過給機駆動用ラジアル排気タービンの非定常流特性に関する研究*
(タービン性能予測に与える脈動波形の影響)小 西 奎 二*¹, 吉 識 晴 夫*²Characteristics of Radial Inward-Turbines for Exhaust Gas Turbochargers
under Nonsteady Flow Conditions
(Effects of Waveforms on Prediction of Turbine Performance)

Keiji KONISHI and Haruo YOSHIKI

This paper deals with effects of waveforms on predicting performances of a radial turbine for turbochargers under pulsating flows. The extensive unsteady tests were conducted with several pulse shapes and pressure amplitudes over a pulse frequency range from 10 to 70 Hz produced by a disk-type pulse generator rig. Five kinds of pulse shapes were simulated for exhaust gas flows from diesel engines. The time-mean method and the quasi-steady flow analysis were carried out to predict the turbine characteristics by using the steady flow turbine performance. As the results, the following points are made clear. For most turbine running conditions, the quasi-steady flow analysis is satisfactorily valid regardless of whether the turbine is effected by the waveform, amplitude and frequency. It is considered that the turbine under pulsating flow conditions works along the curves of steady flow performances except for windage states. The time-mean method predicts the power output fairly well, but grossly overestimates the mass flow rates according to the waveforms.

Key Words: Supercharger, Radial Turbine, Turbocharger Turbine, Unsteady Flow, Pulsating Flow, Quasi-Steady, Waveforms

1. 結 言

動圧駆動タービンの性能予測を行う場合、それに影響を与える流れの大きな因子として脈動周波数、振幅、波数の三つが挙げられ、これらがタービン性能にどのように関与してくるのかを明らかにする必要がある。

これらに関してはすでに多くの報告、たとえば文献(1)～(6)がある。著者らも前報⁽⁷⁾⁽⁸⁾での流れの基本となる正弦波波形を用いた場合の流量・出力特性に与える脈動周波数と振幅の影響について、時間平均法および準定常法を用いて報告した。しかし、波形の影響については高圧・大流量の空気流の波形変化が困難なため、わずかに Wallace⁽¹⁾、小菅ら⁽⁶⁾のものが見られる程度である。しかし、実機の波形に対応してなく、振幅の影響についても記されていないなど、まだ十分な結果が得られていない。

本研究では、このような過給機用ラジアル排気タービンの非定常流性能を予測するための基礎研究として、タービン単体性能に与える脈動流との関係を調べた。さらにその基礎として本報においては、円盤形脈

動流発生装置を用いて脈動波形を種々変化させ、その影響について定常流性能を用いた時間平均法および準定常法の2解析方法により研究したものである。

主 な 記 号

A_o : 送入口基準面積 m^2
 A_v : 回転弁開口面積 m^2
 f : 脈動周波数 Hz
 L : 出力 kW
 M : 質量流量 kg/s
 N : 回転速度 rpm
 N^* : 修正回転速度 $= N/\sqrt{T_{o1}}$
 P : 圧力 Pa
 P_{o1} : タービン入口全圧 Pa
 R : 膨張比 $= P_{o1}/P_a$
 T : 温度 K
 T_{o1} : タービン入口全温度 K
 Tq : トルク $N\cdot m$
 V : 流速 m/s
 ϵ_p : 圧力波形率 [式(4)]
 θ : 速度振幅比⁽⁸⁾

添 字

* 原稿受付 平成2年5月23日。

*¹ 正員、東京都立科学技術大学 (〒191 日野市旭ヶ丘6-6)。*² 正員、東京大学生産技術研究所 (〒106 東京都港区六本木7-22-1)。

e : 実測値
 tm : 時間平均法特性
 q : 準定常法特性
 m : 時間平均値
 $*$: 修正状態
 1: タービン入口
 4: 動翼入口
 5: 動翼出口
 a : 大気状態

2. 実験装置および方法

空気源と脈動流発生装置を組合せた既報⁽⁷⁾⁽⁸⁾とほぼ同一の実験装置によって空気運転した。その主要部を図1に示す。

脈動流発生装置は、図2に示すような円盤形回転弁を用いた。図2は、二つの固定円盤の間を通風孔を持った回転円盤が流れを断続することにより脈動流を発生させるものである。供試タービンが二送入孔形式であるため、円盤は180°の位置に二つの送入孔を有し、各基礎孔径60 mm、円盤外径312 mmのものである。

