

令和2年12月1日判決言渡 同日原本交付 裁判所書記官

平成29年(ワ)第28541号 損害賠償請求事件

口頭弁論終結日 令和2年8月27日

判 決

5

原 告 株式会社豊田自動織機

同訴訟代理人弁護士 永 島 孝 明

同 安 國 忠 彦

10

同訴訟代理人弁理士 伊 東 正 樹

同 中 村 敬

同 磯 田 志 郎

被 告 ハノンシステムズ・ジャパン株式会社

15

同訴訟代理人弁護士 澤 野 正 明

同 尾 崎 英 男

同 上 野 潤 一

同 日 野 英 一 郎

20

同 李 知 珉

同訴訟復代理人弁護士 金 竜 貴

主 文

25

1 被告は、原告に対し、4億3830万0840円及びこれに対する平成29年9月1日から支払済みまで年5分の割合による金員を支払え。

2 原告のその余の請求を棄却する。

3 訴訟費用は、これを5分し、その2を被告の負担とし、その余を原告の負担とする。

4 この判決は、第1項に限り、仮に執行することができる。

## 事 実 及 び 理 由

### 5 第1 請求

被告は、原告に対し、10億円及びこれに対する平成29年9月1日から支払済みまで年5分の割合による金員を支払え。

### 第2 事案の概要

10 本件は、名称を「ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造」とする発明に係る特許権を有する原告が、被告の輸入・販売する別紙イ号物件目録及び別紙ロ号物件目録記載の各圧縮機（以下「被告各製品」という。）は本件特許権に係る発明の技術的範囲に属すると主張して、被告に対し、不法行為又は不当利得に基づき、損害賠償金又は不当利得金●（省略）●のうち10億円及びこれに対する訴状送達日の翌日である平成29年9月1日から支払済みまで民法（平成29年法律第15 44号による改正前のもの。以下同じ。）所定の年5分の割合による遅延損害金の支払を求める事案である。

1 前提事実（当事者間に争いが無いか、証拠（後掲）及び弁論の全趣旨により容易に認定することができる事実）

#### (1) 当事者

20 ア 原告は、繊維機械、産業用運搬車両、自動車その他一般機械器具等及びその部品の輸入、販売等を業とする株式会社である（弁論の全趣旨）。

イ 被告は、自動車用及び産業機器用の空調、温調及び冷却システム等の設計、開発、製造、販売、輸入及び輸出等を業とする株式会社である（争いのない事実）。

#### 25 (2) 原告が有する特許権

原告は、以下の特許権（以下「本件特許権」といい、その特許を「本件特

許」といい、その特許請求の範囲請求項1の発明を「本件発明」という。また、本件特許に係る明細書及び図面を「本件明細書等」といい、その内容は別紙特許公報記載のとおりである。また、以下の優先日を「本件優先日」という。)を有している(争いのない事実)。

5 特許番号 第4304544号

発明の名称 ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造

出願日 平成19年12月27日

優先日 平成13年11月21日

登録日 平成21年5月15日

10 (3) 本件発明の内容

後記の本件訂正前の本件発明に係る特許請求の範囲の記載は、別紙特許公報記載のとおりである(争いのない事実)。

(4) 特許庁における手続等

ア 被告は、平成27年5月1日、特許庁に対し、本件特許について無効審判の請求をした(無効2015-800122)ところ、原告は、平成28年3月7日、本件特許の特許請求の範囲請求項1について訂正請求(以下「本件訂正請求」といい、これによる訂正を「本件訂正」という。)をし、特許庁は、同年9月23日、本件訂正請求を認め、被告による無効審判請求は成り立たない旨の審決(以下「別件第1審決」という。)をした。被告は別件第1審決の取消しを求める審決取消訴訟を提起した(平成28年(行ケ)第10231号)が、知的財産高等裁判所は、平成29年10月26日に被告の請求を棄却する旨の判決をし、その後、同判決は確定し、別件第1審決は確定した。(争いのない事実、甲8、13)

イ 被告は、平成30年2月7日、特許庁に対し、本件訂正後の本件特許の請求項1について無効審判の請求をした(無効2018-800013号)ところ、特許庁は、同年12月26日、「本件審判の請求は成り立たな

い。」との審決をした。被告は、当該審決の取消しを求める審決取消訴訟を提起した（平成31年（行ウ）第10016号）が、知的財産高等裁判所は、令和2年1月29日に被告の請求を棄却する旨の判決をした。（甲27）

5 (5) 本件訂正発明について

ア 本件訂正発明の内容

本件訂正後の本件発明（以下「本件訂正発明」という。）の内容は、以下のとおり（下線部分は本件訂正により追加された部分）である（争いのない事実）。

10 シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、前記シ  
15 リンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路と、吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し、前記シリンダブロッ  
20 クは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し、前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部

分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

イ 本件訂正発明の構成要件の分説

本件訂正発明を構成要件に分説すると次のとおりである（以下、それぞれの記号に従い「構成要件A」などという。）（争いのない事実）。

A シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、

B 前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路と、

C 吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し、

D 前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し、

E 前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、

F 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした

G ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

#### (6) 被告の行為

被告は、被告各製品を輸入し、日本国内において販売していたが、被告各製品は、平成29年4月、設計変更された（争いのない事実、乙6、7）。

#### (7) 被告各製品の構成

被告各製品のうち別紙イ号物件目録記載の被告製品（以下「被告製品1」という。）の構造は別紙イ号物件説明書のとおりであり、別紙ロ号物件目録

記載の被告製品（以下「被告製品2」という。）の構造は、別紙口号物件説明書のとおりである（なお、その構造の一部（下線を付した部分）については争いがある。）（争いのない事実）。

(8) 被告各製品における本件訂正発明の構成要件充足性

5 被告各製品は、本件訂正発明の構成要件B、D及びGを充足する（争いのない事実）。

(9) 先行文献

本件優先日（平成13年11月21日）よりも前に公開された文献として、以下のものが存在する。

10 ア 日本電装公開技報 整理番号57-088（公開日昭和63年1月15日。乙11。以下「乙11公開技報」といい、乙11公開技報に記載された発明を「乙11発明」という。）

イ 特開平10-18971号公報（公開日平成10年1月20日。乙14。以下「乙14公報」という。）

15 ウ 特開平9-60584号公報（公開日平成9年3月4日。乙15。以下「乙15公報」という。）

エ 特開平9-42153号公報（公開日平成9年2月10日。乙16。以下「乙16公報」という。）

20 オ 特開平8-61239号公報（公開日平成8年3月8日。乙17。以下「乙17公報」という。）

カ 特開平7-63165号公報（公開日平成7年3月7日。乙18。以下「乙18公報」という。）

キ 特開平8-144946号公報（公開日平成8年6月4日。乙19。以下「乙19公報」という。）

25 ク 実公昭58-46263号公報（公開日昭和58年10月21日。乙20。以下「乙20公報」という。）

ケ 特開平7-301177号公報（公開日平成7年11月14日。乙21。  
以下「乙21公報」という。）

コ 日本電装公開技報 整理番号106-047（公開日平成8年1月15  
日。乙22。以下「乙22公開技報」といい、乙22公開技報に記載され  
た発明を「乙22発明」という。）

サ 特開平8-61230号公報（公開日平成8年3月8日。乙23。以下  
「乙23公報」といい、乙23公報に記載された発明を「乙23発明」と  
いう。）

シ 特開平7-293431号公報（公開日平成7年11月7日。乙28。  
以下「乙28公報」といい、乙28公報に記載された発明を「乙28発明」  
という。）

ス 特開平8-334085号公報（公開日平成8年12月17日。乙29。  
以下「乙29公報」といい、乙29公報に記載された発明を「乙29発明」  
という。）

セ 特開平7-63165号公報（公開日平成7年3月7日。乙30。以下  
「乙30公報」といい、乙30公報に記載された発明を「乙30発明」と  
いう。）

## 2 争点

(1) 被告各製品が本件訂正発明の技術的範囲に属するか

ア 構成要件Aの「ロータリバルブ」の充足性

イ 構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」及び構成  
要件Fの「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」の充足性

ウ 構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接  
支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」の充足性

(2) 本件訂正発明に係る特許は特許無効審判により無効にされるべきものか

ア 無効理由1 本件訂正が訂正要件違反か否か



イ 無効理由 2 乙 1 1 発明による新規性欠如, 乙 1 1 発明及び周知技術による進歩性欠如

ウ 無効理由 3 乙 2 2 発明及び周知技術による進歩性欠如

エ 無効理由 4 乙 2 3 発明及び周知技術による進歩性欠如

5 オ 無効理由 5 乙 2 9 発明による新規性欠如, 乙 2 9 発明及び周知技術による進歩性欠如

カ 無効理由 6 乙 3 0 発明及び周知技術による進歩性欠如

キ 無効理由 7 実施可能要件又はサポート要件違反

ク 無効理由 8 乙 2 8 発明及び周知技術による進歩性欠如

10 (3) 損害額及び不当利得額

(4) 消滅時効の成否

### 第 3 争点に対する当事者の主張

1 争点(1)ア (構成要件 A の「ロータリバルブ」の充足性) について

[原告の主張]

15 被告各製品のシャフト 5 0 は, 回転弁として機能し, 構成要件 A の「ロータリバルブ」に相当する。

[被告の主張]

20 被告各製品のシャフト 5 0 は, 回転弁として機能することはなく, シャフト 5 0 のうち, フロント側通路 2 3 及びリヤ側通路 3 3 に対応する部分のみが, 回転弁 (ロータリバルブ) としての機能を有する。

2 争点(1)イ (構成要件 C の「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」及び構成要件 F の「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」の充足性) について

[原告の主張]

25 (1) 構成要件 C の「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」の解釈

構成要件 C の「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」とは, 吐出

行程におけるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢し、ロータリバルブの外周面を吸入通路の入口に近づける手段を意味するのであり、このような手段を具備していれば、本件訂正発明の効果を奏する。

## (2) 被告各製品の構成要件C及び同Fの充足

被告各製品は、吐出行程において、ピストン60が移動する方向とは反対向きの「圧縮反力F」が作用し、この圧縮反力Fは、シュー61、斜板51、フロント側スラスト軸受70及びリヤ側スラスト軸受80を介してシャフト50（回転弁）に伝達され、斜板51の径中心部を中心としてシャフト50を傾かせようとする。これによって、シャフト50（回転弁）は、吐出行程中のシリンダボア22に連通するフロント側通路23の入口に向けて付勢される。

したがって、被告各製品は、構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」を充足し、構成要件Fの「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」を充足する。

## (3) 被告の主張について

ア 被告は、被告各製品は「厳密なクリアランス管理」により冷媒漏れの防止を行っていることから本件訂正発明を実施する必要がない旨主張する。

しかし、平成27年9月15日付け「実験結果報告書」（甲10。以下「甲10報告書」という。）によれば、被告各製品は、実際に運転中、吐出行程にあるシリンダボアのフロント側通路に向けて近づくようにシャフトの外周面が変位することが確認されている。そして、被告が提出する2015年（平成27年）11月20日付け「実験結果報告書(2)」（乙3。以下「乙3報告書」という。）によれば、クリアランスが30 $\mu$ mの被告製品よりクリアランスの精度を50 $\mu$ mと低くした被告製品においても体

積効率は異ならないことが示されており、これは、被告各製品が、「冷媒の漏れ難さは、前記クリアランスの要求精度が低い場合も殆ど変わらない。クリアランスの要求精度が低い場合にも、圧縮機における体積効率が向上する」（本件明細書等【0043】）という本件訂正発明の作用効果を得ていることを裏付ける。また、被告が主張の根拠とする2014年（平成26年）10月27日付け「試験分析証明書」（乙4。以下「乙4証明書」という。）の試験結果は本件訂正発明の構成要件の解釈に影響を及ぼすものではなく、また、これによって被告各製品が構成要件を充足しないことになるものでもない。

イ 被告は、被告各製品は、シャフトの変位を抑制する構造であるなどと主張して構成要件の充足を争うが、被告各製品は、シャフト50の外周面とシャフト用孔21、31の内周面との間に30 $\mu$ mの隙間を有し、その範囲においてシャフト50の変位が許容された構成であり、また、運転中の実験装置1～3においてシャフトの変位が確認されている（甲10報告書）。

#### [被告の主張]

##### (1) 構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」の解釈

本件訂正発明が解決しようとする課題は、冷媒漏れやそれによる体積効率の低下であり、「前記吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢する構成」（構成要件C）が「吸入通路からの冷媒漏れ防止に寄与する」（本件明細書等【0008】）と記載されていることから明らかなように、圧縮反力伝達手段によるロータリバルブの付勢によって、冷媒漏れ防止等の効果が得られなければならない。そして、本件訂正発明の目的とする効果を得るためには、圧縮・吐出行程にあるピストンに対する圧縮反力がシュー、斜板、スラスト軸受を介して回転軸に伝達し、回転軸が傾いたというだけでは実現せず、間欠的な付勢動作が適切な変位量とタイミングで行われるように緻密な

設計が必要である。

したがって、本件訂正発明の上記作用効果を奏する付勢がされない場合には、構成要件Cの充足性は認められない。

(2) 被告各製品の構成要件C及び同Fの非充足

5 ア 被告各製品は、①シャフトとシャフト用孔を極めて高精度に仕上げ、クリアランスを30 $\mu$ mに設定する構造を採用し、②ラジアル軸受は、斜板  
取付け部とスラスト軸受を除く全領域でシャフトを支持する軸受とし、更  
に、軸受がシリンダブロックの外側に突き出る長い構造を採用することによ  
10 って、厳密なクリアランス管理をし、シャフトの動きを伴うことなく、  
冷媒が吸入通路の入口から漏出するのを防止しており、シリンダが吸入行  
程にある期間以外は、吸入通路の入口を「常時、実質的な油膜による閉鎖  
状態」（本件訂正発明のようなシャフトの変位による通路入口の閉鎖を伴  
わない、クリアランスと油膜による実質的な閉鎖状態）としている。

乙3報告書は、クリアランスが30 $\mu$ m及び50 $\mu$ mでは体積効率はほ  
15 とんど変わらず、それより大きな70 $\mu$ m以上のクリアランスでは体積効  
率が明らかに落ちたことを明らかに示している、回転軸と軸孔のクリアラ  
ンスの幅を狭く管理することが、体積効率において有効であることは明らか  
であり、被告各製品におけるクリアランスを30 $\mu$ mに精緻に管理するこ  
と及びこれを前提にロータリバルブ及びその近傍において一定の厚みを有  
20 する油膜を形成することが、冷媒漏れ防止に寄与し、体積効率の向上の効  
果をもたらしている。また、乙4証明書は、被告製品1（RS-15）の  
スラスト軸受をNOダンピング構造にした比較実験の結果を示すものであ  
り、乙4証明書から、被告製品1と比較装置で体積効率に有意な違いが存  
在しないことが明らかになっており、このことから、被告各製品では、そ  
25 の体積効率に対し、圧縮反力に起因するシャフトの変位の寄与が存在して  
おらず、本件訂正発明による冷媒漏れ防止の効果は得られていない。

イ また、被告各製品では、上記②の構造をとることにより、吐出行程での圧縮反力によりシャフトに力が加わった場合にも、シャフトの変位が抑制され、傾き難くなっている。さらに、圧縮反力は、ピストンから斜板を介してスラスト軸受に伝達されるが、スラスト軸受から回転軸に及ぶ力やそれによる変異は、スラスト軸受を斜板及びシリンダブロックの端面に結合（スラスト荷重吸収機能を付与しない結合）することにより抑制することができる。被告各製品では、部品の寸法誤差による組付け誤差の吸収の機能のために、このような結合をせずにスラスト荷重吸収機能を付与する取付けをしている。この取付けは、スラスト荷重から回転軸に力が伝わり、回転軸が変位するので、被告各製品では、さらに、スラスト軸受を斜板の環状凸部とシリンダブロックの端面ではさんで予圧を加え、これによって、はさみ込む力で予め軸受をたわませているので、圧縮反力による更なるたわみを抑制することができる。これにより、変位に起因する騒音、振動、破損等を防止している。

ウ 上記のように、被告各製品は、クリアランスを厳密に管理して冷媒漏れ防止を達成するものであり、意図的に本件訂正発明による冷媒漏れ防止を行わないものであり、また、シャフトの変位を抑制する構造となっており、シャフトの変位を利用する本件訂正発明とは構造上整合しない。そうすると、被告各製品は、構成要件Cの「圧縮反力伝達手段」を有さず、また、構成要件Fの「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」も有さず、構成要件C及び同Fを充足しない。

### (3) 原告の主張について

原告は、甲10報告書を根拠として、被告各製品において吐出行程にあるシリンダボアのフロント側通路に向けて近づくようにシャフトの外周面が変位していることが確認されたと主張する。

しかし、甲10報告書記載の実験は、①クリアランスの容積の大部分を試

5 験用粉体が満たしている状況の実験であること、②シャフトとシャフト用孔の間隙が15 μmであるところ、粒径が8 μmの粒子が混在する粉体が混入されていること、③シャフトの先端が大きく削られていることからすれば、上記実験は、被告製品の正常な動作とはいえない運転により行われたものである。かえって、甲10報告書記載の実験では、「比較装置」の試験もしているところ、「比較装置」は試験用粉体を混入しない正常動作をする被告製品であり、その実験結果によればシャフトの外周面の表面粗さはほぼ均一であることが示されており、これは、被告各製品の正常運転では、圧縮反力の伝達はあるが、シャフト外周面とシャフト用孔の内周面が接触するような変異が生じていないことを示している。

10 3 争点(1)ウ（構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」の充足性）

[原告の主張]

15 (1) 「唯一のラジアル軸受手段」の解釈

本件訂正発明は、「カム体からロータリバルブ側にラジアル軸受手段が設けられていない領域があること」を要件としていない。「唯一のラジアル軸受手段」とは、複数のラジアル軸受手段から、当該ラジアル軸受手段が唯一採用されたと解すべきであり、本件訂正発明の「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とは、カム体からロータリバルブ側における回転軸の部分について、直接支持されたラジアル軸受手段のほかにラジアル方向の軸受手段が存在しないことを意味する。

20 (2) 被告各製品の構成要件Eの充足

被告各製品は、シャフト用孔21, 31の内周面にシャフト50（回転弁）の外周面が直接支持されており、シャフト50は、シャフト用孔21, 31の内周面とシャフト50（回転弁）の外周面とからなるラジアル軸受手段の

みによって支持されており、この支持構造がシャフト50の斜板51よりも前側及び後側に関する唯一のラジアル軸受手段である。

したがって、被告各製品は、構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」を充足する。

[被告の主張]

(1) 「唯一のラジアル軸受手段」の解釈

本件明細書等【0040】には、「ラジアル軸受手段であるシール周面113は、斜板23からロータリバルブ35側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段である」との記載があり、シール周面113のラジアル軸受手段が唯一で、他にラジアル軸受手段が存在しないことを記載している（【0041】もリヤ側について同じ。）。本件明細書等の図1の回転軸のシール周面113（123）以外の部分には軸受けが設けられておらず、シール周面113（123）がそれぞれ斜板23からロータリバルブ35（36）側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段となっている。そして、本件明細書等【0042】には、「斜板23からロータリバルブ35側における回転軸21の部分に関する唯一のラジアル軸受手段によって回転軸21を支持する構成は、吸入通路33A、34Aの入口331、341をロータリバルブ35、36によって塞ぐ作用を高める。」と記載されており、「唯一のラジアル軸受手段」は、「直接支持」の支持構成とは別の「塞ぐ作用を高める」ための構成である。これらや本件明細書等【0044】の記載によれば、構成要件Eの「前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」が「前記カム体から前記ロータリバルブ側における回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」であるとの構成は、回転軸を傾きやすくする目的で、「ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段」をカム体からロータリバルブ側における回

回転軸の「唯一のラジアル軸受手段」とし、それ以外の部分にはラジアル軸受手段を設けないことを意味するものである。

したがって、「唯一のラジアル軸受手段」とは、回転軸が軸受けされる位置が複数ある中で当該ラジアル軸受手段の位置が唯一の支持部であり、カム体からロータリバルブ側にラジアル軸受手段が設けられていない領域があることを意味する。

#### (2) 被告各製品の構成要件Eの非充足

被告各製品は、シャフト用孔21、31全体においてシャフト50全体を支持しており、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブを直接支持」する構成となっていない。

また、被告各製品は、カム体からロータリバルブ側には、シリンダブロックの外側に至る全領域でラジアル軸受が設けられており、また、シリンダブロックの外側に形成された、突き出る長い構造としてシリンダブロックの外側においても軸受が形成されシャフトが傾かない構造となっており、カム体からロータリバルブ側の全領域がシャフトを支えるラジアル軸受となっていて、構成要件Eの「唯一のラジアル軸受手段」を備えたものとはいえない。

#### 4 争点(2)ア（無効理由1：本件訂正が訂正要件違反か否か）

##### [被告の主張]

(1) 本件明細書等には、ロータリバルブが円筒形状であることや周面に溝や凹部等が設けられないことの技術的意義について何ら記載されていないが、ロータリバルブを備えた圧縮機においてロータリバルブを構成する回転軸の外周面に溝や凹部を設けることは慣用技術であり、かつ、これらの慣用技術の構成や目的は、本件発明の構成、目的ないし作用効果等と矛盾しない。そして、原告も凹部や溝が存在する製品を販売しており、願書に添付された図面に凹部や溝が示されていなかったとしても、そこに凹部や溝が存在することを考えることができる。



そうすると、本件訂正により付加された構成は、本件明細書等に記載されていない新規事項の追加に当たり、本件訂正は、特許法134条の2第9項、126条5項に違反する。

5 (2) 本件訂正前の本件発明と本件訂正発明は、いずれも特定の構成によってロータリバルブを「付勢」するものであり、本件訂正前の本件発明の作用効果である「付勢」の持つ意味は、本件訂正による構成の付加により変更されているはずである。ところが、本件訂正の前後で同じ「付勢」という文言が用いられ、構成が付加されたにもかかわらず、本件訂正後も本件訂正前と同じ作用効果が生じているような記載となっている。

10 このような本件訂正は、実質的に「特許請求の範囲の減縮」には該当せず、特許法134条の2第1項に違反する。

#### [原告の主張]

15 本件訂正は、「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ」という記載を追加することにより、導入通路の出口以外、ロータリバルブの外周面に溝、凹部等が設けられていないことを明確にしたものである。

20 本件明細書等の図1ないし5にはロータリバルブの外周面に導入通路を除いて溝や凹部等は設けられておらず、ロータリバルブ35、36の外周面が円筒形状であることを把握できる。また、本件明細書等には「ロータリバルブ形成箇所

の軸径」(【0066】)との記載がありロータリバルブは軸孔内において回転し、回転に伴ってロータリバルブの導入通路を間欠的に吸入通路と連通するものであるから、ロータリバルブの外周面は、導入通路の出口を除いて円筒形状となる。

25 そして、本件発明の作用効果は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢し、ロータリバルブの外周面を吸入通路の入口に近づけることによって、圧縮室内の冷媒が吸入通路から漏れ難

くなり、体積効率を向上させるというものであるところ、このような本件発明の作用効果に照らしても、導入通路の出口以外、ロータリバルブの外周面に溝、凹部等が設けられておらず、ロータリバルブの外周面が導入通路の出口を除いて円筒形状とされているという構成は、当業者が、本件特許の明細書又は図面から把握できる事項である。

したがって、「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ」という記載は、願書に添付した明細書又は図面に記載した事項の範囲内においてされたものであることは明白である。

- 5 争点(2)イ（無効理由2：乙11発明に基づく新規性欠如又は乙11発明及び  
10 周知技術に基づく進歩性欠如）

[被告の主張]

(1) 乙11発明について

乙11公開技報には次のとおりの乙11発明が記載されている。

- a :ハウジングにおけるシャフトの周囲に配列された複数のシリンダ内に  
15 ピストンを收容し、前記シャフトの回転に斜板を介して前記ピストンを連  
動させ、前記シャフトと一体化されていると共に、前記ピストンによって  
前記ハウジング内に区画されるシリンダに冷媒を導入するための横穴を有  
するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、
- b :前記シリンダに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記  
20 横穴と間欠的に連通する吸入通路と、
- d :前記ハウジングは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔を  
有し、
- e' :前記横穴の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロー  
タリバルブの外周面は、前記横穴の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸  
25 入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロ  
ータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブ

を介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、さらに、斜板からロータリバルブより離れた箇所において、前記軸孔の内周面に前記シャフトの外周面が一对のラジアル軸受により支持されており、

f' : 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダに対応する一对のロータリバルブが前記シャフトと一体的に回転し、前記ロータリバルブの各横穴は前記シャフト内に形成された吸入連通穴を介して連通し、前記斜板は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記シャフトの軸線の方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段は、前記ハウジングの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記ハウジングの突条の径よりも大きくした

g : ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

(2) 一致点について

本件訂正発明と乙11発明は、以下の点で一致する。

- A : シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、
- B : 前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路と、
- D : 前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し、
- E' : 前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に

前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、

5 F' : 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方向の位置を規制されており、スラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした

G : ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

### (3) 相違点について

15 本件訂正発明と乙11発明には、以下の相違点1がある。また、本件訂正発明の構成要件Eにおける「前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」とは、回転軸のカム体からロータリバルブの間には唯一のラジアル軸受手段しかないことをいうものと解され、本件訂正発明の構成要件Eに係る構成と乙11発明の対応する構成は実質的に同一であると解すべきであるが、乙11発明において前記カム体から前記ロータリバルブより離れた部分において前記軸孔の内周面と前記回転軸の外周面の間に一对のラジアルベアリングが介在していることが相違点であるとする、相違点2が認められる。

#### ア 相違点1

25 本件訂正発明は、構成要件Cに「吐出行程にある前記シリンダボア内の

前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し」と規定し、構成要件Fに「前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、」と規定しているのに対し、乙11発明には、一对のスラスト軸受手段は、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム体の突条の径をシリンダブロックの突条の径よりも大きくしたことは図示されているが、圧縮反力伝達手段についての記載はなく、乙11発明が圧縮反力伝達手段を有しているか否かは不明である点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明は、構成要件Eに「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」と規定しているのに対し、乙11発明では、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となつて」いるが、さらに、斜板からロータリバルブより離れた箇所において、前記軸孔の内周面に前記シャフトの外周面が一对のラジアル軸受けにより支持されている点。

#### (4) 相違点に係る構成の容易想到性等

##### ア 相違点1について

斜板型圧縮機においては、回転軸が回転すると斜板が圧縮反力を受け、その圧縮反力がロータリバルブに伝達し、ロータリバルブを圧接する機能を有するものであり、これは乙11発明においても同じであること、乙1

1 発明のスラスト軸受は、スラスト荷重吸収機能を付与されたものであり、  
圧縮反力が伝達されるのは明らかであることからすれば、乙11発明は、  
圧縮反力伝達手段を有し、乙11発明のスラスト軸受は、圧縮反力伝達手  
段の一部に相当するから、相違点1は実質的な相違点ではない。

5 イ 相違点2について

乙14公報には、ハウジング内に一对のラジアルベアリングを介して駆  
動シャフトを回転可能に支持したピストン式圧縮機において、一对のラジ  
アルベアリングを省略して、駆動シャフトをシリンダブロックの内周面で  
ほぼ直接的に支持するように変更する技術が記載されており、乙15公報  
10 には、ピストン式の可変容量圧縮機において、駆動シャフトの軸受構造を  
簡素化するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転  
軸をスプールにより直接支持する技術が記載されており、乙16公報には、  
ピストン式圧縮機において、駆動シャフトの軸受構造を簡素化し、部品点  
数を削減するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回  
15 転軸をシリンダブロックにより直接支持する技術が記載されている。

このように、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決す  
るため、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接  
支持する構成は周知である。そうすると、乙11発明においても、駆動シ  
ャフトの軸受構造を簡素化するという課題は当然にあるから、このような  
20 課題を解決するために、一对のラジアル軸受を省略することは容易であっ  
た。

また、乙14ないし16公報によれば、シリンダブロックの軸孔の内周  
面で直接支持するには、支持部分を良好な摺動性を付与したものとすれば  
よく、特別な構造を採用する必要性はない。本件訂正発明は特別の構造を  
25 採用しているのではないから、乙11発明に乙14ないし16公報に記載  
された周知技術を適用して一对のラジアル軸受を省略し、ロータリバルブ

の部分を含む回転軸をシリンダブロックにより直接支持させることは容易である。

(5) 原告の主張について

原告は、乙11発明は、「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」を  
5 開示するものではないと主張する。しかし、乙11公開技報には、横穴6は  
吸入通路5と連通し、吸入連通穴7と連通していればよいことが記載されて  
おり、横穴6が常に吸入通路5と連通しているとは記載されていない。また、  
横穴6が常に吸入通路5と連通するようにしようとするならば、シャフト2の全  
周にわたって横穴6を形成しなければならないが、シャフトの全周にわたっ  
10 て穴を形成するとその部分でシャフトが前後に切り離されるためシャフトと  
して機能しないことから、横穴以外の部分においてシャフトが接続するよう  
にシャフトを形成する必要がある以上、シャフトの回転中、当該接続部分が  
吸入通路5を塞ぐことがあることは自明であり、当該接続部分の存在によっ  
て必然的に横穴6と吸入通路5とは間欠的に連通するというべきである。そ  
15 うすると、乙11発明は、横穴6と吸入通路5とが間欠的に連通し、横穴を  
形成されたシャフトの箇所が吸入通路の入口を開閉させることにより、冷媒  
をシャフト2の吸入連通穴7から横穴6及び吸入通路5を介してシリンダ8  
に吸入するものといえる。乙11発明の横穴は、本件訂正発明の導入通路に  
該当し、乙11発明は、シャフトの回転に伴って横穴と吸入通路とが間欠的  
20 に連通するから、本件訂正発明のロータリバルブを備えている。

[原告の主張]

乙11発明は、アキシャル型コンプレッサの吸入冷媒通路方法に関するもの  
であり、ハウジングには、ピストン4が下死点に位置した時開口する位置にシ  
リンダの吸入通路5が形成され、シャフト2には吸入通路5と連通する各摺動  
25 部位置に横穴6が形成されている。乙11発明は、シャフト2に形成された横  
穴6と、ハウジングに形成された吸入通路5とを常に連通させながら、ピスト

ン4の動きによって吸入通路5のシリンダ8への開閉を制御するアクシャル型コンプレッサの吸入冷媒通路方法を備えている。

これに対し、本件訂正発明の「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」は、ロータリバルブの回転に伴ってロータリバルブの導入通路と、各シリンダボアの吸入通路とが間欠的に連通し、吸入行程の状態においては、ロータリバルブの導入通路とシリンダボアの吸入通路とが連通し、導入通路と吸入通路を経由してシリンダボアに冷媒が吸入され、吐出行程の状態においては、ロータリバルブの外周面で吸入通路を閉鎖するものである。

したがって、乙11発明には、ロータリバルブについて一切記載がなく、「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」を開示するものではない。

#### 6 争点(2)ウ（無効理由3：乙22発明及び周知技術に基づく進歩性欠如）

[被告の主張]

##### (1) 乙22発明について

乙22公開技報には、次のとおりの乙22発明が記載されている。

- a : シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダ内にピストンを収容し、前記回転軸の回転に斜板を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダブロック内に区画されるシリンダに冷媒を導入するためのロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、
- b : 前記シリンダに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴ってロータリバルブに設けられた弁開口と間欠的に連通する吸入ポートと、
- d : 前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し、
- e' : 前記弁開口の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記弁開口の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入ポートの入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に



前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受により支持されており、

f' : 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダに対応する一对のロータリバルブが前記シャフトと一体的に回転し、前記ロータリバルブの各弁開口は前記回転軸内に形成された吸入通路を介して連通し、前記斜板は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されている、

g : ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

## (2) 一致点について

本件訂正発明と乙22発明は、構成要件A、B、D、Gにおいて一致し、構成要件Eの「前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり」の点、及び構成要件Fの「前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されており」の点で一致している。

## (3) 相違点

本件訂正発明と乙22発明には、次の相違点がある。

### ア 相違点1

本件訂正発明は、構成要件Cに「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し」と規定し、構成要件Fに「前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達

手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」と規定しているのに対し、乙22公開技報には圧縮反力伝達手段についての記載はなく、乙22発明が圧縮反力伝達手段を有しているか否かは不明であり、また、スラスト軸受は、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム体の突条の径をシリンダブロックの突条の径よりも大きくしたものではない点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明は、構成要件Eに「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」と規定しているのに対し、乙22発明では、ロータリバルブを含む回転軸が一对のラジアル軸受手段によって支持されている点。

#### (4) 相違点に係る構成の容易想到性

##### ア 相違点1について

(ア) 斜板型圧縮機においては、回転軸が回転すると斜板が圧縮反力を受け、その圧縮反力がロータリバルブに伝達し、ロータリバルブを圧接する機能を有するものであり、乙22発明においても同様である。そして、乙22公開技報にはスラスト軸受が転がり軸受であることが示唆されており、転がり軸受には遊隙があることが自明であり圧縮反力が伝達され得るといえることから、乙22発明は、圧縮反力伝達手段を有しているといえる。したがって、上記スラスト軸受は、構成要件Cの圧縮反力伝達

手段の一部に相当する。

また、斜板型圧縮機において、軸線方向の寸法公差を吸収するために、斜板の前後方向に斜板を挟むように設けられるスラスト軸受手段をシリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の突条とに当接するものとし、さらに、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくすることは斜板圧縮機分野において周知技術である（乙20、21）。そして、構成要件Fのスラスト軸受手段のようにした場合は、積極的に弾性変形（緩衝機能）が生起するものとなり、より圧縮反力を強く伝達する圧縮反力伝達手段となることは技術常識である。

そうすると、乙22発明に上記周知技術を適用したものは、本件訂正発明の構成要件Fのスラスト軸受手段と同様の構成を有し、環状の突条は、圧縮反力を伝達する作用を自ずと備えるものであるから、「圧縮反力伝達手段」の一部を構成しており、相違点1は当業者が容易に想到できた。

#### (イ) 原告の主張について

原告は、乙22発明の一对のスラスト軸受はラジアル軸受に隣接して設けられており、乙20及び乙21に開示されているような「シリンダブロックの端面に形成された環状の突条」を採用することができないなどと主張する。

しかし、乙22公開技報の図は、公開技報の記載を補完し、本案の圧縮機に係る技術内容を当業者に理解させるための説明図であるから、本案の圧縮機の技術内容を理解するために必要な程度の正確さを備えていれば足り、設計図面に要求されるような正確性をもって描かれているとは限らない。乙22発明は、シリンダと吐出室とを隔離するバルブプレート

のであるから、スラスト軸受の構造やラジアル軸受の配置等は解決しようとする課題に関係はなく、これに関する構成を正確に図示する必要はない。また、仮に、乙22発明においては、スラスト軸受がラジアル軸受に当接していたとしても、特開平9-291883号公報(乙55)の図1及び図3には、スラスト軸受がラジアル軸受に当接し、スラスト軸受をシリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の突条とに当接するものとし、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくすることが示されていることからすれば、乙22発明のスラスト軸受において、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の突条とに当接するものとし、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくすることにより、アキシャル荷重を吸収する緩衝機能を付与することは容易である。

#### イ 相違点2について

(ア) 乙14公報には、ピストン式圧縮機において、一对のラジアルベアリングを省略して駆動シャフトをシリンダブロックの内周面でほぼ直接的に支持するように変更する技術が記載されており、また、乙15公報には、ピストン式の変容容量圧縮機において、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転軸をスプールにより直接支持する技術が記載されており、乙16公報にはピストン式圧縮機において、駆動シャフトの軸受構造を簡素化し、部品点数を削減するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する技術が記載されている。

このように、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックによ

り直接支持する構成は周知である。そうすると、乙22発明においても、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題は当然にあるから、このような課題を解決するために、一对のラジアル軸受を省略することは容易であり、それによって、ロータリバルブの部分を含む回転軸がシリンダブロックにより直接支持されることになるから、相違点2に係る唯一のラジアル軸受手段となる。

