

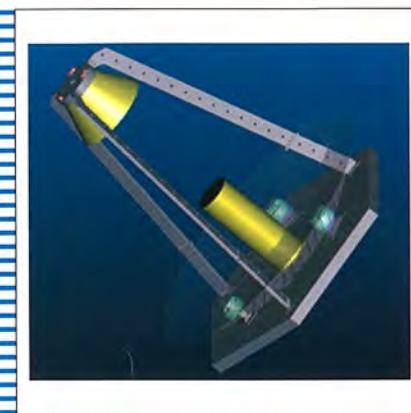
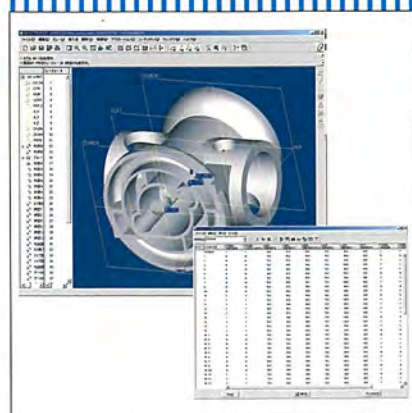
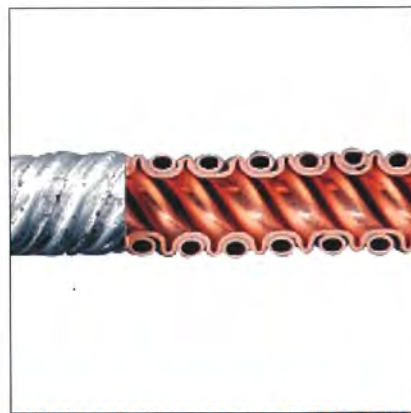
# MITSUBISHI

## 三菱電機技報 Vol.81 No.3

2007 **3**

特集Ⅰ「自然冷媒CO<sub>2</sub>ヒートポンプ」

特集Ⅱ「品質・信頼性向上-開発・設計段階での品質・信頼性作りこみ」



## 目次

### 特集I「自然冷媒CO<sub>2</sub>ヒートポンプ」

自然冷媒ヒートポンプ特集号に寄せて ..... 1  
片岡 勲

自然冷媒ヒートポンプ技術の現状と展望 ..... 2  
田中直樹・古藤 悟・榎本寿彦

CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート” ..... 7  
岡田哲治

CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用ロータリ圧縮機 ..... 11  
前山英明・坂本英司・高橋真一・横山哲英

CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機ベーン先端部の摩耗抑制技術 ..... 15  
中尾英人・高山智生・服部直隆

CO<sub>2</sub>冷媒対応スクロール圧縮機の性能解析 ..... 19  
下地美保子・佐々木辰也・松本哲三・矢野賢司・中村利之

積層型マイクロチャンネル式冷媒-冷媒熱交換器の試作と性能評価 ..... 23  
吉村寿守務・若本慎一・幸田利秀

CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環型冷却器の性能解析と逆循環防止法 ..... 27  
岡崎多佳志・野浪啓司・山田俊成

### 特集II「品質・信頼性向上—開発・設計段階での品質・信頼性作りこみ」

品質・信頼性向上技術において見過ごされていること ..... 31  
村上敬宜

品質・信頼性向上に向けた取り組み ..... 32  
藤山孝次・山田直志

新型直交軸ギヤードモータ“スーパーヘリクロス”  
のロバスト設計 ..... 37  
鶴田明三・濱走和人・村井正俊

品質工学とシミュレーションの融合による  
新形スクリー圧縮機“MS-E”のロバスト設計 ..... 41  
白石聡一・春名一志・清水映吾・中西 武・小原和世

静電気ノイズに対する機器信頼性設計技術 ..... 45  
村田雄一郎・築島千尋・西沢昭則・高橋啓介

人工衛星搭載機構要素の潤滑評価技術 ..... 49  
三好淳之・田中直也・春名正樹・川村俊一

パッケージの気密信頼性評価技術 ..... 53  
衣川 勝・黒川博志・高木晋一・川田浩司

Heat Pump with Natural Refrigerants

A Preface to the Special Issue on Heat Pump Using Natural Working Fluid  
Isao Kataoka

Current Status and Future Trends of Heat Pump Technologies with Natural Refrigerant  
Naoki Tanaka, Satoru Kotoh, Toshihiko Enomoto

CO<sub>2</sub> Heat Pump Hot Water System “ECOCUTE”  
Tetsuji Okada

Rotary Compressor for CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater  
Hideaki Maeyama, Eiji Sakamoto, Shinichi Takahashi, Tetsuhide Yokoyama

Wear-Reducing Technologies for Rotary Compressors Using CO<sub>2</sub> Refrigerant  
Hideto Nakao, Tomoo Takayama, Naotaka Hattori

Performance Analysis of Scroll Compressors with CO<sub>2</sub> Refrigerant  
Mihoko Shimoji, Tatsuya Sasaki, Tetsuzo Matsuki, Kenji Yano, Toshiyuki Nakamura

Prototype and Performance Evaluation of Refrigerant-Refrigerant Microchannel Heat Exchanger  
Susumu Yoshimura, Shinichi Wakamoto, Toshihide Kouda

Performance Analysis and Control Method of the Reverse Circulation of Cooling Systems with Natural-Circulation Loop using CO<sub>2</sub> Refrigerant  
Takashi Okazaki, Keiji Nonami, Toshinari Yamada

Improvement of Quality and Reliability from Development and Design Stage

Factors Ignored in Engineering for Quality and Reliability  
Yukitaka Murakami

Activities of Quality and Reliability Improvement, Including Built-in Quality from Development and Design Stage  
Takashi Fujiyama, Naoshi Yamada

Robust Design of New-type Orthogonal Axis Geared Motor “Super-Helicross”  
Hirozoh Tsuruta, Kazuto Hamabashiri, Masatoshi Mural

Robust Design of Single Screw Compressor “MS-E” Using Taguchi Method and CAE  
Soichi Shiraishi, Kazushi Haruna, Eigo Shimizu, Takeshi Nakanishi, Kazuyo Obara

Reliable Equipment Design for Electro-Static Discharge Noise  
Yuichiro Murata, Chihiro Tukishima, Akinori Nishizawa, Keisuke Takahashi

Lubrication Evaluation Technology for Satellite Onboard Equipments  
Atsushi Miyoshi, Naoya Tanaka, Masaki Haruna, Shunichi Kawamura

Evaluation Technology of Airtight Packages  
Masaru Kinugawa, Hiroshi Kurokawa, Shinichi Takagi, Hiroshi Kawata

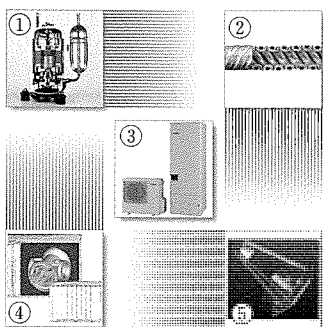
### 特許と新案

「冷凍サイクル装置及びその形成方法並びに  
冷凍サイクル装置の室外機」「熱交換器」 ..... 57

「摩擦式ブレーキ、ディスクブレーキ装置、  
エレベーター用ディスクブレーキ装置」 ..... 58

### スポットライト

三菱電機CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”



表紙：自然冷媒CO<sub>2</sub>ヒートポンプ

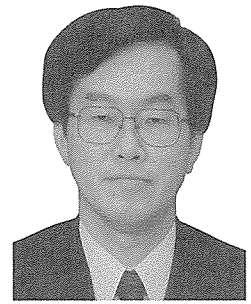
この特集は、三菱電機における次世代冷媒ヒートポンプの動向を紹介しており、主にCO<sub>2</sub>を冷凍空調機器の作動冷媒に適用するための技術開発の取り組みを述べたものである。表紙の写真は、①エコキュートに搭載したCO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機、②冷媒と水の間の熱交換器であるツイスト&スパイラルガスクーラーの伝熱管、③CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”の外観である。

表紙：品質・信頼性向上—開発・設計段階での品質・信頼性作りこみ

この特集は、三菱電機グループにおける品質・信頼性向上の取り組みの一端として、信頼性設計技術、信頼性評価技術、スクリーニング技術及びロバスト設計技術について述べたものである。表紙の写真は、④スクリー圧縮機のロバスト設計における3次元CAD上での解析、⑤ベアリング潤滑評価を反映させた宇宙用赤外線望遠鏡主鏡部である。

## 自然冷媒ヒートポンプ特集号に寄せて

A Preface to the Special Issue on Heat Pump Using Natural Working Fluid

片岡 勲  
Isao Kataoka

エネルギーの利用による人間社会の持続的発展と地球環境の保全を両立させることは、今世紀の人類に課せられた最重要課題の一つである。京都議定書に基づく地球温暖化ガス削減目標に向けて我が国でも産官学が総力を挙げて様々な対策がとられている。地球温暖化ガスの排出源の一つとして民生用の暖房や給湯によるものは大きな比率を占めており、暖房・給湯機器の高効率化によって省エネルギーと地球温暖化ガスの削減を図ることが強く求められている。これに向けて様々な機器が開発され実用に供されているが、その中でも、ヒートポンプを用いた暖房・給湯システム(エコキュート)は省エネルギー効果、地球温暖化ガス削減効果の高さから極めて大きな期待を寄せられている。特に近年、自然冷媒であるCO<sub>2</sub>を作動流体としたヒートポンプが開発されるようになって、その効率と給湯・暖房性能が大きく向上し、現在実用に供されているエコキュートにおいても、従来の電気・ガス給湯器併用システムに比べて1割から2割の省エネルギー効果、地球温暖化ガス削減効果があることが研究結果等により指摘されている。またヒートポンプは電力をエネルギー源として用いているため、電力を火力発電以外の非化石燃料を用いた発電によるものとすると、その省エネルギー効果、地球温暖化ガス削減効果は飛躍的に増大する。

ヒートポンプはこのような地球環境問題を解決する鍵となる技術であるが、同時に学術的にも極めて興味深い対象である。筆者は大学で熱流体工学に関連した教育をしているが、熱力学は抽象的かつ難解で学生が興味を持たない科

目の筆頭である。しかしながら、ヒートポンプは学生に熱力学に興味を持たせる非常によい実用例となっている。同じ電力により電熱ヒーターで給湯・暖房した場合の何倍(COP(Coefficient of Performance)値)もの熱が熱力学サイクルを応用して得られること、これに関してエントロピーという物理量がいかに重要な役割を果たすかをヒートポンプを例にとりながら説明すると、学生の興味と理解は大きく改善される。

さらに、ヒートポンプの高性能化のための技術開発は、熱流体工学、材料工学等、工学の多くの分野に興味深い研究課題を提供する。ヒートポンプの効率を向上する上での課題は圧縮機、膨張機のエネルギー損失の低減であるが、これに関連して、ローターなどの摩擦、漏れ流れの低減や、エジェクターを用いた膨張仕事の回収など多くの技術課題がある。筆者が関わっているエジェクター内の作動流体の気液二相流は極めて複雑で多様な熱流動特性を示し、学術的にも興味深い研究対象である。また、ヒートポンプの性能に大きく関連する室外機の着霜問題は学術的にも未解決な部分が多く、基礎的な研究対象としても重要である。

このように、自然冷媒ヒートポンプは地球環境問題の解決に重要であるだけでなく、学術的にも極めて有用かつ興味深いものであり、産官学が連携して開発を進める上で極めて適した技術課題であり、今後、各分野の研究者、技術者がより一層の高効率化、高度化に向けて研究開発を進めていくことが期待される。

# 自然冷媒ヒートポンプ技術の現状と展望



田中直樹\*



古藤 悟\*\*



榎本寿彦\*\*\*

Current Status and Future Trends of Heat Pump Technologies with Natural Refrigerant

Naoki Tanaka, Satoru Kotoh, Toshihiko Enomoto

## 要 旨

京都議定書による温室効果ガスの排出規制において、冷凍空調機器については「代替フロン等3ガスの排出規制」が、また、別途欧州においてGWP(Global Warming Potential：地球温暖化係数)が150以上のガスを対象にしたFガス規則<sup>(1)</sup>がスタートする。このような状況において、地球温暖化係数が低く、環境に優しい冷媒を使うための技術開発が急務となっている。このような背景を受けて、日本では「ノンフロン型省エネルギー冷凍空調システム開発」、「高効率給湯器の高効率化・コンパクト化」をテーマとしてNEDO<sup>(注1)</sup>プロジェクトも2005年から研究開発が開始された。三菱電機は次世代冷媒に対応する製品の基礎技術確立のため、積極的にこの研究に参画している。

現在、当社では、既に冷媒として環境に優しい自然冷媒であるイソブタンを適用した冷蔵庫を、また、同様に自然

(注1) 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構

冷媒の二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)を適用したヒートポンプ給湯機も各々製品化した。今後も将来を見据えて、給湯機や空調機などのヒートポンプ機器や冷凍機器について、更なる高性能化、高機能化及び新機種の研究開発を継続して行う計画である。

自然冷媒の中でもCO<sub>2</sub>は不燃、無毒で安全であり、高温出湯時の効率が高いため、まず、ヒートポンプ給湯機の熱源機に適用された。空調機へのCO<sub>2</sub>の適用については、冷媒特性に起因する性能不足の課題があるため、機器の高効率化、高信頼化を実現する技術開発が不可欠である。

本稿では、次世代冷媒の動向を紹介し、CO<sub>2</sub>を冷凍空調機器に適用するための技術開発の取り組みとして、主にNEDOプロジェクトの開発内容や要素デバイス技術開発の課題、現状について述べる。

特集  
I

	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
冷媒規制	京都議定書発効(2005)						第一約束期間(2008~2012) 代替フロン等3ガス(HFC他)の排出規制				
国家プロジェクト	NEDO「ノンフロン型省エネルギー冷凍空調システム開発」				NEDO「高効率給湯器の高効率化・コンパクト化」		実用運転モードで10%以上の性能改善を達成した製品の開発				
脱フロンヒートポンプ機器	ヒートポンプ給湯機 エコキュート製品化(2001) 次世代ヒートポンプ給湯器(高性能化, 大容量化, 高機能化, コンパクト)										
	次世代冷媒空調機(家庭用, 業務用)										

## 冷媒規制と自然冷媒ヒートポンプ機器の開発・製品化の動向

京都議定書の第一約束期間が2008年からスタートし、代替フロン等のガスの排出が規制される。この規制に対応してNEDO「ノンフロン型省エネルギー冷凍空調システム開発」、「高効率給湯器の高効率・コンパクト化」が開始され、日本では脱フロン化の研究開発が本格化した。この研究を基本として、CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機の更なる高性能化、高機能化開発が、また、脱フロン次世代冷媒空調機の開発が加速されている。

## 1. ま え が き

現行の空調機・給湯機・冷凍機などのヒートポンプ機器の冷媒に使用されている代替フロンHFC(ハイドロフルオロカーボン)は、排出量がたとえ少量であっても、基準のCO<sub>2</sub>と比較すると1,000~2,000倍の温室効果がある。そのため、京都議定書で削減対象の温室効果ガスとして指定されており、脱フロン化機器の早急な開発が必要となっている。

このような社会的要請に対応し、当社では脱フロン化に向けた技術開発に着手し、CO<sub>2</sub>を冷媒とした初めての機器として家庭用CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機を製品化した。また、現在、空調機、業務用ヒートポンプ給湯機、冷凍機なども技術開発を展開中である。

本稿では、冷媒規制動向、脱フロン冷媒候補の特徴と特性、脱フロン冷媒関連機器の研究開発動向、当社における脱フロン化としてCO<sub>2</sub>を冷媒とした空調機、ヒートポンプ給湯機及び要素デバイスの研究開発を行っているので、その概要について述べる。

## 2. 冷媒規制の動向

現在、空調機・ヒートポンプ給湯機・冷凍機に適用されているHFC冷媒の使用に関連する規制の動向について述べる。

### (1) 京都議定書発効による温室効果ガスの排出抑制

1994年の地球温暖化を防止するための「気候変動枠組条約」に対応し、具体的な温室効果ガスの排出抑制対策として「京都議定書」(1997年)が採択され、その後、ロシアの批准により2005年に京都議定書が発効された。第一約束期間(2008~2012年)の間に温室効果ガスの6%の削減(1990年比)が義務付けられた。代替フロンは地球温暖化係数が大きいことから削減対象の温室効果ガスに指定され、排出抑制に最大限の努力が要求されている。

### (2) 欧州Fガス規則の概要

規則の目的は京都議定書の対象であるフッ素化温室効果ガス、HFC、PFC(パーフルオロカーボン)、SF<sub>6</sub>(六フッ化硫黄)を封じ込め、放出を削減することである。このため、フッ素化ガスの封じ込めとして、固定式の冷凍、空調、ヒートポンプ機器については、2007年7月4日から、地球温暖化係数GWPが150以上のガスに対して、下記①~④が義務付けられる。

- ① 認定された機器オペレータによる定期的な冷媒の漏洩(ろうえい)チェックと漏洩検知時の早急修理と漏洩を阻止
- ② 機器へのラベル表示(フッ素化温室効果ガスの使用表示と量の明記)
- ③ フッ素化温室効果ガスの回収、再生、破壊
- ④ フッ素化温室効果ガスの生産者、輸入者、輸出者は欧州委員会への報告と当該メンバー国当局への情報送付

上記①~④については、今後強化される可能性があり、脱フロン冷媒化技術の開発も視点に入れておくことが重要になってきている。

## 3. ヒートポンプ機器の脱フロン化技術の動向

### 3.1 脱フロン冷媒としての自然冷媒

ヒートポンプとして蒸気圧縮式、吸収式、吸着式などが知られているが、ここでは蒸気圧縮式に限定して脱フロン冷媒候補を考える。この際、冷媒が利用されるヒートポンプ機器単独では判断できず、冷媒が周囲へ及ぼす影響も判断条件に含まれる。これまで各時代背景の下に“必要な冷媒特性”は変化し、実際に選択される冷媒も変遷してきたが、どの時代においても、すべての望ましい特性が満足されていた訳ではなく、それぞれの利用に工夫がこらされてきた。現在、利用されているフロン系冷媒は、その安全性、効率の良さで利用を拡大し、また、機器もこの冷媒に適した構成となっている。

十数年前には、必要な冷媒特性の中に、“毒性、可燃性がないこと”との要求がある一方、地球環境性(オゾン層保護、地球温暖化防止)への要請は含まれていなかった。今世紀のように地球温暖化防止が不可欠となっている現代では、“地球環境への影響が少ないこと”が要求され、毒性、可燃性への要請は弱まっている状況である。

現在使用している冷媒は、大気中への放出によって地球温暖化に対する影響が大きいため、冷媒を大気中に放出することなく再利用あるいは破壊する必要がある。ただし、現状を考えるとこの実現は簡単とは言えない。

そこで、地球環境性の視点を重視して注目されてきたのが自然冷媒で、現在はCO<sub>2</sub>、炭化水素(プロパン、プロピレンなど)、アンモニア、水、空気が脱フロン冷媒候補である。このうち、空気は蒸気圧縮式とは異なるが、便宜上併記している。これらの自然冷媒は、地球環境性の面では優秀であるが、表1に示すように化学特性、熱物性特性でそれぞれの難点を示している。これらの難点をハードウェアとソフトウェアの両面から緩和し、解決していくことが重要な取組みである。

表1. 自然冷媒の課題

冷媒		二酸化炭素	炭化水素	アンモニア	水	空気
化学	毒性/燃焼性	○	△	△	○	○
	材料劣化	○	○	△	○	○
	化学的に安定	○	○	△	○	○
熱物性	適度な沸点	△	○	○	△/○*	△
	体積当たりの能力	○	○	○	△/○*	○
	理論COP	○/△*	○	○	○	△
	吐出温度が適正	○	○	○	○	○
地球環境	オゾン層	○	○	○	○	○
	温暖化	○	○	○	○	○

\* 評価は給湯機/空調機

○ 問題なし

\*\* 評価は熱源温度が低/高

△ 難点あり(網掛け)

### 3.2 機器動向と研究開発の位置づけ

表1に示した自然冷媒は、空気を除けば、すでになんらかの形で、ヒートポンプに利用され、あるいはかなりのレベルまで研究開発が進められている。代表例として、CO<sub>2</sub>を冷媒に用いた家庭用ヒートポンプ給湯機は量産化され、炭化水素とアンモニアは少数であるが業務用ヒートポンプチラーに利用され、水は高温用に限定してヒートポンプへの利用例がある。

また、関連する機器として、アンモニアを利用した産業用冷凍機、イソブタン(炭化水素)を使用した家庭用冷凍冷蔵庫、CO<sub>2</sub>あるいは炭化水素を冷媒に用いた自動販売機などがある。とくにアンモニアの利用技術は歴史が長く、かなり高い技術レベルに達している。また、水冷媒は産業用途に限定されることから、当社は、自然冷媒に対して、さらに注力して研究開発を進めたいと考えている。

### 3.3 研究開発のねらい

自然冷媒のうちCO<sub>2</sub>と炭化水素に限って考えた場合、ヒートポンプ用途としての自然冷媒の性質で注意すべきことは、次の点である。

CO<sub>2</sub> : 沸点が低く、冷媒が臨界点を超える状態にいたる使用圧力(100~150気圧)に対応する機器設計が必要

炭化水素 : 可燃性があり、使用時の冷媒漏洩や修理・廃棄時における取扱い上の事故防止のため、冷媒量削減、漏洩回避、点火源の除去などの対策が必要

これらの冷媒を用いた機器はすでに市場に出されており、この意味で、研究開発のねらいは、既存機器でのレベルアップと、新機器の開発によって、より広範囲な利用をめざす段階にある。具体的内容を以下に記す。

#### (1) 既存機器

- 省エネルギー、小型化などへの機器レベルアップとこれに関連する要素デバイスでの高効率化
- 膨張機などの新しいデバイスによる機器の省エネルギー

#### (2) 新開発機器

- 直膨型ヒートポンプ機器

現在の研究発表の動向を見ると、冷媒としてはCO<sub>2</sub>に関連する研究開発への傾注が大きく、この領域では今後も技術革新が期待できると考えている。

## 4. 脱フロンヒートポンプ機器の開発

以下、脱フロンヒートポンプ機器開発に対する取組みとして、NEDOプロジェクトに参画し実施中の研究開発の概要を紹介するとともに、ヒートポンプを構成する主要な要素デバイスの課題と現状を記述する。

### 4.1 NEDO次世代脱フロン機器開発への参画

当社は、以下2件のNEDOプロジェクトに参画し、次世代脱フロン機器の基本開発を推進している。

#### (1) 寒冷地対応2段圧縮式ヒートポンプ給湯機

エネルギー使用合理化技術戦略的開発事業における“高効率給湯器の高効率化・コンパクト化”の中でCO<sub>2</sub>を適用した“寒冷地対応2段圧縮式ヒートポンプ給湯機”をテーマとして研究開発中である(2005~2006年度)。最低気温が-10~-20℃以下となる寒冷地条件では、圧縮機の吸入圧力(低圧)と吐出圧力(高圧)の比が大きくなって厳しい運転条件となり、理論的に給湯加熱能力と成績係数(Coefficient of Performance : COP)が低下する。このため、この研究開発は、給湯加熱能力及びCOP向上に焦点を当て、圧縮機の圧縮工程を2段階に分け、中間圧で冷媒をインジェクションする機構<sup>(2)(3)</sup>によって性能と信頼性を向上することがねらいである。また、COP向上を目的として貯湯タンクの断熱性能向上と高効率ガスクーラー(熱交換器)の開発も合わせて実施している。

#### (2) 冷暖同時ビル用マルチ空調機

ノンフロン型省エネルギー冷凍空調システム開発における“業務分野向けノンフロン型省エネルギー冷凍空調システム開発”の中でCO<sub>2</sub>を適用した“冷暖同時運転ビル用マルチ空調機”をテーマとして開発中である(2005~2007年度)。

この開発は、冷暖同時運転が可能で冷房排熱の回収機能と膨張動力回収によるエネルギー再利用機能を備え、さらにはCO<sub>2</sub>の特性を利用して省エネルギー化を図るガスクーラーの放熱手段などを備え、高性能化を図ることを特長としており、現行機と同等以上の年間運転効率を実現することが目標である。

また、室外機と室内機を当社独自の2本の配管で接続し、他の3本配管方式に比べて配管本数とともに接続箇所を大幅に削減し、工事の省力・省資源を可能としている。図1に主な開発要素機器とその特長を示す。

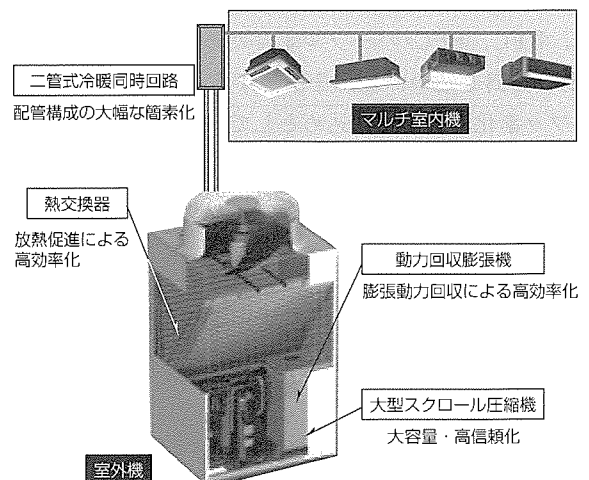


図1. 冷暖同時運転ビル用マルチ空調機の主要開発項目

## 4.2 脱フロン冷媒ヒートポンプ要素デバイスの技術課題

CO<sub>2</sub>は環境への影響が小さく、安全、安価などの点で他の自然冷媒に比べて優れた特長を持つが、性能面では課題がある。CO<sub>2</sub>を用いた給湯機や空調機では冷媒回路の高圧側が超臨界となり、ガスクーラー出口温度が35℃を超えると急激に運転効率が低下する。従来の冷媒回路や熱交換器をそのまま用いるとフロン冷媒に対する運転効率の低下は30%以上となる。超臨界でのCO<sub>2</sub>に対する運転効率を向上するには、冷暖同時による廃熱の有効利用、膨張動力の回収、超臨界の特性を利用した新たな構造の熱交換器や冷媒回路の開発が必要である。

### (1) 冷媒回路・制御

#### ①超臨界冷暖同時運転回路

CO<sub>2</sub>に適した製品として、冷房と暖房を同時に行う冷暖同時型ビル用マルチ空調機が挙げられる。フロン冷媒での冷暖同時運転では、高圧の気液二相状態の冷媒を室外機から室内機へ供給する際、その途中に設けた気液分離器によって二相冷媒を分離し、暖房を行う室内機に冷媒蒸気を、冷房を行う室内機へ冷媒液を熱負荷に応じて供給することで動作する。これをCO<sub>2</sub>の超臨界状態で用いると、単相であるため気液分離器を備える必要がなく、簡素化された冷媒回路で冷暖同時運転が行えることや、低圧損、臨界点(32℃)近傍の大きな比熱によって熱回収性能の向上が期待できる。

#### ②膨張動力回収回路

膨張動力を回収するひとつの手段として膨張機がある。高圧冷媒の膨張によって膨張機を駆動し、発生する軸動力を圧縮動力や他の動力に利用する方式である。例えば膨張機の軸動力を圧縮動力として回収する場合、圧縮機の電動機軸へ直結する直接方式と第2圧縮機へ接続する間接方式が考えられる。どちらの方式においても膨張機と圧縮機の回転数を動力回収が最大となる運転状態に制御することが最大の課題となる。

#### ③熱回収型2段圧縮インジェクション回路<sup>(2)(3)</sup>

寒冷地に対応したCO<sub>2</sub>給湯機など運転が高圧縮比となる条件では、圧縮機の吐出温度が制限値を超えるため信頼性の高い性能向上技術が必要である。熱回収型2段圧縮インジェクション回路は、インジェクション量の制御によって圧縮機、ガスクーラー出口を冷却し、吐出温度の適正制御と運転効率の最大化を両立することが可能である。

### (2) 熱交換器

#### ①給湯機用ガスクーラー

超臨界域での熱交換過程において、CO<sub>2</sub>は凝縮を生じないため水に熱を与えながら徐々に温度が低下し、温度が一定となる領域がない。このため給湯機用ガスクーラーは、水と冷媒の温度差が小さい理想的な対向流形式の熱交換となる。当社はねじり形水配管の溝にCO<sub>2</sub>が流れる配管を巻

き付けたねじり管式ガスクーラー<sup>(4)</sup>を採用した。性能向上のため管径、ピッチ、接合手段、断熱方法などを継続的に改良していく。

#### ②空調機用ガスクーラー

空調機用ガスクーラーは、空気との熱交換が直向流形式であることが多く、給湯機のような完全な対向流形式の採用は困難である。しかし、細管を多列に配置した構造とし、列方向で空気と対向流を形成することによって高効率化が可能である。また、ガスクーラーへの散水による効率向上効果はフロン冷媒の場合より大きく、有効な手段の一つである。

#### ③マイクロチャネル管式内部熱交換器<sup>(5)(6)(7)</sup>

CO<sub>2</sub>の冷媒回路では、ガスクーラー出口を蒸発器出口や絞り出口の低温の冷媒配管と熱交換させて冷却する内部熱交換器が有効である。従来の内部熱交換器は二重円管式や接合円管式であるが、スペース効率を改善するためマイクロチャネル管(多孔扁平管)を張り合わせた構造によって小型、高性能化が可能である。

### (3) 圧縮機

自然冷媒としてCO<sub>2</sub>を適用する場合、現行冷媒HFCと比較して、圧縮機吐出圧力が約3倍の100気圧、吐出圧力と吸入圧力の比が約3倍となり、圧縮機の内部損失である漏れ損失、機械損失が大きくなる。このため、損失改善が必要となり、また、構造強度及び摩擦摩耗などの信頼性向上を両立させることが必要である。

当社は小容量機として、家庭用ヒートポンプ給湯機向けにロータリ型圧縮機<sup>(8)(9)(10)</sup>を開発した。また、大容量機については業務用ヒートポンプ給湯機やビル用マルチ空調機への搭載を目的としてCO<sub>2</sub>スクロール型圧縮機の開発を推進中である。

ロータリ型圧縮機では、高低圧縮室を仕切るペーンの押し付け荷重が増大するため、現行冷媒HFCに比べてかなり厳しい摺動(しゅうどう)条件となる。このため、ペーン表面改質による高硬度化<sup>(11)</sup>、ペーンスロット部の柔構造化による面圧低減法を開発した。また、圧縮機から冷媒回路への潤滑油の流出を最小化することによって、圧縮機中に潤滑油を確保して、高信頼化を実現している。

スクロール圧縮機では、冷媒運転による高性能化の検討と設計に活用するため、性能解析ツールを開発し各種圧縮機損失の解析が可能となった<sup>(12)</sup>。CO<sub>2</sub>では現行冷媒HFCに比べて圧力差が大きく、漏れ損失やスラスト軸受損失の改善効果が大きいことが解析から分かった。

### (4) 膨張動力回収機

CO<sub>2</sub>回路では膨張エンタルピー落差がHFC冷媒より大であり、膨張動力の回収、再利用による効率向上が可能である。圧縮機と同様な構造を基本とした方式を開発中であり、効率向上に向けては内部漏れ損失や摩擦損失の改善に取り

組んでいる。

表2に、以上に記述した脱フロン冷媒ヒートポンプ要素デバイスの技術課題の要点をまとめた。

### 5. む す び

京都議定書による温室効果ガスの排出規制，欧州におけるFガス規則といった規制がスタートし，脱フロン化機器の可能性を広げる技術開発が望まれている。すでにインソタンを使用した家庭用冷蔵庫，CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機など自然冷媒を適用した機器が実用化されている。今後も要素デバイスの開発による高効率化，小型化，新機器の実現など，いっそう加速される方向である。

本稿では，当社が現在取り組んでいる研究開発活動として，NEDOプロジェクト“寒冷地対応2段圧縮式ヒートポンプ給湯機”（2005～2006年度），“冷暖同時運転ビル用マルチ空調機”（2005～2007年度）の概要を紹介した。また，これらの製品を構成する基本的な要素デバイスである①冷媒回路・制御，②熱交換器，③圧縮機，④膨張動力回収機について，CO<sub>2</sub>を冷媒に適用した場合の技術課題と開発の現状について紹介した。今後は高効率化を前提に，ヒートポンプ給湯機，空調機，冷凍機について，自然冷媒化に注力して研究開発を進めたいと考えている。

### 参 考 文 献

- (1) DIRECTIVE 2006/40/EC OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL (2006)
- (2) 横山哲英，ほか：CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機の性能分析と高効率化の検討，日本冷凍空調学会年次大会，C304 (2005)
- (3) 横山哲英，ほか：寒冷地対応CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯用二段ロータリ圧縮機，日本冷凍空調学会年次大会，C309 (2006)
- (4) 岡田哲治：CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”，三菱電機技報，**81**，No. 3，185～188 (2007)
- (5) 吉村寿守務，ほか：積層型マイクロチャンネル式冷媒-冷媒熱交換器の性能評価，日本冷凍空調学会年次大会，A204 (2005)

表2. 脱フロン冷媒ヒートポンプ要素デバイスの技術課題

要素デバイス	技術課題
冷媒回路・制御	・冷暖同時運転空調機の冷媒回路の簡素化と運転効率最大化
	・動力回収膨張機搭載冷媒回路の運転効率最大化
	・熱回収型2段圧縮インジェクション回路の運転効率最大化
熱交換器	・給湯機用ガスクーラー伝熱管の最適化形状
	・空調機用ガスクーラーの細管・多列化，散水冷却構造
	・内部熱交換器のマイクロチャンネル管構造
圧縮機	・高圧，高差圧に対応した高性能化構造
	・軸受の負荷荷重増大に対応した軸受・摺動部構造・材料
膨張動力回収機	・膨張機の漏れ損失，摩擦損失最小化構造

- (6) 吉村寿守務，ほか：積層型マイクロチャンネル式冷媒-冷媒熱交換器の性能評価（第2報），日本冷凍空調学会年次大会，B102 (2006)
- (7) 吉村寿守務，ほか：積層型マイクロチャンネル式冷媒-冷媒熱交換器の試作と性能評価，三菱電機技報，**81**，No. 3，201～204 (2007)
- (8) Maeyama, H., et al.: Development of the Compressor for CO<sub>2</sub> Heat Pump with the Single Rotary Mechanism, International Compressor Engineering Conference at Purdue, C056 (2006)
- (9) 前山英明：CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用シングルロータリ圧縮機の開発 (Development of the Compressor for CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater with the Single Rotary Mechanism), The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology, 217～222 (2006)
- (10) 前山英明，ほか：CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用ロータリ圧縮機，三菱電機技報，**81**，No. 3，189～192 (2007)
- (11) 中尾英人，ほか：CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機ベーン先端部の摩耗抑制技術，三菱電機技報，**81**，No. 3，193～196 (2007)
- (12) 下地美保子，ほか：CO<sub>2</sub>冷媒対応スクロール圧縮機の性能解析，三菱電機技報，**81**，No. 3，197～200 (2007)



# CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”

岡田哲治\*

CO<sub>2</sub> Heat Pump Hot Water System “ECOCUTE”

Tetsuji Okada

## 要旨

CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート<sup>(注1)</sup>”は、経済産業省の2010年520万台普及計画を受け、飛躍的な市場拡大の中で、各社間の競争が激化しているが、2006年6月に発売した新製品は、三菱電機の最新の技術を搭載し、十分競争力のある製品化を果たすことができた。

この製品は、以下の特長を持っている。

- (1) 高効率圧縮機と、高効率熱交換器の開発で業界トップの定格COP(Coefficient of Performance)4.9を達成
- (2) 貯湯タンクユニットに断熱性能を従来比15%向上した発泡断熱材を採用し、保温性能を向上

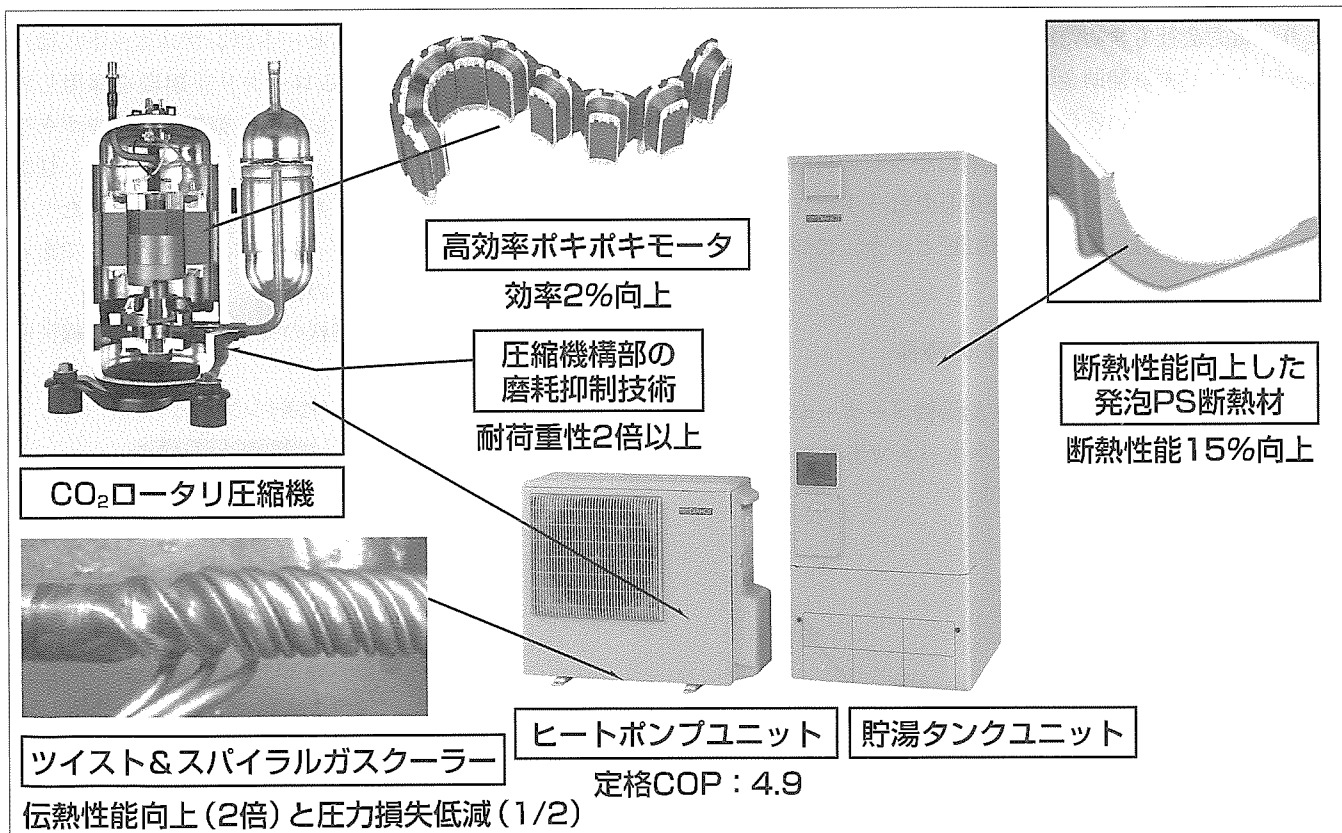
業界トップの定格COPは、主に、エアコン等で実績のある高効率な高圧シェル型ロータリ圧縮機(ポキポキモータ搭載)、CO<sub>2</sub>冷媒の高い動作圧力に対応した機構部の摩擦

抑制技術、伝熱面積の大幅増加による高効率化、及び水側、冷媒側共に圧力損失を低減した“ツイスト&スパイラルガスクーラー”によって達成することができた。また、貯湯タンクユニットにおいては、従来のグラスウールに替えて断熱性能を約15%向上させた発泡ポリスチレン(PS)製の成形断熱材を搭載することにより、保温性能を向上した。

