ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1995

Seria: ENERGETYKA z. 126 Nr kol. 1281

Tadeusz J. CHMIELNIAK, Henryk ŁUKOWICZ

# BADANIA PRZEPŁYWÓW W STANACH RÓŻNEGO OBCIĄŻENIA UKŁADÓW ŁOPATKOWYCH

**Streszczenie.** W artykule przedstawiono przybliżone metody obliczeń struktury przepływu pary przez osiowy stopień turbinowy przy obciążeniach różnych od obliczeniowego. Szczególną uwagę poświęcono przy tym sposobom określenia rozległości strefy oderwania. Przedstawiono wyniki obliczeń przepływu pary przez ostatni stopień turbiny kondensacyjnej dużej mocy przy obciążeniu różnym od nominalnego.

## FLOWS TESTING IN DIFFERENT LOAD STATES OF BLADES SYSTEMS

**Summary.** In paper the approximate methods of calculating of steam flow structure through axial turbine stage at loads different from calculated has been presented. A special attention has been paid to procedures of the determination of a separation zone extensivity. Obtained results of the calculating of condensing turbine last stage steam flow at load different from basic load was given.

## UNTERSUCHUNGEN DER STRÖMUNGEN IM VERSCHIEDENEN ZUSTANDEN VON SCHAUFFELSYSTEMEN

**Zusammenfassung**. Im Aufsatz wurden eine angenäherte Berechnungsmethoden der Struktur der Dampfströmung in einer axial Turbinenstufe bei Belastungen anderen als Berechnungsbelastung. Eine Aufmerksamkeit ist dem Verfahren einer Bestimmung der Ausdehnung der Abreiszone gewidmet worden. Die Resultate Strömungsberechnung des durch eine letzte Stufe größerer Kondensationsturbine fließenden Dampfes, bei abweichendem Zustand von Nominalbelastung, wurden dargestellt.

## WPROWADZENIE

Nienominalne stany obciążenia turbin parowych występują dość często w eksploatacji siłowni kondensacyjnych i elektrociepłowni. Przy zauważalnej

tendencji do dalszego różnicowania dobowych wykresów zapotrzebowania na energię elektryczną umiejętność określenia charakterystyk aerodynamicznych ostatnich stopni przy zmiennym ich obciążeniu nabiera dużego znaczenia dla oceny efektywności pracy turbozespołu, bloku oraz dla konstruktorów układów łopatkowych całych stopni. W tym ostatnim przypadku wiarygodne metody obliczeń stanowią punkt wyjścia dla przygotowania nowych wysoko sprawnych konstrukcji w szerokim zakresie obciążenia.

W artykule przedstawiono dwie przybliżone metody obliczeń stopnia przy małych obciążeniach. Szczególną uwagę poświęcono przy tym sposobom określenia rozległości strefy oderwania. Pierwsza z nich, oparta na równaniu zachowania substancji, pędu i energii w szczelinach międzywieńcowych, jest udoskonaleniem metodyki przedstawionej w [1], druga natomiast dotyczy rozwiązania zadania brzegowego sformułowanego dla równań zachowania w obrębie całego stopnia. Zakres zastosowania obu metod jest ograniczony przez dwa podstawowe założenia: składowa merydionalna prędkości nie może przekroczyć prędkości dźwięku, oderwanie strumienia następuje jedynie u podstawy łopatki. Straty energii mechanicznej w wieńcach łopatkowych stopnia modelowano na podstawie korelacji uwzględniających dużą liczbę badań eksperymentalnych. Wyniki obliczeń przedstawiono dla ostatniego stopnia turbiny kondensacyjnej.

## 1. RÓWNANIA PRZEPŁYWU

Przepływ czynnika przez wirujący wieniec łopatkowy na powierzchni $S_2$ (rys. 1) opisuje następujący układ równań:

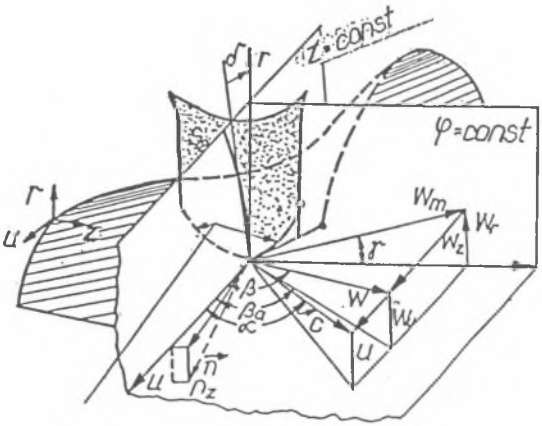
$$w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial_z} - \frac{(w_u + \omega r)^2}{r} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} + F_r + f_r \tag{1}$$

$$w_r \frac{\partial w_u}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_u}{\partial z} + \frac{w_r w_u}{r} + 2\omega w_r = F_u + f_u \tag{2}$$

$$w_r \frac{\partial w_z}{\partial r} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + F_z + f_z \tag{3}$$

$$\frac{\partial(r\rho\tau w_r)}{\partial r} + \frac{\partial(r\rho\tau w_z)}{\partial z} = 0 \tag{4}$$

$$T\,ds = di - \frac{dp}{\rho} \tag{5}$$




Rys. 1. Powierzchnie prądu, kąty wektorów prędkości i składowe składowe prędkości trójwymiarowego przepływu względnego

Fig. 1. Stream surfaces, angles of velocity vectors and 3 D relative flow velocity components

$$p = \rho ZRT \tag{6}$$

$$\vec{n} \times \vec{F} = 0 \tag{7}$$

$$\vec{n} \cdot \vec{w} = 0 \tag{8}$$

Związki (1 – 3) to równania pędu, zależność (4) to równanie ciągłości, równanie (5) jest wyrazem pierwszej zasady termodynamiki, a formuła (6) jest równaniem stanu czynnika.

Dla przepływów osiowosymetrycznych wektorowej zależności (7) odpowiadają dwa związki skalarowe

$$\begin{aligned} F_r &= F_u \operatorname{tg} \delta \\ F_z &= - F_u \operatorname{ctg} \beta_a \end{aligned} \tag{9}$$

Zależność (8) w postaci skalarnej przyjmuje postać

$$w_u = w_z \operatorname{ctg} \beta_a + w_r \operatorname{tg} \delta \tag{10}$$

Zamiast równania zachowania pędu zapisanego dla kierunku z w postaci (3) wykorzystuje się równanie energii dla konkretnej strugi

$$\bar{h} = i + \frac{w_m^2 + w_u^2}{2} - \frac{u^2}{2} = \text{const} \tag{11}$$

Składowe siły tarcia określa się z zależności

$$\begin{aligned} f_r &= -\frac{w_r}{w^2} T w_m \frac{\partial s}{\partial m} \\ f_u &= -\frac{w_u}{w^2} T w_m \frac{\partial s}{\partial m} \end{aligned} \tag{12}$$

Po przekształceniach otrzymuje się następujący układ równań opisujących przepływ czynnika w wirującym wieńcu łopatkowym we współrzędnych m, l (rys. 2)

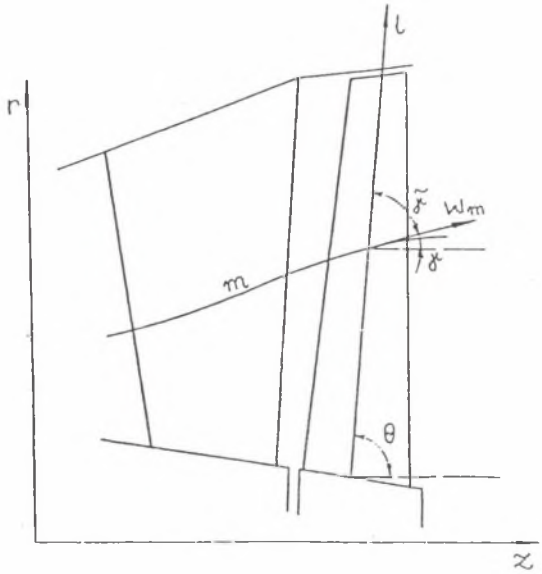
$$\begin{aligned} \frac{\partial w_m}{\partial l} = \frac{1}{(1+\operatorname{ctg}^2\beta)\frac{\cos\gamma}{\sin\tilde{\gamma}}} \Bigg\{ & -\frac{1}{w_m}\left[\frac{\partial \bar{h}}{\partial \psi}\frac{\partial \psi}{\partial l}\frac{\cos\gamma}{\sin\tilde{\gamma}} - T\left(-\frac{\partial s}{\partial m}\frac{\cos\Theta}{\sin\tilde{\gamma}} + \frac{\partial s}{\partial l}\frac{\cos\gamma}{\sin\tilde{\gamma}}\right)\right] + \\ & + \frac{\operatorname{tg}\delta}{r}\left(r \operatorname{ctg}\beta \frac{\partial w_m}{\partial m} + r w_m \frac{\partial \operatorname{ctg}\beta}{\partial m} + 2\omega \sin\gamma + w_m \operatorname{ctg}\beta \sin\gamma\right) + \\ & + T\frac{w_m \operatorname{ctg}\beta \operatorname{tg}\delta + w_m \sin\gamma}{(1+\operatorname{ctg}^2\beta) w_m^2}\frac{\partial s}{\partial m} - \frac{\operatorname{ctg}\beta}{r}\left[r w_m\left(-\frac{\partial \operatorname{ctg}\beta}{\partial m}\frac{\cos\Theta}{\sin\tilde{\gamma}} + \frac{\partial \operatorname{ctg}\beta}{\partial l}\frac{\cos\gamma}{\sin\tilde{\gamma}}\right) + \right. \\ & \left. + 2\omega r + w_m \operatorname{ctg}\beta\right] + \left(\sin\gamma \frac{\partial w_m}{\partial m} + w_m \cos\gamma \frac{\partial \gamma}{\partial m}\right) + \left(1+\operatorname{ctg}^2\beta\right)\frac{\cos\Theta}{\sin\tilde{\gamma}}\frac{\partial w_m}{\partial m}\Bigg\} \end{aligned} \tag{13}$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial l} = r \rho \tau w_m \sin\tilde{\gamma} \tag{14}$$

gdzie:

$$\operatorname{ctg}\beta = \operatorname{ctg}\beta_a \cos\gamma + \operatorname{tg}\delta \sin\gamma$$

$$\Theta = \gamma + \tilde{\gamma}$$




Rys. 2. Przekrój merydionalny stopnia

Fig. 2. Meridian section of a stage

Przy założeniu, że $\omega = 0$ oraz formalnej zmianie oznaczeń $w \rightarrow c$, uzyskuje się opis zagadnienia przepływu bezwzględnego przez wieniec kierujący. Po przyjęciu w równaniach (1 – 12) $F_r = F_u = F_z = 0$ uzyskuje się równania opisujące przepływ w obszarze bezłopatkowym stopnia.

