(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2004-333092
(P2004-333092A)
(43)公開日　平成16年11月25日(2004.11.25)

(51)Int.Cl.[7]	F I		テーマコード（参考）
F25D 11/02	F25D 11/02	F	3L045
F25D 16/00	F25D 16/00		3L048
F25D 19/00	F25D 19/00	510	3L102
F25D 21/14	F25D 19/00	520A	
F25D 23/00	F25D 21/14	F	

審査請求 未請求　請求項の数 13　ＯＬ　（全 22 頁）　最終頁に続く

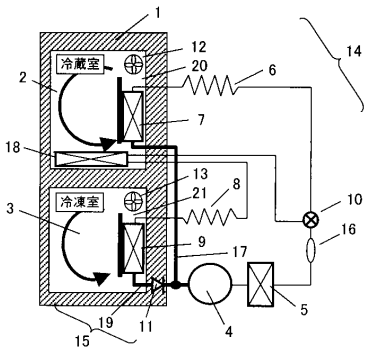
(21)出願番号　特願2003-133117(P2003-133117)
(22)出願日　平成15年5月12日(2003.5.12)

(71)出願人　000005821
松下電器産業株式会社
大阪府門真市大字門真１００６番地
(74)代理人　100097445
弁理士　岩橋　文雄
(74)代理人　100103355
弁理士　坂口　智康
(74)代理人　100109667
弁理士　内藤　浩樹
(72)発明者　木村　義人
滋賀県草津市野路東二丁目３番１－２号
松下冷機株式会社内
(72)発明者　斎藤　哲哉
滋賀県草津市野路東二丁目３番１－２号
松下冷機株式会社内
最終頁に続く

(54)【発明の名称】冷凍冷蔵庫

(57)【要約】
【課題】冷凍室冷却時の冷却サイクルの効率を向上させ、省エネ冷凍冷蔵庫を提供することを目的とする。
【解決手段】冷蔵室２庫内に第一の蒸発器７と冷凍室３庫内に第二の蒸発器９と、圧縮機４と凝縮器５と冷蔵室２庫内の第一の蒸発器７とを備えた冷蔵室冷却サイクル１４と、圧縮機４と凝縮器５とサブクーラー１８と冷凍室３庫内の第二の蒸発器９とを備えた冷凍室冷却サイクル１５と、各冷却サイクルを切り替える切替手段１０とを設け、サブクーラー１８を冷蔵室２に熱交換可能に配設したものである。これにより冷凍室冷却サイクル１５の過冷却度を確保し、成績係数の向上による高効率な運転を可能とする。
【選択図】　図１

1. 断熱箱体
2. 冷蔵室
3. 冷凍室
4. 圧縮機
5. 凝縮器
6. 第一のキャピラリ(第一の減圧手段)
7. 第一の蒸発器
8. 第二のキャピラリ(第二の減圧手段)
9. 第二の蒸発器
10. 電動三方弁(切替手段)
14. 冷蔵室冷却サイクル
15. 冷凍室冷却サイクル
17. 第一のサクションパイプ
18. サブクーラー
19. 第二のサクションパイプ



【特許請求の範囲】
【請求項１】
冷蔵室と冷凍室を構成する断熱箱体と、前記冷蔵室庫内に第一の蒸発器と前記冷凍室庫内に第二の蒸発器と、圧縮機と凝縮器と前記第一の蒸発器とを備えた冷蔵室冷却サイクルと、前記圧縮機と前記凝縮器とサブクーラーと前記第二の蒸発器とを備えた冷凍室冷却サイクルと、各冷却サイクルを切り替える切替手段とを設け、前記サブクーラーを前記冷蔵室に配設したことを特徴とする冷凍冷蔵庫。
【請求項２】
前記冷凍室庫内温度を通常冷凍温度である－２０℃より低温の温度設定を可能としたことを特徴とする請求項１に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項３】
前記冷蔵室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と第一の減圧手段と前記第一の蒸発器と第一のサクションパイプを環状に接続してあり、前記冷凍室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と前記サブクーラーと第二の減圧手段と前記第二の蒸発器と第二のサクションパイプを環状に接続してあり、前記第二のサクションパイプと前記凝縮器の少なくとも一部とを熱交換可能に配設したことを特徴とする請求項１または請求項２に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項４】
前記サブクーラー出口から前記第二の蒸発器までのサイクル構成部品及び接続配管を前記断熱箱体内に埋設し断熱することを特徴とする請求項１から請求項３のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項５】
前記冷蔵室周囲断熱壁に真空断熱材を用い冷蔵室負荷量を冷凍室負荷量より小さくしたことを特徴とする請求項１から請求項４のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項６】
前記サブクーラーの少なくとも一部が前記冷蔵室庫内にある前記第一の蒸発器と熱交換可能に配設したことを特徴とする請求項１から請求項５のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項７】
前記第一の蒸発器と前記サブクーラーとがフィンコイルタイプであり、各々フィンを共用して配管パスを構成することを特徴とする請求項６に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項８】
前記第一の蒸発器と前記サブクーラーの熱交換部に蓄冷材を備えたことを特徴とする請求項６または請求項７のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項９】
前記サブクーラーは蒸発器を構成する配管の径よりも小さい配管を用いて構成することを特徴とする請求項１から請求項８のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項１０】
前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が冷蔵室庫内の温度補償用の加熱手段であり、加熱を必要とする部位に熱交換可能に配設することを特徴とする請求項１から請求項９のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項１１】
前記冷蔵室庫内に前記第一の蒸発器からの除霜水を受けるドレンパンと除霜水を外部排出するドレンチューブとを備え、前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が前記ドレンパンを加熱するよう近傍に配設された蒸発手段であることを特徴とする請求項１から請求項１０のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【請求項１２】
前記ドレンパンは前記ドレンチューブの開口部より下方に除霜水を一旦保水する受け構造であり、前記蒸発手段により庫内加湿することを特徴とする請求項１１に記載の冷凍冷蔵庫。

【請求項１３】
前記ドレンパンと前記蒸発手段により前記冷蔵室庫内で除霜水を保持して蒸発させ、ドレンチューブや、蒸発皿を設けない構成とすることを特徴とする請求項１から請求項１０のいずれか一項に記載の冷凍冷蔵庫。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
【発明が属する技術分野】
本発明は、複数の貯蔵室と複数の蒸発器を備えた冷凍冷蔵庫に関するものである。
【０００２】
【従来の技術】
近年、冷蔵庫の省エネ化については、冷蔵室と冷凍室を別々の蒸発器で独立して冷却することで高効率化を図ったものがある（例えば、特許文献１参照。）。
【０００３】
以下、図面を参照しながら上記従来の冷凍冷蔵庫について説明をする。
【０００４】
図７に従来の冷却サイクル並びに冷蔵庫の概略断面図を示す。
【０００５】
断熱箱体１は冷蔵室２と冷凍室３とから構成され、各室に設けられた図示しない扉部の開閉により食品等の被冷却物を出し入れする。
【０００６】
冷却サイクルは圧縮機４と凝縮器５と第一のキャピラリ（第一の減圧手段）６と冷蔵室２内に配設された第一の蒸発器７とを環状に接続し、第二のキャピラリ（第二の減圧手段）８と冷凍室３内に配設された第二の蒸発器９を冷却回路の切り替え可能に電動３方弁（切替手段）１０を介して並列に接続し構成する。また低温である第二の蒸発器９の出口配管部には逆止弁１１が設けてある。
【０００７】
冷蔵室２庫内には第一の蒸発器７と熱交換した冷気を循環させるための第一の電動ファン（第一の送風手段）１２を設け、冷凍室３庫内には第二の蒸発器９と熱交換した冷気を循環させるための第二の電動ファン（第二の送風手段）１３を設けてある。
【０００８】
以上のように構成された従来例の冷蔵庫について、以下その動作を説明する。
【０００９】
冷却サイクルの運転は以下のように行われる。まず圧縮機４により圧縮された冷媒が凝縮器５で凝縮液化される。凝縮された冷媒は第一のキャピラリ６もしくは第二のキャピラリ８で減圧されて、それぞれ第一の蒸発器７、第二の蒸発器９へ流入、蒸発気化された後、再び圧縮機４へと吸入される。
【００１０】
第一のファン１２、第二のファン１３により、冷媒が蒸発気化して比較的低温となった第一の蒸発器７、第二の蒸発器９と冷蔵室２、冷凍室３の空気が各々熱交換して冷気が循環することで各室が冷却される。
【００１１】
冷凍冷蔵庫の冷却運転は図示しない各室の温度検知手段と制御手段により以下のように行われる。
【００１２】
冷蔵室２、冷凍室３の各温度検知手段が所定値以上の温度上昇を検知すると圧縮機４が起動し、所定値以下となるまで冷却サイクルの運転が行われる。
【００１３】
冷蔵室２の温度検知手段が所定値以上となった場合、切替弁１０により冷媒は第二の蒸発器９には流入することなく、第一の蒸発器７へのみ流れる。このときの蒸発温度は冷蔵室２の温度設定が５℃程度に対して０～－１５℃であり、通常の－２５～－３０℃の蒸発温

