

(解説)

## GRT(ギア内蔵ラジアルタービン)の新用途開拓と高効率化

### Development of New Application of Gear-integrated Radial Turbine (GRT) and Improvement of its efficiency



松谷 修\*  
Osamu MATSUTANI



佐成弘毅\*  
Hiroki SANARI



吉田 敦\*  
Atsushi YOSHIDA

The world is facing new issues and challenges, such as climate change and the creation of a low carbon society. With energy-saving requirements becoming increasingly stringent, gear-integrated radial turbines (GRTs) are gaining greater attention. This paper introduces our development activities to expand applications of GRTs and to further improve their efficiencies.

まえがき = 当社減速機内蔵ラジアルタービン(当社モデル名 GRT)はその高効率を武器に着実にマーケットを開拓し、販売台数を伸ばしてきた。昨今の世界的な地球温暖化防止、CO<sub>2</sub>排出量低減への動きが新たなフェーズを迎えようとしている中、さらなる飛躍を目指した活動を継続しており、本稿ではその一端を紹介する。

#### 1. はじめに

##### 1.1 当社タービンの歴史

当社は、1934年に日本で最初の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、1984年には蒸気用ラジアルタービンを上市した。以降、本格的な省エネルギー装置として拡販に務める中、蒸気をはじめとして化学プラントの反応塔から発生する排ガス、次世代高効率発電サイクルとして注目されているカーナサイクルに使用される水・アンモニア混合ガスや液化天然ガス/都市ガスに至るまで、様々なガス流体へのアプリケーションを設計開発してきた。また、タービン装置は発電装置や圧縮装置としてユニット化されており、これまでに500台近くの製作実績を誇っている。

##### 1.2 当社タービンの利点と欠点

そもそもタービンの本質的機能は、ガス流体の持つ圧力や速度のエネルギーを変換・回収し、外部へ動力として取出す点にあると言える。一般的にタービンは軸流型とラジアル(輻流)型に大別され、それぞれに利点と欠点がある。ラジアルタービン最大の利点は、圧力エネルギーを効率よく外部動力へ変換できる点が挙げられる。ちなみに、当社カスタム設計したラジアルタービンユニットの機関効率は、汎用設計された軸流タービンユニットのそれに比べ30%以上優れており、省エネ効果という点で他社製品をしのぐポテンシャルを発揮している。

一方、当社タービンユニットは納期・コスト(価格)

面では汎用軸流タービンユニットには及ばないケースが多い。過去納入実績をひも解いても、『単純なインシャルコストの比較評価だけでなく、長期的経済性評価のプライオリティーが高い案件』を中心に採用されてきた経緯がある。加えて、ラジアルタービンの持つ機構的宿命、例えば高速回転となるためガス流体の不安定化力の影響を受けやすいといった特徴から、処理流量および対応圧力範囲に限界があり、汎用軸流タービンの適用範囲に比較して狭く限定的である。

##### 1.3 当社タービンの目指すマーケット

当社タービンの拡販を期するにあたり、克服すべき課題や目指すべきマーケットは明確である。まず第1に『適用可能範囲の拡大』すなわち対応可能な流量および圧力(同時に温度)を広げることである。とくに汎用軸流タービンの独壇場となっている蒸気タービンマーケットにおける対応可能領域の拡大は急務とされてきた。第2に製造コストの低減である。現状の実力コスト(価格)を他社汎用軸流タービンユニットの価格と比較すると、約2倍の製造原価が発生しているものと推定している。これを軸流タービン並みのコスト、すなわち現状コストの半分にまで抑制するには、徹底した原低設計構造への変更とともにカスタム設計の徹底排除、すなわちこれまで都度設計していたタービンランナの形状を標準化、シリーズ化することが必要と考える。しかも、軸流タービンに対する当社GRTの効率、性能の優位性を損なうことなくこれを実現するためには、まずこれまで以上に高効率なタービンランナを開発し、そのタービンランナを各運転条件に適合、流用する方法を採る必要があると考えている。

以上のような観点から、次章に対応可能範囲の拡大、とくに蒸気条件対応範囲の拡大への取組みと高効率ラジアルタービン開発への取組みを紹介する。

\*機械エンジニアリングカンパニー 圧縮機事業部 回転機技術部

## 2. 蒸気条件適用範囲拡大への取組み

### 2.1 蒸気条件範囲

これまで、当社のラジアルタービンの蒸気条件範囲の実績は、圧力約 40barG、温度約 330℃ までであった。一方、機械駆動用蒸気タービンに用いられる蒸気の仕様は、一般的に圧力、温度が高圧（80bar G、650℃）ないし中圧（45bar G、400℃）に大別されるが、まずは中圧仕様をカバーすることを目的とした。