今後は、2008年4月の家庭用ヒートポンプ給湯機のJISの施行によって、より省エネルギー競争が激化すると共に、競争の視点が定格性能から年間ベースの実働機器効率へと移行するため、今後も高性能化・高信頼性化に向けた技術開発を進める予定である。

本稿では、CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート”についての具体的な技術開発内容について述べる。

(注1) エコキュートは、関西電力㈱の登録商標である。



## CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機(エコキュート)と搭載技術

当社のCO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ給湯機は、業界初の高圧シェル型ロータリ圧縮機(ポキポキモータ搭載)、業界初のねじり管を採用した“ツイスト&スパイラルガスクーラー”、貯湯タンクユニットの断熱性能向上によって、業界トップの定格COP4.9を実現することができた。

## 1. ま え が き

2002年3月、「地球温暖化対策推進大綱」が策定され、各分野における地球温暖化に対する対応策が具体的に示された。また、2005年2月「京都議定書」が発効され、具体的な温暖化防止に向けた数値目標達成のために、ますます地球温暖化対策の重要度が増してきているのが昨今の日本国内エネルギー、環境事情の現状である。

特に、民生・家庭部門における最終エネルギー消費は、運輸・旅客部門について過去に大きな伸びを示しており、この分野での早急な対策は不可欠である。冒頭に述べた“大綱”には“トップランナー基準適用機器の拡大”など、民生部門における具体的かつ詳細な対策が盛り込まれている。さらに、家庭用における用途別のエネルギー消費動向を見ると暖房、給湯用途での消費比率が60%に至っている。

また、現在、各地域の電力会社の後押しによるオール電化住宅の普及率も年々増加の一途をたどり、電気給湯機、IH(Induction Heating)クッキングヒーター、太陽光発電などを中心とする電化のウェートが高まってきている。これらの製品群は当社としても、オール電化戦略の中核として位置付けられている。

ヒートポンプ給湯機は、こうした背景の中で、経済産業省の具体的な普及計画値(図1<sup>(1)</sup>)として、2010年度に市場普及台数520万台という目標が掲げられており、業界はもとより、電力会社も含めた諸政策が展開されている。エンドユーザーに対する補助金の交付(申請による)や独自の補助金制度を施行している自治体が増えてきている。

ここでは、その中でも特に、環境にやさしい自然冷媒である二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)を冷媒に使用したヒートポンプ給湯機“エコキュート”(以下、“HP給湯機”という。)についての技術的な特長を述べる。

## 2. エコキュートの特長

エコキュートとは、電力会社・給湯機メーカーが自然冷媒HP電気給湯機を総称するペットネームであり、業界の

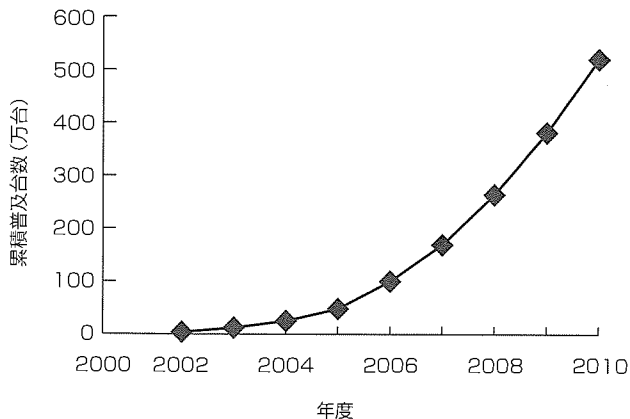


図1. ヒートポンプ給湯機の普及促進予測

共通用語として親しまれてきている。当社の製品化は、2001年度からであり、2005年度までの実績として累計10万台を超えるレベルまで来ている。

技術的な特長は、以下のとおりである。

### (1) ヒートポンプ式で高効率

効率は従来のヒーター式に比べて3~4倍

### (2) 地球環境に優しい自然冷媒を使用

オゾン層を破壊しない、地球温暖化係数の低いCO<sub>2</sub>冷媒を使用

### (3) 電気代が非常に安い深夜電力料金を利用

夜間蓄熱型のシステムで、電気料金が約1,000円/月

## 3. 当社商品の技術的な特長

当社はこれまで、ヒーター式電気温水器“ダイヤホット”で業界トップシェアを誇ってきたが、この貯湯タンクに関する技術と、空調分野において、常に業界をリードしてきたヒートポンプ技術を融合させ、2006年6月に、図2に示す業界他社製品を凌駕(りょうが)する新製品を発売した。技術的な特長は、以下のとおりである。

### (1) 高効率圧縮機と、高効率熱交換器の開発によって業界トップの定格COP4.9を達成

### (2) 貯湯タンクユニットに断熱性能を従来比15%向上した発泡断熱材を採用し、保温性能を向上

### 3.1 高効率ロータリ圧縮機

この給湯機の熱源にあたるヒートポンプユニットには、当社のエアコンで実績のあるロータリ圧縮機を採用した(図3)。さらにHP給湯機としては、業界初のポキポキモータ(図4)を搭載した高圧シェル型ロータリ方式で、性能はもとより、品質面においても高い信頼性を確保した<sup>(2)</sup>。

圧縮機における技術的なポイントは以下のとおりである。

### (1) 高効率“ポキポキモータ”の採用

この給湯機に搭載した圧縮機のモータ部には、巻線密度

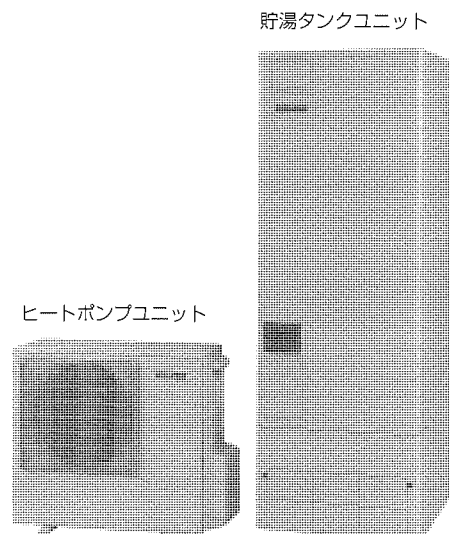


図2. ヒートポンプ給湯機“エコキュート”の外観

が高く、高効率な当社独自のポキポキモータを採用した。

ポキポキモータは、ステータコアを開いて巻き線するため、巻き線作業におけるスペース的制約がなく、デッドスペースを最小化できるため、コイル銅線の空間密度である線積率を従来よりも20%高めることができ、その結果モータ効率を2%向上している。

(2) 耐摩耗性を向上したベーンの採用<sup>3)</sup>

CO<sub>2</sub>冷媒は、非常に高い動作圧力(11.3MPa)であり、摺動(しゅうどう)部信頼性が懸念されたが、今回摺動部表面に硬度を大幅に向上したDLC-Si(シリコンを含有させたダイヤモンドライクカーボン)コーティングを施し、信頼性の向上を果たした。従来(空調用)の窒化処理ベーンはCO<sub>2</sub>冷媒では摩耗耐力が低かったため、必要寿命を満足しなかったが、耐荷重性を2倍以上高めて、製品の必要寿命を満足することを実証した。

3.2 高効率水対冷媒熱交換器

この給湯機には、上記圧縮機に加えて、熱交換器においても新しい当社独自の技術を適用した。使用する水を加熱して熱湯にするための水対冷媒熱交換器(給湯機ではガスクーラーともいう。)には、新開発の“ツイスト&スパイラルガスクーラー”を採用した。この熱交換器は、図5に示すように、水側配管にツイスト加工により3条の螺旋(らせん)溝を形成したねじり管を採用し、このねじり部に冷媒側配管(細管)を巻きつけ、鉛フリーはんだで伝熱接合し

た。このため、配管同士の接触面積を大きく取ることができ、伝熱面積が大幅に増加した。また、図6に示すように、ねじり管の連続螺旋溝によって、水側の乱流効果を促進すると共に圧力損失の低い熱交換器を実現した。冷媒側の配管は、3本を並列に3条螺旋溝に巻きつけることで圧力損失を低減した。

伝熱性能の向上と共に、水側、冷媒側いずれの配管系も圧力損失が低いため、圧縮機の効率が向上すると共に、循環ポンプの入力を低減することができる。

図7に、当社ねじり管式熱交換器と他方式熱交換器の伝熱性能の比較結果を示した。また、表1に各熱交換器の水管内断面積、全長と水側の圧力損失の比較結果を示す。ねじり管式熱交換器は、水側圧力損失が低いと共に、他方式に比べて2倍以上の伝熱性能を持っていることが分かる。

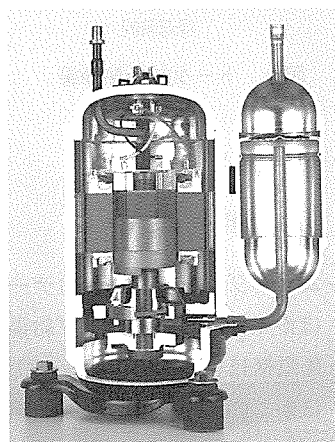


図3. CO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機断面

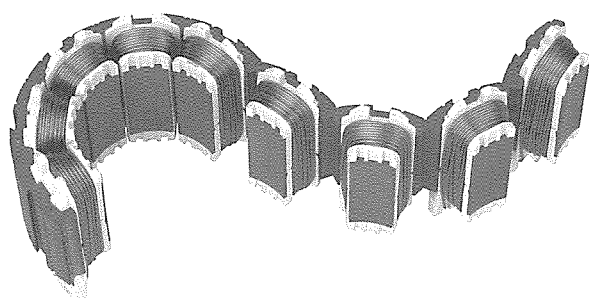


図4. ポキポキモータの外観

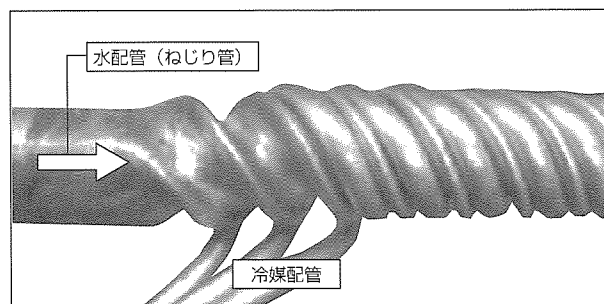


図5. 水対冷媒熱交換器の外観

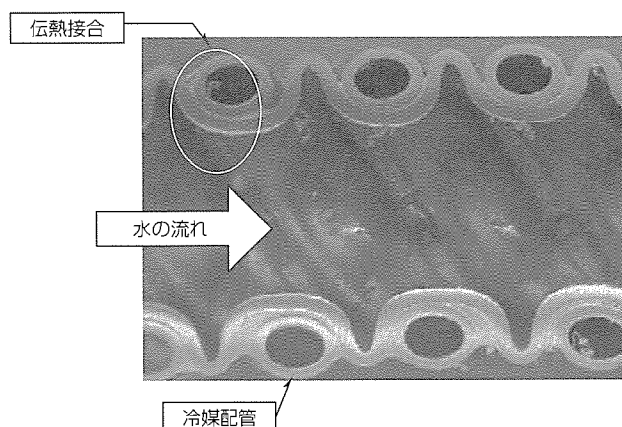


図6. 水対冷媒熱交換器の断面

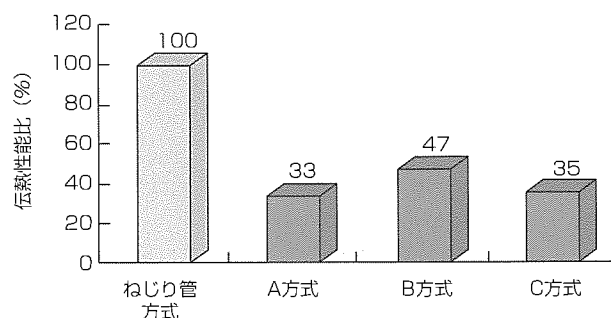


図7. 単位水管長さ当たりの伝熱性能

表1. 熱交換器仕様と水側圧力損失の相対比較

	ねじり管	A方式	B方式	C方式
水管内断面積	100	69	51	58
全長	100	353	138	140
水圧力損失	100	328	197	187

### 3.3 タンクユニットの断熱性能向上

この給湯機では、貯湯タンクユニットの断熱材の強化を図った。図8に従来と今回の断熱材の外観を示す。従来(図(a))は、グラスウール製断熱材をステンレスタンクの周囲に巻きつける構成であったが、今回は図(b)に示すように、成形した発泡ポリスチレンをタンク外側形状に沿った構成とし、断熱材とタンクとの密着性を向上した。

また、表2に示すように、今回の断熱材の熱伝導率は従来より小さく、さらに、断熱構造において、タンクの接続配管の断熱強化や断熱材とそれを覆うケースとの間に隙間(すきま)を設けることによって放熱を抑制した結果、図9に示すようにトータル断熱性能を向上して一定経過時間におけるタンク内水温の低下を、約15%抑えることができた。

## 4. むすび

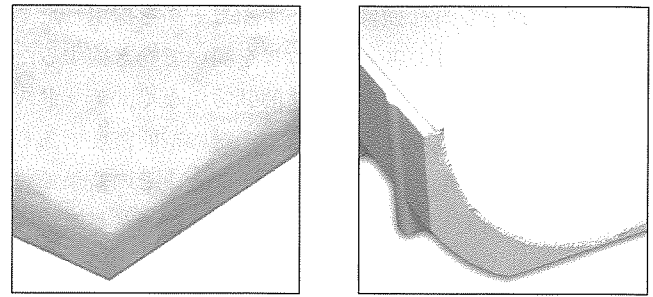
HP給湯機市場は急速に拡大しつつあるが、2008年4月には、家庭用HP給湯機のJISが施行される予定になっている。現在、具体的な内容が審議されているが、新JISでは、従来の固定点における“定格COP”評価から、エアコン等と同様に年間ベースの“実働機器効率”評価へと基準が変わることが決定しており、これらも今後の技術開発の方向性を示すものと考えている。

また、昨年度から、NEDO(独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構)との共同研究が各社共に進められている。来年度以降、こうした共同研究の成果として、新製品を投入していただくことが想定される。

このような性能評価基準の変更、更なる高機能化などの新しい方向に対応し、今後、更なる省エネルギー化及び高機能化の推進を行うとともに、製品機種バリエーションの拡大への取り組みを行う。

参考までにNEDO共同研究の枠組みテーマを記す。

- (1) 小型瞬間式給湯機の研究開発
- (2) 寒冷地用高効率給湯機の開発



(a) 従来の断熱材 (グラスウール) (b) 今回の断熱材 (発泡ポリスチレン)

図8. 断熱材の外観

表2. 断熱材の熱伝導率

	グラスウール (従来仕様)	発泡ポリスチレン (今回仕様)
熱伝導率(W/mK)	0.038	0.034

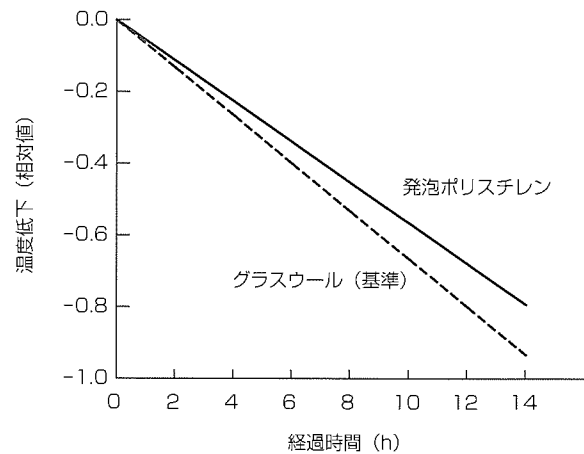


図9. トータル断熱効果

## 参考文献

- (1) 環境省ホームページ(報道発表資料)データから
- (2) 前山英明, ほか: CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用ロータリ圧縮機, 三菱電機技報, 81, No.3, 189~192 (2007)
- (3) 中尾英人, ほか: CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機ベーン先端部の摩耗抑制技術, 三菱電機技報, 81, No.3, 193~196 (2007)

# CO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機用ロータリ圧縮機

前山英明\* 横山哲英\*\*  
坂本英司\*  
高橋真一\*

Rotary Compressor for CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater

Hideaki Maeyama, Eiji Sakamoto, Shinichi Takahashi, Tetsuhide Yokoyama

## 要旨

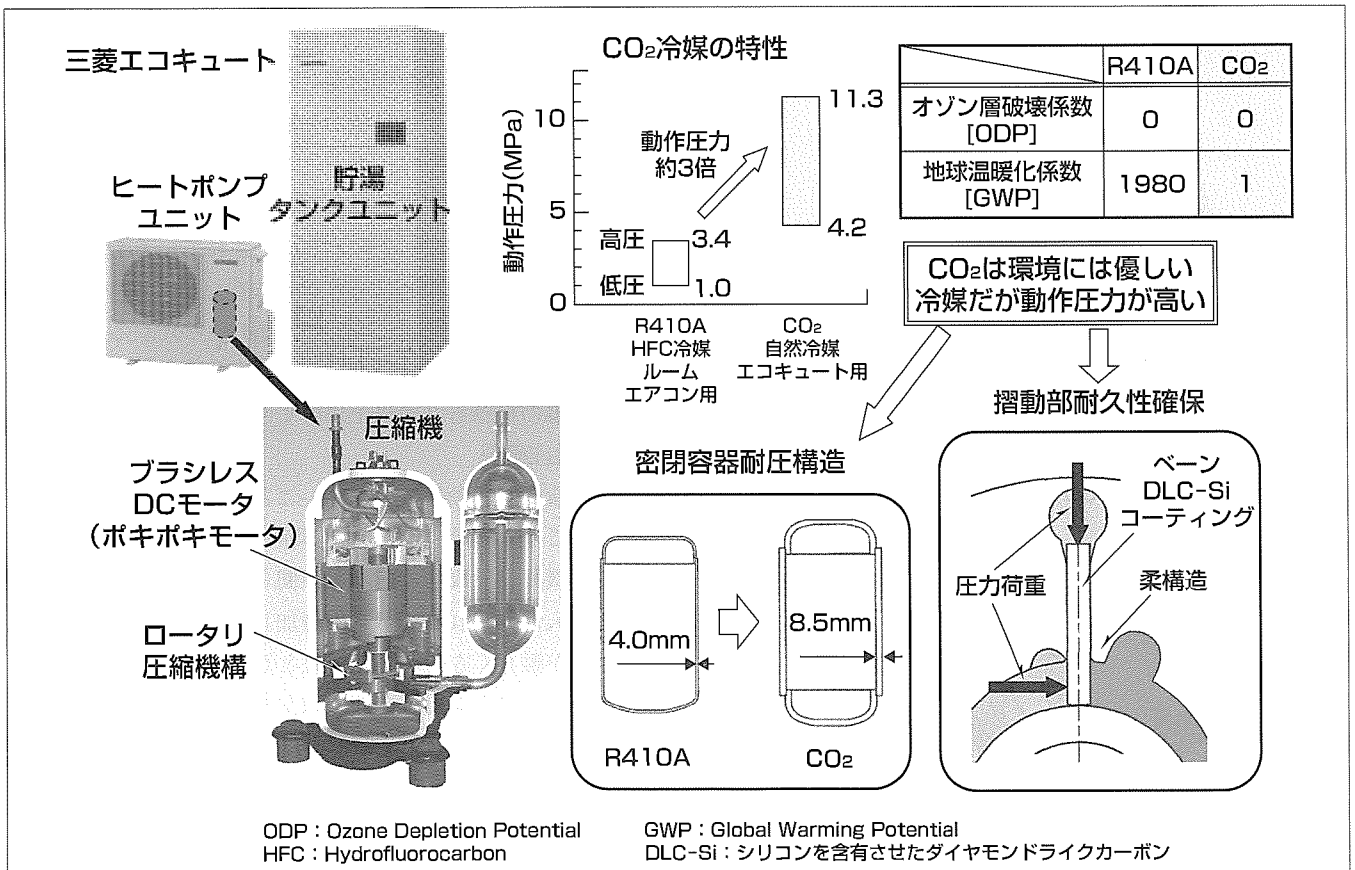
自然冷媒ヒートポンプ給湯機“エコキュート<sup>(注1)</sup>”に使用されているCO<sub>2</sub>冷媒は、オゾン層を破壊せず、地球温暖化係数もフロンに比べ1/1000以下と非常に小さい。また、多くの自然冷媒で課題となる可燃性や毒性に対しても良好な特性である。しかし、冷媒としてCO<sub>2</sub>を用いる上では、動作圧力が高圧側で10MPa以上と従来のフロン系の冷媒に比べて非常に高く、また冷媒ガス密度が大きい等、幾つかの独特の特徴があるため、CO<sub>2</sub>冷媒対応圧縮機は従来のフロン系冷媒用の圧縮機に対し、大幅な改良が必要となる。

三菱電機は、このCO<sub>2</sub>冷媒用の圧縮機として高効率かつシンプルな構造を持つシングルロータリ方式での量産化に成功した。ロータリ方式は当社のルームエアコン用の圧縮

機にも広く使用されている方式である。このロータリ方式でCO<sub>2</sub>冷媒に対応するためには、性能確保、油循環率低減、摺動(しゅうどう)部の信頼性確保といった技術課題があった。これらの課題を解決するために、従来のロータリ圧縮機に対し、当社独自の技術成果を適用することで高性能かつ高い信頼性を持つロータリ圧縮機を開発した。この圧縮機は、2005年の秋から当社エコキュートに搭載し、商品化している。

本稿では、当社のCO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機の特徴、及びこの圧縮機開発における主な技術課題とその対応について述べる。

(注1) エコキュートは、関西電力㈱の登録商標である。



## 当社エコキュートとCO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機

当社のCO<sub>2</sub>ヒートポンプ給湯機“三菱エコキュート”のヒートポンプユニットに搭載している圧縮機は業界で唯一(2006年12月現在)のCO<sub>2</sub>冷媒対応シングルロータリ圧縮機である。従来のルームエアコン用に使用していたロータリ圧縮機に数点の改良を加えることで、動作圧力の高いCO<sub>2</sub>冷媒対応においても高性能と高い信頼性を確保した。

## 1. まえがき

ルームエアコン等に使用される冷媒は、従来、R410A等のフロン系冷媒が主流であったが、オゾン層破壊や地球温暖化の問題から自然冷媒化の検討がなされている。ヒートポンプ給湯機“エコキュート”においては、自然界に存在し私たちにとって非常に身近な物質であるCO<sub>2</sub>を冷媒として使用している。CO<sub>2</sub>は、給湯用途において高い効率を示す。しかし、冷媒として扱う上で、CO<sub>2</sub>は決して使いやすいものではなく、CO<sub>2</sub>冷媒対応圧縮機開発においても難易度の高い技術課題があった。

本稿では、この技術課題とそれを解決するために当社がCO<sub>2</sub>圧縮機開発において実施した内容について述べる。

## 2. ロータリ圧縮機

図1に当社のCO<sub>2</sub>冷媒対応圧縮機の断面図を示す。また、図2にロータリ圧縮機構の圧縮原理を示す。

ロータリ圧縮機構は、シリンダの中でローリングピストンが偏心回転し、シリンダに設けられたベーン溝内に設置されたベーンがローリングピストンの外周に沿うようにベーン溝内を往復運動することで、シリンダ内には吸入室と圧縮室の2つの部屋が形成され、その容積がクランク軸の

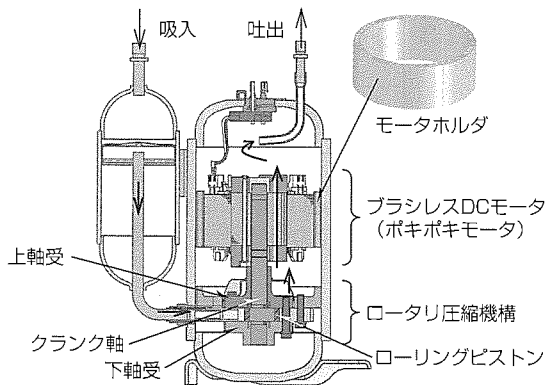


図1. CO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機

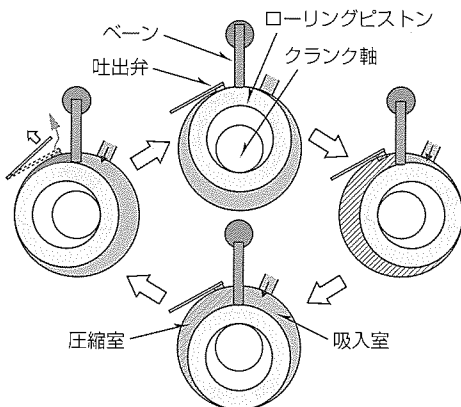


図2. ロータリ圧縮機構の圧縮原理

回転とともに変化することで圧縮動作を行う。表1に当社のCO<sub>2</sub>圧縮機の主な仕様を示す。

## 3. CO<sub>2</sub>冷媒の特性

### 3.1 環境・安全面の特性<sup>(2)</sup>

- (1) オゾン層を破壊しない。(Ozone Depletion Potential: ODP = 0)
- (2) 地球温暖化係数が低い。(Global Warming Potential: GWP = 1)
- (3) 不燃性である。
- (4) 低毒性である。

### 3.2 冷媒としての動作特性

- (1) 動作圧力が高い。
- (2) 冷媒ガス中の音速が大きい。
- (3) 容積変化に対して圧力の上昇が早い。
- (4) 冷媒ガスの密度が大きい。

上記のようにCO<sub>2</sub>冷媒は環境・安全面では非常に優れた特性を持っている。しかし、冷媒として使用する上では従来冷媒とは異なる幾つかの特性を示している。

## 4. CO<sub>2</sub>冷媒の圧縮機への影響とその対応

上記の特性がCO<sub>2</sub>圧縮機に及ぼす影響について考える。

### 4.1 耐圧構造

CO<sub>2</sub>冷媒の最大の特徴は動作圧力が高いことである。圧力が高いため、まず圧縮機の密閉容器の耐圧に対する検討が必要である。

図3にルームエアコン等に使用されているフロン系冷媒のR410A及びエコキュートで使用されている自然冷媒のCO<sub>2</sub>の動作圧力、図4にそれぞれの冷媒に対応する密閉容器の仕様について示す。図3、図4から分かるように、CO<sub>2</sub>冷媒の動作圧力はR410Aの3倍程度あり、それに伴い密閉容器の板厚も2倍以上に厚くする必要がある。

### 4.2 性能確保

CO<sub>2</sub>冷媒では動作圧力が高いこと、冷媒ガス中の音速が大きいこと、圧縮時の圧力上昇が早いことにより、ロータリ圧縮機構を構成する部品の間隙(すきま)を通して圧縮室から吸入室へ漏れるガス量が増加し、従来冷媒に比べて性能確保が難しくなる。この対策として、シリンダ内径とローリングピストン外径の間隙を縮小してガス漏れ経路

表1. CO<sub>2</sub>圧縮機の仕様

圧縮方式	シングルロータリ
押しのけ量	4.5cm <sup>3</sup>
使用冷媒	R744(CO <sub>2</sub> )
モータ	ブラシレスDCモータ (ポキポキモータ <sup>(1)</sup> )
用途	ヒートポンプ給湯機 4.5kW / 6kW

を狭小化するとともに、圧縮室内への給油量をR410A冷媒用圧縮機に比べて増量し、部品間の隙間のシール性を高める対策を実施した<sup>(3)</sup>。その結果、圧縮機の効率が向上し、この圧縮機を搭載した給湯ユニットとしても業界トップクラスのCOP(Coefficient of Performance)を達成した。

#### 4.3 油循環率低減

CO<sub>2</sub>冷媒の特徴として、冷媒ガスの密度が大きいことが挙げられる。これは、圧縮機の密閉容器内での冷媒と油の分離特性に影響を及ぼす。

圧縮機下部のロータリ圧縮機構で圧縮されたガスは、モータ下側の空間に吐出される。その後、モータ部を通過して密閉容器上部空間に達し、最上部の吐出管から吐出される。モータ下側空間のガスは、油を多く含んでおり、これがモータ部を通過する際に分離される。CO<sub>2</sub>冷媒はR410A冷媒に比べて密度が2倍程度大きいので、多量の油がモータ部を上昇する冷媒ガスと共にモータの上側まで運ばれる。この対策として、図1中に示すモータホルダを追加した。モータホルダには縦穴が多数形成され、これによってモータ部のガス流路面積を拡大することでモータ部を流れるガス流速を低減し、モータ上側に運ばれる油の量を低減した。この結果、油循環率0.1%(60rps運転時)を達成した。

#### 4.4 摺動部信頼性確保

CO<sub>2</sub>冷媒の高い動作圧力は、圧縮機の摺動部信頼性にも大きな影響を与える。ロータリ圧縮機における摺動部は、

主に二種類ある。一つは、クランク軸周りの摺動部で主軸受、副軸受、及びローリングピストン内径側との摺動である。これらは、すべり軸受となっており、基本的には流体潤滑状態で摺動する。したがって、適正な軸受隙間や油の粘度を選定することで高い動作圧力下においても摺動耐力確保は可能である。もう一つは、ロータリ圧縮機特有の部品であるベーン周りである。この部分は流体潤滑状態を保つことが難しく境界潤滑や極圧潤滑状態になりやすい。したがってR410A冷媒用圧縮機と同様の方法では摺動耐力確保が難しい部分であった。

### 5. ベーン周りの摺動部信頼性確保

この章ではCO<sub>2</sub>対応ロータリ圧縮機が成立する上で最重要課題であるベーン周りの摺動耐力について説明する。

#### 5.1 ベーン周りの摺動部の構成

図5にロータリ圧縮機のベーン周りの摺動部の構成とベーンに作用する力を示す。ベーン周りでは摺動条件が厳しくなる部分が二箇所ある。一つは、ベーン側面とシリンダのベーン溝との間の摺動である。この部分の摺動耐力確保については次節で説明する。もう一つはベーン先端とローリングピストン外周部の間の摺動である。この部分は、ベーンにDLC-Siコーティングを施すことで摺動耐力を確保できた。これは、CO<sub>2</sub>圧縮機開発において最も難易度の高い技術であり、本誌に同時掲載されている別論文で詳細に述べているので本稿では省略する。

#### 5.2 ベーン側面の摺動耐力確保

図6にベーン側面の摺動状態の詳細を示す。ベーン両側面の圧力差によって発生する圧力荷重によりベーンは微小に傾く。このため、ベーン側面はシリンダのベーン溝の内径側角部で接触するようになる。従来のR410A冷媒では、この構成でも十分な摺動耐力を確保することができたが、CO<sub>2</sub>冷媒下ではこの構成で寿命試験した結果、短時間の内に摺動不良にいたった。

そこで、図7に示すようにシリンダのベーン溝に“柔構

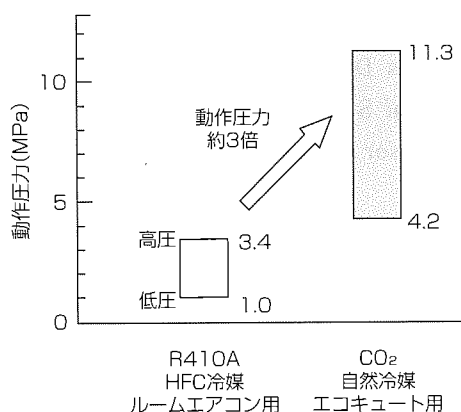


図3. CO<sub>2</sub>冷媒の動作圧力

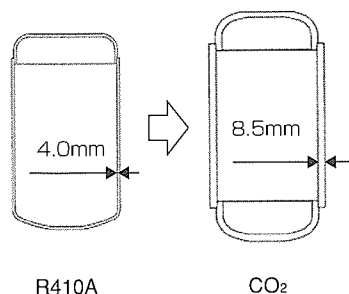


図4. 密閉容器の構成

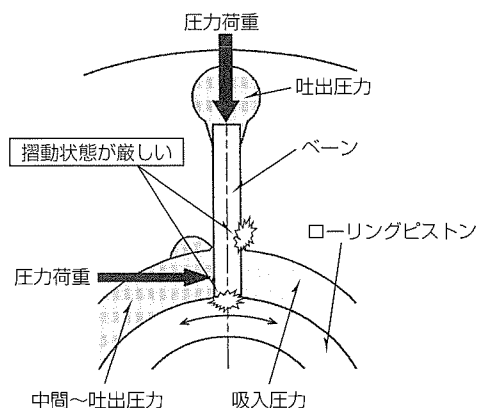


図5. ベーン周りの摺動部

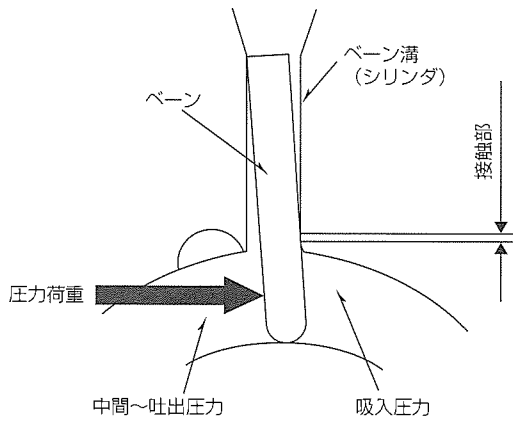


図6. ベーン側面の摺動状態

造”を追加した。ベーンの側面に圧力荷重がかかると、この柔構造部が微小にたわみ、ベーンとベーン溝の間の接触面積を拡大し、接触面圧を低減することで摺動条件を緩和する仕様である。

この柔構造が成立するために考慮しなければならないパラメータが二つある。一つは、柔構造部がたわんで接触面積を拡大し接触応力を低減する効果である。もう一つは、圧縮機の運転に伴う繰り返し荷重に対して曲げ応力を疲労限界以下とすることである。

これに対し、柔構造部の仕様を数種類振って、寿命試験を実施した。図8は、柔構造部の曲げ応力とベーンとの接触応力の計算値と、その仕様における寿命試験の結果を示す。柔構造部の曲げ応力比と接触応力比の両者が同時に1以下となる部分が柔構造の成立可能な領域である。この結果、図中に示す位置で柔構造の仕様を決定した。

### 6. む す び

このように、CO<sub>2</sub>冷媒の特性に対し、従来のR410A冷媒圧縮機に改良を加えることで性能、油循環率、信頼性ともに十分な実力を持つ圧縮機を開発した。特にベーン摺動部の信頼性に関しては、シリンダベーン溝の柔構造化やベーンコーティング(DLC-Si)等、当社独自の技術を導入することで、動作圧力の高いCO<sub>2</sub>冷媒対応をシングルロータリ圧縮機によって成立させることができた。

この圧縮機は、2005年の秋から当社のエコキュートに搭載し商品化しており、業界トップクラスの高性能と高い信頼性を実証している。

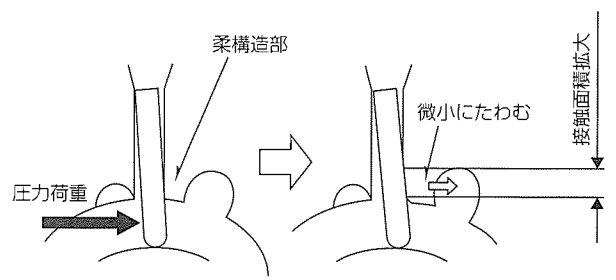


図7. 柔構造による接触面圧低減

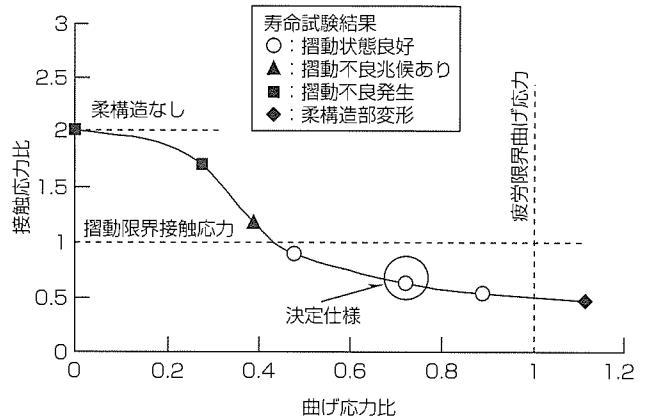


図8. 柔構造の曲げ応力と接触応力

### 参考文献

- (1) Oikawa, T., et al.: "Development of High Efficiency Brushless DC Motor with New Manufacturing Method of Stator for Compressors," International Compressor Engineering Conference at Purdue (2002)
- (2) ヒートポンプ・蓄熱センター編, 飛原英治監修:「ノンフロン技術—自然冷媒の新潮流」, オーム社 (2004)
- (3) 横山哲英, ほか:「CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機の性能分析と高効率化の検討」 日本冷凍空調学会年次大会 (2005)
- (4) Maeyama, H., et al.: "Development of the Compressor for CO<sub>2</sub> Heat Pump with the Single Rotary Mechanism," International Compressor Engineering Conference at Purdue (2006)



# CO<sub>2</sub>冷媒ロータリ圧縮機ベーン先端部の 摩耗抑制技術

中尾英人\*  
高山智生\*\*  
服部直隆\*\*\*

*Wear-Reducing Technologies for Rotary Compressors Using CO<sub>2</sub> Refrigerant*

*Hideto Nakao, Tomoo Takayama, Naotaka Hattori*

## 要旨

地球温暖化係数が低い自然冷媒CO<sub>2</sub>を適用した家庭用給湯機が急速に普及している。CO<sub>2</sub>は動作圧力が高いこととHCFC (Hydrochlorofluorocarbon) やHFC (Hydrofluorocarbon) 等のフロン冷媒とは異なり、摺動(しゅうどう)面に塩化物やフッ化物等の冷媒による固体潤滑膜を形成しないため、圧縮機内部の摺動部では摩耗量の増加が懸念される。

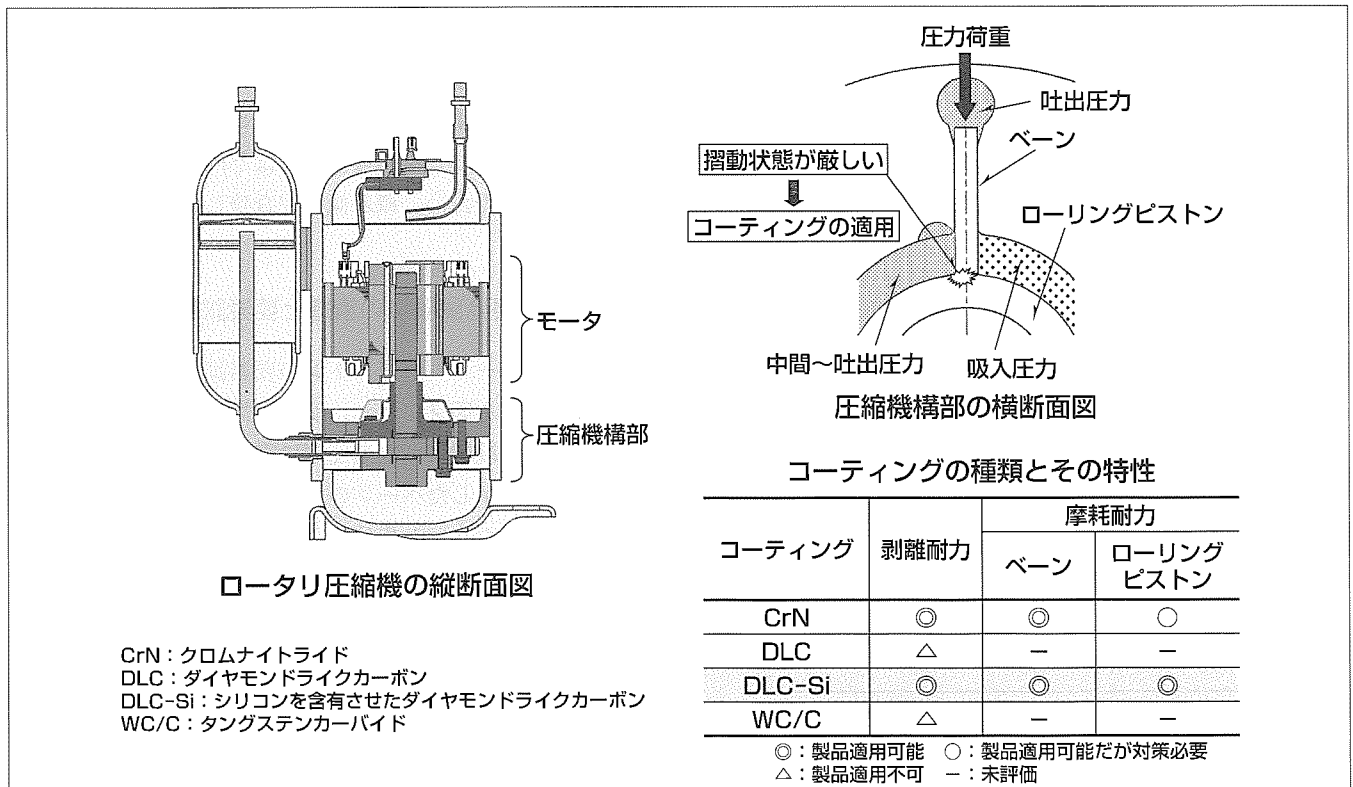
三菱電機は、家庭用給湯機の熱源機に搭載するCO<sub>2</sub>冷媒用の圧縮機として、当社のルームエアコンに広く使用されており、また、高効率かつシンプルな構造を持つ高圧シェルタイプのシングルロータリ圧縮機を世界で初めて開発に成功し、2005年秋から量産を開始した。