したがって、相違点2に係る本件訂正発明の構成は、当業者が容易に想到できる。

(イ) 原告の主張について

原告は、①乙22発明にはラジアル軸受を取り除くための動機付けが存在しない、②乙22発明の弁体は、弁体によって回転軸を支持するほどには強固には結合されておらず、軸受としての機能を予定していない、③乙22発明において、乙14ないし16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面で回転軸を直接支持する構成を採用したとしても、ラジアル軸受が配置されていたスラスト軸受と弁体との間の位置において軸孔の内周面で回転軸が支持されるだけであり、相違点2に係る本件訂正発明の構成にはならないと主張する。

a 上記①について

駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は周知であり（乙14ないし16）、原告の主張は理由がない。

また、原告は、乙14ないし16がロータリバルブに関するものではないことを主張するが、「駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題」は、ロータリバルブを備えた圧縮機か否かに関係なく解決すべき自明の課題であり、また、「ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」とすることにより課題

を解決できることも、ロータリバルブを備えた圧縮機が備えていない圧縮機かに関係のない解決手段であり、乙22発明には、「駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題」を解決すべき動機付けは存在する。

5 b 上記②について

本件訂正発明の第3の実施の形態を説明した図9において、乙22発明と同様に、ロータリバルブ62、63は、回転軸61とは別体でその外径が回転軸の外径よりも大きく、また、本件明細書等の【0062】には、「回転軸61にはロータリバルブ62、63が止着されており」と記載され、その取付方法は記載されていない。そして、乙10 22公開技報にはロータリバルブの取付構造等は記載されておらず、仮に、原告が同じ構造と主張する乙23の記載を参酌したとしても、弁体は回転軸と連動させて一体的に回転させるには強度が足りているとしても弁体によって回転軸を支持するほどには強固に結合されていないとの記載はない。

15 そうすると、本件訂正発明のロータリバルブの取付構造は、ロータリバルブによって回転軸を支持するほど強固に結合されているが、乙22発明のロータリバルブの取付構造は、ロータリバルブによって回転軸を支持するほど強固に結合されていないといえる根拠はなく、原告の上記②の主張は根拠がない。仮に、具体的に図示された取付構造が強固に結合するものではないとしても、乙22発明において、乙1 4ないし16に記載された周知技術を適用して一对のラジアル軸受を省略した際に、シリンダの内周面にロータリバルブの外周面が直接支持されるようにすることは設計的事項程度のことである。

20 c 上記③について

乙14ないし16公報に記載された「駆動シャフトの軸受構造を簡

素化するという課題」はロータリバルブを備えた圧縮機か備えていない圧縮機かに関係なく解決すべき課題であり、「ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」とすることにより上記課題を解決できるから、乙22発明に乙14ないし16公報に記載された周知技術を適用できる。したがって、乙22発明に乙14ないし16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面で直接支持する構造を採用すれば、ロータリバルブの外径は回転軸の外径よりも大きいから、ロータリバルブの外周面のみが軸孔の内周面で支持されることとなり、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」となること、及び、このような「ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段」がカム体からロータリバルブ側における回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段となることは自明である。

また、乙14ないし16公報によれば、シリンダブロックの軸孔の内周面で直接支持するには、支持部分を良好な摺動性を付与したものとすればよいのであり、特別な構造を採用する必要性はなく、本件訂正発明も特別な構造を採用していないから、乙22発明に乙14ないし16公報に記載された周知技術を適用して一对のラジアル軸受を省略し、ロータリバルブの部分を含む回転軸をシリンダブロックにより直接支持させることは容易である。そうすると、乙11発明は、斜板からロータリバルブ側における回転軸の部分について、直接支持されたラジアル軸受手段の他にラジアル方向の軸受手段が存在しないことになる。

#### [原告の主張]

##### (1) 本件訂正発明と乙22発明との対比

本件訂正発明と乙22発明とを対比すると、少なくとも、以下の相違点が存在する。

#### ア 相違点1

本件訂正発明では、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」（構成要件E）という構成を具備するのに対し、乙22発明では、斜板が取り付けられた回転軸が、半径方向において一对のラジアル軸受によって支持されている点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明は、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」（構成要件C）、及び、「前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」（構成要件F）という構成を具備するのに対し、乙22発明では、「圧縮反力伝達手段」について開示されておらず、斜板が、前後一对のスラスト軸受によって挟まれているが、一对のスラスト軸受は、いずれも斜板の平坦な端面とラジアル軸受の端面とに当接している点。

#### (2) 相違点に係る構成の容易想到性



ア 相違点1について

(ア) 乙22発明は、圧縮機の吐出ポートの構造に関する発明であり、乙22公開技報では回転軸を支持する一对のラジアル軸受については全く着目されておらず、一对のラジアル軸受で支持することについて何の課題も開示されていない。本件優先日当時、回転軸を備えた圧縮機において、  
5 回転軸を回転可能に支持するために別体のラジアル軸受を設けるのが技術常識であり、乙22公開技報には、技術常識に従ってラジアル軸受が設けられているのであるから、回転軸を回転可能に支持するラジアル軸受を取り除くための契機ないし動機付けは一切存在しない。

また、乙22発明は、一对のラジアル軸受を採用していることから、  
10 回転軸を支持する手段是一对のラジアル軸受であり、乙22発明の「弁体」の部分は、ロータリバルブとして機能するものであり、回転軸を支持する軸受としての機能を予定していない。さらに、乙22発明の弁体は、回転軸とは別体とされており、また、弁体の回転軸に対する取付構造は、切り欠きに連結環の爪片を係合させただけであり、  
15 回転軸の回転を弁体に伝達し、弁体を回転軸と連動させて一体的に回転させるには強度が足りているとしても、弁体によって回転軸を支持するほどには強固に結合されていないことからすれば、乙22発明では、弁体によって回転軸を支持することは期待されていない。

したがって、乙22発明において、一对のラジアル軸受を省略したとしても、当業者は、相違点1に係る「軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」とすることも、「前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とすることも想到し得ない。  
20  
25

(イ) 乙14ないし16公報には、ロータリバルブを備えた圧縮機は開示さ

れておらず、相違点1に係る「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」が開示されてない。

仮に、乙22発明において、乙14ないし乙16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面で回転軸を直接支持する構造を採用したとしても、ラジアル軸受が配置されていたスラスト軸受と弁体との間の位置において軸孔の内周面で回転軸が支持されるだけであり、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」は想到し得ず、「ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段」をカム体からロータリバルブ側における回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段とすることも想到し得ない。

#### イ 相違点2について

乙22発明は、斜板型圧縮機において、シリンダと吐出室とを隔離するバルブプレートの吐出ポートの体積がデッドボリュームとなり、吸入した冷媒を全て吐出することができず、性能を落としてしまうという問題を解決するための圧縮機の吐出ポートの構造に関する発明であり、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力についても、斜板の前後一対のスラスト軸受についても全く着目していない。

また、乙22発明では、斜板の前後の一対のスラスト軸受は、いずれもスラスト軸受荷重吸収機能を付与されたスラスト軸受手段ではなく、圧縮反力伝達手段の一部を構成するものではない。さらに、乙22発明の一対のスラスト軸受は、ラジアル軸受に隣接して設けられており、相違点2に係る「シリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム体の突条の径をシリンダブロックの突条の径よりも大きくした」構造を物理的に採用することができない。

したがって、乙22発明には、相違点2に係る本件訂正発明の構成を採用する契機ないし動機付けは存在しない。

7 争点(2)エ（無効理由4：乙23発明及び周知技術に基づく進歩性欠如）

[被告の主張]

5 (1) 乙23発明について

乙23公報には、次のとおりの乙23発明が記載されている。

- a : シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダ内にピストンを收容し、前記回転軸の回転に斜板を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって  
10 前記シリンダ内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための弁開口を有する弁体を備えたピストン式圧縮機において、
- b : 前記シリンダに連通し、かつ前記弁体の回転に伴って前記弁開口と間欠的に連通する吸入ポートと、
- d : 前記シリンダブロックは、前記弁体を回転可能に收容する軸孔を有し、
- 15 e' : 前記弁開口の出口は、前記弁体の外周面上にあり、前記弁体の外周面は、前記弁開口の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入ポートの入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受により支持され、かつ、前記軸孔の内周面に前記弁体の外周面が微小なクリアランスをおいて回転摺動可能に挿入されており、
- 20 f' : 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダに対応する一对の弁体が前記回転軸と一体的に回転し、前記弁体の各弁開口は前記回転軸内に形成された吸入通路を介して連通し、前記斜板は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方
- 25 g : ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

(2) 一致点について

本件訂正発明と乙23発明とは、本件訂正発明の構成要件A、B、D及びGにおいて一致し、構成要件Eの「前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」点、及び、構成要件Fの「前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方の位置を規制されており、」の点で一致している。

### (3) 相違点について

本件訂正発明と乙23発明との間には、以下の相違点がある。

#### ア 相違点1

本件訂正発明は、構成要件Cに「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し」と規定し、構成要件Fに「前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」と規定しているのに対し、乙23発明が圧縮反力伝達手段を有しているか否かは不明であり、また、スラスト軸受は、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム体の突条の径をシリンダブ

ロックの突条の径よりも大きくしたものではない点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明は、構成要件Eに「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」と規定しているのに対し、乙23発明では、ロータリバルブの弁体がバルブシリンダ内に微小なクリアランスをおいて回転摺動可能に挿入されているから、この箇所においてラジアル軸受手段となつていても解されるが、他に、一対のラジアル軸受を有しているから、このラジアル軸受手段は唯一のラジアル軸受手段とはいえない点。

#### ウ 原告の主張について

原告は、乙23発明のロータリバルブを構成する「弁体35及び36」は一対の切り欠き50に連結環51の爪片に係合させて取り付け、回転摺動できるように微小なクリアランスをおいてバルブシリンダ33及び34内に挿入されているだけであるから、乙23公報には、本件訂正発明の「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されること」は開示されておらず、一致点にはならないと主張する。

しかし、乙23発明の弁体は、回転軸の外側に取り付けられているから、その外径が回転軸の外径及び一対のラジアル軸受の内径よりも大きいものであり、かつ、微小なクリアランスをおいてバルブシリンダ内に回転摺動可能に挿入されていると記載されているのであるから、バルブシリンダの内周面に弁体の外周面が直接支持されているといえ、乙23公報には「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されること」が開示されている。

#### (4) 相違点に係る構成の容易想到性

##### ア 相違点1について

乙23公報には、スラスト軸受が転がり軸受であることが示唆されており、転がり軸受には遊隙があることが自明であって圧縮反力が伝達され得るといえるものであるから、乙23公報の段落【0019】の「斜板27を駆動することによって回転軸24に発生する圧縮反力としての軸方向荷重が、斜板27の両側に設けられた一対のスラスト軸受28及び29によって支持される」との記載は、圧縮反力が回転軸に伝達されることを記載しているといえる。そして、上記スラスト軸受は、本件訂正発明の構成要件Cの圧縮反力伝達手段の一部に相当する。

また、斜板型圧縮機において、軸線方向の寸法公差を吸収するために、斜板の前後方向に斜板を挟むように設けられるスラスト軸受手段を、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の突条とに当接するものとし、さらに、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくすることは、斜板型圧縮機分野において周知技術である(乙20, 21)。そして、乙23発明も軸線方向の寸法公差吸収という課題を当然に有することから、乙23発明に上記周知技術を適用することは、当業者が容易に想到し得た。加えて、乙21公報の段落【0003】【発明が解決しようとする課題】に記載されているように、本件訂正発明の構成要件Fのスラスト軸受手段のようにした場合には、積極的に弾性変形(緩衝機能)が生起するものとなり、より圧縮反力を強く伝達する圧縮反力伝達手段となることは技術常識である。乙23発明に上記周知技術を適用したものは、本件訂正発明の構成要件Fのスラスト軸受手段と同様の構成を有し、環状の突条は、圧縮反力を伝達する作用を自ずと備えるものであるから、「圧縮反力伝達手段」の一部を構

成しているものである。

したがって、相違点1は、当業者が容易に想到できた。

イ 相違点2について

5 (ア) 乙23発明では、ロータリバルブの弁体がバルブシリンダ内に微小なクリアランスを  
おいて回転摺動可能に挿入されると記載されており、この箇所においてラジアル軸受  
手段となっていると解される。そして、回転軸の軸受構造を簡素化するという課題を  
10 解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は周知  
であり、乙23発明にも当該課題は当然にあることから、この課題を解決するために、  
15 一対のラジアル軸受を省略してロータリバルブの部分を唯一のラジアル軸受手段として、  
構成要件Eの相違点に係る構成とすることは容易である。

(イ) 原告の主張について

15 原告は、①乙23発明にはラジアル軸受を取り除くための動機付けが存在しない、  
②乙23発明の弁体は、弁体によって回転軸を支持するほどには強固には結合されておらず、  
弁体によって回転軸を支持することは期待されておらず、軸受としての機能を予定していない、  
③乙23発明において、乙14ないし16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面  
20 で回転軸を直接支持する構造を採用したとしても、ラジアル軸受が配置されていたスラスト軸受と  
弁体との間の位置において軸孔の内周面で回転軸が支持されるだけであり、相違点2に係る  
本件訂正発明の構成とはならないと主張するが、これらの原告の主張が失当であることは、  
前記(第3の6[被告の主張](4)イ(イ))のとおりである。

[原告の主張]

25 (1) 本件訂正発明と乙23発明の対比

本件訂正発明と乙23発明とを対比すると、少なくとも以下の相違点が存

在する。

ア 相違点 1

本件訂正発明は、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」（構成要件E）という構成を具備するのに対し、乙23発明では、斜板27が取り付けられた回転軸24が、半径方向において一对のラジアル軸受25及び26によって支持されている点。

イ 相違点 2

本件訂正発明は、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」（構成要件C）、及び、「前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」（構成要件F）という構成を具備するのに対し、乙23発明では、「圧縮反力伝達手段」について開示されておらず、斜板27が、前後一对のスラスト軸受28及び29によって挟まれているが、一对のスラスト軸受28及び29は、いずれも斜板27の平坦な端面とラジアル軸受25及び26の端面とに当接している点。

ウ 被告の主張について



被告は、本件訂正発明と乙23発明との一致点として、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されること」を主張する。

しかし、乙23公報は、回転軸24が一对のラジアル軸受25及び26によって半径方向に支持されていることを明確に記載している（【0019】）。他方、乙23発明の弁体35及び36は、回転軸24とは別体とされており、また、弁体35及び36の回転軸24に対する取付構造は、一对の切り欠き50に連結環51の爪片を係合させただけであり、回転軸24の回転を弁体35及び36に伝達して弁体35及び36を回転軸24と連動させて一体的に回転させるには強度が足りているとしても、弁体35及び36によって回転軸24を支持するほどには、強固に結合されておらず、弁体35及び36によって回転軸を支持することは期待されていない。

このように、ロータリバルブを構成する「弁体35及び36」は、一对のラジアル軸受25及び26によって半径方向に支持されている回転軸24に対して一体的に回転させるために、一对の切り欠き50に連結環51の爪片を係合させて取り付け、回転摺動できるように微小なクリアランスをおいてバルブシリンダ33及び34内に挿入されているだけであるから、バルブシリンダ33及び34の内周面で支持されたものではなく、回転軸24を支持するものでもない。

したがって、乙23公報には「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されること」は開示されておらず、前記相違点1が存在する。

## (2) 相違点に係る構成の容易想到性

### ア 相違点1

(ア) 乙23発明は、ロータリバルブの吸入ポートの構造に関する発明であり、回転軸を支持する一对のラジアル軸受については全く着目しておら

ず、乙23公報には、一对のラジアル軸受で支持することについて何の課題も開示されていない。そして、本件優先日当時、回転軸を備えた圧縮機において、回転軸を回転可能に支持するためにラジアル軸受を設けるのが技術常識であり、乙23発明では、技術常識に従ってラジアル軸受が設けられているのであるから、乙23発明には回転軸を回転可能に支持するラジアル軸受を取り除くための契機ないし動機付けが一切存在しない。

そして、上記(1)ウのとおり、乙23発明では、弁体35及び36によって回転軸を支持することは期待されていないから、乙23発明において、仮に一对のラジアル軸受を省略したとしても、当業者は、相違点1に係る「軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」とすることも、「前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とすることも想到し得ない。

(イ) 乙14ないし16公報には、ロータリバルブを備えた圧縮機は開示されておらず、相違点1に係る「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」が開示されていない。仮に、乙23発明において、乙14ないし16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面で回転軸を直接支持する構造を採用したとしても、ラジアル軸受が配置されていたスラスト軸受と弁体との間の位置において軸孔の内周面で回転軸が支持されるだけであり、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」は想到し得ず、この「ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸

受手段」をカム体からロータリバルブ側における回転軸の部分に関する  
唯一のラジアル軸受手段とすることも想到し得ない。

#### イ 相違点2

乙23発明は、ロータリバルブの吸入ポートの構造に関する発明であり、  
乙23公報では吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反  
力についても、斜板の前後一対のスラスト軸受についても全く着目されて  
いない。

乙23発明では、斜板27の前後の一対のスラスト軸受28及び29は、  
いずれも斜板27の平坦な端面とラジアル軸受25及び26の端面とに当  
接しており、スラスト荷重吸収機能を付与されたスラスト軸受手段ではな  
く圧縮反力伝達手段の一部を構成するものではない。さらに、乙23発明  
の一対のスラスト軸受28及び29は、ラジアル軸受25及び26に隣接  
して設けられており、相違点2に係る「シリンダブロックの端面に形成さ  
れた環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム  
体の突条の径をシリンダブロックの突条の径よりも大きくした」構造を物  
理的に採用することができない。

したがって、乙23公報には、相違点2に係る本件訂正発明の構成を採  
用する契機ないし動機付けは存在しない。

8 争点(2)オ（無効理由5：乙29発明による新規性欠如又は乙29発明及び周  
知技術による進歩性欠如）

#### [被告の主張]

本件訂正前の本件発明は、乙29公報に記載された発明と同一であり新規性  
が認められず、新規性が認められたとしても進歩性が認められない。

仮に、本件訂正が認められたとしても、以下のとおり、本件訂正発明に進歩  
性は認められない。

(1) 本件訂正発明と乙29発明の対比

本件訂正発明と乙29発明とは、構成要件Eの「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、」との構成（相違点1）、構成要件Fの「前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、」との構成（相違点2）を除くほかは一致する。

(2) 相違点に係る構成の容易想到性

ア 相違点1について

(ア) 本件訂正発明と乙29発明は、本件訂正発明のロータリバルブが円筒形状であるのに対して、乙29発明がロータリバルブに反力付与構造を有している点で異なるが、ロータリバルブを円筒形状とすることは周知技術であり、当業者は乙29発明にこれを容易に適用することができる。また、乙29発明の反力付与構造は、圧縮反力を完全に打ち消すものではなく、「回転軸16の円滑な回転に支障は生じない」程度まで低減するものであり、さらに、「圧力作用部40bの大きさをどの程度にするかは、回転軸16に作用するラジアル方向の力P2を考慮して、最適なものを選択すればよい」（段落【0048】）と記載されており、凹部40の大きさをどの程度にするかは当業者が適宜選択すべき設計事項にすぎない。

したがって、乙29発明に接した当業者は、回転軸の回転の円滑性の程度に応じて、反力付与構造の有無を選択することができる。特に、凹部40は、ガス通路41等を含む反力付与構造の一構成要素にすぎず、「反力付与手段」に凹部40とガス通路41の双方を備えていることは要件とされていない。

よって、当業者であれば、相違点1に係る本件訂正発明の構成を容易に想到することができた。

(イ) 原告は、乙29発明は、回転軸が完全な円筒形状ではなく凹部等の反

力付与構造が存在しており、当該構造が必須の構成であるから、ロータリバルブの外周面を円筒形状とする本件訂正発明の構成に至らないと主張する。

しかし、乙29発明において反力付与構造は、回転軸の回転を円滑にさせるために有用な構成ではあるが、当該構成が必須であり、当該構成がなければ圧縮機が作動しないということはない。乙29公報においても、反力付与構造が存在しないことにより回転軸の回転に支障が生じるということは記載されていないし、反力付与構造が存在しないことの代わりに回転軸の回転に支障が生じないようにするための構造は何ら開示されていない。そもそも、乙29発明から反力付与構造を除いた構成は、乙29発明の従来技術であり、当業者であれば、乙29発明を見て当該従来技術を見出すことは容易である以上、当業者であれば、乙29発明から反力付与構造によって得られるメリット、デメリットを比較して、これを取り除くことができる程度のことは当然である。したがって、ロータリバルブを円筒形状とすることは周知技術であるから、当業者であれば、乙29発明にロータリバルブを円筒形状とするとの周知技術を容易に適用することができた。

#### イ 相違点2について

「ロータリバルブの各導入通路は回転軸内に形成された通路を介して連通」する構成は周知技術であり（乙23, 30～32）、乙29発明の回転軸内に設けられる通路の構造について、当業者が両導入通路を連通した構成と理解することは当然であるし、そうでないとしても、両導入通路を連通した構成に想到することは容易であった。

#### [原告の主張]

##### (1) 本件訂正発明と乙29発明の対比

本件訂正発明と乙29発明とを対比すると以下の相違点がある。

## ア 相違点1

本件訂正発明は、「前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブ」を備えたものであり、それに伴い、

5 「前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路」と、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する」手段と、「前記ロータリバルブを

10 回転可能に收容する軸孔」とを有し、「前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持す

15 るラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」であり、「前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通」するものであるのに対して、乙29発明は、「吸入弁機構35」

20 を有するものの、「ロータリバルブ」を有していない点。

## イ 相違点2

本件訂正発明は、「吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボア

25 に連通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」を有し、「前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は

前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」構成を有するものであるのに対して、乙29発明は、「圧縮動作時にシリンダボア20内のピストン21からの圧縮反力を回転軸16に対しラジアル方向の分力として作用させ、軸支孔37の内周壁に対して前記回転軸16上の大径の軸支部38を圧接する少なくとも斜板27を含む手段」を有し、「前記スラスト軸受手段は、前記シリンダブロック11の端面に形成された環状の突条と斜板27の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記斜板27の突条の径を前記シリンダブロック11の突条の径よりも大きくした」構成を有するものであるが、「圧縮反力伝達手段」に相当する構成を含むか否かが明らかではなく、また、「前記軸支孔37と前記軸支部38との間には、ピストン21の圧縮動作時に斜板27を介して回転軸16にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を、前記回転軸16に対して付与する反力付与構造39」を有している点。

## (2) 相違点に係る構成の容易想到性

相違点1について、乙29発明は回転軸が完全な円筒形上ではなく外面に凹部など反力付与構造39を設けることを必須の構成として有するものであり、このような乙29発明に対し、溝部25bを除く回転弁22の外周面の形状が特定されていない乙37発明を適用しても、「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状」とされる本件訂正発明の構成には至らず、また、乙29発明に乙37発明を適用しても、「前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し」という本件訂正発明の構成には至らない。したがって、本件訂正発明を乙29発明及び乙37発明に基づいて当業者が容易に発明することができたとは

いえない。

9 争点(2)カ（無効理由6：乙30発明及び周知技術による進歩性欠如）

[被告の主張]

(1) 本件訂正発明と乙30発明の対比

5 本件訂正発明と乙30発明とは、構成要件Eの「前記吸入通路の入口は、  
前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周  
面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を  
支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カ  
ム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラ  
10 ジアル軸受手段」との構成（相違点1）、構成要件Fの「該圧縮反力伝達手  
段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成さ  
れた環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前  
記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」  
との構成（相違点2）を除くほかは一致する。

15 (2) 相違点に係る構成の容易想到性

ア 相違点1について

(ア) 回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は慣用の技術であ  
る（乙29【0045】、乙33【0040】、乙34（図1、3））。  
また、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は回転軸を滑  
り軸受部材を介して支持する構成に比して、部品点数の削減、加工工程  
20 の削減、製造原価の削減を図ることができ（乙16【0039】）、乙  
30発明の滑り軸受構造において、これらの削減を図るために回転軸を  
シリンダブロックにより直接支持する構成を採用する動機付けがある。

したがって、乙30発明に周知慣用技術を適用して、「滑り軸受35、  
36」を備えずに、回転軸をシリンダブロックで直接支持する構成とす  
25 ることは当業者が容易になし得たことである。



(イ) 原告は、乙30発明においては「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受が必須であることから、相違点1に係る本件訂正発明の構成を容易に想到することができないと主張する。

しかし、ラジアル軸受手段として、「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受を採用せず、直接支持の構成とすることは乙30発明の従来技術であり、当業者は、乙30発明に接して、その従来技術を見出すことは容易である。特に、直接支持の構成には、上記のメリットがあることが知られていたから、クリアランスによって得られるメリット・デメリットと直接支持の構成によるメリット・デメリットを検討し当業者であれば、必要に応じ適宜直接支持の構成を採用することができたことは明らかである。

したがって、当業者であれば、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成を容易に想到することができた。

#### イ 相違点2について

相違点2に係る本件訂正発明の構成であるスラスト荷重吸収機能を付与されたスラスト軸受は周知であり（乙16, 17, 20, 36～48）、当業者であれば適宜選択できたものであるから、当業者は、相違点2を容易に想到することができた。

#### [原告の主張]

##### (1) 本件訂正発明と乙30発明の対比

本件訂正発明と乙30発明とを対比すると以下の相違点がある。

##### ア 相違点1

本件訂正発明は、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」を有し、「前記一対のスラスト軸受手段の

少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」ものであるのに対して、乙30発明は、「圧縮反力伝達手段」を有するか否かが明らかでなく、また、少なくとも一方のスラスト軸受け手段が「前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接」するものであって、前記各突起が「前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」ものであるとの構成を有していない点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明は、「前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、」との構成を有するのに対して、乙30発明は、ラジアル軸受手段が、「貫通穴33及び34」に一体的に固定された「滑り軸受35、36」と「ジャーナル部24a、24b」とからなるものである点。

#### (2) 相違点に係る構成の容易想到性

相違点2について、ラジアル軸受手段として「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受を採用することを必須の構成とする乙30発明に、「滑り軸受35及び36」を有しない構成である「回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」である技術を適用することは、乙30発明の必須の構成をなくすことになるから、動機付けを欠くというべきである。

したがって、本件訂正発明は、乙30発明並びに周知技術及び慣用技術に

基づいて当業者が容易に発明をすることができたとはいえない。

## 10 争点(2)キ（無効理由7：実施可能要件違反，サポート要件違反）

### [被告の主張]

ロータリバルブ式の斜板式の圧縮機において回転軸が吸入通路入口の方に変位することは知られており、また、これによって回転軸の円滑な回転に支障が生じるという課題があることも知られていた。本件訂正発明において特許性が認められるとすれば、従来技術の変位とは異なり、かつ、回転軸の円滑な回転にも支障がない具体的な構成やこれらに関する具体的な効果を開示していることが前提となるべきであるが、本件明細書にはそのような具体的な開示は全く存在しない。

このような本件明細書の記載に基づき、従来技術の作用効果を超えるような発明を実施することは不可能か、過度の試行錯誤を要するものであり、本件訂正発明は実施可能要件を満たさない。また、従来技術の作用効果を超える作用効果を奏するような構成が具体的に開示されていないため、サポート要件も満たさない。

### [原告の主張]

本件特許の明細書には、「吐出行程にあるシリンダボア内の冷媒が吸入通路からロータリバルブの外周面に沿ってシリンダボア外に洩れ易い」というロータリバルブ式のピストン式圧縮機に特有の課題に対して、本件訂正発明の構成要件の全てを一体的に採用することにより、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢し、ロータリバルブの外周面を吸入通路の入口に近づけることによって、冷媒を洩れ難くし、体積効率を向上させるという効果が得られることが開示されており、当業者は、本件明細書等の記載に基づいて本件訂正発明の技術的意義を理解することができ、具体的な寸法や数値が記載されていなくても、技術常識に基づいて本件訂正発明を実施することが可能である。

したがって、本件特許の発明の詳細な説明の記載は実施可能要件を満たしており、また、本件訂正発明はサポート要件を満たしている。

1 1 争点(2)ク（無効理由 8：乙 2 8 発明及び周知技術に基づく進歩性欠如）

[被告の主張]

5 (1) 乙 2 8 発明について

ア 乙 2 8 公報には、以下のとおりの乙 2 8 発明が記載されている。

a : シリンダブロックにおける駆動軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、前記駆動軸の回転に斜板を介して前記ピストンを連動させ、前記駆動軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための吸入通路及び案内溝を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、

b : 前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記吸入通路及び案内溝と間欠的に連通する導通路と、

15 d : 前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する收容孔を有し、

e' : 前記吸入通路及び案内溝の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面はテーパ形状とされ、前記導通路の入口は、前記收容孔の内周面上にあり、前記收容孔の内周面に当接されるように前記ロータリバルブの外周面が嵌合挿入され、直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記駆動軸を支持するラジアル軸受手段となっており、さらに、斜板からロータリバルブより離れた箇所において、ハウジング中心部に形成された支持孔の内周面に前記駆動軸の外周面が一对の円錐コロ軸受けにより支持され、

25 f' : 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダに対応する一对のロータリバルブが前記駆動軸と一

体的に回転し、前記斜板は、前後一对の円錐コロ軸受けによって前記駆動軸の軸線の方法の位置を規制されている

g : ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

#### イ 原告の主張について

原告は、ロータリバルブの外周面に形成されたガス放出通路を乙28発明の構成として認定すべきであると主張する。

しかし、乙28公報には種々の発明が記載されているところ、本件訂正発明の進歩性を判断するに当たって引用発明を認定する際には、本件訂正発明との対比判断に必要かつ十分な限度で認定すれば足りる。本件訂正発明との対比判断において、ロータリバルブの外周面に形成された「ガス放出通路」は不要であるから、これを乙28発明の構成として認定することにはならない。

また、特開平6-58252号公報(乙51)及び特開平6-58256号公報(乙52)には、シリンダブロック内の圧縮室と吸入室との間の吸入通路を開閉するフラップ弁に代えて、乙28発明と同様のロータリバルブ等を採用することにより、シリンダボアの配列半径の縮径化、圧縮機全体のコンパクト化が実現することが記載されている。乙28発明は、シリンダボアの配列半径の縮径化、圧縮機全体のコンパクト化を実現するための発明であるから、乙28公報には「ガス放出通路」を構成要件としない乙28発明が記載されていると認定できる。

#### (2) 一致点について

本件訂正発明と乙28発明は、本件訂正発明の構成要件A、B、D、E及びGにおいて一致し、構成要件Fの「前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し」、「前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって前記回転軸の軸線の方法の位置を規制されており」

の点で一致している。

(3) 相違点について

本件訂正発明と乙28発明とは以下の相違点がある。

ア 相違点1

5 本件訂正発明は、構成要件Cに「吐出行程にある前記シリンダボア内の  
前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行  
程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロ  
ータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し」と規定し、構成要件  
Fに「前記カム体は、前後一対のスラスト軸受手段によって挟まれ」、  
10 「前記一対のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段  
の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前  
記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に  
形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダ  
ブロックの突条の径よりも大きくした」と規定しているのに対し、乙28  
15 発明が圧縮反力伝達手段を有しているか否かは不明であり、また、スラ  
スト軸受機能を有する円錐コロ軸受けは、カム体を挟んでおらず、シリンダ  
ブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状  
の突条とに当接し、カム体の突条の径をシリンダブロックの突条の径より  
も大きくしたとの構成を有していない点。

20 イ 相違点2

本件訂正発明は、構成要件Eにおいて「前記ロータリバルブの外周面は、  
前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ」ているのに対し、乙28発  
明では、ロータリバルブの外周面はテーパ形状となっている点。

ウ 相違点3

25 本件訂正発明は、構成要件Fにおいて「前記ロータリバルブの各導入通  
路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通」しているのに対し、乙

28発明は、駆動軸内に通路は形成されていない点。

エ 原告の主張について

原告は、乙28発明は「ガス放出通路」を必須の構成とするものであり、ロータリバルブの外周面は円筒形状であることという相違点が存在すると主張するが、乙28発明はガス放出通路を必須の構成とするものではない。また、原告は「乙28発明では、吸入通路40、41の出口である案内溝42、43が設けられている点」も相違点であると主張するが、案内溝42、43は、本件訂正発明の「導入通路の出口」に相当するものであるから、相違点とはならない。

(4) 相違点の構成に係る容易想到性

ア 相違点1について

(ア) 構成要件Cの圧縮反力伝達手段について

斜板型圧縮機においては、回転軸が回転すると斜板が圧縮反力を受け、その圧縮反力がロータリバルブに伝達し、ロータリバルブを圧接する機能を有するものであり、乙28発明においても同様である。

また、乙28発明のスラスト軸受機能を有する円錐コロ軸受けは転がり軸受であり遊隙があることは自明であり、圧縮反力が伝達され得るといえ、乙28発明は圧縮反力伝達手段を有しているといえる。そして、上記スラスト軸受機能を有する円錐コロ軸受けは、本件訂正発明の構成要件Cの圧縮反力伝達手段の一部に相当する。

(イ) 構成要件Fのスラスト軸受手段について

カム体を前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれるようにすることは一般的であること(乙11~14, 15~18, 20, 21)、斜板型圧縮機において、軸線方向の寸法公差を吸収するために、斜板の前後方向に斜板を挟むように設けられるスラスト軸受手段を、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の

突条とに当接し、さらに、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくするのは斜板型圧縮機の分野において周知技術であり（乙20、21、11）、乙28発明も軸線方向の寸法公差を吸収するという課題を当然に有することから、乙28発明に上記周知技術

5  
そして、構成要件Fのスラスト軸受手段のようにした場合には積極的に弾性変形（緩衝機能）が生起するものとなり、より圧縮反力を強く伝達する圧縮反力伝達手段となることは技術常識である。

10  
そうすると、乙28発明にこれらの周知技術を適用したものは、本件訂正発明の構成要件Fのスラスト軸受手段と同様の構成を有し、環状の突条は、圧縮反力を伝達する作用を自ずと備えるものであるから「圧縮反力伝達手段」の一部を構成するものとなる。

15  
(ウ) このように、乙28発明の一对の円錐コロ軸受につき斜板を挟む位置に移動させ、かつ、軸線方向の寸法公差を吸収するために、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と斜板の端面に形成された環状の突条とに当接するものとし、さらに、斜板の環状の突条の径をシリンダブロックの環状の突条の径よりも大きくしたスラスト軸受とすることは容易であり、相違点1に係る本件訂正発明の構成を当業者が容易に想到できた。

20  
円錐コロ軸受けは、回転軸に対するラジアル方向の荷重及びスラスト方向の荷重の両方を受け止めるものであるところ（乙51【0019】）、特開平6-58250号公報（乙53）には、回転軸に対するラジアル荷重及びスラスト荷重をそれぞれ別々の軸受部材を介して受け止める構成は組み付け作業の複雑化をもたらすという課題を解決するために、斜板を支持する回転軸を一对の円錐コロ軸受けにより回転可能に支持することが記載されている。しかし、乙28公報には、組み付け作



業工程の複雑化をもたらすという課題を解決することについての記載はなく、また、乙28発明の目的と解されるシリンダボアの配列半径の縮径化、圧縮機全体のコンパクト化を実現する上で、円錐コロ軸受けによる支持は関連がない。したがって、乙28発明において、円錐コロ軸受けをラジアル軸受手段とスラスト軸受手段とに分離することに支障はなく、その際、スラスト軸受については、周知技術を参酌して、シリンダブロックとの間で支持する構造に変更することは容易である。

また、乙28発明において、円錐コロ軸受けによる支持は必須のものではないから、円錐コロ軸受けをラジアル軸受手段とスラスト軸受手段とに分離することに何ら支障はない。

そうすると、乙14ないし16公報に記載された「駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題」及び「ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」とすることにより課題を解決できることは、ロータリバルブを備えた圧縮機か備えていない圧縮機かに関係なく解決すべき課題であり、解決手段であるから、分離したラジアル軸受を有する乙28発明においてもこの課題は存在し、乙14ないし16公報に記載された周知技術を適用することができた。

そして、乙28発明において、乙14ないし16公報を参酌して、ラジアル軸受を取り除いて軸孔の内周面で直接支持する構造を採用すれば、乙28公報の段落【0022】に「ロータリバルブはその外周面が収容孔の内周面に当接されるように嵌合挿入されている」と記載されていることから、弁体の外周面が軸孔の内周面で支持されることとなり、斜板からロータリバルブ側における回転軸の部分について、直接支持されたラジアル軸受手段の他にラジアル方向の軸受手段が存在しないことになる。