そこで、ラジアルタービンの本体構造を中圧仕様（45bar G、400℃）に対応した構造とし、対応可能な蒸気条件を 45bar G、400℃ まで拡大した。

### 2.2 高温/高圧対応タービン本体構造

図 1 に当社増速機内蔵型圧縮機の駆動用として高温高圧対応 GRT を直結した設計例の断面図を、図 2 に 45bar G、400℃ 対応 GRT の断面構造図を示す。

本体構造の設計にあたっては、十分な耐熱性と高温強度を有した材料の選定をはじめ、ケーシングの耐圧設計、タービンから減速機側への遮熱構造、軸受やギアの高負荷対応設計、ならびに耐振ロータ設計などが重要となる。

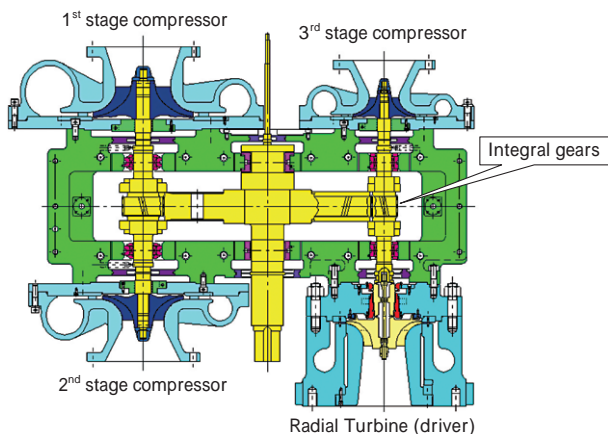


図 1 ラジアルタービン直結増速機内蔵圧縮機断面図

Fig. 1 Geared compressor with a radial turbine driver directly mounted

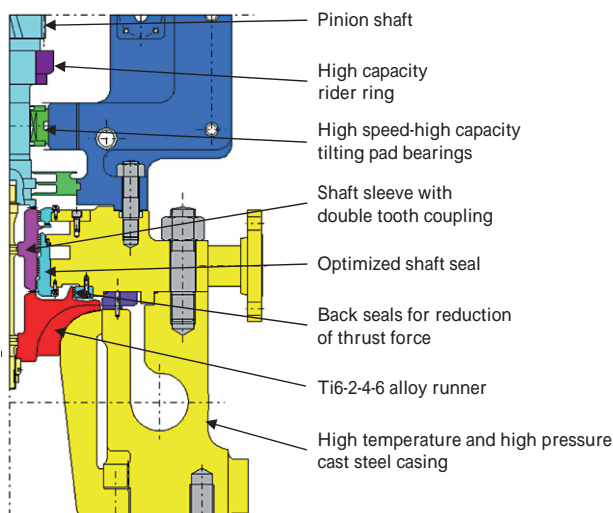


図 2 高温高圧対応 GRT 断面構造

Fig. 2 Cross sectional view of high-temperature, high-pressure GRT

タービンランナ用材料には、高温強度が高いうえに密度が小さく、オーバハング重量が軽減できてロータ振動特性上も有利な高温用チタン合金を採用した。また、ケーシングは高温高圧用鋳鋼 SCPH21 とした。

高温蒸気中にあるタービンランナの熱が軸を通して軸受やギアに熱が伝わり損傷することを防止するための遮熱構造としては、ピニオン軸とランナの間に両端にツースカップリングを設けた軸スリーブを設置することとした。ツースカップリングによる接合面を二箇所設けることで熱伝達を低減するとともに、軸スリーブ材に耐熱材を用いることができる。

そのほかに、高差圧によるガススラスト力を低減するバックシールや蒸気漏れ量を低減するラピンスシールの最適化、負荷の増大に対応したライダーリングや軸受を採用した。

### 2.3 高温運転検証試験

2.2 節で説明した高温対応構造の運転時の機械的安定性を検証するため、試験機による高温運転試験を実施した。試験機の外観写真を図 3、試験結果を図 4 に示す。試験機の加熱、昇温は、蒸気に代えてケーシング外周に設置した電気ヒータとランナによる内部ガスのかくはんロスにより行っている。運転中の試験機各部の温度を熱電対と放射温度計により測定するとともに、軸振動と軸

