

(解説)

汎用ラジアル蒸気タービン発電装置（エコ・ラジアル）の開発と今後のマーケット対応

Development and Approach to Future Market of the Eco-Radial Steam Turbine Generator



吉田 敦*1
Atsushi YOSHIDA



松谷 修*2
Osamu MATSUTANI

Eco-Radial, the new model of a radial turbine power generation system for steam pressure less than 0.98MPaG, has been developed and brought to market. Such measures as downsizing, reducing the number of parts, and reducing the machining time have reduced the original manufacturing cost by 50%. This paper introduces the development of the new model and our future approach to the market.

まえがき = 当社は、1934年に空気分離装置の寒冷発生用として膨張タービンを自社開発し、1987年に蒸気タービンを上市、以降本格的な省エネ装置として拡販に努めてきた。蒸気はいかに及ばず、化学プラントの反応塔から発生する排ガスや中低温排熱回収用カーナサイクルに使用される水・アンモニア混合ガス、液化天然ガスおよび都市ガスに至るまで、様々なガスに対応できる汎用仕様のラジアルタービンを設計、製作し、多くのユーザーから好評を得ている。

一方で、汎用仕様の本タービンは一品受注品であるため高コストであり、限定された客先へのみ納入するに留まっている。

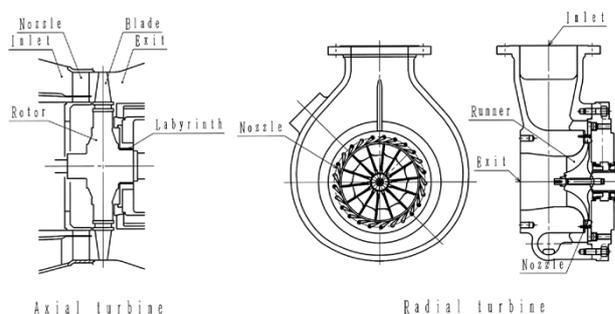
そこで、幅広いユーザーが存在する0.98MPaG未満の汎用ボイラ蒸気を対象として、ラジアルタービンの特長である高効率を維持し、かつ低コストの小形汎用ラジアルタービン発電装置（以下、エコ・ラジアル^{注1)}）を開発、上市した。本稿ではエコ・ラジアルの開発の概要および今後のマーケット対応を紹介する。

1. 当社汎用仕様ラジアルタービンの特長

1.1 高効率

一般的にタービンには軸流型とラジアル（輻流）型があり、当社はラジアルタービンを採用している。本ラジアルタービンは、減速機を内蔵していることから高速軸および低速軸の速度比を選択でき、軸端にタービン羽根車（ランナ）が設置された高速軸の回転数を最適化することにより高効率化が可能となる^{1)~3)}。図1にラジアルタービンと軸流タービンの構造、また図2に特定条件下における両者の発電量を示す。低圧小出力仕様という

脚注1) エコ・ラジアルおよびEco-Radialは当社の登録商標である。



Axial turbine Radial turbine

図1 軸流タービンとラジアルタービンの比較
Fig. 1 Comparison of axial turbine and radial turbine

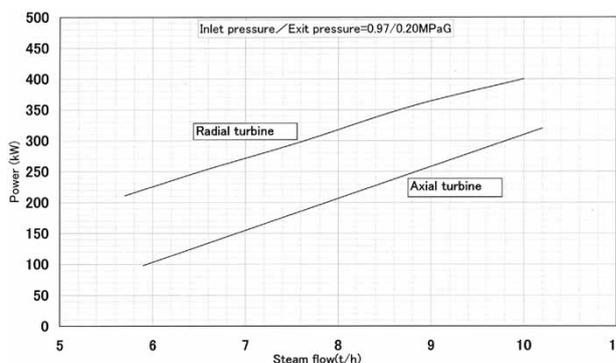


図2 ラジアルタービンと軸流タービンの発電量比較
Fig. 2 Power comparison of Eco-Radial and axial turbine

条件において、ラジアルタービンが軸流タービンに対して優れていることがわかる。

1.2 高信頼性

ラジアルタービンの特長の一つとして「部品点数が少くない」という点が挙げられる。例えばタービン羽根車を考えてみると、軸流タービンの場合、一つの羽根車に数十枚の動翼（ブレード）が埋込まれる構造となる。他方、ラジアルタービンの場合は動翼と一体となった羽根車

