

Kirillov, I. I. (Dr.d.techn.Wiss.)
Kuz'mičev, R. V. (Kand.d.techn.Wiss.)

Energieverluste durch Bindedrähte in einer Turbinenstufe

Deutsche Vollübersetzung aus dem Russischen aus:
Élektričeskie stancii. Moskva, 33 (1962), Nr 7, S. 38 – 42.

Russ.: Потери энергии в турбинной ступени от скрепляющих проволок
Poteri énergii v turbinnoj stupeni ot skrepjajuščich provolok

Der zur Schwingungsdämpfung der Schaufeln eingesetzte Bindedraht vermindert die Leistungsfähigkeit der Turbinenstufe erheblich. Wo man Bindedrähte in zwei oder drei Reihen anbringen muß, kann die Minderung dadurch einige Prozent ausmachen.

Die großen Energieverluste aufgrund der Bindedrähte machen ihren Einsatz nicht immer sinnvoll. Die Schweizer Firma Escher Wyss AG setzt sie überhaupt nicht ein, weil sie annimmt, daß die Bindedrähte die Leistungsfähigkeit stark vermindern und in einigen Fällen der Grund dafür sind, daß die nachfolgenden Stufen stärker verschleifen [1]. Deshalb ist die richtige Abschätzung der Energieverluste infolge vorhandener Verbindungsdrähte von großer praktischer Bedeutung. Gleichzeitig sind uns nur wenige Versuche bekannt, die auf die Bestimmung dieser Energieverluste abzielten [2]. Nachfolgend werden einige Versuchsergebnisse dargelegt, die im Transportmaschinenbau-Institut Brjansk durchgeführt wurden.

Modellversuche

Zur Durchführung der Versuche wurde ein Stufenmodell mit einem Strömungsaustrittswinkel aus dem Leitrad von $\alpha_1 \approx 13^\circ$ und aus dem Laufrad von $\beta_2 = 15^\circ$ gewählt. Die Schaufeln hatten eine Höhe von $l = 88$ mm im Verhältnis $\frac{d}{l} = 4,4$ und waren nach dem Potentialwirbelgesetz $r \cdot c_u = \text{const}$ verwunden. Bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad ist der Reaktionsgrad im Nabenschnitt $q' \approx 0,1$ und im Mittenschnitt $q'' \approx 0,48$. Der Bindedraht hatte einen Durchmesser von $d_{\text{draht}} = 5,5$ mm. Er wurde in 1, 2 und 3 Reihen im Abstand $\bar{l} = 0,4; 0,6$ und $0,8$ von der Nabe angebracht. Damit erhielt man ein Versperrungsverhältnis von $0,054; 0,07$ und $0,086$.

Der Strömungsbereich der experimentellen Heißluftturbine ist in Abb. 1 schematisch dargestellt. Die Versuche erfolgten mit Luft bei Werten von $Re_{c_1} \geq 4 \cdot 10^5$ und $M_{c_1} \approx 0,3$. An der Stelle, wo der Draht befestigt war, betrug die Reynoldszahl, berechnet nach dem Drahtdurchmesser und der Geschwindigkeit davor, $Re_{\text{draht}} \approx 5 \cdot 10^3 - 10^4$, und die Mach-Zahl $M_{\text{draht}} \approx 0,1$. Unter realen Bedingungen sind die Mach-Zahlen an der Drahtbefestigungsstelle gewöhnlich nicht groß (etwa $0,3 - 0,5$).