したがって、本件訂正発明と乙28発明との相違点（唯一のラジアル

軸受手段)は当業者が容易に想到できた。

イ 相違点2及び3について

相違点2について、乙28公報には、ロータリバルブ34、35の外周面をストレート形状としてもよい(【0041】)と記載されており、乙28発明のロータリバルブの外周面の形状をテーパ形状から円筒形状とすることは容易であった。

相違点3については、本件訂正発明において、ロータリバルブの各導入通路が回転軸内に形成された通路と連通するのは、冷媒をシリンダボアへ供給する通路として回転軸内の通路を利用するというのみであり、吐出行程にある圧縮反力を利用するという本件訂正発明の特徴とは全く関わりのない事項であり、また、乙28発明において吸入通路をどこに設けるかは、単なる選択事項である(【0043】参照)ところ、ロータリバルブの導入通路を回転軸内に形成された通路を介して連通させることは周知であった(乙11、13、18、22)。したがって、乙28発明において、駆動軸内に通路を形成し、この通路を介してロータリバルブの導入通路と連通させることは当業者にとって容易であった。

ウ 相違点4について

(ア) 構成要件Eにおける「前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」とは、回転軸のカム体からロータリバルブの間には唯一のラジアル軸受手段しかないことをいうものと解され、構成要件Eに係る構成は本件訂正発明と乙28発明との一致点というべきであるが、仮に、上記について「カム体からロータリバルブ側にある回転軸のすべての部分」であると解した場合には、以下の相違点4が認定される。

(イ) 相違点4

本件訂正発明は、構成要件Eに「前記軸孔の内周面に前記ロータリバ

ルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり」と規定しているのに対し、乙28発明では、「前記収容孔の内周面に当接されるように前記ロータリバルブの外周面が嵌合挿入され、直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記駆動軸を支持するラジアル軸受手段となつて」いるが、さらに、斜板からロータリバルブより離れた箇所において、駆動軸の外周面が一对の円錐コロ軸受けにより支持されている点。

#### (ウ) 相違点4の容易想到性

乙28発明の一对の円錐コロ軸受は、ラジアル軸受機能を有するものであるところ、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決するために、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は周知であることから、乙28発明においても、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題は当然にあり、このような課題解決のために、ラジアル軸受機能を有する一对の円錐コロ軸受を省略することは容易であった。

したがって、相違点4に係る本件訂正発明の構成は、当業者が容易に想到できた。

#### [原告の主張]

##### (1) 本件訂正発明と乙28発明の対比

本件訂正発明と乙28発明とを対比すると、少なくとも以下の相違点がある。

##### ア 相違点1

本件訂正発明では、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を

支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」（構成要件E）、及び、「前記カム体は、前後一対のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方

5 向の位置を規制されており、前記一対のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」（構成要件F）とい

10 う構成を具備するのに対し、乙28発明では、フロントハウジング3及びリヤハウジング4の中心部に支持孔3a、4aが形成され、支持孔3a、4aには円錐コロ軸受け10、11が収容されており、駆動軸12が円錐コロ軸受け10、11を介して両ハウジング3、4の間に回転可能に架設支持され、駆動軸12の自由端部側であるリヤハウジング4の支持孔4a

15 内には、円錐コロ軸受け11の後面に係合して仕切板13が前後動可能に設けられており、仕切板13が前方に押圧される結果、円錐コロ軸受け11に前方に向かう予荷重が付与されており、さらに、テーパ形状を有したロータリバルブ34、35が、駆動軸12と一体回転可能に、かつ、スライド可能にテーパ形状の収容孔1a、2a内に収容され、斜板15との間に介在するシール力付与バネ38、39によってロータリバルブ34、3

20 5の外周面を収容孔1a、2aの内周面に密接させている点。

#### イ 相違点2

本件訂正発明では、「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状」（構成要件E）という構成を具備するのに対し、

25 乙28発明では、ロータリバルブ34、35の外周面には、吸入通路40、41の出口である案内溝42、43が設けられ、さらにガス放出通路44、

45が形成されている点。

(2) 相違点の構成に係る構成の容易想到性

ア 相違点1について

(ア) 乙28発明は、ピストン外周面に開口部を有する「バイパス通路32」及びロータリバルブ34、35の外周面に形成された「ガス放出通路44、45」によって、圧縮行程においてピストンの外周面とシリンダボアの内周面との間隙から漏えいするブローバイガスを圧縮行程開始の状態にある圧縮室へ流入させる発明であり、乙28発明の圧縮機は、このような発明を実現するための特殊な構造を採用しているものであり、このような特殊な構造を周知技術で置換することはできない。

また、乙28発明の駆動軸12は、円錐コロ軸受け10、11によって両ハウジング3、4の間に回転可能に架設支持されており、斜板15を一对のスラスト軸受で挟んだ構造を採用しておらず、さらに、ロータリバルブ34、35と斜板15との間にシール力付与バネ38、39を介在させており、斜板15をシリンダブロックとの間で前後一对のスラスト軸受手段によって挟むことができない構造である。このため、乙28発明には、本件訂正発明の構成要件Fの「前後一对のスラスト軸受手段」を採用する動機付けは存在せず、周知技術を組み合わせても「前後一对のスラスト軸受手段」を具備した本件訂正発明の構成には至らない。

そして、乙28発明の駆動軸12は、円錐コロ軸受け10、11によって両ハウジング3、4の間に回転可能に架設支持されており、ロータリバルブ34、35を軸受として利用しておらず、このような乙28発明の構造は乙28発明の課題の解決手段として採用された特別なものであり、乙28発明において係る構造を変更する動機付けもない。特に、回転軸12を両ハウジング3、4との間で支持する円錐コロ軸受け10、11について、ラジアル軸受手段とスラスト軸受手段とに分離し、スラ

スト軸受についてはハウジングではなくシリンダブロックとの間で支持する構造に変更し、ラジアル軸受については省略して、ロータリバルブによる支持のみとすることは当業者が容易に想到できる範囲を逸脱していることは明白である。

したがって、乙28発明に乙11、14ないし21に記載された周知技術を組み合わせても、相違点1に係る構成には至らない。

(イ) 被告は、構成要件Eのラジアル軸受手段について、乙14ないし16公報に基づいて、一对のラジアル軸受を省略することは容易であると主張する。

しかし、乙28発明是一对のラジアル軸受を採用していないこと、また、乙14ないし16公報には、ロータリバルブを備えた圧縮機は開示されておらず、相違点1に係る「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」が開示されていないことからすれば、乙28発明に乙14ないし16公報に記載された技術を適用する余地はない。

仮に、乙28発明に対し、乙14ないし16公報を参酌して、円錐コロ軸受け10、11を取り除いたとしても、円錐コロ軸受け10、11が配置されていたフロントハウジング3及びリヤハウジング4の中心部の支持孔3a、4aで駆動軸12が支持されるだけであり、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段」は想到し得ず、また、「ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段」をカム体からロータリバルブ側における回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段とすることも想到し得ない。

イ 相違点2

乙28発明の「ガス放出通路44, 45」は、ピストン20の外周面により圧縮室側の開口面が閉鎖される導通路29, 30とを駆動軸12の回転に同期して連通させるものであり、漏えいした高圧漏えいガス（ブローバイガス）を圧縮行程開始の状態にある圧縮室へ流入させるという課題の解決手段として必須の構成である。このように、外周面にガス放出通路44, 45が形成されたロータリバルブ34, 35を必須の構成とする乙28発明に「導入通路の出口を除いて円筒形状」とされている構成を適用することは、乙28発明の必須の構成をなくすことになるから、動機付けは存在しない。

したがって、乙28発明から、「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状」とされる相違点2に係る構成には至らない。

## 12 争点(3) (損害額及び不当利得額) について

### [原告の主張]

#### (1) 特許法102条2項の損害額について

##### ア 特許法102条2項の適用について

特許法102条2項は、原告による特許権の実施を要件とするものではなく、特許権者に、侵害者による特許権侵害行為がなかったならば利益が得られたであろうという事情があればその適用が認められるものというべきである。

本件において被告各製品の商流が関係会社間の取引であったとしても、その取引への参入が法的に不可能というものではない。被告各製品は、車載部品として不可欠であり、被告が被告各製品を販売できなければ、商流当事者は、被告以外の第三者から圧縮機を購入せざるを得ず、当然、その主たるメーカーである原告は購入先となり、被告が主張する被告各製品の商流に原告が参入する余地がないというものではない。

したがって、本件において特許法102条2項が適用される。

#### イ 原告の損害額

被告は、本件特許権が登録された後に、被告各製品を輸入、販売等しているから、特許法102条2項に基づき、被告による特許侵害によって被告が得た利益の額が、原告が被った損害の額と推定されるというべきである。

本件において、被告が主張する被告各製品の販売数量及び売上高について、原告としてはこれを認めることはできないが、被告の主張を前提とすれば、被告各製品の売上高及び限界利益は、以下のとおりであり、これを前提に損害額を計算すると、原告が被った損害の額は、被告が主張する被告各製品の限界利益の合計額●(省略)●と推定される。そして、特許権侵害に基づく損害賠償金は消費税の課税対象となること(消費税基本通達5-2-5(2))から、特許法102条2項の損害額は、同額に消費税率8%に基づく消費税相当額を加算した●(省略)●となる。

#### (ア) 被告製品1 (RS-15)

売上高 ●(省略)●

限界利益 ●(省略)●

#### (イ) 被告製品2 (RS-13)

売上高 ●(省略)●

限界利益 ●(省略)●

#### ウ 被告の主張について

(ア) 特許法102条2項の推定覆滅事情については、被告が主張立証責任を負うべきところ、被告は、単に現在の被告各製品の商流が「関係会社間の取引である」と主張するだけであり、何ら推定覆滅事情を主張立証していない。

(イ) 被告は、被告各製品の圧縮機において冷媒吸入構造に係る部分のみの



部品単価を基準に被告の利益を算出すべきと主張する。

しかし、本件訂正発明は、侵害品の一部のみに実施される部品特許ではないことは明らかである上に、本件訂正発明は、ピストンによってシリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関する全体構造を開示するものであり、かつ、吸入通路からの冷媒漏れ防止や体積効率の向上という最も重要かつ本質的な効果に関するものであり、被告各製品を「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」たらしめるための必要不可欠な構造、効果に直接関連するものである。そして、被告各製品は、原告が製造、販売する製品との間で、製品としての技術的・機能的な特性及び需要者の選択において補完的關係にあることは明白である。したがって、本件において、特許法102条2項による推定を覆滅する事情は存在しない。

(ウ) 被告は、被告各製品の売上のうち、圧縮機とクラッチ部分の価格が同程度の額であることを前提に、クラッチ部分の売上げを控除すべきであると主張する。

しかし、業界においては、クラッチを付合させた「コンプユニット」として取引されており、ピストン式圧縮機の機能を発揮し得る最低限の単位が当該コンプユニットであり、被告もクラッチのみの輸入、販売は行っておらず、クラッチ部分はピストン式圧縮機を主たる構成要素とする「コンプユニット」の一部品として扱われるべきであり、クラッチ部分の売上げを算出して控除するという被告の主張には理由がない。

また、ピストン式圧縮機とクラッチを一体とするコンプユニットにおけるクラッチの製造原価の割合は圧縮機のそれと比して著しく低廉であり、被告各製品のクラッチの構造も非常に簡素化されており、それを構成する各組立体はいずれももっとも汎用性の高い構造を採用しているの

に対し、ピストン式圧縮機はクラッチに比して構成部材が多く技術的にも高度かつ複雑であり、両者が同程度の額であるという被告の主張には理由がない。

(2) 特許法102条3項の損害額又は不当利得額について

5           ア 特許法102条3項における損害賠償請求の場面においては、通常取引における実施権許諾契約の場面ではなく、侵害行為であることが斟酌されなければならない、業界における正常な取引における実施料率よりも高い実施料率が認定されるべきである。そして、ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機の市場は寡占状態にあり、相互にライセンスを行っていない閉ざされた市場傾向にあり、より高い実施料率が認定されるべきであること、  
10           本件訂正発明は、被告各製品を「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」たらしめるための必要不可欠な構造、効果に直接関連するものであること、本件訂正発明の技術分野における正常なライセンス契約において実施料率は3%～6%で推移し、8%の例もあること（甲19～21）  
15           に照らせば、原告が被告に対して本件訂正発明の実施を許諾する場合、実施料相当額は売上価格の8%を下らないというべきである。

          したがって、特許法102条3項の原告の損害額は、被告が主張する被告各製品の売上高の合計額●（省略）●に8%を乗じた●（省略）●となり、原告は、被告に対し、同額に消費税率8%に基づく消費税相当額を加算した●（省略）●の損害賠償請求権を有する。  
20

          イ また、被告は、本来支払うべき本件特許の実施料を支払わずに被告各製品を製造、販売等したものであり、その実施料相当額を法律上の原因なく利得し、これにより、原告は、同額の損害を被ったものであるから、原告は、民法703条に基づき、被告に対し、少なくとも本件訂正発明の実施料相当額である●（省略）●の不当利得返還請求権を有する。  
25

(3) 弁護士費用 1000万円

[被告の主張]

(1) 特許法102条2項の損害額について

ア 特許法102条2項の適用がないこと

5 特許法102条2項の適用に当たっては、「特許権者に侵害者による特許権侵害行為がなかったならば利益が得られたであろうという事情が存在する」ことが必要であるが、以下のとおり、本件においては、そのような事情は存在しない。

10 (ア) 被告各製品は、被告の親会社である韓国法人のハノンシステムズ（以下「被告親会社」という。）、被告、株式会社日本クライメイトシステムズ（以下「JCS」という。）、マツダ株式会社（以下「マツダ」という。）の順に取引されていて、いずれも関係会社間の取引であり、他社が参入する余地はなく、我が国における被告各製品の商流は上記以外に存在しない。

15 (イ) JCSは、マツダがカーエアコンシステムをデンソーないし原告からではなく自社グループで調達することを目的として、カーエアコンシステムの製造販売を行っているところ、一貫して、関係会社であるハノンシステムズグループから圧縮機を購入しており、また、被告各製品は、個別の受注により開発、製造、販売をするオーダーメイドに近い製品であり、ハノンシステムズグループにはマツダ向け製品についての実績及び膨大な情報の蓄積やマツダとの人的関係が存在する。他方、被告親会社以外の会社からマツダ向けの圧縮機を購入とした場合、最初からマツダの要求品質水準を満足する製品を開発する必要があるが、マツダは被告各製品を搭載した車を既に販売しており、圧縮機を最初から開発するのは現実的ではない。そうすると、被告各製品の販売がなかったと  
20 仮定した場合には、マツダ及びJCSとしては、代替品についてハノンシステムズグループに提案し、代替品の製造販売を行わせたと考えるの

が合理的であり、特に、マツダとの競合先であるトヨタ自動車グループの原告に対して製品の提案依頼を求めたとは考えられない。

イ 推定覆滅事由

仮に、特許法102条2項の適用があるとしても、その損害額の推定は、  
5 以下のとおりの推定覆滅事情があることから、全てないし大部分が覆滅する。

(ア) 被告とJCS及びマツダの特別な関係

仮に、被告各製品の販売がなかった場合、上記アのとおり、マツダ及びJCSはハノンシステムズグループに代替品の発注を求めたはずであり、  
10 少なくとも、マツダの競合会社であるトヨタ自動車グループの原告に対して代替品の発注をしたとは考えられず、特許権侵害がなかった場合の製品の需要は、原告製品以外の代替品に置き換わるというべきである。

(イ) 本件特許権が被告各製品の一部にのみ関連すること

15 本件特許権は、圧縮機の「冷媒吸入構造」の発明であり、ピストン式圧縮機の一部の構造の特許であり、また、本件訂正発明の効果は顧客であるマツダの購買行動に影響を与えるような付加価値を生み出していない。さらに、本件訂正発明は、訂正により付加された構成により、進歩性が認められているが、これは圧縮機のごく一部を占めるにすぎず、推定が覆滅されるべきである。  
20

(ウ) 被告各製品の販売において本件特許権の寄与が極めて低いこと

マツダは、被告製品に対して本件特許権を実施しない設計変更を行った後も被告の製品の購入を継続しており、本件訂正発明の効果は顧客であるマツダの購買行動に影響を与えるような付加価値を生み出していないことは明らかである。また、本件訂正発明による冷媒漏れ防止の効果  
25 は、厳密なクリアランス管理という他の手段で得ることができる上に、

本件特許権は、本件訂正前に無効の判断が出ており明細書に記載された基本的な技術思想のみからは特許権としては成立せず、本件特許権の対応韓国特許に基づく訴訟では原告の請求は棄却されていること、本件訂正発明はベアリングを付けることで容易に回避できる内容であることからすれば、その価値は非常に低い。

(エ) 被告各製品にはクラッチ部分が含まれていること

本件特許は、圧縮機における冷媒吸入構造に関するものであるが、被告の製品は、圧縮機とクラッチアセンブリからなるものである。そして、クラッチの技術的意義は高く、被告各製品（圧縮機とクラッチアセンブリ）におけるクラッチの価値は50%を下回るものではなく、少なくとも50%の覆滅が認められる。

(2) 特許法102条3項の損害額又は不当利得額

本件において、①被告、JCS及びマツダの間には、マツダ及びJCSは本件特許権の存在に関係なく、被告に対し被告各製品や代替品を発注するという特別な関係があること、②本件特許権が被告各製品の一部にのみ関連するものであること、③特に、本件訂正発明はクラッチを含むものではないが、被告各製品は圧縮機とクラッチから構成されるものであり、被告各製品におけるクラッチの価値は50%を下回るものではないこと、④本件訂正発明は訂正前は無効であったが、技術的価値が低い2つの構成を付加することによって権利化されたものであること、⑤本件は前訴の知財高裁と特許庁の判断が根幹部分において矛盾しており、また、知財高裁と韓国裁判所の各判断も分かれており、被告が被告各製品の実施に当たり本件特許権を侵害しないと判断したことについて合理的な理由があること、⑥圧縮機分野では日本特許1件のライセンス料は高額なものでなく、特に被告の親会社の前身である Visteon Corporationと原告は過去に同じ圧縮機の技術に関しライセンス契約を締結しており、その実施料率は低額であること、な

どの実施料率を通常より低率にすべき事情がある。

したがって、本件において損害額又は不当利得額の算定に当たっては、上記Visteon Corporationと原告との間で締結したライセンス契約の料率（乙65）を参考にすべきである。そして、上記ライセンス契約の対象特許は、米国特許を含むファミリー特許と日本特許であるところ、米国特許が高く評価されることからすれば、上記ライセンス契約における日本特許1件の料率は低く、本件特許権の実施料率は、「実施料率（対既存顧客）」の1台●（省略）●の10分の1を基準に認定すべきである。

### (3) 消費税相当額について

原告は、損害額に消費税相当額を加算するべきであると主張する。しかし、原告の主張する損害額の根拠となる被告の売上げについては、既に消費税相当額を納付済みであり、被告が原告の主張する損害額に消費税相当額を加算して支払わなければならないとすれば、被告は同じ売上げについて一部重複して消費税相当額を支払わなければならないが、このような二重払いは許されるべきではない。原告は、知的財産権侵害に係る損害賠償額について消費税相当額が課税されることを根拠とするが、国が既に支払われた被告の売上に対応する消費税相当額に加え、当該売上に対応する知的財産権侵害の損害賠償額について消費税相当額を重ねて徴収できる理由はない。

したがって、原告の上記主張は失当である。

### (4) 弁護士費用 争う

#### 1.3 争点(4) (消滅時効の成否)

##### [被告の主張]

原告は、平成26年3月18日、本件特許権に対応する韓国特許権に基づいて、被告親会社に対し、韓国において特許権侵害訴訟を提起していること、被告親会社は、平成21年9月30日、原告から特許権侵害に関する警告状を受領しており、その後、原告と継続的に交渉をしていたことからすれば、原告は、

本件訴訟提起の3年前である平成26年8月23日の時点では、被告が被告各製品を販売しており、かつ、これが本件特許権侵害を構成し得るものであると認識していたというべきである。

5 また、原告は、韓国訴訟の提起時にマツダ向けに被告製品が販売されていたことを認識しており、これにより日本に被告製品の販売会社が存在することも認識していたのは明らかである。そして、被告親会社のホームページにおいて関連会社として被告を公開し、また、JCSと被告親会社、マツダの資本関係につき遅くとも平成26年8月23日時点では公知であった以上、日本を代表する企業である原告が被告親会社の販売会社である被告を発見できなかったはずがない。

10 したがって、原告は、遅くとも平成26年8月23日時点で、被告製品及び被告による侵害行為を認識していたはずであり、平成26年8月23日以前の不法行為に基づく損害賠償請求権は時効によって消滅している。被告は、平成30年11月20日の本件弁論準備手続期日において、上記時効を援用した。

15 [原告の主張]

民法724条前段の消滅時効の起算点は、被害者等が「損害及び加害者を知った時」、すなわち加害者に対する賠償請求が事実上可能な状況のもとに、その可能な程度にこれを知った時を意味するものと解するのが相当であり、また、違法行為による損害の発生及び加害者を現実に了知したことを要する。

20 本件のように、物の製造販売による特許権侵害の不法行為に基づく損害賠償請求の事案においては、被害者である特許権者が加害者による当該物の製造販売の事実及びそれによる損害発生の事実を認識したことに加え、当該物が当該特許権に係る特許発明の技術的範囲に属することを認識したことが必要というべきである。

25 本件において、被告各製品の商流は「関係会社間の取引」であり、その商流を調査し、把握するのは困難であり、原告は、被告が被告各製品を被告親会社

から輸入し、販売していることを把握して、直ちに、平成26年12月26日、東京地方裁判所に前訴である特許権侵害行為差止等請求事件を提起したのであり、原告が本件特許権の侵害者を認識したのは、前訴提起時の平成26年12月というべきである。

#### 5 第4 当裁判所の判断

##### 1 本件訂正発明について

##### (1) 本件明細書等の記載

##### ア 技術分野

「本発明は、回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させるピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関する。さらに言えば、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関する。」

(段落【0001】)

##### イ 背景技術

「従来、シリンダボア内に冷媒を導入するためにロータリバルブが採用されたピストン式圧縮機が知られている。そして、このロータリバルブに関して、回転軸とは別体とされたものがバルブ收容室に收容された可変容量型斜板式圧縮機が知られている（例えば、特許文献1参照。）。また、回転軸そのものがロータリバルブとなっている、両頭ピストンを用いた固定容量型斜板式圧縮機が知られている（例えば、特許文献2〔判決注：乙18公報〕参照。）。」（段落【0002】）

「シリンダボア内へ冷媒を導入するための吸入ポートをロータリバルブで開閉する構成は、シリンダボア内へ冷媒を導入するための吸入ポートを撓み変形可能な吸入弁で開閉する構造に比べ、体積効率の向上を可能にす



る。」（段落【0003】）

ウ 発明が解決しようとする課題

「しかし、前記各特許文献の圧縮機のいずれにおいても、吐出行程にあるシリンダボア内の冷媒がこのシリンダボアに連通する吸入通路からロータリバルブの外周面に沿ってシリンダボア外に洩れ易い。即ち、特許文献1の圧縮機では、バルブ収容室の内周面とロータリバルブの外周面との間のクリアランスを極力小さくすることが冷媒洩れを防止する上で要求されるが、このクリアランス管理は非常に難しい。又、特許文献2の圧縮機においても、シリンダブロックに貫設した貫通孔の内周面とロータリバルブの外周面との間のクリアランスに関して同様の問題がある。このような冷媒漏れは、圧縮機の体積効率を低下させることとなる。」（段落【0004】）

「本発明は、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上させることを目的とする。」（段落【0005】）

エ 課題を解決するための手段

「そのために本発明は、シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させるピストン式圧縮機における冷媒吸入構造を対象としている。さらに本発明は、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造を対象としている。」（段落【0006】）

「そして請求項1の発明は、前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を備えている。さらに請求項1の発明は、吐出行程にある前記シリンダボア内

の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を備えている。」（段落【0007】）

5 「吐出行程にあるシリンダボア内のピストンは、圧縮反力を受け、この圧縮反力は、ピストン及びカム体を介して回転軸に伝達される。回転軸に伝達される圧縮反力は、吐出行程にあるシリンダボアに向けてロータリバルブを付勢する。吐出行程にあるシリンダボアに向けて付勢されるロータリバルブは、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて付勢される。吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口  
10 に向けてロータリバルブを付勢する構成は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路からの冷媒洩れ防止に寄与する。」（段落【0008】）

「また、請求項1の発明では、前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有している。前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上に設けられ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上に設けられている。そして、前記軸孔の前記内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段を構成している。さら  
15 に、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段とされている。」（段落【0009】）

「カム体からロータリバルブ側における回転軸の部分は、軸孔の内周面とロータリバルブの外周面とからなるラジアル軸受手段のみによって支持  
25 される。このような支持構成は、吸入通路の入口に向けたロータリバルブの付勢による冷媒洩れ防止作用を高める。

さらに、請求項1の発明では、前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方角の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしている。

スラスト荷重吸収機能を付与されたスラスト軸受手段は、吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢する状態をもたらすような回転軸の変位を許容する。」（段落【0010】）

#### オ 発明の効果

「本発明では、吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力により、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢するようにした。これにより、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上し得るといふ優れた効果を奏する。」（段落【0015】）

#### カ 発明を実施するための最良の形態

「以下、本発明の冷媒吸入構造を、両頭ピストンを備えた固定容量型圧縮機において具体化した第1の実施の形態を図1～図5に基づいて説明する。」（段落【0016】）

「シリンダブロック11、12には回転軸21が回転可能に支持されている。回転軸21は、シリンダブロック11、12に貫設された軸孔112、122に挿通されている。回転軸21は、軸孔112、122を介してシリンダブロック11、12によって直接支持されている。」（段落

【0019】)

「図5に示すように、スラストベアリング26は、一对のレース261、262と複数のコロ263とからなる。シリンダブロック12の端面には環状の突条121が形成されている。突条121は、スラストベアリング26のレース261に当接している。斜板23の基部231の端面233には環状の突条234が形成されている。突条234は、スラストベアリング26のレース262に当接している。突条234の径は、突条121の径よりも大きくしてある。スラストベアリング26を回転軸21の軸線211の方向に見た場合、突条121とレース261との接合範囲と、突条234とレース262との接合範囲とは、重なり合わない。従って、レース261、262は、スラスト荷重によって撓み変形可能である。即ち、スラストベアリング26にはスラスト荷重を吸収するスラスト荷重吸収機能が付与されている。」(段落【0023】)

「回転軸21を通す軸孔112、122の内周面にはシール周面113、123が形成されている。シール周面113、123の径は、軸孔112、122の他の内周面の径よりも小さくしてあり、回転軸21は、シール周面113、123を介してシリンダブロック11、12によって直接支持される。」(段落【0026】)

「図4及び図5に示すように、シール周面113、123によって包囲される回転軸21の部分は、回転軸21に一体形成されたロータリバルブ35、36となる。シール周面113、123によって包囲されるロータリバルブ35、36の外周面351、361は、シール周面113、123に対応する。シール周面113は、ロータリバルブ35を収容するバルブ収容室37(図4に図示)の内周面となる。シール周面123は、ロータリバルブ36を収容するバルブ収容室38(図5に図示)の内周面となる。」(段落【0033】)

「両頭ピストン29Aを介して斜板23に伝達される圧縮反力は、図1に矢印F1で示す力として斜板23に作用する。シリンダボア28B内の両頭ピストン29を介して斜板23に伝達される圧縮反力も同様の力F2（図1に矢印F2で示す）として斜板23に作用する。これらの力F1、F2は、斜板23の径中心部を中心として斜板23と一体化された回転軸21を傾かせようとする。回転軸21は、軸孔112、122の内周面に対して接離可能に軸受支持されており、軸孔112、122の内周面に対する回転軸21の変位がロータリバルブ35、36に伝達される。」（段落【0035】）

「（1-2）スラストベアリング25にはスラスト荷重吸収機能が付与されていないが、スラストベアリング26にはスラスト荷重吸収機能が付与されている。

スラストベアリング26におけるスラスト荷重吸収機能は、部品の寸法誤差による組み付け誤差を吸収する。スラストベアリング26におけるスラスト荷重吸収機能は、斜板23がその径中心部を中心として図1の力F1、F2の方向へ回ろうとする動きを許容する。即ち、スラスト荷重吸収機能を備えたスラストベアリング26は、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブ35、36を圧縮反力によって付勢することを許容する。スラスト荷重吸収機能を付与されたスラストベアリング26を圧縮反力伝達手段の一部とする構成は、圧縮室27、1、281から吸入通路を経由した冷媒洩れを抑制する上で簡便な構成である。」（段落【0039】）

「（1-3）斜板23からロータリバルブ35側における回転軸21の部分は、シール周面113（即ち、バルブ収容室37の内周面）とロータリバルブ35の外周面351とからなるラジアル軸受手段のみによって支持される。バルブ収容室37の内周面であるシール周面113は、ロータ

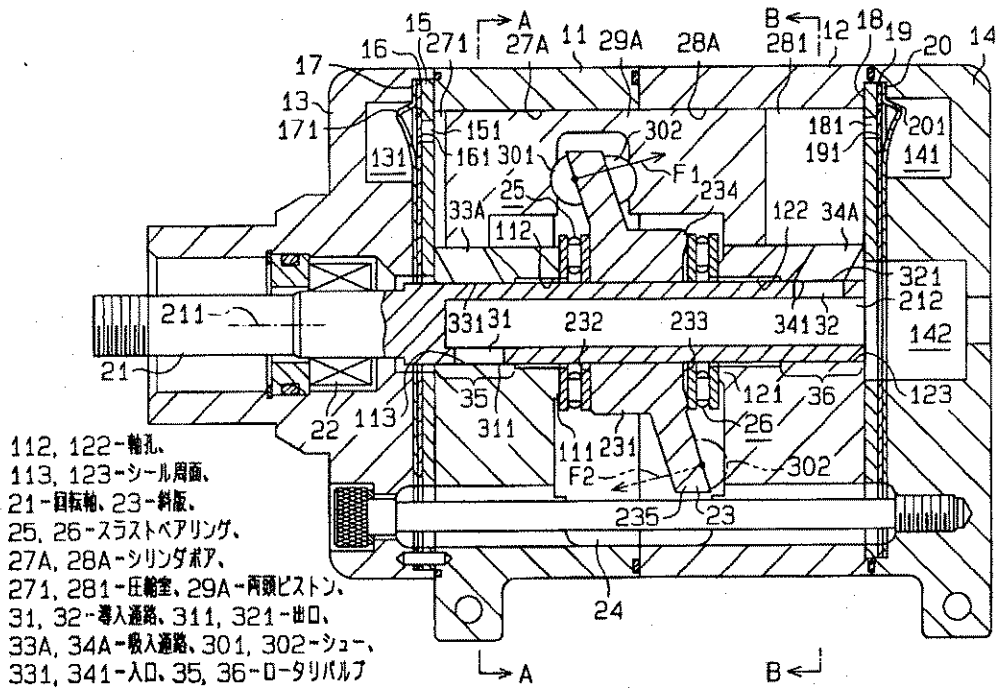
リバルブ 35 を介して回転軸 21 を支持するラジアル軸受手段となっている。ラジアル軸受手段であるシール周面 113 は、斜板 23 からロータリバルブ 35 側における回転軸 21 の部分に関する唯一のラジアル軸受手段である。又、シール周面 113 は、吐出行程にあるシリンダボア 27A に  
5 連通する吸入通路 33A の入口 331 に向けてロータリバルブ 35 を付勢することを許容する圧縮反力伝達手段の一部である。」（段落【0040】）

「（1-4）吐出行程にあるシリンダボア 27A, 28B に連通する吸入通路 33A, 34 の入口 331, 341 は、圧縮反力によるロータリバルブ 35, 36 の押接によって閉鎖される状態となる。この閉鎖状態は、  
10 ロータリバルブ 35, 36 の外周面 351, 361 と、シール周面 113, 123 との間のクリアランスの大きさにそれほど左右されない。従って、前記クリアランスに関する厳密な管理は不要となり、吐出行程にあるシリンダボア 27A, 28B における圧縮室 271, 281 から吸入通路 33A, 34 を経由する冷媒の洩れ難さは、前記クリアランスの要求精度が低い  
15 場合にも殆ど変わらない。即ち、前記クリアランスの要求精度が低い場合にも、圧縮機における体積効率が向上する。」（段落【0043】）

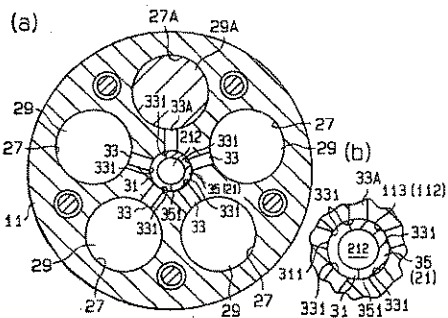
「（3）第1及び第2の実施の形態では、ロータリバルブがバルブ収容室の内周面に押接されるものとしたが、両者を接触させるのではなく、クリアランスを減少させることで洩れを防止するように構成してもよい。」  
20 （段落【0067】）

キ 図面

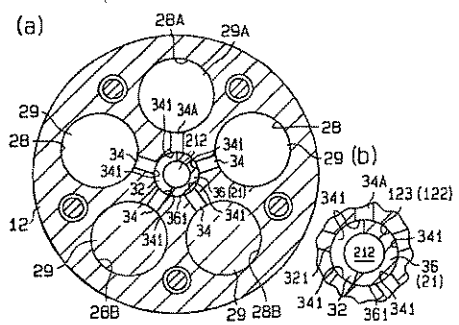
【図1】



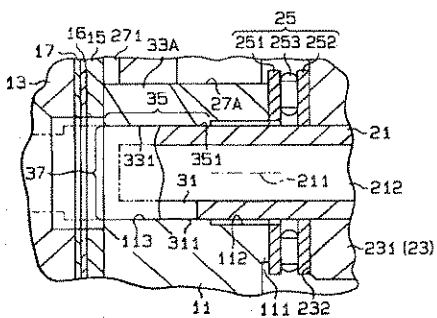
【図2】



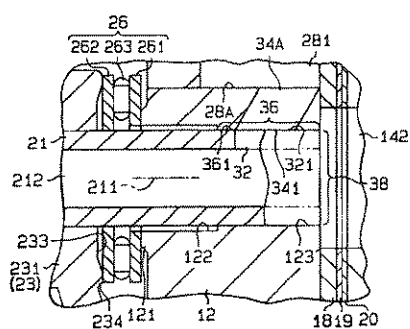
【図3】



【図4】



【図5】



(2) 本件訂正発明の技術的意義等

本件明細書等の記載によれば、本件訂正発明の技術的意義等は、以下のとおりである。

5 本件訂正発明は、回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、回転軸の回転にカム体を介してピストンを連動させ、また、回転軸と一体化されていると共に、ピストンによってシリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関するものである（【0001】）。

従来、圧縮機において、吐出行程にあるシリンダボア内の冷媒がこのシリンダボアに連通する吸入通路からロータリバルブの外周面に沿ってシリンダボア外に洩れやすく、このような冷媒漏れは、圧縮機の体積効率を低下させるという問題があった（【0004】）。本件訂正発明は、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上させることを目的とするもの（【0005】）であり、この目的を達成するために、本件訂正発明の構成を採用した。

すなわち、本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンが、圧縮反力を受け、この圧縮反力が、ピストン及びカム体を介して回転軸に伝達され、回転軸に伝達される圧縮反力が、吐出行程にあるシリンダボアに向けてロータリバルブを付勢し、吐出行程にあるシリンダボアに向けて付勢されるロータリバルブが、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて付勢されるという構成を有する（【0007】【0008】）。そして、このような吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢するという構成は、吸入通路からの冷媒漏れ防止に寄与する（【0008】）。

