

Tadeusz CHMIELNIAK

Henryk ŁUKOWICZ

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska, Gliwice

WPLYW CIŚNIENIA W SKRAPLACZU NA PRACĘ OSTATNIEGO STOPNIA CZĘŚCI NISKOPRĘŻNEJ TURBINY

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki badań teoretycznych wpływu ciśnienia w skraplaczu na sprawność części niskopięrężnej turbiny kondensacyjnej. Określono wartość ciśnienia w skraplaczu przy którym może pojawić się za ostatnim stopniem oderwanie strumienia. Zagadnienie to analizowano dla rozprężających i dyfuzorowych wylotów z części niskopięrężnej turbiny.

THE CONDENSER PRESSURE INFLUENCE ON THE LAST STAGE PERFORMANCE OF THE LOW PRESSURE TURBINE UNIT

Summary. In the paper the influence of the pressure in condenser on the efficiency of the low - pressure unit of the condensing turbine has been calculated. The value of the pressure for which the flow separation zone at a hub of the last stage could appear is given. This problem for outlet without and with diffuser has been analysed.

DER EINFLUß DES DRUCKS IM KONDENSATOR AUF DAS BETRIEB DER ENDSTUTE DES NIEDERDRUCKTEILS EINER TURBINE

Zusammenfassung. Es wurden die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen des Einflusses des Drucks im Kondensator auf den Wirkungsgrad des Niederdruckteils einer Kondensationsturbine dargestellt. Es wurde der Druck im Kondensator bestimmt, bei dem die Strömungablösung nach der Endstufe auftreten könnte. Diese Aufgabe wurde für den Expansions- und und Diffuserausgang aus dem Niederdruckteil einer Turbine betrachtet.

Wstęp

W przypadkach eksploatowanych już turbin oraz próbach ich modernizacji, zwłaszcza części niskoprężnych, dobór odpowiedniego ciśnienia w skraplaczu jest jednym z istotnych czynników wpływających na sprawność konwersji energii. Analiza wpływu ciśnienia w skraplaczu na pracę ostatniego stopnia i całej części niskoprężnej jest złożonym zagadnieniem ze względu na skomplikowaną strukturę przepływu w części NP, a zwłaszcza w ostatnim stopniu oraz w króćcu wylotowym do skraplacza. Z tego też względu przy rozpatrywaniu tego zagadnienia poczyniono pewne założenia upraszczające. Najistotniejsze z nich – to ograniczenie obliczeń przepływowych w ostatnim stopniu do przekrojów kontrolnych (w szczelinie międzywieńcowej i za stopniem) oraz wykorzystanie uproszczonej (jednowymiarowej) metody wyznaczania ciśnienia za ostatnim stopniem w funkcji ciśnienia w skraplaczu.

1. Metoda rozwiązania

W obliczeniach struktury przepływu pary w ostatnim stopniu wykorzystano model utworzony przez równania zachowania dla pary mokrej zapisane dla przekrojów kontrolnych stopnia. Szczegółową postać tych równań oraz metodologię ich rozwiązania przedstawiono w [1, 2]. Ogólny schemat rozwiązania zagadnienia ilustruje rys. 1.

Wartość ciśnienia za ostatnim stopniem można wyznaczyć ze wzoru [3]:

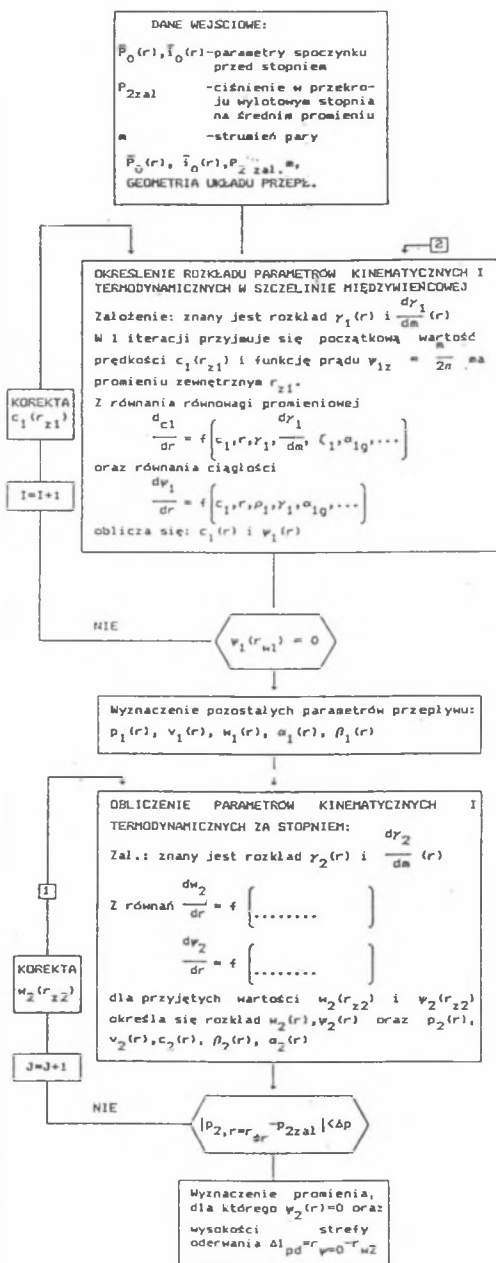
$$p_z = p_k \left[1 + \frac{1}{2}(\zeta_c - 1) \frac{c_z^2}{p_{zc} v_{zc}} \right] \quad (1)$$

gdzie:

