

随筆

青春への回想 その(2)

日本大学理工学部機械工学科教授 栗野 誠一*

5. 研三高速機

和田所長の“より速く”を実現するため、昭和15年(1940)の初めから、陸軍の一つの重戦試作機(キ-78)として、高速機の試作研究が開始された。基礎は航研、実際の設計製作は川崎航空機(株)がこれに当たった。機体は山本峰雄所員が主務となり、川崎航空機(株)岐阜工場の井町勇技師等と協力した。

エンジン側は、田中、富塚、中西の三大先生の御指導の下に、私と野村技師が主務となり、翼型は谷一郎所員の開発されたLB層流翼型をはじめて使用、プロペラは河田三治先生、発動機架はMg材の鍛造品の試作を石田四郎所員が

中心となって開発された。冷却器関係は西脇所員の独壇場であり、胴体両側にかかえ込んだ埋没型プレストン冷却器、発動機覆をかねた表面油冷却器等、誠に意欲的なものであった。

当中島、三菱は世界に誇る空冷エンジンの多量生産にいそがしかったが、液冷エンジンには見るべきものがなく、この頃漸く陸軍は川崎航空機明石工場、海軍は名古屋の愛知時計電機(株)がドイツのダイムラ・ベンツと結んでライセンス生産が始まろうとしていた。研三機用としては、機体側より「液冷で最大出力1,400HP以上」という要求があったので、D.B.601-A型(倒立12V, 1,175HP/2,400 RPM

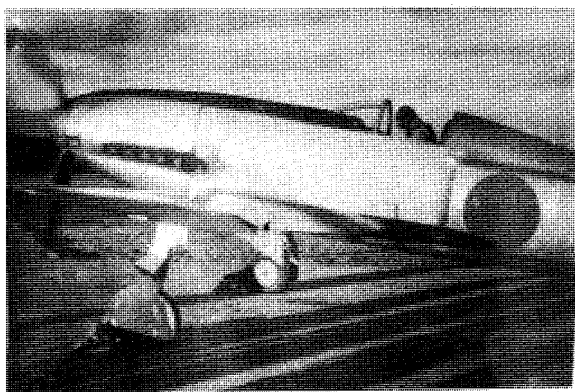


図7 各務原飛行場における研三高速機(キ-78) 翼面積 11.0 m^2 , 全巾 8.0 m , 全長 8.1 m , 全高 3.08 m , 自重 $1,930\text{ kg}$, 搭載量 370 kg , 全備 $2,300\text{ kg}$, 最大速度 700 km/h

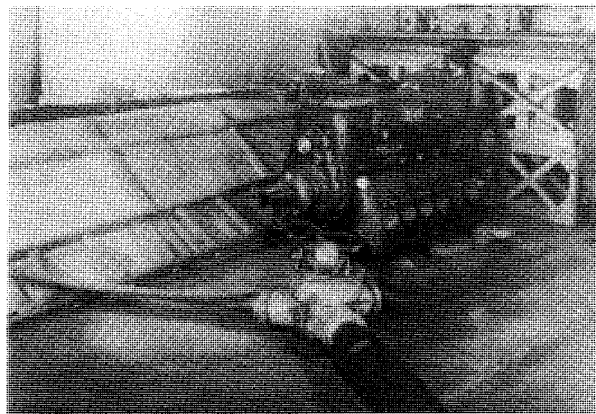


図8 研三高速機用D.B. 601-A改造型 (1550HP/2500 RPM/+600-メタノール噴射) 及び全上用プロペラ(直径 2.96 m)

(昭和51年6月4日原稿受付)

／＋330 mmHg ブースト) をベースとして、その出力向上を計ることとした。理論的に検討した結果^{6) 7)}、ブーストを＋500～＋600 mmHg まであげ、吸気の温度を下げてやれば1500～1550HP出せることが判ったので、メタノールを過給機の吸入側に噴射する方法を実用化することに決めた。そこでブーストが＋300 mmHg 以上になると自動的にメタノールを噴射し、その噴射量がブーストに比例するような歯車式メタノール噴射ポンプを柳沢技師と京都の島津製作所の助力を得て完成し、D.B. 601-A に取りつけた。

当時の燃料事情は相当窮屈になっており、87～92オクタンが航空用として一般に用いられていた。研三機は試験用であるため100オクタンを使用できたが、それでもアンチ・ノック性は不十分であった、これに高ブースト時だけメタノールを燃料の約30%噴射してやれば、＋600 mmHg でもノックを起さないことを単管実験で確かめ、D.B. 600-A の出力を1,175HPから1,550HPに、増加させることに成功した。

排気スラストも、この頃からその実用化が始まった⁸⁾。私は更に排気管の内に空気を吹き込み再燃焼を起させることによって排気スラストを増加させる単管実験を行ない成功したが、研三機には、普通の排気スラストだけで我慢した。エンジンでは川崎航空機の明石工場に随分とお世話になった。研三機の初飛行が各務原飛行場で川崎の名テスト・パイロット片岡技師の手で行なわれたのは昭和17年(1942)12月の寒い日のことであった。軽々と飛び立った全機は弾丸のように空を横切り、やがて音のみを残して大空に消えた。研三機は翼面荷重が大きく、着陸速度が200 km/h 程度であったので、これを持ちこなせたのは片岡技師と陸軍切つての名テスト・パイロットと云われた荒巻少佐のみであったかと思う。その後1年間に亘る各種のテスト・フライトと改修を重ねた後、翌昭和18年(1943)、片岡技師によって高度3,000 mで699.9 km/h という我国におけるピストンエンジン機による最高速度を記録した。この時の出力は1500HP／＋500 mmHg

程度であったと推定される。

研三機は中間試作機であり、その結果をとり入れて本試作機を設計製作する予定であったがこの頃は戦争も酷しくなり、それどころではなくなっていた。

このように高過給とメタノール(又は水との混合物)噴射を組合せて低オクタン燃料で大出力を得るという方式は、わが国の実用空冷エンジンでも広く用いられ、ドイツにも逆輸出されてフォッケウルフFW190D-9のユモ213A-1エンジン等にもMW-30, MW-50として採用されたと伝えられている。又戦後ジェット・エンジンに於いても離陸時等の推力増加法として同様の方法が利用されていることはよく知られている。

6. 高々度機およびターボ過給

一方“より高く”の目標を実現するため、昭和14年(1939)頃から機体は小川太郎所員が主務となって、木村、吉村両所員、阿曾、八田両嘱託等によって高々機の研究が秘かに始められていた。発動機関係は田中先生が主務となり、渡部所員、柳沢技師等が中心となり主として高圧力比の過給機の研究を進めておられた。この研究を「航二」と称し、陸軍技研と協力態勢をとっていた。

中間試験機として立川飛行機(株)でロッキードの14型輸送機の胴体だけを気密式胴体に改造して高々度飛行を行うことが試みられた。昭和15年(1940)7月に設計を開始し、昭和17年(1942)9月に第1号機を完成、昭和18年(1943)6月1日に初飛行を行なった。同年9月1日わが国最初の興圧飛行を実施し、昭和19年(1944)1月迄に計7回の興圧飛行を行ない興圧気密室についてのデータをとった。その飛行高度は最高9,200 mに達した。胴体は円形断面を持ち、前方に約15 m³の気密室を設けた。エンジンは「ハー102改」2基をつけ、高空における吸収馬力を増加させるためにプロペラの翼巾を大きくした。2号機は正規高度9,000 m、超高圧力比の過給機をつけ、昭和18年(1943)11月に完成したが未飛行のまま中止となった。その要目は次の通りであった。

高々度飛行用「ロ式B機」要目

翼巾19.96m, 全長11.76m, 翼面積51.2m², 自重5,175kg, 全重量6,740kg, 最大速度475km/h (高度5,800m) 8,000m迄の上昇時間13分, 実用上昇限度10,000m, 高度8,000mにおける巡航速度325km/h, 航続時間65時間。

戦も激しくなった昭和19年(1944)の春から, 昭和20年(1945)の初にかけて, 米本土ニューヨークを片途飛行で長駆爆撃しようという勇ましい計画が, 海軍で持上った。そのために中島飛行機で試作中の陸上4発攻撃機「連山」を改造, エンジンには三菱の「MK-3A」を改造することになった。

これは正規高度12,000m, 第1, 2段の過給機は排気タービン駆動, 第3段は機械駆動であった。三菱重工業名古屋発動機工場で設計製作を実施したが, その完成を見ぬうちに戦は終わった。

本機の予定性能は優に米本土を越えてドイツまで一飛びに飛べるものであり, アメリカの上空までは高々度12,000mで飛行し, その隠密性と安全性とを計る予定であつた。

わが国では, 高々度飛行とそれに欠くことのできない排気タービンの重要性に対する認識が少々不足であった。耐熱鋼の不足もターボ過給機の完成に大きなブレーキをかけた。

排気タービンは石川島航空機(株)や石川島芝浦タービン(株)の松本工場で盛んに試作が行なわれた。信州辰野の紡績工場は, タービンプレード工場に一変し, 多くの女子挺身隊の人達がブレードを削ったり磨いたりしていた。

このような立遅れは, 排気タービンをつけたB-29による国内各都市のじゅうたん爆撃を齎らし, 彼我の差は大きくなるばかりであった。現在すべてのジェット旅客機がキャビン・スーパーチャージをして高度10,000m内外を毎日飛んでいるのを見ると, 今昔の感に堪えないが, わが国にも, このような先覚者の努力のあったことは忘れてはならない。

7. ターボ・ジェット, ターボ・プロップ

昭和13年(1938)8月に河田三治所員を中心としたプロペラ部が独立し, 高速風洞を含む新しい諸施設ができた。この高速風洞用の空気圧縮機として軸流圧縮機が物すごい騒音をたてて廻り始めた。この圧縮機は開設後間もなく, 風洞模型を吸い込んでバーストしたがすぐ作り直された。

この年, 中西所員は, 航空学会でラム・ジェットー当時は動圧ロケットと称したーの理論を発表された。⁹⁾

昭和16年(1941)11月13日イタリアのカンピーニのエンジン・ロケットが初めてミラノ, ローマ間の飛行に成功したことが報せられ, 漸くピストン・エンジンからジェット推進に移る気はいいが感ぜられた。私も昭和15~16年頃からジェット推進に関する性能面の理論計算を進めていたが, 昭和16年に航研の所内講演会でその結果について発表し, 昭和17年(1942)7月には, 機械学会で航空用燃焼ガスタービンの地上並に高空性能について発表した。¹¹⁾ 陸軍第二技研の所長絵野沢静一氏や小笠氏, 十森氏等はこれに非常に興味を示され, 早速航研との間に「研八」という依託研究が開始された。航研側のメンバーは中西, 河田, 栗野, 木村, 柳沢等がこれに当たった。最初, 設計試作は日立製作所での話もあり, 故松野武一技師等と日立に伺って相談したこともあったと記憶するが, 結局当時土光敏夫氏(現経団連会長)が社長をしておられ, 小倉, 塚田, 井口氏等の設計陣を擁していた石川島芝浦タービン(株)にお願いすることになって始まったのが「ネー201」である。ネは燃焼ガスタービンの頭文字である。当時は今日のターボ・ジェットを燃焼ガスタービン・ロケット, ターボ・プロップをプロペラ・ガスタービン・ロケット等と勝手な名をつけていた。その詳細は既に井口泉氏が本誌上に紹介されているので¹²⁾ 省略する。地上ではタービン入口温度850℃, 機速900km/hで排気スラストで約4,000HP, プロペラ出力で約7,000PS, 合計11,000HPを目標とした。¹¹⁾ ただ大馬力を吸収できるプロペラの製作は難かしそうであつたので, 様子を見ながらタービンの圧力比を下げて排気スラスト

を増して行く予定であった。完全にプロペラを取去った pure jet では、地上900km/h時の推力は2,270kg程度になるものと推定していた。

燃焼器は4本の直流型キャン・タイプとし、一次燃焼室の空気過剰率を1とし、二次空気空気過剰率を4程度にすればよいことを基礎実験で確めた。燃料噴射ポンプは大型のギヤ・ポンプを柳沢技師と島津製作所の協力を得て新らしく開発したが、その燃料流量制御方式と共に手こずらされた。「ネー201」は海芝浦の先端川向うの工場で運転されていたが、終戦と共に海中に投棄されたと云う。戦争が終って蓋をあけて見ると、外国のものと形式は似たりよったりで、人間の考えることは大体同じところに行き着くものと思った。その頃ドイツ駐在の大島大使からドイツでは今までと違う高速機が飛んでいるという情報が屢々齎された。このように航研は専ら陸軍のお手伝いしたような形になったが、一方海軍では早くから、天才的エンジン種子島時休氏が中心となって永野治氏をはじめ多くの俊英が一同となってターボ・ジェットの完成に努力されていた。終戦直前「橘花」につけて初飛行に成功されたことは人々のよく知る通りである。その頃の海軍航空技術廠は勿論、国内各工場の試作や生産のスピードは非常に速かった。平和時にも、こんなスピードで研究や試作が進めば随分と進歩は速い筈であると思った。

昭和20年(1945)の2月頃になると、戦の雲行きも大分あやしくなり、物資は不足し木製機や鉄板製の機体が考えられたりした。この頃ドイツのV-1のデータが入手され、航研でも松根油を燃料とするパルス・ジェットの試作が中西、八田両所員を中心として行われたが、実用化の一手手前のところで終戦となった。これについては、折を見て直接八田さんに執筆をお願いしてほしい。

8. H-研究

これは昭和19年(1944)から20年にかけて、目黒の海軍技研におられた北川徹三氏、相宅氏と私が3人で協同で行った一寸平和時には考えられない研究であった。一口で云えば「運

転中の航空エンジンを、どうしたら止められたか」と云う実験であった。

私はまず小型のオートバイ用の「くろがね」という空冷エンジンを数台手に入れ、ムリネ運転ができるようにした。そして手当たり次第に、色々の方法を試みた。

点火系を攻める方法、ノックを起させる方法、燃焼を不能とする方法、潤滑系を攻める方法等いろいろやってみても皆失敗に終わった。吸入管に砂をかなり放り込んでも、エンジンは回転が落ちただけでなかなか停らないものであることを知った。色々のガスを吸入させても全く駄目であった。

最後にたどり着いたのは、吸排気弁を攻める方法であり、これでやっと一応目的を果たした。H剤(Mg粉末と酸化剤を主材とした混合粉末)の粉体爆発を吸入管やシリンダ内で起させ、その燃焼熱でとけた固形物を弁座に熔着させて圧縮洩れを起させる方法である。H剤を極めて少量吸入管に入れると一発で確実に停止した。分解して弁の摺合せをやって組立てると再び元の状態に戻った。

次は4発の軽飛行機用エンジンでテストをしたがこれも成功し、更に海軍の空技廠で1,000HPクラスの星型エンジンをマッチ箱一杯のH剤で瞬間的に停止させるのにも成功した。次に問題となったのは、どうやってマッチ箱一杯のH剤をエンジンに吸入させることができるかと云うことであり、空中散布を行った時の拡散の問題となった。当時多摩川の河原の読売遊園地には、落下傘の訓練塔があったので、約100mの高さに約40ℓのH剤をつるし、落下させてその拡散状態を高速カメラで撮影した。拡散しきれないH剤が大きな塊のまま地響をたてて落下したのは、びっくりした。

次いで、練習機「白菊」にH剤を積んで空中散布の実験を相宅氏がして下さった。結局、大気はあまりにも広大すぎてマッチ箱一杯のH剤をエンジンに吸込ませるのは、なかなか難かしいことが判った。

そのうちH剤が照明弾や幻惑剤としても極めて有効であるということが判り、別の用途も開けそうであったが、間もなく終戦となりこの実

験も終わった。

終戦後、進駐して来た米空軍が、DDTを遠慮なく我々の頭上から空中散布をしているのを見て、私はこの実験を思い出した。

H剤はジェット・エンジンに対しては、恐らく無効であろうし、むしろ逆に、将来ロケットの超高空用燃料としてMgやAlの粉末が酸化剤と共に用いられる可能性が考えられる。

9. ま と め

以上われわれの青春時代、昭和9年4月から、昭和20年8月に至る11年4ヶ月の間に航研を中心として私の身近に起った事柄について書いて来た。

最後に若い方々にお願いしたいことは、“仕事は若い裡に”ということである。20才台の若い人達でも、指導者にさえ恵まれれば、随分と大きな仕事ができるものである。

更に痛感したことは、“基礎のないところには決して大きな発展がない”と云うことである。

よく戦争は技術の進歩に役立つといわれるが、そうではなく、戦前に持っていたポテンシャルを吐出だけがせい一杯で、全部吐き出して了解ば万事休すである。それは戦の中では落付いて基礎研究をやっている閑はないからである。従って戦時中に開発したもので、実戦に役立ったものは殆んどなかったと云ってもよい。

技術の進歩は何十年かを周期として、丁度鳶がスパイラルを画いて上昇するにも似て、全じ道を通りながら次第に進歩してゆく。40年前

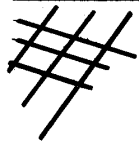
に航研機やA-26で実行した稀薄混合比運転が、今再び自動車の排気公害の対策の一つとして繰返されている。昔は遠くて又近いものである。

参考文献

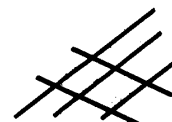
- 6) 栗野誠一, 高過給メタノール予噴射による出力増大法に於て(第1報理論的考察)航研彙報202号, 昭16/6。(第2報単篇実験)航研彙報205号, 昭16/9.
- 7) 栗野誠一, Thermodynamical Performances of Four-Cycle Gasoline Engines. Rep. Res. Inst. of Technology, Nihon Univ. No. 6, 1962/9. pp. 211/354.
- 8) 栗野誠一, 航空発動機の性能推定法 (I. 高空性能)航研報告No. 277, 昭19/1, 236/334頁(II. 一般性能)航研報告No. 326, 昭20/3, 62/145頁.
- 9) 中西不二夫, 飛行機のロケット推進について, 航空学会誌第5巻39号, 昭13/7.
- 10) 八田桂三, 富塚清編, 航空発動機, 第25章加熱噴流推進, 昭18/12, 共立社, 1303/1343.
- 11) 栗野誠一, ロケット推進と組合せた航空用燃焼ガスタービンの熱力学的性能, 航研報告No. 327, 昭20/3, 147/190頁.
- 12) 井口泉, 戦時中における日本のガスタービン物語, 日本ガスタービン会議会報3巻12号, 1976/3, 12/25頁.

会告 第5回定期講演会について

本学会定期講演会は毎年5月末に開催されて参りましたが、明年5月末には御承知のように「1977年国際ガスタービン会議東京大会」が開かれることになっております。そこで第5回定期講演会は明年に限り、9月末に開かれることが理事会に於て決定されました。細目は追って発表致しますが、従来通り多くの会員諸氏の参加を御待ちしております。



技 術 論 文



ハイブリッド計算機によるガスタービン 動特性のシミュレーションについて

東京大学工学部機械工学科 梅 田 章

第1章 序 論

制御系を設計するためには、どのような機械であろうとも制御対象の特性を知る必要がある。特に新しい機械、機種を開発する場合には、できるだけ設計段階の早い時期に制御対象の性能を知る必要があるであろう。また、実機の運転に多くの時間、費用、労力を必要としさらに危険まで伴う場合には、性能予測はますます必要になると思われる。シミュレーションの意義は、まさにその性能予測にあると考えられる。

ガスタービンの場合には、必要不可欠な構成要素である圧縮機により、不安定運転領域が存在する。したがって、サージングを避け要求通りの性能を発揮せしむる制御系設計のためにシミュレーションが必要になることに関して疑問の余地はないと考えられる。

シミュレーションで最も問題にしなければならないのは、道具の問題やプログラムの問題もあるが、対象の特性を記述する数学モデルであろう。

従来のガスタービン動特性の計算法は、圧力、温度、流量についてのマッチングを繰り返し計算でもとめ、軸系の慣性のみを考慮する **Iterative - Method**⁽¹⁾ によるか、燃焼室および段中間部での圧力の時間的変化を考慮して流量を決定する **Method of Intercomponent Volumes** によっている。

第1の方法では、過渡状態での温度、圧力、流量の時間的変化を記述する微分方程式を全く

考えずに、過渡状態においてもマッチングはとれていて重量流量は圧縮機においてもタービンでも等しいと考える計算法である。したがって、流量は状態を表わす変数としては1つである。このモデルによる実時間シミュレータも製作されている⁽²⁾⁽³⁾ マッチング計算を含むこの数学モデルは、以下に述べるような点で一般性に欠けるように思われる。

第1番目として、圧縮機出口と燃焼室入口との間に熱交換器があって、タービンの排熱を回収する場合を考えてみよう。⁽⁴⁾ 圧縮機流量の増加は、燃焼室入口温度となる熱交換器出口温度をさげる方向に作用するのに対して、タービン流量の増加はあげる方向に作用する。その2つの作用は熱交換器の性能、形状により変化しあらゆる周波数に対して常に打ち消し合うとは考えられない。だから、流量を1つの状態変数で代表させることは明らかに無理であろう。したがって、本論文で述べるごとく流体の慣性を考慮するといっても、圧縮機側とタービン側とで常に流量が等しいとした1質点モデルは再生式ガスタービンの動特性計算には使えないのである。⁽⁷⁾⁽⁸⁾

第2番目の問題点は、線型化応答をもとめる場合に生じる。すなわち数学モデルが繰り返し計算を含むために方程式を線型化して伝達函数をもとめることが不可能になってしまうのである。どうしても伝達函数を計算しようとする、シミュレータに燃料流量、ノズル角度の微小変化を与えて周波数応答を計算し、結果に合うように伝達函数の次数、係数を決めることになる。⁽⁵⁾ その結果、要素の特性と伝達函数との関係は不

(昭和51年8月31日原稿受付)

明確になってくる。伝達函数をもとめるために複雑な計算機械が必要になるという点で、この手法は本末転倒であるように思われる。

第2の手法では、要素内に流入する流量と流出する流量の差によって、圧力が変化すると考えている。第1の計算法と比較すると、流量のミスマッチングを含むモデルになっている点でより現実に近いと考えられる。しかし、基礎式との関係は明確ではないように思われる。⁽⁶⁾

著者は文献(7)において、流体の慣性をも考慮した2軸可変ノズル付ガスタービンの動特性数学モデルを提案し線型化した系についての解析を行った。

本論文は、車輛用小型ガスタービンを念頭においた、2質点モデルによるハイブリッドシミュレーションについて述べるものである。文献(7)と重複するが、都合上数学モデルから話を進めさせていただくことにする。

第2章 数学モデル

2-1 仮定および基礎式 2 質点モデル

の定式化に関しては既に詳しく報告しているので、概略を述べることにする。本論文では、熱交換器は考えていない。

ガスタービンの基本要素として、タービン、圧縮機をその途中に含む管路とタンクを考える。数学モデルを構成するために次の仮定をおく。

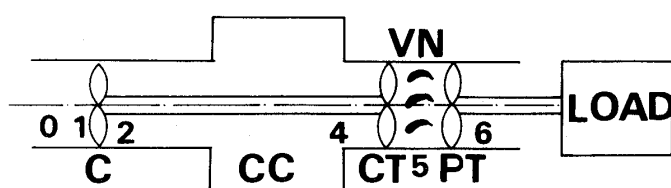


図 1 2 質点モデル

- (1) 圧縮機，タービンを集中化して考え，平衡状態での流量特性が過渡状態でも成立する。
 - (2) 各要素内において比熱は一定とし，圧縮機，タービンの熱容量は無視する。
 - (3) 燃焼室内の温度は一樣と考え，燃焼による遅れは考えないことにする。
- 基礎式は，次の 4 つの式である。

$$P = r R T \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{\partial (Ar)}{\partial t} + \frac{\partial (Ar u)}{\partial x} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$\frac{1}{g} \left[\frac{\partial (Ar_u)}{\partial t} + \frac{\partial (Ar_u^2)}{\partial x} \right] = -A \frac{\partial P}{\partial x} + A \cdot \Delta P_L \dots \dots \dots (3)$$

$$\rho r_A = \frac{\partial (\rho A C_P T)}{\partial t} - \frac{A}{J} \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho A u C_P T) \dots\dots\dots (4)$$

(1)式は理想気体の状態方程式，(2)式は管路内流体の連続の式，(3)式は流体の運動量方程式，(4)式はエネルギー式で運動エネルギーを無視して導いた式である。図1において添字C，T，CT，PT，CCはそれぞれ圧縮機側管路，タービン側管路，圧縮機タービン，出力タービン，燃焼室を示す。添字0，1，2は図1に示した位置における物理量を示すのに用いる。

2-2 数学モデル 基礎式より数学モデルを誘導する過程については、文献[7]に詳しく述べたから結果のみを示すことにする。

$$M_C \frac{dG_C}{dt} = P_0 - P_4 + f_C (N'_C, G'_C) - 4P_C \dots \dots \dots (5)$$

$$M_T \frac{dG_T}{dt} = P_4 - P_0 - f_{CT}(G'_T) - f_{PT}(G'_T, \alpha) - 4P_T \dots (6)$$

(5)(6)式は、流量に関する微分方程式である。 α はノズル角度を表わし、 $'$ を付けたのは修正流量または修正回転数を表わす。 M は管路定数であ

る。 ΔP_C , ΔP_T は各管路での圧力損失である。

$$\frac{P_4 V_{CC}}{G_C R T_4} \frac{dT_4}{dt} = \frac{V_{CC}}{J G_C C_P} \frac{dP_4}{dt} + \left(T_2 - T_4 + \frac{\eta_B H_u B}{G_C C_P} \right) \dots\dots\dots (7)$$

$$\frac{dP_4}{dt} = \frac{R \kappa T_4}{V_{CC}} (G_C - G_T) + \frac{R \kappa G_C}{V_{CC}} \times (T_2 - T_4 + \frac{\eta_B H_u B}{G_C C_P}) \dots\dots\dots (8)$$

(7)式はタービン入口温度に関する微分方程式であり、(8)式は、燃焼室圧力に関する微分方程式である。(7)式右辺第1項は圧力のする仕事の温度上昇への寄与を表わしている。(8)式をみると、燃焼室では圧力の時間的变化は流入する空気流量と流出する空気流量の差だけでは決らずに、熱の出入りも考慮する必要のあることがわかる。(5)(6)(7)(8)式で時間微分項をすべて零とくと、圧力、温度、流量のマッチングは自動的にとれてしまうことがわかる。つまり **Iterative - Method** では、(5)(6)(7)(8)式の右辺 = 0 とおいた非線型連立方程式を満足する流量、圧力、温度を繰り返し計算でもとめていることになる。

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_C \omega_C^2 \right) = \eta_{mCT} G_T L_{CT} - G_C L_C \quad \dots \dots \dots (9)$$

(9)式は、圧縮機回転数に関する微分方程式であ

る。 L_{CT} は圧縮機タービンの比出力、 L_C は圧縮機の仕事であり、補機器の効果は I_C 、 η_{mCT} に含めて考えればよい。

ガスタービンを車輛に用いる場合、車輛全体の持つ運動エネルギーを車速で代表させた時の等価な重量を W_A とすると、車輛の直進運動の方程式は(10)式となる。

$$\frac{W_A D}{2g} \frac{dV_A}{dt} = R_P T_{PT} - T_L (V_A) \quad \dots \dots \dots (10)$$

(10)式において、 R_P は減速比、 D はタイヤ直径、 T_{PT} は出力トルク、 T_L は負荷トルクである。2 質点数学モデルにおける時間を変数とする微分方程式は、(5)~(10)式であり残りは静的な関係式および構成要素の流量特性である。方程式相互の関係については、図2の情報線図で示した。

