ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1978

Seria: ENERGETYKA z. 66 Nr kol. 562

Andrzej MISIEWICZ, Teodor WERBOWSKI
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

OPTYMALIZACJA WAŁÓW RUROWYCH WENTYLATORÓW PROMIENIOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono optymalizację wałów wentylatorów promieniowych dużych wydajności typoszeregu WPWD. W pierwszym etapie obliczenia optymalizacyjne przeprowadzono w oparciu o prosty model ustalając, że najbardziej istotnym kryterium ograniczającym możliwość obniżenia ciężaru wałów są jego obroty krytyczne. Biorąc pod uwagę program produkcji rur stalowych bez szwów, przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne w oparciu o prosty model,a następnie przeprowadzono sprawdzające obliczenia obrotów krytycznych metodą sztywnych elementów skończonych.

1. Wstęp

Praca powstała na zlecenie i przy współpracy z fabryką wentylatorów FAWENT w Chełmie Śląskim w związku z potrzebą modernizacji konstrukcji przemysłowych wentylatorów promieniowych o dużych wydajnościach, produkowanych na potrzeby energetyki, górnictwa i hutnictwa. Jako wytyczną modernizacji przyjęto obniżenie ciężaru wałów w dopuszczalnych granicach przez zastąpienie wałów pełnych rurowymi, na bazie produkcji krajowej rur stalowych bez szwów, przy minimum zmian zasadniczych geometrycznych cech konstrukcyjnych. Modernizacją objęto następujące wentylatory [3]: WPWD - 160/1.4c, WPWD-140/1.8c, WPWD-140/1.4c, BAB-106, WPWDs-190/1.4c, WPWD-200/1.4c. Analiza treści norm: PN-60/H-74209, PN-73/H-74219, PN-74/H-74209 zawierających program produkcji krajowej rur stalowych bez szwów oraz dokumentacji konstrukcyjnej wałów wyżej wymienionych wentylatorów pozwoliła ustalić asortyment rur zapewniający rozwiązanie zadania:

Tablica 1

Średnica zewnętrzna D[mm]	Grubość ścianki s [mm]	25	30	36	45
	Minimalna grubość ścianki [mm]	21	25	30	38
355.6	Masa 1 mb rury [kg/m]	205	241	329	401
406.4	Masa 1 mb rury [kg/m]	237	278	374	457
508.0	Masa 1 mb rury [kg/m]	300	353	431	-

Przy ustalaniu minimalnej grubości ścianki rury przyjęto klasę walcowania D1, przy której zgodnie z normami wielkość odchyłki średnicy zewnętrznej D nie przekracza ± 1.25%, a grubości ścianki ± 15%. Przyjęto, że rury będą ze stali R35, o gwarantowanej w temperaturze 300[°C], granicy plastyczności równej R_{pl} = 14 [kG/mm^2]. Naprężenia dopuszczalne określano zgodnie z normą jako: $\sigma_{dop} = (0,85 - 0,9)R_{pl}$. Pozostałe dane potrzebne do rozwiązania zadania zamieszczono w tablicy 2.