したがって、円盤1回転につき同位相の2パルスを発生し、タービンを駆動する。脈動波形の変化は、固定円盤と回転円盤の開口部形状を種々変化させて行う。円盤の開口部形状の代表例を図3に示す。円盤の回転速度は、インバータ制御の電動機により駆動し、脈動周波数を変化させる。周波数の設定誤差は、10 Hz のときにおいても最大約0.3%以内である。振幅の調節は、バイパス弁の開閉によって行い、定常流に近い状態から部分的に逆流の生じる範囲まで連続可変できる。これによって任意の波形および振幅を持った種々の流れを得た。なお、作動流体の外部に対する漏れは、駆動プーリ側のエアーシール部分のみで、ほとんど無視できる。また、固定円盤と回転円盤間の漏れは平均流の大きさに影響を与えるが、最大振幅時の流れに対して全く問題ない程度のものである。

タービン修正回転速度は、定常・非定常流実験を通じて $N^*=800$ のみとした。定常流実験は回転弁を固定して同装置で行い、また、流速や全温度など変動値測定系の検定のため、非定常流実験の前後に定常流実験を適宜行った。

定常流実験は負荷を変化させる通常の方法により、また非定常流実験は圧縮機の出口を絞った全負荷状態を基本にし、膨張比もほぼ一定としたときのものである。非定常流実験における波形変化は、先に報告⁽⁷⁾⁽⁸⁾した正弦波に準じたものを基本波形として考え、本報では実機に対応した模擬波形として5種類変化させた。

さらに、同一波形について脈動周波数を10~70 Hz とし、おのおのの周波数に対して振幅を10~13点変えて行った。実験は、各波形について時間平均膨張比をほぼ一定として周波数を変化させ、回転弁のバイパス弁により振幅を設定した後、修正回転速度 $N^*=800$ となるよう流量調節して実験条件を設定した。

3. 脈動流の代表例

3.1 パラメータの定義 前報⁽⁸⁾で用いた振幅変化に着目した速度振幅比や圧力振幅比では、波形の違いを考慮できないので、あらたに圧力波形率 ε_p を以

図1 実験装置主要部

図2 円盤形脈動流発生装置

図3 円盤開口部形状代表例

下のように定義した。これは Benson ら⁽⁴⁾が提案しているもので、基本的には式(1)に示すように圧力振幅の実効値を平均圧力で除したものであり、電気工学で波形率と呼ばれているものと同じ考えである。ただし、実効値としては、内燃機関などで用いられている平均有効圧力の考え方を取り入れて、一周期の脈動流がなす仕事量を定常流に置き換えた場合の値を想定し、実効値本来の形である直流成分を含めたものとした。すなわち、

$$\varepsilon_p = \frac{\text{圧力波形の rms 値}}{\text{圧力変動の時間平均値}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

圧力波形率 ε_p を算出するために、タービン入口で測定した全圧をフーリエ級数で近似する。

$$P_{01}(t) = P_{01m} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nt + b_n \sin nt) \quad \dots\dots (2)$$

このとき $P_{01}(t)$ の rms 値は

$$P_{01}(t)_{\text{rms}} = \left[(P_{01m})^2 + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{\infty} (a_n^2 + b_n^2) \right]^{1/2} \quad \dots\dots (3)$$

となる。さらに式(1)のままでは、 ε_p の値が小さく変化の傾向を表しにくい。大気圧までの膨張を基準にしたエネルギー量を考えるため、平均圧力から大気圧を減じたものを基準に考え、次式で表される ε_p を定義した。

$$\varepsilon_p = \frac{\left[(P_{01m} - P_a)^2 + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^k (a_n^2 + b_n^2) \right]^{1/2}}{(P_{01m} - P_a)} \quad \dots\dots (4)$$

ここで5次以降は微小であるので $k=4$ 次までとした。

また同様に流速を基準にとれば速度波形率を定義できるが、実用を主として考え、本報では圧力波形率を用いた。

3.2 各波形の代表例 一般に、一つの排気過給機で多シリンダを受け持つ場合、タービン入口部では、排気波形が重畳されピーク値を多数持った波形となる。この場合、脈動周波数は高くなるが、逆に振幅は平滑され流れの非定常性は弱まるものと思われる。また、前報⁽⁷⁾⁽⁸⁾によって、タービン性能に大きな影響を与える流れの因子は振幅であることが明らかにされているので、最大振幅を持つ脈動流を想定し、単シリンダからの流れを基本として考え、以下のような波形変化を行った。

