コージェネレーションを対象とした 排熱回収発電システムに関する研究* (第2報, スクロール蒸気膨張機の性能特性の基礎的解明)

川端 裕二^{*1}, 奥本 和史^{*2}, 高橋 秀行^{*2}
高良 伸治^{*3}, 阿部 幸介^{*3}, 濱地 康之^{*4}
小野 泰右^{*5}, 千田 二郎^{*2}, 千田 衛^{*1}

Study on Heat Recovery Generation System for Co-generation (2nd Report, Fundamental Analysis on Performance Characteristics of Scroll Steam Expander)

Yuji KAWABATA, Kazushi OKUMOTO^{*6}, Hideyuki TAKAHASHI,
Shinji TAKARA, Kosuke ABE, Yasuyuki HAMACHI,
Taisuke ONO, Jiro SENDA and Mamoru SENDA

^{*6} Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Doshisha University,
1-3 Tataramiyakodani, Kyotanabe-shi, Kyoto, 610-0321 Japan

In this study, we aim to construct the heat recovery generation system using steam Rankin cycle for cogeneration by low capacity prime mover of about 500 kW or less. As power recovery device, we focused attention on the scroll expander with high-efficiency potential. However, performance characteristics of the scroll expander for steam are not apparent. The purpose of this paper is to clarify the performance characteristics of the scroll steam expander. As the result of comparing performance characteristics of steam with that of compressed air, at the condition of constant suction pressure (300 kPa) and rotation speed of in the range from 500 rpm to 3 000 rpm, the net efficiency of compressed air is in the range of 50% to 20%, on the other hand, that of steam is in the range of 10% to 40%. Moreover, in case of steam, it was shown that the influence of the leakage loss and the heat loss are the largest.

Key Words: Co-generation System, Waste Heat Recovery, Rankine Cycle, Steam, Scroll Expander, Analytical Model

1. 緒 言

エネルギー有効利用技術の一つとして、熱と電気を同時供給するコージェネレーションシステム(CGS)が注目されている。近年のCGSの動向として、原動機規模の小容量化や、年間を通して熱需要が変動する事業所や家庭用などへの導入が挙げられる^①。しかし、原動機の小容量化に伴い発電効率は低下し、熱需要が減少する中間期においては、排熱利用率が低下する。このことから、年間を通しての総合効率は低い状況にある。今後、幅広い対象に対してCGSを効果的に導入していくためにも、導入対象の規模や熱需要量によらず、総合効率を向上させることが重要となる。

この課題に対して、本研究では発電容量 500kW 以下の中・小規模の CGS を対象とし、水蒸気ランキン

サイクルを用いた高効率な排熱回収発電システムの構築を目指している^②。小容量の原動機の排熱を熱源とする場合、構成機器が小型になるため、機器単体の効率向上が必要不可欠であり、特に動力回収機である膨張機は回収出力に最も影響を与える要素となる。そこで、著者らは動力回収機として小型、低振動、低騒音の特徴を有するスクロール膨張機に着目した。スクロール膨張機は、これまでに作動流体に空気や冷媒を用いて低出力域での高効率を達成したという報告^{③④}がある。このことから、作動流体に水蒸気を用いた場合においても高効率が期待できるが、過去の研究例はあまり見られず、その性能特性は明らかにされていない。

そこで本論文では、スクロール蒸気膨張機の性能特性を解明することを目的とした。対象膨張機として、市販のスクロール圧縮機を膨張機に改造したものをを用い、電気ボイラで発生させた水蒸気を作動流体として用いた場合の、膨張機のトルク、流量、内部の圧力を計測し、種々の損失、効率等の性能特性を把握した。また、高効率の実績のある圧縮空気を作動流体として用いた場合についても同様の計測を行ない、性能特性の比較を行なった。さらに、膨張機の解析モデルを作成し、膨張機内の各種損失の評価を行なった。

