

Gerard KOSMAN

Instytut Maszyn
i Urządzeń Energetycznych

BADANIA WYTRZYMAŁOŚCI WENTYLATORÓW I WSPÓŁPRACA Z PRZEMYSŁEM W TYM ZAKRESIE

Streszczenie. Omówiono dotychczasowe prace Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych w dziedzinie wytrzymałości wentylatorów. Opiszano zakres i program badań dotyczący głównie wytrzymałości wirników wentylatorów promieniowych. Przytoczono wybrane rezultaty badań

1. Geneza prowadzonych badań

Badania wytrzymałości wentylatorów podjęto w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych na zlecenie Zakładu Doświadczalnego, przy Fabryce Wentylatorów "FAWENT" w Chełmie Śląskim. Pierwsze prace dotyczyły analizy stanu naprężenia w wirnikach wentylatorów wyciągowych spalin BAB 106 i BAB 120 [1]. Tematyka dalszych prac była również związana z aktualnymi potrzebami FAWENTu. Badania prowadzono przy współpracy z Zakładem Doświadczalnym oraz Biurem Konstrukcyjnym Fabryki Wentylatorów. Obecnie prowadzone prace są realizowane na zlecenie Ośrodka Badawczo-Rozwojowego "BAROWENT".

Niezależnie od wspomnianej współpracy z przemysłem w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych podjęto szereg własnych badań. Analizowano problemy o charakterze podstawowym, jak i technicznym. Uzyskane rezultaty przedstawiono częściowo w publikacjach, częściowo zaś w opracowaniach przeznaczonych dla przemysłu.

2. Realizowana tematyka badań

W ramach prac własnych oraz na zlecenie i przy współpracy przemysłu analizowano następujące zagadnienia:

- Obciążenia wytrzymałościowe wentylatorów osiowych i promieniowych. Analiza stanu naprężenia w wirnikach wentylatorów promieniowych. Wyznaczenie naprężeń w łopatach wentylatorów osiowych.
- Globalna ocena wytrzymałości wirników wentylatorów promieniowych. Wyznaczenie granicznej liczby obrotów wirnika.

- Algorytmizacja i programowanie obliczeń wytrzymałościowych wentylatorów.
- Skręcanie łopatek profilowanych wirników wentylatorów promieniowych.
- Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirników z uwzględnieniem nośności granicznej.
- Badania naprężeń własnych w elementach wentylatorów promieniowych.

3. Przykłady badanych wentylatorów

Prawie wszystkie rozważania szczegółowe, obliczenia, przykłady zastosowań dotyczą wentylatorów produkcji FAWENTu. Przykładowo można tu wymienić następujące wentylatory:

- WO-1600/0,5 - analiza stanu naprężenia w łopatkach wykonanych z laminatów szklano-epoksydowych [2]. Badania własności wytrzymałościowych laminatów [3].
- BAB 120 - Obliczenia wytrzymałościowe tarczy nośnej i nakrywającej. Wyznaczenie maksymalnych naprężeń w łopatkach. Porównanie wyników obliczeń uzyskanych za pomocą kilku metod [1].
- BAB 106
- WPG-400/1,245 - Wyznaczenie naprężeń w elementach wirnika. Ocena dwóch wariantów zamocowania wirnika na wale [4].
- WPP-260/1,4 - Obliczenia wytrzymałościowe tarczy nakrywającej [5].
- WPWs-.../1,4 - Ocena granicznej liczby obrotów i granicznej prędkości obwodowej na średnicy zewnętrznej wirnika dla wybranych wielkości wentylatorów z całego typoszeregu [6].
- WDWds-.../1,4
- WPW-40/1,4 - Badania doświadczalne odkształceń i naprężeń tarczy nakrywającej wirnika. Wstępne badania prowadzono metodą "kruchych pokryw". Właściwe pomiary wykonano tensometrami oporowymi [7].
- WPMD-105/2 - Wyznaczenie naprężeń w tarczy nośnej i nakrywającej dla kilku wariantów geometrycznych cech konstrukcyjnych [8].
- WPWD-125/1,8 - Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirnika (tarczy nośnej i nakrywającej) z uwagi na graniczną liczbę obrotów [9].
- WPWD-200/1,4 c - Określenie stanu obciążenia i nośności granicznej wirnika [9].
- WPP-200/1,4 - Ocena wpływu otworów w tarczy nośnej na jej stan wytrzymałościowy [10].
- WPK-5,0 - Obliczenia wytrzymałościowe łopatek profilowanych z uwzględnieniem skręcania [11].

