



(11) **EP 1 965 024 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
07.04.2010 Bulletin 2010/14

(51) Int Cl.:
F01D 5/10 (2006.01) F01D 5/16 (2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **08102089.3**

(22) Date de dépôt: **27.02.2008**

(54) **Méthode de réduction des niveaux vibratoires d'une roue aubagée de turbomachine**

Verfahren zur Reduzierung der Schwingungsniveaus eines Schaufelrads eines Turbotriebwerks

Method of reducing levels of vibration in a turbomachine bladed wheel

(84) Etats contractants désignés:
DE FR GB

(30) Priorité: **27.02.2007 FR 0701408**

(43) Date de publication de la demande:
03.09.2008 Bulletin 2008/36

(73) Titulaire: **SNECMA**
75015 Paris (FR)

(72) Inventeurs:
• **Dupeux, Jérôme**
77000, VAUX LE PENIL (FR)
• **Lombard, Jean-Pierre**
77830, PAMFOU (FR)

• **Sharma, Virenda**
75013, PARIS (FR)
• **Mitha, Samy**
91700, STE GENEVIEVE DES BOIS (FR)

(74) Mandataire: **David, Daniel et al**
Bloch & Bonnetat
23bis, rue de Turin
75008 Paris (FR)

(56) Documents cités:
EP-A- 1 528 223 EP-A- 1 589 191
WO-A-95/29331 WO-A-98/36966
FR-A1- 2 824 597

EP 1 965 024 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] La présente invention concerne le domaine des turbomachines et vise une méthode permettant de réduire les vibrations sur les aubes d'une roue aubagée soumises à une excitation périodique résultant des perturbations dans l'écoulement gazeux traversant la turbomachine, produites par une roue aubagée ou un obstacle à proximité de ladite roue, l'une étant généralement mobile et l'autre fixe.

[0002] Une turbomachine comprend un ou plusieurs rotors formés de roues aubagées, c'est à dire d'aubes montées sur un disque mobile en rotation autour d'un axe, et une ou plusieurs grilles formées de roues aubagées fixes, c'est à dire non mobiles en rotation par rapport à l'axe ci-dessus. Les aubages des roues fixes et mobiles sont traversés par un fluide gazeux dans une direction générale parallèle à l'axe. Une des principales sources d'excitation des aubes fixes ou mobiles provient des sillages et des fluctuations de pression générées par les obstacles adjacents à l'aubage. Ces différents obstacles, à savoir les aubes des étages amont et aval ou encore les bras de carter induisent des perturbations dans l'écoulement du fluide à travers les aubages. Le défilement des aubes dans ces perturbations crée une excitation harmonique synchrone de la vitesse de rotation du rotor et génère un champ de pression instationnaire sur la surface de l'aube.

[0003] Dans le domaine des turbomachines aéronautiques, les aubages sont des pièces particulièrement sensibles car elles doivent répondre en termes de dimensionnement à des impératifs de performances aérodynamiques, d'aéroacoustique et de tenue mécanique à la rotation, la température et la charge aérodynamique. L'ensemble de ces aspects fait que ces structures sont assez chargées statiquement et que compte tenu des impératifs de durée de vie, les amplitudes de vibrations qu'elles subissent doivent rester faibles. Par ailleurs le couplage aéroélastique, c'est à dire le couplage entre la dynamique des roues aubagées et l'écoulement fluide, conditionne la stabilité vibratoire de la structure.

[0004] Dans le cadre de la conception d'une turbomachine, et compte tenu de la pluridisciplinarité des intervenants, le processus de dimensionnement est itératif. On effectue le dimensionnement vibratoire afin d'éviter la présence de résonances critiques dans la plage de fonctionnement de la machine. L'ensemble est validé en fin de cycle de conception par un essai moteur sur lequel les amplitudes vibratoires sont mesurées. Il apparaît parfois de forts niveaux vibratoires liés soit à des résonances soit à des instabilités vibratoires. La mise au point du rotor concerné doit alors être refaite ce qui est particulièrement long et coûteux. Un procédé de réduction du niveau vibratoire comprenant les caractéristiques du préambule de la revendication 1 est décrit dans le document FR 2 824 597.

[0005] La présente invention a pour objectif de maîtriser, déjà lors de la phase de conception ou de développement de la machine, les niveaux de réponse vibratoire des roues aubagées dans une structure de turbomachine comportant au moins une roue aubagée mobile et une roue aubagée fixe traversées par un écoulement gazeux.

[0006] L'invention vise ainsi le traitement des vibrations produites par les perturbations engendrées par exemple par l'une des roues dans l'écoulement gazeux sur l'autre roue aubagée. Elle vise dans un cas particulier les perturbations engendrées sur l'écoulement gazeux par le sillage d'une roue aubagée fixe ou d'un obstacle tel que des bras de carter ; ces perturbations produisent des vibrations sur la roue aubagée mobile située en aval.

[0007] L'objectif de la présente invention ne se limite pas à la maîtrise des niveaux vibratoires dans une configuration où les roues aubagées sont adjacentes, elle vise la maîtrise des réponses vibratoires sur une roue aubagée pour des perturbations trouvant leur origine en amont ou en aval de la roue aubagée sans être limité aux roues adjacentes.

[0008] L'invention vise encore les excitations de type distorsion de veine aérodynamique générée par un ou plusieurs prélèvements dans la veine de gaz ou par une distorsion de manche d'entrée du moteur, lorsque le moteur est un turboréacteur, en cas de vent de travers ou de vol en incidence. On inclut ces distorsions dans le terme obstacle, par la suite.

[0009] L'invention a pour autre objectif la réalisation d'une méthode qui permet de prendre les mesures correctives qui s'imposent le plus tôt ou le plus en amont possible dans le processus de conception et de mise au point de roues aubagées de turbomachines.

[0010] Elle a plus particulièrement pour objectif de réduire les niveaux vibratoires synchrones de la vitesse de rotation du rotor sur une roue aubagée, mobile ou fixe, générée par le défilement relatif des sillages ou de la distorsion induite par une roue aubagée adjacente ou distante de un ou deux étages, amont ou aval.