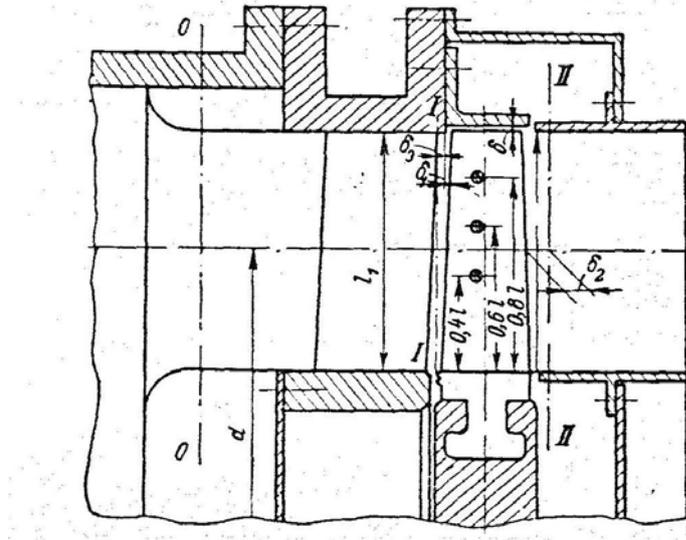


Abb. 1. Schematische Darstellung des Strömungsabschnitts der experimentellen Heißluftturbine

0 – 0; I – I; II – II Meßquerschnitte

In allen Versuchen wurde der Radialspalt auf $\delta = 0,7 \text{ mm}$ und der Abstand zwischen den Kanten der Leit- und Laufschaufeln auf $\delta_2 = 12 \text{ mm}$ festgelegt.

Während der Versuche wurden die Werte für Luft und das Drehmoment gemessen, auch wurde die Strömung hinter dem Laufrad traversiert. Versuchsmethode und Auswertung der Versuchsergebnisse sind in [3] veröffentlicht.

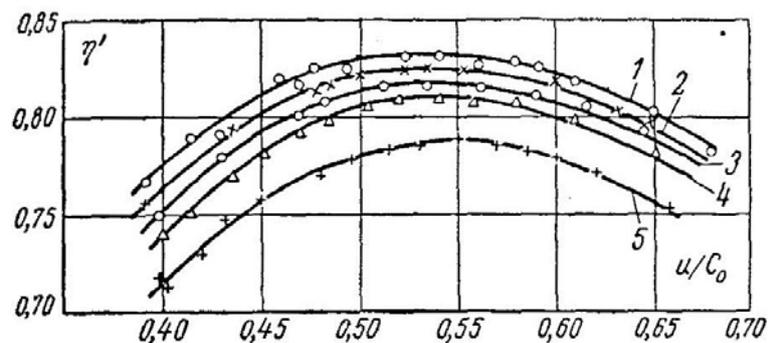


Abb. 2. Kurven des Wirkungsgrades η' in Abhängigkeit von $\frac{u}{C_0}$

- 1) ohne Draht; 2) mit einem Draht, $\bar{l} = 0,6$; 3) mit zwei Drähten, $\bar{l} = 0,6$ und $0,8$; 4) mit zwei Drähten, $\bar{l} = 0,4$ und $0,6$; 5) mit drei Drähten, $\bar{l} = 0,4$; $0,6$ und $0,8$;

Der Wirkungsgrad η' des Modells, ermittelt unter der Annahme, daß die ursprüngliche kinetische Energie vollständig verloren geht, ist in Abb. 2 bei verschiedener Anordnung der Drähte dargestellt.

Das Modell mit einem Draht im Abstand $\bar{l} = 0,6$ (Kurve 2) hat einen Wirkungsgrad etwas geringer als beim Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad des gleichen Modells ohne Draht (Kurve 1), nämlich um $\Delta\eta' \approx 0,7\%$ niedriger. Annähernd um den gleichen Wert weicht Kurve 2 von

Kurve 1 ab im Bereich $\frac{u}{C_0} > \left(\frac{u}{C_0}\right)_{opt}^*$. Im Bereich von geringen $\frac{u}{C_0}$ hingegen nehmen die

Energieverluste stark zu je nach Verringerung dieser Relation, und bei $\frac{u}{C_0} = 0,4$ ist der Wert

$\Delta\eta' = 1\%$.