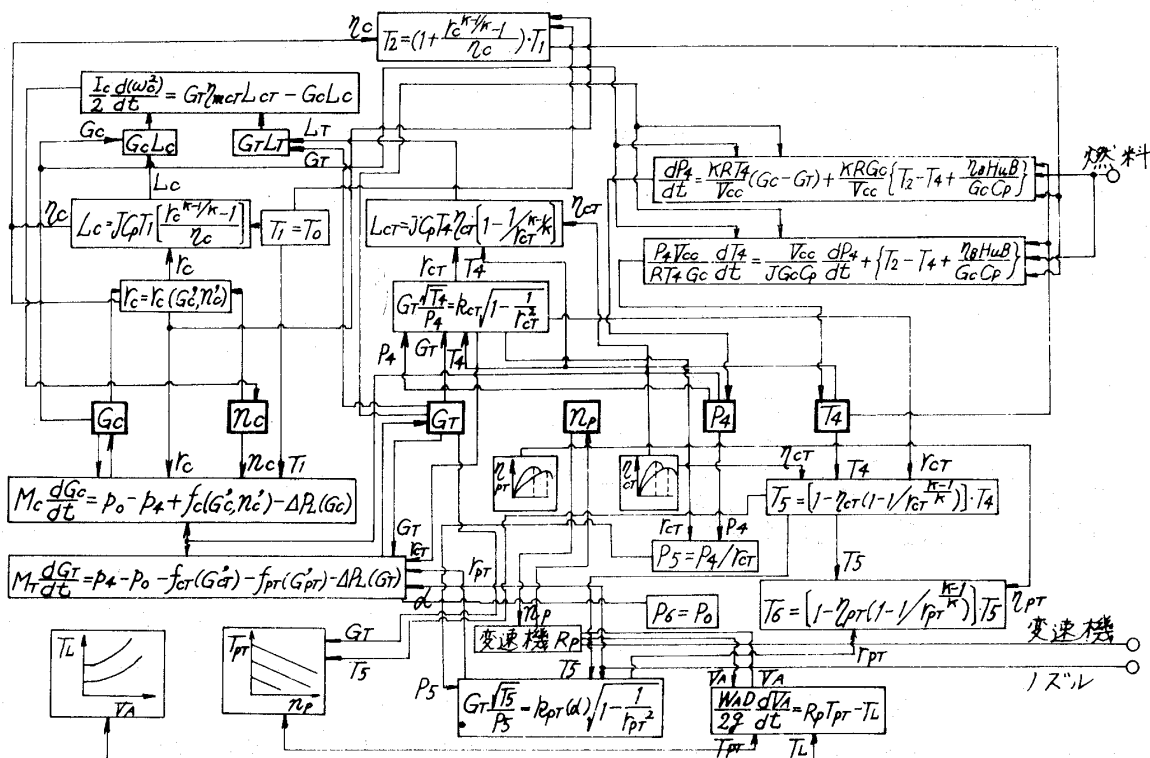


図2 2 質点モデルの情報流れ図

第3章 ハイブリッド計算機によるガスタービン動特性について

3-1 シミュレータの構成 数学モデルをガス発生機に関してまとめると、(11)~(15)式を

える。

$$\tau_{GC} \dot{G}_C = f_{GC} (G_C, G_T, P_4, T_4, N_C) \quad \dots \dots \dots (11)$$

$$\tau_{GT} \dot{G}_T = f_{GT} (G_C, G_T, P_4, T_4, N_C, \alpha)$$

..... (12)

$$\tau_{P_4} \dot{P}_4 = f_{P_4} (G_C, G_T, P_4, T_4, N_C, B) \quad (13)$$

$$\tau_{T_4} \dot{T}_4 = f_{N_4} (G_C, G_T, P_4, T_4, N_C, B) \quad (14)$$

$$\tau_{N_C} \dot{N}_C = f_{N_C} (G_C, G_T, P_4, T_4, N_C) \quad (15)$$

左辺の $\dot{}$ は、時間微分を表わす。(11)~(15)式は、非線型連立微分方程式である。燃料流量、ノズル開度の変化に対する独立変数の広範囲の応答を計算しようとする、非線型のままで微分方程式を解かねばならない。そこで求解機としての計算機械が必要になる。

アナログ計算機は計算の原理が実際の物理系と対応しているので、物理系の模擬装置としてもっともすぐれていると考えられる。しかし非線型計算の精度が問題なので結局汎用性の高いハイブリッド計算機を用いた。すなわち(11)~(15)式右辺は非線型演算が多いのでデジタル計算機に受けもたせ、左辺の積分計算はアナログ計算機に受けもたせた。図3はハイブリッド計算機の構成、表1は概要である。なおミニコンは

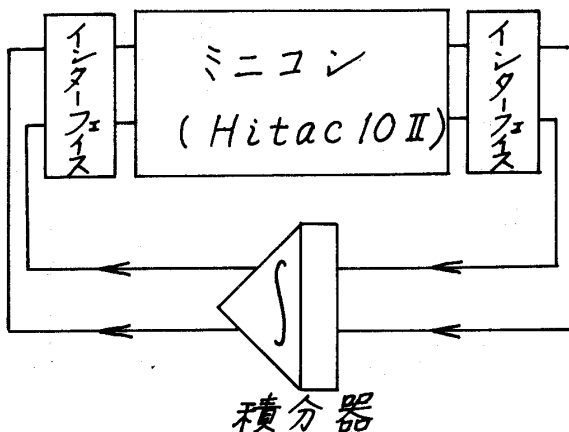


図3 ハイブリッド計算機の構成

高速の割算、掛算の機能を備えたものである。

ハイブリッド計算機では、デジタル計算による遅れが問題になる。そこでAD変換、DA変換の変換時間による損失を減らすために、変換の開始をプログラムで制御する方法は採用しなかった。すなわち、AD変換部では、必要なチャンネル数のアナログ信号を順番にたえずデ

表1 ハイブリッド計算機の概略

ミニコンピューター		アナログ計算機	
品名	Hitac 10-II	積分器	6
個数	1台	最大値選択回路	6
/word	16 bit	最小値選択回路	6
計算時間	加減算 1.8μs 掛算 7.2μs 割算 7.2μs	ホフシヨメーター	40
メモリー	4096 words	加算器	18
		演算増中器	3503A
AD変換器		DA変換器	
品名	ΣD-471	品名	ΣD-441
使用個数	1個	使用個数	1個
Bit数	10 bit	Bit数	10 bit
変換速度	30μs	変換速度	10μs
変換方式	逐次比較形	変換方式	重み抵抗形
入力数	10 (可変)	入力数	10 (可変)

ィジタル信号に変換してはメモリーに格納させておき、プログラムが進行して外部データが必要な段階になるとCPUがメモリーから取り込むシステムとした。DA変換部では、計算結果をアキュムレータからDA変換器に直結するメモリーへ転送するとプログラムは次の段階へ進む。一方、DA変換器出力が一定になると、自動的に出力をサンプル・ホールドするようにDA変換部は設計されている。その結果、ステップ数を減らし速度をあげることができた。インターフェイス、アナログ演算部は研究室で自作したもので、1 MUは10 Vである。図4は、DA側のサンプルホールド回路、図5は積分器である。

プログラムのステップ数は約400ステップである。デジタル計算の遅れを修正するための特別な手法は用いていない。設計点における流量系、熱系、回転系の積分定数は、それぞれ0.01秒、0.1秒、1秒とした。流量系、熱系の積分定数は実機の値よりは大きい。しかし、ガスタービン全体の応答を支配するのは回転系の慣性であるし、平衡点の安定性を左右するのは τ_{GC} 、 τ_{GT} 、 τ_{P_4} 、 τ_{T_4} の値ではなくて相互の割合である。したがって、回転系の積分定数に比較して十分に小さくしておけば問題ないと考えられる。

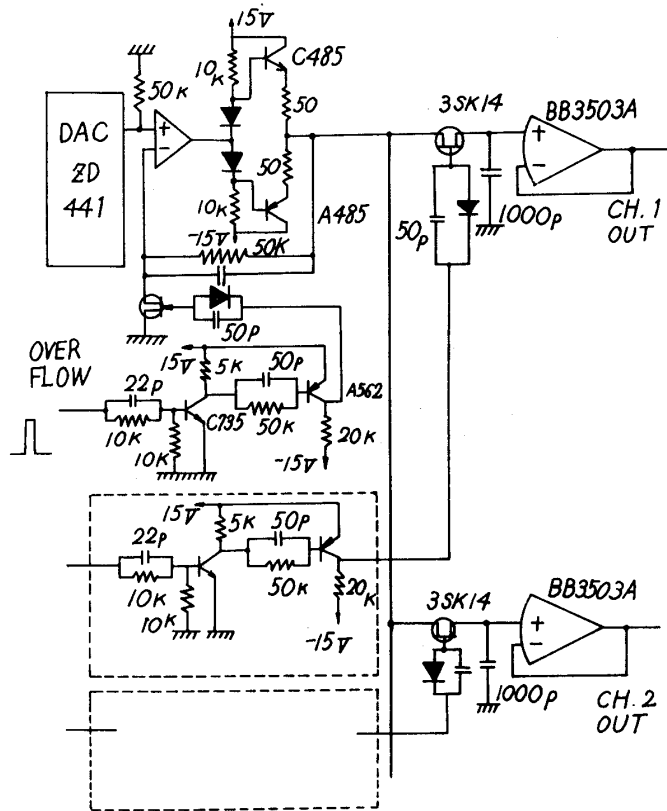


図4 DA側サンプルホールド回路

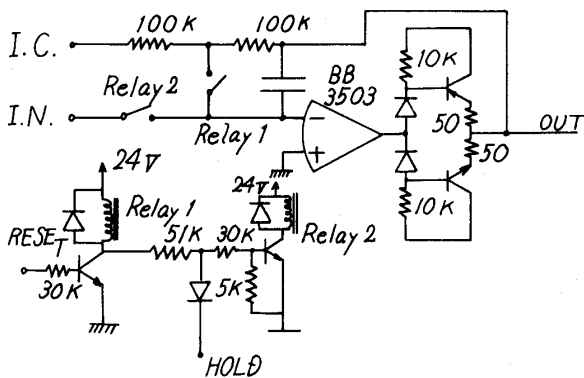


図5 積分器

圧縮機圧力比4，圧縮機タービン圧力比2，重量流量2〔kg/s〕の定常運転点を設計点，すなわちアナログ演算部がリセット状態にある時とした。タービン流量特性，圧縮機流量特性については，実機のデータを参考にしつつ可能な限り単純化した。図6は計算機に組み込んだ出力タービンの流量特性であって，放物線を用いている。

3-2 シミュレーション結果 図7は，燃料流量を37.5%から75%までステップ的

に変化させた場合の燃焼室圧力の応答を縦軸に，圧縮機流量の応答を横軸にとり圧縮機特性曲線上に応答をもとめた結果である。ノズル電圧とは，ノズル開度を表わすパラメータである。電圧が高いほどノズルが開いていることを意味している。したがって，ノズルを開けばサージをおこすことなく，回転系を加速できることが確認された。ノズル開度を固定したままで定常運転点から加速する場合加えることのできる燃料流量の最大値，逆に加える燃料流量をあらかじめ決めた場合には，ノズルをどれくらい開いておけばサージにはいらないかをシミュレータによって決めることができる。ガスタービンの制御装置には，運転点に応じた加速時に加える燃料流量の最大値を記憶させる必要がある。このシミュレー

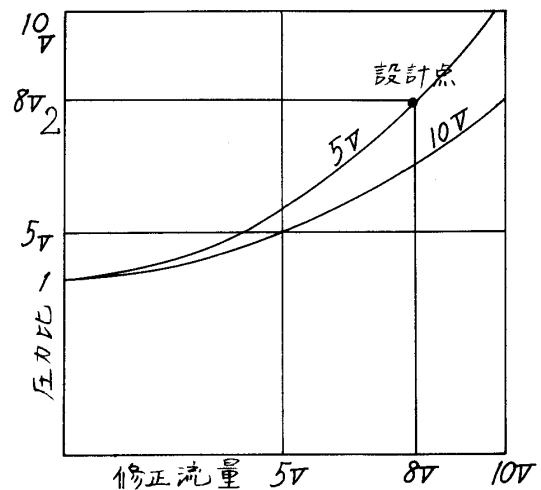


図6 出力タービン流量特性

タの計算結果をもとにして制御系を設計し組立ていくとすると，計算機だけで1つの閉じたシステムになると思われる。従来のシミュレーション手法では明かに不可能だと思われる。

図7を見ると，サージングのループは1回まわっているだけである。これは回転数の上昇による流量の増加によるものと思われる。シミュレータでは，流量系，熱系の積分定数を実際よ

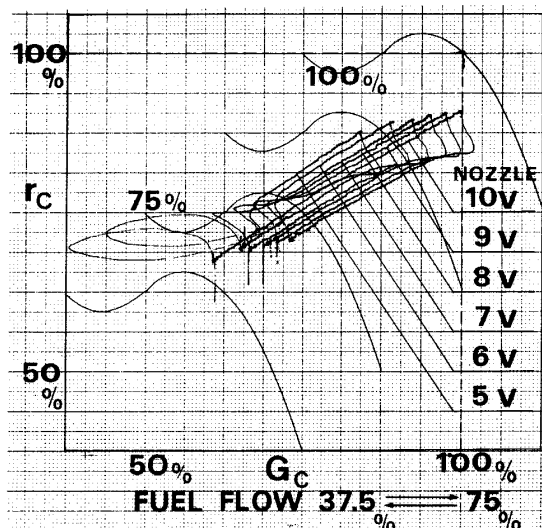


図7 ステップ応答

り大きく設定している。したがって実機の場合には、何回もループを描くだろうと想像される。

図8は、燃料流量を正弦的に変化させた時の燃焼室圧力、圧縮機流量の応答を圧縮機特性曲

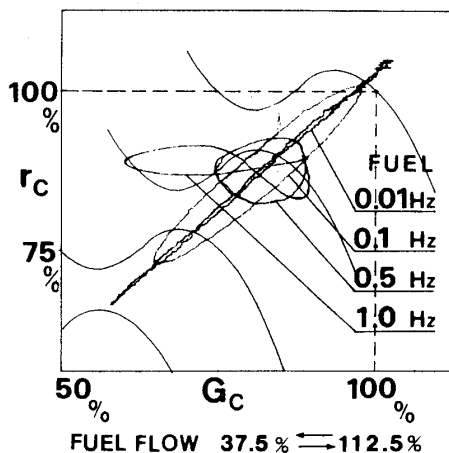


図8 周波数応答

線上にもとめたものである。燃料流量変化の周波数が高くなると、回転系が応答できなくなり、ガスタービンは回転数一定の特性曲線に沿って応答することもわかる。1 Hz で燃料流量が変化する時には、サージ領域には入っている。1 Hz で燃料流量が変化する時には、サージ領域には入っていない。これは、流量が増加しないために、タービン入口温度が高くなるからである。

図9は、回転数70%、燃料流量70%と一定に設定した場合のサージングの波形を示している。波形を検討した結果、次のような傾向が

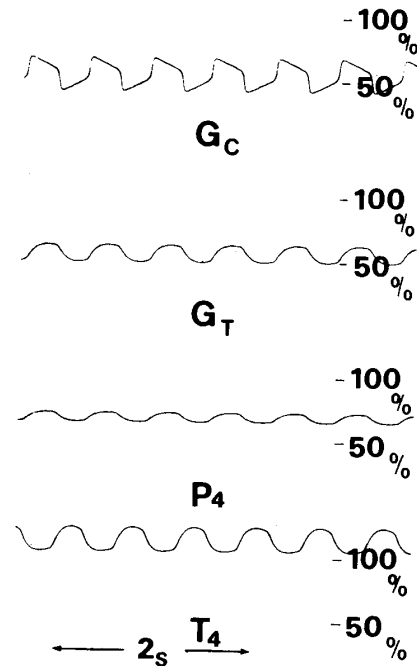


図9 回転数一定のサージング

認められた。

圧縮機側、タービン側の管路の慣性を等しくおいて燃焼室体積を大きくすると、振動周期は長くなる。これはポンプ系のサージングと同じである⁽⁹⁾

2 質点モデルでは、燃焼室内の気体についてのみ考察した。その結果圧力に関する方程式の積分定数と温度の方程式の積分定数とは等しくなった。しかし実際の場合を考えてみると、燃焼器自体の熱容量や燃焼の遅れによって、温度の時間的变化は圧力の時間的变化に比較すると応答は遅れると思われる。そこで熱系の積分定数を圧力の積分定数よりも大きく設定すると、振動周期は長くなる。また温度の振動振幅は小さくなる。流量、圧力には大きな違いは現われなかった。

図10は、図9の場合にさらに回転系を加え、ガスタービンとしてのサージングを示したものである。燃料流量は44%で一定である。

一般に回転系の慣性が大きくなると、単純な弛緩振動ではなくなる傾向を示す。つまり跳躍が生じる間に、回転数も変化するために、周期は長くなる。このシミュレータでは、流量系および熱系の積分定数を実際よりも大きく設定している。そのため図9に示すような弛緩振動が生じる場合もあったが、実機の場合のサージ

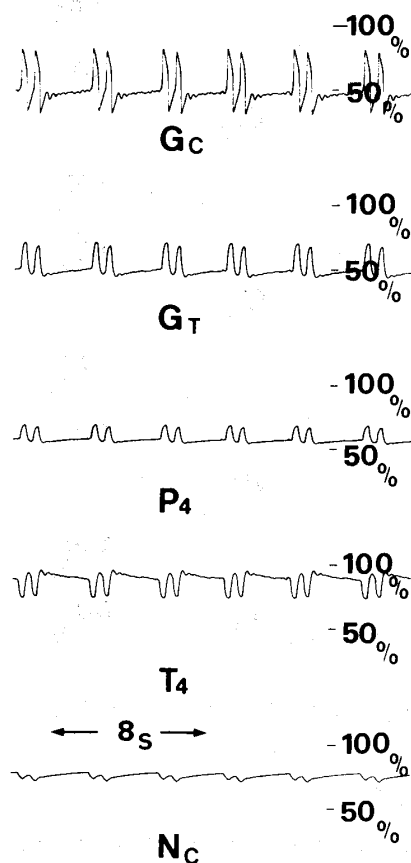


図10 ガスタービンのサージングの例

グは、むしろ図10のような波形であろうと予想される。

回転系を含める場合でも、熱系の積分定数を圧力の方程式の積分定数より大きくすると、周期は長くなる傾向を示した。

第4章 結 論

従来のガスタービン動特性数学モデルおよびシミュレーションモデルでは、流体の慣性は考慮されていなかった。したがって、サージングまでは模擬できない。結果的にはサージングのおきないガスタービンを模擬していたことになろう。実時間シミュレータと実機の制御装置を結びつけたとしても、サージの生じないガスタービンにはサージ防止の制御装置は不必要であろう。逆に制御装置の有効性も確認できないのではなかろうか。

本論文のシミュレータでは、ノズル開度、燃料流量の限界値を計算機自身で決めることができる。それは、サージングのメカニズムが、数学モデルに組み込まれていたからにはかならない。

したがって、2質点モデルを用いたシミュレータは、実機ガスタービンとは別に、物理的特性の完全に一致する閉じたシステムだと言えよう。

圧縮機が多段になっても、軸数が増加しても本質的な点では2質点モデルと同じと考えて良いと思われる。

謝 辞

本論文は、筆者が東京大学大学院在学中に行った研究の一部について報告したものである。末尾ながら、終始暖い御指導を賜った葉山真治助教授に心よりの謝意を表する。

記 号

f_C	圧縮機圧力上昇
f_{CT}	圧縮機タービン圧力降下
f_{PT}	出力タービン圧力降下
L_C	圧縮機仕事
L_{CT}	圧縮機タービン仕事
η_B	燃焼効率
V_{CC}	燃焼室体積
T	絶対温度
M_C	圧縮機側管路定数
M_T	タービン側管路定数
η_{mCT}	機械効率
G_C	圧縮機側管路内の重量流量
G_T	タービン側管路内の重量流量
A	管路の断面積
B	燃料流量
N_C	圧縮機回転数
r	圧力比
q	単位重量あたり加えられる熱量
κ	比熱比
R	ガス定数

文 献

- (1) H. I. H. Saravanamutto, Digital Computer Methods for Prediction of Gas Turbine Dynamic Response SAE 710550
- (2) 西尾, 杉山 多軸エンジン特性のシミュレーション第13回航空原動機に関する講演会論文集
- (3) 西尾, 杉山 ガスタービンのシミュレータ 日本ガスタービン学会会報2-8 1975

- (4) 梅田, 葉山 回転蓄熱式熱交換器の動特性
機講論(760-16)第54期全国大会
- (5) 杉山, 西尾 2軸ファンエンジンの動特性
第15回航空原動機に関する講演会論文集
- (6) 沢田, 西 デジタルシミュレーションによる
小型ガスタービンの動特性の解析
第13回航空原動機に関する講演会論文集
- (7) 梅田, 葉山 ガスタービンの動特性
日本ガスタービン学会会報2-5 1974
- (8) 梅田, 葉山 自動車用ガスタービンの動特性
機講論(730-17)第51期全国大会
- (9) 藤井 機論(13-44)(14-88)
機械力学(昭32)共立出版
- (10) 日浦, 神立 ハイブリッド計算機によるガスタービンシミュレータ
日本ガスタービン学会第1回定期講演会論文集

第4回 ターボ機械協会シンポジウム開催のお知らせ

最近のターボ機械の実験に関連する 流体計測の新技術とコンピュータの利用

主 催 ターボ機械協会
協 賛 社団法人日本機械学会, 社団法人日本ガスタービン学会
日 時 昭和52年2月25日(金)
会 場 東京科学技術館(東京都千代田区北の丸公園2-1 TEL 03-212-8471)
申 込 期 日 昭和52年2月20日

最近のターボ機械の実験に関連する流体計測の新技術ならびにコンピュータの利用について, 実験目的や要求に沿うためには何をどのように用いたらよいか, そのためにはどのような注意が必要か, さらに本質的な問題点は何かなどについて各講師ならびに話題提供者の方々に具体的な体験を背景とした解説をして頂き, 一般のシンポジウム参加者からの質疑・討論を行いたいと存じます。

ここで扱われる問題は性能表示における高精度化の要望, レーザ・ドプラ流速計などの新測定手法の導入とその使用技術の問題, 三次元的計測, 圧力測定値などを用いた補正, 性能試験の計算機使用による高速処理などで, この分野の関係者が等しく悩んでいる問題と考えます。広の各分野の方々の御参加を希望します。

時 間	テ ー マ	講師・話題提供者
9:30 }	1. 流体計測に関する新技術 実際のターボ機械の内部の流れは決して一様な流れではなく, これらの流れを対象として計測を行う場合, 時間的にも空間的にも必要データを分布の形で計測する必要が増大してきている。このことは必要計測データ量の飛躍的増大を意味し, 計測の自動化, データの集録・処理方法などに多くの問題を提起し, 各種の統計的計測やコンピュータの活用などが拡がりつつある。	講 師 東京大学 田中英穂君 話題提供者 航空宇宙技術研究所 藤井昭一君 三菱重工業 倉元靖夫君 東北大学 村井 等君 電業社機械製作所 窪田直和君
12:30 }	今回のシンポジウムでは新しい個々の具体的計測技術については夫々の御専門の方々から話題提供して頂くので, 内容の重複をさけ, 上記に関連する諸問題を主に, 多少新しい計測法などを加味して述べてみたいと思う。	司 会 東北大学 伊藤英覚君
13:40 }	2. 計測におけるコンピュータ利用とその問題点 マイクロプロセッサを始めとする半導体技術の発展により計算機は身近なものとなってきたが, 流体計測における計算機の利用は, 大規模の試験装置から小型の実験装置にまで拡大されてきている。	講 師 航空宇宙技術研究所 松木正勝君 西尾健二君
16:30	本講では, 流体機械の技術者の立場にたつて, 計測システムの選定, 検出器の選定, マイクロコンを利用した低価格の計測システム, 計算機を共有する研究所用のシステムおよびそのオペレーティングシステムについて解析する。	話題提供者 日立製作所 横山英二君 石川島播磨重工業 末永一郎君 東京航空計器 大島未明君 横河ヒューレントパックカード 指田紀雄君 司 会 早稲田大学 田島清瀬君

- 聴講料 会員(協賛学会会員も含む)5,000円, 会員外10,000円, 学生2,000円(教材1冊含む)
- 教材 教材のみご希望の方は1冊につき2,000円にて頒布致します。
- 申込方法 官製はがきに氏名, 勤務先, 住所, 所属部課, 電話番号, 会員資格の有無をご記入の上お送り下さい。
- 申込先 ターボ機械協会(東京都千代田区西神田2-3-18 TEL (03)264-2564)
取引銀行 三菱銀行三崎町支店普通預金口座「ターボ機械協会」 郵便振替口座東京123597

タービン用高強度セラミックの高温スピントスト

トヨタ自動車工業(株) 佐藤 晃
東富士研究所 第12技術部
東京芝浦電気(株) 総合研究所 米屋 勝利
金属セラミック研究所

1. まえがき

ガスタービンエンジンの性能向上のためタービン入口温度を上げることが、トータルシステムとして最良の方法であるかは別として、これにより単位空気量あたりの出力の増大およびエンジン全体のコンパクト化がはかれる。一方自動車用ガスタービンはエンジンとしては小形ガスタービンの分野に含まれ、タービン入口温度の上昇に対処するには大形機に採用されるような、ノズル、ブレードに冷却のための加工を行なうことはほとんど不可能であり、どうしても材料そのものの耐熱強度に依存することになる。小形ガスタービンでタービン入口温度を1200℃あるいはそれ以上を常用温度とするとき、現用のNi基の金属材料ではもはや強度は維持できない。この代替材料として Si_3N_4 、 SiC 系の高温セラミック材料への期待はますます大きく、各方面で開発が進められている^(7,8,9,10)

我々は過去数年間に渉るタービン用耐熱材料開発の共同研究の結果、高温タービン用材料として十分な強度を有する Si_3N_4 系のセラミック材料を開発することができた。本材料の開発においては、遠心力に耐える引張強度を有するかの確認のためタービンのモデルブレードを作り、材料破断強度をスピントストによって調べながら開発を進めた。セラミックのような脆性材料では引張強度試験の方法が非常に難しく測定値のばらつきも大きい。したがって抗折強度を測定しこれから引張強度を換算するのが普通であるが間接的である。実機部品に即した形状で直接に引張強度が求められる試験としてスピントストの意義がある。ここではこれにさらに温度の条件を加え、高温での強度確認のため実施した高温スピントストに関し報告する。

2. セラミックモデルブレード

タービン用セラミック材料の開発にあたり、遠心力にたいする強度確認のため設定したモデルブレード形状を図1に示す。また金属製ディスク(材質INCO713C)への取付位置関係を図2に示す。さらにこの供試モデルブレード

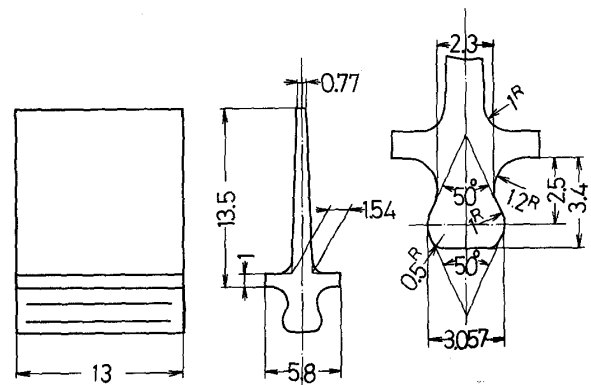


図1 供試セラミックモデルブレードの形状

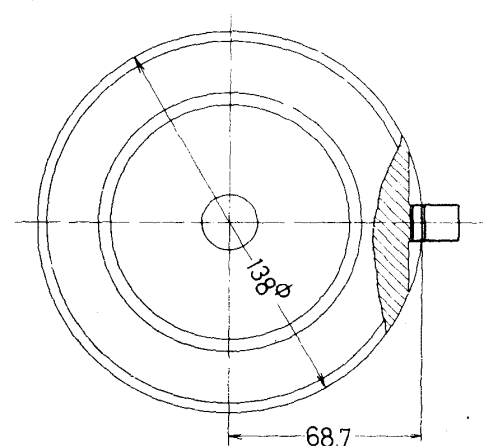


図2 モデルブレードをディスクへ取付けたときの関係位置

およびモデルブレードを組付けたディスクの外観を写真1, 2に示す。

(昭和51年9月6日原稿受付)