また、本件訂正発明における回転軸のラジアル軸受手段は、シリンダプロ



ックが回転軸をロータリバルブを介して支持するというものであり、回転軸と一体化された導入通路の出口が、ロータリバルブの外周面上に設けられ、吸入通路の入口が、軸孔の内周面上に設けられ、軸孔の内周面にロータリバルブの外周面が直接支持され、さらに、これが唯一のラジアル軸受手段とされている（【0009】）。そして、このような支持構成は、吸入通路の入口に向けたロータリバルブの付勢による冷媒漏れ防止作用を高める（【0010】）。

さらに、本件訂正発明におけるカム体のスラスト軸受手段の少なくとも一方は、シリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、カム体の突条の径はシリンダブロックの突条の径よりも大きく、スラスト荷重吸収機能が付与されている（【0010】）。そして、このようなスラスト荷重吸収機能は、吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢する状態をもたらすような回転軸の変位を許容する（【0010】）。

また、本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力により、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢し、吸入通路からの冷媒漏れを防止することによって、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上し得る（【0015】）。

## 2 争点(1)ア（構成要件Aの「ロータリバルブ」の充足性）について

(1) 前記前提事実(7)のとおり、被告各製品は、別紙イ号物件説明書及び別紙ロ号物件説明書の各図1記載のとおり構造を有しており、フロント側シリンダブロック20及びリヤ側シリンダブロック30において、「シャフト50」を支持するシャフト用孔21、31の周囲に設けられた5つのシリンダボア22、32内にピストン60を収容し、シャフト50の回転に斜板51を介してピストン60を連動させている。また、被告各製品は、ピストン60に

よってシリンダボア 22, 32 内に圧縮室 24, 34 が区画され, シャフト 50 には, 圧縮室 24, 34 に冷媒を導入するためのフロント側開口 52 及びリヤ側開口 53 が形成されている。

これらの被告各製品の構成によれば, シャフト 50 は, 回転弁として機能していることが明らかであり, 構成要件 A の「ロータリバルブ」に該当するといえる。

(2) 被告は, シャフト 50 のうちフロント側通路 23 及びリヤ側通路 33 に対応する部分のみが回転弁 (ロータリバルブ) としての機能を有するものであり, シャフト 50 が回転弁 (ロータリバルブ) として機能することはないと主張する。

しかしながら, そもそも, 上記被告の主張によったとしても, 少なくともシャフト 50 のうちフロント側通路 23 及びリヤ側通路 33 に対応する部分は構成要件 A の「ロータリバルブ」に該当することになるというのであり, 被告の上記主張は, 被告各製品の構成要件 A の充足性についての判断を左右するものではない。

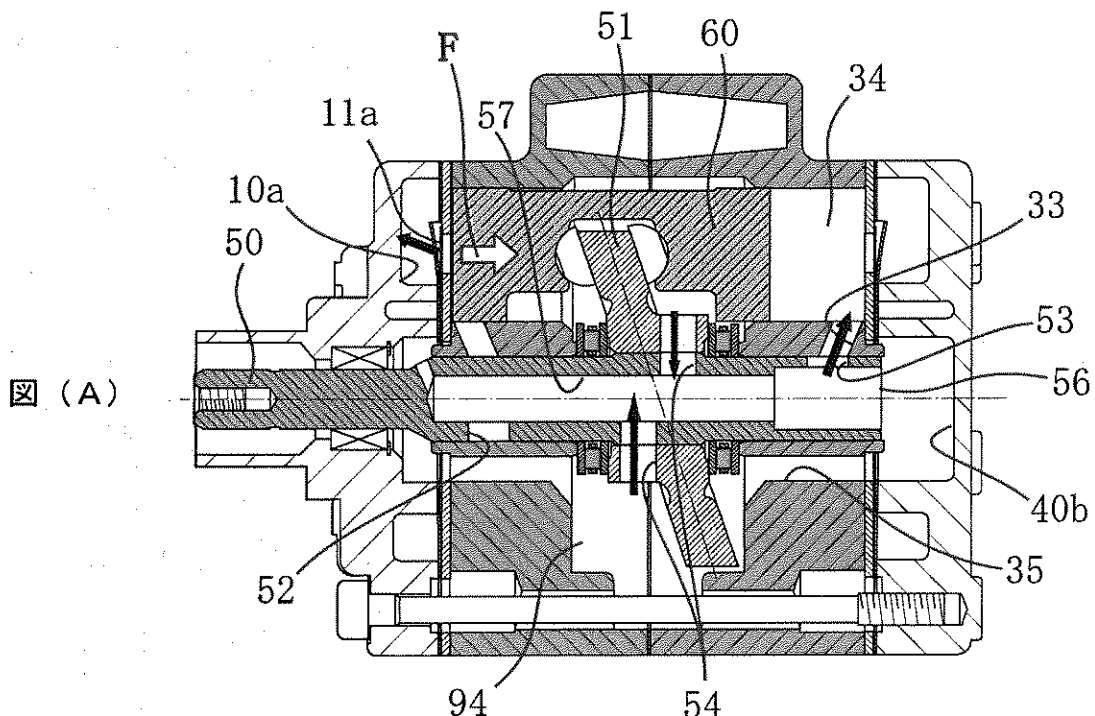
(3) 以上によれば, 被告各製品は, 構成要件 A を充足すると認めることができる。

3 争点(1)イ (構成要件 C の「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」及び構成要件 F の「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」の充足性) について

(1) 被告各製品の充足性

前記前提事実(7), 証拠 (甲 4, 5, 12) 及び弁論の全趣旨によれば, ① 被告各製品では, 吐出行程において, ピストン 60 が移動する方向とは反対向きの「圧縮反力 F」 (下図 (A) の F) がピストン 60 に作用するところ, 上記圧縮反力 F は, シュー 61, 斜板 51, フロント側スラスト軸受 70 及びリヤ側スラスト軸受 80 を介してシャフト 50 (回転弁) に伝達されるこ

と、②少なくとも、被告各製品のフロント側スラスト軸受70は、フロント側シリンダブロック20の「フロント側端面26」と斜板51の「環状凸部51c」との間に介在しており、フロント側スラスト軸受70の前面は、内径19.8mmから外径24.5mmまでの円環状の領域でフロント側シリンダブロック20のフロント側端面26と当接しており、また、フロント側スラスト軸受70の後面は、内径27.0mmよりも外側の領域で斜板51の環状凸部51cと当接しており、フロント側スラスト軸受70との当接面である斜板51の環状凸部51cの内径(27.0mm)は、フロント側スラスト軸受70との当接面であるフロント側シリンダブロック20のフロント側端面26の外径(24.5mm)より大きく、スラスト荷重吸収機能が付与されていることが認められる。



このように、被告各製品では、ピストン60に作用した圧縮反力Fが斜板やスラスト荷重吸収機能が付与されたフロント側スラスト軸受70に伝達され、このスラスト荷重吸収により斜板51の動きを許容することで斜板51の径中心部を中心としてシャフト50を傾かせようと作用しており（上図

(A)のシャフト50内部の↑及び↓), これによって, シャフト50 (回転弁)は, 吐出行程中のシリンダボア22に連通するフロント側通路23の入口に向けて付勢されるといえる。なお, この際シャフト50が変位していることは, 後記(2)イ(ア)のとおりである。

したがって, 被告各製品は, 構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」及び構成要件Fの「該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段」を充足するというべきである。

## (2) 被告の主張について

被告は, ①本件訂正発明の構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」の解釈として, 構成要件Cに該当するためには, 本件訂正発明の効果が得られる間欠的な付勢動作を行う圧縮反力伝達手段でなければならず, 緻密な設計が必要である, ②被告各製品は, シャフトの変位を抑制する構造であり, また, 「厳密なクリアランス管理」により冷媒漏れ防止が行われており, 本件訂正発明を実施する必要がないなどと主張して, 被告各製品の構成要件C及び同Fへの充足性を否定することから, 以下検討する。

### ア 上記①について

本件訂正発明の構成要件Cは, 「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して, 吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有し」というものである。

「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」について, 被告が主張するように, 「本件訂正発明の効果が得られる間欠的な付勢動作を行う」構成を備えなければならないとの記載はない。

また, 本件明細書等をもみても, 本件訂正発明の構成要件Cの「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」は, 吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して,

吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢し、ロータリバルブの外周面を吸入通路の入口に近づける手段であり、このような手段を採用することによって、ロータリバルブの外周面が吸入通路の入口に近づき、圧縮室内の冷媒が吸入通路から漏れ難くなり、体積効率が向上するという本件訂正発明の効果が奏せられるものである（本件明細書等【0007】～【0010】【0015】）。そうすると、上記のような手段を具備していることによって、本件訂正発明の効果を得られるのであって、「ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」について、被告の上記①の主張のように解釈しなければならない理由はないし、また、その主張を裏付ける記載が本件明細書等にあるものでもない。

そして、被告各製品は、後記イ(ア)のとおり、吐出行程にあるシリンダボアのフロント側通路に向けて近づくようにシャフトの外周面が変位しており、これにより、圧縮室内の冷媒がフロント側通路から漏れる程度は、当然に減少し、これによって体積効率が向上するという効果を奏しているといえる。

したがって、被告の上記①の主張を採用することはできない。

#### イ 上記②について

##### (ア) 被告各製品のシャフトの変位について

a 被告は被告各製品がシャフトの変位を抑制する構造であると主張する。しかし、①被告各製品のシャフト50の外径は平均19.003mm、シャフト用孔21,31の内径は平均19.033mm、シャフト50の外周面とシャフト用孔21,31の内周面との隙間は平均0.03mmであり（甲4,5）、被告各製品は、上記隙間の範囲においてシャフト50の変位を許容するものといえること、②運転中の被告製品1（RS-15）を用いた実験において、吐出行程にあるシリンダボア22のフロント側通路23に対面したシャフト50の外周

面に傷がついており、吐出行程にあるシリンダボア 2 2 のフロント側通路 2 3 に向けてシャフト 5 0 の外周面が近づくように変位していることが確認されたこと（甲 1 0）からすれば、被告各製品は、吐出行程にあるシリンダボアのフロント側通路に向けて近づくようにシャフトの外周面が変位していると認めることができる。

b 上記に対し、被告は、甲 1 0 報告書の実験は、(ア)クリアランスの容積（6 3 mm<sup>3</sup>）の大部分に試験用粉体（1 0 0 mm<sup>3</sup>）を混入させた状態での実験であること、(イ)シャフトとシャフト用孔の間隙が 1 5 μ m であるところに粒径が 8 μ m の粒子が混在する粉体が混入されており、粉体が抵抗となりシャフトの正常な回転が阻害されること、(ウ)シャフトの先端が大きく削られており正常な被告製品のシャフトの回転とはいえないことから、上記実験は、正常な動作とはいえない運転により行われたものであると主張する。

しかしながら、甲 1 0 報告書の実験は、粉体導入部から試験用粉体を導入し、開口を封止し、実験装置及び外部冷凍回路内を真空引きにした後、冷媒を封入し、所定の条件の下で合計 4 0 時間運転させ、試験用粉体を冷媒とともに循環させ、その過程においてシャフトとシャフト用孔の間隙に流れ込んだ試験用粉体によってシャフト 5 0 の外周面及びシャフト用孔 2 1 の内周面についた傷を測定したものであり（甲 1 0）、試験用粉体の大部分をシャフトとシャフト用孔の間隙に混入させたことを前提とする被告の上記(ア)の主張は、その前提を欠いている。また、被告の上記(イ)(ウ)の主張を裏付ける的確な証拠はなく、採用することはできない。

なお、被告は、甲 1 0 報告書の実験において、試験用粉体を混入しない比較装置において、シャフトの外周面の表面粗さがほぼ均一であることから、甲 1 0 報告書は、被告各製品においてシャフトの変位が

存在しないことを示すものであるとも主張する。しかし、上記の表面粗さの結果は、試験用粉体を混入していれば生じたであろう傷が試験用粉体を混入しなかったために生じなかったことを示しているにすぎず、このような比較装置の表面粗さの結果をもってシャフトの変位が存在しないことを示すものとはいえず、被告の上記主張も採用することはできない。

c 被告は、乙4証明書に基づき、被告製品1 (RS-15) のスラスト軸受をNOダンピング構造にした被告製品1との比較実験の結果、被告製品1と比較装置で体積効率に有意な違いが存在しないことが明らかになっており、このことから、被告各製品では、その体積効率に対し、圧縮反力に起因するシャフトの変位の寄与が存在しないことが確認できたと主張する。

しかしながら、乙4証明書の「スラスト軸受をNOダンピング構造にした被告製品」にスラスト荷重吸収機能が付与されていないといえるかは明らかではない。また、乙4証明書は、「スラスト軸受をNOダンピング構造にした被告製品」が被告製品1 (RS-15) と体積効率の点で同等の性能を発揮したことを示すものであり、甲10報告書の内容にも照らせば、乙4証明書をもってシャフトの変位が生じていないと認めることはできず、被告の上記主張を採用することはできない。

d 以上によれば、被告各製品にはシャフトの変位が生じていると認められるのであって、仮に被告各製品がシャフトの変位を抑制するための構造を有していたとしても、そのことが前記の構成要件C及び同Fの充足性の認定を左右するものではない。

(イ) 「厳密なクリアランス管理」による冷媒漏れ防止について

被告は、「厳密なクリアランス管理」により冷媒漏れ防止が行われて

5 いることを裏付ける証拠として乙3報告書を提出し、クリアランスが30 $\mu$ m及び50 $\mu$ mでは体積効率はほとんど変わらないが、それより大きな70 $\mu$ m以上のクリアランスでは、体積効率が明らかに落ちており、回転軸と軸孔のクリアランスの幅を狭く管理することが、体積効率において有効であることが明らかであるなどと主張する。

しかし、仮に被告の主張のとおり厳密なクリアランス管理により冷媒漏れを防止しているというのであれば、クリアランスが30 $\mu$ mの圧縮機よりも50 $\mu$ mのものの方が体積効率は落ちることになるはずであるが、乙3報告書によれば、30 $\mu$ mと50 $\mu$ mとで体積効率はほとんど  
10 変わらなかったというのであって、このことは、むしろ、本件訂正発明の作用効果である「冷媒の漏れ難さは、前記クリアランスの要求精度が低い場合にも殆ど変わらない。クリアランスの要求精度が低い場合にも圧縮機における体積効率が向上する」（本件明細書等【0043】）に沿うものといえる。

15 そして、仮に、被告各製品が、クリアランスを30 $\mu$ mに設定し、シャフト用孔の全域でシャフトを支持し、軸受がシリンダブロックの外側に突き出る長い構造を採用することでクリアランスを厳密に管理して  
20 いて、その構成が冷媒漏れの防止に対する効果を奏することがあるとしても、上記(ア)のとおり、被告各製品は、吐出行程にあるシリンダボアのフロント側通路に向けて近づくようにシャフトの外周面が変位している  
であり、このことによっても、冷媒漏れが防止されるものといえる。

したがって、乙3報告書の実験結果は、前記(1)の判断を左右するものではない。

(ウ) 以上によれば、被告の前記②の主張はいずれも採用することはできない。  
25 い。

(3) 小括



上記(1)、(2)によれば、被告各製品は、本件訂正発明の構成要件C及び同Fを充足すると認めることができる。

4 争点(1)ウ（構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」の充足性）について

5 (1) 「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」の意義

本件明細書等（【0019】、【0026】、【0033】、【0040】）においては、回転軸がシリンダブロックに貫設された軸孔に挿通され、軸孔の内周面で支持された構造を「直接支持される」としている。これによれば、本件訂正発明の構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」とは、軸孔の内周面とロータリバルブの外周面との間に他の部材が存在しないことを意味するものと解するのが相当である。

15 また、「唯一のラジアル軸受手段」について、本件訂正発明の特許請求の範囲には、その意義について、回転軸が軸受けされる位置が複数ある中で当該ラジアル軸受手段の位置が唯一の支持部であるという意義であるか、他のラジアル軸受手段である転がり軸受やジャーナル軸受は採用されず、当該ラジアル軸受手段が唯一採用されたという意義であるかについての記載はない。

20 ここで、本件明細書等には、本件発明の従来技術として、ジャーナル軸受を採用した乙18公報に記載の発明が記載されており（【0002】）、  
「唯一のラジアル軸受手段」との用語は、これとの対比で記載されたものと解される。また、本件明細書等には、回転軸は軸孔を介して直接支持されることが明記されており（【0019】）、その一部の位置のみが支持されるとは限定されていない。なお、本件明細書等に記載された【図1】では、軸  
25 孔112、122の端部側が小径となっており、この部分で回転軸21を軸受けしているほか、シール周面とロータリバルブの外周面のみからなる構造

が唯一のラジアル軸受手段である旨説明されているが（【0040】【0042】【0044】），これらは，本件訂正発明の第1の実施形態について説明するものであって，これをもって，本件訂正発明の構成は限定されない。

また，本件特許の特許請求の範囲請求項2には，「前記回転軸を支持する軸孔の端部側には，他部位よりも小径のシール周面を有する請求項1に記載のピストン式圧縮機」と記載されていることからすれば，本件訂正発明の構成は，回転軸を支持する軸孔の径に限定はないもの，すなわち，回転軸が軸受けされる位置については限定されていないものと解するのが自然である。

さらに，本件明細書等には，本件訂正発明の第1の実施形態について，「軸孔112，122と回転軸21の周面との接触範囲が回転軸21の軸線211の方向に短いほど回転軸21が傾き易くなる。軸孔112，122内に他部位よりも小径のシール周面113，123を設ける構成は，回転軸21を傾き易くすることに寄与する。」と記載されているところ（【0044】），この記載は，軸孔と回転軸の周面との接触範囲が，回転軸の軸線の方向に短くなくても回転軸が傾くことを前提とするものであるから，同記載は，回転軸が軸受けされる位置が限定されないことを裏付けるものである。

これらからすると，「唯一のラジアル軸受手段」との用語は，複数のラジアル軸受手段から，当該ラジアル軸受手段が唯一採用されたという意義を有するものと解される。したがって，本件訂正発明の構成要件Eの「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とは，カム体からロータリバルブ側における回転軸の部分について，直接支持されたラジアル軸受手段の他にラジアル方向の軸受手段が存在しないことを意味するものと解するのが相当である。

## (2) 被告各製品の充足性

前記前提事実(7)によれば，被告各製品のシャフト用孔21，31の内周面とシャフト50（回転弁）の外周面との間には，他の部材がなく，上記内周

面により上記外周面が直接支持されており、このような支持構造がシャフト50の斜板51よりも前側及び後側に関する唯一のラジアル軸受手段であって、他にラジアル方向の軸受手段は存在しない。そうすると、シャフト50（回転弁）は、シャフト用孔21、31の内周面とシャフト50（回転弁）の外周面とからなるラジアル軸受手段のみよって支持されており、このような支持構造がシャフト50の斜板51よりも前側及び後側に関する唯一のラジアル軸受手段といえる。

したがって、被告各製品は、構成要件Eの「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持される」及び「唯一のラジアル軸受手段」を充足する。

被告は、①被告各製品は、シャフト用孔21、31全体においてシャフト50全体を支持しているところ、このような態様での支持は「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブを直接支持」する構成とはいえないこと、②「唯一のラジアル軸受手段」とは、他の部材が存在するラジアル軸受手段を排除する意味ではなく、カム体からロータリバルブ側にラジアル軸受手段が設けられていない領域があることを意味するものであり、被告各製品は、「唯一のラジアル軸受手段」には当たらないことから、被告各製品は、構成要件Eを充足しないと主張する。しかし、前記(1)によれば、被告の解釈は採用することができない。

### (3) 小括

以上によれば、被告各製品は、本件訂正発明の構成要件Eを充足すると認めることができる。

5 争点(2)ア（無効理由1：本件訂正が訂正要件違反に当たるか否か）について

(1) 被告は、本件訂正が訂正要件に違反したものであると主張する。

被告は、本件特許について無効審判の請求をしたところ、本件訂正請求がされ、特許庁は、本件訂正を認めた上で被告による無効審判請求は成り立た

ない旨の審決（別件第1審決）をし、被告は審決取消訴訟を提起したが請求棄却判決がされ、その後、同判決は確定し、別件第1審決が確定した（前記前提事実(4)ア）。なお、上記審決取消訴訟において、被告は、本件訂正が新規事項を追加するものであり許されないと主張したが、その主張が排斥されるなどして被告の請求が棄却されていた（甲8）。このことに照らすと、本件において、被告が本件訂正が訂正要件に違反すると主張することは信義則上、許されないと解すべきである。

なお、念のため、訂正要件違反の有無について判断してみても、後記(2)のとおり訂正要件違反は認められず、被告の主張を採用することはできない。

#### (2) 訂正要件違反の有無について

被告は、①本件明細書等にはロータリバルブが円筒形状であることや外周面に溝や凹部等が設けられていないことの技術的意義について何ら記載されておらず、本件訂正で付加された事項が新規事項の追加に当たり、法126条5項に違反する、②本件発明と本件訂正発明により「付勢」の持つ意味が変更されており、「特許請求の範囲の減縮」を目的とするものではなく、法134条の2第1項に違反すると主張する。

上記①について、本件明細書等の図1ないし図5によれば、ロータリバルブ35、36の外周面に導入通路の出口を除いて溝や凹部等が設けられておらず、ロータリバルブの外周面が導入通路の出口を除いて円筒形状であることが記載されている。したがって、本件訂正の「前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、」との記載を追加する部分は、本件明細書等に記載した事項の範囲内においてされたものといえ、被告の上記①の主張を採用することはできない。

上記②について、本件訂正は、ロータリバルブの外周面に、導入通路の出口以外には、溝、凹部等が設けられていないという構成を加えるものであり、また、前側のロータリバルブの導入通路と後側のロータリバルブの導入通路

との関係について、回転軸内に形成された通路によって連通しているという構成を加えるものであるから、特許請求の範囲の減縮を目的とするものであることは明らかである。そして、「付勢」について、勢いを付けるという意義が、本件訂正の前後で変更されたと認めることもできない。したがって、  
5 本件訂正は、法134条の2第1項に違反せず、被告の上記②の主張も採用することはできない。

したがって、本件訂正が訂正要件に違反するとはいえず、被告の主張を採用することはできない。

6 争点(2)イ（無効理由2：乙11発明に基づく新規性欠如又は乙11発明及び  
10 周知技術に基づく進歩性欠如）について

(1) 乙11発明の認定

ア 乙11公開技報には、次の記載がある。

(ア) 本案は、自動車用エアコンに用いる圧縮機に関し、特にアキシヤル型  
コンプレッサの吸入冷媒通路方法に関する。（左欄1行～3行）

15 (イ) カークーラ用圧縮機は、年々小形軽量化という事で、外観寸法の抑制・軽量材料の採用が行なわれており、特に小形化のために、吸入及び吐出脈動の抑制を行なっている副吸入室及び副吐出室までもが小さくしている。そのため、吸入脈動ではサクシオン弁の自励振動による脈動音が生じ、又、吐出脈動においては車輻ボディーとの共振による共振音が  
20 生じ問題となっている。そのため、これらの異音対策として圧縮機の外部に本体より大きなマフラーを装着しなければならず、これでは、小形化の主旨が消え去ってしまう問題が生じる。（左欄4行～15行）

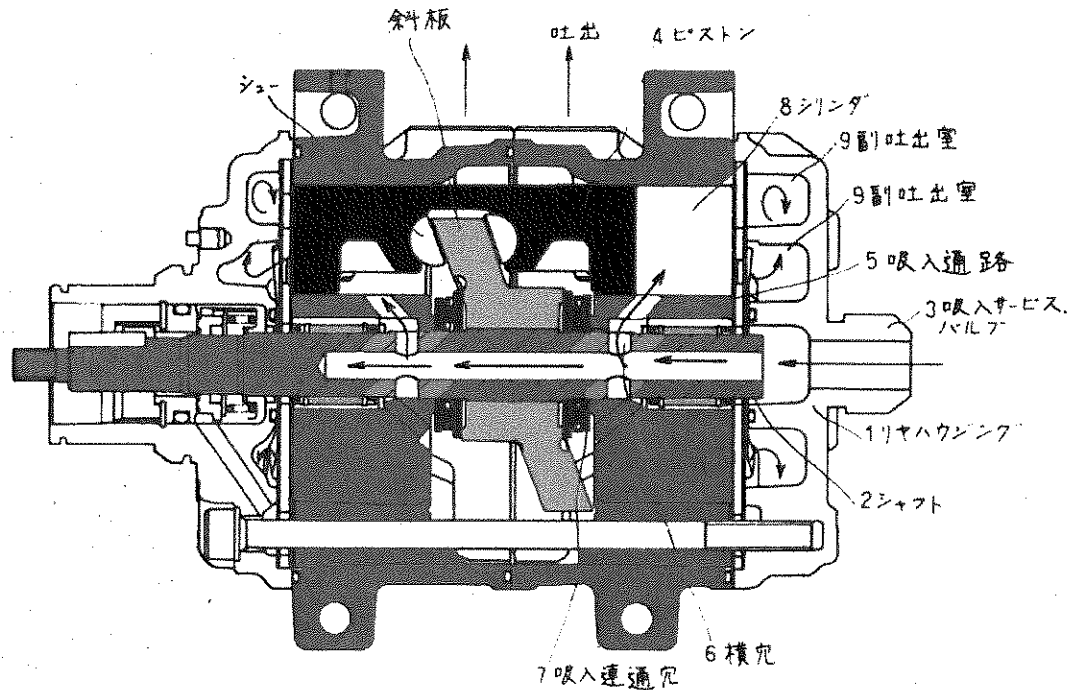
尚、軽量化の問題については、摺動部材へのA1材採用により、潤滑機能が損なわれた時の耐久性の低下も問題となっている。（左欄16行  
25 ～18行）

(ウ) 本案は上記点に鑑みてなされたもので、各摺動部へのオイル潤滑を過

渡条件下でも、十分行なえる様にすると同時に、サクシオン弁の自励振動を無くし、吐出脈動を、現状体格にて抑制させることを目的とする。

(左欄19行～右欄2行)

5 (エ) その為、本案ではリヤハウジング1のうち、シャフト2と同軸部へ吸入サービスバルブ3を設ける。そして、ピストン4が下死点に位置した時開口するシリンダの吸入通路5をハウジングに形成する。又、シャフト2にはこの吸入通路5と連通する各摺動部位置に横穴6を形成し、更にこれらの穴6を連通して、吸入サービスバルブ部と通じる吸入連通穴7をシャフト2に内蔵させる。吸入冷媒は、シャフト2内部よりシリンダ側壁通路5よりシリンダ8内へ吸い込まれるため副吸入室&サクシオン弁は廃止できる。また、副吸入室のスペースが無くなるため、この容積を副吐出室9とすることが出来、吐出脈動の低減にもなる。以上の吸入冷媒通路を設けることにより、吸入弁は廃止でき、弁の自励振動異音はなくなると共に、吐出脈動は低減することが出来る。更に、吸入冷媒が各摺動部を局部的に通過するため、過渡時におけるオイル潤滑性は、  
10  
15 向上し、耐久性に優れる。(右欄3行～21行)



イ 上記アによると、乙11公開技報には、次のとおりの乙11発明が記載されていると認めることができる。

「ハウジングにおけるシャフト2の周囲に配列された複数のシリンダ8内にピストン4を收容し、シャフト2の回転に斜板を介してピストン4を連動させたアキシャル型コンプレッサにおいて、

ピストン4が下死点に位置した時開口するシリンダの吸入通路5をハウジングに形成し、シャフト2には吸入通路5と連通する各摺動部位置に横穴6を形成し、これらの横穴6を連通して吸入サービスバルブ部と通じる吸入連通穴7をシャフト2に内蔵させ、吸入冷媒はシャフト2内部よりシリンダの吸入通路5よりシリンダ8内へ吸込まれ、

前記ハウジングは、シャフト2を回転可能に收容する軸孔を有し、

斜板の両側の、横穴6が吸入通路5と連通する摺動部位置よりも斜板から離れた位置において、軸孔の内周面にシャフト2の外周面が一对のラジアル軸受を介して支持されており、

ピストン4は両頭ピストンであり、ピストン4を收容するシリンダ8は

前後一对で設けられ、前記斜板は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれてシャフト2の軸線の方  
向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手段は、前記ハウジングの端面に形成された環状の突条と前記斜板の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記斜板の突条の径が前記ハウジングの突条の径よりも大きい、

アキシャル型コンプレッサにおける冷媒吸入構造。」

(2) 本件訂正発明と乙11発明の一致点及び相違点

前記前提事実(5)及び上記(1)によれば、本件訂正発明と乙11発明の一致点及び相違点は、以下のとおりであると認めることができる。

ア 一致点

シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を備えたピストン式圧縮機において、

前記シリンダボアに連通し、かつ前記導入通路と少なくとも前記回転軸の回転に伴って間欠的に連通する吸入通路を有し、

前記シリンダブロックは、前記回転軸を回転可能に收容する軸孔を有し、

前記導入通路の出口は、前記回転軸の外周面上にあり、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記回転軸の前記導入通路が形成された部位の外周面が直接対向し、

前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダボアに対応する一对の前記部位が前記回転軸と一体的に回転し、前記部位の各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方  
向の位置を規制されており、前記一对のスラスト軸受手



段の少なくとも一方は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした

ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

5 イ 相違点 1-1

本件訂正発明は、回転軸の導入通路が形成された部位が回転軸と一体化されたロータリバルブであり、吸入通路が前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通しているのに対し、

10 乙 1 1 発明は、回転軸（シャフト 2）の導入通路（横穴 6）が形成された部位がロータリバルブとして機能しているのか否か、及び吸入通路（吸入通路 5）がいつ前記導入通路と連通し、いつ連通していないのか、が明らかではない点。

ウ 相違点 1-2

15 本件訂正発明は、ロータリバルブである、回転軸の導入通路が形成された部位の外周面が前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、軸孔の内周面に前記部位の外周面が直接支持されることによって前記部位を介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段がカム体から前記部位側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であるのに対し、

20 乙 1 1 発明は、回転軸の導入通路が形成された部位の外周面が前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされているのか否か、及び軸孔の内周面に前記部位の外周面が直接支持されることによって前記部位を介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっているのか否かが明らかではなく、前記カム体の両側の、前記部位よりも前記カム体から離れた位置において、  
25 軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受を介して支持されている点。

エ 相違点 1-3

本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連  
5 通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を有し、  
10 一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなすのに対し、

乙11発明は、吐出行程にあるシリンダボア（シリンダ8）内のピストン（ピストン4）  
10 に対する圧縮反力を回転軸の導入通路が形成された部位に伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路の入口  
15 に向けて前記部位を付勢する圧縮反力伝達手段を有しているのか否か明らかではない点。

オ 被告の主張について

被告は、①相違点1-1について、乙11発明は、「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」  
15 に関するものであり、この点は相違点に当たらない、②相違点1-2について、本件訂正発明の構成要件Eの「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とは、  
20 回転軸のカム体からロータリバルブの間には唯一のラジアル軸受手段しかないと解され、「前記部位よりも前記カム体から離れた位置において、軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受を介して支持されている点」は相違点には当たらないなどと主張する。

(ア) 上記①について、乙11公開技報の記載からは、回転軸（シャフト2）の導入通路（横穴6）が形成された部位がロータリバルブとして機能していることや、吸入通路（吸入通路5）がいつ前記導入通路と連通しているかを認めることはできない。  
25

かえて、乙11公開技報の図（上記(1)アの図）のとおり、乙11発

明は、右側のシリンダ8において、シリンダの吸入通路5とシャフトの横穴6が連通し、さらに、ピストン4が下死点に位置しているため、横穴6がシリンダ8に開口し、シャフト2に内蔵された吸入連通穴7から横穴6及び吸入通路5を介してシリンダ8内に冷媒が吸入されており、  
5 他方、左側のシリンダ8においても、シリンダの吸入通路5とシャフト2の横穴6とは連通しているが、左側のシリンダ8ではピストン4が上死点に位置しており、横穴6がシリンダ8に開口しておらず、シリンダ8内に冷媒が吸入されないものとなっている。そして、乙11公開技報には「ピストン4が下死点に位置した時開口するシリンダの吸入通路5」  
10 と記載されていることも併せて考えれば、乙11発明は、シャフト2に形成された横穴6とハウジングに形成された吸入通路5とを連通させながら、ピストン4の動きによって吸入通路5のシリンダ8への開閉を制御する構成を開示するものといえ、これをもって、「ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機」を開示するものとはいえない。

15 なお、被告は、シャフト2に形成された横穴6とハウジングに形成された吸入通路5は間欠的に連通することなどを主張するが、これを認めるに足りる証拠はなく、採用することはできない。

したがって、被告の上記①の主張を採用することはできない。

20 (イ) 上記②について、本件訂正発明の構成要件Eの「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」の「カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分」を「カム体からロータリバルブまでの間の回転軸の部分」と限定して解釈する根拠があるとは認められないから、被告の上記②の主張はその前提を欠くものであり、採用することはできない。

25 (3) 相違点1-2に係る発明の容易想到性

被告は、駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題を解決するため

に、ラジアル軸受を省略して、回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成は周知である（乙14ないし16公報）ところ、乙11発明においても駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題は当然にあることから、このような課題を解決するために、乙14ないし16公報の周知技術を適用して、一对のラジアル軸受を省略することは容易であるなどと主張することから、検討する。

ア 乙14ないし16公報について

乙14ないし16公報には、次の記載がある。

(ア) 乙14公報

「リヤハウジング14内の吸入室27等から吸入弁機構29の開放により圧縮室22に冷媒を吸入する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、部品点数の削減や小型化のために、フロント側ラジアルベアリング18A及びリヤ側ラジアルベアリング18Bを円筒形状のプレーンベアリング（平軸受）で構成すること、又は、フロント側ラジアルベアリング18A及びリヤ側ラジアルベアリング18Bを省略して、シリンダブロック11の内周面に摩擦係数の安定した層を形成して、該内周面で駆動シャフト17をほぼ直接的に支持すること」

(イ) 乙15公報

「リヤハウジング13内の吸入室42から、吸入弁44の開放によりシリンダボア39内に冷媒ガスを流入する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、軸受構造を簡素化して部品点数を削減するために、転がり軸受等を省略し、シリンダブロック11の収納孔30の内周面に設けたスプール31の内周面で駆動シャフト16の後端部を支持すること」

(ウ) 乙16公報

「リヤハウジング16内の吸入室25等から吸入弁18a等の開放により冷媒ガスを圧縮室31内に吸引する、斜板を備えたピストン式圧縮

機において、部品点数を減らして簡素な軸受構造にするために、転がり軸受等を省略し、駆動シャフト35を、シリンダブロック11、12の軸孔33、34のシャフト支持部11b、12bで直接支持すること」

イ 乙14ないし16技術

5 上記アによれば、乙14ないし16公報に記載された技術（以下「乙14ないし16技術」という。）として、以下の技術を認めることができる。

「リヤハウジング内の吸引室から吸入弁の開放により冷媒ガスを圧縮室に吸引する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、部品点数を削除する等のために、転がり軸受等のラジアル軸受を省略して、シリンダブロックの軸孔に設けた部材で、駆動シャフトを直接支持すること」

10 ウ 前記(1)の乙11発明及び上記イによると、乙11発明は、シャフト2（回転軸）に設けられた横穴6を介して、回転軸から圧縮室へ冷媒を導入するものであるのに対し、乙14ないし16技術は、リヤハウジング内の吸引室から吸入弁の開放により冷媒ガスを圧縮室に吸引するものである。

15 したがって、乙11発明と乙14ないし16技術では、圧縮室へ冷媒を導入する手段という、斜板を備えたピストン式圧縮機における重要な手段の基本構造が異なるし、乙11発明ではラジアル軸受が設けられており、回転軸の機能及び構造も異なる。

20 そうすると、乙11発明と乙14ないし16技術において、ピストン型斜板圧縮機において駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題が共通するとしても、上記のような点で異なる乙11発明に乙14ないし16技術を適用する動機付けがあるとは認められない。

25 エ なお、仮に、乙11発明に乙14ないし16技術を適用したとしても、乙11発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、駆動シャフト（回転軸）を直接支持することとなり、シリンダブロックの軸孔で回転軸を直接支持することにはならないから、相違点1-2に係る本件訂正発明の構

