

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2005-147155

(P2005-147155A)

(43) 公開日 平成17年6月9日(2005.6.9)

(51) Int.Cl.⁷

F02C 7/00

F01D 25/00

F I

F02C 7/00

F01D 25/00

テーマコード (参考)

D

X

審査請求 未請求 請求項の数 21 O L (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2004-333258 (P2004-333258)
 (22) 出願日 平成16年11月17日 (2004.11.17)
 (31) 優先権主張番号 10/717408
 (32) 優先日 平成15年11月19日 (2003.11.19)
 (33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 591091892
 マサチューセッツ・インスティテュート・
 オブ・テクノロジー
 アメリカ合衆国02142-1493マサ
 チューセッツ州ケンブリッジ、ファイブ・
 ケンブリッジ・センター
 (71) 出願人 596171030
 ユナイテッド テクノロジーズ コーポレ
 イション
 UNITED TECHNOLOGIES
 , INC.
 アメリカ合衆国, コネチカット 0610
 8, ハートフォード, メイン ストリート
 400

最終頁に続く

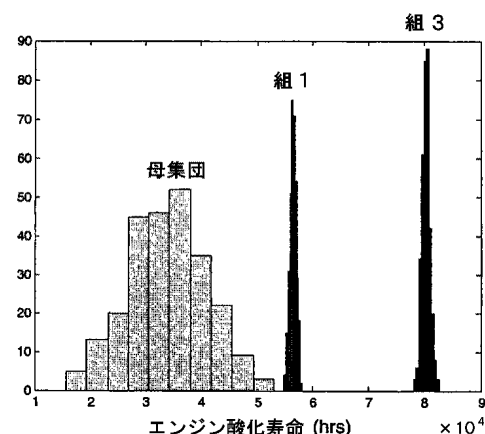
(54) 【発明の名称】 ガスタービンエンジン部品の組立方法

(57) 【要約】

【課題】タービンプレード（羽根）を用いる型のタービンエンジンの寿命を向上させることを課題とする。

【解決手段】流路を有する複数のガスタービンエンジン部品をセットに組み立てる方法であって、前記複数のガスタービン部品を各自の流路の流動能に従って分類し、同一の流動能分類に属するガスタービン部品をセットに組み立てる。

【選択図】 図9



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

流路を有する複数のガスタービンエンジン部品をセットに組み立てる方法において、前記複数のガスタービン部品を各自の流路の流動能に従って分類し、同一の流動能分類に属するガスタービン部品をセットに組み立てることよりなる、組立方法。

【請求項 2】

前記エンジン部品は、内部冷却通路と膜冷却孔を有するガスタービンエンジン用タービンブレードである請求項 1 の方法。

【請求項 3】

前記エンジン部品は、内部冷却通路と膜冷却孔を有するガスタービンエンジン羽根である請求項 1 の方法。 10

【請求項 4】

前記エンジン部品は、内部冷却通路と膜冷却孔を有するガスタービンエンジン用タービンシールである請求項 1 の方法。

【請求項 5】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける任意のタービン段部のブレードである請求項 1 の方法。

【請求項 6】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける任意のタービン段部の羽根である請求項 1 の方法。 20

【請求項 7】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける任意のタービン段部のシールである請求項 1 の方法。

【請求項 8】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける圧縮器のタービン段部のブレードである請求項 1 の方法。

【請求項 9】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける圧縮器のタービン段部の羽根である請求項 1 の方法。

