

(論文)

小形蒸気発電機の開発

Development of Micro Steam Energy Generator



桑原英明*

Hideaki KUWABARA



西村 真*(工博)

Dr. Makoto NISHIMURA



松隈正樹**

Masaki MATSUKUMA



松井孝益**

Takayoshi MATSUI

Processes using small amounts of steam prevail in many industries. Energy saving measures, however, has not been sufficiently implemented for these processes, due to difficulties caused by pressure fluctuating at low levels. To implement the energy saving measures, Kobe Steel has developed a small screw-type steam generator. The apparatus facilitates efficient use of steam, as well as energy saving and reduction of CO₂ emissions. The advantage of this apparatus is that it can generate power in a wide range of stem flow, which is enabled by controlling its downstream pressure to the pressure level at a reducing valve. An efficiency of 60% or higher has been realized for a 100kW class turbine.

まきがき = 汎用性が高く使いやすいエネルギーとして電気エネルギーが世界で普及している。現状は、石炭、石油、天然ガスなどの化石燃料を燃やし、蒸気を製造して、蒸気エネルギーを電気エネルギーに変換することが主流となっている。この蒸気から電気へのエネルギー変換には、蒸気タービン発電機が利用されている。その多くの蒸気タービン発電機には、蒸気量が大量に安定的に製造される大形のプラントで使用されている軸流型タービンが用いられている¹⁾。大形で効率の高い軸流型タービンを用いる発電機は、比較的少量で低圧力の蒸気に対して、効率の低下が避けられない²⁾。

蒸気の製造という点に注目すると、発電所だけでなく、加熱・洗浄などのために産業分野でも中小規模のボイラで蒸気が製造されている。経済産業省による2006年の機械統計によると、蒸気量2t/h未満のボイラが年間約10,000台、蒸気量2t/h以上3t/h未満のボイラが年間約3,000台出荷されている。小形貫流ボイラ協会によると蒸気量2t/h以下の小形貫流ボイラと呼ばれるボイラは、国内で250,000台稼働していると言われている。産業分野において多量の蒸気が利用されていることがわかる。

産業界で広く普及している蒸気の利用の特徴は、流量が数10t/h以下の少量であり、0.8MPaG以下の低圧であり、各用途に応じて流量変動を伴うことである。

そこで当社は、産業界で広く利用される小流量、低圧かつ流量変動を伴う蒸気の有効利用を図り、さらなる省エネルギーとCO₂の削減を推進することを目的としてスクリュ式小形蒸気発電機『スチームスター®』を開発した。

図1に示すように、ボイラで製造された蒸気は一般的に、減圧弁で圧力調整されて加熱・洗浄などの各種プロセスで利用される。蒸気は減圧弁において断熱膨張しな

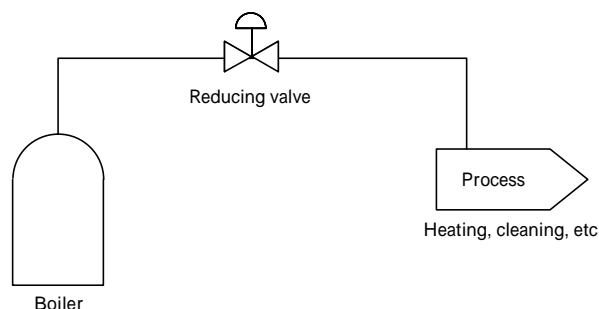


図1 小型貫流ボイラのプロセス
Fig. 1 Process flow in a small scale steam plant

がら圧力が低下する。スチームスターは、減圧弁の代わりにスクリュエキスパンダを用いることによって圧力調整すると同時に電気エネルギーを取り出すことに初めて成功した。スチームスターは、従来の減圧弁と比較してそんな色のない2次側定圧制御と幅広い流量変動に対して安定した発電性能を示し、100kW級蒸気タービンで60%以上の高効率を備えている。

本稿では、開発したスチームスターの構造・原理と実蒸気を用いて実施した試験結果について報告する。

1. 構造・原理

1.1 スクリュエキスパンダの構造と動作原理

スクリュエキスパンダは図2の模式図に示すように雄と雌のロータから構成される。スクリュエキスパンダは、雄ロータ、雌ロータとケーシングで構成される空間(以下、作動室という)ごとの圧力が異なるため、高圧域と膨張後の低圧域との圧力差が各ロータの受圧面に生じ、この圧力差に対応した回転トルクがロータに働くことで互いのロータは反対方向に回転する。ロータの回転によって給気ポートから遮断された後の作動室では、回