成とはならない。この点について、被告は、乙14ないし16公報によれば、シリンダブロックの軸孔の内周面で直接支持するには、支持部分を良好な摺動性を付与したものとすればよく、特別な構造を採用する必要はないことなどを主張する。しかし、この主張自体が、乙11発明のシリンダブロックの軸孔の内周面で回転軸を直接支持するためにはその支持部分について良好な摺動性が付与されることを前提としているところ、乙11発明にはそのような摺動性が付与されていない。そのような乙11発明に乙14ないし16技術を適用しても、前記のとおり、乙11発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、駆動シャフト（回転軸）を直接支持することとなり、シリンダブロックの軸孔で、回転軸を直接支持することには

5  
10  
15  
20

ならないというべきである。被告の上記主張を採用することはできない。

オ そして、他に、回転軸に設けられた孔等を介して、回転軸内から圧縮室へ冷媒を導入する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、回転軸を支持するラジアル軸受を削除して、シリンダブロックの軸孔で回転軸を直接支持することが、本件優先日前における技術常識又は周知技術であることを認めるに足りる証拠はなく、当業者が相違点1-2に係る構成を容易に発明することができたとは認められない。

(4) 以上によれば、本件訂正発明は、乙11発明と同一とは認められず、また、その余の点について判断するまでもなく乙11発明に基づき当業者が容易に発明をすることができたとは認められないから、無効理由2に係る被告の主張は理由がない。

15  
20

7 争点(2)ウ（無効理由3：乙22発明及び周知技術による進歩性欠如）について

(1) 乙22発明の認定

ア 乙22公開技報には、次の記載がある。

25

【考案のポイント】

本案は、斜板型圧縮機のデッドボリュームを低減させ得る吐出弁構造に関する。

#### 【具体的用途】

エアコン用の圧縮機

#### 【構成・作用・効果】

5 本案の構成例について図1により説明する。各シリンダ4と吐出室7は吐出弁2によって仕切られている。この吐出弁2はシリンダ4の径よりも大きく、シリンダの上端面5にスプリング3によって押さえつけられている。シリンダの上端面5には吐出弁2がずれないようにガイド8を設ける。  
10 このガイド8には切り欠き9が施されており（図2）、吐出冷媒が吐出室に流れやすくなるようにしている。

吸入は本実施例のようにロータリバルブ等で行うか若しくは、ピストン内に吸入構造を設けてもよい。

15 作動について説明する。図3に示すように、吸入行程では吸入ポート6より冷媒がシリンダ4内に吸入されるが、この間、吐出弁2はスプリング3によりシリンダ上端面5に押さえつけられており、吐出室7とシリンダ4間は仕切られている。

そして、圧縮行程に入ってくるとシリンダ4内の圧力は上昇し、この圧力により吐出弁2が押され、シリンダ内の冷媒を吐出する（図4）。

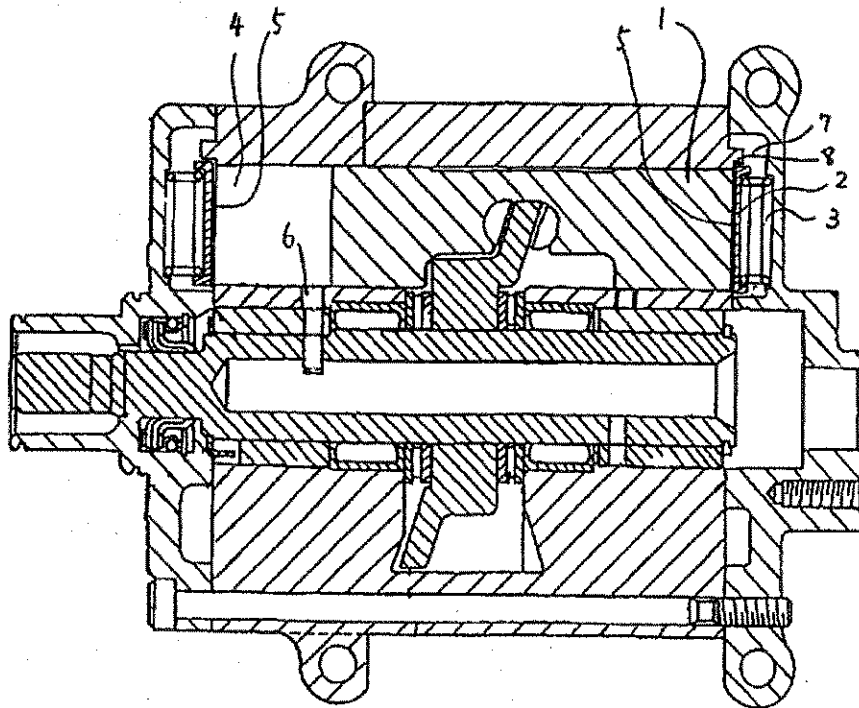
20 このように、本案構造ではバルブプレートが不要であるため、従来吐出ポートにあったデッドボリュームを無くすことができ、性能を上げることができる。

25 また、本案ではバルブプレートがなく、シリンダと吐出室の間は吐出室側に移動可能な吐出弁で直接仕切っているため、ピストン1の上死点位置がシリンダの上端面5に対して吐出室7側に位置するような構造となっても何ら問題はない。従って従来の圧縮機では、ピストンをバルブプレート

に当てないようにし、かつデッドボリュームを小さくするために斜板、ピ  
 ストン、シリンダ等の軸方向の寸法精度を上げなければならなかったが、  
 本案ではその必要がなくルーズな設計を可能にした。

【図1】

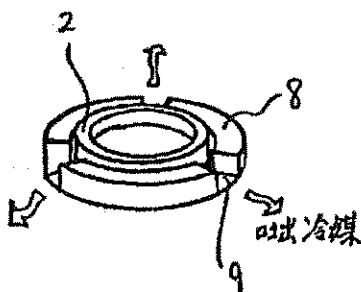
5



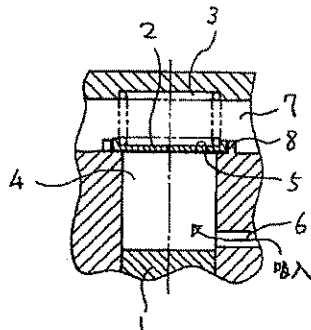
10

15

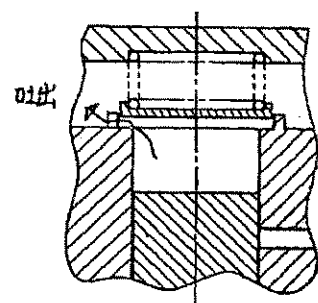
【図2】



【図3】



【図4】



イ 上記アによると、乙22公開技報には、次のとおりの乙22発明が記載  
 されていることが認められる。

20

「シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダ



4内にピストン1を収容し、前記回転軸の回転に斜板を介してピストン1を連動させ、前記回転軸と一体化され、流路を有するロータリバルブを備えた斜板型圧縮機において、

5 出口がピストン1の下死点位置近傍でシリンダ4に開口し、前記流路と前記回転軸の回転に伴って間欠的に連通する吸入ポート6を有し、

シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転自在に収容する軸孔を有し、

10 前記流路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、吸入ポート6の入口は前記軸孔の内周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記軸孔の内周面に直接対向し、更に前記斜板の両側の、前記ロータリバルブよりも前記斜板に近接した位置において、前記軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受を介して支持されており、

15 ピストン1は両頭ピストンであり、ピストン1を収容するシリンダ4は前後一对で設けられ、前記ロータリバルブは前後一对で設けられたシリンダ4に対応して一对設けられ、前記ロータリバルブの各前記流路が前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記斜板は、前後一对のスラスト軸受によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制され、

冷媒は、前記通路、前記流路及び吸入ポート6を介してシリンダ4に導入される、斜板型圧縮機における冷媒吸入構造。」

20 (2) 本件訂正発明と乙22発明の一致点及び相違点について

前記前提事実(5)及び上記(1)によれば、本件訂正発明と乙22発明の一致点及び相違点は、以下のとおりであると認めることができる。

ア 一致点

25 シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダブロック内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによ

って前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、

前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を有し、

前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔を有し、

前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接対向し、

前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されている、ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

## イ 相違点

### (ア) 相違点 2-1

本件訂正発明は、ロータリバルブの外周面が導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段がカム体から前記ロータリバルブ側における回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であるのに対し、

乙 2 2 発明は、ロータリバルブの外周面が導入通路（流路）の出口を除いて円筒形状とされているのか否か、及び軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを

介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっているのか否かが明らかではなく、カム体（斜板）の両側の、前記ロータリバルブよりも前記カム体に近接した位置において、軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が一对のラジアル軸受を介して支持されている点。

5 (イ) 相違点 2 - 2

本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を有し、一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方が前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段がシリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたのに対し、

15 乙 2 2 発明は、吐出行程にあるシリンダボア（シリンダ 4）内のピストン（ピストン 1）に対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路（吸入ポート 6）の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を有しているのか否か明らかではなく、スラスト軸受手段（スラスト軸受）がシリンダブロックの端面とカム体の端面とに当接しているものの、前記スラスト軸受が当接する前記シリンダブロックの端面と前記カム体の端面とに環状の突条が形成されていない点。

20 (3) 相違点 2 - 1 に係る発明の容易想到性について

被告は、「唯一のラジアル軸受手段」に係る構成は、乙 2 2 発明に周知技術（乙 1 4 ないし 1 6 技術）を適用することで当業者が容易に想到できると主張することから、以下検討する。

ア 乙 2 2 発明は、前記(1)のとおり、吸入ポート 6に通じる、回転軸に設け

5  
10  
15  
20  
25

られた穴を介して、回転軸内から圧縮室へ冷媒を導入するものであるのに対し、乙14ないし16技術は、リアハウジング内の吸引室から吸入弁の開放により冷媒ガスを圧縮室に吸引するものである。したがって、乙22発明と乙14ないし16技術では、圧縮室へ冷媒を導入するという、斜板を備えたピストン式圧縮機における重要な手段の基本構造が異なるし、乙22発明ではラジアル軸受が設けられており、回転軸の機能及び構造も異なる。

そうすると、乙22発明と乙14ないし16技術とにおいて、ピストン型斜板圧縮機において駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題が共通するとしても、上記のような点で異なる乙22発明に乙14ないし16技術を適用する動機付けがあるとはいえない。

イ なお、仮に、乙22発明に乙14ないし16技術を適用したとしても、乙22発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、回転軸を直接支持することとなり、シリンダブロックの軸孔で回転軸を直接支持することにはならないため、相違点2-1に係る本件訂正発明の構成とはならない。この点について、被告は、乙14ないし16公報によれば、シリンダブロックの軸孔の内周面で直接支持するには、支持部分を良好な摺動性を付与したものとすればよいのであり、特別な構造を採用する必要性はないなどと主張する。しかし、その主張自体が、乙22発明のシリンダブロックの軸孔の内周面で回転軸を直接支持するためには、その支持部分について良好な摺動性が付与されていることを前提としているところ、乙22発明にはそのような摺動性が付与されていないのであるから、乙22発明に、乙14ないし16技術を適用しても、前記のとおり、乙22発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、駆動シャフト（回転軸）を直接支持することとなり、シリンダブロックの軸孔で、回転軸を直接支持することにはならないというべきである。被告の上記主張を採用することはできない。

ウ また、被告は、乙 2 2 発明において、本件訂正発明のロータリバルブに相当する円筒形の弁体は回転軸の外側に取り付けられているから、一对のラジアル軸受を取り除けば、ロータリバルブの外周面のみが軸孔の内周面で直接支持されることとなるのは自明であると主張する。しかし、乙 2 2 発明において、被告主張の事実によって乙 2 2 発明の一对のラジアル軸受を取り除くことが容易であると認められず、それが容易であるというべき事情は認められないから、被告の主張を採用することはできない。

エ そして、他に、回転軸に設けられた孔等を介して、回転軸内から圧縮室へ冷媒を導入する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、回転軸を支持するラジアル軸受を削除して、シリンダブロックの軸孔で回転軸を直接支持することが、本件優先日前における技術常識又は周知技術であることを認めるに足りる証拠はなく、当業者が相違点 2-1 に係る構成を容易に発明することはできたと認められない。

オ したがって、乙 2 2 発明に乙 1 4 ないし 1 6 技術を適用して相違点 2-1 に係る構成を当業者が容易に想到することができたと認められない。

(4) 以上によれば、その余の点について判断するまでもなく、本件訂正発明は、乙 2 2 発明に基づき当業者が容易に発明をすることができたと認めることはできず、無効理由 3 に係る被告の主張は理由がない。

8 争点(2)エ（無効理由 4：乙 2 3 発明及び周知技術による進歩性欠如）について

(1) 乙 2 3 発明の認定

ア 乙 2 3 公報には、次の記載がある。

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、例えば自動車用空調装置の冷媒圧縮機として使用することができる斜板型圧縮機に係り、特に、吸入弁となる吸入ポートの構成に特徴を有するものである。

【0004】従来の斜板型圧縮機のように、吸入弁としてリードバルブを使用した場合に生じる吸入抵抗の増加の問題を解決するために、リードバルブに代わる吸入弁として、圧縮機の回転軸を支持しているラジアル軸受の近傍に、回転軸と一体化されて回転軸の回転に伴って摺動回転する所謂ロータリバルブを設けることが、先行技術において既に検討されている。

【0005】ロータリバルブを備えている先行技術としての斜板型圧縮機の構造及び作動等は、後に記載する実施例の項において実施例と対比して詳細に説明するが、ロータリバルブは、斜板型圧縮機の各シリンダの壁面に形成された吸入ポートと、回転軸に取り付けられて回転することにより吸入ポートを開閉する円筒形の弁体とからなっているので、各ピストンが上死点から下死点に向かって下降する吸入行程の全期間において吸入ポートが開口しているようにするために、各シリンダの吸入ポートはピストンの上死点に近い位置のシリンダの壁面に開口している。そして円筒形の弁体が回転してそれに形成された扇形の弁開口が吸入ポートと合致したときに、シリンダ内の圧縮室と中空の回転軸内に形成された吸入通路が連通し、圧縮されるべき冷媒等の流体が吸入通路から圧縮室内へ吸入されるようになっている。以下、このような構造のロータリバルブを備えている斜板型圧縮機の先行発明を「先行技術」と呼ぶことにする。

#### 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ロータリバルブは回転軸と共に回転し、差圧の大きさに関係なく吸入ポートを開口させるので、吸入弁としてロータリバルブを使用する先行技術によれば、リードバルブを用いる場合に比して吸入弁の吸入抵抗（圧力損失）を低減させ得るために、その分だけ吸入効率を向上させることができるが、その反面において幾つかの問題を生じる。

【0007】まず、ロータリバルブが斜板型圧縮機の吸入弁として使用さ

れた場合には、吸入ポートの開口面積とその流れ方向の長さ（シリンダ壁面の厚さ）によって小さな空間が形成されるが、その空間がピストンの往復運動やロータリバルブの弁体の回転運動によっては取り除くことができない圧縮のためのデッドスペースとなる。従って、先行技術のように吸入ポートがシリンダ壁面の上死点付近に開口している場合に、吸入抵抗を減少させるために吸入ポートの開口面積を大きく形成すると、デッドスペースとなる吸入ポート内の空間の容積（デッドボリューム）も大きくなって、ピストンが上死点に近づいた時期に圧縮室内で加圧されて高圧となった流体の一部がそのデッドスペース内に逃げ込んで損失となり、圧縮機の作動効率を低下させる。その理由から先行技術においては吸入ポートの開口面積を十分に大きくとることができないので、ロータリバルブの利点が十分に活かされず、吸入抵抗を十分に小さくすることができない。

【0008】また、ロータリバルブを使用する斜板型圧縮機においては、回転軸の内部に吸入通路を形成している関係で、吸入通路が複雑に屈曲した細くて長いものとなるために、これも流体の吸入抵抗を増加させる一因となる。従って、リードバルブをロータリバルブに置き換えたことによる吸入抵抗減少のメリットが、このような別の原因によってかなり減殺されることになる。

#### 【0014】

【実施例】図1は本発明の実施例としての斜板型圧縮機1の全体構造を示しており、それに対応して、図2は先行技術による斜板型圧縮機1'の全体構造を示している。図3は図1及び図2に共通なI I I - I I I断面における両者のロータリバルブの構造を示しており、この断面における本発明の実施例と先行技術の構造は、寸法的な面での差を除いて概ね同じである。本発明の実施例は先行技術と比べて、主としてI V - I V断面付近のロータリバルブの構造及びその作用において特徴を有すると言うことがで

きる。従って、本発明の実施例におけるロータリバルブの形状と構造を明示するために、図4として図1のIV-IV断面の側面図を、また図5としてロータリバルブの弁体の斜視図を示している。

【0015】図1に示すように、本発明の実施例としての斜板型圧縮機1の本体は、中央のシリンダブロック2と、その左側にバルブプレート3を挟んで締結されたフロントハウジング4と、右側にバルブプレート5を挟んで締結されたリヤハウジング6とからなっている。シリンダブロック2は更にフロント側のシリンダブロック2aとリヤ側のシリンダブロック2bとの2つの部分に分かれている。そして、シリンダブロック2a及び2b、バルブプレート3及び5、フロントハウジング4及びリヤハウジング6を一体的に締結する手段として、5本（図3及び図4参照。）の通しボルト7が用いられる。

【0016】フロント側のシリンダブロック2aには、中心のまわりの均等な位置に5個のシリンダ12a~12e（図1に12aのみを示す。図3及び図4参照。）が互いに平行となるように穿設されており、それらに対応してリヤ側のシリンダブロック2bにも、5個のシリンダ13a~13e（図1及び図2にシリンダ13aのみが図示されている。）が同様に穿設されている。フロントハウジング4内の外周部には環状の吐出室14が形成され、また、リヤハウジング6内の外周部にも環状の吐出室15が形成される。更に、リヤハウジング6の中央部分には、隔壁によって吐出室15と区画された吸入室16が形成される。吸入室16は入口17を備えており、それに接続される図示しない吸入配管によって、例えば空調装置の冷凍回路に設けられた蒸発器から戻って来る低温低圧の冷媒のような、圧縮すべき流体を受け入れるようになっている。

【0019】シリンダブロック2の内部に形成された斜板室23には、図1において左側から回転軸24が伸びており、例えば図示しない車両の内



燃機関から電磁クラッチのような伝動装置を介して回転駆動される。回転軸 2 4 は、斜板室 2 3 の前後を後に詳細に説明する一对のラジアル軸受 2 5 及び 2 6 によって半径方向に支持されている。斜板室 2 3 内において、回転軸 2 4 には楕円形の斜板 2 7 が圧入等の適当な手段によって一体的に取り付けられており、斜板 2 7 を駆動することによって回転軸 2 4 に発生する圧縮反力としての軸方向荷重は、斜板 2 7 の両側に設けられた一对のスラスト軸受 2 8 及び 2 9 によって支持される。

【0020】回転軸 2 4 と平行にシリンダブロック 2 内に穿設されているフロント側のシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e と、それらに対向するリヤ側のシリンダ 1 3 a ~ 1 3 e との各対には、それぞれ両頭のピストン 3 0 a ~ 3 0 e が軸方向に往復摺動可能に挿入されており、それらの両端の頭部を接続するピストンロッドの中心部分に形成された溝の両側には、例えば球形の窪み 3 1 が設けられていて、窪み 3 1 にはそれと同径の球の一部をなす一对の耐摩耗性シュー 3 2 が挿入され、それらのシュー 3 2 の間に前述の斜板 2 7 の周縁部を摺動可能に挟んでいる。

【0021】シリンダブロック 2 a 及び 2 b の中心部には、回転軸 2 4 と同軸心の平滑な円筒面を有するバルブシリンダ 3 3 及び 3 4 がフロント側とリヤ側のそれぞれに形成されており、これらのバルブシリンダ 3 3 及び 3 4 内には、回転軸 2 4 上に嵌合されて回転軸 2 4 に対して一体的に連結されている円筒形の弁体 3 5 及び 3 6 が、微小なクリアランスをおいて回転摺動可能に挿入されている。吸入弁としてのロータリバルブはこれらのバルブシリンダ 3 3 及び 3 4 と弁体 3 5 及び 3 6 によって構成される。

【0022】前後のバルブシリンダ 3 3 及び 3 4 の各壁面には、シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e 及び 1 3 a ~ 1 3 e のそれぞれ上死点に近い位置、即ちバルブプレート 3 及びバルブプレート 5 寄りの壁面部分に通じる吸入ポート 3 7 a ~ 3 7 e 及び 3 8 a ~ 3 8 e (図 1 の I I I - I I I 断面を示す図

3参照。なお、図1及び図2に37a及び38aのみを図示する。)が開口しており、それらに順次連通し得るように、弁体35及び36には、軸心に関して円周方向に例えば130°程度に開く扇形の弁開口39及び40が半径方向に形成されている。弁開口39及び40は、それぞれ相手に対して180度の位相差を有する。

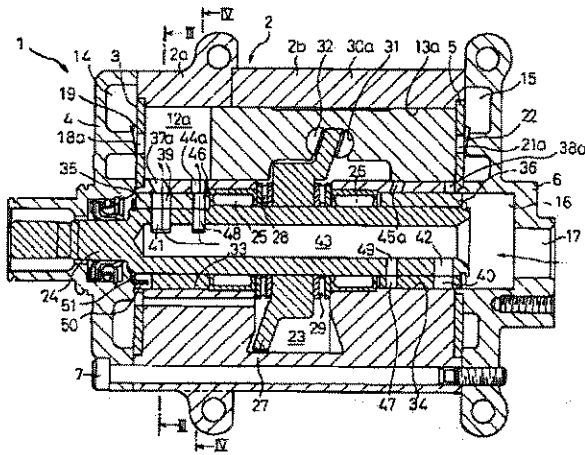
【0023】弁体35及び36に半径方向に形成された扇形の弁開口39及び40は、それぞれ回転軸24に形成された半径方向の吸入通路41及び42に接続することによって、回転軸24の中心に沿って形成されている吸入通路43を介して吸入室16に連通し、入口17から気化した冷媒のような圧縮すべき流体をシリンダ12a~12e及び13a~13e内へ吸入することができる。以上の構成は、図2に示す先行技術による斜板型圧縮機1'も、図1に示す本発明の実施例の場合と概ね同様である。

【0027】本発明の実施例による斜板型圧縮機1はこのように構成されているので、回転軸24が自動車の内燃機関等によって回転駆動されると、斜板27の運動の揺動成分によって両頭のピストン30a~30eがフロント側及びリヤ側のそれぞれのシリンダシリンダ12a~12e及びシリンダ13a~13e内で往復運動を行い、各シリンダ内の圧縮室がピストン30a~30eの両端によって拡張を繰り返す。各圧縮室が順次同じような作動を行うので、代表として図1に示すシリンダ12a内の圧縮室における作動を取り上げて説明することにする。

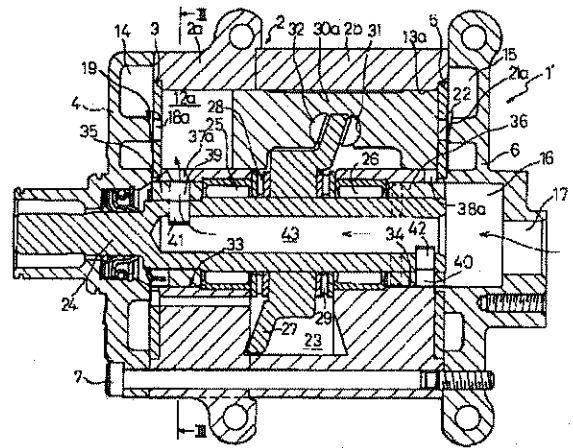
【0028】弁体35がバルブシリンダ33の中で回転することにより、ピストン30aの左端が吸入行程に入って下降(右へ移動)し始めると、まず、ピストン30aの左頭部によって閉塞されていた上死点に近い吸入ポート37aが開口し、また回転軸24と共に回転する弁体35の扇形の弁開口39も吸入ポート37aに連通する。それによって回転軸24に形成された吸入通路41と吸入通路43を介して吸入室16とシリンダ12

a 内の圧縮室が連通し、入口 17 から供給される冷媒のような流体の圧縮室内への吸入が開始される。しかし、本発明の実施例の斜板型圧縮機 1 においては、吸入ポート 37a の開口面積は吸入ポート内のデッドスペースを減少させるために最小限度の大きさに設定されているから、流体の吸入には若干の抵抗を伴い、そのままでは吸入効率が低下する。以上の作動は 図 2 に示した先行技術による斜板型圧縮機 1' と実質的に同じである。

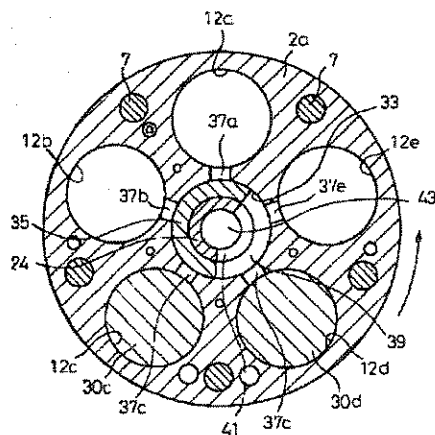
【図 1】



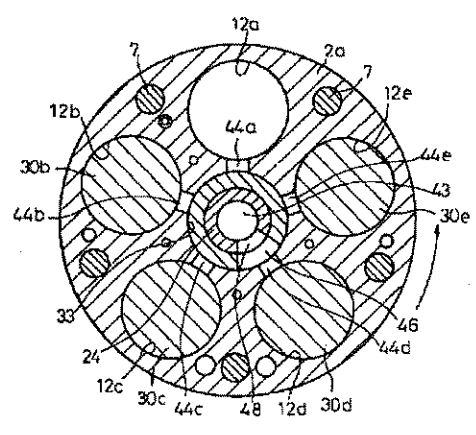
【図 2】



【図 3】



【図 4】



イ 上記アによると、乙 23 公報には、次のとおりの乙 23 発明が記載されていると認めることができる。

「シリンダブロック 2 には中心のまわりの均等な位置に 5 個のシリンダ

1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e が穿設され, シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e にピストン 3 0 a ~ 3 0 e が挿入され, シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e とピストン 3 0 a ~ 3 0 e によって圧縮室が形成され, 回転軸 2 4 が回転駆動されると, 斜板 2 7 の運動の揺動成分によってピストン 3 0 a ~ 3 0 e がシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, シリンダ 1 3 a ~ 1 3 e 内で往復運動を行い, 回転軸 2 4 に対して一体的に連結されている弁体 3 5, 3 6 には弁開口 3 9, 4 0 が形成され, 弁開口 3 9, 4 0 は, 冷媒をシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e 内へ吸入することができる斜板型圧縮機 1' において,

シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e のそれぞれ上死点に近い位置の壁面部分に通じる吸入ポート 3 7 a ~ 3 7 e, 3 8 a ~ 3 8 e を有し, 弁開口 3 9, 4 0 は, それらに順次連通し,

シリンダブロック 2 には, 弁体 3 5, 3 6 が微小なクリアランスをおいて回転摺動可能に挿入されているバルブシリンダ 3 3, 3 4 が形成され,

弁開口 3 9, 4 0 は, 弁体 3 5, 3 6 の外周面に開口しており, 弁体 3 5, 3 6 の外周面は, 弁開口 3 9, 4 0 の出口及び連結環の爪片が係合する切り欠きを除いて円筒形状とされ, 吸入ポート 3 7 a ~ 3 7 e, 3 8 a ~ 3 8 e は, バルブシリンダ 3 3, 3 4 の壁面に開口しており, バルブシリンダ 3 3, 3 4 の壁面に弁体 3 5, 3 6 の外周面が直接対向し, 回転軸 2 4 は, 斜板 2 7 の前後の, 弁体 3 5, 3 6 よりも斜板 2 7 に近接した位置において, 一对のラジアル軸受 2 5, 2 6 によって半径方向に支持され,

ピストン 3 0 a ~ 3 0 e は, 両頭のピストンであり, 5 個のシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e は, フロント側のシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e と, それらに対向するリヤ側のシリンダ 1 3 a ~ 1 3 e の各対からなり, 弁体 3 5 は, フロント側のシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e に対応し, 弁体 3 6 は, リヤ側のシリンダ 1 3 a ~ 1 3 e に対応し, 弁体 3 5, 3 6 は, 回転軸 2

4と共に回転し、弁開口39、40は、回転軸24に形成された吸入通路41、42、43を介して連通し、斜板27の両側には一対のスラスト軸受28、29が設けられている、斜板式圧縮機における冷媒吸入構造。」

(2) 本件訂正発明と乙23発明の一致点及び相違点

5 前記前提事実(5)及び上記(1)によれば、本件訂正発明と乙23発明の一致点及び相違点は、以下のとおりであると認めることができる。

ア 一致点

10 シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、

前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を有し、

15 前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔を有し、

前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記導入通路の出口を除いた前記ロータリバルブの外周面の少なくとも一部は、円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接対向し、

20 前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを收容する前後一対のシリンダボアに対応する一対のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通し、前記カム体は、前後一対のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方法の位置を規制されている、ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

イ 相違点 3-1

本件訂正発明は、ロータリバルブの外周面が導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段がカム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であるのに対し、

乙 2 3 発明は、ロータリバルブ（弁体 3 5, 3 6）の外周面が導入通路（弁開口 3 9, 4 0）の出口及び連結環の爪片が係合する切り欠きを除いて円筒形状とされ、軸孔（バルブシリンダ 3 3, 3 4）の内周面（壁面）に前記ロータリバルブの外周面が直接対向しているがラジアル軸受手段ではなく、回転軸（回転軸 2 4）がカム体（斜板 2 7）の前後の、前記ロータリバルブよりも前記カム体に近接した位置において、一对のラジアル軸受 2 5, 2 6 によって半径方向に支持されている点。

ウ 相違点 3-2

本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を有し、一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方が前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段がシリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたのに対し、

乙 2 3 発明は、吐出行程にあるシリンダボア（シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e, 1 3 a ~ 1 3 e）内のピストン（ピストン 3 0 a ~ 3 0 e）に対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連

通する吸入通路（吸入ポート37a～37e, 38a～38e）の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有しているのか否か明らかではなく、スラスト軸受手段（スラスト軸受28, 29）がシリンダブロック（シリンダブロック2）の端面とカム体の端面とに当接しているものの、前記スラスト軸受が当接する前記シリンダブロックの端面と前記カム体の端面とに環状の突条が形成されていない点。

エ 被告の主張について

被告は、上記相違点3-1について、乙23発明は、バルブシリンダの内周面に弁体の外周面が直接支持されていて、「前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されること」との構成を有していて、この構成は、本件訂正発明と乙23発明との相違点ではないと主張する。

しかし、乙23発明においては、シリンダブロック2には、（ロータリバルブの）弁体35, 36が微小なクリアランスを有して回転摺動可能に挿入されているバルブシリンダ33, 34が形成され（【0021】）、回転軸24は、弁体35, 36よりも斜板27に近接した位置において、一对のラジアル軸受25, 26によって半径方向に支持されている（【0019】及び図2）のであるから、乙23発明において、弁体35, 36が回転軸24のラジアル軸受として機能しているとは認められず、被告の上記主張を採用することはできない。

(3) 相違点3-1に係る発明の容易想到性

ア 被告は、「唯一のラジアル軸受手段」に関する構成は、乙23発明に周知技術（乙14ないし16技術）を適用することで容易に想到できるものであると主張する。

しかしながら、乙23発明は、前記（第4の8(1)）のとおり、吸入ポート37a～37e, 38a～38eに通じる、回転軸24に設けられた吸入通路41, 42, 43を介して、回転軸内から圧縮室へ冷媒を導入する

ものであるのに対し、乙14ないし16技術は、リアハウジング内の吸引室から吸入弁の開放により冷媒ガスを圧縮室に吸引するものである。したがって、乙23発明と乙14ないし16技術とでは、圧縮室へ冷媒を導入する手段という、斜板を備えたピストン式圧縮機における重要な手段の基本構造が異なるし、乙23発明ではラジアル軸受が設けられており、回転軸の機能及び構造も異なる。

そうすると、乙23発明と乙14ないし16技術において、ピストン型斜板圧縮機において駆動シャフトの軸受構造を簡素化するという課題が共通するとしても、このように異なる乙23発明に乙14ないし16技術を適用する動機付けがあるとはいえない。

イ なお、仮に、乙23発明に乙14ないし16技術を適用したとしても、乙23発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、回転軸を直接支持することとなるのであって、シリンダブロックの軸孔で、回転軸を直接支持することにはならないため、相違点3-1に係る本件訂正発明の構成とはならない。この点について、被告は、乙14ないし16公報によれば、シリンダブロックの軸孔の内周面で直接支持するには、支持部分を良好な摺動性を付与したものとすればよいのであり、特別な構造を採用する必要性はないなどと主張する。しかし、その主張自体が、乙23発明のシリンダブロックの軸孔の内周面で回転軸を直接支持するためには、その支持部分について良好な摺動性が付与されていることを前提としている。乙23発明にはそのような摺動性が付与されていないから、そのような乙23発明に対し乙14ないし16技術を適用しても、前記のとおり、乙23発明のシリンダブロックの軸孔に設けた部材で、回転軸を直接支持することとなり、シリンダブロックの軸孔で、回転軸を直接支持することにはならないというべきである。被告の上記主張を採用することはできない。

ウ また、被告は、乙23発明において、本件訂正発明のロータリバルブに



相当する円筒形の弁体は回転軸の外側に取り付けられているから、一对のラジアル軸受を取り除けば、ロータリバルブの外周面のみが軸孔の内周面で直接支持されることとなるのは自明であると主張する。しかし、乙23発明において、被告主張の事実によって乙23発明の一对のラジアル軸受を取り除くことが容易であると認められず、一对のラジアル軸受を取り除くことが容易であるというべき事情は認められないから、原告の主張を採用することはできない。

エ そして、他に、回転軸に設けられた孔等を介して、回転軸内から圧縮室へ冷媒を導入する、斜板を備えたピストン式圧縮機において、回転軸を支持するラジアル軸受を削除して、シリンダブロックの軸孔で回転軸を直接支持することが、本件優先日前における技術常識又は周知技術であることを認めるに足りる証拠はなく、当業者が、相違点3-1に係る構成を容易に想到することができたとは認められない。

(4) 以上によれば、その余の点について判断するまでもなく、本件訂正発明は、乙23発明に基づき当業者が容易に発明をすることができたとは認められないから、無効理由4に係る被告の主張は理由がない。

9 争点(2)オ（無効理由5：乙29発明による新規性欠如、乙29発明及び周知技術による進歩性欠如）について

(1) 新規性欠如の主張について

被告は、本件訂正前の本件発明が乙29発明と同一であり新規性は認められないと主張する。しかし、前記前提事実(4)アのとおり、本件訂正を認める別件第1審決が確定し、本件訂正の効力が生じているのであり、被告の上記主張は本件における主張としては失当である。

(2) 進歩性欠如の主張について

ア 乙29発明の認定

(ア) 乙29公報には、次の記載がある。

**【0001】**

**【産業上の利用分野】** この発明は、斜板式圧縮機等の往復動型圧縮機に関するものである。

**【0002】**

5 **【従来の技術】** この種の往復動型圧縮機としては、例えば実開昭64-46480号公報に示すような構成のものが知られている。この構成においては、ハウジング内にラジアルベアリングを介して回転軸が支持されるとともに、その回転軸の周囲においてピストンを往復動可能に収容した複数のシリンダボアが形成されている。ハウジングのクランク室内  
10 において回転軸には斜板が支持され、回転軸の回転に伴い、この斜板を介してピストンが往復動されるようになっている。

**【0003】**

**【発明が解決しようとする課題】** ところで、この種の圧縮機では、斜板が傾斜しているために、ピストンの圧縮動作時に発生する圧縮荷重、す  
15 なわち圧縮反力が、斜板を介して回転軸に対し、その回転軸のラジアル方向の分力として作用し、ラジアルベアリングに大きな負荷が加わる。尚、このラジアル方向の分力に関しては後に詳述する。従って、従来の圧縮機では、このような大きなラジアル方向の負荷が加わっても、回転軸の円滑な回転に支障が無いように、ラジアルベアリングとしてニード  
20 ルベアリングやボールベアリング等のころがり軸受が使用されていた。

