

Jan GÓRSKI
Krzysztof ADAMCZYK
POLITECHNIKA RZESZOWSKA

OPTIMALIZACJA STOPNIA SPRĘŻARKI OSIOWEJ

Streszczenie. Wykorzystując empiryczne związki dla modeli strat przepływowych, a także proste zależności wytrzymałościowe, zbudowano model matematyczny stopnia sprężarki osiowej. Połączono ww. model z algorytmem optymalizacyjnym, wykorzystującym generator liczb pseudolosowych i pasywną pamięć kierunku. Dzięki tak otrzymanemu programowi przeprowadzono obliczenia czwartego stopnia sprężarki osiowej silnika turbinowego PZL - 10W, które pozwoliły uzyskać poprawę sprawności o około 2% i znaczną redukcję masy stopnia, przy zachowaniu współczynników dyfuzorowości, współczynników strat i innych istotnych wielkości w dopuszczalnych granicach.

Algorytm obliczeń sprawności stopnia został przetestowany wcześniej i wykazał dobrą zgodność wyników z danymi eksperymentalnymi podanymi przez producenta, co potwierdziło jego praktyczną przydatność. Sprawność stopnia została obliczona za pomocą pierwszego modelu strat wg K.G.Graha [3], a błąd wyniósł około 0.2%.

OPTIMIZATION OF AXIAL-FLOW COMPRESSOR STAGE

Summary. The design of the axial-flow compressor stage has been presented as a nonlinear optimal programming problem with the objective of minimizing the aerodynamic losses and weight of this stage. The span distribution of the total pressure losses are estimated from radial equilibrium conditions and the empirical correlations given by Grahl [3]. The weight of the stage is obtained by considering the geometry of elements and mechanical loads. The optimization problem is solved by using the multivariable pseudo-gradient algorithm. An example of the redesign the 4-th stage of aircraft engine PZL-10W axial-flow compressor is considered. Using the developed program, optimization problems for maximum efficiency and balanced optimum between efficiency and weight have been solved and the sensitivities within the reasonable constraint limits of design variables were analysed.

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТЕПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

Резюме. Проектирование осевой степени компрессора представляется как нелинейную задачу оптимального программирования для минимализации аэродинамических затрат и веса степени компрессора. Распределение затрат полного давления вдоль лопаток устанавливается из условий радиального равновесия и эмпирических корреляций Граля [3]. Вес степени исчисляется рассматривая геометрию элементов и их механические нагрузки. Проблема оптимизации решается при помощи многопеременного квази-градиентного алгоритма. Рассматривается пример репроектирования 4-той степени компрессора авиационного

двигателя PZL-10W. При помощи созданной программы решаются задачи оптимизации для максимального к.п.д. как и равноценного влияния к.п.д и веса, рассматривается тоже чувствительность переменных в допускаемом пределе значений

1. WSTĘP

W obecnych czasach głównym celem projektowania nowych silników lotniczych lub modernizacji już istniejących jest zmniejszenie zużycia paliwa, współczynnika obciążenia ciągu oraz redukcja hałasu i toksyczności spalin. Zmniejszenie zużycia paliwa można uzyskać przez modyfikację cyklu roboczego silnika turbinowego lub poprawę sprawności i charakterystyk jego zespołów. Redukcja masy wiąże się ze zwiększeniem obciążeń mechanicznych i przepływowych, co pozwala osiągnąć zmniejszenie średnicy i długości elementów składowych zespołu napędowego. Jednak takie zabiegi zwiększają niekorzystne efekty trójwymiarowego przepływu ściśliwego, co nie pozostaje bez wpływu na sprawność. Oczywiście redukcję masy można osiągnąć także przez zastosowanie nowocześniejszych technologii materiałów, ale jest to już sprawa inżynierii materiałowej, która stanowi zupełnie oddzielne zagadnienie. Wynika stąd, że uzyskanie kompromisu pomiędzy osiągniętą sprawnością a masą jest zagadnieniem dość istotnym z punktu widzenia rachunku techniczno-ekonomicznego.

2. OPIS METODY

Opis powyższej metody należy rozdzielić na opisy dwóch oddzielnych algorytmów:

- algorytmu określenia sprawności i masy stopnia,
- algorytmu optymalizacyjnego.