4. Obliczenia wytrzymałościowe łopatek wentylatorów osiowych

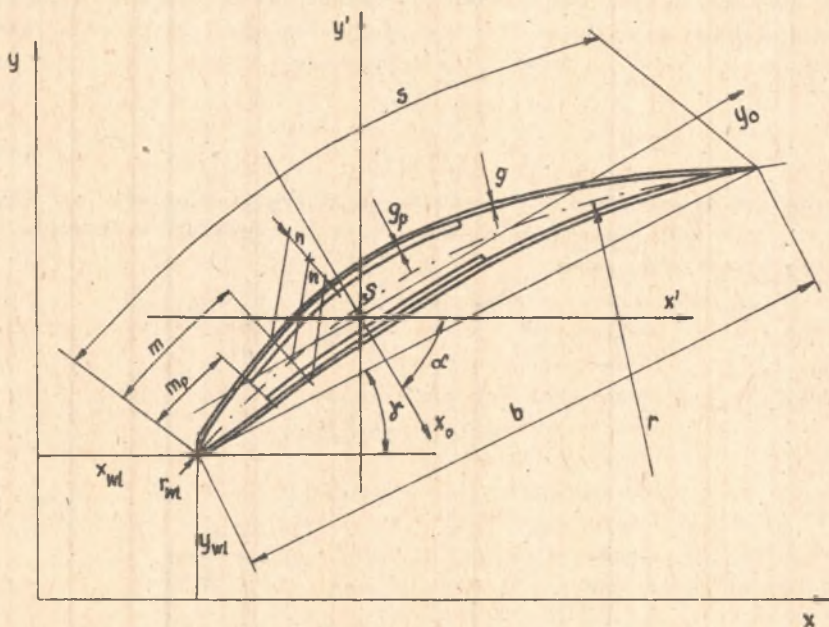
Przedmiotem rozważań była łopatka wykonana z laminatów szklano-epoksydowych. Obliczenia szczegółowe przeprowadzono dla łopatki wentylatora WO-1600/0,5 [2].

4.1. Model geometryczny łopatki

W obliczeniach traktowano łopatkę jako pręt, uwzględniając przy tym dwie podstawowe cechy charakterystyczne łopatek wentylatorowych:

- duże zmiany kształtu i wymiarów profilów wzdłuż długości łopatki,
- nierównoległe usytuowanie względem siebie głównych centralnych osi bezwładności profilów łopatki, tzn. zwiniecie łopatki.

Geometryczny model łopatki przyjęty do dalszych rozważań przedstawiono schematycznie na rys. 1.



Rys. 1

Zgodnie z opracowaną technologią wykonania łopatek z laminatów szklano-epoksydowych przyjęto, że łopatkę wykonana jest z powłoki laminatowej o stałej grubości g (rys. 1). Powłoka ta składa się z odpowiedniej liczby warstw tkaniny szklanej, przesyconej żywicą. Wzdłuż długości łopatki biegną dwa pasy wzmacniające o szerokości b_p i grubości g_p , za pomocą których obciążenia profilowej części łopatki przenoszone są na stopkę. Położenie pasów względem profilu określa współrzędna n_p , mierzona wzdłuż szkieletowej od wlotu.

4.2. Problemy obliczeniowe

Określenie stanu obciążenia łopatki nie przedstawia większych trudności. Siłę rozciągającą łopatkę oraz momenty gnące wywołane przepływającym czynnikiem i siłami odśrodkowymi własnych mas można wyznaczyć w oparciu o znane w literaturze zależności. Sprawa komplikuje się dopiero przy wyznaczaniu naprężeń.

Łopátka laminatowa opisanej konstrukcji jest w rzeczywistości elementem niejednorodnym, wykonanym z dwóch materiałów o różnych własnościach wytrzymałościowych [3].

Rozpatrzmy bliżej ten problem na przykładzie rozciągania łopatki siłami odśrodkowymi własnych mas. W dowolnym przekroju łopatki położonym na promieniu r_1 (rys. 2) działa siła odśrodkowa

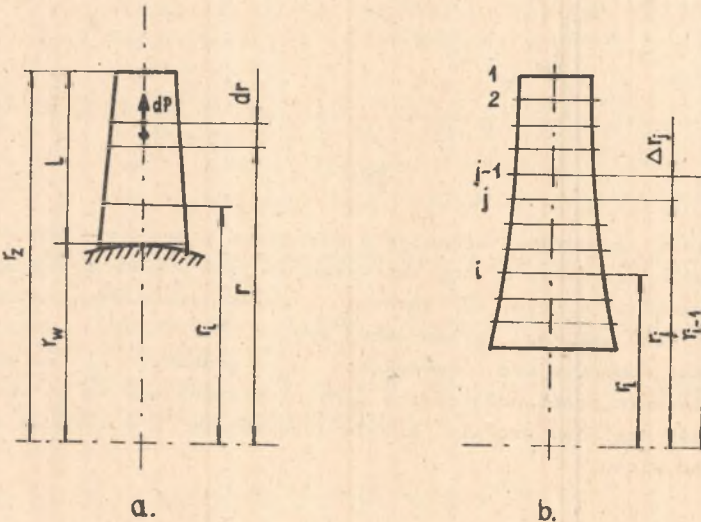
$$P_i = \omega^2 \rho \int_{r_1}^R F(r) r dr. \quad (1)$$