2. Przybliżone obliczenia optymalizacyjne

W celu wstępnej oceny możliwości rozwiązania wyżej sformułowanego zadania przeprowadzono wstępne obliczenia w oparciu o uproszczony model [8], który ustalono biorąc pod uwagę stawiane wymogi, przede wszystkim ze względu na obroty krytyczne oraz dopuszczalny stan naprężenia. Wymagania odnośnie obrotów krytycznych stawia się jak dla wałów sztywnych, tak by były wyższe od roboczych co najmniej o 20%. Przy ustalaniu współczynnika bezpieczeństwa, ze względu na stan naprężenia, brano pod uwagę również naprężenia cieplne w stanach awaryjnych, kiedy temperatura spalin może przekroczyć 400[°C]. Analiza konstrukcji wałów oraz warunków pracy wentylatorów pozwoliła, przy ustalaniu związku dopuszczalnych roboczych prękości obrotowych i zmiennej decyzyjnej, na pominięcie efektów giroskopowych [2,5, 6,8,9]. Bowiem precesja przeciwbieżna mogłaby wystąpić jedynie przy stale działających zaburzeniach zewnętrznych. Precesję współbieżną można również pominąć ze względu na symetryczne osadzenie wirnika na wale i niskie prędkości obrotowe. Wystarczy więc ograniczyć się do tzw. "drgań obrotowych" wałów. Analiza danych literaturowych [1,2,5,6,7,9] pozwoliła na sformułowanie nieliniowego i liniowego kryterium ograniczającego dopuszczalne obniżenie ciężaru wałów. W rezultacie zagadnienie optymalizacji, ze względu na dopuszczalną minimalizację ciężaru wałów sprowadzono do minimalizacji parametru (d/D) określonego przez stosunek wewnętrznej średnicy d części rurowej wału do jego średnicy zewnętrznej D. Na zadanie postawiono ograniczenia ze względu na obroty krytyczne oraz dopuszczalne naprężenia. W oparciu o model nieliniowy można podać następujący warunek stabilności odkształcanego giętnie i skrętnie wału o stałym symetrycznym przekroju, swobodnie podpartego i obciążonego własnym ciężarem oraz wirnikiem [1,8]:

$$\omega_o \leqslant \frac{\Omega}{\sqrt{1 + 2\chi}} \tag{1}$$

przy czym

$$\Omega^2 = \frac{\pi^4 . EJ}{\bar{m}.l^2 \, (l^2 + \pi^2 r^2)} \tag{2}$$

$$\chi = \frac{\pi^2 r^2}{l^2 + \pi^2 r^2} \tag{3}$$

Tablica 2

Typ wentylatora	Typ silnika	Obroty [min^{-1}]	$(GD)^2$ [Nm^2]	D [m]	l [m]	Masa wirnika [kg]	Masa ozopów [kg]
WPWD-200/1.4o	1LA3-359-8	735	195709,5	0,50	5,72	3797	1135
WPWD-190/1.4o WPWD-190/1.4o	SzJr 168/10	735	138321,0	0,40 0,50	5,80	3632	797,4
BAB-106 BAB-106	SzDr 148/10 SzJr 148/10 SzJr 148/10s	740 740 740	143108,3	0,40 0,50	5,80	3505	797,4
WPWD-160/1.4o	SzDr 138/10	735	49050,0	0,35	4,80	1470	721,9
WPWD-140/1.8c	SzJr 138 SzDo 1510 SzDo 1512 SzDo 1712	735 590 490 493	62391,6	0,40	5,60	2376	719,2
WPWD-140/1.4c	SzDo 178 SzDc 198 SzDc 1710 SzDc 1510	745 743 595 590	33432,5	0,40	5,40	1688	598,1

gdzie:

l - długość wału [m],

r - promień bezwładności wirnika [m],

$$r = \sqrt{\frac{(GD)^2}{4\,\bar{m}lg}} \tag{4}$$

$\bar{m}$ - masa wirnika i wału na jednostkę jego długości $[kgm^{-1}]$,

E - moduł sprężystości $[Nm^{-2}]$,

J - moment bezwładności pola przekroju wału względem osi zginania,

$$J = \frac{\pi D^4}{64}\,(1 - x^4) \tag{5}$$

D - zewnętrzna średnica wału [m],

d - wewnętrzna średnica części rurowej wału [m],

x - parametr $(x = (d/D))$.