* 原稿受付 2006年9月11日。

^{*1} 正員、同志社大学工学部(〒610-0321 京田辺市多々羅都谷1-3)。

^{*2} 学生員、同志社大学大学院工学研究科。

^{*3} 同志社大学大学院工学研究科。

^{*4} 正員、ヤンマー(株)(〒521-8511 米原市梅ヶ原1600-4)。

^{*5} ヤンマー(株)。

E-mail: dtf0361@mail4.doshisha.ac.jp

2. 実験装置

2・1 スクロール膨張機 図1にスクロール膨張機の作動原理を示す。インボリュート曲線で構成された固定スクロールと揺動スクロールは、お互いのスクロール部分が噛み合うように配置されており、両スクロール間に生じる三日月状の空間が膨張室となる。中心部に設けられた給気口より高温・高圧の流体が吸入されると揺動スクロールは旋回運動を始め、膨張室が外側に向かってその容積を増大させていき、最終的に低温・低圧となった流体は外部へと吐出される。このようにスクロール膨張機は、流体の持つ内部エネルギーを膨張仕事に変え、さらにそれを機械仕事へと変換する回転式、容積型の動力回収機である。

2・2 対象膨張機 図2に今回の実験で使用した対象膨張機の概略図を示す。この膨張機は、市販の自

Fig. 1 Expansion principle of scroll expander

Fig. 2 Schematic of scroll expander using in this study

Table 1 Specification of scroll expander

Wrap curve	Involutes
Number of scroll turn	2.5 [-]
Base circle radius	a 3.0 [mm]
Wrap height	h 21.12 [mm]
Suction port diameter	d 8.0 [mm]
Involutes start angle	ϕ_s 1.85 [rad]
Involutes end angle	ϕ_e 17.56 [rad]
Origin angle	α 0.75 [rad]
Suction volume	V_s 25.6 [cm ³]
Discharge volume	V_e 50.4 [cm ³]
Volume ratio	ε 1.96 [-]

動車用冷房用圧縮機 (SANDEN, TRS-50) の逆支弁を取り除き、膨張機に改造したものである。揺動スクロールは従動クランク機構、ボール従動クランク機構及びボール継手により支持されている。また、スクロール膨張機は、膨張室が同時に複数個形成されるため、1個の圧力センサでは膨張過程全体の圧力変化を計測することが不可能である。そこで、固定スクロールの底面に6個の圧力センサを取り付けて内部圧力の計測を行ない、これらの圧力波形を重ねて合成することにより、連続した1つの圧力波形を求めた。

表1に対象膨張機の仕様を示す。主な仕様としては、給気行程体積 25.6cm³、排気行程体積 50.4cm³、組み込み容積比 1.96 である。なお、給気行程体積から計算される蒸気の理論質量流量は 7.2kg/h である。本論文では、小規模な CGS を対象とした排熱回収発電システムに特化するために、10-20kW 相当のレシプロエンジンの排熱回収を想定している。そのため、蒸気発生器のピンチポイント温度差を 10K と仮定した場合、対象エンジンの排熱から回収できる蒸気量はおよそ 7-15kg/h 程度となり、回収蒸気量と給気量はほぼ一致する。

2・3 性能評価試験装置 スクロール蒸気膨張機の性能を評価するための実験装置を図3に示す。本論文ではスクロール蒸気膨張機の性能評価を目的としており、実験装置の簡易性の面から原動機、排熱回収ボイラを用いずに、電気ボイラ (ヒータ容量 10kW、蒸発量 12kg/h) を用いて水蒸気の供給を行なった。また、水蒸気のパフォーマンスと比較するために、圧縮空気を作動流体として用いており、その供給源にはエアコンプレッサを用いた。

膨張機内の摺動面の潤滑は、圧縮空気の場合、膨張機上流側に設けたルブリケータにより潤滑油を混合させて行なった。また、水蒸気において、潤滑油に加え凝縮水による潤滑やシール効果⁹⁾を得ることが可能と考えられる。しかし、潤滑油を供給する場合、ルブリケータの使用温度を超えることや、潤滑油を混合す

Fig. 3 Experimental device for evaluation of scroll expander

ると乳化作用が起きるため、本論文では摺動面への潤滑油の供給は行わないこととした。

膨張機入口の作動流体の圧力、温度、流量はそれぞれ、熱電対、圧力センサ、差圧式流量計により計測し、膨張機の回転タイミングの計測にはギャップセンサを用いた。また、膨張機の出力軸は、振れ角式トルクメータおよび電磁ピックアップを介してパウダブレーキに接続し、その負荷をパウダブレーキへの電流値により調節した。