## 2. METODA ROZWIĄZANIA

W pierwszym etapie opracowano metodykę obliczeń struktury przepływu i rozległości strefy oderwania za stopniem wykorzystując model utworzony przez równania zachowania dla pary mokrej zapisane dla przekrojów kontrolnych (w szczeline międzywieńcowej oraz za stopniem). Szczegółową postać tych równań przedstawiono w [1]. Ogólny schemat ich rozwiązania ilustruje rys. 3.

W celu lepszego opisu zjawisk przepływowych w stopniu przy różnym jego obciążeniu opracowano model ogólniejszy umożliwiający określenie parame-

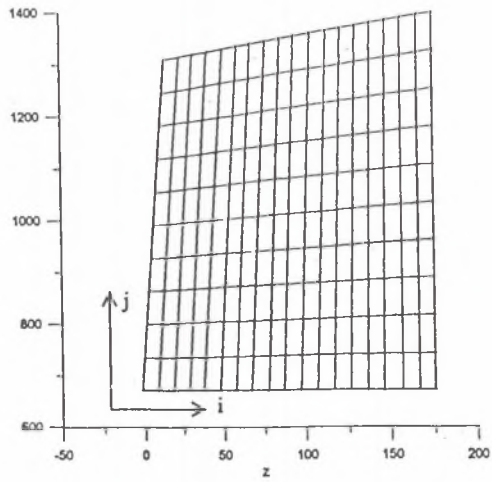
trów termodynamicznych i fizycznych przepływu w całym obszarze przepływu (zarówno w obszarze bezłopatkowym, jak również w kanałach międzyłopatkowych). Wykorzystano w nim równania (13) i (14) opisujące przepływ na powierzchni $S_2$. Schemat rozwiązania zagadnienia przedstawiono na rys. 4.

Niektóre bloki z tego schematu zawierają dosyć złożone algorytmy (np. bloki: 2, 8, 9); ich szczegółowy opis przedstawiono niżej.

## 2.1. Wyznaczenie geometrii powierzchni prądu $S_2$

W równania przepływu wchodzą wielkości charakteryzujące geometrię powierzchni $S_2$ (kąty $\beta_a$ i $\delta$) oraz liczba zmniejszenia przekroju $\tau$. Dane wejściowe do ich wyznaczenia stanowią współrzędne profili w przekrojach wzdłuż wysokości łopatki (rys. 6) zapisane we współrzędnych prostokątnych. Powierzchnia $S_2$ wyznaczona jest przez średnie linie kanału międzyłopatkowego.

Na rys. 7 przedstawiono kanał wraz z obliczoną średnią linią kanału i szkieletową profilu dla kierownicy (przekrój A1 na rys. 6) i wirnika (przekrój B1 na rys. 6). Na rys. 8 znajdują się wyznaczone średnie linie kanału dla kierownicy, a na rys. 9 dla wirnika.




Rys. 5. Schemat siatki punktów obliczeniowych w przekroju merydionalnym

Fig. 5. Scheme of a grid of computing points at the meridian section

Następnie w zadanej siatce punktów ($z_{ij}$, $r_{ij}$) określa się wartości ctg $\beta_a$, tg $\delta$ i $\tau$.

Testowano kilka numerycznych metod wyznaczenia wartości $\beta_a$, $\delta$ i $\tau$. Zamieszczone na rys. 10 – 15 wyniki obliczeń otrzymano z wykorzystaniem metody funkcji sklejanych trzeciego stopnia [2].

DANE WEJŚCIOWE:

$\bar{P}_0(r), \bar{i}_0(r)$ - parametry spoczynku przed stopniem

$P_{2zał}$ - ciśnienie w przekroju wylotowym stopnia na średnim promieniu

$m$ - strumień pary

$\bar{P}_0(r)$, $\bar{i}_0(r)$, $P_{2\ zał.}$ $m$,
GEOMETRIA UKŁADU PRZEPŁ.

2

OKREŚLENIE ROZKŁADU PARAMETRÓW KINEMATYCZNYCH I TERMODYNAMICZNYCH W SZCZELINIE MIĘDZYWIEŃCOWEJ

Założenie: znany jest rozkład $\gamma_1(r)$ i $\frac{d\gamma_1}{dm}(r)$

W 1 iteracji przyjmuje się początkową wartość prędkości $c_1(r_{z1})$ i funkcję prądu $\psi_{1z} = \frac{m}{2\pi}$ na promieniu zewnętrznym $r_{z1}$.

Z równania równowagi promieniowej

$$\frac{dc_1}{dr} = f\left[c_1, r, \gamma_1, \frac{d\gamma_1}{dm}, \zeta_1, \alpha_{1g}, \ldots\right]$$

oraz równania ciągłości

$$\frac{d\psi_1}{dr} = f\left[c_1, r, \rho_1, \gamma_1, \alpha_{1g}, \ldots\right]$$

oblicza się: $c_1(r)$ i $\psi_1(r)$

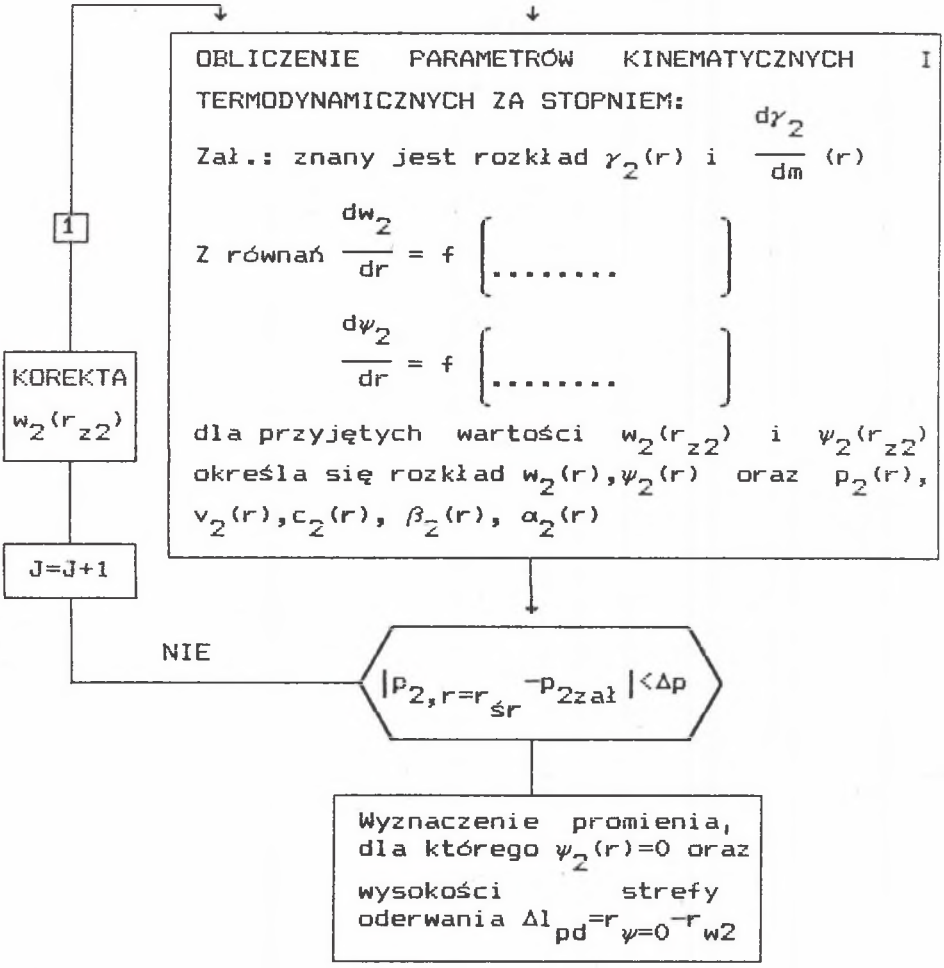
KOREKTA $c_1(r_{z1})$

I=I+1

NIE

$\psi_1(r_{w1}) = 0$

Wyznaczenie pozostałych parametrów przepływu:
$p_1(r)$, $v_1(r)$, $w_1(r)$, $\alpha_1(r)$, $\beta_1(r)$




Rys. 3. Ogólny schemat obliczeń struktury przepływu w przekrojach kontrolnych po zmianie warunków pracy turbiny

Fig. 3. General computing scheme of a flow structure in the control sections after change of turbine operational conditions

**1** DANE WEJŚCIOWE

- Geometria palisady łopatkowj
- Ciśnienie i entalpia spoczynkowa $\bar{p}_0(r)$, $\bar{h}_0(r)$
- Ciśnienie za stopniem $p_2(r)$

↓

**2**

Wyznaczenie geometrii powierzchni prądu $S_2$

$$\beta_a = \beta(r,z)$$

$$\delta = \delta(r,z)$$

↓

**3** Pierwsze przybliżenie:

- rozkładu funkcji prądu $\psi = \psi(r,z)$
- rozkładu prędkości merydionalnej $w_m = w_m(r,z)$
- rozkładu entropii $s = s(r,z)$
- wartości strumienia czynnika $m_{zał}$ (funkcji prądu $\psi_{zał}$)

↓

**4**

Rozwiązanie układu równań:

$$\frac{\partial w_m}{\partial l} = f\left[r, w_m, \beta, \gamma, \frac{\partial \gamma}{\partial m}, \frac{\partial s}{\partial l}, \frac{\partial s}{\partial m}, \ldots\right]$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial l} = f\left[r, w_m, \rho, \tau, \bar{\gamma}, \ldots\right]$$

w kolejnych przekrojach obliczeniowych i = const (rys.5) przy warunkach brzegowych:

$w_m(i,j) = w_{m0}$ dla j = 1, i = 1 – m

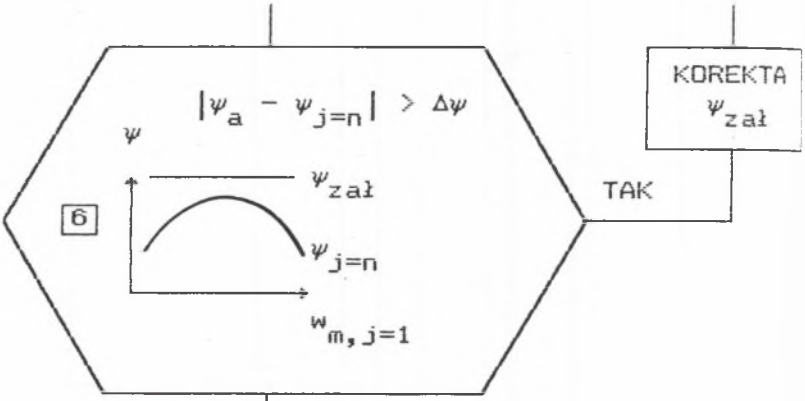
$\psi(i,j) = 0$ dla j = 1, i = 1 – m

↓

**5** $|\psi(i,j)_{j=n} - \psi_{zał}| > \Delta\psi$

TAK → **4** KOREKTA $w_m(i,j)_{j=1}$ i = const

↓ **3**




**7**

Wyznaczenie rozkładu ciśnienia statycznego

$$p(i,j) = p(r,z)$$

**8**

Określenie rozkładu strat wzdłuż wysokości wieńca

$$\zeta = \zeta(r)$$

**9**

Wyznaczenie rozkładu entropii wzdłuż linii prądu ($\psi$ = const)

$$s = s(i,j)$$

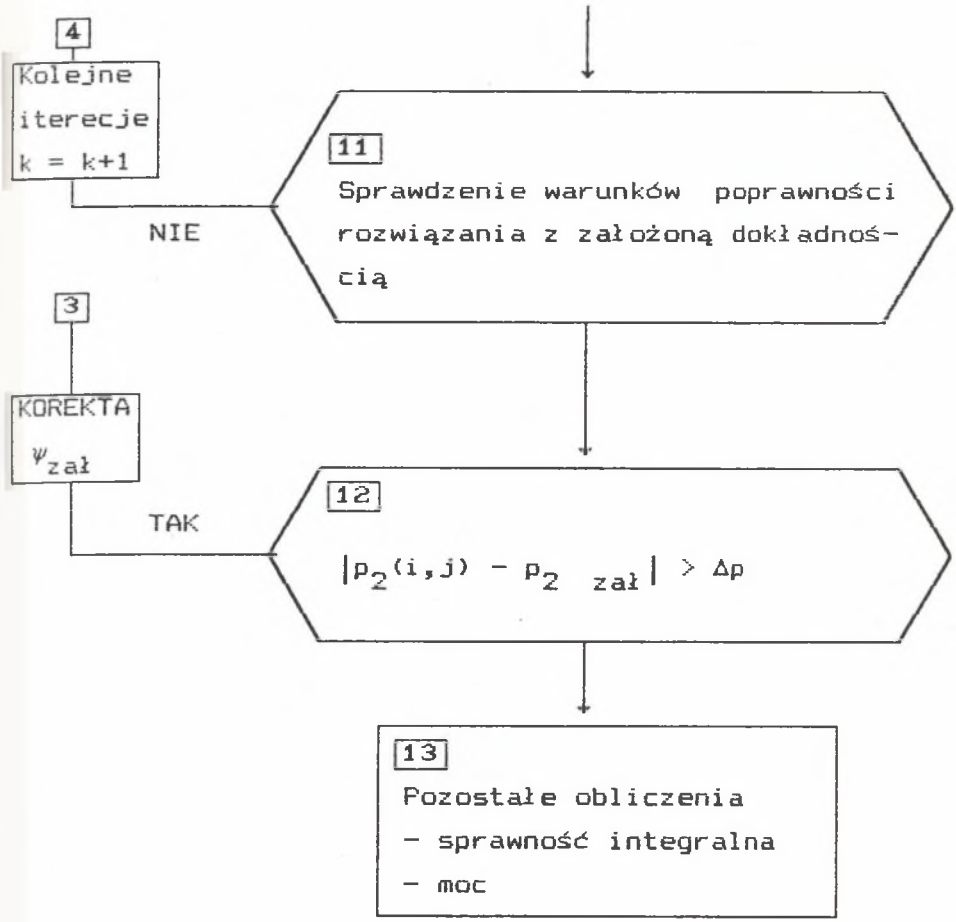
**10**

Korekta:

(i) geometrii linii prądu $\gamma$ i $\frac{\partial\gamma}{\partial m}$,

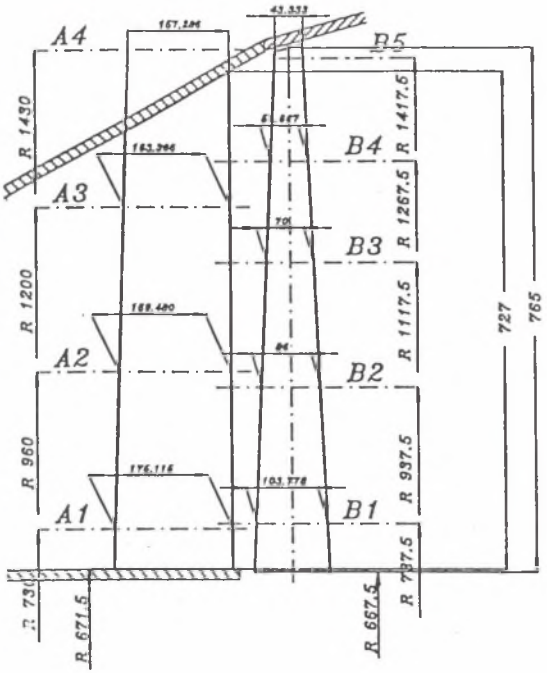
(ii) rozkładu entropii $s(i,j)$,

(iii) rozkładu prędkości merydionalnej $w_m(i,j)$



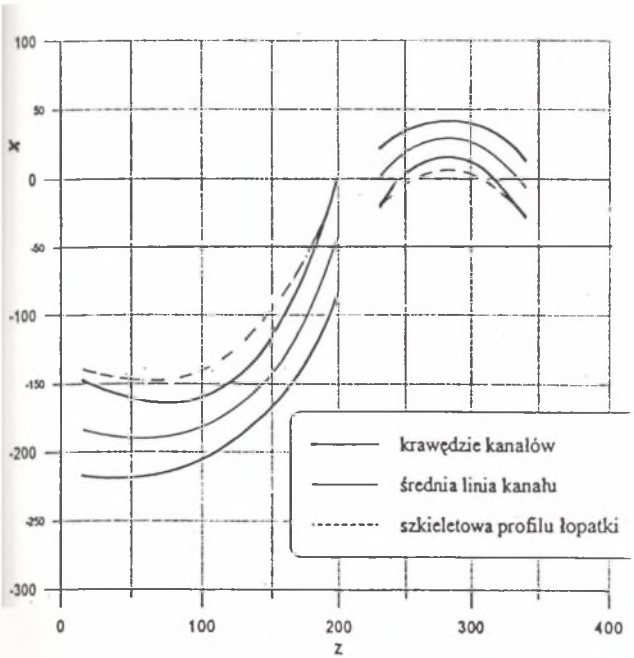

Rys. 4. Schemat rozwiązania zadania analizy na powierzchni $S_2$

Fig. 4. Scheme of analysis problem solving at $S_2$ surface



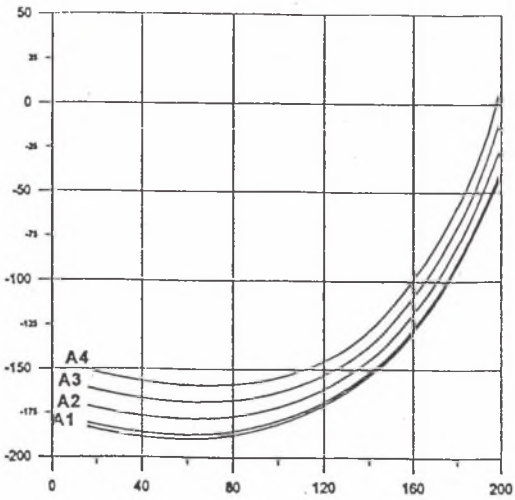

Rys. 6. Przekrój merydionalny stopnia

Fig. 6. Meridian section of a stage



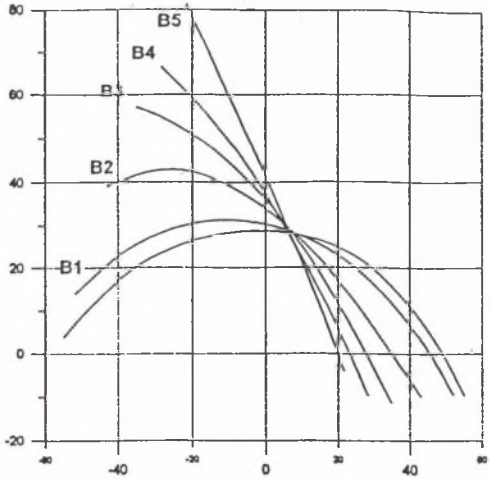

Rys. 7. Kanał łopatkowy wieńca kierowniczego i wirnikowego

Fig. 7. Blade passage of a guide blade rim and the rotor blade rim



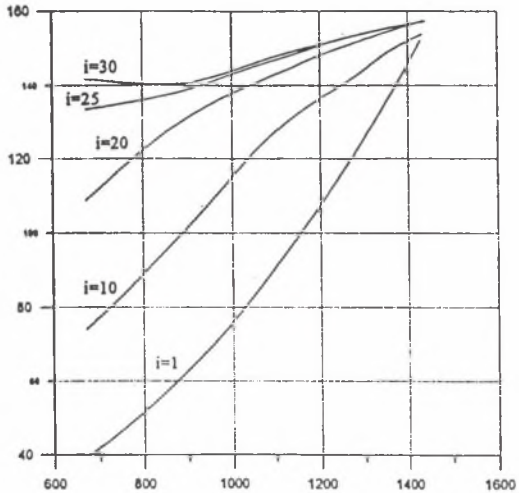

Rys. 8. Średnie linie kanału kierowniczego

Fig. 8. Mean lines of rotor



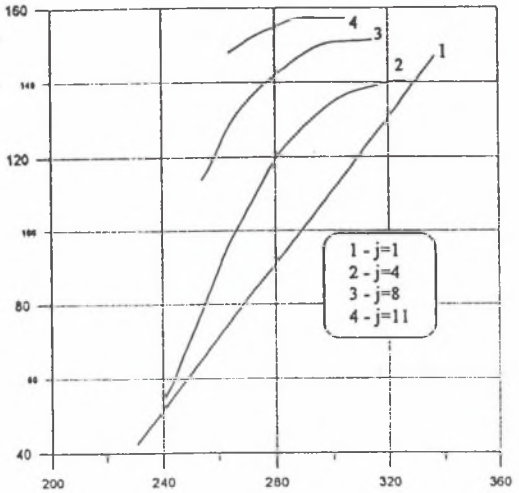

Rys. 9. Średnie linie kanału wirnikowego

Fig. 9. Mean lines of rotor blade passage



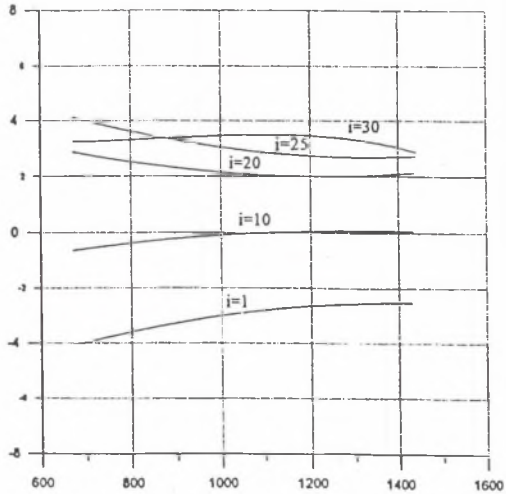

Rys. 10. $\beta = \beta(r)$ dla kanału wirnikowego

Fig. 10. $\beta = \beta(r)$ for rotor blade passage



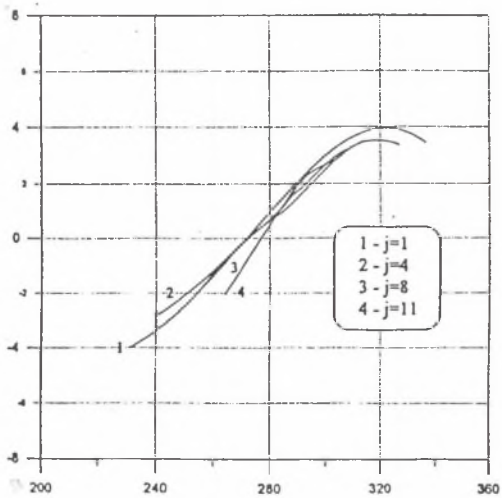

Rys. 11. $\beta = \beta(z)$ dla kanału wirnikowego

Fig. 11. $\beta = \beta(z)$ for rotor blade passage



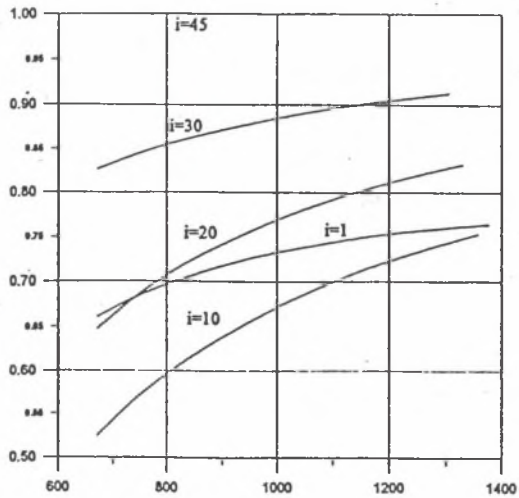

Rys. 12. $\delta = \delta(r)$ dla kanału wirnikowego

Fig. 12. $\delta = \delta(r)$ for rotor blade passage



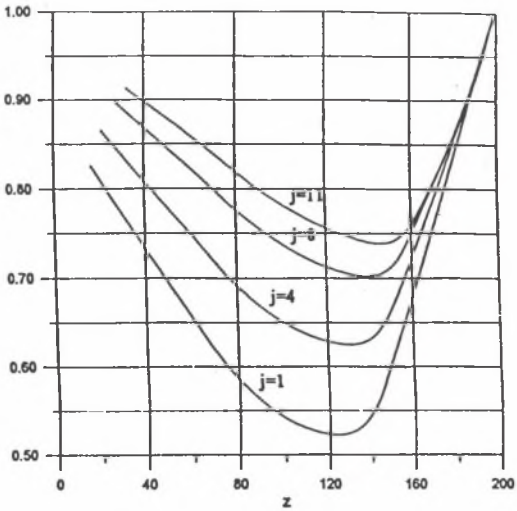

Rys. 13. $\delta = \delta(z)$ dla kanału wirnikowego

Fig. 13. $\delta = \delta(z)$ for rotor blade passage




Rys. 14. $\tau = \tau(r)$ dla kanału kierowniczego

Fig. 14. $\tau = \tau(r)$ for guide blade passage




Rys. 15. $\tau = \tau(z)$ dla kanału kierowniczego

Fig. 15. $\tau = \tau(z)$ for guide blade passage

## 2.2. Określenie strat przepływu wzdłuż wysokości wieńca łopatkowego

Istnieje wiele metod określenia strat przepływu w palisadach łopatkowych. Niektóre pozwalają otrzymać rozkład strat wzdłuż wysokości łopatek tylko dla palisad płaskich. Inne, uwzględniające przepływ przez wieńce łopatkowe, nie dają możliwości znalezienia rozkładu strat wzdłuż wysokości łopatek. W obliczeniach wykorzystano korelacje umożliwiające określenie rozkładu strat profilowych i brzegowych wzdłuż wysokości wieńców łopatkowych, które opracowano na podstawie zależności podanych w pracy [3]. Głównym powodem wyboru tego systemu relacji do określenia dyssypacji energii był bogaty materiał doświadczalny oraz zamknięty i spójny układ zależności dla pełnej struktury strat.

Dane wejściowe do obliczeń strat energii stanowi rozkład geometryczny parametrów palisady wzdłuż promienia oraz parametrów strumienia na wlocie i wylocie z palisady.

Schemat obliczeń jest następujący:

1. Wyznaczenie straty profilowej w palisadzie prostej. Można ją przedstawić w postaci sumy:

$$\zeta_{pr\omega} = (\zeta_t + \zeta_{kr}) + \Delta\lambda_{2s} + \zeta_{fal} + \Delta\zeta_t + \Delta\zeta(\Delta\beta_1)$$

gdzie:

$\zeta_t$ – straty tarcia przy zerowym kącie natarcia i optymalnych wielkościach $\lambda$ (liczba Lavala) na spływie i $\bar{t}$ (podziałka względna),

$\zeta_{kr}$ – straty krawędziowe,

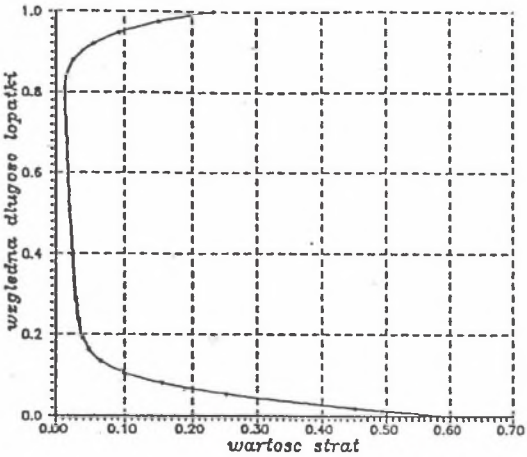
$\Delta\zeta_{\lambda 2s}$ – przyrost strat w wyniku odchylenia $\lambda_{2s}$ od wartości optymalnej,

$\zeta_{fal}$ – straty falowe (występujące gdy $\lambda_{2s} > 1$),

$\Delta\zeta_t$ – przyrost strat na skutek różnej od optymalnej podziałki względnej $(\bar{t} \neq \bar{t}_{opt})$,

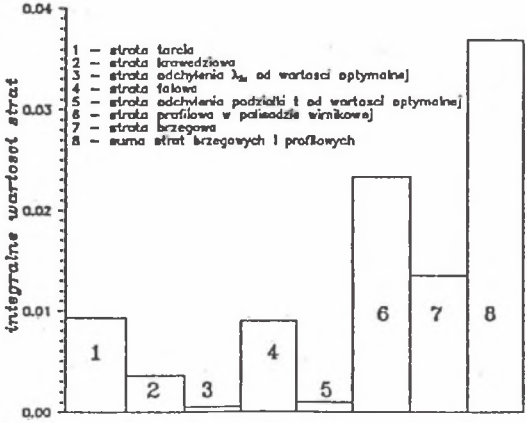
$\Delta\zeta(\Delta\beta_1)$ – przyrost strat związanych z kątem natarcia $\Delta\beta_1 = \beta_{1g} - \beta_1$.

2. Znalezienie poprawek uwzględniających przepływ przez wieńce łopatkowe (palisadę pierścieniową).
3. Określenie strat brzegowych:
   - najpierw dla palisady prostej,
   - wniesienie poprawki (różnej dla podstawy i wierzchołka) uwzględniającej przepływ przez wieniec wirnikowy,
   - rozkład tych strat wzdłuż wysokości u podstawy i wierzchołka łopatki na długości równej cięciwie profilu.
4. Wyznaczenie straty wywołanej szczeliną promieniową u podstawy lub wierzchołka łopatki i jej rozkład wzdłuż wysokości.
5. Zsumowanie strat wzdłuż wysokości.



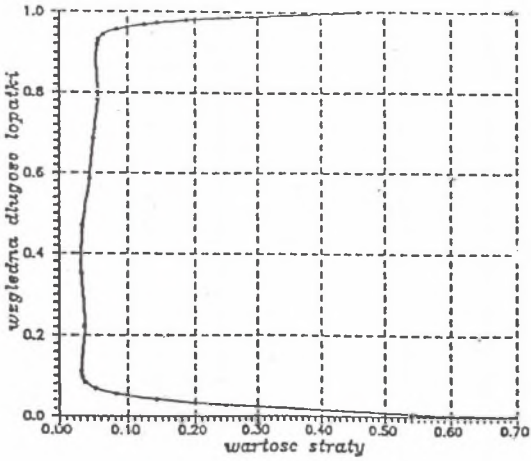

Rys. 16. Suma strat profilowych i brzegowych w wieńcu kierującym

Fig. 16. Summary of profile and boundary loss in a guide rim



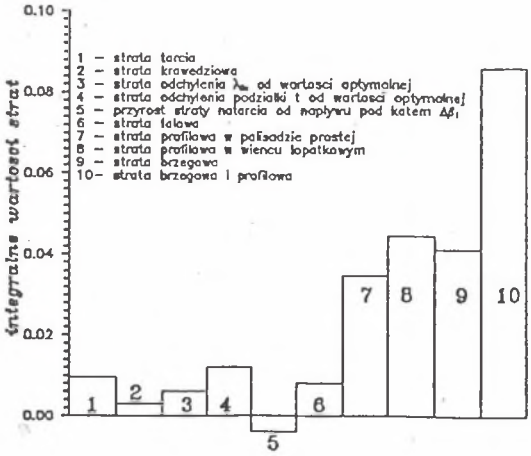

Rys. 17. Straty integralne w wieńcu kierującym

Fig. 17. Integral loss in a guide blade rim




Rys. 18. Sumaryczne straty brzegowe i profilowe w wieńcu wirnikowym

Fig. 18. Summary of profile and boundary loss in a rotor blade rim




Rys. 19. Straty integralne w wieńcu wirnikowym

Fig. 19. Integral loss in a rotor blade rim

Obliczony rozkład strat w wieńcu kierowniczym ostatniego stopnia turbiny o mocy 200 MW przedstawiono na rys. 16, a na rys. 18 w wieńcu wirnikowym [4]. Uśrednione masowo wartości strat profilowych i brzegowych oraz ich składowych pokazano na rys. 17 dla kierownicy i rys. 19 dla wirnika.

