随　筆

燃焼工学の新しいパラダイム

水谷　幸夫*1
MIZUTANI Yukio

キーワード: 燃焼工学，新パラダイム，複雑散逸系，カオス，噴霧着火，油滴群燃焼，論文の有用性
Combustion Engineering, New Paradigm, Dissipative Complex System, Chaos, Spray Ignition, Droplet Group Combustion, Thesis Usefulness

コンピュータの発達は，数値解析の著しい発展をもたらしたが，それと同時に，それまで何の疑問もなく受入れられてきた決定論的な考え方，すなわち，「現在の状態が確定すれば，因果関係によって未来も確定する」，あるいは「この宇宙の状態はビッグバン直後のクオークとレプトンに刷込まれていた」，といった考え方に変革をもたらしつつあるように感じられる。ところが，工学はもともと決定論を基礎にして築き上げられてきたものであるから，これは工学のパラダイムが根底から覆る可能性を示唆している。しかし，不定形に揺らめく炎に代表される，燃焼現象のような難物と格闘してきた著者のような人間には，今まで薄々感じてきたことが，ようやく科学の世界で認知されだしたようにも思え，あまり驚きを感じていない。この事情について，勉強不足ながら，著者なりの説明をしてみたい。

さて最近，物理学の方面で「カオス」とか「複雑性」とかいった言葉がよく聞かれるようになった。そこで，啓蒙書[1],[2]をひもといてみると，平衡から大きく隔った非線形系は「自己組織化」する能力があり，「予測不可能な分岐現象」により「自己発展」し，「カオス」もしくは「フラクタル」的な特性を発現すると書かれている。さらに，この宇宙が平衡に達することは決してなく，燃え盛る恒星と温度数度Kという極低温の宇宙空間との間で，顕著な非平衡状態が維持されているという。事実この地上にも，太陽から色温度数千度Kという高エネルギーの光子が降り注ぎ，地表から遠赤外放射による宇宙空間へのエネルギー散逸が保証されている。数十度Kや数百度Kといった僅かな温度差の間で，できるだけ可逆変化に近いプロセスを行わせて，有効エネルギーの最大利用をはかる必要など何処にもない，ということになりそうなのである。このことと，わずか数度Kの環境温度の上昇を恐れ，二酸化炭素排出量の規制割当てで世界中が大騒ぎをしている現状との間には，あまりにも落差があり過ぎるように思われる。

こうなると，思考を物理学者まかせにせず，我々技術者や工学者も広い視野で物ごとを考えなくてはならないと感じられる。何しろ，技術者や工学者は工業の最適規模や効率とコスト，太陽エネルギーと宇宙への遠赤外放射のどうしようもない希薄さ，廃棄物問題の深刻さ，資源の有限性とリサイクルの必要性，といったものを，少なくとも物理学者よりは，よく知っているからである。また，熱力学の第二法則という非対称法則を，物理学者よりは真面目に考えてきたのも，技術者や工学者である。しかし，物理学者の言うことにも一理があり，閉じた系としての地球では，「エネルギー」よりは「物質資源と廃棄物」の問題の方が深刻で，現在でも太陽から使い切れないほどの供給を受け，将来は核融合により膨大な量が入手可能になりそうなエネルギーの方は，工夫次第でどうにかなりそうな気がしないでもない。

ところで，平衡から遠く隔り，ある種の拘束を受ける非線形系は，マランゴニ対流や乱流渦に見られるように，自己組織化する能力を持つという。このようなものは「複雑散逸系」と呼ばれるが，燃焼系はこれにぴったり当てはまるように思われる。「乱流現象」というものがカオス的な特性を持つ「複雑系」の典型であることは，物理学者も認めるところであるが，燃焼現象はこの乱流現象と結合し，その著しい非平衡性のゆえに，乱流のカオス性を大きく増幅するはずである。事実，乱流火炎はフラクタル的な形状を持ち，それに関する研究はすでに開始されている。それに，噴霧燃焼や微粉炭燃焼は，空間構造の複雑さ，熱エネルギー発生のランダムさが，極めて大きい。試しに，微粉炭焚きボイラの覗き窓から中を覗いて見ると，そこに見られるのは定常な連続燃焼ではなく，今左に流れていると思った燃焼ガスが，1秒後には右に流れているといった非定常な状況である。これがカオスでなくて何であろう。

我々技術者は，多分に決定論者的であり，同じ条件で実験すれば，同じ結果を得るのが当然と考え，また，同じ初期条件で数値解析を開始すれば，同じ解に収束するものと期待する性癖がある。そして，期待どおりにならないときには，多分，条件設定が甘かったか，有効数字が不足したのであろうと考える。設計どおりの製品を作り上げることが我々の義務であってみれば，これも無理

原稿受付　1997年9月12日
*1　近畿大学理工学部機械工学科
〒577　東大阪市小若江3丁目4-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18

からぬことであるが，よく考えてみれば製品むらというものがあるため，同じ設計図から，全く同じ性能の自動車など1台も作られていなかったし，全く同じ特性を持つ飛行機も作られてはいなっかったのではなかろうか。

著者は，長年にわたって，噴霧の着火現象の研究を行ってきた。ところが，噴霧の着火遅れというものは，装置によって，あるいは測定者によってまちまちで，一桁ないし二桁異なることも稀ではない。これは条件設定が甘かったか，着火の判定がまちまちであったためではないかと考えて，ショックチューブを使ったり，流動条件を広範囲に変えて，実験を行ってみた。ところが，実験装置にほんの僅かの改造を加えても，着火遅れデータが大幅に変化することが，だんだんと分ってきた。どうも，噴霧の着火過程が，物理学者のいう「初期条件に敏感な複雑系」に該当するらしいのである。もしそうなら，実験装置あるいは測定者によって，着火遅れデータがばらつくのは当然で，それを非難する方が間違っているということになる。また，仮に正確な着火遅れデータがあったとして，それを使って設計したとしても，僅かでも条件がずれると，予想とは全く異なる時刻に着火が起ることになる。

今一つ，著者は渦も相間スリップも含まない「予混合噴霧」というものを作り出し，それを使って，噴霧火炎の構造を調べたり，燃焼速度を測定する研究を行ってきた。ところが，渦を含まないはずの噴霧流が，スケール数十mmの油滴クラスターに分割され，さらにクラスターの内部に，より小さなクラスターが形成されて，階層的な油滴群（グループ）燃焼構造が出現するらしいのである。レーザビームの散乱を利用して，上流の油滴密度の変動をモニターしても，検知できるほどの「むら」は存在しないにも拘らずである。噴霧が階層構造を持った油滴クラスターの形で燃焼すれば，窒素酸化物やすすの生成なども，当然，その影響を受けるはずである。その上に流体力学的な渦が重なると，どのような現象が起るのか，時間を追って詳細かつ正確に予測することは，ほとんど不可能になる。

燃焼は激しい熱エネルギーの発生現象であり，それが燃焼振動や燃焼騒音の発生原因となっている。燃焼騒音が熱発生率の変動とリンクすることは推定されているが，火炎という複雑系の中で，熱発生率の変動がどのように励起され，どのような空間分布と変動波形を示すのか，正確に予測する方法は存在しない。我々は，かって乱流ブンゼンバーナの発する燃焼ごう音の大部分が火炎の先端部で発生すること，変動は初め火炎各部で発生し，それが下流に流されて行って，火炎先端部で激しい変動を引き起すことを見いだした(3)。熱発生率が変動する原因はこれだけではなく，様々な原因で生じることが分っているが，燃焼装置の共振周波数に同調した熱発生率の変動は，燃焼騒音を励起する傾向にある。

考えてみれば，燃焼振動や燃焼騒音の発生も，火炎の非平衡性や複雑性と結びついているのかもしれない。というのも，一つの部屋に複数の時計を掛けておくと，振動が建物の構造を伝わって伝達され，すべての振子の運動が揃ってしまう現象が報告され，そのような引き込み現象は複雑系の一つの特性に数えられているからである。発生した燃焼振動や燃焼騒音が，熱発生率の変動をそれ固有の周期に引き込んで行くことは，火炎の複雑性を考えれば，十分あり得ることである。

以上とりとめもなく，いろいろの例を述べてきたが，著者の言いたかったことは，燃焼工学における今までのアプローチはアプローチとして，他の分野で確立されつつある新しいパラダイムは，積極的に取入れて行く必要があろうということである。その際，考え方の根本的な部分を取入れて，自分たちの流儀に合うように改良して行くことが大切で，乱流火炎のフラクタル次元を燃焼速度と結びつけて議論をするような部分的借用主義は，発展性の点で問題があるように思われる。

このようなパラダイムの変遷期において，有用な論文とはどのようなものを指すのか，私見を述べておきたい。カール・ポパー(4)も述べているように，問題意識を伴わない，漫然たる観察からは，何の知識も帰納されない。「ともかく実験室へ行って，現象を見てみましょう」というのは，ほとんどの場合，何の役にも立たないことである。大胆な推測と仮説に触発された観察と演繹だけが，新しい知識につながる。そして，出来上った理論や論文が幾つもの反駁に持ちこたえて，初めてその正当性が確立され，学問が発展して行く。とすれば，工学有用性の高い論文とは，間違いの少ない，資料的な論文ではなく，喧々囂々の議論を巻き起し，たとえ幾分の間違いを含んでいても，他の研究者の問題意識を触発するような，萌芽性の高い論文のことではなかろうか。これからの学会は，このような論文を，部分的な誤りや検討不十分というだけで「掲載否」とすることなく，新しい情報を含んでいるかどうかを見極めて，大切に扱って行く必要があろう。

それと同時に，研究者もアメリカの研究者の柔軟性，大胆さ，視野の広さといったものを見習う必要があろう。著者もそうだが，学生の頃に指導教授に与えられた課題を一生続けて行く，という研究者がわが国に多いのも，一概に悪いこととは言えないが，全員がそうだと，大きな発展が望めなくなるような気がする。

参考文献

(1) E. ヤンツ（芹沢・内田訳），自己組織化する宇宙（自然・生命・社会の創発的パラダイム），工作舎（1986）
(2) G. ニコリス・I. プリゴジン（我孫子・北原訳），複雑性の探求，みすず書房（1993）
(3) Katsuki, M.・他3名, 21st Symposium (International) on Combustion, (1987), p. 1543, The Combustion Institute
(4) カール・ポパー（藤本・他2名訳），推測と反駁（科学知識の発展），法政大学出版局（1980）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ総論

－吸気浄化技術へのユーザーの取り組みと実績－

三浦千太郎*1
MIURA Sentaro

1．はじめに

我が国のコージェネレーションは1985年に始まる規制緩和の後押しを受け，順調にその実績を伸ばしてきた。とくに産業用分野の実績は表1に見られるように約385万kWの全発電出力中8割以上を占めており，その半分以上はガスタービンに依っている。

さらに，本年12月に京都で開催されるCOP 3（The Third Session of The Conference of The Parties）の影響もあって，環境問題への対応が大きな課題になっている。言うまでもなく，CO_2削減に最も効果的なツールは省エネルギー効果の大きなコージェネレーションであることから，その効能を改めて見直す動きが活発になっている。

その具体的な現れとして，従来経済性が厳しく導入が比較的難しいとされていた半導体や自動車あるいは印刷など低熱電比需要分野から投資採算の評価基準を緩めてでも検討しなければならないと言う要望が多くなってきた。これらのニーズと併せて，特定電気事業や負荷平準化などの新しい流れも加わって，電力優先型のコージェネレーションに注目が集まっている。

折しも欧米では10年以上前から実績のあった熱電可変技術がわが国でもようやく商品化の域に達してきた。

表1 コージェネレーション実績一覧

原動機種別		設置件数		発電量		1台当りの発電量
産業用	ディーゼルエンジン	526	54.4	1,300,898	40.7	2,473
	ガスタービン	227	23.5	1,758,967	55.0	7,749
	ガスエンジン	214	22.1	138,599	4.3	648
	小計	967	100.0	3,198,464	100.0	3,308
民生用	ディーゼルエンジン	707	53.8	367,908	56.5	520
	ガスタービン	42	3.2	102,580	15.8	2,442
	ガスエンジン	566	43.0	180,695	27.7	319
	小計	1,315	100.0	651,182	100.0	495
	合計	2,282 件		3,849,646 kW		1,687 kW

CRS 1997/3

併せて，電気事業法の規制緩和が進められたなどの環境条件も整ったことから，表2に示すような多くの実績が出てきた。ガスタービンによるコージェネレーションはその普及に一層の拍車がかかり，新しい局面を迎えようとしている。

しかしながら，これら低熱電比需要分野における電力優先の運用は，性能維持を含むシステムの高い信頼性が従来以上に望まれるようになるばかりでなく，ガスタービンの持つ本質的な弱点を顕在化させることになった。すなわち，作動流体として大量の空気をその繊細な機構内に取り込むため，ガスタービン内部が空気中の不純物

表2 熱電可変システムの国内実績

No.	需要家	稼働年月	メーカー	備考
1	中越合金	1996年6月	日立造船	蒸気注入
2	A社	1996年7月	IHI	蒸気注入
3	日新製鋼	1996年7月	神戸製鋼所	蒸気注入
4	B自動車	1996年12月	IHI	蒸気注入
5	日本ゼオン	1997年4月	IHI	蒸気注入
6	C社	1997年4月	川崎重工業	蒸気注入
7	D電気	1997年6月	IHI	蒸気注入
8	D電気	1997年6月	IHI	蒸気注入
9	D電気	1997年6月	IHI	蒸気注入
10	E自動車	1997年9月	日立造船	蒸気注入
11	F社	1997年11月	神戸製鋼所	蒸気注入
12	日本電気山形	1997年12月	川崎重工業	小型ｺﾝﾊﾞｲﾝﾄﾞ
13	G電気	1998年2月	IHI	蒸気注入
14	H電気	1998年2月	IHI	蒸気注入
15	I電気	1998年2月	IHI	蒸気注入
16	B自動車	1998年2月	IHI	蒸気注入
17	J工業	1998年2月	川崎重工業	小型ｺﾝﾊﾞｲﾝﾄﾞ
18	K化学	1998年4月	IHI	蒸気注入
19	K化学	1998年4月	IHI	蒸気注入
20	L社	1998年6月	川崎重工業	蒸気注入
21	F社	1998年7月	神戸製鋼所	蒸気注入
22	F社	1998年7月	神戸製鋼所	蒸気注入
23	M化学	1998年7月	日立造船	蒸気注入
24	N化学	1998年8月	日立造船	蒸気注入
25	B自動車	1998年9月	IHI	蒸気注入
26	三洋電機	1998年9月	川崎重工業	蒸気注入
27	三洋電機	1998年9月	川崎重工業	蒸気注入
28	三洋電機	1998年9月	川崎重工業	蒸気注入
29	三洋電機	1998年9月	川崎重工業	蒸気注入
30	O社	1999年2月	川崎重工業	小型ｺﾝﾊﾞｲﾝﾄﾞ

原稿受付 1997年10月8日
＊1 東京ガス㈱産業エネルギー事業部
〒163-10 東京都新宿区西新宿3-7-1パークタワー27F

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

の付着により汚染され，経時的な性能低下や夏場の大幅な出力低下をもたらすこと，またそれ以上に深刻な焼損や熔損あるいは磨耗などの内部破損を招くことである。

ガスタービン使用者は長年この問題に悩まされており，とくに近年ガスタービンの性能向上が進んだ結果，汚れによる性能低下が従来以上に顕著に現れてくるため，様々な試行錯誤を重ねた上，独自の対応を図ってきた。

本稿では，ユーザー側から見た吸気浄化の対応の履歴とその最新の実績を中心に述べ，ガスタービンの性能向上を実質的に支えているユーザーの運用技術改善へのたゆまぬ努力の一端を報告する。

2．ガスタービンの性能低下

ガスタービンの性能低下には種々の要因があるが，経時的な性能低下は空気圧縮機の汚れが支配的である。これは圧縮機効率の向上とともにその傾向がより顕著に表れ，図1に示すように圧縮機効率が低いため，比較的汚れに対する感度が鈍いとされてきた1MWクラスの遠心式小型ガスタービンにおいても，新鋭機では出力低下が問題となってきている。

従来我が国のガスタービンメーカーあるいはパッケージャは，欧米で多用されている砂塵防止用あるいは塩害防止用が主目的の吸気フィルタをそのまま採用するのが一般的で，それで性能低下が防げない場合は圧縮機の翼洗浄を推奨してきた。むしろ吸気フィルタだけでは性能維持には不十分で，翼洗浄との併用が基本であった。とくに保守が容易で安価なことから主流である巻き取り式フィルタ（図2）に至っては，巻き取りロールの両側面からの空気のすり抜け量が大きく，微粒径粒子ばかりでなく比較的大きな粒子ですら捕集が不十分な場合がある。

この吸気フィルタと翼洗浄の効果については，我が国では筆者が幹事を務めさせてもらっているMF-111ユーザーが中心となって作った日本ガスタービンユーザー会（JGUA：会長　針原哲巳）でも，会が発足した7年前から大きな問題として議論されてきた[1]。本会の会員数と業種構成は図3の円グラフに示すとおりで，化学工業（石油精製及び化学）が主力メンバーである。いずれもエネルギー多消費型の産業が多く，自家発電を含む

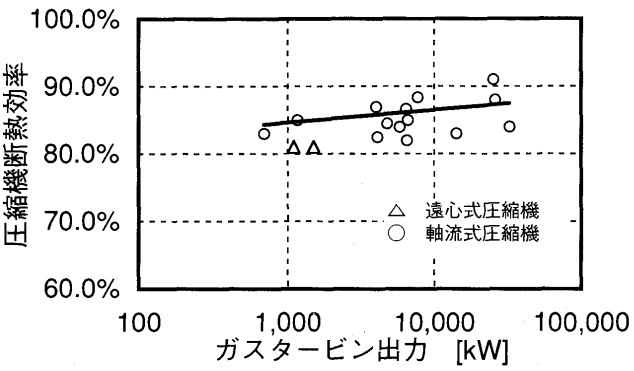


図1　ガスタービン圧力と圧縮機効率

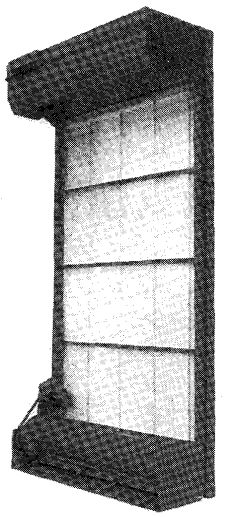


図2　ロールオマッティクフィルタ

ユーティリティの維持管理は工場運営上きわめて重要な基幹業務である。

その第2回総会の報告の中[5]に，夏場に圧縮機汚れが進みサージに入ってしまい，運転が出来なくなる事例があった。当該ユーザーが自工場生産プロセスのクリーンルームなどに使用されていたHEPA（High Efficiency Particulate Air）Filterを対策として採用した。この試みが実証データを伴って報告されるに至って，フィルタ強化が性能低下防止にもっとも効果があることが，ユーザーはもちろんのこと，この会に招かれていたメーカー側にも徐々に認識され，本格的に採用が進められるようになった。それまでは先に述べたように汚れて性能低下してしまったガスタービンに対して，Cold Wash(Cranking Washとも言う)，Hot Washあるいは Nuts（Rice）Injectionなどの洗浄液や洗浄剤をガスタービン内部に吹き込むことがメーカーの推奨する一般的な性能回復方法であった。しかし，このような作業のために冷却流路の閉塞による二次障害，すなわち静翼焼損などの重大な被害が複数報告されており[5]，またHot Washに至っては瞬時蒸発のため圧縮機前段数段のみにしか有効でなく，

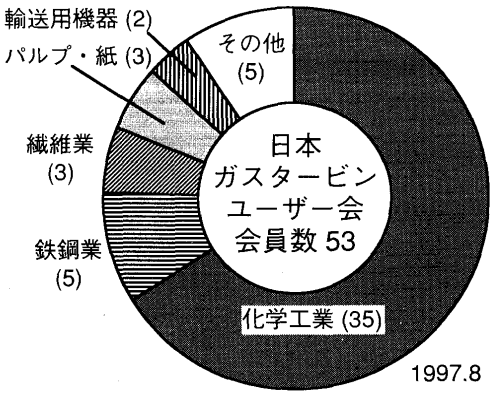


図3　日本ガスタービンユーザー会会員の業種別割合[9]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

効果が少ないかあるいは明確でないことが多く，ユーザー会ではこの方法に対し疑問を持つ声が多くでていた。

一方小型ガスタービンの分野においても，コージェネレーションの普及とともに4MWクラスでは航空機転用型のものが多く採用されるようになり，やはり軸流圧縮機の性能低下が問題となっていた。圧縮機性能回復方法として中大型の産業用ガスタービンと同様のHot Wash，Cold WashそしてNuts (Rice) Injectionなどがメーカーの推奨であった。JGUAと同様に7年前に東京ガスの供給する都市ガスを燃料としたガスタービンユーザーで組織されているユーザー会（GCU：会長　久下司郎）が運用技術向上を目的として発足していた（図4）。その平成3年の総会報告の中[10]で，とくに汚れのひどい設置環境にあって3日で1割前後の出力が低下し，毎日の洗浄だけでは性能回復せずNuts Injectionを1〜2週に1度実施してようやく8〜9割程度の出力回復していたある事例が紹介された。当社が中継をして，JGUAからの情報による高性能3段フィルタ（トリプルフィルタ）を直ちに採用した結果，図5に示すような顕著な効果があった。東京ガスとしては成果の共有化を図るため，1年半後の平成5年にガスタービンメーカー，パッケージャそして大手ガス会社など10社に対して，この情報を開示した。当時三菱重工業㈱を除き，皆きわめて懐疑的で，中には自社の空気圧縮機は効率が低いので汚れによる影響はない，と言い切るメーカーもあった。

3．大気環境

一般に　図6に示すように10 μm以下の粒子で構成される浮遊粒状物質（Suspended Particulate Matter：SPM）が，ガスタービンの性能低下の大きな要因となっているが，我が国のSPMの特徴はその微粒性にある。SPMは大きく炭素系成分，金属酸化物そして水溶性イオン化合物の3成分に分けられる[4]。その中で炭素系成分は1 μm以下の微小粒径が大多数で，これは主に移動発生源，とくにディーゼルエンジンからの排気ガス中の油煙による影響が大きいことは良く知られている[3]。ディーゼルエンジンは燃焼で99.8%がガス状になり，残りの0.2%が煤の粒子となると言われており，その煤は粒径が0.02 μm程度の粒子が連なった構造で構成されている。季節や時刻による逆転層などの気象条件の影響が大きいので，なかなか定量的な分析が難しいが，各自治体の公害研究機関などが中心となって，多くの調査結果と分析結果が報告されている。

ガスタービンの圧縮機に付着する成分の内，性能低下

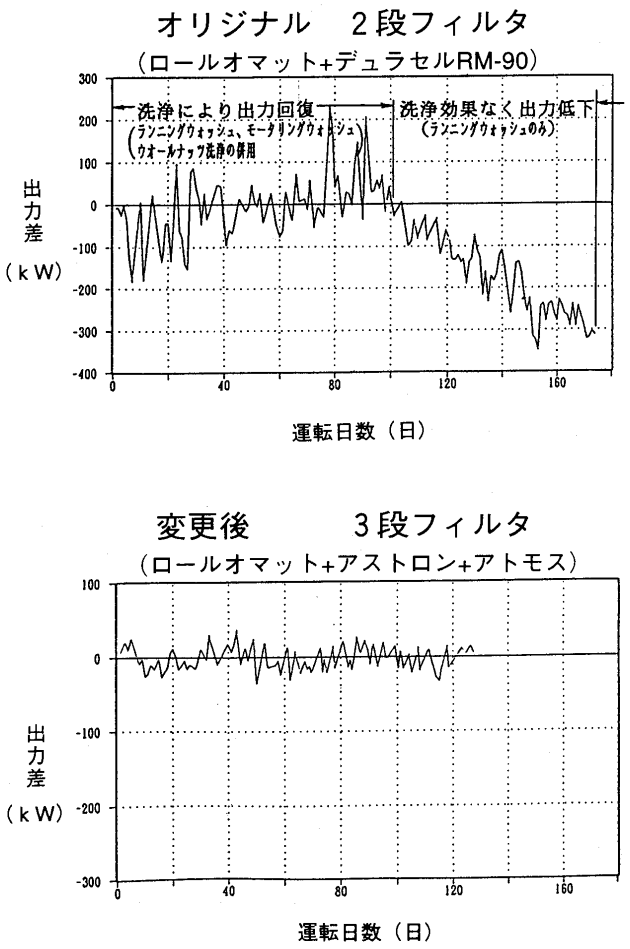


図5　4MW級ガスタービンにおける吸気フィルタの効果

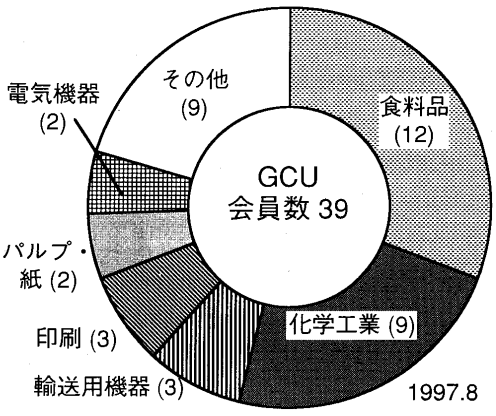


図4　GCU会員の業種別割合

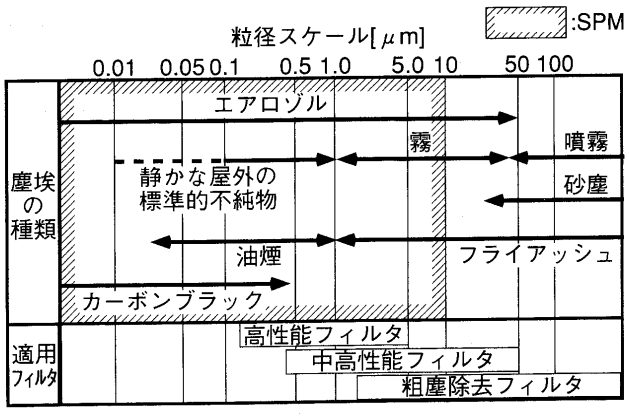


図6　粒径スケールと適用フィルタ

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

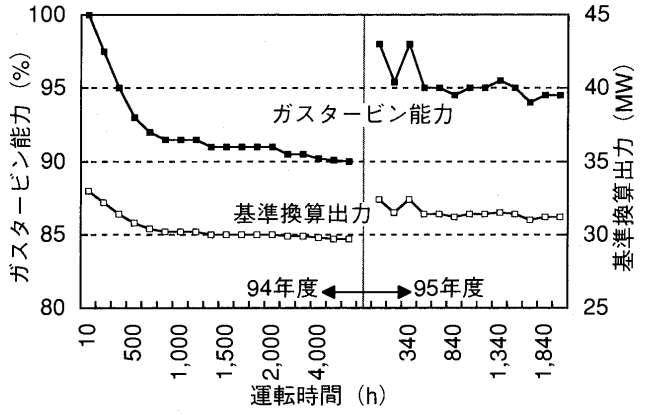


図7　定期点検前後での発電出力

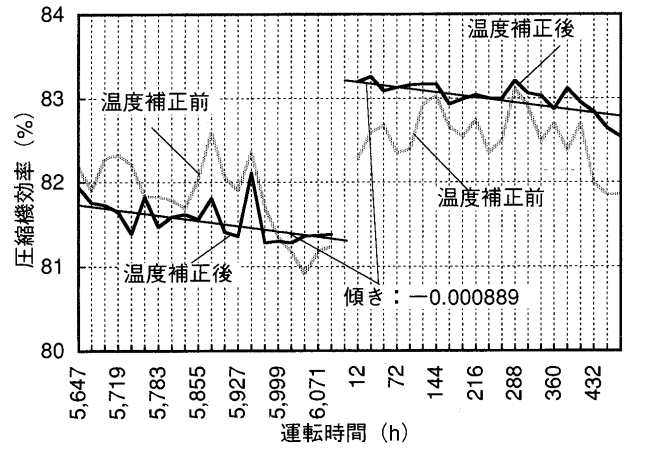


図8　定期点検前後での圧縮機効率

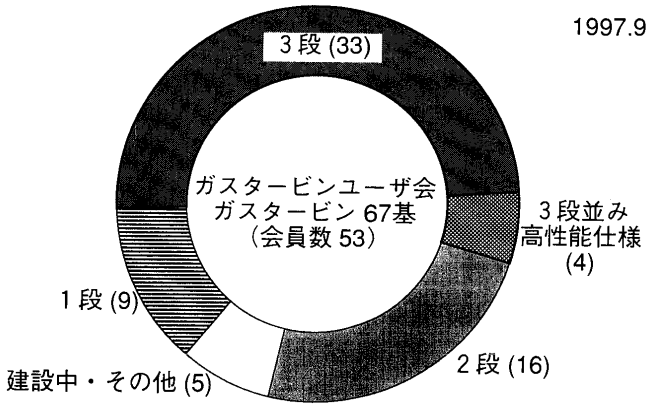


図9　日本ガスタービンユーザー会における吸気フィルタ構成割合

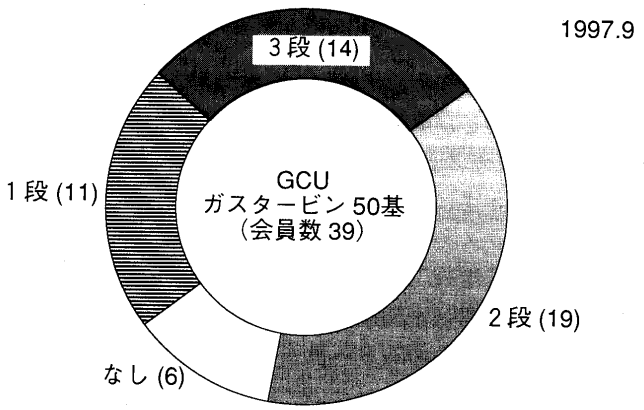


図10　GCUにおける吸気フィルタ構成割合

にはSPM中の炭素系成分が大きく関与しており，圧縮機前段では黒色のグリース状に，後段側は高温のため脱炭素して白色の金属成分が析出するケースが多い。いずれも，強固に固着しており洗浄剤などによるWashingなどでは完全な除去は難しく，最終的には定期検査時に圧縮機を開放してウェスなどで機械的に清掃しなければ性能回復は出来ない。（図7，図8）また，特殊な環境として焼却炉や廃水処理設備などの腐食性のガスあるいは粒子を発生する設備が近傍にある場合は，それらを吸入することによる被害がいくつか報告されている。この被害は重大で，出力低下程度ではおさまらず高温腐食などの恒久的な損傷を受ける可能性があり十分な対策が必要である。もちろん，これらの施設は有害成分に対する国や自治体などの排出基準を満たしていることは当然であるが，大量の空気を長期にわたって連続的に吸引するガスタービンの場合は，微量の有害成分が蓄積されるため，思いの外大きな被害をもたらすことになる。

4．対策と効果

技術的な評価および考察は後出の各メーカーが詳細に報告すると思うので，ここではユーザー会における報告結果のまとめといくつかの代表的事例について述べてみたい。

JGUAおよびGCUの両ユーザー会では，吸気フィルタの強化による効果が明確になると，直ちに改造を実施するメンバーが増えた。現在は図9及び図10に示すように多くの企業が3段フィルタシステムを採用している。また，メーカ側も徐々にその効果に気付いてきたことから，新設の軸流型圧縮機を持つガスタービンの場合は標準で3段フィルタが装備されるようになった。3段式と同等品も含めた高性能フィルタユーザーおよび導入決定者は，すでに過半数を超えている。小型遠心式圧縮機の場合でも，今では新規導入においてはプレと中性能フィルタの2段構成のシステムを採用しつつある。

議論が始まったばかりの平成2年当時は，巻取り式フィルタ（ロール・オ・マチック）あるいはそれに中性能フィルタを加える程度までが一般的で，表3に示すように年間数%程度の圧縮機効率の低下が普通であった。そのため，議論の争点はいかに効果的に圧縮機洗浄を行うかにあった。

Hot WashやCold Washも頻繁に行えばそれなりに効果があり，噴射量，噴射速度あるいは頻度など様々な

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表3 吸気フィルタ構成と洗浄剤の効果

社名	年度	発電出力 kW	設備数	湿式洗浄	頻度／月	効率改善 効果(%)	フィルタ 1	フィルタ 2	フィルタ 3	備考
A	1991	6,540	2	ZOK27	0.5回	1.7～3.2	◎	◎	なし	
B	1991	6,850	1	なし	なし	効率低下 なし	◎	◎	◎	
C	1991	6,800	1	ZOK27	1回	3.5	◎	◎	なし	
D	1992	17,000	1	くるみ	1回	2.5	◎	◎	なし	
E	1991	14,000	1	くるみ	1回	効率低下 なし	◎	なし	なし	クルミ残渣 あり
F	1991	16,000	1	くるみ	0.5回	5	◎	◎	なし	
G	1991	36,000	1	くるみ	中止	1	◎	なし	なし	クルミ残渣 あり
H	1991	15,000	1	くるみ	1回	3～5	◎			
I	1994	17,500	1	なし	なし	効率低下 なし	◎	◎	◎	
A-2	1993	6,460	2	なし	なし	効率低下 なし	◎	◎	◎	
C-2	1994	6,800	1	なし	なし	効率低下 なし	◎	◎	◎	
J	1994	35,000	1	ライス	0.5	あり	◎	△	△	
K	1991	7,000	2	なし	なし	0.5	◎	◎	◎	
L	1995	16,250	1	なし	なし	効率低下 なし	◎	◎	◎	

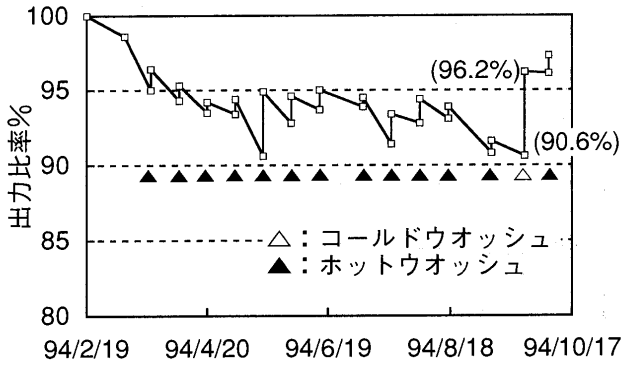


図11 洗浄方法による出力回復率

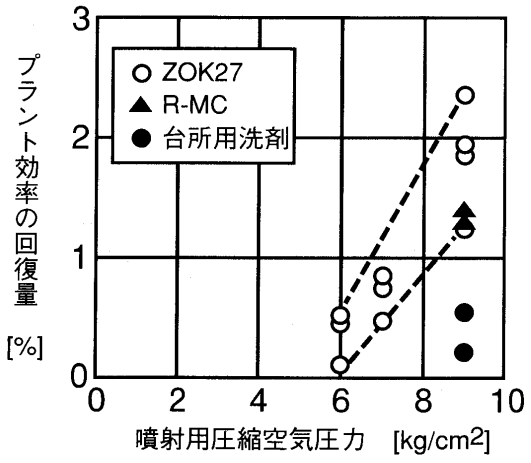


図12 洗浄液種別による洗浄効果

試みがなされ，最適条件の模索が行われていた。とくにCold WashとNuts (Rice) Injectionは大変効果的で，いずれも成功事例として評価されていた(図11)。図12に示すように洗浄液として，現在でも一般的で人気の高い界面活性剤ベースのZok 27が最も優れた洗浄効果を持つとされているが，そのかわり大変高価である。そのため，それに代わるより低廉なものを求めて，一般の家庭用液体洗剤までテストが試みられた。とくに平成4年にZok 27を製造している英国のメーカーがストに入り，1ヶ月程度入手が出来ない事態が発生した際には，3週間洗浄しないとサージに入る危険性があるユーザーの間ではパニックが起きた。しかしながら，洗浄方式を継続しているユーザーやメーカーでは，依然としてZok 27は信頼性の高い洗浄剤として評価されており，現在でも盛んに利用されている。

また，Nuts (Rice) Injectionなどのドライ洗浄は，言葉通り胡桃の殻あるいは米を固体洗浄剤として圧縮機入り口からOn-Lineで噴射し，翼を直接ブラスティングした後，洗浄剤は燃焼器で燃やしてしまう方法で，水や洗浄剤などの液体方式と比べて格段に効果の高い方式である。しかし，この方法の欠点は前述したとおり，灰分の少ない洗浄剤を採用していると言うものの，実際には1段静翼など高温部の冷却流路に燃えかすが残り，これが狭い流路を閉塞して冷却空気の流れを阻害してしまうことである。そのため複数のユーザーで1段静翼や動翼の焼損，熔損事故が発生し，ユーザー会においては効果に対してリスクが大きすぎるとの評価が大勢を占めている。

その結果，前述のように吸気フィルタの強化が受け入

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

れられることになった。加えてユーザー会の会員構成から判るように，彼らの使用しているガスタービンは連続運転が必須のユーティリティ設備であるため，5～25%の負荷ダウンが必要であっても停止しないで済む Hot Wash はまだしも，1～2 週間に 1 度づつ完全に停止ししなければならない Cold Wash や Nuts（Rice）Injection は許容しがたい。この面でも少なくとも 1 年間はガスタービンを停止しないで済むフィルタ強化は効果が大きい。

吸気フィルタの性能維持効果は図 13 及び図 14 に示すように絶大なものがあり，フィルタ圧損が許す限り，ガスタービンの圧縮機効率や発電出力は全く低下せず運用ができる。1 年後の開放時に圧縮機翼面を見ると使用前と同じ光沢が維持されている。これは吸気フィルタ強化以前の開放点検に立ち会い，真っ黒に汚れた翼面を見た経験のあるものにとっては大きな驚きである。もちろん経済性は非常に高く，運転停止や出力低下防止による効果のため，フィルタ改造費用は単純回収年で約 1 年強で償却できてしまう。

吸気フィルタ強化の試みも当初は圧縮機性能維持が主目的であったが，平成 4～5 年頃からはフィルタの寿命評価や交換の方法に関心が移っていった。3 段フィルタの構成要素であるプレフィルタ＋中性能フィルタ＋高性能フィルタ（HEPA）の各フィルタを捕集率の異なる様々な組み合わせで試験し，運用時間と圧力損失の推移そして圧縮機効率の変化などをチェックしてきた結果，現在標準的な仕様は統一されつつある。もちろん，設置場所や周囲環境による影響はあるものの，1 年間の無交換実績は概ね実現している。フィルタメーカーも当初はガスタービン用に HEPA フィルタが使用されることは知らずにいたようだが，現在ではその主旨も完全に理解し，ユーザー各自の試験にも積極的に参加協力している。表 4 及び表 5 に 3 段フィルタの各段における捕集効率の例を，また図 15 及び図 16 に既製フィルタ設備からの改造事例を示す。

吸気フィルタのもう一つの重要な役割としては，前述したように有害成分を含む SPM からのガスタービンの保護がある。有害成分を保持している SPM がフィルタを通過してガスタービン内部に入った場合に，燃焼器や第 1 段動静翼などの高温部品の腐食が発生する。ある化学工場における実例として，不純物として燃料中の S 成分（メーカー推奨値以下）と大気中の SPM に含まれる Na 分が反応して Na_2SO_4 を生成し，第 1 段動静翼を完全に腐食させ，全交換となったケースがある。ユーザー及びメーカーが協力して，大気塵から燃料とあらゆる想定要因の詳細調査の結果，大気及び燃料の中の有害物質の複合汚染と判明し，0.3 μm 以下の SPM 捕集率 90% 以上を達成できる 3 段フィルタに変更し，現在全く問題なく運転が行われている。この調査および対策そして結果の判定には丸 3 年の期間が必要であった。もう 1 つの

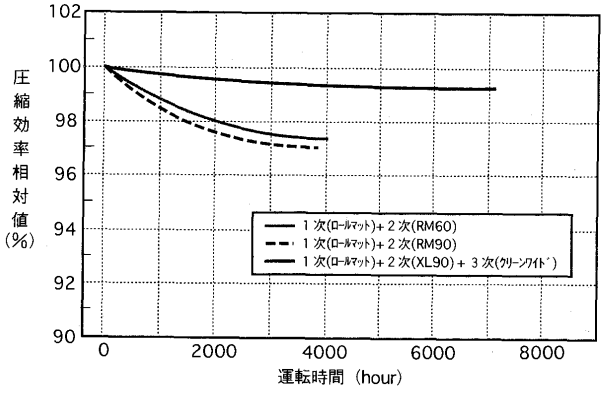


図 13　フィルタ構成による圧縮機効率の経時変化
（A 社の例）

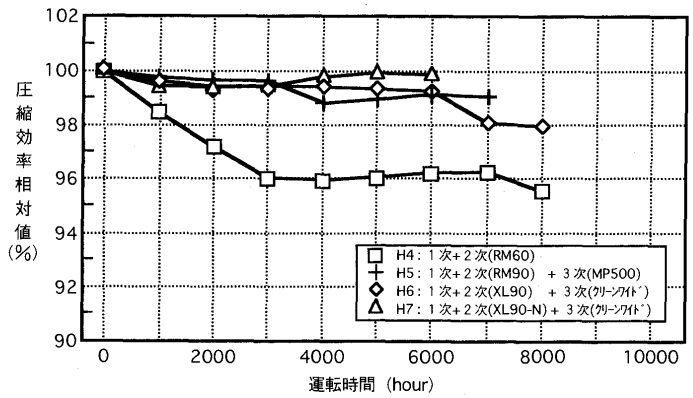


図 14　フィルタ構成による圧縮機効率の経時変化
（B 社の例）

表 4　フィルタ種別による捕集効率

	デュラセル フィルタ入口 粒径分布	デュラセル フィルタ （中性能） 捕集効率	ミラクル フィルタ （高性能） 捕集効率
0.3 μm～0.5 μm	71.3%	30.2% →	99.87%
0.5 μm～1.0 μm	25.3%	62.5% →	99.95%
1.0 μm～2.0 μm	3.1%	85.8% →	100.00%
2.0 μm～5.0 μm	0.2%	99.4% →	100.00%
5.0 μm～	----	----	----

表 5　フィルタ通過後の粉塵粒径分布

	大気塵 粒子数	ロールオマット （一次フィルタ） 出口粒子数	パリセル （二次フィルタ） 出口粒子数	クリーンワイド （三次フィルタ） 出口粒子数
0.3 μm～0.5 μm	313,247	301,260 3.8%	218,589 27.4%	21 100.0%
0.5 μm～1.0 μm	119,919	72,602 39.5%	34,784 52.1%	0 100.0%
1.0 μm～2.0 μm	15,337	5,382 64.9%	1,934 64.1%	0 100.0%
2.0 μm～5.0 μm	927	83 91.0%	10 88.0%	0 100.0%
5.0 μm～	30	1 96.7%	0 100.0%	0 100.0%

上段　粒子数　単位：個/0.1ft2
下段　捕集効率

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

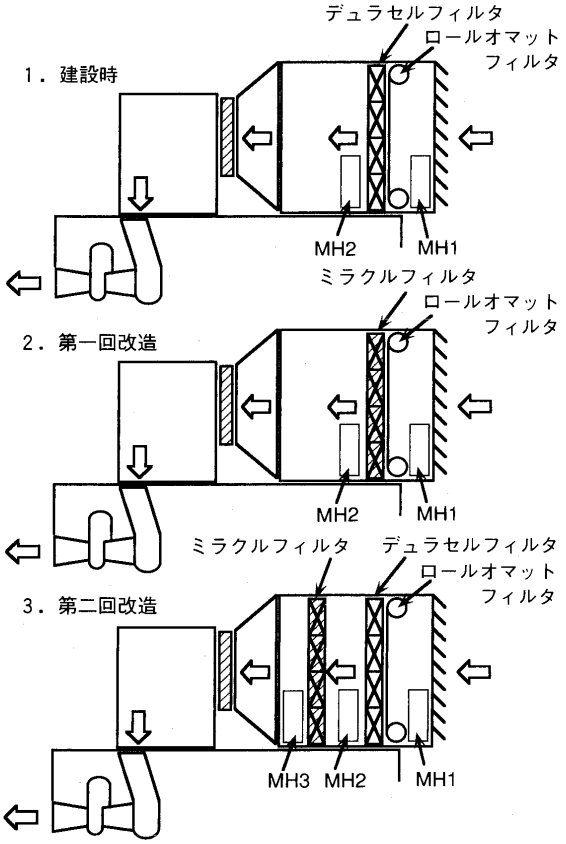


図15 吸気フィルタの改造例

事例は1MW級の小型ガスタービンで発生したものであるが，設置後1年目の開放点検で第1段動静翼に高温腐食の痕が見られた。ガスタービン設置にやや遅れて，産業廃棄物焼却炉が隣接設置された。当初からその設置は予定されていたため，ガスタービンの吸気取り入れ位置や焼却炉の排ガス処理などそれなりの対応は考慮してきたが，予想以上の微粒性とその拡散が把握できず大量に吸引してしまった。これも直ちにフィルタを変更し，微粒径SPMへの対応強化を図り，現在順調に運用中である[14]。

このように，例え0.3 μm以下の微小粒径の粒子に有害成分が取り込まれた場合でも，前述した3段フィルタによるフィルタ強化は大変効果的で，ほとんどのケースでうまく対応できる。

5．今後の課題

以上述べてきたように，ユーザー会で報告した各ユーザーたちは様々な努力を傾注して，既製技術の転用のみでこの吸気フィルタの強化という基本的ではあるが，きわめて実用性の高い技術を確立してきた。従来ガスタービンの技術については，ややもするとメーカーあるいは大学などの研究機関が行ってきた高度な要素技術にのみ着目されてきたように思う。現在のようにコージェネレーションの普及とともに，様々な運用環境において

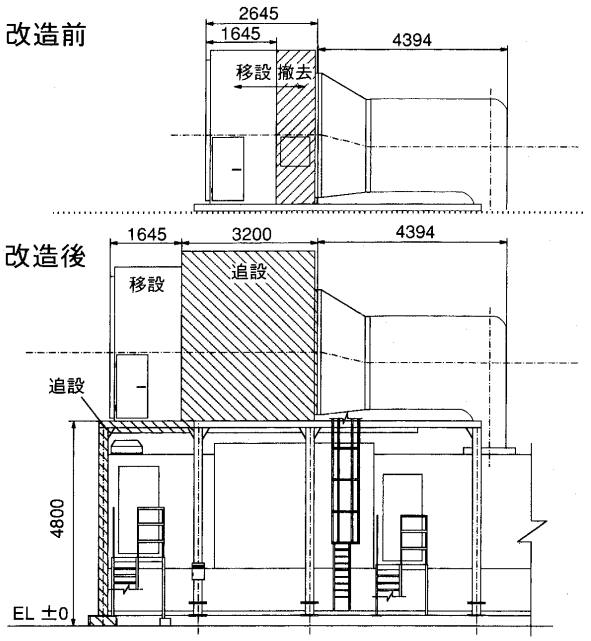


図16 吸気フィルタ改造前後の側面図

様々な周辺機器との組み合わせでガスタービンが利用されるような状況になると，開発者たちがなかなか知り得ない現場での技術的対応が重要になってくる。このユーザーズ・エンジニアリングとでも言うべき分野では，吸気フィルタばかりではなく多くのコージェネレーション設備運用上の重要な研究課題を抱えている。例えば，高温部品の寿命予測やシステム全体の故障予知あるいは老朽化に対するエンジン交換時期・手法などが考えられる。これらはもちろん研究課題として各方面で積極的に取り組まれているものと思うが，実際の運用においては性能の保証や事故発生に際する補償などと密接に関連するため，単に技術的な評価のみにとどまらず，リスク管理を含む総合的な判断が求められる。

その中の一つとして，今回のテーマである吸気フィルタ利用の今後の課題として以下の4項目を挙げてみる。

(1) 運用経費の低減
(2) 最適化と長寿命化
(3) 気相汚染物質への対応
(4) 吸気冷却との複合

まずコストダウンであるが，長寿命化は同じフィルタコストであれば経費の低減であるから，これは次の(2)とも関連する。フィルタのコンパクト化と保持量の増大が必須であり，また再利用可能フィルタの開発もコスト低減のみでなく，省資源の観点からも開発していく必要があろう。

また，最適化とは周辺環境におけるSPMの実態とフィルタ仕様が定量的に確定できていないことに関係する。現在はやや過剰仕様と判っていても，途中でのフィルタ交換のリスクを避けるため，そのまま採用するケー

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

スが多い。

現在でも特定は出来ていないものの，ガス状汚染物質が原因と思われる損傷がいくつか報告されている。やや特殊な環境といえるかもしれないが，大げさな湿式除去装置でなく，簡便な乾式フィルタの実用化が望まれる。

最後に，これは現在ユーザー会で最もホットな話題となっているが，夏季の出力低下防止に吸気冷却を検討，実施するユーザーが増えている。吸気冷却を導入すると，その凝縮水への対応が大きな課題となる。現在でも雨後にフィルタ圧損が急増し，交換頻度が増大する事例が多い。結露水のキャリーオーバーは捕集したダストの再同伴を伴うため，大変危険である。電力主導型ガスタービンの運用が進むに連れ，吸気冷却は不可欠の技術となるが吸気浄化と密接不可分の課題でもある。

6．おわりに

以上述べてきたように様々なユーザーの試みによって，ガスタービンに対する吸気浄化技術は大変充実してきた。しかしながら，これらの課題への取り組みに対して，メーカー側からの積極的な情報提供は極めて少なかったように思う。

コージェネレーション市場が成熟期を迎えようとしている現在，その実現のためにこの吸気浄化技術を含む解決していかねばならない様々なユーザーズ・エンジニアリングの重要な課題がある。メーカーをはじめとする関係各位の一層の積極的取り組みと協力を祈念して本稿を終えたい。

なお，終わりにあたって多くのデータを提供いただいたJGUAおよびGCUそしてメーカー各位に感謝の意を表する。

参考文献

(1) 中西弘明，火力原子力発電，Vol. 46，No. 9（1995）
(2) 笠原三紀夫，大気汚染学会誌，第27巻，第4号（1992）
(3) 中島徹，大気汚染学会誌，第28巻，第6号（1993）
(4) 岩本真二，宇都宮彬等，大気汚染学会誌，第20巻，第4号(1985)
(5) 日本ガスタービンユーザー会第2回年次報告書，平成4年
(6) 日本ガスタービンユーザー会第3回年次報告書，平成5年
(7) 日本ガスタービンユーザー会第4回年次報告書，平成6年
(8) 日本ガスタービンユーザー会第5回年次報告書，平成7年
(9) 日本ガスタービンユーザー会第6回年次報告書，平成8年
(10) ガスコージェネレーション利用技術研究会第1回年次報告書，平成3年
(11) ガスコージェネレーション利用技術研究会第2回年次報告書，平成4年
(12) ガスコージェネレーション利用技術研究会第3回年次報告書，平成5年
(13) ガスコージェネレーション利用技術研究会第4回年次報告書，平成6年
(14) ガスコージェネレーション利用技術研究会第5回年次報告書，平成7年
(15) ガスコージェネレーション利用技術研究会第6回年次報告書，平成8年

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

含塵ガス吸引翼汚れによるガスタービンの性能の劣化について

山口 信行*1
YAMAGUCHI Nobuyuki

キーワード: ガスタービン，軸流圧縮機，空力性能，翼汚れ，含塵ガス，表面粗さ，効率
Gas Turbine, Axial Compressor, Aerodynamic Performances, Blade Fouling, Particulate-laden Gas, Surface Roughness, Efficiency

1．前書き

3K環境で働くターボ気体機械が増えてきている。たとえば，炉頂圧回収タービン，高炉ガス焚ガスタービン，FCC回収タービン，PFBC用ガスタービン，石炭焚ボイラ用誘引通風機，脱硝用通風機，等々。液体を扱うポンプ類ではこれは昔からしばしば起こる環境だった。たとえばスラリーポンプなどはその典型的な例である。ガスタービンにも使用環境の拡大と燃料の多様化とともにこの状況が現れてきている。

これらの機械の流れの中には粒子が大量に含まれている。含塵ガスは機械に様々の悪影響を及ぼす。たとえば，翼の汚れによる性能の劣化(流量，効率，出力)，早期サージングの発生，翼の健全性に関係のある翼摩耗，腐食，ローターのアンバランス，異物損傷（FOD）等，また冷却通路の閉塞，等々，様々の悪影響が発生しうる。

筆者も実務に携わっていた頃にこれらにおおいに悩まされた経験がある。ここでは，筆者の目から見た「汚れ」について述べ，関係諸氏の御参考としたい。

2．翼に対する粒子の影響

含塵ガスの目に見える形での影響は翼の摩耗と粒子の翼面への付着（汚れ）に現れることが多い。これらの現象は相反する場合が多く，筆者の経験では，摩耗を起こす場合には付着は少なく，付着する場合には摩耗を起こさないのが普通である。もっとも同じ翼でも場所によって摩耗の起こる場所と付着のおこる場所が共存する場合もある。

摩耗/付着を分ける要因の一つはその粒子が乗っている主流による流体力と粒子慣性力である。粒子が翼面から遠ざかる場合（たとえば翼背面を回り込む流れ）には問題が無い。翼表面に激突するかあるいは軟着陸する場合が問題であろう。微小な粒子が翼面にゆっくりと接近し，さらに境界層で減速させられてその内部に軟着陸する場合には付着する可能性が高い。激突する場合には弾性反射してその際に翼面を削除して行く（摩耗）可能性がある。翼の摩耗に関する現象についてはすでにある程度の解説（たとえば1）もあるのでそちらを参照されたい。

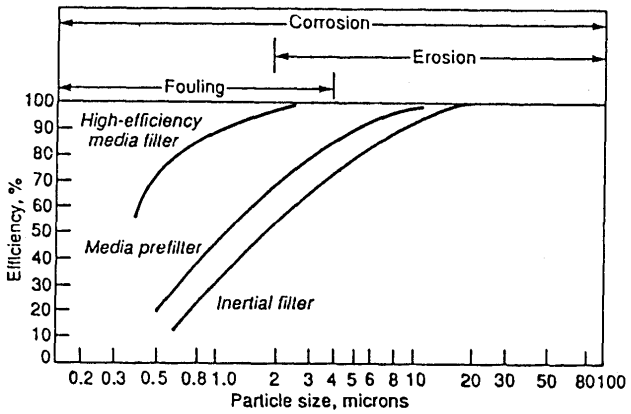


図1 粒子径に対する集塵性能(2)

さらに粒子に付着性があるかどうかが要因の一つである。油煙，油滴，海塩，水滴，等の粒子は付着しやすく，またそれらは接着剤の役割も果たすのでそれらを含む粒子群は汚れとして付着しやすいようである。空気中の湿分も，翼通路中で温度が低下して水分が結露し付着を加速することがある。

図1はMeher-Homji(2)が引用しているフィルタの特性の例である。その上部に粒子直径2μ以上で摩耗，4μ以下で汚れ付着となっている。上で述べたような状況を勘案しつつこの粒子直径は見るべきだろう。汚れ付着に関与する粒子を完全に除去することの困難さをこの図は示しているととるべきである。

3．運転中における翼汚れの影響

清浄でない雰囲気でガスタービンを長時間運転すると，翼その他の汚れのため，次第に出力や熱効率が低下してくる。T. Zaba(3)は長時間運転における圧縮機の汚れによるガスタービンの出力Pと熱効率η_{th}の低下，そして洗浄によるそれらの回復の例を示している(図2)。これによると次の通りである。設計回転数でのnut shellによる乾式洗浄は20－30パーセントの損失低減をもたらした

原稿受付 1997年9月8日
*1 明星大学理工学部機械工学科
〒191 東京都日野市程久保2-1-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

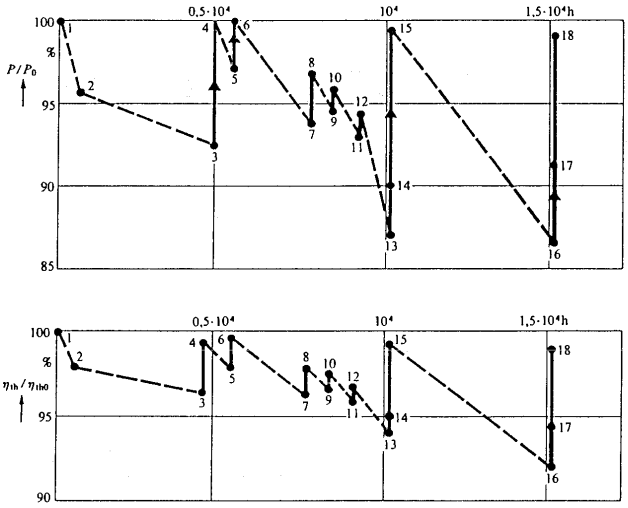


図2　圧縮機が汚れた場合の出力と効率の変化，そして洗浄による性能回復の様子[2]

が，繰り返すと効きは小さくなった（たとえば点7−8，9−10，11−12）。流れパターンのため nut shell が翼背面を洗浄出来ないことによると思われる。蒸気洗浄はそれよりも多少よかったが満足すべきものではなかった（点13−14）。全速での水洗浄も蒸気洗浄と同程度だった(点16−17)。機械の停止後放冷しつつゆっくり回転させつつ溶剤を用いて洗浄すると非常に良い結果が得られた（点3−4，14−15，17−18）。停止・開放して翼を完全に洗浄すると，ほぼ最初の性能に回復した。

このように汚れによる性能低下は比較的早く現れる場合が多いので，運転中の洗浄が必要な場合が多い。このため機械メーカーも薬品メーカーもそれぞれ工夫を凝らして研究しているようである。

4．ガスタービン特性と汚れ

このような翼汚れはまず圧縮機の性能低下，特に流量の低下と効率の低下として現れ，ガスタービン全体特性に影響する。これを示すために圧縮機の流量 V の相対的変化と GT 出力 P の相対的変化の傾向としてまとめることがある(図3[3])。また圧縮機の効率 η_k の低下についても同様な表現方法がなされる（図4[3]）。

$$\Delta P/P = L_k \cdot \Delta V/V$$
$$\Delta V/V = Z_k \cdot \Delta \eta_k/\eta_k$$

図4の例では Z_k は2.5程度である。

T. Zaba[3] は圧縮機各段の仕事分布と汚れの段方向の分布を想定して計算し，この傾向を説明している。全段を一様に汚した場合には Z_k はほぼ1，前方段の汚れをひどくすると1より大きくなり，後方段の汚れをひどくすると1より小さくなるという結果が与えられている。すなわち圧力上昇の大きい前方段の影響が大きい。図4の結果から，当然のことながら，実機では前方段の汚れがひどいことになる。

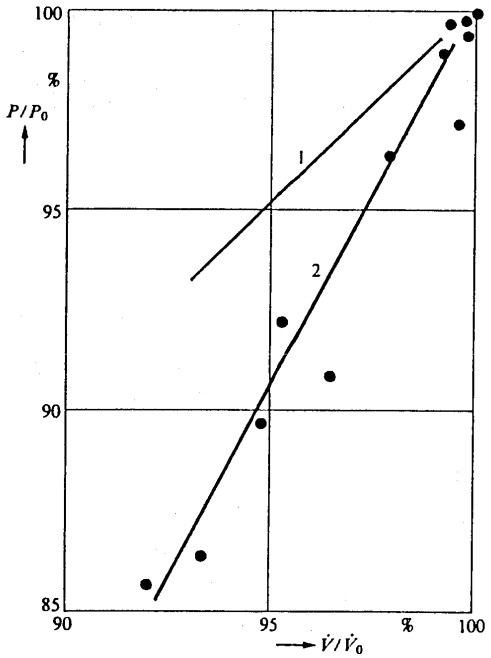


図3　汚れによる出力低下と流量低下の相関の例[3]

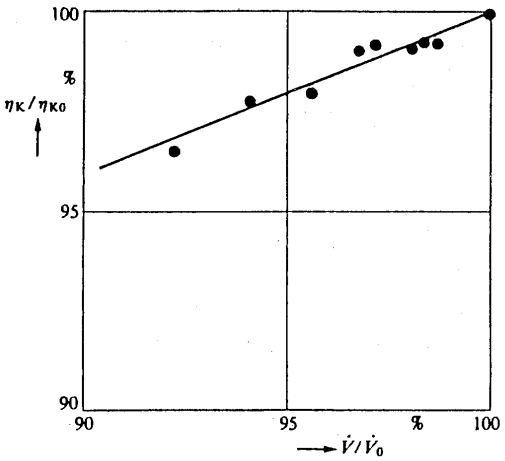


図4　汚れによる圧縮機効率低下と流量低下の相関の例[3]

これらの経験的データから，圧縮機翼汚れが出力に影響する様子をある程度は推測することが出来る。ただしこれらの係数は付着物の性質と分布，付着する段の分布，機械の作動状態に依存するであろうから，プラントごとにデータを蓄積する必要がある。

またどの程度の速さで劣化が進むかについては全く作動環境に依存していると思われる。

さらに，圧縮機作動点の失速余裕が少ない場合にはサージングに入り易くなる場合がある。

5．性能低下予想法

ガスタービンの性能劣化はまず圧縮機の劣化に始まる。圧縮機動・静翼が汚れた場合，図5に示すように，実線で示されるクリーンな状態での流れが，汚れた状態で点線のように流れを案内する能力が低下し，偏差角が大き

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

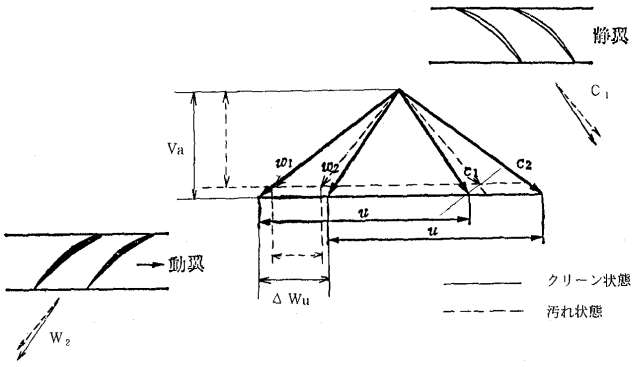


図5　圧縮機速度三角形上での汚れの影響

くなり，低い軸流速度 V_a と低い動翼仕事 ΔW_u でマッチしてしまう。

さらに損失の増大が段仕事を減らし，段効率を低下させる。この段特性の変化による全段のマッチング点のずれが全体性能の劣化に現れてくる。

5.1　送風機・圧縮機の砂粒塗布試験

汚れによるこのような性能の劣化は，(1)汚れによる翼面粗さの増大，そして(2)汚れの付着による翼プロフィルの変化と関連づけて考えられる。これにより損失の増加と翼仕事の低下がもたらされる。従って汚れの影響を翼面粗さの影響という形に解釈してこれまでの研究結果を利用して解釈することはある程度できよう。これは翼摩耗における性能劣化を考える手法に類似である。この観点から以前に行われた翼面粗さの影響に関するいくつかの研究が利用できる。

砂粒を翼面に塗布して翼面汚れの影響を模擬した研究がいくつか行われている。このようにして調査された圧縮機の性能劣化の例を示すことにする。

図6はK. Bammert and G. U. Woelk[4]の行った実験で，3段軸流圧縮機の翼面に砂粒を塗布して性能を調査した結果を示す。表面粗さによる流量対断熱ヘッドの相対的な変化を示している（設計風量 10 m³/s，設計断熱ヘッド 69.3 kJ/kg，周速 302.6 m/s)。他の粗さは完全に粗い状況である。表1はこのときの粗さを示す。平滑時の面は1 μm であり，この場合の流力的平滑条件は5 μm と計算されたので十分滑らかであった。またG. U. Woelk[5]は効率の低下を相対粗度に対して図7のように示している。このように表面粗さの増加により流量，圧力上昇，そして効率ともに著しく劣化している。失速圧力比も低下している。

図8に筆者が実験してみた結果を引用する。これは9段の静翼可変軸流圧縮機の入口案内翼のみ 0.05−0.2 mm の砂粒を塗布してみたものである。この場合には流量の変化はそれほど顕著ではなかったが，サージ線のキンクが発生し，それより低風量側で，清浄時よりもずっと大風量側で旋回失速が発生した。また大風量側でサージ圧力が低下している。このように，当然ながら，翼汚れは失速，サージにも影響する。

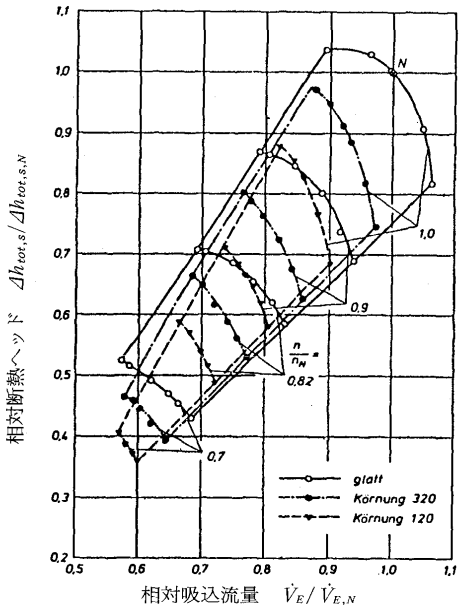


図6　翼面砂粒塗布による3段圧縮機性能低下の例[4]

表1　図6に示されるデータの翼面塗布砂粒条件[4]

Körnungsnummer	320	220	120
粗　　度　k_s in mm	0,06	0,10	0,18
相対粗度　$k_s/l \cdot 10^3$	1,50	2,51	4,51

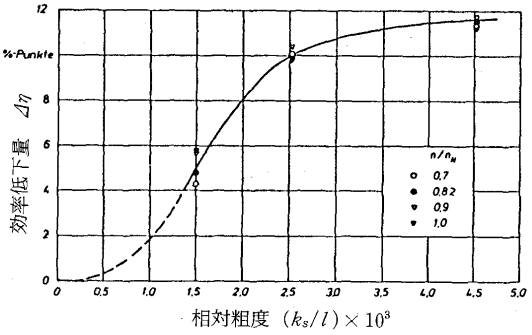


図7　翼面粗さによる効率低下の様子[5]

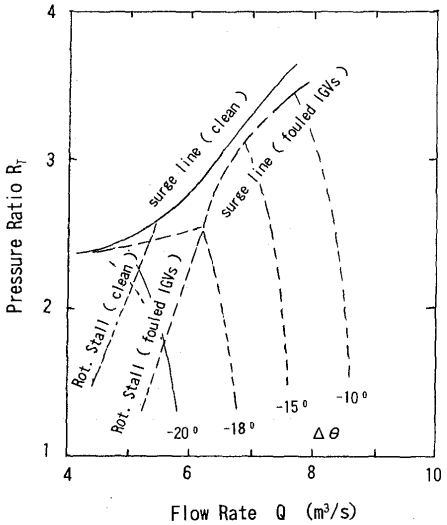


図8　9段軸流圧縮機 IGV 砂粒塗布時性能変化の例

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

5.2　翼素の砂粒塗布試験

このような現象を何とか定量的に予想できないか，と考えるのは開発に携わっている人間の癖で，翼列についても砂粒塗布試験が幾つか行われている。

たとえばK. Bammert u. R. Milsch[6]のデータを筆者なりにまとめてみたものが図9である。このようにして相対粗度に対する断面損失係数と転向角の変化の様子を推測出来るようにしておくと，汚れによる性能劣化も予想できるだろう，と考えた。

しかし実際には汚れにより断面プロフィルも変化するし，一様に汚れがつく訳でもないので，そううまくはいかない。また汚れの進行も予想できない場合が多い。従ってこれらの予測を目安として，運転経験との組み合わせによるノウハウの蓄積が必要である。

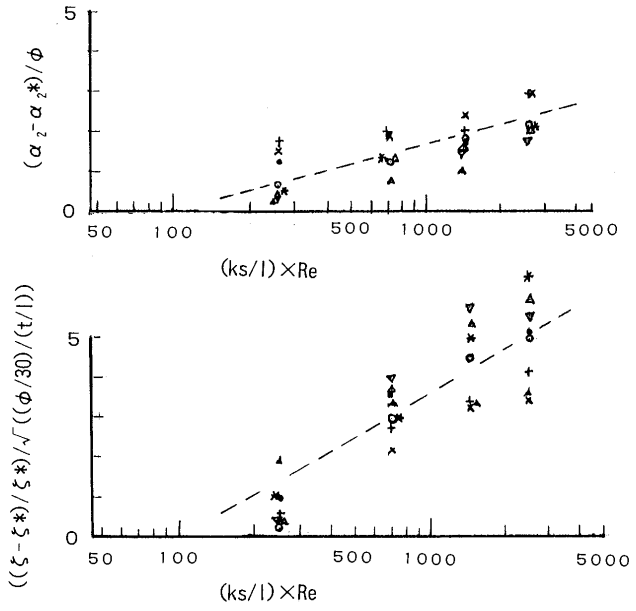


図9　砂粒塗布試験による翼列性能変化の例
(6)のデータを筆者がまとめてみたもの
(α_2：流出角，ζ：損失係数，ϕ：翼反り角，t/l：翼節弦比，＊：平滑翼の場合の基準値)

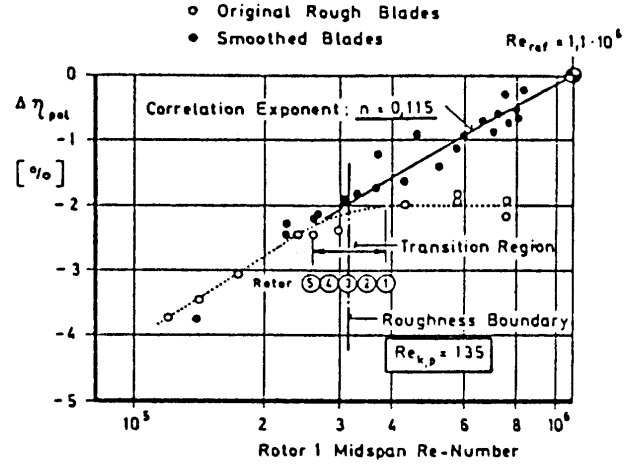


図10　翼面粗さとReynolds数による圧縮機ポリトロープ効率低下の様子[7]

ここで重要かつ興味深いのは

$$(k_s/l)\,Re=100$$

において臨界粗度になることで，これ以下では流体力学的に平滑，それ以上では粗い面という流体現象が見事に説明されていることである。ここでk_sは表面の粗さ(等価砂粒粗さ)，lは翼弦長，$Re=W_1\cdot l/\nu$は翼レイノルズ数である。

これらのデータを適用するには汚れの等価砂粒粗さを知る必要がある。

5.3　翼面粗度と翼効率低下

翼面粗度の圧縮機効率に対する影響については，A. Schaefller[7]が粗度とポリトロープ効率を実験的に関係づけている(図10)。本図でRecritは，翼の等価砂粒粗さk_sから定まるレイノルズ数($k_s\cdot W_1/\nu$)の臨界値である。すなわち

$$Recrit=100/(k_s/l)$$

この点より高い翼Re数では効率は不変，そしてこれ以下では

$$(1-\eta)/(1-\eta_{ref})=(Re/Recrit)^{(-n)}$$

に従って効率が変化する，とされる。nは0.115～0.13とされている。

このやり方を利用すると比較的現実的な効率評価が可能であろう。ただしあくまでも表面粗さとの関連付けであるため，汚れそのものの影響とは言い難い。汚れによる性能劣化の評価はやはりこれらを目安にして，実機ベースのデータ蓄積が必要であろう。

6．洗浄方法について

図1に示された集塵機の性能から見て，また汚れの影響の大きさから見て，洗浄は不可欠であることが明らかである。筆者はこの分野については十分知らないが，読者の御参考にMeher-Homji[2]の記述の概要を引用しておこう。詳しくはそれらを参照頂きたい。

圧縮機の洗浄にはabrasion cleaningとsolvent cleaningがある。前者として普通nut shell, rice, spent catalyst等のいわば研削材が利用される。これらは硬くて乾いた付着物を除去するのに有効であろう。常用の運転速度と負荷で良い。ただし翼を摩耗させたり，ノズルを詰まらせたり，また防護コーティングを剝いでしまう場合もあるらしいので注意を要する。また洗浄材が圧縮機後方の機器にまで持ち越されて悪影響を及ぼす可能性は無いとは言えない。

水洗は水の衝撃と水溶性の塩分除去により洗浄するものである。洗浄剤/水比その他手順等についてはメーカーの推奨に従うべきである。

汚れの主因が油脂状あるいは塩分である場合にはsolvent cleaningが好ましい。solvent等による洗浄として

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

は油系溶剤，水系溶剤，あるいは界面活性剤を用いるものがある。水系溶剤は塩分に対して有効であるが，油脂汚れには効かない。油系溶剤は塩分の付着物を除去するのは効果的ではない。溶剤による洗浄ではいったん除去された汚れが後段で再付着する場合もある。

ある種の界面活性剤による洗浄が増えつつあり，有機系，無機系いずれの汚れにも有効とのことである。界面活性剤では後方での再付着は生じない。

これらを行う際には，洗浄材導入ノズルのウェークの圧縮機気流への空気力学的な影響，ノズルの機械的強度，ミスト飛散分布状況，等を十分考慮して設置する必要がある。

7．結　語

ガスタービンも成熟し様々な使い方がされる。この汚れという分野は筆者だけでなく大多数の方にとって盲点なのではないだろうか。この分野の専門家はこれから必要になると思われる。この素人的展望が多少なりとも御参考になる点があれば幸いである。

参考文献

(1) 山口，ターボ機械，Vol. 22，No. 11，(1994-11)，p. 683－690
(2) Meher-Homji, 18th Turbomachinery Symposium, (1989-10), p. 55－76
(3) T. Zaba, Brown Boveri Review, 12-80, (1980-12), p. 715－712
(4) K. Bammert and G. U. Woelk, Paper No. 79-GT-102, (1979)
(5) G. U. Woelk, Atomkernenergie, Bd. 32, (1978)
(6) K. Bammert u. R. Milsch, VDI Forsch. Ing. Wes. 38, Nr. 4, (1972)
(7) A. Schaefller, ASME Paper, No. 79-GT-2, (1979)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

エアフィルタの機能と特性

新沼 仁*1，北川 章二*2
NIINUMA Hitoshi KITAGAWA Akiji
山崎 真幸*3
YAMAZAKI Masaki

キーワード: エアフィルタ，粉塵，試験方法，圧力損失，粉塵保持容量，捕集効率
Air Filter, Dust, Test Methods, Pressure Drop, Dust Holding Capacity, Dust Removal Efficiency

エアフィルタの粒子捕集原理

1．はじめに

気体中に浮遊する粒子を分離する集塵装置には，原理別に分類すると遠心式集塵機(サイクロン)，洗浄式集塵機（スクラバ)，濾過式集塵機（エアフィルタ）など多種多様であるが，現在ガスタービン用吸気フィルタとして一般的に使用されるのは，濾過式集塵機(エアフィルタ)である。このエアフィルタは“ろ過によって空気を清浄化する装置”とJIS Z 8122「コンタミネーション用語」[1]に定義されており，用途は，火力・原子力分野での吸・排気処理用のみならず,半導体･液晶分野などでのクリーンルーム用，一般ビル・家庭でのタバコ煙・花粉除去用など多岐にわたっている。エアフィルタの種類についても多種多様であるが，本報では，現在最も一般的に使用されている繊維充填層タイプの濾材（ガラス繊維ペーパ・フェルト，不織布マットなど）を使用したエアフィルタの捕集原理の概要について解説する。なお，さらに詳しい内容については，各種専門書[2],[3]を参照されたい。

2．エアフィルタの特徴

エアフィルタにおける粒子の捕集は，ふるいのような原理によって行われるようによく誤解されるが，実はそれとは全く異なったものである。図1には，ネットを濾材とした場合の液体フィルタとエアフィルタの粒子捕集モデルを示した。一般的に，液体フィルタは，ふるいの原理によりネットの目より大きな粒子を捕集するものであり，このモデルによって大部分の粒子の捕集は説明できる。しかし，エアフィルタは，ネットの目より大きな粒子を捕集することは当然のこととして，ネットの目より小さな粒子も捕集する特徴がある。これは，液体とエア（空気）の比重差によって生じるものである。

つまり，エアフィルタにおいては，粒子が濾材(繊維)に衝突，付着した時の付着力と，それを引き離そうとする分離力では，付着力の方が相対的に大きいことを意味している。主な付着力としては，Van der Waals力，静電気力および粒子あるいは繊維表面に吸着している液体の被膜による表面引力であり，主な分離力としては，重力，気流による力である。この付着力が分離力より相対的に大きく，且つ粒子の種類によらず分離（再飛散）しない粒子は1 μm以下の微粒子といわれている[4]が，これから解説するエアフィルタの粒子捕集原理は，粒子が繊維表面へ衝突すると必ず付着することを前提としたものである。

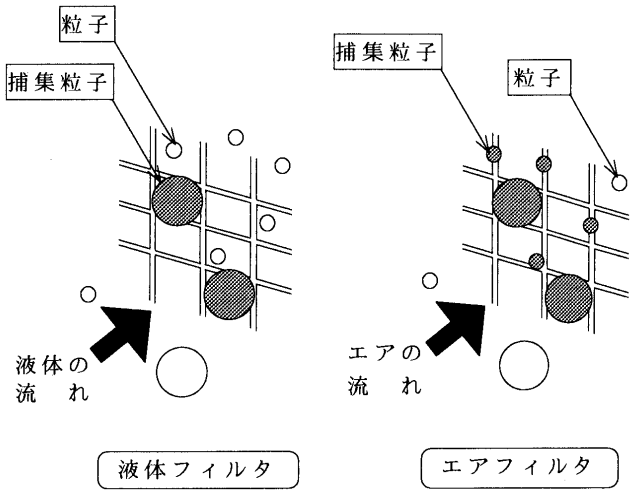


図1 エアフィルタの粒子捕集モデル

＊1 日本無機㈱結城工場
〒307 茨城県結城市作の谷415
＊2 進和テック㈱大阪支店
〒540 大阪市中央区城見1-2-27
＊3 日本ドナルドソン㈱
〒198 東京都青梅市今寺5-13-2