Jeśli ponadto uwzględnić podatność łożysk, która dla spotykanych w praktyce konstrukcji α ma wartość rzędu $10^{-6}[cmkG^{-1}]$ oraz wymagany 20% zapas obrotów w stosunku do krytycznych, to w końcu otrzymamy następujący warunek [8]:

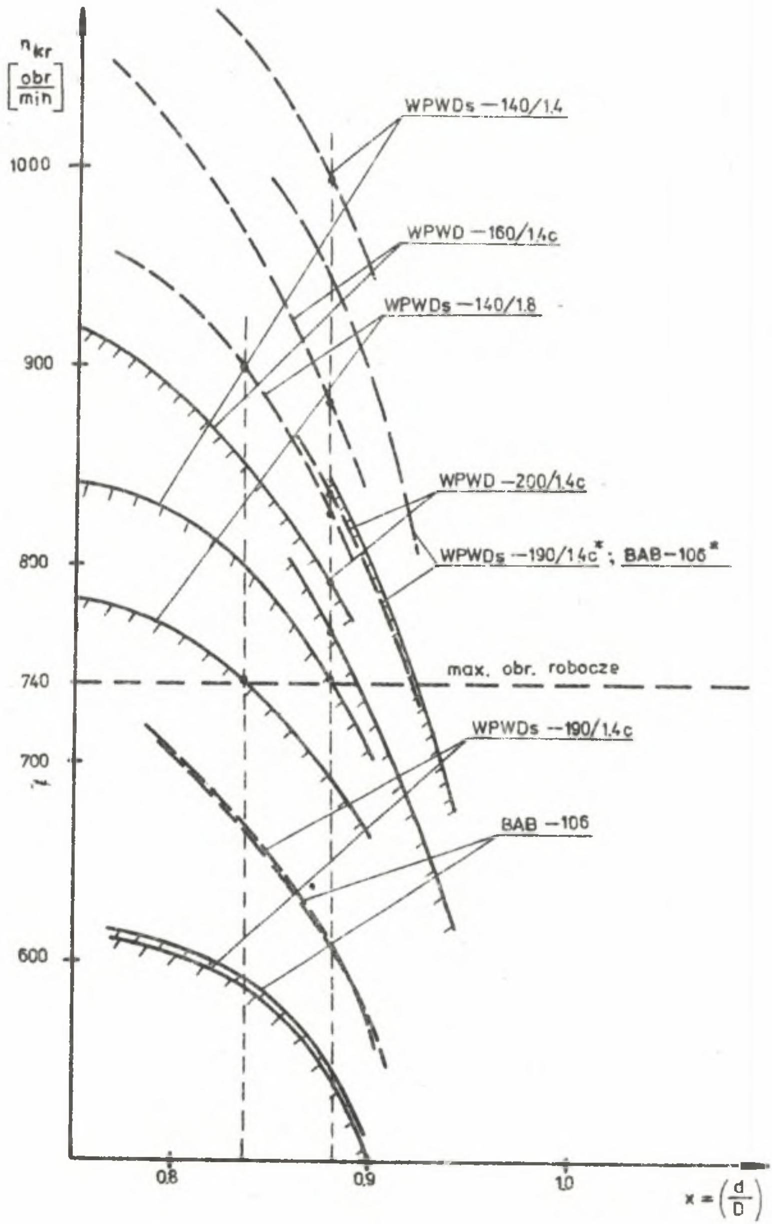
$$n_{rob} \leqslant \frac{7822451.8\sqrt{\dfrac{D^4.\,(1 - x^4)}{\bar{m}\,l\left[l^2 + 0.75456\,\dfrac{(GD)^2}{\bar{m}l}\right]}}}{\sqrt{1 + 492.5\,.\,\dfrac{D^4\,.\,(1 - x^4)}{l\left[l^2 + 0.75456\dfrac{(GD)^2}{\bar{m}l}\right]}}}\;[min^{-1}] \tag{6}$$

Natomiast na gruncie teorii liniowej, ograniczając się do giętnych drgań obrotowych wału swobodnie podpartego, bezpieczną ocenę obrotów krytycznych wału sztywnego uzyskuje się przez częstości giętnych drgań swobodnych wału spoczywającego na podatnych podporach. Analogicznie do (6) można sformułować następujący warunek [8]:

$$n_{rob} \leqslant \frac{5491155.9\sqrt{\dfrac{D^4\,.\,(1-x^4)}{\bar{m}l^3}}}{\sqrt{1 + 242.68\;\dfrac{D^4(1-x^4)}{l^3}}}\;[min^{-1}] \tag{7}$$