*技術開発本部 機械研究所 **機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 汎用圧縮機工場

転とともに容積が増大して閉空間内の蒸気が膨張し、ロータに回転エネルギーを与える。スクリュエキスパンダでは、一連の動作が連続的に繰返されることによって動力が発生する¹⁾。

スチームスターの本体構造と外観を図3と図4に示す。図3に示すように、雄・雌ロータの回転を同期させるため、軸端には同期歯車を取付けており、ロータ同士は、非接触で微小な隙間を保ちながら回転する。また、スクリュエキスパンダで発生した回転エネルギーが、雄ロータの軸端から減速機を介して発電機軸に伝達される

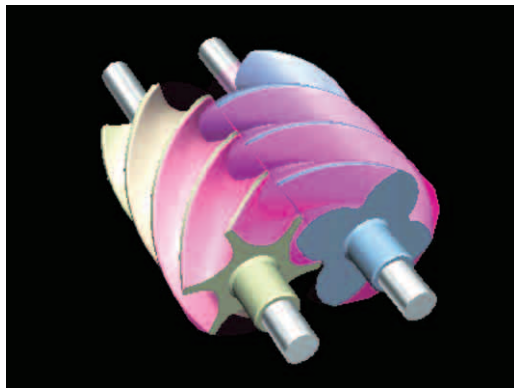


図2 スクリュエキスパンダのロータ
Fig. 2 Rotor of screw expander

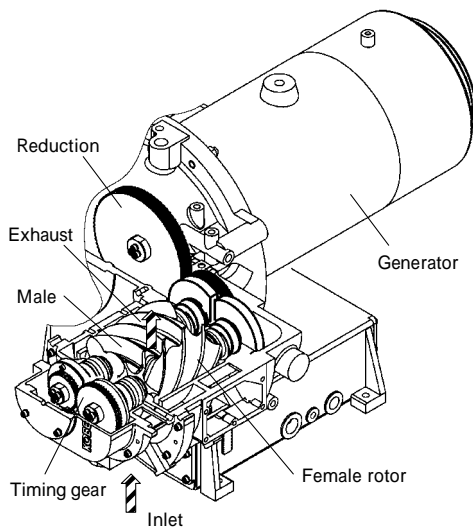


図3 スクリュ式小型蒸気発電装置の構造
Fig. 3 Main structure of micro steam energy generator (SteamStar®)



図4 スクリュ式小型蒸気発電装置の概観
Fig. 4 External view of micro steam energy generator

ことにより発電する。

また、図4に示すように、本開発機は全ての機器をパッケージ内に収容するオールインワン構造にし、設置スペースの縮小化や工事費の低減を図っている。

1.2 理想スクリュエキスパンダの発生仕事

漏洩や損失のない理想的なスクリュエキスパンダの容積変化と各行程；給気，膨張，排気は、図5のように表される。図中の 1 は、給気行程 (0 - 1)， 2 は膨張行程 (1 - 3)， 3 は排気行程 (3 - 4) である。この行程で発生する仕事（電気エネルギー）は、他の容積型回転機と同様に、図6の指圧線図で表される³⁾。図6の斜線で囲まれる面積が理想スクリュエキスパンダの仕事を表している。1 から 3 まで膨張したときの工業仕事は、 $\int_1^3 P dV$ で囲まれた面積となる。一方、仕事の定義 $W = \int P dv$ より、 P_1 から P_3 までを積分した値で表される。 P_1, P_2, P_3 は、それぞれ、給気圧力、内部排気圧力、排気圧力を示す。また、 V_1 は給気ポートの比容積、 V_2 は排気ポートの比容積を示す。スクリュエキスパンダに流入した蒸気は、1 - 2 の過程で断熱膨張し、その後、さらに 2 - 3 において膨張しながら仕事を行う。図6は排気圧力がスクリュエキスパンダの内部排気圧力に比べて低い場合 ($P_2 >$

