

明 細 書

発明の名称：送風機、及び送風機を有する冷凍装置

技術分野

[0001] 本発明は、送風機、及び送風機を有する冷凍装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、空気調和機等において空気流を生成するための送風機が知られている。例えば特許文献１（国際公開２０１５／１２５４８６号公報）には、回転軸線方向に流れる空気流を生成する送風機が開示されている。特許文献１では、回転軸線方向から見てコア部から放射状に延びる複数の翼と、各翼の先端に接続されるリング部と、回転軸線方向に沿って延びる円筒状の整流部材と、を有している。

[0003] 特許文献１のような送風機においては、リング部が翼とともに回転しうるようにリング部と整流部材との間に隙間が形成されることに関連して、係る隙間を介して二次側（吹出側）の空気流の一部が一次側（吸込側）方向に向かって逆流することとなる。係る態様で逆流した空気（逆流空気）は、ファンに吸込まれる空気（吸込空気）と合流する（すなわち、ショートサーキットが生じうる）。特許文献１では、吸込空気と合流する前に逆流空気が渦を形成することに起因して合流時に騒音が生じることを抑制すべく、リング部の先端に逆流空気の流れを整流するためのつば部を設け、逆流空気によって渦が形成されることを抑制している。

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上述のような送風機においては、逆流空気の流量（逆流量）が大きくなることに関連して、ファンから吹き出される風量が小さくなる。この点、逆流量を低減させることによって、風量が増大し送風機の効率が向上する。しかし、特許文献１では、逆流空気の流れを整流することで渦の発生を抑制して騒音を抑制することを主眼としており、逆流量の低減（すなわち、送風機の

効率改善)については特に考慮されていない。

[0005] そこで、本発明の課題は、送風機の効率を向上させることである。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明の第1観点に係る送風機は、コア部と、複数の翼と、リング部と、整流部材と、を備える。コア部は、駆動源に接続される。複数の翼は、回転軸線方向から見て、コア部から放射状に延びる。リング部は、各翼の径方向外側において各翼の先端に接続される。リング部は、回転軸線方向から見てリング状を呈する。整流部材は、リング部と径方向に間隔を置いて配置される。整流部材は、回転軸線方向に沿って延びる円筒状の部材である。整流部材は、翼によって送られる空気を整流する。リング部は、第1部と、第2部と、第3部と、を有する。第1部は、第1端部を含む。第1端部は、径方向から見て整流部材端部に重畳して位置する。整流部材端部は、整流部材の風上側の端部である。第1部は、整流部材の径方向内側において、回転軸線方向に沿って延びる。第2部は、第2端部を含む。第2端部は、整流部材端部と回転軸線方向に間隔を置いて位置する。第2端部は、回転軸線方向から見て整流部材と重畳する。第2部は、第1端部に接続され、第2端部まで径方向に沿って延びる。第3部は、第2端部に接続される。第3部は、整流部材端部よりも径方向外側において、径方向に沿って延びる。第2端部は、仮想点に重畳して位置する。仮想点は、整流部材端部を回転軸線方向に沿って風上側に直線的に延ばした場所に位置する。第1寸法は、第1距離の0.5倍以上である。第1寸法は、第3部の径方向の長さである。第1距離は、整流部材端部と仮想点との直線距離である。

[0007] 本発明の第1観点に係る送風機では、リング部は、整流部材端部を回転軸線方向に沿って風上側に直線的に延ばした場所に位置する仮想点に重畳する第2端部に接続され整流部材端部よりも径方向外側において径方向に沿って延びる第3部を有し、第1寸法(第3部の径方向の長さ)は、第1距離(整流部材端部と仮想点との直線距離)の0.5倍以上である。すなわち、第3部が、リング部と整流部材との間に形成される隙間の0.5倍以上に相当す

る長さ分、整流部材端部よりも径方向外側に延びている。これにより、第3部が、吸込空気（ファンに吸い込まれる空気）との合流点に向かう逆流空気（リング部及び整流部材間の隙間を流れて逆流する空気）の抵抗となり、合流点へと向かう逆流空気を大きく迂回させることが可能となる。これに関連して、合流点へと向かう逆流空気に関し流路抵抗が大きくなり、単位時間あたりの逆流量（逆流空気の量）が低減することとなる。よって、送風機の効率が向上する。

[0008] なお、ここでの「回転軸線方向／径方向に沿って延びる」については、厳密に回転軸線方向／径方向に向かって延びる場合のみならず、回転軸線方向／径方向に傾斜して延びる場合も含まれる。また、「径方向内側」については送風機の内周側を指し、「径方向外側」については送風機の外周側を指し、「風上側」については送風機の吸込側に近いほうを指す。

[0009] また、ここでの「リング状」については、厳密にリング形状を呈する場合のみならず、蛇行或いは屈曲しながら全体として略環状を呈する場合も含む。また、「円筒状」については、厳密に円筒状を呈する場合のみならず、一端側の断面積が一端に向かって徐々に広がるフレア状、及び両端間において断面積が徐々に狭まるくびれ部分を有する砂時計形状、等の略円筒状を呈する場合も含む。

[0010] 本発明の第2観点に係る送風機は、第1観点に係る送風機であって、第3部は、整流部材が延びる方向に対して直交する方向に沿って延びる。これにより、簡単な構成にして、吸込空気との合流点に向かう逆流空気を大きく迂回させることが可能となる。これに関連して、コストを抑制しつつ、逆流量を低減することが可能となる。

[0011] 本発明の第3観点に係る送風機は、第1観点又は第2観点に係る送風機であって、第3部は、整流部材端部よりも径方向外側において径方向に沿って延びた後、回転軸線方向に沿って延びる。整流部材端部は、第3部の径方向内側に位置する。整流部材端部は、径方向から見て第3部と重畳している。これにより、吸込空気との合流点に向かう逆流空気をさらに大きく迂回させ

ることが可能となる。これに関連して、逆流量がさらに低減することとなり、送風機の効率がさらに向上する。

[0012] 本発明の第4観点に係る送風機は、第1観点から第3観点のいずれかに係る送風機であって、整流部材は、翼の風下側に配置されるベルマウスである。これにより、翼の吹出側に配置されるベルマウスと、リング部と、の隙間を通過する逆流空気を大きく迂回させることが可能となる。よって、ベルマウスと、リング部と、を有する送風機の効率が向上する。

[0013] 本発明の第5観点に係る送風機は、第1観点から第4観点のいずれかに係る送風機であって、第1距離は、5 mm以上－15 mm以下である。第1寸法は、4 mm以上である。これにより、送風機の大型化が抑制されつつ、吸込空気との合流点に向かう逆流空気を確実に迂回させることが可能となる。

[0014] 本発明の第6観点に係る送風機は、第1観点から第5観点のいずれかに係る送風機であって、回転軸線方向に空気を送る軸流ファンである。これにより、整流部材と、リング部と、を有する軸流ファンの効率が向上する。

[0015] 本発明の第7観点に係る冷凍装置は、第1観点から第6観点のいずれかに記載の送風機と、熱交換器と、を備える。熱交換器は、冷媒が流れる伝熱管を含む。熱交換器は、送風機によって生成された空気流と冷媒との熱交換を行わせる。

[0016] 本発明の第7観点に係る冷凍装置では、送風機の効率が向上し、熱交換器における熱交換量を増大させることが可能となる。よって、冷凍装置の能力向上を図ることが可能となる。