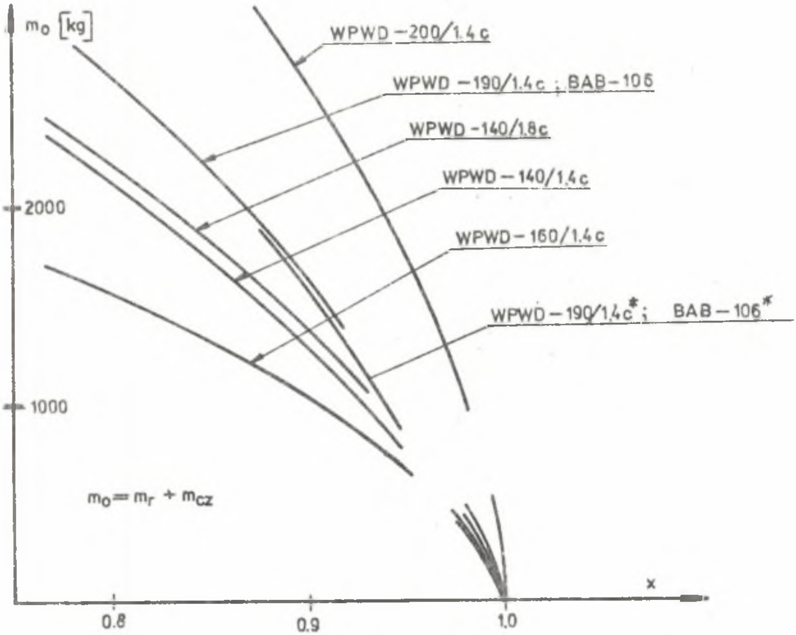
W tym przypadku, o ile masa wirnika nie przewyższa 30% masy wału, można uwzględnić ją powiększając o nią masę wału.

Wyniki przeprowadzonych obliczeń przedstawiono na rys. 1, podając wykresy zależności dopuszczalnych roboczych prędkości obrotowych w funkcji



Rys. 1. Obroty krytyczne

zmiennej decyzyjnej x. Bezpośrednio z rys. 1 wynika, że w przypadku wałów wentylatorów WPWD-190/1.4c i BAB-106 nie można przeprowadzić modernizacji w omówionym wyżej zakresie, ze względu na zbyt małą ich sztywność. Przyczyny tego należy dopatrywać się w większej niż u pozostałych wałów smukłości (wyższa wartość stosunku (l/D). Zmiana średnicy zewnętrznej tych wałów ma wartość 500 [mm] pozwoliła uzyskać zadowalający wynik (*- oznaczono w tekście i na wykresach wały o zwiększonej średnicy). Jednocześnie na rys. 2 pokazano zależność masy modernizowanych wałów w funkcji x.