- p_z – ciśnienie w przekroju bezpośrednio za ostatnim stopniem,
 - p_k – ciśnienia w skraplaczu,
 - c_z – prędkość bezwzględna w przekroju za ostatnim stopniem,
 - p_{zc}, v_{zc} – ciśnienie i objętość spoczynkowa.
- Liczbę strat ζ_c określa następująca zależność

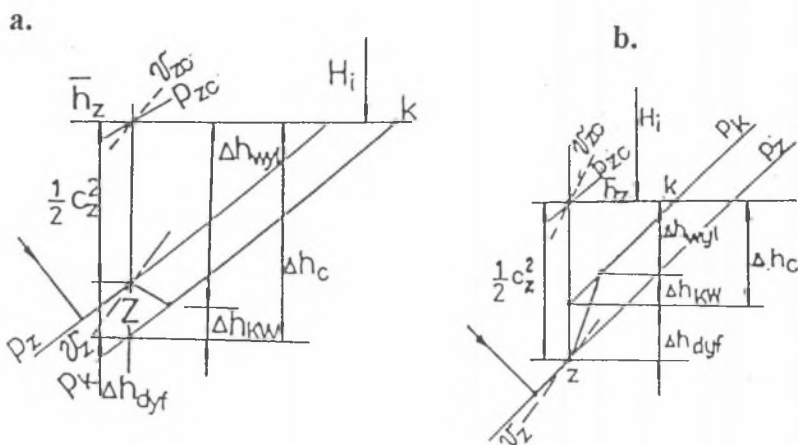
$$\zeta_c = \frac{\Delta h_c}{\frac{1}{2} c_z^2}$$

Odpowiednie oznaczenia przedstawiono na rys. 2.



Rys. 1. Ogólny schemat obliczeń struktury przepływu w przekrojach kontrolnych

Fig. 1. General computing scheme of the flow structure in the control sections



Rys. 2. Przebieg końcowego odcinka linii ekspansji: a – z wylotem bezdyfuzorowym, b – z dyfuzorem końcowym

Fig. 2. The expansion line between the last stage and the condenser: a – without diffuser, b – with diffuser

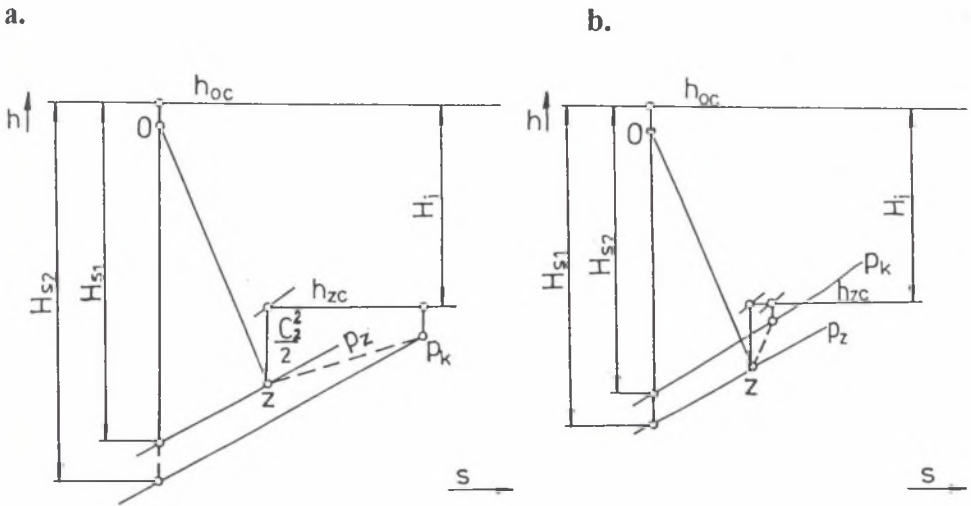
Zależność (1) może być wykorzystywana zarówno dla wylotów dyfuzorowych, jak i bezdyfuzorowych. W pierwszym przypadku $\zeta_c < 1$, w drugim będzie $\zeta_c > 1$.

Zmiana ciśnienia w skraplaczu wywołuje zmianę ciśnienia w przekrojach kontrolnych stopni, zgodnie z równaniem przelotowości dla stopni i pojedynczych wieńców łopatkowych. Opracowano procedurę obliczeń zmian ciśnienia w przekrojach kontrolnych stopni wywołanych zmianą ciśnienia w skraplaczu lub zmianą strumienia pary. Oparta jest ona na rozwiązaniu równań zachowania i równań przelotowości metodą kolejnych przybliżeń.

Integralny stopień odwracalności rzeczywistej przemiany w części przepływowej turbiny charakteryzuje się podając wartość sprawności wewnętrznej definiowanej jako stosunek

$$\eta_i = \frac{h_{0c} - h_{zc}}{H_s}$$

Dla części niskoprężnej wartość H_s może być przyjmowana jako H_{s1} lub H_{s2} (rys. 3) [4], i wówczas sprawność charakteryzującą układ łopatkowy liczymy ze wzoru



Rys. 3. Linie rozprężania w części NP turbiny: a – z wylotem bezdyfuzorowym, b – z dyfuzorem końcowym

Fig. 3. The expansion line in the low – pressure unit: a – without diffuser outlet, b – with diffuser outlet

$$\eta_{i1} = \frac{h_{0c} - h_{zc}}{H_{s1}} \tag{2}$$

a sprawność układu łopatkowego łącznie z króćcem wylotowym określamy z zależności

$$\eta_{i2} = \frac{h_{0c} - h_{zc}}{H_{s2}} \tag{3}$$

W obliczeniach części NP często wygodniej jest korzystać z zapisanej w innej postaci definicji sprawności. Na przykład w przypadku badania wpływu ostatniego stopnia na sprawność części WP można korzystać ze wzoru

$$\eta_{NP} = \frac{l_{NP}^{(z-1)} + h_{0c} - h_{zc}}{H_s}$$

który po prostym przekształceniu przyjmuje postać

$$\eta_{NP} = \frac{l_{NP}^{(z-1)}}{H_s} + \eta_i^{(z)} \frac{h_{sc}^{(z)}}{H_s}$$

