

Robert SZEWAŁSKI

Gdańsk

WYTRZYMAŁOŚCIOWE, PRZEPIYWOWE I TERMODYNAMICZNE ASPEKTY  
KSZTAŁTOWANIA ŁOPATEK TURBINOWYCH O EKSTREMALNEJ DŁUGOŚCI

**Streszczenie.** Względy wytrzymałościowe określają największą dopuszczalną powierzchnię wolną przepływu przez ostatni stopień turbiny. Długość łopatki roboczej zależy ponadto od dopuszczalnego ze względów przepływowych stosunku długości łopatki do średnicy stopnia. Nowy model łopatki roboczej o tzw. zróżnicowanym zwinięciu umożliwia ominięcie ograniczeń narzucanych przez względy przepływowe oraz rozważania termodynamiczne.

## 1. Wstęp

Układ łopatkowy stanowi bez wątpienia najważniejszą i najbardziej znamienne dla pracy turbiny jej część składową.

Przekrój wolny układu musi umożliwiać przepływ całego strumienia czynnika pracującego, z tym że objętościowe natężenie przepływu rośnie w miarę jego ekspansji w turbinie, osiągając w stopniu ostatnim największą wartość. Należy więc zwrócić szczególną uwagę na łopatki długie ze względu na występujące w nich naprężenia, a w odniesieniu do łopatek o ekstremalnej długości na te zwłaszcza naprężenia, które wywołane są działaniem siły odśrodkowej.

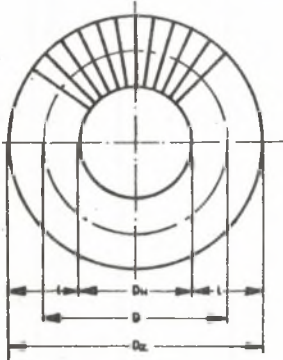
Profilowane powierzchnie nośne (pióra) łopatek długich zasadniczo ściągają się od stopy ku głowie łopatki i równocześnie podlegają zwinięciu, w tym sensie mianowicie, że kąty łopatkowe, na wlocie zarówno jak i na wylocie, zmieniają się w określony charakterystyczny sposób z promieniem. Dotyczy to w szczególności kąta wlotowego ( $\beta_1$ ), który na ogół od stosunkowo małej wartości w przekroju stopy łopatki rośnie w sposób znamieny ku wierzchołkowi, osiągając tam wysoką wartość bliską kątowi półpełnemu, podczas gdy kąt wylotowy ( $\beta_2$ ) w tymże samym kierunku mniej lub więcej równomiernie maleje. Tę zmienność kątów łopatkowych z promieniem określamy powszechnie mianem *z w i n i ę c i a* łopatki i realizujemy ją stosownie do różnych praw geometrycznych, określanych bądź analitycznie, bądź pod postacią wartości dyskretnych, zasadniczo różnych na tych samych promieniach, na wlocie i na wylocie.

Łopatką roboczą o ekstremalnej długości, a zatem możliwie najdłuższą dającą się uzyskać, prowadzi w zasadzie do analogicznego, ekstremalnego

wzrostu wolnego przekroju przepływu przez ostatni stopień, a tym samym do wzrostu mocy turbiny na jeden wylot do skraplacza, a w dalszym ciągu także do wzrostu mocy całkowitej turbiny jako mocy granicznej. Wzrostowi temu towarzyszy wcale niemała i licząca się redukcja jednostkowych kosztów inwestycyjnych, a zatem kosztów odniesionych do jednostki mocy efektywnej, i samej turbiny i całego bloku energetycznego. Ma więc ta tendencja do kształtowania łopatek o ekstremalnej długości swoje uzasadnienie i techniczne i ekonomiczne.

