

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第6807950号
(P6807950)

(45) 発行日 令和3年1月6日 (2021. 1. 6)

(24) 登録日 令和2年12月10日 (2020. 12. 10)

(51) Int. Cl.

F I

FO 1 D 5/14 (2006. 01)

FO 1 D 5/14

FO 4 D 29/38 (2006. 01)

FO 4 D 29/38 F

請求項の数 10 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2018-556405 (P2018-556405)	(73) 特許権者	517298149
(86) (22) 出願日	平成29年4月12日 (2017. 4. 12)		シーメンス アクティエンゲゼルシャフト
(65) 公表番号	特表2019-515178 (P2019-515178A)		ドイツ・80333・ミュンヘン・ヴェル
(43) 公表日	令和1年6月6日 (2019. 6. 6)		ナーフォンシーメンスシュトラッセ
(86) 国際出願番号	PCT/EP2017/058776		・ 1
(87) 国際公開番号	W02017/186492	(74) 代理人	100108453
(87) 国際公開日	平成29年11月2日 (2017. 11. 2)		弁理士 村山 靖彦
審査請求日	平成31年3月11日 (2019. 3. 11)	(74) 代理人	100110364
(31) 優先権主張番号	16167260.5		弁理士 実広 信哉
(32) 優先日	平成28年4月27日 (2016. 4. 27)	(72) 発明者	クリスティアン・パーレン
(33) 優先権主張国・地域又は機関	欧州特許庁 (EP)		ドイツ・10245・ベルリン・アルト-
			シュトラウ・44

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 軸流ターボ機械のブレードを輪郭付けするための方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

軸流ターボ機械のブレードを輪郭付けるための方法であって、

a) ブレード輪郭 (R、 - 1、 + 1) の幾何形状モデルを準備するステップと、

b) 前記幾何形状モデルの振動モードを決定するステップと、

c) 2つの隣接する前記ブレード輪郭間のチャンネル (3) における前記振動モードに属する振動の振動期間にわたる位置依存性破壊圧 $p(x, t) = p_{ges}(x, t) - p_0(x)$ の時間プロファイルを算出するステップであって、前記時間プロファイルを算出するために、前記チャンネル (3) における前記位置依存性破壊圧 $p(x, t)$ が表面幅 $A(x, t)$ に比例すると仮定し、前記表面幅が、前記チャンネル内に延在し、かつ、前記チャンネル (3) を境界付けるブレード表面間にある流動ラインに垂直にかつ前記ブレード表面に垂直に配設されており、ここで、 x が、2つの隣接する前記ブレード輪郭のうちの一方における一方の表面の座標であり、 t が、時間であり、 $p_0(x)$ が、前記ブレード輪郭が静止しているときの位置依存性圧であり、 $p_{ges}(x, t)$ が、位置依存性全圧である、ステップと、

d) 前記破壊圧のプロファイルによって引き起こされる振動減衰を決定するステップと、

e) 前記幾何形状モデルを変更し、変更した前記幾何形状モデルに関する異なる振動モードを決定し、変更した前記幾何形状モデル及び異なる前記振動モードを用いて前記ステップ c) を実行するステップと、

f) 前記ステップ c) で算出した前記位置依存性破壊圧のプロファイル $p(x, t)$ を用

10

20

いて振動減衰を決定し、前記振動減衰が前記ステップ d) の前記振動減衰よりも大きくなるように変化した場合には、変更した前記幾何形状モデルを許容し、そうでない場合には、別の変更した前記幾何形状モデルを用いて前記ステップ e) 及び当該ステップ f) を繰り返すステップと、
を備えることを特徴とする方法。

【請求項 2】

g) 前記ステップ f) において許容された幾何形状モデルにおける振動であって流動によって生じる振動を数値的に算出し、前記振動減衰を算出するステップを有することを特徴とする請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

前記流動の対流及び慣性を前記ステップ g) において考慮することを特徴とする請求項 2 に記載の方法。

【請求項 4】

前記振動モードを、 $a_c + i a_s$ という複素形式で現しており、ここで、 a_c が前記振動モードであり、 a_c 及び a_s が局所変形であることを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載の方法。