*1 機械事業部門 圧縮機事業部 回転機技術部 *2 神鋼造機㈱

(ランナ) を一つの鍛造素材から削り出して製作するため、部品点数としては一つとなる。この羽根車が先端に取付けられている高速軸ロータは、わずか10点足らずの部品で構成される。このように部品点数が少ないため、機械構造上シンプルであり、信頼性を確保しやすいというメリットが生まれる。

1.3 高耐久性

当社における初号機である500kW級の小形タービンは未だにお客様の工場で順調に運転継続している。また流体を蒸気に限らなければ30年以上の運転実績を誇るものも多数存在する⁴⁾。

2. エコ・ラジアルの開発

2.1 開発の背景

地球温暖化対策や東日本大震災後の電力需給問題から、産業界では電力の自給率の向上が大きな課題となっている。当社は2007年よりスクリュ式小形蒸気発電機「スチームスターTMMSEGTM注2)」を販売しており、既に70台以上の納入実績がある。最近ではとくに節電対策の需要が伸びており、160kW機を複数台設置する節電案件も出現している。このような「スチームスターMSEG」の上位市場に対応する目的で、従来の非汎用型ラジアルタービン式蒸気発電機を小形化、汎用化し、安価なユニットタイプのエコ・ラジアル(型番: GRT160e, 最大出力400kW)の開発に取り組んだ。表1にエコ・ラジアルの設計仕様を示す。

2.2 汎用化と原価低減

本開発においては、ラジアルタービンの特長である高効率を維持しながら大幅に原価低減することを第一目標とした。原価低減のための具体策として、本開発機適用範囲内での汎用化による部品共通化(例えば、ギヤケーシング、タービンケーシングなどの大形鋳造品を共通化することにより、鋳造木型恒久化による鋳造木型原価低減が可能)や各部品の重量低減、構造簡素化などを実施した。その結果、従来製造原価の50%程度まで原価低減が可能となった。そのなかで、ラジアルタービンの主要部品であるタービンランナおよびタービンノズルの原

表1 エコ・ラジアルの仕様
Table 1 Specification of Eco-Radial

	Eco-Radial (GRT160e)
Inlet condition:	
Max. pressure (MPaG)	0.97
Max temperature (°C)	210
Exit pressure (MPaG)	0~0.5
Steam flow (t/h)	2.5~10.0
Max. power (kW)	400
Generator type	Induce
Size(mm)	1,900×3,500×1,900
Weight(kg)	3,500
Control system	4 options with inlet valve (power, inlet pressure, exit pressure or flow constant control)

脚注2) スチームスターおよびMSEGは当社の商標である。

価低減策を次節で概説する。

2.3 タービンランナブレードおよびタービンノズルの削減

タービン本体を構成する多くの部品のなかでも、タービンランナの加工原価は最も高価である。しかしながら、タービン性能に直接影響する部品のため、これまで大胆な原価低減が実施できなかった。また、タービンノズルにおいても、同様の理由から大胆な原価低減ができなかった。本開発では、大幅な原価低減を実施しつつ、タービン性能への悪影響を最小限とすることを目標にして、タービンランナブレード枚数およびタービンノズル枚数の低減による加工費低減を検討した。

2.3.1 加工時間の低減

タービンランナブレード枚数およびタービンノズル枚数の低減により上記部品のガス通路部が広がる。このため、加工時に使用するドリル径を大きくすることができ、加工時間を縮小することが可能となる。本開発においては、表2のように枚数を低減することによりこれら部品の加工費を60%程度に低減できた。