[0011] Conformément à l'invention, le procédé de réduction des niveaux vibratoires susceptibles de survenir, dans une turbomachine comprenant au moins une première roue aubagée et une deuxième roue aubagée, lorsque les deux roues sont en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre autour d'un axe de rotation et traversées par un fluide gazeux, en raison de perturbations d'origine aérodynamique produites par la deuxième roue aubagée ou un obstacle sur la première roue aubagée, est caractérisé par le fait qu'il comprend les étapes suivantes lors de la conception desdites deux roues aubagées :

A - on définit une configuration initiale des aubes, en fonction des performances attendues de la turbomachine, avec les profils aérodynamiques individuels de p coupes empilées radialement entre le pied et la tête desdites aubes ;

B - on calcule la réponse forcée synchrone $y(\omega)$ sur la première roue aubagée en fonction de l'effort $f(\omega)$ d'excitation harmonique produite par la deuxième roue aubagée ou l'obstacle à partir de la relation $y(\omega) = F(\tau y_v * f(\omega))$, où F est une fonction linéaire de la force aérodynamique généralisée $\tau y_v * f(\omega)$ pour le mode v considéré;

C - on définit un coefficient ($\alpha < 1$) de réduction de la réponse forcée synchrone $y(\omega)$;

D - on détermine pour chacune desdites p coupes empilées de l'une des deux roues une valeur de décalage géométrique tangentiel de l'axe d'empilage θ de manière à réduire le terme correspondant à la force aérodynamique généralisée $|\tau y * f(\omega)|$, le déphasage temporel ϕ de la pression d'excitation $f(\omega)$ étant relié au décalage géométrique tangentiel par la relation $\theta = N_{\text{excit}} * \phi$ où N_{excit} est le nombre de sources excitatrices; l'ensemble des p coupes avec les décalages tangentiels définit ainsi une nouvelle configuration des aubes de la dite une des deux roues.

E - on calcule la réponse forcée synchrone $y(\omega)$ sur la première roue aubagée;

F - si $|y'(\omega)| > \alpha * |y(\omega)|$ on reprend le calcul en D avec de nouvelles valeurs de décalage géométrique tangentiel à appliquer sur l'axe d'empilage.

G - si $|y'(\omega)| < \alpha * |y(\omega)|$, on applique la nouvelle configuration à au moins une partie, et plus particulièrement à l'ensemble des aubes de ladite une des deux roues.

[0012] De préférence on procède à la modification de la configuration initiale sur la roue fixe que celle-ci soit la roue aubagée excitatrice ou bien la roue subissant l'excitation.

[0013] L'invention permet, plus particulièrement, le traitement de différents cas :

La première roue est une roue aubagée mobile et la deuxième roue aubagée est une roue fixe, la roue aubagée mobile étant dans le sillage de la roue aubagée fixe.

La première roue aubagée est une roue mobile et la deuxième roue aubagée est une roue fixe, la roue mobile étant en amont de la roue fixe.

La première roue aubagée est une roue fixe et la deuxième roue aubagée est une roue mobile, la roue fixe étant dans le sillage de la roue mobile.

La première roue aubagée est une roue fixe et la deuxième roue aubagée est une roue mobile, la roue fixe étant en amont de la roue mobile.

[0014] L'invention résulte de l'analyse théorique des phénomènes vibratoires. On montre que la réponse forcée $y(\omega)$, d'une structure linéaire soumise à une force d'excitation harmonique $f(\omega)$, est liée à cette dernière par une relation qui peut être formulée avec des termes complexes de la façon exprimée ci-dessous sous l'hypothèse d'une norme unité des vecteurs propres par rapport à la masse :

$$y(\omega) = F(\tau y_v * f(\omega)) = \sum_{v=1}^n [y_v * \tau y_v / (\omega_v^2 - \omega^2 + j * \omega * \beta_v)] * f(\omega) \quad (1)$$

Où

Le signe Σ signifie que la réponse forcée $y(\omega)$ est la somme des réponses forcées de chacun des modes propres v à la pulsation ω . La réponse forcée pour un mode propre déterminé est donnée par la relation entre crochets. La somme prend en compte l'ensemble des n modes propres v pris en considération et qu'il s'agit de traiter, c'est à dire du mode propre $v=1$ au mode propre $v = n$.

y_v correspond à la déformée modale du mode v sous l'hypothèse d'une norme unité des vecteurs propres par rapport à la masse

τy_v correspond à la transposée du vecteur précédent,

ω_v correspond à la pulsation du mode propre v

ω correspond à la pulsation de l'excitation

$j^2 = -1$

β_v correspond à l'amortissement modal généralisé pour le mode propre v ...

et $f(\omega)$ est la force d'excitation harmonique ; elle même de la forme $f * \cos(\omega * t + \phi)$ avec t le temps et ϕ le déphasage temporel.

[0015] Dans le cas d'une excitation d'origine aérodynamique appliquée sur une roue aubagée le terme $\tau y_v * f(\omega)$ représente la force aérodynamique généralisée pour le mode propre v .

[0016] Le traitement des phénomènes vibratoires comprend dans le cadre de l'invention la mise en oeuvre des moyens permettant de réduire le module $|y(\omega)|$.

[0017] Alors que pour minimiser le module $|y(\omega)|$ de la réponse forcée soumise à la force d'excitation $f(\omega)$, on cherche

habituellement à augmenter le facteur β_v lié à l'amortissement pour le mode propre v , on a, conformément à la présente invention, porté les efforts sur la réduction du module du terme correspondant à la force aérodynamique généralisée de chacun des modes propres v .

[0018] Une procédure pour y parvenir consiste à modifier l'axe d'empilage des aubes étudiées suivant la direction tangentielle à l'axe de rotation. On définit géométriquement le profil de la pale d'une aube à partir des profils de chacune des coupes parallèles entre elles réalisées entre le pied de l'aube et son sommet. Les coupes forment ainsi un empilage le long d'une courbe que l'on désigne axe d'empilage. Les profils sont déterminés aéromécaniquement.