2.1. Algorytm obliczania sprawności i masy stopnia

Istnieje wiele półempirycznych modeli określenia strat w przepływie przez sprężające palisady łopatkowe. Podają one zależność strat przepływu od kinematycznych wielkości charakteryzujących przepływ. W opisywanej metodzie użyto pierwszego modelu strat wg klasyfikacji zebranej w pracy K.Grahla [3], jako że dawał on minimalne błędy przy stosunkowo prostym algorytmie. Do określenia strat falowych użyto zależności z modelu piątego i dziewiątego [3]. Model pierwszy zawiera rozbitcie liczonego współczynnika strat ciśnienia spiętrzenia \bar{w} na poszczególne składowe w warunkach obliczeniowych. Poniżej przedstawiony został w skrócie ten model.

Straty w punkcie obliczeniowym określa zależność [3]:

$$\bar{\omega}_0 = (\bar{\omega}_{pr} + \bar{\omega}_{sc} + \bar{\omega}_p) \left(\frac{Re}{Re_*} \right)^{-n} + (\bar{\omega}_{wt} + \bar{\omega}_w) \left(\frac{Re}{Re_*} \right)^{-e} + \bar{\omega}_{fal}, \quad (1)$$

w której odpowiednie człony wyrażają:

a. straty profilowe

$$\bar{\omega}_{pr} = 1.929 \left(\frac{\delta^{**}}{c} \right) \frac{\cos^2 \beta_1}{\left(\frac{s}{c} \right) \cos^3 \beta_2} \left[1 - \left(\frac{\delta^{**}}{c} \right) \frac{1.08}{\left(\frac{s}{c} \right) \cos \beta_2} \right]^{-3} \quad (2)$$

b. straty pierścieniowe:

$$\bar{\omega}_p = 0.01 \left(\frac{c}{h} \right) \left(\frac{w_\infty}{w_1} \right)^2 \quad (3)$$

c. straty wtórne:

$$\bar{\omega}_{wt} = 0.064 q_1 \quad (4)$$

d. straty wierzchołkowe:

$$\bar{\omega}_w = 0.0036 r_{1tef} \frac{q_1}{h} \quad (5)$$

e. straty ściśliwości:

$$\bar{\omega}_{sc} = \bar{\omega}_{pr} (0.099 M_{2wz} + 0.0322 M_{2wz}^2) \quad (6)$$

f. straty falowe:

$$\bar{\omega}_{fal} = 2 \bar{\omega}_{pr} (M_{1wz} - M_{1kryt}); \quad \text{dla } (1 > M_{2wz} > M_{1kryt}) \quad (7a)$$

$$\bar{\omega}_{fal} = \ln \left[\left(\frac{1 - 0.687 c_{rm}}{\left(\frac{c}{r} \cos \beta_1 \right)} (1.28 (M_{2wz} - 1) + 0.96 (M_{2wz} - 1)^2) \right) \right];$$

$$\text{dla } (M_{1wz} > 1), \quad (7b)$$

gdzie:

$$\left(\frac{\delta^{**}}{c}\right) = -0.0097 + 0.232D - 0.70967D^2 + 0.6764D^3$$

- względna grubość straty pędu w warstwie przysciennej;

$$D = 1 - \left(\frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\text{abs}(\Delta w_u) \left(\frac{S}{c}\right)}{2w_1}$$

- współczynnik dyfuzorowości Liebleina;

$$q_1 = \frac{\text{abs}(\Delta w_u)}{v_{x1} + v_{x2}} \left(\frac{w_\infty}{w_2}\right)^2$$

- stopień obciążenia palisady;

$$c_{plik} = \left[1.03 + \left(0.4 + \frac{g_{\max}}{c}\right) \frac{S}{c} \frac{\Delta w_u}{w_1} + 0.7 \frac{\rho_{\max}}{c}\right]^2 - 1$$

- współczynnik odzyskania ciśnienia w przepływie nieściśliwym;

$$M_{1kryt} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[\left(\frac{c_{plik} + 1}{c_{plik} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]}$$

- krytyczna liczba Macha na wlocie do wieńca;

$$\left(\frac{Re}{Re_*}\right)^{-1} = \left(w_\infty \frac{c}{5.368}\right)^{-1}$$

- wpływ liczby Reynoldsa ($Re_* = 10^6$);

$$\left(\frac{Re}{Re_*}\right)^{-c} = 1.1061 (w_\infty c)^{-0.006}$$

$$l = 0.22371 - 0.01896z + 0.00025z^2$$

- stała zależna od liczby łopatek.

Jak łatwo zauważyć, związki (1) - (7) reprezentują powszechnie wykorzystywane w praktyce projektowania korelacje cytowane między innymi w pracach [2] i [7].