各波形の代表例を図4～8に示す。回転弁の回転角に対して、タービン入口部の全圧 P_{01} 、全温度 T_{01} 、流速 V_i 、動翼入口、出口の全圧 P_{04} 、 P_{05} 、ならびに軸トルク T_q の諸量を表す。また、送入口面積変化を弁回転角に対して併せて表示してある。

これらの実験条件は、修正回転速度 $N^*=800$ 、脈動周波数 $f=10$ Hz におけるバイパス弁をほぼ全閉とした最大振幅のものである。ただし、空気源の制約からバイパス弁を全閉にしても得られる最大振幅比は同一ではない。

3.2.1 波形1の代表例 波形1の代表例を図4に示す。波形1は、円盤開口部形状が円と円を組合せた最も基本的なものであり、円盤の回転角に対する開口部面積は三角形に近いものとなる。得られた波形もロータリ弁に準じたものであるが、立上りがやや急こう配になっており、膨張波も比較的滑らかに減速しているものである。

以下の供試波形は、機関からの排気吹出しによる急激な管内圧力および流速の増加を考えて、波形の立上りがすべて急峻になるようにした。そのため、固定側円を図3に示すように一部ふさいで割円とし、さらに回転側も弁開位置での形状を同様とし、そのうえで開口部形状を適宜変えて希望の波形とした。

3.2.2 波形2の代表例 図5に示すように波形2は、急速な立上り後、ゆるやかに減速し、低圧部の

($f=10$ Hz, $\theta=0.966$, $\varepsilon_p=1.376$)

図4 波形1の代表例

($f=10$ Hz, $\theta=0.801$, $\varepsilon_p=1.285$)

図5 波形2の代表例

長い三角波となるようにしたものである。流れの締切時間が短くなり、得られる最大膨張比もいくぶん小さくなっているが、比較的実機関の排気に近い流れが得られている。

3・2・3 波形3の代表例 図6に示す波形は、高圧部の期間を長くした、いわゆる台形波もしくは方形波を模したものである。

($f=10\text{ Hz}$, $\theta=0.669$, $\varepsilon_p=1.209$)

図6 波形3の代表例

($f=10\text{ Hz}$, $\theta=0.830$, $\varepsilon_p=1.372$)

図7 波形4の代表例

($f=10\text{ Hz}$, $\theta=0.744$, $\varepsilon_p=1.217$)

図8 波形5の代表例

3・2・4 波形4の代表例 図7の波形4は、最大振幅が得られるように弁の開口時間を極力短くし、圧縮、膨張とも急激な変化を与え、先鋭化したパルス状の波形とした。

3・2・5 波形5の代表例 図8に示す波形5は、以上の結果をふまえてなるべく実機の排気波形に対応した形となるものとした。

4. 結果および考察

定常流性能曲線は、既報⁽⁷⁾⁽⁸⁾で用いたものと同一である。これを基礎にして時間平均法、および準定常法によるタービン性能予測を行い、その成立程度に与える波形の影響について検討した。本報では、計測器によって得られた実測値を真の値とし、前記2法によって得られた値とを比較することによってその成立程度を評価し流量、出力値とも修正状態とした。

つぎに、前報で用いた振幅変化に着目した速度振幅比 θ と3章で定義した圧力波形率 ε_p との関係の一例を図9に示す。この関係は、タービン個々の内部流動抵抗により、また同一タービンにおいても周波数ごとに多少異なるなど直接の関数関係にはないが、同一の速度振幅比 $\theta=0.67$ について、 ε_p の値を比べると、波形4は $\varepsilon_p=1.343$ 、波形1:1.293、波形2:1.250、波形3:1.209、波形5:1.206となる。

このことより、先鋭な波形4は同一の速度振幅比に対し圧力波形率 ε_p が大きくなり、非定常性の強い流れといえる。逆に台形波もしくは方形波に準じた波形3は比較的穏やかな波形ということになる。したがって、 ε_p は振幅を加味し、波形のひずみも表すことのできるパラメータと考えられる。

4・1 時間平均法による性能予測

4・1・1 流量特性 図10~12に、波形をパラメータとした時間平均法による流量予測を、波形率 ε_p に

図9 θ と ε_p の関係($f=10\text{ Hz}$)

