

日本船舶振興会昭和52年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料No.292

第162研究部会

舶用ディーゼル機関の排氣脈動及び ガス流れに関する研究

報 告 書

昭和53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52年度補助事業「船舶の構造・性能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 薄 (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) | 遠 藤 肇 (三 井 造 船) |
| 碓 井 健 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 涼 (川 崎 重 工 業) |
| 塙 出 敬 二 郎 (船 舶 技 術 研 究 所) | 田 中 紘 一 (石 川 島 播 磨 重 工 業) |
| 高 須 繢 (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) |
| 船 川 正 哉 (川 崎 重 工 業) | 溝 口 泰 峰 (佐 世 保 重 工 業) |
| 水 町 長 生 (千 葉 工 業 大 学) | 村 上 和 夫 (日 本 鋼 管) |
| 三 宅 裕 (大 阪 大 学) | 由 良 忠 義 (京 都 大 学) |
| 山 野 弘 一 (ダ イ ハツ デ ィ ゼ ル) | |
| 吉 村 望 (三 菱 重 工 業) | |

目 次

| | |
|---|----|
| 第Ⅰ編 二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーションの研究 | 1 |
| まえがき | 1 |
| 1. 実機の排気管内圧力脈動の計測値と計算値との比較検討 | 2 |
| 1. 1 計算方法 | 2 |
| 1. 2 計測方法と計測位置 | 6 |
| 1. 3 計測結果と計算の比較 | 8 |
| 1. 3. 1 計測と計算の比較 | 8 |
| 1. 3. 2 各種パラメータの検討 | 8 |
| 1. 3. 3 静圧排気管の圧力波形の検討 | 13 |
| 1. 3. 4 誤差の検討 | 21 |
| 2. KZ 52/90 N機関の排気管模型(1/2)による実験 | 28 |
| 2. 1 目的 | 28 |
| 2. 2 実験方法 | 28 |
| 2. 3 実験結果 | 34 |
| 2. 4 実験結果と計算の比較 | 40 |
| 2. 5 結論および問題 | 43 |
| 3. むすび | 43 |
| 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 | 45 |
| 1. まえがき | 45 |
| 2. 連続非定常大型実験装置(KZ 52/90機関の1/2動模型)による排気流出過程の調査 | 46 |
| 2. 1 実験装置の製作 | 46 |
| 2. 2 排気孔の流量係数の調査(定常流の場合) | 48 |
| 2. 3 排気孔の流量係数の調査(プローダウンを行わせた場合) | 48 |
| 2. 4 プローダウン時の排気孔内および排気管内圧力計測 | 51 |
| 3. まとめ | 51 |
| 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 | 53 |
| 1. まえがき | 53 |
| 2. 脈動シミュレーションプログラムの概要 | 56 |
| 2. 1 一次元脈動シミュレーション | 56 |
| 2. 2 二次元脈動シミュレーション | 57 |
| 3. 模型実験とシミュレーションの比較 | 69 |
| 3. 1 一次元脈動シミュレーションとの比較 | 69 |
| 3. 2 二次元脈動シミュレーションとの比較 | 69 |
| 4. 性能シミュレーションと脈動シミュレーションの結合 | 78 |
| 5. 給気管系の改造と実機計測 | 79 |

第Ⅰ編 二サイクル静圧過給機関の排気脈動シミュレーションの研究

まえがき

静圧過給機関の排気脈動シミュレーションは、①初年度の昭和50年度は、細い直管の途中にしづり板がある一次元脈動管内の非定常流れについて研究し、②昭和51年度は細い管が直角に分岐・合流している一次元の管系について研究し、分岐・合流部では流れの入口・出口の静圧が一定であるという仮定（constant pressure theory）を用い、非定常流れの解析には特性曲線法を用いることにより、作動ガスに空気を用いていいる場合は、非定常流れをほぼ完全な形で数学的に再現できることがわかった。

本年度の課題はこれまでの考え方、すなわち一次元流れを解く特性曲線法とconstant pressure theoryを組み合わせた排気脈動の解析理論が、実機の脈動解析に応用しうるかどうかを明らかにすることである。このような課題に応えるため、本年度は次のような検討を行なった。

(1) まず実機計測を行ない、本管部分では上記理論による計算と実測が非常によく一致することを確認した。あとでもふれるように、排気ポート附近の脈動は計測がむずかしく、実機データがないので、この時点ですべて近くの脈動シミュレーションと実測を云々することはできない。

この段階ではさらに、例えば排気タービンの流量係数など、実機の脈動シミュレーションに影響を与えると考えられる各種のパラメータについて検討した。

(2) つぎに、KZ 52/90機関の排気管を1/2に縮尺した模型実験装置によって、本管と排気ポートをつないでいる枝管の脈動について特に調査した。これは、実機では構造上、排気ポート附近と枝管部の計測を精度よく行なうこととはむずかしく、模型実験によらざるを得ないからである。

以上のような研究の結果、排気管本管部ではこれまでの解析法では十分であるが、ポート附近の解析については検討を要することがわかった。

なお、本研究は当初二サイクル機関だけを対象にしていたが、研究がすむにつれて、四サイクル静圧過給機関の排気脈動も二サイクル機関と同じ解析手法でよいことがわかったので、本年度から四サイクル機関を含めて検討している。たゞ、四サイクル機関では、排気脈動によって生ずる不具合が二サイクル機関ほどシビアではないように思われるが、この点については実機の情況をまだ正確につかんでいない。

