

■ 技術報告 ■

ターボチャージャーを利用した加圧燃焼システムの開発 (ターボバーナシステムの開発)

Development of a Pressurized Combustion System with a Turbo-chager "Turbo-Burner System"

森 啓 充*・足 立 伸 一**
Hiromitsu Mori Shinichi Adachi

1. はじめに

近年、業務用、家庭用の分野を問わず、燃焼装置の省エネルギー化、コンパクト化、低コスト化の要請はますます高まりつつある。

当社では、これらの課題に答え得るものとして、近年、自動車等の高出力化技術として急速に普及してきたターボチャージャーを使って、燃焼用空気を自給させながら、加圧燃焼させるシステムを開発した。(以下ターボバーナシステムと称する)

本稿では、このターボバーナシステムの概要、性能、特徴について述べる。

2. システムの構成と概要

ターボバーナの基本システムを図-1に示す。ガスを約 $1 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ で燃焼させ、断熱膨張によりターボチャージャーのタービンを駆動し、同軸につながれたコンプレッサーで燃焼器へ圧縮空気を送り込むものである。タービン入口許容温度は、材質により 750°C または 950°C であるため、タービン入口部の空気比は $3 \sim 6$ の範囲となり、タービン出口部の残存酸素濃度は $13 \sim 16\%$ となる。したがって、高温の熱風が要求される場合は、アフターバーナで再燃させることが可能である。

このシステムのサイクルを空気の T-S 線図で表わすと図-2のようになる。

また、本システムの開発にあたって理論的検討を行った。ターボチャージャーのタービン効率を 80% コンプレッサー効率を 70% とし、機械損失、ターボチャージャー部での放熱損失を無視して、理論計算を行うと、タービン入口温度をパラメータとして、コンプレッサー圧力比とタービン出口圧力の関係は図-3のようにな

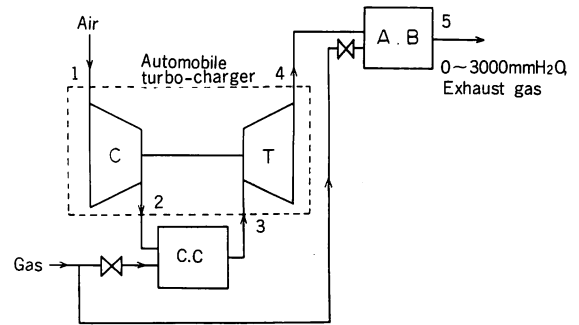


図-1 ターボバーナの基本システム図

C : Compressor
C.C: Combustion chamber
T : Turbine
A.B: After burner

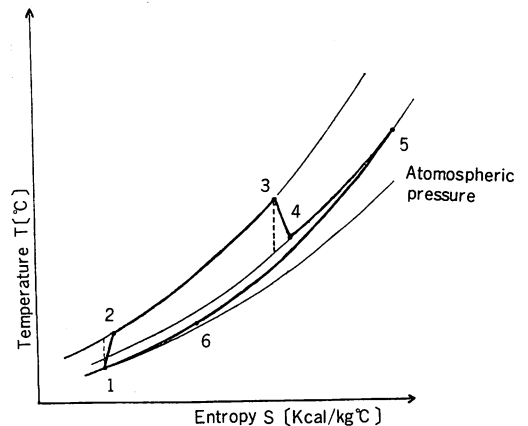


図-2 ターボバーナシステムのサイクル線図

1-2; Compressor
2-3; Combustion chamber
3-4; Turbine
4-5; After burner
5-6; User's appliance
(Furnace etc.)