度に対して２～２．５倍の成績係数で圧縮機の運転が行われる。
【００１４】
冷凍室３の温度検知手段が所定値以上となった場合、切替弁１０により冷媒は第二の蒸発器９へと流入し、冷凍室３の冷却が行われる。このときの蒸発温度は冷凍室の温度設定が－２０℃程度に対し通常の蒸発温度－２５℃から－３０℃で冷却される。
【００１５】
以上のように冷蔵室２と冷凍室３とを交互に繰り返し冷却するので、冷蔵室２冷却時は独立的に冷媒を第一の蒸発器７へと循環させることで高蒸発温度（０～－２０℃）が可能であり、圧縮機４の圧縮比を小さくでき、高い成績係数で運転し、効率化を図ると共に、冷蔵室２の室温と蒸発温度との差を小さくすることで温度変動を低減させて冷蔵室２の均温化を狙っている。
【００１６】
【特許文献１】
特開平１１－１４８７６１号公報
【００１７】
【発明が解決しようとする課題】
しかしながら、上記従来の構成では、冷却サイクルの高効率化を図ってきたものの更なる効率向上にむけて限界が生じる。特に冷凍室３冷却時の冷却サイクルは比較的低い蒸発温度で運転するため圧縮比が大きく成績係数が冷蔵室２冷却運転に比べて劣っている。冷凍室３は庫内温度を約－２０℃に冷却するために第二の蒸発器９の温度を－２５～－３０℃に設定している。蒸発器と庫内空気との温度差が少ないために蒸発温度を上昇させて低圧縮比の成績係数の良い冷却サイクルを構成するにも熱交換器の性能上限界がある。
【００１８】
省エネを追求するために断熱箱体１の断熱性能を向上させた場合においても、冷凍室３は庫内温度設定が低いために周囲温度との温度差が大きく熱通過量を低減することが比較的困難である。断熱壁厚を厚くすれば内容積の減少や、断熱箱体１の外郭寸法が大きくなり設置スペースの確保が困難となる問題が生じる。
【００１９】
さらに、冷凍室３の温度設定が低いほど、冷凍室３庫内にある第二の蒸発器９の温度を低く設定しなければならないので、圧縮比がますます大きくなる。
【００２０】
本発明は、上記従来の課題を解決するもので、冷凍室冷却時の冷却サイクルの効率を向上させ、省エネ冷凍冷蔵庫を提供することを目的としている。
【００２１】
特に冷凍室を通常の冷凍温度よりも低く設定したときの冷却サイクルの効率を向上させる冷凍冷蔵庫を提供することを目的とする。
【００２２】
また、従来の冷蔵庫は冷凍室３の温度設定が低いほど、冷凍室３庫内にある第二の蒸発器９の温度を低く設定しなければならないので、冷却サイクルの冷媒循環量が低下し、冷凍能力が低下する問題があった。
【００２３】
本発明の他の目的は、冷凍室を通常の冷凍温度よりも低く設定した場合の冷凍能力を確保することである。
【００２４】
また、従来の冷蔵庫は冷蔵室に第一の蒸発器を設けたので、その除霜に加熱手段を用いて、消費電力量を増加させている問題があった。
【００２５】
本発明の他の目的は冷蔵室に備えた第一の蒸発器の除霜に要する消費電力量を削減することである。
【００２６】

また、従来の冷蔵庫は冷蔵室の一部の凍結防止や結露防止のために温度補償ヒーターを用いて加熱を行い、消費電力量を増加させる問題があった。

【００２７】

本発明の他の目的は冷蔵室の温度補償に要する消費電力量を削減することである。

【００２８】

また、従来の冷蔵庫は冷蔵室の保鮮性向上のために、冷蔵室の第一の電動ファンを非冷却中に運転し、着霜した第一の蒸発器を利用して庫内に加湿を行っているが、着霜量が少ない状態では十分な加湿が行えない問題があった。

【００２９】

本発明の他の目的は安定した冷蔵室の高湿化で高品位保鮮が可能となる冷凍冷蔵庫を提供することである。

【００３０】

【課題を解決するための手段】

本発明の請求項１に記載の発明は、冷蔵室と冷凍室を構成する断熱箱体と、前記冷蔵室庫内に第一の蒸発器と前記冷凍室庫内に第二の蒸発器と、圧縮機と凝縮器と前記第一の蒸発器とを備えた冷蔵室冷却サイクルと、前記圧縮機と前記凝縮器とサブクーラーと前記第二の蒸発器とを備えた冷凍室冷却サイクルと、各冷却サイクルを切り替える切替手段とを設け、前記サブクーラーを前記冷蔵室に配設したことを特徴とする。

【００３１】

これにより、冷凍室冷却サイクル運転時において、従来は凝縮器が周囲温度の空気により熱交換されて放熱するが、約０℃～５℃の庫内温度設定である冷蔵室庫内でサブクーラーが放熱するので、冷却サイクルの過冷却度を確保することが可能である。特に周囲温度より低い温度まで、冷却サイクルの過冷却度を確保することが可能である。これにより冷却サイクルの冷凍効果を増大させることができ、冷却サイクルの成績係数（冷凍効果と圧縮仕事との比）を向上させることができる。

【００３２】

また、サブクーラーによる放熱で冷蔵室の負荷量は増加するが、冷蔵室の冷却効率は、比較的高い蒸発温度設定により低圧縮比化が可能であり、冷凍室に比べて成績係数が良いので、消費電力の増加は比較的少なく、総合して冷却サイクルの成績係数が向上するという作用を有する。

【００３３】

請求項２に記載の発明は、請求項１に記載の発明に加え、前記冷凍室庫内温度を通常冷凍温度である－２０℃より低温の温度設定を可能としたことを特徴とするものであり、蒸発温度をより低く設定した場合に、圧縮機の吸入ガス比体積は小さくなる。これにより冷媒循環量が低下するので冷凍能力が低下するが、過冷却度を確保するために冷却サイクルの冷凍効果を増大でき、循環量の低下を補って冷凍能力を増加することができるという作用を有する。

【００３４】

請求項３に記載の発明は、請求項１または請求項２に記載の発明に加えて、前記冷蔵室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と前記凝縮器と第一の減圧手段と前記第一の蒸発器と第一のサクションパイプを環状に接続してあり、前記冷凍室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と前記サブクーラーと第二の減圧手段と前記第二の蒸発器と第二のサクションパイプを環状に接続してあり、前記第二のサクションパイプと前記凝縮器の少なくとも一部を熱交換可能に配設したものであり、キャピラリ通過冷媒を冷却し、冷凍効果を増加せしめることと、圧縮機の吸い込みガス温度を周囲温度程度に上昇させ、圧縮機の吸い込みガスの受熱損失を軽減するとともに、断熱箱体の外部に配設されたサクションパイプの温度低下による結露、さび付きを防止することを両立するものである。

【００３５】

特に冷凍室冷却サイクルの過冷却度を確保する場合は熱交換温度差が減少し、熱交換量が減少するので、比較的温度の高い凝縮器で熱交換を行えば冷凍効果を増加させて成績係数

の向上が可能である。

【００３６】

請求項４に記載の発明は、請求項１から請求項３のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラー出口から前記第二の蒸発器までのサイクル構成部品及び接続配管を前記断熱箱体内に埋設し断熱するものであり、サブクーラーで冷蔵室庫内と熱交換された後に、断熱箱体外部で比較的高温の周囲空気などにより再加熱されることを防止でき、冷却サイクルの成績係数を低下させないという作用を有する。

【００３７】

請求項５に記載の発明は、請求項１から請求項４のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記冷蔵室周囲断熱壁に真空断熱材を用い冷蔵室負荷量を低減したものであり、内容積を減少させたり、外形を大きくすることなく冷蔵室負荷量を低減することができる。ここで冷蔵室負荷量と冷凍室負荷量と比べると冷蔵室負荷量が小さくなるので、比較的成績係数の高い冷蔵室冷却サイクルの運転が減少するところを、冷凍室冷却サイクルの過冷却度を増大させて、成績係数を向上させることによる消費電力量削減の効果が大きくなるという作用を有する。

【００３８】

請求項６に記載の発明は、請求項１から請求項５のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーの少なくとも一部が前記冷蔵室庫内にある前記第一の蒸発器と熱交換可能に配設したことを特徴とするので、冷蔵室冷却サイクルの運転により第一の蒸発器に付着した霜の顕熱及び潜熱を利用して、サブクーラーと熱交換を行うので、除霜用の加熱手段が不要でありその加熱に必要な電力消費を抑制することが可能であるという作用を有する。