CO<sub>2</sub>冷媒を適用した高圧シェルタイプのシングルロータリ圧縮機では、特にベーン先端とローリングピストン外周部に負荷される荷重が大きく、それらの接触形態が線接触

であるために接触応力が高くなり、摩耗量が増加する。そこで、これらの摩耗量を抑制することを目的に当社の冷熱用ロータリ圧縮機にとって初めての試みであるベーンへのコーティングの適用を検討し、優れた摺動特性を持つDLC-Si(シリコンを含有させたダイヤモンドライクカーボン)の適用を図った。

ロータリ圧縮機のベーンにコーティングを適用するときの課題として、剥離(はくり)や摩耗によってコーティング膜が消滅し、摩耗量が増大することが挙げられる。そこで、コーティングの処理条件を最適化することにより、コーティング膜の剥離を防止し、同時に、コーティング膜の摩耗量を抑制した。

本稿ではコーティング膜の特性とその摩耗抑制効果及び長期的な信頼性評価結果について述べる。



## CO<sub>2</sub>冷媒を適用したロータリ圧縮機のベーン先端部の摩耗抑制技術

フロン冷媒よりも動作圧力が高い自然冷媒CO<sub>2</sub>を世界で初めて高圧シェルタイプのシングルロータリ圧縮機に適用した。当社のロータリ圧縮機にとって初めての試みとなるベーンへのコーティングの適用により、ベーン先端とローリングピストン外周部における摩耗量の抑制を図った。

## 1. ま え が き

地球温暖化係数が低い自然冷媒CO<sub>2</sub>を適用した家庭用給湯機が急速に普及している。CO<sub>2</sub>は動作圧力が高いこととHCFCやHFC等のフロン冷媒とは異なり、摺動面に塩化物やフッ化物などの冷媒による固体潤滑膜を形成しないため、特にベーン先端とローリングピストン外周部の接触荷重が高くなる高圧シェルタイプのシングルロータリ圧縮機に適用すると、摩耗量の増加が懸念される。

そこで、シングルロータリ圧縮機のベーン先端とローリングピストン外周部で発生する摩耗量を抑制することを目的にベーンへのコーティングの適用を図り、実用化を行った。

本稿ではコーティングを施したベーンの摩耗抑制効果とその信頼性評価結果について述べる。

## 2. ベーンへのコーティングの適用

家庭用給湯機は、高圧で動作するCO<sub>2</sub>が冷媒として適用されるだけでなく、HCFCやHFC等のフロン冷媒を使用する空調機や冷凍機よりも長い製品寿命が要求される。

開発当初、一般的に空調機等に搭載されるロータリ圧縮機に適用されている高速度鋼に窒化処理を施したベーンを使用したところ、家庭用給湯機の必要寿命に対して1/5以下の運転時間でベーン先端部に異常摩耗が発生した。そこで、この課題の解決方法として、表1に示すようなベーンへのコーティングの適用を検討した<sup>(1)</sup>。

表1に示す結果から、CrNとDLC-Si<sup>(2)</sup>がCO<sub>2</sub>を冷媒とするロータリ圧縮機のベーンに適用可能であるが、CrNよりも摩擦低減効果とローリングピストンの摩耗抑制効果に優れたDLC-Siを選定した。

## 3. DLC-Siコーティングの特徴

DLC-Siコーティングは炭化水素系ガスとシリコン系ガスを混合させたプラズマ雰囲気下で成膜するプラズマCVD (Chemical Vapor Deposition)法によるコーティングである。また、コーティング膜中にシリコンを含有させることにより、一般的なDLCコーティングよりも厚い膜を形成することができ、優れた摺動特性を付与することが可能で

表1. コーティングの種類

コーティング	剥離耐力	摩耗耐力	
		ベーン	ローリングピストン
CrN	◎	◎	○
DLC	△	-	-
DLC-Si	◎	◎	◎
WC/C	△	-	-

◎：製品適用可能 ○：製品適用可能だが対策必要 △：製品適用不可  
-：未評価

ある。

ロータリ圧縮機のベーン先端とローリングピストン外周部の接触形態は線接触であるため、接触応力は極めて高くなる。また、それらの摺動形態はすべりと転がりを伴うものである。したがって、ベーンにコーティングを適用するとき、コーティング膜の基材との密着強度が低い場合にはコーティング膜に剥離が発生して異常摩耗の原因となることが懸念される。そこで、ロータリ圧縮機のベーンにDLC-Siコーティングを適用するためには、コーティング膜の基材との密着強度を把握しておく必要があり、これをマイクロクラッチテスターによって実測した。

図1はDLC-Si膜中のシリコン濃度とコーティング膜の基材との密着強度の関係を示している。

図1からDLC-Si膜の基材との密着強度は、DLC-Si膜中のシリコン濃度に依存し、シリコン濃度が20wt%程度である場合に最も高くなることが分かる。したがって、例えば表1に示したコーティングの中で剥離耐力がDLC-Siよりも低い値であった従来のDLC膜にはシリコンが含まれていないために、その密着強度が非常に低くなったと考えられ、膜中にシリコンを最適濃度だけ含有させることによってDLC-Si膜の密着強度は従来のDLC膜よりも大幅に向上したと考えられる。なお、コーティング膜の密着強度は基材との界面付近に生じる内部応力に依存し、内部応力が抑制されると密着強度が向上することが報告されている<sup>(3)</sup>。CO<sub>2</sub>冷媒用の本ロータリ圧縮機のベーンに適用したDLC-Si膜において、膜中のシリコン濃度と内部応力について調査した結果、少なくともシリコン濃度が20wt%以下の場合では、シリコン濃度が低いほど内部応力が高くなることを確認したため、概ね傾向が合致していると考えられる。

## 4. 要素試験機の構造と要素試験の条件

ベーンとローリングピストンの要素試験機による摩耗試験の試験形態を図2に示し、試験条件を表2に示す。

この要素試験では、高速度鋼に窒化処理を施したベーンと共に表3に示したベーンの中で処理条件5相当のコーティングを施したベーンを使用した。また、次章で述べるロ

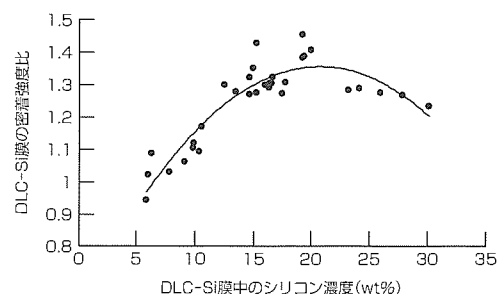


図1. DLC-Si膜中のシリコン濃度と密着強度の関係

ータリ圧縮機による信頼性評価試験では、窒化処理だけを施したペーンと共に処理条件1～5の5水準の密着強度を持つDLC-Si膜を付与したペーンを使用した。なお、図1に示したようにDLC-Si膜の密着強度は膜中のシリコン濃度によって変化し、特にシリコン濃度が5～20wt%である場合には、シリコン濃度が増加することによってDLC-Si膜の密着強度が大きく変化する。そこで、コーティングの前処理として施される窒化処理の条件を変化させることによって基材の硬度を変化させ、コーティング時の材料ガスの供給量とプラズマ雰囲気温度を変化させることによって、表3に示すようなDLC-Si膜中のシリコン濃度と基材との密着強度を付与した。

### 5. ロータリ圧縮機による信頼性評価試験の条件

CO<sub>2</sub>冷媒を適用したロータリ圧縮機の長期的な信頼性を検証することを目的に、表4に示す条件で実機信頼性評価試験を実施した。

ロータリ圧縮機のシェル内部の圧力を家庭用給湯機の通常製品の運転条件よりも高く確保し、モーターの運転周波数を高く設定することによって、ペーン先端とローリング

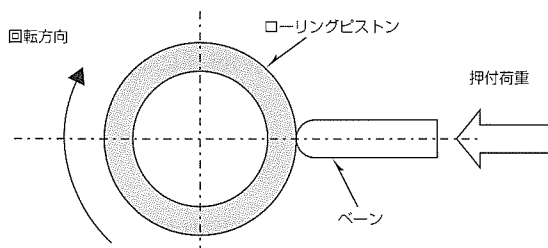


図2. 要素試験機の試験形態

表2. 要素試験の条件

雰囲気	CO <sub>2</sub>
雰囲気温度	313K
潤滑油	PAG(VG-100, 滴下)
ペーン材料	高速度鋼(窒化処理) 高速度鋼(DLC-Siコーティング)
ローリングピストン材料	特殊铸铁
押付荷重	450N
すべり速度	0.6m/s

PAG: Polyalkyleneglycol

表3. DLC-Si膜の密着強度

処理条件	シリコン濃度	コーティング膜の密着強度比
1	6 wt%	1
2	13wt%	1.3
3	15wt%	1.35
4	17wt%	1.43
5	19wt%	1.46

ピストン外周部の摺動条件を過酷にして製品に要求される必要寿命相当の運転期間を短時間で模擬した。

### 6. 要素試験の結果と考察

窒化処理だけを施したペーンとDLC-Siコーティングを施したペーンの摩耗量比を図3に示す。

図3からDLC-Siコーティングを施したペーンは窒化処理だけを施したペーンよりも摩耗量が大幅に抑制されることが分かる。

なお、この要素試験では試験時間の経過に伴ってペーンの摩耗量は一定の値に漸近する傾向にある。この理由はペーン先端が常にローリングピストン外周部とすべり摺動を行うため、試験時間の経過に伴ってペーン先端の摩耗が進行し、接触形態が線接触から面接触に変化して、接触面圧が低下するためである。

要素試験におけるペーン先端とローリングピストン外周部の接触面圧比とペーンの体積摩耗速度比の関係を図4に示す。

図4から窒化処理だけを施したペーンとDLC-Siコーティングを施したペーンに共通して、ペーン先端とローリングピストン外周部の接触面圧が一定の値を越えると、ペーン先端の体積摩耗速度が急激に上昇する変曲点が存在することが分かる。この体積摩耗速度が急激に上昇する変曲点におけるペーン先端とローリングピストン外周部の接触面圧がペーンの摩耗量を抑制することが可能な最大接触面圧に相当する。図4に示した変曲点の違いからDLC-Siコーティングを施したペーンの摩耗量を抑制するための最大接触面圧は窒化処理だけを施したペーンよりも2倍以上高くなる事が分かる。

表4. 信頼性評価試験の条件

冷媒	CO <sub>2</sub>
潤滑油	PAG(VG-100)
Ps/Pd	3 MPa/14MPa
ストロークボリューム	4.5cc
ペーン材料	高速度鋼(窒化処理) 高速度鋼(DLC-Siコーティング)
ローリングピストン材料	特殊铸铁

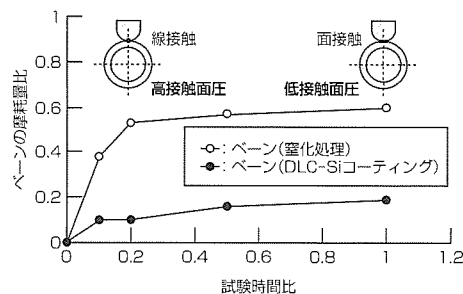


図3. 要素試験におけるペーンの摩耗量比

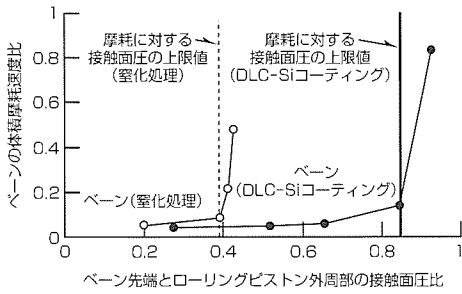


図4. 接触面圧比と体積摩耗速度比の関係

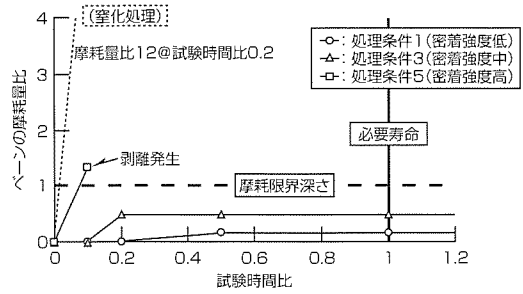


図5. 試験時間比とベーンの摩耗量比の関係

7. 信頼性評価試験の結果と考察

窒化処理だけを施したベーンと表3の中で処理条件1と3及び5のDLC-Siコーティングを施したベーンを使用したロータリ圧縮機の信頼性評価試験における試験時間比とベーンの摩耗量比の関係を図5に示す。

窒化処理だけを施したベーンでは、摩耗量が急激に増加したため、運転時間比が0.2の時点で試験を中止した。

DLC-Siコーティングを施したベーンを使用した試験では、コーティング膜の密着強度が最も高い処理条件5のベーンにおいて摩耗量が最も抑制され、密着強度が処理条件5よりも劣る処理条件3のベーンを使用した場合に摩耗量が増加する傾向にある。しかし、これらのベーンを使用した場合には、運転初期にわずかな摩耗が発生しているだけであり、これらの摩耗はベーンとローリングピストンの初期的なじみに相当すると考えられる。さらに長期的な運転を継続しても摩耗量は増加しないことが分かる。

DLC-Si膜の密着強度が最も低い処理条件1のベーンでは、運転時間比が0.1の時点でDLC-Si膜に剥離が発生したため、試験を中止した。

実機信頼性評価試験で使用された処理条件1～5のDLC-Siコーティングを施したベーンのDLC-Si膜の密着強度比とベーンの摩耗量比の関係を図6に示す。ただし、処理条件2～5のベーンでは必要寿命相当の運転を経た時点、処理条件1のベーンではDLC-Si膜に剥離が発生した時点の値を記載する。

処理条件2～5の試験結果の近似直線は、DLC-Si膜の密着強度が低下すると、ベーン先端の摩耗量が増加することを表しており、密着強度比が1.21となるときに、ベーンの摩耗限界値に到達することになる。したがって、CO<sub>2</sub>冷媒を適用したロータリ圧縮機の必要寿命相当までDLC-Si膜の摩耗による消滅を防止するためには、DLC-Si膜の密着強度比を少なくとも1.21以上に確保する必要があると考えられる。また、密着強度比が1.21よりもさらに低下し、1となった場合には、DLC-Si膜に剥離が発生することが分かる。したがって、CO<sub>2</sub>冷媒を使用するロータリ圧縮機

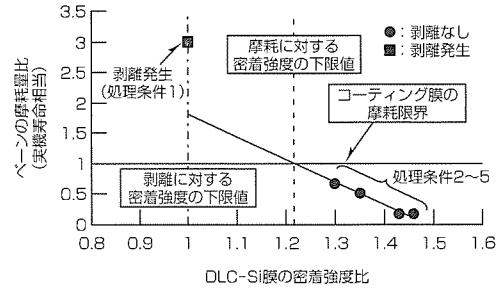


図6. DLC-Si膜の密着強度比とベーンの摩耗量比の関係

のベーンにDLC-Siコーティングを適用するときには、少なくとも密着強度比を1.21以上に確保することによって、必要寿命到達以前のDLC-Si膜の摩耗による消滅と剥離を防止できると考えられる。

8. むすび

本稿ではフロン冷媒よりも動作圧力が高いCO<sub>2</sub>冷媒を高压シェルタイプのシングルロータリ圧縮機に適用するために必要なベーン先端とローリングピストン外周部における摩耗抑制技術について紹介した。この技術の適用により、世界で初めて家庭用給湯機に搭載するCO<sub>2</sub>を適用したシングルロータリ圧縮機の実用化を達成した。今後は空調機や冷凍機等に搭載される冷媒圧縮機の更なる信頼性向上のための技術開発を行っていく。

参考文献

- (1) Maeyama, H., et al.: Development of the compressor for CO<sub>2</sub> heat pump with the single rotary mechanism, Proceeding of 18th International Compressor Engineering Conference at Purdue, (2006) C056.
- (2) 太刀川英男, ほか: Si含有ダイヤモンドライクカーボンによる高性能トライボコーティング技術の開発, 日本金属学会会報 あたりあ, 44, No.3, 245 (2005)
- (3) 市村博司, ほか: プラズマプロセスによる薄膜の基礎と応用, 日刊工業新聞社版 (2005)

# CO<sub>2</sub>冷媒対応スクロール圧縮機の性能解析

下地美保子\* 矢野賢司\*\*  
佐々木辰也\* 中村利之\*\*  
松木哲三\*\*

Performance Analysis of Scroll Compressors with CO<sub>2</sub> Refrigerant

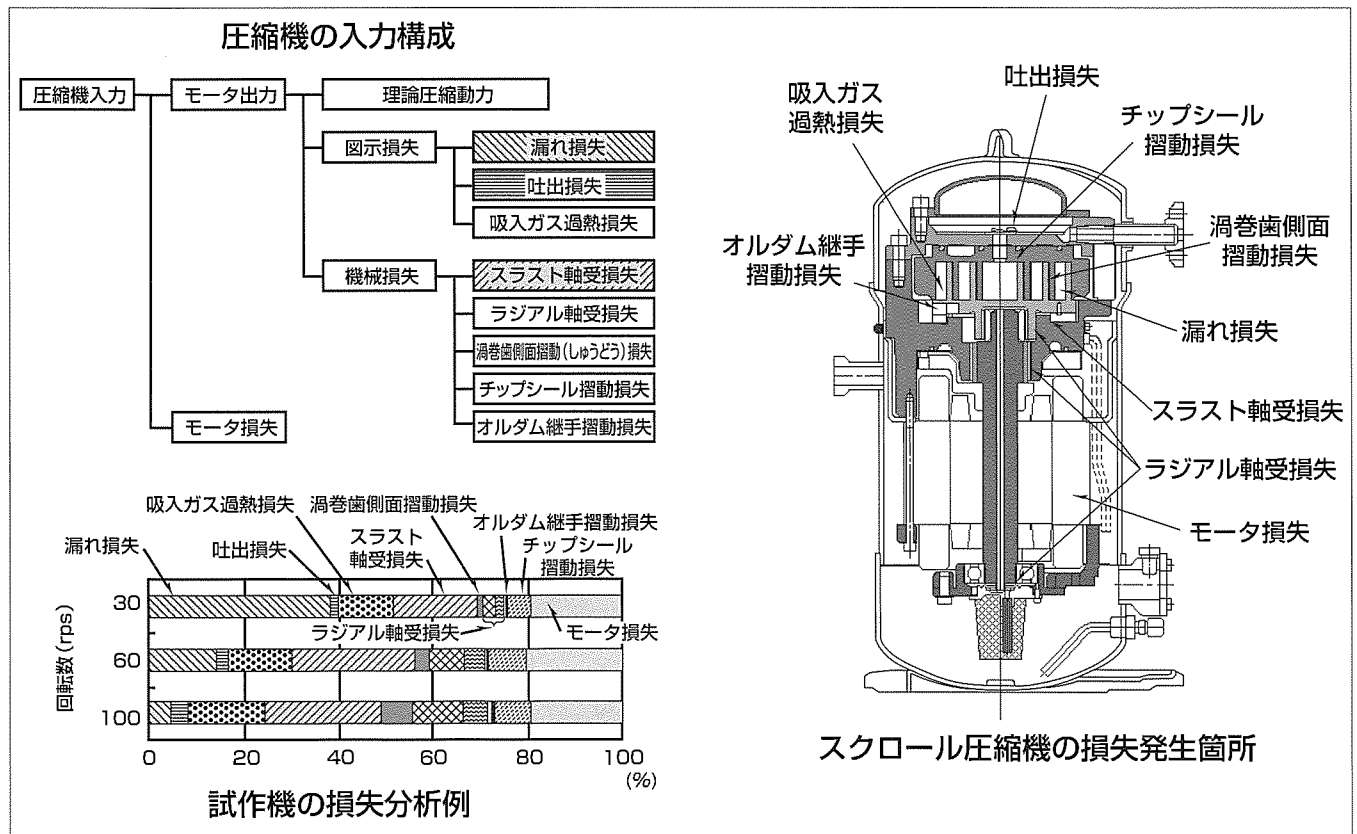
Mihoko Shimoji, Tatsuya Sasaki, Tetsuzo Matsuki, Kenji Yano, Toshiyuki Nakamura

## 要旨

1997年に採択された京都議定書では、オゾン層を破壊しないHFC(Hydrofluorocarbon)系冷媒についても、地球温暖化係数が高く、規制対象物質に指定された。そのため、自然冷媒の使用が望まれており、とくに無毒で不燃性の二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)冷媒の冷凍・空調機への適用が期待されている。しかしながら、CO<sub>2</sub>圧縮機の動作圧力はHFC系冷媒に比べて高く、また高低圧差も大きい。さらに、同じ理論断熱圧縮仕事に対して排除容積が1/3と小さく、排除容積に対する漏れ面積の割合が大きくなる。したがって、相対的に漏れ損失の割合が大きく、冷凍空調機器のキーパーツである圧縮機の効率が低下する傾向がある。

そこで、大容量のCO<sub>2</sub>冷媒用圧縮機として、三菱電機ビ

ル用マルチエアコン搭載圧縮機で実績のあるスクロール方式を選定し、CO<sub>2</sub>冷媒を適用したときの最重要課題である性能確保や信頼性など技術課題を明らかにするため、10HP(Horse Power)相当の圧縮機を試作して、性能評価を行った。また、性能向上を目的として、漏れ損失や吐出損失、スラスト軸受損失などスクロール圧縮機の代表的な損失について基礎実験に基づく簡便なモデルを用いて損失分析を行った。その結果、回転数30~100rpsの範囲で、計算と実測の電気入力約3%の差で一致することを確認し、定量的な損失特性を明らかにするとともに、この解析手法が設計ツールとして有効であることを確認した。



## CO<sub>2</sub>冷媒対応スクロール圧縮機の性能解析

大容量CO<sub>2</sub>冷媒対応スクロール圧縮機の性能向上を目的として、基礎実験に基づく解析モデルを用いて、試作機の損失分析を行った。その結果、CO<sub>2</sub>冷媒圧縮機の効率や損失の詳細な分析が可能となり、例えば回転数を変化させたときの損失分析から、回転数が低い条件では、漏れによる効率低下が大きいなど、定量的な損失特性が明らかとなった。

### 1. ま え が き

1997年に採択された京都議定書では、オゾン層を破壊しないHFC系冷媒についても、地球温暖化係数が高く、規制対象物質に指定された。そのため、自然冷媒の使用が望まれており、とくに無毒で不燃性の二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)冷媒の冷凍・空調機への適用が期待されている。しかしながら、CO<sub>2</sub>圧縮機の動作圧力はHFC系冷媒に比べて高く、また高低圧差も大きいので、圧縮機の効率が低下する傾向がある。

そこで、大容量のCO<sub>2</sub>冷媒用圧縮機として、高効率なスクロール形式を選定し、試作機を製作して、性能評価を行った。また、性能向上を目的として、今回基礎実験に基づく簡便なモデルを用いて試作機の損失分析を行ったので、その内容について述べる。

### 2. 試作機の仕様

CO<sub>2</sub>圧縮機を空調(冷房)に適用したときの性能について検討するため、量産仕様のR410A冷媒対応スクロール圧縮機をベースにCO<sub>2</sub>冷媒に対応した10HP相当の圧縮機の試作機を製作した。

この圧縮機の排除容積は、CO<sub>2</sub>冷媒の単位排除容積当たりの冷凍能力がR410A冷媒の約3倍であることから、R410A機の約1/3(24×10<sup>-6</sup>m<sup>3</sup>/rev)とした。

CO<sub>2</sub>冷媒の動作圧力は、R410A冷媒の3倍と高く、高低圧差が大きいため、作用する荷重も大きくなる。このため、この圧縮機では、圧縮機構部など構造部品の強度を高めるとともに、軸受支持構造を強化し、信頼性を確保している。また、冷媒漏れを防止するために、図1に示すように渦巻歯先の軸方向漏れ隙間(すきま)に対しては、チップシールを設け、渦巻側面の半径方向漏れ隙間に対しては、スライダ機構<sup>(2)</sup>(運転中の揺動スクロールの旋回半径を変化させ、固定スクロールに揺動スクロールを押し付ける)を用いてシールを行う。

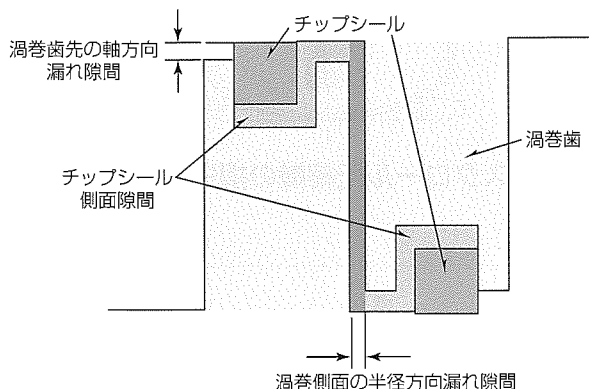


図1. スクロール圧縮機の漏れ隙間

### 3. 試作機の性能評価

#### 3.1 評価条件

表1に試作機の評価条件と排除容積を示す。空調(冷房)運転を想定した条件で、性能評価を行った。

#### 3.2 性能評価結果

図2に表1の運転条件における試作機の体積効率と全断熱効率を示す。図2では、各回転数における効率を60rpsにおける効率で除して表す。回転数が低い条件で、効率の低下が大きく、30rpsは60rpsに比べて、体積効率が17%、全断熱効率が16%低下することが分かった。

そこで、次章以降、回転数と効率の関係を明らかにするため、以下に述べる解析手法を用いて、試作機の損失分析を行う。

### 4. 損失分析

スクロール圧縮機の入力は、図3に示すように理論圧縮動力と各種損失に大別される。各損失は、圧縮室内の圧力変化を時々刻々計算して求めるが、ここでは、代表的な損失の解析手法について述べる。

#### 4.1 圧縮行程の基礎式

質量保存則、エネルギー保存則及び圧縮室の容積変化から、圧縮室内の状態量変化は、式(1)、式(2)で表される。

$$dM = dM_{in} - dM_{out} \dots\dots\dots(1)$$

$$dU = \frac{1}{M} \{ (h_{in} - h) dM_{in} + P_v \cdot dM - P \cdot dV \} \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 $U$ は内部エネルギー、 $M$ は質量、 $h$ はエンタルピー、 $P$ は圧縮室内圧力、 $v$ は比容積、 $V$ は圧縮室容積で、

表1. 試作機の性能評価条件と排除容積

項目	値
吸入圧力	4 MPa
吐出圧力	10MPa
圧縮比	2.5
吸入温度	15℃
回転数	30 / 60 / 100 (rps)
排除容積	24 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> / rev

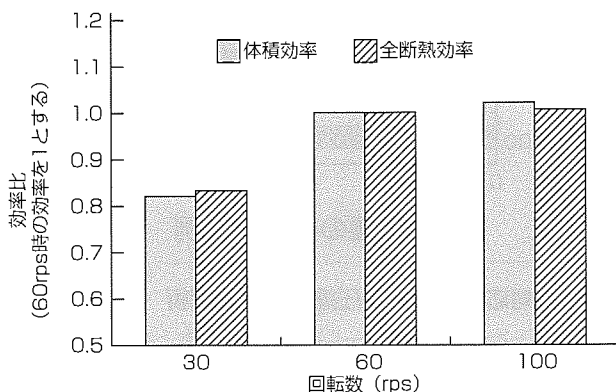


図2. 試作機の効率

添え字inは冷媒ガスの流入，outは冷媒ガスの流出を表す。

各圧縮室について，上記の基礎式(1)，基礎式(2)と容積変化を連立，積分して，圧縮室内の状態量を計算する。ここで，冷媒物性プログラムにはRefprop 7<sup>(3)</sup>を用いた。

#### 4.2 漏れ解析モデル

CO<sub>2</sub>冷媒が微小な隙間を流るときの漏れ流量 $\Delta G$ は，先細ノズルの等エントロピー流れの式<sup>(4)</sup>から求めた単位面積当たりの質量流量 $G_{ad}$ に漏れ面積 $S_c$ と後述の漏れ流量係数 $a$ を乗じて計算する。

$$\Delta G = a S_c G_{ad} \dots\dots\dots(3)$$

ここで，渦巻歯先の軸方向漏れ隙間と渦巻側面の半径方向漏れ隙間は，それぞれチップシールとスライダ機構によってシールされていると仮定し，チップシールの側面に生じる隙間からのみ冷媒ガスが漏れるとした。隙間寸法は，運転時の熱膨張とフレームの圧力変形を考慮し，各圧縮室において同じ隙間を仮定した。

漏れ流量係数については，式(4)の左辺(測定データから算出される吸入側への漏れ流量)と右辺(計算から求めた吸入側への漏れ流量)が一致するように $a$ を決定し，すべての漏れ隙間に適用した。

$$\rho_{sh} V_{st} N - G_{exp} = a S_c G_{ad} \dots\dots\dots(4)$$

式(4)において，左辺第1項は，測定した圧縮室吸入直前のガス温度における密度 $\rho_{sh}$ にストロークボリューム $V_{st}$ と回転数 $N$ を乗じて求めた冷媒循環量，左辺第2項は，実測された冷媒循環量 $G_{exp}$ ，右辺は，式(3)を用いて時々刻々計算した吸入側への漏れ流量を一回転中で平均したものである。図4に，上記の方法で求めた回転数と漏れ流量係数の関係を示す。回転数が大きくなるにつれて，漏れ流量係数が小さくなっていることが分かる。

#### 4.3 吐出行程モデル

図5に示すように，圧縮室圧力が吐出圧力より高くなると，吐出弁が開いて，冷媒ガスが流出する。ここでは，非圧縮性流体で摩擦のない定常流を仮定し，ベルヌーイの式(5)を用いて吐出時の圧力上昇 $\Delta P$ を求める。

$$\Delta P = \xi \frac{1}{2} \rho u_d^2 \dots\dots\dots(5)$$

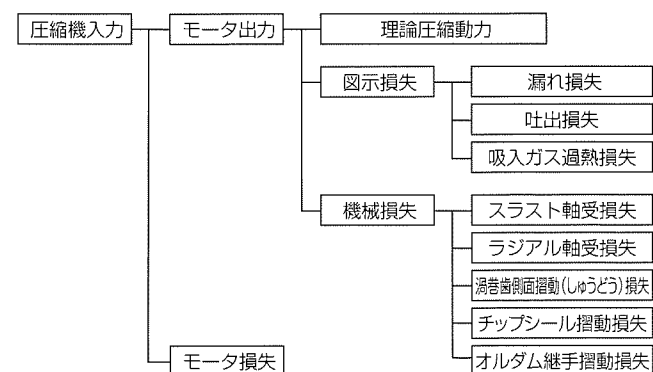


図3. 圧縮機の入力構成

式(5)において， $\rho$ は圧縮室内のガス密度， $\xi$ は吐出損失係数， $u_d$ は図の吐出弁の開口面積 $S_d$ における流速で，ガス流出時は弁リフト量が最大になると仮定した。また，吐出損失係数<sup>(5)</sup> $\xi$ には，吐出ポートでのガスの縮流を考慮し，入口損失，曲がり損失，出口損失を考慮した4.8を用いた。

#### 4.4 スラスト軸受損失モデル

揺動スクロールとスラスト軸受の摺動損失 $W_{TH}$ は式(6)で表される。

$$W_{TH} = \mu F \cdot 2\pi r N \dots\dots\dots(6)$$

式(6)において， $F$ は圧縮室内圧力から計算されるスラスト方向の平均ガス荷重， $\mu$ は摩擦係数， $r$ は揺動半径， $N$ は回転数である。ここで，摩擦係数 $\mu$ は，図6に示すピン

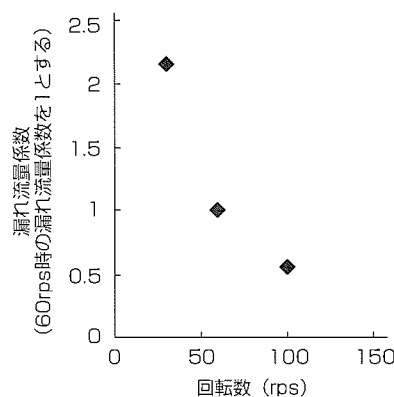


図4. 解析に用いた漏れ流量係数

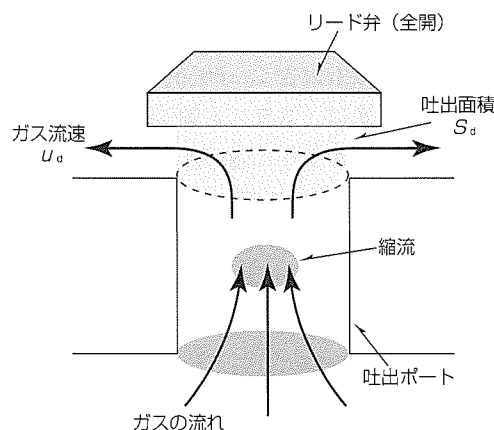


図5. 吐出モデル

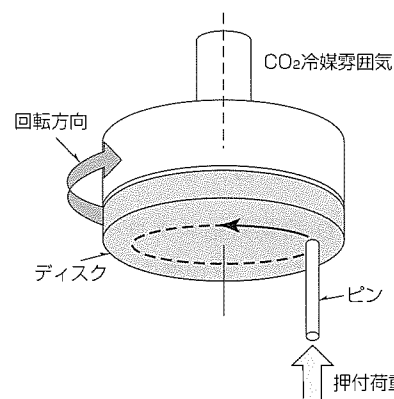


図6. ピンオンディスク形摩擦係数測定装置

表 2. モータ電気入力への予測誤差

回転数 (rps)	30	60	100
入力への予測誤差: $\gamma$	+3.4	-3.0	-0.5

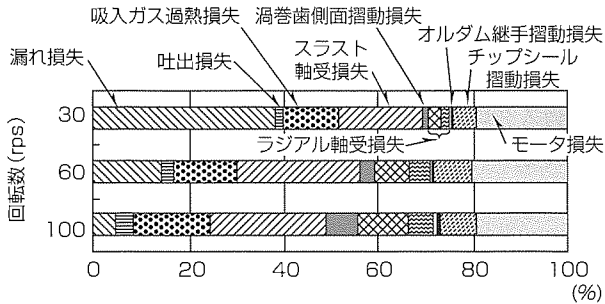


図 7. 試作機の損失分析結果

オンディスク形摩擦係数測定装置を用い、CO<sub>2</sub>冷媒雰囲気中で潤滑油を滴下した条件で実験的に求めた値を用いた。

### 5. 損失分析結果

表 2 に、表 1 の評価条件における解析結果におけるモータ電気入力への予測誤差を示す。表 2 では、入力への予測誤差を  $\gamma = (\text{解析入力} - \text{実測入力}) / (\text{実測入力}) \times 100(\%)$  で表す。

表 2 から、回転数 30~100rps の範囲で、実測と解析は約 3% の差で一致し、この解析モデルが有用であることが分かった。

図 7 に各回転数における損失分析結果を示す。なお、図では、各損失を総損失で除して表す。30rps では、漏れ損失の占める割合が最も大きく、60rps の時の約 2.7 倍となることが分かった。次に、スラスト軸受損失の占める割合が大きいですが、図 8 に示すように各回転数におけるスラスト荷重を比較すると、30rps のスラスト荷重が 60rps 以上の条件に比べて 10% 以上大きかった。これは、図 9 の圧縮室の P-V 線図に示すように、30rps では 60rps の条件に比べて、漏れによる圧縮室の圧力上昇(図の実線と破線の差)が大きくなっているためと推定される。すなわち、低回転数域では、漏れを改善することによってスラスト軸受損失も低減できる見込みがある。さらには、機械損失の低減と冷媒循環量の増加によって吸入ガス過熱損失も小さくなるので、漏れ損失の改善以上の効率改善が期待できる。

なお、良好な性能特性を示した 100rps では、漏れ損失の割合が非常に小さくなっていることが分かる。

### 6. むすび

10HP 相当の CO<sub>2</sub> 冷媒対応スクロール圧縮機を試作し、性能評価を行うとともに、試作機の損失分析を行った。この検討から得られた結論を以下に示す。

- (1) 試作機は、回転数が低い条件で効率低下が大きく、30rps では 60rps に比べて、体積効率は 17%、全断熱効率が 16% 低下する。

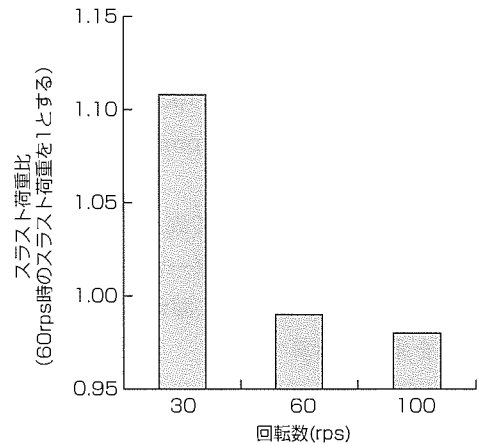


図 8. 解析のスラスト荷重比

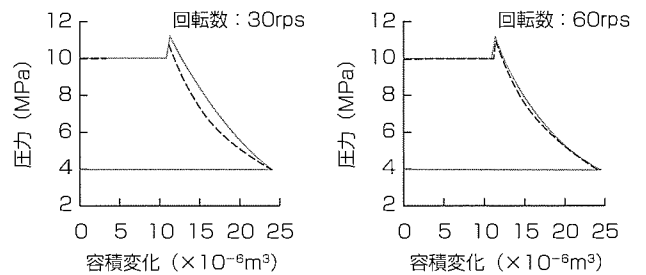


図 9. 解析の圧力変化

- (2) 基礎実験に基づく簡便なモデルを用いて試作機の損失分析を行った結果、回転数 30~100rps の範囲で、計算と実測の電気入力に約 3% の差で一致し、この解析手法が有用であることが確認できた。
- (3) 損失分析から、30rps における効率低下の主要因は漏れ損失であり、漏れの低減により、漏れ損失だけでなく、スラスト軸受損失や吸入ガス過熱損失など、二次的に増大する損失を低減できる効果がある。