[0019] On est parti de l'hypothèse que pour une coupe déterminée une modification suivant la direction tangentielle laisse les modules des pressions instationnaires inchangés pour de faibles variations (à titre d'exemple, de l'ordre d'un degré pour une roue constituée de 150 secteurs : cf figure 10)

[0020] Ceci permet donc de lier directement la phase temporelle φ des pressions à l'écart tangentiel θ par rapport à l'axe d'empilage par coupe de l'aube. Avec la relation suivante on établit l'équivalence entre le déphasage temporel sur les pressions et le déphasage géométrique, c'est à dire le déplacement tangentiel à appliquer sur l'aube

$$\varphi = \theta \cdot N_{\text{excit}}$$

avec φ = déphasage temporel ;

θ = déphasage géométrique ;

N_{excit} = nombre d'aubes excitatrices.

[0021] La procédure selon l'invention est décrite plus en détail ci-après en relation avec les figures sur lesquelles :

La figure 1 représente de façon schématique une structure de turbomachine.

Les figures 2 à 5 montrent différents cas qu'il est possible de traiter conformément à l'invention.

La figure 6 montre une aube d'une roue aubagée fixe de configuration initiale.

La figure 7 est un organigramme des différentes étapes de la méthode selon l'invention.

La figure 8 montre la définition de l'angle θ de décalage tangentiel d'une coupe défini par rapport à l'axe de rotation

La figure 9 montre une aube de roue aubagée fixe dont la configuration a été modifiée conformément à l'invention afin de réduire les niveaux vibratoires.

La figure 10 est un graphique illustrant un exemple pour un profil d'aube des valeurs de l'angle de décalage tangentiel.

[0022] Comme on le voit sur la figure 1 une structure de turbomachine 1, ici un compresseur, comprend au moins une roue aubagée 3 mobile autour d'un axe de rotation adjacente à au moins une roue aubagée fixe 2 ou 4. Généralement la structure comprend une pluralité de roues mobiles séparées par des roues fixes.

[0023] Comme cela a été rapporté plus haut, le mouvement relatif d'une roue par rapport à l'autre à l'intérieur d'un flux gazeux axial, représenté par la flèche F est source de perturbations. Par exemple en référence à la figure 2 une première roue mobile 11 subit l'influence d'une deuxième roue aubagée fixe 12 en étant dans son sillage. Ce sillage est la source de perturbations sur la première roue mobile 11.

[0024] D'autres cas sont possibles dans le cadre de l'invention; sur la figure 3 on considère une première roue aubagée mobile 11' dans sa position en amont par rapport à une deuxième roue fixe 12' et qui subit les forces excitatrices générées par cette deuxième roue 12' aval.

[0025] Dans le cas de la figure 4, on considère les perturbations générées sur une première roue aubagée fixe 21 par le flux gazeux traversant une roue aubagée mobile 22 amont.

[0026] Dans le cas de la figure 5, on considère les perturbations générées sur une première roue fixe 21' par le flux gazeux traversant une deuxième roue aubagée 22' mobile aval.

[0027] D'autres cas sont visés par la présente invention, elle ne se limite pas aux roues adjacentes.

[0028] Le profil d'une aube et de sa pale en particulier est déterminé généralement par une pluralité de coupes effectuées selon la direction radiale entre le pied et le sommet. La figure 6 montre une aube fixe 30 d'un étage fixe de turbomachine avec un pied 31 et sa plateforme, un sommet 32 et sa plateforme, et entre les deux, une pale 33 balayée par le flux gazeux. La pale 33 en position dans la turbomachine est d'orientation radiale par rapport à l'axe de cette dernière. La pale est définie géométriquement par le profil individuel d'une pluralité de coupes $C_1, C_2, C_3, \dots, C_p$ (p étant de l'ordre de 20) par des plans $p_1, p_2, \dots, p_p$ tangents à cette direction radiale. Pour une roue mobile on définit de la même façon le profil de la pale balayée par le flux gazeux par des coupes effectuées dans les plans tangents.

[0029] Conformément à l'invention on réduit le module de la réponse forcée $y(\omega)$ des aubes d'une première roue aubagée en recherchant une répartition adéquate des composantes des pressions pour minimiser le module de la force aérodynamique généralisée associée à chacun des modes propres v . En effet comme cela résulte de la formule (1)

rapportée plus haut, la force aérodynamique généralisée associée à un mode propre est un facteur multiplicateur qui apparaît dans chacun des termes de la somme Σ .

[0030] Il est à noter qu'on ne modifie pas nécessairement l'aube excitée. Il suffit d'agir sur l'une des aubes soit formant la source d'excitation soit étant excitée par la source d'excitation.

[0031] La procédure est développée ci-après en relation avec l'organigramme de la figure 7

[0032] Les deux premières étapes consistent à définir les spécifications en termes de performances aérodynamiques de la structure comprenant les deux roues aubagées, puis à calculer la configuration initiale des roues aubagées. Cette configuration comprend les profils des coupes $c_1, \dots, c_p$ et de leur empilage. On procède généralement par itérations aérodynamiques comme cela est connu de l'homme du métier.

[0033] Etape 3 : on calcule la réponse forcée aéroélastique $y(\omega)$ sur l'aubage présentant la configuration initiale excitée avec une excitation $f(\omega)$ aérodynamique synchrone :

L'excitation est déterminée à l'aide calcul aérodynamique instationnaire,

Un calcul de réponse forcée aéroélastique (définie par la relation (1)) est ensuite réalisé afin de déterminer les niveaux vibratoires ;

La criticité de ces niveaux vibratoires est déterminée à l'aide d'un diagramme de Haig. Ce diagramme défini pour un matériau donné permet de définir pour une contrainte statique donnée la contrainte dynamique admissible pour avoir une durée de vie infinie en vibratoire.

