

寒冷地向けCO₂ヒートポンプ暖房システム

Heat Pump Heating System for Cold Climates Using CO₂ as Refrigerant

小須田 修
Osamu Kosuda

長谷川 寛
Hiroshi Hasegawa

尾形 雄司
Takeshi Ogata

谷口 勝志
Katsuji Taniguchi

柿本 敦
Atsushi Kakimoto

塩谷 優
Yu Shiotani

要 旨

暖房負荷が高い欧州寒冷地をターゲット市場として、既築住宅の高温暖房用の化石燃料ボイラをヒートポンプに置き換え、CO₂排出量を減少させることを目標にヒートポンプ温水暖房システムの開発を行った。ヒートポンプの冷媒としては、ボイラ同等の90℃の加熱が可能である特性に着目し、CO₂を冷媒として用いた。CO₂ヒートポンプの高効率化の差別化技術としてインジェクション機構を搭載した膨張機一体型圧縮機を用いた動力回収型のヒートポンプを構築し、目標の年間COP 2.5の可能性を明らかにした。

Abstract

We carried out the technology development of a heat pump water-heating system for cold European climates with the aim of reducing current CO₂ emission levels by converting existing fossil-fuel-burning boilers for high-temperature home heating to heat pumps using CO₂ as a refrigerant. We focused on the characteristics of CO₂ which can heat the water to 90 °C, as high as a boiler. We used CO₂ as the refrigerant of the heat pump. We demonstrate the possibility of achieving an annual COP of 2.5 by constructing a highly efficient power-recovery-type heat pump using a compressor combined with an expander having an injection device as a differentiated technology for CO₂ heat pumps.

1. はじめに

近年、地球温暖化が深刻化しており、世界中でCO₂排出量削減の取り組みが実施されている。部門別でのCO₂排出量を見ると、家庭部門での排出量が大きな割合を占めている。さらに、家庭部門でのエネルギー消費量の大きな割合を暖房用途が占めており、特に欧州寒冷地において消費が非常に大きい。温暖化対策の観点で、欧州寒冷地における暖房用途に起因したCO₂排出量の削減は非常に重要である。

本開発では、欧州既築住宅の暖房用の化石燃料ボイラを高温出湯が可能なCO₂ヒートポンプに置き換え、CO₂排出量を大きく削減することを目標に開発を行った。既築住宅においては断熱性が低く、90℃程度の高温の温水が必要になるが、ヒートポンプの冷媒としてR410Aを用いた場合、60℃程度までしか出湯できないのに対し、CO₂を冷媒として用いた場合、90℃程度の高温出湯ができるため、高温出湯の観点でCO₂ヒートポンプを用いた置き換えが可能である。

ここで、ボイラをCO₂ヒートポンプに置き換えるためには年間COP（成績係数）を2.2から2.5まで向上させる必要があった。従来のCO₂ヒートポンプでは、膨張弁によって高圧冷媒を膨張させて減圧し、低圧としているが、約6 MPa以上ある高圧と低圧の大きな圧力差による圧力エネルギーは捨てられ損失となっていた。そこで、この圧力エネルギーを回収し、圧縮機の動力の一部として利

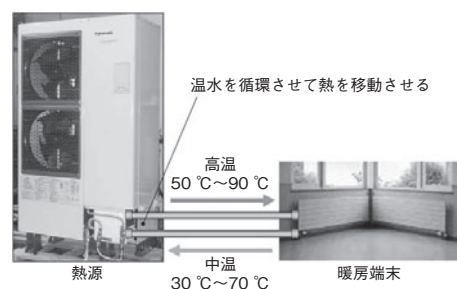
用する膨張機の技術に注目した[1]。膨張弁を膨張機に置き換えることで、膨張機により動力回収ができ、CO₂ヒートポンプの運転性能を向上できる。

本開発では膨張機による動力回収技術を利用したCO₂ヒートポンプ温水暖房システムの構築を行った。具体的な取り組みを次章以降に示す。

2. CO₂ヒートポンプ温水暖房システム仕様

2.1 温水暖房システムの基本構成

寒冷地で一般的に用いられている温水暖房システムの基本構成は、第1図に示すようにボイラやヒートポンプなどの熱源と室内を暖めるラジエータなどの暖房端末から成っている。両者の間は水配管により接続されており、熱源で発生させた高温の温水を室内の暖房端末へと送