### 参考文献

- (1) 下地美保子, ほか: 自然冷媒 CO<sub>2</sub> 対応スクロール圧縮機の性能, 第 40 回空気調和・冷凍空調連合講演会講演論文集, 81~84 (2006)
- (2) Sano, F., et al.: A HIGH RELIABILITY STUDY OF THE SCROLL COMPRESSOR, Proceedings of the 1994 Purdue Compressor Conference, 199~204 (1994-7)
- (3) NIST, NIST Reference Fluid Thermodynamic Transport Properties-REFPROP Version 7.0 (2002-8)
- (4) 谷下市松: 工業熱力学, 裳華房, 127~130 (1987)
- (5) 日本機械学会: 機械工学便覧, 日本機械学会, 76~79 (A5編) (1998)



# 積層型マイクロチャネル式 冷媒-冷媒熱交換器の試作と性能評価

吉村寿守務\*  
若本慎一\*  
幸田利秀\*

Prototype and Performance Evaluation of Refrigerant-Refrigerant Microchannel Heat Exchanger

Susumu Yoshimura, Shinichi Wakamoto, Toshihide Kouda

## 要 旨

地球環境温暖化防止の観点から、自然冷媒、特にCO<sub>2</sub>冷媒への関心が高まっている。CO<sub>2</sub>冷媒機器は超臨界状態で放熱を行い、放熱過程において冷媒の温度変化を伴うなど従来HFC (Hydrofluorocarbon) 冷媒に比べて性能が劣るため、性能改善のための機器開発が盛んに行われている。三菱電機では、内部熱交換器や2次ループ方式を用いたシステムを検討しており、システムの高性能化には小型、高性能な冷媒-冷媒熱交換器の開発が不可欠である。

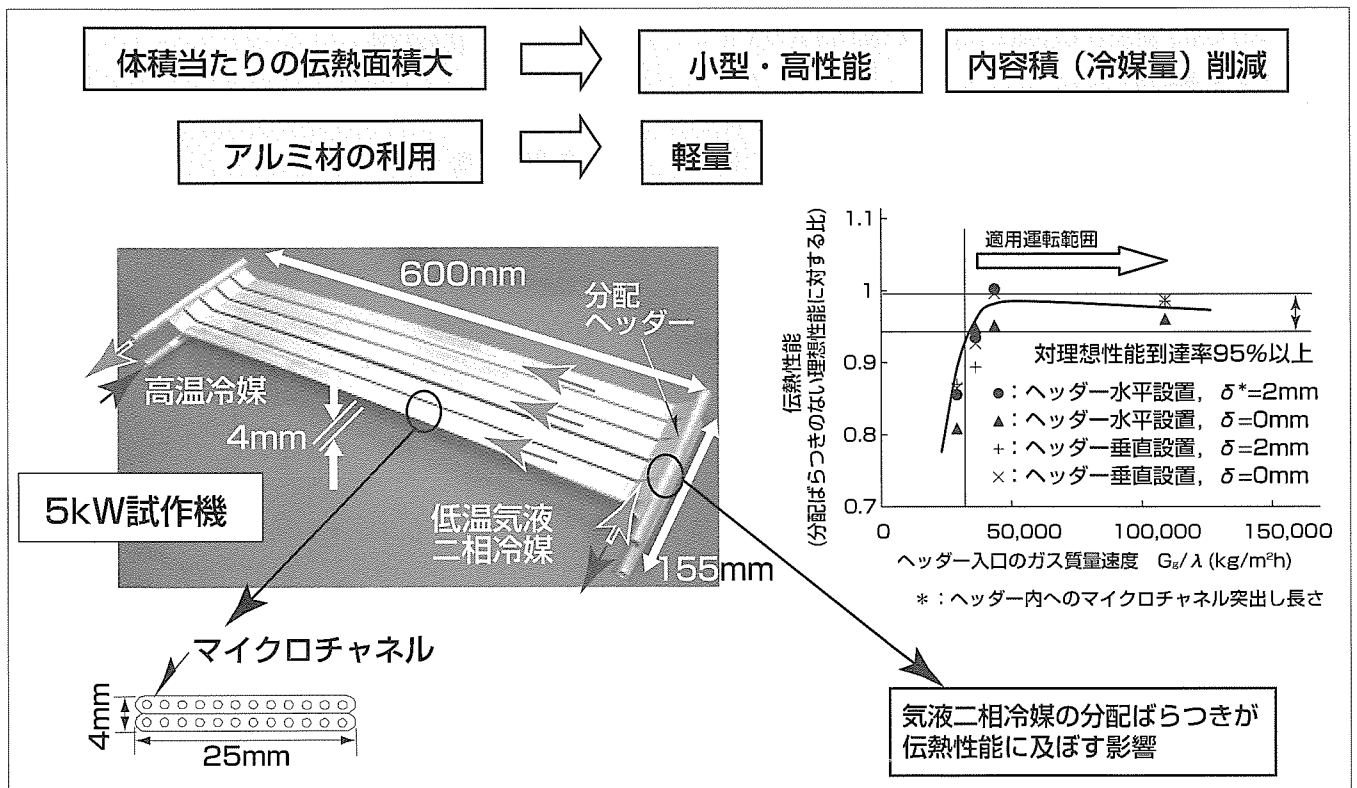
このため、多孔扁平管(マイクロチャネル管)を張り合わせて冷媒と冷媒を熱交換させるマイクロチャネル式冷媒-冷媒熱交換器を開発している。この熱交換器は、体積当たりの伝熱面積が大きいので小型、高性能化が図れ、またアルミ材の利用により軽量、さらに、内容積が小さいため冷媒充填(じゅうてん)量の削減にも有効である。しかし、マイクロチャネル管は並列に複数の小径流路から構成され、

必要な冷媒流量確保のためには複数のマイクロチャネル管を並列に構成する必要がある。そのため、これら流路への冷媒分配、特に気液二相状態の冷媒分配には、分配特性を明確化する必要がある。

そこで、流路断面が円形の高耐圧マイクロチャネル管を製作すると共に、炉中ろう付けにより一体成型した熱交換量5kWクラスの試作機を製作し、その性能評価を行った。その結果、適用運転範囲内では、分配流量ばらつきは3~6%と小さく、分配ばらつきのない理想性能に対する到達率は95~98%であった。分配性の向上の原因は、分配管において冷媒ガスの増速により気液の混合が促進され気液冷媒が均質化したためと考えられる。

本稿では、試作機の性能評価について、特に気液分配性を検討した実験評価の内容について述べる。

特集  
I



## 積層型マイクロチャネル式冷媒-冷媒熱交換器の試作と性能評価の概要

マイクロチャネル管を張り合わせて冷媒と冷媒を熱交換させる積層型マイクロチャネル式冷媒-冷媒熱交換器は、体積当たりの伝熱面積が大きいので大幅な小型・高性能化が図れるので、CO<sub>2</sub>冷媒機器の高性能化のキーパーツとして開発している。試作機による性能評価の結果、分配ヘッダー内のガス質量速度を増加させることにより気液の混合が促進され気液二相冷媒の分配ばらつきによる性能低下を小さく抑えることができた。

## 1. ま え が き

地球環境温暖化防止の観点から、自然冷媒、特にCO<sub>2</sub>冷媒への関心が高まっている。CO<sub>2</sub>冷媒機器は超臨界状態で放熱を行い冷媒の温度変化を伴うなど従来HFC冷媒に比べて性能が劣るため、性能改善のための機器開発が盛んに行われている。当社では、内部熱交換器や2次ループ方式を用いたシステムを検討しており、システムの高性能化には小型・高性能な冷媒-冷媒熱交換器の開発が不可欠である。

このため、マイクロチャンネル管を張り合わせて冷媒と冷媒を熱交換させるマイクロチャンネル式冷媒-冷媒熱交換器の開発を行っている。この熱交換器は、体積当たりの伝熱面積が大きい小型、高性能化が図れ、またアルミ材の利用により軽量、さらに、内容積が小さいため冷媒充填量の削減にも有効である。しかし、マイクロチャンネル管は並列に複数の小径流路から構成され、必要な冷媒流量確保のためには複数のマイクロチャンネル管を並列に構成する必要がある。そのため、これら流路への冷媒分配、特に気液二相状態の冷媒分配には、分配特性を明確化する必要がある。

従来、マイクロチャンネル管の伝熱特性や分配特性に関していくつか報告されている<sup>(1)(2)</sup>が、扁平管を張り合わせた熱交換器についての報告例<sup>(3)</sup>は少ない。

そこで、炉中ろう付けにより一体成型した熱交換量5kWクラスの試作機を製作し、その性能評価を行った。扁平管についても、耐圧性を考慮して流路断面が円形のマイクロチャンネル管を用いた。

本稿では、性能評価について、特に、気液二相冷媒の分配ばらつき及びその性能へ及ぼす影響について評価した内容について述べる。

## 2. 試作機仕様と実験方法

### 2.1 試作機仕様

図1に試作機を示す。幅25mm、厚み2mmのアルミ押し出し成型された扁平な単管を張り合わせて低温及び高温流体が流れる流路を形成し、両端をヘッダーで接続し各流

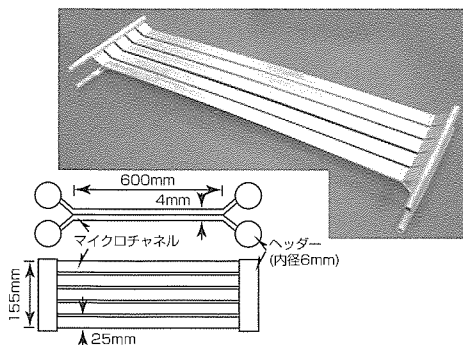


図1. 試作機の仕様と外観

体がそれぞれ5つの並列流路になるように構成されている。単管は、断面が内径1mmの12個の円形マイクロチャンネルで形成され、単管同士及び単管とヘッダーとは、アルミろう付けで接合した。ヘッダーの内径は6mm、伝熱に寄与する有効長は600mmである。

### 2.2 実験条件と実験方法

作動流体は、低温流体をR410A、高温流体を水とし、対向流で熱交換させる。

表1に実験条件を示す。低温流体温度 $T_{ci}$ と高温流体の体積流量 $F$ を一定とし、高温流体入口温度 $T_{hi}$ 、マイクロチャンネル内の低温流体の平均質量速度 $G$ 、及び入口乾き度 $X_i$ を変化させた。また、ヘッダーの姿勢は、図2に示すように、(a)水平、(b)垂直に設置した。水平設置では、(a)に示すように熱交換器を50°傾け、ヘッダーに水平方向に流入、鉛直下向き方向に分配させ、垂直設置では、鉛直上向きに流入、水平方向に分配させた。さらに、分配部形状として、ヘッダーへの単管の突き出し長さ $\delta$ は0及び2mmとした。また、低温二相流体側入口助走長さは200mmとした。熱交換器の熱コンダクタンス $AK$ は、低温流体の出入口温度 $T_{ci}$ 、 $T_{co}$ 、高温流体の出入口温度 $T_{hi}$ 、 $T_{ho}$ 、及び体積流量 $F$ の測定値から、式(1)によって求めた。なお、 $C_p$ は定圧比熱、 $[LMTD]$ は対数平均温度差である。なお、以下で記述する温度や流量は、特に断らない限り、低温流体側を指すものとする。

$$AK = \frac{\rho F C_p (T_{hi} - T_{ho})}{[LMTD]} \dots\dots\dots(1)$$

## 3. 実験結果と考察

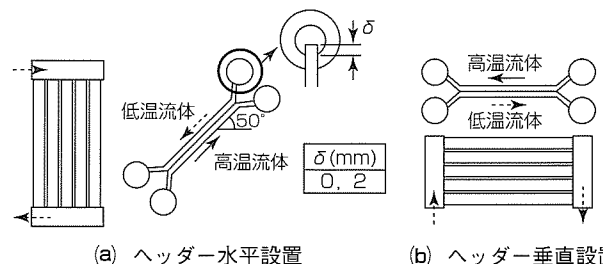
### 3.1 単管特性

まず分配の影響を除いた特性把握のため、試作機の各流路1流路だけを取り出したものを用いて単管特性を調べた。熱交換器は図2(a)と同じように50°傾けて設置した。

実験結果による熱コンダクタンス $AK$ に及ぼすマイクロチャンネル内の平均質量速度 $G$ 及び入口乾き度 $X_i$ の影響をそ

表1. 実験条件

G	F	T <sub>hi</sub>	T <sub>ci</sub>	X <sub>i</sub>
kg/m <sup>2</sup> s	L/min	℃	℃	-
450~1300	2	37, 43	26.7	0.08~0.55



(a) ヘッダー水平設置 (b) ヘッダー垂直設置  
図2. ヘッダー姿勢と単管突き出し量

それぞれ図3(a)及び(b)に示す。(a)の○, △印は高温流体入口温度  $T_{hi}=37^{\circ}\text{C}$ ,  $43^{\circ}\text{C}$  の場合である。AKは、平均質量速度  $G$  が大きくなるほど増加し、入口乾き度  $X_i$  が大きいほど低下する。また、高温流体の入口温度  $T_{hi}$  が大きいほど低下する。

次に、以下に示す伝熱計算モデルによる計算結果との比較を行った。熱交換器(長さ  $L$ )を長手方向に  $N$  分割し、さらに、図4に示すように、マイクロチャネル配列方向(チャネル数  $N_{ch}$ , ピッチ  $p$ )に分割した各要素の伝熱モデルを用いた。 $N$ は30とした。式(2)で定義される各分割要素  $i$  の熱コンダクタンス  $AK_i$  (マイクロチャネル濡れ(ぬれ)面積基準)は、高温流体、低温流体の熱伝達(熱伝達率  $\alpha_h, \alpha_c$ )、扁平管の熱伝導(材料の熱伝達率  $\lambda_t$ )、ろう付け層の接触

熱コンダクタンス  $\alpha_{cl}$  からなる。 $L_i$  は要素の長さである。扁平管の熱伝導分については、ろう付け層との接触部(A部)と孔間部(B部)に分割され、B部に関しては、濡れ長さ  $\pi D$ , 平均厚さ  $t_{av}$ , 長さ  $D$ , 熱伝達率  $\lambda_t$ , 効率  $\phi$  のフィンで表した。なお、B部がほぼ上記フィンで表せることは、事前に実施した2次元熱伝導計算により検証している。 $t$  はろう付け層からマイクロチャネルまでの距離である。高温流体の熱伝達率  $\alpha_h$  はDittus-Boelterの式<sup>(4)</sup>, 低温二相流体の熱伝達率  $\alpha_c$  はYuらの式<sup>(1)</sup>を用いた。さらに、ドライアウト域の伝熱を考慮し、ドライアウト乾き度  $X_d$  以上では、低温流体の伝熱はガス単相の伝熱になるとし、熱伝達率  $\alpha_c$  をDittus-Boelterの式で計算した。 $X_d$  の値については、マイクロチャネル管の蒸発伝熱特性に関する桑原らの研究<sup>(1)</sup>で報告されている値0.6~0.7の平均値0.65とした。

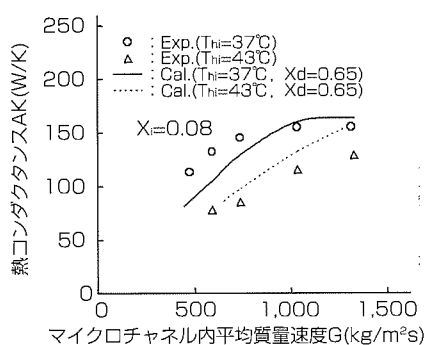
AKの計算式は、式(2)~(5)で表される。なお、接触熱コンダクタンス  $\alpha_{cl}$  については、事前に水と水とを熱交換させる実験を行い、式(1)を用いてAKを求め、その値と式(2)~(5)から求めた値  $\alpha_{cl}=1.7 \times 10^5 \text{W/m}^2\text{K}$  を用いた。また低温、高温流体ともに液単相のため、 $\alpha_c$  もDittus-Boelterの式を用いた。以上のように、各分割要素毎の熱交換量を足し合わせて求めた熱交換量  $Q$  から式(2)を用いてAKを算出した。

$$Q = AK[LMTD] = \sum_i^N AK_i [LMTD]_i \dots\dots\dots(2)$$

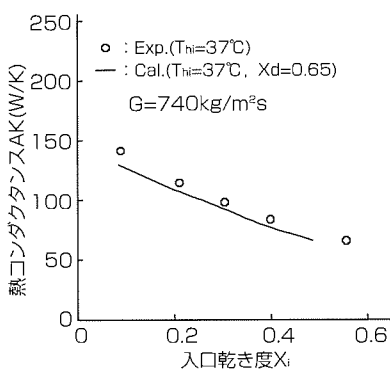
$$AK_i = \pi DN_{ch} L_i \left\{ \frac{1}{\phi_h \alpha_h} + \frac{2\pi D}{p} \frac{t}{\lambda_t} + \frac{\pi D}{p \alpha_{cl}} + \frac{1}{\phi_c \alpha_c} \right\}^{-1} \dots\dots\dots(3)$$

$$\phi = \frac{\tanh \sqrt{\frac{(\pi D)\alpha}{\lambda_t t_{av}}}}{\sqrt{\frac{(\pi D)\alpha}{\lambda_t t_{av}}}} \dots\dots\dots(4)$$

$$t_{av} = p - \frac{\pi}{4} D \dots\dots\dots(5)$$



(a) GとAKの関係



(b)  $X_i$ とAKの関係

図3. 熱コンダクタンスに及ぼすマイクロチャネル内平均質量速度  $G$  及び入口乾き度  $X_i$  の影響

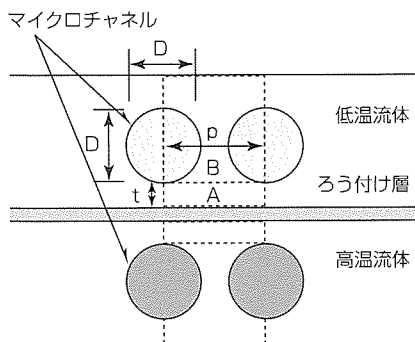
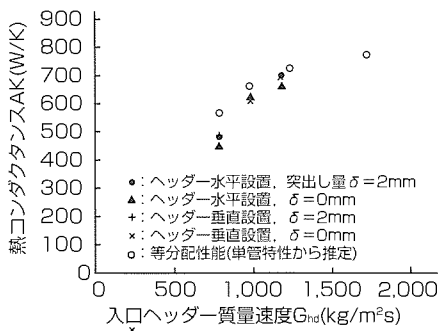


図4. 伝熱モデル

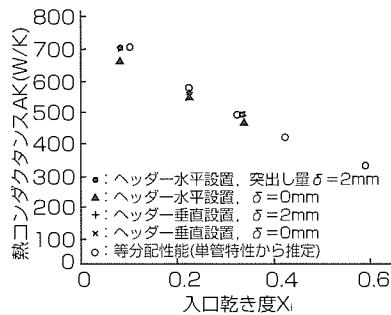
図3に、実線で  $T_{hi}=37^{\circ}\text{C}$ , 破線で  $T_{hi}=43^{\circ}\text{C}$  の場合の計算結果を示す。 $T_{hi}=37^{\circ}\text{C}$  及び  $43^{\circ}\text{C}$  は平均熱流束約  $40 \text{kW/m}^2$  及び  $50 \text{kW/m}^2$  に相当する。計算値と実験値の傾向は概ね一致している。なお、計算値と実験値の差は、ドライアウト乾き度  $X_d$  やドライアウト域の伝熱モデルが要因と考えられる。

### 3.2 試作機の性能

図5(a)に、試作機の熱コンダクタンス  $AK$  について、ヘッダー入口の質量速度  $G_{hd}$ , (b)に入口乾き度  $X_i$  を横軸にして示す。図中○は、前節で求めた単管特性から求めた  $AK$ ,  $G_{hd}$  を5倍した値である。試作機の  $AK$  は、水平設置、分配部の突出し長さ  $\delta = 2 \text{mm}$  (図中●印)において、 $X_i = 0.08$ ,  $G_{hd} = 800 \sim 1,200 \text{kg/m}^2\text{s}$  に対して、 $AK = 480 \sim 700 \text{W/K}$  に増加、 $X_i = 0.08 \sim 0.3$  に対して、 $700 \sim 490 \text{W/K}$  に低下する。なお、 $G_{hd} = 800 \sim 1,200$  において、マイクロチャネル内平均



(a) GとAKの関係



(b) XiとAKの関係

図5. 試作機の熱コンダクタンス(入口ヘッダー質量速度 $G_{hd}$ 及び入口ヘッダー乾き度 $X_i$ の影響)

質量速度 $G$ は $G=450\sim700\text{kg/m}^2\text{s}$ である。

単管特性と比較すると、流路の並列化による性能低下は、 $G_{hd}=1,000$ 以上であれば2～5%であり、既報<sup>(5)</sup>で示した1つの流路のみが不均等分配になるとした分配モデルで計算した分配率 $\beta$ で表すと、均等分配の場合 $\beta=0.2$ に対して $\beta=0.205\sim0.213$ (等分配に対するばらつき3～6%)と、比較的、分配は良好であった。一方、入口乾き度 $X_i$ については、 $X_i$ が大きいほど性能低下が抑制される。なお、性能に及ぼすヘッダーの姿勢や分配部の突出し長さの影響は小さい。

これら要因は、以下のように考えられる。図6には、横軸に、式(6)で表される入口ヘッダー内の冷媒ガスの質量速度 $G_g$ を気液二相流の流動様式線図として用いられるBaker線図のパラメータ $\lambda$ <sup>(4)</sup>で除した修正ガス質量速度を、縦軸に、熱コンダクタンス $AK$ を分配ばらつきがない等分配時の $AK$ に対する比(図5の●▲+×印のデータを○印のデータで除した値)として示す。

$$G_g/\lambda = X_i G_{hd} / \lambda \dots\dots\dots(6)$$

$G_g/\lambda$ が大きくなるほど $AK$ は大きくなり、1に漸近する。このことから、流量及び入口乾き度が大きいほど均等

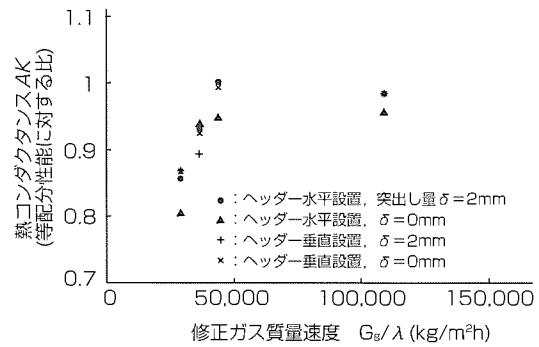


図6. 修正ガス質量速度に対する試作機の熱コンダクタンス

分配に近づき性能低下が抑制されるのは、入口ヘッダー内で、ガス流速が増加して、気液の混合が進んだ流れになるためと考えられる。

#### 4. む す び

熱交換量5kWクラス、一体ロウ付け成型によりマイクロチャネル式冷媒-冷媒熱交換器の試作機を製作し性能評価を行った。その結果、適用運転範囲であるヘッダー内質量速度 $G_{hd}=1,000$ 以上では、分配流量ばらつきは3～6%と小さく、分配ばらつきのない理想性能に対する到達率は95～98%であった。分配性の向上の原因は、分配管において冷媒ガスの増速により気液の混合が促進され気液冷媒が均質化したためと考えられる。

#### 参 考 文 献

- (1) 桑原 憲, ほか: 扁平微細多孔管内におけるHFC 134aの沸騰・蒸発に関する実験, 日本冷凍空調学会論文誌, 21, No.2, 121～128 (2004)
- (2) 小山 繁, ほか: 蒸発器内の冷媒分配特性に関する実験, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A313 (2004)
- (3) Noyama, H., et al.: CO<sub>2</sub>電動カーエアコンシステムの開発, The International Symposium on New Refrigerants and Environmental Technology, 168～171 (2004)
- (4) 日本機械学会編: 伝熱工学資料(改定第4版), 丸善 (1991)
- (5) 吉村寿守務, ほか: 積層型マイクロチャネル式冷媒-冷媒熱交換器の性能評価, 日本冷凍空調学会年次大会講演論文集, A204 (2005)

# CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環型冷却器の性能解析と逆循環防止法

岡崎多佳志\*  
野浪啓司\*\*  
山田俊成\*\*

Performance Analysis and Control Method of the Reverse Circulation of Cooling Systems with Natural-Circulation Loop Using CO<sub>2</sub> Refrigerant  
Takashi Okazaki, Keiji Nonami, Toshinari Yamada

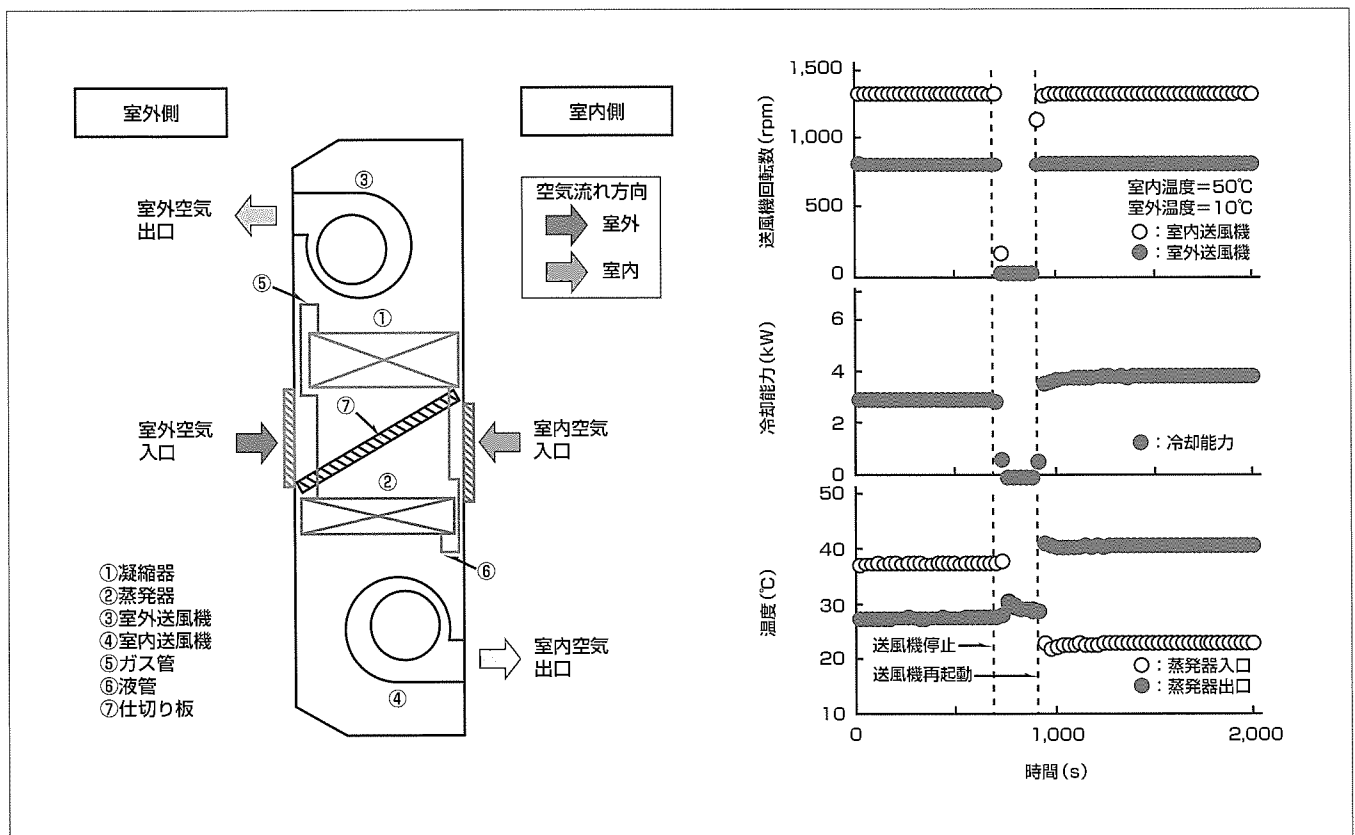
## 要旨

移動体通信基地局の設置局数は年々増加し、基地局に収納される電子機器の発熱密度も増加している。この種の通年冷却に対し、従来ヒートパイプや沸騰冷却を用いる冷却器が各種提案されている。一方、近年自然冷媒採用の観点から2次ループシステムの2次側熱搬送媒体として二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)の利用が注目されている。CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環型冷却器の実用上の課題は、超臨界状態(臨界温度31℃以上)での冷却能力確保や循環駆動力の低下に伴う冷却運転の安定性確保である。特に、超臨界状態からの起動特性を調べることは機器設計上重要となる。三菱電機は、CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環型冷却器を試作し、冷却性能を実験及びシミュレーションによって調べ、HFC(Hydrofluorocarbon)系冷媒であるR410Aの場合と比較した。実験結果から、室内温度30℃(室外温度10℃)の気液二相状態では、CO<sub>2</sub>の冷却

能力はR410Aに比べて4~13%大きくなるが、超臨界状態となる室内温度50℃(室外温度40℃)では冷却能力が約11%低下し、これらの傾向はシミュレーション結果と一致した。

また、超臨界状態からの起動特性を実験的に調べ、吸込み空気温度の分布に注目して逆循環の発生条件を推算した結果、逆循環の発生は、密度の温度依存性に起因しており、温度に対する密度変化が大きくなる臨界温度、臨界圧力付近では特に逆循環が発生しやすいことが分かった。これに加えて、逆循環が生じた場合に送風機を一時的に停止・再起動させ、逆循環を正循環に反転させる送風機制御法の有効性を調べた。その結果、送風機を停止・再起動させる本制御法の有効性が明らかとなり、この制御法が送風機の停止によって冷媒量分布を適正化するとともに、逆循環の駆動ヘッド差を低減する手法であることが分かった。

特集  
I



## 開発冷却器の断面図と送風機制御による流れの反転

冷却器は、凝縮器①と室外送風機③が収納される凝縮器側空間、蒸発器②と室内送風機④が収納される蒸発器側空間、及びこれらの空間を仕切る仕切り板⑦から構成され、凝縮器と蒸発器がガス管⑤及び液管⑥で接続されている。送風機の停止・再起動に伴い800~1,000秒付近で蒸発器の出入口温度が逆転し、逆循環から正循環へと流れが反転している様子が分かる。

## 1. ま え が き

移動体通信基地局の設置局数は年々増加し、基地局に収納される電子機器の発熱密度も増加している。この種の通年冷却に対し、ヒートパイプや沸騰冷却を用いる冷却器<sup>(1)</sup>が各種提案されている。近年、自然冷媒採用の観点から2次ループシステムの2次側熱搬送媒体として二酸化炭素(CO<sub>2</sub>)の利用が注目され、亜臨界域や臨界点近傍の熱搬送特性に関する研究<sup>(2)</sup>が行われている。CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環型冷却器の実用上の課題は、超臨界状態(臨界温度31℃以上)での冷却能力確保や循環駆動力の低下に伴う冷却運転の安定性確保である。特に、超臨界状態からの起動特性を調べることは機器設計上重要となる。

本稿では、CO<sub>2</sub>を用いる冷媒自然循環の冷却性能を調べ、HFC系冷媒であるR410Aの場合と比較した。また、超臨界状態からの起動特性を実験的に調べ、吸込み空気温度の分布に注目して逆循環の発生メカニズムを推定し、発生条件の算出を試みた。さらに、逆循環が生じた場合に、正循環に反転させる送風機制御法の有効性を調べた。

## 2. 試作機仕様及び試験方法

### 2.1 試作機仕様

冷媒自然循環型冷却器の試作機断面図を図1に示す。冷却器は、凝縮器①と室外送風機③が収納される凝縮器側空間、蒸発器②と室内送風機④が収納される蒸発器側空間、及びこれらの空間を仕切る仕切り板⑦から構成されている。

冷媒回路図と熱交換器の冷媒流路構成を図2に示す。凝

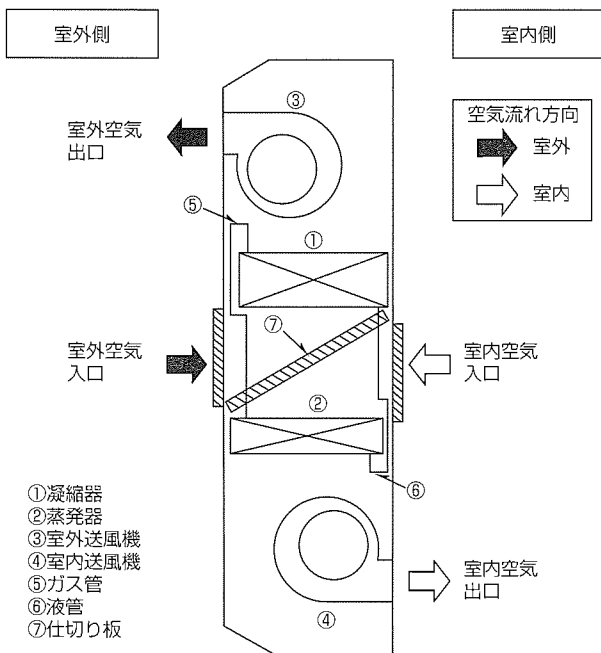


図1. 冷媒自然循環型冷却器の構成

縮器入口部に逆U字形配管を、蒸発器入口部にU字形配管を設け、凝縮液のガス管への逆流と蒸発ガスの液管への逆流をそれぞれ防止する構成とした。CO<sub>2</sub>を冷媒とする場合、超臨界状態では放熱器(以下、凝縮器を超臨界状態では“放熱器”という。)で冷媒流れ方向に温度が低下し、吸熱器(以下、蒸発器を超臨界状態では“吸熱器”という。)では温度が上昇する。この温度変化を利用した熱交換性能の向上を目的に、吸熱器と放熱器は、冷媒と空気が互いに対向的に流れる“向い直交流”の4列プレートフィンチューブ熱交換器とした。圧力損失を低減するため、放熱器と吸熱器の冷媒流路分岐数は、それぞれ4, 6とした。熱交換器の伝熱管にはφ7及びφ9.52内面溝付管を、接続配管にはガス管、液管ともにφ12.7平滑管を使用した。凝縮器下面と蒸発器上面の高低差は、通信基地局への設置条件から0.27mとした。

### 2.2 試験条件及び方法

試験装置を室外空間に設置し、冷却能力を空気-エンタルピー法で測定した。室内の吸込み温度は図2に示すように横方向の等間隔3点を測定し、左側からa, b, cとした。室外の吸込み温度も同様に等間隔3点を測定した。熱交換器の出入口部にT型熱電対を、凝縮器出口部に圧力センサ(図2にPで表示)をそれぞれ設置し、温度及び圧力の過渡変化を15秒ごとに測定した。封入冷媒量は1.3kgとし、室内温度T<sub>i</sub>、室内外温度差ΔT(=室内温度-室外温度)を変化させて試験を行った。

### 2.3 シミュレーション方法

シミュレーションでは、熱交換器及び接続配管を微小区間に分割し、分割小区間に対して質量保存則、エネルギー保存則を適用した<sup>(3)</sup>。計算は、室内空気と室外空気の吸込み温度、封入冷媒量を入力値として与え、冷媒循環流量、圧力及びエンタルピーを仮定して上記保存則が成立するまで繰り返した。

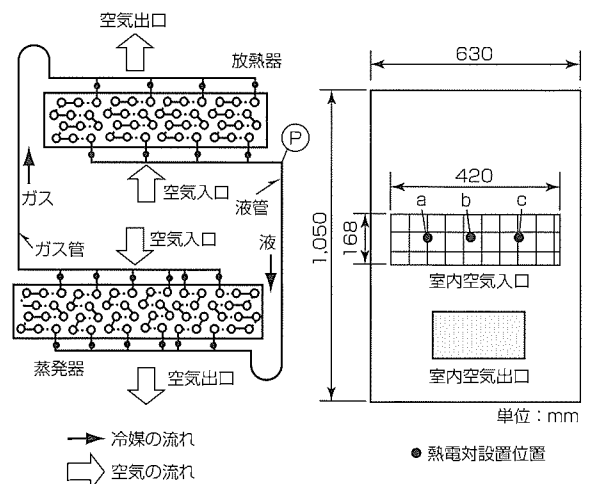


図2. 冷媒回路構成と試作機概観

### 3. 運転特性

#### 3.1 定常特性

室内温度に対するサイクル特性の計算結果と試験結果の比較を図3に示す。CO<sub>2</sub>の場合、室内温度が30~40℃(室外温度20~30℃)の臨界点近傍では、室内温度の上昇とともに液ヘッドが増加し、冷媒循環流量が急増する。一方、エンタルピー差は低下するため冷却能力がほぼ一定に保たれる。室内温度が40~50℃(室外温度30~50℃)の超臨界状態では、冷媒循環流量の減少に伴い冷却能力が低下する(室内温度50℃では冷却能力がR410Aに比べて約11%低下)。これらの傾向はシミュレーション結果とよく一致した。また、室内温度30℃(室外温度10℃)で封入冷媒量を変化させた試験を実施し、気液二相状態では、CO<sub>2</sub>の冷却能力がR410Aに比べて4~13%大きくなり、シミュレーション結果と一致することを確認した<sup>(4)</sup>。

#### 3.2 起動特性

##### 3.2.1 起動時の逆循環現象<sup>(4)</sup>

超臨界状態からの起動特性を実験的に調べるため、室外温度 $T_o$ を40℃一定とし、室内温度を27℃から60℃まで上昇させた場合の放熱器及び蒸発器の吸込み温度、冷却能力、蒸発器出入口温度の時間変化を図4に示す。放熱器での吸込み位置間の温度差は1℃以内と小さく、中央部の1点のみを示した。図4(a)では、室内温度が室外温度を越えて高くなる温度差発生時刻(A部)から約400秒遅れて冷却能力が発生し(B部)、冷却能力発生時の温度差は約10℃となる。一方、図4(b)では、冷却能力は約600秒遅れて発生し(B部)、冷却能力発生時の温度差は約15℃となる。図4(a)、図4(b)ともに、温度差発生時刻(A部)から約100秒遅れて蒸発器出入口の冷媒温度がほぼ等しくなり(C部)、その後、図4(a)、図4(b)では蒸発器入口部と出口部の温度が逆転している(D部)。すなわち、同一試験条件にもかかわらず、図4

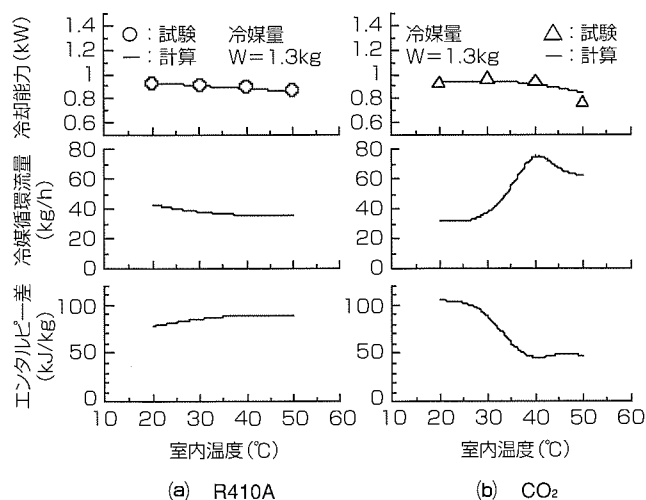


図3. 室内温度に対する動作特性

(a)では正循環が生じ、図4(b)では逆循環が生じている。どちらも、図2に示した蒸発器での吸込み位置a, b, c間の温度差(ばらつき)が5~10℃と大きいのが特徴である。幾つかの異なる温度条件での同様の試験結果から、逆循環は実験条件が同一でも確率的に発生することが分かった。