【請求項 10】

前記エンジン部品はガスタービンエンジンにおける圧縮器のタービン段部のシールである請求項 1 の方法。 30

【請求項 11】

前記流動能分類が高流動能の組と、低流動能の組とを含む請求項 1 の方法。

【請求項 12】

前記流動能分類が高流動能の組から低流動能の組にわたる 2 以上の組を含む請求項 1 の方法。

【請求項 13】

前記流動能分類が内物流路を有するガスタービンエンジン部品に対する許容できる流動限界のサブセットである複数の流動能の組を含む請求項 1 の方法。 40

【請求項 14】

前記流動能分類が増大した高温酸化寿命を有するエンジン部品のセットを形成する請求項 1 の方法。

【請求項 15】

前記流動能分類が増大した高温酸化クリープ寿命を有するエンジン部品のセットを形成する請求項 1 の方法。

【請求項 16】

前記流動能分類が増大した高温寿命を有するエンジン部品のセットを形成する請求項 1 の方法。

【請求項 17】

前記エンジン部品の所要の公称流量が、高温寿命を維持しながら減少できる請求項 1 の方法。

【請求項 18】

前記エンジン部品の所要の公称流量が、意図した公称能力を維持しながら減少できる請求項 1 の方法。

【請求項 19】

前記エンジン部品の材料が、前記部品の公称性能を維持しながらより低性能の材質に変更できる請求項 1 の方法。

【請求項 20】

前記タービンへの入口温度が、前記部品の公称性能を維持しながらより上昇できる請求項 1 の方法。 10

【請求項 21】

ガスタービンエンジン部品を複数セットに組み立てたガスタービンエンジンにおいて、前記各部品は流動能分類された流路を有し、前記各セット内の各部品は同一の流動分類に属しているガスタービンエンジン。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明はガスタービンエンジン部品の組立方法に関し、より詳しくは冷却されるタービンブレード列の寿命を増大させるようにガスタービンセット部品を組み立てる方法に関する。 20

【背景技術】

【0002】

周知のように、ガスタービンは多数列のブレード（エアフォイル）を備え、1列を構成する任意の一個のブレードが故障してもエンジンの故障となる。これらのブレードは非常に厳しい温度環境で使用され、それぞれのブレードの温度は比較的冷たい空気をブレードの内部流路に流し、及び／又はブレードの外面に冷たい空気の膜を流すことにより制御される。当業者は個々のブレードの寿命がその熱履歴に依存することを理解している。一般に冷却流量が多いほど温度が低く、それだけタービンブレード（ブレード又は翼）の寿命が延びる。逆に、寿命が短いブレードは通常同じ列内の他のブレードよりも少ない冷却流量が流通している。従って、同じ列内の他のブレードに悪影響を与えないでこのような短寿命のブレードを流れる冷却流量を増すことが望まれる。 30

【0003】

個々のブレードを流通する冷却空気流はそのブレード又は羽根を横切る圧力比により駆動される。圧力比はブレードへの供給圧力と排出圧力の比である。供給圧力はブレードの基部の空気通路への入口で測った圧力であり、排出圧力はブレードの外側の気体路 (gas path) 圧力である。各ブレードの物理的特徴がブレードを流れる質量流量とブレードを横切る圧力比の関係を決定する。ブレードを流れる質量流量とブレードを横切る圧力比の間の関係をブレードの「特性曲線」と呼ぶ。

【0004】

全ての製造工程では、冷却されるタービンブレードは製造上の変動を受ける。この変動は casting、膜孔の形状の変動等の各種の原因を有する。その結果、製造された各タービンブレードの質量流量と圧力比が少しずつ異なる。すなわち、特定の冷却空気の質量流量に対して、各個のタービンブレードは異なった圧力比で動作する。逆に特定の圧力比に対して、各個のタービンブレードは異なった質量流量を有する。この圧力比には許容できる製造誤差があり、設定された限界の上下での圧力比は許容されない。一般に許容できる圧力比はこれらの限界値の間にある。高い圧力比と低い圧力比のブレードは低流量ブレード及び高流量ブレードと呼ばれる。 40

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

本発明の目的は、低流量ブレードへの質量流量を増大できるブレードを選択してタービンのブレード列に組み込むために、ブレードを選択する方法を開発し、それにより、従来のタービンのブレード列に比してブレード列の寿命を増大することである。更に本発明は、流路を有する多数の部品が並列に組み込まれる広範囲なガスタービンエンジン部品への用途を有する。

