

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2019年4月18日(18.04.2019)



(10) 国際公開番号

WO 2019/073605 A1

(51) 国際特許分類:

F04C 18/02 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2017/037229

(22) 国際出願日: 2017年10月13日(13.10.2017)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(71) 出願人:三菱電機株式会社(MITSUBISHI ELECTRIC CORPORATION) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 角田 昌之 (KAKUDA, Masayuki); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 諸江 将吾

(MOROE, Shogo); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 木本 貴也(KIMOTO, Takaya); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 中尾 英人(NAKAO, Hideto); 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).

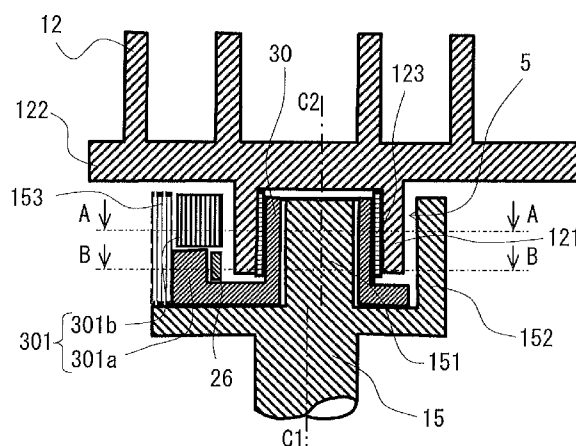
(74) 代理人: 特許業務法人きさ特許商標事務所 (KISA PATENT & TRADEMARK FIRM); 〒1050001 東京都港区虎ノ門二丁目10番1号 虎ノ門ツインビルディング東棟8階 Tokyo (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ,

(54) Title: SCROLL COMPRESSOR

(54) 発明の名称: スクロール圧縮機

[図6]



(57) Abstract: This scroll compressor has: a compression mechanism section having a stationary scroll and an orbiting scroll which orbits relative to the stationary scroll; a rotating main shaft; a variable radial crank mechanism which, through a movement member, transmits the rotational force of the main shaft as force which causes the orbiting scroll to orbit, the distance of the movement member from the center of the main shaft being variable; and a balancer which generates centrifugal force acting in the direction opposite the direction of centrifugal force generated in an orbiting component by



BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

the rotation of the main shaft. The scroll compressor further has a stopper section which connects to the main shaft, and a mechanism in which the balancer is displaced by a variation in the rotational speed of the main shaft. The variation in the rotational speed of the main shaft changes the ratio between when the centrifugal force of the balancer is supported by the stopper section and when the centrifugal force is supported by the movement member of the variable radial crank mechanism.

(57) 要約: スクロール圧縮機は、固定スクロールと、固定スクロールに対して揺動する揺動スクロールとを有する圧縮機構部と、回転する主軸と、主軸の回転する力を、主軸中心からの距離が可変の移動部材を介して、揺動スクロールが揺動する力として伝える可変半径クランク機構と、主軸の回転によって揺動部品に生じる遠心力に対して逆向きの遠心力を発生させるバランサと、を有するスクロール圧縮機において、主軸につながるストッパ部と、主軸の回転速度の変化によりバランサが変位する機構と、を有し、主軸の回転速度の変化によって、バランサの遠心力をストッパ部と可変半径クランク機構の移動部材とで支持する割合が変化するものである。

明 細 書

発明の名称：スクロール圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、冷凍もしくは空調用途に用いられるスクロール型の圧縮機に関するものである。

背景技術

[0002] スクロール型の圧縮機においては、漏れ損失を低減するために、揺動スクロールの渦巻体と固定スクロールの渦巻体との側面同士を接触させることにより渦巻体間の側面のすきまを極小化する、いわゆる可変半径クランク機構が知られている。この可変半径クランク機構には、圧縮により揺動スクロールに作用するガス荷重の分力を渦巻体の側面の押付力として利用し、揺動運動する部品に作用する遠心力が渦巻側面で支持されないようにするものが提案されている（たとえば、特許文献1参照）。

[0003] 特許文献1の圧縮機は、クランク半径を可変とする機構部品（例えば、ブッシュ又はスライダ）に、揺動運動部品（揺動スクロール、ブッシュ、又はスライダ等）の遠心力をキャンセルする（打ち消す）バランスウェイトを一体とする構成を設けたものである。

[0004] また、揺動運動部品の遠心力をキャンセルするバランスウェイトが一体となった可変半径クランク機構の場合、渦巻体の側面押付力として、ガス荷重の分力を利用する方式の他に、押付力を発生させるためにばね等の弾性体を用いるものがある。また、可変半径クランク機構と一体のバランスウェイトを設け、揺動運動部品群よりも大きなキャンセル（遠心）力を発生させるようにした、いわゆるオーバーキャンセル型の可変半径クランク機構も提案されている（例えば、特許文献2参照）。

[0005] ここで特許文献1又は2の可変半径クランク機構に設けられたバランスウェイトに発生するキャンセル（遠心）力の、揺動運動部品群（以下、揺動部品とする）の遠心力に対する比率（いわゆるキャンセル率）と、スクロール

圧縮機の動作とについて説明する。キャンセル率が100%を超えるスクロール圧縮機は、低速運転時にガス荷重の分力或いはばね力により渦巻体の側面の押付けが行われる。一方、高速運転時にキャンセル率100%を超える分による遠心力が、ガス力或いはばね力による側面押付けよりも大きくなると、渦巻体の側面押付けはされなくなる。この時、渦巻体間の側面すきまが際限なく開いてしまうのを避けるために、バランスウェイトが設けられた可変半径クランク機構部品（ブッシュまたはスライダ等）のキャンセル方向への移動を規制するストッパ構造が設けられるのが一般的である（特許文献2参照）。

[0006] このように可変半径クランク機構において、遠心力をキャンセルする部材（バランスウェイト）を備える場合、揺動部品に作用する遠心力の、渦巻側面と揺動軸受とでの支持比率はキャンセル率に依存する。例えば、キャンセル率0%の（バランスウェイトを備えない）場合は、渦巻側面による支持が100%となる。一方、キャンセル率が100%の場合は、或いは、キャンセル率が100%を超える場合で可変半径クランク機構にキャンセル方向のストッパを備えている場合は揺動軸受による支持が100%となる。0%～100%の中間的なキャンセル率の場合は、渦巻側面と揺動軸受とで揺動部品に作用する遠心力がキャンセル率に応じて按分支持されることになる。例えば、キャンセル率70%の場合は渦巻側面の支持比率が30%となり、揺動軸受の支持比率が70%となる。この支持比率は回転数によらず一定である。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献1：特開昭56－129791号公報

特許文献2：特開平01－262393号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 渦巻体同士の側面の接触を確実にして低速域での漏れ損失の増大を抑えるため、0%に近い比較的低いキャンセル率を選択すると、渦巻側面での遠心力の支持比率が高いため、高速運転時の遠心力に起因する負荷が渦巻体の側面と主軸受とに集中する。また、高速運転時の渦巻体側面に対する押付荷重を軽減し、或いは、中～高速運転時に渦巻体の側面同士を接触させず低騒音化するためにキャンセル率を100%前後の高い値に設定すると、高速運転時の遠心力に起因する負荷が揺動軸受に集中することになる。さらに、高速運転時における遠心力による負荷の支持比率が揺動軸受と渦巻側面のどちらにも偏らないように中間的なキャンセル比率を設定すると、上述のような低速運転域での渦巻側面のシール性を確保すること、及び、中～高速運転時の低騒音化等の特性が充分には得られない。

[0009] 本発明は、上記のような課題を解決するためになされたものであり、高速運転時の遠心力の分散支持と低速運転時の側面シール性及び中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることが可能なスクロール圧縮機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0010] 本発明に係るスクロール圧縮機は、固定スクロールと、固定スクロールに対して揺動する揺動スクロールとを有する圧縮機構部と、回転する主軸と、主軸の回転する力を、主軸の中心からの距離が可変の移動部材を介して、揺動スクロールが揺動する力として伝える可変半径クランク機構と、主軸の回転によって揺動部品に生じる遠心力に対して逆向きの遠心力を発生させるバランスと、を有するスクロール圧縮機において、主軸につながるストッパ部と、主軸の回転速度の変化によりバランスが変位する機構と、を有し、主軸の回転速度の変化によって、バランスの遠心力をストッパ部と可変半径クランク機構の移動部材とで支持する割合が変化するものである。

発明の効果

[0011] 本発明に係るスクロール圧縮機によれば、主軸につながるストッパ部と、主軸の回転速度の変化によりバランスが変位する機構と、を有し、主軸の回

転速度の変化によって、バランスの遠心力をストッパ部と可変半径クランク機構の移動部材とで支持する割合が変化するものである。そのため、スクロール圧縮機は、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、低速回転では揺動軸受または渦巻側面で100%支持し、上限回転数に近い高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持することができる。その結果、スクロール圧縮機は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機の構造を示す概略縦断面図である。

[図2]スライダを用いた一般的な可変半径クランク機構を有するスクロール圧縮機の概略縦断面図である。

[図3]図2の可変半径クランク機構を示す縦断面図である。

[図4]図2の可変半径クランク機構を示す模式平面図である。

[図5]本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機のスライダバランス部の分解斜視図である。

[図6]本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機のスライダバランス部の縦断面を示す模式図である。

[図7]図6におけるスライダバランス部のA-A線断面模式図である。

[図8]図6におけるスライダバランス部のB-B線断面模式図である。

[図9]本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf]の回転数 $[rps]$ に対する変化のパターンを示すグラフである。

[図10]本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数 $[rps]$ に対する変化パターンを示すグラフである。

[図11]従来のスライダバランスを用いたスクロール圧縮機における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf] の回転数 [rpm] に対する変化のパターンを示すグラフである。

[図12]従来のスライダバランスと用いたスクロール圧縮機における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数 [rpm] に対する変化パターンを示すグラフである。

[図13]本発明の実施の形態2のスクロール圧縮機のスライダバランス部の縦断面を示す模式図である。

[図14]図13のスライダバランス部のC-C線断面図である。

[図15]本発明の実施の形態2のスクロール圧縮機の低速運転時(a)～高速運転時(e)までの回転数毎にスライダバランス部に作用する遠心力と反力の変化を示した動作説明用の平面図である。

[図16]本発明の実施の形態2に係るスクロール圧縮機における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf] の回転数 [rpm] に対する変化のパターンを示すグラフである。

[図17]本発明の実施の形態2に係るスクロール圧縮機における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数 [rpm] に対する変化パターンを示すグラフである。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明の実施の形態に係るスクロール圧縮機について図面等を参照しながら説明する。なお、図1を含む以下の図面では、各構成部材の相対的な寸法の関係及び形状等が実際のものとは異なる場合がある。また、以下の図面において、同一の符号を付したものは、同一又はこれに相当するものであり、このことは明細書の全文において共通することとする。また、理解を容易にするために方向を表す用語（例えば「上」、「下」、「右」、「左」、「前」、「後」など）を適宜用いるが、それらの表記は、説明の便宜上、そのように記載しているだけであって、装置或いは部品の配置及び向きを限定するものではない。

[0014] 実施の形態 1.

[スクロール圧縮機 1 の構成]

図 1 は、本発明の実施の形態 1 に係るスクロール圧縮機 1 の構造を示す概略縦断面図である。スクロール圧縮機 1 は、冷媒等の流体を吸入して圧縮し、高温高压の状態にして吐出するものである。図 1 に示すように、スクロール圧縮機 1 は、冷媒を圧縮する圧縮機構部 2 と、圧縮機構部 2 を駆動する電動機 3 と、圧縮機構部 2 及び電動機 3 を収容する密閉容器 2 1 と、を有している。

[0015] (密閉容器 2 1)

密閉容器 2 1 は、スクロール圧縮機 1 の外郭を構成するものである。密閉容器 2 1 内には、圧縮機構部 2、電動機 3、及び、主軸 1 5 が収容されている。また、密閉容器 2 1 の側面には、密閉容器 2 1 内と連通する吸入管 2 3 が接続されている。また、密閉容器 2 1 の上部には、圧縮機構部 2 によって圧縮された冷媒が吐出される吐出管 2 4 が接続されている。さらに、密閉容器 2 1 の底部には、潤滑油 2 2 が貯留されている。

[0016] (圧縮機構部 2)

圧縮機構部 2 は、吸入管 2 3 から密閉容器 2 1 内に吸入される流体（例えば冷媒）を圧縮するものである。圧縮機構部 2 は、密閉容器 2 1 に取り付けられたフレーム 1 4 に固定された固定スクロール 1 1 と、固定スクロール 1 1 に対して揺動（すなわち、公転運動）する揺動スクロール 1 2 と、を有している。なお、固定スクロール 1 1 がフレーム 1 4 と固定された例について説明したが、固定スクロール 1 1 は、フレーム 1 4 とは固定されずに密閉容器 2 1 と固定された構成とすることができる。固定スクロール 1 1 及び揺動スクロール 1 2 は、それぞれの渦巻歯 1 1 4 と、渦巻歯 1 2 6 とが噛み合うように組み合わせられている。渦巻歯 1 1 4 と渦巻歯 1 2 6 との間には、冷媒が圧縮される圧縮室が形成される。揺動スクロール 1 2 とフレーム 1 4 との間には、固定スクロール 1 1 に対する揺動スクロール 1 2 の自転を規正するオルダムリング 1 3 が設けられている。オルダムリング 1 3 は、揺動スクロ

ール 1 2 の台板部 1 2 2 の下側に配設され、揺動スクロール 1 2 の揺動運動中における自転運動を阻止するのに利用される。

[0017] (固定スクロール 1 1)

固定スクロール 1 1 は、揺動スクロール 1 2 とともに冷媒を圧縮するものである。固定スクロール 1 1 は、揺動スクロール 1 2 に対して対向配置されている。固定スクロール 1 1 は、平板形状の台板部 1 1 3 と、台板部 1 1 3 から揺動スクロール 1 2 側に突出して形成された渦巻歯 1 1 4 と、を有している。なお、渦巻歯 1 1 4 は、本発明の「第 1 渦巻体」に相当する。