1. 実機の排気管内圧力脈動の計測値と計算値の比較検討

1.1 計算方法

計測は当社の2サイクル機関K7Z70/120E型および4サイクル機関9L52/55A型で行なった。

図1.1.1に2サイクル機関の断面図を、図1.1.2に立体図を示す。

図より、排気枝管部にはribがあり、又排気本管には膨張継手が挿入されているため、一様な管径ではないことがわかる。

そのほか、排気枝管部はディフューザ形状であり、排気孔付近は三次元的な形状であることもわかる。

そこで排気管系の計算モデルとして次のような仮定を行なう。

- 1) 排気枝管は直管とみなす。
- 2) 排気本管は円管とし、一定断面積とする。
- 3) 排気孔付近は一次元的に取り扱う。
- 4) 排気管は一次元的であるとみなし、寸法は中心線上でとる。
- 5) ターピンは等価オリフィスでおきかえる。

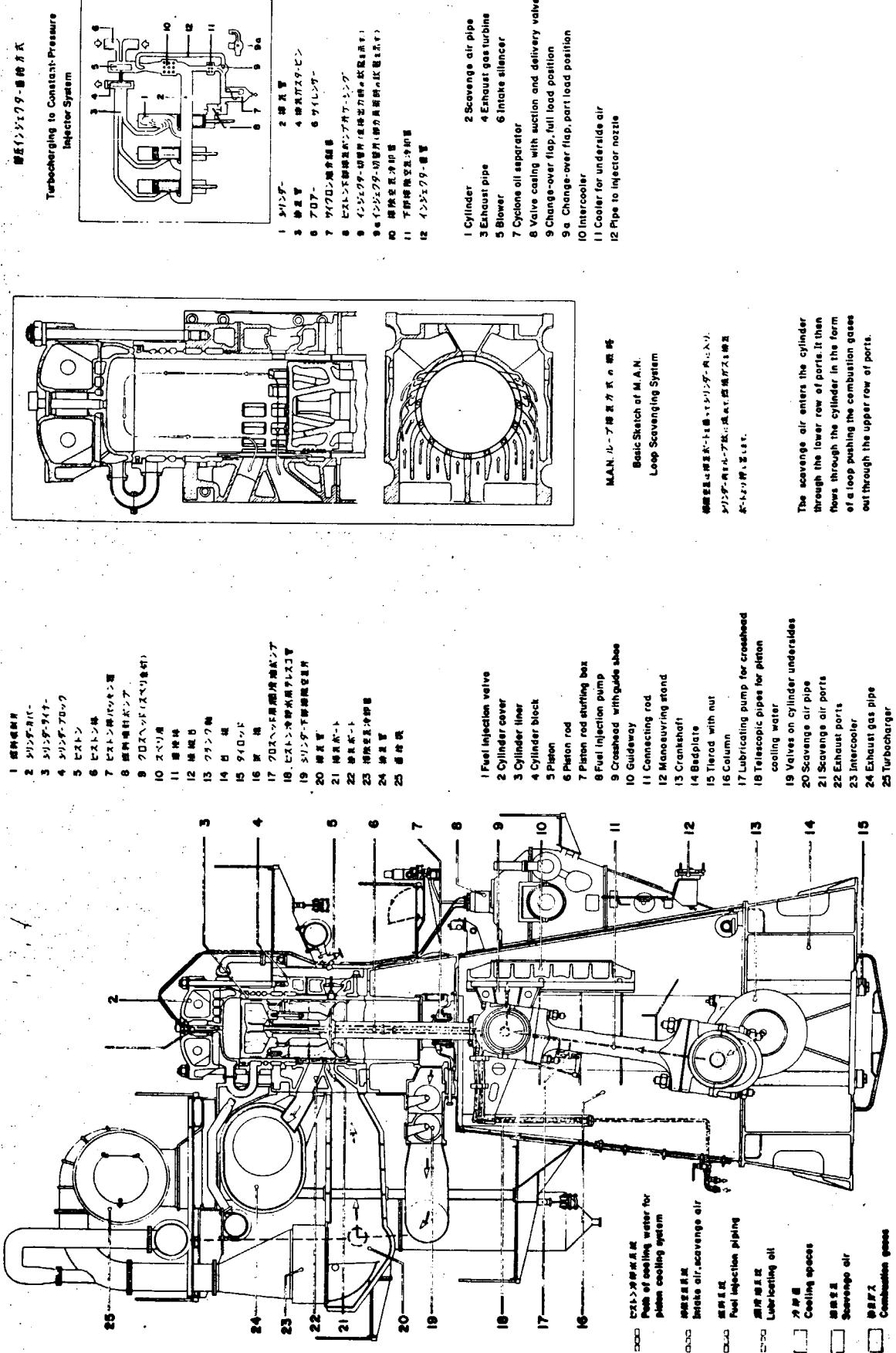
以上のようなモデルにもとづいて、K7Z70/120E型機関および9L52/55A型機関の排気管本管における圧力変化を求める。計算手法については前報(研究資料No.276)で報告済みのため、ここでは省略する。