[0034] Si les niveaux vibratoires prédits (ou mesurés en essai) sont importants par rapport à l'expérience on définit une cible $\alpha^* |y(\omega)|$ (avec $0 < \alpha < 1$) en terme de niveau vibratoire maximal.

[0035] Il faut faire en sorte qu' α soit la valeur la plus petite possible compte tenu des tolérances de fabrication.

[0036] Etape 4 : on met en application la procédure conforme à l'invention avec comme cible le niveau vibratoire maximal ci-dessus.

[0037] On minimise le module de la réponse forcée aéroélastique pour un mode donné sachant qu'on peut l'étendre à tout mode.

[0038] La méthode consiste à déterminer le décalage géométrique θ , illustré sur la figure 8, appliqué sur l'axe d'empilage tangentiel de manière à minimiser la réponse vibratoire due à la perturbation, telle que le sillage. On adopte un paramétrage du décalage tangentiel à appliquer sur le profil d'aube à modifier. Sur la figure 8 on a repris la pale 30 de la figure 6, et le calcul effectué sur la coupe c_2 . On détermine la valeur de θ qui conduit à décaler angulairement la coupe en c'_2 .

[0039] Pour cela des techniques de type spline/pôles ou de bases de forme discrètes quelconques ou choisie pour projeter la loi d'empilage sont utilisés par exemple.

La méthode d'optimisation peut être quelconque. A titre d'exemple, nous citons quelques méthodes classiques : méthode des gradients, méthode dite du « recuit simulé », méthode génétique ... (La grandeur à minimiser est le module $|\Gamma_{y_0} * f(\omega)|$ ou la somme des modules dans le cas d'une optimisation multimodes).

[0040] Etape 5 : on effectue un calcul de réponse forcée aéroélastique $y'(\omega)$ sur l'aubage modifié afin de vérifier que la cible en terme de niveau vibratoire maximal est bien atteinte. Si ce n'est pas le cas une nouvelle définition de profil est définie.

[0041] Etape 6 : une fois la cible atteinte on vérifie que les performances aérodynamiques sont conservées par la modification de l'axe d'empilage de l'aube concernée.

[0042] Etape 7 : la nouvelle définition de l'aubage est retenue ; elle satisfait les critères aérodynamiques en termes de performances et les critères mécaniques en termes de niveaux vibratoires.

[0043] La figure 9 montre un exemple d'aspect que prend l'aube 30 de la figure 6 après application de la méthode de l'invention. Les coupes $c_1, c_2 \dots c_p$ ne sont pas modifiées aérodynamiquement. Elles ont subi chacune un décalage tangentiel autour de l'axe de la turbomachine.

[0044] On a représenté sur la figure 10 un graphique montrant un exemple de profil d'aube optimisée ; chaque point représente la valeur de l'angle θ pour chacune des coupes C_1 à C_p sur toute la hauteur de la pale de l'aube. On constate que cette valeur reste relativement faible, inférieure selon cet exemple à 1 degré par rapport à la position correspondant à la configuration initiale.

[0045] Dans la mesure où les valeurs de correction sont supérieures aux tolérances de fabrication des aubes, on dispose d'un moyen permettant de réduire les niveaux vibratoires sans ajout de masse ni modification à la fois des performances aérodynamiques de la turbomachine et des interfaces technologiques des aubages.

[0046] On réduit les niveaux générés par des sillages : sillage de redresseur/distributeur ou sillage de roue aubagée mobile ; comme on l'a précisé précédemment, les niveaux générés par des distorsions de veine aérodynamique générées par un ou plusieurs prélèvements dans la veine de gaz ou par une distorsion de manche d'entrée du moteur. On ne prend pas en compte d'autres types d'excitation. Bien qu'elle s'adresse aux roues de redresseur/distributeur et aux roues mobiles, on agit de préférence sur la source d'excitation qui est une roue aubagée de redresseur/distributeur.

Revendications

1. Procédé de réduction des niveaux vibratoires susceptibles de survenir, dans une turbomachine (1) comprenant au moins une première roue aubagée (11 ; 11' ; 21 ; 21') et une deuxième roue aubagée (12 ; 12' ; 22 ; 22'), lorsque les deux roues sont en mouvement relatif l'une par rapport à l'autre autour d'un axe de rotation et traversées par un fluide gazeux, en raison de perturbations d'origine aérodynamique produites par la deuxième roue aubagée ou un obstacle sur la première roue aubagée, **caractérisé par le fait qu'il** comprend les étapes suivantes lors de la conception desdites deux roues aubagées :

A - on définit une configuration initiale des aubes, en fonction des performances attendues de la turbomachine, avec les profils aérodynamiques individuels de p coupes (c1, c2, ... cp) empilées radialement entre le pied et la tête desdites aubes ;

B - on calcule la réponse forcée synchrone $y(\omega)$ sur la première roue aubagée en fonction de l'effort $f(\omega)$ d'excitation harmonique produite par la deuxième roue aubagée ou l'obstacle à partir de la relation $y(\omega) = F(\tau y_v \cdot f(\omega))$, où F est une fonction linéaire de la force aérodynamique généralisée $\tau y_v \cdot f(\omega)$ pour le mode propre v considéré ;

C - on définit un coefficient ($\alpha < 1$) de réduction de la réponse forcée synchrone $y(\omega)$;

D - on détermine pour chacune desdites p coupes (c1, c2, ... cp) empilées de l'une des deux roues une valeur de décalage géométrique tangentiel θ de manière à réduire le terme correspondant à la force aérodynamique généralisée associée au mode propre v [$\tau y_v \cdot f(\omega)$], le déphasage temporel φ de la pression d'excitation $f(\omega)$ étant relié au décalage géométrique tangentiel par la relation $\theta = N_{\text{excit}} \cdot \varphi$ où N_{excit} est le nombre de sources excitatrices ; l'ensemble des p coupes avec les décalages tangentiel définit ainsi une nouvelle configuration des aubes de la dite une des deux roues ;

E - on calcule la réponse forcée synchrone $y'(\omega)$ sur la première roue aubagée ;

F - si $|y'(\omega)| > \alpha \cdot |y(\omega)|$, on reprend le calcul en D avec de nouvelles valeurs de décalage géométrique tangentiel ;

G - si $|y'(\omega)| < \alpha \cdot |y(\omega)|$, on applique la nouvelle configuration à au moins une partie des aubes de ladite une des deux roues.