【００３９】

さらに霜の蒸発潜熱は熱量が比較的大きいため、サブクーラーの熱交換量も大きくなり、さらに大きな成績係数の向上が可能であるという作用を有する。

【００４０】

また、さらに冷蔵室の庫内においても比較的低温である第一の蒸発器と熱交換することは熱交換量が向上するという作用を有する。

【００４１】

請求項７に記載の発明は、請求項６に記載の発明に加えて、前記第一の蒸発器と前記サブクーラーとがフィンコイルタイプであり、各々フィンを共用して配管パスを構成することを特徴とするので、冷蔵室の庫内を冷却するために熱交換面積を増加させるフィンを兼用して凝縮器の熱交換に用いるためにスペース効率が向上するとともに、凝縮器の熱交換面積を増加させるために、さらに大きな成績係数の向上が可能となるという作用を有する。

【００４２】

請求項８に記載の発明は、請求項６または請求項７のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記第一の蒸発器と前記サブクーラーの熱交換部に蓄冷材を備えたことを特徴とするので、冷蔵室冷却時に蓄冷材に蓄えた冷却能力により凝縮器の放熱を行うので大きな能力が得られるとともに、冷蔵室庫内への温度変動影響を低減するという作用を有する。

【００４３】

本発明の請求項９に記載の発明は、請求項１から請求項８のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーは比較的細径管を用いるものであり、サブクーラーには冷媒が液化して存在するので、管内の容積を減少させることで冷却サイクルに必要な冷媒の使用量を低減することが可能となる。特にＲ６００ａなどの可燃性冷媒を用いる場合は安全設計が比較的容易となる。

【００４４】

請求項１０に記載の発明は、請求項１から請求項９のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が冷蔵室庫内の温度補償用の加熱手段であり、加熱を必要とする部位に熱交換可能に配設するものであり、庫内電気ヒーターを用いずにサブクーラーの放熱により給水装置水タンクの凍結防止や、冷蔵室ダクトを構成するダ

クトパネル背面の結露防止など、凍結や結露の防止が可能であるという作用を有する。
【００４５】
請求項１１に記載の発明は、請求項１から請求項１０のいずれかに記載の発明に加えて、前記冷蔵室庫内に前記第一の蒸発器からの除霜水を受けるドレンパンと除霜水を外部排出するドレンチューブとを備え、前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が前記ドレンパンを加熱するよう近傍に配設された蒸発手段であることを特徴とするので、第一の蒸発器からドレンパンに落下した霜や除霜水を蒸発促進させて、霜残りやドレン凍結を防止するためのヒーター電力を削減することが可能となるという作用を有する。
【００４６】
請求項１２に記載の発明は、請求項１１に記載の発明に加えて、前記ドレンパンは前記ドレンチューブの開口部より下方に除霜水を一旦保水する受け構造であり、前記蒸発手段により庫内加湿することを特徴とするので、庫内に食品が少ない状態であっても、ドレンパンに除霜水を保留し、これをサブクーラーで加熱するので、サブクーラーの能力向上とともに冷蔵室庫内加湿が可能であり、冷蔵室の高湿度化を維持できるという作用を有する。
【００４７】
請求項１３に記載の発明は、請求項１から請求項１０のいずれかに記載の発明に加えて、前記ドレンパンと前記蒸発手段により前記冷蔵室庫内で除霜水を保持して蒸発させ、ドレンチューブや、蒸発皿を設けない構成とすることを特徴とするので、部品点数の削減が可能であるという作用を有する。
【００４８】
【発明の実施の形態】
以下、本発明による冷凍冷蔵庫の実施の形態について、図面を参照しながら説明する。なお、同一構成の部分については重複を避けるため同一符号をつけて説明を省略する。
【００４９】
（実施の形態１）
図１は本発明による実施の形態１における冷凍冷蔵庫の概略断面図であり、図２、図３は、図１における冷凍冷蔵庫の冷却サイクルのモリエル線図である。
【００５０】
ウレタン等で断熱構造をとる断熱箱体１は冷蔵室２と冷凍室３とから構成され、各室に設けられた図示しない扉部の開閉により食品等の被冷却物を出し入れする。冷蔵室２はさらに冷蔵室、野菜室、ボトル室、新温度帯室（パーシャル室やチルド室等）に細分化されている場合もある。また、冷凍室３は自動製氷機を備えたもので製氷室や、温度帯をユーザーが設定可能な切替室に細分化されている場合がある。
【００５１】
図示しない断熱材で構成された扉は回転開閉式のものや、引出し開閉式のものがあり、回転式の扉の場合、庫内に棚が設けられて食品などが区分収納できるものと、回転式扉の内部にさらに引出し収納式のバスケットが多段に区分収納可能に配置されているものがある。引出し式の場合は通常、食品収納用のバスケットが扉に保持され、扉の引出し動作によりバスケットも手前に引き出される構造となっている。
【００５２】
断熱扉と断熱箱体の当接部は図示しない扉の外周に沿って設けられたパッキンでシールされており冷気漏れを防止する。
【００５３】
冷却サイクルは冷蔵室冷却サイクル１４と冷凍室冷却サイクル１５を並列に構成してあり、切替手段である電動３方弁１０により各サイクルを切替可能としてある。
【００５４】
冷蔵室冷却サイクル１４は圧縮機４と凝縮器５とドライヤ１６と切替手段である電動３方弁１０と第一の減圧手段であるキャピラリ６と第一の蒸発器７と第一のサクションパイプ１７とを環状に接続構成してある。
【００５５】

また、冷凍室冷却サイクル１５は圧縮機４と凝縮器５とドライヤ１６と電動３方弁１０とサブクーラー１８と第二の減圧手段であるキャピラリ８と第二の蒸発器９と第二のサクションパイプ１９を環状に接続構成してあり、サイクルの一部を冷蔵室冷却サイクル１４と兼用している。また、途中第二のサクションパイプ１９には第一のサクションパイプ１７との合流部手前に逆止弁１１が設けてある。

【００５６】

冷蔵室２庫内には、第一の蒸発器７と、熱交換した冷気を循環させるための第一の電動ファン（第一の送風手段）１２とを、風路を構成する冷蔵室ダクト２０内に庫内食品収納スペースと区分して設け、冷凍室３庫内には、第二の蒸発器９と、熱交換した冷気を循環させるための第二の電動ファン（第二の送風手段）１３とを、冷蔵室と同様に冷凍室ダクト２１内に設けてある。電動ファンは軸流ファンや、シロッコファン、クロスフローファンなどが用いられる。

【００５７】

凝縮器５は冷蔵室冷却サイクル１４と冷凍室冷却サイクル１５の主要な放熱手段であり、断熱箱体１外部に設けられた図示しない電動ファンによる強制空冷式のものや、断熱箱体外周壁面パネルに熱交換可能に配管を配設した自然空冷式のものや、これらを組み合わせたものが使用されている。

【００５８】

サブクーラー１８は冷凍室冷却サイクル１５の過冷却度を確保するための放熱手段であり、冷蔵室２庫内に熱交換可能に配置される。庫内温度への放熱影響を考慮すると、冷蔵室ダクト２０内に設けることが望ましい。

【００５９】

また一般的に冷却サイクルにはＲ１３４ａやＲ６００ａなどの冷媒が用いられる。

【００６０】

また、図示しない制御手段と温度検知手段によって、圧縮機４や電動３方弁１０や電動ファン１２、１３等が動作される。

【００６１】

以上のように構成された冷凍冷蔵庫について、以下その動作を説明する。

【００６２】

図２は冷蔵室冷却サイクルのモリエル線図を、図３は冷凍室冷却サイクルのモリエル線図を示してある。

【００６３】

各室の冷却は図示しない制御手段と各室に設けられた庫内温度検知手段によって冷蔵室２冷却と冷凍室３冷却が交互に切り替えて行われる。冷蔵室２及び冷凍室３の庫内冷却は、冷却サイクルの運転によって比較的低温となった第一の蒸発器７、第二の蒸発器９と冷蔵室２、冷凍室３の空気が第一の電動ファン１２と第二の電動ファン１３により各々熱交換して冷気が循環することで行われる。

