Seria: ENERGETYKA z. 98

Nr kol. 1022

Joachim J. OTTE

EINIGE PROBLEME DES ENTWURFSPROZESSES FÜR LAUFRÄDER VON RADIALMASCHINEN

Zusammenfassung. Es wurde hier die Problematik der rationellen, im aerodynamischen Sinn, Wahl der konstruktiven Gestaltung von Radiallaufrädern diskutiert. Als Bewertungskriterium der Laufradkonstruktion wurde die sogenante aerodynamische Belastungsfunktion, und vor allem ihr Maximalwert, vorgeschlagen. Auch eine Modelierungskonzeption einer Strömung in den Laufrädern der Radialmaschinen mit Berücksichtigung der Strömungsgrenzschicht wurde hier vorgestellt. Ausserdem wurden gewählte Berechnungsbeispiele der Strömung im Laufrad der Radialventilatoren dargestellt.

1. Einleitung

Ventilatoren, Pumpen und Verdichter arbeiten unter verschiedenen Bedingungen, mit stark voneinander abweichenden Parameter. Daher kommt die spezifische Gestaltung und eine hohe Zahl der Konstruktionsvarianten. Die grundsätzlichen Anforderungen, die beim Projektierungsprozess dieser Maschinen vom Betreiber gestellt werden, betreffen:

- die Erreichung der erforderlichen Arbeitsparameter,
- die Erfühlung der entsprechenden ökonomischen Kriterien.

Für rationelle Auswahl der Konstruktionseigenschaften wird eine hierarchisch zusammegestellte Menge von Entwurfanforderungen erfordet. Als typisch, kann man in diesem Falle folgende Qualitätsmerkmalen angeben:

- eine hohe Zuverlässigkeit,
- ein hoher maximaler Wirkungsgrad,
- ein möglichst grosser stabiler Betriebsbereich,
- ein grosses Gebiet mit gutem Wirkungsgrad,
- ein geringes Masse-Leistungs-Verhältnis,
- niedrige Produktionskosten.

Entscheidender Faktor, der zur Erreichung der qualitätsgünstigen Turbomsschinen führt, ist eine einwandfreie Lösung der aerodynamischen Probleme der Strömung in den Laufrädern.

Die Betrachtungen, die in dieser Arbeit vorgestellt werden, betroffer die Radiallaufräder Maschinen aller Art - also Ventilatoren, Pumpen u. Verdichter, berücksichtigt mann aberdas, dass das Institut für Energetische Maschinen eng verbungen mit den Ventilatorberstellern ist - für die schon viele Bearbeitungen ausgeführt wurden; betrifft der grösste Teil der Beispiele die Radialventilatoren.

Die grundsätzliche Konzeption einer mathematischen Modellierung der Strömung in den Radiallaufrädern, die erlaubt praktische Resultate zu erreichen, ist eine Zerlegung der realen reibungsbehafteten Strömung in eine reibungsfreie Kernströmung und Reibungsschichten an den Kanalwänden. Der Anwendungsbereich des Modells, das auf den Begriff einer Grenzschicht basiert, findet zwar seine Anwednung nur im Palle der ablösungsfreien Strömungen, aber wenn man zu den praktischen Zwecken zusätzlich den Begriff "Totwassergebiet" einführt, können auch in diesem Falle wertvolle Ergebnisse erreicht werden.



Abb. 1. Strömungsflächen in dem quasi-dreidimensionalen Strömungsmodell Rys. 1. Powierzchnie przepływu w quasitrójwymiarowym modelu przepływu

Der nächste Schritt, der die Konstruierung konkreter Lösungsprozessverfahren ermöglicht, ist die Anwendung des quasidreidimensionalen Strömungsmodells, laut der WU-Konzeption. Um die dreidimensionale Strömung berechnen zu können, hat WU swei Arten von Strömungsflächen definiert: die Strömungsflächen 1. Art (S.). die sich zwischen zwei Schaufeln erstrecken (blade-to-blade), und die Strömungsflächen 2. Art (S2), die sich zwischen Trag- und Deckscheibe erstrecken (Abb. 1). Deswegen wird hier die Theorie der Strömung durch Radialaufräder in zwei Teilprobleme - der Gitterströmung und der axialsymmetrischen Strömung, zerlegt.