第1図 温水暖房システムの基本構成

Fig. 1 Basic design of hot water heating system

り、室内暖房端末内に高温の温水を循環させ、室内の暖房を行う。暖房端末で放熱し、中温となった温水は再度熱源に戻し、再加熱を行う。

本開発では、まずCO₂ヒートポンプ温水暖房のシステム仕様として、暖房能力の最大値、温水温度の外気温度特性を明確にし、CO₂ヒートポンプに置き換え、CO₂排出量を大きく削減することができる運転性能目標を明確にし、開発を行った。

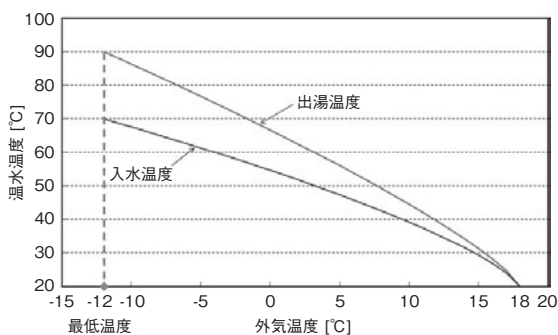
2.2 暖房能力の最大値

地域・気象により暖房負荷、発生頻度は異なるが、暖房負荷は外気温度に依存し、外気温度が低いほど暖房負荷が増加する。開発にあたっては、欧州寒冷地の代表的な都市（フランクフルト、ストックホルムなど）の外気温度などの気象データを基に、外気温度に対応した暖房負荷と発生頻度の関係を算出し、その結果に基づき、開発対象の暖房能力の最大値を8 kWに設定した。

2.3 温水温度の外気温度特性

第2図に、最低外気温度-12℃、入水温度70℃で出湯温度90℃、暖房能力8 kWを出す仕様としたときの温水温度の外気温度特性を示す。

温水暖房においては、外気温度が低いほど高温の温水が必要となり、また熱源前後の温度差が変化する。本開発では、第2図に示すような温水温度の外気温度特性に対応可能なCO₂ヒートポンプシステムの構築を目指した。



第2図 温水温度の外気温度特性
Fig. 2 Ambient temperature characteristic of temperature of hot water

2.4 運転性能目標

本開発ではCO₂ヒートポンプシステムの運転性能の目標を一次エネルギー換算でのCO₂排出量の観点で決定した。

比較するボイラの燃焼効率を90%、発電所での発電効

率を40%とすると、一次エネルギー換算でのCO₂排出量の観点で年間COPが2.5あれば、ボイラよりCO₂排出量を低減できる。一方、CO₂を冷媒として用いただけの従来のヒートポンプ技術だけでは、年間COPが2.2程度である。このため、CO₂ヒートポンプでCO₂排出量を削減するためには年間COPを2.2から2.5まで性能向上させる技術が必要であった。

ここで、CO₂を冷媒として用いた場合、ほかの冷媒よりも特に高压と低压の圧力差による圧力エネルギーが大きいので、その圧力エネルギーを回収し、有効に使うことができる膨張機技術に着目し[2][3]、簡易シミュレーションにより膨張機による動力回収効果を試算したところ、理論上、膨張機サイクル技術として15%の性能向上が可能であることがわかった。この試算結果を基に、膨張機サイクル技術を利用して年間COP 2.5を出すことを目標にした。年間COP 2.5を出すことができれば、1次エネルギー換算で総合効率が100%以上となり、しかも再生可能エネルギー利用技術として今後市場が拡大すると考えられる。

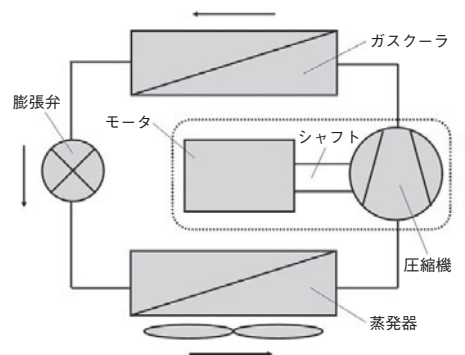
膨張機サイクル技術を搭載した動力回収型ヒートポンプ開発の具体的な取り組みを次章以降に示す。