## 2. Ograniczenia wytrzymałościowe

Jest rzeczą znamioną, że ograniczenia wytrzymałościowe dotyczą bezpośrednio nie tyle długości łopatki roboczej, ile raczej powierzchni wolnej przepływu przez układ łopatkowy. Powierzchnia ta:



Rys. 1

$$A = D \cdot \pi \cdot l \cdot \zeta, \quad (1)$$

gdzie, stosownie do rys. 1,  $D$  - oznacza średnicę podziałową stopnia,  $l$  - długość łopatki, a  $\zeta$  - wskaźnik zwężenia przekroju podyktowany skończoną grubością łopatek na wylocie, jest funkcją tych samych zmiennych ( $l$ ,  $D$ ) określających również naprężenia rozciągające w przekroju poprzecznym u stopy łopatki:

$$\sigma = k \cdot \sigma_{\text{cyl}} = k \cdot \frac{D}{2} \cdot l \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (2)$$

W powyższym równaniu oznaczają:

$k$  - stosunek sił odśrodkowych działających na identyczne przekroje w stopie dwu łopatek o identycznej również długości, z których jedna - łopatka rzeczywista - o zmiennym przekroju poprzecznym, jest ściśnięta i zwinięta od stopy do wierzchołka, druga zaś - łopatka cylindryczna, raczej tylko pomyślana jako model porównawczy, odznacza się niezmienną z promieniem wielkością przekroju poprzecznego,

$\rho$  - gęstość, inaczej masę właściwą, materiału łopatki,

$\omega$  - prędkość kątową obrotu wirnika.

Stąd:

$$A = 2\pi \zeta \cdot \frac{\sigma/\rho}{k \cdot \omega^2} = f(\omega, \frac{\sigma}{\rho}, k) \quad (3)$$

gdzie:

$\frac{\sigma}{\rho}$  - jako stosunek dopuszczalnego naprężenia na rozerwanie do gęstości jest stałą materiałową.

Pomijając inne składowe stanu naprężenia, a to właśnie bądź można założyć w konkretnych warunkach, bądź można przyjąć jako zależność przybliżoną, dochodzimy do wniosku, że istnieją tylko 3 możliwości powiększenia przekroju wylotowego z ostatniego stopnia:

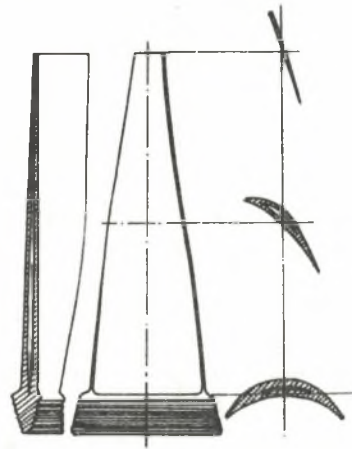
- przez dobór niższej, w zasadzie 2-krotnie niższej prędkości kątowej wirnika,
- przez zastosowanie materiału konstrukcyjnego na łopatki o większej stałej materiałowej  $\frac{\sigma}{\rho}$ , a więc albo stali o wyższej wytrzymałości albo np. tytanu o znacznie mniejszej gęstości w stosunku do stali,
- wreszcie dzięki odmiennemu ukształtowaniu samej łopatki w sposób bardziej zbliżony do kształtu równej wytrzymałości, co prowadzi do wydatnego obniżenia wskaźnika kształtu ( $k$ ).

Ograniczając się w założeniu do turbin normalnoobrotowych, a zatem zachowując możliwość przejścia na niższe obroty jako ostateczność uzasadnioną w przypadku, gdy inne metody powiększania powierzchni wolnej przepływu ( $A$ ) już zawodzą, możemy działać bądź przez wzrost stałej materiałowej ( $\frac{\sigma}{\rho}$ ), bądź przez obniżenie wskaźnika kształtu ( $k$ ).

Zastosowanie stali o wyższej wytrzymałości - wzrost  $\frac{\sigma}{\rho}$  - pociąga za sobą jednocześnie spadek częstości drgań własnych łopatki i utrudnia w praktyce uniknięcie rezonansu z wyższymi krotnościami obrotów wirnika.