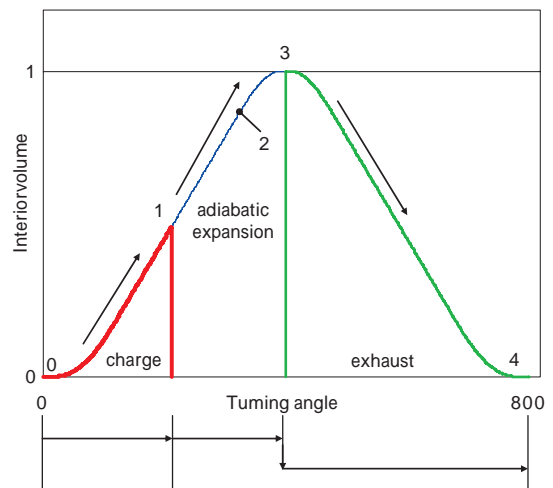


図5 ロータの回転角度と容積変化
Fig. 5 Volume ratio against rotor diagram

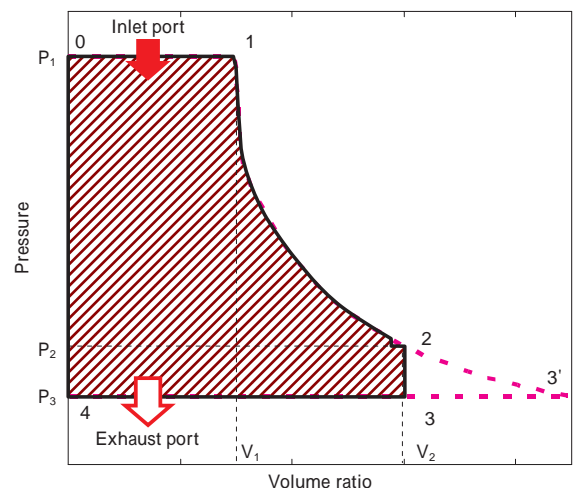


図6 スクリュエキスパンダの指圧線図
Fig. 6 Indicator diagram

P_3)を示している。

蒸気を比熱比 k の完全ガスとみなした場合、図6の斜線部分の面積に相当する理想スクリュエキスパンダの工業仕事 L_{th} は次の式で示される⁴⁾。

$$L_{th} = \frac{1}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \quad \dots\dots(1)$$

実在気体を想定し、1-2の過程はポリトロープ変化とすると、式(1)は、以下のように示される。

$$L_{th} = \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) + P_1V_1 - P_3V_2 \quad \dots\dots(2)$$

ここに、 n はポリトロープ数である。

一方、式(2)において蒸気の状態量 $h_i = u_i + P_iV_i$ を用いて表すと、理想スクリュエキスパンダの工業仕事 L_{th} は、

$$L_{th} = (h_1 - h_2) + (P_2 - P_3)V_2 \quad \dots\dots(3)$$

となる。ただし、 u は、内部エネルギーである。

図7に理想スクリュエキスパンダの蒸気の $h-s$ (Enthalpy vs Entropy) 線図を示す。給気1の状態からエキスパンダ内で等エントロピー膨張し、内部排気圧力2の状態に移り、排気圧力に達する3の状態に移行する。排気圧力まで等エントロピー膨張した場合が、3'となる。蒸気が膨張することにより、1で飽和状態にあった蒸気は徐々に湿り蒸気となる。等エントロピー膨張後さらに、スクリュエキスパンダの内部排気圧力から排気圧力まで蒸気が膨張することで蒸気の熱落差は、 $h_1 - h_2$ から $h_1 - h_3$ に拡大する。

また、実際のスクリュエキスパンダに生じる蒸気の漏れ量を含む給気流量 G_r と漏れない理想的な給気流量 G_{th} の比を用いて、体積効率 v_v は、次式で定義される⁵⁾。

$$v_v = G_r / G_{th} \quad \dots\dots(4)$$

さらに、電気が出力されるまでにメカニカルロス、放熱ロス、流体摩擦ロス、電気的なロスが発生し、機械効率を m_m 、電気機器類の効率を G_e 、蒸気がスクリュエキスパンダに流入する前後の断熱熱落差を L_{ad} とすると、単位蒸気量あたりの発電電力 L_e は、以下の式で示される。

$$L_e = G_e \cdot m_m \cdot L_{th} = G_e \cdot m_m \cdot v_v \cdot L_{ad} \quad \dots\dots(5)$$