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

3．粒子捕集原理

前述のとおり，エアフィルタの捕集原理を説明するには，粒子がどのようにして気流から分離されて濾材（繊維）に衝突，付着するかを解説する必要がある。いま，最も基本的なレベル，すなわち，一本の繊維を考えると，この繊維に粒子が衝突，付着する原理には基本的に次の5つがある[2]。以下にこれらの粒子捕集原理について解説する。

1）さえぎり
2）慣性衝突
3）拡散
4）静電引力
5）重力沈降

3.1　さえぎり

さえぎりによる捕集は，図2に示すように，粒子が空気の流線にそって流れ，繊維表面から1粒子半径以内に粒子が達したときに起こる。このさえぎりによる粒子の捕集は，流速に依存しない唯一の捕集原理であり，粒子径が大きくなればさえぎりの確率が高くなるので多くなる。

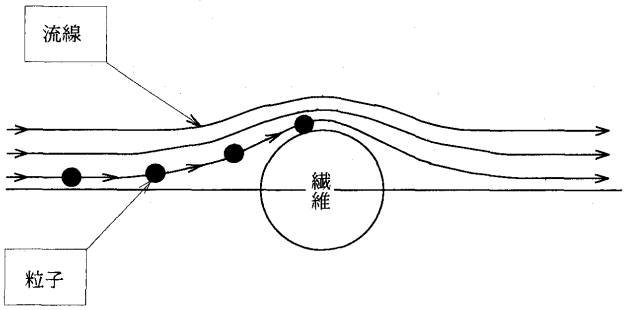


図2　さえぎりによる粒子捕集モデル

3.2　慣性衝突

慣性衝突による捕集は，図3に示すように，粒子がその慣性力により，繊維の近傍で急激に変化する流線から分離し，繊維に衝突するときに起こる。この慣性による粒子の捕集は，粒子径が大きいほど，流速が早くなるほど大きな慣性力が働くので多くなる。

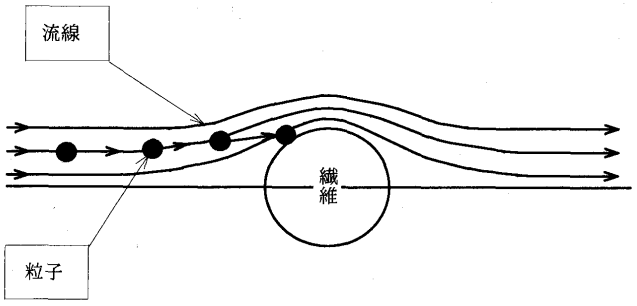


図3　慣性衝突による粒子捕集モデル

3.3　拡　散

拡散による捕集は，図4に示すように，粒子が空気分子によって引き起こされるランダムなブラウン運動によって流線より分離し，繊維に衝突するときに起こる。この拡散による粒子の捕集は，粒子径が小さいほど，流速が遅いほどブラウン運動の影響が大きいので多くなる。

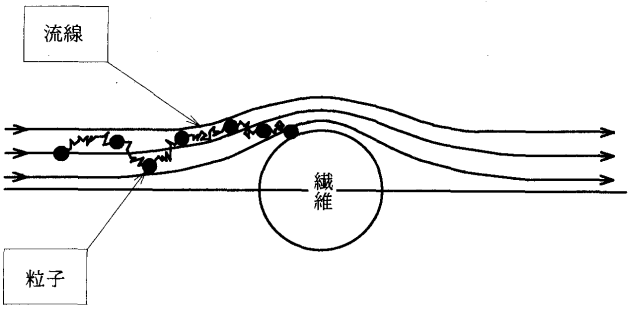


図4　拡散による粒子捕集モデル

3.4　静電引力

静電引力による捕集は，図5に示すように，粒子および繊維が電荷を持っている場合に起こる。この静電引力による捕集は，粒子径が小さいほど，流速が遅いほど多くなる。ただし，粒子および繊維を積極的に帯電させた場合や自然帯電が著しい場合を除いては，一般的には無視される。

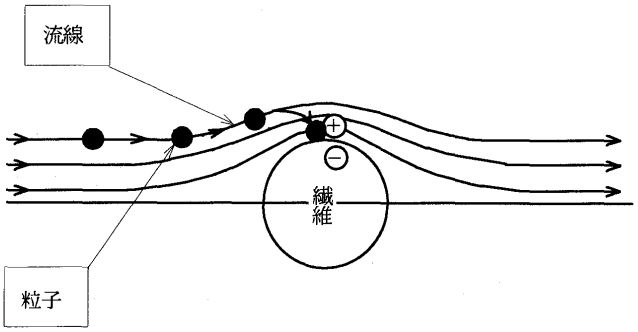


図5　静電引力による粒子捕集モデル

3.5　重力沈降

重力沈降による捕集は，図6に示すように，流線によ

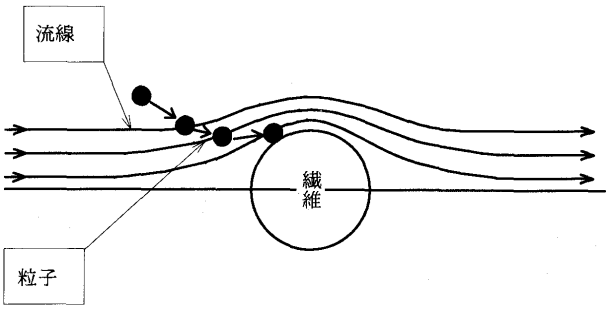


図6　重力沈降による粒子捕集モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

らず，重力によって繊維に衝突，付着する場合に起こる。この重力沈降による捕集は，粒子径が大きいほど，流速が小さいほど多くなる。

4．エアフィルタの捕集効率

エアフィルタの捕集効率は，理論的には前述の各捕集原理の単純な和ではない。これは，同一粒子が異なった捕集原理で捕集されるいうことが計算上起こる場合があるからである。しかし，静電引力による粒子の捕集を除くと，定性的には，これらの和であると考えて良い。以上の考え方により，エアフィルタの捕集効率を図示すると図7に示すようになる。図7に示すように，エアフィルタには，最も捕集しにくい粒径（最大透過粒子径）が存在することになる。この最も捕集しにくい粒径は，濾材の繊維径が大きくなれば大きくなり，流速が速くなれば小さくなる傾向にある。現在，一般的なエアフィルタの最も捕集しにくい粒径は，そのエアフィルタの捕集効率グレードの差により，0.05〜1 μm である。近年，コージェネレーションガスタービン用として使用されるようになってきたHEPA (High Efficiency Particulate Air) フィルタでは，約0.15 μm 近辺にそれがある。

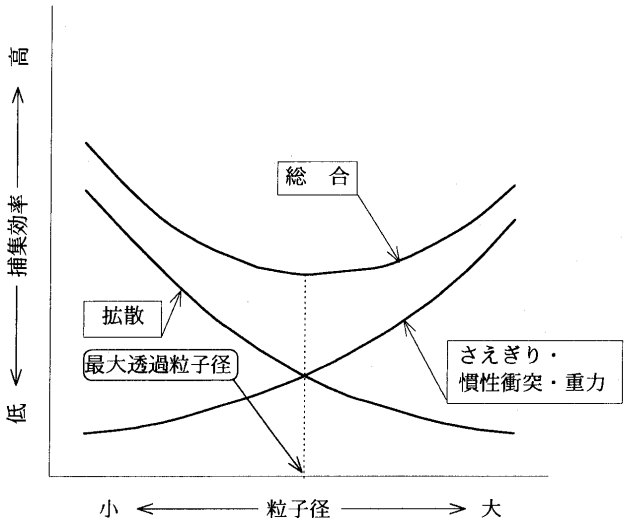


図7　エアフィルタの捕集効率

5．エアフィルタの種類

前述のエアフィルタの粒子捕集原理を背景に，現在，表1に示すように，その対象とする粒径ごとに，粗塵フィルタ，中（中高）性能フィルタ，高（超高）性能フィルタが上市されている。これらフィルタは，その捕集対象粒径が異なるため，一般的には，異なった効率試験法により評価される。

表1　一般的なエアフィルタの分類

区　分	支配的な捕集原理	主な対象粒径	効率試験法
粗　塵 フィルタ	慣性衝突、さえぎり 重力	5 μm以上	重量法
中(中高)性能 フィルタ	さえぎり、慣性衝突 拡散	1〜5 μm	比色法
高(超高)性能 フィルタ	拡散、さえぎり	1 μm以下	計数法

（新沼　仁）

エアフィルタの性能・機能

1．フィルタ性能項目[5]

エアフィルタの性能は，定格風量における次の3項目について表示される。

1.1　粉塵捕集率（捕集効率）

エアフィルタの上流側に流入する粉塵の除去割合を示し，%で表示される。エアフィルタの上流側と下流側の粉塵濃度（または粉塵量）の測定方法によって，次の3種類の表示方法がある。

(1)　重量法
(2)　比色法
(3)　DOP法（または計数法）
　　(Di-Octyl Phthalate Test Method)

このように3種類の方法が使用されている理由は，エアフィルタの対象とする粉塵の粒子径範囲が広く，かつ捕集率の範囲も広いので，1種類の方法で表示することが困難なためである。

1.2　圧力損失

エアフィルタを空気が通過するときの通風抵抗を示し，フィルタの上流側と下流側の全圧差で表示される。通常エアフィルタの入り口側と出口側の断面積が同一であるため風速が等しく，したがって，運動エネルギ（動圧）も等しいので，静圧差で表す事ができる。エアフィルタは，粉塵を捕集することによって圧力損失が上昇するので洗浄や交換の目安となる。

1.3　粉塵保持容量

エアフィルタが使用限界に達するまでに保持することができる粉塵の質量を示し，単位面積当たりまたは1個当たりの質量（kg/m² または kg/個）で表示される。粉塵保持容量は，エアフィルタの保守（濾材洗浄や交換）頻度を知る目安となる。エアフィルタは粉塵を捕集することによって圧力損失が上昇するのに対し，粉塵捕集率が上昇を続けるもの，一度上昇して下降するものなど各種ある。したがって，粉塵保持容量は圧力損失と粉塵捕集率の両面から決定される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

2．フィルタ性能の経時変化

濾過式フィルタはある期間までは，そのフィルタ固有の性能を維持することが出来る。しかし，そのまま使用するとダストの再飛散や濾材の破損によりフィルタの機能を失うことがあり，ガスタービンの重大事故の原因ともなりかねない吸気フィルタの様々な経時変化を注意深く監視しなければならない。フィルタ使用により粉塵が付着し目詰まり状態となった時各種の経時変化が現れ，その寿命を知ることができる。寿命に達するとフィルタの種類により交換したり，又は濾材洗浄を行い，フィルタの機能を回復しなければならない。

2.1　外観の変化

粉塵付着によるフィルタ面の変色度を光電管により読み取る方法も研究されているが，センサ部の汚れや光の透過の不均一さから一般的には使用されていない。

2.2　圧力損失の変化

現在，フィルタの経時変化のとらえ方として最も信頼される方法として，フィルタ前後の差圧計測が採用されている。性能を維持できる圧力損失限界は，フィルタ濾材の強度・織り込み方・フレームへの組み込み方法によりそれぞれ異なる。図8に寿命と圧力損失の関係を示す。図9はフィルタ性能，つまり，粉塵捕集率・圧力損失・粉塵保持量の関係を示す（但し，粉塵捕集率は各フィルタとも重量法換算している）。

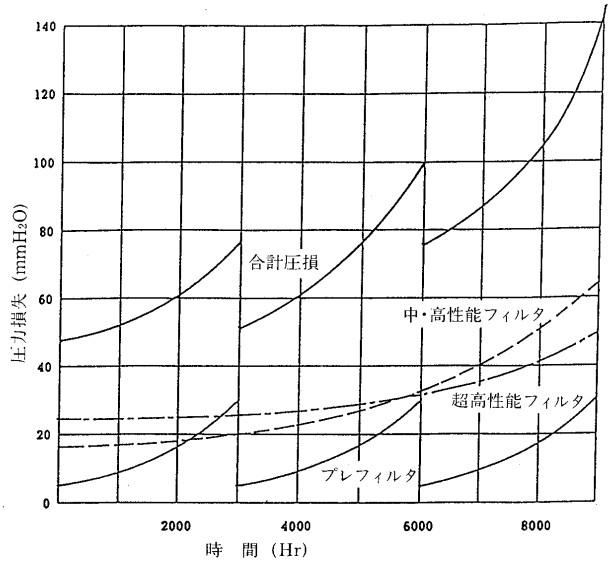


図8　フィルタ寿命と圧力損失の関係

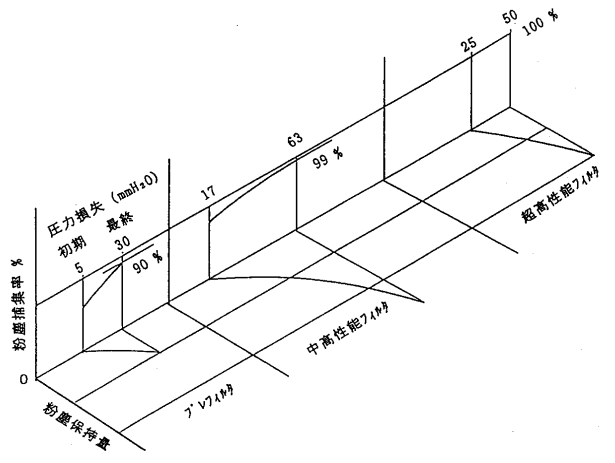


図9　フィルタ性能関係図

3．粉塵の種類と性能との関係

粉塵の種類は便宜上分類する事が出来るが，それぞれ単独で存在する事はごくまれである。複数の対象粉塵に効果的なフィルタ選択をしなければならない。フィルタのカタログに記載されている性能は，試験用ダストにより測定されたものであるため，フィルタの採用にあたっては設置される地域の実際の粉塵の性状を十分把握しなければならない。場合によってはテスト機による長期間のフィールドテストが必要である。

3.1　乾燥ダスト：砂塵・粉塵

比較的粒経の粗い粉塵であるため，慣性式フィルタ単独またはプレフィルタ＋中高性能フィルタが適している。

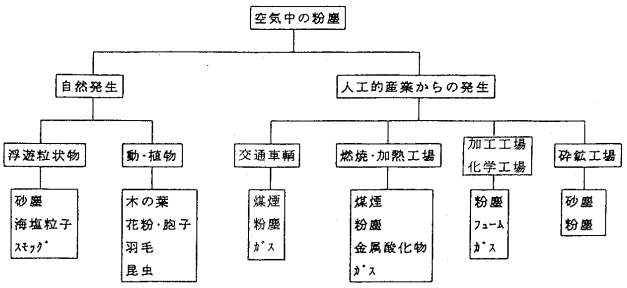


図10　空気中の粉塵分類

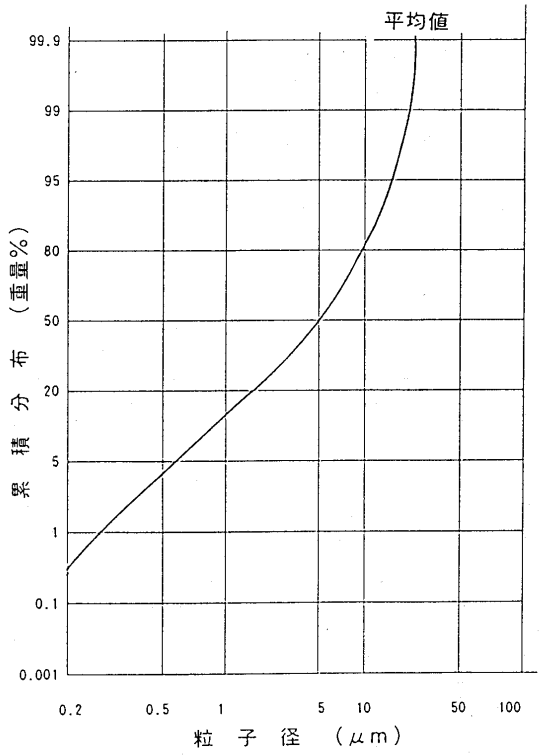


図11　大気塵の粒度分布

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

3.2 浸食性ダスト：金属酸化物

あらゆる粒経の粉塵を対象とするため最終段に超高性能フィルタを設置する事が多い。

3.3 腐食性ダスト・ミスト：海塩粒子

潮解性を有する粉塵であるためフィルタ濾材内に拡散・浸透しないことが要求され，撥水性濾材のフィルタが使用される。

3.4 煤塵・煤煙：カーボン粒子

0.5ミクロン以下の超微粒子であるため，完全に除去するためには超高性能フィルタが必要である。

4．粉塵の分類及び特性

太古の時代から存在する自然環境に加えて，人工的な産業から発生する粉塵があり，次のように分類する事が出来る。図10は空気中の粉塵分類，また図11[6]は都市部の平均的大気塵粒度分布をしめす。

4.1 自然界で発生している粉塵

浮遊粒状物：砂塵・土壌粒子・海塩粒子・水滴・スモッグ粉塵の粒経は広範囲にわたり，磨耗・侵食の原因となる。

4.2 動植物から発生する粉塵

木の葉・花粉・胞子・動物鳥類の羽毛・昆虫類は有機物であり，特に有害では無いが，閉塞防止に金網や粗塵用フィルタが有効的である。

4.3 大都市・工業地帯で発生する粉塵

煤塵・化学物質・金属酸化物等，産業活動により発生する粉塵で，磨耗・侵食を招く原因となる。また近年自動車の排気ガス，特にデイーゼルエンジンから排出される未燃焼カーボン（煤煙）はガスタービンのブレードに付着し，効率低下などの原因となるため，超高性能フィルタの設置が必要である。

（北川　章二）

エアフィルタの性能試験

1．フィルタ試験方法について

現在，ガスタービン及び圧縮機用吸気フィルタシステムに使用されるフィルタは，そのフィルタ試験規格としては明文化されていない。というのは，元来ガスタービンに使用される吸気フィルタは，その最初に使用される用途が内燃機関用エアクリーナーや空調用フィルタであるため，そのフィルタの性能確認は，最初の用途で規定されるフィルタ（エアクリーナー）試験規格で実施されている。

2．フィルタ試験規格の種類

一般に，国内で使用されるガスタービン用フィルタ試験規格は，大きく分類して次の様になると考える。

1）自動車用エアクリーナー試験規格[7]

2）換気用エアフィルタユニット試験規格[8]

3）HEPAフィルタ試験規格[9]

上記のフィルタ試験規格は，その殆どが最初に米国で規定されたフィルタ試験規格に基づいている。さらに各々の試験規格は，その規格内で使用する試験ダストを規定しており，試験ダストの特性（成分，粒子分布）はその各フィルタ試験毎に全く異なる。なお，同じ試験規格においても，日本と米国の規格[10]では関連性はあるものの全く同一ではない。また，欧州においては，統一されたフィルタ試験規格[11]が最近になって発行されている。

3．試験用ダストについて

フィルタ試験用ダストは試験毎に異なるが，その種類と主な用途はJISにて規定されており，表2[12]の通りである。さらに国内及び海外の規格との関連は表3[13]の通

表2　試験用ダストの種類と適用例(JIS Z 8901)

種類	使用ダスト	中位径の範囲 μm	適　用　例
1種	けい砂（粗粒）	185 ～ 200	機械・計器類の磨耗、耐久性能試験、化学装置の性能試験
2種	けい砂（細粒）	27 ～ 31	機械・計器類の磨耗、耐久性能試験
3種	けい砂（微粒）	6.6 ～ 8.6	機械・計器類の磨耗、耐久性能試験
4種	タルク（微粒）	7.2 ～ 9.2	除じん、集じん装置試験
5種	フライアッシュ（微粒）	13 ～ 17	除じん装置試験
6種	普通ポルトランドセメント	24 ～ 28	自動車用ランプ類の気密試験
7種	関東ローム粉（細粒）	27 ～ 31	除じん、集じん装置試験、機械・計器類の磨耗、耐久性能試験
8種	関東ローム粉（微粒）	6.6 ～ 8.6	除じん、集じん装置試験、機械・計器類の磨耗、耐久性能試験
9種	タルク（超微粒）	4.0 ～ 5.0	高性能除じん、集じん装置試験
10種	フライアッシュ（超微粒）	4.8 ～ 5.7	高性能除じん、集じん装置試験
11種	関東ローム粉（超微粒）	1.6 ～ 2.3	高性能除じん、集じん装置試験
12種	カーボンブラック（超微粒）	—	高性能除じん装置試験
13種	エアロゾル（超微粒）	0.25 ～ 0.28	超高性能エアフィルタ試験、粉じん計の校正
14種	エアロゾル（超微粒）	0.76 ～ 0.96	超高性能エアフィルタ試験、粉じん計の校正、クリーンルームのリーク試験
15種	混合ダスト	—	プレフィルタ試験
16種	重質炭酸カルシウム（微粒）	3.6 ～ 4.6	集じん装置試験、付着・凝集試験
17種	重質炭酸カルシウム（超微粒）	1.9 ～ 2.4	集じん装置試験、付着・凝集試験

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表3 JIS Z 8901と他の試験ダスト規格の関連

JIS Z 8901 試験用ダスト	MIL-F			A.C. Spark Plug Co.	SAE Air Cleaner Test	JIS A 6201	JIS R 5210	SAE J525e	MIL STD-282	JIS B 7954	JIS Z 4812	ASHRAE 52.1-1992
	8615	5504	7194									
1種			No.4									
2種及び7種	MIL-F-8615		No.1	No.1543637	Coarse (細粒)							
3種及び8種		MIL-F-5504		No.1543094	Fine (微粒)							
			No.2	No.1543637-70% No.1543094-30%								
			No.3	No.1543637-50% No.1543094-50%								
5種						フライアッシュ						
6種							普通ポルトランドセメント	Dust Test				
13種									DOPエアロゾル	大気中の浮遊粒子状物質自動計測器	放射性粉じん用エアフィルタ	
14種									DOPエアロゾル			
15種												Test Dust

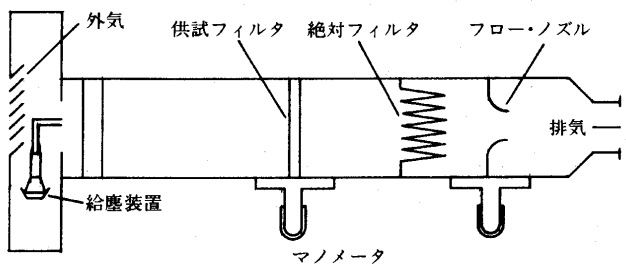


図12 重量法試験装置(例)

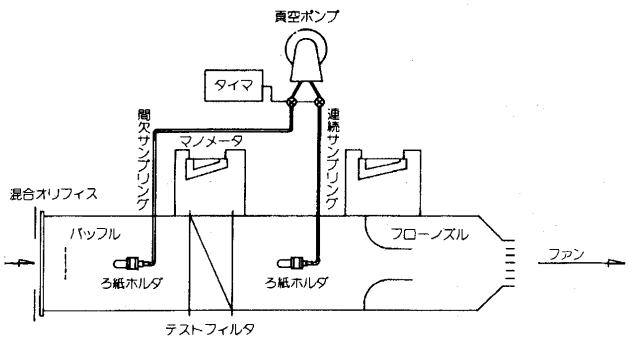


図13 比色法試験装置(例)

りである。

4. 試験項目

フィルタの性能試験項目としては，一般的に下記があげられる。

1) 空気流からダストを除去する能力（捕集効率）
2) ダストを保持する能力（粉塵保持容量）
3) 一定空気流における空気抵抗（圧力損失）

4.1 捕集効率試験方法

捕集効率試験方法は，一般に次の様な方式が取られる。

注記) 下記説明は，各試験方法を概念的に説明したものであり，試験法の詳細については各試験規格を参照して頂きたい。

(1) 重量法

重量法は，一般に，エアクリーナー，粗塵用フィルタ，中・高性能フィルタ等の捕集効率を測定するための試験方法である。試験されるフィルタの種類も幅広く，比較的短時間で結果を得ることが出来る。

重量法試験装置の上流側から，規定された試験ダストを投入し，供試フィルタに捕集させる。さらに，供試フィルタを通過したダストを絶対（バックアップ）フィルタで捕集する。この粉塵の捕集量及び投入したダスト量を重量計算により，フィルタの捕集効率を算出する（図12参照)。

$$E_1 = (1 - W_2/W_1) \times 100$$

E_1：重量法効率(%)
W_1：投入された全粉塵量(g)
W_2：絶対フィルタで捕集された粉塵量(g)

(2) 比色法

比色法は，中・高性能フィルタの捕集効率を測定するための試験方法である。

供試フィルタの上・下流に設置された濾紙ホルダに，それぞれ直径55 mmのHEPAフィルタ濾紙を取り付ける。供試フィルタに定格風量を通し，フィルタ上・下流の大気塵をHEPAフィルタ濾紙にてサンプリングする。そのHEPAフィルタ濾紙に光を当てると，大気塵によって汚染された部分は光透過度が減少する。その度合いを比色計によって測定し，計算によりフィルタの効率を算出する（図13参照)。

比色法で算出した効率は，同じフィルタを重量法で算出した効率より，数値上低い値となる。よって，重量法効率と比色法効率の比較は出来ないので注意を要する。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

$$E_2=\{1-(Q_1\times O_2)/(Q_2\times O_1)\}\times 100$$

E_2：比色法効率(%)
Q_1：フィルタ上流側のサンプリング流量
Q_2：フィルタ下流側のサンプリング流量
O_1：フィルタ上流側捕集濾紙の汚染度
O_2：フィルタ下流側捕集濾紙の汚染度

(3) 計数法（DOP 試験法）

計数法は，一般に HEPA フィルタ等で捕集効率を厳密に測定しなければならない場合に多く使用される。

供試フィルタの上流側で，微細粒子粉体（粒径：0.3 μm)を投入し，パーティクルカウンタ等の測定器機により，上流，下流側の粒子数を測定する。測定された粒子数を計算により，効率を算出する。

$$E_3=(1-C_2/C_1)\times 100$$

E_3：計数法効率(%)
C_1：上流側の粉塵粒子数
C_2：下流側の粉塵粒子数

4.2 粉塵保持容量試験方法

通常，前述の捕集効率試験と同時にフィルタの粉塵保持容量が測定される。粉塵保持容量は，最終圧力損失の時点でのダスト投入量数から次式で算出する。

$$DHC=W_1\times E_1$$

DHC：粉塵保持容量(g)
W_1：投入された全ダスト量(g)
E_1：重量法効率（%）

なお，粉塵保持容量は，使用する試験ダストにより異なるので注意を要する。

4.3 圧力損失試験方法

通常，使用される試験装置は，前述の試験装置(図 12)中に示される様に，供試フィルタ前後の圧力損失をマノメータ等で測定するものである。

新品のフィルタに対して使用される測定点は，一般的に，定格風量に対して 50%，75%，100%，125%である。

5．評価方法

通常，フィルタにとって捕集効率及びダスト保持容量は大きく，圧力損失は小さい方が望ましい訳であるが，注意しなければならない点は，各々のフィルタを比較する場合は，同じレベルのフィルタを同じ基準の試験方法で見比べなければならないことである。

例）	試験フィルタ	推奨試験方法
	1）プレフィルタ	→重量法
	2）中・高性能フィルタ	→重量法，比色法
	3）HEPA フィルタ	→計数法

この判断基準が間違っていれば，適切な評価方法がされていないことになる。例えば，プレフィルタの捕集効率を計数法で測定しても誤差が大きく，また HEPA フィルタの捕集効率を重量法で測定した場合は，結果の精度が要求を満足しないことは明らかである。

（山崎　真幸）

参考文献

(1) JIS Z 8122^{-1994} コンタミネーションコントロール用語，日本規格協会（1994）
(2) ウィリアム C ハインズ，早川一世監訳，エアロゾルテクノロジー，(1985)，p. 124～181，井上書院
(3) 片岡健，江見準，現代の化学工学 II，(1993)，第 4 刷，p. 146～168，朝倉書店
(4) 江見準，エアロゾル研究，第 4 巻 4 号（1989)，p. 249
(5) 空気調和・衛生工学会編：空気調和衛生工学便覧，12 版(1995)
(6) “The ASHAE Air-Borne Dust Surbey” Heating, Piping & Air Conditioning, Nov. 1957
(7) JIS D 1612　自動車用エアクリーナ試験方法（1989)
(8) JIS B 9908　換気エアフィルタユニット（1976)
(9) JIS B 9927　クリーンルーム用エアフィルタ性能試験方法（1994)
(10) 米国の代表的な試験規格は次の通り。
a．SAE J726c（1987)
b．ASHRAE 52.1-1992（1992)
c．AFI SECTION-1（1953)，SECTION-2（1960)
(11) EUROVENT 4/5
(12) JIS Z 8901　試験用ダスト（1984)
(13) JIS Z 8901　試験用ダスト（1984）解説

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

ガスタービンの使用環境とフィルタの選定

北川　章二*1
KITAGAWA Akiji

キーワード: 吸気フィルタ，塩害防止フィルタ，HEPA フィルタ，圧力損失，粉塵捕集率
Air Intake Filter, Salt Barrier Filter, HEPA Filter, Pressure Drop, Dust Removal Efficiency

1．はじめに

ガスタービンの外気取り入れ口に設置される吸気フィルタは，高温・高速回転するブレードへの外気ダスト付着を防止し，ガスタービンが高効率・高稼動運転をする目的のため重要な役割を果たしている。当社はムーンライト計画当時からガスタービン吸気フィルタに関わりを持ち始め多数の納入実績を積んでいる。日本で最初に「塩害防止フィルタ」を紹介し，またガスタービンに要求される過酷な条件を克服して吸気フィルタの構成に世界で最初に HEPA フィルタを採用する等，常に積極的に開発研究している。以下に吸気フィルタに関する当社の取り組みについて述べる。

2．ガスタービン用吸気フィルタの変遷

ガスタービンの運転性能を常に最高の状態に維持する上での重要なポイントの一つは取入れ空気の環境調和であり，吸気フィルタには以下の機能が要求される。

(1)　ガスタービン構成機器の汚染，浸食，腐食の低減
(2)　悪天候条件からの保護
(3)　騒音の減衰
(4)　取入れ空気の冷却

図1はダストによる汚染（Fouling）及び浸食（Erosion）の判定基準に対する代表的な吸気フィルタの性能を示している。当社では技術提携先アメリカンエアーフィルタ社，また総販売代理先日本エアー・フィルター㈱と，ガスタービンの使用環境に応じて様々な環境調和を目的とした新しいフィルタの開発を続けている。以下に簡単に当社の開発の歴史を振り返ってみる。

(1)　金網設置

風雨の直接侵入防止と野鳥や昆虫類の飛来防止にルーバと金網が設置された。

(2)　慣性分離式

金網では捕集しきれない砂塵・粉塵除去のため金網の後段に粉塵粒子3ミクロン以上に対して有効な慣性分離式エアフィルタ（ダスト・ルーバー）が設置された。

(3)　ろ過式

海岸地域で発生する海塩粒子や大都市，工業地帯で発生する化学物質，金属粉塵に対して様々な濾過式フィルタが開発され，単独，または複数段にて設置されるようになった。1989年当社が国内最初にガスタービン用吸気フィルタの最終段に0.3ミクロン粒子に対し99.97%の粉塵捕集率の超高性能エアフィルタ（HEPA フィルタ）を納入した。以来，ガスタービンの長期性能維持には超高性能フィルタが有効であることが証明され採用されることが多くなってきている。

3．フィルタ材料及び特性

エアフィルタは原理的に，静電式，慣性式そしてろ過式の三種に大別できるが，現在ガスタービン用吸気フィルタとして採用されている慣性式及びろ過式について述べる。

(1)　慣性式

図2のようなV字形ポケットに流入した空気が側壁のルーバスリットを通り抜ける際に，気流の方向は急激に変化するが，その中に含まれているダストは慣性力により直進するため気流から分離する。このダストは少量の空気（二次空気：一次空気の10%程度）と共に，慣性

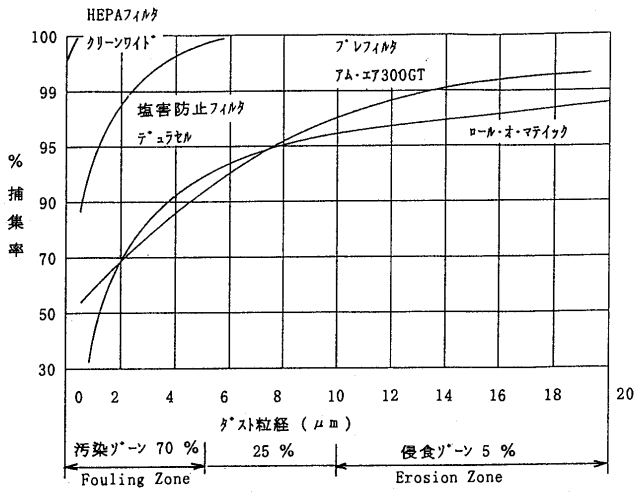


図1　汚染及び侵食性大気塵に対するエアフィルタの捕集性能

原稿受付　1997年9月22日
＊1　進和テック㈱　大阪支店
〒540　大阪市中央区城見1-2-27 クリスタルタワービル

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

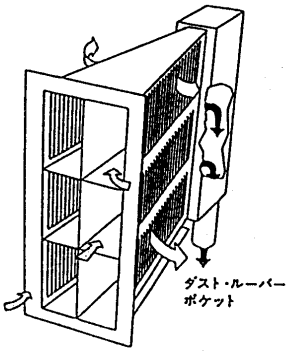


図2　慣性分離式
ダスト・ルーバー
・エアフィルタ

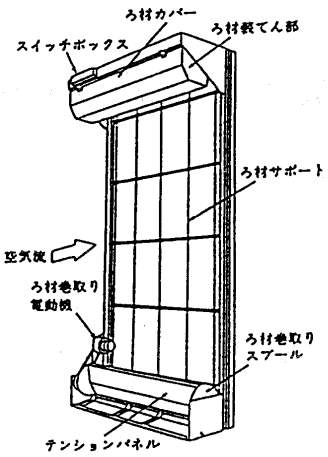
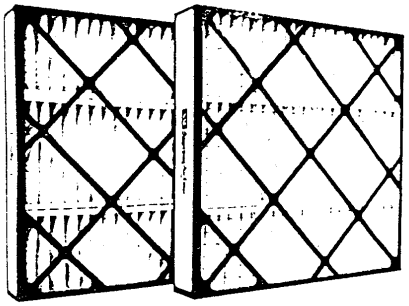
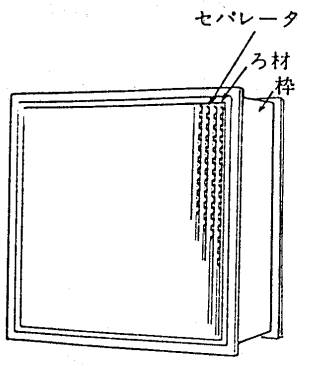


図3　自動ろ材更新型の構造
ロール・オ・マティック
・エアフィルタ



ｱﾑ･ｴｱ300GT

図4　ユニット型プレフィルタ



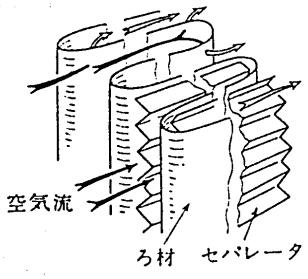


図5　ろ過式折り込み型フィルタ

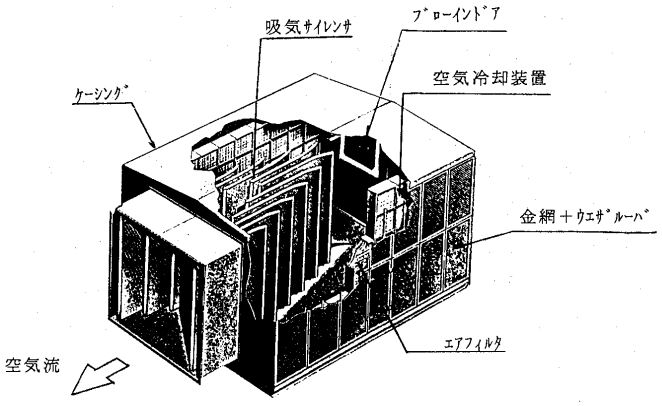


図6　インテイクフィルタシステムの設計例

によりポケットのせばまった末端に向かって直進し，ポケット末端のスリットを通ってダストシュートに入り，二次ファンにより連続的に外部に排出される。ダスト・ルーバーでは通常粉塵粒子3ミクロン以上に対し有効である。慣性式は耐磨耗性を考慮して鋼板で製作されている。総合的な粉塵捕集率を上げるためろ過式フィルタと組み合わせ使用されることが多い。

(2)　ろ過式

ろ過式エアフィルタには図3の自動型と図4のようなユニット交換型がある。それぞれ次のように分類出来る。

自　動　型――自動ろ材更新型　巻き終り時ろ材交換
　　巻き終り時ろ材洗浄再使用
ユニット型――ろ 材 交 換 型　ろ材交換
　　ろ材洗浄再使用
　　中　高　性　能
　　(塩害防止フィルタ：商品名：デユラセル)
　　超　高　性　能
　　(HEPAフィルタ：商品名：クリーンワイド)

洗浄タイプのろ材は乾式の不織布が一般的であり，その他はガラス繊維製またはガラス繊維に粘着油を含浸させたり，また中性能以上のフィルタでは図5のようなマイクログラス・ファイバろ紙の折り込み型が代表的である。

4．フィルタの選定方法

ガスタービンは，サハラ砂漠のような高温・乾燥・砂地の地域から，氷結し多湿で雪に覆われた北極地帯に至るまで事実上あらゆる環境条件の中で稼動することが要求される。それぞれの場所にはそれぞれ固有の腐食と汚染の問題がある。表1はこれらを環境条件により7種類に分けて，それぞれの環境におけるもっとも典型的な状況を表示したものである。しかしある一つの場所で数種類の環境条件に遭遇する可能性が極めて多い。また，ガスタービンの設置場所近辺における新しい産業活動の開始により，将来発生することが予測される条件は当然フィルタを選定する際に考慮しなければならない。表1に示したダスト濃度，粒経，湿度及び気象条件は，ごく平均的な値と，世界のいずれかの場所で遭遇する可能性がある極大値である。従って特定の設置に関する正確な資料は，それぞれの設置場所より得るべきである。

下記のようなさまざまな環境条件により数多いエアフィルタの中から目的に叶った機種を選定しなければならない。また図6のように吸い込み空気冷却装置，吸気サイレンサまた非常用としてフィルタ閉塞時のバイパスエア吸入用ブローインドアの設置等インテイクフィルタシステムとして総合的に設計することが望ましい。

(1)　田園地帯

ダスト濃度が低く粒子径も小さいため，ダストがター

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表1　各種環境の条件

環　境	田園地帯	海岸地帯	大都市 〔発電所 化学工場〕	工場地帯 〔製鉄所 石油化学 鉱業〕	砂漠地帯 〔砂嵐 埃っぽい 地域〕	熱帯地方	北極地方
ﾀﾞｽﾄの種類	乾燥ﾀﾞｽﾄ 浸食性なし	乾燥ﾀﾞｽﾄ 浸食性なし しかし塩粒子 腐食性ﾐｽﾄ	油性煤 恐らく浸食性 又腐食性あり	油性煤 浸食性ﾀﾞｽﾄ 腐食性の恐れあり	砂嵐地域 乾燥、浸食性 ﾀﾞｽﾄ 砂嵐ではないが 非常に埃っぽい 地域での微細な ﾀﾙﾌ状ﾀﾞｽﾄ	浸食性なし 付着汚染の原因 となる場合あり	浸食性なし
ﾀﾞｽﾄ濃度 (mg/m^3)	0.01～0.1	0.01～0.1	0.03～0.3	0.1～10	0.1～700	0.01～0.25	0.01～0.25
粒径－μm	0.01～3	0.01～3 塩　5	0.01～10	※ 0.01～(50)	※※ 1～(500)	0.01～10	0.01～10
ｶﾞｽﾀｰﾋﾞﾝ への影響	殆んどなし	腐食	付着汚染 時折腐食 そして粘着汚染	浸食性 時折腐食 そして粘着汚染	浸食性 昆虫の大群によ るﾌｨﾙﾀの目詰り	付着汚染	雪及び氷による 外気取入ｼｽﾃﾑの 目詰り
温　度 ℃	-20～30	-20～25	-20～35	-20～35	-5～45	5～45	-40～5
備　考		海洋性ﾐｽﾄ 冬期における 霧の氷結	スモッグ	スモッグ	砂及び塵 嵐	高湿度 熱帯性降雨 昆虫、蚊の大群	氷結 ある地域では夏期 に昆虫の大群が 発生

註）※煙突からの排出地域　　※※はげしい砂嵐時期

ビンの羽根に影響を与えることは少ない。しかし，虫除けの為の金網(5メッシュ程度)とウエザルーバ及びメンテナンスフリーの自動ろ材更新型エアフィルタ（ロール・オ・マテイック・エアフィルタ）の設置が最適である。

(2)　海岸地帯

海岸付近の塩分は潮解性があるため粉塵ろ過だけでなく潮解性を有する海塩粒子，あるいはミストを含む空気のろ過が不可欠である。ウエザルーバにより粒子径の大きな海水滴を除去し，その後段にプレフィルタと組み合わせて塩害防止用フィルタ（デユラセル）を設置することが望ましい。

(3)　大都市及び工場地帯

この地域では海岸から遠方にあっても，飛来海塩粒子に対する考慮と同時に煤煙あるいは，ガスタービンの設置される工場構内で発生する浮遊粉塵の除去対策をしなければならない。微小粒子径の化学物質，金属酸化物を除去するためには超高性能フィルタ（クリーンワイド）の設置をすることが有効である。クリーンワイドの設置によりガスタービンのブレード洗浄の頻度が大幅に軽減されている。

(4)　砂漠地帯

主としてサンドストームやダストストーム対策となるが，巻き上げられるダストの吸い込みを少しでも少なくするため外気取り入れ口を地上より約8m以上の高さに設置することが望ましい。通常交換ろ材の継続供給や定期的メンテナンスが困難な地域が多いため自動再生式フィルタが採用されることが多い。カートリッジ交換式(商品名：パルスタ)や慣性式セパレータ機能を兼ね備えた自動再生パネルフィルタ(商品名：ASCパルスクリーン）も有効である。

(5)　熱帯地方

大量降雨対策のウエザルーバや昆虫類侵入防止の防虫網を設置しなければならない。網に付着した昆虫類はブラシでとるか，あるいはフレームガンで焼却する。防虫網はクリーニングの際に取り外しが出来るようにヒンジ付けとすることが望ましい。フィルタはメンテナンスフリーの自動ろ材更新式フィルタ（ロール･オマテイック･エアフィルタ）の設置等が考えられる。

(6)　北極地域等の降雪地方

フィルタの閉塞を防止するためスノーフード・スノーセパレータの設置が必要である。また吸気口の凍結防止にはガスタービンの排ガスを利用したり，ヒートトレースによるアンチアイシングシステムが有効である。

5．塩害対策機能

海岸地域，船舶あるいは海上基地等に設置されるガスタービン吸気用フィルタには一般大気浮遊粉塵以外に海塩粒子を除去する能力が要求される。大気中に含まれる塩分と燃料中の硫黄分とが燃焼室内で反応して硫化ナトリウムが生成し，タービンブレードを腐食させる場合がある。このような塩害を防止するためには，大気中の塩分を除去する必要がある。

海塩粒子は，粒子のままの状態であれば，一般のフィルタでもろ材上に保持できるが海塩粒子には潮解性があり，高湿度な環境では水分を吸収して液化するため，一般のフィルタではろ材に浸透して下流側に拡散する。この問題を解決するために図7のように撥水性と密度勾配を持たせた，特殊な二層構造（デユアル・フェース）ろ材を使用したフィルタを開発した（商品名：デユラセル)。このフィルタは一般大気浮遊粉塵と同様液化した塩分粒子も下流側へ再飛散することなく保持され，また表

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

面に水滴が形成されてもろ材内に拡散・浸透せず，ろ材表面を伝わって滴下する。塩害の問題がある地域では，吸気用フィルタとしてデユラセルを使用することで，塩分に起因する様々なトラブルから開放される。図8に代表的な塩害防止エアフィルタシステムを示す。

6．試験方法

(1)　フィルタ性能試験の考え方

エアフィルタの性能は圧力損失，粉塵捕集率及び粉塵保持容量によって規定されている。圧力損失が低く，粉塵捕集率が高くなおかつ粉塵保持容量の大きいフィルタが理想であるが，それぞれが相反する性格を持っている。さらに付帯設備費，維持費，保守の難易などの各点から総合的に検討されるべきものと考えられる。

当社ではエアフィルタの性能を，常にこのような総合的な立場から判断している。フィルタ性能試験は圧力損失以外は試験用ダストを使用した実験室における試験であるため，粉塵捕集率も粉塵保持容量も実際のダストでは異なるので，これがエアフィルタの性能のすべてを示すものではないことを忘れてはならない。

(2)　フィルタ試験及び評価例

粉塵の成分・濃度はフィルタが設置される地域のみならず同一場所であっても，季節・時間帯・気候により常に一定とは言えない。しかしフィルタはあらゆる条件にもその性能を十分発揮しなければならない。実験室におけるテストダストによる性能試験結果から実際のダストに対する捕集率の経時変化や寿命を推定する事は困難な面もあるため，当社では関東地区・中部地区・関西地区でテスト装置により長期にわたり大気塵による性能試験を行いフィルタの性能を確認している。

一段目　プレフィルタ：プリーツ型中効率エアフィルタ
（アム・エア 300 GT）

二段目　中・高性能フィルタ：海塩粒子除去フィルタ
（デユラセル）

三段目　超高性能フィルタ：0.3 ミクロン 99.97%
（クリーンワイド）

二段目までのフィルタ構成で5ミクロン以上の粒子径のダスト除去率はほぼ100%である。設置場所の特殊条件（煤煙や微少な粒子等）に合わせ三段目フィルタを付加すれば粉塵捕集率は大幅に向上する。

7．フィルタのメンテナンスについて

ベースロード用ガスタービンについて考える時，フィルタ性能を決定する最終段フィルタの寿命がガスタービンの定期メンテナンス期間を下回らない事が絶対条件で

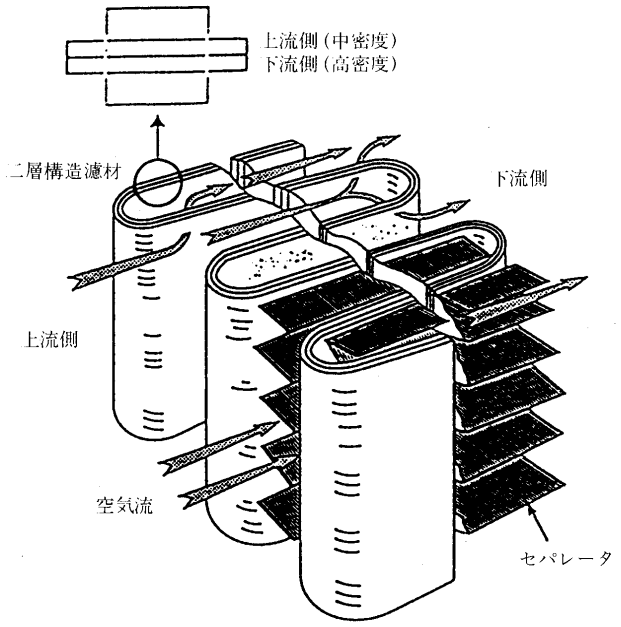


図7　塩害防止フィルタ　デュラセル・フィルタの構造図

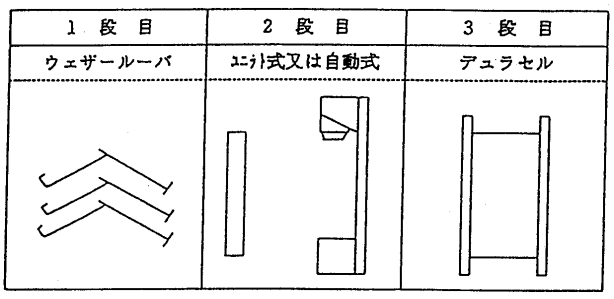


図8　塩害防止エアフィルタ・システム

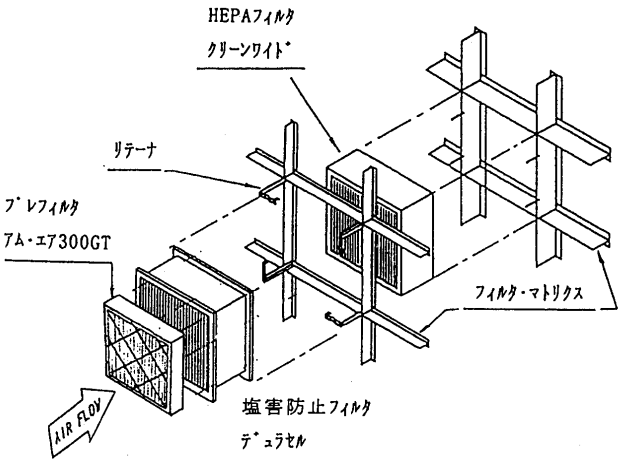


図9　フィルタ　アッセンブリ図

表2　フィルタ性能一覧

	定格風量 (m^3/min)	捕集率 重量法(%)	圧力損失 (mmH_2O) 初　期	圧力損失 (mmH_2O) 最　終	粉塵保持容量(kg/個)	寿　命
一段目プレフィルタ(アム・エア300GT)	56	90	5	30	0.55	約4ヶ月
二段目・高性能フィルタ(DURACEL)	56	99	17	63	1.85	約1年
三段目超高性能フィルタ(クリーンワイド)	50	100	25	50	1.3	約1年

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ある。ガスタービンの性能向上とともに連続運転時間も長期化し最近では1年間はおろか2年間の連続運転になろうとしている。三段フィルタの場合プレフィルタ・中性能フィルタ・超高性能フィルタそれぞれ粉塵捕持容量，最終使用圧力損失が異なるため，各段フィルタ毎に差圧を計測し交換時期を管理する。各段フィルタの性能及び寿命の目安は表2の通り。フィルタのメンテナンスは汚染ダストの下流側への飛散防止のため図9のフィルタアセンブリ図のような構成であれば下流段の方から行う事が望ましい。

8．将来技術

(1) フィルタ性能・機能・構造関連

低圧力損失，高い粉塵捕集率，尚且つ長寿命であることがフィルタに求められる究極の性能である。それぞれ相反する条件であり，ろ材の開発や折り込み構造の工夫等により，各社研究中であるが三条件すべてを満足する事は現在不可能である。設備費用，設置条件等を考慮し，より効果的な設計と選択が必要である。

(2) フィルタの運用技術関連

現在国内でガスタービン用吸気フィルタとして使用されているものの大部分は圧力損失の面から考え，ユニットフィルタを定期的に更新している。処理風量の増大に伴ない多数の使用済みフィルタの処理について深刻な問題となってくる。経済的な面からは洗浄して再使用の要求も出ているが，テスト段階でありまだ技術的には確立されていない。当社ではリサイクルの面から一部使用済みフィルタを道路舗装材の素材として資源再利用する事を実施している。

9．おわりに

ガスタービンの高効率化に伴ない，補機にあっても吸気フィルタに期待される役割は大きい。今後ますます吸気フィルタの高性能化と長期寿命化が強く要求されてくる。新しいフィルタエレメントや構造の開発によるケーシングの小型化，再生利用によるコスト低減とともに使用済みフィルタの処理問題解決等まだまだ取り組む課題は多い。

参考文献

アメリカンエアーフィルタ社技術資料

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

吸気フィルタの性能と運用例

ロバート マクガイヤ*1，山崎 真幸*1
Robert MCGUIRE YAMAZAKI Masaki

1．性能・機能

1.1 フィルタ性能について

フィルタ性能の良さを求めるとすれば，まずはフィルタの捕集効率が高いということである。では，捕集効率が全く同じであれば，次に求められるものはダスト保持容量が大きく(長寿命)，低圧力損失であろう。後者2項目に付いては，実際の使用条件によって相反する場合が多いのは事実である。しかし，ユーザー側から見ればこれら3条件を全て満たし，且つ出来るだけ長く使用したい（コストパフォーマンスが高い）ということが本当に希望することであろうと考える。

フィルタ（ここでいうフィルタは，フィルタ単体もしくは濾材を指す）の開発に当たっては，これらの条件を満足した上で，且つ低コストの条件を付け加えなければならない。弊社フィルタは，当初より内燃機関用のエアクリーナとして開発され，燃焼用空気として大気中の有害な塵埃から内燃機関を保護するために設置されている。それ故，フィルタの性能としては，高効率，耐圧性，長寿命が要求されている。これらの条件を満たすフィルタとして，現在の弊社カートリッジ型フィルタエレメントがある。

1.2 フィルタの捕集機能について

弊社フィルタ濾材（メディア）の捕集機能は，ダスト捕集中に濾材1次側（上流）で形成されるダスト堆積層（ケーキ層）（図1参照）に依るところが大きい。このダスト堆積層は，適当なダストどうしの積み重なりにより，フィルタの捕集効率を著しく高める作用を促し，且つフィルタ濾材表面が閉塞されない限り，フィルタは圧力損失の許す限り使用可能となる。そしてこのダスト堆積層上で形成されたダスト群は，フィルタ繊維及び繊維間より漏れ出すことが無いように，また急激な圧力損失の上昇を防ぎ，しかも捕集効率が低下するどころか効率は初期よりも高まるように設計されている。

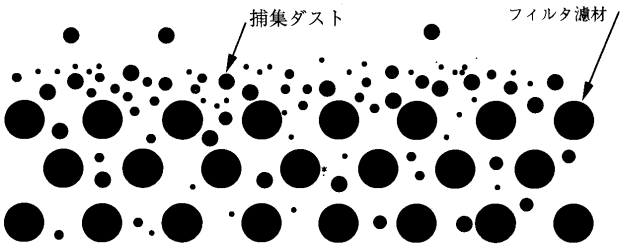


図1 ダスト堆積層による捕集

1.3 セルフクリーニング機能

ガスタービンは小型内燃機関と違い，吸い込み空気量が格段に多いため，フィルタ使用数は数十から最大数百になる場合がある。さらにプレフィルタ等が必要になった場合は，フィルタ交換には多大な時間と人件費を要する。

弊社セルフクリーニングフィルタシステムは，この様な問題を一度に解決するために開発された画期的なフィルタシステムである。本フィルタシステムは，パルスジェットを利用したフィルタ自動払落し機構を付帯しているため，一度フィルタをセットすれば，面倒なフィルタ交換は不要である。本フィルタシステムは，当初は砂漠地帯で使用されるために開発されたが，寒冷地，熱帯地域でも実用化され，さらに最近では，フィルタ濾材の開発と共に一般工業地域でも採用される場合が多い。

2．性能試験

2.1 フィルタ性能試験の考え方

弊社では，基本的にはフィルタ試験規格を自動車用エアクリーナー試験方法（JIS D 1602）または，SAE J726cに準拠して実施している。弊社は，80年前にディーゼルエンジン用エアークリーナーを開発し，現在もその技術は様々な製品に受け継がれており，ガスタービン用吸気フィルタに使用されているカートリッジ型フィルタもそのひとつである。よって，基本的にはカートリッジ型フィルタの試験規格も自動車用エアクリーナー試験方法に基づいている。但し，最近では他社のフィルタと比較検討する必要性から，ASHRAE試験方法に基づき試験を行う場合もある。

3．構 造

3.1 フィルタ材料及び特性

弊社フィルタの典型的な構造は，図2に示す様な円筒型カートリッジである。基本メディア（濾材）の材質は，セルロースをベースにした不織布であるが，その他に合成繊維，耐熱用等その種類は豊富である。濾材は，ひだ

原稿受付 1997年9月30日
＊1 日本ドナルドソン㈱
〒198 東京都青梅市今寺5-13-2

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

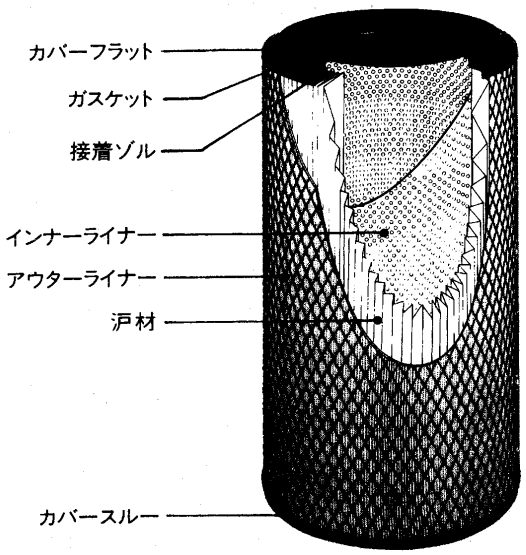


図2　カートリッジエレメント(例)

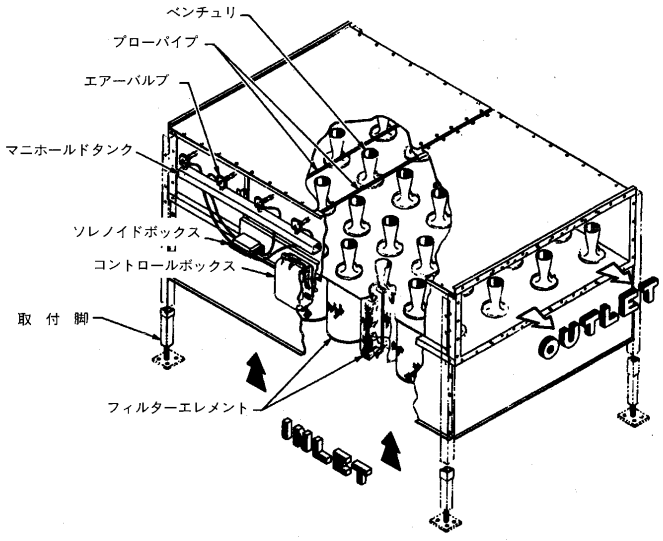


図3　セルフクリーニングフィルタ(例)

状に織り込まれ，エキスパンドメタル等の外筒，内筒で保護される。さらにフィルタの上下をメッキ鋼板製の端板で挟み込まれ，接着剤にて固定される。フィルタの取付面側にはガスケットが取り付けられ，エアリークによるダストの流入を完全に防いでいる。

この円筒型フィルタの形状により，最高使用可能圧力は500 mmAq以上であり，運転中に濾材が破れたり，フィルタが変形することは考えられない。

4．メンテナンス

4.1　交換周期について

通常の2段式（1次，2次フィルタ），3段式（1次，2次，HEPA (High Efficiency Particle Air Filter)）フィルタでは，各フィルタが最終圧損に達した(目詰まった)時点で，フィルタを新品と交換しなければならず，1次フィルタの交換回数が最も頻繁に実施される。その頻度は，使用される環境に大きく左右され，経験上約1ヶ月から半年である。1次フィルタの交換周期を延ばすには，フィルタ捕集効率を低下させれば済むことであるが，その結果2次フィルタへのダストの流出量が増え，逆に2次フィルタの寿命を短くする場合が多いため，1次フィルタの選定は2次フィルタとの組合せを考慮しなければならない。

1次フィルタの交換を自動化したもので，慣性式フィルタ及び自動巻取り式フィルタ等がある。慣性式フィルタは，粉塵量が多く且つ粒子径が大きい場合に有効であるが，捕集(抽出)した粉塵を排出するためのブロワモーター等の動力が必要である。自動巻取り式フィルタについても，巻取り用モーターの制御が必要であり，粉塵量が多い環境には向いていない。

2次フィルタの交換寿命は，一般的に約1年を要求される場合が多い。2次フィルタの寿命を長くする必要性から，1次フィルタの効率を高くしなければならない場合は，1次フィルタの粉塵保持容量を増やすことが望ましい。しかし，通常同じ濾過面積の1次フィルタでは，効率が高くなればなるほど保持容量は低くなるため，安易に効率を高くすればフィルタ寿命が短くなり，交換頻度が増えるので，慎重に検討する必要がある。

特に粉塵量が多い場合，1次，2次フィルタの交換は頻繁に実施されるであろう。弊社セルフクリーニングフィルタ（図3参照）は，この様な問題を解決するために設計された理想的な1段式フィルタシステムである。一度フィルタを取付けた後は，フィルタ差圧により自動的にフィルタのクリーニング（パルスジェットによる自動洗浄）が行われ，プレフィルタの交換は不要である。全世界で約4000台以上のセルフクリーニングフィルタがガスタービンに設置されており，そのフィルタ寿命は平均で約1年半から2年以上である。

5．運　用

5.1　フィルタの選定方法

フィルタの選定に当たっては，まず使用される環境及び設計条件をできるだけ詳しく教示頂くことが望ましい。その項目は以下の通りである。

(環境)

屋外・屋内，国外・国内，都市部・工業地帯（軽・重）・郊外・砂漠・熱帯・寒冷地・海岸・海上，大気塵濃度，成分，粒径分布

(設計条件)

温度，相対湿度，海抜，風速，耐震，騒音規制値

次に要求される事項としては，吸気フィルタに何を最優先で要求するかである。当然最も経済的なフィルタが理想であるが，この経済性とは，吸気フィルタの初期コスト，運用費用(フィルタコスト，交換費用)，ガスタービン出力損失，タービン翼洗浄費用等を総合的に判断して，決定されなければならない。フィルタの選定に当たっ

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ては，以下の項目を特定する必要がある。

1）許容圧力損失（初期，最終）
2）捕集効率（粒子径 vs 効率）
3）自動洗浄付き・なし
4）設置スペース
5）材料仕様
6）塗装仕様
7）電気仕様
8）その他要求事項

以上により適切な吸気フィルタの選定が可能である。

5.2 実績例

1）三菱重工業殿向け出光興産北海道製油所殿納入 MW 251 ガスタービン用セルフクリーニングエアフィルタ

・処理空気量：7800 m³/min
・弊社型式：TTD 07-8616
・捕集効率：99.9%（重量法）
・設置場所：北海道苫小牧市
・納入日時：1994 年 5 月
・実績寿命：2 年 6ヶ月
・特　　長：国内寒冷地（北海道）として初のセルフクリーニング式エアフィルタで，アンチアイシングシステム等の補助設備が不要。

2）日立製作所殿向け中国電力柳井火力発電所殿納入 MS 7001 F ガスタービン用カートリッジ型エアフィルタ（セルフクリーニング無し）

・処理空気量：17472 m³/min
・弊社型式：GDS 20-8593
・捕集効率：99.9%（重量法）
・設置場所：山口県柳井市
・納入日時：1992 年 5 月
・実績寿命：2 年 5ヶ月（継続中）
・特　　長：カートリッジフィルタ（1 次フィルタ無し）で，高効率長寿命を実現した。

3）日立造船殿向け群馬県企業局高浜発電所殿納入 LM 2500 ガスタービン用セルフクリーニングエアフィルタ

・処理空気量：4245 m³/min
・弊社型式：OSM-48080-01
・捕集効率：99.9%（重量法）
・設置場所：群馬県榛名町
・納入日時：1995 年 9 月
・実績寿命：4800 時間（継続中）
・特　　長：スーパーごみ発電設備用として納入されたセルフクリーニング式エアフィルタ。

6．将来技術

6.1 フィルタ効率

弊社では，米国本社技術開発部門において常に新しい濾材の研究・開発を行っている。現在の捕集技術では，HEPA フィルタにて，99.97%（0.3 μm 粒子）以上の捕集が可能であることは周知であるが，さらに ULPA（Ultra High Pure Air Filter）フィルタにて，99.9999%（0.1 μm 粒子）以上の捕集も技術的に可能である。但し，前述した様に効率が高くなればなるほど，粉塵捕集容量が少なくなるため，徒に効率を上げてもフィルタ使用数が増え，初期コストが嵩むだけになる。

弊社最新のフィルタ濾材では，従来の粉塵捕集量を変えずに，捕集効率を大幅に改善することに成功した。本濾材（スパイダーウエブメディア）は，従来の基本濾材の表面に，超極細繊維をコーティングすることにより，濾材表面に形成される堆積層（ケーキ層）を効果的に利用し，高効率を実現したものである。（図 4 参照）

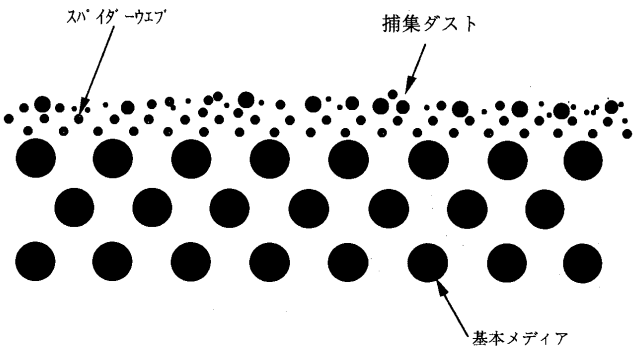


図 4　ダスト堆積層による捕集(スパイダーウェブ)

6.2 フィルタの廃却について

現在産業廃棄物の処理問題，焼却場から排出されるダイオキシンの問題が世間で騒がれている。将来的には，焼却またはリサイクル可能なフィルタが望まれる。

6.3 フィルタ処理能力

現在の標準的なパネル型フィルタは，フィルタ 1 ケ当たりの処理能力が約 56 m³/min である。フィルタの処理能力は，フィルタが保有する濾過面積から自ずと決定される場合が多く，さらに多くの空気を処理する必要のある場合は濾過面積を多くする他方法が無い。濾過面積を増やし，如何に圧力損失を低く押さえるかにフィルタメーカー各社の技術が要求される。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

ガスタービン用フィルタの現状

新沼　仁*1
NIINUMA Hitoshi

キーワード: エアフィルタ，吸気フィルタ，圧力損失，大気塵，粉塵保持容量，試験粉体，寿命，効率
Airfilter, Intake Airfilter, Pressure Drop, Airborne particle, Dust Holding Capacity, Test Dust, Life, Efficiency

1．はじめに

ガスタービンは，多量の空気を燃焼用として使用し，その燃焼ガスを作動流体とすることから，他の内燃機関に比較して，温度，大気中の塵埃（大気塵）などの大気条件に影響を受けやすいことは周知のことである。特に大気塵は，時間経過とともに空気圧縮機に徐々に付着し，出力及び効率の低下をまねくこと，運転中，定検時に行う洗浄に手間がかかることなどの問題を呈する厄介な存在である。

この問題を解決するために各種粗塵エアフィルタ（以下エア省略），中（中高）性能フィルタが，吸気フィルタとして用いられてきたが，近年，コージェネレーション用ガスタービンには，これらに加え，高(超高)性能フィルタが用いられるようになってきた。最近では，小型のガスタービンにおいてはこの高性能フィルタの採用により空気圧縮機の洗浄を省略しても，ガスタービンの出力低下が防止出来ることが確認され，高性能フィルタを採用した吸気フィルタは，ガスタービン発電設備を構成する重要な設備となってきている。

しかし，吸気フィルタを構成する各フィルタは，試験(性能評価)法がわかりづらいことやその試験結果と実使用時の結果が単純に一致しないなど専門家でないと理解しにくい状況にある。本報では，これら理解しがたい部分の解説を行うとともに，ガスタービン用フィルタの現状について報告することとする。

2．吸気フィルタの構成

吸気フィルタの構成は図1に例示するように屋内使用以外は，吸気フィルタの吸気口に雨水分離用としてウェザフード・ルーバやデミスタなどが設置され，その後段に粗塵フィルタ，中性能フィルタおよび高性能フィルタが配置される。これらのフィルタは，一般的に同じ大気塵が負荷された場合，効率グレードが高くなればなるほど目づまりが早く，たちどころに寿命となってしまうことから，高性能フィルタに対しては中性能フィルタが，中性能フィルタに対しては粗塵フィルタがそのプレフィルタとして使用されることになる。

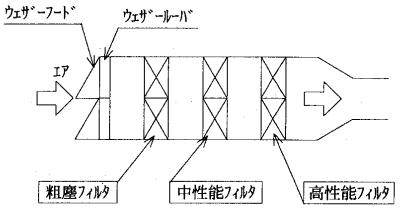


図1　吸気フィルタの構成例

3．フィルタの性能試験法

ガスタービン用吸気フィルタとして使用される各フィルタは，それぞれ捕集対象としている塵埃の径が異なり，同一の性能試験法では評価出来ないため，粗塵フィルタは重量法，中性能フィルタは比色法，高性能フィルタは計数法（DOP法）と呼ばれる効率試験法[1]によって評価される。また，フィルタ性能の指標として粉塵保持容量が用いられるが，これはフィルタに試験粉体(塵埃)[2]を負荷させ，フィルタの圧力損失が最終圧力損失値に到達するまでにフィルタが捕集した試験粉体質量のことを意味し，一般的には，この量が多いとフィルタの寿命が長いとされている。図2〜4，表1〜5に各種フィルタの性能試験装置，性能試験法および試験粉体の概要をまとめる。

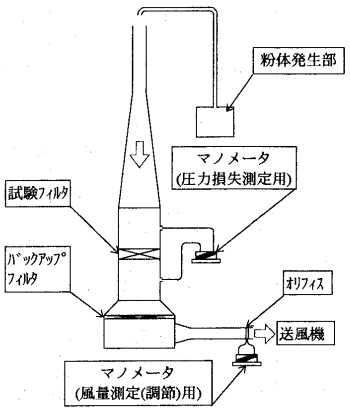


図2　粗塵フィルタ試験装置

原稿受付　1997年10月16日
*1　日本無機㈱結城工場
〒307　茨城県結城市作の谷415

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表1　粗塵フィルタ性能試験法(重量法)概要

項目		内容
捕集効率	試験粉体	JIS15種試験粉体
	試験濃度	70±30mg/m^3
	算出方法	効率(η)$=\left[1-\frac{W_2}{W_1}\right]\times 100$ W_1：試験粉体供給質量 W_2：ﾊﾞｯｸｱｯﾌﾟﾌｨﾙﾀ捕集粉体質量
	試験手順	(1) JIS15種試験粉体を粉体発生部より上記濃度でﾌｨﾙﾀに負荷し、上式により効率を求める。 (2) (1)の操作をﾌｨﾙﾀの最終圧力損失に達するまでに少なくとも4回行い、それらの平均を効率とする。
粉塵保持容量	試験粉体	JIS15種試験粉体
	試験濃度	70±30mg/m^3
	算出方法	粉塵保持容量(W)$=W_1-W_2$ W_1：試験粉体供給質量 W_2：ﾊﾞｯｸｱｯﾌﾟﾌｨﾙﾀ捕集粉体質量
	試験手順	捕集効率の試験手順と同時に進める。
圧力損失		ﾌｨﾙﾀ前後の静圧差(図2)

表2　中性能フィルタ性能試験法(比色法)概要

項目		内容
捕集効率	試験粉体	JIS11種試験粉体
	試験濃度	3±2mg/m^3
	算出方法	効率(η)$=\left[1-\frac{OD_{下}}{OD_{上}}\right]\times 100$ $OD_{下}$：ﾌｨﾙﾀ下流側の光学密度 $OD_{上}$：ﾌｨﾙﾀ上流側の光学密度 $OD=-\log\frac{I}{I_0}$ I：粉体採取後の濾紙の透過光の強さ I_0：粉体採取前の濾紙の透過光強さ
	試験手順	(1) JIS11種試験粉体を粉体発生部より上記濃度でﾌｨﾙﾀに負荷し、ﾌｨﾙﾀ前後の試験粉体を濾紙に捕集する。 (2) 粉体を捕集した濾紙に光をあて、その透過光の強さを求め、上式により、効率を求める。 (3) (1)、(2)の操作後、JIS15種試験粉体を70±30mg/m^{3}の濃度でﾌｨﾙﾀに負荷する。 (4) (1)から(3)の操作を少なくともﾌｨﾙﾀが最終圧損値に達するまで4回行う。ﾌｨﾙﾀが最終圧損値に達したとき、(1)、(2)の操作をさらに行い、それらの平均を効率とする。
粉塵保持容量	試験粉体	JIS15種試験粉体
	試験濃度	70±30mg/m^3
	算出方法	粉塵保持容量(W)$=W_1-W_2$ W_1：試験終了時のﾌｨﾙﾀ質量 W_2：試験開始時のﾌｨﾙﾀ質量
	試験手順	捕集効率の試験手順と同時に進める。
圧力損失		ﾌｨﾙﾀ前後の静圧差(図3)

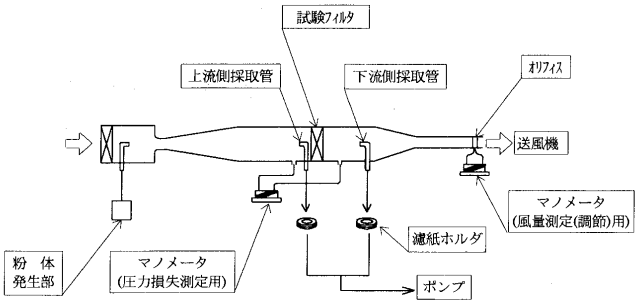


図3　中性能フィルタ試験装置

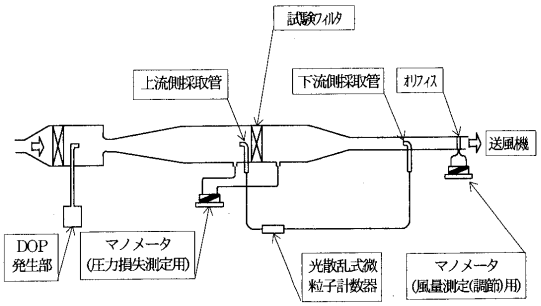


図4　高性能フィルタ試験装置

表3　高性能フィルタ性能試験法(計数法)概要

項目		内容
捕集効率	試験粒子	0.3μmDOP
	試験濃度	光散乱式微粒子計数器の計数誤差が5%以内で、且つ下流側の計数値がﾊﾞｯｸｸﾞﾗｳﾝﾄﾞより十分多くなる濃度
	算出方法	効率(η)$=\left[1-\frac{C_2}{C_1}\right]\times 100$ C_2：下流側計数値 C_1：上流側計数値
	試験手順	(1) DOP発生部から、0.3μmの粒子を含む多分散DOPを発生させる。 (2) 光散乱式微粒子計数器で、ﾌｨﾙﾀ前後の計数値を測定し、上式より効率を求める。
粉塵保持容量*)	試験粉体	JIS15種試験粉体
	試験濃度	70±30mg/m^3
	算出方法	粉塵保持容量(W)$=W_1-W_2$ W_1：試験終了時のﾌｨﾙﾀ質量 W_2：試験開始時のﾌｨﾙﾀ質量
	試験手順	図3に示す試験装置を用い、試験粉体部捕集効率の試験手順と同時に進める。
圧力損失		ﾌｨﾙﾀ前後の静圧差(図4)

*) JISによる規定がないことから、一般的に使用される方法を記述した。

4．性能試験と実使用時のフィルタ性能

一般にフィルタの性能は，前述の性能試験法での評価結果を用いて表される。しかし，これはあくまで定められた試験法での結果であり，実使用状態でのそれと異なることになる。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

まず，捕集効率について着目してみよう。表6には，国設大気測定局において，実際の大気塵重量濃度（浮遊粉塵量）をハイボリュウムエアサンプラで測定した結果[3),(4)]を示した。表6に示すように，一般の大気中の塵埃量は，おおむね0.04～0.10 mg/m³である。しかし，前述のように，粗塵フィルタの効率試験に使用されるJIS 15種試験粉体は，試験を短時間に終了させるため70±30 mg/m³と高濃度でフィルタに負荷される規定になっている。一方，図5には，試験粉体と当社が某所において光散乱式微粒子計数器で大気中の塵埃の粒径分布（粒径別個数濃度）を測定した結果の一例を示した。図5に示すように試験粉体と大気中の塵埃の粒径分布は異なることがわかる。なお，JIS 15種試験粉体を構成するJIS 12種試験粉体（カーボンブラック）は凝集しやすいため，実際の粒径分布は図5に示すものよりも大きな粒子に片寄ると考えられ，試験粉体と大気中の塵埃の粒径分布の差は，さらに大きくなる可能性が高い。当然のことながら，塵埃の粒子径が小さくなればフィルタの捕集効率は低くなることから，特にJIS 15種試験粉体を効率試験の試験粉体としている粗塵フィルタの実使用時の捕集効率は，フィルタ性能試験法で行った結果より大幅に低い結果となる。ただし，中性能フィルタの効率試験に用いるJIS 11種試験粉体は，図5に示すように，比較的大気塵の粒径分布に近いため，実使用時の捕集効率と効率試験によってえられた結果と近い結果となる。

参考として表7には，各フィルタの捕集効率を使用済みフィルタの調査，実証試験によってえられた結果をおおまかにまとめた。表7に示すように，高性能フィルタを使用しない場合は，効率の高い中性能フィルタを用いたとしても，20%程度の大気塵が空気圧縮機側に通過することになる。計算の過程は省略するが，仮に，大気塵濃度を0.1 mg/m³，フィルタ1台あたりの処理風量を50 m³/min，運転時間を8000 h（1年）とすると，480 g/台の塵埃がフィルタに捕集されずに空気圧縮機に負荷されることになる。通常吸気フィルタは，数十～数百台のフィルタを使用していることから多量の塵埃が空気圧縮機に負荷されていることは容易にわかるであろうし，捕集効率の低いフィルタが使用されているならばその量はさらに増大することになる。ただし，現在のところ，フィルタを通過した塵埃量が，どの程度の割合で空気圧縮機に付着し，圧縮効率が低下するか明確になっていない。それらが明確になれば，使用される環境に応じてどのフィ

表4 JIS 15種試験粉体の組成

使用粉体	質量百分率(%)	粒子径	成分
8種粉体	72	平均8 μm	関東ローム
		分布	
		粒子径 (μm) / ふるい上 (%)	成分 / 質量百分率 (%)
		5 / 61±5	SiO_2 / 34～40
		10 / 43±3	Fe_2O_3 / 17～23
		20 / 27±3	Al_2O_3 / 26～32
		30 / 15±3	CaO / 0～3
		40 / 9±3	MgO / 3～7
		74 / 3以下	TiO / 0～4
			強熱減量 / 0～4
12種粉体	23	0.03～0.2 μm	カーボンブラック
コットンリンタ	5	直径1.5 μm 長さ1mm以下	コットンリンタ