3. 性能評価方法

3・1 性能評価式 容積型膨張機では、給気仕事、膨張仕事、排気仕事の和が仕事量となるため工業仕事になる。そこで、圧縮空気及び水蒸気の理想仕事 W_{id} [W]を断熱膨張した際の工業仕事とし、以下の式⁶⁾で定義する。

$$\text{圧縮空気: } W_{id} = \frac{\kappa}{\kappa-1} P_s V_f \left\{ 1 - \left(P_d / P_s \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right\} \quad (1)$$

$$\text{水蒸気: } W_{id} = \rho_s V_f (h_s - h_d) \quad (2)$$

ここで、 P_s : 吸気圧力 [Pa], P_d : 排気圧力 [Pa], V_f : 体積流量 [m³/s], κ : 比熱比 [-], ρ_s : 吸気密度 [kg/m³], h_s : 膨張機入口エンタルピー [J/kg], h_d : 排気圧力まで断熱膨張した際の出口エンタルピー [J/kg]である。また、作動流体の状態量は物性計算プログラムNIST⁷⁾により算出した。

実際には熱損失や漏れ損失、圧力損失などの熱流体損失が生じ、作動流体の行なう仕事量は理想仕事よりも減少する。作動流体の行なう仕事量は膨張室内の圧力・体積変化より算出することができ、これを図示仕事 W_i [W]と定義すると、

$$W_i = n \cdot \oint P dV \quad (3)$$

と表わされる。ここで、 n : 回転数 [s⁻¹], P : 膨張室内の圧力 [Pa], V : 膨張室の体積 [m³]である。

また、軸受部の損失や摺動部の損失などの機械損失により軸端部の出力は図示仕事よりも減少する。これを正味仕事 W_{exp} [W]とし、軸トルク T [Nm]を用いて次式で表わす。

$$W_{exp} = 2\pi n T_r \quad (4)$$

理想仕事と図示仕事の差が熱流体損失 L_{en} [W], 図示仕事と正味仕事の差が機械損失 L_{me} [W]となり、次式で表わされる。

$$L_{en} = W_{id} - W_i \quad (5)$$

$$L_{me} = W_i - W_{exp} \quad (6)$$

また、図示効率 η_i [-], 正味効率 η_{exp} [-]をそれぞれ、

$$\eta_i = W_i / W_{id} \quad (7)$$

$$\eta_{exp} = W_{exp} / W_{id} \quad (8)$$

と定義し、これらを基に膨張機の性能評価を行なった。

3・2 解析モデルによる評価 スクロール膨張機

では、図4に示すように膨張室の半径方向と軸方向の隙間を介して漏れ流量が存在し、膨張機の性能を低下させる。また、壁面との温度差に起因した熱損失が生じる。さらに、給入過程において圧力損失が生じる。そこで、漏れ損失、熱損失、圧力損失の定量的評価が可能な膨張機の解析モデル (図5) を作成した。

圧縮空気と水蒸気の場合、ある膨張室に対する支配方程式として以下の式が成り立つ。

a) 圧縮空気

$$PV = GRT \quad (9)$$

$$u = C_v T \quad (10)$$

b) 水蒸気

$$P = f_1(T) \quad (11)$$

$$u = f_2(T, v) \quad (12)$$

また、クランク軸の微小回転角度 $d\theta$ の間に、膨張室への流体の流入や熱移動に対して、質量保存式、エネルギー保存式が成り立ち、それぞれ次式⁸⁾で表わされる。

c) 質量保存式

$$\frac{dG}{d\theta} = (A_i \dot{q}_i - A_o \dot{q}_o) \omega \quad (13)$$

d) エネルギー保存式

Fig. 4 Clearance of scroll expander

Fig. 5 Analysis model of scroll expander

$$\frac{d(Gu)}{d\theta} = -P \frac{dV}{dT} + \dot{q}_i h_i - \dot{q}_o h_o + \dot{Q} \quad (14)$$

ここで、 R ：ガス定数 $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ ， C_v ：定積比熱 $[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$ ， G ：膨張室内の質量 $[\text{kg}]$ ， v ：比体積 $[\text{m}^3]$ ， h ：比エンタルピー $[\text{J}/\text{kg}]$ ， u ：比内部エネルギー $[\text{J}/\text{kg}]$ ， $\dot{q}$ ：単位面積、単位時間あたりの漏れ流量 $[\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)]$ ， A ：漏れ面積 $[\text{m}^2]$ ， ω ：角速度 $[\text{rad}/\text{s}]$ ， $\dot{Q}$ ：熱移動量 $[\text{J}/\text{rad}]$ であり、添え字 i ， o はそれぞれ流入、流出を表わす。漏れ流量 $\dot{q}$ は先細ノズルを仮定し、次式を用いる。

