

Judin, Ju.A.

Über den Einfluß der Strömungsverteilung hinter der letzten Stufe einer Dampfturbine auf den Abdampfdiffusor

Deutsche Vollübersetzung aus:

Énergeti`ceskoe mašinstroenie. Char'kov, 47 (1989), S. 15 - 21.

Russ.: О влиянии распределения параметров потока за последней ступенью на характеристики паротурбинных диффузоров
 O vlijanii raspredelenija parametrov potoka za poslednej stupen'ju na charakteristiki paroturbinych diffuzorov

Die Verluste des Abdampfsystems werden sehr stark bestimmt durch die Beschaffenheit des Axialradialdiffusors, dessen Wirkungsgrad wiederum von der Verteilung der Strömungsgrößen hinter der letzten Stufe abhängt, insbesondere vom Geschwindigkeitsprofil, den Drallwinkel Δa in Tangentialrichtung und einem induzierten Anstellwinkel γ_M in der Meridionalebene. In der Regel hat man die Möglichkeit [1, 2], an nicht rotierenden Versuchsanlagen den Einfluß von einem einzigen der genannten Faktoren hinsichtlich der Auswirkung auf die Diffusorströmung zu untersuchen. Andererseits ist im realen Betrieb gerade der Bereich "letzte Stufe - Diffusor" die Stelle, wo die Faktoren kompliziert zusammenwirken.

Am Lehrstuhl für Turbinenbau des Char'kover Polytechnischen Instituts wurden an einer experimentellen Heißluftturbine mit zwei Abdampfströmen Versuche durchgeführt. Der hinter der Endstufe angebrachte Diffusor war axialsymmetrisch, axialradial und ohne Sammelkammer des Abdampfströmens. Der Modellmaßstab betrug fast genau 1:10 im Verhältnis zu den normalen Abmessungen der typischen Niederdruckzylinder der Hochleistungsdampfturbinen der Firma "Turboatom". Die Verteilung der Kennwerte am Eintritt in den Diffusor wurden variiert durch Wechsel des Stufen-Typs als auch durch Veränderung der Abmessungen des Radialspalts. Dieser wiederum wirkt sich im wesentlichen auf die Strömungsgrößen in der peripheren und in der Kernzone aus. Der Einfluß des Radialspalts auf den Wirkungsgrad der Stufe wurde in dieser Arbeit nicht untersucht.

Die Endstufenvariante Nr 1 besitzt das Verhältnis $D_m/l_1 = 2,55$, ein Öffnungsverhältnis des Diffusors von 2,4 und abgestufte Veränderung des Radialspalts mit den Werten 0,1; 0,5; 1,3 und 2,6 mm bei unverändertem Außendurchmesser des Laufrads von 377,4 mm. Der Versuch mit der Endstufenvariante Nr 2 mit der Relation $D_m/l_1 = 3$ und dem Öffnungsverhältnis des Diffusors 2,25 wurde ausschließlich bei einem Radialspalt von 1,33 mm durchgeführt. Die Drallwinkel der Strömung hinter der Stufe variierten aufgrund der abnehmenden fiktiven Geschwindigkeit c_f , bestimmt nach dem Wärmegefälle der Stufe bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit u . Dies entsprach Betriebszuständen mit verminderten Volumenströmen und der Abweichung der Strömungsaustrittswinkel aus der letzten Stufe α_2 zur Drehrichtung des Laufrades hin. Die Mach-Zahl lag unter 0,2, die nach dem Außendurchmesser am Eintritt in den Diffusor bestimmte Reynolds-Zahl bei $8 \cdot 10^5$.