【課題を解決するための手段】

【0006】

本発明の第1の形態では、本発明は流路を有するガスタービンエンジン部品をセットに組み立てる方法を提供する。本方法は複数のエンジン部品の各々の流路を通る流通能を分類し、同一の流通能を有するエンジン部品をセットに組み立てる。好ましい実施例ではエンジン部品はタービンブレード又は羽根である。この実施例では流通能の分類は高流量の組と低流量の組への分類であるが、高流量の組から低流量の組までの間で更に多くの組を有しても良い。最小限度2つの組が必要であるが、更に多くの組を有することができる。例えば高圧タービンの初段のロータブレードのようなエンジン部品の組分けしたセットは第一段タービンロータディスクに組み込まれる。流通能の分類はタービンブレード(airfoil)の許容できる最低限界(現在の基準で)のサブセットである組を含みうる。しかし、本発明の実施例の組立方法は、無秩序な選択による組立てにより得られるものよりも大きい範囲の流通能を許容する。

【0007】

もしも一つのタービン列が本発明に従って単一の組(例えば低流ブレードの組)から組立てられると、その列内の全てのブレードの平均流れに特性に従って、全てのブレードを横断する圧力比は増大するであろう。列内の最低流量のブレードはこの増大した圧力比に曝されるので、無秩序に組み立てられた場合に比してより多くの流れを通過させる。従って、タービンブレードが本発明に従って分類され、分類した流通能に従ってタービンセットに組み立てられるなら、最低流量のブレードはより多くの流れを流通させることができ、より低い金属温度を有し、従来技術で可能であったよりも長い耐用寿命を有する。

【発明を実施するための最良の形態】

【0008】

近時の高バイパス型タービンエンジンのような大抵のジェットエンジンはタービン冷却のための空気供給構造を有しており、その質量流量は圧力変化に対して(空気供給系の変化に比して)あまり敏感に変わらない。従って、本明細書の説明を明瞭にするため、タービン冷却空気系が一定質量流量である装置として挙動することを仮定する。ブレードが1つのタービン列に組み込まれたら、それらのブレードは共通の上流供給圧力を受け、共通の下流気体路圧力を有する。供給圧力はブレード底の冷却通路への入口の直ぐ上流の圧力であり、排出圧力はブレードの外側に加わる気体路圧力である。もしも1つのタービン列中の各ブレードが同一の公称ブレードなら(実際にはあり得ないが)、運転中にブレードを横切る圧力比は公称圧力比となる。

【0009】

各ブレードの物理特性はブレードを通る質量流量とブレードを横切る圧力比を決定する。この関係は各ブレードの特性曲線と呼ばれる。図1は公称ブレードに対する質量流量対圧力比の関係を示すグラフである。一般に、質量流量が多いほど圧力比は大きく、逆に圧力比が大きいほど質量流量が多い。従って、図1の曲線の勾配は正である。図1に示したように一定流量では圧力比はブレードの特性により決定される。

【0010】

もしもタービンセットが、流通能が公称値でないブレードの無秩序に選択したセットにより組み立てられるならば、全てのブレードを横切る圧力比は全てのブレードの平均的な特性曲線により決定される。図2に示したように点線12は平均特性曲線を表し、一定質量流量に対して、平均ブレード面積が圧力比を規定する。図2は円板内のブレードが平均して公称流れなら、供給圧力は公称値となることを示している。これに対して、ブレード

が平均して低流量流れなら、一定の質量流量にするには供給圧力を増大させることになる。各ブレードはその特性曲線に従って質量流れを通過させるから、その圧力比は平均的な挙動により決定される。図3を参照すると、平均して公称流れである列内に1つの特定の低質量流れのブレード（特性曲線14を有する低質量流量のブレード）を組み込むと、そのブレードの質量流量が目立って減少することがわかる。すなわち最低質量流量のブレードには平均流量のブレードにより規定される圧力比が掛かり、そのブレードの流れははるかに低い流量となる。質量流量の減少はブレードの構成金属の温度を上昇させ、寿命を縮める。