[0018] 台板部 1 1 3 は、渦巻歯 1 1 4、揺動スクロール 1 2 及びフレーム 1 4 とともに、圧縮室を構成する。台板部 1 1 3 は、その外周面が密閉容器 2 1 の内周面に対向するとともに、台板部 1 1 3 の下端面のうちの外側がフレーム 1 4 の上部に対向するように、密閉容器 2 1 内で固定されている。台板部 1 1 3 の中心部には、圧縮された冷媒を圧縮室から吐出する吐出ポート 1 1 1 が台板部 1 1 3 を貫通して形成されている。吐出ポート 1 1 1 の出口側には、リード弁構造の吐出弁 2 5 が設けられている。吐出弁 2 5 は、予め設定された圧力より小さいと吐出ポート 1 1 1 を閉塞し、圧縮室側から吐出管 2 4 側に冷媒が流れることを規制するが、予め設定された圧力以上となると吐出ポート 1 1 1 を開放する。

[0019] 渦巻歯 1 1 4 は、揺動スクロール 1 2 の渦巻歯 1 2 6 とともに、冷媒を圧縮するものである。また、渦巻歯 1 1 4 は、台板部 1 1 3 及び揺動スクロール 1 2 とともに、揺動スクロール 1 2 の揺動により容積が変化する圧縮室を形成するものである。この渦巻歯 1 1 4 は、水平断面が渦巻形状に形成されている。

[0020] (揺動スクロール 1 2)

揺動スクロール 1 2 は、固定スクロール 1 1 とともに冷媒を圧縮するものである。渦巻歯 1 1 4 とともに冷媒を圧縮する渦巻歯 1 2 6 が形成され、固定スクロール 1 1 との間に圧縮室を形成する。揺動スクロール 1 2 は、固定スクロール 1 1 に対して対向配置されている。揺動スクロール 1 2 は、平板

形状の台板部 1 2 2 と、台板部 1 2 2 から固定スクロール 1 1 側に突出して形成された渦巻歯 1 2 6 とを有している。なお、渦巻歯 1 2 6 は、本発明の「第 2 渦巻体」に相当する。

[0021] 台板部 1 2 2 は、渦巻歯 1 2 6、固定スクロール 1 1 及びフレーム 1 4 とともに、圧縮室を構成するものである。台板部 1 2 2 は、円板形状の部材であり、主軸 1 5 の回転によってフレーム 1 4 内で揺動運動する。揺動スクロール 1 2 は、フレーム 1 4 とは別部材として設置された張出し部 1 4 1 において軸方向のスラスト荷重が支持されている。台板部 1 2 2 は、渦巻歯 1 2 6 が形成された面とは反対側の面（図 1 では下面）の中心部に、円筒形状のボス部 1 2 1 が形成されている。

[0022] 渦巻歯 1 2 6 は、固定スクロール 1 1 の渦巻歯 1 1 4 とともに冷媒を圧縮するものである。また、渦巻歯 1 2 6 は、台板部 1 2 2 及び固定スクロール 1 1 とともに圧縮室を構成するものである。この渦巻歯 1 2 6 は、水平断面が渦巻形状に形成されている。

[0023] ボス部 1 2 1 は、揺動軸受としての機能を有するものである。ボス部 1 2 1 には、主軸 1 5 の端部が接続される。本実施の形態 1 では、移動部材 3 0 を用いた可変半径クランク機構 5 を採用しており、移動部材 3 0 はボス部 1 2 1 の内周側に回転自在に設けられている。

[0024] （電動機 3）

電動機 3 は、主軸 1 5 を回転させるものである。電動機 3 は、密閉容器 2 1 の内周壁に固定されたステータ 1 9 と、ステータ 1 9 の内周側に配置されたロータ 1 8 と、を有している。ステータ 1 9 は、積層鉄心に複数相の巻線を装着して構成されている。ロータ 1 8 は、内部に図示省略の永久磁石を有する。また、ロータ 1 8 には、揺動スクロール 1 2 に電動機 3 の回転駆動力を伝達する主軸 1 5 が固定されている。つまり、ステータ 1 9 に通電されると、ロータ 1 8 は、主軸 1 5 と一体となって回転するように構成されている。電動機 3 は、例えば、インバータ制御等により、ロータ 1 8 の回転数を変更することができる。ロータ 1 8 の下部には、第 2 バランサ 1 7 が設けられ

ている。

[0025] (主軸 15)

主軸 15 は、揺動スクロール 12 に回転駆動力を伝達するものである。主軸 15 の上部は、フレーム 14 に設けられた主軸受 143 に回転自在に支持されており、主軸 15 の下部は、副軸受 20 に回転自在に支持されている。この副軸受 20 は、サブフレーム 28 に設けられており、例えばボールベアリング等により構成されている。主軸 15 の上端部には、偏心軸部 151 が設けられている。偏心軸部 151 は、主軸 15 の中心軸に対して所定の偏心方向に偏心して配置されている。偏心軸部 151 は、移動部材 30 の溝部 31 に摺動自在に挿入されている。さらに、主軸 15 には、偏心軸部 151 よりも下側であって、電動機 3 のロータ 18 よりも上側に揺動運動のバランスをとる第 1 バランサ 16 が設けられている。第 1 バランサ 16 及び第 2 バランサ 17 は、揺動スクロール 12、移動部材 30、及び、オルダムリング 13 による偏心に伴うアンバランスを相殺させ、回転系全体としてのバランスを釣り合わせるために設けられている。また、主軸 15 の下端には、油溜めの潤滑油 22 を吸い上げる図示せぬオイルポンプが設けられている。また、主軸 15 の内部には、主軸 15 の中心軸方向に沿って図示せぬ油穴が形成されている。主軸 15 の下端に設けられたオイルポンプによって吸い上げられた潤滑油 22 は、主軸 15 に形成された油穴を通して、各摺動部に供給される。なお、可変半径クランク機構 5 及びスライダバランサ部 301 との関係については後述する。

[0026] [スクロール圧縮機 1 の動作説明]

ここで、スクロール圧縮機 1 の動作について説明する。このように構成されたスクロール圧縮機 1 は、ステータ 19 に電力が供給されると、ロータ 18 がトルクを発生し、フレーム 14 の主軸受 143 と副軸受 20 とで支持された主軸 15 が回転する。主軸 15 の偏心軸部 151 によりボス部 121 が駆動される揺動スクロール 12 は、オルダムリング 13 により自転を規制されて揺動運動する。これにより、スクロール圧縮機 1 は、固定スクロール 1

1の渦巻歯114と揺動スクロール12の渦巻歯126との間で形成された圧縮室の容積を変化させる。揺動スクロール12の揺動運動に伴い吸入管23から密閉容器21内に吸入されたガス冷媒が、固定スクロール11と揺動スクロール12の両渦巻歯間の圧縮室に取り込まれ、圧縮される。その後、圧縮された冷媒は、固定スクロール11に設けられた吐出ポート111から吐出弁25に抗して吐出され、吐出管24から回路へ排出される。

[0027] [比較例：揺動スクロール12tなどに作用する力]

図2は、スライダを用いた一般的な可変半径クランク機構を有するスクロール圧縮機1tの概略縦断面図である。図3は、図2の可変半径クランク機構を示す縦断面図である。図4は、図2の可変半径クランク機構を示す模式平面図である。図1のスクロール圧縮機1と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。ここで、図2及び図3に示すように、可変半径クランク機構5tは、揺動スクロール12tのボス部121t内に配置されている移動部材30t及び主軸15tに設けられている偏心軸部151tなどから構成されるものである。可変半径クランク機構5tは、主軸15tの回転により揺動スクロール12tを揺動運動させるときにその揺動半径を可変とするものである。また、以下の説明において、揺動部品とは、揺動スクロール12及び移動部材30などから構成されるものである。また、渦巻側面の押付力とは、渦巻歯114と渦巻歯126とが押し付け合う力を指し、渦巻側面押付反力とは、渦巻歯114と渦巻歯126とが押し付け合った結果、それぞれに作用する反力を指す。なお、比較例の説明にあたり、実施の形態1のスクロール圧縮機1で説明した各種構成に対応する構成の符号に加えて記号tを付している。これは、実施の形態1に係るスクロール圧縮機1と比較例のスクロール圧縮機1tとを区別するために便宜的に付したものである。

[0028] 比較例であるスクロール圧縮機1tは、移動部材30tを用いた可変半径クランク機構5tを採用している。この移動部材30tは、円筒形状の外周面を備え、ボス部121tの内周側に回転摺動自在に配置されている。また

、移動部材 30 t には、偏心軸部 151 t が一方向に往復摺動自在に挿入される長穴形状の溝部 301 t が形成されている。図 4 において、偏心軸部 151 t は主軸 15 t に対して、紙面右側に偏心している。溝部 301 t は、平面視（主軸 15 t 及び偏心軸部 151 t の中心軸と垂直な断面）において、この偏心方向に対して角度 γ 傾くように形成されている。また、溝部 301 t 内を摺動する偏心軸部 151 t には、平面視においてこの偏心方向に対して角度 γ 傾く斜面 P が形成されている。

[0029] スクロール圧縮機 1 t は、主軸 15 t の偏心軸部 151 t の偏心方向に対して角度 γ なる偏心軸部 151 t の斜面 P が移動部材 30 t を介して揺動スクロール 12 t のボス部 121 を駆動することにより、可変半径クランク機構 5 t を構成する。移動部材 30 t 及び揺動スクロール 12 t が駆動されてガスを圧縮すると、図 4 に示すように、揺動スクロール 12 t 及び移動部材 30 t にはガス圧縮の反力として、半径方向のガス荷重 F_{gr} 、周方向のガス荷重 $F_{g\theta}$ 、揺動物品の遠心力 F_c が作用する。このうち、周方向のガス荷重 $F_{g\theta}$ は、角度 γ の斜面 P で支持されるので、半径方向の分力が発生し、揺動運動部品群に作用する半径方向の荷重は、 $-F_{gr} + F_c + F_{g\theta} \times \tan \gamma$ となる。揺動スクロール 12 t 及び移動部材 30 t に関する力の釣り合いから、これと等しい渦巻側面への押付力 F_s が発生し、揺動スクロール 12 t の渦巻歯 126 t が固定スクロール 11 t の渦巻歯 114 t に渦巻側面への押付力 F_s で押しつけられる。これにより、渦巻歯 114 t と渦巻歯 126 t との間に隙間が発生することを抑制することができる。

[0030] 渦巻側面の押付力 F_s は、主軸 15 t の回転数に依存する力（遠心力 F_c ）と回転数に依存しない力（ガス荷重 F_{gr} 、 $F_{g\theta}$ 、或いは、ばね力等）で決まり、回転数の 2 乗で増大する遠心力 F_c は、高速運転時には渦巻側面の押付力 F_s が過大になる原因となる。こうした弊害への対策として、前述の先行技術に挙げた遠心力をキャンセルする、可変半径クランク機構が知られている。この遠心力キャンセル型の可変半径クランク機構は、クランク機構部品と一体となり揺動部品の遠心力をキャンセル（逆向きの遠心力を発生

）するバランサ部（所謂スライダバランサ部）を備えている。遠心力キャンセル型の可変半径クランク機構は、このような構成を備えることで、高速運転時に、渦巻側面に過大な押付力がかからない。

[0031] このような遠心力キャンセル型の可変半径クランク機構は、遠心力が発生する揺動スクロールとキャンセル力（逆向きの遠心力）が発生させるスライダとの間の揺動軸受に遠心力の負荷がかかることになる。すなわち、揺動スクロールに発生した遠心力は渦巻側面又は揺動軸受で支持され、その支持比率は、遠心力に対するキャンセル力の比であるキャンセル率に依存する。なお、キャンセル力とは、遠心力を打ち消す力である。従来技術では、低キャンセル率又はキャンセル率０％で、高速運転時に渦巻側面への押付力（及び主軸受荷重）が過大となるのを避けるため、キャンセル率１００％又はキャンセル率１００％を超える場合、揺動軸受に対する荷重の増大を招くことになる。

[0032] 図５は、本発明の実施の形態１に係るスクロール圧縮機１のスライダバランサ部３０１の分解斜視図である。図６は、本発明の実施の形態１に係るスクロール圧縮機１のスライダバランサ部３０１の縦断面を示す模式図である。図７は、図６におけるスライダバランサ部３０１のＡ－Ａ線断面模式図である。図８は、図６におけるスライダバランサ部３０１のＢ－Ｂ線断面模式図である。図１、図５～図８を用いて、高速運転時の渦巻側面への押付力及び高速運転時の揺動軸受荷重が過大となるのを適切に回避するスクロール圧縮機１の可変半径クランク機構５とスライダバランサ部３０１とを説明する。

[0033] [可変半径クランク機構５]

可変半径クランク機構５は、主軸１５の回転する力を、主軸の中心からの距離が可変の移動部材３０を介して、揺動スクロール１２が揺動する力として伝えるものである。可変半径クランク機構５は、主軸１５の回転により揺動スクロール１２を揺動運動させるときにその揺動半径を定める。可変半径クランク機構５は、主軸１５の一端に設けられている。可変半径クランク機

構 5 は、主軸 1 5 の中心軸に対して偏心した偏心軸部 1 5 1 と、偏心軸部 1 5 1 が挿入され、揺動スクロール 1 2 に設けられた円筒状のボス部 1 2 1 の内周側に回転摺動自在に設けられた移動部材 3 0 とから構成されている。

[0034] (主軸 1 5 の詳細)

