

温泉熱発電 — 小型ねじ膨張機の特性 —

吉田孝男**・栗須正登***・河部秀彦***・児玉好雄***

(平成1年10月27日受付, 平成2年1月 日受理)

Generation of Electric Power from a Thermal Spring — Characteristics of a Small-Size Screw Expander —

Takao YOSHIDA**, Masato KURISU***, Hidehiko KAWABE***
and Yoshio KODAMA***

Abstract

The performance characteristics of a small-size screw expander for the energy conversion of hot spring water are described in this report. Recently, the screw expander has been recognized as an effective machine for low temperature energy conversion, i.e. hot spring water. Usually in the low temperature energy conversion cycle, organic working mediums such as NH₃ or fron are used. With the organic working mediums, the performance tests of screw expander under the same conditions of a practical conversion cycle are very difficult. On the other hand, usually small-size screw expanders may be produced by adapting the massproduced screw compressors. We therefore made compression tests with air using small-size screw expanders. For a small-size screw expander, the compression tests with air are rather easy than the expansion tests with air or organic working mediums. If the performance of the expansion with organic working mediums could be estimated by the compression tests with air, it might be an effective technique for the design of the low temperature energy conversion cycle using the small-size screw expander. In this paper, we report the experimental results of the compression tests with air, of the expansion tests with air or R11, and comprise the results. The principal specifications of the two testing screw expanders are the built-in volume ratios are 2.0 and 2.4, and the exit displacement, 0.816m³/1000 rev., which is the same for both expanders.

** 鹿島建設技術研究所 〒182 調布市飛田給2-19-1(Kajima Institute Construction Technology ; 19-1 Tobitakyu 2 Chome, Chofu-shi, Tokyo-182, Japan)

*** 長崎大学工学部 〒852 長崎市文教町(Faculty of Nagasaki University ; Bunkyo-machi, Nagasaki-shi, Japan-852)

1. 緒 言

温泉熱などの低温度差エネルギー回収サイクルにおいて、総合効率を上昇させるためにはそのエネルギーを動力として回収する膨張機が重要である。近年、比較的溫度が低い領域での低温度差エネルギー回収小型動力回収装置として、ねじ型膨張機が有効とされ種々の研究が進められている。Steidel および McKay らは地熱のトータルフロー発電へのねじ型膨張機の利用についてフィールドテスト⁽³⁾,⁽¹⁰⁾を行い、栗須らは市販の小型発電機と直結したねじ膨張機を利用して海洋温度差発電の洋上テストを行い⁽²⁾、金子らは小・中規模の廃熱回収膨張機としてのねじ型膨張機の特長研究⁽¹⁾を進め、谷口らはヒートポンプサイクルの膨張過程にねじ膨張機を利用してサイクル効率を上げる研究を行っている⁽⁵⁾。また、Wauterらは有機ランキンサイクルでのねじ膨張機の利用可能性について分析⁽³⁾をし、国内では小・中規模のねじ型膨張機の商品化⁽¹¹⁾も進んでいる。

本報告は小型ねじ膨張機の性能把握の一方法について述べたものである。

一般に溫度が低い領域での回収サイクルでは、作動媒体としてNH₃やフロンなどの有機作動媒体が利用される場合が多いが、それらの有機作動媒体を使用して実機の膨張試験をすることは困難な場合が多い。一方、小型のねじ膨張機は量産されているねじ圧縮機を改造する場合が多く圧縮試験が可能である。圧縮性能試験は高圧の作動媒体源が不要であるだけに膨張性能試験より容易である。空気圧縮試験により有機作動媒体での小型ねじ膨張機の膨張性能が推定出来れば、小型の低温度差エネルギー回収システムの設計がより容易になると考えられる。著者らは空気圧縮性能から有機作動媒体での膨張性能を把握することを試みるため、同じ仕様の小型ねじ膨張機を使用して空気での圧縮試験および膨張試験、実際の温泉熱を利用して有機作動媒体R11での膨張試験を行い、その性能比較を試みた。本報では設計容積比が2.0および2.4、締切内部容積が0.816 m³/1000rev.の小型ねじ膨張機での例について報告する。

2. ねじ膨張機実験装置の概要

実験に用いた小型ねじ膨張機は10 kW級のねじ圧縮機を改造し、出入口の締切容積の比である設計容積比 ν_0 が2.0および2.4としたものを用いた。図1に実験に用いたねじ膨張機の断面概要図を表1にその主要仕様を示す。図2はねじ膨張機を用いて空気を作動媒体とした圧縮実験のための実験装置を示したものである。この実験装置はねじ圧縮機（以降、圧縮試験の場合はねじ膨張機をねじ圧縮機と呼ぶ）の出口側に、出口圧力を制御出来るレシーバタンクが設置されている。このレシーバタンクは潤滑油の分離にも用いられる。空気流量の計測のためにレシーバタンクの後に、JISに基いて製作されたオリフィス管径：105.3 ϕ 、口径：57.7 ϕ が設置してある。ねじ圧縮機の軸駆動は回転数が制御可能なダイナモモーターで行い、動力計測にはトルク計を用いた。温度計測にはT型熱電対を用い、圧力計測は拡散型半導体（シリコン）電子式圧力発

信器で行った。図3は同じねじ膨張機を用いた場合の空気を作動媒体とした膨張実験のための実験装置である。この実験装置にはねじ膨張機の入口側に入口圧力を制御出来る空気供給タンクが、また出口側には出口圧力を制御できるレシーバタンクが設置されている。空気流量計測は圧縮試験と同様にレシーバタンクの後のオリフィスで行う。ねじ膨張機の回転数の制御はダイナモモーターで行い、軸出力計測はトルク計を用いて行った。温度計測および圧力計測には空気圧縮試験と同様の装置、および機器が用いられた。図4は同じねじ膨張機を用いた有機作動媒体による膨張実験装置の系統図を示したもので、この装置は凝縮器、蒸発器、ねじ型膨張機、三相誘導発電機などで構成されている。動力回収のための発電には、三相 200 V-4 P 7.5 kWの誘導発電機が使用され、100 W, 500 Wの白熱灯が負荷として用いられた。温度計測には Pt 測温体が、低温度差の計測には精度が 0.1 % / スパンの差温計測用 Pt 測温体が使用された。圧力計測は拡散型半導体の電子式圧力発信器を、流量計測はポケットレス容積型流量計を使用して行った。回転数計測には非接触型のデジタル回転計が用いられた。作動媒体としては安全上の理由から R11 が使用された。作動媒体を高温高压にする蒸発器の熱源としては、高温温泉の蒸気を熱水中に吹込んだものが用いられた。蒸発器は通常のシェルアンドチューブ型熱交換器の熱交換コイル室の外殻の一部を除去して熱水中に設置された。このようにすれば温泉蒸気気泡による熱水の攪拌により、熱交換性能を向上させることができ、かつ通常の低温度差エネルギー回収に必要な温水ポンプが不要となる。凝縮器としては通常のシェルアンドチューブ型熱交換器が使用され、凝縮性能を上げる目的で凝縮器内に冷却された作動媒体“液”を溜め、その液の下に設置した多孔板から、作動

Table 1 Spec. of Testing Screw Expanders.

Maker	HOKUETSU INDUSTRIES	
Type	Screw Expander	
Full Load Speed	3 510 rpm	
Theoretical Outlet Volume	0.000816m ³ /rev	
Built In Volume Ratio	2.0 , 2.4	
Rotor Diameter	112 mm	
Rotor Length	127 mm	
Max Inlet Pressure	0.931 MPa(9.5 kgf/cm ²)	
Min Outlet Pressure	0.186 MPa(1.9 kgf/cm ²)	
Working Medium	R11	
Motor(Generator)	Maker	MEIDENSHA
	Model	Drip-Proof Open Type
	Rated Output	7.5 kW
	Voltage	200/200/220
	Frequency	50/ 60/ 60
	Pole	4 P