2. Procédé selon la revendication précédente selon lequel

$$y(\omega) = F(\tau y_v \cdot f(\omega)) = \sum_{v=1}^n [y_v \cdot \tau y_v \cdot 1 / (\omega_v^2 - \omega^2 + j \cdot \omega \cdot \beta_v)] \cdot f(\omega) \quad (1)$$

où

Le signe E signifie que la réponse forcée $y(\omega)$ est la somme des réponses forcées de chacun des modes propres v à la pulsation ω ,

y_v correspond à la déformée modale du mode v sous l'hypothèse d'une norme unité des vecteurs propres par rapport à la masse τy_v correspond à la transposée du vecteur précédent,

ω_v correspond à la pulsation associée au mode v ,

ω correspond à la pulsation de l'excitation,

$j^2 = -1$,

β_v correspond à l'amortissement modal généralisé pour le mode,

et $f(\omega)$ est la force d'excitation harmonique ; elle même de la forme $f \cdot \cos(\omega \cdot t + \varphi)$ avec t le temps et φ le déphasage temporel.

3. Procédé selon l'une des revendications précédentes, selon lequel ladite une des deux roues (12, 12' ; 22 ; 22') est une roue aubagée fixe.

4. Procédé selon l'une des revendications précédentes selon lequel la première roue aubagée (11) est une roue mobile et la deuxième roue aubagée (12) est une roue fixe, la roue aubagée mobile étant dans le sillage de la roue aubagée fixe.

5. Procédé selon l'une des revendications 1 et 2 selon lequel la première roue aubagée (11') est une roue mobile et la deuxième roue aubagée (12') est une roue fixe, la roue mobile étant en amont de la roue fixe.

6. Procédé selon l'une des revendications 1 et 2 selon lequel la première roue aubagée (21) est une roue fixe et la

deuxième roue aubagée (22) est une roue mobile, la roue fixe étant dans le sillage de la roue mobile.

7. Procédé selon l'une des revendications 1 et 2 selon lequel la première roue aubagée (21') est une roue fixe et la deuxième roue aubagée (22') est une roue mobile, la roue fixe étant en amont de la roue mobile.

5

Claims

1. A method for reducing vibration levels likely to occur in a turbomachine (1) comprising at least a first bladed wheel (11, 11', 21, 21') and a second bladed wheel (12, 12', 22, 22'), where the two wheels are moving relative to one another about an axis of rotation and a gaseous fluid is passing over them, due to perturbations of an aerodynamic origin that are produced by the second bladed wheel or an obstacle on the first bladed wheel, wherein the following steps are included in the design of said two bladed wheels:

10

15

A - an initial configuration of the blades is defined as a function of the expected performance of the turbomachine using the individual aerodynamic profiles of p cross sections ($c_1, c_2, \dots, c_p$) radially stacked between the root and the tip of said blades;

20

B - the synchronous forced response $y(\omega)$ on the first bladed wheel is calculated as a function of the harmonic excitation force $f(\omega)$ produced by the second bladed wheel or the obstacle from the relation $y(\omega) = F(\tau_{y_v} f(\omega))$, where F is a linear function of the generalized aerodynamic force $\tau_{y_v} f(\omega)$ for the eigenmode v considered;

25

C - a coefficient ($\alpha < 1$) for the reduction in the synchronous forced response $y(\omega)$ is defined;

D - a geometric tangential shift value θ is determined for each of said p stacked cross sections of one of the two wheels so as to reduce the term corresponding to the generalized aerodynamic force associated with the eigenmode v [$\tau_{y_v} f(\omega)$], the temporal phase shift ϕ of the excitation pressure $f(\omega)$ being linked to the geometric tangential shift by the relation $\theta = N_{\text{excit}} \phi$, where N_{excit} is the number of excitation sources; the set of p cross sections with the tangential shifts thus defines a new configuration of the blades of said one of the two wheels;

E - the synchronous forced response $y'(\omega)$ on the first bladed wheel is calculated;

F - if $|y'(\omega)| > \alpha |y(\omega)|$ the calculation in D is repeated with new geometric tangential shift values; and

G - if $|y'(\omega)| < \alpha |y(\omega)|$ the new configuration is applied to at least some of the blades of said one of the two wheels.

30

2. The method as claimed in the preceding claim wherein:

35

$$Y(\omega) = F(\tau_{y_v} f(\omega)) = \sum_{v=1}^n [y_v^T y_v / (\omega_v^2 - \omega^2 + j\omega\beta_v)] f(\omega) \quad (1)$$

where:

40

the sign Σ means that the forced response $y(\omega)$ is the sum of the forced responses of each of the eigenmodes v at the angular frequency ω ;

y_v corresponds to the mode shape of the mode v on the assumption of a unit norm for the eigenvectors with respect to the mass;

45

τ_{y_v} corresponds to the transpose of the preceding vector;

ω_v corresponds to the angular frequency associated with the mode v ;

ω corresponds to the angular frequency of the excitation;

$j^2 = -1$;

β_v corresponds to the generalized modal damping for the mode; and

50

$f(\omega)$ is the harmonic excitation force, itself being of the form $f \cos(\omega t + \phi)$ with time t and temporal phase shift ϕ .

3. The method as claimed in one of the preceding claims wherein said one of the two wheels (12, 12', 22, 22') is a stationary bladed wheel.

55

4. The method as claimed in one of the preceding claims wherein the first wheel (11) is a moving bladed wheel and the second bladed wheel (12) is a stationary wheel, the moving bladed wheel being in the wake of the stationary bladed wheel.