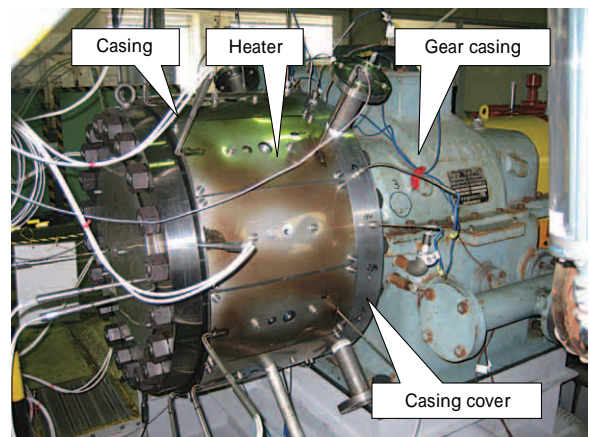


図 3 高温運転試験機外観写真

Fig. 3 High temperature running test equipment

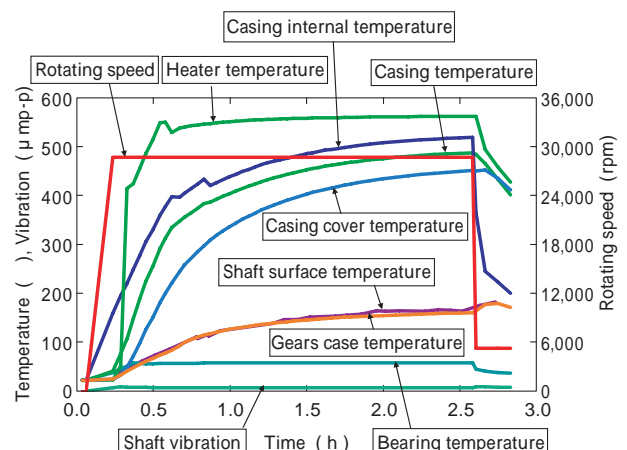


図 4 高温運転試験機テスト結果

Fig. 4 Result of high temperature running test

受温度を測定して機械的安定性の確認を行った。

試験結果が示すように、ケーシング内温度が500以上であっても軸振動は $10\mu\text{m-p-p}$ 以下、軸受温度も70以下であり、安定運転が可能であった。また、タービンケーシング外部における軸表面温度やギアケース温度は200以下と十分低く、遮熱構造が有効であることが確認された。

### 3. 高効率化への取組み

まず、現在のタービンランナを装着したタービンの詳細な性能データを採取し、これをベースにさらなるタービンの高効率化を実現するため、以下のように新しいタービンランナ（以下、新ランナという）の開発に取り組んだ。

#### 3.1 実験機

タービンランナの取替えが可能な実験機を製作した。この実験機のシステムを図5、断面図を図6に示す。

本実験機は圧縮機とタービンがギアを介して一体化されており、モータにより駆動される圧縮機から発生する高圧空気をタービンに投入している。タービン入口圧力の制御は、圧縮機インレットガイドベーン（通称IGV）の開度ならびにブローオフバルブの開度調整により実施する。また、タービン入口温度の制御はクーラバイパスバルブの開度調整により実施する。なお、ランナ出口直後のガス状態を測定するため、半径方向および円周方向にトラバース機能を有したピトー管を設置している。