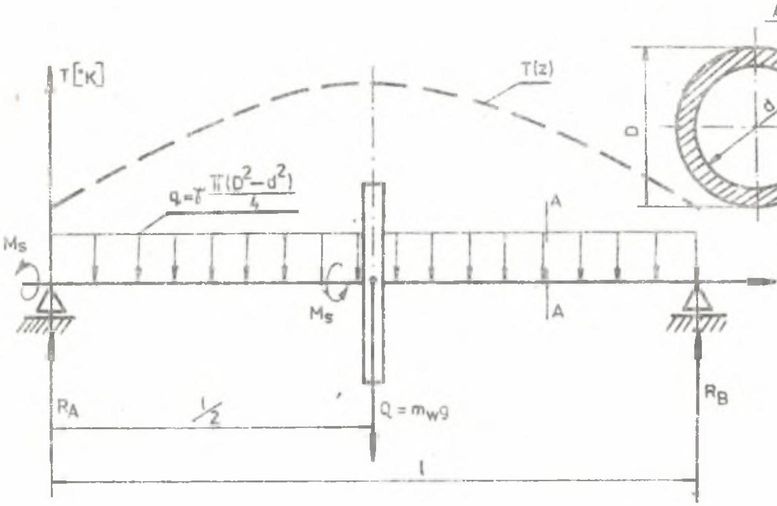


Rys. 2. Masa wału

Oceny stanu naprężenia wałów,w zależności od x, dokonano traktując go jako obustronnie podpartą belkę (rys. 3), obciążoną własnym ciężarem oraz ciężarem wirnika i momentem skręcającym od silnika napędowego. Wpływ naprężeń cieplnych uwzględniono zakładając paraboliczny rozkład uśrednionej po przekroju poprzecznym wału temperatury w stanie awaryjnym oraz przyjmując wartości stałych w funkcji średniej temperatury wału [8]. Bezpieczną ocenę maksymalnych naprężeń uzyskano, zakładając, że na całej długości wał ma profil rurowy. Przy tym oszacowano [8]:

- maksymalne naprężenia od zginania jako:

$$\sigma_g^{max} = \frac{8.g.l}{\pi D^3.(1-x^4)}\left[m_w + \pi \varrho D^2(1-x^2)\frac{l}{8}\right] \tag{8}$$



Rys. 3. Model obliczeń statycznych wału

- maksymalne naprężenia cieplne:

$$\sigma_c^{max} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{D}{l}\right)^2 \cdot (T_{max} - T_c)\,\bar{\alpha} E \tag{9}$$

- maksymalne naprężenia styczne od obciążenia własną masą:

$$\tau_t^{max} = \frac{2m_w \cdot g}{D^2(1-x^2)} \tag{10}$$

- maksymalne naprężenia styczne od skręcania:

$$\tau_s^{max} = \frac{16\,(M_{max} + 1.9\ Mr)}{D^3\,(1-x^4)} \tag{11}$$

gdzie:

ρ - gęstość tworzywa wału,
T_{max} - maksymalna temperatura wału w stanie awaryjnego zrzutu spalin,
T_c - temperatura czopów wału w stanie awaryjnym,
$\bar{\alpha}$ - współczynnik liniowej rozszerzalności cieplnej,
M_{max} - krytyczny moment rozruchowy silnika (moment utyku),
Mr - moment rozruchowy silnika.

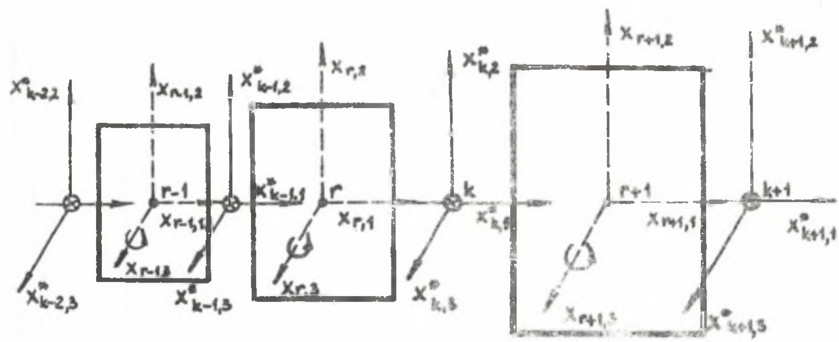
Porównanie naprężeń zredukowanych wg hipotezy energetycznej:

$$\sigma_{red}^{max} = \sqrt{(\sigma_g^{max} + \sigma_o^{max})^2 + 3(\tau_t^{max} + \tau_s^{max})^2} \qquad (12)$$