Powyższy schemat przedstawia tylko sposób określania współczynnika strat, a cały algorytm obliczania sprawności stopnia został zaczerpnięty z pracy [6]. Jego schemat blokowy zamieszczony jest na rysunku 1.

Na przedstawionym schemacie obliczeń sprawności stopnia oprócz typowej analizy zmian parametrów termodynamicznych i kinematyki przepływu na promieniu średnim uwzględniono efekty trójwymiarowości. W najprostszym przypadku, odpowiadającym założeniom projektowym optymalizowanego stopnia sprężarki, jest to możliwe przez wybór kilku promieni obliczeniowych wzdłuż rozpiętości łopatek i określenie uśrednionych parametrów charakteryzujących kinematykę przepływu przez wieniec wirnikowy i kierujący na podstawie tzw. teorii "równowagi promieniowej" [7]. Do obliczeń kinematyki stopnia użyto kombinowanego prawa profilowania łopatek. Jest to mieszane prawo profilowania wyrażone przez ogólną zależność:

$$v_{nu} = A\bar{r} + \frac{B}{r} + C; \quad n = 1, 2, 3 \quad (8)$$

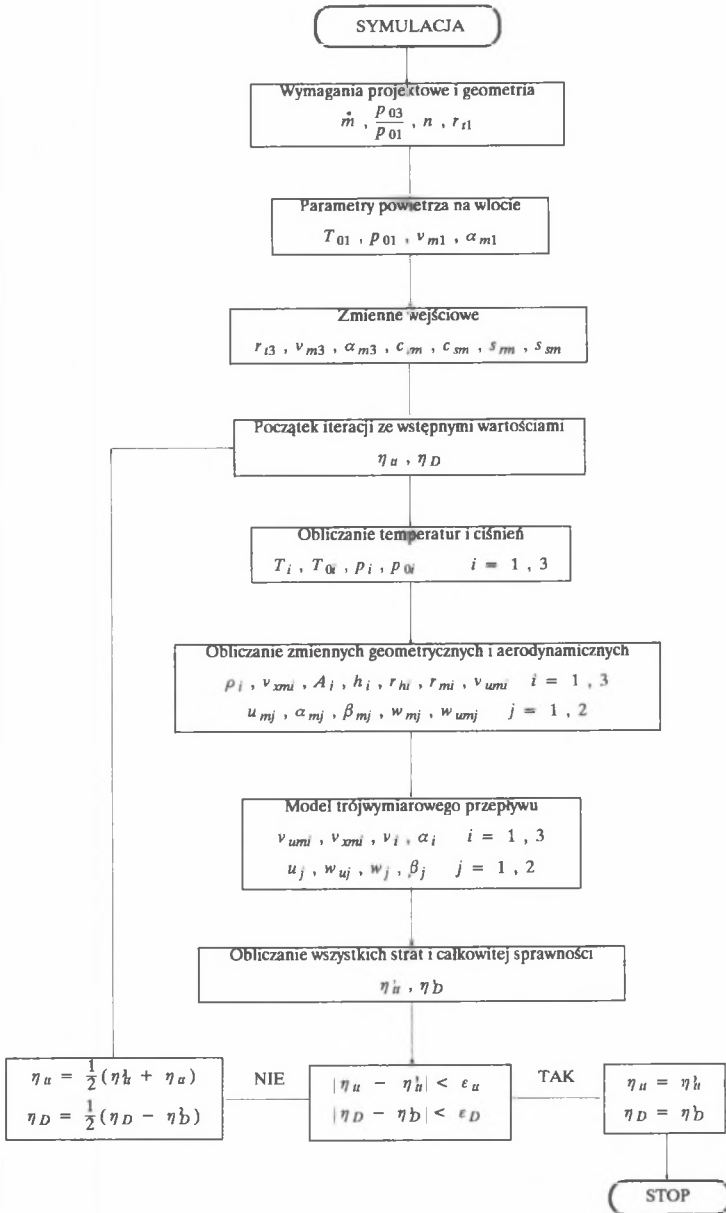
gdzie:

$$\bar{r} = \frac{r}{r_z}$$

Stałe (A, B, C) występujące w powyższym równaniu wyznaczono opierając się na danych fabrycznych czwartego stopnia sprężarki silnika PZL - 10W. Wykorzystując prawo równowagi promieniowej i proste zależności trygonometryczne obliczono pozostałe składowe prędkości w przepływie przez wieniec łopatkowy.

Przedstawiony algorytm wykazuje dobrą zbieżność, stąd też został użyty w obliczeniach (z reguły wystarcza kilka przejść, aby uzyskać zbieżne rozwiązanie).