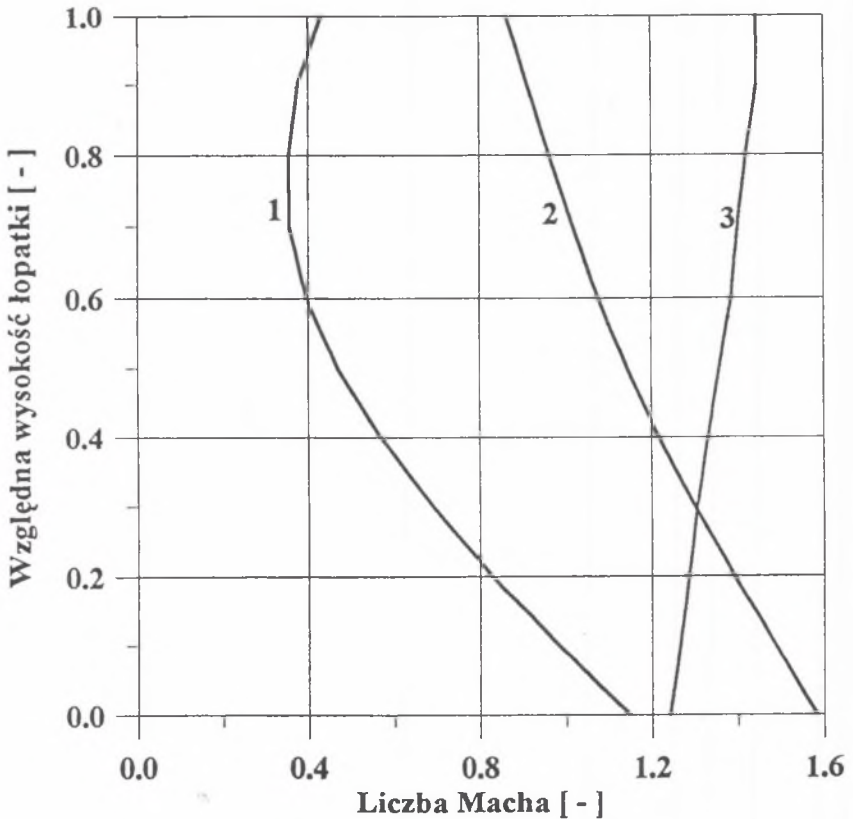
gdzie:

$l_{NP}^{(z-1)}$ – praca wewnętrzna $(z - 1)$ stopni,

$\eta_i^{(z)}$ – sprawność wewnętrzna ostatniego stopnia,

$h_{sc}^{(z)}$ – całkowity rozporządzalny spadek entalpii w ostatnim stopniu.

W miejsce H_s podstawia się H_{s1} lub H_{s2} . Sprawność wewnętrzną ostatniego stopnia oblicza się z zależności

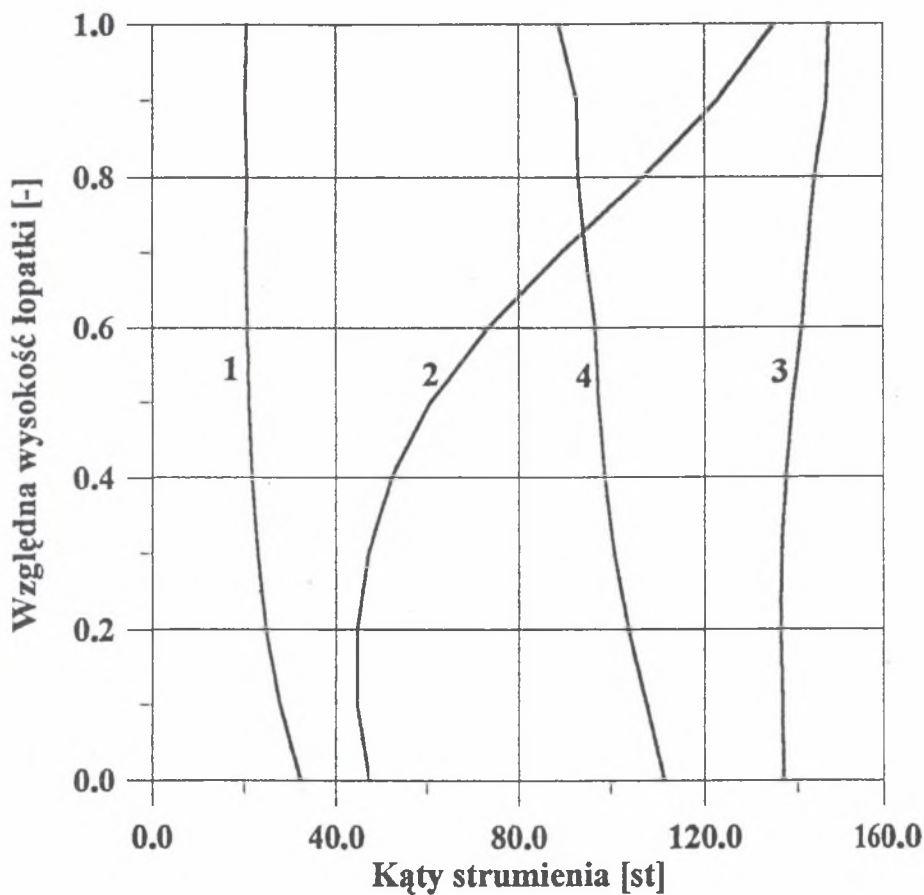


Rys. 4. Rozkład liczby Macha w przekrojach kontrolnych: 1 – M_{w1} ; 2 – M_{c1} ; 3 – M_{w2}