主軸 1 5 は、圧縮機構部 2 側の上端部において、図 1 及び図 5 に示すように、円柱形状の基軸部 1 5 0 と、基軸部 1 5 0 の端部から径方向に突出した円盤部 1 5 5 と、円盤部 1 5 5 から基軸部 1 5 0 と反対方向に突出した偏心軸部 1 5 1 と、を有する。偏心軸部 1 5 1 は、図 6 に示すように、主軸 1 5 の一端に設けられ、偏心軸部 1 5 1 の中心軸 C 2 は、主軸 1 5 の中心軸 C 1 に対して偏心している。図 5 ～図 8 において、偏心軸部 1 5 1 の中心軸 C 2 は、主軸 1 5 の中心軸 C 1 に対して、紙面右側に偏心している。また、主軸 1 5 は、図 5 に示すように、円盤部 1 5 5 の周縁部から偏心軸部 1 5 1 と同じ方向に突出した周壁部 1 5 6 を有する。周壁部 1 5 6 は、主軸 1 5 の一端に設けられ、主軸 1 5 と同一の中心軸 C 1 を有し、図 6 に示すように、ボス部 1 2 1 の外周面と対向する内周壁を形成する。周壁部 1 5 6 の内部には可変半径クランク機構 5 が配置されている。また、周壁部 1 5 6 は、円筒形状に形成されており、偏心軸部 1 5 1 が偏心している側とは反対側の壁部の一部に切り欠き部 1 5 4 が形成されている。切り欠き部 1 5 4 は、周方向かつ軸方向に形成されおり、周壁部 1 5 6 の円盤部 1 5 5 側の端部から、円盤部 1 5 5 とは反対側の端部まで切り欠かれている。周壁部 1 5 6 は、主軸 1 5 の軸方向の平面視において偏心軸部 1 5 1 が偏心している側の半円部分の壁部を相殺バランス部 1 5 2 と称し、偏心軸部 1 5 1 が偏心している側とは反対側の半円部分の壁部をストッパ部 1 5 3 と称する。換言すれば、主軸 1 5 は、図 5 に示すように、偏心軸部 1 5 1 が偏心している側の半円部分の壁部を構成する相殺バランス部 1 5 2 と、周方向において相殺バランス部 1 5 2 の両端から延設された壁部を構成する一対のストッパ部 1 5 3 と、を有する。ストッパ部 1 5 3 は、主軸 1 5 につながっている。ストッパ部 1 5 3 は、主軸 1 5 の一端に形成され、可変半径クランク機構 5 を内部に配置する円筒

状の周壁部である。相殺バランス部 152 は、主軸 15 の端部に設けられ、後述するスライダバランス部 301 に生じる遠心力と逆方向の遠心力を生じる。相殺バランス部 152 の肉厚は、一对のストッパ部 153 の肉厚よりも厚く形成されており、ストッパ部 153 と、相殺バランス部 152 とは一体に形成されている。そのため、周壁部 156 は、ストッパ部 153 の内周壁が、相殺バランス部 152 の内周壁と比較して凹んでおり、周壁部 156 の内周壁は、ストッパ部 153 から相殺バランス部 152 にかけて段差 158 が形成されている。相殺バランス部 152 の両端に位置するストッパ部 153 のそれぞれの周方向の長さは、等しいことが望ましいが、異なる長さであっても良い。周壁部 156 は、一对のストッパ部 153 の間に、切り欠き部 154 が形成されている。なお、ストッパ部 153 の外周壁と、相殺バランス部 152 の外周壁とは面一状に形成されている。

[0035] (移動部材 30)

移動部材 30 は、主軸 15 の中心からの距離が変化する部材であり、ボス部 121 と偏心軸部 151 との間に介在し、揺動スクロール 12 の揺動半径を定めるものである。移動部材 30 は、例えばスライダである。移動部材 30 は、円筒形状の外周面を備え、ボス部 121 の内周側に回転摺動自在に設けられている。また、移動部材 30 には、偏心軸部 151 が一方向に往復摺動自在に挿入される長穴形状の溝部 31 が形成されている。移動部材 30 は、平板形状の基板部 35 上に設けられている。なお、図 5 では、移動部材 30 と基板部 35 とは一体に形成されているが、例えば、移動部材 30 と基板部 35 とは別体で形成され、基板部 35 に形成された円形の開口に移動部材 30 を挿入してもよい。基板部 35 は、偏心軸部 151 の主軸 15 に対する偏心方向とは反対方向に延設されており、延設方向の端部には非支持スライダバランス部 301a が設けられている。移動部材 30 内には主軸 15 の偏心軸部 151 が挿入され、基板部 35 は、円盤部 155 上に配置される。移動部材 30、基板部 35、非支持スライダバランス部 301a は、主軸 15 の周壁部 156 で囲まれた空間に收容される。

[0036] (非支持スライダバランス部301a)

非支持スライダバランス部301aは、錘であり揺動スクロール12及びその他の揺動部品に発生する遠心力をキャンセルするものである。非支持スライダバランス部301aは、基板部35を介して移動部材30と連結されている。非支持スライダバランス部301aは、外周壁が円弧形状に形成されていると共に、移動部材30と対向する内壁面部301a1は、平面状に形成されている。非支持スライダバランス部301aは、主軸15の軸方向の長さが、主軸15の周壁部156の長さよりも短く、周方向の長さが、主軸15の切り欠き部154の長さよりも短い。非支持スライダバランス部301aが、主軸15の周壁部156で囲まれた空間に收容されると、運転停止時及び低速運転時には、非支持スライダバランス部301aとストッパ部153との間には間隙が形成されている。なお、非支持スライダバランス部301a及び基板部35は、本発明の「第1バランスウェイト」に相当する。また、非支持スライダバランス部301aは、本発明の「ウェイト本体部」に相当する。

[0037] (半支持スライダバランス部301b)

半支持スライダバランス部301bは、錘であり揺動スクロール12及びその他の揺動部品に発生する遠心力をキャンセルするものである。半支持スライダバランス部301bは、半円弧形状に形成されている。半支持スライダバランス部301bは、基板部35上に配置される。半支持スライダバランス部301bは、非支持スライダバランス部301aと対向する部分の壁部に、水平断面で弓形に切り欠かれた切り欠き部36が形成されている。この弓形の切り欠き部36に、非支持スライダバランス部301aと弾性部材26とが配置される。切り欠き部36を構成する半支持スライダバランス部301bの周方向のそれぞれの側面部37は、仮想の同一平面を構成する。主軸15の軸方向において、半支持スライダバランス部301bの軸方向の長さは、基板部35上に配置された状態で、周壁部156の長さと等しいことが望ましい。半支持スライダバランス部301bは、ボス部121と非支

持スライダバランス部301aとの間に摺動自在に配置されている。なお、半支持スライダバランス部301bは、本発明の「第2バランスウェイト」に相当する。

[0038] [スライダバランス部301]

スライダバランス部301は、周壁部156の内部に配置され、相互の位置が可変である非支持スライダバランス部301a及び半支持スライダバランス部301bの2つのバランスウェイトを含む。すなわち、非支持スライダバランス部301aと、半支持スライダバランス部301bとはスライダバランス部301を構成する。スライダバランス部301は、主軸15の回転によって揺動部品に生じる遠心力に対して逆向きの遠心力を発生させる。また、スライダバランス部301は、揺動部品に生じる遠心力を上回る遠心力を生じさせる。なお、非支持スライダバランス部301a及び半支持スライダバランス部301bは、本発明の「2つのバランスウェイト」に相当し、周壁部156内において、切り欠き部154の方向の、ボス部121の外周側に配置されている。すなわち、非支持スライダバランス部301a及び半支持スライダバランス部301bは、周壁部156の内部に配置され、可変半径クランク機構5と対向する位置に配置されている。この2つのバランスウェイトは、揺動スクロール12及びその他の揺動部品に発生する遠心力をキャンセルするものである。そのため、スライダバランス部301は、渦巻歯114が渦巻歯126に押し付けられるのを抑制するとともに、移動部材30及び偏心軸部151との摩耗を抑制することができる。また、スライダバランス部301は、主軸受143及び副軸受20の摩耗を抑制することができる。さらに、スライダバランス部301は、第1バランス16及び第2バランス17と比較すると、揺動部品のアンバランス重心に、より近くに位置している。これにより、第1バランス16及び第2バランス17の重量を低減することができる。非支持スライダバランス部301aと半支持スライダバランス部301bのキャンセル方向のアンバランス量は、揺動部品のアンバランス量を上回る、所謂オーバーキャンセルとなっている。周壁部1

５６の相殺バランス部１５２は、オーバー分のキャンセル量と釣り合う荷重を発生させる。なお、非支持スライダバランス部３０１ａと、半支持スライダバランス部３０１ｂとの間には、スライダバランス部３０１が変位する機構として、弾性部材２６が配置されている。なお、スライダバランス部３０１は、本発明の「バランス」に相当する。

[0039] (弾性部材２６)

弾性部材２６は、主軸１５の回転により半支持スライダバランス部３０１ｂに作用する遠心力により生じる荷重を支持する。弾性部材２６は、主軸１５の回転速度の変化によりスライダバランス部３０１が変位する機構である。弾性部材２６は、平板形状に形成され、半支持スライダバランス部３０１ｂの側面部３７と、非支持スライダバランス部３０１ａの内壁面部３０１ａ１との間に配置される。弾性部材２６は、両端側がそれぞれ側面部３７と対向し、側面部３７と対向する側と反対側において、中央が内壁面部３０１ａ１と対向する。弾性部材２６は、一般的なばね材の縦弾性係数を前提に、比較的狭い変位量の範囲で作動するように断面二次モーメント、支持スパンが設定された構造となっている。また、弾性部材２６の変位量の変動するのは、主軸１５の回転数が変化することにより支持キャンセル力が変化する時なので、弾性部材２６は、通常の使用では疲労に至るようなことはない。そのため、弾性部材２６は、疲労を想定した応力抑制のために特殊な素材を用いるという必要はないが、細部形状を変形時の支持位置の微小移動及びそれに伴うフレットング等に配慮した形状としておく必要がある。

[0040] [スライダバランス部３０１の動作]

スクロール圧縮機１は、主軸１５の回転速度の変化によって、スライダバランス部３０１の遠心力をストッパ部１５３と可変半径クランク機構５の移動部材３０とで支持する割合が変化するものである。スクロール圧縮機１の当該構成について、以下に説明する。図７及び図８は、運転停止時及び低速運転時の半支持スライダバランス部３０１ｂ及び弾性部材２６を示している。半支持スライダバランス部３０１ｂは、運転停止時及び低速運転時には、

弾性部材 26 によってキャンセル方向に移動することを規制されている。すなわち、主軸 15 の回転数が閾値未満（例えば、90 rpm 未満）である場合に、半支持スライダバランサ部 301b は、弾性部材 26 と接している。半支持スライダバランサ部 301b に作用するキャンセル方向の遠心力は、弾性部材 26 を介して非支持スライダバランサ部 301a に作用する。このため、主軸 15 の回転数が閾値未満の低速運転の場合には、半支持スライダバランサ部 301b と非支持スライダバランサ部 301a は、一体に構成されたオーバーキャンセルスライダと同等の構成となり、揺動部品の遠心力が相殺される。そして、ガス荷重のスライダ角に応じた分力により渦巻側面の押付が行われる。

[0041] 主軸 15 の回転数の増大に伴い、半支持スライダバランサ部 301b から弾性部材 26 を介して非支持スライダバランサ部 301a に作用するキャンセル方向の遠心力が増大する。半支持スライダバランサ部 301b の遠心力が増大すると、弾性部材 26 の変形により半支持スライダバランサ部 301b の反偏心（キャンセル）方向への移動量が増大する。そして、主軸 15 の回転数が、設計選択された支持開始回転数として規定した閾値以上（例えば、90 rpm）になると、ストッパ部 153 の内周壁と半支持スライダバランサ部 301b の外周壁とが接触する。そして、半支持スライダバランサ部 301b は、ストッパ部 153 に支持されるようになる。半支持スライダバランサ部 301b が非支持スライダバランサ部 301a とストッパ部 153 とに接触して支持されると、半支持スライダバランサ部 301b の移動は、ストッパ部 153 に規制される。そのため、更に主軸 15 の回転数が増大して半支持スライダバランサ部 301b のキャンセル力が増大しても、弾性部材 26 の変形量は一定のため、半支持スライダバランサ部 301b から弾性部材 26 を介して非支持スライダバランサ部 301a に伝えられるキャンセル力も一定となる。したがって、半支持スライダバランサ部 301b のキャンセル力増大分はストッパ部 153 に支持されて揺動部品の遠心力のキャンセルには寄与しなくなる。このようにして半支持スライダバランサ部 301

bとストッパ部153との接触開始以降は、主軸15の回転数の増大に伴い、キャンセル率が低下していくことになる。なお、キャンセル率とは、スライダバランス部301が揺動部品の遠心力を相殺する比率である。以上のように、スクロール圧縮機1は、主軸15の回転が低速時はスライダバランス部301の遠心力をストッパ部153または移動部材30のいずれかのみが支持する。そして、スクロール圧縮機1は、主軸15の回転速度が上昇するとスライダバランス部301の遠心力をストッパ部153と移動部材30とが支持するように変化する。

[0042] 図9は、本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機1における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf]の回転数[rps]に対する変化のパターンを示すグラフである。図10は、本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機1における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数[rps]に対する変化パターンを示すグラフである。図9及び図10を用いて、本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機1のキャンセル特性の一例を示す。なお、図9は、横軸を主軸15の回転数とし、回転数に対する渦巻側面の押付力 F_s 、揺動軸受荷重 F_{bo} 、主軸受荷重 F_{bm} 、副軸受荷重 F_{bs} の変化を表すものである。また、図10は、横軸を主軸15の回転数とし、回転数に対する揺動軸受と渦巻側面の遠心力支持比率の変化を表すものである。

[0043] この図9及び図10の実験例では、揺動部品のアンバランス量に対する、半支持スライダバランス部301bのアンバランス量の比が70%、非支持スライダバランス部301aのアンバランス量の比が50%としている。そして、半支持スライダバランス部301bと非支持スライダバランス部301aによる合計のアンバランス量が120%のオーバーキャンセルで、かつ、90rps以上の回転数で半支持スライダバランス部301bがストッパ部153と接触する、という設定になっている。

[0044] 図10に示すように、半支持スライダバランス部301bがストッパ部153と接触し始める90rpsまでは、遠心力の支持比率が揺動軸受100

%、渦巻側面0%で推移する。そして、半支持スライダバランス部301bがストッパ部153と接触し始める90 rps以降は、揺動軸受側の支持比率が低下し、その分渦巻側面の支持比率が増大している。このとき、図9に示すように、渦巻側面の押付力 F_s は、90 rpsまではスライダ角に応じたガス荷重の分力に依るものであるが、20%のオーバーキャンセル分の増大に伴い漸減し、90 rpsで一旦押付力が0となる。しかし、渦巻側面の押付力 F_s は、90 rps以降では、揺動軸受での遠心力支持比率低下に伴い、遠心力由来分で増大し、揺動軸受荷重 F_{bo} の増大が抑制されるとともに、主軸受荷重 F_{bm} 、副軸受荷重 F_{bs} が緩やかに増大する特性を示している。