Do obliczeń masy stopnia przyjęto dla uproszczenia, że wszystkie jego elementy wykonane są ze stopu tytanu Ti-6Al-4V. Masa całkowita stopnia określona została przez podział na części składowe i sumowanie poszczególnych jej członów. Wszystkie części zostały obliczone wytrzymałościowo oprócz samych piór łopatek, ponieważ byłoby to dosyć skomplikowane operacje nie wnoszące istotnej poprawy dokładności. Zmianę pola przekroju łopatek przyjęto [6] jako proporcjonalną do kwadratu cięciwy, gdzie współczynnik proporcjonalności stanowił stosunek maksymalnej grubości profilu do jego cięciwy. Masę samych łopatek obliczono przez całkowanie wzdłuż promienia. Masa obudowy wewnętrznej i zewnętrznej obliczona została z równania równowagi pomiędzy maksymalnym ciśnieniem w stopniu a dopuszczalnym naprężeniem. Przyjęto tutaj piaski stan



Rys.1. Algorytm obliczeń sprawności stopnia

Fig.1. The block diagram of the algorithm of the stage efficiency computation

naprężenia, a przy sumowaniu naprężeń hipotezą wytężeniową Hubera-Misesa-Hencky'ego. Masa tarczy określona została dla modelu dysku o równej wytrzymałości, a wymiary półki wyznaczono poprzez obliczenia wytrzymałościowe zamka łopatk. Wykonane obliczenia kończą pierwszą część algorytmu.

2.2. Algorytm optymalizacyjny

Drugą, właściwą część algorytmu stanowi blok optymalizacyjny. Funkcję celu sformułowano opierając się na [6], tzn. poszukiwano dla zadanych ograniczeń takiej geometrii i kinematyki stopnia, która pozwala uzyskać maksymalną sprawność, minimalną masę lub rozwiązanie kompromisowe. W ostatnim wariantcie przyjęto współczynnik wagowy wynoszący 0.5 (równy udział kryterium sprawności i masy). Algorytm optymalizacji wykorzystany w niniejszej pracy należy do klasy algorytmów losowych, pseudogradientowych z pasywną pamięcią kierunku [5]. Jego działanie oparte jest na generatorze liczb pseudolosowych. W kolejnych krokach wygenerowane wartości liczbowe z zakresu (0 - 1) służą do wyznaczania pseudogradientu ekstremum poszukiwanej funkcji celu. W powyższej metodzie istotną rolę odgrywa pasywna pamięć kierunku. Powoduje ona, że nie jest to metoda ściśle losowa, ale "ucząca się" w czasie poszukiwań kierunku optymalnego rozwiązania. W skrócie polega to na tym, że po kroku negatywnym udział kierunku "wyuczonego" w następnym kroku maleje, natomiast po pozytywnym rośnie. W samym algorytmie poszukiwań istnieje szereg ograniczeń jawnych (7) i funkcyjnych (ponad 40). Ograniczenia jawne dotyczą samych zmiennych projektowych, tzn. wymiarów geometrycznych i kinematyki stopnia. Ograniczenia funkcyjne dotyczą natomiast takich wielkości, jak reakcyjność, współczynnik dyfuzorowości oraz uwzględniają warunki współpracy ze stopniami sąsiednimi. Niektóre ograniczenia funkcyjne zostały wprowadzone do algorytmu w sposób "sztuczny", tzn. nie podyktowany spełnieniem ważnych postulatów aerodynamicznych czy też mechanicznych. Ich obecność ma zapobiec przerwom w wykonaniu programu z powodu wystąpienia błędów (np. dzielenie przez zero, wyciągania pierwiastka z liczby ujemnej itp.). Ponieważ dobór danych w czasie pracy programu jest losowy, może zdarzyć się sytuacja i najczęściej tak jest, że algorytm przerywa obliczenia z powodu wystąpienia ww. błędu. Postawienie w takich miejscach ograniczeń funkcyjnych zapobiega podobnym sytuacjom. Zestaw danych, przy których to nastąpiło, jest odrzucany jako błędny, ale program pracuje dalej.

Program optymalizacyjny wzbogacony został o funkcję kary, której zadaniem jest umieszczenie jak największej liczby losowań w obszarze dopuszczalnym poprzez karanie losowań spoza obszaru. Nie wszystkie przekroczenia karane są

takie same, zależy to od ważności przekroczonego parametru. Inaczej będzie traktowane np. przekroczenie liczby Reynoldsa, a inaczej współczynnika dyfuzorowości Liebleina. Istotny w obliczeniach jest kształt funkcji celu, bowiem wartości sprawności i masy nie są równocenne i współmierne do siebie, dlatego trzeba je w odpowiedni sposób unormować.