5. The method as claimed in one of claims 1 and 2 wherein the first bladed wheel (11') is a moving wheel and the second bladed wheel (12') is a stationary wheel, the moving wheel being upstream of the stationary wheel.
6. The method as claimed in one of claims 1 and 2 wherein the first bladed wheel (21) is a stationary wheel and the second bladed wheel (22) is a moving wheel, the stationary wheel being in the wake of the moving wheel.
7. The method as claimed in one of claims 1 and 2 wherein the first bladed wheel (21') is a stationary wheel and the second bladed wheel (22') is a moving wheel, the stationary wheel being upstream of the moving wheel.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Reduzieren der Schwingungspegel, die in einem Turbotriebwerk (1) auftreten können, das mindestens ein erstes Schaufelrad (11; 11'; 21; 21') und ein zweites Schaufelrad (12; 12'; 22; 22') umfasst, wenn die beiden Räder sich im Verhältnis zueinander um eine Drehachse herum bewegen und von einem gasförmigen Fluid durchströmt werden, aufgrund von Störungen aerodynamischen Ursprungs, die von dem zweiten Schaufelrad oder einer Behinderung auf dem ersten Schaufelrad hervorgerufen werden, **dadurch gekennzeichnet, dass** es bei der Auslegung der beiden Schaufelräder folgende Schritte umfasst:

- A) Definieren einer Ausgangskonfiguration der Schaufeln je nach der erwarteten Leistung des Turbotriebwerks, wobei die einzelnen aerodynamischen Profile von p Schnitten (c1, c2, ... cp) radial zwischen Wurzel und Spitze der Schaufeln geschichtet werden;
- B) Berechnen der synchronen Zwangsreaktion $y(\omega)$ an dem ersten Schaufelrad je nach der harmonischen Erregungskraft $f(\omega)$, die von dem zweiten Schaufelrad oder der Behinderung erzeugt wird, ausgehend von der Beziehung $y(\omega) = F(T_{y_v} * f(\omega))$, wobei F eine lineare Funktion der generalisierten aerodynamischen Kraft $T_{y_v} * f(\omega)$ für die betrachtete Eigenschwingung v ist;
- C) Definieren eines Koeffizienten ($\alpha < 1$) zum Reduzieren der synchronen Zwangsreaktion $y(\omega)$;
- D) Bestimmen für jeden der p geschichteten Schnitte (c1, c2, ... cp) eines der beiden Räder eines tangentialen geometrischen Versatzwertes θ , um den Terminus, welcher der generalisierten aerodynamischen Kraft entspricht, die mit der Eigenschwingung v $|T_{y_v} * f(\omega)|$ verknüpft ist, zu reduzieren, wobei die zeitliche Phasenverschiebung φ des Erregungsdrucks $f(\omega)$ mit dem tangentialen geometrischen Versatz durch die Beziehung $\theta = N_{excit} * \varphi$ zusammenhängt, wobei N_{excit} die Anzahl der Erregungsquellen ist; wobei die Menge der p Schnitte mit den Tangentialversätzen somit eine neue Konfiguration der Schaufeln des einen der beiden Räder definiert;
- E) Berechnen der synchronen Zwangsreaktion $y'(\omega)$ an dem ersten Schaufelrad;
- F) wenn $|y'(\omega)| > \alpha * |y(\omega)|$, Wiederholen der Berechnung aus Schritt D mit neuen tangentialen geometrischen Versatzwerten;
- G) wenn $|y'(\omega)| < \alpha * |y(\omega)|$, Anwenden der neuen Konfiguration auf mindestens einen Teil der Schaufeln des einen der beiden Räder.

2. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei

$$y(\omega) = F(T_{y_v} * f(\omega)) = \sum_{v=1}^n [y_v * T_{y_v}^T / (\omega_v^2 - \omega^2 + j * \omega * \beta_v)] * f(\omega) \quad (1)$$

wobei

das Symbol Σ bedeutet, dass die Zwangsreaktion $y(\omega)$ die Summe der Zwangsreaktionen jeder der Eigenschwingungen v auf der Kreisfrequenz ω ist,

y_v der modalen Verformung der Eigenschwingung v entspricht, unter der Annahme einer Eins-Norm der Eigenvektoren im Verhältnis zur Masse, T_{y_v} der transponierten Matrix des vorhergehenden Vektors entspricht,

ω_v der mit der Eigenschwingung v verknüpften Kreisfrequenz entspricht,

ω der Kreisfrequenz der Erregung entspricht,

$j^2 = -1$,

β_v der für die Eigenschwingung generalisierten modalen Dämpfung entspricht, und

$f(\omega)$ die harmonische Erregungskraft ist; die wiederum die Form $f^* \cos(\omega * t + \varphi)$ aufweist, wobei t die Zeit und φ die zeitliche Phasenverschiebung ist.

EP 1 965 024 B1

3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das eine der beiden Räder (12, 12'; 22; 22') ein feststehendes Schaufelrad ist.
- 5 4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das erste Schaufelrad (11) ein bewegliches Rad und das zweite Schaufelrad (12) ein feststehendes Rad ist, wobei sich das bewegliche Schaufelrad im Anschluss an das feststehende Schaufelrad befindet.
- 10 5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 und 2, wobei das erste Schaufelrad (11') ein bewegliches Rad und das zweite Schaufelrad (12') ein feststehendes Rad ist, wobei das bewegliche Rad dem feststehenden Rad vorgelagert ist.
- 15 6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 und 2, wobei das erste Schaufelrad (21) ein feststehendes Rad und das zweite Schaufelrad (22) ein bewegliches Rad ist, wobei sich das feststehende Rad im Anschluss an das bewegliche Rad befindet.
- 20 7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 und 2, wobei das erste Schaufelrad (21') ein feststehendes Rad und das zweite Schaufelrad (22') ein bewegliches Rad ist, wobei das feststehende Rad dem beweglichen Rad vorgelagert ist.