【００６４】

冷却サイクルの運転は冷蔵室冷却サイクル１４の運転と冷凍室運転サイクル１５の運転からなり、以下のように行われる。（）内はモリエル線図上のポイントを示している。冷蔵室冷却サイクル１４の運転は圧縮機４により圧縮された（ｈ１１）冷媒が凝縮器５で放熱され、ドライヤ１６で残留水分やごみなどの不純物を除去された後に、電動３方弁１０で冷却回路が選択されて、第一のキャピラリ６へと供給される（ｈ１２）。キャピラリ６で減圧された冷媒は第一の蒸発器７へと流入し（ｈ１３）、冷蔵室２庫内の空気と熱交換することで蒸発気化する。蒸発気化した冷媒は第一のサクションパイプ１７を通過して圧縮機４へ戻り（ｈ１４）、再度吐出される（ｈ１１）。

【００６５】

圧縮機４の圧縮仕事は理論的に等エントロピー変化として仮定すると、吐出のポイントは（ｈ１６）となる。しかし、圧縮機における、吐出弁、吸入弁の圧力降下やピストン、シリンダ間のガス漏れや受熱による損失により効率が低下する。一般的にこれらの損失によ

る効率低下を圧縮効率で表している。さらに圧縮機４の各摺動部の摩擦など機械的損失により、さらに効率は低下する。一般的にこれら損失による効率低下を機械効率で表している。一般的に圧縮比が高くなるとこれらの効率は低下する。

【００６６】

実際の圧縮仕事は上記効率低下を加味して、理論圧縮仕事に圧縮効率と機械効率を積算して算出する。モリエル線図上では理論上の圧縮機吐出ポイント（ｈ１６）から比エンタルピーが増加する方向となる（ｈ１１）。

【００６７】

この時、例えば断熱箱体１の周囲温度が２５℃であったとすると近年の省エネ冷蔵庫では凝縮温度（Ｔ１１）は温度差５Ｋ程度の約３０℃にまで凝縮温度を低減している。蒸発温度（Ｔ１２）は例えば冷蔵室２の庫内温度５℃にたいして温度差５Ｋ程度の０℃とすると、この時サイクル圧縮比は冷媒をＲ１３４ａとすれば各々の飽和温度相当圧力から凝縮圧力０．７７０２ＭＰａ、蒸発圧力０．２９２８ＭＰａとなりその圧縮比は約２．６と算出される。実際は配管での流路抵抗等により圧力損失を受けるので、圧縮比はこれよりも若干高くなる。

【００６８】

成績係数は冷凍効果と圧縮仕事の比で示されるので冷凍効果が大きいほど、また圧縮仕事が小さいほど成績係数は向上する。モリエル線図上では冷凍効果は蒸発器の入口から出口までの比エンタルピー差を表し、圧縮仕事は圧縮機の吸入から吐出までの比エンタルピー差で表すので、冷凍効果が大きいほど、もしくは圧縮仕事が小さいほど、成績係数が向上するのである。冷凍効果を増大させるためには、過冷却度を大きくとると良く、また圧縮仕事を低減させるためには、圧縮比が小さいほど良い。

【００６９】

但し、圧縮機は蒸発温度が比較的高いサイクルでは吸入比体積の増加により冷媒循環量が増加し、冷凍能力が増大する。低い吸熱量の箱体に適用する場合に、能力過剰となったり、冷媒循環量増加に伴う熱交換器能力不足などを防止するために、インバーターなどの能力制御型のコンプレッサーを用いて、冷凍能力を低減して使用すると、さらに省エネ化において一層の効果大となる。

【００７０】

一方、図３は冷凍室冷却サイクル１５のモリエル線図を示しており、比較のため図中破線は従来の冷凍室冷却サイクルのモリエル線図を示した。

【００７１】

冷凍室冷却サイクル１５の運転は、圧縮機４により圧縮された（ｈ２１）冷媒が凝縮器５で放熱される（ｈ２３）までは冷蔵室冷却サイクル１４と同じであるが、電動３方弁１０で冷却回路が冷凍に選択されて、サブクーラー１８へと冷媒が供給される。サブクーラー１８は冷蔵室２庫内温度に熱交換可能に配設されており、冷媒はさらに放熱されて過冷却液となり、第二のドライヤ１６を通り第二のキャピラリ８へと供給される（ｈ２２）。

【００７２】

キャピラリで減圧された冷媒は第二の蒸発器９へと流入し（ｈ２２）、冷凍室３庫内の空気と熱交換することで蒸発気化する。蒸発気化した冷媒は第二のサクションパイプ１９を通過したのち、第一のサクションパイプ１７との合流点を経て圧縮機４へ戻り（ｈ２４）、再度吐出される（ｈ２１）。途中第二のサクションパイプ１９には逆止弁１１が設けてあり、冷蔵室冷却運転時における冷蔵室冷却サイクル１４からの逆流を防止する。

【００７３】

第一、第二のサクションパイプ１９、２２は低圧圧力損失の低減のため比較的内径の大きい配管で構成している。

【００７４】

この時、例えば断熱箱体１の周囲温度が２５℃であったとすると近年の省エネ冷蔵庫では凝縮温度（Ｔ２１）は温度差５Ｋ程度の約３０℃にまで凝縮温度を低減している。蒸発温度（Ｔ２３）は例えば冷棟室３の庫内温度約－２０℃にたいして－２５℃とすると、この

時サイクル圧縮比は冷媒をＲ１３４ａとすれば各々の飽和温度相当圧力から凝縮圧力０．７７０２ＭＰａ、蒸発圧力０．１０６４ＭＰａとなりその圧縮比は約７．２と算出される。また、冷凍効果をキャピラリ出口（過冷却度は１Ｋとする）から蒸発器出口（冷媒飽和気相線上の交点とする）までとすると比エンタルピ差で１４３．１ｋＪ／ｋｇとなる。

【００７５】

しかしながら、本実施の形態１によれば、凝縮温度（Ｔ２２）は凝縮器５で周囲温度と温度差５Ｋ程度の約３０℃まで放熱を行い（ｈ２２）、その後、サブクーラー１８で冷蔵室２と熱交換されて、例えば、庫内温度との温度差５Ｋ程度の１０℃まで冷媒を過冷却させる。

【００７６】

この時、冷凍室冷却サイクル１５の圧縮比は従来同等の約７．２であり、圧縮仕事も従来同等であるが、過冷却度を確保するために冷凍効果はキャピラリ出口から蒸発器出口（冷媒飽和蒸気線上の交点とする）までとすると比エンタルピ差で１６９．８ｋＪ／ｋｇとなり成績係数が１８．７％向上する。

【００７７】

但し、一方で冷凍室冷却サイクル１５の放熱負荷が冷蔵室２の負荷として加算されるので、成績係数の向上はこれを考慮しなければならない。

【００７８】

以下、図２、図３のモリエル線図を参照しながら、本冷却システムの成績係数の算出について述べる。

【００７９】

まず、従来の冷却サイクルの算出を行う。従来の冷蔵室冷却サイクルのより詳細な条件を示す。図２における冷蔵室冷却サイクル１４のキャピラリ減圧前（ｈ１２）は過冷却度を１Ｋとったポイントを示してある。また圧縮機吸入ポイント（ｈ１４）は蒸発圧力０．２９２８ＭＰａ、温度３０℃のポイントを示してある。第一の蒸発器７の出口を飽和蒸気線上のポイント（ｈ１５）とし、圧縮比２．６における圧縮機４での圧縮効率を８５％、機械効率を９５％とする。

【００８０】

また、冷媒の圧力損失を無視すると、この時の冷凍効果は１５８．３ｋＪ／ｋｇであり圧縮仕事は２８．６ｋＪ／ｋｇとなるので、成績係数は５．５３であることがわかる。ここで冷蔵室２の負荷量をＱ１（Ｗ）、とし圧縮機４の従来冷蔵室冷却サイクルにおける所要動力をＷ１（Ｗ）とすると、（数１）で表される。

【００８１】

【数１】

$$W1 = \frac{1}{5.53} \cdot Q1$$

$$= 0.18 \cdot Q1$$

【００８２】

また、従来の冷凍室冷却サイクルのより詳細な条件を示す。図３の破線で示した従来の冷凍室冷却サイクルにおいてキャピラリ減圧前（ｈ２３）は過冷却を１Ｋとったポイントを示してある。凝縮温度（Ｔ２１）は冷蔵室２と同様に３０度であり、凝縮圧力は０．７７０２ＭＰａとなる。蒸発温度（Ｔ２３）は－２５度であり、蒸発圧力は０．１０６４ＭＰａを示す。圧縮機吸入ポイント（ｈ２４）は蒸発圧力０．１０６４ＭＰａ、温度３０℃のポイントを示してある。第二の蒸発器９の出口を飽和蒸気線上のポイント（ｈ２５）とし、圧縮比７．２における圧縮機４での圧縮効率を７７％、機械効率を９０％とする。

