

JAERI-Research
96-034



ヘリウム閉サイクルガスタービンの
一般特性と技術課題

1996年6月

下村寛昭

日本原子力研究所
Japan Atomic Energy Research Institute

本レポートは、日本原子力研究所が不定期に公刊している研究報告書です。

入手の問合せは、日本原子力研究所研究情報部研究情報課（〒319-11 茨城県那珂郡東海村）あて、お申し越しください。なお、このほかに財団法人原子力弘済会資料センター（〒319-11 茨城県那珂郡東海村日本原子力研究所内）で複写による実費領布をおこなっております。

This report is issued irregularly.

Inquiries about availability of the reports should be addressed to Research Information Division, Department of Intellectual Resources, Japan Atomic Energy Research Institute, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki-ken 319-11, Japan.

© Japan Atomic Energy Research Institute, 1996

編集兼発行　日本原子力研究所
印　　刷　　(株)原子力資料サービス

ヘリウム閉サイクルガスタービンの一般特性と技術課題

日本原子力研究所大洗研究所高温工学試験研究炉開発部

下村 寛昭

(1996年5月27日受理)

高温ガス炉の利点を活かし得る原子力ガスタービンの技術的課題を明確にするため、閉サイクル・ヘリウムガスタービンと開放サイクルガスタービンとの相違点について検討し、閉サイクルガスタービン特有の問題と出力及び熱効率に与えるそれらの影響ならびにヘリウムの使用に伴う圧力比及び比速度の違いに起因する問題点を指摘する。また、外部圧力損失がガスタービンの主要要素である圧縮機及びタービンの効率に及ぼす影響を検討し、外部圧力損失が出力と熱効率に及ぼす効果を示すとともに、ドイツにおけるヘリウムガスタービン不成功の主要原因が外部圧力損失がもたらす圧縮機及びタービンの外部効率の低下とヘリウムの使用自体に起因していることを明らかにする。さらに、閉サイクルガスタービンに関する諸問題を克服する鍵となる熱交換器に関する設計思想とガスタービンの基本設計条件を示し、最後に、閉サイクル・ヘリウムガスタービンに関する諸問題を解決するための、窒素または空気を作動流体とする開放サイクルに移行可能な新しいタービン方式を提案する。

General Characteristics and Technical Subjects on
Helium Closed Cycle Gas Turbine

Hiroaki SHIMOMURA

Department of HTTR Project
Oarai Research Establishment
Japan Atomic Energy Research Institute
Oarai-machi, Higashi-ibaraki-gun, Ibaraki-ken

(Received May 27, 1996)

Making the subjects clarified on nuclear-heated gas turbine that will apply the inherent features of HTGR, the present paper discusses the difference of the helium closed cycle gas turbine, which is a candidate of nuclear gas turbine, with the open cycle gas turbine and indicates inherent problems of closed cycle gas turbine, its effects onto thermal efficiency and turbine output and difficulties due to the pressure ratio and specific speed from use of helium. The paper also discusses effects of the external pressure losses onto the efficiencies of compressor and turbine that are major components of the gas turbine.

According to the discussions above, the paper concludes indicating the key idea on heat exchangers for the closed cycle gas turbine and design basis to solve the problems and finally offers new gas turbine conception using nitrogen or air that is changeable into open cycle gas turbine.

Keywords: Gas-turbine, Closed-cycle, Open-cycle, Helium, Nuclear Heat, HTGR, HTTR, Pressure Loss, Specific Speed, Thermal Efficiency, Adiabatic Efficiency, Compressor

目 次

| | |
|---------------------------------|----|
| 1. はじめに | 1 |
| 2. 閉サイクル・タービン研究開発の経緯 | 2 |
| 3. EVOプラントの概要と運転結果 | 3 |
| 3.1 出力及び実効熱効率 | 4 |
| 3.2 ヘリウム漏洩 | 4 |
| 3.3 ジャーナル軸及びローターの振動 | 4 |
| 4. ガスタービンの利点と閉サイクルガスタービンの基本的課題 | 6 |
| 4.1 ガスタービンサイクルの熱力学的利点 | 6 |
| 4.2 開放サイクルガスタービンとの主要な相違点 | 7 |
| 4.3 原子力用ガスタービンに対する制約 | 8 |
| 4.4 ヘリウム使用に伴う軸受及び軸封に関する課題 | 13 |
| 4.5 ローター振動に関する課題 | 13 |
| 5. ガスタービンサイクルの性能に対する各種パラメータの影響 | 15 |
| 5.1 熱効率及び出力に対するタービン及び圧縮機効率の影響 | 15 |
| 5.2 圧力比と圧力及び熱効率、出力に対する最適圧力比と温度比 | 16 |
| 5.3 热効率に対する中間冷却及び再生の影響 | 16 |
| 5.4 タービン及び圧縮機入口ガス温度または温度比の影響 | 17 |
| 5.5 再生熱交換器温度効率及び伝熱面積の影響 | 17 |
| 6. タービン及び圧縮機の外部効率と外部圧損の関係 | 18 |
| 6.1 外部圧損と外部効率の関係 | 18 |
| 6.2 外部圧損に関するパラメータの変換 | 22 |
| 6.3 多分割圧縮機及び多分割タービンの場合 | 23 |
| 6.4 分割した圧縮機及びタービンの実効効率と相当効率 | 24 |
| 6.5 外部効率低下防止のための基本課題 | 25 |
| 7. 閉サイクルガスタービンの熱効率及び出力と外部圧損の関係 | 27 |
| 7.1 タービンと圧縮機の入口圧損とサイクル熱効率及び出力 | 27 |
| 7.2 圧力比と圧損 | 28 |
| 7.3 最適圧力比と圧損の関係 | 28 |
| 7.4 温度比及び圧損 | 29 |
| 7.5 中間冷却の効果と圧損の関係 | 29 |
| 7.6 再生熱交換器伝熱面積と外部圧損の関係 | 30 |
| 8. EVOヘリウムタービンの運転実績による圧損評価 | 31 |
| 9. 主要な技術課題 | 33 |
| 9.1 ガスタービン用熱交換器に関する基本的対策 | 33 |

| | |
|---------------------|----|
| 9.2 ヘリウムガス使用に関する問題 | 35 |
| 9.3 圧縮機及びタービン全体の最適化 | 37 |
| 9.4 核燃料の高度化と原子炉の改良 | 38 |
| 10. 結論と展望 | 39 |
| 謝　　辞 | 40 |
| 参考文献 | 41 |
| 付　　録 | 69 |

Contents

| | |
|---|----|
| 1. Introduction | 1 |
| 2. Development History of Closed Cycle Gas Turbine | 2 |
| 3. Outline and Operation Result of EVO Plant | 3 |
| 3.1 Output and Effective Thermal Efficiency | 4 |
| 3.2 Helium Leakage | 4 |
| 3.3 Vibration of Journal Shaft and Rotor | 4 |
| 4. Benefit and Fundamental Subject on Closed Cycle Gas Turbine | 6 |
| 4.1 Thermodynamic Benefit of Gas Turbine | 6 |
| 4.2 Major Differences against Open Cycle Gas Turbine | 7 |
| 4.3 Limitation on Nuclear Heated Gas Turbine | 8 |
| 4.4 Bearing and Shaft Seal Problems on Use of Helium | 13 |
| 4.5 Rotor Vibration Problem | 13 |
| 5. Effects of Thermodynamic Parameters on Characteristics of Gas Turbine Cycle | 15 |
| 5.1 Effects of Turbine and Compressor Efficiencies on Thermal Efficiency and Output | 15 |
| 5.2 Pressure Ratio, Pressure and Temperature Ratio on Thermal Efficiency and Output | 16 |
| 5.3 Effects of Intercooling and Regeneration on Thermal Efficiency | 16 |
| 5.4 Effects of Inlet Gas Temperature of Turbine and Compressor or Temperature Ratio | 17 |
| 5.5 Effects of Heat Transfer Area and Effectiveness of Regenerative Heat Exchanger | 17 |
| 6. Effect of Pressure Loss on External Efficiencies of Turbine and Compressor | 18 |
| 6.1 Relation between Pressure Loss and External Efficiencies | 18 |
| 6.2 Parameter Conversion on External Pressure Loss | 22 |
| 6.3 Case for Divided Compressor and Turbine | 23 |
| 6.4 Equivalent and Effective Efficiencies on Divided Compressor and Turbine | 24 |
| 6.5 Fundamental Subject on Prevention of External Efficiency Deterioration | 25 |
| 7. Effects of Pressure Loss on Thermal Efficiency and Output of Closed Cycle Gas Turbine | 27 |

| | |
|---|----|
| 7.1 Inlet Pressure Loss of Turbine and Compressor on Thermal Efficiency and Output | 27 |
| 7.2 Pressure Ratio and Pressure Loss | 28 |
| 7.3 Relation between Optimum Pressure Ratio and Pressure Loss | 28 |
| 7.4 Temperature Ratio and Pressure Loss | 29 |
| 7.5 Effect of Intercooling and Relation with Pressure Loss | 29 |
| 7.6 Relation between Heat Transfer Area and Pressure Loss | 30 |
| 8. Estimation of Pressure Loss Using Operation Data of EVO Helium Turbine Plant | 31 |
| 9. Major Technical Subjects | 33 |
| 9.1 Fundamental Concept on Heat Exchanger for Gas Turbine | 33 |
| 9.2 Problems on Use of Helium Gas | 35 |
| 9.3 Optimization on Total System of Compressor and Turbine | 37 |
| 9.4 Improvement of HTGR Fuel and Reactor | 38 |
| 10. Conclusion and Prospect | 39 |
| Acknowledgment | 40 |
| References | 41 |
| Appendix | 69 |

1. はじめに

第2次大戦末期にドイツにおいて開発された燃焼ガスを作動流体とする開放サイクルガスタービンは各国における改良努力の結果、ガスタービンの一種である航空機用ジェットエンジンを含めて、その熱効率と出力等の性能は極めて高い水準に達している。

ガスタービンの利点である高温がもたらす高効率、軽量大出力及び急速起動が可能なこと等の特徴は発電用原動機として理想的であり、近年、国内外において多くのガスタービン発電施設が建設されていることはこの事実を証明している。このような高温熱源の利点を活用できるガスタービンは高温ガス炉に最も適した用途の一つであり、充分な温度余裕を有するガスタービンの廃熱を海水脱塩あるいは地域暖房等に利用することによって、軽水炉では不可能な高いエネルギー効率を達成することができる。

熱源を原子力から得る原子力ガスタービンでは、タービン作動ガスが大気環境を含んで循環する開放サイクルガスタービンは、安全性確保の見地から、当面、設置できる可能性が低い。従って、原子力ガスタービンでは、在来の開放サイクルガスタービンと異なり、圧縮機及びタービンから成るガスタービン本体の他に、ガスの加熱、冷却及び高、低温両ガス相互間の熱交換等を行う熱交換器類とこれらを結ぶ流路からなる閉サイクルガスタービンが必要となる。また、高温ガス炉の冷却材がヘリウムに限定されるため、種々の理由から、原子力ガスタービンの作動ガスもヘリウムを使用することが主要な選択肢となり、その圧力も制約される。このため、大気圧空気を利用する開放サイクルガスタービンに比較して種々の技術的差異あるいは制約が生じる。従来からの原子力ガスタービンに関する基本的課題は上記の2点、すなわち、閉サイクルガスタービンに関する課題及びヘリウム作動ガスに関する課題に帰着される。

本報はこれらの二つの課題について、ドイツにおいて過去に建設された閉サイクルガスタービンの実績と比較しながら、在来の開放サイクルガスタービンでは問題とならない原子力用閉サイクルガスタービン特有の問題について検討するとともに、原子力ガスタービン開発上の今後の主要課題について提言する。

2. 閉サイクル・タービン研究開発の経緯

原子力をガスタービンに応用する構想を具体化するための研究開発は、高温ガス炉開発に最も積極的であったドイツにおいて、ガスタービン開発史における先駆者の一人であるハノーファー大学のBammert教授（故）を中心に1960年台に開始された。そのための第一歩として、バイエルン州オーバーフランケンの中心都市、Coburgに化石燃料（石炭、天然ガス）及び都市塵燃焼加熱、空気作動流体のモデルプラント（出力 6MW）が1964年に建設され、1992年まで運転された。続いて、高温ガス炉への応用を前提とした天然ガス燃焼加熱、ヘリウム作動流体、計画出力50MWの閉サイクル・ガスタービンのモデルプラントがルール地方のOberhausen市に建設され、1974年末から運転試験が開始された。^{*1)~*6)}

これらの試験プラントのうち、Coburgプラントは閉サイクルガスタービンに関する基礎的な実証データの収集を目指したものであり、規模は小さいながら、有意義な運転経験とデータが得られるため、各種の故障などを含む種々の困難にも拘らず長期にわたって運転が続けられ、その後の研究開発に貴重なデータを提供した。

他方、1970年台の初期から高温ガス冷却炉の開発と各種利用系に関する研究開発の一環として、高温ガス炉への応用を前提としたヘリウム作動、閉サイクルガスタービンの開発が計画され、西ドイツ連邦政府及びノルトライン・ウェストファーリア州政府の財政援助のもとに、ハノーファー大学、ユーリッヒ研究所、オーバーハウゼン市エネルギー供給公社、(Energieversorgung Oberhausen AG、EVO)、GHH社（現、MAN/GHH）、BBC/HRB社（現、ABB）、SIEMENS/INTERATOM社及びスイスを本拠地とするSULZER社等がそれぞれの分野で共同研究を行った。

この研究結果にもとづいて、都市塵焼却処理、地域暖房及び発電事業を行っているEVOを発注母体として建設されたEVOモデルヘリウムタービンプラント（以後EVOプラントと呼称）はGHH社を主契約者として、1974年12月に竣工し、発電と温水供給を兼ねた運転・試験が開始された。

運転結果の詳細は後に述べるが、運転結果は必ずしも満足なものではなく、多くの困難な問題が明らかになった反面、貴重なデータと教訓が得られた。^{*7)}

EVOプラントに続いて、高温ガス炉を実際にヘリウムタービンに結合することを目指した高温ガス炉ヘリウムタービン計画（HHT計画）が開始され、ドイツを中心とする広範な専門家（企業）グループによって検討が開始されたが、前記のEVOプラントの不満足な運転結果を含む諸般の状況から、計画は中止された。

3. EVOプラントの概要と運転結果

本ヘリウムタービンプラントは、Fig. 3.1、3.2及びTable 3.1に示すとおり、1段中間冷却、再生サイクルで構成されており、高圧、低圧圧縮機及び高圧タービンは高速回転(5,500rpm)のため、歯車減速して低圧タービン及び発電機(3,000rpm)に接続されている。

設計パラメータ中の圧力比2.74については、設計温度比3.44に対する熱効率に対する最適圧力比2.405より大きめの値が選定されている。これは後に述べるように、設計圧力比を出力に対する最適圧力比(5.218)に近づけてガスタービンの経済性を高めるためと思われる。なお、温度比3.44(最高ガス温度約750°C)は加熱器の伝熱管に対する技術的、経済的理由から選定されている。1段中間冷却、再生サイクルを選定する理由は比較的低いガス温度においてプラントの熱効率を相対的に高く保つためである。

本ガスタービンは系内からのヘリウム漏洩を減少させるため、高圧圧縮機及び高圧タービンは同一ケーシング内に納め、低圧圧縮機は独立ケーシングに納めてあるが、両者間を連結するジャーナル軸外側は気密構造で覆い、低圧タービン側(減速歯車側)軸受部のみに軸封機構を有する。また、別の独立ケーシングに納めた低圧タービン両端(減速歯車側及び発電機側)にも軸封機構を有する。Fig. 3.2に示す構造から判るように、軸封部の内外差圧は、高圧タービン出口側と低圧タービン入口側で約16.5 bar、低圧タービン出口側で約10.8 barであり、これらの差圧とシール対象であるヘリウムの特性から、軸封部における困難さが容易に理解される。

高圧タービン(入口ヘリウム温度750°C)の1~2段は冷却翼を採用しているが、現今の技術ではその必要性は低い。全ての圧縮機及びタービンの上下ケーシングはフランジ面外側をシール溶接し、締め付けボルト・ナットの両端も全てヘリウムシールのための溶接力バーが設けてある。従って、開放時と組立時はこれらの全てをそれぞれ切断し、再溶接する必要がある。

表3.1に示すように、通常の開放サイクルガスタービン(3,000または3,600rpm)の圧縮機及びタービン段数が、それぞれ10段及び5段程度であることに比較して、本ヘリウムタービンプラントでは、低圧タービン以外は5,500rpmの高速回転であるにも拘らず、圧縮機及びタービンの合計段数が、それぞれ25段及び18段となっている。この原因是、後に述べるように、ヘリウムガスの比熱、圧力、ガスタービンの最適圧力比及び出力に関係しているが、ヘリウムガスを使用する場合、ターボ機械の比速度Nsは開放サイクルガストービンに比較して小さな値となり、一般に高揚程化、小流量化の傾向は避け難くなる。

圧縮機及びタービンの高揚程化、小流量化傾向はそれらの製作費、外形寸法等に影響を与える他に、軸方向長さの増加あるいは高速回転を必要とすることから、ローターと軸受の動特性に対して、困難な問題をもたらす原因となる。

本プラントの運転の結果、発生した主要な問題は、(1) 計画値を大きく下回った軸出力及び熱効率、(2) 軸封部からの多量のヘリウム漏洩、(3) ジャーナル軸振れ廻りによる

ローター振動であり、これらについて以下に簡単に説明する。

3.1 出力及び実効熱効率

出力不足については、計画出力50MWに対して、約35MWが得られたに過ぎず、プラントの熱効率については、計画値約35%に対して、運転実績は約26ないし27%となった。この原因の詳細については後に述べるように、単純な設計または製作ミス等に基づくガス温度の不足あるいは圧縮機及びタービンの効率（厳密にはポリトロープ効率、以下同じ）の低下ではなく、閉サイクルガスタービンに特有な困難な問題に原因があることが検討結果から推論できる。すなわち、各種熱交換器類、加熱器及び配管系を含む圧力損失に起因する圧縮機及びタービンの実効的な効率（以下、実効効率と呼称）の低下から、これらに強く依存する熱効率及び出力が大きく低下することを後に説明する。

3.2 ヘリウム漏洩

閉サイクルガスタービンでは当然ながら、作動流体が外部に漏洩しないための対策が必要であり、ヘリウム等の高価なガスを使用する場合あるいはガス中に放射性物質等が含まれる場合、この要求は特に重要である。

EVOプラントでは、既に述べたように、圧縮機及びタービンケーシングのフランジ部とその締め付けボルトナットを全てシール溶接しているが、軸封部からの漏洩については、潤滑油による液封部とバッファーガスシールを併用した軸封構造にも拘らず、圧縮機、タービン及びヘリウム純化系からの損失を含めて、当初は200～300Nm³/日のヘリウム漏洩が生じた。^{*6), *7)}

この漏洩量はその後の改造等の結果、30～70Nm³/日（貯蔵量に対して約0.3～0.7%/日）に削減されたが、依然として、ヘリウム閉サイクルガスタービンにとって、困難な課題の一つであることに変わりはない。

3.3 ジャーナル軸及びローターの振動

一般に、円筒軸受を使用した高速回転機械では軸受内でのジャーナル軸の振れ廻りが発生し易く、これにローター系全体が関係する振動が発生し易い。5,500rpmの高速回転で運転されるEVOプラントの高圧、低圧圧縮機及び高圧タービンでは、当初、振動を生じ易い円筒軸受を使用したため、計画回転数で運転が困難となり、比較的改造が簡単な繭型軸受に改造された結果、振動を許容範囲に保つことができた。^{*6), *7)}

ジャーナル軸の振れ廻りとこれに伴うローター系の振動は、軸受の構造に関する力学

的動特性とローター系全体の振動特性と不釣合状態が密接に関係し、それらと運転回転数との関係が実際の振動挙動を決定する。従って、ジャーナル軸またはローターの振動発生に対する影響因子は軸受の構造、ローターの回転数、剛性、質量とその分布状態、不釣合状態等が複雑に絡み合ったものとなる。

ローター系の振動は閉サイクルガススタービン特有なものとは言えないが、後述するよう に、作動流体の密度、体積流量、差圧、換言すればターボ機械の比速度に関係するロー ターの大きさと長さ及び回転数が振動発生と密接な関係を有する。

4. ガスタービンの利点と閉サイクルガスタービンの基本的課題

ガスタービンの一般的利点と在来型開放サイクルガスタービンと比較した閉サイクルガスタービンの相違点ならびに基本課題について以下に述べる。

4.1 ガスタービンサイクルの熱力学的利点

ガスタービンサイクルの基本である単純ガスタービンサイクルはFig. 4.1に示すp-v線図のとおり、作動ガスの断熱またはポリトロープ圧縮過程1-2、等圧加熱2-3、断熱またはポリトロープ膨張過程3-4及び等圧冷却過程4-1で構成される。タービン内におけるガスの膨張は往復動機関と異なり、基本的に比容積の制限を受けないため、タービン出口圧力まで膨張できる。このため、膨張過程で比容積が図中の5までに制限されるディーゼルサイクルに比較して、図中の5-4-1の面積に相当するエネルギーが余分に得られるため熱効率が高まる。

中間冷却の採用による圧縮過程における外部仕事の削減、タービン排気の有する残留熱エネルギーの再生利用及び膨張過程におけるガス再熱とそれらの多段化によって、ガスタービンサイクルの熱効率は原理的に高まり、カルノーサイクルの熱効率に漸近する。しかしながら、現実にはこれらの採用で損失も増加するため、多段中間冷却、多段再熱あるいは再生温度効率上昇によって、必ずしもガスタービンサイクルの熱効率は上昇せず、逆に低下する場合がある。

ガスタービンサイクルの比出力 L_{th} 及び熱効率 η_{th} は、それぞれp-v線図上のサイクル線図面積に相当する有効仕事と等圧過程における加熱量の比から求められ、再生、中間冷却、再熱サイクルに対して、(4.1)及び(4.2)式^{*8)}で与えられる。

$$L_{th} = C_p \cdot T_1 [q \cdot \eta_t \cdot \tau \cdot (1 - \phi^{-m/q}) - n(\phi^{m/n} - 1) / \eta_c] \quad (4.1)$$

$$\eta_{th} = \frac{q \cdot \eta_t \cdot \tau \cdot (1 - \phi^{-m/q}) - n(\phi^{m/n} - 1) / \eta_c}{q \cdot \tau - (q - 1 + \eta_r) \cdot \tau \cdot [1 - \eta_t \cdot (1 - \phi^{-m/q})] - (1 - \eta_r)[1 + (\phi^{m/n} - 1) / \eta_c]} \quad (4.2)$$

ここに、

- L_{th} : ガスタービンサイクルの比出力
- η_{th} : ガスタービンサイクルの熱効率
- C_p : 作動ガスの比熱 (5.193 kJ/kg·°K、ヘリウム)
- m : $= (\kappa - 1) / \kappa$ (0.3998)
- κ : 作動ガスの断熱指数 (1.666)
- n : 中間冷却段数+1 (2)

| | | | |
|----------|--|-----------------------|-----|
| q | : 再熱段数 | +1 | (1) |
| T_1 | : 圧縮機入口ガス温度 | (308°K, 35°C) | |
| η_c | : 圧縮機の効率 | (0.87) | |
| η_t | : タービンの効率 | (0.90) | |
| η_r | : 再生熱交換器の温度効率 | (0.878) | |
| T_3 | : タービン入口ガス温度 | (1025°K, 750°C) | |
| τ | : 温度比 = T_3 / T_1 | (1025°K/308°K = 3.33) | |
| ϕ | : n台の圧縮機全体の圧力比 | (2.663) | |
| | = $\phi_{c1} \cdot \phi_{c2} \cdots \cdot \phi_{cn}$ | | |

あるいは、q台のタービン全体の圧力比

$$= \phi_{c1} \cdot \phi_{c2} \cdots \cdot \phi_{cq}$$

である。なお、カッコ内の値はヘリウムまたは実在した唯一の閉サイクルヘリウムタービンであるEVOプラント^{*1)}の数値である。

(4.1) 及び(4.2)式から、熱効率及び出力に対する種々のパラメータの影響について後に検討する。

4.2 開放サイクルガスタービンとの主要な相違点

開放サイクルガスタービンでは大気を吸入圧縮後、燃焼器に導き、燃料を加えて得た高温高压燃焼ガスをタービンで膨張させ、機械エネルギーに変換した後、大気に放出する。軸方向に近接した圧縮機とタービンの間に設けられる空洞状の燃焼器は極めて圧損が小さく、燃焼ガスの使用で温度効率100%の熱交換器を使用する場合と等価な条件を得ることができる。

タービン出口から圧縮機入口間は大気環境が冷却器と流路の役割を果たしているため、この区間の圧損は無視できる他、大気温度を低熱源温度とする無限大（温度効率100%）の理想的冷却器を使用していることに相当する。その結果、低温側、高温側ともにほど理想的条件が得られる。

他方、閉サイクルガスタービンは、作動ガスの加熱は化石燃料による加熱器（熱交換器）を介した間接加熱あるいは原子炉による加熱となり、前者の燃焼器に比較し相対的に圧損が大きく、温度効率及び熱効率も100%に達しない。

タービン出口から圧縮機入口間には、最小限、冷却器と配管系が必要であり、これらによる圧損と相対的に低い温度効率がもたらす性能低下と装置の複雑化が避けられない。他方、閉サイクルガスタービンの長所としては、作動ガスによる直接的な環境汚染が無視できる他、作動ガスとその圧力は最適な条件に選択できることである。

熱機関の性能にとって基本的な因子の一つである最高ガス温度については、開放サイクルの場合、主として動静翼材料の許容温度と冷却条件で決まる温度まで燃焼ガス温度を上昇できるが、閉サイクルでは、通常、加熱器または熱交換器あるいは原子炉材料からの制

限が最高温度の決定因子となり、前者に比較して、少なくとも300°C程度低くなる。低いガス温度による熱効率低下を補うため、開放サイクルガスタービンで通常採用している単純ガスタービンサイクルに対して、閉サイクルガスタービンでは一段中間冷却、再生ガスタービンサイクルを過去の例あるいは計画例で採用しているが、圧損増加を招く原因となる。

開放サイクルガスタービン用の圧縮機とタービンの内部効率は、翼列に関する高度な流体力学的研究開発の結果、何れも90%前後の高い性能に達しており、前記の理由から、ガスタービン外部でこれらの効率を低下させる度合いは非常に少ない。

他方、閉サイクルガスタービンでは、管路と冷却器あるいは加熱器等の熱交換器類または原子炉による圧損は無視できない。また、冷却器及び加熱器の温度効率を高めることは、後に述べるように、圧損による性能低下につながるため、必ずしも有利でない。

これら二つの基本的相違点、すなわち、

- (1) 管路及び熱交換器類における外部圧損が無視できないこと
- (2) 熱交換器類の温度効率が相対的に低いこと

が閉サイクルガスタービンと開放サイクルガスタービンの性能に差異をもたらすと同時に、前者に関する技術的困難をもたらす。具体的には、(1) は圧縮機及びタービンの実効効率を低下させ、(2) はタービン入口ガス温度の低下と同出口ガス温度の上昇をもたらす結果、それぞれ熱効率と出力を低下させる。

後にこれら 2 つの相違点が圧縮機及びタービンの実効効率に与える影響ならびにサイクル熱効率等に与える影響を検討する。

4.3 原子力用ガスタービンに対する制約

高温ガス炉をガスタービンの熱源とする場合、原子力プラントの安全性及び高温ガス炉の特性、冷却ガス及びタービン作動ガスの種類等から、次のような制約が生じる。

4.3.1 プラントの安全性とガスタービン構成方式

原子力ガスタービン設備に異常を生じた場合の対応とガスタービンの保守が安全に行えることが重要であることは論を待たないが、閉サイクルと開放サイクル、ガスの原子炉による直接加熱または間接加熱の選択が安全性と保守の難易度に与える影響は大きい。Fig. 4.2(1)～(5)に示した主要な原子力ガスタービンの構成について、それらの特徴と安全性等について以下に簡単に述べる。