20

25

30

35

40

45

50

55

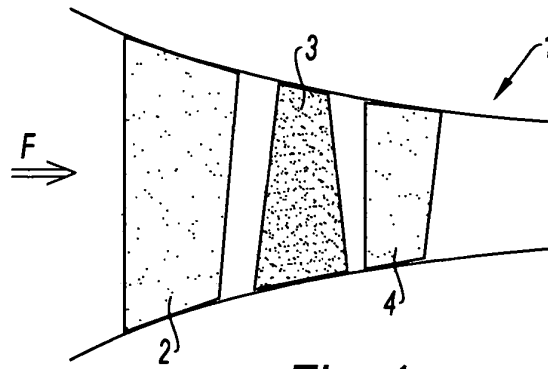


Fig. 1

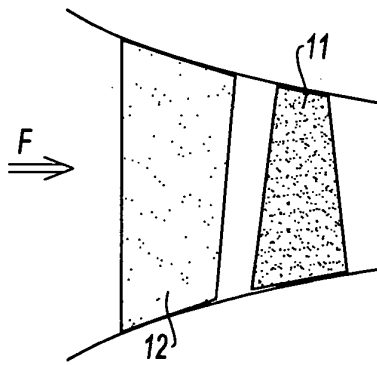


Fig. 2

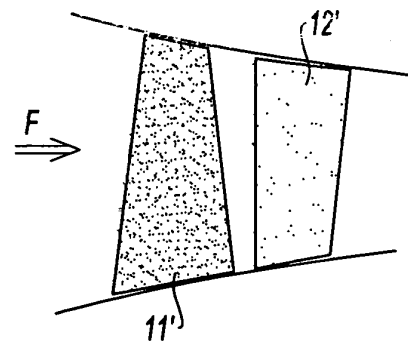


Fig. 3

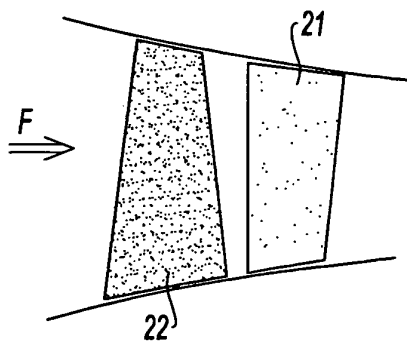


Fig. 4

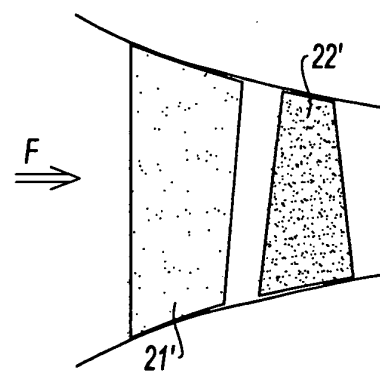


Fig. 5