一方、断熱熱落差 $h_1 - h_3'$ に対する単位蒸気量あたりの

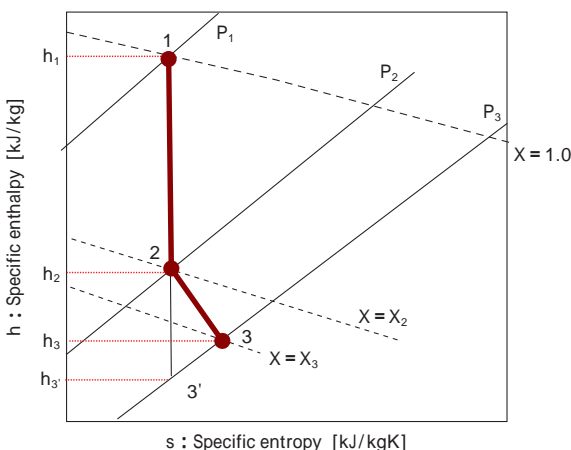


図7 スクリュエキスパンダの $h-s$ 線図
Fig. 7 Screw expander $h-s$ diagram

発電電力 L_e の割合を η とすると次式で表される。すなわち、 η がスチームスターの特徴を示す発電効率である。

$$\eta = \frac{L_e}{L_{ad}} \quad \dots\dots(6)$$

発電効率 η は、発電機で得られる単位蒸気量あたりの発電電力 L_e とスクリュエキスパンダの給気および排気の圧力と温度で算出される断熱熱落差 L_{ad} から評価できる。

一方、一般的によく使われる発電端効率 η_p は、発電を目的としたプラントにおいて消費した燃料に対する発生した発電量の割合を示す。したがって、ボイラ効率 η_B 、熱サイクル効率 η_R 、タービン効率 η_e 、発電機効率 η_G の積で表される⁶⁾。

$$\eta_p = \eta_B \cdot \eta_R \cdot \eta_e \cdot \eta_G \quad \dots\dots(7)$$

スチームスターは、発電を目的としたプラントに設置されるものではなく減圧弁代替として設置される。したがって、スチームスターの特徴を示す発電効率 η は、一般的に使用されるタービン効率と発電機効率の積で表す。

2. 試験装置

スチームスターの標準仕様を表1に示す。また、試験設備のフローを図8に示す。試験設備は、ボイラと蒸気プロセス間に設置された減圧弁と並列にスチームスターを設置した。これは、実用的にスチームスターが設置される基本的な構成であり、プロセス側で利用される蒸気量が著しく少ない場合、あるいは、3t/h を超えるような

表1 スチームスターの仕様
Table 1 Standard specification of SteamStar

ITEM	MODEL	M.S.E.G. 100L
Supply condition	Pres. [MPaG]	0.2~0.95
	Max TEMP [℃]	220
Exhaust pressure	[MPaG]	0~0.5
Max pressure difference	[MPa]	0.6
Steam flow	[kg/h]	1,000 ~ 3,332
Output of power generation	[kW]	20 ~ 100
Power voltage	[V]	400/440
Control method		Pressure control by a inverter
Power generator		IPM synchronous generator
Dimensions	[mm]	2,604 × 1,335 × 2,005
Weight	[kg]	2,800

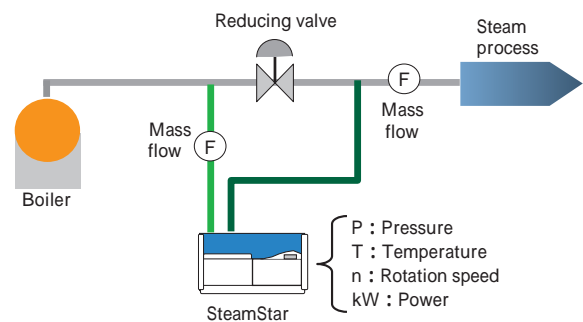


図8 試験設備のフロー
Fig. 8 General flow chart

蒸気量の場合、減圧弁を介して蒸気をプロセスに供給するためである。スチームスターへの蒸気供給配管およびプロセスへの供給配管に蒸気流量計を、また、ユニット内に圧力計、温度計、回転計、電力計を設置し、蒸気の状態および発電に関するデータを測定した。