Siła ta przenoszona jest częściowo przez powłokę laminatową (skorupę) częściowo przez pasy wzmacniające. Naprężenia rozciągające w skorupie i pasach są odpowiednio równe

$$\sigma_{Si} = \frac{P_{Si}}{F_{Si}} \quad \sigma_{pi} = \frac{P_{pi}}{F_{pi}}, \quad (2)$$

przy czym:

$$P_{Si} + P_{pi} = P_i, \quad (3)$$



Rys. 2

Tak określone zadanie jest jednokrotnie statycznie niewyznaczalne. Wydłużenia skorupy i pasów o długościach Δr_i są równe

$$\Delta(\Delta r_i)_s = \frac{\sigma_{Si} + \sigma_{s,i-1}}{2E_s} \Delta r_i = \Delta(\Delta r_i)_p = \frac{\sigma_{pi} + \sigma_{p,i-1}}{2E_p} \Delta r_i. \quad (4)$$

Stąd

$$\frac{\sigma_{Si} + \sigma_{s,i-1}}{E_s} = \frac{\sigma_{pi} + \sigma_{p,i-1}}{E_p} \quad (5)$$

lub po uwzględnieniu, że $\sigma_{S1} = \sigma_{p1} = 0$

$$\frac{\sigma_{Si}}{E_s} = \frac{\sigma_{pi}}{E_p}. \quad (6)$$

Z równań (2), (3) i (6) mamy

$$\sigma_{Si} = \frac{P_i}{F_{si} + F_{pi} \frac{E_p}{E_s}}; \quad \sigma_{pi} = \frac{P_i}{F_{pi} + F_{si} \frac{E_s}{E_p}}. \quad (7)$$

W podobny sposób można wyznaczyć naprężenia wywołane momentami gnącymi.

5. Globalna ocena wytrzymałości wirników wentylatorów promieniowych. wyznaczenie nośności granicznej wirników

Metody określenia granicznego stanu obciążenia wirników wentylatorów promieniowych przedstawiono w pracy [6]. Przeanalizowano zakres stosowania wybranych metod dla wyznaczenia granicznej liczby obrotów wirnika. Rezultaty rozważań szczegółowych zawierają prace [8,9,10]. Wyniki dalszych badań przedstawiono w publikacjach [12] i [13].

5.1. Kryteria oceny wytrzymałości wirników

Najprostszym sposobem oceny wytrzymałości jest porównanie naprężeń w określonych, najbardziej obciążonych przekrojach elementu z naprężeniami dopuszczalnymi.

Bardziej racjonalną metodą jest metoda stanów granicznych. W metodzie tej porównuje się obciążenie robocze P_{rob} elementu z obciążeniem granicznym P_{gr} , przy uwzględnieniu współczynnika bezpieczeństwa x

$$P_{rob} \leq \frac{P_{gr}}{x}. \quad (8)$$

Idealizując warunki pracy wirnika wentylatora, zagadnienie wyznaczania obciążenia granicznego (nośności granicznej) można sprowadzić do określenia granicznej liczby obrotów, przy której następuje rozerwanie tarczy.

Jako podstawę do określenia granicznej liczby obrotów wykorzystano kryterium zniszczenia tarcz wirujących według Robinsona [6], które mówi, że w chwili zniszczenia tarczy rozkład naprężeń obwodowych pokrywa się z wykresem granicy wytrzymałości materiału na rozciąganie

$$\sigma_t(r) = R_m(r). \quad (9)$$

W przypadku równomiernego nagrzania tarczy wzdłuż promienia $R_m(r) = \text{idem}$ i w związku z tym przyjmujemy, że w czasie rozerwania zachodzi pełne wyrównanie naprężeń obwodowych do wartości średniej, równej R_m .

Przy określaniu obrotów granicznych ze względu na zniszczenie łopatek rozpatrzono dwa modele. Model pierwszy słuszny dla łopatek krótkich i szerokich oraz model drugi dla łopatek długich i wąskich. Konkretne formuły obliczeniowe dla obu modeli i wybranych kształtów łopatek podano w [13].

5.2. Realizacja obliczeń.

Główne związki i wzory obliczeniowe dla wyznaczenia granicznej liczby obrotów zebrano w oddzielnym opracowaniu [16] w formie szczegółowych algorytmów. Ułatwi to praktyczne ich wykorzystanie w pracach projektowo-konstrukcyjnych wentylatorów.

W obliczeniach wirnik traktowano jako jedną całość i wyznaczona w ten sposób graniczna liczba obrotów globalnie ocenia stan wytężenia wirnika. Ponadto opracowano algorytmy uproszczone, w których wirnik podzielono na trzy niezależne układy i określono n_{gr} ze względu na rozerwanie tarczy nośnej i nakrywającej oraz zniszczenie łopatek.

Przykładowo można tu wymienić następujące algorytmy:

- graniczna liczba obrotów wirnika jednostrumieniowego,
- graniczna liczba obrotów wirnika dwustrumieniowego,
- graniczna liczba obrotów wirnika (algorytm uproszczony),
- graniczna liczba obrotów wirnika ze względu na wytrzymałości łopatek (łopatki profilowane i powłokowe),
- graniczna liczba obrotów wirnika ze względu na wytrzymałość łopatek (łopatki powłokowe, długie i wąskie).

W załączniku podano szczegółowy opis algorytmu dla wyznaczenia n_{gr} wirnika jednostrumieniowego.