発明の効果

[0017] 本発明の第1観点に係る送風機では、第3部が、吸込空気（ファンに吸い込まれる空気）との合流点に向かう逆流空気（リング部と整流部材との間に形成される隙間を流れて逆流する空気）の抵抗となり、合流点へと向かう逆流空気を大きく迂回させることが可能となる。これに関連して、合流点へと向かう逆流空気に関し流路抵抗が大きくなり、単位時間当たりの逆流量（逆流空気の量）が低減することとなる。よって、送風機の効率が向上する。

- [0018] 本発明の第2観点に係る送風機では、コストを抑制しつつ、逆流量を低減することが可能となる。
- [0019] 本発明の第3観点に係る送風機では、逆流量がさらに低減することとなり、送風機の効率がさらに向上する。
- [0020] 本発明の第4観点に係る送風機では、ベルマウスと、リング部と、を有する送風機の効率が向上する。
- [0021] 本発明の第5観点に係る送風機では、送風機の大型化が抑制されつつ、吸込空気との合流点に向かう逆流空気を確実に迂回させることが可能となる。
- [0022] 本発明の第6観点に係る送風機では、整流部材と、リング部と、を有する軸流ファンの効率が向上する。
- [0023] 本発明の第7観点に係る冷凍装置では、送風機の効率が向上し、熱交換器における熱交換量を増大させることが可能となる。よって、冷凍装置の能力向上を図ることが可能となる。

図面の簡単な説明

- [0024] [図1]本発明の一実施形態にかかる冷凍装置の概略構成図。
- [図2]冷凍装置の外観図。
- [図3]対象空間及び熱源側熱交換器収容空間を概略的に示した模式図。
- [図4]吹出側から見た熱源側ファンの斜視図。
- [図5]吹出側から見た熱源側ファンの正面図。
- [図6]図5のVI-VI線断面図。
- [図7]吹出側から見たファンロータの斜視図。
- [図8]吹出側から見たファンロータの正面図。
- [図9]吸込側から見たファンロータの正面図。
- [図10]図6のX部分の拡大図。
- [図11]図10において、シュラウドを、第3延伸部を有さないシュラウドに置換した状態を示した模式図。
- [図12]図10のシュラウドを有する送風機と、図11のシュラウドを有する送風機と、を同一条件で駆動した際における圧力利得の一例を表わしたグラ

フ。

[図13]図10において、シュラウドを、変形例Aに係るシュラウドに置換した状態を示した模式図。

[図14]図10のシュラウドを有する送風機と、図11のシュラウドを有する送風機と、図13のシュラウドを有する送風機と、を同一条件で駆動した際における圧力利得の一例を表わしたグラフ。

発明を実施するための形態

[0025] 以下、図面を参照しながら、本発明の一実施形態に係る熱源側ファン30（送風機）及び冷凍装置100について説明する。なお、以下の実施形態は、本発明の具体例であって、本発明の技術的範囲を限定するものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲で適宜変更が可能である。

[0026] （１）冷凍装置100

図1は、本発明の一実施形態にかかる冷凍装置100の概略構成図である。冷凍装置100は、低温倉庫内、輸送コンテナ内、又は店舗のショーケースの庫内等の対象空間S1の冷却を行う装置である。冷凍装置100は、冷媒回路RCを含み、運転中、冷媒回路RC内において、冷媒が、圧縮され、冷却又は凝縮され、減圧され、加熱又は蒸発された後に、再び圧縮される、という蒸気圧縮冷凍サイクルを行う。冷媒回路RCに封入される冷媒は、設計仕様や設置環境に応じて適宜選定される。

[0027] 冷凍装置100では、各種回路要素が冷媒配管を介して接続されることで、冷媒回路RCが構成されている。具体的に、冷凍装置100は、回路要素として、主に圧縮機11、熱源側熱交換器12、レシーバ13、過冷却熱交換器14、熱源側第1膨張弁15、熱源側第2膨張弁16、逆止弁17、加熱配管21、利用側膨張弁22、及び利用側熱交換器23を有している。

[0028] また、冷凍装置100は、冷媒の冷却源又は加熱源となる空気流を生成する送風機として、熱源側ファン30及び利用側ファン31を有している。また、冷凍装置100は、ユーザが各種コマンドを入力するための入力装置として、リモコン35を有している。また、冷凍装置100は、各アクチュエ

ータの動作を状況に応じて制御するコントローラ 36 を有している。

[0029] (1-1) 冷凍装置 100 に含まれる機器

圧縮機 11 は、冷媒を圧縮する機器である。本実施形態では、圧縮機 11 は、ロータリ式やスクロール式等の容積式の圧縮要素（図示省略）が圧縮機モータ（図示省略）によって回転駆動される密閉式構造を有している。また、ここでは、圧縮機モータは、インバータにより運転周波数の制御が可能であり、これにより、圧縮機 11 の容量制御が可能になっている。

[0030] 熱源側熱交換器 12（特許請求の範囲記載の「熱交換器」に相当）は、冷凍サイクルにおける高圧の冷媒の凝縮器（又は放熱器）として機能する熱交換器である。熱源側熱交換器 12 は、複数の伝熱管 121（図 4 参照）と、伝熱フィンと、を含む。熱源側熱交換器 12 は、伝熱管 121 内の冷媒と、伝熱管 121 の周囲を通過する庫外空気（後述する庫外空気流 F1）と、の間で熱交換を行わせるように構成されている。

[0031] レシーバ 13 は、熱源側熱交換器 12 において凝縮した冷媒を一時的に溜める容器である。

[0032] 過冷却熱交換器 14 は、レシーバ 13 において一時的に溜められた冷媒を冷却する熱交換器であり、レシーバ 13 の冷媒流れ下流側に配置されている。過冷却熱交換器 14 には、第 1 流路 141 及び第 2 流路 142 が個別に構成されており、第 1 流路 141 及び第 2 流路 142 を流れる冷媒が熱交換を行うように構成されている。

[0033] 熱源側第 1 膨張弁 15 は、開度制御が可能な電動膨張弁であり、過冷却熱交換器 14 の冷媒流れ下流側に配置されている。熱源側第 1 膨張弁 15 は、その開度に応じて、第 1 流路 141 を通過した冷媒を減圧する。

[0034] 熱源側第 2 膨張弁 16 は、熱源側第 2 膨張弁 16 は、開度制御が可能な電動膨張弁であり、過冷却熱交換器 14 の第 2 流路 142 の冷媒流れ上流側に配置されている。熱源側第 2 膨張弁 16 は、その開度に応じて、第 2 流路 142 に流入する冷媒を減圧する。

[0035] 逆止弁 17 は、熱源側熱交換器 12 の冷媒流れ下流側において、レシーバ

13の冷媒流れ上流側に配置されている。逆止弁17は、熱源側熱交換器12側からの冷媒の流れを許容し、レシーバ13側からの冷媒の流れを遮断する。

[0036] 加熱配管21は、高圧の冷媒が流れる冷媒配管であり、利用側熱交換器23において生じるドレン水を受けるドレンパン（図示省略）に付着した霜や氷塊を融解するための配管である。

[0037] 利用側膨張弁22は、高圧冷媒の減圧手段（膨張手段）として機能する。利用側膨張弁22は、利用側熱交換器23の冷媒流れ上流側に配置されている。利用側膨張弁22は、流入する冷媒を開度に応じて減圧する。