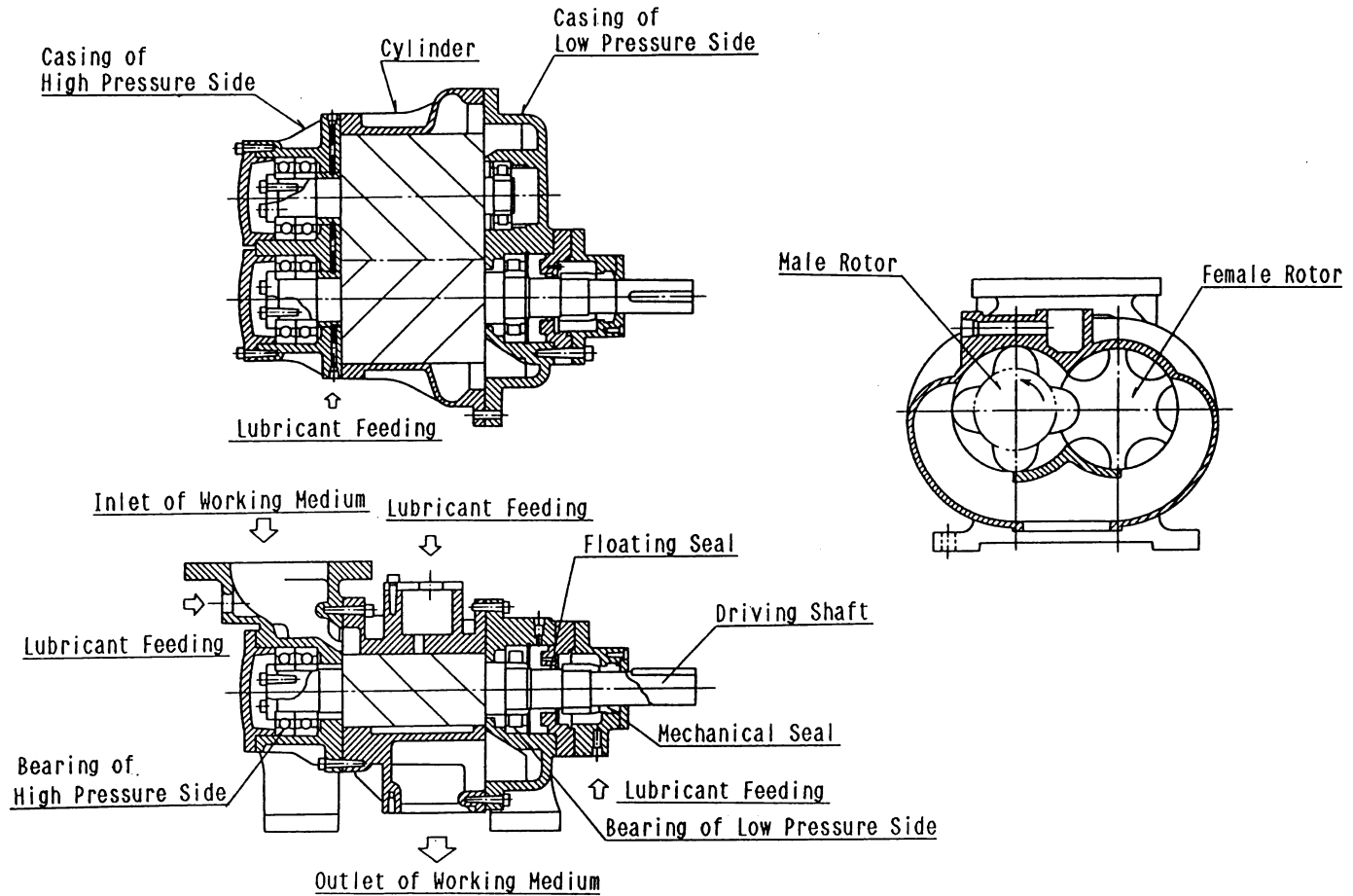


Fig. 1 Sectional Views of the Testing Small-size Screw Expanders.

媒体“蒸気”を吹込み、気液直接接触により凝縮性能を上げる方法が本報では試みられた。凝縮器の冷熱源には通常の冷却塔による冷却水を利用した。

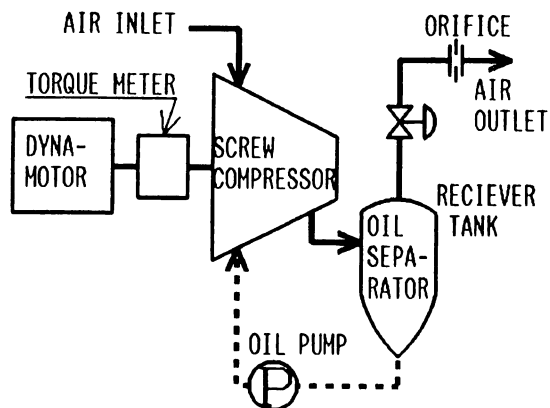


Fig. 2 System diagram of the air compression tests.

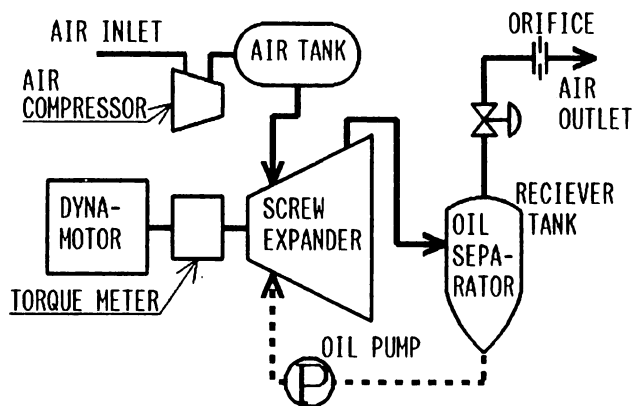


Fig. 3 System diagram of the air expansion tests.

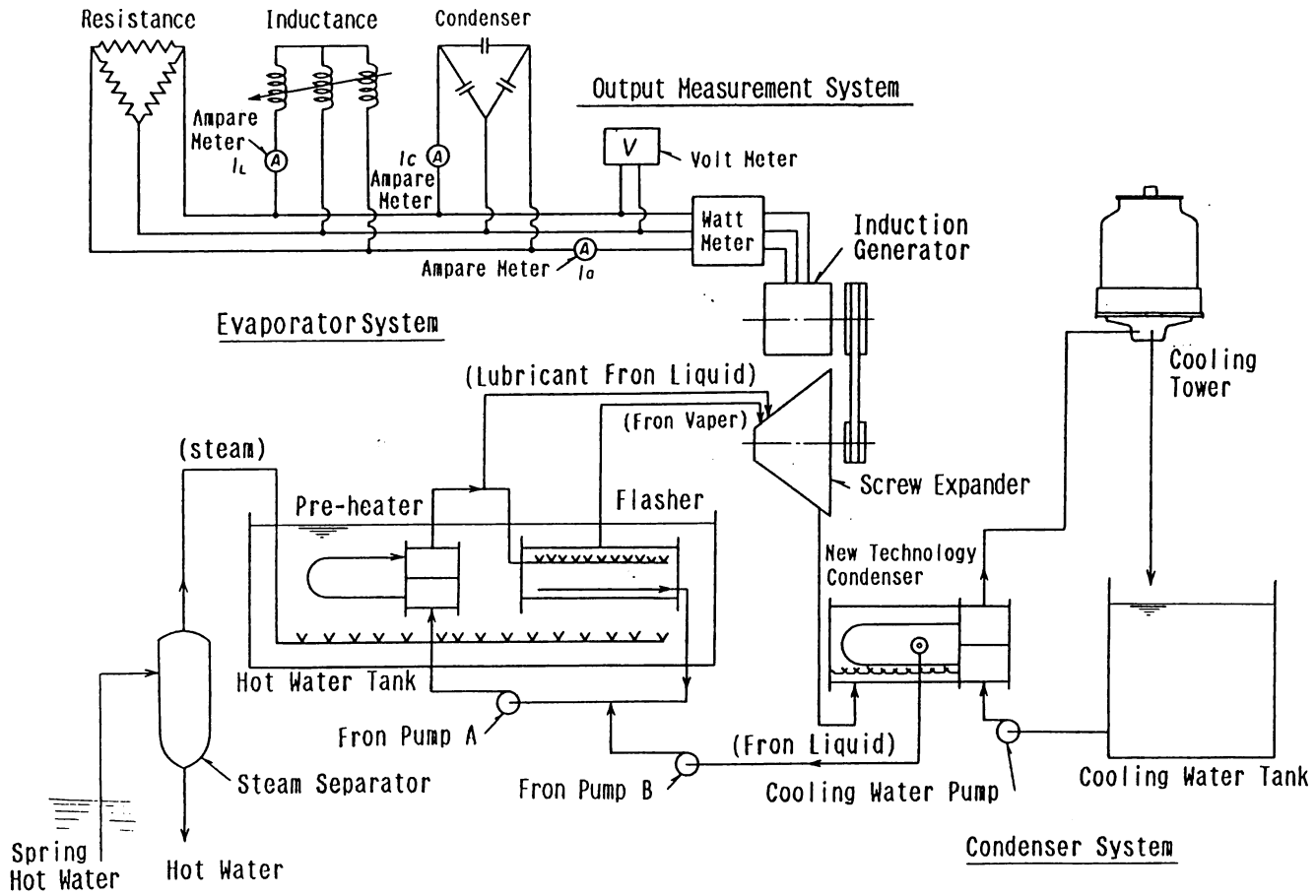


Fig. 4 System Diagram of the experimental equipments for the Field R11 Expansion Tests.