##### 3.2.2 逆循環発生条件の推定

超臨界域における温度に対するCO<sub>2</sub>の密度変化は、臨界温度(31℃)、臨界圧力(7.37MPa)付近で大きくなる。逆循環は、吸込み空気温度分布が正循環と逆循環の駆動ヘッドに伴う圧力差(以下、“ヘッド差”という。)を逆転させるために生じる現象と考え、逆循環発生条件の算出を試みた。

##### 3.2.3 計算方法及び条件

周囲空気の温度分布から冷媒量分布を計算し、静止状態からの循環方向を推定した。吸込み空気温度分布が再現できるように、温度の異なる2つの吸熱器を考え、正方向及び逆方向の駆動ヘッド差を計算し、逆循環の可能性をヘッド差の大小関係から推定した。計算では、冷媒回路を配管及び熱交換器の各要素に分割し、各要素の周囲温度を与えて両方向の駆動ヘッド差を計算し、両駆動ヘッド差の差(正方向-逆方向)を逆循環の有効ヘッド差として評価した。計算条件は、室内外温度差 $\Delta T = 0, 5, 10$ ℃, 室外温度 $T_o = 35$ ℃とし、吸込み空気温度差は、室内温度 $T_i$ を基準として0~4℃で変化させた。

##### 3.2.4 計算結果

吸込み空気温度差に対する有効ヘッド差及び動作圧力を図5に示す。室内外温度差 $\Delta T = 0$ ℃では、吸込み温度差に対する有効ヘッド差が大きく、吸込み温度差2℃で有効ヘッド差が約186Paに達する。その結果、逆循環が発生しやすくなると考えられる。室内外温度差 $\Delta T$ が5℃に上昇すると、有効ヘッド差は44Paに低下し、逆循環の可能性が少なくなる。これは、室内温度の上昇に伴って冷媒回

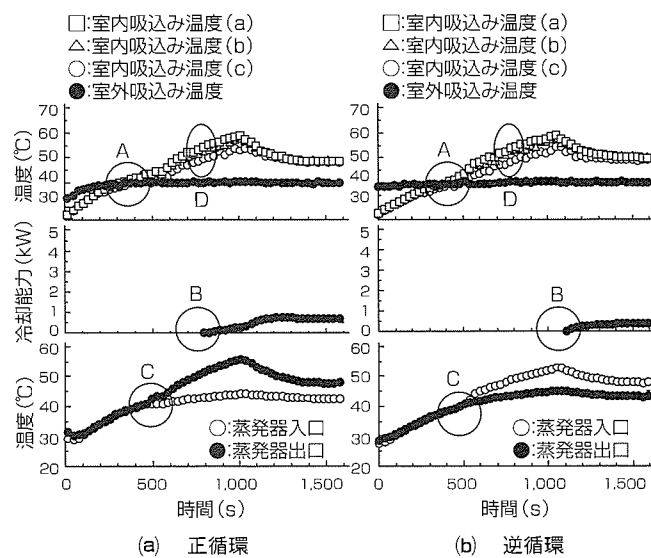


図4. 正循環と逆循環の比較

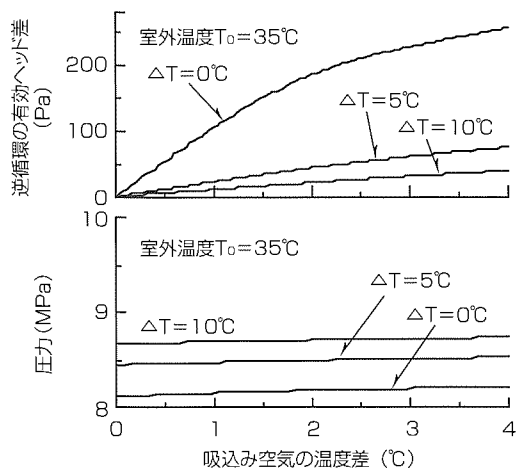


図5. 有効ヘッド差と動作圧力の計算結果

路内の圧力が高くなり、温度に対する密度変化が小さくなるためである。したがって、室内外温度差が発生している状態からの起動は、室内外温度差が発生し始める初期起動に比べて逆循環の駆動ヘッド差が小さくなると推定される。これらの傾向は、密度の温度依存性に起因しており、温度に対する密度変化が大きくなる臨界温度、臨界圧力付近では、特に逆循環が発生しやすいと考えられる。

### 3.2.5 送風機発停による逆循環の反転

循環方向を強制的に反転させる方法として、室内及び室外の送風機を一定時間ごとに停止・再起動させる制御法を検討した。図6は室内温度50℃、室外温度10℃で逆循環が生じている場合に、蒸発器側及び放熱器側送風機を約100秒間停止し、再起動させた場合の送風機回転数、冷却能力、蒸発器出入口温度の過渡変化を示したものである。放熱器側及び蒸発器側送風機の停止時に、蒸発器及び放熱器各部の温度が室内温度50℃と室外温度10℃の平均値に近い31℃程度ですべて一致する。この状態から送風機を再起動すると正循環が生じる。この現象は、送風機の停止によって逆循環が停止し、下降管内に高密度流体が蓄積されるとともに、室内外温度差が発生している状態からの起動が逆循環の駆動ヘッド差を低減させるためと考えられる。

## 4. むすび

CO<sub>2</sub>冷媒を用いた冷媒自然循環型冷却器の冷却能力をR410Aと比較するとともに、超臨界状態からの駆動温度差発生時に生じる逆循環現象を実験的に調べ、逆循環条件の算出を試みた。また、逆循環が生じた場合に送風機を停止・再起動させ、逆循環を正循環に反転させる制御法の有効性を実験的に調べ、以下の結論を得た。

(1) 室内温度30℃(室外温度10℃)の気液二相状態では、CO<sub>2</sub>の冷却能力はR410Aに比べて4~13%大きい。超臨界状態となる室内温度50℃(室外温度40℃)では冷却能

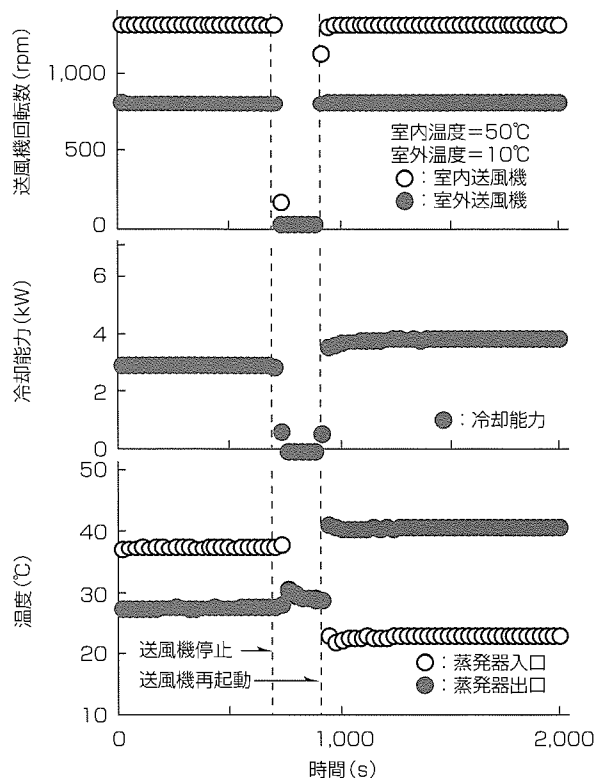


図6. 送風機制御による流れの反転

力は約11%低い。

- (2) 超臨界状態では、駆動温度差発生時に吸込み空気温度分布に起因する逆方向の駆動ヘッド差が生じ、逆循環が発生する可能性がある。解析結果から、温度に対する密度変化が大きい臨界温度、臨界圧力付近では、特に逆循環が発生しやすいと考えられる。
- (3) 送風機を一定時間ごとに停止・再起動させ、逆循環を正循環に反転させる制御法の有効性を検証した。今後、この制御を導入した冷媒自然循環型冷却器の実用化開発を進めていく予定である。

## 参考文献

- (1) 川口清司, ほか: 沸騰冷却を用いた大電力制御盤用冷却器冷却性能の特性, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.19, No.3, 273~279 (2002)
- (2) 林 宏樹, ほか: 閉管内における臨界点近傍の二酸化炭素による熱輸送機構に関する研究, 第41回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 1, 671~672 (2004)
- (3) 岡崎多佳志: 二酸化炭素を用いる冷媒自然循環型冷却器の性能解析, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.22, No.1, 73~81 (2005)
- (4) 岡崎多佳志, ほか: 二酸化炭素を用いる冷媒自然循環型冷却器の逆循環現象とその防止方法, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.22, No.3, 325~333 (2005)



## II 品質・信頼性向上技術において見過ごされていること

Factors Ignored in Engineering for Quality and Reliability

村上敬宜

Yukitaka Murakami



私の専門は金属疲労，破壊力学である。いわば産業を縁の下で支える日陰の学問である。しかし，もちろん，品質・信頼性向上に深く関わる学問であることを自負している。

まず，性能向上に関する一つ的话题を紹介しよう。

歯車関係のある研究会に招かれて講演したときに次のような質問を受けた。

“歯車の歯の強度はどこまで向上可能ですか？”

質問者の興味は歯車の歯の強度(性能)の極限を追求したいということが想像できた。私は“その質問の主旨の方向で考えることが間違っています。”と答えた。歯車の1つの歯の強度の極限值(あるいは上限値)を求めることはさほど難しいことではない。求めたとしても，その値を前提にして歯車を生産して市場に出すことはできない。必ずトラブルが起こるからである。歯車には多くの歯があり，歯車の強度，品質はその最弱値で決まるからである。1個の歯車ではなく，大量生産の歯車ではなおさらこの問題が重要になる。歯車の歯の中のチャンピオンではなく劣等生(下限値)の成績を上げることが重要なのである。歯車の歯の研削技術は最近では粗さがサブミクロンの程度まで可能になり，このことは潤滑の面からは大変好ましい。しかし，それでもピッチングなどのトラブルが生じることは珍しくない。硬い材料を使用すればこの傾向は特に顕著になる。サブミクロンの粗さの表面の下には必ず数ミクロンから数十ミクロン程度の非金属介在物が存在することが認識されていない。そのような場合，対策すべきことは表面研削精度を更に向上させたり，潤滑剤を変更したりすることではなく，トラブルとばらつきの原因である介在物の小さい材料を使用することである。

この種の問題は歯車に限らず，いろいろな大量生産部品でいつも発生する。一品の大型製品でも多くの問題箇所があるので，基本は同じである。数十年金属疲労の研究と事

故原因究明の仕事に携わり，このことを痛いほど経験した。

一般に，品質を向上させるにしたがってトラブルは減少し，トラブルはめったに起こらなくなる。“めったに起こらないこと”が起こったとき多くの技術者はどのような反応を示すであろうか。私のこれまでの経験では，多くの技術者はその問題を例外として，自分の思考の外に追いやってしまうことである。そのトラブルの原因を突き止める作業に関わってはい自分の仕事が進まなくなると考えるからである。かくして，研究や開発の名のもとに行われる毎日の仕事はルーチンワークとなる。これは集団病となり，企業の体質となる。

“めったに起こらないこと”が研究開発や品質保証のブレイクスルーをもたらす宝であることに気がつかないのである。“めったに起こらないこと”が起こった製品は多くの同じ製品とDNAを共有している。その問題のDNAが開発途中や研究段階で顔を表す場面に遭遇することができることは大変幸運なことである。市場に出した後に問題を引き起こすことを未然に防止できるからである。“めったに起こらないこと”を“科学”にする視点が品質・信頼性向上の要点である。

ところで，現在の日本で品質・信頼性向上への貢献は正當に評価されているであろうか。品質や信頼性は必ずしも製品の形(デザイン)や機能や性能のように目に見える形で捉えられることがない。そのため，市場で“何も起こらない”ことを達成した技術者の存在は正當に評価されない傾向がある。“何も起こらない”ことの貢献は“無”であろうか。この問題に関わっている技術者の役割と価値を軽視して削減の対象にすれば，社運を傾けるほどの事態が起こることはここ1～2年の事例をみても明らかである。近年の日本の製造業における品質・信頼性技術のほころびが心配でない。



藤山孝次\*



山田直志\*\*

# 品質・信頼性向上に向けた取り組み

Activities of Quality and Reliability Improvement, Including Built-in Quality from Development and Design Stage

Takashi Fujiyama, Naoshi Yamada

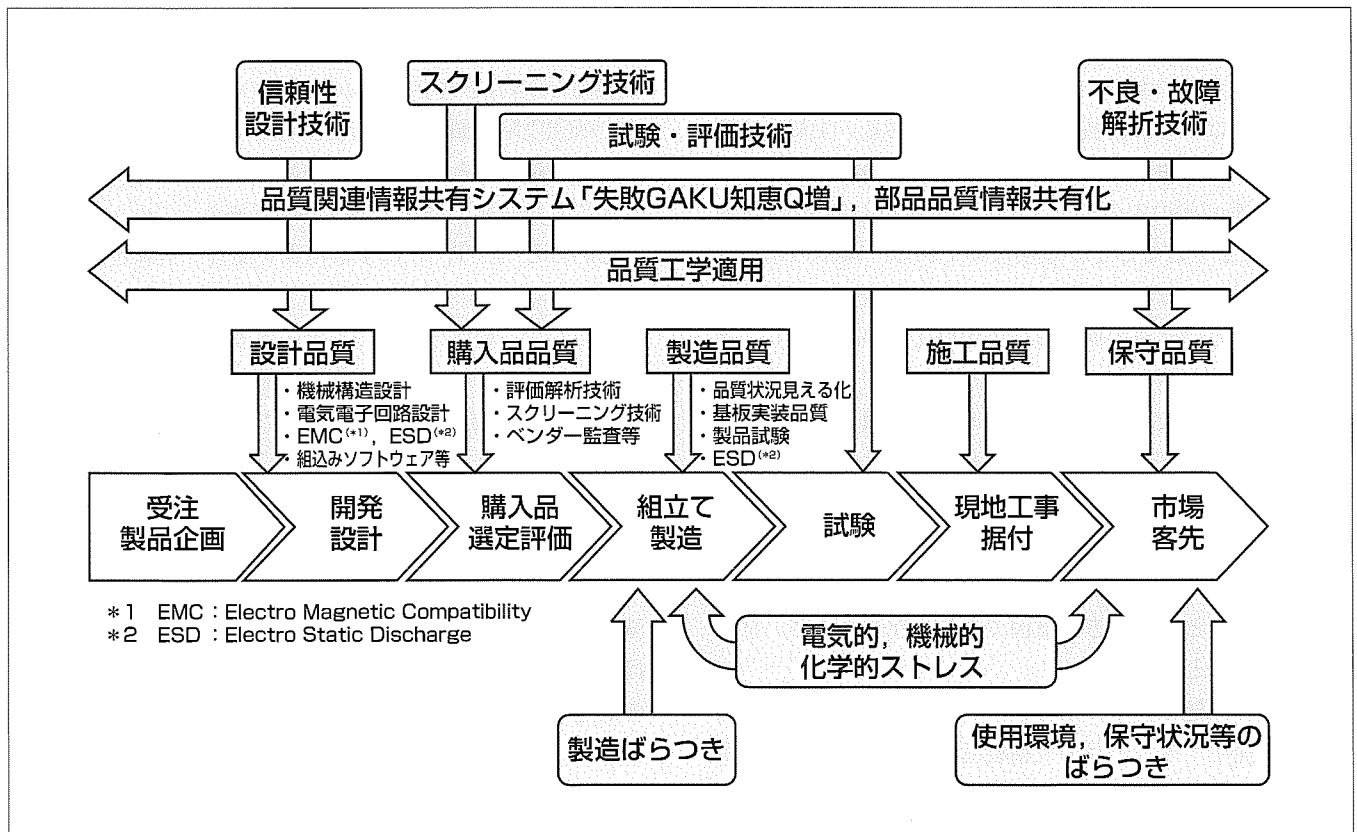
## 要旨

三菱電機は1952(昭和27)年に社は“品質奉仕の三菱電機”を制定した。6年後にはこれを発展させ、品質を第一と位置づけた“品質に関する覚書”を社内規則に定めており、今日でも基本理念として脈々と受け継がれている。当社グループでは、下図に示すとおり開発・設計から製造・出荷後にいたるすべてのプロセスで品質改善の取り組みを推進している。主な活動は開発設計段階における設計品質、購入品選定評価に関わる購入品品質、製造品質、施工品質、出荷後の保守品質向上の取り組みである。製品は製造、使用環境、保守状況等のばらつきの影響を受けることから、製品開発・設計ではこれらのばらつきの影響を考慮する必要がある。このため、これらの取り組みのうち製品の開発・設計段階での品質作りこみが特に重要で、製品信頼性向上、

購入品品質向上、品質工学適用拡大、及び品質関連情報共有システムの活用などの活動に取り組んでいる。製品信頼性の向上に関しては、信頼性に影響する現象の解明、解析技術を用いた信頼性設計技術、及び材料・部品の信頼性評価技術等の開発を進めている。また、品質工学手法適用については、製造時或使用時のばらつきに対してロバストなシステムを効率的に開発することを目的として適用拡大を図っている。

この特集号では、三菱電機グループの品質・信頼性向上の取り組みの一端として、信頼性設計技術、信頼性評価技術、スクリーニング技術及びロバスト設計事例と今後の展開について紹介する。

特集 II



\*1 EMC : Electro Magnetic Compatibility  
\*2 ESD : Electro Static Discharge

## 品質・信頼性改善の取り組み

開発・設計から製造・出荷後にいたる全プロセスにおいて品質改善活動を推進している。個々の製品・サービスについては、国内・海外の製作所が責任をもって品質を保証し、具体的な改善活動を実施している。全社的に共通性の高い課題については生産システム本部が活動を推進しており、研究所、技術センター及び製作所が連携して品質及び信頼性向上技術の開発を行っている。

## 1. ま え が き

市場や顧客ニーズを先取りして、より良い品質の製品・サービスをより低コストで顧客に提供することは、製品競争力の強化、及び企業発展のための重要な柱である。より良い品質の製品・サービスを提供するための品質改善活動は、製品・サービスの品質のみならず、業務の品質、経営の品質など、企業活動のあらゆるプロセスで実施されている。さらに最近では、製品自体の品質・信頼性及び製品の設置工事関連等による事故が相次いで報道され、製品自体の品質・信頼性だけでなく、製品の設置や保守などを含むあらゆる観点からの品質・信頼性が求められている。また、2006年7月から欧州RoHS (Restriction of the use of certain hazardous substances in electrical and electronic equipment) が施行されるなど、電気・電子機器に含有される有害物質の規制が強化され、遵法の観点からも製品に要求される品質が更に高度化している。

製品は製造、使用環境、保守状況等のばらつきの影響を受けることから、製品の品質や信頼性の改善のためには、これらのばらつきの影響を考慮した製品開発・設計が要求される。このため、製品の開発・設計段階での品質作りこみは特に重要である。製品の高機能化や要求される品質の高度化に伴い、新しい評価技術や設計手法が必要とされる。また、開発の効率化の観点から、これらの評価技術や設計手法には設計手戻りをなくし、信頼性評価試験時間を短縮することが求められる。

本稿では当社製品及び保守技術の開発・設計段階における品質・信頼性向上の取り組みを事例を交えて紹介する。

## 2. 品質向上に関する全社施策

当社グループでは、開発・設計から製造・出荷後にいたるすべてのプロセスで品質改善の取り組みを推進している。当社の品質保証及び品質改善活動の推進体制を図1に示す。個々の製品・サービスについては、国内・海外の製作所が品質を保証し、具体的な改善活動を実施している。また、

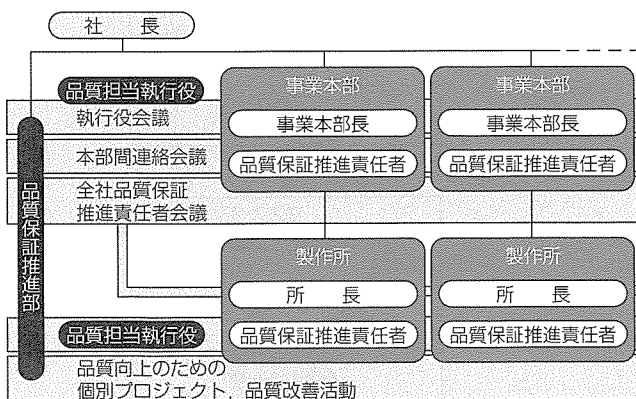


図1. 品質保証・品質改善活動の推進体制

当社共通の全社レベルの品質向上の取り組みを、品質保証推進部が各種品質改善活動を研究所及び社内の上級部門と連携して展開している。全社レベルの活動によって開発した技術は、当社製品へ水平展開し、技術情報の社内共有化などの活動を推進している。

品質改善の主な取り組みとして、開発・設計段階における設計品質、購入品選定評価に関わる購入品品質、製造品質、施工品質、出荷後の保守品質向上の取り組み等がある。このうち開発・設計段階での品質作りこみに係わる設計品質、購入品品質向上の取り組みが特に重要で、品質情報の横通し活動と合わせて、各種品質改善活動を展開している。

## 3. 品質・信頼性向上技術の開発

製品の品質は顧客の要求に対する合致度として評価され、製品を構成する部材、製造や使用環境のばらつきによって品質のばらつきが生じる。また、顧客の要求には製品の機能とその性能のみならず、“使用期間中は故障しない”という信頼性に関する要求が常に含まれていることから、信頼性設計手法や評価試験方法の開発が必要である。ここでは信頼性設計手法として当社が開発した接着構造の信頼性評価手法、材料や部品選定時に必要となる環境有害物質の高速スクリーニング技術、及び環境のばらつきに対してロバストな診断方法として開発した絶縁材料の劣化診断法について述べる。さらに、過去の不具合情報の活用等を目的として構築している品質情報共有システムについて述べる。

### 3.1 信頼性設計技術向上の取り組み

信頼性は、JIS Z 8115によれば“アイテムが与えられた条件で規定の期間中、要求される機能を果たすことができる性質”と定義され、これを確率で表したものが信頼度として定義されている。信頼度は構成部品の材料、製造条件、使用条件に大きく依存する。材料の特性値がストレスによって受ける影響をモデル化したものとして、ストレス-強度モデル及び反応論モデルが知られている。前者は材料強度がそれに加わるストレス以下に下がったときに故障が発生するというモデルである。強度やストレスのばらつきが、統計的な分布である正規分布、対数正規分布、あるいはワイブル分布等に従う場合に、要求される信頼度から、安全率等を算出する。後者は材料特性値の劣化量は反応速度で決まり、これが規定量まで達して寿命がつかるとするモデルである。反応速度Kは経験的に活性化エネルギー $\Delta E$ 、絶対温度T、ボルツマン定数 $k$ を用いて次式(1)で表せることが経験的に知られている。ここで、 $\Lambda$ 、 $a$ は定数、 $S$ は温度以外のストレスである。

$$K = \Lambda S^a e^{-\Delta E/kT} \dots\dots\dots(1)$$

このような関係はアレニウスプロットと呼ばれ、温度が10K上昇するごとに寿命が1/1.5~1/2になるという経験則<sup>(4)</sup>が知られている。これらの手法は当社製品設計や信頼性評

価試験に適用されている。

製品設計において、しばしば接着強度の信頼性が問題となることから、図2に示す接着構造の信頼性評価手法<sup>(2)(3)</sup>を開発し、当社製品開発に適用している。この手法はストレス-強度モデルを基本としており、経年変化による接着部の強度低下を、熱、湿度、ヒートサイクル、繰り返し疲労、クリープ等の劣化係数の積として定量的に評価する方法である。個々の劣化係数は個々の加速試験から求める。例えば長期間の耐熱性は温度加速試験のアレニウスプロットから求め、繰り返し疲労は接着強度疲労試験結果から求める。25℃及び100℃雰囲気下における接着強度疲労試験結果の一例を図3に示す。設計で必要となる $10^8$ 回における接着強度を破断サイクル数 $10^7$ 回における接着強度から外挿することにより、短時間の試験で求めることができる。必要な信頼度を確保するためには初期接着強度のばらつきを抑制する必要がある。このことから、接着剤や被着材の表面改質法の選定に際しては、接着強度平均値の大きさよりも接着強度ばらつきの小ささに着目した採用が望ましいという指針が得られる。この評価法により、接着強度の経年劣化を定量化した信頼性設計が可能である。高い信頼性が要求される金属とセラミック、あるいは金属と焼結金属

等の接着構造部品にこの評価法を適用し、市場における不具合発生防止に効果をあげている。

当社製品に共通する信頼性設計技術として、上記接着強度信頼性のほかに、静電気ノイズに対する信頼性設計技術を開発しており、この特集号で紹介する。

### 3.2 購入品の品質向上の取り組み

設計と製造の双方の品質に関わる課題の一つとして、購入素材・部品の品質保証及び品質改善がある。従来サプライチェーンに関わる課題として取り組みがなされてきたものであるが、部品の高集積化・高度化、製品を取り巻く環境変化によって課題の一つとして新たなスクリーニング技術が必要となってきている。例えば、欧州RoHSによる有害物質規制の施行により、電気・電子機器には規制6物質である、鉛、水銀、カドミウム、六価クロム、ポリ臭素化ジフェニル(PBB)、ポリ臭素化ジフェニルエーテル(PBDE)のppmオーダ濃度での混入防止が義務付けられている。ここでは当社が独自に開発し、実用化している有害物質の高速分析・スクリーニング技術“一滴抽出法”<sup>(4)</sup>について述べる。

一滴抽出法は化学分析における溶媒抽出技術と物理分析におけるTOF-SIMS(Time of Flight-Secondary Ion Mass Spectrometry：飛行時間型二次イオン分析)技術を融合させた分析手法で、その概要を図4に示す。

主な特長として、含有量測定前処理の簡素化による分析時間の短縮、及び六価クロム、PBB、PBDEの高感度分析が挙げられる。六価クロム、PBB、PBDEの分析時間は30分～1時間で、含有量100ppmまで分析可能である。従来は、PBB、PBDEの分析にはソックスレー抽出-ガスクロマトグラフ分析で数日かかり、六価クロムについてはジフ

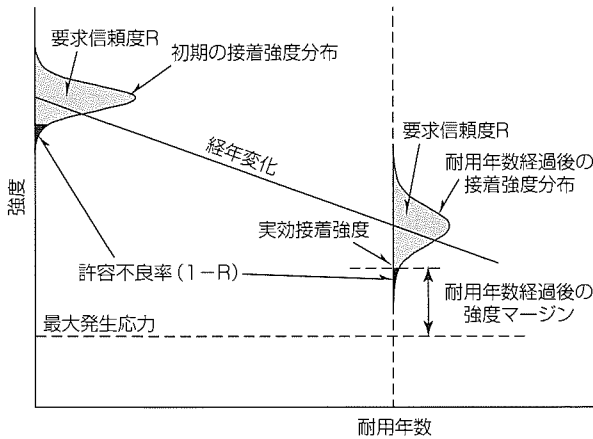


図2. ストレス-強度モデルの接着強度信頼性評価への適用例

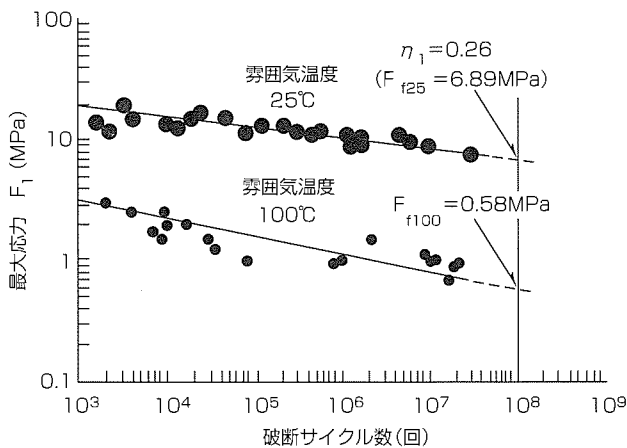


図3. 接着強度疲労試験結果

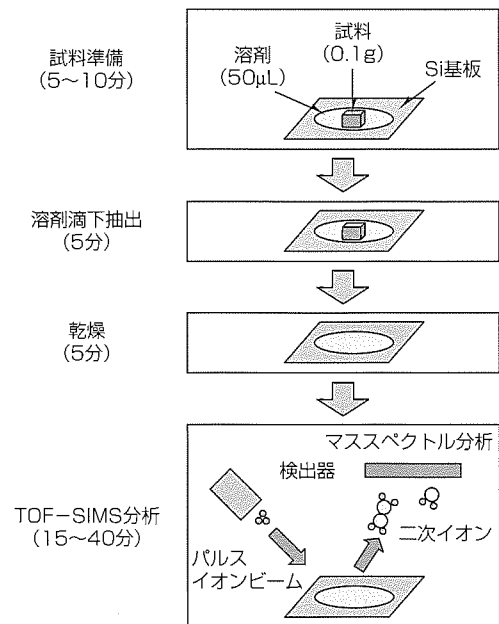


図4. RoHS指令対応有害物質高速分析技術

エネルギー分散型X線分析装置を用いた溶出・分析に15時間程度かかっていたので、この方式は試料作成から分析までの時間を1/10以下に短縮可能である。市販のクロメートめっきねじとステンレスねじの分析結果の一例を図5に示す。クロメートめっきねじからのみ $Cr^{+}$ と $CrO_3^{-}$ イオンが検出されており、六価クロムを含有していることが判定できる。一滴抽出法を有害物質の分析・スクリーニング手法の一つとして採用し、購入部品の品質向上に貢献している。

材料・部品の選定や開発に際しては、製品が使用される環境や寿命に応じた評価を行う必要がある。特殊環境で使用される当社製品の事例として人工衛星及び人工衛星搭載機器があり、その評価技術の一例をこの特集号で紹介する。また、当社製品には半導体デバイスが広く使われており、半導体デバイスの信頼性評価技術は当社製品に共通する重要技術である、当社の半導体デバイス製品に適用している評価技術の事例として、化合物半導体デバイスの気密封止評価技術についてこの特集号で紹介する。

### 3.3 品質工学による品質・信頼性の向上取り組み

製品の構成部材・組み立て製造・使用環境などのばらつきに対してロバスト設計を効率的に行う手法の一つとして、タグチメソッドに代表される品質工学が知られている。当社では、品質・信頼性を向上させるために、製品開発への適用に取り組んでおり、その一例を図6に示す。保守サービス技術である絶縁物の劣化診断に品質工学手法の一つであるマハラノビス・タグチ法を適用した新しい診断技術を開発した<sup>(5)(6)</sup>。絶縁性能低下の要因となる付着イオンや絶縁材料の変色等の化学的測定を行い、算出されるマハラノビスの距離から絶縁物の表面抵抗率を推定し、絶縁材料の劣化を診断する。化学的測定量の中から劣化状態の推定に有効な特性量の選定と単一指標作りにマハラノビス・タグチ法を適用している。従来の現場における絶縁物の劣化診断では表面抵抗を直接測定していたため、湿度や電氣的ノイズの影響を受けやすいという問題があった。新たに開発した診断技術は湿度、電氣的ノイズの影響を受けない化学

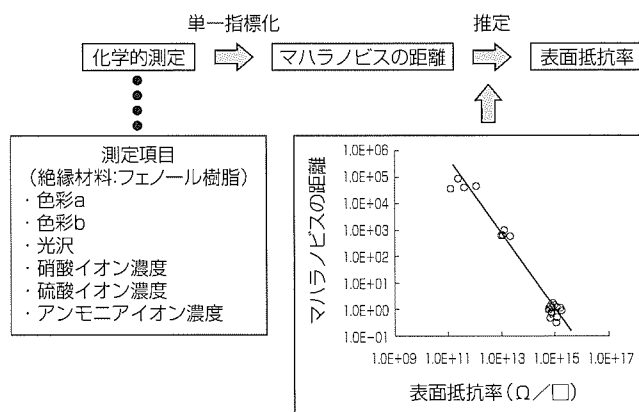
的測定に基づき、複数の評価結果から総合判断を行うため、従来の診断方法と比較してばらつきが小さく、診断品質の向上による事故の未然防止に貢献している。

効率的なロバスト設計を行う上で、品質工学の手法は有効であり、当社でも適用を拡大している。その事例として、ギヤードモータ、スクリー圧縮機的设计事例をこの特集号で紹介する。

### 3.4 品質情報の横通し

過去の不具合、先人の知恵を活用するため、各技術分野面、管理風土面から教訓、解説、不具合・改善事例など社内の品質関連情報をデータベース化し、2005年春から“失敗GAKU知恵Q増”としてイントラネットで閲覧・活用している(図7)。

技術分野としては、電気・電子部品、材料、生産、機械、電子・電気回路、ソフトウェアの6分野で構成しており設計段階でのデザインレビューに利用するなど、品質改善対策、不具合の未然防止・再発防止とともに、若手技術者への教育などに効果を挙げている。また教育の一環として“失敗GAKU知恵Q増”の中の失敗事例を教材にして体系的に教訓を学ぶことのできるe-Learning講座を構築し活用している。コンテンツの一例<sup>(7)(8)</sup>を図8に示す。受講者は個々のパソコンからインターネット経由で受講する仕組み



マハラノビスの距離と表面抵抗率の関係

図6. 絶縁物劣化診断への品質工学適用例

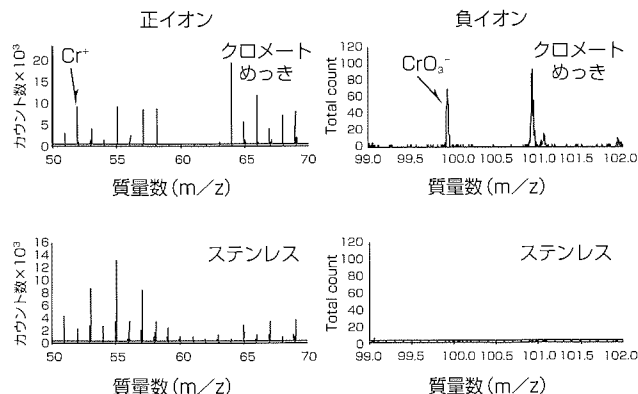


図5. 一滴抽出法による六価クロムの検出例



図7. 品質関連情報共有システム“失敗GAKU知恵Q増”

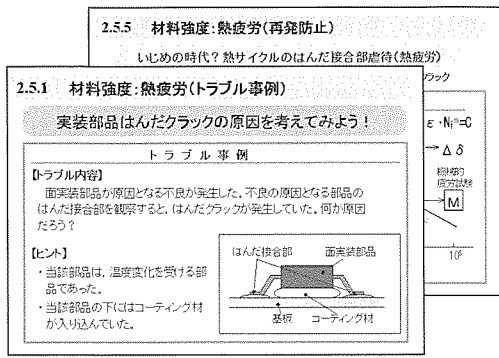


図 8. e-Learning講座コンテンツの一例

であり講座開講中いつでもどこでも学習できる。

#### 4. む す び

本稿では、当社の開発・設計段階における品質・信頼性向上の取り組みとして、製品のハードウェアに焦点を当て信頼性設計技術、RoHS規制対応有害物質分析・スクリーニング技術、及び品質情報横通しについて紹介した。

この特集号では、ロバスト設計事例及び当社製品の品質・信頼性向上に貢献する最近の技術を紹介する。一方、システム設計、ソフトウェア開発、ASIC (Application Specific Integrated Circuit) 開発などで実践しているフロントローディング型開発設計の取り組みについては三菱電機技報Vol.80 No.10(2006年10月)を参照されたい。

当社は、今後も製品に関わる故障や劣化メカニズムの解明、信頼性評価技術の高度化に引き続き取り組み、製品・

サービスの品質・安全性・信頼性の向上を推進していく所存である。

#### 参 考 文 献

- (1) 藤木正也, ほか: エレクトロニクスにおける信頼性, 電子通信学会編, コロナ社, 71 (1981)
- (2) 原賀康介: 最適設計のための接着信頼性評価法, 日本接着学会誌, 40, No.11, 564~567 (2004)
- (3) 原賀康介: 耐用年数経過後の接着強度の安全率の定量化法, 接着の技術誌, 24, No.2, 58~64 (2004)
- (4) 平野則子, ほか: 一滴抽出法による六価クロムの評価技術, 日本技術振興会マイクロビームアナリシス第141委員会, 第116回研究会資料, 43~47 (2004)
- (5) 三木伸介, ほか: 絶縁劣化診断へのマハラノビス・タグチシステム法の適用, 電気学会 放電・開閉保護・高電圧合同研究会, ED-01-251, 217~222 (2001)
- (6) 梅村園子, ほか: マハラノビス・タグチ法 (MT法) による絶縁物の劣化診断, 日本化学会第86回春季年会講演予稿集, 1, C1-38 (2006)
- (7) 吉岡純夫, ほか: 失敗から学ぶ—失敗事例を教材にしたe-Learning, (社)日本工業教育協会 第54回年次大会, 工学・工業教育研究講演会講演論文集, 560~561 (2006)
- (8) 失敗GAKU (愕・学) 知恵Q増, 三菱電機技報, 80, No.1, 47 (2006)

# 新型直交軸ギヤードモータ “スーパーヘリクロス”のロバスト設計

鶴田明三\*  
濱走和人\*\*  
村井正俊\*\*\*

Robust Design of New-type Orthogonal Axis Geared Motor “Super-Helicross”

Hirozoh Tsuruta, Kazuto Hamabashiri, Masatoshi Murai

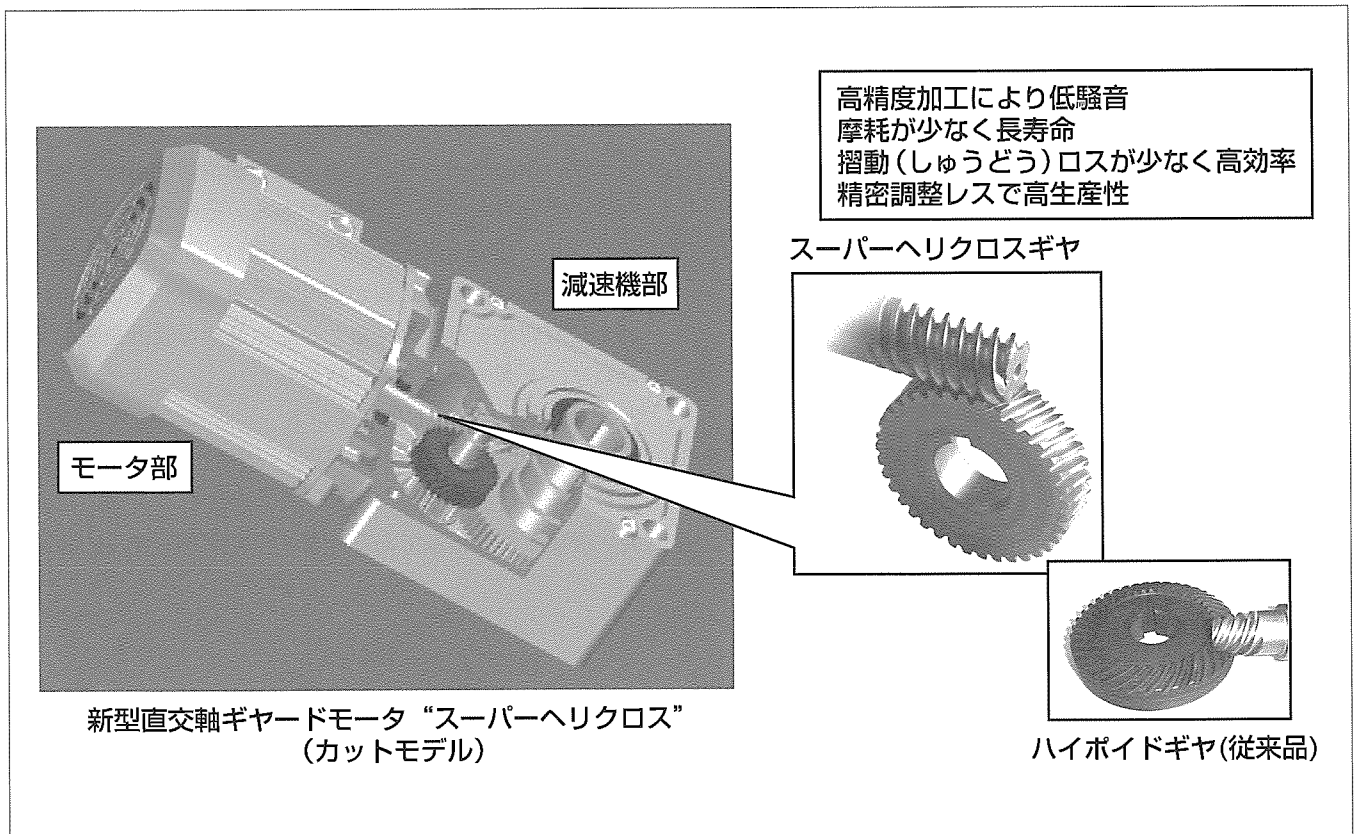
## 要旨

直交軸ギヤードモータは低速回転する出力軸とモータ軸が直交しており、コンパクトに装置を構築できるモータであり、近年需要が拡大している。しかし、従来の直交歯車（ハイポイドギヤ）は品質問題から工程内手直しが発生し、生産性が低いという問題点があった。今回タグチメソッドを適用することで、品質を開発源流で確保し、かつ同等以上の性能をもつ直交歯車“スーパーヘリクロスギヤ”を開発した。