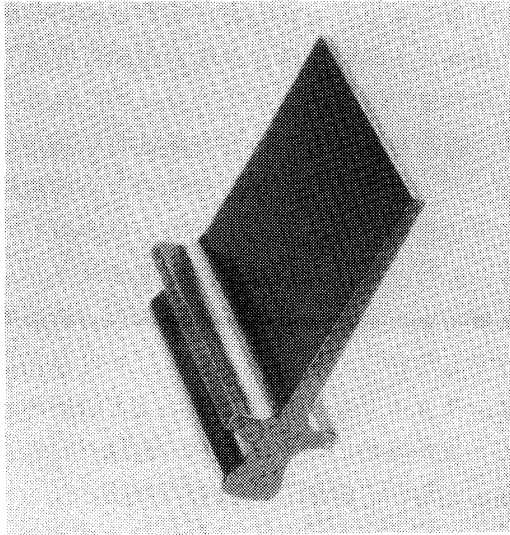


写真1 セラミックモデルブレード

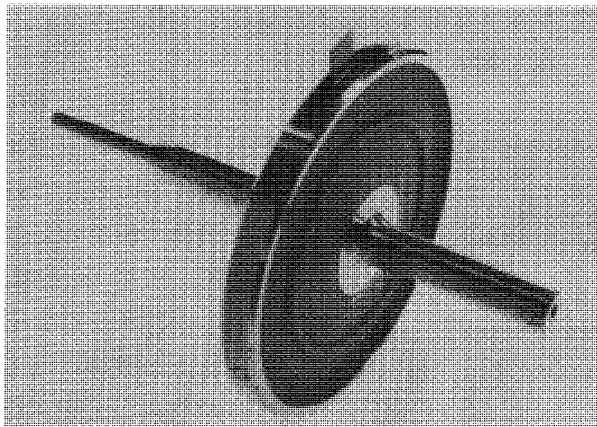


写真2 供試状態のブレード，ディスク

モデルブレードの形状は70000 rpm，タービン入口温度1300℃，2段軸流タービンを有するガスタービンの初段のタービンを想定して形状を定めた。ただし試験用ディスクは回転数を60000 rpmとして径を大きくし周速を合わせるようにした。このモデルブレードでは植込部の形状は実機でも採用できるものとし，植込部より上のブレード部分は重量，重心位置，全高を翼型ブレードとほぼ等しくなるようなたんざく形の形状とした。

ブレードをディスクへ植込むばあい，植込部はブレード側，ディスク側とも運転時発生する遠心応力がまず問題となり，ブレード側，ディスク側それぞれが要求応力を満足するよう形状，枚数を検討して定めなければならない。図1は

ブレード枚数53の設計に対応するモデルである。ブレードをセラミックで形成するとき，考える応力としてはブレードの遠心力による引張力に対応する値が重要であり，翼面にかかる流体力学的な力にもとづくものは第二義的としてよい。またセラミックブレードでは金属のばあいとは異なり，降伏による応力の緩和は期待できないので，形状による応力集中も重要な問題であり，さらには植込部でのディスクとブレード接触面の摩擦も考慮する必要がある。

図1の形状にたいして要求されるセラミック材料の抗折強度は以下のように考えた。図1の形状では最大応力が発生するのは植込部となるのでそこを対象とする。

$\sigma_{\max}$ ：最大応力， σ_{mean} ：平均応力， K ：形状係数とすると，

$$\sigma_{\max} = K \sigma_{\text{mean}} \quad \dots\dots\dots (1)$$

脆性材料では，

σ_B ：材料の引張強度， σ_f ：材料の抗折強度， $m = \sigma_B / \sigma_f$ とすると

$$\sigma_{\max} \doteq \sigma_B = m \sigma_f \quad \dots\dots\dots (2)$$

(1)，(2)から要求抗折強度 $\sigma_{f \text{ req}}$ は

$$\sigma_{f \text{ req}} > K \sigma_{\text{mean}} / m \quad \dots\dots\dots (3)$$

すなわち， K ， σ_{mean} ， m を与えればこれらにたいする要求抗折強度が決められる。

一方，我々の試験結果からも

$$m \doteq 0.5$$

また，形状係数 K は接触面の摩擦係数 μ の値によって大きく影響されることはSchallerら⁽⁵⁾も述べているが，この影響を有限要素法を用いて計算した一例を図3に示す。この計算結果および破断面形状の観察から，図1の形状にたいする値として上限に近いものとして

$$K \doteq 3.5$$

とした。通常のばあいは μ は0.5に近いところにあると考えられこのときは

$$K \doteq 2.5$$

となる。図3から明らかなように，摩擦の影響があると最大応力発生部は最小断面積部より下方へ移り，したがって破断面も最小断面積部か

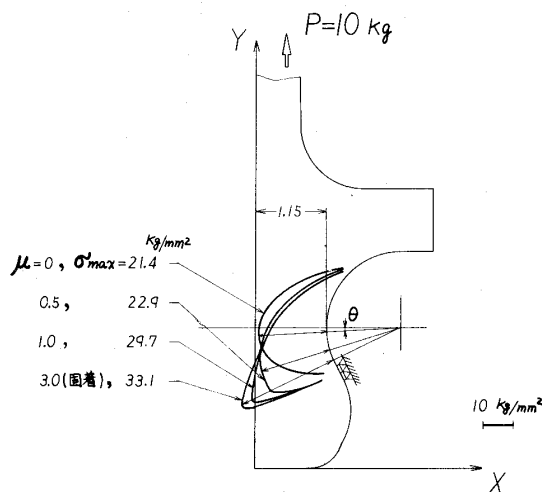


図3 最大引張応力に与える
接触面の摩擦の影響

ら下方へ移ってくる。スピントストによる実際の破断状況を写真3に示す。さらに平均応力は、

ところでセラミックのような脆性材料の破壊のメカニズムの解明はなかなか困難な問題である。これまでにセラミックブレードの強度の検討に、有限要素法あるいは光弾性等を利用した報告^(5,6)はあるが、果してこのような脆性材料にどの程度適合した解析となるのか難しい点が多い。たとえば単純な引張強度テストピースの形状でも、必しも最小断面積部から破断するわけでもないし、また同じく単純な等厚円板のスピントストでも、均質のものほど破断時は全体に一次破壊時に粉々になり、金属材料のように高応力部から破断し、数個の破片となって飛散するということはない。したがってセラミック材料の破壊あるいは強度にたいして、あまり金属材料的な立場だけからの解析手法を進めることは当を得ないことになるおそれがある。

3. 材 料

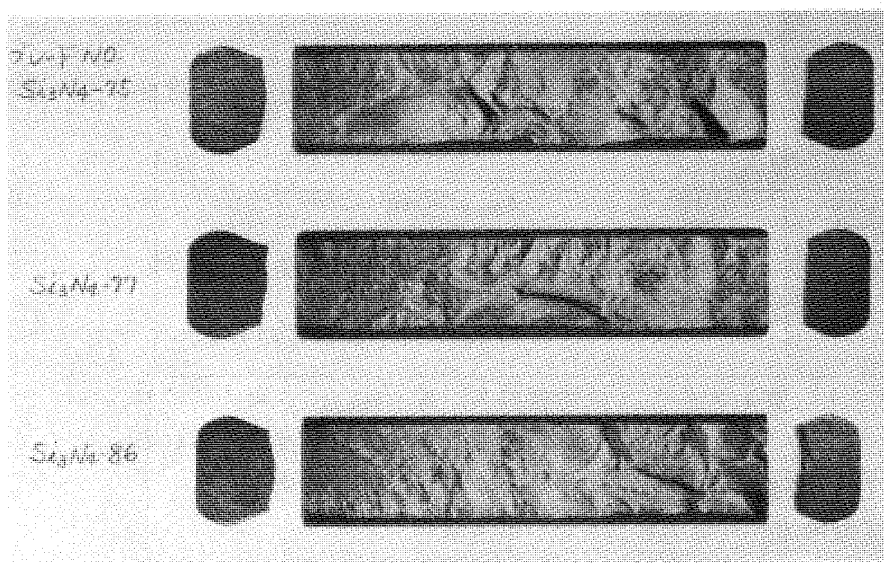


写真3 セラミックモデルブレードのコール
ドスピントストにおける破断状況

モデルブレード用材料としての開発目標強度は前述のとうりである。開発にあたっては、 Si_3N_4 に Y_2O_3 と Al_2O_3 を添加することにより強度が改善されることに注目して研究を進めた結果、これら焼結助剤が焼結組織のち密化促進の効果を持つと同時に、結晶粒界にガラス相のかわりに結晶相 ($\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ 結晶, 融点 $> 1850^\circ\text{C}$) を形成させて、材料の高温強度を高める効果

図1の形状では

$$\sigma_{\text{mean}} = 1.25 \text{ kg/mm}^2 / 60000 \text{ rpm}$$

(材料比重量 3.27 g/cm^3)

となるので、これらを(3)式に代入すると要求抗折強度は

$$\sigma_{\text{freq}} > 88.2 \text{ kg/mm}^2$$

したがって材料強度の達成目標は、 1200°C までの全域で抗折強度 90 kg/mm^2 以上という設定をした。

があると期待された。そこで結晶粒界相が $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ の結晶相となるような焼結法の検討を進めその開発に成功した。なお、この際 Al_2O_3 は焼結を促進し、最終的には構成相である Si_3N_4 と $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ の両相に固溶する⁽⁴⁾このようにして得られた $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ の結晶粒界相を有する組織と、同一の組成ではあるがガラス相を含んだ組織との各焼結体の抗折強度の温度依存性を比較すると図4に示す結果が得ら

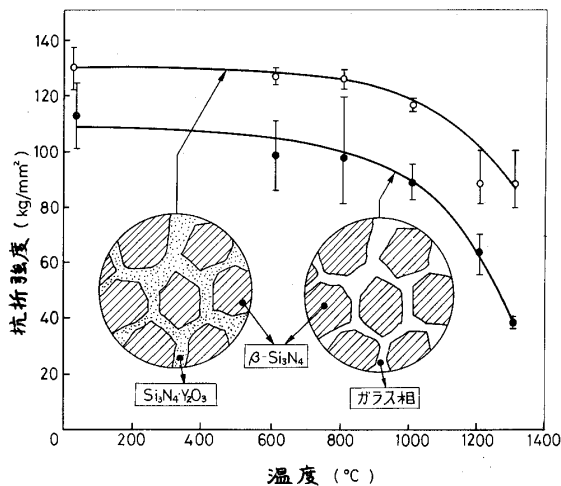


図4 $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ 系ホットプレス焼結体の粒界相が高温強度に与える影響

れた。ガラス相含有のものは、800℃前後から急激に劣化するのに反し、結晶相含有のものは1000℃より上でないと低下が目立たない。常温付近で抗折強度の差は20 kg/mm²程度であるものが1300℃では約50 kg/mm²もの差となる。

このように粒界相が $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ で占められた Si_2N_4 は、高温での塑性変形抵抗が大きく、したがって強度劣化の少ない材料であり、高温強度の改善方法として考えてきた粒界相の結晶化の効果が初めて実証できた。この材料の抗折強度は目標値を達成しており、他の高強度 Si_3N_4 や SiC と比較すると図5に示されるよ

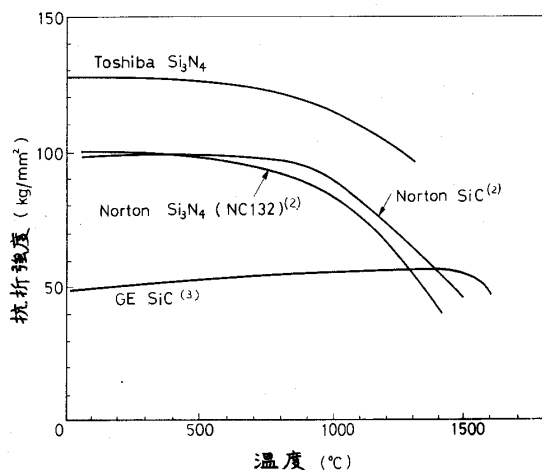


図5 代表的な高強度 Si_3N_4 と SiC の高温強度との比較

うに世界的水準を上まわるものであることがわかる。

4. 高温スピントテスト

4-1 試験装置 室温での回転強度試験（コールドスピントテスト）をするのに使用したスピントスタは、一般によく使用されているものと同様のものであり、図6にその基本構成を

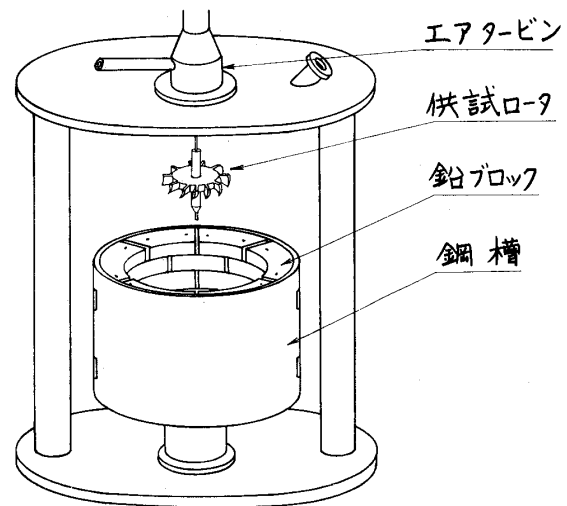


図6 スピントスタの構成

示す。そしてこの装置に改造を加え、高温（目標温度1200℃）でのスピントテストを実施する方法を開発した。セラミック材料の高温スピントテストを実施する装置として要求されることは、

- セラミックが加熱できること
- 設定温度を一定に保持すること（運転中も）
- 安全（防爆）の確保

である。

加熱のための基本システムは高周波誘導加熱であり、供試材料が金属のばあいこれが通常の方法となる。本試験のように対象が高強度セラミック材料のばあい高周波誘導加熱は、直接にはできないので、カーボンを高周波誘導加熱し、この加熱されたカーボンでセラミックモデルブレードを加熱する電氣的加熱方式を開発した。この方式の原理を図7に示す。

高温スピントテストを実施中は温度が設定値に一定に保持できることが必要であるが、これは高周波電流の電圧調整で容易にできる。図7で

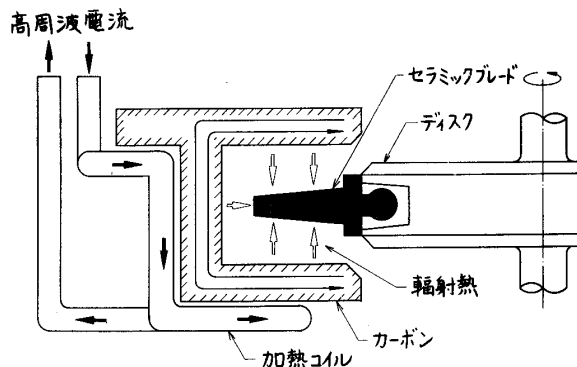


図7 高強度セラミックブレードにたいする電氣的加熱方式の原理

加熱用のカーボン是一部にブレード挿入用の切欠きのある円環であり、この内周の溝の中をブレードが加熱されながら旋回することで設定温度に保持される。

運転中のセラミックブレードの温度は直接測定できなかったため、間接的に測定する方法を二種こころみた。まず第一の方法として、カーボンからの放射を検出するパイロメータの温度指示値を、あらかじめブレード表面温度を測定している（静止状態）熱電対の指示温度に合わせておく。これがたとえば1000℃であったときその状態でパイロメータの調整を固定し、ブレード表面温度を変化させたばあいの、熱電対とパイロメータとの指示値を比較したものが図8である。800～1000℃で両者はほぼ一

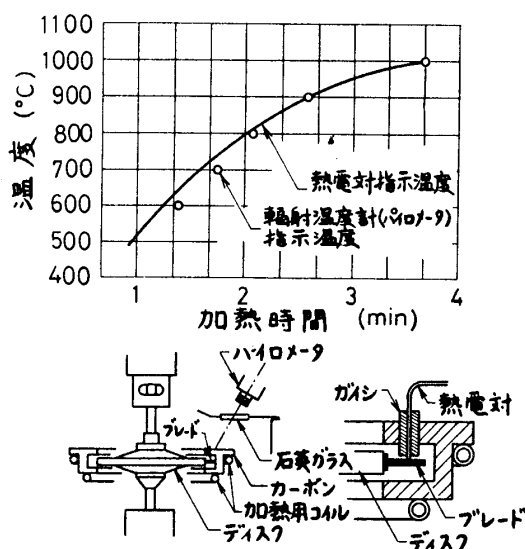


図8 ブレード温度較正例1

致している。しかし1000℃を超えると、カーボンは酸化、消耗等で表面の放射率が変化をするのでこの方法では不満足であった。そこで第二の方法として、直接カーボンとブレードの温度を熱電対にて静止状態で計測し、両者の比較較正を行なってカーボン温度からブレード温度を推定する方法を採り、安定した計測結果が得られた。図9にその測定例を示す。

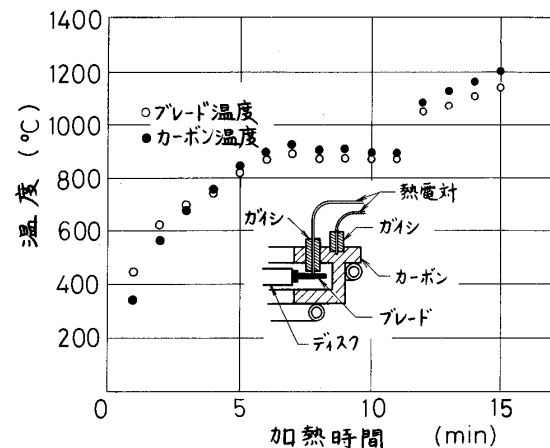


図9 ブレード温度較正例2

ところで上記の温度は翼部の温度であり、翼根部すなわちディスクへの植込部の温度ではない。実際のタービン翼車のばあいもそうなるが、植込部は翼部よりは低温である。本試験での一例として、大気中でブレード表面温度が1060℃に加熱されているとき、金属ディスク外周は750℃、軸部は400℃であった。スピントテスト時は真空雰囲気であり、またセラミックブレードと金属ディスク間の熱伝達はあまり良くないので、植込部のブレード側温度は900℃を越えると考えられる。

次に高温スピントテストで問題になるのは防爆の対策である。一般にスピントテストは5 mm Hg abs 程度の真空雰囲気をを用いるが、この雰囲気中で供試品を高温に加熱すると、試験終了または供試品の破断等のときスピントスタの運転を停止してもすぐには温度は低下しない。また真空のまま放冷したのでは温度低下に長時間を要する。一方冷却のために真空解除をかねて空気を流入させると、真空槽内のオイルミストに酸素が供給され、この混合気が赤熱している部品

で引火、爆発するおそれがあった。模形実験の結果実際に爆発する条件が使用条件の中に存在することが認められたので、本試験装置では窒素ガスを流入させオイルミストと共に吸出し、窒素ガス流で冷却したあと大気開放

とする方式とした。このような改造を加えることにより安定した高温スピントテストが実施できるようになった。写真4にこの高温スピントテスト装置の全体を示す。

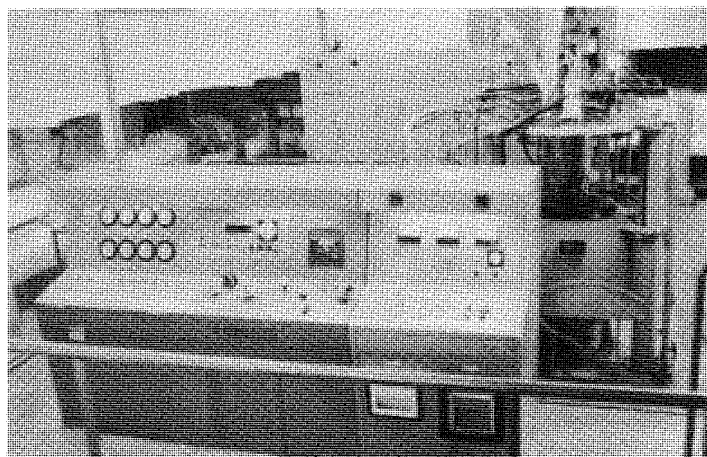


写真4 高温スピントテスト装置全景

4-2 試験方法 鋼槽内を真空(約5mmHg)

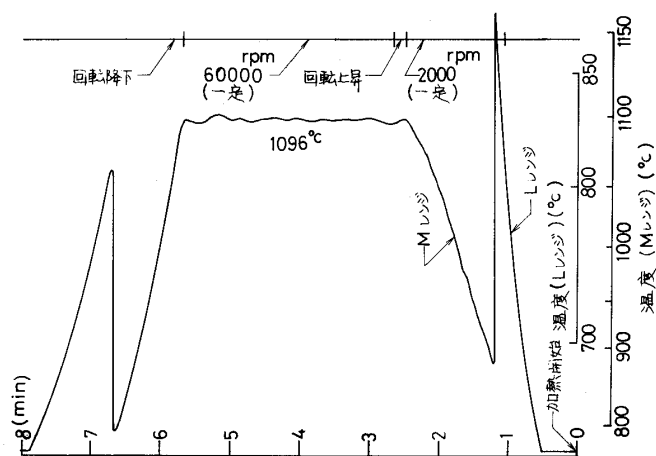


図10 高温スピントテスト試験条件の設定例

表1 高強度 Si_3N_4 モデルブレード高温スピントテスト結果の例

ブレードNo	材 質	抗 折 強 度 $\text{kg}/\text{mm}^2 (1200^\circ\text{C})$	回 転 数 $\times 10^3 \text{rpm}$	ブレード温度 $^\circ\text{C}$	試 験 結 果
Si_3N_4 -80	$\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$	106	60.3	1097	合 格
-82	↑	108	61	1095	↑
-84	↑	97	60	1100	↑
-87	↑	101	59.4	1100	↑
-87	↑	↑	↑	1153	↑

abs)にしたあと、高周波電流をコイルに流しカーボンの加熱をはじめめる。ブレード温度が約800℃になったところで低速回転(2000rpm)させながら加熱を続けていく。ブレード

温度が設定目標温度に到達したあとはその温度を一定に保持し、次にブレード旋回回転数を上昇させ目標回転数に設定する。この目標回転数に約3分間保持しブレードが破断しなければ合格の判定をした。図10に高温スピントテスト試験条件の設定例を示す。

4-3 試験結果 図1に示す形状のセラミックモデルブレードについて高温スピントテストを実施した結果の例を表1に示す。1100℃×60000rpmの条件は合格でき、一部は1150℃×60000rpmの条件も合格した。しかし1200℃の試験は加熱カーボンの高温度化のため、カーボン支持装置の変形が大きくなり、加熱カーボンの円環溝内面とブレードとの接触が多発し安定した試験を実施するまでにいたらなかった。

一方供試ブレードはコールドスピントテストにより破断強度の確認も実施した。おなじくその結果の例を表2に示す。破断できなかったものもあるがこれは確認回転数を破断回転数とみなすと、平均破断回転数88500rpm, 平均破断応力27.2 kg/mm^2 , 抗折強度換算136 kg/mm^2 ($m=0.5$, $K=2.5$)となり、破断強度は材料

表2 高強度 Si_3N_4 モデルブレードコールドスピントテスト結果の例

ブレードNo	材 質	抗 折 強 度 kg/mm ² (1200℃)	回 転 数 ×10 ³ rpm (RT)	試 験 結 果
Si_3N_4 -73	$\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$	101	89.6	ディスク軸折損にてブレード破損
-74	↑	100	90	3 min 保持, 破断せず
-75	↑	96	88.6	植込部より破断
-77	↑	102	86.3	↑
-86	↑	108	88.3	↑

強度に一致している。

5. まとめ

高温タービン用セラミック材料の開発にあたり、実際のガスタービンに使用するタービンブレードを想定してモデルブレードの形状を定め、遠心力により発生する引張応力値をもとに材料に要求される強度目標値を定めた。その目標値は、常温より1200℃までの温度全域にて抗折強度90 kg/mm²以上とするものとした。

この目標値を満足するものとして、 $\text{Si}_3\text{N}_4 \cdot \text{Y}_2\text{O}_3$ の結晶相を Si_3N_4 結晶粒界に有する高強度 Si_3N_4 を開発した。開発にあたってはモデルブレードをこの材料で製作し、スピントテストでの強度の確認をしながら改良を実施した。このために高温スピントテストの実施方法を並行して開発し、1100℃×60000 rpm までの条件は安定した状態で試験することができた。

本試験装置により図1に示す形状の高強度 Si_3N_4 製モデルブレードは、ブレード表面温度1100℃×60000 rpm (ディスク直径138φ) 3分間保持の条件に耐え、一部は1150℃×60000 rpmにも耐えることを確認した。

試験結果から1200℃×60000 rpmの条件にも耐えられる可能性が大きいと考えているが、この条件で安定した試験が実施できるためには、装置側、特に加熱用カーボンの高温度時の保持方法の改良がさらに必要であり現在これを実施中である。

文 献

- (1) 柘植, 米屋, ほか3名, 東芝レビュー, 30-8 (昭50-7), 580-584

- (2) カタログ, "Ceramics for Engine Components", by Norton Industrial Ceramic Division.

- (3) Prochazka, S., & Charls, R.J., Ceramic Bull., 52-12, (1973), 885.

- (4) Tsuge, A., ほか2名, J. Am. Ceram. Soc., 58-7・8, (7, 8-1975), 325.

- (5) Schaller, R.J., ほか2名, Trans. ASME, 74-GT-96, (1974)

- (6) Beck, R.J., SAE, 740239, (1974), 4-5

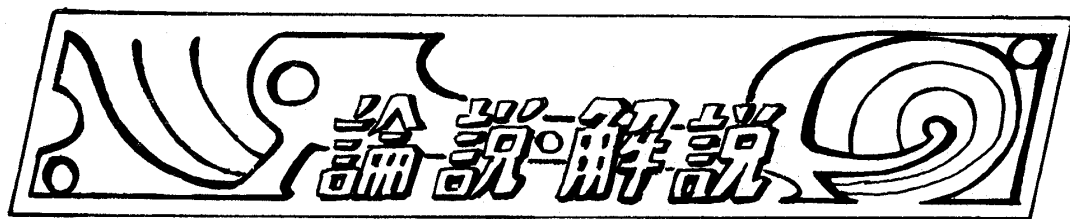
- (7) Nessler, C.G., SAE, 740235, (1974)

- (8) Bratton, R.J., ほか2名, SAE, 740236, (1974)

- (9) Fisher, E.A., & McLean, A.F., SAE, 741047, (1974)

- (10) McLean, A.F., & Davis, D.A., SAE, 760239, (1976)





最近の海上用 A C V の動向

船舶技術研究所 機関開発部 村 尾 麟 一

1. はじめに

海上用 A C V は 1959 年にホーバークラフトの名でファンボロー航空ショーに初登場して以来世界各国で関心をよんできたが、その後も英国が技術開発の主導的地位を占めてきたことはよく知られている通りである。海上用 A C V の技術開発は約 10 年間でめざましい成果をあげ、英仏海峡のホーバークラフトフェリーを始めとして現在就航中の実用艇の大部分は英国のホーバークラフト技術に起源をもっているといっても過言ではあるまい。しかし開発が開始されてから 20 年をふりかえってみると、最近伸びやかなやみの感のある英国第一世代に代って、アメリカあるいはフランスの第 2 世代が台頭しつつあることが注目され始めている。ここではそれらの動向と将来の可能性を最近の国際会議などの話題を手がかりとして展望してみることしたい。

2. 海上用 A C V の概要

英国のホーバークラフトに代表されるフレキシブルスカート付エアクッション艇は英仏海峡に就航中の 5 隻の S R ・ N 4 に象徴されるように僅々 10 年間でかなり高い完成度に達したようにみうけられる。(図-1)

現在ドーバー・ブローニュ間フェリーサービス中に占めるホーバークラフトのシェアは約 30%、フランスベルギーを含む海峡横断では

9%を占めており、年々増加しつつある輸送量に対応するために増船のための機種検討が行われている。^{1) 2)}

英国のホーバーマリン社の側壁型 A C V, H M-2, Mk 3 (62 人乗 1971 年運航開始) は 1976 年 6 月までに 42 隻建造され、ヨーロッパ、北米、南米、アフリカなど各地で運航されている。これはガスタービンの代りに高速ディーゼル機関を主機として価格の低減がはかられている。(図-2) ..