表5 JIS 11種試験粉体の組成

粒子径		成分	
平均1.9 μm		関東ローム	
分布			
粒子径(μm)	ふるい上(%)	成分	質量百分率(%)
1	62±5	SiO_2	34～40
2	50±5	Fe_2O_3	17～23
4	22±3	Al_2O_3	26～32
6	8±3	CaO	0～3
8	3±3	MgO	3～7
		TiO	0～4
		強熱減量	0～4

表6 国設大気測定局における大気塵重量濃度(浮遊塵埃量)測定結果

単位：mg／m³

測定局	測定結果（平均）			測定局	測定結果（平均）		
	S45～51	S59～61	H5～7		S45～51	S59～61	H5～7
札幌	0.123	0.087	0.053	名古屋	0.129	0.073	0.064
仙台	0.147	0.070	0.041	大阪	0.129	0.089	0.058
鹿島	0.166	0.071	0.076	尼崎	0.112	0.070	0.065
市原	0.105	0.053	0.062	松江	0.069	0.034	0.030
東京	0.145	0.121	0.076	倉敷	0.129	0.058	0.053
川崎	0.155	0.102	0.091	宇部	0.140	0.072	0.057
新潟	0.166	0.053	0.041	北九州	0.154	0.076	0.085

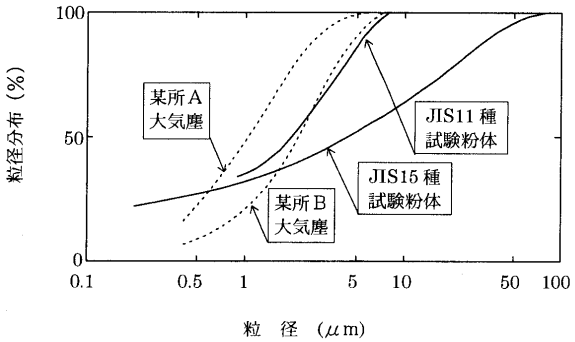


図5 試験粉体と大気塵の粒径分布

表7 各フィルタの大気塵捕集効率の目安

単位：wt%

区分		大気塵捕集効率(%)	通過率(%)
粗塵フィルタ	重量法 85%品	20～40	60～80
	重量法 98%品	40～60	40～60
中性能フィルタ	比色法 60～70%品	50～70	30～50
	比色法 90～95%品	80～90	10～20
高性能フィルタ	計数法(0.3 μm DOP) 97%品	99以上	1以下
	計数法(0.3 μm DOP) 99.97%品	≒100	≒0

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

ルタを使えば良いか明確になるわけで，今後の研究が待たれるところである。

一方，寿命の長さの判断材料として用いられる粉塵保持容量に着目してみると，一般に中性能フィルタは，粗塵フィルタより小さな塵埃を捕集対象としているにもかかわらず，中性能フィルタの粉塵保持容量試験に使用する試験粉体（JIS 15 種）が，粗塵フィルタと同一である現行規格は矛盾していることに気がつくであろう。また，高性能フィルタについては，現在明確な規定がない状況にあり，一般的に用いられる試験法が粗塵フィルタ，中性能フィルタとも同一の試験粉体を用いて評価されることもまた疑問としてあげられる。粉塵保持容量は，フィルタの寿命を判断する上で重要な項目であるわりには，上記のような問題を有している。なお，粉塵保持容量は，粗塵フィルタを除いては，塵埃の粒子径が小さくなれば小さくなるため，実際に使用した場合には，フィルタ性能試験法で得られた結果より小さな結果となる。

参考として図 6 には，当社の中性能フィルタを日本国内各所で実際に使用し，そのフィルタを調査することより求めた捕集塵埃量と圧力損失の関係を示した。図 6 に示すようにフィルタの性能評価法で得られた結果に対し，少ない量で圧力損失が上昇していることがわかる。現在のフィルタ性能試験法で得られた粉塵保持容量は，実際にフィルタを使用した場合より少ないことから，図 6 に示すような実証データをもたなければ，フィルタの寿命をある程度の確度をもって推定することは困難であり，これらのデータをもつことがフィルタメーカの責務であると考えられる。

なお，フィルタの性能試験法に関する検討結果については，狐塚らの報告[5]があるが，その後あまり検討されていない状況にある。筆者らも，新しい性能試験法の検討を行っている[6]が，一般的に適用可能な結論には達していない。一方，日本と類似した性能試験法を用いている米国においては，あまりにも現行の性能試験法が現実と異なるために問題視されており，ミネソタ大学の Liu 教授らが研究[7]をはじめている。しかし，一定の結論がでるまでにはまだ時間がかかりそうである。

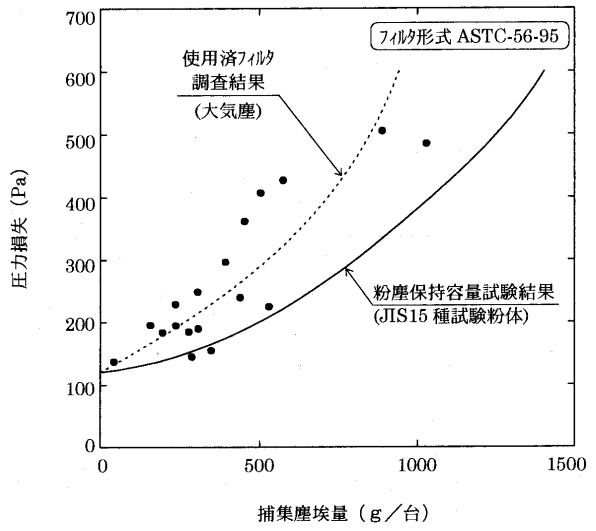


図 6　捕集塵埃量（粉塵保持容量）と圧力損失の関係

5．吸気フィルタの保守管理上の留意点

吸気フィルタの保守管理上の留意点としては，種々考えられるが，重要かつ一般的に見落としやすいフィルタの寿命管理について以下にまとめることにする。

フィルタは使用時間の経過とともに大気塵を捕集し，圧力損失が上昇してくるため一般に圧力損失の上昇を管理することが必要となる。この圧力損失の上昇を無視してそのままフィルタを使用し続けた場合，フィルタが局部的に破損してフィルタの有する性能を満足しない状況が発生したり，場合によっては，フィルタの構成材料が空気圧縮機側に吸引され，重大な事故を発生させる恐れがある。図 7 には中性能フィルタと高性能フィルタの圧力損失上昇のモデルを示した。図 7 に示すように，中性能フィルタは，あるところから急激に圧力損失が上昇し，一気に最終圧力損失値に達する。フィルタの仕様，使用条件などにより異なるが，おおむね当社の経験では 340～390 Pa 程度にこれが存在し，ここから先は，数日のうちに 100～200 Pa 程度上昇する。この様な急激な圧力損失上昇が発生する原因は，中性能フィルタが大気中の塵埃を捕集することにより，濾材が目詰まりし，その効果により徐々に捕集効率が高まることにより発生する。したがって，この急激な圧力損失上昇が発生する前，すなわち，おおむね 290 Pa 程度で，交換用フィルタを準備しておく必要がある。一方，高性能フィルタは，中性能フィルタと比較して，なだらかな上昇を示すが，雨天時には環境中の湿気の影響により捕集した塵埃に水分が付着し，一時的な圧力損失の上昇が見られるようになってくる。この傾向は性能の高いフィルタほど顕著である。また，この様な現象は，フィルタを使用し始める初期段階では，あまりみられないが，塵埃を多く捕集した状態においては，場合によって 200 Pa 以上の上昇がおこる場合がある。従って，高性能フィルタは，雨天時におおむね 100 Pa 程度の上昇が生じるようになったときには寿命が近いと考え，交換用フィルタの準備が必要となる。

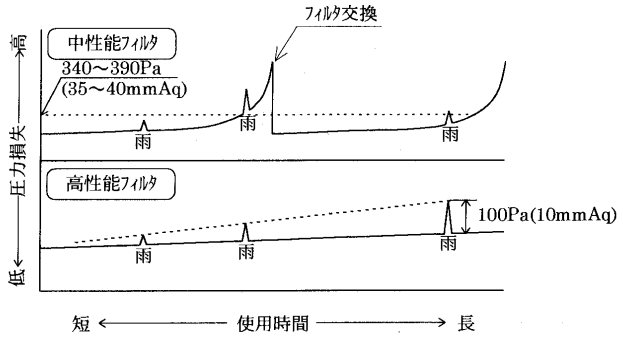


図 7　中性能フィルタおよび高性能フィルタの圧力損失上昇モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

6．日本無機製ガスタービン用フィルタ

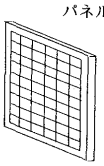
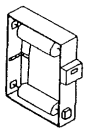
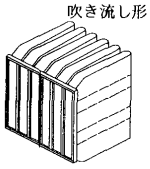
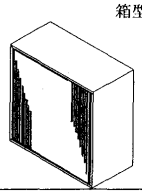
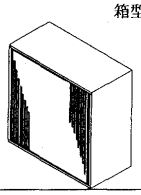
表8には，当社の代表的なフィルタの概要をまとめた。以下にこれらフィルタの性能などについて紹介することにする。

6.1 粗塵フィルタ

当社では，表8に示すようなパネル形，ロール形および吹き流し形をガスタービン用フィルタとして提案している。捕集効率グレードとしては，重量法で76%から98%品があり，パネル形のフィルタでは，洗浄再生可能なものもある。これらのフィルタの中から特にガスタービン用として当社が開発した吹き流し形フィルタ（DS-L-56-98 G）を紹介することにする。

図8，表9に吹き流し形フィルタの構造および性能をまとめる。図8に示すように，この吹き流し形フィルタは厚みのある不織布濾材を吹き流し形に縫製加工した構造をしており，一見相反する長寿命化および高効率化を同時に達成したフィルタである。このフィルタは，現在全国各地の数十のガスタービンに採用されており，実績では表9に示すように，中性能フィルタに匹敵するほどの捕集効率を有し，1年（8000 h）以上連続使用しても交換を必要としないことが確認されている。このフィルタを採用することにより，後段に設置される中性能フィルタの寿命を大幅に延ばすことが可能である。

表8 ガスタービンに使用されるフィルタ（抜粋）

区分		外形寸法（代表値）(ﾀﾃ×ﾖｺ×ｵｸﾕｷ) (mm)	特記事項
粗塵フィルタ	パネル形 	610×610×20	[効率グレード(重量法)] 76、82、85% [特長] 洗浄再生タイプ有
粗塵フィルタ	ロール形 	2900×1550×420	[効率グレード(重量法)] 85% [特長] 濾材自動更新可能
粗塵フィルタ	吹き流し形 	592×592×500	[効率グレード(重量法)] 80、90、98% [特長] 超長寿命
中性能フィルタ	箱型 	610×610×290	[効率グレード(比色法)] 60、90、95% [特長] 豊富な品揃え [ASTK、ASTC、ASTNの3タイプ]
高性能フィルタ	箱型 	610×610×290	[効率グレード(0.3 μm 計数法)] 97、99.97% [特長] 中高複合高性能ﾌｨﾙﾀ有

6.2 中性能フィルタ

中性能フィルタとして当社では，フィルタの効率グレードとして3タイプ(比色法60，90，95%)，フィルタの寿命グレードとして3タイプ（ASTK，ASTC，ASTN）を提案している。この中から，高性能フィルタを採用する場合に最適な捕集効率をもち，さらに長寿命な中性能フィルタ（ASTN-56-90）を紹介する。

図9，表10にフィルタの構造および性能をまとめる。このフィルタは，ガラス繊維ペーパ濾材を用い，セパレータと呼ばれる濾材間隔保持材を採用した構造をしている。このフィルタは，従来のフィルタの濾材面積より多くの濾材を折り込んでいるため，長寿命である。また，セパレータに防食加工を施しており，使用期間中腐食によりその機能が失われることがないように設計されている。

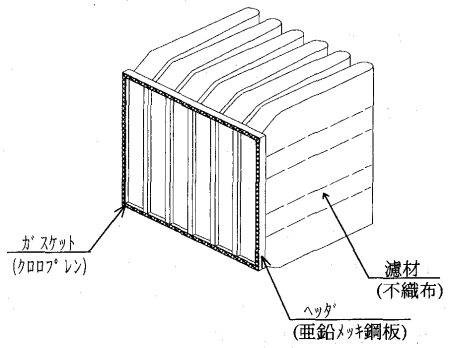


図8 吹き流し形フィルタの構造

表9 粗塵フィルタの性能

項目		仕様	備考
形式		DS-L-56-98G	−
寸法(mm)		592×592×500	−
処理風量(m³/min)		56	−
圧力損失 (Pa／mmAq)	初期	69／7	−
	最終	294／30	−
重量法効率(%)		98	JIS15種試験粉体
粉塵保持容量(g/台)		1300	JIS15種試験粉体
実績ﾃﾞｰﾀ	処理風量(m³/min)	50程度	−
	捕集効率(%)	40～60	大気塵(表7参照)
	寿命(h)	8000～12000	大気塵

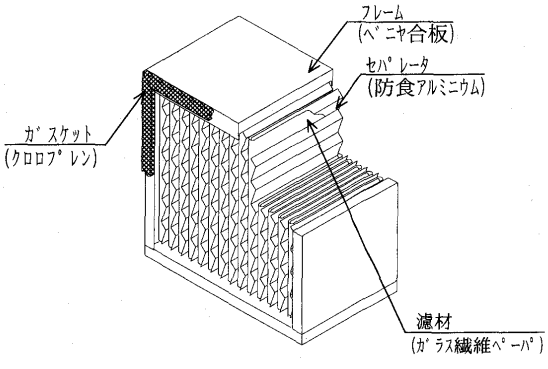


図9 中性能フィルタの構造

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/26

表10　中性能フィルタの性能

項目		仕様	備考
形式		ASTN-56-90	−
寸法(mm)		610×610×290	−
処理風量(m³/min)		56	−
圧力損失	初期	157／16	−
(Pa／mmAq)	最終	343／35(588／60)	()内特別仕様品
比色法効率(%)		90	JIS11 種試験粉体
粉塵保持容量(g/台)		1300 (2200)	JIS15 種試験粉体 ()内特別仕様品
実績データ	処理風量(m³/min)	50 程度	−
	捕集効率(%)	80〜90	大気塵(表7参照)
	寿　命(h)	8000〜12000	大気塵

このフィルタは，従来のフィルタの寿命が数ヶ月と短い汚れた大気環境においてもほぼ一年(8000 h)連続使用が可能なことが確認されており，前述の吹き流し形フィルタと併用することにより，1年以上の寿命を有する結果が得られている。

6.3　高性能フィルタ

高性能フィルタとして当社では，効率グレードとして計数法(0.3 μmDOP)で97%品(GCC-50-P-KL-DTG)と99.97%品（ATMC-50-P-DTG）の2つのタイプのフィルタを提案している。表11にこれらのフィルタの性能をまとめる。(なお，高性能フィルタの構造は図9と同様の構造をしているので説明は省略する。）表11に示すように，これらのフィルタは，前述のフィルタとの組合せにより，高い捕集効率を維持したまま，1〜2年(8000〜16000 h）の寿命に耐えることが実証されている。

6.4　中高複合高性能フィルタ

この高性能フィルタは，中性能フィルタと高性能フィルタの機能を1台に併せもつ高性能フィルタである。このフィルタの構造は，基本的に中性能および高性能フィルタと同じであるが，使用する濾紙の構成に特徴がある。このフィルタは，1台の寸法で2台分のフィルタの機能をもつことから，吸気チャンバの寸法を小さく出来ること，使用済みフィルタの廃棄量を低減出来ることなどの効果が期待出来るフィルタである。表12には，代表的なフィルタの性能をまとめたが，本フィルタは，現在，数十基のガスタービンに採用されており，前述の粗塵フィルタとの組合せによる寿命実績は，約8000〜12000 hである。

7．おわりに

前述のように，コージェネレーション用ガスタービンを中心として，吸気フィルタには，高性能フィルタが採用されることが常識となりつつある。時代はまさに汚して洗浄する時代から，汚さない時代へと変化しつつある。しかし，高性能フィルタの採用により発電出力及び効率の低下が防止出来ることは，現在，経験的に明らかになった段階であり，実際にいかなる成分，粒径の塵埃をどの程度捕集すれば良いのか等については，明確に議論されていない状況にあるため，今後の研究が待たれるところである。また，本報にまとめたフィルタの性能試験法についても，フィルタ業界全体として，改善していかなければならないテーマとして考えられる。

表11　高性能フィルタの性能

項目		仕様		備考
形式		ATMC-50-P-DTG	GCC-50-P-KL-DTG	
寸法(mm)		610×610×290	610×610×290	−
処理風量(m³/min)		50	50	−
圧力損失	初期	249／25.4	186／19	−
(Pa／mmAq)	最終	588／60	588／60	−
計数法法効率(%)		99.97	97	0.3 μ mDOP
粉塵保持容量(g/台)		2000	2200	JIS15 種試験粉体
実績データ	処理風量(m³/min)	50 程度	50 程度	−
	捕集効率(%)	≒100	99 以上	大気塵(表7参照)
	寿　命(h)	8000〜16000	8000〜16000	大気塵

表12　中高複合高性能フィルタの性能

項目		仕様	備考
形式		ADV-50-KLZ-DTG	−
寸法(mm)		610×610×290	−
処理風量(m³/min)		50	−
圧力損失	初期	274／28	−
(Pa／mmAq)	最終	686／70	−
計数法効率(%)		97	0.3 μm DOP
粉塵保持容量(g/台)		2100	JIS15 種試験粉体
実績データ	処理風量(m³/min)	50 程度	−
	捕集効率(%)	99 以上	大気塵
	寿　命(h)	8000〜12000	DS-L-56-98G との組み合わせにより

一方，当社としては，今まで，昨今の地球環境問題の一環として，フィルタの廃棄量を低減すべくフィルタの長寿命化を図ってきたが，今後のさらなる長寿命化を検討するとともに，廃棄処理まで考慮したフィルタの開発に取り組んでいくつもりである。今後とも関係者各位のご指導をお願いするとともに，今回この様な機会を与えて頂いた方々に感謝する次第である。

参考文献

(1) JIS B 9908-1991 換気用エアフィルタユニット日本規格協会(1991)

(2) JIS Z 8901-1995 試験用粉体及び試験用粒子日本規格協会(1995)

(3) 寺部本次，空気清浄，第27巻第2号（1989−11）p. 19

(4) 環境庁大気保全局大気規制課平成4年度国設大気測定網（NASN）測定結果同5年度版同6年度版

(5) 狐塚正夫，中村和雄，空気清浄，第17巻第2号(1979−7) pp. 2-29

(6) N. Ohtake, H. Niinuma, F. Nakajima, K. Ohno, 12ht International Symposium on Contamination Control Proceedings (1994−10) pp. 33-36

(7) Wilson W. S. Poon, Benjamin Y. H. Lin, Advanes in Filtration and Separation Technology Vol. 11 (1997) pp. 134-138

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

遠心式圧縮機をもつガスタービンの高性能吸気フィルタの効果測定事例

藤原 親秀*1，藤田 淳一*1
FUJIHARA Chikahide FUJITA Junichi

キーワード: コージェネレーション，ガスタービン，HEPA フィルタ，粉塵
Cogeneration, Gas Turbine, HEPA Filter, Dust

1．はじめに

コージェネレーション設備で発電出力を維持することは，システムの経済性や信頼性を向上させる重要課題である。ガスタービンにおける圧縮機の汚れによる出力低下は，設置現場の大気条件およびフィルタの性能に強く依存する。近年，軸流式圧縮機のガスタービンでは圧縮機の汚れによる出力低下を防止するため，高性能フィルタが標準採用されているケースが多い。

しかし，遠心式圧縮機のガスタービンでは汚れによる出力低下は定量的に把握されてなく，中性能以下のフィルタが標準的に採用されている。これらの圧縮機において汚れによる出力低下を確認するため，稼働中のガスタービンコージェネレーション設備の吸気フィルタを高性能フィルタに改造し，評価を行ってきた。

表1 大気中粉塵成分分析結果

成　　分*1		成分比率(wt/%)
熱灼減量		59.1
C	(炭素)	13.8
Si	(ケイ素)	5.57
Na	(ナトリウム)	8.10
K	(カリウム)	0.30
Ca	(カルシウム)	0.20
Mg	(マグネシウム)	0.33
Fe	(鉄)	1.47
Zn	(亜鉛)	0.10
Al	(アルミニウム)	0.88
Cl^-	(塩素イオン)	2.66
NO_3^-	(硝酸イオン)	16.8
SO_4^{2-}	(硫酸イオン)	15.1

＊1）分析方法

熱灼減量　：電気炉　600°C×1 h　加熱
炭素分(C)　：エレメンタール　EL　元素分析計
金属類　：乾式灰化－原子吸光法
ケイ素(Si)　：乾式灰化後減量法
塩素イオン(Cl^-)，硝酸イオン(NO_3^-)，硫酸イオン(SO_4^{2-})
：純水溶出－イオンクロマトグラフィー法

原稿受付　1997年9月17日
＊1　大阪ガス㈱　〒550　大阪市西区千代崎3-南2番-37号

ここでは，遠心式圧縮機のガスタービン吸気フィルタの高性能化による改善事例について紹介する。

2．設置環境

当該顧客のガスタービンコージェネレーション設備は，兵庫県西南部の沿岸で，海岸から50 mの所に設置されている。製鋼所や化学工場が隣接する工業地帯で，近くには石炭・鉄鉱石ヤードがあり月に1度程度荷揚げ作業が行われている。なお，主要幹線道路からは2 km程離れている。

大気中の粉塵成分を分析した結果を表1に示す。NO_3^-, SO_4^{2-} の成分比率が高くなっているのが特徴であり，他の地域で一般的な測定値の2倍以上の成分比率で存在している。これは，当該顧客を含む近隣に化学工場があることに起因する。また，Cの成分比率が13.8%と少ないのも特徴の1つと言える。自動車の交通量が多い都心部では，少ない地域で20～30%，多い地域では50%に近い測定値となる。設置場所が海岸に近いことから，海塩粒子成分が多く検出されると予想したが，Cl^-成分比率は少なかった。

3．発電設備

コージェネレーション設備は，1990年3月に導入された。ガスタービンは発電出力一定制御の24時間連続運転で，年間運転時間は約8000時間となっている。ガスタービンからの排熱は，排熱ボイラ（蒸気ボイラ）で熱回収を行っており，冬期の蒸気負荷の高いときは，追い焚バーナーでガスタービン排気を加熱昇温して蒸気負荷を賄っている。

表2に設備の概略仕様を示す。

表2 発電設備概要

種　　類	1軸オープンサイクル
発電出力	2900 kW
回転数	22000 rpm
圧縮機	遠心式　2段
膨張段数	3　段
使用燃料	都市ガス　13 A
発電効率	23% (at 15°C)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/28.

4．改造前の運用状況

従来の吸気フィルタは，1段のフィルタ（粗塵除去用）のみの設置で，許容圧力損失が少なく，粉塵保持量も少ないためフィルタの寿命が短期間となっていた。季節による変動はあるが，2～3ヶ月毎にフィルタの交換を実施していた。また，圧縮機の汚れによる発電出力の低下を防止するため，ガスタービン負荷運転中に行う圧縮機の洗浄（ランニングウォッシュ）を7～10日毎に実施していた。

5．フィルタ選定条件と仕様

従来のフィルタの状況を考慮して，フィルタ構成およびフィルタを，以下のように選定した。

① フィルタ寿命延命のため，粗塵除去用フィルタと高性能フィルタの2段方式を採用し，合わせてコンパクト化を図った。

② 粉塵保持量が多く，粉塵除去効率の高いフィルタを選定。

③ 初期圧力損失が少なく，許容圧力損失の大きいフィルタを選定。

現状設備の改造工事であるためスペースの制約があり，1段目（粗塵用）は吹き流し型とし，2段目は箱型で高性能（超高性能）の2層構造フィルタを選定し，フィルタおよびケーシングの省スペース化を図ると共に，2段式で3段相当の性能を得ることができるものとした。なお，2段目フィルタの1層目，2層目の粉塵除去効率はそれぞれ，比色法の60%（計数法では40～50%）および計数法で97%である。

フィルタ枚数については，当該設備の運転形態が連続運転で定期点検などのガスタービンメンテナンス時以外では停止しないため，定期点検時に吸気フィルタの交換を行うことを前提に，設計寿命を8000時間以上と設定し，大気粉塵濃度測定結果より枚数を決定した。ただし，大気粉塵濃度は季節変動があるため，1回の測定値に安全率をかけた値で，年平均大気粉塵濃度を設定した。

表3　フィルタ仕様の比較

	従来フィルタ	改造フィルタ
濾　材	ポリエステル	1段：不織布 2段：ガラスペーパー
枚数×段数	15枚×1段	16枚×2段
処理風量(m^3/min)	52	49
捕集効率(%)	重－83*1	1段：重－80*1 2段：計－97*2
圧力損失(mmAq) 初期→最終	10 → 30	1段：　4 → 30 2段：27 → 70

測定方法

＊1）重量法：JISB 9908形式3による試験(JISZ8901 15種試験ダスト)

＊2）計数法：JISB 9908形式1による試験(0.3 μm多分散DOPテスト)

従来フィルタおよび改造フィルタの主な仕様の比較を表3にまとめた。また，フィルタ高性能化改造後は，従来実施していた圧縮機の洗浄を中止し，効果の確認をした。

6．評価方法

以下の項目について調査，計測を実施し吸気フィルタ高性能化による効果の確認を行った。

① 大気中粉塵およびフィルタ通過粉塵の測定
- 重量濃度
  ハイボリュームエアサンプラで，大気中粉塵および吸気フィルタ通過粉塵の重量濃度を計測
- 粒径別個数濃度（粒径分布）
  レーザーパーティクルカウンターで，大気中粉塵および吸気フィルタ通過粉塵の粒径分布を計測

② フィルタ差圧推移と交換周期
  吸気フィルタ差圧の経時変化を測定

③ ガスタービン運転実績・運転時間
- 燃料消費量（都市ガス13 A）
- ガスタービン吸気温度
- 発電電力量
- 排熱ボイラ蒸気発生量

7．評価結果

前項の各評価項目について，従来フィルタと改造フィルタを比較した。結果を以下に記す。

7.1　重量濃度計測結果

大気，およびフィルタ通過後の重量濃度計測結果を表4に示す。従来フィルタでは粉塵除去重量効率が48%で，仮に年平均大気粉塵濃度が0.06 mg/m^3，運転時間が8000時間とすると，フィルタ通過粉塵即ちガスタービン吸入粉塵の累積は12.6 kgに達する。一方，改造フィルタでは0.2 kgに減少できる。この通過粉塵の減少により圧縮機の汚れ防止およびガスタービン動，静翼のエロージョン防止に効果があると期待できる。

7.2　粒径分布計測結果

従来フィルタおよび改造フィルタについて，粒径分布測定結果を表5に，粒径別捕集効率の結果を図1に示す。

粒径分布は，比較的粒径の小さな粒子が多く，都市部の大気状態に近い。また，従来フィルタと改造フィルタを測定時の大気の粒径分布を見てみると，0.3～0.5 μm

表4　重量濃度計測結果

	従来フィルタ	改造フィルタ
測　定　日	1994.9.21	1995.3.31
大　気(mg/m^3)	0.050	0.065
1段フィルタ後(mg/m^3)	0.026	0.014
2段フィルタ後(mg/m^3)	－	0.000384
除去(重量)効率(%)	48.0	99.4

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表5 粒径分布測定結果

粒径[μm]	従来フィルタ		改造フィルタ	
	大 気	フィルタ後	大 気	フィルタ後
0.3～0.5	167226	166950	495482	5945
0.5～1.0	11608	9897	95973	349
1.0～3.0	1124	193	5523	2
3.0～5.0	156	2	175	0
5.0以上	86	2	23	0

0.1 cf 3回計測の平均値の個数

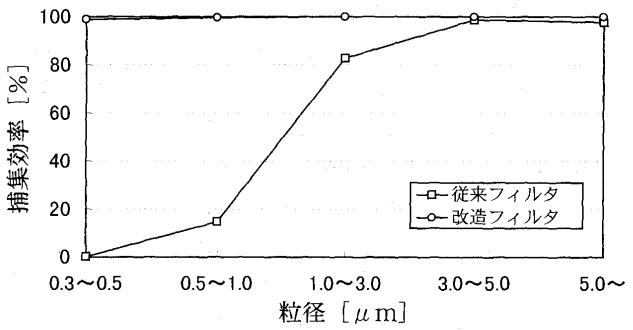


図1 粒径別捕集効率

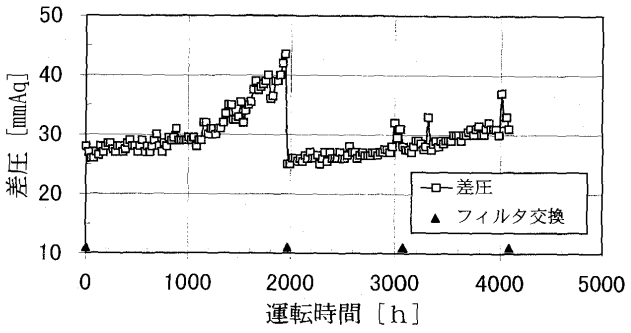


図2 従来フィルタ差圧推移

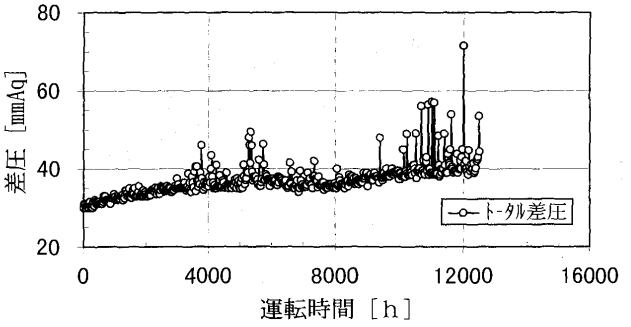


図3 改造フィルタ差圧推移

の小粒径で3倍近い個数濃度差がある。粒径分布は季節変動や風向きにより変化し，フィルタ寿命に大きく影響すると考えられる。

粒径別捕集効率は，従来フィルタでは3.0 μm以上の粒径に対しては95%以上であるが，それ以下では悪化し，0.3～0.5 μmの粒径では殆どフィルタを通過している。改造フィルタでは0.3～0.5 μmの粒径で98.9%の効率を得ており，圧縮機の汚れ防止およびガスタービン動，静翼のエロージョン防止に効果があると期待できる。

7.3 差圧推移

従来フィルタの差圧推移を図2に示す。大気粉塵の季節変動による多少の差があるものの，従来フィルタの許容圧力損失が30 mmAqであるため，2～3ヶ月毎にフィルタの交換を実施している。フィルタの交換周期がガスタービンの定期整備の時期に合えば良いが，それ以外であればガスタービン運転中のフィルタ交換，もしくは停止処置による交換を必要とする。従来のフィルタは比較的低コストであるが，短寿命による交換頻度の増加がフィルタのメンテナンスや人件費などのコストに影響を与える。

改造フィルタの差圧推移を図3に示す。導入当初から差圧は低位に推移した。フィルタ差圧に余裕があるときは雨による影響は少なかったが，寿命末期では雨による差圧上昇が顕著に現れだした。最終的には交換設定差圧（トータル70 mmAq）の前にフィルタ交換を実施したが，当初の設計寿命8000時間を大きく上回り，12500時間の運転実績を得ることができた。

7.4 使用済みフィルタの調査

7.4.1 フィルタ性能

フィルタの外観上の欠点は観察されず，フィルタ交換時の捕集効率も保証性能を満足し良好な状態であった。

7.4.2 フィルタの余寿命

交換設定差圧の到達前にフィルタ交換を実施したが，1段フィルタおよび2段フィルタの圧力損失と各フィルタが捕集している塵埃量から更に半年程度使用可能と推定された。ただし，高性能フィルタは圧力損失が上昇し始めると急激に交換設定圧力損失に達してしまう傾向があり，また，梅雨，台風など雨の多い季節には，フィルタが捕集した塵埃が吸湿し急激に圧力損失が上昇する傾向がある。したがって，ガスタービン発電設備をいつでも停止してフィルタを交換可能であるならば交換設定差圧到達まで使用可能であるが，安定して吸気フィルタを使用するためには今回のように早めにフィルタ交換するのが妥当だったと考える。

7.4.2 フィルタの構成

改造したフィルタの構成はこれらの結果より良好であったと考える。ただし，1段フィルタと2段フィルタ間のメンテナンススペースに微細な砂塵が観察されたこと，および，1段フィルタの差圧上昇が交換まで低位に推移したことから，1段フィルタの粉塵除去効率を上げ，更に2段目フィルタの濾材構成を変更して，フィルタの長寿命化を目指し現在運用中である。

7.5 運転実績

従来フィルタ1年間，および改造フィルタ1年間の使用時におけるガスタービン運転実績を表6に示す。改造フィルタ使用時の運転時間が短いにも関わらず，発電電力量の増加，排熱回収量の増加，燃料消費量の低下が見られた。運転時間当たりで見ると，平均発電電力量が90.2 kW/h，発電効率が0.52%，平均蒸気発生量が0.89

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表6　ガスタービン運転実績

	従来フィルタ	改造フィルタ
年間運転時間　(h)	7894.0	7657.4
年間燃料消費量 (m³/h)	816.2	802.8
年間発電電力量 (MWh)	21030.2	21091.1
年間蒸気発生量　(T)	51137.3	56430.3
発　電　効　率　(%)	22.71	23.23
平均発電電力量 (kW/h)	2664.1	2754.3
平均蒸気発生量 (T/h)	6.48	7.37

注意：燃料消費量は追い焚バーナ使用ガス量を含む

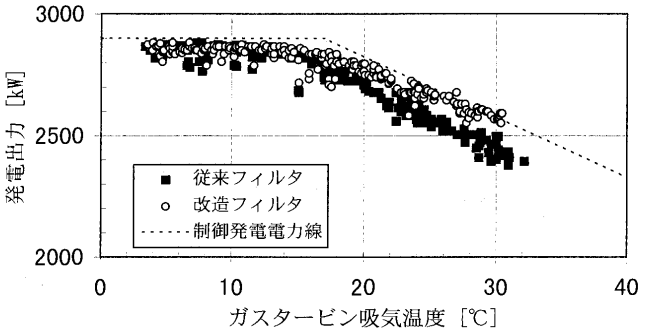


図4　ガスタービンエンジン性能

T/h 上昇している。これらすべてが吸気フィルタの高性能化による効果とは言えないが，(気温およびタービン整備による影響の差を考慮しても) 何れも改善され，良好な結果が得られた。

図4に，吸気温度と発電出力の関係を示す。従来フィルタ使用時では，吸気温度が 14℃程度までの低温域では発電電力が制御発電電力線上で運転されている。しかし，それ以上の吸気温度では TIT 一定運転となり制御発電電力線より 100 kW 程少ない状態で運転されている。一方，改造フィルタ使用時では全ての吸気温度域に対しほぼ制御発電電力線近傍で運転できている。

8．吸気フィルタ高性能化の評価

2年間に渡るフィルタ高性能化試験の結果，以下の効果が確認できた。

(1)　フィルタの高性能化改造後は圧縮機の洗浄を中止してきたが，圧縮機（1，2段翼）の汚れはなく良好な状態であった。

(2)　吸気フィルタの交換費用は従来フィルタに比べ10倍以上になるが，発電出力の増大，蒸気発生量の増加のメリットがデメリットを上回る。

(3)　フィルタ寿命の延命により，交換頻度が減少。

(4)　タービン1段動翼，1段静翼の分析を実施した結果，動翼では顕著な差は見られなかったが，静翼ではフィルタ高性能化の効果が見られた（1年間同じ部位で使用したサンプルの分析結果よりエロージョン，酸化量に差が認められた)。この結果が，部品交換周期の延長につながるかどうかは今後の状況を見ていく必要がある。

9．吸気フィルタの標準化

吸気フィルタ高性能改造による評価結果を基に，大阪ガスでは，ガスタービン発電設備に於ける吸気フィルタ設計基準の標準化を図り，新規導入顧客より運用している。この吸気フィルタ標準化により，発電出力低下の未然防止および設置環境の事前把握によるフィルタ構成の最適化ができ，コージェネレーション設備がより信頼性の高いものになると考える。以下に，標準化の要点を記載する。

①　設置場所の大気条件の調査と計測

ガスタービン設置予定地周辺について，主要幹線道路との距離，焼却炉，ミスト発生装置，その他大気中の粉塵になりうるものの有無の確認を行う。また，粉塵の重量濃度，粒径別個数濃度並びに成分分析（炭素，アルカリ金属類，油分，その他設置環境より必要と判断される元素）を行う。なお，大気粉塵は一般的に季節変動があるため，計測は季節毎に4回行うのが望ましいが，最低1回は計測を行い状態を把握する。

②　フィルタの仕様

フィルタは基本的にガスタービン運転中の交換を行わないものとし，設置場所の大気粉塵分析結果に基づき，フィルタの段数，枚数，濾過効率を下記の基準で決定する。

・フィルタ段数

最終段フィルタの設計寿命は1年（8000時間）以上

・フィルタ処理風量

標準フィルタユニット (610×610) 当たり，50 m³/min 以下

・最終段フィルタ性能

JIS B9908 形式1の試験（粒径 0.3 μmDOP）による濾過効率が 97%以上とする。

10．まとめ

吸気フィルタはガスタービンの性能維持のための重要なファクターであると同時に，設置場所の大気粉塵に大きく依存する事が再確認できた。この吸気フィルタ改造事例では，圧縮機の汚れによる発電出力の低下を従来のフィルタ使用時に比べ，圧縮機の洗浄を行っていないにも関わらず3%程度低減できた。また，フィルタ交換頻度の減少，蒸気発生量の増加などその効果は大きい。

これらの結果より高性能フィルタ導入のメリットを算出すると，年間1000万円に達し，コージェネレーション設備の経済性および信頼性の向上に大きく寄与したと考える。また，エロージョンの影響が少ないためガスタービン動，静翼の交換周期の延長が期待でき，メンテナンスコストの削減にもつながるであろう。

最後に，本試験でご協力頂いた顧客設備担当者様，並びに関係各位に深く感謝申し上げます。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

カワサキガスタービンにおける吸気フィルタの変遷と運用事例

唐沢 亘*1
KARASAWA Wataru

キーワード: ガスタービン，コージェネレーション，吸気フィルタ，粉塵保持量，出力低下，圧縮機
Gas Turbine, Co-Generation, Inlet Filter, Dust Containment, Power Loss, Compressor

1．はじめに

ガスタービンが大気と共に吸い込む塵埃によって，圧縮機翼が汚れ，ガスタービン出力が低下することは以前から良く知られており，また最近はタービン翼での高温腐食もしばしば引き起こされることが分かってきた。

このような不具合を防止するために，ガスタービンの吸気系統に，吸気フィルタを装備する方法が一般によく行われている。ガスタービンの運転時間が短い場合はあまり問題とならず，非常用発電装置のガスタービンでは，吸気フィルタを装備しないのが一般的である。吸気フィルタ装備の対象となるのは長時間連続運転されるコージェネレーション用ガスタービンである。

ここでは当社製コージェネレーション用ガスタービンに対する吸気フィルタの変遷と運用事例を紹介し，評価と今後の課題について述べてみたい。吸気フィルタの濾過精度に対する解説や，対応する構造，エレメントの組成等の詳細については，別稿のフィルタメーカーに譲るとして，ここでは主に採用した濾過精度とガスタービンでの発生事象との関係について述べる。

2．当社のコージェネレーション用中小型ガスタービン

当社は独自の開発による純国産のガスタービンを搭載した非常用発電装置を昭和52年に納入して以来，ガスタービンの更なる自社開発・改良を進め，昭和63年より本格的なガスタービンコージェネレーション設備の販売を行ってきた。

非常用も含めると，自社開発ガスタービンの販売台数は平成8年末では5，000台を突破し，ガスタービンコージェネレーション設備は，納入済み及び製造中のものを含めると国内だけで約150件に至っている。

表1に，当社製コージェネレーション用中小型ガスタービンの一覧を示す。

M1A-13型の最新バージョンであるドライ低NOx仕様及びM7A-01型ガスタービンの組立断面図を，各々図1，図2に示す。

表1 コージェネレーション用カワサキガスタービン一覧

機種名	回転数(rpm)	最大出力(kW)	圧縮機形式
S2A-01	31,500	650	2段遠心式
M1A-13	22,000	1,500	2段遠心式
M1A-23	22,000	2,100	2段遠心式
M1T-13	22,000	2,900	2段遠心式
M1T-23	22,000	4,100	2段遠心式
M7A-01	14,000	6,100	12段軸流式
M7A-02	13,790	7,500	11段軸流式

(注)最大出力は、発電装置組み込み状態での低吸気温度での機械的最大制限出力を指す。

3．吸気フィルタ仕様の変遷

ガスタービンの吸気フィルタに対する認識は，コージェネレーション用として長期間の運転実績を積むと共に変化し，濾過粒径のより細かなものが要求されつつある。

また，ガスタービンの圧縮機形式によっても差異が見られ，遠心圧縮式の場合は軸流圧縮式に比べれば，やや粗めなフィルタでもよい。

ある吸気フィルタメーカーの納入実績に依れば，昭和60年から平成4年迄の納入期間でみると，2段式中性能(例 2μm，90%捕集率)以下のものが全てであり，高性

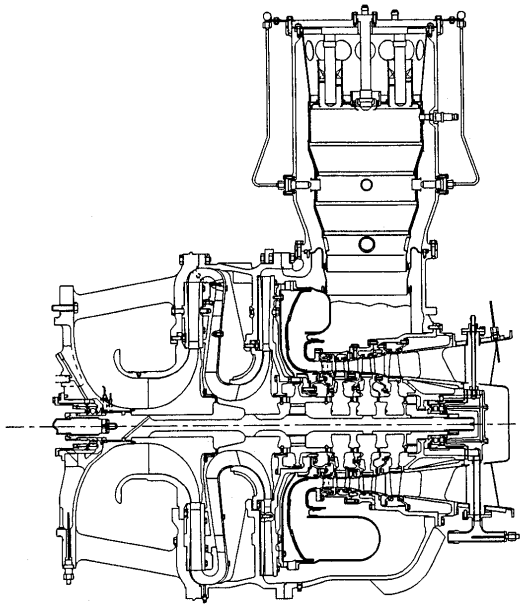


図1 カワサキM1A-13D型ガスタービン
(ドライ低NOx仕様)

原稿受付 1997年9月18日
*1 川崎重工業㈱汎用ガスタービン(事)
〒673 明石市川崎町1の1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

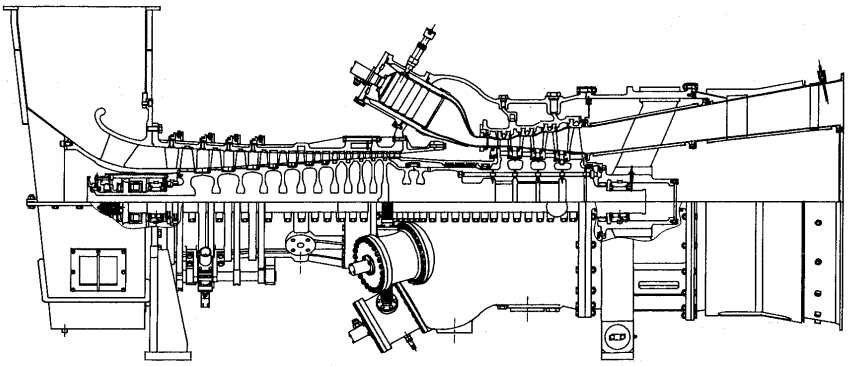


図2　カワサキM7A-01型ガスタービン

能フィルタは1台も納入されていない。しかも，遠心圧縮式ガスタービンへの適用は単段のプレフィルタ(例　8 μm，92%捕集率)のみが74%と圧倒的に多く，残る26%が2段式の中性能フィルタであった。一方，軸流圧縮式ガスタービンへの適用は，単段のプレフィルタは11%のみで，残る89%が2段式の中性能フィルタであった。ちなみに，このフィルタメーカーがガスタービン用として高性能フィルタを納入したのは，その後の平成5年以降のことである。当社の場合も，遠心圧縮式ガスタービンに対しては，当初，吸気フィルタの効果に対する確たるデータが乏しく，かつ，高価でもあったことから，吸気フィルタを装備せずに納入し，現在まで運転している事例もある。

当時は，圧縮機での塵埃による汚れは，別途，圧縮機洗浄によって対応するとの考え方が支配的であったが，サイトでの洗浄結果からは，ひとたび汚れが付着すると，圧縮機翼の一部分しか汚れが落ちず，性能回復が必ずしも十分期待出来ない場合が多いことが徐々に判明してきた。

最近は，圧縮機に汚れが付着するのを出来るだけ少なくする為に吸気フィルタを高性能化し，かつ，付着した汚れに対しては洗浄を行うという考え方に変わりつつある。サイトによっては，フィルタを高性能化しただけで，圧縮機洗浄しなくても汚れがほとんど付着していないとの報告例もある。

そこで，当社では吸気フィルタに対する仕様の見直しを行い，まず，相対的に汚れに敏感と言われる軸流圧縮式ガスタービンに対しては，平成6年度納入分より，従来の中性能に代わり，高性能フィルタ(0.3 μm，DOP法99.97%捕集率)を標準仕様として適用してきた。遠心圧縮式ガスタービンの場合はフィルタ無しに始まり，プレフィルタのみ，次に中性能フィルタ装備へと推移し，平成8年度より中性能に代わり，準高性能フィルタ（0.3 μm，DOP法95%捕集率）を標準仕様として順次採用をはじめた。

構造的変更の主な点としては，プレフィルタが挙げられる。従来，かなりの期間にわたってロール巻き取り式のものを使用してきたが，最近はパネル式又は吹き流し式を採用している。その主な理由としては，ロール式の場合，巻き取りのための駆動電源を必要とすること，駆動部（モータ，チェーン，歯車等）の経年劣化，特に湿気による発錆等に対する保守が必要なこと，イニシャルコストの面で不利なことなどが挙げられる。

吸気フィルタを高性能化すると，おのずと吸気圧力損失が増加するので，ガスタービン出力の低下につながりかねない。前もってガスタービンの吸気圧力損失に対する性能評価を行い，吸気系統の圧力損失を最小に収めるよう，必要に応じて吸気流路系統の設計変更をし，出力値の評価確認を行っておく必要がある。幸いカワサキのガスタービンは全て自社開発，自社設計品であり，また発電装置パッケージも同様であるため，事前に両者相互間で，十分協調をとった製品として提供できる体制が整っている。

4．遠心圧縮式ガスタービンでの事例

4.1　中性能フィルタ装備の例

M1A-13型ガスタービン搭載のコージェネレーション設備において，2段式中性能仕様（初段：プレフィルタ，第2段：大気塵で2 μm，90%又は重量法ACファイン（JIS 8種相当）99.8%捕集率）の吸気フィルタを装備した。

設置サイトは，幅広の河川に隣接した工場で，自動車交通量の多い道路が500 m以内に，さらに国道及び高速道路が半径1～2 km以内にある。

稼動後，3ヶ月ほどしてガスタービンの出力が約3%程度低下した状態が続いたので，点検したところ，圧縮機の汚れが著しいことが判明した。汚れの性状は，黒色，油性状態でインペラ表面に付着していた。図3に圧縮機の1段インペラの汚れ状況を示す。

定性分析の結果からは，S，K，C，Si，O等が検出された。成分的には自動車の排気ガス他が考えられ，砂塵も少し入っているようである。

その後の大気塵の粒径分布計測結果（粒子数割合）からは，以下の結果を得た。

粒径(μm)	0.3～0.5	0.5～1	1～2	2～5	5以上
比率(%)	63.15	32.79	3.96	0.09	0.01

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

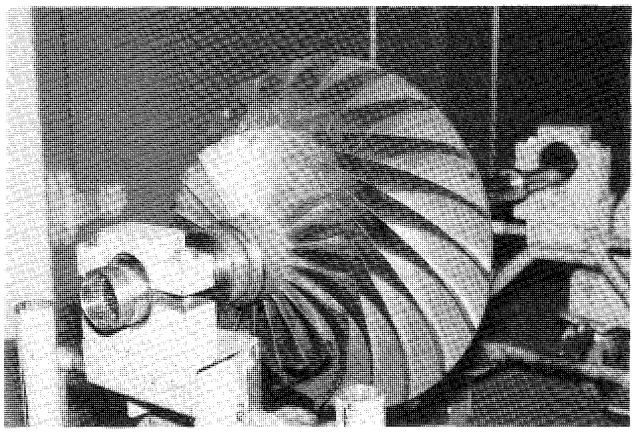


図3　中性能フィルタでのインペラ汚れ状況

設置前の予想では，塵埃は主に河原から舞ってくる砂塵で，2 μm 程度であろうと考えられていた。工場構内に荷物運搬用トラックが毎日2回定期的に入構し，エンジンを駆動した状態で一定時間待機するので，その影響が考えられたが，24時間連続大気塵計測の結果からは，直接の影響は認められなかった。むしろ，近隣道路の自動車排ガスの影響が定常的に現れているものと思われる。

メンテナンス上の問題として，中性能フィルタエレメントの交換周期が当初予想の1年より早く，8ヶ月となったことである。原因はフィルタメーカーの許容粉塵保持量の基準に用いている粉塵の分布粒径が，実際のサイトの粒径と比べて，かけ離れて大きいことにある。表2にそれらを重量割合で比較して示す。

1エレメント当たりの粉塵保持量がカタログ値の約1/3.7で規定の圧損許容値に達した。カタログで用いている粉塵粒径分布はJIS 8種で，5 μm 以下のものが39%，5 μm を越えるものが61%なのに対し，当サイトでは，5 μm 以下のものが約80%となっており，小さな粒径の粉塵によって少ない量でエレメントの目詰まりを早く起こし，圧損が上昇したもので，エレメント寿命見積りに当たっては注意を要する。当サイト以外でも，平成8年に複数の県での大気中の粉塵粒径分布の計測例を見ているが，何れも5 μm 以下の粉塵が大半を占めている。フィルタメーカーのカタログにおける基準粉塵粒径分布を最近の実態に合ったものに見直して頂きたいものである。

表2　テスト粉塵(JIS 8種)とサイトの粉塵粒径分布比較（重量割合）

粒径範囲 (μm)	JIS 8種 (%)	サイト (%)
～ 5	39	約80
5～10	18	
10～20	16	
20～30	12	約20
30～40	6	
40～74	6	
74～	3	

4.2　高性能フィルタに取り替えの例

M1T-13型ガスタービンで，当初単段式の粗いフィルタのみ装備していたが，試験的に高性能フィルタに取り替えた例である。

設置環境は，近くに製鉄所等が有る工業地帯である。

交換前後のフィルタ仕様を比較して以下に示す。この場合はフィルタのケーシングを含めて取り替えた。

		交換前	交換後
第1段	形状	パネル式	吹き流し式
	初期圧損	0.07 kPa	0.04 kPa
	交換圧損	0.2 kPa	0.3 kPa
	捕集効率	83%	80%
		(JIS Z8901 15種重量法)	
第2段	形状	無し	パネル式
	初期圧損		0.27 kPa
	交換圧損		0.7 kPa
	捕集効率		97%
			(0.3 μm，DOP法)
価格比率		1	3

フィルタ取り換えによる改善内容としては，年間を通じて，およそ次の様な結果を得た。

- 発電電力量　約3%増加
- 発電端熱効率　約0.5ポイント増加
- 排熱ボイラ蒸気発生量　約13%増加

図4に高性能フィルタ使用前後でのガスタービン出力を，各々約1年間プロットしたものを示す。高性能フィルタの使用によってガスタービンの出力が劣化せずに，計画どおり維持されているのが分かる。

フィルタの高性能化によって，タービン部分での改善も見られた。旧・新各フィルタの下で各1年間それぞれ新しい部品で運転した結果で比較すると，1段タービンノズルでは，旧フィルタの場合コーティング層が剥離し，母材が減肉していたのに対して，新フィルタの場合，表面の変色程度にとどまっていた。

フィルタ高性能化後は，圧縮機の洗浄を特に実施しなかったが，インペラの汚れもなく良好であるとの報告がなされている。

高性能フィルタに取り替えたことにより，ガスタービンの出力劣化がほとんど無いので，年間の燃料消費量は低下することなく，フィルタ取り換え前に比べれば少し増加するが，所期の計画通り消費されている。

なお，標準化の面からは，遠心圧縮式ガスタービンに対しては，価格的に有利，かつ性能的に遜色無い準高性能フィルタ（0.3 μm，DOP法95%捕集率）を当社標準とするに至っている。

5．軸流圧縮式ガスタービンでの事例

5.1　中性能フィルタ装備の例

M7A-01型ガスタービンに中性能フィルタを装備した例である。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

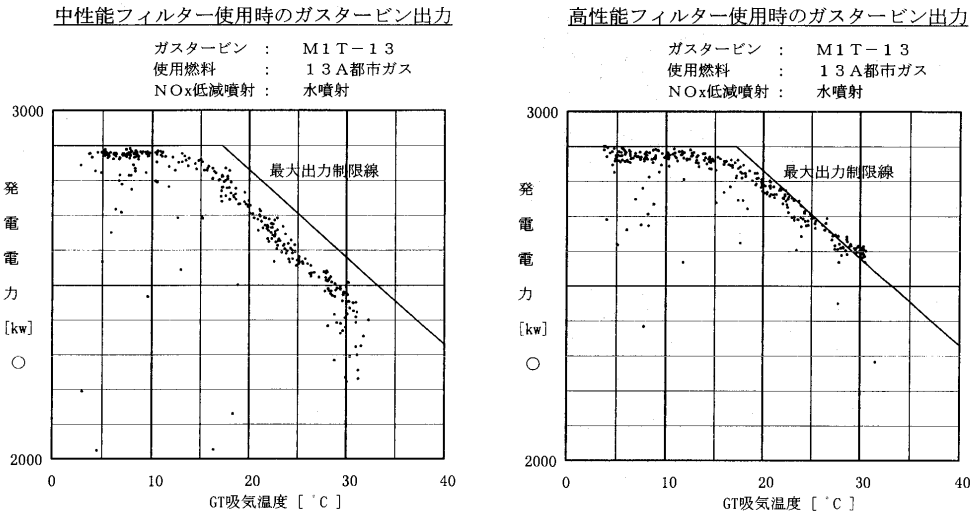


図4　高性能フィルタでの出力維持の例

フィルタ仕様は，4.1節で使用したものと同じで，2段式フィルタある。

設置環境としては，半径1km以内に国道2本，高速道路1本が通り，それらに挟まれた地域で，工業地帯である。

稼動後1,500時間経過した状態での軸流圧縮機動翼の汚れ状況を，図5に示す。2カ月程度の運転で，相当な汚れが見られた。汚れ異物の定性分析結果からは，S，C，O等が多く検出されている。

圧縮機の洗浄は標準的に週1回，特殊中性洗剤と水の混合溶液噴霧を運転中に実施していたが，はっきりと洗浄効果が認められたのは，動翼，静翼共に入り口側の数段程度であった。圧縮機後段側までの洗浄効果を期待するのは難しいようである。

このサイトでは，中性能フィルタであることによるガスタービンへの影響は，圧縮機の汚れ以外には特に無く，タービン翼の高温腐食等は起きていない。なお，使用燃料は13A都市ガスである。

稼動後4年近くになるが，圧縮機の汚れは見られるものの，当該ガスタービンは性能に余裕を持っているので，出力低下には至っていない。また，圧縮機動翼への汚れ付着によるローター振動増加といった不具合の兆しも無い。各フィルタエレメントの交換状況は，初段が年1回，第2段中性能が6カ月に1回程度の交換となっている。フィルタの差圧大アラーム発報に基づいてエレメント交換を実施している。

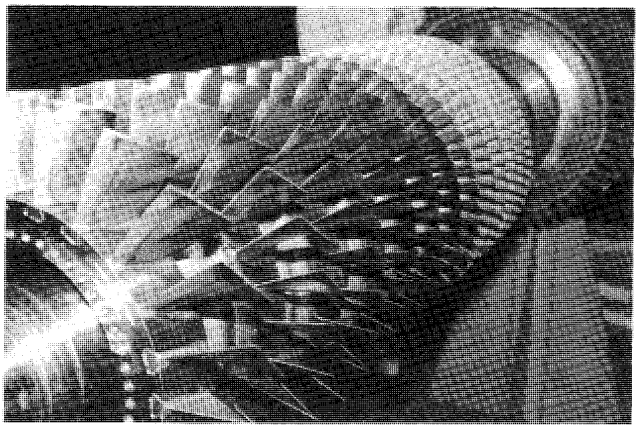


図5　中性能フィルタ使用時の軸流圧縮機の状況

5.2　高性能フィルタ装備の例

M7A-01型ガスタービンに高性能フィルタを装備した例である。

フィルタ仕様は，最終段に0.3 μm，DOP法99.97%の捕集率を有する3段式フィルタである。

設置環境としては，周辺を海が取り囲む工場の敷地内で，海塩粒子を容易に吸い込み易い環境にある。発電装置外観を図6に示す。ガスタービン用の吸気フィルタは，発電装置の上部，向かって左上に配置されている。

初年度の定期点検において，圧縮機部分も開放する機会があり，その時のローターの状況を図7に示す。

圧縮機では動翼，静翼とも全段にわたり，圧力面，負圧面共に顕著な汚れは認められず，1年間の運転後にも拘わらず，動翼表面に施したマーキングの文字が読み取れる程であった。

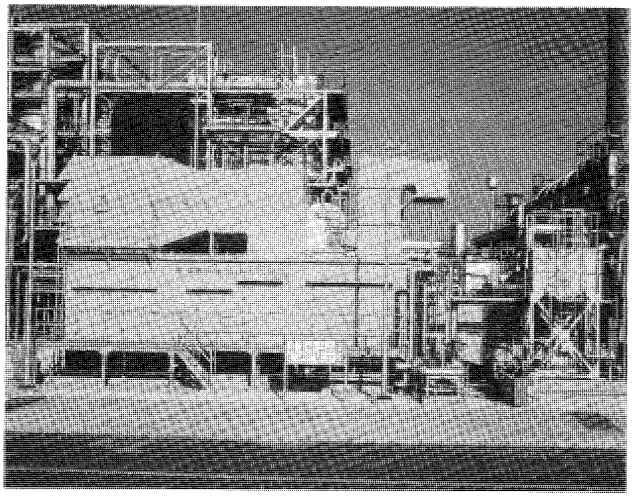


図6　カワサキPUC60コージェネレーションシステム発電装置の例

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

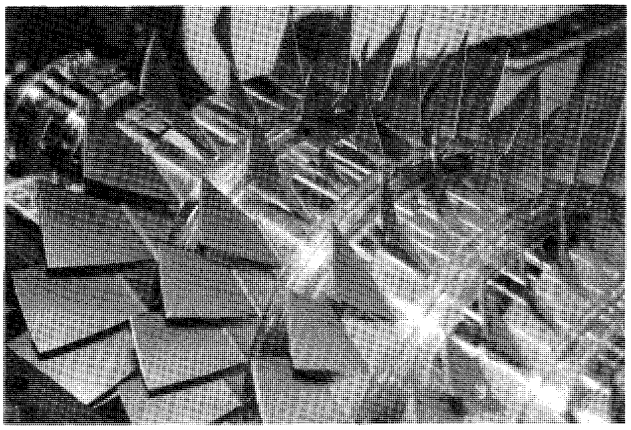


図7　高性能フィルタ使用時の軸流圧縮機の状況

高性能フィルタによって海塩粒子が除去され，設置環境にも拘わらず，高温部での高温腐食は起きていない。ガスタービンの性能劣化もほとんど起きていない。

各フィルタエレメントの交換周期については，計画では初段及び第2段中性能については年1回を，また最終段の高性能については2年に1回程度としていた。実際に稼動してみると，中性能及び高性能エレメントは約2年以上使用でき，高性能エレメントは3年近く使用している。付近は，自動車の往来も少なく，工場も少ない事が幸いしているものと思われる。中性能エレメントの材質にポリプロピレンを使用していたが，劣化によって一部が飛散し，高性能フィルタに付着するという経験をした。2年以上も長期に使用できる環境では，耐久性の面から，ガラス繊維の方が優れているようである。

6．今後の課題

1）ガスタービン設置環境条件（粉塵濃度，粒径分布）の事前把握

コージェネレーション設備導入計画は，各顧客における社内生産計画，設備投資計画等によって大きく影響を受けるので，ひとたび導入が決定してからメーカーへの発注迄の間に時間的余裕が無いのが通例である。このため，メーカー側で設置環境における大気中の粉塵の程度を調査，検討する余裕が無く，標準仕様で計画を進めざるを得ないことが多い。ガスタービンのコージェネレーション設備導入を計画する場合，あらかじめ，年間を通じて，理想的には春夏秋冬各1日24時間の粉塵濃度，粒径分布を計測しておけば，メーカーへ発注の際，的確なフィルタ仕様の選定及びフィルタエレメントの交換スケジュール推定が可能となり，メンテナンス費のより確度の高い見積りが可能となる。

2）フィルタメーカーがカタログで用いている基準粉塵の見直し

4.1節で述べたように，現在のフィルタメーカーがカタログで用いている基準粉塵の粒径分布は現実的でなく，現実の大気塵よりも大きな粒径分布になっている。ベースとなった資料が古く，主として土埃，砂塵等を想定したものと思われ，近年のように自動車，工場等からの排煙が多いと粒径も微細化してきており，実情に合っていない。これによってユーザー側が最も影響を被るのはフィルタエレメントの粉塵保持量の見積りで有り，メーカーの言う粉塵保持量よりも，実際にはずっと少ない保持量で目詰まりを起こし，圧損上昇によってフィルタエレメントを交換しなくてはならない点である。基準ダストの粒径分布を，最近の大気塵に近いものに，早急に見直してもらいたいものである。

3）高性能フィルタの低価格化

コージェネレーション市場は，より一層の普及に向けて，引き続き市場価格は低下傾向にあり，メーカーは日夜コストダウンに注力している。一方，コージェネレーション設備に対する吸気フィルタの占める割合は，今なお無視できない。高性能なフィルタが現状よりもさらに安価に利用できれば，どのガスタービンにも広く適用でき，ほとんどのガスタービン圧縮機において汚れ防止が図られ，また，より高性能なフィルタでは圧縮機洗浄が省略できる可能性も生まれ，ますますフィルタ需要も高まるものと思われる。

4）フィルタエレメントのリサイクル化

現在のガスタービン吸気フィルタに用いられているフィルタエレメントはその殆ど全てが使い捨てタイプである。フィルタエレメントについては，ガスタービン1台当たりのエレメント個数も多いので，限り有る地球資源の有効利用と，ゴミ廃棄物の増大を阻止する上からも，是非再利用出来るようなフィルタエレメントの開発を望むものである。特に高性能フィルタエレメントの場合，エレメントの洗浄がユーザー側では難しい場合も有るものと思われ，メーカーに持ち帰り洗浄できる様な方式でも良いと思われる。製品内容は全く異なるが，類似の例では，純水装置のカートリッジ式イオン交換樹脂の洗浄がメーカー持ち帰りで行われている例がある。

7．あとがき

当社における中小型ガスタービン吸気フィルタの仕様の変遷と，事例について紹介させていただいた。限られた紙面で出来るだけ多くの事例を紹介するべく，十分に説明しきれていない個所も有るが，ご容赦頂きたい。ガスタービンコージェネレーションにおいて，今後より一層の高効率運転の維持，メンテナンス軽減を図っていく上で，吸気フィルタの適切な選定と適用は欠かすことの出来ないものとなっている。ユーザーでの設置環境条件，操業条件等のニーズに対して，満足してお使い頂けるような製品とするため，ガスタービンメーカーとして，フィルタメーカーとの連携も図り，今後とも吸気フィルタの更なる改善，改良に取り組んでいきたい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

小型ガスタービンコージェネレーションにおける吸気フィルタシステム
－4 MW クラスの産業用ガスタービンユーザー実績－

寺澤 秀彰*1
TERASAWA Hideaki

キーワード: 高性能吸気フィルタ，4 MW クラスガスタービン，性能低下防止，3 段吸気フィルタシステム
High Efficiency Particulate Air Filter, 4MW Gas Turbine, Prevention of Performance Drop, 3 Steps Air Intake Filter System

1．はじめに

東京ガス供給区域内の産業用ガスタービンユーザーが運用技術の向上を目的にユーザー会（GCU：ガスコージェネレーション利用技術研究会）を発足させて約7年になる。活動はガスタービン規模により1MW及び4MWの2つの分科会に分けられ，メンテナンス・新技術・改善/改造等，幅広い分野に渡って研究を実施している。また，東京ガスは自家発電用大型ガスタービンのユーザー53社が自主企画する日本ガスタービンユーザー会の幹事会社の1社として，年に一度の交流会ではGCUの活動結果等を発表してきた。この日本ガスタービンユーザー会の交流会で過去に，空気圧縮機汚れによる性能低下/サージング現象とその改善として高性能吸気フィルタが有効であることが報告された。

この情報をGCU会に報告するとともに，ユーザーと共同で行った高性能吸気フィルタを含む3段吸気フィルタの実証の結果，ガスタービンの性能低下防止に対して非常に有効であることが判明したため，GCU会員内部に普及していった経緯がある。

ここでは，GCUの活動の一例として，この高性能吸気フィルタを含む3段吸気フィルタの実証研究とGCU会員における実績等について紹介する。

2．高性能吸気フィルタシステムの実証研究

2.1 実証試験ユーザーの稼働状況

設置当初から空気圧縮機の汚れに伴う出力低下が顕著であったユーザーにおいて，当初空気圧縮機の洗浄インターバル・洗浄方法等の種々の改善が試みられたが短期的には効果がみられても，中・長期的には出力低下が避けられない状況であった。そこで，平成5年6月～平成6年3月の間，高性能吸気フィルタシステムの実証試験が実施された。

2.2 試験環境

本4MWガスタービンは高速道路に隣接した沿岸部の工場内に設置されており，大気中の煤塵は自動車からの排ガスや海からの塩分が中心となっている。大気分析結果を表1に示す。

2.3 試験方法・仕様

試験は既設の2次フィルタシステムと3次フィルタ（高性能フィルタ）を追加した2システム（ケース1，ケース2）の3種類について行った。システム構成図を図1に，各システムの仕様を表2に示す[1]。試験に伴い，ガス

表1 大気分析結果

項 目	測定結果	備 考
大気塵濃度	0.13～0.17mg／m^3	道路に面した工業地帯の値である。
粒径分布	平均粒子径 ：0.5～0.8μm 0.5μ以下 ：35.8～47.5wt% 0.5～0.8μ：23.3～26.1wt%	一般的には、平均粒子径は3μm程度である。これに対して極めて粒子径が小さい分布となっている。
成分分析	C ：15.3～18.3% SiO_2 ：15.6～18.4% NaCl： 3.9～ 8.9%	成分については、海岸に近く道路に面した工業地帯と差は特にない。

表2 試験システム仕様比較表

	デミスタ	一次フィルタ	二次フィルタ	三次フィルタ
既 設	－	ロール型 （重量法85%）	箱 型 （比色法90～95%）	－
ケース1	パネル型	同 上	円筒型 （比色法90～95%）	高性能箱型 （DOP法99.97%）
ケース2	パネル型	同 上	箱 型 （比色法90～95%）	同 上

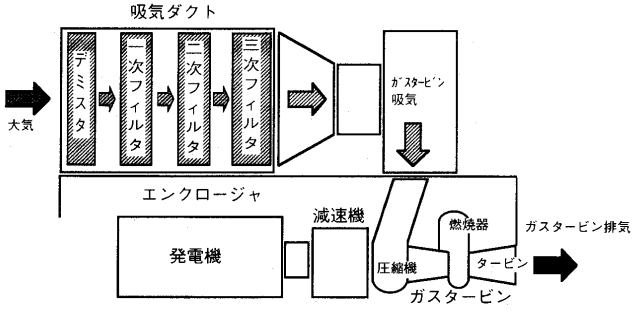


図1 システム構成図

原稿受付 1997年10月6日
＊1 東京ガス㈱産業エネルギー事業部
〒163-10 新宿区西新宿3-7-1新宿パークタワー27F

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

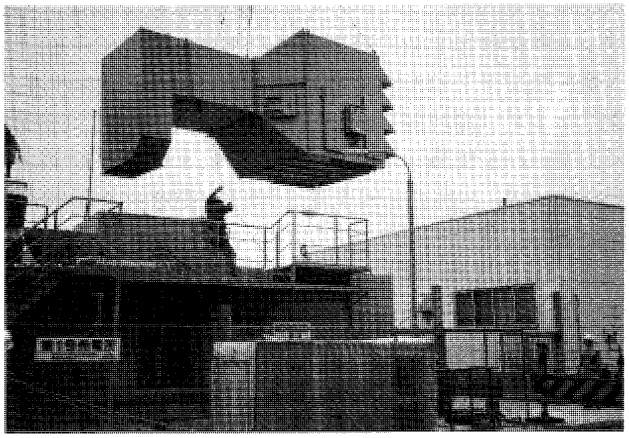


図2 吸気フィルタユニット外観

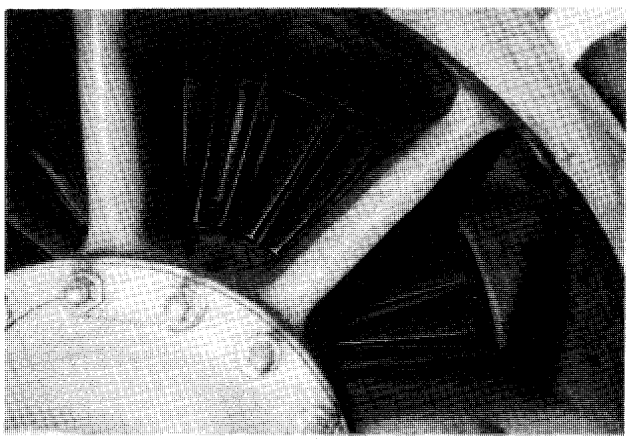


図4 既設フィルタシステムの圧縮機入口部

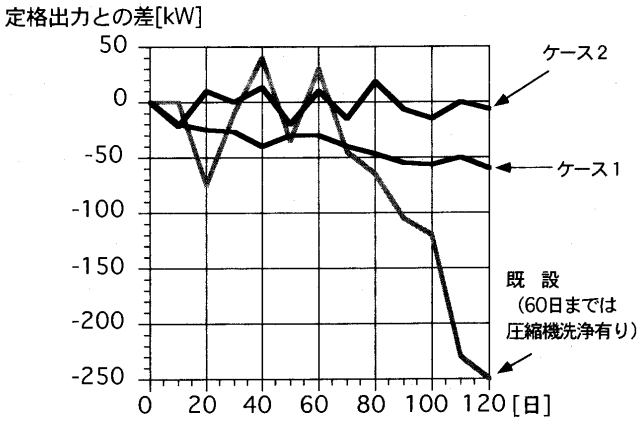


図3 各システムの出力変化

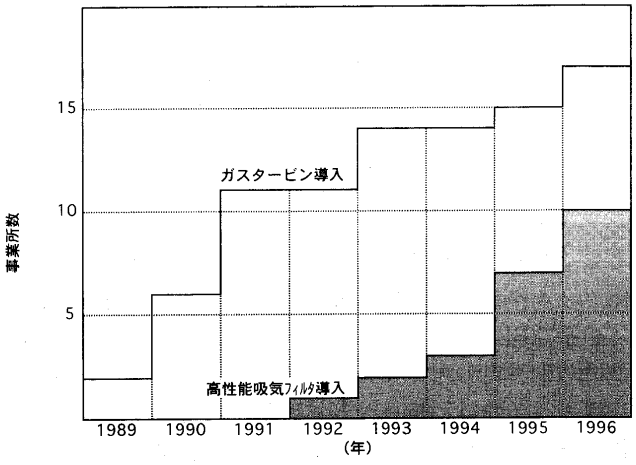


図5 GCUにおけるガスタービン及び本吸気フィルタシステムの導入推移

表3 試験結果概要

	試験期間	試験時間（h）	期間中出力低下（%）
オリジナル	91.12／18~92. 6／ 8	4,158	8.3
ケース1	92. 6／13~92.10／ 2	2,640	1.3
ケース2	92.10／30~93. 3／12	3,144	0.0

タービンエンクロージャーに吸気フィルタユニットを搬入する状況を図2に示す。

2.4 試験結果

試験結果の概要を表3に，また，各システムの出力変化を図3にそれぞれ示す。図から，既設のシステムの出力低下は顕著であるが，3段フィルタシステムを採用したケース1の出力低下は少なく，ケース2については出力の低下は検出されなかった。また，試験後の空気圧縮機汚れの有無を確認するため，開放検査を実施した。その結果，既設フィルタシステムでは圧縮機入口部にタール状の汚れが付着していたが，ケース2システムでは圧縮機に汚れは見られなかった。既設フィルタシステムにおける圧縮機入口部の写真を図4に示す。

本結果を基に，ケース2のシステム構成による吸気フィルタシステムを採用することとした。

3．GCU実績紹介

3.1 GCUでの導入概要

平成9年8月現在でGCU会員として39事業所が参加しているが，空気圧縮機の汚れによる性能への影響が顕著な軸流圧縮機を用いたガスタービンを採用している4 MW分科会ユーザーが，先行して改良吸気フィルタの導入を進めている。また，東京ガスより各ガスタービンパッケージャーに実証試験結果を開示し，3段吸気フィルタシステムを採用するように推奨している。

4 MW分科会は17事業所のメンバーからなり，その内10事業所で本吸気フィルタシステムへの改造又は新規導入が行われた。その結果，年間を通じて出力低下はみられず，圧縮機洗浄等の手間も省くことができた。4 MW分科会メンバーのガスタービン及び本吸気フィルタシステムの導入時期を図5に整理した。本図からこの1~2年で急速に本吸気フィルタシステムが導入されていることがわかる。

3.2 3段吸気フィルタシステムの運用実績

吸気フィルタシステムのポイントは，設置場所の大気粉塵に応じた適切なフィルタの組合せを選定することで

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

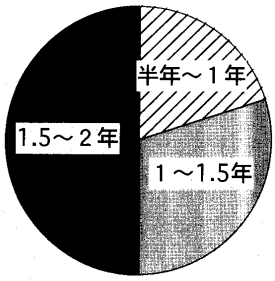


図6　3次フィルタ交換インターバル実績

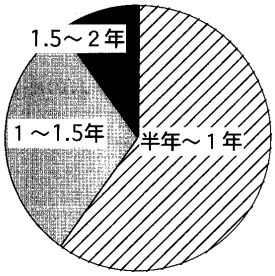


図7　2次フィルタ交換インターバル実績

ある。粉塵を捕集することにより圧力損失が増大した吸気フィルタはある一定間隔で交換することになるが，多くの産業用ガスタービンのユーザーは年間8,000時間の連続運転を行っているため，不定期な吸気フィルタ交換は好ましくない。特に，最終段である3次フィルタの交換はガスタービンへの異物混入・作業の危険性等からガスタービン停止中に行う必要がある。よって，極力3次フィルタの交換インターバルを延ばせるように，2次フィルタに負担を負わせるような選定を行っている。

図6及び図7はそれぞれGCUのユーザーにおける，3次フィルタ（高性能）と2次フィルタ（中性能）の交換インターバル実績を示す。本図からも，2次フィルタの交換によって，3次フィルタを1年以上使用する運用方法がわかる。

4．おわりに

紹介した高性能フィルタを含む3段吸気フィルタシステムは，従来出力・性能低下防止のため高い頻度で行われてきた空気圧縮機洗浄の手間を省くことが可能となり，かつメンテナンス費用の低減につながる省エネルギー，省コスト，省人力のシステムである。

首都圏では工業地帯，幹線道路沿線を中心に大気粉塵中の超微粒子割合が高くなってきており，ガスタービンを性能低下させることなく運用するためには益々ここで紹介したような適切な吸気フィルタシステムが重要になるものと考えられる。

メンテナンスインターバルに合わせて吸気フィルタの交換を行うことが省コストにもつながるため，運用する環境条件を十分に調査のうえ，適切な吸気フィルタシステムを選定することが重要である。

参考文献

(1)　社団法人　日本空気清浄協会編，クリーンルームハンドブック，(平成9年)，オーム社

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

事業用発電設備における吸気フィルタ運用事例

山本　芳幸*1
YAMAMOTO Yoshiyuki

1．まえがき

東京電力㈱富津火力発電所は，LNGを燃料としたコンバインドサイクル発電所として建設され，1985年12月に1−1号機の営業運転を開始，その後順次各ユニットの試運転調整を完了させ，最後のユニットにあたる14番目の2−7号機が1988年11月に営業運転を開始し，1・2号系列全14台にて総出力200万kWの事業用発電設備として当社の需給調整の一翼を担い今日に至っている。

営業運転開始以降12年間を経過し，累積運転時間は最大のユニットで6万時間，起動停止回数は1,500回を超える状況にある。

この間の空気圧縮機用吸気フィルタの運用事例を以下に紹介する。

2．発電設備の設置環境

富津火力発電所は東京湾東岸の千葉県富津市に位置し，千葉県により造成された埋立地に設置されている。

図1に発電所所在地を示す。

設置環境が吸気フィルタに与える影響としては砂塵海風等が考えられるが，当所における構内の緑化率は23%に達するため，砂塵の影響は比較的少ないと考えられる。しかし京葉工業地帯の南端に位置していることから，周辺環境からの影響は若干あるものと思われる。

