Technical Paper

Construction of Heat Recovery Generation System for Co-generation in Commercial and Residential Sectors — Improvement of Scroll Shapes for High-power and High-performance in Scroll Steam Expander —

Shogo ISHII^{*1}, Soichiro Ikegami^{*1}, Hiroshi Terao^{*1}, Taisuke Ono^{*2},
Yasuyuki Hamachi^{*2}, Kyoji Inaoka^{*3}, Jiro Senda^{*3}, and Mamoru Senda^{*3}

(Received March 12, 2010)

民生用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の構築 — スクロール形状の改良によるスクロール蒸気膨張機の高出力・高性能化 —

石井翔伍^{*1}, 池上聡一郎^{*1}, 寺尾 紘^{*1}, 小野泰右^{*2}, 濱地康之^{*2}, 稲岡恭二^{*3}, 千田二郎^{*3}, 千田 衛^{*3}

This study is intended to develop the waste heat recovery generation system using steam-Rankine cycle for co-generation system with a small capacity prime mover in the range of about 500 kW or less. In our previous reports, a scroll expander has attracted attention as a power recovery device which has high efficiency potential even in the case of small power capacity, and the performance characteristics of it are investigated through the experiments. Then, it was confirmed that the leakage loss at the beginning of expansion process and the thermal loss cause the performance of the scroll expander to decrease. Therefore, in this paper, the shape of the orbiting scroll was redesigned to prevent the leakage, and also the type of the scroll expander was changed from symmetric scroll to asymmetric scroll which had high expansion ratio for high-power and high-performance. As a result, the expander performance was improved by the reduction of the leakage and the increase of the net power, and the expander efficiency reached up to 60.8 % at the maximum under the experimental conditions that the suction pressure of working fluid was 590 kPa and the revolution speed was 1950 rpm.

Key Words

Cogeneration system, Waste heat recovery, Rankine cycle, steam, Scroll expander, Asymmetric scroll

1. 緒 言

エネルギー有効利用技術の一つとして、電気と熱を同時供給できるコージェネレーションシステム (CGS) が注目されており、今後の普及にも大きな期待が寄せられている。近年のCGSの動向として、エネルギー需要の大きい産業分野だけでなく、省エネ意識の高まっている事業所や家庭など民生分野への導入が拡大している¹⁾。しかし、小口需要である民生分野では、原

動機の小容量化に伴う発電効率の低下や熱需要の減少する中間期における排熱利用率の低下といった問題が生じる。これにより年間を通して総合エネルギー効率を高い状態で維持できず、CGSの優位性が発揮できていない状況にある²⁾。今後、民生用CGSの有効性をより高めるためには、原動機排熱の利用方法および排熱回収機器の効果的利用が重要となる。

この課題に対し、本研究では民生分野における発電容量500

* 1 Department of Mechanical Engineering,
Graduate School of Doshisha University
1-3, Miyakodani, Tatara, Kyotanabe, Kyoto 610-0321,
Japan

* 2 YANMAR Co., Ltd.
1600-4, Umegahara, Maibara, Shiga 521-8511, Japan

* 3 Faculty of Science and Engineering, Doshisha University
1-3, Miyakodani, Tatara, Kyotanabe, Kyoto 610-0321,
Japan

* 1 同志社大学大学院工学研究科機械工学専攻
〒 610-0321 京都府京田辺市多々羅都谷 1-3

* 2 ヤンマー (株)
〒 521-8511 滋賀県米原市梅ヶ原 1600-4

* 3 同志社大学理工学部
〒 610-0321 京都府京田辺市多々羅都谷 1-3

kW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排熱回収発電システムの構築を目指している³⁾。過去の研究において、筆者らはシステムの回収出力に最も影響を与える動力回収機として小容量でも高効率を誇るスクロール膨張機^{4) 5)}に着目し、その性能特性の基礎的解明を行った⁶⁾。その結果、膨張過程初期に発生する最内室から外側膨張室への内部漏れが膨張機効率を低下させる主因であるとの知見を得た。また同時に、漏れを抑制するだけでは一定容積の膨張機に投入される水蒸気流量も減少するため、膨張機出力低下を招くことも実験的に判明した。