Daher kommt im Allgemeinen das Schema des iterativen Auslegungsablaufs der Radiallaufräder (Abb. 2). Der Berechnungsvorgang besteht aus folgenden Etapen:

- O. Die Bestimmung der Hauptabmessungen
- 1. Die Bestimmung der Laufradgeometrie im Meridianschnitt
- 2, Die Analyse der axial-symmetrischen Strömung
 - 2.1. Berechnung der reibungsfreien Kernströmung
 - 2.2. Die Berechnung der Seitenwandgrenzschichten
- 3. Die Bestimmung der Schaufelgeometrie
- 4. Die Analyse der Gitterströmung

4.1. Die Berechnung der reibungsfreien Gitterströmung4.2. Die Berechnung der Profilgrenzschichten

- 5. Die Bestimmung der Maschinen-Laufräd-CHARAKTERISTIK
 - 5.1. Die Berechnung der Betriebskennlinie
 - 5.2. Die Bestimmung der anderen spezielen Charakteristiken (z.B. Festigkeit, Dynamik, Geräusch, Erosion usw.)

Im Bereich jeder der obengenannten Auslegungsschritte des Projektierungsprozesses wurde im Institut für Energetische Maschinen der TH Gliwice eine Reihe von Forschungsarbeiten durchgeführt und entsprechende Erfahrungen wurden gesammelt. Da das Material sehr umfangreich ist, werden hier nur manche Etappen vorgestellt.



Abb. 2. Berechnungsvorgang für die rationelle Gestaltung der Radiallaufräder

Rys. 2. Schemat obliczeniowy procesu projektowania wirników promieniowych

2. Die Bestimmung der Laufradhauptabmessungen von Radialventilatoren

Bei der Bestimmung der Laufradhauptabmessungen basiert man ja klar auf der eindimensionaltheorie der Turbomaschinen. Sehr hilfreich sind dabei die gegenseitigen Abhängigkeiten zwischen den dimensionslosen Kennzahlen der Turbomaschinen. Eine der grundsätzlichen Abhängigkeit betrifft die s.g. CORDIER'sche Kurve, das ist der Verbindung $\delta = f(\delta)$. Als Beispiel wurden auf der Abb. 5 Daten der besten Radialventilatoren angegeben, die im Institut bearbeitet und geprüft wurden. Die Approximation der Ergebnisse führte zu der Beziehung:

$$\Psi = (1,27 \stackrel{-}{=} 0,03) - 0.96$$

die für die Hochleistungsradialventilatoren mit $\beta_2 < 50^{\circ}$, wichtig ist.



Abb. 3. Druckzahl in Abhängigkeit von der Schnellaufsahl Rys. 3. Doświadczalna zależność liczby ciśnienia od wyróżnika szybkobieżności

Jetzt kann man den optimalen Laufraddurchmesser berechnen. Wenn:

- Fördermenge V [m³/s],
- Gesamtdruckerhöhung Ap [Pa],
- Dichte des Fördermediums $P[kg/m^2]$.
- Laufraddrehzahl p [mip⁻¹],

gegeben sind, bekommt man mit der Beziehung der Schnellaufzahl

$$G = 0.03513 \text{ p} \sqrt{v^{0.5}} \left(\frac{\Delta p}{P}\right)^{-0.75}$$
 (2)

und Gleichung (1), den Raddurchmesser

$$D_2 [m] = \frac{27}{n} \sqrt{\frac{\frac{\Delta p}{p}}{1,27 - 0.036 \ n \ v^{0.5} \ (\frac{\Delta p}{p})^{-0.75}}}$$
(3)

(1)

Einige andere, sehr nötige Abhängigkeit, die es uns gelungen ist festzustellen, - ist die Abhängigkeit, die die Winkelübertreibung $\delta \beta$ am Radeintritt für die optimalen Arbeitbedingungen der Ventilatoren, also für $2 = 2_{max}$ angibt. Diese Beziehung sieht folgend aus:

$$\delta p = 20(1 - 2) \left(\frac{p_1^0}{17} - 2, 1 + 2\right) \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

wo:

- β₁⁰ Eintrittschaufelwinkel,
 - β Durchmesserverhältnis.