Fig. 4. Mach number distribution in the control section: 1 – M_{w1} ; 2 – M_{c1} ; 3 – M_{w2}

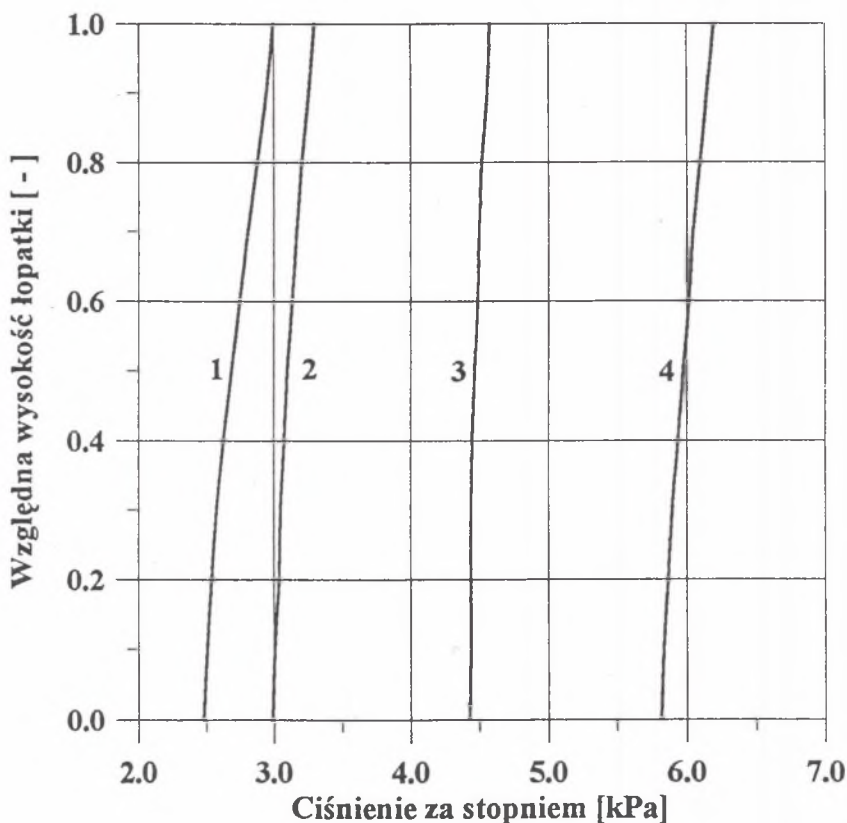
$$\eta_l^{(z)} = \frac{h_{0c}^{(z)} - h_{zc}}{h_{sc}^{(z)}}$$

gdzie: $(h_{0c}^{(z)} - h_{zc})$ – rzeczywisty spadek entalpii całkowitej w ostatnim stopniu.



Rys. 5. Rozkład kątów strumienia w przekrojach kontrolnych: 1 – α_1 ; 2 – β_1 ; 3 – β_2 ; 4 – α_2

Fig. 5. Flow angles distribution in the control section: 1 – α_1 ; 2 – β_1 ; 3 – β_2 ; 4 – α_2



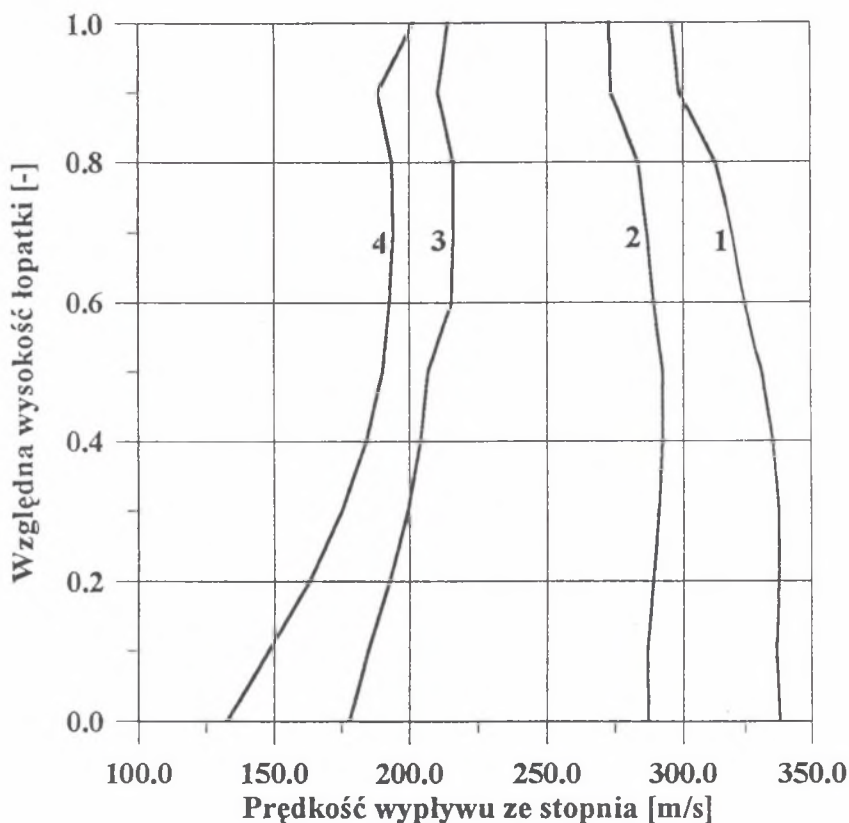
Rys. 6. Rozkład ciśnienia za stopniem dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