そこで、本研究では作動流体に飽和水蒸気を用いたスクロール膨張機の高性能化を目的に、膨張過程初期に生じる内部漏れの低減を図ると同時に膨張機の高出力化を試みた。まず漏れ対策としては、スクロール歯形の中央部における形状を改良することで内部漏れが生じにくい構造とした。スクロール形状の変更に関する研究は圧縮機^{7) 8)}、膨張機⁹⁾ともに報告されているが、本研究はいずれの手法とも異なる。歯形改良の効果は、改良前後における膨張機内の圧力変化や膨張機効率、膨張過程で生じる損失を比較することで検証した。

膨張機の高出力化手法としては、従来の対称型スクロール膨張機よりも高膨張比となる非対称スクロール^{10) 11)}が有効と考えられるが、膨張機に適用した場合の実験的研究は見当たらない。そのため、本研究では非対称スクロール膨張機を試作し、その性能試験および対称型との比較・検証を行なった。

2. 実験装置

2.1 スクロール膨張機の作動原理

スクロール膨張機は作動流体を膨張させることで動力を得る容積形の流体機械である。ここで、スクロール膨張機の膨張過程をFig. 1に示す。膨張機内には、インボリュート曲線で構成された固定スクロールおよび揺動スクロールが互いに噛み合うように組み込まれている。Fig. 1のようにスクロール中心部から給気された高圧の作動流体はスクロール壁面を押し、揺動スクロールの回転運動を促す。スクロールの回転に伴って形成された三日月状の膨張室は作動流体のエネルギーによって増大し、外周部へ移動する。この過程において、揺動スクロールは固定スクロールと一定の偏心距離を保ちながら巡回運動し、クランク軸を回転させ、流体の持つ内部エネ

Fig. 1 Expansion process of scroll expander

ギを機械エネルギーへ変換することが可能となる。

2.2 スクロール膨張機の構造および漏れ防止機構

本研究で用いたスクロール膨張機の構造をFig. 2に示す。固定スクロールの中心部に給気口、上下2箇所に排気口が設けられている。また、2.1節で述べた揺動スクロールの巡回運動はFig. 2中およびFig. 3の従動リンクによりクランク軸の回転運動に変換される。

一对のスクロールによって形成される膨張室には、Fig. 2のように軸方向および半径方向に隙間が存在する。軸方向隙間はスクロール先端とそれに向かい合うスクロール底面間に、半径方向隙間は両スクロール側面間に形成される。これらの隙間からそれぞれ半径方向および周方向に作動流体の漏れが発生し、膨張機性能に大きな影響を与えるため、漏れを低減することが重要となってくる。

ここで軸方向隙間の詳細をFig. 4に示す。軸方向隙間の大きさはスラスト軸受と固定スクロールの間に挟み込まれているシムの厚さで決まり、さらにスクロール歯の先端部にチップシールを取り付けることで半径方向への漏れを抑制している。一方、半径方向隙間の調節にはFig. 3に示した従動リンクを用いる。従動リンク機構は揺動スクロールの背面に組み込まれており、半径方向隙間の縮小については油膜力の増加に寄与し、漏れの低減を可能とする¹²⁾。しかし、従動リンクによる漏れの抑制は摩擦の増大とトレードオフの関係にあり、こ

Fig. 2 Structure of scroll expander

Fig. 3 Driving link mechanism

Fig. 4 Detail of axial clearance

Fig. 5 Configuration of improved orbiting scroll

の方法による漏れへの対応には限度がある。また、周方向漏れは作動流体が高圧である膨張過程初期において著しい。

このため、本研究では Fig. 5 に示すように揺動スクロールの歯形形状を中央部ほど歯幅が厚くなるように改良し、スクロール中央部における半径方向隙間を減少させることで膨張過程初期に生じる内部漏れの低減を図った。改良歯形の理論の詳細については 3.2 節に記す。