Gleiche Versuche bei Anbringung eines Drahtes im Abstand $\bar{l} = 0,4$ und $0,8$ ergaben bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad eine Leistungsminderung um $1,1$ und $0,6\%$. Die Ab-

hängigkeit $\eta' = f(\bar{l})$ bei optimalen $\frac{u}{C_0}$ ist in Abb. 3 dargestellt. Somit wurde je nach Ver-

schiebung des Drahtes zum Nabenschnitt eine starke Zunahme der Energieverluste festgestellt.

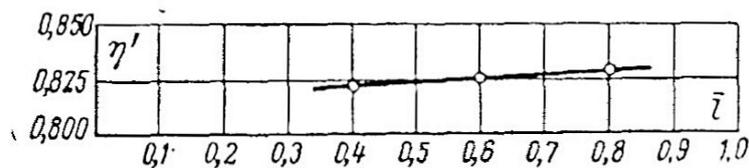


Abb. 3. Veränderung des Wirkungsgrades der Stufe η' in Abhängigkeit von der Lage des Drahtes in der Höhe \bar{l} des Strömungsabschnitts

Das Modell mit zwei Bindedrähten in den Abständen $\bar{l} = 0,6$ und $0,8$ mit dem Versperrungsverhältnis $0,156$ ergab eine Abnahme des Wirkungsgrades bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad von $\Delta\eta' = 1,5\%$ (Kurve 3 in Abb. 2), d.h. um einen Wert, der etwas über der Summe der Einzelverluste der Drähte liegt. In diesen Versuchen wurde ebenfalls festgestellt, daß

die Energieverluste je nach Abnahme von $\frac{u}{C_0}$ zunahmen.

Das Modell mit zwei Drähten in den Abständen $\bar{l} = 0,4$ und $0,6$ mit dem Versperrungsverhältnis $0,124$ ergab bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad $\Delta\eta' \approx 2,3\%$ (Kurve 4 in Abb. 2), d.h. die Verluste waren größer als die Summe der Verluste wegen dieser Drähte in Einzelversuchen. Der Gesamtverlauf der Kurve 4 war wie der von Kurve 3.

* Hier ist $C_0 = 91,5\sqrt{h_{opt}'}$, mit h_{opt}' für das isentrope Enthalpiegefälle, berechnet nach den vollständigen Werten vor der Stufe und dem Druck dahinter.

Das Modell mit drei Drähten in den Abständen $\bar{l} = 0,4; 0,6$ und $0,8$ mit dem Versperrungsverhältnis $0,21$ ergab bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad einen Wirkungsgrad, der annähernd $4,3\%$ unter dem Wirkungsgrad des drahtlosen Modells lag (Kurve 5 in Abb. 2). In diesem Fall war die Abnahme des Wirkungsgrades $\Delta\eta'$ wesentlich höher als die Summe der Komponenten $\Sigma\Delta\eta'$, die in Versuchen mit Modellen ermittelt wurden, wo nur ein Draht im selben Abstand \bar{l} von der Nabe vorkam.

In diesen Versuchen wurde ebenfalls eine beträchtliche Zunahme der Energieverluste im Vergleich mit dem Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad je nach Zunahme von $\frac{u}{C_0}$ festgestellt. So

beträgt bei $\frac{u}{C_0} = 0,40$ die Größe $\Delta\eta' \approx 6\%$, d.h. sie ist um 40% höher als bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad.