ソ連では広大な湖沼と河川利用を目的として側壁型、空気潤滑型、フレキシブルスカート型など 50~100 人乗の多くの機種を開発しており、正確な就航隻数は不明であるが水上バス Zarnitsa は 20 隻以上量産され、既に相当隻数が就航している模様である。ソ連は静水用低速に特徴をもつ商用艇のほか、波浪中航行用の S R ・ N 4 クラスの軍用艇も開発している模様である。

ソ連における興味ある新技術として水上 7~15 m の高度を約 300 kt で航行する巨大な実験用地面効果艇 (Wing in Ground Effect) Exranoplan (全長 122 m, 翼長 38 m) が注目される (図-3)。これは飛行艇に似ているが翼長の 1/2 以下の高度を航行することによって航続距離の拡大をはかる構想である。この構想自体は西ドイツの Lippisch Research Coop. によって試験中の 1 人乗り X-113 B Am. にみられるように全く新し

(昭和 51 年 9 月 17 日原稿受付)

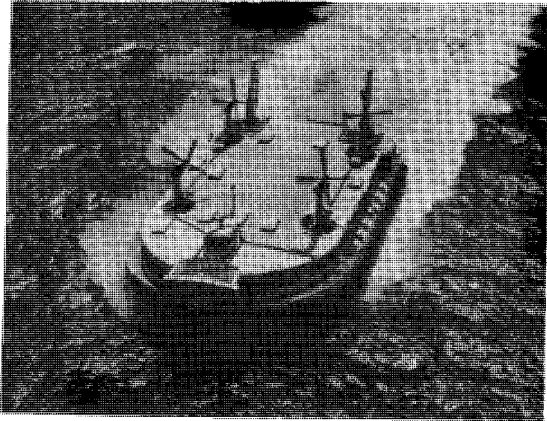


図-1 水陸両用型ホバーカーフ
ェリーSR・N4 (英国)

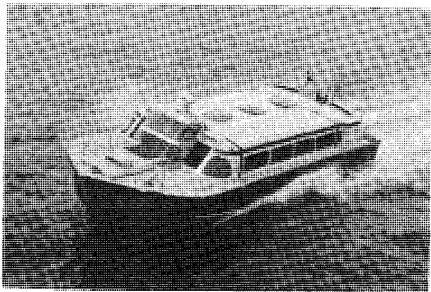


図-2 側壁型(水上専用)客船
HM-2, MK3 (英国)

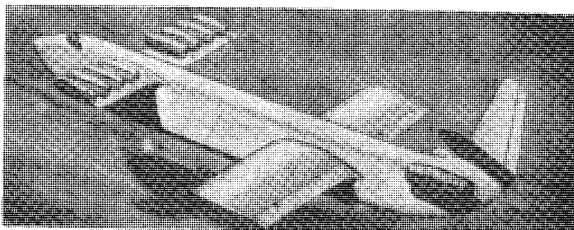
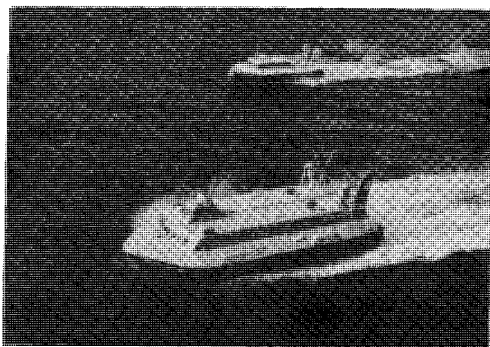


図-3 試験用地面効果艇(WIG)
Exranoplan (ソ連)



いわけではないが実用規模としては世界最初最大であろう。

日本ではよく知られているように三井造船の50人乗MV-PP5が1969年以来14隻建造され、現在12隻が6コースに就航している。また155人乗MV-PP15は4隻建造され1975年に沖縄海洋博で運航された(図-4)。1976年には佐世保重工、大洋漁業、アメリカのフェアフィールド・マックスウェルと英国のホーバーマリン社の合併によるホーバーマリン・パシフィックLtd. が設立されたので近くわが国でも側壁型ACVの運航が開始されるものと予想される。

カナダでは極地用輸送の分野で意欲的な開発と運航試験が続行されつつあり、20人乗以下の小型艇の分野ではオーストラリアほか世界各国で開発が行われている。

アメリカとフランスについては今後の動向に特に重要な意義をもっているので後章でやや詳細に紹介したい。

表1は主要な海上用ACVの要目³⁾を示したものである。

3. 支持、推進および動力系

ACV技術がエアクッション原理に基礎をおいているのは当然であるが、いわゆる周辺ジェットによるエアクッション支持が原理特許(昭和37年8月公示52年8月まで有効)で英国に独占されたことは極めて特徴的なことであろう。

障害物を乗越えるためにホバー高さを高くする必要があるという原構想の大きな難点は、英国における第2の発明フレキシブルスカート(昭和38年9月公示53年9月迄有効)によって克服された。

しかしその後の経過によって知られるようにフレキシブルスカートの導入は周辺ジェットの価値を低下させるという一見皮肉な結果をもたらした。すなわちフレキシブルスカートを用いて衝撃を吸収することは、ホバー間隙が小さくできることを意味するが、そうすると周辺ジェットと圧力室型の性能に差がなくなってくるのである。さらに海上用ACVの大型化に伴って双胴側壁を水中浅く沈めてエアクッショ

表1 代表的な船用ACVの主要目

国名	型式	製造者	要 目					備考
			全長 (m)	全備重量 (t)	パイロード	最高速 (kt)	エンジン	
英	SR・N6	BRITISH HOVERCRAFT	14.8	10	38席	52	(GT) R. R. Gnome 900PS×1	
	SR・N4	"	39.7	193	254席+30車	70	(GT) R. R. Proteus 3,400PS×4	
	BH・7	"	23.9	51	14t	60	(GT) R. R. Proteus 3,400PS×1	
	VT1	VOSPER	29.1	87	146席+10車	48	(GT) Lycoming TF20 2,000PS×2	
	CC・7	CUSHIONCRAFT	7.5	3	8席	35	(GT) P&W ST6K-70 510PS×1	
	HM・2	HOVER MARINE	15.5	19	62席	35	(D) VT8-370 M 320PS×2 Cummins V6-215M185PS×1	側壁型
米	SES-100A	AEROJET GENERAL	24.9	112	10t	80	(GT) Lycoming TF35 3,500PS×4	側壁型
	SES-100B	BELL	23.7	107	10t	80	(GT) P & W FT12A-6 4,500PS×3 P & W ST6J-70 620PS×3	側壁型
日	MV-PP5	三井造船	16.0	14	50席	55	(GT) IHI IM100 1,050PS×1	
	MV-PP15	"	24.7	50	155席	65	(GT) Lycoming TF25 1,950PS×2	
仏	N300	SEDAM	24.0	27	90席	62	(GT) Turbomeca Turmo IIIN3 1,500PS×2	
	N500	"	50.0	240	400席+45車	70	(GT) Lycoming TF40 3,200PS×5	
カナダ	7380	BELL	19.8	41	25t	54	(GT) P&W ST6T-75 1,300PS×2	荷物運搬用
ソ連	SKATE	KRASNOYE SORMOVO	20.6	27	50席	50	(GT) TVD10 780PS×3	
	SORMOVICH	"	29.2	37	42席	75	(GT) Ivchenko AI-20K 2,300PS×1	
	ZARNITSA	WATER TRANSPORT ENGINEERS	22.3	15	48席	19	(D) 3D6H 250PS×1	側壁型
	ZARYA	MOSKOW SHIP-BUILDING & SHIP REPAIR YARD	22.1	25	60席	24	(D) M400 1,100PS×1	側壁型

(GT) ガスタービン, (D) ディーゼルエンジン

ンをシールするようになると周辺ジェット効果が寄与する場がほとんど失われてしまう。図5はこれらの関連を示したものである。

べてが実用化されているわけではないが、可能性の広がり指摘するために記載した。

半浸プロペラ (Surface Propeller)⁴⁾ は

スーパーキャビテーションプロペラを半分以上水面から出して作動させるもので、このためにかえってキャビテーションが防止される。また水中プロペラで高速時に顕著になるプロペラ軸および支持部の抵抗も少ない。エアジェットは揚力ファンによって加圧された空気をバイパスするために、プロペラに比べて推進効率が劣るが、推進プロペラが不要になるので小型のACVで実用化されている。ガスタービンジェットはACVの速力に適應していないが、単純

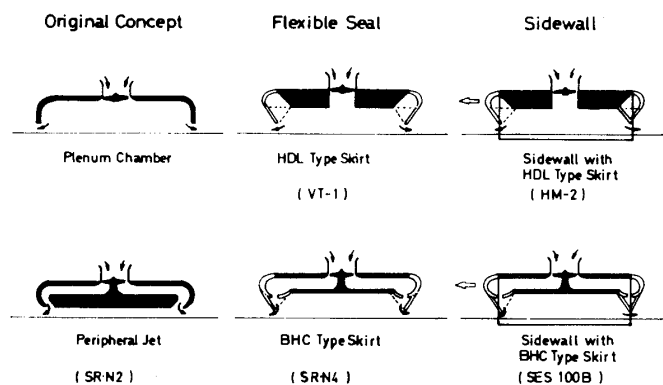


図-5 海上用エアクッション支持方式

ACVの推進法を原理によって分類すると図6の方法が可能である。この中には2相流推進など技術的に未完成な構想も含まれていて、す

軽量であるため試験用ACVに用いられる例がある。コルトノズルの実用例は見当たらないが、低速用として今後も使用されない理由は見当ら

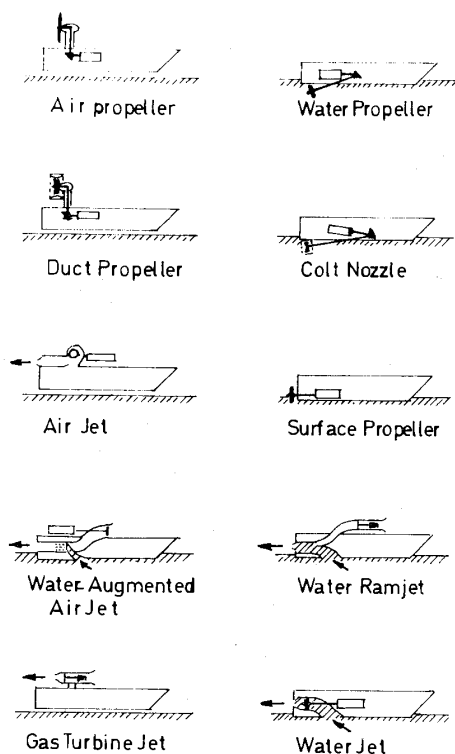


図-6 海上用ACV推進方式

ない。水噴射エアジェット⁵⁾⁶⁾と水ラムジェット⁷⁾⁸⁾はいずれも空気と水の2相流推進法であって、前者は空気ジェット中に水滴を混入（高速に適）し、後者は空気ジェットのエジェクター効果で水を吸入噴出するもの（低速に適）である。まだ開発途上であるが程度の推進効率が実証されるならば、複雑な伝達装置が不要になるための重量軽減などの効果とのトレードオフの問題となる。

代表的な推進法について、推進効率の比較を図7に示す。⁹⁾スーパーキャビテーションプロペラは効率的には水ジェットより優れているが、大出力化に際しては軽量直角ギヤ伝達装置の問

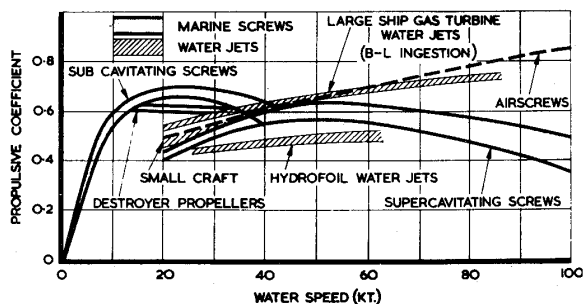


図-7 各種の推進法の推進効率の比較

題、4軸推進の幾何的配列の困難性、低速スラストの不足などの問題がある。

水ジェット推進用ポンプは宇宙技術の利用によって近年開発が急速に進展した。図8にRocketdyneによって開発されたインデューサー

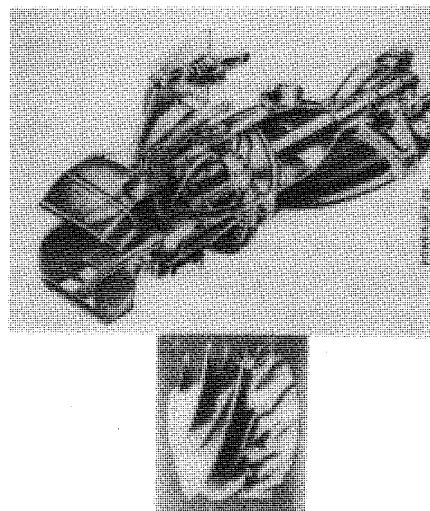


図-8 水ジェット推進装置とポンプ例-Powerjet 24

付軸流ポンプの例を示す。¹⁰⁾

推進力を増大しようとする、空中推進法ではプロペラ直径が増大するために動力吸収に限界があり、大型ACV用としては必然的に水中推進に移行せざるを得ないであろう。

図9は海上用ACVにおける全備重量と搭載動力の増大傾向を示したものである。原動機としては軽量コンパクトで操縦室制御が可能なガスタービンが有利であって中型以上の大部分のACVに搭載されている。しかし低速の側壁型にディーゼルを選んで価格と運航費の低減をはかる試みが成功していることは極めて注目すべきことであって、今後どこまでシェアが広がられるか興味あることである。

一方ACV用原動機は揚力用ファンと推進用プロペラをそれぞれ駆動する必要がある。ウエストランド航空が1962年にSR・N2で確立したガスタービン駆動インテグラル揚力/推進方式（揚力ファンと推進プロペラを一軸にまとめて原動機と結合する）は圧縮機回転数一定のまま推進用VPプロペラのピッチ変更によっ

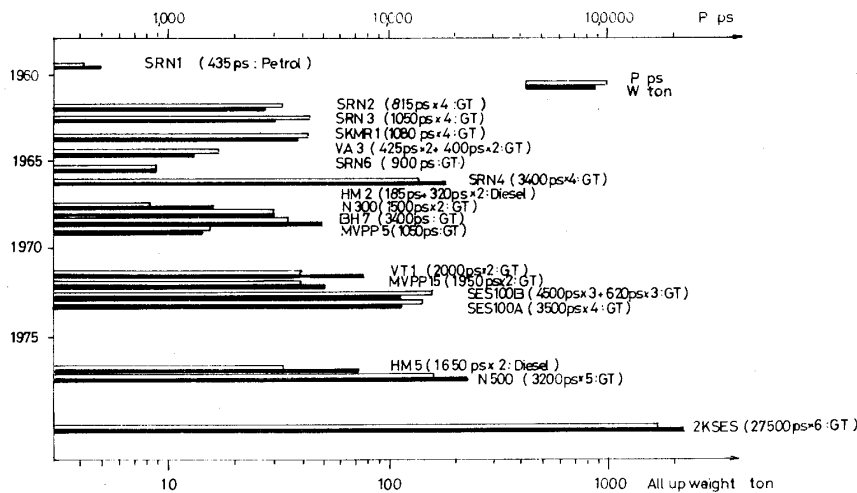


図-9 海上用ACVの全備重量と搭載動力

て揚力と推進の動力配分を行なうものである。波高の増加に伴って、ホバー高さを増大すると同時に機速を減じて、その間ガスタービンの作動条件は連続最大出力に近く保つという、よく機体とエンジンの特性を適合させた方式であったためその後もBHCの基準方式となり、他にもこの方式を踏襲するところが多い。しかし当然軸系が長くなりかさ歯車を多く含む複雑な伝達機構になることはさけられない。そのような伝達機構の軽量化をはかるために、船用よりむしろヘリコプタの技術を導入した独自の開発が必要であった。¹¹⁾

一方近年スカート技術の発達によって耐波性が格段に向上し、波高が増加しても減速する必要が少なくなってきた。そのため所要動力の増加と相まって、複数エンジン搭載艇を揚力／推進独立方式にするかインテグラル方式にするかは、エンジン故障時に揚力と推進力の最低限を維持する要望と制御の容易さを考慮したトレードオフによって決定されるようになってきた。¹²⁾

4. 高速エアクッション船の大型化

現存するACVは航行域も沿岸あるいは沿海に限られているが、大型化をすれば耐航性を向上できるだけでなく有効抗揚比に関して好適な速度範囲を拡大できることが期待される。¹³⁾

大型化には現在までに確立された水陸両用型ACVの延長と、水陸両用性を放棄する代りに、水陸両用型に予想される推進動力の限界を撤去

のACVを大型化してエアクッション船の名に値する海上輸送の新しい領域を拡張する試みであり、その開発の手法にも興味をもたれるので以下その概要を紹介したい。

4-1 フランスのN500建造について^{14) 15)}

フランスでは海上用ACVをNaviplaneと称している。Naviplaneは1960年頃からBertinによって提案された多筒圧力室型フレキシブル・シールの構想を水陸用艇に応用したものであって1967年頃から90人乗N300によって数年間地中海で実用運航された実績がある。N500は1968年に行われたフランス国鉄(SNCF)とCGM(当時Compagnie Générale Transatlantique)の共同市場調査の結論に基づいてその要望を具体化したものである。開発は英仏海峡横断とコルシカ島用各1隻の受注と運輸省の建造費50%補助によって1973年に具体化した。目下建造中の2隻は76年末完成、77年就航が予定されている。

計画は以下の手順で実施された。すなわち静水上での最適有効抗揚比すなわち所要動力／(全備重量)×(速力)の目標値に基づいて、波があるときの作動範囲が最適化されるように設計諸元の撰択が行われた。(図-10) N500のレイアウトはACVとしては始めて二層甲板(下甲板車輦、上甲板乗客)方式が採用され、このために乗客用窓は水上7.5mとなっ

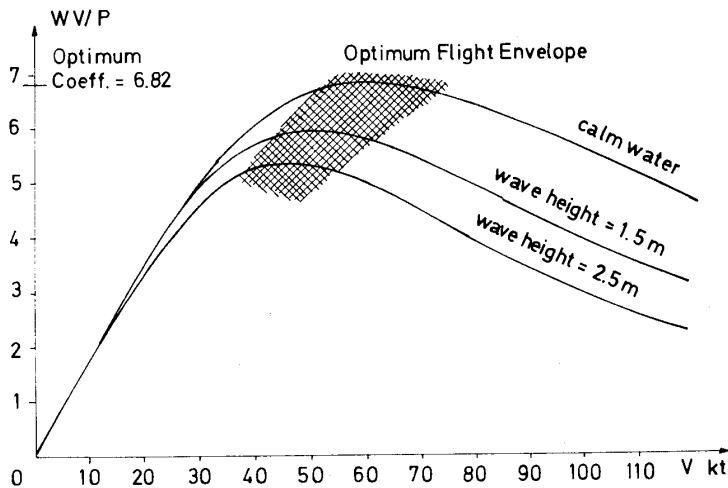


図-10 N500の計画性能曲線

て飛沫に対する展望が確保される。直径6.4 mのVPプロペラ3基が空力的見地から横型に配列された。プロペラ周速は騒音低減の見地から620 rpmで208 m/sに押えられている。揚力ファンは重量容積とトルク効率の見地から軸流型(直径4 m, 915 rpm)が選ばれ空気吸込口を洗練することによってラム圧回復75%を得ておりファン入口の速度変動分布は10%以下に押えられた。

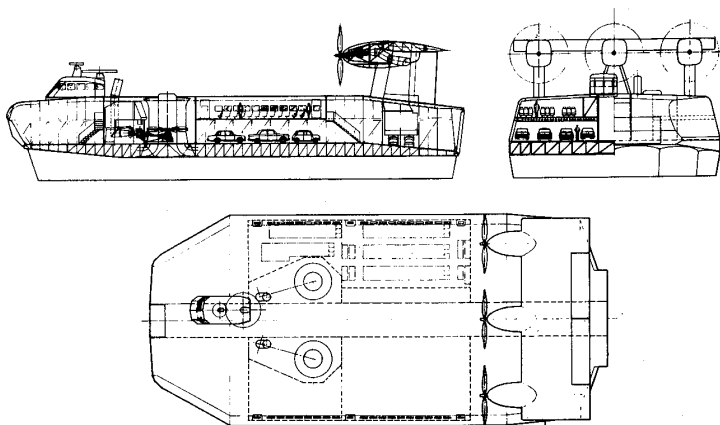


図-11 N500の一般配置用

注目すべきことは安定・操縦、耐航性試験用として無線操縦模型でなく人力操縦実験艇が使用されたことである。これはスカートの寸法効果を相似するためには縮尺1/10以上が必要であるという理由に基いている。最初スカートと空気供給系の特性評価のため1/9模型が用い

られ、N500の主要目が決定された後1/7完全スケールモデルMN2(図12)が製作された。MN2による試験には動力性能の確認のほか各種の気象海象における操縦性、乗心地、スカート損傷、ホバーポートへの発着能力の評価が含まれている。

その結果実船換算で波高4 mのとき47 kt、船首突込み現象(Plough in)の傾向はなく、大きな偏向角をとった航行が可能なが分った。またスカート損傷、揚力、推



図-12 N500の1/7スケールモデル(人力操縦)

進エンジン故障時の安全性も確かめられた。これらの試験によって数学モデルによるシステムのシミュレーションが評価され、その有効性が確かめられたことは最も大きな成果であると思われる。

16)

4-2 アメリカのSES計画

アメリカにおいては水陸両用型をACVあるいはSEV (Surface Effect Vehicle)、水上専用をS

ES (Surface Effect Ship) の名称でよばれているようである。水陸両用型は極地利用あるいは上陸支援用として大型化が計画されつつあり、その開発手法も興味あるものであるが、英国のホバークラフト技術の発展とみられるので割愛し、ここではSESに話題を限定した

い。

SES計画は1960年にU.S.Naval Air Development Center で生れたCAB (Captured Air Bubble)の構想から発展したものである。CABは図13のように双胴の側壁と前後の滑走シール(水上スキー状)でエアクションを機械的にシールする方法であって、スキーは波に追従して上下し、クッション空気の漏洩を防ぐ。

アメリカにおける関心が最初から航洋SESの可能性におかれていたことは興味深い。

海軍では水中翼船、半潜水船(SWATH), SEV, SESをHPS (High Performance Surface Ship) 開発の4本の柱としてその比較評価を目的とした開発を行ってきた。

SES開発が人力操縦小型実験艇XR-1(全長52ft, 揚力110PSガソリン機関, 推力J69-T-29ジェットエンジン装備)によって開始されたことは特徴的である。

これは静水上で60ktを出したがその後試験結果に基づいて1963年から1972年までXR-1AからD, およびXR-5に至る数次の改造が行われた。(図-13)その間推進

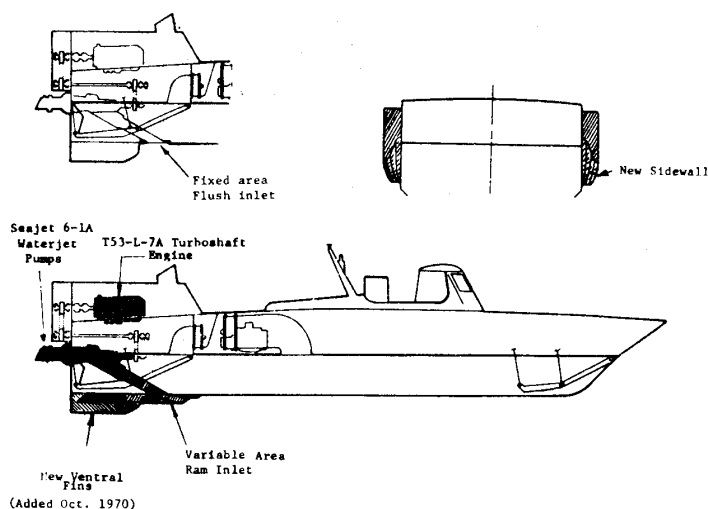


図-13 SESの小型実験艇XR-1B

法はターボジェットから空気プロペラを経て水ジェットに、シールは固定スキー、関節式シール、フレキシブル滑走シールとなり、クッション巾は50%増加し、船首形状、側壁形状、水

ジェット吸込口等多くの組合せについて評価された。

この10~19トンの有人実験艇は実船に近い運航試験と短時間での改造が可能であり、設

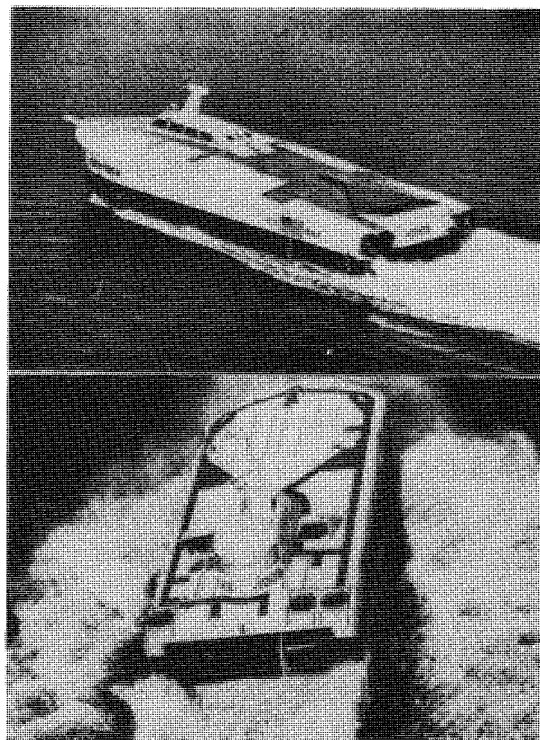


図-14 SESの100t実験艇(上SES100A, 下SES100B)

計概念の取捨撰択に極めて有効な手段であることが証明された。

海軍と船舶局(MarAd)のJSE SPO (Joint Surface Effect Ships Program Office) は2000トン航洋SESへの中間評価の手段として1969年に2隻の100t実験艇の設計建造をAerojet General社(SES100A)とBell Aerospace社(SES100B)に発注して、1974年までに運航試験を終了した。これは同一仕

様で異った設計思想の下に計画されたものであって、SES100Aは滑走型シール、水ジェット推進、揚力/推進共通軸駆動、水ジェット推力変向と引込式水中翼による操縦方式をもち、

SES100Bはフィ
ンガースカート、半浸
プロペラ推進、揚力推
進分離駆動、水中舵と
プロペラのピッチ差動
による操縦方式を用い
ている。

表2 民間用SESの基本要目

全備重量 t	100	250	250	250	250	250	250	250	250	500	1000
ペイロード t	30	80	80	80	80	80	80	80	80	200	405
計画速力 kt	60	40	50	60	70	80	60	60	60	60	60
計画海象	2	2	2	2	2	2	0	3	4	2	2
搭載動力 PS	6200	11600	11800	13000	14700	18600	11000	15000	21700	24200	48400
初期価格 \$M	207	447	452	468	495	554	436	500	603	893	1700

この試験の結果に基
いて1974年に2200t実機ス
ケールの伝達装置、水ジェット推進
システム、揚力ファン、スカートな
ど要素試作と高速耐航性の確認試験
が発注された。これらの要素試験結
果が承認されれば2KSES(2200
t, 75kt, 水ジェット推進, L
M2500ガスタービン6基: 推進
用4基, 揚力用2基)の建造発注は
1976年末になると予想されてい
る。

これらアメリカの軍用SESの技
術が民間用としていかに転用されう
るかは最も興味あるところである。
軍用SESの性能に関する要求はか
なり厳しいものであることから判断
すると、設計条件をゆるめることが
できる民間用大型SESは技術的に
は充分可能性があるとみられよう。
事実文献(10)によれば100tから
1000tの領域で民間用SESの
パラメトリック・アセスメントを行
った結果を表2のように表現してい
る。

図15は1000トン級の各種の高速船の海
象3における動力/(全備重量×速力)を比較
したものである。また図16は予想占有分野を
表現したものであって、大型SESに極めて広
いシェアを予想している。

5. むすび

ACV技術の応用は海上用だけではなく重量
物の移動運搬、航空機用離着陸補助、高速軌道
用など多方面に及んでいる。20年間の技術情
報はすでにぼう大なものとなっており、その上
開発の最も進んだ部分は企業機密に属している

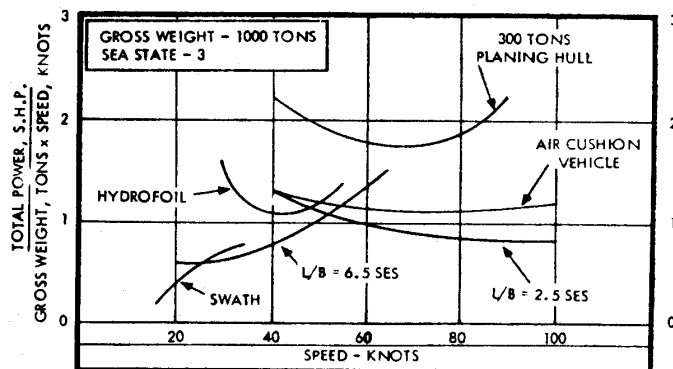


図-15 各種高速船の性能比較(1000トン, 海象3)