5. Die Bestimmung der Schaufelgeometrie

3.1. Aerodynamische Belastungsfunktion der Radialschaufelgitter

Analysiert man kritisch die gegenwärtig angewendeten Auslegungsmethoden für Radialräder von Ventilatoren, Pumpen und Verdichter, so kann man feststellen, dass die Methoden im Prinzip auf empirischer Basis beruhen. Ein sehr wesentliches, aus dem Gesichtpunkt der Strömungsgüte, Problem der Bestimmung der Schaufelgeometrie ist hier zur Festlegung des Schaufeleintritts- und Schaufelgustrittswinkel herbeigeleitet mit Annahme der Kreisbogenschaufel. Es muss betont werden, dass die Kreisgestalt der Laufradschaufel keine rationelle Begründung auf Grund der Theorie der Strömung durch die Radialmaschinen aufweisen kann. In vielen Fällen beeinflusst das Abweichen von der Kreisgestalt sogar die Bewertung der Fertigung der Laufradkonstruktion nicht.

In der konstruktion-Praxis angewendeten, klasischen Methoden und Berechnungsalgoritmen beruhen im grossen Masse auf vereinhächten Modellen, in denen angenommen wird, dass die Stromungsverhaltnisse am Ein- und Austritt aus dem Laufrad ausreichend für die Charakterisierung des Arbeitumsatzes im Radialrad sind. Stillschweigend nimmt man wiederum an, dass die Schaufelform, die durch den Verlauf des Schaufelwinkels $\beta = f(r)$ angegeben wird, die Arbeit des Gitters nicht beeinflusst. Dasselbe betrifft den Verlauf der Radbreite b = b(r) und die Verteilung der Schaufeldicke g = g(r).

Weil keine sicheren Kriterien der Bewertung von radial- Laufradkonstruktion seits der Strömungstheorien vorliegen, wurde hier vom Verfasser eine dimensionslose Funktion

$$\Delta \mathfrak{N} = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho w^2}$$
(5)

vorgeschlagen [1], [2] die eine aerodynamische Belastungsfunktion der Radialschaufelgitter genannt wurde.

(4)

Die dimensionslose Funktion $\Delta \mathbf{X} = \mathbf{f}(\mathbf{r})$ ist durch das Verbältnis der statischen Druckdifferenz $\Delta \mathbf{p}$ auf beiden Schaufelseiten sum dynamischen Druck der mittleren Relativgeschwindigkeit auf dem Radius r bestimt (Bild 4).



Abb. 4. Zur Definition der aerodynamischen Belastungsfunction der Radialschaufelgitter

Rys. 4. Szkic do definicji funkcji obciążenia aerodynamicznego

Die Grössen in der Belastungsfunktion $\Delta \mathbf{T}$ gefasst, d.h. mittlere Relativgeschwindigkeit und der statische Druckunterschied $\Delta \mathbf{p}$ sind die wichtigsten Parameter, die die Strömung im rotierenden Schaufelkanal charakterisieren. Die Belastungsfunktion $\Delta \mathbf{T}$ allein ist wiederum als eine Ännlichkeitsinvariante gedacht, die die Geschwindigkeitsfelddeformation charakterisiert, die in Schaufelkanal stattfindet. Im Falle eines homogenen Feldes $\Delta \mathbf{T} = 0$.

Die Grössen w und △p, so wie auch die △I Funktion, kann man mit Hilfe verschiedener Methodem bistimmen. Zum Beispiel kann man die Stromfunktion-Methode, Singularitäten-Methode oder die Methode der konformen Abbildung anwenden. Diese Methoden sind jedoch nicht am bequemsten in praktischer Anwednung für die Konstrukteure.

Berücksichtigt man die Beziehung zur realen Strömung, da ist es begründet, vereinfachte Methoden, wie z.B. die vom Verfasser, in den Arbeiten [2], [3], dargestellten Rechnungsalgoritmen, zu verwenden.

Als Ausgangsgleichungen sind hier die Euler Bewegungsgleichung

$$\frac{dc}{dt} = -\frac{1}{p}$$
 grad p

und Kontinuitätsgleichung

m = 2%rtpb c_ genommen.

(7)

(6)

Im allgemeinen kann man festsustelle, dass der Verlauf der aerodynamischen Schaufelbelastung abhängig ist von:

- der Schaufelform,
- der Laufradgeometrie im Meridianschnitt,
- der Schaufelgahl,
- der Schaufeldicke,
- dem Arbeitspunkt des Laufrades.