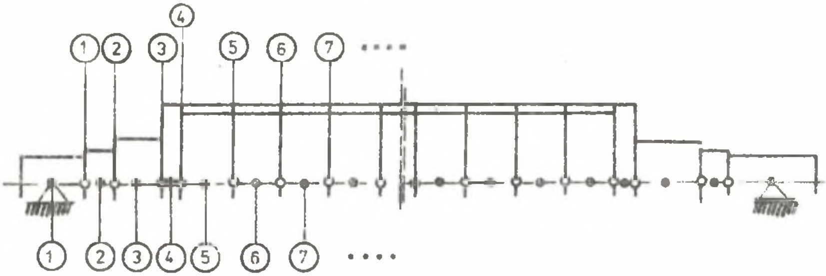
z naprężeniami dopuszczalnymi pozwoliły stwierdzić, że te ostatnie są 4,5 - 6,5-krotnie wyższe. Tak więc istotne dla naszego zadania okazały się jedynie obroty krytyczne. Dlatego w dalszym ciągu dla wstępnie ustalonych wartości parametru x przeprowadzono obliczenia obrotów krytycznych,z uwzględnieniem rzeczywistej postaci wałów, a w tym również ukształtowania czopów. Obroty oszacowano z dołu przez częstości drgań swobodnych wałów, spoczywających na podatnych łożyskach, a obliczenia przeprowadzono metodą sztywnych elementów skończonych SES [4,8].

3. Obliczenia krytycznych obrotów metodą sztywnych elementów skończonych

W metodzie elementów skończonych SES rozpatrywane ciało sprężyste dzielimy na sztywne (nieodkształcalne) elementy i łączące je elementy sprężysto-tłumiące EST. W przypadku wałów o przekroju kołowym wykonujących giętne drgania w jednej płaszczyźnie tłumienia może być pominięte i algorytm obliczeń jest szczególnie prosty. Podział na SES sztywne elementy skończone narzuca w naturalny sposób ukształtowanie postaci geometrycznej wału. Załóżmy, że wał podzielono na u SES i v EST jak na rys. 4. Numeracja SES (r = 1,2,...,u) i numeracja EST (k = 1,2,...,v) są niezależnie od siebie.



Rys. 4



Rys. 5

W celu określenia własności takiego modelu [4,8] należy podać następujące jego parametry zapisane w postaci:

1) macierzy współczynników bezwładności. Jest to macierz diagonalna o postaci zdeterminowanej przez dwa stopnie swobody SES ((przemieszczenie u_{r1} i obrót u_{r2}):

$$M_r = \begin{bmatrix} m_{r2} & 0 \\ 0 & m_{r6} \end{bmatrix} \tag{13}$$

gdzie:

m_{r2} - masa elementu wału,

m_{r6} - masowy moment bezwładności względem osi x_{r3},

2) macierzy współczynników sztywności o postaci:

$$C_k = \begin{bmatrix} c_{k1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{k2} & 0 \\ 0 & 0 & c_{k3} \end{bmatrix} \tag{14}$$

gdzie:

c_{k1}, c_{k2} - współczynniki sztywności translacyjnej wzdłuż osi x^*_{k1} i x^*_{k2},

c_{k6} - współczynnik sztywności rotacyjnej względem osi x^*_{k3},

3) macierzy współrzędnych zamocowania EST o numerze k do SES o numerze r, podawanych w układzie współrzędnych x_{r1}, x_{r2}, x_{r3}:

$$S_{rk} = \begin{bmatrix} 0 & -s_{rk2} \\ 0 & s_{rk1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{15}$$

gdzie: s_{rk1}, s_{rk2} - współrzędne zamocowania EST do r-tego SES,

4) macierzy współczynników kierunkowych określających nachylenie układu $x^*_{k1}, x^*_{k2}, x^*_{k3}$ względem układu x_{k1}, x_{k2}, x_{k3}. W naszym przypadku macierz tych współczynników jest diagonalną macierzą jednostkową

$$\Theta_{rk} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{16}$$

Ruch poszczególnych SES opisywany jest przy pomocy współrzędnych uogólnionych, które w przypadku wału tworzą wektor:

$$q_r = \left[q_{r2}, q_{r6}\right]^T \tag{17}$$

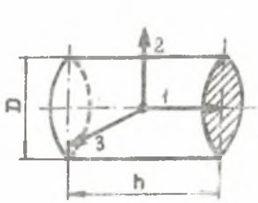
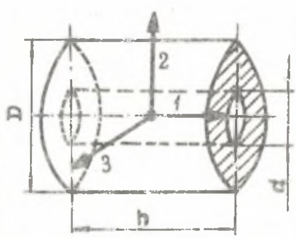
gdzie:

q_{r2} - przemieszczenie środka masy SES o numerze r w kierunku osi x_{r2}

q_{r6} - kąt obrotu SES wokół osi x_{r3}.