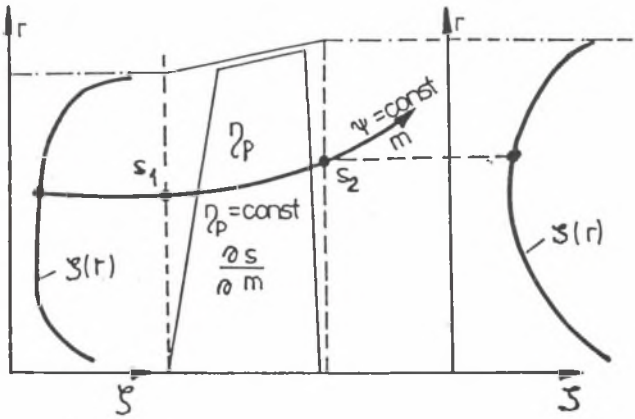
Opracowane procedury mają zastosowanie zarówno do zadań analizy, jak i syntezy. W pierwszym przypadku ich przydatność polega na określeniu udziału poszczególnych rodzajów efektów dyssypacyjnych w całym bilansie strat, w drugim natomiast łatwo mogą być włączone do procesu optymalizacji geometrii stopnia przy stosowaniu kryterium maksymalnej sprawności obwodowej.

Szczegółowe zależności wraz z pełnymi wynikami obliczeń strat w stopniu przedstawiono w [5].

## 2.3. Rozkład entropii w obszarze obliczeniowym

**Wyznaczenie rozkładu entropii wzdłuż linii prądu od przekroju wlotowego do wylotu z wieńca łopatkowego**

1. Na podstawie geometrii wieńca oraz otrzymanych z obliczeń parametrów termodynamicznych i kinematycznych płynu określamy rozkład strat przepływu wzdłuż wysokości wieńca.
2. Dla danej linii prądu $\psi$ = const znajdujemy parametry końcowego punktu rozprężania 1 (entalpię, objętość właściwą i pozostałe parametry w przekroju wylotowym wieńca).
3. Zakładając, że od wlotu do wylotu z wieńca przemiana wzdłuż linii prądu $\psi$ = const zachodzi ze stałym wykładnikiem politropy (rys. 20), określamy entropię czynnika w przekrojach obliczeniowych wieńca:




Rys. 20. Straty przepływu w wieńcu

Fig. 20. Flow loss in a blade rim

– z równania politropy wyznaczamy n,
– określamy entalpię w i–tym przekroju obliczeniowym dla $\psi$ = const

$$h_{i(\psi = const)} = h(\overline{p}_0, \overline{h}_0, p_i, k, n)$$

– na podstawie $h_i$ oraz $p_i$ wyznaczamy entropię tego punktu

$$s_{i(\psi = const)} = s(p_i, h_i)$$

## 3. REZULTATY OBLICZEŃ

Obliczenia przepływu pary w przekrojach kontrolnych (w szczelinie międzywieńcowej i za stopniem) ostatniego stopnia wykonano dla dwóch różnych obciążeń różniących się od nominalnego. Wykorzystano dwa zestawy danych uzyskanych z pomiarów tego stopnia [6, 7] różniących się głównie wartością ciśnienia w skraplaczu.

Pierwszy zestaw danych zawierał następujące wielkości:
– ciśnienie całkowite pary w przekroju wlotowym stopnia $p_{oc}$ = 0,01741 MPa,
– entalpia całkowita pary w przekroju wlotowym stopnia $i_{oc}$ = 2533,789 kJ/kg,
– statyczne ciśnienie pary za stopniem (na średnim promieniu) $p_2$ = 0,01020 MPa.

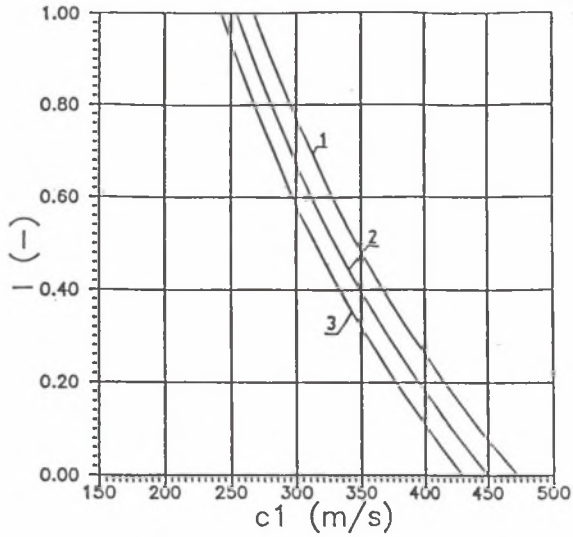
Rezultaty obliczeń przedstawiono na rys. 21 – 25. Obliczenia przeprowadzono dla trzech wartości strumienia masy przepływającego przez stopień m: 40,9494 (krzywa 3), 41,4981 (krzywa 2) i 41,9990 kg/s (krzywa 1). Wykresy 21 – 24 ilustrują rozkład parametrów termodynamicznych i kinematycznych w obliczeniowych przekrojach stopnia. Na rys. 25 pokazano rozkład strumienia masy pary wzdłuż wysokości łopatki wirnikowej.

Przekroje obliczeniowe wybrano w płaszczyznach sond pomiarowych.

Wykonano również obliczenia przepływu dla innej wartości obciążenia stopnia. Dane pomiarowe były następujące:
– $p_{oc}$ = 0,1696 MPa,
– $i_{oc}$ = 2532,517 kJ/kg,
– $p_2$ = 0,00806 MPa.

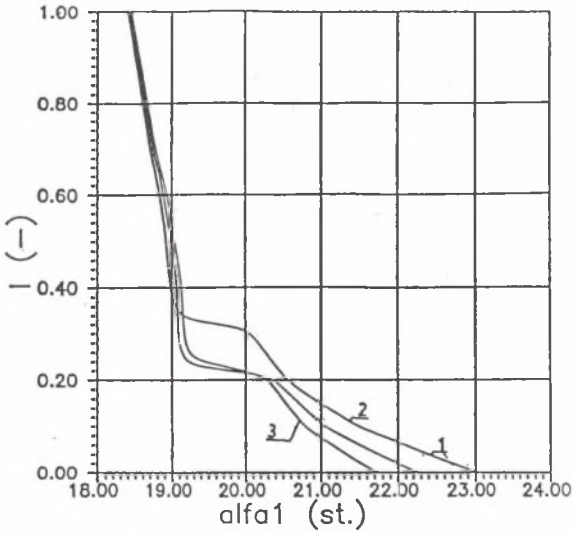
Wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 25 – 27. Obliczenia przeprowadzono dla następujących wartości strumienia masy pary: m 40,4683 (krzywa 3), 40,9969 (krzywa 2) i 41,4927 kg/s (krzywa 1). Krzywa 4 pokazuje rozkład parametrów dla strumienia m = 41,4981 i p = 0,0102 MPa.

Dla pierwszego zestawu danych (wykorzystując schemat przedstawiony na rys. 4) wykonano obliczenia przepływu w kanałach międzyłopatkowych stopnia. Wyniki obliczeń zilustrowano na rys. 29 – 38. Rozkład osiowej i obwodo-



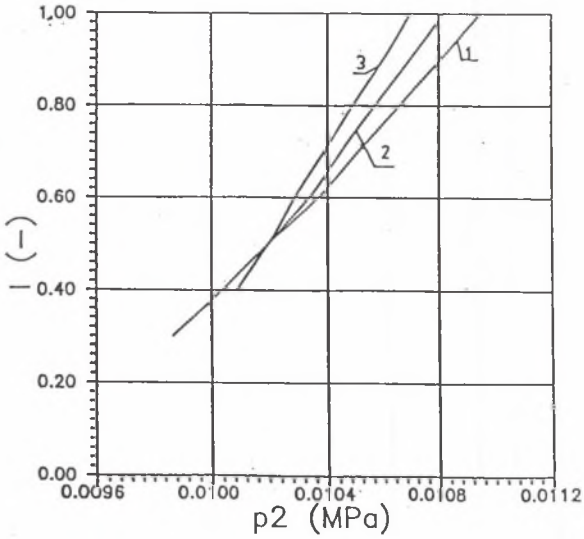

Rys. 21. Rozkład prędkości bezwzględnej w szczelinie międzywieńcowej

Fig. 21. Distribution of relative velocity in a inter blade rim gap



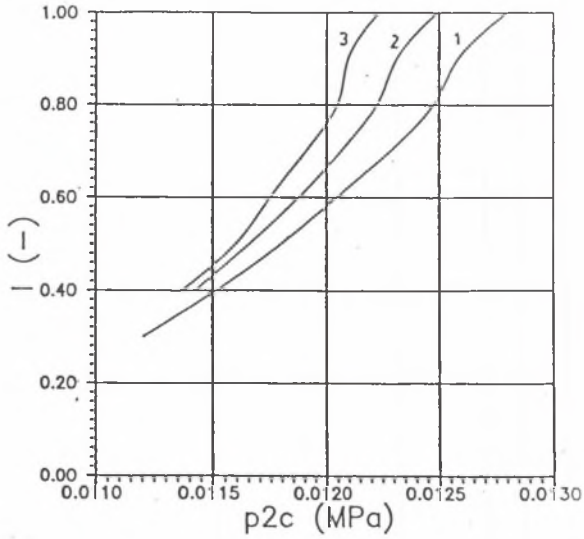

Rys. 22. Kąty prędkości bezwzględnej

Fig. 22. Angles of absolute velocities



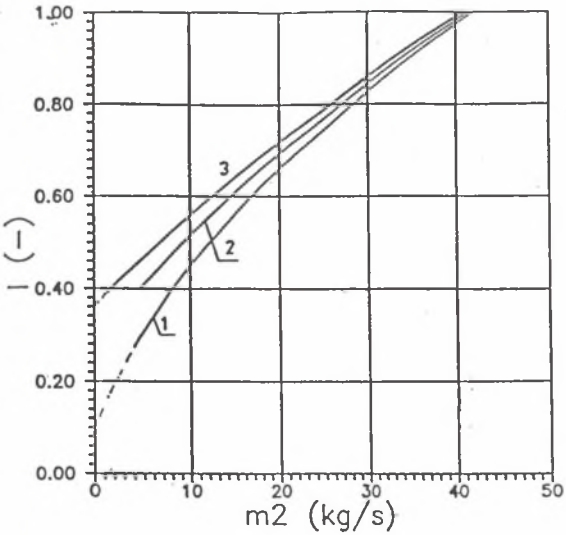

Rys. 23. Rozkład ciśnienia statycznego w przekroju wylotowym stopnia

Fig. 23. Distribution of static pressure at a stage discharge section



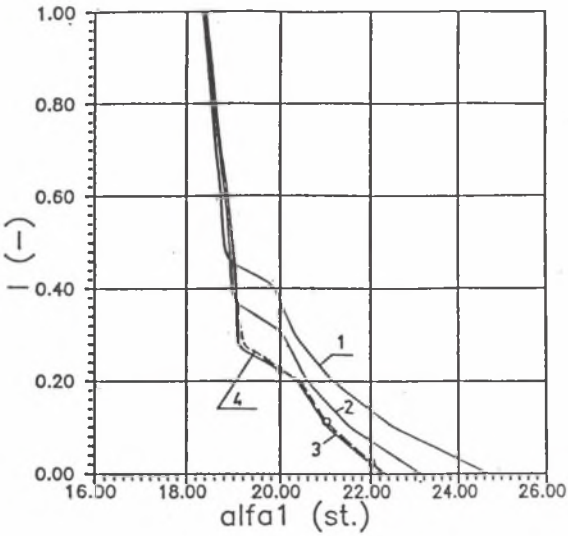

Rys. 24. Rozkład ciśnienia całkowitego w prekroju wylotowym stopnia

Fig. 24. Distribution of general pressure at a stage discharge section.