3.2. <u>Die Ausnutzungmöglichkeiten der aerodynamischen Belastungsfunktion</u> beim Entwurfen von Laufrädern

Analysiert man typische Verteilungen der Belastungsfunktion den Radius entlang, so kann man feststellen, dass die charakteristischen Punkte die-



Abb. 5. Typische Verteilungen der aerodynamischen Belastungsfunktion den Radius entlang

Rys. 5. Typowy rozkład funkcji obciążenia aerodynamicznego łopatek wirnika wzdłuz promienia ser Verteilung die Grösse der Belastung am Einlauf und die Grösse der maximalen Belastung $\Delta \mathbf{T}_{\max}$ sind (Abb. 5). Die werte $\Delta \mathbf{T}_{\max}$ entscheiden im grossen Masse über die Strömungsgüte im Radiallaufrad. Die bis jetzt susammengebrachten Experimente erlauben festzustelln, dass die optimalen Werte $\Delta \mathbf{T}_{\max}$ von dem Laufræddurchmesser-Verhältnis abhängig sind und sich für Hochleistungsventilatoren nach Bild 6 gestallten. Wenn jetzt die opitmalen Werte $\Delta \mathbf{T}_{\max}$ festgestellt sind, kann man sie während des Entwurfprozesses der Radiallaufräder ausnutzen.



Abb. 6. Optimale Werte der maximalen Belastung △T_{max} für Hochleistungsradialventilatoren Rys. 6. Optymalne wartości obciążenia aerodynamicznego △T_{max} dla wyso-

kosprawnych westylatorów promieniowych

Um die, hier vorhandenen Möglichkeiten, zu veranschaulichen, wurden zwei Diagrame (Bild 7 und Bild 8) erarbeitet, auf denen in Koordinaten (β_1, β_2) und (z, β_2) Izolinien $\Delta T_{max} = const gezeichnet wurden. Die Diagrame be$ $treffen Laufräder mit Verhältnis <math>D_1/D_2 = 0.5$. Die Deckscheibe wurde hier nach dem Prinzip b.r = const (das ist mit derselben Flache) gestaltet. Schaufeln sind hier mit kreisbogenform profiliert. Mit unterbrochenen Linien wurden die Kurvenverlaufe vom Wert $\Delta T_{max} = 3.1$ angegeben, die (nach Bild 6) optimal für dieses Durchmesserverhältnis $(D_1/D_2 = 0.5)$ sind. Weitere Analyse des Kurvenverlaufs, bei Annahme der Werte z = 12. $\Delta T_{max} =$ = 3.1; erlaubt beispielweise eine sehr interessante und wichtige Aproximationsbeziehung zu erreichen (Abb. 7)

$$p_2^{\circ} = 2p_1^{\circ} - 3$$

und nach Diagram (Abb. 8) bei Werteannahme $\beta_1^o = 20^\circ, \Delta X_{max} = 3,1$ die Aproximationsbeziehung

$$p_2^0 = 10,55 \sqrt{z}$$



Abb. 7. Eine beispielweise Verteilung von Izolinien $\Delta \mathcal{R}_{max} = \text{const}$ in $(\beta_1,\beta_2) - \text{Koordinaten}$

Rys. 7. Roskład isolinii $\Delta T_{max} = \text{const dla wirnika o stosunku } D_1/D_2=0,5$ w układsie współrzędnych (β_1, β_2)



Abb. 8. Eine beispielweise Verteilung von Isolinien $\Delta \mathfrak{X}_{max} = \text{const}$ in $(\beta_2, z) - \text{Koordinaten}$ Rys. 8. Roskład izolinii $\Delta \mathfrak{X}_{max} = \text{const}$ w układsie współrsędnych (β_2, z)

(B)

(9)

Eine Andere Möglichkeit der Ausnutzung der aerodynamischen Belastungsfunktion ist bei der Auswahl der Schaufelgestaltung. In den bisherigen forschungsarbeiten wurden vier Teste durgeführt, wo man immer zwei Laufräder herstellte, das eine mit Kreisbogenschaufel und das zweite nach anderen Beziehung gestalltet, die mit Hilfe der Belastungsfunktion gewählt wurde. In allen diesem Proben wurde festgestelt, dass die Laufräder mit nicht kreisformigen Schaufeln höhere Wirkungsgrade erreichen.