* 大阪ガス(株)総合研究所副課長

〒554 大阪市此花区西島町6-19-9

** 大阪ガス(株)総合研究所

(註) 本研究会第4回研究発表会(60/4/25)にて講演
60/9/30 原稿受理

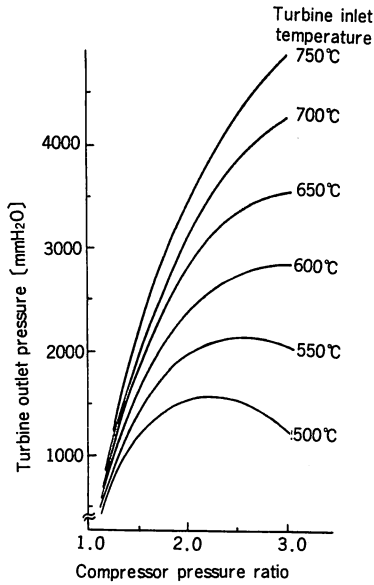


図-3 理論計算によるコンプレッサー圧力比とタービン出口圧力の関係

る。

3. システムの実証試験

3.1 実験装置及び方法

ターボバーナシステムにマッチするターボチャージャーを選定するため、図-4のフロー図で示した実験装置を用いた。温度、圧力、空気流量、ガス流量及びタービン回転数等はデータロガーで集録し、ミニコンピュータによりデータ処理を行った。

3.2 実験結果及び考察

(1) マッチング性能

本システムでは、タービン出口圧力を 2,000~3,000 mmH₂Oまで上昇させても、許容タービン入口温度範囲内でコンプレッサーのサージラインから充分離れた位置で作動するターボチャージャーの選定が必要であった。(この選定作業をマッチング試験と称する)