計算を行なう際に、実機のデータとして、表1.1に示すような値が必要である。計算はこれらの値を用い、計算開始時を第1シリンダの上死点とする。排気管内の圧力と温度の初期値は実機の排気管内平均圧力、および温度を用いた。そして、各シリンダの排気孔(弁)が開く時に、排気直前のシリンダ内圧力(P_{EO})および温度(T_{EO})を与える。ただし、圧力は実測値であるが、温度は性能シミュレーションにより求めた。シリンダ内は完全混合とし、シリンダ内圧力はVolume法で計算した。掃気管とシリンダは短い管で接続されていること、圧力差が比較的小さいことより、掃気管内の圧力変動はほとんどなかった。又、2サイクル機関の場合には、図1.1.3に示すような排気孔および掃気孔の開口面積変化の図および流量係数が必要である。流量係数は0.8とし、一定値を用いた。4サイクル機関については排気弁および給気弁の開口面積の変化を表わす式により求めた。流量係数は弁揚程によって変化するとした。

表1.1 計算に用いた値

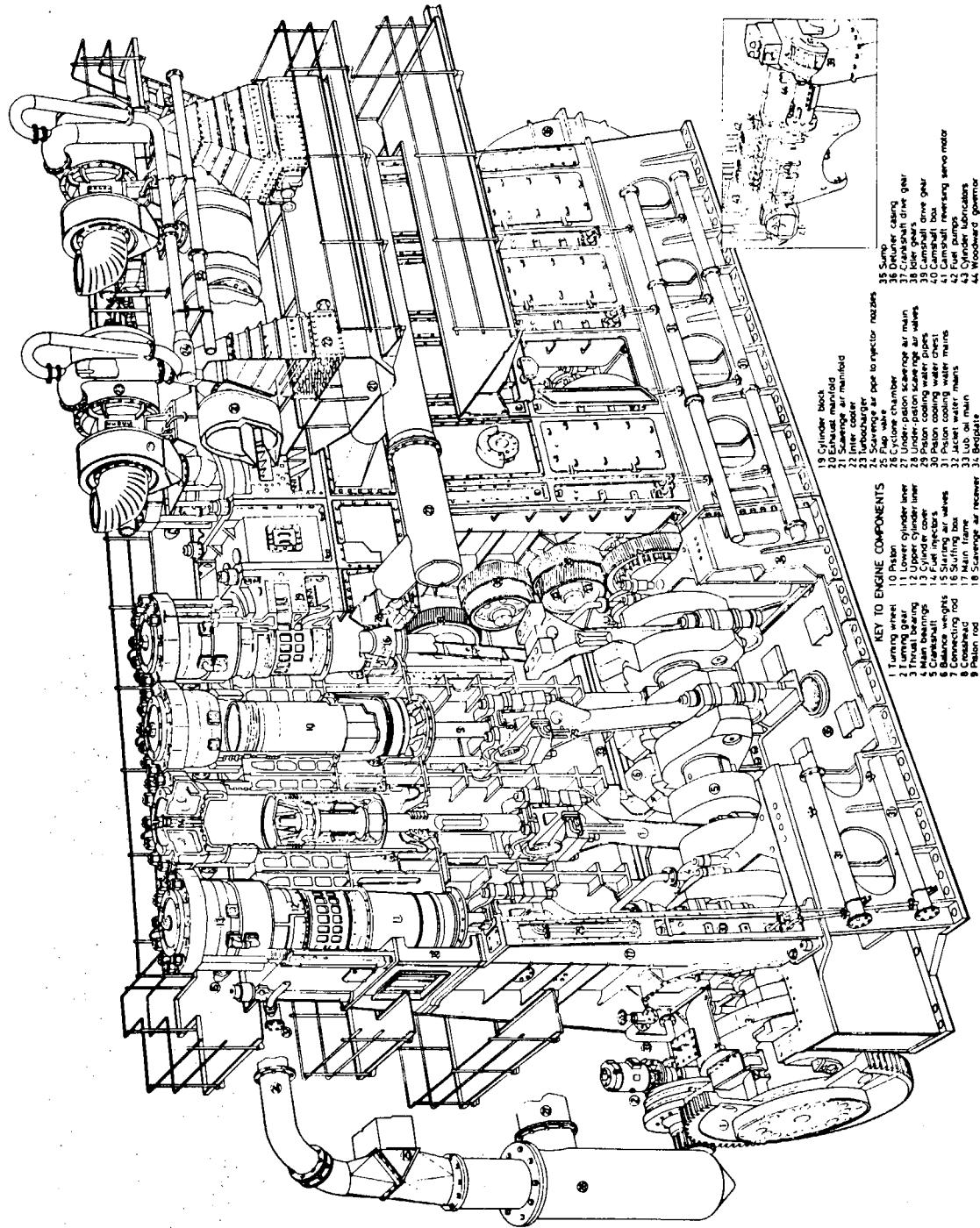
| 機 関 | | K7Z70/120E | | | 9L52/55A |
|-----------|-----|-----------------|------|---------------------|----------|
| 負 荷 | % | 50 | 75 | 100 | 100 |
| 回 転 数 | rpm | 115 | 132 | 145 | 450 |
| 掃 気 壓 力 | atg | 0.44 | 0.80 | 1.17 | 1.9 |
| 掃 気 温 度 | °C | 40 | 40 | 40 | 40 |
| P_{EO} | atg | 3.6 | 5.1 | 6.5 | 1.05 |
| T_{EO} | °C | 360 | 460 | 550 | 750 |
| シ リ ン ダ 径 | cm | 70 | | | 52 |
| ス ト ロ ー ク | cm | 120 | | | 55 |
| 圧 縮 比 | | 1.086 | | | 1.20 |
| シ リ ン ダ 数 | | 7 | | | 9 |
| 等価オリフィス径 | mm | 211.0 | | | 210.0 |
| 流 量 係 数 | | 1.15 | | | 1.23 |
| 着 火 順 序 | | 1 7 2 5 4 3 6 1 | | 1 3 5 7 9 8 6 4 2 1 | |