【0011】

上に検討したように、本発明によるタービンブレードは異なった流通能（flow capacity）のブレードの組みに分類される（例えば低流量ブレードと高流量ブレード、好ましくはより細かい又はより複雑な組分け）。好ましい実施例では、1つのタービン列は単一の組だけから（例えば低流量ブレードの組）構成される。この場合における列内の全てのブレードの平均流通特性に従って、全てのブレードを横切る圧力比は供給冷却流を流通させるように増大する。この列内の最低量ブレードはこの増大した圧力比を受けるので、列が無秩序に取り出されたブレードのセットで構成されている場合に比して、増大した供給流がそこを流通する。図4において、曲線16は低流量の組からの平均流量のブレードに対する特性曲線を表す。平均ブレード曲線16は、特性曲線18を有する最低流量のブレードに作用する圧力比を設定する。平均して全てのブレードは低流動性であって供給圧力が増大されるので、最低流量のブレードの質量流量は他の場合よりも公称質量流量に近くなる。要するに、クラス分けされ、流量による組に基づいてタービンセットに組み立てられたブレードは最低流量のブレードがより多くの冷却空気を流通する結果となるので、従来の無秩序に組み立てられたタービンブレードよりも低い金属温度と、長寿命とを達成することができる。

【0012】

本発明の原理を説明するために計算例を次に示す。この例では、高圧タービンの第一段ブレードについて計算を行った。最近の高バイパスターボファンエンジンに対する補助空気全体の挙動を模擬するために、準一次元網目モデルを使用した。このモデルの完全な説明はSidwell, V. and Darmofal, D., 2003 “Probabilistic Analysis of a Turbine Cooling Air Supply System: The Effect on Airfoil Oxidation Life” ASME Paper GT2003-38119に記載されている。同論文の内容は引用して本書の一部とする。補助空気系モデル内では、第一段ターボブレードはその特性曲線により表わされる（注：この網目モデルによる流れ分析では、列内の各ブレードは個別の特性曲線によりモデル化される）。熱伝達スケーリング則を使用して各ブレード内の内部空気流の量の変動に応じてブレード金属温度を更新した。最後に個々のブレード製造者に知られている材料能力曲線を使用して、ブレードの耐用寿命をブレード金属温度の関数として計算した。注目している列に対するブレード特性曲線は製造上の変動により無秩序に変動した。確率分析を行って第一段タービンブレードにより限定されたエンジン寿命の分布を特性付けた。列の機能停止は単一のブレードの機能停止から生じるものであり、その結果列中の任意のブレードの機能停止はエンジンの機能停止につながる。

【0013】

図5は例示の計算に対する分析フローチャートである。比較のため次の三種の確率分析がなされた。

1. 高圧タービンに対する従来のブレード選択及び組立方法による基準線分析（母集団）
2. ブレードが低流量の組からのみ取り出された分析（組1）
3. ブレードが高流量の組からのみ取り出された分析（組3）

既に説明したように、製造工程で許容可能な個別ブレードの流通能の分布が生じる。従来のブレード選択及び組立方法による基準線分析のために、母集団から無秩序にブレードを取り出し、図6の示したように完全な列を構成した。2つに分類したブレードの分析を

行うために、製造変動のある全分布を同一のブレード流れを有する5つの組に分類した。図7のように組1は最低流量の組を、組3はほぼ公称流量の組である。組2、4、5は例を簡単にするために省略したが、結果は組1及び3と一貫している。

【0014】

図8はこれらの三種の分析に対する個別ブレードを通る最小流れの度数分布図である。組1、3はいずれも一組のタービンブレードにおける相当な改良を示している。特に、最低流量の組1のブレードの最低流量は無秩序に組み立てられたタービンブレードセット（母集団）の流量よりも大きい。ブレードの温度はブレードの質量流量に正比例し、ブレードの寿命はブレードの温度に正比例するから、最小流量のブレードにおける改良は一組のタービンブレードの寿命の向上を意味する。これを示すために、図9を参照する。図9は三種の確率分析に対するエンジン寿命（酸化寿命）の度数分布図である。組1、3のいずれも母集団のブレードに対して相当な改善を示している。図10は三種の確率分析に対する実験的なエンジン寿命の累積度数を示す。B5寿命（100分の5の確率）はタービンブレードに対する格別の関心事である。最低流量のブレードの組1は母集団のB5寿命の二倍以上である。組3は母集団のB5寿命の三倍以上である。組2の結果が組1と3の間になると結論することは妥当であろう。同様に組4、5は組3よりも長寿命であろう。本例は明らかに流量の分類によりタービンブレードを選択的に組み立てるとブレードの寿命が相当大きく向上することを示している。