3．発電設備

発電設備は2系列から成り，1系列（100万kW）は図2に示す排熱回収1軸型コンバインドサイクル（16.5万kW/台）7台で構成されている。

ガスタービンは米国ゼネラルエレクトリック社製MS 9001 E型を採用している。

発電設備仕様を表1に，ガスタービン断面図を図3に示す。

4．吸気設備

空気圧縮機の翼面の汚れによる圧縮機の性能低下を防止するため当所においては，図4に示すとおり慣性フィルタと吸気フィルタを組み合わせた吸気設備を採用している。

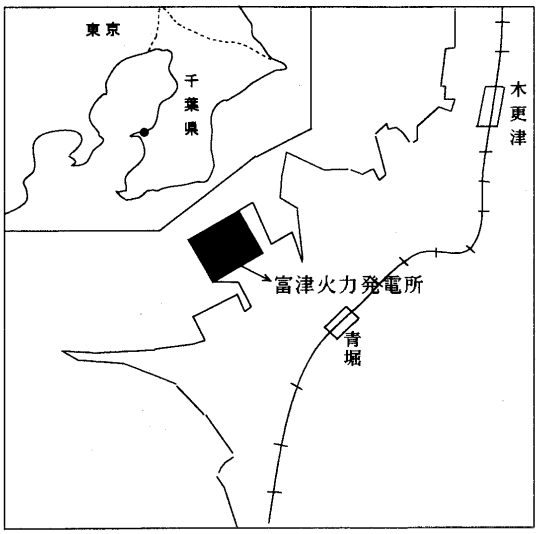


図1　発電所所在地

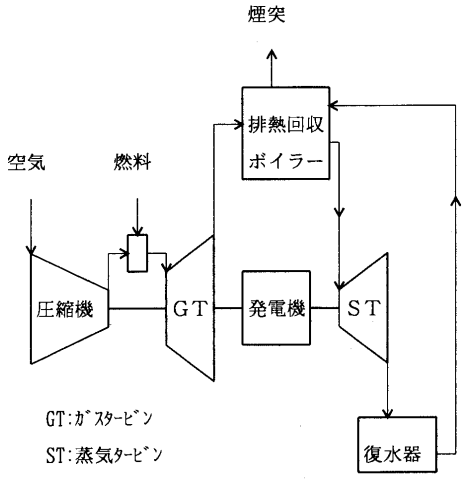


図2　排熱回収1軸型コンバインドサイクル

表1　設備仕様

項　目	単　位	仕　様
ｺﾝﾊﾞｲﾝﾄﾞ出力	kW	165，000
GT出力	kW	112，823
ST出力	kW	52，177
大気温度	℃	8
回転数	rpm	3，000
燃　料	−	LNG
GT入口温度	℃	1，085
空気流量	kg／s	382

原稿受付　1997年10月3日
＊1　東京電力㈱富津火力発電所
〒293　千葉県富津市新富25番地

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

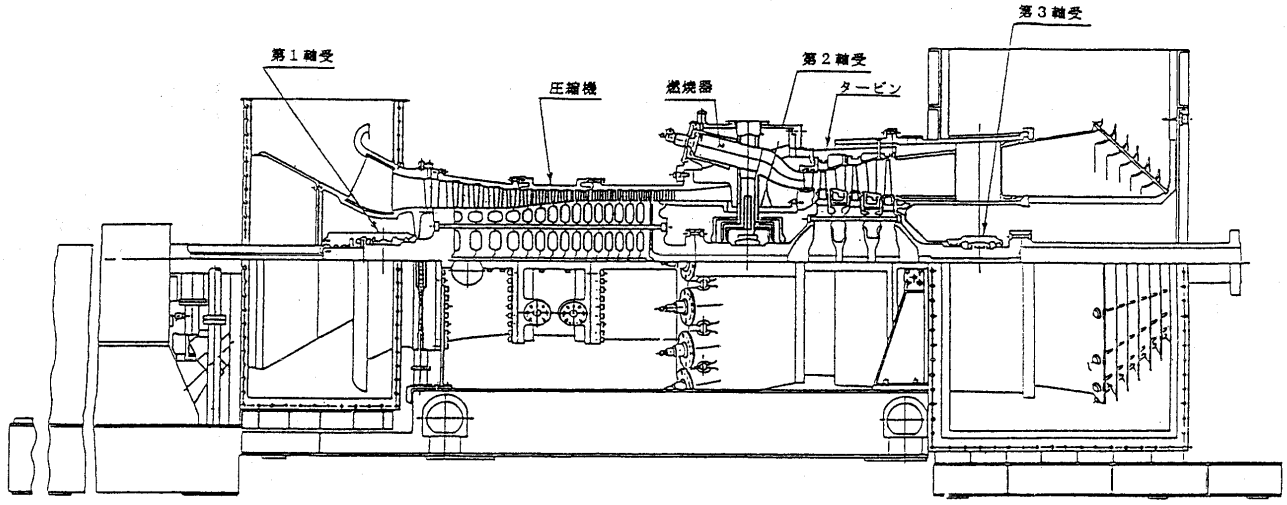


図３　ガスタービン断面図

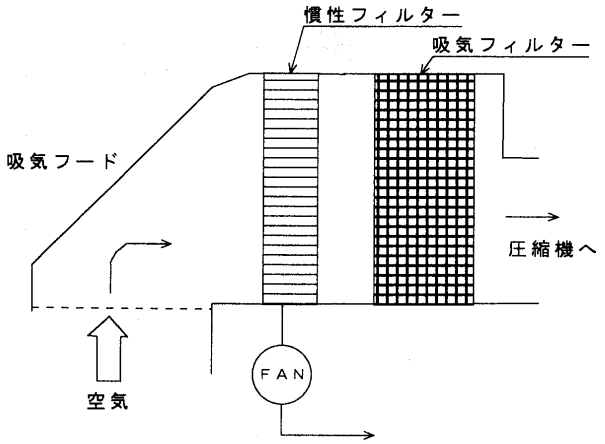


図４　吸気設備概要図

表２　吸気フィルタ仕様

項目	単位	仕様
外形寸法	mm	６１０×６１０×３０３
セル寸法	mm	５９４×５９４×２９３
定格風量	m³/min	５６～７０
初期圧力損出	mmＡｑ	２１以下
濾材	―	グラスファイバー
セパレーター	―	アルミニュウム合金
外装	―	亜鉛メッキ鋼板フレーム

慣性フィルタは比較的大きな粒径のダストを取り除き下流の吸気フィルタの負荷量を軽減することを目的とした慣性式除塵装置である。

吸気フィルタはさらに微細なダストの補集を目的とした濾過式フィルタであり，１ユニットあたり 340 個のフィルタを取り付けている。

５．吸気フィルタ仕様

吸気フィルタの仕様を表２に示す。

製造メーカーについては，複数社の製品が適用可能と評価して使用している。

６．運用条件及び特徴

ガスタービンは従来の汽力発電所に比較して起動から定格負荷までの到達時間が短いため電力需要の変動に素速く対応が可能というメリットがある。

当所は電源系統構成上からも需給調整機能を求められているためこの特性を有効に活用し，全 14 台の内約半数のユニットが毎日起動停止を行っている。１ユニットあたりの年間の運転時間は約 5,000 時間（起動回数 130 回）程度となっている。

吸気フィルタは運転時間9,000時間程度で交換を行っているが，交換時期はフィルタの前後差圧が 60 mmAq に到達した時点を目標としている。

これは過去の使用実績から 60 mmAq を超えると急激な差圧上昇が起こるためである。

なお運転管理上の差圧高警報値は 100 mmAq に設定している。

７．改良経験

7.1　長寿命フィルタの採用

発電所建設当初に導入していた吸気フィルタの寿命は発電時間で 5,000 時間（10～11ヶ月）程度であったため，ユーザーとしては長寿命品が開発されることを待望していた。

1996 年に２社のフィルタメーカーから濾材の空気通過面積を拡大した長寿命対策品の提示があり，これを２台のユニットに取り付け従来品との比較試験を行った。その結果 9,000 時間（約 20ヶ月）の使用が可能であることが確認されたため，現在は全てのユニットに長寿命対策品を採用している。

7.2　メンテナンス方法の改善

現状吸気フィルタは約 9,000 時間使用後に交換を行っているが，この交換作業に従来は２日間を要していた。

吸気フィルタの交換作業は，電力需要の少ない週末等

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

に発電設備を停止して実施するものの，設備高稼働率の要求から極力短時間で実施する必要があった。

そこで以下の作業環境改善及び作業方法の改善を実施することによって，交換作業時間を1日に削減し現在に至っている。

(1) 当所の立地条件が海に近接していることに起因し，フィルタ室の床面には塩分の混じった湿潤なダストの強固な付着が見られる。

またフィルタ交換時には旧品のフィルタから床面に多くのダストが散乱する状況となり，これらの清掃作業に多くの時間を費やしていた。

そこで床面に防塵塗装を施工し，塗膜で平滑化することにより清掃時間の短縮を図った。

また清掃作業時には圧縮空気及び用水を使用するが，直近に供給配管が設置されていないため，遠方から仮設ホースにより供給せざるを得ない状況にあったことから，吸気室近傍に供給配管及びコネクターを配置することによって作業準備時間の削減を行った。

(2) 1ユニットあたり340個ものフィルタを使用していること及びフィルタ室入口が地上から約7mの高所にあることから，取り外した旧フィルタの搬出及び新フィルタの搬入にも多くの時間を費やしていた。

これについてはリフター（高所作業車）及びフィルタ室入口部の歩廊の拡幅により作業の効率化を図った。

8．改良経験の評価

吸気フィルタの長寿命対策品の導入により，使用可能時間が1.8倍程度に伸びたため，系列あたりの年間交換数量が減少したこと，及びフィルタ交換作業時間の短縮による交換費用の低減と合わせ大幅なコストダウンが図れている。

9．今後の課題

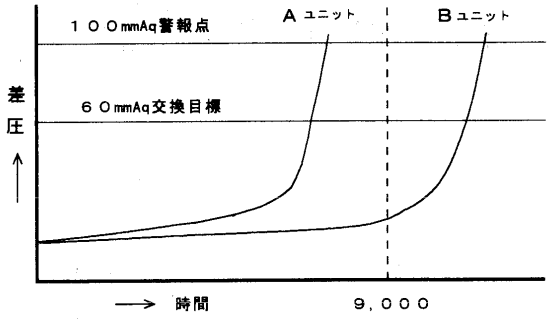
9.1 フィルタ交換時期の予測

先に述べたように当所においては，フィルタ交換時期をフィルタの前後差圧60 mmAqに到達した時点として運用しているが，フィルタ差圧の上昇は経験的に使用期間中の気象（風向・湿度）等の影響及び発電所敷地内におけるフィルタ室の設置位置の関係により大きく変動するものと考えている。

表3に差圧上昇の実績例を示すが，これによると9,000時間±1,500時間程度の差が発生していることからも明らかである。

フィルタ差圧上昇による運転上の支障を発生させないためにも，的確な交換時期の予測方法の確立が望まれている。

表3　フィルタ差圧上昇例



9.2 使用済みフィルタの有効活用

使用済み吸気フィルタの処理は，外枠等の金属部分は鉄屑としてリサイクル処理を行っているものの，濾材のグラスウールは廃棄物となるため，埋設処理を行っていた。

しかし当所においては，ユニット数が14台もあるためその廃棄物の発生量も膨大なものとなり，処分場の確保も大きな問題となりつつあった。

そこで使用済みフィルタ濾材を他社製鉄所の高炉溶銑樋の保温材としての活用を図るべく検討を行った。

製鉄所の高炉には複数の溶銑樋が設けられており間欠的に出銑を繰り返しているが，出銑から出銑までの間は溶銑樋は保温をしておく必要があり，この保温材として使用済みフィルタ濾材を使用するものである。

製鉄所の御協力を得て実験を重ねた結果，実用の見通しを得ることが出来たため，これを軌道に乗せるべく現在準備中である。

今後ガスタービンの設置台数が増加すると共に各ユーザーとしては使用済みフィルタの処理が問題化してくるものと思われる。

廃棄物減量の観点からも使用済みフィルタの再利用技術及びリサイクル技術の開発が今後の重要な課題である。

10．あとがき

事業用発電設備は安定供給の観点から定期検査時の点検整備により設備の健全性確保と高効率運転を継続しているが，日常この高効率運転を維持するためには吸気フィルタは不可欠な設備となっている。

このためガスタービンユーザーとしては従来にも増して，長寿命かつ高効率の集塵能力を有したフィルタ設備の出現を期待している。

また近年のガスタービンの大型化に伴う吸い込み空気量の増加から，1ユニットあたりのフィルタ設置数量も増加傾向にあり，既存のユニットを含めたフィルタ取り付け方法の簡略化等のメンテナンス方法の改善も望まれるところである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

15 MW 自家発電設備における吸気フィルタの運用事例

石井 潤治*1
ISHII Junji

キーワード: ガスタービン，吸気フィルタ，捕集性能，ガスタービン性能，圧縮機性能

1．はじめに

コンバインドサイクル発電プラントに対する社会的需要に対応するため，当社ではガスタービンの研究開発を進めている。その成果の一環として開発した1300°C級ガスタービン(1)を設置したガスタービン試験発電所を当社京浜事業所内に建設して，1993年1月より発電運転を開始している(2)。発電電力は事業所内で消費すると共に，一般電力系統に接続されている。また，本発電所では電力供給のみならず高温ガスタービンの総合運転検証を行っており，種々の試験研究を実施している。

本稿では，発電運転を継続していく中で実施した吸気フィルタの改造及びその運転実績・効果等について紹介する。

2．発電設備概要

本発電設備が設置されている京浜事業所西分工場は横浜市東端で川崎市との境界に近く，臨海京浜工業地帯の中央に位置している。

ガスタービン試験発電所の全景を図1に，また，図2に発電所のレイアウトを示す。本発電所に使用されているガスタービンは1991年に当社にて開発した1300°Cガスタービンで，17段の軸流圧縮機，8缶の逆流式燃焼器，3段の軸流タービンより構成されている。シンプルサイクルにて運用され，定格出力（発電端）は15 MWである。

本発電所は夏期・冬期のピーク対応用としてDSS (Daily Start Stop) 運用され，また，環境対策のため年間の運転時間は770時間に制限されている。典型的な多起動機であり，試運転期間を含めた本年9月末までの累積運転実績は運転時間：3,689時間，起動回数：549回である。

3．吸気フィルタの運用

運開当初は一次フィルタのみを用いた簡易型の吸気フィルタシステムであったが，経時的なガスタービン性能の低下が激しく，また，開放点検時に圧縮機翼の汚れが甚だしいことが明らかになった。そのため，ガスタービン保護と圧縮機汚れ防止を目的に，運開2年後に一次フィルタと二次フィルタを組合せた2段フィルタへの改造を行なった。以下にフィルタ改造時に実施した吸気フィルタ関連の計測結果及び改造効果について紹介する。

3.1 フィルタ仕様

表1に改造前後のフィルタ仕様を比較して示す。改造後の吸気フィルタシステムの捕集効率は，カタログ値によれば重量法換算で約90%から約99.9%に向上する。改

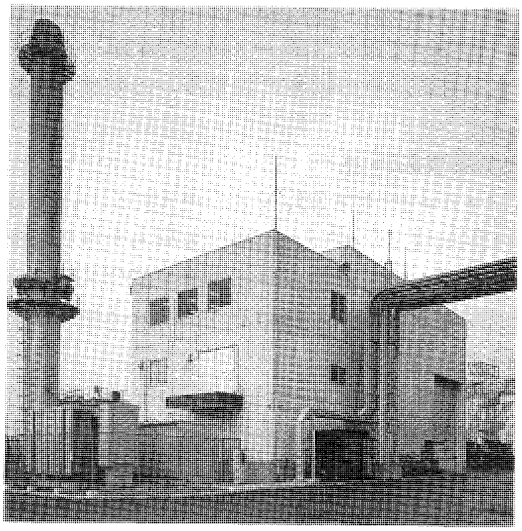


図1 試験発電所全景

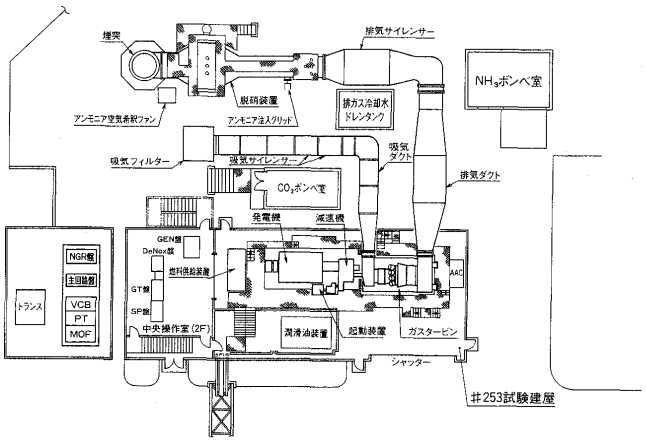


図2 試験発電所レイアウト

原稿受付 1997年10月21日
*1 ㈱東芝 京浜事業所
〒230 横浜市鶴見区末広町2-4

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表1　フィルタ仕様比較

	改造前		改造後	
	一次フィルタ	二次フィルタ	一次フィルタ	二次フィルタ
形式	パネル型	————	パネル型	箱型
メディア材質	グラスファイバー（油付き）	————	コットン不織布	グラスファイバー
重量法効率(*1)	約90%	————	90～92%	99%

注）＊1：ASHRAE試験法による。

表2　浮遊粉塵量変化

	上流側 [μg/m³]	下流側 [μg/m³]	捕集率 [%]
改造前	46.2	11.2	75.8
改造後	47.8	9.7	79.7

表3　フィルタ上流側浮遊粉塵成分

成分	改造前 [μg/m³]	改造後 [μg/m³]
SO_4	6.59	13.30
Cl	0.18	0.21
Na	0.57	0.66
K	0.29	0.26
Ca	1.83	0.61
Mg	0.24	0.12
Fe	1.74	0.54
Zn	0.20	0.09
有機炭素	1.48	0.61
無機炭素	12.40	9.88

造前の吸気フィルタ室は左右両面からの2面吸込み方式であったが，2段フィルタへの改造に際して設置スペースの制限及びフィルタエレメント当りの通過風量を抑えるために図3の写真のような変則的な3面吸込み方式へ変更している。

3.2　フィルタ性能

3.2.1　浮遊粉塵量及び成分

フィルタ改造前後でフィルタ性能の確認試験を実施した。表2は改造前後の粉塵濃度及びその濃度差に基づいた浮遊粉塵の捕集率である。計測時期は改造前後で異なっており，改造前は3月下旬，改造後は7月中旬に計測している。フィルタ上流側の値は環境白書に示された川崎市年間浮遊粉塵量(47μg/m³；1988年)とほぼ同じである。また，浮遊粉塵の捕集率は相対値で5%向上している。

フィルタ上流側の浮遊粉塵の代表的な成分に対する分析結果を表3にまとめる。計測した季節，温度・湿度，風向き等が異なるため，改造前後で多少成分に差はあるものの無機炭素，SO_4，Ca，Na，Feが多いことが分かる。

図4に各成分に対するフィルタ改造前後の粉塵濃度を基にした捕集率の変化を示す。大部分の浮遊粉塵成分に対して捕集率は向上しているものの，改造前の使用フィルタのメディアが油を含浸したタイプのものであったため無機炭素については改造後の捕集率が大幅に低下している。

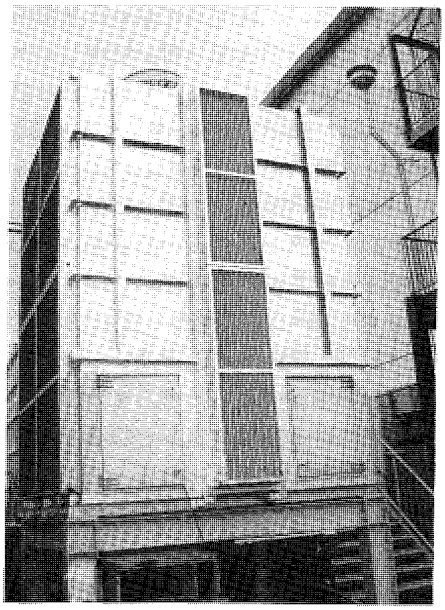


図3　吸気フィルタ室(改造後)

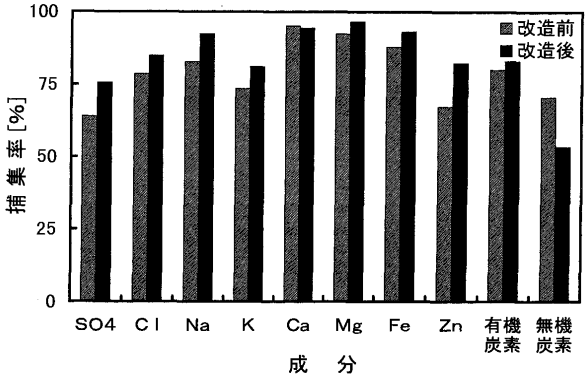


図4　捕集率変化

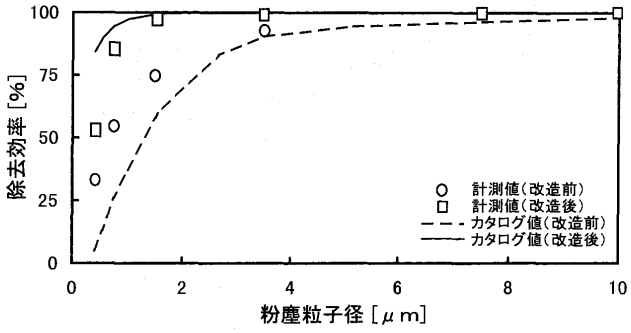


図5　粉塵除去効率変化

3.2.2　粉塵除去特性

パーティクルカウンタを用いてフィルタの上流側と下流側の浮遊粉塵の粒径分布を計測した。4回の計測の算術平均より求めた浮遊粉塵の粒径別除去効率をフィルタ改造前後について図5に示す。改造フィルタでは2μm以上の粉塵粒子は全て捕集され，2μm以下の小粒径粉塵の除去効率も大幅に向上している。特に，1μm以下の微小粉塵に対しては除去効率が約50%（相対値）向上した。また，各計測で大気の状態が異なるため，これらの

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/25

粒径別除去効率を基に，統計的に求めた発電所周辺の浮遊粉塵の標準的な粒径別濃度分布を使用してフィルタシステムの粉塵捕集率を算出した。それによれば，改造後の捕集率は81.8%から95.7%へ向上している。ガスタービンへの粉塵流入量の点から見ると，このフィルタ改造により流入空気の粉塵濃度は1/4.2に低下した。

図5には各フィルタシステムの除去効率のカタログ値も併せて記載しているが，改造後の2段フィルタでは小粒径側でカタログ値に比べ実際の除去効率がかなり下回っている。これは，フィルタを通過する流れが吸気フィルタ室の形状の影響を受けること，また，流入する大気中の粉塵がカタログの試験ダストとは異なる成分・状態であることによるものと考えられる。この例に示されるように，実際のフィルタの使用状態では，カタログ等の性能データをそのまま使用することは難しい。大気塵による試験，設置環境における確認試験及び実績データによる補完が必要である。

3.3　圧縮機翼の汚れ変化

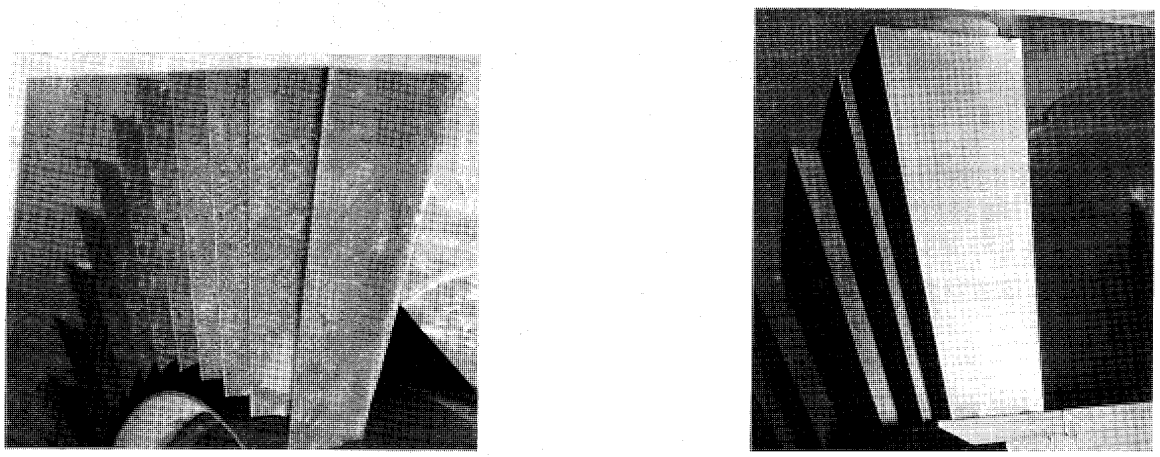
前節で述べたようにフィルタの改造により圧縮機への流入粉塵濃度を1/4以下に減少させることができた。これにより，圧縮機翼の汚れが格段に減少したことが確認されている。

図6及び図7に，翼清掃後約400時間の運転（本発電所における半年間の運転時間）を経過した圧縮機入口案内翼及び圧縮機ロータ・動翼の外観写真を比較して示す。これらの写真に示されるように，フィルタ改造前のガスタービン本体の開放点検結果では，煤・粉塵や有機物質等による多量の汚れが圧縮機翼・ロータ・車室の全面に付着していた。改造後には汚れは大幅に減少し，かなり清浄な状態に保たれていることが確認された。しかし，手入れが全くいらないような状態までには改善されておらず，やはり清掃等の多少の手入れが必要であった。

3.4　ガスタービン性能変化

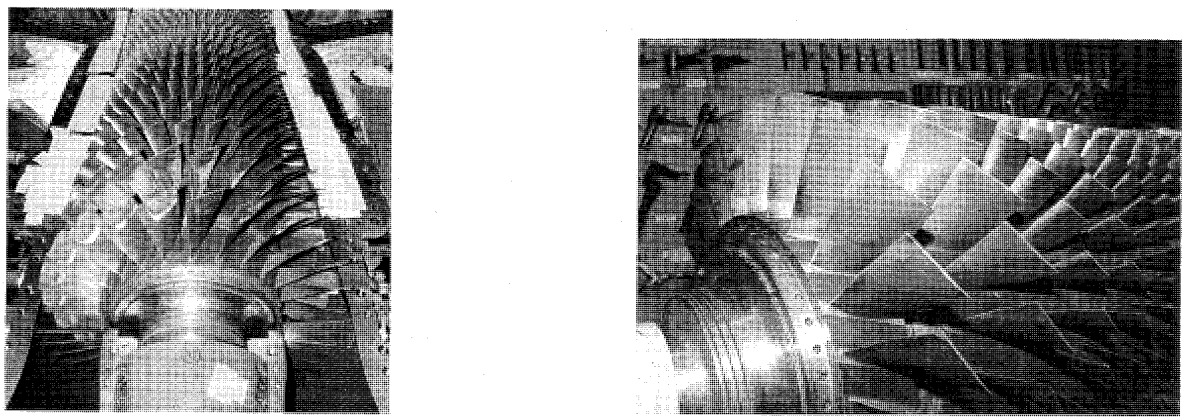
図8にフィルタ改造前後の半年間の運転における発電出力の変化を示す。また，その間の圧縮機効率の変化を図9に示す。ガスタービンの発電出力や圧縮機効率は大気状態の影響を受けるため，フィルタ改造の効果を明確にするために，年度は異なるものの同じ冬期（11月下旬～3月下旬）の運転における変化を比較している。しかし，この運転の間にも大気温度は変化しており，詳細な比較評価を行うためには大気温度変化の影響も考慮する必要があるが，ここでは生の変化を示している。

フィルタ改造前は発電再開と同時に発電出力は急激に



改　造　前　　改　造　後

図6　フィルタ改造前後の入口案内翼汚れ変化



改　造　前　　改　造　後

図7　フィルタ改造前後の圧縮機ロータ汚れ変化

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

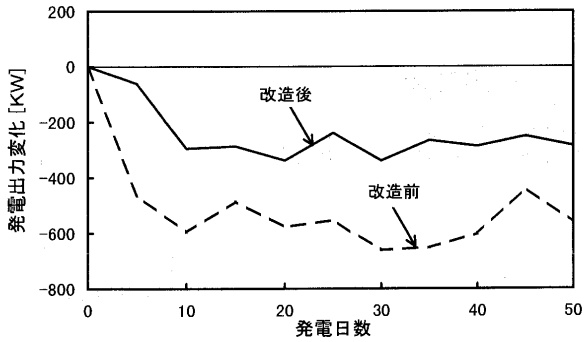


図 8 発電出力変化

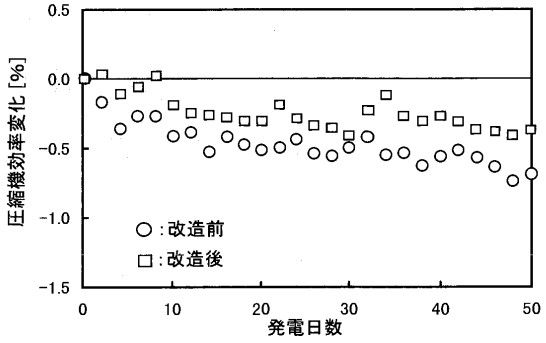


図 9 圧縮機効率変化

低下し，発電日数 10 日程度からは約 550 kW の出力低下となった。この出力低下量は，定格出力の 3.7%に相当する。一方，フィルタ改造後は，改造前のような運転再開直後からの出力低下はないものの，やはり出力は低下し，発電日数 10 日前後からの出力低下量は 280 kW 程度である。この出力低下量は定格出力の 1.9%であり，改造前の半分程度に減少している。

圧縮機効率も同様な変化を示し，改造前は運転再開直後より効率は徐々に低下し，最終的には約 0.7%低下した。改造後はこの圧縮機効率の低下割合は約半分に減少し，効率低下量は 0.35%程度に留まっている。

前述の圧縮機翼の汚れのところでも言及したように，このフィルタ改造では圧縮機の汚れを完全に止めることができなかった。これは発電出力や圧縮機効率の変化からも明らかであり，吸気フィルタのメンテナンスを最小限にしていくためには，3 段フィルタの採用等の更なる改善が必要であると考えられる。

3.5 フィルタ交換インターバル

ランニングコスト及びメンテナンスコストを低減させるための重要な要素としてフィルタの交換インターバルが挙げられる。改造設計段階にカタログ値や設置場所の大気粉塵調査結果より推定した改造後のフィルタシステムの交換寿命は，

一次フィルタ：2,300 時間
二次フィルタ：7,900 時間

であった。これらの交換寿命は，本発電所の年間運転計画からの単純換算ではそれぞれ 3 年，10 年に相当する。

しかし，実運用におけるフィルタ差圧変化の推移より一次フィルタの交換寿命は 1.7 年程度と予測されたため，1 年毎にフィルタ交換を実施している。一方，二次フィルタは 2 年半の運転で交換が必要となった。実際の大気状態・天候は時々刻々変化し，カタログデータ採取時の状況からは掛け離れていることを考慮しても，これらの交換インターバルは当初想定したインターバルに比べかなり短いと言える。

この交換寿命低下の原因として，下記の 2 点が考えられる。設置スペースの関係より吸気フィルタ室は比較的小型で，かつ，変則的な 3 面吸込み（図 3 参照）となっている。また，一次フィルタの汚れに明らかな偏りが見られ，吸気フィルタ室内の流れに偏流が生じていると考えられる。改造後の運転初期のフィルタ差圧はほぼ想定したものであったが，偏流による一次フィルタの処理風量の局所的な増加により捕集効率が低下し，二次フィルタ側への流入粉塵量が増加したために二次フィルタの交換寿命が短くなったものと推定される。また，一次フィルタは新品の方が捕集効率が悪い傾向があるが，一次フィルタを早めに交換していたために，二次フィルタの粉塵捕集負担が高い状態であったこともフィルタ交換寿命低下に影響を及ぼしているものと考えられる。

フィルタの交換インターバルを延長し，運転コストを低減させるためには，フィルタへ空気が一様に流れ込むように配慮し，また，フィルタシステムを構成する各フィルタの交換インターバルを最適化し，運用していく必要がある。

また，本発電所での経験から，臨海地域の場合には明らかに粉塵中に海塩粒子が含まれているため，降雨時や高湿度時には，この海塩粒子の潮解現象によりフィルタ差圧が急増することがある。これはフィルタの使用時間がある程度経過した時点から生じるものであるが，天候が回復した場合には元の状態に戻る。本発電所のように夏期・冬期のピーク対応で，かつ，DSS で運用される場合には問題は顕在化し難いが，連続運転を行う設備では重要な問題になってくる。

4．おわりに

ガスタービンメーカが建設し，自主運用している自家発電設備における吸気フィルタに関する運用事例の幾つかを紹介した。機械設計側の観点からの紹介であり，多少偏った感もあるが，この発電所で得られた経験を今後のプラント設計に反映していきたい。最後に，拙稿が会員諸氏の参考になれば幸いである。

参考文献

(1) 池田 他：「1,300°C15 MW ガスタービンの開発」，東芝レビュー，Vol. 47，No. 6，1992.
(2) 岡村 他：「京浜ガスタービン試験発電所の概要と運転状況」，東芝レビュー，Vol. 49，No. 4，1994.

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/26

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

中国電力㈱柳井発電所納 コンバインド発電設備用吸気フィルタ

渡辺 一城*1
WATANABE Kazuki

1．設備及び環境

1.1 設置環境

殆どのコンバインド発電設備が，大都市またはその近郊に設置される今日，当発電所は山口県柳井市にあり周囲を山に囲まれ，瀬戸内海の温暖な気候に恵まれた条件の良い環境に設置されており，1号系列は平成4年12月に運開，2号系列は平成8年1月に運開している。

大気条件については，2号系列の発電設備建設工事が完全に終了した後，測定された発電所構内での環境データによると，大気塵濃度は0.05 mg/m³程度，大気塵の平均粒子径は約0.6 μmであった。この結果および図1に示す弊社にて実測した各地の大気塵濃度等から比較しても，当発電所の環境はフィルタにとっても，比較的条件の良い環境にあると言える。

1.2 フィルタ仕様

図2に各吸気フィルタの外観を示す。

各フィルタの仕様は，以下の如くなっている。

1）1号系列（6軸）

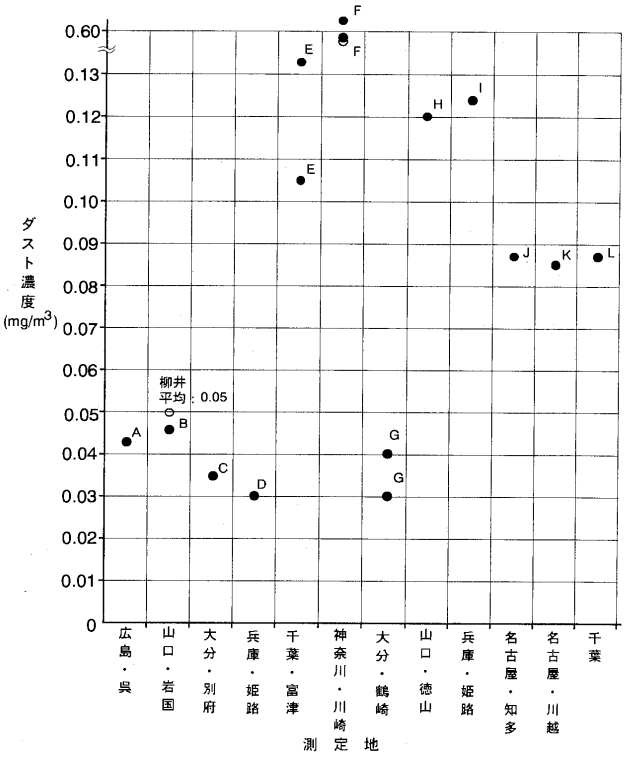
- 空気取入室寸法：$7650^{W}\times7970^{H}\times3340^{L}$
- 吸気開口面積 ：約57 m²
- 設置レベル ：FL.＋13500
- GT空気流量 ：約13350 m³/min
- フィルタタイプ：バッグ型
- 処理空気量 ：@100 m³/min/個
- フィルタ効率 ：約85%（重量法）
- 圧力損失 ：初期 117.7 Pa
  ：最終 255.0 Pa
- 使用個数 ：120個/軸

2）2号系列（4軸）

- 空気取入室寸法：$8400^{W}\times10100^{H}\times7400^{L}$
- 吸気開口面積 ：約96 m²
- 設置レベル ：FL.＋1900
- GT空気流量 ：約16570 m³/min
- フィルタタイプ：カートリッジ型
- 処理空気量 ：@39 m³/min/個
- フィルタ効率 ：約99.9%（重量法）
- 圧力損失 ：初期 245.2 Pa
  ：最終 735.5 Pa
- 使用個数 ：448個/軸

原稿受付 1997年11月12日

＊1 ㈱日立製作所 〒317 茨城県日立市幸町3丁目1番1号



備考

1. A～Cは、S56年度日本の大気汚染状況（環境庁編）より抜粋。
2. Dは、S63年度飾磨・白浜地区のダスト濃度平均値。
3. E～Lは、現地での弊社実測値（H63年～H7年の間）。

図1 大気ダスト濃度比較

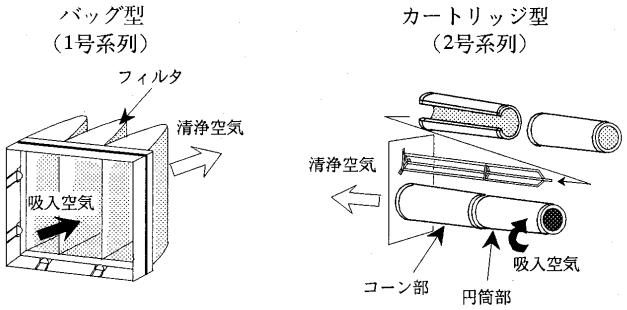


図2 吸気フィルタ外観図

1.3 発電設備

本発電所の全体配置を図3に示す。

本発電設備の計画概要は，以下の如くなっている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

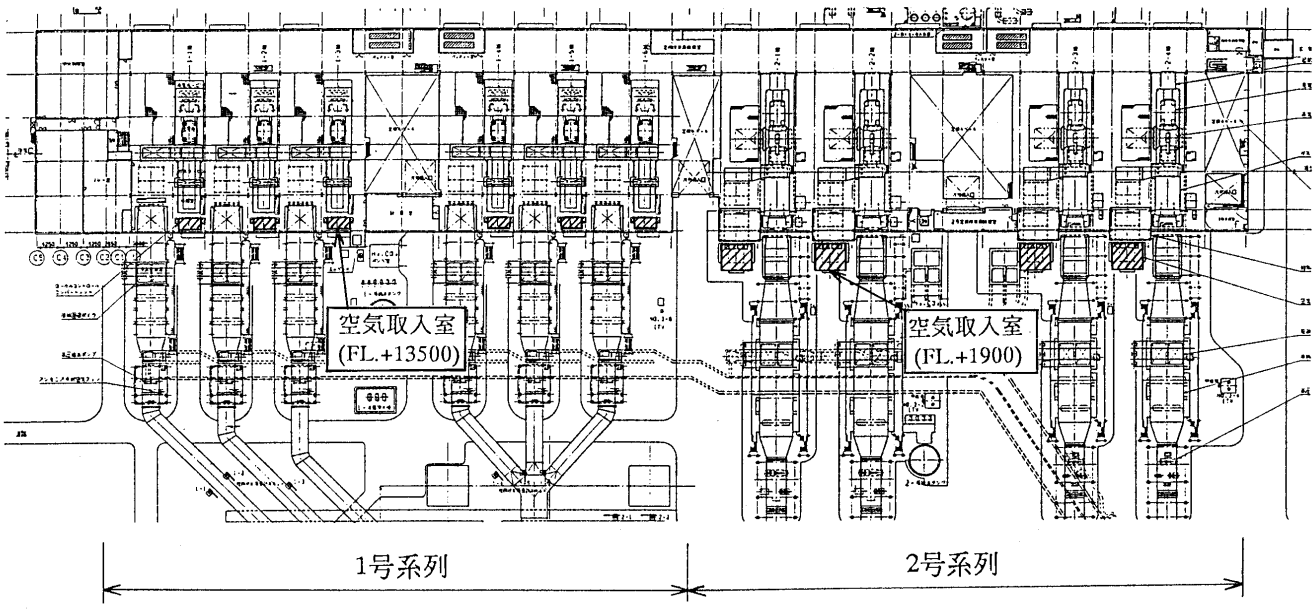


図3　プラント全体配置図

・発電所出力：140万kW（70万kW×2系列）
・燃　　料：液化天然ガス（LNG）
・主要設備：
　1）ガスタービン；開放サイクル一軸型
　2）蒸気タービン；復水式
　　ガスタービン＋蒸気タービン合計
　　1号系列　約11.7万kW×6台
　　2号系列　約17.5万kW×4台
　3）廃熱回収ボイラ；廃熱回収自然循環型
　　1号系列　約160 t/h×6台
　　2号系列　約230 t/h×4台
　4）発　電　機；交流同期発電機
　　1号系列　約139,000 kVA×6台
　　2号系列　約220,000 kVA×4台

2．運用・経験

2.1　運用条件及び特徴

近年，国内でのコンバインド発電設備及び排気再燃発電設備等ガスタービンを用いた発電設備の建設が盛んに行われている。それに伴い，従来あまり問題にされていなかったフィルタへの関心が高まってきており，フィルタの運用にあたっては，その計画時点における性能の良いフィルタを採用することを主体にメーカの資料をもとに選定している。

本プラントにおける1号系列の場合は，フィルタメンテナンスコスト及び空気取入室のコンパクト化等を考慮して処理風量の大きなフィルタを選定したが，2号系列の場合は，高効率機であるF7F型圧縮機に対して汚れを考慮して，捕集効率が高くダスト保持量の多いフィルタを選定している。

本プラントのフィルタの特徴としては，1号系列の場合はバッグ型で処理風量が大きいこととメンテナンス性が良いことがあげられる。一方，2号系列の場合は，カートリッジ型で捕集効率が高く，ダスト保持量が多いことである。

2.2　運用状況

1号系列のバッグ型フィルタは，実際の運用では，1年間内に急激な圧損上昇もなく使用上は問題なかったが，フィルタの捕集効率が85%（重量法）であり，運転期間中に圧縮機の汚れに起因するタービンの出力低下が見られ，定期検査時において圧縮機の汚れが確認された。この圧縮機の汚れに対しては，現状ライスインジェクション洗浄方式を採用し対応している。

2号系列では，フィルタ捕集効率の高いカートリッジ型フィルタを採用し，運開当初フィルタ寿命が計画当初の予想寿命より短かったことからメーカとの協調をとりながら濾材開発を行い，フィルタ寿命の改善を行った。

現状では1年以上の運転寿命が可能となり，汚れに対する圧縮機効率の低下も1号系列のフィルタより低減されていると同時に，圧縮機の汚れに対しては水洗浄方式が採用されている。

2.3　改良経験

1号系列では，バッグ型吸気フィルタを採用した。このフィルタは，大風量低圧損を維持可能で他のプラントで実績のあるフィルタであった。実際の運用では，1年間内に急激な圧損上昇もなく使用上は問題なかった。

2号系列ではフィルタ捕集効率の高いカートリッジ型フィルタを採用した。当初セルロース系の濾材を使用していたが，フィルタ寿命等の観点から表1にフィルタ濾材の仕様比較を示す様にメーカにて新しく濾材を開発し推奨のあったシンセチック濾材に変更し，その後フィルタ寿命の改善がなされ1年以上の運転寿命が確認されて

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/27

表1　フィルタ濾材仕様比較

	改善前濾材	改善後濾材
材　質	セルロース（天然繊維）	シンセティック（化学繊維）
ダスト捕集効率（ACF標準ダスト）	99.6%	ほぼ同等
カーボンを含む小径粒子の付着性	大	ほぼ同等（但し目詰まりしにくい特性）
湿度による繊維の膨張	大	小
予想寿命	ベース	改善前濾材に対しおよそ1.3～2倍程度

いる。

2.4　運用評価方法

運用の評価で最優先されることは，まずはフィルタ寿命が長いことであり言い換えれば，運転期間中にガスタービンを停止させることなく使用できるかである。これが満足できれば次に求められるものは，高い捕集効率とメンテナンス性が良いことがあげられ，これらを総合的に判断してフィルタの評価を行うことになる。

2.5　評価結果

前述に述べたようなことから，本プラントにおいては1年間はメンテナンスする必要がなく，それに関わるメンテナンス及び使用済フィルタの処理等の問題が低減ができている。

又，1号系列及び2号系列共に圧縮機の汚れに起因するタービンの出力低下を完全になくせたわけではないが，洗浄することにより図4（2号系列水洗浄時）に示す様に圧縮機効率の回復ができることから，本プラントにおけるフィルタの選定では，1年間メンテナンスをすることなく運転が可能となっていることが重要なポイントである。

2.6　メンテナンス方法，結果

本プラントのフィルタにおいては，1号系列及び2号系列共1段のみのフィルタ構成となっており，いずれも1年以上の寿命を有している。すなわち，1年以内におけるフィルタに関わるメンテナンスは不要となっている。

又，フィルタが1年以上使用され交換圧損に達した場合のメンテナンス作業では，1号系列のフィルタ重量が約2kg程度，2号系列は軸当たりのフィルタの使用個数の差もあるがフィルタ重量が約10kg程度となり交換作業は，1号系列より使用個数及び重量的な点から交換作業時間には，若干の差がでてくるものと思われる。

2.7　注意事項

本プラントにおける注意事項としてではなく，いずれのプラントにおいても同様であると考えるが定期的にフィルタの圧力損失を確認することが必要である。

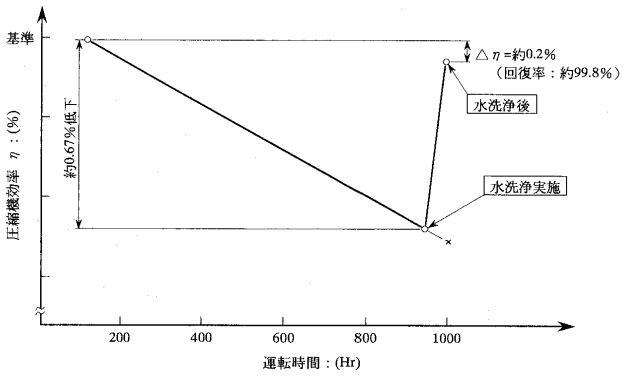


図4　水洗浄実施前後の圧縮機効率比較

フィルタの圧力損失を確認することにより，フィルタ寿命を予測できる。又，いずれのフィルタもその傾向にあると思うが，最終圧損（交換圧損）に近くなってくると大気湿度の影響等により圧力損失が上昇する傾向にあることから，事前にフィルタの対応ができるなど定期的にフィルタの圧力損失を確認することは重要なことである。

3．課　題

3.1　圧縮機洗浄方式との比較

現状，フィルタの効率と圧縮機翼の汚れによる効率低下との関係は明確になっておらず，フィルタを通過したダストが圧縮機翼面にどの様に又，量的にどの程度付着すれば圧縮機の効率が低下していくのか正確に把握できておらず，又，一概に圧縮機洗浄方式とフィルタの効率を比較することは難しくこれからの課題ではないかと考える。

3.2　その他

ガスタービン用吸気フィルタの選定にあたっては，寿命・効率・メンテナンス性等を重視しながら選定していくわけであるが，近年のコンバインド発電設備の大型化及び多軸化に伴い，1軸当たりのフィルタの個数が非常に多くなり，メンテナンスを簡単に出来ないだろうかということ（例えば，フィルタ寿命が長い，1個当りの処理風量を大きい等により，1軸当りの個数を減らす）さらに，プラント全体の1年間に出る使用済みフィルタの処理の問題がある。国内外のフィルタメーカのフィルタ性能そのものは高い水準にあると思うが，これからはフィルタのリサイクル活用，又はフィルタの材質変更あるいは，1個当りの処理風量を大きくすることにより1軸当りの個数の低減等を行い，顧客殿にとってメンテナンス性の良いメリットのある吸気フィルタが提供されることが望まれている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

中型・小型ガスタービン発電設備における吸気フィルタの運用事例

平田 俊雄*1
HIRATA Toshio

キーワード: ガスタービン，吸気フィルタ，圧縮機効率，捕集効率，潮解現象

1．まえがき

産業用で，かつ発電設備用としての中型・小型ガスタービンに使用されている吸気フィルタの運用事例をガスタービンのアフターサービス，メンテナンスサービスで得られた実績例の中から紹介する。

2．吸気フィルタ設備の捕集効率の向上と実績例

ガスタービンは他の熱機関に競合しうる熱効率を求めて高温・高圧力比化による高効率化，熱回収向上による高効率化を目指し様々な技術導入や改良を行ってきている。このガスタービン本体における，あるいは装置としての高効率化の技術や熱回収技術は非常に早いテンポで具現化が進み，それぞれの成果を享受している。また，高効率を維持する方法も確立されてきている。

ガスタービン発電設備は，電気事業法の改正による「定期検査」の実施間隔の延長により，2年間ないしは3年間ガスタービン本体を法による検査のために開放する必要がなくなったこともあり，本体を開放しないで連続で運用する事例が増加しつつある。この無開放連続運転を可能にするためには，本体の安全性，信頼性の確保に加え，圧縮機性能の維持あるいは汚れによる効率低下の最小限化による発電出力の高レベル維持が非常に重要になってきている。この発電出力の高レベル維持のため，吸気フィルタの捕集効率が高いものを使用する，フィルタ段数を増加する等の手段で，フィルタの捕集効率を向上させガスタービン圧縮機部に空気中の粉塵が流入するのを防ぐ方法が採用されている。

以下に捕集効率の向上の例とその実績例を示す。

2.1 捕集効率の向上の例

フィルタ濾材の組み合わせ方や装備段数と装備数量との組み合わせにより，捕集効率向上の例は数多くあるが，代表的な例を表1に示す。

2.2 捕集効率向上の実績例

捕集効率を向上させた設備の実績例を示す。

事例1：吸気フィルタ捕集効率向上による発電出力低下量の変化状況

表1 吸気フィルタ捕集効率向上の例

	1段	2段	3段	(換算) 総合効率
従来型	85	装備しない	装備しない	85
向上例 (1)	40	85	装備しない	91
向上例 (2)	40	80	99.8 (92)	99.9
向上例 (3)	95	99.9 (92)	装備しない	99.9
向上例 (4)	95	99.8 (92)	99.9 [97]	99.99
向上例 (5)	80	99.8 (92)	[99.97]	99.99
向上例 (6)	98.5	99.8 (92)	[99.97]	99.99

(注)表中の数値はフィルタの平均粉塵捕集効率(%)を示す。
括弧なしの数値は重量法(試験ダスト:AC-Fine)表示値を、
(括弧)内の数値は比色法(試験ダスト:大気塵)表示値を、
〔括弧〕内の数値は計数法(試験ダスト:DOPスモーク)表示値を示す。

吸気フィルタ仕様比較（捕集効率）			
		1段目	2段目
改造前	重量法	85%	85%
改造後	重量法	85%	99.5%
	比色法		90%

吸気フィルタの捕集効率を重量法換算で約97.7%から約99.9%に向上させた例であるが，それぞれの1年間の運転による発電出力変化量を図1に示す。改造前（約97.7%）では約30 kW（約3%）の低下が認められたが，改造後（約99.9%）ではほとんど出力低下がなかったと

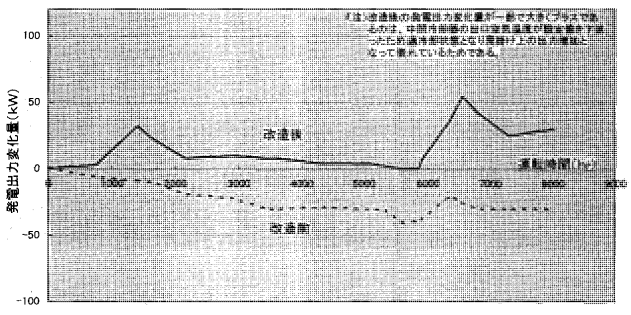


図1 吸気フィルタ捕集効率向上による発電出力量の変化

原稿受付 1997年10月3日
*1 三造エネルギーエンジニアリング㈱工事部
〒706 岡山県玉野市玉3-1-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

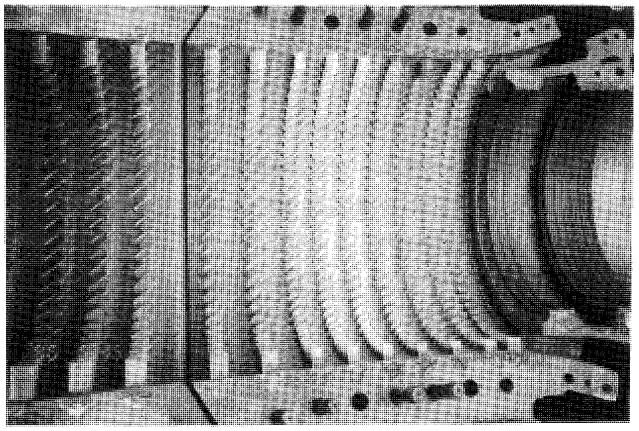
いう実績が得られている。

事例2：吸気フィルタ捕集効率向上による圧縮機翼部の汚れの変化状況

吸気フィルタ仕様比較（捕集効率）				
		1段目	2段目	3段目
改造前	重量法	97～99.5%		
		パルスジェットクリーニング式複合型		
改造後	重量法	98.5%	99.8%	
	比色法	70%	92%	
	計数法			99.97%

吸気フィルタの捕集効率を重量法換算で約99%から約99.99%に向上させた事例であるが，改造前は1年間の運用で約6～8%の発電出力低下が認められたが，改造後は出力低下が全くと言えるほど少なかった。また，ガスタービン本体の分解開放点検の結果において，改造前は圧縮機翼部に多量の汚れを認め，圧縮機翼や車室の全面に汚れが付着していたが，改造後では汚れはほとんどなく，圧縮機翼や車室が清掃したような状態に保たれているのが観察された。フィルタ改造前後の圧縮機静翼部の外観状況を図2に示す。

（改造前の状況）



（改造後の状況）

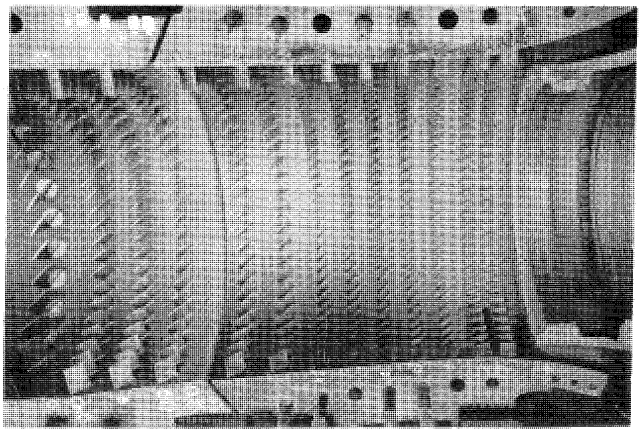


図2　吸気フィルタ捕集効率向上による圧縮機翼部の汚れ状況の変化

3．吸気フィルタ設備使用による不具合発生事例

ガスタービンを長期間無開放状態で運転するため圧縮機の汚れによる発電出力の低下を防止する目的で，吸気フィルタの捕集効率を向上させたり，フィルタ段数を増加させたりする方法が採用されているが，捕集効率の向上や段数増加に伴う不具合が生じることもある。

3.1　吸気フィルタの粉塵保持容量の不足

吸気フィルタ設備は，吸気フィルタ製造者あるいは販売者が示すカタログや試験結果資料等に記載されたデータを基に設計されている。しかしながら，吸気フィルタの捕集効率や粉塵保持量のデータは，その型式や捕集性能により異なった試験ダストを用いた試験で得られたものである。異なった試験条件で計測された吸気フィルタの性能を同列で比較出来ないのが実状である。実際の使用では，多くの場合発電所設置環境での粉塵の粒径分布はフィルタの試験ダストの粒径分布に比べ細粒側にあり，多段式フィルタの最終段フィルタではほとんど細粒あるいは微細粒の粉塵しか到達しないため，吸気フィルタの試験結果に比べ実際の捕集効率や粉塵保持量が下回る結果となっている。

一般的に最終段のフィルタ濾材は年1回の取替え間隔を標準としてメンテナンス作業が計画されているため，フィルタの粉塵保持量の不足（フィルタ圧力損失の制限値への早期到達）はガスタービンの計画外停止やメンテナンス作業の増加等をもたらすこととなり，高効率運用や高稼働，経済性の維持を阻害する結果となる。また，捕集効率の低下は圧縮機効率の低下を引き起こす。

図3に，平均粉塵捕集効率が重量法表示で98%～99.9%の高性能フィルタを使用した場合のフィルタ粉塵保持量がカタログ値と実際とで異なる結果を示した例を示す。

この図で示されるように，使用実績値はカタログ値よりも保持量が少ない状態で規定の圧力損失値に達しており，カタログに示す試験ダストJIS 8種(AC-Fine)よりも細かい粉塵を捕集し目詰まりが早期に生じていること

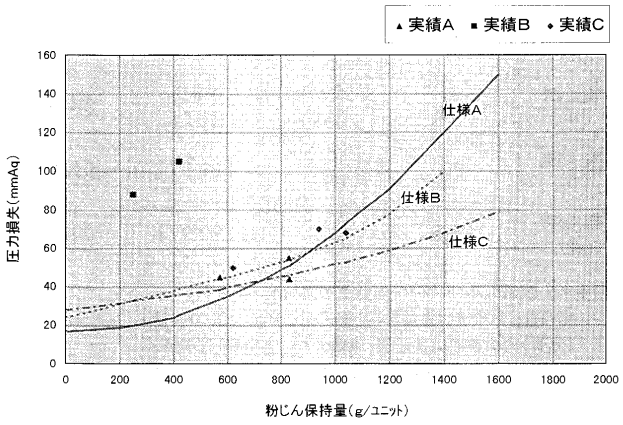


図3　高性能フィルタの粉塵保持量のカタログ値と使用実績値

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

が判る。フィルタの捕集効率が高いもの程カタログ値と使用実績値との乖離が大きい傾向がある。このように，実際の使用状態では現状の試験データがそのまま使用出来ないので，大気塵等数種の試験ダストを用いて同一フィルタにおける性能データの違いを知ること，実績データ，特殊試験の実施によるデータの蓄積等でこれを補う必要がある。しかしながら，このようなことはほとんど行われていないのが現状である。

3.2 捕集粉塵の潮解現象による吸気フィルタの圧力損失の急激な増加現象の発生

吸気フィルタの捕集効率を向上させた高性能フィルタや超高性能フィルタ（HEPA（High Efficiency Particle Air）フィルタ）（平均粉塵捕集効率：比色法70%～99.9%）は，粒径1 μm以下の粉塵を主に捕集するのを目的としているため，中性能フィルタや中高性能フィルタに比べ海塩粒子が多く捕捉される。この海塩粒子は潮解性があり，高湿度の環境では空気中の水分を吸収して溶液化する。このため，海塩粒子がフィルタ濾材に浸透して下流側に飛散し，ガスタービンに到達して高温腐蝕発生の原因となることがある。多くのフィルタは強い撥水性を持たせた特殊な濾材を使用し，潮解現象による海塩粒子の下流への飛散を防止しているが，溶液化した海塩粒子が下流側へ飛散することなく捕集状態のままフィルタ表面で水滴状となる結果，フィルタの圧力損失が急激に増加する現象が発生する。この急激な圧力損失増加現象は突然起き，またフィルタ濾材を取替える以外に圧力損失値を下げる手段が無いために，ガスタービンの計画外停止およびフィルタ濾材の取替え作業の実施を余儀なくされる。

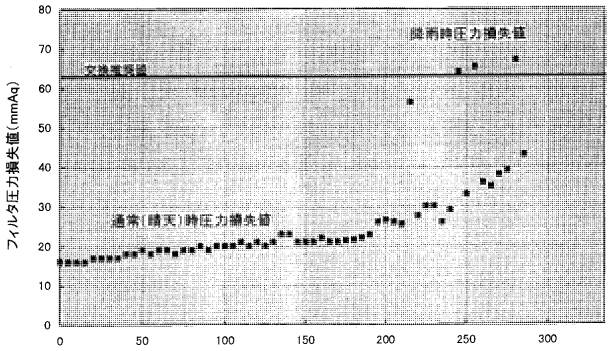


図4　吸気フィルタ圧力損失値の変化状況

以下に潮解現象による不具合発生例を示す。

事例1：高性能フィルタの潮解現象によるフィルタ圧力損失急上昇現象

吸気フィルタ仕様（捕集効率）	
重量法	99.2～99.8%
比色法	88～92%

これは，吸気フィルタの使用時間が長くなり，圧力損失値がメーカ表示の最終圧力損失値63 mmAqの約1/3（約20 mmAq）を越えた時点から，降雨時に圧力損失値が急上昇し，晴天時の圧力損失値の約2倍を越える値を示した例である。降雨時の急激な圧力損失上昇量は晴天時の圧力損失値が大きい時ほど増す傾向がある。

急激な上昇を示したフィルタの圧力損失値の変化を図4に，このフィルタ濾材に捕集された粉塵の成分等を分析した結果を図5に示す。

A）定性分析

試料	主成分	多量成分	少量成分	微量成分
A	—	Si, Fe, Al, Ca	Zn, Mg, K	Na, Ti, Cu, Mn, Cr, Ni
B	—	Si, Fe, Al, Ca	Zn, Mg, K	Na, Ti, Cu, Mn, Cr, Ni

B）定量分析

試料	灼熱減量	Si	Fe	Al	Ca	Zn	Mg	S
A	35.2	14.1	7.88	5.28	3.27	1.83	0.76	1.57
B	39.1	11.9	8.68	4.93	3.02	2.09	0.72	1.78

(1)灼熱 800℃
(2)単位：wt%

図5-1　フィルタに捕集された粉塵の成分分析結果

A）水溶性成分定量分析

試料	Na	K	Cl-	SO4"
A(上流側)	60	16	130	620
A(下流側)	180	80	340	2200
B(上流側)	90	20	190	690
B(下流側)	150	70	220	1800

(注)1.濾材（濾材に粉塵が付着した状態の）試料を純水中で超音波洗浄し、上澄液を分析。
2.単位：mg/m2
3.試料(上流側)：濾材2枚重ね構造の空気流れ上流側の濾材を示す。

B）不溶性成分定性分析

試料	主成分	多量成分	少量成分	微量成分
A(上流側)	—	Ca, Al, Fe, Si, Mg	Na, Ti	Cu, Cr, Zn, Mn, Ni, Pb
A(下流側)	—	Ca, Al, Fe, Zn, Mg, Si	Na, Ti, Pb	Cu, Cr, V, Mn, Ni, Pb, Sn
B(上流側)	—	Ca, Al, Fe, Mg	Si, Na, Ti	Cu, Cr, Zn, V, Mn, Ni, Pb, Sn
B(下流側)	—	Ca, Al, Fe, Zn, Mg, Si	Na, Ti	Cu, Cr, V, Mn, Ni, Pb, Sn

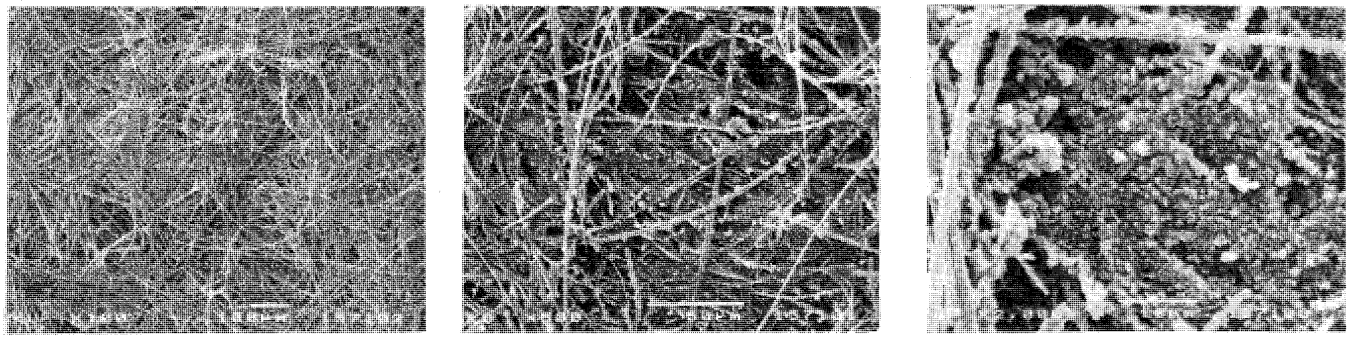
(注)濾材試料を純水中で超音波洗浄し、沈降した異物を分析

図5-2　フィルタ濾材に付着した粉塵の成分分析結果

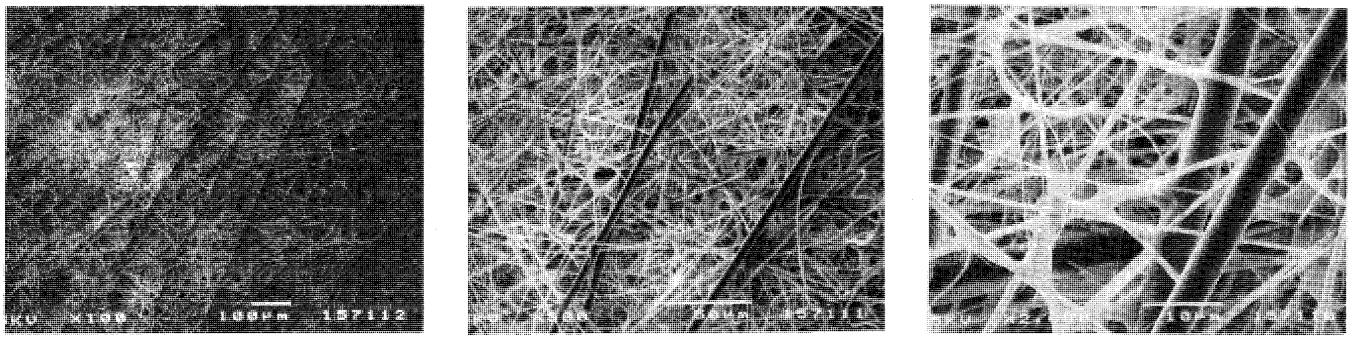
Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

1）粉塵付着状態(SEM 像写真)

(あ)　濾材上流側表面の状況



(い)　濾材下流側表面の状況



2）粉塵の EPMA 面分析結果

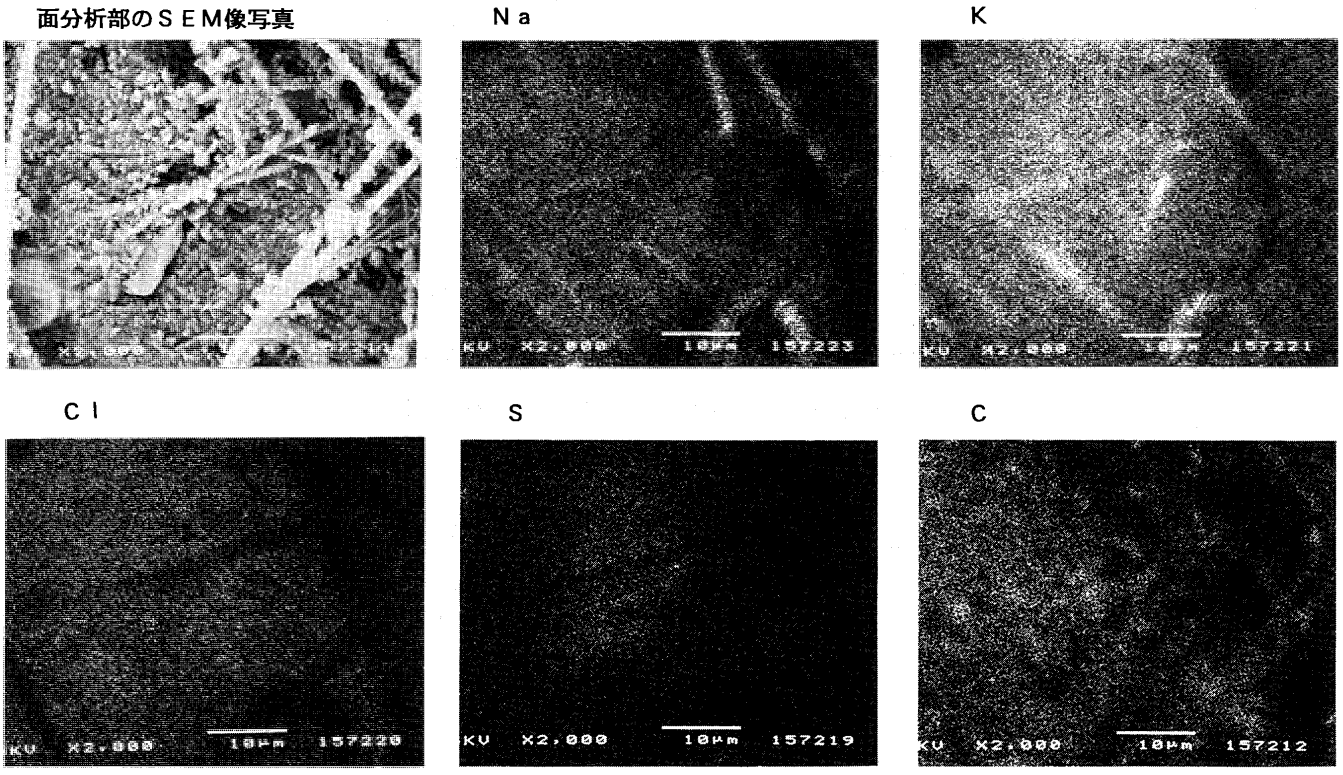
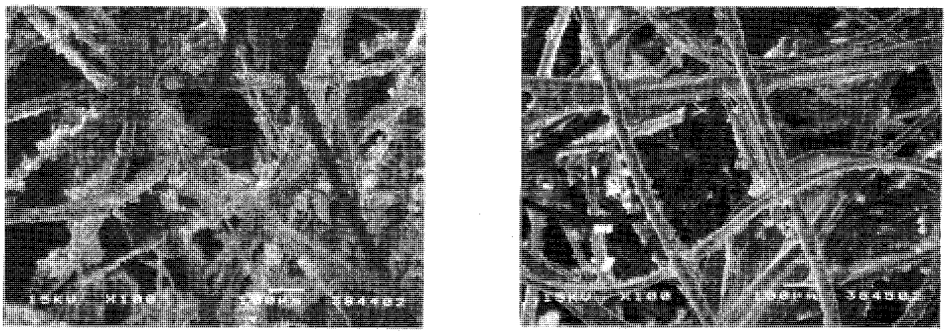


図 6　超高性能フィルタ濾材表面に付着した粉塵の状態観察結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

1）粉塵付着状態(SEM 像写真)

(あ) 濾材上流側表面の状況　　(い) 濾材下流側表面の状況



2）濾材上流側表面に付着した粉塵の EPMA 面分析結果

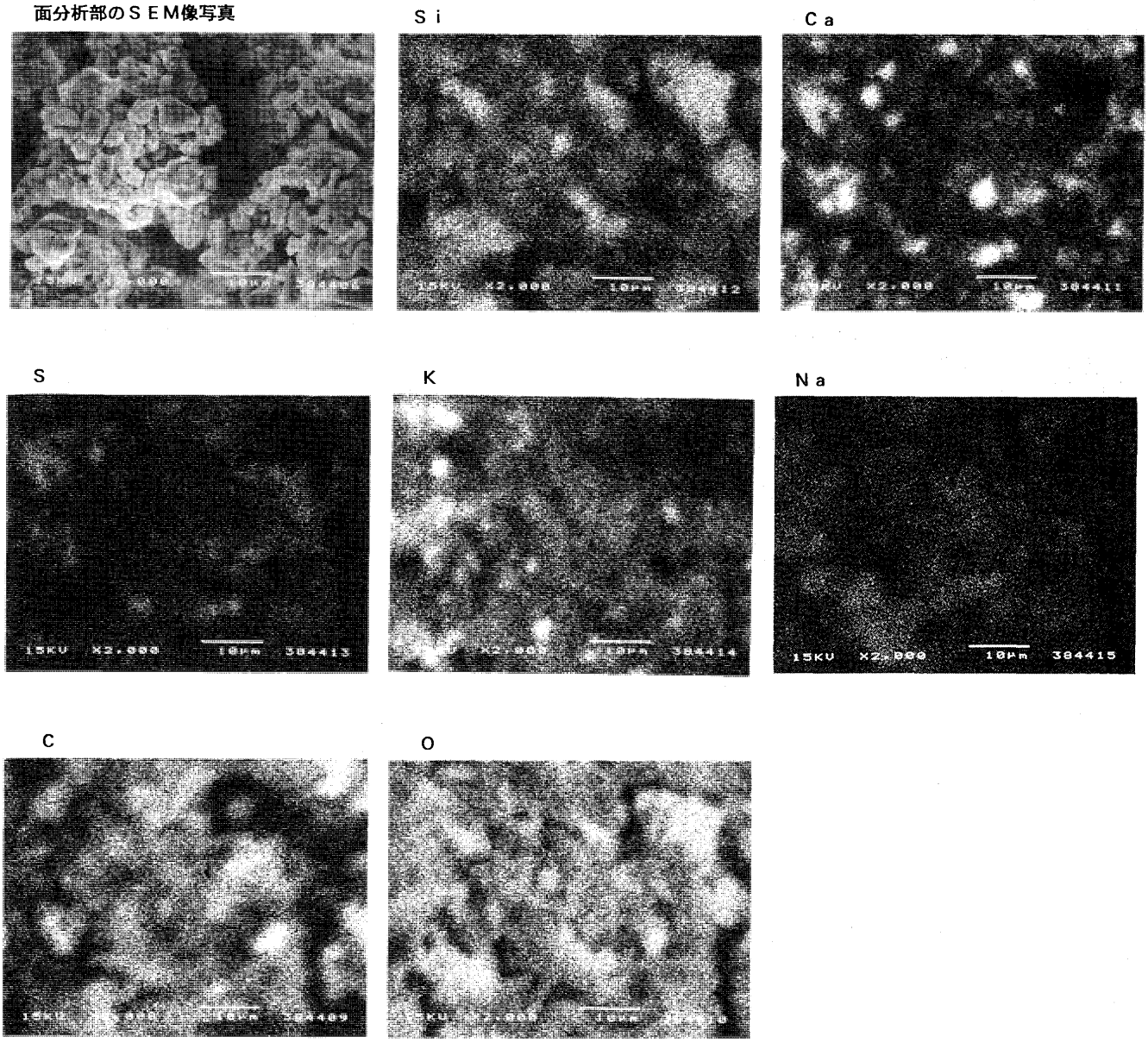


図 7　1段目フィルタ濾材表面に付着した粉塵の状態観察結果

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

事例2：潮解現象が発生した超高性能フィルタのフィルタ濾材表面状況

吸気フィルタ仕様（捕集効率）	
計数法	９９．９７％

これは，吸気フィルタの圧力損失値が，昼間(晴天時)にメーカ表示の最終圧力損失値の半分強の約30 mmAqであるにも拘わらず，夜間あるいは早朝（明け方）の湿度が高くなる状態や降雨時に急激に増加し，湿気が少ない天候や時間帯になると前とほぼ同じ圧力損失値に復帰するという潮解現象を経験した事例である。この場所の大気には微細粒の粉塵が多く，かつ粉塵に潮解現象を引き起こす塩基性成分粒子が多量に含まれていることが大気塵測定やフィルタ捕集粉塵の化学成分分析等により確認された。潮解現象が生じた超高性能（HEPA）フィルタ濾材の表面に付着した粉塵の電子顕微鏡によるSEM像観察とEPMA面分析を行った結果を図6に示す。

SEM像写真に見られるように，フィルタ濾材の上流側には多量に微細粒のものが付着しているが，下流側表面にはほとんど粉塵粒子は認められず，フィルタ捕集性能が良いことを示している。上流側表面のEPMA面分析では潮解現象を生じさせる元素K，Na，Sが認められた。

3.3　粉塵の特性の異常による吸気フィルタの圧力損失早期急上昇現象

吸気フィルタ仕様			
段数	型式	捕集効率	
１段	パネルユニット式	重量法	４５％
２段	パネルユニット式	重量法	９０％
３段	濾材折込ユニット式	比色法	８８～９０％

これは，2段目および3段目のフィルタの圧力損失値の上昇度合いが激しく，使用可能時間が極端に短いために，フィルタ濾材交換のためガスタービンを計画外停止するという運用計画に支障をもたらした事例である。

大気粉塵測定の結果，周囲の大気塵濃度は約0.05～0.10 mg/m³であり，この値は住宅地における標準的大気塵濃度の範囲にあり，少ないことが判明した。しかし，粉塵の粒径分布測定と組成分析試験を実施したところ，4.7 μm以下の粒径のものが約62％を占め，1 μm以下の粒径のものも約30％を占めるという非常に微細粒のものであること，更に粉塵中に非常に多くのカーボン成分（約20 μg/m³）と油分（約1.5 μg/m³）が含まれ異常であることが判明した。これらの測定と試験調査結果を基に設置場所と設置環境の再調査を実施したところ，吸気フィルタに吸引されている粉塵の多くは，近接する高速道路を通行する自動車の排出ガス中の煤煙が大気中に浮遊したものであることが判明した。煤煙は，油分があり，かつ粒径が非常に細かいために，より濾材に付着するようになったと考えられる。対策として，濾材通過面積を増加し，1段目および2段目のフィルタで多くの粉塵を濾材に付着させる方策を講じた。

1段目フィルタ濾材表面のSEM像観察結果とEPMA面分析結果を図7に示す。

図に示すように，粗濾材のフィルタの素線に多量の粉塵が積層付着している。付着物の中で，C，O，Naの存在が特筆される。C，O，Sは自動車排出ガス中の煤煙成分であると判断された。