マッチングを完了したターボバーナシステムの定常運転における空気流量と、コンプレッサー圧力比との関係の一例を図-5に示す。また、送風機としての風量

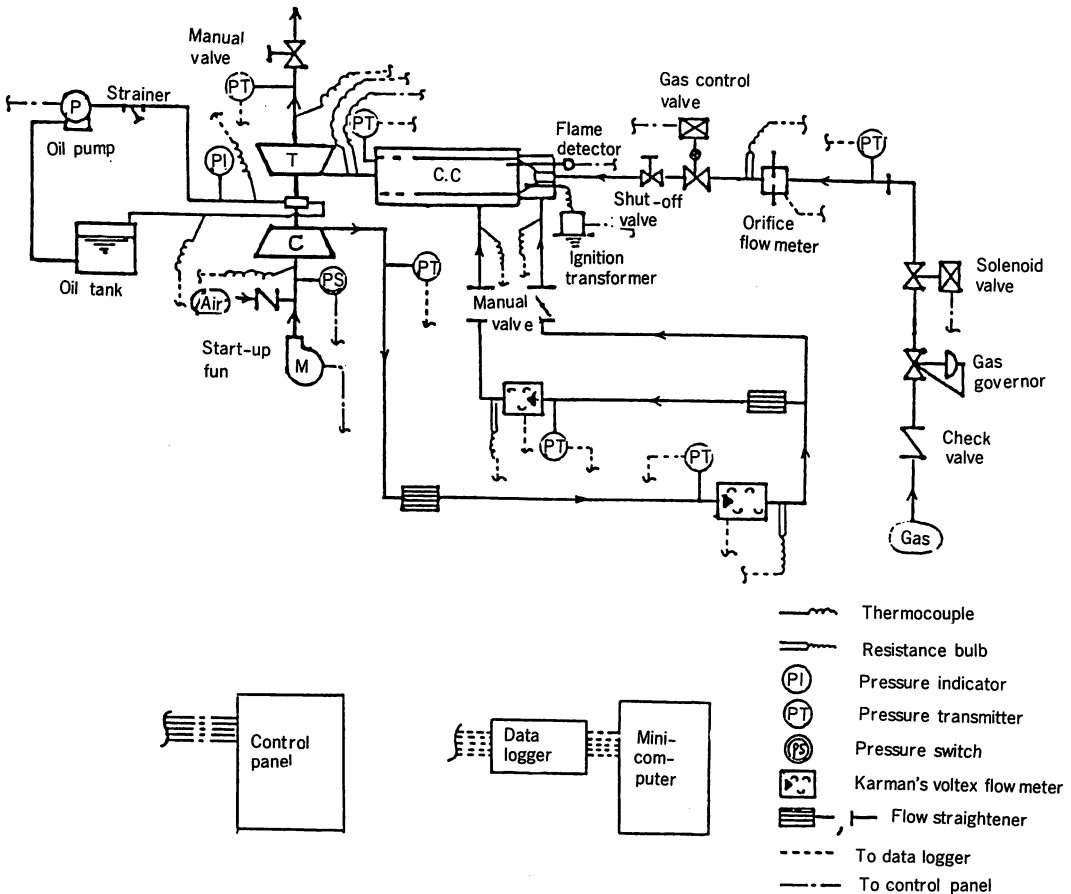


図-4 実験装置フロー図

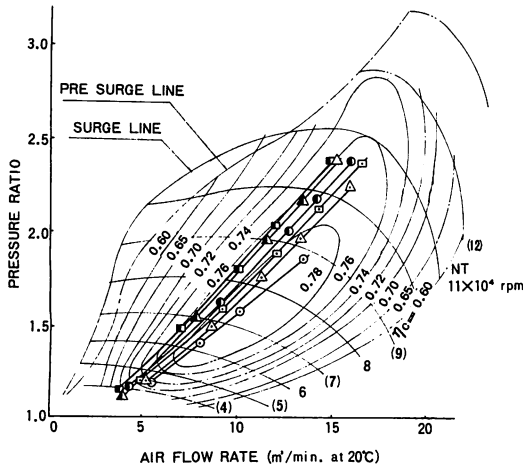


図-5 空気流量とコンプレッサー圧力比の関係

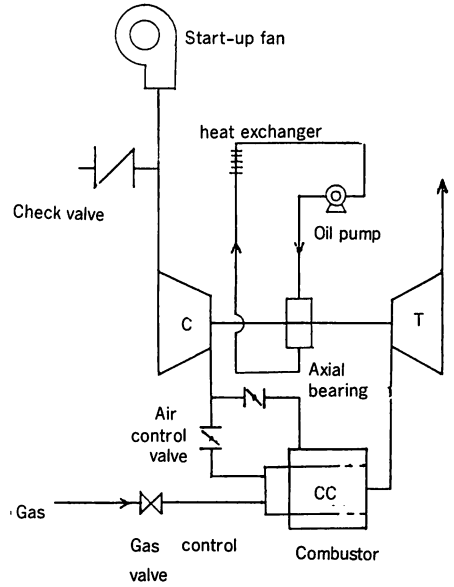


図-7 ターボチャージャーの起動システム図

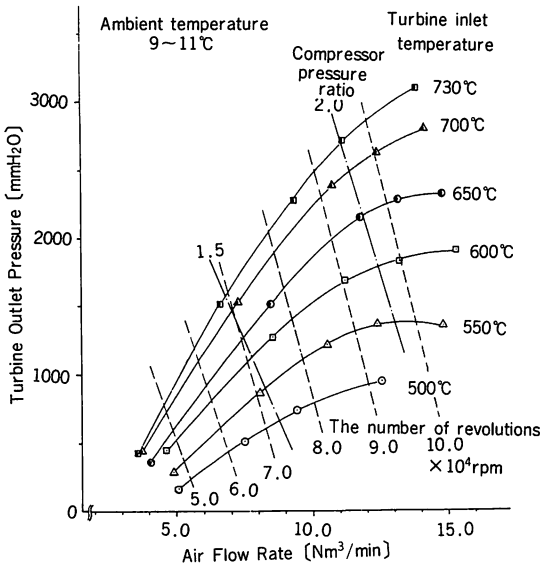


図-6 空気流量とタービン出口圧力の関係

範囲をみるため、同データを空気流量とタービン出口圧力との関係でプロットしたのが図-6である。

この2つの図より、タービン出口圧力が上がると、タービン入口温度が上昇し、コンプレッサーの作動線はサージラインに近づくことがわかる。風量範囲は、タービン出口圧力が、上昇するに従って小さくなっている。タービン出口圧力を大きくとらなければ、空気量比は1:3程度までとることができる。