対する流量比 M_{im}/M_e の関係で示す。図 10 は 10 Hz、図 11 は 30 Hz、図 12 は 50 Hz の結果である。なお、図 10~12 中の破線は、正弦波による既報⁽⁷⁾の結果を、また実線は、10 Hz の実験点を最小二乗法により結んだおおよその傾向を示す。

流量予測に対する波形の影響は、 $f=10$ Hz では明らかに波形の違いとして認められるが、 $f=30$ Hz になると明確な差が少なくなり、 $f=50$ Hz においてはほとんど差異は認められなくなる。大略の傾向として、各波形とも流量比は、 ε_p の二乗に比例した傾向を示し、各波形に対する比例定数は、図 9 で求めた θ に対する ε_p の並びと同順序で大きくなる。すなわち、波形の影響が明確に認められる図 10 において、同一の予測誤差、例えば 10 % の誤差を生じる波形の ε_p を比較すると、波形 4 が最も大きくつづいて波形 1、つぎに波形 2 となり、つづいて少し非定常性が弱まり波形 3、5 が同程度で小さくなる。ロータリ弁による正弦波に準じた基本波形は、波形 3 と波形 2 の間に位置する。

また、同一の ε_p で比較すると各波形の非定常性に占める θ による速度成分の影響を表していると考えられる。すなわち、供試波形図から波形 4 は振幅変化は大きい、平均流速も大きい、ため速度振幅比は小さくなる。また実験条件として同一膨張比を設定しているため M_{im} はほぼ同じ値をとるが、流れの慣性により圧力変化ほど流速は変化せず、平均流速の大きい波形 4 は M_e が大きくなる。このために同一の ε_p で比較したとき非定常性の強い波形 4 は流量比が小さくなる。

図 11 の $f=30$ Hz になると、流量予測に対する波形への依存性は減少してくる。さらに、図 12 の $f=50$ Hz になると波形への依存性はほとんどなくなり、波形 3 の結果に収れんする傾向を見せる。

また、脈動周波数の影響は、いずれの波形においても顕著でない。このことは既報⁽⁷⁾の結果と同一である。 f が高くなると一定の波形(波形 3)に近づき、予測精度が向上する傾向を見せる。この原因は、予測精度に

図 10 時間平均法による流量予測 ($f=10$ Hz)

図 12 時間平均法による流量予測 ($f=50$ Hz)

図 11 時間平均法による流量予測 ($f=30$ Hz)

図 13 時間平均法による出力予測 ($f=10$ Hz)

最も影響を与える流れの因子は振幅と考えられ、周波数が高くなると流体の慣性によって非定常性は残るが、流れは平均流に変動成分が重畳した程度の連続した定常流成分の多いものとなる。それゆえ、高い周波数領域では波形の違いが少なくなり、穏やかな波形3に近づくものと思われる。

4・1・2 出力特性 図13は、時間平均法による出力予測結果である。流量特性と同様に、波形をパラメータとして圧力波形率 ε_p に対する出力比の関係を表す。出力比は、トルク検出器によって得られた測定平均値と軸受損失の和を真の値 L_e とし、これに対する予測値 L_{tm} から算出した。図は割愛しているが周波数が高くなっても同様の傾向を示す。基本波形による既報⁷⁾とほぼ同様に圧力波形率および振幅による顕著な影響は見られない。ことことは、脈動周波数、振幅および波形の変化を与えても時間平均法による出力予測結果には大きな影響を生じないことを表している。すなわち、非定常流下でも時間平均タービン出力 L_e は、脈動流の周波数、振幅、波形変化によらず膨張比と修

正回転速度を与えればほぼ同一となる。

なお、先の流量予測と考慮併すと、タービン出力は不変でも流量は減少することを意味する。この原因は、非定常流下のタービンは、圧力変動の平均値より高い圧力成分によって大きな仕事を得ており、その分流量は少なくてよいものと考えられる。

4・2 準定常法による性能予測

4・2・1 流量特性 図14～17は、準定常流仮定を用いた脈動流下のタービン流量予測結果である。時間平均法による流量予測と同様に各周波数ごとに、波形をパラメータとして圧力波形率 ε_p （および θ ）に対する流量比 M_q/M_e の関係について表す。