[0045] 図11は、従来のスライダバランスを用いたスクロール圧縮機における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf] の回転数 [rps] に対する変化のパターンを示すグラフである。図12は、従来のスライダバランスと用いたスクロール圧縮機における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数 [rps] に対する変化パターンを示すグラフである。本発明の実施の形態1に係るスクロール圧縮機1との比較のために、図11及び図12を用いて、従来のスライダバランスを用いたスクロール圧縮機1の特性を示す。図11及び図12は、キャンセル率120%のスライダバランスのときの従来のスクロール圧縮機1の特性を示すものである。図11及び図12の従来のスクロール圧縮機もまた、図9及び図10と同様に、20%のオーバーキャンセル分のキャンセル力と、ガス荷重のスライダ分力とが釣り合う90 rps以降は側面押付力が0（非接触）となる設定である。従来のスクロール圧縮機は、高速時にスライダバランス部が軸側とスライダ側にまたがって支持されるような“半支持”構造が無い。そのため、従来のスクロール圧縮機は、図12に示すように、“非接触”となる90 rps以降も遠心力支持比率は揺動軸受が100%で、渦巻側面は0%のままである。このため、従来のスクロール圧縮機は、図11に示すように揺動軸受荷重 F_{bo} が急激に増大している。

[0046] 以上のように、スクロール圧縮機 1 は、主軸 15 につながるストッパ部 153 と、主軸 15 の回転速度の変化によりスライダバランサ部 301 が変位する機構と、を有し、主軸 15 の回転速度の変化によって、スライダバランサ部 301 の遠心力をストッパ部 153 と可変半径クランク機構の移動部材 30 とで支持する割合が変化するものである。そのため、スクロール圧縮機 1 は、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、閾値未満の低速回転では揺動軸受または渦巻側面で 100% 支持し、上限回転数に近い閾値以上の高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持することができる。その結果、スクロール圧縮機 1 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。そのため、スクロール圧縮機 1 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0047] また、スクロール圧縮機 1 は、主軸 15 の回転が低速時はスライダバランサ部 301 の遠心力をストッパ部 153 または移動部材 30 のいずれかのみが支持して、主軸 15 の回転速度が上昇するとスライダバランサ部 301 の遠心力をストッパ部 153 と移動部材 30 とが支持するように変化する。そのため、スクロール圧縮機 1 は、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、閾値未満の低速回転では揺動軸受または渦巻側面で 100% 支持し、上限回転数に近い閾値以上の高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持することができる。その結果、スクロール圧縮機 1 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。そのため、スクロール圧縮機 1 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

- [0048] また、スクロール圧縮機 1 は、スライダバランス部 301 は、揺動部品に生じる遠心力を上回る遠心力を生じ、主軸 15 は、端部にスライダバランス部 301 に生じる遠心力と逆方向の遠心力を生じる相殺バランス部 152 を有している。そのため、スクロール圧縮機 1 は、相殺バランス部 152 が、オーバ一分のキャンセル量と釣り合う荷重を発生させることができる。
- [0049] また、スクロール圧縮機 1 は、ストッパ部 153 が、前記主軸の一端に形成され、前記可変半径クランク機構を内部に配置する円筒状の周壁部である。そのため、ストッパ部 153 は、スライダバランス部 301 の径方向の移動を規制することができる。
- [0050] また、スクロール圧縮機 1 は、スライダバランス部 301 が、周壁部 156 の内部に配置され、相互の位置が可変である 2 つのバランスウェイトを含む。スクロール圧縮機 1 は、周壁部 156 の内部で 2 つのバランスウェイトが移動することによって、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。
- [0051] また、スクロール圧縮機 1 は、移動部材 30 と連結された非支持スライダバランス部 301 a と、ボス部 121 と非支持スライダバランス部 301 a との間に摺動自在に配置された半支持スライダバランス部 301 b と、を有する。そして、スクロール圧縮機 1 は、非支持スライダバランス部 301 a と、半支持スライダバランス部 301 b との間に弾性部材 26 が配置されている。そのため、スクロール圧縮機 1 は、閾値未満の回転数の低速運転時には、遠心力の反力がすべてクランク機構側で支持されるので、揺動部品に作用する遠心力が渦巻側面の押付けに寄与せず、ガス荷重の分力或いはばね力等によりシール性が確保される。スクロール圧縮機 1 は、回転数の増大により 100% を超える遠心力の反力が、ガス力或いはばね力を上回ることで、中速域での渦巻側面の非接触による静粛性が得られる。更に、スクロール圧縮機 1 は、閾値以上の回転数の高速時には、ストッパ部 153 を有する主軸 15 側での遠心力の反力を支持する割合が増大し、揺動部品に作用する遠心力の渦巻側面での支持割合が増大するので揺動軸受荷重が過大となるのを避

けることができる。以上のように、スクロール圧縮機 1 は、渦巻側面と揺動軸受とで、揺動部品の遠心力の支持割合を主軸 15 の回転数に依存させて自動的に変化させることができる。そのため、スクロール圧縮機 1 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。その結果、スクロール圧縮機 1 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0052] また、非支持スライダバランサ部 301a は、外周壁が円弧形状に形成されていると共に、移動部材 30 と対向する内壁面部 301a1 は平面状に形成されている。また、半支持スライダバランサ部 301b は、半円弧形状に形成されていると共に、弓形の切り欠き部 36 が形成されている。そして、弓形の切り欠き部 36 には、非支持スライダバランサ部 301a と弾性部材 26 とが配置される。そのため、スクロール圧縮機 1 は、閾値未満の回転数の低速運転時には、遠心力の反力がすべてクランク機構側で支持されるので、揺動部品に作用する遠心力が渦巻側面の押付けに寄与せず、ガス荷重の分力或いはばね力等によりシール性が確保される。スクロール圧縮機 1 は、回転数の増大により 100% を超える遠心力の反力が、ガス力或いはばね力を上回ることによって、中速域での渦巻側面の非接触による静粛性が得られる。更に、スクロール圧縮機 1 は、閾値以上の回転数の高速時には、ストッパ部 153 を有する主軸 15 側での遠心力の反力を支持する割合が増大し、揺動部品に作用する遠心力の渦巻側面での支持割合が増大するので揺動軸受荷重が過大となるのを避けることができる。以上のように、スクロール圧縮機 1 は、渦巻側面と揺動軸受とで、揺動部品の遠心力の支持割合を主軸 15 の回転数に依存させて自動的に変化させることができる。そのため、スクロール圧縮機 1 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。その結果、スクロール圧縮機 1 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0053] また、スクロール圧縮機 1 は、主軸 15 の回転数が閾値未満である場合に、半支持スライダバランス部 301b は、弾性部材 26 と接し、主軸 15 の回転数が閾値以上である場合に、半支持スライダバランス部 301b は、ストッパ部 153 と接する。そのため、スクロール圧縮機 1 は、閾値未満の回転数の低速運転時には、遠心力の反力がすべてクランク機構側で支持されるので、揺動部品に作用する遠心力が渦巻側面の押付けに寄与せず、ガス荷重の分力或いはばね力等によりシール性が確保される。スクロール圧縮機 1 は、回転数の増大により 100% を超える遠心力の反力が、ガス力或いはばね力を上回ることによって、中速域での渦巻側面の非接触による静粛性が得られる。更に、スクロール圧縮機 1 は、閾値以上の回転数の高速時には、ストッパ部 153 を有する主軸 15 側での遠心力の反力を支持する割合が増大し、揺動部品に作用する遠心力の渦巻側面での支持割合が増大するので揺動軸受荷重が過大となるのを避けることができる。以上のように、スクロール圧縮機 1 は、渦巻側面と揺動軸受とで、揺動部品の遠心力の支持割合を主軸 15 の回転数に依存させて自動的に変化させることができる。そのため、スクロール圧縮機 1 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。その結果、スクロール圧縮機 1 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0054] 実施の形態 2.

図 13 は、本発明の実施の形態 2 のスクロール圧縮機 10 のスライダバランス部 302 の縦断面を示す模式図である。図 14 は、図 13 のスライダバランス部 302 の C-C 線断面図である。なお、図 14 では、スライダバランス部 302 を説明するために、ボス部 121 を省略している。図 1～図 12 のスクロール圧縮機 1 と同一の構成を有する部位には同一の符号を付してその説明を省略する。本発明の実施の形態 2 のスクロール圧縮機 10 は、スライダバランス部 302 の構造が、実施の形態 1 のスライダバランス部 301 の構造と異なるものである。なお、本発明の実施の形態 2 のスクロール圧

縮機 10 の主軸 15 の構造は、実施の形態 1 のスクロール圧縮機 1 の構造と同じである。主軸 15 は、圧縮機構部 2 側の上端部において円柱形状の基軸部 150 と、基軸部 150 の端部から径方向に突出した円盤部 155 と、円盤部 155 から基軸部 150 と反対方向に突出した偏心軸部 151 と、を有する。偏心軸部 151 は、図 13 に示すように、主軸 15 の一端に設けられ、偏心軸部 151 の中心軸 C2 は、主軸 15 の中心軸 C1 に対して偏心している。周壁部 156 は、主軸 15 の一端に設けられ、主軸 15 と同一の中心軸 C1 を有し、図 13 に示すように、ボス部 121 の外周面と対向する内周壁を形成する。周壁部 156 の内部には可変半径クランク機構 5 が配置されている。また、周壁部 156 は、円筒形状に形成されており、偏心軸部 151 が偏心している側とは反対側の壁部の一部に切り欠き部 154 が形成されている。主軸 15 の周壁部 156 は、図 5 に示すように、偏心軸部 151 が偏心している側の半円部分の壁部を構成する相殺バランス部 152 と、周方向において相殺バランス部 152 の両端から延設された壁部を構成する一対のストッパ部 153 と、を有する。ストッパ部 153 は、主軸 15 につながっている。ストッパ部 153 は、主軸 15 の一端に形成され、可変半径クランク機構 5 を内部に配置する円筒状の周壁部である。相殺バランス部 152 は、主軸 15 の端部に設けられ、後述するスライダバランス部 302 に生じる遠心力と逆方向の遠心力を生じる。相殺バランス部 152 の肉厚は、一対のストッパ部 153 の肉厚よりも厚く形成されており、ストッパ部 153 と、相殺バランス部 152 とは一体に形成されている。なお、図 13 において、線分 L1 は、主軸 15 の中心軸と、偏心軸部 151 の中心軸とを通る仮想の線分である。周壁部 156 は、仮想の線分 L1 を境に周壁部 156 の一方の側を U 側と称し、他方の側を D 側と称する。なお、図 13 において紙面上側が、U 側の周壁部 156 であり、紙面下側が D 側の周壁部 156 である。U 側の周壁部 156 と、D 側の周壁部 156 とは、偏心軸部 151 の中心を通る仮想の線分 L1 を境に対称の形状である。

[0055] (移動部材 30A)

移動部材 30A は、主軸 15 の中心からの距離が変化する部材であり、ボス部 121 と偏心軸部 151 との間に介在し、揺動スクロール 12 の揺動半径を定めるものである。移動部材 30A は、円筒形状の外周面を備え、ボス部 121 の内周側に回転摺動自在に設けられている。移動部材 30A は、例えば、スライダである。また、移動部材 30A には、偏心軸部 151 が一方向に往復摺動自在に挿入される長穴形状の溝部 31 が形成されている。移動部材 30A は、偏心軸部 151 と組み合わされて可変半径クランク機構 5 を構成する。移動部材 30A は、スライダバランサ部 302 と一体化しておらず、一般的なブッシュ様形状の部品である。

[0056] [スライダバランサ部 302]

図 14 は、主軸 15 の回転数が閾値未満である場合のスライダバランサ部 302 を示している。スライダバランサ部 302 は、主軸 15 の回転によって揺動部品に生じる遠心力に対して逆向きの遠心力を発生させる。また、スライダバランサ部 302 は、揺動部品に生じる遠心力を上回る遠心力を生じさせる。スライダバランサ部 302 は、移動部材 30A と周壁部 156 との間の、円盤部 155 上に配置されている。スライダバランサ部 302 は、主軸 15 の中心軸と、偏心軸部 151 の中心軸とを通る仮想の線分 L1 の両側において対称の形に形成されたスライダバランサ部 302c とスライダバランサ部 302d とから構成されている。スライダバランサ部 302 は 2 つに分割された構造であり、周壁部 156 の U 側に配置されるスライダバランサ部 302c と、周壁部 156 の D 側に配置されるスライダバランサ部 302d とを有する。スライダバランサ部 302 は、周壁部 156 の内部に配置され、相互の位置が可変であるスライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d の 2 つのバランスウェイトを含む。スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d は、移動部材 30A を挟んで平面視で対称構造に形成されている。なお、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d は、本発明の「2 つのバランスウェイト」に相当する。スライダバランサ部 302c と、スライダバランサ部 302d とは、移動部

材 30A と接触せず、移動部材 30A を挟み込むように配置されている。スライダバランス部 302 は、平面視で、環状に形成された平板の基板部 302a を有し、基板部 302a 内周側は、移動部材 30A の外周側と対向するように配置されている。基板部 302a は、内周縁が移動部材 30A の外径よりも大きく形成されており、基板部 302a と移動部材 30A との間に間隙が形成されている。基板部 302a は、偏心軸部 151 の偏心方向の一部に切り欠き部 S3 が形成されている。換言すると、スライダバランス部 302c は、内周縁が移動部材 30A の外径よりも大きく形成され、内周側に移動部材 30A が配置される平板かつ円弧状に形成された基板部 302a1 を有する。また、スライダバランス部 302d は、内周縁が移動部材 30A の外径よりも大きく形成され、内周側に移動部材 30A が配置される平板かつ円弧状に形成された基板部 302a2 を有する。切り欠き部 S3 は、スライダバランス部 302c の端部 303c と、スライダバランス部 302d の端部 303d との間隙である。スライダバランス部 302c の端部 303c と、スライダバランス部 302d の端部 303d との間には、スライダバランス部 302 が変位する機構として、弾性部材 26A が配置されている。すなわち、基板部 302a は、偏心軸部 151 の偏心方向の一部に形成された切り欠き部 S3 に弾性部材 26A を配置している。なお、スライダバランス部 302 は、本発明の「バランス」に相当する。