Die Vermessung des Strömungsvektors hinter der Stufe und über die gesamte Diffusorlänge erfolgte durch pneumatische Fünfloch-Sonden in drei

Betriebspunkten mit den Verhältnissen $u/c_f = 0,6; 0,75; 1,22$ für die Variante Nr 1 und $u/c_f = 0,65; 0,8; 1,22$ für die Variante Nr 2. Damit konnte man den Einfluß der Verteilung der Strömungsgrößen auf den Verlustkoeffizienten des Diffusors untersuchen, aber auch den Einfluß auf den Strömungsverlauf im Diffusor. Die Traversierung im axialradialen Diffusor hat im Zusammenhang mit den großen Anströmungswinkeln γ_M auf die Sonde die Besonderheit, daß diese Winkel bei radialer Anbringung der Sonden nicht größer sind als $50 - 60^\circ$. Wegen der höheren Meßgenauigkeit wurde deshalb die Sonde unter 30° in der meridionalen Ebene bezogen auf die radiale Richtung angebracht (Abb. 1, Querschnitte 2, 3). Kam eine Abreißzone vor, wurde die Anzahl der Traversierungsquerschnitte wegen der genaueren Bestimmung ihrer Abmessungen und der Durchflußmenge des in ihr zirkulierenden Fluids erhöht. Der Abdampf strömte in die Versuchshalle. Dadurch konnte man mit Seidenfäden die Strömung sichtbar machen und den Koeffizienten der Diffusorgesamtverluste ζ_G nach dem Barometerdruck am Austritt bestimmen: $\zeta_G = P_0/(P_0 - P)$. Hier bezeichnen P, P_0 die gemittelten Überdrücke und den Ruhedruck im Querschnitt 1 hinter der letzten Stufe.

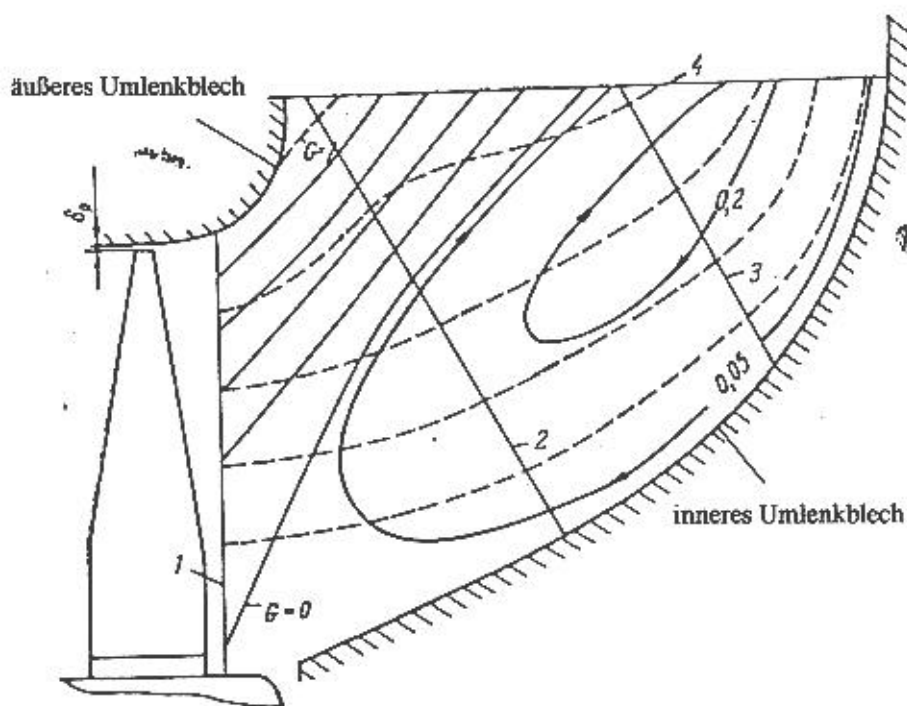


Abb. 1. Strömungslinien im Diffusor bei $d_p = 0,1$ mm:
 - - - - $u/c_f = 0,6$; ——— $u/c_f = 1,22$