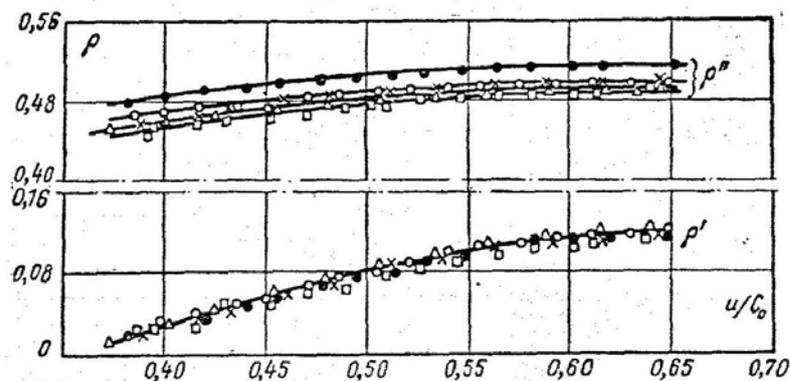


Abb. 4. Veränderung des Reaktionsgrades an der Nabe (q') und in der Mitte (q'') in Abhängigkeit von $\frac{u}{C_0}$

□ ohne Draht; Δ mit einem Draht ($l = 0,6$); x mit zwei Drähten ($\bar{l} = 0,6$ und $0,8$); o mit zwei Drähten ($\bar{l} = 0,4$ und $0,6$); \bullet mit drei Drähten ($\bar{l} = 0,4; 0,6$ und $0,8$)

Der Reaktionsgrad an der Nabe (q') und in der Mitte (q'') ist für die untersuchten Modelle in Abb. 4 dargestellt. Bei bandagierten Drähten nahm der Reaktionsgrad etwas zu; beim Modell mit 3 Drähten nahm der Wert q'' um 3% zu. Mit diesem letzten Modell verschafft die starke Zunahme des Reaktionsgrades, verglichen mit seinem Wert bei Modellen mit einem oder zwei Drähten, einen guten Eindruck über die Zunahme des Widerstands des Laufrades in diesem Modell, und er entspricht dem Abfall des Wirkungsgrades (Abb. 2).

Die Strömung wurde durch eine Traversierung hinter dem Laufrad im Abstand $\delta_{z2} = 7$ und 20 mm vermessen und ergab eine große Ungleichmäßigkeit der Gesamtdrücke p_{2n} (Abb. 5 und 6). Besonders groß war diese Ungleichmäßigkeit beim Modell mit drei Drähten, bei dem die Ungleichmäßigkeit der Strömung im Bereich geringer Relationen von $\frac{u}{C_0}$ zunahm, was mit den

höheren Energieverlusten in diesem Bereich aufgrund des Drahtes zusammenhängt und auf die Bildung von Abrißerscheinungen hinweist.

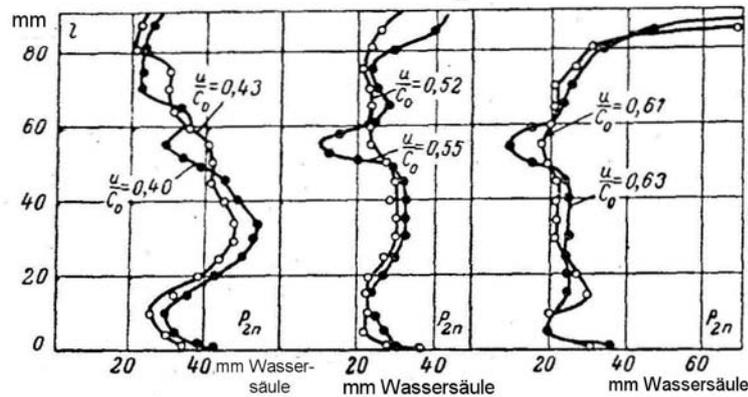


Abb. 5. Verteilung des Gesamtdruckes p_{2n} über der Schaufelhöhe

o drahtlos; x mit einem Draht ($\bar{l} = 0,6$)

Im Modell mit drei Drähten veränderte sich somit der Gesamtdruck hinter dem Laufrad über der Schaufelhöhe bei $\frac{u}{C_0} \approx 0,48$ und $0,38$ um beinahe das Dreifache, und die Durchflußmenge in der Mitte der Stufe war wesentlich geringer als im Nabenbereich (Abb. 6). Letzteres läßt sich durch die sehr großen positiven Angriffswinkel erklären, die in der Höhe $\bar{l} = 0,8$ bei $\frac{u}{C_0} = 0,38$ etwa 20° erreichten.