[0057] スライダバランス部 302 は、偏心軸部 151 の偏心方向とは反対側の、基板部 302a の外周側にウェイト本体部 302b を有している。ウェイト本体部 302b は基板部 302a と一体に形成されており、基板部 302a と比較して、主軸 15 の軸方向に厚みを有している。また、ウェイト本体部 302b は、ストッパ部 153 に形成された切り欠き部 154 に膨出している。ウェイト本体部 302b は、スライダバランス部 302c のウェイト本体部 302b1 と、スライダバランス部 302d のウェイト本体部 302b2 とにより構成される。スライダバランス部 302c のウェイト本体部 302b1 と、スライダバランス部 302d のウェイト本体部 302b2 とは対

向している。ウェイト本体部 302b1 及びウェイト本体部 302b2 は、錘であり揺動スクロール 12 及びその他の揺動部品に発生する遠心力をキャンセルするものである。

[0058] (弾性部材 26A)

弾性部材 26A は、主軸 15 の回転によりウェイト本体部 302b1 及びウェイト本体部 302b2 に作用する遠心力により生じる荷重を支持する。弾性部材 26A は、主軸 15 の回転速度の変化によりスライダバランサ部 302 が変位する機構である。弾性部材 26A は、ウェイト本体部 302b1 とは反対側に位置する基板部 302a1 の端部 303c と、ウェイト本体部 302b2 とは反対側に位置する基板部 302a2 の端部 303d との間に配置されている。図 13 及び図 14 には、弾性部材 26A の具体的な形状を示していないが、弾性部材 26A は圧縮されものであり、弾性部材 26A の変位量は小さく、弾性部材 26A には高い荷重が作用する条件で用いられる。図 13 及び図 14 では、弾性部材 26A は、実施の形態 1 のスクロール圧縮機 1 に用いられる弾性部材 26A と同様に、変形時の支持反力の位置を明確にしている。弾性部材 26A は、さらばねのような機械要素を所定のばね定数となるように設計して用いればよく、所定の条件を満たす物性値を持つような特定の素材を用いる必要性はない。

[0059] [スライダバランサ部 302 の動作]

スクロール圧縮機 10 は、主軸 15 の回転速度の変化によって、スライダバランサ部 302 の遠心力をストッパ部 153 と可変半径クランク機構 5 の移動部材 30 とで支持する割合が変化するものである。スクロール圧縮機 1 の当該構成について、以下に説明する。スライダバランサ部 302 は、主軸 15 の回転数が、閾値未満の回転数である停止時又は低速運転時、周壁部 156 の内周壁と接している。このとき、スライダバランサ部 302c の外縁部の一点は、周壁部 156 の U 側のストッパ部 153 と、接点 U1 で接し、スライダバランサ部 302d の外縁部の一点は、周壁部 156 の D 側のストッパ部 153 と、接点 D1 で接する。スライダバランサ部 302c 及びスラ

イダバランサ部 302d が、接点 U1 及び接点 D1 においてストッパ部 153 と接することで、スライダバランサ部 302 の平面位置及び姿勢が決定する。そして、平面視で、基板部 302a1 と、移動部材 30A との間には間隙が形成されており、スライダバランサ部 302c とストッパ部 153 との間には、接点 U1 から切り欠き部 154 にかけて拡大する間隙 S1 が形成されている。また、平面視で、基板部 302a2 と、移動部材 30A との間には間隙が形成されており、スライダバランサ部 302d とストッパ部 153 との間には、接点 D1 から切り欠き部 154 にかけて拡大する間隙 S2 が形成されている。また、スライダバランサ部 302c のウェイト本体部 302b1 と、スライダバランサ部 302d のウェイト本体部 302b2 とは接している。なお、接点 U1 及び接点 D1 は、周壁部 156 の切り欠き部 154 と相殺バランサ部 152 との間のストッパ部 153 に位置している。

[0060] スライダバランサ部 302 は、主軸 15 の回転数が、閾値以上の回転数である場合も周壁部 156 の内周壁と接している。このとき、スライダバランサ部 302c の外縁部の一点は、周壁部 156 の U 側のストッパ部 153 と、接点 U1 で接し、スライダバランサ部 302d の外縁部の一点は、周壁部 156 の D 側のストッパ部 153 と、接点 D1 と接する。スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d が、接点 U1 及び接点 D1 においてストッパ部 153 と接することで、スライダバランサ部 302 の平面位置及び姿勢が決定する。また、基板部 302a は、弾性部材 26A を圧縮して、移動部材 30A と接している。スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d には、遠心力に対してストッパ部 153 及び弾性部材 26A からの反力が作用する。そして、2つのバランスイイト同士のウェイト本体部 302b の間、すなわち、スライダバランサ部 302c のウェイト本体部 302b1 と、スライダバランサ部 302d のウェイト本体部 302b2 との間に間隙が形成されている（後述する図 15 参照）。このとき、基板部 302a は、弾性部材 26A が配置された側と反対側において、内周

側から外周側にかけて拡大する間隙 S_4 が形成されている。

[0061] 図 15 は、本発明の実施の形態 2 のスクロール圧縮機 10 の低速運転時 (a) ~ 高速運転時 (e) までの回転数毎にスライダバランサ部 302c に作用する遠心力と反力の変化を示した動作説明用の平面図である。図 15 に示すように、スライダバランサ部 302c の重心に作用する遠心力 F_{csbu} に対し、反力 F_{3u} が作用するストッパ部 153 との接点 U_1 が遠心力 F_{csbu} の線上に無い。そのため、スライダバランサ部 302c は、モーメントを解消するために点 U_1 を支点として間隙 S_1 を狭めるように回転し、端部 303c が弾性部材 26A の方向に移動する。このとき、端部 303c と端部 303d とに挟まれた弾性部材 26A が弾性変形するので、スライダバランサ部 302c は点 U_1 を支点に微小に回転し、基板部 302a は移動部材 30A と接し、端部 303c には弾性部材 26A からの反力 F_{du} が生じる。スライダバランサ部 302d についてもスライダバランサ部 302c と対称の動作となり、すなわち、図 15 の紙面上では上下対称の動作となり、スライダバランサ部 302d に作用する遠心力及び反力が決定し、スライダバランサ部 302d の姿勢が決定する。

[0062] 図 15 の (a) → (b) → (c) → (d) → (e) のように、主軸 15 の回転数が増大するにしたがい、遠心力 F_{csbu} が増大し、反力 F_{3u} 及び反力 F_{du} も増大し、また、弾性部材 26A の変形量も増大する。そのため、スライダバランサ部 302 の姿勢も微小に変化する。主軸 15 が閾値以上の回転数を超えると、図 15 の (d) ~ (e) に示すように、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d の姿勢変化に伴い、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d の内径側と移動部材 30A の外周とが接する。そのため、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d には、移動部材 30A からの反力 F_{su} が生じるようになる。

[0063] 図 15 の (a) ~ (c) に示すように、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d が移動部材 30A と接触するまではスライダバ

ランサ部 302 に作用する遠心力は、主軸 15（ストッパ部 153）側に支持される。このとき、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d のそれぞれに作用する遠心力は、可変半径クランク機構 5（移動部材 30A）側には作用しないので、キャンセル率としては 0% である。

[0064] 図 15 の（d）～（e）に示すように、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d が移動部材 30A と接触すると、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d のそれぞれが、移動部材 30A からの反力 F_{su} を受ける。このとき、スライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d に作用する遠心力 F_{csbu} における反力 F_{su} 分の力は、可変半径クランク機構 5（移動部材 30A）側にキャンセル力として働くことになる。すなわち、移動部材 30A との接触開始前では、スライダバランサ部 302 に作用する遠心力は、ストッパ部 153 に全て支持されるためにキャンセル率が 0% となる。移動部材 30A との接触開始後では、スライダバランサ部 302 に作用する遠心力は、ストッパ部 153 と移動部材 30A とにまたがって支持されるためにキャンセル率が 0% 以上となる。このように、スライダバランサ部 302 に作用する遠心力は、移動部材 30A との接触開始前と、移動部材 30A との接触開始後とではキャンセル率が変化する。スライダバランサ部 302 に作用する遠心力のキャンセル率は、スライダバランサ部 302 に作用する遠心力の大きさと、スライダバランサ部 302 の重心、スライダバランサ部 302 とストッパ部 153 との接点の位置によって決定される。さらに、スライダバランサ部 302 に作用する遠心力のキャンセル率は、弾性部材 26A の反力が生じる位置、スライダバランサ部 302 と移動部材 30 との接触開始時の弾性部材 26A の反力により決定される。本発明の実施の形態 2 のスクロール圧縮機 10 は、これらの設計パラメータを調整することで、スライダバランサ部 302 と移動部材 30 とが接触を開始する回転数と、接触開始後のキャンセル率の大きさを設定することができる。以上のように、スクロール圧縮機 10 は、主軸 15 の回転が低速時はスライダバランサ部 302 の遠心力をストッパ部 153 ま

たは移動部材 30 のいずれかのみが支持する。そして、スクロール圧縮機 10 は、主軸 15 の回転速度が上昇するとスライダバランス部 302 の遠心力をストッパ部 153 と移動部材 30 とが支持するように変化する。

[0065] 図 16 は、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 における各軸受荷重及び渦巻側面の押付力 F [kgf] の回転数 [rpm] に対する変化のパターンを示すグラフである。図 17 は、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 における揺動部品の遠心力の揺動軸受と渦巻側面との支持割合の回転数 [rpm] に対する変化パターンを示すグラフである。

[0066] 図 16 及び図 17 を用いて、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 のキャンセル特性の一例を示す。なお、図 16 は、横軸を主軸 15 の回転数とし、回転数に対する渦巻側面の押付力 F_s 、揺動軸受荷重 F_{bo} 、主軸受荷重 F_{bm} 、副軸受荷重 F_{bs} の変化を表すものである。また、図 17 は、横軸を主軸 15 の回転数とし、回転数に対する揺動軸受と渦巻側面の遠心力支持比率の変化を表すものである。

[0067] この図 16 及び図 17 の実験例では、図 13 の平面図の位置関係で、スライダバランス部 302c 及びスライダバランス部 302d のそれぞれのキャンセルアンバランス量を 60% (合計で 120% のキャンセル) としている。そして、主軸 15 の回転数が、90 rpm 以上で、スライダバランス部 302c 及びスライダバランス部 302d が移動部材 30A と接触するという設定になっている。

[0068] 実施の形態 1 のスクロール圧縮機 1 は、図 10 に示すように、半支持スライダバランス部 301b がストッパ部 153 と接触し始める 90 rpm までは、遠心力の支持比率が揺動軸受 100%、渦巻側面 0% で推移する。これに対し、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 は、実施の形態 1 のスクロール圧縮機 1 とは逆に、スライダバランス部 302 が移動部材 30A と接触し始める 90 rpm までは、遠心力の支持比率が揺動軸受 0%、渦巻側面 100% で推移する。そして、スライダバランス部 302 が移動部材 30A と接触し始める 90 rpm 以降は、揺動軸受側の支持比率が増大し

、その分渦巻側面の支持比率が減少している。すなわち、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 は、閾値以上の回転数となる高速域で、スライダバランス部 301 が、渦巻側面による支持から、揺動軸受と渦巻側面との両方による支持に移行する。

[0069] 以上のように、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 は、主軸 15 につながるストッパ部 153 と、主軸 15 の回転速度の変化によりスライダバランス部 302 が変位する機構と、を有し、主軸 15 の回転速度の変化によって、スライダバランス部 302 の遠心力をストッパ部 153 と可変半径クランク機構の移動部材 30 とで支持する割合が変化するものである。そのため、スクロール圧縮機 10 は、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、閾値未満の低速回転では揺動軸受または渦巻側面で 100% 支持し、上限回転数に近い閾値以上の高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持することができる。その結果、スクロール圧縮機 10 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。そのため、スクロール圧縮機 10 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0070] また、スクロール圧縮機 10 は、主軸 15 の回転が低速時はスライダバランス部 302 の遠心力をストッパ部 153 または移動部材 30 のいずれかのみが支持して、主軸 15 の回転速度が上昇するとスライダバランス部 302 の遠心力をストッパ部 153 と移動部材 30 とが支持するように変化する。そのため、スクロール圧縮機 10 は、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、閾値未満の低速回転では揺動軸受または渦巻側面で 100% 支持し、上限回転数に近い閾値以上の高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持

することができる。その結果、スクロール圧縮機 10 は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。そのため、スクロール圧縮機 10 は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0071] また、スクロール圧縮機 10 は、ストッパ部 153 が、前記主軸の一端に形成され、前記可変半径クランク機構を内部に配置する円筒状の周壁部である。そのため、ストッパ部 153 は、スライダバランサ部 302 の径方向の移動を規制することができる。

[0072] また、スクロール圧縮機 10 は、スライダバランサ部 302 が、周壁部 156 の内部に配置され、相互の位置が可変である 2 つのバランスウェイトを含む。スクロール圧縮機 10 は、周壁部 156 の内部で 2 つのバランスウェイトが移動することによって、揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。

[0073] また、本発明の実施の形態 2 に係るスクロール圧縮機 10 は、移動部材 30A と周壁部 156 との間に 2 つのスライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d を備える。2 つのスライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d は、内周縁が移動部材 30A の外径よりも大きく形成され、内周側に移動部材 30A が配置される平板かつ円弧状に形成された基板部 302a1 及び基板部 302a1 を有する。また、2 つのスライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d は、偏心軸部 151 の偏心方向とは反対側の基板部 302a1 及び基板部 302a1 の外周縁に設けられたウェイト本体部 302b1 及びウェイト本体部 302b1 を有する。そして、2 つのスライダバランサ部 302c 及びスライダバランサ部 302d は、移動部材 30A を挟んで平面視で対称構造に形成されている。スクロール圧縮機 10 は、これらの構成を備えることにより揺動部品の遠心力の渦巻側面と揺動軸受との指示割合を回転数に依存させて自動的に変化させることができる。このため、揺動部品に作用する遠心力を、閾値未満の低速回

転では揺動軸受または渦巻側面で100%支持し、上限回転数に近い閾値以上の高速回転域では、各々、揺動軸受の負荷容量と渦巻側面の摺動特性を考慮した比率で支持することができる。その結果、スクロール圧縮機10は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。また、スクロール圧縮機10は、高回転数域まで信頼性を確保することができ、容量範囲の広い圧縮機とすることができる。