4. Berechnung der Strömung im Radialaufrad mit der Berücksichtigung der Strömungsgrensschichten

4.1. Bemerkungen über das Strömungsmodell

Eine gewisse Anerkennung, insbesonders in Bezug auf die axialen Turbomaschinen, gewann die Konzeption einer Aufspaltung der Strömung in eine reibungsfreie Aussenströmung und in eine reibungsbehaftete Grenzschichtströmung. Die Anwendung dieser Konzeption trifft bei den radialen Laufrädern auf grundsätzliche Schwierigkeiten. Sie kommen daher, dass die reale Strömung in den Radialrädern wesentlich komplizierter ist. Vor allem muss betont werden, dass das Qualitätsmerkmal der Strömung in den radialen Leufrädern von Turboverdichtern, Ventilatoren sowie auch Pumpen solcherart ist, dass praktisch im ganzen Arbeitebereich zum Abreissen der Schaufelgrenzschichten kommt. Ein besonders grosses Anwachsen der Grenzschicht findetstatt auf der Unterdruckseite der Schaufel und dort kommt es auch oft su einer Ablösung.

In dieser Situation, wo bei den Ablösungspunkten die Grenzschichttheorie ihre Gültigkeit verliert, sind weitere Voraussetzungen nötig, die die Nützlichkeit des Strömungsgrenzschicht - Begriffes aufrechterhalten. Das vorgeschlagene Verfahren beruht auf dem Gedanken, dass der Impulsverlust, infolge der Ablösung, immer den Impulsbedarf der Grenzschicht übersteigt, der nötig ist, um Ablösung bis sur Hinterkante su vermeiden. Unter bestimmten Annahmen können wir die sog. aglösungsfreie Impulsverlustdicke bis sur Profilhinterkante bestimmen. Die tatsächliche Impulsverlustdicke an der Hinterkante ist selbstverständlich stets größser sal der so berechnete Wert, und der Unterschied ist um so größser, je weiter sich das Ablösegebiet ausdehnt.

Für die Berechnung dieses Unterschieds gibt es keine theoretischen Angaben. In dieser Arbeit sind empirische Korrekturen von FOTTNER [4] und HELLMANN [5] benutz, wie zum Beispiel folgende Formel



(10)

116

wo \bar{s}_{A} - dimensionsloser Abstand von der Profilnase bis zu dem Ablösepunkt, und δ_{2}^{A**} , δ_{2R}^{A**} - Impulsverlustdicke: tatsächliche und "ablösungsfreie" sind.

Bei der Berücksichtigung der oben genannten Bemerkungen, kann man als begründet den folgenden Vorgang der Strömungsmodellierung des zähen Mediums in Radiallaufrädern annehmen:

- Bei der Voraussetmung einer reibungsfreien Strömung wird eine Berechnung der Geschwindigkeits - und der Druckverteilung entlang der Profilkontur durchgeführt - wobei hier die exakten Methoden (wie z.B. die Methode konforme Abbildung, Stromfunktionmethode) wie auch die vereinfachten Methoden (z.B. das Stanitz-Schaufelgitterströmung-Model) gleichberechtigt sind,
- als Grundlage von Näherungsverfahren zur Berechnung der Grenzschichten werden die Integralsätze der Grenzschichtheorie angenommen,
- im Falle, wenn Ablösung auftritt, soll man den Verlauf von Grenzschichten mit Hilfe der Korrekturfunktion ändern, in dieser Arbeit wurde die lineare Interpolation angenommen,
- es soll eine neue Geometrie des Schaufelkanale durch die Addierung von entsprechenden Grenzschichtdicken zu den Schaufelseiten und zu den Seitenwänden bestimmt werden,
- mit Rücksicht auf Konvergenz des Verfahrens soll die Berechnung von Anfang in einigen Iterationsschritten wiederholt werden.



Abb. 9. Zur Konzeption der Aufspaltung der Strömung in eine reibungsfreie Kernströmung und eine reibungsbehaftete Grenzschichtströmung

Rys. 9. Szkic do koncepcji modelowania przepływu w kanałach międzyłopatkowych wirników promieniowych z uwzględnieniem warstw przyściennych Eine Ilustration für das obengenannte Strömungsmodell mit den Grenzschichten ist das Bild.9. Hier wurde die Grenzschichtdicke auf der vorderen Schaufelseite deshalb nicht berücksichtigt, da diese Dicken um eine Ordnung kleiner, als die auf der hinteren Schaufelseiten sind. Die charakteristische Grenzschichtdicken auf den seitlichen Laufradscheiben werden für die mittleren Relativgeschwindigkeits verteilung im Schaufelkanal berechnet.