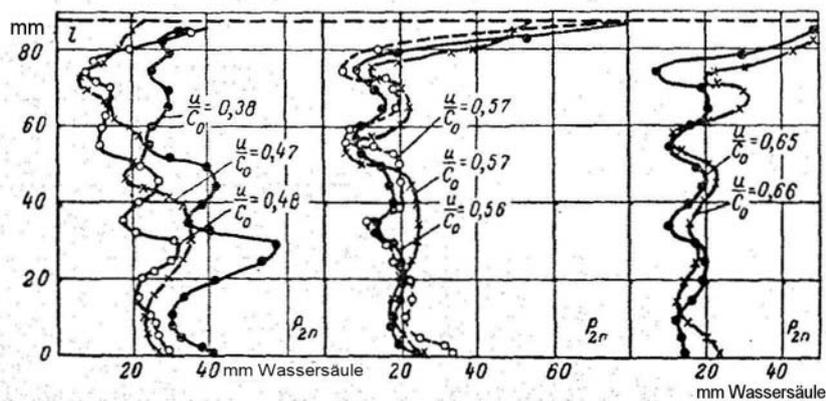


Abb. 6. Verteilung des Gesamtdruckes p_{2n} über der Schaufelhöhe in Modellen mit zwei und drei Bindedrähten

- x mit zwei Drähten ($\bar{l} = 0,6$ und $0,8$), $\delta_{z2} = 7$ mm;
- mit drei Drähten ($\bar{l} = 0,4$; $0,6$ und $0,8$), $\delta = 20$ mm;
- o mit drei Drähten ($\bar{l} = 0,4$; $0,6$ und $0,8$), $\delta_{z2} = 7$ mm

Auswertung der Versuchsergebnisse

Die Untersuchung der Modelle mit einem Draht liefert eine Vorstellung, wie er die Energieverluste in Abhängigkeit von der Strömungsart im Schaufelkanal beeinflusst.

Ist der Draht in Wandnähe angebracht ($\bar{l} = 0,8$), waren die Verluste minimal und wesentlich geringer als in Modellen mit einem Draht in der Nähe der Nabe ($\bar{l} = 0,4$). Analoge Erscheinungen waren bei geringeren Relationen von $\frac{u}{C_0}$, verglichen mit dem optimalen Wert, zu beobachten. In beiden Fällen wurde eine Verschlechterung des Wirkungsgrades der Stufe bei Umströmung des Drahtes mit geringerem Reaktionsgrad festgestellt, was in Zusammenhang mit einer Abnahme der Konvergenz der Schaufelkanäle gebracht wurde.

Die Berechnungen und Versuche der Verfasser ergaben, daß ein in einen stark konvergenten gekrümmten Kanal eingebrachter Draht einen Strömungswiderstand hervorruft, ähnlich einem, hervorgerufen von einem Zylinder in einem geraden Rohr bei gleichem Versperrungsverhältnis. In diesem Fall kann man zur Bestimmung des Strömungswiderstandswertes die Gleichung von Idel'čik [4] verwenden und die Verluste an kinetischer Energie bei relativer Bewegung des Arbeitsmediums in einem Laufrad bestimmen. Bei Stufen, ähnlich den untersuchten Modellen, nimmt der Wirkungsgrad unter den besagten Bedingungen durch einen Draht um den Wert $\Delta\eta \approx 0,7 - 0,8 \%$ ab.

