BUDOWNICTWO
CZASOPISMO TECHNICZNE
TECHNICAL TRANSACTIONS
CIVIL ENGINEERING
WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ
4-B/2010
ZESZYT 19
ROK 107
ISSUE 19
YEAR 107

MICHAŁ WCISŁO*, HENRYK CIUREJ**

ZASTOSOWANIE MECHANICZNYCH TŁUMIKÓW DRGAŃ W REDUKCJI POZIOMU WIBRACJI POWŁOK DYFUZORÓW LAMINATOWYCH

APPLICATION OF TUNED MASS DAMPERS IN COMPOSITE COOLING TOWERS

Streszczenie

W artykule przeanalizowano zasadność stosowania mechanicznych tłumików drgań w konstrukcjach kompozytowych dyfuzorów przemysłowych, będących istotnym elementem instalacji regulujących temperaturę urządzeń wielu procesów przemysłowych. Dynamiczne zachowanie dyfuzorów wynika z pracy wirnika wewnątrz konstrukcji, który oddziałuje na nią aerodynamicznie. Stosowanie mechanicznych tłumików drgań daje możliwości stosowania dyfuzorów lżejszej konstrukcji, przy zachowaniu akceptowalnych wibracji. Obliczenia wykonane zostały w programie *MSC.Marc*, w którym zamodelowano zagadnienie zmienne w czasie.

Słowa kluczowe: *tłumiki drgań*, *dyfuzory przemysłowe*

Abstract

This paper presents analysis of tuned mass dampers application in composite cooling towers, which are an essential part of thermoregulation installations in many industrial processes. Dynamic behaviour of such structures is a result of aerodynamical interaction between fan blades rotating inside cooling tower and the cooling tower. Application of tuned mass dampers enables engineers to construct lighter structures with limiting their vibrations. All time- dependent calculations were made in *MSC.Marc* environment.

Keywords: *tuned mass dampers*, *cooling towers*

* Mgr inż. Michał Wcisło, studium doktoranckie na Wydziale Inżynierii Lądowej, Politechnika Krakowska.

** Dr inż. Henryk Ciurej, Instytut Mechaniki Budowli, Wydział Inżynierii Ladowej, Politechnika Krakowska.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

1. Wstęp

Przedmiotem artykułu są kompozytowe powłoki dyfuzorów. Są one elementem ciągu powietrza w chłodniach przemysłowych. Podobnie jak w przypadku żelbetowych, hiperboloidalnych chłodni kominowych, głównym zadaniem dyfuzora jest wspomaganie czynnika chłodzącego (wody) w odprowadzeniu nadmiaru ciepła. Tutaj (w odróżnieniu od chłodni kominowych) cyrkulacja powietrza zostaje wymuszona pracą wirnika (śmigła) obracającego się wewnątrz powłoki, a napędzanego silnikiem elektrycznym. Geometria powłoki jest osiowo symetryczna, zaś kształt tworzącej jest w praktyce determinowany aerodynamiką przepływu powietrza.

Klasyczne chłodnie, w których stosuje się dyfuzory, składają się z trzech elementów: zbiornika wody, bloku chłodzącego z systemem tryskaczy wewnątrz oraz zespołu dyfuzorów i silników elektrycznych zamocowanych na stropie tego bloku. Wytwarzany przez śmigła ciąg powietrza (w górę) wspomaga wychładzanie opadających kropel wody.

Do niedawna powłoki dyfuzorów wykonywano ze stali, żelbetu, a nawet drewna (drewniany płaszcz przymocowany do stalowego szkieletu). Obecnie stosuje się lekkie samonośne powłoki kompozytowe na bazie włókien szklanych lub rzadziej węglowych. Zastosowanie materiałów kompozytowych pozwala projektować lżejsze konstrukcje powłok, a także zmniejszyć koszty utrzymania i konserwacji tych urządzeń. Niemniej z uwagi na cechy materiałowe stosowanych kompozytów (wytrzymałość porównywalna ze stalą, lecz o rząd mniejszy moduł sprężystości) na etapie projektowania należy uwzględnić dynamiczne oddziaływanie ciśnienia pochodzącego od wirujących końców łopat śmigła. Można stwierdzić, że czynnikiem wymiarującym grubość powłoki jest dopuszczalny poziom drgań płaszcza zarówno w obszarze działania łopat śmigła, jak i na szczycie części wylotowej – zwykle warunki nośności są spełnione przy mniejszych (często znacznie mniejszych) grubościach powłoki. Stąd pomysł zastosowania mechanicznych tłumików drgań (*MTD*) by zmniejszyć amplitudy drgań przy jednoczesnym zmniejszeniu grubości (czyli masy i kosztu) całego dyfuzora. Należy zaznaczyć, iż zmiana grubości powłoki skutkuje zmniejszeniem częstotliwości drgań własnych powłoki, co może prowadzić do zbliżenia się tych częstotliwości do częstotliwości wymuszenia drgań, a w przypadku skrajnym – do rezonansu. W takich okolicznościach zastosowanie *MTD* jest konieczne. W najprostszym ujęciu częstotliwości wymuszenia ω_i są kolejnymi wielokrotnościami częstości obrotowej n wirnika z mnożnikiem liczby łopat śmigła N_L:

$$\omega_i = i \cdot n \cdot N_L/60 \qquad i = 1, 2, 3, \ldots \tag{1}$$

Niniejszy artykuł stanowi analizę dynamicznego zachowania kompozytowego płaszcza dyfuzora, poddanego obciążeniu ciśnieniem pochodzącym od końców łopat śmigła wirujących wewnątrz powłoki. Rozważono trzy konstrukcje o tej samej geometrii i poddane tym samym obciążeniom:

- dyfuzor masywny o grubości powłoki 12 mm nazwany w pracy *DM*,
- dyfuzor o grubości powłoki 9 mm lżejszy od poprzedniego o ok. 25% nazwany w pracy *DL*,
- dyfuzor o grubości powłoki 9 mm i dodatkowo wyposażony w wiele *MTD* nazwany w pracy *DL-MTD*.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Opracowano numeryczne modele powłoki. Wspomniane trzy warianty dyfuzorów rozwiązano (stosując metodę Newmarka) w zakresie piętnastosekundowego czasu pracy śmigła, z czego pięć pierwszych sekund przypada na rozruch, w którym prędkość obrotowa śmigła wzrasta liniowo, a częstość wzbudzania przechodzi przez częstotliwości odpowiadające kolejnym postaciom drgań własnych płaszcza. Szczegółowej analizie poddano ostatnie pięć sekund wyliczonego przebiegu, kiedy drgania płaszcza powłoki są ustalone.

Celem artykułu jest wykazanie skuteczności zastosowania wielu *MTD* przy jednoczesnym zmniejszeniu grubości powłoki i całkowitej masy dyfuzora.

2. Charakterystyka konstrukcji przemysłowego dyfuzora kompozytowego

Całość konstrukcji dyfuzora można podzielić na trzy podstawowe części, różniące się między sobą kształtem tworzącej (rys. 1):

- część dolotowa, będąca powierzchnią powstałą przez obrót fragmentu elipsy, często rozbudowana także o niższą część będącą pobocznicą ściętego stożka[1]; tu następuje uwarstwienie (laminaryzacja) i zwiększenie prędkości przepływu powietrza napływającego na łopaty śmigła,
- część cylindryczna, na poziomie której wirują łopaty śmigła, zasysając powietrze z dołu, a wypychając w górę – w analizowanym przypadku śmigło składa się z $N_L = 4$ łopat; ta część dyfuzora ma za zadanie zapewnienie szczelności przepływu, co zwiększa sprawność urządzenia – zależy ona m.in. od odległości pomiędzy wewnętrzną powierzchnią płaszcza a końcówkami obracających się łopat śmigła – im szczelina ta jest mniejsza, tym lepiej; jednak wzrasta wówczas ciśnienie oddziałujące na płaszcz, odkształcając go i wywołując drgania; stąd przy projektowaniu należy uwzględnić amplitudy drgań powłoki, wydłużalność łopat, a także przemieszczenia płaszcza od innych obciążeń (np.: wiatru, podciśnienia wewnętrznego), tak aby nie doszło do kontaktu końców łopat z płaszczem,
- część wylotowa, będąca pobocznicą odwróconego stożka ściętego; tworząca na granicy części walcowej i wylotowej przechodzi z jednego odcinka w drugi bez przejść łukowych; u szczytu części wylotowej zwykle wykształca się sztywny pierścień w celu zapobieżenia owalizacji.

Optymalne relacje wymiarów geometrycznych dyfuzora wynikają z mechaniki przepływu. Wymiarem wiodącym jest średnica $D = 2R$ (promień R) części walcowej (rys. 1). Wysokość części wylotowej h_3 waha się w granicach 0,16–0,40D, a wysokość elipsoidalnej części dolotowej $h_1 \approx 0{,}15D$. Parametr h_2, czyli wysokość części walcowej, zależy jedynie od zastosowanego wirnika. Kąt nachylenia tworzącej części wylotowej i walcowej α najczęściej przyjmowany jest w granicach 7°.

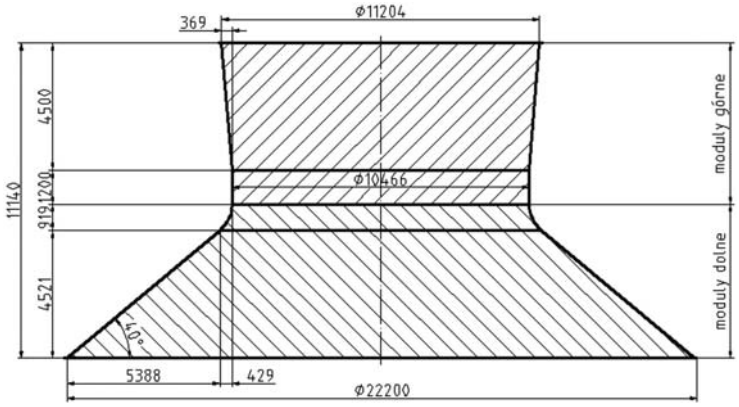
Ostatecznie dla potrzeb analizy przyjęto dyfuzor składający się ze stożkowej części wylotowej, części walcowej, oraz części dolotowej – eliptycznej połączonej ze stożkowym adapterem, umożliwiającym umieszczenie dyfuzora nad istniejącym już w stropie otwo-

[1] Część stożkowa jest najczęściej stosowana, gdy podłoże, do którego zamocowano dyfuzor, nie jest powierzchnią poziomą, lub gdy należy dostosować średnicę istniejącego otworu w stropie do nowoprojektowanego urządzenia – tak było w analizowanym przykładzie.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

rem o znacznie większej średnicy. Szczegółowe wymiary przekroju w płaszczyźnie osi symetrii przedstawia rys. 2.