【請求項 5】

a_c 及び a_s が、有限要素構造解析器を用いて準備されていることを特徴とする請求項 4 に記載の方法。

【請求項 6】

$A(x, t) = A_0(x) + \text{Re}[(A_1 e^{i\omega_1 t} + A_R e^{i\omega_R t}) e^{i\omega t}]$ に従って、 $A(x, t)$ を示しており、

ここで、 $A_0(x)$ が、前記ブレードが静止しているときの範囲 $A(x, t)$ であり、 $A_R = |n_R \cdot \dots|_R$ が、一の前記ブレード輪郭に関する座標 x におけるブレード表面に対する法線 n_R 上への振動モードの射影であり、 $A_1 = |n_1 \cdot \dots|_1$ が、前記ブレード輪郭の前記ブレード表面上の所定点における前記ブレード表面に対する法線 n_1 上への振動モードの射影であり、 ω_1 及び ω_R が、実数成分と虚数成分との間の相対位相オフセットであり、 ω が 2 つの前記ブレード輪郭における振動の位相オフセットであり、 ω が、角周波数である、ことを特徴とする請求項 4 または 5 に記載の方法。

【請求項 7】

$A_0(x)$ が、円 (12) が座標 x において一の前記ブレード輪郭の前記ブレード表面にみられるように、決定されており、前記円が、座標 x において一の前記ブレード輪郭の前記ブレード表面に、かつ、前記所定点において他の前記ブレード輪郭の前記ブレード表面に、接しており、

$A_0(x)$ が、座標 x における法線 n_R に、かつ、前記所定点における法線 n_1 に、接するように、決定されることを特徴とする請求項 6 に記載の方法。

【請求項 8】

座標 x と前記所定点との間の補間関数を通して、 $A_0(x)$ を決定することを特徴とする請求項 7 に記載の方法。

【請求項 9】

前記振動減衰を、様々な値 γ_1 、 γ_R 及び γ に関して前記ステップ d) において決定することを特徴とする請求項 6 から 8 のいずれか 1 項に記載の方法。

【請求項 10】

前記位置依存性破壊圧の積分を、前記チャンネル (3) の全長に沿って前記ステップ d) において実行することを特徴とする請求項 1 から 9 のいずれか 1 項に記載の方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、軸流ターボ機械のブレードを輪郭付けるための方法に関する。

【背景技術】

10

20

30

40

50

【 0 0 0 2 】

軸流ターボ機械のためのブレードの設計における傾向は、ブレードのアスペクト比を増加させてブレードを薄くすることに向かっている。このようにして設計されたブレードは、軸流ターボ機械が動作しているときにはためく(flutter)傾向がある。はためくことは、ブレードの固有振動数で自励振動することである。この振動は、ブレードの足部に振動節を有するブレードの長手方向振動であり得る。ここで、エネルギーは、軸流ターボ機械内を流動する流体からブレードに移送される。はためくことにより、軸流ターボ機械の負荷が繰り返し変化することを介して、ブレードの材料疲労(高サイクル疲労)を招き得る。材料疲労は、ヒビの形成を招き、費用が掛かるブレード交換を必要とさせ得る。

【 0 0 0 3 】

10

はためくことは、従来、ブレードに作用している負荷を最小化して防止されている。しかしながら、不利なことに、これは、軸流ターボ機械の効率の低減を招く。例えばカバーバンドのような減衰要素も従来設けられており、これら減衰要素は、ブレードがはためくことを減衰させる。しかしながら、これは、構造的に複雑な解決法を示す。したがって、軸流ターボ機械が動作しているときにブレードがはためく傾向がないようにブレードを設計することが望ましい。

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 0 4 】

ブレードは、従来、事前設計処理において、周波数を低減することのかつ0Dストローク基準の観点からブレード輪郭をまず評価する。事前設計処理の後、許容されたブレード輪郭は、広範囲数値振動シミュレーションにおいて評価される。しかしながら、周波数を低減すること及びストローク基準に基づいて評価された許容されたブレード輪郭は、しばしば、振動シミュレーションにおいて許容できないはためく挙動を示す。これは、様々なブレード輪郭に関して、事前設計処理及び数値振動シミュレーションを繰り返さなければならない結果となり、時間及び費用が掛かる。

