ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1985
Seria: Energetyka z. 91 Nr kol. 856

Stanisław KUCZEWSKI

Instytut Maszyn Przepływowych
Politechnika Łódzka

WYBÓR ROZWIĄZANIA KONSTRUKCYJNEGO UŁOPATKOWANIA OSIOWEGO

Streszczenie: Na przykładzie projektowania wieńca łopatkowego wirnika wentylatora osiowego wykazano, że prawie zawsze może istnieć kilka rozwiązań spełniających podstawowe żądania co do wydajności, spiętrzenia i sprawności w sposób zadawalający a ostateczny wybór kształtów zależy od dalszych wymagań i okoliczności.

W projektowaniu wszelkich maszyn i urządzeń zawsze jest możliwych kilka rozwiązań zadawalających, różniących się subtelnościami. O ostatecznym wyborze rozwiązania decydują wtedy dodatkowe warunki i specjalne wymagania zamawiającego projekt. Może to być związane z wykonawstwem lub eksploatacją.

W niniejszej pracy przedstawiono przykład zaczerpnięty z projektu metodą profilową wieńca łopatkowego wirnika wentylatora osiowego. Z powodzeniem może to być także sprężarka lub pompa, jeśli dodamy do tego jeszcze obliczenia warunków kawitacji.

W projektowaniu maszyn osiowych głównym źródłem danych doświadczalnych są charakterystyki przepływu przez palisadowe układy łopatek. Posługując się albumami tych wykresów, ustala się kształty układów profilów w poszczególnych przekrojach kontrolnych i odczytuje wartości wielkości charakterystycznych. Poszukuje się rozwiązania lub rozwiązań optymalnych dla zadanych konkretnych żądań. Jednym z tych wymagań może być na przykład minimalna wartość sprawności.

Rozpatrując przepływ przez osiowy wieniec łopatkowy w dowolnie wybranym przekroju cylindrycznym, można napisać następujące zależności ogólne.

Przyrost prędkości obwodowej Δc_u wyraża się wzorem

$$\Delta c_u = c_a (\mathrm{ctg}\, \beta_1 - \mathrm{ctg}\, \beta_2) \tag{1}$$

gdzie: c_a - składowa osiowa prędkości, β_1 i β_2 - kąty prędkości względnej na wlocie i wylocie z wieńca.

Równanie (1) podzielimy stronami przez prędkość unoszenia w rozpatrywanym przekroju ωR

$$\frac{\Delta c_u}{\omega R} = \frac{c_a}{\omega R} (\mathrm{ctg}\, \beta_1 - \mathrm{ctg}\, \beta_2) \qquad (2)$$

Rozpatrzymy najczęściej spotykany wypadek, gdy nie ma zawirowania wstępnego ($c_{1u} = 0$), a wtedy zachodzi zależność

$$\frac{c_a}{\omega R} = \mathrm{tg}\, \beta_1 \qquad (3)$$

Po przekształceniach otrzymujemy

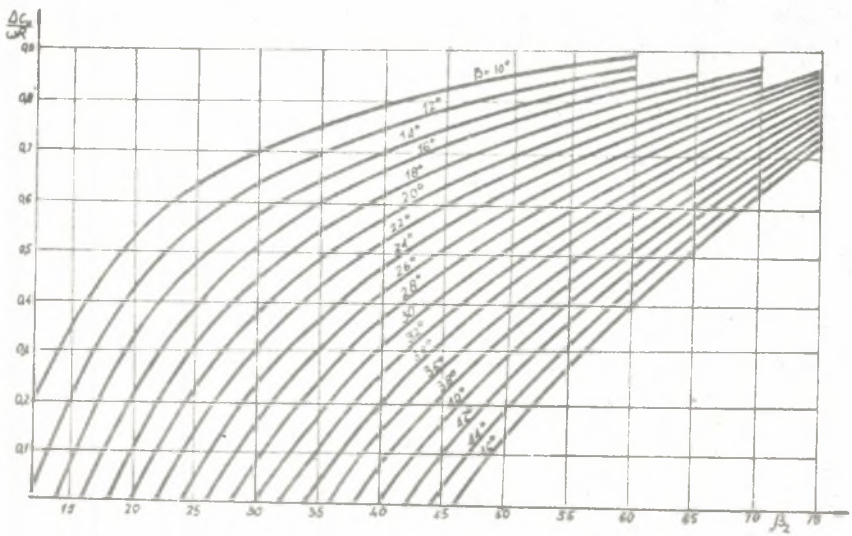
$$\frac{\Delta c_u}{\omega R} = 1 - \frac{\mathrm{ctg}\, \beta_2}{\mathrm{ctg}\, \beta_1} \qquad (4)$$

Równanie (4) posłużyło do sporządzenia wykresu pomocniczego, na którym wyrażono zależność

$$\frac{\Delta c_u}{\omega R} = f(\beta_2)$$

Parametrem zmiennym jest kąt β_1.