2.3.2 実機によるタービン性能の検証

タービンランナブレード枚数およびタービンノズル枚数を表2のように削減した場合のタービン性能を検証するため、実機を用いたエア試運転を行った。本試運転の条件を表3に示す。

試運転結果は、従来と比較して最大97%程度のタービン効率比を発揮することが確認できた(図3)。この結果より、ブレード枚数の削減によるタービン性能への悪影響は、許容範囲と判断できる。

2.3.3 CFD解析によるタービン性能の検証

2.3.2項のように、タービンランナブレード枚数およびタービンノズル枚数の削減により、定量的に許容範囲ではあるもののタービン効率の低下が判明した。

この要因を検討するためCFD(Computational Fluid Dynamics)解析を実施した。

(1) ノズル枚数削減によるタービン効率への影響

実機試運転において、ノズル枚数削減によるタービン効率への影響はわずかであることが判明している。よって、本CFD解析において、ノズル枚数は従来枚数(26枚)のみのモデルとする。

(2) CFD解析モデルおよび解析条件

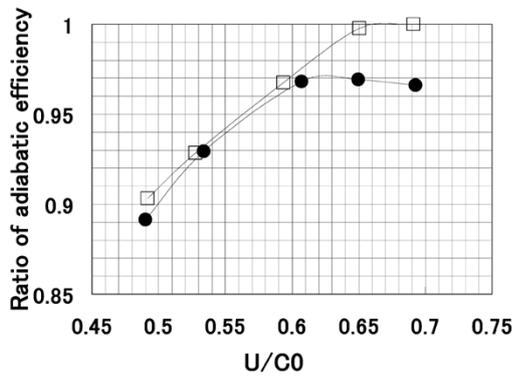
解析対象(モデル化の範囲)は、タービンノズル、タ

表2 エコ・ラジアルとオリジナルの加工コスト比較
Table 2 Processing cost comparison with Eco-Radial and original

	Number of runner blades	Number of nozzles	Processing cost
Eco-Radial	11	14	60%
Original	14	26	100%

表3 テスト運転条件
Table 3 Test condition

Inlet pressure (MPaA)	Inlet temperature (°C)	Exit pressure (MPaA)	Test Gas
0.3221	184	0.12	Air



□ : Runner blade number =14+Nozzle number =26 (Original)
 ● : Runner blade number =11+Nozzle number =14 (Eco-Radial)
 U/C0 : Dimensionless number showing turbine operation condition
 図3 実機試運転によるタービン性能テスト結果(断熱効率比—U/C0)
 Fig.3 Test result of turbine performance (Ratio of adiabatic efficiency vs. U/C0)

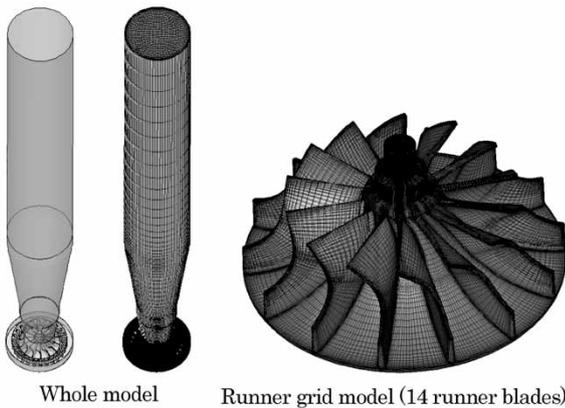


図4 解析モデル
 Fig.4 Analysis model

ービンランナ，出口管および直管（実機試運転における出口側圧力測定部まで）の一連の流路とした（図4）。また，解析条件は以下のとおりである。

- ・使用ソフト：ANSYS FLUENT R13
- ・基礎方程式：連続の式，ナビエ・ストークス方程式，エネルギー式
- ・乱流モデル：k-ε SST2方程式モデル
- ・境界条件：実機試験条件（表3）と同一
- ・回転数などの条件：表4参照

