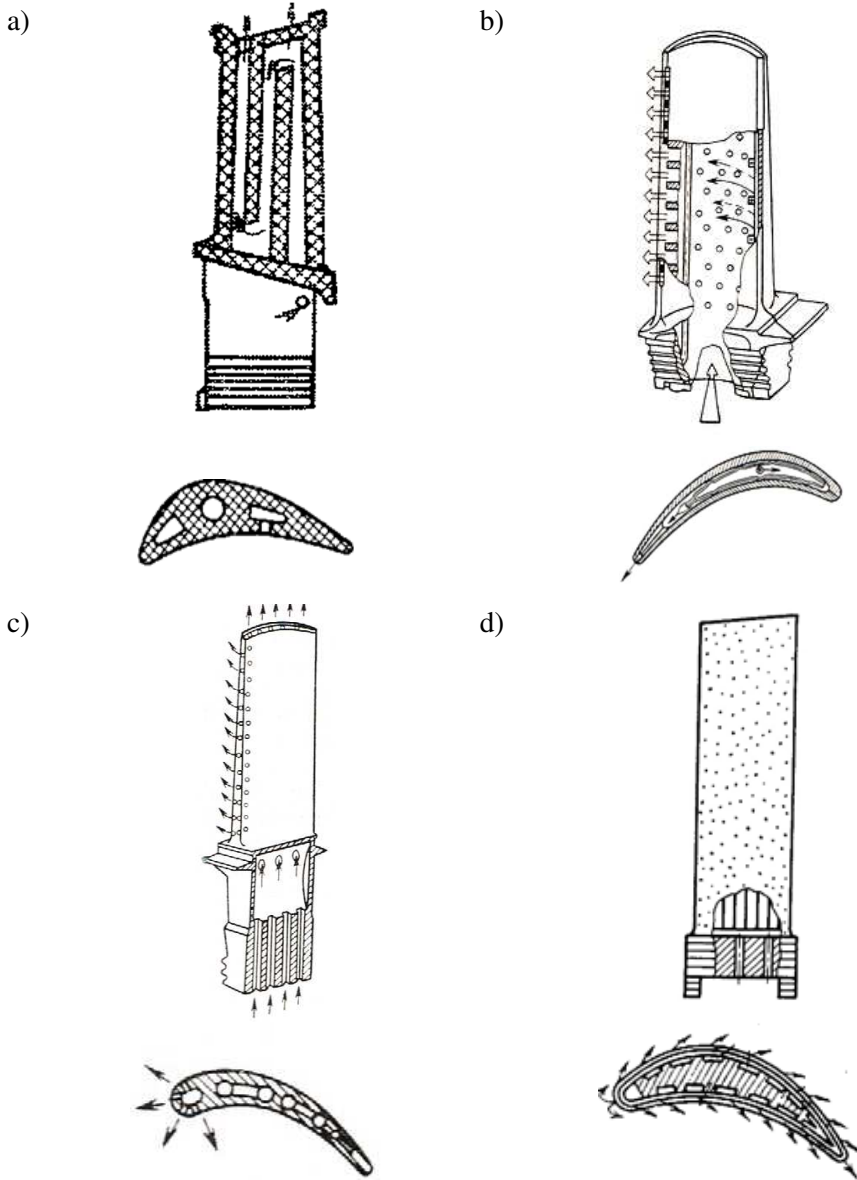
Zewnętrzna metoda chłodzenia łopatek polega na odprowadzaniu ciepła od łopatek do tarcz wirnika poprzez przewodzenie. Chłodzenie takie jest efektem mechanicznego styku powierzchni zamków łopatek z powierzchniami wrębów na zamki łopatek wykonanych w tarczy, która jest dla łopatek „chłodnicą”. Temperatury tarcz w części wieńcowej sięgają wartości 850...950 K, zaś w części

centralnej 500...650 K. Chłodzenie takie jest stosowane przede wszystkim w turbinach o małych rozmiarach łopatek tj. o długości rzędu 30...40 mm i małych grubościach gdzie trudno jest zastosować wewnętrzne sposoby chłodzenia. Taki sposób chłodzenia umożliwia obniżenie temperatury przyzamkowej części łopatki o 50...60 K (Łokaj i in., 1979; Szczeciński i in., 1984).

Wewnętrzna metoda chłodzenia łopatek wykorzystuje głównie następujące sposoby chłodzenia:

- chłodzenie konwekcyjne, w którym powietrze chłodzące przepływa przez walcowe wewnętrzne kanały chłodzące łopatki od jej stopki ku wierzchołkowi (rys. 3 a) lub z przepływem poprzecznym czynnika w kanałach chłodzących wkładki - deflektora w ich wnętrzu i jego wpływem otworami na krawędzi spływu (rys. 3. b). Wymieniony rodzaj chłodzenia jest konstrukcyjnie i technologicznie prosty, a jego zastosowanie jest efektywne do poziomu temperatury spalin $T_o^* = 1450 \dots 1500$ K. Należy zauważyć, że chłodzenie konwekcyjne łopatek wieńca wirnika turbiny zastosowano już w pierwszym produkowanym seryjnie niemieckim silniku odrzutowym Jumo 004B.
- chłodzenie konwekcyjno-błonowe (błonkowe, filmowe, warstwowe, z owiewem) polegające na wytworzeniu wokół profilu cienkiej błony powietrza wypływającego przez szereg otworów na ścianie łopatki, które owiewa ją od zewnątrz, oddzielając gorące spaliny od powierzchni łopatki. Jednocześnie, powietrze przepływające przez kanały wnętrza łopatki chłodzi je drogą konwekcji - rys. 3 c. Wykorzystanie tego sposobu chłodzenia jest celowe dla zakresu temperatur spalin $T_o^* = 1500 \dots 1600$ K;
- chłodzenie transpiracyjne (z powłoką porowatą) polega na wykorzystaniu powłoki porowatej na powierzchni łopatki. Powietrze chłodzące doprowadzane jest rowkami podłużnymi w rdzeniu łopatki, a następnie przez pory powłoki przedostaje się do warstwy przyściennej izolującej materiał łopatki przed wpływem wysokiej temperatury spalin-rys. 3d. Chłodzenie tego typu wydaje najbardziej perspektywicznym i efektywnym dla temperatur spalin $T_o^* = 1800 \dots 2200$ K, stanowiąc odmianę chłodzenia błonowego o równomiernym wypływie czynnika.

Chłodzenie transpiracyjne współcześnie nie znajduje szerszego zastosowania ze względu na brak dostatecznie niezawodnych materiałów ceramicznych oraz problemów natury eksploatacyjnej, związanych z zatykaniem się kanalików. Odmianą tej metody jest chłodzenie efuzyjne, w którym powietrze chłodzące przepływa przez mikrokanaliki o rozmiarze rzędu 10 μm , wykonane w powłoce metalowej na powierzchni łopatki. Szczegółowy przegląd mechanizmów chłodzenia wewnętrznych łopatek turbin podano w pracach Nowak (2011), Farokhi (2014), Lakshminarayana (1996) oraz Madejski (1988).



Rys. 3. Zasadnicze mechanizmy chłodzenia wewnętrznych łopatek: a – chłodzenie konwekcyjne z kanałami wzdłużnymi (Kopeliew & Tichonov, 1974), b – chłodzenie konwekcyjne z deflektorem (Kopeliew, 1983), c – chłodzenie konwekcyjno-błonowe (Nieczajew & Fiedorow, 1977), d – chłodzenie transpiracyjne (Łokaj i in., 1979)

Fig. 3. The main internal cooling mechanisms of the blades: a – convection cooling with longitudinal channels (Kopeliew & Tichonov, 1974), b – convective cooling with a deflector (Kopeliew, 1983), c – convection film cooling (Nieczajew & Fiedorow, 1977), d – transpiration cooling (Łokaj et al., 1979)

Współcześnie najczęściej stosuje się złożone układy chłodzenia łopatek, stanowiące kombinacje kilku mechanizmów chłodzenia jednocześnie (Sieniawski, 1995).

3. Parametry strumienia na wylocie wieńców

Sumaryczna ilość powietrza, które należy odprowadzić ze sprężarki lub osłony komory spalania i skierować do układu chłodzenia równa jest sumie strumieni powietrza niezbędnych do obniżenia temperatury poszczególnych elementów składowych kanału przepływowego turbiny. W praktyce inżynierskiej wielkość tę przyjęto charakteryzować względnym strumieniem masy powietrza odprowadzanego w celu chłodzenia turbiny (Ziricki i in., 1971):

$$v_{chł} = \frac{\dot{m}_{chł}}{\dot{m}_1} \quad (1)$$

gdzie: $\dot{m}_{chł}$ - strumień masy powietrza chłodzącego,

\dot{m}_1 - strumień masy powietrza na wejściu do sprężarki w zakresie startowym.

Lub według autorów pracy Kopielew i Tichonow (1974):

$$v'_{chł} = \frac{\dot{m}_{chł}}{(\dot{m}_g)_{TS}} \quad (2)$$

gdzie: strumień masy spalin przepływających przez przekrój minimalny wieńca dyszowego pierwszego stopnia turbiny wytwornicowej $(\dot{m}_g)_{TS}$:

$$\dot{m}'_0 = (\dot{m}_g)_{TS} = \dot{m}_1 (1 - v_{us} - v_{uKS}) (1 + \tau) \quad (3)$$

gdy: względna wartość strumienia masy powietrza odprowadzanego ze sprężarki $v_{us} = 0$, wówczas względna wartość strumienia masy powietrza odprowadzanego z osłony komory spalania (na potrzeby chłodzenia turbiny):

$$v_{uKS} = \frac{\dot{m}_{uKS}}{\dot{m}_1} \quad (4)$$

jest równa $v_{chł}$, bowiem: $\dot{m}_{chł} = \dot{m}_{uKS}$, zatem relację (3) można zapisać następująco:

$$\dot{m}'_0 = (\dot{m}_g)_{TS} = \dot{m}_1 (1 - v_{chł}) (1 + \tau) \quad (5)$$

Podstawiając powyższą zależność do reguły (3) otrzymuje się:

$$v'_{chł} = \frac{\dot{m}_{chł}}{\dot{m}_1 (1 - v_{chł}) (1 + \tau)} \quad (6)$$

stąd, po uwzględnieniu formuły definicyjnej (1) uzyskuje się:

$$v'_{cht} = \frac{v_{cht}}{(1 - v_{cht})(1 + \tau)} \quad (7)$$

gdzie: $\tau = 0,01 \div 0,02$ - względne zużycie paliwa w głównej komorze spalania
Ponieważ mianownik powyższej równości: $(1 - v_{cht})(1 + \tau) \cong 1$ zatem można przyjmować

$$v'_{cht} \cong v_{cht} \quad (8)$$

Im mniejsza wartość v_{cht} do uzyskania zadanego poziomu temperatur, tym ekonomiczniejszy układ chłodzenia. W pierwszym przybliżeniu, wartość v_{cht} dla silników o dużym rewersie ($R_S > 3000h$) można określić na podstawie ogólnych (statystycznych) zaleceń (Antas & Wolański, 1989; Łokaj i in., 1979):

1. Wieńce łopatek mogą być niechłodzone, jeśli temperatura spiętrzenia spalin przed wieńcem dyszowym wynosi odpowiednio: $T_0^* \leq 1270 K$, zaś przed wieńcem łopatek wirnikowych $T_{1w}^* \leq 1170 K$, gdzie temperaturę spiętrzenia spalin w ruchu względnym przed wieńcem wirnika określa relacja (Kułagin i in., 2005):

$$T_{1w}^* = T_2^* + \frac{u_{2sr}^2}{2 \frac{k'R'}{k' - 1}} \quad (9)$$

gdzie:

T_2^* - temperatura spiętrzenia spalin w ruchu bezwzględnym na wylocie wirnika stopnia,

u_{2sr} - prędkość obwodowa na średnicy średniej w przekroju wyjściowym wirnika stopnia turbiny.

lub według relacji (Biełusow i in., 2003):

$$T_{1w}^* = T_{2w}^* = T_2^* - \frac{c_2^2 - w_2^2}{2 \frac{k'R'}{k' - 1}} \quad (10)$$

Ciągły postęp w inżynierii materiałów na łopatki turbin pozwala na podnoszenie wymienionych powyżej granicznych wartości temperatur spiętrzenia spalin T_0^* oraz T_{1w}^* o około 5...10 K rocznie (Pawlenko i Wołow, 2007).

2. W przypadku temperatury spiętrzenia spalin na wlocie stopnia turbiny $T_0^* < 1250 K$ chłodzenie zamków łopatek wirnikowych i tarczy wirnika wymaga $v_{cht} \cong 0,5\%$.

3. Podwyższenie temperatury spiętrzenia spalin przed wieńcem łopatkowym o

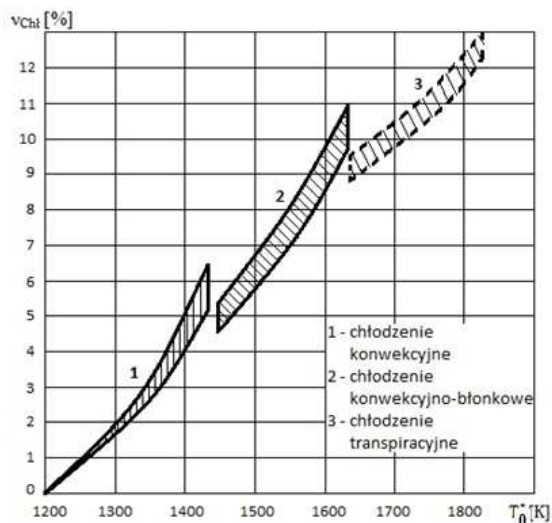
$\Delta T^* = 100 \text{ K}$ ponad wartości podane w p. 1 wymaga:

- przy wewnętrznym chłodzeniu konwekcyjnym- 0,8 – 1,2 %;
- przy chłodzeniu błonkowym – 0,6 – 0,9 %,
- przy chłodzeniu transpiracyjnym (efuzyjnym) – 0,4 – 0,6 % strumienia masy powietrza dopływającego do sprężarki \dot{m}_1 w warunkach startowych, dla każdego chłodzonego wieńca.

Zazwyczaj przy $T_0^* \leq 1350 \text{ K}$ chłodzi się wyłącznie wieńiec dyszowy pierwszego stopnia, przy $T_0^* \leq 1500 \text{ K}$ – trzy wieńce łopatkowe (tj. dyszowy i wirnikowy pierwszego stopnia oraz dyszowy drugiego stopnia), natomiast, gdy $T_0^* > 1600 \text{ K}$ – cztery (i więcej) kolejne wieńce łopatkowe.

Ilustrację graficzną powyższych zaleceń stanowi rys. 4, na którym zaznaczono wartości v_{chl} dla prototypowych i seryjnych silników lotniczych z chłodzeniem wewnętrznym łopatek turbinowych. Wykres sporządzono na podstawie danych statystycznych lotniczych silników turbinowych wszystkich typów w przedziale temperatur spiętrzenia spalin przed turbiną $T_0^* = 1300 \div 1800 \text{ K}$ i spręży $\pi_0^* = 12 \div 28$.