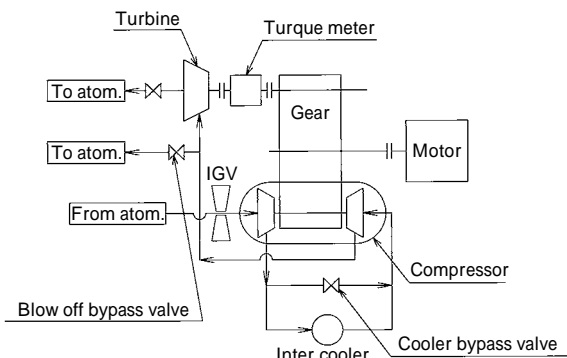


図5 実験機系統

Fig. 5 Schematic diagram of test facility

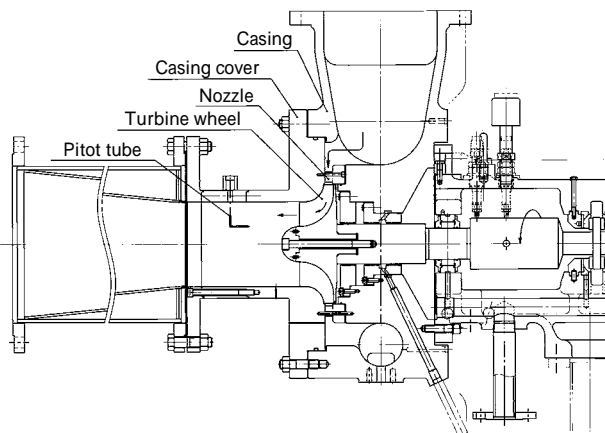


図6 タービン断面図

Fig. 6 Turbine section drawing

#### 3.2 現行タービンの実測結果

実験機に現行ランナを取付けた現行タービンの詳細な性能データを採取した。なお、本現行タービンの仕様を表1に示す。

##### 3.2.1 ノズルスロート部の実測結果

現行平行ノズルと入口形状の曲率を大きくした平行ノズル二つを試作した。タービン効率に悪影響を及ぼすスロート部圧力のばらつきを抑制するには、入口形状の曲率を大きくするのが有効であることが判明した。（表2および図7参照）

##### 3.2.2 タービン効率の実測結果

$U$ :タービンランナ周速（ランナ先端の回転速度）、 $C_0$ :ジェット流速（ノズルから流出するガス流速）とすると実験の結果、最高効率を示す $U/C_0$ が0.7付近にあることが確認された。（表3参照）

#### 3.3 現行タービン性能の実測結果と数値解析結果の比較

3次元解析ソフト“ANSYS CFX”を用いて内部流動解析を実施し、現行タービン性能を検討した。なお、解析対象とした部品は現行タービンノズル、ランナ、および出口管である。

##### 3.3.1 ノズル流路圧力

仕様点（ $U/C_0 = 0.64$ ）におけるノズルスロート圧力の数値解析結果と3.2.1項で述べた現行平行ノズルスロートの圧力実測結果との比較を表4に示す。両者はよく一致している。

##### 3.3.2 ランナ出口圧力

仕様点（ $U/C_0 = 0.64$ ）におけるランナ出口圧力にお

表1 現行タービン仕様

Table 1 Original turbine specification

Type	GRT270
Gas	Air
Inlet pressure (MPaG)	0.34
Inlet temperature ( )	143
Exit pressure (MPaG)	Atm.pressure
Shaft power (kW)	411
Speed (rpm)	24,314
Jet speed ratio( $U/C_0$ )	0.64

表2 ノズルスロート部測定結果

Table 2 Measured pressure at nozzle throat inlet (MPaG)

	$P_{np}$ : Pressure side	$P_{nm}$ : Center	$P_{ns}$ : Suction side	Pressure difference ( $=P_{np} - P_{ns}$ )
Original parallel nozzle	0.171	0.150	0.094	0.077
Parallel nozzle with high curvature head	0.162	0.150	0.114	0.048 Difference Reduced

表3 現行ランナを装着した場合の断熱効率実測結果

Table 3 Measured adiabatic efficiency with original wheel

	Rate operation point ( $U/C_0 = 0.641$ )	Max. efficiency point ( $U/C_0 = 0.71$ )
Adiabatic efficiency	0.857	0.862

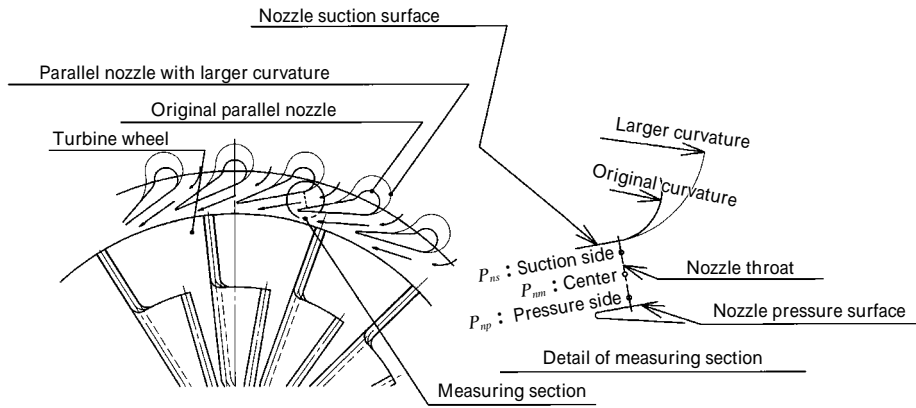


図7 ノズルスロート圧力測定部  
Fig. 7 Pressure measuring section at nozzle throat

表4 ノズルスロート部圧力における実測結果と数値解析結果の比較  
Table 4 Comparison between measured and calculated results