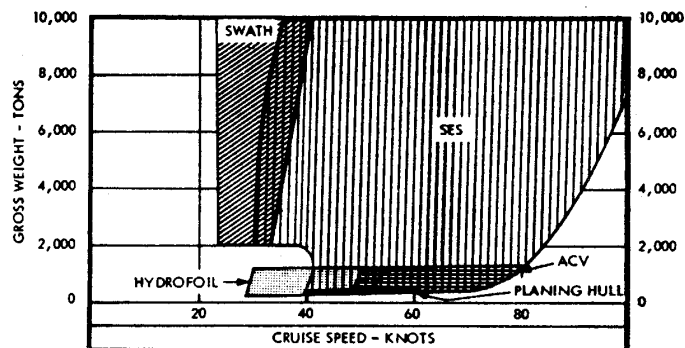


図-16 各種高速船の予想占有領域

ので、その全貌を展望することは極めて困難で
ある。しかし近年になってフレキシブルスカ
ートのノーハウを始めとして、永年にわたって蓄
積されたデータと、漸く成果をあげ始めた一般
化の手法に関する研究が、かなり公表され始め
たことも事実である。1976年5月にアムス
テルダムで開催された第2回ホーバークラフト、
水中翼船、新型式輸送機関に関する国際会議も
その一つであり、50論文と4討論セッション
で発表と討論が行われた。著者も側壁型ACV
の水槽実験結果の発表を兼ねて参加したが、こ

のような国際会議がヨーロッパではほぼ隔年のペースで開催されている。

アメリカでは航空宇宙学会 (A I A A) と造船機械学会 (S N A M E) の共催ではほぼ隔年に *Advanced Marine Vehicles* をテーマとした会議が開催されている。

海上用 A C V の技術は、輸送機関としては航空機と船舶の両方にまたがっている。基礎研究に関しては開発第 1 期は空気力学的アプローチに焦点が合せられていたが、第 2 期になってエアクション支持の対象である海面の性質の特殊性に基づく A C V 独特の領域を取扱った研究に見るべきものが多い。また一方スカート、揚力ファンなどの支持系と、プロペラ、ポンプ、水吸込口などの推進系の要素の適合性など機械工学的分野からの寄与が大きな役割を果たしつつある。

現在アメリカで S E S 開発を担当している指導者クラスには英国のホバークラフト創始期のスタッフが多い。その意味で米欧の技術はトップレベルで相当の交流があるようにみうけられる。欧米の水準は開発能力に関して我国よりかなり高いことを感じさせられる。しかし最近我国によせられる技術開発力に対する期待も決して少なくない。これは多分に我国の経済余力を当にしている面があるが、研究技術者の層の厚さと、研究開発能力の余力の面でも期待されるポテンシャルを持ちたいものである。その意味で海上用 A C V の大型化に伴う開発手法を中心に現状と将来の可能性について展望した。

参考文献

- (1) Jones E., 2nd Intern. Conf. Hovering Craft, Hydrofoils, Advanced Transit Systems, Amsterdam (1976-5).
- (2) Lefeaux J., 全 上
- (3) Jane's Surface Skimmer Systems 1975/76.
- (4) Butler E.A., Naval Engineers Journal (1973-10)
- (5) Davidson W.R., A I A A Paper No 67-362, (1967-5)
- (6) Muench R.K. & Ford A.E., A I A A Paper No 69-405, (1969-5)
- (7) Garrett J.H. & Quandt E.R., The Motor Ship, 50-589 (1969-8).
- (8) Witte J.H., A I A A Paper No 69-406, (1969-5).
- (9) Stanton-Jones R., Aircraft Engineering, (1968-5)
- (10) Barham H.L., 2nd Intern. Conf. Hovering Craft, Hydrofoils, Advanced Transit Systems, Amsterdam (1976-5)
- (11) 山田富稔, 日本船用機関学会誌 10-8 (1975-8).
- (12) 大門康祐, 白沢貴夫, ガスタービン学会誌 4-14 (1976-9).
- (13) 村尾麟一, 日本航空宇宙学会誌 24-268 (1976-5).
- (14) Guienne P., 2nd Intern. Conf. Hovering Craft, Hydrofoils, Advanced Transit Systems, Amsterdam (1976-5).
- (15) Herrouin G. & Boccadoro Y., 全 上
- (16) Eggington W.J., Soc. Nav. Arch. & Mar. Engr. Annual Meeting (1975-11).



ガスタービン・バス 試乗記

武蔵工業大学教授 古 浜 庄 一

51年6月11日、日産ガスタービン・バスの試乗会で日本で初のガスタービン自動車に乗せてもらうことができた。「ガスタービン車の時代が来る」と云われてから久しいことである。やはり最も注目されたのは、運転・加減速性および振動・騒音をじかに体で感じたいことであつた、伴走のディーゼル・バスと比較しながら、まづ技術的データを簡単に示す、

(1) エンジン；図-1、表-1に示されるように全体の基本構造には特に珍しいものはなく世界の標準型とも云うべきものである。しかし今実用化に至るまでには昭和38年からであるからすでに13年間、関係者のなみなみならぬ努力が隠されていることになり、事実個々の部分については独自に開発された多数の部品が使われているようである、たとえば燃焼器、圧縮機インペラを始め軸受、熱交換器、主ハウジングの鋳造に至るまで苦心の結晶がこの姿である。と云ふ感じを強く受けた。

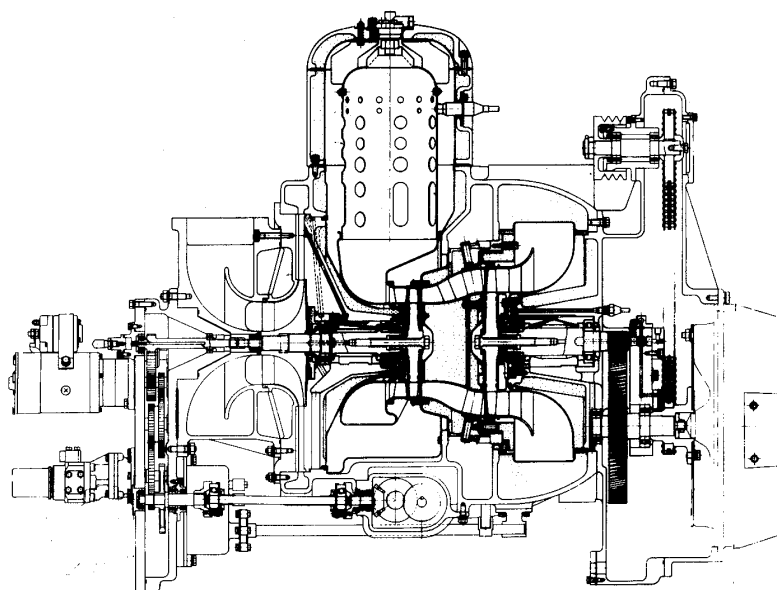


図1 日産YTP12ガスタービン断面図

(昭和51年8月2日原稿受付)

(2) 車；図-2はバスの全景で、外観はディーゼル車とほとんど変りはない、変っている部分は、まづ後部エンジン室で、注目されるのはエンジン全体が良くパッケージの中に収められていることで、騒音の点から、たとえエンジン騒音が高くてもこれによって大きく音圧を下げる事ができる。その原因はディーゼルと違ってガスタービンは外周を冷却する必要がないからで、したがって別に相当大きいオイルクーラーを持っている。又吸排気装置が屋根の上にあつて、そこから発生する問題の吸・排気音を対策するために十分な場所がとつてある。

つぎに運転席の計器板も一見変りはないが左側に、サイクル最高温計（タービン入口温度）、潤滑油圧力計、出力タービン回転速度およびガス発生機（コンプレッサー）回転速度の4つのメータが取付けてある。

(3) 運転；トルクコンバーター付6段ミッションが使われているが、1、2速は実用していない、歯車の入替えなどの操作はすべて最適条件で運転できるように自動制御されている。

さてこのようガスタービン・バスの当日の試乗コースは都内から中央高速道で山中湖まで約1時間半、そこから籠坂峠を30分走って御殿場より東名高速道で帰京したもので主として高速道路の走行状態、ただし山道の走行も一部含まれているコースであつた。このような走行中のバスに乗っての感じを以下に

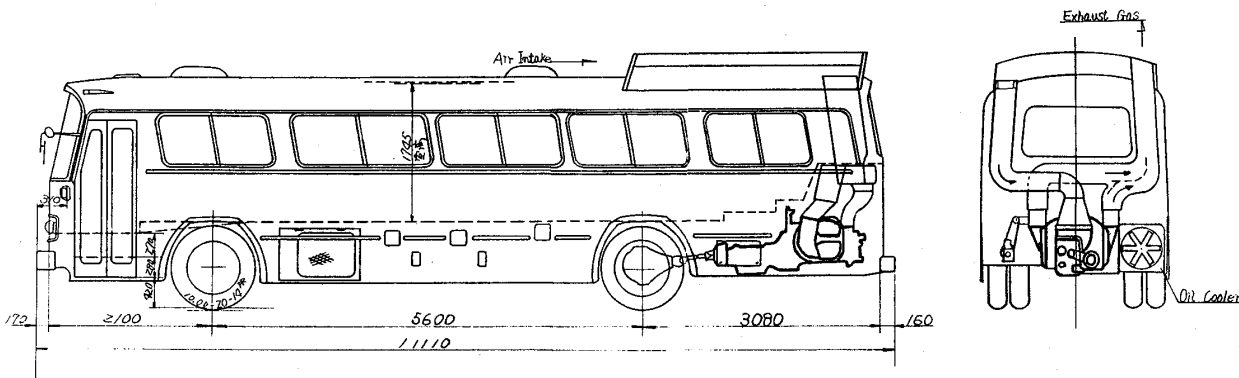


図 - 2 (バスの全体図面)

表 - 1 ガスタービンの仕様と性能

表 2 ガスタービンバス主要諸元表

形 式		YTP12	項 目	4 号 車
諸 元			車 両 寸 法	
寸法 (長さ×高さ×幅)	mm	1383×999	全 長 (mm)	11,110
整 備 重 量	Kg	600	全 高 (mm)	3,225
性能		272/3400	全 幅 (mm)	2,480
最 高 出 力	ps/rpm	220/3400	ホ ルペース (mm)	5,600
最大使用トルク	Kg・m/rpm	66/2100	重 量	
燃 料 消 費 率	qr/ps-h	245	車 両 重 量 (kg)	10,670
ガス発生機回転数 { 定 格	rpm	40,000	車 両 総 重 量 (kg)	13,200
ガス発生機回転数 { アイドル	rpm	20,000	定 員 (人)	46
出力タービン回転数 { 定 格	rpm	30,000	座 席 (人)	{ 44
出力タービン回転数 { アイドル	rpm	8,000	内 訳 { 立 席 (人)	{ 0
出力軸回転数 { 定 格	rpm	3,400	乗 員 (人)	2
出力軸回転数 { アイドル	rpm	906	シ ャ シ ー	
空 気 流 量	Kg/s	2.0	変 速 機	デトロイトディーゼルアリソン
タービン入口温度	℃	920	速 比	MT42 6速自動変速機
圧縮機圧力比	—	3.9	3 速	2.690
圧縮機効率	%	80	4 速	1.936
ガス発生機タービン効率	%	87	5 速	1.390
出力タービン効率	%	87	6 速	1.000
燃焼器燃焼効率	%	99.8	後 退	6.042
燃焼器圧力損失	%	5	終 減 速 比	5.143
熱交換器温度効率	%	80	主ブレーキ	油圧空気倍力装置付
熱交換器洩れ	%	4.7	補助ブレーキ	前後リーディングトレーリング
熱交換器圧力損失	%	11	サスペンション	エディカレントリターダ(90kg・m)
燃 料	—	ディーゼル軽油	ステヤリング型式	ボールナット式
潤 滑 油	—	合成炭化油	タ イ ヤ	10.00-20-14p
			最少回転半径 (m)	9.7
			燃 料 タ ン ク (ℓ)	200+200



図-3

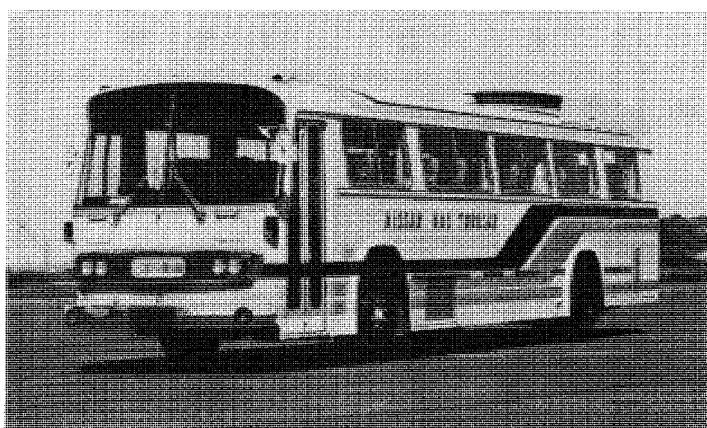


図-4

述べたい。

a 振動・騒音

ガスタービンの長所は高出力性で欠点は燃費であると昔から言われているが、高出力性の点では見掛上ディーゼルにくらべて小形化されている感じはあまり強く受けない、それは熱交換器を持っていることやパッケージも一諸に見るからであろう。又燃費は乗ってみなければわからないものではない。やはりまず最も注目を引いたものは振動および騒音に対する感じである。直感的に仲々静かである、一時言われていた高周波の吸気音などはほとんど無い、ただアイドル時にそれらしい、かん高い音が聞えるが、それはその他の部分が静か過ぎるからだとの声もあつた。又車内の振動・騒音を評価するとき、まづガスタービン自身はディーゼルに比して、振動が低いことは勿論であるが、騒音も低周波

成分が少なくて遮音し易く、吸排気音対策のためのスペースがこの場合は十分にとれたことで低騒音エンジンにできたことと思う。

つぎにエンジンに由来する振動、騒音とそれ以外のものについては、時速80～90Kmの間でガタガタ音を感じたが、これは恐らくエンジン以外からのものである。^(注)

もし騒音計で定常走行の室内騒音を測定したとすれば、ディーゼル車に比べ、オーバーオールで2～3 dB 低いのではなかろうか。

b 加速性

ガスタービン車と聞いたら誰れも飛ぶように速い、びつくりするぐらい加速がよい、ことを空想する、しかしその期待はこの試験車に対しては当たっていないようだ。中央高速道に入ってからスイスイと隣の車を追い越して走るといふ感じではなく慎重な運転ぶりであつた。

このような感覚は或いは当然のことであろう。飛行機の大出力ジェットエンジンを借用してきたものではなく、200馬力クラスのディーゼルバスのエンジンと同じ出力のガスタービンを塔積しているのであるから、しかし自動車の最も重要な性能の1つとして関心のあるのは低速トルク、又は低速の加速性である。この特性は

しかし、ガスタービンそのものだけでなくミツションとの組合せで、さらに制御装置をも含めて検討すべきものであり今後の研究・開発で改良が期待できるよう、上記のことは、しかし、初めの夢が大き過ぎたので、その反動として事実よりオーバーに印象づけられたものでまあディーゼル車と大きい違いはない。走っているときの原動機に対する感じは、たまに高周波の吸気音がヒューンと聞える外は、だまって乗せられればディーゼルとの違いは振動・騒音がずつと

(注)「その後の会社からの報告によれば、この振動の発振源は、床下につけたディーゼル車用電気リターダー回転体の通常程度のアンバランスによるもので、バランスを修正したら、この騒音はなくなったとのことである。」

低いという事だけで、その他は在来の高級長距離バスのみわけはつき難い。

c その他

新型エンジンであるので、やはり排気特性と燃料経済性が気になる。伴走車で後について見た様子では天井の排気口からの煙は無色で、かげらうで光がゆれているのみであり、黒煙は皆無であつた。

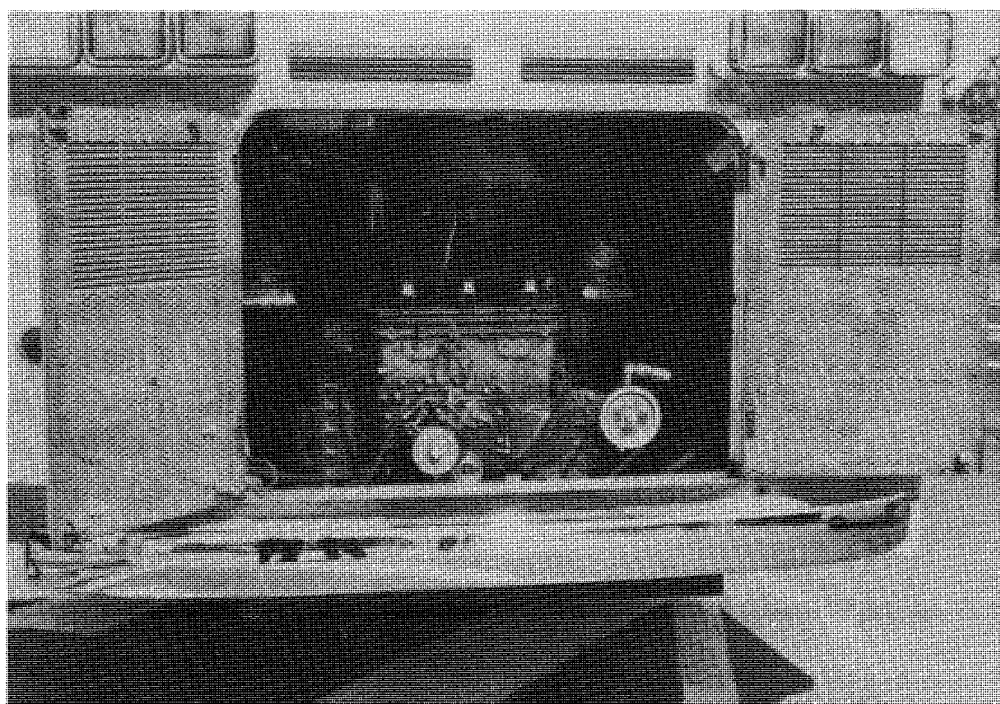
NO_x、HC も当日は測定したわけではないが現在の規制（ppm 値であるのでディーゼルと比較し難い）を楽にミートするのみでなく、さらに厳しい規制値に対してもディーゼルより一段と有利であるとのことであつた。

しかし燃費についてはディーゼルにかなわないのが現状である。米国では乗心地のよいこととオイル消費が少く、ラジエーター保守が不要ということで燃費の問題は補償して余りがあるとも伝えられているが、燃費の改善がガスタービンの主テーマの一つであることは今も変りないことのようなのである。

運転席の近くで例のメータをみていたが、大略の値はガス温度が850～870℃、圧縮機回転速度34000 rpm、出力タービン回転速度19000 rpm であり、試乗会の日程はいつも簡単に全行程350 Kmを走行して無事終了し

た、そのことの意義が大きいのかも知れない。数年前に自動車メーカーの方々とベンツを訪問したとき、ディーゼル・バッテリーハイブリッドバスに乗せてもらつたことがあつた。社内路を走行中電気系統の故障が発生して止つたままで遂に修復できず別の車で送ってもらつたことがあつた。このようなときに意地悪くめつたに起らない故障が起るものであるから。

最後にこの試乗を通じてガスタービンバスに対して感じたことは、ディーゼルとの大きい違いはシステム的事であることで、エンジンの最適制御法の適否が、エンジンやミッション個々の問題より重要かも知れないと云うことで、ディーゼルやガソリンでは、今何速でスロットルをどの位開いて運転しているのであろうと直感でわかるがガスタービンでは毎日運転台で調節している人は別として普通の運転者にはほとんど不明なままで自動調節される。それ故にたえず最適運転することにより総合的な性能の向上がさらに大きく得られる可能性がある。特に自動車のように運転条件の変化の多いものでは、この方向の一層の進歩が期待される。逆にディーゼルでも同様なことは無駄であらうかと、ふと考えてみた。



講義

高速回転機械軸系振動解析技術 (その二)

日立製作所 機械研究所 小林 暁 峯
日立製作所 機械研究所 菊地 勝 昭

3-1-4 応用例 タービンで駆動される多段遠心圧縮機について本計算法を適用してみよう。圧縮機軸系の概要は図 3.5 に示す通りで、タービンと圧縮機はギヤカップリングで結合されている。図 3.5 に示すように軸系を分割しておき、まずはじめに圧縮機単独の危険速度

を計算すると、図 3.6 のようになる。図において横軸は軸受のばね定数を取ったものである。本来回転機械の個々の軸受の特性は同じではないが、それらをすべて等しいとして、軸受のばね定数を変えて図 3.6 のような危険速度の図を求めておく機械の振動特性に関する基礎的な

情報が得られるので便利である。たとえば軸受部のばね定数が小さいときには 1 次と 2 次の危険速度は剛性軸としての平行モードおよび円錐モードであり、3 次危険速度については両端が自由-自由の曲げモードに近接していることが図 3.6 から読みとることができる。さらに軸受のばね定数が大きくなると、軸受部を単純剛体支持とみなした曲げ振動に移行することも明らかになる。このように軸系の危険速度は軸受部の剛性に著しく依存するので、軸受油膜のばね定数および軸受台部の剛性などの評価は正確に行なわなければならない。

軸受油膜のばね定数が軸受理論や実験から回転数の関数として与えられるときは、それを図 3.6 のような危険速度図に記入することにより、実際の危険速度をかなりの精度で推定することができる。たとえば使用する軸受の代表的なばね定数が図 3.6 中の点線のごとくであったとする。この曲線と実線との交点が、この軸受で支持する場合の危険速度である。したがってもしこの圧縮機の定格

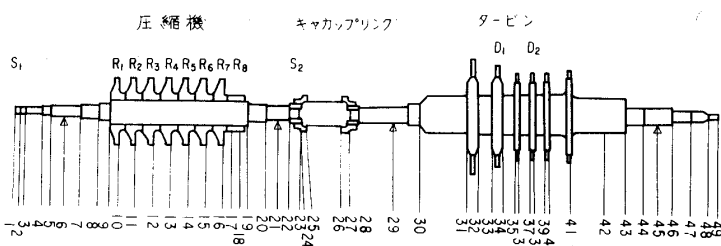


図 3.5 多段遠心圧縮機

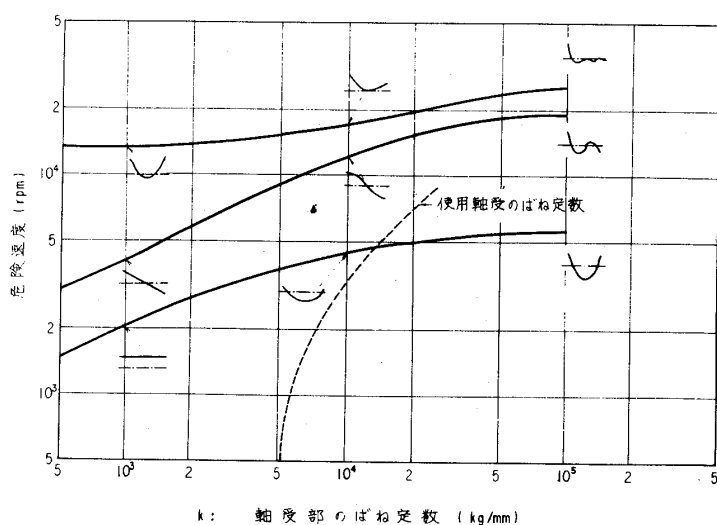


図 3.6 圧縮機の危険速度

(昭和 51 年 8 月 10 日原稿受付)

回転数が10,000 rpmだとすると、1次曲げモードの危険速度を4,900 rpmで通過しなければならないわけである。

軸受の諸元変更にもなう危険速度を求めるときも、このような危険速度図がそのまま使えるので便利である。しかし連成作用を有する軸受形式では、このような危険速度図に厳密なばね特性を表現することができないのが難点である。このような場合は、連成ばねを無視したばね定数を使って一応の目安とするとよい。

タービンについても同様の危険速度図が求められる。つぎに単独時にこのような振動特性が予想される圧縮機とタービンをカップリングで結合したときの危険速度を計算すると図3.7のようになる。ギャカップリングの歯の部分は弾性ヒンジの特性であると考え、回転ばねの定数 k^* を指定する。 k^* が小さくカップリングがそれ

の特性を調べるのに有効である。

3-2 減衰固有振動数の解析 回転軸系に存在する減衰は軸材料自身によるものや軸と部品との接合部に起因するいわゆる内部減衰と軸受の油膜や軸受台支持部の減衰である外部減衰とから成る。このような減衰を考慮したときの固有振動数は、同じく伝達マトリックス法によって計算することができる。この場合、前節3.1と違って、楕円状のふれまわりをも考慮できるようにしておくほうが都合がよい。これらの因子をも含めて軸系を拡張しておく伝達マトリックスは、次章で述べる安定性や不釣り合い振動の解析にも応用できるので、これらを含めた伝達マトリックスの誘導について説明する。

3-2-1 伝達マトリックス 軸の内部減衰や軸受部の減衰を考慮した軸系の基本要素

を図3.8(a)のように設定する。軸受のばねとダンパについてはx方向とy方向の非対称性と連成効果を考える。不釣り合いや軸の曲がり是不釣り合い振動解析に必要なものである。

いま軸が角速度 ω で回転しているときの振動の解を

$$u = R_e[u e^{\lambda t}] \quad \dots\dots\dots (3.33)$$

など并表示する。ここで、

$$u = u_r + j u_i \quad \lambda = \lambda_i + j \lambda_j$$

$$j = \sqrt{-1} \quad \dots\dots\dots (3.34)$$

上式のように複素振幅を用いるのは系に減衰があるからである。基本要素の伝達マトリックスを求めるに先立って、各単体要素の伝達マトリックスを誘導する必要がある。例として内部減衰を有する弾性軸について、

その方法を示す。内部減衰係数を ζ とすると、回転する軸上に固定した座標系 $\xi \eta z$ について、変形に関する基礎式は次のようになる。

$$\frac{d^2 u_\xi}{dZ^2} + \zeta \frac{d}{dt} \left(\frac{d^2 u_\xi}{dZ^2} \right) = \frac{M_\eta}{EI} + \frac{1}{GA_s} \frac{dV_\xi}{dZ}$$

$$\frac{d^2 v_\eta}{dZ^2} + \zeta \frac{d}{dt} \left(\frac{d^2 v_\eta}{dZ^2} \right) = -\frac{M_\xi}{EI} + \frac{1}{GA_s} \frac{dV_\eta}{dZ}$$

$$\dots\dots\dots (3.35)$$

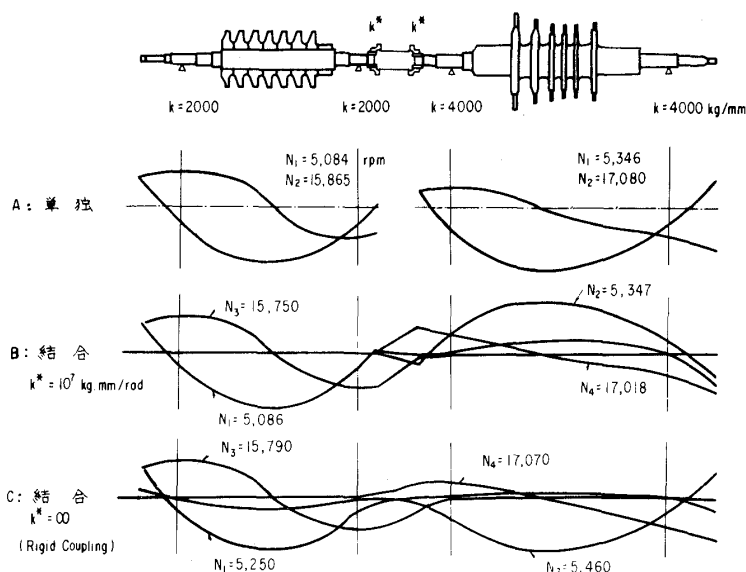


図 3.7 危険速度 (結合時)

ぞれの軸の動きをほとんど拘束しないときは、図3.7(b)のごとく、傾き角が歯部で不連続になり、結合軸系の危険速度と振動モードは単独時a)とほとんど変わらない。ところがギャカップリングが何らかの要因で固着し、回転ばね定数が無限大になったとすると、単独時に比べてわずかではあるが1次危険速度は高くなることが分かる。