次に、図-3の理論計算結果と比較すると、タービン出口圧力は小さくなっている。これは機械損失による

影響と、実験において、タービン入口の燃焼ガス温度に分布があり、高温測を測定したためと考えられる。

(2) 起動システムとその特性

本システムでは、起動時に外部動力が必要であるが、起動装置をできるだけコンパクトなものにし、かつ制御が簡単なシステムの検討を行った。図-7に示すように、起動ファンをターボチャージャーコンプレッサーの上流側に配置し、その中間に逆流防止弁を設けた。すなわち、起動時には、起動ファンからコンプレッサーを通して燃焼器に空気を送り込み、定常自力運転時には、逆流防止弁を通して空気を吸い込むようにした。

起動特性の一例を図-8に示す。これより起動ファンは吐き出し圧250mmH₂Oで、ターボチャージャーの定格風量の1/6程度あれば充分起動できることがわかる。さらに、着火後わずか20秒程度で自力運転に入り、1分以内に定格運転に入ることができ、良好な起動性能が達成されている。

(3) ヒートバランスと経済性

ターボチャージャーの熱収支範囲を図-9のように設定し、これをフロー図で表わしたものが図-10である。これからわかるように、このシステムでの熱損失は、燃焼器、ターボチャージャー、配管系からの表面放熱やオイル冷却損失熱などで、わずか数%である。ガスの燃焼熱に対する有効な熱風のエンタルピー比をとると93%に達する。従って、このシステムでの損失熱に相当するガスのコストを動力費と仮定すると、同風量を出せる電動式ルーツブローの電力費と比較して、ラン

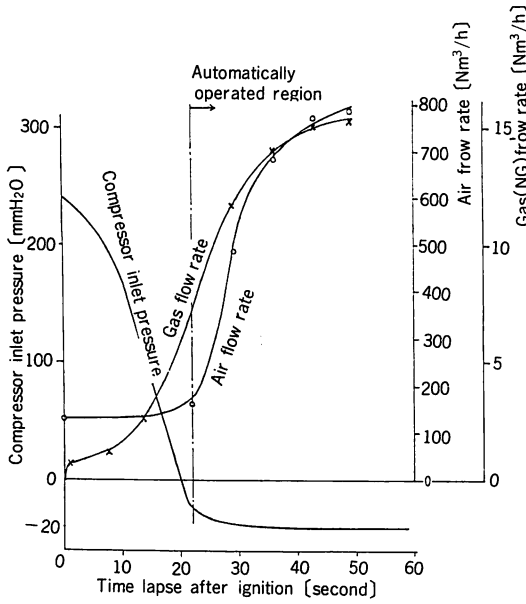


図-8 ターボバーナの起動特性

ニングコストを低減することが可能である。

4. プロトタイプ製作

ターボバーナシステムの基本的性能の把握に基づいて、ガス供給圧力 0.3 ~ 1.5 kg/cm²G で作動するプロトタイプを製作した。

4.1 燃焼器の開発

燃焼器は製作が容易、構造が簡単、分解組立てができること、安価であることなどを考慮して、図-11に示すような偏流型の燃焼器を採用した。バーナーは先混合方式を採用し、点火はダイレクト着火方式とした。