4．おわりに

ガスタービン発電設備の無開放連続運転を行うためには，吸気フィルタのようなガスタービン以外の機器の性能も非常に重要な位置を占めている。特に吸気フィルタはガスタービン作動流体に直接関与する機器であり，重要度も高い。しかしながら，これまで吸気フィルタの性能や使用実績はそれ程重要視されていなかった。今回の特集を機にその重要性が認識され，吸気フィルタの性能，性能向上の対費用効果や適正な保守費用等について論議されることを期待する。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

論説◆解説

特集・ガスタービンにおける吸気フィルタ

ガスタービン吸気フィルタ設備の概要と適用事例

増田　佳文*1
MASUDA Yoshifumi

1．はじめに

近年発電用ガスタービンの高性能化に伴い，ガスタービンの性能維持や信頼性確保のための吸気フィルタ設備の設置がより一層要求されている。

ガスタービンの性能を維持するためには，翼を摩耗や汚れから保護する吸気フィルタ設備の選定と適用が必要である。

本章では当社ガスタービンに採用している吸気フィルタ設備の適用事例について紹介する。

2．ガスタービン吸気フィルタ設備の設置目的

ガスタービン空気圧縮機が吸気する大気には，様々な成分，粒径を持ったダストが多く含まれている。ガスタービンには用途により運転状況が異なるが，発電用常用ガスタービンの吸気フィルタは，ガスタービン空気圧縮機の翼汚れによるガスタービンの経時的な性能低下の防止及び大気雰囲気中のガスタービンへの悪影響を及ぼす成分除去の目的で設置している。

吸気に含まれるダストのガスタービンに対する影響は，ダスト粒径は空気圧縮機翼の汚れや摩耗に，ダストの成分についてはタービンの高温部品の信頼性に影響を及ぼす。

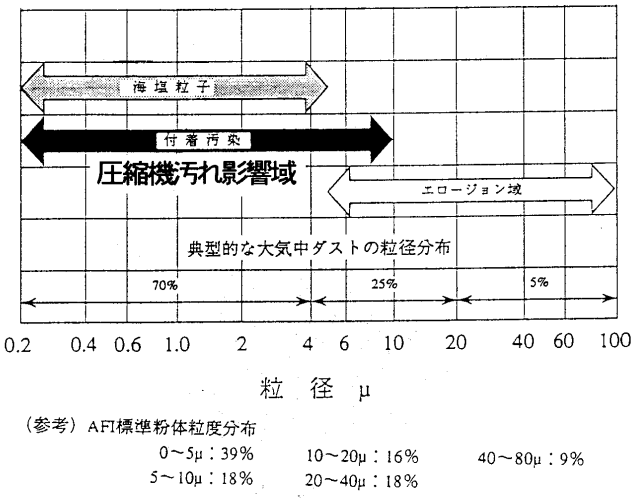


図1　典型的な大気中ダストの粒径分布

原稿受付　1997年11月10日
＊1　三菱重工業㈱高砂製作所
〒676　兵庫県高砂市荒井町新浜2-1-1

一般的にダスト粒径は10μ以上の場合は圧縮機のエロージョンの原因となり，粒径が10μ以下の小さなダストの場合には圧縮機の汚れの原因になることがわかっている（図1）。圧縮機の汚れが性能低下に顕著に影響する小型ガスタービンでは経時的な性能低下防止に高性能の吸気フィルタ設置が効果がある。

またダストの成分については，ガスタービンの信頼性を損なうアルカリ成分の除去が必要であるが，これらの成分はダストに含まれるものであり，腐食成分の除去効率はダスト粒子の除去効率に依存する。従って，大気条件の悪い環境に設置のガスタービンは高性能の吸気フィルタの設置によりガスタービンの高温部品の信頼性を高めることができる。

3．吸気フィルタ設備の概要

ガスタービンの保護に利用される吸気フィルタシステムはSTATICタイプとSELF-CLEANNINGタイプの2種類に分類される。

STATICタイプフィルタとは，一般的にパネルフィルタと呼ばれるフィルタエレメントを1～3段に重ね合わせて設置するタイプあり，最近では大型ガスタービンでは2段式，中・小型GTでは3段式の設備が主として採用されている。

SELF-CLEANNINGタイプフィルタとは，GTの運転中フィルタエレメントに目詰まりが生じて差圧が上昇すると，差圧スイッチが感知しその信号によりフィルタエレメントの内側より逆洗空気を噴射し，目詰まりを除去するタイプのフィルタ設備である。

以下にそれぞれの形式の概要を紹介する。

3.1　STATICタイプフィルタ

STATICタイプフィルタには，自動巻き取り型，パネル型，慣性式等がある（図2）。

自動巻き取り式フィルタは，10数年前までのガスタービンプラントに採用してきたフィルタで，主として1段目フィルタに使用されるガスタービンの摩耗に影響する比較的大きなダストをとるフィルタとして設置する。自動巻き取りフィルタは濾材が汚れると自動的に巻き取られ新しい濾材に代わるが，GTの汚れ度合いを押さえるためには巻き取り速度を早くする必要があり，また処理風量が少ないため濾過面積を大きくとる必要があり設備が大きくなる。

パネルフィルタは，フィルタエレメントが約600 mm

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/25

四角のパネルになっており，濾材が汚れ寿命到達時には新品に交換する使い捨てタイプのフィルタである。

エレメントの種類には，比較的大きなダストをとるプレフィルタ，中性能フィルタ，高性能フィルタの3種類がある。

数年前から，ガスタービンの性能維持の目的でそれまで自動巻き取りフィルタのみの1段フィルタを採用していたものから1段フィルタ（プレフィルタ）の下流に中性能フィルタを設置する2段フィルタを採用するようになった。初期の2段式フィルタのプレフィルタには自動巻き取り式フィルタを採用していたが，最近ではプレフィルタに処理風量の大きなパネルフィルタを標準的に採用し，フィルタ室のコンパクト化やフィルタエレメント交換時の労力削減を考慮している。この2段式パネルフィルタ設備は当社ガスタービンの標準的なフィルタ設備として採用している。

近年，ガスタービンの性能低下の防止策として吸気フィルタ設備の見直しが始まり，圧縮機の汚れによる性能低下が比較的顕著に現れる自家発用中・小型ガスタービンや大気にガスタービンにとって有害な成分が含まれているプラントにおいて，2段式フィルタの下流に高性能フィルタを設置するガスタービンプラントが増えている。

中・小型ガスタービンでは3段フィルタ設備の設置がガスタービンの性能低下防止に大きな効果があることがわかっている。

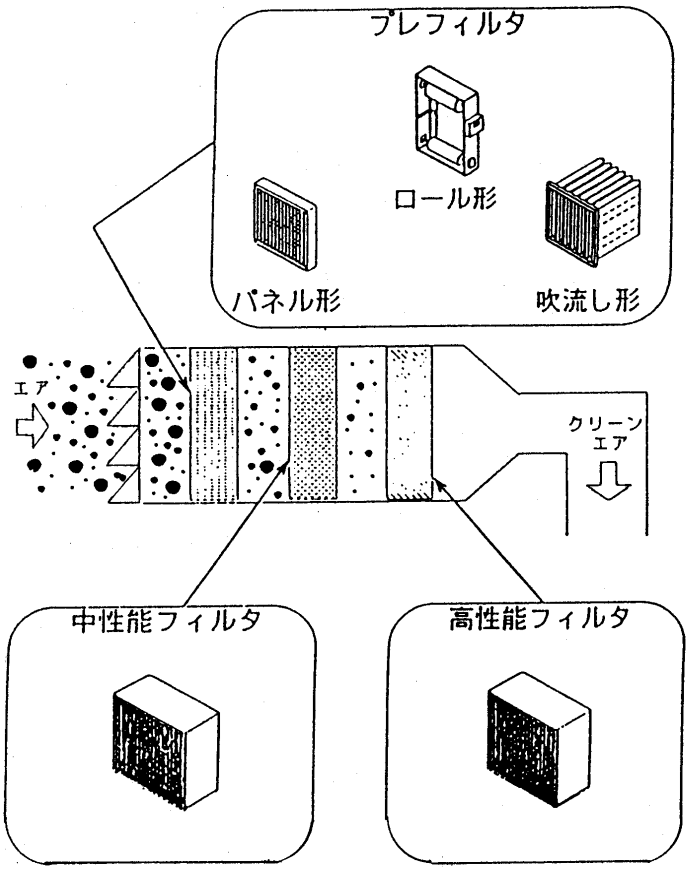
慣性式フィルタは，海外プラントで設置要求があり採用するものであるが，比較的粒径の大きなダスト（砂塵等）を慣性力により除去するもので，プレフィルタとして採用する。構造上フィルタエレメントがないためパネル式フィルタの様な交換作業は不要であるが，慣性力で除去できるダストの大きさに限界があり，またダスト除去ファン等の機械設備が必要となる。

3.2　SELF-CLEANNING タイプフィルタ

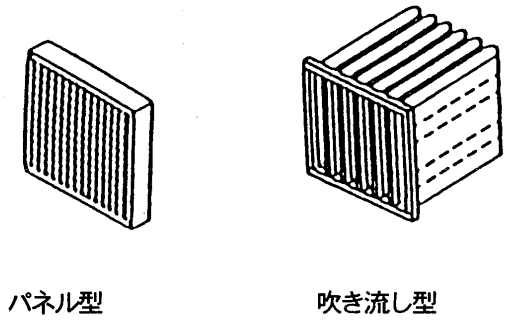
本フィルタシステムはセルフクリーニング機構により，フィルタが目詰まりした場合でも，圧縮空気によるエレメントの逆洗を行うことができ，ガスタービンを停止させることなく連続的に使用することがでる。従ってフィルタのメインテナンス頻度も大幅に低減することができる（図3）。

セルフクリーニング機構はダストによる目詰まりだけではなく，降雪時の雪による目詰まり，さらには低大気温時のフィルタ凍結にも有効であり，寒冷地に適したフィルタといえる。

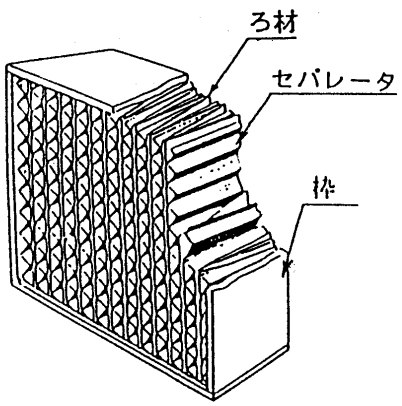
ただし，フィルタ逆洗時には高圧空気（約0.7 Mpa）を短時間に噴射するため，間欠音ではあるがパルス音が



パネル式プレフィルタの構造例



パネル式フィルタの構造例



中・高性能フィルタの構造

図2　STATIC タイプフィルタの構造例

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

発生する。その騒音値は105 dB(A)(瞬時50 msec程度)である。しかし，逆洗音については常時発生するものではなく許容できる範囲のものと考えられる。

4．吸気フィルタ配置上の注意点

ガスタービン吸気フィルタはガスタービンプラントの性能や信頼性に対して重要な設備であり，また設備の大きさやメインテナンス性から配置には注意が必要である。

吸気フィルタ室の配置は，主機であるガスタービン本体の据え付け方法（吸気の方向）によりほぼ決定される。すなわち，一般的にガスタービンは1階フロアに設置するため，吸気の方向は上もしくは横になり，吸気フィルタは建屋屋上又は地上に設置される。ただし一軸コンバインド発電設備において，蒸気タービンを復水器上に据付ける場合は，ガスタービン吸気を下向きとした配置になるため吸気フィルタ室は地上設置となる。

比較的ダストの粒径の大きな砂漠地帯のプラントでは吸気フィルタ室は高い位置に設置する必要があるが，その他の地域では吸気フィルタ室の設置高さは，設置環境に特異点が無ければ任意に選べる。すなわち，運転条件を考慮し，メインテナンスが容易でかつコンパクトなプラント配置となる条件が整った吸気フィルタ室である必要がある。

図4に代表的な吸気フィルタ室の配置を示す。

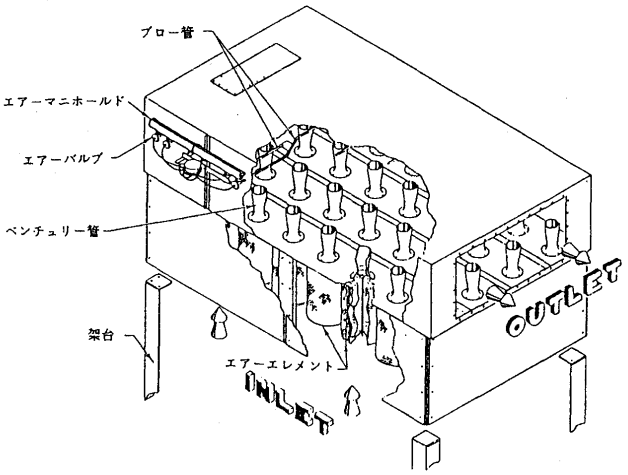
5．サイト条件による注意点

ガスタービン発電設備は，サイト条件を選ばず設置できることが大きな特徴であり，砂漠，寒冷地等のサイト条件でも設置できる。これに伴い，吸気フィルタ設備もサイト条件により選定を変える必要がある。

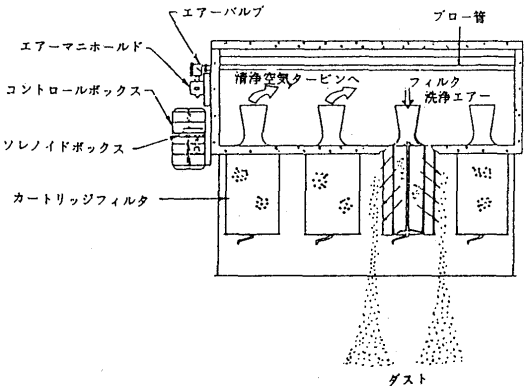
表1に代表的なダスト性状を示す。田園地帯や海岸地帯では，パネル式では1段もしくは2段フィルタの設置が望ましく，大都市や工業地帯ではパネル式では2段フィルタ（環境の非常に悪い地域では3段フィルタ）の設置が必要である。

またダスト条件以外にも吸気フィルタは天候・気候の影響を顕著に受ける。特に霧や降雪によりフィルタエレメントが急速に目詰まりを生じたとき，フィルタ差圧が上昇し最悪フィルタエレメントや吸気設備が損傷する問題が発生する。

セルフクリーニングフィルタは，降雪時の雪による目詰まり，さらには低大気温時のフィルタ凍結にも有効であるが，パネル式フィルタ設備には自己洗浄によるフィ

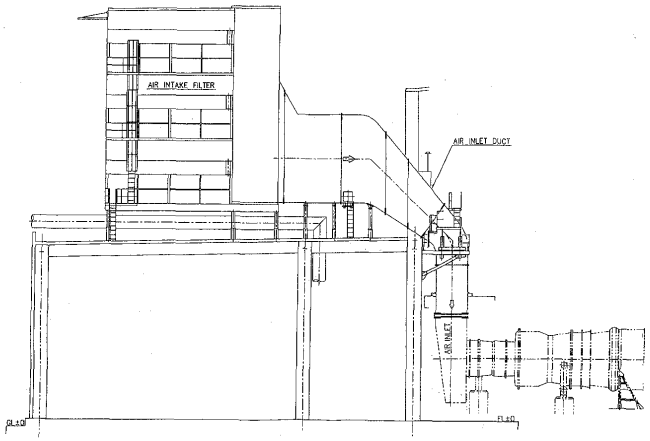


モジュール概要

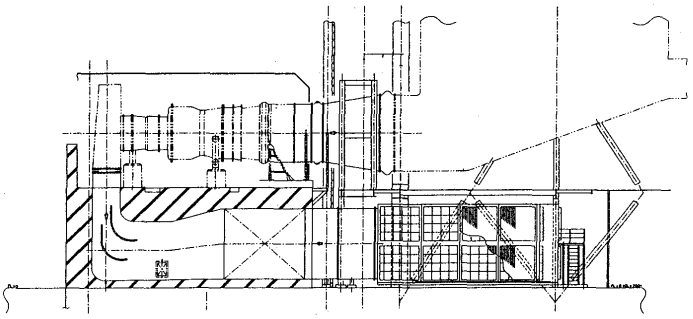


モジュール断面図

図3　SELF-CLEANNINGタイプフィルタの構造例



吸気上吸い込み方式



吸気下吸い込み方式

図4　吸気フィルタ配置

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表1　代表的なダスト性状

環　境	田園地帯	海岸地帯	大都市（発電所）（化学工業）	工業地帯（製鉄所）（石油化学）（鉱　業）
ダストの種類	乾燥ダスト 浸食性なし	乾燥ダスト 浸食性無し しかし塩粒子 腐食性ミスト	油性煤 浸食性又腐食性有り	油性煤 浸食性ダスト 腐食性の恐れ有り
ダストの濃度（mg／m³）	0.01～0.1	0.01～0.1	0.03～0.3	0.1～10
粒　径　μ	0.01～3	0.01～3 塩　5	0.01～10	0.01～50
ガスタービンへの影響	殆ど無し	腐　食	付着汚染 時折付着そして粘着汚染	付着性 時折付着 そして粘着 汚染

ルタ差圧回復機能がないため，上記不適合の機械的自動防止設備としてバイパスダンパ（すなわち安全弁）を設置している。しかしながら，バイパスダンパを開き吸気フィルタをバイパスする運転は，ガスタービン圧縮機への異物混入の問題が発生する虞れがあり，速やかにフィルタ差圧を回復し通常運転状態に戻す必要がある。

雨や霧等の大気中の湿分除去は，フィルタ室の前面にウエザールーバやミストエリミネータを設置することにより改善が図れる。

雪対策については，フィルタ室前面に防雪フード設置，建屋内から吸気，自己洗浄フィルタ，圧縮機出口空気によるアンチアイシング系統の設置等があるが，対策の採用については，環境や運転上検討を含めた総合的な検討が必要である。図5に雪対策の例を示す。

6．弊社高砂製作所実証設備の適用例

弊社高砂製作所内に設置のガスタービン複合サイクル発電プラント実証設備にて運用中の吸気フィルタ設備の運用事例を示す。当実証設備は，世界最高のタービン入口ガス温度1500°C級の大容量・高効率ガスタービン501Gを開発し，高効率・低公害複合発電プラントの技術の実証及び信頼性の実証の目的で設置しており，設備の概要は図6に示すので参照されたい。

図7に吸気フィルタ室の配置図を示すが，501Gガスタービンは吸気上吸い込みで据え付けられ，吸気フィルタ室はガスタービン建屋の屋上に設置した。

高砂製作所は瀬戸内気候に属し温暖であり，大気条件は表1に示す大都市の条件に属する。プラントの設置環境は高砂製作所の南の海に面する埋め立て地に立地している。

フィルタ設備は3面吸込みのパネル式2段フィルタを採用し，仕様は以下の通りである。

バードスクリーン　　25×25×2（金網）
ウエザールーバ　　2 1/2　Pass

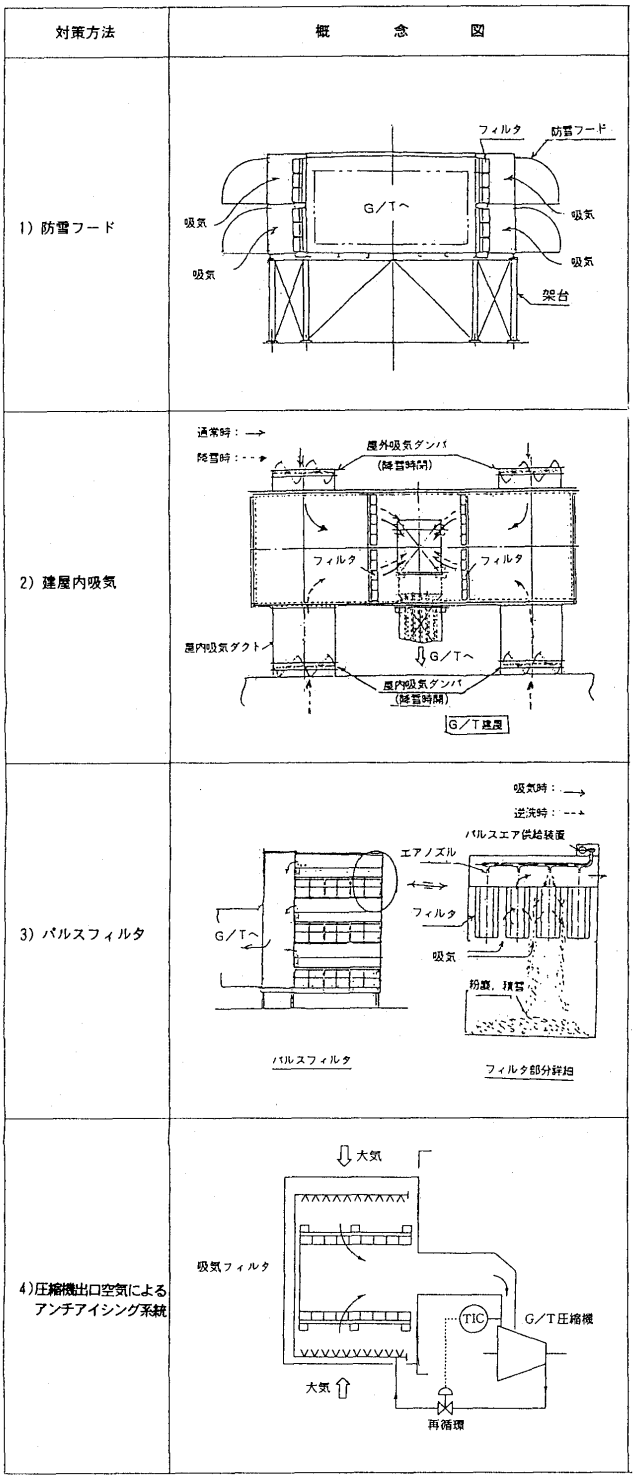


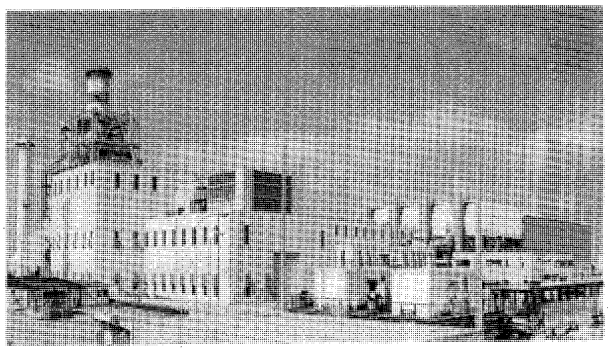
図5　吸気フィルタ雪対策例

1次フィルタ　　表2参照
2次フィルタ　　表2参照

吸気フィルタ1個当たりの処理風量は，70 m³/minの風量を採用しフィルタ個数の低減を行った。

当実証設備は，平成9年1月に試運転を開始し，平成9年6月に実証運転に入った。実証運転では関西電力殿の中央給電指令よる給電運用を行い，ほぼDSS運転で運転している。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.



●実証設備のあらまし●

●位　　置：兵庫県高砂市荒井町新浜2丁目1番1号
●用　　地：約6万平方メートル
●出　　力：ガスタービン（1台）225 MW
　　蒸気タービン（1台）105 MW
　　合　　計　　330 MW
●建設経過：平成7年11月　土建工事開始
　　平成8年6月　機器据付開始
　　平成9年1月　試運転開始
　　平成9年6月　実証開始
●燃　　料：天然ガス（都市ガス13A）
●煙　　突：高さ59メートル

●主要機器：

項目			
ガスタービン	種類	—	開放サイクル型
	出力	MW	225
排熱回収蒸気発生器	種類	—	竪型排熱回収自然循環型
	蒸発量	t/h	315／70／8
蒸気タービン	種類	—	単車室単流排気混在型
	出力	MW	105
発電機	種類	—	空冷式横軸円筒回転界磁型
	容量	MVA	250／117
主要変圧器	種類	—	送油風冷式
	容量	MVA	360
	送電電圧	kV	275
排煙脱硝装置	処理ガス量	—	全量

図6　弊社高砂製作所実証設備の概要

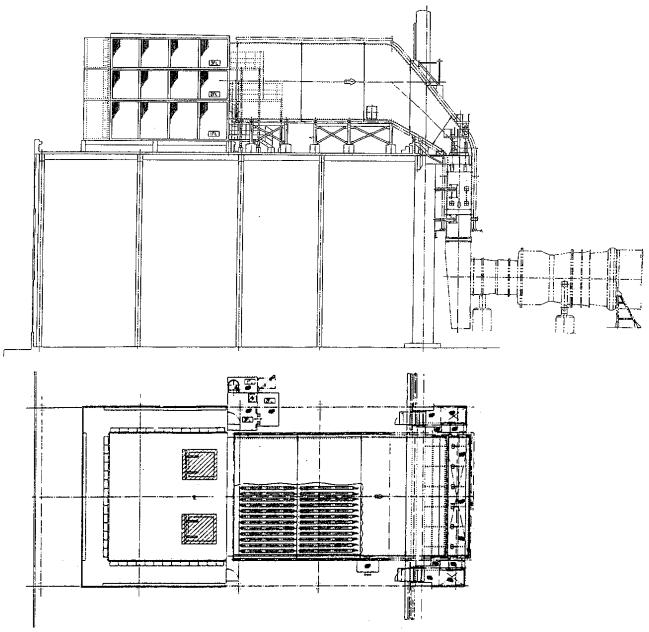


図7　吸気フィルタ室配置

表2　実証設備吸気フィルタ仕様

	一段目	二段目
フィルタ型式	パネル式	パネル式
メディア材質	グラスファイバー	マイクログラスファイバー
メディア面積	2.5㎡	17.3㎡
処理風量	70㎥/min	70㎥/min
捕集効果	90%（重量法）	70%（比色法）
初期圧損	7 mmAq	18mmAq
最終圧損	30mmAq	64mmAq
ダスト保持量（AC FINE）	480g	1620g
フィルタ数	380	380

吸気フィルタ設備は，平成9年1月の試運転から平成9年10月まで約2000時間交換や異常はなく運転している。フィルタ寿命は，1次フィルタについては平成9年11月に交換予定であるが，2次フィルタは十分な余寿命を有している。

まだ吸気フィルタ設備としては運転時間が短く，一般ユーザが持っている様な多くの運転データは得られていないが，今後の実証運転において吸気フィルタの運用のデータをとり，ガスタービンプラントの設計に反映してゆく考えである。

7．おわりに

本書は，これまでに当社が納めた発電用ガスタービンプラントに適用した吸気フィルタ設備の概要を纏めたものである。ガスタービンプラントの設置が増えるに伴い，近年ガスタービンの性能維持や信頼性の向上のためのフィルタ設備の改善の要求が増えており，今後当社においても実証設備を用いてデータを集め，今後のガスタービンプラントの設計に反映したいと考えている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

技術論文

ガスタービン冷却静翼の空力特性

Aerodynamic Performance of a Cooled Turbine Nozzle

渋川 直紀*1, 川崎 榮*1
SHIBUKAWA Naoki KAWASAKI Sakae
田沼 唯士*1, 山本 悟*2
TANUMA Tadashi YAMAMOTO Satoru

Abstract

This paper describes the effects of coolant ejection of gas turbine blades on the aerodynamic and thermodynamic efficiency. As the experimental study, annular nozzle cascade tests with various coolant ejection were carried out. Film cooling holes or slots were manufactured both on suction, pressure surface and trailing edge of the nozzle blades. Coolant condition was varied as well as that of the main flow at each location of ejection. Additional energy loss by ejection is apparently dependent on both ejection mass flow rate and its location. Mixing layer theory was applied to predict the additional loss, and it obtained fairly fine agreement with experimental results. Also, steady numerical analysis presented their usefulness in case of trailing edge ejection.

1. まえがき

ガスタービンの高温化とともに，タービン翼の冷却法は進歩を遂げてきた。発電用ガスタービンにおいても背側，腹側翼面からの多列フィルム冷却，後縁からの吹き出しを持つ冷却翼が主流となってきた。一方，翼列の空力性能の観点からすれば，翼面からの冷媒の吹出しは，混合による主流温度低下や翼回りの流れの乱れをひきおこすため，損失増加の要因となる。タービン冷却翼は信頼性重視のため，まず冷却性能が第1にあるが，主流ガスの高温化によりさらに冷却流量が増加することを考えるとき，空力性能の良好な冷却翼列の設計が必要になる。

Hartsel[1], Ito ら[2] は，翼面フィルム吹出しを伴うタービン静翼の低速風洞試験を行い，混合層(Mixing Layer)モデルを用いた損失予測法を提唱している。また，Köllen ら[3] は，種々の吹出し形状を持つ翼モデルによる環状翼列風洞試験を実施し，圧縮性を考慮した予測式を示している。また，後縁吹出しを伴う翼列に関して，田沼ら[4] は定常，非定常粘性解析により，吹出し冷媒と翼列損失の関係を示した。本研究は，背側，腹側，後縁から独立した吹出しを行った場合の空力損失について，主流マッハ数の異なる条件での環状翼列風洞試験結果と解析結果を用いて考察し，実際のタービン設計に役立つ予測法を提案するものである。

原稿受付 1997年9月22日
＊1 ㈱東芝 重電技術研究所
〒230 横浜市鶴見区末広町2-4
＊2 東北大学大学院工学研究科

2. 試験装置と方法

試験は2750 kW電動遠心圧縮機を空気源とした空気タービン試験装置により実施した。図1に供試翼列の子午面断面図を，図2に冷却模擬構造概略図を示す。冷却

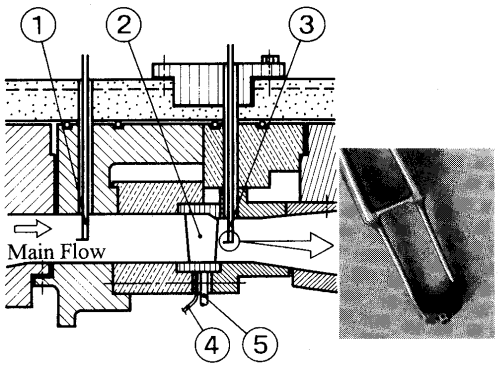


図1 供試翼列の子午面断面図

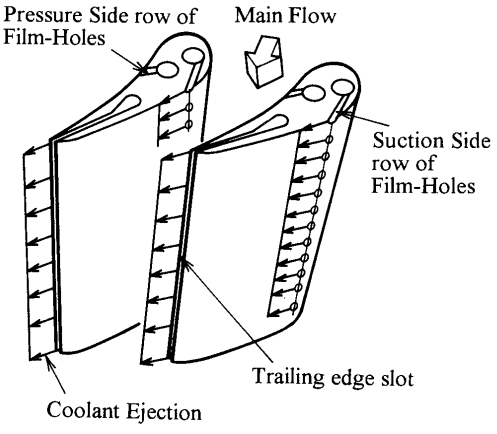


図2 冷却模擬構造概略図

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

表1　試験翼列諸元

静翼枚数	48
翼長(mm)	50.4
ピッチコード比(ミッドスパン)	0.70
アスペクト比	0.75
後縁厚さ/コード(ミッドスパン)	0.022
後縁スロット厚さ/後縁厚さ	0.33
ボス比	1.16
翼列流入角(deg)	0.0

表2　試験条件

入口全圧(MPa)	0.12−0.20
入口全温(K)	325−350
出口静圧(MPa)	0.10−0.15
流量(kg/s)	3.7−9.1
翼列出口理論マッハ数	0.5−0.9
翼列出口 Re 数	$0.8-1.6\times10^6$
冷却空気流量比%	0.0−7.0

空気はタービン主流から分岐して，背側，腹側，後縁の3系統の供給配管から別々にそれぞれの冷却部位に送られる。3系統の流量は個別に計量され，独立して制御可能となっている。冷却空気の温度制御は行わず，主流とほぼ等しい温度で供給した。供試静翼②の上流には入口全温，全圧，風向を計測する3孔プローブ①を設置してあり，静翼後縁から軸方向コード長の40%下流位置には翼列出口の詳細な全圧，風向，静圧計測のための5孔プローブ③が設置されている。冷却空気供給管⑤と同供給圧計測用の導圧管④は供試静翼の内輪側に取り付けてある。冷却孔を加工した静翼は全周48枚中5枚で，5孔プローブによる計測はこの範囲で実施した。また，別の位置には翼表面に静圧孔を加工した翼を設置して翼面静圧分布を計測した。表1に翼列の詳細仕様を，表2に試験条件を示す。

主流条件はマッハ数 $M=0.5$，0.7，0.9の3通りとし，各マッハ数に対して，吹出し位置，流量をパラメトリックに設定し，計50条件の試験を実施した。冷却条件による基本的な空力性能の変化の把握と計測時間の短縮を考慮して，内外壁面の影響を受けないミッドスパンにおける2次元計測に重点を置いた。

3．試験結果

3.1　翼列平均損失

ここでは翼列性能を(3.1)式に示すエネルギー損失係数 ζ の大小で評価するものとする。

$$\zeta=1-\frac{1-\left(\frac{p_2}{p_{02}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1-\left(\frac{p_2}{p_{01}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \qquad (3.1)$$

(添字0：トータル量，1：翼列入口，2：翼列出口)

式中の翼列入口全圧，出口全圧，静圧はプローブ計測値の周方向平均値を用いている。主流マッハ数を3種類($M=0.5$，0.7，0.9)変化させた時の翼列ミッドスパンにおける冷却/主流空気質量流量比 G_c/G_g とエネルギー損失増加量 $\Delta\zeta$ の関係を図3〜5に示す。図3は背側，図4は腹側，図5は後縁吹出しの場合を示している。背側，後縁吹出しについては，流量比 G_c/G_g に対して $\Delta\zeta$ は上に凸の放物線状の変化をする。吹出し無しの場合に比べた増加量の最大値は後縁吹出し，$M=0.5$ のとき約1%となる。背側吹出し，$M=0.5$ の場合でも0.6%以上となる。これに対して腹側吹出しの場合は，$\Delta\zeta$ は

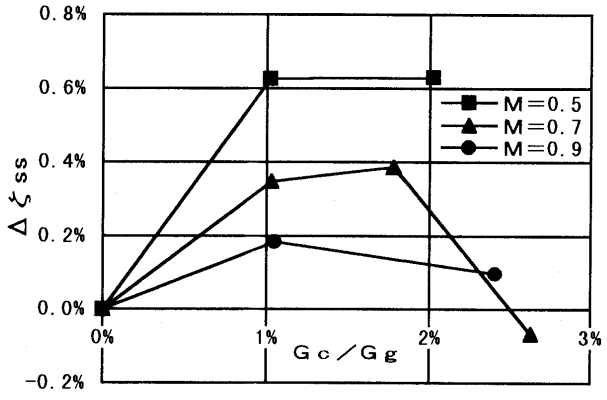


図3　背側吹出し流量比とエネルギー損失増加量

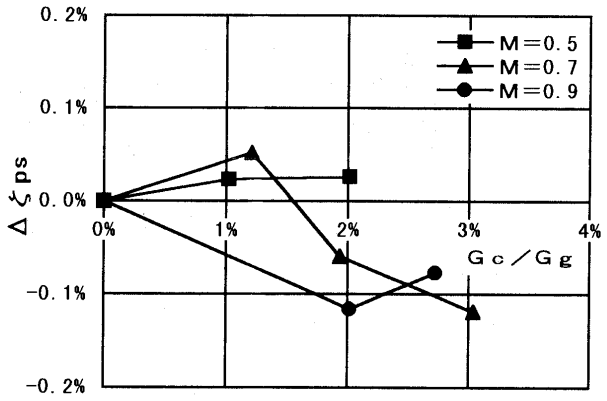


図4　腹側吹出し流量比とエネルギー損失増加量

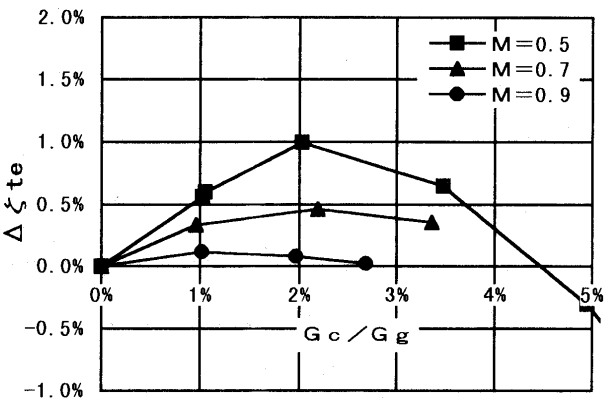


図5　後縁吹出し流量比とエネルギー損失増加量

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

G_c/G_g が増加しても一定もしくはやや減少の傾向を示す。このような吹出し位置による相違は主流のエネルギー収支を考えることにより定性的に説明できる。後縁，背側から少量吹出す場合には，冷却空気供給圧が主流入口全圧より低いため，混合後の翼列出口の平均全圧は低下する。G_c/G_g の増加は低エネルギー流体の混合割合増加につながり損失は上昇するが，供給圧も同時に上昇するため損失増加量は飽和する。供給圧が主流入口全圧を上回る範囲では吹出し無しに対して損失絶対値が低下する。腹側については，小流量の吹出しにも入口全圧以上の供給圧が必要であり，混合による主流の全圧低下と冷却空気の高全圧の寄与が相殺して損失はあまり変化しない。ただし，ガスタービン実機においては主流と冷却空気の温度差が非常に大きく，混合時のエンタルピー低下による損失が支配的となる。主流マッハ数によるピークレベルの相違は，ζ の分母となる翼列出口の動圧の大小によるものである。吹出しによる圧力損失が同程度でも流速増加とともに損失係数は減少する。

3.2　翼列ウェーク形状

吹出しによる損失付加の形態を翼列下流のウェーク形状から考察する。図6，7，8はそれぞれ主流マッハ数0.5での背側，腹側，後縁吹出しとウェーク内全圧損失係数 C_p0 の変化を示したものである。図6より，1%背側吹出しにより翼面背側の混合による低エネルギー領域厚さが拡大するが，2%吹出しでは再び減少してくることがわかる。また図7より，腹側吹出しはウェーク形状にほとんど影響を与えないことがわかる。後縁吹出しについては，G_c/G_g=1.0%，2.0%の場合，背腹両側についてウェーク幅が拡大し，3.5%以上では吹出しによる損失低減がウェークの腹側に現れてくる。最大の7.0%では吹出しの高圧領域と背側に残った損失領域が区別できる。

3.3　損失の積算

空冷ガスタービン実機では複数個所からの吹出し冷却翼が用いられる場合が多く，背側，腹側，後縁吹出しによる損失増分が積算可能であるか否かは設計上重要となる。そこで，2個所あるいは3個所からの吹出し条件を設定して損失を評価した。図9は背側（SS）吹出しを持つ場合について，腹側（PS），後縁（TE）吹出し追加によるウェーク形状変化の計測結果である。腹側吹出しの影響が僅かであること，後縁吹出しの付加によるウェークの増加量が顕著であることがわかる。また，図示していないが，後縁のみから吹出した場合と，そこに背側吹出しを付加した場合のウェーク形状変化は微少であることも確かめられた。そこで，図3，4，5から背，腹，後縁の $\Delta\zeta$ を G_c/G_g の関数として定式化し，複数吹出しを

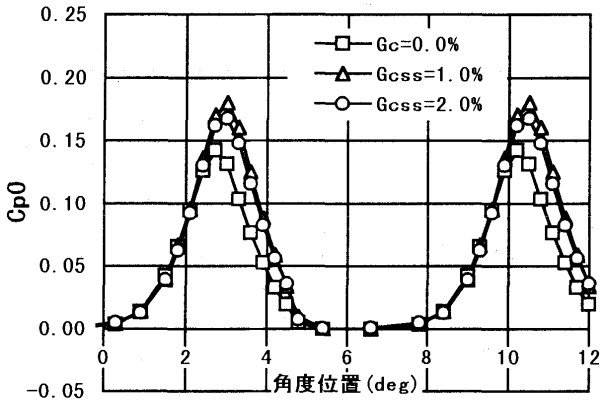


図6　背側吹出しによるウェーク形状変化（M=0.5）

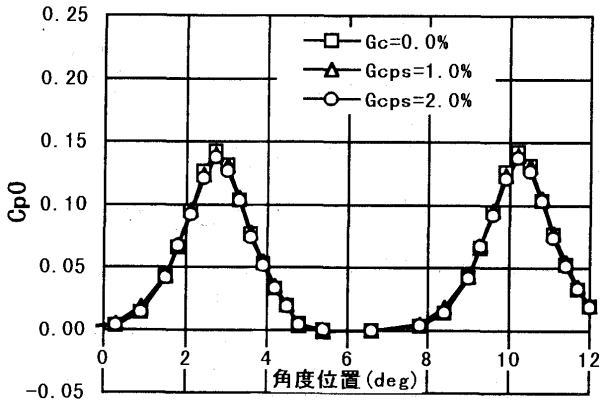


図7　腹側吹出しによるウェーク形状変化（M=0.5）

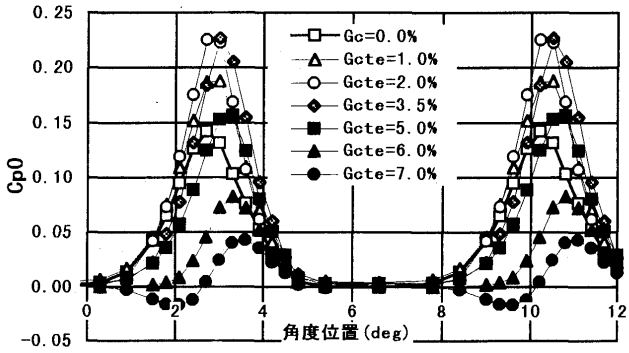


図8　後縁吹出しによるウェーク形状変化（M=0.5）

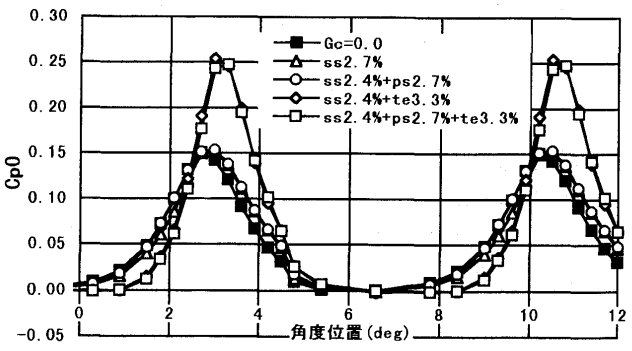


図9　複数吹出しによるウェーク形状変化（M=0.7）

ただし，$C_p0=(p01-p02_{local})/(p01-p2_{local})$

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

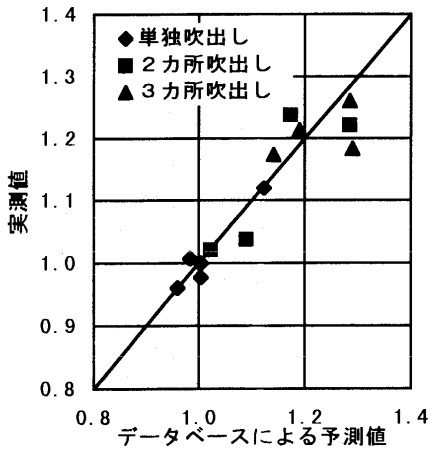


図10 損失積算の検証

行った場合の $\Delta\zeta$ を予測した。図10は予測値を横軸にとり，実測値を縦軸にとって示したものである。同図は吹出し無しの場合の損失を1として示してあり，吹出しにより損失が約1.3倍に増加するケースにおいても各部位の損失の重ね合わせによる予測が可能であるといえる。

4．数値解析

4.1 解析条件

後縁吹出しを伴う場合について2次元粘性解析を実施し，計測結果と比較した。使用した解析法は圧縮性ナビエ・ストークス方程式に k-ε 二方程式モデルを用いた陰的時間進行法で，損失の原因となる渦や冷却空気の吹出し部分の解析解像度を向上させるために MUSCL 型の TVD スキームを基礎とした高次精度差分スキーム[4],[5]を適用した。解析条件は試験条件を示す表1，2と同一条件で実施した。ただし主流マッハ数0.7に相当する条件を選択した。図11に計算格子を示す。主流境界条件は入口境界で全温，全圧，流入角を，出口境界で静圧を計測結果と一致するように与えた。吹出し条件は，翼後縁の吹出しスリット出口部で全温，全圧，吹出し角度を与えた。全温は主流入口と同一とし，吹出し流量比が実験値と合うように全圧を与えた。

4.2 解析結果

使用した解析コードの精度確認のため翼面静圧分布を比較した。図12は，翼面吹出しのない場合の静圧分布であるが，解析値と計測値がよく一致していることがわかる。図13は翼列下流の全圧トラバース結果を解析結果と比較したものである。横軸は翼の背側方向を正，腹側方向を負で示している。

損失の絶対値は解析値が大きくなっているが，吹出しの有無による定性的変化，特に吹出しによってウェークが深くなり，背側にシフトする様子はよく一致している。図14は翼列エネルギー損失と後縁吹出し流量比との関係を比較したものである。吹出しによる損失増加比率は解析と実験値がよく一致していることが分かる。本解析を用いれば，冷却流量比に対する損失増加量を予測でき

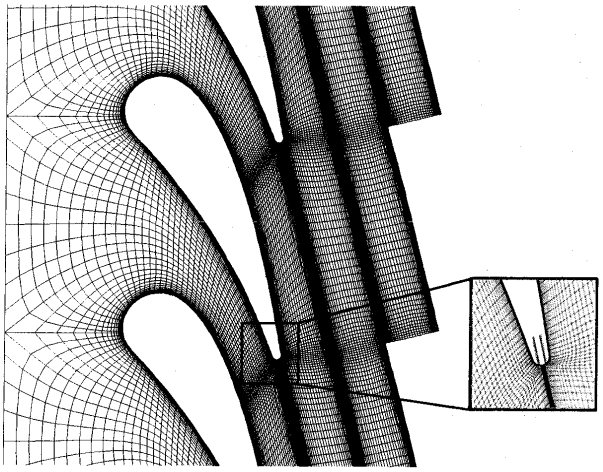


図11 2次元粘性解析格子

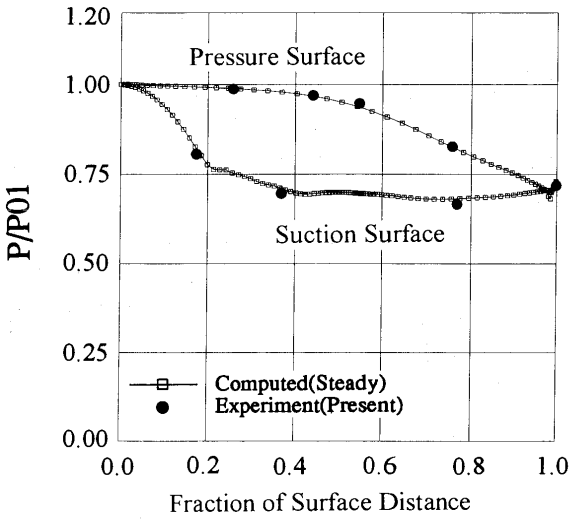


図12 翼面静圧分布の比較(吹出し無し)

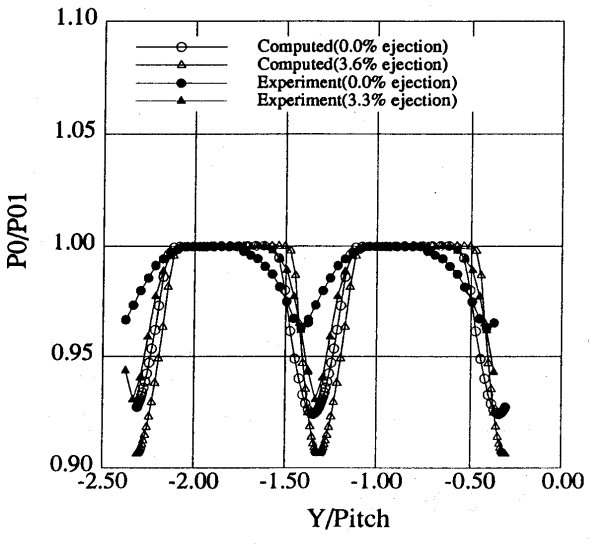


図13 後縁吹出しによるウェーク変化の比較($M=0.7$)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

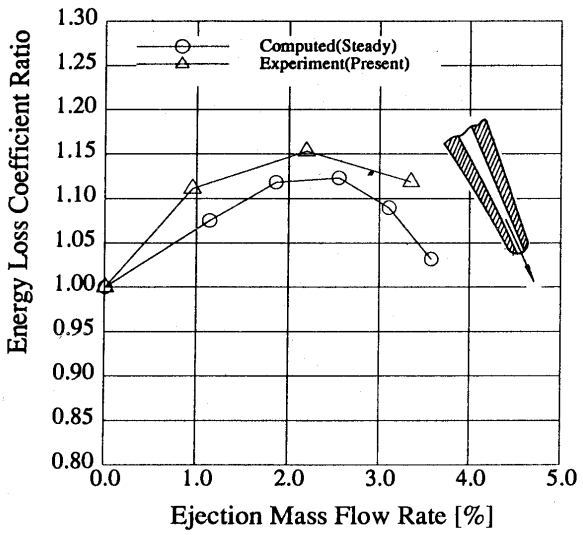


図 14　後縁吹出し流量比とエネルギー損失($M=0.7$)

る。

5．損失予測法

5.1　混合層（Mixing Layer）モデル

Hartsel[1]，Ito ら[2] の混合層理論式に圧縮性を考慮した Köllen ら[3] の方法を用いて損失増加を予測した。図 15 にモデル図を示す。この理論は，冷却空気の混合は主流全圧，流速に影響を与えず，混合の前後で静圧は不変であるという仮定に基づいて，主流のある割合 σ の領域において混合前後の流量，運動量，エネルギー保存式を解くものである。基礎式を式（5.1）～式（5.3）に示す。ただし C_p は温度によらず一定とする。

$$\dot{m}_\infty + \dot{m}_c = \dot{m}_m \tag{5.1}$$

$$\dot{m}_\infty u_\infty + \dot{m}_c u_c \cos\alpha_c = \dot{m}_m u_m \tag{5.2}$$

$$\dot{m}_\infty T_{t\infty} + \dot{m}_c T_{tc} = \dot{m}_m T_{tm} \tag{5.3}$$

上式より，混合後のマッハ数 M_m が式（5.4）のように求められ，$p_\infty = p_m$（等圧混合）であることから混合後の全圧 p_{tm} は式（5.5）より算出できる。

$$1/M_m^2 = \frac{(1+\xi)(T_{t\infty}+\xi T_{tc})(1+(\kappa-1)/2\cdot M_\infty^2)}{[\xi\cdot(u_c/u_\infty)\cdot\cos\alpha_c+1]^2 M_\infty^2 T_{t\infty}} - \frac{\kappa-1}{2} \tag{5.4}$$

$$\frac{P_{tm}}{P_{t\infty}} = \frac{[1+(\kappa-1)/2\cdot M_m^2]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}{[1+(\kappa-1)/2\cdot M_\infty^2]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \tag{5.5}$$

$$\xi = \dot{m}_c/\dot{m}_\infty$$

Köllen らの方法では翼列出口において混合層と主流との混合により静圧が変化するモデルを用いているが，ここでは Ito らと同様，等圧混合の考え方を翼列出口にも適用した。

5.2　吹出し流速の推定

混合層モデルで使用する吹出し流速 u_c を式（5.6）により算出した。図 16 に示すように，主流の存在下では合

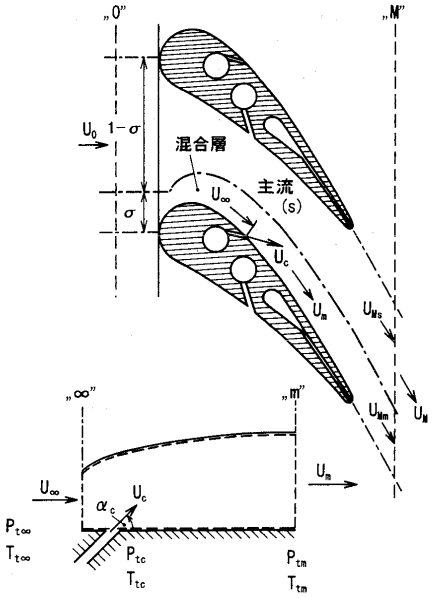


図 15　混合層モデル
T_t：全温，$\dot{m}$：質量流量，u：流速，σ：混合層比率，添字∞：混合前の主流，s：主流（コア部分），c：冷却空気，m：混合後

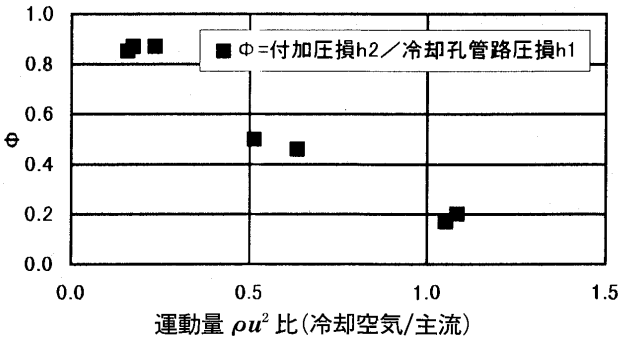


図 16　背側吹出運動量比と付加圧損

流損失等の付加圧損が生じ，その度合いは冷却空気の対主流運動量比が小さいほど著しい。

$$u_c = [2g\kappa/(\kappa-1)RT_{0c}\{1-(p_{ex}/p_{0c}')^{(\kappa-1)/\kappa}\}]^{0.5} \tag{5.6}$$

$$p_{0c}' = p_{0c} - (h1+h2)$$

T_{0c}：供給温度，p_{0c}：供給全圧，p_{ex}：吹出部翼面静圧，$h1$：管路圧損，$h2$：付加圧損（図 16），R：ガス定数

5.3　実測値との比較

前項の方法で算出した吹出し流速を用いた結果を，図 17（背側），図 18（腹側）に示す。混合層割合 σ は 0.07 とした。背側については $M=0.5$，0.9 で実測値と予測値がよく一致している。$M=0.7$ のとき流量比 1.8%付近でややずれが見られるが，実験値の ζ 減少の勾配が急な領域であることを考慮すれば，全体的に良好な予測結果であるといえる。腹側については $M=0.9$ で差が大きくなるが，$M=0.7$，0.5 では大まかな傾向は予測できている。また，予測誤差の絶対値は小さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

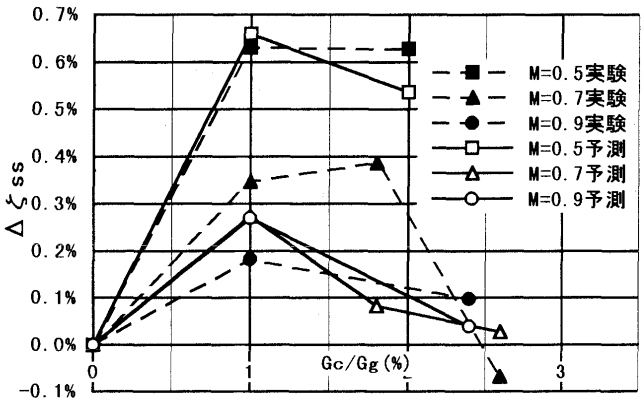


図 17 エネルギー損失予測値と実測値の比較(背側)

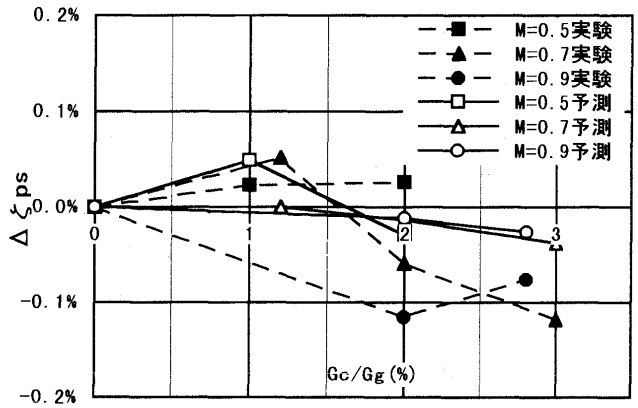


図 18 エネルギー損失予測値と実測値の比較(腹側)

6. まとめ

- ガスタービン冷却翼の背側，腹側，後縁吹出しが，翼列空力損失特性に与える影響を明らかにした。
- 背側，腹側，後縁の吹出しによる損失は重ね合わせ可能であることを示した。
- 2次元粘性解析により後縁吹出しを伴う翼列性能の予測が可能であることを示した。
- 等圧混合の仮定による混合層理論により翼面フィルム吹出しによる損失増加量を定量的に予測できる。

参考文献

(1) Hartsel, J. E. : "Prediction of Effects of Mass-Transfer Cooling on the Blade Row Efficiency of Turbine Airfoils" AIAA Paper No. 72-11, 1972

(2) Ito, S., Eckert, E. R., R. J. Goldstein : "Aerodynamic Loss In a Gas Turbine Stage with Film Cooling" ASME Journal of Power, Oct. 1980, Vol. 102

(3) Köllen, O., Koschel, W. "Effect of Film Cooling on the Aerodynamic Performance of a Turbine Cascade" AGARD-CP-390, Heat Transfer and Cooling In Gas Turbines, 65th PEP Symposium

(4) Tanuma, T., Shibukawa, N., Yamamoto, S. : "Navier-Stokes Analysis of Unsteady Transonic Flows Through Gas Turbine Cascades with and without Coolant Ejection", ASME Paper 97-GT-479

(5) Yamamoto, S., Daiguji, H. : "Higher-Order Accurate Upwind Schemes for Solving the Compressible Euler and Navier-Stokes Equations", J. Computers & Fluids, 22-213, pp. 259-270

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

日本ガスタービン学会誌 Vol. 25 No. 99 1997. 12

技術論文

ターボ過給ディーゼルエンジンのマッチング計算に関する研究

Simulation of Turbo-matching for Diesel Engine

吉識 晴夫*1，顧 茸蕾*2
YOSHIKI Haruo GU Ronglei

キーワード: ターボ過給ディーゼルエンジン，マッチング，性能予測，一次元モデル，特性曲線法，マコーマックスキーム
Turbocharged Diesel Engine, Matching, Prediction of Performance, One-Dimensional Modeling, Method of Characteristics, MacCormack Scheme

Abstract

Diesel engine has been widely used in various areas due to its high thermal efficiency. For purpose of energy saving and environment protection, it is now very interested in re-utilizing the energy involved in exhaust gas from the engine with a turbocharger. So that the thermal efficiency of the whole engine system can be raised higher and the emissions can be reduced to a lower level. A one-dimensional model of the engine pipe system was proved to be effective by using the data of motoring experiment. But the engine is actually running under the firing condition and the effect of heat loss remained to be further studied. This paper used Chilton & Colburn's Analogy to calculate the heat loss through the pipe wall, used experimental equations deduced by Annand and Woschni to calculate the heat loss through the cylinder wall, and made a matching simulation between the turbocharger and the diesel engine both under motoring condition and firing condition. As the result, the precision of performance prediction to the engine system was improved.

1．まえがき

化石燃料を使う内燃機関の中では，ディーゼルエンジンの熱効率は最も高い。それにしても，燃料の持っている有効エネルギーの約2/3を大気環境中に捨てており，そのエネルギーを有効に利用できれば，熱効率の更なる向上，排ガスの低減という効果を生じ，省エネルギーと良好な都市環境保全などの社会的要請を満たすことができる。その目的を達成するために，排気のエネルギーを有効に利用するターボ過給機が注目されている。

ターボ過給ディーゼルエンジンは容積型のディーゼルエンジンと速度型の排気タービンを組み合わせた複合機関であるため，お互いの適切なマッチングを考慮することが不可欠である。これまでの研究はモータリングの場合で，実験結果を用い，過給機を含むエンジン吸排気系の一次元モデル化の妥当性を検証した[1]。それを基にターボ過給ディーゼルエンジンの性能予測プログラムも構築した[2],[3]。しかし，モータリングの場合，管路及びシリンダの壁面では温度が低いので，近似的に断熱とみなすことが多い。実際の場合では壁面への熱損失が必ず存在するので，その影響を詳しく検討する必要がある。本研究はそれを目標として，吸排気管路に対してはChilton & Colburnのアナロジを用い[4]，シリンダに対してはAnnandとWoschniの実験式を用い[5]，ターボ過給ディーゼルエンジンのマッチング計算を行った。手元にコンプレッサ特性線図（マップ）がない場合を考えて，マップに頼らずコンプレッサの特性を数値的に解析した。その結果，エンジン性能の予測精度が改善された。

2．主な記号

a：音速，A：シリンダ内側表面積，c_p：定圧比熱，d：流路直径，D：シリンダ内径，F：流路断面積，f_b：体積力，f_f：管路摩擦力，h：熱伝達率，H_{loss}：ヘッド損失，H_{th}：理論ヘッド，L：出力，m：質量流量，N：回転数，Nu：ヌッセルト数，p：圧力，Pr：プラントル数，q：熱損失量，Re：レイノルズ数，t：時間，T：絶対温度，v：流速，V_p：ピストン平均速度，x：一次元流路座標，ρ：密度，λ：管摩擦係数，η_m：機械効率，κ：比熱比，γ：熱伝導率，μ：粘性

添字

atm：大気，C：コンプレッサ，f：燃料，i：空間ステッ

原稿受付 1997年10月6日
＊1 東京大学生産技術研究所
＊2 ㈱オーバル 〒236 横浜市金沢区福浦1-9-5

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

プ，in：空間入口，n：時間ステップ，out：空間出口，T：タービン，w：壁面

3．対象機関

数値計算法の妥当性を検証するため，図1に示す直列6気筒ディーゼルエンジンを対象に計算を行った。このエンジンの点火順序は1−5−3−6−2−4である。ターボ過給機は混流式1段ラジアルタービンと1段遠心式圧縮機の組み合わせである。タービンスクロールは軸方向2分割，タービンノズルはベーンレスである。比較に用いたモータリング実験（Case 1 m，2 m）は，当研究室の岡林[6]が行い，ファイアリング実験（Case 3 f，4 f）は，いすゞ自動車株式会社が行った[7]。

4．数値計算

4.1　基礎方程式

排気タービンを含むエンジン流路系を一次元と仮定した基礎方程式は質量保存，運動量保存，エネルギー保存より下記となる[2]：

$$\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{\partial E}{\partial x}=B \tag{1}$$

ここで，

$$U=\begin{pmatrix}\rho\\ m\\ e\end{pmatrix},\quad E=\begin{pmatrix}m\\ mv+p\\ hv\end{pmatrix},$$

$$B=\begin{pmatrix}-\dfrac{m}{F}\dfrac{dF}{dx}\\ -\dfrac{mv}{F}\dfrac{dF}{dx}+\rho(f_b-f_f)\\ -\dfrac{hv}{F}\dfrac{dF}{dx}+\rho(vf_f+q)\end{pmatrix}$$

$$m=\rho v,\quad e=\frac{\rho v^2}{2}+\frac{p}{\kappa-1},\quad h=e+p$$

4.2　計算方法

式(1)を解くため，2段階のLax-Wendroffスキームの修正版，MacCormackスキーム[8]を用いる。

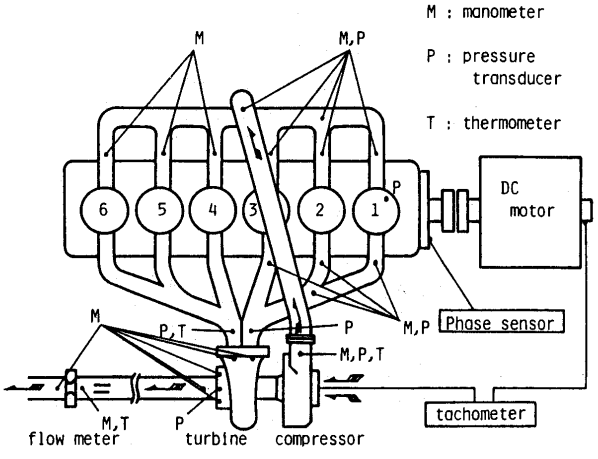


図1　対象機関モデル概要

第1段階は予測段階であり，後退差分を用いる。

$$U_i^{n+1/2}=U_i^n-\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)(E_i^n-E_{i-1}^n)+\Delta t\,B_i^n \tag{2}$$

第2段階は修正段階であり，前進差分を用いる。

$$U_i^{n+1}=\frac{U_i^{n+1/2}+U_i^n}{2}-\frac{1}{2}\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)(E_{i+1}^{n+1/2}-E_i^{n+1/2})+\frac{\Delta t}{2}B_i^{n+1/2} \tag{3}$$

境界では，特性曲線法を用いる[1]。基礎方程式から，3本の特性曲線が得られる。境界部分では3つの特性曲線が同時に存在しないので，必要な数の物理的に妥当な境界条件を加えて境界における状態量を決定していく[3]。シリンダ内部では，質量保存の式と熱力学の第一法則から状態変化を求める。燃焼により加えられた熱量はWatsonの熱発生率の予測モデルで計算される[2]。

4.3　熱損失の計算法

単位質量当たり単位時間内に流体と管路内側壁の間に発生した熱損失は

$$q_w=\frac{4h}{d}\frac{(\overline{T}_w-T)}{\rho} \tag{4}$$

である。その中，熱伝達率hはChilton & Colburnのアナロジ[4]によって決まる。

$$h=\lambda\rho\,c_p\,v/8/Pr^{2/3} \tag{5}$$

ここで，空気のプラントル数Prを近似的に0.7とする。

冷却によるシリンダ壁への熱損失はAnnandとWoschniの実験式[5]で計算される。

Annandによると，シリンダ内部では

$$Nu=a\,Re^b \tag{6}$$

ここで，$Nu=hD/\gamma$，$Re=\rho\,u\,D/\mu$である。さらに，Annandは実験によって$\gamma\propto T^{0.748}$及び$\mu\propto T^{0.62}$の関係式を導いた。定数aとb及び代表速度uを決めれば，熱伝達率hを求めることができる。Woschniは実験から

$$a=0.045,\quad b=0.786,\quad u=5.5\,V_p$$

とした。そして，シリンダ内側壁面への熱伝達率hは

$$h\propto p^{0.786}\,T^{-0.525}\,V_p^{0.786}\,D^{-0.214} \tag{7}$$

になり，単位時間内にシリンダ壁への熱損失は

$$Q=h(T-\overline{T}_w)A \tag{8}$$

である。

4.4　コンプレッサ特性の数値解析

コンプレッサ特性線図が手元にないときに，圧力ヘッドの計算[9]からコンプレッサ特性を求める方法を試した。完全流体で翼数が無限大の場合から理論圧力ヘッドを求める。そして，翼数の影響や流路の形状損失や摩擦損失によるヘッド損失を求める。但し，今回の計算は漏れ損失と円盤摩擦損失を無視した。またコンプレッサ羽

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

根車の入口で常に半径方向から流入するとし，羽根なしディフューザと渦巻室の中は自由渦流動とする。

コンプレッサ流路を①大気～コンプレッサ入口，②コンプレッサ入口～羽根車入口，③羽根車入口～羽根車出口，④羽根なしディフューザ入口～羽根なしディフューザ出口，⑤スクロール入口～スクロール出口，⑥スクロール出口～コンプレッサ出口の六つの空間に分ける。一つ空間に対して，入口状態は前の空間出口状態に等しいとし，最初の空間入口では大気状態とする。一つ空間の中では，流体は非圧縮性と見られる。以下の手順に従って計算を行う。

空間中流体密度 ρ_0 を仮定する。

質量連続の式から出口の流速を求める。

速度差から理論ヘッド H_{th} を求める。羽根車空間では

$$H_{th} = \mu H_{th\infty} = \mu(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) \tag{9}$$

ここで，μ は羽根車のすべり係数である。

各空間それぞれのヘッド損失 H_{loss} を求める[9]。コンプレッサ入口では急縮小損失を求め，羽根車入口では衝撃損失と曲げ損失を求め，羽根通路では摩擦損失を求め，羽根車出口ではすべり損失を求め，羽根なしディフューザ，スクロールなどでは摩擦損失を求める。それによって各空間実際のヘッドを求める。

実際のヘッドから空間出口圧力 P_{out} は

$$P_{out} = P_{in} + \rho_0(H_{th} - H_{loss}) \tag{10}$$

で計算する。空間出口温度 T_{out} は

$$T_{out} = T_{in} + \rho_0 H_{th} / c_p \tag{11}$$

で計算する。計算された空間出口の圧力 P_{out} 及び温度 T_{out} によって状態方程式から新たな出口密度 ρ_{out} を求める。その出口密度が仮定した空間密度 ρ_0 と一致するまで計算を繰り返して行う。

以上の手順でコンプレッサ入口から順次的にコンプレッサ出口の状態を計算し，コンプレッサの圧力比，仕事，効率などの特性を計算できる。

4.5　マッチング計算

ターボ過給機のマッチングは，次の条件とした[2]：

$$N_c = N_T,\quad L_c = \eta_m L_T,\quad m_c + m_f = m_T \tag{12}$$

上述の条件を満たすまで計算を繰り返して行う。

5．計算条件

計算条件には，大気条件と表1に示された実験データが必要である[2]。上述の計算方法及び計算条件から，流れがすべて静止している状態から計算を始める。

6．計算結果及び考察

各圧力波形図の中で，横軸のクランク角はシリンダ1の燃料噴射時の上死点に達した時をクランク角0とし，一サイクルは720度である。縦軸の圧力比は大気圧力により無次元化された値である。壁面断熱というのは吸，排気管路及びシリンダ壁への熱損失を考えない時のデータ系列であり，壁面非断熱というのは吸，排気管路及びシリンダ壁への熱損失を考える時のデータ系列である。マップ不使用というのはコンプレッサ特性線図を使わず，その特性を数値的に解析して，マッチングを行った計算結果である。吸，排気バルブ開口面積は最大開口面積による相対値である。

6.1　モータリングの圧力波形

図2ではCase 1 mのシリンダ1内圧力波形の計算結果を，岡林によるモータリングの実験結果[6]と共に示す。熱損失を考慮しなくても，圧力波形，位相，振幅のいずれも，実験結果と非常に精度良く一致している。熱損失を考慮しても，圧力の大きさの計算結果に差があまりない。

6.2　ファイアリングの圧力波形

ファイアリングの場合，流路系すべての領域での圧力波形は熱損失を考慮することによって，壁面断熱の計算結果に比べて，著しく低くなる。

図3ではCase 4 fのコンプレッサ出口の圧力波形を示す。壁面断熱の計算結果に比べて，圧力の大きさは，熱損失を考慮することによって，約2割程度低くなった。それによってコンプレッサの圧力比は実験結果に近い値を予測できる。Case 3 fの場合も同様である（表2，3を参照）。吸気ダクト，吸気マニホルドなどでの圧力波形も熱損失を考慮することによって同様に改善された。

表1　計算入力データ

Case	エンジン回転数(rpm)	タービン出口圧力(MPa)	タービン出口温度(K)	燃費率(g/cycle)
1m	2000	0.1087	303.9	0
2m	1800	0.1070	300.2	0
3f	1800	0.1005	495.1	0.01995
4f	1800	0.1018	573.6	0.03215

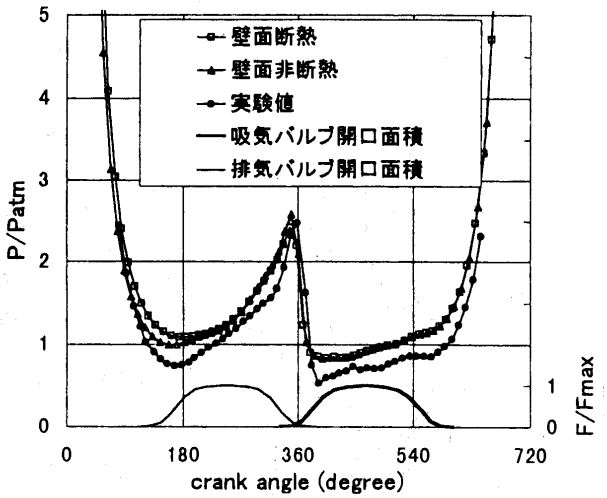


図2　Case 1 m シリンダ1内圧力波形

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

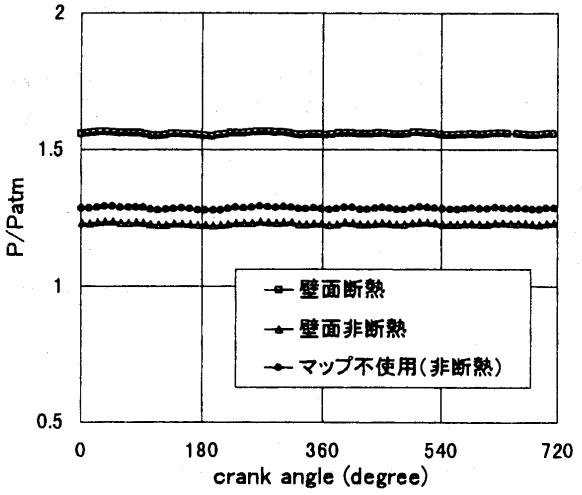


図3　Case 4 f コンプレッサ出口圧力波形

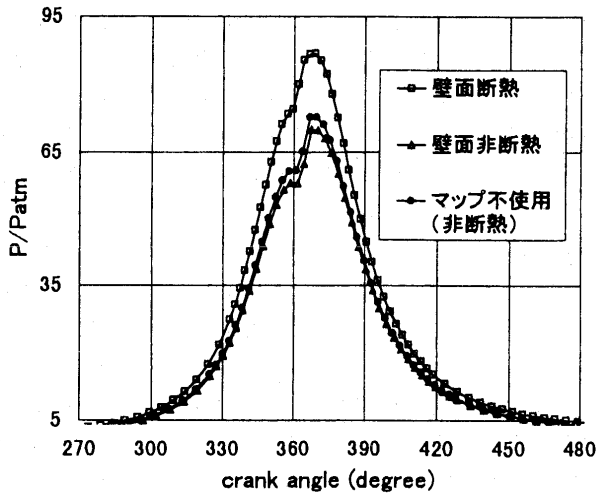


図4　Case 4 f シリンダ6内圧力波形

表2　Case 3 f の各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	476389	399969	402368	252000*
吐出温度 Tc (K)	325.56	312.6	315.99	308.5
圧力比	1.3156	1.1632	1.2164	1.149
空気流量(kg/s)	0.1166	0.1057	0.11	0.1016
タービン回転数 (rpm)	58000	44627	51937	44891

表3　Case 4 f の各時間平均値の比較

Condition	壁面断熱	壁面非断熱	マップ不使用	実験値
IMEP (Pa)	773063	665555	668637	442000*
吐出温度 Tc (K)	347.12	318.21	323.59	319.6
圧力比	1.5587	1.2281	1.2873	1.2617
空気流量(kg/s)	0.1299	0.1083	0.1126	0.1083
タービン回転数 (rpm)	72699	50068	58133	56160

*：BMEP

図4ではCase 4 f のシリンダ6内圧力波形（ピーク部分）を示す。壁面断熱とする時の計算結果に比べて，熱損失を考慮すると，燃料噴射時期の圧力は大部低くなり，その後の拡散燃焼による圧力上昇の幅も小さくなる。エンジンシステムの中で最も大きな熱損失は冷却によるシリンダ壁への熱伝達である。それによってエンジンの出力は壁面断熱の計算結果に比べて，約15%減少した。予混合燃焼と拡散燃焼によるシリンダ内圧力上昇の区別も図4で明確に表現している。

図5ではCase 4 f のシリンダ1内圧力波形とそのシリンダの吸気バルブ直前及び排気バルブ直後の圧力波形を示す。いずれも熱損失を考慮する時の計算結果である。排気バルブが開き始める時のシリンダ内圧力が高く，排気管内圧力が臨界圧以下であるために，シリンダ内のガスは音速で排気バルブスロート部を流出し，その結果排気管内の圧力はブローダウン現象によって上昇する。さ

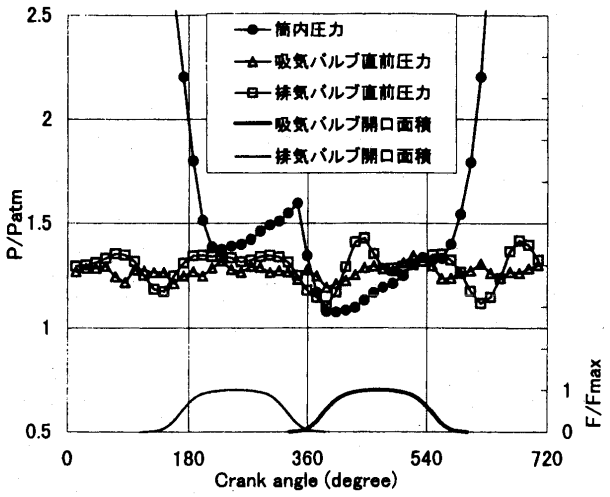


図5　Case 4 f シリンダ1内及びその吸排気バルブ直前後の圧力波形

らに，下死点を過ぎると，ピストンの上昇による押し出しが始まる。排気吹き出しによって排気管内に起こった圧力波が排気管内を往復して負圧となり，その結果，排気バルブが開いている時期の圧力ピークはバルブが閉じている時期の圧力ピークより低く，排気効率をあげることになる。排気バルブと吸気バルブが同時に開いている時期に，排気側の圧力は吸気側の圧力より低く，掃気効果をはっきり現している。吸気行程が終わるまでに，シリンダ内圧力は吸気バルブでの圧力より低く，吸い込み効果を現している。圧縮行程が始まると，吸気バルブがまだ完全に閉じてないので，シリンダ内圧力が吸気バルブでの圧力より高くなり，多少の逆流が生ずる。その時，吸気バルブの開口面積は小さいので，エンジンの体積効率に対する影響はほぼ無視できる。本研究の計算モデルでシリンダ吸排気行程の物理的な現象を正確に表現できていると思われる。

6.3　コンプレッサ特性

コンプレッサ特性線図（マップ）不使用の場合で，エンジン吸排気系各部の圧力波形がマップを使用する時の

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

計算結果に比べて少し大きくなり，その大きさの差は5%以下である。圧力波形の形状と位相及び振幅はほとんど一致している。そのコンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較を図6で示す。8万rpmまでの回転数範囲内では計算結果が特性線図と良く一致している。コンプレッサ効率に関しては本計算法の解析結果が特性線図と比べて全般的に6%程度高くなっている。漏れ損失や円盤摩擦損失を無視することが原因の一つと思われる。コンプレッサの回転数が8万rpm以上になると，非圧縮性の仮定は成り立たないので，計算誤差は大きくなる。今回の対象機関のマッチングは4万～6万rpmの範囲内に収束しているので，コンプレッサ特性の数値解析によるマッチング計算を精度よくできた。高回転数範囲でコンプレッサ特性を精度よく予測するのは今後の課題として残った。

6.4　時間平均値の比較

表2，3で示すように，実験値に比べて，熱損失を考慮しない時，空気流量の誤差はCase 3 fとCase 4 fの場合でそれぞれ約15%と20%だったが，熱損失を考慮すると，Case 3 fでは約4%に減少し，Case 4 fではほとんど差がない。マップ不使用の場合では約8%と4%に変わった。熱損失を考慮すると図示平均有効圧力（IMEP）の減少は約14～16%である。マップを使う時と使わない時のIMEPの相対誤差は約0.5%である。実験値は正味平均有効圧力（BMEP）である。コンプレッサ出口温度及び圧力比も実験値とよく一致している。タービン回転数が熱損失を考慮すると実験値の付近で収束する傾向も示している。モータリングの場合では熱損失の影響が小さいので，流量の計算精度は若干良くなったが，実験値に比べて依然過大である。いずれの場合でも，熱損失を加えることによって各時間平均値の変動が小さくなり，収束計算回数は減少した。

7．むすび

モータリングの場合では，熱損失を考慮しても，エンジン吸排気管路圧力波形の計算結果に対する影響が小さかったが，ファイアリングの場合では，熱損失を考慮することによって，シリンダ内を含むエンジンすべての領域で圧力波形の計算結果が改善された。熱損失を考えない時に空気流量が過大に評価されたことは，熱損失を考慮することによって改善された。コンプレッサ特性線図の外挿領域で特性を正確に表現できていないという欠点をコンプレッサの数理モデルで数値的な解析によって解消した。タービンを含むエンジン吸排気流路の一次元モデル化の妥当性をモータリングとファイアリングの実験データを用いて改めて検証した。タービン及びコンプレッサ特性線図が入手できない場合には，それらの特性線図を用いない本計算法はターボ過給ディーゼルエンジンの開発設計や性能評価に有効である。

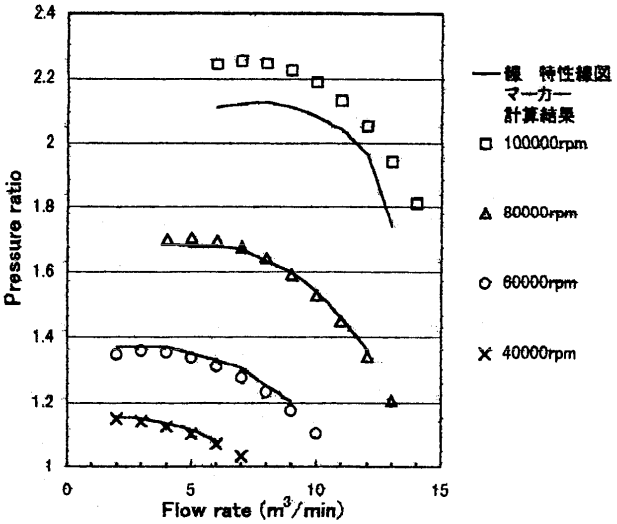


図6　コンプレッサ特性の数値解析結果と特性線図との比較

参考文献

(1) N. Mizumachi, H. Yoshiki, T. Endoh：Report of the Institute of Industrial Science, the University of Tokyo, Vol. 28, No. 1, (1979), p. 58-67
(2) 小林兄治：日本機械学会第72期全国大会講演会論文集 No. 940-30,（1994），p. 203-205
(3) D. Sekita, H.Yoshiki, T. Endoh and N. Takama：Proceedings of 1987 International Gas Turbine Congress. Vol. II, (1987), p. 183-188
(4) 庄司正弘：伝熱工学。東京大学出版会（1995），p. 139-140
(5) R. S. Benson, etc. The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines, Volume II, Clarendon Press, Oxford, (1986), p. 787-802
(6) 岡林章宏：生産研究　第41巻，第7号，(1989年7月)，p. 615-618
(7) 大谷正彦からの私信
(8) 藤井孝蔵：流体力学の数値計算法。東京大学出版会，(1994)，p. 23-25
(9) 生井武文：遠心，軸流送風機と圧縮機。朝倉書店，(1960)，p. 96-141

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

日本ガスタービン学会誌 Vol. 25 No. 99 1997. 12

技術論文

遷音速圧縮機動翼列の失速点近傍における流れ場の数値解析
－第1報・design speed line に沿った tip 付近の流れ場の変遷－

Numerical Investigation of Transonic Compressor Flowfields near Stall
Part 1 : Examination of the Flowfield Transition along the Design Speed Line

正木 大作*1，梶 昭次郎*2
MASAKI Daisaku KAJI Shojiro

Abstract

A variety of phenomena complicate the flowfield in modern transonic fan/compressor rotors. Among them tip clearance flow has been widely verified by measurements to have a dominant influence on both efficiency and aerodynamic stability of fan/compressor rotors. Hence understanding the details of the flowfield around the tip region is essential to specify the loss generation mechanism and stability bounds of modern fan/compressor rotors. However, conventional analytical and experimental methods having various constraints cannot investigate those complex flow phenomena inside the rotors. On the other hand, numerical analysis has been able to provide an alternative measure in recent years.