Rys. 1. Typowy kształt tworzącej dyfuzora
Fig. 1. Typical shape of a generating curve of a cooling tower



Rys. 2. Przekrój dyfuzora w płaszczyźnie osi symetrii
Fig. 2. Cooling tower symmetry plane section

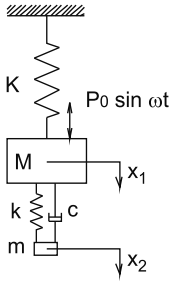
W celu ułatwienia montażu, wykonania i transportu, całość powłoki dzielona jest na powtarzalne po obwodzie elementy, tzw. panele, których krawędzie ukształtowano w postaci żeber łączących i dodatkowo usztywniających całą powłokę (rys. 3). W analizowanym dyfuzorze dokonano podziału równoleżnikowego (panele górne i dolne) i obwodowego. Panel górny zawiera część wylotową i walcową płaszcza i stanowi 1/17 kąta pełnego, natomiast panel dolny obejmuje część dolotową (elipsa + stożek adaptora) i stanowi 1/34 kąta pełnego. Taki podział całej powłoki pozwolił na maksymalne uproszczenie procesu produkcji, gdyż wymagane jest wykonanie zaledwie dwóch form. Na miejscu montażu poszczególne żebra paneli łączone są ze sobą śrubami. Płaszcz zwieńczono pierścieniem

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

o grubości 20 mm, tj. znacznie większej od pozostałych elementów, mającym kluczowe znaczenie dla jego sztywności, nie tylko ze względu na obciążenie wynikające z pracy wentylatora, ale także ze względu na możliwość zaistnienia zjawiska owalizacji wywołanego wiatrem.

3. Mechaniczne tłumiki drgań

W celu ograniczenia amplitud drgań układu mechanicznego stosowane są masowe tłumiki drgań. W analizowanym przykładzie zastosowano dwa rzędy *MTD* każdy o schemacie jak na rys. 3. Masa M i sztywność K reprezentują odpowiednio masę i sztywność modalną konstrukcji odniesioną do ustalonej częstości drgań własnych układu $\theta_0^2 = K/M$. Z kolei masa m, sztywność k i tłumik wiskotyczny c reprezentują parametry *MTD*. Wymuszenie harmoniczne o amplitudzie P_0 i częstości ω przyłożone jest do konstrukcji.



Rys. 3. Schemat masowego tłumika drgań
Fig. 3. Tuned mass damper diagram

Równania ruchu można zapisać w postaci:

$$\begin{cases} M\ddot{x}(t) + Kx_1(t) + k[x_1(t) - x_2(t)] + c[\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t)] = P_0 \sin\omega\, t \\ m\ddot{x}_2(t) + k[x_2(t) - x_1(t)] + c[\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t)] = 0 \end{cases} \tag{2}$$

Podstawą rozwiązania równań (2) jest założenie o ustalonym charakterze drgań z częstością wymuszenia ω. W takich okolicznościach dla optymalnego *MTD* dostraja się jego częstość własną do częstości wzbudzenia, czyli $\omega^2 = k/m$. Opierając się na znanych w literaturze rozwiązaniach (np. [2, 5, 7]), można wyliczyć optymalny ułamek tłumienia krytycznego:

$$\zeta_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}}, \tag{3}$$

gdzie $\mu = m/M$ oraz parametr tłumika wiskotycznego:

$$c_{\text{opt}} = 2\zeta_{\text{opt}} m\omega \tag{4}$$

W przeciwieństwie do *MTD* bez elementu wiskotycznego, prezentowane rozwiązanie pozwala uzyskać redukcję amplitud drgań w szerszym zakresie częstotliwości i może być również stosowane w przypadkach niepewnych warunków wymuszenia [2].

Przedstawiony sposób postępowania jest ścisły dla układów o jednym stopniu swobody – jak na rys. 3. Stosując układy wielu *MTD*, opisana procedura nie prowadzi do opty-

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

malnych wartości parametrów tłumików, jednak z uwagi na prostotę bywa stosowana. Dla wielu *MTD* należy rozwiązać zadanie optymalizacji z odpowiednio dobraną funkcją celu.