空気量配分は、バーナー部分にはほぼ理論燃焼空気量(1次空気)を送り、希釈空気(2次空気)は燃焼器中央部と出口部に設けた空気孔より入れた。

また、タービン入口温度分布の均一化をはかるために、ターボチャージャーと燃焼器はバンド管を用いて

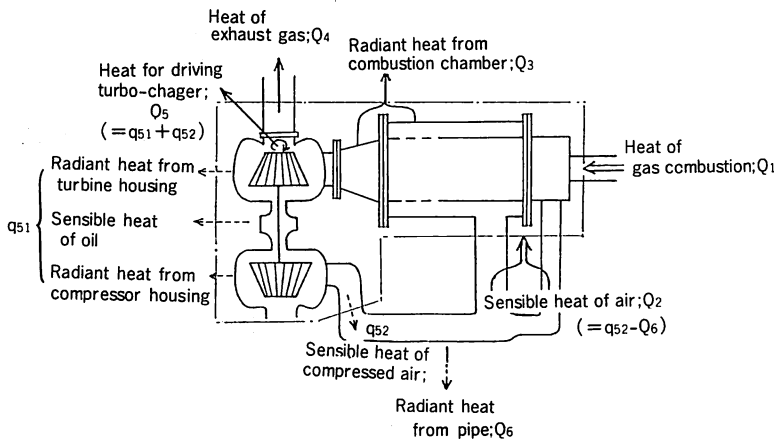


図-9 ターボバーナの熱収支範囲

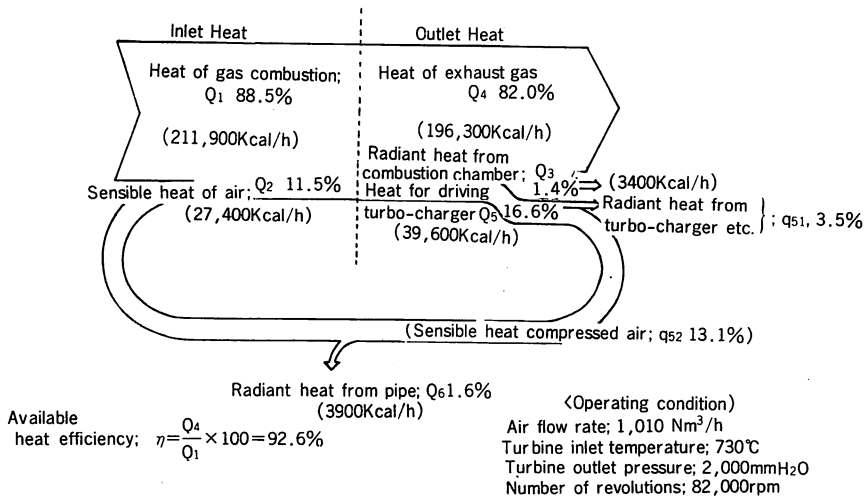


図-10 ターボバーナの熱収支例

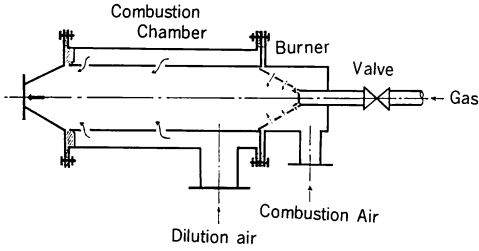


図-11 ターボバーナの燃焼器

接続した。

4.2 潤滑オイル

連続運転を行うと、タービン部から軸受部への熱伝導により、オイル温度が上昇し過熱する。この対策として、空気吸入口に熱交換器を設け、吸引空気によりオイルを空冷するようにした。

オイル温度は、熱交換器部前後で10~15℃下がるが、吸引空気温度は5~7℃程度上昇するだけで、コンプレッサの作動には全く支障なく運転することができる。

4.3 制御装置

電源スイッチと点火ボタンを押すだけで、自動的に起動から定格運転まで入れる制御装置を完成した。

ガス流量調整弁は、ガス供給圧力一定のもとで、弁開速度一定にすることにより、ガス流量をリニアに増加できる型式の弁を自動化した。

安全性については、燃焼安全装置や、ターボチャージャーのタービンを保護するための異常高温停止装置を設けた。また、停止時、軸受部のオイル焼き付けを防止するため、消火後一定時間オイルポンプと冷却ファン(起動ファンの復起)を運転するようにしている。

4.4 騒音特性

ターボバーナシステムを乾燥炉と結合させて運転した時の騒音特性をみたのが図-12である。この装置には、空気吸入口の逆流防止弁内に吸音材を貼り付けた程度で、特別な消音器は取り付けられていない。この図から0.5~10KHzの高周波の騒音レベルが高いのがわかる。これらは消音が容易な周波数域であり、簡単な消音器を取り付けることにより、騒音レベルを下げる事が期待できる。