To meet those requirements, this research aims to analyze numerically the detailed flowfield around the tip region inside a highly-loaded transonic compressor rotor, using a newly developed three-dimensional TVD Navier-Stokes solver. The flowfield transition around the tip region with 0.5% tip clearance is clearly captured along the design speed operating line and the detail of the three-dimensional blockage structure caused by tip clearance flow is well resolved. The steady flow in the rotor fails when the edge of leading edge vortex issued from one blade impinges on the adjacent blade's tip leading edge. The results also show that close to stall, tip leakage vortex (leading edge vortex) does produce high blockage at the rotor inlet plane around the tip, and this blockage is essential for inception and propagation of rotating stall. This suggests that the tip leakage vortex (leading edge vortex) plays a primary role on the failure of steady flow or stall in transonic fan/compressor rotors. A model will be proposed on the onset of tip stall in transonic rotors based upon the calculated results.

1．序 論

ファン/圧縮機は，ジェットエンジンの圧力比と流量を支配し，よってその性能に絶対的な影響を及ぼす。このため，高効率のファン/圧縮機の開発はジェットエンジンの性能向上にとって最も重要である。現在設計される典型的なファン/圧縮機動翼列内の流れは，tip で超音速，hub で亜音速の遷音速状態となっており，且つ最近の傾向として，wide chord fan に代表されるような，低アスペクト比の翼型が用いられるため，極めて3次元性が強くなっている。この結果高速・高負荷の動翼列内流れは，3次元構造の多重衝撃波，衝撃波と境界層の干渉，さらに tip clearance flow の存在等の複雑な現象を伴う。なかでも，tip clearance flow はファン/圧縮機効率に特に大きな影響を及ぼすことが多くの計測結果において広く確認されている（例えば (1)，(2)）。またファン/圧縮機にとって，安定な作動特性は効率と並んで重要であり，運転作動線が十分なサージマージンを持つことが必要である。サージライン付近で起きるファン/圧縮機の空力的不安定現象としては，サージ (surge) 及びこれに先行すると云われる旋回失速 (rotating stall) がある。エンジン作動中にこれらの現象が起きてしまうと，非定常な空力的振動が励起され，ファン/圧縮機動翼に構造的な損傷を与えかねず，またいったん旋回失速やサージに突入してしまうと，エンジンを停止して再始動しない限りこれらの現象から回復できない場合が多い。このファン/圧縮機の空力的安定性の問題に対しても，前述の諸現象，特に tip clearance flow が支配的な影響を及ぼすと云うことは定性的に良く知られている。実験計測において，ごく

原稿受付 1997年9月26日
＊1 川崎重工業㈱
〒673 兵庫県明石市川崎町 1-1
＊2 東京大学工学部

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/21

わずかのtip clearanceの増加が，サージマージンの大幅な減少をもたらすことが示されているからである[1],[2]。従って，現代のファン/圧縮機内の流れ場，特にtip付近の流れ場の詳細を知ることは，効率及び安定性の両面から重要である。

しかし，この流れ場を従来的な手法である理論解析や実験で検証することは，多くの制約上不可能である。一方，近年発達してきた数値流体力学(CFD)はこれら2つの手段に対する有効な代替・補足手段を提供できるようになってきた。

本研究では未だ詳細な計測結果が得られていない遷音速圧縮機動翼列内の流れ場をCFDを用いて数値解析し，旋回失速やサージといった空力的不安定現象の発生機構を究明することを試み，遷音速圧縮機動翼列内の定常流れが破綻に至る過程を定性的に明らかにしたのでここに報告する。特に，この第1報では，一定のtip clearance高さの下で，design speed lineに沿ってtip付近の流れ場の変遷の様子を調べることにより，この空力的不安定の発現に寄与する要因を特定することを試みた。

2．数値解析手法

支配方程式は，x軸回りに角速度Ωで回転するデカルト座標系で表された3次元Reynolds-averaged Navier-Stokes方程式を一般曲線座標系の保存型に変換したものである。

$$\frac{\partial \hat{\boldsymbol{Q}}}{\partial t}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{E}}}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{F}}}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{G}}}{\partial \zeta}=\frac{\partial \hat{\boldsymbol{E}}_v}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{F}}_v}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{G}}_v}{\partial \zeta}+\hat{\boldsymbol{T}} \tag{1}$$

$\hat{\boldsymbol{E}}$, $\hat{\boldsymbol{F}}$, $\hat{\boldsymbol{G}}$および$\hat{\boldsymbol{E}}_v$, $\hat{\boldsymbol{F}}_v$, $\hat{\boldsymbol{G}}_v$はそれぞれξ, η, ζ方向の非粘性流束と粘性流束である。ξ方向を例に取ると，

$$\hat{\boldsymbol{Q}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u\\ \rho v\\ \rho w\\ e\end{bmatrix}\quad \hat{\boldsymbol{E}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho U\\ \rho uU+\xi_x p\\ \rho vU+\xi_y p\\ \rho wU+\xi_z p\\ (e+p)U-\xi_t p\end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{E}}_v=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ \xi_x\tau_{xx}+\xi_y\tau_{xy}+\xi_z\tau_{xz}\\ \xi_x\tau_{yx}+\xi_y\tau_{yy}+\xi_z\tau_{yz}\\ \xi_x\tau_{zx}+\xi_y\tau_{zy}+\xi_z\tau_{zz}\\ \xi_x\beta_x+\xi_y\beta_y+\xi_z\beta_z\end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{T}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ 0\\ \Omega\rho w\\ -\Omega\rho v\\ 0\end{bmatrix} \tag{2}$$

ここで，ρは密度，u，v，wはデカルト座標系での速度成分，eは単位体積あたりの全エネルギー，pは静圧を表す。τ_{xy}などは粘性応力項を表す。Reynolds応力項に関してはBoussinesq近似が成り立つとしており，粘性係数と熱伝導係数は次のように置き換えられる。

$$\mu \rightarrow \mu_l+\mu_t$$
$$\frac{\mu}{Pr}\rightarrow\frac{\mu_l}{Pr_l}+\frac{\mu_t}{Pr_t} \tag{3}$$

但し，Prはプラントル数を，添字lおよびtはそれぞれの層流および乱流での値を表す。また乱流粘性係数を見積もるのに必要な乱流モデルには2層代数モデルであるBaldwin-Lomaxモデル[3]の改良型[4]を用いている。

解析手法は，翼列1ピッチ毎の周期性を仮定し，時間進行法で定常解に達するまで解き進める。この仮定の下では，周方向に非定常に伝播する空力的擾乱といったものは解明できない。しかし，翼列全周を非定常解析することは，現時点での技術的制約を超えているであろう。一方，翼列1ピッチの定常計算でもサージラインまでは計算できる妥当性を持つ。サージラインはピッチ方向に周期的な定常流れが破綻を起こし始める限界値だからである。この計算法によりtip clearance内の流れ場の構造やその変化の過程を失速点近傍で高精度に捉えることができれば，そこから生じるはずの不安定現象に寄与する要因ないしは環境といったものを解明する手がかりが得られるはずである。また，実用面からは，旋回失速やサージに突入してしまった後の流れ場よりは，そのような空力的不安定現象の起きる原因や，その発生過程の究明に対する方が工学的な要請は強いであろうから，定常流れ側からサージラインにアプローチするのは合理的である。

計算法としてはHarten-Yeeのnon-MUSCL型implicit upwind TVD scheme[5]を用い，Roeの近似Riemann solverの適用に厳密さを期し[6]，また全体的な保存則が正確に満たされるように有限体積的に離散化している[7]。左辺にはLCI-full matrix operator[5]を用いて時間2次精度で計算している。時間刻みはglobal time step sequencingを用いた[5]。粘性項は中心差分を用いて近似した。

境界条件は以下のように取り扱った。流入境界では，1次元の特性理論に基づいて，全温，全圧，旋回速度と半径方向速度を規定し，Riemann不変量を計算領域から外挿する。流出境界では，逆に密度と速度3成分を外挿し，静圧を規定する。静圧のspan方向分布は半径平衡式を用いて決定する。hub, casing及び翼面境界の固定壁には，non-slip条件を課した。圧力は垂直方向の運動量方程式から算出し，密度は断熱条件より算出した。周期境界は対応する点での物理量が一致するようにした。翼tipは，span方向に格子1つ分でtipを閉じるいわゆるpinched tipになっており，tip clearance境界は翼tip上を横切って周期条件を課している。

初期値は全てinlet hubの一様流からimpulsive startしている。本解析では，NS計算の世界的な基準である，平均2乗残差の初期残差からの4桁以上の落ちをもって，定常解に収束したものとみなしている。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

3．解析結果と考察

解析対象である高負荷遷音速圧縮機動翼の主要諸元(設計目標値)を表1に示す。流入Mach数はhubで0.8，tipで1.3の典型的な遷音速翼型である。計算格子を図1に示す。解析的に作成した[8]，155×31×31の周期的C型格子である。tip clearance内には5点4セルを配置した。

本研究では，design speed lineに沿った流れ場の変遷の様子を解析した(0.5%tip clearance)。計算は異なる4つの流量において行った(図2参照)。その流れ場の変遷の様子を具体的に見ていく。

表1 遷音速圧縮機主要諸元

動翼枚数	24
回転数	49000r.p.m
空気流量	2.54kg/s
圧力比	1.7
入口翼端速度	430 m/s
tip相対流入マッハ数	1.3

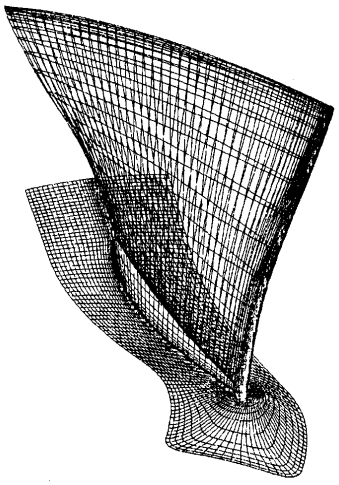


図1 155×31×31周期的C型計算格子

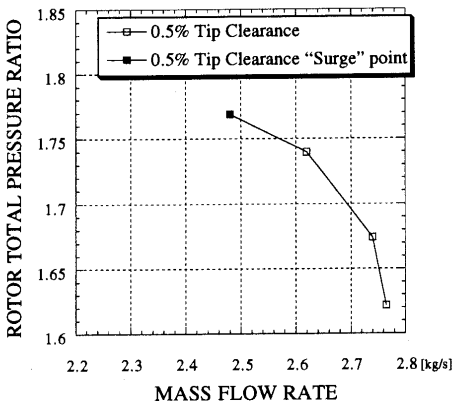


図2 遷音速圧縮機作動曲線

まず，図3，7，11，15にこれら4つの作動点でのclearance gap内(tip断面)のフローパターンを(相対Mach数等高線；以下全て等高線間隔0.05)，次に図4，8，12，16に3次元流跡線によるtip clearance flowの挙動を示す。図3，4はchoke point(流量2.76 kg/s)，図7，8はmedium condition(と名付ける；流量2.73 kg/s)，図11，12はnear-stall condition(流量2.61 kg/s)，図15，16はsurge point(流量2.48 kg/s)を表す。"surge" pointは定常解が得られなかった最も低い圧力比の流れ場を表す。

これらの図は，①背圧が低いときは翼間垂直衝撃波が翼tip腹側に立っている位置の直後から，その垂直衝撃波によって生じる翼腹側と背側との圧力差によりtip clearance flowが噴き出し，巻き上がってtip leakage vortexになること(図3，4，7，8)，②背圧が高くなり翼間垂直衝撃波が前方に移動して前縁離脱衝撃波になると，それに伴いtip leakage vortexの発生点もtip前縁に移動し，leading edge vortexとして発生すること(図11，12)，③さらに背圧を上げると今度は翼tip前縁付近の負荷の増大に応じてleading edge vortexの放出角が増大すること(図15，16)，を鮮明に捉えている。medium condition及びnear-stall conditionの流れ場(図7，11)は，それぞれFreemanによるシュリーレン写真[1]と良く一致しており，本数値解析が定性的とはいえこの複雑な流れ場を解明する能力を持つことを証明している。これらのマッハ数等高線と3次元流跡線とを比較すると，マッハ数等高線に現れる衝撃波様のtip clearance flowの線は，leakage vortexそのものではなく，翼列に流入する主流とtip leakage vortexとの境目を表す剪断層であり，従ってtip leakage vortexの縁と見なせることがわかる。衝撃波がこの剪断層を横切る際に，マッハ数等高線が歪曲するのが見られ(特に図7)，tip leakage vortexと衝撃波との強い干渉が存在することを示している。surge pointでは，この干渉により，前縁離脱衝撃波のsuction side legのみが大きく前進しており，多くの計測において観測されているサージライン付近での衝撃波構造の傾向と定性的に良い一致を示している。また，この衝撃波の強い逆圧力勾配とtip leakage vortexとの干渉の結果，運動量の低い流体からなるhigh blockage coreが生じ，マッハ数等高線において同心円状の閉曲線に囲まれた領域として現れている(模式図図5，9，13，17参照)。上述の干渉は，軸方向運動量が主流より低いtip leakage vortexが，主流と異なり，強い逆圧力勾配を伴う衝撃波と不正規な角度で交差することによって生じるものである。この結果，流れの方向が主流からさらに大きく逸脱した低運動量流体が衝撃波直後に蓄積されてhigh blockage coreを形成する。3次元流跡線からは，この領域内でtip leakage vortexの流跡が3次元的に乱れ，負の軸流速度成分が急に強まることが見て取れる。このhigh blockage coreの直接の影響は，choke pointでは96.0%span付近まで認められる(図19)。またこの

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

図では，主流と tip leakage vortex との境目を表す剪断層の線が，各断面においてほぼ円錐形の切片として現れているのが分かる。この high blockage 領域は，背圧の上昇に伴う翼間垂直衝撃波とそれによって生ずる tip leakage vortex の動きに従い，“surge” point に近づくにつれて単に翼列内前方に出てくるだけではなく，その領域を流れ方向/span 方向共に増大させながら，隣接翼の tip 前縁の方に近づいていく(図 20)。そして，leading edge vortex の縁が隣接翼の tip 前縁にほぼ掛かる頃になると（図 15，20)，流れ場は非定常性を強める（図 18)。この数値計算上の非定常性の発現を，実機の旋回失速やサージの発生と即断定的に結びつけることはできない。しかし，解析手法や境界条件は普遍的と考えられるものを全ての作動点で等しく用いており，また全ての作動点で同じパラメーター，time step を用いていて，それらの組み合わせは，この surge point 以外では良好な収束特性を示していることから，この不安定の発現が数値的な原因によるとは考えられない。一方，図 6，10，14，18 に示すそれぞれの作動点での収束履歴が示すように，図 18 の場合のみ残差が tip 前縁付近を中心として激しく振動して発散し始める。この場合，時間刻みを大幅に小さくすると発散しなくなるが，そうすると残差は振動したまま 2 桁も落ちず，いずれにせよ定常流れの存在が困難であることを示している。図 3，7，11，15 を比較すると，流れ場に新たに加わった物理的要因は，leading edge vortex の縁が隣接翼の tip 前縁にまさに掛かり始めているということだけである。図 15，16 から，surge point では隣接翼の tip 前縁は，その前方翼の放出する leading edge vortex に大迎角で突入し始めている状況であることが分かる。本計算が time-accurate な計算であること，及び前述の，時間刻みに対する残差の surge point での振る舞いを考慮に入れると，隣接翼の tip 前縁がその前方翼の放出する leading edge vortex に大迎角で突入することによって，小さな時間スケールの乱れを伴った非定常な擾乱が隣接翼 tip 前縁付近から生じ始めていると考えられる。このような状況下では定常な翼列内流れの存在は困難である。また，もし leading edge vortex の縁を示す剪断層の線が tip において完全に動翼列入口面より前方に出てしまうと，それは動翼列入口前方領域で軸流速度が完全に負になってしまうことを意

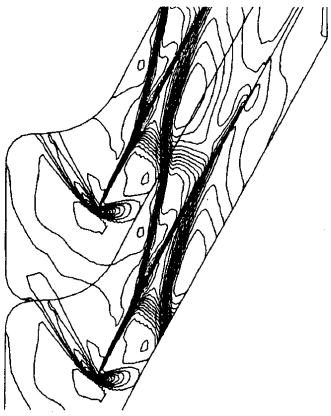


図 3　相対 Mach 数等高線(Choke Point)

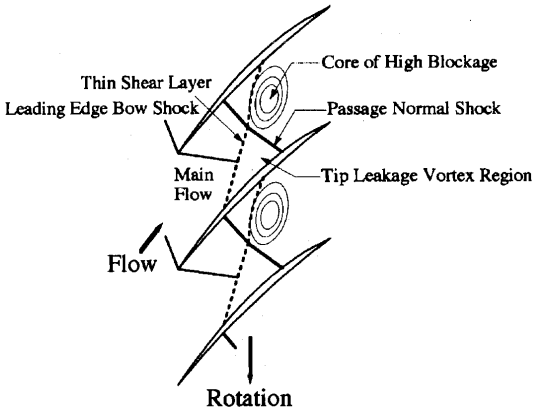


図 5　流れ場の模式図(Choke Point)

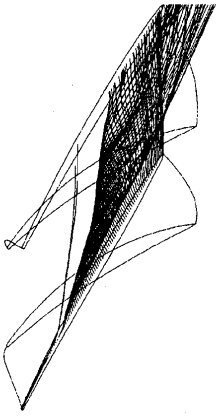


図 4　tip leakage vortex の挙動(Choke Point)

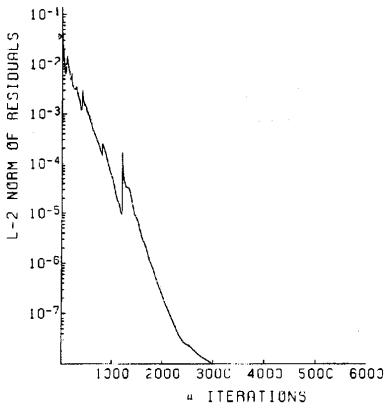


図 6　収束履歴(Choke Point)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

味するため，そのような場合到底翼間圧力差に抗しきれずtip付近は完全に失速してしまうであろう。さらに，このsurge pointは計算結果として得られた圧縮機作動曲線(図2)の頂点に存在しており，一般的な圧縮機の作動特性を定性的に良く再現できている。よって，この計算上の非定常性の発現は，物理的な理由に依るものであり，またleading edge vortexの縁を示す剪断層の線が隣接翼のtip前縁に掛かる時点がこの種の遷音速ファン/圧縮機の定常流れの限界の目安と見なして良いと考える。Euler計算の結果と比較すると(図21)，前縁離脱衝撃波の離脱距離がさほど大きくない段階で定常解が得られなくなるのは，著しい対照をなしている。

このことから，tip clearanceがサージマージンに影響を及ぼす理由が推測できる。すなわちtip clearanceを増やすとclearance flowの流量が増えるため，leading edge vortexが円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大し(high blockage coreも大きく増大)，よってleading edge vortexの縁が隣接翼のtip前縁に掛かるのも早くなり，非定常性の開始も早まる。tip clearanceを減らすとこの逆になる。また図11，15は物理的に重大な意味を持つ。第一に，遷音速ファン/圧縮機動翼の失速点近傍では，tip leakage vortexはtip付近の動翼列入口面において，旋回失速の発現と伝播に必要不可欠な高いblockageを作り出している。このようなblockageは隣接翼のインシデンスに影響を及ぼし得るため旋回失速を考えるとき重要である。第二に，これらの図は，遷音速ファン/圧縮機動翼の失速点近傍では，回転方向に先導する翼は後続する翼の影響をほとんど受けないが，逆に後続する翼は先導する翼の影響をそのleading edge vortexを通じて常に受けることを示している。これは旋回失速の動翼に相対的な伝播方向を考えるとき，示唆に富んでいる。現実の流れには存在するであろう何らかの非周期的な非定常擾乱によって，失速点付近でもし1つの翼のleading edge vortexが前方に動いて，隣接翼のtip前縁に掛かるかその前方に出てしまうと，インシデンスも同様に変化して隣接翼のleading edge vortexも動翼列入口面より前方に噴きだし，これらが次々と周方向に伝播する可能性があることに注意するべきである。これらの傾向は，tip clearance flowが旋回失速の発現と伝播に直接関わっている可能性を強く示すものである。

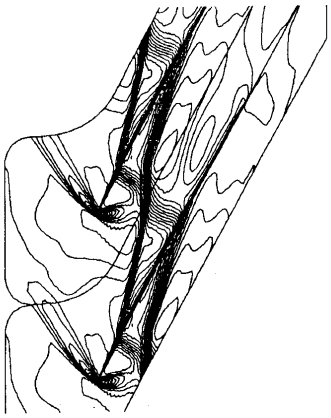


図7 相対Mach数等高線(Medium Condition)

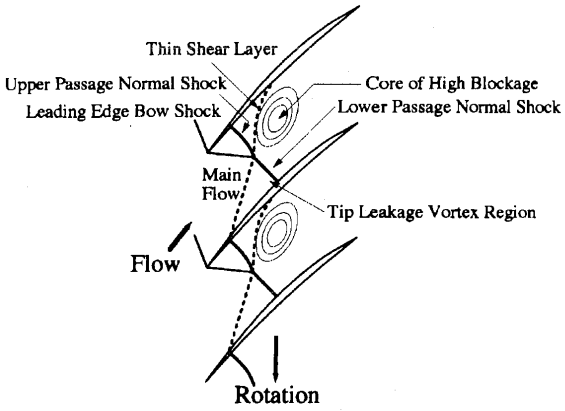


図9 流れ場の模式図(Medium Condition)

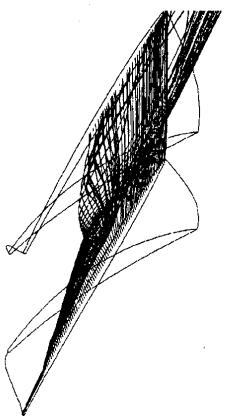


図8 tip leakage vortexの挙動(Medium Condition)

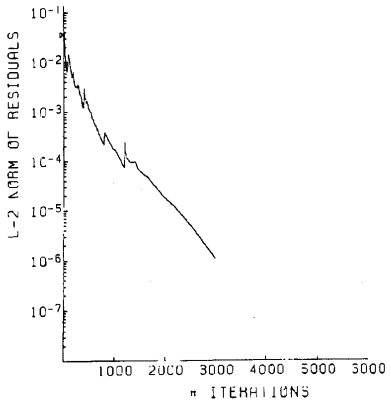


図10 収束履歴(Medium Condition)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

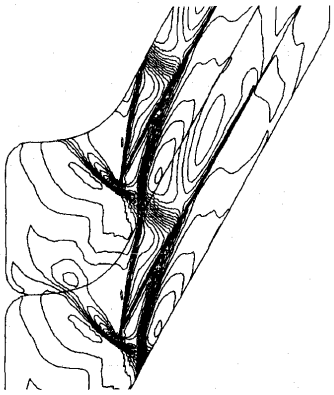


図11　相対 Mach 数等高線(Near-Stall Point)

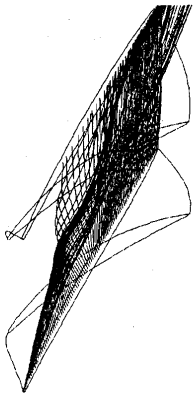


図12　tip leakage vortex の挙動(Near-Stall Point)

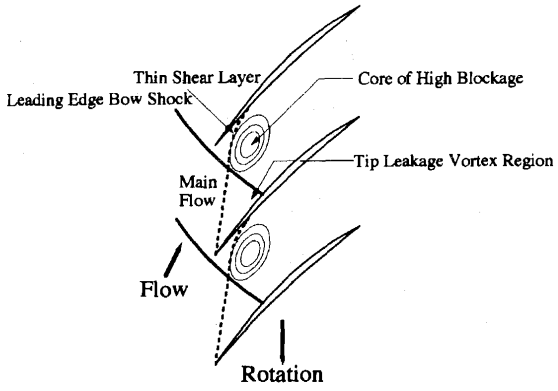


図13　流れ場の模式図(Near-Stall Point)

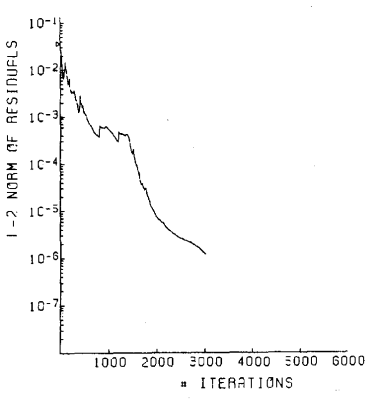


図14　収束履歴(Near-Stall Point)

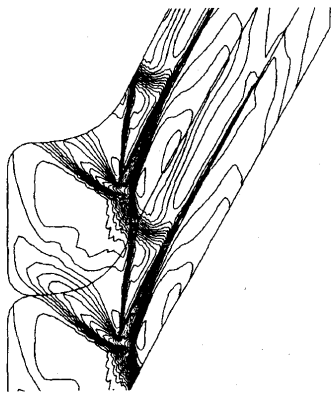


図15　相対 Mach 数等高線("Surge" Point)

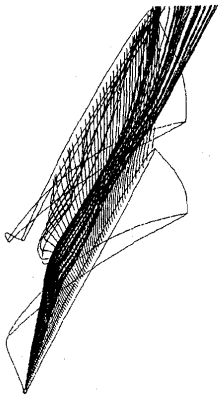


図16　tip leakage vortex の挙動("Surge" Point)

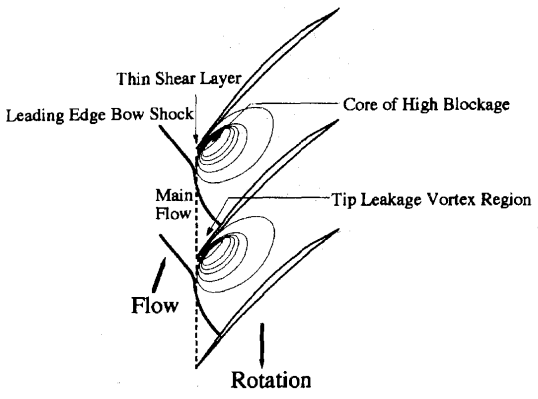


図17　流れ場の模式図("Surge" Point)

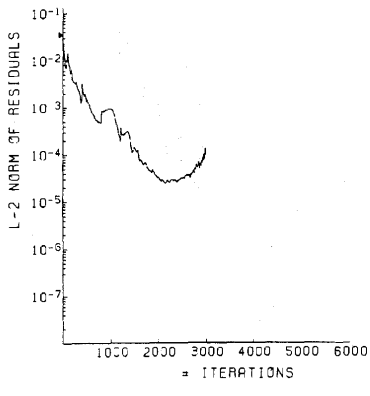


図18　収束履歴("Surge" Point)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

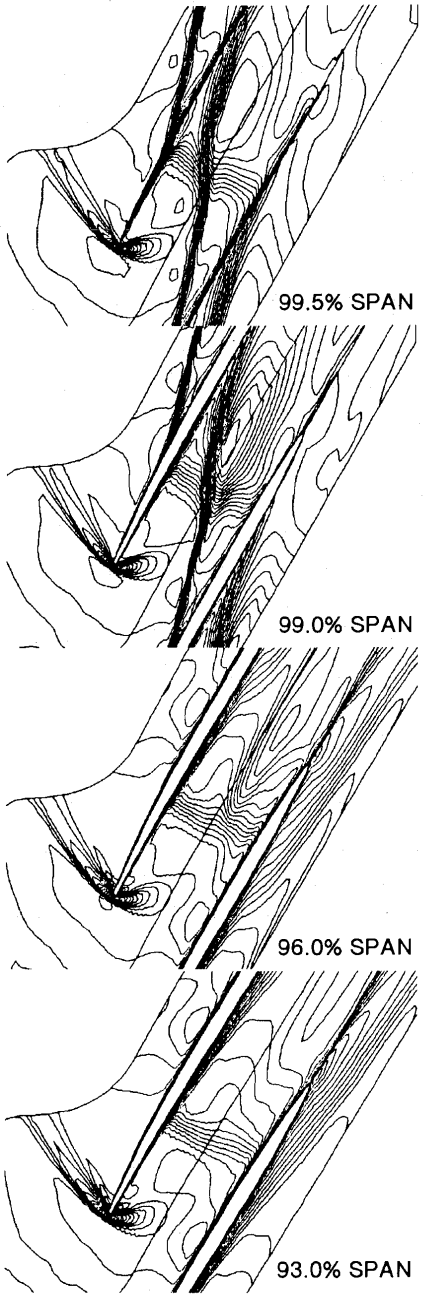


図19 Blockageの3次元構造(Choke Point)

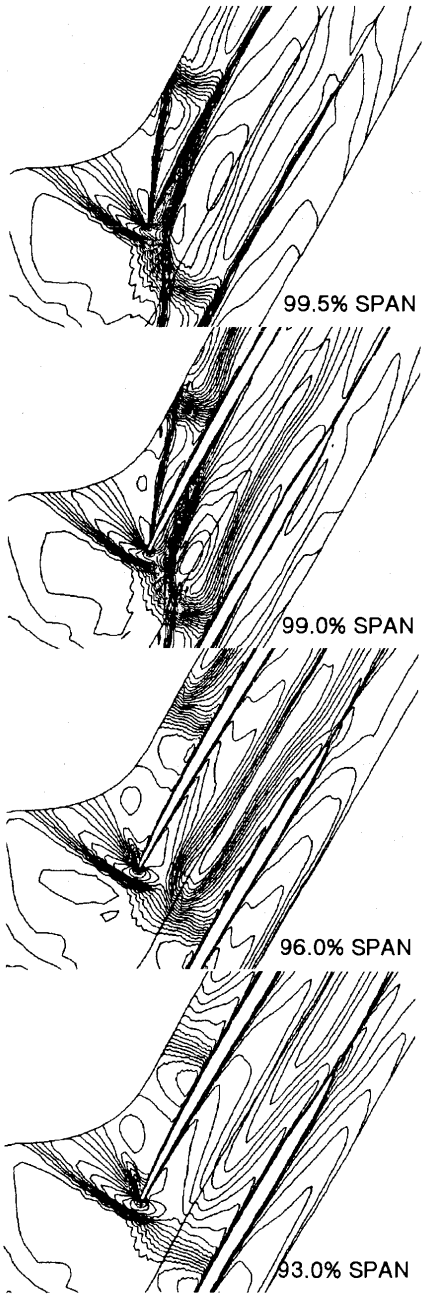


図20 Blockageの3次元構造("Surge" Point)

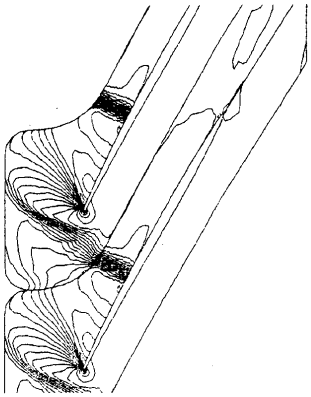


図21 相対Mach数等高線(Euler計算；流量2.22 kg/s)

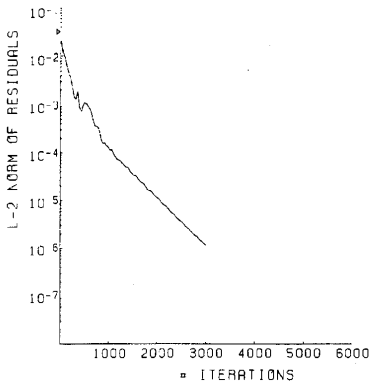


図22 収束履歴(Euler計算；流量2.22 kg/s)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/20.

4．結　論

これまで得られている知見を以下にまとめる。

・遷音速ファン/圧縮機動翼列においては，衝撃波と tip leakage (leading edge) vortex の干渉がその空力的安定性に支配的な影響を及ぼす。

・tip leakage vortex の発生点は，遷音速ファン/圧縮機では衝撃波の位置に支配されている。

・衝撃波と tip leakage vortex の間には強い干渉が生じている。

・この衝撃波と tip leakage vortex の交差地点の直後に亜音速翼にはない high blockage の核となる領域 (high blockage core) が存在し，そこでの流れは極めて歪んでいる。

・背圧を上げるにつれ，翼間垂直衝撃波は前方に移動して前縁離脱衝撃波と一体化し，それに伴い tip leakage vortex は leading edge vortex となる。それに従って上述の high blockage core は，単に翼列前方に出て来るだけでなく，さらに隣接翼の tip 前縁に近づいていく。

・動翼列内のある翼が発生させる leading edge vortex の縁がその隣接翼の tip 前縁にほぼ掛かると，翼列内の流れは非定常になり，tip stall を引き起こす。このとき，隣接翼の tip 前縁は前方翼の放出する tip leakage vortex に大迎角で突入し始めている状況にあり，このような状況下では定常な翼列内流れの存在は困難である。

・遷音速ファン/圧縮機の失速点近傍では，tip leakage vortex は tip 付近の動翼列入口面において，旋回失速の発現と伝播に必要不可欠な高い blockage を作り出している。また遷音速ファン/圧縮機の失速点近傍の tip 付近の流れ場においては，回転方向に先導する翼は後続する翼の影響をほとんど受けないが，逆に後続する翼のインシデンスは先導する翼の leading edge vortex の影響を，常に受けている。これは旋回失速の動翼に相対的な伝播方向を考えるとき示唆に富んでいる。これらの傾向は，tip clearance flow が旋回失速の発現と伝播に直接関わっている可能性を強く示すものである。

参考文献

(1) Freeman, C, VKI Lecture Series, 1985-05 (1985)
(2) Wisler, D. C, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107 (1985), pp. 354-363
(3) Baldwin, B. and Lomax, H., AIAA Paper 78-257 (1978)
(4) Chima, R. V., Giel, P. W. and Boyle, R. J., AIAA Paper 93-0093 (1993)
(5) Yee, H. C., Klopfer, G. H. and Montagne, J.-L., J. Comp. Phys., Vol. 88 (1990), pp. 31-61
(6) 正木大作，梶昭次郎，日本航空宇宙学会誌，Vol. 45，No. 525 (1997)，pp. 14-21
(7) 正木大作，博士論文，東京大学 (1995)
(8) Steger, J. L. and Sorenson, R. L., J. Comp. Phys., Vol. 33 (1979), pp. 405-410

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

技術論文

遷音速圧縮機動翼列の失速点近傍における流れ場の数値解析
－第2報・tip clearance高さの流れ場に及ぼす影響－

Numerical Investigation of Transonic Compressor Flowfields near Stall
Part II: Influence of Tip Clearance Height on the Flowfield

正木 大作*1，梶 昭次郎*2
MASAKI Daisaku KAJI Shojiro

Abstract

A dominant influence of tip clearance on efficiency and aerodynamic stability of fan/compressor rotors is well-known and has been widely confirmed. So it is increasingly important to understand the detailed flowfield around the tip region of modern fan/compressor rotors. Conventional analytical and experimental methods have several drawbacks to examine this complex flowfield and were not necessarily successful in finding out direct relationship between cause of aerodynamic instability and specific flow phenomena inside rotors. On the other hand, CFD has been able to provide an alternative measure in turbomachinery flow recently.

In our accompanying paper, the flowfield transition around the tip region along the design speed operating line was clearly captured with 0.5% tip clearance and the process in which the steady flow in transonic fan/compressor rotors breaks down into tip stall was qualitatively resolved. Based upon the calculated results, a model was proposed on the onset of tip stall in transonic rotors.

In this paper, the numerical experiments are conducted by altering tip clearance height in order to examine the effect on both loss generation and the onset of tip stall and to verify the model proposed above. From a qualitative point of view, the model works well with 0.25% and 1.0% tip clearance as well as 0.5% one and the conclusions drawn in our accompanying paper are numerically validated. Also our numerical results show that tip clearance has a dominant influence on pressure ratio, efficiency and stable operating range of transonic fan/compressor rotors.

1．序 論

ファン/圧縮機の効率および空力的安定性の問題に及ぼすtip clearanceの支配的な影響力は定性的に良く知られ，計測において広く確認されている[1],[2]。従って，現代のファン/圧縮機内の流れ場，特にtip付近の流れ場の詳細を知ることは，効率及び安定性の両面から極めて重要であろう。

しかし，この流れ場を従来的な手法である理論解析や実験で検証することは，多くの制約上不可能である。特に，これらの手法は動翼内における損失発生のメカニズムや，空力的不安定の発現の原因を，具体的な物理現象に関連づけることに成功しているとは言えない。一方，近年発達してきた数値流体力学（CFD）はこれら2つの手段に対する有効な代替・補足手段を提供できるようになってきた。このCFDを適切な仮定のもとに動翼列内流れに適用し，定性的とはいえその流れ場の性質が理解できれば，これらの複雑な問題をより取り扱いやすいものにできるであろう。また，これらの解析結果に基づいて，損失発生のメカニズムや，空力的不安定現象の発現に関して何らかのモデルを提案できれば，実験によって検証を行う場合にも有効な指針を与えることができるはずであると考えている。

前報では，未だ詳細な計測結果が得られていない遷音速圧縮機動翼列内の流れ場をCFDを用いて数値解析し，旋回失速やサージといった空力的不安定現象の発生機構を究明することを試み，動翼列内の定常流れが破綻に至る過程を定性的に明らかにした。その結果，tip clearanceが，遷音速圧縮機動翼流れの空力的安定性の限界に及ぼす影響に関する物理的なモデルを提案した。また，tip clearance flowは，旋回失速の発現においても直接的な役割を果たしている可能性を示唆した。詳細は文献[3]を

原稿受付 1997年9月26日
＊1 川崎重工業㈱
〒673 兵庫県明石市川崎町1-1
＊2 東京大学工学部

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/26

参照されたい。それらをここに要約すると，以下のようになる。すなわち，

・遷音速圧縮機動翼内の定常流れは，動翼列内のある翼のtip前縁から放出されるleading edge vortexの縁がその隣接翼のtip前縁にぶつかった時に完全に破綻し始める。この時，隣接翼のtip前縁は前方翼の出したleading edge vortexに大迎角で突入する状況となっており，そのような状況下では翼列内の定常流れの存在は困難である。

・tip clearanceはclearance flowの流量を支配する。よってtip clearanceを増やすと，tip clearance flowの流量が増えるためleading edge vortexが円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大し，それが隣接翼のtip前縁にぶつかるのも早くなり，空力的不安定の発現も早まる。tip clearanceを減らすとその逆になる。

・tip clearance flowあるいはtip leakage vortexは，遷音速ファン/圧縮機動翼列の失速点近傍において，旋回失速の発現と伝播に不可欠な，高いblockageをtip付近の動翼列入口面で作り出している。さらにこのとき，tip付近においては，回転方向に先導する翼は後続する翼の影響をほとんど受けないが，逆に後続する翼のインシデンスは先導する翼のleading edge vortexの影響を常に受ける。これは旋回失速の動翼に相対的な伝播方向を考えるとき，示唆的である。このような流れ場の特徴は，tip leakage vortexが旋回失速の発現と伝播に直接関わっている可能性を強く示唆するものである。

前報では0.5% span tip clearanceで計算を行い，これらの結論を得た。今回は，tip clearance高さを変えて同様の計算を行い，前回に得られた結論の有効性を確認する。

2．数値解析手法

支配方程式は，x軸回りに角速度Ωで回転するデカルト座標系で表された3次元Reynolds-averaged full Navier-Stokes方程式を一般曲線座標系での保存型に変換したものである。

$$\frac{\partial \hat{\boldsymbol{Q}}}{\partial t}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{E}}}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{F}}}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{G}}}{\partial \zeta}=\frac{\partial \hat{\boldsymbol{E}}_v}{\partial \xi}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{F}}_v}{\partial \eta}+\frac{\partial \hat{\boldsymbol{G}}_v}{\partial \zeta}+\hat{\boldsymbol{T}} \tag{1}$$

ここで，ξ方向を例に取ると，

$$\hat{\boldsymbol{Q}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho\\ \rho u\\ \rho v\\ \rho w\\ e\end{bmatrix}\quad \hat{\boldsymbol{E}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}\rho U\\ \rho uU+\xi_x p\\ \rho vU+\xi_y p\\ \rho wU+\xi_z p\\ (e+p)U-\xi_t p\end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{E}}_v=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ \xi_x\tau_{xx}+\xi_y\tau_{xy}+\xi_z\tau_{xz}\\ \xi_x\tau_{yx}+\xi_y\tau_{yy}+\xi_z\tau_{yz}\\ \xi_x\tau_{zx}+\xi_y\tau_{zy}+\xi_z\tau_{zz}\\ \xi_x\beta_x+\xi_y\beta_y+\xi_z\beta_z\end{bmatrix}$$

$$\hat{\boldsymbol{T}}=\frac{1}{J}\begin{bmatrix}0\\ 0\\ \Omega\rho w\\ -\Omega\rho v\\ 0\end{bmatrix} \tag{2}$$

Reynolds応力項に関してはBoussinesq近似が成り立つとしており，渦粘性係数と乱流熱伝導係数は次のように置き換えられる。

$$\mu \rightarrow \mu_l+\mu_t$$
$$\frac{\mu}{Pr}\rightarrow\frac{\mu_l}{Pr_l}+\frac{\mu_t}{Pr_t} \tag{3}$$

また乱流モデルとしては2層代数モデルであるBaldwin-Lomaxモデル[4]の改良型[5]を用いた。

計算法はHarten-Yeeのnon-MUSCL型implicit upwind TVD scheme[6]を用い，Roeの近似Riemann solverの適用に厳密さを期し[7]，また全体的な保存則が満たされるように有限体積的に離散化している[8]。粘性項は中心差分を用いて近似した。陰的オペレーターにはLCI-full matrix operator[6]を用いて時間2次精度で計算している。時間刻みはglobal time step sequencingを用いた[6]。サージラインはピッチ方向に周期的な定常流れが破綻する極限値であると仮定して翼列1ピッチ毎の周期性を導入し，時間進行法を用いて，定常流れの存在する側からサージラインにアプローチする。

境界条件の取り扱いは次の通りである。流入境界では，1次元の特性理論に基づいて，全温，全圧，旋回速度と半径方向速度を規定し，Riemann不変量を外挿する。流出境界では，密度と速度3成分を外挿し，半径平衡式に基づき静圧を規定する。hub, casing及び翼面境界は断熱壁として扱い，non-slip条件を課した。周期境界は対応する点での物理量が一致する様にした。tip clearance境界は翼tip上を横切って周期条件を課した。

初期値は全ての計算においてinlet hubの一様流からimpulsive startしている。本解析では，前報と同様平均2乗残差の初期残差からの4桁以上の落ちをもって，定常解に収束したものとみなしている。

3．解析結果と考察

前回の解析では0.5% span clearanceの場合の解析を行った[3]。今回は同じ翼でtip clearanceを0.25% spanと1.0% spanのclearanceに変えて解析を行う。回転数は前回の報告と同じ設計回転数（49000 r.p.m.）である。解析対象である遷音速圧縮機動翼列の設計目標値での主要諸元を表1に示す。計算格子を図1に示す。解

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

析的に作成した，155×31×31 の周期的C型格子である。tip clearance 内には，0.25% clearance の場合は3点2セルを，1.0% clearance の場合は5点4セルを配置した。

前回の報告では，design speed line に沿った流れ場の変遷の様子を解析した（0.5% tip clearance）。これらを図2～5に示しておく（clearance gap 内の相対 Mach 数等高線；以下全て等高線間隔 0.05）。これらの図は，背圧が低いときは翼間垂直衝撃波が翼 tip 腹側に立つ位置の直後から両翼面の圧力差により tip leakage vortex が噴き出すこと（図2，3），背圧が高くなり，翼間垂直衝撃波が前方に移動して前縁離脱衝撃波と一体化すると，それに伴い tip leakage vortex の発生点も翼 tip 前縁に移動し，leading edge vortex として発生すること（図4），さらに背圧を上げると今度は leading edge vortex の放出角が増大すること（図5），そして leading edge vortex の縁が隣接翼の tip 前縁にぶつかったときに定常流れが破綻することを鮮明に捉えている[3]。

これをもとに 0.25% clearance の場合の流れ場の様子を検証していく（clearance gap 内の相対 Mach 数等高線；等高線間隔 0.05）。図6に 0.5% clearance choke point と同じ背圧を与えた場合の流れ場を示す（0.25% clearance choke point；tip 断面）。前回の報告で得られた推論通り，tip leakage vortex の噴き出す角度と円錐形の頂角が大きく減少していることが，図2との比較から明らかに分かる。これは，tip clearance を減少させたことにより，そこを通る tip clearance flow の流量が減少し，そのため主流によって tip leakage vortex が翼背側に押しのけられるからである。また，図2と比較して衝撃波の拡散が減り，衝撃波の位置が若干後方に位置していることに注意されたい。これは，tip clearance flow の流量が減少したことにより，その排除厚効果が減ったためである。tip clearance の減少はこの面からも空力的に安定側に作用することが分かる。high blockage core の占める領域も 0.5% clearance の場合と比較すると流れ方向/span 方向共に小さく限定されている（図14）。次に，0.5% clearance の surge point と同じ背圧を与えた場合の流れ場の様子を図8（tip 断面）に示す。この背圧では，0.5% clearance の場合，定常解は決して得られなかった[3]。一見して分かるように，0.5% clearance の場合（図5）と異なり，0.25% clearance では leading edge vortex の放出角は大きく減少し，leading edge vortex の縁を示す剪断層の線は，隣接翼の tip 前縁から大きく離れた翼間断面中間付近に位置している。high blockage core も翼間断面の中間に留まっている。これらの特徴から予想されるように，流れは定常性を維持している（図9）。図10はさらに背圧を上げていき，0.25% clearance で定常解が得られなくなった流れ場（0.25% clearance surge point；tip 断面）である。0.5% clearance の surge point と同じく，leading edge vortex の縁が隣接翼の tip 前縁にぶつかっており，また high blockage core も翼流路入口全体に広がり，且つ流れ方向/span 方向共に大きく増大していて（図15），tip 付近で主流が翼列内に入ることを妨げている。high blockage core は，choke point では 0.5% clearance choke point の場合と比較するとその領域ははるかに小さいが，surge point では 0.5% clearance surge point の場合とほぼ同じ程度にまでその領域を増大させているのがわかる。この場合の流れは極めて不安定で，残差が翼 tip 前縁付近で激しく振動した後，突如計算が破綻してしまった（図11）。

1.0% clearance の場合も，流れ場の変遷は 0.25% clearance，0.5% clearance の場合と同様であった。ただし clearance flow の流量が増えた分，衝撃波はより前方に位置し，tip clearance 内でより拡散していた。そして，その surge point では，図12のように，leading edge vortex が隣接翼の tip 前縁にぶつかるときに，定常流れが破綻する（図13）。

以上の計算結果から，0.25% clearance 及び 1.0% clearance の場合の計算は，提案した tip clearance と遷音速ファン/圧縮機の空力的不安定の開始に関するモデルの有効性を確認できた。特に，これらの確認は，旋回失速の発現と伝播に tip clearance flow が直接関わっているとする，提唱したモデルにとって重要な意味を持つと思われる。最近 Day は，ファン/圧縮機の失速線上での空力的不安定の発現は，動翼 tip 面での旋回失速の突発によって引き起こされることを発見した[9]。これは，高速翼列においても成り立つようである[10],[11]。tip stall の場合は必ずこれが成り立つとすると（おそらく成り立つで

表1　遷音速圧縮機主要諸元

動翼枚数	24
回転数	49000r.p.m
空気流量	2.54kg/s
圧力比	1.7
入口翼端速度	430 m/s
tip 相対流入マッハ数	1.3

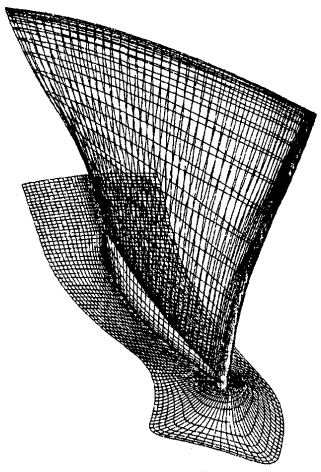


図1　155×31×31 周期的C型計算格子

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

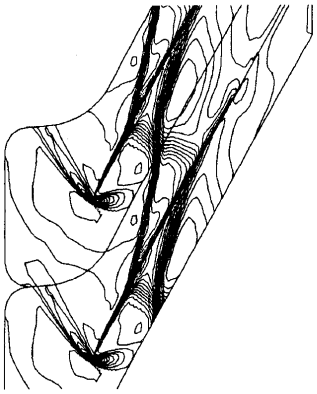


図2　相対 Mach 数等高線(0.5% Clearance Choke Point)

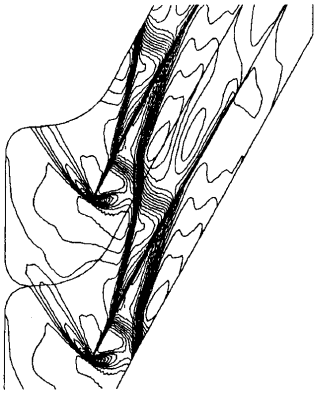


図3　相対 Mach 数等高線(0.5% Clearance Medium Condition)

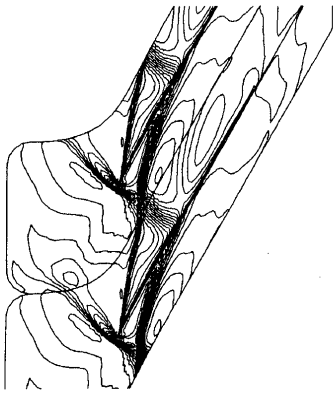


図4　相対 Mach 数等高線(0.5% Clearance　Near-Stall Point)

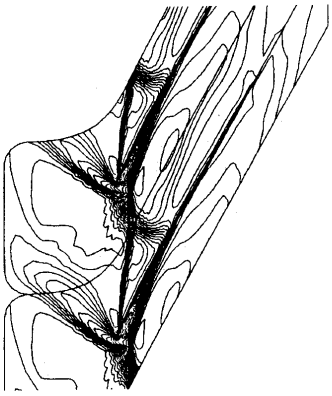


図5　相対 Mach 数等高線(0.5% Clearance Surge Point)

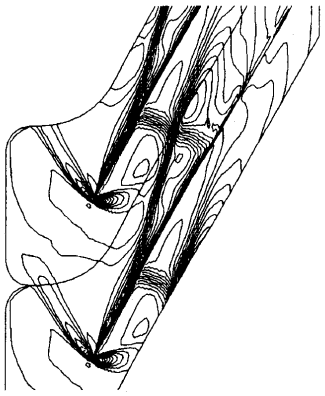


図6　相対 Mach 数等高線(0.25% Clearance Choke Point)

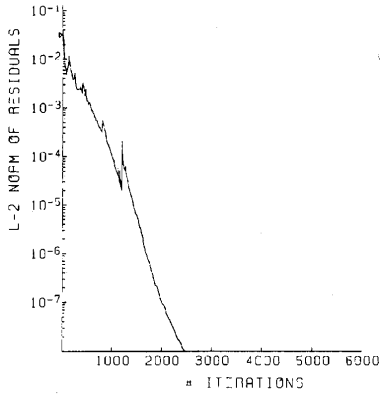


図7　収束履歴(0.25% Clearance Choke Point)

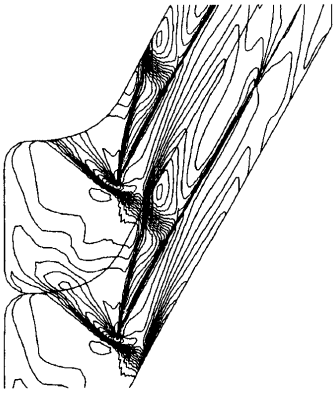


図8　相対 Mach 数等高線(0.25% Clearance；0.5% Clearance Surge Point と同じ背圧)

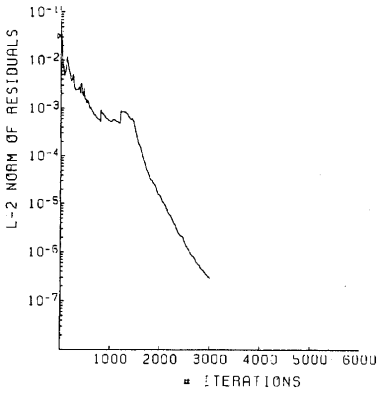


図9　収束履歴(0.25% Clearance；0.5% Clearance　Surge Point と同じ背圧)

Download service for the GTSJ　member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

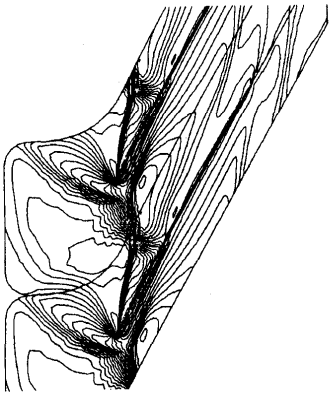


図10　相対Mach数等高線(0.25% Clearance Surge Point)

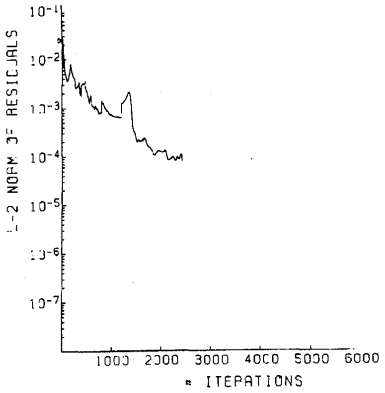


図11　収束履歴(0.25% Clearance Surge Point)

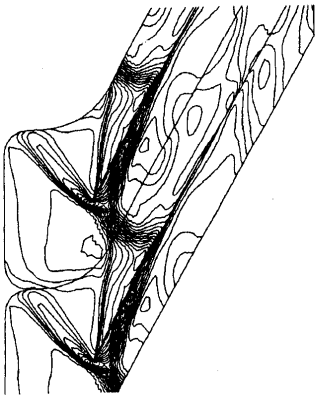


図12　相対Mach数等高線(1.0% Clearance Surge Point)

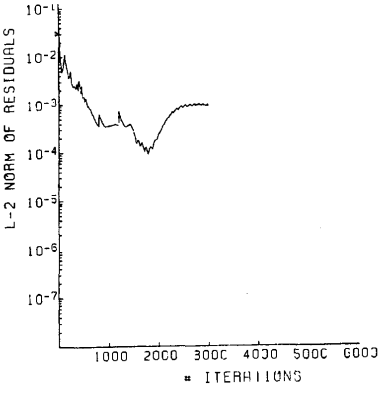


図13　収束履歴(1.0% Clearance Surge Point)

あろう)，これらの観測結果はまた，旋回失速の発現とtip clearanceとの密接な関係を示すように思える。というのは，序論でも述べたように，空力的不安定の発現の時機にtip clearanceが直接的な影響を及ぼすことは計測によって確認されているからである。またこの旋回失速の発端は，せいぜい翼列1，2ピッチ分の周方向に局所的で，3次元性の強い現象であることが示されている[9]。提唱したモデル(特に旋回失速の発現と伝播に関する項目)は，これらの議論に矛盾なく符合しており，旋回失速の発現が何故tip clearanceに強く影響されるのか，また何故旋回失速が通常動翼tip断面から突発するのかという問題を無理なく説明できる（図16(b)）。またその際，本モデルではhigh blockage領域は失速セルに発達していく芽と見なせる。一方従来型の2次元的な剝離に基づくモデルでは，上述の最も根本的な2つの問題を説明できない（図16(a)）。これまで2次元な仮定に基づく理論解析や数値解析が行われてきているが，動翼tipから旋回失速が始まる理由を明快に説明しているものは皆無である。

これまで計算した全ケースの結果を，図17の圧縮機作動曲線図および効率曲線図にまとめる。それぞれのclearance高さのsurge pointは全て，作動曲線の勾配が減少していく中でその頂点に位置していて，一般的な圧縮機の作動特性を良く再現できており，本解析の定性的な正当性を示している。この図は，わずかにtip clearanceを減らしただけで，圧力比とサージマージンの大幅な向上が得られることを示している。tip clearanceを1.0% spanから0.5% spanに減らすと4.0%の圧力比の向上とchoke流量5.0%分のサージマージンの改善が得られ，さらに0.25% spanに減らすとさらに3.0%の圧力比の向上ともう5.0%のサージマージンの改善が得られる。効率曲線図の方からは，1.0% spanのclearanceを半減すると1%の効率の改善が得られることが分かる。一方0.5% span以下にclearanceを減らしても本質的な効率の改善は見られなかった。これは，効率の観点から，実用上のoptimum clearanceに関する1つの手がかりを与えるものといえる。

4．結　論

これまで得られている知見を以下にまとめる。

・提唱したモデル，即ち，①遷音速ファン/圧縮機動翼内の定常流れは，翼tip前縁から放出されるleading edge vortexの縁が隣接翼のtip前縁にぶつかった時に完全に破綻する②tip clearanceはclearance flowの流量を支配するため，tip clearanceを増やすと，clearance flowの流量が増加し，leading edge vortexが円錐形に噴き出す角度とその頂角が大きく増大，よってそれが隣接翼のtip前縁にぶつかるのも早まり，非定常性の開始も早まる/tip clearanceを減らすとその逆になる，という推論の有効性が，tip clearance

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18

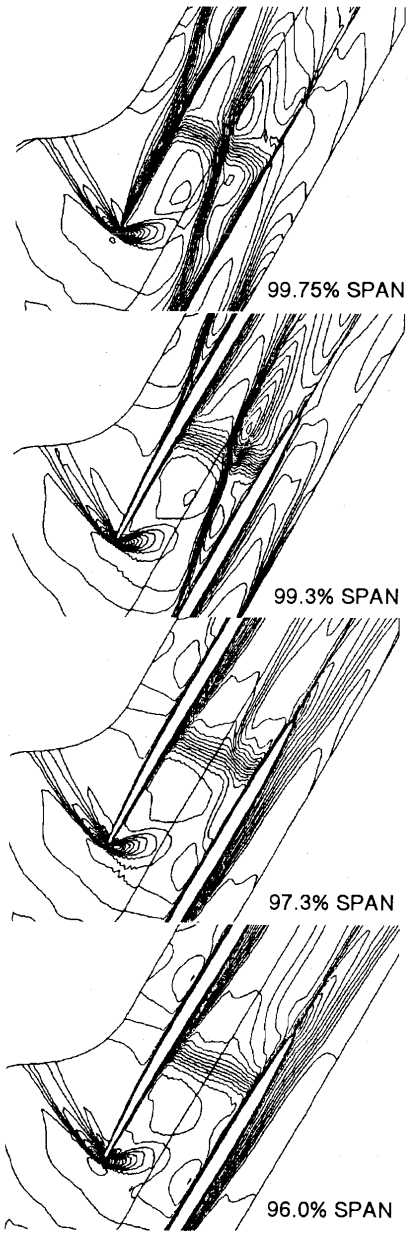


図14　Blockage の3次元構造
(0.25% Clearance Choke Point)

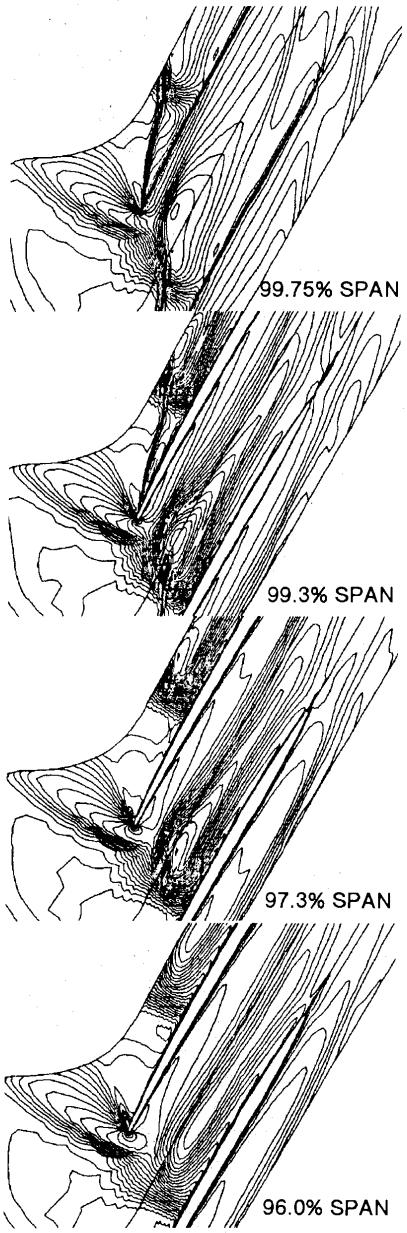


図15　Blockage の3次元構造
(0.25% Clearance Surge Point)

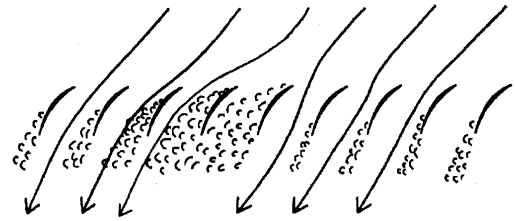


図16　旋回失速の伝播モデル

の高さを変えた計算を通して確認された。

- これらの結果は又，旋回失速の発現と伝播に関して提案したモデルの有効性を補強するものでもある。
- tip clearance は，遷音速ファン・圧縮機の効率・安定性の両面に支配的な影響を及ぼす。
- 実験で定性的に確認されてきた，tip clearance のごくわずかの増加が圧力比，効率とサージマージンの大幅な減少をもたらすという事実に一致する計算結果が得られた。
- 0.5% span 以下に tip clearance を減少しても本質的な効率の改善は見られなかった。これは実用上の optimum clearance に対する一つの手がかりを示すものであろう。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

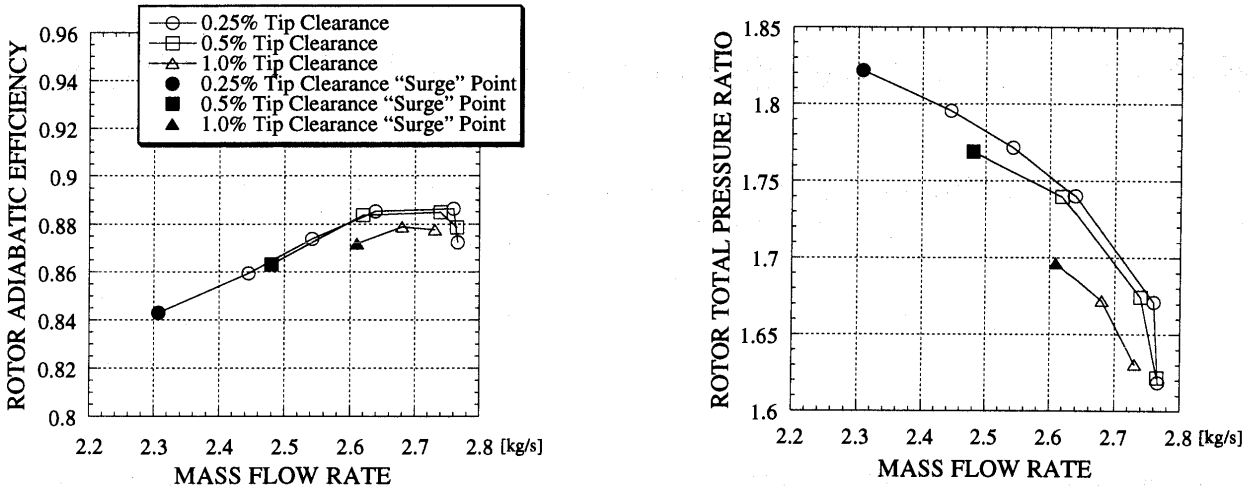


図 17 圧縮機作動曲線図および効率曲線図

参考文献

(1) Freeman, C, VKI Lecture Series, 1985-05 (1985)
(2) Wisler, D. C, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 107 (1985), pp. 354-363
(3) 正木大作，梶昭次郎，日本ガスタービン学会誌，Vol. 25, No. 99 (1997)，pp. 81-88
(4) Baldwin, B. and Lomax, H., AIAA Paper 78-257 (1978)
(5) Chima, R. V., Giel, P. W. and Boyle, R. J., AIAA Paper 93-0093 (1993)
(6) Yee, H. C., Klopfer, G. H. and Montagne, J.-L., J. Comp. Phys., Vol. 88 (1990), pp. 31-61
(7) 正木大作，梶昭次郎，日本航空宇宙学会誌，Vol. 45，No. 525 (1997)，pp. 14-21
(8) 正木大作，博士論文，東京大学 (1995)
(9) Day, I. J., ASME Paper 91-GT-86 (1991)
(10) Wilson, A. G. and Freeman, C., ASME Paper 93-GT-2 (1993)
(11) Day, I. J. and Freeman, C., ASME Paper 93-GT-26 (1993)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

技術論文

遷音速ファンの高負荷曲げ翼列フラッタに関する実験的研究

Experimental Study on Transonic Fan Rotor Flutter at Highly Loaded Conditions

柴田 貴範*1，梶 昭次郎*2
SHIBATA Takanori KAJI Shojiro

Abstract

The aerodynamic damping characteristics of a transonic fan are experimentally investigated using a linear cascade wind tunnel. The cascade consists of 7 blades with its center blade oscillated in bending mode by mechanical system. Unsteady aerodynamic forces are measured at supersonic inlet and high back pressure conditions, which cover from started to unstarted flow regimes. Unsteady aerodynamic works per cycle in traveling-wave mode are estimated by means of the influence coefficient method. It is revealed that an increase in vibration frequency has a stabilizing effect, while an increase in pressure ratio has a destabilizing effect on blade oscillations. An increase in the inlet Mach number has a destabilizing effect at low supersonic inlet Mach numbers, but a further increase in the inlet Mach number causes a strong shock-boundary-layer interaction and reduces the maximum of aerodynamic exciting forces.

1．序 論

近年，ジェットエンジンのファンや圧縮機翼列の高負荷大容量化の要求にともない，シュラウドのない，大翼弦長，薄型，低キャンバー翼が多用されるようになっている。そのような翼列が遷音速の高負荷状態で作動する場合，曲げモードの翼列フラッタが発生し，圧縮機性能を落とさず，いかにこのフラッタを回避するかが重要な課題となっている。

遷音速翼列フラッタにおいて，衝撃波の変動によって生ずる変動空気力が翼列安定性を決める上で重要であることは，これまでに指摘されてきた[1),(2)]。だが，理想的な遷音速流れ場の実現や高振動数の並進振動機構の製作が非常に困難であることから，実験例がごく限られているのが現状であり，各種パラメタと絡めた空力減衰力に関する詳細な議論はまだ行えていない。

実機での観察結果[3),(4)]を参考にすると，曲げモード翼列フラッタは衝撃波を含む流れにおいて常に発生するのではなく，むしろ作動線図上のごく限られた領域でのみ観察される。そのことから曲げフラッタ発生は，翼列圧力比や流入マッハ数と相関が強いと考えられ，本研究では影響係数法を使った風洞実験により，それらのパラメタと非定常空力仕事の関連について調べた。

原稿受付 1997年4月3日

＊1 日立製作所
〒319-12 茨城県日立市大みか町7-2-1
＊2 東京大学大学院工学系研究科

2．実験設備および計測手法

実験は，乾燥空気を作動流体とするブローダウン方式の直線翼列風洞を用いて行なわれた。そのテストセクションを図1に示す。風洞壁面境界層の影響を抑えるため，風洞の両側壁面および下壁面において境界層の吸い込みを行っている。また，この下壁面での吸い込みは翼列からの衝撃波の反射を防ぐ役割も担っている。

一般に，入口超音速の高負荷翼列流れでは，流れ場の翼列方向の周期性を確保するのが非常に難しい[1),(5)]。そのため本研究では，翼列中の最上位と最下位の翼の後縁

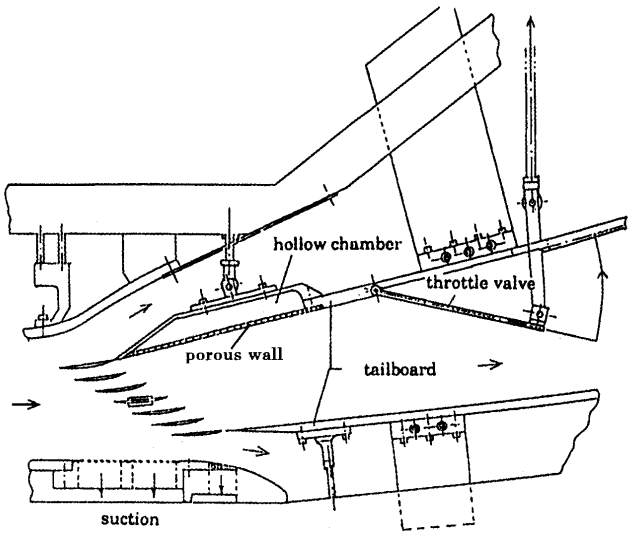
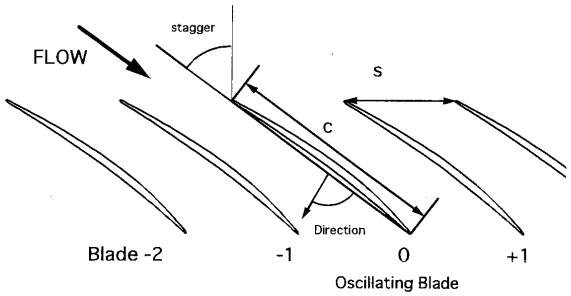


図1 風洞テストセクション

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.



Camber Angle	13.6 (deg)
Stagger Angle	53.1 (deg)
Chord	c = 50 (mm)
Solidity	c/s = 2.0
Span	50 (mm)
Bending Oscillation Direction	83.1 (deg)
Amplitude	2.0 (mm)

図2　翼列形状

に後流板を設置し，さらに上流側に位置する後流板の流れ面を多孔壁面にして，その背後に小空間を設けることによって，翼列方向周期性の改善を図っている。また，翼列高負荷状態の流れを模擬するため，背圧調節のための絞り弁が後流板上に取り付けられている。

実験には図2のような多重円弧翼からなる翼列を用い，風洞内に翼7枚を設置している。そのうち中心の翼は片持ち支持され，クランク軸とコンロッドから成る機械的な加振機構により，振動振幅2 mm，翼弦に対し83.1°の方向に並進振動する。風洞側壁の一部は可視化用の金属鏡になっているが，それには翼の移動領域に合わせたくり抜き加工が施されている。そのくり抜き部の存在による流れ場の乱れは，図3のように翼端板を使って極力抑えるよう努力し，さらに，くり抜き部の存在によって促進される境界層の発達は，くり抜き部からの境界層吸い込みによって抑制している。

空気力の計測は，図4のような翼マウントを用意して，その支持部に歪みゲージを貼付することにより行った。その支持部形状は，ねじりモーメントには鈍感で，翼振動方向の空気力に敏感になるように設計されている。あらかじめ翼に働く力とゲージ出力の関係は較正しておき，風洞実験時のゲージ出力から逆算して翼に働く空気力を求めている。振動翼の歪みゲージ出力には，振動による慣性力の影響も含まれることになるが，その効果は前もって計測しておいた慣性力を使って，データ処理の段階で除去している。非定常空気力の計測は振動翼とその上下流2枚ずつ合計5枚の翼に関して行い，計測によって得られた各翼の非定常空気力を，影響係数法[6],[7]を利用して翼間位相差を考慮して重ね合わせることにより，全翼振動している翼列での非定常空力仕事 W_c を算出している：

$$W_c = \sum_{n=-2}^{n=+2} C_n \sin(\phi_n - n\sigma) \qquad (1)$$

(C_n，ϕ_n：非定常空気力の振幅と位相，n：翼番号，σ：翼間位相差)

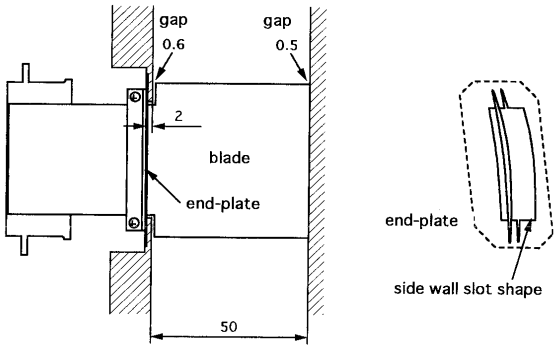


図3　振動翼と翼端板

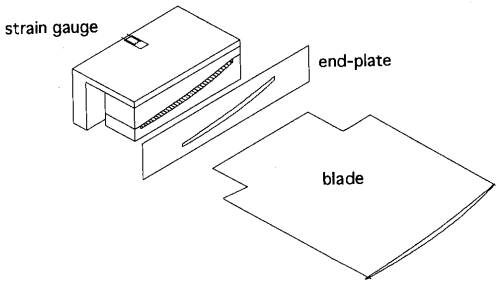


図4　空気力計測翼

3．実験結果と考察

実験を行ったパラメタ範囲を表1に示す。どの流入マッハ数においても，一様上流の全圧は2.1 [kgf/cm²]，全温300 [K]であり，このとき翼弦長を基準長さとするレイノルズ数は $M=1.2$ の場合で 1.8×10^6 程度である。

線形な流れ場において，非定常空気力の振幅は振動振幅に比例し，空力仕事は振動振幅の2乗に比例するため，非定常空気力振幅および空力仕事はおのおの $\rho U^2 sh/2$ および $\pi\rho U^2 sh^2/2$ (ρ：上流密度，U：上流速度，s：翼スパン長，h：振動振幅)で無次元化している。また，無次元振動数 k の代表長さには翼弦長 c を用いている：$k=\omega c/U$ (ω：角振動数)。

3.1　定常流れ場

流入マッハ数を固定した場合，入口相対超音速の始動状態翼列流れでは流入角がunique incidence則で決まってしまうため，流れ場を決める上で支配的となるのは翼列圧力比 PR だけである。流入マッハ数1.15のま

表1　実験パラメタ

Mach number	1.05 ~ 1.20
Pressure Ratio	0.5 ~ 1.48
Frequency	10 Hz ~ 110 Hz
(Reduced frequency	= 0.01 ~ 0.1)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/28.