6. Obliczenia wytrzymałościowe wirników wentylatorów promieniowych

Zagadnienia wyznaczenia naprężeń i odkształceń wirników wentylatorów promieniowych na drodze obliczeniowej były przedmiotem prac [1,4,6,14]. Obliczenia szczegółowe dla wybranych wentylatorów podano w [1,4,5,8,9].

Szerszą charakterystykę tego zagadnienia przedstawiono na poprzedniej Konferencji Naukowo-Technicznej "Wentylatory przemysłowe" [15].

Realizacja badań za pomocą opisanych metod jest praktycznie możliwa wyłącznie drogą wykorzystania maszyn cyfrowych.

W związku z tym szczególną uwagę zwrócono na sprawę algorytmów i programów obliczeniowych. Opracowano uniwersalne programy, pozwalające na wielokrotne wykorzystanie dla dowolnego zestawu danych wejściowych.

Przykładowo można tu wymienić następujące algorytmy:

- algorytm i program obliczeń wytrzymałościowych wirnika wentylatora promieniowego (na bazie numerycznej metody analizy stanu naprężenia σ , przy czym wirnik jest traktowany w obliczeniach jako całość i nie jest dzielony na dwa niezależne układy),
- uproszczony algorytm i program obliczeń wytrzymałościowych wirnika z łopatkami powłokowymi,
- uproszczony algorytm i program obliczeń wytrzymałościowych wirnika z łopatkami profilowanymi.

Opis jednego z programów podano w załączniku.

7. Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych

Wdrożenie do praktyki projektowo-konstrukcyjnej uzyskanych rezultatów badań oraz opracowanych metod obliczeniowych pozwoli na bardziej wnikliwą analizę warunków pracy wentylatora oraz umożliwi bardziej racjonalny dobór cech konstrukcyjnych projektowanej maszyny.

Jeżeli chodzi o optymalizację wymiarów geometrycznych przy założonej postaci konstrukcyjnej wirnika, to niektóre zagadnienia z tego zakresu przedstawiono w publikacji [19] oraz pracy naukowo-badawczej [9].

7.1. Zakres optymalizacji

W oparciu o kryteria termodynamiczno-przepływowe ustalono następujące cechy konstrukcyjne wirnika wentylatora:

- promień zewnętrzny wirnika r_2 ,
- promień wewnętrzny wirnika r_1 ,
- szerokość łopatki na wlocie b_1 ,
- szerokość łopatki na wylocie b_2 ,
- kąt wlotowy łopatki β_1 ,

- kąt wylotowy łopatki β_2 ,
- liczba łopatek z ;
- profil łopatki.

Ponadto dobrano liczbę obrotów wirnika - n .

Przedmiotem optymalizacji pozostają:

- grubość tarczy nośnej h ,
- grubość tarczy nakrywającej x ,
- grubość łopatek s ,
- promień wewnętrzny tarczy nośnej r_0 ,
- pole przekroju pierścienia tarczy nakrywającej f .

7.2. Sformułowanie funkcji celu i warunków pobocznych

Jako kryterium optymalizacji wymiarów geometrycznych przyjmujemy minimum ciężaru, przy uwzględnieniu warunku wytrzymałościowego. Jeżeli rozpatrujemy tarczę nośną i nakrywającą o stałej grubości i gęstości, to w miejsce ciężaru tarcz można minimalizować ich grubości.

Na podstawie podanych informacji model matematyczny optymalizacji można przedstawić następująco