なお，ランナブレード枚数は，従来の14枚のほかに9枚を採用しており，いずれも実機試運転で採用した11枚とは異なる。これは，枚数を大きく変えた2種類の条件で解析することにより，効率低下の要因を解析の面から明確にするためである。

(3) 解析結果

タービン効率については，定性的には実機試運転結果とほぼ同様の結果が得られた（図5）。また，ランナ出口における相対流速は，図6に示した解析結果から，

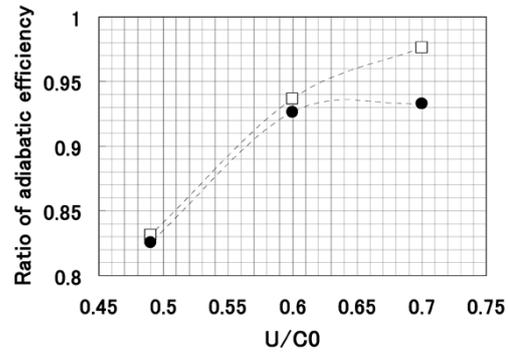
- ・U/C0=0.7の場合
 出口負圧面シュラウド側周辺の相対流速において，ブレードが14枚の場合は200m/s程度であった。一方，ブレードが9枚の場合は0～15m/s程度となり，低速領域〔剥離（はくり）領域〕が存在している。
- ・U/C0=0.6, 0.49の場合

表4 解析条件

Table 4 Analysis conditions

Case	U/C0	Rotation speed (rpm)	Number of runner blades
Case1	0.7	39,800	14
Case2	0.6	34,000	14
Case3	0.49	27,200	14
Case4	0.7	39,800	9
Case5	0.6	34,000	9
Case6	0.49	27,200	9

Number of nozzles : 26 in all cases



□ : Runner blade number =14+Nozzle number =26 (Original)
 ● : Runner blade number =11+Nozzle number =14 (Eco-Radial)
 U/C0 : Dimensionless number showing turbine operation condition
 図5 CFD解析によるタービン性能カーブ(断熱効率比—U/C0)
 Fig.5 Turbine performance curve by CFD analysis (Ratio of adiabatic efficiency vs. U/C0)

出口側の流速分布は，ブレード枚数の差異による影響ほとんど見られなかった。

(4) ランナブレード枚数が及ぼす影響のまとめ

ブレードが14枚の場合と9枚の場合における効率比およびランナ出口相対流速分布の差異の傾向をまとめると表5のようになる。これより，ブレードを14枚から9枚に削減した場合の効率比や出口相対流速分布には定性的に関連性（影響）があると推測する。

(5) ランナブレード枚数削減による効率低下の要因

上記（4）より，ブレード枚数削減による効率低下の要因はランナ出口相対流速部分分布の差異に関連していると推測する。とくに，効率の差異が大きいU/C0=0.7においては，ブレード枚数削減により出口負圧面シュラウド側に生ずる低速領域（剥離領域）の影響が大きいと推測する。

2.4 蒸気による実負荷試運転

実負荷運転におけるエコ・ラジアルの軸振動や軸受温度，漏れなどの機械的安定性を確認するため，レンタルボイラを用いて蒸気による実負荷試運転を実施した。その結果から，実負荷においても問題ない運転ができることを確認した。

2.5 エコ・ラジアル開発のまとめ

- ①製造原価において従来比50%程度まで低減し，当初の目標に到達した。
- ②原価低減の一つ方法として，ランナブレード枚数およびノズル枚数の削減を実施した結果，タービン性能の低下は許容範囲内であることを確認した。
- ③CFD解析により，ランナブレード枚数削減による