	$P_{np}$ : Pressure side	$P_{nm}$ : Center	$P_{ns}$ : Suction side
Measured pressure result	0.171	0.150	0.094
Calculated pressure result	0.178	0.156	0.095

- : Measured total pressure
- : Calculated total pressure
- ▲ : Measured static pressure
- △ : Calculated Static pressure

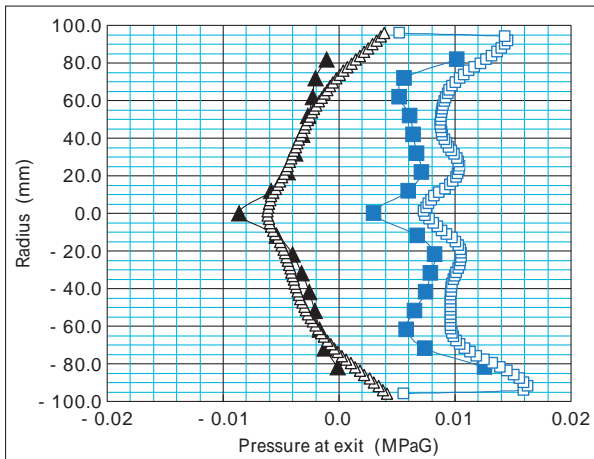


図8 ランナ出口圧力の比較  
Fig. 8 Pressure comparison at exit

る実測結果と数値解析結果の比較を図8に示すが、両者はよく一致している。なお、この実測結果は3.1節で述べたピトー管を用いて実測したものである。

### 3.3.3 ランナ入口まわりの数値解析結果

ノズル出口からランナ入口にかけての速度分布図を図9、図10に示す。タービンランナ入口周りでは、仕様点  $U/C_0 (=0.64)$  において負圧面側に大きなはく離領域が存在し、性能への悪影響があると推測される(図9参照)。一方、 $U/C_0 (=0.70)$  において負圧面側のはく離領域が縮小され、性能的に改善されたと判断できる(図10参照)。3.3.1項および3.3.2項で示したように、実測結果と数値解析結果がよく一致していることから、ランナ入口まわりの本数値解析結果も実際の流動現象を反映しているものと推測される。また、この結果は上記3.2.2の結

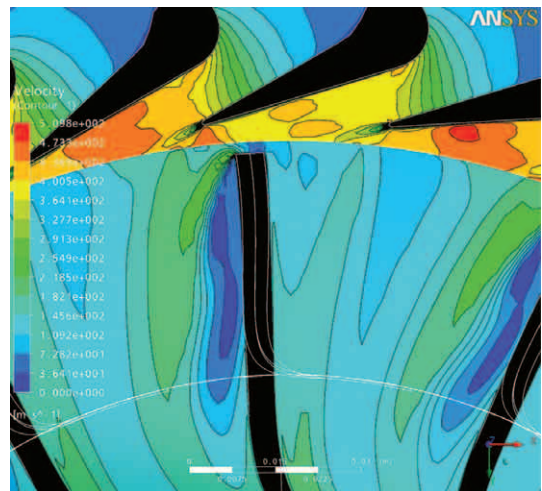


図9 ランナ入口速度分布 ( $U/C_0 = 0.64$ )  
Fig. 9 Velocity profile at inlet ( $U/C_0 = 0.64$ )

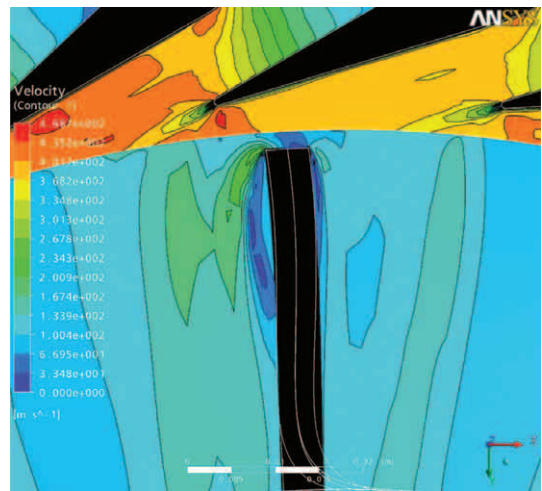


図10 ランナ入口速度分布 ( $U/C_0 = 0.70$ )  
Fig.10 Velocity profile at inlet ( $U/C_0 = 0.70$ )