20

【 0 0 0 5 】

したがって、本発明の目的は、軸流ターボ機械のブレードを輪郭付けするための方法であって時間及び費用が掛からない方法を創出することである。

【 課題を解決するための手段 】

30

【 0 0 0 6 】

軸流ターボ機械のブレードを輪郭付けるための本発明にかかる方法は、
a) ブレード輪郭の幾何形状モデルを準備するステップと、
b) 幾何形状モデルの振動モードを決定するステップと、
c) 2つの隣接するブレード輪郭間のチャンネルにおける振動モードに属する振動の振動期間にわたる位置依存性破壊圧

【 数 1 】

$$p(\bar{x}, t) = p_{ges}(\bar{x}, t) - p_0(\bar{x})$$

40

(以下では、

【 数 2 】

$$\bar{x}$$

を x と記載することにより、 $p(x, t) = p_{ges}(x, t) - p_0(x)$ と記載する)の時間プロファイルを算出するステップであって、プロファイルを算出するために、チャンネルにおける位置依存性破壊圧 $p(x, t)$ が表面幅(magnitude of a surface) $A(x, t)$ に比例すると仮定し、表面幅が、チャンネル内に延在し、かつ、チャンネルを境界付け

50

るブレード表面間にある流動ラインに垂直にかつブレード表面に垂直に配設されており、ここで、 x が、2つのブレード表面のうちの一方の座標であり、 t が、時間であり、 $p_0(x)$ が、ブレード輪郭が静止しているときの位置依存性圧であり、 $p_{ges}(x, t)$ が、位置依存性全圧である、ステップと、

d) 破壊圧プロファイルによって引き起こされる振動の減衰を決定するステップと、
e) 幾何形状モデルを変更し、変更した幾何形状モデルに関する異なる振動モードを決定し、変更した幾何形状モデル及び異なる振動モードを用いてステップ c) を実行するステップと、

f) ステップ c) で算出した破壊圧プロファイル $p(x, t)$ を用いて振動減衰を決定し、振動減衰がステップ d) における振動減衰よりも大きくなるように変化した場合には、変更した幾何形状モデルを許容し、そうでない場合には、別の変更した幾何形状モデルを用いてステップ e) 及びステップ f) を繰り返すステップと、
を備える。

10

【0007】

この方法は、特にチャンネルにおける破壊圧が表面 $A(x, t)$ に比例するとする仮定の結果として、計算をあまり必要としない。この仮定は、無限にゆっくりと振動するブレード輪郭に関して有効である。この仮定にかかわらず、驚くことに分かったことは、許容された幾何形状モデルが、後の数値振動シミュレーションにおいて良好な減衰特性を示したこと、である。したがって、多数の数値振動シミュレーションを行う必要はない。この方法により、必要とされる計算が低減されており、そして、数値振動シミュレーションを行う数が少ない結果、この方法は、有利には、時間及び費用が掛からない。

20

【0008】

好ましくは、方法は、ステップ f) において許容された幾何形状モデルの振動であって流動によって生じる振動を数値的に算出し、振動減衰を算出するステップ g) を有する。方法ステップ g) は、上述した数値振動シミュレーションを含む。ここで算出した振動減衰は、方法ステップ d) で決定した振動減衰よりも正確である。ここで好ましいことは、流動の対流及び慣性をステップ g) において考慮すること、である。このため、減衰の決定における精度をさらに向上させる。

【0009】

好ましいことは、振動モードを、

30

【数3】

$$\vec{\phi} = \vec{a}_c + i\vec{a}_s$$

(以下では、

【数4】

40

$$\vec{\phi}$$

を と記載し、

【数 5】

$$\vec{a}$$

を a と記載することにより、 $\vec{a} = a_c + i a_s$ と記載する) という複素形式で現しており、ここで、 \vec{a} が振動モードであり、 a_c 及び a_s が局所変形であること、である。ここで好ましいことは、 a_c 及び a_s が、有限要素構造解析器を用いて準備されていること、である。

10

【0 0 1 0】

好ましいことは、

【数 6】

$$A(\vec{x}, t) = A_0(\vec{x}) + \text{Re} \left[\left(\hat{A}_1 e^{i\beta_1} e^{i\sigma} + \hat{A}_R e^{i\beta_R} \right) e^{i\omega t} \right]$$