先ず、Fig. 4.2に示す閉サイクルの場合、作動ガスの直接加熱(1)(a)～(5)(a)と間接加熱(1)(b)～(5)(b)の選択については、両方の可能性があり、ガスタービン構成要素の保守とF Pによるガスタービンの汚染度合い及び事故時の安全対策が決定因子となる。高温ガス炉の長期運転実績に裏打ちされたデータが充分でない現在、閉サイクルガスタービンの直接加熱あるいは間接加熱を決定することは極めて困難であり、高温工学試験研究炉(HTT

R)等の実証データが待たれる。

他方、Fig. 4.2(1)(c)～(5)(c)に示す開放サイクルは、直接加熱で実現することは極めて困難であるが、間接加熱の場合、開発段階初期での実現は困難であっても、将来、高温熱交換器の信頼性が確立された場合、必ずしも非現実的でない。

間接加熱開放サイクルが受け入れられるならば、閉サイクルガスタービン特有の困難を避け得ることは勿論、既存技術の利用及び開発コスト等についても利点が多い。

中間熱交換器1段ないし2段を介した開放サイクルは必ずしも非現実的でなく、中間ループの熱媒体はヘリウムのみならず、他のガスあるいは液状熱媒体の可能性もある。中間ループの段数と安全性の関係は一般的に逆比例し、性能と経済性は中間ループ段数とともに低下する。開放サイクルの場合、閉サイクルで問題となる熱交換器類の圧損がもたらす外部効率の低下のうち、少なくとも冷却器の圧損を解消できる他、開放サイクルガスタービンに関する既存技術を全面的に利用することによって、ヘリウムがもたらす軸封、軸受、ローター回転数及びその振動問題等を殆ど解決できる大きな利点が生じる。

開放または閉サイクルあるいは直接または間接加熱の選択にかかわらず、Fig. 4.2中の全ての構成に共通して、単純ガスタービンサイクルから2軸、中間冷却、再生、再熱ガスタービンサイクルに至る特徴については以下のとおりである。

(1) 単純ガスタービンサイクル

構成が簡単な長所を有する反面、ガス温度の上昇が困難な原子力ガスタービンでは高い熱効率の達成は困難であり、廃熱利用による総合的エネルギー効率の上昇が求められる。廃熱利用を図る場合、そのための熱交換器によって、タービン背圧が上昇（または圧縮機入口圧力が低下）するため、後述するとおり、ガスタービンの熱効率低下を生じることに注意しなければならない。

(2) 中間冷却ガスタービンサイクル

単純ガスタービンサイクルの欠点である低い熱効率を改善するため、圧縮機入力を削減するための対策であるが、中間冷却に必要な冷却器及び付属配管等による圧損がもたらす熱効率に対する逆効果を充分考慮する必要がある。この効果については後述するとおりである。

一般に、温度比及び圧縮機とタービンの実効効率が等しい場合、ガスの種類に応じて決まる熱効率に関する最適圧力比において、同一温度効率の中間冷却による熱効率の改善効果はガスの種類に関わりなく等しい。

(3) 中間冷却、再生ガスタービンサイクル

一般にガスタービンサイクルでは蒸気タービンと異なり、タービン出力に対する圧縮機入力の割合、あるいは両者の差である軸出力に対する圧縮機入力の割合が相対的に大きい。このため、一定温度比において、熱効率または出力は圧力比に対して単調増加せず、後に

説明するように、温度比に対応して、熱効率または出力を最大にする最適圧力比が定まる。この様なガスタービンの最適圧力比は蒸気タービンにおける圧力比、すなわち、タービン入口圧力とコンデンサー圧力の比の数百分の1に過ぎない。このため、(4.3)式で与えられるガスタービンの排気ガス温度は蒸気タービンの排気温度(30~40°C)に比較して非常に高く、熱効率に関する最適圧力比においては、ガスの種類に関わりなく一定であり、Table 4.1に示すように通常、500~600°C付近となる。

$$T_4 = T_3 \cdot \phi_t^{-m} \quad (4.3)$$

ただし、

T_4 : ガスタービン出口ガス温度 (°K)

T_3 : " 入口 " (°K)

ϕ_t : ガスタービンの圧力比

m : 作動ガスの断熱指数 κ に対して、 $m = (\kappa - 1) / \kappa$

0.1453(空気)、0.3998(ヘリウム)

この様な高温排気ガスの有する熱エネルギーをガスタービン入口ガスの加熱に利用する再生サイクルの採用によって、ガスタービンの熱効率は原理的に上昇する。

再生熱交換器における圧損を無視した場合、再生サイクルの熱効率は再生熱交換器の温度効率及び圧縮機とタービンの効率に影響され、適正な再生温度効率を与えることによって、その効果を発揮できる。これらの詳細については後述する。

(4) 2軸、中間冷却、再生ガスタービンサイクル

産業用大型ガスタービンにおいて、通常、それを構成する圧縮機とタービンは同一軸にとりつけられ、発電機等の被駆動機械と同一回転数で運転される。後に述べるように、ヘリウムを作動流体とする閉サイクルガスタービンの場合、ターボ機械の比速度Nsの違いから、開放サイクルガスタービンに比較して、高速または多段とする必要がある。他方、交流同期発電機の周波数と回転数の関係から、ガスタービン回転数は3,000あるいは3,600rpmとすることが要求される。

この問題解決策の一つとして、圧縮機と同駆動用タービンを高速運転し、発電機等を駆動するための低速出力タービンを機械的に分離した二軸タービンとする対策がある。一軸ガスタービンと二軸ガスタービンの中間的な存在として、圧縮機駆動用タービンと出力タービンの出力配分決定を容易にすることを目的として、圧縮機駆動軸と出力軸を比較的小動力用の減速(增速)歯車で連結する場合がある。

大出力の一軸高速ガスタービンを減速歯車を介して負荷と連結することは、大きな伝達動力を伴うため、歯車の巨大化、経済性等の理由から、非現実的である。従って、開放サイクルガスタービンでは、小容量機あるいは特殊用途を除いて、2軸タービンの必要性は低い。

(5) 2軸、中間冷却、再生、再熱ガスタービンサイクル

カルノーサイクルの熱効率に近づけることを目的として、タービンにおけるガスの断熱膨張を等温膨張に近づけるため、高压側タービンで低下したガス温度を低压側タービンとの間に設けた熱交換器で再加熱（再熱）する方法がある。

蒸気タービンで広く採用されている再熱サイクルは、ガス温度が相対的に高いガスタービンでは熱効率向上に対する効果が比較的少なく、かつ再熱用熱交換器による圧力損失によってもたらされる熱効率低下の効果が無視できない。従って、ガスタービンにおける再熱は殆ど採用されず、前記(3)のような理由から、タービンを分割する場合にも、高低圧両タービン間は再熱を行わずに、単に配管で接続される場合が多い。

4.3.2 直接加熱サイクルと間接加熱サイクル

閉サイクルガスタービン作動ガスの原子炉による直接加熱と熱交換器を介した間接加熱の選択肢があり、原子炉燃料のFP密封性能とガスタービン自体の信頼性がその選択に強く影響する。当然ながら、直接加熱ではプラントの簡素化と熱効率向上にとっても好ましい影響がある反面、FPによる汚染のため、圧縮機及びタービンの保守を困難にする可能性がある。

他方、間接加熱の場合、中間熱交換器の高温伝熱面（または伝熱管）がガスタービン負荷喪失時等における2次系圧力の大幅な変動に耐えることが必要となる。このため、中間熱交換器における差圧の変動を最小限に維持するための対策、ガスの大量噴出を避けるための緊急遮断装置及び熱交換器の材料と構造改良等が重要な課題となる。

4.3.3 作動ガスの種類

作動ガスについては、直接加熱の場合、核的理由からヘリウムに限定され、間接加熱の場合、ガスタービン作動流体としてのヘリウムが有する種々の短所を避けるため、窒素、空気あるいはヘリウム以外の不活性ガス等を選択できる。しかしながら、熱交換器の信頼性、熱伝達特性ならびに熱交換器内部での漏洩の可能性等を考慮した総合的な検討が必要であり、ドイツにおけるヘリウムガスタービン開発に際して行われたBammertら^{*15)}の検討結果は参考となる。

このような検討結果を経て、安全性が保証された場合、2次側ガスとして、窒素、不活性ガスあるいは空気を用いた閉サイクルあるいは開放サイクルさえも選択の対象となる。

ガスタービン用流体としてのヘリウムの特徴は9.2節に述べるとおり、比熱、密度または圧力及び最適圧力比に基づく比速度Nsが開放サイクルガスタービンに比較して大きく異なる点にある。この結果、回転数、ローター振動とその形状等の問題からターボ機械の設計を困難にする他、ガスの漏洩防止についても困難な問題を生じる。

他方、ヘリウムの優れた核特性と熱伝達特性及びヘリウムの物性値に基づく低レイノルズ数によってもたらされる各種熱交換器類の小型化、圧縮機翼列における旋回失速及び高温構造材料の腐食が容易に防止できることはヘリウムの長所である。

4.3.4 作動圧力及び圧力比

ガスタービンを構成する圧縮機入力は、その効率及び作動ガスを一定とした場合、圧力比について、単調増加する。また、他方のガスタービン構成要素であるタービン自体の出力（外部に対する軸出力ではない）は同様な条件において、圧力比及び温度の2つの要因について、それぞれ単調増加する。Fig. 4.3は単純ガスタービンについて、圧縮機入力とタービン出力に対する圧力比と温度比の影響を示す。Fig. 4.3から理解されるように、ガスタービンの外部軸出力となるタービン出力と圧縮機入力の差は、通常、実現可能な温度比では、圧力比とともに増加した後、減少に転じ、遂に外部軸出力が負となる。

以上の説明から判るように、温度比が非常に高い場合を除いて、ガスタービンの出力及び熱効率は圧力比によって単調増加せず、それぞれは極大値を示し、出力と熱効率に対する最適圧力比が別々に存在する。このような状況は単純ガスタービンに限らず、中間冷却、再生及び再熱サイクルにおいても同様である。

4.3.5 最適圧力比と比速度

中間冷却、再生サイクルガスタービンの熱効率と出力を最大にする最適圧力比はそれぞれ、(4.1) 及び(4.2)式から導かれ、Fig. 5.4の例に示すとおり、温度比、すなわち、最高温度と最低温度の比（絶対温度）に依存して変化する。

一例として前記のEVOプラントの条件であるヘリウム作動、1段中間冷却、再生サイクル、再生温度効率0.878、温度比3.443の場合、熱効率に対する最適圧力比 ϕ_{opt} は2.41となる。従って、圧縮機出口圧力を通常、高温ガス炉で採用されている約4.0MPaとした場合、圧縮機入口は約1.66MPaとなり、ヘリウムの密度は同一温度の大気圧空気密度の2.38倍となる。なお、Fig. 5.4中の記号は、 C_p :作動ガスの定圧比熱、 K :断熱指数、 N_{tc} :中間冷却段数、 τ :温度比、 N_{rh} :再熱段数、 η_{rhx} :再生熱交換器温度効率、 η_c :圧縮機効率、 η_t :タービン効率、 T_{gi} :圧縮機入口ガス温度であり、以下、同様である。

作動ガスの質量流量当たりのガスタービン出力は定圧比熱 C_p に比例するため、空気の質量流量の0.19倍のヘリウムの質量流量で両者に対する出力は等しくなる。従って、同一温度条件、同一出力の時、圧縮機入口におけるヘリウムの体積流量は、開放サイクルガスタービンの0.19/2.38倍、すなわち約1/8となる。このことから、ヘリウムを作動ガスとする場合、ガスタービンを構成する圧縮機及びタービンは高揚程、小流量型の比速度Nsが小さい機種、換言すれば、多段あるいは高周速でボス比（=翼内径／翼外径）の大きいターボ機械が必要となる。このため、ヘリウムタービンでは、軸封、潤滑及びロータダイナミックスに関する課題と負荷（発電機）回転速度との整合に関する問題が生じる。

4.3.6 最高ガス温度

高温ガス炉を熱源とするガスタービンにおいて、最高ガス温度が現今の開放サイクルガスタービンの値を上回る可能性は低く、750ないし900°C以下が現実的な限界と考えられる。従って、開放サイクルガスタービンにおいて重要なタービン翼の冷却技術は重要度が低下し、その必要性は低い。

4.3.7 保守対策

高温、高荷重条件下で作動するガスタービン可動部、特に高温部動翼及び軸受構成部品等の保守は不可欠である。従って、ガスタービンの設計において保守対策を考慮することは重要である。また、ヘリウムタービンの場合、軸封部は勿論、ケーシング接合部の漏洩防止対策が重要であり、その構造が保守の難易度と運転コストに大きな影響を与える。複雑で高精度のガスタービンをFPで汚染された状態で保守することは非常に困難であることが予想されるため、既に述べたとおり、少なくとも開発当初では間接加熱を採用せざるを得ないであろう。

高温ガス炉による直接加熱ガスタービンの場合、予想される線量率^{*9)}は(1~0.1)×240 μSv/hと推定されており、長時間にわたる直接加熱ガスタービンの保守作業は多大の困難が予想される。

4.4 ヘリウム使用に伴う軸受及び軸封に関する課題

ヘリウムをタービン作動ガスとする場合、4.3 (2)及び(3)に述べたような課題が生じる他、最も困難な課題として、ガスタービン全系からのガス漏洩防止対策がある。特に、軸受部（軸封部）の漏洩防止対策は困難であり、蒸気タービン等に採用されるラビリンスシール、メカニカルシール等が有効でないことは既にドイツにおけるEVOプラントで明らかにされた。^{*7), *1)} 近年、米国の原子力ガスタービン開発計画にも取り入れられている磁気軸受の採用は軸封問題に対する一つの可能性を与えるものであるが、磁気軸受自体が漏洩防止に直接的役割を担うものではない。磁気軸受と各種のドライシールまたはウェットシール機構、あるいは米国の構想^{*10)}に見られるガスタービン全体の密封案等との共存によって漏洩防止が可能となる。

4.5 ローター振動に関する課題

一般に、弾性ローターを使用するタービンローターでは軸受内でのジャーナル軸の振れ廻りとローター系全体が関係する発散的な振動（不安定振動）が発生し易い条件にある。従って、タービンローターの主要な力学的課題はその振動抑制対策であり、ローターの形状、剛性及び質量によって決まる危険回転数（固有値）及び固有モード、ローターの3次元的な質量不平衡（不釣合）から生じる不釣合力、ジャイロ効果、軸受潤滑部で生じる流体力または電磁力等が複雑に関係する振動系が形成される。

ローター重量数十トン級の大型商用交流発電用のガスタービン(3000rpm, 3600rpm)ではこれらの問題は解決されており、閉サイクルガスタービンについても、回転数と危険回転数等が発電用ガスタービンの範囲に留まる限り、これらの技術は適用可能である。前記のようにヘリウムを作動ガスとする場合、一般的には空気または燃焼ガスの場合に比較し

て、圧縮機及びタービンの回転数またはロータ一段数は増加するため、出力及びタービン構成とも関連して、これらの問題に対処する必要がある。その場合の検討課題として、一体型ローターを避けた圧縮機駆動用タービンと出力タービンを分離した2軸型の採用、電磁気的制振装置（アクティブコントロール）の採用等が考えられる。

5. ガスタービンサイクルの性能に対する各種パラメータの影響

中間冷却、再生、再熱ガスタービンサイクルに対する熱効率 η_{th} 及び比出力 L_{th} を与える(4.1)及び(4.2)式を構成する種々のパラメータの影響について以下に計算例を示して検討する。

5.1 热効率及び出力に対するタービン及び圧縮機効率の影響

タービン及び圧縮機の効率（厳密にはポリトロープ効率、以下同じ）に対するガスタービンサイクルの熱効率及び出力の関係をFig. 5.1(a), (b)～5.3(a), (b)に示す。これらの計算において、タービン及び圧縮機の効率はタービン及び圧縮機の（内部）効率を用いている。従って、後に述べるように外部圧損等による実効効率の低下が無視できる開放サイクルガスタービンの熱効率については妥当な結果となるが、閉サイクルガスタービンについては圧損が無視できないため、ここに求めた熱効率あるいは出力は単にタービン及び圧縮機の効率の影響を検討する上の参考に過ぎない。なお、Fig. 5.3(a), (b)横軸では、便宜的にタービン及び圧縮機の効率を共通としている。また、以後の図中で使用したパラメーターは特に指定した場合を除いて、前記のEVOプラントの相当値を使用した。

計算結果から判る基本的事項として、次の事項が挙げられる。

- (1) 热効率及び軸出力はタービン及び圧縮機の効率に比例せず、それらの低下とともに急激に低下する。
- (2) 図中に示す条件のとき、タービン及び圧縮機の効率が一定限度（1段中間冷却、再生サイクルに対して、62%、単純ガスタービンサイクルに対して、66%）以下では熱効率及び軸出力は負となる。

上記のうち、(1)、(2)については、Fig. 4.3に示した単純ガスタービンサイクルの圧縮機入力とタービン出力から理解されるように、ガスタービンの軸出力が両者の差であることから、熱効率あるいは軸出力がタービン及び圧縮機の効率と比例しない結果を生むこととなる。従って、タービン及び圧縮機の効率の僅かな低下は熱効率と出力に強く影響をするため、外部損失等がもたらす効率の低下を防止することが非常に重要である。

開放サイクルガスタービン用軸流型圧縮機とタービンの効率は、最初に述べたように、極限近くまで改善されており、それぞれ90%ないしそれを越える高い水準にある。他方、閉サイクルガスタービンにおいては、外部損失の低減化に努めなければ、貴重な研究開発成果として得られたそれらの高い効率は大幅に低下する。

5.2 圧力比と圧力及び熱効率、出力に対する最適圧力比と温度比

ガスタービンサイクルの熱効率及び比出力は4.3.4に述べたように圧力比に対して、単調増加せず、Fig. 5.4(a)、(b)に示すように極大値を示す。このような最大熱効率及び最大出力を得るための最適圧力比はFig. 5.4(a)、(b)から判るとおり、いずれも温度比、すなわちガスの加熱温度と冷却温度の比につれて増加する。

Fig. 5.5はFig. 5.4(a)、(b)の最大熱効率及び最大出力を与える最適温度比と最大熱効率及び最大出力の99%を与える温度比と圧力比の関係を示している。これらの最適圧力比について、熱効率と出力に対する最適圧力比はそれぞれ異なり、同一温度比について、1段中間冷却、再生サイクルでは熱効率に対する最適圧力比は出力に対する最適圧力比よりも低く、単純ガスタービンサイクルではその逆となる。また、温度比あるいは圧力比の増加につれて、最大熱効率と最大出力に対する最適圧力比の許容誤差は大きくなることが判る。

なお、ガスの種類と圧力比を除く条件が等しいとき、ガスの種類1、2、…に対する熱効率に関するそれぞれの最適圧力比 ϕ_{opt1} 、 ϕ_{opt2} …と断熱指数 κ_1 、 κ_2 、…との関係は、 $m_1 = (\kappa_1 - 1)/\kappa_1$ 、 $m_2 = (\kappa_2 - 1)/\kappa_2$ 、…とするき、

$$\phi_{opt1}^{m1} = \phi_{opt2}^{m2} = \dots = \text{一定} \quad (5.1)$$

であり、 ϕ_{opt1} 、 ϕ_{opt2} …におけるガスの種類毎の最高熱効率は断熱指数 κ あるいはガスの種類に無関係でかつ一定である。

5.3 热効率に対する中間冷却及び再生の影響

ガスタービンサイクルの熱効率は4.1節に述べたとおり、タービン及び圧縮機の外部効率が低下しない場合、中間冷却、再熱あるいは再生によって、原理的に高まり、カルノーサイクルの熱効率に漸近する。

Fig. 5.3(a)は軸出力に対するタービン及び圧縮機の効率を等しいとした両者の効率との関係を示し、中間冷却段数N_{ic}をパラメータとしている。Fig. 5.3(b)は熱効率に対する同様な関係を示す。これらから、中間冷却による熱効率及び出力改善効果については、中間冷却1段のときは比較的大きいが、2段ではその効果が減少することが判る。これはヘリウムを作動ガスとする場合、最適圧力比が比較的小さいため、多段中間冷却によって大きな改善効果は得られないためであり、後に述べるように、中間冷却による圧損がもたらすタービン及び圧縮機の外部効率低下を考慮する必要があることを示している。Fig. 5.3(b)に示した中間冷却再生サイクル(N_{ic}=0, 1)と単純サイクル(ブレイトンサイクル)との差から判るように、再生による熱効率の改善効果は大きい。特にタービン及び圧縮機の効率が高いとき、その効果が大きいことが判る。なお、当然ながら、再生サイクルと単純サ

イクルについて圧縮機及びタービンの効率、温度比、圧力比及びガス流量が等しいとき、再生サイクルの熱効率は単純サイクルの熱効率を凌駕するが、両サイクルの出力は等しい。

5.4 タービン及び圧縮機入口ガス温度または温度比の影響

ガスタービンサイクルの熱効率及び軸出力は4.1に述べたとおり、温度比とともにFig. 5.6(a)、(b)に示すように単調増加するが最適圧力比の前後でその上昇勾配は変化する。他方、圧力比については、熱効率及び出力に対する各最適圧力比以上では温度比の上昇によって、より圧力比の小さい曲線と交差し、熱効率及び出力増加の度合は減少する。

5.5 再生熱交換器温度効率及び伝熱面積の影響

既に述べたように、開放サイクルに比較して高温化が困難な閉サイクルガスタービンでは、タービン排気と圧縮ガスの熱交換を行う再生サイクルを採用して熱効率の低下を補うことが多い。この場合に使用する再生熱交換器を対向流型と仮定した場合、その温度効率 η_r は(5.2)式で与えられる。

$$\eta_r = z / (1+z) \quad (5.2)$$

ただし、 $z = K \cdot F / (C_p \cdot G)$ ：温度効率50%に相当する伝熱面積のとき、 $z=1$ （以下、伝熱面積比と略称）であり、 G ：ガスの質量流量、 C_p ：ガスの等圧比熱、 K ：熱貫流率、 F ：伝熱面積である。

(5.2)式から、伝熱面積の増加につれて温度効率（被加熱ガスの温度上昇幅と加熱ガスと被加熱ガスの最大温度差の比）は100%に漸近するが、温度効率の増加につれて単位伝熱面積当たりの温度効率の上層割合は急速に減少することが判る。従って、再生サイクルにおいて、再生熱交換器の温度効率を過度に増すことは、圧損の増加と不経済な結果を招き、結果的にガスタービンサイクルの効率を低下させる結果となる。

Fig. 5.7は伝熱面積比あるいは温度効率と熱効率との関係を示し、伝熱面積の増加とともに、熱効率改善の度合は減少し、 $Z=6\sim7$ （温度効率86～87%）付近以上では熱効率改善効果は少ないことが判る。他方、伝熱面積の増加はコストの上昇を招くのみならず、後に述べる圧損増加をもたらす結果、熱効率を低下させる結果となる。従って、再生ガスタービンサイクルにおいては、いたずらに再生熱交換器の温度効率を高くすることは、熱効率とコストの何れにも好結果をもたらさない。

6. タービン及び圧縮機の外部効率と外部圧損の関係

閉サイクルガスタービンでは、圧縮機及びタービンの入口に少なくともガス加熱用熱交換器または原子炉及び冷却器がそれぞれ必要である。このため、それらによる外部圧力損失が発生する他、再生サイクルの場合、再生熱交換器の一次側と二次側がそれぞれ圧縮機及びタービンの入口側に挿入され、それらがもたらす圧力損失が圧縮機及びタービンの実効効率を低下させ、結果的に熱効率及び出力に影響する。同様に、中間冷却あるいは再熱サイクルの場合、それらに必要な熱交換器類の圧損が熱率及び出力に影響を与える。

外部圧力損失が無視できない場合、圧縮機で必要となる外部仕事はその入口で生じる圧力損失を補償する分だけ大きくなる一方、タービン入口側の圧損はタービンで機械仕事に変換されるガスの内部エネルギーを減少させる。換言すれば、圧損によって圧縮機及びタービンの外部効率の低下を生じ、それらの実効効率は低下する。

圧縮機及びタービン入口で圧損を生じる場合、各々の実効効率 η_{ce} 及び η_{te} は次のとおり内部効率と外部効率の積で与えられる。

$$\eta_{ce} = \eta_{cex} \cdot \eta_c \quad (6.1)$$

$$\eta_{te} = \eta_{tex} \cdot \eta_t \quad (6.2)$$

ここに、 η_c : 圧縮機の内部効率、 η_t : タービンの内部効率である。

単純ガスタービンサイクルの例について、サイクルの模式的なp-v線図及びT-s線図はそれぞれFig. 6.1(a)及び(b)のように表され、圧損の有無に対応して、1-2-3-4は圧損なし、1'-2'-3'-4'はガスの加熱過程及び冷却過程において圧損を伴う場合を示す。これらの線図から圧縮過程(1-2, 1'-2')の入力が圧損に伴って増加する反面、膨張過程(3-4, 3'-4')の出力が減少すること、換言すれば熱効率が低下することが理解できる。次に外部圧損と圧縮機及びタービンの実効効率の関係について述べる。

6.1 外部圧損と外部効率の関係

圧縮機又はタービン入口部での圧損に起因するそれぞれの外部効率を η_{cex} , η_{tex} とするとき、圧損なしのときの圧縮機入力及びタービン出力をそれぞれ L_{co} 及び L_{to} 、圧損がある場合の圧縮機入力及びタービン出力をそれぞれ L_{cdp} 及び L_{tdp} とすれば、

$$\eta_{cex} = L_{co} / L_{cdp} \quad (6.3)$$

$$\eta_{tex} = L_{tdp} / L_{to} \quad (6.4)$$

で示される。

ここで圧縮機及びタービンの各入口における圧損の有無にかかわらず、冷却器及び加熱器出口において、ガス温度は等しいとし、圧縮機及びタービン内の圧縮と膨張は断熱変化であるとすれば、

$$L_{co} = 1/m \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot [(p_2 / p_1)^m - 1] \quad (6.5)$$

$$L_{cdp} = 1/m \cdot p_1' \cdot v_1' \cdot [(p_2 / p_1')^m - 1] \quad (6.6)$$

$$L_{to} = 1/m \cdot p_4 \cdot v_4 \cdot [(p_2 / p_1)^m - 1] \quad (6.7)$$

$$L_{tdp} = 1/m \cdot p_4' \cdot v_4' \cdot [(p_3'/p_4')^m - 1] \quad (6.8)$$

(6.3)、(6.4)にそれぞれ、(6.5)、(6.6)及び(6.7)、(6.8)を代入すれば次式(6.9)、(6.10)を得る。

$$\eta_{cex} = \frac{\phi_0^m - 1}{\{\phi_0 / (1 - \Delta p_c / p_1)\}^m - 1} \quad (6.9)$$

$$\eta_{tex} = \frac{\phi_0^m - (1 - \Delta p_t / p_3)^{-m}}{\phi_0^m - 1} \quad (6.10)$$

ここに、

ϕ_0 : 圧損なしのときの圧力比 = $p_2 / p_1 = p_3 / p_4 = p_3' / p_4' = p_2 / p_4'$

Δp_c : 圧縮機入口冷却器の圧損

Δp_t : タービン入口加熱器の圧損

κ : ガスの断熱指数

$$m = (\kappa - 1) / \kappa$$

であり、添字についてはFig. 6.1(a)及び(b)に対応して次のとおりとする。

- 1 : 圧損なしの場合の圧縮機入口部、冷却部上流部分相当で圧力一定とする
- 1' : 圧損ありの場合の圧縮機入口部、1と等温で4、1、4、4'より Δp_c 低圧
- 2 : 圧損なしの場合の圧縮機出口部、1を通る断熱線と2、3を通る等圧線の交点
- 2' : 圧損ありの場合の圧縮機出口部、1'を通る断熱線と2、3を通る等圧線の交点
- 3 : 圧損なしの場合のタービン入口部、2と等圧
- 3' : 圧損ありの場合のタービン入口部、2、2'、3より Δp_t 低圧、3と等温
- 4 : 圧損なしの場合のタービン出口部、3を通る断熱線と1、4、4'を通る等圧線の交点で圧力一定とする
- 4' : 圧損ありの場合のタービン出口部、4と等圧で、3'を通る断熱線と1、4、4'を通る等

圧線の交点で圧力一定

なお、(6.9)及び(6.10)の誘導については巻末の付録を参照されたい。

Fig. 6.2に(6.9)式及び(6.10)式で与えられる圧縮機又はタービン入口部圧損とそれぞれの外部効率 η_{cex} 及び η_{tex} の関係を示す。

図中の $\Delta p_i / p_i$ は圧縮機又はタービン入口側の圧損とそれらの圧損発生部上流圧力の比（以下、圧損比と呼称）であり、両者の圧力 p_i は異なることに注意しなければならない。また、図中の記号 ϕ_0 は圧縮機入口側圧損発生区間の上流圧力に対する圧縮機出口圧力の比あるいはタービン出口圧力に対するタービン入口側圧損発生区間の上流圧力の比（以下、公称圧力比と呼称）を示す。

圧損と外部効率の関係について注意すべき事項として以下が挙げられる。

- (1) 外部効率に対する変数が $\Delta p_i / p_i$ であることから、圧損 Δp_i が一定の場合、圧縮機入口とタービン入口で圧力 p_i が異なるので、外部効率への影響は異なる。
- (2) 圧損比 $\Delta p_i / p_i$ が同一の場合、Fig. 6.2に示すように、圧縮機及びタービンの圧力比が小さい程、外部効率の低下は大きい。
- (3) 同一温度条件に対する最適圧力比が空気の場合に比較して約 2/3 となるヘリウムでは、同一外部圧損による効率低下は大である。
- (4) 一例として、温度比 $\tau = 3.443$ 、圧力比 $\phi = 2.663$ とする 1 段中間冷却、再生ガス タービンの場合、圧損比 $\Delta p_i / p_i$ を 10% とした場合、圧縮機及びタービンの外部効率はそれぞれ 88.3% 及び 91.0% に低下する。この結果、圧縮機及びタービンの内部効率 η_c 、 η_t をそれぞれ 87% 及び 90% とするとき、各々の実効効率 η_{ceff} 及び η_{teff} は 76.8% 及び 81.0% にそれぞれ低下する。
- (5) 上記の圧損比 $\Delta p_i / p_i = 10\%$ による圧縮機及びタービンの実効効率低下の結果、1 段中間冷却、再生ガス タービンの熱効率は Fig. 6.3 に示すように、圧損が無視できる場合の 44.1% から 27.3% へと約 17% 低下する。

上記のように圧損に伴う効率の低下は閉サイクル・ガス タービンの実現にとって最も大きな障害となり、圧縮機及びタービンに関する多大の研究開発努力によって達成される 1% 台の内部効率の向上よりも圧損の低減化がより重要であることが判る。さらに前記のとおり、ヘリウムガス タービンの場合、相対的に低い圧力比のために圧損による効率低下は大きいので、熱交換器等の圧損低減は特に重要な課題である。

Fig. 6.4 に閉サイクルガス タービンにおける圧縮機及びタービンの圧力差、圧損比及び圧縮または膨張仕事等の関係を概念的に示す。本図から各々の圧損によって、圧縮仕事が増加する反面、膨張仕事が減少する結果、熱効率が低下することが容易に理解されよう。

Fig. 6.4において、一定の圧縮機出口圧力 p_2 及びタービン出口圧力 p_4 すなわち、一定の公称圧力比 ϕ_0 に対して、Table 6.1 に示す関係がある。

ただし、各記号は下記のとおりとする。

- $m := (\kappa - 1) / \kappa$ 、ヘリウムの場合、 $m = 0.3998$
- p_1 : 圧縮機入口圧力の公称値 (タービン出口圧力 = p_4)
- p_{ci}' : 圧縮機入口上流の圧損で低下した実際の圧縮機入口圧力
- p_2 : 圧縮機出口圧力 (圧損に係わりなく一定値とする)
- L_{co} : 圧縮機入口圧力を p_1 、同出口圧力を p_2 とした圧縮機入力の公称値
 $= p_1 \cdot v_1 \cdot 1/m \cdot \{(p_2 / p_1)^m - 1\}$
- L_{cdp} : 圧縮機入口圧力を p_{ci}' 、同出口圧力を p_2 とした実際の圧縮機入力
 $= p_{ci}' \cdot v_1' \cdot 1/m \cdot \{(p_2 / p_{ci}')^m - 1\}$
- Δp_{ci} : タービン出口より圧縮機入口に至る区間の圧損
- ϕ_{c0} : 圧縮機圧力比の公称値 ($= \phi_{to} = p_2 / p_1 = p_3 / p_4$)
- ϕ_{cdp} : " の正味出入口間圧力比 ($= p_2 / p_{ci}'$)
- η_{cex} : " の外部効率
 $= L_{co} / L_{cdp} = (\phi_0^m - 1) / [\{\phi_0 / (1 - \Delta p_c / p_1)\}^m - 1]$
- p_3 : タービン入口圧力の公称値 (圧縮機出口圧力 = p_2)
- p_3' : タービン入口上流の圧損で低下した実際のタービン入口圧力
- p_4 : タービン出口圧力 (圧損に係わりなく一定値とする)
- L_{to} : タービン入口圧力を p_3 、同出口圧力を p_4 としたタービン出力の公称値
 $= p_4 \cdot v_4 \cdot 1/m \cdot \{(p_3 / p_4)^m - 1\}$
- L_{tdp} : タービン入口圧力を p_3' 、同出口圧力を p_4 とした実際のタービン出力
 $= p_4 \cdot v_4' \cdot 1/m \cdot \{(p_3' / p_4)^m - 1\}$
- Δp_t : 圧縮機出口よりタービン入口に至る区間の圧損
- ϕ_{r0} : タービン圧力比の公称値 ($= \phi_{to} = p_2 / p_1 = p_3 / p_4$)
- ϕ_{tdp} : " の正味出入口間圧力比 ($= p_3' / p_4$)
- η_{tex} : " の外部効率
 $= L_{tdp} / L_{to} = \{\phi_0^m - (1 - \Delta p_t / p_3)^{-m}\} / (\phi_0^m - 1)$

とする。

なお、圧縮機及びタービン入口で圧損が発生する場合、圧縮機またはタービン出入口間の実差圧はFig. 6.4から判るように、

圧縮機に対して

$$(p_2 - p_1') = (p_2 - p_1 + \Delta p_c) = p_1 \cdot (\phi_0 - 1) + \Delta p_c \quad (6.11)$$

タービンに対して

$$(p_3' - p_4) = (p_3 - p_4 + \Delta p_t) = p_4 \cdot (\phi_0 - 1) - \Delta p_t \quad (6.12)$$

または、

$$(p_3' - p_1) = (p_3 - p_1 + \Delta p_t) = p_1 \cdot (\phi_0 - 1) - \Delta p_t \quad (6.12a)$$

である。

6.2 外部圧損に関するパラメータの変換

Fig. 6.4の圧損、圧力比及び差圧に関する相互関係から、外部効率の変数である圧損比を圧縮機及びタービンの圧損を含めた差圧($p_2 - p_1$)、($p_3 - p_4$)（以下公称差圧と呼ぶ）及び実差圧($p_2' - p_1'$)、($p_3' - p_4'$)（圧縮機またはタービンの出入り口間の差圧）に対する圧損の比として表すことが理解に便利な場合がある。このため、変数 $\Delta p_c / p_1$ について以下の操作を行う。

◇圧縮機の公称差圧による外部効率表示

(6.14)の独立変数 $\Delta p_c / p_1 = X_c$ とすると圧縮機出入口公称差圧に対する圧損の比、 $X_{cn} = \Delta p_c / (p_2 - p_1)$ は次のように表される。

$$X_{cn} = \frac{\Delta p_c}{p_2 - p_1} = \frac{\Delta p_c}{p_1 \cdot (\phi_0 - 1)} = \frac{X_c}{\phi_0 - 1} \quad (6.13)$$

◇タービンの公称差圧による外部効率表示

(6.20)の独立変数 $X_t = \Delta p_t / p_3$ とするとタービン出入口公称差圧に対する圧損の比、 $X_m = \Delta p_t / (p_3 - p_4)$ は次のように表される。

$$X_m = \frac{X_t}{1 - 1/\phi_0} \quad (6.14)$$

◇圧縮機の実差圧による外部効率表示

(6.11)で与えられる入口圧損が在る場合の圧縮機出入口実差圧（必要圧力比）に対する圧損の比である $X_{ca} = \Delta p_c / [p_1 \cdot (\phi_0 - 1) + \Delta p_c]$ は(6.14)の独立変数 $X_c = \Delta p_c / p_1$ の関数として、(6.15)の様に表せる。

$$X_{ca} = \frac{X_c}{\phi_0 - 1 + X_c} \quad (6.15)$$

◇タービンの実差圧による外部効率表示

(6.12)または(6.12a)で与えられる入口圧損が在る場合のタービン出入口実差圧（有効圧力比）に対する圧損の比である $X_{ta} = \Delta p_t / [p_4 \cdot (\phi_0 - 1) - \Delta p_t]$ は(6.20)の独立変数 $X_t = \Delta p_t / p_3$ の関数として(6.16)で表せる。

$$X_{ta} = \frac{X_t}{1 - 1/\phi_0 - X_t} \quad (6.16)$$

なお、圧損を圧縮機及びタービンの公称差圧に対する比で表した場合及び実差圧に対する比で表した場合の圧損比と外部効率の関係はそれぞれFig. 6.5及びFig. 6.6のとおりとなる。

6.3 多分割圧縮機及び多分割タービンの場合

中間冷却のための分割圧縮機、あるいは多軸分割タービンにおける外部効率を検討する。一般に、圧縮機をn組の冷却器または再生熱交換器と圧縮機に分割した場合、

- (a) 各圧縮機入口における圧力損失 : $\Delta p_c (= \Delta p_{c1}, \Delta p_{c2}, \dots, \Delta p_{cn})$ 、
- (b) 各圧縮機入口の冷却器または再生熱交換器入口圧力 : $p_c (= p_{c1}, p_{c2}, \dots, p_{cn})$ 、
- (c) 各圧縮機単体入口から出口までの圧力比 : $\phi_c (= \phi_{c1}, \phi_{c2}, \dots, \phi_{cn})$ 、
- (d) 各圧縮機入口の冷却器または再生熱交換器高温側（1次側）入口から圧縮機出口までの実効圧力比 : $\phi_{ce} (= \phi_{ce1}, \phi_{ce2}, \dots, \phi_{cen})$

の間には次の関係がある。

圧損比 $\Delta p_c / p_c = \Delta p_{c1} / p_{c1} = \Delta p_{c2} / p_{c2} = \dots = \Delta p_{cn} / p_{cn}$ のとき、

$$\phi = \phi_{ce}^n = \phi_c^n (1 - \Delta p_c / p_c)^n \quad (6.17a)$$

となり、圧損比 $\Delta p_c / p_c \neq \Delta p_{c1} / p_{c1} \neq \Delta p_{c2} / p_{c2} \neq \dots \neq \Delta p_{cn} / p_{cn}$ のとき、

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_{ce1} \cdot \phi_{ce2} \cdots \phi_{cen} \\ &= \phi_{c1} \cdot (1 - \Delta p_{c1} / p_{c1}) \cdot \phi_{c2} \cdot (1 - \Delta p_{c2} / p_{c2}) \cdots \phi_{cn} \cdot (1 - \Delta p_{cn} / p_{cn}) \end{aligned} \quad (6.17b)$$

となる。

ここに、 ϕ は分割しない場合の圧力比あるいはn組の圧縮機から得られる有効な圧力比である。

(6.17a) または(6.17b) から、1組当たりの公称圧力比である ϕ_{ce} は、ほど $1/n$ 乗に比例して減少する一方、それぞれの圧縮機入口に設けられる冷却器等の圧損比は各圧縮機の公称圧力比の減少によって、ある程度まで減少するが、熱交換器の構造上、必ずしも分割数に逆比例して減少しない。

同様に、タービンをq組の加熱器または再生熱交換器とタービンに分割した場合、

- (e) 各タービン入口における圧力損失 $\Delta p_t (= \Delta p_{t1}, \Delta p_{t2}, \dots, \Delta p_{tq})$ 、
- (f) 各タービン入口の加熱器または再生熱交換器入口圧力 $p_t (= p_{t1}, p_{t2}, \dots, p_{tq})$ 、
- (g) 各タービン単体入口から出口までの有効圧力比 $\phi_t (= \phi_{t1}, \phi_{t2}, \dots, \phi_{tq})$ 、
- (h) 各タービン入口の加熱器または再生熱交換器低温側（2次側）入口からタービン出口までの見掛けの圧力比 $\phi_{te} (= \phi_{te1}, \phi_{te2}, \dots, \phi_{teq})$

の間には次の関係がある。

圧損比 $\Delta p_t / p_t = \Delta p_{t1} / p_{t1} = \Delta p_{t2} / p_{t2} = \dots = \Delta p_{tq} / p_{tq}$ のとき、

$$\phi = \phi_t^q = [\phi_t / (1 - \Delta p_t / p_t)]^q \quad (6.18a)$$

となり、圧損比 $\Delta p_t / p_t \neq \Delta p_{t1} / p_{t1} \neq \Delta p_{t2} / p_{t2} \neq \dots \neq \Delta p_{tq} / p_{tq}$ のとき、

$$\begin{aligned} \phi &= \phi_{t1}' \cdot \phi_{t2}' \cdot \dots \cdot \phi_{tq}' \\ &= \phi_{t1} / (1 - \Delta p_{t1} / p_{t1}) \cdot \phi_{t2} / (1 - \Delta p_{t2} / p_{t2}) \cdot \dots \cdot \phi_{tq} / (1 - \Delta p_{tq} / p_{tq}) \end{aligned} \quad (6.18b)$$

となる。

ここに、 ϕ は分割しない場合の圧力比あるいは q 組のタービンに対する見かけの圧力比であり、(6.17a) あるいは (6.17b) と等しい。

圧縮機と同様に、(6.18a) または (6.18b) から、タービン 1 組当たりの公称圧力比である ϕ_t' は、ほど $1/q$ 乗に比例して減少する一方、それぞれのタービン入口に設けられる加熱器等の圧損比は各タービンの公称圧力比の減少によって、ある程度まで減少するが、必ずしもタービン分割数に逆比例しない。

(6.9) 及び (6.10) で与える圧縮機及びタービン 1 組当たりの圧損比と外部効率の関係を図示した Fig. 6.2 に示すように、圧損比一定の場合、圧縮機及びタービンの外部効率、 η_{cex} 、 η_{tex} は公称圧力比の減少によって大きく低下する。従って、このような外部効率の低下を補うに足る圧損比の減少が図れない限り、圧縮機及びタービンの多分割は結果的に効率の低下をもたらすと同時に不経済な結果を招くことになる。このような理由から、多分割圧縮機及び多分割タービンの採用によって、中間冷却あるいは再熱用等の熱交換器類の特性如何では、かえって、単純ガスタービンサイクルに劣る場合があるので慎重な配慮が必要である。

6.4 分割した圧縮機及びタービンの実効効率と相当効率

圧縮機あるいはタービンが 2 分割され、それぞれの圧損等を含めた実効効率が異なる場合、分割された圧縮機あるいはタービンに共通する等価な効率（以下、相当効率と呼称）が熱効率を求めるために必要となる。この相当効率は次のように求められる。

先ず、中間冷却を有する圧縮機に対する相当効率について、

$$\begin{aligned} L_{ac} &= L_{cl} / \eta_{cl} + L_{ch} / \eta_{ch} \\ &= (L_{cl} + L_{ch}) / \eta_{ceq} \end{aligned} \quad (6.19)$$

と定義すれば、

$$\eta_{ceq} = \frac{\phi_{cl}^m + \phi_{ch}^{-m} - 2}{(\phi_{cl}^m - 1) / \eta_{cl} + (\phi_{ch}^{-m} - 1) / \eta_{ch}} \quad (6.20)$$

となる。ただし、

L_{ac} : 全圧縮機入力

L_{cl}, L_{ch} : 低圧圧縮機及び高圧圧縮機の入力

η_{cl}, η_{ch} : 低圧及び高圧圧縮機の効率

η_{ceq} : 低圧及び高圧圧縮機の相当効率

ϕ_{cl}, ϕ_{ch} : 低圧及び高圧圧縮機の圧力比

とする。次に、再熱を行わない分割タービンに対する相当効率については、

$$L_u = L_{th} \cdot \eta_{th} + L_{nt} \cdot \eta_{nt} \\ = (L_{th} + L_{nt}) \cdot \eta_{teq} \quad (6.21)$$

と定義すれば、

$$\eta_{teq} = \frac{\eta_{th} \cdot (\phi_{th}^m - 1) + \eta_{nt} \cdot (1 - \phi_{nt}^{-m})}{\phi_{th}^m - \phi_{nt}^{-m}} \quad (6.22)$$

となる。ただし、

L_u : 全タービン出力

L_{th}, L_{nt} : 高圧及び低圧タービンのガス膨張仕事

η_{th}, η_{nt} : 低圧及び高圧タービン効率

η_{teq} : 低圧及び高圧タービンの相当効率

ϕ_{th}, ϕ_{nt} : 低圧及び高圧タービンの圧力比

とする。

(6.20) 及び(6.22)から判るように、圧縮機あるいはタービンの分割によって、圧縮機及びタービン1台当たりの圧力比が減少し、それら外部での圧損が付加されるため、相当効率は分割数の増加とともに急速に低下する。このため、中間冷却あるいは再熱段数を増加することについては上記を慎重に考慮する必要がある。

6.5 外部効率低下防止のための基本課題

Fig. 6.4から理解されるように、閉サイクルガスタービンでは冷却器、加熱器が最小限必要であり、さらに再生熱交換器を設けることが一般的である。これらによって生じる作動ガスの圧損によって、多少に拘らず、必要な圧縮仕事は増加する反面、有効な膨張仕事は減少する結果、それらの実効効率が低下する。従って、多大の努力によって達成された圧縮機及びタービン単体の内部（断熱）効率を外部損失によって帳消しにしないためには、

各種熱交換器類の圧損低減化が圧縮機及びタービンの内部効率の向上努力に比較して、より重要であることが判る。ちなみに、現今の高い水準にある圧縮機内部効率は90%を越える水準に達しており、タービンについてはさらに高い水準に在り、これらの数値を1%上昇することは決して容易でない反面、圧損による効率低下は数パーセントないし10パーセント台となることも稀ではない。このため、閉サイクルガスタービンの熱効率を高めるためには、開放サイクルガスタービンで殆ど問題とならない圧損低減化のため、閉サイクルガスタービンループ中の中間冷却用を含む冷却器類及び再熱用を含む加熱器類のタービン作動ガス側、再生熱交換器等の圧損低減化が基本的な重要課題となる。

7. 閉サイクルガスタービンの熱効率及び出力と外部圧損の関係

前章で述べたとおり、閉サイクルガスタービンでは外部圧損による圧縮機とタービンの外部効率低下がサイクルの熱効率と出力の低下をもたらす。このような外部圧損の影響について以下にガスタービンサイクルの出力及び熱効率を与える(4.1)及び(4.2)式に圧損と外部効率の関係を与える(6.9)及び(6.10)式を適用して求めた計算例とともに説明する。

7.1 タービンと圧縮機の入口圧損とサイクル熱効率及び出力

Fig. 6.2に示したヘリウムを対象とした外部効率から求めた圧縮機とタービンの実効効率から求めた圧損比とサイクル熱効率の関係はFig. 6.3、圧損比と出力の関係はFig. 7.1に示すとおりとなる。これらの計算条件はヘリウムを作動ガスとした一段中間冷却、再生ガスタービンサイクルであり、温度及び圧力条件等は前記のヘリウム閉サイクルガスタービンであるEVOプラントの数値を用いた。

Fig. 6.3から解るように、圧縮機及びタービン入口圧損が無視できる場合、EVOプラントの熱効率 η_{th} は44.1%となることが期待され、図中に示す低い温度比 $\tau = 3.443$ （タービン入口温度：753°C、圧縮機入口温度：25°Cに相当）に対してさえも優れた性能が得られることが判る。しかしながら、EVOプラントの計画出力と運転実績出力、約35MW^{*7)}から求めた熱効率は約26ないし27%に過ぎない。

同プラントの圧損に関する計画データによれば、低圧圧縮機、高圧圧縮機、高圧タービン及び低圧タービンに対する圧損比は、それぞれ3.05%、0.77%、6.12%及び0.30%であり、これらの圧損による実効効率の低下を考慮して求めた熱効率及び軸出力はそれぞれ37.4%及び54MWとなる。他方、同プラントの計画出力である50MWから求めた熱効率は35%であり、その場合の圧縮機及びタービンの外部損失を含めた実効効率はそれぞれ80.2%及び81.8%となる。これらの実効効率に相当する圧縮機及びタービンの入口圧損は前記計画値の1.3倍が期待されていたことが判る。

同プラントの熱効率に関する計画値と実績の違いが全て圧損に起因すると仮定すれば、実績熱効率、約26%に相当する圧損比は上記の計画値の約2.25倍となり、この場合の圧縮機及びタービンの相当効率はそれぞれ75~76%及び74~75%となる。なお、熱交換器及び管路に関する常識から判断して、上記の推定圧損値は特に大きい誤差とはいえない。

いうまでもなく、熱効率低下原因を圧損のみに帰することはできないが、上記の圧損推定値に関する判断と運転時の各部温度が満足されている事実等から、圧縮機及びタービンの内部効率が計画値を大きく下廻るとは考え難い。従って、少なくとも熱効率及び出力が計画値を相当量下廻った主要原因の一つが圧損にあると推定される。

工業規模ヘリウムタービンの実例はEVOプラントのみであり、その詳細データが非公

開のため、より細部にわたる検討には限界がある。しかしながら、以上に述べた事項から閉サイクルガスタービンにとって、熱効率に与える影響が大きい熱交換器等の流力的特性の改善が不可欠であり、その改善なしには、高い水準にある圧縮機とタービンの内部効率をさらに向上する困難な努力が空しい結果となることが理解されよう。

なお、Fig. 6.2から分かることおり、圧縮機及びタービンの圧力比が小さい程、同一圧損比による効率低下は大であり、同一温度条件に対する最適圧力比が空気の場合に比較して約2/3となるヘリウムについては、同一外部圧損による効率低下は大である。さらに、原子力用ヘリウムガスタービンの場合、既に述べたように、原子炉ガス圧力と最適圧力比の関係から、圧縮機入口圧力が約1.13MPa、同出口で4.0MPaとなり、ヘリウムの密度は圧縮機入口で大気圧空気密度の約1.5倍、同出口で空気の最適圧力比に相当する0.35MPaの空気密度の約1.6倍となり、密度に比例して圧損も増加する。このため、ヘリウムタービンにおける圧損低減対策はより重要となる。

7.2 圧力比と圧損

一般に、ガスの加熱温度が制限された有限な温度比において、圧力比に対して、熱効率及び出力は極大値を有する。この熱効率または出力が極大値となる最大熱効率及び最大出力ならびにそれぞれに対応する圧力比（最適圧力比）は圧損の増加に伴ってともに減少する。

Fig. 7.2は前記と同じガスタービンサイクルの圧力比と熱効率の関係を圧損比をパラメータとして示す。同様に、Fig. 7.3は出力について圧力比との関係を示しているが、出力最大点に対する最適圧力比は熱効率に対する最適圧力比とは明らかに異なる。Fig. 7.4に示すとおり、圧損比10%以下では同一圧損比に対して、出力に対する最適圧力比(L_{max})が熱効率に対する最適圧力比(η_{max})の1.5ないし2倍となることが判る。従って、ガスタービンを小型化し出力を増すことによって経済性を向上するためには、熱効率に対する最適圧力比よりも大きめの圧力比を選択することが推奨される。また、図中に示した熱効率及び出力に対する最適圧力比に対応する熱効率と出力の99%を与える曲線から、何れに対する最適圧力比も圧損比に比較的鈍感であることが判る。

なお、Fig. 7.2及びFig. 7.3において、圧損比は圧縮機とタービンについて等しいと仮定し、その他の条件はEVOプラントの条件に等しいとしている。

7.3 最適圧力比と圧損の関係

前記のとおり熱効率と出力それぞれに対する最適圧力比は外部圧損に応じて変化し、それに対応する最適温度比が存在する。Fig. 7.4はこれらの相互関係を最高熱効率 η_{max} 及び最高出力 L_{max} とともにそれら最高値の99%について示しており、圧損の増加とともに最適

温度差（比）が低下する。従って、圧力比に対する最適温度比または最適タービン入口ガス温度は、圧損の増加とともに低下することを意味する。また、一定温度比に対して、熱効率についての最適圧力比よりも出力についての最適圧力比に圧力比を高めることによって、圧損による圧縮機及びタービンの外部効率の低下を軽減できるばかりでなく、出力の増加あるいは機器の小型化が図れるので経済性の面から有利であることが判る。

7.4 温度比及び圧損

Fig. 7.5及びFig. 7.6はそれぞれ熱効率と軸出力に対する温度比と外部圧損の関係を示す。熱効率と軸出力は何れも温度比の上昇に伴って単調増加する。熱効率の上昇度合については、温度比の上昇に伴って次第に小さくなる一方、出力の増加傾向は温度比の上昇に殆ど影響されず、ほど一定である。本例からも、温度比の上昇がガスタービンの性能向上に取って重要であることが判る。

圧縮機とタービンの圧損比増加によって、熱効率と軸出力が大きく低下することは既に述べたとおりであるが、熱効率について見た場合、圧損比5%の増加は温度比0.47程度の低下に相当する。従って、圧縮機入口ガス温度を35°C(298°K)とした場合、圧損比5%の増加はタービン入口ガス温度130~140°C程度の低下に相当し、この傾向は温度比の低下とともに一層強まることを示している。

以上のような理由から、閉サイクルガスタービンにおいては、ガスタービン性能を向上するための、(1)圧縮機とタービンの効率向上、(2)タービン入口ガス温度の向上、(3)圧損低減、について、均衡の取れた改善努力が必要であることがわかる。

7.5 中間冷却の効果と圧損の関係

圧縮機における中間冷却なしと1段の場合について、中間冷却段数と圧損がそれぞれ独立して与えられる場合の軸出力と熱効率に対する圧損比の関係をそれぞれFig. 7.7及びFig. 7.8に示す。図中に示す条件で圧損が無視できる場合、1段中間冷却によって熱効率は約3.4%向上するが、圧損比の増加に伴う熱効率低下の度合は無冷却の場合に比較して大きくなる。従って、圧損比の増加とともに中間冷却の利点は失われ、圧損比6%弱で両者の熱効率は逆転する。出力についても同様な傾向となり、圧損比8%強以上で1段中間冷却によって逆に出力は低下する。

これらの結果から、圧損比が上記の熱効率及び出力に対するそれぞれの逆転位置より少ないとき、中間冷却は有効であるが、それらの圧損比を上回る場合、中間冷却によって却って熱効率及び出力は低下する。従って、比較的圧力比の小さいヘリウムガスタービンについて、中間冷却によって性能向上を図るために中間冷却用熱交換器の圧損低減化が特に重要である。

Fig. 7.8において、中間冷却なし、圧損は1台の圧縮機入口のみで、1段中間冷却の場合は2台の圧縮機の各入口でそれぞれの圧力に対して等しい割合で生じると仮定している。従って、後者の場合、圧縮機1台当たりの圧力比は前者の約 $1/\sqrt{2}$ となり、同一圧損比に対する実効効率の低下は大きくなる。さらに、6.4に述べた相当効率の低下のため、圧損比の増加とともに熱効率を低下させる効果が大きい。

7.6 再生熱交換器伝熱面積と外部圧損の関係

再生ガスタービンサイクルの熱効率に対する再生熱交換器伝熱面積あるいは温度効率と圧損比の関係をFig. 7.9に示す。図中に示すとおり、横軸下部に示す再生熱交換器（RHX）伝熱面積比zは温度効率50%に相当する伝熱面積をz=1とする相対値を表し、横軸上部には再生熱交換器を向流型と仮定した場合の温度効率を示す。

一般に、熱交換器の伝熱面積が無限大に近づくにつれて温度効率は100%に漸近するが、本計算結果から、RHXの温度効率80%付近、換言すれば、伝熱面積比z=4付近以上では伝熱面積に対する温度効率の上昇度合は非常に少なくなることが判る。

他方、伝熱面積の増加とともに圧損は増加するため、RHX伝熱面積を一定限度以上増加することは必ずしも性能向上につながらないばかりか、性能低下と不経済な結果を招くことが判る。換言すれば、RHXの構造型式が与えられた場合、熱効率は伝熱面積あるいは温度効率に対して極大値を示すことになる。

RHXの構造と圧損特性によって若干の差は考えられるが、Fig. 7.9から温度効率80~86%（伝熱面積比z=4~6）付近に最適設計点が在ることが判る。従って、伝熱面積をそれ以上増加した場合、熱効率の上昇は得られず、却って熱効率の低下をもたらす結果となる。再生用熱交換器の構造が決定され、その伝熱面積と圧損の関係が与えられれば、熱効率に対する最適伝熱面積あるいは温度効率が得られる。

以上に述べた理由から、閉サイクルガスタービンの性能を向上し、正確に予測するためには、加熱用熱交換器または原子炉、各種冷却器及びRHXにおける圧損の低減と高精度の流力的データが不可欠である。

8. EVOヘリウムタービンの運転実績による圧損評価

既に3.1に述べたEVOプラントの運転結果から、圧損及び熱効率を推定するとともに以上に述べた圧損の影響評価方法の妥当性を検討する。

Table 3.1に示すとおり、同プラントの圧縮機とタービンの内部断熱効率（ポリトロープ効率）は低圧及び高圧圧縮機についてそれぞれ87.0%、85.5%、低圧及び高圧タービンについて88.3%及び90.0%であり、運転状態での温度比 $\tau = 3.433$ である。これらの条件のもとで運転出力は35MWであり、計画出力50MWとの差が圧縮機とタービンの実効効率の低下に起因するものとすれば、Fig. 5.2(a)より、出力35MWに相当する圧縮機とタービンの実効効率の組合せが実現されることになる。ここで、圧縮機とタービンそれぞれの計測データが存在しないため、両者の実効効率を分離して求めることができない。このため、両者の効率が等しい場合に相当する平均的実効効率（以下、相当実効効率と仮称する）を定義すれば、その相当実効効率と出力との関係は図5.3(a)のとおりとなる。従って、中間冷却段数(NIC)=1に相当する曲線より、計画時の圧縮機とタービンの相当実効効率は約81.2%、運転結果のそれは75.1%であることが判る。また、Fig. 5.3(b)中のこれらの相当実効効率より、計画出力50MW及び運転出力35MWに相当する熱効率がそれぞれ35.2%及び26.2%であることが判る。

これらの算定結果から、計画時の圧縮機とタービンの実効効率はそれらの単体効率を相当量下回る81%前後と期待されていたことが判り、実際の運転結果はそれらの値をさらに下回る75%前後となつたことが判る。換言すれば、同プラントの運転結果から、圧損等による圧縮機とタービンの実効効率低下は、当初の予想を越えた大きさであったこととなる。なお、これらの推定実効効率は圧縮機とタービンの効率が等しいと仮定した値に相当するので、実際には種々の組み合わせが有り得ることは論を待たない。

上記の計画出力50MW及び運転出力35MWが圧損による圧縮機とタービンの実効効率低下に起因すると仮定して、対応する圧損比を求めると、Fig. 7.7より、計画出力50MW及び運転出力35MWに対応する圧損比（対上流圧力）は、それぞれ6.0%及び10.7%となる。同様に、圧損を無視した場合の出力は60MWを越え、圧損によって出力及び熱効率が大きな影響を受けることが判る。以上に述べた各種の出力に応じた推定熱効率等はTable 8.1のとおりである。

Table 8.2はEVOプラントの計画データのうち、各部の圧力、圧損比等の他に、これらの圧損比からFig. 6.2の方法で求めた外部効率等を要約して示す。Table 8.2において、高、低圧両圧縮機及びタービンに関するそれぞれの圧損比を前記の計画出力50MWから求めた圧損比である6.0%と比較するために次の換算を行う。

先ず、各々の計画圧損比より、それらに相当する高、低圧両圧縮機及びタービンに関するそれぞれの外部効率に換算し、次にこれらを圧縮機及びタービンに共通する相当外部効率に換算する。これらの圧縮機及びタービンに共通する相当外部効率をFig. 6.2に示した

方法と比較するため、高圧、低圧両圧縮機またはタービンそれぞれの上流に在る圧損を圧縮機及びタービン2台の上流、1ヶ所に換算（以下、集中モデルと呼称）する。

この操作を行う理由はFig. 6.2では圧縮機またはタービンを分割しないモデルによっているためである。結果はTable 8.2に示すとおり、圧縮機またはタービンを分割しないモデルに換算した計画圧損比は圧縮機に対して、3.3%、タービンに対して、7.7%である。

これらの値は前記の計画出力から求めた圧縮機とタービンに共通すると仮定した圧損比6.0%と比較して、ほど同等であり、熱効率及び出力に対する圧損の関係について述べたこれまでの検討方法が合理的であることを示している。

以上を要約すれば、EVOプラントの計画出力と運転結果から次の事項が明らかになった。

- (1) 圧縮機とタービンの圧損を考慮した相当実効効率（断熱効率相当）は計画時83%、運転結果76.7%である。
- (2) 上記に相当する圧縮機側とタービン側の圧損比は集中モデルとして、計画出力50MWと運転出力35MWに対して、それぞれ6.0%及び10.7%である。
- (3) 圧損を考慮した計画出力及び運転出力に相当する熱効率はそれぞれ35.2%及び26.2%である。
- (4) 圧損なしと仮定した場合、圧縮機及びタービンの平均的効率（相当効率）はそれぞれ86.0%及び88.9%である。
- (5) 圧損なしと仮定した場合、熱効率及び出力はそれぞれ43%及び65MWとなる。

上記のとおり、閉サイクルガスタービンにおける系統内部の圧損はガスタービンの性能に大きく影響し、その削減が極めて重要であることが判る。

EVOプラントの解析結果から、実績熱効率約26%に相当する入口圧損比は計画値の約2.25倍となるが、7.1にも指摘したとおり、熱交換器等の圧損推定値の不確かさを考慮すれば、特に大きい誤差とはいえない。従って、以上に述べた性能解析結果の妥当性等から、少なくとも、主要な性能低下原因の一つは圧損であると推定される。また、9.2節で指摘するように、ヘリウムの内部漏洩も圧縮機及びタービンの内部効率低下をもたらしていると推定される。

9. 主要な技術課題

EVOプラントにおける運転実績をもとに諸因子の影響について検討した結果、同プラントの圧縮機とタービンの高い効率にも拘らず、外部圧損によってこれらの実効効率が低下し、それに強く依存する熱効率及び出力を大きく低下させることが明らかになった。従って、閉サイクルガスタービンにとって基本的に重要な課題は、外部圧損の低減化であり、ガス温度の上昇及び翼列の流力特性の改良等はそれに次ぐ課題であることが判った。外部圧損が各種の熱交換器類及び弁を含む配管系によってもたらされることから、熱交換器の改良は特に重要である。

ガス温度の上昇については、閉サイクルガスタービンの場合、タービン内部よりも中間熱交換器あるいは原子炉等の外部機器及び高温配管に主要な制限が在り、当面、現在の開放サイクルガスタービンのガス温度を越えることは困難である。このため、閉サイクルガスタービンでは現在の技術を越えるタービン翼の冷却、高温化に関する技術開発は当面、必ずしも重要ではなく、原子炉等の外部機器の高温化が優先課題であり、熱交換器材料の高温強度、耐腐食性能の向上あるいは原子炉燃料要素の高温耐力、達成可能な寿命あるいは燃焼度等の向上が重要である。

ヘリウム閉サイクルガスタービンに関するその他の課題として、機器の密封化、特に軸封機構及び軸受の開発が特に重要である。ヘリウムガスを在来式の軸封機構によって圧力変動時を含めて密封することが極めて困難であることはEVOプラントの例が示すとおりであり、大出力磁気軸受の開発とタービン、発電機を含む密閉構造化が必要である。

磁気軸受の応用については、ローターの力学的特性と一体で検討することが必要であるが、数十トンを越える弾性ローターを有効に支持するためには多くの困難が在り、磁気軸受装置の制御技術と大出力化等の改良^{*11)}とともに、ローターの剛性向上と軽量化による危険回転数の上昇も重要な課題である。

さらに、開放サイクルガスタービンと比較したヘリウムガスタービンの比速度Nsの違いに起因するローター・ダイナミックス、軸受と軸封、負荷回転数との整合等を解決することが重要であることが判った。以下にこれらの主要技術課題解決のための基本的概念について述べる。

9.1 ガスタービン用熱交換器に関する基本的対策

閉サイクルガスタービンの性能低下をもたらす主要原因の一つは熱交換器等における圧損であることは既に述べたとおりである。特に最適圧力比が開放サイクルに比較して小さいヘリウム閉サイクルガスタービンでは同一圧損比によって生じる外部効率の低下は大きい。従って、原子力ガスタービンにおいてヘリウムを作動流体とすることを前提とする場

合、熱交換器類の流力特性の改善は最も重要な課題である。

従来、熱交換器類の改良は専ら熱伝達特性の向上を目的とし、熱交換器内部の圧力損失については殆ど顧慮されなかった。一般に、在来の熱交換器内部では、大きな圧損を伴う流れ（速度境界層）の剥離（失速）を発生させ、それを熱伝達向上のために積極的に利用してきた。

熱交換器の伝熱管（円柱）外側を横切る流れの例^{*12)}では、円柱直径を代表長とするレイノルズ数Re（以下、単にレイノルズ数Reと呼称）が $900 < Re < 2 \times 10^5$ のとき、抵抗係数CdはほどCd=1.0であり、前方の淀み点から80～100°付近より下流側では速度境界層の剥離が生じる。このような横流れ円柱の円周に沿った熱伝達割合については、レイノルズ数Re $\leq 1 \times 10^5$ において、剥離点を境界にした前縁と後縁側で大略等しい。

円柱伝熱面に代えて、Fig. 9.1に示すNACA65系統翼形の例に見られるような流線型断面の伝熱面の場合、流れの剥離は殆ど生じないため、流れ抵抗は殆ど粘性抵抗のみとなる。従って、流線型（翼型）物体の抵抗係数Cdは円柱の場合に比較して非常に小さく、翼厚比c（=翼厚／弦長）が0.1～0.4の範囲で、Cd=0.009～0.03^{*8)}程度であり、円柱の値の1/110～1/30程度に過ぎない。

流線型物体に関する公表された熱伝達データは乏しく、厳密な検討のためには、より高精度な解析と実験が必要であるが、最も簡単な近似として円柱の前縁における熱伝達特性とそれに続く平板下流の熱伝達特性を併せることで安全側の熱伝達係数を推定できる。

一例として、翼厚比c=0.4、翼厚t=25mm、ヘリウム流速U_m=20m/s（Re_x= 9.1×10^4 ）に対して、流線型物体の平均熱伝達係数α_{mw}はFig. 9.2に示すように、α_{mw}=736W/(m²·K)となる。この場合、翼型物体の近似的平均熱伝達係数は上流側については、円柱の前縁側周囲長さに沿った局所熱伝達係数を使用し、下流側については、平板の流れ方向長さに沿った局所熱伝達係数を用い、両者の交差する位置を境界として、それぞれの局所熱伝達係数を積分平均した値とした。

この値は、同一条件における翼厚を直径とする円柱の平均熱伝達係数の約70%であり、レイノルズ数が変化してもこの割合は殆ど変化しない。

物体外側の伝熱面積については、NACA65系統翼形で翼厚比c=0.40の場合、翼厚を直径とする円柱表面積の1.78倍となり、物体外側の熱コンダクタンスは1.25倍となる。換言すれば、翼厚比c=0.4の翼型物体のとき、物体外側の熱コンダクタンスは円柱の場合の1.25倍が得られ、流れに対する抵抗係数は円柱の値の1/30程度の望ましい結果となる。

なお、Ellerbrock^{*13)}のガスタービン翼列の実験によれば、反動翼の平均熱伝達係数は(9.1)式で近似され、これによる平均熱伝達係数は円柱の場合の2～3倍となり、非常に有望である。

$$Nu = (0.45 \sim 0.33) \cdot Re^{0.57} \cdot Pr^{1/3} \quad (9.1)$$

いうまでもなく、熱交換器内部では伝熱管を密に設置する必要があるため、それらの境界層の干渉等から、空間中の単独物体の抵抗係数に比例して圧損が減少するとは断言でき

ないが、相当量の改善は期待できる。

熱交換器の伝熱面形状の改良は閉サイクルガスタービンの性能向上に大きな利益をもたらすが、形状に関するより詳細な条件と精度の高い抵抗あるいは圧損及び伝熱データ、製作技術、強度と熱応力問題等に関する研究開発が必要である。

熱交換器類の圧損低減については、伝熱面のみならず、流路の急拡大、急縮小を伴う熱交換器容器出入口付近と管板またはヘッダーの損失についても改良の必要がある。換言すれば、閉サイクルガスタービンにおいては、熱交換器類等の外部構成機器についても、ガスタービン本体と同等な注意深い流動損失防止策が必要であることを強調しなければならない。

9.2 ヘリウムガス使用に関する問題

ヘリウムを作動流体とする場合、Fig. 5.5に示すように、達成可能なガス温度に相当する温度比(τ) 3.3～3.5では熱効率に対する最適圧力比は2.0～2.9となる。従って、タービン回転数N=3000rpm、設計圧力比をこの最適圧力比に等しいと仮定し、ヘリウム流量をEVOプラントと等しくした場合、Table 9.1に示すように、ターボ機械の比速度Nsは $\tau = 3.3 \sim 3.5$ のとき、Ns=27.9～34.0となる。上記と同等な条件に対する開放サイクルに対するターボ機械の比速度はNs=428～283となり、両者の比速度が大きく異なることが判る。

Table 9.2に示すターボ機械(圧縮機)形式と比速度との関係^{*8)}から明かなように、上記のヘリウムを作動流体とする場合の比速度Ns=27.9～34.0は遠心圧縮機によっても実現困難な領域であり、これに対して、開放サイクルの比速度Ns=428～283は遠心圧縮機あるいは多段軸流圧縮機として適切な領域にあることが判る。換言すれば、ヘリウムを作動流体とする場合、比速度Nsを開放サイクル程度に増加させるためには、1軸型ガスタービンで開放サイクルガスタービンの相似ローターを想定した場合、回転数を少なくとも、実際に8倍程度も増加する必要があることが判る。このような高速回転数を達成することは到底不可能なため、多くの場合、翼列の多段化、すなわち、ローター長大化を併せて、回転数を最大限10,000rpm以下に抑える努力が払われる。

いうまでもなく、ターボローターの翼列段数とボス比(=翼内径/翼外径)、翼形等のローター形状の変更によって、回転数はある程度の調整は可能である。しかしながら、ヘリウムの場合の比速度Ns=27～34を3,000rpmあるいは3,600rpmの軸流圧縮機で実現することは非常に困難であることが判る。

以上のような基本的に困難な問題を有するヘリウムタービンを敢えて実現するための手段と得失は以下の(a)～(d)に示すとおりである。

(a) 齒車減速を用いる方法

大出力機の場合、EVOプラントで採用された比較的伝達動力の小さい外部出力用と圧縮機駆動用タービン相互間の場合を除いて、伝達動力が巨大なため、製作技術、

経済性等の面からの制約が生じ、採用は必ずしも容易でない。

(b) 2軸タービンによる方法

タービン部を出力用と圧縮機駆動用に分割し、前者を発電機回転数に一致させ、後者は高速運転する方法は両者の出力配分の決定に難点が在るが、今後の開発努力とデータの蓄積によって実現の可能性がある。

(c) 周波数変換による方法

高速同期式交流発電機で得た高周波数の電力を大規模な静電誘導トランジスタ (S I T) またはゲートターンオフ (G T O) サイリスタ等の半導体素子を使用して周波数変換する方法であり、半導体素子の巨大容量化と周波数変換に伴う高調波歪問題が解決されれば、実現の可能性がある。ただし、高速発電機自体の製作技術の困難さがある。

(d) 誘導発電機による方法

交流発電機として通常使用される同期発電機の周波数は回転数に比例するため、商用交流周波数(50または60 Hz)に対する同期回転数（2極の場合、3000または3600 rpm）で駆動する必要がある。誘導発電機(非同期発電機)では同期回転数以上の運転回転数で商用交流周波数の電力が得られる特徴があるが、運転回転数と同期回転数の差(滑り)に比例して損失が増加する欠点があるが、電気技術に限れば、開発は比較的容易である。

以上のような、対策によって高速ヘリウムタービンを開発した場合にも以下のような問題が残り、それらに対応する必要がある。

- (1) 圧縮機あるいはタービンのボス比 (=翼内径／翼外径) が小さく、かつ多段翼車ローターとなる。また、ヘリウムの場合に必要となる絶対圧力の関係から段間差圧が増加するため、タービン及び圧縮機の内部漏洩の増加を招き、内部効率の低下と危険速度の低下を招く。
- (2) 軸受部を含む高速タービンローターの振動問題が生じ易く、タービンあるいは圧縮機動翼の遠心力が増加する。

以上のうち、内部漏洩の増加を抑制するための一般的対策としては、圧縮機及びタービンの工作精度をより向上し、さらに負荷運転前の暖機操作等によるローターとケーシングの熱膨張差の抑制、翼車外周とケーシング間に有効なラビリンスシール等を設けることが考えられる。これらの方法はタービン高温部では特に困難である。振動問題解決のためには、ローター系の剛性増加、軽量化が不可欠であるが、何れも多くの困難があり、軸受を含むローター系のアクティブコントロール等（いわゆる磁気軸受技術）による振動制御技術を積極的に採用することが解決の鍵となろう。

一般に、大型発電用蒸気タービンでは負荷切り離し後の減速過程における危険速度での破壊を防止するため急制動が必要であるが、長大化したガスタービンについても同様な理

由から急制動の必要が生じる。

蒸気タービンで用いられる真空破壊による急制動をガスタービンに採用することはできないので、高速運転とローター長大化が避けられないヘリウム閉サイクルガスタービンでは急制動または危険回転数近傍でローターの振動ダンピング対策が必要である。このため、発電機を介した電気的制動あるいは高速ローター主軸受または振動ダンピング用として大出力磁気軸受が有望であり、この目的のためにもローター系のアクティブコントロール技術に関する今後の研究開発が期待される。

原子力ガスタービンに関する研究開発において、ガスタービン自体に関する以上の課題の他に、放射性物質によるガスタービンの汚染と保守が問題となる。世界的に高温ガス炉の長期間にわたる運転実績はAVR炉の例を除いて充分には存在しないので、ガスタービンの保守に対する影響と保守の必要頻度も明かでない。従って、原子力ガスタービン開発を着実に進めるために、1次系（原子炉冷却ループ）へのガスタービンの接続は当面、断念することが賢明な選択となろう。

現在、日本原子力研究所が建設中の高温工学試験研究炉（HTTR）は外部機器の汚染及び高温熱交換器の強度の信頼性に関する有益なデータを提供することが期待される。

9.3 圧縮機及びタービン全体の最適化

既に述べたとおり、ヘリウムタービンの最適圧力比は、開放サイクルガスタービンの約 $2/3$ となり、外部圧損の効率低下に対する影響はより大である。このため、中間冷却及び再生段数はもとより、それらに使用する熱交換器類の温度効率と圧損を総合的に考慮した最適化が必要である。また、蒸気サイクルを併用する2重サイクルについても蒸気発生器が同様の効果を与え、結果的にガスタービンサイクルの熱効率を大きく低下する場合があることに留意する必要がある。

ヘリウム用圧縮機及びタービン本体の構造については、比速度 N_s の関係から、高速回転、短ブレード、段数増加をもたらす。このため、危険回転数の低下と動翼の半径方向隙間の相対的増加によって内部効率が低下する。従って、熱効率等の事前評価に当たって、単に開放サイクル機器の実績値を使用することは必ずしも適正な評価とならないので、圧縮機及びタービンの内部効率について、上記の影響を見込んだ評価が必要となる。

ちなみに、段効率と隙間比の関係について、反動度 $\rho=0.7\sim1.0$ で翼先端の翼厚比 $c=4\sim6\%$ のとき、隙間比 δ/h （ δ ：半径方向隙間、 h は翼長さ）1%の増加で段効率は1~3%低下する^{*14)}とされている。

2軸タービンによる場合、出力配分の適正化と圧縮機用タービンの振動問題が課題となり、実験的データの蓄積が必要である。

将来的に高温ガス炉の信頼性、安全性等が充分実証された場合、原子力ガスタービンの実用化のためには、タービン作動流体の種類及び閉サイクルの必要性について再検討することが必要である。

9.4 核燃料の高度化と原子炉の改良

原子力ガスタービンにとって、保守時の放射線被曝防止は重要であり、保守の難易度は核燃料のFP密封性能に強く依存する。また、原子炉による直接加熱あるいは中間熱交換器を介した間接加熱の選択、引いては、ガスタービンの熱効率についても核燃料の性能が大きな影響を与える。このような高温ガス炉用多層被覆燃料に関する実証的なデータについても前記のHTTRが有用なデータを提供することが期待される。

原子炉直接加熱の場合、炉心の熱流力的特性について熱交換器と同様、ガスタービン用としての配慮が必要となる。特に炉心冷却部及び弁類等を含む配管系の圧損及び原子炉容器出入口部構造等がガスタービン性能に大きな影響を与えるため、これらの改良が求められる。また、ガスタービンの負荷喪失時等の急激な圧力変化に対して、炉心とタービンを含む構造物、内部断熱構造等の耐久性を高めることも必要である。間接加熱の場合、中間熱交換器の1、2次間の差圧急変対策も同様な理由から重要な課題となる。

10. 結論と展望

高温ガス炉の用途として、多くの利点を有し、また、各種の技術的、経済的基盤の整備面からも実現性が高い原子力ガスタービンは、わが国の工業力の高度化、今後の国力維持に必要なエネルギー開発課題として重要であり、多くの技術的長所がある。

他方、ヘリウムガスタービンに関する従来の諸外国等における一部の議論には一面的とも言うべき特徴を捉えた楽観的な議論が行われている傾向があった。ドイツにおける実績を踏まえた本検討結果から、閉サイクルガスタービン、特にヘリウムを作動流体とする閉サイクルガスタービンが多くの困難な課題を有し、簡単に高い性能を得ることが容易でないことが明かになった。

ヘリウムのガスタービン作動流体としての特徴は、熱伝達上の利点と翼列における低レイノルズ数がもたらす長所はあるものの、ヘリウムの特性に起因する圧損による効率低下度合いの大きさ及びターボローターの高速化あるいは多段化を招くことから派生する種々の問題を有することが判った。従って、ヘリウムが決してガスタービン用流体として有利でないことを率直に認めざるを得ない。

この様な問題点を克服して原子力ガスタービンを成功させるためには、従来の行き掛かりを勇断をもって捨てて、真の開発課題を解決することが重要であり、以下の結論に達する。

- (1) ガスタービンの保守ならびに非ヘリウム作動ガスの選択を可能にするため、間接加熱サイクルを採用する。
- (2) ヘリウムガスのガスタービン作動流体として基本的短所と取扱いの困難さを考慮して、ガスタービン作動流体として、窒素または空気の使用を前提とする。
- (3) 圧損による性能低下を最小限にするため、熱交換器類の圧損を大幅に減少し、熱伝達特性の向上ならびに高温下における信頼性向上を図るための総合的な研究開発を進める。具体的には翼型伝熱管等に関する熱流力的研究、製作技術ならびに高温材料の開発、改良を推進する。
- (4) 閉サイクルガスタービンの性能低下と経済性悪化の根本原因を除くため、原子力開放サイクルガスタービンの総合的な安全性評価を行い、安全性と性能維持のための基本概念を確立する。
- (5) 上記のために必要となる機器の研究開発を進め、将来的には2次系または3次系に開放サイクルガスタービンを採用した原子力開放サイクルガスタービンの開発を目指す。

上記のうち、(2)の採用によって、ヘリウム閉サイクルガスタービンにとって深刻な問題である軸封、全系シール、軸受、回転数及びローター振動問題が自動的に解決する。また、

(4)に述べた原子力開放サイクルガスタービンの実現によって、従来ガスタービン技術を最大限活用できるため、開発期間の短縮と開発経費の節減が期待できる。なお、ガスタービンの制御と緊急時のガス遮断に不可欠な大口径、低圧損弁の開発がシステムの安全性維持にとって重要である。

謝　　辞

閉サイクルを中心とするガスタービンの検討調査に当たって、貴重な助言を頂いた日本原子力研究所技術顧問 佐野川好母氏、援助あるいはデータの提供を頂いた、ABB社 Dr. J. Engel、Energieversorgung Oberhausen AG Dr. R. Poggeman及びDr. G. Zahn、Staedtischewerke Ueberlandwerke Coburg Mr. F. Achter 及びMr. Hanslik、また、ガスタービンに関する検討調査全般に対する激励と御理解を頂いた前高温工学部長、若山直昭氏、高温工学部長、宮本喜晟氏ならびに高温工学試験研究炉開発部長、田中利幸氏、同次長、馬場治氏に深甚の謝意を表する。

(4)に述べた原子力開放サイクルガスタービンの実現によって、従来ガスタービン技術を最大限活用できるため、開発期間の短縮と開発経費の節減が期待できる。なお、ガスタービンの制御と緊急時のガス遮断に不可欠な大口径、低圧損弁の開発がシステムの安全性維持にとって重要である。

謝　　辞

閉サイクルを中心とするガスタービンの検討調査に当たって、貴重な助言を頂いた日本原子力研究所技術顧問 佐野川好母氏、援助あるいはデータの提供を頂いた、ABB社 Dr. J. Engel、Energieversorgung Oberhausen AG Dr. R. Poggeman及びDr. G. Zahn、Staedtischewerke Ueberlandwerke Coburg Mr. F. Achter 及びMr. Hanslik、また、ガスタービンに関する検討調査全般に対する激励と御理解を頂いた前高温工学部長、若山直昭氏、高温工学部長、宮本喜晟氏ならびに高温工学試験研究炉開発部長、田中利幸氏、同次長、馬場治氏に深甚の謝意を表する。

参考文献

- 1) K. Bammert, G. Groschup, "Status Report on Closed-Cycle Power Plants in Federal Republic of Germany", Trans ASME, J. of Eng. Power, Jan. 1977, pp.37-46
- 2) G. Deuster, "Long-Time Operating Experiences with Oberhausen Closed-Cycle Gas-Turbine Plant", ASME-paper 70-GT-73, Gas Turbine Conf. & Product Show, May 1970, Brussel
- 3) G. Deuster, R. Pluer, "Betriebserfahrungen mit Heissluftkraftwerken und Folgerungen fuer die weitere Entwicklung von Heliumkraftwerken", Vorgetragen auf der VGB-Facht. "Dampfkessel und Dampfkessel-betrieb 1970"
- 4) P. Zenker, "Einige Aspekte zum Bau der 50-MW-Heliumturbinenanlage der Energieversorgung Oberhausen AG", Atomkernenergie, Bd.23(1974), Lfg.2
- 5) P. Zenker, "Ausgewaelte Rohrleitungsprobleme der Heliumturbinenanlage Oberhausen", 3R International Heft 4, 1976, (VULKAN-VERLAG, ESSEN)
- 6) G. Deuster, P. Zenker, "Operation of the Oberhausen Helium Turbine Plant", 23rd Internat. Gas Turbine Conf., London, 1978, ASME
- 7) R. Poggeman, G. Zahn, Energieversorgung Oberhausen AG, (私信)
- 8) 日本機械学会 (編)、機械工学便覧 改定第6版
- 9) 沢 和弘、田中利幸、JAERI-Research 95-071 (1995. 11.)
- 10) Evaluation of the Gas Turbine Modular Helium Reactor, Gas-Cooled Reactor Associates, DOE-HTGR-90380, Dec. 1993
- 11) H. Shimomura, M. Kato, Proc. 4th Internat. Symp. on Mag. Bearing, Ed. G. Schweizer, et al., ETH Zurich, Switzerland, 1994
- 12) 日本流体力学会 (編)、流体力学ハンドブック 7-2節、1982、丸善
- 13) H. Ellerbrock, General Discussion on Heat Transfer, 410(1951), Inst. Mech. Engrs.(甲藤 好郎、伝熱概論、養賢堂、1973)
- 14) ペ・エス・ステーチキン (濱島操訳)、ジェットエンジン理論 (15版)、(コロナ社)
- 15) K. Bammert, R. Klein, "The Influence of He-Ne, He-N₂, and He-CO₂ Gas Mixture on Closed-Cycle Gas Turbine, ASME Paper 74-GT-124, Gas Turbine Conf. and Product Show, March 1974, Zurich

Table 3.1 EVOヘリウムタービンプラントの主要計画仕様

| 項目 | 計画仕様 | |
|--------------|-------------------|------------|
| 1.全系 | | |
| 1.1 サイクル方式 | 中間冷却、再生ガスタービンサイクル | |
| 1.2 作動流体 | ヘリウム | |
| 1.3 加熱方式 | 天然ガス燃焼間接加熱 | |
| 1.4 加熱入力 | 146 MW | |
| 1.5 計画電気出力 | 50 MW | |
| 1.6 暖房用給湯出力 | 53.5 MW | |
| 1.7 圧力比 | 2.747 | |
| 1.8 温度比 | 3.433 | |
| 1.9 実効熱効率 | 34.28 % | |
| 1.10 中間冷却段数 | 1 段 | |
| 1.11 再熱段数 | 0 段 | |
| 2.圧縮機 | 低圧圧縮機 | 高圧圧縮機 |
| 2.1 型式 | 軸流型 | 軸流型 |
| 2.2 段数 | 10 段 | 15 段 |
| 2.3 回転数 | 5,500 rpm | 5,500 rpm |
| 2.4 有効ガス流量 | 86.53 kg/s | 85.5 kg/s |
| 2.5 ポリトロープ効率 | 87.0 % | 85.5 % |
| 2.6 機械効率 | 99.7 % | 99.7 % |
| 2.7 圧力比 | 1.478 | 1.873 |
| 2.8 入口ガス圧力 | 10.47 bar | 15.36 bar |
| 2.9 出口ガス圧力 | 15.48 bar | 28.76 bar |
| 2.10 温度比 | 1.196 | 1.335 |
| 2.11 入口ガス温度 | 25.0 °C | 25.0 °C |
| 2.12 出口ガス温度 | 83.3 °C | 124.9 °C |
| 3.タービン | 高圧タービン | 低圧タービン |
| 3.1 型式 | 軸流型 | 軸流型 |
| 3.2 段数 | 7 段 | 11 段 |
| 3.3 回転数 | 5,500 rpm | 3,000 rpm |
| 3.4 有効ガス流量 | 84.42 kg/s | 86.02 kg/s |
| 3.5 ポリトロープ効率 | 88.3 % | 90.0 % |
| 3.6 機械効率 | 99.7 % | 99.7 % |
| 3.7 圧力比 | 1.634 | 1.525 |
| 3.8 入口ガス圧力 | 27.00 bar | 16.47 bar |
| 3.9 出口ガス圧力 | 16.52 bar | 10.80 bar |
| 3.10 入口ガス温度 | 750.0 °C | 579.7 °C |
| 3.11 出口ガス温度 | 579.7 °C | 460.1 °C |
| 4.加熱器 | | |
| 4.1 型式 | 天然ガス燃焼ドライボイラータイプ | |
| 4.2 加熱出力 | 146 MW | |
| 4.3 熱効率 | 92.2 % | |
| 4.4 入口ガス温度 | 417.1 °C | |
| 4.5 出口ガス温度 | 753.7 °C | |
| 4.6 入口ガス圧力 | 28.16 bar | |
| 4.7 出口ガス圧力 | 27.09 bar | |
| 4.8 バイパス比 | 3.80 % | |

(次頁に続く)

(Table 3.1 のつづき)

| | | | |
|-----------|-----------|-----------------------------|-----------|
| 5. 再生熱交換器 | | | |
| 5.1 | 型式 | シェルーチューブ式 | |
| 5.2 | 熱交換量 | 130 MW | |
| 5.3 | 温度効率 | 88.07 % | |
| 5.4 | 高温側入口ガス温度 | 460.1 °C | |
| 5.5 | 高温側出口ガス温度 | 169.0 °C | |
| 5.6 | 低温側入口ガス温度 | 124.9 °C | |
| 5.7 | 低温側出口ガス温度 | 420.0 °C | |
| 5.8 | 高温側入口ガス圧力 | 10.78 bar | |
| 5.9 | 高温側出口ガス圧力 | 10.66 bar | |
| 5.10 | 低温側入口ガス圧力 | 28.70 bar | |
| 5.11 | 低温側出口ガス圧力 | 28.33 bar | |
| 5.12 | バイパス比 | 1.106 % (高温側)、1.267 % (低温側) | |
| 6. 冷却器 | | 高温ヘリウム冷却器 | 低温ヘリウム冷却器 |
| 6.1 | 型式 | シェルーチューブ式 | シェルーチューブ式 |
| 6.2 | 熱交換量 | 54 MW | 12 MW |
| 6.3 | 入口ガス温度 | 169.0 °C | 50 °C |
| 6.4 | 出口ガス温度 | 50 °C | 25 °C |
| 6.5 | 入口ガス圧力 | 10.64 bar | - bar |
| 6.6 | 出口ガス圧力 | - bar | 10.49 bar |
| 6.7 | 入口冷却水温度 | 40 °C | 20 °C |
| 6.8 | 出口冷却水温度 | 120 °C | 40 °C |
| 6.9 | バイパス比 | 1.365 % | - % |
| 7. 中間冷却器 | | | |
| 7.1 | 型式 | シェルーチューブ式 | |
| 7.2 | 熱交換量 | 26 MW | |
| 7.3 | 入口ガス温度 | 83.3 °C | |
| 7.4 | 出口ガス温度 | 25.0 °C | |
| 7.5 | 入口ガス圧力 | 15.46 bar | |
| 7.6 | 出口ガス圧力 | 15.38 bar | |
| 7.7 | 入口冷却水温度 | 20 °C | |
| 7.8 | 出口冷却水温度 | 40 °C | |
| 7.9 | バイパス比 | 0.51 % | |
| 8. 発電機 | | | |
| 8.1 | 型式 | 2極3相交流同期発電機 | |
| 8.2 | 定格出力 | 75 MVA | |
| 8.3 | 定格力率 | 0.7 | |
| 8.4 | 周波数 | 50 Hz | |
| 8.5 | 回転数 | 3,000 rpm | |
| 8.6 | | | |

Table 4.1 ガスタービンの排気ガス温度の例

| タービン 入口ガス 温度(T_3) | タービン出口ガス温度(T_4) | | 備 考 |
|---------------------------------------|---------------------------------------|-------------------|---------------------------------|
| | 空 気 | ヘリウム | |
| 対熱効率 最適圧力比 $\phi_{opt} = 11.18$ | 対熱効率 最適圧力比 $\phi_{opt} = 2.406$ | | |
| 1573°K (1300°C) | 1107°K (834°C) | 1107°K (834°C) | 空気とヘリウムの ϕ_{opt} に 対する値 |
| 1473°K (1200°C) | 1037°K (764°C) | 1037°K (764°C) | " |
| 1273°K (1000°C) | 896°K (623°C) | 896°K (623°C) | " |
| 1073°K (800°C) | 755°K (482°C) | 755°K (482°C) | " |

*注(1) タービン及び圧縮機の効率、 η_t, η_c は EVO 相当とする。

(2) $m = (\kappa - 1)/\kappa = 0.1453$ (空気) 、 $= 0.3998$ (ヘリウム)

Table 6.1 圧損比と圧縮機及びタービン諸特性の関係

| | | $\Delta p_i/p_i = 0$ | $0 < \Delta p_i/p_i < 1$ | $\Delta p_i/p_i = -1/\phi_0$ | $\Delta p_i/p_i = 1$ |
|-------------|---------------------|----------------------|------------------------------|--------------------------------|----------------------|
| 圧 縮 機 | 冷却器入口圧力 p_1 | p_1 | p_1 | p_1 | p_1 |
| | 入口圧力 p_{c1}' | p_1 | $p_1 - \Delta p_{c1}$ | p_1/ϕ_{c0} | 0 |
| | 出口圧力 p_2 | p_2 | p_2 | p_2 | p_2 |
| | 公称差圧 $p_2 - p_1$ | $p_2 - p_1$ | $p_2 - p_1$ | $p_2 - p_1$ | $p_2 - p_1$ |
| | 実差圧 $p_2 - p_{c1}'$ | $p_2 - p_1$ | $p_2 - p_1 + \Delta p_{c1}$ | $p_1(\phi_{c0} - 1/\phi_{c0})$ | p_2 |
| | 公称圧力比 ϕ_{c0} | ϕ_{c0} | ϕ_{c0} | ϕ_{c0} | ϕ_{c0} |
| | 実圧力比 ϕ_{ca} | ϕ_{c0} | $p_2/(p_1 - \Delta p_{c1})$ | ϕ_{c0}^2 | ∞ |
| | 公称圧縮仕事 L_{c0} | L_{c0} | L_{c0} | L_{c0} | L_{c0} |
| | 実圧縮仕事 L_{ca} | L_{c0} | L_{cdp} | ϕ_{c0}^{2m} | ∞ |
| タ バ ン | 外部効率 η_{cex} | 1.00 | L_{c0}/L_{cdp} | $1/(\phi_{c0}^{m+1})$ | 0 |
| | 加熱器入口圧力 p_2 | p_2 | p_2 | p_2 | p_2 |
| | 入口圧力 p_3 | p_2 | $p_3' = p_2 - \Delta p_{ti}$ | p_4 | 0 |
| | 出口圧力 p_4 | p_4 | p_4 | p_4 | p_4 |
| | 公称差圧 $p_2 - p_4$ | $p_2 - p_4$ | $p_2 - p_4$ | $p_2 - p_4$ | $p_2 - p_4$ |
| | 実差圧 $p_2 - p_4$ | $p_2 - p_4$ | $p_2 - \Delta p_{ti} - p_4$ | 0 | $-p_4$ |
| | 公称圧力比 ϕ_{t0} | ϕ_0 | ϕ_0 | ϕ_0 | ϕ_0 |
| | 実圧力比 ϕ_{ta} | ϕ_0 | $(p_2 - \Delta p_{ti})/p_4$ | 1.00 | 0 |
| | 公称膨張仕事 L_{t0} | L_{t0} | L_{t0} | L_{t0} | L_{t0} |
| | 実膨張仕事 L_{ta} | L_{t0} | L_{tdp} | 0 | < 0 |
| | 外部効率 η_{tex} | 1.00 | L_{t0}/L_{tdp} | 0 | < 0 |

Table 8.1 EVOプラントの出力から求めた圧損比、熱効率及び推定断熱効率

| 出力 (MW) | 圧損比 ^{a)} (%) (相当値) | 熱効率 ^{b)} (%) | 相当実効効率 ^{c)} (%) | | 備考 |
|------------|-----------------------------------|--------------------------|--------------------------|------|--------|
| | | | 圧縮機 | タービン | |
| 65 | 0 | 43.0 | | | 圧損を無視 |
| 50 | 6.046 | 35.2 | 81.2 | 81.2 | 計画出力相当 |
| 35 | 10.725 | 26.2 | 75.1 | 75.1 | 運転実績相当 |

*a) EVOプラントの条件下で圧縮機、タービン共通と仮定した出力相当の圧損比

*b) 同上圧損比に対応する熱効率

*c) 圧縮機、タービン共通と仮定した実効効率であり、種々の組み合わせが有り得る。

Table 8.2 EVOプラントの計画圧損関連データと計算外部効率

| | 項目 | 低圧圧縮機 | 高圧圧縮機 | 高圧タービン | 低圧タービン |
|----|-----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 1 | 圧損部上流圧力 | 10.80 bar | 15.48 bar | 28.76 bar | 16.52 bar |
| 2 | 入口（上流）圧損 | 0.33 bar | 0.12 bar | 1.76 bar | 0.05 bar |
| 3 | 入口（上流）圧損比 (対上流圧力) | 3.06 % | 0.78 % | 6.12 % | 0.30 % |
| 4 | 圧損による外部効率 | 91.5 % | 98.6 % | 89.7 % | 99.4 % |
| 5 | 内部断熱効率 | 87.0 % | 85.5 % | 88.3 % | 90.0 % |
| 6 | 実効効率 | 79.6 % | 84.3 % | 79.2 % | 89.5 % |
| 7 | 入口圧力 | 10.47 bar | 15.36 bar | 27.00 bar | 16.47 bar |
| 8 | 出口圧力 | 15.48 bar | 28.76 bar | 16.52 bar | 10.80 bar |
| 9 | 出入口間実差圧 | 5.01 bar | 13.40 bar | 10.48 bar | 5.67 bar |
| 10 | 公称出入口間差圧 | 4.68 bar | 13.28 bar | 12.24 bar | 5.72 bar |
| 11 | 実圧力比 | 1.479 | 1.872 | 1.634 | 1.525 |
| 12 | 公称圧力比 | 1.433 | 1.858 | 1.741 | 1.530 |
| 13 | 総合公称圧力比 ^{a)} | 2.663 | | 2.663 | |
| 14 | 相当外部効率 ^{b)} | 96.0 % | | 93.2 % | |
| 15 | 相当内部効率 ^{b)} | 86.0 % | | 88.9 % | |
| 16 | 相当実効効率 ^{b)} | 82.6 % | | 82.9 % | |
| 17 | 相当実効圧損比 ^{c)} | 3.30 % | | 7.71 % | |

注: *a) 各段の圧縮機またはタービン公称圧力比の積、

*b) 6.2 節参照、

*c) 相当外部効率に対応する圧損比

Table 9.1 ヘリウム閉サイクルと空気開放サイクルの基本条件比較

| 作動ガス | 温 度 比 τ | | 3.3 | | 3.5 | |
|------|---|---------------------|-----------------|--------------------|-----------------|------------|
| | 最適圧力比 ϕ_{opt} | | 2.0 | | 2.9 | |
| ヘリウム | 定圧比熱等 $C_p=5.191$ $KJ/kg \cdot K$ $\kappa=1.666$ $m=0.3998$ | 項 目 | 低圧部 | 高圧部 | 低圧部 | 高圧部 |
| | 最適圧力(対熱効率) (MPa) | $p_l=2.00$ | $p_h=4.0$ | $p_l=1.38$ | $p_h=4.0$ | |
| | ガス密度 (100°C) (kg/m³) | $\gamma_l=2.60$ | $\gamma_h=5.15$ | $\gamma_l=1.79$ | $\gamma_h=5.15$ | |
| | 高低圧部差圧 Δp (MPa) | 2.00 | | 2.62 | | |
| | 断熱ヘッド $H_{ad}^{*a})$ (m) | 6.27×10^4 | | 1.04×10^5 | | |
| | 質量流量 $W^{*b})$ (kg/s) | 86.61 | | | | |
| | 体積流量 $Q^{*c})$ (m³/min) | 1999 | | 2903 | | |
| 空 気 | 最適圧力比 ϕ_{opt} | 2.7 | | 4.9 | | |
| | 定圧比熱等 $C_p=1.007$ $KJ/kg \cdot K$ $\kappa=1.364$ $m=0.2669$ | 最適圧力(対熱効率) (MPa) | $p_l=0.10$ | $p_h=0.27$ | $p_l=0.10$ | $p_h=0.49$ |
| | ガス密度 (100°C) (kg/m³) | $\gamma_l=0.916$ | $\gamma_h=2.47$ | $\gamma_l=0.916$ | $\gamma_h=4.49$ | |
| | 高低部差圧 Δp (MPa) | 0.39 | | 0.17 | | |
| | 断熱ヘッド $H_{ad}^{*a})$ (m) | 1.27×10^4 | | 2.21×10^4 | | |
| | 質量流量 $W^{*b})$ (kg/s) | 446.5 kg/s (5.155倍) | | | | |
| | 体積流量 $Q^{*c})$ (m³/min) | 29185 | | 29320 | | |
| | 比速度 $N_s^{*d})$ | 428.4 | | 283.4 | | |

注 *a) 断熱ヘッド(m) $H_{ad} = (1/m) \cdot (p_l/g \cdot \gamma_l) \{ (p_h/p_l)^m - 1 \}$ 、 $m=(\kappa-1)/\kappa$ 、 (He:0.3998, Air:0.2669)

*b) 同一温度条件、同一出力相当のガス質量流量、EVOプラントのヘリウム流量基準
(定圧比熱に逆比例)

*c) 同上質量流量相当の低圧部側(圧縮機入口部) 体積流量

*d) 回転数 N=3,000 rpm、断熱ヘッドH、体積流量Qのとき、 $N_s = N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4}$

*) p_l, p_h : 低圧部及び高圧部の気体圧力 (MPa)

*) γ_l, γ_h : 低圧部及び高圧部の気体密度 (kg/m³)

Table 9.2 比速度と圧縮機型式の関係

| 型 式 | 比速度 N_s |
|-------|-----------|
| 遠心ファン | 300～1000 |
| 遠心プロワ | 150～400 |
| 遠心圧縮機 | 150～400 |
| 軸流ファン | 1000～2500 |
| 軸流プロワ | 1000～2500 |
| 軸流圧縮機 | 800～1500 |

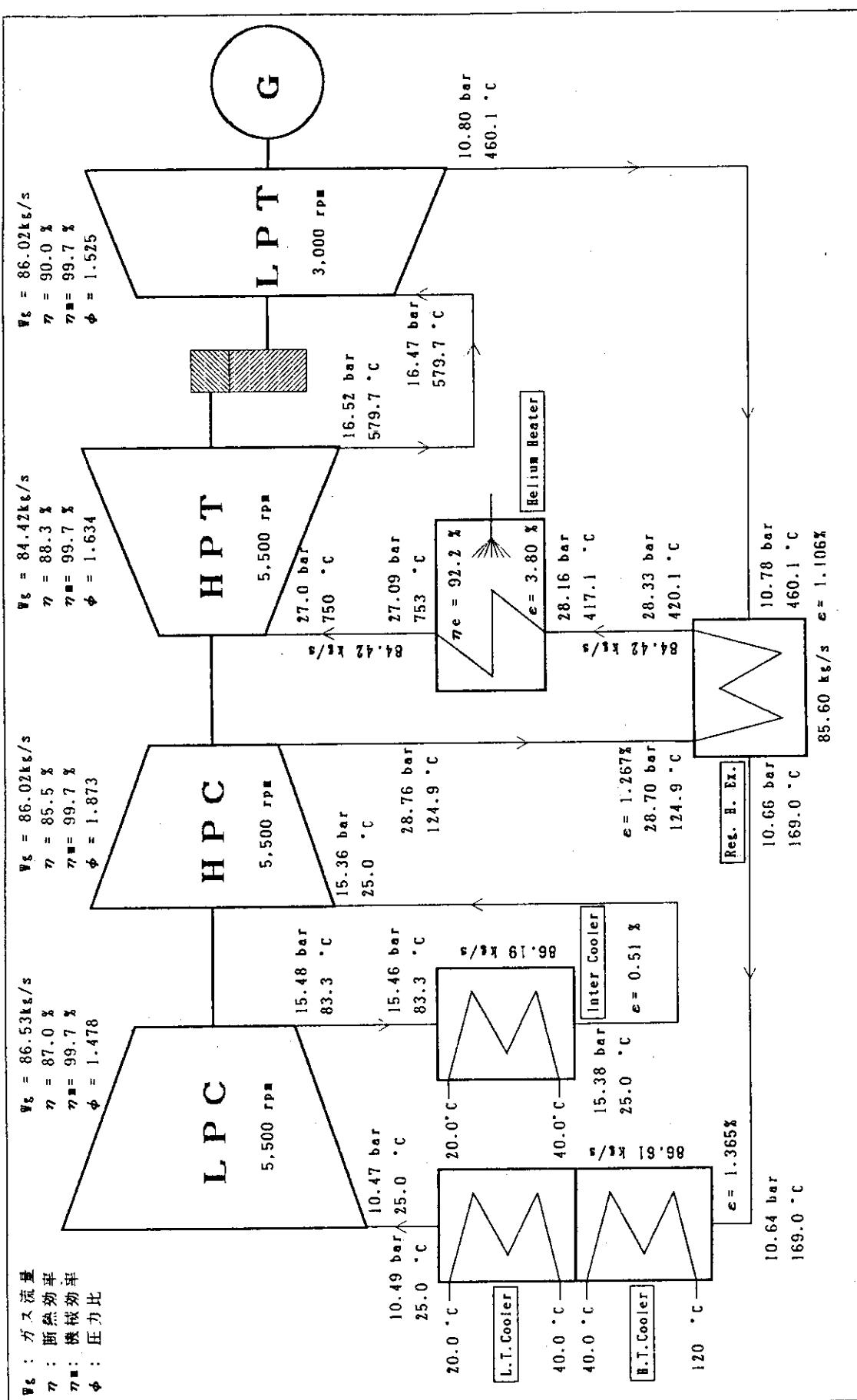


Fig. 3.1 EVOヘリウムガススタービンのフローシート

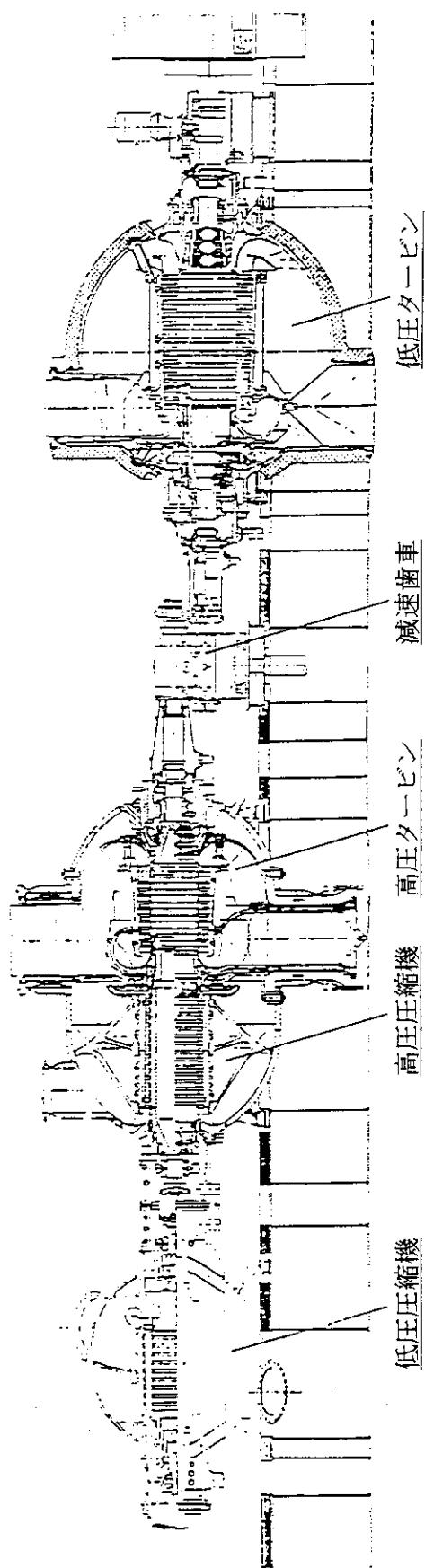


Fig. 3.2 EVOヘリウムガススター・ビン本体の主要部断面

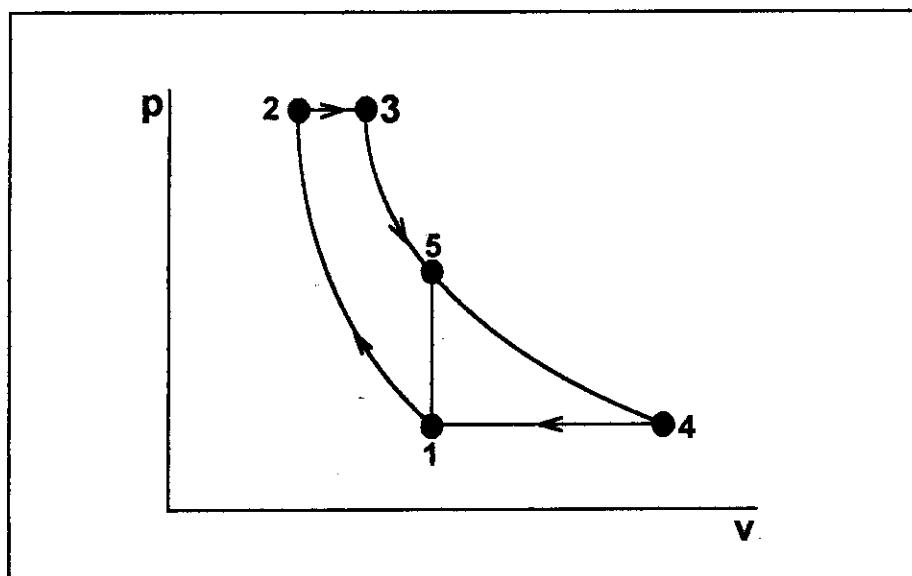


Fig. 4.1 単純ガスタービンサイクルの $p - v$ 線図

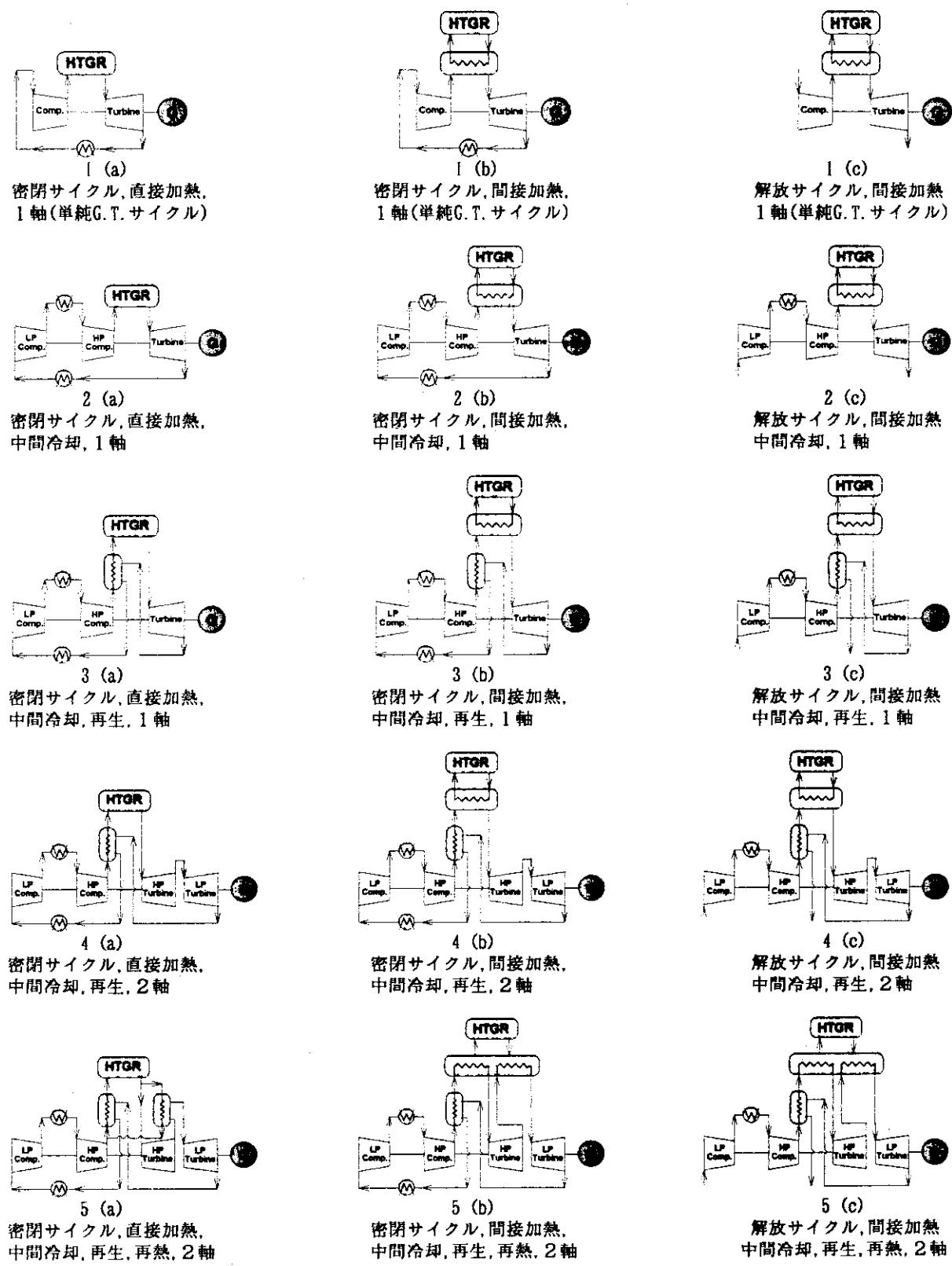
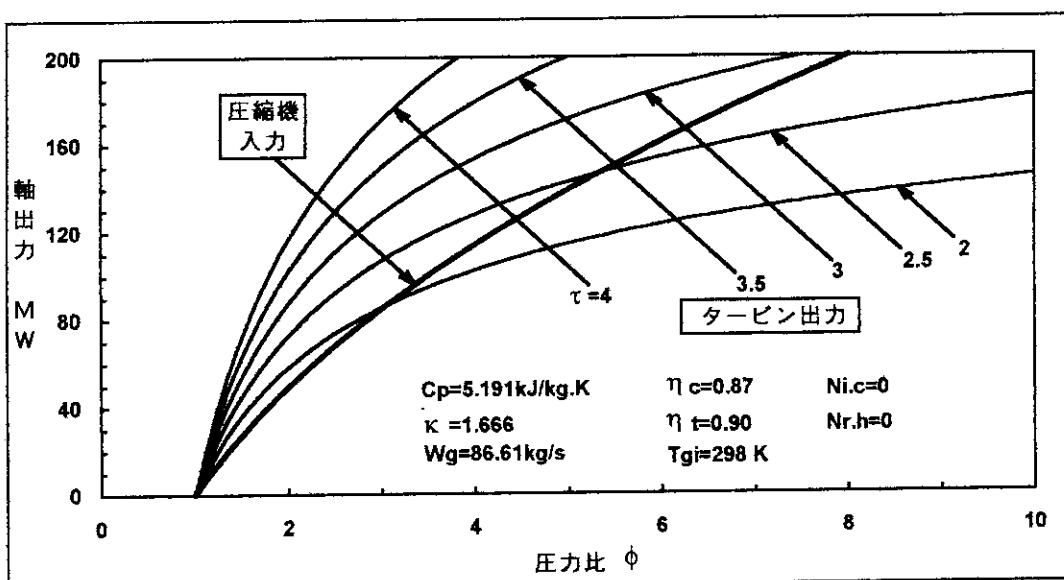
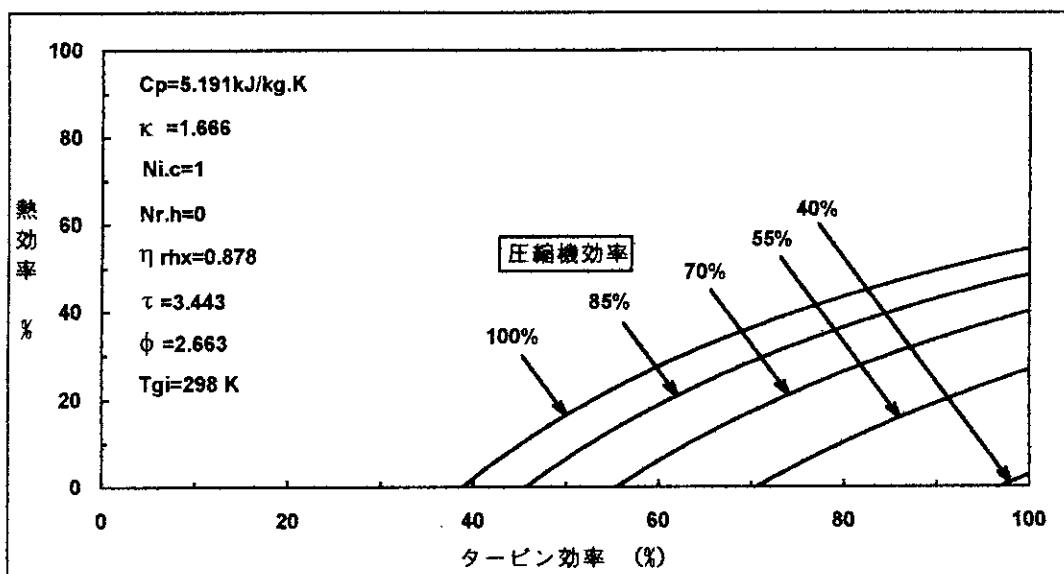


Fig. 4.2 原子力ガスタービンの構成方式



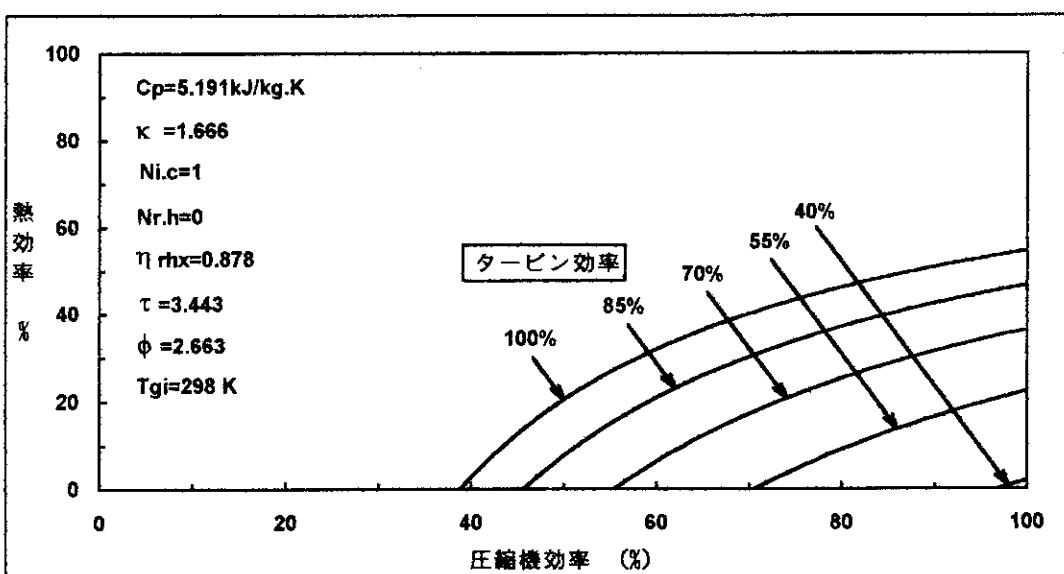
(C_p : 定圧比熱、 K : 断熱指数、 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_c : 圧縮機効率、
 η_t : タービン効率、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数)

Fig. 4.3 単純ガスタービンサイクルの圧縮機入力と
タービン出力に及ぼす圧力比と温度の影響



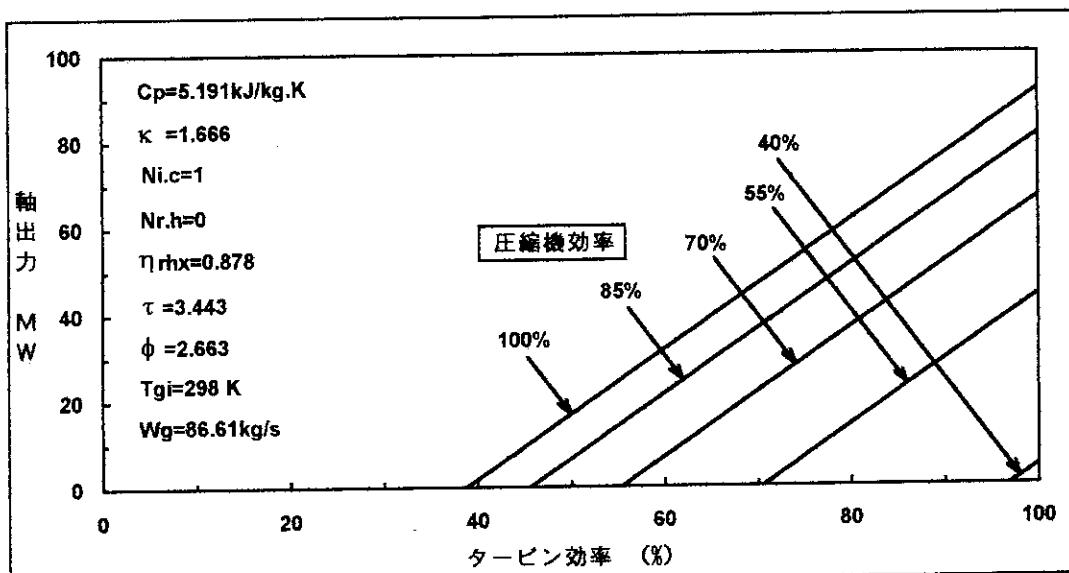
Cp: 定圧比熱、**κ:** 断熱指数、**Ni.c:** 中間冷却段数、**Nr.h:** 再熱段数、**η_{rhx}:** 再生熱交換器温度効率、
τ: 温度比、**ϕ:** 圧力比、**T_{gi}:** 入口ガス温度

Fig. 5. 1 (a) 热効率に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



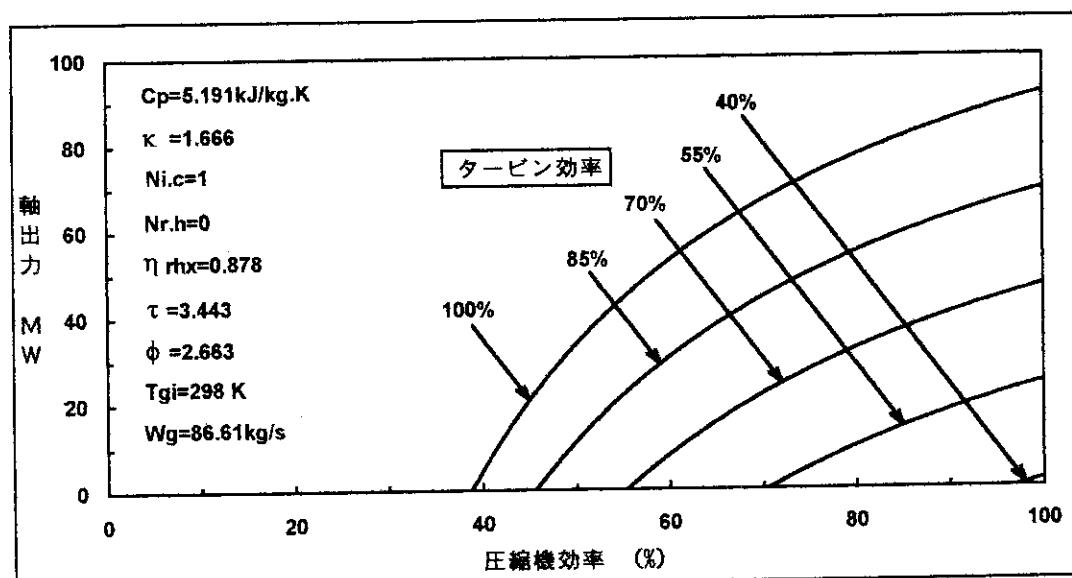
Cp: 定圧比熱、**κ:** 断熱指数、**Ni.c:** 中間冷却段数、**Nr.h:** 再熱段数、**η_{rhx}:** 再生熱交換器温度効率、
τ: 温度比、**ϕ:** 圧力比、**T_{gi}:** 入口ガス温度

Fig. 5. 1 (b) 热効率に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



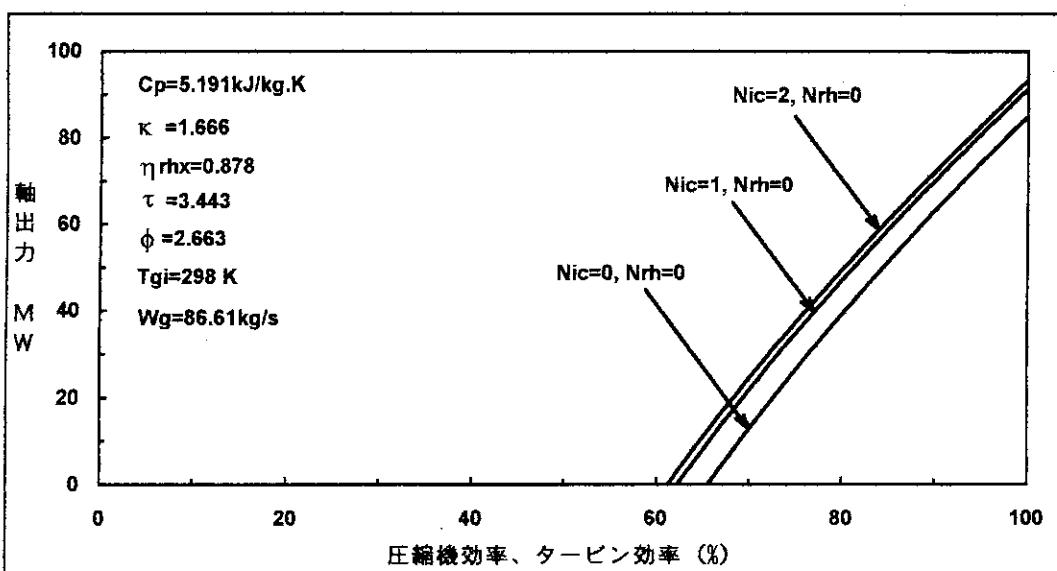
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 W_g : ガス流量

Fig. 5. 2 (a) 軸出力に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



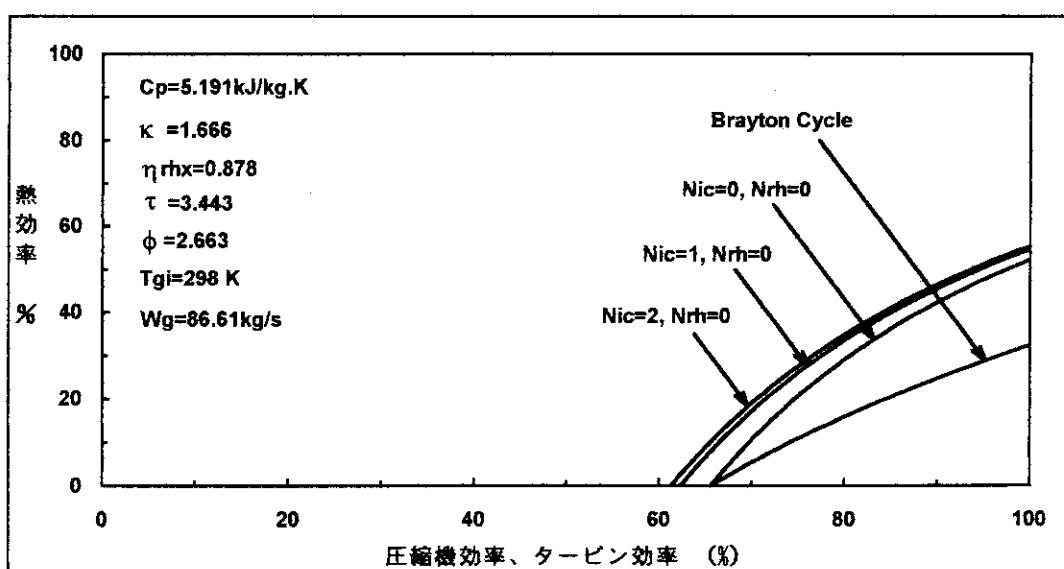
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 W_g : ガス流量

Fig. 5. 2 (b) 軸出力に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



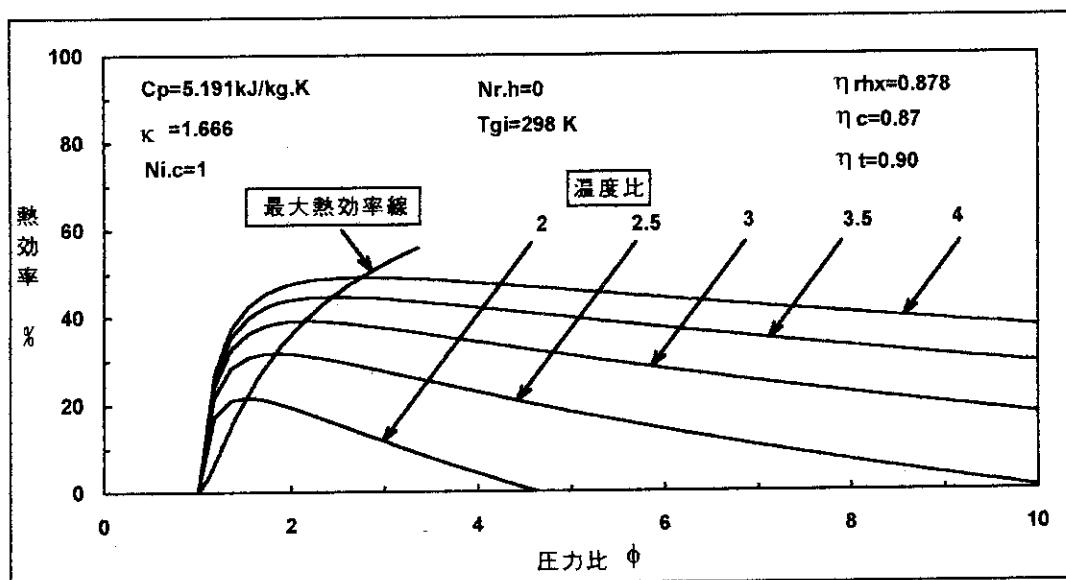
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 Nic : 中間冷却段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 W_g : ガス流量

Fig. 5. 3 (a) 軸出力に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



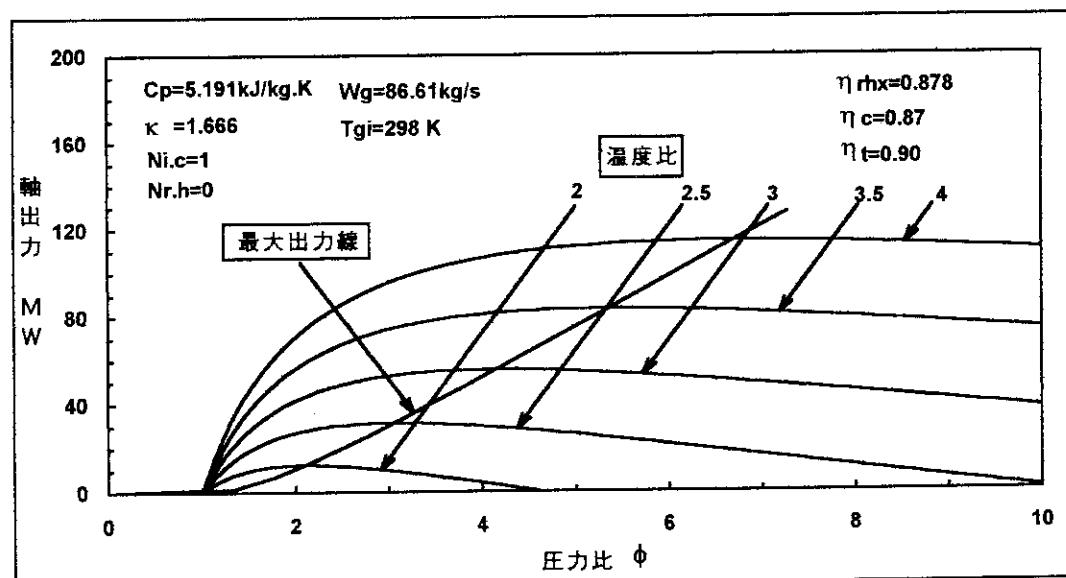
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 Nic : 中間冷却段数、 Nrh : 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 W_g : ガス流量

Fig. 5. 3 (b) 热効率に対する圧縮機及びタービン断熱効率の影響



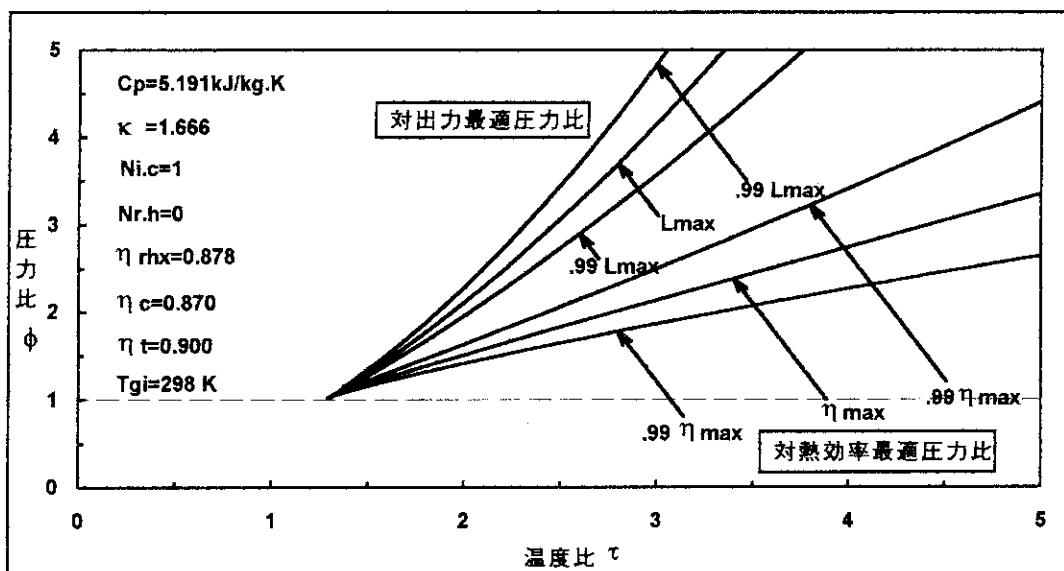
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 T_{gi} : 入口ガス温度、
 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率

Fig. 5.4 (a) 熱効率に対する圧力比及び温度比の影響



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 W_g : ガス流量、
 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率

Fig. 5.4 (b) 軸出力に対する圧力比及び温度比の影響

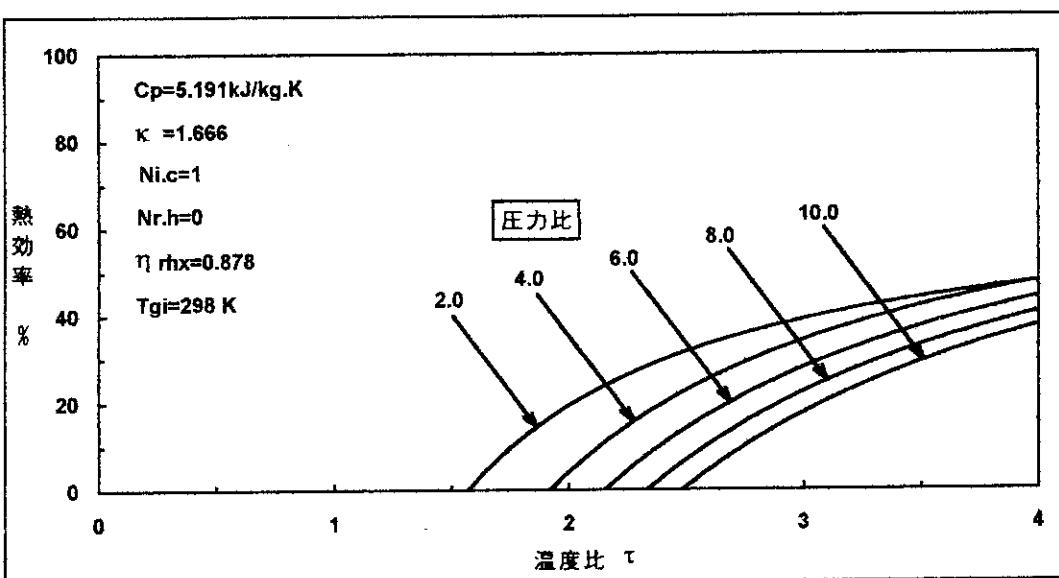


η_{max} : 最大効率点、 L_{max} : 最大出力点

C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $N_{i.c}$: 中間冷却段数、 $N_{r.h}$: 再熱段数、 τ : 温度比、

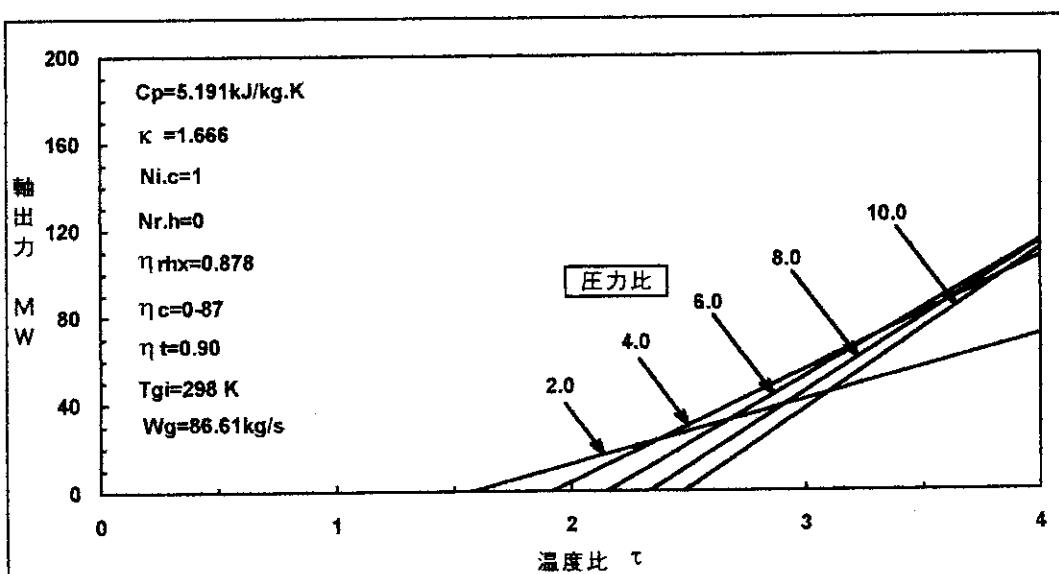
T_{gi} : 入口ガス温度、 η_{rhx} : 再生熱交温度効率、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率

Fig. 5.5 热効率と軸出力に関する最適圧力比と温度比の関係



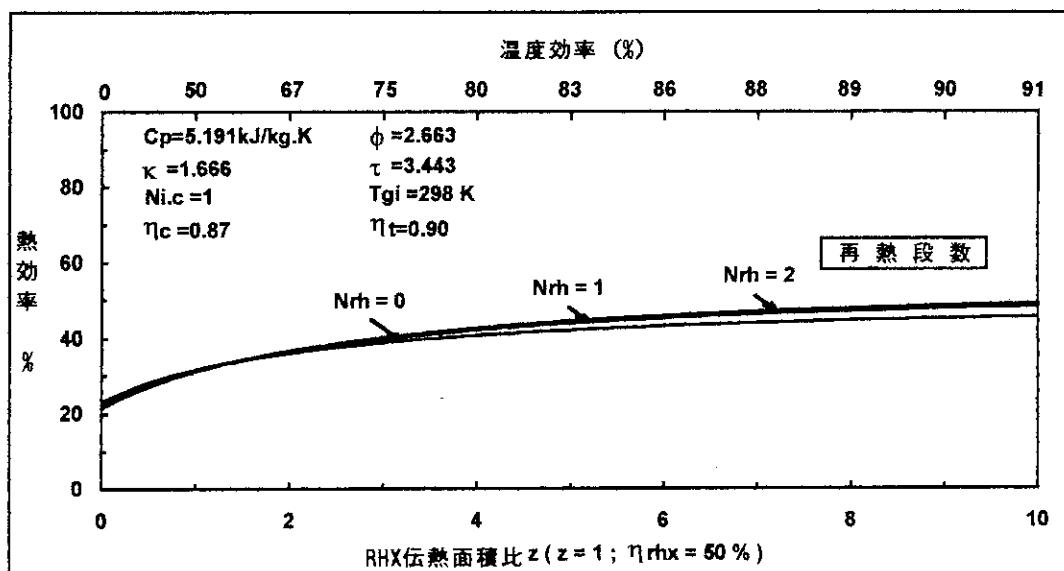
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、
 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_{rhx} : 再生熱交温度効率、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率

Fig. 5. 6 (a) 热効率に対する圧力比と温度比の影響



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 W_g : ガス流量、
 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_{rhx} : 再生熱交温度効率、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率

Fig. 5. 6 (b) 軸出力に対する圧力比と温度比の影響



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率、
 ϕ : 壓力比、 τ : 温度比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 Nrh : 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率

Fig. 5.7 热効率に対する再生熱交換器伝熱面積比または
温度効率と再熱段数の関係

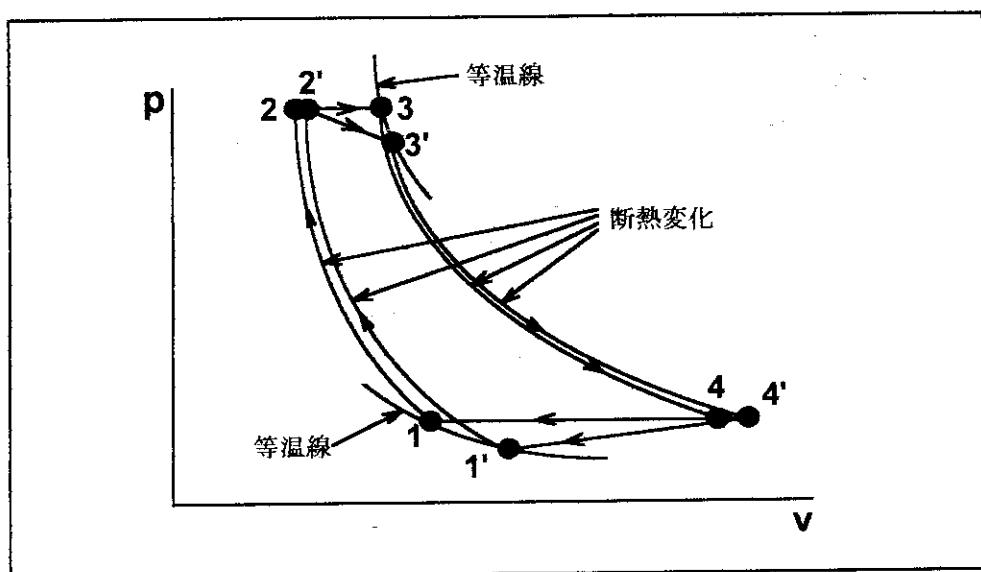


Fig. 6. 1 (a) 圧損の有無に対するガスタービンサイクルの $p - v$ 線図

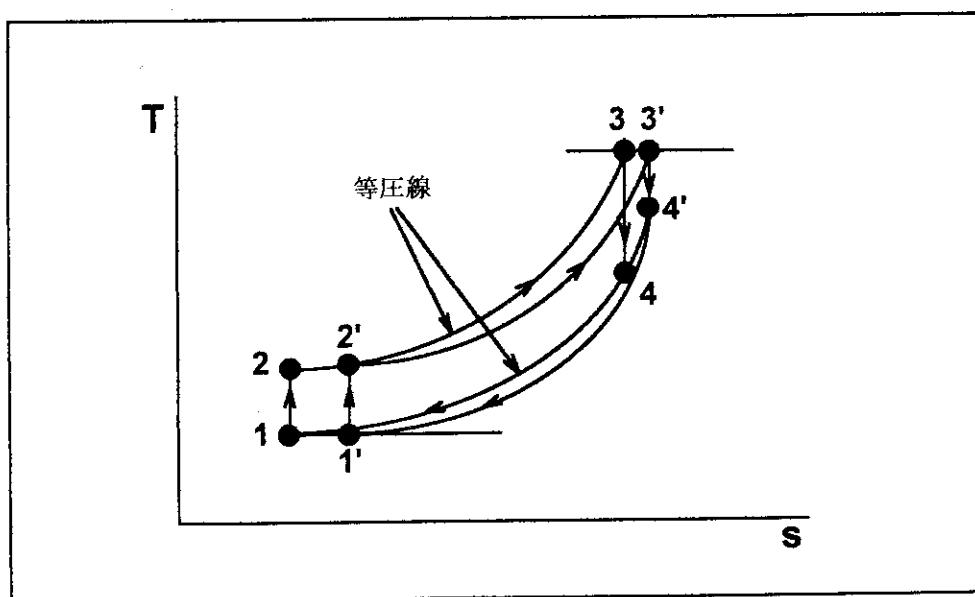
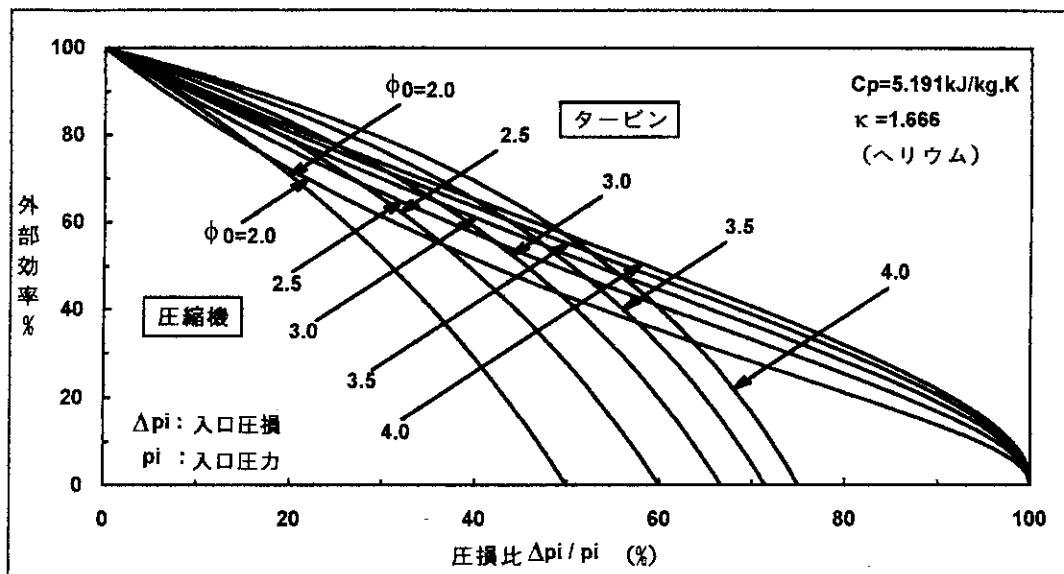
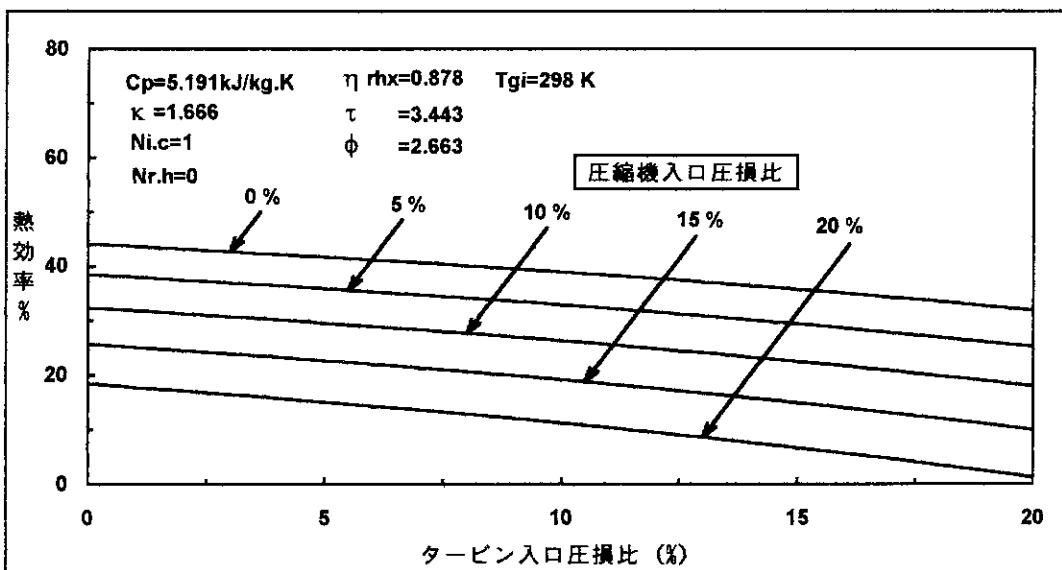


Fig. 6. 1 (b) 圧損の有無に対するガスタービンサイクルの $T - s$ 線図



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 ϕ_0 : 公称圧力比

Fig. 6.2 圧縮機及びタービン入口圧損と外部効率の関係

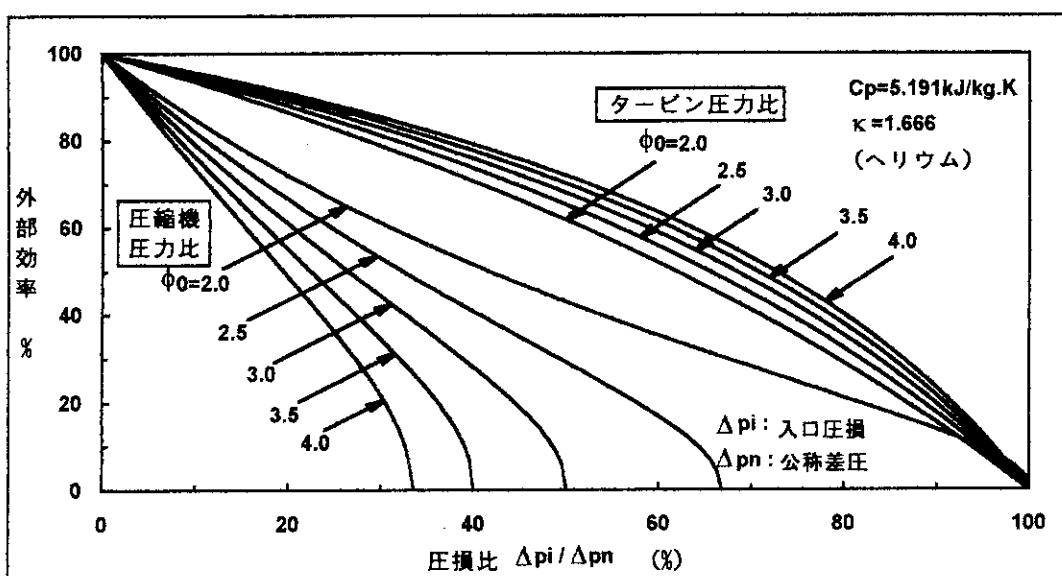


C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 公称圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度

Fig. 6.3 圧縮機とタービンの圧損比とサイクル熱効率の関係

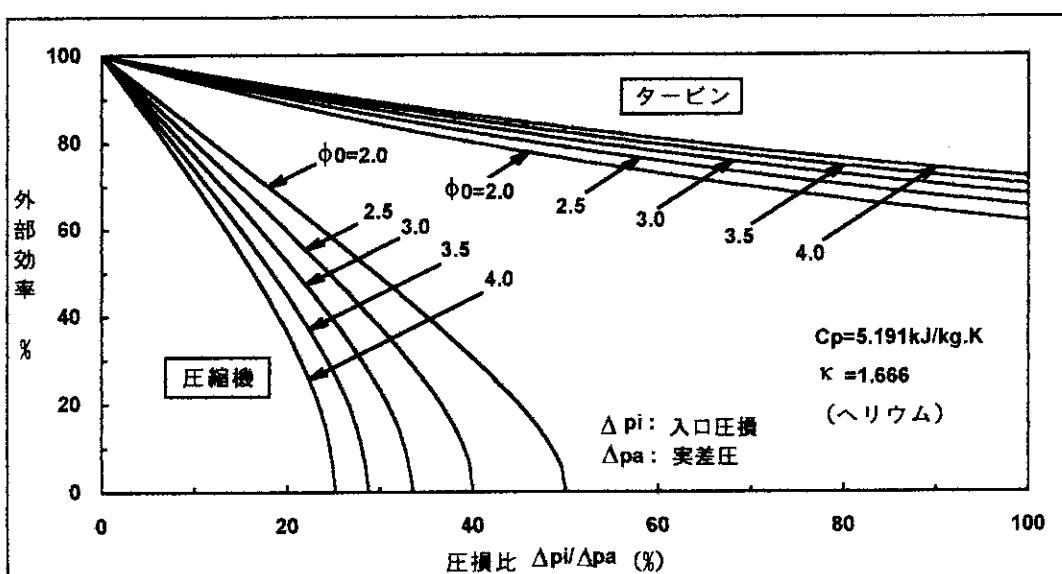
| 項目 | | 圧力、圧力比、圧損、仕事等の相互関係 | | | | | |
|------|---|--------------------|--------------------|--------------|---------------------|---------------------------|---------------------|
| 圧縮機 | 公称圧縮仕事、圧力比 圧縮仕事 (圧損なし) 必要圧縮仕事 (圧損あり) | 低 | $p_1 - \Delta p_c$ | Δp_c | p_1' | p_1, p_4', p_4 (一定値) | p_2, p_3 (一定値) |
| | 各部圧力、圧損との関係 | 圧 | L_{cdp} | L_o | ϕ_{cdp} | ϕ_o | 高 |
| | 必要圧力比 (圧損あり) | 側 | ϕ_{cdp} | ϕ_o | | | 圧 |
| | 圧力比 (圧損なし) (公称圧力比) | | | | | | 側 |
| | 必要圧縮仕事、圧力比 | | | | | 必要圧縮仕事、必要圧力比 | |
| タービン | 公称膨張仕事、圧力比 膨張仕事 (圧損なし) 有効膨張仕事 (圧損あり) | 低 | $p_1 - \Delta p_c$ | Δp_c | p_1' | p_1, p_4', p_4 (一定値) | $p_2 - \Delta p_t$ |
| | 各部圧力、圧損との関係 | 圧 | L_{tdp} | L_{t0} | p_2' | p_3' | Δp_t |
| | 有効圧力比 (圧損あり) | 側 | ϕ_{tdp} | ϕ_o | p_2, p_3 (一定値) | | 高 |
| | 圧力比 (圧損なし) (公称圧力比) | | | | | | 圧 |
| | 有効膨張仕事、圧力比 | | | | | 有効膨張仕事、有効圧力比 | 側 |

Fig. 6.4 圧縮機及びタービンの圧力、差圧、圧損及び仕事の関係



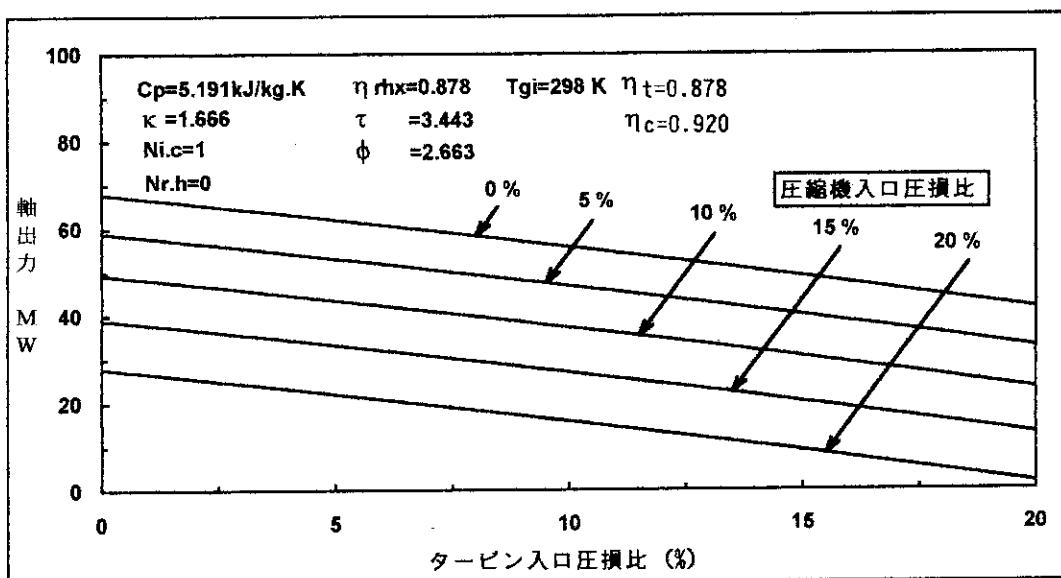
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 ϕ_0 : 公称圧力比

Fig. 6.5 圧縮機及びタービンの公称差圧に対する圧損比で表した外部効率



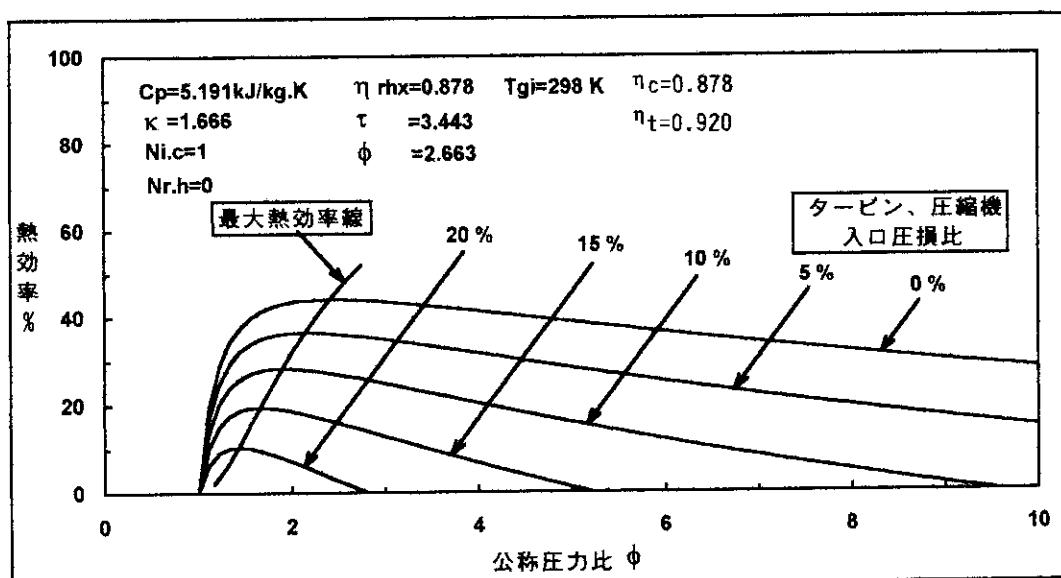
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 ϕ_0 : 公称圧力比

Fig. 6.6 圧縮機及びタービンの実差圧に対する圧損比で表した外部効率



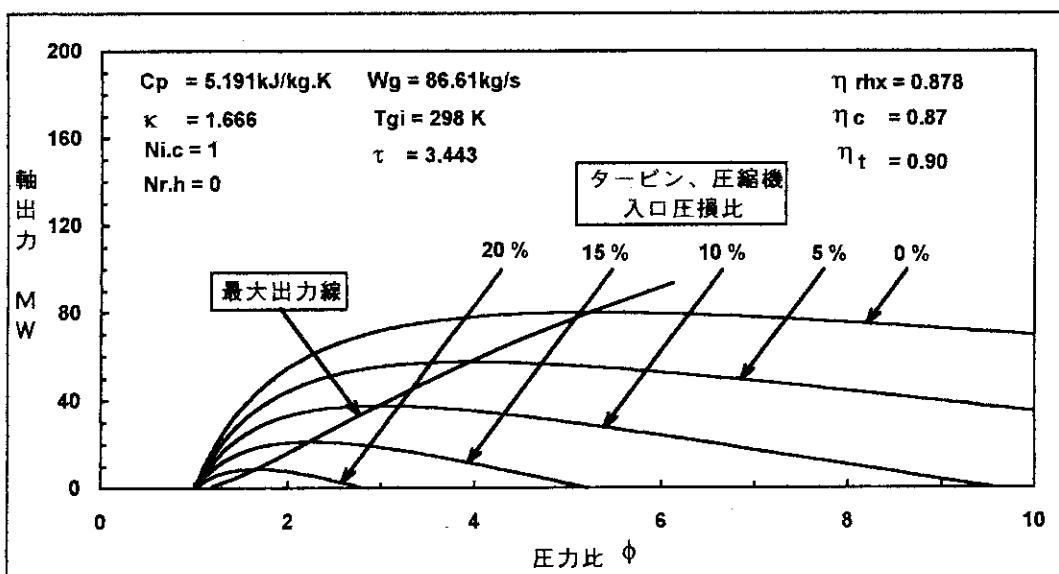
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Nr.h$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_t : タービン効率、 η_c : 圧縮機効率

Fig. 7.1 軸出力に対する圧縮機及びタービン入口圧損比の関係



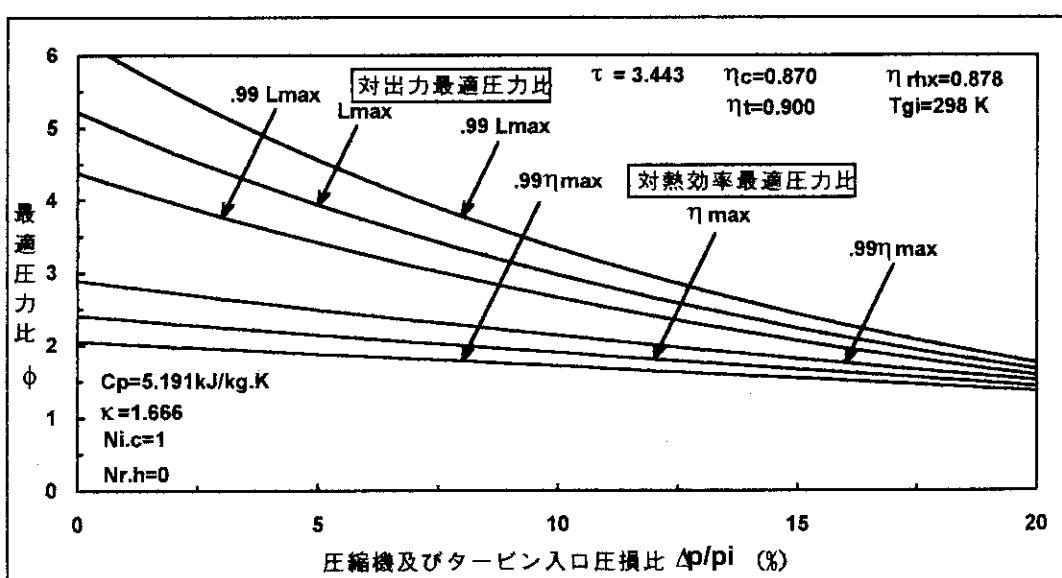
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Nr.h$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 τ : 温度比、 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_t : タービン効率、 η_c : 圧縮機効率

Fig. 7.2 热効率に対する圧縮機とタービンの入口圧損比及び公称圧力比の関係



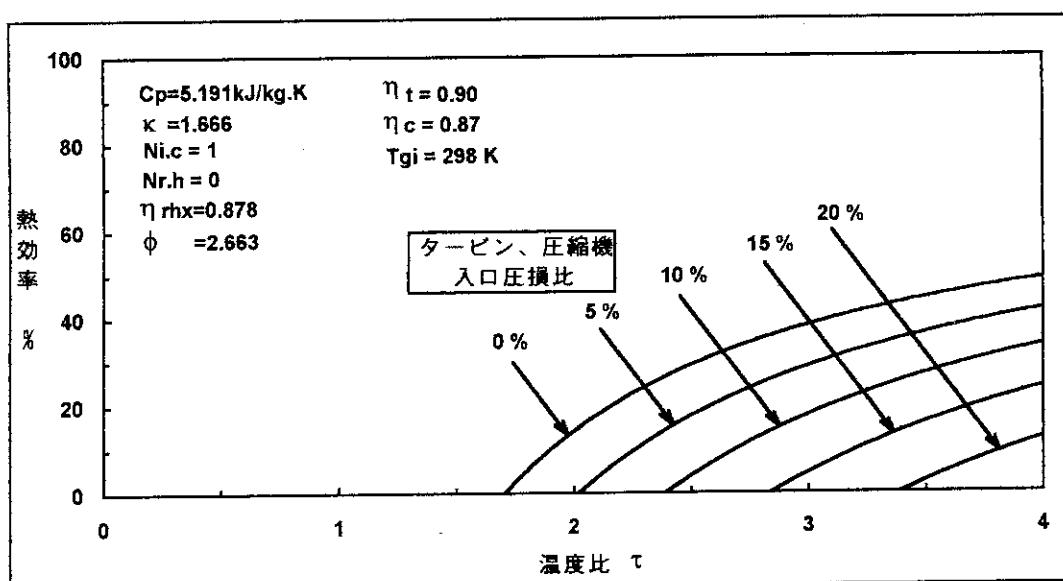
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 W_g : ガス流量、
 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_{rhx} : 再生熱交温度効率、 τ : 温度比、 η_c : 圧縮機効率