[0074] また、スクロール圧縮機10は、スライダバランス部302cとスライダバランス部302dの外縁部の一点が、それぞれストッパ部153と接するものである。スクロール圧縮機10は、主軸15の回転数が閾値未満である場合に、基板部302aと、移動部材30Aとの間には間隙が形成されている。また、スクロール圧縮機10は、主軸15の回転数が閾値以上である場合に、基板部302aが、弾性部材26Aを圧縮し、移動部材30Aと接しているものである。スクロール圧縮機10は、これらの構成を備えることで、低速運転時には遠心力の反力が全てストッパ部153を有する主軸15側で支持されるので、揺動部品に作用する遠心力が渦巻側面の押付けに寄与することでシール性が確保される。そして、スクロール圧縮機10は、閾値以上の回転数による高速運転時には、基板部302aが移動部材30Aと接触し、クランク機構側での遠心力の反力を支持する割合が増大することにより、渦巻側面への押付力が過大となるのを避けることができる。その結果、スクロール圧縮機10は、渦巻側面と揺動軸受とで、揺動部品の遠心力の支持割合を主軸15の回転数に依存させて自動的に変化させることができる。そのため、スクロール圧縮機10は、高速運転時の遠心力分散支持、低速運転時の側面シール性、中～高速運転時の静粛性といった特性を両立させることができる。

符号の説明

[0075] 1 スクロール圧縮機、1t スクロール圧縮機、2 圧縮機構部、3 電動機、5 可変半径クランク機構、5t 可変半径クランク機構、10

スクロール圧縮機、11 固定スクロール、11 t 固定スクロール、12 揺動スクロール、12 t 揺動スクロール、13 オルダムリング、14 フレーム、15 主軸、15 t 主軸、16 第1バランサ、17 第2バランサ、18 ロータ、19 ステータ、20 副軸受、21 密閉容器、22 潤滑油、23 吸入管、24 吐出管、25 吐出弁、26 弾性部材、26 A 弾性部材、28 サブフレーム、30 移動部材、30 A 移動部材、30 t スライダ、31 溝部、35 基板部、36 切り欠き部、37 側面部、111 吐出ポート、113 台板部、114 渦巻歯、114 t 渦巻歯、121 ボス部、121 t ボス部、122 台板部、126 渦巻歯、126 t 渦巻歯、141 張出し部、143 主軸受、150 基軸部、151 偏心軸部、151 t 偏心軸部、152 相殺バランサ部、153 ストップ部、154 切り欠き部、155 円盤部、156 周壁部、158 段差、301 スライダバランサ部、301 a 非支持スライダバランサ部、301 a 1 内壁面部、301 b 半支持スライダバランサ部、301 t 溝部、302 スライダバランサ部、302 a 基板部、302 a 1 基板部、302 a 2 基板部、302 b ウェイト本体部、302 b 1 ウェイト本体部、302 b 2 ウェイト本体部、302 c スライダバランサ部、302 d スライダバランサ部、303 c 端部、303 d 端部。

請求の範囲

- [請求項1] 固定スクロールと、前記固定スクロールに対して揺動する揺動スクロールとを有する圧縮機構部と、
- 回転する主軸と、
- 前記主軸の回転する力を、前記主軸の中心からの距離が可変の移動部材を介して、前記揺動スクロールが揺動する力として伝える可変半径クランク機構と、
- 前記主軸の回転によって揺動部品に生じる遠心力に対して逆向きの遠心力を発生させるバランサと、
- を有するスクロール圧縮機において、
- 前記主軸につながるストッパ部と、
- 前記主軸の回転速度の変化により前記バランサが変位する機構と、を有し、
- 前記主軸の回転速度の変化によって、前記バランサの遠心力を前記ストッパ部と前記可変半径クランク機構の前記移動部材とで支持する割合が変化する、
- スクロール圧縮機。
- [請求項2] 前記主軸の回転が低速時は前記バランサの遠心力を前記ストッパ部または前記移動部材のいずれかのみが支持して、前記主軸の回転速度が上昇すると前記バランサの遠心力を前記ストッパ部と前記移動部材とが支持するように変化する、請求項1に記載のスクロール圧縮機。
- [請求項3] 前記バランサは、揺動部品に生じる遠心力を上回る遠心力を生じ、前記主軸は、端部に前記バランサに生じる遠心力と逆方向の遠心力を生じる相殺バランス部を有している請求項1又は2に記載のスクロール圧縮機。
- [請求項4] 前記可変半径クランク機構は、
- 前記主軸の一端に形成され、前記主軸の中心に対して偏心した偏心軸部と、

前記偏心軸部が挿入され、前記揺動スクロールに設けられた円筒状のボス部の内周側に回転摺動自在に設けられたスライダと、
から構成され、

前記移動部材がスライダである、請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載のスクロール圧縮機。

[請求項5] 前記ストッパ部は、前記主軸の一端に形成され、前記可変半径クランク機構を内部に配置する円筒状の周壁部である請求項 4 に記載のスクロール圧縮機。

[請求項6] 前記バランスは、前記周壁部の内部に配置され、相互の位置が可変である 2 つのバランスウェイトを含む請求項 5 に記載のスクロール圧縮機。

[請求項7] 前記 2 つのバランスウェイトは、
前記移動部材と連結された第 1 バランスウェイトと、
前記ボス部と前記第 1 バランスウェイトとの間に摺動自在に配置された第 2 バランスウェイトと、を有し、
前記第 1 バランスウェイトと、前記第 2 バランスウェイトとの間に、前記バランスが変位する機構として、弾性部材が配置されている請求項 6 に記載のスクロール圧縮機。