(注) 流量係数が1より大きくなっているのは、理論流量がターピン前の圧力 P_1 と、ターピン直後の圧力 P_2 の比 P_2/P_1 をもとにして計算されたものではなく、 P_1 とターピン後の流れの運動エネルギーがほぼ完全に静圧に回復したところの圧力 P'_2 との比 P'_2/P_1 をもとにして計算されているからである。



PRINCIPAL CHARACTERISTICS

| | Specification | Value |
|--|------------------------|-------------------------|
| PERFORMANCE | | |
| Continuous engine output | 1 000 bhp | |
| N. Lp. | 100 rev/min | 13.8 kg/cm ² |
| Maximum pressure | 14 kg/cm ² | 4.8 kg/cm ² |
| Compressor pressure | | |
| PRESSURE CHARGING/SCAVENGING SYSTEM | | |
| Type of scavenging | Water | |
| Scavenging air pressure | 1.0 kg/cm ² | |
| Scavenging air temperature | 100°C | |
| Scavenging air volume | 1.1 m ³ /kg | |
| Number of scavenges | 1.0 | |
| Scavenging air pressure | 1.0 kg/cm ² | |
| Scavenging air temperature | 100°C | |
| Scavenging air volume | 1.1 m ³ /kg | |
| Number of scavenges | 1.0 | |
| CYLINDER LUBRICATION SYSTEM | | |
| Oil pressure | 10-14 | 0.7 kg/cm ² |
| Oil consumption | 0.001 | kg/kWh |
| ENGINE COOLING SYSTEM | | |
| Water cooling | Water | |
| Coolant pump | Water | |
| Water pump | Water | |
| Water jacket temperature | 80°C | |
| Cylinder jackets, constant | Water | |
| Cylinder jackets, variable | Water | |
| Water jacket temperature | 80°C | |
| Front jackets, constant | Water | |
| Cylinder jackets, variable | Water | |
| Water jacket temperature | 80°C | |
| Front jackets, variable | Water | |
| Water jacket temperature | 80°C | |
| Water jacket temperature | 80°C | |
| FUEL INJECTION SYSTEM | | |
| Acceptable range of fuel | up to 1000 km | High speed |
| Fuel injection pressure | 100 bar | 100 bar |
| Fuel injection pressure | 100 bar | 100 bar |
| Net fuel consumption at 1000 bhp | 150 g/kWh | 170 g/kWh |
| Thermal efficiency | 42% | 42% |
| BALANCING | | |
| Front wheel | Front wheel | |
| Rear wheel | Rear wheel | |
| Service motor engine | Service motor engine | |
| DIMENSION | | |
| Length | 10.72 | m |
| Width | 3.02 | m |
| Height | 3.02 | m |
| Front overhang | 1.20 | m |
| Rear overhang | 1.20 | m |
| Front wheelbase | 1.80 | m |
| Rear wheelbase | 1.80 | m |
| Front track width | 1.60 | m |
| Rear track width | 1.60 | m |
| WEIGHT OF ENGINE | | |
| Weight | 1160 | kg |



KEY TO ENGINE COMPONENTS

- 1 Turning wheel
- 2 Thrust gear
- 3 Thrust bearing
- 4 Main bearings
- 5 Balance weights
- 6 Starting motor
- 7 Connecting rod
- 8 Crankshaft
- 9 Piston rod
- 10 Piston
- 11 Lower cylinder liner
- 12 Upper cylinder liner
- 13 Cylinder cover
- 14 Oil cooler
- 15 Oil filter
- 16 Suction box
- 17 Main frame
- 18 Scavenge air receiver
- 19 Oil pump
- 20 Exhaust manifold
- 21 Scavenge air manifold
- 22 Inter cooler
- 23 Uncharger
- 24 Scavenge air pipe to injector nozzles
- 25 Scavenge air pipe to cylinder
- 26 Cylinder chamber
- 27 Under piston base ring air valves
- 28 Under piston base ring water valves
- 29 Piston cooling water pipes
- 30 Piston cooling water jackets
- 31 Piston cooling water valves
- 32 Piston cooling water jackets
- 33 Jacket water jackets
- 34 Oil pump
- 35 Scallops
- 36 Detent casting
- 37 Crankshaft drive gear
- 38 Oil gears
- 39 Camshaft drive gear
- 40 Oil pump
- 41 Camshaft
- 42 Fuel pumps
- 43 Cylinder lubricators
- 44 Woodward governor

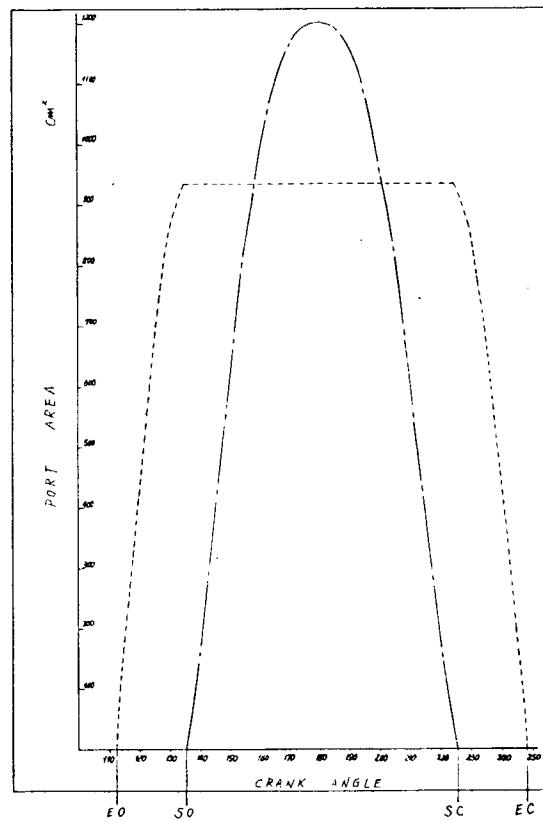
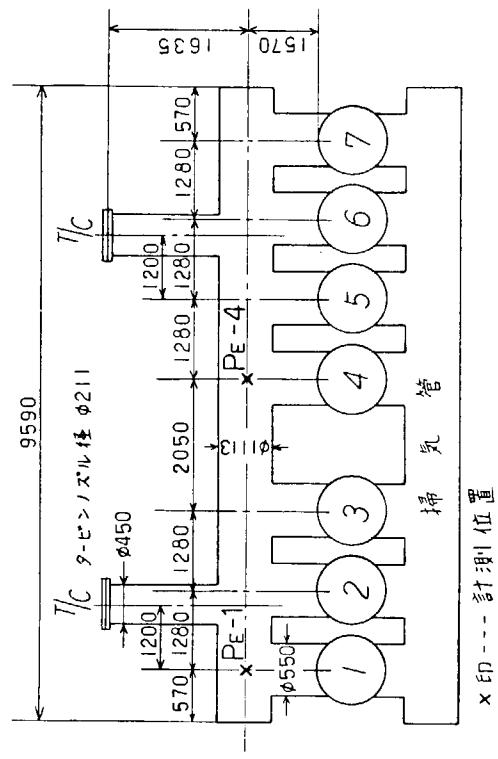


図 1.1.3

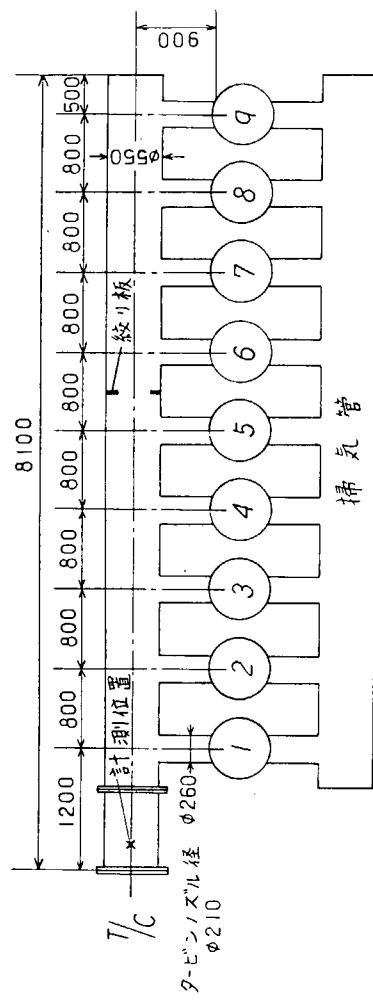
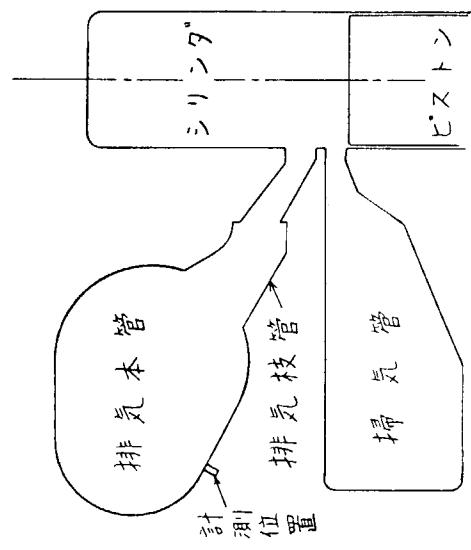
1.2 計測方法と計測位置

当社の2サイクル機関K 7 Z 70/120E型および4サイクル機関9 L 52/55A型の排気管をモデル化した図を図1.2.1、図1.2.2に示す。各図の左は断面形状を示す。計測位置は図の×印である。各図には排気管寸法を示してあり、この寸法に基づいて計算を行なう。4サイクル機関については、紋り板を挿入しない場合と図の位置に挿入した場合について計測を行なった。排気管内圧力は歪ゲージ式圧力変換器で計測した。



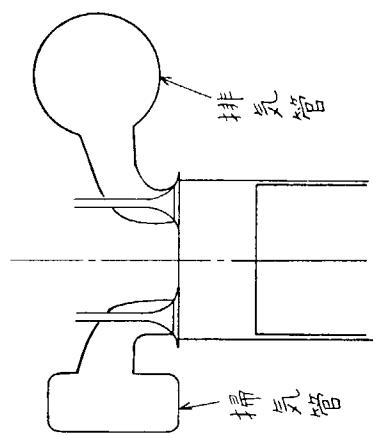
K7Z 70/120E (2cycle)

図 1.2.1



9L52/55A (4cycle)

図 1.2.2



1.3 計測結果と計算の比較

1.3.1 計測と計算の比較

(1) 負荷が異なる場合(2サイクル機関)

2サイクル機関K7Z70/120Eについて、負荷が100%、75%、50%の3つの場合の計測値と計算値を比較した図を図1.3.1、1.3.2、1.3.3に示す。比較した位置は図1.2.1の P_{E-1} 、 P_E -4である。また、図1.3.1の上図は第1シリンダ内の圧力を示しており、排気孔開($112^\circ C.A.$)の時にシリンダ内圧力(P_{EO})が与えられることがわかる。各図はそれぞれ第1シリンダの上死点を原点(0度)としている。図中の太い実線は計算値で細い実線は計測値である。図より、このような大型の複雑な形状をした排気管を一次元化することにより、管内の圧力変動(最大全振幅 0.3 kg/cm^2)を表わせることがわかる。なお各図において、 P_{E-1} では $130^\circ C.A.$ 付近、 P_E -4では $340^\circ C.A.$ 付近が一致していないが、この原因としては次のようなことが考えられる。まず、図1.2.1の左の断面図に示すような位置で計測すれば、例えば P_{E-1} では第1シリンダのblowdownの影響を受け、正確に静圧を計測することが困難であると考えられる。

この問題点については2章で考察する。

なお実際の排気枝管の形状は図1.2.1の断面図に示されているように、シリンダ出口から排気本管に向って面積が徐々に広がっている。このようなディフューザ形状を考慮した計算結果は面積を一定として計算した結果と、排気本管での圧力についてはほとんど差はみられなかった。ただし排気枝管、特にシリンダ出口付近の圧力については、当然の事であるが、差が生じると思われる。

(2) 紋り板を挿入した場合(4サイクル機関)

4サイクル機関9L52/55Aについて、紋り板を挿入する前と挿入した後の計測値と計算値を比較した図を図1.3.4に示す。負荷は100%、回転数は450 rpm、計測位置は図1.2.2に示すような過給機前である。2サイクルの場合と同様、図の上図は第1シリンダ内の圧力変化を示しており、排気弁開($130^\circ C.A.$)時にシリンダ内圧力を与える。各図は第1シリンダの上死点を原点(0度)としている。図中の太い実線は計算値で細い実線は計測値である。図の上から二番目の図は紋り板を挿入する前であり、その下の図が挿入した場合である。この場合の紋り板の穴径は380 mm、挿入位置は第5シリンダと第6シリンダの排気管の間(図1.2.2参照)である。図より、紋り板を挿入する前には圧力変動の最大振幅は 0.6 kg/cm^2 あるが、排気管径との面積比が約0.5の紋り板を挿入することによって、その振幅が 0.4 kg/cm^2 に減少し、管内圧力の最大値も 1.9 atm から 1.7 atm に減っていることがわかる。計算結果はこのような管内圧力変動の様子を良く表わしており、排気管内の圧力変動の振幅や位相をかえる場合に、計算により紋り板の位置や穴径等を決めることができる。

1.3.2 各種パラメータの検討

ここでは、最適なパラメータを選定するのではなく、各パラメータの変動に対する解の安定性を中心に議論を進める。

(1) 計算回数

完全な周期解を得るために、何サイクルにもわたって計算しなければならなく、これは実用上不可能となる。したがって適当な計算回数でこれを代用する。表1.2は計算回数とタービン流量及び代表的な管内圧及び最高圧最低圧を示している。管内圧は計算回数3で急速に収束し、後はほとんど変わらない。一方流量は、計算回数3でほぼ収束し、その後さらに計算を進めると約1%程度変化する。 P_{ZEO} 、 P_s をinput dataと考えかつ管内圧のみに注目している当面の計算では、計算回数を3回で打ち切ってよいと考えられる。

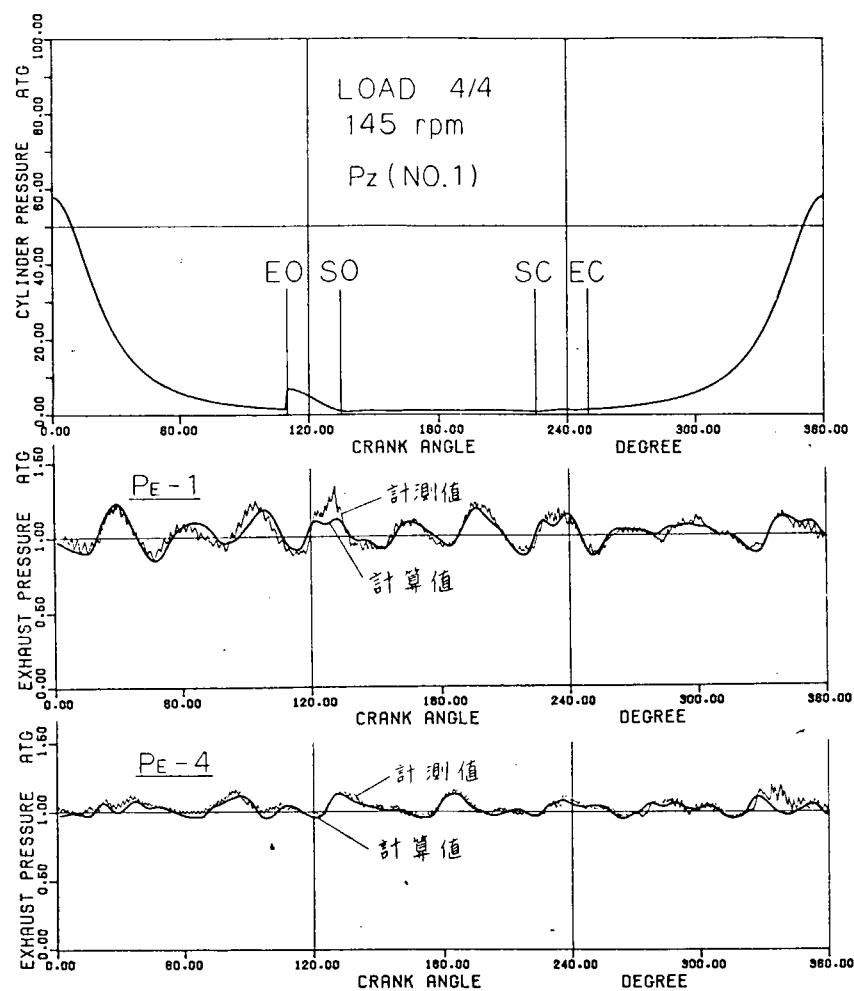


図 1.3.1

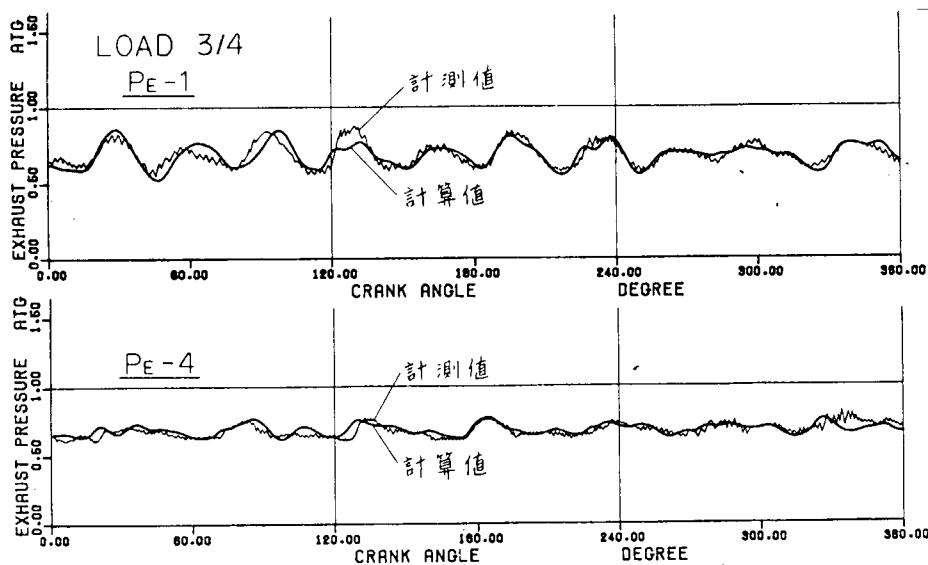


図 1.3.2

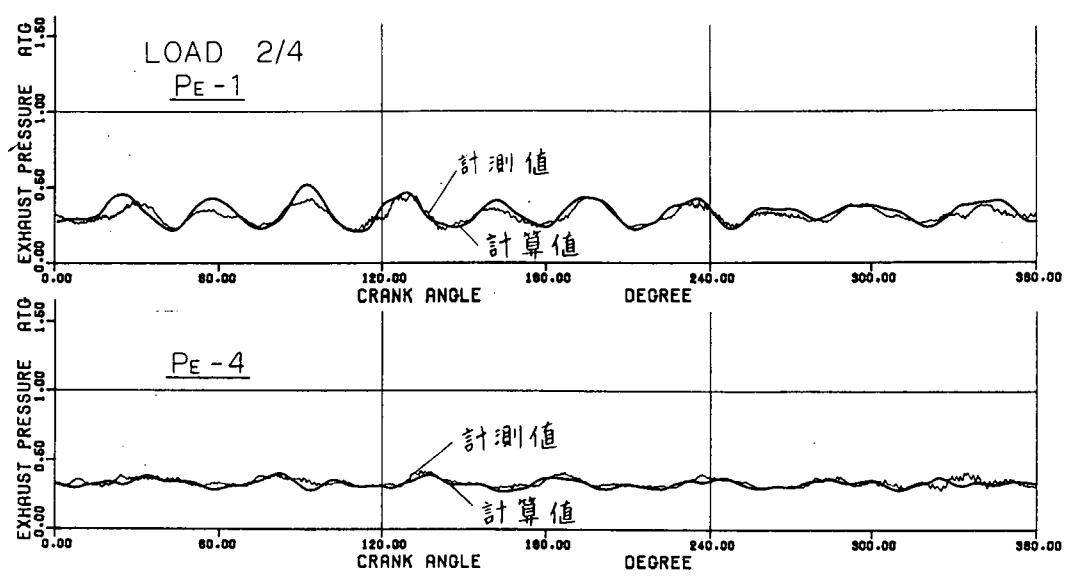


図 1.3.3

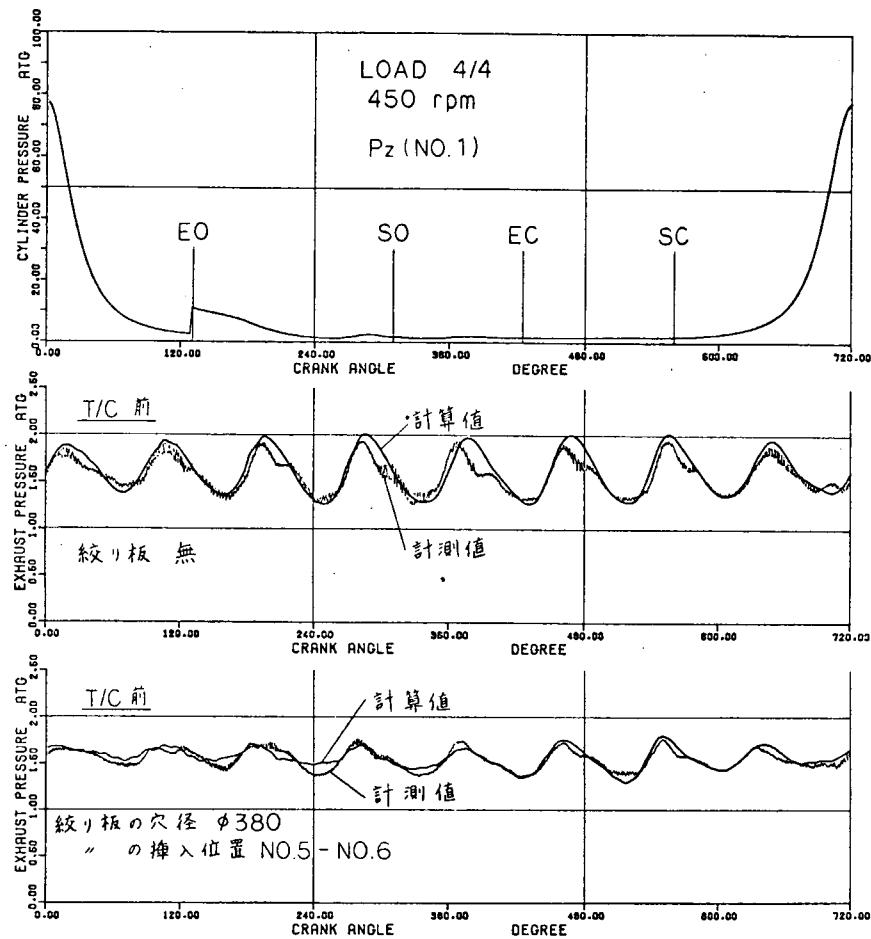


図 1.3.4

表 1. 2

| 計算回数 | 回 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|------------------------------|----------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| タービン流量 | Nm ³ /min | 1163.9 | 1261.1 | 1292.3 | 1300.6 | 1303.8 | 1304.2 |
| P _E (1-2) C. A=0° | a t g | | | 0.96 | | | 0.98 |
| P _E (1-2) の最大 | a t g | | | 1.23 | | | 1.23 |
| P _E (1-2) の最小 | a t g | | | 0.85 | | | 0.86 |

(2) 断熱指数 κ

断熱指数はおよそ次の式

$$\kappa = C_0 + C_1 T + C_2 T + C_3 / \lambda$$

に従って変化する。ここでは λ は空気過剰率である。実機の排気管内での空気過剰率は $\lambda = 2 \sim 2.5$ 、温度は $300^{\circ}\text{C} \sim 500^{\circ}\text{C}$ である。したがって図 1.3.5 より平均的に $\kappa = 1.34$ を用いればよいことがわかる。