**【0004】** ところが、このニードルベアリングやボールベアリング等のころがり軸受は高価であるため、圧縮機のコスト低減の妨げになるという問題があった。この発明は、このような従来の技術に存在する問題  
25 点に着目してなされたものである。その目的とするところは、回転軸を支持するラジアルベアリングとして、ニードルベアリングやボールベアリング等の高価なころがり軸受を使用する必要がなく、製造コストの低

減を図ることができる圧縮機を提供することにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】 上記の目的を達成するために、請求項1に記載の発明では、ラジアルベアリングを滑り軸受けにより構成し、その滑り軸受けと回転軸との間には、ピストンの圧縮動作時に斜板を介して回転軸にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を、同回転軸に対して付与するための反力付与手段を設けたものである。

【0006】 請求項2に記載の発明では、請求項1において、前記反力付与手段は、滑り軸受けと対向する回転軸の外面上においてピストンが上死点付近にあるシリンダボアと対応するように形成された凹部と、その凹部内に高圧ガスを導入するためのガス通路とから構成されているものである。

【0013】

【作用】 請求項1に記載の発明によれば、回転軸を支持するラジアルベアリングが滑り軸受けにより構成されているので、ニードルベアリングやボールベアリング等のころがり軸受と比較して安価で済む。又、回転軸の回転に伴い、斜板を介してピストンが往復動されて、圧縮動作が行われるとき、その圧縮荷重が斜板を介して回転軸に対し、ラジアル方向の分力として作用し、滑り軸受けに大きな負荷が加わる。つまり、回転軸が滑り軸受けに強く圧接されて、両者間の摺動抵抗が大きくなる。ところが、滑り軸受けと回転軸との間に設けられた反力付与手段により、回転軸にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力が、同回転軸に対して付与されて、そのラジアル方向の力が相殺される。このため、回転軸が滑り軸受けに強く圧接されることはなく、滑り軸受けを使用しても回転軸の円滑な回転に支障は生じない。

【0024】 複数のシリンダボア20は前記回転軸16と平行に延びる

ように、シリンダブロック 11 の両端部間に同一円周上で所定間隔おきに貫通形成され、それらの内部には片頭型のピストン 21 が往復動可能に嵌挿支持されている。クランク室 22 はシリンダブロック 11 の前面側において、フロントハウジング 12 の内部に区画形成されている。

5 【0025】 ラグプレート 23 はクランク室 22 内において回転軸 16 に一体回転可能に止着され、その前面とフロントハウジング 12 の内面との間にはスラストベアリング 24 が介装されている。支持アーム 25 はラグプレート 23 の後面上部からシリンダブロック 11 側に向かって突設され、その先端には回転軸 16 の軸線と交差する方向に延びる一対  
10 のガイド孔 26 が形成されている。

【0027】 半球部を有する一対のシュー 30 はその半球部にて各ピストン 21 の基端部に相対的に摺動可能に嵌められている。摺動面 29 は前記斜板 27 の外周部の前後両面に形成され、この摺動面 29 上には両シュー 30 がその平面部にて摺動可能に係留されている。そして、前記  
15 駆動源により回転軸 16 が回転される時、ラグプレート 23 を介して斜板 27 が回転され、各ピストン 21 がシリンダボア 20 内において往復動される。

【0030】 吸入弁機構 35 は前記弁板 14 に形成され、ピストン 21 がシリンダボア 20 内で往復動される時、この吸入弁機構 35 によって吸入室 33 から各シリンダボア 20 の圧縮室内に冷媒ガスが吸入され  
20 る。吐出弁機構 36 は弁板 14 に形成され、ピストン 21 がシリンダボア 20 内で往復動される時、この吐出弁機構 36 によって各シリンダボア 20 の圧縮室内で圧縮された冷媒ガスが吐出室 34 に吐出される。

【0031】 図 1～図 3 に示すように、前記後方のラジアルベアリング 18 はシリンダブロック 11 の中心に形成された軸支孔 37 からなり、  
25 その軸支孔 37 内には回転軸 16 の後端に形成された大径の軸支部 38

が回転可能に嵌挿支持されている。反力付与手段としての反力付与構造 39 は、ラジアルベアリング 18 の軸支孔 37 と回転軸 16 の軸支部 38 との間に形成され、ピストン 21 の圧縮動作時に斜板 27 を介して回転軸 16 にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を、同回転軸 16 に対して付与するようになっている。

【0032】すなわち、前記反力付与構造 39 の凹部 40 は、軸支孔 37 と対向する回転軸 16 の軸支部 38 の外面において、ピストン 21 が上死点付近にあるシリンダボア 20 と対応するように形成されている。また、この凹部 40 は、ピストン 21 が上死点付近にあるシリンダボア 20 から、そのシリンダボア 20 より圧縮行程途中にあるシリンダボア 20 側に渡って形成された圧力作用部 40 b と、その圧力作用部 40 b に接続され、ピストン 21 が上死点付近にあるシリンダボア 20 と対応するように軸線方向に延長された吐出圧導入溝 40 a とを備えている。

【0033】前記反力付与構造 39 を構成する複数のガス通路 41 は、各シリンダボア 20 の後端と軸支孔 37 との間に延びるように、シリンダブロック 11 に形成されている。そして、回転軸 16 の回転に伴い、斜板 27 を介して各ピストン 21 が圧縮動作されるとき、凹部 40 の導入溝 40 a が、ピストン 21 が上死点付近に移動された各シリンダボア 20 のガス通路 41 に順に連通する。この動作により、各シリンダボア 20 の圧縮室内において高圧となった冷媒ガスが、ガス通路 41 を介して凹部 40 の圧力作用部 40 b 内に導入される。

【0034】次に、前記のように構成された圧縮機について動作を説明する。さて、この実施例の圧縮機において、車両エンジン等の駆動源により、回転軸 16 を介してラグプレート 23 が回転されると、斜板 27 の傾角に応じたストロークで各ピストン 21 が往復動される。これにより、冷媒ガスが吸入室 33 から各シリンダボア 20 の圧縮室内に吸入さ

れ、それらの圧縮室内で圧縮された後、吐出室34に吐出される。この圧縮運転時には、斜板27が傾斜しているために、図1及び図3に示すように、各ピストン21からの圧縮荷重P1が、斜板27を介して回転軸16に対し、その回転軸16のラジアル方向の分力P2として作用する。このため、回転軸16はその分力P2の方向へ向かってラジアルベアリング17、18に強く圧接され、同ベアリング17、18にはラジアル方向への大きな負荷が加わる。

【0035】ところが、各ピストン21の圧縮動作時には、後方のラジアルベアリング18と対応する位置において、回転軸16上の凹部40の吐出圧導入溝40aが各ガス通路41に順に連通して、各シリンダボア20の圧縮室内からガス通路41を介して、凹部40の圧力作用部40b内に高圧となった冷媒ガスが導入される。これにより、圧力作用部40b内の圧力が高められ、その圧力が回転軸16に作用するラジアル方向の分力P2と反対方向の力として、同回転軸16に付与される。その結果、回転軸16に作用するラジアル方向の力P2が相殺される。

【0036】このため、回転軸16が後方のラジアルベアリング18に強く圧接されることはなく、そのベアリング18には大きな負荷が加わらないので、本実施例のように、そのラジアルベアリング18として安価な滑り軸受けを使用しても、回転軸16の円滑な回転に支障は生じない。従って、ラジアルベアリング18として、ニードルベアリングやボールベアリング等の高価なころがり軸受を使用する必要がなくなり、圧縮機の製造コストを低減することができる。加えて、ころがり軸受を使用した場合に生じる騒音の問題がないとともに、軸受けのコロやボールが疲労したり劣化したりして、回転軸16の円滑な回転に支障を生じるといった問題もない。

【0037】また、この実施例の圧縮機においては、反力付与手段とし

ての反力付与構造 39 が、回転軸 16 の外面に形成された凹部 40 とシリンダブロック 11 に形成されたガス通路 41 とから構成されている。このため、反力付与手段として、単に回転軸 16 の外面に凹部 40 を形成するとともに、シリンダブロック 11 にガス通路 41 を貫設するだけの簡単な構成で、回転軸 16 に作用するラジアル方向の力 P2 を確実に相殺することができる。

【0038】さらに、この実施例の圧縮機において、凹部 40 の圧力作用部 40b は、回転軸 16 の外面において、ピストン 21 が上死点付近にあるシリンダボア 20 から、そのシリンダボア 20 より圧縮行程途中にあるシリンダボア 20 側に渡って形成されている。つまり、回転軸 16 の周囲に配置された複数のピストン 21 からの圧縮荷重 P1 の合力が、回転軸 16 に対し最も大きなラジアル方向の分力 P2 として作用する位置は、圧縮荷重 P1 が最も大きくなる上死点に対応する位置よりも圧縮行程側に若干変位した位置となる。このため、その位置に正確に対応して圧力作用部 40b を設けることにより、回転軸 16 に作用するラジアル方向の力 P2 をより効果的に相殺できる。

#### 【0042】

【別の実施例】次に、この発明の別の実施例を、図 4～図 6 に従って説明する。まず、図 4 に示す第 2 実施例は、本発明を両頭ピストン型斜板式圧縮機に具体化したものであって、一对のシリンダブロック 11 が接合配置され、それらのシリンダブロック 11 のシリンダボア 20 内に両頭型のピストン 21 が往復動可能に嵌挿支持されている。シリンダブロック 11 の前後両端には、それぞれ弁板 14 を介してフロントハウジング 12 及びリヤハウジング 13 が接合配置されている。フロントハウジング 12 及びリヤハウジング 13 内にはそれぞれ吸入室 33 及び吐出室 34 が区画形成され、これらの吸入室 33 及び吐出室 34 に対応して、

各弁板 14 には吸入弁機構 35 及び吐出弁機構 36 が形成されている。

【0043】回転軸 16 を支持する前後一对のラジアルベアリング 17, 18 は、いずれもプレーンベアリング（滑り軸受け）により構成されている。前記第 1 実施例と同様に、各ラジアルベアリング 17, 18 はシリンダブロック 11 に形成された軸支孔 37 を備え、それらの軸支孔 37 には回転軸 16 上の大径の軸支部 38 が回転可能に嵌挿支持されている。各軸支孔 37 と各軸支部 38 との間には反力付与構造 39 がそれぞれ形成され、各反力付与構造 39 は吐出圧導入溝 40a 及び圧力作用部 40b よりなる凹部 40 と、複数のガス通路 41 とから構成されている。

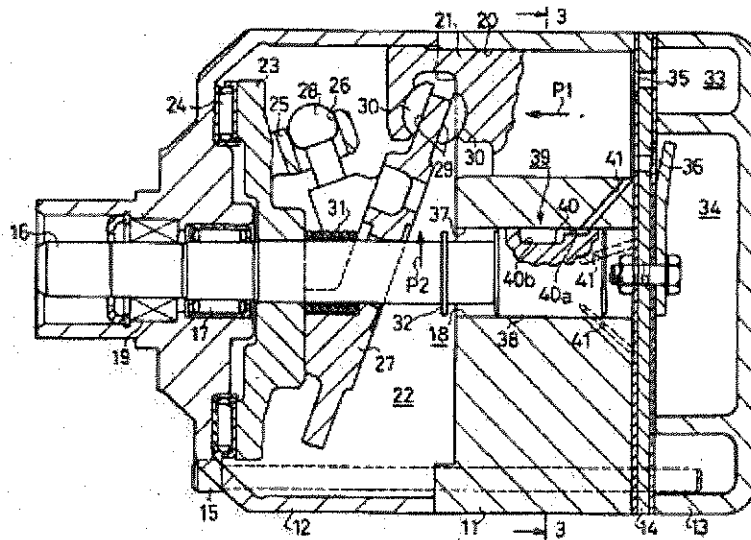
【0044】従って、この第 2 実施例においては、回転軸 16 を支持する両ラジアルベアリング 17, 18 について、ニードルベアリングやボールベアリング等の高価なころがり軸受を使用する必要がなくなる。従って、前記のように両ラジアルベアリング 17, 18 に安価な滑り軸受けを使用することができて、圧縮機の製造コストを低減することができる。

【0049】なお、この発明は、次のように変更して具体化することも可能である。

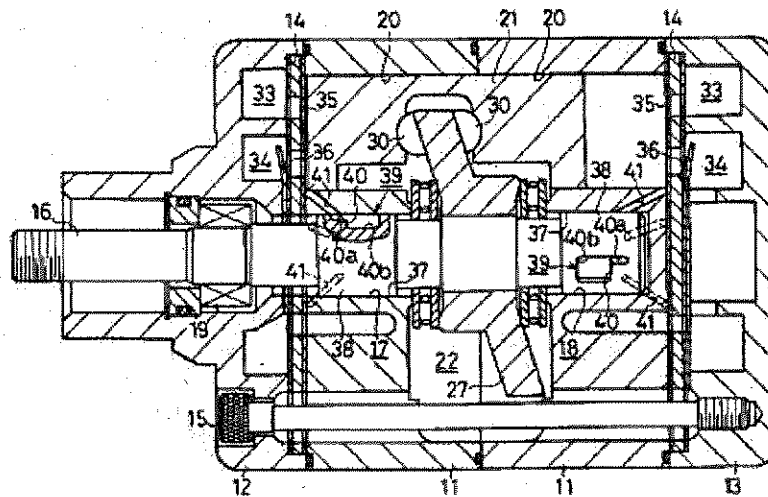
(1) 例えば特開平 5-126039 号公報に開示されているように、回転軸 16 のラジアルベアリングと対応する部分にロータリバルブを配設した圧縮機において、そのロータリバルブ上に反力付与構造 39 を配設すること。因みに、このロータリバルブは、回転軸 16 と一体回転可能に設けられ、吸入行程にある各シリンダボア 20 に対してガスを導入するための吸入通路を備えたものである。従って、このロータリバルブを備えた圧縮機においては、ロータリバルブ上の吸入通路と各シリンダボアとを連通させるために設けられている通路を、前記ガス通路 41 としてそのまま利用できる。



【図 1】



【図 4】



5

(イ) 上記(ア)によると、乙 29 公報には、次のとおりの乙 29 発明が記載されていると認めることができる。

「シリンダブロック 11 の両端部間に回転軸 16 と平行に延びるように同一・円周上で所定間隔おきに貫通形成された複数のシリンダボア 20 内にピストン 21 が往復動可能に嵌挿支持され、前記回転軸 16 の回転に伴い斜板 27 を介して前記ピストン 21 を往復動させ、前記ピストン

10

21によって前記シリンダボア20内に区画される圧縮室に冷媒ガスを導入する吸入弁機構35を備えた両頭ピストン型斜板式圧縮機において、

5 圧縮動作時にシリンダボア20内のピストン21からの圧縮反力を回転軸16に対しラジアル方向の分力として作用させ、軸支孔37の内周壁に対して前記回転軸16上の大径の軸支部38を圧接する少なくとも斜板27を含む手段とを有し、

前記シリンダブロック11には、回転軸16上の大径の軸支部38が回転・可能に嵌挿支持される軸支孔37が形成され、

10 前記軸支孔37に回転軸16上の大径の軸支部38が回転可能に嵌挿支持されてラジアルベアリング17、18となっており、ラジアルベアリング17、18は、前記回転軸16の部分に関する唯一のラジアルベアリングであり、

15 前記軸支孔37と前記軸支部38との間には、ピストン21の圧縮動作時に斜板27を介して回転軸16にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を、前記回転軸16に対して付与する反力付与構造39が形成され、前記ピストン21は両頭型のピストン21であり、前記斜板27は、前後・一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸16の軸線の方法の位置を規制されており、前記スラスト軸受手段は、前記シリンダブロック11の端面に形成された環状の突条と斜板27の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記斜板27の突条の径を前記シリンダブロック11の突条の径よりも大きくした両頭ピストン型斜板式圧縮機における冷媒ガス吸入構造。」

#### イ 本件訂正発明と乙29発明との対比

25 前記前提事実(5)及び上記アによれば、本件訂正発明と乙29発明の一致点及び相違点は、以下のとおりであると認めることができる。

##### (ア) 一致点

「シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するためのバルブを備えたピストン式圧縮機において、

吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を回転軸に伝達して、軸孔の内周面に向けて前記回転軸を付勢する手段とを有し、

前記シリンダブロックは、回転軸を回転可能に収容する軸孔を有し、前記軸孔の内周面に前記回転軸の外周面が直接支持されることによって前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、

前記ピストンは両頭ピストンであり、前記カム体は、前後一対のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線方向の位置を規制されており、スラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。」

#### (イ) 相違点 4 - 1

本件訂正発明は、「前記回転軸と一体化されていると共に、前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブ」を備えたものであり、それに伴い、「前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路」と、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストンに対する圧縮反力を前記ロータリ

バルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する」手段と、「前記ロータリバルブを回転可能に收容する軸孔」とを有し、「前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記ロータリバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」であり、「前記両頭ピストンを收容する前後一対のシリンダボアに対応する一対のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記ロータリバルブの各導入通路は前記回転軸内に形成された通路を介して連通」するものであるのに対して、乙29発明は、「吸入弁機構35」を有するものの、「ロータリバルブ」を有していない点。

(ウ) 相違点4-2

本件訂正発明は、「吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段」を有し、「前記一対のスラスト軸受手段の少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくした」構成を有するものであるのに対して、乙29発明は、「圧縮動作時にシリンダボア20内のピストン21からの圧縮反力を回転軸16に

対しラジアル方向の分力として作用させ、軸支孔37の内周壁に対して前記回転軸16上の大径の軸支部38を圧接する少なくとも斜板27を含む手段」を有し、「前記スラスト軸受手段は、前記シリンダブロック11の端面に形成された環状の突条と斜板27の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記斜板27の突条の径を前記シリンダブロック11の突条の径よりも大きくした」構成を有するものであるが、「圧縮反力伝達手段」に相当する構成を含むか否かが明らかではなく、また、「前記軸支孔37と前記軸支部38との間には、ピストン21の圧縮動作時に斜板27を介して回転軸16にそのラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を、前記回転軸16に対して付与する反力付与構造39」を有している点。

#### ウ 相違点4-1に係る構成の容易想到性

(ア) 乙29発明は、回転軸を支持するラジアルベアリングとして、製造コスト低減のために、転がり軸受ではなく、滑り軸受を採用したものである（【0003】【0004】）。また、乙29発明は、滑り軸受を採用しても回転軸の円滑な回転に支障が生じないようにするために、回転軸が滑り軸受に強く圧接されないための構成として、ラジアル方向へ作用する力と反対方向の力を回転軸に付与するために、回転軸の外面に凹部と、それに高圧ガスを導入するためのガス通路とから構成される反力付与構造39を設けたものである（【0005】【0006】【0043】）。

したがって、乙29発明には回転軸の外面に凹部などの反力付与構造が設けられているところ、乙29発明においてその構成は製造コスト低減という課題の解決手段として滑り軸受を採用するための必須の構成であるといえることができる。

そうすると、回転軸の外面に凹部などの反力付与構造39を設けるこ

とを必須の構成として有する乙29発明には、ロータリーバルブの外周面を円筒形状とすることには阻害要因があるといえるのであり、被告が主張する周知技術があるとしても、乙29発明にその周知技術を適用して、「前記ロータリーバルブの外周面は、前記導入通路の出口を除いて円筒形状」という本件訂正発明の構成に至ることはないというべきである。

したがって、乙29発明及び周知技術に基づき、相違点4-1に係る本件訂正発明の構成を当業者が容易に想到できたものであるということはない。

(イ) この点について、被告は、乙29発明において反力付与構造は、回転軸の回転を円滑にさせるために有用な構成ではあるが、当該構成が必須であり、当該構成がなければ圧縮機が作動しないということはなく、乙29公報においても、反力付与構造が存在しないことにより回転軸の回転に支障が生じるということなどの記載はなく、乙29発明における反力付与構造は必須な構成ではないなどと主張する。

しかしながら、乙29発明における反力付与構造は、製造コスト低減という課題の解決手段として滑り軸受を採用するための必須の構成であるといえることは前記のとおりであり、これは乙29公報の記載からも明らかであるから、この構成を取り除いて相違点4-1の構成に至ることが容易とはいえず、被告の上記主張を採用することはできない。

## エ 小括

以上によれば、その余の点について判断するまでもなく、本件訂正発明は、乙29発明及び周知技術に基づいて当業者が容易に発明をすることができたものであるとはいえず、無効理由5に係る被告の主張は理由がない。

10 争点(2)カ（無効理由6：乙30発明及び周知技術による進歩性欠如）について

(1) 乙30発明の認定

ア 乙30公報には、次の記載がある。

**【0001】**

【産業上の利用分野】本発明は、例えば自動車用空調装置の冷媒圧縮機として使用することができる斜板型圧縮機に係り、特にその吸入弁と軸受部に関するものである。

**【0002】**

【従来の技術】従来から自動車用空調装置の冷媒圧縮機として使用されている斜板型圧縮機における吸入弁としては、一般に、弾性を有する金属等の薄い板片（リード）を、バルブプレートに穿孔された吸入ポートの下流側（シリンダ側）に片持ち式に取り付け、吸入ポートを内側から閉塞して逆流を防止する所謂リード弁を使用することが多い。リード弁は構造が簡単で小型でもあるという優れた特長を有する反面、弁の前後の流体の圧力差によって自動的に開閉するものであるから、開弁状態を維持するためには弁の前後に所定値以上の圧力差が存在することが必要であるし、開弁時の有効な流路断面積が大きくないので、圧縮されるべき冷媒等の流体の流れに対する絞りとなり、多少とも吸入抵抗を発生させて圧縮機の作動効率を低下させ、動力損失を生じるという問題がある。

**【0003】**

【発明が解決しようとする課題】従来のように、斜板型圧縮機の吸入弁としてリード弁を使用した場合に生じる吸入抵抗の問題を解決するために、リード弁に代わる吸入弁として、圧縮機の回転軸を支持しているニードルベアリングのような転がり軸受からなるラジアル軸受の近傍に、回転軸の回転に伴って摺動回転する所謂ロータリバルブを設けることが検討されている。この改良技術は未だ公知、公用の状態になっているものではないが、以下これを「先行技術」と呼ぶことにする。この先行技術による斜板型圧縮機の構造及び作動等は後に記載する実施例の項において、実施例と対比

して詳細に説明することにする。

【0004】通常のロータリバルブを吸入弁として使用する先行技術によれば、リード弁を用いる場合に比して吸入弁の吸入抵抗（圧力損失）を低減させ得るので、体積効率を5%程度向上させることができるが、その反面、先行技術による斜板型圧縮機においては、ニードルベアリングのような転がり軸受であるラジアル軸受によって支持されている回転軸と、回転軸に取り付けられたロータリバルブを摺動回転可能に受け入れているハウジング側のバルブシリンダとの間には、各部品の製作上の加工誤差（公差）や、転がり軸受の作動に必要な遊隙等によって相当大きな心ずれが存在し、構造上その心ずれ量を少なくすることが難しいのと、例えば斜板型圧縮機のような場合には、斜板に作用する圧縮反力が回転軸の回りに均等に作用しないで一方に偏っていること等から、ロータリバルブのローターとバルブシリンダとの間のクリアランスが大きくなりやすく、それによってシリンダブロックに設けられた幾つかの吸入ポートのうちで、圧縮行程において閉塞されるべきものが完全に閉塞されないために、それらの吸入ポートの周囲からロータリバルブの外周を通じて圧縮された冷媒等の流体が漏洩し、それによって圧縮機の作動効率が低下するという別の問題が生じる。

【0005】また、通常の構造のロータリバルブを斜板型圧縮機の吸入弁として使用した場合には、ロータリバルブはリード弁に比べてどうしても大型になるし、設置位置が回転軸の周囲に限られることから、ロータリバルブの弁開口の閉塞面から下流側の各シリンダの作動室までの圧縮されるべき流体の通路の容積、従って、有効な圧縮作用をしない空間の容積（デッドボリューム）が、各ピストンの限られた行程体積に対して相対的に大きくなりやすく、それによって圧縮機の体積効率が低下するという問題もある。

【0006】本発明は、従来技術や、それを改良するために考えられて来



た先行技術における上記のような多くの問題点を改善し、弁部分における流体の抵抗や漏洩が少なくして作動効率が高い上に、作動室の上流側のデッドボリュームが小さくて体積効率も十分に高い小型の圧縮機を、それも比較的安価に製作可能とすることを発明の解決課題としている。

5 **【0007】**

【課題を解決するための手段】本発明は、複数個のシリンダが形成されたシリンダブロックと、前記シリンダ内に挿入された複数個のピストンと、前記シリンダブロック内に形成された斜板室と、前記斜板室に延びている回転軸と、前記回転軸に取り付けられて共に回転することにより前記複数個のピストンを往復運動させる斜板と、からなる斜板型圧縮機において、  
10 前記シリンダブロック内において前記回転軸を支持する軸受がジャーナル軸受であって、前記シリンダブロック内に取り付けられる滑り軸受とそれによって支持される前記回転軸の一部としてのジャーナル部とから構成されており、前記回転軸は少なくとも一部が中空であって、それによって前記回転軸の内部に圧縮すべき流体を導く吸入通路が形成されていると共に、  
15 それと接続する半径方向の吸入通路が少なくとも1個形成されており、前記滑り軸受及び前記シリンダブロックには、前記回転軸の回転位置に応じて前記回転軸の前記半径方向の吸入通路と連通して、前記複数個のシリンダに順次圧縮すべき流体を吸入させる吸入ポートが形成されていることを  
20 特徴とする。

**【0008】**

【作用】回転軸が回転駆動されて斜板が揺動すると、この斜板の揺動によって複数個のピストンがそれぞれのシリンダの中で往復運動を繰り返して行うので、シリンダとピストンによって形成される作動室が拡張して圧縮  
25 すべき流体を吸入し、且つそれを加圧して外部へ吐出する。各シリンダ内の作動室への圧縮すべき流体の吸入は、回転軸の回転位置に応じて、回転

軸に形成された半径方向の吸入通路と、滑り軸受及びシリンダブロックに形成された吸入ポートが連通したときに、少なくとも一部が中空になっている回転軸内の吸入通路を介して行われる。

【0009】回転軸を支持する軸受がジャーナル軸受であり、それが単にシリンダブロック内に設けられた滑り軸受と、回転軸の一部であるジャーナル部によって構成される簡単な構造であるだけでなく、そのジャーナル軸受の構成部材自体に半径方向の吸入通路や吸入ポートを形成して、各シリンダに対して圧縮すべき流体を吸入させるための吸入弁を構成しているため、軸受構造と吸入弁の構造が簡単になるだけでなく、滑り軸受の円筒内面の仕上げ加工が容易に行われて、ジャーナル部とのクリアランスをきわめて小さくすることが可能になり、圧縮された流体が吸入弁から漏洩することがない。言うまでもなくこのようにして構成された吸入弁は、所定の圧力差によって開弁するリード弁と異なって圧力損失が少ないから、圧縮機の効率が向上する。

#### 【0010】

【実施例】図1及び図2に示す本発明の第1実施例を示す斜板型圧縮機において、斜板型圧縮機1の本体は、中央のシリンダブロック2と、その左側にバルブプレート3を挟んで締結されたフロントハウジング4と、右側にバルブプレート5を挟んで締結されたリヤハウジング6とからなっている。シリンダブロック2は更にフロント側のシリンダブロック2aとリヤ側のシリンダブロック2bとの2つの部分に分かれている。そして、シリンダブロック2a及び2b、バルブプレート3及び5、フロントハウジング4及びリヤハウジング6を一体的に締結する手段として、5本（図2参照）の通しボルト7が用いられる。

【0011】フロント側のシリンダブロック2aには、中心のまわりの均等な位置に5個のシリンダ12a～12e（図1に12aのみを示す）が

互いに平行となるように穿設されており、それらに対応してリヤ側のシリンダブロック 2 b にも、5 個のシリンダ 1 3 a ~ 1 3 e (図 2 参照) が同様に穿設されている。フロントハウジング 4 内の外周部には環状の吐出室 1 4 が形成され、また、フロント側と同様にリヤハウジング 6 内の外周部にも環状の吐出室 1 5 が形成されている。更に、リヤハウジング 6 の中央部分には、隔壁によって吐出室 1 4 と区画された吸入室 1 6 が形成されている。吸入室 1 6 は入口 1 7 を備えており、それに接続される図示しない吸入配管によって、例えば空調装置の冷凍回路に設けられた蒸発器から戻って来る低温低圧の冷媒のような、圧縮すべき流体を受け入れるようになっている。

【0012】フロント側のバルブプレート 3 には、シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e の内部に形成されて拡張する作動室と、環状で共通の吐出室 1 4 とを連通し得る吐出口 1 8 a ~ 1 8 e (図 1 に 1 8 a のみを示す) が開口しており、それらの吐出口の下流側の面は、薄いばね板からなるリード状の吐出弁によって閉塞されている。なお、図中 1 9 は、吐出口 1 8 a ~ 1 8 e に設けられる吐出弁の開弁角度を制限して吐出弁のリードを保護するための、所謂弁おさえの 1 つを例示している。

【0013】リヤ側のバルブプレート 5 にも同様に吐出口 2 1 a ~ 2 1 e (図 1 に 2 1 a のみを示す) が開口しており、それぞれシリンダ 1 3 a ~ 1 3 e の内部の作動室を環状で共通の吐出室 1 5 に連通させることができる。フロント側と同様に、各吐出口 2 1 a ~ 2 1 e の下流側の面にもそれぞれ図示しないリード状の吐出弁が設けられる。なお、2 2 はそれらの吐出弁の弁おさえの 1 つを例示している。そして、リヤ側の吐出室 1 5 は図示しない管路によってフロント側の吐出室 1 4 と連通しており、それらの吐出室から送り出される高圧の冷媒は、合流して図示しない冷凍サイクルの凝縮器へ流れるようになっている。

【0014】 シリンダブロック 2 の内部に形成された斜板室 23 には、図 1 において左側から回転軸 24 が伸びており、図示しない車両の内燃機関から電磁クラッチのような伝動装置を介して回転駆動される。回転軸 24 は、斜板室 23 の前後を後に詳細に説明する一対のジャーナル軸受 25 及び 26 によって半径方向に支持されている。斜板室 23 内において、回転軸 24 には楕円形の斜板 27 が適当な手段によって一体的に取り付けられており、斜板 27 を駆動することによって回転軸 24 に発生する反力としての軸方向荷重は、斜板 27 の両側に設けられた一対のスラスト軸受 28 及び 29 によって支持される。

【0015】 回転軸 24 と平行にシリンダブロック 2 内に穿設されているフロント側のシリンダ 12a ~ 12e と、それらに対向するリヤ側のシリンダ 13a ~ 13e との各対には、それぞれ両頭のピストン 30a ~ 30e が軸方向に往復摺動可能に挿入されており、それらの両端の頭部を接続するピストンロッドの中心部分に形成された溝の両側には、例えば球形の窪み 31 が設けられていて、窪み 31 にはそれと同径の球の一部をなす一対の耐摩耗性シュー 32 が挿入され、それらのシュー 32 の間に前述の斜板 27 の周縁部を摺動可能に挟んでいる。

【0016】 シリンダブロック 2 内において回転軸 24 を支持しているジャーナル軸受 25 及び 26 は、主として、フロント側のシリンダブロック 2a 及びリヤ側のシリンダブロック 2b のそれぞれの中心に同軸的に穿孔された内径が回転軸 24 の外径よりも例えば 2 ~ 4 mm 程度大きい貫通穴 33 及び 34 の中に、打ち込み等の方法で一体的に固定されている比較的薄肉の滑り軸受 35 及び 36 と、それらの滑り軸受 35 及び 36 によって摺動回転可能に支持されている回転軸 24 自体の円筒面の一部であるジャーナル部 24a 及び 24b とからなっている。滑り軸受 35 及び 36 は、例えば金属ベースの上にフッ素樹脂等を積層したもので、貫通穴 33 及び

34の中に打ち込んで一体化したのち、内径を精密加工して、それに対応する回転軸24のジャーナル部24a及び24bの外径にきわめて近い内径となるように高精度に仕上げる。

【0017】回転軸24の一部は中空になっていて、図1の右側から軸方向に吸入通路37が形成されており、右端において吸入室16に連通している。ジャーナル軸受25のジャーナル部24aの左端寄りの位置には、吸入通路37に接続して、回転軸24の軸心に対して円周方向に例えば130°程度に開く扇形の開口である1個の吸入通路38が半径方向に形成される。また、ジャーナル軸受26のジャーナル部24bの右端寄りの位置には、吸入通路37に接続して、回転軸24の軸心に対して円周方向にやはり130°程度に開く（図2参照）扇形の開口である1個の吸入通路39が、吸入通路38とは180度の位相差を有するように半径方向に形成される。

【0018】フロント側のジャーナル軸受25には、回転軸24のジャーナル部24aに形成されている半径方向の吸入通路38に対して、回転軸24がそれぞれ所定の回転位置（角度）にあるときに連通して、冷媒を吸入通路37からフロント側の5つのシリンダ12a～12eのそれぞれに吸入させる半径方向の吸入ポート40a～40e（図1に40aのみを示す）が形成される。また、リヤ側のジャーナル軸受26にも同様に、ジャーナル部24bに形成された半径方向の吸入通路39に対して、回転軸24がそれぞれ所定の回転位置にあるときに連通して、冷媒を吸入通路37からリヤ側の5つのシリンダ13a～13eのそれぞれに吸入させる半径方向の吸入ポート41a～41e（図2参照）が形成される。

【0019】本発明の第1実施例による斜板型圧縮機1はこのように構成されているので、回転軸24が自動車の内燃機関等によって回転駆動されると、斜板27の運動の揺動成分によって両頭のピストン30a～30e

5  
10  
15  
20  
25

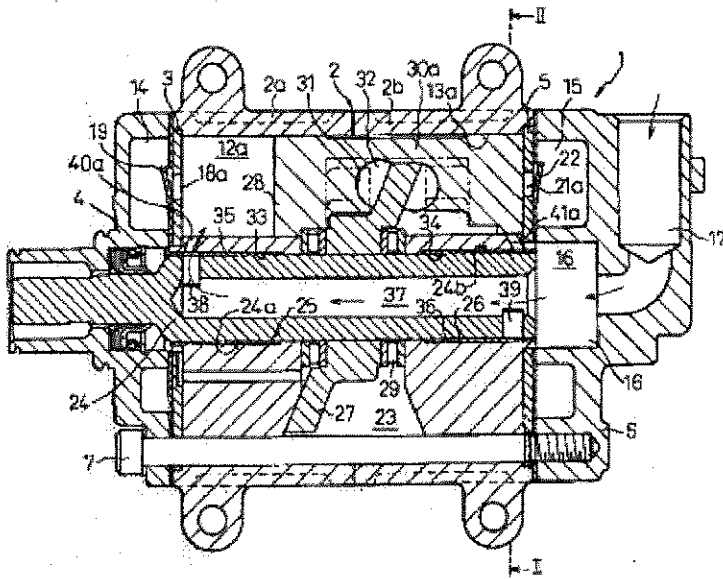
がそれぞれのシリンダ内で往復運動を行い、フロント側及びリヤ側の各シリンダ内の作動室は拡張を繰り返す。それと同時に、フロント側のジャーナル軸受 2 5 及びリヤ側のジャーナル軸受 2 6 の内部においては、回転軸 2 4 のジャーナル部 2 4 a 及び 2 4 b に形成された半径方向の吸入通路 3 8 及び 3 9 が回転することによって、フロント側の扇形の吸入通路 3 8 が、シリンダ 1 2 a ~ 1 2 e のうちで、そのときに吸入行程に入ったものに対応している吸入ポート 4 0 a ~ 4 0 e に順次連通して行くと共に、リヤ側の扇形の吸入通路 3 9 が、シリンダ 1 3 a ~ 1 3 e のうちで、そのときに吸入行程に入ったものに対応している吸入ポート 4 1 a ~ 4 1 e に順次連通して行くことになる。この連通関係はどのシリンダについても、それが吸入行程にある間は継続するように、半径方向の吸入通路 3 8 及び 3 9 の扇形に開く角度（図 2 参照）が設定されている。