$$h \rightarrow \text{minimum} \quad (10)$$

przy ograniczeniu

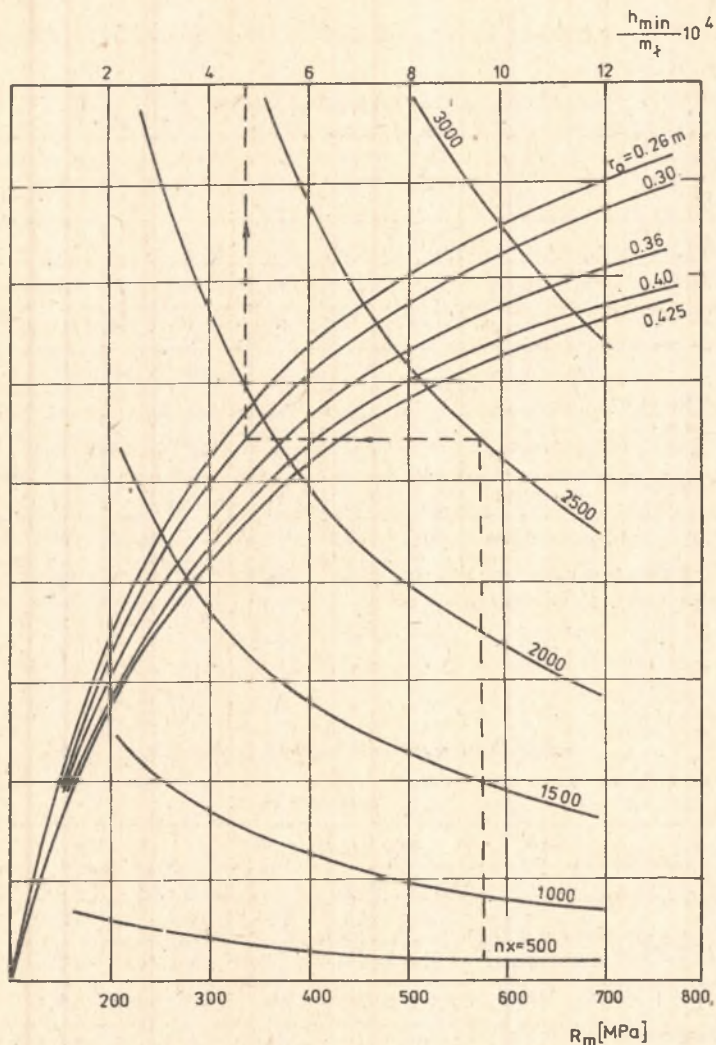
$$n \leq \frac{n_{gr}}{x} \quad (11)$$

7.3. Przykładowe rezultaty badań

Wyniki optymalizacji grubości tarczy nośnej wirnika wentylatora WPWD-125/1,8 przedstawiono na rys. 3. W oparciu o podany nomogram można łatwo wyznaczyć optymalną grubość tarczy nośnej dla konkretnej liczby obrotów, materiału tarczy i masy łopatek (m_l) przy założonym współczynniku bezpieczeństwa. Wyniki obliczeń dla kilku materiałów i liczb obrotów wirnika zestawiono w tabelicy 1. Podane rezultaty otrzymano dla $r_0 = 0,26$ m i dwóch grubości łopatek $s = 3$ mm oraz $s = 4$ mm.

Przyjęta do obliczeń wartość promienia $r_0 = 0,26$ m odpowiada jednemu z wariantów rozwiązania konstrukcyjnego wirnika. Przy większych liczbach obrotów stosowany bywa inny wariant, dla którego $r_0 = 0,425$ m. Rezultaty obliczeń h_{min} dla tej drugiej wartości promienia wewnętrznego tarczy nośnej podano w tabelicy 2.

Wszystkie podane wyniki uzyskano w oparciu o kryteria wytrzymałościowe (graniczną liczbę obrotów). Względy technologiczne mogą być przyczyną zwiększenia podanych wartości.



Ryś. 3

8. Skrećanie łopatek profilowanych wentylatorów promieniowych

W obliczeniach wytrzymałościowych łopatek wentylatorów promieniowych przyjmuje się, że łopaska jest wyłącznie zginana siłami bezwładności własnych mas. Bardziej dokładna analiza stanu obciążenia łopatki wskazuje, że jest ona dodatkowo skręcana wokół osi przechodzącej przez środek ciężkości profilu i równoległej do osi obrotu wirnika.

Zagadnienie to było po raz pierwszy omawiane w pracy [17]. Wyznaczono w sposób uproszczony moment skręcający działający na łopatkę.

Tablica 1

Minimalna grubość tarczy nośnej h_{\min} [mm]

$r_0 = 0,26$										
n		min^{-1}	490		585		735		985	
x		-	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2	2,5
St0	$R_m =$ $= 320 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,54	2,62	2,32	4,16	4,19	8,38	12,8	-
		$s = 4 \text{ mm}$	1,81	3,12	2,76	4,95	5,05	9,98	15,1	-
St3S	$R_m =$ $= 380 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,26	2,17	1,95	3,36	3,53	6,42	8,86	25,9
		$s = 4 \text{ mm}$	1,52	2,58	2,32	4,06	4,07	7,62	10,6	30,9
15HM	$R_m =$ $= 440 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,13	1,82	1,64	2,64	2,84	5,13	6,87	17,6
		$s = 4 \text{ mm}$	1,31	2,16	1,95	3,14	3,38	6,12	8,18	20,8
18G2A	$R_m =$ $= 529 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	0,91	1,49	1,35	2,26	2,32	4,07	5,26	11,6
		$s = 4 \text{ mm}$	1,08	1,77	1,61	2,69	2,74	4,85	6,24	13,8

Tablica 2

Minimalna grubość tarczy nośnej h_{\min} [mm]

$r_0 = 0,425 \text{ m}$										
n		min^{-1}	490		585		735		985	
x		-	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2	2,5
St0	$R_m =$ $= 320 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	2,0	3,52	3,06	6,35	6,21	14,7	20,8	6,58
		$s = 4 \text{ mm}$	2,37	4,18	3,63	7,54	7,62	17,5	24,0	7,81
St35	$R_m =$ $= 380 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,61	2,75	2,44	4,79	4,83	10,5	14,3	4,99
		$s = 4 \text{ mm}$	1,89	3,26	2,91	5,69	5,72	12,5	17,0	5,91
15HM	$R_m =$ $= 440 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,41	2,26	2,07	3,76	3,79	8,0	10,4	3,94
		$s = 4 \text{ mm}$	1,67	2,68	2,46	4,47	4,51	9,48	12,3	4,69
18G2A	$R_m =$ $= 520 \text{ MN/m}^2$	$s = 3 \text{ mm}$	1,17	1,83	1,64	2,94	2,97	6,03	7,64	3,18
		$s = 4 \text{ mm}$	1,40	2,18	1,95	3,49	5,52	7,11	9,06	3,71

Ogólne rozwiązanie, słuszne dla dowolnej łopatki podano w [18]. Wyznaczono również naprężenia styżne wywołane skręceniem łopatki. W przypadku łopatek profilowanych do wyznaczenia naprężeń wykorzystano analogię błonową.