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} P_j \rho_j} \left\{ \left(\frac{P_{j+1}}{P_j} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_{j+1}}{P_j} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\} \quad (15)$$

ここで、 κ ：比熱比 $[-]$ であり、添え字 j は、膨張機の内側から j 番目の部屋を表わす。

漏れ面積 A は次式を用いる。

$$A = C_r h_r \delta_r + C_a l_a \delta_a \quad (16)$$

ここで、 C_r ， C_a ：半径方向、軸方向の流量係数 $[-]$ ， h_r ：歯高 $[\text{mm}]$ ， l_a ：軸方向漏れ長さ $[\text{mm}]$ ， δ_r ， δ_a ：半径方向、軸方向の隙間長さ $[\text{mm}]$ である。また、熱移動量 $\dot{Q}$ は壁面との温度差 $\Delta T [\text{K}]$ を一定と仮定し、

$$\dot{Q} = h_c \Delta T S / \omega \quad (17)$$

とする。ここで、 S ：膨張室の表面積 $[\text{m}^2]$ ， h_c ：熱伝達率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$ である。なお、熱伝達率はスクロール膨張機と幾何的に相似となるスパイラル熱交換器の式⁹⁾を用いる。

以上の関係式を用いて、 $0 [\text{rad}]$ から $2\pi [\text{rad}]$ までの各膨張室内の圧力、温度、質量を求め、膨張機の仕事量、流量、トルク、断熱効率等の算出を行った。

4. 結果および考察

本論文では、回転数が膨張機性能に与える影響を把握するために、圧縮空気、水蒸気ともに給気圧力 300 kPa 、排気圧力 100 kPa （大気圧）一定とし、回転数を 500 rpm – 3000 rpm の範囲で変化させて実験を行なった。なお、給気温度は水蒸気の場合、給気圧力に対する飽和温度（ 400 K ）となり、圧縮空気の場合はエアコンプレッサで常温の空気を給気圧力まで圧縮させた際の温度（ 300 K ）となる。

4.1 体積流量 図6に圧縮空気と水蒸気の体積流量と回転数の関係を示す。図中の直線は理論流量を表わし、破線はそれぞれ圧力損失、漏れ損失、熱損失等を考慮した計算結果である。なお、この計算結果は実験で得られた内部圧力波形に対して、解析モデルを用いることで数値計算的に結果を合わせこみ、その際の計算条件や計算結果を定量的に示した。また、スク

ロール膨張機は容積型であるため、理論流量は作動流体によらず回転数に比例して直線的に増加する。

圧縮空気、水蒸気の実流量は、ある回転数まで理論流量の傾きと等しく直線的に増加するが、高回転域になると体積流量の増加量が減少する傾向を持つ。この特性は、圧力損失の影響を考慮した計算結果から分かるように、吸入部の圧力損失による流量減少が高回転側で著しくなったためであると考えられる。

また、圧縮空気と水蒸気の実流量を比較すると、同一回転数において大きな差があることが分かる。圧縮空気の場合、低回転側においては漏れにより理論流量よりも僅かに流量が増加しているが、高回転側では圧力損失により理論流量よりも減少している。一方、水蒸気の体積流量は、回転数によらず理論流量よりも遥かに大きい。ここで、解析モデルを用いて計算を行った結果、半径方向隙間および軸方向隙間の隙間量が圧縮空気の場合に比べ大きくなり、また壁面との温度差を与えることによって理論流量よりも計算流量が増大し、それぞれの増加分を加味することで実験値に近づく。このことから、圧縮空気では潤滑油によって高いシール効果が得られ、スクロール間の漏れ面積が減少したのに対し、水蒸気では潤滑油が供給されていないことに加え、凝縮水によるシール効果が得られなかったため漏れ面積が増大し、漏れ流量が増加したと考えられる。また、壁面との温度差に起因した熱損失を生じ、体積流量に大きな差が生じたと推測される。

4.2 内部圧力変化 図7に圧縮空気および水蒸気の膨張室内の圧力変化の比較を示す。図中には実測値である回転数 500 rpm ， 1800 rpm ， 3000 rpm に加え、理想的な断熱膨張曲線を共に示してある。

圧縮空気の場合、回転数が増加するにつれて、膨張室の圧力変化が理想的な断熱膨張曲線の傾きに近づいていることが分かる。これは1回転あたりの漏れ量が回転数の増加に対して減少し、漏れの影響を受けにくくなったためである。このように、圧縮空気では断熱膨張曲線に近い変化を示すことから、内部圧力の結