[0038] 利用側熱交換器23は、冷媒の蒸発器として機能する熱交換器である。利用側熱交換器23は、対象空間S1内（庫内）に配置されており、対象空間S1内の庫内空気を冷却するための熱交換器である。利用側熱交換器23は、複数の伝熱管と、伝熱フィンと、を含む（図示省略）。利用側熱交換器23は、伝熱管内の冷媒と、伝熱管の周囲を通過する空気と、の間で熱交換が行われるように構成されている。

[0039] 熱源側ファン30は、対象空間S1外の空気（庫外空気）を吸入して熱源側熱交換器12を流れる冷媒と熱交換させた後に外部に排出するための送風機である。熱源側ファン30は、熱源側熱交換器12を流れる冷媒の冷却源としての庫外空気を熱源側熱交換器12に供給する。熱源側ファン30は、駆動源である熱源側ファンモータM30を含み、熱源側ファンモータM30の駆動時に対象空間S1外（庫外）において熱源側熱交換器12を通過する庫外空気流F1を生成する（図3の二点鎖線矢印参照）。熱源側ファン30の詳細については後述する。

[0040] 利用側ファン31は、対象空間S1内の空気（庫内空気）を吸入し、利用側熱交換器23を通過させ冷媒と熱交換させた後に、対象空間S1に再び送るための送風機である。利用側ファン31は、対象空間S1内に配置され、利用側ファン31は、利用側熱交換器23を流れる冷媒の加熱源としての庫内空気を利用側熱交換器23に供給する。利用側ファン31は、駆動源であ

る利用側ファンモータ（図示省略）を含み、利用側ファンモータの駆動時に対象空間S 1 において利用側熱交換器2 3を通過する庫内空気流F 2（図3の破線矢印参照）を生成する。

[0041] リモコン3 5は、ユーザが各種コマンドを入力するための入力キーを有している。リモコン3 5は、コントローラ3 6と通信可能に構成されており、入力されたコマンドに応じた信号をコントローラ3 6に対して送信する。

[0042] コントローラ3 6は、CPUやメモリ等を含むマイクロコンピュータを含んでいる。コントローラ3 6は、冷凍装置1 0 0に含まれる各アクチュエータ（1 1、1 5、1 6、3 0、3 1等）や各種センサと電氣的に接続されており、互いに信号の入出力を行う。コントローラ3 6は、状況に応じて各アクチュエータの動作を制御する。

[0043] （1－2）冷凍装置1 0 0における冷媒の流れ

冷凍装置1 0 0では、運転時に、冷媒回路R Cに充填された冷媒が、主として、圧縮機1 1、熱源側熱交換器1 2、レシーバ1 3、過冷却熱交換器1 4、熱源側第1膨張弁1 5、利用側膨張弁2 2、利用側熱交換器2 3の順に循環する冷却運転が行われる。この冷却運転においては、過冷却熱交換器1 4の第1流路1 4 1を通過した冷媒の一部が分岐されて、熱源側第2膨張弁1 6及び過冷却熱交換器1 4（第2流路1 4 2）を通過した後に、圧縮機1 1に戻される。

[0044] 冷却運転が開始されると、冷媒回路R C内において、冷媒が圧縮機1 1に吸入されて圧縮された後に吐出される。圧縮機1 1では、要求される冷却負荷に応じた容量制御が行われる。具体的には、吸入圧力が冷却負荷に応じて設定される目標値になるように圧縮機1 1の運転周波数が制御される。圧縮機1 1から吐出されたガス冷媒は、熱源側熱交換器1 2に流入する。

[0045] 熱源側熱交換器1 2のガス側に流入したガス冷媒は、熱源側熱交換器1 2において、熱源側ファン3 0によって送られる庫外空気と熱交換を行って放熱して凝縮し、熱源側熱交換器1 2から流出する。

[0046] 熱源側熱交換器1 2から流出した冷媒は、レシーバ1 3に流入する。レシ

ーバ13に流入した冷媒は、レシーバ13において飽和状態の液冷媒として一時的に溜められた後に、レシーバ13から流出する。

[0047] レシーバ13から流出した液冷媒は、過冷却熱交換器14の第1流路141に流入する。第1流路141に流入した液冷媒は、過冷却熱交換器14において、第2流路142を流れる冷媒と熱交換を行ってさらに冷却されて過冷却状態の液冷媒になり、第1流路141から流出する。

[0048] 過冷却熱交換器14の第1流路141から流出した液冷媒の一部は、分岐して熱源側第2膨張弁16に流入する。熱源側第2膨張弁16に流入した冷媒は中間圧に減圧された後過冷却熱交換器14の第2流路142に流入する。第2流路142に流入した冷媒は、第1流路141を流れる冷媒と熱交換を行う。第2流路142から流出した冷媒は、圧縮機11の圧縮行程の途中に戻される（インジェクションされる）。

[0049] 一方、過冷却熱交換器14の第1流路141から流出した液冷媒の他の一部は、熱源側第1膨張弁15に流入する。熱源側第1膨張弁15に流入した液冷媒は、熱源側第1膨張弁15の開度に応じて減圧／流量調整された後に、加熱配管21を通過して利用側膨張弁22に流入する。利用側膨張弁22に流入した冷媒は、利用側膨張弁22の開度に応じて減圧されて、利用側熱交換器23に流入する。

[0050] 利用側熱交換器23に流入した冷媒は、利用側ファン31によって送られる庫内空気と熱交換を行って蒸発してガス冷媒となり、利用側熱交換器23から流出する。利用側熱交換器23から流出したガス冷媒は、再び圧縮機11に吸入される。

[0051] (1-3) 冷凍装置100の構成態様

図2は、冷凍装置100の外観図である。冷凍装置100は、略直方体状の外郭を構成するケーシング40を有している。ケーシング40の前面部分には、リモコン35が配置されるとともに、庫外空気流F1を流入させる吸込口H1、及び庫外空気流F1を流出させるための吹出口H2が形成されている。吹出口H2からは熱源側ファン30が露出している。ケーシング40

には、対象空間S 1 に出入りするための出入口が形成されており、出入口にはドアが開閉自在に取り付けられている（図示省略）。

[0052] ケーシング4 0 内には、対象空間S 1 及び熱源側熱交換器収容空間S 2 が形成されている。図3は、対象空間S 1 及び熱源側熱交換器収容空間S 2 を概略的に示した模式図である。対象空間S 1 及び熱源側熱交換器収容空間S 2 は、仕切板4 1 によって仕切られている。

[0053] 対象空間S 1 は、被冷却物を収容し冷却を行う空間であり、庫外の空間から遮蔽されている。対象空間S 1 には、加熱配管2 1、利用側膨張弁2 2、利用側熱交換器2 3 及び利用側ファン3 1 をはじめとする各種機器が配置されている。対象空間S 1 では、運転中、利用側ファン3 1 が駆動することで、図3の破線矢印に示されるように庫内空気流F 2 が生成される。庫内空気流F 2 は、対象空間S 1 において、利用側ファン3 1 に吸い込まれ、利用側熱交換器2 3 を通過した後に、対象空間S 1 へと吹き出される庫内空気の流れである。