図14～16より明らかなように大略の傾向として、 $\varepsilon_p=1.2$ ぐらいまではいずれの波形でも、準定常法で求めた値 M_q は実測値 M_e を高精度で見積もることができる。さらに ε_p が大きくなるにつれて ε_p に比例してわずかに過小評価の傾向を示す。波形による予測精度の差異はほとんど認められないので、同図から波形の影響を厳密に論ずるのは困難である。

図14 準定常法による流量予測 ($f=10$ Hz)

図16 準定常法による流量予測 ($f=50$ Hz)

図15 準定常法による流量予測 ($f=30$ Hz)

図17 流量予測の θ による表示(準定常法, $f=10$ Hz)

なお、図 17 は $f=10$ Hz における図 14 の結果を速度振幅比 θ に対して表したものである。 ε_p に対して θ は振幅のみの関数である。同一の速度振幅比例えば $\theta=0.7$ について見るとわずかではあるが、 ε_p への依存性、すなわち、流量予測に対する一種の波形の影響を表しているものと考えられる。したがって、ひずみの大きい波形 4 が予測誤差が大きく、つづいて、波形 1, 2, 3 および波形 5 と図 9 で求めた非定常性の強い波形の並びが認められる。

つぎに、準定常法解析においても脈動周波数への依存性はほとんど見られない。 f の増加にしたがって予測精度が良くなるのは、 $4 \cdot 1 \cdot 1$ 項で考察したように脈動流自身の振幅が減少するためと思われる。

345 点に達する広範囲な実験を通して、予測誤差は最大でも約 5～6 % の範囲にある。この値は基本波形を用いた既報⁽⁸⁾の最大でも 5 % を超えないという結果と比較してわずかに大きい。また、 $f=10$ Hz についてみると基本波形では速度振幅比 θ の影響をほとんど受けなかったのに対し、図 14 では各波形とも ε_p の影響が見られる。この原因は厳密には不明であるが、基本波形で得られる波形は $\varepsilon_p=1.28$ ぐらいまでの流れであり、また図 17 より、わずかに流量予測に対する波形の影響が表れていることが考えられる。さらに、変動波形の一周期に占めるウインディッジ以下の領域などの影響のためと思われる。

以上のことより全体として、タービン性能予測に与える波形の影響はほぼ無視できるものと考えられる。すなわち、タービン性能予測に対する準定常流仮定は成立すると考えて大きな問題はない。言い換えれば、いずれの波形においても、ウインディッジ状態を除いて脈動流下の瞬時のタービン流量特性は、定常流性能曲線に沿って作動していると考えてよい。

4・2・2 出力特性 図 18～20 は、準定常法による出力予測結果である。圧力波形率 ε_p に対する出力比の関係を波形をパラメータとして $f=10, 30, 50$ Hz について表す。結果のばらつきは軸受損失の評価誤差による L_e の不正確さが主因と思われる。

各波形とも周波数が高くなれば予測誤差は振幅の減少により少なくなるが、波形および脈動周波数による影響は顕著でない。全体として、圧力波形率 ε_p が大きくなれば過小評価の傾向を示すが、最大でも 10 % 程度である。この値は、先の流量特性に比較していくぶん大きい。この原因は、既報⁽⁸⁾で述べたように定常流性能曲線におけるウインディッジ状態での出力特性の膨張比 ($R_t=1.086$) が流量特性 ($R_w=1.037$) に比較して大きいためと思われる。本研究では、ウインディッ

ジ以下の膨張比のタービン仕事をすべて零とおいたために、圧力波形率の高い波形および領域で見積誤差が大きくなったものと考えられる。

以上のことを総合的に判断して、非定常流下のタービン性能は、出力特性においても、ウインディッジ状態を除いてほぼ定常流性能曲線に沿って作動している

図 18 準定常法による出力予測 ($f=10$ Hz)

図 19 準定常法による出力予測 ($f=30$ Hz)

図 20 準定常法による出力予測 ($f=50$ Hz)

と考えられる。したがって、先の流量特性と併せて考えると定常流性能の良いタービンは、非定常流性能も良いといえる。このことは脈動流下におけるタービンの設計指針を与える基本的なものとして考えてよい。