Ist der Draht in einen Kanal mit starker Krümmung bei schwach beschleunigter oder verzögerter Strömung eingebracht, dann nimmt der Widerstandswert stark zu. Besonders ungünstig ist dieser Effekt bei einer solchen Strömung direkt hinter dem Draht, d.h. in dem Bereich, wo es bei Umströmung eines Zylinders zu einem Abreißen der Strömung und einer gewissen Auflösung kommt. Die Energieverluste nehmen ebenfalls durch Sekundärströmungen längs des Drahtes im Nachlaufbereich zu, wo sich diese Strömungen infolge der Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Schaufeln bilden. Der Strömungswiderstandswert des Drahtes wird größer, und man darf ihn nicht mehr so ansetzen wie bei einem Zylinder in einem geraden Rohr. In diesem Fall muß man für den Strömungswiderstandswert in die gewöhnliche Hydraulikgleichung einen Korrekturfaktor größer Eins einsetzen.

Liegen beim Eintritt ins Laufrad große positive Angriffswinkel vor, dann kann auch bei einem Reaktionsgrad von $q > 0$ am Eintrittsabschnitt ein lokaler Diffusionseffekt eintreten. Dies läßt sich dadurch erklären, daß die Schaufelkammer normalerweise für stoßfreien Eintritt konstruiert wird, bei positiven Angriffswinkeln

$$\left[\frac{u}{C_0} < \left(\frac{u}{C_0} \right)_{opt} \right]$$

kann der Strömungsabflußquerschnitt vor dem Laufrad wesentlich geringer ausfallen als der Abflußquerschnitt des Kanals sowohl beim Kanaleintritt als auch über eine gewisse Strecke der Kanaltiefe. Im Nabenbereich entstehen positive Angriffswinkel zuweilen auch bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad. Unter solchen Bedingungen wird die Strömung in der Nähe vor dem Draht etwas verlangsamt und hinter dem Draht nur schwach konvergent, ohne die Wirkung der Kanalabsperzung durch Drähte zu berücksichtigen. Dabei verschieben sich die Punkte des Druckminimums und des Strömungsabrisses der Grenzschicht am Draht strömungsaufwärts, verglichen mit seiner Umströmung in einer stark beschleunigten Strömung, und der Strömungswiderstand nimmt zu.

In den untersuchten Modellen waren die Werte $\nu = \frac{w_{np}}{w_1}$, mit w_{np} für die relative Durchschnittsgeschwindigkeit direkt vor dem Draht und w_1 für die relative Durchschnittsgeschwindigkeit vor dem Laufrad, bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad (im mittleren Querschnitt $\frac{u}{C_0} \approx 0,54$) folgende: $\bar{l} = 0,4; 0,6; 0,8; \nu = 0,88; 1,02; 1,12$.

Im Abstand $\bar{l} = 0,4$ von der Nabe ist bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad der Reaktionsgrad $q_{0,4} \approx 0,3$, und die Geschwindigkeit w_{np} war, wie aus der Tabelle hervorgeht, geringer als die Auflaufströmung. Der Kanal war in diesem Abschnitt direkt hinter dem Draht nur schwach konvergent (Abb. 7), und der Strömungswiderstandswert war 1,8 mal größer als bei einem Draht in einem geraden Rohr.

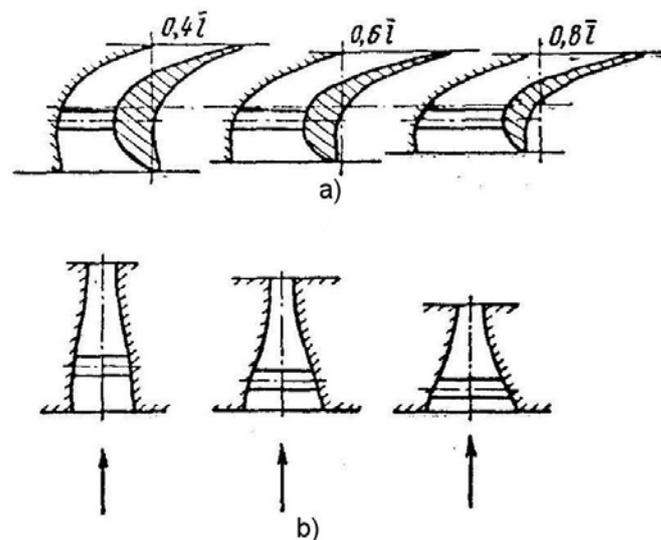


Abb. 7. Form von Schaufelkammern eines Laufrades in drei Querschnitten über der Schaufelhöhe und Lage der Drähte in diesen Querschnitten