このように弾性ヒンジの要素はギャカップリ

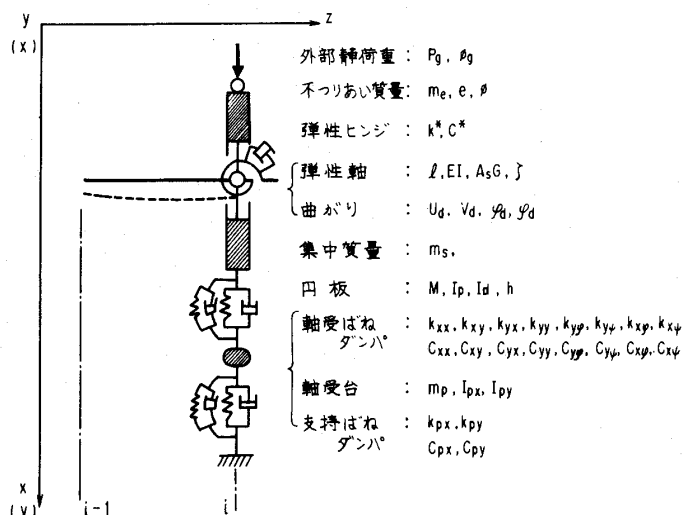


図 3.8(a) 基本要素

上式で左辺第2項が減衰項で、いわゆる内部減衰とよばれるものである。

回転座標系 $\xi \eta Z$ と静止座標系 $x y z$ の間には図 3.8(b) に示す関係があるので、すべての状態量を $\xi \eta Z$ 座標上の表示から $x y z$ 座標上に変換すると次式が得られる。

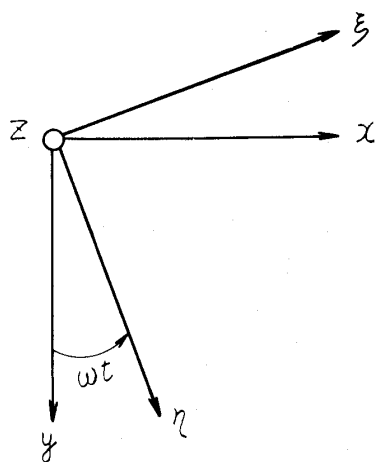


図 3.8(b) 静止座標系と回転座標系

$$\begin{aligned} \frac{d^2 u}{dZ^2} + \zeta \frac{d}{dt} \left(\frac{d^2 u}{dZ^2} \right) - \zeta \omega \frac{d^2 v}{dZ^2} \\ = -\frac{M_y}{EI} + \frac{1}{GA_s} \frac{dV_x}{dZ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 v}{dZ^2} + \zeta \frac{d}{dt} \left(\frac{d^2 v}{dZ^2} \right) + \zeta \omega \frac{d^2 u}{dZ^2} \\ = -\frac{M_x}{EI} + \frac{1}{GA_s} \frac{dV_y}{dZ} \end{aligned} \quad (3.36)$$

上式が静止座標系について示された軸の変形に関する方程式であり、減衰項の存在のために x 方向と y 方向とで連成していることに特徴がある。

式 (3.33) の形に状態量を表示して式 (3.36) に代入して複素数 u, v についての式に整理すると次式を得る。

$$\begin{aligned} \frac{d^2 u}{dZ^2} = \frac{1}{EI} (\alpha_I M_y - \beta_I M_x) + \frac{1}{GA_s} \\ \left(\alpha_I \frac{dV_x}{dZ} + \beta_I \frac{dV_y}{dZ} \right) \\ \frac{d^2 v}{dZ^2} = \frac{1}{EI} (-\beta_I M_y - \alpha_I M_x) + \frac{1}{GA_s} \\ \left(-\beta_I \frac{dV_x}{dZ} + \alpha_I \frac{dV_y}{dZ} \right) \end{aligned} \quad (3.37)$$

ここで

$$\begin{aligned} \alpha_I = \frac{1 + \zeta \lambda}{(1 + \zeta \lambda)^2 + (\zeta \omega)^2} \\ \beta_I = \frac{\zeta \omega}{(1 + \zeta \lambda)^2 + (\zeta \omega)^2} \end{aligned} \quad (3.38)$$

上式 (3.37) を図 3.8(c) に示すような弾性軸について解くと、最終的に次式のような伝達マトリックスが得られる。

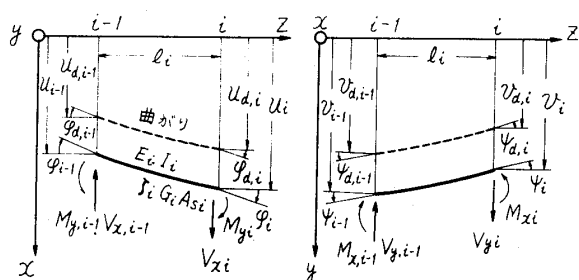


図 3.8(c) 弾 性 軸

$$\begin{bmatrix} U \\ \varphi \\ M_y \\ -V_x \\ -v \\ \phi \\ M_x \\ V_y \\ 1 \end{bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & l & \alpha & \beta & 0 & 0 & -\alpha' - \beta' \Delta u \\ 0 & 1 & \gamma & \alpha & 0 & 0 & -\gamma' - \alpha' \Delta \varphi \\ 0 & 0 & 1 & l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \alpha' & \beta' & 1 & l & \alpha & \beta \Delta v \\ 0 & 0 & \gamma' & \alpha' & 0 & 1 & \gamma & \alpha \Delta \phi \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & l \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ \varphi \\ M_y \\ -V_x \\ -v \\ \phi \\ M_x \\ V_y \\ 1 \end{bmatrix}_{i-1} \quad (3.39)$$

ここで,

$$\begin{aligned} \alpha &= \alpha_E \alpha_I & \beta &= \beta_E \alpha_I & \gamma &= \gamma_E \alpha_I \\ \alpha' &= \alpha_E \beta_I & \beta' &= \beta_E \beta_I & \gamma' &= \gamma_E \beta_I \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3.40)$$

であり、 Δu 、 Δv 、 $\Delta \varphi$ 、 $\Delta \phi$ は軸の曲がりの大きさおよび傾き角である。式(3.39)から内部減衰 ζ によって、x方向とy方向とでの連成作用が存在することが分かるが、これは回転する軸に発生する減衰作用の大きな特徴点である。

他の単体要素についても比較的簡単に伝達マトリックスが得られるから、図3.8(a)の基本要素の伝達マトリックスは次式のようにになる。

$$U_i = \begin{bmatrix} 1 & l & \alpha & \beta & 0 & 0 & -\alpha' - \beta' & \Delta u \\ t_{21} & t_{22} & t_{23} & t_{24} & t_{25} & t_{26} & t_{27} & t_{28} & t_{29} \\ t_{31} & t_{32} & t_{33} & t_{34} & 0 & t_{36} & t_{37} & t_{38} & t_{39} \\ t_{41} & t_{42} & t_{43} & t_{44} & t_{45} & t_{46} & t_{47} & t_{48} & t_{49} \\ 0 & 0 & \alpha' & \beta' & 1 & l & \alpha & \beta & \Delta v \\ t_{61} & t_{62} & t_{63} & t_{64} & t_{65} & t_{66} & t_{67} & t_{68} & t_{69} \\ 0 & t_{72} & t_{73} & t_{74} & t_{75} & t_{76} & t_{77} & t_{78} & t_{79} \\ t_{81} & t_{82} & t_{83} & t_{84} & t_{85} & t_{86} & t_{87} & t_{88} & t_{89} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (3.41)$$

ここで t_{ij} は式(3.21)と似たような形の式で表わされるが、軸の内部減衰を考慮したことによりかなり複雑である。

以上より系全体の伝達マトリックスは式(3.24)によって求められる。すなわち

$$\begin{bmatrix} u \\ \varphi \\ \vdots \\ V_y \\ 1 \end{bmatrix}_n = \begin{bmatrix} \bar{t}_{11} & \bar{t}_{12} & \dots & \bar{t}_{18} & \bar{t}_{19} \\ \bar{t}_{21} & \bar{t}_{22} & \dots & \bar{t}_{28} & \bar{t}_{29} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \bar{t}_{81} & \bar{t}_{82} & \dots & \bar{t}_{88} & \bar{t}_{89} \\ 0 & 0 & \dots & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \varphi \\ \vdots \\ V_y \\ 1 \end{bmatrix}_0 \quad (3.42)$$

の形になる。

3-2-2 特性方程式 系の自由振動を考えて式(3.42)の9列めの強制項を除いて、両端自由の境界条件を適用すると次式を得る。

$$\Delta(\lambda) \equiv \begin{bmatrix} \bar{t}_{31} & \bar{t}_{32} & \bar{t}_{35} & \bar{t}_{36} \\ \bar{t}_{41} & \bar{t}_{42} & \bar{t}_{45} & \bar{t}_{46} \\ \bar{t}_{71} & \bar{t}_{72} & \bar{t}_{75} & \bar{t}_{76} \\ \bar{t}_{81} & \bar{t}_{82} & \bar{t}_{85} & \bar{t}_{86} \end{bmatrix} = 0 \quad \dots\dots (3.43)$$

ここで $\bar{t}_{ij}$ は未知数 λ の関数であるから、 Δ もまた λ の関数である。つまり上式は系の特性方程式であり、 λ は複素固有値である。

3-2-3 減衰固有振動数 電子計算機による数値計算においては、式(3.43)は λ の代数式として与えられるわけではないので、ニュートン法で複素固有値 λ を求める。⁽³⁾⁽⁴⁾

λ の近似解は

$$\lambda^{(k+1)} = \lambda^{(k)} - \frac{\Delta(\lambda^{(k)})}{\Delta'(\lambda^{(k)})} \quad (k=1, 2, \dots) \quad \dots\dots\dots (3.44)$$

で与えられる。ここで、

$$\begin{aligned} \Delta'(\lambda) &= \frac{d\Delta(\lambda)}{d\lambda} = \frac{\partial \Delta_r}{\partial \lambda_r} + j \frac{\partial \Delta_i}{\partial \lambda_r} \\ \Delta(\lambda) &= \Delta_r(\lambda) + j \Delta_i(\lambda) \\ \lambda &= \lambda_r + j \lambda_i \end{aligned} \quad (3.45)$$

である。希望する精度まで式(3.44)で計算すればよい。このような方法で複素固有値 λ が求められると

減衰固有角振動数 $= \lambda_i$
 対数減衰率 $= |2\pi\lambda_r/\lambda_i|$
 減 衰 比 $= (\lambda_r/\lambda_i)/\sqrt{1+(\lambda_r/\lambda_i)^2}$
 となる。

3-2-4 応用例 図3.9に示すようなガスタービンモデルロータ系に本方法を適用⁽⁵⁾した例について述べる。各軸受の油膜動特性はアラインメントを考慮して軸受理論から求められるので、これらを用いて軸系の複素固有値を計算した結果が図3.10である。図において(a)が複素固有値 λ の虚数部である減衰固有振動数を示したものであり、(b)に対応する実数部を減衰比に換算して示してある。いくつかの減衰固有振動数が存在し、回転数とともに変化しているが、危険速度として観察されるのは同図a)に示した45度の直線と交差する点の固有振動数だけである。

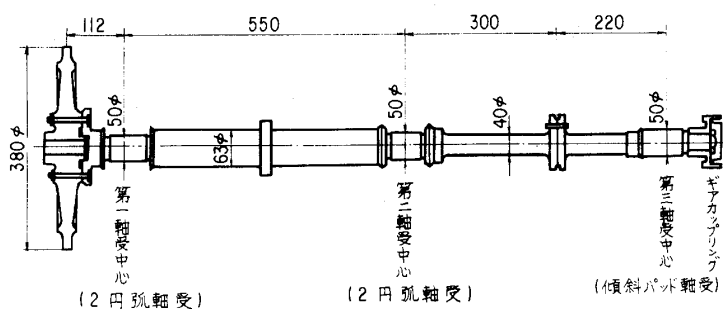


図3.9 ガスタービンモデルロータ (斉藤, 染谷)

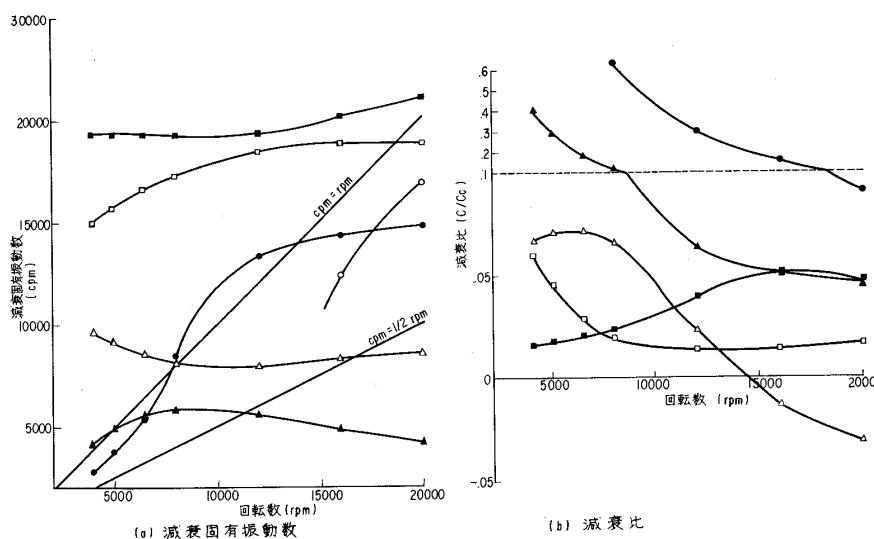


図3.10 ガスタービンモデルロータの複素固有値 (斉藤, 染谷)

また危険速度における共振倍率(b)から読みとることができる。たとえば△印の曲線についてみると、危険速度は8000 rpmであり、減衰比は0.07すなわち共振倍率は $1/(2 \times 0.07) = 7.14$ である。減衰比が0.5ならば共振倍率はほぼ1であるから、応答曲線はピークを示さないことを考慮すると、▲印の5000 rpmや●印の7700 rpmは減衰が大きいので実際上は問題にならないと推察される。

このように減衰固有振動解析は、軸受部の非対称性や連成作用を含めたばね作用と減衰作用を考慮して軸系の危険速度とその共振倍率を呈示してくれるので、振動解析上きわめて利点の多いものである。

4. 安 定 性

軸系では、軸の内部減衰に起因する自励振動とか軸受油膜に起因するオイルウィップとよばれる自励振動が発生する可能性があり、軸系の安定判別を行なうことは、とくに高速回転機械では不可欠である。比較的簡単な軸系の場合は各種の安定判別図を利用できるが、図3.1のような複雑な軸系に対しては、伝達マトリックス法や剛性マトリックス法によって解析しなければならない。ここでは伝達マトリックス法による解析法を説明する。

4-1 複素固有値

による安定判別

前節3.2.3に示した方法により複素固有値が求められるから、系の安定性は実数部 λ_r の正負によってただちに判別できる。すなわち $\lambda_r < 0$ なら安定、 $\lambda_r > 0$ なら不安定である。 $\lambda_r = 0$ となるときの自転角速度 ω が自励振動発生回転数となる。また自励振動のふれまわり角振動数は正の λ_r に対応する λ_i に

なる。

4-2 特性ベクトル軌跡による安定判別⁽⁶⁾⁽⁷⁾

式(3.20)の特性方程式の根すなわち複素固有値を直接求めないで、安定判別を行なう方法である。式(3.20)は λ に関して一般的には有理式であるが、式(3.20)を算出する途中で分母を払って λ に関する多項式にすることができる。すなわち式(3.20)は形の上では

$$\Delta(\lambda) = a_0 \lambda^m + a_1 \lambda^{m-1} + \cdots + a_{m-1} \lambda + a_m = 0 \quad (4.1)$$

となる。特性方程式が形の上では式(4.1)のように λ の高次多項式であることに着目し、

$$\lambda = j\Omega \quad (4.2)$$

と置き、次式

$$\Delta(j\Omega) = \Delta_r(\Omega) + j\Delta_i(\Omega) \quad (4.3)$$

で表わされる特性ベクトルを求め、図4.1に示すようにその軌跡が $\Omega = 0$ のとき Δ 平面の正の

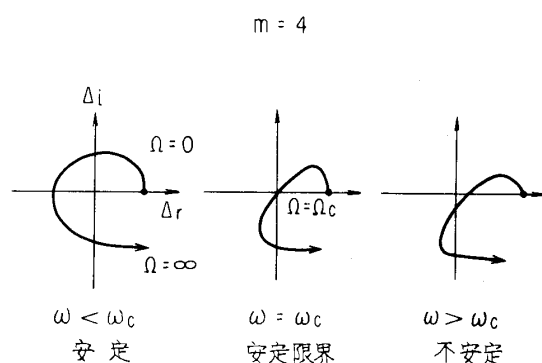


図4.1 特性ベクトル軌跡による安定判別

実軸(Δ_r)から出発し、 $\Omega \rightarrow \infty$ に対して Δ 平面の原点を正の向き(反時計方向)に m 象限まわるならば安定という原理によって安定判別を行なう。本方法でも図4.1に示すように特性ベクトル軌跡が原点を通るパターンとなるとき、自励振動発生回転数 ω_c を、また原点にベクトル軌跡がくるとき、 Ω の値によって自励振動発生時のふれまわり振動数 Ω_c を得ることができる。また ω_c と Ω_c は特性方程式(3.20)を満足するから、自励振動発生時の振動モードを式(3.12)によって計算することができる。なお複素固有値法でも同様に振動モードが求められる。

本方法は複素固有値法のように収束計算を伴わないので数値計算上の難点が生じにくい。

4-3 数値計算例

4-3-1 ガスタービンモデルロータの安定性 図3.9の軸系のオイルウィップに対する安定性を複素固有値法で調べる。複素固有値は図3.10に示した通りであるから、実数部の値を減衰比で表示した図のb)を見ればよい。 Δ 印で示した曲線が15000 rpm付近で符号を変えているので、この回転数以上では軸系は不安定となることが分かる。またそのふれまわり振動数は同図の(a)の対応する固有振動数(Δ 印)から約8000 cpmと読みとることができる。これは、自励振動開始点では回転数のほぼ1/2になっていることも同じ図から知ることができる。

4-3-2 多段遠心圧縮機の安定性

図3.5に示した軸系のオイルウィップの発生のしかたが軸受形式によってどのように変わるかを特性ベクトル軌跡法によって調べる。図3.5

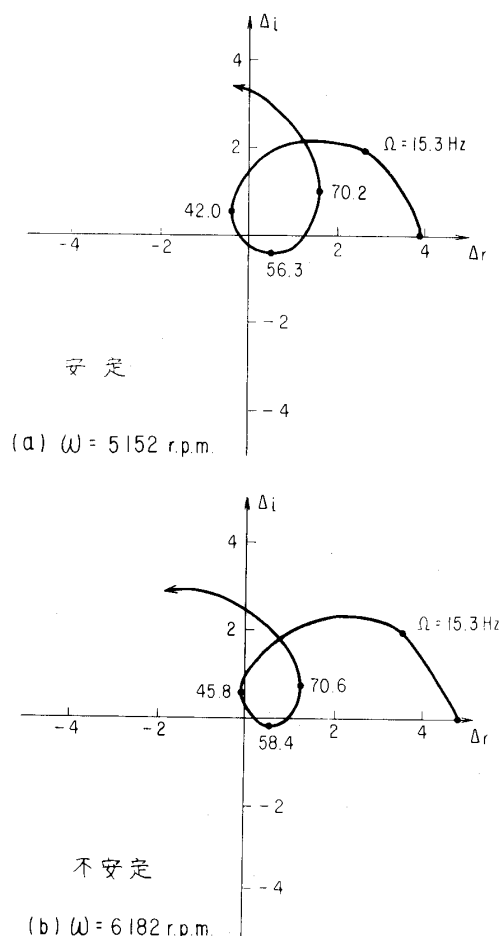


図4.2 真円軸受の場合の特性ベクトル軌跡

の軸系は前述の3.1.4節の結果から圧縮機およびタービンを個々に解析してもよいので圧縮機のみを取り上げて検討する。

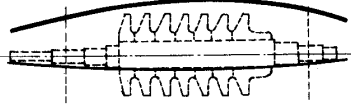
まず真円軸受で支持したとすると、特性ベクトルは図4.2のようになる。回転数5152 rpmの場合順次Ⅰ平面の各象限を回るから安定であり、これに反して回転数6182 rpmでは第3象

限が欠落しているので不安定である。さらに細かい計算を実行すると自励振動発生回転数 ω_c とふれまわり振動数 Ω_c および振動モードは表4.1のようになる。

つぎに楕円軸受の場合であるが、表4.1に示したように計算範囲の最高速度までは安定という結果になる。

表 4.1 多 段 遠 心 圧 縮 機 の 安 定 性

ω_n : 剛体単純支持の危険速度 5660 rpm

軸 受 形 式	発生回転数 ω_c		ふれまわり速度 Ω_c		ふれまわりモード
	rpm	ω_c/ω_n	rpm	Ω_c/ω_c	
真 円 軸 受 幅 比 0.5 すきま比 0.003	5815	1.03	3,024	0.520	
楕 円 軸 受 幅 比 0.39 すきま比 0.008 楕 円 率 0.71	17,200 以上	3.04 以上			

5. 不つりあい振動

回転機械の軸系に存在する不つりあい因子としては、不つりあい質量、円板の偏心、円板の傾きおよび軸の曲がりなどが考えられる。これら不つりあい因子はすべて軸の自転とともにふりまわされる不つりあい力となって、軸を強制的にふれまわす。このような振動を解析するに当たっても伝達マトリックス法は有効である。図3.1および図3.8にそれぞれ示した軸系および基本要素の伝達マトリックスはすでに3.2.1節で求められた通りである。式(3.18)の正方向列の9列めが不つりあい因子の各変数を含む強制項である。

5.1 定常振動の解⁽⁸⁾ 前述したように、不つりあい力は軸の自転角速度 ω でまわっているから、定常的に誘起される軸のふれまわり振動も当然ながら自転角速度 ω に同期している。

したがって式(3.13)で、

$$\lambda = j\Omega \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

$$\Omega = \omega$$

と置いたものが定常振動の解である。すなわち

$$\mathbf{u} = R_e \{ \mathbf{u} e^{j\Omega t} \} = |\mathbf{u}| \cos(\Omega t + \Theta) \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

となる。ここで

$$|\mathbf{u}| = \sqrt{u_r^2 + u_j^2} \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

$$\Theta = \tan^{-1} \frac{u_i}{u_r}$$

である。先の安定性の解析の場合には未知数であった λ は、始めから既知であるから式(3.19)の伝達マトリックスの要素 t_{ij} も既知である。したがって式(3.19)に両端自由の境界条件を適用すると左端(0点)の未知量 $\mathbf{u}_0, \boldsymbol{\varphi}_0, \mathbf{v}_0, \boldsymbol{\psi}_0$ は、

$$\begin{pmatrix} U_0 \\ \Phi_0 \\ -V_0 \\ \Phi_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \bar{t}_{31} & \bar{t}_{32} & \bar{t}_{35} & \bar{t}_{36} \\ \bar{t}_{41} & \bar{t}_{42} & \bar{t}_{45} & \bar{t}_{46} \\ \bar{t}_{71} & \bar{t}_{72} & \bar{t}_{75} & \bar{t}_{76} \\ \bar{t}_{81} & \bar{t}_{82} & \bar{t}_{85} & \bar{t}_{86} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -\bar{t}_{39} \\ -\bar{t}_{49} \\ -\bar{t}_{79} \\ -\bar{t}_{89} \end{pmatrix} \dots (5.4)$$

として決定される。ここで左端の状態量はすべて既知となるので、各分割点での状態量は式(3.12)で求められる。

5-2 応用例 図 3.5 の多段遠心圧縮機について不つりあい振動を検討しよう。圧縮機の軸受のばね定数および減衰定数は軸受理論から別途算出したものを使うとし、組立時に発生する残留不つりあいを図 5.1 のように仮定する。圧縮機については羽根車 R_1 から R_8 に大きさが等しく位相の異なる不つりあいを、タービンについては D_1 と D_2 の羽根車に不つりあいを設定する。

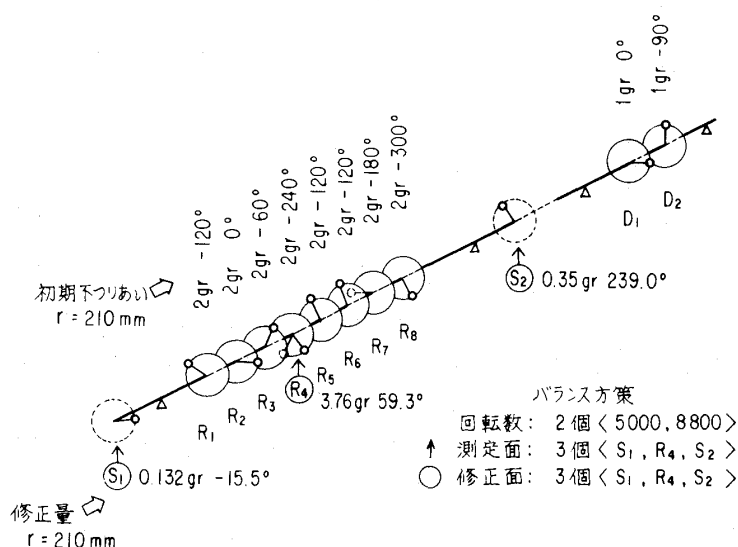


図 5.1 多段圧縮機の残留不つりあい

図 5.2(a)~(c)に、不つりあい振動を解析した結果の代表例として圧縮機の両軸端 S_1 と S_2 および中央羽根車の R_4 の振動応答を示す。図においてバランス前と指示してあるのが残留不つりあいによる応答であり、約 5700 rpm で共振することが分る。本軸系について、先の不減衰固有振動数から危険速度を求めると 4900 rpm であり、不つりあい応答の共振から求めたもののほうが高い、この点については、図 5.1 の位相応答をみると共振点付近での位相変化がゆるやかなことから減衰が大きく、したがって振幅

応答のピーク点が回転数の高いほうにずれたものと考えられる。

6. バランシング解析

弾性ロータのバランス法に関しては長年 ISO で審議され、 n 面法、 $n+2$ 面法、影響係数法の三つの方法が現在提案されている。どの方法を用いるかは、軸系の形状や運転条件などによって異なるが、もっとも汎用性に富むのは影響係数法によるバランシング解析であると考えられるので、本講義では、この方法のみを説明する。

6-1 影響係数マトリックス 一般に軸系の不つりあい振動は、図 6.1 に示すような回転軸系に分布する不つりあいによつて励起される定常ふれまわり振動となる。本講義では簡単のため、この定常ふれまわり振動を円軌道とした軸対称回転軸系について述べる。なおこの場合ふれまわり回転速度は軸の回転速度 Ω に一致している。

まず、不つりあい振動時の軸系の挙動を明らかにするために図 6.2 のように各座標系を選ぶ。すなわち、
 $O - X_F, Y_F, Z_F$ 空間固定座標軸、
 Z_F は軸中心線に一致

$S - x_S, y_S, z_S$ 軸に固定した回転座標軸、
 S は軸の図心、
 Z_S は軸の縦方向に一致、また x_S と X_F とが平行になるときを時間原点 $t = 0$ とする

$O - X_S, Y_S, Z_S$ 回転座標軸、
 $O - X_F, Y_F, Z_F$ を軸の回転速度 Ω で Z_F まわりに回転させた座標軸、
 $t = 0$ で $O - X_F, Y_F, Z_F$ 軸と一致