【００８３】

また、冷媒の圧力損失を無視すると、この時の冷凍効果は１４３．１ｋＪ／ｋｇであり圧縮仕事は７４．６ｋＪ／ｋｇとなるので、成績係数は１．９２であることがわかる。ここ

で冷凍室３の負荷量をＱ２（Ｗ）、とし圧縮機４の冷凍室冷却における所要動力をＷ２（Ｗ）とすると、（数２）で表せられる。

【００８４】

【数２】

$$W2=\frac{1}{1.92}\cdot Q2$$

$$=\ 0.52\ \cdot Q2$$

【００８５】

冷蔵室２の所要動力Ｗ１（Ｗ）と冷凍室３の所要動力Ｗ２（Ｗ）の合計が冷却サイクルの所要動力Ｗ０（Ｗ）となるので、（数１）と（数２）とから、（数３）で表すことができる。

【００８６】

【数３】

$$W0=W1+W2$$

$$=0.18\cdot Q1+0.52\cdot Q2$$

【００８７】

よって、断熱箱体の合計負荷量Ｑ０（Ｗ）として冷蔵室負荷量Ｑ１と冷凍室負荷量Ｑ２の比を例えば１：１とすると、従来の冷却サイクルの成績係数は（数４）で求められるように、２．８６となる。

【００８８】

【数４】

$$Q0=Q1+Q2=2\cdot Q1=2\cdot Q2$$

$$W0=0.18\cdot Q1+0.52\cdot Q2=0.7\cdot Q1=0.7\cdot Q2$$

$$\frac{Q0}{W0}=\frac{2\cdot Q1}{0.7\cdot Q1}=2.86$$

【００８９】

同様に本冷却サイクルにおける冷凍室冷却サイクル１５のより詳細な条件を示す。図３の実線で示した冷凍室冷却サイクル１５において、前述の従来サイクルと異なるのはキャピラリ減圧前（ｈ２２）は過冷却度を２０Ｋとったポイントを示してあることである。その他のサイクルは従来と同様に設定してある。

【００９０】

この時、冷媒の圧力損失を無視すると、冷凍効果は１６９．８ｋＪ／ｋｇであり圧縮仕事は７４．６ｋＪ／ｋｇとなるので、成績係数は２．２８であることがわかる。

【００９１】

ここで従来と同一負荷量として冷蔵室２の負荷量Ｑ１（Ｗ）、冷凍室３の負荷量をＱ２（Ｗ）とする。圧縮機４の冷凍室冷却サイクル１５における所要動力をＷ２´（Ｗ）とすると、（数５）で表せられる。

【００９２】

【数５】

$$W2'=\frac{1}{2.28}\cdot Q2$$

$$=\ 0.45\ \cdot Q2$$

【００９３】
この時、図３中の（ｈ２３）から（ｈ２２）に至るサブクーラー１８の放熱負荷は冷蔵室２の庫内負荷Ｑ３（Ｗ）となる。ここでサブクーラー１８における放熱の比エンタルピ差は２６．７ｋＪ／ｋｇとなる。
【００９４】
また、凝縮器５の放熱比エンタルピ差（ｈ２１）～（ｈ２３）は３１６．４ｋＪ／ｋｇであり、サブクーラー１８は凝縮器５の８．４％の放熱能力を必要とすればよい。ここで冷蔵室２への放熱負荷量Ｑ３（Ｗ）は、冷凍室冷却サイクル１５の冷凍効果と冷凍室負荷量Ｑ２と冷媒循環量Ｇ（ｋｇ／ｈ）から（数６）となり、冷凍室負荷量Ｑ２の０．１６倍の負荷量が冷蔵室２に加えられる。これを考慮して圧縮機４の冷蔵室冷却サイクル１４における所要動力Ｗ１´（Ｗ）は（数７）と表せられる。
【００９５】
【数６】

$$\text{冷凍室負荷量}Q2 = 169.8 \cdot G$$

$$\text{冷蔵室への放熱負荷}Q3 = 26.7 \cdot G$$

$$\therefore Q3 = \frac{26.7}{169.8} \cdot Q2 = 0.16 \cdot Q2$$

【００９６】
【数７】

$$W1' = \frac{1}{5.53} \cdot Q1 + \frac{0.16}{5.53} \cdot Q2$$

$$= 0.18 \cdot Q1 + 0.029 \cdot Q2$$

【００９７】
冷蔵室２の所要動力Ｗ１´（Ｗ）と冷凍室３の所要動力Ｗ２´（Ｗ）の合計が冷却サイクルの所要動力Ｗ０´（Ｗ）となるので、（数６）と（数７）とから、（数８）となる。
【００９８】
【数８】

$$W0' = W1' + W2'$$

$$= 0.18 \cdot Q1 + 0.48 \cdot Q2$$

【００９９】
ここで従来と同じく、断熱箱体１の合計負荷量Ｑ０（Ｗ）として冷蔵室負荷量Ｑ１と冷凍室負荷量Ｑ２の比を１：１とすると、本冷却サイクルの成績係数は（数９）で求められるように、３．０３となる。
【０１００】
【数９】

$$Q0 = Q1 + Q2 = 2 \cdot Q1 = 2 \cdot Q2$$

$$W0' = 0.18 \cdot Q1 + 0.48 \cdot Q2 = 0.66 \cdot Q1 = 0.66 \cdot Q2$$

$$\frac{Q0'}{W0'} = \frac{2 \cdot Q1}{0.66 \cdot Q1} = 3.03$$

【０１０１】
計算式からも明らかなように、冷蔵室冷却サイクル１４の成績係数が高く、また冷凍室冷却サイクル１５の成績係数が低いほど効果が大きくなる。また、冷蔵室に比べて冷凍室の負荷量が大きくなるほど効果が大きくなる。

【０１０２】
以上のように、本実施の形態１の冷凍冷蔵庫は冷蔵室２と冷凍室３を構成する断熱箱体１と、冷蔵室冷却サイクル１４と冷凍室冷却サイクル１５を並列に構成し、切替手段である電動３方弁１０により各サイクルを切替可能としてある。
【０１０３】
また、冷蔵室冷却サイクル１４は圧縮機４と凝縮器５とドライヤ１６と切替手段である電動３方弁１０と第一の減圧手段であるキャピラリ６と第一の蒸発器７と第一のサクションパイプ１７とを環状に接続構成してある。
【０１０４】
さらにまた、冷凍室冷却サイクル１５は圧縮機４と凝縮器５とドライヤ１６と電動３方弁１０とサブクーラー１８と第二の減圧手段であるキャピラリ８と第二の蒸発器９と第二のサクションパイプ１９を環状に接続構成してある。サブクーラー１８は冷凍室冷却サイクル１５の過冷却度を確保するための放熱手段であり、冷蔵室２庫内に熱交換可能に配置される。
【０１０５】
また一般的に冷却サイクルにはＲ１３４ａやＲ６００ａなどの冷媒が用いられる。さらに、図示しない制御手段と温度検知手段によって、圧縮機４や電動３方弁１０や電動ファン１２、１３等が動作される。
【０１０６】
以上のように構成されるので、前述の計算結果が示すように、成績係数を６％向上させることができ、冷蔵庫の消費電力量を削減することができる。
【０１０７】
また、冷蔵室冷却サイクル１４を高蒸発温度化した場合に圧縮機４の冷凍能力は冷凍室冷却サイクル１５の冷凍能力に比べて増加し、冷蔵室２の負荷量と冷却量のバランスが崩れ、冷却運転時間が非常に短くなり効率の悪い過渡状態で冷却時間が終了するなど効率を低下させてしまう可能性があるが、冷凍室３の放熱負荷を冷蔵室２に転換することで高蒸発温度化に見合った負荷バランスをとることができる。
【０１０８】
また、逆止弁１１を設けることにより冷却運転停止中電動３方弁１０を閉止することでサイクルの高低圧を維持しガスカットすることが可能であり、冷媒流入による冷凍室３庫内への熱侵入を低減することができる。
【０１０９】
なお、本実施の形態１において、冷凍室３の温度設定を一般的な冷凍温度である－２０℃としたが、冷凍保鮮性の向上や急凍のために、冷凍室３温度を比較的低温の、例えば－３０℃以下の温度や、特に業務用などで一般的に存在する－４０℃の設定を行うなどする場合、従来の冷却サイクルでは低圧圧力の低下により、圧縮機の吸入比体積が減少し、冷凍能力が低下するが、過冷却度を確保し冷凍効果を増加させることで冷凍能力を増加させることができる。
【０１１０】
また、本実施の形態１において、第一、第二のサクションパイプ１９、２０は各々第一、第二のキャピラリ６，８と、たとえば半田付けや溝つきサクションパイプの溝部にキャピラリを圧接し埋め込むなど熱交換可能に構成することで、キャピラリ通過冷媒の冷却を行い、さらに冷凍効果を増加せしめることと、圧縮機４の吸い込みガス温度を周囲温度程度に上昇させ、圧縮機４の吸い込みガスの受熱損失を軽減するとともに、断熱箱体１の外部に配設されたサクションパイプの温度低下による結露、さび付きを防止することを両立することができる。
【０１１１】
特に冷凍室冷却サイクル１５の過冷却度を大きく確保する場合は熱交換温度差が減少し熱交換量が減少するので、第二のキャピラリ８の代わりに圧縮機４や吐出配管部を含む凝縮器５などで熱交換を行えば冷凍効果を増加させて、更なる成績係数の向上が可能である。