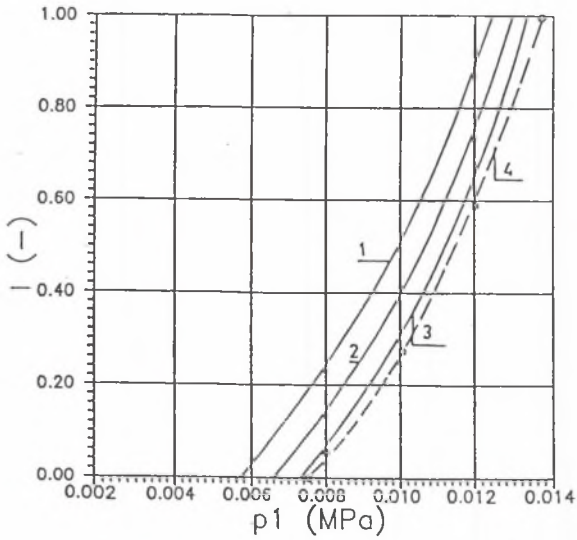

Rys. 25. Rozkład strumienia pary

Fig. 25. Distribution of steam flow



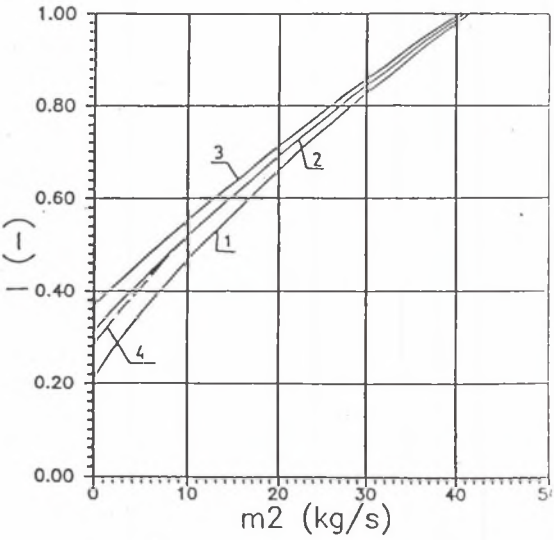

Rys. 26. Rozkład kątów wektorów prędkości bezwzględnej w szczelinie międzywieńcowej