Dane liczbowe zamieszczono w tabeli 1, a wykres pokazano na rys. 1.



Rys. 1. Wykres pomocniczy funkcji $\frac{\Delta c_u}{\omega R} = f(\beta_2)$

Następnie wykresem pomocniczym 1 posłużono się do wyznaczenia kątów β_1 i β_2 dla ustalanych wartości wyrazu $\Delta c_u/\omega R$ w przedziale od 0,1 do 0,8, bo w nim mieszczą się spotykane w praktyce wartości. Obliczono także kąt odgięcia strugi $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$.

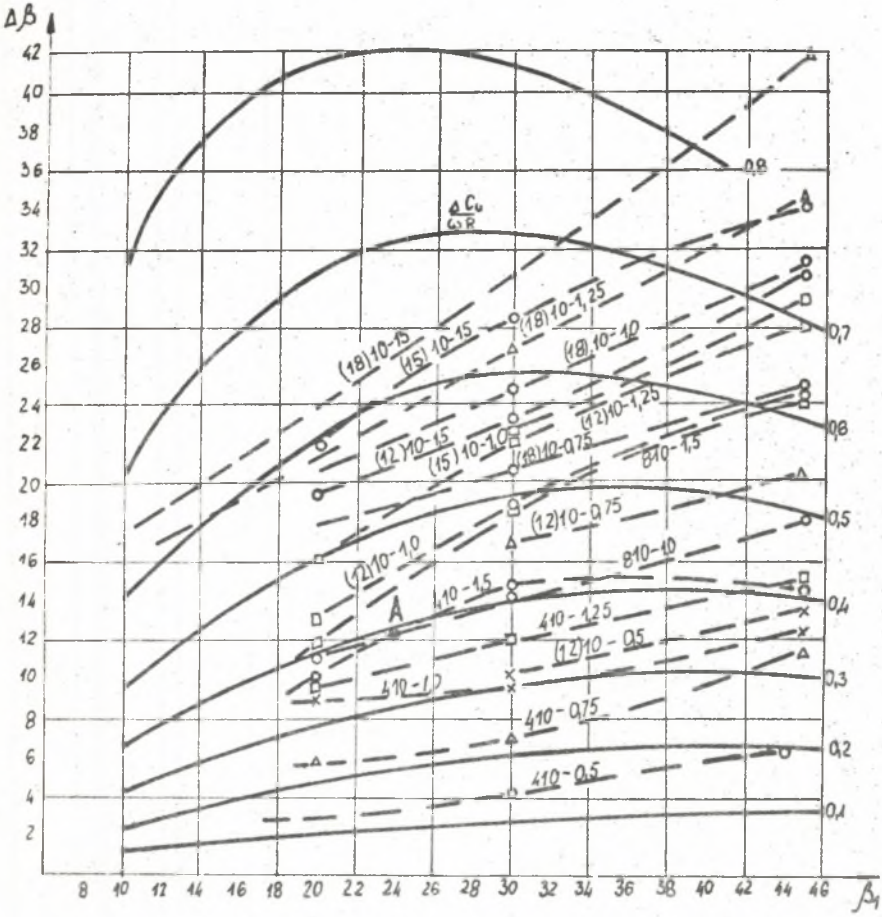
Tablica 1

Wartości $\Delta c_u/\omega R$ w funkcji β_1 i β_2

β_2 \ β_1	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	42	44	46
14	292	195	0,0																
16	386	258	132	0,0															
18	458	346	235	118	0,0														
20	516	416	316	211	106	0,0													
22	564	474	384	290	195	100	0,0												
24	604	522	441	356	270	183	092	0,0											
26	639	654	490	412	333	254	171	087	0,0										
28	669	600	532	461	389	316	240	163	083	0,0									
30	696	632	570	504	438	371	301	230	157	080	0,0								
35	748	697	645	591	536	481	423	365	304	241	171	109	040	0,0					
40	790	747	703	658	613	567	519	470	419	306	311	256	199	135	070	0,0			
45	823	786	750	712	673	634	594	552	501	465	419	372	324	270	215	156	096	029	0,0
50	850	820	789	757	724	691	657	622	586	549	509	476	430	384	337	277	237	180	130
55	876	850	824	797	770	742	714	685	655	624	591	559	525	487	448	407	364	317	275
60	897	876	854	832	810	787	764	740	715	689	662	635	607	576	544	510	475	435	401
65					847	829	810	791	770	750	728	706	684	658	633	605	577	546	517
70					880	866	851	836	820	804	787	770	752	733	713	691	669	645	622
75									868	856	848	831	818	804	789	773	757	739	723