【０１１２】
また、本実施の形態１において、冷蔵室２庫内のサブクーラー１８から冷凍室３庫内の第二の蒸発器９までのサイクル構成部品及び接続配管を断熱箱体１のウレタン内に埋設し断熱することにより、冷媒が過冷却後の再加熱による受熱損失を受けて成績係数の低下や、フラッシュガスの発生を防止する。
【０１１３】
また、本実施の形態１において、凝縮器５は図示しない扉外周部のシール部近傍に配設された結露防止手段、いわゆるドライパイプとして配設するものを含むことにより、ヒーターなどの電力消費手段によることなく冷蔵庫開口部周囲の結露を防止することができる。
【０１１４】
さらに、本実施の形態１において、断熱箱体１はウレタンを断熱材に使用し、冷蔵室２の負荷量と冷凍室３の負荷量を１：１としているが、（数３）と（数８）から所要動力の計算式においてＱ１の係数は０．１８と等しく、Ｑ２の係数差が所要動力の低減に寄与しているので、冷蔵室の負荷量Ｑ１が小さいか、もしくは冷凍室の負荷量Ｑ２が大きければより所要動力の低減が大きくなる。特に冷蔵室外周部に真空断熱材を用いて内容積や外容積を犠牲にすることなく負荷量を低減すると、さらに成績係数の向上が見こめる。
【０１１５】
また、本実施の形態１において、冷却サイクルは並列の回路構成により冷蔵室２と冷凍室３とを独立に構成することで各々の部屋の温度影響を受けにくく、冷凍室３庫内にある第二の蒸発器９の低温化や、冷蔵室２庫内にある第一の蒸発器７の高蒸発温度化などに有利であるが、第一の蒸発器７と第二の蒸発器９との直列回路と第二の蒸発器９の単独回路とに構成されたバイパスタイプの冷却サイクルにおいても、第二の蒸発器９単独回路における成績係数の向上が可能である。
【０１１６】
また、本実施の形態１において、圧縮機４にインバーター能力可変タイプを用いて、冷蔵室冷却運転時の冷凍能力低減を行い、高蒸発温度化における冷凍能力の増加を相殺し抑えることで熱交換器を大幅に能力向上させることなく、大型蒸発器によるスペース効率の低下などを防止できる。
【０１１７】
また、本実施の形態１において、切替手段は電動三方弁１０としたが、二方弁の組み合わせとしてもよいし、一つの２方弁とキャピラリなどの流路抵抗差によって切り替えてもよい。かつ、電動三方弁１０等の切替手段は、もちろん省エネのためにパルスモーター式の自己保持型であり、バルブ開閉維持のために電力消費をしない。
【０１１８】
また、本実施の形態１においてサブクーラー１８の配管径を比較的細径管とすることで、凝縮器の容量が減少するので冷媒量が低減できる。また、コスト的にも使用配管材料が減少するので有利である。特にＲ６００ａなどの可燃性冷媒を用いる場合に、安全設計上有利となる。比較的細径管には例えば外径４ｍｍ～３ｍｍの配管で内径３．３ｍｍ～２．０ｍｍの標準的な配管を選択すると、さらにコスト的にメリットが大きい。
【０１１９】
（実施の形態２）
図４は本発明による実施の形態２における冷凍冷蔵庫の概略断面図である。
【０１２０】
本実施の形態２は実施の形態１による冷凍冷蔵庫にさらに、サブクーラー１８の少なくとも一部が冷蔵室２庫内の冷蔵室ダクト２０内に設けられた第一の蒸発器７と熱交換可能に配設されて構成してある。
【０１２１】
以上ように構成された冷凍冷蔵庫について以下その動作を説明する。冷蔵室２は扉開閉や食品の収納などによって生じる水分を冷蔵室冷却サイクル１４の運転時に第一の蒸発器７で冷却する際に除湿する。そのため第一の蒸発器７には着霜が進行する。着霜が進行する

と、蒸発器を通過する空気の風路抵抗が増加し、風量が低下することで冷却能力が低下する。これを防止するために、従来は定期的にヒーターなどで除霜を行っているが、冷凍室冷却サイクル１５運転時にサブクーラー１８を第一の蒸発器７と熱交換可能に配設してあるので、ヒーターの代わりに第一の蒸発器７を加熱して除霜を行う。冷却運転は冷蔵室冷却サイクル１４と冷凍室冷却サイクル１５とを並列に構成し交互に切り替えて行うので、第一の蒸発器７の冷却運転（着霜運転）と、サブクーラー１８の放熱運転（除霜運転）が同時ではなく、交互に運転を行う。

【０１２２】

以上のように、本実施の形態２の冷凍冷蔵庫は実施の形態１による冷凍冷蔵庫にさらに、サブクーラー１８の少なくとも一部分が冷蔵室２庫内の冷蔵室ダクト２０内に設けられた第一の蒸発器７と熱交換可能に設けて構成されてあるので、冷蔵室除霜におけるヒーター入力を削減できる。

【０１２３】

また、サブクーラー１８の冷却に潜熱の大きい霜や氷、水の融解・蒸発現象を利用するので、比較的大きな能力を得ることができ、冷凍室冷却サイクル１５の効率をより向上させることが可能である。

【０１２４】

さらにまた、サブクーラー１８の放熱による庫内への熱影響を緩和することができる。

【０１２５】

さらに、冷蔵室２庫内の高湿度化をヒーター入力消費せずに行う方法として従来第一の電動ファン１２によってオフサイクル運転（冷蔵室冷却サイクル１４運転停止中のファン運転）を行い庫内空気を循環させて着霜した水分を庫内還元していたが、食品に風速を与えることなく高湿化ができるので一層保鮮性を向上させることが低消費電力でできる。

【０１２６】

なお、本実施の形態２においてはフィンコイルタイプである第一の蒸発器７とサブクーラー１８とが各々フィンを共用して配管パスを構成すると、蒸発器と凝縮器の熱伝導がよくなり、除霜及び凝縮器の放熱能力が向上する。また一つの熱交換器を兼用して用いるので低コストに構成でき、工場での部品管理も簡素化できる。

【０１２７】

また、本実施の形態２において、第一の蒸発器７とサブクーラー１８の熱交換部に蓄冷材を備えたので、冷蔵室冷却サイクル１４の運転中に蓄冷し、冷凍室冷却サイクル１５の運転中に放熱を行うことで、サブクーラーの放熱能力を向上させるとともに、冷蔵室２庫内への熱影響を低減することができる。

【０１２８】

また、本実施の形態２においてサブクーラー１８の配管径を比較的細径管とすることで、凝縮器の容量が減少するので冷媒量が低減できる。また、コスト的にも使用配管材料が減少するので有利である。特にＲ６００ａなどの可燃性冷媒を用いる場合に、安全設計上有利となる。比較的細径管には例えば外径４ｍｍ～３ｍｍの配管で内径３．３ｍｍ～２．０ｍｍの標準的な配管を選択すると、さらにコスト的にメリットが大きい。

【０１２９】

（実施の形態３）

図５は本発明による実施の形態３における冷凍冷蔵庫の概略断面図である。

【０１３０】

本実施の形態３は実施の形態１または実施の形態２いずれかによる冷凍冷蔵庫にさらに、サブクーラー１８の少なくとも一部の配管を冷蔵室２庫内の温度補償用の加熱手段２２として、加熱を必要とする部位に熱交換可能に配設する構成としてある。

【０１３１】

なお、加熱手段２２を配設する部位としては、冷凍室３に設けられた図示しない自動製氷装置と冷蔵室２に設けられた給水装置を備え、給水装置水タンクの設置場所の下面もしくは側面に設ける。側面が側壁パネルの場合は側壁パネル断熱材側に加熱手段２２を貼りつ