3. 動力回収型ヒートポンプシステムの構築

3.1 CO₂ヒートポンプ基本構成

第3図に、従来のCO₂ヒートポンプの基本構成を示す。CO₂ヒートポンプは、圧縮機、ガスクーラ、膨張弁および蒸発器から構成される。それぞれの構成要素同士は配管でつながれており、CO₂冷媒が充填されている。

ヒートポンプの動作としては、まず圧縮機で冷媒を高温高压にし、ガスクーラへ送る。ガスクーラで冷媒と水で熱交換を行い、水を加熱する。ガスクーラを出た低温高压の冷媒は次に膨張弁へ流入する。膨張弁で冷媒を低



第3図 従来のCO₂ヒートポンプの基本構成
Fig. 3 Schematic diagram of conventional CO₂ heat pump

温低圧に膨張させる。膨張弁を出た低温低圧の冷媒は、蒸発器へと流入し、蒸発器で大気熱を受け、再び圧縮機に戻る。

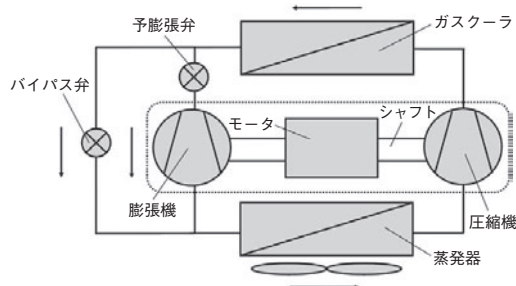
暖房能力となるガスクーラでの熱交換量は、圧縮機入口、膨張弁入口それぞれの冷媒状態を、圧縮機の回転数、膨張弁の開度をそれぞれ個別に制御することにより調整する。

3.2 膨張機一体型圧縮機の課題

第4図に、膨張機を用いた動力回収型ヒートポンプの基本構成を示す。本開発では圧縮機と膨張機をシャフトで直結し、1つの圧力容器に収納する、膨張機一体型圧縮機の方式を用いた。本方式では、膨張機で冷媒が低温低圧へと膨張する際に、圧力差による圧力エネルギーによって膨張機を回転させる。膨張機で発生した回転エネルギーはシャフトを介して圧縮機の動力の一部として利用し、効率向上を図る。膨張機入口の上流の予膨張弁の開度制御により膨張機入口の冷媒の圧力、密度などの状態の制御を行い、また膨張機と並列にあるバイパス弁の開度制御により膨張機をバイパスする冷媒流量の制御を行う。

上記膨張機一体型を搭載した動力回収型ヒートポンプの課題について以下に述べる。膨張機一体型圧縮機ではシャフトで直結しているため、圧縮機と膨張機の回転数が同じになり、外気温度に関係なく、圧縮機と膨張機が吸い込む冷媒の体積の比がそれぞれの吸入容積の比に固定される。第4図において、バイパス弁を閉じた場合、圧縮機、膨張機それぞれに流れる質量流量は同じになる。この質量流量が同じで体積比が固定されると、おのずと圧縮機と膨張機の入口の冷媒の密度の比（密度比）も固定され一定の比となってしまふ。

従来のCO₂ヒートポンプでは、圧縮機入口、膨張弁入口の状態を個別に調整することにより目標の熱交換量を得るように制御していたのに対して、膨張機一体型圧縮機を用いることにより、密度比が固定されてしまひ、運



第4図 動力回収型ヒートポンプの基本構成
Fig. 4 Schematic diagram of power recovery CO₂ heat pump

転可能なサイクル条件が制限されるため、熱交換量の制御範囲が制限されてしまふ。

それに対して、膨張機と並列にバイパス弁を追加したり、膨張機入口前に予膨張弁を追加したりなどして、それらの開度調整により膨張機入口の状態を制御し、前記密度比の制御を行うことが可能である。