2.3 膨張室における作動流体の圧力測定

スクロール膨張機の膨張過程における熱流体損失、機械損失の把握のためには、膨張室内における作動流体の圧力変化を計測する必要がある。このため、本研究では固定スクロールの底面に圧力センサ (Kulite, HEM形; 最大使用圧力 1.7MPa) を設置することで圧力計測を行なった。センサの設置位置を Fig. 6 に示す。スクロール膨張機内には、給気が先に完了する膨張室 (早締め室) と遅れて完了する膨張室 (遅締め室) が対になって形成される。そのため、1 箇所での圧力測定のみでは膨張過程全体の圧力変化を把握することはできない。そこで、各膨張室に最低 1 つの圧力センサが存在するよう計 8 個

Fig. 6 Positions of pressure sensors in fixed scroll

の圧力センサを設置し、内部圧力を計測した。各圧力センサからの電圧出力は、チャージアンプで増幅しオシロスコープに取り込む。早締め室、遅締め室のそれぞれにおいて圧力センサ 4 個分 (早締め室: No.1 - 4, 遅締め室: No.5 - 8) の波形を重ね合わせることで、連続した 1 つの圧力波形を描くことができる。

2.4 非対称スクロール

従来の対称スクロールを Fig. 7(a) に、本研究で新たに用いた非対称スクロールを (b) に示す。対称スクロールには早締め室、遅締め室にそれぞれの排気口が設置され、両膨張室は膨張過程において対称的な動作をなす。一方、非対称スクロールでは固定スクロールの歯形末端を 180 deg. 延長させ、膨張機の排気口が 1 つとなるように設計した。これにより対となる膨張室は非対称的な動きを示すが、非対称型とすることで遅締め室の膨張過程は早締め室より高膨張比となり、膨張機体積を変えずに高出力化を図ることが可能となる。なお、揺動スクロールは対称、非対称ともに共通の歯形を使用可能である。

2.5 スクロール膨張機の性能試験装置

実験装置のシステム概略図を Fig. 8 に示す。作動流体である水蒸気の供給源には電気式ボイラ (三浦工業, ME-50; モータ容量 50 kW, 最大蒸発量 64 kg/h) を使用した。ボイラで高

Fig. 7 Comparison of Symmetrical scroll with Asymmetric scroll

Fig. 8 Experimental apparatus for evaluation of scroll expander

温・高圧となった水蒸気は、オイルタンクから別途供給された潤滑油と混合し膨張機へと供給される。膨張機で仕事を行った水蒸気は熱交換器で凝縮し、ドレンタンクに排出される。

スクロール膨張機に供給される作動流体の流量は、膨張機上流に設置した差圧式流量計（横河電機、EJA110形；最大使用圧力 16 MPa，計測許容差圧 ± 100 kPa）で計測し、膨張機入口および出口には熱電対，圧力計を設置する。膨張機への負荷はパウダブレーキ（三菱電機，ZKB-5HBN；定格トルク 50 Nm）により制御し，回転数を電磁ピックアップ（小野測器，MP-981），軸トルクをトルクメータ（小野測器，SS-100）でそれぞれ計測する。また，膨張室内の圧力と膨張機の回転位置との関係を把握するために，ギャップセンサにより回転位置を測定している。これらの計測データはデータレコーダに記録され，PC での同時解析が可能である。

3. スクロール膨張機の評価方法および理論

3.1 性能評価方法

スクロール膨張機の性能評価には以下の解析¹³⁾を用いる。容積形の流体機械であるスクロール膨張機は，流入した作動流体を一旦給気室（最内室）に閉じ込めてから膨張を開始する。このため，作動流体の理想体積流量 V_{th} [m³/s]は次式で表される。

$$V_{th} = nV_s \quad (1)$$

ここで， n ：回転数[s⁻¹]， V_s ：吸い込み容積[m³]である。

本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，理想仕事 W_{th} [W]は次式のように断熱膨張した際の工業仕事