[0054] 熱源側熱交換器収容空間S 2 には、圧縮機1 1、熱源側熱交換器1 2、レシーバ1 3、過冷却熱交換器1 4、熱源側第1膨張弁1 5、熱源側第2膨張弁1 6、熱源側ファン3 0 をはじめとする各種機器が配置されている。熱源側熱交換器収容空間S 2 では、運転中、熱源側ファン3 0 が駆動することで、図3の二点鎖線矢印に示されるように庫外空気流F 1 が生成される。庫外空気流F 1 は、吸込口H 1 を介してケーシング4 0 外から熱源側熱交換器収容空間S 2 に流入し、熱源側ファン3 0 に吸い込まれ、熱源側熱交換器1 2 を通過した後に、吹出口H 2 を介してケーシング4 0 外に流出する空気の流れである。

[0055] (2) 熱源側ファン3 0 の詳細

(2-1) 熱源側ファン3 0 の構成

図4は、吹出側から見た熱源側ファン3 0 の斜視図である。図5は、吹出側から見た熱源側ファン3 0 の正面図である。図6は、図5のVI-VI線断面図である。図4及び図6における矢印「F 1」は、庫外空気流F 1 の流れ方向

を示している。

- [0056] 以下の説明においては、熱源側ファン30の回転軸線A1が延びる方向を回転軸線方向d r 1（図6参照）と称する。また、熱源側ファン30の径方向を径方向d r 2（図6参照）と称する。また、「回転軸線方向d r 1／径方向d r 2に沿って延びる」という表現については、厳密に回転軸線方向d r 1／径方向d r 2に向かって延びる場合のみならず、回転軸線方向d r 1／径方向d r 2に所定の割合（例えば45度以内）で傾斜して延びる場合も含まれる。また、「径方向d r 2の内側」については熱源側ファン30の内周側を指し、「径方向d r 2の外側」については熱源側ファン30の外周側を指す。また、「風上側」については熱源側ファン30の吸込側に近いほうを指し、「風下側」については熱源側ファン30の吹出側に近いほうを指す。
- [0057] 図4及び図6に示されるように、熱源側ファン30は、4面の熱交換面を有する断面略矩形状の熱源側熱交換器12に、固定部材（図示省略）を介して連結されている。より詳細には、熱源側ファン30は、回転軸線方向d r 1から見て、略矩形状を呈するように配置される熱源側熱交換器12に対して、吸込側が庫外空気流F1の風下側に位置するように連結されている。
- [0058] 熱源側ファン30は、軸流方向（回転軸線方向d r 1）に向かって空気を送る軸流ファンであり、いわゆるプロペラファンである。熱源側ファン30は、主として、ファンロータ50と、ベルマウス65と、前板70と、を有している。
- [0059] 図7は、吹出側から見たファンロータ50の斜視図である。図8は、吹出側から見たファンロータ50の正面図である。図9は、吸込側から見たファンロータ50の正面図である。
- [0060] 本実施形態において、ファンロータ50の回転軸線方向d r 1及び径方向d r 2の寸法は、熱源側熱交換器12の寸法に応じて適宜設定される。ファンロータ50は、コア部51と、複数（ここでは10枚）のブレード55と、シュラウド60（リング部）と、を含んでいる。

- [0061] コア部51は、回転軸線方向d r 1から見て環状を呈している。コア部51は、軸受部52を含み、軸受部52において熱源側ファンモータM30の出力軸に機械的に接続されている。コア部51の中心部分は、回転軸線A1に重畳している。コア部51は、回転軸線方向d r 1に沿って延びる略円筒状の側面部53を含んでいる。側面部53は合成樹脂で構成されている。
- [0062] 複数のブレード55（特許請求の範囲記載の「翼」に相当）は、回転軸線方向d r 1から見て、コア部51から放射状に延びている（なお、各図においては、一部のブレード55の参照符号が省略されている）。各ブレード55は、コア部51から、湾曲しながら径方向d r 2に沿って延びている。より詳細には、各ブレード55は、吹出側から見て反時計周り方向に膨らむように湾曲している。ブレード55は、合成樹脂で構成され、一端がコア部51の側面部53に溶着されている。ブレード55の他端（先端）は、シュラウド60に溶着されている。
- [0063] シュラウド60（特許請求の範囲記載の「リング部」に相当）は、ブレード55によって送られた庫外空気（二次側空気F b；図10参照）が、ブレード55よりも庫外空気流F1の風下側（二次側）から、風上側（一次側）へ逆流することを抑制するための部材である。シュラウド60は、回転軸線方向d r 1から見てリング状を呈する合成樹脂製の部材である。シュラウド60は、各ブレード55の径方向d r 2の外側（すなわち外周側）に配置され、各ブレード55の先端に接続されている。換言すると、シュラウド60は、各ブレード55を外周側から覆う部材ともいえる。
- [0064] ベルマウス65（特許請求の範囲記載の「整流部材」に相当）は、ブレード55の風下側に配置され、ブレード55から送られる二次側空気F bが、回転軸線方向d r 1（軸流方向）に沿って吹き出されるように整流するための部材である。ベルマウス65は、回転軸線方向d r 1に沿って延びる略円筒状（より詳細には、一端側の断面積が徐々に広がるフレア状）を呈している。ベルマウス65の開口部分からは、ファンロータ50が風下側に露出している。ベルマウス65は、シュラウド60と径方向d r 2に間隔を置いて

配置されている。より詳細には、ベルマウス65の一部はシュラウド60の径方向d r 2の内側に位置しており、ベルマウス65の他の一部はシュラウド60の径方向d r 2の外側に位置している。以下の説明では、ベルマウス65の風上側の端部を、ベルマウス風上側端部66と称する。ベルマウス風上側端部66は、特許請求の範囲記載の「整流部材端部」に相当する。

[0065] 前板70は、熱源側ファン30の、外郭の吹出側の一面部分を構成する板状部材である。本実施形態において、前板70は、ベルマウス65と一体に成形されており、ベルマウス65の風下側（庫外空気流F1の吹出側）の端部と連続的に繋がっている。前板70は、回転軸線方向d r 1から見て略矩形を呈している。前板70の中央部分には、ファンロータ50を露出させ庫外空気流F1を吹き出させるための環状の開口70aが形成されている。前板70の寸法は熱源側熱交換器12の寸法に応じて適宜設定され、開口70aの大きさはファンロータ50及びベルマウス65の寸法に応じて適宜設定される。

[0066] (2-2) シュラウド60の詳細と、シュラウド60及びベルマウス65の位置関係

図10は、図6のX部分の拡大図である。図10に示されるように、シュラウド60は、断面が略L字状を呈している。より詳細には、シュラウド60は、ベルマウス65の径方向d r 2の内側（すなわち内周側）においてベルマウス65と径方向d r 2に重畳する一端から、回転軸線方向d r 1に沿って風上側に向かって延びた後、径方向d r 2の外側に向かって湾曲し、ベルマウス65の径方向d r 2の外側に位置する他端まで径方向d r 2に沿って延びるように成形されている。

[0067] シュラウド60とベルマウス65の間には、シュラウド60がブレード55とともに回転可能とするべく、隙間C1が形成されている。すなわち、シュラウド60は、ベルマウス65とは当接しておらず、ベルマウス65とは部分的に回転軸線方向d r 1及び／又は径方向d r 2に外れて位置している。