4.2. Ausgewählte Beispiele der Berechnungsergebnisse

In dieser Bearbeitung werden einige Berechnungsergebnisse angegeben -laut dem vorgestellten Modell für zwei Ventilatorlaufräder mit dem Durchmesserverhältnis P = 0,5. Diese Laufräder unterschieden sich nur durch die Schaufelzehl, die sonstigen geometrischen Parameter ($\beta_1 = 20^\circ$, $\beta_2 =$ $= 45^\circ$, $\overline{b}_2 = 0,12$; $D_2 = 600$ mm, nichtprofilierte Schaufeln) gleich waren. Die Geschwindigkeits - und Druckverteilung die Schaufelkontur entlang wurde laut der Stanits-Methode [6] berechnet, die charakteristischen Grenzschichtdicken wurden nach dem einparametrigen ŁOJCJAŃSKI - Verfahren bestimmt [7].

Das ganze Programm wurde in der Maschinensprache ALGOL auf Digitalrechner ODRA-1305 realisiert.

Abbildung 10 zeigt den berechneten Verlauf der Standortverlagerung des Ablösungspunktes der Grenzschicht auf der hinteren Schaufelseite (Saugseite).



Abb. 10. Standortverlagerung des Ablösungspunktes der Grenzschicht auf der Schaufelsaugseite vom Arbeitspunkt des Laufrades

Rys. 10. Położenie punktów oderwania warstwy przyściennej na tylnej stronie kopatki w zależności od wydajności Dieses bestätigt die Tatsache, dass für das stärke aerodynamisch belastete Laufrad I praktisch in seinem ganzen Arbeitsbereich die Ablösung der Grenzschicht stattfindet. Eben für dieses Laufrad zeigen die Bilder 11 und 12 die Verformung der Verdrängungsdicke-verteilung bei verschiedenen Lieferzahlen - entsprechend für die hintere Schaufelseite und für die Seitenscheibe.



Abb. 11. Verdrängungsdicke - verteilung für Schaufelsaugseite Rys. 11. Rozkład grubości warstwy zmniejszenia strumienia masy na tylnej stronie łopatki



Abb. 12. Verdrängungsdicke - verteilung für Seitenscheibe Rys. 12. Rozkład grubości warstwy zmniejszenia strumienia masy na bocznej wirnika

Eine der grunsätzlichen Grössen, die beseichnet werden soll, wen die Strömung durch das Radiallaufrad analysiert wird, ist die Grösse der Energie, die dem Medium übergeben wird. Sie wird durch den s.g. Minderleistungsfaktor bezeichnet. Das dargestellte Modell erlaubt das Erlangen des Faktorwertes µ als Funktion der Durchflussmenge, wobei man hier die angegebene Gleichung ausnützt, die aus dem Drehimpullssatz ausgeführt ist.

$$\mu = \frac{1}{\pi \varphi (1 - \frac{\varphi}{4 \ \overline{b}_2 \overline{b}_2 \ te \beta_2})}$$

Bezeichnung: \overline{b} - laufende Laufradbreite, \mathscr{Y} - Liefersahl, β_2 - Austrittschaufelwinkel, $\Delta \mathfrak{P} = \frac{2\Delta p}{P_u^2}$ - lokale dimensionslose Druckdifferenz der beiden Schaufelseiten auf dem bestimmtem Halbmesser, z - Schaufelzahl, \mathscr{P} - laufender dimensionsloser Halbmesser.

Als Beispiel wurde die Verteilung der dimensionslosen Druckdifferenz At dem Halbmesser entlang für das Laufrad I bei einer nominalen Lieferzahl, auf dem Bild 13, dargestellt. Bei dem Strömungsmodell mit den Grenzschichten wird eine Ergänzung mittels einer geraden Linie zwischen dem



Abb. 13. Verteilung der dimensionslosen Druckdifferenz den Radius entlang Rys. 13. Rozkład bezwymiarowej róźnicy ciśnienia statycznego (po obu stronach łopatki) wzdłuż promienia

(11)

Ablösungspunkt der Verteilung $\Delta \Phi$ und dem Wärt $\Delta \Phi = 0$ an der Saugkante vorgeschlagen. Die Berechnungsergebnisse der Minderleistungfaktoren für das Modell der reibungsfreie Strömung, sowie für das Modell mit den Grenzschichten wurden auf dem Bild 14 dargestellt. Eine andere, wichtige Grösse, besonders bei der Bestimmung der Dissipationseffekte, ist der s.g. Querschnittsversperrungfaktor. Diese Versperrung des Austrittquerschnits entsteht durch die verdickten Grenzschichten, die eine aerodynamische Spur bilden.