Zbiór wymienionych macierzy oraz współrzędne uogólnione w pełni charakteryzują ruch r-tego SES. Celem zachowania liniowości rozpatruje się wyłącznie małe drgania SES połączonych EST. Przy podziale ciągłego wału, w pomyślany sposób, oblicza się współczynniki sztywności przy założeniu, że EST odkształca się identycznie jak zastępowany fragment wału. Współczynniki bezwładności i sztywności oblicza się powszechnie znanymi metodami [4,8]. Przy podziale wału na SES wyróżniono dwa typy elementów, a odpowiednie formuły zestawiono w tablicy 3.

Tablica 3

Typ elementu / Współczynnik			
$m_{r,2}$	[kG]	$\varrho g h \frac{\pi D^2}{4}$	$\varrho g h \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$
$m_{r,6}$	[kGm^2]	$\frac{m_{r,2}}{48} (3D^2 + 4d^2)$	$\frac{m_{r,2}}{48} (3D^3 + 3d^2 + 4h^2)$
$c_{k,1}$	[kGm^{-1}]	$\frac{E \pi D^2}{4h}$	$\frac{E \pi (D^2 - d^2)}{4h}$
$c_{k,2}$	[kGm^{-1}]	$\frac{G \pi D^2}{4h}$	$\frac{G \pi (D^2 - d^2)}{4h}$
$c_{k,6}$	[kGm]	$\frac{E \pi D^4}{64h}$	$\frac{E \pi (D^4 - d^4)}{64h}$

Niezależnie od rodzaju stosowanej metody elementów skończonych, wychodząc z równań Lagrange'a drugiego rodzaju uzyskuje się równania, które w przypadku swobodnych nietłumionych drgań giętnych wału można zapisać w następującej postaci macierzonej [4,8]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}\mathbf{q} = 0. \tag{18}$$

gdzie:

$\mathbf{q}$ - wektor współrzędnych uogólnionych,

$\mathbf{M}$ - macierz bezwładności wału,

$\mathbf{K}$ - macierz sztywności wału.

Proste formy macierzy $\mathbf{M}$ i $\mathbf{K}$ uzyskuje się w metodzie SES. Macierz bezwładności wału jest wtedy ukształtowana z macierzy współczynników leżących na głównej przekątnej (19), a macierz sztywności jest symetryczną macierzą blokową (20):

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_1 & 0 & . & . & 0 \\ 0 & M_2 & . & . & \\ . & . & . & . & . \\ 0 & & & & M_u \end{bmatrix} \tag{19}$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & . & . & K_{1u} \\ & K_{22} & . & . & K_{2u} \\ . & . & . & . & . \\ \text{sym.} & & & & K_{uu} \end{bmatrix} \tag{20}$$

Bloki leżące na głównej przekątnej macierzy można zapisać jako:

$$K_{rr} = \sum_{\varkappa=1}^{1r} S^T_{r\varkappa}\, C_\varkappa\, S_{r\varkappa} \tag{21}$$

natomiast bloki leżące nad tą przekątną mają postać:

$$K_{rp} = \sum_{\varkappa=1}^{i_{rp}} S^T_{r\varkappa}\, C_\varkappa S_{p\varkappa} \tag{22}$$

gdzie:

i_r - ilość EST dołączonych do r-tego SES,

i_{rp} - ilość EST łączących SES o numerach r i p.