け構成する。これにより給水タンクの凍結防止が容易に行える。
【０１３２】
また、別の加熱手段２２を配設する部位としては冷蔵室２庫内の冷蔵室ダクト２０を構成するダクトパネル２３の背面に当接する。これにより冷蔵室冷却サイクル１４運転時に蒸発器７が低温となって熱伝導によりダクトパネル２３が冷やされ表面結露するのを防止する。
【０１３３】
（実施の形態４）
図６は本発明による実施の形態４における冷凍冷蔵庫の概略断面図である。
【０１３４】
本実施の形態４は実施の形態１から実施の形態３のいずれかによる冷凍冷蔵庫にさらに、サブクーラー１８のすくなくとも一部の配管を冷蔵室２庫内の蒸発手段２４として、第一の蒸発器７の下方に除霜水を受けるように配設されたドレンパン２５を加熱するようドレンパン２５近傍に配設する。ドレンパン２５から除霜水を断熱箱体１の外部へと放出する経路であるドレンチューブ２６を設け、ドレンチューブ２６の下方で圧縮機４の上方近傍に蒸発皿２７を配置する構成としてある。
【０１３５】
以上のように構成された冷凍冷蔵庫の動作を説明する。
【０１３６】
冷蔵室２は扉開閉や食品の収納などによって生じる水分を冷蔵室冷却サイクル１４の運転時に第一の蒸発器７は着霜する。定期的に除霜することで蒸発器の能力を確保する。除霜時には除霜水が発生し、ドレンパン２５へと流れ込み、ドレンチューブ２６を通り断熱箱体１の外部へと排出される。排出された水は蒸発皿２７に保留される。圧縮機４の運転により蒸発皿２７は暖められるので除霜水は徐々に蒸発していく。ところがドレンパン２５に霜が落下するなどしてドレンパン２５が凍結することを防止するために従来ヒーターを設けていたが、ヒーターの代わりに設けた蒸発手段２４により冷凍室冷却サイクル１５運転時に加熱される。
【０１３７】
以上のように本実施の形態４の冷凍冷蔵庫は、実施の形態１から実施の形態３のいずれかによる冷凍冷蔵庫にさらに、サブクーラー１８のすくなくとも一部の配管を冷蔵室２庫内の蒸発手段２４として、第一の蒸発器７の下方に除霜水を受けるように配設されたドレンパン２５を加熱するようドレンパン２５近傍に配設する。ドレンパン２５から除霜水を断熱箱体１の外部へと放出する経路であるドレンチューブ２６を設け、ドレンチューブ２６の下方で圧縮機４の上方近傍に蒸発皿２７を配置する構成としてあるので、ヒーター入力を消費することなくドレンパン２５の温度補償が可能である。
【０１３８】
なお、本実施の形態４においては通常ドレンパン２５を傾斜させてドレンチューブ２６へと排水を促進する構造をとるが、ドレンチューブ２６の開口部より下方に水受けを構成することで除霜水を一旦庫内に保水する。これを蒸発手段２４によって徐々に蒸発させることで恒常的に冷蔵室２の高湿度化が可能である。
【０１３９】
なお、本実施の形態４において、蒸発手段２４はドレンパン２５の上方に除霜水に着水する構成としたが、ドレンパン２５下部に当接して配設することでも同様であり、かつ蒸発手段２４の防錆処理を行わずにすむのでコスト的に有利である。
【０１４０】
また、本実施の形態４において蒸発皿２７は圧縮機４の上方に配置するとしたが、凝縮器５の少なくとも一部で構成される配管部を蒸発皿２７に熱交換可能に設けることで、自由度が高くスペース効率のよい蒸発皿の配置が可能となる。
【０１４１】
また、本実施の形態４においてはドレンチューブ２６により断熱箱体１の外部へ除霜水を

放出する構成としたが、ドレンパン２５と蒸発手段２４により冷蔵室２庫内で除霜水を保持して蒸発させ、ドレンチューブ２６や、蒸発皿２７を設けない構成とすることで、コスト的に有利であり、また圧縮機４の収納部のスペースを、内容積を広げたり、断熱壁を厚くするなど有効に使用することが可能である。

【０１４２】

【発明の効果】

以上説明したように請求項１に記載の発明は、冷蔵室と冷凍室を構成する断熱箱体と、前記冷蔵室庫内に第一の蒸発器と前記冷凍室庫内に第二の蒸発器と、圧縮機と凝縮器と前記第一の蒸発器とを備えた冷蔵室冷却サイクルと、前記圧縮機と前記凝縮器とサブクーラーと前記第二の蒸発器とを備えた冷凍室冷却サイクルと、各冷却サイクルを切り替える切替手段とを設け、前記サブクーラーを前記冷蔵室に配設したことを特徴とするものであり、冷凍室冷却サイクル運転時において、約０℃～５℃の庫内温度設定である冷蔵室でサブクーラーが放熱するので過冷却度の確保が可能である。

【０１４３】

よって冷凍効果が増加した冷凍室冷却サイクルの運転が可能となり、成績係数の向上が図られる。

【０１４４】

また、冷蔵室の負荷量はサブクーラーからの放熱負荷により増加するが、冷蔵室の冷却効率は、比較的高い蒸発温度設定により低圧縮比化が可能であり、冷凍室に比べて成績係数が良いので、消費電力の増加は比較的少なく、総合して冷却サイクルの成績係数が向上し、冷蔵庫の負荷量に対する消費電力量が低減できる。

【０１４５】

また、請求項２に記載の発明は、請求項１に記載の発明に加え、前記冷凍室庫内温度を通常冷凍温度である－２０℃より低温の温度設定を可能としたことを特徴とするものであり、蒸発温度が低く設定されるために、圧縮機吸入比体積が減少し、冷媒循環量が低下する。このため冷凍室冷却サイクルの冷凍能力は減少するが、サブクーラーによって、冷凍効果を増加させて冷凍能力を増加させることが可能である。

【０１４６】

また、請求項３に記載の発明は、請求項１または請求項２に記載の発明に加えて、前記冷蔵室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と第一の減圧手段と前記第一の蒸発器と第一のサクションパイプを環状に接続してあり、前記冷凍室冷却サイクルは前記圧縮機と前記凝縮器と前記サブクーラーと第二の減圧手段と前記第二の蒸発器と第二のサクションパイプを環状に接続してある。

【０１４７】

さらに前記第二のサクションパイプと前記凝縮器とを熱交換可能に配設したことを特徴とするので、キャピラリ通過冷媒の冷却を行い、冷凍効果を増加せしめることと、圧縮機の吸い込みガス温度を周囲温度程度に上昇させ、圧縮機の吸い込みガスの受熱損失を軽減するとともに、断熱箱体の外部に配設されたサクションパイプの温度低下による結露、さび付きを防止することを両立することができる。

【０１４８】

特に冷凍室冷却サイクルの過冷却度を大きく確保する場合は熱交換温度差が減少し熱交換量が減少するので、温度の高い凝縮器で熱交換を行えば冷凍効果を増加させて成績係数の向上が可能であり、消費電力量の低減が可能である冷凍冷蔵庫を提供できる。

【０１４９】

また、請求項４に記載の発明は、請求項１から請求項３のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーから前記第二の蒸発器までのサイクル構成部品及び接続配管を前記断熱箱体内に埋設し断熱することを特徴とする。これにより、サブクーラーで低温に熱交換後は、再加熱することを防止でき冷却サイクルの成績係数を低下させることがなく、またフラッシュガスの発生を防止することができ信頼性の高い消費電力量を低減した冷凍冷蔵庫を提供できる。