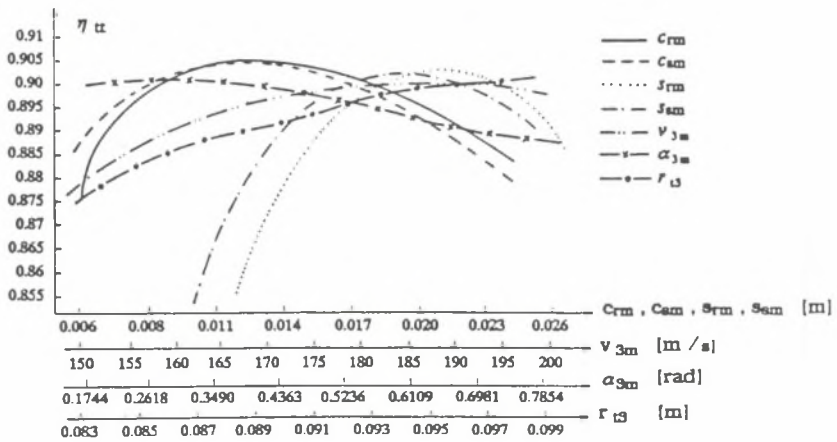
3. WYNIKI OBLICZEŃ

Przedmiotem obliczeń testujących był czwarty stopień sprężarki osiowej silnika PZL - 10W. Przed przystąpieniem do właściwych obliczeń wykonane zostały, przy użyciu pierwszej części algorytmu, wykresy wskazujące wpływ poszczególnych zmiennych projektowych na sprawność i masę stopnia. Wyniki tych obliczeń przedstawiają rysunki 2 i 3.

Na podstawie przedstawionych graficznie rezultatów można stwierdzić, że najistotniejszy wpływ na masę i sprawność stopnia mają wartości cięciwy i podziałki łopatek wirnika i kierownicy (c_{rm} , s_{sm} , c_{sm} , s_{sm}). Jest to w pełni uzasadnione, gdyż wybór tych wielkości przy zadanych osiągnięciach stopnia i rozkładzie cyrkulacji prędkości decyduje o obciążeniach aerodynamicznych i mechanicznych stopnia.

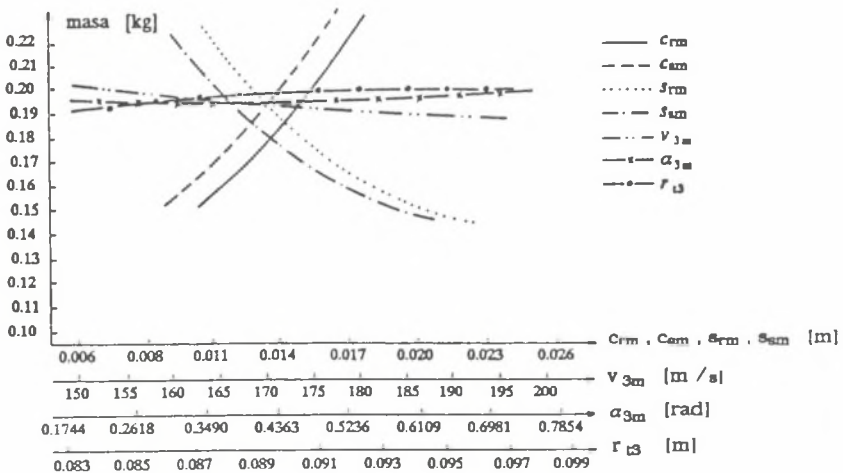
Ponieważ funkcja celu określona jest w przestrzeni 7-wymiarowej z narzuconymi wieloma ograniczeniami, znalezienie optimum globalnego nie jest rzeczą prostą. Jednak każde powtórzenie cyklu obliczeń dawało rozwiązanie lepsze niż wynikające z danych początkowych oparte na istniejącej wersji sprężarki. Funkcja celu w takim przypadku posiada wiele optimumów lokalnych i dotarcie do optimum globalnego wymaga wielokrotnego powtarzania cyklu z różnymi danymi początkowymi.