$$W_{th} = \rho_s V_f (h_s - h_d) \quad (2)$$

として表される。ここで V_f ：水蒸気の実体積流量 [m³/s]， ρ_s ：吸入水蒸気密度[kg/m³]， h_s ：膨張機入口におけるエンタルピー[J/kg]， h_d ：排気圧力まで断熱膨張した時の膨張機出口における水蒸気のエンタルピー[J/kg]である。なお，水蒸気の状態量は物性計算プログラム REFPROP Ver.7.0¹⁴⁾により算出した。また，図示仕事 W_i [W]は以下の式で表される。

$$W_i = n \cdot \oint PdV \quad (3)$$

ここで， P ：膨張室圧力[Pa]， V ：膨張室容積[m³]である。

さらに，正味仕事 W_{exp} [W]は正味トルク Tr_{exp} [Nm]を用いて次式で表される。

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

理論仕事と図示仕事の差が熱や漏れ損失等の熱流体損失 L_{en} [W]，図示仕事と正味仕事の差が軸受や摺動部等での摩擦による機械損失 L_{me} [W]となるため，

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

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

と表される。また，正味の膨張機効率 η_{exp} [-]を

$$\eta_{exp} = W_{exp} / W_{th} \quad (7)$$

と定義し，これらを基に膨張機の性能評価を行なう。

3.2 揺動スクロールの歯形改良

2.2節で述べたように，スクロール膨張機の性能向上には最内室から外側の膨張室へ生じる内部漏れの低減が必要となる。そのため本研究では，インボリュート曲線で形成された歯形に改良を施し，内部漏れの低減を図った。ここで，基礎円半径 a_i のインボリュート曲線 (x, y) は，次式で表される。

$$x = a_i \cos(t) + at \sin(t) \quad (8)$$

$$y = -a_i \sin(t) + at \cos(t) \quad (9)$$

ただし， t ：展開角 [rad] である。

本膨張機に使用した歯形形状は，Fig. 9に示すように展開角の増加に伴って基礎円半径が変化する曲線である。曲線の開始角度を t_{st} とし，そのときの基礎円半径を a_0 とすると，曲線の開始点 X_0, Y_0 は，

$$X_0 = a_0 \cos(t_{st}) + a_0 t_{st} \sin(t_{st}) \quad (10)$$

$$Y_0 = -a_0 \sin(t_{st}) + a_0 t_{st} \cos(t_{st}) \quad (11)$$

で示される。また，曲線の終了角を t_{end} とし，そのときの基礎円半径を a_1 とすると，展開角 t における基礎円半径 $a(t)$ は

$$a(t) = a_0 + \frac{t - t_{st}}{t_{end} - t_{st}} (a_1 - a_0) \quad (12)$$

で表される。したがって，本膨張機の歯形曲線は

$$X(t) = a(t) \cos(t) + L \sin(t) \quad (13)$$

$$Y(t) = -a(t) \sin(t) + L \cos(t) \quad (14)$$

で示される。ただし，Fig. 9に示すように L は展開長さを表し，その増加量は次式で表される。

$$\frac{dL}{dt} = a(t) \quad (15)$$

前述のFig. 5のように，本研究で用いた揺動スクロールの内側曲線は展開角の増大に伴う基礎円半径の拡大により，インボリュート曲線よりも外側へ広がるように設計され，一方の外側曲線は基礎円半径の縮小とともに内側へ寄るように設計されている。すると揺動スクロールの歯幅は中央部で厚く，外周部ほど薄くなり，Fig. 2に示す各膨張室の半径方向隙間は中心部に近いほど縮小する。このため，この設計は中心部における油膜力の強化，ひいては漏れの抑制に有効となる。なお，固定スクロールの歯形形状はインボリュート曲線で形成されている。

Fig. 9 Geometric curve of improved orbiting scroll

4. 実験結果および考察

本研究の実験条件をTable 1に示す。以下において、揺動スクロールの歯形がインボリュート曲線で形成された従来の膨張機を膨張機A、揺動スクロールの歯形を改良した場合を膨張機B、膨張機を非対称型に組換えた上で歯形を改良した揺動スクロールを用いた膨張機を膨張機Cと呼称する。

