

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	超臨界CO ₂ を作動媒体とするガスタービンの原理検証実験計画
著者(和文)	宇多村 元昭
出典(和文)	第46 回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (2009-6) , , ,
発行日 / Pub. date	2009, 6

超臨界 CO₂ を作動媒体とするガスタービンの原理検証実験計画

Demonstration test plan of a super-critical CO₂ gas turbine

伝正 *宇多村 元昭 (東工大)

Motoaki UTAMURA

Research Lab.of Nucl. Reactors, Tokyo Tech., Ookayama, Meguro-ku, Tokyo 152-8550

Abstract The development of a closed cycle gas turbine with super-critical carbon dioxide as a working fluid is under way in order to generate power from waste heat source of a low or intermediate temperature range from industry. Its demonstration test plan using a reduced scale turbomachine is described. Principal specifications follow; net power output of 10kWe and recirculation CO₂ flow rate of 1.2kg/s. Optimized range of compressor inlet temperatures as well as pressure is investigated under the given turbine inlet conditions of 550K and 12MPa respectively. Given these inlet conditions, a suitable type of turbomachines is selected to be radial. Based on the conventional design method assuming ideal gas an optimal dimension of the outer wheel diameter is predicted to be 20mm for compressor and 30mm for turbine under an optimal rotational speed of 100000rpm.

Key Words : gas turbine, carbon dioxide, supercritical, microchannel heat exchanger

1. 緒言

臨界点近傍の超臨界状態下で圧縮すると実ガス効果により理想気体と比べて所要動力を低減できる。また、CO₂は常温近傍に臨界点がある。これらの熱力学的性質を組み合わせると、CO₂を作動流体にして中低温度域の熱源から高い熱効率のガスタービンサイクルを構成できる⁽¹⁻²⁾。これを用いて、これまで未利用の工場排熱や再生可能エネルギーから動力を回収することが可能になる。しかし、蒸気ランキンサイクルと競合するほどの熱効率を得るには、サイクルに含まれる再生熱交換器の高温側温度効率を95%以上にする必要がある。ゆえに、CO₂サイクルの実現には、耐圧性に優れた高性能コンパクト熱交換器の開発が必須である。著者らは、水力径が0.5mm程度の流路を刻んだ複数の金属板を拡散接合により一体化したマイクロチャンネル熱交換器を開発し、その伝熱相関式と熱交換器の設計手法を明らかにした⁽³⁾。この熱交換器は、母材の強度を保持できるので耐圧性に優れ、単位体積あたりの伝熱面積が非常に大きい。他方、再生熱交換器のピンチポイントが器内に生じ所要の再生効率を達成できないことがわかり、これを緩和するサイクル構成を明らかにした⁽⁴⁾。これらの要素技術をもとに超臨界CO₂ガスタービンの原理検証実験を計画した。本報告では、小規模実験装置の概要と設計課題について述べる。

2. 超臨界CO₂ガスタービンの原理と運転上の課題

2.1 圧縮率係数 超臨界CO₂ガスタービンは、臨界点近傍で実ガス効果を利用して圧縮し、理想気体の領域で膨張仕事を取り出す。実ガス効果を圧縮率係数 z を用いて表現する。因みに理想気体では、 $z=1$ である。この熱サイクルから取り出せる正味の仕事 w は、形式的に次式で表せる。

$$w = RT \ln(P_2 / P_1) - \int_{P_1}^{P_2} RTz(P, T) dP / P \quad (1)$$

ここで、 R : ガス定数、 P : 圧力、 T : 温度。相図上で圧縮率係数 z が小さい経路に沿って圧縮すると圧縮動力を低減できる。図1はCO₂圧縮過程の z の変化を示す。臨界圧力・温度はそれぞれ 7.38MPa、31℃である。臨界点近傍から12MPaまでの二種の圧縮経路を示す。ポリトープ効率は80%である。圧縮経路MCは入り口温度が34.85℃、MC2は33℃、入り口圧力はいずれも8.15MPaである。いずれの経路も、擬臨界点(破線)の温度よりも低温側に存在している。MC2は、圧縮過程でほぼ z の下包絡線上を移動している。この経路

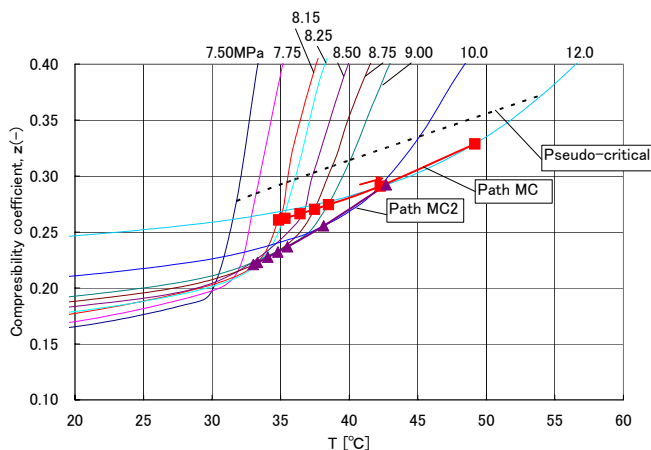


Fig.1 Variation of z during compression.