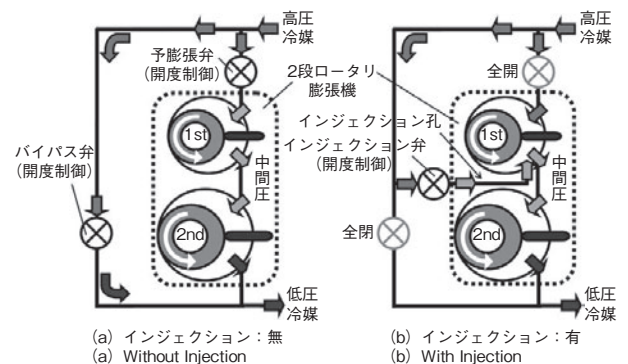
しかしながら、バイパス弁で冷媒をバイパスさせると、膨張機により回収できる動力が減り、また予膨張弁で冷媒を減圧させると、圧力エネルギーが減るため、どちらにおいても性能向上効果が目減りしてしまふ。

そこで、密度比の制御と性能向上の両方を実現する方法を考えた。

3.3 インジェクション搭載膨張機システムの構築

本開発では膨張機に対するインジェクション技術に着目し、2段ロータリ膨張機を使用し、膨張機の1段目と2段目の途中にインジェクション機構を導入し、外気温度の違いによる密度比の変化にインジェクション技術で対応することを検討した。第5図に、インジェクション機構を簡略化して示す。

第5図 (a) に示すように、従来インジェクション機構が無い場合、密度比の制御はバイパス弁もしくは予膨張弁の開度制御により行う。それに対して、第5図 (b) に示すように、2段ロータリ膨張機の1段目と2段目の途中にインジェクション孔を設け、バイパス弁の上流側の冷媒をインジェクション弁を介して膨張機内部に注入するインジェクション機構を備えると、従来バイパスさせていた冷媒をインジェクション孔より膨張途中に注入させることができる。インジェクション弁の開度の調整によりインジェクションを行う冷媒流量を調整し、インジェクションを行わず制御可能な条件においては弁を閉める。第5図 (b) に示すようなインジェクション機構を備えることにより、従来バイパスさせ無駄にしていたエ

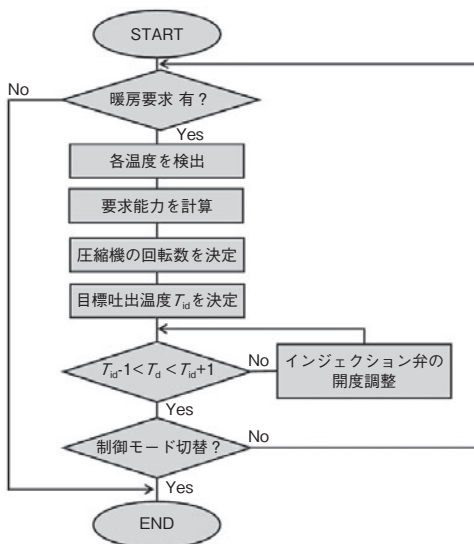


第5図 インジェクション搭載膨張機
Fig. 5 Expander with injection design

エネルギーを回収できる。

新たに追加したインジェクション弁の制御としては、外気温度が低く、圧縮機入口密度が低下する条件では相対的に密度比が高くなり、膨張機入口密度が膨張機の容積により決まる密度を上回る傾向にあるため、可能な限りインジェクション弁の開度を閉める。また逆に、外気温度が高く、圧縮機入口密度が上昇する条件では相対的に密度比が低くなり、膨張機入口密度が膨張機の容積により決まる密度より下回る傾向になるため、可能な限りインジェクション弁の開度を開ける。

インジェクション弁の開度の調整には、第6図に示すような制御フローを用い、制御を行った。外気温度に対応して目標の吐出温度を決定し、それを目安にインジェクション弁の制御を行う。目標吐出温度は動力回収効果を最大限得るインジェクション弁の開度により決定し、それにより高効率での運転を目指した。



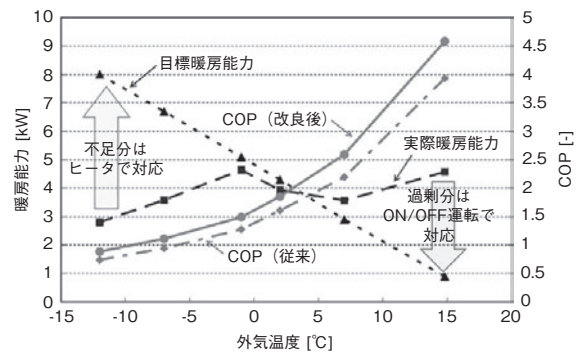
第6図 制御フロー概略図

Fig. 6 Schematic diagram of control flow

3.4 実機による効果の実証

インジェクション機構を備えた動力回収型ヒートポンプシステムの効果の実証試験を環境試験室にて行った。実証にあたっては国内向けのCO₂ヒートポンプ給湯機(定格給湯能力6 kW)をベースに改造を行い、システムを構築した。