10

【0015】

単純な線形数学モデルは上記の例に見られた効果を説明することができる。図11に示した流れ網目モデルを考察する。この系を支配する式は次の通りである。

20

【数1】

$$\dot{m} = A_f f(P_0, P_s)$$

$$\dot{m}_i = A_i g(P_s, P_d) \quad \text{for } i=1,2,\dots,n$$

$$\dot{m} = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i .$$

30

この単純な線形数学モデルは、多数の冷却されたブレードを備えた円板であり、冷却空気供給サブシステムは実効面積 A_f と質量流量関係 $f(P_0, P_s)$ で表される。ただし P_0 は出口圧力、 P_s は供給圧力である。 m は質量である。 n 個の冷却されたブレードは個々の実効面積 A_i と質量流量関係 $g(P_s, P_d)$ で表される。流通能の変動はブレード間の実効面積の差によりモデル化される。

【0016】

全てのブレードが公称実効面積（全ての i に対して $A_i = A_g$ ）を有するならば、公称ブレード質量流量と公称供給圧力を定義する。

【数2】

$$\dot{m}_g \equiv \frac{1}{n} \dot{m}$$

40

$$P_{sg} \equiv P_s .$$

【0017】

次にブレードの実効面積に対する独立の摂動を考察する。

【数3】

$$A_i = \tilde{A}_i + A_g$$

線形数学モデルの解は供給圧力に対する次の摂動を与える（無次元形態に再調整したも

50

の)。

【数 4】

$$\tilde{P}_s \frac{A_g \frac{\partial g}{\partial P_s}}{\dot{m}_g} = -\frac{1}{1+\beta} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\tilde{A}_i}{A_g} \right)$$

ただし β は次の無次元パラメータである。

【数 5】

$$\beta = -\frac{A_f \frac{\partial f}{\partial P_s}}{n A_g \frac{\partial g}{\partial P_s}}.$$

10

一般に、 $\partial f / \partial P_s \leq 0$ 及び $\partial g / \partial P_s \geq 0$ であるので $\beta \geq 0$ であることに注意する。また

多くの冷却空気供給系は下流側圧力の変化には比較的不感であるので、 β は小さいことが多い。供給圧力の摂動に対する結果は摂動が円盤内の平均実効面積の摂動により支配されることを示している。すなわち

20

【数 6】

$$\text{平均実効面積摂動} = \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\tilde{A}_i}{A_g} \right).$$

【0018】

公称流通能を有するブレードの列に対しては、供給圧力は公称供給圧力である。しかし、列が平均して低流量のブレードから組み立てられる場合には（この場合に面積摂動は負である）、供給圧力が増大する。増大した供給圧力は各個のブレードの流量を増大する。具体的には、各ブレード（例えば j 番目）における質量流量の摂動は次式で与えられる。

30

【数 7】

$$\frac{\tilde{m}_j}{\dot{m}_g} = \left(\frac{\tilde{A}_j}{A_g} \right) - \frac{1}{1+\beta} \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\tilde{A}_i}{A_g} \right)$$

従って、各個のブレードを通る質量流量の摂動は2つの効果、すなわち特定ブレードに対する実効面積摂動

【数 8】

$$\left(\tilde{A}_j / A_g \right)$$

40

及び平均実効面積摂動である。列中の平均ブレードが公称ブレードの場合には（すなわち平均実効面積摂動がほぼ0の場合）、低流量ブレードはそれ自身の減少した実効面積により減少した流量を有する。低流量ブレードから組み立てられた全体のブレード (airfoil) 列では、一つの低流量ブレードは、負の平均実効面積摂動のために、質量流量の減少が少なくなる（その結果、供給圧力が増大する）。この効果により、先に示した計算例で示したようにタービンブレードの寿命が実質的に向上する。特に、供給系が下流側の圧力変動に対して低い感応性を有する場合には（従って、 β がほぼゼロ）、円板状の複数の低流量ブレードに組み込まれている1つの低流量ブレードはほぼ公称質量流量を有することになる。