【0021】本発明の第 1 実施例において、バルブ部分を有するジャーナル軸受 2 5 及び 2 6 のクリアランスから冷媒の漏洩が起こらない理由は、ジャーナル軸受 2 5 及び 2 6 を構成する滑り軸受 3 5 及び 3 6 の円筒内面の精密な仕上げ加工によって、回転軸 2 4 のジャーナル部 2 4 a 及び 2 4 b とのクリアランスをきわめて小さくすることができた結果であって、このような滑り軸受 3 5 及び 3 6 の円筒内面と回転軸 2 4 のジャーナル部 2 4 a 及び 2 4 b の円筒面の高精度の仕上げ加工と、微小なクリアランスの維持は、ジャーナル軸受 2 5 及び 2 6 がきわめて単純な構造であり、滑り軸受 3 5 及び 3 6 がシリンダ 1 2 a ~ 1 2 e 及び 1 3 a ~ 1 3 e と平行に配置されることから初めて可能となったものである。従って、ジャーナル軸受 2 5 及び 2 6 自体に、半径方向の吸入通路 3 8 及び 3 9 や吸入ポート 4 0 a ~ 4 0 e 及び 4 1 a ~ 4 1 e を穿設することによって形成された吸入弁は、リード弁のような吸入抵抗を生じないだけでなく、締切りが完全で、圧縮行程にあるシリンダからの流体の漏洩を許さない。

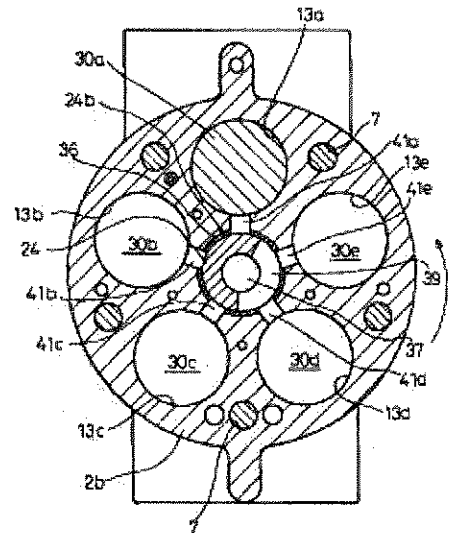
【0027】更に、先行技術による斜板型圧縮機42においては、比較的大径となるロータリバルブ47及び48の外周面と、それに摺動接触するバルブシリンダ45及び46の内周面との間の相対的な周速が大きくなるので、ロータリバルブ47及び48の外周面にフッ素樹脂等のコーティングを施すことが必要であり、その表面を仕上げるための加工も必要になるので、それらが工数の増加とコストを上昇させる原因になる。また、ロータリバルブ47及び48に設ける扇形の弁開口51及び52の位置は、回転軸24に対する斜板27の圧入位置によって決まるが、ロータリバルブ47及び48は何らかの抜け止め及び回り止め手段によって回転軸24上に軸方向にも回転方向にも固定する必要があり、ロータリバルブ47及び48の位置決め及び固定にはかなりの工数を要する。

【0028】これに対して、本発明の第1実施例による斜板型圧縮機1においては、回転軸24の支持をジャーナル軸受25及び26によって行い、それ自体に吸入弁を併設するので、軸受兼吸入弁の摺動回転する部分のクリアランスを大幅に小さくすることが可能になり、吸入弁の締切りを改善することができると共に、構造をきわめて簡素化し、加工を容易にすることができる。その結果、フロント側のシリンダブロック2aとリヤ側のシリンダブロック2bを組み合わせて、対になっているシリンダ12a～12e及び13a～13eをボーリング加工する際に、同時に滑り軸受35及び36の円筒内面の仕上げ加工を行うことが可能になって、回転軸24を挿入する際のクリアランスの大きさは考え得る最小限の値とすることができる。更に、回転軸24自体に吸入弁を構成する半径方向の吸入通路38及び39を形成するため、先行技術におけるロータリバルブ47及び48のように位置決めや固定手段の設置の必要がなくなり、これも構成の簡素化とコストの低減という好ましい結果をもたらす。

【図 1】



【図 2】



イ 上記アによると、乙 30 公報には、次のとおりの乙 30 発明が記載されていると認めることができる。

5 「シリンダブロック 2 における回転軸 24 の周囲に配列された複数のシリンダ 12, 13 内にピストン 30 を收容し、回転軸 24 の回転に斜板 27 を介してピストン 30 を連動させ、回転軸 24 と一体化されていると共に、ピストン 30 によってシリンダ 12, 13 内に区画される作動室に冷媒を導入するための吸入通路 38, 39 を有するジャーナル部 24a, 24b を備えた斜板型圧縮機 1 において、

シリンダ 12, 13 に連通し、かつジャーナル部 24a, 24b の回転に伴って吸入通路 38, 39 と間欠的に連通する吸入ポート 40, 41 と、

シリンダブロック 2 は貫通穴 33 及び 34 を有し、その貫通穴 33 及び 34 の中心に、ジャーナル部 24a, 24b を回転可能に收容する比較的薄肉の滑り軸受 35, 36 が一体的に固定され、

吸入通路 38, 39 の出口は、ジャーナル部 24a, 24b の外周面上にあり、吸入ポート 40, 41 の入口は、滑り軸受 35, 36 の内周面上にあり、滑り軸受 35, 36 の内周面にジャーナル部 24a, 24b の外



周面が摺動回転可能に支持されることによってジャーナル部 24 a, 24 b を介して回転軸 24 を支持するジャーナル軸受 25, 26 を有し,

ピストン 30 は両頭ピストンであり, 両頭ピストンを収容する前後一対のシリンダ 12, 13 に対応する一対のジャーナル部 24 a, 24 b が回転軸 24 と一体的に回転し, 斜板 27 は, 前後一対のスラスト軸受 28, 29 によって挟まれて回転軸 24 の軸線の方法の位置を規制されているピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。」

(2) 本件訂正発明と乙 30 発明の一致点及び相違点

前記前提事実(5)及び上記(1)によれば, 本件訂正発明と乙 30 発明の一致点及び相違点は, 以下のとおりであると認めることができる。

ア 一致点

「シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容し, 前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ, 前記回転軸と一体化されていると共に, 前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において,

前記シリンダボアに連通し, かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を有し,

前記シリンダブロックは, 前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し,

前記導入通路の出口は, 前記ロータリバルブの外周面上にあり, 前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段を有し,

前記ピストンは両頭ピストンであり, 前記両頭ピストンを収容する前後一対のシリンダボアに対応する一対のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し, 前記カム体は, 前後一対のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方法の位置を規制されているピストン式圧縮機にお

ける冷媒吸入構造。」

イ 相違点 5-1

本件訂正発明は、「吐出行程にある前記シリンダボア内の前記ピストン  
に対する圧縮反力を前記ロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記  
シリンダボアに連通する前記吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブ  
5 を付勢する圧縮反力伝達手段」を有し、「前記一对のスラスト軸受手段の  
少なくとも一方は前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手  
段の一部をなすスラスト軸受手段は、前記シリンダブロックの端面に形成  
された環状の突条と前記カム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、  
10 前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくし  
た」ものであるのに対して、乙30発明は、「圧縮反力伝達手段」を有す  
るか否かが明らかでなく、また、少なくとも一方のスラスト軸受手段が  
「前記シリンダブロックの端面に形成された環状の突条と前記カム体の端  
面に形成された環状の突条とに当接」するものであって、前記各突状が  
15 「前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きく  
した」ものであるとの構成を有していない点。

ウ 相違点 5-2

本件訂正発明は、「前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、  
前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによ  
20 って前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手  
段となっており、前記ラジアル軸受手段は、前記カム体から前記ロータリ  
バルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であ  
り、」との構成を有するのに対して、乙30発明は、ラジアル軸受手段が、  
「貫通穴33及び34」に一体的に固定された「滑り軸受35、36」と  
25 「ジャーナル部24a、24b」とからなるものである点。

(3) 相違点 5-2に係る構成の容易想到性

乙30発明は、ラジアル軸受手段として、ジャーナル軸受であって、滑り軸受とそれによって支持される回転軸の一部としてのジャーナル部とから構成される軸受を採用することにより、滑り軸受の円筒内面の仕上げ加工を容易に行い、ジャーナル部とのクリアランスを極めて小さくすることを可能とした発明である（乙30公報【0006】【0007】【0009】）。また、乙30発明において、ジャーナル軸受25及び26は、回転軸24のジャーナル部24a及び24bと、滑り軸受35及び36からなるところ、滑り軸受35及び36は、例えば金属ベースの上にフッ素樹脂等を積層した比較的薄肉のものであって、シリンダブロックの貫通穴33及び34の中に打ち込んで回転軸と一体化した後、ジャーナル部24a及び24bの外径に極めて近い内径となるように精密加工されるものである（【0016】）。

このように、乙30発明において、ラジアル軸受手段として「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受が採用されたのは、滑り軸受の円筒内面の仕上げ加工を容易に行い、ジャーナル部とのクリアランスを極めて小さくするためである。そして、円筒内面の仕上げ加工を容易に行えるのは、例えば金属ベースの上にフッ素樹脂等を積層した比較的薄肉のものである滑り軸受35及び36があらかじめ準備され、滑り軸受35及び36はシリンダブロックの貫通穴33及び34の中に打ち込まれることにより回転軸と一体化され、その後、ジャーナル部24a及び24bの外径に極めて近い内径となるように滑り軸受35及び36を精密加工できることによるものと解される。これらによると、乙30発明において、ラジアル軸受手段として「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受が採用されたのは、クリアランスを極めて小さくするという課題の解決手段として必須の構成であるということができる。

そうすると、ラジアル軸受手段として「滑り軸受35及び36」を有するジャーナル軸受を採用することを必須の構成とする乙30発明に対し、「滑

り軸受35及び36」を有しない構成である、「回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」である技術を適用することは、乙30発明の必須の構成を失わせるものであって、阻害要因があり、この技術を適用する動機付けを欠くというべきである。このことは、仮に「回転軸をシリンダブロックにより直接支持する構成」が周知慣用技術として認められたものであったとしても、左右されるものではない。

(4) 小括

以上によれば、その余の相違点について判断するまでもなく、本件訂正発明は、乙30発明及び周知慣用技術に基づいて当業者が容易に発明をすることができたとはいえず、無効理由6に係る被告の主張は理由がない。

1.1 争点(2)キ（無効理由7：実施可能要件又はサポート要件違反）について

(1) 被告は、本件訂正発明に係る特許は、実施可能要件及びサポート要件を満たしていないから無効であると主張する。

しかしながら、本件明細書等の発明の詳細な説明には、本件訂正発明の課題及び課題を解決する手段が記載され、実施例において、具体的な構成、当該構成の意義、当該構成の作用、当該構成により得られる効果が記載されている。

したがって、本件明細書等の発明の詳細な説明には、当業者が本件訂正発明の実施をすることができる程度に明確かつ十分な記載がある。また、本件訂正発明は本件明細書等の発明の詳細な説明に記載されたものであって、同記載により当業者が本件訂正発明の課題を解決できると認識できる範囲のものである。

よって、本件訂正発明に係る特許は、実施可能要件及びサポート要件を満たす。

(2) 被告は、ロータリバルブ式の斜板式の圧縮機において回転軸が吸入通路入口の方に変位することが知られていたこと等を挙げて、本件訂正発明は、従

来技術の構成から生じる作用効果を超える作用効果を生じさせる構成を有するはずであるのに、本件訂正発明に係る特許は、そのような構成を開示しておらず実施可能要件及びサポート要件を満たしていないから無効である旨主張する。この被告の主張は、本件訂正発明と同じ構成を有する従来技術があることを前提として、本件訂正発明は、当該従来技術に何らかの構成を付加したものと解釈すべきことを前提とするものと解される。しかし、そのような従来技術が存在したことを認めるに足りる証拠はないし、本件訂正発明が、特許請求の範囲に記載された構成以外の構成を付加したものと認めることもできないから、被告の主張は、その前提を欠き、失当である。

1.2. 争点(2)ク（無効理由8：乙28発明及び周知技術による進歩性欠如）について

(1) 乙28発明の認定

ア 乙28公報には、次の記載がある。

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、駆動軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを収容すると共に、駆動軸の回転に連動してピストンを往復動させる往復動型圧縮機における冷媒ガス吸入構造に関するものである。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】シリンダボア内でピストンが往復動する上述の往復動型圧縮機においては、ピストンの摺動を滑らかにを行うために、ピストンの外周面とシリンダボアの内周面との間には、サイドクリアランスが設けられている。ところが、ピストンの上死点側への移動によって圧縮室内の冷媒ガスが加圧されていくと、圧縮室内はピストンとシリンダボアとのサイドクリアランスによって完全気密の状態には設定されていないため、高圧状態の一部の冷媒ガスがピストンの外周面とシリンダボアの内

周面との間隙へ流入することになる。

【0006】そして、その流入ガス（ブローバイガス）は、シリンダボアの内周面に沿って圧縮室外へと漏洩する。このような漏洩は圧縮室から吐出室への吐出冷媒ガス量の減少に繋がり、吐出効率を悪化させる原因となる。本発明は上記問題点を解決するためになされたものであって、その目的はピストンの外周面とシリンダボアの内周面との間へ漏洩するブローバイガスの回収効率を向上させることにより、圧縮室内への冷媒ガス吸入効率を高めること可能な往復動型圧縮機における冷媒ガス吸入構造を提供することにある。

#### 【0007】

【課題を解決するための手段】上記問題点を解決するために、請求項1記載の発明は、シリンダブロックに対し駆動軸を取り巻くように配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容すると共に、前記駆動軸の回転に連動して前記ピストンを往復動させることにより、吸入路から冷媒ガスを前記ピストンによってシリンダボア内に区画される圧縮室へ吸入し、圧縮された冷媒ガスを吐出室へ吐出するように構成した往復動型圧縮機において、前記シリンダブロック内に設けられ、前記駆動軸と同軸上に位置する收容孔と、該收容孔と前記圧縮室との間にあつて、該收容孔と該圧縮室との連通を図る導通路と、前記收容孔に摺接嵌合され、前記駆動軸に対し同期回転可能に支持されると共に、前記吸入路から吸入行程中の前記圧縮室へ冷媒ガスを吸入するための吸入通路及び、前記ピストンの外周面により圧縮室側の開口面が閉鎖される前記導通路と圧縮行程開始状態の前記圧縮室に連通する前記導通路とを前記駆動軸の回転に同期して連通させるガス放出通路が形成されたロータリバルブと、前記ピストンを貫穿するように配設され、圧縮行程中に前記シリンダボアの内周面と前記ピストンの外周面との間に漏洩するブローバイガスを少なくとも圧縮行程終了時に前記導

通路へ導くバイパス通路とを備えたことをその要旨とする。

#### 【0009】

【作用】上記構成を採用したことにより、請求項1記載の発明では、ロータリバルブ内の吸入通路は、ロータリバルブの回転に伴って導通路を介して複数の圧縮室に順次連通する。この連通は圧縮室に対するピストンの吸入動作に同期して行われる。吸入通路と圧縮室とが連通している時にピストンが下死点側へ向かい、圧縮室の圧力が吸入通路の圧力（吸入圧力）以下まで低下していく。この圧力低下により吸入通路の冷媒ガスが圧縮室へ流入する。

【0010】ガス放出通路は、ロータリバルブの回転に伴って圧縮行程終了付近の状態にある圧縮室の導通路と、圧縮行程開始の状態にある圧縮室の導通路とを順次連通していく。圧縮行程終了付近の状態にある圧縮室の冷媒ガスの一部は、ピストン外周面とシリンダボア内周面との間から漏洩してゆくが、この高圧漏洩ガス（ブローバイガス）はピストン外周面に開口部を有するバイパス通路に滞留する。そして、ブローバイガスが滞留するバイパス通路は、ピストンの上死点側への移動により、圧縮行程終了付近の状態にある圧縮室の導通路に連通する。この連通によりバイパス通路内の高圧ブローバイガスは圧縮行程終了付近の状態にある圧縮室の導通路、ガス放出通路、圧縮行程開始の状態にある圧縮室の導通路を介して圧縮行程開始の状態にある圧縮室へ流入する。

#### 【0013】

【実施例】以下、本発明を具体化した一実施例を図1～図8に基づいて説明する。図3に示すように、接合された前後一対のシリンダブロック1、2の端面には、フロントハウジング3及びリアハウジング4がバルブプレート5、6を介して接合されている。シリンダブロック1、2、バルブプレート5、6、フロントハウジング3及びリアハウジング4はボルト7に

より締め付け固定されており、バルブプレート5、6及び両ハウジング3、4は、ピン8、9によってシリンダブロック1、2に対する回動が阻止されている。シリンダブロック1、2の中心部にはテーパ形状の収容孔1a、2aが貫設されており、収容孔1a、2aの開口縁には環状の位置決め突起1b、2bが突設されている。位置決め突起1b、2bには、バルブプレート5、6が嵌合されており、この嵌合構成によりシリンダブロック1、2に対するバルブプレート5、6の位置決めが成されている。

【0014】フロントハウジング3及びリアハウジング4の中心部には、支持孔3a、4aが形成されている。支持孔3a、4aには円錐コロ軸受け10、11が収容されており、駆動軸12が円錐コロ軸受け10、11を介して両ハウジング3、4の間に回転可能に架設支持されている。駆動軸12の自由端部側であるリアハウジング4の支持孔4a内には、円錐コロ軸受け11の後面に係合して仕切板13が前後動可能に設けられており、この仕切板13の外周面と支持孔4aの内周面との間には、シールリング14が介在されている。この仕切板13の前後には、空間A及び空間Bが形成されている。

【0015】フロントハウジング3側からリアハウジング4側に向かって駆動軸12に作用するスラスト荷重は円錐コロ軸受け11及び仕切板13を介してリアハウジング4で受け止められる。又、リアハウジング4側からフロントハウジング3側へ向かって駆動軸12に作用するスラスト荷重は円錐コロ軸受け10を介してフロントハウジング3で受け止められる。

【0016】駆動軸12には、斜板15が固定支持されている。吸入路としての斜板室16を構成するシリンダブロック1、2には、導入口17が形成されており、導入口17には図示しない外部吸入冷媒ガス管路が接続されている。斜板室16には、外部吸入冷媒ガス管路から冷媒ガスが導入口17を介して導入される。従って、斜板室16は吸入圧領域となる。



【0017】図4及び図5に示すように、駆動軸12を中心とする等間隔角度位置には、複数のシリンダボア18a~18e, 19a~19eが形成されている。図3に示すように前後で対となるシリンダボア18a~18e, 19a~19e（本実施例では5対）内には、両頭ピストン20a~20eが往復動可能に收容されている。両頭ピストン20a~20eと斜板15の前後両面との間には半球状のシュー21, 22が介在されている。従って、斜板15の回転はシュー21, 22を介することによって両頭ピストン20a~20eのシリンダボア18a~18e, 19a~19eにおける往復動作に変換される。

【0018】一方、両ハウジング3, 4内には吐出室23, 24が形成されており、両頭ピストン20a~20eによって、シリンダボア18a~18e, 19a~19e内に区画される圧縮室Pa1~Pa5, Pb1~Pb5は、バルブプレート5, 6上の吐出ポート5a, 6aを介して該吐出室23, 24に接続されている。吐出ポート5a, 6aはフラップ弁型の吐出弁25, 26により開閉され、吐出弁25, 26の開度はリテーナ27, 28により規制される。そして、吐出弁25, 26及びリテーナ27, 28は図示しないボルトによりバルブプレート5, 6上に締付固定されている。吐出室23, 24は図示しない外部吐出冷媒ガス管路に連通すると共に、通路4bを介して前記空間Bにも連通される。

【0019】図4に示すように、收容孔1aの内周面には、シリンダボア18a~18eと同数の導通路29a~29eがシリンダボア18a~18eと一対一で常に連通するよう、等間隔角度位置に配列形成されている。同様に、図5に示すように、收容孔2aの内周面には、シリンダボア19a~19eと同数の導通路30a~30eがシリンダボア19a~19eと一対一で常に連通するよう、等間隔角度位置に配列形成されている。

【0020】さて、図1, 図2に示すように、両頭ピストン20aの外周

面には環状の捕捉溝 3 1 が設けられており、該ピストン 2 0 a のヘッド側から所定距離 L 離れた位置に設定されている。更に、両頭ピストン 2 0 a には捕捉溝 3 1 上に開口部 3 2 a, 3 2 b を有する略円形断面のバイパス通路 3 2 が貫穿されている。バイパス通路 3 2 は両頭ピストン 2 0 a の直径方向に向けて貫通されており、両頭ピストン 2 0 a の外周面とシリンダボア 1 8 a, 1 9 a の内周面とで区画される捕捉溝 3 1 の断面積とほぼ同等の断面積を有している。

【0 0 2 1】図 3 に示すように、開口部 3 2 a は駆動軸 1 2 側、即ち導通路 2 9 a, 3 0 a 側に向けて配設されており、圧縮行程終了付近における捕捉溝 3 1 と導通路 2 9 a, 3 0 a との連通時には導通路 2 9 a, 3 0 a に対向するような位置に開口している。開口部 3 2 b は開口部 3 2 a と両頭ピストン 2 0 a の軸芯とを結ぶ直線の延長上、即ち、導通路 2 9 a, 3 0 a 側から最も離れた位置 3 3 に配設されている。尚、捕捉溝 3 1 及びバイパス通路 3 2 は各両頭ピストン 2 0 b ~ 2 0 e においても上記両頭ピストン 2 0 a と同様に設けられている。

【0 0 2 2】駆動軸 1 2 上にはテーパ形状を有したロータリバルブ 3 4, 3 5 が該駆動軸 1 2 に嵌入支承されている。ロータリバルブ 3 4, 3 5 には駆動軸 1 2 に止着されたキー 1 2 a, 1 2 b に係合するキー溝 3 6, 3 7 が設けられており、ロータリバルブ 3 4, 3 5 は駆動軸 1 2 と一体回転可能に、且つ、スライド可能に收容孔 1 a, 2 a 内に收容されている。收容孔 1 a, 2 a はテーパ形状を有しており、それぞれ斜板室 1 6 側に向かうにつれて拡径となっている。そして、ロータリバルブ 3 4, 3 5 は、その外周面が收容孔 1 a, 2 a の内周面に当接されるように嵌合挿入されている。即ち、ロータリバルブ 3 4 の小径端部 3 4 a が吐出室 2 3 側を向き、ロータリバルブ 3 4 の大径端部 3 4 b は斜板室 1 6 側を向いている。又、ロータリバルブ 3 5 の小径端部 3 5 a は吐出室 2 4 側を向き、ロータリバ

ルブ 3 5 の大径端部 3 5 b は斜板室 1 6 側を向いている。

【0 0 2 3】ロータリバルブ 3 4, 3 5 の大径端部 3 4 b, 3 5 b には、斜板室 1 6 に開口する凹部 3 4 c, 3 5 c が形成され、該凹部 3 4 c, 3 5 c の底壁と斜板 1 5 との間には、シール力付与バネ 3 8, 3 9 が介在されている。そして、そのシール力付与バネ 3 8, 3 9 はロータリバルブ 3 4, 3 5 を大径端部 3 4 b, 3 5 b 側から小径端部 3 4 a, 3 5 a 側へと付勢している。そのため、ロータリバルブ 3 4, 3 5 の外周面はシール力付与バネ 3 8, 3 9 のバネ力によって収容孔 1 a, 2 a の内周面に密接することになる。

【0 0 2 4】又、図 6 に示すように、ロータリバルブ 3 4, 3 5 内には、吸入通路 4 0, 4 1 が形成されている。吸入通路 4 0, 4 1 の入口は斜板室 1 6 に向けて開口しており、吸入通路 4 0, 4 1 の出口はロータリバルブ 3 4, 3 5 の外周面上に開口している。ロータリバルブ 3 4, 3 5 の外周面上には、吸入通路 4 0, 4 1 に接続された案内溝 4 2, 4 3 が周方向に沿って設けられている。前述した各導通路 2 9 a ~ 2 9 e, 3 0 a ~ 2 9 e は案内溝 4 2, 4 3 の周回領域内において配置されている。

【0 0 2 5】更に、ロータリバルブ 3 4 の外周面上には、ガス放出通路 4 4 (4 5) が形成されている。ガス放出通路 4 4 (4 5) は、ロータリバルブ 3 4 の回転中心に関して吸入通路 4 0 (4 1) の出口とは反対側に設けられており、ガス放出通路 4 4 (4 5) は軸方向の接続溝 4 4 a (4 5 a) と両接続溝 4 4 a (4 5 a) を大径端部 3 4 b (3 5 b) 側で繋ぐ周回溝 4 4 b (4 5 b) とから構成されている。ロータリバルブ 3 4 (3 5) の回転中心に関する接続溝 4 4 a (4 5 a) の角度間隔は導通路 2 9 a ~ 2 9 e (3 0 a ~ 3 0 e) の配列角度間隔の 2 倍にしてある。尚、ロータリバルブ 3 5 についての説明は括弧内の符号を以て説明を省略する。

【0 0 2 6】支持孔 3 a, 4 a は駆動軸 1 2 とロータリバルブ 3 4, 3 5

との間のクリアランスを介して斜板室16に連通している。従って、支持孔3a, 4aは吸入圧領域となる。46は駆動軸12の周面におけるシールを行うリップシールである。リップシール46は支持孔3aから圧縮機外部への冷媒ガス漏洩を防止する。

5 【0027】次に、上記構成の往復動型圧縮機における冷媒ガス吸入構造の作用について説明する。駆動軸7が図4, 5に示す矢印Q方向に回転することにより、斜板室16内に供給された冷媒ガスは、圧縮室Pa1~Pa5, Pb1~Pb5内の圧力が斜板室16内の圧力を下回ると案内溝42, 43と連通状態にある導通路29a~29e, 30a~30eを介して  
10 て圧縮室Pa1~Pa5, Pb1~Pb5に吸入される。

【0028】図3, 図4及び図5に示す状態では両頭ピストン20aは前側のシリンダボア18aに対して上死点位置付近にあり、後側のシリンダボア19aに対して下死点位置付近にある。このようなピストン配置状態のとき、吸入通路40の出口は案内溝42を介してシリンダボア18aの  
15 導通路29aに連通する直前にあり、ガス放出通路44の接続溝44aとシリンダボア18aの導通路29aとが接続した直後にある。そして、両頭ピストン20aがシリンダボア18aに対して上死点位置から下死点位置に向かう吸入行程に入ったときには、吸入通路40は案内溝42を介してシリンダボア18aの圧縮室Pa1に連通する。この連通により斜板室  
20 16内の冷媒ガスは吸入通路40を經由してシリンダボア18aの圧縮室Pa1に吸入される。

【0029】一方、両頭ピストン20aがシリンダボア19aに対して下死点位置から上死点位置に向かう圧縮行程に入ったときには、吸入通路41はシリンダボア19aの圧縮室Pb1との連通が遮断される。この連通遮断によりシリンダボア19aの圧縮室Pb1内の冷媒ガスは両頭ピストン20aの移動に伴って圧縮され、所定圧力まで圧縮されると吐出弁26  
25

を押し退けつつ吐出ポート6 a から吐出室2 4 に吐出される。

【0030】このような冷媒ガスの吸入及び吐出は他のシリンダボア1 8 b ~ 1 8 e, 1 9 b ~ 1 9 e の圧縮室P a 2 ~ P a 5, P b 2 ~ P b 5 においても同様に行われ、吐出室2 3, 2 4 に吐出された冷媒ガスは図示しない排出口を介して外部吐出冷媒ガス管路に圧送される。この冷媒ガスの圧縮と同時に、斜板室1 6 内の吸入冷媒ガスは、ロータリバルブ3 5 と駆動軸1 2 との間の通路を通過して空間Aに導かれ、吐出室2 4 内の吐出冷媒ガスの一部は、通路4 b を介して空間Bに導かれる。このため、仕切板1 3 の前後に圧力差が生じ、仕切板1 3 が前方に押圧される結果、円錐コ  
10 口軸受け1 1 に前方に向かう予荷重が付与される。

【0039】・・・尚、本発明は上記実施例に限定されるものではなく、発明の趣旨を逸脱しない範囲で例えば次のように構成することもできる。尚、上記実施例と同一の構成については同一の符号を付して説明を省略する。

【0040】(1) 上記実施例では、バイパス通路3 2 の開口部は、開口部3 2 a と開口部3 2 b の2 ヲ所だけとしたが、これに限定されるものでなく、例えば図9 (a) に示すように、開口部3 2 a に接続する貫通路4 7 を更に設けてもよい。又、図9 (b) に示すように分岐路4 8 を設けてもよい。要は、捕捉溝3 1 上において導通路2 9, 3 0 側までの距離を短くするようなバイパス通路3 2 が貫穿されていればよい。  
15  
20

【0041】又、バイパス通路3 2 の断面積及び断面形状は、使用する圧縮機の圧縮比及び容量に応じて適宜選択すればよい。

(2) 上記実施例では、テーパ形状を有したロータリバルブ3 4, 3 5 を用いたが、これに限定されるものでなく、例えば図1 0 に示すように、ロータリバルブ3 4, 3 5 の外周面をストレート形状としてもよい。この場合、ガス放出通路4 4, 4 5 は圧縮行程にある圧縮室P a 1 ~ P a 5, P  
25

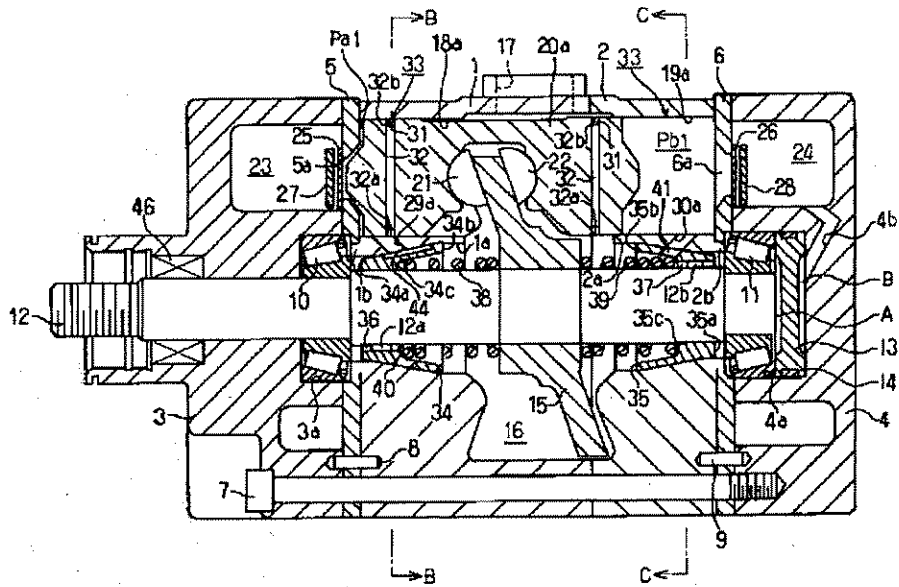
b 1 ~ P b 5 の導通路 2 9 a ~ 2 9 e , 3 0 a ~ 3 0 e を包囲するように設定することが望ましい。このようにすれば、圧縮行程にある圧縮室 P a 1 ~ P a 5 , P b 1 ~ P b 5 の導通路 2 9 a ~ 2 9 e , 3 0 a ~ 3 0 e から漏洩する冷媒ガスをガス放出通路 4 4 , 4 5 で捕捉することができる。

5 【0042】 (3) 上記実施例では、両頭ピストン 2 0 a ~ 2 0 e に捕捉溝 3 1 及び開口部 3 2 a , 3 2 b を有したバイパス通路 3 2 を設けたが、両頭ピストン 2 0 a ~ 2 0 e にバイパス通路 3 2 だけを設けてもよい。この場合、両頭ピストン 2 0 a ~ 2 0 e において、開口部を該開口部 3 2 a , 3 2 b に加えて多数、貫穿配設することが好ましく、等間隔角度位置に貫穿配設することが望ましい。又、圧縮機におけるピストンの駆動方式、又は、圧縮比に応じて局部的に開口部を設けてもよい。又、捕捉溝 3 1 , バイパス通路 3 2 は、全ての両頭ピストン 2 0 a ~ 2 0 e に設ける必要はなく、例えば、あるピストンには捕捉溝 3 1 だけを、あるピストンにはバイパス通路 3 2 だけを、あるピストンには捕捉溝 3 1 及びバイパス通路 3 2 の両方を、と組合せを以て配設してもよい。

10 【0043】 (4) 上記実施例では、バイパス通路 3 2 と捕捉溝 3 1 とは、ほぼ同等の断面積を有していたが、これに限定されるものではなく、バイパス通路 3 2 と捕捉溝 3 1 とが異なった断面積であってもよい。

15 (5) 上記実施例では、吸入路として斜板室 1 6 を用いたが、ハウジング内において吸入路を設けることにより、ロータリバルブ 3 4 , 3 5 の吸入通路 4 0 , 4 1 に吸入冷媒ガスを導入してもよい。

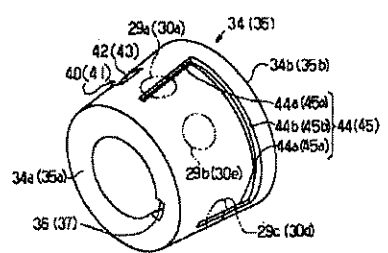
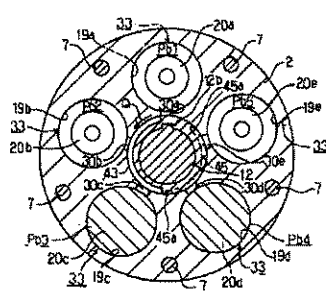
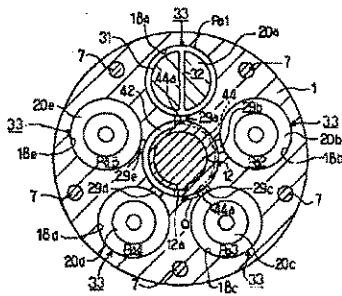
【図3】



□ 【図4】 □

【図5】

【図6】 □



イ 上記アによると、乙28公報には、次のとおりの乙28発明が記載されていることが認められる。

「接合された前後一对のシリンダブロック1, 2における駆動軸12を中心とする等間隔角度位置には、複数のシリンダボア18a~18e, 19a~19eが形成され、前後で対となるシリンダボア18a~18e, 19a~19e内には、両頭ピストン20a~20eが往復動可能に收容され、斜板15の回転が両頭ピストン20a~20eのシリンダボア18a~18e, 19a~19eにおける往復動作に変換され、駆動軸12と一体回転し、両頭ピストン20a~20eによってシリンダボア18a~

15

20

18e, 19a~19e内に区画される圧縮室Pa1~Pa5, Pb1~Pb5に冷媒ガスを吸入するための吸入通路40, 41が形成されているロータリバルブ34, 35を備えた往復動型圧縮機において,

5 シリンダブロック1, 2の中心部には, ロータリバルブ34, 35が回転可能に收容される收容孔1a, 2aが貫設され,

收容孔1a, 2aの内周面にはシリンダボア18a~18e, 19a~19eと一対一で常に連通する導通路29a~29e, 30a~30eが形成され, 導通路29a~29e, 30a~30eは, ロータリバルブ34, 35の回転に伴って吸入通路40, 41と間欠的に連通し,

10 吸入通路40, 41の出口は, ロータリバルブの外周面上に開口し, ロータリバルブ34, 35の外周面は, 吸入通路40, 41の出口, 吸入通路40, 41に接続された案内溝42, 43, 及びガス放出通路44, 45を除いて円筒形状とされ, ロータリバルブ34, 35の外周面は, 收容孔1a, 2aの内周面に直接対向し, 更に斜板15の両側の, ロータリバルブ34, 35よりも斜板15から離れた位置において, 駆動軸12が円錐コロ軸受け10, 11を介して支持され,

斜板15は, 円錐コロ軸受け10, 11によって駆動軸12の軸線の方  
向の位置を規制されている, 往復動型圧縮機における冷媒ガス吸入構造。」

## (2) 本件訂正発明と乙28発明の一致点及び相違点

20 前記前提事実(5)及び上記(1)によれば, 本件訂正発明と乙28発明の一致点及び相違点は, 以下のとおりであると認めることができる。

### ア 一致点

25 シリンダブロックにおける回転軸の周囲に配列された複数のシリンダボア内にピストンを收容し, 前記回転軸の回転にカム体を介して前記ピストンを連動させ, 前記回転軸と一体回転すると共に, 前記ピストンによって前記シリンダボア内に区画される圧縮室に冷媒を導入するための導入通路