5. 予測に対する適用限界

本報で検討した2解析方法を実際のタービン性能予測に用いる場合、両解析とも脈動周波数の影響はほぼ無視できる。時間平均法による性能予測では、波形の影響は低周波数域において流量の面で強く受けるが、振幅の影響は平均膨張比として取扱うので定常流性能曲線に準じた作動範囲となり大きな問題は生じない。準定常法性能予測では、波形の影響はほぼ無視できるが、振幅(膨張比変動幅)の影響については留意が必要である。すなわち、準定常法の場合には、振幅変化は瞬間膨張比として取扱うため通常得られている定常流性能曲線の範囲を超える恐れがあり、これが予測精度に悪影響を与える。特に、タービンが低膨張比の作動域で使用される場合には重要な問題となってくる。すなわち、ターボ機械の特有な作動領域として流量・出力とも零と考えられるウインディッジ状態がある。これ以下の膨張比では、通常定常流性能曲線自体が得られておらず、またタービンがどのような挙動をしているかも明らかにされていない。したがって、準定常法をタービン性能予測に適用する場合、この領域を除いて考えるのが現時点では賢明と思われる。

このことは本質的には定常流性能曲線に起因する問題かとも考えられるが、この領域を評価できないのは準定常法自身の持つ一つの欠陥とも思われる。それゆえ、準定常法によってタービン性能予測を行う場合、膨張比がウインディッジ以下の領域を長期間占めるような機関の作動状態に適用する場合は注意が必要となる。特に出力予測の場合には、ウインディッジ状態の膨張比が高いためその影響を強く受ける。

しかしながら、タービンがウインディッジ状態に遭遇するような機関の作動域は、低回転速度で高負荷運転されるごく一部の限られた範囲と考えられる。また、実際に過給機が使用される場合、常用機関回転速度も高く、1台の過給機で多シリンダを受け持つ形式が多い。それゆえ、圧力変動は平滑されて平均流成分の多い流れとなるため本実験条件より緩やかなものと考えられ、このことに起因する大きな問題は生じないものと思われる。

6. 結 言

タービン性能に与える波形の影響について、時間平均法および準定常法により調べた結果、以下のような結論を得た。

(1) 準定常法による流量・出力性能予測は、波形、振幅および脈動周波数によらずほぼ成立する。すなわち、タービンは、脈動流下でもほぼ定常流性能曲線に沿って作動していると考えてよい。

(2) 以上のことから定常流性能の良いタービンは非定常流性能も良いといえる。このことは脈動流下におけるタービンの設計指針の基本となる。

(3) ウインディッジ状態は、定常流性能曲線においても特殊な作動領域であり、準定常法性能予測に悪影響を与える。

(4) 波形の影響は、時間平均法による流量予測で低周波数領域において強く現れるが、その他の場合には無視できる。

(5) 振幅の影響は、両予測性能に対して最も大きな影響を与える因子として作用する。

(6) 脈動周波数の影響は、両予測性能に対して顕著でなく無視してよい。

(7) 流量予測は準定常法により、出力予測は時間平均法によれば、高精度では非定常流特性を予測できる。

(8) 圧力波形率は、脈動流の振幅を加味し波形のひずみを考慮した。脈動流を記述できる因子となる。

最後に、東京都立大学工学部熱機関研究室および東京大学生産技術研究所の方々に種々ご協力を賜ったことを記して深く謝意を表す。

文 献

- (1) Wallace, F. J. and Blair, G. P., *ASME Paper*, 65-GTP-21(1965), 1.
- (2) Wallace, F. J., Adgey, J. M. and Blair, G. P., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **184**, Pt. 1(1969-70), 183.
- (3) Benson, R. S. and Scrimshaw, K. H., *Proc. Inst. Mech. Eng.*, **180**, Pt. 3 J paper 23(1965-66), 74.
- (4) Benson, R. S., *SAE Paper*, No740739(1974-9), 1.
- (5) 宮下・ほか3名, 石播技報, **13**-3(1973), 259.
- (6) Kosuge, H., ほか1名, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **98**-1(1976), 53.
- (7) 小西・吉識, 日本ガスタービン学会誌, **18**-69(1990), 41.
- (8) 小西・吉識, 機論, **56**-532, B (1990), 3756.
- (9) 是松・平山, 機論, **41**-341(1975), 240, 250.
- (10) 水町・ほか4名, 機論, **44**-388(1978), 4272.
- (11) 吉識・ほか3名, 機論, **45**-394(1979), 904.
- (12) 吉識・ほか3名, 日本ガスタービン学会誌, **12**-47(1984), 41.