Zastosowanie tytanu jako materiału odznaczającego się gęstością mniejszą o ok. 73% od gęstości stali, pozwoliłoby wprawdzie na odpowiedni, znaczny wzrost powierzchni wolnej przepływu, podraża jednak kilkakrotnie koszt wykonania łopatek w porównaniu z łopatkami stalowymi.

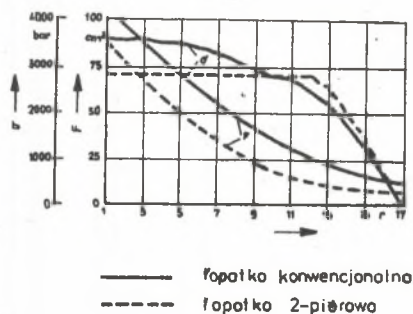
Pozostaje wreszcie możliwość ukształtowania łopatki z maksymalnie obniżonym wskaźnikiem kształtu  $k$ , a zatem przy najdalej idącym zbliżeniu do modelu równej wytrzymałości. Cel ten realizuje konsekwentnie



Rys. 2

łopatka z komorą wewnętrzną (rys. 2), ukształtowana w zasadzie z dwóch piór, z których jedno reprezentuje wypukły, drugie zaś wklęsły profil łopatki. Pióra te połączone są na całej długości łopatki w sposób trwały, np. przez spawanie, tworząc w ten sposób ostateczny kształt łopatki. Z uwagi na brak naprężeń rozciągających w samym wierzchołku łopatki grubość profili wierzchołkowych obydwu piór może być dobrana bardzo niewielka, po

prostu jedynie pod kątem widzenia wykonawstwa. Grubość ta utrzymuje się bez zmiany, od wierzchołka łopatki w kierunku stopy aż do pewnego przekroju, w którym naprężenie rozciągające osiąga największą, dopuszczalną dla danego materiału wartość, po czym - przy niezmiennym z kolei naprężeniu równym naprężeniu dopuszczalnemu - wzrasta systematycznie w kierunku stopy, gdzie jest największa. W ten sposób tworzy się pomiędzy piórami łopatki pusta komora, która najpierw rozszerza się w kierunku stopy, z kolei zwęża się aż do bardzo nieznacznej szczeliny w samej stopie. Tak ukształtowana łopatka posiada, rzecz oczywista, mniejszą masę i mniejszy promień środka ciężkości niż analogiczna łopatka pełna. W konsekwencji i siła odśrodkowa działająca na łopatkę i naprężenie rozciągające w stopie, wreszcie i obciążenie przeniesione na obwód wirnika wypadają mniejsze. Pozwala to z kolei przy tej samej wartości naprężenia w stopie na realizację łopatki dłuższej niż w wykonaniu konwencjonalnym. Wartość wskaźnika kształtu ( $k$ ), który w łopatce konwencjonalnej pełnej, ściągającej się od stopy do głowy i zwiniętej, nie spada poniżej 0,40 - w łopatce 2-piórowej z komorą wewnętrzną, inaczej w łopatce powłokowej, przy identycznym  $o$  w wykonaniu konwencjonalnym obrysie zewnętrznym, spada w granicy do ok. 0,26.



Rys. 3

Tym samym możliwe jest uzyskanie wolnej powierzchni przepływu większej w stosunku  $0,40:0,26 = 1,53$ , tj. w granicy  $\epsilon$  ponad 50%, bez zmiany materiału łopatki. Dla założonego stosunku  $l/d$ , np. w wysokości  $1/3$ , długość łopatki może w takim przypadku wzrosnąć w stosunku  $\sqrt{1,53} = 1,24$ , w porównaniu z łopatką konwencjonalną.