Przykłady obliczeniowe przedstawiono w [11]. Przedmiotem rozważań była łopatka profilowana wentylatora WPK-5,0.

9. Badania naprężeń własnych w elementach wentylatorów

Aktualnie prowadzone prace koncentrują się na badaniach naprężeń własnych w elementach wentylatorów promieniowych. Wirnik wentylatora promieniowego jest wykonany jako spawany. Przy niewłaściwej technologii spawania i źle przeprowadzonej obróbce cieplnej w wirniku mogą pojawić się naprężenia własne.

Wartość naprężeń własnych technologicznych (pospawalnioznych) może być znaczna i dochodzi czasem do granicy plastyczności materiału. Potwierdzają to badania wstępne prowadzone w ramach pracy [20].

Naprężenia własne sumują się z naprężeniami wywołanymi siłami odśrodkowymi własnych mas i w przypadku zgodnych znaków zmniejszają rzeczywisty współczynnik bezpieczeństwa. Z drugiej strony, w czasie eksploatacji wentylatora przy wyższych temperaturach czynnika może nastąpić relaksacja naprężeń własnych co w efekcie prowadzi do deformacji wirnika. Zmiana rozkładu mas powoduje z kolei pogorszenie stanu dynamicznego maszyny.

Do badań zastosowano metodę Mathara, opracowaną dla płyt. Polega ona na pomiarach odkształceń, wywołanych wywiereniem odciążającego otworu. Przy wywierceniu otworu usuwa się z płyty pewną objętość materiału. Wywoła to odkształcenie płyty w obszarze przyotworowym, równoważne odkształceniom spowodowanym przez przyłożenie do powierzchni bocznej otworu naprężeń o przeciwnym znaku. Odkształcenia płyty są mierzone w bezpośrednim sąsiedztwie otworu.

LITERATURA

- [1] Kosman G.: Obciążenia wytrzymałościowe wirników wentylatorów wylągowych spalin BAB 106 i BAB 120. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1970.
- [2] Kosman G., Werbowski T.: Obciążenia wytrzymałościowe łopatek z tworzyw sztucznych do wentylatorów osiowych. Praca naukowo-badawcza. Gliwice 1975.
- [3] Kosman G., Werbowski T.: Badania własności wytrzymałościowych laminałów epoksydowych przeznaczonych na łopatki wentylatorów osiowych. Praca naukowo-badawcza, 1976.
- [4] Kosman G.: Analiza naprężeń w wirniku wentylatora promieniowego WPG-400/1,245. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1971.
- [5] Kosman G.: Obciążenia wytrzymałościowe tarczy nakrywającej wirnika wentylatora WPP-260/1,4. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1975.
- [6] Chmielniak T., Kosman G., Werbowski T.: Badania wytrzymałościowe wirników wentylatorów promieniowych. Etap I-X. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1972-1975.
- [7] Werbowski T.: Wstępne badania doświadczalne odkształceń i naprężeń tarcz nakrywających wirników wentylatorów promieniowych. Konferencja nt. "Wentylatory przemysłowe", Gliwice-Katowice 1974.
- [8] Kosman G.: Wpływ cech konstrukcyjnych wirnika wentylatora młynowego na stan naprężenia w tarczy nośnej i nakrywającej. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1974.

