

【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第1区分

【発行日】平成30年8月2日(2018.8.2)

【公表番号】特表2017-522500(P2017-522500A)

【公表日】平成29年8月10日(2017.8.10)

【年通号数】公開・登録公報2017-030

【出願番号】特願2017-521292(P2017-521292)

【国際特許分類】

F 04 D 27/02 (2006.01)

F 04 D 25/16 (2006.01)

F 25 B 1/053 (2006.01)

F 25 B 1/10 (2006.01)

【F I】

F 04 D 27/02 G

F 04 D 25/16

F 25 B 1/053 A

F 25 B 1/10 D

【手続補正書】

【提出日】平成30年6月22日(2018.6.22)

【手続補正1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

流体、特にヘリウムを圧縮するように形成される、直列に配設された圧縮機(V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4)の速度を制御するための方法であって、

最上流に配設された前記圧縮機(V_1)の入力部において前記流体が有するべき所望の入口圧力($p_{\text{所望}}$)を指定する工程と、

前記入力部での前記流体の実際の入口圧力($p_{\text{実際}}$)を記録する工程と、

最下流に配設された前記圧縮機(V_4)の出力部での前記流体の実際の吐出圧力(p_4)を記録する工程と、

実際の総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{実際}}}$)を確立する工程であって、前記実際の総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{実際}}}$)が、前記実際の吐出圧力(p_4)及び前記実際の入口圧力($p_{\text{実際}}$)の商に対応する、工程と、

前記所望の入口圧力($p_{\text{所望}}$)からの前記実際の入口圧力($p_{\text{実際}}$)の逸脱に基づいて、比例積分値(P_I)を決定する工程と、

前記比例積分値(P_I)及び前記実際の総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{実際}}}$)の容量係数(X)を決定する工程と、

前記実際の総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{実際}}}$)及び前記容量係数(X)に基づいて、モデル総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{モデル}}}$)を確立する工程と、

各圧縮機(V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4)の換算した所望の速度(n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4)を決定する工程であって、前記それぞれの換算した所望の速度(n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4)が、前記それぞれの圧縮機(V_1 、 V_2 、 V_3 、 V_4)と関連付けられる制御関数(F)の関数値として決定され、該制御関数(F)が、換算した所望の速度(n_1 、 n_2 、 n_3 、 n_4)を、容量係数(X)及びモデル総圧力比($\frac{p_4}{p_{\text{モデル}}}$)から成る値の対のそれぞれに割り当てる、工程と、

前記換算した所望の速度 (n₁、n₂、n₃、n₄) を目標速度に変換し、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記速度を前記それぞれ割り当てられた目標速度に調整する工程と
を含む、速度制御方法。

【請求項 2】

前記比例積分値 (P I) が、特に設計総圧力比 (設計) の自然対数とチョーク容量係数 (X_{チョーク}) との合計以下であり、前記チョーク容量係数 (X_{チョーク}) が、特に 1 であり、前記設計総圧力比 (設計) が、前記直列の全ての圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) をそれら圧縮機の設計点で動作させたときに生じる総圧力比 () であり、圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記設計点が、特に、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) がその最高効率を有する動作状態を定義することを特徴とする、請求項 1 に記載の方法。

【請求項 3】

前記容量係数 (X) が、前記比例積分値 (P I) と、前記実際の総圧力比 (実際) の自然対数との差に対応することを特徴とする、請求項 1 又は 2 に記載の方法。

【請求項 4】

前記容量係数 (X) の最大値 (X_{最大}) 及び最小値 (X_{最小}) が定義され、特に、前記最大値 (X_{最大}) が 0.8 ~ 1 であり、且つ / 又は前記最小値 (X_{最小}) が 0 ~ 0.1 であることを特徴とする、請求項 1 ~ 3 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 5】

前記モデル総圧力比 (モデル) が、前記容量係数 (X) に依存する飽和関数を乗じた前記実際の総圧力比 (実際) に対応し、前記飽和関数は、特に、前記容量係数 (X) が前記最小値 (X_{最小}) と前記最大値 (X_{最大}) との間であるときに 1 であり、前記飽和関数は、特に、前記容量係数 (X) が前記最小値 (X_{最小}) 未満であるときに、前記容量係数 (X) と前記最小値 (X_{最小}) との差の指數関数に対応し、前記飽和関数は、前記容量係数 (X) が前記最大値 (X_{最大}) を超えたときに、前記容量係数 (X) と前記最大値 (X_{最大}) との差の指數関数に対応することを特徴とする、請求項 4 に記載の方法。