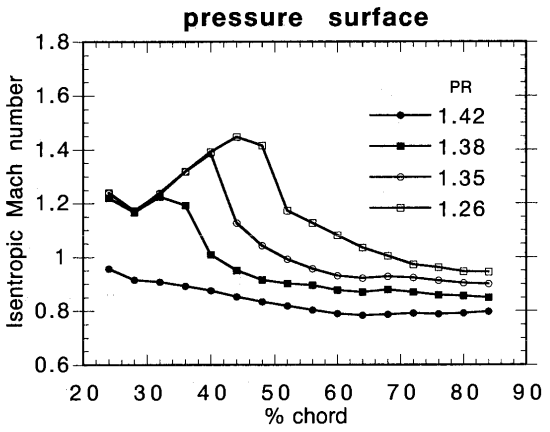


図5(a)　定常翼面等エントロピーマッハ数分布(腹)

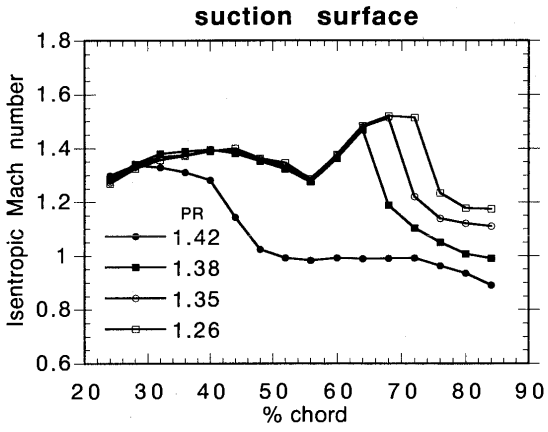
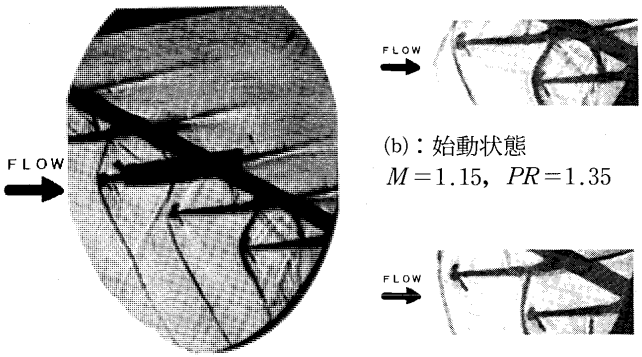


図5(b)　定常翼面等エントロピーマッハ数分布(背)

ま圧力比を変化させたときの翼面マッハ数の変化の様子を図5に示す。図中の，マッハ数が急激に減少しているところが翼間衝撃波付着点である。翼間衝撃波上流の流れ場は圧力比の影響を受けないが，流出マッハ数は圧力比上昇とともに減少し，衝撃波付着点はしだいに上流側へ押しやられていく。図6(a)に可視化結果の一例を示す。翼間衝撃波発生位置などを見ると，ほど良い翼列方向周期性が実現されていることが分かる。

翼間衝撃波がちょうど翼間スロート下流に存在する圧力比以上に背圧を高めると，翼間衝撃波は前縁斜め衝撃波と一体となって離脱衝撃波を形成する。この状態を不始動状態（図6(b)，(c)参照）と呼ぶ。不始動状態では翼腹面が完全に亜音速となり，unique incidence則が崩れて，背圧上昇とともに流入マッハ数が減少する。

流入マッハ数が高い状態（$M=1.2$や1.3）で，ぎりぎり始動状態よりも背圧を高めると，かえって圧力比が減少し，しかも翼列方向の周期性が大きく崩れる現象が現われた。そのような流れは強い離脱衝撃波の存在による失速を起こしている可能性が高く，2次元流れでは高流入マッハ数時において不始動状態は存在しないものと考えている。



(a)：$M=1.15$，$PR=1.35$　(b)：始動状態 $M=1.15$，$PR=1.35$　(c)：不始動状態 $M=1.10$，$PR=1.42$

図6　シュリーレン映像

3.2　非定常空気力計測結果

まず，各翼に働く非定常空気力の時間波形について触れておく。本実験の範囲内では，最も負荷の高い不始動状態であっても，空気力時間履歴の高調波成分は無視できるほど小さく，振幅に対する線形性が成立し得る範囲にあった(図7)。このことは，翼全体の非定常空気力に関しては重ね合わせが成立し得ることを示している。Korbacher, H. et al.[8]が指摘しているように，衝撃波近傍の局所的な圧力変動について重ね合わせはできない。だが，衝撃波近傍の流れ場は圧力に関して線形化できるのではなく，衝撃波の動きに関し線形化できるのであって，翼全体に働く非定常空気力については重ね合わせが可能である。すなわち，衝撃波の発生・消滅などの本質的に非線形な衝撃波変動を伴う場合を除き，翼全体の空気力について影響係数法は成立する。このことは，実験

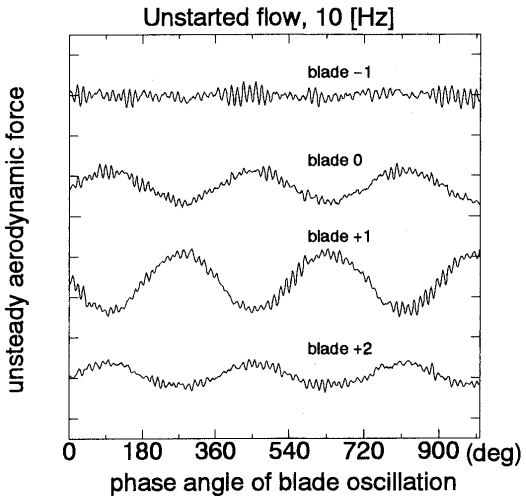


図7　不始動状態($M=1.1$，$PR=1.42$)における各翼に働く空気力の時間波形

結果から影響係数法を使って求めた空力仕事と，数値計算(線形オイラー方程式を用いた差分解法[9])によって求めた全翼振動する翼列での空力仕事が良く一致することからも理解されよう(図9)。ただし，非粘性理論である

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18

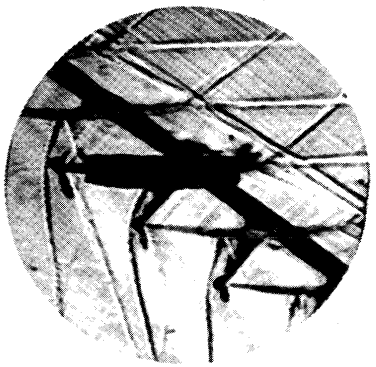


図8　$M=1.05$ の軽負荷状態における衝撃波形状のシュリーレン映像

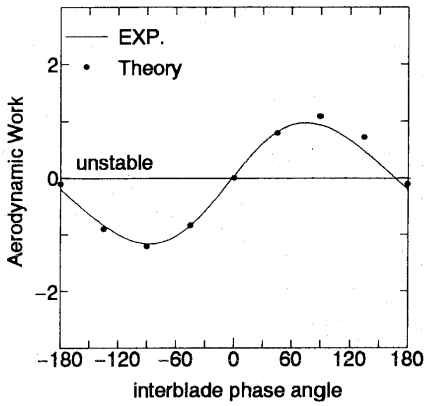


図9　$M=1.05$ の軽負荷状態における実験と数値計算結果の空力仕事の比較($k=0.01$)

ため，図9の結果は粘性の効果が小さい，後縁に斜め衝撃波を伴う軽負荷の流れ（図8）の場合である。

流入マッハ数1.15について，振動数10 Hzのまま圧力比を変えたときの非定常空気力の振幅と位相の変化を図10，11に示す。ここで，非定常空気力の位相というのは振動翼の変位に対する非定常空気の位相差のことである。圧力比に関係なく，非定常空気力の振幅が最も大きいのは+1番翼で，その次が0番翼（振動翼自身）であり，この2つの翼の非定常空気力で，翼列安定性の傾向はほぼ決まってしまうと考えて良い。振動翼の上流側へ向かう擾乱に関しては，すでに−2番翼でノイズレベル以下になっているのに対し，下流側へは+2番翼でもはっきりと振動の影響が現れている。このことは，擾乱が上流側へは伝播しにくいが下流側へは比較的良く伝わることを示しており，可視化で現れた衝撃波の動きに関する結果と一致するものである。

図10，11を見て明らかなように，圧力比の上昇は変動空気力の振幅の増大につながり，その傾向は振幅の大きい+1番翼に特に強く現われている。それに対し，非定常空気力の位相はあまり圧力比の影響を受けず，むしろ振動翼に対する相対位置に大きく左右されるようだ。

振動数の影響は，非定常空気力の振幅ではなく，位相の方に強く現れた。そのことを詳しく見るため，空気力振幅が最も大きいマッハ数1.10，圧力比1.42のときの非定常空気力の位相と振動数の関係を図12に示す。図中の数値は位相と振動数の関係を線形近似したときの直線の傾きを示している。振動数の影響は−1，+1，+2番翼の非定常空気力の位相に関しほとんど線形的な位相遅れとなって現れ，しかも，振動翼の近くにある翼よりも遠くに位置する翼の方が直線の傾き（位相遅れの度合い）が明らかに大きく，前者は後者のほぼ2倍である。このことは，各翼に現れる変動空気力の位相が振動翼からの擾乱の伝播遅れと相関が強いことを示唆しており，これは離脱衝撃波の動きに現れた振動数の影響と一致するものである。振動数をさらに増加させてもほぼ線形的に位相遅れが増大するものと予測されるが，そのような線形

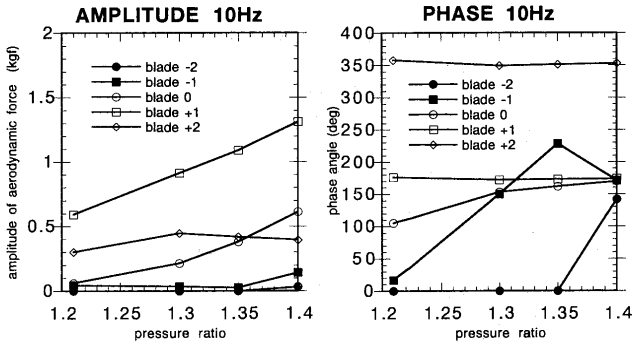


図10　(a)　非定常空気力振幅　(b)　非定常空気力位相
$M=1.15$，$k=0.01$

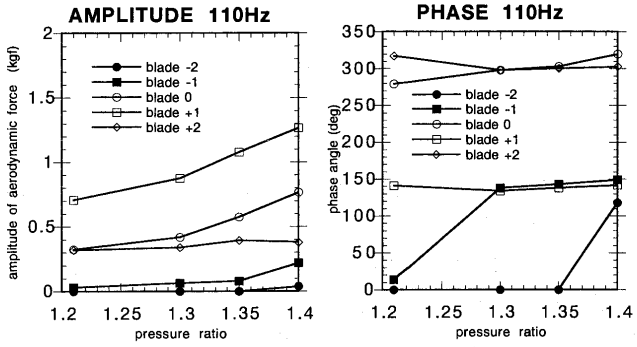


図11　(a)　非定常空気力振幅　(b)　非定常空気力位相
$M=1.15$，$k=0.1$

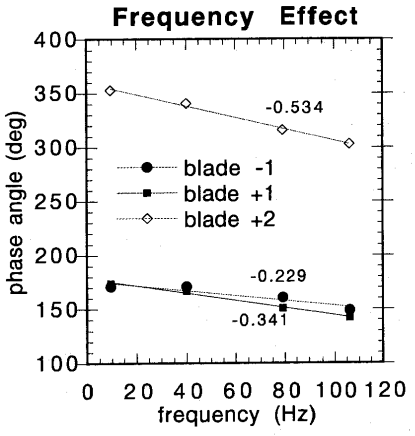


図12　非定常空気力の位相に現れた振動数の影響

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

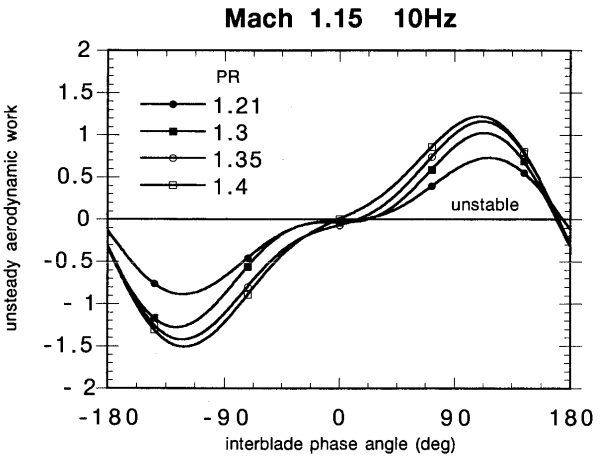


図13　非定常空力仕事と翼関位相差の関係($k=0.01$)

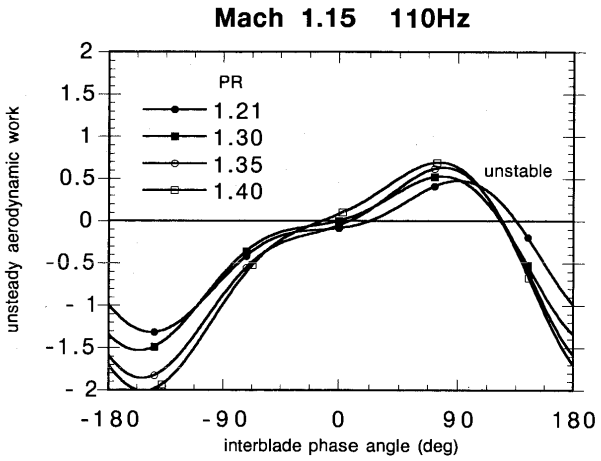


図14　非定常空力仕事と翼関位相差の関係($k=0.1$)

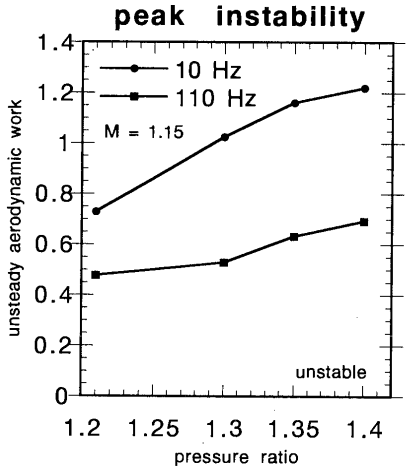


図15　最大空力仕事と圧力比および振動数の関係
($k=0.01$, 0.1)

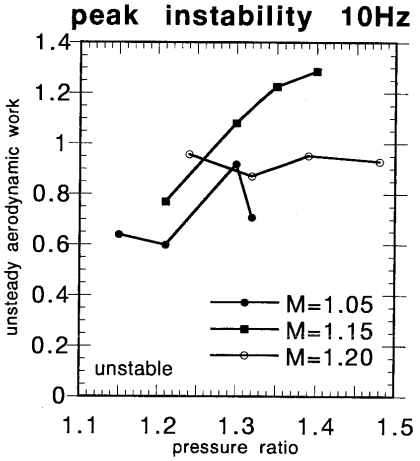


図16　最大空力仕事と流入マッハ数の関係（$k=0.01$）

性がどこまで続くのかは今回の実験からは明らかでない。

3.3　非定常空力仕事

得られた非定常空気力を使い，影響係数法を利用して全翼振動する翼列での空力仕事を算出した。その結果を図13と図14に示す。これらの図の空力仕事が正となっている範囲が空力弾性的に不安定となる翼列振動を表わし，そのとき翼は流体から励振エネルギーを受け取り，フラッタが発生する。

図13を見るとわかるように，どの圧力比の流れであっても翼間位相差が正の範囲でフラッタが発生する。このことは振動数の高い場合（図14）でもあてはまり，この翼列は圧力比によらずforward traveling waveの範囲の翼間位相差でフラッタを発生しやすい。翼間位相差が正の領域でフラッタが発生するというのはAdamczyk et al.[10]の理論解析およびそこで引用されている実機での観察結果と一致するものである。

翼間位相差を変えて合成した，全翼振動時の空力仕事の最大値に着目し，翼列安定性を最大空力仕事と圧力比および振動数の関係で示したのが図15である。明らかに，圧力比の上昇は励振エネルギーを増加させ，高負荷状態ほど翼列フラッタが発生しやすい。先述した非定常空気力と圧力比の関係を思いおこすと，圧力比は非定常空気力の振幅には影響を与えても，位相には影響を与えないものであった。つまり，圧力比が上昇するにつれ変動空気力の振幅が大きくなり，そのことが直接非定常空力仕事を増大させ，フラッタ発生を助長している。

他方，振動数の増加は最大空力仕事を減少させ，かつ，不安定となる翼間位相差の範囲を減少させることが図13や図14，あるいは図15を見ることにより理解できる。圧力比の場合とは異なり，振動数の変化は非定常空気力の振幅にはあまり効かず，位相に対し強く効果を現すものであった。特に，振幅の大きい0, +1, +2番翼の位相に対し振動数の影響が強く現れていたが，そのことが翼列安定性変化に関連していると考えられる。そのことを理解するため，影響係数法に現れる各項の意味をもう少し堀下げてみる。

式(1)を見てわかるように，振動翼自身の非定常空力仕事 $C_0\sin\phi_0$ は σ に依存しない項であるので，空力仕事と翼間位相差の図で見たときの空力仕事の平均レベルを与えるものである。振動数が10 Hzのとき，C_0 はそれほど小さくなかったが，位相 $\phi_0\approx 0$ であったために $C_0\sin\phi_0$

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

≈0となり，翼間位相差のほぼ半分の領域でフラッタが発生した。ところが，振動数が増加すると，主として位相ϕ_0が−90°近くの値になったことが空力仕事の平均レベルを下げ，最大空力仕事の減少と不安定となる翼間位相差範囲の縮小をまねいた。他方，$C_{\pm1}\sin(\phi_{\pm1}\mp\sigma)$や$C_{\pm2}\sin(\phi_{\pm2}\mp2\sigma)$は，それぞれ空力仕事と翼間位相差の図で見たときの基本波と高調波的な変化を表している。仮にこの両者の波の最大値が上手く重なれば大きな空力仕事が発生することになるが，そのためには各翼同士の非定常空気力の位相差が重要である。このことから考えて，大きな振幅を持つ+1と+2番翼の変動空気力の位相に振動数の影響が強く現れ，しかも+1と+2の非定常空気力の位相差が大きくなる方向に働いたことが，最大空力仕事の減少のもう一つの原因である。このように振動数の増加によって各翼の非定常空力仕事の位相が変化し，そのことが結果的に最大空力仕事の減少や翼振動が不安定化する翼間位相差の減少を生み出している。

以上の結果は，−2番翼から+2番翼までの有限枚数の翼を使った影響係数法による結果であるが，定性的には十分な精度で無限翼列の非定常空力特性を捕らえているものと考えている。図10を見ると，振動翼の上流側に位置する−2番翼においては，既に空力振幅が無視し得るほど小さくなっているのに対し，下流側に位置する+2番翼においては，はっきりとした空力振幅が現れている。つまり，翼列を増やして実験を行った場合，振動翼の影響は，+3，+4番翼においても現れるものと推測される。だが，それらの空気力は，当然，+2番翼よりも減衰しているはずであり，また，空力仕事と翼間位相差の図で見たときの3次，4次の高調波的な変化を与えるものである。それゆえ，それらの空気力を加味することで，定量的な違いは生じるだろうが，上述した基本的なフラッタ特性は変わらないであろう。

3.4 マッハ数の影響

図16に，振動数10 Hz（$k=0.01$）での最大空力仕事と圧力比および流入マッハ数の関係を示す。流入マッハ数が低いときには，最大空力仕事は翼列圧力比に対しほぼ右上がりの傾向を示すが，流入マッハ数が高い1.20のときには，圧力比によらずほぼ一定で，そのレベルも高くない。各マッハ数における最大空力仕事に着目すると，マッハ数の増加にともない一旦は空力仕事が増加するが，マッハ数が1.15を越えると今度は下がるようになる。始めのうちはマッハ数の増加にともない衝撃波が強くなり，生ずる非定常空気力も大きくなるのだが，マッハ数が高くなり過ぎると衝撃波と境界層の干渉が顕著になり，大きな非定常空気力が発生し得なくなる。また，高い流入マッハ数では不始動状態が存在し得ないことも，高流入マッハ数での最大空力仕事低下につながっている。

同じ圧力比で比較した場合，流入マッハ数の高い流れの方が衝撃波付着点が下流側に位置し，比較的強い衝撃波を発生することになるため，衝撃波と境界層の干渉は顕著になっている。境界層が剝離していると剝離域での流れ場は翼振動に同期しにくくなることが翼面非定常圧力計測から分かっており，このことが高流入マッハ数時の空力振幅減少の主たる原因であろう。だが，より確実な結論を導くには，衝撃波近傍の細かな非定常圧力分布や境界層状態の詳細な把握が必要である。

4．結　論

(1) 振動数増加の影響は，各静止翼に働く非定常空気力の位相遅れとなって現れ，振動翼から離れた翼ほど位相遅れが大きくなることが判明した。この振動翼から離れた翼ほど位相遅れが大きくなるというのは衝撃波の動きに関してもあてはまり，隣接翼からの擾乱伝播遅れがフラッタ発生に関連していることを示唆している。

(2) 実験で用いた翼列の場合，高負荷・低振動数のforward traveling waveの翼間位相差で曲げ翼列フラッタが発生し，翼列圧力比の上昇は空力的な翼列安定性を低下させる方向に，振動数の増加は翼列安定性を改善する方向に働いた。圧力比の増加は非定常空気力の振幅に，振動数の増加は非定常空気力の位相に主として影響を与えることによって，非定常空力仕事の増減に関わっている。

(3) 流入マッハ数の増加は一旦は空力仕事を増加させる方向に働くが，流入マッハ数が高くなり過ぎると，衝撃波と境界層の干渉が顕著になり，かえってフラッタが発生しにくくなる。

本実験の実施にあたり御協力頂いた梶研究室の町田保男助手に深く感謝の意を表します。

参考文献

(1) Szechenyi, E., AGARD-AG-298, 1987, Chap. 10
(2) 小林紘ほか，ガスタービン学会誌，19-75，1991，p. 50
(3) Griffin, R. G. et al, NASA CR-120981, 1972
(4) Ruggeri, R. S. et al., NASA TMX-3076, 1974
(5) Schreiber, H. A. et al., Trans. of the ASME：J. of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 106, 1984, p. 288
(6) 花村庸治ほか，日本機械学会論文集，45-398，1979，p. 1399
(7) 花村庸治ほか，日本機械学会論文集，55-512，1989，p. 951
(8) Korbacher, H. et al. , Proc. Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines, 1995, p. 383
(9) 柴田貴範，東京大学博士論文，1997
(10) Adamczyk, J. J. et al., J. of Engineering for Power, vol. 104, 1982, p. 675

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

技術論文

自動車用 100 kW CGT の回転蓄熱式熱交換器の開発

Development of the Regenerator for the 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine

赤尾 好之*1，中沢 則雄*1
AKAO Yoshiyuki NAKAZAWA Norio
稲葉志津雄*1，辜 敬之*2
INABA Shizuo KO Yoshiyuki
小池 哲哉*2
KOIKE Tetsuya

Abstract

"Development of 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine" is a seven-year program since 1990. This program has been carried out by Petroleum Energy Center with the support of the Ministry of International Trade and Industry.

In order to satisfy performance and reliability goals, the regenerator system, seal parts and cores were designed. Their performance and reliability have been evaluated and confirmed by the component test rigs and their goals have been attained.

The maximum effectiveness of 94.3% and the minimum leakage of 1.9% (ratio of leakage to main flow) were achieved at 1223K regenerator inlet gas temperature (RIT) under the full load condition of engine operation. The performance of this system proved the 100-hour reliability under the full load condition and the 50-hour reliability at 1270K and 1290K of the partial load condition. The high temperature reliability of this system was confirmed at 1373K of the maximum RIT partial load condition.

1．まえがき

高効率，低公害性，多種燃料適用性の特徴を持つ自動車用 100 kW セラミックガスタービン（CGT）の開発が通産省資源エネルギー庁の補助金を得て 1990 年度から 7 年間の計画で㈶石油産業活性化センターの開発研究事業として推進され，㈶日本自動車研究所が参加した。

エンジン構造は，遠心圧縮機，ラジアルタービン，缶型燃焼器，回転蓄熱式熱交換器（2 個）および減速機で構成する 1 軸式である。定格点圧力比＝5，最高タービン入口ガス温度＝1623 K で，最高出力＝100 kW，最高熱効率＝40%の開発目標を設定している。本報告では，40%の最高熱効率を得るために必要不可欠な，回転蓄熱式熱交換器の開発について報告する。

2．要求仕様

熱交換器の種類は，自動車への搭載性を考慮して小型，軽量，高効率が得られる図 1 のような回転蓄熱式を採用している。温度効率，空気漏れ率および圧力損失率の目標値は，エンジン目標性能を満たす条件として表 1 のように設定している。エンジン部分負荷性能に寄与する熱交換器入口ガスの上限温度は，蓄熱体コアをセラミック

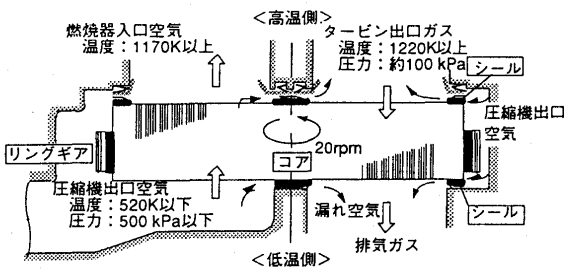


図 1 熱交換器の構造

表 1 開発目標(片側 1 ユニット)

Nt：タービン回転数

	項目		最大出力点 (Nt:10万rpm)	最良燃費点 (Nt:10万rpm)	最良燃費点 (Nt:9万rpm)
条件	ガス側入口温度	K	1223	1247	1290
	入口流量	kg/min	13.8	12.0	10.0
	空気側入口流量	kg/min	13.4	11.8	9.78
	入口圧力	kPa	490	431	353
目標	温度効率	%	92.5	93.4	94.5
	空気漏れ率	%	5.4	5.6	5.7
	ガス側圧損	%	6.6	5.8	5.0
	空気側圧損	%	0.27	0.31	0.38
	耐久性	h	100	—	—
	最高温度	1373K			

原稿受付 1997 年 9 月 22 日
＊1 三菱自動車工業㈱
〒146 東京都大田区下丸子 4-21-1
㈶日本自動車研究所への出向（'90/6～'97/3）
＊2 ㈶日本自動車研究所

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

スにすることを前提に材料特性から 1373 K と設定した。

3．熱交換器の設計

熱交換器の駆動と支持方法は，コア外周部にシリコーン系エラストマで弾性的にボンディングしたリングギアをピニオンギアにより駆動し，周方向 2ヶ所に配置したローラとともに支持する 3 点支持ギア駆動方式とした。

コア材料は，高い耐熱性と低熱膨張，高強度，かつ熱衝撃に強いセラミックスを採用し，形状は熱交換性能面で支障が無い範囲で軸方向厚み 50 mm～100 mm とし，流量，目標性能面からコア外径は 400 mm～500 mm とした。

圧縮機出口高圧空気がタービン出口低圧ガス側通路へ流入するのを防ぐために設けたシール部品は，流路を形成するエンジンハウジングとコアの間に置き，バネ性と潤滑性およびシール性を併せ持つ構造としている。すなわち，ハウジングとのシール面には金属ダイアフラムを設置してコアの軸方向の振れを弾性的に吸収しながらシールし，コアとのシール面には金属基材にセラッミクスなどの摺動材を被覆してコアと接触させてシールしている。熱変形が生じ易いハウジングと熱交換器の間には，シール相手面の平面度を確保するためにセラミック製のプラットホームを設け金属ベローズを介してハウジングに結合する構造を採用している。

3.1　コアの設計

現在入手し得る材料は，MAS(コージェライト)，LAS(β－スポジューメン)，AS（ムライト）の 3 種が有る。各コアのセル形状は表 2 に示すような特徴を持つが，強度に優れる押し出し成形 MAS コア（セルコード＝CO-9）と巻き取り成形 LAS コア（セルコード＝T 20-38）を主体に評価した。

コアの厚みと有効外径は，圧力損失率と温度効率の目標値からそれぞれ 85 mm，369 mm とし，コアの個数を 2 個とした。セル形状の伝熱面積で決まる温度効率は，MAS コアでは目標値に対し 2%程度の余裕が有り，LAS コアでは要求空気漏れ率であれば目標効率を満たすと推定される。コア外径はシール幅 21 mm を考慮して 411 mm とし，リングギア外径は 444 mm とした。なお，コア回転数は熱交換性能と摺動速度の面から 15 rpm～20 rpm としている。

運転中のコア内部の温度分布は，部分負荷条件で最高 1000 K の温度差（中央部 1373 K，外周部 373 K）により外周部に高い周方向熱応力が発生するため，コア外周部に長さ 30 mm から 60 mm 程度のスロットを設け，応力低減を図った。目標値に対して推定温度効率に余裕がある MAS コアについては外周部の温度勾配を緩和するため，厚肉壁セルの LAS コアより有効外径を小径化した。スロット形状・数・長さの最適化をするため，FEM 熱応力解析を実施した。コアの解析モデルは，ハニカム形状の異方性を考慮した等価なソリッド材として扱っている。

表 2　コアの特性値

		MAS	LAS	Thin LAS AS
セル形状		長方形	ｻｲﾝ波形	ｻｲﾝ波形
壁厚	(mm)	0.11	0.13	0.08
セル密度	(個/cm²)	190	140	210
開口率	(%)	71	65	73
水力直径	(mm)	0.58	0.64	0.51
単位伝熱面積	(m²/ m³)	4890	3280	5250
理論温度効率	(%) *	95	93	96

*：エンジン定格条件

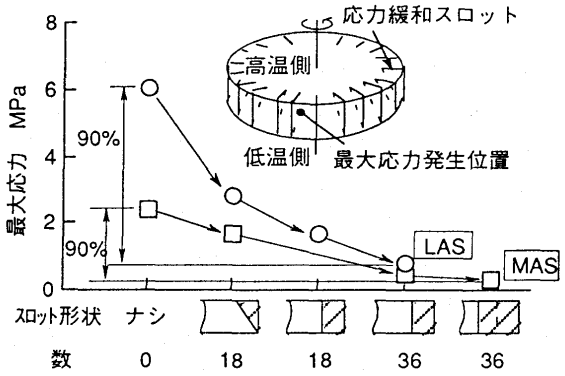


図 2　スロットによる応力低減効果(RIT 1373 K)

解析の結果，周方向の最大応力は初期形状に対し図 2 のように約 90%低減可能となった。

コア表面はシール部品と接触して摺動するため，セルの形状・配向によって厚さ 0.1 mm 程度のセル壁が，チッピング（欠け）を生じる。コアのチッピングは，高圧空気漏れの増加原因になり，下流に位置する燃焼器の燃空比増大により，タービン入口ガス温度の過昇温の原因となり，また欠片が空気側流路に落ちると，他のセラミック部品を損傷させる可能性がある。特に，矩形セルの MAS コアでは，シールとの摺動方向がセル長辺に対して 45°以上になると，チッピングが発生することを予備試験で確認した。押し出し成形で製作される MAS コアは，成形機の能力と焼成時の収縮の問題から幅 90 mm，長さ 120 mm 程度のブロック形状に制限されるため，これを組み合わせてコア形状にしている。チッピング防止を図るため，図 3 のようにブロックを周方向に配置して，セル長辺方向を摺動方向に対して 45°以下とした。ブロックの周方向の配置が困難なコア中央部には，チッピングに対して強度が高い壁厚 0.13 mm の厚肉壁正方形セルを適用している。厚肉壁セルは通常のセルより圧力損失率が 2 ポイント程度増加するが，コア中央部のみの適用に止めるため，コアとしての圧力損失率の目標値は達成可能である。

3.2　シール部品の設計

圧縮機出口の高圧空気をタービン出口の低圧ガス側へ漏れるのを防止するシール部品には，最高 400 kPa の差圧が生じる。シール部品の形状は，図 4 のように大別し

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

て2種に分けられる。コアを挟んでエンジン内側の高温部にθ型のインナーシール，エンジン外側の低温部にD型のアウターシールを設置している。図5にインナーシールの構造図を示す。外径400 mm程度のインナーシールは，中央のクロスアーム部と外周のリム部との温度差が高いためにそれぞれを分割・独立させて熱変形を低減した。温度差が小さいアウターシールは，一体構造としている。断面形状は，厚さ3 mm程度の金属基材に約0.2 mmの金属ダイアフラムを接合し，反対面には摺動材をプラズマ溶射によって被覆している。ダイアフラムの機能は，バネ荷重に加えて差圧を利用し，ダイアフラム自体をプラットホームに押し当ててシールさせることにある。すなわち，高圧になるほどダイアフラムの押し付け力が高くなるように設計している。コアとの隙間からの漏れは，基材に被覆した摺動材をコア表面に押し付けてシールさせている。押し付け力はダイアフラム同様，差圧に依存する。このような構造により，低圧から高圧にかけてあらゆるエンジン運転に対応したシール性能の保持が可能となる。

材料面では，燃焼ガス雰囲気1370 Kレベルの高温で可撓性が要求されるダイアフラムには，鉄系の酸化物粒子分散強化型金属(PM 2000)を採用した。基材には，ダイアフラムとの熱膨張を合わせるために耐食性が優れるダイアフラムと同じ材料を使用している。摺動材は，低温部と高温部に分けて，各部位に適した材料を4項に述べる基礎評価試験により選定した。シール各部の運転中温度は，厚さ3 mm程度のシールに側面から熱電対を直接埋め込んで計測した。

インナーシールクロスアーム部にはDA材（NiO-$BaTiO_3$），アウターシールリム部にはB材（Cu-NaF），他部位にはD材（NiO-CaF_2）を適用している。DA材の特徴は1470 K以上の耐熱性を持ち摩耗速度が0.1 μm/h以下の高耐摩耗性を持つことである。B材は低温の摩擦係数に優れ相手コアとの馴染みが良く，シール性も高い。D材は耐熱性が高く，特に770 Kレベルの中温域での摺動特性に優れた材料である。熱電対を埋め込んだ計測シールによる運転中のシール各部の温度と各摺動材の適用箇所を図6に示す。各材料の選定評価は，熱交換器単体性能試験で入口ガス温度RIT＝1173 Kでの結果を示したものである。注目すべき点は，インナーシールクロスアーム部の温度が，ガス温度より50 K程度高くなることである。この温度上昇原因は，コアとの摺動発熱によるものと推定される。

4．基礎評価試験

実体形状のコア・シール各部品を製作する前に，小型試験片で適性を評価した。厚さ3 mm，幅45 mm，長さ90 mm程度のシール試験片で，溶射性，耐熱衝撃性，耐酸化性を確認した後，コア材へのチッピングや反応性などの相手攻撃性や摺動特性を評価した。

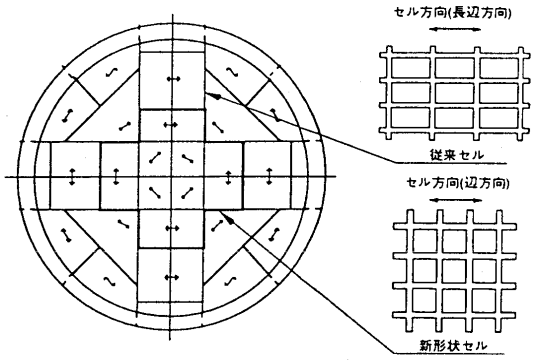


図3　コアの構造

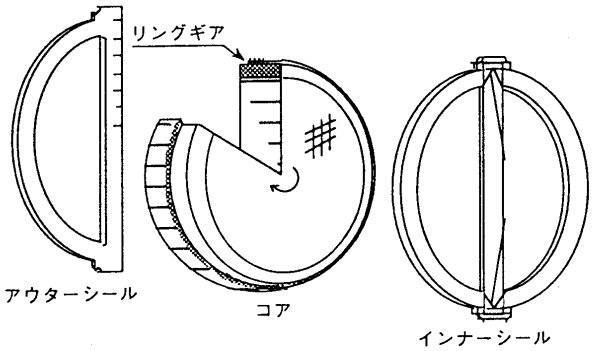


図4　コアとシールの構造

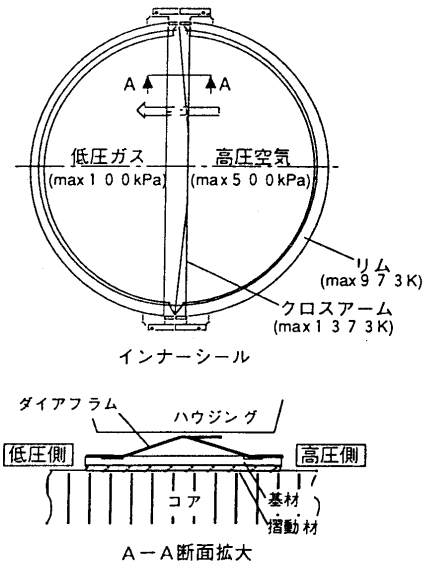


図5　シールの構造

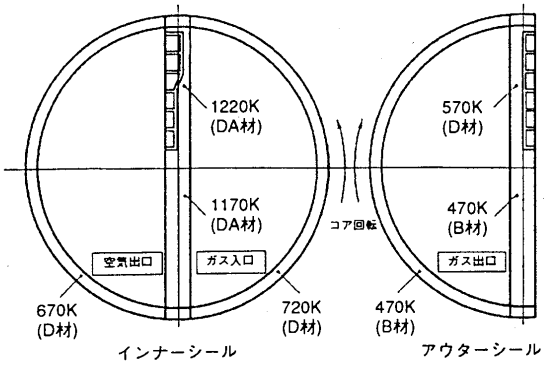


図6　シール摺動部温度(RIT 1173 K)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

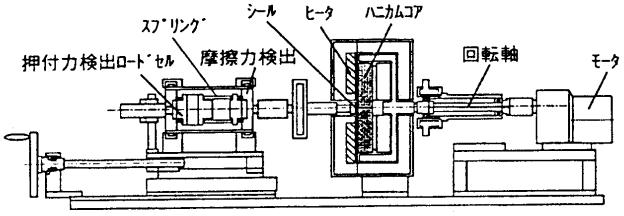


図 7　摺動特性評価試験装置

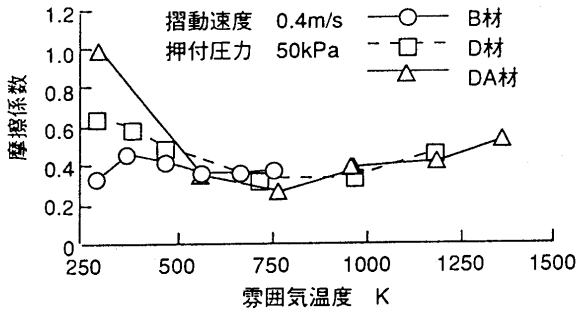


図 8　摺動材の摩擦係数

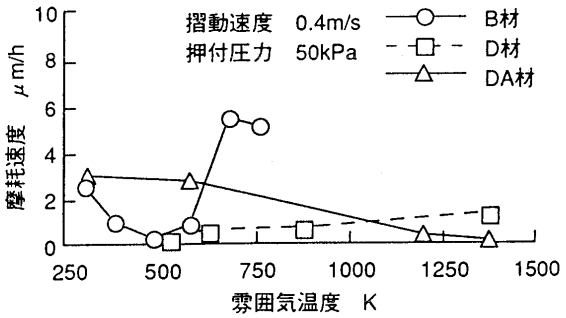


図 9　摺動材の摩耗速度

4.1　評価装置

摺動特性評価試験装置の構造図を図 7 に示す。構造は大きく分けて，コア駆動モータ，ヒータ付きコア・シールホルダ，押し付け荷重調整用スプリングからなる。供試品形状は，実体コア・シールを小型にした外径 230 mm，厚さ 35 mm の円盤形ハニカムコアと幅 35 mm，長さ 240 mm の短冊状シール試験片を用いている。ホルダ部の供試体設置方法は，エンジンを横擬して縦型とした。試験方法は，実体コアの平均周速に合わせて電気モータでコアを 45 rpm に回転させ，シールの押し付け面圧をロードセルで管理しながら 20 kPa～150 kPa 程度にスプリングで調整している。評価方法は，高圧空気は流さず，供試体を電気ヒータで最高 1470 K までの範囲で，設定した温度に加熱し，静止側のシール試験片との摩擦力を検出して摩擦係数を測定した。摩耗速度は，評価終了後マイクロメータで厚さを計測して評価した。

4.2　摺動特性の評価結果

シールに適用した 3 種の摺動材の温度に対する摺動特性を図 8，図 9 に示す。

B 材の摩擦係数は，常温から 770 K までの低温域で安定して低く，摩耗速度は 670 K 以上では増加するものの 570 K 以下の低温では低い特性を示す。D 材の摺動特性は，低温の摩擦係数は高いが，570 K から 970 K の中温域で摩擦係数，摩耗速度ともに低い特性を示している。最も耐熱性が高い DA 材は，770 K から 1370 K まで摩擦係数が低く，摩耗速度は 1170 K 以上の高温で極めて低い。以上の結果から各摺動材の特徴を活かして，シールへの適用箇所を選定した。

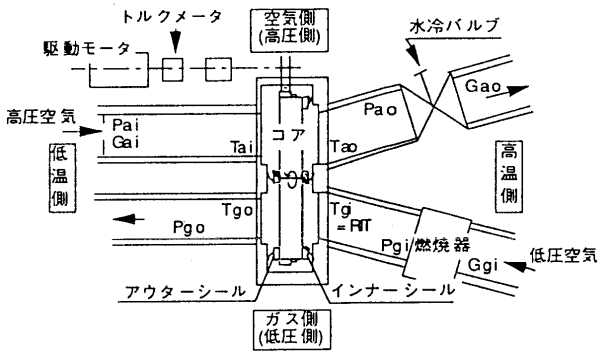


図 10　熱交換器単体性能試験装置

表 3　性能評価結果(最高実績)

Nt：タービン回転数

項　目		最大出力点 (Nt:10万rpm)		最良燃費点 (Nt:10万rpm)		最良燃費点 (Nt:9万rpm)	
		目標	実績	目標	実績	目標	実績
温度効率	%	92.5	94.3	93.4	94.9	94.5	95.4
空気漏れ率	%	5.4	1.9	5.6	1.5	5.7	4.4
ガス側圧損	%	6.6	4.8	5.8	5.6	5.0	4.0
空気側圧損	%	0.27	0.2	0.31	0.21	0.38	0.31

5．熱交換器単体性能評価試験

エンジン組込状態では熱交換器単独の諸特性が明確にならないため，熱交換器単体での試験装置を製作して性能を評価した。単体性能試験装置では，温度効率，高圧空気漏れ率，圧力損失率，コア駆動トルクを評価している。

5.1　評価装置

単体性能評価試験装置の構造図を図 10 に示す。構造は，エンジン同様に実体コア・シールをセットし，回転するコアへ低圧燃焼ガスと高圧空気を逆方向に通過させている。温度効率は，高圧空気入口・出口の温度（*Tai*, *Tao*）と低圧ガス入口温度（*Tgi*）から算出した。特に，空気出口とガス入口温度は配管へのヒートロスが大きいことから，コア表面から 30 mm 程度の位置で計測している。漏れ空気量は，高圧側空気の入口・出口の流量差（*Gai*, *Gao*），また，圧力損失率は差圧計で測定した。

5.2　評価結果

熱交換器性能の最高実績を表 3 に示す。定格条件であ

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19

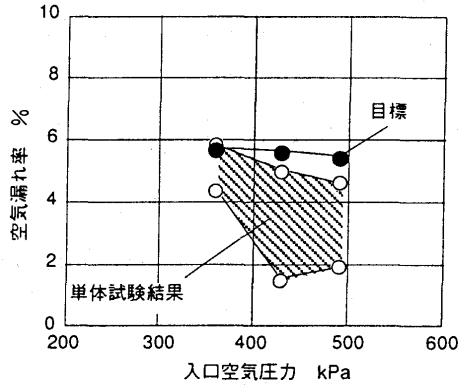


図 11　シール性能評価結果

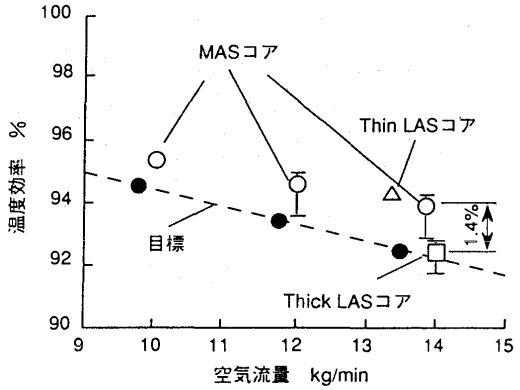


図 12　熱交換特性評価結果(コア片側)

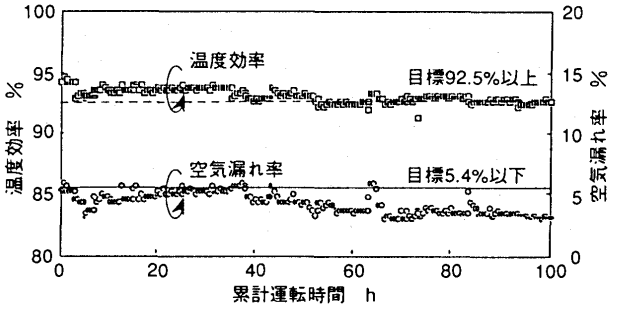


図 13　定格 100 時間評価結果

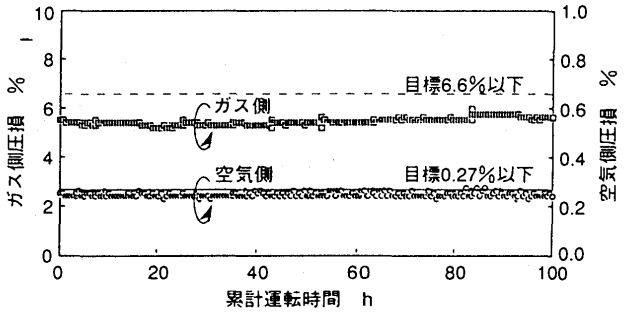


図 14　定格 100 時間評価結果

る最大出力点と 2 点の最良燃費点の計 3 点において設定された性能目標値を全て達成した。シール特性の評価結果を図 11 に示す。空気漏れ率は入口空気流量に対する漏れ量の比率を示す。

コア違いによる温度効率の性能比較結果を図 12 に示す。厚壁セルの LAS コアに対し，MAS コア，薄壁セルの LAS コア共，1.4 ポイント程度向上することを確認した。

耐久性を評価するため，エンジン定格条件相当のガス入口温度 1223 K，圧力比 5 の条件で 100 時間評価を実施した。100 時間運転中の性能値を図 13，図 14 に示す。13 回の着火停止を含む評価となったが，昇温開始直後は若干性能のバラツキが大きいが，100 時間中目標値以内の性能を維持していることが判る。また，評価後の供試体の健全性も確認している。さらに，ガス入口温度 1273 K および 1293 K で各 25 時間づつの評価を行い高温条件での信頼性を実証している。

加えて，エンジン部分負荷条件に相当する熱交換器にとって最高温度条件であるガス入口温度 1373 K で，短時間ではあるが耐熱性を確認した。

6．まとめ

自動車用 100 kWCGT の回転蓄熱式熱交換器の開発において，以下の成果が得られた。

(1)　全性能評価項目の目標達成

CGT エンジン運転での性能の目標値を得るために必要な 3 条件，すなわち定格点（タービン回転数＝Nt 100,000 rpm 相当），最良燃費点（Nt 100,000 rpm 相当），最良燃費点（Nt 90,000 rpm 相当）で，熱交換器としての性能評価項目，すなわち温度効率，高圧空気漏れ率，圧力損失率（ガス側・空気側）の目標値を全て達成した。

(2)　耐久目標の達成

連続長時間運転での性能・耐久性を評価するために実施した定格点での 100 時間耐久性評価を終了し，信頼性を実証した。

(3)　限界温度の目標達成

エンジン部分負荷に相当する熱交換器にとって最高温度条件となるガス入口温度 1373 K でも短時間ではあるが耐熱性を確認した。

以上の評価結果から，CGT 熱交換器開発で設定された全目標値を達成した。

謝　辞

本研究開発の実施にあたり，ご指導と御協力を戴いた PEC ならびに JARI の関係各位，および御協力を戴いたイーグル工業㈱研究部ならびに日本ガイシ㈱他の関係各位に対し，深く感謝の意を表します。

参考文献

(1)　Y. Akao, et al.：Development of a Regenerator for the 100kW Automotive CGT, 95-YOKOHAMA-IGTC-38 (1995)

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

研究だより

ガスタービン燃焼器の燃焼特性に関する研究紹介

三浦 隆利*1
MIURA Takatoshi

キーワード: ガスタービン，数値シミュレーション，NOx，測定技術
Gas Turbine, Numerical Simulation, NOx, Measurement Technique

1．はじめに

当講座において，燃焼研究を開始したのは，昭和57年に本学工学部講座の組織を割って工学部付属燃焼限界実験施設を開設して以来である。それ以降，噴霧燃焼特性解析と噴霧ノズルの開発に取り組んできた。すすや，NOxの生成と制御および炉内輻射伝熱に関しても検討しているが，本報ではガスタービン燃焼器に関連する，本講座の研究概要を紹介する。

2．小型ガスタービン燃焼器の解析

燃焼器内の低NOx化を達成するためには，燃焼器内でのNOx生成挙動を詳細に把握し，的確な低NOx化対策を施す必要がある。しかしNOx生成は燃焼反応，流動，伝熱等が関連した極めて複雑な現象であり，それらの現象すべてを詳細に把握することは困難なため，燃焼器の開発も燃焼器出口温度や排ガス組成といった限られたデータをもとに経験的に行われてきた。本講座では三井造船㈱，富士石油㈱と共同で，昭和63年からガスタービン燃焼器を対象とした燃焼シミュレーションに取り組んだ[1]。シミュレーションに必要な燃焼器のデータや実験データはガスタービンコージェネレーションシステムの開発を行っている三井造船㈱に提供していただき，それらをもとにシミュレーションモデルの開発を行った。

実験・解析の対象としたガスタービン燃焼器は全長522 mm，内径220 mmの耐熱合金製円筒である。燃焼器には二次空気，希釈空気および壁面冷却用空気導入孔が大小多数開けられている。この燃焼器内で主に灯油や軽油などの比較的軽質な液体燃料が噴霧される。

従来，燃焼器の中心軸上温度分布や燃焼器出口温度，排ガス組成等の限られたデータしかなく，それらのデータとシミュレーション結果を比較してもシミュレーション結果が実際の燃焼状況をどの程度再現しているのかは議論できなかった。そこで三井造船㈱の全面的な協力により玉野造船所近くにある燃焼実験場で測定を行うことになった。ガスタービン燃焼器内の温度分布やガス組成を詳細に測定した例は世界でもほとんどなく，測定方法は三井造船の担当者と共同で開発した。燃焼実験装置には，燃焼用空気を送るための大型コンプレッサー2台と空気予熱装置も設置されている。実験装置は加圧燃焼実験も行うことのできる構造となっているため，測定用プローブを挿入し，自在に動かすことは非常に困難であるが，特殊な先端形状をしたステンレス製水冷サンプリングプローブを製作し，燃焼器出口側から挿入する方式をとった。

図1は測定結果の一例[2]である。測定は二次空気導入孔下流の断面(1)，二次空気導入孔と希釈空気導入孔の中間の断面(2)，希釈空気導入孔下流の断面(3)および燃焼器出口の断面(4)で行った。断面(1)や(3)では，二次空気や希釈空気の流入に伴う温度の低下やガス組成の変化が現れている。また断面(4)では温度，ガス組成ともに一様な分布となっていることから，希釈空気と燃焼ガスの混合は良好であることがわかる。図1の中央図は測定結果や火炎形状から推測した燃焼器内燃焼状況を模式的に示した図である。ガス流れを矢印で，高温領域を斜線部で示している。燃焼用空気に保炎を目的とした旋回流が付与されているため，火炎は中心が暗く，燃焼器壁に沿う形で形成されている。従って断面(2)の温度分布も燃焼器壁側($r/D=0.5$)のほうが高くなっている。また各断面でのNOx濃度分布を見ると，温度分布の形状とほぼ一致していることから，高温領域でNOx濃度も高くなっていることがわかる。

燃焼シミュレーションはガス流れに関する連続の式，運動方程式，エンタルピ保存式および化学種の質量分率保存式といった偏微分方程式群を実際の燃焼炉に対応した計算格子上で離散化して行った。実際にはガス流れが高温の乱流であるため，乱流モデルの使用，燃料の燃焼反応モデル，NOx生成モデル，輻射伝熱モデルが導入される。また噴霧燃焼が対象であるため，液滴の運動をLagrange法で記述している。

図2に図1と同じ条件での燃焼ガス流れの速度ベクトル，温度分布およびNO濃度分布のシミュレーション結果を示す。二次空気と希釈空気の流入に対応して低温領域が中心軸方向に伸び，1500 K以上の高温領域は二次空気上流の一次燃焼領域から壁面に沿って伸びている。ま

原稿受付 1997年9月24日
*1 東北大学大学院工学研究科
〒980-77 仙台市青葉区荒巻字青葉

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

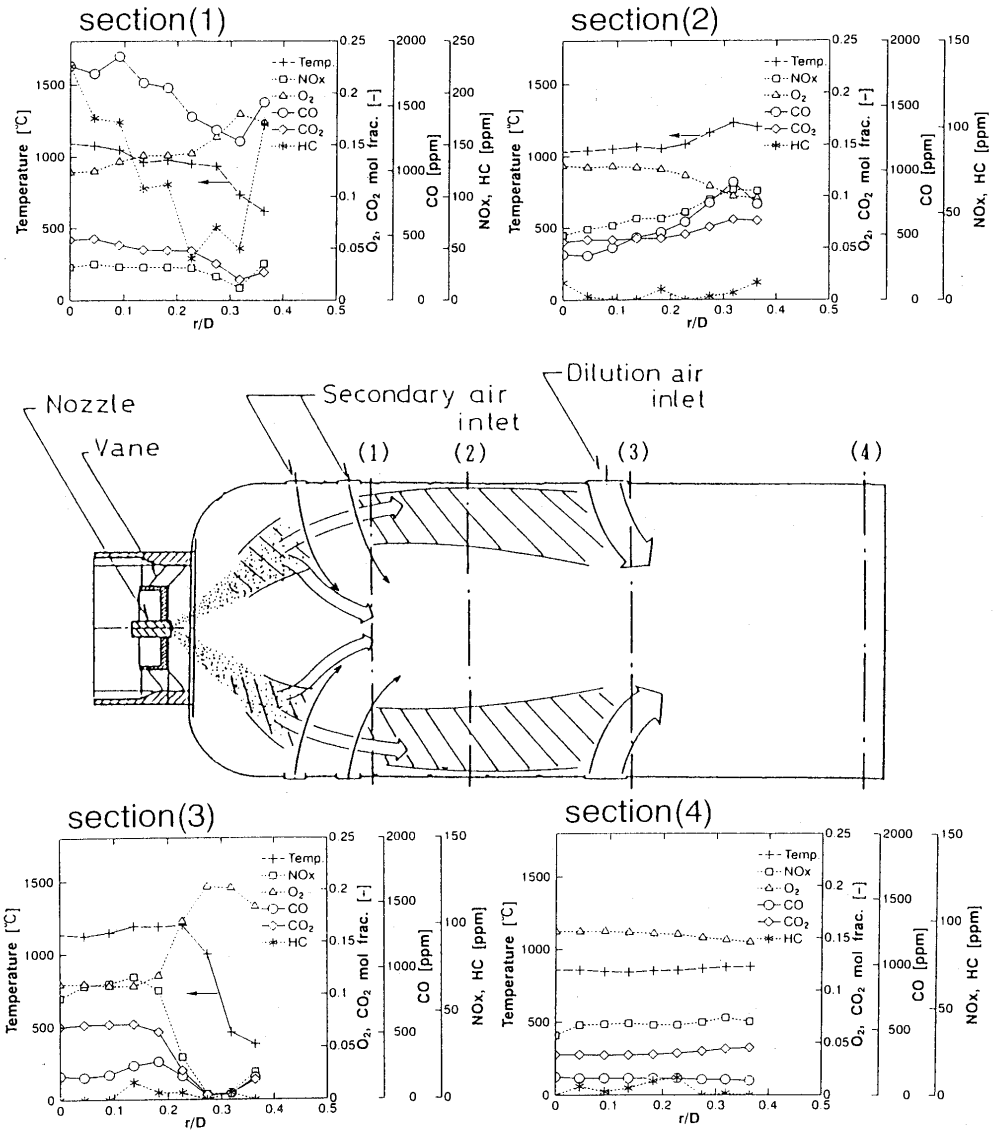


図1　各断面の測定結果と燃焼器内状況模式図

たNO濃度は高温領域で高くなっていることがわかる。図1の測定結果と燃焼状況模式図を比較して，シミュレーション結果は実際の燃焼状況をほぼ再現していると思われる。ところが図3の温度分布の比較でもわかるように定量的な一致を見るまでには至っていないことも明かとなった。主な原因として燃焼ガス流れの推算精度が不十分であることが推察された。例えば断面(4)では測定値が一様な分布を示しているのに対してシミュレーション結果は中心軸が低く，燃焼器壁側が高くなっている。すなわちシミュレーションでは実際よりも希釈空気の混合が悪いと思われる。従って温度分布のシミュレーション精度を向上させるためには，燃焼ガス流れの推算精度の向上が必要であることがわかる。このことは測定値とシミュレーション結果の比較を行わなければ明確にならなかったことであり，シミュレーション精度向上を行う上で今後の課題を明かにできたという点においても，共同研究における実験の価値が非常に高いものであると考えられる。

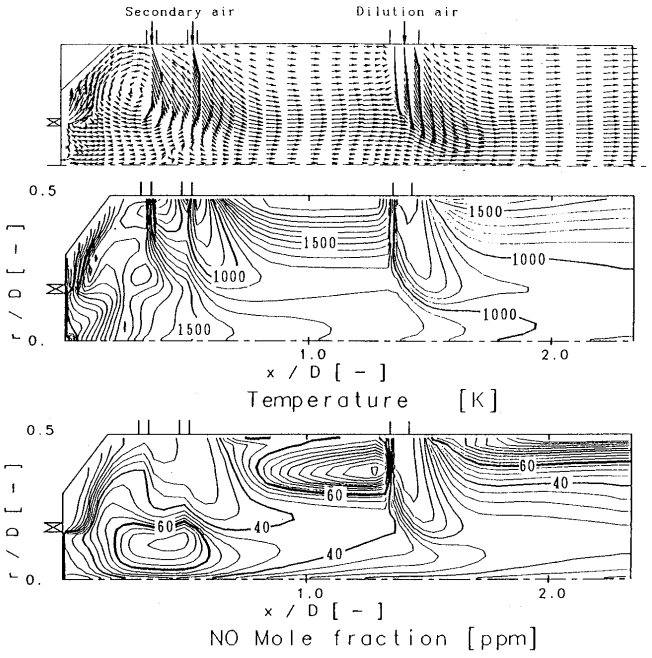


図2　速度ベクトル，温度およびNO濃度分布の推算値

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

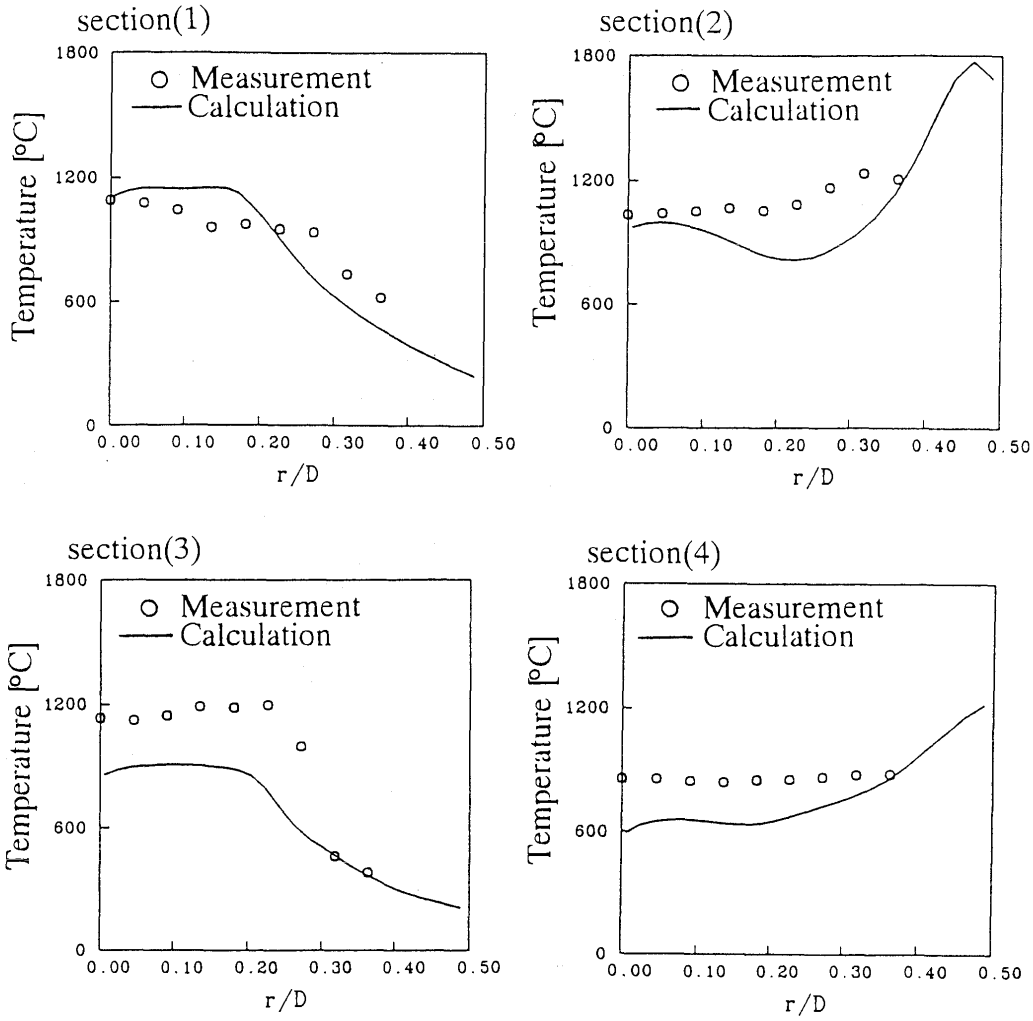


図3 燃焼器内半径方向温度分布の比較

3．ケミカルガスタービン燃焼器の解析

ケミカルガスタービンは，従来のガスタービンの燃焼概念とは異なって，ガスタービン内で燃料過濃高温燃焼させ，C/C コンポジット材料など還元性雰囲気で高い耐熱性を有するタービン材料で発電を行い，ガスタービンからの排ガスを別の燃焼器で燃焼させることにより，総合的に高効率な発電を目指すものである。従来，燃焼現象の解明は，いかに完全に燃焼させるかを中心に行われてきた。従って当量比の大きい燃焼条件での測定およびシミュレーションが不足しており，ケミカルガスタービンに関する燃焼現象の知見が十分に得られているとはいえないのが現状である。そこで当研究室では高当量比燃焼に関する実験および反応動力学計算を行っている。将来，全素反応の中から重要な反応を抽出（簡略化反応機構）し，それらの反応式を用いたガスタービン燃焼器内燃焼シミュレーションを行う予定である。

4．おわりに

近年の省エネルギーの動きの中で，ガスタービンを用いたコージェネレーションシステムに対する期待が高まっている。今後はタービン材料の耐熱性の向上による熱効率向上が推進されるであろうが，年々厳しさを増す NOx 排出量の抑制を達成しつつ熱効率を向上させるためには，燃焼の基礎を理解した上での設計，より高度な数値シミュレーション法の開発が要求される。

参考文献

(1) 古畑朋彦，丹野庄二，三浦隆利，宮渕吉洋，安部利男，杉本富男，嬉 一雄，日本エネルギー学会誌，73 (1994)，p. 120

(2) 古畑朋彦，両角仁夫，丹野庄二，三浦隆利，生野 隆，安部利男，杉本富男，嬉 一雄，日本ガスタービン学会誌，23-(91) (1995)，p. 73

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19.

研究だより

東芝 機械・エネルギー研究所

中田 裕二*1
NAKATA Yuhji

機械・エネルギー研究所は，全社的な先行・基盤研究を担当する研究開発センターに属し，エネルギー機器，メカトロニクス，基盤要素技術を主要な研究開発分野としている。ガスタービンに関する研究開発は，エネルギー機器開発のひとつとして位置づけている。すでに当社研究に関し，中・短期的な技術開発を担当する重電技術研究所と，ガスタービン，蒸気タービン，発電機，HRSGの製造設計・開発を担当する京浜事業所の紹介が，また当所に関し16年前の総合研究所・機械研究所時代の紹介があるので（本学会誌 Vol. 14 No. 56, Vol. 19 No. 76, Vol. 8 No. 32）参照いただきたい。

さて，当機械・エネルギー研究所は，ガスタービンの中核要素であるタービン翼の冷却技術と圧縮機の設計技術に注力してきている。これまでの主な成果として，現在では初段動翼の空冷構造の主流となっているサーペンタイン型（蛇行型）流路に日本で初めて着目し，高温風洞でその良好な冷却性能を検証したことがあげられる。この結果をまとめた研究論文は，当学会から論文賞をいただいている。最近では，コンバインドサイクルの特徴を生かし，HRSGで発生した高圧蒸気をタービン冷却翼に導き，翼冷却後全量を回収して高圧蒸気タービンへもどす，閉ループ回収型蒸気冷却翼の提案を掲げることができる。

まず主要実験施設を紹介する。図1に翼冷却性能の高温検証を目的とした高温風洞試験施設の高温試験部を示す。この高温風洞は主流空気流量3 kg/s，圧力1 MPa，冷却空気流量0.3 kg/sの空気源をもち，灯油燃料にて1500°Cの主流燃焼ガスが連続20時間以上発生できる。冷却空気温度は最大500°Cまで電気ヒーターで短時間に昇温できる。従って，試験翼サイズによっては，翼列出口Re数が不足する場合があるが，翼列出口Mach数，主流ガス温度，温度比＝主流温度/冷却流温度，冷却流量比＝冷却流量/主流流量など，冷却性能を支配する無次元数はほとんど実機を模擬することができる。本施設では，非常に多数の流量・圧力制御弁を所定の順で設定してゆくため，シーケンス制御・監視機能を導入し小人数で高温実験ができるのが特徴である。この高温風洞を補うものとして，図2の大型低速風洞がある。圧力は0.01MPaと低いが，常温空気流量15 kg/sを発生し実機Re数を模擬できる。冷却空気流量は0.5 kg/sで電気ヒーターにより150°Cまで昇温し，低温主流と高温冷却空気により冷却性能を計測する。この大型低速風洞では流量に余裕があり試験翼サイズを大きくできるため，冷却性能以外に流れの可視化，翼列全圧損失測定などを行っている。より小さい実験装置として，小型低速風洞，冷却系を持つ回流水槽，3次元レーザー流速計付帯の回転計測試験機を保有している。

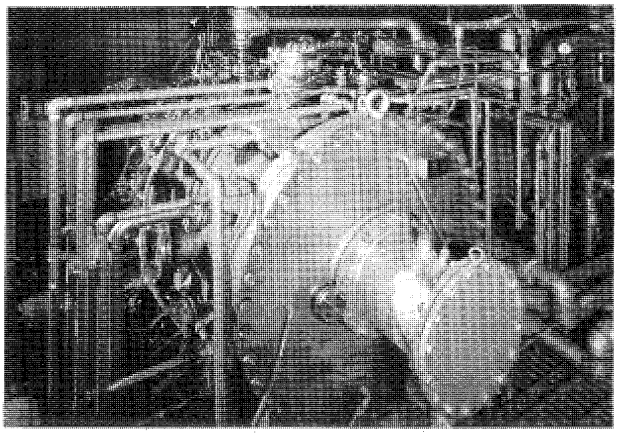


図1 高温風洞試験部

続いて研究活動を紹介する。LNGコンバインドサイクルの高効率化のためには，再熱・再生サイクルを取入れてゆく方向もあるが，ガスタービン初段動翼入口での燃焼ガスの高温化を計るのが最も直接的である。しかし，従来のタービン空冷翼では，内部を対流冷却した冷却空気を膜冷却流として燃焼ガス中に噴き出し，燃焼ガス温度を下げる。従って燃焼ガスを高温化しても，膜冷却流量を増やしては意味が無い。そこで冷却技術の課題は，膜冷却流量をいかに減らすかにつきる。この際，熱応力に対応する，翼外面から内面への熱流束も増大させないのが重要である。この制約条件を考慮すると，膜冷却流量の低減には，大別して2つの方法がある。ひとつは，対流冷却媒体を回収する方法であり，前述した閉ループ回収型蒸気冷却翼はこの方向のひとつの解である。図3にこの蒸気冷却静翼を示す。膜冷却を減らすと必然的に高熱流束・高熱応力となるため，部分的に空気膜冷却を併用したハイブリッド冷却方式を採用している。蒸気は

原稿受付 1997年10月9日
*1 ㈱東芝 機械・エネルギー研究所
〒210 川崎市川崎区浮島町4-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

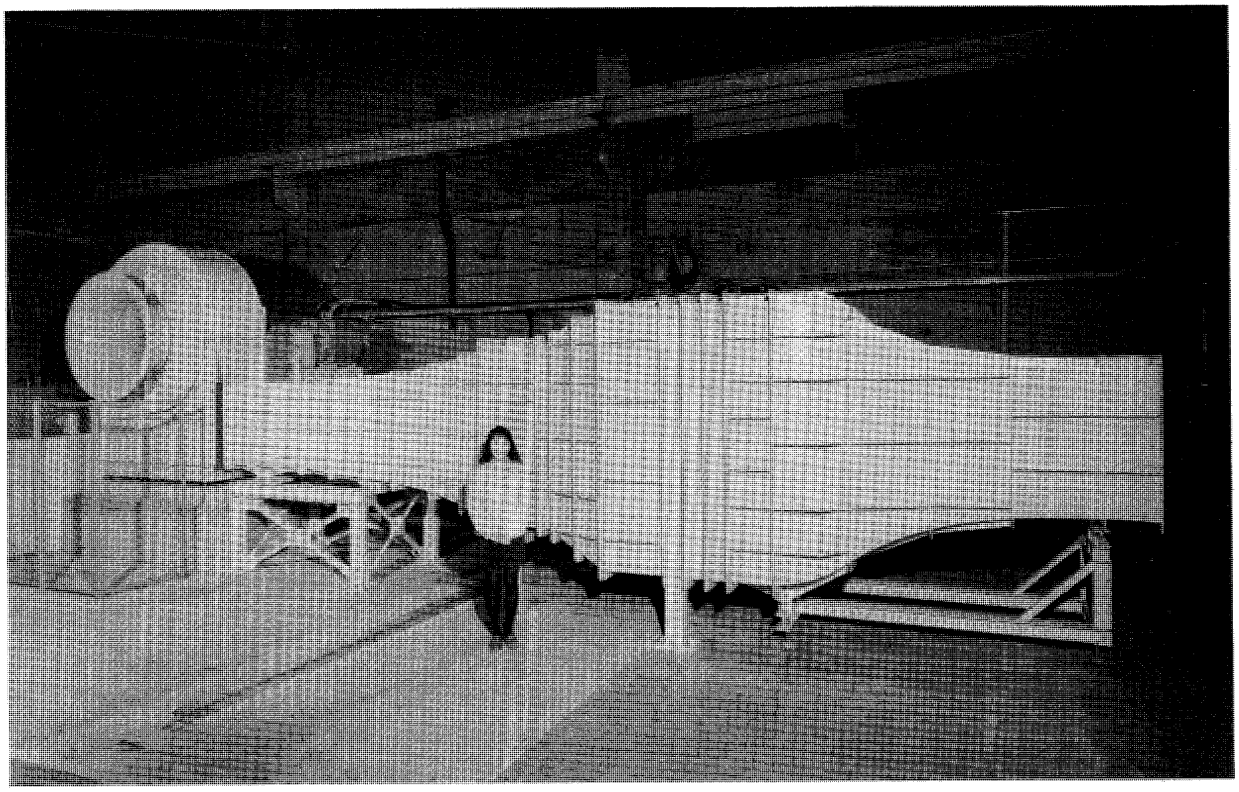
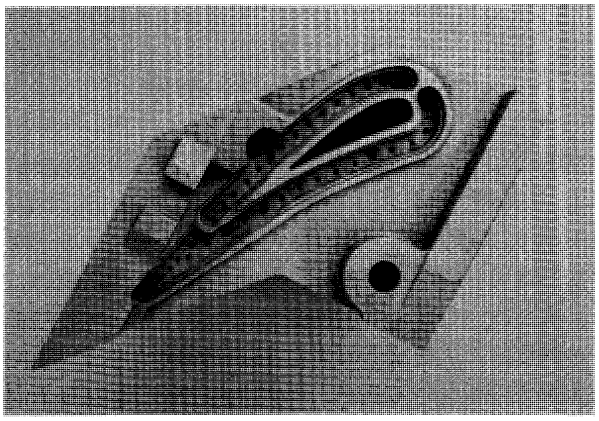


図2 大型低速風洞



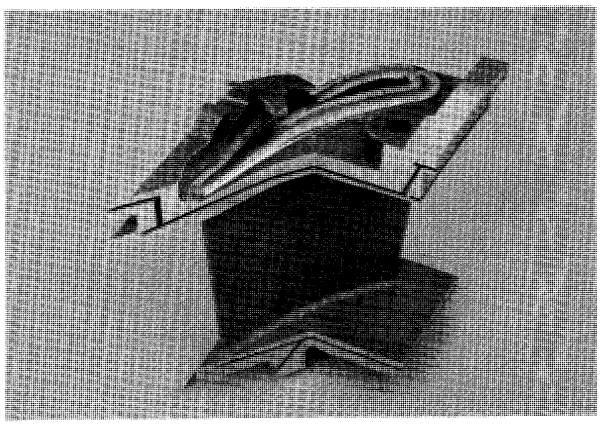


図3 閉ループ蒸気冷却静翼

背側・内径側エンドウォール・腹側・外径側エンドウォールの順に翼内の分岐・合流する細孔群を通過し翼を対流冷却する。すでに高温試験で冷却性能が検証されている。

膜冷却流量を減らす別の方法は，より少流量で，従来と同程度の膜冷却効率を得るために，膜冷却孔の形状を工夫するという方向で，20年以上前に提案された拡散孔（ディフュージョン・シェイプト・ホール）から最近まで余り研究されてこなかった。拡散孔は通常の円形孔の出口を拡大し，膜冷却流が翼面に沿って流れ易くするものであるが，特に小口径では加工精度が課題となる。同時に，幾何形状のバリエーションも多く，効率的な探索のための指針が必要となる。そこで，当所では膜冷却性能の3次元CFD解析に取組んでおり，図4に示すように