50

【0019】

ある流通能力に従って分類したブレード又は羽根の組のみを使用してタービン列を選択的に組み立てると、タービン列中の最低流量のブレード又は羽根を流通する流量が増大する。本発明の方法は列内の全てのブレード又は羽根が共通の供給源圧力と排出圧力を受ける一方で、各ブレード又は羽根は各自の特性曲線に一致した異なった流量の流れを通過させると言う効果を有する。これらの組はタービンブレードに対する許容流量限界のサブセットから構成される（例えば高流量及び低流量のブレード）。なお本書でブレードとは羽根、シール等の他のタービン要素を含むものと理解されたい。

本発明の範囲内で修正例及び変形例が可能であることは当業者には明らかであろう。

【図面の簡単な説明】

10

【0020】

【図1】公称タービンブレードに対する圧力比（ P_s / P_d ）の関数としての質量流量を示すグラフである。

【図2】公称タービンブレード及び平均ブレードに対する圧力比（ P_s / P_d ）の関数としての質量流量を示すグラフである。

【図3】公称タービンブレード、平均ブレード、及び最低ブレードに対する圧力比（ P_s / P_d ）の関数としての質量流量を示すグラフである。

【図4】低流量組と最低流量組のブレードからの公称タービンブレード、及び平均ブレードに対する圧力比（ P_s / P_d ）の関数としての質量流量を示すグラフである。

【図5】実施例の計算を実施するフローチャートである。

20

【図6】製品ブレードの例示の母集団に対する生産フローとブレード数の関係を示す度数分布図である。

【図7】母集団の低流量組を含むものに対する生産フローとブレード数の関係を示す度数分布図である。

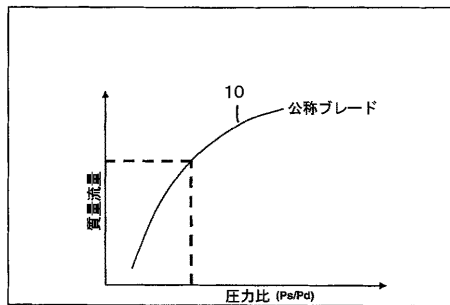
【図8】例示の3組の分析のための、個別のブレードを通る最小流量を示す度数分布図である。