3. 試験結果

スチームスターの発電出力は給気と排気の圧力および蒸気流量に依存する。図9に蒸気量に対する発電出力を示す。0.5~2.8t/hの蒸気量に対して、5~100kWの発電出力が得られており、破線で囲まれた範囲がスチームスターの運転範囲となる。また、図では同じ圧力比において、発電出力は蒸気量に比例して増加している。

スクリュエキスパンダの通過蒸気流量は回転数を変えることで調節可能であるため、同じ圧力条件では回転数に対し蒸気流量および発電出力が比例することを示している。

試験結果の一例として、発電機定格回転数(3,600min⁻¹)、排気圧力0.05MPaGにおける蒸気流量と発電出力について図10に示す。縦軸は、断熱熱落差および理想スクリュエキスパンダが単位蒸気流量あたり回収できる動力とスチームスターの発電出力、横軸はプロセスの圧力比である。図中の実線は、給気圧力を変数とした場合の断熱熱

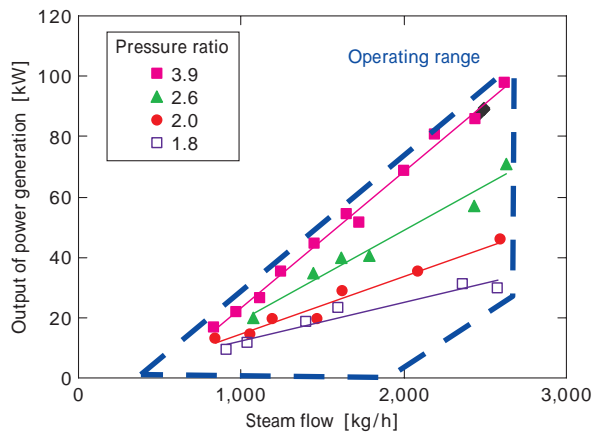


図9 蒸気流量と発電出力
Fig. 9 Output of power generation to steam flow rate

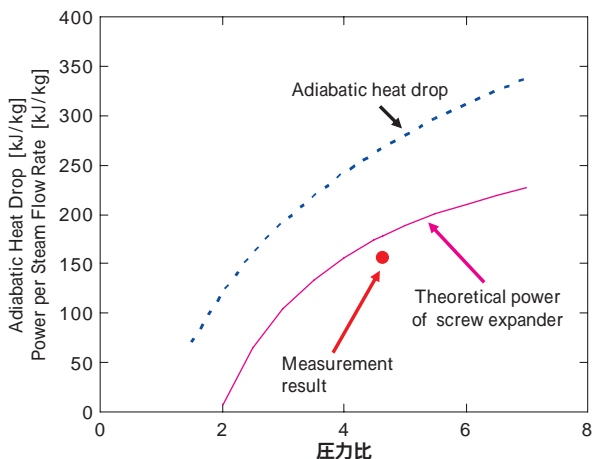


図10 理論発電出力に対する実発電出力
Fig.10 Generated power to steam flow rate

落差、破線は、同様に理想スクリュエキスパンダの動力、印は、測定結果である。断熱熱落差はプロセスの給気と排気の圧力比によって決まり、圧力比が大きくなるほど断熱熱落差は増加する。これに対し、理想スクリュエキスパンダの場合、内部の膨張比が固定されるため、内部膨張比付近で断熱熱落差に近づき、圧力比が大きくなると両者の差は大きくなる。

本実験で得られた測定結果(印)と理想スクリュエキスパンダの差が、スクリュ内部の機械損失や発電機などの電氣的損失を示している。試験では、蒸気流量2.2t/hで97kWの発電出力が得られた。

また、図より発電出力 $Le: 156\text{kW}/(\text{kg/s})$ に対して断熱熱落差は $267\text{kW}/(\text{kg/s})$ であり、式(6)で示した発電効率 は0.6である。この効率は、機械効率および発電効率の積であり、機械効率には摩擦損失、ロータとケーシングの隙間を介した漏れ、ロータ軸からの漏れなどが含まれる。

図11に給気圧力を変化させたときの排気圧力を示す。横軸は経過時間を示し、0秒から300秒まで圧力を0.8MPaGから0.4MPaGの間で変化させた。一般的に設定される0.8MPaGの設定圧に対して50%の変動を急激に与えた。給気圧力の変動に対しスチームスターの排気圧力は設定した0.2MPaGに対して0.190~0.203MPaGで制御されている。