3. 性能指標

(1) ねじ圧縮器の性能

1) ねじ圧縮機の設計圧縮比

ねじ圧縮機においては、漏れがなく作動媒体が完全ガスと見なせる場合は入口と出口の閉込容積の比である設計容積比 ν_b と入口圧力 p_{c1} を決めると、式(1)もしくは式(1)' による断熱圧縮計算、またはポリトロープ指数計算により最適な出口圧力 p_{c2b} (以降設計出口圧力と呼ぶ) が求まる。

$$p_{c2b} = p_{c1} \cdot (\nu_b)^\kappa \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$p_{c2b} = p_{c1} \cdot (\nu_b)^n \quad \dots\dots\dots (1)'$$

ここで κ および n は作動媒体の断熱指数とポリトロープ指数である。

以下では入口圧力 p_{c1} と設計出口圧力 p_{c2b} の比を設計圧縮比 τ_b , また運転時の入口圧力 p_{c1} と出口圧力 p_{c2} との比を (運転) 圧縮比 τ と呼ぶことにする。運転出口圧力 p_{c2} と設計出口圧力 p_{c2b} とは必ずしも一致しない。このような場合の断熱圧縮⁽⁶⁾の p - v 線図を図5に示す。この図において②-③の圧力が設計出口圧力 p_{c2b} で、②'-③' (または②''-③'') の圧力が運転圧力で図中の p'_{c2} , p''_{c2} で示される。

ねじ圧縮機が漏れがなく作動媒体が完全ガスと見なせる場合は設計圧縮比 τ_b は式(1)'' で計算される。

$$\tau_b = (\nu_b)^\kappa \quad \dots\dots\dots (1)''$$

ここで ν_b は設計容積比で、 κ は作動媒体の断熱指数である。

2) 理想ねじ圧縮機の設計断熱比仕事

設計圧縮比で運転された場合、ねじ圧縮機の動力 (比仕事) がすべて作動媒体への断熱有効仕事になると仮定した膨張機を理想ねじ圧縮機と名付ける。

作動媒体が完全ガスで設計圧縮比 τ_b で運転された場合、式(2)により求められる仕事を理想ねじ圧縮機の設計断熱比仕事 W_{cad} と名付け次式⁽⁷⁾で表す。

$$W_{cad} = \kappa \cdot (\kappa - 1)^{-1} p_{c1} \nu_{c1} (\tau_b^{(\kappa-1)/\kappa} - 1) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで p_{c1} , ν_{c1} はねじ圧縮機入口の圧力* および比容積流量、 κ は作動媒体の断熱指数、 τ_b は設計圧縮比である。

注* : 流体の断熱仕事は本来、全圧 p_t で計算⁽⁷⁾されるが、本報の膨張機の内部流速の範囲では、流動状態の圧力 p と全圧 p_t との差はほとんど無く無視できるため、本報の膨張機の仕事は、圧力 p で表現する。

3) 理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事

図5において①②③④の面積が式(2)で求められる設計断熱比仕事 W_{Cad} を示している。理想ねじ圧縮機の場合でも運転出口圧力 p_{c2} と設計出口圧力 p_{c2b} が一致しない場合、理想ねじ圧縮機の比仕事は図5の②②'③'③ (または②②''③''③) の面積で表される補正仕事 W_{Cw} だけ理論圧縮比仕事 W_{Cad} より増減が必要⁽⁶⁾ で式(3)で表される。

$$W_{Ciop} = W_{Cad} \pm W_{Cw} \dots\dots\dots (3)$$

ねじ圧縮機特有の補正仕事 W_{Cw} を考慮した W_{Ciop} を理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事と名付ける。作動媒体が完全ガスと見なせる場合は式(4)で W_{Ciop} は求められる^{(6),(7)}。

$$W_{Ciop} = p_{c1} \nu_{c1} \cdot \{ (\nu_b^{(\kappa-1)} - \kappa) \cdot (\kappa-1)^{-1} + \tau / \nu_b \} \dots\dots\dots (4)$$

ここで p_{c1} , ν_{c1} はねじ圧縮機入口の圧力および比容積流量, κ は作動媒体の断熱指数, ν_b は設計容積比, τ は運転圧縮比である。

4) ねじ圧縮機の実軸比仕事と運転効率

実際に計測されたねじ圧縮機の作動媒体単位質量当りの軸駆動力を、ねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c と名付ける。ここでねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c と理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事 W_{Ciop} との比を式(5)で表し、これをねじ圧縮機の運転効率 η_{cop} と定義する。

$$\eta_{cop} = W_{Ciop} / W_c \dots\dots\dots (5)$$

5) ねじ圧縮機の運転断熱有効仕事

作動媒体が完全ガスと見なせる場合、計測されたねじ圧縮機の出入口の状態量から計算される仕事をねじ圧縮機の運転断熱有効仕事 E_{Cad} と名付けこれを式(6)で表す。

$$E_{Cad} = \kappa \cdot (\kappa-1)^{-1} p_{c1} \nu_{c1} \cdot \{ (p_{c1}/p_{c2})^{(\kappa-1)/\kappa} - 1 \} \dots\dots\dots (6)$$

ここで κ は作動媒体の断熱指数, p_{c1} , p_{c2} は圧縮機の入口, 出口圧力, ν_{c1} は圧縮機入口の比容積流量である。

運転断熱有効仕事 E_{Cad} は図5において、運転出口圧力が p'_{c2} の場合は①②''③'④①で囲まれる面積で、 p''_{c2} の場合は①②''③''④①で囲まれる面積となり、理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事 W_{Ciop} よりそれぞれ②''②②', および②②''②''で囲まれる面積の仕事分小さいものとなる。

6) ねじ圧縮機の体積効率と全断熱効率

一般にねじ圧縮機の性能指標として、実際に計測された出口流量 q_{vc2} と出口締切容積 V_{bc2}

と回転数の積から求められる設計出口体積流量 q_{vc2b} との比、すなわち式(7)で示される量が体積効率 η_v ^{(6),(7)} として利用されている。

$$\eta_v = q_{vc2} / q_{vc2b} \quad \dots\dots\dots (7)$$

また、ねじ圧縮機の全断熱効率 $\eta_{cad.t}$ は、ねじ圧縮機の運転断熱有効仕事 E_{cad} とねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c の比に体積効率 η_v を掛けたものになり、式(8)で示される。

$$\eta_{cad.t} = \eta_v \cdot E_{cad} / W_c \quad \dots\dots\dots (8)$$

ねじ圧縮機の運転断熱有効仕事 E_{cad} と、ねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c の比をねじ圧縮機の全効率 η_c として式(9)で表すと、全断熱効率 $\eta_{cad.t}$ は式(8)'となる。

$$\eta_c = E_{cad} / W_c \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\eta_{cad.t} = \eta_v \cdot \eta_c \quad \dots\dots\dots (8)'$$

(2) ねじ膨張機の膨張性能

1) ねじ膨張機の設計圧力比

低温度差エネルギー回収のサイクルでは、高温側温度は外界の影響をほとんど受けないのでほぼ一定に保たれると予想されるが、低温側温度は冷熱源の日変動、季節変動などにより、運転出口圧力 p_{tT2} はかなり変化する。一方ねじ膨張機は漏れがなく作動媒体が完全ガスと見なせる場合は、出口と入口の閉込容積の比である設計容積比 ν_b と、入口の圧力 p_{tT1} を決めると、式(10)もしくは式(10)'による断熱膨張計算、またはポリトロープ指数計算により最適な出口圧力 p_{tT2b} (以降設計出口圧力と呼ぶ)が決まる。

$$p_{tT2b} = p_{tT2} / (\nu_b)^\kappa \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$p_{tT2b} = p_{tT2} / (\nu_b)^n \quad \dots\dots\dots (10)'$$

ここで、 κ および n は作動媒体の断熱指数とポリトロープ指数である。

入口圧力 p_{tT1} と設計出口圧力 p_{tT2b} の比を設計圧力比 π_b と名付ける。設計圧力比 π_b は作動媒体の性質が異なれば、つまり断熱指数やねじ膨張機入口の湿り度が異なれば、作動媒体についての設計出口圧力 p_{tT2b} が変化するため変化することになる⁽⁸⁾。