【図9】エンジン酸化寿命を例示する度数分布図である。

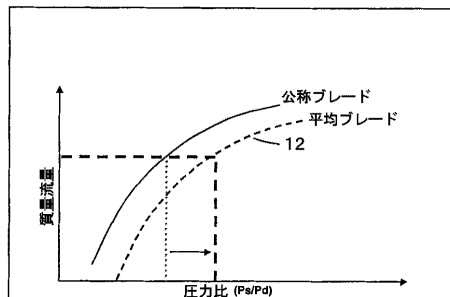
【図10】エンジン寿命の実験的な累積分布関数を例示するグラフである。

【図11】線形分析のための流れ網図を示す。

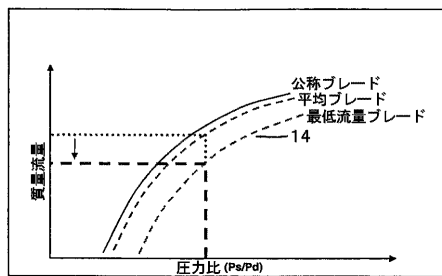
【図 1】



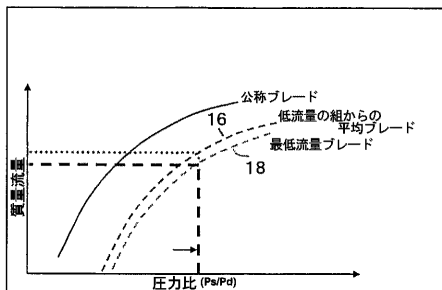
【図 2】



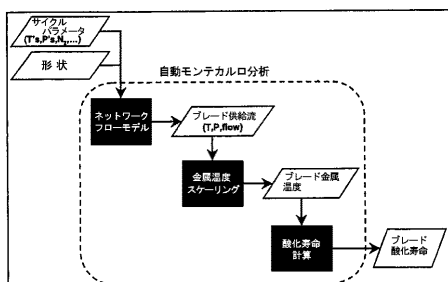
【図 3】



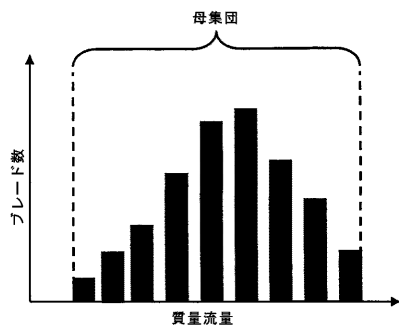
【図 4】



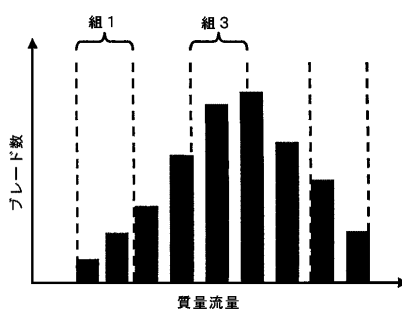
【図 5】



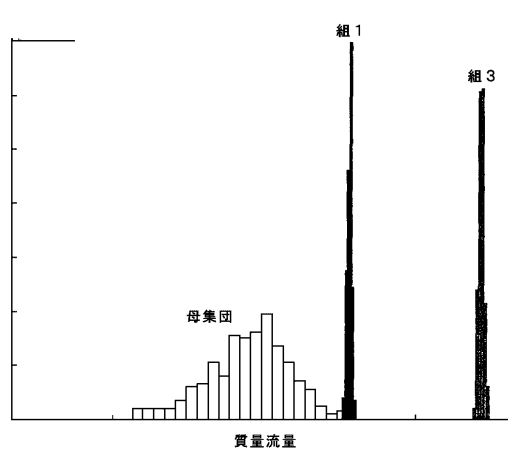
【図 6】



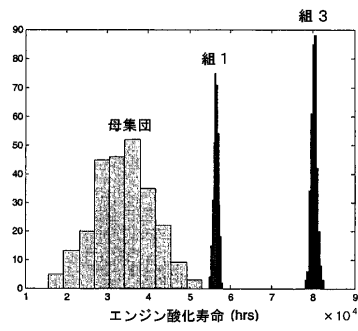
【図 7】



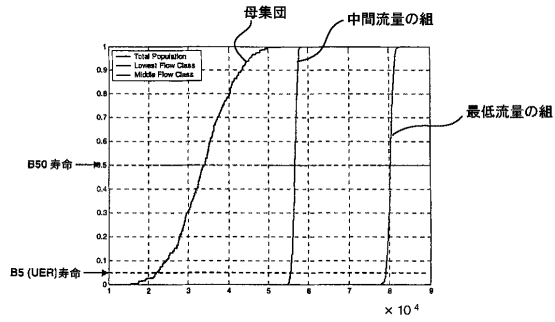
【図 8】



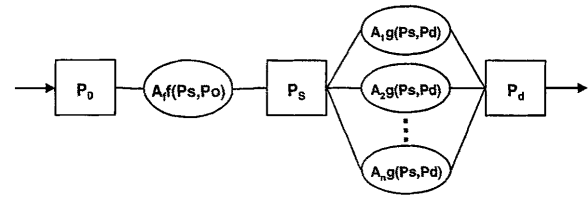
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

(74)代理人 100067817

弁理士 倉内 基弘

(74)代理人 100085774

弁理士 風間 弘志

(74)代理人 100126527

弁理士 遠藤 朱砂

(74)代理人 100130465

弁理士 吉田 匠

(74)代理人 100129333

弁理士 中島 拓

(72)発明者 キャロル・ブイ・シドウェル

アメリカ合衆国コネティカット州ウェザーズフィールド、スティルウォルド・ドライブ43

(72)発明者 デイビッド・エル・ダーモファル

アメリカ合衆国マサチューセッツ州メッドフィールド、ハイ・ストリート58