Es wurden auch die folgenden relativen Größen bestimmt:
relativer Koeffizient der Gesamtverluste

$$V_G = (V_G)_{\Delta\alpha_i} / (V_G)_{\Delta\alpha=0},$$

mit $(\zeta_G)_{\Delta\alpha_i}$ Koeffizient der Diffusorgesamtverluste beim Drallwinkel $\Delta\alpha$ hinter der letzten Stufe (im Querschnitt 1) im Mittelschnitt; $(\zeta_G)_{\Delta\alpha=0}$ Koeffizient der Gesamtverluste beim Wert $\Delta\alpha = 0$; die relative Durchflußmenge des zirkulierenden Fluids in der Abreibzone $\bar{G} = G_z / G$, mit G_z Durchflußmenge des zirkulierenden Fluids in der Abreibzone; G Durchflußmenge des Versuchsmediums durch die Stufe.

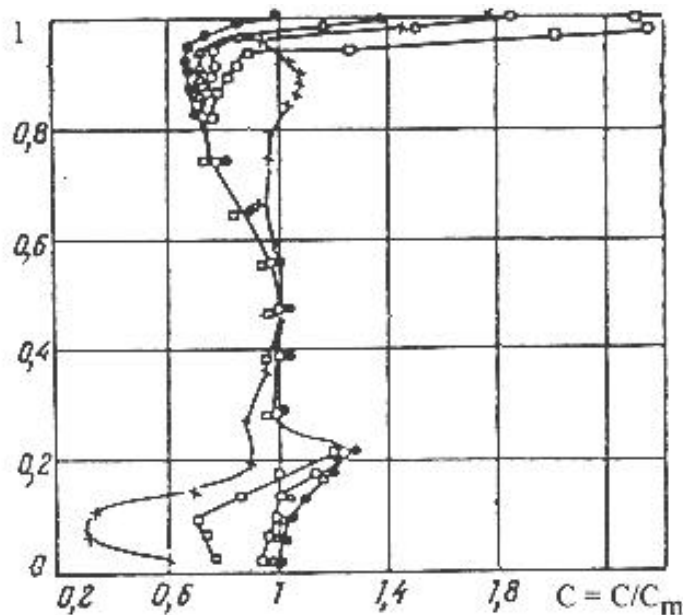


Abb. 2. Verteilung der Geschwindigkeiten hinter der letzten Stufe im Querschnitt 1:
 -●-, -Δ-, -○-, -□- $\delta_p = 0,1; 0,5; 1,3; 2,6$ mm ((Abschnitt 1, $u/c_f = 0,6$);
 -x- $\delta_p = 1,3$ mm (Abschnitt 2, $u/c_f = 0,65$)

Untersuchen wir die Verteilung der Strömungsgrößen im Querschnitt 1 bei axialer Abströmung der Stufe. Eine Zunahme des Radialspalts führt zur Steigerung der Geschwindigkeiten in der peripheren Zone und zur Abnahme in der Kernzone (Abb. 2). Ihre Veränderung erstreckt sich auf annähernd 40 % des Querschnitts 1. Dies hängt direkt zusammen mit der Entspannungsverlustzunahme durch den Radialspalt und der Umverteilung des Reaktionsgrades der Stufe längs des Radiuses. Eine solche Veränderung der Strömungsgrößen wirkt sich auch aus auf die Durchflußmengen des Strömungsmediums, die durch den äußeren und inneren Ringquerschnitt $G_{\bar{a}}$ und G_j hindurchgehen. $G_{\bar{a}}$ und G_j sind durch den

mittleren Stufenradius und die Radien der äußeren und inneren Umlenkleche des Diffusors im Querschnitt 1 beschränkt. Die Relation $G_{\ddot{a}}/G_i$ wurde mit zunehmenden Radialspalt größer und zeigte im Versuch die folgenden Werte: 1,37; 1,4; 1,46; 1,67 bei Spalten von 0,1; 0,5; 1,3; 2,6 mm. Auch die induzierten Anstellwinkel in der meridionalen Ebene wurden größer. Ihre Werte betragen im mittleren Radius 3; 3,5; 5; 9 und 13° entsprechend der besagten Verteilung von $G_{\ddot{a}}/G_i$. Eine wesentlich stärkere Umverteilung der Geschwindigkeiten und Durchflußmengen wurde bei Variante Nr 2 festgestellt, wo $G_{\ddot{a}}/G_i = 1,94$ war.