本章ではまず、上記3条件について膨張過程の圧力波形を比較し、膨張機内における漏れ等の現象について考察する。その結果を踏まえ、膨張機効率、正味出力および膨張過程で生じる損失を比較することで、歯形改良の効果および非対称スクロールが膨張機性能に与える影響を検証する。

4.1 膨張過程における漏れ特性の比較

各膨張機の膨張過程における圧力変化をFig. 10に示す。Fig. 10の圧力波形は、膨張機内で対に形成される早締め室と遅締め室における圧力の平均値を表している。軸の回転角 θ を横軸にとり、 $\theta = 0$ deg.の基準はFig. 11に示したスクロールの位置とする。また、 $\theta_{se} = 65$ deg.は早締め室の、 $\theta_{sl} = 127$ deg.は遅締め室の膨張開始時期であり、 $\theta_{ss} = 82$ deg.は中央部の最内室形成およびその最内室への給気開始時期、そして $\theta_e = 1096$ deg.は排気開始時期となる。なお、ここでは給気圧力および回転数がそれぞれ590 kPa, 1800 rpmの場合の波形を示している。Fig. 10より、各膨張機の圧力はいずれも理想的な等エントロピー膨張曲線よりも高い値で推移していることが分かる。これは膨張過程において生じた膨張機内の漏れが原因と考えられ、より圧力が高く推移している膨張機Aにおいて漏れが顕著であると推定される。

4.1.1 歯形改良が漏れ特性に及ぼす影響

歯形改良の効果をより詳細に把握するため、膨張機Aおよび膨張機Bの早締め室、遅締め室における圧力変化をFig. 12に示し比較する。まず早締め室における波形では、膨張機A、Bともに早締め室の膨張開始時期($\theta_{se} = 65$ deg.)以前から給気時の圧力損失の影響による圧力低下が見られる。そして膨張機Aの早締め室における波形を見ると、最内室が形成されて給気の始まる $\theta_{ss} = 82$ deg.付近から $\theta = 360$ deg.にかけて圧力降下が緩やかになっている。この原因は膨張機内における漏れによるものと考えられ、高圧の最内室の形成によって外側の膨張室への漏れが発生したと推測される。膨張過程中

Fig. 10 Pressure diagram of scroll expander

Fig. 11 Schematic structure of central region inside scroll expander

Fig. 12 Pressure diagram in early closed and late closed chamber of Expander A and B

盤以降はその影響が小さくなるため、早締め室の圧力は遅締め室の圧力と同等に変化する。

一方、膨張機Bの早締め室における波形を見ると、Aと同様に漏れの影響により $\theta_{ss} = 82$ deg.以降において波形の傾きが緩やかになるが、圧力はAより低い値で推移している。これは漏れ量の違いに起因しており、膨張機Bでは中央部の半径方向隙間が小さくなるように歯形を改良した効果によって、

Table 1 Experimental conditions

Name of scroll expander	Expander A	Expander B	Expander C
Type of scroll expander (fixed scroll)	Symmetric		Asymmetric
Scroll profile of orbiting scroll	Involute curve	Improved curve	
Working fluid	Steam		
Suction pressure P_s [kPa]	590		
Discharge pressure P_d [kPa]	101		
Suction temperature T_s [°C]	158.2		
Revolution speed n [rpm]	800-2100		
Quality of lubricant oil q_{oil} [L/min]	0.06		

A よりも漏れを抑制できたと考えられる。ただし、依然として漏れの影響が波形に見られるため、早締め室においてはまだ改善の余地があるといえる。

次に膨張機A, Bの遅締め室における波形に着目すると、早締め室と同様に圧力損失の影響により膨張開始 ($\theta_{sl} = 127$ deg.) 以前から圧力低下が生じている。そして、膨張開始後しばらくすると圧力変化に明らかな差異が見られる。膨張機Aの波形には起伏が見られ前述したような最内室からの漏れが発生しているのに対し、膨張機Bの遅締め室では起伏が一切見られないことから、漏れを抑制できたことが分かる。以上のように、歯形を改良した膨張機Bでは早締め室、遅締め室ともに漏れを抑制できており、特に遅締め室においては高い効果が得られた。