設計評価モデルとして、“トルク伝達”の機能（モータ駆動入力側の1次ギヤトルク→動力出力側の2次ギヤトルクの変換）に着目し、歯車の働きそのものを評価した。さらに、歯車の劣化促進及び短い劣化時間で特性変動の評価が

可能な計測条件の導出により、従来の寿命試験で3,000時間以上かかっていた評価時間を300時間まで短縮することができた。

この評価方法を用いた設計パラメータスタディにより、高品質なスーパーヘリクロスギヤを設計し、その後製品試作での評価試験を実施した。その結果、騒音値、寿命、伝達効率等の特性が、従来使用していたハイポイドギヤと比べても同等以上の良好な値であることを確認し、2006年2月に新型直交軸ギヤードモータ“スーパーヘリクロス”の発売を開始した。発売以来、市場で順調に稼働し好評を得ている。



## スーパーヘリクロスギヤ搭載の直交軸ギヤードモータ

ハイポイドギヤ（従来品）と同等以上の長寿命、低騒音、効率性能を持ちながら、生産性にも優れた直交歯車“スーパーヘリクロスギヤ”を開発し、2006年2月にこのギヤを組み込んだ直交軸ギヤードモータを製品化した。ギヤの新規設計において、タグチメソッドを活用し、設計評価時間を飛躍的に短縮するとともに、開発設計の源流段階で歯車機能の劣化・使用条件に対するロバスト性を確保した。

## 1. ま え が き

生産ラインのベルトコンベアや包装機を低速で駆動する部分に、高速回転するモータと減速機を一体化したギヤードモータ(以下“GM”という。)が多く使用されている。なかでも直交軸GM(図1)は、低速回転する出力軸とモータ軸が直交しているため、ラインや装置の外側にモータがはみ出す寸法が小さくコンパクトに装置を構築できるため、需要が拡大している。直交軸GMには、減速と同時に回転軸の方向を90度変え、高荷重にも耐える直交歯車としてハイポイドギヤ(図2)が多く使われているが、生産性が低いという問題があった。今回、ハイポイドギヤよりも生産性に優れ、かつ同等以上の性能をもつ直交歯車“スーパーヘリクロスギヤ”を開発した。スーパーヘリクロスギヤの開発において、タグチメソッド<sup>(1)</sup>を適用して開発の源流で品質を作り込んだ取り組みについて述べる。

## 2. スーパーヘリクロスギヤの特長

現在GMに多く使用されているハイポイドギヤは高速・高荷重に耐え、伝達効率も高く(約85%)、自動車のディファレンシャルギヤ等に使われる優れた直交歯車であるが、複雑な3次元形状をしており、加工に時間がかかる。また、組立時の歯面間の位置調整を精密に行わなければ滑らかな噛み合わせ(かみあわせ)にならず、歯車の回転伝達のばらつきに伴う騒音による工程内手直しが発生し、生産性低下の原因となっていた。

一般的に騒音が小さい直交歯車としてウォームギヤが知られているが、焼きつきにくいリン青銅を使用するため、材料強度が低く、高荷重下での摩擦損失が大きいため短寿命及び低伝達効率(約65%)という問題があった。

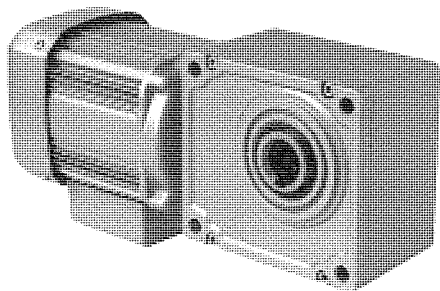


図1. 直交軸ギヤードモータ

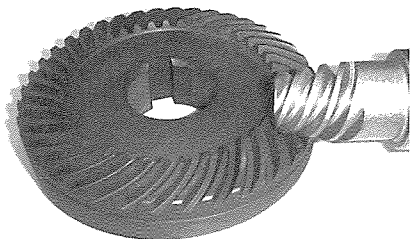


図2. ハイポイドギヤ

三菱電機が独自開発した歯車加工技術を用いることで、鋼材S45Cを焼き入れた後に直接加工することができ、高硬度、高精度で高荷重に耐える歯車を製作することができるようになった。

当社独自の歯車加工技術を用いて開発したスーパーヘリクロスギヤは、ウォームギヤを原型として、2次側歯車に適切な凹形状を与えることによって接触面圧を下げ、摩耗劣化を抑制した歯車である(図3)。したがって、以下の特長のとおり、ハイポイドギヤなみの低騒音性を保持しつつ、長寿命、高伝達効率が期待できる。

### (1) 高品質

- ①歯車材料の高硬度による高耐荷重性
- ②歯車の低摩耗性による長寿命
- ③歯車加工の高精度化による高伝達効率性
- ④高精度歯車による低騒音性

### (2) 高生産性

- ①騒音による工程内手直し不要

## 3. 直交歯車の品質作り込み

### 3.1 タグチメソッドの適用

スーパーヘリクロスギヤはウォームギヤを原型としながらも、新設計の直交歯車であるため、製品化を検討する上で、新規開発の直交歯車が特に性能・信頼性面で実用に十分耐えうるかを、見落としなく早期に判断することが必要であった。

直交歯車は3次元形状の複雑な噛み合わせをするので、点接触に近い歯面圧力や摩耗状態、及び潤滑剤の流動等を理論だけで十分説明するのは困難である。そのためシミュレーションによる歯面解析だけでは十分に品質が作りこめず、試作品を用いた品質評価が不可欠であった。そこで実物評価の短時間化を行い、見落としなく最適な設計を実現するために、タグチメソッドを活用した。

### 3.2 タグチメソッドのポイント

タグチメソッドは、下流(量産・市場)で発生する品質不具合の未然防止を源流の研究開発段階で行うための技術開発・評価手法の体系である。タグチメソッドでは、設計評

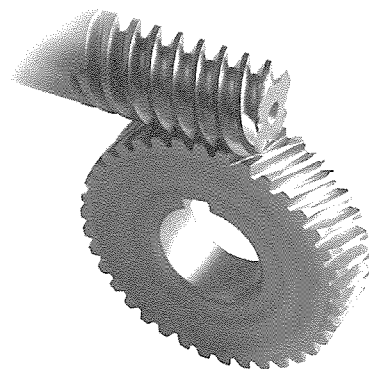


図3. スーパーヘリクロスギヤ



価モデルの働き(エネルギーの入出力変換で表されることが多い)を定義し、働きの変動を生じさせる因子(摩耗や寸法ばらつきなどの“内乱”及び使用条件や環境条件などの“外乱”, 以下合わせて“ノイズ因子”という。)をその系に積極的に印加して、系の働きがどのくらい影響を受けにくい(ロバスト性)の評価を行う。さらに、網羅的に設計条件間の相対評価を行うことによって、よりロバスト性の高い設計を確保する。固有技術の蓄積に加えて、設計評価モデルの構築及びその働きの定義と、ノイズ因子の設定が、タグチメソッドをうまく用いるためのポイントとなる。

### 3.3 設計評価モデルと歯車の働きの定義

製品試作を行い、長時間の寿命試験や騒音、効率などの多くの品質スペックの検査を行う“問題点抽出→修正”の繰り返しループによる品質の作り込みには長い期間と大きな試作費用がかかることが予想される。そこでタグチメソッドを用いたこの開発では、品質スペックである寿命や騒音ではなく、歯車の働きそのものである“トルク伝達”の機能(モータ駆動入力側の1次ギヤトルク→動力出力側の2次ギヤトルクの変換)に着目し、その働きの良さを評価し、様々な品質スペックの代表特性と考えることとした(図4)。ノイズ因子印加時に歯車のトルク伝達がスムーズで無駄なエネルギーロスがなければ、摩耗が少なく長寿命であると考えた。

また、直交歯車の働きである入出力トルクを直接評価するための直交一段変速用の汎用ギヤケースを設計製作した。これは、歯車形状の設計条件によらず共通に使用できるものである。これにより、フルモデルGMの個別設計が不要となり、実験規模のさらなる省スケール化を図ることができた(図5)。

### 3.4 ノイズ因子の設定

歯車のトルク伝達の働きは、ユーザーの使用条件である回転速度や、歯車の摩耗劣化、またグリースの性状変化によっても極力変化しないことが望ましい。そこで表1、図6のようなノイズ因子を設定し、これらの組合せである極端な4条件でのトルク伝達特性の差異を評価した。設計条件間の差を相対的に比較することで評価時間の短縮が可能であるが、この開発ではさらに、

- (1) 歯車の劣化を促進させる工夫(運転条件120%負荷, グリースの組成調整による潤滑性低下)
- (2) 劣化の微小な変化を顕著に検出できる計測条件の導出(ノイズ因子印加によるトルク伝達特性の変化率が, 低負荷入力条件の方が大きい)

を併せて行い、ロバスト性の差の見極め時間を300時間まで短縮することができた。これによって従来の評価時間(3,000時間以上)の約1/10になった。

### 3.5 設計パラメータ

以下の8因子を取り上げた。①~⑦の7因子は3水準(小・中・大)で検討し、⑧の因子のみ2水準(歯形修正の有と無)で検討した。

- (1) 直交歯車の形状に関する一般的な設計パラメータ

- ①モジュール…歯車の歯のサイズ
- ②1次ギヤねじれ角…回転軸に対して歯筋がなす角
- ③1次ギヤ歯数…歯車1周の歯の本数
- ④2次ギヤ転位係数…歯車対の中心間距離補正量
- ⑤2次ギヤ歯幅…歯筋方向の長さ
- ⑥バックラッシ…歯車のあそびの大きさ

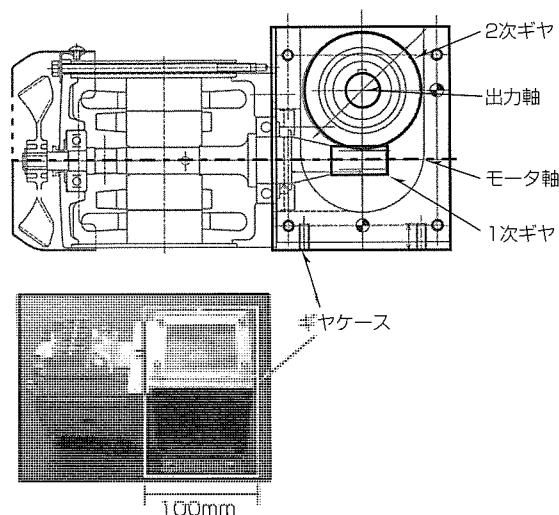


図5. 直交一段変速用汎用ギヤケース

表1. ノイズ因子の設定

因子名	設定値1	設定値2
歯車摩耗・グリース劣化	P1: 新品(1h運転)	P2: 劣化(300h運転)
回転速度	Q1: 低速(600rpm)	Q2: 高速(1,800rpm)

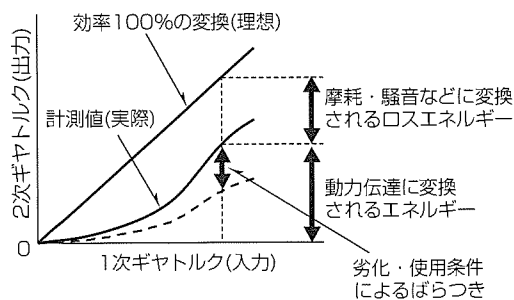


図4. トルク伝達機能

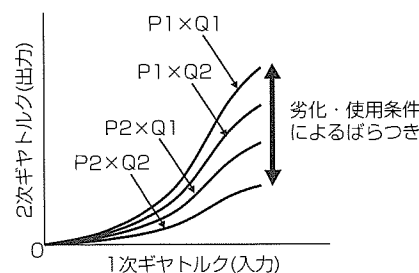


図6. トルク伝達機能のロバスト性評価

(2) 適切な噛合いを実現するための設計パラメータ

⑦ 2次ギヤの凹面形状の曲率半径…歯筋方向の弧

⑧ 歯形修正の有無…インボリュートからの形状変更

### 3.6 直交表による評価と設計パラメータの最適化

直交表<sup>(2)</sup>と呼ばれる実験条件の指示表を用いて、上記の設計パラメータの値の組合せである全設計条件( $2^1 \times 3^7 = 4,374$ 条件)から特定の18条件を代表させて、それぞれの設計条件で、設計評価モデルのトルク伝達のロバスト性を評価した。前述のとおり、4つのノイズ因子に対して、トルク伝達特性の差異が少ない条件がロバスト性の高い設計条件と考えた。

直交表を用いた実験データから、代表した18条件以外の設計条件組合せの結果を予測し、ロバスト性の高い設計条件を検討した<sup>(3)</sup>。

設計パラメータの解析結果から、以下のことが明確になった。

- (1) モジュール(歯車の歯のサイズ)が大きい方が荷重に対する歯車の変形を受けにくく、長寿命になる。
- (2) 1次ギヤのねじれ角が小さくなれば、効率が向上する。
- (3) 2次ギヤに歯筋方向に適切な凹形状を施すことで接触面圧が低くなり、摩擦が抑制され、長寿命になる。
- (4) バックラッシュの変化、歯形修正の実施によっては、ロバスト性にはほとんど影響がない。

以上の考察結果を新規歯車の形状設計に適宜反映した。採用した歯車の設計値は表2のとおりである。

### 4. 製品評価結果

タグチメソッドによる設計の評価・最適化を実施した後、最終確認のために最適設計条件で製作した製品試作品を用いて従来試験を実施した。以下に、この開発の直交軸GMの評価結果を、従来使用のハイポイドギヤと比較する。

- (1) 騒音値…滑らかな回転伝達が行われることで、騒音値がハイポイドギヤより約5dB(A)低減できた。
- (2) 寿命：スーパーヘリクロスギヤを搭載したGMは、規定時間(3,000時間)の寿命試験に合格し、その後の時間延長(4,500時間まで実施)においても特性変動は観測されず、良好な信頼性を確保できたことを確認した。
- (3) 回転伝達誤差：回転伝達誤差(単位秒 $=1^\circ/3,600$ )とは、一定速度の入力軸に対する出力軸の角度変動値であり、回転伝達の回転ムラの大きさ、精度を表すものである。ハイポイドギヤに比べて回転伝達誤差が1/2以下になり、より滑らかに回転が伝達されるようになった(図7)。

表2. 採用設計条件

設計パラメータ	設計値
①モジュール	1.25
②1次ギヤねじれ角	70°
③1次ギヤ歯数	3
④2次ギヤ転位係数	0
⑤2次ギヤ歯幅	13.46mm
⑥バックラッシュ	-130 $\mu$ m
⑦2次ギヤ凹面の曲率半径	16mm
⑧歯形修正の有無	無(インボリュート)

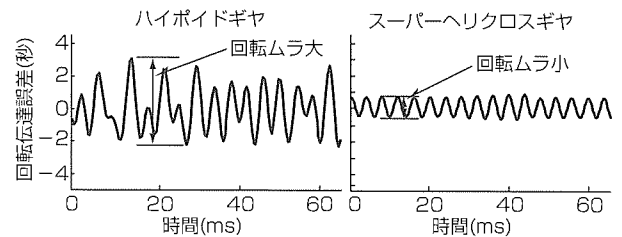


図7. 回転伝達誤差の比較

- (4) 伝達効率：ハイポイドギヤ以上の伝達効率(約90%)を実現した。

以上のように、従来GMに使用していたハイポイドギヤと比べても同等以上の良好な品質及び性能を確保できることを確認した。また、工程内での騒音に対する手直しが皆無となり、従来と比べて生産性を向上させることができた。

今回新規に開発したスーパーヘリクロスギヤを搭載した直交軸GMを2006年2月に発売開始した。

### 5. むすび

新規直交歯車の設計において、タグチメソッドを活用し、設計パラメータを最適化することによって歯車の品質を開発の源流で作り込むことができた。また評価時間を1/10に短縮したこと、及び製品試作、規定の寿命試験が1回で完了したことによって、全体の開発期間を1/2以下にすることができた。2006年2月の発売以来、市場で順調に稼働し好評を得ている。

### 参考文献

- (1) 田口玄一：研究開発の戦略，日本規格協会 (2005)
- (2) 田口玄一：第3版実験計画法(上)(下)，丸善 (1976, 1977)
- (3) 鶴田明三，ほか：新型直交歯車の開発，品質工学会，第14回品質工学研究発表大会論文集，54～57 (2006)

# 品質工学とシミュレーションの融合による 新形スクリー圧縮機“MS-E”のロバスト設計

白石聡一\* 中西 武†  
春名一志\*\* 小原和世††  
清水映吾\*\*\*

Robust Design of Single Screw Compressor “MS-E” Using Taguchi Method and CAE

Soichi Shiraiishi, Kazushi Haruna, Eigo Shimizu, Takeshi Nakanishi, Kazuyo Obara

## 要 旨

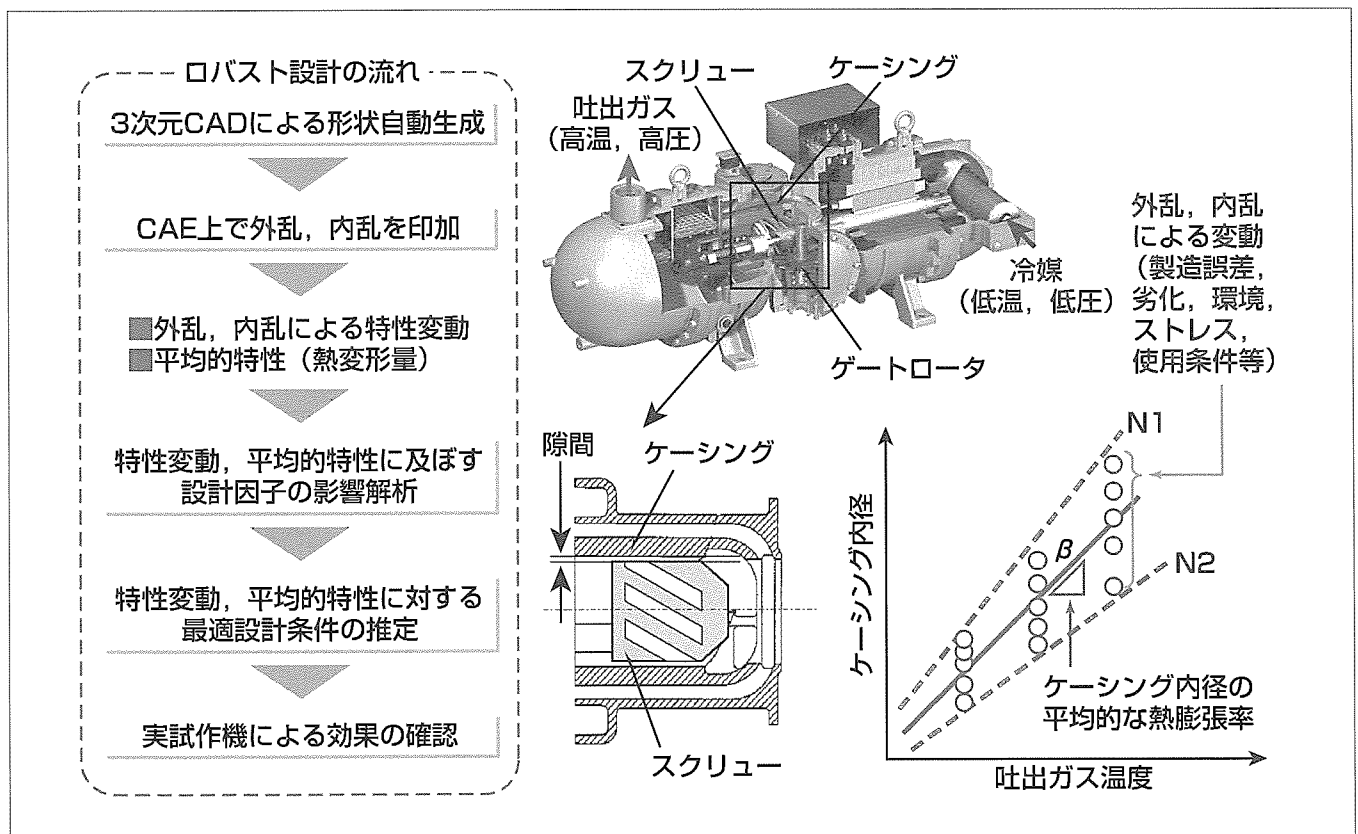
統計的品質管理(SQC)や信頼性工学に代表される品質管理(QC)の徹底による製造工程での品質確保に加え、設計段階での品質確保がワンランク上の品質を目指す上で重要視されており、一つの具体的方法論として品質工学の根幹であるタグチメソッド<sup>①</sup>が注目されている。タグチメソッドでは、設計段階で設計以降の製造や市場での外乱(環境ストレスや顧客の使用条件など)、内乱(製造誤差,劣化など)に対して性能が変動しない設計を目指す。

大型機器の場合、一台の試作コストが高いため、数種類の設計パラメータの組合せ評価を実機試作で行うことが困難であるという課題がある。この研究では、CAE上でタ

グチメソッドを適用することによって上記課題を解決した。通常のCAEでは、外乱,内乱による特性変動と特性値の両者を考慮した最適化が困難であるが、タグチメソッドとの融合で解決した。

設計対象とした圧縮機の効率向上には、ケーシングと内部で高速回転するスクリーとの隙間(すきま)を最小化することが有効であるが、隙間縮小によるケーシングとスクリーの接触事故回避を同時に実現する必要があった。CAE上で行ったタグチメソッドによって、ケーシングとスクリーの接触信頼性の確保と効率向上が両立できる設計を実現することができた。

特集  
II



## 新形スクリー圧縮機“MS-E”

空冷ヒートポンプチャラーや空冷チリングユニット(“EWシリーズ”, “Eシリーズ”)の心臓部である。①新設計モータによる発熱ロス低減, ②シングルスクリー独自のバランス設計によって軸受負荷を低減しオーバーホール期間(目安4万時間)を実現, ③独自の吐出容量制御などのほか, タグチメソッドを適用したケーシングの新設計によって圧縮部の効率向上などにより, 省エネルギー性を当社従来機比最大31%向上(Eシリーズ)した。

1. ま え が き

近年、冷凍・空調分野では、市場の省エネルギー要求が高まっており、キータブスである冷媒圧縮機(図1)のさらなる効率向上が求められている。大型冷凍、空調ユニットに搭載されるスクリーユ圧縮機の効率向上には、ケーシング内部で高速回転するスクリーユとケーシング間の隙間(図2)を小さくし、隙間からの冷媒量漏れ量を極力減少させる必要がある。さらに圧縮機の様々な運転状況や周辺温度による熱変形量の変動を隙間で吸収する必要があり、隙間縮小には、種々の条件に対する熱変形変動を減衰させる設計が必要となることから、種々の外乱や内乱に対する変動を抑制させる設計論である品質工学(タグチメソッド<sup>(1)</sup>)を適用した<sup>(2)</sup>。

一方、大型機器の試作には多くのコストと時間を必要とするため、いかに短時間にばらつきの少ない設計を実現するかが重要となっている。そこでコンピュータの効率性をフル活用し、3次元CAD、CAEをタグチメソッドに適用し、圧縮機ケーシングの構造最適化を実施した。

2. 対象とした現象と評価特性

従来は、数台の試作機の種々の運転条件におけるケーシングとスクリーユの接触有無を評価していたが、品質工学ではより技術の本質的特性での評価を重視することから、吐出ガス温度とケーシング熱変形の関係に着目した。この

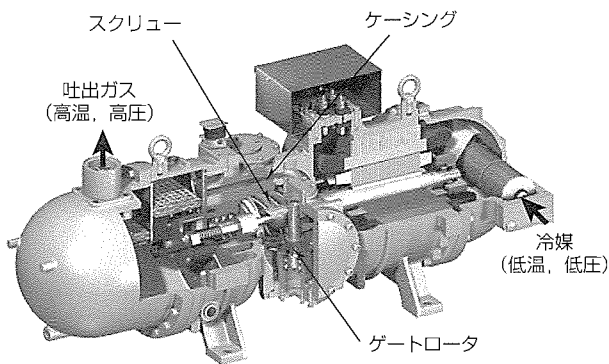


図1. 新形MS-E型(単段)スクリーユ圧縮機

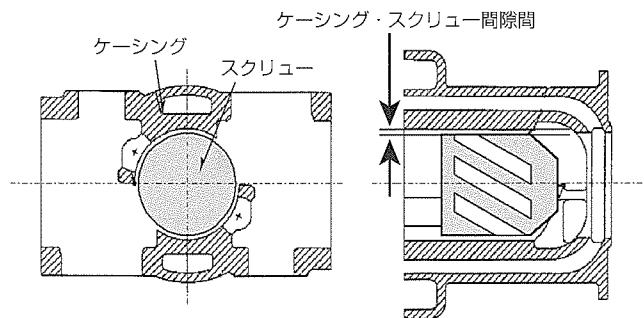


図2. ケーシングとスクリーユ間の隙間

問題は基本的に熱膨張問題であり、ベースとなる物理法則は熱変形の場合のフックの法則であることから、室温からの温度差 $\Delta T$ を代表する吐出ガス温度とケーシング内径の熱変形量との関係性を評価特性とした(図3)。圧縮機の焼きつきは、ケーシングの平均的な熱膨張率 $\beta$ の方がスクリーユより小さいとともに、ケーシング内径がばらつくために、最悪の場合ケーシングとスクリーユが接触することによって生じる。この評価特性において、温度差 $\Delta T$ に対するケーシング内径、スクリーユ外径の平均的な熱膨張率 $\beta$ が同じであり、なおかつ運転状況による $\beta$ の変動がないことを設計上の理想状態とした。タグチメソッドによって、ケーシングの $\beta$ とばらつきへの因子の寄与率を求め、 $\beta$ の向上及びばらつきを最小化する設計を行った。なお、内部のスクリーユは温度分布も少なく、熱変形量のばらつきが小さいため、この研究ではケーシングのみを対象とした。

3. 考慮した外乱と内乱因子

タグチメソッドでは、前述の評価特性上で強制的に特性変動を発生させ、発生した特性変動と設計パラメータとの関係を把握する。この研究では、特性変動を生む原因として、①製造誤差(内乱)、②夏場、冬場などの周辺環境温度変動や使用条件による吸込ガス温度の変動などの外乱を考慮した(表1)。さらにこれら外乱因子、内乱因子が評価特性(図3)上で $\beta$ の変動方向として正負いずれに作用するか

表1. 考慮した外乱、内乱因子と水準

因子	正側N1	負側N2	備考
A ケーシング厚さの公差	0	+	製造誤差(内乱)
B 空洞幅の公差	+	-	
C 穴径の公差	+	-	
D 切欠き部幅の公差	0	+	
E 隔壁結合部厚さの公差	0	+	
F 吐出口隔壁厚さの公差	+	0	
G 周囲温度	+(夏場)	-(冬場)	外環境(外乱)
H 吸込ガス温度	+(高温)	-(低温)	使用条件(外乱)

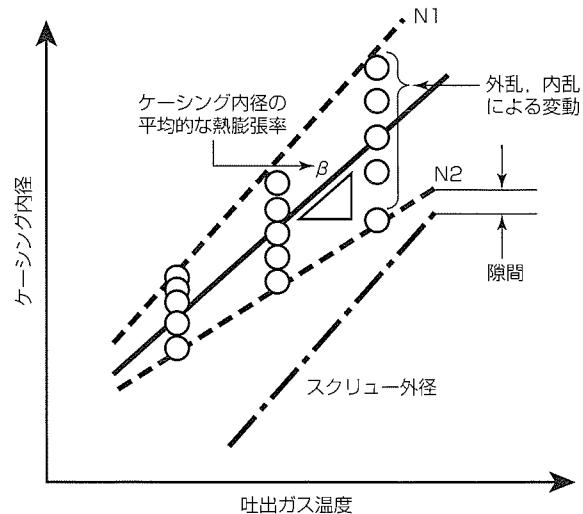


図3. 外乱、内乱による安定性に対する評価特性

を事前にCAE上で調べ、正側のみ、負側のみを組み合わせた条件、すなわち正側最悪条件、負側最悪条件について特性変動を評価することで評価回数を削減している。以上のような内乱、外乱に対する安定性の考慮は従来のCAEに不足していた概念でありタグチメソッドとの融合による効果である<sup>(3)</sup>。

#### 4. CAEによるパラメータ・サーベイ

図3に示した評価特性における特性変動及び平均的熱膨張率 $\beta$ をコントロールする設計因子として、ケーシングの主要8因子を抽出した(図4、表2)。これら設計因子を基にしたCAEモデルを図5の右側に示す。実製品を精確にモデル化したフルモデルに対し、1/20以上簡易化したモデルとなっている。タグチメソッドでは前記のとおり、特性値と特性変動に及ぼす主要設計因子の影響把握を目的とするため、設計因子の値を変化させた際の特性値及び特性変動の定性的傾向が解析できればよく、CAE解析結果の絶

対精度を必須(ひっす)としない(絶対精度を持っている方がよいが、評価期間や解析効率など経済性を含めて判断している)。解析モデルの簡略化のみならず解析精度を確保するための時間短縮の効果などはCAEとタグチメソッドの融合の効果である。

CAEでは、各温度条件における温度分布を定常熱伝導解析によって求め、得られた温度分布による変形量を線形熱応力解析によって求めた(プログラム:MSC.Nastran<sup>(注1)</sup>)。ケーシングと内部スクリーとの隙間がゼロになり、接触を起こす可能性が高い部分は、熱変形が少ない低温の吸込み側であることから、吸込み側近傍のケーシング内壁の周方向、軸方向の半径方向変位を評価対象とした(図6)。外乱、内乱因子(表1)、設計8因子(表2)をL18直交表に割付けサーベイした。外乱、内乱因子を負荷しない条件も参考までに実施したため計54ケースである。

CAEモデルの作成時間を短縮するため、3次元CADを用いた自動化を実施した。当社標準CADであるPro/ENGINEER<sup>(注2)</sup>のファミリーテーブル機能を用い、制御因子をCAD上でのパラメータとして定義、その水準値をテーブル化することで計54ケースの3次元形状作成を自動化した(図7)。作成した3次元形状データ内に、メッシュを自動生成させ、熱伝導解析、熱応力解析によってケー

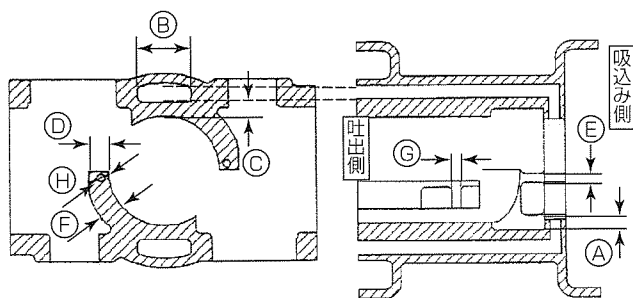


図4. ロバスト設計のために抽出した設計因子

表2. ロバスト設計のために抽出した設計因子

設計因子	水準1	水準2	水準3
A 隔壁結合部の幅	小	大	
B 空洞幅	小	中	大
C ケーシング厚さ	小	中	大
D 切欠き部の幅	小	中	大
E 隔壁結合部の厚さ	小	中	大
F 切欠き支え部の幅	小	中	大
G 吐出口隔壁厚さ	小	中	大
H 穴径	小	中	大

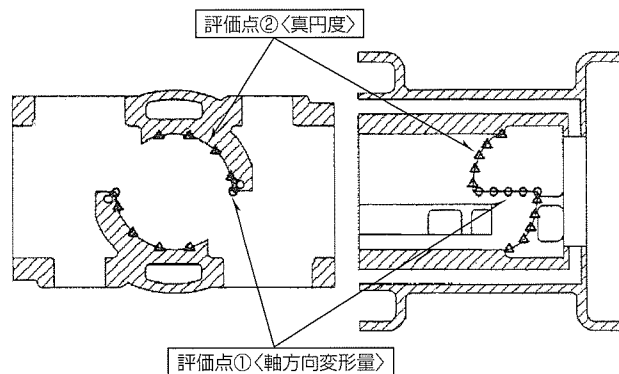


図6. 半径方向変位量の評価部位

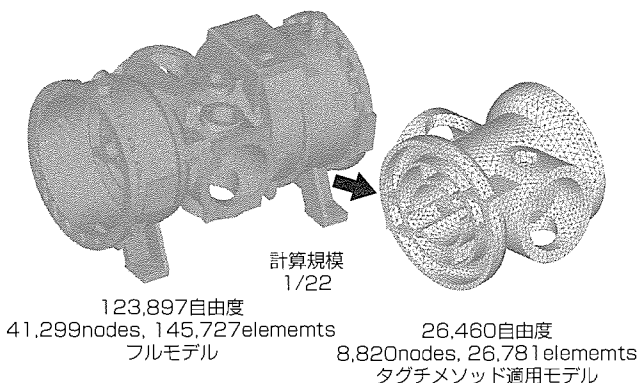


図5. パラメータ設計用モデル形状

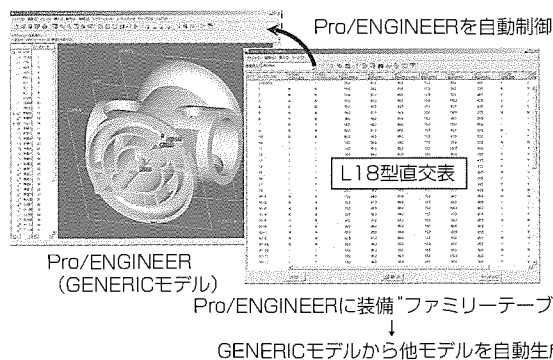


図7. 3次元CAD上での自動形状作成

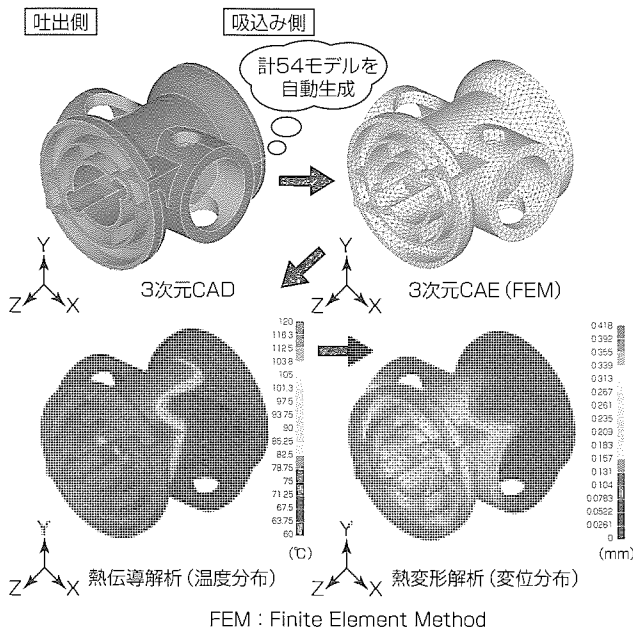


図8. 3次元CAD, CAEの連成解析のフロー

シング内径の変位量を計算した(図8)。自動化によって計算プロセスを約1/50に短縮できた。

図6に示した評価点における最大変位, 最小変位を各ケースのデータとし, SN比(Signal-to-Noise ratio)は, ゼロ点比例式を用いた。図9に要因分析結果を示す。SN比, 感度はそれぞれ外乱, 内乱による特性変動(値が大きいほど変動小), 平均的熱膨張率 $\beta$ を意味しており, 以下の式で表される。

$$SN比 = 10 \log \left( \frac{\beta^2}{\sigma^2} \right) \dots \dots \dots (1)$$

$$感度 \beta = 10 \log (\beta^2) \dots \dots \dots (2)$$

ここで,  $\beta$ は平均的な熱膨張率,  $\delta$ はノイズによる変動(標準偏差)である。この要因効果図からSN比及び感度 $\beta$ が向上する方向の水準値が各設計パラメータの最適条件であることが分かる。特にスクリュー上部に位置するケーシングの曲げ剛性を決める因子B, C, HがSN比や感度 $\beta$ に寄与していることが分かった。

5. 確認のための試作試験

タグチメソッドによるパラメータ・サーベイから得られた設計指針を反映させた試作(1台)を行った。新設計開発品では, ケーシング内径変位ばらつきが縮小しているとともに, 温度変化に対する平均的な熱膨張率 $\beta$ も向上していることが分かる(図10)。ばらつき縮小分と $\beta$ 向上分によって, 初期隙間量を縮小でき, ケーシングとスクリュー接触不具合減少と, 冷媒漏れ量減少による効率向上が可能である。また, ケーシング温度分布が大きく, 従来機が焼きつきを生じるような極端な稼働条件でもケーシングと内部スクリューの接触のないことを確認した。

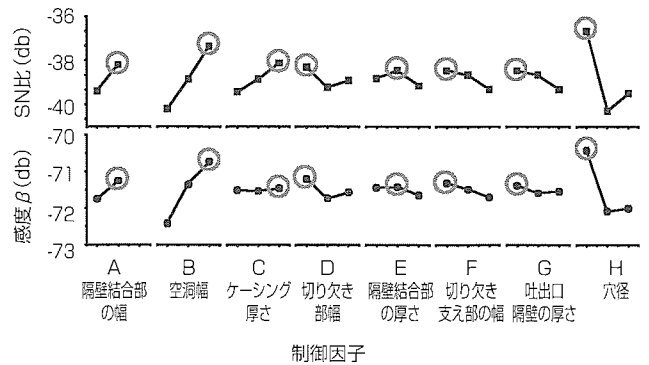


図9. 特性変動(SN比)と感度に基づき設計因子の影響

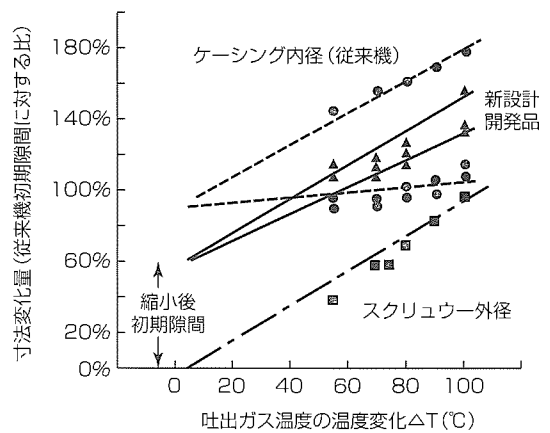


図10. 従来機とタグチメソッド適用開発品のケーシング熱変形挙動の比較

6. むすび

新形スクリュー圧縮機ケーシングの構造設計をタグチメソッドとCAEを融合させたパラメータ・サーベイを基に行った。その結果, ケーシングとスクリュー間の隙間縮小による効率向上と接触信頼性を両立できる設計条件を見出すことができた。新形は, ケーシングの平均的熱変形量向上及びその変動縮小により隙間を33%縮小でき, その結果効率を11%向上させることに成功した。