Po takich właśnie wielokrotnych powtórzeniach obliczeń uzyskano rozwiązanie lepsze od bazowego w przypadku sprawności o około 2%, a masy o około 40%. W tym miejscu należy dodać, że model obliczeniowy stopnia istotnie różni się od wersji konstrukcyjnej. Istniejąca sprężarka posiada konstrukcję bębnowo-tarczową, natomiast do obliczeń użyto modelu tarczowego. Wynika to z ogólności proponowanego modelu, pozwalającego prowadzić optymalizację stopni transonicznych o prędkościach obwodowych do 450 m/s. Wartość poprawy sprawności i redukcji masy w przypadku optymalizacji silnika PZL - 10W wynika prawdopodobnie z tego, iż jest to konstrukcja z lat 60, a więc uzyskiwanymi parametrami odbiega od rozwiązań współczesnych. Poza tym przy obliczeniach wytrzymałościowych nie uwzględniono obciążeń dynamicznych mających wpływ na wzrost masy stopnia. Wyniki optymalizacji wraz z istotnymi parametrami stopnia zawiera tablica 1.



Rys.2. Wpływ zmiennych projektowych na sprawność stopnia

Fig.2. Influence of the design variables on the efficiency of the stage



Rys.3. Wpływ zmiennych projektowych na masę stopnia

Fig.3. Influence of the design variables on the mass of the stage

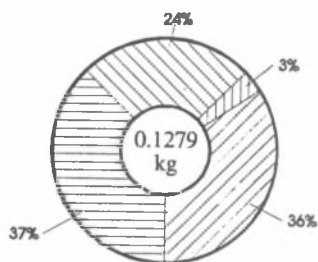
Tablica 1

Wyniki optymalizacji stopnia sprężarki

| Parametr | Jednostka | Wersja projektowa | Stopień o maksymalnej sprawności | Wariant kompromisowy |
|---------------|-----------|-------------------|----------------------------------|----------------------|
| c_{rm} | m | 0.01796 | 0.01601 | 0.01305 |
| c_{sm} | m | 0.01585 | 0.01232 | 0.01272 |
| s_{rm} | m | 0.01494 | 0.01838 | 0.01585 |
| s_{sm} | m | 0.01299 | 0.01480 | 0.01483 |
| v_{3m} | m/s | 176.6 | 181.0 | 181.0 |
| α_{3m} | rad | 0.4363 | 0.4920 | 0.4945 |
| r_{f3} | m | 0.09487 | 0.09703 | 0.09645 |
| η_{tt} | - | 0.8972 | 0.9143 | 0.9130 |
| masa | kg | 0.2016 | 0.1279 | 0.1101 |
| D_{rh} | - | 0.3618 | 0.3955 | 0.3920 |
| D_{rm} | - | 0.4340 | 0.4825 | 0.4765 |
| D_{rt} | - | 0.5061 | 0.5885 | 0.5762 |
| D_{sh} | - | 0.4340 | 0.4977 | 0.4930 |
| D_{sm} | - | 0.4446 | 0.4997 | 0.4925 |
| D_{st} | - | 0.3567 | 0.3922 | 0.3790 |
| R_h | - | 0.36 | 0.38 | 0.38 |

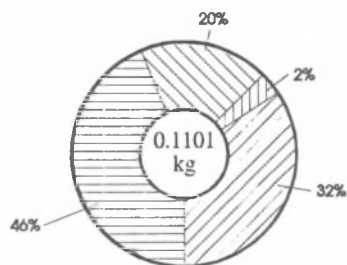
Jak widać z otrzymanych rezultatów, niewielka modyfikacja stopnia pozwoliłaby zwiększyć sprawność i jednocześnie zmniejszyć jego masę. Gdyby stopień sprężarki silnika PZL - 10W został zaprojektowany poprawnie, każde zmniejszenie masy powinno powodować obniżenie jego sprawności i odwrotnie. Wynika to z rezultatów obliczeń kilku nowoczesnych stopni sprężarek przytoczonych w pracy [6]. Podczas pracy algorytmu zaobserwowano, że kierunek obliczeń zarówno w przypadku maksymalizacji sprawności, jak i minimalizacji masy był taki sam. Oznaczało to, że wzrost sprawności stopnia powodował także zysk na jego masie i odwrotnie. Warto zauważyć, że jeśli w każdym stopniu udało się uzyskać podobne wyniki, sprawność całej sprężarki wzrosłaby o około 1,5%, a tym samym uzyskać można oszczędność w zużyciu paliwa w granicach 5%. Jeśli do tego pomnożyć ten wynik przez rezerwę silnika, średnie zużycie paliwa na godzinę lotu i jego obecną cenę, zysk ekonomiczny będzie oczywisty (nie licząc w tym momencie zysku na masie całego wirnika). W tym tkwi całe sedno przedstawionych wyżej obliczeń optymalizacyjnych. Jak potwierdzają to liczne przykłady [2], [6], [7], większość współczesnych konstrukcji sprężarek opracowuje się z użyciem podobnych technik projektowania i optymalizacji.