4.1.2 非対称スクロールが漏れ特性に及ぼす影響

非対称スクロール膨張機の漏れ特性を把握するため、膨張機Bおよび膨張機Cの早締め室、遅締め室における圧力変化を Fig. 13 に示し比較する。

膨張機Cの早締め室における波形では $\theta_{ss} = 82$ deg. のしばらく後から $\theta = 180$ deg. 付近においてBより圧力降下が緩やかになり、中盤以降はB, Cともにほぼ同様の圧力変化となる。前半に膨張機Cの圧力が高く推移する原因は、前節で述べたAの場合と同様に最内室からの漏れ込みによるものと考えられる。すなわち、半径方向隙間を介した最内室からの漏れ込みは歯形を改良した膨張機Bにおいて抑制できたものの、非対称スクロールに組換えた膨張機Cでは再び増加したことになる。非対称スクロールでは高膨張比化のため遅締め室の膨張行程が早締め室より 180 deg. だけ長く、Fig. 13 に示す通り遅締め室の排気開始角度は $\theta_e' = 1276$ deg. となる。その影響により、対称スクロールでは保たれていた早締め室と遅締め室から得られるトルクのバランスが不安定となり、中央部の半径方向シール力が弱まることで漏れの増加につながったと考えられる。また、排気圧力に着目すると、膨張機Cの早締め室ではBに比べて排気圧力が高く、不足膨張が促進されている。不足膨張が生じると作動流体は膨張しきらないまま排気され、流体のもつエネルギーを未回収のまま捨てることになるため、エネルギー損失の一因となる。

Fig. 13 Pressure diagram in early closed and late closed chamber of Expander B and C

次に膨張機B, Cの遅締め室における圧力波形を比較すると、Cの波形の方が全体的に高めに推移する。膨張機Cでは遅締め室を高膨張比にしたことで固定、揺動スクロールの接点が増えたため、各膨張室の圧力が高くなると考えられる。終盤まではB, Cともに滑らかな曲線となっており、早締め室のような大きな漏れは見られない。また、それぞれの排気開始時 θ_e , θ_e' における圧力に着目すると、やや不足膨張の傾向が見られるもののいずれも同等の排気圧力であるため、作動流体から得られる仕事量 (図示仕事) はBよりCの方が大きいと判断できる。

4.2 膨張機性能の比較

本節では4.1節の内容を踏まえた上で、歯形改良前後および非対称スクロール組換え時における水蒸気流量や効率、損失など膨張機性能の比較を行なった。なお、いずれの比較においても膨張機の回転数を横軸にとったグラフで整理した。

4.2.1 水蒸気流量の比較

各膨張機に供給した水蒸気流量を Fig. 14 に示す。本研究ではいずれの膨張機も膨張機容量および給気圧力は一定であるため、同じ回転数において見られる流量の差は膨張過程で生じた損失、特に漏れ損失の差異として表れる。Fig. 14の通り、膨張機BとCにおける水蒸気流量はAに比べ格段に少なくなり、4.1節で考察した歯形改良による漏れ低減効果が裏付けられる結果となった。また、非対称スクロールである膨張機Cの流量はBに比べ僅かに多く、4.1.2項で述べた通り遅締め室の高膨張比化によるトルクバランスの不安定化に起因した、早締め室での漏れの微増が原因と考えられる。

4.2.2 正味出力および膨張機効率の比較

各膨張機における正味出力および膨張機効率を Fig. 15, 16 に示す。正味出力はどの膨張機も高回転になるにつれ直線的に増加しており、その値を比較すると膨張機Aが最も高くC, Bと続く。一方で Fig. 16 の膨張機効率では高回転になるにつれ増加傾向が緩やかになっており、その値は膨張機Aが最も低くCが最高値を示す。前述の通りAではB, Cに比べて供給された水蒸気流量、すなわち投入エネルギーが格段に多いために、出力として大きな動力エネルギーが回収できたと考えられ