大型機器であるため多くの試作によるパラメータ・サーベイが困難であるという課題をこの手法によって解決でき, 性能向上と信頼性確保というトレードオフ的な課題に対する設計方法を確立できた。今後, 構築したシミュレーション主導型のパラメータ設計を他機種, 他現象に適用拡大し, 開発期間短縮と品質確保の両立を目指す。

参考文献

- (1) 田口玄一: タグチメソッドわが発想法, 経済界 (1999)
- (2) 春名一志, ほか: CAEによる圧縮機ケーシングのロバスト設計, 第12回品質工学研究発表大会予稿, 90 (2004)
- (3) 田口玄一: シミュレーションによるロバスト設計, 9, No.2, 品質工学, 5 (2001)

# 静電気ノイズに対する機器信頼性設計技術

Reliable Equipment Design for Electro-Static Discharge Noise

Yuichiro Murata, Chihiro Tukishima, Akinori Nishizawa, Keisuke Takahashi

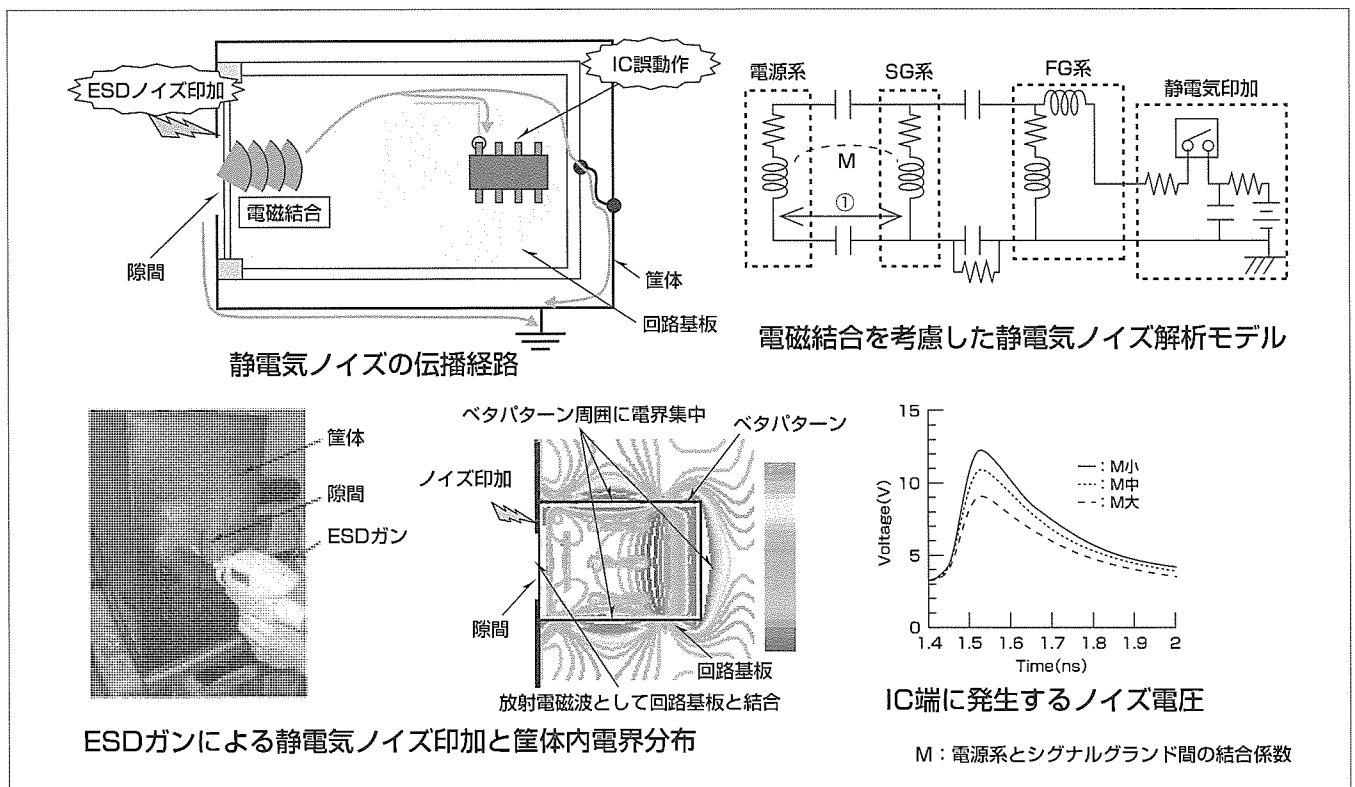
## 要旨

電子機器に静電気ノイズが印加されると、機器の動作が不安定になることはよく知られている。これは、静電気放電(Electro Static Discharge : ESD)によって発生した高周波ノイズが基板上の電子部品に伝播し、機器内部のIC(Integrated Circuit)などが誤動作するためである。静電気ノイズが電子機器に印加されても誤動作を起こしにくい機器は、製品信頼性向上につながる。静電気ノイズに対して強い製品を作るには、静電気放電によって発生した高周波ノイズの伝播経路や装置誤動作のメカニズムを解明し、適切な機器設計を行うことが重要である。本稿では、静電気ノイズに対する機器設計に必要な評価技術・解析技術について取り上げる。

電子機器の金属筐体(きょうたい)に印加された静電気ノイズは、筐体の隙間(すきま)から筐体内部に侵入する。こ

のとき、隙間近傍に発生する電界や磁界によって、高周波ノイズが回路基板に結合し電子回路の低インピーダンス経路を経てグラウンドに達する。この伝播経路において、ICに到達した高周波ノイズがICの誤動作を引き起こす。このノイズ伝播経路を評価解析することが可能になれば、ICに到達するノイズ量を予測することができるようになり、所定のノイズ量以下になるように機器を設計することが可能となる。

ノイズ伝播経路の解析評価技術について検討してきた結果、ノイズ伝播経路として、筐体シールド量、筐体と回路基板との結合経路、回路基板の電源パターン間の結合係数などが主要因であることを明らかにした。また、電磁界解析を用いて、これらの影響を解析することにより、静電気ノイズに強い電子機器を設計することが可能となることを示した。



## 静電気ノイズ伝播経路と電子機器信頼性設計技術

この図は、金属筐体外部に印加された静電気ノイズの伝播経路とIC端に発生するノイズ電圧を説明する図である。ESDガンを用いて筐体外部に印加された高周波ノイズは、筐体の隙間から筐体内部に侵入する。この隙間近傍に発生する電界や磁界によって高周波ノイズが回路基板に電磁結合し、電子回路の低インピーダンス経路を経てグラウンドに達する。この電磁結合のメカニズムを解明することによってノイズ伝播経路を明らかにすることが重要である。筐体や回路基板を考慮した電磁界解析や回路解析によってIC端に誘導されるノイズ波形を求め、耐静電気ノイズに優れた機器設計を効率よく進めることが可能となる。

## 1. ま え が き

静電気放電(ESD)は、人体の帯電現象によって発生する。例えば、床の上を人が歩くことによって、靴と床の間で摩擦が起き人体が帯電する。この帯電した手で電子機器に触れると、静電気放電によって機器が誤動作したり、故障したりする場合がある<sup>(1)</sup>。これは、静電気放電によって発生した高周波ノイズが機器内の電子部品に伝播し、CPUや制御用ICなどが誤動作するためである。このような静電気放電ノイズが装置に印加されても誤動作を起こしにくい電子機器は、製品信頼性能向上につながる。また、静電気放電ノイズに対する電子機器の耐性を評価するための評価方法は、IEC(International Electric Commission)やCISPR(Cmité International Spécial des Perturbations Radioélectriques)などの国際規格で規定されており、製品化するにはこれらの規格を満足する必要がある<sup>(2)</sup>。

静電気ノイズに対して強い製品を作るには、静電気放電によって発生した高周波ノイズの伝播経路や装置誤動作のメカニズムを解明し、適切な機器設計を行うことが重要である。

本稿では、機器設計に必要な伝播経路解析評価技術についての研究成果を述べる。

## 2. 静電気ノイズに対する電子機器の信頼性

### 2.1 静電気ノイズ

摩擦による人体の帯電圧は最大10kV程度になる。この帯電した人体が機器に接触すると、極めて短時間に放電し、立ち上がり時間が1ns程度のパルス状の放電電流が発生する。これによる電子機器の誤動作を調べるのがESDイミュニティ測定である。静電気放電を印加するには、人体の静電容量と放電抵抗を模擬したESDガンと呼ばれる試験装置が一般的に用いられる<sup>(3)</sup>。ESDガンの内部構成や放電電極の先端形状などは、規格によって詳しく規定されている。

### 2.2 静電気ノイズによる機器の誤動作メカニズム

図1にESDガンを用いた電子機器のイミュニティ評価方法を示す。筐体外部にESDガンを用いて接触放電を行い、筐体内部に設置したICが誤動作しないか評価するものである。図2にESDイミュニティ測定における静電気ノイズの伝播経路を示す。金属筐体内部に設置された回路基板にICが実装されている。ESDガンを用いて金属筐体に印加された静電気放電によって発生した高周波ノイズは、筐体の隙間から筐体内部に侵入する。この隙間近傍に発生する電界や磁界により、高周波ノイズは回路基板に結合し電子回路の低インピーダンス経路を経てグラウンドに達する。この経路の途中で高周波ノイズはICに到達し、IC内部に侵入する。侵入したノイズ量があるレベル以上に達すると

ICの誤動作を引き起こす。

### 2.3 静電気ノイズに対する設計要素技術

ESDノイズ印加点からICまでのノイズ伝播経路を評価解析することが可能になれば、ICに到達するノイズ量を予測することができるようになり、所定のノイズ量以下になるように機器を設計することができる。このために必要な要素技術として、筐体シールド特性評価解析技術、筐体から回路基板への結合経路解析技術、回路基板内のノイズ電圧解析技術が挙げられる。筐体シールド特性評価解析技術は、筐体内に侵入するノイズ量を求めるための技術である。筐体によるノイズ減衰量(シールド量と呼ぶ)を電磁界解析によって求め、必要となるシールド量が得られているかどうかを実測検証することを行う。筐体から回路基板への結合経路解析技術は、筐体内に侵入したノイズが、どのように回路基板と結合するかどうかを解析するための技術である。回路基板と筐体を考慮した電磁界解析により、回路基板に誘導されるノイズ量を求める。回路基板内のノイズ電圧解析技術は、回路基板内の所定の位置でのノイズ電圧を求めるための技術である。ESDノイズは、回路基板内の平面状に広がった電源用のパターン(電源ベタパターンという)を伝播することが多いため、この電源ベタパターンを考慮した電磁界解析又は回路解析を行い、IC端でのノイズ電圧を求めることができる。

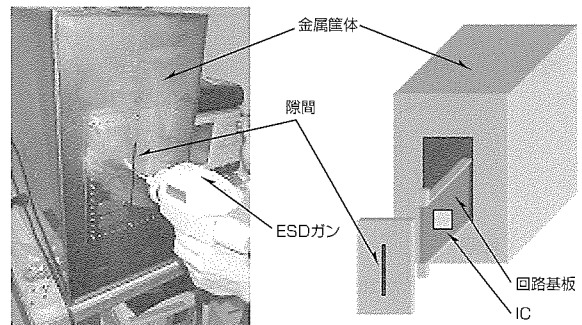


図1. ESDガンを用いた電子機器の評価方法

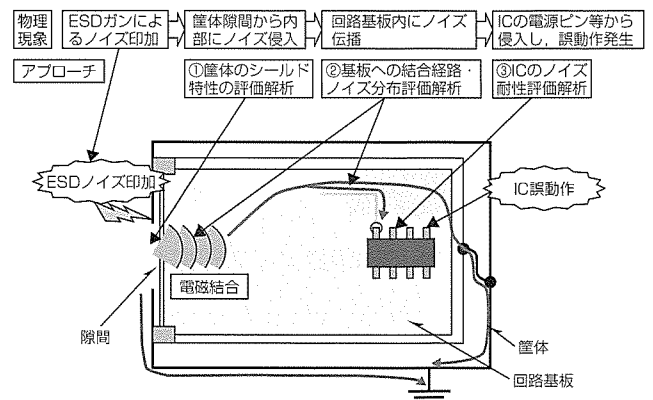


図2. 静電気ノイズの伝播経路



次章では、これらの要素技術について、具体例を示しながら述べる。

### 3. 静電気ノイズ伝播経路の解析要素技術

#### 3.1 筐体シールド特性評価解析技術

筐体シールド特性評価解析技術のうち、シールド量から筐体内に侵入するESDノイズ量を求める方法について述べる。筐体に設けた細長い隙間(スリットという)から侵入するESDノイズを2種類の 방법으로求め、両者が一致することを示す。一つ目の方法は、実際にESDガンを用いてノイズを印加し、筐体内のノイズ量を求めるものである。筐体外部にESDガンを用いて静電気ノイズを印加し、筐体内部に設けたモノポールアンテナに誘起される電圧をオシロスコープで測定した。図3(a)は、オシロスコープで測定した波形のFFT(Fast Fourier Transfer)からノイズの周波数特性を求めたものである。最大周波数成分に対する相対値で表示した。筐体に設けたスリットの長さは100mmであり、スリットの共振周波数は1.5GHzである。ノイズの周波数特性で1.5GHz付近のノイズ成分が強いのは、スリットの共振周波数と等しいためである。もう一つの方法は、筐体のシールド特性とESDガン印加波形から筐体内部に誘起されるESDノイズ量を算出するものである。筐体のシールド特性は、ネットワークアナライザを用いてESDガン印加点とモノポールアンテナ間の伝送特性を測定することによって求めたものである。図3(b)に、算出したノイズ電圧の周波数特性を示す。図3(a)と(b)の結果は一致しており、筐体のシールド特性から、筐体内に誘導されるESDノイズ量を求められることが分かる。したがって、筐体のシールド量が所定の値以下になるように筐体を設計し、筐体試作段階でそのシールド特性を確認することにより、筐体単体での耐ESD設計を行えることが分かる。

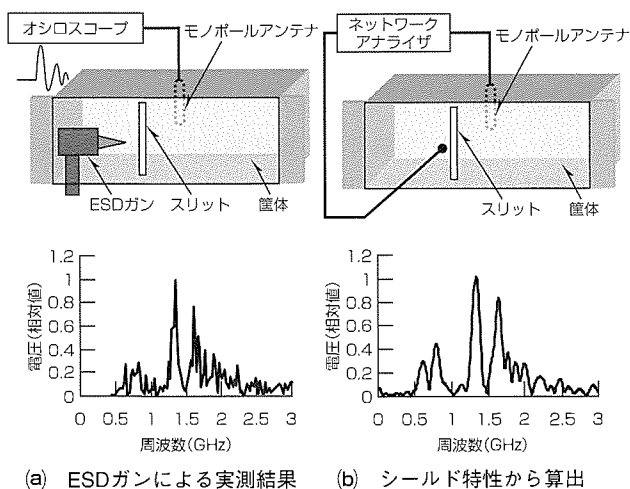


図3. ESDノイズの周波数特性

#### 3.2 筐体から回路基板への結合経路解析技術

筐体から回路基板への結合経路解析技術として、筐体内部に設置した回路基板に誘導されるノイズ量を電磁界解析によって求めた例について述べる。長さ100mmのスリットを持つ筐体内部に電源ベタパターンと信号線路パターンを持つ回路基板を配置した。筐体外部に周波数1GHzの高周波ノイズを印加し、筐体内部の電界強度分布をFDTD(Finite Different Time Domain)法<sup>(4)</sup>によって解析した。図4に解析結果を示す。スリット近傍だけでなく電源ベタパターン周囲の電界強度が強いことが分かる。また、図5に回路基板中央部AA'線上の電界強度を示す。基板中央部の方が、基板端部より電界強度が低いことが分かる。これらのことから、スリットから筐体に侵入した高周波ノイズは、放射電磁波として回路基板と結合していることが分かる。回路基板の電源ベタパターンはパッチアンテナとして動作するため、ベタパターンの周囲に電界が集中する。したがって、静電気ノイズに弱い部品は、基板中央部に配置した方が良いことが分かる。これらのことから、筐体を考慮した電磁界解析を用いて回路基板内の電界強度分布を事前に解析し、回路基板構造や部品配置を設計できることが

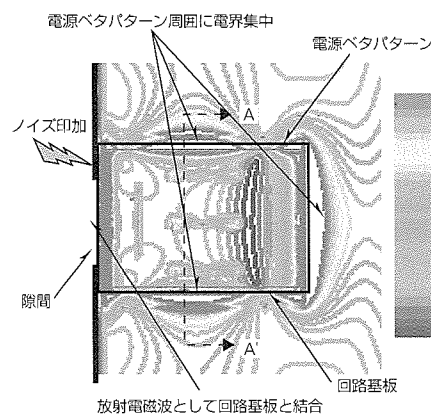


図4. 筐体内部の電界分布の解析結果

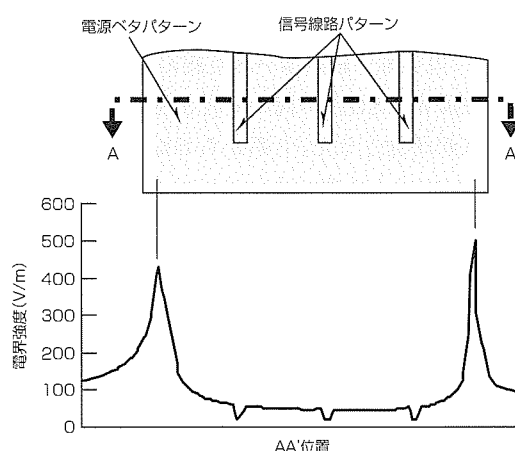


図5. ベタパターン中央部の電界強度解析結果

分かる。

### 3.3 回路基板内のESDノイズ電圧解析技術

回路基板内のESDノイズ電圧解析技術として、SPICE(Simulation Program with Integrated Circuit Emphasis)<sup>(5)(6)</sup>を用いたノイズ電圧解析手法について取り上げる。FG(Frame Ground)に印加されたESDノイズが、基板内を伝播しICの電源ピンにノイズ電圧を誘起する例について述べる。情報通信、制御機器などにおいては、外部との信号インタフェース用のコネクタがついており、コネクタ金属筐体に静電気が印加されるケースがある。コネクタ筐体に誘導された電位は素早く減衰させる必要があるため、通常コネクタ筐体はFGに接地される。このため、コネクタ筐体に印加された静電気ノイズは速やかにFGに逃げていくこととなる。しかし、この逃げる過程において、静電気ノイズが回路基板内部のSG(Signal Ground)や電源系に干渉し、最終的にはICの誤動作に繋(つな)がることがある。このような誤動作の現象をシミュレーションするためには、静電気ノイズが印加されるFG系と干渉を受ける側のSG・電源系がどの程度結合しているか、またそれぞれの持つインピーダンスを把握し、静電気ノイズの伝播経路のモデル化をする必要がある。このようにモデル化した等価回路を使えば、SPICEなどの回路シミュレーション手法を用いることでIC端に発生するノイズ電圧を計算できる。

図6は回路基板内に伝播する静電気ノイズのシミュレーション回路の一例を示したものである。静電気印加部分、FG系、SG系、電源系の各要素をモデル化したものである。FG系とSG系、電源系とSG系の結合係数(相互インダクタンスM)もモデル化しており、これら係数は実際のパターン形状を基に電磁界解析から求めたものを用いた。IC端(図6の①)の電圧の計算結果を図7に示す。静電気ノイズがFG系に入ることによって、立ち上がり時間の非常に短いパルス電圧がIC端に印加されることが分かる。また、電源系とSG系の結合を強くする(広い面で近接させる)ことによって、IC端に発生するノイズ電圧が小さくなることも分かる(黒実線→細点線→太点線の順に結合が強い)。これは、電源系とSG系の間での結合が強くなることによって、静電気が印加されたFG系からの結合量が減少することになり、電源とSG間に誘起されるノイズ電圧が小さくなるためである。

## 4. む す び

静電気ノイズに対する機器信頼性を向上させるための機器設計に必要となる、ノイズ伝播経路の解析評価技術について述べてきた。ESDノイズ印加点からICまでのノイズ伝播経路を評価解析することが可能になれば、ICに到達

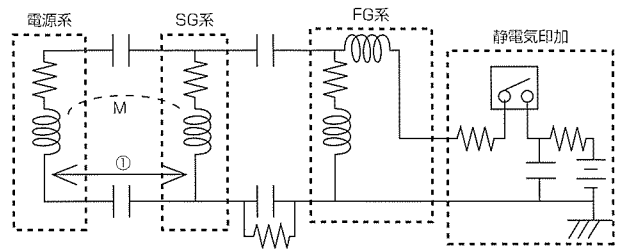


図6. 回路基板内に伝播する静電気ノイズの解析回路

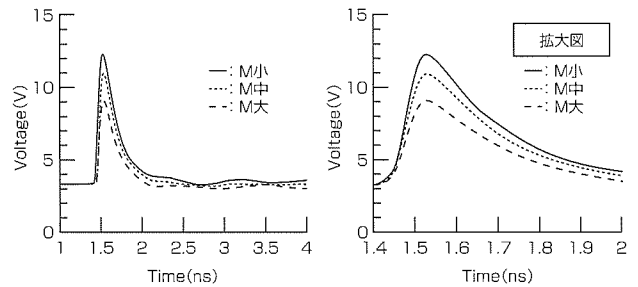


図7. IC端に発生するノイズ電圧

するノイズ量を予測できるようになり、所定のノイズ量以下になるように機器を設計できるようになる。ノイズ伝播経路として、筐体シールド量、筐体と基板との結合経路、基板の電源パターン間の結合量などが主要因である。これらの要因の影響を電磁界解析によって解析し、機器設計に適用することにより、静電気ノイズに強い電子機器を設計することが可能となる。今後、ICのノイズ耐性を考慮した、静電気ノイズ解析設計システムを構築していく予定である。

## 参考文献

- (1) 木島 均：接地と雷防護，電子情報通信学会編集，149～154 (1997)
- (2) 佐藤利三郎監修：EMC概論，ミマツデータシステム編集 (1996)
- (3) 清水康敬，ほか：電磁妨害波の基本と対策，電子情報通信学会編集，2～8 (1995)
- (4) 宇野 亨：FDTD法による電磁界及びアンテナ解析，コロナ社，1～101 (1998)
- (5) R.Rohrer, L. Nagel, R. Meyer and Lynn Weber, "Computationally efficient electronic-circuit noise calculation," IEEE Journal of Solid-State Circuits, vol. SC-6, No.4 (1971)
- (6) L. W. Nagel, SPICE2: A Computer Program to Simulate Semiconductor Circuits, Ph. D. dissertation, University of Californis at Berkeley (1975)

# 人工衛星搭載機構要素の潤滑評価技術

三好淳之\* 川村俊一\*\*\*  
 田中直也\*\*  
 春名正樹\*\*

Lubrication Evaluation Technology for Satellite Onboard Equipments

Atsushi Miyoshi, Naoya Tanaka, Masaki Haruna, Shunichi Kawamura

## 要旨

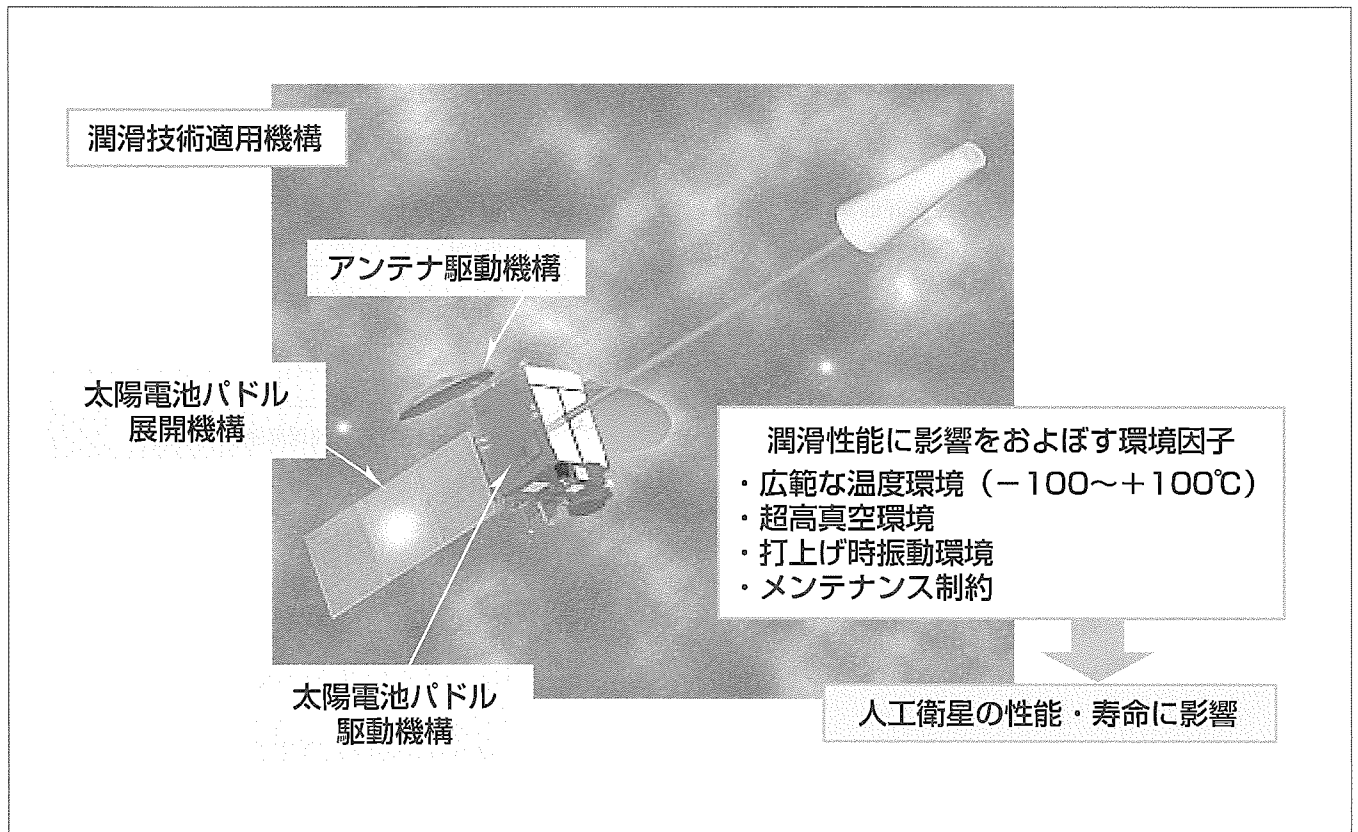
人工衛星搭載機器は、地上での大気中・真空中における機能性能試験、温度サイクル負荷試験及び振動試験後、さらに打上げ時の振動を受け、宇宙空間の軌道上で長いものでは10年以上保守点検のない条件に耐える高い信頼性が要求される。宇宙環境は、高真空であるため摺動(しゅうどう)金属表面の凝着を防止する酸化膜の形成が期待できず、しかも動作温度範囲も広いため、地上環境と比べ潤滑に対して厳しい条件である。

動作信頼性を確保するためには、宇宙環境が搭載機構の動作性能や寿命におよぼす影響について、開発段階から十分に考慮・検討しなければならない。そのためには、搭載機器の動作、トルク設計を行い、機構要素が置かれる温度条件や動作形態から適切な潤滑剤及び運用方法を明確化し、

動作条件を模擬した評価で潤滑特性に関するデータを蓄積することが不可欠である。

宇宙用グリースの開発では、アクチュエータの構成要素である波動歯車やベアリングに適用することを念頭においた要素レベルでの摩擦摩耗特性評価試験、及びコンポーネントとしてのアクチュエータの寿命評価により、軌道上での要求寿命回転回数を満足することを確認している。また、グリース使用可能温度範囲外の極低温に曝(さら)される宇宙赤外線望遠鏡の主鏡支持機構用に採用したグリースを使用しないベアリングの潤滑性能評価を極低温環境下で行い、目標抵抗トルクと寿命を満足することを確認している。このような宇宙空間を模擬した評価によって、開発段階での動作信頼性を確保している。

特集  
II



## 人工衛星搭載の潤滑技術適用機構

人工衛星に搭載される典型的な潤滑技術適用機構を示す。太陽電池パドルやアンテナなどの展開機構や駆動機構における潤滑技術は、人工衛星の性能や寿命に大きな影響をおよぼすため、高い動作信頼性が要求される。

### 1. ま え が き

人工衛星にはアンテナ駆動機構、太陽電池パドル駆動機構及び展開機構などの可動機構が搭載され、宇宙という特殊な環境で高い動作信頼性が必要である。宇宙環境は高真空であるため、地上環境と比較して酸化膜の形成や大気冷却効果が期待できないため、金属同士の凝着が生じやすいなど、潤滑の面で厳しいことが知られている。このため、潤滑性能が影響する動作性能や寿命に関して開発段階から十分に評価・検討しなければならない。

本稿では、宇宙用潤滑剤の種類と特徴、潤滑剤評価技術、極低温環境下でのベアリング性能評価技術の3点について述べる。

### 2. 宇宙用潤滑剤の種類と特徴

宇宙用潤滑剤には、オイルやグリースといった液体潤滑剤と固体潤滑剤がある(表1)。いずれも真空環境でもほとんど蒸発しないことが必要であり、それぞれの特徴を生かして、動作仕様による使い分けを行っている。ある一定の温度制御が可能な人工衛星構体内部やその近傍におかれる、アンテナや太陽電池パドルの駆動機構などには、適用温度範囲が狭くなることから、比較的長寿命を実現できる液体潤滑剤を適用している。一方、宇宙空間に直接曝され、±100℃以上という広範な温度環境下におかれる太陽電池パドル展開機構などに対しては、使用可能温度範囲が広い固体潤滑剤を適用している。

### 3. 宇宙用潤滑剤の評価技術

固体、液体の各種宇宙用潤滑剤の性能評価試験を、潤滑機構要素レベルと機構コンポーネントレベルで実施している。潤滑機構要素評価には、各種ピンディスク試験機や四球摩擦試験機を使用する要素評価試験とポテンショメータ、ベアリング、ギアなどの部品単体評価試験がある。要素試験は、コンポーネント試験と比較して実施が容易であるため、対象を絞り詳細な潤滑性能評価が可能である。また、機構コンポーネント評価ではアクチュエータなどの評価がある。コンポーネント評価では、最終形態の性能や寿命の評価が可能であるが、コストや時間的な面で実施に制約がある。三菱電機では、要素及びコンポーネントの各評価から総合的な検討を実施し、開発段階での高い信頼性を確保

表1. 潤滑剤の種類と特徴

液体	<ul style="list-style-type: none"> <li>・使用可能温度範囲が狭い</li> <li>・比較的長寿命</li> <li>・潤滑処理が比較的容易</li> </ul>
固体	<ul style="list-style-type: none"> <li>・使用可能温度範囲が広い</li> <li>・被膜の摩耗が発生し、比較的短寿命</li> <li>・下地処理に注意を要する</li> </ul>

している<sup>(1)</sup>。以下、長寿命が要求される駆動機構に適用するグリース潤滑技術の要素評価、コンポーネント評価及び極低温におけるベアリング要素の評価例について述べる。

#### 3.1 宇宙用グリースの要素試験例

軌道上の動作環境を模擬した真空度、温度環境、荷重条件下において、液体潤滑剤の潤滑性能評価が可能な真空雰囲気四球摩擦試験装置(図1)を独自に開発し、潤滑性能評価を実施している。この装置の試験部分は、1個の回転球と3個の固定球から構成される。回転球と固定球間に働く摩擦力を測定することで、また試験後の球の摩耗量を測定することで摩擦摩耗特性を評価する。ここでは、摩擦摩耗特性に優れたグリースのスクリーニングを目的に、合成炭化水素系オイルを基油とするL、Uグリース、及びフッ素系オイルを基油とするFグリースの摩擦摩耗特性を相対評価した例について述べる<sup>(2)</sup>。

図2に各グリースの摩擦特性を示す。Fグリースでは摺動距離の短い領域で摩擦係数の増加が見られるのに対し、LグリースやUグリースの摩擦係数は安定しており、摩擦安定性の点で優れていることが分かった。また、図3に各

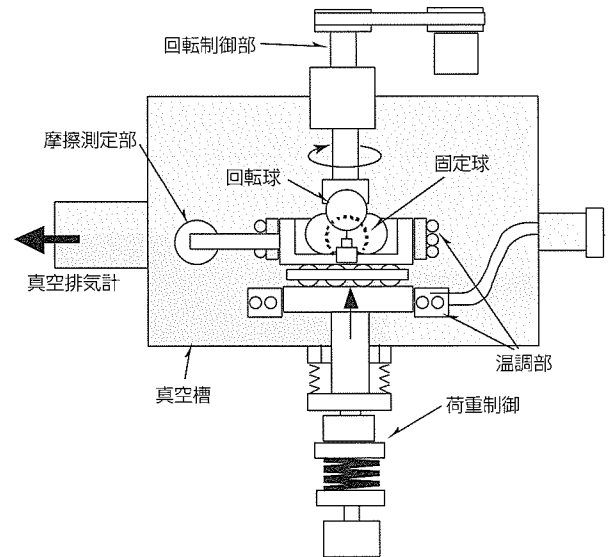


図1. 真空雰囲気四球摩擦試験装置

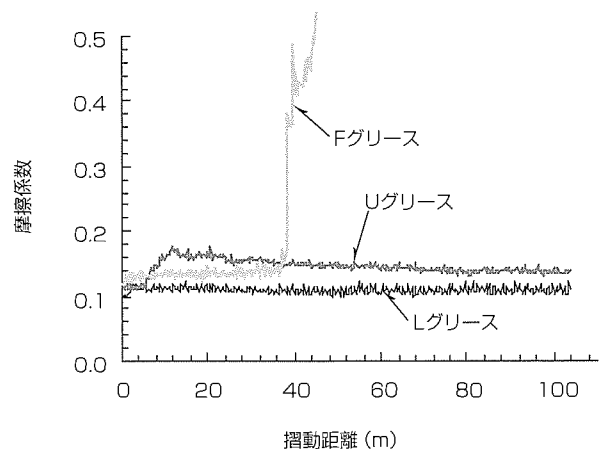


図2. 宇宙用グリースの摩擦性能評価結果

グリースの摩耗率を示す。なお、図中の矢印は摩耗率が図示の値より大きいことを示し、図2に示す摩擦係数の急増によって試験を中断したことによる。同じ温度条件で比較するとU<L<Fの順で摩耗率が小さく、Uグリースが最も摩耗抑制に適していることが分かった。また、各種グリースにおける、耐摩耗性の温度依存性を定量的に確認した。上記摩擦摩耗特性評価結果に基づき、U、Lグリースをアンテナ展開アライメント機構の新しい潤滑剤に適用している。

### 3.2 宇宙用グリースのコンポーネント試験例

ここでは、前節で開発・評価を行ったグリースを用いたコンポーネントの動作性能、寿命に関する試験例として、アクチュエータの寿命評価試験を紹介する。アクチュエータは精密減速機構である波動歯車装置やベアリングから構成されており、高い位置決め精度を必要とするコンポーネントである。この試験では、軌道上での負荷・動作条件を模擬し、アクチュエータの寿命評価試験を実施した。図4に動作評価試験装置を示す。出力軸に取り付けた負荷トルク用錘(おもり)を図中の矢印のように振り子状に揺動させることによって正弦波状の負荷トルクをアクチュエータに与えた。また、軌道上での温度条件と同等の-10~+60℃の範囲の温度サイクル試験を実施した。さらに、波動歯車装置内部の摩耗及び潤滑状態の劣化トレンドを判断するた

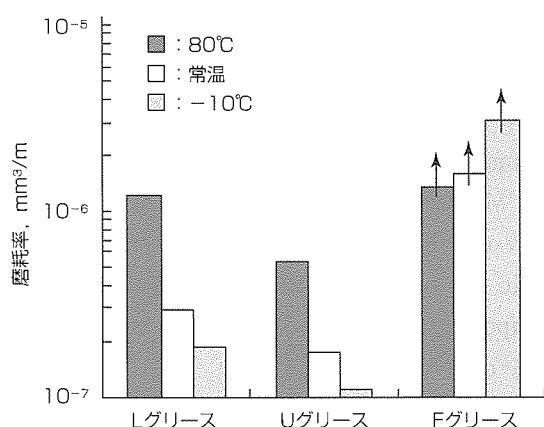


図3. 宇宙用グリースの磨耗性能評価結果

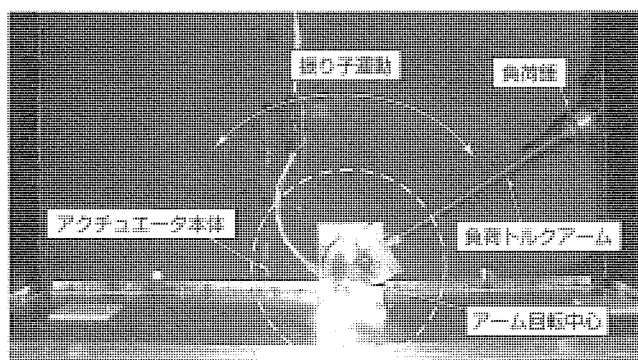


図4. アクチュエータ動作評価試験装置

め、無負荷状態、すなわち、負荷錘がアクチュエータの直上にある状態での最小駆動電圧を定期的に計測した。最小駆動電圧は、アクチュエータに内蔵されたステップモータへの電圧を段階的に減少させ、ステップモータが脱調せずに正常回転する最小の駆動電圧値と定義した。

図5に最小駆動電圧の時間推移を示す。横軸は想定される要求寿命回転回数を1とし、縦軸は初期動作時の最小駆動電圧を1として無次元化した。最小駆動電圧は、温度サイクル下においても、要求寿命回転回数まではほとんど変化なく推移した。その後、要求寿命回転回数の約1.7倍に到達したところで、最小駆動電圧が急上昇したため、寿命到達と判断した。今後も継続的に潤滑性能の向上を図る。

### 3.3 極低温下におけるベアリング要素評価例

宇宙赤外線望遠鏡では、打上げ時の常温から運用時の極低温(数K)までの温度差に起因する主鏡や光学架台の熱ひずみが問題となる。そこで、主鏡の熱ひずみをベアリングによって吸収する支持機構を考案しているが(図6)、運用時の極低温下においてベアリングの抵抗トルクを十分に小さく維持することが必要となる。極低温下では液体潤滑剤は固化し、ベアリングの抵抗トルクを小さくすることができない。このため、玉がセラミック、軌道輪がステンレスから構成されるハイブリッドベアリングを用い、高真空環境での凝着発生を回避した。しかし、異種材料から構成されるハイブリッドベアリングは温度低下による熱変形差により、抵抗トルクの増加が懸念された。このため、極低温