- [9] Kosman G., Wajsprych A.: Określenie stanu obciążenia i nośności granicznej wirników wentylatorów WPWD-200/1,4c i WPWD-125/1,8. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1975.
- [10] Wajsprych A.: Wpływ otworów w tarczy nośnej na jej stan wytrzymałościowy. Praca magisterska wykonana w Zespole CMW, Gliwice 1977.
- [11] Kowalski S.: Obliczenia wytrzymałościowe łopatek profilowanych wirników wentylatorów promieniowych z uwzględnieniem skręcania. Praca magisterska wykonana w Zespole CMW, Gliwice 1978.
- [12] Chmielniak T., Kosman G., Werbowski T.: Badania granicznej liczby otworów wirników promieniowych maszyn przepływowych. III Konf. naukowo-techn. "Technologia przepływowych maszyn wirnikowych", Rzeszów 1973.
- [13] Chmielniak T., Kosman G., Werbowski T.: Ocena nośności granicznej wirników wentylatorów promieniowych. ZNPS "Energetyka" z. 47, Gliwice 1973.
- [14] Kosman G.: Metoda wytrzymałościowych obliczeń wirników wentylatorów promieniowych. ZNPS "Energetyka" z. 40, Gliwice 1971.
- [15] Kosman G.: Modele tarcz w wytrzymałościowych obliczeniach wirników wentylatorów promieniowych. Konferencja nt. "Wentylatory przemysłowe" Gliwice-Katowice 1974.
- [16] Kosman G.: Algorytmy i programy obliczeń wytrzymałościowych wirników wentylatorów promieniowych. Konferencja nt. "Wentylatory przemysłowe", Gliwice-Katowice 1974.
- [16] Kosman G.: Algorytmy i programy obliczeń wytrzymałościowych wirników wentylatorów promieniowych. Załącznik do pracy naukowo-badawczej "Badania wytrzymałościowe wirników wentylatorów", Gliwice 1975.
- [17] Jadamus H.: Analiza stanu obciążenia łopatek wirników wentylatorów promieniowych. ZNPS "Energetyka" z. 60, Gliwice 1977.
- [18] Kosman G.: Skręcanie profilowanych łopatek wirników wentylatorów promieniowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. "Energetyka" (w druku).
- [19] Kosman G., Wajsprych A.: Dobór wybranych cech konstrukcyjnych wirników wentylatorów promieniowych. ZNPS "Energetyka" z. 56, Gliwice, 1976.
- [20] Kosman G., Stankiewicz J.: Badania naprężeń własnych w elementach wentylatorów promieniowych ze szczególnym uwzględnieniem wirników. Praca naukowo-badawcza, 1978.

Uproszczony algorytm i program obliczeń wytrzymałościowych
wirnika z łopatkami powłokowymi

1. Przeznaczenie programu

Przedstawiony niżej program obliczeniowy, przeznaczony do realizacji na maszynie cyfrowej, umożliwia wyznaczenie naprężeń w tarczy nośnej i nakrywającej wirnika wentylatora promieniowego jednostrumieniowego.

Wielkościami danymi są:

- a) wymiary geometryczne wirnika,
- b) dane materiałowe,
- c) obciążenie wirnika (liczba obrotów).

W obliczeniach nie uwzględnia się obciążeń cieplnych oraz pochodzących od działania przepływającego czynnika. Głównym obciążeniem wirnika są obciążenia masowe wywołane siłami bezwładności własnych mas.

Opracowany program słuszny jest dla następujących przypadków:

- a) wirnik posiada łopatki powłokowe o stałej grubości "S" i znanych kątach wlotowym β_1 i wylotowym β_2 ,
- b) tarcza nośna wykonana jest o profilu trapezowym.

Znamy jej grubość na promieniu wewnętrznym h_0 i zewnętrznym h_2 (dla tarczy w stałej grubości $h_0 = h_2 = h$).

2. Założenia metody obliczeniowej

Do wyznaczenia naprężeń w wirniku wykorzystano uproszczony model wirnika omówiony w pracy [14]. W modelu tym wirnik jest dzielony na dwa niezależne układy: tarczę nośną i tarczę nakrywającą, a obciążenie od łopatek dzieli się pomiędzy obie tarcze. Zakłada się przy tym, że łopatki same przenoszą część obciążenia, tzn. uwzględnia się sztywność łopatek.

3. Opis programu obliczeniowego

Według opisanego modelu opracowano program obliczeń przeznaczony do realizacji na maszynie cyfrowej ODRA 1204. Program zapisano w języku ALGOL 60. Do rozwiązania równania równowagi wyrażonego przez przemieszczenia promieniowe wykorzystano metodę Rungego-Kutty rozwiązywania równań różniczkowych zwyczajnych.

Dane wejściowe

Na taśmie z danymi należy wpisać kolejno:

- promień wewnętrzny tarczy nośnej	r_0	[m]
- promień wewnętrzny wirnika	r_1	[m]
- promień zewnętrzny wirnika	r_2	[m]
- szerokość łopatki na wlocie	b_1	[m]
- szerokość łopatki na wylocie	b_2	[m]
- kąt wlotowy łopatki	β_1	[°]
- kąt wylotowy łopatki	β_2	[°]
- liczba łopatek	z	[-]
- liczba obrotów wirnika	n	[1/min]
- grubość tarczy nakrywającej	x	[m]
- promień wewnętrzny pierścienia	r_{11}	[m]
- promień zewnętrzny pierścienia	r_{12}	[m]
- szerokość pierścienia	b_p	[m]
- grubość łopatek	z	[m]
- grubość tarczy nośnej na promieniu wewn.	h_o	[m]
- grubość tarczy nośnej na promieniu zewn.	h_2	[m]
- moduł Younga	E	[MN/m ²]

Wyniki obliczeń

Wyniki obliczeń wyprowadzone są w postaci czterech kolumn

$$r \text{ [m]}, \quad u \text{ [m]}, \quad \sigma_r \text{ [MN/m}^2\text{]}, \quad \sigma_t \text{ [MN/m}^2\text{]}$$

4. Przykładowe wyniki obliczeń

Dane:

r_0	r_1	r_2	b_1	b_2	beta 1	beta 2
.3000	.5000	1.10000	.3440	.2000	32.0000	60.0
z	n	g	r_{11}	r_{12}	u_1	z
18.000	1490.0000	.0080	.5000	.5100	.100	.0100