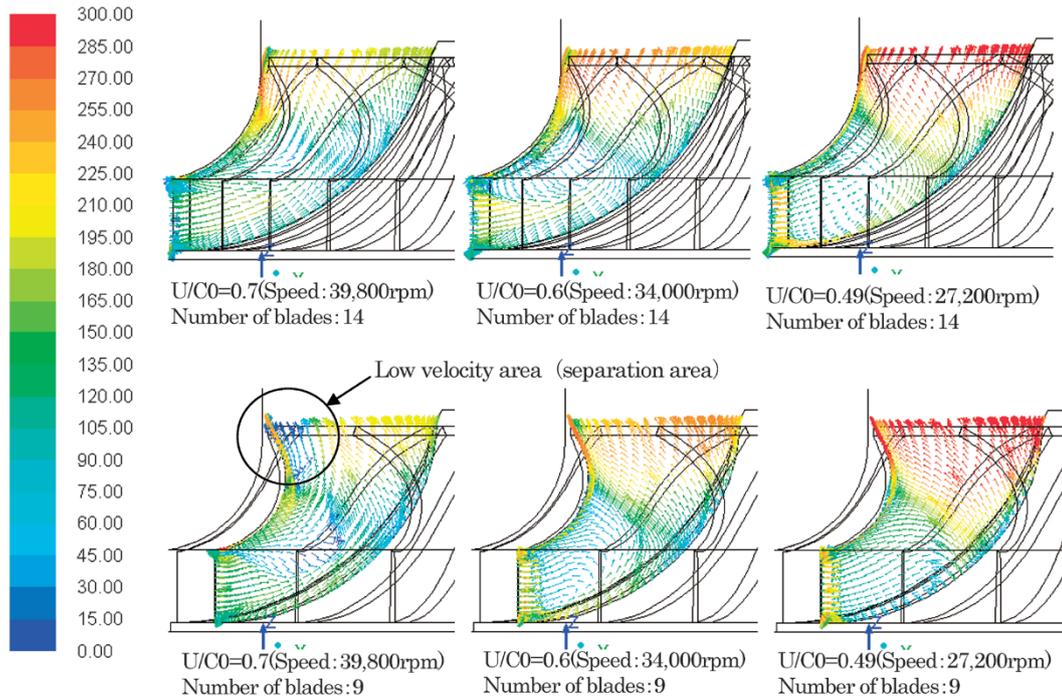


図6 CFD解析による子午面負圧面近傍相対速度ベクトル図
 Fig. 6 Relative velocity profile near suction meridian surface by CFD analysis

表5 効率比差異とランナー出口相対速度分布差異との関連性

Table 5 Relationship between difference of efficiency ratio and difference of relative velocity profile at runner outlet

U/C0	Difference of efficiency ratio between 14 blades and 9 blades in measured result	Difference of efficiency ratio between 14 blades and 9 blades in analytical result	Difference of relative velocity profile between 14 blades and 9 blades in analytical result
0.7	big	big	big
0.6	small	small	small
0.49	small	small	small

タービン性能低下の要因は、ランナ出口負圧面シュラウド周辺部に生ずる低速領域（剥離領域）であることが推定できた。現状ランナの特殊設計および新たなランナ開発において、本推定は役立つものと考えられる。

3. エコ・ラジアルの特長

図7にエコ・ラジアルのパッケージ外観を示す。また図8に従来の当社非汎用ラジアルタービン（GRT：Gas

Recovery Turbine）のパッケージ外観との比較を示す。エコ・ラジアルはタービン本体、発電機、配管、機器、および操作制御盤などの付帯設備を共通台板上にコンパ