Fig. 14 Effects of revolution speed on volume flow rate

Fig. 15 Effects of revolution speed on net power output

Fig. 16 Effects of revolution speed on expander efficiency

る。しかし、本研究では3.1節で述べたように、膨張機に供給した水蒸気流量を基に理想出力を算出し膨張機効率を求めるため、効率の最も低い膨張機Aは水蒸気流量に見合う出力を効率的に取り出せなかったといえる。逆に膨張機B、Cでは出力こそAに劣るものの、漏れを減らし水蒸気流量を抑制できたために膨張機効率がAから飛躍的に向上し、膨張機Cの効率は回転数1950 rpmにおいて最高の値60.8%を示した。また、遅締め室の高膨張比化により高出力化が可能となり、非対称スクロールである膨張機Cの正味出力は対称型のBに比べ約12%向上した。

4.2.3 熱流体損失および機械損失の比較

各膨張機における熱流体損失および機械損失をFig. 17に示す。まず熱流体損失に着目すると、膨張機B、Cは互いにほぼ同等となり、その値はAの約1/2～2/3以下にまで抑制できている。この差は漏れ損失に起因しており、これまで考察してきたように歯形改良を施した膨張機B、Cでは漏れの大幅な低減に成功したことを意味する。また、膨張機B、Cの熱流体損失がほぼ同等の値となった理由は、4.1.2項や4.2.1項において述べたように、非対称スクロールに組換えた影響により膨張機Cの早締め室において漏れの微増を招いたものの、遅締め室では図示出力ひいては正味出力の向上につながり、それらの効果が相殺されたためと考えられる。

次に機械損失に着目すると、どの膨張機においてもその値はほぼ同等であり、高回転になるにつれ増大する。この結果から、歯形改良および非対称スクロールへの組換えは機械損

Fig. 17 Effects of revolution speed on thermo-fluid loss and mechanical loss

失にはほとんど影響せず、高回転域においては機械損失の主要因である摩擦損失の影響を軽視できなくなる。機械損失の影響はFig. 16の膨張機効率にも表れており、高回転における効率の増加傾向の緩和は機械損失の増大が主因である。

4.3 システム評価および今後の展望

過去の研究において行なった12.5 kWの単気筒小型ディーゼルエンジン (ヤンマー, NF-19) を対象としたサイクルシミュレーション³⁾の結果によると、膨張機効率が50%に達することで、エンジン排熱から約1.0 kWの動力が回収可能となり、対象エンジンの出力を約8%向上できると見込まれている。そして、本研究における膨張機効率の最高値は膨張機Cの条件において60.8%を示しており、スクロール膨張機が小規模ランキンサイクルによる排熱回収発電システム用の動力回収機として十分に有効であることが確認できた。ただし、本膨張機はまだ改良の余地が残されている段階であり、早締め室における漏れの抑制および機械損失の低減等に向けた対策が必要と考える。これらの課題に対応することで膨張機の更なる性能向上が可能となり、本システムの最適化および実用化がより一層期待できる。

5. 結 言

本研究ではスクロール膨張機の性能向上を目的に、スクロール歯形状の改良および非対称スクロール膨張機の性能試験を行ない、以下に示す知見を得た。

- (1) スクロール歯形状の改良により、膨張過程初期に生じる最内室からの内部漏れを大幅に抑制できる。
- (2) 歯形を改良した膨張機では、機械損失を増大させることなく熱流体損失を改良前の2/3以下に抑制可能となる。
- (3) 歯形改良を施した非対称スクロール膨張機では高膨張比化により、歯形改良のみの場合に比べ損失を増大させることなく正味出力を約12%向上し得る。
- (4) 膨張機効率は、歯形を改良した膨張機では従来の膨張機より約6～7%改善でき、さらに非対称スクロールに組換えることで歯形改良のみの場合より約7～9%向上する。これにより、歯形改良を施した非対称スクロール膨張機の効率は回転数1950 rpmにおいて最高で60.8%に達する。

謝 辞

本研究の一部は、文部科学省-私立大学戦略的研究基盤形成支援事業「ゼロエミッション技術を基盤とした環境調和型エネルギーグリッドの最適化 (S0901038:平成 21-25 年度)」の支援により行なわれた。ここに記して謝意を表する。