第7図に、実機によって得られた外気温度に対する暖房能力、COPの変化を示す。本試験では-12℃～15℃の外気温度の変化に対応して全温度範囲でインジェクション弁の開度調整による密度比の制御ができ、暖房能力



第7図 外気温度に対する性能変化

Fig. 7 Performance change related to ambient temperature

2.0 kW～5.0 kW、COP 1.0～4.5の値を得ることができた。COPの値としては従来のCO₂ヒートポンプと比較して12%～20%の向上した値が得られた。

外気温度が氷点下以下の低い条件で、目標とした暖房能力を出すことができなかったが、これはCO₂ヒートポンプ給湯機用の圧縮機をそのまま暖房用途に用いたため最高回転数における能力不足のためである。今回は不足した暖房能力をヒータによって補ったが、圧縮機の排除容積の専用設計により対応可能である。

また外気温度が高い条件で、実際の暖房能力が目標の暖房能力以上の値となったが、これは用いた圧縮機の回転数の下制限により目標暖房能力を満たす程度まで圧縮機の回転数を下げられなかったためである。しかしながら、暖房能力が過剰なときはヒートポンプをOFFにするON/OFF制御により対応が可能である。

第7図に示す結果を基に年間COPを計算すると、動力回収効果により年間COPは従来のCO₂ヒートポンプに対して+15%となり、性能向上目標を達成できた。

4. 欧州寒冷地におけるFTの実施

4.1 信頼性確認項目

前章までで構築した動力回収型ヒートポンプシステムのFT(フィールドテスト)を欧州寒冷地であるドイツ、シュツットガルトにて実施し、信頼性を確認した。

今回のFTにおいては、恒温水槽により外気温度に対応した暖房負荷を与え、試験を行った。FTでは、以下の項目を中心に確認した。

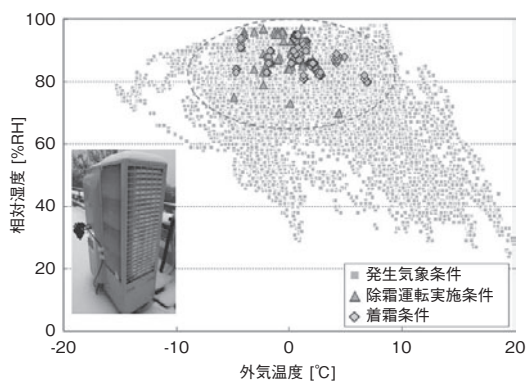
- (1) 長期間運転しても性能が悪化しないこと
- (2) インジェクション弁による密度比の自動制御が可能であり、目標の暖房能力を得ること
- (3) 断続的にON/OFF制御運転をしても異常が発生しないこと

- (4) 熱交換器に着霜した条件で除霜運転を行い、除霜運転をした後、定常運転に復帰すること
 (5) 圧縮機の性能が期間内で大きく変化しないこと
 (6) 凍結してヒートポンプが停止しないこと
 上記に示す6項目のうち、本稿では、(2)、(4)の結果について以下に示す。

4.2 除霜試験評価結果

自動制御にて着霜条件で除霜運転が正常に行われることの確認、ならびに除霜時間の評価を行った。

第8図に、除霜運転と気象条件の関係を示す。第8図中において、円で囲まれた気象条件を中心に除霜運転が行われた。試験期間全般を通して、着霜した条件においては正常に除霜運転が働く、もしくは断続運転の停止により霜の溶解が行われ、性能が低下する着霜状態が長時間維持されることはなかった。また除霜時間が最大でも8分の短時間で終わることが確認できた。