は式(1)の右辺第二項(所用動力)が最小となる最適な圧縮経路である。MCとMC2との比較から、圧縮機の所要動力の入り口温度に対する感度が極めて高くその制御が重要であることがわかる。

2.2 比体積 図2は圧縮過程中の比体積の変化を示す。擬臨界温度よりも低温側に保持して圧縮すれば、流体密度は高く、圧縮中の密度変化が小さいことがわかる。

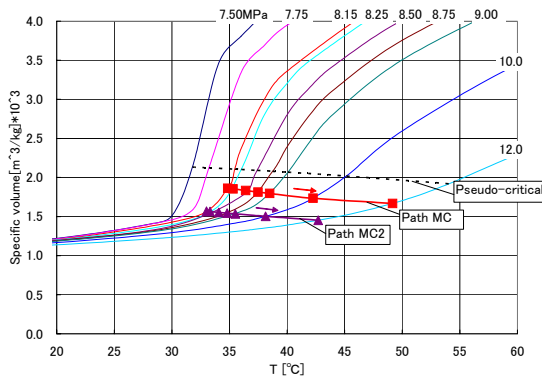


Fig.2 Variation of specific volume during compression.

すなわち、圧縮中のガスは液体に類似しており圧縮機よりはポンプに近い振る舞いをする。圧縮機の空力設計ではこれを考慮すべきである。圧縮中に大きな密度変化を避け運転を安定にするには、すなわち、擬臨界点を通過することを避けるには、圧縮機入り口温度を36℃以下に保持することが重要である。上記のことから圧縮機入り口温度は33~36℃の狭い範囲に制御することが望ましい。

3. 原理検証実験

3.1 ターボマシンの概念設計 タービン入り口温度(TIT)・圧力(TIP)を550K, 12MPa, 流量1.2kg/sとし、サイクル計算によりタービン膨脹比を最適化した。ターボ機械の設計パラメータは下記により算出した。

$$n_s = \frac{\omega\sqrt{V}}{(H_{ad})^{3/4}} \quad n_s: \text{比速度}(-)$$

$$\eta = g(n_s) \quad V: \text{流量}(m^3/s)$$

$$d_s = f(n_s) \quad H_{ad}: \text{断熱熱落差}(J/kg)$$

$$D = \frac{d_s\sqrt{V}}{(H_{ad})^{1/4}} \quad \omega: \text{角速度}(rad/s)$$

$$\quad \quad \quad \eta: \text{断熱効率}(-)$$

$$\quad \quad \quad d_s: \text{比直径}(-)$$

$$\quad \quad \quad D: \text{翼車外径}(m)$$

ここで、関数 g, f は Balje, O.E. ⁽⁵⁾ によった。この手法は理想気体を想定しているの、圧縮機の実ガス効果を近似的に取り込むためガス定数に圧縮率係数 z を乗じた等価ガス定数を用いた。ラジアルタービン、遠心圧縮機を想定した断熱効率、熱効率、出力の計算結果を図3に示す。この仮定は、回転数が40000rpm以上120000rpm以下の範囲で正しい。

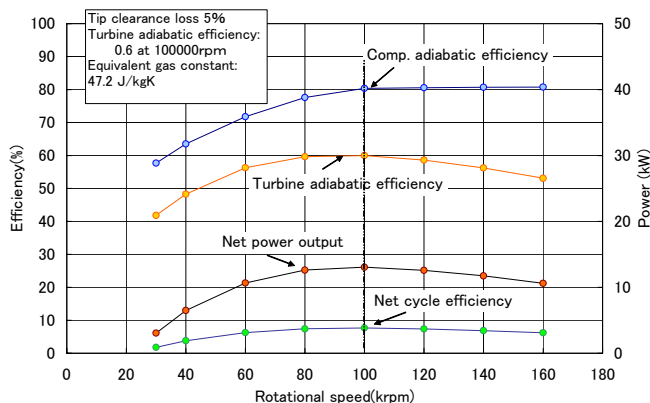


Fig.3 Performance parameters as function of rotational speed.