Z wykresu 4 opracowanego na podstawie (Łokaj i in., 1985) odczytuje się sumaryczną wartość v_{chl} , która zgodnie z przyjętą temperaturą spiętrzenia spalin T_0^* odpowiada wymaganiu rodzajowi chłodzenia jej elementów składowych.



Rys. 4. Zależność względnego natężenia przepływu powietrza potrzebnego do chłodzenia wieńców turbiny od sposobu ich chłodzenia i wymaganej temperatury spalin przed turbiną

Fig. 4. The dependence of the relative air flow rate needed to cool the turbine rims based on the method of their cooling and the required gas temperature at inlet of the turbine

Po dobraniu wartości temperatury spiętrzenia spalin przed turbiną wytwornicową T_0^* z rys. 4 określa się wartość v_{chl} , a następnie ze wzoru (1) wyznacza się sumaryczny strumień masy powietrza upuszczanego ze sprężarki, niezbędnego do chłodzenia wszystkich elementów turbiny.

Dla zakresu temperatur spiętrzenia spalin $T_0^* = 1250 \div 1650 K$ przebiegi przedstawione na powyższym rysunku można w przybliżeniu aproksymować relacją (Pawlenko i Wołow, 2007):

$$v_{chl} \cong 0,0285 (T_0^* - 1250) \quad (11)$$

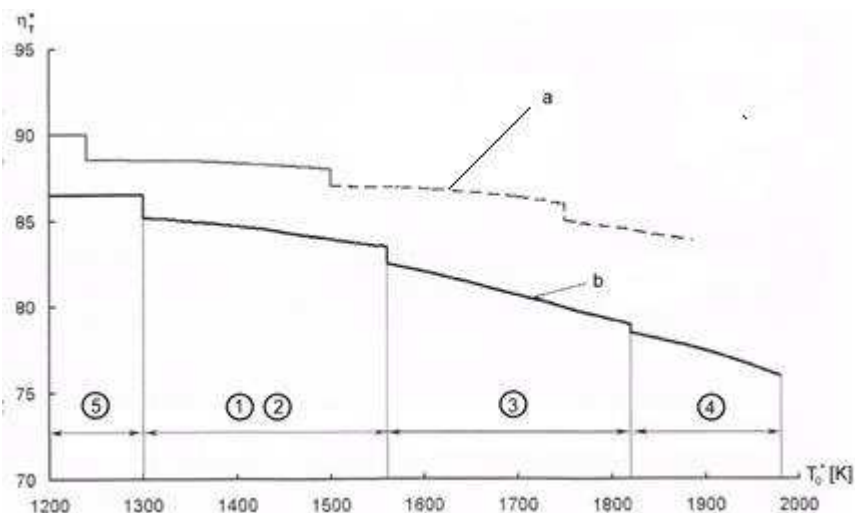
W przypadku chłodzenia transpiracyjnego sumaryczny względny strumień powietrza chłodzącego wieńce turbiny dla przedziału temperatur spiętrzenia spalin $T_0^* = 1650 \div 1850 K$ aproksymuje formuła:

$$v_{chl} \cong 0,000175 (T_0^* - 1650) + 0.095 \quad (12)$$

Konstruując silniki o zwiększonym resursie oraz silniki o małej przepustowości ($\dot{m}_1 < 10 \div 20 kg/s$), szczególnie śmigłowe i śmigłowcowe, wartości v_{chl} odczytane z rys. 4 należy zwiększyć ok. 1,5 razy.

W przypadkach większej ilości sumarycznej chłodzącego powietrza $v_{chl} > 5\%$, projektant winien uwzględnić również spadek sprawności izentropowej chłodzonej turbiny o około $2 \div 4,0 \%$.

Względny strumień masy powietrza odprowadzanego w celu chłodzenia elementów turbiny v_{chl} jest miarą jakości zastosowanego układu chłodzenia. Im ten współczynnik jest niższy, tym wyższa jest sprawność wytwarzania energii w turbinie przy zadanej temperaturze spalin T_0^* na jej wlocie. Zmiany wartości sprawności turbin wytwornicowych η_T^* w zależności od temperatury spiętrzenia spalin na jej wlocie - T_0^* według badań firmy Rolls-Royce ilustruje rys. 5. Należy zauważyć, że turbiny wytwornicowe (wysokiego ciśnienia) cywilnych lotniczych silników turbinowych wykonuje się zarówno jako jednostopniowe (wysoko obciążone z rozprężem w parametrach spiętrzenia $\pi_T^* = \pi_{st}^* = 2,4 \div 4,5$ sięgając wartości 5,4) (Antas, 2006) jak i dwustopniowe (nisko obciążone) z rozprężem stopnia w parametrach spiętrzenia $\pi_{st}^* = 1,7 \div 2,2$ (2,5) oraz stosunkiem ciśnień spiętrzenia spalin w turbinie $\pi_T^* = 4,0 \div 5,5$ (Inoziemcew i in., 2008).