とする。

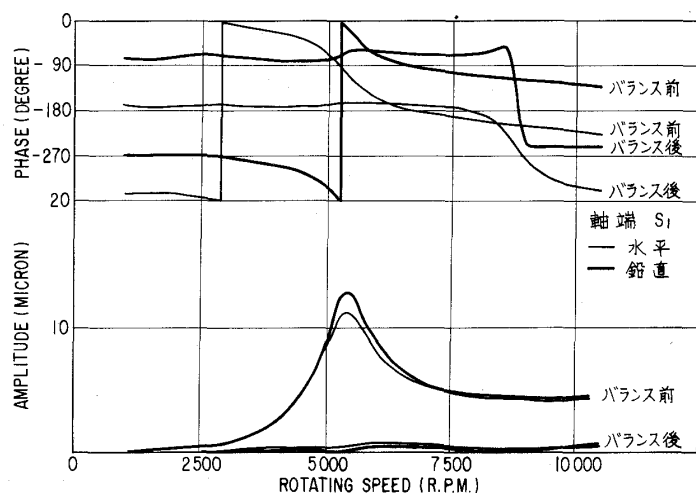


図 5.2(a) 振 動 応 答

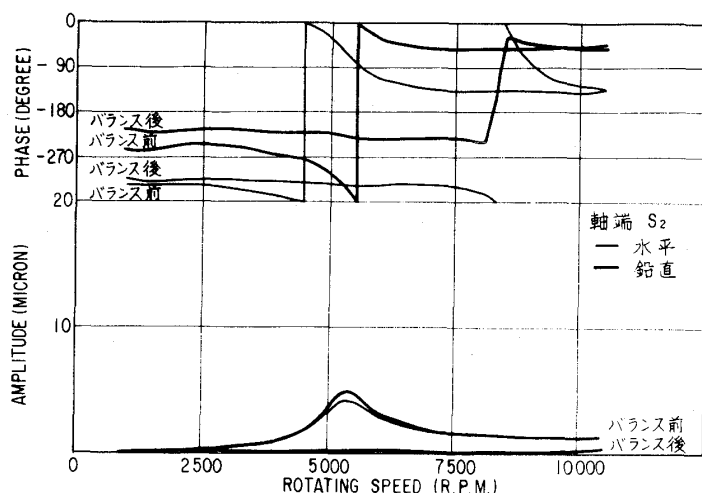


図 5.2(b) 振 動 応 答

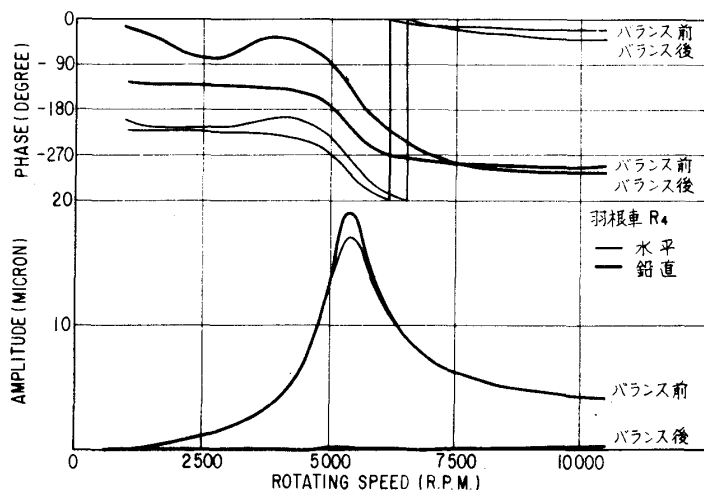


図 5.2(c) 振 動 応 答

軸心の位置を空間固定座標 X_F, Y_F 軸方向の変位としてそれぞれ U, V とすると, (U, V) の軌跡は図 6.2 に示すように円軌道の定常ふれまわり運動である。軸変位 $U(t)$ の振動波形を図 6.1 の上図のように得たとき, これより 90° 位相の遅れた波形が $V(t)$ である。図 6.1 のパルス波形は, 軸固定座標軸 x_s と空間固定座標軸 X_F の方向が一致したとき発生するものとする。このパルス波形を時間基点としたとき前記振動波形は振巾 a , 位相 θ の正弦波で表わされる。

そこで X_F, Y_F 平面を複素平面とし, 軸心の位置を複素変位 Z で表わすと

$$Z = U + iV = a e^{i(\omega t - \theta)}$$

$$(\text{on } X_F, Y_F \text{ plane}) \dots\dots (6.1)$$

となる。さらに Z を X_s, Y_s 平面で表わすと

$$Z = a e^{-i\theta} \quad (\text{on } X_s, Y_s \text{ plane}) \dots\dots\dots (6.2)$$

と表わされる。この式から定常ふれまわり中の軸系は, X_s, Y_s 座標軸上では静止した状態にみえ, そのときの軸心の位置は極形式で $(a, -\theta)$ の複素ベクトルで与えられることが分る。

一方不つりあい U はもともと軸に固定した座標軸上で定義される量である。したがって

$$U = U_{x_s} + i U_{y_s} \dots\dots\dots (6.3)$$

と表わされる。(6.2) 式と (6.3) 式とから, 不つりあい振動は, 回転座標上では撓みと荷重を関係づける静力学の問題に置換できることが分る。

一般に静力学における梁の撓みと荷重の関係と同様に, ある定常状態の近傍では, 振動変位と不つりあい量との間には線形関係が成立する。

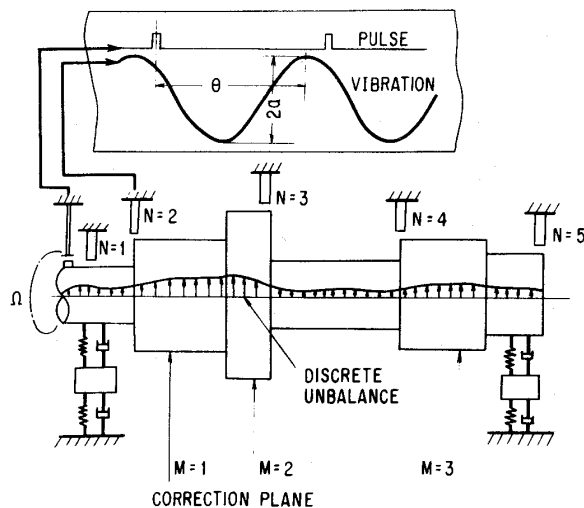


図 6.1 バランシング

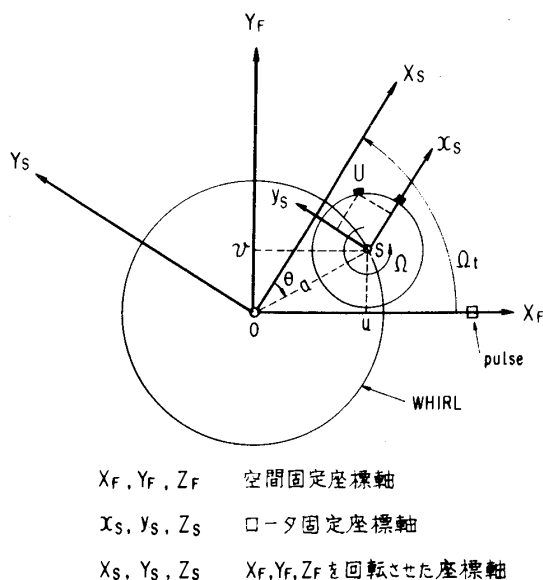


図 6.2 座 標 軸

この線形関係の係数マトリックスを影響係数マトリックスと呼び、回転軸系の場合には特にこの影響係数マトリックスが軸回転速度 Ω の関数となるところにその特徴がある。

そこでいま、回転軸系に沿って任意に配置した n 個のセンサ位置の振動変位ベクトル A を

$$A = [a_1 e^{-i\theta_1}, a_2 e^{-i\theta_2}, \dots, a_n e^{-i\theta_n}]^T \quad (6.4)$$

とする。振幅 a_i 、位相 θ_i ($i=1, \dots, n$)は各

センサ位置の振動波形の測定値から知ることができる。

一方、軸系に分布する不つりあいを、何等かの方法で軸上に定めた m 個の修正面位置に代表させることができるとしたとき、不つりあいベクトル U は

$$U = [U_{xs1} + i U_{ys1}, U_{xs2} + i U_{ys2}, \dots, U_{xsm} + i U_{ysm}]^T \quad (6.5)$$

となる。

したがって、影響係数マトリックス $\alpha(\Omega)$ は、定義より

$$A = \alpha(\Omega) U \quad (6.6)$$

となる。

6-2 影響係数法 影響係数法に関する文献は多いので詳細は文献⁽⁹⁾に譲って、ここでは具体的な計算方法を主に簡単に述べる。

いま、 n :センサ数、 m :修正面数、 ℓ :設定修正回転数、すなわち影響係数を作るべく着目する回転速度とすると、(6.6)式から

$$A^{(i)} = \alpha(\Omega) U \quad (i=1, \dots, \ell) \quad (6.7)$$

で表わされる ℓ 個の式が成立する。これらの関係式を一括しマトリックス形式で

$$X = E U \quad (6.8)$$

ここで $X = [A^{(1)}, A^{(2)}, \dots, A^{(\ell)}]^T$

$$E = [\alpha(\Omega_1), \alpha(\Omega_2), \dots, \alpha(\Omega_\ell)]^T$$

と表わす。

(1) 残留振動 X 。

未知不つりあいベクトル $U = U_0$ によって生ずる、バランス修正前の振動で、(6.9)式から

$$X_0 = E U_0 \quad (6.10)$$

が成立つ。 X_0 を小さくするのがバランス解析の目的となる。

(2) 影響係数マトリックス E の推定

影響係数マトリックス E の j 列は、修正面 j 位置にある単位不つりあいが、各センサの振動応答におよぼす影響の度合を示す係数である。そこで修正面 j に試加ウェイト W_{Tj} を付けたときの応答振動ベクトルを $X_T^{(j)}$ とすると、試加ウェイト W_{Tj} に起因する振動の変化量は $X_T^{(j)} - X_0$ である。したがって単位不つりあい当りの振動

の変化、すなわち、影響係数マトリックスの
j 列は

$$E^{(j)} = (X_T^{(j)} - X_0) / W_{Tj} \quad \dots\dots\dots (6.11)$$

で与えられる。同様の手順を $j = 1, \dots, m$ と繰り返すことにより影響係数マトリックスの全要素が決定される。なお実機では $X_0, X_T^{(j)}$ ($j = 1, \dots, m$) は実験的に求める場合が多いが、精度の良い不つりあい振動解析技術を持っていれば、すべて解析により求めることもできる。

(3) バランス修正ウエイトの決定

修正面の各位置にそれぞれ任意のウエイトを付けた場合 その附加ウエイトを不つりあいベクトルとして U_a で表わす。そのときの振動応答 X_a は未知不つりあい U_0 と附加ウエイト U_a との和によって生じ

$$X_a = E(U_0 + U_a) = X_0 + EU_a \quad \dots\dots\dots (6.12)$$

となる。

ここで $S = \bar{X}_a^T X_a$ を最小にするような U_a を、不つりあいの修正ウエイト W_c として選ぶことにすれば

$$W_c = -(E^T E)^{-1} E^T X_0 \quad \dots\dots\dots (6.13)$$

として与えられる。⁽⁹⁾ (6.13) 式は $n \times \ell \geq m$ のとき成立し、特に $n \times \ell = m$ のときは、

$$W_c = -E^{-1} X_0 \quad \dots\dots\dots (6.14)$$

となり、理論上 $X_a = 0$ となり、完全にバランスする。

(4) バランス修正後の残留振動

(6.13) 式で示される修正ウエイトを付加した後の振動応答ベクトル X_c は、

$$X_c = X_0 + EW_c = X_0 - E(E^T E)^{-1} E^T X_0 \quad \dots\dots\dots (6.15)$$

で与えられる。

6-3 応用例 図 5.1 に示す多段遠心圧縮機に、図 5.1 に示すような未知不つりあいが存在するものとする。この軸系で 3 面の修正面 S_1, R_4, S_2 を選び、振動測定は修正面と同じ面上で、2つの異なる回転数で行なうものとしてバランス作業を行なった結果を図 5.2(a)~(c) に示す。この場合、振動応答値は実験ではなく、すべて 5 章で述べた不つりあい振動解析から求めるシミュレーション計算結果を用いた。

図 5.2 によれば、影響係数法による一回のバランス作業で、驚くほどみごとにバランス修正が行なわれていることが分る。これは修正面と修正回転数の選定がきわめて適正であったため、影響係数法が計算方法としてすぐれているためではない。一般に複雑な形状の弾性軸系のバランスングに影響係数法を適用する際、もっとも重要でかつ経験的なものは、修正面と修正回転数の決定である。上述の例題でも最終的な結果を得るまでに数回の試行錯誤を繰り返していることを附記しておく。

7. あとがき

本講義では、大容量かつ高速化する産業用回転機械について、流体機械軸系の曲げ振動を中心に、回転軸系振動解析技術が機械の設計にどのようにもちいられているかを簡単に紹介した。特に、振動解析技術の中でも普遍性のある、(1)危険速度解析、(2)安定性解析、(3)不つりあい振動解析、(4)バランスング解析については、現在よく用いられている解析方法およびその二、三の応用例について説明した。

実際の機械の設計においては、軸系の曲げ振動ばかりでなく、振り振動や流体との連成振動なども重要な課題となっている。

8. 参 考 文 献

- (1) Pestel, E. C. & Leckie, F. A., Matrix Method in Elasto Mechanics, (1963), Mc Graw-Hill
- (2) 菊地・萩原・小林, 第18回構造強度講演論文集(1976-7)
- (3) 斉藤・染谷, 機械学会講演論文集(九州支部), №748-1(1974), 17
- (4) Lund, J. W., Trans. ASME, Ser. B, 96-2(1974-5), 509
- (5) 斉藤・染谷, 機械学会講演論文集, №730-14(昭48-10), 173
- (6) 菊地・小林, 機械学会機械力学講演論文集, №750-10, (昭50-9), 23
- (7) 計測自動制御学会編; 自動制御便覧, コロナ社, 191
- (8) 菊地, 機械学会誌, 72-610(昭44-1)96
- (9) Lund, J. W., Trans. ASME, Ser. B, 94-1(1972-2), 233

●●●研究だより●●●

東京大学工学部航空学科における 内部流体力学関係の研究

東京大学工学部 高田 浩之
梶 昭次郎

1. はじめに

ここに紹介しようとするのは当航空学科の原動機学第三講座（教授 岡崎卓郎，助教授 梶昭次郎）及び第四講座（教授 高田浩之）で行なわれている研究に関してである。我々は現在この二講座を一つの研究室として運営し，主としてジェット・エンジン等に関連した流体力学的な研究を行なっている。スタッフには上記のほか助手4名（中原弘勇，藤田英雄，平本政明，町田保男），技官2名がいるが，そのほかさらに教養学部の永野三郎助教授も加わって協同で研究を行なっている。現在大学院学生は6名（博士課程1名，修士課程5名）が在籍している。また例年6～7名程度の学部学生（4年生）が卒業論文作製のため本研究室において研究を行なっている。

昭和29年に工学部に航空学科が再設され，また理工学研究所（現宇宙航空研究所の前身）にターボ・ジェット部門を含む航空関係の諸部門が設けられて以来，この両機関の原動機の流体力学に関係するグループはあらゆる面で密接な協力を行ないつつ研究を進め今日に及んでいる。また，このグループ内では発足当初研究の方向として，航空原動機が軽量化，高負荷化の道を辿るとき必然的に遭遇すると思われた非定常内部流や空力弾性的な諸問題に重点をおくことを定めた。それ以来，この種の面における研究が多いことはこのグループ内に共通しており，本研究室もまた例外ではない。

以上のような背景のもとに，本研究室の研究の流れは概ね次のように分類して眺めることができる。

- i) 旋回失速, inlet distortion, casing treatment 等いわゆる圧縮機の不安定限界（失速限界）に関連した研究
- ii) 翼列フラッタに関する研究
- iii) ジェット騒音，ファン・圧縮機騒音，ダクト内円柱列騒音，燃焼騒音，音響インピーダンス等いわゆる Aeroacoustics（空力騒音）に関連した研究
- iv) 翼列の動特性，剥離やカルマン渦列を伴う物体まわりの流れ，粘性流中で振動する翼や円柱まわりの流れ等流体の粘性や剥離が重大な影響を及ぼしている現象に関する研究
- v) 翼列等の境界層に関する研究
- vi) 熱伝達，物質伝達，ピストン・エンジン等に関する研究

次節にこれらの各研究項目について，その経過と現状を簡単に述べる。また末尾に主要な発表論文を掲載したが，それらの中には上述の経緯により宇宙航空研究所原動機部の諸氏との連名論文も含まれている。

2. 研究の経過と現状

- i) 旋回失速, inlet distortion, casing treatment 関係：(1-4)

多数の翼列を有する多段軸流圧縮機における旋回失速の線形理論による解析を行ない，翼列同志の干渉が現象を支配する重要な因子であることを明らかにした。次いで失速セル数や変動

（昭和51年9月22日原稿受付）

の大きさ等を議論すべく流れ場や翼列特性の非線形性を考慮に入れた解析を行ない、実際に観察される旋回失速の各種様相の大部分を定性的に説明することができた。

inlet distortion (入口吸込流れの歪) に関しては、それが旋回失速発生点及び圧縮機性能に及ぼす影響について理論的、実験的に研究を進めている。前記の旋回失速に対する非線形理論は容易にinlet distortionの問題に対して拡張することができる。

またcasing treatment による旋回失速発生の抑制効果を明らかにするための実験を行ない、treatmentを通じて起きている流体の吸込み・吹出しが翼先端付近の流れの安定化に役立っている可能性を明らかにした。さらに理論的根拠を明らかにすべく研究を続行している。

圧縮機ケーシング壁面に沿う境界層が厚い場合や入口流れが翼スパン方向に強い剪断を有する場合(radial inlet distortion)の旋回失速発生点やdistortionの減衰などを解明するためには翼列を通る三次元流れの理論モデルが必要である。このための研究に現在着手している。

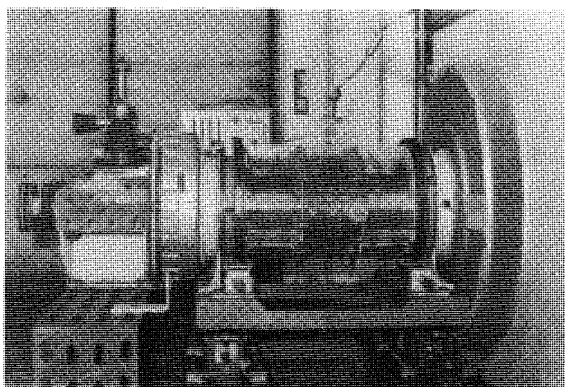


図1

図1は上記の各研究に用いた反転軸流圧縮機(翼外径300mm, 内径200mm, 回転速度3000rpm)を示す。このほか宇宙航空研究所の単段翼列試験機(翼外径500mm, 内径320mm, 回転速度3000rpm)も同じ目的のために使用している。

ii) 翼列フラッタ関係:(5-7)

翼弦長は有限だがピッチが変動波長に較べて十分小さい、いわゆるsemi-actuator diskの翼列モデルを用いてフラッタ等の非定常翼列問題を解決する手法を確立し、この手法により翼列の失速フラッタ、圧縮性を考慮した非失速フラッタ等の解析を行なった。また上流翼列の全圧損失分布を考慮に入れて翼列フラッタを解析することにより、田中・小林らの実験結果(翼列フラッタに及ぼす動静翼列干渉の効果に関する)を定性的に説明することができた。現在は衝撃波を含む超音速流中の翼列フラッタの解析に本手法を拡張適用することを研究している。

iii) Aeroacoustics関係:(8-14)

ジェット騒音に関する実験的理論的研究を通じて騒音の周波数スペクトル、指向性、音源であるシャワーの性質と放射場の関連等諸特性を明らかにし、種々のサイレンサの性能と限界を明確にした。ファン・圧縮機騒音に関して、干渉による音の発生、音の翼列通過、ダクト開口端からの放射等諸性質を明らかにした。これに関連して亜音速流中における非定常翼列理論を確立し翼列レゾナンスの物理的性質を明確にした。ダクトからの音の放射に際し、主流を伴う管端の放射音響インピーダンスが必要であり、これについても理論的実験的に研究を行なった。

現在エンジン騒音に関する研究としては、吸音ライニングに関連して表面に沿う流れのあるオリフィスの音響インピーダンスに関する研究、インピーダンスが不連続に変わるダクト内での音の発生と伝ばの研究、および燃焼器騒音に関する研究を行なっている。

円柱列、平板列から放出されるカルマン渦とダクトの音響モードが連成して発せられる異状騒音に関する諸性質を実験的に明らかにしたが、現在は図2の小型吹出風洞(断面寸法400mm×180mm, 最大風速60m/s)を用いてその連成機構を究明中である。

iv) 翼列の動特性、剥離を伴う物体まわりの流れ等の関係:(15-16)

翼列の失速フラッタや旋回失速の研究には失速を含む翼列の動的応答を知る必要がある。こ

れに関して全体的な特性の面から、反転軸流圧縮機(図1)を用いて失速セルを静止せしめセルを通過する動翼の上下流の場を観察することにより翼列全体としての動特性を明らかにした。また粘性の効果に関する微細構造の面から、粘性流中で振動する楕円翼や円柱に関して理論的(数値解析)実験的研究を行い、翼に働く非定常空気力、後縁淀み点や剥離点の移動等の諸性質を明らかにした。

現在は単独翼の動失速、突風風洞による翼列翼の動失速の研究を計画中である。また角柱など常時剥離を伴う非流線形物体に働らく非定常空気力に関する数値解析をも計画中である。

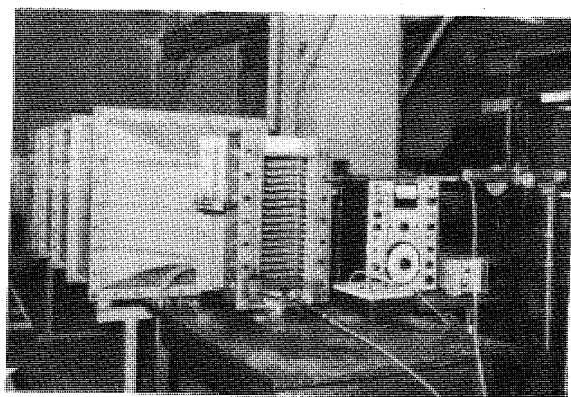


図2

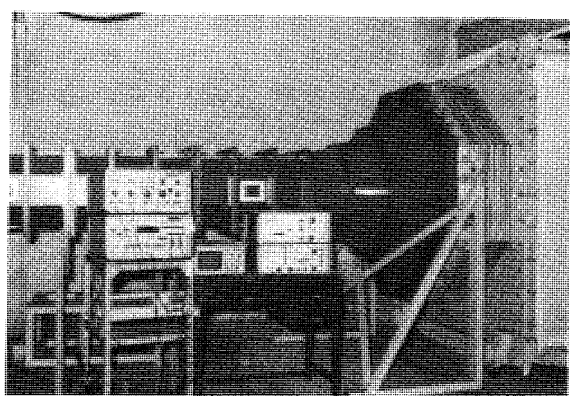


図3

V) 境界層関係：(17)

翼表面やケーシング壁面の境界層はしばしば流体機械中の流れに対して大きな影響をもつ。また物体表面の非定常境界層は前記の翼列動特

性などの問題における最も重要な因子である。これらに関して、現在円筒表面に沿う十分厚い乱流境界層についての実験を吸込風洞(図3, 最大風速40 m/s)を用いて行なっている。また矩形断面を有する曲りダクトにおいて、か

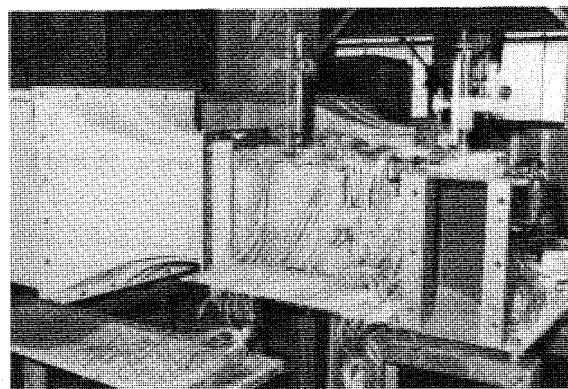


図4

どの部分の境界層の様子を調べ、また底面の境界層の制御が凸面の境界層の発達、剥離に及ぼす影響について調べる為の実験を開始している(図4, 断面寸法360×150 mm, 最大風速60 m/s)。後者はcasing treatmentの効果の解明の為の研究の一ステップともなっている。

VD 熱伝達, ピストン・エンジン関係：(18-23)

この方面の研究は必ずしも系統だっていないが、まとめたものとしては水平細線の混合対流熱伝達の問題を扱ったものがある。混合対流のうち自然対流か強制対流のいずれか一方が支配的なときには理論解析が可能を示し、実験的には両者の寄与が同程度の場合をも含めて熱伝達率を測定した。

ピストン・エンジン関係では嘗て第四講座を担当された八田桂三教授のもとで2サイクル・エンジンにおける異常燃焼等に関する研究が行なわれた。現在でも一部この関係の研究は行なわれている。

【発表論文】

1. 高田・岡崎, 多段軸流圧縮機の旋回失速(1~

- 2報), 機械学会論文集 26-171 (昭35-11)
2. 高田, 多段軸流圧縮機の旋回失速, 東大・航研集報 2-6 (昭36-6)
 3. 永野・高田, 旋回失速の非線形解析(1~4報) 機械学会論文集 37-296 (昭46-4) 37-298 (昭46-6)
 4. Takata, H; Tsukuda, Y; Stall Margin Improvement by Casing Treatment—Its Mechanism and Effectiveness, Paper No. 76-GT-A, 1976; Trans. ASME, Ser. A 掲載予定
 5. 谷田・岡崎, 翼列における失速フラッタ(1~3報), 機械学会論文集 29-198 (昭38-2), 34-259 (昭43-3)
 6. 梶・岡崎, 圧縮性流れにおける軸流機翼のフラッタ, 機械学会論文集 38-309 (昭47-5)
 7. 鈴木・岡崎, 翼列フラッタにおける動・静翼列の相互干渉(理論解析), 機械学会論文集 42-358 (昭51-6)
 8. 小竹・岡崎, ジェット騒音(1~3報), 機械学会論文集 29-201 (昭38-5), 30-210 (昭39-2), 30-219 (昭39-11)
 9. 梶・岡崎, 翼列を通過する音波の解析(1~2報) 機械学会論文集 34-267 (昭43-11), 35-273 (昭44-5)
 10. 梶・岡崎, 翼列干渉に基づく発生音波の理論解析, 機械学会論文集 37-293 (昭46-1)
 11. 梶・岡崎, 軸流機械の回転騒音のダクト開口端における放射, 機械学会論文集 38-315 (昭47-11)
 12. Kaji, S; Noncompact source effect on the prediction of tone noise from a fan rotor, AIAA 75-446. AIAA 2nd Aeroacoustics Conference 1975.
 13. 平本・梶・岡崎・気流を伴う管開口端の放射音響インピーダンス(実験), 機械学会論文集 42-359 (昭51-7)
 14. 平本・梶・岡崎・岸本, 風胴内におかれた平板翼列, 円柱列から発生する音(第1報 実験), 機械学会論文集 38-310 (昭47-6)
 15. 永野・町田・高田, 失速翼列の動特性, 機械学会論文集 39-328 (昭48-12)
 16. 岡島・高田・浅沼, 振動する物体まわりの非定常粘性流れ(1~4報), 機械学会論文集 37-304 (昭46-12), 38-312 (昭47-8)
 17. Nagano, S; A Preliminary Study of Thick Axisymmetric Turbulent Boundary Layers, Univ. of Cambridge, CUED/A. Turbo/T R. 39 (1972)
 18. 中井・岡崎, 低グラスホフ数における水平円柱の熱伝達について, 機械学会論文集 34-258 (昭43-2)
 19. Nakai, S; Okazaki, T; Heat transfer from a horizontal circular wire at small Reynolds and Grashof numbers I and II, Int. J. Heat Mass Transfer, 18, 1975.
 20. Mawatari, K; Hiramoto, M; Okazaki, T; Measurements of the Concentration boundary layer in heat and mass transfer, JSME 1967 Semi-International Symposium no. 230, Sep. 1967.
 21. 小竹, 岡崎, 液滴の蒸発および燃焼, 機械学会論文集 34-268 (昭43-12)
 22. 梶, 加熱面上の液滴の踊りと蒸発(球滴状蒸発の動的安定性), 機械学会論文集 39-328 (昭48-12)
 23. 中原・藤田・八田, クランク室圧縮形2サイクルガソリン機関の高速部分負荷時の異常燃焼の研究, 機械学会論文集 41-341 (昭50-1)