4. Model MES

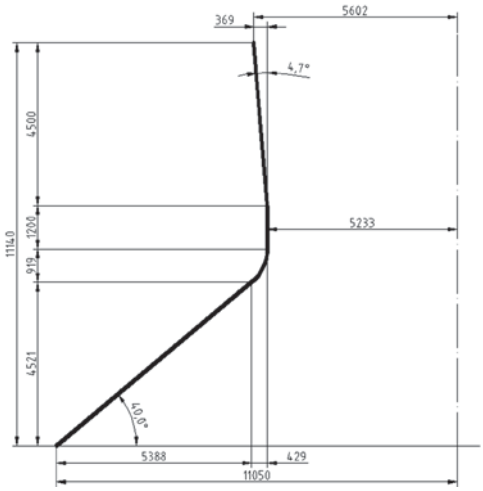
4.1. Model konstrukcji dyfuzora

Budowę modelu numerycznego oparto na wcześniej ustalonym podziale na panele. Wysokości żeber rozdzielających poszczególne panele ustalono na 0,2 m, grubość całej powłoki na 0,012 m dla modelu *DM* i 0,009 m dla modelu *DL*, natomiast grubość pierścienia górnego została zwiększona do 0,02 m. Kształt tworzącej powłokę przedstawia rys. 4.

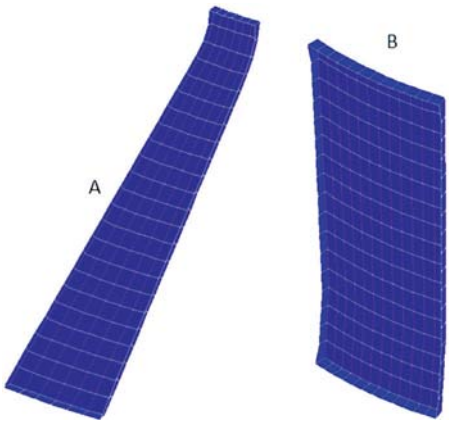
Przez wzgląd na wymiary powłoki, gdzie grubość jest znacznie mniejsza od szerokości i długości każdego z paneli, zdecydowano się na przyjęcie elementów skończonych typu powłoki cienkiej, czworobocznych, czterowęzłowych. Na rys. 5 pokazano podział na elementy skończone dolnego i górnego panela powłoki.

Przyjęto następujące parametry sprężyste materiału kompozytowego:

- Moduł Younga: $E = 12{,}0$ GPa;
- Współczynnik Poissona: $\nu = 0{,}25$;
- Gęstość materiału: $\rho = 1650$ kg/m^3;
- Masowy mnożnik tłumienia: $\alpha = 0{,}06374$;
- Sztywnościowy mnożnik tłumienia: $\beta = 6{,}226 \cdot 10^{-5}$.



Rys. 4. Kształt tworzącej modelu
Fig. 4. Model generating curve



Rys. 5. Siatka elementów skończonych dolnego (A) i górnego (B) panelu
Fig. 5. Finite element mesh of lower (A) and upper (B) panel

4.2. Warunki brzegowe

Warunki kinematyczne zrealizowano narzucając zerowe przemieszczenia translacyjne XYZ wszystkich węzłów pierścienia dolnego dyfuzora.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W analizowanym czasie pracy konstrukcji rozpatrywane obciążenia pochodzące od obracającego się wirnika ujawniają się bezpośrednio w postaci:

– przemieszczających się brył ciśnień wynikających z aerodynamicznego oddziaływania końcówek łopat śmigła na płaszcz powłoki,
– podciśnienia działającego na całą powłokę dyfuzora – jest ono skutkiem ruchu masy powietrza wewnątrz dyfuzora i stanowi różnicę pomiędzy ciśnieniem atmosferycznym a ciśnieniem panującym wewnątrz dyfuzora.

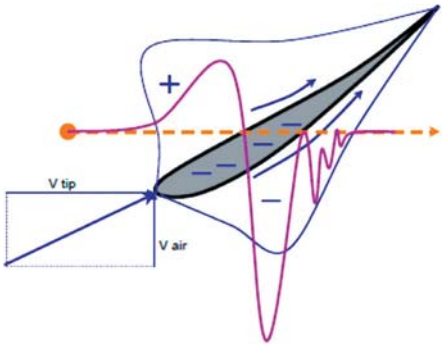
W obliczeniach przyjęto jednakową wartość podciśnienia dla całej powłoki, a jego wartość oszacowano na poziomie 240 Pa przy ustalonej (eksploatacyjnej) prędkości obrotowej wirnika n = 200 obr./min. W czasie rozruchu wirnika wartość podciśnienia wzrasta z kwadratem prędkości obrotowej.

Zgodnie z [8] obracające się śmigło wytwarza za końcami śmigieł ciśnienie, jak pokazano na rys. 6, którego wartość ustalana jest na podstawie zależności (5).

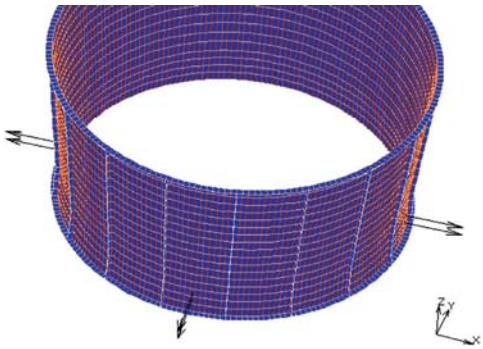
$$p_a = \frac{\pi^2 \cdot \rho_a \cdot n^2 \cdot \Phi^2}{7200} = 7600 \text{ Pa}, \tag{5}$$

gdzie:

$\rho_a = 1.23$ kg/m^3 – średnia gęstość powietrza,
$n = 200$ obr./min – prędkość obrotowa śmigła,
$\Phi = 10.6$ m – średnica części walcowej.