Fig. 26. Angles distribution of an absolute velocity vectors at a blade rim gap



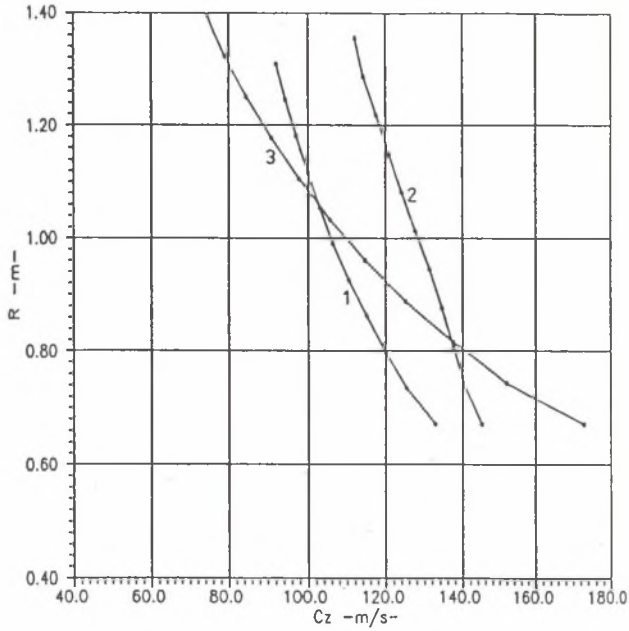

Rys. 27. Rozkład ciśnienia statycznego w szczelinie międzywieńcowej

Fig. 27. Distribution of static pressure at a blade rim gap



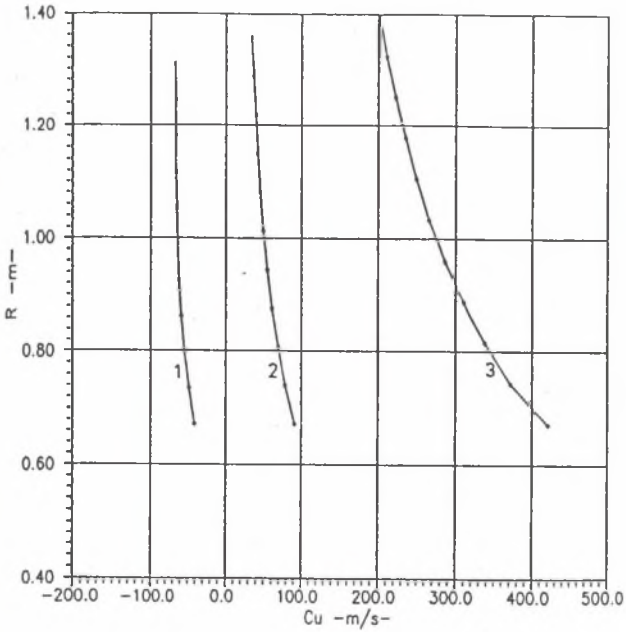

Rys. 28. Rozkład strumienia masy w przekroju wylotowym stopnia

Fig. 28. Mass flow distribution at a stage discharge section



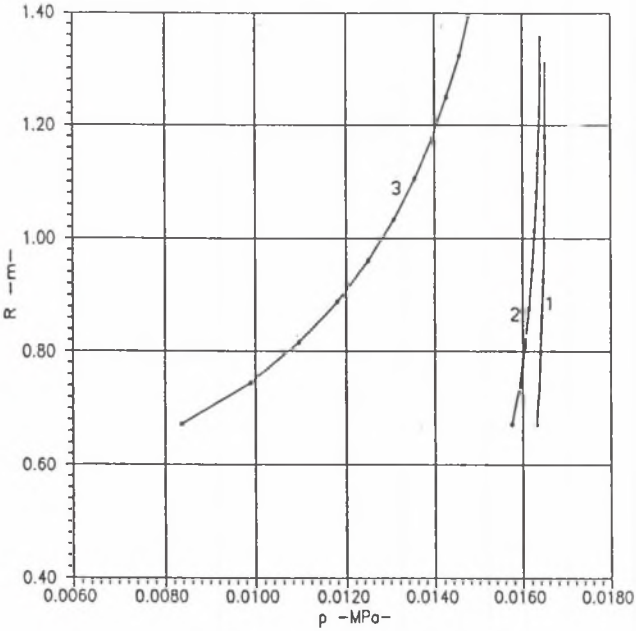

Rys. 29. Rozkład składowej osiowej prędkości w wieńcu kierowniczym

Fig. 29. Distribution of a velocity axial component at guide blade rim



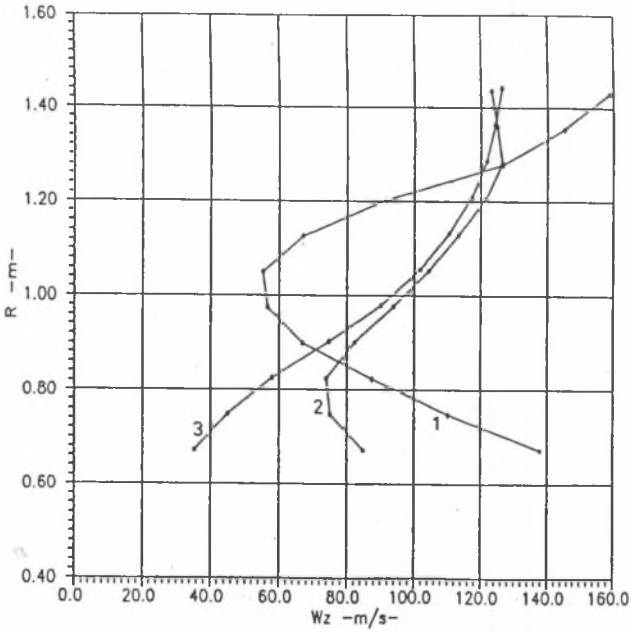

Rys. 30. Rozkład składowej obwodowej prędkości w wieńcu kierowniczym

Fig. 30. Distribution of a velocity circumferential component at guide blade rim



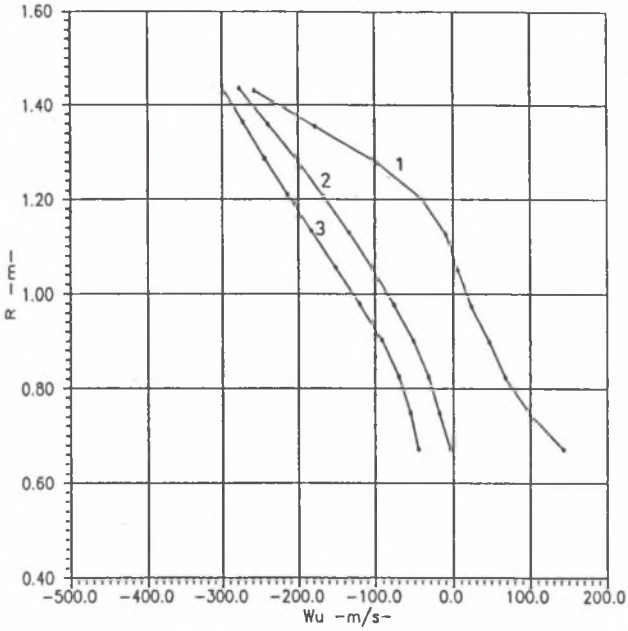

Rys. 31. Rozkład ciśnienia statycznego w kanale kierowniczym

Fig. 31 Distribution of static pressure at a guide blade passage



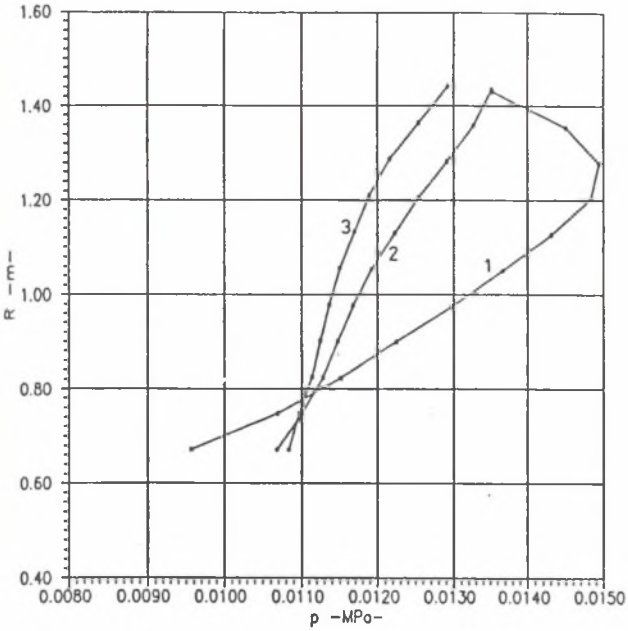

Rys. 32. Rozkład składowej osiowej prędkości w wieńcu wirnikowym

Fig. 32. Distribution of velocity axial component at rotor blade rim




Rys. 33. Rozkład składowej obwodowej prędkości w wieńcu wirnikowym

Fig. 33. Distribution of velocity circumferential component at rotor blade rim




Rys. 34. Rozkład ciśnienia statycznego w wieńcu wirnikowym

Fig. 34. Static pressure distribution at rotor blade rim

wej składowej prędkości oraz ciśnienia w trzech przekrojach kanału kierowniczego przedstawiono na rys. (29 – 31), a na rys. (32 – 34) kanału wirnikowego. Krzywa 1 pokazuje rozkład parametrów w przekroju położonym blisko wlotu, krzywa 2 – w pobliżu środka, a krzywa 3 na wylocie z wieńca.

## 4. WNIOSKI

I. Przedstawione algorytmy obliczeń stopnia przy nienominalnym obciążeniu umożliwiają analizę wpływu parametrów geometrycznych i cieplno-przepływowych na charakterystyki stopnia.

II. Obie metody mogą zostać wykorzystane do określenia strumienia masy, przy którym pojawia się oderwanie i strefy przepływów dyfuzorowych w wieńcach łopatkowych.

III. W sposób przybliżony mogą zostać określone rozległości stref oderwania (przepływów dyfuzorowych).

## LITERATURA

[1] Chmielniak T.J., Łukowicz H.: Numerical Calculation of turbine Stage for off–design conditions. Zeszyty Naukowe Pol. Łódz., CMP, z. 103, Łódź 1992, s. 143–165.

[2] Prosnak W.J., Elszkowski J.M., Prońska A.M.: Interpolowanie funkcji jednej i dwuzmiennych. Zeszyty Naukowe IMP PAN, Gdańsk 1991, 353/1311/91.

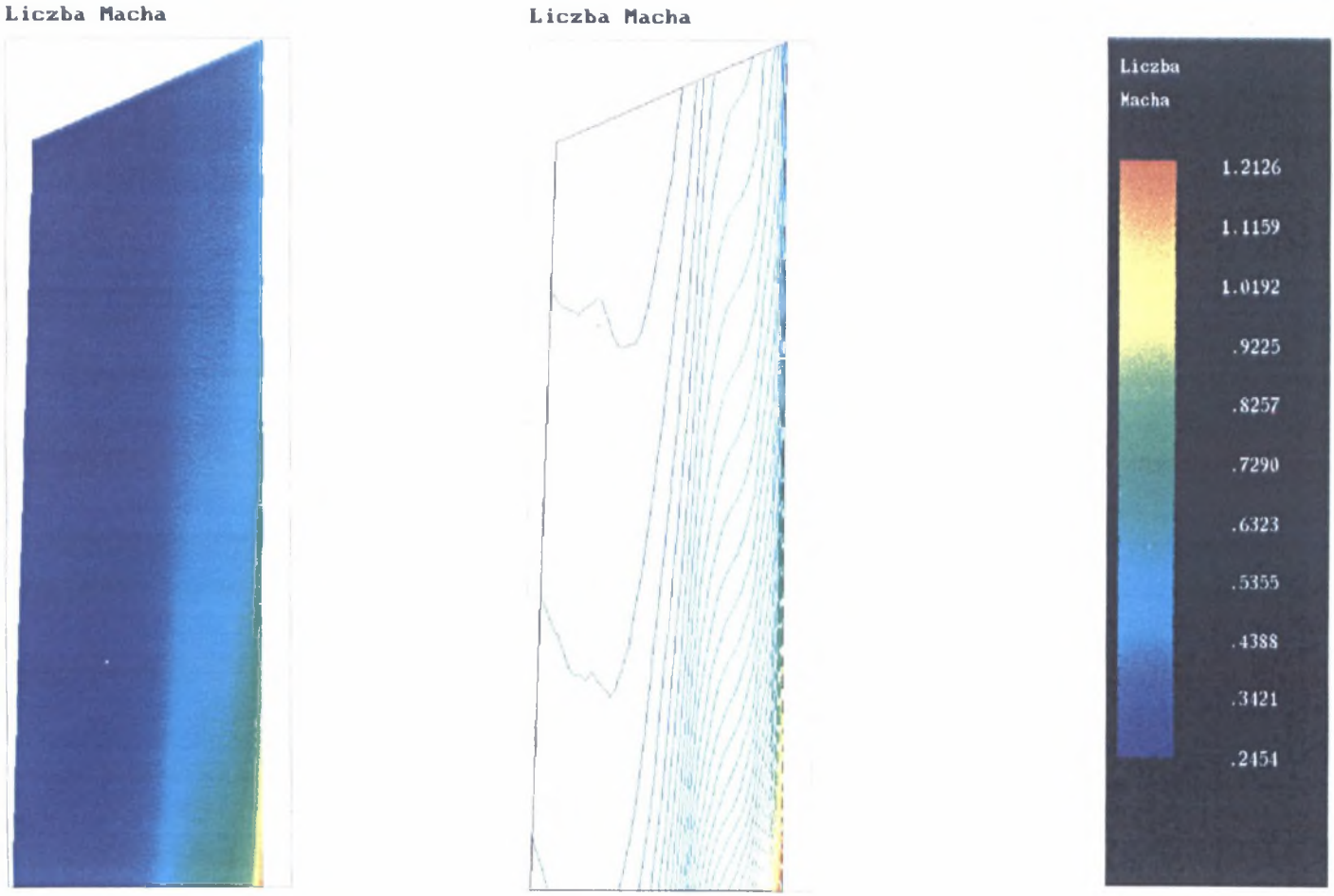
[3] Aleksejebva R.N., Bojcova E.A.: Pribliżennaja mietodika opredielenija aerodynamiczeskich potier w wiernych resztkach turbiny stupieni. Tiepłoenergietika, 1973, 12, s. 21–25.

[4] Chmielniak T.J., Łukowicz H.: Rozkłady wielkości dyssypacji energii w stopniu turbinowym z łopatkami zwijanymi. Zbiór prac VII Konferencji naukowo–technicznej: Przepływowe maszyny wirnikowe, Rzeszów 1993, s. 123–129.

[5] Chmielniak T.J., Łukowicz H.: Die Verlusteverteilung in der Dampfturbinenstufe. Stuttgart, Gliwice 1993.

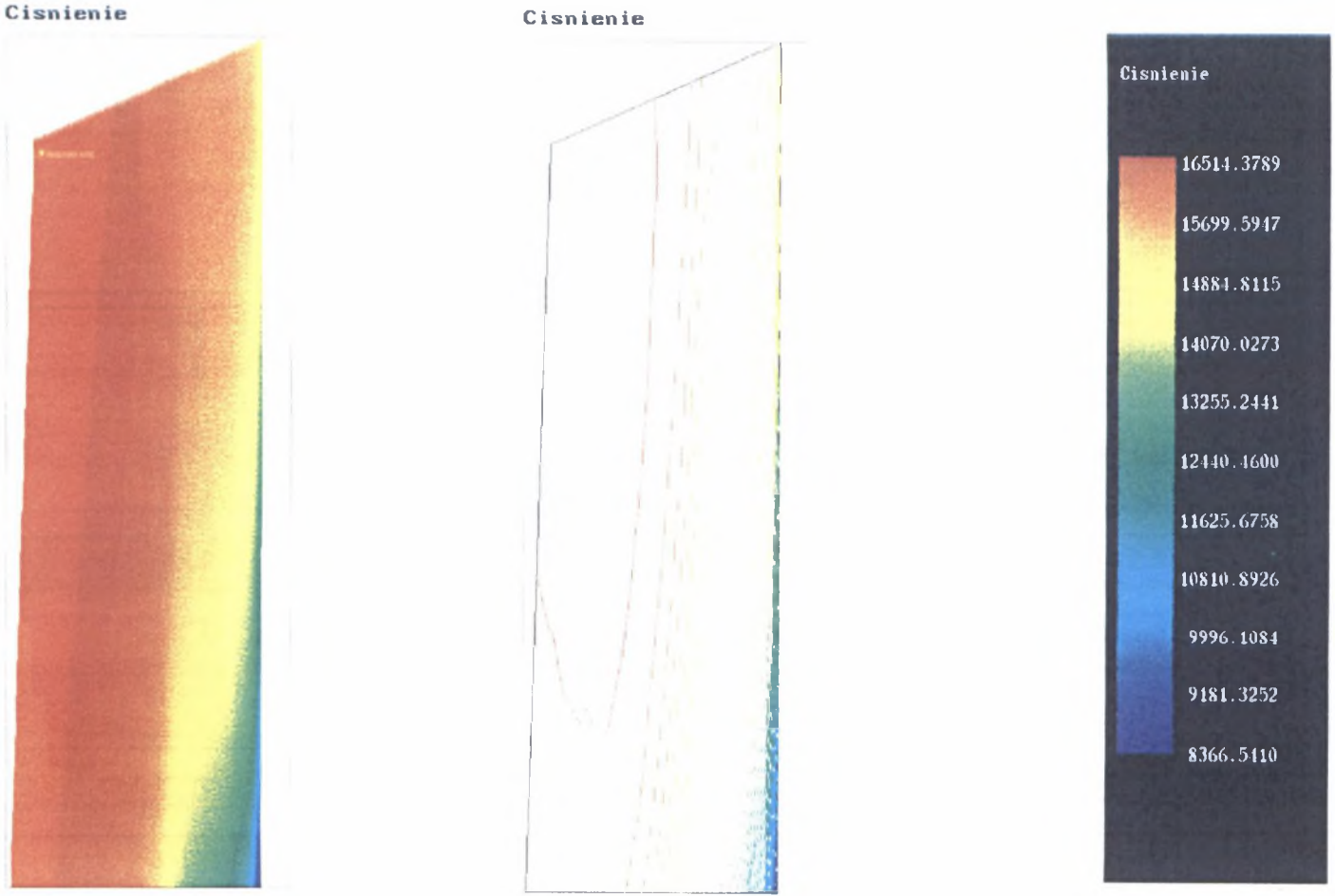
[6] Marcinkowski S.: Dane z pomiarów do wykonania obliczenia kontrolnego przepływu pary w ostatnim stopniu turbiny 13K215. IMP PAN, Gdańsk, 1990, nr arch. 140/90.