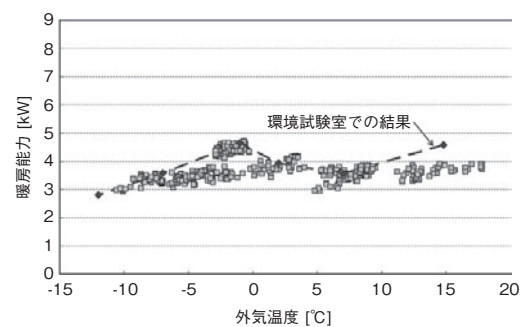
第8図 除霜運転発生条件

Fig. 8 Relation between defrost operation and climate conditions

4.3 運転性能評価結果

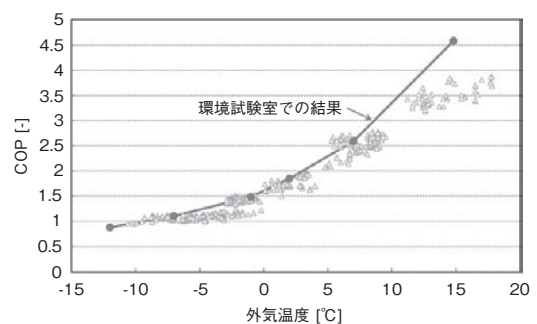
FTで1000時間の断続自動運転を行い、インジェクション弁による密度比の自動制御が可能であることの確認、ならびに暖房能力、COPの評価を行った。

第9図、第10図にFTで得られた外気温度に対する暖房能力の変化およびCOPの変化を示す。第9図および第10図には環境試験室での結果も同時に重ねて表示している。欧州寒冷地の実環境下においても、インジェクション弁の自動制御により目標の性能を得ることができ、環境試験室同等の暖房能力3.0 kW ~ 4.7 kW, COP 1.0 ~ 4.0の値を得ることができた。



第9図 外気温度に対する暖房能力変化

Fig. 9 Heating capacity change related to ambient temperature



第10図 外気温度に対するCOP変化

Fig. 10 COP change related to ambient temperature

5. まとめ

欧州寒冷地向けCO₂ヒートポンプ暖房システム（目標：暖房能力の最大値8 kW、年間COP 2.5、動力回収による年間COP向上15%）の開発において、

- 1) 膨張機一体型圧縮機、インジェクション制御システムを搭載した動力回収型ヒートポンプシステムを構築し、インジェクション制御により、従来のCO₂ヒートポンプに対して年間COP 15%向上を実証した。
- 2) 構築した動力回収型ヒートポンプシステムのFTをドイツ、シュツットガルトにて実施、1000時間以上の断続暖房運転を実現した。

ただし、今回は膨張機を用いた動力回収により大幅の性能向上ができたが、暖房能力が不足した低外気温度においてのさらなる能力向上が必要であり、同時に寒冷地向けのヒートポンプ暖房システムの商品化に対して低外気温度でのさらなる信頼性の確立が必要である。

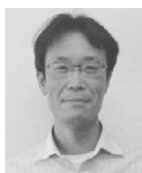
参考文献

- [1] Douglas M. Robinson et al., "Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without expansion turbine," Int. J. Refrigeration, vol.21, no.7, pp.577-589, 1998.
- [2] M. Fukuta et al., "Performance and characteristics of compressor/expander combination for CO₂ cycle," 7th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, pp.95-98, 2006.
- [3] H. Kohsokabe et al., "Operating characteristics of CO₂ chiller cycles with expander-compressor unit," 8th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, pp.1090-1097, 2008.

執筆者紹介



小須田 修 Osamu Kosuda
 パナソニック株式会社 エナジー変換システム
 開発センター
 Energy Conversion System Development Center,
 Panasonic Corporation



長谷川 寛 Hiroshi Hasegawa
 パナソニック株式会社 エナジー変換システム
 開発センター
 Energy Conversion System Development Center,
 Panasonic Corporation



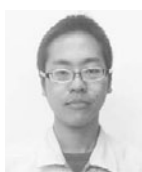
尾形 雄司 Takeshi Ogata
 アプライアンス社 技術本部
 Corporate Engineering Div., Appliances Company



谷口 勝志 Katsuji Taniguchi
 オートモーティブシステムズ社 事業開発セン
 ター
 Business Development Center, Automotive
 Systems Company



柿本 敦 Atsushi Kakimoto
 パナソニック株式会社 エナジー変換システム
 開発センター
 Energy Conversion System Development Center,
 Panasonic Corporation



塩谷 優 Yu Shiotani
 アプライアンス社 技術本部
 Corporate Engineering Div., Appliances Company