- [0068] シュラウド60は、主として、主として回転軸線方向d r 1に沿って延びる第1延伸部61と、主として径方向d r 2に沿って延びる第2延伸部62及び第3延伸部63と、を有している。第1延伸部61と、第2延伸部62と、第3延伸部63とは、連続的に繋がっており、一体に構成されている。第1延伸部61と第2延伸部62の間、又は第2延伸部62と第3延伸部63の間に、明確な境界はないが、説明の便宜上、第1延伸部61、第2延伸部62及び第3延伸部63を独立した部位として説明する。
- [0069] 第1延伸部61（特許請求の範囲記載の「第1部」に相当）は、ベルマウス65の径方向d r 2の内側においてベルマウス65と径方向d r 2に重畳する一端（すなわちシュラウド60の風下側の端部）から、回転軸線方向d r 1に沿って風上側に向かって延びる部分である。第1延伸部61の風上側の端部である第1延伸端部611（特許請求の範囲記載の「第1端部」に相当）は、径方向d r 2から見てベルマウス風上側端部66（ベルマウス65の風上側の端部）に重畳している。
- [0070] 第2延伸部62（特許請求の範囲記載の「第2部」に相当）は、第1延伸端部611に接続され、回転軸線方向d r 1に沿って風上側に向かって延びてから径方向d r 2の外側に向かって湾曲した後、径方向d r 2に沿って径方向d r 2の外側に向かって延びる部分である。第2延伸部62の径方向d r 2の外側の端部である第2延伸端部621（特許請求の範囲記載の「第2端部」に相当）は、ベルマウス風上側端部66と回転軸線方向d r 1に間隔を置いて位置しており、回転軸線方向d r 1から見てベルマウス65と重畳している。より詳細には、第2延伸端部621は、ベルマウス風上側端部66を回転軸線方向d r 1に沿って風上側に直線的に延ばした場所に仮想的に配置される仮想点P1に重畳している。
- [0071] 第3延伸部63（特許請求の範囲記載の「第3部」に相当）は、第2延伸端部621に接続され、径方向d r 2に沿って径方向d r 2の外側に向かってシュラウド60の他端（風上側の端部）まで延びる部分である。第3延伸部63は、ベルマウス風上側端部66よりも径方向d r 2の外側において、

径方向 d_r2 の外側に向かって延びている。換言すると、ベルマウス風上側端部 66 は第 3 延伸部 63 の径方向 d_r2 の内側に位置し、第 3 延伸部 63 はベルマウス 65 が延びる方向（回転軸線方向 d_r1 ）に対して直交する方向（ここでは径方向 d_r2 ）に沿って延びている。

[0072] 第 3 延伸部 63 の径方向 d_r2 の長さである寸法 $L1$ （第 1 寸法）は、ベルマウス風上側端部 66 と仮想点 $P1$ との直線距離（すなわち、ベルマウス風上側端部 66 と第 2 延伸部 621 との離間距離）である距離 $D1$ の 0.5 倍以上である。ここで、距離 $D1$ はファンロータ 50 及びベルマウス 65 の寸法に応じて設定され、本実施形態では、距離 $D1$ は 5 mm 以上 - 15 mm 以下であり、寸法 $L1$ は 4 mm 以上である。具体的に、距離 $D1$ は 7 mm であり、寸法 $L1$ は 5 mm である。また、ここでは、シュラウド 60 の一端（風下側の端部）と、ベルマウス 65 と、の径方向 d_r2 の直線距離 $D2$ は 6 mm である。

[0073] （3）熱源側ファン 30 の効率向上及び冷凍装置 100 の能力向上について

熱源側ファン 30 のような送風機では、翼（ここではブレード 55）によって送られた空気（ここでは二次側空気 Fb ）が、翼の風下側（二次側）から、風上側（一次側）へ逆流することを抑制するための部材としてリング部（ここではシュラウド 60）が設けられるが、リング部は翼とともに回転するため、整流部材（ここではベルマウス 65）についてはリング部の回転軌道と重畳しないように配置する必要がある、リング部と整流部材との間には隙間（ここでは隙間 $C1$ ）を形成する必要がある。係る隙間は、一次側と連通しており、二次側の空気は一次側よりも圧力が大きいことから、二次側の空気の一部は整流部材を通過せずに、係る隙間を通過して一次側へと逆流することとなる。すなわち、逆流を抑制するべくリング部が設けられる場合であっても、二次側の空気の一部は一次側へと逆流する。

[0074] 一次側へと逆流した空気（逆流空気）は、ファンロータ 50 に吸込まれる空気（吸込空気）と合流する（すなわちショートサーキットする）こととな

るが、逆流空気の流量（逆流量）が大きいほど、送風機から吹き出される風量が小さくなり、送風機の効率が低下することとなる。

[0075] 図11は、図10において、シュラウド60を、第3延伸部63を有さないシュラウド60'に置換した状態を示した模式図である。シュラウド60'はシュラウド60とは異なり、第3延伸部63を有していないことから断面が略J字状を呈している。

[0076] 上述のように熱源側ファン30の駆動時には庫外空気流F1が生成され、図10及び図11において示されるように、ブレード55によって一次側空気（吸込空気）Faが二次側空気Fbとして二次側へ送られ、二次側空気Fbはベルマウス65によって整流されて吹出空気Fb1として開口70aから吹き出される。二次側空気Fbの一部は、開口70aから吹き出されずに、逆流空気Fb2として隙間C1を介して径方向dr2（より詳細には遠心方向）へ抜けた後に一次側空気Faと合流する。なお、図10及び図11において空気の流れとして示される二点鎖線矢印は、あくまでも説明の便宜上、模式的に記載されるものであり、実際には、逆流した空気は主として遠心方向へ抜けた後に吸込空気と合流することとなる。

[0077] 図11に示されるように第3延伸部63を有しない場合には、シュラウド60'の径方向dr2外側に延びる部分の長さが、ベルマウス風上側端部66と仮想点P1との直線距離である距離D1の0.5倍未満であり、隙間C1を介して径方向dr2の外側に逆流した逆流空気Fb2が一次側空気Faとの合流地点へと向かう際に、流路抵抗が小さい。これに関連して、シュラウド60'では、シュラウド60のように第3延伸部63を有する場合と比較して、二次側空気Fbが逆流しやすく逆流量が大きい。

[0078] これに対し、熱源側ファン30では、シュラウド60において、第2延伸端部621から径方向dr2に沿って径方向dr2の外側に向かってシュラウド60の他端まで延びる第3延伸部63が設けられており、寸法L1（第3延伸部63の径方向dr2の長さ）は、距離D1（ベルマウス風上側端部66と仮想点P1との直線距離）の0.5倍以上となっている。すなわち、

第3延伸部63は、ベルマウス風上側端部66を風上側において大きく覆っている。

[0079] このような第3延伸部63が設けられるシュラウド60においては、隙間C1を介して径方向dr2の外側に逆流した逆流空気Fb2が一次側空気Faとの合流地点へと向かう際に、逆流空気Fb2が大きく迂回する（つまり、逆流空気Fb2の出口と一次側空気Faとの合流地点とが大きく遠ざかる）こととなるとともに流路抵抗が大きくなる。これに関連して、シュラウド60では、シュラウド60'のように第3延伸部63を有しない場合と比較して二次側空気Fbが逆流しにくくなり、逆流量が抑制されることとなる。そして、このようなシュラウド60を有する熱源側ファン30では、逆流量が抑制されることに関連して、従来よりも仕事量が向上し送風機の効率が向上することとなる。