20

(以下では、

【数 7】

$$\hat{A}$$

を A と記載することにより、 $A(x, t) = A_0(x) + \text{Re} \left[\left(A_1 e^{i\beta_1} + A_R e^{i\beta_R} \right) e^{i\omega t} \right]$ と記載する) に従って、 $A(x, t)$ を示していること、であり、ここで、 $A_0(x)$ は、ブレードが静止しているときの範囲 $A(x, t)$) であり、

30

【数 8】

$$\hat{A}_R = \left| \vec{n}_R \cdot \vec{\phi} \right|_R$$

(以下では、

40

【数 9】

$$\vec{n}$$

を n と記載することにより、 $A_R = \left| n_R \cdot \vec{\phi} \right|_R$ と記載する) は、一のブレード輪郭に関する座標 x におけるブレード表面に対する法線 n_R 上への振動モードの射影であり、 $A_1 = \left| n_1 \cdot \vec{\phi} \right|_1$ は、ブレード輪郭のブレード表面上の所定点におけるブレード表面に対する法線 n_1 上への振動モードの射影であり、 β_1 及び β_R それぞれは、実数成分

50

と虚数成分との間の位相オフセットであり、 θ が 2 つのブレード輪郭における振動の位相オフセットであり、 n は、角周波数である。これは、ブレード輪郭が振動中にそのブレード表面に垂直に移動する近似を含む。この近似は、その振動中のブレードの小さな反りに特に適用可能である。この方法は、有利には、この近似の結果として計算をあまり必要としない。この近似にかかわらず、許容された幾何形状モデルは、有利には、良好な減衰特性を有する。

【 0 0 1 1 】

好ましいことは、 $A_0(x)$ が、円が座標 x において一のブレード輪郭のブレード表面にみられるように、決定されており、円が、座標 x において一のブレード輪郭のブレード表面に、かつ、点において他のブレード輪郭のブレード表面に、接しており、 $A_0(x)$ が、座標 x における法線 n_R に、かつ、点における法線 n_1 に、接するように、決定されること、である。これは、有利には、表面 $A_0(x)$ を決定するための簡素な方法ステップを示す。ブレード輪郭が振動中にブレード表面に対する法線方向に移動するという仮定に合わせて、表面 $A_0(x, t)$ の時間変化を正確に規定する。好ましくは、座標 x と点との間の補間関数、特に二次多項式を通して、 $A_0(x)$ を決定する。これは、表面 $A_0(x)$ を決定するための特に簡素な方法ステップを示す。例えば、流動ラインを決定するために流動シミュレーションを行う必要がない。表面 $A_0(x)$ を決定するためのこの簡素な方法にもかかわらず、許容された幾何形状モデルは、有利には、良好な減衰特性を有する。

【 0 0 1 2 】

好ましいことは、ステップ d) において、振動減衰を様々な値 γ_1 、 γ_R 及び γ_2 に関して決定すること、である。このため、表面 $A_0(x, t)$ の時間依存性を決定し得る。さらに、好ましいことは、チャンネルの全長に沿う位置依存性破壊圧の積分を、ステップ d) において実行すること、である。

【 0 0 1 3 】

概略図を参照しながら本発明を以下で詳細に説明する。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 4 】

【図 1】 3 つの隣接するブレードを通る横断面図である。

【図 2】 図 1 の詳細を示す図である。

【図 3】 2 つの隣接するブレード間のチャンネルを示す図である。

【図 4】 ブレードの振動モードを示す図である。

【図 5】 様々な振動を低減した振動期間にわたる減衰プロファイルを示す図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 5 】

例えばガスタービンまたは蒸気タービンのような軸流ターボ機械は、複数アレイのブレードを備える。ブレードは、圧縮機に及び / またはタービンに配設された案内ブレード及び / または回転ブレードであり得る。図 1 は、3 つの隣接した隣り合うブレードを示す。3 つのブレードそれぞれのブレード輪郭の幾何形状モデルを示す。中間のブレード輪郭は、基準ブレード輪郭 R として示されており、基準ブレード輪郭 R に隣り合う 2 つのブレード輪郭は、第 1 の隣り合うブレード輪郭 $+1$ 及び第 2 の隣り合うブレード輪郭 -1 として示されている。ブレード輪郭 R 、 -1 、 $+1$ それぞれは、前縁部 1 及び後縁部 2 を備える。チャンネル 3 は、2 つの隣接するブレード輪郭間に配設されており、動作流体は、軸流ターボ機械が動作しているときに、このチャンネル内を流動する。図 1 の実線は、静止状態におけるブレード輪郭 R 、 $+1$ 、 -1 を示す。破線は、ブレード輪郭 R 、 $+1$ 、 -1 の振動を示し、第 1 の隣り合うブレード輪郭 $+1$ 及び第 2 の隣り合うブレード輪郭 -1 は、基準ブレード輪郭 R の振動フェーズからずらされている同一振動フェーズを有する。