Uwaga: Podano wartości za przecinkiem; np. 658 oznacza wartość 0,658

Na podstawie tych odczytanych danych wykreślono rodzinę krzywych $\Delta\beta = f(\beta_1)$ dla ustalonych wartości $\Delta c_u/\omega R$, pokazaną na rys. 2 liniami ciągłymi. Jednocześnie na ten sam wykres naniesiono krzywe obrazujące dane doświadczalne, odczytane z albumów charakterystyk układów palisadowych dla punktów najmniejszych współczynników oporów względnych (krzywe przerywane).



Rys. 2. Rodzina charakterystyk $\Delta\beta = f(\beta_1)$

Wykres 2 sporządzono dla układów profilów NACA-65, gdyż takie albumy są w posiadaniu IMP PŁ. Niestety brak jest danych dla wypełnień wieńców łopatkami większych od 1,5 a w pompach często zdarzają się większe wypełnienia.

Na wykresie zaznaczono krzywe dla układów profili dla najczęściej stosowanych krzywizn, to znaczy od kąta krzywizny 10° do 45°.

Z wykresu tego widać, że pola użyteczności poszczególnych układów

mogą się pokrywać. Na przykład, gdyby żądano uzyskania kąta odgięcia strugi $\Delta\beta = 12^{o}$ przy kącie wlotowym $\beta_1 = 24^{o}$, co zaznaczono na rys. 2 punktem A, to można by w tym wypadku zastosować jeden z trzech układów profilów, 65-410, 85-810 jak i 65-(12)10. Różniłyby się one tylko wypełnieniem, a więc układ 65-(12)10 o wypełnieniu 0,6, albo układ 65-810 o wypełnieniu 1,0, albo 65-410 o wypełnieniu 1,5. Współczynniki oporu względnego ε dla tych trzech układów wynosiłyby odpowiednio 0,022, 0,0215 i 0,023. Różnice te są tak małe, że o wyborze kształtów ułopatkowania powinny stanowić inne względy niż sama sprawność przepływu w tym przekroju.

Rozpatrując przepływ przez osiowy wieniec łopatkowy, w pierwszej kolejności analizujemy i dobieramy kształty w przekroju połowiącym wydajność, ponieważ ten przekrój jest najbardziej charakterystyczny dla całości wieńca. Postępując w taki sposób, układy profilów w pozostałych przekrojach, u wierzchołków i u podstaw łopatek, a czasem i pośrednie trzeba dopasować do ustaleń dla przekroju połowiącego. Dla krańcowych przekrojów, a zwłaszcza dla przekroju u podstaw, w wieńcach wirujących należy wziąć pod uwagę zjawisko płynięcia warstw przyściennych na powierzchniach łopatek i zmodyfikować wykresy sporządzone, jak wiadomo, dla układów nieruchomych. Po zmodyfikowaniu można postępować podobnie jak dla przekroju połowiącego, jest to jednak odrębne zagadnienie, wykraczające poza ramy przedstawionego referatu.

Istnieje wiele metod obliczeń i projektowania maszyn przepływowych, na ogół każdy z doświadczonych projektantów najchętniej posługuje się własnymi metodami i nieustannie je zmienia. Sam operuję kilkudziesięcioma metodami przez siebie opracowanymi. Robię to prawie zawsze przy każdym ciekawszym przypadku, zmieniam lub opisuję nowe. Warto o tym pamiętać, że obecnie istnieje tak wiele różnych metod obliczeń i projektowania, i chodzi w nich o tak wyszukane subtelności, że ryzykowne jest przyjmowanie czyjejś metody i próbowanie projektu bez kontaktu z jej autorem, bo rezultat może być niezadawalający i bezzasadnie pomniejszający wartość użytej metody. Wynika to prawdopodobnie stąd, że publikuje się metody skrótowe, nie ujawniając wszystkich szczegółów, nie podając niezbędnych danych pomocniczych.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Tadeusz Chmielniak

Wpłynęło do redakcji maj 1985 r.

ВЫБОР РАЗВЯЗАНИЯ СИСТЕМЫ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА ОСЕВОЙ МАШИНЫ

Р е з ю м е

На примере лопаточного венца осевого вентилятора доказано, что существует несколько удослетворительных развязаний конструкции. Представленный диаграм показует ети возможности.

THE CHOICE OF AXIAL-FLOW BLADE SYSTEM SOLUTION

S u m m a r y

The example of an axial-flow fan blade annulus proves the existance of several acceptables solutions. The diagram presented shows the se possibilities.