Rys. 5. Wpływ mechanizmów chłodzenia wewnętrznych łopatek wieńców turbiny wytornicowej na jej sprawność: a – turbiny nisko obciążone, b – turbiny wysoko obciążone, 1 – chłodzenie konwekcyjne z kanałami wzdłużnymi, 2 – chłodzenie konwekcyjne z deflektorem, 3 – chłodzenie konwekcyjno-błonowe, 4 – chłodzenie transpiracyjne, 5 – turbiny niechłodzone – na podstawie Inozimcew i in. (2008)

Fig. 5. Influence of the internal cooling mechanisms of the rim blades of gas-generator turbine on its efficiency: a – low-loaded turbines, b – highly-loaded turbines, 1 – convection cooling with longi-tudinal channels, 2 – convection cooling with a deflector, 3 – convection film cooling, 4 – transpiration cooling, 5 – uncooled turbines – prepared on the basis of Inozimcew et al. (2008)

Drugi parametr oceny jakości chłodzenia stanowi współczynnik efektywności chłodzenia wieńca stopnia, traktowany jako bezwymiarowa temperatura łopatki. Jego wartość dla wieńców dyszowych określa zależność definicyjna:

$$\theta_{0,1} = \frac{T_0^* - T_{m0,1}}{T_0^* - T_{chl}^*} \quad (13)$$

natomiast dla wieńców wirnikowych:

$$\theta_{1,2} = \frac{T_{1w}^* - T_{m1,2}}{T_{1w}^* - T_{chl}^*} \quad (14)$$

gdzie:

T_0^* – temperatura spiętrzenia spalin w ruchu bezwzględnym przed wieńcem dyszowym,

T_{1w}^* – temperatura spiętrzenia spalin w ruchu względnym przed wieńcem wirnikowym,

$T_{m0,1}$, $T_{m1,2}$ – odpowiednio: temperatura statyczna materiału łopatki wieńca dyszowego i wirnikowego,

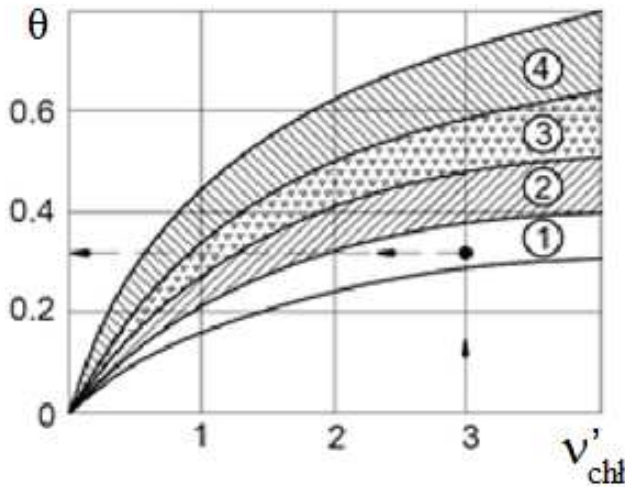
T_{chl}^* – temperatura spiętrzenia czynnika chłodzącego, którą zwykle przyjmuje się równą temperaturze spiętrzenia powietrza w przekroju wyjściowym sprężarki – T_{25}^* zarówno w odniesieniu do wieńca dyszowego jak i wirnikowego.

Dysponowanie statystyczną zależnością przebiegów wartości współczynnika efektywności chłodzenia wieńca (rys. 6) w zależności od wybranego rodzaju chłodzenia wewnętrznego łopatki wieńca turbiny i względnego strumienia masy powietrza chłodzącego umożliwia wyznaczenie temperatury materiału łopatki wieńca dyszowego:

$$T_{m0,1} = T_0^* - \theta_{0,1}(T_0^* - T_{chl}^*) \quad (15)$$

oraz wirnikowego:

$$T_{m1,2} = T_{1w}^* - \theta_{1,2}(T_{1w}^* - T_{chl}^*) \quad (16)$$



Rys. 6. Współczynnik efektywności chłodzenia wieńca w funkcji względnego strumienia masy powietrza chłodzącego wyrażonego w procentach dla różnych mechanizmów chłodzenia wieńca stopnia turbiny: 1 – chłodzenie konwekcyjne z kanałami wzdłużnymi, 2 – chłodzenie konwekcyjne z deflektorem, 3 – chłodzenie konwekcyjno-błonowe, 4 – chłodzenie transpiracyjne – na podstawie Kułagin i in. (2005)

Fig. 6. Coefficient of rim cooling efficiency as a function of the relative cooling air mass flow expressed as a percentage for various cooling mechanisms of the rim of the turbine stage: 1 – convection cooling with longitudinal channels, 2 – convection cooling with a deflector, 3 – convection film cooling, 4 – transpiration cooling – prepared on the basis of Kułagin et al. (2005)

Możliwe jest również określenie strumienia masy mieszaniny spalin i powietrza chłodzącego w przekrojach kontrolnych obliczanego stopnia turbiny:

- w przekroju wyjściowym (1-1) wieńca dyszowego:

$$\dot{m}'_1 = \dot{m}'_0 + \dot{m}_{chł0,1} \quad (17)$$

lub:

$$\dot{m}'_1 = \dot{m}'_0(1 + v'_{chł0,1}) \quad (18)$$

- w przekroju wyjściowym (2-2) wieńca wirnikowego:

$$\dot{m}'_2 = \dot{m}'_1 + \dot{m}_{chł1,2} \quad (19)$$

oraz:

$$\dot{m}'_2 = \dot{m}'_0(1 + v'_{chł0,1})(1 + v'_{chł1,2}) \quad (20)$$

gdzie: $\dot{m}'_0 = (\dot{m}_g)_{TS}$ – strumień masy spalin na wlocie wieńca dyszowego (z obliczeń termogazodynamicznych silnika).

$v'_{chł0,1}$, $v'_{chł1,2}$ – odpowiednio: względny strumienia masy powietrza chłodzącego wieńiec dyszowy i wirnikowy,

$\dot{m}_{chł0,1}$, $\dot{m}_{chł1,2}$ – odpowiednio: strumień masy powietrza chłodzącego wieńiec dyszowy i wirnikowy,

Na rys. 6 przedstawiono przebiegi $\theta = f(v'_{chł})$ dla zasadniczych, omówionych wcześniej mechanizmów chłodzenia wieńców łopatek stopnia. Zwykle wartości względnego strumienia masy powietrza chłodzącego jeden wieńiec łopatek stopnia zawiera się w przedziale 1,5–2,5%.

Kładąc, że ciepło właściwe mieszaniny spalin i powietrza za chłodzonym wieńcem stopnia jest praktycznie równe ciepłu właściwemu spalin strumienia głównego, wówczas temperatury spiętrzenia mieszaniny w odpowiednich przekrojach kontrolnych stopnia chłodzonego określają relacje (Mamaje i in., 1984):

- za wieńcem dyszowym:

$$T_{1M}^* = T_1^*(1 - v'_{chł0,1}) + \frac{i_{2S}^*}{i_1^*} T_1^* v'_{chł0,1} \quad (21)$$

gdzie:

T_1^* - temperatura spiętrzenia spalin w przekroju wylotowym wieńca dyszowego dla stopnia niechłodzonego,

i_{2S}^* - entalpia spiętrzenia powietrza w przekroju wyjściowym sprężarki,

i_1^* - entalpia spiętrzenia spalin w przekroju wylotowym wieńca dyszowego dla stopnia niechłodzonego.

– za wieńcem wirnikowym:

$$T_{2M}^* = T_2^*(1 - v'_{ch1,2}) + \frac{i_{2S}^*}{i_2^*} T_2^* v'_{ch1,2} \quad (22)$$

W zależności powyższej oznaczono przez:

T_2^* - temperaturę spiętrzenia spalin w przekroju wylotowym wieńca wirnikowego dla stopnia niechłodzonego,

i_2^* - entalpia spiętrzenia spalin w przekroju wylotowym wieńca wirnikowego dla stopnia niechłodzonego.

Zagadnienie szczegółowej analizy parametrów mieszaniny spalin oraz powietrza chłodzącego w stopniu turbiny chłodzonej przedstawiono w pracach Young & Wilcock (2002a, 2002b).

W przypadku chłodzenia wieńców stopnia turbiny, ze względu na dodatkowe straty energii związane z ich chłodzeniem, zmianie ulegają wartości współczynnika strat prędkości w wieńcu dyszowym φ_{ch} i wirnikowym ψ_{ch} (w stosunku do ich wartości w stopniu niechłodzonym tj. φ i ψ).

W chłodzeniu konwekcyjnym wieńców stopnia wartości φ_{ch} oraz ψ_{ch} można określać z zależności (Mamajew i in., 1984; Łokaj & Salnikow, 1979):

$$\varphi_{ch} = \varphi - (0,005 \div 0,007) \quad (23)$$

$$\psi_{ch} = \psi - (0,004 \div 0,006) \quad (24)$$

W przypadku chłodzenia konwekcyjno-błonowego (Bielousow i in., 2003; Łokaj & Salnikow, 1979):

$$\varphi_{ch} = \varphi - (0,013 \div 0,017) \quad (25)$$

$$\psi_{ch} = \psi - (0,008 \div 0,01) \quad (26)$$

W obliczeniach projektowych stopni turbiny wynika konieczność wprowadzenia korekty parametrów czynnika wynikająca z doprowadzenia do kanału przepływowego powietrza chłodzącego poszczególne wieńce. Pierwszy etap obliczeń projektu koncepcyjnego takich stopni ma analogiczny przebieg jak dla stopni niechłodzonych (Kopielew & Tichonow, 1974; Ziricki i in., 1971). W rezultacie tych obliczeń wyznacza się w odpowiednich przekrojach kontrolnych stopnia wartości temperatur spiętrzenia: $T_0^* = T_1^*$ oraz T_2^* , a także ciśnień spiętrzenia: p_0^* , p_1^* , p_2^* oraz parametrów kinematycznych i geometrycznych odpowiadających procesowi rozprężania spalin w stopniu niechłodzonym.