【 0 0 1 6 】

ブレードを輪郭付けるための方法において、ステップ a) において、ブレード輪郭 R 、 -1 、 $+1$ の幾何形状モデルを準備し、ここで、一列のブレードにおけるブレード輪郭 R

、 -1 、 $+1$ は、同一である。

【0017】

幾何形状モデルの振動モードをステップb)で決定する。図4からわかるように、振動モードは、 $= a_c + i a_s$ に従った複素形式で示され得、ここで、 a_c 及び a_s は、局所変形である。そして、振動モードは、これら2つのモードの重ね合わせの結果として生じる。この重ね合わせは図4において、ベクトルダイアグラム4で示されており、ここで、実数成分と虚数成分との間の位相オフセットは、 ϕ で示される。 a_c 及び a_s は、有限要素構造解析器を用いて決定され得、有限要素構造解析器は、ブレード輪郭を入力として受ける。

【0018】

振動モードに属する振動の振動期間にわたるチャンネル3内の位置依存性破壊圧 $p(x, t)$ の時間進行をステップc)で算出する。ここで、 x は、2つの隣接するブレード輪郭のうち一方の表面における座標であり、 t は、時間である。破壊圧 $p(x, t)$ を算出するために、チャンネル3内の位置依存性破壊圧 $p(x, t)$ は、表面幅 $A(x, t)$ に比例すると仮定され、この表面幅は、チャンネル内に延在し、かつ、チャンネル3を境界付けるブレード表面に配設されており、これらブレード表面に垂直であり、かつ、これらブレード表面間にある流動ラインに垂直である。

【0019】

破壊圧 $p(x, t)$ が表面 $A(x, t)$ に比例すると仮定した近似を図3に示す。図3における実線は、これらブレードが静止状態にあるときにチャンネル3を区画する2つのブレード面を示す。破線は、これらブレードが振動している間に反った状態でチャンネル3を区画する2つのブレード面を示す。範囲(area) $A(x, t)$ が小さいと、軸流ターボ機械が動作しているときの動作流体の速度は、速く、それにより、見られる破壊圧 $p(x, t)$ が低くなる。反対に、範囲 $A(x, t)$ が大きいと、軸流ターボ機械が動作しているときの動作流体の速度は、遅く、それにより、見られる破壊圧 $p(x, t)$ が高くなる。

【0020】

$A(x, t)$ は、 $A(x, t) = A_0(x) + \text{Re}[(A_1 e^{i\omega_1 t} + A_R e^{i\omega_R t}) e^{i\omega t}]$ に従って示されており、ここで、 $A_0(x)$ は、ブレード輪郭が静止しているときの表面 $A(x, t)$ である。図1に示すように、 $A_0(x)$ は、円12が座標 x において1つのブレード輪郭のブレード表面で見られるように決定され得、この円は、座標 x において1つのブレード輪郭のブレード表面に、所定点において他のブレード輪郭のブレード表面に接している。複数の円12がみられる場合には、直径が最も小さい円12を選択する。そして、 $A_0(x)$ は、 $A_0(x)$ が座標 x における1つのブレード輪郭の表面に対する法線 n_R に、かつ、所定点において他のブレード輪郭の表面に対する法線 n_1 に、接するように、選択される。 $A_0(x)$ は、このために、座標 x とこの点との間の関数を補間することによって、決定される。関数は、例えば、二次多項式であり得る。図1からわかるように、法線 n_R 及び n_1 双方は、円12の円心11を指しており、これは、円12が座標 x 及びこの点において2つのブレード表面に接するという事実の結果である。