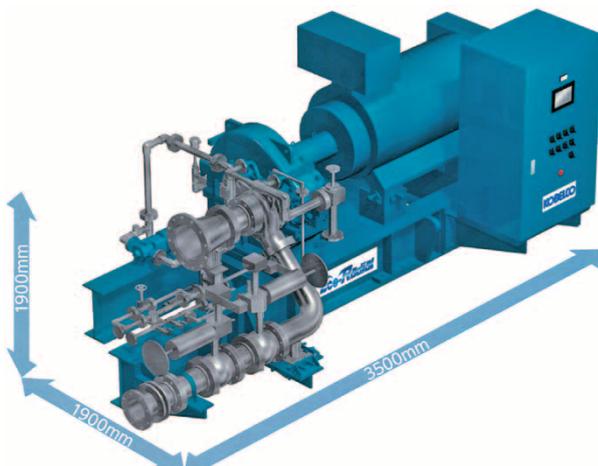


図7 エコ・ラジアル外観図
 Fig. 7 Eco-Radial outline

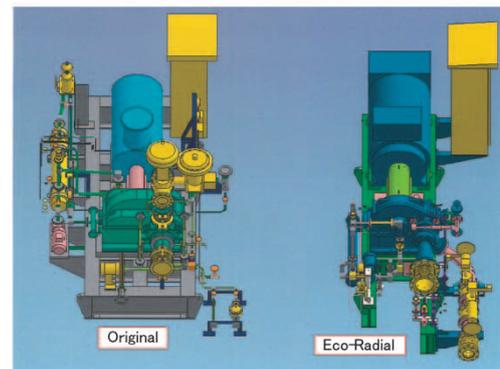
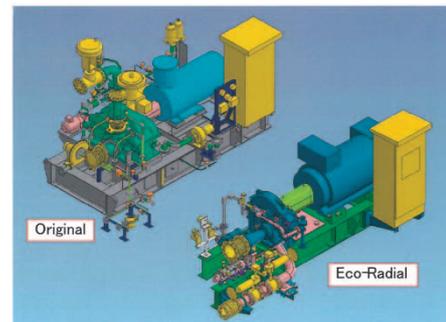


図8 従来機とエコ・ラジアルの外観比較
 Fig. 8 Outline comparison of original and Eco-Radial

クトにパッケージングしている。それによって、当社従来型ラジアルタービンに比べ設置スペースが縮小化し、また配管を含む現地工事の期間および費用の削減が可能となった。メンテナンス面では当社オリジナルの制御・監視システムである「Kobenicle[®]注3)」を標準装備している。Kobenicleは、運転状態や警報の監視が遠隔で常時可能である。また、1年分の運転データの記録が可能であり、長期にわたる運転管理や保守、保全にも威力を発揮する。

4. エコ・ラジアルの用途

図9にエコ・ラジアルの適用例を示す。エコ・ラジアルにより、工場の余剰蒸気の活用およびプロセス蒸気系減圧弁の代替利用など、未利用蒸気エネルギーからの発電に適用ができる。またタービン本体は圧縮機やポンプの小型ドライバのキーコンポーネントとして活用も可能である。海外では小規模ゴミ焼却プラントからの排蒸気など、国内に比べ多量の未利用蒸気があり、海外市場への展開も視野に入れていく。