作動媒体が完全ガスと見なせ、ねじ膨張機のロータとケーシング間などに漏れが無い場合は設計圧力比 π_b は式(10)'で求まる。

$$\pi_b = (\nu_b)^n \quad \dots\dots\dots (10)''$$

ここで ν_b は、ねじ膨張機的设计容積比であり、 κ は作動媒体の断熱指数である。

運転出口圧力 p_{tT2} が设计出口圧力 p_{tT2b} より高い場合の膨張⁽²⁾の $p-\nu$ 線図の例を図7に示す。同図において②'-③'の圧力が设计出口圧力 p_{tT2b} を示し、②'-②-③の圧力が、運転圧力 p_{tT2} を示している。

2) ねじ膨張機の軸比仕事および断熱有効仕事と全断熱効率

実際に計測されたねじ膨張機の作動媒体単位質量当りの軸仕事を実ねじ膨張機の軸比仕事 W_T 、作動媒体が完全ガスと見なせる場合ねじ膨張機入口・出口の状態量から計算される仕事をねじ膨張機の断熱有効仕事 E_{Tad} と名付け次式で示す。

$$E_{Tad} = C_p T_{T1} \{ 1 - (p_{tT2}/p_{tT1})^{(\kappa-1)/\kappa} \} \dots\dots\dots (11)$$

ここで C_p は定圧比熱、 T_{T1} はねじ膨張機入口全温度、 p_{tT2} 、 p_{tT1} はねじ膨張機出口、入口圧力である。

ねじ膨張機の軸比仕事 W_T と断熱有効仕事 E_{Tad} との比、すなわち式(12)で示される効率 η_{Tad} をねじ膨張機的全断熱効率と名付ける。

$$\eta_{Tad} = W_T / E_{Tad} \dots\dots\dots (12)$$

作動媒体がR11でねじ膨張機出入口の乾き度 χ_T が1より小なる場合は、完全ガスとしては取り扱えず式(11)の κ ＝一定で断熱変化($ds=0$)の断熱有効仕事の式では有効仕事は計算出来ず、R11の熱物性値(蒸気表の数表)を用いて式(13)による数値積分により有効仕事を求めることが必要となる⁽⁸⁾。このように実際の作動媒体の熱物性値を利用し、式(13)で計算される仕事 E'_{Tad} を実作動媒体の実断熱仕事と名付け式(13)で表す。

$$E'_{Tad} = \int_a^b \nu dp \dots\dots\dots (13)$$

($ds=0$)

ここで、 a はねじ膨張機の出口圧力(p_{tT2})、 b はねじ膨張機の入口圧力(p_{tT1})、 ν は作動媒体の比容積である。

この場合のねじ膨張機的全断熱効率は式(14)で表されることになる。

$$\eta_{Tad} = W_T / E'_{Tad} \dots\dots\dots (14)$$

3) 理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事

設計圧力比で運転された場合に、作動媒体の実断熱仕事がすべて比仕事になるねじ膨張機を理想ねじ膨張機⁽²⁾と定義する。

この理想ねじ膨張機の仕事は、図6での①②③④の面積つまり式(11)、または式(13)で求められる断熱有効仕事 E_{Tad} ，または実断熱仕事 E'_{Tad} となる。またねじ膨張機の場合運転出口圧力 p_{tT2} と設計出口圧力 p_{tT2b} が一致しない場合、とくに p_{tT2} が p_{tT2b} より高い場合はねじ膨張機の比仕事は図6の②②'②"の面積で表される負仕事 E_{NW} だけ小さいものとなり式(15)で表される。

$$W_{TioP} = E'_{Tad} - E_{NW} \quad \dots\dots\dots (15)$$

ねじ膨張機特有の負の仕事などを考慮した W_{TioP} を、理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事と名付ける。作動媒体が湿り、入口乾き度 χ_{T1} が1より小となる場合は、ねじ膨張機の駆動に寄与する作動媒体の蒸気量が小となるので W_{TioP} も小となる。

作動媒体が完全ガスと見なせる場合、運転断熱比仕事 W_{TioP} は式(16)⁽²⁾で示される。

$$W_{TioP} = 1/(\kappa - 1) \times p_{tT1} \nu_{T1} \times (1 - \pi_b^{(1-\kappa)/\kappa}) \\ + p_{tT1} \nu_{T1} \times (1 - \pi_b^{1/\kappa} / \pi) \quad \dots\dots\dots (16)$$

ここで p_{tT1} は入口圧力、 ν_{T1} は比容積流量、 π_b は設計圧力比、 π は運転圧力比、 κ は作動媒体の断熱指数である。

4) ねじ膨張機の運転効率

ねじ膨張機の軸比仕事 W_T と理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{TioP} との比を、ねじ膨張機の運転効率 η_{Top} とし式(17)で定義する。

$$\eta_{Top} = W_T / W_{TioP} \quad \dots\dots\dots (17)$$

5) ねじ膨張機の流量係数

ねじ膨張機出口締切容積と回転数の積で計算される膨張機出口の設計体積流量 q_{vT2b} と、計測された体積流量 q_{vT2} との比を流量係数 χ'_{vT2} と名付け式(18)で表す。

$$\chi'_{vT2} = q_{vT2b} / q_{vT2} \quad \dots\dots\dots (18)$$

このねじ膨張機の流量係数 χ'_{vT2} は、膨張機を駆動させる作動媒体の有効流量の度合を示すものと考えられる。

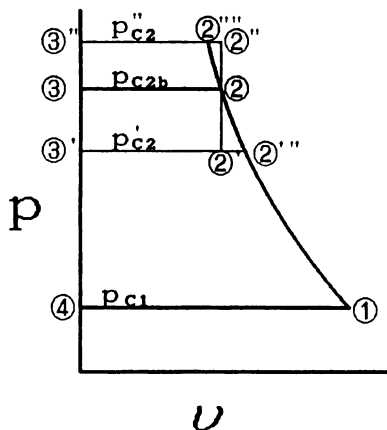


Fig. 5 p-v Chart of the screw compressor.

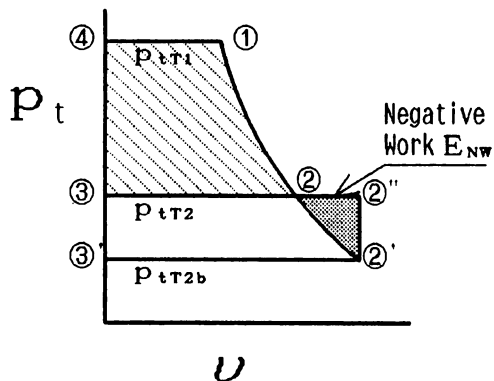


Fig. 6 p-v Chart of the screw expander.

4. ねじ膨張機の空気圧縮試験

表 1 に示す仕様のねじ膨張機を供試体とした空気圧縮試験による結果は、実験条件の範囲（圧力 $p=0.1\sim 1.0\text{ Mpa}$ ，温度 $T=250\sim 350\text{ K}$ ）では、空気は断熱指数が $\kappa_A = 1.402^{(9)}$ のほぼ完全ガスであると考え諸指数の計算を実施した。

(1) 圧縮運転での運転効率

本報では空気は完全ガスで、圧縮試験に供したねじ圧縮機は漏れなどの損失が無いものと仮定して圧縮性能指標を求めた。

計測値を式(4)に入れて求めた理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事 W_{ciop} とねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c を用いて式(5)から得られるねじ圧縮機の運転効率 η_{copA} を図 7 に示す。図中の○印、および◇印は、設計容積比 ν_b がそれぞれ 2.0 および 2.4 の場合である。参考までに ν_b が 5.2 の η_{copA} を□印で示してある。

設計容積比 ν_b が 2.0，および 2.4 のねじ圧縮機とも τ が 2.0～5.0 の範囲では、ねじ圧縮機の運転効率 η_{copA} は圧縮比 τ に関係なくほぼ 0.8 の値となっている。 ν_b が大となると出入口の圧力差が増大するため、ロータ間およびロータとケーシング間の漏れが生じやすくなり、 η_{copA} が小となると予想されるが、今回の実験の範囲 $\nu_b = 2.0\sim 2.4$ ではほぼ同一値であり、参考値の $\nu_b = 5.2$ の η_{copA} が 0.79 位でやや小となっている。

(2) 圧縮運転での体積効率

図 8 は計測された出口流量 q_{vc2} と、出口締切容積 V_{bc2} と回転数から求められる設計出口体積流量 q_{vc2b} から求める体積効率 η_v と圧縮比 τ との関係を示したものである。図中の◆，●，■印はそれぞれ設計容積比 ν_b が 2.0 で回転数 N_c が 3000，3506，および 4000 rpm の場合で、

◇, ○, □印は ν_b が2.4の場合である。なお、参考値として ν_b が5.2で回転数 N_c が2390, 3506および4000 rpmの場合の η_v も、それぞれ△, ◎, ▽印で図中に示している。