Po przeprowadzeniu tych obliczeń, wykonuje się drugi etap obliczeń parametrów strumienia na średnicy średniej wprowadzając wartości skorygowane parametrów spalin w stopniu chłodzonym: \dot{m}'_1 , \dot{m}'_2 , T_{1M}^* , T_{2M}^* , φ_{ch} , ψ_{ch} , które

należy wykorzystać do korekty wartości prędkości krytycznych dźwięku, liczb Laval'a λ_1 i λ_2 oraz ciśnień spiętrzenia w przekrojach kontrolnych (1-1) i (2-2).

Temperatura spiętrzenia w ruchu względnym spalin jest wówczas określana z zależności (9) i (10) – skorygowanych:

$$T_{1wchł}^* = T_{1M}^* - \frac{c_1^2 - w_1^2}{2 \frac{k'R'}{k' - 1}} \quad (27)$$

$$T_{2wchł}^* = T_{2M}^* - \frac{c_2^2 - w_2^2}{2 \frac{k'R'}{k' - 1}} \quad (28)$$

4. Uwagi końcowe i wnioski

Potrzeba wykonania we wnętrzu łopatek chłodzonych kanałów niezbędnych dla obiegu powietrza chłodzącego wymaga także zmiany ich parametrów geometrycznych, które w odniesieniu do parametrów geometrycznych łopatek niechłodzonych mają następujące wartości (Dżygadło i in., 1982):

- gęstość palisady:

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{chł} = (1,1 \div 1,2) \frac{b}{t} \quad (29)$$

- względna grubość profilu:

$$(\bar{c}_m)_{chł} = (1,2 \div 1,3) \bar{c}_m \quad (30)$$

dla wieńca dyszowego (Pawlenko & Wołow, 2007):

$$(\bar{c}_{m0,1})_{chł} = 0,15 \div 0,2 \quad (31)$$

dla wieńca wirnikowego:

$$(\bar{c}_{m1,2})_{chł} = 0,2 \div 0,25 \quad (32)$$

- względna grubość spływu łopatki:

$$(\bar{d}_2)_{chł} = \left(\frac{d_2}{a_g}\right)_{chł} \quad (33)$$

dla wieńca dyszowego i wirnikowego:

$$(\bar{d}_{2,0,1})_{cht} = (\bar{d}_{2,1,2})_{cht} = 0,1 \div 0,15 \quad (34)$$

Należy podkreślić, że w projekcie koncepcyjnym turbiny chłodzonej obliczenia chłodzonego stopnia można traktować jako korektę pierwszego przybliżenia tzn. obliczeń stopnia niechłodzonego z takimi samymi wartościami parametrów (l_{est} , D_{sr} , u_{sr} , ρ_{st} , α_1 , α_2 i in.) (Mamaje i in., 1984; Biełousow i in., 2003). W projekcie wstępnym turbiny ze stopniami chłodzonymi dokonuje się dokładniejszej analizy wymiany ciepła w wybranych konfiguracjach kanałów wewnętrznych i elementach konstrukcyjnych łopatek z uwzględnieniem mechanizmów chłodzenia i wstępną oceną wartości sprawności stopnia oraz względnego strumienia masy powietrza odprowadzanego w celu chłodzenia wieńców stopnia według algorytmów podanych w pracach Kopielew (1984), Łokaj & Salnikow (1979) oraz Ziricki i in. (1971).

W projekcie technicznym turbiny obliczenia stopnia chłodzonego mają na celu odpowiedni dobór kanałów układu chłodzenia, co jest związane z przeprowadzeniem procesu optymalizacji (sprawności, strumienia czynnika chłodzącego i in.) mającym na celu wybór takiej konfiguracji układu, która zapewnia spełnienie kryteriów ekonomiczno-wytrzymałościowych. Wymaga to przeprowadzenia bardzo złożonych obliczeń sprzężonych cieplno-przepływowych, które polegają na równoczesnym rozwiązywaniu pola przepływu czynnika (gazu roboczego w kanale międzyłopatkowym i czynnika chłodzącego w kanałach chłodzących) oraz pola temperatury w materiale łopatki przy użyciu metod numerycznych podanych w pracach Nowak (2011), Je-Chin i in. (2001) oraz Okita i in. (2017).

Należy zauważyć, że cykl rozwojowy silnika z chłodzonymi łopatkami turbinowymi jest długi i kosztowny oraz związany z dużym ryzykiem. Duże są również koszty produkcji silnika i trudna jego eksploatacja.

Literatura

- Antas, S. (2006). *Ocena wpływu wybranych metod modyfikacji maszyn wirnikowych turbinowych silników śmigłowych i śmigłowcowych na zapas statecznej pracy sprężarki* (praca habilitacyjna). Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej.
- Antas, S., & Wolański, P. (1989). *Obliczenia termogazodynamiczne lotniczych silników turbinowych*. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej.
- Biełousow, A.N., Musatkin, N.F., & Radko, W.M. (2003). *Teoria i rasczet awiacionnych łopacocznych maszin*. Samarskij Gos. Aerokosm. Inst.
- Dżygadoł, Z. i in. (1982). *Zespoły wirnikowe silników turbinowych*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności.
- Farokhi, S. (2014). *Aircraft propulsion*. Second edition. John Wiley and Sons.