【請求項 6】

前記容量係数 (X) が前記最大値 (X_{最大}) を超えたとき、前記容量係数 (X) は、特に前記モデル総圧力比 (モデル) が決定された後、前記最大値 (X_{最大}) に等しいこと、また前記容量係数 (X) が前記最小値 (X_{最小}) 未満であるとき、前記容量係数 (X) は、特に前記モデル総圧力比 (モデル) が決定された後、前記最小値 (X_{最小}) に等しいことを特徴とする請求項 5 に記載の方法。

【請求項 7】

前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃) の前記出力部での前記流体の吐出温度 (T₁、T₂、T₃) が、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃) の下流にそれぞれ配設された前記直列の前記圧縮機 (V₂、V₃、V₄) の前記入力部での前記流体の入口温度 (T₁、T₂、T₃) に等しいこと、及び前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃) の前記出力部での前記流体の吐出圧力 (p₁、p₂、p₃) が、前記それぞれの圧縮機 (V₁、V₂、V₃) の下流にそれぞれ配設された前記直列の前記圧縮機 (V₂、V₃、V₄) の前記入力部での前記流体の入口圧力 (p₁、p₂、p₃) に等しいことを特徴とする、請求項 1 ~ 6 のいずれか一項に記載の方法。

【請求項 8】

各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記吐出温度 (T₁、T₂、T₃、T₄) 及び前記吐出圧力 (p₁、p₂、p₃、p₄) が、特にオイラーの式、特にターボ機械の式を使用して、前記最上流に配設された前記直列の前記圧縮機 (V₁) の前記入口圧力 (p₀) 及び前記入口温度 (T₀) に基づいて確立され、各圧縮機 (V₁、V₂、V₃、V₄) の前記換算速度 (n₁、n₂、n₃、n₄) 及び換算質量流量

【数1】

$$(\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4)$$

が、前記総圧力比（ ）の、特に前記直列の前記容量係数（X）の関数として、それぞれの圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）によって確立されることを特徴とする、請求項7に記載の方法。

【請求項9】

複数の、特に5本の容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）が、各圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）のために設定され、各容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）が、各圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）の前記総圧力比（ ）の、特に、前記それぞれの圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）の前記換算質量流量

【数2】

$$(\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4)$$

及び前記換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）の関数であり、前記それぞれの容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）に沿った前記容量係数（X）が、各圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）に対して一定であることを特徴とする、請求項8に記載の方法。

【請求項10】

前記制御関数（F）が、予め算出された表に基づいて、前記換算した所望の速度（n₁、n₂、n₃、n₄）を確立し、容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）上に位置する容量係数（X）毎の、及び総圧力比（ ）毎の表が、前記それぞれの換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）を示し、特に前記表に列記されていない容量係数（X）及び総圧力比（ ）について、前記それぞれの圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）の前記換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）の対応する値が、補間法を用いて確立されることを特徴とする請求項9に記載の方法。

【請求項11】

前記容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）が、換算質量流量

【数3】

$$(\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4)$$

及び換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）の値の対を示し、該値の対は、前記モデル総圧力比（モデル）からの前記制御関数（F）及び前記容量係数（X）が、各圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）の換算した所望の速度（n₁、n₂、n₃、n₄）を、特に前記予め算出された表から確立し、且つ前記確立した換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）によって前記制御が実行されたとき、前記実際の入口圧力（p_{実際}）を前記所望の入口圧力（p_{所望}）に適応させるように作用することを特徴とする、請求項9又は10に記載の方法

。

【請求項12】

前記容量線（X₀₀、X₀₂、X₀₅、X₀₇、X₁₀）が、サージ特性（S）とチヨーク特性（C）との間に位置することを特徴とし、前記サージ特性（S）が、前記それぞれの圧縮機（V₁、V₂、V₃、V₄）の動作状態を含み、所与の換算速度（n₁、n₂、n₃、n₄）及び所与の換算質量流量

【数4】

$$(\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4)$$

の場合には、到達すべき単一の圧力比 (q_1, q_2, q_3, q_4) を維持することができず、前記チヨーク特性 (C) が、前記圧縮機 (V_1, V_2, V_3, V_4) の動作状態を含み、前記それぞれの圧縮機の定義された換算した所望の速度 (n_1, n_2, n_3, n_4) の場合には、前記それぞれの単一の圧力比 (q_1, q_2, q_3, q_4) の減少が、前記それぞれの圧縮機 (V_1, V_2, V_3, V_4) を通して、大幅に増加した換算質量流量

【数5】

$$(\dot{m}_1, \dot{m}_2, \dot{m}_3, \dot{m}_4)$$

をもたらさない、請求項9～11のいずれか一項に記載の方法。