[0080] 図12は、図10のシュラウド60を有する送風機と、図11のシュラウド60'を有する送風機と、を同一条件で駆動した際における圧力利得の一例を表わしたグラフである。図12は、解析結果に基づくものであり、(A)において図11に示す態様のシュラウド60'を有する送風機の圧力利得が示されており、(B)において図10に示す態様のシュラウド60を有する送風機の圧力利得が示されている。

[0081] 図12においては、シュラウド60'を有する送風機の圧力利得は96.32(Pa)であり、シュラウド60を有する送風機の圧力利得は102.38(Pa)であることが示されている。すなわち、シュラウド60'を有する送風機よりもシュラウド60を有する送風機のほうが圧力利得は大きく、仕事量が増大し単位時間あたりの風量が増大することが示されている。このようなシュラウド60を含む熱源側ファン30、を有する冷凍装置100では、熱源側熱交換器12における熱交換量が向上するため、冷凍装置100の能力が向上されうる。

[0082] (4) 特徴
(4-1)

上記実施形態では、熱源側ファン30において、シュラウド60は第3延伸部63を有している。第3延伸部63は、ベルマウス風上側端部66を回転軸線方向dr1に沿って風上側に直線的に延ばした場所に位置する仮想点P1に重畳する第2延伸端部621に接続され、ベルマウス風上側端部66よりも径方向dr2の外側において径方向dr2に沿って延びている。また、寸法L1（第3延伸部63の径方向dr2の長さ）は、距離D1（ベルマウス風上側端部66と仮想点P1との直線距離）の0.5倍以上である。すなわち、第3延伸部63が、シュラウド60とベルマウス65との間に形成される隙間の0.5倍以上に相当する長さ分、ベルマウス風上側端部66よりも径方向dr2の外側に延びている。

[0083] これにより、第3延伸部63が吸込空気（ファンに吸い込まれる一次側空気Fa）との合流点に向かう逆流空気Fb2（シュラウド60とベルマウス65との間に形成される隙間C1を流れて逆流する空気）を大きく迂回させており、合流点へと向かう逆流空気Fb2に関し流路抵抗が大きく確保されている。これに関連して、単位時間あたりの逆流量（逆流空気Fb2の流量）が低減することとなっている。よって、熱源側ファン30の効率が向上するようになっている。

[0084] （4-2）

上記実施形態では、熱源側ファン30において、第3延伸部63は、ベルマウス65が延びる方向に対して直交する方向に沿って延びている。これにより、簡単な構成にして、吸込空気との合流点に向かう逆流空気Fb2を大きく迂回させることが可能となっている。これに関連して、コストを抑制しつつ、逆流量を低減することが可能となっている。

[0085] （4-3）

上記実施形態では、熱源側ファン30において、整流部材は、ブレード55の風下側に配置されるベルマウス65である。これにより、ブレード55の吹出側に配置されるベルマウス65と、シュラウド60と、の隙間C1を通過する逆流空気Fb2を大きく迂回させることが可能となっている。よっ

て、ベルマウス65と、シュラウド60と、を有する熱源側ファン30の効率が向上している。

[0086] (4-4)

上記実施形態では、熱源側ファン30において、距離D1は7mm（すなわち5mm以上－15mm以下）であり、寸法L1は5mm（すなわち4mm以上）である。これにより、熱源側ファン30の大型化が抑制されつつ、吸込空気との合流点に向かう逆流空気Fb2を確実に迂回させることが可能となっている。

[0087] (4-5)

上記実施形態では、熱源側ファン30は、回転軸線方向dr1に空気を送る軸流ファンであり、シュラウド60（リング部）とベルマウス65（整流部材）とを有する軸流ファンの効率が向上している。

[0088] (4-6)

上記実施形態では、熱源側ファン30の効率が向上しており、熱源側熱交換器12における熱交換量を増大させることが可能となっている。よって、冷凍装置100の能力向上が図られるようになっている。

[0089] (5) 変形例

上記実施形態は、以下の変形例に示すように適宜変形が可能である。なお、各変形例は、矛盾が生じない範囲で他の変形例と組み合わせて適用されてもよい。

[0090] (5-1) 変形例A

上記実施形態では、熱源側ファン30は、図10に示す態様のシュラウド60を有していたが、シュラウド60に代えて、図13に示すような断面U字状のシュラウド60aを有するように構成されてもよい。

[0091] シュラウド60aは、第3延伸部63に代えて第3延伸部63aを有するとともに、回転軸線方向dr1に沿って風下側に向かって延びる第4延伸部64を有している。

[0092] 第3延伸部63aは、ベルマウス風上側端部66よりも径方向dr2の外

側において径方向 $d_r 2$ に沿って延びた後、回転軸線方向 $d_r 1$ に沿って延びている。より詳細には、第3延伸部 63 a は、第2延伸端部 62 1 との接続部分から径方向 $d_r 2$ の外側に向かって延びつつ、回転軸線方向 $d_r 1$ に沿って風下側に向かって湾曲しながら延びている。第3延伸部 63 a の風下側の端部である第3延伸端部 63 1 はベルマウス風上側端部 66 よりも風下側に位置しており、第3延伸部 63 a は径方向 $d_r 2$ から見てベルマウス風上側端部 66 と重畳している。

[0093] 第4延伸部 64 は、ベルマウス 65 の径方向 $d_r 2$ の外側において、第3延伸端部 63 1 から回転軸線方向 $d_r 1$ に沿って風下側に向かって延びている。第4延伸部 64 は、径方向 $d_r 2$ から見て第1延伸部 61（より詳細にはシュラウド 60 a の風下側端部）と重畳する第4延伸端部 64 1 を含んでいる。すなわち、第4延伸部 64 は、第1延伸部 61 とともに、ベルマウス 65 を部分的に挟むように配置されている。第4延伸端部 64 1 は、シュラウド 60 a の他端（風下側端部とは反対側の端部）に相当する。

[0094] このようなシュラウド 60 a を有する場合においても、第3延伸部 63 a の径方向 $d_r 2$ の長さである寸法 $L 1'$ は、ベルマウス風上側端部 66 と仮想点 P1 との直線距離である距離 D1 の 0.5 倍以上である。すなわち、第3延伸部 63 a は、ベルマウス風上側端部 66 を風上側において大きく覆っている。

[0095] このような態様で第3延伸部 63 a が設けられる場合でも、図 11 のシュラウド 60' と比較して、隙間 C1 を介して径方向 $d_r 2$ の外側に逆流した逆流空気 F b 2 が一次側空気 F a との合流地点へと向かう際に、逆流空気 F b 2 は大きく迂回することとなるとともに流路抵抗が大きくなる。

[0096] 特に、シュラウド 60 a では、第3延伸端部 63 1 に接続され、ベルマウス 65 の径方向 $d_r 2$ の外側において回転軸線方向 $d_r 1$ に沿って風下側へ延びる第4延伸部 64 を有している。すなわち、第4延伸部 64 は、ベルマウス風上側端部 66 を径方向 $d_r 2$ の外側において覆っている。これにより、シュラウド 60 と比較しても逆流空気 F b 2 の抵抗となる部分の面積がさ

らに大きく確保されるため、逆流空気 F b 2 はさらに大きく迂回する（つまり、逆流空気 F b 2 の出口と一次側空気 F a との合流地点とがさらに大きく遠ざかる）こととなり流路抵抗がさらに大きくなる。これに関連して、シュラウド 60 a では、二次側空気 F b がさらに逆流しにくくなり、逆流量がさらに抑制される。