Dalszą zaletę łopatki powłokowej z komorą wewnętrzną, znowu w porównaniu z łopatką konwencjonalną o tej samej długości i kształcie zewnętrznym, jest wzrost częstotliwości drgań własnych. W dalszym ciągu podkreślić wypada większą swobodę w doborze cięciwy w kierunku wierzchołka łopatki, równoległe ze wzrostem podziału, zabieg niewątpliwie korzystny z punktu widzenia sprawności przemiany energetycznej w kanale łopatkowym. Łopatka powłokowa pozwala wreszcie na stosowanie profili zgrubionych albo z zaokrągloną krawędzią wlotową, co w wykonaniu konwencjonalnym musiałyby odbić się niechybnie na ograniczeniu dopuszczalnej ze względów wytrzymałościowych długości łopatki.

Dla konkretnego przykładu ( $l = 920$  mm,  $D = 2520$  mm,  $u_{\max} = 538$  m/s,  $k = 0,394$ ) otrzymano wykres, rys. 3, obrazujący przebieg naprężeń w kolejnych przekrojach poprzecznych łopatki, od wierzchołka do stopy (1 do 17), oraz wielkość tych przekrojów dla dwóch rozwiązań: łopatki pełnej ty-

pu konwencjonalnego oraz powłokowej z komorą wewnętrzną, przy identycznym obrysie zewnętrznym.

Jakkolwiek koszt wykonania łopatkki powłokowej, złożonej z 2 piór, wypada zdecydowanie wyższy aniżeli łopatkki konwencjonalnej pełnej, to jednak dla stali jako tworzywa wypada on niewątpliwie jeszcze niższy aniżeli dla łopatkki tytanowej stanowiącej inną alternatywę łopatkki ekstermalnie długiej.

Omówiwszy w ten sposób parametry ograniczające wzrost przekroju wylotowego ostatniego stopnia ze względów wytrzymałościowych, wypada zauważyć, że wielkość tego przekroju nie zależy od stosunku  $l/D$  - długości łopatkki do średnicy podziałowej wirnika. Dany największy dopuszczalny przekrój wylotowy ( $A$ ) można zatem realizować w zasadzie bądź przy pomocy dłuższych łopatek a mniejszej średnicy podziałowej, bądź przy pomocy łopatek krótszych przy większej średnicy.

$$A = D \cdot \pi \cdot l = \frac{l^2 \cdot \pi}{1/D} = D^2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{D} \quad (4)$$

### 3. Ograniczenia przepływowe, dobór stosunku $l/D$

Z punktu widzenia turbiny duże wartości  $l/D$  mają tę szczególną zaletę, że ograniczają średnicę stopnia, a tym samym prowadzą do mniejszych wymiarów gabarytowych części niskoprężnej. Tu jednak względy natury przepływowej ograniczają dopuszczalny wzrost wartości  $l/D$  ponad określoną granicę, w zasadzie różną, w zależności od prawa zwinięcia powierzchni nośnej łopatkki. Graniczna największa dopuszczalna wartość stosunku  $l/D$  charakteryzuje się uzyskaniem w końcu łopatkki, w stopie bądź u jej wierzchołka, granicznych wartości tak podstawowo ważnych parametrów przepływowych, jak np. stopień reakcyjności przepływu albo składowa osiowa prędkości czynnika pracującego, pary czy gazu. Składowa osiowa prędkości przepływu określana jest przy tym przez objętościowy strumień czynnika pracującego (objętościowe natężenie przepływu), podczas gdy stopień reakcyjności nie powinien nigdy spadać poniżej pewnej wartości minimalnej, np. 0,1, aby w żadnym przypadku nie dopuścić do reakcyjności ujemnej, a zatem do ponownego sprężania czynnika pracującego w kanale łopatkowym, z uwagi na związane z tym poważne straty energetyczne. W tych warunkach aktualnie dopuszczalna, graniczna z punktu widzenia przepływowego, wartość stosunku  $l/D$  nie przekracza na ogół  $1/3$ .