図8によれば、設計容積比 ν_b が2.0の場合は体積効率 η_v は回転数 N_c および圧縮比 τ にほぼ関係なく約0.95の値である。一般的特性としては圧縮比 τ が増大すれば η_v は減少する傾向を示すが、本報の実験条件の範囲では顕著な減少傾向は現れていない。 ν_b が2.4の場合も N_c により多少のバラツキがあるが、圧縮比 τ にほぼ関係なく η_v は約0.80の値を示している。参考値の ν_b が5.2の場合にも N_c によりバラツキがあるが、同様に圧縮比 τ にほぼ関係なく η_v は約0.36の値を示している。設計容積比 ν_b が大となるにしたがって、入口、出口の圧力差が大となり、ロータとケーシング、雄ロータと雌ロータ間などの隙間の漏れ量が増加するため体積効率 η_v が小となるのは圧縮機の一般的特性である。また設計容積比 ν_b が2.0の場合は顕著ではないが、 ν_b が2.4もしくは5.2の場合には回転数が小のとき、体積効率 η_v の値はわずかに減小となるが、これも回転数が小さい場合に、前記隙間からの漏れ量が増加するという一般的特徴をねじ膨張機が有しているからである。

(4) 圧縮運転での全断熱効率

空気を完全ガスと見なして、計測されたねじ圧縮機の出入口の状態量から式(6)で計算される理論動力をねじ圧縮機の運転断熱有効仕事 E_{cad} と名付け、その E_{cad} と体積効率 η_v 、およびねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c から式(8)で得られるねじ圧縮機的全断熱効率 $\eta_{cad,t}$ を求めたものが図7である。図中では、回転数 N_c が3506 rpmの場合の設計容積比 ν_b が2.0および2.4の場合をそれぞれ●, ◆印で示している。また、参考値として ν_b が5.2の $\eta_{cad,t}$ も■印で付記している。それぞれの印を通る $\tau-\eta_{cad,t}$ の曲線は式(1)で計算される設計圧縮比 τ_b が2.6($\nu_b=2.0$)および3.4($\nu_b=2.4$)の近くにピークが存在しており、そのピーク値は設計容積比 ν_b が2.0の場合にはほぼ0.77、 ν_b が2.4の場合にはほぼ0.65となっている。つまり $\tau-\eta_{cad,t}$ 曲線のピーク値は、設計圧縮比 τ_b 付近で運転効率 η_{copA} と体積効率 η_v の積と一致することがわかる。これは式(8)'の η_c が設計圧縮比の点で η_{copA} と等しくなるためである。参考値の $\nu_b=5.2$ の場合にはピークがないが、設計圧縮比 τ_b の値が10.0であるため図7の τ の領域外にピークが存在していると予想される。

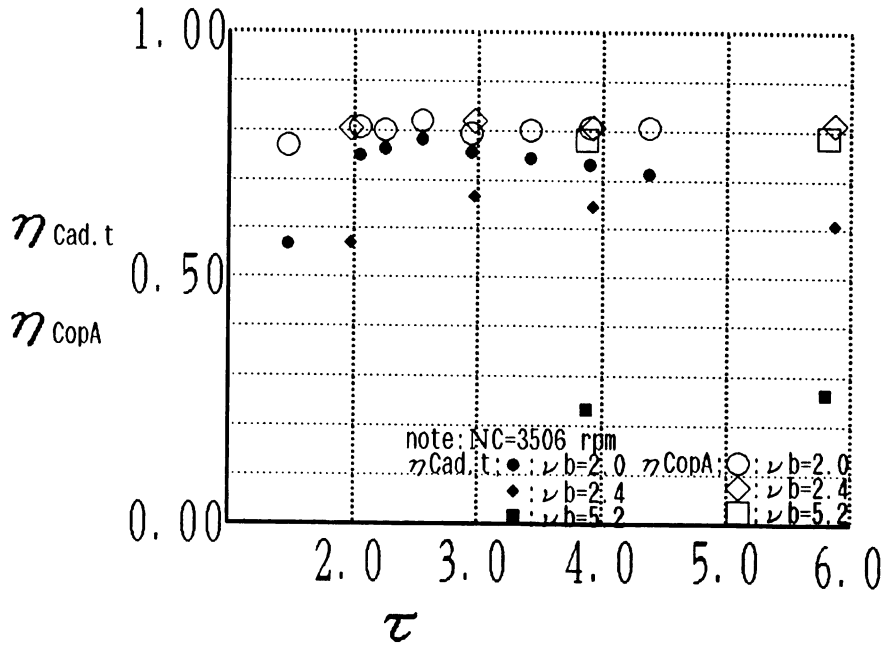


Fig. 7 Relation between the Effects of Compression Ratio τ and the Efficiency of Total Adiabatic Compression, and the Operating Efficiency of Screw Compressor.

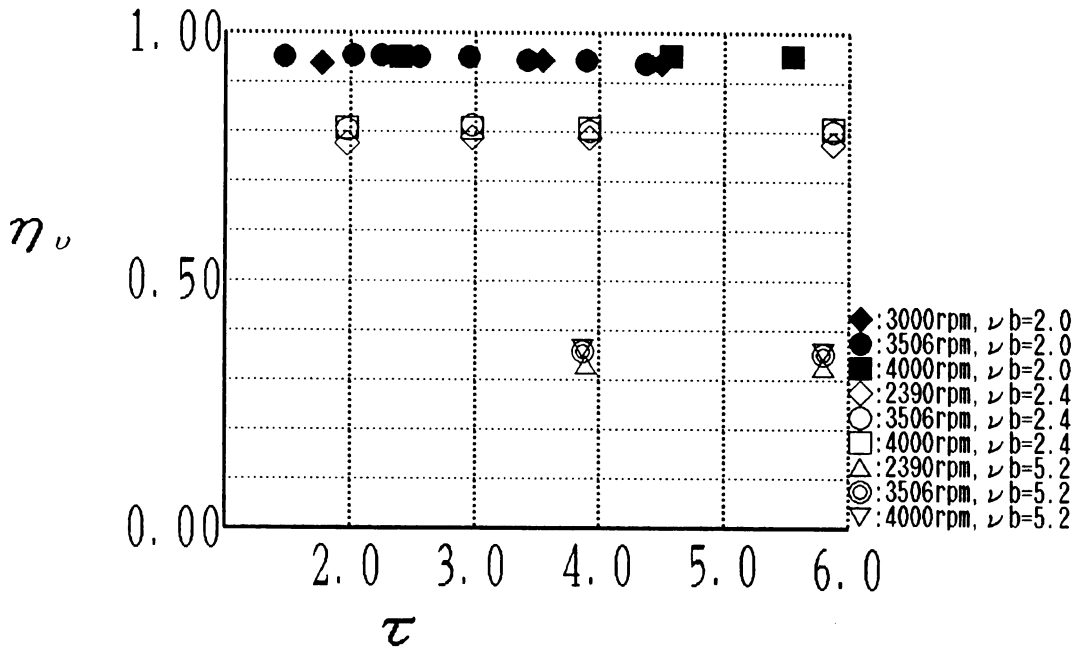


Fig. 8 Relation Between Compression Ratio τ and Volumetric Efficiency η_v of the Testing Screw Compressors.

5. ねじ膨張機の膨張試験

同じねじ膨張機を利用して、空気およびR11の作動媒体による膨張試験を行い、その性能指標の比較を行った結果を以下に示す。

(1) 空気膨張試験結果

ここでは空気圧縮試験と同様に、実験条件の範囲では、空気は断熱指数 $\kappa_A = 1.402$ のほぼ完全ガスであると考えて諸性能指標の計算を実施した。

空気膨張試験による膨張性能指標を図9に示す。同図には回転数 $N_C = 3506$ rpm の場合の設計容積比 ν_b が2.0 (設計圧力比 $\pi_{bA} = 2.64$)、および2.4 ($\pi_{bA} = 3.41$) のねじ膨張機の全断熱効率 η_{TadA} がそれぞれ○, ●印で、流量係数 χ'_{T2} がそれぞれ□, ■印で、ねじ膨張機の運転効率 η_{TopA} がそれぞれ◇, ◆印で示されている。図9によると設計容積比 ν_b が2.0および2.4のねじ膨張機性能は、式(10)により計算され図中で矢印で示す設計圧力比 $\pi_{bA} = 2.64$ および3.41付近に、それぞれの全断熱効率 η_{TadA} および運転効率 η_{TopA} のピークがあり、かつその設計圧力比のところで全断熱効率 η_{TadA} と運転効率 η_{TopA} の値が一致することが分かる。この理由は、設計圧力比で運転された場合、計算上ではねじ膨張機の完全ガス断熱有効仕事 E_{Tad} と、理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{TioP} とが同じ値となるからである。