[0097] このようなシュラウド 60 a を有する場合には、逆流量が特に抑制されることに関連して、シュラウド 60 を有する場合と比較して熱源側ファン 30 の仕事量がさらに向上しており送風機の効率が向上する。

[0098] 図 14 は、図 10 のシュラウド 60 を有する送風機と、図 11 のシュラウド 60' を有する送風機と、図 13 のシュラウド 60 a を有する送風機と、を同一条件で駆動した際における圧力利得の一例を表わしたグラフである。図 14 は、解析結果に基づくものであり、(A) において図 11 に示す態様のシュラウド 60' を有する送風機の圧力利得が示されており、(B) において図 10 に示す態様のシュラウド 60 を有する送風機の圧力利得が示されており、(C) において図 13 に示す態様のシュラウド 60 a を有する送風機の圧力利得が示されている。

[0099] 図 14 においては、シュラウド 60' を有する送風機の圧力利得は 96.32 (Pa) であり、シュラウド 60 を有する送風機の圧力利得は 102.38 (Pa) であり、シュラウド 60 a を有する送風機の圧力利得は 104.94 (Pa) であることが示されている。すなわち、シュラウド 60' 又はシュラウド 60 を有する送風機よりもシュラウド 60 a を有する送風機のほうが、圧力利得が大きく、仕事量が増大して単位時間あたりの風量が増大することが示されている。

[0100] (5-2) 変形例 B

上記実施形態では、第 3 延伸部 63 は、ベルマウス 65 が延びる方向に対して直交する方向に沿って延びていた。しかし、第 3 延伸部 63 は、逆流空気 F b 2 の出口と一次側空気 F a との合流地点とが大きく遠ざかるように、ベルマウス風上側端部 66 の風上側においてベルマウス 65 が延びる方向に

対して交差する方向に沿って延びていれば、必ずしもベルマウス65が延びる方向に対して直交する方向に沿って延びる必要はない。

[0101] (5-3) 変形例C

上記実施形態では、シュラウド60において、第1延伸部61と第2延伸部62と第3延伸部63とが連続的に繋がっている場合（すなわち一体成形される場合）について説明した。しかし、シュラウド60は、必ずしも係る態様で構成される必要はなく、別体に構成された第1延伸部61、第2延伸部62及び第3延伸部63のいずれか／全てが、適宜接合されることで構成されてもよい。

[0102] (5-4) 変形例D

上記実施形態では、整流部材（ブレード55の風下側に配置されるベルマウス65）と、リング部（シュラウド60）と、の隙間C1を介した逆流空気Fb2の逆流量を抑制するべく、第3延伸部63が整流部材の風上側端部（ベルマウス風上側端部66）の風上側に配置される場合について説明した。

[0103] しかし、本発明の技術的思想は、他の環境においても、適宜、適用可能である。例えば、送風機がブレード55の風上側に配置される整流部材を有する場合には、当該整流部材とリング部との隙間を介した逆流空気の逆流量を抑制するべく、リング部に第3延伸部63に相当する延伸部（具体的には、上記実施形態の第3延伸部63と同様の態様により、当該整流部材の風上側端部の風上側を大きく覆う延伸部）が設けられてもよい。

[0104] (5-5) 変形例E

上記実施形態では、距離D1は7mmであり、寸法L1は5mmである場合について説明した。しかし、距離D1又は寸法L1の値については、必ずしも係る値には限定されず、設計仕様や設置環境に応じて、適宜変更が可能である。例えば、距離D1は6mm（すなわち7mm未満）であってもよいし8mm（すなわち8mm以上）であってもよい。また、例えば、寸法L1は4mm（すなわち5mm未満）であってもよいし6mm（すなわち6mm

以上)であってもよい。

- [0105] また、上記実施形態では、距離D 1が5 mm以上ー1 5 mm以下であり、寸法L 1が4 mm以上である場合について説明した。しかし、距離D 1又は寸法L 1の値については、必ずしも係る数値範囲に基づき設定される必要はなく、設計仕様や設置環境に応じて、異なる数値範囲に基づき設定されてもよい。但し、逆流量を抑制するという観点によればリング部と整流部材との隙間は小さく構成されることが好ましく、距離D 1は1 5 mm以下であることが好ましい。一方で、リング部を円滑に回転可能に構成するべく、距離D 1は5 mm以上であることが好ましい。

- [0106] (5-6) 変形例F

上記実施形態では、熱源側ファン3 0は、4面の熱交換面を有する断面略矩形状の熱源側熱交換器1 2に連結されていた。しかし、熱源側ファン3 0は、必ずしも、4面の熱交換面を有する断面略矩形状の熱交換器に連結されている必要はなく、他の形状の熱交換器(例えば3面以下或いは5面以上の熱交換面を有し、断面が略L字状、U字条又は多角形状等を呈する熱交換器)に連結されてもよい。また、熱源側ファン3 0は、必ずしも熱交換器に連結されている必要はなく、独立して設置されてもよい。

- [0107] (5-7) 変形例G

上記実施形態では、コア部5 1(側面部5 3)、ブレード5 5及びシュラウド6 0は、合成樹脂製のものが採用された。しかし、コア部5 1、ブレード5 5及び／又はシュラウド6 0は、必ずしも合成樹脂製である必要はなく、他の素材(例えば金属)で構成されてもよい。

- [0108] また、上記実施形態では、コア部5 1、ブレード5 5及びシュラウド6 0が溶着されることでファンロータ5 0が構成される場合について説明した。しかし、ファンロータ5 0の構成態様については必ずしもこれに限定されず、コア部5 1とブレード5 5、及び／又はブレード5 5とシュラウド6 0は、他の方法(例えばろう付け等)により接続されてもよい。また、コア部5 1、ブレード5 5及びシュラウド6 0のいずれか／全ては、一体成形されて

もよい。係る場合には、ファンロータ 50 の製造工程において、コア部 51 とブレード 55、及び／又はブレード 55 とシュラウド 60 の接続工程が省略されることとなる。

[0109] (5-8) 変形例 H

上記実施形態では、ベルマウス 65 は、前板 70 と一体に成形されており、ベルマウス 65 の風下側の端部と前板 70 とは連続的に繋がっていた。しかし、ベルマウス 65 は、必ずしも前板 70 と一体に成形される必要はなく、別体に構成されてもよい。係る場合、ベルマウス 65 は、前板 70 と適宜接合されればよい。

[0110] (5-9) 変形例 I

上記実施形態では、ファンロータ 50 は、10 枚のブレード 55 を有していた。しかし、ブレード 55 の枚数については、設計仕様や設置環境に応じて適宜変更が可能であり、例えば 4 枚（10 枚未満）であってもよいし、12 枚（11 枚以上）であってもよい。

[0111] (5-10) 変形例 J

上記実施形態では、シュラウド 60 は、リング状を呈するように構成された。しかし、シュラウド 60 は、ブレード 55 とともに回転可能に構成される限り、必ずしもリング状に構成される必要はなく、他の形状を呈するように構成されてもよい。例えば、シュラウド 60 は、回転軸線方向 d_{r1} から見て多角形状を呈するように構成されてもよい。