4.5 プロトタイプシリーズ化

大小のターボチャージャーの中から表1に示すように6機種を選定しシリーズ化した。

以上得られた知見を総合して、写真1のようなターボ

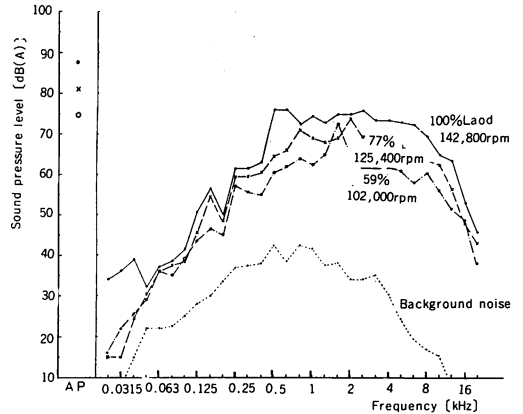
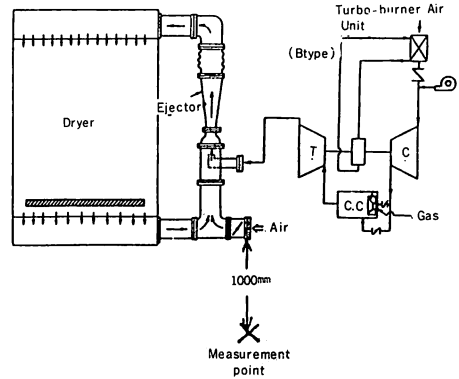


図-12 ターボバーナの騒音特性

表1 ターボバーナのシリーズ化

型式	空気流量 N m ³ /h	天然ガス流量 N m ³ /h
A	90	3
B	300	7
C	450	10
D	550	12
E	850	14
F	1000	18

バーナシステムのプロトタイプを製作した。

5. ターボバーナの予想される用途

以上述べたターボバーナシステムは次のような特長を持ったバーナである。

- (1) 小型で大風量の圧力の高い熱風が効率よく得られる。
- (2) 燃焼用空気ブローが不要のため省電力である。
- (3) 同規模のルーツブローなどと比較してコンパクトで、コスト低減がはかれる。

これらの特長を生かして、種々の熱設備に応用が可

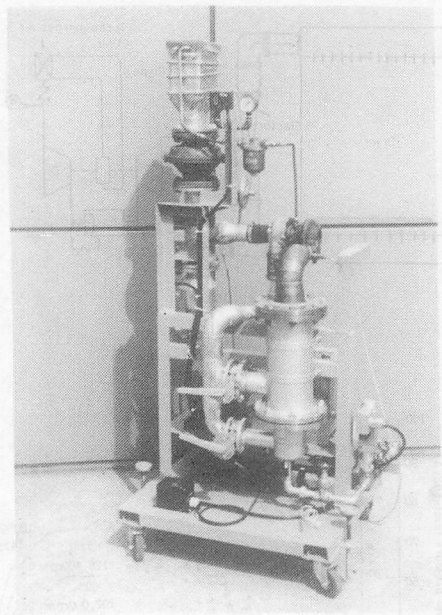


写真1 ターボバーナシステムのプロトタイプ

能である。数例をあげてみると、

- 乾燥装置……熱風循環ファンを省略できる。
- 液加熱装置……細管による加熱が可能となる。

加熱炉………炉容積を小さくできる。

強制循環ファンなど不要になる。

ボイラ………電動ファンなしのコンパクトなボイラの出現が可能となる。

などが考えられる。

6. おわりに

本バーナシステムの実用化及び用途拡大をはかるためには、次のような課題がある。

- (1) 長期耐久性の確認………現在まで7,500 時間運転したが性能低下なし
- (2) アフターバーナーの開発………低O₂ 濃度で燃焼可能なバーナの開発
- (3) ガス低圧(供給圧力 200~300 mmH₂O) 作動システムの開発………大小のターボチャージャーの組合せシステムで可能
- (4) 応用(実用化)開発

最後に、ここに紹介したターボバーナシステムは、熱設備等の現場に効果的に適用されれば、省エネルギーなどに大きな力を発揮するであろうと思われる。

管径×長さ φmm×mm	管径×長さ φmm×mm	左図
φ3	φ8	A
φ5	φ10	B
φ7	φ15	C
φ9	φ20	D
φ11	φ25	E
φ13	φ30	F