Fig. 6. Static pressure distribution at a last stage outlet for different pressures in condenser

2. Rezultaty obliczeń

Obliczenia przepływu pary w przekrojach kontrolnych ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej o mocy 200 MW wykonano dla kilku wartości ciśnienia w skraplaczu i odpowiadających im wartości ciśnienia w przekroju wylotowym stopnia. Punktem wyjścia do obliczeń były dane uzyskane z pomiarów tego stopnia [5] dla w pełni rozwiniętego przepływu. Pomierzone wielkości zawierały następujące dane:

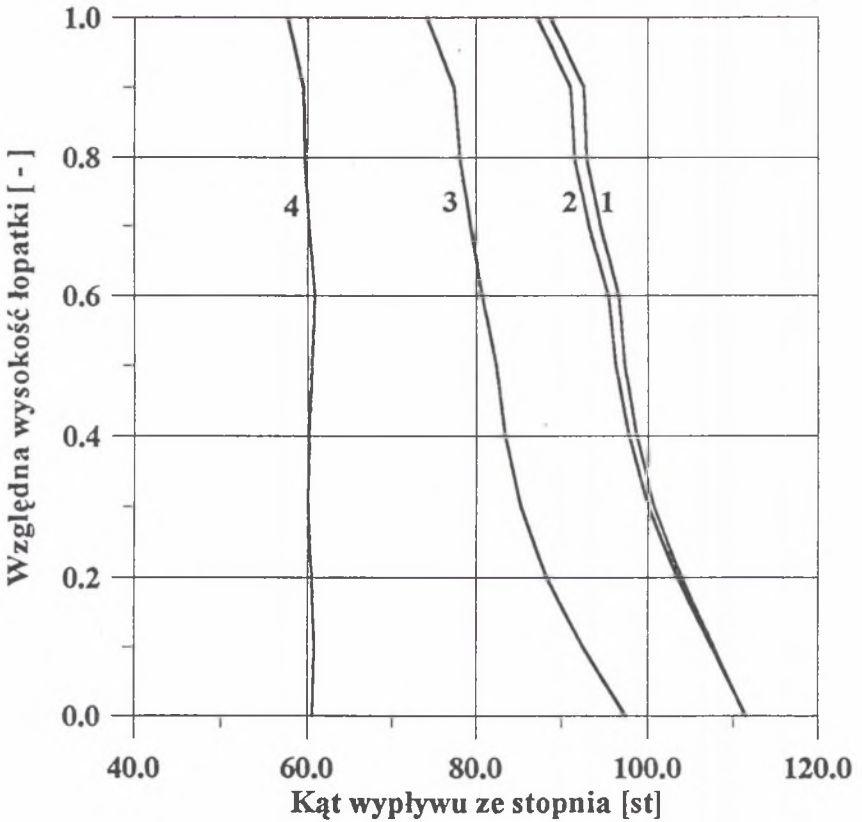
- ciśnienie całkowite w przekroju wlotowym stopnia $p_{0c} = 0,01477$ MPa,
- entalpia całkowita pary w przekroju wlotowym stopnia $i_{0c} = 2504,99$ kJ/kg,
- ciśnienie statyczne za stopniem (na średnim promieniu) $p_2 = 0,00269$ MP.



Rys. 7. Rozkład prędkości strumienia za stopniem dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

Fig. 7. Flow velocity distribution at a last stage outlet for different pressures in condenser

Wybrane rezultaty obliczeń dla tych danych przedstawiono na rys. 4 i 5. Pokazują one rozkład liczby Macha i kątów strumienia w obliczeniowych przekrojach stopnia. Przekroje obliczeniowe wybrano w płaszczyznach sond pomiarowych. Przy założeniu, że między wylotem ze stopnia a skraplaczem istnieje kanał dyfuzorowy, w którym liczba strat wynosi $\zeta_c = 0,5$, ciśnienie w skraplaczu wyznaczone z zależności (1) dla tych warunków pracy wynosi $p_k = 0,0034256$ MPa. Przyjmując, że w króćcu wylotowym zachodzi przemiana (sprężanie) ze stałą wartością $\zeta_c = 0,5$, wykonano obliczenia przepływu dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu i stałego strumienia pary wynoszącej $m = 36,9$ kg/s. Odpowiadające im wartości ciśnienia za ostatnim stopniem