Równanie (18) sprowadza się do postaci wygodniejszej w zastosowaniach algorytmów algebry macierzowej. W tym celu mnożymy je lewostronnie przez macierz:

$$M^{-\frac{1}{2}} = \operatorname{diag}\left[\frac{1}{\sqrt{m_i}}\right] \qquad i = 1,2,\dots,n$$

Uzyskuje się w ten sposób równanie na wartości własne:

$$\det(A - I\,\omega_o^2) = 0 \tag{23}$$

gdzie:

A - przekształcona macierz sztywności o postaci:

$$A = M^{-\frac{1}{2}}\,K\,M^{-\frac{1}{2}}$$

Odpowiednie oszacowanie obrotów krytycznych oblicza się jako:

$$n_k = \frac{30}{\pi}\,\omega_{o1}\left[\frac{obr}{min}\right] \tag{24}$$

Przy podziale wałów na 25 SES (jak na rys. 5) i wstępnie ustalonych wartościach x_{min} przeprowadzono obliczenia na maszynie cyfrowej Odra 1305. Wyniki zamieszczono w trzeciej kolumnie tablicy 4.

4. Wnioski

Uzyskane wyniki potwierdziły możliwość modernizacji na bazie krajowej produkcji rur stalowych bez szwów, przy tym uzyskano obniżkę ciężaru wałów bardzo istotną, bo aż 2,5-4-krotną. Zysk materiału oraz obniżenie ciężaru, istotne ze względu na warunki transportu i montażu, uzyskany został przy niewielkich zmiana technologii i wzroście kosztów produkcji.

Tablica 4

Porównanie wyników obliczeń obrotów krytycznych

Obroty krytyczne Typ wentylatora	n_{kr} [obr/min] wg (6)	n_{kr} [obr/min] wg (7)	n_{kr} [obr/min] metod. SES
WPWD-200/1.4o	1006	917	555
WPWD-190/1.4o	1002	898	607
BAB-106	1003	910	619
WPWD-160/1.4o	1052	937	732
WPWD-140/1.8o	1081	889	647
WPWD-140/1.4o	1181	890	758

LITERATURA

[1] Broniarek Cz.: Sprzężone drgania giętno-skrętne niewyrównoważonych wirników z masą rozłożoną w sposób ciągły wzdłuż osi wału. Problems of Fluid-Flow Machines. PWN, Warszawa 1968.
[2] Gasch R., Pfützner H.: Rotordynamik, Springer V., Berlin 1975.
[3] Katalog: Wentylatory przemysłowe FAWENT, WEMA, Warszawa 1971.
[4] Kruszewski J., Gawroński W.: Metoda sztywnych elementów skończonych. Warszawa 1975.
[5] Lipka J.: Wytrzymałość maszyn wirnikowych. Warszawa 1968.
[6] Łączkowski R.: Drgania elementów turbin cieplnych. Warszawa 1974.
[7] Malinin N.N.: Pročnost' turbomašin, Moskwa 1962.
[8] Opracowanie wewnętrzne Inst. M. i U.E.: Obliczenia wytrzymałościowe wałów wentylatorów promieniowych - modernizacja i optymalizacja. Gliwice 1977.
[9] Skubačewskij G.: Aviacionnyje gazoturbinnyje dvigateli. Moskwa 1974.
[10] Spravočnoje posobije: Vibracija energetičeskich mašin. Leningrad 1974.
[11] Sprawočnoje posobije. Rasčet na pročnost' detalej mašin. Moskva 1968.

ОПТИМИЗАЦИЯ ТРУБЧАТЫХ ВАЛОВ РАДИАЛЬНЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

Р е з ю м е

Решена задача оптимизации валов радиальных вентиляторов большой производительности. На первом этапе исчисления проведены на основе простой модели, отмечая, что существенным критерием, ограничивающим возможность снижения веса, являются критические обороты. Оптимизация проводится, принимая во внимание программу производства труб большого диаметра. В конце проверочные исчисления критических оборотов проведены методом жёстких конечных элементов с использованием ЭВМ.

OPTIMIZATION OF PIPE SHAFTS FOR CENTRIFUGAL FANS

S u m m a r y

The paper presents optimization procedures for big capacity centrifugal fans shafts of the WPWD series. In the first stage calculations have been based on a simple model. It has been stated that the shafts' critical turns were an important criterion limiting the possibility of the reduction of weight. Considering the production program for seamless pipes, a simple model has been assumed and consequently the stiff finite elements method has been applied to verify the critical turns calculations.