a) Profile und Schaufelkammer; b) Kanalabwicklung

Aufgrund positiver Angriffswinkel wird auch eine Zunahme des Strömungswiderstands bei einem Draht festgestellt, der im Abstand $\bar{l} = 0,4$ von der Nabe angebracht ist. Wir untersuchen einen Betrieb bei $\frac{u}{C_0} \approx 0,4$, bei dem der Reaktionsgrad $q_{0,6} \approx 0,3$ und der Koeffizient $\nu = 0,7$, dann wie beim rechnerischen Betrieb $\nu > 1$ ist. Der geringe Wert des Koeffizienten ν weist auf eine starke Konvergenz im Eintrittsbereich hin, und da der Draht unweit vom Eintritt angebracht ist (Abb. 7), wurde er partiell von einer verzögerten Strömung umströmt, was dazu führte, daß der Strömungswiderstandswert des Drahtes annähernd 1,5 mal größer war als in einem geraden Rohr.

Im Modell mit zwei Drähten mit den Abständen von $\bar{l} = 0,6$ und $0,8$ war das Strömungsbild unter günstigen Strömungsbedingungen gleich wie bei einzelnen Drähten, die allgemeine Ab-

nahme des Wirkungsgrades differierte von der Summe $\Sigma\Delta\eta$?, berechnet nach den Versuchsergebnissen für Modelle mit einer einzigen Reihe Drähte, nur wenig.

Das Strömungsbild ändert sich, wenn man den oberen Draht auf einem Nabenabstand von $\bar{l} = 0,6$ anbringt, wo der Kanal im Bereich des Drahtes auch beim rechnerischen Betrieb $\nu = 0,88$ schwach konvergent ist. In diesem Fall nehmen die Energieverluste im Laufrad stark zu, es wird ein gegenseitiger Einfluß der Drähte bemerkbar. Mit diesem Einfluß hängt auch die zunehmende Unregelmäßigkeit der Strömung hinter dem Laufrad zusammen.

Im Modell mit drei Drähten wirkte sich ihr gegenseitiger Einfluß besonders stark aus, was aus den Ergebnissen der Traversierung ersichtlich ist (Abb. 6). Die Linie mit den Punkten in der Zeichnung für $\frac{u}{C_0} = 0,57$, in 7 mm Abstand vom Laufrad erfaßt, weist in der Höhe $\bar{l} = 0,4$ eine starke Nachlaufdelle auf, die einen Großteil des Nabenbereichs erfaßt und mit der Spur des zweiten Drahtes ($\bar{l} = 0,6$) korrespondiert. Im Bereich geringer $\frac{u}{C_0}$ stellt man noch größere

Störungen der Strömungsstruktur fest, beeinflußt durch den Nabendraht ($\bar{l} = 0,4$). Hieraus folgt, daß der im Bereich positiver Angriffswinkel und einer schwachen Kanalkonvergenz liegende Nabendraht Hauptverursacher der Energieverluste ist und ein ungleichmäßiges Druck- und Geschwindigkeitsfeld in Höhe des Strömungsabschnitts und im Abschnitt zwischen ihm und dem mittleren Draht erzeugt, aber auch im Nabenbereich.

