

第162研究部会

● 船用ディーゼル機関の排気脈動及び ガス流れに関する研究

報 告 書

昭和54年3月

●
社団法人
日本造船研究協会

本研究は、二サイクルおよび四サイクル船用ディーゼル機関の排気脈動シミュレーションプログラムを開発し、実機で生ずる排気脈動問題の解決すなわち船用ディーゼル機関の性能向上に資するため、二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーション、二サイクル機関の掃排気ポートおよびシリンダ内のガス流れ、四サイクル動圧過給機関の排気脈動シミュレーションについて研究を行ったものである。

はしがき

本報告書は日本船舶振興会の昭和53年度補助事業「造船技術開発に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究協会が第162研究部会においてとりまとめたものである。

委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長 大東俊一（京都大学）	東忠則（川崎重工業）
委員 秋山貞夫（大阪市立大学）	岡本哲（ダイハツディーゼル）
碓井建夫（大阪大学）	大谷正樹（阪神内燃機工業）
岡山透（日本海事協会）	小松源一（姫路工業大学）
近江宗一（大阪大学）	清水滉（川崎重工業）
塙出敬二郎（船舶技術研究所）	田中絃一（石川島播磨重工業）
高須績（住友重機械工業）	永井将（日立造船）
塚原茂司（船舶技術研究所）	平山伝治（赤阪鉄工所）
東野一郎（大阪市立大学）	正橋三津夫（阪神内燃機工業）
琵琶忠志（三井造船）	三宅裕（大阪大学）
水町長生（千葉工業大学）	村上和夫（日本鋼管）
六車正彦（佐世保重工業）	由良忠義
吉村望（三菱重工業）	

目 次

第 I 編 大型二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーション	1
1. まえがき	1
2. 排気脈動の解析理論	3
2.1 エンジンガス流れ系のモデル化	4
2.2 数式モデル	4
3. 脈動実験とシミュレーションの比較	7
4. 脈動と P-V 線図の関係を解析するプログラム	8
4.1 模型実験とシミュレーションの比較	8
4.2 サイクル計算の概要	8
4.3 サイクル計算と脈動計算の結合	12
4.4 脈動および P-V 線図解析プログラムの概要	13
4.5 計算例	13
5. まとめ	16
第 II 編 二サイクル機関の掃排気ポート付近およびシリンダ内ガス流れの研究	28
1. まえがき	28
2. 大型連続非定常装置によるガス流れ実験	29
2.1 実験の目的	29
2.2 排気流出一回の操作による実験	29
2.2.1 実験装置および実験方法	29
2.2.2 実験結果および考察	29
2.3 連続回転した場合の実験	32
2.3.1 実験装置および実験方法	32
2.3.2 計測結果および考察	32
2.4 結論	37
3. 一回掃気によるシリンダ内ガス流れと排気バルス	38
3.1 計算式に用いた諸式および適用	38
3.2 実験	40
3.3 実験結果と計算結果	42
3.4 まとめ	46
4. 結論	47

第III編 動圧過給四サイクル機関の排気脈動シミュレーション	48
1. まえがき	48
1.1 昨年度までの経過	48
1.2 本年度の研究概要	48
2. 総合性能シミュレーション	49
2.1 機関性能シミュレーションプログラムと排気脈動シミュレーションプログラムの結合	49
2.2 シミュレーションプログラムの使用法	50
3. 実機の排気管内圧力脈動の計測	51
3.1 実験機関および実験方法	51
3.2 実験結果	55
4. 実験結果と計算結果の比較	57
4.1 実験結果と性能シミュレーション(容積近似)結果との比較	57
4.2 実験結果と総合性能シミュレーション結果との比較	59
5.まとめ	61

第Ⅰ編 大型二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーション

1. まえがき

大型の2サイクル静圧過給機関では、多くのシリンダが一本の排気管に連結されているため非常に複雑な排気脈動が生ずる。本文で示されるように2サイクル7シリンダ機関の排気管端で一回転に10次の脈動が生じていることなどがよい例である。このように複雑な脈動のために各シリンダのガス交換が均一にならず、圧縮圧力が大きくなづくことが経験されている。最も簡単な対策は排気管中にしほり板を挿入して脈動をコントロールすることであり、しほり板の位置、寸法、個数等はこれまで実験的に定められていたが、これは静圧過給機関の排気脈動についてはあまり研究されていないことが原因である。しかし実験を主体とする方策の決め方は能率的でない。

そこで静圧過給機関の排気脈動の本質を明らかにして、脈動の解析方法を確立し、2サイクル大型静圧過給機関の排気脈動シミュレーションプログラムを開発して、この機関の脈動問題を能率よく処理する目的をもって本研究が実施された。

50～53年にわたる4年間の研究の結果上記の目的はほぼ完全に達成され、排気系を一次元の非等エントロピ系とみなして、特性曲線法により実用上は十分精度のよいシミュレーションが可能となった。

大型2サイクル静圧過給機関の排気管は、その非常流れを解析する立場から見ると非常に複雑に思われ、本研究の計画時点においては、たとえば分岐・合流部分などは、少なくとも二次元解析が必要ではないかと考えられていた。

したがって、研究の流れとしては最も簡単な一次元的な扱いを追及すると並行して、一時期は特性曲線法および有限要素法による二次元流れの解析法についても研究した。

四年間の研究内容の概略を年度毎に示すと次の通りである。

- (1) 50年度は一本の直管内を流れる一次元非定常流れを特性曲線法で解析し、簡単な実験装置（直径26φ、長さ8m、回転数94～114 rpm）による実験結果と比較したところ、両者はきわめてよく一致した。
他方、実機の排気脈動解析において、二次元的な解析が必要になるかも知れないので、特性曲線法および有限要素法によって二次元流れの解析法を研究した。
- (2) 51年度は、分岐・合流部をもつ系の一次元非定常流れの解析を研究した。分岐・合流部には、各枝管の分岐点における静圧はすべて等しいという、いわゆる constant pressure theory を適用した。実験装置はシリンダを模擬した回転弁、排気管系を模擬した52φ直径の空気脈動模型を製作した。脈動のシミュレーションと実測結果はよく一致した。
- (3) 52年度は、川崎-MAN KZ 52/90N型エンジンの排気管系の1/2縮尺模型を製作した。脈動は pulse generator により一回だけプローダウンを与えることによって生じさせた。一回のプローダウンによって管系に生ずる脈動と、一次元理論による脈動シミュレーションの比較により、一次元理論が実機にも適用できる見込みが強くなった。ただプローダウンしつつあるシリンダにおいては、プローダウン中にポート付近に非常に複雑な脈動が発生し、これを上記の理論でシミュレートすることは不可能である。しかし、研究の目的から見てこれは特に問題にはならない。
実機の脈動を一次元理論でシミュレートし得る見通しが得られたので、さらに実機の脈動計測結果とシミュレーションを比較したところ、両者はきわめてよく一致しており、実機の排気脈動が一次元理論で解析可能なことがわかった。
- (4) 最終年度の53年度は模型実験とシミュレーションを比較しながら脈動解析法を改善し、さらに脈動とP-V線図の関係を解析できるシミュレーションプログラムを開発した。

本年は最終年度であるため、一次元理論を中心として50～53年間の成果を概略まとめた。第4章は53年度の研究内容である。

2. 排気脈動の解析理論

記号

a	音速
A	機械仕事の熱当量
C_p	定圧比熱
C_v	定積比熱
d	ノズルまたはオリフィスの出口孔径
D	排気管直径
f	管摩擦係数
F	断面積
g	重力の加速度
G	ガス重量
L	排気管の長さ
n	回転速度
p	絶対圧力
Q	熱量
R	ガス定数
s	比エントロピ
T	絶対温度
u	ガス速度
θ	クランク角
κ	比熱比
ρ	密度
E C	排気ポート閉
E O	排気ポート開
S C	掃気ポート閉
S O	掃気ポート開
E	排気系
S	掃気系

2.1 エンジンガス流れ系のモデル化

大型の静圧過給 2 サイクル機関の掃排気系は構造的には掃気管、排気管本管（排気管と称する）、掃排気ポート、シリンダ、排気管と排気ポートを連接する連接ダクト（ポート直後のシャケット内流路を含む）、脈動コントロール用に排気管中に挿入されたしづり板、排気管と過給機をつなぐ枝管、排気タービンなどからなる。

理論解析においては掃排気系を図 1.2.1 のようにモデル化する。すなわち、掃気管は体積無限の Volume とし、シリンダは体積有限の Volume とする。掃排気ポートおよび排気タービンのように高圧側から低圧側への流出孔をノズルとよぶことにする。連接ダクト、排気管、枝管は直管とする。排気管中のしづり板は板厚無限小の管内オリフィスに置きかえる。さらに連接ダクトと排気管の結合部および排気管と枝管の結合部では流れの分岐・合流があるので、これを独立した流体力学的要素と考えて分岐・合流部（branch）とよぶことにする。

このようなモデル化により掃排気系は Volume 、直管、管内オリフィス、ノズル、分岐・合流部の 5 種類の流体力学的要素から構成されることになり、それぞれに対して数式モデルが必要になる。

2.2 数式モデル

掃排気系を非等エントロピ系とし、ガスは完全ガスとして、前記 5 種の要素について数式モデルを示す。

(1) 直管内の一次元非定常流れ

$$\text{運動方程式} \quad \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = W \quad (1.2.1)$$

$$\text{連続の式} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} = Z \quad (1.2.2)$$

$$\text{エントロビの式} \quad \frac{\partial s}{\partial t} + u \frac{\partial s}{\partial x} = Y \quad (1.2.3)$$

W は管摩擦による外力であり、次の式で表わされる。

$$W = - \frac{4f}{2D} u^2 \left\{ \frac{u}{1+u} \right\} \quad (1.2.4)$$

ここに f は摩擦係数である。

Z は断面積変化の影響であり次の式で表わされる。

$$Z = - \frac{\rho u}{F} \cdot \frac{\partial F}{\partial x} \quad (1.2.5)$$

Y は摩擦損失によるエントロビ変化の影響である。

$$Y = - \frac{d q}{T} = - \frac{A(uW)}{T} \quad (1.2.6)$$

u W : 単位時間内の摩擦仕事

上記の連立偏微分方程式の積分を得るために、特性曲線法にもとづいて次の連立常微分方程式を得る。

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u + a \\ d u + \psi d \sigma = \left\{ W + a \left(\frac{Y}{C_v \kappa} + \frac{Z}{\rho} \right) \right\} dt \end{cases} \quad (1.2.7)$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u - a \\ d u - \psi d \sigma = \left\{ W - a \left(\frac{Y}{C_v \kappa} + \frac{Z}{\rho} \right) \right\} dt \end{cases} \quad (1.2.8)$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u - a \\ d u - \psi d \sigma = \left\{ W - a \left(\frac{Y}{C_v \kappa} + \frac{Z}{\rho} \right) \right\} dt \end{cases} \quad (1.2.9)$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u + a \\ d u + \psi d \sigma = \left\{ W + a \left(\frac{Y}{C_v \kappa} + \frac{Z}{\rho} \right) \right\} dt \end{cases} \quad (1.2.10)$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = u \\ d\phi = \frac{Y}{2C_v \kappa} \phi dt \end{cases} \quad (1.2.11)$$

$$\text{但し } \sigma = p \frac{\kappa-1}{2\kappa} \quad (1.2.12)$$

$$\phi = \frac{2}{\kappa-1} \left(\frac{u}{\sigma} \right) \quad (1.2.13)$$

$$a = \sqrt{\frac{\kappa p}{\rho}} \quad (1.2.14)$$

基礎式の詳細および数値解法については51年度報告書(5.2.3発行)の2.2.1(P.8~12)および付録A(P.29~34)を参照されたい。

なお、 $dx/dt = u + a = \bar{u}$ 、 $dx/dt = u - a = -\bar{u}$ とおく方法を本研究では線型計算法といっているが、この方法の詳細な検討については52年度報告書(5.3.3発行)の1.3.3(P.18~21)を参照されたい。

(2) 分岐・合流部

図1.2.2のような分岐・合流部において

$$P_1 = P_2 = P_3$$

を仮定するのがconstant pressure theoryである。

実際の数値計算における取扱い方については51年度報告書の付録B(P.35~40)にくわしい。

また、分岐・合流部には上記の仮定よりも精度のよmomentum theoryがあるが、これについては52年度報告書の1.3.4(P.24~27)にくわしく記述されている。

(3) 絞りの数式モデル

図1.2.3に示すように、圧力P、温度T、速度uが断面積上で一様な流れを考え、上流側、絞り、下流側の断面積をそれぞれF₁、F₂、F₃とする。

流れはオリフィスによって急に絞られたあと急拡大するが、オリフィスの直前と直後の流れは一様とする。

絞り過程に成り立つ方程式はつきの通りである。

$$\text{連続の式 } \rho_1 u_1 F_1 = \rho_2 u_2 F_2 = \rho_3 u_3 F_3 \quad \dots \quad (1.2.16)$$

$$\begin{aligned} \text{エネルギー式 } & \frac{1}{2} u_1^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{\rho_1} = \frac{1}{2} u_2^2 \\ & = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{1}{2} u_3^2 + \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_3}{\rho_3} \end{aligned} \quad (1.2.17)$$

$$\begin{aligned} \text{等エントロピ式 } & \frac{P_1}{\rho_1 \kappa} = \frac{P_2}{\rho_2 \kappa} \\ & \dots \quad (1.2.18) \end{aligned}$$

$$\text{運動量保存 } P_3 = P_2 + \rho_3 u_3 (u_2 - u_3) \quad \dots \quad (1.2.19)$$

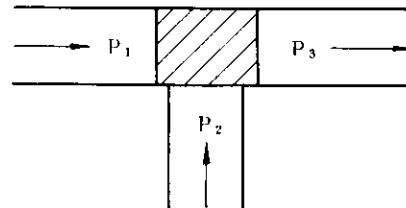


図1.2.2

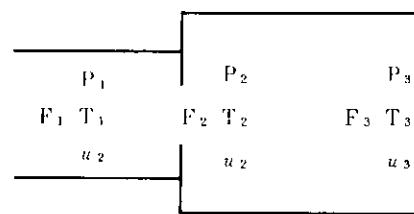


図1.2.3

但し、 $u_2/a_2 > 1$ になる臨界状態以上の圧力差があるときは（1.2.19）式の代りにつきの式を用いる。

分岐・合流の扱いについては、51年度報告書の付録C（P. 38～40）を参照されたい。

(4) Volume の数式モデル

Volumeの計算を行なうときはつきの三式が基本になる。

$$\text{エネルギー式} \quad dQ = C_v dT + AP dV \quad \dots \dots \dots \quad (1.2.21)$$

$$\text{質量保存} \quad dG = \sum dG_i \quad (i = 1, 2, 3, \dots) \quad \dots \quad (1.2.22)$$

$$\text{状態式} \quad PV = GRT \quad \dots \dots \dots \quad (1.2.23)$$

くわしくは本報告書 4.2 「サイクル計算の概要」を参照されたい。

(5) ノズルの数式モデル

定常流れにおけるノズル内の流れの式を用いるので、数式の記述を省略する。

3. 脈動実験とシミュレーションの比較

本章では51～52年の間に行なわれた実験結果とシミュレーションの比較のうち、代表的なもの2例を示す。

図1.3.1は51年に製作した分岐・合流部をもつ実験装置による計測結果とシミュレーションの比較である。線型計算を含めて、特性曲線法による計算結果は計測結果とよく一致している。しかし、管内の圧力波の伝播を無視したVolume法による計算結果は計測結果と大きちがいがあり、この方法は管系が非常に短いなど、特殊な場合以外は脈動シミュレーションに不適当であることがわかる。実験装置については51年度報告書(52.3月)の2.1.3(P6～7)に、計測結果とシミュレーションの比較については2.3.2(P15～24)に記述されている。

図1.3.2によれば実機における脈動の計測結果とシミュレーションも非常によく一致している。詳しくは、52年度報告書(53.3月)の1.3(P8～10)を参照されたい。

なお、50年度の報告書(51.3月)の1.1～1.3(P12～18)では一本の直管内の脈動について、また52年度報告書の第2章(P28～43)には川崎-MAN KZ52/90N機関の $\frac{1}{4}$ 排気管模型についてのシミュレーションと実験についてのべてある。

4. 脈動とP-V線図の関係を解析するプログラム

4.1 模型実験とシミュレーションの比較

排気脈動とP-V線図の関係を解析できるプログラムの開発と並行して、脈動解析法の改良を行ない、模型実験との比較照合を行なった。

実験は第2編図2.2.1で示される装置で行なった。この装置はシリンドラも含めてすべて川崎-MAN KZ52/90N型エンジンの $\frac{1}{2}$ 模型であり、これで発生する脈動は実機の脈動とほとんど同じであろうと考えられる。

図1.4.1に計測結果とシミュレーションの比較を示す。プローダウンしつつあるシリンドラのポート付近および接続ダクト内の脈動①(②)は非常に複雑であり、現在の解析法ではシミュレートし得ない。しかし、排気本管の脈動は、プローダウンしつつあるシリンドラに連結されている $\frac{1}{2}$ 排気管セグメント内の脈動③および他のセグメントでも計測結果とシミュレーションは極めてよく一致している。また、プローダウンしているシリンドラのとなりのシリンドラのポート付近に相当する計測点④でも両者はよく一致している。

本研究所では、プローダウンによって発生した脈動が他のシリンドラのガス交換に与える影響を解析することが目的であるので、プローダウンしつつあるシリンドラのポート付近の脈動が正確にシミュレートできなくとも特に問題にならない。静圧過給機関の排気脈動解析は本研究で開発された理論と手法で十分間に合うと考えてよい。

以上の結果をもとにして、つぎにサイクル計算と脈動計算の結合にとりかかった。

4.2 サイクル計算の概要

図1.4.2は流体の流れを模型的に示したものである。また図1.4.3～1.4.4は計算の流れを示したフローチャートである。各シリンドラの圧縮、燃焼、膨張の期間は他から独立しており、シリンドラ毎にまとめて計算する。そして膨張終り、即ち排気ポートが開き始める時のデータ T_{ZEO} 、 P_{ZEO} 、 G_{ZEO} 、 λ_{ZEO} を各シリンドラ毎に記憶する。次に、第一筒の圧縮始め(EC)のタイミングを 0° として、step-by-stepに系全体のシミュレーションを行う。その途中、各シリンドラの排気始め(EO)になると、そのシリンドラは排気管にプローダウンを開始する。そのときの初期値は事前に計算した膨張終り、即ち T_{ZEO} 、 P_{ZEO} 、 G_{ZEO} 、 λ_{ZEO} が用いられる。各排気ポートが開くと新気がシリンドラに流入し始める。各ガス交換の終り(EC)、即ち圧縮始めでは次のサイクルのために T_{ZST} 、 P_{ZST} 、 G_{ZST} 、 λ_{ZST} が記憶され、圧縮、燃焼、膨張過程の初期値として用いられる。一方、排気管にたまつた燃焼ガスはターピンを回し、その仕事はプロワに伝わり、掃気管に空気を送り込む。

こうして1サイクルの計算が終ると、計算された平均指示圧力が、入力された平均指示圧力 P_{mi} に収束しているか、掃気圧 p_{sc} が前のサイクルのそれに収束しているかを判定し、もし収束していないければサイクル当りの熱発生量を修正して、次のサイクルの計算に入る。この計算の流れからも明らかのように、各シリンドラ間の各種のパラメータは主に圧縮始めのデータ T_{ZST} 、 P_{ZST} 、 G_{ZST} 、 λ_{ZST} によって決定される。掃気圧 p_s を固定すると、3または4サイクルで系全体は十分収束するが、ターピンを媒介とする掃気圧 p_s は応答が悪く、かなり計算をくりかえす必要がある。

入力データは、シリンドラの設計値、管路系の各データ、流量係数等のパラメータ、計算の制御のためのパラメータの外に、主に運転条件のパラメータとして、平均指示圧力 P_{mi} 、機関回転数 n 、熱発生率を表わすパラメータ等がある。これらは計算例で示す。サイクル計算に用いたおもな式はつぎの通りである。

熱発生量(ヴィーベの式)

$$dQ_{FO} = Q_{FO} \cdot H_R \cdot d\theta \quad \dots \quad (1.4.1)$$

$$x = \frac{\theta - \theta_{CO}}{\theta_B u - \theta_{CO}} \quad \dots \quad (1.4.2)$$

θ : クランク角

θ_{CO} 、 $\theta_B u$: 燃焼始め、終りのクランク角

$$H_R = \frac{x(1-x)e^{-ax}}{(\theta_B u - \theta_{CO}) \cdot Q_T} \quad \dots \quad (1.4.3)$$

$$\begin{aligned} Q_T &= \int_0^1 x(1-x)e^{-ax} dx \\ &= \frac{e^{-a}}{a^2} \left(\frac{2}{a} + 1 \right) - \frac{1}{a^2} \left(\frac{2}{a} - 1 \right) \quad \dots \quad (1.4.4) \end{aligned}$$

(a : fitting parameter)

$$dG_{FO} = dQ_{FO} / (H_u \times \eta_{comb}) \quad \dots \quad (1.4.5)$$

H_u : 低発熱量

η_{comb} : 燃焼効率

燃焼室壁からの放熱(アイヘルベルグの式)

$$dQ_W = \alpha \cdot F \cdot dT \cdot dt \quad \dots \quad (1.4.6)$$

P_Z (kg/m²)、 T_Z (°K)

$$\alpha = C \sqrt[3]{Cm} \sqrt{\frac{P_Z}{10000} - T_Z} \quad \dots \quad (1.4.7) \quad \text{熱伝達率}$$

$$Cm = \frac{R_C n}{15} \quad \dots \quad (1.4.8) \quad \text{ピストン平均速度}$$

n : エンジン回転数、 R_C : クランク半径

C : アイヘルベルグの定数 ~ 2.1

$$dt = \frac{1}{6 \times 3600n} d\theta \quad (\text{hour}) \quad \dots \quad (1.4.9)$$

$$F \cdot dT = F_C (T_Z - T_C) + F_L (T_Z - T_L) + F_P (T_Z - T_P) \quad \dots \quad (1.4.10)$$

F_C 、 T_C : シリンダカバーの面積、温度

F_L 、 T_L : ライナーの面積、温度

F_P 、 T_P : ピストンの面積、温度

シリンダ内容積 V_Z 及びライナ面積 F_L

$$V_Z = \frac{\pi D^2 z}{4} \cdot X + V_C \quad \dots \quad (1.4.11)$$

$$V_C = \frac{\pi D^2 z}{4} (2R_C - L_E) \cdot \frac{1}{\epsilon - 1} \quad \dots \quad (1.4.12)$$

ϵ : 壓縮比 R_C : クランクの半径(ストロークの $\frac{1}{2}$)

L_E : 下死点から排気孔閉までの距離

$$X = R_C \left\{ 1 - \cos \theta + \frac{1}{\rho} (1 - \sqrt{1 - \rho^2 \sin^2 \theta}) \right\} \quad (1.4.13)$$

$\rho = R_C / L_C$ L_C : 連接棒長さ

θ : 上死点を基準とした C.A

$$F_L = \pi D_Z \cdot X + F_{LTD} \quad (1.4.14)$$

F_{LTD} : クリアランスのライナ部面積

空気過剰率

空気過剰率 λ は、燃料重量 G_f 、ガス重量 G の燃焼ガスに対して

$$G = (1 + \lambda L_0) G_f \quad (1.4.15)$$

で定義される。但し L_0 は理論空気量、

今このガスに、重量ガス dG 、燃料換算重量 dG_f のガスが出入りした時にできるガスの空気過剰率 λ' は、

$$\lambda' = \frac{1}{L_0} \left\{ \frac{G + dG}{\frac{G}{1 + \lambda L_0} + dG_f} - 1 \right\} \quad (1.4.16)$$

となる。また、 dG 、 dG_f は

$$dG = \sum_{dG_i < 0} dG_i + \sum_{dG_i > 0} dG_i + dG_f \quad (1.4.17)$$

$$\begin{aligned} dG_f &= \sum_{dG_{fi} < 0} dG_{fi} + \sum_{dG_{fi} > 0} dG_{fi} + dG_f \\ &= \sum_{dG_i < 0} \frac{dG_i}{1 + \lambda L_0} + \sum_{dG_i > 0} \frac{dG_i}{1 + \lambda L_0} + dG_f \end{aligned} \quad (1.4.18)$$

但し、 dG_i はガスの流入 ($dG_i < 0$ の場合は流出)、 dG_{fi} はその燃料換算の重量であり、 dG_f は燃料重量である。

ガス温度変化

容器に向う熱及びガスの流れを正の向きとすると、

$$dG = \sum_i dG_i + dG_{FO} \quad (1.4.19)$$

$$dG = dH + dQ_{FO} + dQ_W \quad (1.4.20)$$

但し、 dG_{FO} : 燃料の重量、 dQ_{FO} : 燃料の燃焼による発熱

dQ_W : 壁を通しての熱の出入り

dH : エンタルピの流れ

熱力学的第一法則

$$dQ = d(C_v GT) + APdV \quad (1.4.21)$$

断熱指数及びその他の関係式

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T^2 + C_3 / \lambda \quad (1.4.22)$$

$$C_p = \kappa C_v = C_v + AR \quad (1.4.23)$$

$$PV = GRT \quad (1.4.24)$$

を用いると

$$\frac{d\dot{T}}{\dot{T}} = \frac{\frac{\kappa - 1}{\text{AGR}T} (dH + dQ_{FO} + dQ_W) - (\kappa - 1) \frac{dV}{V} - \frac{dG}{G} - \frac{1}{\kappa - 1} \frac{C_3}{\lambda} \cdot \frac{d\lambda}{\lambda}}{1 - \frac{T}{\kappa - 1} (C_1 + 2C_2 T)} \quad (1.4.25)$$

$$dH = \sum_{dG_i < 0} C_p T dG_i + \sum_{dG_i > 0} C_p i T_i dG_i \\ = AR \left(\sum_{dG_i < 0} \frac{\kappa}{\kappa - 1} T dG_i + \sum_{dG_i > 0} \frac{\kappa i}{\kappa - 1} T_i dG_i \right) \quad (1.4.26)$$

下部ポンプ風量

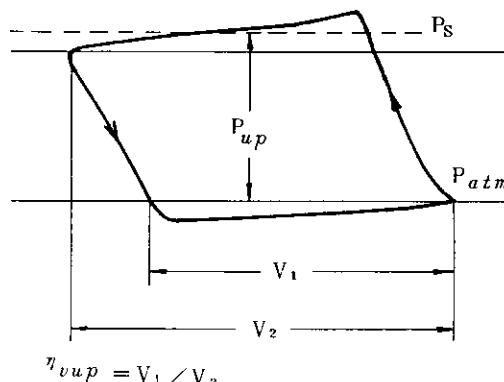
$$G_{up} = V_{up} \cdot \eta_{vup} \cdot r_{air} \quad (1.4.27)$$

$$W_{up} = P_{up} \cdot V_{up} \quad (1.4.28)$$

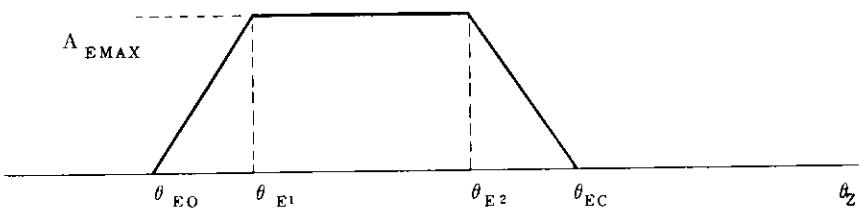
$$r_{air} = \frac{P_{atm}}{R_{air} \cdot T_{atm}} \quad \eta_{vup} : \text{体積効率}$$

$$P_{up} = b_0 (P_S - P_{atm}) \quad b_0 \sim 1.1$$

$$\eta_{vup} = b_1 + b_2 (P_S - P_{atm}) \quad b_1 \sim 0.955 \\ b_2 \sim -0.181$$



排気ポート A_{EP}



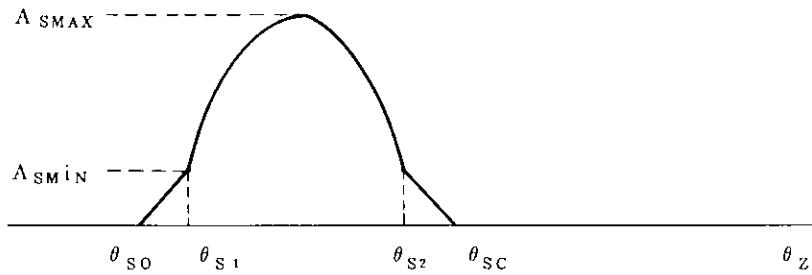
$$A_{EP} = A_{EMAX} \cdot \frac{\theta_Z - \theta_{EO}}{\theta_{E1} - \theta_{EO}} \quad \theta_{EO} < \theta_Z \leq \theta_{E1}$$

$$A_{EP} = A_{EMAX} \quad \theta_{E1} < \theta_Z \leq \theta_{E2}$$

$$A_{EP} = A_{EMAX} \left(1 - \frac{\theta_Z - \theta_{E2}}{\theta_{EC} - \theta_{E2}} \right) \quad \theta_{E2} < \theta_Z < \theta_{EC}$$

$$A_{EP} = 0 \quad \text{その他 } \theta_Z$$

掃気ポート A_{SP}



$$A_{SP} = A_{SMIN} \frac{\theta_Z - \theta_{S0}}{\theta_{S1} - \theta_{S0}} \quad \theta_{S0} < \theta_Z \leq \theta_{S1}$$

$$A_{SP} = A_{SMAX} - \frac{A_{SMAX} - A_{SMIN}}{\left(\frac{\theta_{S2} - \theta_{S1}}{2} \right)^2} \left(\theta_Z - \frac{\theta_{S1} + \theta_{S2}}{2} \right)^2 \quad \theta_{S1} < \theta_Z \leq \theta_{S2}$$

$$A_{SP} = A_{SMIN} \left(1 - \frac{\theta_Z - \theta_{S2}}{\theta_{SC} - \theta_{S2}} \right) \quad \theta_{S2} < \theta_Z \leq \theta_{SC}$$

$$A_{SP} = 0 \quad \text{その他の } \theta_Z$$

$$\left(\frac{\theta_{S1} + \theta_{S2}}{2} = 180^\circ \right)$$

4.3 サイクル計算と脈動計算の結合

各シリンダ間のバラツキは圧縮始めのデータ T_{ZST} 、 P_{ZST} 、 G_{ZST} 、 λ_{ZST} によって決まるが、これは排気管及び掃気管を1つの容器とみなすと、着火が等間隔で起る限り起り得ない。即ち排気（及び掃気）管内の脈動がシリンダ間のバラツキの主因と考えられる。性能シミュレーションに排気脈動を結合するため、図1.4.3(a)におけるガス交換のサブルーチン EXHAUS を図1.4.4に示すようにプログラムを組む。即ち、シリンダ内の計算は、排気管を容器として取扱う方法と全く同じであるが、排気脈動を考慮に入れるための、特性曲線法による管路の計算、分岐部の計算、絞り部の計算、排気ポートやタービン、閉端などの管端の計算を行う必要がある。これら管路系の計算法は51年度報告書（5.2.3発行）の付録A、B、C（P.29～40）および52年度報告書（5.3.3発行）の1.3.4（P.21～27）に記述されている。

排気脈動は、排気ポートを通してシリンダに影響を与える。2サイクルの掃気は掃気圧と排気圧のわずかの差圧によってなされ、排気脈動がシリンダの排気を大きく変える。これが圧縮始めのデータのバラツキを与える。一方排気脈動は、各シリンダからのプローダウンによって引き起される。その効果は排気始めの条件、 T_{ZEO} 、 P_{ZEO} 、 G_{ZEO} 、 λ_{ZEO} と、そのタイミングによって決まる。前者は各シリンダ間にバラツキがあっても、それは排気脈動に大きな効果はもたらさない。排気のタイミングは、静圧排気管における脈動が各シリンダのプローダウンの非常に複雑な干渉によって起ることを考慮すれば、脈動を決定する重要な要因である。これらについての分析は52年度報告書に記してある。

プローダウンは非常に複雑であり、一次元化したノズルの式では必ずしもその様相を精度よく再現できないが、流量係数の調節により、時々刻々の重量流量、エンタルピ流量がほぼ正しく与えられていれば、排気本管における脈動への効果を正しく表わすことができる。排気ポートを一次元化したモデルにおいても、数値計算はかなりの困難がある。特に、排気ガスは単に高圧である、というだけではなく、排気渡り管に溜っているガスにくらべ、プローダウンのガスはエントロピーが非常に高く、この不連続を正しく追跡すること

に最大の困難がある。

4.4 脈動およびPV線図解析プログラムの概要

シミュレーションは、2サイクル及び4サイクルの大型静圧過給のディーゼル機関を対象としている。シリンダは容器として、他は一次元の管路系として取扱う。静圧方式においては排気管はその管径が大きく、また断熱材で覆われているので管壁からの放熱は無視される。また静圧方式においては、管内平均圧は高く脈動振巾は小さくなるように設計され、特にターピン前の圧力脈動が過給機の総合効率に重大な影響を与えないと考えられ、これを一定とみなす。このプログラムを動圧方式に適用する際には、上の2点、管壁からの放熱、過給機の性能特性に注意する必要がある。管摩擦の導入、分岐部、絞り部、ノズル部における運動量保存は既に考慮されている。過給はターボチャージャのみでなく、下部ポンプ、電動プロワ等も装備可能なようにプログラムされている。

熱発生率はディーゼル燃焼をシミュレートするウィーベの関数を用いている。燃焼始めの角 θ_{c0} 、燃焼終りの角 θ_{Bu} は、計測より得られた対数目盛の $p-v$ 線図より、その傾きであるボリトロープ指数が変わり始める時の角と、変わり終る時の角としてほぼ決定できる。ウィーベのパラメータ a は、インジケータ線図を出来るだけ再現するように選ばれる。サイクル当たりの熱発生量 Q_{FO} は各シリンダに供給される燃料重量がほぼ同じであり、すべて完全燃焼を行うということから容認される。

インジケータ線図は、各シリンダ間でかなりバラツキがあり、これが T_{ZST} 、 P_{ZST} 、 Q_{ZST} 、 λ_{ZST} の差のみによって起り、燃焼状態を表わすウィーベの関数は、全シリンダ共通とは考えられない。これについては、燃焼始めのタイミングは各シリンダ毎に調節し、熱発生率曲線は各シリンダ共通、という考えに基づいてプログラムされている。これによって、 P_{ZST} にかなりのバラツキがあっても、最高圧 $P_{z max}$ はほぼ一定にそろえることが可能であり、現実にもこうした操作に近いことが最高圧の調節に適用されている。また、熱発生率のパラメータは、機種によって違うだけでなく負荷、回転数によっても変化し、これらをその都度計測データに適合させねばならず、このプログラムの最大の弱点である。

掃気方式はMAN方式をモデル化している。即ち2サイクル機関においては掃気、排気ともポート式、4サイクル機関においてはバルブ式である。ポート面積の開口度は、簡単な曲線で近似し、バルブの開口度はカム角から弁揚程を求め面積を計算する。他の掃気方式の場合も、プログラムの少しの手直しで適用可能である。シリンダ内は完全混合を仮定している。これは現実の掃気効率より悪い結果を与える。管内計算にはガス組成または空気過剰率を表わす変数が入っておらず、サイクル当たりの平均値でこれを代用する。したがってシリンダ内への逆流がある場合のシリンダ内空気過剰率の精度は悪い。

管路系は一次元的取扱いの範囲で、かなり注意深くプログラムを組んである。分岐、絞り、ノズルは運動量保存を考慮し、また分岐は3分岐のみならず多分岐も含み、絞りは急拡大急縮小を、ノズルは開放端を含んでいる。これらは、プログラムの適用範囲を広げるのに貢献している。管路部は研究の経緯から直交格子特性曲線法を用いた。特徴は、プログラムが簡単なことであるが、二次の補間を用いた二次近似では計算時間がかかること、衝撃波を正しく捕獲できないことである。静圧過給エンジンでは、強い衝撃波は現われずしかも一次近似で十分精確に脈動をシミュレートでき、我々の scheme が適用可能である。しかし、二次の精度で計算速度を速める必要があれば、Lax-Wendroff 法などの他の差分 scheme に移行しなければならない。また衝撃波を正しく捕獲しようと思えば、Lax-Wendroff 法は無力で ADI 法、FCIT 法などの他の scheme を用いる必要があるが、これらはより多くの計算時間を要する。発表された論文及び我々の計算例から、直交格子特性曲線法を Lax-Wendroff 法に置き換えるのは意義があると考えられる。

4.5 計算例

図 1.4.5 は、KAWASAKI-MAN 製造用大型ディーゼル機関 K7Z70/120E の模型図である。2サイ

クルで 7 筒、過給機 2 個を装備し、低負荷時の空気量を補うため 4 個の下部ポンプを作動させる。排気渡り管はディ・フューザ状をしている。排気管はほとんど振動せず容器とみなせる。また排気渡り管は非常に短かく、排気管とシリンダは容器・容器結合をなしている。シミュレーションに用いた主な入力データを表 4.1 に示す。4.2 で述べたウィーベのパラメータ及びアイヘルベルグの放熱のパラメータ以外は通常設計部門で用いられるデータそのものである。管路系に関する入力データは省略する。

表 4.2 に主な計算結果と実測値を比較する。これよりプログラムは実機の特性をほぼシミュレートしていることがわかる。図 1.4.8 ~ 1.4.10 に排気管内の各部の圧力脈動を示す。これらは 52 年度報告書 (53.3 発行) の 1.3.2 (P. 9) に示されており、実機の圧力脈動をほぼ再現している。

図 1.4.6 は第一筒のシリンダ内圧力をプリンタで図示したものである。図の右側にガス交換中の圧力を示している。これと図 1.4.7 の第一筒の排気ポートの圧力を比較すると、ポート付近の流れの状態が予想できる。これらのプリンタによる図示は、任意のシリンダ又は管路部に任意のスケールで適用可能であり、既報の予想に利用される。又図 1.4.8 ~ 1.4.10 のプロットによる図示は、より詳細な議論に利用される。図 1.4.11 は同じ条件での Volume 法による排気管内圧力である。すでに述べた通り、図 1.4.7 ~ 1.4.10 と本質的な差がある。

特性曲線法によるシミュレーションプログラムの大きな特徴は、燃焼パラメータ以外には任意パラメータではなく、実機の設計データと、タービン及びポートの定常実験に基づく流量係数等を用いて、平均的な排氣圧、排気圧、インジケータ線図、風量のみならず、管内脈動その他各シリンダ間のバランスを与えるデータを正しく再現できることである。

表 4.1 入力データ

機関型式 K7Z 70/120E 10850 PS × 145 RPM 4/4 LOAD

運転条件			
PM i	平均図示圧力	11.96	kg/cm ²
RPMENG	エンジン回転数	145	rpm
TS	排気温度	37.0	°C
設計値、計測値および計算パラメータ			
TATM	大気温度 (プロア入口温度)	16.0	°C
TWC	シリンダ・カバーの平均温度	300	°C
TWL	シリンダ・ライナー "	100	°C
TWP	ピストンヘッド "	350	°C
TETCO	燃焼始めの角度 (T.D.C を基準にする)	-3	度
TETBR	燃焼終りの角度 (")	40	度
AQRATE	熱発生率の定数 (ウィーベの式のパラメータ)	1.0	
HU	低位発熱量	10200	Kcal/kg
ETBR	燃焼効率	1.0	
AKAPPA	パイプの比熱比	1.34	
AMUF	タービンの流量係数	1.15	
ETTC	過給機の総合効率	57.7	%
Ei HEL	アイヘルベルグの定数	2.1	
PLOS BK	インタ・クーラによる圧力損失	0.01	kg/cm ²

PRUCK	タービン後の圧力	0.0217	a t g
ETME	エンジンの機械効率	0.9	
ETPIPE	排気管効率(パイプ内損失による修正係数)	1.0	
DIA	シリンドラの径	700	mm
STROKE	ピストンのストローク	1200	"
CONECL	連接棒長さ	2400	"
XTDC	クリアランスのライナ部長さ	-108	"
FCFPHI	シリンドラ・カバーとピストン・ヘッドの面積比	2.14	
COMPR	圧縮化	10.86	
ZUPSU	下部ボンブ数	4	
DUP	ピストン・ロッドの径	210	mm
VV	排気管の容積	8.824	m ³
VS	掃気管の容積	7.0	"
DIAN	タービンの等価面積	350	cm ²
EXOPN	排気ポート開の角度(T.D.Cを基準にする)	112.1	度
EXANG1	排気ポート面積が最大になったときの角度(")	130.1	"
EXANG2	排気ポート面積最大終りの角度(")	229.9	"
EXCLS	排気ポート閉の角度(")	247.9	"
SCOPN	排気ポート開の角度(")	135.0	"
SCANG1	} 掃気面積変化の直線部と曲線部の交点までの角度(")	135.0	"
SCANG2		225.0	"
SCCLS	掃気ポート閉の角度(")	225.0	"
SCMIN	SCANG1、SCANG2のときの掃気ポート面積	0.0	mm ²
OFFSET	着火順序 1-7-2-5-4-3-6		

表 4.2 計算値と実測値の比較

K7Z 70/120E 10850PS×145RPM 4/4 LOAD		
	計 算 値	実 測 値
B.H.P (p.s)	11199	10883
P _s (atg)	1.18	1.17
G _B (kg/ps.h)	7.3	7.8
P _{max} (atg)	80.0	77.0
T _{max} (°C)	1259.1	
D _e (g/ps.h)	167.6	155.0

5. ま　と　め

まえがきで述べたように、本研究の目的は、大型2サイクル静圧過給機関における排気脈動の本質を明らかにして解析手法を確立し、上記機関の排気脈動シミュレーションプログラムを開発することであり、この研究目標はほぼ完全に達成された。研究の要点をまとめるとつぎの通りである。

- (1) 排気管を一次元非等エントロピ系として、特性曲線法により実用上満足な解析ができる。積分法を Lax-Wendroff 法に置き換えれば計算時間の短縮が期待される。
- (2) プローダウンのときは排気ポート近くに非常に複雑で強い脈動が生ずる。上記の解法ではこのような複雑な脈動を解析することはできないが、本研究の目的はプローダウンによって排気管内に生ずるバルスと反射波が合成されて生ずる脈動が、他のシリンドラのガス交換に与える影響を解析することである。したがって、プローダウンによってポート近くに生ずる脈動を正しく解析できないことは問題にならない。
- (3) 分岐・合流部には各技管の接合点における静圧が等しいと仮定する constant pressure theory が適用できるが、これは静圧過給機関排気脈動の特徴でもある。
- (4) 静圧過給機関は排気管体積が大きく、元来脈動振巾を小さくするための過給方式であるため、脈動解析は排気管内の圧力波の伝播を無視したいわゆる "Volume 法" でよいとする考えが意外に根強い。しかし、静圧過給機関の排気脈動は非常に複雑であり、排気脈動がガス交換に与える影響を検討する際に Volume 法で脈動シミュレートすることは不可能である。ただ、排気管が非常に短いとか、排気管が強いしほり板によって短い間隔で仕切られている場合は Volume 法でもよいであろう。
- (5) 52年度までは排気管内の脈動シミュレーションプログラムを開発し、53年度にシリンドラ内 P V 線図と排気脈動の関係を解析できるプログラムを開発した。

文　　獻

- (1) Maclaren J. T., Tramschek, A. B., Sanjineri A and Pastrana O. F. J. mech, Engng Sci., 1975 Vol 17 (No 5) 271-279

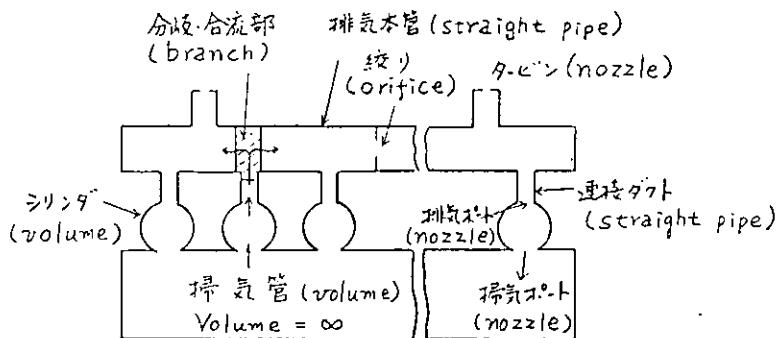


図 1. 2. 1

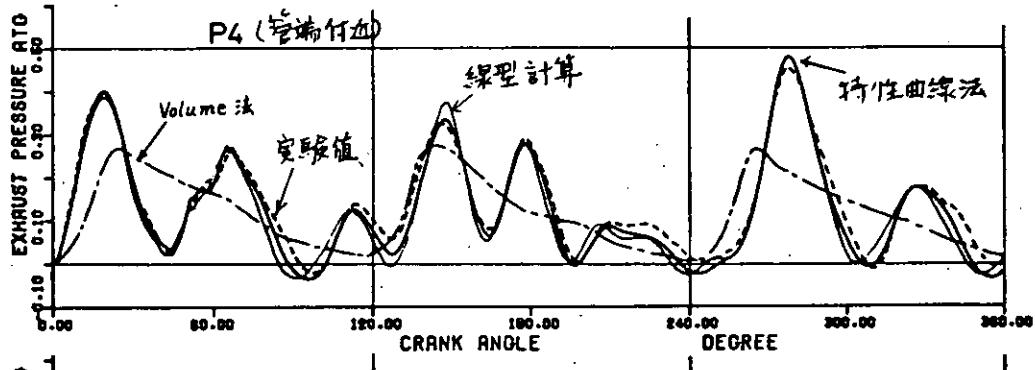


図 1. 3. 1

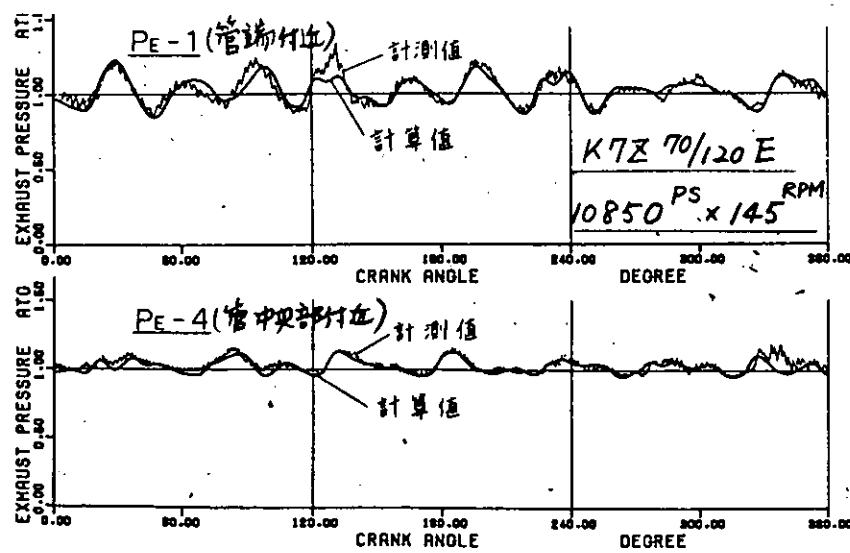


図 1. 3. 2

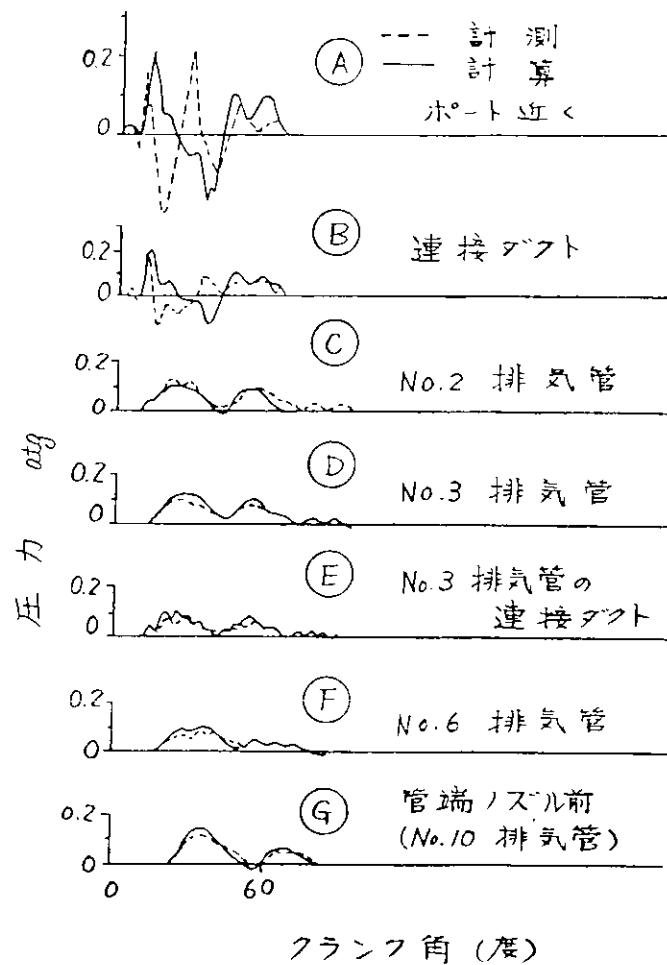


図 1.4.1

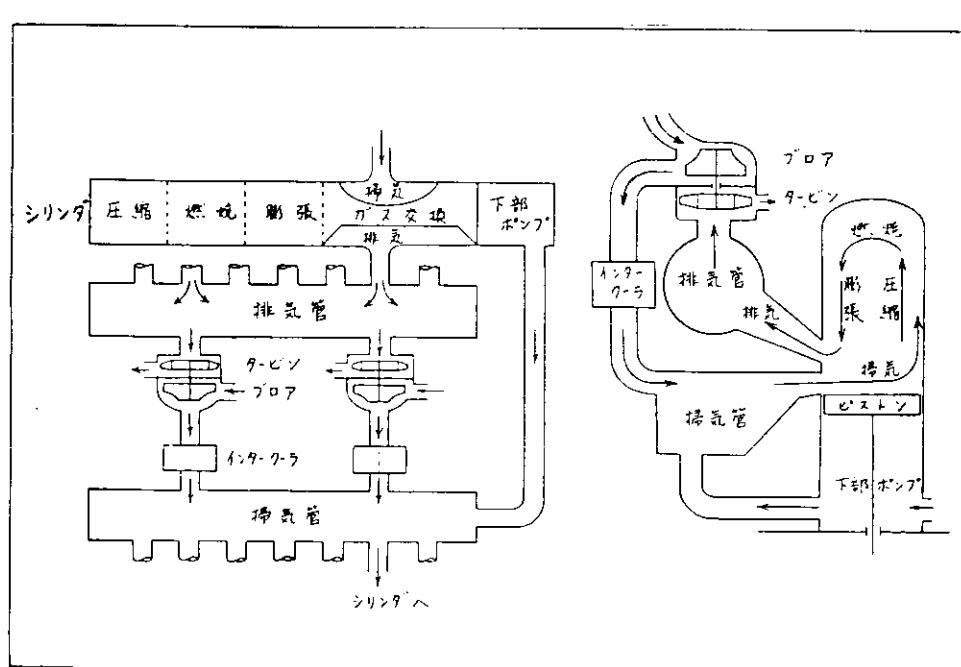


図 1.4.2

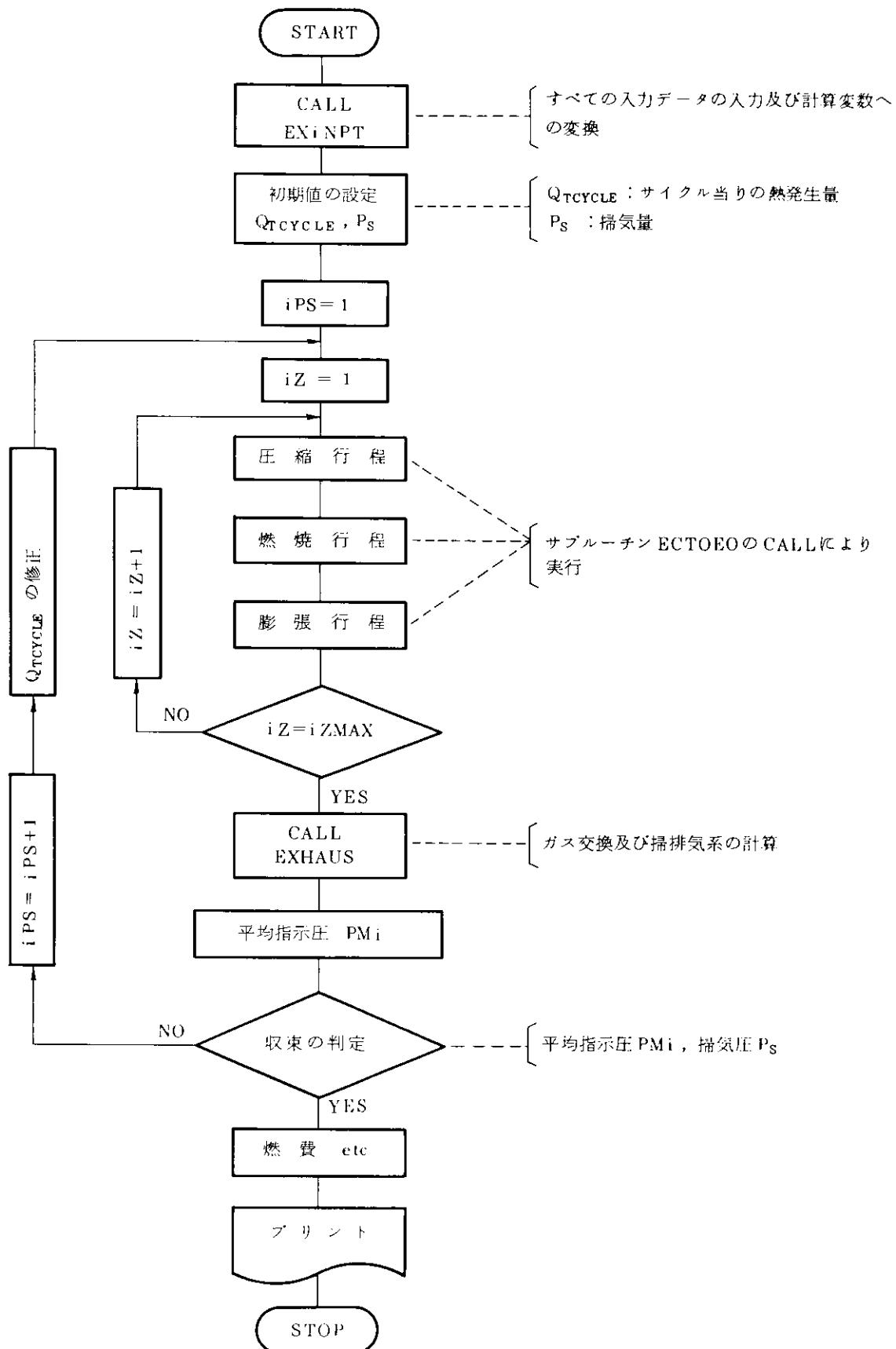


図 1.4.3(a) メインプログラムのフローチャート

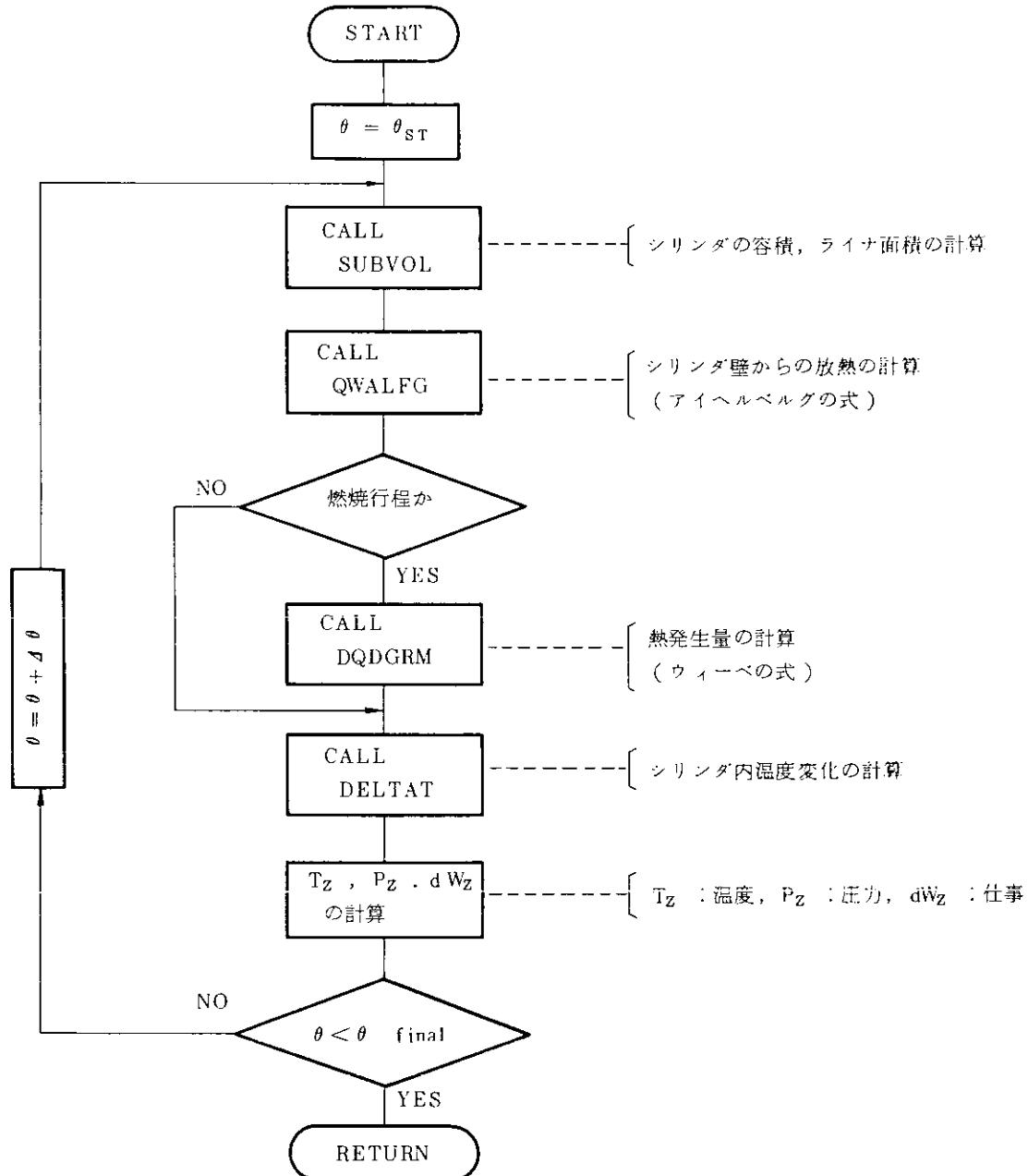


図 1.4.3(b) シリンダプログラム (ECTOEO) のフローチャート

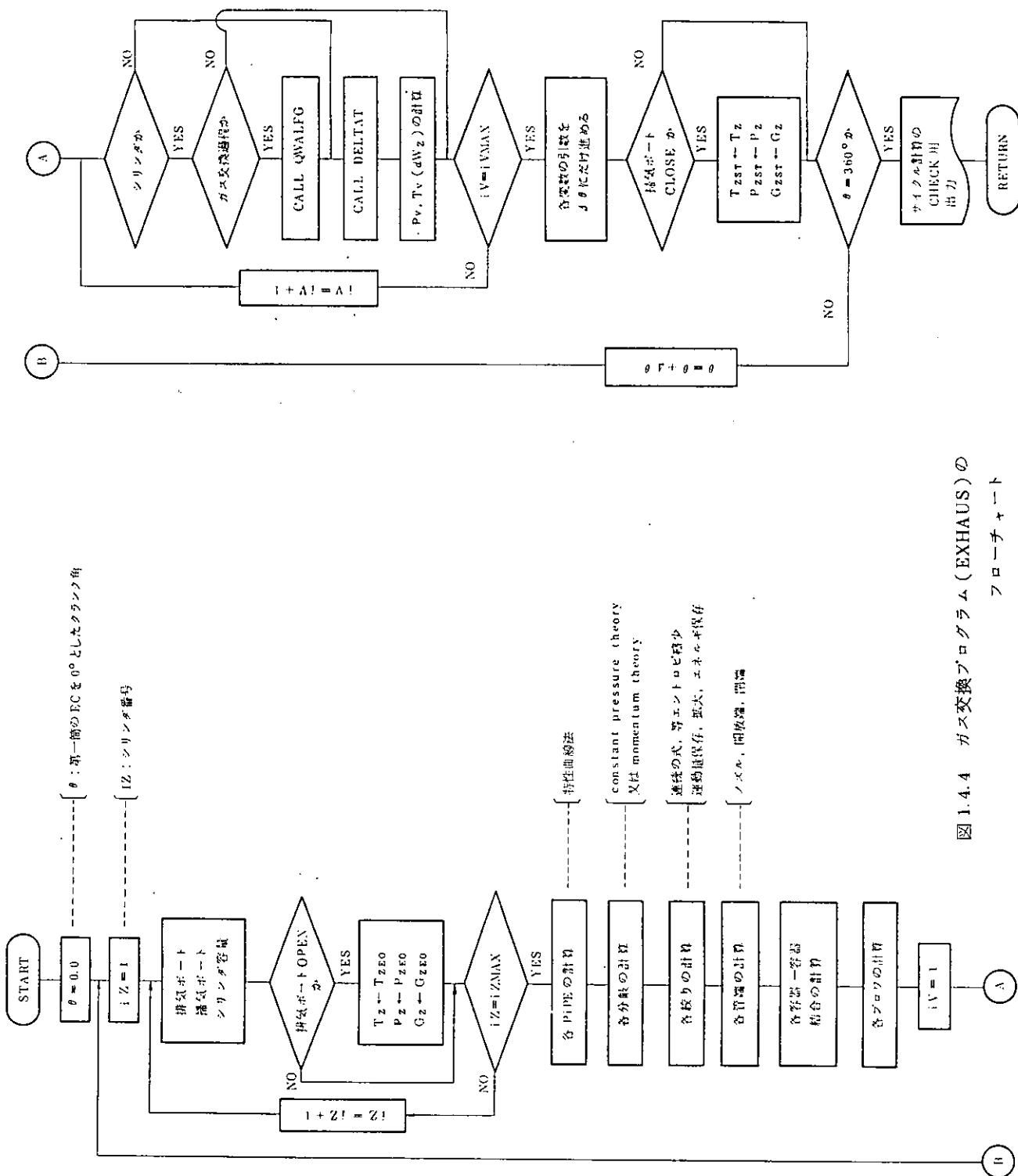
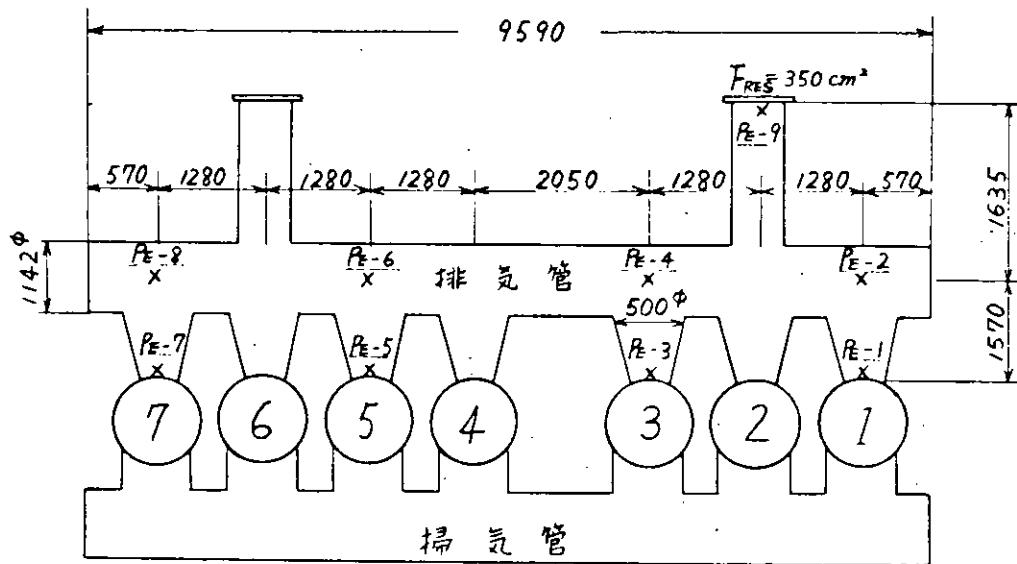


図 1.4.4 ガス交換プログラム (EXHAUS) の
フローチャート



機関型式 K7Z 70/120 E型 (2 cycle)

出力 × 回転数 10850 PS × 145 RPM

着火順序 1-7-2-5-4-3-6-1

図 1. 4. 5

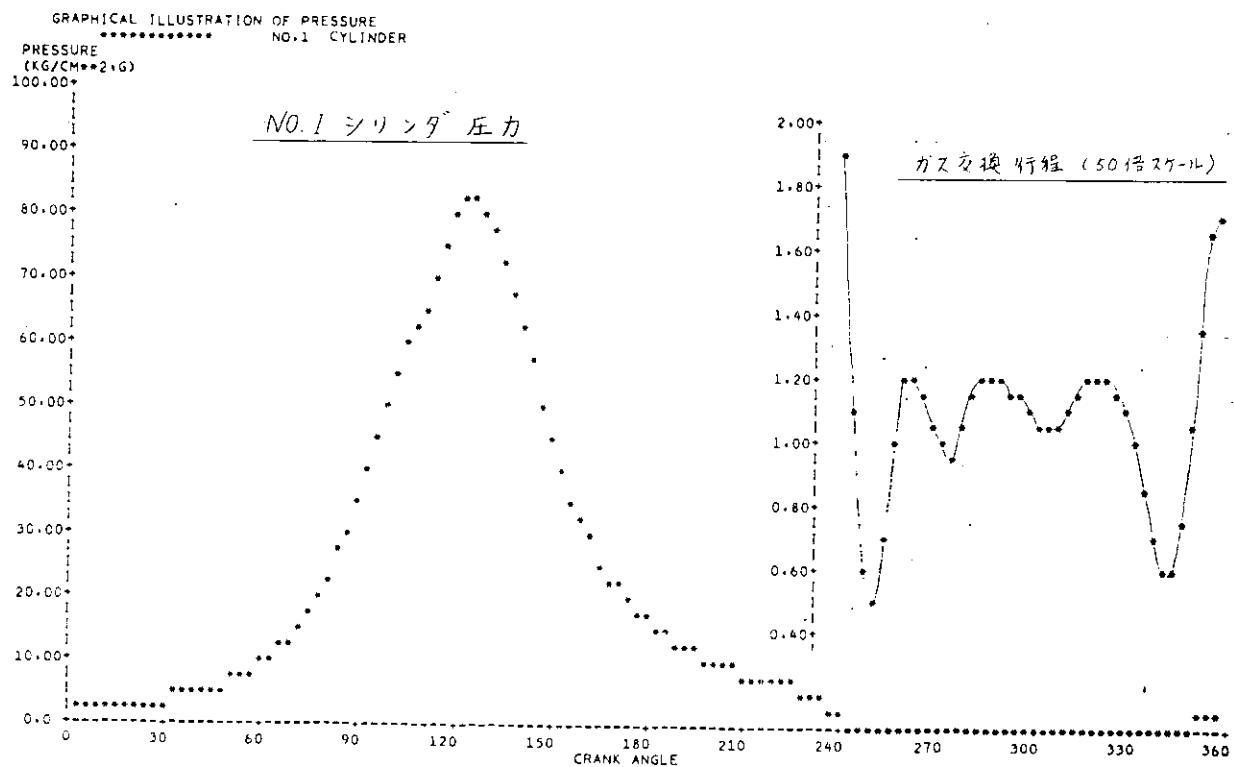


図 1. 4. 6

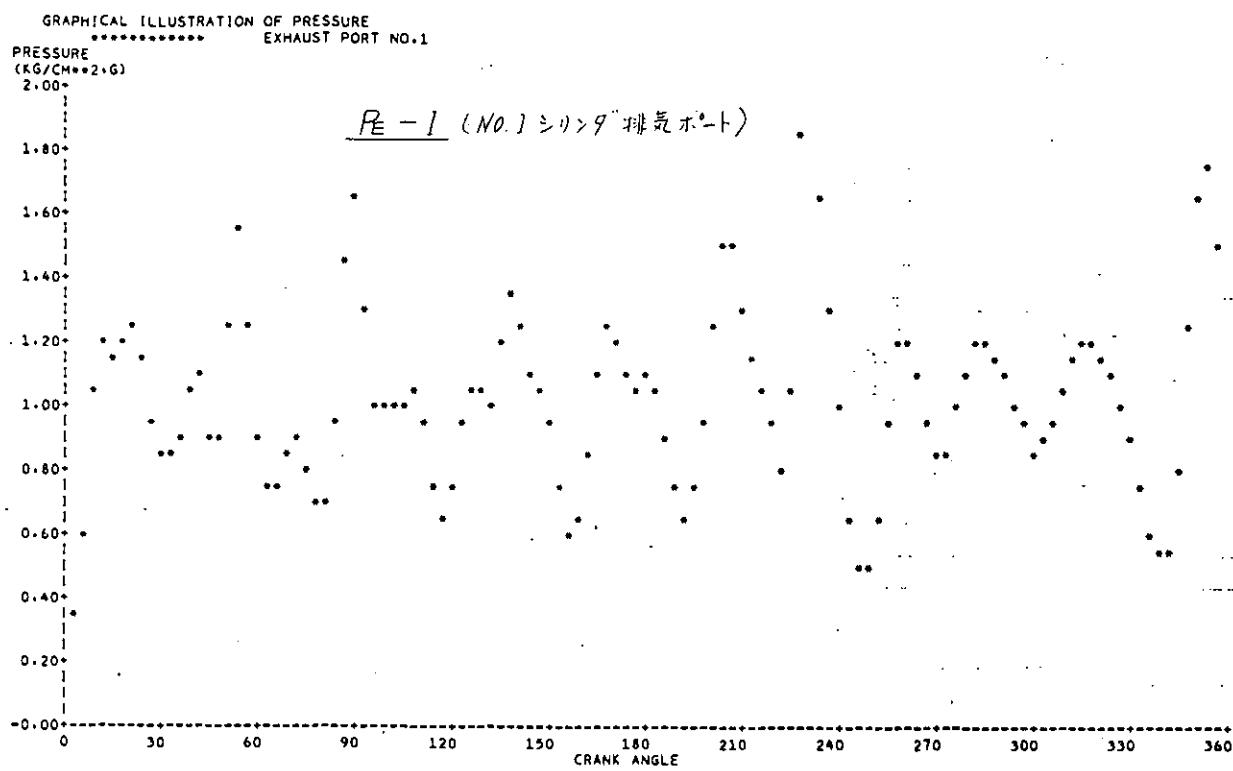


図 1. 4. 7

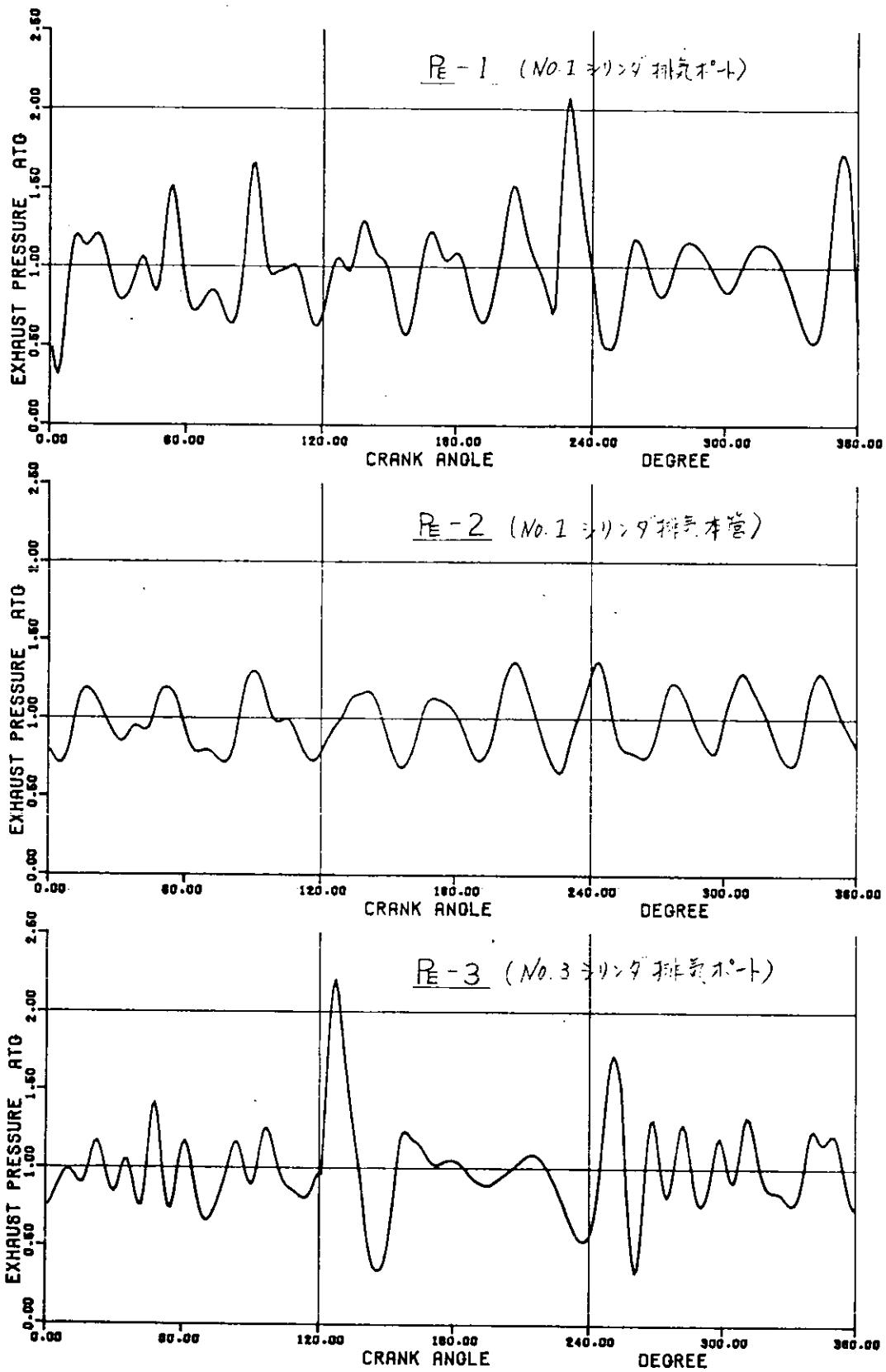


図 1. 4. 8

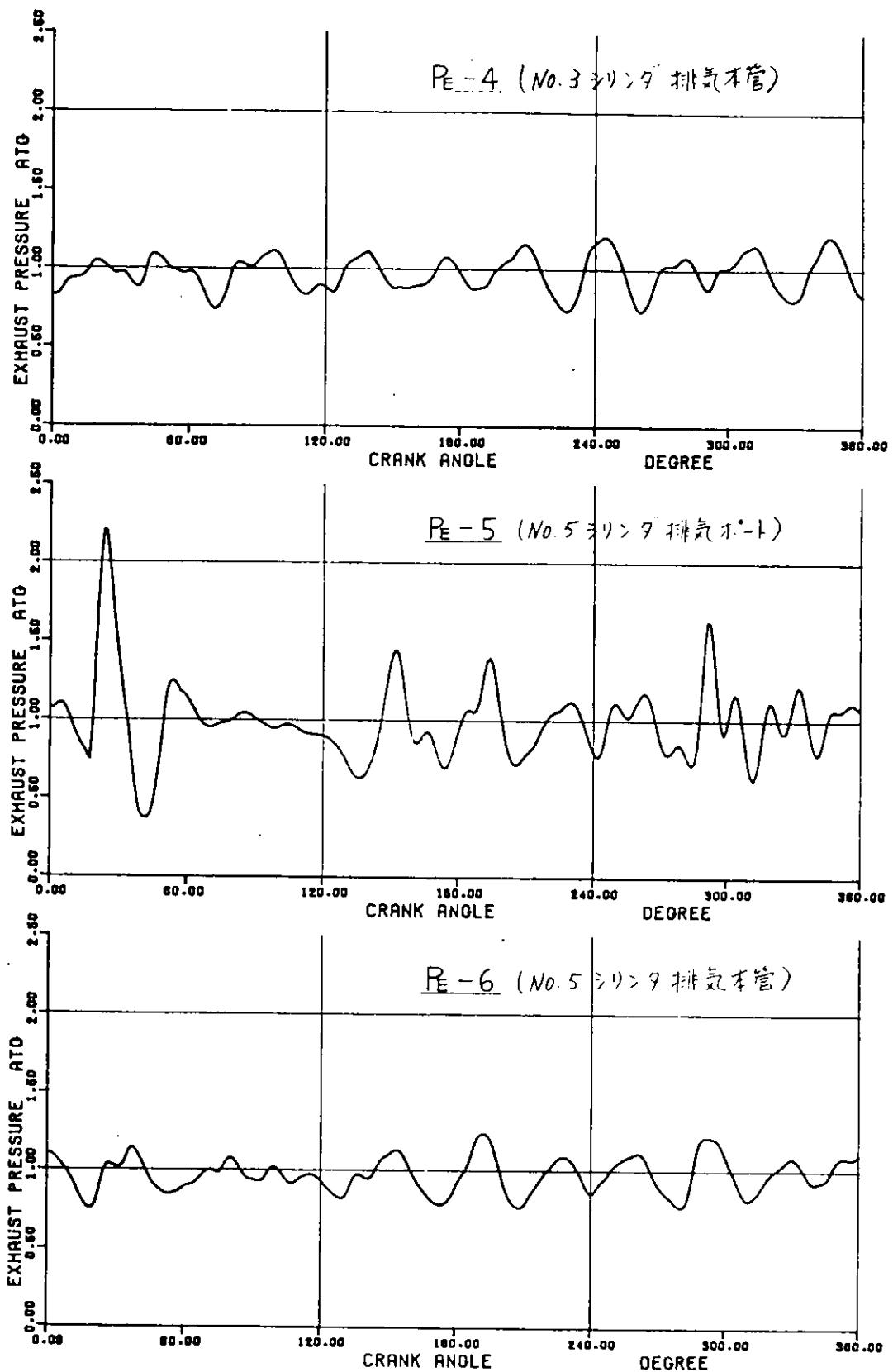


図 1. 4. 9

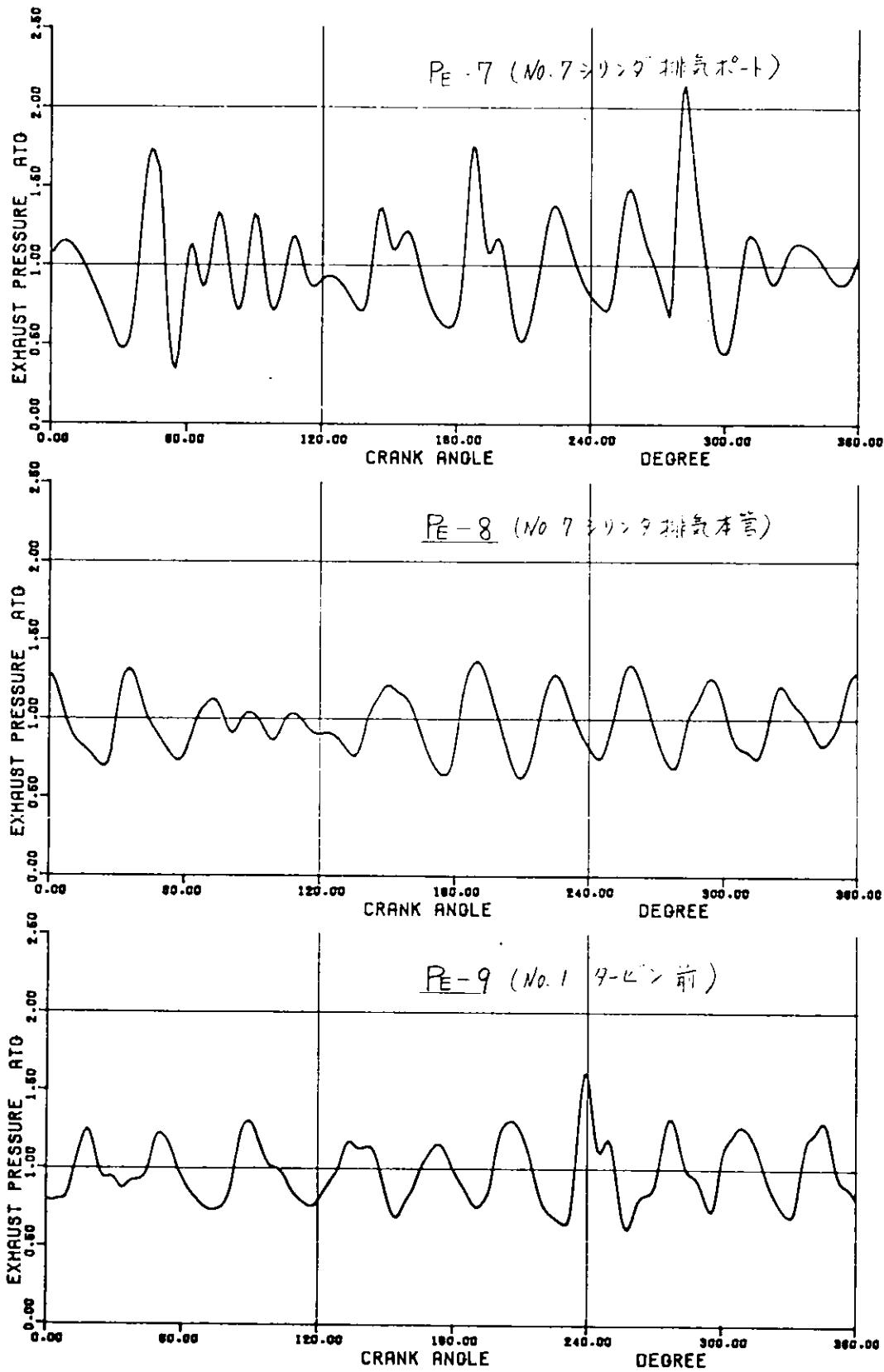


図 1. 4. 10

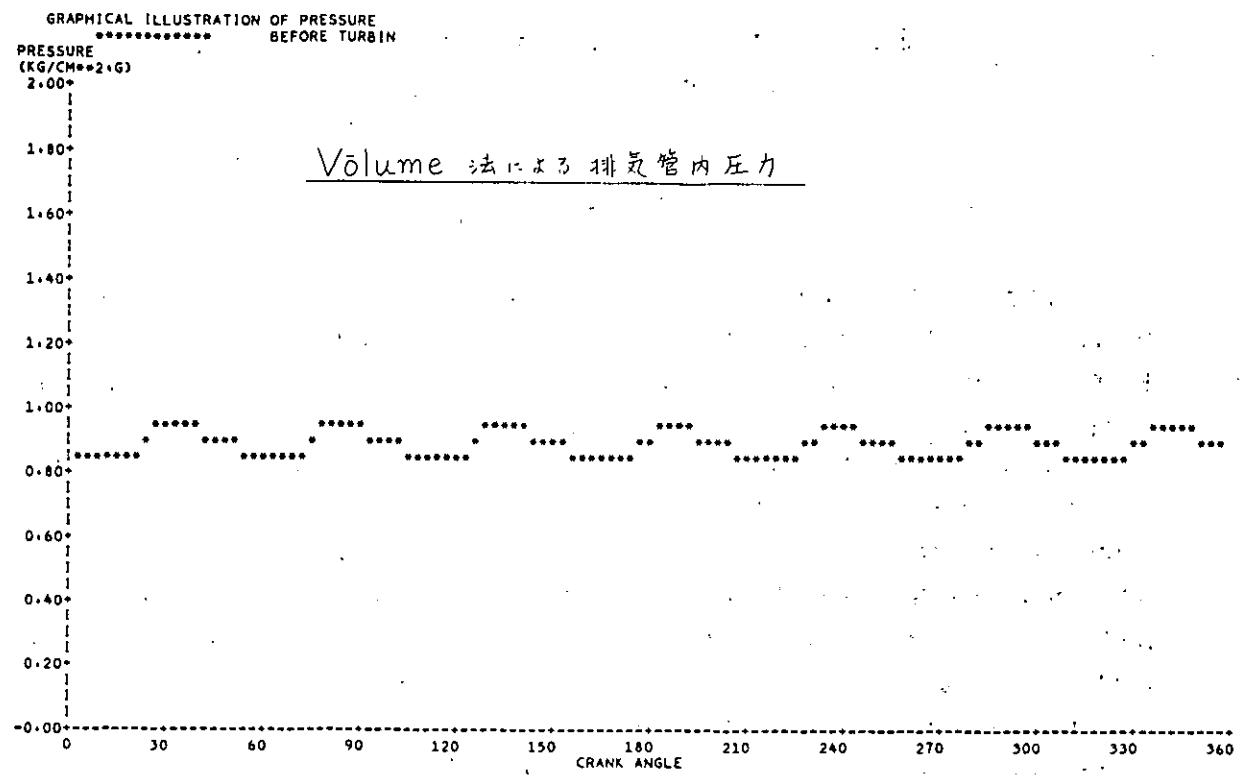


図 1. 4. 11

第Ⅱ編 二サイクル機関の掃排気ポート付近および シリンダ内ガス流れの研究

1. まえがき

本年度の調査は大型連続非定常実験装置によるガス流れについてである。この調査は排気流出中にポート付近および排気つなぎ管内に生ずる脈動を測定し、排気脈動シミュレーションの参考資料とすることを主な目的としている。実験装置は52年度製作した大型装置の一部を改良して使用した。プローダウン中の過渡的な流れを模型によって調査するに当って、できるだけ簡単な装置で実機の現象を把握できることが望ましいが、ここでは幾何学的相似模型により、一回操作によるプローダウン過程と連続回転した場合のそれらとを調査し、両者の関連について述べ第2節として報告する。

なお、今回の報告は最終年度であるので、前年度までの調査との関連から部分的に補足実験を行なっているので、それらについても報告する。51年度に定常流によるシリンダ内ガス流れと排気バルス実験について一部を報告しているが、今回は動的調査、すなわち一回掃気によるシリンダ内ガス流れと排気バルスについて第3節として報告する。

また、50年度には静止模型を用いて定常流により掃気期間を模擬してシリンダ内流れおよび掃気係数などについて調査し報告したが、定常流によって得られたそれらが動的な流れの場合にもあてはまるか否かを51年度製作の $\frac{1}{4}$ 動模型によって実験した結果を第3節の一部として合わせて報告する。

2. 大型連続非定常装置によるガス流れ実験

2.1 実験の目的

ここでいう大型連続非定常実験装置とは、川崎-MAN KZ 52/90 N型ディーゼル機関の $\frac{1}{2}$ 縮尺模型であり、この実験装置による実験の目的をまとめるとつぎの通りである。

- (1) ブローダウン中のポートまわりの流れは非常に複雑でかなり乱れた流れをしていると想像されるが、その実態を大まかに把握する。
- (2) ブローダウン中にポート付近に生ずる脈動を計測し、排気脈動シミュレーションの参考資料にする。
- (3) このような実験データを得る方法は簡単な方法がよい。シリンダに空気をためておき、一回ブローダウンさせる方法と、連続的にブローダウンさせる方法で得られる結果に著しい違いがあるかどうかを明らかにする。

なお、このような実験を行なうのに、特に大型の実験装置を用いるのはおもに計測の都合による。

2.2 排気流出一回の操作による実験

2.2.1 実験装置および実験方法

図 2.2.1 は装置の概略図である。装置全体はシリンダ模型、連接ダクト、排気管本管を結合したものからなる。

シリンダに高圧空気を入れ、クランク軸端にとりつけたホイールをスライドピンで固定することによってピストンを固定する。スライドピンを抜くと空気の圧力でピストンが押し下げられ、排気ポートから高圧空気がブローダウンする。

フローパターンを正確に知るには三次元流速計で何点か計測するのが望ましいが、費用と時間の制約があるため最も簡単な圧力計測を行なった。ポート付近で何点か圧力変動を同時計測して、各点の圧力変動のようすを比較することにより、全体的に見て流れが比較的整っているか、または非常に乱れているか判断できると思われるからである。

圧力センサは図 2.2.2～図 2.2.3 の①～⑩にとりつけた。センサは何れも共和電業製の歪ゲージ式センサであり、ポート付近の①～⑦は厚さ 0.5 mm、直径 6 mm の超小型圧力センサ PS-2KA、⑧～⑩は直接ダクトおよび排気管内の脈動計測用のピックアップ PGM-2KC、⑪はシリンダ内圧力計測用のピックアップ PGM-10KC である。

図 2.2.3 に排気ポート断面図とセンサの貼付位置を示す。センサは流路の床面、天井、側面に貼付した。センサの検定は掃気孔をふさいで、シリンダ内に圧力空気を入れることにより行なった。

ピストンスピードを計測するためにクランク軸の一端にボテンショメータを取り付け、クランクの回転角とオッショのふれを較正しておいた。

2.2.2 実験結果および考察

図 2.2.4 に計測例を示す。全体的に見てブローダウン中のシリンダの排気ポートに近いほど圧力変動が激しく複雑な波形をしている。 $\text{A}1$ から $\text{A}10$ まである排気管セグメントのうち、シリンダに直結されていてブローダウンガスが流入する $\text{A}2$ セグメントでは、ブローダウンガスが管壁に衝突して動圧も含めて計測されるためか $\text{A}4$ では圧力が高い。 $\text{A}2$ セグメントの本管と連接ダクトの最も奥の位置 $\text{A}8$ （シリンダジャケットの入口に相当する）と本管の $\text{A}7$ は圧力の大きさも波形もほとんど同じである。連接ダクト内および本管内の脈動についてのくわしい検討は第 1 編にゆずることにして、つぎにポート近くの流れを検討してみよう。

図 2.2.5(a)はポート出口直後の①②③をとり出したものである。まず、②③については計測位置が流路の床面と側面のちがいはあるが、マクロに見て波形はほとんど同じである。強い負圧が現われるのはプローダウン中の高い流速によるものであろう。サイドポート①で正の圧力が強く現われているのは流路がわん曲しているので流れがよどむためであろう。ポート直後の流れは瓶ね、ポート形状から想像されるフローパターンをしており、予想されたよりは整った流れをしているといえる。

つぎに、シリンドジャケット出口近くの④⑤⑥⑦を図 2.2.5(b)によって検討してみよう。ポート出口直後に比べると負圧はかなり小さくなっているが、全体的に見て圧力変動のパターンはポート直後の②③とほとんど同じである。

これによるとポート直後の①では強いよどみが生じているが、その下流側では流路断面全体にわたってほぼ一様な流れになっているものと推測される。

負圧の発生がポート直後よりも弱くなっているのは、ポート付近に比べてジャケット出口の流路が大きくなり、速度エネルギーが圧力エネルギーに回復しているためであろう。

排気流出を一回だけ行なう以上の実験結果によれば、プローダウン中のポート付近からジャケット出口に至る流れは、当初予想されていたよりは整った流れであろうと推定される。

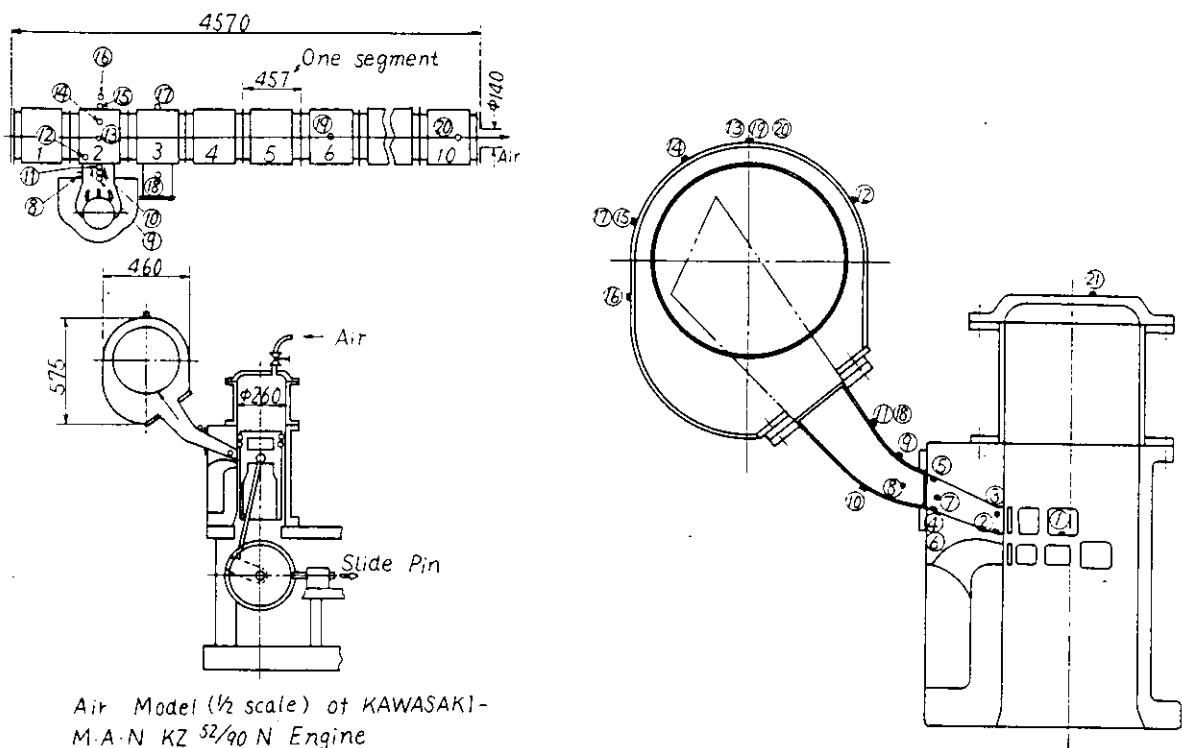


図 2. 2. 1

図 2. 2. 2

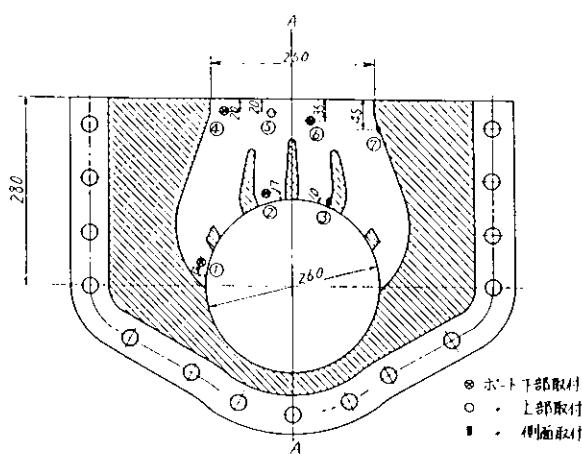


図 2. 2. 3

2.3 連続回転した場合の実験

2.3.1 実験装置および実験方法

図 2.3.1 に装置の概略図、図 2.3.2 に写真を示す。

連続的にブローダウンを得るために図のようにシリンダヘッドに給気弁を設けた。給気弁はカムとばねで駆動される。モータを始動する前に弁 V_2 を開いてタンクからの圧力空気を弁まで導いておく。同時に弁 V_1 を開いてシリンダ内を大気開放にしておきモータ始動時の負荷を軽くする。モータは 50 kW であるが、タンク内圧が高すぎると回転不能になる。タンク内圧約 1.8 atm が限度であり、このとき排気ポート開のときのシリンダ内圧は約 1 atm になる。モータ始動後 V_1 を閉め、運転が安定して回転速度がほぼ一定になっていることを目測で確認して計測を始める。軸端にとりつけたエンコーダにより、計測中の回転速度はほぼ一定であることを確認した。

計測は図 2.2.3 に示す①②④⑥の 4 点で行なった。

2.3.2 計測結果および考察

連続回転ではタンク内圧約 1.8 atm、ブローダウン圧約 1 atm が限定であるため、連続回転のときとシリンダ内圧をほぼ同じにして、排気流出一回の操作による実験も再度行なった。

図 2.3.2 に連続回転のときの計測例を、図 2.3.5 にシリンダ内圧力を約 1 atm にしたときの排気流出一回のときの計測例を示す。計測結果の比較検討の便宜上、図 2.3.4 には、タンク内圧約 5 atm で排気流出一回の実験結果である図 2.2.3 から①②④⑥だけを抜き書きしてある。

まず図 2.3.3 と図 2.3.4 を比較してみよう。連続回転は 308 rpm であり、図 2.3.4 の排気流出一回のときは 180 rpm に相当する。両者を比較すると脈動波形はほとんど同じであることがわかる。また、両者のシリンダ内圧力は大巾に異なるにもかかわらず、脈動のピークはほぼ同じである。

つぎに図 2.3.3 と図 2.3.5 を比較すると、一見したところ脈動波形はかなり異なるように思われるが、時間軸に対する波形の変動パターンは同じである。すなわち、中央部のポート②で負圧が生じている期間はサイドポートの①では正の圧力が生じており、圧力変動の基本的な傾向は図 2.3.3 ~ 2.3.5 の三者間で変わることはない。

サイドポート①における三者の圧力のピークは約 1.03, 0.42, 0.1 atm である。

いま、上記①のよどみ点における圧力がこの点における流速を w_0 、比重を τ_0 とすると ($\tau_0/2g$) w_0^2 に比例するものと考えて圧力のピークを計算で比較してみよう。

空気は①において完全に大気圧まで膨張しているものと仮定し膨張後の体積を V_0 とする。排気ポートが開いてからシリンダ内空気が大気圧に降下するまでの時間を Δt とすると、

$$w_0 \propto -\frac{V_0}{\Delta t}$$

となる。断熱膨張すると p_1, v_1 を膨張前のシリンダ内空気の圧力と比体積、 p_0, v_0 を膨張後の圧力と比体積として

$$p_1/v_1^\kappa = p_0/v_0^\kappa$$

シリンダ内に充填される空気は圧力の高低にかかわらず温度は $T_1 = 300^\circ K$ である。したがってシリンダ内および膨張後の比重を τ_1, τ_0 とすると、

$$V_0 \propto Gv_0 = V_0 \tau_0 v_0 = V_1 \tau_1 v_1 = V_1 \left(\frac{p_1}{RT_1} \right) v_0$$

V_1 は膨張前のシリンダ体積であるから実験条件の如何によらず一定であり、 T_1 もほぼ一定であるから、

$$V_0 \propto \tau_1 v_0 \propto p_1 v_0$$

$$\therefore w_0 \propto p_1 v_0 / \Delta t$$

$$\therefore (r_0 / 2g) w_0^2 \propto w_0^2 \cdot r_0 \propto \left(\frac{p_1 v_0}{\Delta t} \right)^2 \cdot r_0$$

となる。

以上のような考え方で計測点①における動圧の計算値を比較すると表 2.3.1 に示すように、約 1 : 0.7 : 0.07 になる。計測値の比較は約 1 : 0.4 : 0.1 である。数字が必ずしも一致しているわけではないが図 2.3.3 ~ 2.3.5 の結果を概略比較検討するひとつの指針にはなり得る。

以上の結果をまとめると、実験条件の範囲内では連続回転のときも、排気流出一回のときもポートまわりの流れの基本的なパターンは変わらないといえよう。しかし、回転数、圧力などの実験条件によって脈動の大きさは著しく異なるので、実機のフローパターンをシミュレートするときは、相似法則的な考え方に基づいて実験条件を設定する必要がある。

表 2.3.1

	p_1 at a	Δt sec	v_0 m^3/kg	r_0 kg/m^3	$(\frac{p_1 v_0}{\Delta t})^2 r_0$	比 率	実測比
高圧一回転	5.5	2	0.525	1.91	4.0	1	1
連続回転	2.0	1	0.704	1.42	2.8	0.7	0.4
低圧一回転	1.8	3	0.725	1.38	0.264	0.07	0.1

図 2.3.2

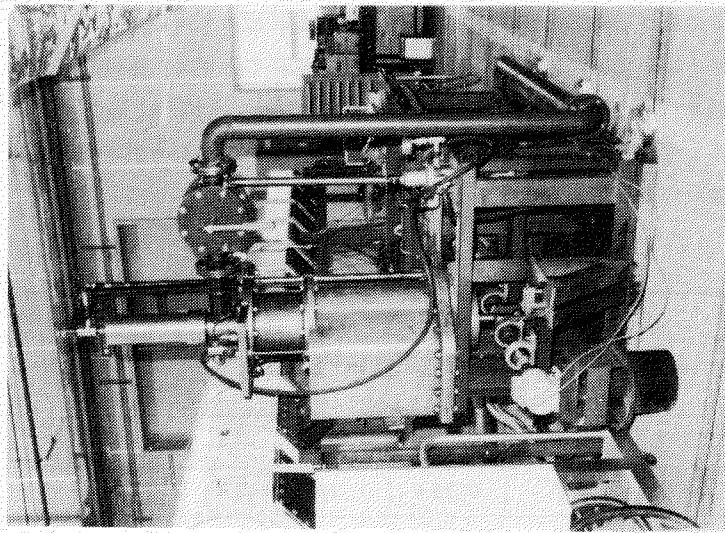
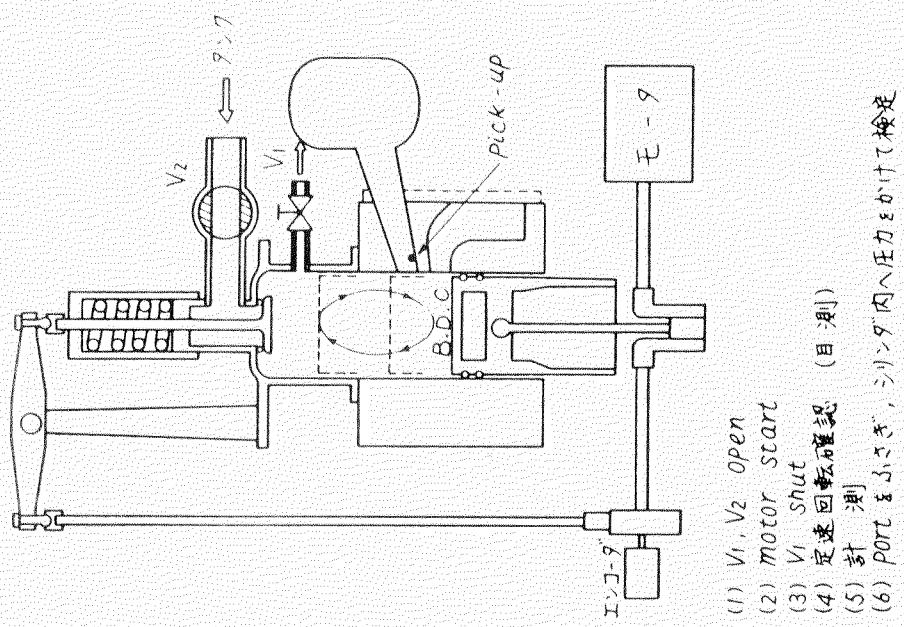


図 2.3.1

連続非定常実験装置概略図



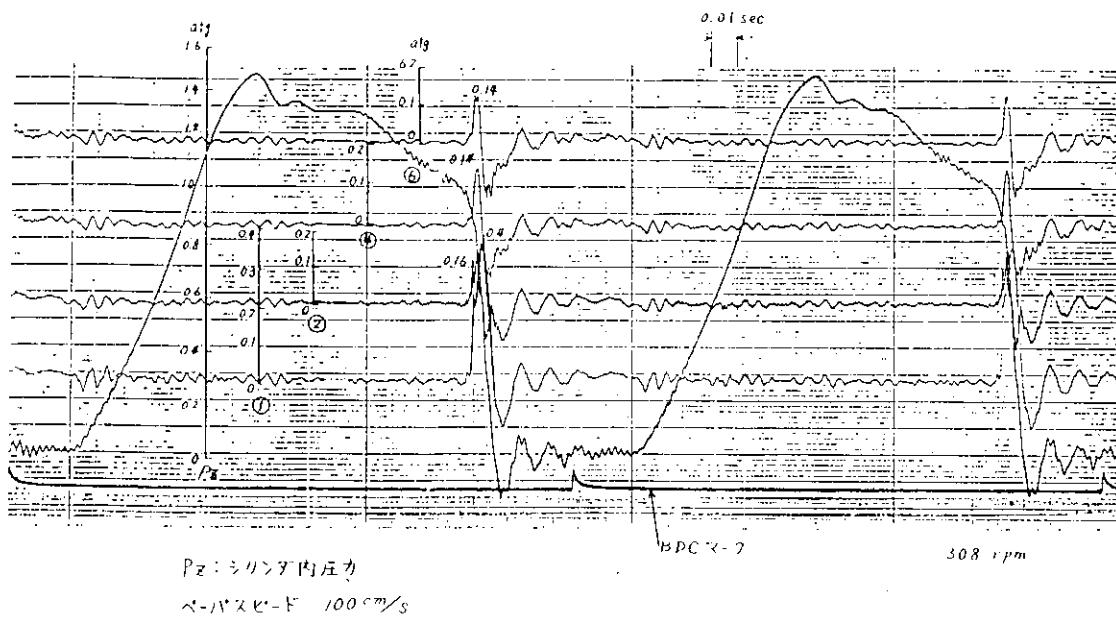


図 2. 3. 3

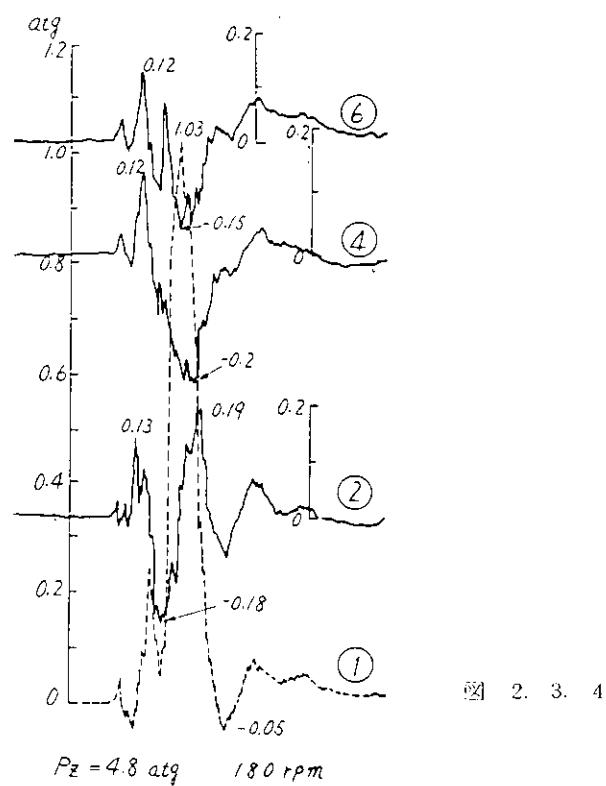


図 2. 3. 4

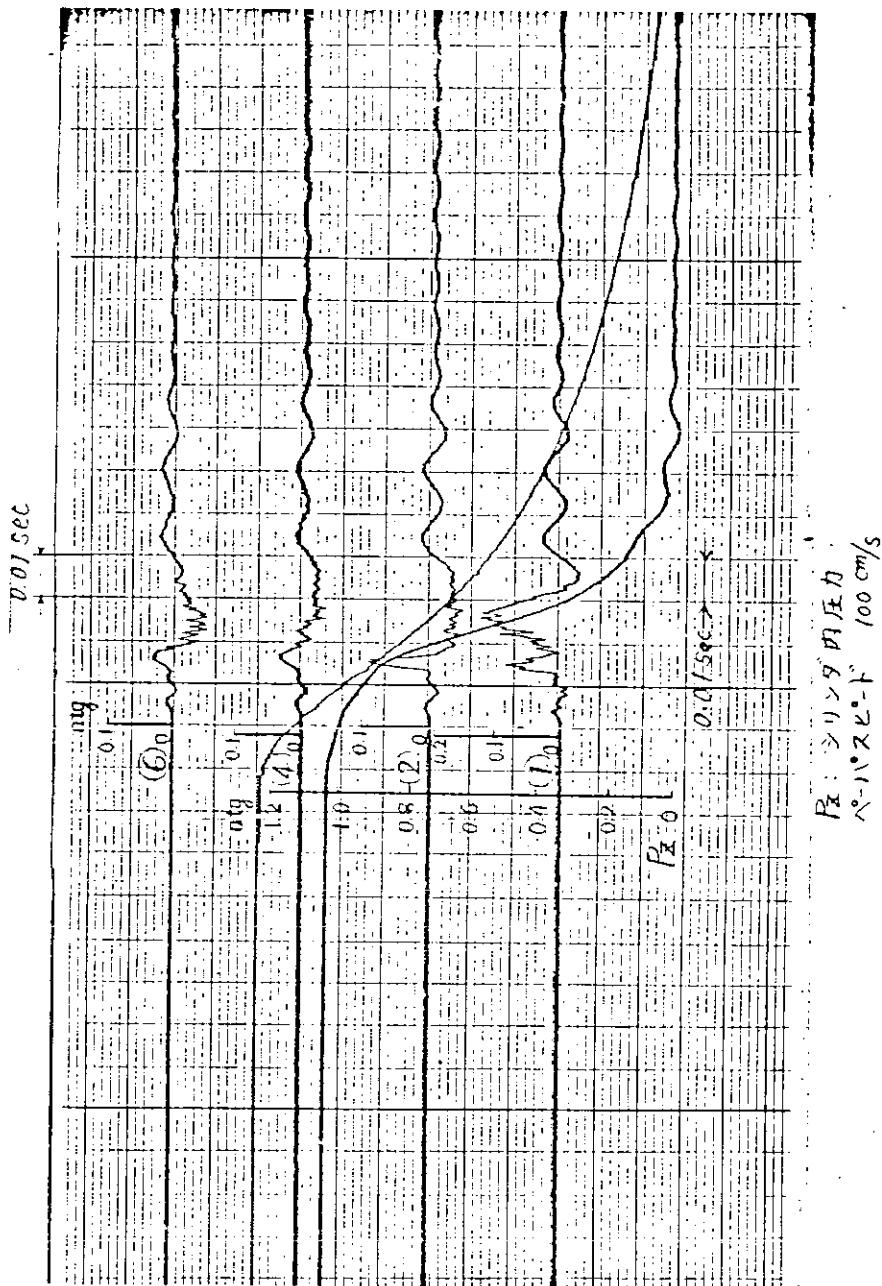


図 2. 3. 5

2.4 結 言

本実験で得られたおもな結果をまとめるとつぎの通りである。

- (1) ブローダウン中のポート付近の流れは割合に整った流れをしていると考えられる。両サイドのポートではまず流れが半径方向に向かったあと中心線方向へ流れが旋回するが、旋回部では流れが強くよどんでいる。
- (2) 中心付近のポートではブローダウンによって強い負圧が発生する。下流側で負圧がかなり弱くなるのは流路が次第に拡大するからであろう。
- (3) 連続回転の場合と排気流出一回の場合、あるいはシリンダ内圧力が高い場合と低い場合など実験条件のちがいによってフローパターンは基本的には変わらない。しかし、実験条件のちがいによってポート付近に生ずる脈動の激しさ（流れの激しさ）は著しく異なるので、実機の流れをシミュレートするためには相似法則的な考えによって実験条件を定める必要がある。

なお、本実験では圧力計測によってポートまわりの流れを推定したが、より正確な資料を得るために三次元の流速計による計測、流れの可視化などを応用することが望ましい。

3. 一回掃気によるシリンダ内ガス流れと排気パルス

掃気中に排気ポート付近に排気パルスなど外乱が加わった場合、掃気にどのような影響を与えているか不明な点も多いので、模型によって調査を試みた。調査方法は51年度製作の動模型（シリンダ径130mm）を用いた実験による調査とシリンダを容器的扱いによる計算による方法とで行なった。実験による調査はピストン停止状態から過渡的にブローダウン、つづいて一回の掃気を行ない、その掃気期間の任意の時期に排気パルスを与える、シリンダ内ガス濃度の変化やポート付近のガスの流れについて調べたものである。計算による場合は模型実験での初期条件を入れて掃気過程でのシリンダ内新気濃度や掃、排気ポート付近のガスの流れについて計算して、実験結果との比較検討を行なった。

3.1 計算に用いた諸式および適用

基礎式

$$\Delta Q = \Delta U + AP \Delta V \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

$$\Delta G = \sum \Delta G_i \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

$$PV = GRT \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

$$R = \frac{G_1}{G} R_1 + \frac{G_2}{G} R_2 + \dots \quad \dots \dots \dots \quad (4)$$

$$c = \frac{G_1}{G} c_1 + \frac{G_2}{G} c_2 + \dots \quad \dots \dots \dots \quad (5)$$

ここに R および c はそれぞれガス定数と比熱を表わす。

ガスを準理想ガスとすると式(1)の内部エネルギーは次式となる。

$$U = GcvT \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

$$\Delta U = \frac{\partial U}{\partial G} \Delta G + \frac{\partial U}{\partial cv} \Delta cv + \frac{\partial U}{\partial T} \Delta T \quad \dots \dots \dots \quad (7)$$

$$= cvT \Delta G + GT \Delta cv + Gcv \Delta T \quad \dots \dots \dots \quad (8)$$

したがって式(1)は式(9)となる

$$\Delta Q = (cvT) \Delta G + (GT) \Delta cv + (Gcv) \Delta T + AP \Delta V \quad \dots \dots \dots \quad (9)$$

$$\therefore \Delta T = \frac{\Delta Q}{Gcv} - \left(\frac{cvT \Delta G}{Gcv} + \frac{GT \Delta cv}{Gcv} + \frac{AP \Delta V}{Gcv} \right) \quad \dots \dots \dots \quad (10)$$

掃排気ポートからの単位時間内のガス出入量 ΔG およびそれに伴うエンタルピー ΔQ の増減は次のようになる。

$$\Delta G = \mu Fw \tau \Delta t \quad \dots \dots \dots \quad (11)$$

μ : ポートの流量係数

F : ポートの開口面積

w : ポート流速

Δt : 微小時間

$$\text{亜音速のとき } \frac{P_2}{P_1} > P_c, \quad P_c = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad \dots \dots \dots \quad (12)$$

$$\tau = \frac{P_2}{RT_2}, \quad T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \dots \dots \dots \quad (13)$$

$$w = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} RT_1 \left\{ 1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right\}} \quad (14)$$

音速のとき $\frac{P_2}{P_1} \leq P_c, \quad P_E = P_c P_1 \quad (15)$

$$T_c = T_1 \left(\frac{P_c}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (16)$$

$$r = \frac{P_E}{R T_c} \quad (17)$$

$$w = \sqrt{k g R T_c} \quad (18)$$

$$\Delta Q = \Delta I_{in} - \Delta I_{out} = \sum \Delta G_{cp} T \quad (19)$$

シリンダ内容積変化 ΔV および上死点からのピストン変位 x は図 3.3.1 に示す関係より次式となる。

$$\Delta V = V(\theta + \Delta \theta) - V(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 \Delta x \quad (20)$$

$$x = r (1 - \cos \theta) + \lambda r \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2 \theta}{\lambda^2}} \right\} \quad (21)$$

$$\lambda = \frac{\ell}{r} = \frac{400 \text{ mm}}{90 \text{ mm}} = 4.44 \quad (22)$$

ここで、 θ : クランク角度

ℓ : 連接棒長さ

r : クランク半径

したがって、シリンダ系へのガスの流入出に伴って比熱 C_V, C_p やガス定数 R の変化を求め、 $\Delta V, \Delta G$ より式(10)により温度変化 ΔT を求め、逐次、容器内の圧力を計算し、シリンダ系の流れ過程およびシリンダ内のガスの濃度変化などが求められる。

ガス交換の程度は掃気効率 η_s によって表わし、シリンダ内新気量 G_n は掃気モデル式 (25) にしたがうとしてシリンダ内新気の留り量 G_n は式 (24) によって求められる。

$$\eta_s = \frac{G_n}{G_z} \times 100 \% \quad (23)$$

$$G_n = G_{n-1} + \Delta G_n \quad (24)$$

$$G_n = \Delta G_S D - \frac{(\Delta G_S D + G_{n-1}) \cdot J + \Delta G_E}{G_z} \quad (25)$$

$$L = \frac{G_S}{G_h} \quad (26)$$

ここで、 G_z : シリンダ内全ガス重量

D : 掃気流入新気の留まり割合

J : 掃気と残留ガスとの混合の割合 (完全混合のとき 1.0)

ΔG_S : シリンダ内へ掃気流入量

ΔG_E : シリンダガスの流出量

G_S : 全掃気重量

G_h : 大気状態で行程体積を占める掃気の重量

3.2 実験

実験は図 3.2.1 に示す装置によってピストンを下死点より $0.8 D$ の位置にセットし、シリンダ内ガスとして空気を用い、その圧力を 0.8 atm 一定とし、ブローダウン圧力を少しかける。

一回の掃気はモータ、電磁装置によりピストンを過渡的に駆動させ、掃気過程を終えて上死点付近で停止させる。掃気中定められた時期に図 3.2.1 に示す N 部において圧力波（上流側の小さなタンク内の空気がクラシック軸の回転角度に連動した電磁装置でタイミングをとり、N 部の銀箔膜を破って作られる波）が作られ、 P_E 部の排気流出路のつなぎ管内に排気バルスが与えられる。N および P_E 部の詳細を図 3.2.2、3.2.3 に示す。なお、掃除気体は炭酸ガス（約 80 Vol %）と空気（約 20 Vol %）の混合気体を用い、初期掃気タンク内ガス圧力は 200 mmHg で掃気を行なった。

掃気中の各部の圧力、すなわちシリンダ内圧力 P_Z 、排気つなぎ管内圧力 P_E 、および掃気圧力 P_S は図 3.2.1 に示す位置で圧力変換器、動歪計、電磁オシログラフを用いて計測され、排気つなぎ管内ガス流速 v_E は P_E 測定位置と同じ位置で測定した。

一回掃気後のシリンダ内新気濃度は図 3.2.1 に示すようにシリンダヘッドに設けられた sampling tube に導入され、注射器で抜きとりガスクロマトグラフにより分析され、求められる。なお、各実験前の掃気タンク内ガス濃度（組成）はあらかじめ求められている。

したがって掃気後の掃気効率は式(23)によって求められる。また一回の掃気に送られた掃気量は掃気タンク内の圧力降下より求められ、式(26)にしたがって計算された給気比をもって表わす。

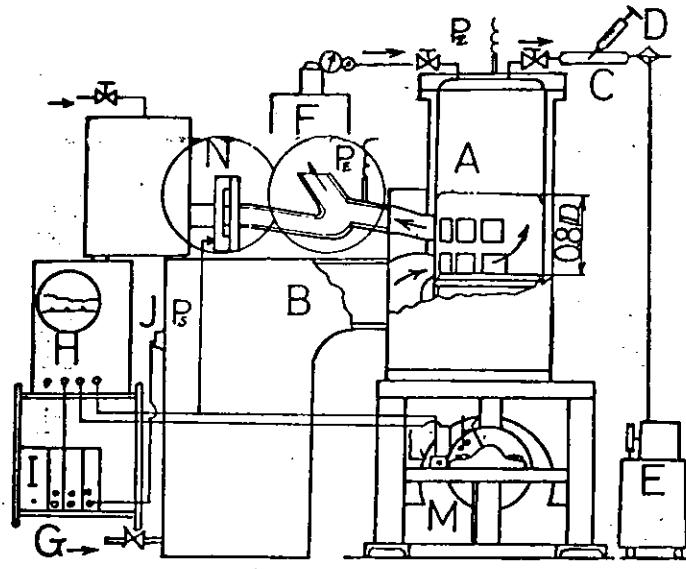


図 3.2.1 実験装置の概略図

- A: 1/4 reduced model of the prototype
- B: scavenging tank
- C: gas sampling tube
- D: injector
- E: vacuum pump
- F: compression gas as the cylinder gas
- G: scavenging gas
- H: oscilloscope (electro-magnetic)
- I: amplifier
- J: pressure transducer, P_x , P_z , P_s
- K: crank angle detector
- L: trigger generator
- M: electro-magnetic apparatus
- N: pulse generator

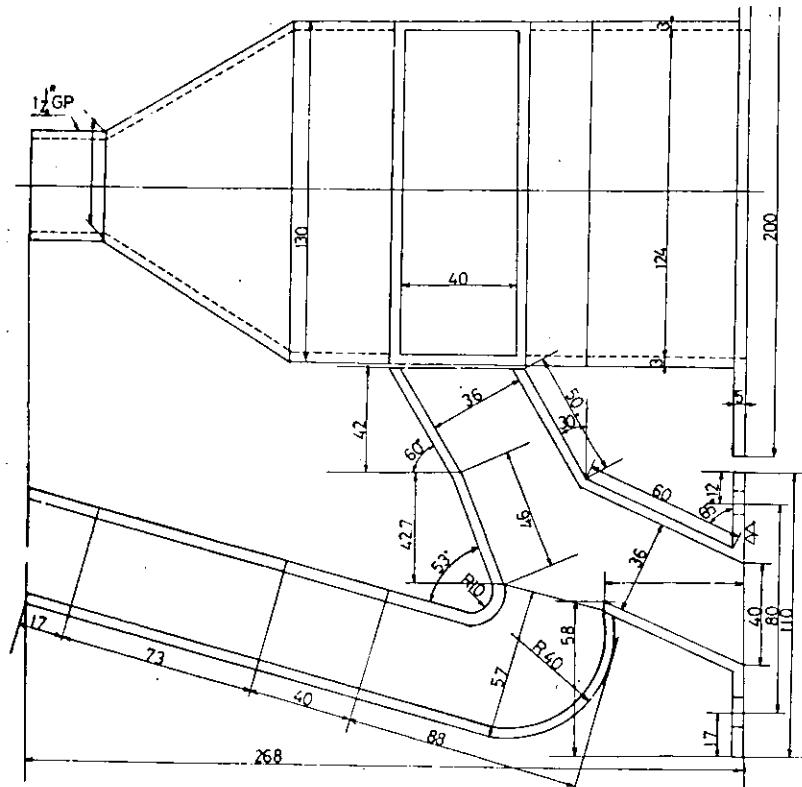


図 3.2.2 排気つなぎ管 PE 部の詳細図

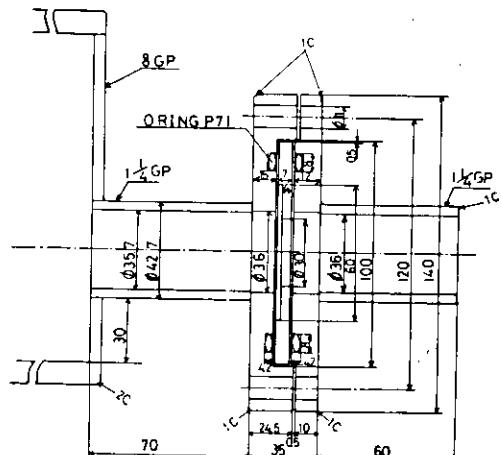


図 3.2.3 バルス発生部 N の構造

3.3 実験結果と計算結果

一回掃気実験の図式説明図を図 3.3.1 に示す。掃気孔開口期間は図に示すように上死点から $130.4^\circ \sim 229.6^\circ$ であり模型の主な寸法は図中に示す通りである。掃気中、排気つなぎ管部にかけるバルスの高さ H は掃気初期圧程度で、バルス波の底辺の巾 W はクランク角度で $40 \sim 60^\circ$ 程度である。

図 3.3.2 は排気バルスを加えない場合の一回掃気実験の結果である。 P_z 、 P_E 、 P_s はそれぞれシリンダ内圧力、排気つなぎ管内圧力、掃気タンク内圧力である。実験時の見掛けの回転数は 196 rpm で、初期掃気タンク内圧力は 200 kPa Aq g (タンク内容積 0.447 m^3) である。図 3.3.3 は同じように排気バルスを加えない場合で、実験条件は図 3.3.2 の場合とはほぼ同一である。掃気過程中的排気つなぎ管内の流出ガス速度 V_E を測定した結果である。横の時間軸は図 3.3.2 の 2 倍となっている。排気つなぎ管内での流出パターンは排気プローダウンによる流出が現れ、掃気孔開口時 (S.O.) の前に殆んど流速はなくなり、S.O. によって再び流出が始まり、下死点前 10 数度前に最高流速約 3.5 m/s に達し減速流出となっている。

この図の中で破線で V_E を示しているのが計算による結果で、一回掃気実験の初期条件を合わせて計算したものである。S.O. から掃気初期には V_E と V_E とは比較的よく合っているが特にピストンが下死点付近時にその差は大きい。計算では排気流出をノズルからの流出として取扱っているのに反して、実際の排気流出はポート部から排気つなぎ管の長さがあり P_E 点で計測しているため排気が特に多量流出時 (BDC 附近) に排気管路に流出した速度エネルギーの一部は圧力エネルギーにかわるため流速が低く計測されるためと思われる。また掃気流入については図 3.3.2 に示すように実測値と計算値(破線)は掃気孔の流量係数 $\mu_s = 0.7$ とした場合によく合う。ここに計算時に用いた μ_s は掃気中一定としシリンダ内圧力 P_z と掃気タンク内圧力 P_s との圧力差で流れが生ずると定義されたものである。

図 3.3.4 は排気バルスを下死点付近で加えた場合で、ここでは中期バルスと呼び、その圧力過程を示す。同じように図 3.3.5 は後期バルスの場合の各圧力過程を示す。

表 3.3.1 は一回掃気実験の結果を示している。各実験において条件は同一で排気バルス位置のみを変えている。バルスの位置により掃気された掃気量は給気比で $1.65 \sim 2.25$ にわたっている。この表中の模型実験による掃気効率 η_s は式(3)にしたがって求め η_{SM} とした。

掃気への排気バルスの影響を考えるとき掃気効率をもって表わしているが、まず排気バルスを加えないときを標準状態として計算と実験による掃気効率値が合うように掃気モデル式(5)の定数 D および J を決めた。すなわち排気バルスなしの場合、実験値 $K = 2.25$ $\eta_{SM} = 8.25\%$ に対して計算による η_s をほぼ同値になるようにした。 $J = 1.0$ 、掃気と残留ガスが完全混合、および $D = 0.9$ すなわち 10% の掃気短絡の二つの仮定が用いられている。いいかえるとこの仮定が一回掃気実験の中で成り立っているともいえそうである。

表 3.3.1 に示すように実験値によると掃気へのバルス時期の影響は中期バルスの場合が最も大きいようである。この表の値は各実験ごとに 4 ~ 5 回の実験値の内の代表的な例を一点づつ示したものである。そのばらつきは相当程度認められバルスの大きさにより著しく給気比が抑えられたり η_{SM} が低下する場合がある。中期バルスの場合、最も掃気への影響力は大きいが、これは掃、排気量が多く、シリンダ内掃気がシリンダ下部に留まり易い時期に当っているためとも思われる。

バルスを与えたときの計算結果は一つの例のみであるが、その後期バルスの場合について示すと η_s と η_{SM} はほぼ近い値になっていることと掃気流入や排気流出の状態が両者の結果とよく似ていることから、 η_s で代表されるシリンダ内新気濃度の変化がある程度シミュレートできるものと思われる。一般に実験結果から判断すると排気バルスによって給気比が抑えられ、その抑えられる割合によってシリンダ内ガス交換が悪くなり η_s が低下するようである。

最後に表 3.3.2 は定常流掃気による掃気孔の流量係数を示したもので、シリンダヘッドをとりはずし、定められた掃気孔開口度の位置にピストンを固定し掃気タンク内からシリンダ内に空気を流すことになった。掃気圧力 P_s は 100 kPa Aq g で行ない、流れは掃気タンク内圧力 P_s とシリンダ内圧力 P_z (この場合は大

気圧)との差で定義され、掃気量は掃気タンク上流側のオリフィスによって計測され求めた。表 3.3.2によると掃気孔開口初期の $1/4$ 開から全開時まで μ_s は 0.783 から 0.684 と低下している。すでに図 3.3.2に示したように動的掃気実験時の平均掃気孔の流量係数を考え、計算によって流れ過程を合わせると $\mu_s = 0.70$ となつたが、これは上記の定常流による μ_s の範囲内にあり、 $3/4$ 開口時の μ_s に該当して、ほぼ定常流による結果が動的な場合にもあてはまる傾向である。このような傾向は 52 年度報告の排気孔の流量係数 μ_E についても認められ、同じように報告している。

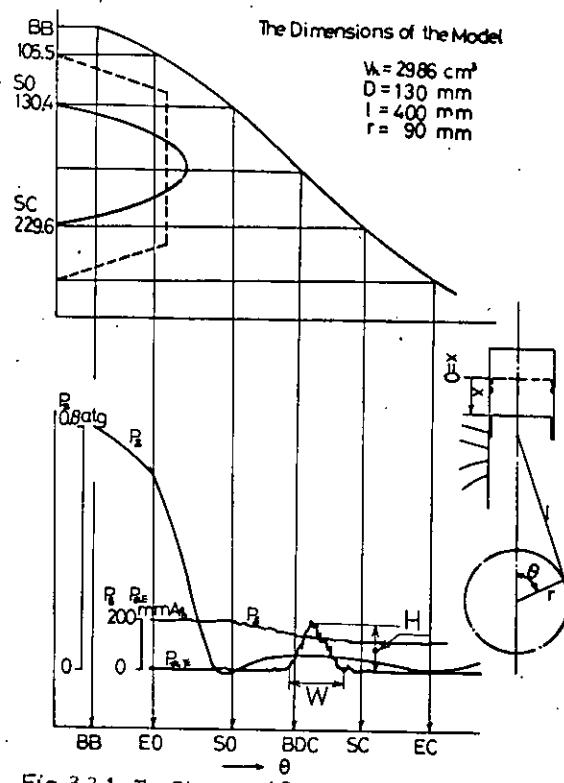


Fig 3-3-1 The Diagram of Single-cycle Scavenging Test

図 3.3.1 The Diagram of Single-cycle Scavenging Test

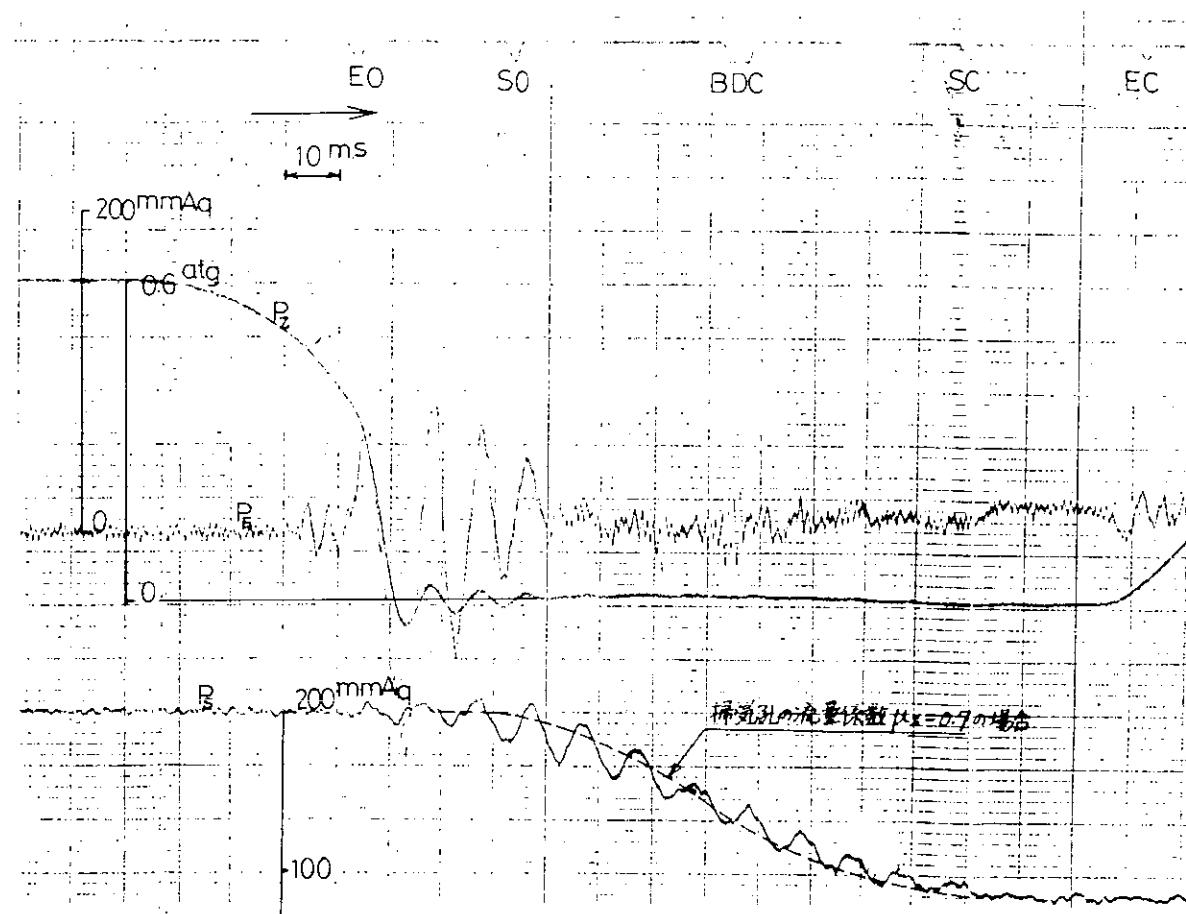


図 3.3.2

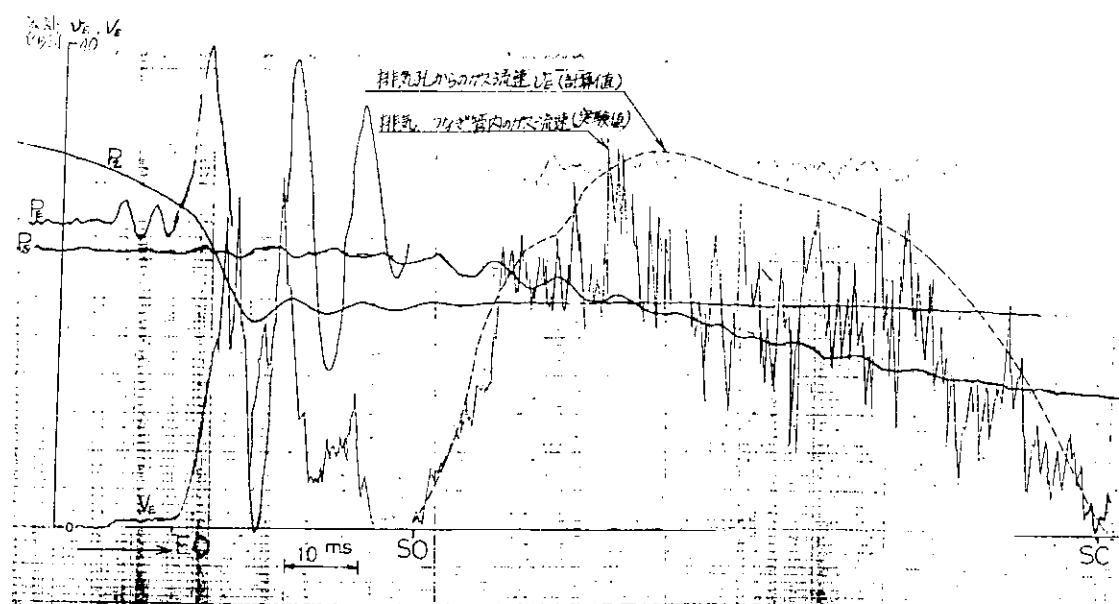


図 3.3.3

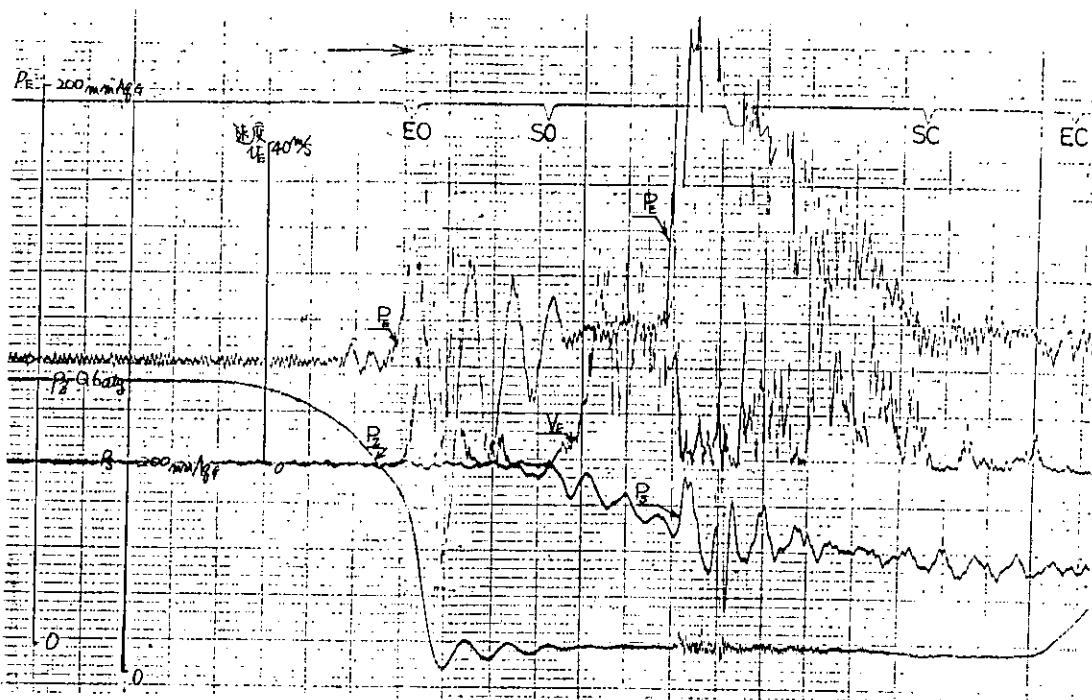


図 3. 3. 4

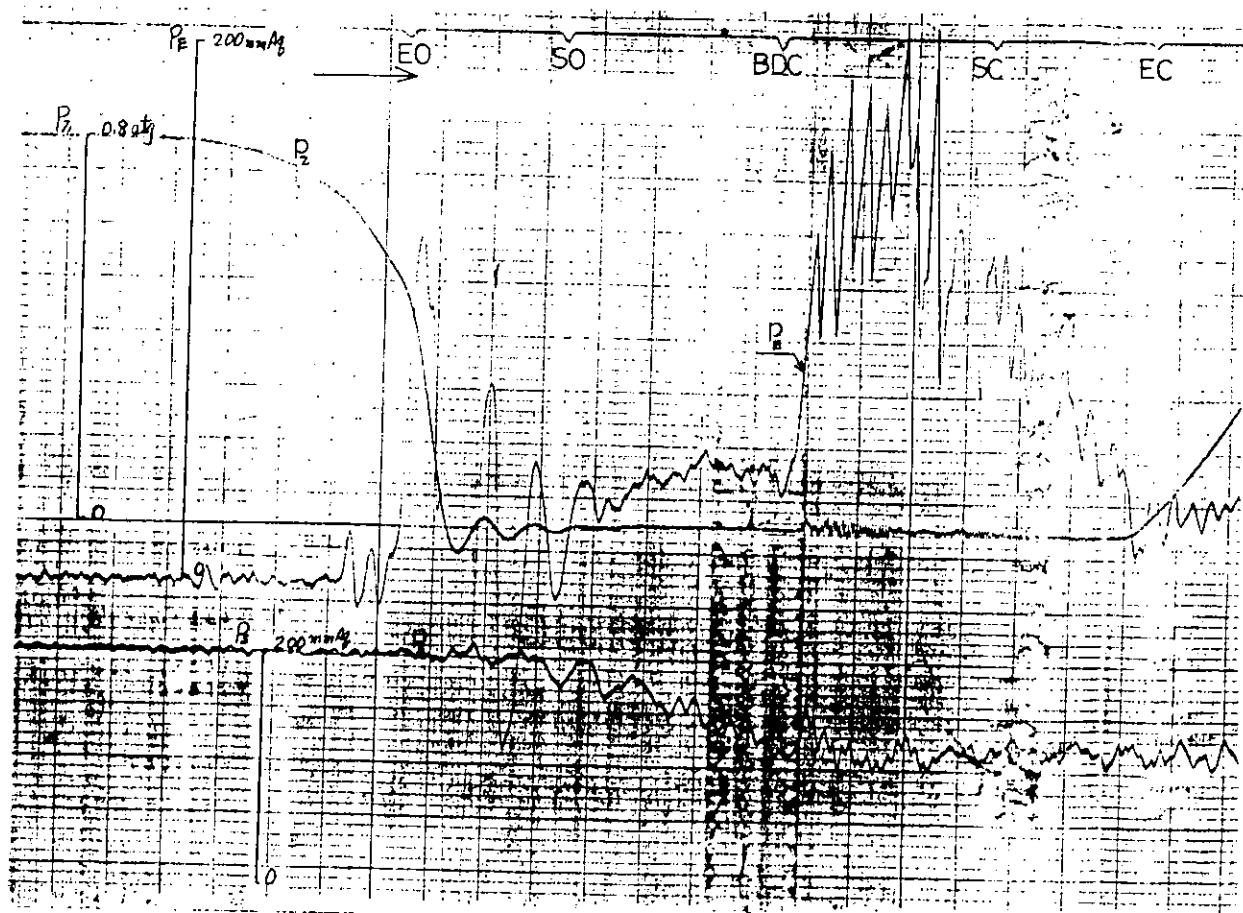


図 3. 3. 5

表 3.3.1

排気 バルス 条件	排 気 バルス巾W	バルス圧力の最 高の 高さH	実 験 値	計 算 値	実 験 値
			模型による掃気 効率 η_{SM} %	η_S %	給 気 比 L
バルスなしの場合			82.5	81	2.25
初期バルスの場合	約 40°	初期掃気圧程度	80.5		2.00
中期バルスの場合	約 60°	同 上	65.4		1.65
後期バルスの場合	約 45°	同 上	76.8	68	1.82

表 3.3.2 定常流掃気による掃気孔の流量係数

掃気孔の開口度	1/4開	2/4開	3/4開	4/4開
掃気孔の流量係数 μ_S	0.783	0.760	0.705	0.684

3.4 まとめ

- (1) 掃氣中、排氣バルスによって掃気が押えられ、その割合によって模型による掃氣効率で示されたようにシリンダ内ガス交換が低下する。
- (2) 掃氣への排氣バルスの影響は中期バルスの場合が大きいようである。
- (3) 本計算方法によって掃氣の大すじが記述でき、流れ過程の説明に助けとなる。
- (4) 5.2年度および本年度の一部分の報告を通じて、掃、排気孔の流量係数は定常流による結果と動的な実験結果とがほぼ合うことが認められているので、掃排気孔の配列、形状などを決める上で簡単な定常流による検討は参考になりうる資料を提供するものと思われる。

4. 結 言

- (1) 大型連続非定常実験装置によりプロダウン中、排気孔付近からつなぎ管までの位置で流れ過程を調べることができる、一回操作による流れ過程と連続回転の場合のそれとが比較的よく対応していた。また、その流れ過程が複雑であるため、簡単な模型で行なうより、このような実機縮尺模型による資料は排気脈動シミュレーションのために有益な資料となった。
- (2) 掃気への排気バルスの影響は計算による方法と模型実験とにより、その現象の一面が明らかになったようと思われる。
- (3) 掃気中のシリンダ内および掃、排気ポート付近のガス流れが断片的ではあるが調査することができ、模型実験による資料を不充分ながら提供できたものと思われる。

第Ⅲ編 動圧過給四サイクル機関の排気脈動シミュレーション

1. まえがき

1.1 昨年度までの経過

昭和50年度においては、それまでに船舶技術研究所で研究を進めてきた圧縮性流体の非定常流を解析するためのシミュレーションプログラムを単シリンダディーゼル機関の排気系に適用できるように改造する作業を行った。それまでのプログラムは、小型計算機を対象にして作成したもので、実用のディーゼル機関の排気管系に適用するためには種々の改良、追加が必要であった。また、このプログラムには分岐合流部に対する配慮がなされていなかったので、この部分の取扱い方法についても検討を行なった。シミュレーションプログラムの精度を調べるために、単シリンダ機関の排気脈動圧力を実測し計算結果と比較した。この結果排気管が単管の場合、空気モデルと計算結果がよく合うように、実験結果と計算結果が合うことが確認された。

昭和51年度では、前年度作成した単シリンダ機関用のシミュレーションプログラムを多シリンダ機関にも適用できるように改造した。多シリンダ機関に適用できるようにするために、分岐合流部を含むことが必要である。理論的に分岐合流部の取扱いはいろいろの手法があるが、簡単であること、計算時間が短いこと等の理由により、先ず分岐合流部では圧力が等しいと仮定してシミュレーションを行なった。一方、実験装置として、これまで一次元管内非定常流の実験に使用していた模型実験装置のうち、テストセクション（排気管系模型）を分岐、合流部を含む管路系に改造し、圧縮空気を流して実験を行ない、管内脈動流の実験データを得た。実験を行なった排気管模型の形状は、入口が1ヶ所、出口が2ヶ所の管路系で分岐合流部形状がT字形のものとY字形のもの、さらに入口が2ヶ所、出口が1ヶ所の管路系で分岐合流部の形状がT字形のものについて実験を行なった。この実験結果と一次元脈動シミュレーションの結果は良く一致することを確認した。

昭和52年度には、空気模型実験では分岐合流部の形状がR形のものについて行なった。これまでのシミュレーションプログラムでは、管路系は断熱、管摩擦なしの状態として取扱ってきたが、本年度はこれを管路系外部との熱交換と管壁において流体摩擦のある場合まで拡張したシミュレーションプログラムを作成した。さらに分岐合流部がある場合には、一次元シミュレーションではその部分の形状の影響を考慮することが困難があるので、この部分を含む領域を二次元として取扱い流れの状態を詳細に計算できるようなプログラムを作成した。二次元シミュレーション（直管部は一次元扱い）の結果は、すでに実験を行なった入口が1ヶ所、出口が2ヶ所の排気管模型で分岐合流部がT字型およびY字型の管路系と、入口が2ヶ所、出口が1ヶ所の排気管模型で分岐合流部がR型の管路系について比較し、同時に一次元シミュレーションの結果とも比較した。一方本研究の最終目標である四サイクル機関の排気脈動シミュレーションプログラムを作成するため、すでに第130研究部会において完成されているディーゼル機関の性能シミュレーションと排気脈動シミュレーションプログラム（一次元モデル、伝熱、粘性項を含む）の結合を行なった。

1.2 本年度の研究概要

ディーゼル機関性能シミュレーションプログラムと排気脈動シミュレーションプログラムとを結合して作ったシミュレーションプログラム（以下総合性能シミュレーションプログラムと呼ぶ）のデバッグ、試計算を行なった。また、このプログラムの精度を検討するために、川崎MAN R 6 V 22/30 ATL ディーゼル機関を運転し詳細なデータを収集し、シミュレーション結果と比較した。以下、本年度実施した研究の内容について報告する。

2. 総合性能シミュレーション

2.1 機関性能シミュレーションプログラムと排気脈動シミュレーションプログラムの結合

機関性能シミュレーションプログラムの中では排気管系は、長さを持たないで容積だけを持つという、いわゆる容積近似をしているので、排気管系内での圧力波の動きを表わすことができなかった。このプログラムに排気脈動シミュレーションプログラムを結合してより実物の機関に近いシミュレーションプログラムにしたのが、この総合性能シミュレーションプログラムである。

図 2.1.1 は、機関性能シミュレーションプログラムと排気脈動シミュレーションプログラムの結合の仕方を概略図示したものである。この図の左側が機関性能シミュレーションプログラムであるが、この内の排気管内プログラム（二重線の部分）の部分を排気脈動シミュレーションプログラムで置換した。この二つのプログラム間でデータの受け渡しは、排気脈動シミュレーション側から見て、インプットデータは各シリンダ内ガス圧力、温度及び排気弁開度（流量係数を含む）であり、アウトプットデータはターピン前（排気管末端）の排気ガス温度と圧力である。機関性能シミュレーションプログラムの詳細については、日本造船研究協会の研究資料 No.162 「排気ターが高過給船用中小型ディーゼル機関の性能シミュレーションの研究」を参照されたい。

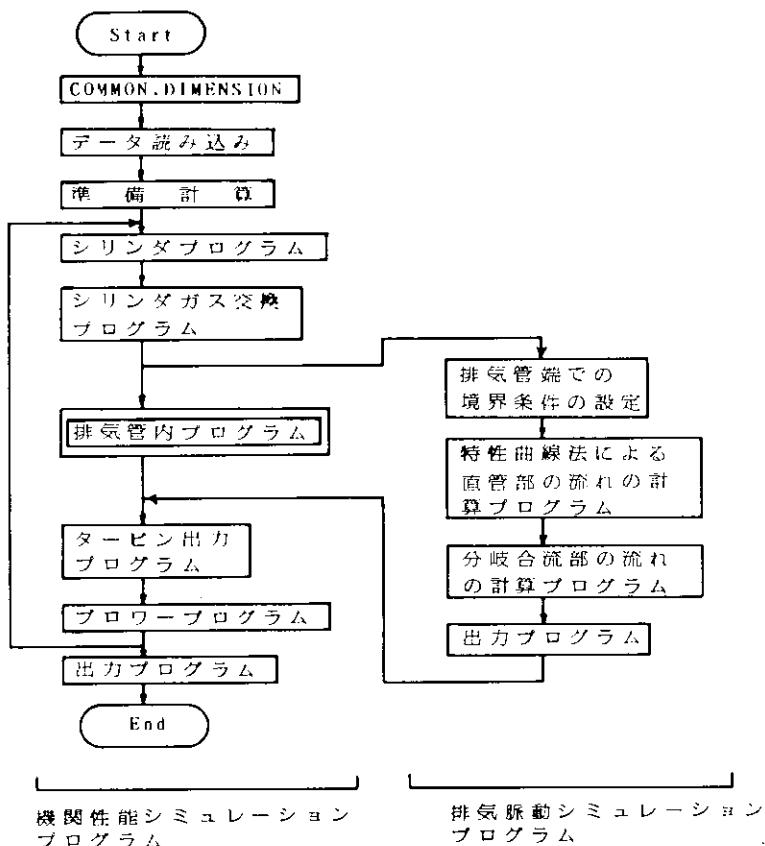


図 2.1.1

2.2 シミュレーションプログラムの使用法

総合性能シミュレーションを使用する場合には、対象とするディーゼル機関に関する多くのインプットデータが必要であるが、この中で排気管系に関するものについて以下に説明する。対象とする排気管系が図2.1に示すようなものであると仮定する。排気脈動シミュレーションを適用する場合、この排気管系を次のような部分に分解する、つまり5本の排気単管、2個の台流分岐部、4個の排気管端。

つぎに、排気单管をある長さに分割する。この時、分割長さとシミュレーションを行なう時の時間きざみ巾の間には次式によって表わされる関係がある。

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{|C| + |U|_{\max}}$$

Δx 分割長さ
 c 排気管内音速
 u 排気管内流速
 Δt 時間きざみ巾

この式を満足させるように常に Δt を決める必要がある。

また性能シミュレーションと排気脈動シミュレーションの時間きざみ巾を同じにした方が計算しやすい。

このように分解した各要素にそれぞれ脈動シミュレーションプログラムのサブルーチンを摘用すれば排気管系全体のシミュレーションプログラムができる。

排気管の分割数を多くすれば、計算精度は向上するが計算時間は長くなる。

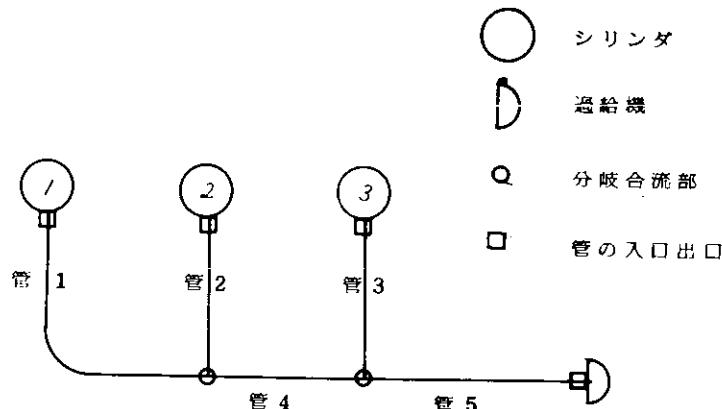


図 2. 2. 1

3. 実機の排気管内圧力脈動の計測

3.1 実験機関及び実験方法

総合性能シミュレーションプログラムの計算精度を検討するために、実機による実験を行ない排気管内圧力脈動を中心とした計測を行なった。この実験は川崎重工業株式会社において実施されたものである。実験に使用したディーゼル機関は四サイクル排気ターボ過給機関、川崎-MAN R6V22/30 ATLで、この機関の主要部は表3.1.1に示す通りである。

なお、この実験機関の吸排気管系は、排気脈動の圧力波の影響を見やすくし、シミュレーション結果との比較検討を明確にできるように図3.1.1に示すように改造したものを使用した。実験機関の原形のままでは排気管の長さは約2mである。図3.1.2から分るように第1シリンダから第3シリンダまでが1本の排気管にまとめられ、第4シリンダから第6シリンダまでがもう1本の排気管にまとめられ排気ターピンに導かれている。排気ターピンの入口は2ヶである。今回の実験では、この二本の排気管のうち第1シリンダから第3シリンダをまとめている方の排気管について計測した。

シミュレーション結果と計測値とを比較する項目としては、排気ガス流速、温度、圧力などが考えられるが今回の実験では第1シリンダ内1ヶ所、排気管内4ヶ所の合計5ヶ所で圧力変動を主に計測した。

各計測位置は図3.1.2に示す通りである。計測は3種類の運転条件下で行なわれ、各計測時におけるディーゼル機関の状態は表3.1.2に示す通りであった。シリンダ内圧力及び排気管内圧力は抵抗線歪計式圧力計とストレーンメータで計測し、データレコーダに記録した。図3.1.3は実験現場における写真で、使用した計測器、記録器、圧力計の取付けの様子等を示している。

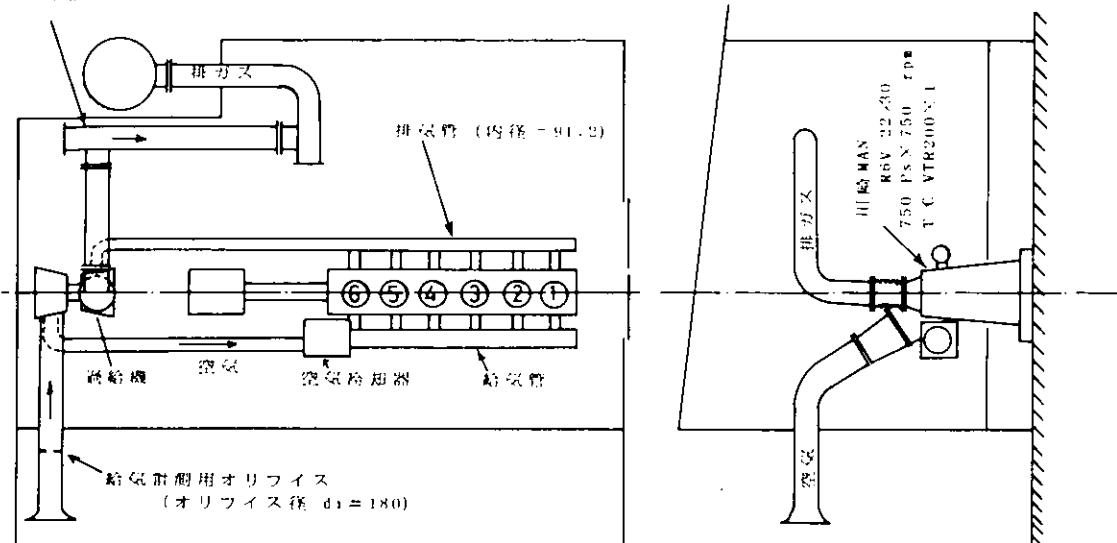
表 3.1.1 実験に使用した機関の主要目

1. 製造所	川崎重工業株式会社
2. 形式名 称	川崎 MAN R6V 22/30 ATL
3. シリンダ数	6
4. シリンダ配列	直列
5. シリンダ	
内径×行程	220 mm × 300 mm
6. 過給機	VTR-200×1
7. 出力	750 PS × 750 RPM
8. 着火順序	6-2-4-1-5-3

表 3.1.2 計測結果

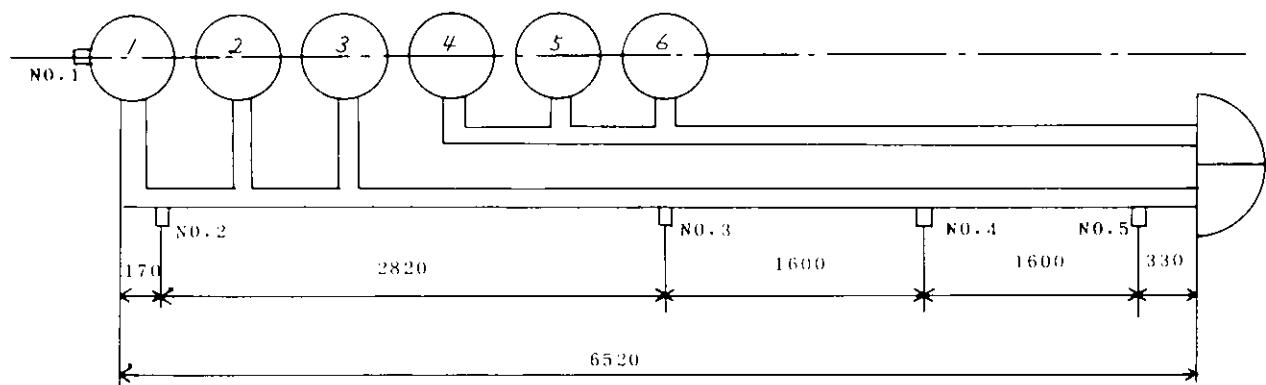
実験番号	961028	961010	961020
年月日	53.12.26		
時刻	16.10	16.30	16.50
負荷	3/4	85%	3/4
機関回転速度 (rpm)	750	850	950
動力計荷重 (kg)	300	300	235
(初張力 115 kg を除く)			
機関出力 (ps)	563	638	560
過給機回転速度 (rpm)	20000	21000	20000
給気圧 (atg)	0.51	0.65	0.50
給気温度 (°C)	18	15	14
給気冷却圧損 (mm Aq)	160	200	160
風量 (mm Aq)	140	185	135
(kg/s)	0.922	1.065	0.915
(kg/p s · h)	5.90	6.0	5.90
大気温度 (°C)	13	13	13
シリンダ内最高			
圧力 (atg) #1	72	77.6	75.6
#2	74	76.4	72.2
#3	76	80.0	74.0
#4	75.2	77.2	70.8
#5	76	78.0	72.0
#6	76	78.0	74.1