図9に示すねじ膨張機の運転効率 η_{TopA} のピーク値を η_{TopAp} とするとその値は、設計容積比 $\nu_b = 2.0$ の場合、 $\eta_{TopAp} =$ 約0.83、 $\nu_b = 2.4$ では $\eta_{TopAp} =$ 約0.81となる。

なお、運転効率 η_{TopA} のピークの位置が図中に示すそれぞれの設計圧力比 π_{bA} より、多少、小さい位置にあるのは、空気が完全ガス変化をするのでなく、断熱指数 κ が多少小さいところで変化するポリトロープ変化をしているためと予想される。

設計圧力比から外れた運転圧力比では、全断熱効率 η_{TadA} の方が運転効率 η_{TopA} より小さくなる。これは設計圧力比以外では、断熱有効仕事 E_{Tad} が運転断熱比仕事 W_{TioP} より大となるためである。運転圧力比が設計圧力比より小となる場合には、全断熱効率 η_{TadA} および運転効率 η_{TopA} とも急激に減少する。この理由として、理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{TioP} が負の仕事で減少する以上に、軸受け摩擦抵抗などの固定の機械損失の割合が増加しねじ膨張機の軸比仕事 W_T が急激に減少することが予想される。

図9の流量係数 χ'_{vT2A} は、運転圧力比 π が2.0～4.5の範囲では、設計容積比 ν_b が2.0、2.4ともほぼ同じ値で、 π の増加に伴い1.1～0.9の範囲で直線的に減少する傾向を示している。しかし参考を示した $\nu_b = 5.2$ の実験値では χ'_{vT2} は同じように直線的に減少する傾向を示すが、その値は ν_b が2.0および2.4の場合より小さくなる事が分かる。運転圧力比 π の増加に伴い流量係数 χ'_{vT2} が減少する理由の一つとして、ロータとケーシングおよび、雄ロータと雌ロータ間などの漏れ量が増加することが考えられる。また、設計容積比 ν_b が大きくなる場合も、内部での

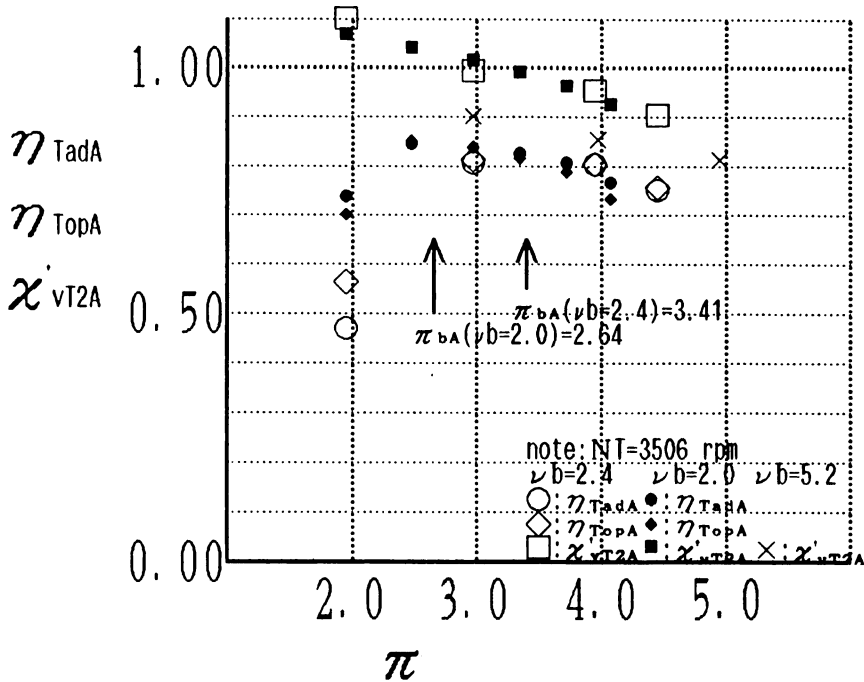


Fig. 9 Performance characteristics of the testing small-size screw expander. Relation between pressure ratio π and the total adiabatic expansion efficiency η_{TadA} , the operating efficiency η_{TopA} and the volume flow rate factors χ_{vT2A} in the air expansion tests.

膨張比（圧力比）が大となるため、漏れ量が増加し流量係数 χ'_{vT2} が少となると考えられる。

(2) 空気圧縮性能と空気膨張性能

以下では、ねじ膨張機特有の運転条件による影響を除去した圧縮および膨張運転の運転効率 η_{COP} および η_{TOP} について述べる。

空気圧縮試験でのねじ圧縮機の運転効率のピーク値 η_{COP} は、5章(1)節での検討では設計容積比 ν_b が 2.0 および 2.4 の場合ねじ圧縮機の運転効率 η_{COP} は、圧縮比 π に関係なくほぼ 0.80 の値であるために、それらについてねじ圧縮機の η_{COP} は 0.80 となる。一方、5章(1)節で検討した空気膨張試験の運転効率のピーク値 η_{TOP} は、設計容積比 $\nu_b = 2.0$ のねじ膨張機では、 $\eta_{TOP} =$ 約 0.83、 $\nu_b = 2.4$ では $\eta_{TOP} =$ 約 0.81 であり、その値は空気圧縮試験での運転効率ピーク値 $\eta_{COP} =$ 約 0.80 とほぼ一致する。したがって、設計容積比 ν_b が 2.0 ~ 2.4 のねじ膨張機の場合潤滑条件がほぼ同じであれば、空気膨張運転の運転効率ピーク値 η_{TOP} と空気圧縮運転の運転効率ピーク値 η_{COP} はほぼ一致するものと考えられる。

(3) フロンR11膨張試験結果

空気膨張試験と同じねじ膨張機でフロンR11（以降R11と略記）を作動媒体として作動させた膨張試験で実験条件の範囲（圧力 $p=0.1\sim 1.0\text{ Mpa}$ ，温度 $T=250\sim 350\text{ K}$ ）では，R11は蒸気と液とが共存状態となる。作動媒体が湿りの状態の場合には，空気のように完全ガスと見なすことは出来ない。したがって，このような湿り運転の場合はR11の蒸気表を用いて設計圧力比 π_b や式(13)による積分により実作動媒体の実断熱仕事有効仕事 E'_{Tad} ，および理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} を求め，式(14)および式(17)によりねじ膨張機の全断熱効率 η_{Tadr} ，ねじ膨張機の運転効率 η_{Topr} などを求めた⁽⁸⁾。

図10はR11膨張試験でのねじ膨張機の全断熱効率 η_{Tadr} と運転圧力比 π の関係を示したものである。ねじ膨張機のR11湿り運転での設計圧力比 π_{bR} を，R11の蒸気表を利用して作動媒体の乾き度 χ に応じて計算すると，R11の場合，膨張機入口温度が $340\sim 360\text{ K}$ で，入口乾き度が $0.6\sim 1.0$ のとき，設計容積比 ν_b が 2.0 であれば出口温度は $320\sim 330\text{ K}$ ，設計圧力比 π_{bR} は $1.8\sim 2.1$ となり，設計容積比 ν_b が 2.4 では，出口温度は $310\sim 320\text{ K}$ ，設計圧力比 π_{bR} の値は $2.2\sim 2.8$ となる。

全断熱効率 η_{Tadr} の最大値は， ν_b が 2.4 のグループは π が $2.4\sim 2.7$ 付近に， ν_b が 2.0 のグループは π が $1.7\sim 1.9$ 付近に存在する。つまり両グループともそれぞれの設計圧力比 π_{bR} 付近にピークが有りそうであるがバラつきが大きい。

図11はねじ膨張機特有の負の仕事などを考慮したねじ膨張機の運転効率 η_{Topr} と運転圧力比 π との関係を示したもので，全断熱効率と同様な取扱いを行えば，最大運転効率は，設計容積比 ν_b が 2.4 のグループでは運転圧力比 π が $2.4\sim 2.7$ の設計圧力比 π_{bR} 付近に， ν_b が 2.0 のグループは π が $1.7\sim 1.9$ の π_{bR} 付近に存在することがわかる。そのピーク値を η_{Topr} とすると両グループの η_{Topr} ともほぼ 0.65 となっている。 η_{Topr} の実験値は図10の η_{Tadr} よりは収斂しているといえる。運転圧力比 π が設計圧力比 π_{bR} より外れる場合は全断熱効率 η_{Tadr} および運転効率 η_{Topr} とも減少する。これは π_{bR} より π が小となる場合は，理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} が負の仕事で減少する以上に摩擦抵抗などの固定の機械損失の割合が増加し，ねじ膨張機の軸比仕事 W_T が減少するためと予想される。また π_{bR} より π が大となる場合は，ロータとケーシング，および雄ロータと雌ロータ間などの漏れ量が増加するため W_T が減少するためと予想される。