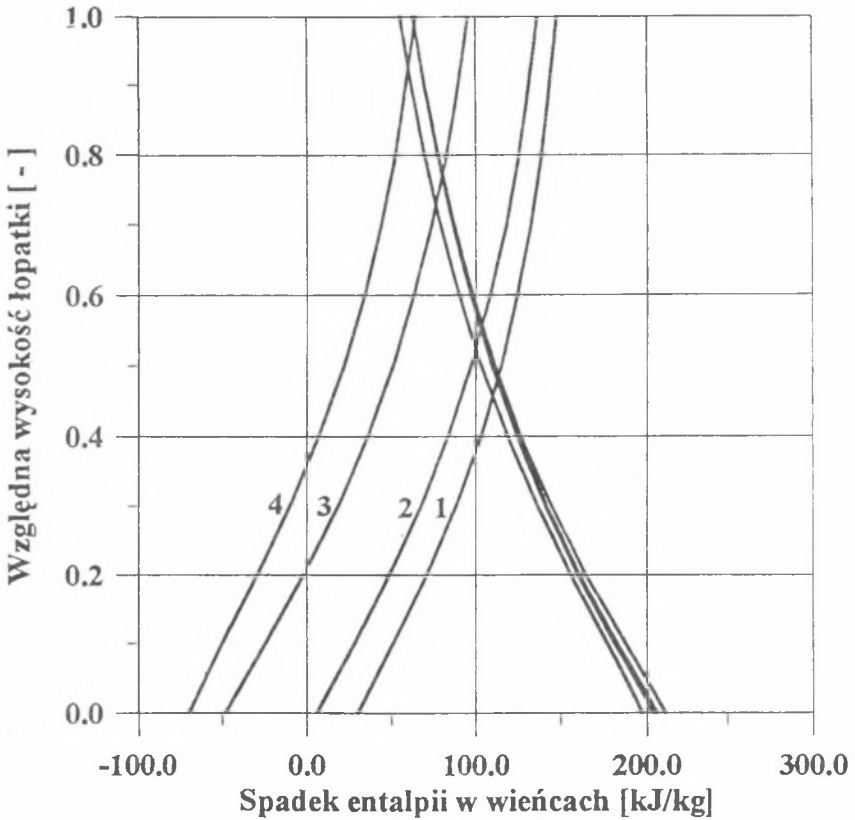


Rys. 8. Rozkład kąta wypływu strumienia ze stopnia dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

Fig. 8. Flow angles distribution at a stage outlet for different pressures in condenser

ilustruje rys. 6. Podniesienie ciśnienia w skraplaczu powyżej wartości $p_k = 0,0037294$ MPa, przy założeniu $\zeta_c = 0,5$ i $m = 36,9$ kg/s, powoduje powstanie u podstawy łopatki strefy stagnacji (oderwania) przepływu (krzywa 1 na rys. 13).

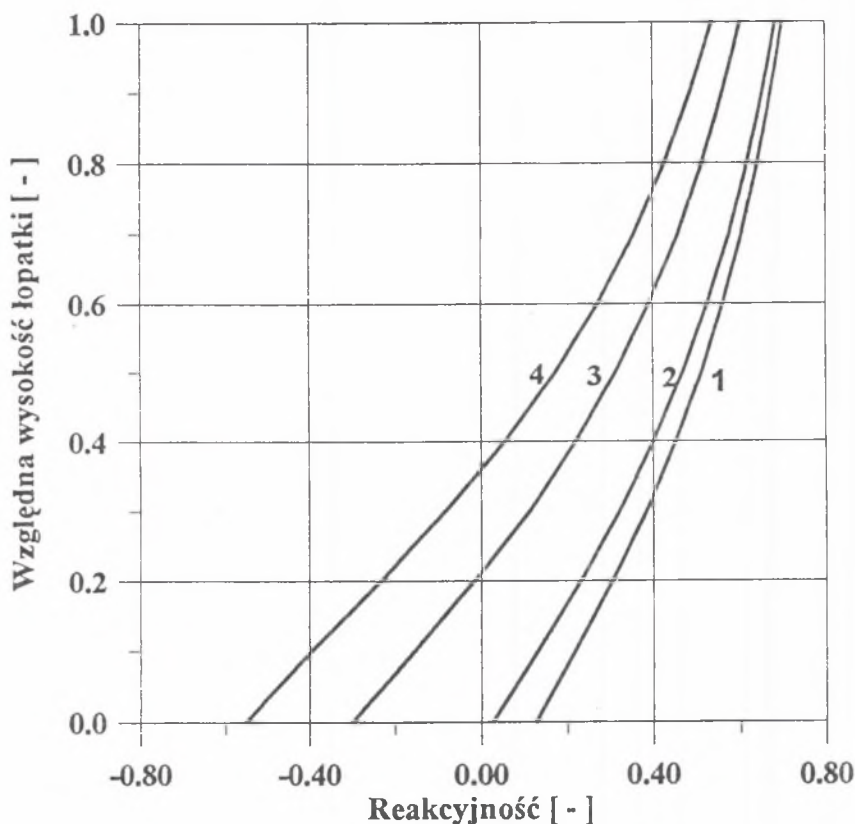
Przyjmując, że przed częścią NP parametry pary są stałe i wynoszą: $p_0 = 0,127$ MPa i $t_0 = 169^\circ\text{C}$ oraz że w czasie podnoszenia ciśnienia nie zmienia się sprawność trzech pierwszych stopni, wyznaczono sprawność części NP według definicji podanych w punkcie 2. Zależność sprawności od ciśnienia według wzoru (2) przedstawia krzywa 4, a ze wzoru (3) krzywa 1 na rys. 12. Dodatko-



Rys. 9. Rozkład spadków entalpii w wieńcach łopatkowych stopnia dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

Fig. 9. Enthalpy drop distribution in a guide and rotor blade rim

wo na tym rysunku przedstawiono zmianę sprawności w funkcji ciśnienia w skraplaczu w przypadku zastosowania wylotowego króćca dyfuzorowego o wartości $\zeta_c = 0,75$ (krzywa 2) i króćca rozprężającego o wartości $\zeta_c = 1,25$ (krzywa 3). Na rys. 13 zilustrowano rozwój strefy stagnacji (oderwania) w funkcji ciśnienia w skraplaczu dla różnych króćców wylotowych.