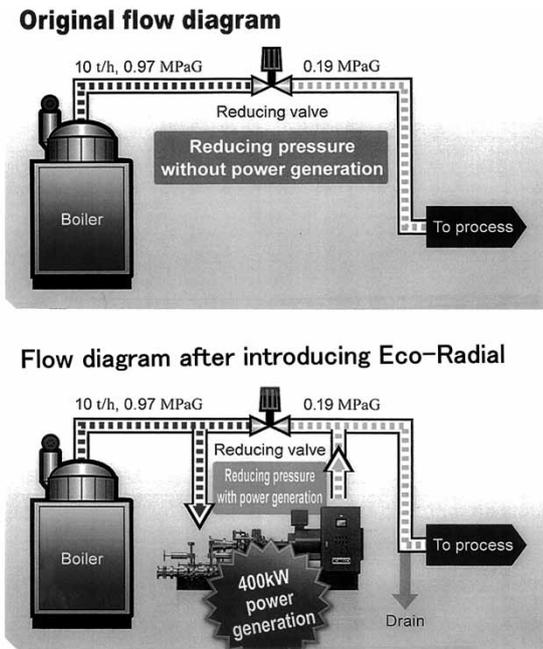


図9 エコ・ラジアル適用例
Fig.9 Eco-Radial application example

5. 今後の取組

5.1 市場動向の把握と仕様の最適化

当社非汎用ラジアルタービンは、これまでの実績から使用圧力45barG、温度400℃、発電出力6,000kWまで対応可能である。したがって、変化する今後の国内外の市場動向に対し、エコ・ラジアルの仕様の最適化は技術的にほとんど問題なく対応できると判断する。ニーズの高い市場に照準を定めて、新たなエコ・ラジアル仕様の確立を目指す。

脚注3) Kobenicleは当社の登録商標である。

5.2 蒸気量変動における対応

ラジアルタービンにおいて、蒸気量変動によるoff-design点（部分負荷）運転における効率低下を抑制するため、非汎用ラジアルタービンでは「可変ノズル機構」を装備して対応している。一方、エコ・ラジアルの場合、パッケージサイズの拡大や部品点数の増大、構造の複雑化などの理由から可変ノズル機構は採用していない。エコ・ラジアルに対しては、蒸気量変動によるoff-design点運転における効率低下を克服するため、off-design点での効率低下の影響が少ない容積型回転機械である「スチームスターMSEG」（小型蒸気発電機）との組合せシステムが考えられる。すなわち、流量一定のベースロード蒸気によってエコ・ラジアルを稼働させ、変動蒸気をスチームスターMSEGの稼働に使用すれば、高効率を維持しながら蒸気量変動に対応することが可能となる。

5.3 普及への取組

エコ・ラジアルの製品価格は従来の当社非汎用ラジアルタービン発電装置のおよそ半分を実現したが、今後もユーザーニーズを満足させるための企業努力、すなわちコストダウンを継続してゆく必要があると考える。本製品は発電ユニットとして開発した製品であるが、被駆動機を発電機からポンプやプロアに置換えることにより、ポンプユニットおよびプロアユニットとしての活用、あるいは減速機出力軸端までをユニット化したドライバユニット（蒸気モータ）として活用することも可能である。製品の主要コア部品を固定しながらアプリケーション派生モデルを展開し、生産にボリューム効果をもたらすことでさらなるコストダウンを図ることが可能と考える。このようにマーケットニーズを睨みながらモデル展開することも検討してゆきたい。

むすび＝当社は、「スチームスターMSEG」、「マイクロバイナリー」（既上市品は温水熱源タイプであり、蒸気熱源タイプは開発中）、既に商品化している高効率蒸気供給システム「スチームグロウヒートポンプ（SGH^{注4)}」、小型蒸気圧縮機「スチームスターMSRC」、および蒸気駆動空気圧縮機「Kobelion^{注5)}-SD」と併せ、様々な廃エネルギーを回収・再生できるメニュー提供が可能となる商品群を整えつつある。今後もマーケットの広がりを見据えたさらなる製品メニューの拡充を図り、省エネ、未利用エネルギーの有効利用で世界に貢献してゆきたい。

参考文献

- 1) 鈴木日出夫. R&D神戸製鋼技報. 1999, Vol.49, No.1, p.25-27.
- 2) 松本哲也. R&D神戸製鋼技報. 2006, Vol.56, No.2, p.43-46.
- 3) 松谷 修ほか. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.2, p.40-44.
- 4) 松谷 修. R&D神戸製鋼技報. 2009, Vol.59, No.3, p.43-46.

脚注4) スチームグロウヒートポンプおよびSGHは当社の登録商標である。

脚注5) Kobelionは当社の登録商標である。