を有するロータリバルブを備えたピストン式圧縮機において、

前記シリンダボアに連通し、かつ前記ロータリバルブの回転に伴って前記導入通路と間欠的に連通する吸入通路を有し、

前記シリンダブロックは、前記ロータリバルブを回転可能に収容する軸孔を有し、

前記導入通路の出口は、前記ロータリバルブの外周面上にあり、前記導入通路の出口を除いた前記ロータリバルブの外周面の少なくとも一部は、円筒形状とされ、前記吸入通路の入口は、前記軸孔の内周面上にあり、前記軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接対向し、

前記ピストンは両頭ピストンであり、前記両頭ピストンを収容する前後一对のシリンダボアに対応する一对のロータリバルブが前記回転軸と一体的に回転し、前記カム体は、前後一对のスラスト軸受手段によって前記回転軸の軸線方向の位置を規制されている、ピストン式圧縮機における冷媒吸入構造。

#### イ 相違点 6 - 1

本件訂正発明は、ロータリバルブが回転軸と一体化され、前記ロータリバルブの外周面が導入通路の出口を除いて円筒形状とされ、軸孔の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接支持されることによって前記ロータリバルブを介して前記回転軸を支持するラジアル軸受手段となっており、前記ラジアル軸受手段がカム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段であり、前記ロータリバルブの各導入通路が前記回転軸内に形成された通路を介して連通しているのに対し、

乙 28 発明は、ロータリバルブ（ロータリバルブ 34, 35）が回転軸（駆動軸 12）と一体回転するが、一体化されているとはいえ、前記ロータリバルブの外周面が導入通路（吸入通路 40, 41）の、案内溝 42、

4 3 を含めた出口及びガス放出通路 4 4, 4 5 を除いて円筒形状とされ、軸孔（收容孔 1 a, 2 a）の内周面に前記ロータリバルブの外周面が直接対向しているがラジアル軸受手段ではなく、カム体（斜板 1 5）の両側の、前記ロータリバルブよりも前記カム体から離れた位置において、前記回転軸が円錐コロ軸受け 1 0, 1 1 を介して支持され、前記回転軸内に形成され、前記ロータリバルブの各導入通路を連通させる通路を有していない点。

#### ウ 相違点 6 - 2

本件訂正発明は、吐出行程にあるシリンダボア内のピストンに対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段を有し、カム体が前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれて前記回転軸の軸線の方法の位置を規制されており、一对のスラスト軸受手段の少なくとも一方が前記圧縮反力伝達手段の一部をなし、該圧縮反力伝達手段の一部をなすスラスト軸受手段がシリンダブロックの端面に形成された環状の突条とカム体の端面に形成された環状の突条とに当接し、前記カム体の突条の径を前記シリンダブロックの突条の径よりも大きくしたのに対し、

乙 2 8 発明は、吐出行程にあるシリンダボア（シリンダボア 1 8 a ~ 1 8 e, 1 9 a ~ 1 9 e）内のピストン（両頭ピストン 2 0 a ~ 2 0 e）に対する圧縮反力をロータリバルブに伝達して、吐出行程にある前記シリンダボアに連通する吸入通路（導通路 2 9 a ~ 2 9 e, 3 0 a ~ 3 0 e）の入口に向けて前記ロータリバルブを付勢する圧縮反力伝達手段とを有しているのか否か明らかではなく、カム体が前後一对のスラスト軸受手段（円錐コロ軸受け 1 0, 1 1）によって回転軸の軸線の方法の位置を規制されているものの前記前後一对のスラスト軸受手段によって挟まれてはならず、スラスト軸受手段がシリンダブロック（シリンダブロック 1, 2）の端面

と前記カム体の端面とに当接していない点。

エ 被告の主張について

被告は、乙28発明は、シリンダボアの配列半径の縮径化、圧縮機全体のコンパクト化を実現するための発明であって、乙28公報には「ガス放出通路」を構成要件としない発明が記載されていると認定できること、また、乙28発明の案内溝42、43は、本件訂正発明の「導入通路の出口」に相当するものであり、この点に係る構成は本件訂正発明と乙28発明の相違点とはならないことを主張する。

(ア) しかしながら、乙28公報には、ガス放出通路44、45のない構成は記載されていない。被告は、特開平6-58252号公報(乙51)及び特開平6-58256号公報(乙52)の記載を指摘するが、これらは乙28公報とは別個の文献であって、これらの別個の文献の記載に基づいて乙28発明の内容を認定することができる事情があるとも認められないから、これらの文献に基づいて乙28発明の内容を認定することはできない。したがって、乙28公報には、「ガス放出通路」を構成要件としない発明が記載されていると認定することはできない。

また、乙28公報には、吸入通路40、41の出口はロータリバルブ34、35の外周面上に開口し、ロータリバルブ34、35の外周面上には、吸入通路40、41に接続された案内溝42、43が周方向に沿って設けられ、各導通路29a~29e、30a~29eは案内溝42、43の周回領域内において配置されており(【0024】)、両頭ピストン20aがシリンダボア18aに対して上死点位置から下死点位置に向かう吸入行程に入ったときには、吸入通路40は案内溝42を介してシリンダボア18aの圧縮室Pa1に連通する(【0028】)などの記載がある。これらによれば、「吸入通路40、41」の出口と「案内溝42、43」は別のものというべきであり、「案内溝42、43」は

本件訂正発明の「導入通路の出口」に当たるとはいえない。

したがって、被告の上記主張を採用することはできない。

(イ) 被告は、本件訂正発明の構成要件Eの「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」とは、回転軸のカム体からロータリバルブの間には唯一のラジアル軸受手段しかないことを前提に、構成要件Eに係る構成は一致点であると主張する。

しかしながら、本件訂正発明の構成要件Eの「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分に関する唯一のラジアル軸受手段」の「前記カム体から前記ロータリバルブ側における前記回転軸の部分」を「カム体からロータリバルブまでの間の回転軸の部分」と限定して解釈する根拠があるとは認められないから、被告の上記主張はその前提を欠いており採用することはできない。

### (3) 相違点に係る構成の容易想到性

ア 上記(1)イによると、乙28発明は、円錐コロ軸受け10、11によって、ラジアル軸受とスラスト軸受とを兼ねているものであるから、乙28発明において、相違点6-1及び6-2に係る本件訂正発明の構成とするためには、円錐コロ軸受け10、11を、ラジアル軸受とスラスト軸受とに分離し、それぞれを別の位置に設けることが必要となる。

しかし、円錐コロ軸受け10、11を、ラジアル軸受とスラスト軸受とに分離すると、部品が多くなり、構造がより複雑になるため、製造コストやメンテナンスコストが上がり、故障の可能性も高くなるというデメリットがあるところ、このようなデメリットがあるのにもかかわらず、あえて円錐コロ軸受け10、11を、ラジアル軸受とスラスト軸受とに分離することに技術的意義があると認めるに足りる証拠はない。

したがって、乙28発明において、円錐コロ軸受け10、11を、ラジ

アル軸受とスラスト軸受とに分離することには動機付けがあるとはいえず、むしろ、阻害要因があるといえる。

イ この点について、被告は、乙28公報には、組み付け作業工程の複雑化をもたらすという課題を解決するために斜板を支持する回転軸を一对の円錐コロ軸受により回転可能に支持するという課題の記載はなく、また、乙  
5 28発明の目的であるシリンダボアの配列半径の縮径化、圧縮機全体のコンパクト化を実現する上で、円錐コロ軸受による支持は関連がなく、円錐コロ軸受をラジアル軸受手段とスラスト軸受手段とに分離することに支障はないなどと主張する。

しかしながら、乙28発明は、流入ガスがシリンダボアの内周面に沿って圧縮室外へと漏洩することにより、圧縮室から吐出室への吐出冷媒ガスの減少が生じ、吐出効率が悪化するという課題を解決するための発明である（【0006】）。乙28公報には、組み付け作業工程の複雑化をもたらすという課題を解決するために斜板を支持する回転軸を一对の円錐コロ  
10 軸受により回転可能に支持するという課題は記載されていないとしても、乙28発明は回転軸に対するラジアル方向の荷重及びスラスト方向の荷重の両方を受け止める円錐コロ軸受を設置しているのであり、それをあえて、ラジアル軸受とスラスト軸受に分離するような必要があるとは認められないから、乙28発明において、円錐コロ軸受けは必須の構成ではなくラジ  
15 アル軸受手段とスラスト軸受手段とに分離することに何ら支障はないとの被告の上記主張を採用することはできない。

ウ したがって、乙28発明において、相違点6-1及び6-2に係る構成とすることは、当業者が容易に想到することができたとは認められない。

(4) 以上によれば、その余の点を判断するまでもなく、本件訂正発明は、乙  
20 28発明及び周知技術に基づいて当業者が容易に発明をすることができたとは認められず、無効理由8に係る被告の主張は理由がない。

### 1 3 争点(3) (損害額及び不当利得額) について

#### (1) 特許法102条2項について

##### ア 特許法102条2項の適用の有無

5 (ア) 特許権者に、侵害者による特許権侵害行為がなかったならば利益が得られたであろうという事情が存在する場合には、特許法102条2項の適用が認められると解される。

原告は、ピストン式圧縮機を製造・販売しており、被告は、平成24年12月以降、原告が製造・販売する上記製品と競合し得る製品である被告各製品を輸入・販売していた(争いのない事実、弁論の全趣旨)。  
10 また、後記イ)のとおり、被告による被告各製品の輸入・販売行為がなかったとしても原告が原告の製品を販売できなかったという事実関係を認めることはできない。

本件では、原告には、被告による特許権侵害行為がなかったならば利益が得られたであろうという事情が存在するといえ、特許法102条2  
15 項の適用が認められるといえる。

(イ) 被告は、被告各製品が被告親会社、被告、JCS、マツダを順に経て取引されていること、これが関係会社間の取引であるため他社が参入する余地がないこと、被告各製品は個別の受注により開発、製造、販売をするオーダーメイドに近い製品であり、被告各製品の販売がなかったと  
20 しても、顧客であるマツダは他のタイプの圧縮機を被告親会社のグループに提案依頼して代替品を購入したと考えられ、マツダと競合するトヨタ自動車グループの原告に製品の提案依頼を求めたとは考えられないことから、本件において、特許権者に、侵害者による特許権侵害行為がなかったならば利益が得られたであろうという事情は存在しないと主張する。  
25

しかし、原告が製造、販売するピストン式圧縮機と被告各製品は競合

品なのであるから、被告が被告各製品をそれらの者に販売することができなければ、その需要は、原告が製造、販売するピストン式圧縮機等に向かい得るものであった。そして、被告各製品が、被告親会社、被告、JCS、マツダの順に取引されるものであり、被告親会社のグループとマツダとの関係が緊密であり、また、マツダとトヨタ自動車競合する会社であったとしても、そのことによって、原告の製品をそれらの会社に販売することが一切できなかったことを認めるに足りる的確な証拠はない。かえって、原告が製造販売する電動コンプレッサーは平成25年頃からマツダが製造販売するハイブリッドカーに搭載されており（弁論の全趣旨）、また、トヨタ自動車株式会社とマツダは平成27年5月に「互いの経営資源の活用や、商品・技術の補完など、相互にシナジー効果を発揮しうる、継続性のある協力関係の構築に向けた覚書」に調印し、平成29年8月に「業務資本提携に関する合意書」を締結していること（弁論の全趣旨）などの事実があるのであり、これらに照らせば、被告各製品が販売された平成24年12月以降の時点において、原告がトヨタ自動車グループであったとしても、マツダやその関連会社と取引することがあり得なかったとは認められない。被告の主張には理由がない。

#### イ 侵害行為により侵害者が受けた利益について

(ア) 特許法102条2項の前記趣旨からすれば、同項所定の侵害行為により侵害者が受けた利益の額とは、原則として、侵害者が得た利益全額であり、このような利益全額について同項による推定が及ぶと解すべきである。もっとも、上記規定は推定規定であるから、侵害者の側で、侵害者が得た利益の一部または全部について、特許権者が受けた損害との相当因果関係が欠けることを主張立証した場合には、その限度で上記推定は覆滅されるものといえることができる。

そして、特許法102条2項所定の侵害行為により侵害者が受けた利

益の額は、侵害者の侵害品の売上高から、侵害者において侵害品を製造販売することによりその製造販売に直接関連して追加的に必要となった経費を控除した限界利益の額である。

5 (イ) 本件において、弁論の全趣旨によれば、被告は、クラッチ部分と組み合わせて被告各製品を販売しており、平成25年2月分以降の被告各製品（クラッチ部分含む）の「売上高」は、別紙計算書1、同2の同月欄以降の「売上高【①】」欄記載のとおりであり、その製造販売に直接関連して追加的に必要となった経費は、売上原価（払出原価、輸入運賃・諸掛）及び販売管理費（配送料、倉庫保管料、梱包料）であり、これら  
10 の金額は、別紙計算書1、同2の該当欄記載のとおりであると認められる。

また、平成24年12月分と平成25年12月分の各限界利益については、経費等を算定する資料がないことからすれば、被告各製品（クラッチ部分含む）の売上高に減額改定分●（省略）●及び平成25年2月  
15 から平成29年6月までの期間の限界利益率を乗じて算定することが相当である。弁論の全趣旨によれば、平成24年12月分及び平成25年12月分の被告各製品（クラッチ部分含む）の売上高は以下のとおりであり、減額改定分の平均値は●（省略）●、限界利益率は被告製品1（RS-15）が●（省略）●、被告製品2（RS-13）が●（省略）●と認めることができる。また、平成24年12月分又は平成25年1月分の為替レートに関する証拠はないから、原告が主張する令和2年8月27日時点の為替レート（1ドル＝106円）で換算することとする。

20 そうすると、平成24年12月分及び平成25年1月分の限界利益は、以下のとおり算定されることになる。

(計算式)



平成24年12月分又は平成25年1月分の限界利益＝各月の売上高  
 (USドル) ×減額改定分● (省略) ● ×限界利益率● (省略) ●又は  
 ● (省略) ● ×106円

(被告製品1 (RS-15))

	● (省略) ●	● (省略) ●
● (省略) ●	● (省略) ● ● (省略) ●	● (省略) ●
● (省略) ●	● (省略) ● ● (省略) ●	● (省略) ●

5

(被告製品2 (RS-13))

	● (省略) ●	● (省略) ●
● (省略) ●	● (省略) ● ● (省略) ●	● (省略) ●
● (省略) ●	● (省略) ● ● (省略) ●	● (省略) ●

以上によれば、被告各製品(クラッチ部分含む)の限界利益は、別紙  
 計算書1、同2の「限界利益【⑤】」欄の「合計」欄記載のとおり、被  
 告製品1(クラッチ部分含む)に係る限界利益が● (省略) ●、被告製  
 品2(クラッチ部分含む)に係る限界利益が● (省略) ●であると認め  
 られ、これらの金額の合計額● (省略) ●が被告の特許権侵害行為によ  
 り原告が被った損害の額と推定されるといえる。

10

(ウ) 被告は、上記の売上高及び限界利益には、クラッチ部分の売上に係る  
 部分が含まれていることから、これらからクラッチ部分の割合を控除す  
 べきであると主張する。

15

しかしながら、特許法102条2項の「利益」とは侵害者が得た利益  
 全額をいうことは前記のとおりである。そして、被告各製品において、

クラッチ部分は、エンジンとピストン式圧縮機とをベルトを介して動力を伝達し（甲24）、圧縮機部分を機能させるための部分であり、ピストン式圧縮機の業界では、通常、圧縮機とクラッチ部分とが組み合わせて販売されている（弁論の全趣旨）だけでなく、被告はクラッチ部分を単独で販売しておらず、被告各製品（圧縮機部分）とクラッチ部分を組み合わせて販売している（争いのない事実、弁論の全趣旨）のであって、本件においては、被告各製品（クラッチ部分含む）の限界利益をもって、特許法102条2項の被告が得た利益とするのが相当である。

#### ウ 推定覆滅事由について

##### （ア）推定覆滅の事情

特許法102条2項における推定の覆滅の事情は、侵害者が主張立証責任を負うものであり、侵害者が得た利益と特許権者が受けた損害との相当因果関係を阻害する事情がこれに当たると解され、例えば、①特許権者と侵害者の業務態様等に相違が存在すること（市場の非同一性）、②市場における競合品の存在、③侵害者の営業努力（ブランド力、宣伝広告）、④侵害品の性能（機能、デザイン等特許発明以外の特徴）などの事情を推定覆滅の事情として考慮することができるものと解される。また、特許発明が侵害品の部分のみに実施されている場合においても、推定覆滅の事情として考慮することができるが、特許発明が侵害品の部分のみに実施されていることから直ちに上記推定の覆滅が認められるのではなく、特許発明が実施されている部分の侵害品中の位置付け、当該特許発明の顧客誘引力等の事情を総合的に考慮してこれを決するのが相当である。

##### （イ）検討

a 本件訂正発明は、ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機における冷媒吸入構造に関するものであるが、その技術的特徴は、ロータリ

バルブを備えた回転軸に伝達される圧縮反力を利用して、吐出行程にあるシリンダボアに連通する吸入通路の入口に向けてロータリバルブを付勢させて、吸入通路からの冷媒漏れを防止し、ロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率を向上させるという点にある。

5  
10  
15  
20  
25  
被告各製品は、本件訂正発明の技術的範囲に属するものであり、本件訂正発明の作用効果としてロータリバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率の向上という効果を奏しているものといえるが、上記の技術的特徴の内容に照らし、本件訂正発明により具体的にどの程度の体積効率の向上がもたらされるかは直ちには明らかではない。また、そのように効果の程度が直ちには明らかではない本件訂正発明が需要者の購買行動にどの程度影響を与えたのかも明らかでない。かえって、被告は、被告各製品の販売先であるマツダに対し、本件訂正発明を実施しない設計変更後の圧縮機を継続して販売しており（乙56）、このことから、本件訂正発明の作用効果に対する顧客誘引力等は、相当限定的なものであったこともうかがわれる。

また、証拠（乙56）及び弁論の全趣旨によれば、カーエアコンに含まれる圧縮機は、汎用品ではなく、搭載する車両に応じたカスタマイズがされていて、顧客が要求する性能基準、安全性の確保、価格を満たすために、試作品の開発、試験、顧客による評価及びフィードバックを繰り返して最終の製品が完成するという流れになっていること、被告各製品も、被告、JCS及びマツダの3社で情報共有を図りつつ、マツダの要求性能・品質基準を満たすものとして開発されたことが認められる。このような被告各製品の開発過程等に照らせば、被告各製品の最終的な顧客であるマツダは、同社が要求する性能基準や品質基準に着目し、また、評価及びフィードバックを繰り返し情報共有がさ

れた上でそれらの基準を満たすものとして開発された点にも着目して被告各製品を購入したことがうかがわれる。そうすると、被告各製品は、本件訂正発明以外の上記のような特徴等にも着目されて購入されたものといえる。

5 b 上記イの被告各製品の売上げ、利益は、クラッチ部分を含む被告各製品の売上げ、利益である。

証拠（乙62）及び弁論の全趣旨によれば、いわゆるアフターマーケット（商品販売後の需要に対する正規ディーラーではない業者の市場）における被告各製品に該当する部品番号に相当するコンプレッサー（クラッチ部分及び圧縮機部分）の販売価格は468.15ドル、  
10 クラッチ部分のみの販売価格は231.82ドルであると認めることができる。しかし、これはアフターマーケットにおける販売価格であり、直ちに被告とJCSないしマツダとの間の被告各製品の取引にあてはめることはできない。

15 そして、クラッチ部分は、エンジンからの駆動力をコンプレッサーに伝達する装置であり（甲24）、その構造が非常に簡素化されており、コンプレッサーの駆動だけでなく、幅広い応用が可能とされている（甲25）。また、被告各製品に採用されているクラッチは、フィールドコアコイル組立体、ローター組立体、アーマチュア組立体から  
20 構成されているところ、そのうち、フィールドコア組立体部分は「ボビン構造リード線引出しタイプ」に該当し、構造が簡略化され、非常に安価で多量生産に適しているとされ、ローター組立体部分は「1体ロータダブルフラックスタイプ」に該当し、最も汎用性の高い構造とされているなどの事情がある（甲25、弁論の全趣旨）。そうすると、  
25 被告各製品のクラッチ部分は、汎用性の高い一般的な構造の部分が多いものといえる。

他方、圧縮機については、前記のとおり、汎用品ではなく、搭載する個別の車両に応じてカスタマイズが行われており、被告各製品も、顧客が要求する性能基準、安全性の確保、価格を満たすために、試作品の開発、試験、顧客による評価及びフィードバックを繰り返して製造されたものである。

被告各製品における、クラッチ部分と圧縮機部分の技術的位置付けや、圧縮機部分とクラッチ部分の顧客誘引力の違いを考慮すると、上記イの売上げがクラッチ部分を含む被告各製品の売上げであったとしても、特許法102条2項による推定の場面においては、直ちに大きな推定覆滅が認められることにはならない。

c 前記bのとおり、被告各製品にクラッチ部分が含まれていることを理由として直ちに大きな推定覆滅が認められることにはならないが、前記aのとおり、本件訂正発明の作用効果に対する顧客誘引力等は限定的なものであって、被告各製品は、本件訂正発明以外の特徴等にも着目されて購入された部分が大きいと認められる。これらの事情を総合的に考慮すれば、本件においては、特許法102条2項による推定が、5割の限度で覆滅されるというのが相当である。

## エ 小結

以上によれば、原告の特許法102条2項により算定される損害額は、被告各製品（クラッチ部分含む）の限界利益の合計額に推定覆滅事由として50%を乗じた金額である●（省略）●となる。

（計算式）

$$\begin{aligned} & (\bullet (\text{省略}) \bullet + \bullet (\text{省略}) \bullet) \times 50\% \\ & = \bullet (\text{省略}) \bullet \end{aligned}$$

## (2) 特許法102条3項について

原告は、選択的に、特許法102条3項により算定される損害額も主張す

ることから、以下検討する。

ア 特許法102条3項による損害額として、侵害品の売上高を基準とし、そこに実施に対し受けるべき料率を乗じて算定する場合、実施に対し受けるべき金銭の料率の算定に当たっては、①当該特許発明の実際の実施許諾契約における実施料率や、それが明らかでない場合には業界における実施料の相場等も考慮に入れつつ、②当該特許発明自体の価値すなわち特許発明の技術内容や重要性、他のものによる代替可能性、③当該特許発明を当該製品に用いた場合の売上及び利益への貢献や侵害の態様、④特許権者と侵害者との競業関係や特許権者の営業方針等訴訟に現れた諸事情を総合考慮して、合理的な料率を定めるべきである。

#### イ 認定事実

証拠（後掲）及び弁論の全趣旨によれば、以下の事実を認めることができる。

(ア) Intellectual Property Research Associates作成の自動車関連技術分野のロイヤルティ料率の調査結果の報告書には、①「車両用空調システム用の新型の圧縮機及び液分離器の製造につき、非公開の外国車両製造企業と技術ライセンス契約を締結した。1998年後半に技術移管を完了予定の上で、Shanghai Machinery（判決注：ライセンシー）は、7年間にわたって製造されるすべての対象製品の正味販売価格の3%を外国車両製造企業に支払う必要がある。」との記載、②「Prime Manufacturing Company（判決注：ライセンシー）は、オフロード用車両及びバスのための高効率な空調システムの開発に用いられる、他に類をみない環境保護上安全でかつオゾン保護機能を備えた車両空調技術につき、独占的な全世界の特許契約を締結した。Primeは、販売された空調や冷媒システムそれぞれの範囲内に含まれるすべ

ての R o v a c (判決注：ライセンサー) の基本部品の正味販売価格の 6% の実施料を R o v a c に支払う。これには、主に圧縮機、熱交換器、弁体、配管システムが含まれる。」との記載がある (甲 19) 。

(イ) 米国のマーケティングコンサルティング会社 (A U S C o n s u l t a n t s) が作成したロイヤルティのデータベースには、自動車関連技術につき、①「ライセンス協定：会社は軌道ベーン圧縮機を製造する独占的ライセンスを有する。ライセンスは、自動車空調、輸送用冷凍機、工業用空気圧縮機、真空ポンプを含めて複数の市場に及ぶ。：インド、パキスタン、セイロン、ネパール、バングラディッシュ」 「支払明細：実施料：実施料率は、・・・上記各国以外に輸出する場合は 8%、上記各国へ販売する場合は 5% と開示された。」との記載、②「ライセンス協定：韓国企業は・・・エジプトの車両部品会社と、車両用空調部品の製造及び組立に関する韓国企業の技術を当エジプト企業に供与する契約を締結した。」 「支払い明細：前払い金：契約の下で、E l t e r i a k (判決注：ライセンサー) は、手付金の 200.000 アメリカドル、及び実施料：10 月を起算日とした 5 年間の純売上高の 3% の実施料を H a l l a (判決注：ライセンサー) に支払わなければならない。」との記載がある (甲 20) 。

(ウ) 経済産業省知的財産政策室編「ロイヤルティ料率データハンドブック」には、ロイヤルティ料率アンケート調査結果として、本件訂正発明の技術分野に近似する原動機、圧縮性流体用ポンプ等を対象製品とする「技術分類 機関またはポンプ」において、16 件の事例があり、実施料率 1% 未満が 1 件 (6.3%)、実施料率 1~2% 未満が 3 件 (18.8%)、実施料率 2~3% 未満が 2 件 (12.5%)、実施料率 3~4% 未満が 6 件 (37.5%)、実施料率 5~6% 未満が 2 件 (12.5%)、その他 2 件 (12.5%) と記載されている (甲 21、弁論の

全趣旨)。

(エ) ● (省略) ●とする内容のライセンス契約が締結された(乙65, 弁論の全趣旨)。

(オ) 被告親会社の前身(Visteon Corporation)は,  
● (省略) ●, 他社との間で, 圧縮機に関する● (省略) ●を対象特許として, 実施料を契約時● (省略) ●, 量産化時● (省略) ●とするライセンス契約を締結した(乙66, 弁論の全趣旨)。

#### ウ 検討

(ア) 本件訴訟において, 本件特許権についての実際の実施許諾契約の実施料率は現れていない。

本件特許権の技術分野に近似する分野(「機関またはポンプ」)の実施料率についてのアンケート調査結果によれば, 実施料率3~4%未満の例が最も多く(37.5%), 実施料率5~6%未満の例や実施料率2~3%未満の例は同数(12.5%), 実施料率1~2%未満は3件(18.8%)とされており(上記認定事実(ウ)), また, 他の調査結果やデータベースには, 実施料率3%又は6%の例(上記認定事実(ア))や実施料率5~8%又は3%の例(上記認定事実(イ))もあったとされていることからすれば, 圧縮機の分野では, 実施料率を3%から4%程度とする例を中心としつつ, その前後の実施料率とする例も相当程度あることがうかがわれる。

なお, 被告は, ● (省略) ●本件特許権とは相当に技術的な内容が異なるものであって, このようなライセンス契約の事例を他の事例より特に重視すべき理由があるとはいえず, 圧縮機分野の実施料率の一例としてみるのが相当である。

(イ) 本件訂正発明の技術内容や重要性, 他のものによる代替可能性に関して, 前記(第4の13(1)ウ(イ)a)のとおり, 本件訂正発明は, ロータ



リバルブを用いたピストン式圧縮機における体積効率の向上という効果を奏しているものであるが、具体的にどの程度の体積効率の向上がもたらされるかは明らかではなく、また、このような本件訂正発明の作用効果に対する顧客誘引力等は限定的なものであったことがうかがわれる。

5 被告は、被告各製品の販売先であるマツダに対し、本件訂正発明を実施しない設計変更後の製品を継続して販売しており（乙56）、このことから、本件訂正発明は、その顧客吸引力が相当に限定的であったことや、被告各製品の販売において代替不可能な技術であったとはいえないものであったことがうかがわれる。

10 そして、特許法102条3項の損害額の算定に当たっては、被告各製品はクラッチ部分と組み合わされて販売されており、被告各製品の売上高は、クラッチ部分を含む被告各製品の売上高であるという事情も考慮する必要がある。

15 (ウ) 本件においては、被告による特許権の侵害があったこと、原告と被告は競業関係にあること、ロータリバルブを備えたピストン式圧縮機の市場は寡占状態にあり、相互にライセンスを行っていない閉ざされた市場傾向にあること（弁論の全趣旨）などの事情がある一方で、前記(イ)のおりの本件訂正発明の技術内容や重要性、他のものによる代替可能性を考慮した本件特許権の価値は限定的であるといえること、被告各製品の

20 売上高はクラッチ部分を含むものであるなどの事情があり、これらの本件訴訟に現れた事情を考慮すれば、特許権侵害をした者に対して事後的に定められるべき、本件での実施に対し受けるべき料率は、2%と認め

るのが相当である。

25 (エ) したがって、本件特許権侵害について、特許法102条3項により算定される損害額は、被告各製品（クラッチ部分含む）の売上高（別紙計算書1、同2の「売上高」欄の「合計額」欄のとおり）に2%を乗じた

額となり、原告の損害額は、以下の計算式のとおり、合計●（省略）●となる。

（計算式）

- ・ 被告製品1（RS-15）  
売上高合計●（省略）●×実施料率2%  
= ●（省略）●
- ・ 被告製品2（RS-13）  
売上高合計●（省略）●×実施料率2%  
= ●（省略）●
- ・ 合計 ●（省略）●

そうすると、特許法102条3項により算定される損害額が同条2項により算定される損害額を上回ることから、特許法102条3項により算定される損害額●（省略）●が原告の損害額となる。

#### エ 消費税相当額

（ア）消費税は、「国内において事業者が行った資産の譲渡等」に課されるものである（消費税法4条1項）。「資産の譲渡等」には、「無体財産権の侵害を受けた場合に加害者から当該無体財産権の権利者が収受する損害賠償金」が含まれると解する消費税基本通達があること（消費税基本通達5-2-5）から、特許権を侵害された者が特許権侵害の不法行為に基づく損害賠償金を侵害者から受領した場合、その損害賠償金は消費税の課税対象とされているものと解される。そうすると、本件では、上記のとおり特許法102条3項により算定された●（省略）●が損害賠償金となるところ、原告の損害額の算定に当たっては、上記損害額に消費税相当額を乗じた額を加算するのが相当と解される。原告は、消費税相当額として損害額に8%を乗じた額を請求しており、その額は、以下の計算式のとおり、●（省略）●となる。

(計算式)

● (省略) ● × 8% = ● (省略) ●

5 (イ) 被告は、原告の主張する損害額の根拠となる被告の売上について既に消費税相当額を納税済みであり、国が既に支払われた被告の売上に対応する消費税相当額に加え、当該売上に対応する知的財産権侵害の損害賠償額について消費税相当額を重ねて徴収できる理由はなく、消費税相当額を加算することは認められないと主張する。しかしながら、本件では、特許法102条3項により算定された● (省略) ●が損害賠償金となり、この損害賠償金を侵害者から受領することが「資産の譲渡等」に当たると解されているのであるから、被告が被告各製品の売上げについて消費税相当額を納付したことをもって、原告が本件の損害賠償金について消費税を課税されないことにはならないと解される。被告の上記主張を採用することはできない。

10 オ 弁護士費用 1000万円

15 原告は弁護士費用として1000万円を請求するところ、本件事案の性質・内容、本件訴訟に至る経過、本件審理の経過等諸般の事情に鑑みれば、被告による不法行為と相当因果関係のある弁護士費用は、原告が主張する1000万円を下回るものではないと認めることができる。

カ まとめ

20 以上によれば、原告の損害額は、4億3830万0840円と認めることができる。

なお、原告は、民法703条に基づき不当利得金の返還請求をしているが、当該請求が上記の損害額を上回ると認めることはできないから、これについては判断を要しない。

25 14 争点(4) (消滅時効) について

被告は、原告が遅くとも平成26年8月23日には被告による特許権侵害を

認識しており、同日以前の被告各製品の販売行為に係る損害賠償請求権については消滅時効が成立すると主張することから、以下検討する。

(1) 民法724条にいう「損害及び加害者を知った時」とは、被害者において、加害者に対する賠償請求をすることが事実上可能な状況の下に、それが可能な程度に損害及び加害者を知った時を意味すると解するのが相当である。

(2) 証拠（甲22, 23, 26, 乙60, 証人佐藤）及び弁論の全趣旨によれば、以下の事実を認めることができる。

ア 原告は、平成21年9月30日、韓国法人である被告親会社に対し、同社が製造するRSの型番が付されたコンプレッサー（以下「RSコンプレッサー」という。）が原告の韓国特許権を侵害すると警告し、以降、同社と交渉を開始した。

イ 被告は、平成24年12月2日に設立されたが、原告にその設立が知られることはなかった。

ウ 原告は、被告親会社との交渉が進まないことから、平成26年3月18日、被告親会社を被告とする特許権侵害訴訟をソウル地方裁判所に提起した。原告は、その頃、被告製品2（圧縮機RS-13）がマツダに販売されていることは認識していた。

エ RSコンプレッサーは、被告親会社から被告、JCS、マツダへと順次、関係会社間で販売された。原告は、被告親会社からマツダにRSコンプレッサーが販売される商流を具体的に把握することができなかったことから、弁護士を通じて外部の調査会社に商流調査を依頼し、平成26年10月17日、その調査結果として、①被告親会社がマツダに対してロジスティクス会社経由で直接納品するルート、②被告親会社の日本法人である被告が輸入し、マツダに納品するルート、③JCSが輸入し、マツダに納品するルートの3つがあるのではないかとの報告を受けた。

オ 原告は、その後、被告親会社の日本法人を被告とするのが交渉の可能性

を見据えて妥当であると考えて、平成26年12月2日、被告に対する別件差止訴訟の提起に係る社内稟議を申請し、同月18日に社内決裁を完了し、同月26日に東京地方裁判所に被告各製品の差止訴訟を提起した。

5 (3) これらの事実に照らせば、原告は、平成26年3月頃には、被告製品2がマツダに販売されていたことを認識していたといえるが、被告各製品が関係会社間で取引されていたため、平成26年10月17日に外部の調査会社からの報告を受けて、被告各製品の販売ルートが3通りあることを把握し、同年12月に差止訴訟の提起に至ったものといえ、原告が平成26年8月23日以前の時点において、被告が被告各製品を販売していたと認識していたと  
10 認めることはできない。

したがって、原告は、平成26年8月23日以前の時点において、損害及び加害者を知っていたとはいえず、消滅時効の起算日は同日より後の日となり、原告は、平成29年8月23日に本件訴訟を提起していることから、消滅時効についての被告の主張は理由がない。

15 (4) 被告は、①原告が、平成26年3月18日、本件特許権に対応する韓国特許権に基づいて、被告親会社に対し、韓国において特許権侵害訴訟を提起していること、②原告は、韓国訴訟の提起時にマツダ向けに被告製品が販売されていたことを認識しており、被告親会社のホームページに被告が関連会社として公開されていることからすれば、原告は、遅くとも平成26年8月2  
20 3日時点で被告による侵害行為を認識していたと主張する。

しかしながら、原告が被告各製品の販売ルートが3通りあることを把握したのが平成26年10月17日であると認められることは前記のとおりである。また、被告の上記主張を前提としても、原告が、被告による被告各製品の販売を認識し得たといえるにとどまり、原告がこれを認識していたと認め  
25 るには足りず、他に被告の主張を認めるに足りる証拠はない。被告の上記主張を採用することはできない。

## 第5 結論

以上によれば，原告の請求は，4億3830万0840円及びこれに対する不法行為の後の日である平成29年9月1日（訴状送達の日翌日）から支払済みまで民法所定の年5分の割合による遅延損害金の支払を求める限度で理由があるから認容することとし，その余の請求は理由がないから棄却することとして，上記支払を求める部分については，仮執行宣言を付すことが相当であるから仮執行宣言を付し，被告による仮執行免脱宣言の申立ては相当でないのでこれを付さないこととして，主文のとおり判決する。

東京地方裁判所民事第46部

裁判長裁判官 柴 田 義 明

裁判官 棚 井 啓

裁判官 佐 藤 雅 浩

(別紙)

イ号物件目録

5

圧縮機RS-15

(別紙)

口号物件目録

5

圧縮機RS-13