Rys. 6. Rozkład ciśnień na końcach łopat śmigła [8]
Fig. 6. Expected pressure distribution by fan blade tips [8]



Rys. 7. Miejscowe obciążenie konstrukcji bryłami ciśnień
Fig. 7. Local structure loading from fan blade tips pressure

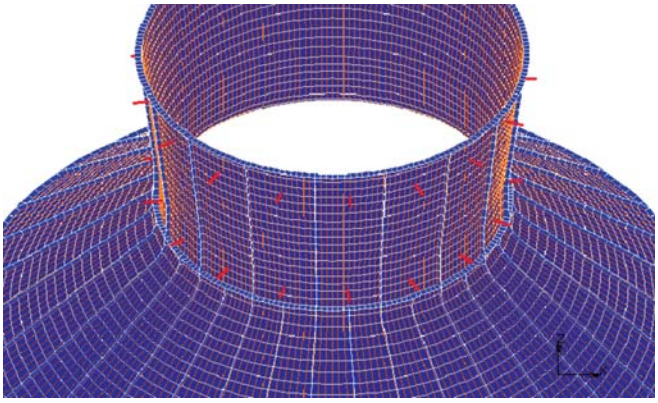
Obciążenie zamodelowano jako przemieszczające się cztery bryły ciśnień o położeniu odpowiadającym pozycji końcówek łopat wirnika, jak na rys. 7.

4.3. Tłumiki drgań

Zmniejszając koszt wyprodukowania konstrukcji poprzez zmianę grubości płaszcza dyfuzora z 12 mm do 9 mm, ulegają zmianie częstotliwości drgań własnych powłoki i najczęściej wzrastają amplitudy drgań.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Analizując pracę konstrukcji nietłumionej zewnętrznie, zauważono największe przemieszczenia w obrębie części walcowej bezpośrednio obciążanej obracającym się wirnikiem oraz w części wylotowej. Jak pokazano poniżej w obliczeniach, na poziomie wirnika dominuje odpowiedź powłoki z podstawową częstotliwością wzbudzenia ω_1 = 13,33 Hz – zob. wzór (1), zaś w części wylotowej dominuje odpowiedź związana z drugą częstotliwością f_2 drgań własnych. Wobec tego zdecydowano o równomiernym rozmieszczeniu tłumików drgań w powłoce o grubości 9 mm na dwóch poziomach, wyposażając każdy z paneli w dwa tłumiki – w sumie zastosowano 34 mechaniczne tłumiki drgań rys. 8. Wielkości wszystkich mas drgających ustalono na m = 10 kg.



Rys. 8. Lokalizacja tłumików drgań
Fig. 8. Localization of *MTD* set

W związku z różnym charakterem drgań w obrębie poziomu dolnego i górnego tłumików, zdecydowano na odrębne dostrojenie parametrów sprężysto-tłumiących c, k. Tłumiki dolne mają za zadanie bezpośrednio absorbować energię mechaniczną podstawowej częstotliwości wzbudzenia ω_1. Zatem sztywności sprężyn dolnego rzędu *MTD* wynosi:

$$k_{td} = m\,(2\pi\omega_1)^2 = 70\ 184 \text{ N/m} \tag{6}$$

W celu określenia sztywności sprężyn górnego rzędu tłumików dokonano analizy modalnej powłoki. Poniżej, w tabeli 1, zestawiono częstości drgań własnych dyfuzorów dla obu wariantów grubości ścianek. Na rys. 9, 10 i 11 pokazano postacie drgań dyfuzora *DL*.

Analogicznie do (6) obliczono sztywność tłumików górnego rzędu:

$$k_{tg} = m\,(2\pi f_2)^2 = 12\ 226 \text{ N/m} \tag{7}$$

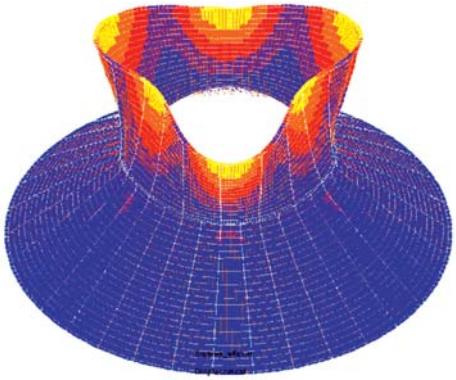
Tabela 1

Początkowe częstotliwości drgań własnych powłoki w dwóch wariantach grubości ścianek

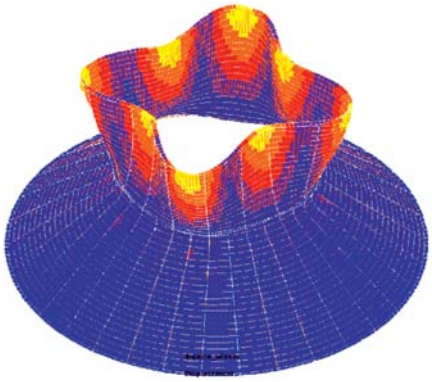
Grubość ścianki [mm]		Częstotliwość drgań własnych [Hz]		
dyfuzor *DM*	12	f_1 = 4,642	f_2 = 5,376	f_3 = 6,572
dyfuzor *DL*	9	f_1 = 4,660	f_2 = 5,565	f_3 = 6,614

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Ustalenie parametru c elementów wiskotycznych *MTD* wymaga odrębnej analizy. Podobnie jak sztywności sprężyn, wartości c ustalono osobno dla rzędu dolnego i górnego tłumików.



Rys. 9. Pierwsza postać drgań własnych
Fig. 9. First eigenmode



Rys. 10. Druga postać drgań własnych
Fig. 10. Second eigenmode

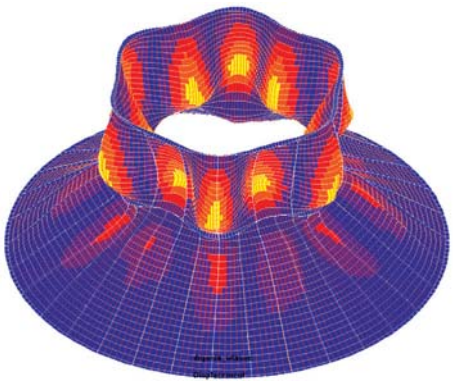
W pierwszym kroku oszacowano masę modalną rozumianą tu jako masę powłoki współpracującą z pojedynczym tłumikiem. Dla tłumika górnego masę tę określono wg wzoru (9):

$$m_g = \frac{\varphi_2^T \mathbf{M} \varphi_2}{17} \tag{9}$$

gdzie:

M – diagonalna macierz mas zawierająca masy przyporządkowane jedynie translacyjnym stopniom swobody w węzłach modelu,

φ_2 – wektor drugiej postaci drgań (odpowiadający f_2 = 5,565 Hz) zawierający jedynie translacyjne stopnie swobody i unormowany tak, że przemieszczenie radialne w węźle, w którym zamocowano tłumik górny, jest równe 1. Ostatecznie otrzymano m_g = 71,38 kg.



Rys. 11. Trzecia postać drgań własnych
Fig. 11. Third eigenmode

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Analogicznie wyznaczono masę modalną dla tłumików dolnego rzędu, jednak dla częstotliwości własnej powłoki f_{95} = 13,74 Hz najbliższej częstotliwości wymuszenia ω_1. Sposób normowania wektora postaci φ_{95} był podobny tzn. przemieszczenie radialne w węźle, w którym zamocowano tłumik dolny, jest równe 1. W wyniku otrzymano wartość m_d = 2855,39 kg.

Dla górnego i dolnego rzędu tłumików przyjęto najprostszy model oscylatora o jednym stopniu swobody (jak w klasycznym podejściu). Dla węzłów części wylotowej (górny rząd *MTD* – m_g, dolny rząd *MTD* – m_d) zachodzi:

$$\mu_g = m/m_g = 0{,}188; \qquad \mu_d = m/m_d = 0{,}036.$$

Ostatecznie za (3) i (4) jest:

$$c_{tg} = 4\pi \cdot m \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \mu_g}{8 \cdot (1+\mu_g)^3}} = 131{,}67 \text{ kg/s}$$

$$c_{td} = 4\pi \cdot m \cdot \omega_1 \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \mu_d}{8 \cdot (1+\mu_d)^3}} = 60{,}4 \text{ kg/s}$$

5. Wyniki obliczeń

Obliczenia numeryczne polegały na wyznaczeniu odpowiedzi powłoki podczas rozruchu wirnika i pierwszych kilku sekund ustalonej pracy śmigła. Zatem obciążenie powłoki ciśnieniem związanym z poruszającymi się końcami łopat śmigła jest zmienne w przestrzeni i w czasie. Dlatego długość kroku całkowania wynikała przede wszystkim z konieczności zachowania płynności ruchu końcówki śmigła względem elementów skończonych na poziomie części walcowej. Do rozwiązania równań ruchu wykorzystano algorytm Newmarka z krokiem całkowania *dt* = 1,47e–3 s.

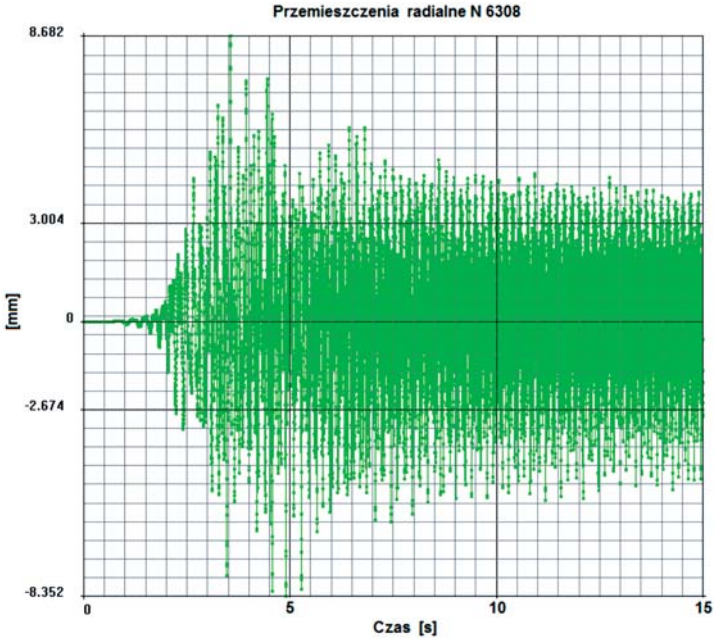
Analiza obejmuje 15 s pracy śmigła, z czego pierwsze 5 s przypada na rozruch (liniowy wzrost obrotów od 0 do 200 obr./min.). Na rys. 12 pokazano przykładowy przebieg drgań w węźle 6308 siatki MES modelu *DL*, w którym, w modelu *DL-MTD*, zamocowano górny tłumik drgań (zob. rys. 14). Widać, że po ok. 10 s pracy śmigła ustają drgania przejściowe powłoki. Dlatego do oceny skuteczności tłumików wzięto pod uwagę przebiegi drgań w czasie 10–15 s.

Z kolei na rys. 13 pokazano wykres FFT wykonany z obliczonej odpowiedzi powłoki *DL* w węzłach, w którym w modelu *DL-MTD*, zamocowano tłumiki drgań. Uwzględniono przebieg drgań w przedziale 10–15 s. Z wykresu tego widać, że ruch śmigła w poziomie części walcowej wywołuje drgania powłoki w górnej części wylotowej z dominującą częstotliwością f_2 = 5,565 Hz, a w poziomie śmigła – z częstotliwością ω_1 = 13,33 Hz.

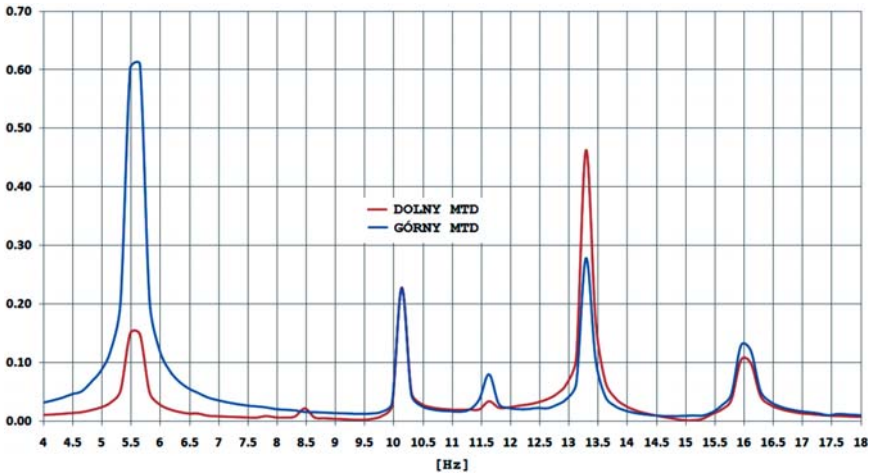
Oceniając skuteczność zastosowanych tłumików drgań, poddano identycznej analizie w czasie trzy warianty powłok: *DM*, *DL*, *DL-MTD* i wyznaczono przebiegi przemieszczeń oraz prędkości radialnych w tych samych węzłach panelu nr 1 (z uwagi na obrotową symetrię geometrii i obciążeń, analiza panelu nr 1 jest reprezentatywna dla całej konstrukcji).

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

Na rys. 14 liniami czarnymi pokazano węzły wzięte do analizy. Są to węzły leżące na powłoce i należące do żebra łączącego panele, węzły leżące na linii środkowej panela nr 1 (zaznaczono też lokalizację tłumików drgań dla dyfuzora *DL-MTD*) oraz węzły leżące symetrycznie względem linii środkowej i kolejnego żebra łączącego.



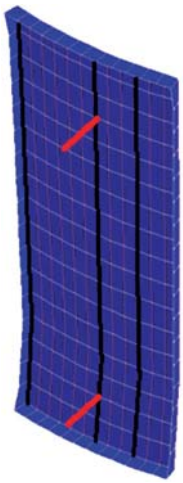
Rys. 12. Przykładowy przebieg przemieszczeń radialnych powłoki *DL* w węźle nr 6308
Fig. 12. History plot of radial displacement of shell *DL* at node 6308



Rys. 13. Wykres FFT dla węzłów, w których zamocowano tłumiki drgań
Fig. 13. FFT plot at nodes where MTDs were assembled

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

W każdym zaznaczonym węźle, dla ustalonych przebiegów w przedziale 10–15 s, wyznaczono: maksymalne i minimalne wielkości przemieszczeń (D_{MIN}, D_{MAX}) i prędkości (V_{MIN}, V_{MAX}) radialnych oraz wyliczono wartość średniokwadratową tych przebiegów (D_{RMS}, V_{RMS}) z czasem uśredniania równym 5 s. Następnie spośród wielkości D_{MIN} i V_{MIN} w każdym węźle, wybrano wartości minimalne, a dla D_{MAX}, V_{MAX}, D_{RMS}, V_{RMS} – wybrano wielkości maksymalne. Wyniki zestawiono w tabeli 2.



Rys. 14. Węzły wzięte do analizy wyników
Fig. 14. Nodes taking to results analysis

Należy zaznaczyć, że wartość RMS prędkości jest najczęściej badaną wielkością w praktyce przez obsługę techniczną. Tego rodzaju wielkość można wyznaczyć w przybliżeniu prostym, ręcznym przyrządem z końcówką dotykową.

Tabela 2

Zestawienie charakterystycznych wielkości dla trzech dyfuzorów w wybranych węzłach

Dyfuzor	przemieszczenia [mm]			prędkości [mm/s]		
	min D_{MIN}	max D_{MAX}	max D_{RMS}	min V_{MIN}	max V_{MAX}	max V_{RMS}
DM – 12 mm	–6,7	7,7	3,7	–1565,7	1656,2	**925,1**
DL – 9 mm	–8,0	7,0	3,8	–1673,9	1944,2	**966,0**
DL-MTD	–6,6	4,8	3,0	–1476,1	1626,7	**784,0**
DL-MTD / *DL* [%]	**77,3**	**68,2**	**79,3**	**88,2**	**83,7**	**81,2**

Analizując tabelę 2 można zauważyć, że wszystkie wielkości (prócz max D_{MAX}) są większe dla powłoki *DL* o mniejszej grubości płaszcza. Wielkości D_{MIN} i D_{MAX} nie są sobie równe, a drgania nie odbywają się względem pierwotnego położenia geometrycznego węzłów – zob. rys. 12. Na skutek ruchu powietrza wewnątrz dyfuzora wytwarza się podciśnienie i cała powłoka jest „zasysana" do wewnątrz.

Porównując zestawione wielkości dla dyfuzora *DL* bez tłumików i z tłumikami *DL-MTD* widać redukcję poziomu drgań, zarówno w przemieszczeniach, jak i w pręd-

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ

kościach. Ostatni wiersz tabeli 2 pokazuje stosunek wielkości *DL-MTD* do *DL* wyrażony w %.

Wielkości RMS dla dyfuzora z tłumikami stanowią ok. 80% wyliczonych wartości dla dyfuzora bez tłumików. Redukcję widać również dla pozostałych wielkości ekstremalnych.

6. Wnioski

Dyfuzor *DL* – 9 mm ma masę 10,24 ton, zaś dyfuzor *DM* – 12 mm – masę 13,58 ton. Zatem rozwiązanie z grubszą powłoką jest cięższe o około 3.34 tony kompozytu. Jednocześnie, jak pokazano, amplitudy przemieszczeń i prędkości przy ustalonej pracy śmigła powłoki *DL* są większe niż powłoki *DM*. Jest zatem sens ekonomiczny rozważenia stosowania tłumików drgań dla konstrukcji tańszej – lżejszej. W rozważaniach uwzględniono 34 tłumiki o masie 10 kg każdy – w sumie 340 kg.

Przedstawione rezultaty pokazują, że nawet w prosty sposób zaprojektowane tłumiki istotnie zmniejszają amplitudy drgań. W prezentowanym przypadku wielkości ekstremalne przebiegów drgań dla dyfuzora z tłumikami stanowią ok. 80% wyliczonych wartości dla dyfuzora bez tłumików.

Należy podkreślić, że przyjęta metoda obliczania parametrów tłumików bazuje na układzie o jednym stopniu swobody. Z kolei obliczenia dynamiczne pokazują, że ruch śmigła wzbudza wiele harmonicznych drgań. Jest to obciążenie zmienne przestrzennie, a bryła ciśnień oddziałująca na powłokę przechodzi przez obszary o różnych sztywnościach (żebra łączące panele, środki paneli). Rozwinięciem prezentowanej koncepcji mogłoby być poszukiwanie optymalnych parametrów tłumików drgań ich lokalizacji na drodze optymalizacji.

Literatura

[1] Baur E., Brinkmann S., Oberbach K., Osswald T., Schmachtenberg E., *International Plastics Handbook*, Monachium 2006.

[2] Den Hartog J.P., *Drgania mechaniczne*, Warszawa 1971.

[3] Felippa C., *Introduction to Finite Elements Method*, Boulder 2004.

[4] Hylla I., Śleziona J., *Kompozyty. Elementy mechaniki i projektowania*, Gliwice 2004.

[5] Jangid R.S., Joshi A.S., *Optimum Parameters of Multiple Tuned Mass Dampers for Base – Excited Damped Systems*, Bombaj 1996.

[6] Kąkol W., Łodygowski T., *Metoda elementów skończonych w wybranych zagadnieniach mechaniki konstrukcji inżynierskich*, Poznań 2003.

[7] Kefu L., Jie L., *The damped dynamic vibration absorbers: revisited and new result*, Lakehead University 2004.

[8] Van der Spek H., *Vibration Control: New Fan Blade Tip Reduces Pulsation*, San Antonio 2003.

[9] Vermolen F., *Introduction into Finite Elements*, Delft 2005.

BIBLIOTEKA CYFROWA POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