Abb. 14. Berechnete Minderleistungfaktoren für das Modell der reibungsfreienströmung und für das Modell mit den Grenzschichten

Rys. 14. Wartości współczynnika zmniejszenia mocy obliczone dla modelu płynu idealnego i modelu przepływu z warstwami przyściennymi

Querschnittversperrungsfaktor wird definiert als:

$$=\frac{A_{der Spur}}{\pi D_2 b_2 c_2}$$
(12)

Mit Berücksichtigung der Beschreibung der Abb. 9 erhalt man:

$$\mathcal{E} = \frac{2(\bar{\mathbf{x}} - \frac{z\bar{g}}{\sin\beta_2})\bar{\delta}_b^* - z(\bar{b}_2 - 2\bar{\delta}_b^*)\frac{\bar{\delta}_s^*}{\sin\beta_2}}{(\pi - \frac{z\bar{g}}{\sin\beta_2})\bar{b}_2}$$

٤

- dimensionslose Schaufeldicke,

- \vec{c}_s^*, \vec{c}_b^* Verdrängungsdicke auf der hinteren Schaufelseite und auf der Seitenscheiben im Verhältnis zum Durchmesser D₂,
- ${
 m c}_2$ Verengungsfaktor infolge endlicher Schaufeldicke.

(13)

Der Verlauf.des Faktors & in Abhängigkeit von der Lieferzahl für das Laufrad I. wurde auf der Abb. 15 dargestellt.



Abb. 15. Verlauf des Querschnittversperrungsfaktors in Abhängigkeit von der Lieferzahl

Rys. 15. Rozkład współczynnika przesłonięcia przekroju wylotowego strefą śladu aerodynamicznego

5. Schlussfolgerungen

1. Das vorgestellte Modell einer Strömungsanalyse der reibungsbehafteten Strömung durch das Laufrad der Radialmaschine an Hand der Strömungsgrenzschichtteorie hat viele Nachteile, jedoch zu der Bestimmung mancher globaler Charakteristiken (die z.B. den Minderleistungsfaktor oder die Verlustzahl betreffen), stellt es einen Vorschlag von beteutender Aussicht da, was auch die angebrachten Berechnungsergebnisse bestätigen.

2. Die beigebrachten Beispiele zeigen, dass die Funktion der aerodynamischen Schaufelbelastung AT eins der wichtigsten Kriterien bei der Laufradbewertung sein kann. Die in dieser Arbeit dargestellten Anwendungsund Ausnutzungskonzeptionen der Funktion der aerodynamischen Belastung zeigen eine neue Richtung auf dem Gebiet den rationellen Gestaltung der Radiallaufräder.

3. Die dargestellten Methoden der Analyse und Synthese einer Strömung lin den Radiallaufrädern erlaubten die Qualität der Turbomaschinen ziehmlich zu erheben. Eine weitere Verbesserung in dieser Hinsicht erfordet einen unverhältnismässig grossen schöpferischen - und wissenschaftlichen Arbeitsaufwand. SCHRIFTTUM

- [1] Otte J.J.: Koncepcja funkcji obciążenia aerodynamicznego palisady żopatek wirnika promieniowego. Materiały V krajowej konferencji mechaniki cieczy i gazów, Zeszyty Naukowe Pol. Poznańskiej, Maszyny Robocze i Pojazdy, nr 22, 1982.
- [2] Otte J.J.: Function of the Aerodynamic Blade Loading as the Criterion to the Design of the Centrifugal Impeller. Proceedings of the Seventh Conference on Fluid Machinery, Budapest 1983.
- [3] Otte J.J.: O racjonalnym kształtowaniu wirników wentylatorów promieniowych, Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej, Energetyka, z. 91, 1985.
- [4] Fottner L.: Ein halbempirisches Verfahren zum Bestimmen der reibungsbehafteten transonischen Schaufelgitterströmung mit Einschluss von Überschallfeldern und Verdichtungsstössen. Forsch. Ing.-Wes. 36(1970) Hr 4.
- [5] Heilmann W.: Experimentelle und grenzschichttheoretische Untersuchungen an ebenen Verzögerungsgittern bei kompressibler Strömung. DLT -Forschungsbericht 67-88, München 1967.
- [6] Lojcjański L.G.: Miechanika żidkosti i gaza. Moskwa 1978.
- Stanitz J.D., Prian V.D.: A Rapid Aproximate Method for Determining Velocity Distribution on Impeller Blades of Centrifugal Compressors. NACA-TN 2255 (1951).