[請求項8] 前記第 1 バランスウェイトは、外周壁が円弧形状に形成されていると共に、前記移動部材と対向する内壁面部は平面状に形成されたウェイト本体部を有し、

前記第 2 バランスウェイトは、半円弧形状に形成されていると共に、前記ウェイト本体部と対向する部分に弓形の切り欠き部が形成されており、

前記弓形の切り欠き部に、前記ウェイト本体部と前記弾性部材とが配置されている請求項 7 に記載のスクロール圧縮機。

[請求項9] 前記主軸の回転数が閾値未満である場合に、前記第 2 バランスウェイトは、前記弾性部材と接し、

前記主軸の回転数が閾値以上である場合に、前記第2バランスウェイトは、前記ストッパ部と接する請求項8に記載のスクロール圧縮機。

[請求項10] 前記移動部材と前記周壁部との間に前記2つのバランスウェイトを配置し、

前記2つのバランスウェイトは、

内周縁が前記移動部材の外径よりも大きく形成され、内周側に前記移動部材が配置される平板かつ円弧状の基板部と、

前記偏心軸部の偏心方向とは反対側の前記基板部の外周縁に設けられたウェイト本体部と、を有し、前記移動部材を挟んで平面視で対称構造に形成されており、

前記ウェイト本体部とは反対側の前記基板部の端部の間に弾性部材が配置されている請求項6に記載のスクロール圧縮機。

[請求項11] 前記主軸の回転数が閾値未満である場合に、
前記2つのバランスウェイトの外縁部の一点が、それぞれ前記ストッパ部と接し、

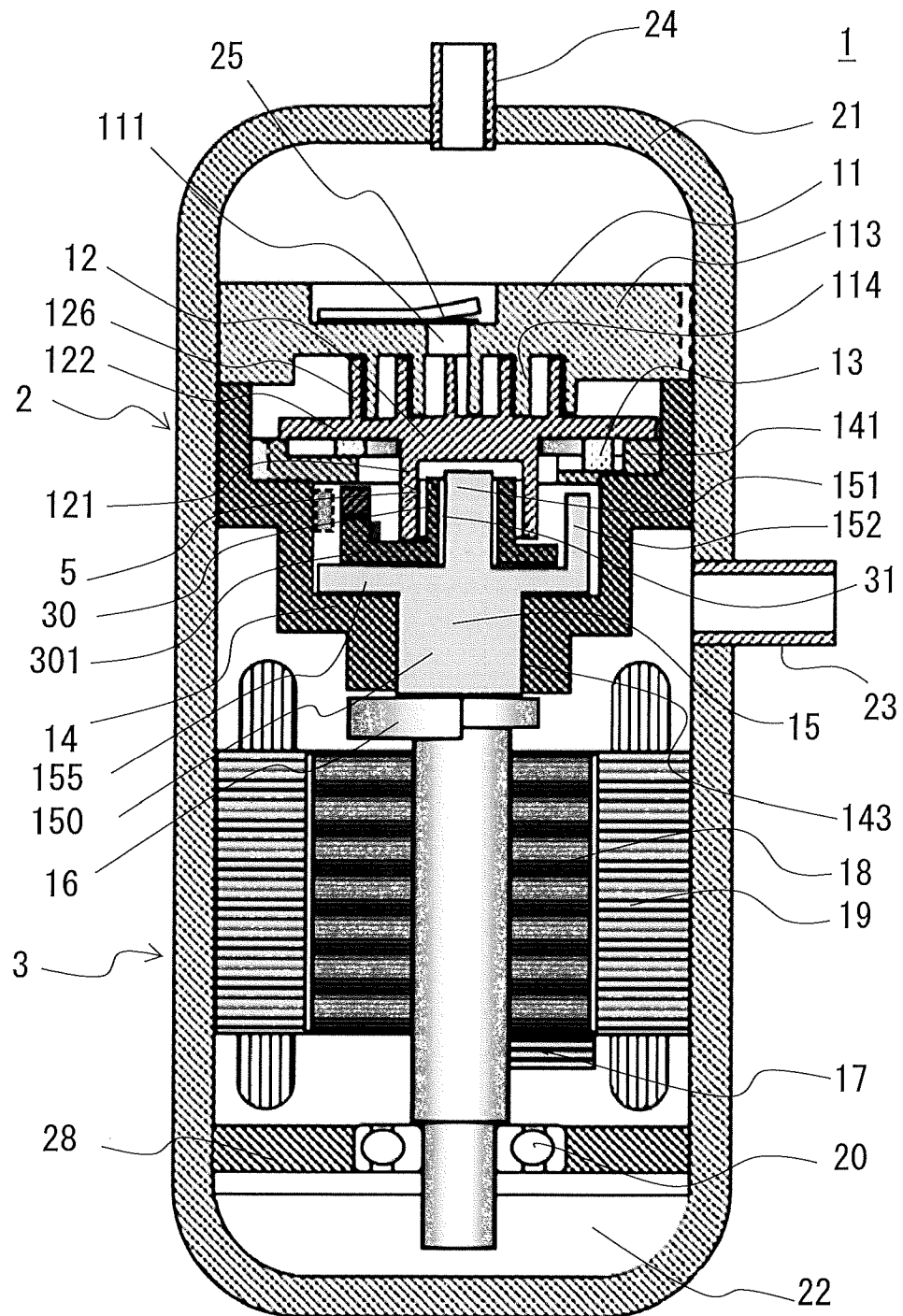
前記基板部と、前記移動部材との間には間隙が形成されており、

前記主軸の回転数が閾値以上である場合に、

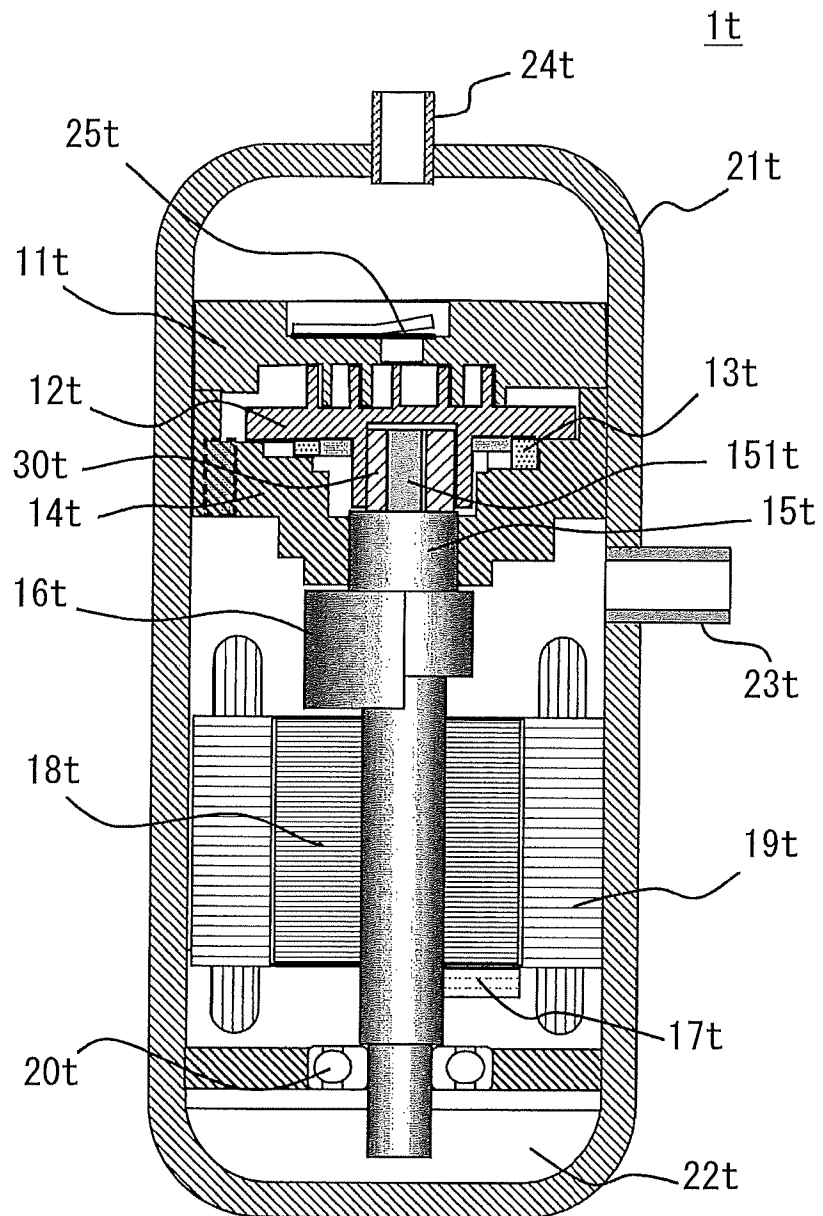
前記2つのバランスウェイトの外縁部の一点が、それぞれ前記ストッパ部と接し、

前記基板部が、前記弾性部材を圧縮して、前記移動部材と接している請求項10に記載のスクロール圧縮機。

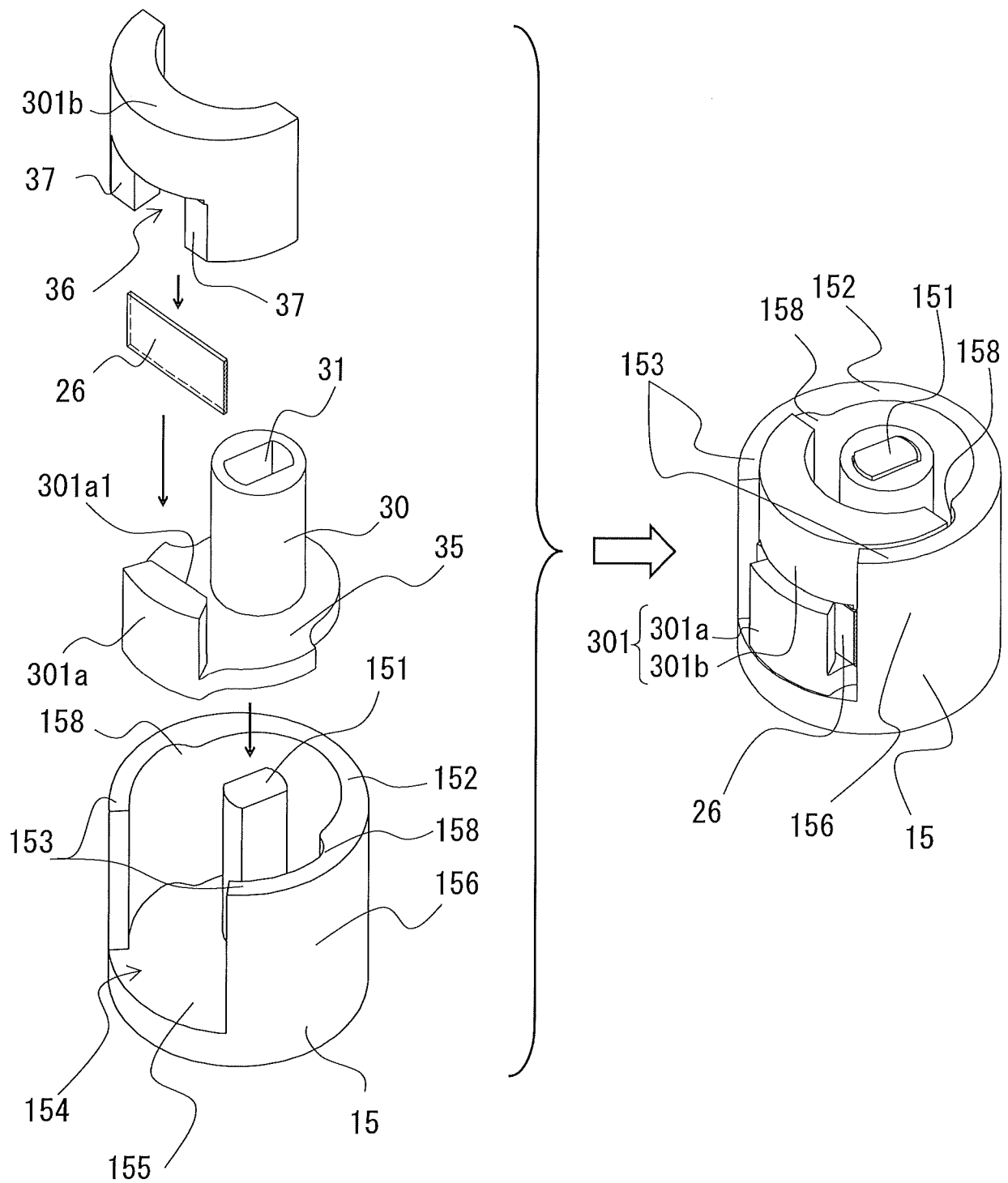
[図1]



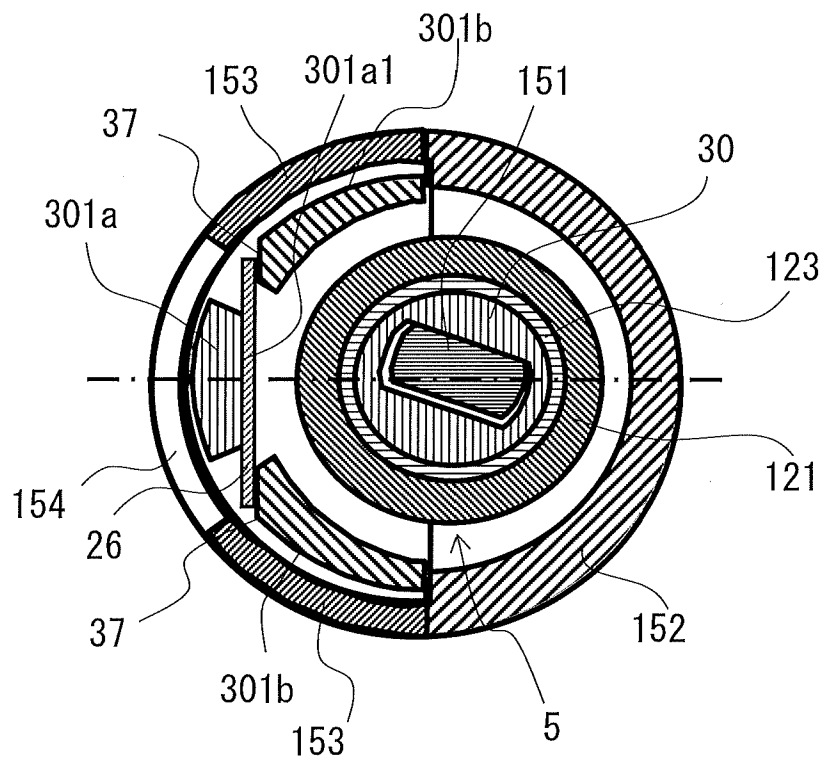
[図2]



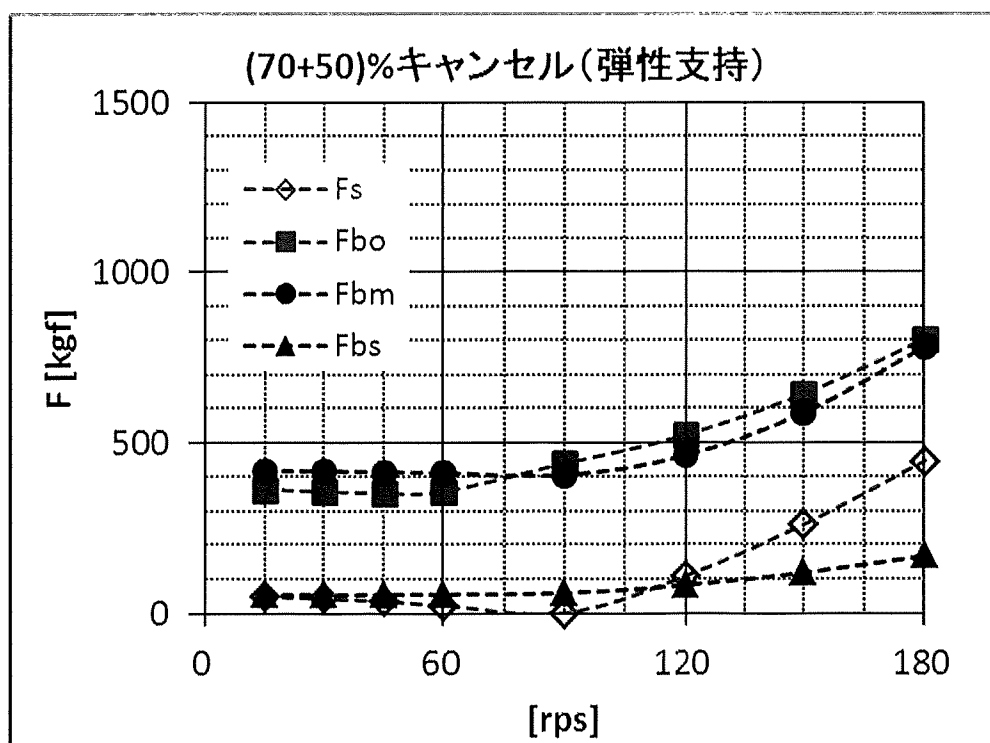
[図5]



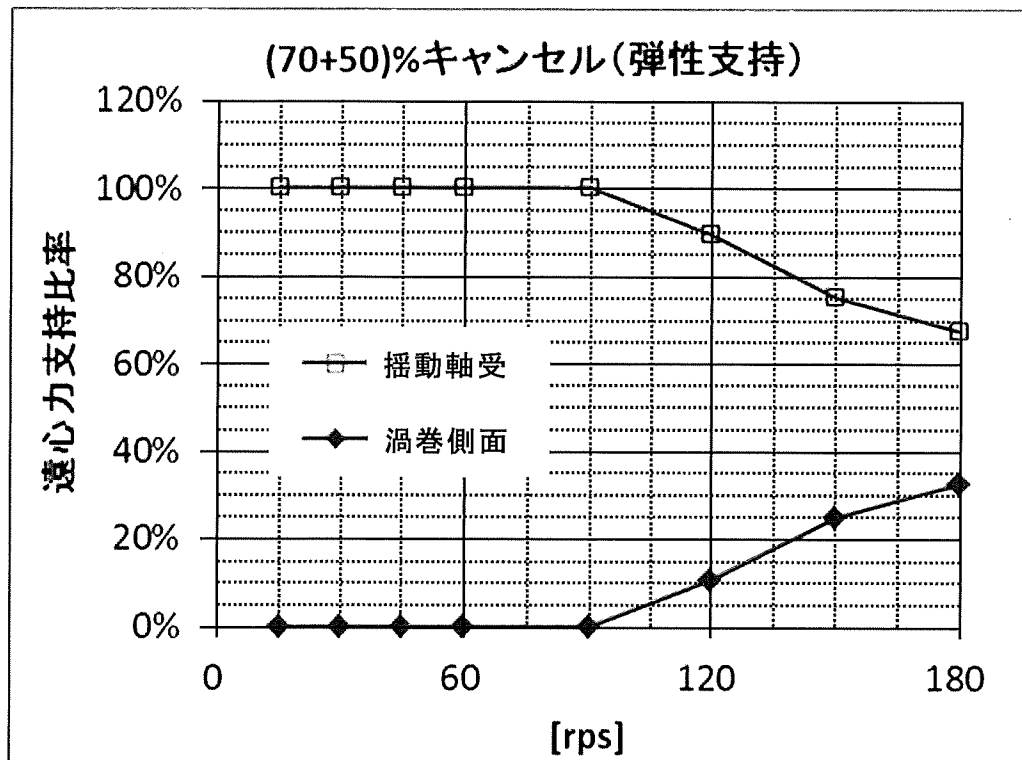
[図8]



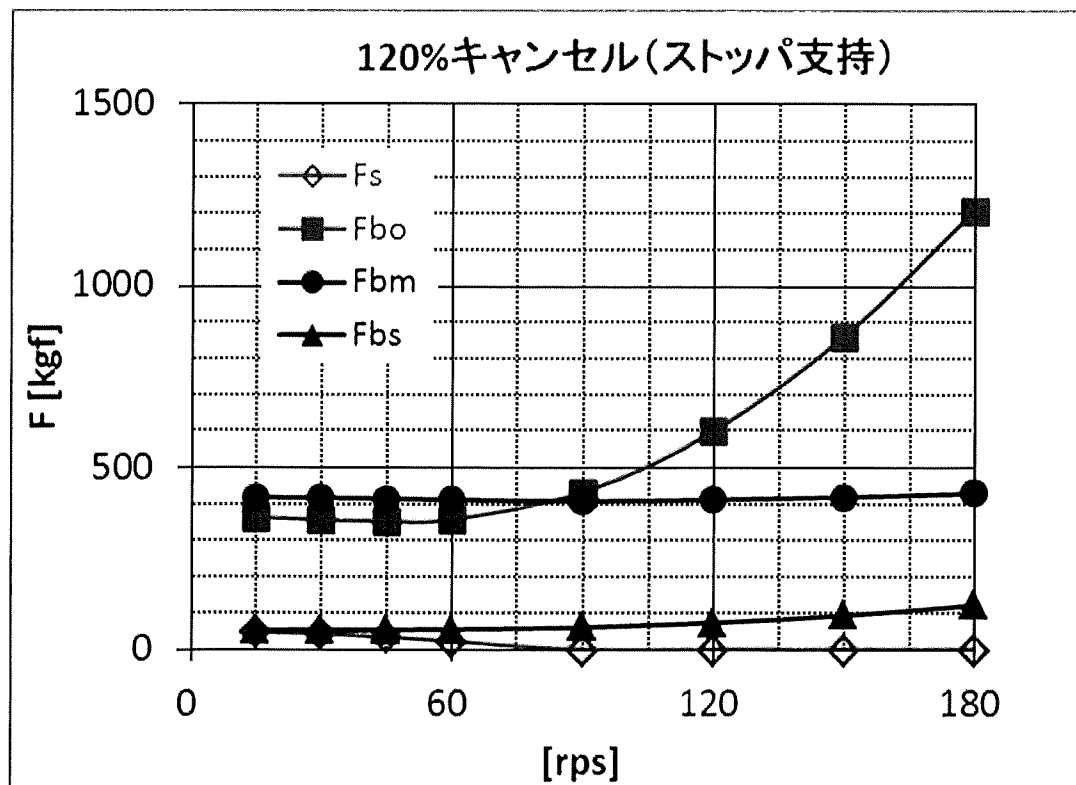
[図9]