図12には、給気蒸気量を変化させたときの排気圧力を示す。蒸気量がプロセスの使用条件により急激に半減する場合を想定して、蒸気量を1.3t/hから2.3t/hまで80

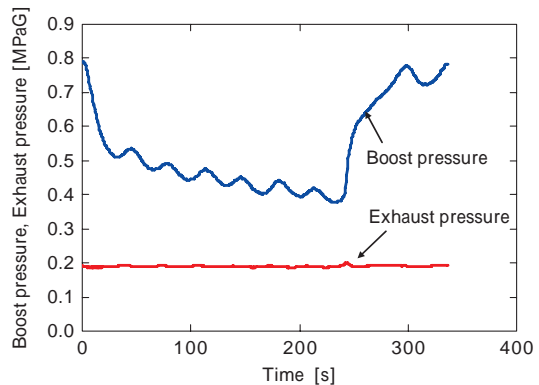


図11 給気圧力変動に対する排気圧力
Fig.11 Exhaust pressure to suction fluctuation

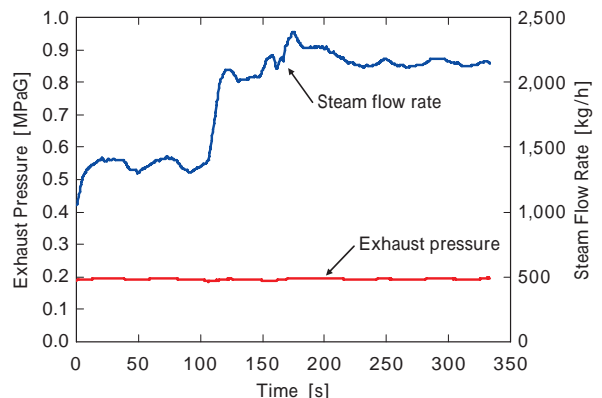


図12 給気蒸気量変動に対する排気圧力
Fig.12 Exhaust pressure to fluctuation of steam flow rate

秒で変化させた。排気圧力は設定した 0.2(0.195)MPaG に対して 0.186 ~ 0.198MPaG の範囲で制御されている。図11, 12 より給気圧力および蒸気量の変動に対して ± 0.01 MPa の範囲で排気圧力を調整できていることがわかる。これらの結果は、スチームスターが広く普及している減圧弁と同等の圧力調整機能有していることを示している。

むすび= スクリューエキスパンダによる小形蒸気発電装置スチームスターの構造・原理を述べ、実蒸気を用いた試験を行った。試験により、次のようなことがわかった。

- (1) スチームスターによる試験により 0.5~2.8t/h の蒸気量に対して、5~100kW の発電出力が得られた。
- (2) 2.2t/h の蒸気量において断熱熱落差 267kW/(kg/s) に対して、試験の発電出力 Le は 156kW/(kg/s) となり、断熱効率 0.6 が得られた。
- (3) 給気圧力を 0.8MPaG から 0.4MPaG まで変化させた場合、あるいは給気蒸気量を 1.3t/h から 2.3t/h ま

で短時間で変化させた場合、ともに排気蒸気圧力の圧力変動は ± 0.01 MPa の範囲内にある。

少量かつ変動する蒸気に対してスチームスターは排気圧力を一定に制御するとともに高効率で発電できることが示された。

本研究の一部は、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構のエネルギー使用合理化技術戦略的開発「小型貫流ボイラ発電システムの実用化開発」の中で共同研究として実施した。ここに謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 松隈正樹ほか：省エネルギー，Vol.59, No.8 (2007) p.110.
- 2) 金子達司ほか：日本機械学会論文集 (B 編) 51-461(昭 60-1).
- 3) 金子達司ほか：日本機械学会東北支部秋田地方講演会講演論文集，No.981-2 (1998) p.109.
- 4) 谷口 博ほか：蒸気原動機 (コロナ社) (1990) p.189.
- 5) 金子達司：日本機械学会講演論文集 No.984-2 (1998) 9-7.
- 6) ターボ機械協会：蒸気タービン，日本工業出版，(1991) pp.46-49.