W przypadku wzrostu największej, dopuszczalnej ze względów wytrzymałościowych powierzchni przepływu ( $A$ ) przez ostatni stopień, czy to dzięki zastosowaniu tworzywa o większej stałej materiałowej  $\sigma/\rho$ , czy też w wyniku zastosowania łopatek 2-piórowych wewnątrz pustych, o mniejszej warto-

ści wskaźnika  $k$ , w myśl zależności (3) następuje dla stałego  $1/D$  wzrost i samej długości łopatki (1) i wszelkich jej wymiarów średnicowych.

Ponieważ jednak średnica łopatki w stopie pokrywa się mniej więcej ze średnicą zewnętrzną wirnika, więc ze wzrostem powierzchni  $A$  rośnie również i prędkość obwodowa i związany z nią stan naprężeń w wirniku, w konkretnym przypadku ewentualnie nawet poza granicę określoną względami wytrzymałościowymi dla danego typu wirnika. Granice te są najwyższe dla tarczy równej wytrzymałości, odpowiednio niższe dla tarczy z otworem w piasku i oczywiście najniższe dla wirnika bębnowego; zależą one również od zastosowanego materiału konstrukcyjnego.

W rezultacie może się zdarzyć, że dla określonego stosunku  $1/D$  dopuszczalny ze względu na wytrzymałość układu łopatkowego wzrost powierzchni przepływu ( $A$ ) przez ostatni stopień, z uwagi na ograniczoną wytrzymałość wirnika, nie da się wcale spożytkować.

W takim przypadku nasuwa się pytanie, czy nie ma możliwości obejścia ograniczenia podyktowanego strukturą przepływu, a wyrażającego się maksymalnie dopuszczalną wartością  $1/D$ ?

#### 4. Koncepcja łopatki o zróżnicowanym prawie zwinięcia

W związku z postawionym powyżej pytaniem nasuwa się koncepcja odejścia od konwencjonalnego typu łopatki roboczej, znamiennej jednolitym prawem zwinięcia i jednolitą geometrią powierzchni nośnej łopatki. Tak na przykład, gdy powierzchnia nośna łopatki ograniczona jest w kierunku stopy przekrojem, w którym stopień reakcyjności osiąga dla danego prawa "zwinięcia" najmniejszą dopuszczalną wartość, nie stoi na przeszkodzie, aby powierzchnię tę przedłużyć w kierunku stopy inną powierzchnią zwiniętą według odmiennego prawa, np. według zasady stałego wiru ("solid body rotation"), gwarantującego zachowanie w dalszym ciągu niezmiennej wartości tegoż parametru, tj. stopnia reakcyjności, szczególnie, jeżeli zmiana drugiego parametru przepływowego, składowej osiowej prędkości przepływu, mieści się w dopuszczalnych granicach. Porzucając konwencjonalny model łopatki o jednolitej zwiniętej powierzchni nośnej, przechodzimy tym samym do modelu o dwóch, bądź nawet więcej niż dwóch powierzchniach nośnych, zwiniętych według stosownie dobranych, różnych praw analitycznych, które w określonym przekroju - nazwijmy go przekrojem granicznym - ściśle przystają do siebie.

W praktyce projektowania inżynierskiego prawo zwinięcia łopatki długiej, a zatem prawo zmienności składowej obwodowej prędkości czynnika pracującego z promieniem, nadaje się raczej w formie dyskretnej, a nawet odmiennie dla wlotu do kanału łopatkowego i dla wylotu. Chodzi przecież o to, aby składowa prędkość  $c_{2u}$  na wylocie była możliwie mała i nie powię-

kszaźa bez potrzeby, a ze szkodą dla sprawności, energii kinetycznej czynnika pracującego na wylocie.