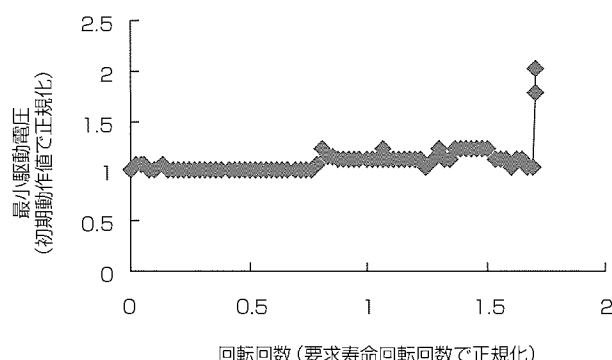


図5. 最小駆動電圧の時間推移

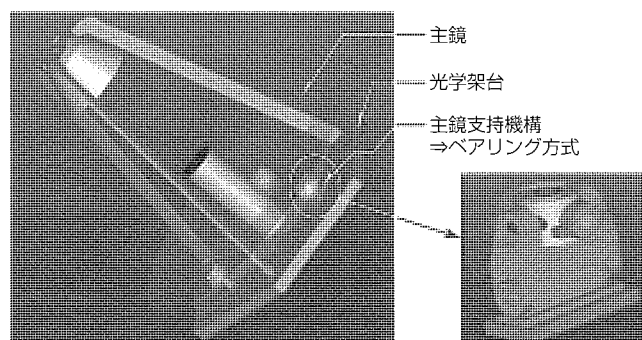


図6. 宇宙用赤外線望遠鏡主鏡部と支持機構

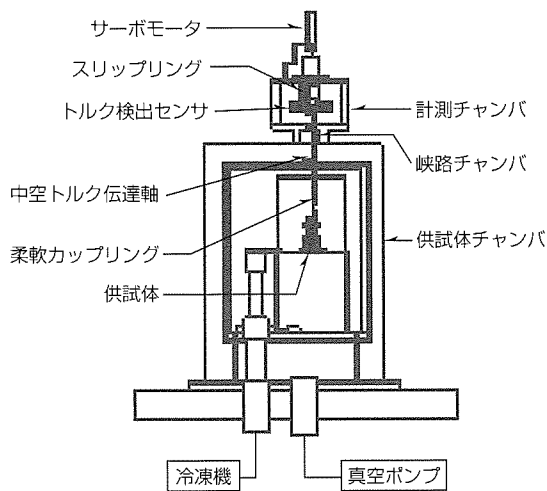


図7. 極低温ベアリング抵抗トルク測定試験装置

環境下でベアリング抵抗トルクを測定するための試験装置(図7)を独自に開発し特性評価を実施した。この装置では高真空極低温環境下でベアリングの抵抗トルクを精度よく測定するために、供試体とトルク検出部間の熱的分離を図る工夫を施した。供試体を極低温まで冷却してもトルク検出センサ(ひずみゲージ)は常温に維持され、センサの温度ドリフトや感度低下といった問題を回避することができる。

開発した試験装置(図6)の性能試験を実施したところ、供試体は5Kまで冷却されるが、トルク検出部は常温に維持されることを確認した。このことから、トルクセンサの温度低下による感度低下を回避できた。これらの性能試験結果から、この試験装置が極低温環境下で供試体ベアリングの抵抗トルクを測定するために十分な性能を得ることを確認した。

この試験では深溝玉ベアリング、及びアンギュラベアリングの各々について各2種類、計4種類のベアリングについて評価試験を実施した(図8)。いずれの供試体についても温度低下時にベアリング抵抗トルクが増加するが、鏡面支持機構の設計目標値(9.8Nmm以下)を満足することを確認した。

この節の内容は、JAXA(Japan Aerospace Exploration Agency)宇宙科学研究本部との共同研究による成果である<sup>(3)</sup>。

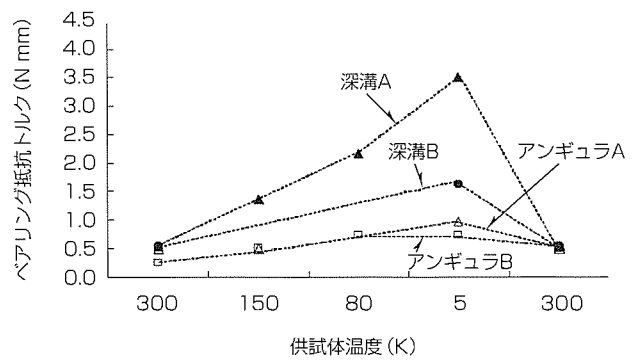


図8. ハイブリッドベアリング特性評価結果

#### 4. む す び

当社の人工衛星搭載機構要素の潤滑技術に関する設計/開発段階における取り組みについて述べた。軌道上における動作保証、信頼性向上のためには、設計/開発段階から十分な潤滑性能評価を行うことが不可欠である。今後は、地上評価試験のデータに加えて、軌道上のデータを総合的に分析・評価することによって潤滑評価技術の高度化を図り、搭載機構の動作信頼性のさらなる向上を進めていく。

#### 参 考 文 献

- (1) 田中直也, ほか: 振動試験に曝した固体潤滑玉軸受の摩擦特性, 第46回宇宙科学技術連合講演会予稿集, 1217 (2002)
- (2) 田中直也, ほか: 宇宙機器用グリースのトライボロジー特性, 第47回宇宙科学技術連合講演会予稿集, 48 (2003)
- (3) Haruna, M., et al.: Bearing Test for Mirror Support Mechanism of Space Infrared Telescope-Evaluation of Hybrid Ball Bearing Characteristics in Cryogenic Environment, Proc. of 25th International Symposium on Space Technology and Science, 2006-c-21(CD-ROM) (2006)

# パッケージの気密信頼性評価技術

衣川 勝\* 川田浩司\*\*\*  
 黒川博志\*  
 高木晋一\*\*

Evaluation Technology of Airtight Packages

Masaru Kinugawa, Hiroshi Kurokawa, Shinichi Takagi, Hiroshi Kawata

## 要 旨

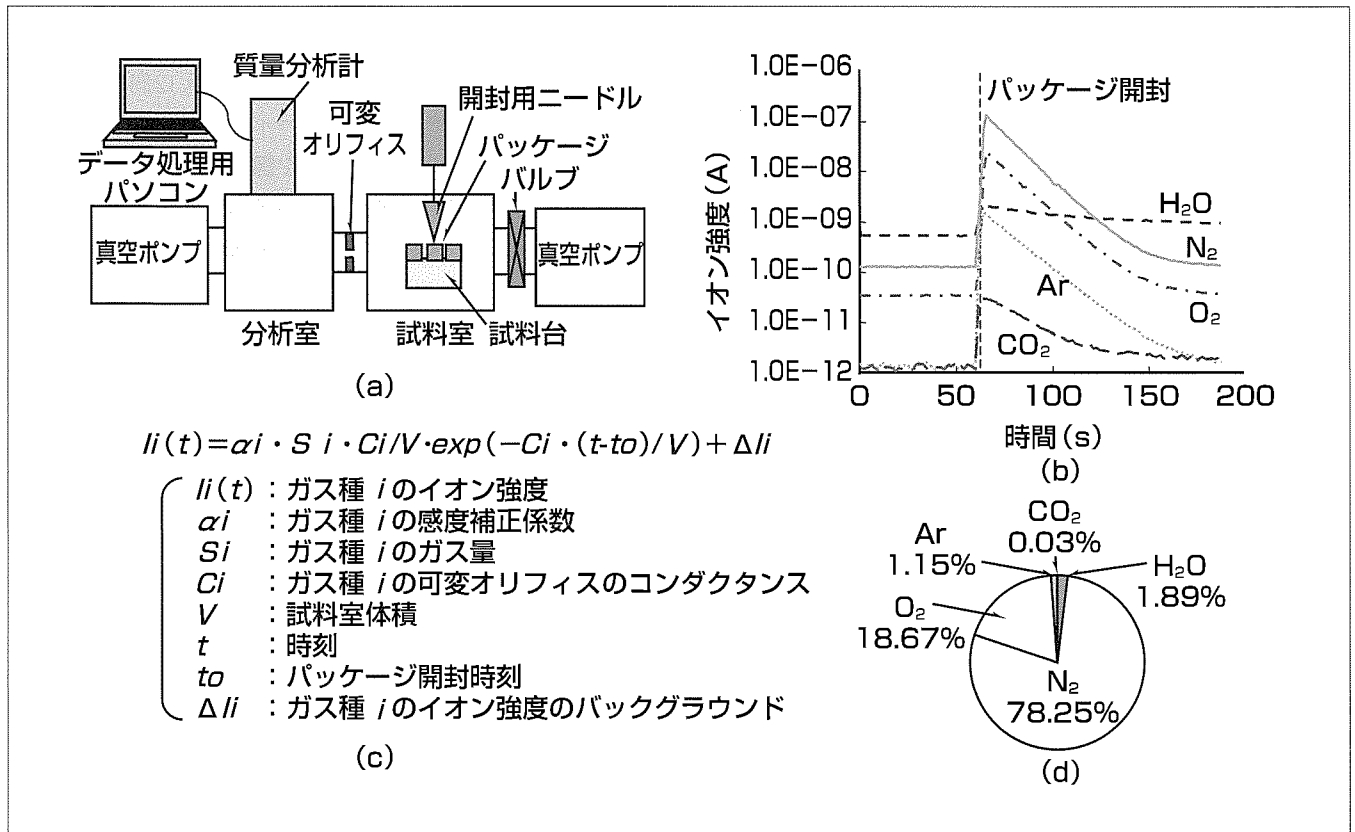
光・高周波デバイスなどの化合物半導体デバイスでは、その信頼性確保のために、中空パッケージで気密封止する場合がある。しかし、封止ガスに水分等の不純物ガスが混入するとデバイスに悪影響を与える場合があり、デバイスの信頼性確保のためには、封止ガスの測定が不可欠である。

品質管理には、数100ppmレベルの不純物ガスの測定が求められるため、真空中でパッケージを開封し、質量分析計にガスを導入して測定する方法が用いられている。しかし、ガス導入にリークバルブを用いたり、ガスの一部を小空間に取り出して測定したりする従来の方法では、バックグラウンドが変動する。さらに、周囲の温度や測定履歴等に依存する装置内壁からの放出ガス量の違いや、バルブ開閉のタイミング等のずれにより、その変動量も異なるため、測定の信頼性確保が困難であった。

そこで、測定の信頼性を確保するため、可変オリフィス(微小穴)を用いたパッケージ内ガス測定技術を開発した。真空中の試料室でパッケージを開封し、可変オリフィスを通して分析室にガスを導入し、質量分析計で測定する。このとき可変オリフィスを通して試料室を連続排気してバックグラウンドの変動を抑えることで、信頼性のある測定が可能になった。

この測定法の水分の検出下限は150ppmで、MIL規格(Military Specifications and Standards)の250ppm以下<sup>(1)</sup>を満足する。

開発した測定技術を用いて、気密パッケージが数多く用いられている光・高周波デバイスの新規開発品、材料・工程変更等に適用し、デバイスの信頼性確保に寄与している。



## パッケージ内ガス測定装置とその測定結果

(a) パッケージ内ガス測定装置の構成図。(b) 大気封止パッケージの測定スペクトル。(c) 測定スペクトルからガス組成を求めるための、分子流モデルによるフィッティング式。(d) 大気封止パッケージの測定スペクトルをフィッティングして得られたガス組成。

## 1. ま え が き

光・高周波デバイスなどの化合物半導体デバイスでは、反応性ガスや水分等の雰囲気長時間曝(さら)されると、性能が劣化するおそれがある。そこで、高信頼性を要求されるデバイスにおいては、その信頼性確保のために、中空パッケージで気密封止を行う場合がある。しかし、封止したパッケージ内のガスが汚染されていると逆に信頼性を損なう原因となる。そこで、①パッケージ内の不純物ガスが設計値以下になっているか、②長期間の使用により、パッケージ内で使用している材料から予期せぬガスが放出されていないか、③リーク検査では検出できないレベルの微少なリークによるガス進入はないか、等を明らかにするため、パッケージ内のガスを直接測定して、デバイスの信頼性を確認する必要がある。

パッケージ内のガス測定に求められる感度は、MIL規格に水分の検出下限が250ppm以下とあり、これが一つの目安となっている。

数100ppmレベルの不純物ガスを測定するには、真空中でパッケージを開封し、質量分析計に封止ガスを導入して測定する方法が用いられる。ここで、真空中に放出した封止ガスの質量分析計への導入は、リークバルブを通して一定速度で送る方法や、封止ガスの一部をいったん小空間に取り出して送る方法などがある。

しかし、いずれの方法においても、バックグラウンドの変動のために、測定の信頼性確保が困難であった。そこで、信頼性のあるパッケージ内ガスの測定技術を開発した。

本稿では、光・高周波デバイスなどの新規開発や材料・工程変更等における信頼性確保のために開発した、パッケージ内のガスの測定技術について述べる。

## 2. パッケージ内ガスの測定

### 2.1 装置設計

従来の方法であるリークバルブを用いたガス導入や小空間に一部のガスを取り出して測定する手法において、測定の信頼性を低下させている要因は、試料室の内壁から放出するガスが測定のバックグラウンドを増加させるためである。リークバルブを用いた場合にはガス流量を調整する間に、小空間にいったん溜(た)める場合にはその溜めている間に、壁面から放出したガスがバックグラウンド増加の要因となる。さらに、周囲の温度や測定履歴等に依存する装置内壁から放出するガス量の違いや、バルブ開閉のタイミング等のずれによって、このバックグラウンドの増加量も変動する。測定値からバックグラウンドの影響を除去しきれないため、測定の信頼性が低下する。

パッケージ内ガス測定の信頼性評価は、非破壊測定である露点温度測定(水分量)との比較により実施可能である。

従来のパッケージ内ガス測定による水分量は、露点温度測定の結果と1けた以上異なる場合もあり、測定の信頼性が保障されているとは言い難い。MIL規格の検出下限を満足しながら、いかに測定の信頼性を確保するかが課題である。

測定の信頼性を得るには、バックグラウンドの変動を極力抑えた測定系であることが必要である。そこで、パッケージ内容積に応じた径の変可オリフィス(微小穴)を通して、排気及びガス組成の測定を行う測定方法を開発した。この方法では、パッケージの開封からガス測定の間中、変可オリフィスを通して連続排気を行うためにバックグラウンドはほぼ一定である。そのため、信頼性のある測定が可能になる。

また、パッケージ内容積に応じた変可オリフィスを用いてガス流量を最適化することで、パッケージ内容積によらず高感度な測定ができる。

### 2.2 装置構成

図1に装置構成を示す。装置は分析室と試料室に分けられ、分析室側には、質量分析計と真空ポンプ、試料室側には、パッケージを開封する開封器と真空ポンプが取り付けられている。分析室と試料室の間は、変可オリフィスでつながっている。オリフィスを通して試料室を可変連続排気することで、バックグラウンドの変動を抑え、信頼性のある測定が可能である。次に操作手順を説明する。

### 2.3 測定準備

試料台にセットしたパッケージを試料室に入れ、真空ポンプで排気する。試料台は回転式で、最大12個のパッケージを同時にセットできる。光デバイスをセットした試料台を試料室の窓からのぞいた様子を図2に示す。

測定は、試料室と真空ポンプ間のバルブを閉め、試料室を、変可オリフィスを通して分析室側から真空ポンプで排気した状態で行う。

### 2.4 測定

質量分析計でガス測定を開始する。分析室の残留ガスや試料室の残留ガスが変可オリフィスを通して検出される。この値がバックグラウンドとなる。

次に、測定するパッケージを開封用ニードルの真下になるように試料台を回転移動させ、開封用ニードルを押し当

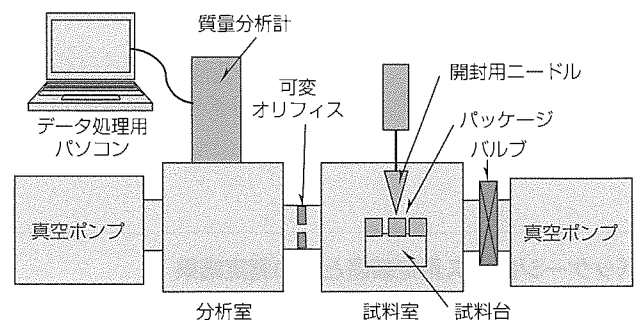


図1. 装置構成



ててパッケージを開封する。開封用ニードルに超硬合金を採用し、コバル等金属の金属キャップ、セラミックキャップ、ガラス窓等、ほとんどのパッケージの開封が可能である。

パッケージから放出されたガスは試料室内に充満し、可変オリフィスを通して徐々に分析室側に移動し、質量分析計で検出される。

ここで、質量分析計は、ガス圧が高いとイオン源で異常放電が生じるため、測定圧力に上限がある。しかし、分析室に導入するガス圧が高いほうがバックグラウンドとの差が大きくなり、測定感度を上げることができる。そこで、パッケージ内容積に合わせて可変オリフィスのコンダクタンスを調整し、分析室の最大圧力を測定上限の圧力に近づけることで、パッケージ内容積によらず高感度な測定が可能になる。

大気封止したパッケージの測定例を図3に示す。測定開始後、60秒後にパッケージを開封している。パッケージ開封前のイオン強度は装置のバックグラウンドであり、安定していることが分かる。パッケージの開封によって、N<sub>2</sub>、O<sub>2</sub>等の増加が確認できる。パッケージ開封後、徐々にイ

オン強度が低下するのは、試料室に開放されたパッケージ内のガスが、可変オリフィスを通して排気され、圧力が低下するためである。

### 2.5 データ処理

測定データは、図3に示したように時間とともに強度が減少し、かつその強度比も異なるため、これからパッケージ内のガス組成を単純に求めることができない。そこで、試料室から分析室へのガスの流れを、分子流モデルに基づく理論式でフィッティングすることでガス組成を定量化する方式を開発した。分子流とは、ガス同士の衝突よりも壁との衝突が主な場合、つまり希薄なガスの流れの場合に成り立つモデルである。

質量分析計によるガス種*i*のイオン強度*I<sub>i</sub>(t)*が、分析室内のガス種*i*の分圧に比例する場合、*I<sub>i</sub>(t)*とパッケージ内に含まれるガス種*i*の量*S<sub>i</sub>*との関係は、分子流モデルにより式(1)で表すことができる。

$$I_i(t) = a_i \cdot S_i \cdot C_i / V \cdot \exp(-C_i \cdot (t - t_0) / V) + \Delta I_i \dots (1)$$

ここで、*t*：時刻

*a<sub>i</sub>*：ガス種*i*の感度補正係数

*C<sub>i</sub>*：ガス種*i*の可変オリフィスのコンダクタンス

*V*：試料室体積

*t<sub>0</sub>*：パッケージ開封時刻

$\Delta I_i$ ：ガス種*i*のイオン強度のバックグラウンド

感度補正係数*a<sub>i</sub>*は、ガス種*i*の質量分析計の感度と真空ポンプの排気速度を乗じた値である。可変オリフィスのコンダクタンス*C<sub>i</sub>*は、温度やガス種の質量数に依存するが、可変オリフィスの形状から、計算で求めることができる<sup>(2)</sup>。イオン強度のバックグラウンド $\Delta I_i$ は、パッケージ開封前の強度を用いる。それぞれのガス種*i*について、測定データを、*S<sub>i</sub>*をパラメータとして式(1)でフィッティングすることによってパッケージ内のガス組成を求めることができる。

ただし、H<sub>2</sub>Oは試料室壁面に吸着している時間が長いために、上記のように定量化できない。H<sub>2</sub>Oが分子流モデルからずれる理由は、H<sub>2</sub>Oが可変オリフィスに飛び込む確率が、吸着で捕らえられている分小さくなり、実効的なコンダクタンスが低下するためである。そこで、H<sub>2</sub>Oの測定データを、パッケージ内のH<sub>2</sub>O量*S<sub>H2O</sub>*に加えて、オリフィスのコンダクタンス*C<sub>H2O</sub>*の2つのパラメータをフィッティングすることで、H<sub>2</sub>Oの定量化が可能になる。

### 3. 測定の信頼性の検証

#### 3.1 大気封止パッケージの測定による信頼性確認

図3で示した大気封止したパッケージの測定データから、式(1)を用いてガス組成を求めた結果と、参考到大気組成を表1に示す<sup>(3)</sup>。ここでH<sub>2</sub>Oは大気中の濃度変動が大きいために除いている。概略正しい値を示しているが、ずれの主要因はガス種ごとの質量分析計の感度依存性である。ここ

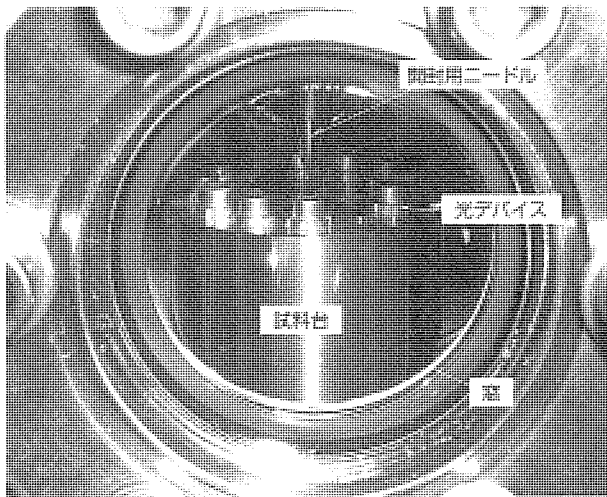


図2. 試料室

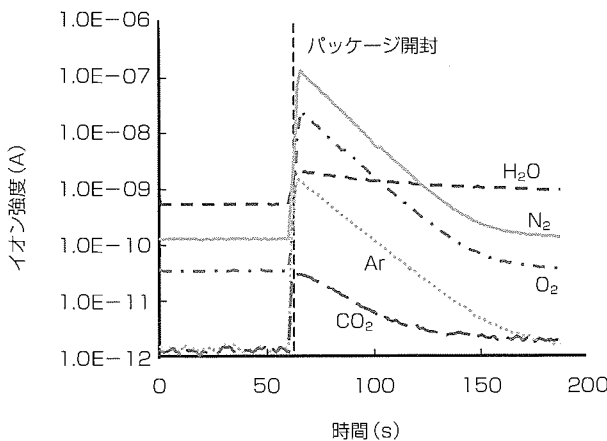


図3. 大気封止パッケージの測定データ

表 1. 大気封止パッケージのガス組成測定結果(%)

ガス種	パッケージ内ガス測定結果	大気組成 <sup>②</sup>
N <sub>2</sub>	79.8	78
O <sub>2</sub>	19.0	21
Ar	1.17	0.93
CO <sub>2</sub>	0.031	0.032

(水分を除く)

で行ったガス組成の導出には、質量分析計の感度としてカタログ値を用いたが、更に精度を上げるには、ガス種ごとに感度係数を測定すればよい。

また、測定の検出下限として、ノイズの標準偏差の3倍のピークとすると、H<sub>2</sub>OとO<sub>2</sub>の検出下限は、それぞれ150ppm、6ppmである。H<sub>2</sub>Oは、バックグラウンドが高く、かつ試料室壁面への吸着の効果により、他のガスに比べて検出下限値が高いものの、MIL規格に水分の検出下限250ppm以下を満足し、製品の管理には十分適用できる。

### 3.2 露点温度との比較による信頼性確認

水分は、パッケージ内のガスに不純物として混入しやすく、また、デバイスの不具合要因となる場合があることが知られている。そのため、パッケージ内の水分管理は特に重要である。

光デバイス等の透明窓のあるパッケージは、冷却しながら透明窓の内側の結露の有無を観察することにより、パッケージ内のガスの露点温度を測定することができる。そこで、パッケージ内の水分濃度を変えたサンプルを作製し、露点温度とガス測定による水分量を比較した。

露点温度が-20℃、-5℃、20℃のパッケージのH<sub>2</sub>Oの測定データを図4に示す。露点温度が高い(H<sub>2</sub>Oが多い)ほど、H<sub>2</sub>Oのピークが高いことが分かる。

露点温度とガス測定による水分量を図5に示す。実線が露点温度をppmに換算した値であり、丸印がガス測定による測定値である。各露点温度の2個のサンプルの測定値は、露点温度測定による水分量にほぼ一致した。露点温度測定の値と1けた以上ばらついた従来のガス測定に比べて信頼性のある結果が得られた。

## 4. む す び

可変オリフィスを用いることによって、信頼性のあるパッケージ内ガス測定技術を開発した。パッケージを真空中

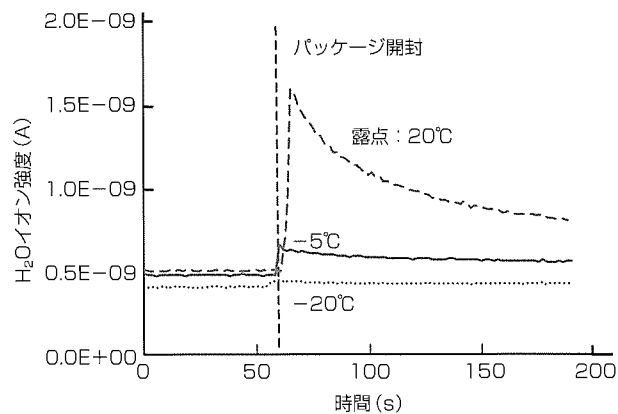


図 4. 露点温度の異なるパッケージの水分測定データ

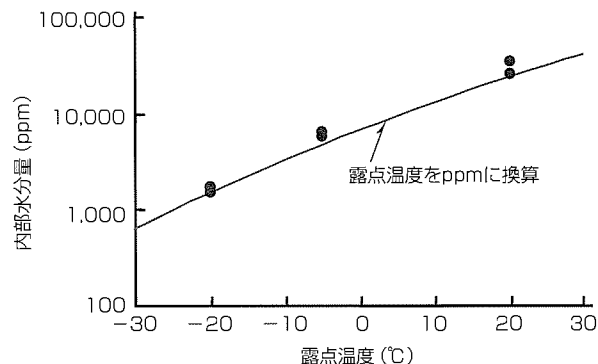


図 5. 露点温度と水分量測定の関係

で開封し、可変オリフィスを通して連続排気をしながらガス測定を行ってバックグラウンドの変動を抑えることで達成した。検出下限は、水分150ppm、酸素6ppmであり、MIL規格にある水分の検出下限250ppm以下を満足した。

開発した信頼性のあるガス測定技術を、気密パッケージが数多く用いられている光・高周波デバイスに適用し、新規開発品、材料・工程変更等におけるデバイスの信頼性確保に寄与している。

## 参 考 文 献

- (1) Military Specifications and Standards, MIL-STD-883F 1018.4
- (2) 日本真空技術株式会社：真空ハンドブック改訂版(1985)
- (3) 国立天文台編：理科年表平成18年版，丸善株式会社



# 特許と新案\*\*\*

三菱電機は特許及び新案を有償開放しております

有償開放についてのお問合せは  
三菱電機株式会社 知的財産渉外部  
電話(03)3218-9192(ダイヤルイン)

## 冷凍サイクル装置及びその形成方法並びに冷凍サイクル装置の室外機 特許第3361765号(特開2000-9368)

発明者 河西智彦, 倉地光教

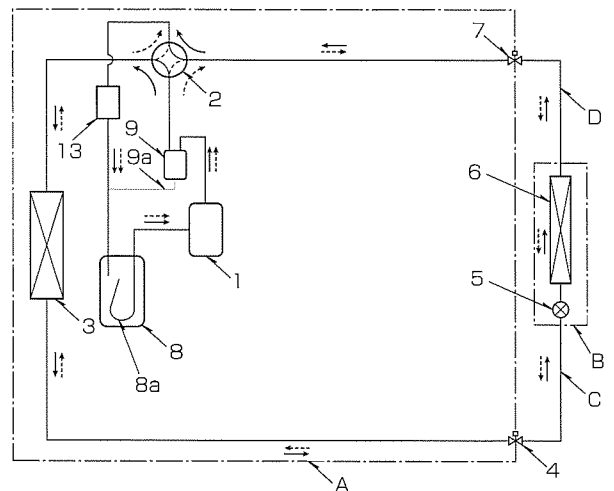
この発明は、HCFC冷媒等で使用していた既設の配管(C, D)を流用してHFC冷媒用の室外機(A)に置き換える際に、HFC冷媒で配管に残留していた鉱油等を流して洗浄し、異物捕捉手段(13)で上記鉱油等の異物を捕捉するようにしたものである。

異物捕捉手段(13)は、空調機の室内機(B)に搭載する利用側熱交換器(6)と室外機(A)に搭載する圧縮機(1)との間の配管に設けており、室外機(A)及び室内機(B)のみを交換した後に鉱油回収運転を行うことで上記残留異物を捕捉する。

したがって、ビル等に埋設されている既設の接続配管(C, D)は交換しないで、老朽化したHCFC等の冷媒を用いた空調機を新しいHFC冷媒用の空調機に入れ替えることができる。

また、圧縮機(1)の下流側に設けた油分離器(9)によって、新規の冷凍機油が室内機側に流入するのを防止し、洗浄し

た上記残留異物と新規の冷凍機油とが混合することがないため、新規の冷凍機油は劣化しない。



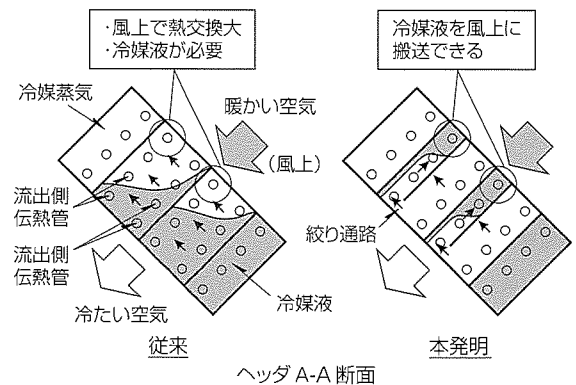
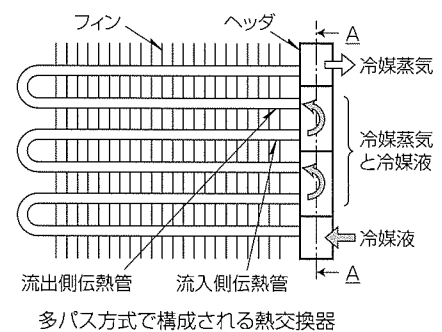
## 熱交換器 特許第3761833号(特開2003-302123)

発明者 村上泰城, 若本慎一, 中山雅弘, 石橋 晃

この発明は、冷凍サイクルを構成する空気調和機において、流入側伝熱管と流出側伝熱管とをヘッドで接続する多パス方式で構成した熱交換器に関するものである。

多パス方式で構成される熱交換器には、空気が通過する方向に複数の伝熱管が設けられており、蒸発時には、熱交換量が大きくなる風上側の伝熱管に冷媒液を搬送する必要がある。しかしながら、熱交換器を傾けて設置した場合、重力下側に冷媒液が溜まり、風上側の伝熱管に冷媒液を搬送することができないという問題があった。

この発明は、蒸発時に流出側伝熱管の接続部分を狭く仕切り、仕切りの風下側に絞り通路を設けたものである。この発明により、絞り通路で加速された慣性力の大きな冷媒液を風上側の伝熱管に搬送し、多パス方式で構成される熱交換器の伝熱性能を高めることができる。





# 特許と新案\*\*\*

三菱電機は特許及び新案を有償開放しております

有償開放についてのお問合せは  
三菱電機株式会社 知的財産渉外部  
電話 (03) 3218-9192(ダイヤルイン)

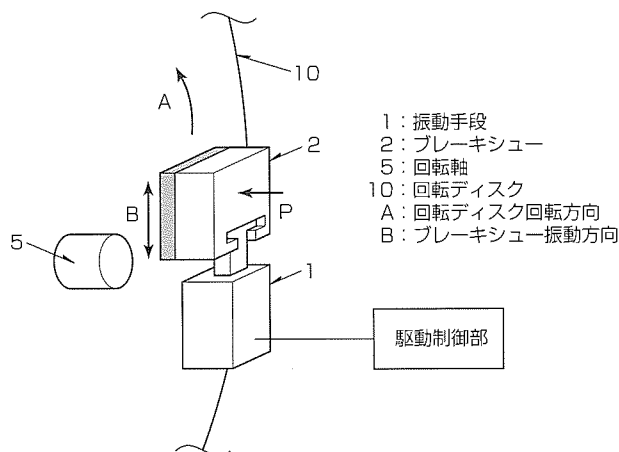
## 摩擦式ブレーキ、ディスクブレーキ装置、エレベーター用 ディスクブレーキ装置 特許第3672216号(特開平11-294502)

この発明は、例えばエレベーターに用いられるディスクブレーキ装置のような摩擦式ブレーキにおいて、制動力を制御可能なブレーキ装置に関するものである。

従来の制動力を制御可能な摩擦式ブレーキ装置では、制動時に制動対象に対してブレーキシューを押し付ける力を、電磁マグネットの電磁吸引力によって制御することで制動力を制御していたが、ブレーキ面の摩耗により、電磁マグネットの磁気ギャップ寸法が変動するため安定した制動力の制御が困難であった。

この発明では、ブレーキシューを振動手段によって制動力が働く方向と平行方向(図中Bの方向)に振動させる。このとき、振動の一周期の間にブレーキシューの速度が回転ディスクの速度を一時的に上回るように振動させる。すなわち、回転ディスクに駆動力を作用させる。この駆動力を作用する時間割合を制御することで見かけの制動力を制御

発明者 田中直也、松川公映、中村和且、杉田和彦  
する。ブレーキシューの押付け方向に対する制御方法ではないため、ブレーキ面の摩耗の影響を受けることなく、安定して制動力を制御できる。



### 〈本号記載の商標について〉

本号に記載されている会社名、製品名はそれぞれの会社の商標又は登録商標である。

### 〈次号予定〉三菱電機技報 Vol.81 No.4 特集「統合プラットフォームと最新のFA機器・産業加工機」

<b>三菱電機技報編集委員</b> 委員長 三嶋吉一 委員 小林智里 増田正幸 山木比呂志 佐野康之 糸田敬 世木逸雄 岡本尚郎 河合清司 長谷勝弘 木槻純一 逸見和久 光永一正 河内浩明 赤川正英 事務局 園田克己 本号取りまとめ委員 古藤悟 安村賢二	<b>三菱電機技報 81巻3号</b> (無断転載・複製を禁ず) 編集人 三嶋吉一 発行人 園田克己 発行所 三菱電機エンジニアリング株式会社 e-ソリューション&サービス事業部 〒102-0073 東京都千代田区九段北一丁目13番5号 日本地所第一ビル 電話 (03)3288局1847 印刷所 株式会社 三菱電機ドキュメンテクス 発売元 株式会社 オーム社 〒101-0054 東京都千代田区神田錦町三丁目1番地 電話 (03)3233局0641 定価 1部945円(本体900円)送料別	2007年3月22日 印刷 2007年3月25日 発行
<b>三菱電機技報 URL</b> 三菱電機技報に関するお問い合わせ先	URL <a href="http://www.MitsubishiElectric.co.jp/giho/">http://www.MitsubishiElectric.co.jp/giho/</a> URL <a href="http://www.MitsubishiElectric.co.jp/support/corporate/giho.html">http://www.MitsubishiElectric.co.jp/support/corporate/giho.html</a>	
英文季刊誌「MITSUBISHI ELECTRIC ADVANCE」がご覧いただけます	URL <a href="http://global.mitsubishielectric.com/company/r_and_d/advance/">http://global.mitsubishielectric.com/company/r_and_d/advance/</a>	

(お知らせ) 2007年4月から英文季刊誌「MITSUBISHI ELECTRIC ADVANCE」のURLは次のとおり変更いたします。

URL <http://global.mitsubishielectric.com/company/rd/advance/>

# スポットライト

## 三菱電機CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ 給湯機 “エコキュート”

2006年6月に発売した三菱CO<sub>2</sub>冷媒ヒートポンプ(HP)給湯機“エコキュート<sup>(注1)</sup>”は、当社の最新の技術を搭載し、業界トップの省エネルギー性を実現するなど、お客様にとってのメリットを提供すると同時に、地球環境にも優しい商品として開発されました。

この商品は、省エネルギーセンターが主催する「平成18年度省エネ大賞省エネルギーセンター会長賞」を受賞しました。

### 1. 発売のねらい

2005年2月「京都議定書」が発効され、ますます地球温暖化対策の重要度が増してきているのが昨今の国内エネルギー環境事情の現状です。特に、家庭用においては、暖房、給湯用途での消費比率が60%と高く、この分野での省エネルギー化の加速がより急がれています。また、現在、各地域の電力会社の後押しによるオール電化住宅の普及率も年々増加の一途をたどり、電気給湯機、IHクッキングヒーター、太陽光発電などを中心とする電化のウェートが高まっています。

当社は今回、こうした背景の中で、独自の技術で業界トップの省エネルギー性を実現した三菱エコキュートを開発し、お客様の暮らしと住まいにやさしい商品を提供します。

### 2. 商品の特長

- (1) 高効率圧縮機と、高効率熱交換器の開発で業界トップの定格COP4.9を達成

この給湯機のHPユニットには、当社のエアコンで実績のあるロータリ圧縮機を採用しました。さらにHP給湯機としては、業界初のポキポキモータを搭載した高圧シェル型ロータリ方式で、性能はもとより、品質面においても高い信頼性を確保しています。

また、熱交換器においても新しい当社独自の技術を適用しています。新開発の“ツイスト&スパイラルガスクーラー”を採用しました。この熱交換器は、水配管側にねじり管を採用して冷媒管にろう付けすることで、伝熱面積を大幅に増加させ、高効率化しています。

- (2) 貯湯タンクユニットに断熱性能を従来比15%向上した発泡断熱材を採用し、保温性能を向上

断熱性能を従来比約15%向上させた発泡ポリスチレン製の成形断熱材を搭載することによってタンクユニットの保温性能を向上させました。

- (3) 業界初の工事性向上 “パネル外さず施工”

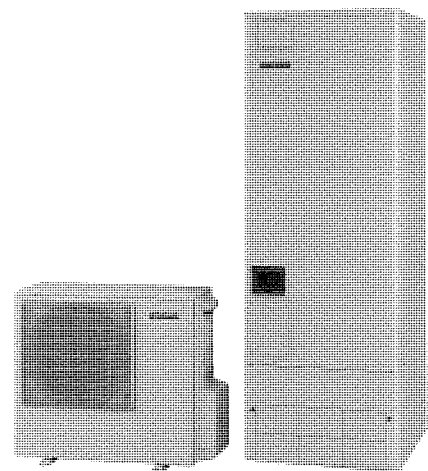
業界で初めて、配管接続部をケコミ部に配置した外部ジョイント構造で、正面パネルを外さずに配管配線工事が可能になり、工事性が大幅に向上しました。

- (4) 新デザインで使いやすいスクエアリモコン

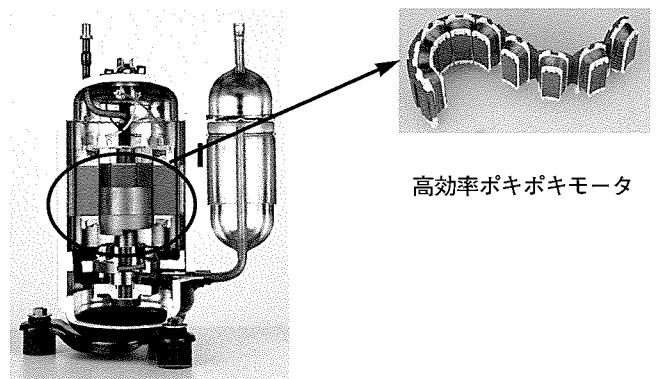
当社独自の双方向ハンズフリーインタホン機能を搭載し、大画面、大表示で見やすい親切設計です。

今後は、2008年4月の家庭用ヒートポンプ給湯機のJISの施行で、より省エネルギー競争が激化すると共に、競争の視点が定格性能から年間ベースの実働機器効率へと移行すると想定されるため、今後も高性能化・高信頼性化に向けた技術開発を進める予定です。

(注1) エコキュートは、関西電力㈱の登録商標です。



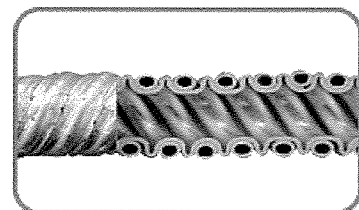
ヒートポンプ給湯機外観



高効率ポキポキモータ



CO<sub>2</sub>ロータリ圧縮機



ツイスト&スパイラルガスクーラー