報 告 お よ び 資 料



航空ガスタービンエンジン資料集

情報センタ委員会

情報センタ委員会では航空用ガスタービンにつき下記の資料を入手し、現在のところ東京理科大学工学部機械工学科酒井助教授室（新宿区神楽坂1-3, TEL. 03-260-4271内線295）に保管してある。

本資料は防衛庁第三研究所神津技官が収集されたものを提供していただいたもので、同氏の御好意に深く謝意を表したい。

内 容 （A4版 約600頁）

機種 ターボジェットエンジン
ターボファンエンジン
ターボプロップ／シャフトエンジン

製作年代 1936～1970年

メーカ

日本： 空技廠，三菱重工，石川島播磨重工，川崎重工

米国： AiResearch, Allison, Avco
Lycoming, Boeing, Continental
General Electric, Platt and
Whitney, Solar, Westinghouse,
Wright

英国： Armstrong Siddley, Black -
burn, Bristol, Bristol
Siddley, De Havilland, Metro
Vick, Napier, Power Jet, Rolls
Royce, Rover

独国： BMW, Daimler Benz, Hinkel
Hirth, Junkers Jumo

西独： BMW, Daimler Benz, KHD,
MAN TURBO

東独： VVBF

仏国： SNECMA, Turbomeca

伊国： Alfa Romeo, FIAT, Piaggio

スエーデン： Svenska → Volvo

カナダ： United Aircraft of Canada

オーストラリア： Commonwealth

スペイン： ENMASA

ベルギー： Fabrique Nationale

エジプト： EGAO

印度： Hiudustan

ポーランド： IL (OKL)

チェコ： Motorlet

ソ連： Glushkov, Isotov, Iushenko,
Klimov, Kuznetsov, Mikulin,
Soloviev, Tumanski

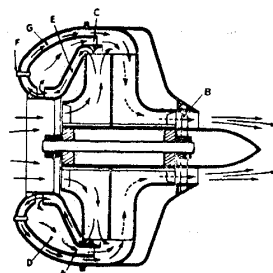
国際協力： Rolls Royce・SNECMA,
Rolls Royce・Turbomeca,
MTU・Rolls Royce, Allison・
Rolls Royce, SNECMA・
Turbomeca

諸元 別記諸元表の通り

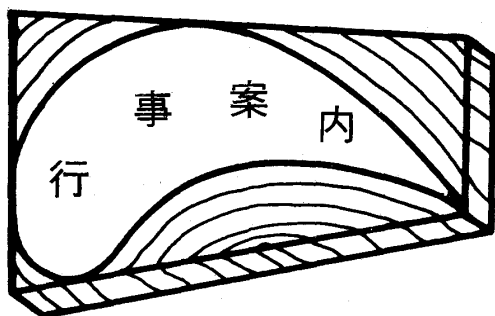
図面 1機種につき1乃至2図面を付し
てある。

諸元表の例として航空用ガスタービンの矢
であるHeinkel 社のエンジンを記載した。図
は同エンジンHes-3の断面を示す。

なお、会員御所持のガスタービン関係資料で
提供していただけるものがありましたら学会事
務局宛お知らせ願いたいと思います。



Heinkel Hirth						18
年 代		1937	1938?	1937.3	1939	
名 称		HeS-1	HeS-2	HeS-3	HeS-3b	HeS-6
構造	軸 数	1	1	1	1	1
	軸 受 数					
	概 念 図					
	可 変 機 構					
性能	離昇最大	推 力	Kg	130		226
		比 燃 費	Kg/hr/Kg			450 2.00
	連続最大 (又はミタリ)	推 力	Kg			
		比 燃 費	Kg/hr/Kg			
	巡 航	推 力	Kg			
		比 燃 費	Kg/hr/Kg			
		高 度	m			
		機 速				
圧縮機	型 ・ 段 数	A1+C1		A1+C1	A1+C1	
	空 気 流 量	Kg/S			12.5	
	圧 力 比				3.0	
	回 転 数	RPM	10,000		13,000	
タービン	タービン入口温度	℃				
	タービン出口温度	℃				
	型 ・ 段 数	R 1		R 1	R 1	
	冷 却 方 式					
燃焼器	型 式	An R		An, R	An, R	
	燃 焼 方 式	At		At	At	
再熱	ノズル型式					
	再 熱 段 数					
	再 熱 温 度	℃				
	推 力 比					
寸法・重量	全 長				1,200	
	全 巾				940φ	
	全 高					
	重 量	Kg			358	
その他	推 力 / 重 量	Kg/Kg			He 178	
	比 推 力	Kg/Kg/S				
装 着 機 種						
備 考		世界最初のジェットエンジン。		構造の殆どは鉄金製。	1939年8月27日世界最初のターボジェットによる飛行に成功。	



GTSJ ガスタービンセミナー (第4回)のお知らせ

“最近のガスタービンにおける新技術”を総合テーマに第4回GTSJ ガスタービンセミナーを下記の通り

開催いたしますので奮ってご参加下さい。

記

- 1 日時： 昭和52年1月21日(金) 9:00~17:00
(受付開始 8:40)
- 2 会場： 日比谷二井ビル8階ホール
TEL (03)-580-6366
東京都千代田区有楽町1-1-2
地下鉄……日比谷線, 千代田線
6号線日比谷駅下車
国電……有楽町駅下車 徒歩5分

3 セミナー内容

	項 目	時 間	講 師
	開会の挨拶	9.00 ~ 9.05	
1	産業用ガスタービン	9.05 ~ 10.20	三菱重工業(株) 森 義孝氏
2	航空用ガスタービン	10.20 ~ 11.35	石川島播磨重工業(株) 宮沢清人氏
	午前2題の質疑	11.35 ~ 12.05	
	昼 食	12.05 ~ 13.30	
3	圧縮機	13.30 ~ 14.20	東京大学 高田浩之氏
4	燃焼器	14.20 ~ 15.10	航空宇宙技術研究所 鈴木邦男氏
	休 憩	15.10 ~ 15.25	
5	タービン	15.25 ~ 16.15	航空宇宙技術研究所 高原北雄氏
	午後3題の質疑	16.15 ~ 16.45	
	閉会の挨拶	16.45 ~ 16.50	

4 参加要領

- (1) 聴講会費：期限内申込1名につき7,500円(資料代を含む)
当日申込1名につき8,000円(資料代を含む)
資料のみ講入希望 1冊 4,000円
- (2) 参加資格：会員に限る
但し当日会場でも入会受付
(年会費2,000円, 入会金500円)
- (3) 申込方法：振替の場合は払込みにより受付。
振替用紙通信欄に所属氏名を名記して下さい。
現金書留の場合は別紙に所属氏名を明記のうえ申込下さい。

御注意 先に御送りしたセミナー案内中、同封振替用紙使用と記入してありますが用紙が同封されておりません。上記のとおり御送金下さい。

- (4) 申込締切：昭和51年12月15日(消印)
期限内申込者には資料を送付します。

- (5) 事務局
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7
紀伊国屋ビル5階
財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン学会(担当 三浦敦子)
TEL (03)-352-8926

以 上

第17回航空原動機に関する講演会プログラム

共催：日本航空宇宙学会・日本機械学会・日本
ガスタービン学会

期日：昭和52年2月18日（金）

会場：川崎重工業株式会社明石工場研修センター

兵庫県明石市川崎町1番1号

電話 078-923-1313

国鉄山陽本線または新幹線西明石駅下車、

(a)徒歩で明石工場西門を経て会場へ約20

分、またはb)国道2号線經由神姫バス

(明石方面行)約5分、和坂バス停下車、

正門を経て会場へ、後掲地図を参照。

参加費：不要

プログラム(講演15分、討論5分、○印が講演者)

9:00~10:40 [司会 大山耕一君(航技研)]

- (1) 流体機械の羽根車に関する一つの総合的手法(第1報写像法(mapping method)について)

徳永 匡宣

- (2) そり角の小さい二重円弧翼型の超音速二次元(減速)翼列実験

○坂口 一, 高森 晋, 近藤 博(航技研)

- (3) フェン内部流れの解析について

○寛 陽, 阿部達夫(防衛庁技本3研)

- (4) 翼列を通過する円柱後流による非定常力の研究(迎え角の影響)

安達 勤, ○村上芳則(阪大基工)

- (5) 高圧者速軸流圧縮機に於ける旋回失速

永野三郎(東大教養)

10:50~12:10 [司会 宮本凡生君(防衛庁技本3研)]

- (6) フィルム冷却タービンノズル翼の低速翼列実験(第1報空力性能)

○臼井 弘, 坂田公夫, 吉田豊明, 高原北雄(航技研)

- (7) フィルム冷却タービンの実機試験(第1報空力性能)

○井上重雄, 高原北雄, 山本孝正, 能瀬弘幸(航技研)

- (8) フィルム冷却タービンの実機試験(第2報翼の冷却性能)

○三村富嗣雄, 高原北雄, 吉田豊明, 坂田公夫, 臼井 弘, 能瀬弘幸(航技研)

- (9) ガスタービンにおける水素燃料の利用に関する研究(第1報液体水素のエクセルギの利用)

○沢田照夫, 辻川吉春(阪府大工)

13:00~14:00 [司会 高田浩之君(東大工)]

特別講演 送風機の旋回失速流れについて

大阪大学教授 工学部 工博 村田 暹君

14:10~15:50 [司会 桜井一郎君

(日航)]

- (10) 拡散をともなつた発熱体の着火と消炎

○竹野忠夫, 佐藤研二(東大宇航研)

- (11) スワラの性能向上に関する研究(第6報空気孔との組合せ)

江口邦久(航技研)

- (12) ガスタービン燃焼器の最適空気孔配置の試み(第1報)

佐々木宣卿, ○酒井規行(川崎重工), 鈴木邦男(航技研)

- (13) ガスタービンエンジン燃焼器入口流れが性能に及ぼす影響

○長門侃二, 渡辺 猛(石川島播磨重工)

- (14) ガスタービン用高圧燃焼器の研究(2)

○鈴木邦男, 石井浅五郎, 堀内正司(航技研)

16:00~17:20 [司会 鈴木二郎君

(三菱重工)]

- (15) 軸流圧縮機のサージ予測計算法

山口信行(三菱重工)

- (16) ファンエンジン・デジタルシミュレーション

田中俊男(防衛庁技本3研), ○宮城裕幸, 遠藤 誠(石川島播磨重工)

- (17) 航空機の逆推力装置について

桜井一郎(日航)

- (18) 過給機用流体接手の特性

稲生民介(広島工大)

講演前刷集：1部1500円(送料200円)を

そえて昭和52年2月4日(金)

までに下記へお申込みの方には

郵送いたします。また当日会場

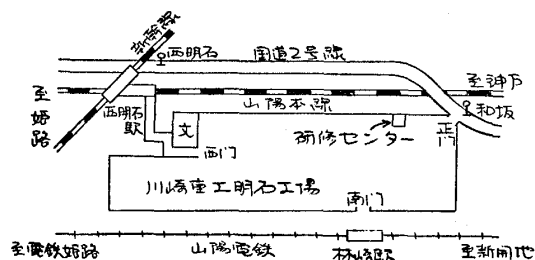
受付においても頒布します。

前刷集申込先：日本航空宇宙学会(〒107 東京

都港区赤坂1-4-10

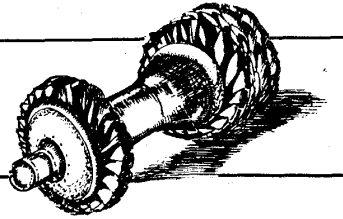
猿田ビル 電話 03-586-6397)

会場への地図



報 告

日本ガスタービン学会



日本ガスタービン会議より の財産寄附に関する報告

本学会発足に伴ない解散した日本ガスタービン会議より昭和51年5月31日に11,480,192円の寄附を受けた。この寄附金をもって本学会発足時（昭和

51年5月31日）の財産とし、下記区分で運用することが第1回理事会で決定された。

財 産 区 分	金 額
基本財産（基 金）	6,014,266 円
運用財産（一般会計）	3,081,163
運用財産（特別会計※）	2,384,763
合 計	11,480,192

※ 1977年国際ガスタービン会議東京大会開催のための特別会計

なお、上記財産区分は、日本ガスタービン会議の時と同じにしてある。

（総務理事）

日本ガスタービン会議第5期 決算報告並びに財産清算報告

日本ガスタービン会議清算人 入 江 正 彦

1 第5期（昭和51年4月及び5月）決算報告

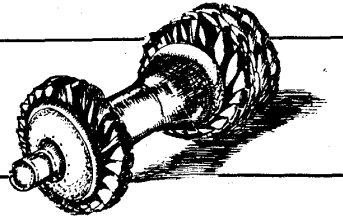
1.1 総括表・自昭和51年4月 1日
至昭和51年5月31日

項 目	昭和51年 3月31日 現在の財産	収 入	支 出	残 金	残金の処分方法	
					日本ガスタービン学会への寄附	その他
一般会計	3,138,735円	997,600円	1,030,172円	3,106,163円	3,081,163円	※25,000円
特別会計	0	4,550,000	2,165,237	2,384,763	2,384,763	0
基 金	6,014,266	0	0	6,014,266	6,014,266	0
合 計	9,153,001	5,547,600	3,195,409	11,505,192	11,480,192	※25,000

※ 昭和50年度未払金（昭和51年9月17日に支払い完了）

報 告

日本ガスタービン学会



日本ガスタービン会議より の財産寄附に関する報告

本学会発足に伴ない解散した日本ガスタービン会議より昭和51年5月31日に11,480,192円の寄附を受けた。この寄附金をもって本学会発足時（昭和

51年5月31日）の財産とし、下記区分で運用することが第1回理事会で決定された。

財 産 区 分	金 額
基本財産（基 金）	6,014,266 円
運用財産（一般会計）	3,081,163
運用財産（特別会計※）	2,384,763
合 計	11,480,192

※ 1977年国際ガスタービン会議東京大会開催のための特別会計

なお、上記財産区分は、日本ガスタービン会議の時と同じにしてある。

（総務理事）

日本ガスタービン会議第5期 決算報告並びに財産清算報告

日本ガスタービン会議清算人 入 江 正 彦

1 第5期（昭和51年4月及び5月）決算報告

1.1 総括表・自昭和51年4月 1日
至昭和51年5月31日

項 目	昭和51年 3月31日 現在の財産	収 入	支 出	残 金	残金の処分方法	
					日本ガスタービン学会への寄附	その他
一般会計	3,138,735円	997,600円	1,030,172円	3,106,163円	3,081,163円	※25,000円
特別会計	0	4,550,000	2,165,237	2,384,763	2,384,763	0
基 金	6,014,266	0	0	6,014,266	6,014,266	0
合 計	9,153,001	5,547,600	3,195,409	11,505,192	11,480,192	※25,000

※ 昭和50年度未払金（昭和51年9月17日に支払い完了）

1.2 収支計算書（一般会計之部）・自昭和51年4月 1日
至昭和51年5月31日

収 入 の 部			支 出 の 部		
科 目		金 額	科 目		金 額
51 年 度 収 入	会 費 収 入	788,000円	51 年 度 支 出	事 務 費	684,412円
	事 業 収 入	147,100		事 業 費	54,951
	広 告 収 入	60,000			
	雑 収 入	2,500			
	前 期 繰 越 金	2,822,926			
	小 計	3,820,526		小 計	739,363
昭和50年度運営費引継金		315,809	昭和50年度未払金		290,809
収 入 合 計		4,136,335	支 出 合 計		1,030,172
			昭和50年度未払金（未払分）		25,000
			日本ガスタービン学会への寄附金		3,081,163
合 計		4,136,335	合 計		4,136,335

1.3 収支計算書（特別会計之部※）・自昭和51年4月 1日 ※ 1977年国際ガスタービン
至昭和51年5月31日 会議東京大会特別会計

収 入 の 部		金 額	支 出 の 部		金 額
科 目		金 額	科 目		金 額
特 別 会 費 寄 附 金 雑 収 入	特 別 会 費	2,600,000円	総 務 部 門 費 論 文 部 門 費 財 務 部 門 費	総 務 部 門 費	1,957,407円
	寄 附 金	1,900,000		論 文 部 門 費	200,830
	雑 収 入	50,000		財 務 部 門 費	7,000
収 入 合 計		4,550,000	支 出 合 計		2,165,237
			日本ガスタービン学会への寄附金		2,384,763
			合 計		4,550,000

〔注〕 1977年国際ガスタービン会議東京大会
開催に係る支出は、昭和50年から発生しは
じめたが、このための特別会計が昭和51年

度から新設されたので、便宜上昭和50度の分も昭
和51年度の支出として計理上の処理を行った。

1.4 貸借対照表 昭和51年5月31日現在

借 方		金 額	貸 方		金 額
科 目		金 額	科 目		金 額
定 期 預 金 普 通 預 金 振 替 貯 金 仮 支 出 金	定 期 預 金	6,254,572円	未 払 金	未 払 金	25,000円
	普 通 預 金	4,998,120		日本ガスタービン学会への寄附金	11,480,192
	振 替 貯 金	102,500			
	仮 支 出 金	150,000			
合 計		11,505,192	合 計		11,505,192

1.5 基 金・自昭和51年4月 1日
至昭和51年5月31日

科 目	金 額
昭和51年3月31日現在	6,014,266 円
増 減	0
合 計	6,014,266
(昭和51年5月31日現在)	

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監 査 永 野 治
山 内 正 男

2 清算報告

前記決算報告書の通り、日本ガスタービン会議が解散した昭和51年5月31日現在11,505,192円の財産があったが、昭和50年度運営費未払金25,000円を除いた11,480,192円を同日新たに

発足した社団法人日本ガスタービン学会に寄附するとともに、昭和50年度運営費の未払金25,000円も昭和51年9月17日に支払い、ここに清算が完了したことを報告する。

1977年国際ガスタービン会議東京大会に関するお知らせ

既に第一回サーキュラーでお知らせした通り、1977年国際ガスタービン会議東京大会が、日本ガスタービン学会、日本機械学会、米国機械学会の共催で1977年5月に東京で開催されます。

会議の準備は順調に進んでおり、ガスタービン分野に関係のある方々が出来るだけ多く参加するようお願いしております。

現在決っている会議の概要は下記の通りです。

1. 開催日

1977年5月22日～27日

登録及びアーリーバードレセプション 22日

テクニカル・セッション 23～26日

工場見学 27日

1.5 基 金・自昭和51年4月 1日
至昭和51年5月31日

科 目	金 額
昭和51年3月31日現在	6,014,266 円
増 減	0
合 計	6,014,266
(昭和51年5月31日現在)	

監査の結果、ここに報告された決算報告書は、適正に表示していることを認める。

監 査 永 野 治
山 内 正 男

2 清算報告

前記決算報告書の通り、日本ガスタービン会議が解散した昭和51年5月31日現在11,505,192円の財産があったが、昭和50年度運営費未払金25,000円を除いた11,480,192円を同日新たに

発足した社団法人日本ガスタービン学会に寄附するとともに、昭和50年度運営費の未払金25,000円も昭和51年9月17日に支払い、ここに清算が完了したことを報告する。

1977年国際ガスタービン会議東京大会に関するお知らせ

既に第一回サーキュラーでお知らせした通り、1977年国際ガスタービン会議東京大会が、日本ガスタービン学会、日本機械学会、米国機械学会の共催で1977年5月に東京で開催されます。

会議の準備は順調に進んでおり、ガスタービン分野に関係のある方々が出来るだけ多く参加するようお願いしております。

現在決っている会議の概要は下記の通りです。

1. 開催日

1977年5月22日～27日

登録及びアーリーバードレセプション 22日

テクニカル・セッション 23～26日

工場見学 27日

2. 場 所

東京プリンスホテル

3. 主 催

日本ガスタービン学会 (J T S J)

日本機械学会 (J S M E)

米国機械学会 (A S M E)

4. プ ロ グ ラ ム

i) テクニカル・セッション

内外よりの70編を越える論文が次の17のセッションで発表される予定です。

- A-1 伝熱
- A-2 伝熱及び熱交換器
- A-3 燃料及び燃焼
- A-4 燃焼器
- A-5 エミッション
- A-6 ガスタービンの性能(I)
- A-7 ガスタービンの性能(II)
- A-8 ガスタービンの開発
- A-9 製造, 組立技術
- B-1 内部流れ(定常流-I)
- B-2 内部流れ(定常流-II)
- B-3 騒音
- B-4 内部流れ(非定常流-I)
- B-5 内部流れ(非定常流-II)
- B-6 制御
- B-7 材料及び熱応力
- B-8 エアクリーナー, デポジットエロージョン

ii) 特別講演

二つの特別講演が予定されています。

iii) パネルディスカッション

議 長 : カモ ロイ氏

共同議長 : 佐藤 豪氏

タイトル : 車輛用ガスタービン

パネリスト : 約9名が予定されています。(ヨーロッパ3名, アメリカ3名, 日本3名)

5. 登 録

事前登録 (3月31日〆切)

登 録 (1977年5月22日~26日)

登録料は次の通り

	会員*	非会員	婦人(同伴)
事前登録	¥25,000	¥30,000	¥5,000
登 録	¥30,000	¥35,000	¥6,000

(*はGTSJ, JSME, ASME及び協賛学協会の会員)

6, 行 事

- アーリーボード 5月22日 17:30 — 19:30 (東京プリンスホテル)
- 晩 餐 会 5月24日 18:30 — 21:00 (")
- 工場見学(I) 5月27日

横須賀の火力発電所のピークロード用ガスタービンと鎌倉大仏の見学
(1部ガスタービンバス使用)

- 工場見学(II) 5月27日
航空宇宙技術研究所と船舶技術研究所

○ レディースミーティング

(I) 5月23日 10:30 — 11:30

(II) 5月26日 14:00 — 16:00

レディースミーティングは同伴婦人間の相互理解促進の為に開かれます。

(注意) アーリーボードとレディースミーティングの費用は登録料に含まれています。詳細は第2回サーキュラーを御覧下さい。

7, ホテル予約

次のホテルの予約申し込みが出来ますが、具体的な手順など詳細については第二回サーキュラーを御参照下さい。

ホテル名	場 所
東京プリンスホテル	会議開催ホテル
東京グランドホテル	東京プリンスホテルまで徒歩10分
芝パークホテル	東京プリンスホテルまで徒歩5分

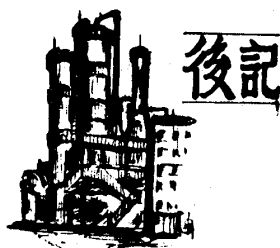
8, C I M A C 東京大会への参加方法

C I M A C 東京大会はこの1977年国際ガスタービン会議東京大会と同時期、同場所で開催されます。国際ガスタービン会議東京大会参加登録者は3,000円でC I M A C ガスタービンセッションにも参加出来ます。またC I M A C 会議のガスタービン論文集が4,000円で講入出来ます。国際ガスタービン会議東京大会の参加者は所定の会費を払えば、満員の場合以外は全ての行事に参加出来ます。

9, 第二回サーキュラー

第二回サーキュラーは1977年1月15日頃配布されます。登録用紙等は同封されております。

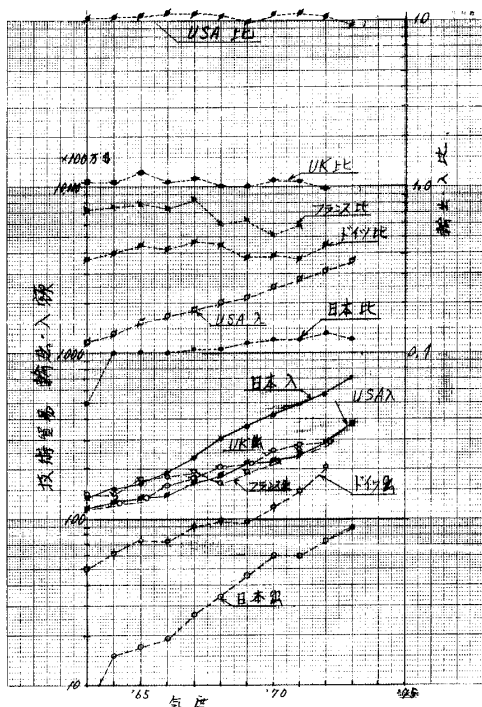




ガスタービン技術の独立自尊

編集理事 小茂島 和 生

下図を見て頂きたい。これは各国の工業所有権の輸出・入額の年度変化を示すものであって、川上正光氏の評論所載の数値を筆者が図に直したものである。輸出・入額、及び両者の比が国別にプロットしてある。これをながめると、各国の工業の実態が浮び上ってくるし、又筆者の言わんとするところも直ちに察して頂けるであろう。



アメリカはまさしく巨人である。イギリス病といわれ、国力とポンド価値凋落の著しいイギリスですら輸出・入比は均衡を保ち、技術輸出額の絶対値に於ては日本の数倍に達している。ところでわが国では、輸出額は年度と共に急増こそしているものの、輸入もまた増大している。これはまさしく数年前までの相続く〇〇景気といった生産拡大の内情を物語るものであろう。

※川上正光，教育の功と罪，蟻塔 1976-10
(共立出版社)

一方輸出・入比の経過を見ると、その値が $\frac{1}{10}$ を僅かに上まわって以来、大きく伸びられずに低迷している。造船や光学器機、鉄鋼・自動車その他の世界第1・2位、の産業を保有しながら、それらが熟練した賃仕事以上に出ていない日本の産業構造がこの図に如実に現われていると言ったら言い過ぎであろうか。

ところでわれわれのガスタービン産業はこの図の“入”の部分にのみ寄与しているのではないだろうか。勿論地道な基礎研究に於ては、世界に通ずるものが量・質共に拡大されつゝあることは事実であろう。しかしながら、暫新な、次の世代の技術を先導すべき開発研究の点では大きく遅れをとっているといわざるを得ないであろう。この原因として、勝れた着想がありながら、それが伸ばされない何物かがわが国の産業や学界の構造の中にあるのではないだろうか。

川上氏は前記の評論の中でこれを“教える教育”の罪に帰しておられ、又研究投資の少なさが一般に言われている。これはまさしくそのとおりであろうが、筆者は更に“やせ我慢”と“夢”の少なさを加えたい。あるいは右顧左弁せず自らの技術に自信を持ち、あくまでもそれを育てていく頑固さといってもよいかもしれない。勿論真の進歩に背を向ける頑迷固陋さは害以外の何物でもない。とはいえ、ただ流行のみを追う軽薄さはより大きな阻害となろう。これについて明治の初め、国の独立を全うする為には国民の独立自尊が先行すべきことを説いた福沢諭吉の言葉が思い起される。彼の言う如く真の独立自尊は徒らな排他主義ではなく、他をも認め、尊重した上で、自らの厳しい研鑽により成り立つものである。

さて、ガスタービン技術の独立を如何にして全うすべきであろうか。道は遠くとも、各社、各人の技術を地道に育てていくことから始めねばなるまい。

学 会 誌 編 集 規 定

1. 原稿は依頼原稿と会員の自由投稿による原稿の2種類とする。依頼原稿とは、会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼するもので、自由投稿による原稿とは会員から自由に投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービンに関連のある論説、解説、論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、ニュース、新製品の紹介および書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。
4. 原稿用紙は横書き400字詰のものを使用する。
5. 学会誌は刷り1頁約1800字であって、1編について、それぞれ次の通り頁数を制限する。
論説4～5頁、解説および論文6～8頁、速報および寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース1頁以内、新製品紹介1頁以内、書評1頁以内
6. 原稿は用済後執筆者に返却する。
7. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
8. 原稿は下記の事務局宛送付する。
〒160 東京都新宿区新宿3-17-7,
紀伊国屋ビル, 財団法人慶応工学会内
日本ガスタービン学会事務局
(Tel 03-352-8926)

自 由 投 稿 規 定

1. 投稿原稿の採否は編集幹事会で決定する。
2. 原稿料は支払わない。
3. 投稿は随時とする。ただし学会誌への掲載は投稿後6～9ヶ月の予定。
4. 原稿執筆要領については事務局に問合せること。

日 本 ガ ス タ ー ビ ン 学 会 誌

第 4 卷 第15号

昭和 51 年12月

編 集 者 小茂鳥 和 生

発 行 者 入 江 正 彦

(社)日本ガスタービン学会

〒160 東京都新宿区新宿3丁目17の7

紀伊国屋ビル(財)慶応工学会内

TEL (03)352-8926

振替 東京179578

印刷所 日青工業株式会社

東京都港区西新橋2の5の10

TEL (03)501-5151

非 売 品