Rzecz oczywista, że tego rodzaju formułowanie - w postaci dyskretnej - prawa zwinięcia łopatki nie zmienia w niczym istoty zagadnienia. Jednakże dla ilustracji nowego modelu łopatki roboczej, ze zróżnicowanym prawem zwinięcia, wydaje się raczej korzystnym określenie praw ruchu czynnika pracującego w szczelinie pomiędzy wieńcami łopatek w sposób analityczny, np. pod postacią stosowanego często prawa przepływu promieniowo zrównoważonego [1].

$$C_u = k \cdot r^x \quad (5)$$

Składowa osiowa prędkości przepływu czynnika wyraża się wtedy ze znanej zależności:

$$\left(\frac{C_a}{C_{uo}}\right)^2 - \left(\frac{C_{ao}}{C_{uo}}\right)^2 - \frac{n+1}{n} \left[ \left(\frac{r}{r_o}\right)^{2n} - 1 \right], \quad (6)$$

przy czym indeks "0" określa parametry przynależne do przekroju odniesienia, dla którego trójkąt prędkości jest znany.

Analogicznie można też określić dla założenia (5) zmienność stopnia reakcyjności z promieniem [2]

$$R = 1 - (1 - R_o) \left(\frac{r}{r_o}\right)^{n-1} \quad (7)$$

z którego wynika, że reakcyjność z reguły maleje z malejącym promieniem, szybciej lub wolniej, zależnie przede wszystkim od wartości wykładnika  $n$ , z wyjątkiem przypadku, gdy:  $n = +1$ , kiedy to reakcyjność nie ulega zmianie. Ten przypadek zatem,  $n = +1$ , określany prawem wiru przymusowego ("solid body rotation") ma szczególne znaczenie dla kształtowania powierzchni nośnej łopatki o ekstremalnej długości w pobliżu stopy. Odpowiednie równania (8) i (9) określają prawo zmienności składowych prędkości, obwodowej i osiowej, z promieniem:

$$\frac{C_u}{r} = \text{const.} \quad (8)$$

$$\left(\frac{C_a}{C_{uo}}\right)^2 = \left(\frac{C_{ao}}{C_{uo}}\right)^2 - 2 \left[ \left(\frac{r}{r_o}\right)^2 - 1 \right] \quad (9)$$

Podsumowując powyższe wywody, można stwierdzić, że w każdym przypadku, jakie by nie było przyjęte prawo zmienności składowej obwodowej ( $c_u$ ) z

promieniem, stosownie do równania (5), dochodzi się do granicznych wartości parametrów przepływowych ( $R, c_a$ ) ograniczających długość łopatki bądź w kierunku jej wierzchołka bądź w kierunku stopy, nawet i w takim przypadku, kiedy z punktu widzenia wytrzymałościowego tego rodzaju ograniczenia wcale nie występują. Nowy model łopatki roboczej, znamienny odpowiednim zróżnicowaniem prawa zwinięcia łopatki, stanowi o możliwości ominięcia ograniczeń podyktowanych prawami przepływu.

### 5. Przykład obliczeniowy

Dla ilustracji nowej koncepcji przyjęto jako model obliczeniowy łopatkę zwiniętą według zasady swobodnego wiru (free vortex):  $n = -1$ , a tym samym:  $c_u \cdot r = \text{const.}$ , oraz  $c_a = \text{const.}$

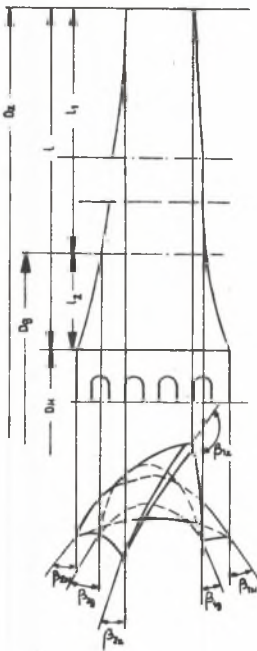
Ponadto założono:  $1/D = 1/2,5 = 0,4$ , a więc wartość wyraźnie wyższą od wartości dopuszczalnej dla kształtowania łopatki konwencjonalnej o jednolitym prawie zwinięcia.