【０１５０】
また、請求項５に記載の発明は、請求項１から請求項４のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記冷蔵室周囲断熱壁に真空断熱材を用い冷蔵室負荷量を低減したことを特徴とするので、内容積を減少させたり、外形を大きくすることなく冷蔵室負荷量を低減することができる。ここで冷蔵室負荷量と冷凍室負荷量と比べると冷蔵室負荷量が小さくなるので冷凍室冷却サイクルの成績係数改善による消費電力量削減の効果が大きくなり、一層の低消費電力の冷凍冷蔵庫を提供できる。
【０１５１】
また、請求項６に記載の発明は、請求項１から請求項５のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーの少なくとも一部が前記冷蔵室庫内にある前記第一の蒸発器と熱交換可能に配設したことを特徴とするので、冷蔵室冷却サイクルの運転により第一の蒸発器に付着した霜の顕熱及び潜熱を利用して、サブクーラーと熱交換を行うので、除霜用の加熱手段が不要であり、その加熱に必要な電力を低減可能である。
【０１５２】
さらに霜の蒸発潜熱は熱量が顕熱に比べてはるかに大きいため、サブクーラーの熱交換量も大きくなり、さらに大きな成績係数の向上が可能であり消費電力量を一層低減可能な冷凍冷蔵庫を提供できる。
【０１５３】
また、請求項７に記載の発明は、請求項６に記載の発明に加えて、前記第一の蒸発器と前記サブクーラーとがフィンコイルタイプであり、各々フィンを共用して配管パスを構成することを特徴とするので、冷蔵室の庫内を冷却するために熱交換面積を増加させるフィンを兼用して凝縮器の熱交換に用いるためにスペース効率が向上するとともに、凝縮器の熱交換面積を増加させるために、さらに大きな成績係数の向上が可能でありかつ兼用により低コストで消費電力量を低減できる冷凍冷蔵庫を提供できる。
【０１５４】
また、請求項８に記載の発明は、請求項６または請求項７のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記第一の蒸発器と前記サブクーラーの熱交換部に蓄冷材を備えたことを特徴とするので、冷蔵室冷却時に蓄冷材に蓄えた冷却能力によりサブクーラーの放熱を行うので大きな能力が得られるとともに、冷蔵室庫内への温度変動影響を低減することができる。
【０１５５】
また、請求項９に記載の発明は、請求項１から請求項８のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーは蒸発器を構成する配管の径よりも小さい配管を用いて構成することを特徴とするので、サブクーラーの配管部には冷媒が液化して存在するので、管内の容積を減少させることで冷却サイクルに必要な冷媒の使用量を低減することが可能であるという作用を有する。特にＲ６００ａなどの可燃性冷媒を用いる場合は安全設計が比較的容易となる。さらに、配管使用材料が減少するのでコスト的にも有利である。
【０１５６】
また、請求項１０に記載の発明は、請求項１から請求項９のいずれか一項に記載の発明に加えて、前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が冷蔵室庫内の温度補償用の加熱手段であり、加熱を必要とする部位に熱交換可能に配設することを特徴とするので、庫内電気ヒーターを用いずに凝縮器の放熱により凍結防止や庫内結露防止が可能でありヒーター入力の低減が可能な省エネ冷凍冷蔵庫を提供できる。
【０１５７】
また、請求項１１に記載の発明は、請求項１から請求項１０のいずれかに記載の発明に加えて、前記冷蔵室庫内に前記第一の蒸発器からの除霜水を受けるドレンパンと除霜水を外部排出するドレンチューブとを備え、前記サブクーラーの少なくとも一部の配管が前記ドレンパンを加熱するよう近傍に配設された蒸発手段であることを特徴とするので、第一の蒸発器からドレンパンに落下した霜や除霜水を蒸発促進させて、霜残りやドレン凍結を防止するためのヒーター電力を削減することが可能な省エネ冷凍冷蔵庫を提供できる。
【０１５８】

また、請求項１２に記載の発明は、請求項１１に記載の発明に加えて、前記ドレンパンは前記ドレンチューブの開口部より下方に除霜水を一旦保水する受け構造であり、前記蒸発手段により庫内加湿することを特徴とするので、庫内に食品が少ない状態であっても、ドレンパンに除霜水を保留し、これを凝縮器で加熱するので、凝縮器の能力向上とともに冷蔵室庫内加湿が可能であり、冷蔵室の高湿度化を維持でき、冷蔵室庫内食品の保鮮性を向上する冷凍冷蔵庫を提供できる。

【０１５９】

また、請求項１３に記載の発明は、請求項１から請求項１０のいずれかに記載の発明に加えて、前記ドレンパンと前記蒸発手段により前記冷蔵室庫内で除霜水を保持して蒸発させ、ドレンチューブや、蒸発皿を設けない構成とすることを特徴とするので、部品点数の削減が可能であり低コストな冷凍冷蔵庫を提供できる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の実施の形態１の冷凍冷蔵庫の概略断面図

【図２】同実施の形態の冷凍冷蔵庫の冷却サイクルのモリエル線図

【図３】同実施の形態のモリエル線図

【図４】本発明の実施の形態２の冷凍冷蔵庫の概略断面図

【図５】本発明の実施の形態３の冷凍冷蔵庫の概略断面図

【図６】本発明の実施の形態４の冷凍冷蔵庫の概略断面図

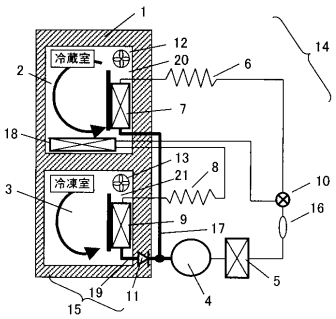
【図７】従来の冷凍冷蔵庫の概略断面図

【符号の説明】

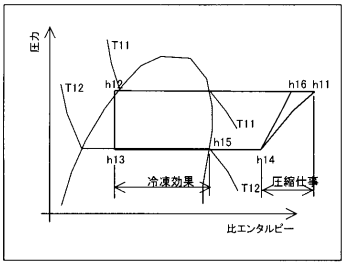
1　断熱箱体
2　冷蔵室
3　冷凍室
4　圧縮機
5　凝縮器
6　第一のキャピラリ（第一の減圧手段）
7　第一の蒸発器
8　第二のキャピラリ（第二の減圧手段）
9　第二の蒸発器
１０　電動３方弁（切替手段）
１４　冷蔵室冷却サイクル
１５　冷凍室冷却サイクル
１７　第一のサクションパイプ
１８　サブクーラー
１９　第二のサクションパイプ
２２　加熱手段
２３　ダクトパネル
２４　蒸発手段
２５　ドレンパン
２６　ドレンチューブ
２７　蒸発皿

【図１】

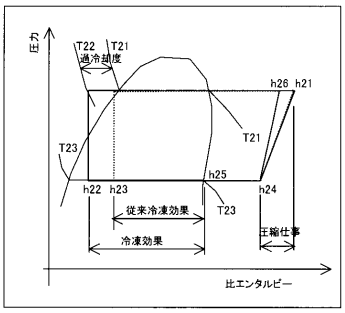
1. 断熱箱体
2. 冷蔵室
3. 冷凍室
4. 圧縮機
5. 凝縮器
6. 第一のキャピラリ(第一の減圧手段)
7. 第一の蒸発器
8. 第二のキャピラリ(第二の減圧手段)
9. 第二の蒸発器
10. 電動三方弁(切替手段)
14. 冷蔵室冷却サイクル
15. 冷凍室冷却サイクル
17. 第一のサクションパイプ
18. サブクーラー
19. 第二のサクションパイプ



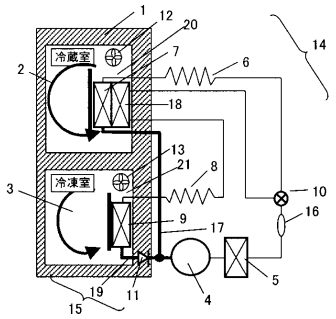
【図２】



【図３】

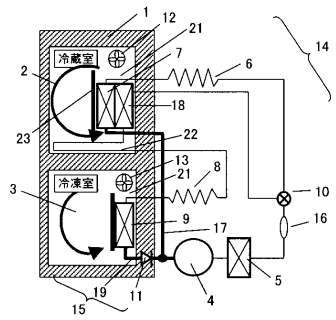


【図４】



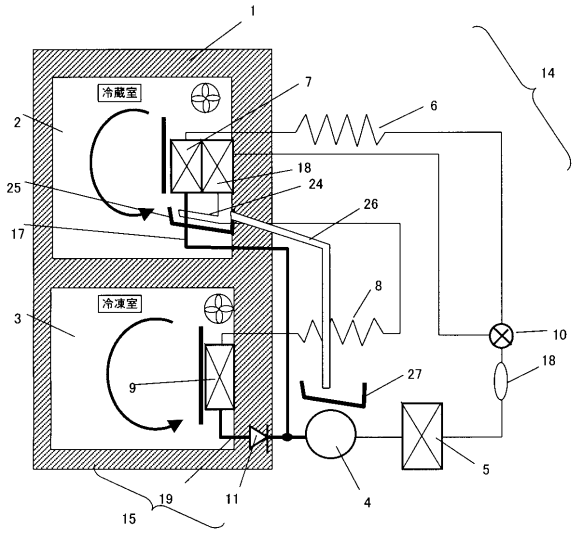
【図５】

22. 加熱手段

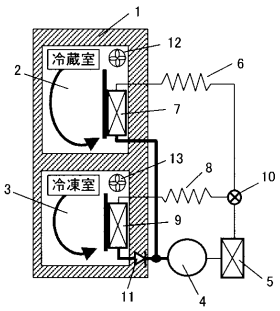


【図６】

24. 蒸発手段
25. ドレンパン
26. ドレンチューブ
27. 蒸発皿



【図７】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.[7]	FI	テーマコード（参考）
Ｆ２５Ｄ 23/06	Ｆ２５Ｄ 23/00 ３０２Ｄ	
	Ｆ２５Ｄ 23/06 Ｖ	

(72)発明者 小山田 真
滋賀県草津市野路東二丁目３番１－２号 松下冷機株式会社内

Ｆターム(参考) 3L045 AA03 BA01 CA02 DA02 HA03 KA14 PA01 PA05
3L048 AA04 BA01 BC02 CA02 CB03 CC06 CC07 CD03 FA01 GA02
GA03
3L102 JA01 MB29