Wyniki:

naprężenia w tarczy nośnej

r	u	sigma r	sigma t
.300	.000 393	.000	249.122
.340	.000 381	24.831	220.574
.380	.000 375	48.747	199.806
.420	.000 373	50.942	183.930

r	u	sigma r	sigma t
.460	.000 373	57.283	171.269
.500	.000 375	60.920	160.796
.540	.000 378	59.699	150.884
.580	.000 381	57.967	142.225
.620	.000 384	55.744	134.438
.660	.000 387	53.056	127.473
.700	.000 390	49.932	120.977
.740	.000 393	46.400	114.882
.780	.000 395	42.486	109.088
.820	.000 397	38.215	103.522
.860	.000 398	33.612	98.124
.900	.000 399	28.695	92.849
.940	.000 399	23.484	87.660
.980	.000 398	17.995	82.529
1.020	.000 396	12.243	77.431
1.060	.000 393	6.241	72.349
1.100	.000 389	.000	67.266

naprężenia w taroży nakrywającej

r	u	sigma r	sigma t
.500	.000 666	51.303	268.343
.530	.000 661	50.328	252.193
.560	.000 658	49.305	237.919
.590	.000 654	48.188	225.188
.620	.000 652	46.943	213.736
.650	.000 649	45.545	203.351
.680	.000 647	43.975	193.860
.710	.000 644	42.219	185.120
.740	.000 642	40.267	177.014
.770	.000 640	38.110	169.444
.800	.000 638	35.742	162.328
.830	.000 636	33.161	155.597
.860	.000 634	30.361	149.190
.890	.000 632	27.342	143.059
.920	.000 629	24.103	137.158
.950	.000 626	20.641	131.452
.980	.000 623	16.957	125.907
1.010	.000 620	13.051	120.494
1.040	.000 616	8.922	115.191
1.070	.000 612	4.571	109.974
1.100	.000 607	.000	104.825

GRANICZNA LICZBA OBROTÓW JEDNOSTRUMIENIOWEGO WIRNIKA WENTYLATORA

$$n_{gr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{3R_m}{\rho} \sqrt{\frac{h^2(r_2-r_0) + f(2h+2b_1+b_p) + x(r_2-r_1)(x+2h+b_1+b_2)}{h^2(r_2^3-r_0^3) + 6fr_1^2(b_1+h+b_p/2) + C+D + \frac{3zhm_L R_s}{\pi\rho}}}}$$

gdzie:

$$C = \frac{3z}{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} r s b^2 dr$$

$$D = 2x\left(\frac{x}{2} + h\right)(r_2^3 - r_1^3) + 3x(r_2 + r_1)b_1 r_2 - b_2 r_1 + 2x(b_2 - b_1)(r_2^2 + r_1 r_2 + r_1^2)$$

Oznaczenia:

- r_2 [m] - promień zewnętrzny,
- r_1 [m] - promień wewnętrzny wirnika,
- r_0 [m] - promień wewnętrzny tarczy nośnej,
- R_s [m] - promień środka ciężkości przekroju łopatki,
- b_1 [m] - szerokość łopatki na wlocie,
- b_2 [m] - szerokość łopatki na wylocie,
- h [m] - grubość tarczy nośnej,
- x [m] - grubość tarczy nakrywającej,
- s [m] - grubość łopatki na promieniu,
- b_p [m] - szerokość pierścienia tarczy nakrywającej,
- f [m²] - pole przekroju pierścienia tarczy nakrywającej,
- m_l [kg] - masa łopatki,
- z - liczba łopatek,
- ρ [kg/m³] - gęstość,
- R_m [N/m²] - granica wytrzymałości.

Funkcję $s(r)$, opisującą zmianę grubości łopatki wzdłuż promienia, można przedstawić analitycznie tylko dla najprostszych przypadków (łopatki powłokowe). Dla łopatek profilowanych można na podstawie rysunku konstrukcyjnego określić wartości tej funkcji w kilku punktach i wtedy współczynnik C najwygodniej jest obliczyć numerycznie. Stosując metodę trapezów mamy

$$C = \frac{3z}{4\pi} \Delta r \sum_1 (r_i s_i b_i^2 + r_{i-1} s_{i-1} b_{i-1}^2).$$

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ ВЕНТИЛЯТОРОВ И СОТРУДНИЧЕСТВО
В ЭТОМ ОТНОШЕНИИ С ПРОМЫШЛЕННОСТЬЮ

Р е з ю м е

Обсуждены опубликованные до сих пор работы Института энергетических машин и устройств Силезского политехнического института в области прочности вентиляторов. Описаны объём и программа исследований, касающиеся главным образом прочности рабочих колёс радиальных вентиляторов. Приведены избранные результаты исследований.

RESEARCH ON FAN STRENGTH AND DUE CO-OPERATION
WITH INDUSTRY IN THIS RESPECT

S u m m a r y

Previous research performed by the Energetic Plants and Installations Institute dealing with fan strength are discussed in the paper. The range and research work program pertinent mainly to radial fan's rotors strength is shown. Chosen results of investigation are presented.