Analiza masowa poszczególnych części składowych stopnia prowadzi do wniosku, że większość jego masy, bo około 75%, stanowią łopatki wirnika i statora. Udziały innych części są minimalne. Powyższe proporcje obrazują rysunki 4 i 5, na których przedstawiono udziały masowe poszczególnych elementów konstrukcyjnych stopnia sprężarki dla dwóch wariantów optymalizacji:



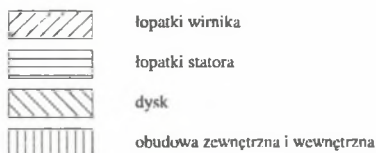
Rys.4. Stopień o maksymalnej sprawności

Fig.4. Maximum efficiency stage



Rys.5. Wariant kompromisowy

Fig.5. Compromise variant



4. PODSUMOWANIE

Uzyskane rezultaty obliczeń aerodynamiki stopnia i strat wg modelu Grahla są zgodne z danymi producenta dla projektowej wersji sprężarki (błąd < 1%). Tym samym potwierdzono jego przydatność z zakresie obliczeń przepływowych stopni sprężarek osiowych z zastosowaniem klasycznych profili aerodynamicznych (w tym przypadku NACA-65).

Zaskakujący nieco wynik optymalizacji, który w obu przypadkach wyboru funkcji celu prowadzi do zmniejszenia masy stopnia, może być interpretowany jako potwierdzenie faktu, iż wersja projektowa stopnia i całej sprężarki jest rozwiązaniem znacznie odbiegającym od wariantu optymalnego. W istocie konstrukcja tej sprężarki została opracowana w latach 60.

Wpływ poszczególnych parametrów konstrukcyjnych na sprawność i masę stopnia w obu wariantach optymalizacji jest jakościowo porównywalny z rezultatami prezentowanymi w pracy [6]. Bardziej krytycznie należy ocenić możliwości zmniejszenia masy stopnia, gdyż wymaga to uwzględniania pełnego modelu

obciążeń statycznych i dynamicznych wszystkich elementów konstrukcyjnych. Wprowadzając ponadto bardziej adekwatny model opisu efektów trójwymiarowych w przepływie przez współpracujące wieńce łopatkowe (np. krzywizny linii prądu) możliwe jest uzyskanie pełnej informacji o parametrach i kinematyce przepływu przez stopień.

Przedstawiona metoda jest przydatnym narzędziem przy modernizacji i projektowaniu stopni sprężarek osiowych. W celu doskonalenia jej efektywności i użyteczności konieczne jest dalsze uściślenie danych dotyczących m.in. strat przepływowych w palisadach łopatkowych, efektów niestacjonarnych, trójwymiarowych itd.

Kolejnym krokiem przy optymalizacji konstrukcji sprężarki byłoby uogólnienie algorytmu na wszystkie stopnie osiowe, stany niestabilne i obciążenia dynamiczne. Taki jednak algorytm będzie wymagał znacznie doskonalszej klasy sprzętu komputerowego. Jeśli jeszcze rozbudujemy i skomplikujemy poszczególne algorytmy liczenia sprawności i masy, to użycie wysokiej klasy sprzętu okaże się koniecznością.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

a - pole przekroju [m^2]; D - współczynnik dyfuzorowości Liebleina; g - grubość łopatki [m]; h - wysokość łopatki [m]; M - liczba Macha; m - wydatek masowy [kg/s]; n - prędkość obrotowa [obr/min]; p - ciśnienie [Pa]; R - reakcyjność stopnia; r - promień [m]; T - temperatura [K]; u - prędkość obwodowa [m/s]; v - prędkość bezwzględna [m/s]; w - prędkość względna [m/s]; z - liczba łopatek; α - kąt przepływu bezwzględnego; β - kąt przepływu względnego [rad]; κ - wykładnik izentropy; η_u - sprawność stopnia; η_D - sprawność dyfuzorowa; $\bar{\omega}$ - współczynnik strat ciśnienia spiętrzenia; ρ - gęstość [$\frac{kg}{m^3}$].

Indeksy

1,2,3, - przekroje obliczeniowe; o - warunki spiętrzenia; ef - efektywny; fal - falowe; h - podstawa łopatki; kryt - krytyczny; m - płaszczyzna merydionalna; max - maksymalna; p - pierścieniowe; pr - profilowe; r - wirnik; s - stator; sc - ściśliwość; t - wierzchołek łopatki; u - kierunek unoszenia; w - wierzchołkowe; wt - wtórne; wz - względny; x - osiowy; z - zewnętrzny; ω - średnia wektorowa.