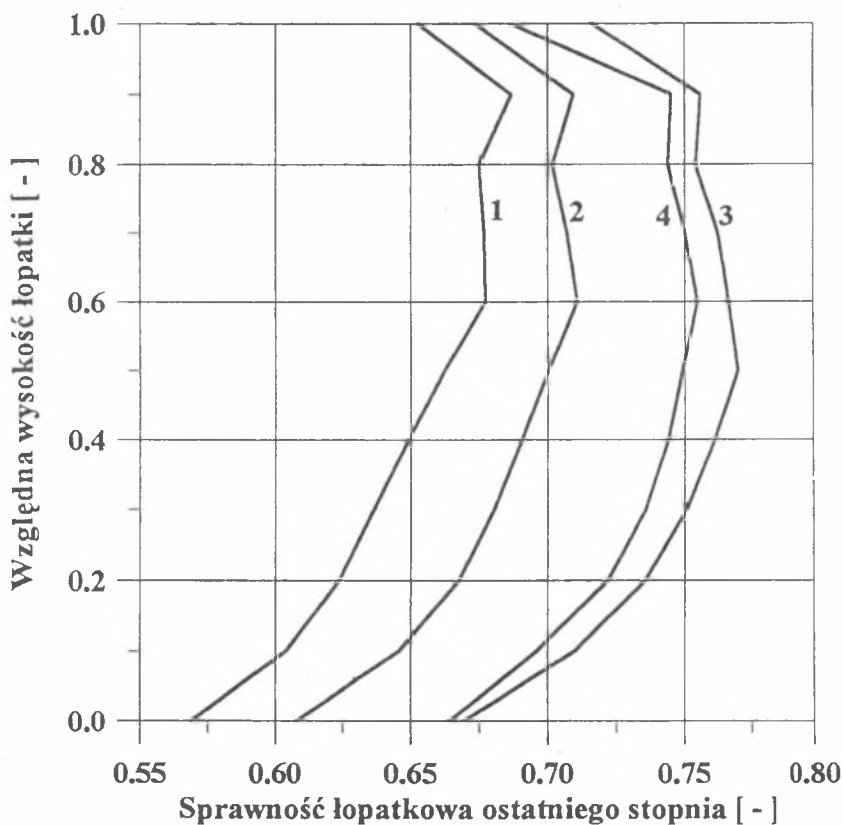


Rys. 10. Rozkład reakcyjności w ostatnim stopniu dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

Fig. 10. Reaction distribution in the last stage for different pressures in condenser

3. Uwagi końcowe i wnioski

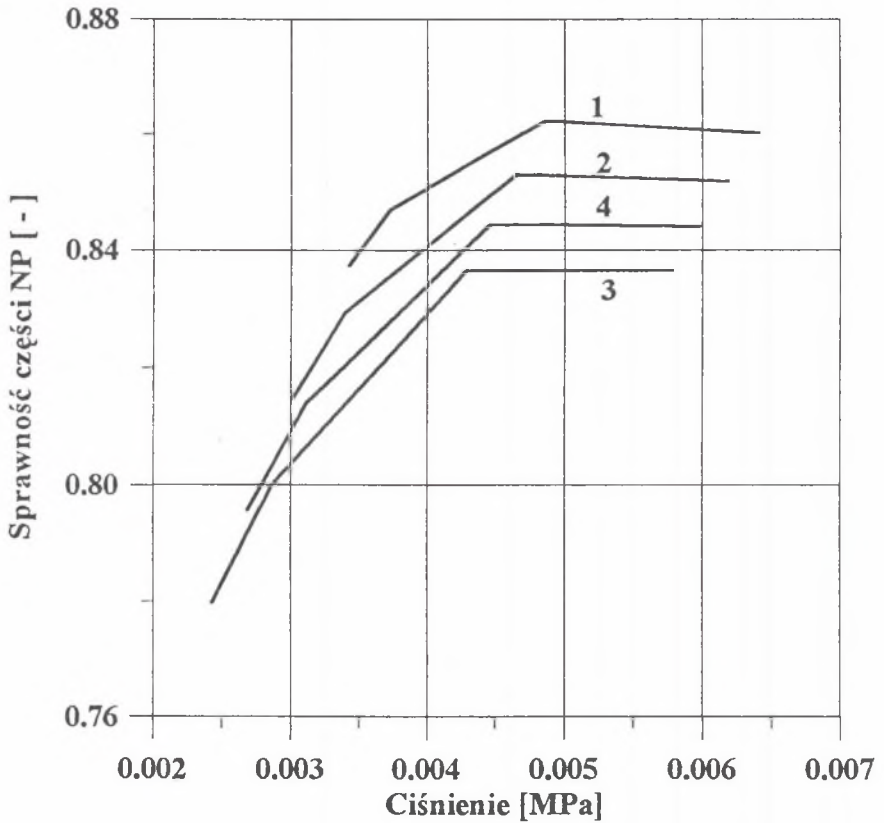
Ciśnienie w skraplaczu ma istotny wpływ zarówno na sprawność ostatniego stopnia, jak i całej części niskoprężnej. Przyczyną niższej sprawności przy niskich ciśnieniach jest głównie duża wartość straty wylotowej z ostatniego stopnia. Prędkość wypływu ze stopnia, przy ciśnieniu ze stopniem $p_2 = 0,00269$ MPa, wynosi ok. 350 m/s (krzywa 1 na rys. 7). Podniesienie ciśnienia powoduje podniesienie sprawności, mogą się jednak pojawić w ostatnim stopniu obszary stagnacji (oderwania) przepływu. Wyboru ciśnienia w skraplaczu i odpowiadającego mu ciśnienia za ostatnim stopniem należy dokonywać



Rys. 11. Rozkład sprawności łopatkowej ostatniego stopnia dla różnych wartości ciśnienia w skraplaczu