Indem wir die Verteilung der Strömungsgrößen am Austritt aus der letzten Stufe und die Strömung im Diffusor untersuchten, konnten wir die Gründe für die starke Veränderung des Verlustniveaus und der Art ihrer Abhängigkeit vom Austrittsdrall herausfinden (Tabelle). So kommt es beim Betrieb mit dem Verhältnis $u/c_f = 0,6$ und dem im Versuch kleinstmöglichen Radialspalt (gleich 0,1 mm) etwa in der Mitte des äußeren Umlenklechs zu einem Abreißen der Strömung, das den Strömungsverlauf im gesamten Diffusorraum bestimmt. Im Austrittsquerschnitt konzentriert sich praktisch der gesamte Arbeitsmitteldurchsatz auf das innere Umlenklech, was der Stromlinienverlauf in Abb. 1 beweist. Die Geschwindigkeit im engen peripheren Bereich ist minimal und liegt nicht über den Geschwindigkeitswerten im mittleren Radius (Abb. 2).

Variante	δ_p , mm	$\Delta\alpha = 0^\circ$; $u/c_f = 0,6$		$\Delta\alpha = 27^\circ$; $u/c_f = 0,75$		$\Delta\alpha = 55^\circ$; $u/c_f = 1,22$	
		ζ_G	\bar{z}_G	\bar{z}_G	\bar{G}	\bar{z}_G	\bar{G}
Nr 1	0,1	0,9	1	0,89	0	1	- 0,2
	0,5	0,87	1	0,9	-	1,03	-
	1,3	0,7	1	0,96	-0,016	1,2	- 0,25
	2,6	0,68	1	1	- 0,02	1,25	- 0,28
Nr 2	1,3	$Da = 0^\circ$; $u/c_f = 0,65$		$Da = 27^\circ$; $u/c_f = 0,8$		$Da = 55^\circ$; $u/c_f = 1,2$	
		0,66	1	1,15	- 0,04	1,35	- 0,31

Die Wahrscheinlichkeit des Abreißen und die Lage der Ablösegrenze (bei abreißender Strömung) am äußeren Umlenklech hängt vom Impuls des peripheren Leckstroms ab, dessen Wirkung analog ist zu einer Spezialeinblasung entlang der äußeren Umlenkung des Axialradialdiffusors. Wichtigster Wert ist das Verhältnis der Geschwindigkeiten der Hauptströmung (an der Einblasung) und der Einblasströmung. Sie wird bestimmt für eine konkrete Stufe durch den Radialspalt über dem Laufrad.

Bei größerer Relation u/c_f tritt hinter der Stufe ein Feld von Fliehkräften mit Drallströmung auf. Diese Fliehkräfte fördern die Verlagerung der Ablösegrenze vom Eingangsquerschnitt des Diffusors stromab und die Verkleinerung der Abreißzone an der äußeren Umlenkung und des Gesamtverlustfaktors. Wenn der Winkel $\Delta\alpha$ Werte von $25 - 30^\circ$ erreicht, erhält man im Diffusor eine abreißfreie Strömung und die Verluste sind minimal. Wird die Relation u/c_f noch größer, reißt die Strömung am inneren Umlenkblech mit dem geschlossenen Zirkulationsbereich (siehe Abb. 1) ab und der Koeffizient ζ_G des Diffusors nimmt zu. Bei Betrieb mit einer Wasserwirbelbremse ($u/c_f = 1,2$ und $Da = 55^\circ$) ist der relative Koeffizient $\bar{z}_G = 1$, d.h. der Wert des Koeffizienten ζ_G ist identisch mit dem Wert für den Winkel $\Delta\alpha = 0^\circ$.