LITERATURA

- [1] Adamczyk K.: Optymalizacja poddźwiękowa stopnia sprężarki osiowej; Praca dyplomowa, Politechnika Rzeszowska. Wydział BMiL, Rzeszów 1992.
- [2] Cumpsty N.A.: Compressor aerodynamics; Longman Sci.Tech., London 1989.
- [3] Grahl K.G.: Über den Stand der Kennfeldberechnung mehrstufiger Axialverdichter; Zeitschrift für Flugwissenschaft und Weltraumforschung, Heft 1, s. 29 - 41, 1977.
- [4] Górski J., Chojnacki A.: Prognozowanie strat i charakterystyki sprężarki osiowej; SYKOM International'91, Łódź 1991.
- [5] Klepacki Z.: Algorytm obliczania optimum funkcji z pasywną pamięcią kierunku; Politechnika Rzeszowska, Wydział BMiL, (opracowanie wewnętrzne), Rzeszów 1985.
- [6] Lin J.S., Chung M.K. Design point optimization of an axial-flow compressor stage; "International Journal of Heat and Fluid Flow", Vol.10 No.1, pp. 48-58, 1989.
- [7] Wilson D.G.: Design of high efficiency turbomachinery and gas turbines, MIT Press, N.Y, 1984.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Andrzej Witkowski

OPTIMIZATION OF AXIAL-FLOW COMPRESSOR STAGE

A b s t r a c t

The main goal of a good design system for axial-flow stages should be to generate a compressor geometry that will produce the design point pressure ratio when the assumed mass flow exists in each stage of the compressor. A design problem usually has several solutions which may adequately satisfy the specified functional requirements. The application of optimization techniques for a compressor development process, gives the ability for the best choice between various acceptable designs. In the case of modern gas turbines, the optimum design of an aerospace or industrial compressor can be found for appropriate defined objective function representing a linear combination of weight, efficiency and stall margin, [6]. In the present work, a computer simulation program for the design and optimization of an axial-flow compressor stage has been developed. The design process consists of three steps: thermodynamic calculation, determination of velocity triangles at the meridional

nal plane and prediction of design point efficiency as shown in the flowchart in Fig. 1. The stagnation pressure losses in the axial stage are calculated by using the semiempirical loss models given in the detailed survey of Grahl [3]. The overall pressure losses in the stator and rotor are obtained by integrating the loss coefficients (equations 1-7) along the blade span, following the work of Lim and Chung [6]. This involves an iterative evaluation of the total-to-total stage efficiency η_{tt} , until the values of stage efficiency in two consecutive iterations are sufficiently close to each other. The forced vortex assumption (eg.8) is employed for three-dimensional design consideration. Total weight of the stage is estimated by a simplified compressor geometry, mechanical loads (centrifugal and pressure forces) and the material of stage components. The values of design variables (pitch s_m and chord c_m of the rotor and stator blades, tip radius r_{t3} , outlet angle and velocity α_{3m} , v_{3m}) are assumed to be known at the beginning of the analysis and will be modified during the optimization process. The optimization problem is solved by using the pseudogradient random algorithm in which the passive direction memory and penalty function are employed, see [1.] and [5.]. The constraints of the optimized design procedure are of two kinds: physical (design variables and loading criterion should be within some upper and lower bounds) and functional (which assure continuous program operation). To use the suggested method, the 4-th axial compressor stage of the turboshaft engine PZL-10W has been chosen. The employed model of total pressure losses gives a very accurate value of the stage efficiency ($\delta\eta_{tt} \approx 0.2\%$) at the design point for the original design data. Using the developed program, the redesign example optimization problems for maximum efficiency, minimum weight and balanced optimum between them have been solved. The results of calculation, including the sensitivities of design variables are shown in the Table 1 and Fig.2,3. It should be pointed out that, while the original construction is rather old, both of the optimized versions have carried out the remarkable efficiency benefit (about 1.5%). The extended literature data [2.], [6.] and [7.] show an opposite effect for the well-done designs, i.e. the minimization of the stage weight decreases the attainable efficiency. As shown, the design variables c_{rm} , s_{rm} , c_{sm} , s_{sm} , seem to be particularly sensitive to the efficiency and weight of the stage. The test comparison suggests that this practical tool may be of some value in examining single stage designs prior to proceeding with the usual stage-stacking practices.