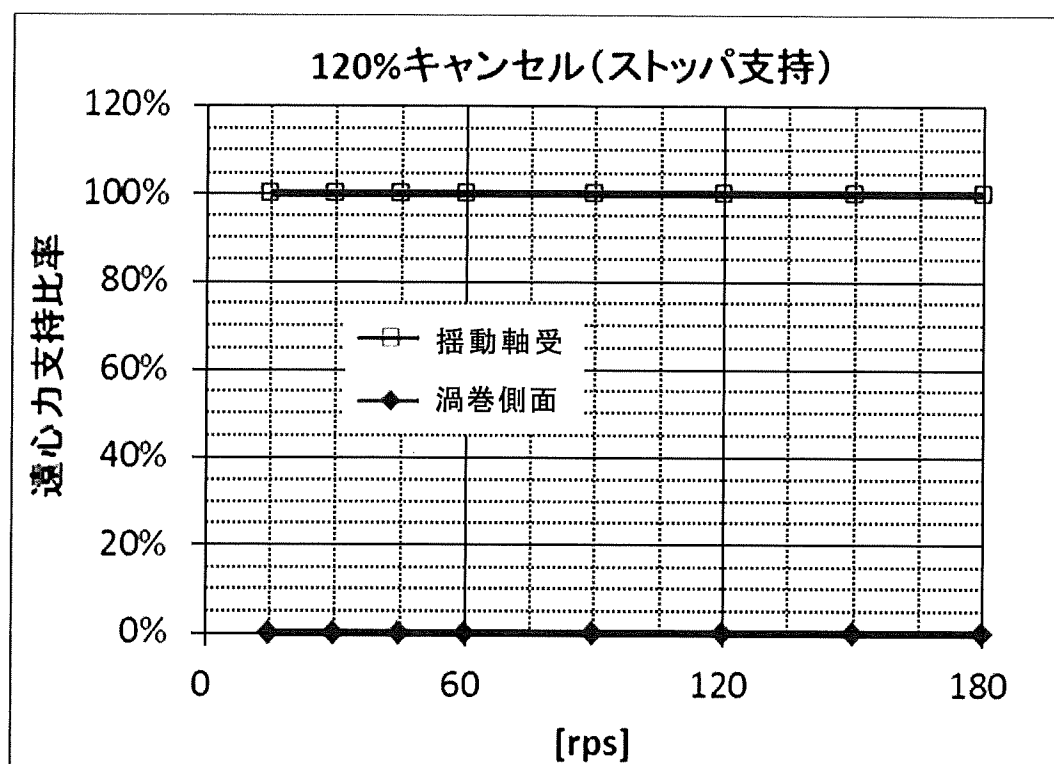
[図10]



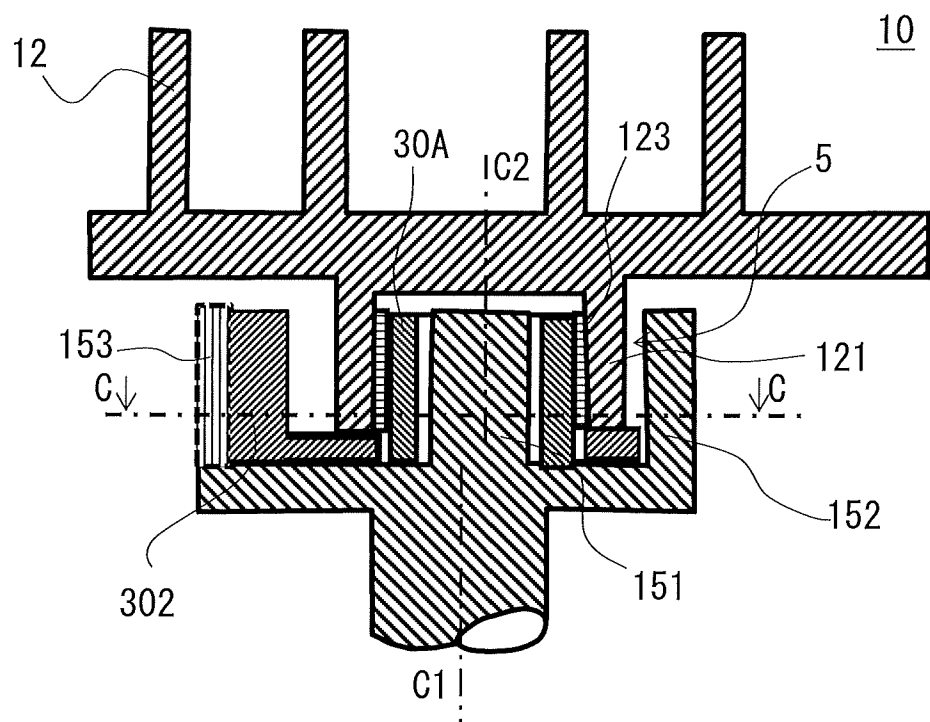
[図11]



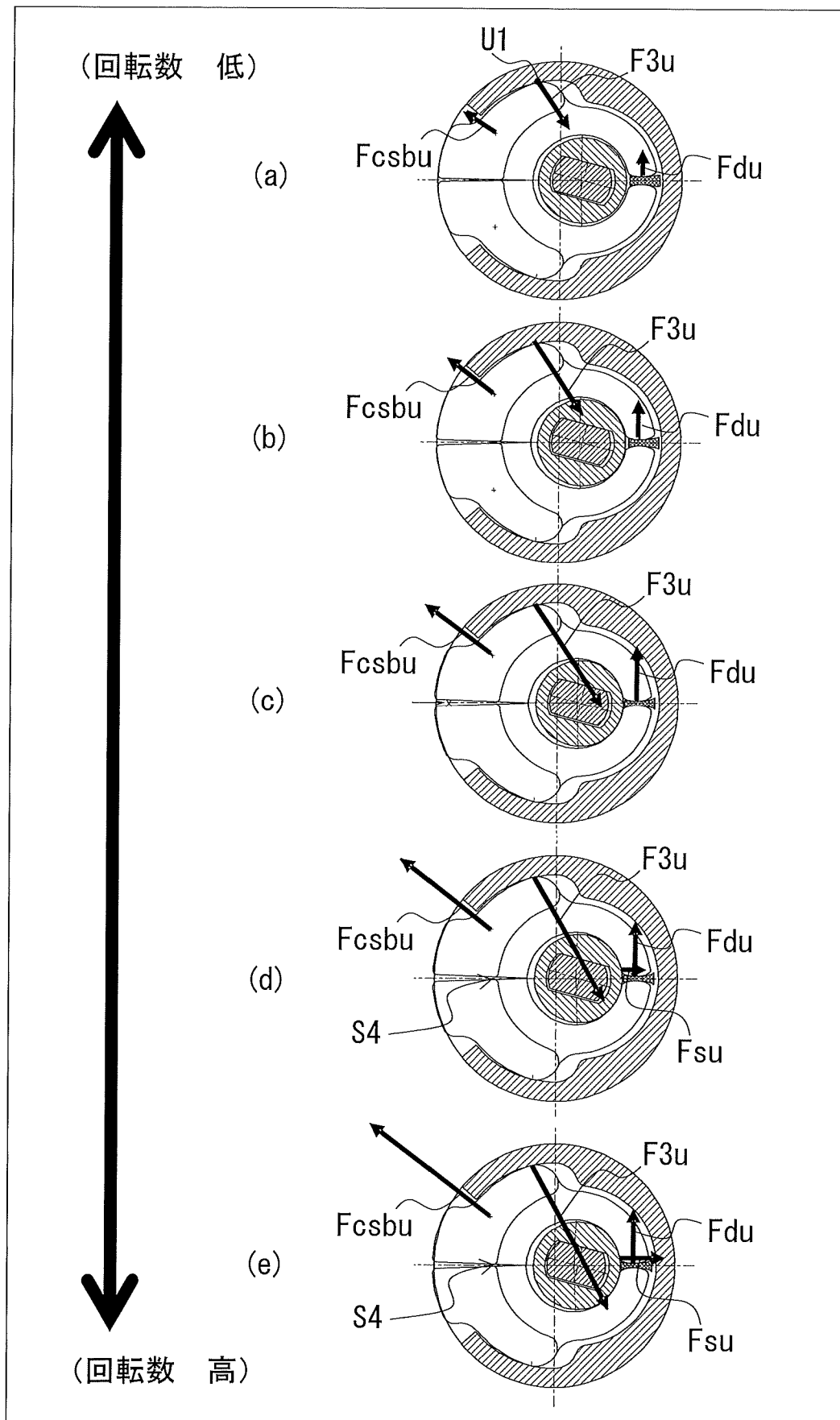
[図12]



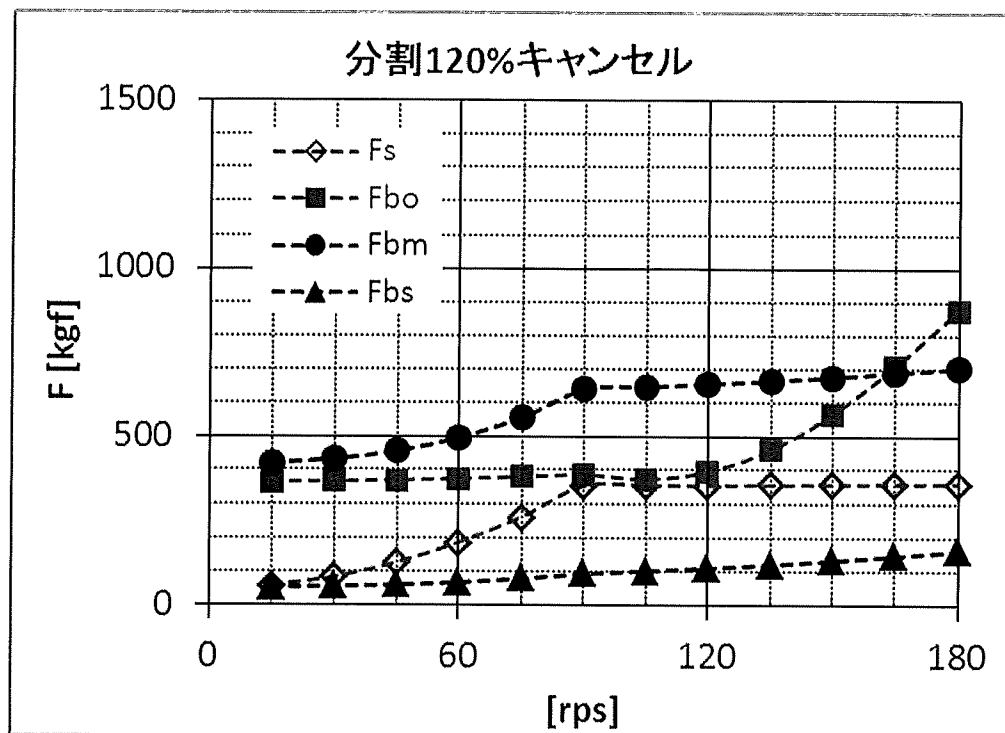
[図13]



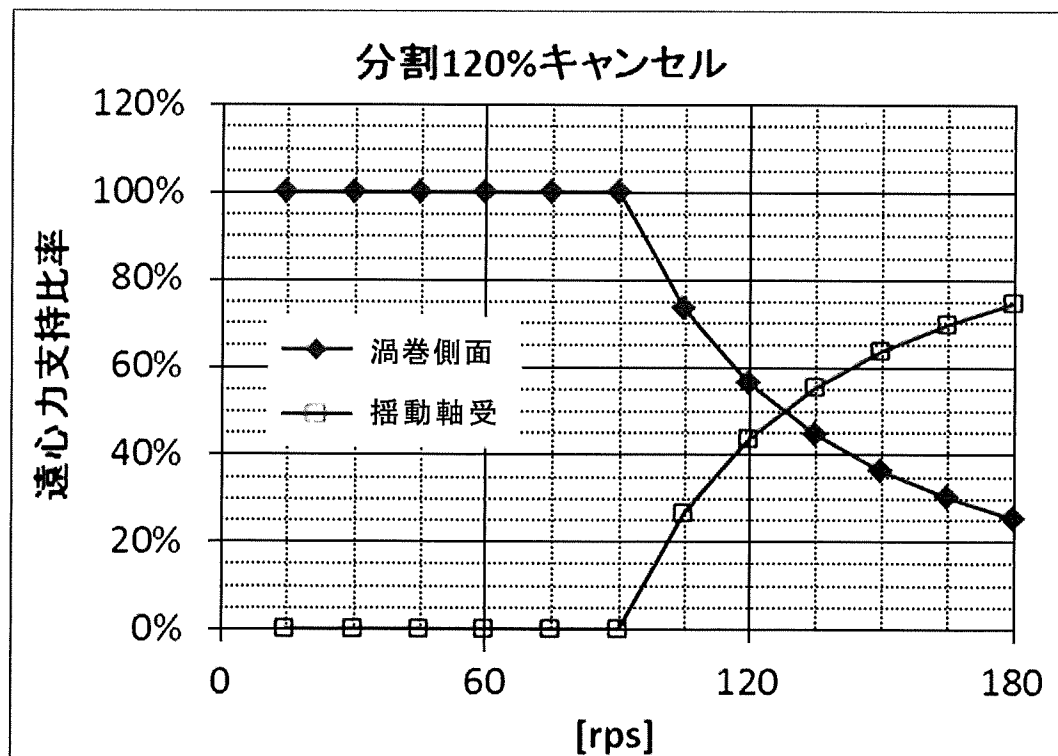
[図15]



[図16]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/037229

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F04C18/02 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl. F04C18/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2017
Registered utility model specifications of Japan	1996-2017
Published registered utility model applications of Japan	1994-2017

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 63-159689 A (SANYO ELECTRIC CO., LTD.) 02 July 1988, publication gazette, page 4, lower left column, line 9 to page 5, upper left column, line 11, fig. 1-6 (Family: none)	1-11
A	JP 9-195957 A (NIPPON SOKEN, INC.) 29 July 1997, paragraphs [0029]-[0035], fig. 1-3 (Family: none)	1-11
A	JP 3-275902 A (MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD.) 06 December 1991, publication gazette, page 3, lower right column, line 9 to page 4, upper left column, line 3, fig. 1-2 (Family: none)	1-11

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
19 December 2017 (19.12.2017)

Date of mailing of the international search report
09 January 2018 (09.01.2018)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C18/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C18/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 63-159689 A (三洋電機株式会社) 1988.07.02, 公報第4ページ 左下欄第9行-第5ページ左上欄第11行, 第1-6図 (ファミリーなし)	1-11
A	JP 9-195957 A (株式会社日本自動車部品総合研究所) 1997.07.29, 段落 [0029] - [0035], 図 1-3 (ファミリーなし)	1-11
A	JP 3-275902 A (三菱重工業株式会社) 1991.12.06, 公報第3ページ 右下欄第9行-第4ページ左上欄第3行, 第1-2図 (ファミリーなし)	1-11

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

19.12.2017

国際調査報告の発送日

09.01.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

田谷 宗隆

30

3518

電話番号 03-3581-1101 内線 3358