図12は設計容積比 ν_b が 2.0 と 2.4 のねじ膨張機で，作動媒体 R11 の場合の膨張試験の結果である。縦軸は式(18)から計算される流量比 χ'_{vT2R} で，横軸は運転圧力比 π である。R11膨張試験では，潤滑オイルの代りにオイルを混合した高温R11液を潤滑剤として使用している。潤滑用作動媒体の質量流量 q_{mL} と，膨張機を駆動させるための作動媒体質量流量 q_{mT} との比を式(19)で表し，これを潤滑用作動媒体の質量流量比 ω_L とし，この ω_L で流量比 χ'_{vT2R} 群を分けると，図中

に矢印で示した $\omega_L = 0.03$, $\omega_L = 0.06$, および $\omega_L = 0.1 \sim 0.2$ の線グループに分けられる。

$$\omega_L = q_{mL} / q_{mT} \dots\dots\dots (19)$$

図12で示される各線グループの傾向としては、図9に示される空気膨張試験の $\pi - \chi'_{vT2A}$ の関係と同様に、運転圧力比 π の増加に伴い流量比 χ'_{vT2R} が直線的に減少することが示される。また、 $\omega_L = 0.03$, $\omega_L = 0.06$, および $\omega_L = 0.1 \sim 0.2$ の線グループが示すように、 ω_L の値が小となると π が小さい領域でも χ'_{vT2R} が減少する。これは潤滑用作用媒体量が減少すると潤滑液のシール機能が減少するためと考えられる。さらに、 ω_L の値が $\omega_L = 0.06$ と $\omega_L = 0.1 \sim 0.2$ のグループでは、前者が圧力比が小さい領域で χ'_{vT2R} が減少する度合いに比べて、後者の $\omega_L = 0.1 \sim 0.2$ のグループはより大きな圧力比の領域でも χ'_{vT2R} が減少する度合いが小さくなっていることが読み取れ、潤滑液のシール機能がより効いていることが予想される。

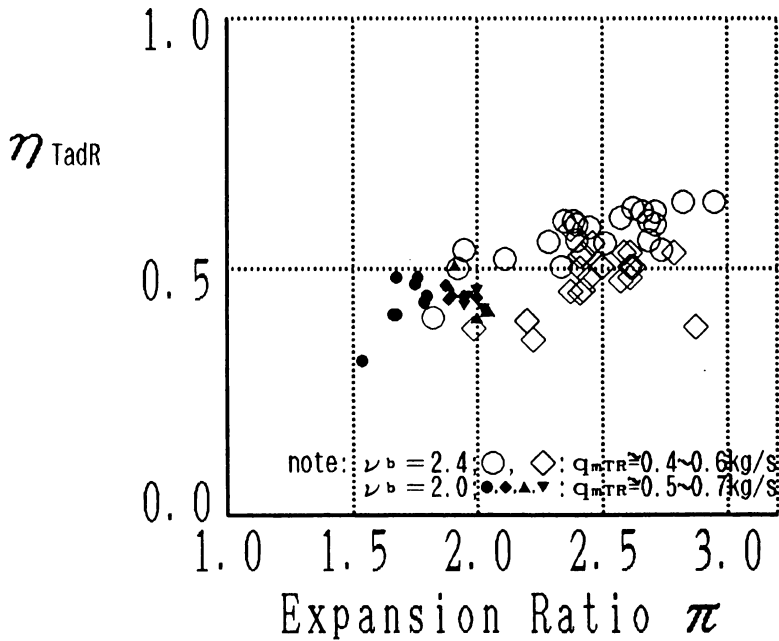


Fig.10 Relation between the expansion ratio π and the overall efficiency η_{TadR} of the small-size screw expanders in the fron R11 expansion tests.

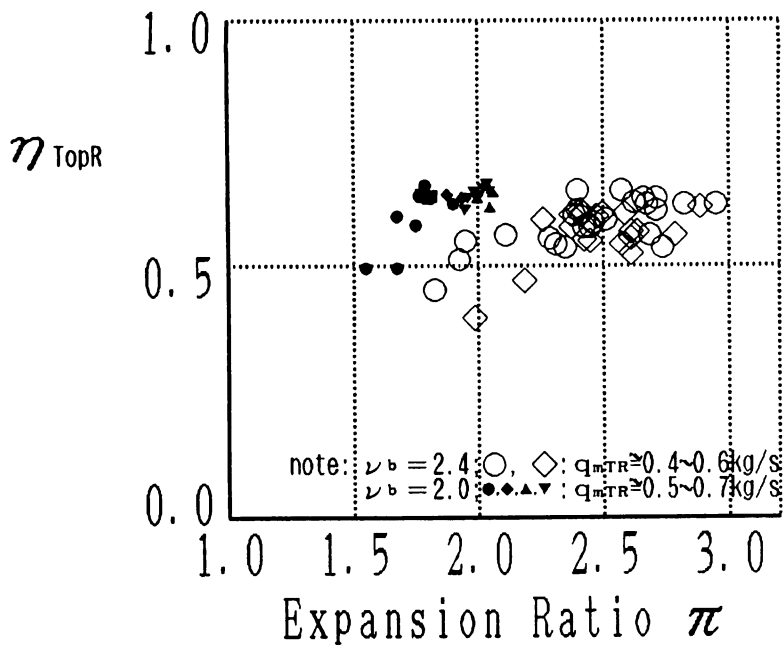


Fig. 11 Relation between the expansion ratio π and the operating efficiency η_{TopR} of the small-size screw expanders in the Fron R11 expansion tests.

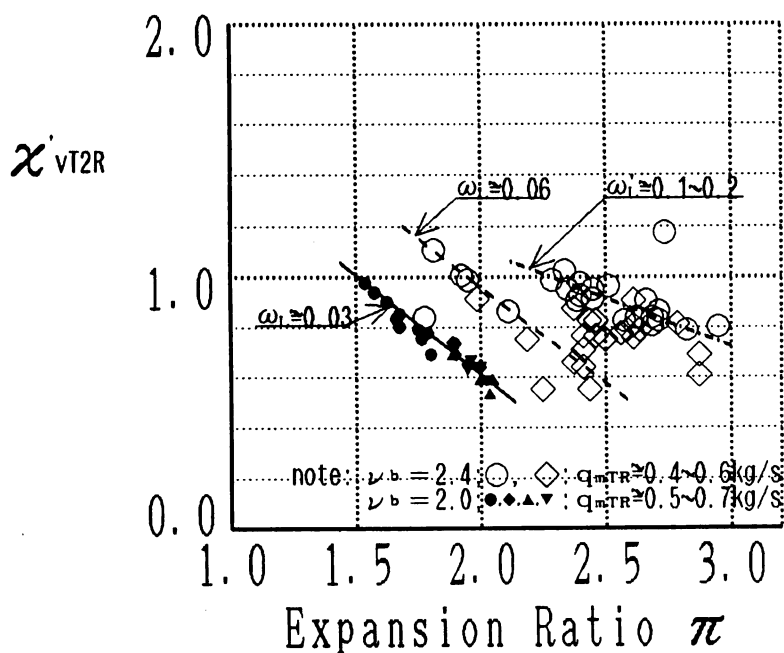


Fig. 12 Relation between Pressure Ratio π and the Volume Flow Rate Factors χ_{VT2R} of the Small-size Screw Expanders in the Fron R11 Expansion Tests.