果と矛盾しない。

### 3.4 新ランナの開発

各パラメータの性能への影響を確認するため四つの新ランナを製作した。なお、これらの設計仕様は上記3.2節および3.3節の結果も考慮したうえで、図11および表5に示すように現行ランナ仕様から変更した。

実験機に新ランナを装着して性能データを採取した結果、表6に示すように現行機より飛躍的に効率改善が実

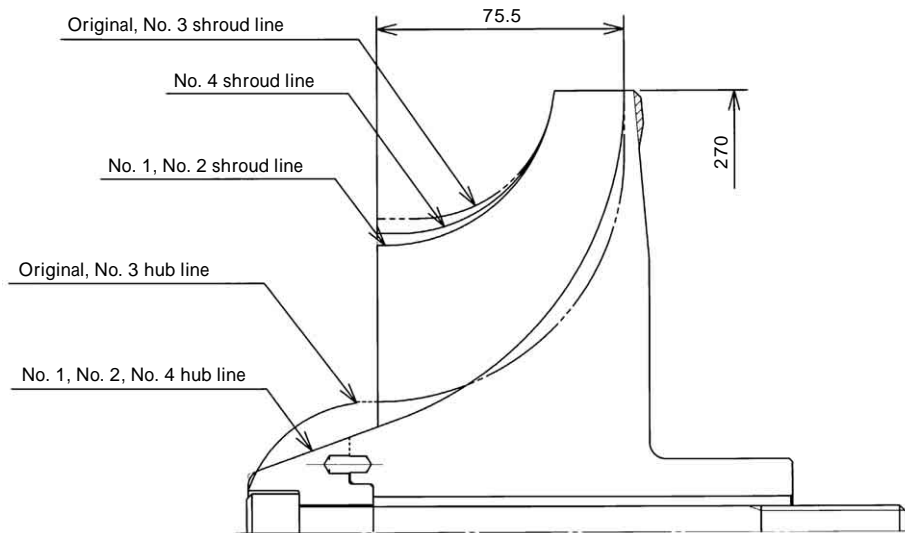


図11 現行ランナーと新ランナーの形状比較

Fig.11 Wheel configuration comparison between original wheel and new wheel

表5 現行ランナと新ランナの形状比較  
Table 5 Wheel configuration comparison

	Original wheel	New wheel			
		No.1	No.2	No.3	No.4
Rated $U/C_0$	0.64	0.71	0.71	0.71	0.71
Blade exit angle (°)	- 51	- 58	- 52	- 62	- 62
Exit flow angle (°)	20	5	22	10	2
Exit shroud diameter / Exit hub diameter (mm)	192 /80	175.8 /64.8	175.8 /64.8	192 /80	183 /64.8

表6 新ランナを装着した場合の断熱効率実測結果  
Table 6 Measured adiabatic efficiency with new wheel

	$U/C_0$	ad
Original wheel	0.642 (Rated point)	0.857
	0.71	0.862
New wheel No.1	0.709 (Rated point)	0.905
New wheel No.2	0.709 (Rated point)	0.899
New wheel No.3	0.709 (Rated point)	0.890
New wheel No.4	0.709 (Rated point)	0.907

現した。なお、タービンノズルは3.2.1項で述べた入口形状曲率が大きいものを適用した。

むすび=カーボンオフセット、CO<sub>2</sub> 排出権取引といった経済効果が評価され始めており、これらがランニングコスト差として新たに評価されれば当社 GRT の効率の高さは強力な武器となり、製品ニーズはますます高まってくるはずである。引続き高効率化と運転適用範囲の拡大および製造コスト低減活動を継続し、省エネ市場における独自のポジションをさらに強化したい。

参考文献

- 1) 鈴木日出夫：R&D 神戸製鋼技報，Vol.49, No.1 (1999) pp.25-27.
- 2) 松本哲也：R&D 神戸製鋼技報，Vol.56, No.2 (2006) pp.43-46.