文 献: References

- 1) 田中洋一, 日エネ誌, **88**(8), 738-742(2009): Tanaka, Y., *J. Jpn. Inst. Energy*, **88**(8), 738-742(2009)
- 2) 川端裕二, 奥本和史, 高良伸治, 阿部幸介, 千田二郎, 千田衛, 日エネ誌, **86**(6), 411-417(2007): Kawabata, Y., Okumoto K., Takara S., Abe, K., Senda, J., Senda, M., *J. Jpn. Inst. Energy*, **86**(6), 411-417(2007)
- 3) 奥本和史, 川端裕二, 高橋秀行, 高良伸治, 阿部幸介, 濱地康之, 小野泰右, 千田二郎, 千田衛, 日本機械学会論文集B編, **73**(735), 2311-2316(2007): Okumoto K., Kawabata, Y., Takahashi, H., Takara S., Abe, K., Hamachi Y., Ono T., Senda, J., Senda, M., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, **73**(735), 2311-2316(2007)
- 4) 柳沢正, 清水孝, 福田充宏, 半田友久, 日本機械学会論文集B編, **54**(506), 2798-2803(1988): Yanagisawa T., Shimizu T., Fukuta M. and Handa T., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, **54**(506), 2798-2803(1988)
- 5) Lemort V., Quoilin S., Cuevas C., Lebrun J., *Thermal Engineering*, **29**, 3094-3102(2009)
- 6) 川端裕二, 奥本和史, 高橋秀行, 高良伸治, 阿部幸介, 濱地康之, 小野泰右, 千田二郎, 千田衛, 日本機械学会論文集B編, **73**(735), 2317-2322(2007): Kawabata, Y., Okumoto K., Takahashi H., Takara S., Abe, K., Hamachi Y., Ono T., Senda, J., Senda, M., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, **73**(735), 2317-2322(2007)
- 7) 平野隆久, 萩本清, 前田光敏, 冷論, **8**(1), 53-64(1991): Hirano, T., Hagimoto, K., Maeda, M., *Trans. JAR*, **8**(1), 53-64(1991)
- 8) 香曾我部弘勝, 竹林昌寛, 功刀能文, 大嶋靖浩, 畠裕章, 冷論, **11**(3), 337-347(1994): Kohsokabe, H., Takebayashi, M., Kunugi, Y., Ohshima, Y., Hata, H., *Trans. JAR*, **11**(3), 337-347(1994)
- 9) 小川博史, 内田和秀, 宇野慶一, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 66-06(2006): Ogawa H., Uchida K., Uno K., *JSAE Convention Proceedings*, No. 66-06(2006)
- 10) 李丙哲, 柳沢正, 李東洙, 趙洋熙, 日本機械学会論文集C編, **68**(672), 2286-2292(2002): Lee, B., Yanagisawa T., Lee D., Cho Y., *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, **68**(672), 2286-2292(2002)
- 11) 土屋豪, 藤村和幸, 柳瀬裕一, 松永睦憲, 中村総, 太田原優, 冷空講論, **11**(3), 337-347(1994): Tsuchiya T., Fujimura K., Yanagase Y., Matsunaga M., Nakamura S., Ohtawara M., *Proceedings of (1994) JSRAE Annual Conference*, **11**(3), 337-347(1994)
- 12) 平賀正治, 榊正勝, 清水茂美, 真部淳, 塚越康弘, 寺内清, 冷凍, **62**(720), 1106-1115(1987): Hiraga, M., Sakaki M., Shimizu S., Mabe A., Tsukagoshi T., Terauchi K., *Refrigeration*, **62**(720), 1106-1115(1987)
- 13) 長友繁美, 大高敏男, 森嶋明, 冷空論, **16**(2), 123-132(1999): Nagatomo, S., Ootaka, T., Morishima, A., *Trans. JSRAE*, **16**(2), 123-132(1999)
- 14) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version7.0, U. S. Department of Commerce, Maryland, (2002)