(4) 空気膨張性能と R11膨張性能の比較

ねじ膨張機特有の負の仕事などの影響を除去したねじ膨張機の運転効率 $\eta_{T_{Op}}$ で、空気と R11 の膨張性能の比較結果を以下に述べる。空気膨張実験の図9では、ねじ膨張機の運転効率 $\eta_{T_{Op}}$ 曲線のピーク値 $\eta_{T_{OpA}}$ は、設計容積比 $\nu_b = 2.0$ の場合 $\eta_{T_{OpA}}$ はほぼ 0.83 で、 $\nu_b = 2.4$ では $\eta_{T_{OpA}}$ はほぼ 0.81 となっている。R11 膨張実験の図11では設計容積比が $\nu_b = 2.0$ および $\nu_b = 2.4$ の両方とも $\eta_{T_{OpR}}$ はほぼ 0.65 の値である。

空気膨張試験の運転効率 $\eta_{T_{OpA}}$ の方が、R11の運転効率 $\eta_{T_{OpR}}$ より高い効率を示しているが、この違いは潤滑油の供給方法、および供給量の違いによると想定される。空気膨張試験では、潤滑油は空気に溶解しないので図3に示すように膨張機を出た後でオイルセパレータで分離されオイルポンプでシールおよび潤滑に十分な量を供給可能である。一方、R11膨張試験では潤滑油が R11 に溶解してしまうため、本報の試験では図4に示すように潤滑油は R11 の高温液と一緒に供給するシステムとしている。また、その潤滑 R11 高温液の供給量も規定の潤滑量より少ない運転となっている。このため潤滑オイルが果たしている雄雌のローターの間、およびローターとケーシングの間などのシール機能が、R11 膨張試験では不十分であったと推定される。

空気膨張試験の運転効率ピーク値 $\eta_{T_{OpA}}$ と、R11 膨張試験の $\eta_{T_{OpR}}$ との比を式(20)で示し、これをねじ膨張機の R11 膨張と空気膨張の運転効率比 $\xi_{R/A}$ とすれば、今回の試験に供した設計容積比が $\nu_b = 2.0$ および $\nu_b = 2.4$ のねじ膨張機では $\xi_{R/A}$ はほぼ 0.8 となる。

$$\xi_{R/A} = \eta_{T_{OpR}} / \eta_{T_{OpA}} \dots\dots\dots (20)$$

潤滑油が作動媒体に溶解しにくく、空気試験と同様の潤滑条件と出来る場合には $\xi_{R/A}$ は 1 に近づくものと予想される。

(5) 空気圧縮性能と R11膨張性能

6章(2)節の空気圧縮性能と空気膨張性能の比較検討結果から、式(20)の空気膨張の運転効率ピーク値 $\eta_{T_{OpA}}$ の代りに、空気圧縮試験の運転効率ピーク値 $\eta_{C_{OpA}}$ を代入して変形すると式(20)'が得られる。

$$\eta_{T_{OpR}} = \xi_{R/A} \cdot \eta_{C_{OpA}} \dots\dots\dots (20)'$$

R11 膨張の潤滑方式が今回の R11 膨張試験とほぼ同じ方式で、R11 のねじ膨張機入口の温度が約 350k、乾き度が 0.7～1.0 の場合は、設計容積比が 2.0～2.4 のねじ膨張機の運転効率 $\eta_{T_{OpR}}$ は空気圧縮試験で得られる $\eta_{C_{OpA}}$ に $\xi_{R/A} = 0.8$ を掛けて推定出来る。

6. 結 言

温泉熱などの低温度差エネルギーを回収するシステムの設計のために重要な小型ねじ膨張機の性能把握の一方法として、空気圧縮試験の結果を用いて有機作動媒体での膨張性能を推定する方法を、実際の小型ねじ膨張機を使用した実験で検討した。その結果は次の通りである。

ねじ膨張機の空気圧縮試験では、ねじ圧縮機特有の補正仕事を考慮した理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事 W_{ciop} と、計測値より求めたねじ圧縮機の実軸比仕事 W_c との比で求めたねじ圧縮機の運転効率 η_{cop} でデータを整理することが、膨張試験との比較をする上で有効である。同様にねじ膨張機の膨張試験では、ねじ膨張機特有の補正仕事を考慮した理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} と、ねじ膨張機の軸比仕事 W_T との比で求めたねじ膨張機の運転効率 η_{Top} でデータを整理し、圧縮試験で求めた運転効率 η_{cop} との比較をおこなうことが、ねじ型固有の負の仕事などの影響を除去する上で有効である。なお、蒸気と液が共存する有機作動媒体での膨張試験の場合、作動媒体の蒸気表などを利用して乾き度を考慮した仕事の計算が必要である。

設計容積比が 2.0、および 2.4、縮切内部容積が、 $0.816 \text{ m}^3 / 1000 \text{ rev.}$ の小型ねじ膨張機を供試体とした空気圧縮試験および空気膨張試験により得られた運転効率 η_{copA} および η_{TopA} のピーク値は両方ともほぼ 0.8 の結果が得られた。このことより同じ潤滑方式の空気圧縮と空気膨張では、その運転効率のピーク値はほぼ同一になると予想される。

供試膨張機を利用した R11 での膨張試験では、設計容積比を変えても、運転効率 η_{TopR} のピーク値はほぼ 0.65 となった。したがって今回の試験では、空気膨張試験の運転効率ピーク値 η_{TopA} と、R11 膨張試験の η_{TopR} との比である運転効率比 $\xi_{R/A}$ は、二つのねじ膨張機とも $\xi_{R/A}$ はほぼ 0.8 となる。したがって R11 膨張の潤滑方式が今回の R11 膨張試験とほぼ同じ方式の場合は、 η_{TopR} は空気圧縮試験で得られる η_{copA} に $\xi_{R/A} = 0.8$ を掛けて推定出来る。なお、ねじ膨張機の軸出力は、理論計算できる理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事 W_{Tiop} に、ねじ膨張機の運転効率 η_{TopR} を掛けて求まる。

謝 辞

小型ねじ膨張機の空気膨張試験、空気圧縮試験に協力いただいた北越工業株式会社、フロン R11 による膨張試験に協力いただいた高砂熱学工業株式会社、株式会社テラルキョクトウおよび山武ハネウエル株式会社、また R11 膨張試験に実験場所および実際の温泉エネルギーの提供をいただいた長崎県小浜温泉湯本事務所本多宣章氏に謝意を表わす。

参 考 文 献

- (1) 金子・ほか1名(1985): スクリュ膨張機の基本性能に関する研究, 日本機械学会論文集(B編), 51巻461号, 134.
- (2) 栗須・ほか2名(1983): A Field Experiment on the Ocean Thermal Power Generation Off Shimane, Western Japan Sea, The Proc. of the 5th Int. Symposium on OMAE, ASME, Vol 2, 207.
- (3) Wauter P, De Vlaminck M (1987): ねじエキスパンダの利用の理論解析, VDI Ber, No 640, p 81.
- (4) Steidel, R. F. ほか2名(1982): Performance Characteristics of the Lysholm Engine as Tested for Geothermal Power Applications in the Imperial Vally, Trans. ASME, J., Eng. Power, Vol 104, 231.
- (5) 谷口・ほか4名(1985): スクリュ式二相流膨張機の性能解析 I, 日本機械学会論文集(B編), 51巻467号, 2471.
- (6) 八田桂三(1969): 気体機械ハンドブック, 朝倉書店, p 508-518.
- (7) (社)日本機械学会(1986): 機械工学便覧B-5, 4~6, 125-126.
- (8) 吉田・ほか3名(1990): 温泉熱発電, 日本機械学会論文集(B編), 56巻524号, 1161.
- (9) (社)日本機械学会(1983): 流体の熱物性値集, 日本機械学会, 162-192.
- (10) Mckay, R. A., Helical Screw Expander Evaluation Project (Final Report), DOE/ET/28329-1.
- (11) 東後, スクリュエキスパンダ, R & D 神鋼技報, 36-2, 1985.

主 な 記 号

ν_b	; 設計容積比 (出入口の閉込容積の比)	
q_{mT}	; ねじ膨張機駆動作動媒体質量流量	kg/s
τ	; ねじ圧縮機の運転圧縮比	
τ'	; ねじ圧縮機の最適圧縮比	
π	; ねじ膨張機の運転圧力比	
π_b	; ねじ膨張機の最適圧力比	
E_{Cad}	; ねじ圧縮機の運転断熱有効仕事	kJ/kg
E_{Tad}	; ねじ膨張機の断熱有効仕事	kJ/kg
E'_{Tad}	; ねじ膨張機の実作動媒体断熱仕事	kJ/kg
E_{Nw}	; ねじ膨張機の負の仕事	kJ/kg
W_C	; ねじ膨張機の実軸比仕事 (動力)	kJ/kg
W_{Cad}	; 理想ねじ圧縮機の理論設計比仕事	kJ/kg
W_{Ciop}	; 理想ねじ圧縮機の運転断熱比仕事	kJ/kg
W_T	; 実ねじ膨張機の軸比仕事	kJ/kg
W_{Tiop}	; 理想ねじ膨張機の運転断熱比仕事	kJ/kg
η_{Tad}	; ねじ膨張機の全断熱効率 = W_T/E_{Tad}	
η_{Top}	; ねじ膨張機の運転効率 = W_T/W_{Tiop}	
η_{Cop}	; ねじ圧縮機の運転効率 = W_{Ciop}/W_C	
η_{Cu}	; ねじ圧縮機の体積効率	
η_{Cad-t}	; ねじ圧縮機の全断熱効率	
ω_L	; 潤滑用作用動媒体の質量流量比	
χ'_{vT2}	; ねじ膨張機出口の流量係数	
χ'	; 流量係数から求めた近似計算乾き度	
添字		
A	; 空気が作動媒体の指標	
R	; R11が作動媒体の指標	