Dla promienia podziałowego:  $r = r_0$  założono ponadto konkretny profil łopatki i konkretne trójkąty prędkości, nadto przynależny stopień reakcyjności:  $R_0 = 0,50$ .

Dla podanych założeń otrzymuje się wtedy dla:  $r_z = 1,4 r_0$  stopień reakcyjności:  $R_z = 0,745$ , analogicznie dla:  $r_w = 0,6 r_0$  stopień reakcyjności:  $R_w < 0$ . Łopátka kształtowana według zasady swobodnego wiru wypada zatem w tych warunkach za długa i w kierunku od promienia podziałowego ku stopie należy ją zakończyć na promieniu granicznym ( $r_w < r_g < r_0$ ), dla którego stopień reakcyjności osiąga wartość graniczną, najniższą dopuszczalną, np.  $R_g = 0,1$ ; stąd:  $r_g = 0,746 r_0$ .

Od przekroju granicznego w kierunku samej stopy, należy kształtować łopatkę przy stałej, niezmiennej już wartości stopnia reakcyjności. Warunek ten spełnia prawo wiru przymusowego określone równaniami (8) i (9).

W rezultacie przeprowadzonych obliczeń otrzymuje się dla dowolnego przekroju poprzecznego łopatki interesujące nas kąty łopatkowe, na wlocie ( $\beta_1$ ) i na wylocie ( $\beta_2$ ) oraz przynależny stopień reakcyjności ( $R$ ).



Rys. 4



Dla 4 charakterystycznych przekrojów:  $r = r_w, r_g, r_o, r_z$  wyniki obliczeń są następujące:

$$\begin{array}{lll} \beta_{1w} = 43,5^\circ & \beta_{2w} = 38,5^\circ & R_w = 0,100 \\ \beta_{1g} = 33,2^\circ & \beta_{2g} = 28,8^\circ & R_g = 0,100 \\ \beta_{1o} = 74,9^\circ & \beta_{2o} = 24,0^\circ & R_o = 0,500 \\ \beta_{1z} = 141,9^\circ & \beta_{2z} = 18,9^\circ & R_z = 0,745 \end{array}$$

Rzecz oczywista, że dla poczynionych w obliczeniu założeń zmienia się również z promieniem kąt wylotowy z kierownicy, tj. kąt prędkości bezwzględnej  $\alpha_1$ .

Najbardziej charakterystyczną, rzucającą się w oczy cechą łopatki nowego typu, o zróżnicowanym wzdłuż długości łopatki prawie zwinięcia, stanowi przebieg kąta wlotowego ( $\beta_1$ ), który szeroko rozarty u wierzchołka łopatki spada do wartości kąta ostrego w przekroju granicznym ( $r_g$ ), a następnie do stopy ( $r_w$ ) znowu nieco przyrasta. Co się tyczy kąta wylotowego ( $\beta_2$ ), to wartość jego, najmniejsza u wierzchołka łopatki, przyrasta systematycznie, choć raczej wolno, w kierunku stopy.

Przybliżony obraz łopatki obliczonej przykładowo dla zróżnicowanego prędkości przedstawia rys. 4.