[7] S. Marcinkowski: Dane z pomiarów do wykonania obliczenia kontrolnego przepływu pary w ostatnim stopniu turbiny 13K215, IMP PAN, Gdańsk, nr arch. 149/90.



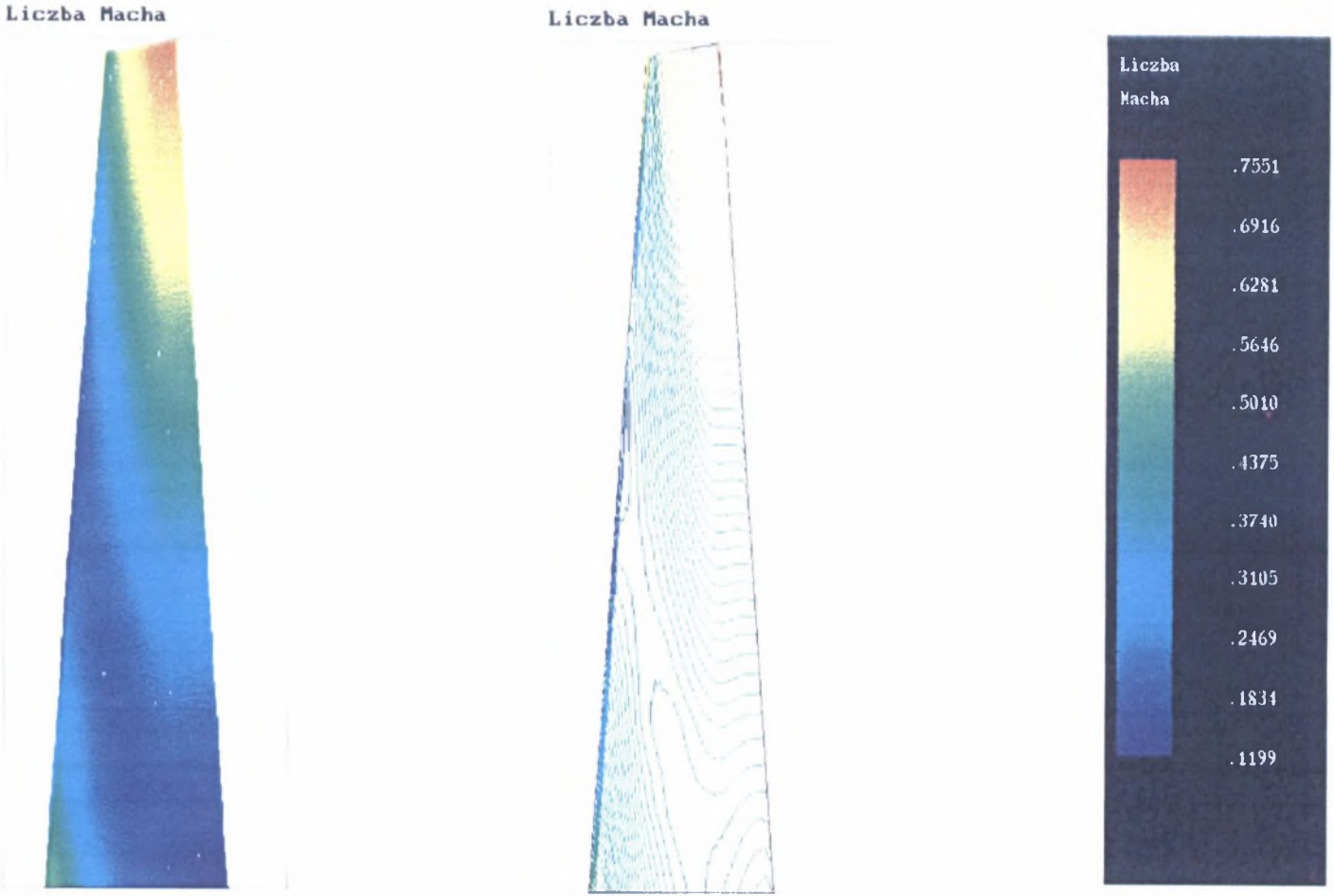

Rys. 35. Rozkład liczby Macha w przekroju merydionalnym aparatu kierowniczego

Fig. 35. Distribution of Mach's number at meridian section of guide blade apparatus



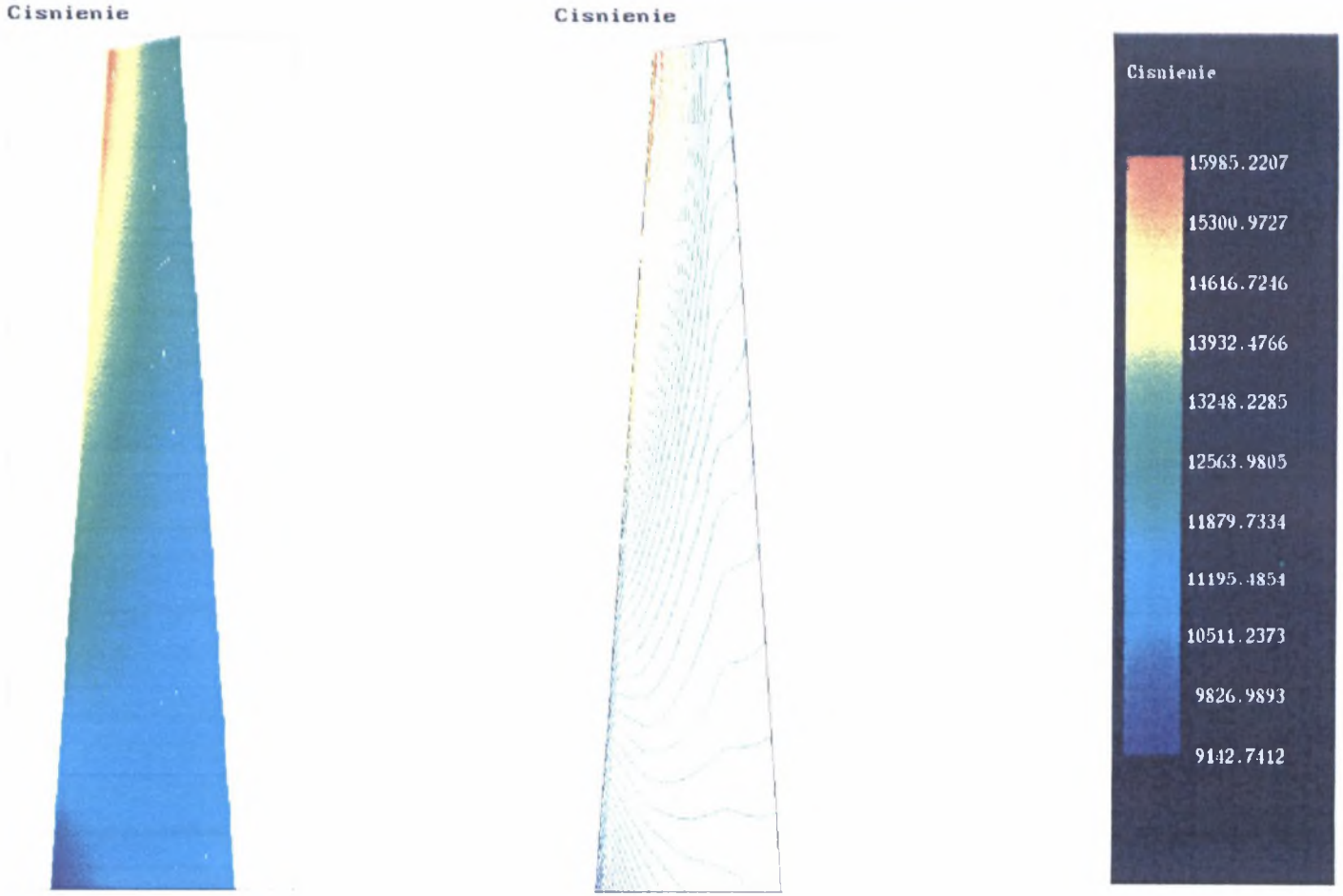

Rys. 36. Rozkład ciśnienia statycznego w przekroju merydionalnym aparatu kierowniczego

Fig. 36. Static pressure distribution at meridian section of guide blade apparatus




Rys. 37. Rozkład liczby Macha w przekroju merydionalnym wieńca wirnikowego

Fig. 37. Distribution of Mach's number at meridian section of rotor blade rim




Rys. 38. Rozkład ciśnienia statycznego w przekroju merydionalnym wieńca wirnikowego

Fig. 38. Static pressure distribution at meridian section of rotor blade apparatus

**Abstract**

In this work two similar calculation methods of steam flow structure by turbine axial stage in different mass flow than computational ones has been presented. The first method bases on conservation of substance, momentum and energy equations in controlling cross–sections of the stage. It improves the method presented in [1]. The second method is connected with the solution of the boundary problem for conservation equations in the whole stage area. Particular attention has been given how to define vasting of the separation zone. The loss of mechanical energy distribution in blade was modelling on correlations which took into consideration the high number of experimental results. Calculations of steam flow by the last stage of turbine for mass flow different than nominal has been presented. Those stage calculation algorithms for nonnominal duty make possible:

- the analysis of geometrical parameters and flow properties on the stage characteristics,
- the definition of the mass flow by where seperation appears,
- the approximate determination of vasting of the separation zone.