Fig. 6 Comparison of volume flow rate between compressed air and steam

果からも漏れ損失が小さいことが確認できる。

水蒸気の場合、高回転になっても圧力波形が理想的な曲線と大きく異なり、どの回転数においても膨張過程の前半部で圧力増加が、また後半部で圧力低下が生じ、上向きに凸の曲線となっている。これは、回転数が増加しても漏れの体積流量割合が大きく、漏れの影響を強く受けた圧力波形であるためと考えられる。膨張の前半部の圧力増加は、給気室（図2参照）からスクロール先端部の隙間を介して膨張室へ流入することで起こり、後半部の圧力低下は、膨張室と排気室間の漏れによって生じる。すなわち、水蒸気では4・1節で記述したように圧縮空気と比較して隙間に対するシール性が小さいために、膨張機の幾何特性に依存した圧力変化になっている。さらに、膨張後半部の圧力低下には、膨張室の表面積の増加に伴って、熱損失が増加することも関係していると考えられる。

4・3 出力と損失 図8に圧縮空気と水蒸気の理想出力、図示出力、正味出力と回転数の関係を示す。なお、図示出力および正味出力は本実験で得られた実測値である。圧縮空気、水蒸気の両場合において、回転数の増加に伴って理想出力と図示出力は増加する。ここで、水蒸気の場合に着目すると、理論流量よりも実流量が大きいため理想出力は圧縮空気の場合よりも遙かに大きい³⁾、図示出力では水蒸気と圧縮空気と同様の傾向を示している。また正味出力において、圧縮空気は回転数の増加に伴って正味出力が低下し、図

Fig. 7 Comparison of indicator diagram between compressed air and steam

Fig. 8 Comparison of power output between compressed air and steam

示出力との差が大きくなっているが、水蒸気では正味出力は回転数と共に増加しており、図示出力との差も小さいことが分かる。理想出力と図示出力の差が熱流体損失となり、図示出力と正味出力との差が機械損失となるが、圧縮空気と水蒸気でこれらの損失特性が大きく異なると推測される。

図9に圧縮空気と水蒸気の機械損失と熱流体損失に加え、熱流体損失に含まれる圧力損失、漏れ損失、熱損失の計算結果をそれぞれ示す。水蒸気の場合、機械損失、熱流体損失はそれぞれ回転数に対して同様に増加するが、機械損失に比べて熱流体損失が圧倒的に大きい。熱流体損失の内訳として、膨張機の軸方向、半径方向への漏れ損失、熱損失、圧力損失の順に大きいことが計算結果より推測される。一方、圧縮空気の場合、熱流体損失は水蒸気と比較して小さい。これは、潤滑油を混合した圧縮空気は水蒸気と比較してシール性が高く、漏れ損失が小さいためと考えられる。

次に水蒸気と圧縮空気の機械損失を比較すると、それぞれ回転数に対して比例的に増加するが、水蒸気に比べて圧縮空気の増加量の方が大きいことが分かる。この機械損失の増加量の違いは、摺動面での摩擦損失の違いによるものと考えられる。圧縮空気の場合、潤滑油の混合によりシール性が増加し、漏れ損失は低減する反面、膨張過程で膨張機内部温度が低温となり、潤滑油の粘性抵抗が増大する。このため、回転数に対する機械損失の増加量が大きくなったと考えられる。一方、水蒸気の場合、潤滑油が供給されていないためシール性が小さく、軸方向、半径方向の隙間により漏れ損失が増加する反面、隙間の存在によって摺動面での摩擦抵抗や接触抵抗が小さくなるため、機械損失の増加量が小さくなったものと考えられる。

4・4 効率 図10に圧縮空気、水蒸気の図示効率、正味効率と回転数の関係を示す。また、図中の破線は圧力損失、漏れ損失、熱損失等を考慮した計算結果である。圧縮空気、水蒸気の図示効率は共に、回転数の増加に伴ない向上する傾向を持つが、互いに大き

Fig. 9 Comparison of expansion loss and mechanical loss between compressed air and steam

な差があることが分かる。回転数が 500rpm~3000rpm の範囲において、圧縮空気では 60%~90% の高い図示効率を示すのに対し、水蒸気では 15%~45% と低い値になっている。これは図 9 で示したように、水蒸気では圧縮空気と比較して漏れ損失や熱損失といった熱流体損失が大きくなるためである。