## 6. Ograniczenia termodynamiczne

Objętościowe natężenie przepływu czynnika pracującego przez ostatni stopień turbiny równy jest iloczynowi powierzchni wolnej przepływu (A) i składowej osiowej prędkości ( $c_a$ ). Podczas gdy powierzchnia wolna przepływu (A) ograniczona jest względami wytrzymałościowymi, a długość łopatki i średnica stopnia - jak wykazano - również względami przepływowymi, poprzez obiór stosunku  $l/D$ , składowa osiowa prędkość przepływu ( $c_a$ ) zmienia się odpowiednio ze zmianą prędkości obwodowej (u). Ponieważ trudno jest nadać części odlotowej kadłuba turbiny kształt dyfuzora, prędkość wylotowa z turbiny ( $c_2$ ) przy pełnym obciążeniu, a zakładając w przybliżeniu osiowy wylot ze stopnia także jej składowa osiowa ( $c_a$ ), powinny leżeć wyraźnie poniżej wielkości prędkości dźwięku. Ta ostatnia kształtuje się w zależności od próżni w skraplaczu i od stopnia zawilgocenia pary ( $x_2$ ) w granicach 360 do 390 m/s. Stąd największa dopuszczalna wartość składowej osiowej prędkości wylotowej pary nie powinna przekraczać ok. 80% prędkości dźwięku, tj. 280 do 310 m/s. Temu odpowiada z kolei największa dopuszczalna prędkość obwodowa łopatki, mierzona w wierzchołku łopatki, ok. 800 m/s, największy zaś dopuszczalny spadek entalpii w stopniu ok. 270 kJ/kg.

Dla większych prędkości obwodowych w końcu łopatki, np. 900 m/s, ekspansja pary w kanale łopatkowym przebiegałaby w zakresie wysokich liczb Macha i byłaby z konieczności połączona ze znacznym odchyleniem strumie-

nia pary, prowadząc z kolei do znacznego wzrostu absolutnej prędkości wylotowej ( $c_2$ ) pary oraz jej składowej osiowej.

Do podobnych wyników dochodzimy również drogą rozważań nad sprawnością ostatniego stopnia, ograniczając np. stratę wylotową z tego stopnia jako nie dającą się już w żaden sposób spożytkować do 2 do 2,5% całkowitego spadku entalpii w turbinie. Stąd  $\Delta h_{\text{wyl}} = 36$  do  $45$  kJ/kg, średnio  $40$  kJ/kg czemu odpowiada największa dopuszczalna składowa osiowa prędkości pary rzędu:  $c_{2a} = \sqrt{2 \cdot \Delta h_{\text{wyl}}} = 283$  m/s.

Na tle tych ograniczeń rysuje się jeszcze wyraźniej korzyść z zastosowania w ostatnich stopniach turbin łopatek o zróżnicowanym zwinięciu. Wynikająca z przesłanek wytrzymałościowych wolna powierzchnia przepływu przez stopień (A) realizuje się wtedy na mniejszych średnicach, a zatem również przy mniejszych spadkach entalpii aniżeli w przypadku konwencjonalnym, dla  $1/D \leq 1/3$ .

#### LITERATURA

- [1] Pinnes R.W.: The theoretical possibilities for balanced flow..., ASME -Paper Nr 50-A-66.
- [2] Szewalski R.: Extrem lange Laufschaufeln für Dampf- und Gasturbinen, VDJ-Berichte, No 264, 1976.

#### АСПЕКТЫ, КАСАЮЩИЕСЯ ПРОЧНОСТИ, ТЕЧЕНИЯ И ТЕРМОДИНАМИКИ ФОРМИРОВАНИЯ ТУРБИНЫХ ЛОПАТОК САМОЙ БОЛЬШОЙ ДЛИНЫ

#### Р е з ю м е

Степень прочности определяет самую большую допустимую свободную поверхность течения через последнюю ступень турбины. Длина рабочей лопатки зависит, кроме того, от допустимого с точки зрения законов течения отношения длины лопатки к диаметру ступени. Новая модель рабочей лопатки с дифференцированным законом закрутки позволяет преодолеть ограничения, вытекающие как из законов течения, так и законов термодинамики.

#### STRENGTH, FLOW AND THERMODYNAMIC ASPECTS OF SHAPING TURBINE BLADES OF EXTREME LENGTH

#### S u m m a r y

The annular area of the last turbine stage is given by strength considerations. The length of the blade depends also on the assumed length of the blade to diameter ratio as given by flow reasons. The novel blade model with differentiated twist enables us to overcome limitations imposed, both by fluid-flow and thermodynamic reasons.