【0021】

$A_R = |n_R \cdot \vec{r}|_R$ は、1つのブレード輪郭に関する座標 x におけるブレード表面に対する法線 n_R 上への振動モードの射影である。 $A_1 = |n_1 \cdot \vec{r}|_1$ は、他のブレード輪郭のブレード表面上の点におけるブレード表面に対する法線 n_1 上への振動モードの射影である。射影 A_1 及び A_R それぞれは、それぞれの点からそれぞれの線の端部までの線として図2に示される。 ϕ_1 及び ϕ_R それぞれは、虚数成分と実数成分との間の位相オフセットである。 ϕ は、2つのブレード輪郭の振動における位相オフセットであり、 ω は、角周波数である。

【0022】

破壊圧プロファイルによって引き起こされる振動の減衰をステップd)で決定する。破壊圧は、このために、ブレード表面に対する法線上への振動モードの射影に乗算される。

10

20

30

40

50

結果として得られる積は、全チャンネル3にわたって積分され、それにより、減衰を結果として得る。

【0023】

幾何形状モデルをステップe)において変更し、変更した幾何形状モデルに関して異なる振動モードを決定する。ステップc)は、同様に、変更した幾何形状モデルを用いてかつ異なる振動モードで、ステップe)において実行される。

【0024】

ステップc)において算出した破壊圧プロファイル $p(x, t)$ に起因した振動の減衰をステップf)で決定する。変更した幾何形状モデルは、振動の減衰がステップd)で見られた減衰よりも大きい場合に許容され、そうでなければ、別の変更した幾何形状モデルを用いて、ステップe)及びf)を繰り返す。

10

【0025】

ステップd)において、異なる値 α_1 、 α_R 及び α に関した振動の減衰を決定し、それにより、表面 $A(x, t)$ の時間依存を得る。

【0026】

ステップf)において許容された幾何形状モデルにおける流動によって発生した振動の数値計算と振動の減衰の計算とをステップg)において行う。

【0027】

ステップc)で算出した破壊圧 $p(x, t)$ 及びステップd)で算出した減衰は、 $k=0$ の場合に関する近似を示し、ここで、 k は、換算周波数である。換算周波数は、 $k = (2 * \alpha * c * f) / U$ に従って決定され得、ここで、 f は、振動周波数であり、 c は、ブレード輪郭の翼弦長さであり、 U は、流動機械の軸方向位置であってブレード輪郭の前縁部1が位置する軸方向位置における動作流体の速度である。ステップf)で算出した様々な換算周波数 k に関する振動期間にわたる減衰プロファイルを図5に示す。ステップf)が基づく幾何形状モデルは、ステップe)で許容された幾何形状モデルである。フェーズ角度 θ を横軸5にプロットし、減衰を縦軸6にプロットする。減衰のゼロ線7を同様に図5に描画し、減衰に関する負の数は、振動の励起を示しており、減衰の正の数は、振動の減衰を示す。

20

【0028】

図5は、 $k=0.001$ における減衰値プロファイル8と、 $k=0.1$ における減衰値プロファイル9と、 $k=0.21$ における減衰値プロファイル10と、を示す。その換算周波数が低いことに起因して、減衰値プロファイル8は、ステップd)で決定した減衰値プロファイルと同程度である。わかることは、周波数が漸次低減すると振動減衰が増加することである。このため、ステップf)で許容された幾何形状モデルは、後の振動の数値シミュレーションのための良好な開始点を示す。

30

【0029】

好ましい例示的な実施形態を通して本発明をより詳しく例示してより詳細に説明したが、本発明は、開示した例に限定されず、他の変形例は、本発明の保護範囲から逸脱することなく、当業者によって、本発明から導き出され得る。

【符号の説明】

40

【0030】

3 チャンネル

フロントページの続き

- (72)発明者 シュテファン・シュミット
ドイツ・45481・ミュールハイム・アン・デア・ルール・エアレンヴェーク・77
- (72)発明者 ハインリヒ・シュトゥーアー
ドイツ・45721・ハルターン・アントルパー・シュトラッセ・24

審査官 高吉 統久

- (56)参考文献 米国特許出願公開第2005/0096891(US,A1)
米国特許出願公開第2010/0050594(US,A1)
特開2003-056486(JP,A)
特開2013-044233(JP,A)
特開2012-007612(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F01D | 5/14 |
| F01D | 5/16 |
| F04D | 29/38 |