排气導管



実験機関の給排気系概略図

図 3.1.1 実験機関の給排気系概略図



測定点

NO.1..第 1 シリンダー内圧力
NO.2~NO.5.. 排気管内圧力

図 3.1.2 実験機関の排気系概略図及びシリンダー内圧力、
排気管内圧力測定位置

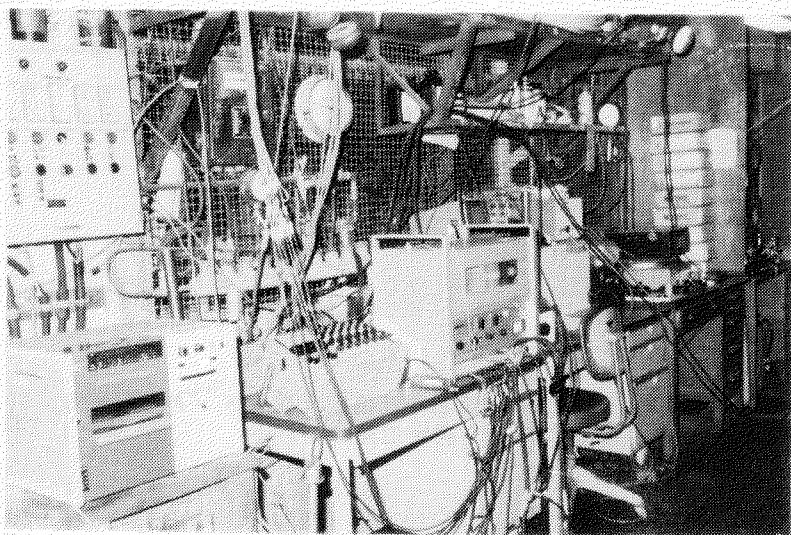
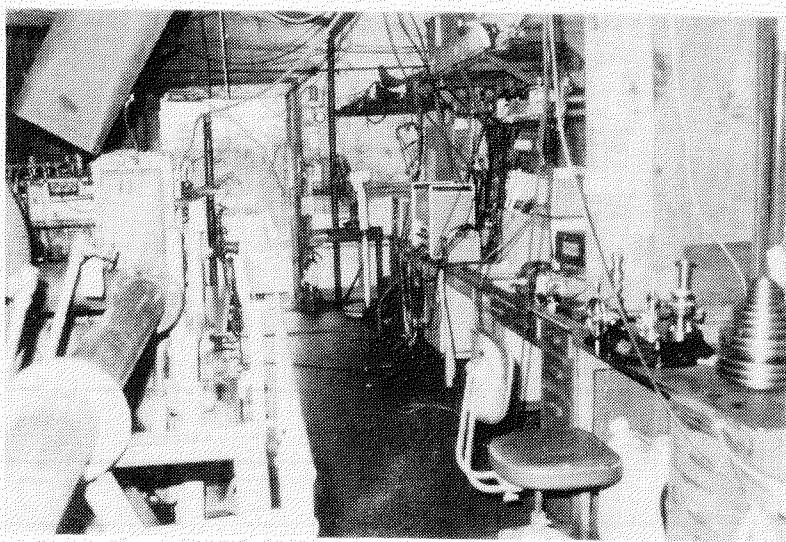
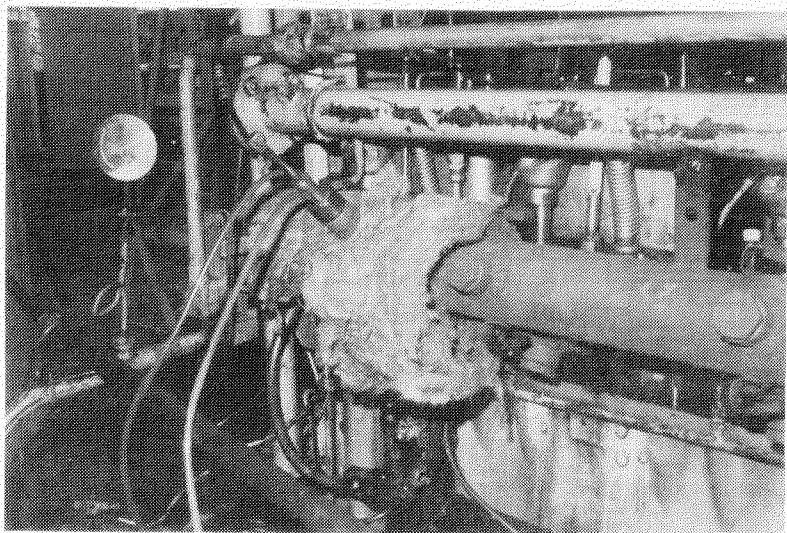


図 3.1.3 実験現場の状況

3.2 実験結果

図 3.2.1～図 3.2.3 は表 3.1.2 に示す運転条件下での計測結果である。この図は、データレコーダに記録したものを、アナログ／ディジタル変換機でデジタル化し、計算機処理したものをプロッターにより作図したものである。それ故、計測器や記録機のノイズ、アナログ／ディジタル変換時における量子化誤差などを含んでいる。実験結果の図中に見られる非常に振幅の小さい、高周波成分は排気管内ガスの脈動現象と直接関係があるかどうか明確ではない。計測器や記録機などの周波数特性その他から考えると測定中に発生したノイズと思われる。計測結果のグラフと測定点との関係は、図の下から排気管内の $\alpha 2 \sim \alpha 5$ の順で、最上部のグラフが第 1 シリンダ内圧力である。X 軸は第 1 シリンダの TDC-TDC-TDC を表わし、Y 軸はいずれもゲージ圧力を示している。この実験に使用したディーゼル機関の着火順序は 6-2-4-1-5-3-6 となっている。それ故、図中に 3 ケ所圧力の山が見られるのは、左から順に第 3 シリンダ、第 2 シリンダ、第 1 シリンダから排気ガスが吹き出したためにできたものである。測定点 $\alpha 2$ のグラフで第 1 シリンダからの排気ガスによって圧力が上昇し始めるのは TDC 後約 135 度付近である（第 1 シリンダの排気弁開き始め角度は TDC 後 125 度である）。第 2 シリンダ、第 3 シリンダの排気弁の開閉時期は第 1 シリンダのそれと 240 及び 480 度ずれている。各シリンダからの吹出しによる圧力波がターピン側に伝ばしていく、そこで反射して返ってくる様子がはっきりとグラフに現われている。

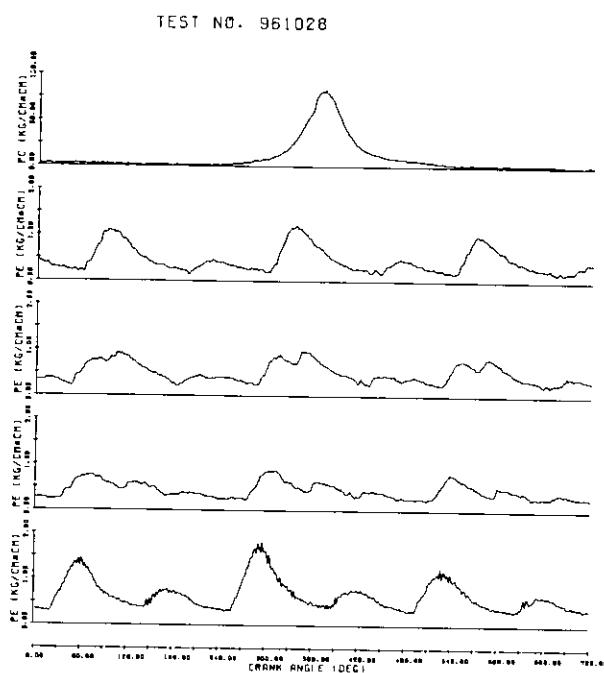


図 3.2.1

TEST NO. 961020

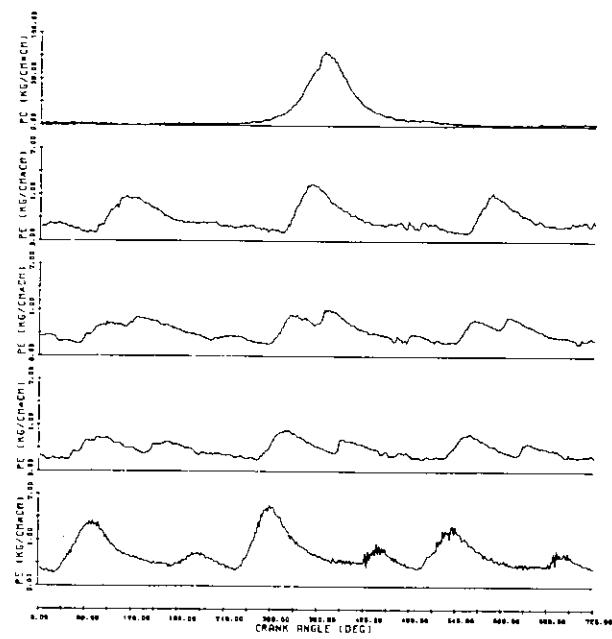


図 3. 2. 2

TEST NO. 961010

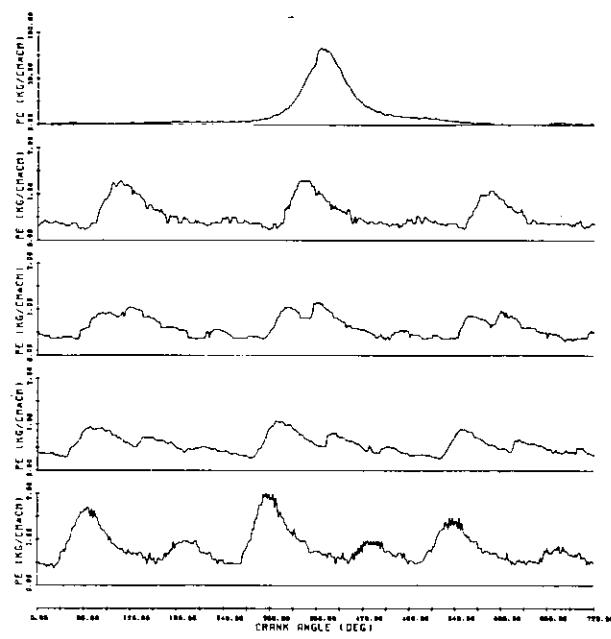


図 3. 2. 3

4. 実験結果と計算結果の比較

4.1 実験結果と性能シミュレーション(容積近似)結果との比較

性能シミュレーションプログラムを使用して計算した排気管内圧力変動及びシリンドラ内圧力を実験結果と比較したものが図4.1.1～図4.1.3である。

この時計算に使用したインプットデータは、実験時に得られたもので表3.1.2に示す通りである。実験結果とシミュレーション結果とを比較してみて、今回の例のように排気管が長い場合には、排気弁出口から排気ターピン入口まで圧力波が伝ばするのにかなりの時間が掛っている。そのため、実験結果とシミュレーション結果との間には位相のずれがはっきり認められる。このシミュレーションの中で使用した排気弁の流量係数及び排気ターピンの流量係数は、総合性能シミュレーションで使用したものと同じものである。しかし、排気管内圧力レベルが実験結果と性能シミュレーション結果とではかなり違っているが、この理由については現在までのところわかっていない。

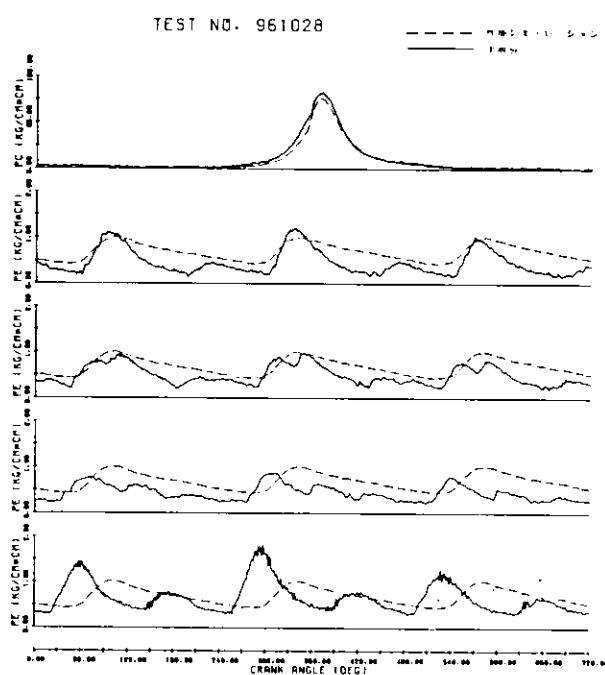


図 4.1.1

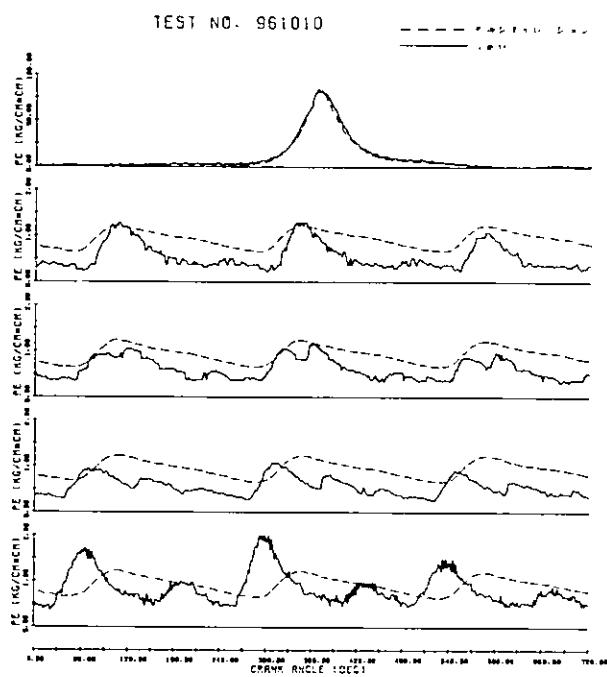


図 4. 1. 2

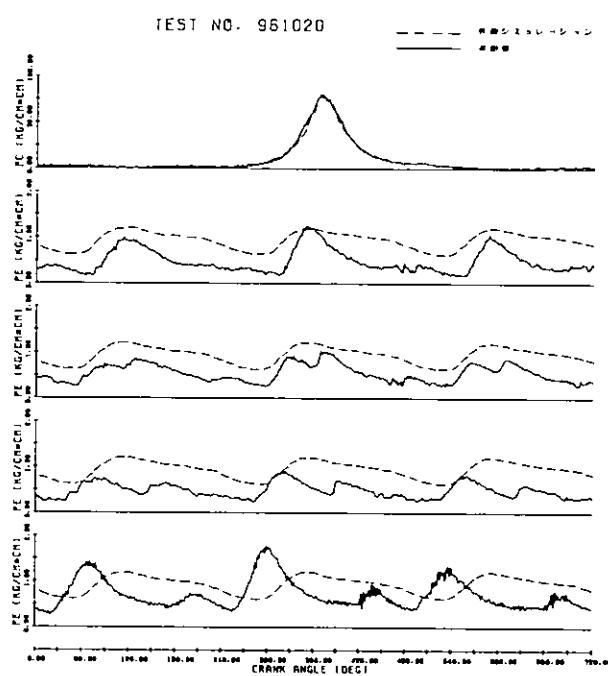


図 4. 1. 3

4.2 実験結果と総合性能シミュレーション結果との比較

総合性能シミュレーション結果と実験結果とを比較したのが、図 4.2.1～図 4.2.3 である。この計算に使用したプログラムは、排気管内のガス流れを等エントロピー流れ、管摩擦なしと仮定して解いている。

これらの図を見て明らかなことは、圧力波の伝ばの模様が計算によってはっきりと表現されていると同時に実験値ともよく合致していることである。また、排気弁から出た圧力波が排気ターピン入口で反射されて再び排気弁の方にもどってきているのがよくわかる。シミュレーション結果と実験結果の間には位相ずれもほとんどなくよく合っている。しかし、測定点 2 つまり、第 1 シリンダ出口に近い所での圧力レベルだけが少し違っている。この理由はいろいろ考えられるが決定的なものは、今のところわかっていない。

総合性能シミュレーションプログラムの実行時間は当所の電子計算機 (TOSBAC 5600/120) で 1 サイクル約 2 分位を要する。性能シミュレーションでは実行時間が 1 サイクル約 3.0 秒程度である。機関性能全体が大体収束するまでには約 5～6 サイクル計算する必要がある。この実行時間は、前にも述べたように排気管の分割の仕方によって大きく左右されるものである。現在の計算では、排気管の分割長さを 0.1 m としていて、機関のクランク角度で 0.5 度毎に計算している。

その他に、初期値の与え方がよければ、もっと早い時間で収束できる。

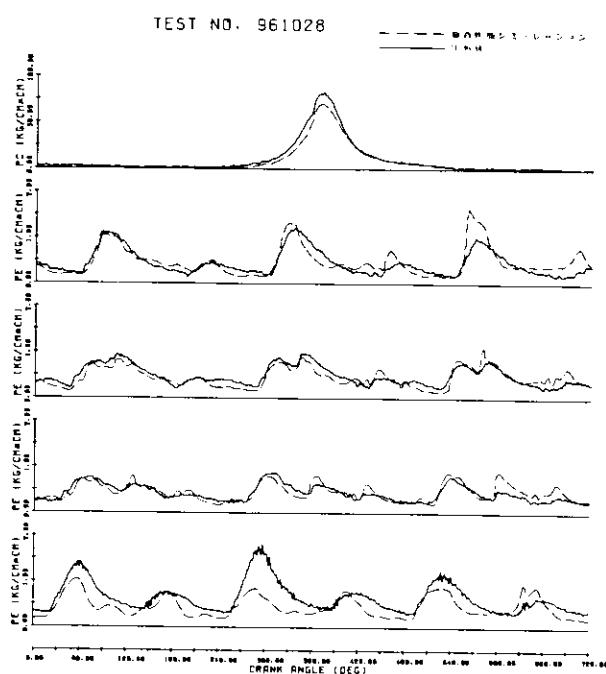


図 4.2.1

TEST NO. 961010

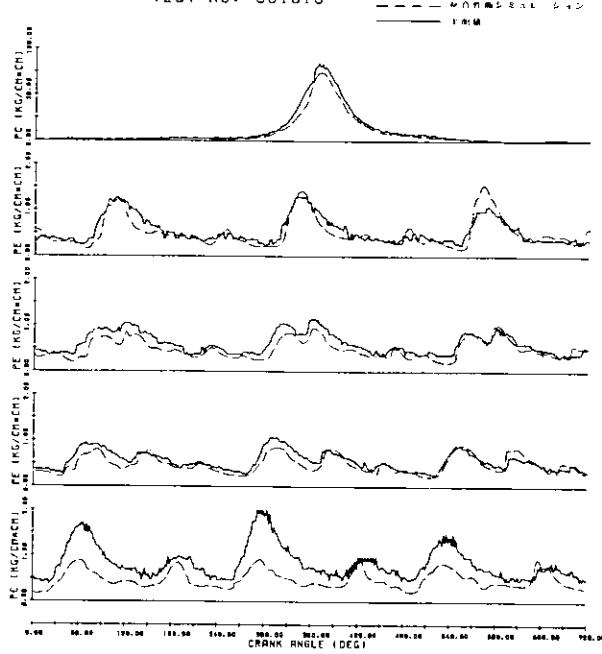


図 4. 2. 2

TEST NO. 961020

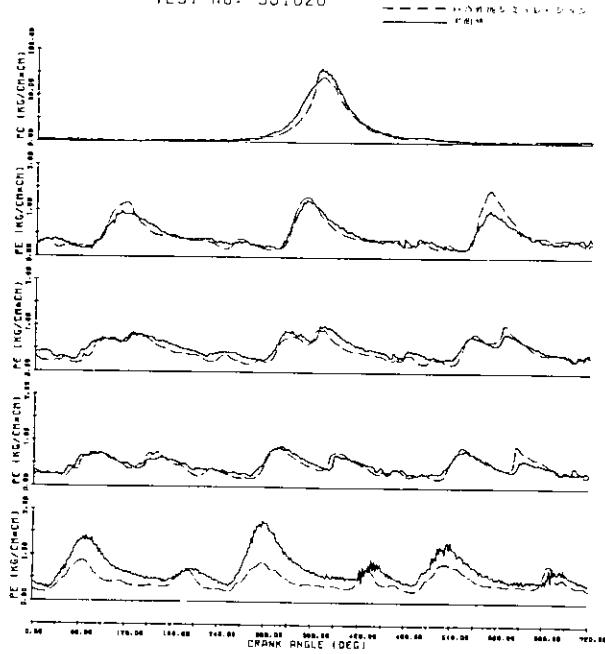


図 4. 2. 3

5. ま　と　め

機関性能シミュレーションと排気脈動シミュレーションプログラムを結合して作った総合性能シミュレーションプログラムにより、動圧過給四サイクル機関の排気脈動シミュレーションを試みた。このプログラムは、この研究の目的であった排気脈動現象を予測するのに充分役立つことがわかった。このプログラムを作るまでには、部分的な検討（例えば排気管系の管端の境界条件の与え方、分岐合流部の扱い方、二元的取扱い方、エントロピー変化のある場合の取扱など）を種々行なってきた。これらのものは、これから的研究に大いに役立つものと思う。例えば、有限要素法による二元的な取扱い方法は、複雑な形状をしたバルブコンバーターの設計などには必要となるものである。この報告書に入れることはできなかったが、エントロピー変化、管摩擦のある流れに適用できるプログラムもできている。しかし、安全性に問題がいくぶん残っているので、これを解決して早い時期にプログラムを完成されたものにし公表したいと思っている。

今後の問題点として解決が残っているものは、エントロピー変化の流れを扱うプログラムでは、エントロピーの不連続な所で計算が止まることと今までに経験しているので、これの解決法を見つけ出すことである。また、今回の研究の主眼は排気脈動現象に置かれていたが、これからは機関全体の性能予測の精度向上にまで検討の範囲を広げ、より精度の高いプログラムの完成を目指したい。