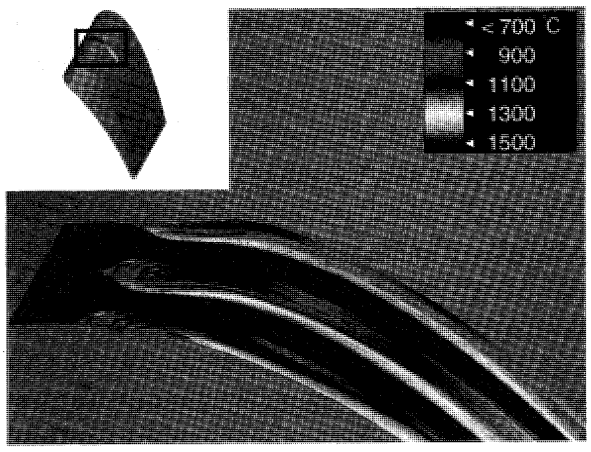


図4 膜冷却性能 CFD 解析

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

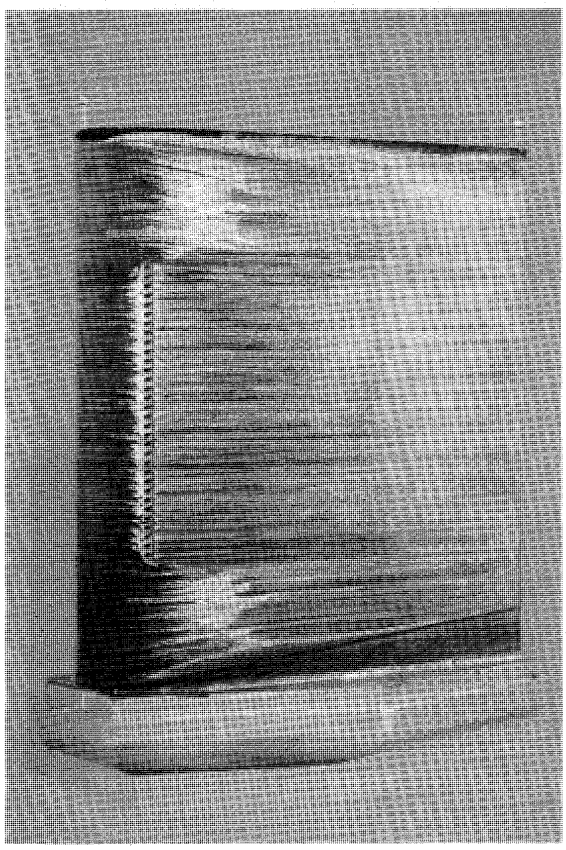


図5　油膜法による膜冷却流可視化

膜冷却噴き出し流が高温主流に混合しつつ拡散する状況を数値解析し，混合流れの構造と膜効率の相関を調べている。膜冷却流挙動を実験的に調べるため，古典的ではあるが実験が容易である油膜法を用いて膜冷却流を可視化することも行っている。図5に静翼膜噴き出しの可視化写真を示す。この可視化の副産物として，試験モデル製作の都合上，膜冷却孔を設けなかったエンドウォール付近では層流・乱流遷移域を示す油膜パターンが認められるのに対し，膜冷却部ではそのような遷移域が認められず，熱伝達率も異なる可能性を示唆している。

圧縮機については，軸流圧縮機設計コードの試作と低圧の実験用圧縮機による検証実験結果を事業部へ引継いだ後，一段落していた。しかし，計算機環境の飛躍的発展により乱流モデルを用いた圧縮性・粘性CFD解析が

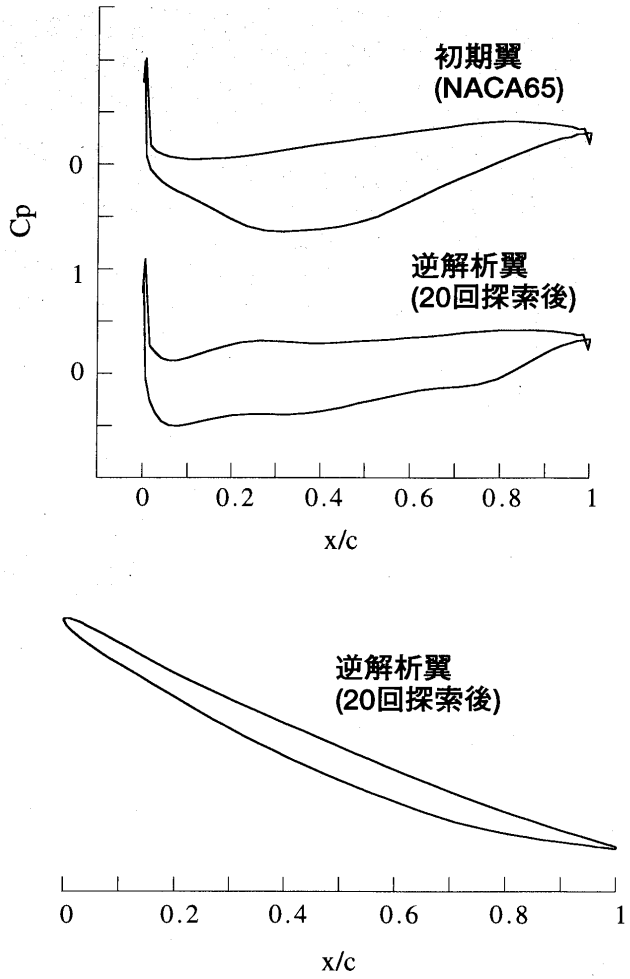


図6　圧縮機翼型CFD逆解析

日常的になるのに対応し，当所では次世代翼型設計技術として翼型の高速逆解析に取組んでいる。図6はNACA 65系列の翼型を初期値として，開発中の逆解析手法を適用した結果である。計算時間短縮を最重点にしているため，勾配法系統の最適化を採用し，圧縮性流体用に独自の工夫を凝らしている。原理的には局所最小に収束する可能性はあるが，現状では比較的妥当な翼型が得られている。燃焼反応解析も紹介すべきであったが別の機会に譲る。

以上，機械・エネルギー研究所におけるガスタービン関連研究を紹介した。ご参考になれば幸いである。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

Power-Gen Europe におけるIGCC関連について

和田 克夫*1
WADA Katsuo

平成9年6月17日～19日，スペインのマドリッドで開催された題記会議に出席した。以下に筆者の興味でIGCC関連を中心に聴講した論文の要約を報告する。

論文に記載ないことは聞き誤りがあるかもしれないことを御容赦願いたい。

1．全体状況

発表件数は約200編。蒸気，ガス，水力，太陽熱，燃料電池等発電に関する全分野を網羅している。このうちIGCC関連の発表は約1割強の状況である。

石炭のIGCCは米国で3プラント（Tampa, Wabash, Sierra Pacific），欧州で2プラント（Dmkolec, Elcogas）が建設されいるが，いずれも実証プラントの位置付であり，商用プラントとしては重質油IGCCが先行している。特に，イタリアの3プラント（API Energia, Isab Energy, Sarlux）は1999年には運転に入る予定である。IGCCの魅力は高効率もさることながら環境性が良好なことが挙げられる。特に，低質燃料でSO_xを極限まで下げうることは他の方式では考えられない。

2．重質油IGCC

重質油IGCC関連の発表のうち2件を報告する。

文献(1)：イタリアでは重質油が余り，政府が補助金を出して重質油IGCCを奨励している。但し，石油会社は資金不足のためジョイントベンチャー方式が多い。本発表は石油会社APIと機器メーカABBのジョイントによるプラント計画に関するものである。ガス化炉はテキサコ炉，熱回収はダイレクトクエンチ方式を用いており，ガスタービンはABB社の13E2を採用している。

文献(2)：重質油を活用する場合の最大の問題は環境性であるが，IGCCにすればSO_xは99.9%は取れる。次の問題は経済性であり，建設単価が1,300$/kWでは天然ガスコンバインドサイクルの700$/kWには太刀打ちできないので政府の補助金は必須と述べている。

3．IGCCの経済性

IGCCの経済性を論じたものとしては文献(3)及び(4)がある。

文献(3)：IGCCの建設費は，容量，ガス化や熱回収方式，ガスタービン型式，燃料種類，建設する国情等に影響されるが大略は下記のようになる。プラントの建設単価を比較すると，石炭IGCCでは1100°C級ガスタービンを使用して1,535$/kW，1300°C級ガスタービンでは1,440$/kWとなり，1500°C級ガスタービンを用いると1,336$/kW。重質油IGCCでは熱回収方式をダイレクトクエンチ方式とすることにより約1,150$/kWとなる。石炭火力は約1,400$/kWであり，石炭IGCCは更にこれから進歩することを考慮すれば，石炭火力には勝てると考えられる。

1項で述べたプラントは全て国の補助金があって成立しているが，最近日本と台湾で補助金無しで商用化をめざすIGCCプラントが出現したことは注目される。

文献(4)：IGCCプラントは構成要素が複雑となるため，小規模試験から商用プラントへのスケールアップ技術の不確さ，コストの不確さ等のリスク解析を行って開発方針をさぐるプログラムの発表である。解析ソフトはASPENモデルを使い，ガス化炉はLurgi炉，乾式ガス精製の構成である。ベストコストは1,350$/kWとなる。また,IGCC技術の問題点が要領良く纏められている。

4．Puertollano IGCCプラント

本プラントは最近運転に入った石炭IGCCプラントで，マドリッド郊外に位置する。Elcogasを主体に8電力，3メーカが出資した実証プラントである。本会議ではホットな話題であり，各種発表や現場見学があった。世界中で最も進んだ技術構成のIGCCプラントと見られ注目されているが，ガス化試験までに到達しておらず，これからが本番の状況である。

(1) 概 要[5]

石炭処理量2,600 T/D，発電出力335 MWである。ガス化炉は酸素吹，湿式脱硫であり，ガスタービン（V 94.3）の抽気空気をASU（Air Separation Unit）で使う完全インテグレートのプラントである。送電端効率（LHV基準）は45%となる。工程は1年強遅れており，ガス化試験は1997年末の予定である。遅延の原因を以下に示す。

- 蒸気タービンの振動大
- ガスタービンの補機トラブル
- 蒸気ドラム圧制御等の各種制御トラブル
- ガスタービン燃焼器改造（Dmkolecの反映）

原稿受付 1997年9月11日

＊1 ㈱日立製作所 日立工場 〒317 茨城県日立市幸町3-1-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/19

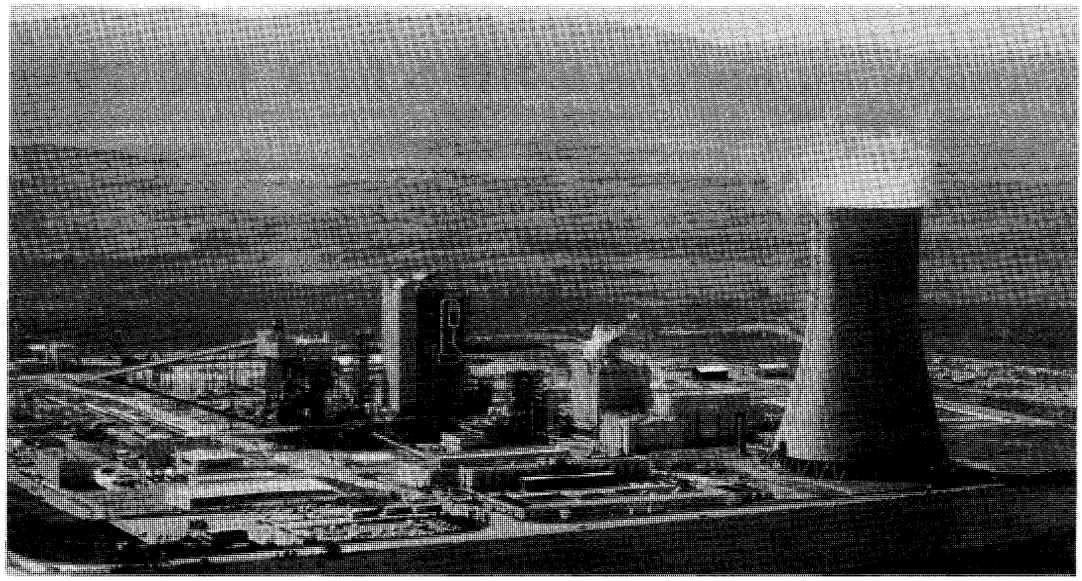


写真1　Puertollano IGCC プラントの外観

(2)　現場見学

人気の見学コースであり，バス2台が満員の状況であった。見学時は天然ガスで発電していた。

ガス化炉は重量1,000 t・長さ48 m，IPヒータは500 t・長さ44 m，そしてプラント全高は80 mである。ゆったりしたスペースにガス化炉がそびえ立つ感じがする。案内者の話では，「関係する会社が多く，意見調整が大変である」とのことであった。但し，発電は開始しており，ガス化工程の遅れに対するあせりは見られない。

(3)　次期プラントの構想[6]

ガスタービンを新鋭機V 94.3 Aとし，GGH(Gas-Gas Heater) を付けてガスタービンへの燃料温度を400℃に高める等の改良を施し，出力450 MW，送電端効率51.5%（LHV基準）を達成している。脱塵装置はセラミックフィルタをやめてサイクロンフィルタのみとしている点が注目される。建設単価は1,200 $/kWで，将来は1,000 $/kWにできると述べている。

5．ガスタービン

ガスタービン関連では下記の3件を報告する。

文献(7)：EPRIは，GE社のガスタービンF 7 F及びF 7 FAの実機に特殊計測を装備してモニタリングしている。各種の不具合を早期に発見したことで評価が高い。今後ABB社のGT 24やシーメンス社のV 84.3 Aも同様にモニタリングする。

文献(8)：シーメンス社は，1997年から大型ガスタービンの開発に当たって工場で水動力計による全負荷試験を実施している。最新鋭機(V 84.3 A及びV 94.3 A)はP & W社の技術を導入し，構造を大幅に変更している。単結晶動翼・TBC（Thermal Barrier Coating）採用・蜂の巣型燃焼器等が特徴である。

文献(9)：GE社の低NO_x燃焼器はガスと油の共用を唱っており，本発表は油での予混合燃焼の実績報告である。F 9 Eガスタービンにおいて，予混合83%の条件でNO_x値は65 ppm，COは3 ppm，UHCは7 ppmを達成している。

6．展　示

GE社は参加しておらず，ABB社はパネルのみ，シーメンス社はパネル主体であるが大きなブースであった。また，日本メーカは三菱重工業のみであった。計器，フィルタ，ダンパ等の補機メーカが大半であり，全体に小粒との印象である。

参考文献

(1) R. D. Bravo, et al. : The API Energia 280 MW IGCC Plant : Design and Early Construction Experience

(2) P. Goederen, et al : Heavy Oil Residues : A Competitive Fuel Feedstock for Integrated gasification and Combined Cycle?

(3) D. Todd, et al : Integrated Gasification Combined Cycle : The Preferd Technology for a Variety of Applications

(4) H. C. Frey, et al : Probabilistic Modeling of Gasfication Repowering for an Oil Refinery in Poland

(5) M. Gasc, et al : Engineering Construction and Start-up of the Elcogas IGCC Power Plant at Puertollano

(6) G. Haupt, et al : IGCC : A Progressive and Profitable Power Plant Technology

(7) G. H. Quentine, et al : Operating History and Experience from Durability Surveillance Studies of Advanced F-Class Combustion Turbines

(8) J. Seum, et al : Valueable Experience Gained from 25 years of Operating the Full-Load Gas Turbine Test Facility in Berlin

(9) P. Dunne, et al : Dry Oil Low-NO_x Combustor Systems Proven at Israel Electric Corporation

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

1997 IAMS 国際セミナー

速水 洋*1
HAYAMI Hiroshi

1997年7月23日および24日の2日間にわたり，1997 IAMS国際セミナーが開催された。正式には，1997 IAMS International Seminar－Thermal and Fluid Engineering for Advanced Energy Systems－（1997年度機能物質科学研究所国際セミナー・次世代エネルギーシステムに関する熱流体工学）である。

機能物質科学研究所（Institute of Advanced Material Study，略してIAMS）は九州大学の附属研究所のひとつである。当研究所は，その前身が生産科学研究所であり，「機能物質に関する学理とその応用の研究」を目的として昭和62年に改組・転換により設置され，本年5月で丸10年が経過した。改組に際しては大部門制が導入され，現在，「物質合成」，「素子開発」および「システム工学」の3部門（13研究分野）と，「機能評価基礎」および「機能解析」の2客員部門から構成されている。

IAMS国際セミナーは，研究所の活性化と拠点化を目的として2年前から始められ，3大部門が順番で担当し，テーマを設けて開催している。ちなみに，過去2回のテーマは次の通りである。

第1回（1995年11月6，7日，素子開発部門担当）
Chemistry and Process Analysis

第2回（1996年11月21，22日，物質合成部門担当）
New Reactions and Novel Structures
（新しい有用合成反応の開発と新奇構造の創造をめざして）

本年は第3回目で，システム工学部門（界面反応，相変化，冷却工学，省エネルギーシステム，新エネルギーシステムの5研究分野）が担当する番であった。1996年10月の第1回準備委員会から計画は始められた。通常の国際会議では考えられない程ののんびりさである。「環境との調和を目指した次世代エネルギーシステムの構築に不可欠な熱流体工学に関する研究の現状・展望について」がまずテーマとして決められ，次に海外からの招待講演者の諸経費を考慮して，1997年7月に開催予定の日本機械学会創立100周年記念流体工学部門国際会議と熱工学関係国際会議の中間をとって日程が設定された。海外および国内からそれぞれ8名（研究所2名を含む）の計16名の招待講演者を選定した。「こんな短い準備期間でよくやれましたね」はK教授の感想であったが，各講演者にはスケジュール的にかなり無理強いをしたようだ。このような状況下でも，組織委員の努力と最近のインターネット，電子メール等の発展のお陰で，セミナーは参加者総数が200名を超え盛況であった。

7月23日の午前中は機能物質科学研究所の設立10周年行事があり，1日目は午後から，2日目は終日のスケジュールとなった。全体は大きく6セッションに，さらに2名の講演者（各40分×2）毎にコーヒータイムを入れ，8サブセッションから構成されている。

6セッションのテーマは，

A．次世代エネルギーシステム
B．ターボ機械と内部流れ現象の解明
C．新冷媒
D．高性能熱交換器
E．伝熱促進技術
F．相変化現象の解明

である。

セッションAにおいて，Prof. Kashiwagi（東京農工大）は，エネルギーのカスケード利用の概念，GAX（Generator Absorber Heat Exchange）サイクル，次世代吸収式冷凍機および環境軽負荷型エネルギー長距離輸送システムなど次世代エネルギー変換システムについて述べた。Dr. Aoki（三菱重工）は，高効率複合発電プラントにおける基本技術の進展と題して，低NO_x燃焼技術，先端冷却技術，先端熱遮蔽物質，先端翼形設計ツールなどがタービン入口温度1500℃，複合効率55%（LHV）の開発に必要と力説した。

セッションBでは，Prof. Breugelmans（ベルギー・VKI）が，今日のエネルギーおよび環境問題に関連させ，圧縮機やタービンなどの要素効率を空力，形状の改善，あるいは損失制御などで改善する観点より話をした。Prof. Hayami（九大）は，遷音速遠心圧縮機の開発研究に関連して，特に，小弦節円形翼列ディフューザ内に発生する衝撃波の非定常挙動ならびに，サージおよび失速における非定常圧力計測，ディフューザすきま幅絞りによるサージマージンの改善，効率改善等の研究結果を報告した。Dr. Hah（米国・NASA）は，タービン段におけるリムシール冷却ガスと主流との非定常干渉問題について，3次元非定常N－S方程式をベースとするCFDコード（構造格子および非構造格子）を用いて数値解析し，動翼と静翼の同方向位置と冷却ガスの挙動の関係をアニメーションにして紹介した。Prof. Inoue（九大）

原稿受付 1997年9月29日
＊1 九州大学機能物質科学研究所
〒816 春日市春日公園6-1

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

は，ターボ羽根車の翼先端渦の崩壊現象を，詳細な統計的計測技術と数値シミュレーションによって解析を行い，この現象がケーシン壁近傍の流れの変化に基づきかつターボ機械の全体性能に大きく影響すること，さらに今後の課題について言及した。

夕方から博多都ホテルにおいて懇親会が催された。約100名の参加者があった。本田博司研究所長の挨拶に続いて，妹尾泰利九大名誉教授の乾杯の音頭で会は始まった。途中，講演者を代表してProf. Breugelmansの挨拶があり，なごやかなうちに2時間が過ぎた。

2日目は，まずセッションCにおいて，Dr. Yokozeki（米国・Du Pont）およびProf. Watanabe（慶應大）による代替フロン熱物性に関する話のあとに，セッションDでは，Prof. Shah（米国・Kentucky大）およびDr. Ebisu（ダイキン）による熱交換器の話があった。後者は，管内壁にW溝付き伝熱面を有する空冷式代替フロン凝縮管の基礎実験結果をまとめたものである。

セッションEにおいて，Prof. Ma（中国・北京工科大）は相変化を伴う衝突噴流熱伝達について，単相流噴流における場合と，二相流噴流の冷却構造を紹介した。Dr. Itoh（日立）は，ら線溝付き水平管内非共沸混合媒体の凝縮熱伝達促進について数値シミュレーション結果と実験結果の比較を報告した。

セッションFでは，Prof. Kim（韓国・Pohang理工科大）は，不凝縮空気を含む蒸気混合気の膜凝縮の波状界面の効果を矩形垂直管を用いた一連の実験結果について紹介した。一方，Prof. Koyama（九大）は，多成分混合媒体平滑管内凝縮の予測法を紹介した。Prof. Chato（米国・Illinois大）からは水平管内凝縮・蒸発について，Prof. Jung（韓国・Inha大）からは代替フロンのプール沸騰熱伝達についてそれぞれ報告があった。

各講演者にはそれぞれ概要6ページ程度をお願いしたが，出来上ったプロシーディングはA4版183ページ（本編およびSupplement 1冊）であり，いずれも力作であった。末尾に著者およびタイトルを紹介しておく。なお本プロシーディングはガスタービン学会事務局にて閲覧可能である。

最後に，本セミナーの一部は，福岡県産業科学技術振興財団，九州大学創立八十周年記念事業および財団法人生産科学奨励会の援助を受けた。そのお陰で，参加費を無料とし，かつ海外および国内から多数招待できた。記して謝意を表す。

Session A：Advanced Energy Conversion Systems

Kashiwagi, T., Akisawa, A., Kang, Y. T. and Saha, B. B., Next Generation Technologies for Advanced Energy Conversion Systems

Aoki, S., Evolution of Key Technology for High Efficiency Combined Cycle Plant

Session B：Turbomachinary and Related Phenomena

Breugelmans, F. A. E., Energy Efficient Design Through Fluid Dynamics Improvements in Turbocomponents

Hayami, H., Unsteady Phenomena in a Transonic Turbo Compressor

Hah, C., Unsteady Interaction between Main Gas Flow and Rim Seal Cooling Flow in a Turbine Stage

Inoue, M., Breakdown of Tip Leakage Vortex in Turbomachines

Session C：New Refrigerants

Yokozeki, A., Thermodynamic Properties of Hydoroflluorocarbons and the Equation of State

Watanabe, K., Alternative Refrigerants：Thermophysical Properties Reserach Updated and Heat Pump Applications

Session D：Heat Exchangers

Shah, R. K., Compact Heat Exchangers for Energy Systems-A State of the Art Review and Future Trend

Ebisu, T., and Torikoshi, K., Progress on Air-Cooled Heat Exchanger Performance for Alternative New Refrigerant Through Heat Transfer Enhancement Using W-Design Heat Transfer Tube

Session E：Heat Transfer Enhancement

Ma, C. F,. Enhanced Heat Transfer with Single and Two-Phase Impinging Liquid Jets

Itoh, M., Shikazono, N., and Uchida, M., Enhancement of Condensation Heat Transfer in a Horizontal Tube for Zeotropic Refrigerant Mixtures

Session F：Phase Change Phenomena

Kim, M. -H., Effects of Wavy Interface on Film Condensation of Steam/Air Mixture

Koyama, S., Prediction Method of In-tube Condensation of Multi-component Vapor Mixture

Chato, J. C., Condensation and Evaporation in Horizontal Tubes

Jung, D. -S. and Kim, C. -B, Pool Boiling Heat Transfer Coefficients of Alternative Refrigerants

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

三井造船一号ガスタービン

渡邉 哲郎*1
WATANABE Tetsuro

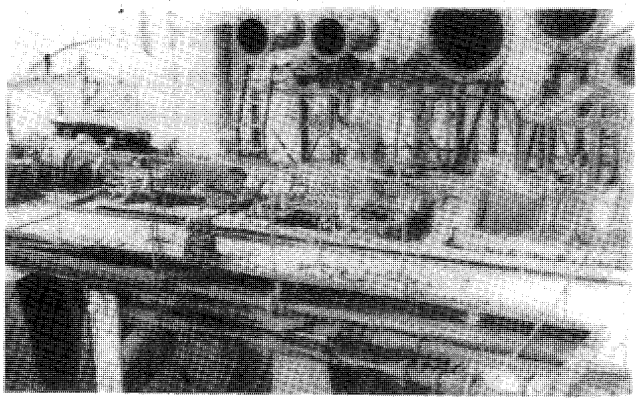


図1 高圧系開放検査

当社にて昭和24年度より開始された試作一号ガスタービン(GTと称す)の開発研究は，当時機械部門の中心であった山下造機部長（後社長，会長）の強力な推進とそれを補佐した小泉設計部長，福山工作部長の協力に依るものであった。周知の如く，それ迄当社は舶用機関としてのディーゼル(後DEと称す)機関の専業メーカであり，常にこれとの比較の上で判断するのは当然であった。タービン入口ガス温度650°Cでは経済性でDEに及びもつかぬが，構造が簡単，軽量，小容量で大出力が得られる事等の利点も多く，当時航空原動機としての発達が早かった事もあり，国内主要造船所やタービンメーカーは競って試作研究を開始していた。このGTの高圧系のみの運転開始は昭和28年半ばであった,一方これと並行して同年1月，スイスのエッシャーウイス社(E/Wと称す）と技術提携を行い，舶用クローズドGTの製作販売に関する特許権を取得した。そして間も無く，一万馬力艦艇用として防衛庁よりご発注を得て設計作業に入った。その状況の一部を紹介すると，空気加熱器の開発は当社側が主力で主に玉野で行い，その他主要機器類については当社より人員を派遣し，チューリッヒで行った。これで形の上ではオープン，クローズド両GTを製造し得る立場を獲得したと言えようが，仄聞する所，経営幹部にとって試作一号GTの開発は回転機械に不慣れな技術者にクローズドも含めて事前に勉強の場を与える所にあったとの事だった。

原稿受付 1997年9月24日
*1 〒244 横浜市戸塚区上柏尾町527-45

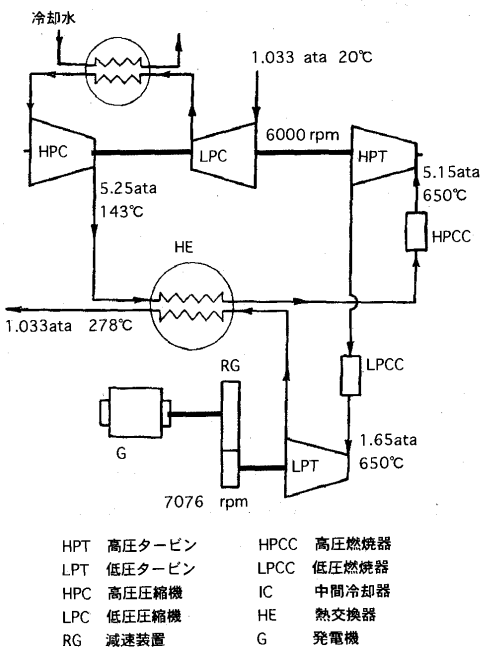


図2 サイクル線図

本GTは，当初より慶応義塾大学の丹羽工学部長や栖原教授はじめ機械工学科教室の諸先生，並びに東京大学理工学研究所（理工研と称す）の河田教授はじめ同研究所の諸先生の懇切なご指導を得ながら開発を進めた。まず第2図にサイクル線図を示す。計算は10例以上行ったが，本機の対象が商船用舶用機関であることから信頼性が最も重要な課題となり，最終的には極めて保守的な諸元となった。サイクルが決定されると，直ちに設計各課毎に予め分担が定められていた構成機器類の設計に入った。中でも問題とされていた圧縮機は，河田先生のご指導に従い，動翼にはNACA 0012翼型を使用し，材質は18-8不銹鋼の精密鋳造とした。静翼は理工研独自のZI-7-1306翼型を用い，材質は黄銅のダイキャストとし，夫々単独翼としての性能を基本とし，翼列干渉を加味して修正する設計法を採った。出来上がった低圧圧縮機（LPC）は後置静翼型8段で内部効率を86%と設定した。また,中間冷却器の下流側に設けられた前置静翼型13段の高圧圧縮機（HPC）の内部効率は85%と設定した。タービンについては蒸気タービン設計法を基本としたが，当初の3段衝動式は流体機械としては馴染まないので反動式5段構成とした。翼型は別に準拠するものも無いの

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

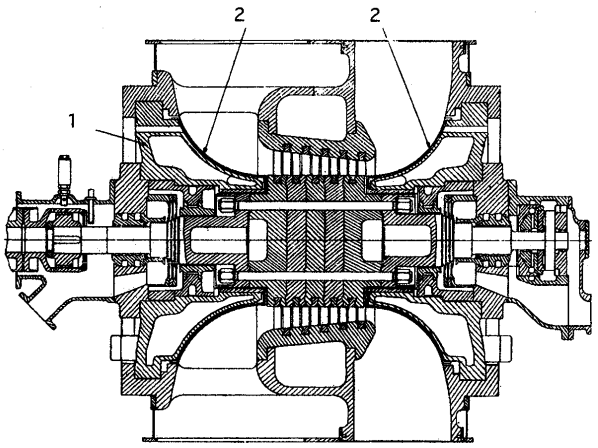


図3　タービン断面図

で，流線解析法（フリューゲル法）によりチェックしたが，理工研内田先生より圧縮性を加味した修正法を教わり，それに拠る事とした。第3図に高圧タービン(HPT)の断面を示す。符号1の端蓋は一体型で水冷却され，ガス流路に面している部分は耐熱鋼板で覆われ，端蓋との間には冷却空気を流した。これによりHPTは比較的早い起動操作に対しても何ら問題は無かった。

種々錯誤を重ねながら，26年度中に設計を完了して製作に入った。しかし，設計同様に工作部内でも専用工作機を持たずに高硬度の耐熱鋼の加工に挑戦した。タービンロータはイ-306(18 Cr 9 Ni 0.8 W 鋼)の鋳造，動翼はNAS 20 (25 Cr 20 NI 鋼) の荒鍛造，静翼は18-8不銹鋼の精密鋳造等の加工では機械加工のみにて20工数を要し，仕上加工はダイヤルインジケータ利用の手仕上で行った事からも難作業が推察出来よう。これに関連して，当時としても考えられぬ設計上の妥協を行った事である。即ち，動静翼とも翼高さ方向に捩りを与えなかった事であり，これがHPT効率悪化(80%)の一要因となったものと思う。なお，各種予備実験，例えば燃焼実験（モデル，実機とも)，ロータ内部の温度計測，燃料噴射弁試験等々は設計中は勿論，製作中も継続して実施された。また，昭和27年に玉野研究所が設立され，小泉副所長の下にGT設計グループ8名が移籍された。

昭和28年5月に高圧系据付を完了し，6月より試運転を開始した。機械的不具合も無く温度上昇も円滑に行えたのだが規定回転数に上昇させるのに手間を要した。効率を測って見るとHPCの効率は75%と極めて悪く，HPTも80%と低かったが，LPCは85%と比較的良い事が判った。このHPCは前置静翼型で反動度100%以上，即ち静翼内で僅か加速流となるもので，これがE/W社の軸流圧縮機の定番である事を知ったのは後日の事である。効率の低いのに加えて，このHPCはLPCと中間冷却器を通して結ばれており，その導風管に挿入したガイドベーンが不適当で流れに乱れを与えて居り，さらにHPC入口ボリュートに仕切板が挿入されていない為，流入空気はHPCに対してマイナスの仕事をしていた事等がピトー管計測によって判明した。即ち，元々効率の悪い分に加えて流れによる負担も全てLPCにかぶさり，LPCは常にサージング近傍で運転されていた。このため，対策を具体的に実施する直前の28年末にLPC全翼が破壊された。修復するに当たって，黄銅のダイキャストの静翼は強度上の不安があったので燐青銅の精密鋳造による事としたが，納期に一年半程度を必要とする事が問題であった。出力タービンの製造を含め，全プラントの完成（第二期開発計画）について充分検討して見たが，冒頭に述べた勉強の場を提供する点では充分であったと思うが，一方，舶用機関としては充分な配慮が払われる限り，信頼性，耐久性については不安は無いものと見通しはついたものの，その経済性については当時ターボチャージングが始まりつつあったDE機関と拮抗する時は当分無いであろう事も判明した。このため，出力側は陸上発電プラントとして完成させる事とした。従って低圧タービンは高圧タービンとは異なり，単段とし，ロータディスクは軸受外に張り出す事とした。翼車の材質は19-9 DL(19 Cr-9 Ni 鋼)の鍛造，動翼はNIMONIC-80A (20 Cr 残 Ni)，静翼は25-20不銹鋼の精密鋳造とした。明らかに高圧タービンとは不釣合いである。これは後日標準化されたSB型のフリータービン的なものが脳裏にあったからである。運転結果，出力は到底設計値に達せぬものであったが，本GTの開発製作が当社に於ける回転機の研究，設計，製造全般に亙る出発点であった事も明らかである。

当時は防衛庁よりご発注を受けた舶用密閉サイクルGTの設計作業が開始されると共にその一部の製造や空気加熱器の実験も続けられていたので，研究グループの一部を設計部へ移動させると共に，この開発一号機で痛感させられた圧縮機・タービン翼列の標準化とそのデータの集積へとその研究方針を切換えた。以上，当社一号GTの開発経過を述べたが，説明が特定の機器周辺に集中し，その他の分野については省いた事，また開発が始まったのが約半世紀も過去の事で情報の不確かさも多々あるものと思われる点は，お詫びすると共に御容赦戴きたいと思います。

最後に，既に逝去された山下，小泉大先輩，丹羽，栖原，河田先生のご冥福をお祈りすると共に，両グループ先生方の心よりの御指導，御教示に対して厚く御礼申し上げます。

参考文献

(1) 小泉磐夫，廣瀬可康，三井造船技報第3号（p. 33)，試作ガスタービン一番機
(2) 小泉磐夫，阪田正信，三井造船技報第5号(p. 2)，ガスタービンの研究試作一番機の陸上運転について
(3) 小泉磐夫，青木守寿，田中昭生，三井造船技報第10号（p. 2)，試作1500 kW ガスタービンプラントと出力タービン
(4) 田中彬，眞鍋善暢，三井造船技報第8号（p. 36)，ガスタービン燃焼器の試験結果に対する解析の一方法

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

報 告

1997年度見学会・懇談会報告

三菱重工業㈱ 佃 嘉章
TSUKUDA Yoshiaki

7月10日午後関西電力㈱姫路第1発電所の最新鋭LNG焚きコンバインドサイクル発電プラント見学会・懇談会を開催しました。

当日は40人の会員が参加最新鋭ガスタービンコンバインド発電所を見学させていただくとともに見学後岡林健彦発電所長よりコンバインドプラントの運転試験等のご紹介があり，活発な懇談がなされ有意義な1日となりました。

関西電力㈱姫路第1発電所はJR姫路駅の南瀬戸内海に面して立地されています。

コンバインドサイクルプラントとして67万kWのプラント2系列で構成されています。

#5号機　67万kW
三菱重工㈱501Fガスタービン×3台
139000kW蒸気タービン1台

#6号機　67万kW
㈱日立製作所・GE7FAガスタービン×3台
140000kW蒸気タービン1台

上記に示すようにタービン入り口ガス温度1350度C級の最新鋭ガスタービン3台と蒸気タービン1台の多軸コンバインドとなっています。

#5号機・#6号機とも48%（HHV）を超える効率で運転されておりコンバインドサイクルプラントの威力を感じるとともにNO_xの排出も少なく環境との調和に配慮した設計となっていることを身近に感じました。

また発電所内部も#5号機は海のイメージ・#6号機は山のイメージでデザインされガスタービン・蒸気タービンのエンクロージャにはそれぞれ浦島太郎・たい・ひらめ等の識別マークがつけられ見学していても楽しい雰囲気を感じさせるものでした。また，配管等も同じマークがつけられ定期検査時分解しても間違えぬことに役にたてているとのことであり，単に色分けとか番号による区別とは異なり遊び心もあり面白いアイデアだと楽しくなりました。

200mの高さの集合煙突には世界的な照明デザイナーの手によるイルミネーション機能が付加され夜間のライトアップまた潮位の電光掲示等を行い周辺の船に航行支援する等の工夫がなされている由です。夜間の照明ライトアップは周囲景観との調和に配慮されており見事なものです。近くに行かれる機会があればぜひ見学をお勧めします。

また，懇談会では岡林所長より多軸コンバインドプラントの効率良い運転方法の検討試みとして実機での運転試験の結果，ガスタービン1台運転でもそのガスタービンをフル運転すると高いプラント効率で運転できるとのご紹介があり，参加会員の関心をひきました。コンバインドプラントの構成として多軸方式がよいか，1軸方式がよいか従来いろいろ検討議論されていますが1つの実績にもとづく知見だと思います。

ガスタービンの関係者として最新鋭のガスタービンがコンバインドサイクルプラントの主機として力強く運転されているのをじかに見学できて意を強くするとともに，発電所の建設維持にあたって周囲環境との調和の実現のためいろいろな工夫がなされていることを感じました。

最後にこのような見学会・懇談会の機会をあたえていただいた関西電力㈱の皆様にお礼を申し上げます。

（地方委員会）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

報 告

第12回秋季講演会・見学会の報告

航空宇宙技術研究所 野崎 理
NOZAKI Osamu

1997年10月16日に奈良県新公会堂において第12回ガスタービン秋季講演会が開催され，翌日には堺市クリーンセンターと橿原考古学研究所の見学会が行われた。参加者は学生9人を含め計115人であった。燃焼シミュレーション，高空性能試験のオーガナイズドセッションを予定していたが，残念ながら発表の申し込み件数が足らず，今回はオーガナイズドセッションは無くなった。結局，一般講演として35件の研究発表が行われた。内容としては，非定常空力が7件，翼列性能が6件，燃焼関係が5件，材料関係が4件，ガスタービンの性能関係が4件，冷却翼/コーティング，伝熱/冷却関係がそれぞれ3件，セラミックガスタービンが2件，計測が1件であった。

特別講演では，奈良女子大学文学部教授の佐藤宗諄先生に「長屋王邸の発掘と貴族の生活」と題して御講演いただいた。発掘された大量の木簡(木札に記されたメモ)が家計簿的な内容であったことから貴族の私的な生活を家政の分担，諸国からの貢ぎ物（税）などをまじえて解説していただき，御同伴の方々にとっても興味深い内容であった。

議論が白熱したせいか，予定より若干遅れ17時15分頃になってすべての講演が終了した。会場を公会堂内のレセプションホールに移し，17時55分より懇親会が開催された。会長のご挨拶，沢田先生の音頭による乾杯があると，参加者全員の目標はメインテーブルの料理に集中した。18時45分に1999年の国際会議および来年の秋季講演会に関する説明があり，来年の秋季講演会が北海道函館の大沼公園で開催されることが紹介された頃には，料理はほとんど平らげられ，皆さん満足そうであった。懇親会終了予定時刻は20時であったが，早々に川口委員長より閉会宣言がなされ，19時30分には多数の方々が二次会を目指して満月の奈良の町へ繰り出していった。

翌日の見学会はバスでまず堺市クリーンセンター東第二工場に行き，スーパーごみ発電システムを見学した。普通ならばただ燃やされるだけで終わるごみの未利用エネルギーを電力として有効に利用している現場を直接見学できた事は，エネルギー技術の将来を考える上で貴重な体験であった。その後再び奈良県に戻り，ホテルで食事をとった後，橿原考古学研究所に向かった。ここでは古墳から発見された未公開の棺をはじめ，各地の遺跡で発掘された土器等をジグソーパズルのように修復する作業を間近に見せていただいた。最後に付属博物館で，これまでに発掘されたり復元された貴重な資料に接する事ができた。

今回の秋季講演会で特筆すべき事は，事務局が不在であった事である。例年の秋季講演会では，事務局長一人に総務を一手に引き受けて戴いているが，今回は，その事務局長が風邪のためドクターストップがかかり奈良に来られない事態となった。急遽，小生が全権を委任され，学術講演会委員全員で協力して事態を乗り切る事になった。前日の夜は一連の作業を徹底的に頭に叩き込み，受付手順を紙に書いて当日の朝に臨んだ。しかしながら，いざ現地に着いてみると，会場の設営をしている最中に受付に長い列ができてしまい，委員で分担して受付を開始したものの，手順はすっかり頭から消え去ってしまった。台帳が一つしかないため，皆で手分けをして受付を処理するのも覚束なく，留めてあったクリップが外れてネームカードが散乱した時には，パニックに陥っていた。というわけで，受付に関しては大勢の皆様をお待たせし，ご迷惑をおかけした。翌日の見学会の引率でも右往左往するばかりで，人数の確認に手間取ってなかなか出発できない事態が多発した。このように今回は不手際が数多くあった事を，この場をお借りして深くお詫びしたい。同時に，学会の体制が，このような事態に代理が出せるような強力なものとなる事を強く希望する次第である。

（学術講演会委員）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

第26回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

「21世紀を担うガスタービンを目指して」をテーマに第26回ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので，奮ってご参加下さい。

1．日 時：平成10年1月22日㈭9：30～15：50
（受付開始9：00）
1月23日㈮9：30～15：50

2．場 所：東京ガス㈱本社2階大会議室
港区海岸1-5-20 Tel 03-3433-2111

3．プログラム

1月22日㈭

9：30～10：40 「中型ガスタービンコンバインドシステムの開発」
井上俊彦氏（川崎重工業㈱）
平松顕一氏（川崎重工業㈱）

10：50～12：00 「熱電可変型ガスタービンコージェネレーションシステムの開発」
宇治茂一氏（石川島播磨重工業㈱）

13：10～14：20 「超低NOx 2 MWガスタービンコージェネレーションシステムの開発」
森 雅晶氏（東京ガス㈱）
池浦栄一氏（東京ガス㈱）

14：40～15：50 「高効率ガスタービンのための高温化技術の開発」
末永 潔氏（三菱重工業㈱）

1月23日㈮

9：30～10：40 「1300°C級ガスタービンコンバインドシステムの計画と実績」
川内章弘氏（㈱日立製作所）

10：50～12：00 「燃料多様化に向けたガスタービン技術」
佐藤幹夫氏（㈶電力中央研究所）

13：10～14：20 「石油精製プラントにおけるエネルギー有効利用」
菊地秀雄氏（キグナス石油精製㈱）

14：40～15：50 「石炭および低質油IGCC発電プラントの計画」
古川俊樹氏（㈱東芝）

4．参加要領

1）参 加 費：（資料代含む）
◆主催および協賛団体会員 2日間 25,000円，1日のみ 18,000円
◆学生会員 5,000円
◆会 員 外 2日間 35,000円，1日のみ 25,000円
◆資料のみ 1冊5,000円（残部ある場合）

2）申込方法：過日送付の申込書に所属，氏名，加入学協会名，GTSJ会員は会員番号等必要事項を明記の上，FAX又は郵送にて事務局宛平成10年1月9日㈮までにお送り下さい。

平成9年度第1回ガスタービンフォーラムのお知らせ

1．日 時：1998年2月13日㈮13：30～16：30

2．場 所：九州大学筑紫キャンパス
機能物質科学研究所（春日市春日公園6-1）

3．テーマ：ガスタービンにおけるターボ機械

4．講演内容：

(1) Steady and Unsteady Flow Field in Multistage Compressors and Turbines
B. Lakshminarayana氏（九州大学客員教授・Pennsylvania State University）

(2) 翼列フラッターの音響的制御
難波昌伸氏 （九州大学工学部）

(3) 遷音速遠心圧縮機の開発研究と実験設備
速水 洋氏 （九州大学機能物質科学研究所）

5．交 通：

(1) 福岡空港より地下鉄で博多駅下車。博多駅よりJR鹿児島本線下り大野城駅下車。駅前。構内徒歩5分。空港よりタクシー30分。博多駅よりタクシー40分。

(2) 博多駅よりJR鹿児島本線下り大野城駅下車。駅前。構内徒歩5分。

(3) 天神より西鉄大牟田線白木原駅下車。徒歩15分。

6．参加要領：

(1) 定員 50名（申込先着順）

(2) 申込先 学会事務局
e-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp
uRL: http://www.pluto.dti.ne.jp/~gtsj

(3) 方法 往復はがきまたはファックスにて「九州大学フォーラム」と書き，氏名・所属・連絡先住所（返信はがきにも）・電話・ファックス番号を明記の上，お申し込み下さい。なお，e-mailでも受け付けます。

(4) 申込期限 **平成10年1月12日㈪**

(3) 参加費3,000円
当日，受付にてお支払い願います。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

第26回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

「21世紀を担うガスタービンを目指して」をテーマに第26回ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので，奮ってご参加下さい。

1．日 時：平成10年1月22日㈭9：30～15：50
（受付開始9：00）
1月23日㈮9：30～15：50

2．場 所：東京ガス㈱本社2階大会議室
港区海岸1-5-20 Tel 03-3433-2111

3．プログラム

1月22日㈭

9：30～10：40 「中型ガスタービンコンバインドシステムの開発」
井上俊彦氏（川崎重工業㈱）
平松顕一氏（川崎重工業㈱）

10：50～12：00 「熱電可変型ガスタービンコージェネレーションシステムの開発」
宇治茂一氏（石川島播磨重工業㈱）

13：10～14：20 「超低NOx 2 MWガスタービンコージェネレーションシステムの開発」
森 雅晶氏（東京ガス㈱）
池浦栄一氏（東京ガス㈱）

14：40～15：50 「高効率ガスタービンのための高温化技術の開発」
末永 潔氏（三菱重工業㈱）

1月23日㈮

9：30～10：40 「1300°C級ガスタービンコンバインドシステムの計画と実績」
川内章弘氏（㈱日立製作所）

10：50～12：00 「燃料多様化に向けたガスタービン技術」
佐藤幹夫氏（㈶電力中央研究所）

13：10～14：20 「石油精製プラントにおけるエネルギー有効利用」
菊地秀雄氏（キグナス石油精製㈱）

14：40～15：50 「石炭および低質油IGCC発電プラントの計画」
古川俊樹氏（㈱東芝）

4．参加要領

1）参 加 費：（資料代含む）
◆主催および協賛団体会員 2日間 25,000円，1日のみ 18,000円
◆学生会員 5,000円
◆会 員 外 2日間 35,000円，1日のみ 25,000円
◆資料のみ 1冊5,000円（残部ある場合）

2）申込方法：過日送付の申込書に所属，氏名，加入学協会名，GTSJ会員は会員番号等必要事項を明記の上，FAX又は郵送にて事務局宛平成10年1月9日㈮までにお送り下さい。

平成9年度第1回ガスタービンフォーラムのお知らせ

1．日 時：1998年2月13日㈮13：30～16：30

2．場 所：九州大学筑紫キャンパス
機能物質科学研究所（春日市春日公園6-1）

3．テーマ：ガスタービンにおけるターボ機械

4．講演内容：

(1) Steady and Unsteady Flow Field in Multistage Compressors and Turbines
B. Lakshminarayana氏（九州大学客員教授・Pennsylvania State University）

(2) 翼列フラッターの音響的制御
難波昌伸氏 （九州大学工学部）

(3) 遷音速遠心圧縮機の開発研究と実験設備
速水 洋氏 （九州大学機能物質科学研究所）

5．交 通：

(1) 福岡空港より地下鉄で博多駅下車。博多駅よりJR鹿児島本線下り大野城駅下車。駅前。構内徒歩5分。空港よりタクシー30分。博多駅よりタクシー40分。

(2) 博多駅よりJR鹿児島本線下り大野城駅下車。駅前。構内徒歩5分。

(3) 天神より西鉄大牟田線白木原駅下車。徒歩15分。

6．参加要領：

(1) 定員 50名（申込先着順）

(2) 申込先 学会事務局
e-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp
uRL: http://www.pluto.dti.ne.jp/~gtsj

(3) 方法 往復はがきまたはファックスにて「九州大学フォーラム」と書き，氏名・所属・連絡先住所（返信はがきにも）・電話・ファックス番号を明記の上，お申し込み下さい。なお，e-mailでも受け付けます。

(4) 申込期限 **平成10年1月12日㈪**

(3) 参加費3,000円
当日，受付にてお支払い願います。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ガスタービンシンポジウム開催のお知らせ

今年度のガスタービンシンポジウムを下記の要領で開催いたします。本年度も前年度と同じく「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」をテーマとして，サブテーマを「次世代ガスタービン・システムの開発，研究」といたしました。21世紀のガスタービンとして現在アメリカを中心に開発計画が進行中の100 MW級の高効率航空転用型ガスタービン，21世紀のガスタービン燃料としての水素をとりあげ，前者については本開発計画の推進責任者を講師としてアメリカからお招きし，後者についてはWF-NETプロジェクトを推進されている電力中央研究所の幸田氏に講師をお願いしております。講師の方々にはそれぞれの開発，研究について発表をしていただき，質疑，ご意見など活発な討論を通じて講師，参加者共々大いに盛り上がっていただくことを期待しています。奮ってご参加ください。

1．**日　時**：平成10年2月18日(水)　13：00～16：00

2．**場　所**：化学会館5F　501会議室　右記地図参照
千代田区神田駿河台1-5 (03)3292-6161
JR，地下鉄「お茶の水」下車徒歩3分

3．**テーマ**：「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」
サブテーマ：次世代ガスタービン・システムの開発，研究

(1) ICAD (Inter Cooled Aero Derivative) ガスタービン
CAGT (Collaborative Advanced Gas Turbine) Program Administration
George A. Hay III氏

(2) 水素燃焼タービンシステムの解析評価
(財)電力中央研究所　横須賀研究所プラント熱工学部　主任研究員　幸田栄一氏

4．**参加要領**：

(1) 参加費（資料代含む）
正会員　3,000円
学生会員　1,000円
会員外　5,000円

(2) 申込方法
とじ込み添付の申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛平成10年2月6日(金)までにお送り下さい。

平成10年度第1回見学会のお知らせ

平成10年度第1回見学会を下記の要領で開催を計画致しますので，奮ってご参加下さい。

記

1．**日　時**：平成10年6月下旬か7月上旬

2．**見学先**：1）全日空原動機センター
ジェットエンジン整備工場
（東京羽田国際空港内）

2）森ヶ崎水処理センター
ガスタービン発電設備
（大田区大森，モノレール昭和島駅下車）

詳細は平成10年3月号に掲載致しますので，参照下さい。

本会協賛・共催行事

会合名	開催日・会場	詳細問合せ先
第5回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 10/1/27-28 工学院大学新宿校舎	日本非破壊検査協会　学術局学術課 TEL 03-5821-5105
The 2nd Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing	H 11/5/17-19 ハワイ（ホノルル）	PSFVIP-2組織委員長東京農工大 望月貞成　TEL 0423-88-7088

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ガスタービンシンポジウム開催のお知らせ

今年度のガスタービンシンポジウムを下記の要領で開催いたします。本年度も前年度と同じく「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」をテーマとして，サブテーマを「次世代ガスタービン・システムの開発，研究」といたしました。21世紀のガスタービンとして現在アメリカを中心に開発計画が進行中の100 MW級の高効率航空転用型ガスタービン，21世紀のガスタービン燃料としての水素をとりあげ，前者については本開発計画の推進責任者を講師としてアメリカからお招きし，後者についてはWF-NETプロジェクトを推進されている電力中央研究所の幸田氏に講師をお願いしております。講師の方々にはそれぞれの開発，研究について発表をしていただき，質疑，ご意見など活発な討論を通じて講師，参加者共々大いに盛り上がっていただくことを期待しています。奮ってご参加ください。

1．**日　時**：平成10年2月18日(水)　13：00～16：00

2．**場　所**：化学会館5F　501会議室　右記地図参照
千代田区神田駿河台1-5 (03)3292-6161
JR，地下鉄「お茶の水」下車徒歩3分

3．**テーマ**：「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」
サブテーマ：次世代ガスタービン・システムの開発，研究

(1) ICAD (Inter Cooled Aero Derivative) ガスタービン
CAGT (Collaborative Advanced Gas Turbine) Program Administration
George A. Hay III氏

(2) 水素燃焼タービンシステムの解析評価
(財)電力中央研究所　横須賀研究所プラント熱工学部　主任研究員　幸田栄一氏

4．**参加要領**：

(1) 参加費（資料代含む）
正会員　3,000円
学生会員　1,000円
会員外　5,000円

(2) 申込方法
とじ込み添付の申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛平成10年2月6日(金)までにお送り下さい。

平成10年度第1回見学会のお知らせ

平成10年度第1回見学会を下記の要領で開催を計画致しますので，奮ってご参加下さい。

記

1．**日　時**：平成10年6月下旬か7月上旬

2．**見学先**：1）全日空原動機センター
ジェットエンジン整備工場
（東京羽田国際空港内）

2）森ヶ崎水処理センター
ガスタービン発電設備
（大田区大森，モノレール昭和島駅下車）

詳細は平成10年3月号に掲載致しますので，参照下さい。

本会協賛・共催行事

会合名	開催日・会場	詳細問合せ先
第5回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 10/1/27-28 工学院大学新宿校舎	日本非破壊検査協会　学術局学術課 TEL 03-5821-5105
The 2nd Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing	H 11/5/17-19 ハワイ（ホノルル）	PSFVIP-2組織委員長東京農工大 望月貞成　TEL 0423-88-7088

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ガスタービンシンポジウム開催のお知らせ

今年度のガスタービンシンポジウムを下記の要領で開催いたします。本年度も前年度と同じく「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」をテーマとして，サブテーマを「次世代ガスタービン・システムの開発，研究」といたしました。21世紀のガスタービンとして現在アメリカを中心に開発計画が進行中の100 MW級の高効率航空転用型ガスタービン，21世紀のガスタービン燃料としての水素をとりあげ，前者については本開発計画の推進責任者を講師としてアメリカからお招きし，後者についてはWF-NETプロジェクトを推進されている電力中央研究所の幸田氏に講師をお願いしております。講師の方々にはそれぞれの開発，研究について発表をしていただき，質疑，ご意見など活発な討論を通じて講師，参加者共々大いに盛り上がっていただくことを期待しています。奮ってご参加ください。

1．**日　時**：平成10年2月18日(水)　13：00～16：00

2．**場　所**：化学会館5F　501会議室　右記地図参照
千代田区神田駿河台1-5 (03)3292-6161
JR，地下鉄「お茶の水」下車徒歩3分

3．**テーマ**：「21世紀に向けてガスタービンに何を期待するか」
サブテーマ：次世代ガスタービン・システムの開発，研究

(1) ICAD (Inter Cooled Aero Derivative) ガスタービン
CAGT (Collaborative Advanced Gas Turbine) Program Administration
George A. Hay III氏

(2) 水素燃焼タービンシステムの解析評価
(財)電力中央研究所　横須賀研究所プラント熱工学部　主任研究員　幸田栄一氏

4．**参加要領**：

(1) 参加費（資料代含む）
正会員　3,000円
学生会員　1,000円
会員外　5,000円

(2) 申込方法
とじ込み添付の申込書に必要事項をご記入の上，学会事務局宛平成10年2月6日(金)までにお送り下さい。

平成10年度第1回見学会のお知らせ

平成10年度第1回見学会を下記の要領で開催を計画致しますので，奮ってご参加下さい。

記

1．**日　時**：平成10年6月下旬か7月上旬

2．**見学先**：1）全日空原動機センター
ジェットエンジン整備工場
（東京羽田国際空港内）

2）森ヶ崎水処理センター
ガスタービン発電設備
（大田区大森，モノレール昭和島駅下車）

詳細は平成10年3月号に掲載致しますので，参照下さい。

本会協賛・共催行事

会合名	開催日・会場	詳細問合せ先
第5回超音波による非破壊評価シンポジウム	H 10/1/27-28 工学院大学新宿校舎	日本非破壊検査協会　学術局学術課 TEL 03-5821-5105
The 2nd Pacific Symposium on Flow Visualization and Image Processing	H 11/5/17-19 ハワイ（ホノルル）	PSFVIP-2組織委員長東京農工大 望月貞成　TEL 0423-88-7088

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

㈳日本ガスタービン学会25年史刊行のお知らせ

本学会は本年6月で創立25周年を迎えました。これを記念して「㈳日本ガスタービン学会25年史」を刊行することになりました。刊行作業は昨年9月より25周年記念誌準備委員会を組織して進められ，目下，各項目の原稿執筆を終えて制作の段階にあります。

この25年史は通常の学会史と異なり，過去の学会活動の記録だけでなく，全体ボリュームの半分以上を我が国のガスタービンおよび過給機に関連する技術と産業の発展史と今後の展望の記述に当てております。特に将来展望については，21世紀におけるガスタービンのあり方を探るため，ガスタービン発展の方向性，環境問題への対応策などについての最新の記事と，ユーザに将来のガスタービンに対する期待を述べていただいた記事を掲載します。このほか，本学会の各種行事の際に行った21世紀のガスタービンに関する会員アンケートの結果を掲載しています。さらに，メーカの若手ないし中堅の設計者・研究者による21世紀のガスタービンに関する座談会を実施し掲載いたしました。

委員一同，本書は我が国ガスタービンの過去から未来までを見通した従来に例を見ないユニークな文献になるものと確信しております。本書は新規項目の追加など更に内容充実をはかったため，発行は来年3月に遅れますが，事前予約を主体とした少部数の限定刊行でありますので，入手御希望の方はお早めにお申し込みください。

書名，発刊時期，価格などは次に記す通りです。

書　　名：㈳日本ガスタービン学会25年史
発刊時期：平成10年3月
体　　裁：A4版，約200ページ
価　　格：1部　2,000円（送料込）
申込方法：学会誌6月号9月号添付の申込書により学会事務局までお申込下さい。
内　　容：

学会長挨拶
第1編：㈳日本ガスタービン学会の沿革
　第1章：日本ガスタービン会議設立の経緯
　第2章：社団法人日本ガスタービン学会への改組
　第3章：その後の発展
　第4章：国際交流活動の概要
　第5章：学会の今後の課題と展望
　第6章：組織，運営，財務等の変遷
　第7章：事業の推移
　第8章：年表
第2編：ガスタービン・過給機および関連技術の発展
　第1章：学会設立前の状況
　第2章：各種ガスタービンおよび過給機の技術動向と展望
　第3章：ガスタービン要素技術の動向と展望
　第4章：世界におけるガスタービン利用の推移
　第5章：国際標準規格・技術規格の動向
　第6章：［付表］日本におけるガスタービン開発プロジェクト史など
第3編：21世紀のガスタービン
　第1章：ガスタービン発展の方向性―環境問題への積極的対応
　第2章：ユーザからガスタービンに期待するもの
　第3章：21世紀のガスタービンに関するアンケート
　第4章：21世紀のガスタービンに関する座談会

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

石垣幸雄（日立）　大黒一豊（川崎重工）
幸田栄一（電中研）　原田広史（金材研）
森岡大貴（東京電力）　有村久登（三菱重工）
岩井康（日立）　西岡卓宏（日立）
有泉湧二（第一システムエンジニアリング）　小松康孝（日立）
松本浩史（三菱重工）　竹林博明（光洋精工）
森塚秀人（電中研）　施紅輝（名工大）
塚越徹（発電設備技術検査協会）　織田亮（東芝）
守家浩二（大阪ガス）　山田肇（中菱エンジニアリング）
毛利邦彦（発電設備技術検査協会）　藤飯章弘（川崎重工）
三浦光紘（三井海上火災保険）　二宮弘行（川崎重工）

学生会員

三浦恭（東京商船大）　殿岡大英（東海大）
大畑仁人（神奈川工大）　秋月渉（都立科技大）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

㈳日本ガスタービン学会25年史刊行のお知らせ

本学会は本年6月で創立25周年を迎えました。これを記念して「㈳日本ガスタービン学会25年史」を刊行することになりました。刊行作業は昨年9月より25周年記念誌準備委員会を組織して進められ，目下，各項目の原稿執筆を終えて制作の段階にあります。

この25年史は通常の学会史と異なり，過去の学会活動の記録だけでなく，全体ボリュームの半分以上を我が国のガスタービンおよび過給機に関連する技術と産業の発展史と今後の展望の記述に当てております。特に将来展望については，21世紀におけるガスタービンのあり方を探るため，ガスタービン発展の方向性，環境問題への対応策などについての最新の記事と，ユーザに将来のガスタービンに対する期待を述べていただいた記事を掲載します。このほか，本学会の各種行事の際に行った21世紀のガスタービンに関する会員アンケートの結果を掲載しています。さらに，メーカの若手ないし中堅の設計者・研究者による21世紀のガスタービンに関する座談会を実施し掲載いたしました。

委員一同，本書は我が国ガスタービンの過去から未来までを見通した従来に例を見ないユニークな文献になるものと確信しております。本書は新規項目の追加など更に内容充実をはかったため，発行は来年3月に遅れますが，事前予約を主体とした少部数の限定刊行でありますので，入手御希望の方はお早めにお申し込みください。

書名，発刊時期，価格などは次に記す通りです。

書　　名：㈳日本ガスタービン学会25年史
発刊時期：平成10年3月
体　　裁：A4版，約200ページ
価　　格：1部　2,000円（送料込）
申込方法：学会誌6月号9月号添付の申込書により学会事務局までお申込下さい。
内　　容：

学会長挨拶
第1編：㈳日本ガスタービン学会の沿革
　第1章：日本ガスタービン会議設立の経緯
　第2章：社団法人日本ガスタービン学会への改組
　第3章：その後の発展
　第4章：国際交流活動の概要
　第5章：学会の今後の課題と展望
　第6章：組織，運営，財務等の変遷
　第7章：事業の推移
　第8章：年表
第2編：ガスタービン・過給機および関連技術の発展
　第1章：学会設立前の状況
　第2章：各種ガスタービンおよび過給機の技術動向と展望
　第3章：ガスタービン要素技術の動向と展望
　第4章：世界におけるガスタービン利用の推移
　第5章：国際標準規格・技術規格の動向
　第6章：［付表］日本におけるガスタービン開発プロジェクト史など
第3編：21世紀のガスタービン
　第1章：ガスタービン発展の方向性―環境問題への積極的対応
　第2章：ユーザからガスタービンに期待するもの
　第3章：21世紀のガスタービンに関するアンケート
　第4章：21世紀のガスタービンに関する座談会

▶ 入会者名簿 ◀

正会員

石垣幸雄（日立）　大黒一豊（川崎重工）
幸田栄一（電中研）　原田広史（金材研）
森岡大貴（東京電力）　有村久登（三菱重工）
岩井康（日立）　西岡卓宏（日立）
有泉湧二（第一システムエンジニアリング）　小松康孝（日立）
松本浩史（三菱重工）　竹林博明（光洋精工）
森塚秀人（電中研）　施紅輝（名工大）
塚越徹（発電設備技術検査協会）　織田亮（東芝）
守家浩二（大阪ガス）　山田肇（中菱エンジニアリング）
毛利邦彦（発電設備技術検査協会）　藤飯章弘（川崎重工）
三浦光紘（三井海上火災保険）　二宮弘行（川崎重工）

学生会員

三浦恭（東京商船大）　殿岡大英（東海大）
大畑仁人（神奈川工大）　秋月渉（都立科技大）

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

《平成 10 年度学術講演会・講演論文募集のお知らせ》

下記の日程にて，日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による第 26 回ガスタービン定期講演会および第 13 回秋季講演会を開催します。

1．第 26 回ガスタービン定期講演会・講演論文募集

今回は初めて名古屋で開催します。期日までに講演の申し込みをお願いします。

開　催　日　1998 年（平成 10 年）5 月 29 日㈮
開 催 場 所　名古屋国際会議場
（愛知県名古屋市熱田区熱田西町 1 番 1 号）
講演申込締切　1998 年（平成 10 年）1 月　9 日㈮
講演原稿締切　1998 年（平成 10 年）4 月 10 日㈮

募 集 論 文

応募論文は，ガスタービンおよびターボ機械に関する最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限ります。一般講演セッションにおける研究発表をご検討頂くとともに，学生会員のスチューデントセッションにおける研究発表を積極的にご奨励ください。

(1)　一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論や技術を扱ったもので，ガスタービン本体のみならず，補機・付属品，ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの実績等も歓迎します。

(2)　スチューデントセッション

大学院生の講演発表と情報交換をこれまで以上に活発にするためのセッションです。下記のように広いテーマで講演募集をしますが，講演数の制約や講演内容によっては一般講演への変更をお願いする場合があります。(発表者は講演申込時に高専，大学，大学院等の学生であることとします)

講演者の資格

本会会員もしくは日本機械学会会員で，1 人 1 題目に限ります。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し，日本ガスタービン学会事務局に郵送してください。郵便未着（事故）の場合もありますので，送付されたことを電話・FAX 等でご連絡ください。(FAX で申し込みを行った場合は，郵便でも申込書をお送りください。)

なお，講演申込後の講演題目，講演者，連名者の変更は受け付けません。

申込先

〒 160　東京都新宿区西新宿 7-5-13
第 3 工新ビル 402
㈳日本ガスタービン学会
TEL：03-3365-0095　FAX：03-3365-0387

講演発表の採否は両学会において決定し，1 月末日までに結果をご連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って，A 4 用紙 44 字×40 行（1 ページ）2〜6 ページで作成し，所定の講演論文原稿表紙と共に期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷し，学術講演会講演論文集（A 4 版）を作成します。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

(1)　原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は，著者の希望により，講演会終了後に技術論文として受理され，校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。技術論文投稿を希望される場合は，講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望ありと記入し，さらに技術論文原稿表紙，論文コピー2 部，英文アブストラクトを添付していただきます。詳細は原稿執筆要領をご覧ください。

(2)　講演者が日本機械学会会員であり，同学会出版物（論文集および International Journal）への投稿を希望される場合は，日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することとなります。

2．第 13 回ガスタービン秋季講演会（北海道大沼）・見学会

平成 10 年度のガスタービン秋季講演会を北海道にて開催致します。講演募集，見学会等の詳細は会誌 6 月号会告でお知らせします。

開　催　日　1998 年(平成 10 年)10 月 8 日㈭，9 日㈮
開 催 場 所　北海道七飯町　大沼国際セミナーハウス
講演申込締切　1998 年（平成 10 年）6 月末頃
講演原稿締切　1998 年（平成 10 年）8 月末頃
募集論文内容　次号以降に詳細をお知らせします。
見　学　会　興味ある企画を予定しています。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

※コピーをして御使用下さい　　(講演申込書)

第26回ガスタービン定期講演会講演申込み

講演題目：

講演題目：一般講演・オーガナイズドセッション（　　）・スチューデントセッション

著者氏名 (講演者に○印)	学校・勤務先 (略　称)	所属学会 (GTSJ・JSME・他)	会員資格 (正会員・学生会員)

連絡者氏名：　　会員番号：

学校・勤務先：

所在地：〒＿＿

TEL　　(　　)　　FAX　　(　　)

講演内容（100～200字）

講演申込期限は1998年1月9日㈮です。早めにお申し込み下さい。

講演申込後の講演題目，著者氏名等の変更は受け付けませんのでご注意下さい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

ガスタービンシンポジウム

（平成 10 年 2 月 18 日）

申 込 書

㈳日本ガスタービン学会　行

FAX　03-3365-0387　　TEL　03-3365-0095

会社名	
所在地	〒
TEL	
FAX	

参加者名（所在地・連絡先が所属により異なる場合には，本用紙をコピーして別シートにご記入下さい。）

フリガナ 氏　名	所　属	TEL FAX	GTSJ の方は会員№をご記入下さい

【事務局への連絡事項】

＊払込方法（◯印をつけて下さい）　参加費入金予定日　月　日

1．銀行（第一勧業銀行西新宿支店　普通預金１７０３７０７）
2．郵便振替（００１７０－９－１７９５７８）
3．現金書留
4．当日受付にて支払

＊請求書の発行について
1．要　宛名（　　）　2．不要

＊領収書の発行について
1．要　宛名（　　）　2．不要

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

編集後記

この12月号は吸気フィルタに関する特集を企画してみましたが，会員の皆様には如何だったでしょうか。ガスタービンも産業用自家発電設備を初め，事業用コンバインドサイクル，都市型コジェネシステムなど，陸用常用型の設備として広く使用されるようになってきており，これらの設備の効率的運用にユーザの方々の関心が高まっていると感じています。今回の特集企画は，こうした状況に応えられないかと議論した，編集委員会の前のコーヒータイムの雑談の中から生まれました。この中の話題の一つとしてガスタービンにおける経時的性能劣化対策がありますが，この手段の一つとして近年進歩してきた吸気フィルタ，特に，その機能，特性及び運用経験・実績などについて取り上げてみることになりました。とは云うものの，テーマとして取り上げたのは初めてのことでもあり，なかなか難しく，編集委員会で第一に議論になったのは，この分野は定量化が難しい，例えば，汚れと性能劣化との関係が定量化しにくい（試験をしたことはあるが，データとしてまとまらない），ガスタービンに吸い込まれる粉塵の種類も濃度も場所や気候によって様々であり，評価が難しい等などであり，解説記事が集まるかどうか非常に心配なところでありました。

調べたところ，吸気フィルタを含む吸気システムに関する過去のガスタービン学会の解説・論文はわずか数件しかなく，それも陸用での磨耗対策としての防塵用や舶用での飛来海水飛沫の除去対策用が主でした。学会誌以外でも，経時的性能劣化の問題，またその対策の一つとしての吸気フィルタに関する論文や技術書などはまだあまり多くないようです。このことは，各分野の方々に解説論説記事を執筆していただく上で非常なご負担を強いることなりましたが，幸いにも，大学，ユーザ，メーカの方々のご賛同とご協力を頂くことができ，今回の特集を組むことができました。この場を借りて心より御礼申し上げます。

また，編集委員会では，これらの他に，舶用機関などでの運用も含めた吸気システムとして，特集の幅を広げることも検討・議論されましたが，今回の特集号を共に担当しました，石井委員，伊藤委員，三明委員のご尽力により，吸気フィルタに関する解説記事が数多く集まる状況となり，次の機会とすることになりました。

今回の特集号が，既にガスタービンのユーザである方々やこれから導入を計画されておられる方々の参考になることを心より期待しています。

（高木　俊幸）

＜表紙写真＞

三井造船1号ガスタービン

説明: 昭和28年に運転が始められた三井造船1号ガスタービン（再熱再生2軸オープンサイクル）の高圧系である。本機は最初船舶推進用として計画されたが，低圧，出力軸系を追加する際発電機を設置して陸上発電用に変換され，性能向上，実用性の確認等の為の実験機として運転され，貴重な資料を提供した。

（提供　三井造船株式会社）

♣事務局だより✉♣

ついこの間まで隣のビルの屋上越しに入道雲が見えていたと思っていたのに，今は気がつくと真暗。日の短くなったことを実感しています。

今年もあと残りわずか。そして今年度も3ヶ月余となって来ました。今年度最後の学会誌が出るまでに，セミナー，フォーラム，シンポジウムと行事がまだまだ開催されますので会告を是非お見逃しなきよう。

事務局を訪れる方々から前時代的だといわれていたパソコンを少しずつ新しく変えていくことになりました。最終的には使い勝手もよくなり，事務処理も効率よくなることでしょうが，今は慣れるのに一生懸命です。Eメールもそんなわけで新しいソフトになり，送受信がまだおぼつかなく，時々エラーを出しています。FAXの方も時々入らないというクレームを受けていましたが，これからはきっとそんなこともなくなるでしょう。興味津々の事務局スタッフですので，これからが楽しみです。

尚，メールアドレス等は下記です。

e-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp

uRL: http//www.pluto.dti.ne.jp/~gtsj

(P.S.)

10月16，17日の秋季講演会では体調を崩しドクターストップが出て出張出来ませんでした。

事務局員不在で学術講演会委員の方々をはじめとして皆様にご迷惑をおかけ致しました事，お詫び申し上げます。

[A]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

編集後記

この12月号は吸気フィルタに関する特集を企画してみましたが，会員の皆様には如何だったでしょうか。ガスタービンも産業用自家発電設備を初め，事業用コンバインドサイクル，都市型コジェネシステムなど，陸用常用型の設備として広く使用されるようになってきており，これらの設備の効率的運用にユーザの方々の関心が高まっていると感じています。今回の特集企画は，こうした状況に応えられないかと議論した，編集委員会の前のコーヒータイムの雑談の中から生まれました。この中の話題の一つとしてガスタービンにおける経時的性能劣化対策がありますが，この手段の一つとして近年進歩してきた吸気フィルタ，特に，その機能，特性及び運用経験・実績などについて取り上げてみることになりました。とは云うものの，テーマとして取り上げたのは初めてのことでもあり，なかなか難しく，編集委員会で第一に議論になったのは，この分野は定量化が難しい，例えば，汚れと性能劣化との関係が定量化しにくい（試験をしたことはあるが，データとしてまとまらない），ガスタービンに吸い込まれる粉塵の種類も濃度も場所や気候によって様々であり，評価が難しい等などであり，解説記事が集まるかどうか非常に心配なところでありました。

調べたところ，吸気フィルタを含む吸気システムに関する過去のガスタービン学会の解説・論文はわずか数件しかなく，それも陸用での磨耗対策としての防塵用や舶用での飛来海水飛沫の除去対策用が主でした。学会誌以外でも，経時的性能劣化の問題，またその対策の一つとしての吸気フィルタに関する論文や技術書などはまだあまり多くないようです。このことは，各分野の方々に解説論説記事を執筆していただく上で非常なご負担を強いることなりましたが，幸いにも，大学，ユーザ，メーカの方々のご賛同とご協力を頂くことができ，今回の特集を組むことができました。この場を借りて心より御礼申し上げます。

また，編集委員会では，これらの他に，舶用機関などでの運用も含めた吸気システムとして，特集の幅を広げることも検討・議論されましたが，今回の特集号を共に担当しました，石井委員，伊藤委員，三明委員のご尽力により，吸気フィルタに関する解説記事が数多く集まる状況となり，次の機会とすることになりました。

今回の特集号が，既にガスタービンのユーザである方々やこれから導入を計画されておられる方々の参考になることを心より期待しています。

（高木　俊幸）

＜表紙写真＞

三井造船1号ガスタービン

説明: 昭和28年に運転が始められた三井造船1号ガスタービン（再熱再生2軸オープンサイクル）の高圧系である。本機は最初船舶推進用として計画されたが，低圧，出力軸系を追加する際発電機を設置して陸上発電用に変換され，性能向上，実用性の確認等の為の実験機として運転され，貴重な資料を提供した。

（提供　三井造船株式会社）

♣事務局だより✉♣

ついこの間まで隣のビルの屋上越しに入道雲が見えていたと思っていたのに，今は気がつくと真暗。日の短くなったことを実感しています。

今年もあと残りわずか。そして今年度も3ヶ月余となって来ました。今年度最後の学会誌が出るまでに，セミナー，フォーラム，シンポジウムと行事がまだまだ開催されますので会告を是非お見逃しなきよう。

事務局を訪れる方々から前時代的だといわれていたパソコンを少しずつ新しく変えていくことになりました。最終的には使い勝手もよくなり，事務処理も効率よくなることでしょうが，今は慣れるのに一生懸命です。Eメールもそんなわけで新しいソフトになり，送受信がまだおぼつかなく，時々エラーを出しています。FAXの方も時々入らないというクレームを受けていましたが，これからはきっとそんなこともなくなるでしょう。興味津々の事務局スタッフですので，これからが楽しみです。

尚，メールアドレス等は下記です。

e-mail: gtsj@pluto.dti.ne.jp

uRL: http//www.pluto.dti.ne.jp/~gtsj

(P.S.)

10月16，17日の秋季講演会では体調を崩しドクターストップが出て出張出来ませんでした。

事務局員不在で学術講演会委員の方々をはじめとして皆様にご迷惑をおかけ致しました事，お詫び申し上げます。

[A]

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.

学会誌編集規定

1996.2.8　改訂

1．本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。

A．投稿原稿　会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。

B．依頼原稿　本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。

C．学会原稿　学会の運営・活動に関する記事（報告，会告等）および学会による調査・研究活動の成果等の報告。

2．依頼原稿および投稿原稿は，ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説，講義，技術論文，速報（研究速報，技術速報），寄書（研究だより，見聞記，新製品・新設備紹介），随筆，書評，情報欄記事，その他とする。刷り上がりページ数は原則として，1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説，講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書，随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ

3．執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し，編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。

4．会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は，編集委員会が定める方法により審査され，編集委員会の承認を得て，学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては，別に技術論文投稿規定を定める。

5．依頼原稿および学会原稿についても，編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は，査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。

6．依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。

7．本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。

8．著作者本人が自ら書いた記事・論文などの全文または一部を，本学会誌に掲載されたことを明記したうえで，転載，翻訳，翻案などの形で利用する場合，本会は原則としてこれを妨げない。ただし，著作者本人であっても学会誌を複製する形で全文を他の著作物に利用する場合は，文書で本会に許諾を求めなければならない。

付記1．原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105 東京都港区西新橋1-17-5
Tel. 03-3508-9061　Fax. 03-3580-9217
ニッセイエブロ㈱　制作部編集室
ガスタービン学会誌担当　越司　昭

技術論文投稿規定

1997.1.28　改訂

1．本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。

1）主たる著者は本学会会員であること。

2）投稿原稿は著者の原著で，ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。

3）投稿原稿は，一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし，要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。

2．使用言語は原則として日本語とする。ただし，著者が外国人会員であって日本語による論文執筆が困難な場合は英語による投稿を認める。

3．投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし，1ページにつき12,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。

4．図・写真等について，著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。

5．投稿者は原稿執筆要領に従って執筆し，正原稿1部，副原稿（コピー）2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。

6．原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。

7．投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し，編集委員会で採否を決定する。

8．論文内容についての責任は，すべて著者が負う。

9．本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては，学会誌編集規定 7．および8．を適用する。

日本ガスタービン学会誌
Vol. 25　No. 99　1997. 12
発行日　1997年12月10日
発行所　社団法人　日本ガスタービン学会
編集者　山根隆一郎
発行者　有賀一郎
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル 402
Tel. 03-3365-0095　Fax. 03-3365-0387
郵便振替　00170-9-179578
印刷所　ニッセイエブロ㈱
〒105 東京都港区西新橋2-5-10
Tel. 03-3501-5151　Fax. 03-3501-5717

© 1997，㈳日本ガスタービン学会
複写をされる方に　本誌に掲載された著作物を複写する場合は，次の団体から許諾を受けて下さい。
〒107 東京都港区赤坂9-6-41 ㈳日本工学会内
学協会著作権協議会
Tel. 03-3475-4621　Fax. 03-3403-1738

Download service for the GTSJ member of ID , via 18.191.46.36, 2024/04/18.