Ein 1,3 mm großer Radialspalt gewährleistet bei axialer Abströmung der Stufe aufgrund des Leckageeffekts durch den Radialspalt eine abreißfreie Strömung im Diffusor. Ungeachtet der abreißfreien Strömung ist eine schwache Drallkomponente dennoch bei der Senkung der Verluste behilflich. Der Grund dafür liegt am spezifischen Strömungsverlauf im Diffusor. Die Stromlinien verlaufen am kompaktesten in der Nähe der Begrenzungsflächen, im mittleren Teil des Diffusorkanals liegt die Stromdichte tiefer. Eine derartige Strömung hängt mit der besonderen Geschwindigkeitsverteilung längs des Radius zusammen, deren Werte in den Kern- und Randzonen (Abb. 2) je nach den Geschwindigkeiten in der Umgebung des mittleren Radius vergrößert werden, sowie der Neigungswinkel des Strömungsvektors in der meridionalen Ebene, die von den negativen Werten -13° im Kern bis zu den positiven Werten $+22^\circ$ an der Peripherie variieren. Deshalb führt eine Drallströmung zu einer gleichmäßigeren Auffüllung des Kanalmitteils durch das Arbeitsmedium sowie der Bereiche an der inneren Umlenkung, und sie wird begleitet von einer Abnahme der Gesamtverluste hauptsächlich wegen des Austrittsverlusts. Der Koeffizient ζ_G wird bereits bei einem Drallwinkel von $18 - 23^\circ$ stabilisiert, d.h. bei einem kleineren Winkel als in der Variante mit dem 0,1 mm Radialspalt. Man muß auch das frühere Auftreten der Ablösung an der Nabe beachten. So wurde bei einem Winkel von $\Delta\alpha = 27^\circ$ und einem 0,1 mm Spalt noch keine Ablösung festgestellt, wohingegen in der Kammervariante mit dem 1,3 mm Spalt eine Strömungsablösung auftrat. Dabei erreichte der relative Durchsatz \bar{G} des zirkulierenden Fluids im Abreißbereich 0,016. Bei maximalem Strömungsdrall von 55° stieg der Durchsatz \bar{G} bis auf 0,25 gegenüber 0,2 in der Kammer mit minimalem Radialspalt an, und der relative Koeffizient ζ_G stieg auf 1,2 (siehe Tabelle).

Analoge Tendenzen in der Veränderung der Diffusorwerte beobachtet man auch bei einem 2,6 mm großen Radialspalt. Ein minimaler Kennwert von \bar{z}_G und ein Abreißen der Strömung an der inneren Diffusorumlenkung traten in diesem Fall

bei kleineren Drallwinkeln auf als bei den erörterten Varianten von Nr 1. Die Durchflußmengen \bar{G} in den Abreißzonen erreichten Werte von 0,02 und 0,28, im kontrollierbaren Betrieb $Da = 27^\circ$ und 55° . Bei der Verteilung der Strömungsgrößen muß den Geschwindigkeiten im Kernbereich viel weniger Bedeutung beigemessen werden (Abb. 2), die Winkel γ_M sind zu vergrößern.

Für eine detailliertere Erklärung der Tendenzen in der Veränderung der Verluste und des Strömungsfelds im Axialradialdiffusor wurde ein Versuch mit der Variante Nr 2 durchgeführt, indem aufgrund einer anderen Stufenart die Verteilung der Strömungskennwerte und die Strömung im Diffusor wesentlich differieren. Im Nennbetrieb $u/c_f = 0,65$ blieben Strömungsgeschwindigkeit (vgl. Abb. 2) und Winkel γ_M praktisch konstant über den größten Teil der Höhe des Eintrittskanals. In der Peripherie des Leckstromes durch den Radialspalt ist eine ablösungsfreie Strömung gewährleistet. Die Stromlinien sind im gesamten Kanal und im Austrittsquerschnitt des Diffusors relativ gleichmäßig verteilt, mit Ausnahme an der inneren Umlenkung im Betriebsbereich mit verringertem Durchsatz. Eine solche Strömung fördert das Abreißen an der Nabe und die Zunahme der Verluste im Diffusor sogar bei geringer Zunahme von u/c_f , was sich wiederum auch auf die Abmessungen der Zirkulationsbereiche, die Durchsätze des darin zirkulierenden Fluids und die Koeffizienten der Gesamtverluste auswirkt, die wesentlich intensiver ansteigen als bei Variante Nr 1 (vgl. Tabelle).