Recenzent: Doc. dr inż. Jan RADWANSKI

Wpłynęło do Redakcji w marcu 1987

PROBLEMATYKA PROJEKTOWANIA KÓŁ WIRNIKOWYCH PROMIENIOWYCH MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

Streszczenie

Prowadzone w niniejszym artykule rozważania dotyczą w zasadzie promieniowych kół wirnikowych wszystkich typów maszyn, a więc wentylatorów, pomp, sprężarek, jednak ze względu na to, że Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych posiada bardzo ścisły kontakt z przemysłem wentylatorowym wyrażający się wielością wykonanych prac, stąd też większość przykładów dotyczy kół wirnikowych wentylatorów promieniowych.

Istotą zastosowanej koncepcji modelowania przepływu w promieniowych kołach wirnikowych, jest wyszczególnienie w obrębie całego pola przepływu dwóch obszarów. Jeden z nich to obszar warstw przyściennych, gdzie płyn uważa się jako lepki, drugi zaś to obszar strumienia głównego, gdzie rozpatruje się płyn jako nielepki. Zakres stosowalności modelu opartego na pojęciu warstwy przyściennej jest wprawdzie ograniczony do przepływów bezoderwaniowych, to jednak przy pewnych dodatkowych założeniach można i w tym przypadku uzyskać wartościowe wyniki. Kolejnym krokiem umożliwiającym konstruowanie konkretnych procedur rozwiązywania jest zastosowanie quasi-trójwymiarowego modelu przepływu. Pole przepływu wskutek tego rozpatrywane jest w dwóch zadaniach:

- przepływu płynu przy założeniu jego osiowej symetrii (przepływ osiowesymetryczny na powierzchni typu S₂),
- przepływ palisadowy na obrotowych powierzchniach prądu (tj. na powierzchniach typu S₁) uzyskanych w wyniku rozwiązania zadania poprzedujegu.

Stąd też wynika przedstawiony w ogólnym ujęciu schemat sekwencyjno-iteracyjnego procesu projektowego wirników promieniowych. Szczegółowo rozmatrzono problematykę określenia zasadniczych wymiarów wirnika, dobór grometrii palisady łopatek wirnika oraz obliczenie warstw przyściennych w kanale międzyłopatkowym wirnika.

W zakresie problematyki racjonalnego, pod względem aeordynamicznym, deboru cech geometrycznych wirników promieniowych, jako kryterium oceny kepstrukcji wirnika od strony przepływowej, zaproponowano funkcję obciążenia aerodynamicznego, a szczególnie jej wartość maksymalną. Przedstawiono kopcepcję wykorzystania funkcji obciążenia aerodynamicznego do projektowanja palisady łopatek wirnika.

ПРОБЛЕМАТИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ТУРБОМАШИН

Резрме

В последние годи как в Польше, так и за рубежём значительно возрос интер рес к разработке найболее совершенных методов азродинамического расчёта проточной части радиальных турбомашин. В работе представлена концепция онесания течения как совокупность двухмерных течений на ряде осесниметричных поверхностей, которую зовут квазитрехмерным потоком. Анализируется тоже влияние вязкости на течение в каналах рабочего колеса центробежных турбомашин в делается попитка комплексного применения методов теоретического анализа и теории пограничного слоя к задаче расчёта течения в этих колесах. Представлены некоторые результаты расчетов.

В работе приводятся тоже основные сведения об использования функция аэродинамической нагрузки как критерий рационального профилирования колес центробежных вентиляторов и компрессоров. Показано, что функция аэродинамической нагрузки есть относительно универсальной величиной определяющей качество течения в межлопаточных каналах.

124