Die große Ungleichmäßigkeit der Strömung hinter dem Laufrad im Modell mit drei Drähten erzeugt auch zusätzliche Energieverluste aufgrund Glättung der Strömung. Diese Verluste betragen beim untersuchten Modell: bei optimalem Betrieb etwa 20 % und bei $\frac{u}{C_0} = 0,4$ etwa 35 % der kinetischen Strömungsenergie hinter dem Laufrad. Die Verluste aufgrund Glättung der ungleichmäßigen Strömung sind von großer Bedeutung, wenn die Strömung in die nächste Stufe geleitet wird. In diesem Fall können wegen der ungleichmäßigen Strömung ebenfalls zusätzliche Energieverluste in den Leitschaufeln der Folgestufe auftreten.

Schlußfolgerungen

1. Die Abnahme des Wirkungsgrades einer Turbinenstufe aufgrund vorhandener Bindedrähte hängt von der Art der Strömung an der Befestigungsstelle ab. Wenn der Draht in einem schwach konvergenten Kanalabschnitt liegt und die Strömung in diesem Querschnitt mit großem positivem Angriffswinkel in das Laufrad eintritt, dann ist der Strömungswiderstandswert wesentlich größer als bei Umströmung eines Drahtes in einem geraden Rohr.
2. Bei Betrieb mit kleinem $\frac{u}{C_0}$, verglichen mit dem optimalen Betrieb, liegen die Energieverluste beim Auftreten lokaler Konvergenzerscheinungen aufgrund eines Bindedrahts wesentlich höher als bei Betrieb mit optimalem Wirkungsgrad.
3. In einem Laufrad mit mehreren Bindedrähten können die Energieverluste sehr hoch sein und über der Summe der Verluste aufgrund von mehreren Einzeldrähten liegen. Hauptverursacher der Energieverluste ist in diesem Fall der Draht, der sich im Kanalquerschnitt mit geringer Konvergenz befindet.

Literatur

1. Л. А. Шубенко-Шубин, Паротурбостроение в Швейцарии. «Энергомашиностроение», 1956, № 8.
Šubenko-Šubin, L. A.: Paroturbostroenie v Švejcarii. – In: Énergomašinstroenie. Moskva, (1956) Nr 8.
<Dampfturbinenbau in der Schweiz; russ.>
2. В. Г. Тырышкин, Б. А. Ширков, О влиянии бандажа и скрепляющей проволоки на к. п. д. турбинной ступени с длинными лопатками. «Теплоэнергетика», 1957, № 9.
Турышкин, В. Г.; Ширков, В. А.: О vlijanii bandaža i skrepljajuščej provoloki na k. p. d. turbinnoj stupeni s dljnymi lopatkami. – In: Teploénergetika. Moskva, (1957) Nr 9.
<Über den Einfluß von Band und Verbindungsdraht auf die Leistungsfähigkeit einer Turbinenstufe mit langen Schaufeln; russ.>
3. И. И. Кириллов, Р. М. Яблоник, Л. В. Карцев, И. Г. Гоголев, Р. В. Кузьмичев, Г. И. Хутский, Р. И. Дьяконов, В. Д. Пшеничный, А. А. Терешков, Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин, Машиз, 1958.
Kirillov, I. I.; Jablonik, R. M.; Karcev, L. V.; Gogolev, I. G.; Kuz'mičev, R. V.; Chutskij, G. I.; D'jakov, R. I.; Pšeničnyj, V. D.; Tereškov, A. A.: Aérodinamika protočnoj časti parovyh i gazovyh turbin. Moskva: Mašinstroenie, 1958.
<Aerodynamik des Strömungsabschnitts von Dampf- und Gasturbinen; russ.>
4. И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.
Idel'čik, I. E.: Spravočnik po gidravličeskim soprotivlenijam. Moskva: Gosenergoizdat, 1960.
Engl.: Idel'čik, Isaak E.: Handbook of hydraulic resistance. Coefficients of local resistance and of friction. Jerusalem: Israel program for scientific translations, 1986, VIII, 640 S.
<93: 4Ha 3993(3) LSV: Pb 245>

Stuttgart, den 14. Februar 2013

Übersetzt von

(Ottmar Pertschi)
Dipl.-Übersetzer