熱効率が最大になる回転数は100000rpmであり、この時の圧縮機、タービンの翼車外径はそれぞれ20mm, 30mmとなる。5軸の加工機械で金属塊から削りだせる見通しである。ただし、チップクリアランス、強度を保つための翼車の最小肉厚などが空力損失の原因となり、図3に示す圧縮機の断熱効率を低下させる要因になりうる。ただし、このロススケールアップにより縮小するので原理検証試験に固有の事象である。また、図1から推定されることは、実ガス効果により圧縮仕事を最小化する圧縮機入り口温度が存在し、断熱効率の劣化が圧縮仕事の増大に直結しないことである。このような熱力学的過程の存在が、理想気体を前提とする従来の設計常識と異なる点である。圧縮機の翼車径がタービンに比べて小さいのは、作動流体の密度が2~2.5倍大きいからである。この事実と、タービン効率が相対的に低速側にあることを考慮すると、圧縮機とタービンを別軸に配置するか同軸なら回転数が圧縮機とタービンとで独立に選択できる twin-spool にするのが望ましいと考えられる。モータ発電機と圧縮機、ター

ビンを一体型として組み上げる場合には約4MPaという大きな差圧と高速回転に耐える軸受け構造と差圧の緩和に工夫を要す。ガス軸受けもしくは磁気軸受けの採用を検討している。

3.2 実験ループ 図4は実験装置のフローシートを示す。ループの配管径は高压側が25A, 低压側(タービン排気側)が40Aである。加熱器容量は160kWである。3種の実験を計画している。それぞれ、①再圧縮機-加熱器-膨脹弁-前置冷却器からなるループを構成し、圧縮機の動力低減確率試験②主圧縮機-タービン-再生熱交換器1, 2-前置冷却器からなるループを構成し、ブレイトンサイクル運転試験③これに再圧縮機を追加した分流再生サイクル運転試験である。図5は②と③のサイクルのT-s線図を示す。閉ループの内部の面積はサイクルから取り出す動力を示す。図に例示する加熱量はブレイトン運転の場合を示す。

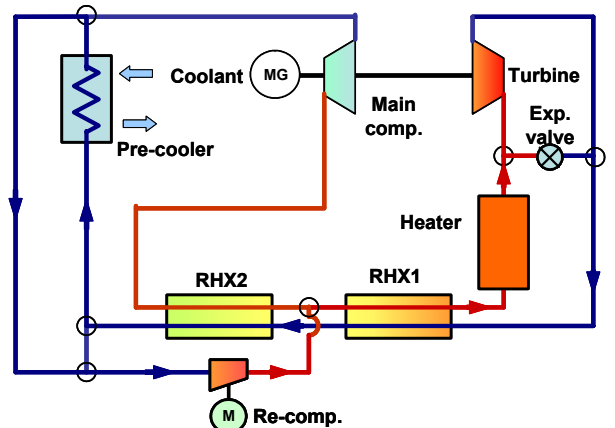


Fig.4 Flow diagram of super-critical CO₂ gas turbine test rig.

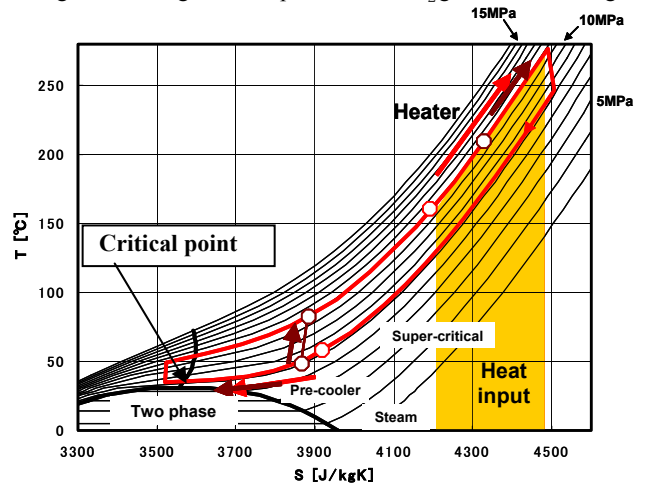


Fig.5 T-s diagram of operation of demonstration test.

4. 結言

超臨界CO₂を作動媒体とし、循環流量1.2kg/sのクローズドガスタービンの原理検証実験計画の概要を述べ、機器の概略仕様と機器製作上、運転制御上の設計課題を明らかにした。

参考文献

- (1) Angelino, G., 1969, ASME Paper No. 69-GT-103.
- (2) Fruttschi, H.L., 2005, Closed-cycle gas turbines, ASME publications, pp.164-169.
- (3) Utamura, M., et al., 2008, IJNEST, Vol. 4, No. 1
- (4) Utamura, M., et al., 2008, Proc. HEFAT2008 paper MU1
- (5) Balje. O.E., Turbomachines, John Wiley and Sons. Inc., 1981