Auf die Strömung im Diffusor, den Gesamtverlustkennwert und seine Abhängigkeit vom Strömungsdrall hat somit die Verteilung der Strömungsparameter hinter der letzten Stufe wesentlichen Einfluß. Sie kann bestimmt werden durch den Stufentyp und die Abmessung des Radialspalts über dem Laufrad. Bewertet man die Arbeitsleistung des Diffusors allein nach der Stabilität der Gesamtverlustkennwerte in einem großen Bereich von u/c_f , dann ist - je nach Nichtabreißen der Strömung bzw. kleinstmöglichen Abreißzonen an der Nabe bei verminderten Durchflußvolumina und ohne Berücksichtigung des Verlustniveaus - einem minimalen Radialspalt über dem Laufrad der Vorzug zu geben. Um geringe Gesamtverlustkennwerte bei Betriebsweisen in Nähe des Axialaustritts aus der letzten Stufe zu gewährleisten, sind ein gleichmäßiges Geschwindigkeitsprofil und ein größerer Radialspalt zweckmäßig, bei dem der Leckstrom ausreichend groß ist, um eine ablösungsfreie Strömung im Diffusor sicherzustellen. Für eine effektivere Arbeitsweise des Diffusors in einem breiten Arbeitsbereich muß man - unter Ausnutzung des positiven Effekts der Leakage durch den Radialspalt - mehrere Strömungsleitbleche einsetzen [4], mit denen man die Abreißzone an der Nabe und den Verbrauch an zirkulierendem Fluid vermindern sowie den niedrigen Gesamtverlustkennwert des Diffusors bei Betrieb mit erhöhtem Strömungsdrall erhalten kann.

Literaturverzeichnis

1. Migaj, V.K.; Gudkov, É.I.: Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин. /Proektirovanie i rasčet vychodnych diffuzorov turbomašin/ Leningrad: 1981, 272 S.
/Planung und Berechnung der Abdampfdiffusoren von Strömungsmaschinen; russ./
2. Lapuzin, A.V.; Konev, V.A.; Judin, Ju.A.u.a.: Исследование влияния закрутки потока на работу паротурбинного выхлопного патрубка. /Issledovanie vlijanija zakrutki potoka na rabotu paroturbinnogo vychlopnogo patrubka/ - In: Énergetičeskoe mašinostroenie. Char'kov, 42 (1986), S. 39 - 51.
/Untersuchung des Einflusses des Strömungsdralls auf die Arbeitsweise des Abdampfsystems von Dampfturbinen; russ./
3. Garkuša, A.V.; Dobrynin, V.E.; Lapuzin, A.V.; Judin, Ju.A.: Течение в осекольцевом диффузоре выхлопного патрубка турбины при различных режимах работы предвключенной стпени. /Tečenie v osekol'cevom diffuzore vychlopnogo patrubka turbiny pri različnyh režimach raboty predvključennoj stupeni./ - In: Énergetičeskoe mašinostroenie. Char'kov, 42 (1986), S. 18 - 23.
/Strömung im Axialradialdiffusor des Abdampfsystems einer Turbine bei unterschiedlichen Arbeitsweisen der Vorschaltstufe; russ./
4. Garkuša, A.V.: Аэродинамика проточной части паровых турбин. /Aérodinamika protočnoj časti parovyh turbin/ Moskva: 1983, 183 S.
/Aerodynamik des Strömungsteils von Dampfmaschinen; russ./

Redaktionseingang: 29.3.1988

Stuttgart, den 29. September 1994

Übersetzt von:

(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer