

# 日立-GEガスタービンの性能面からみた運転実績

Operating Experience on Performance of Hitachi-GE Gas Turbine

榑 木 康 夫\* 加 藤 理\*  
Yasuo Ohteki Osamu Katô

## 要 旨

日立-GEガスタービンは60台以上の製作実績をもつに至ったが、性能上の諸問題を実績面から工場試験ならびに現地試験の結果について検討した。この結果品質管理面からみて性能諸数値の変動は少なく保証値はじゅうぶん余裕のある数値であり信頼性の高い原動機であることを明らかにした。

## 1. 緒 言

ガスタービンの歴史は古く第二次世界大戦以前にも実験的に各種の試作が行なわれていたが、実用的にはみるべきものがなく本格的な開発が進められたのは戦後主として1950年代である。この間圧縮機、タービン、燃焼器など各コンポーネントの性能向上、耐熱材料の開発ならびに冷却技術の改善に多大の努力が払われ実用機として大きな進歩がみられた。一方、電力の需要形態が近代化するにつれピーク需要処理のためピーク用ガスタービンが注目を集めて1960年代に大きな発展を遂げ、1970年代には非常用、ピーク用、産業用などになくはならない原動機となっている。

日立製作所はアメリカのゼネラル・エレクトリック社(GE)と1964年に業務協定を締結して以来60台以上(1971年末現在)のガスタービンを製作しており、その実績により信頼性ある原動機として産業界の各分野で採用されているが、本論文では主として日立-GEガスタービンの性能面からみた運転実績について述べる。

## 2. 日立-GEガスタービンの構造<sup>(1)</sup>

現在もっとも広く用いられているガスタービンは開放形単サイクルガスタービンであり、この代表例として日立-GE MS-5000形をあげることができる。図1はその断面図である。主要な構成要素は空気圧縮機、燃焼器およびタービンよりなり、作動空気は大気中から吸入され空気圧縮機で数気圧に圧縮されて燃焼器にはいり加えた燃料を燃焼させる。この高温圧縮ガスタービン内で大気圧まで膨張力として発電機などを駆動する。

この原理からも理解できるように各構成要素それぞれの性能が

全体の性能に大きく影響するので、工場試験ならびに現地における性能試験では精度の高い信頼性の大きい確実な測定を行ない品質管理上の資料として蓄積されている。

## 3. 工場試験の概要

ガスタービンは鋼板製のベース上にガスタービン本体とともに潤滑油装置、起動装置など各補機も設置されるため製作工場においてガスタービン組立完了後現地と同一の条件において完全な試験が行なわれる。補機の動作試験、タービンの起動試験、保安装置試験などとともに最終的な確認試験として性能試験が行なわれる。この性能試験は無負荷で行なわれるが、過去に行なわれた数多くの実績値を統計的に処理し現地での負荷運転時の性能を確実に推定できるようじゅうぶんな品質管理が行なわれている。

### 3.1 測定方法

圧縮機入口空気流量は入口空気ダクトの空気取入口に設けられたフローノズルにより正確に計測される。現地試験においてはこのような装置が設置されないため工場試験において現地における空気流量の推定が可能なようなデータをとっておくことがぜひとも必要である。このデータにより現地における空気流量の測定は圧縮機入口ベルマウス部の静圧と流量との関係から、あるいはタービン初段ノズルの流量係数を決定しておくことにより可能である。

燃料流量の測定は容積形の流量計を複数個直列に設置し測定誤差を極力減少するよう考慮が払われている。作動流体については図2に示すような測定点において圧力、温度を測定する。軸直結の補機はその特性から所要動力が決定され、軸受損失は油冷却器

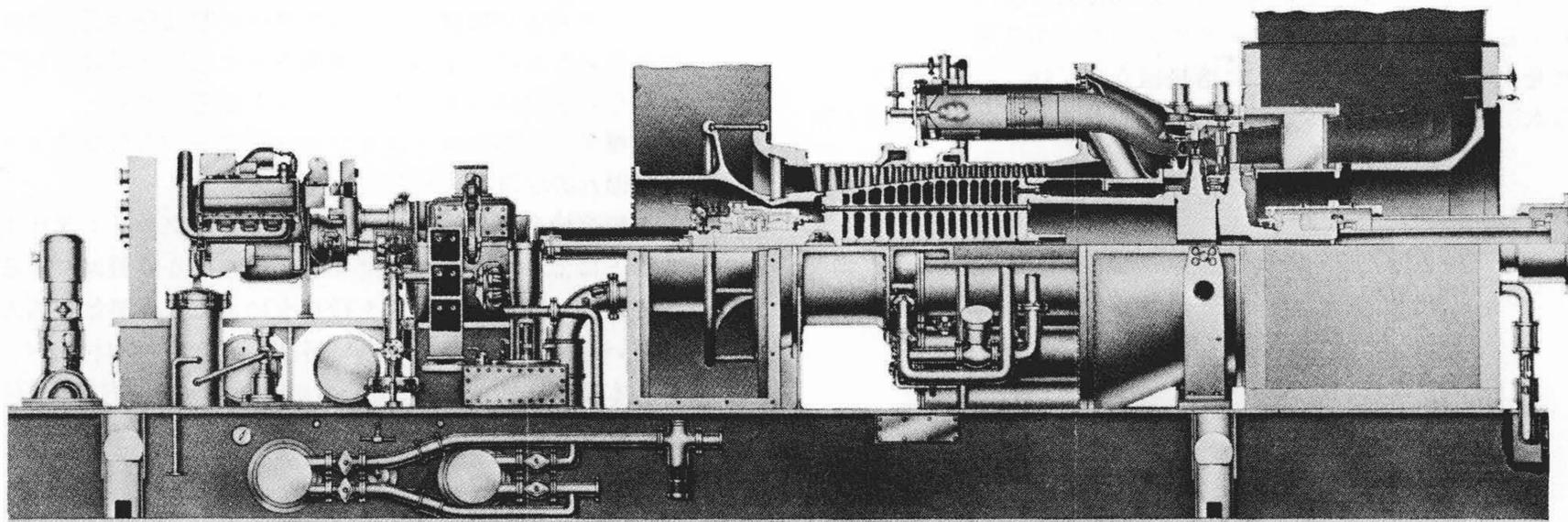


図1 MS-5000形日立-GEガスタービン断面図

\* 日立製作所日立工場

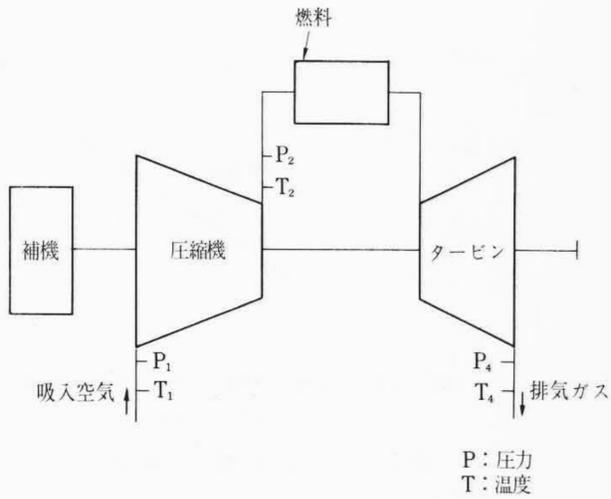


図2 作動流体の圧力温度測定点

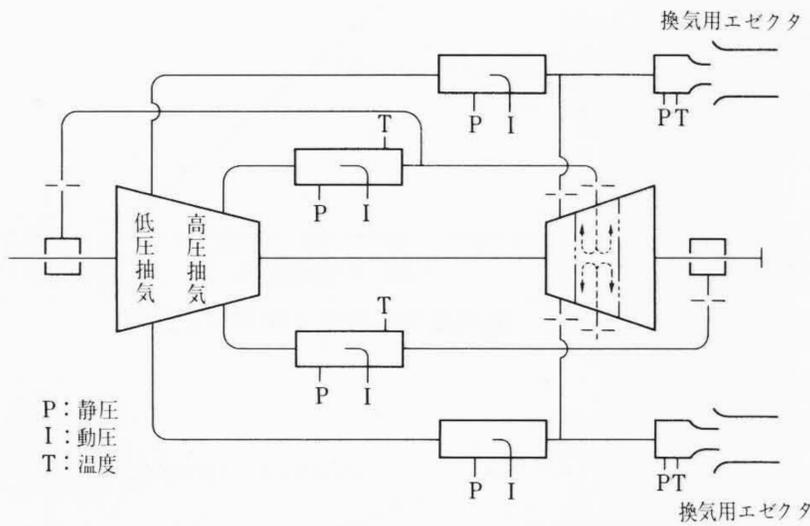


図3 冷却および軸封空気測定点

出入口の潤滑油温度ならびに潤滑油流量を測定することにより算出される。冷却空気および軸封空気も性能に影響するので、図3に示すような測定点において圧力、温度を測定する。

この種の計測にはすべて精密な測定装置が用いられ定期的に校正される。

3.2 性能計算概要

3.2.1 圧縮機効率 ( $\eta_c$ )

圧縮機入口温度  $T_1$  から入口エンタルピ  $I_1$ 、入口比圧力  $PR_1$  をガス表<sup>(2)</sup>から求め断熱変化点の比圧力  $PR'_2$  を(1)式から求める。

$$PR'_2 = PR_1 (P_2/P_1) \dots\dots\dots(1)$$

ガス表を用い  $PR'_2$  より  $I'_2$ 、 $T_2$  より  $I_2$  を求めることにより圧縮機断熱効率 ( $\eta_c$ ) は(2)式で求めることができる。

$$\eta_c = (I'_2 - I_1)/(I_1 - I_1) \dots\dots\dots(2)$$

3.2.2 タービン入口温度 ( $T_3$ )

タービン入口温度は位置により相当の変化があり<sup>(3)</sup>、正確に直接測定することは不可能にちかい。したがって圧縮機動力、補機動力、軸受損失の総和をタービン発生エネルギーとし、これに排気のエネルギを加えタービン入口エンタルピを求めタービン入口温度を計算で求めるほうが実用的である。この際圧縮機から抽出される空気が圧縮機の動力に及ぼす影響ならびに冷却空気がタービンの発生エネルギーに及ぼす影響についてはじゅうぶん注意して計算を行なう必要がある。

3.2.3 燃焼効率 ( $\eta_B$ ) およびタービン効率 ( $\eta_T$ )

理論タービン入口エンタルピ  $I'_3$  は圧縮機出口のエンタルピ  $I_2$  に燃焼によって生ずる熱量を加えたものである。

$$I'_3 = I_2 + (W_f \cdot H/W_g) \dots\dots\dots(3)$$

ここに、 $W_f$ : 燃料流量 (kg/s)

$H$ : 燃料の発熱量 (kcal/kg)

$W_g$ : 燃焼ガス量 (kg/s)

したがって  $I'_3$  よりガス表を用いて  $T'_3$  を求めると燃焼効率は次式で与えられる。

$$\eta_B = (T_3 - T_2)/(T'_3 - T_2) \dots\dots\dots(4)$$

なお、燃焼効率は(4)式による定義のほか排気ガスの保有する熱量、潤滑油から取り去る熱量、換気用エダクタから放出する熱量およびケーシング表面から放散する熱量の総和を出力とし、燃料の熱量を入力として出力と入力の比で定義する方法もあるが、測定誤差を含め両者の相違は通常0.1%程度である。

タービン断熱効率  $\eta_T$  は圧縮機断熱効率の逆で(5)式により計算される。

$$\eta_T = (I_3 - I_4)/(I_3 - I'_4) \dots\dots\dots(5)$$

ここに、 $I_3$ : タービン入口エンタルピ (kcal/kg)

$I_4$ : タービン出口エンタルピ (kcal/kg)

$I'_4$ : 断熱変化時のタービン出口エンタルピ (kcal/kg)

3.3 基準値への修正

性能試験時の大気条件は必ずしも同一でなく、むしろ季節によりあるいは日により変わるのが普通である。ガスタービンは蒸気タービンなどの原動機に比較し外気条件で性能が左右されやすく前述のごとく求めた諸性能をそのまま直接比較することはできない。したがってある基準値に修正する必要があるが、この基準値として一般に用いられる規格としてISO, NEMAなどがある。大気条件としてISOは温度15°C, 設置高度海面上0m, NEMAでは26.7°C (80F), 305m (1,000ft)と規定している (JISはISOと同一条件で規定されようとしている)。これら基準値への修正は次式により行なわれる。

$$\text{修正回転数} = \text{実測回転数} \times \sqrt{K_s/K} \dots\dots\dots(6)$$

$$\text{修正空気量} = \text{実測空気量} \times (P_s/P) \times \sqrt{K_s/K} \dots\dots\dots(7)$$

$$\text{修正燃料量} = \text{実測燃料量} \times (P_s/P) \times \sqrt{K_s/K} \dots\dots\dots(8)$$

$$\text{修正タービン入口温度} = \text{実測タービン入口温度} \times (K_s/K) \dots\dots\dots(9)$$

$$\text{修正排気温度} = \text{実測排気温度} \times K_s/K \dots\dots\dots(10)$$

ここに、 $K_s$ : 基準大気温度 (絶対温度)

$K$ : 実測大気温度 (絶対温度)

$P_s$ : 基準大気圧力 (絶対圧力)

$P$ : 実測大気圧力 (絶対圧力)

3.4 試験方法およびその結果

性能試験時のタービン回転数は定格回転数の75%, 90%, 100%および105%の4点で各種圧力、温度、流量などの測定が行なわれる。測定データの変動を極力小さくし規定値以上の変動がないようタービンの運転状態がじゅうぶんに安定してから測定する。

図4は圧縮機効率を、図5は空気流量を、図6は燃料流量の試験結果を示している。いずれも予想値に対し試験結果はごく狭い範囲に分布しており、確度の高い試験が行なわれていることを示している。これらは結果の一部であるがこのほか多数の性能値が同様に統計的に整理され、じゅうぶんな性能管理とともに最終的な品質管理が行なわれている。

4. 現地試験

通常設備引渡し試験の一部として保証した出力および熱効率を確認するため現地において性能試験が行なわれる。この現地試験は負荷試験であるので工場における性能試験とは異なった注意が必要である。一般に行なわれているのは実出力 (発電機駆動のものは電気出力) と実際熱消費量を測定し、これを試験時の大気温度および大気圧力で補正して補正出力と補正熱効率を算出する方法である。

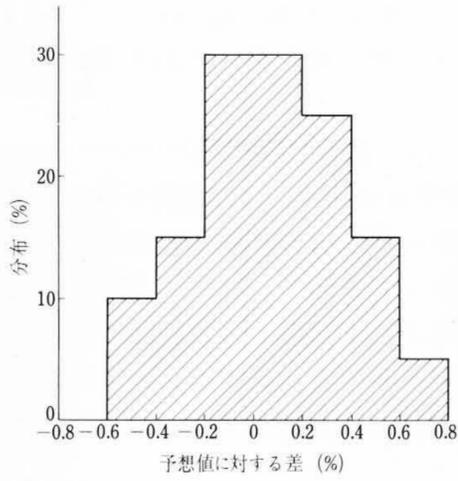


図4 圧縮機効率の予想値に対する誤差分布

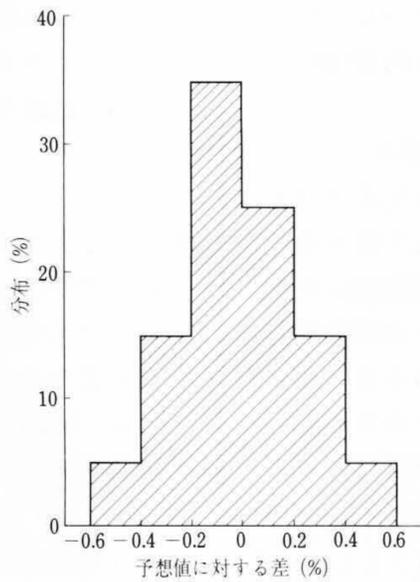


図5 空気流量の予想値に対する誤差分布

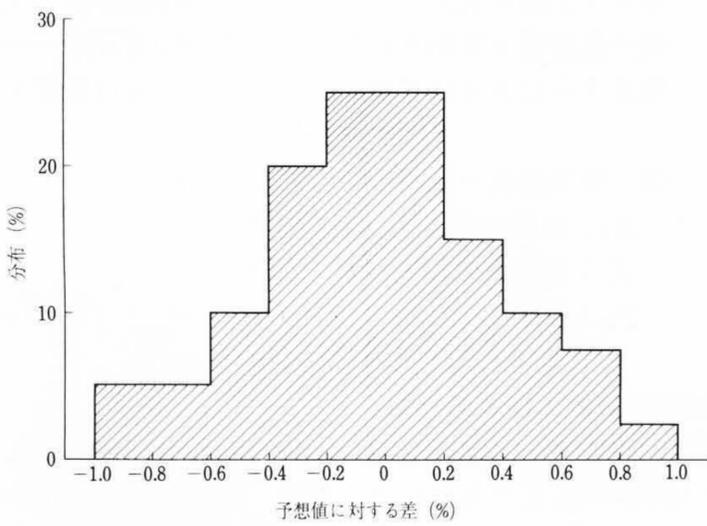


図6 燃料流量の予想値に対する誤差分布

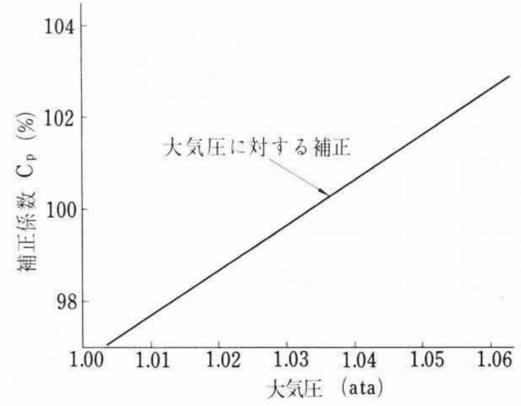


図7 大気圧補正曲線

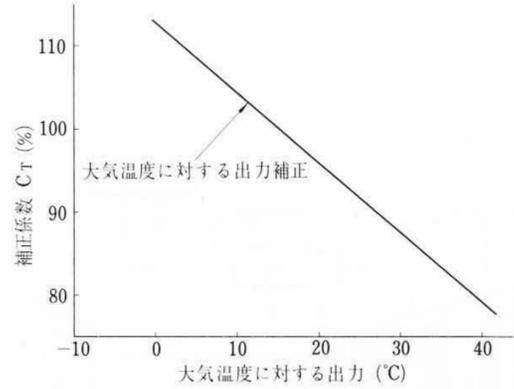


図8 大気温度に対する出力補正曲線

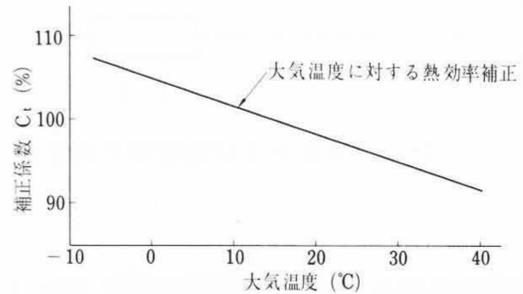


図9 大気温度に対する熱効率補正曲線

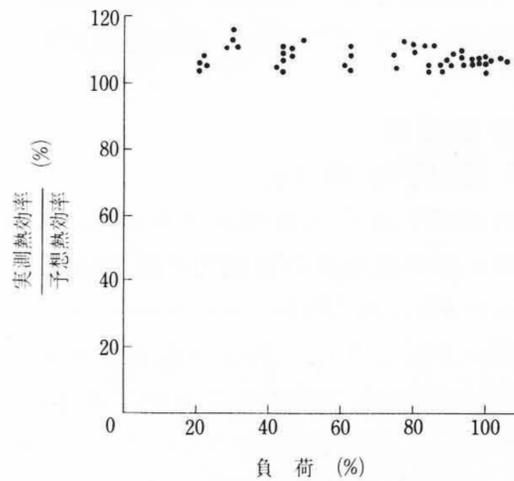


図10 各負荷における熱効率の予想値と実測値の比

$$G_c = G \times \frac{100}{C_p} \times \frac{100}{C_t} \dots\dots\dots(11)$$

ここに、 $G_c$ ：補正出力 (kW)  
 $G$ ：実測出力 (kW)  
 $C_p$ ：大気圧力に対する補正係数  
 $C_t$ ：大気温度に対する出力補正係数

$$\eta_c = \frac{G \times 860}{Q_f} \times \frac{100}{C_t} \times 100 \dots\dots\dots(12)$$

ここに、 $\eta_c$ ：補正熱効率 (kW)  
 $Q_f$ ：実際熱消費量 (kcal/h)  
 $C_t$ ：大気温度に対する熱効率補正係数

図7は $C_p$ 、図8は $C_t$ 、図9は $C_t$ の代表例である。

図10は各負荷における熱効率の予想値と実測値(補正熱効率 $\eta_c$ )との比較を示すものであるが、いずれも保証値をじゅうぶん上ま

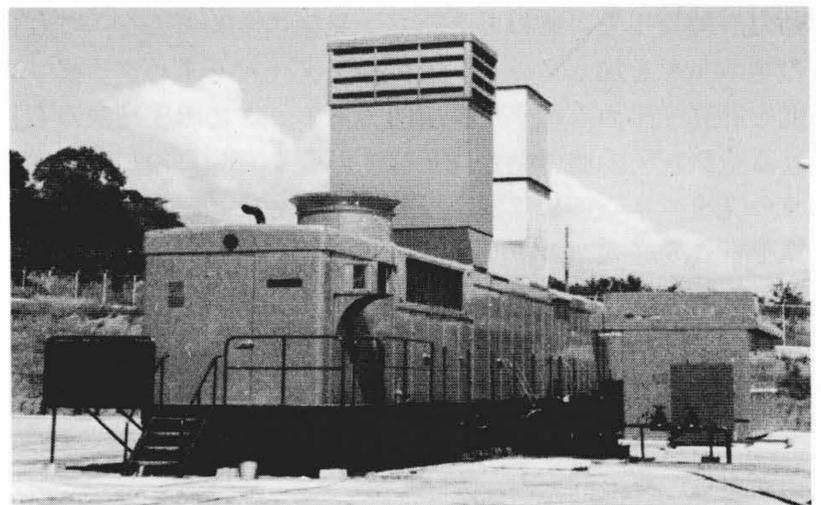


図11 現地運転中の日立-GEガスタービン

わっていることがわかる。これは保証性能に対し日立-GEガスタービンの性能はじゅうぶん余裕をもっていることを示している。図11は現地運転中の日立-GEガスタービンの一例を示したものである。

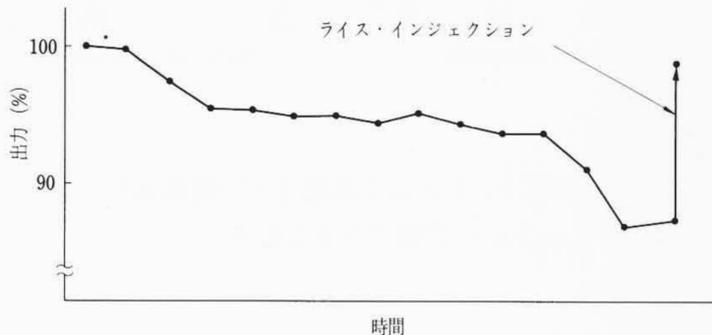


図12 出力低下の一例

5. 長時間運転後の実績

日立-GEガスタービンは前述のように営業運転開始時点ではじゅうぶんにその性能を発揮するが、開放形のため長時間運転後の性能は周囲の条件に左右される。たとえば燃料中に腐食性の不純物を含む場合には多かれ少なかれタービンのガス通路部が腐食されるであろうし、付着性の燃焼生成物がタービン翼に付着し性能低下の原因となる場合もある。このほか保守の良否、大気中の含塵(じん)量、起動回数、運転時間などによっても左右される。

もっともよく経験される性能低下の原因として圧縮機の空気通路部の汚れがある。これは工業地帯とか砂漠のようにダストやオイルミストが大気中に含まれている場合であって、早くても数ヶ月おそくても約1年後には徐々に出力低下となって表われる。同一大気条件の場合同一出力で比較すると圧縮機出口温度高、タービン排気温度高、燃料消費量大となり圧縮機内部の性能低下である

ことが容易に推定できる。空気圧縮機入口部には空気フィルタをおきダストやオイルミストが圧縮機内部にはいらぬよう保護されるが、ろ過効率100%は現状の技術では実現不可能なので必ず空気とともにこれらの不純物が多少圧縮機内部にはいり付着する。図12はこのような原因による出力低下の一例を示したものである。圧縮機空気通路部の汚れを洗浄する方法として種々の方法が用いられているが、粒子径が適当なこと、入手しやすいこと、可燃物であることなどの理由から米が一般的に用いられる。これはライス・インジェクションと称し、タービン運転中に圧縮機入口からなまの米を投入し圧縮機翼の汚れを除去する方法である。図12からも明らかなようにライス・インジェクションは圧縮機の汚れを除去するには効果的な方法で性能的にはほぼ初期の状態に回復することができる。

6. 結 言

ガスタービンの性能試験を中心として日立-GEガスタービンの性能面からみた運転実績について述べた。ガスタービンは将来ますます進歩発展が期待される原動機であり、タービン入口温度の上昇あるいは構成要素の効率向上などにより性能面での改善も大いに期待されている。このためには使用者と製作者が表裏一体となり各種データの集積がぜひとも必要である。この目的で本論文をまとめたのであるが関係者の参考になれば幸いである。

終わりに性能試験で種々ご協力いただいた使用者のかたがたに深甚なる謝意を表わすものである。

参 考 文 献

- (1) 加藤：日立評論 47, 1519(昭40-9)
- (2) J.H. Keenanほか：Gas Tables(John Wiley & Sons, Inc.)
- (3) N.E. Starkey：Tr. ASME, Journal of Engineering for Power, 41 (Jan. 1967)



新 案 の 紹 介



登録実用新案 第880118号

菅 原 理 夫・岡 垣 博

原 子 吸 光 用 陰 極 放 電 管

この考案は原子吸光分析用の光源として用いられる放電管に関するものである。

原子吸光分析用光源においては、スペクトル強度が強く、しかもスペクトル線幅が狭いことが要求される。この要求を満足させるためにその光源として一般に中空陰極放電管が用いられることは周知のとおりである。

しかし、従来一般に用いられていた放電管においては、放電の間中準安定準位の状態にある封入希有気体が陰極構成元素とともに管壁に吸着されることによって封入希有気体の圧力が減少し、このため放電管の寿命が非常に短いという実用上大きな問題があった。

この問題を解決するためには封入希有気体の圧力を上げること、水素や窒素を封入することなどが考えられるが、前者によればスペクトル強度が減少し、また後者によれば連続スペクトルが発生してバックグラウンドが増大するという問題が生ずる。

したがって本考案の目的は寿命が長く、しかもバックグラウンドのない原子吸光分析用の放電管を提供することであり、その主要な特徴は原子吸光用スペクトルを発生しうる物質と封入希有気体の管壁への吸着を防止する性質を有する物質とからなる合金によって陰極を構成することにある。

図は希有気体圧力と点灯時間との関係を示すものである。aは鉄

と少量の水銀とからなる陰極を用いた本考案例による実験データ、bは従来例による実験データであって、×印は放電が不能となる点である。この図から明らかなように、本考案例による放電管寿命は従来例によるそれに比べて約30倍程度増大される。もちろん、鉄のスペクトルは水銀のスペクトルによって何ら妨害されない。

(高田)

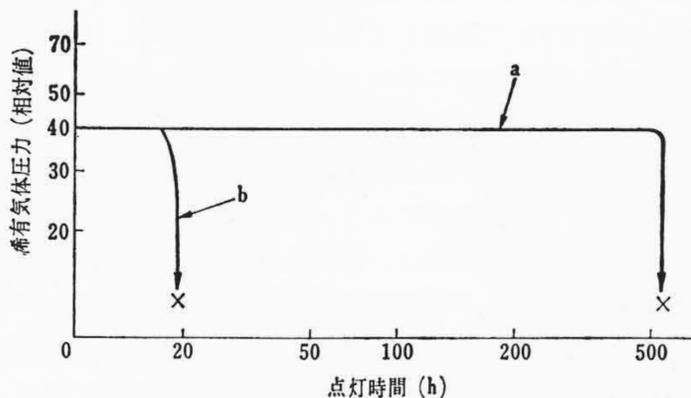


図 1