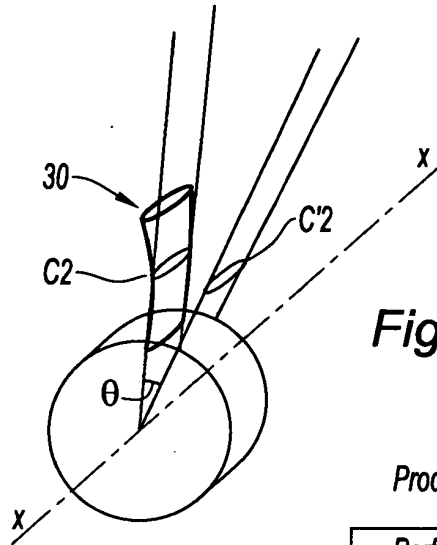


Fig. 8

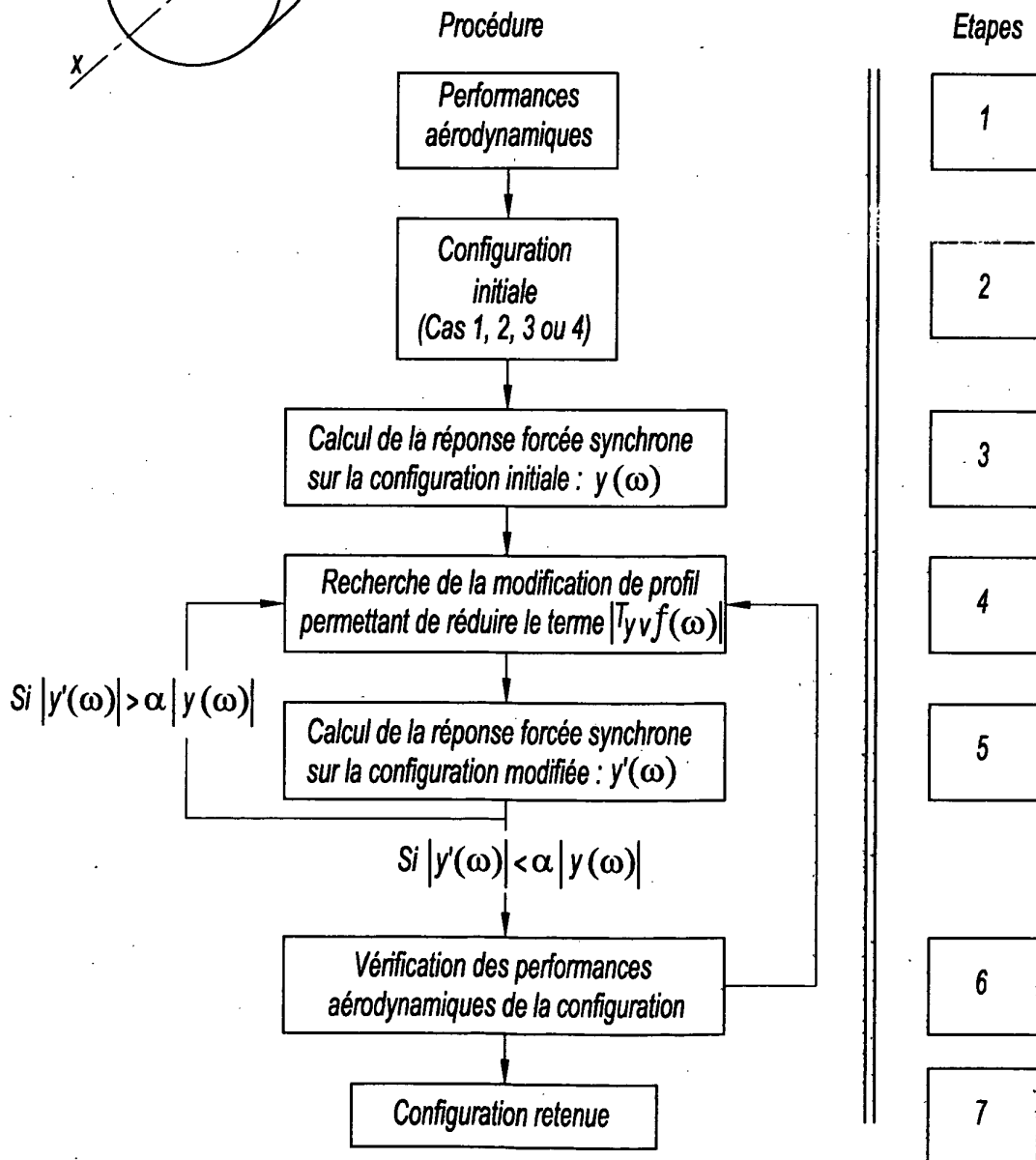


Fig. 7

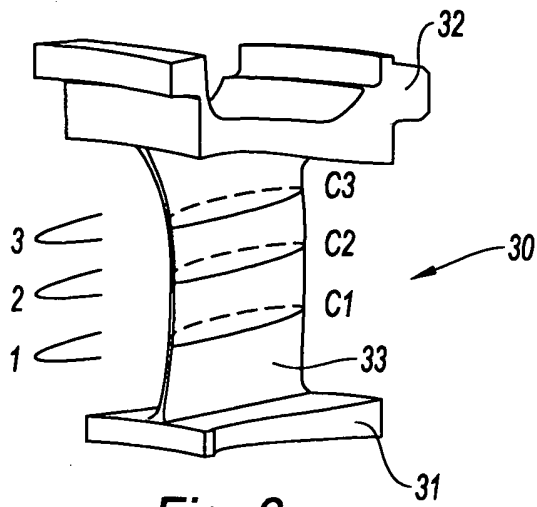


Fig. 6

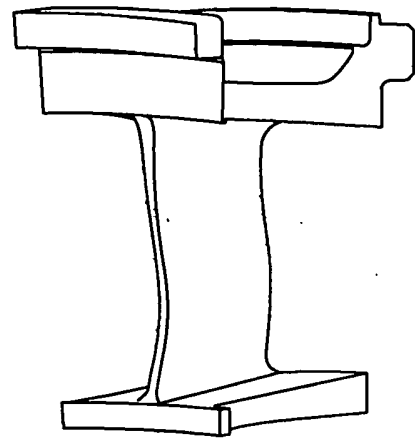


Fig. 9

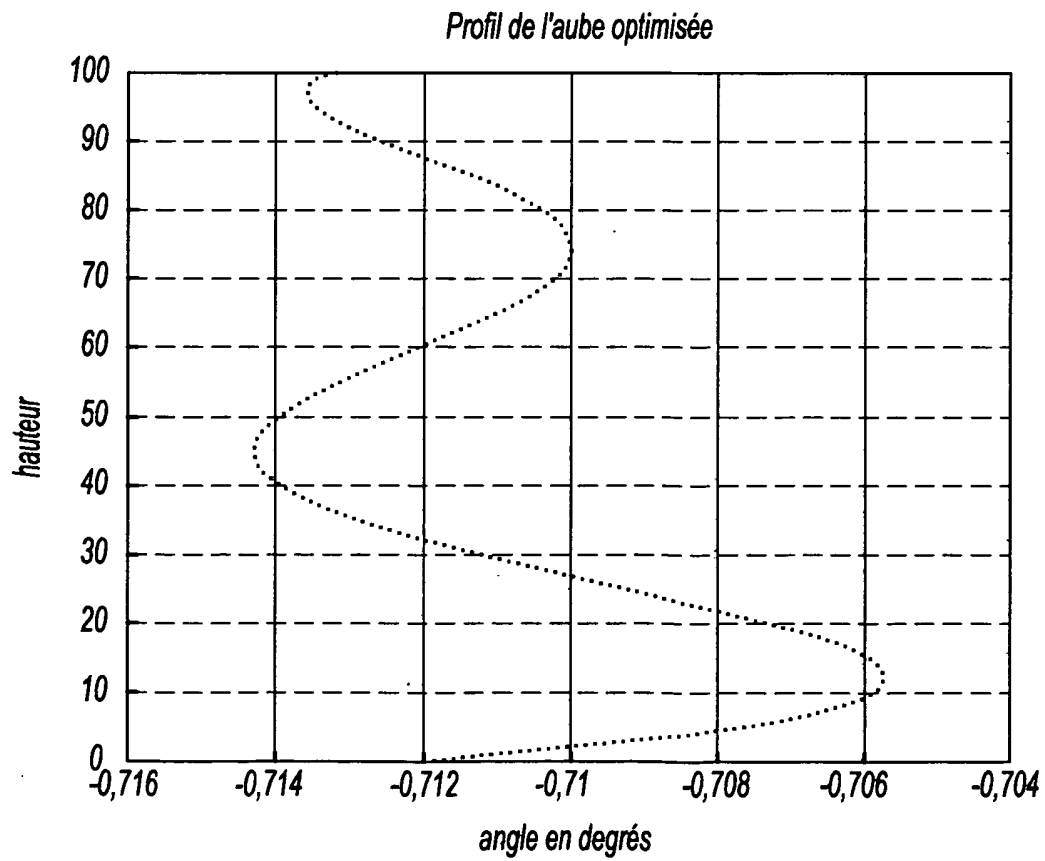


Fig. 10

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- FR 2824597 [0004]