- Inoziemcew, A.A., Nichamkin, M.A., & Sandrackij, W.L. (2008). *Osnovy konstruirowania awiacionnych dwigatelej i energetycznych ustanowok*. T.2. Maszynostrojenie.
- Je-Chin, H., Sandip D., Srinath, V., & Ekkard, D. (2001). *Gas turbine heat transfer and cooling technology*. Taylor & Francis.
- Kopeliew, S.Z. (1983). *Ochładzamyje łopatki gazowych turbin*. Nauka, Moskwa 1983.
- Kopeliew, S.Z. (1984). *Projektirowanie protocznoj czasti turbin awiacionnych dwigatelej*. Maszynostrojenie.
- Kopeliew, S.Z., & Tichonow, N.D. (1974). *Raszczet turbin awiacionnych dwigatelej*. Maszynostrojenie.
- Kułagin, W.W. i in. (2005). *Teoria, raszczet i proektirowanie awiacionnych dwigatelej i energetycznych ustanowok*. Maszynostrojenie.
- Lakshminarayana, B. (1996). *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. Wiley & Sons Inc.
- Łokaj, W.I. i in. (1985). *Tiełtopieredacza w ochładzanych detaliach gazoturbicznych dwigatelej letatelnich apparatow*. Maszynostrojenie.
- Łokaj, W.I., Maksutowa, M.K., & Strunkin, W.A. (1979). *Gazowyje turbiny letatelnich apparatow*. Maszynostrojenie.
- Łokaj, W.I., & Salnikow, G.M. (1979). *Termogazodinamiczeskij raszczet wysokotemperaturnych ochładzanych turbin awiacionnych*. G.T.D. KAI.
- Madejski, J. (1988). *Wymiana ciepła w turbinach cieplnych*. Ossolineum.
- Mamajew, B.I., Musatkin, N.F., Aronow, B.M. (1984). *Gazodynamiczeskoje projektowanie osiewych turbin awiacionnych*. G.T.D. Ku.A.I.
- Nieczajew, Ju.N., & Fiedorow, R.M. (1977). *Teoria awiacionnych gazoturbicznych dwigatelej*. Cz. I. Maszynostrojenie.
- Nowak, G. (2011). *Optymalizacja kanałów wewnętrznego chłodzenia łopatek turbiny gazowej*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej.
- Okita, Y., Nita, K., & Kubo, S. (2017). Aerodynamic performance of novel lightweight turbine blade. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 139(7), 071005-1-071005-7. <https://doi.org/10.1115/1.4035604>
- Pawlenko, G.W., Wołow, A.G. (2007). *Gazodinamiczeskij raszczet osiewoj gazowej turbiny*. Charkowskij Awiacionnyj Institut.
- Sieniawski, J. (1995). *Kryteria i sposoby oceny materiałów na elementy lotniczych silników turbinowych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej.
- Szczeciński, S. i in. (1984). *Lotnicze silniki turbinowe. Konstrukcja i Eksploatacja*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności.
- Young, J.B., & Wilcock, R.C. (2002a). Modeling the air-cooled gas turbine: part 2- coolant flows and losses. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 124(2), 214-222. <https://doi.org/10.1115/1.1415038>
- Young, J.B., & Wilcock, R.C. (2002b). Modeling the air-cooled gas turbine: part 1-general thermodynamics. *Transactions of the ASME. Journal of Turbomachinery*, 124(2), 207-213. <https://doi.org/10.1115/1.1415037>
- Ziricki, G.S. i in. (1971). *Gazowyje turbiny dwigatelej letatelnich apparatow*. Maszynostrojenie.

METHOD FOR CALCULATION OF COOLED TURBINE STAGE PARAMETERS IN THE CONCEPTUAL DESIGN OF UNIT

Summary

The paper presents the basic types of turbine cooling systems for aircraft turbine engines as well as the essential methods of cooling turbine rim blades. The main part of the article presents the method of determining the stream parameters in the cross - sections of the output rims of the cooled turbine stage, consisting in the first stage of calculations of thermal and kinematic parameters for the stream and geometric parameters on the mean diameter in the uncooled stage. The second stage of the method includes the correction of the exhaust gas parameters and the geometric parameters of the profiles for the nozzle and rotor rim in a cooled stage. The method can be used during the conceptual design of the axial cooled turbine stage and is based on the energy conservation equation, the Euler's moment of momentum equation, the first law of thermodynamics and definitions of the coefficients used in the theory of turbomachinery. The final part of the work includes recommendations regarding the geometric parameters of the cooled rim profiles and conclusions.

Key words: axial - flow turbine, method for calculation, cooled stage

DOI: [10.7862/rm.2022.1](https://doi.org/10.7862/rm.2022.1)

Submitted/Tekst złożono w redakcji: maj 2022

Accepted / Przyjęto do druku: czerwiec 2022

Published/Tekst opublikowano: grudzień 2022