次に水蒸気の正味効率に着目すると、図示効率と同様に回転数の増加に伴って向上し、回転数 500rpm~3000rpm の範囲において 10%~40% であることが分かる。水蒸気の場合、回転数に対する機械損失の増加量が小さいことから、高回転ほど正味効率は向上する。一方、圧縮空気では、潤滑油の混合によってシール性が向上し漏れ損失が減少する反面、膨張過程で膨張機内部温度が低温となり、潤滑油の粘性抵抗が増大するため、回転数に対する機械損失の増加量が大きくなる。そのため、正味効率は高回転ほど低下し、500rpm~3000rpm の範囲において 50%~20% となる。

以上より、水蒸気を作動流体とした場合、膨張機の正味効率向上のためには、熱流体損失、機械損失の割合が低下する高回転域が有利となる。また、漏れ損失が膨張機の正味効率を低下させる最大の原因であることから、圧縮空気での結果を考慮すると、摺動面での機械損失を増加させずに漏れ流量を減少させる最適な粘度と供給量をもつ液体シールが必要と考えられる。

5. 結 言

本論文では、10~20kW 相当のレスプロエンジンの排熱回収を想定した高効率な排熱回収発電システムの構築を目指している。筆者らは、その動力回収機としてスクロール膨張機に着目し、作動流体に水蒸気と圧縮空気を用いた場合の、膨張機のトルク、流量、内部の圧力を計測し、種々の損失、効率等の性能特性の比較・評価を行なった。また、膨張機の解析モデルを作成し、膨張機内の各種損失の評価を行なった。本研究により得られた主な結論は下記の通りである。

(1) 漏れ損失の小さい圧縮空気では、膨張室の内部

Fig. 10 Comparison of expander efficiency between compressed air and steam

圧力は断熱膨張曲線の傾きに近い変化をするが、水蒸気では漏れ損失、熱損失の影響により、断熱膨張曲線の傾きと大きく異なる変化となる。

- (2) 給気圧力 300kPa, 回転数 500rpm~3000rpm の範囲において、正味効率は、圧縮空気では 50%~20% となり、水蒸気では 10%~40% となった。また図示効率は、圧縮空気の場合 60%~90% となり、水蒸気の場合 15%~45% となった。
- (3) 水蒸気の場合、潤滑油が供給されていないことに加え、凝縮水によるシール効果は得られず漏れ損失が増加し、さらに壁面との温度差により熱損失が生じるため、圧縮空気よりも熱流体損失が大きくなり、図示効率は低下する。
- (4) 水蒸気を用いた場合、正味効率を向上させるためには機械損失、熱流体損失の割合が低減する高回転域の方が有利である。

謝 辞

本研究は、文部科学省学術フロンティア推進事業「次世代ゼロエミッションエネルギー変換システム (同志社大学)」の支援を受けた。ここに記して謝意を表する。

参考文献

- (1) Sentarou, M., Micro-Cogeneration Overview, Current and Future, *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol. 66, No. 3 (2002), pp. 140-145.
- (2) Okumoto, K. et al., Study on Heat Recovery Generation System for Cogeneration (1st Report), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*
- (3) Yanagisawa, T. et al., Study on Fundamental Performance of Scroll Expander, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 54, No. 506 (1988), pp. 2798-2803.
- (4) Nagatomo, S. et al., Scroll Expander (1st Report), *Trans. of the JSRAE*, Vol. 16, No. 1 (1999), pp. 59-66.
- (5) Yamada, E. et al., Expansion Characteristics of Scroll Expander Working with Water-Mixed Air, *Proceedings of the Regular Meeting of the Japan Society of Air Conditioning Engineers in 2004*, (2004), D208, pp. 1-4.
- (6) Nagatomo, S. et al., Scroll Expander (2st Report), *Trans. of the JSRAE*, Vol. 16, No. 2 (1999), pp. 123-132.
- (7) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version 7.0, *U.S. Department of Commerce, Maryland* (2002).
- (8) Peter Howell, Fluid mechanical modeling of the scroll compressor, *Mathematical Modeling: Case Studies from Industry*, (2001), pp. 1-20.
- (9) Yu Chen, et al., Mathematical Modeling of Scroll Compressors (part I), *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 6, (2002), pp. 731-750.