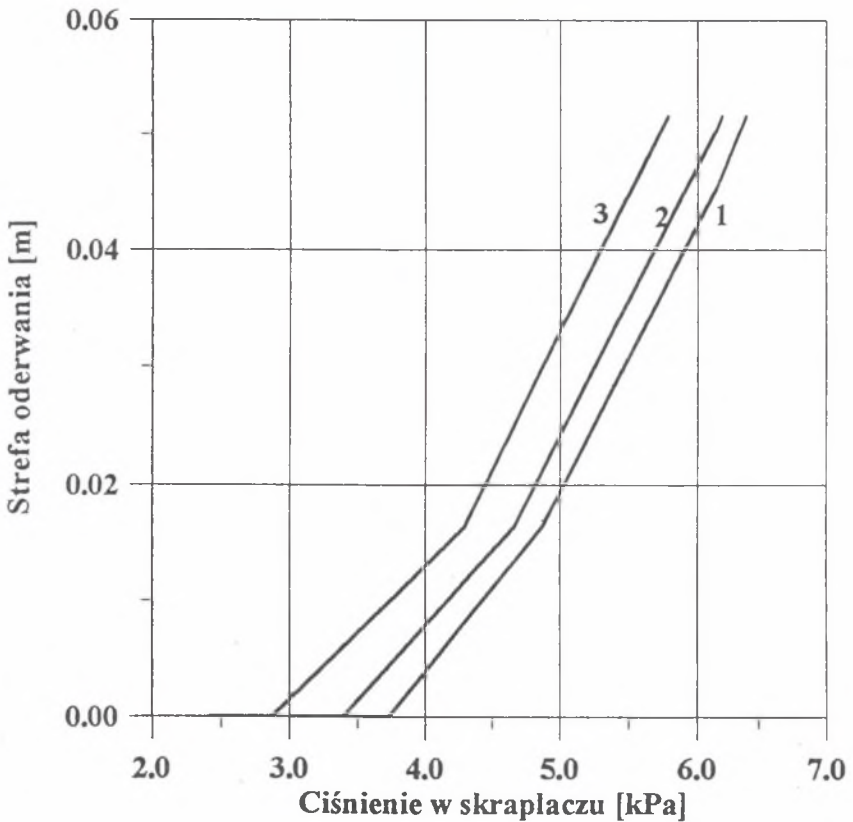
Fig. 11. Blade efficiency distribution in the last stage for different pressures in condenser

zarówno z punktu widzenia sprawności przemiany energii, jak i przepływów zwrotnych w ostatnim stopniu. Problem ten w większej mierze dotyczy wylotów rozprężających (ze względu na bardziej stromą charakterystykę sprawności w funkcji ciśnienia niż w przypadku wylotów dyfuzorowych). Rozpatrywane zagadnienie może być pomocne zarówno w eksploatacji turbin, jak również w przypadku modernizacji ich części niskoprężnych.



Rys. 12. Zależność sprawności części niskoprężnej w funkcji ciśnienia w skraplaczu
 – według wzoru 3: 1 – $\zeta_c = 0,5$; 2 – $\zeta_c = 0,75$; 3 – $\zeta_c = 1,25$
 – według wzoru 2 krzywa 4

Fig. 12. Efficiency of the low - pressure unit for different pressure in condenser
 – by formula 3: 1 – $\zeta_c = 0,5$; 2 – $\zeta_c = 0,75$; 3 – $\zeta_c = 1,25$;
 – by formula 2 curve 4



Rys. 13. Wielkość sterfy oderwania u podstawy ostatniego stopnia w funkcji ciśnienia w skraplaczu: 1 - $\zeta_c = 0,5$; 2 - $\zeta_c = 0,75$; 3 - $\zeta_c = 1,25$

Fig. 13. Flow separation zone at a hub of the last stage for different pressure in condenser: 1 - $\zeta_c = 0,5$; 2 - $\zeta_c = 0,75$; 3 - $\zeta_c = 1,25$

Literatura

1. Chmielniak T., Łukowicz H.: Numerical calculation of turbine stage for off design conditions, ZN Politechniki Łódzkiej, Ciepłne Maszyny Przepływowe, z. 103, 1992, 143-165.
2. Chmielniak T., Łukowicz H.: Badania przepływów w stanach różnego obciążenia układów łopatkowych, ZN Politechniki Śląskiej, seria Energetyka, z. 126, 1995, 107-131.

- [3] Chmielniak T.: Turbiny ciepłone, skrypt Politechniki Śląskiej nr 1737, Gliwice 1993.
- [4] Krzyżanowski J.: Przegląd metod określania sprawności (części niskoprężnej) turbin, opr. wewn. IMP PAN, Gdańsk 1992, nr arch. 315/92.
- [5] Krzyżanowski J., Marcinkowski St.: Unterlagen Zur Kontrollberechnung der Strömung in der letzten Stufe der 200 MW Turbine, opr. wewn. IMP PAN Gdańsk.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Gerard Kosman

Wpłynęło do Redakcji: 10. 10. 1996 r.

Abstract

In cases of condensing turbines the choice of the pressure in the condenser is an important factor which has an influence for the conversion energy efficiency. Because of complicated flow structure, some simplifications have been done. Results of calculations gave following conclusions. The pressure in the condenser influences the last stage and the low-pressure unit efficiency. The high value of the last stage outlet loss makes efficiency values lower. The pressure rise causes the efficiency rise. In the last stage, may occur flow separation zone. Condenser pressures choice is connected with the conversion energy efficiency and the flow separation zone. This problem for outlet without and with diffuser has been analysed.