Fig. 7.3 軸出力に対する圧縮機とタービンの入口圧損比及び公称
圧力比の関係



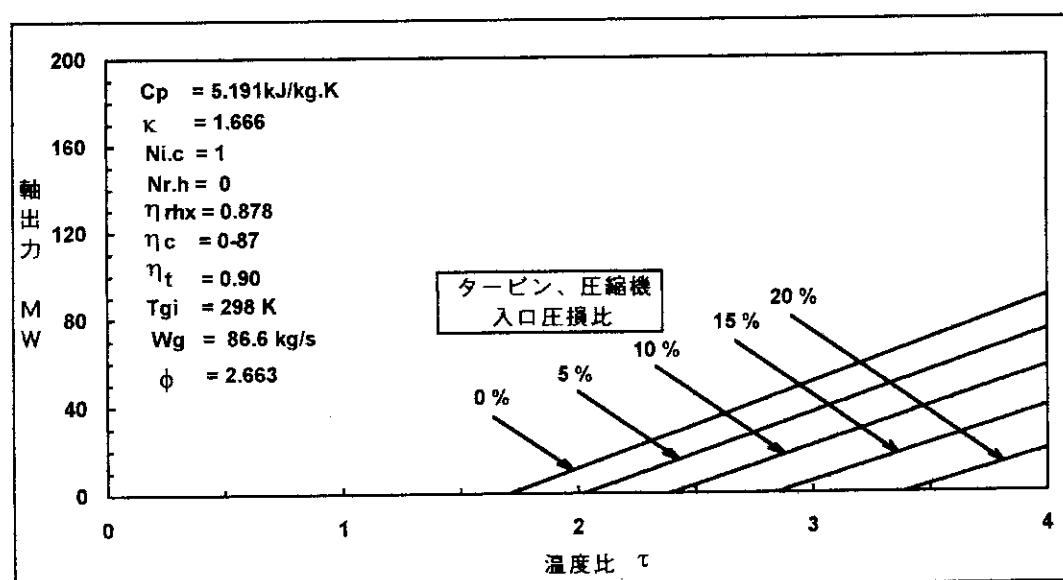
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_c : 圧縮機効率、
 η_t : タービン効率、 η_{rhx} : 再生熱交温度効率、 T_{gi} : 入口ガス温度、 τ : 温度比、 $\Delta p/p_i$: 圧損比
 η_{max} : 最大熱効率点、 L_{max} : 最大出力点

Fig. 7.4 熱効率及び軸出力に関する最適圧力比と入口圧損比の関係



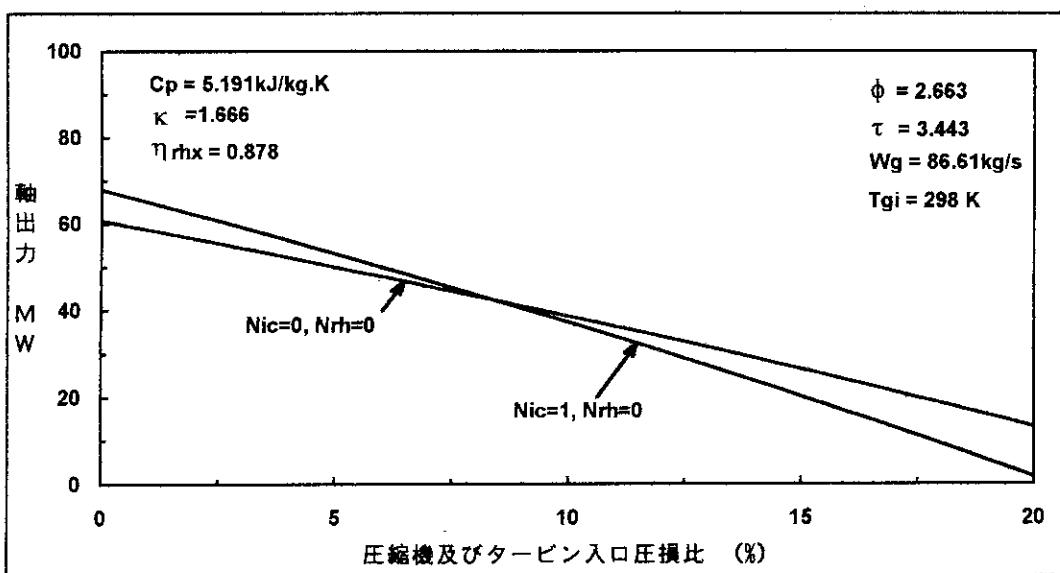
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 ϕ : 圧力比、 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_t : タービン効率、 η_c : 圧縮機効率

Fig. 7.5 热効率に対する温度比と外部圧損の関係



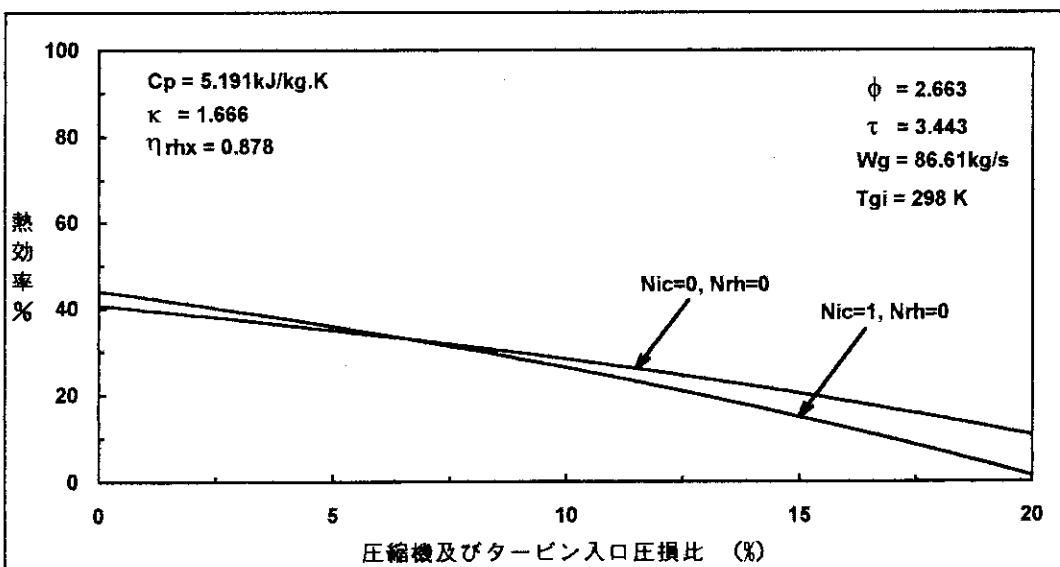
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、
 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率、 T_{gi} : 入口ガス温度、 W_g : ガス流量、 ϕ : 公称圧力比

Fig. 7.6 軸出力に対する温度比と外部圧損の関係



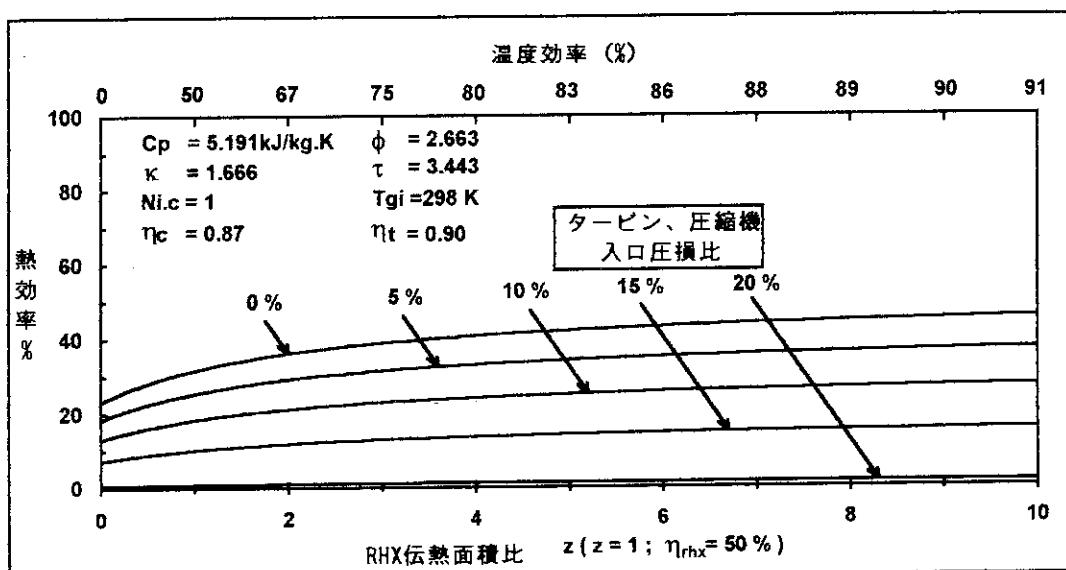
C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、 ϕ : 公称圧力比、
 τ : 温度比、 W_g : ガス流量、 T_{gi} : 入口ガス温度、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、

Fig. 7.7 軸出力に対する圧損比と中間冷却段数の影響



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率、 ϕ : 公称圧力比、
 τ : 温度比、 W_g : ガス流量、 T_{gi} : 入口ガス温度、 $Ni.c$: 中間冷却段数、 $Nr.h$: 再熱段数、

Fig. 7.8 熱効率に対する圧損比と中間冷却段数の影響



C_p : 定圧比熱、 κ : 断熱指数、 $N_{i.c}$: 中間冷却段数、 ϕ : 公称圧力比、 τ : 温度比、
 T_{gi} : 入口ガス温度、 η_c : 圧縮機効率、 η_t : タービン効率、 η_{rhx} : 再生熱交換器温度効率

Fig. 7.9 热効率に対する再生熱交換器伝熱面積比または温度効率と
圧損比の関係

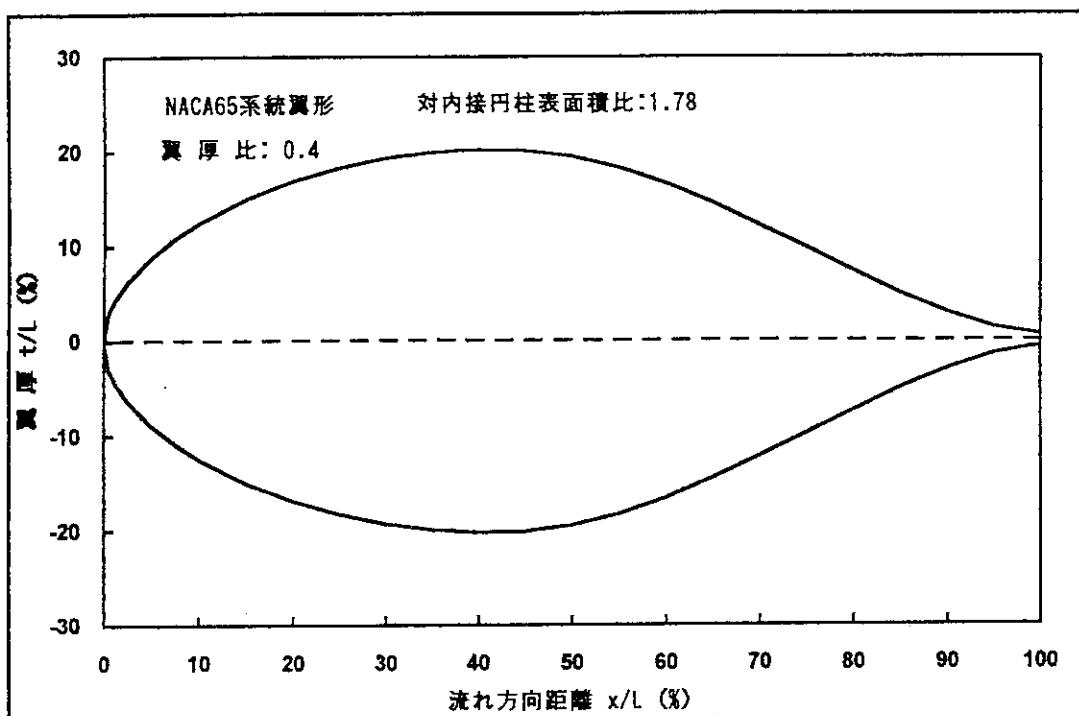
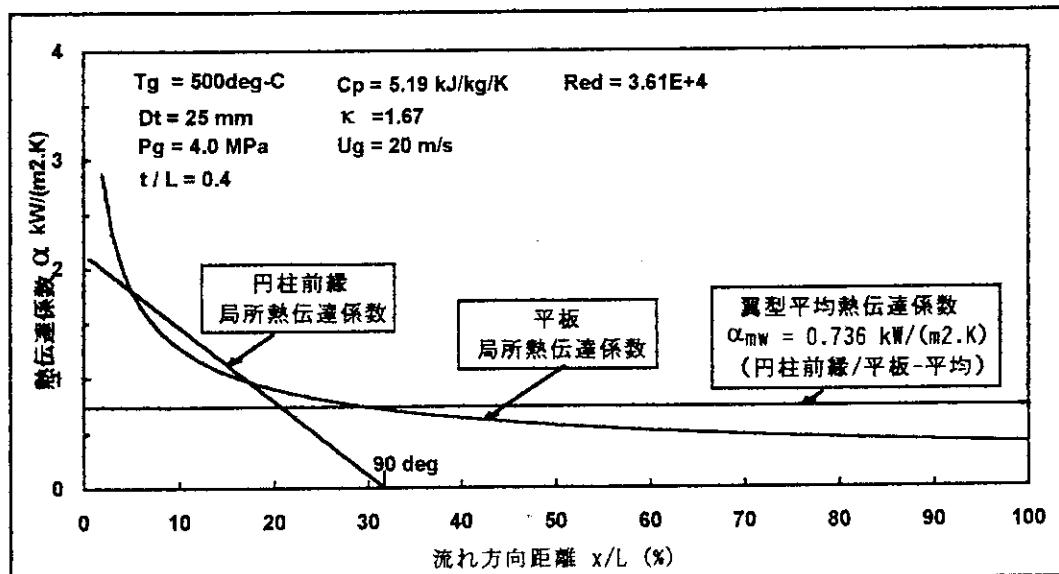


Fig. 9.1 NACA 65 系統流線型伝熱面形状の例
(翼厚比=翼厚/拡張 $c = 0.4$)



T_{gas} : ガス温度, D_t : 円柱外径, P_g : ガス圧力, t/L : 翼厚/翼幅比, C_p : 定圧比熱, K : 断熱指数,
 U_g : 平均ガス流速, Re : レイノルズ数
流れ方向: 直角, ヘリウム温度 500°C , 円柱直径 25.0 mm ,
ヘリウム圧力 4.0 MPa , 翼厚比=翼厚/弦長 0.4

Fig. 9.2 流線型及び円柱伝熱面の近似熱伝達係数の比較例

付 錄

外部圧損によるタービン及び圧縮機の見掛け効率の低下

圧縮機及びタービンの入口にそれぞれ再生熱交換器（高温側、再生サイクルの場合）と冷却器及び再生熱交換器（低温側、再生サイクルの場合）とガス加熱器が必要な閉サイクルガスタービンでは、これらの圧力損失が熱効率及び出力に影響する。すなわち、圧縮機で必要となる外部仕事はその入口で生じる圧力損失を補償する分だけ大きくなる一方、タービン入口側の圧損はタービンで機械仕事に変換されるガスの内部エネルギーを減少させる。換言すれば、圧損によって圧縮機及びタービンの外部効率が低下するため、実効効率も低下する。

ガスタービンサイクルの熱力学的特性を考慮した圧損と外部効率の関係は以下のように求められる。

A.1 圧損を伴う場合のp-v線図及びT-s線図

タービン出口ガス圧力及び圧縮機入口ガス温度を一定とした場合、p-v線図及びT-s線図は、単純ガスタービンサイクルの例について、それぞれFig. 6.1(a)及びFig. 6.2(b)に示すとおりとなる。図中の記号はそれぞれ次のとおりとする。

1 圧縮機入口、2：圧縮機出口、3：タービン入口、4：タービン出口を示し、ダッシュは圧損を伴う場合を表す。p-v線図及びT-s線図上で各変化の特徴は次のとおりである。

1 → 2 圧縮機内の断熱（圧縮）変化またはポリトロープ（圧縮）変化に相当し、後者の場合、T-s線図上のエントロピーについては、 $s_1 < s_2$ となる。

1' → 2' $p_2 = p_2'$ とすれば、圧縮機入口側の圧損分だけ圧縮機入口圧力が低下するため、圧縮機における圧縮比が増加し、圧縮機出口2'でのガス温度も2に比較して上昇する。

2 → 3 再生熱交換器被加熱側及び加熱器における等圧加熱変化であり、温度及びエントロピーが共に増加する。

2' → 3' 同様に、再生熱交換器被加熱側及び加熱器における圧損を伴う非等圧加熱変化で

あり、加熱前に比較して加熱後の圧力が低下する。

3 → 4 タービン内の断熱（膨張）変化またはポリトロープ（膨張）変化に相当する。後者の場合、T-s線図上のエントロピーについては、 $s_3 < s_4$ となる。

3' → 4' $p_4 = p_4'$ 、 $T_4 = T_4'$ とすれば、タービン入口側の圧損分だけタービン入口圧力が低下するため、タービンにおける圧力比が減少し、タービン出口4'でのガス温度 T_4' も T_4 に比較して上昇する。

4 → 1 再生熱交換器被冷却側及び冷却器における等圧冷却変化であり、温度及びエントロピーが共に減少する。

4' → 1' 同様に、再生熱交換器被冷却側及び冷却器における非等圧冷却変化であり、加熱時に比較して冷却時のエントロピー変化が大、 $(s_3' - s_2') < (s_4' - s_1')$ となるため、機関の熱効率が低下する。

A.2. 圧縮機入力とタービン出力

圧損なし及び圧損ありの場合に対する圧縮機入力をそれぞれ L_{c0} 及び L_{cdp} として、Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) 中の1→2または1'→2'より以下のとおり圧縮機入力が導かれる。また、圧損なし及び圧損ありの場合に対するタービン出力をそれぞれ、 L_{t0} 及び L_{tdp} として、Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) 中の3→4または3'→4'より下記のとおりタービン出力が求められる。ただし、 A 、 p 及び v はそれぞれ、熱の仕事等量、ガスの圧力及び比体積とする。

A.2.1 圧損がない場合の圧縮機入力

圧損がない場合の圧縮機入力を L_{c0} とするとき、Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) で1→2に相当する断熱圧縮に対して以下が導かれる。

$$A \cdot L_{c0} = A \cdot \int_{p_1}^{p_2} v \cdot dp \quad (\text{A.1})$$

$$p_1 \cdot v_1^{1/\kappa} = p_2 \cdot v_2^{1/\kappa} = C_1 \quad (\text{A.2})$$

(A.2) より、

$$v_1 = (C_1 / p_1)^{1/\kappa} \quad (\text{A.3})$$

$$v_2 = (C_1 / p_2)^{1/\kappa} \quad (\text{A.4})$$

(A.3)、(A.4)を(A.1)に代入すると、

$$\begin{aligned} A \cdot L_{c0} &= C_1^{1/\kappa} \cdot A \cdot \int_{p_1}^{p_2} p^{-1/\kappa} dp \\ &= A \cdot C_1^{1/\kappa} \cdot [\kappa / (\kappa - 1)] \cdot (p_2^{(\kappa-1)/\kappa} - p_1^{(\kappa-1)/\kappa}) \end{aligned}$$

$C_1 = p_1 \cdot v_1^\kappa$ を用いて、

$$= A \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot [\kappa / (\kappa - 1)] \cdot [(p_2 / p_1)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1]$$

$m = (\kappa - 1) / \kappa$ とすれば、

$$= A \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot 1/m \cdot [(p_2 / p_1)^m - 1] \quad (A. 1a)$$

を得る。

A. 2.2 圧損がある場合の圧縮機入力

Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) 中の 1' → 2 で示す圧縮機入口で圧損がある場合の圧縮機入力 L_{cdp} に相当する断熱（圧縮）変化に対して、以下が導かれる。

$$A \cdot L_{cdp} = A \cdot \int_{p_1'}^{p_2} v \cdot dp \quad (A. 5)$$

A. 2.1 と同様にして

$$= A \cdot p_1' \cdot v_1' \cdot 1/m \cdot [(p_2 / p_1')^m - 1] \quad (A. 5a)$$

A. 2.3 圧損がない場合のタービン出力

タービン入り口において圧損がない場合のタービン出力を L_{to} とするとき、Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) で 3 → 4 に相当する断熱膨張に対して以下が導かれる。

$$\begin{aligned} A \cdot L_{to} &= A \cdot \int_{p_4}^{p_3} v \cdot dp \\ &= A \cdot p_4 \cdot v_4 \cdot 1/m \cdot [(p_3 / p_4)^m - 1] \end{aligned} \quad (A. 6)$$

A. 2.4 圧損がある場合のタービン出力

Fig. 6.1 (a) 及び Fig. 6.2 (b) で 圧損がある場合のタービン出力 L_{tdp} 、3' → 4' に相当する断熱膨張に対して以下が導かれる。

$$\begin{aligned} A \cdot L_{tdp} &= A \cdot \int_{p_4'}^{p_3'} v \cdot dp = A \cdot \int_{p_4}^{p_3} v \cdot dp \\ &= A \cdot p_4' \cdot v_4' \cdot 1/m \cdot [(p_3'/p_4')^m - 1] \end{aligned}$$

$p_4 = p_4'$ より、

$$= A \cdot p_4 \cdot v_4' \cdot 1/m \cdot [(p_3'/p_4)^m - 1] \quad (A. 7)$$

A.3 外部圧損（入口圧損）による圧縮機及びタービンの外部効率

以上で求めた圧縮機及びタービンの入出力から各々の圧損による外部効率を導く。

A. 3.1 入口圧損による圧縮機の外部効率

入口圧損による圧縮機の外部効率 η_{cex} を

$$\eta_{cex} = L_{co} / L_{cdp} \quad (A. 8)$$

で定義すると、(A. 1a)、(A. 5a) より、

$$= \frac{p_1 \cdot v_1 \cdot 1/m \cdot [(p_2/p_1)^m - 1]}{p_1' \cdot v_1' \cdot 1/m \cdot [(p_2/p_1')^m - 1]} \quad (\text{A. 8a})$$

冷却器出口のガス温度は圧損の有無に拘らず一定とすれば、

$$p_1 \cdot v_1 = p_1' \cdot v_1' \quad (\text{A. 9})$$

であるから、(A. 9)を(A. 8a)に代入すれば、

$$\eta_{cex} = \frac{(p_2/p_1)^m - 1}{(p_2/p_1')^m - 1} \quad (\text{A. 10})$$

$p_1' = (p_1 - \Delta p_c)$ を(A. 10)に代入すれば、

$$= \frac{(p_2/p_1)^m - 1}{\{p_2/(p_1 - \Delta p_c)\}^m - 1} \quad (\text{A. 10a})$$

分母の分子、分母に $1/p_1$ を掛けて整理すると、

$$= \frac{(p_2/p_1)^m - 1}{\{(p_2/p_1)/(1 - \Delta p_c/p_1)\}^m - 1} \quad (\text{A. 10b})$$

外部圧損がない場合の圧縮機またはタービンの圧力比 ϕ_0 を

$$\phi_0 = (p_2/p_1) = (p_3/p_4) \quad (\text{A. 11})$$

とし、(A. 10b)に代入すれば、

$$\eta_{cex} = \frac{\phi_0^m - 1}{\{\phi_0/(1 - \Delta p_c/p_1)\}^m - 1} \quad (\text{A. 12})$$

A. 3.2 入口圧損によるタービンの外部効率

入口圧損によるタービンの外部効率 η_{tex} を

$$\eta_{tex} = L_{tdp}/L_{t0} \quad (\text{A. 13})$$

で定義すると、(A. 6)、(A. 7)より、

$$= \frac{A \cdot p_4' \cdot v_4' \cdot 1/m \cdot [(p_3'/p_4')^m - 1]}{A \cdot p_4 \cdot v_4 \cdot 1/m \cdot [(p_3/p_4)^m - 1]} \quad (\text{A. 14})$$

加熱器出口のガス温度は圧損の有無に拘らず一定とすれば、

$$p_3 \cdot v_3 = p_3' \cdot v_3' \quad (\text{A. 15})$$

$$p_4 = p_4' \quad (\text{A. 16})$$

であるから、(A. 15)、(A. 16)を(A. 14)に代入すれば、

$$\eta_{tex} = \frac{v_4' \cdot \{(p_3'/p_4')^m - 1\}}{v_4 \cdot \{(p_3/p_4)^m - 1\}} \quad (\text{A. 17})$$

ここで、

$$v_3/v_4 = (p_4/p_3)^{1/\kappa} \text{ より、} \quad (\text{断熱変化})$$

$$v_3 = (p_4/p_3)^{1/\kappa} \cdot v_4 \quad (\text{a})$$

$$v_4'/v_3' = (p_3'/p_4')^{1/\kappa} = (p_3'/p_4)^{1/\kappa} \text{ より、} \quad (\text{断熱変化})$$

$$v_4' = (p_3'/p_4)^{1/\kappa} \cdot v_3' \quad (\text{b})$$

$$p_3' \cdot v_3' = p_3 \cdot v_3 \text{ より、} \quad (\text{等温変化})$$

$$v_3' = (p_3/p_3') \cdot v_3 \quad (\text{c})$$

(c)を(b)に代入して

$$v_4' = (p_3'/p_4)^{1/\kappa} \cdot (p_3/p_3') \cdot v_3 \quad (d)$$

$v_3 = (p_4/p_3)^{1/\kappa} \cdot v_4$ (断熱変化) を(d)に代入して

$$v_4' = (p_3'/p_4)^{1/\kappa} \cdot (p_3/p_3') \cdot (p_4/p_3)^{1/\kappa} \cdot v_4$$

$$= (p_3'/p_3)^{1/\kappa} \cdot (p_3/p_3') \cdot v_4$$

$$= (p_3/p_3')^{-1/\kappa} \cdot (p_3/p_3') \cdot v_4$$

$$= (p_3/p_3')^m \cdot v_4 \quad (e)$$

(e)を(A. 17)の v_4' に代入すると下記を得る。

$$\eta_{tex} = \frac{(p_3/p_3')^m \cdot \{(p_3'/p_4)^m - 1\}}{(p_3/p_4)^m - 1} \quad (A. 17a)$$

$p_3' = p_3 - \Delta p_t$ を代入

$$= \frac{\{p_3/(p_3 - \Delta p_t)\}^m \cdot [((p_3 - \Delta p_t)/p_4)^m - 1]}{(p_3/p_4)^m - 1} \quad (A. 17b)$$

分子の分子、分母 $\times (1/p_3)$

$$= \frac{(1 - \Delta p_t/p_3)^{-m} \cdot [(1 - \Delta p_t/p_3)/(p_4/p_3)]^m - 1}{(p_3/p_4)^m - 1} \quad (A. 17c)$$

$(1 - \Delta p_t/p_3)^{-m}$ で整理すると

$$= \frac{\{1/(p_4/p_3)\}^m - (1 - \Delta p_t/p_3)^{-m}}{(p_3/p_4)^m - 1} \quad (A. 17d)$$

$$= \frac{\{(p_3/p_4)\}^m - (1 - \Delta p_t/p_3)^{-m}}{(p_3/p_4)^m - 1} \quad (A. 17e)$$

$\phi_0 = p_3/p_4 (= p_2/p_1 = p_3/p_4' = p_2/p_4')$ (圧損なしのときの圧力比) を(A. 17e)に適用すれば、(A. 18)を得る。

$$\eta_{tex} = \frac{\phi_0^m - (1 - \Delta p_t/p_3)^{-m}}{\phi_0^m - 1} \quad (A. 18)$$

ここに、

$\phi_0 = p_2/p_1$: 圧損なしのときの圧力比 ($= p_3/p_4 = p_3/p_4' = p_2/p_4'$)

Δp_c : 圧縮機入口冷却器の圧損

Δp_t : タービン入口加熱器〃

$$m = (\kappa - 1)/\kappa$$

である。