[0112] (5-11) 変形例 K

上記実施形態では、本発明は、軸流方向に向かって空気を送る軸流ファンでありいわゆるプロペラファンである熱源側ファン 30 に適用された。しかし、本発明を適用する送風機の型式・種類は、設計仕様や設置環境に応じて適宜変更が可能である。例えば本発明の適用対象は、必ずしもプロペラファンに限定されず、他のファン（例えばターボファン等）であってもよい。また、本発明の適用対象は、必ずしも軸流ファンに限定されず、発明の技術的思想を適用可能である限り、軸流方向に対して遠心方向に風を送る遠心ファ

ン、軸流方向に対して斜め方向に風を送る斜流ファン、又は吸込み方向とは異なる方向に風を送る横流ファン等であってもよい。

[0113] (5-12) 変形例L

上記実施形態における冷媒回路RCの構成態様については、設置環境や設計仕様に応じて適宜変更が可能である。具体的に、冷媒回路RCにおいて回路要素の一部が、他の機器に置き換えられてもよいし、必ずしも必要でない場合には適宜省略されてもよい。また、冷媒回路RCには、図1において図示されない機器や冷媒流路が含まれていてもよい。

[0114] (5-13) 変形例M

上記実施形態において本発明は、熱源側ファン30に適用された。しかし、本発明は、熱源側ファン30以外の送風機にも適宜適用が可能である。例えば、本発明の技術的思想は、利用側ファン31に適用されてもよい。

[0115] また、上記実施形態において本発明は、低温倉庫内、輸送コンテナ内、又は店舗のショーケースの庫内等の対象空間S1の冷却を行う冷凍装置100に含まれる送風機に適用されていたが、本発明は、冷媒回路を有する他の冷凍装置に含まれる送風機にも適用可能である。例えば、本発明は、対象空間S1の加熱又は保温を行う冷凍装置（すなわち熱源側熱交換器12が冷媒の蒸発器又は加熱器として機能する冷凍装置）、居住空間や車両内の冷房等を行うことで空気調和を実現する空調システム、給湯装置又はヒートポンプチャラー等に含まれる送風機に適用されてもよい。

[0116] また、本発明は、冷凍装置以外の装置に含まれる送風機にも適用可能である。例えば、本発明は、空気清浄機、加湿器、又は換気装置等の空気調和装置に含まれる送風機に適用されてもよい。また、例えば、本発明は、掃除機やヘアドライヤ等の各種装置に含まれる送風機に適用されてもよい。

[0117] (5-14) 変形例N

上記実施形態では、熱源側ファン30の駆動源は、モータ（熱源側ファンモータM30）であった。しかし、本発明の適用対象である送風機の駆動源は、必ずしもモータに限定されず、設計仕様や設置環境に応じて適宜変更が

可能である。例えば、送風機の駆動源は、エンジンであってもよい。

産業上の利用可能性

[0118] 本発明は、送風機、又は送風機を含む冷凍装置において利用可能である。

符号の説明

- [0119] 1 2 : 熱源側熱交換器（熱交換器）
3 0 : 熱源側ファン（送風機）
4 0 : ケーシング
4 1 : 仕切板
5 0 : ファンロータ
5 1 : コア部
5 2 : 軸受部
5 3 : 側面部
5 5 : ブレード（翼）
6 0、6 0 a : シュラウド（リング部）
6 1 : 第1 延伸部（第1 部）
6 2 : 第2 延伸部（第2 部）
6 3、6 3 a : 第3 延伸部（第3 部）
6 4 : 第4 延伸部
6 5 : ベルマウス（整流部材）
6 6 : ベルマウス風上側端部（整流部材端部）
7 0 : 前板
7 0 a : 開口
1 0 0 : 冷凍装置
1 2 1 : 伝熱管
1 4 1 : 第1 流路
1 4 2 : 第2 流路
6 1 1 : 第1 延伸端部（第1 端部）
6 2 1 : 第2 延伸端部（第2 端部）

6 3 1	: 第 3 延伸端部
6 4 1	: 第 4 延伸端部
A 1	: 回転軸線
C 1	: 隙間
D 1	: 距離 (第 1 距離)
F 1	: 庫外空気流
F 2	: 庫内空気流
F a	: 一次側空気
F b	: 二次側空気
F b 1	: 吹出空気
F b 2	: 逆流空気
H 1	: 吸込口
H 2	: 吹出口
L 1、L 1'	: 寸法 (第 1 寸法)
M 3 0	: 熱源側ファンモータ (駆動源)
P 1	: 仮想点
R C	: 冷媒回路
S 1	: 対象空間
S 2	: 熱源側熱交換器収容空間
d r 1	: 回転軸線方向
d r 2	: 径方向

先行技術文献

特許文献

[0120] 特許文献1: 国際公開 2 0 1 5 / 1 2 5 4 8 6 号公報

請求の範囲

[請求項1]

駆動源（M30）に接続されるコア部（51）と、

回転軸線（A1）方向（dr1）から見て前記コア部から放射状に延びる複数の翼（55）と、

各前記翼の径方向（dr2）外側において各前記翼の先端に接続され、前記回転軸線方向から見てリング状のリング部（60、60a）と、

前記リング部と前記径方向に間隔を置いて配置され前記回転軸線方向に沿って延びる円筒状の部材であって、前記翼によって送られる空気を整流する整流部材（65）と、

を備え、

前記リング部は、

前記径方向から見て前記整流部材の風上側の端部である整流部材端部（66）に重畳して位置する第1端部（611）を含み、前記整流部材の径方向内側において前記回転軸線方向に沿って延びる第1部（61）と、

前記整流部材端部と前記回転軸線方向に間隔を置いて位置し前記回転軸線方向から見て前記整流部材と重畳する第2端部（621）を含み、前記第1端部に接続され前記第2端部まで前記径方向に沿って延びる第2部（62）と、

前記第2端部に接続され、前記整流部材端部よりも前記径方向外側において前記径方向に沿って延びる第3部（63、63a）と、

を有し、

前記第2端部は、前記整流部材端部を前記回転軸線方向に沿って風上側に直線的に延ばした場所に位置する仮想点（P1）に重畳して位置し、

前記第3部の前記径方向の長さである第1寸法（L1、L1'）は、前記整流部材端部と前記仮想点との直線距離である第1距離（D1

) の 0.5 倍以上である、

送風機 (30)。

[請求項2] 前記第3部は、前記整流部材が延びる方向 (dr1) に対して直交する方向 (dr2) に沿って延びる、
請求項1に記載の送風機 (30)。

[請求項3] 前記第3部は、前記整流部材端部よりも前記径方向外側において前記径方向に沿って延びた後、前記回転軸線方向に沿って延び、
前記整流部材端部は、前記第3部の径方向内側に位置し、前記径方向から見て前記第3部と重畳している、
請求項1又は2に記載の送風機 (30)。

[請求項4] 前記整流部材は、前記翼の風下側に配置されるベルマウスである、
請求項1から3のいずれか1項に記載の送風機 (30)。

[請求項5] 前記第1距離は5mm以上－15mm以下であり、
前記第1寸法は4mm以上である、
請求項1から4のいずれか1項に記載の送風機 (30)。

[請求項6] 前記回転軸線方向に空気を送る軸流ファンである、
請求項1から5のいずれか1項に記載の送風機 (30)。

[請求項7] 請求項1から6のいずれか1項に記載の送風機 (30) と、
冷媒が流れる伝熱管を含み、前記送風機によって生成された空気流と冷媒との熱交換を行わせる熱交換器 (12) と、
を備える冷凍装置 (100)。