$\kappa = 1.30$ 及び $\kappa = 1.40$ の両極端の計算結果の比較が図 1.3.6 に示してある。両者の排気管内における圧力の差はせいぜい $\Delta P = 0.02 \text{ kg/cm}^2$ であり、 $\kappa = 1.34$ を用いれば十分であることがわかる。ところがシリンダ内圧 P_Z は、圧縮行程中の κ によって大きく変わる。したがって性能シミュレーションとの結合を行う際のシリンダ内の κ は十分注意して決定しなければならない。

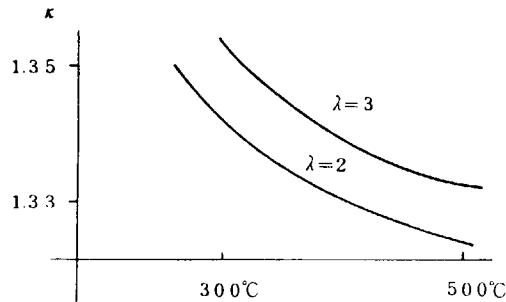


図 1. 3. 5

(3) タービンの流量係数 μ_{TC}

タービンを等価オリフィスと見なした我々の計算では、その流量係数 μ_{TC} は非常に重要なパラメータである。K7Z70/120E での 2 個のタービンの μ_{TC} は、実機運転に基づく風量と管内平均圧より $\mu_{TC} = 1.15$ と決定されている。この節以外のすべての計算は、この実測値を用いている。 μ_{TC} を上下に 1.30, 1.0 と変えた時の計算結果を図 1.3.7 に示す。図より、両者の圧力は非常に異っており、 $\mu_{TC} = 1.30$ は $\mu_{TC} = 1.0$ に比べ平均圧が高くなっていることがわかる。又風量は $G (\mu_{TC} = 1.30) = 1454.2 \text{ Nm}^3/\text{min}$, $G (\mu_{TC} = 1.0) = 1119.3 \text{ m}^3/\text{min}$ となり大きな差をもたらす。したがって μ_{TC} は注意深く決定しなければならない。

(4) 排気ポート、掃気ポートの流量係数 μ_{EP} , μ_{SP}

一般にポート面積は時々刻々変化し、それに応じてその流量係数はかなり大きく変化すると考えられている。掃気ポートの流量係数 μ_{SP} は掃気ポートの開口度に応じた定常実験を行なうことによって近

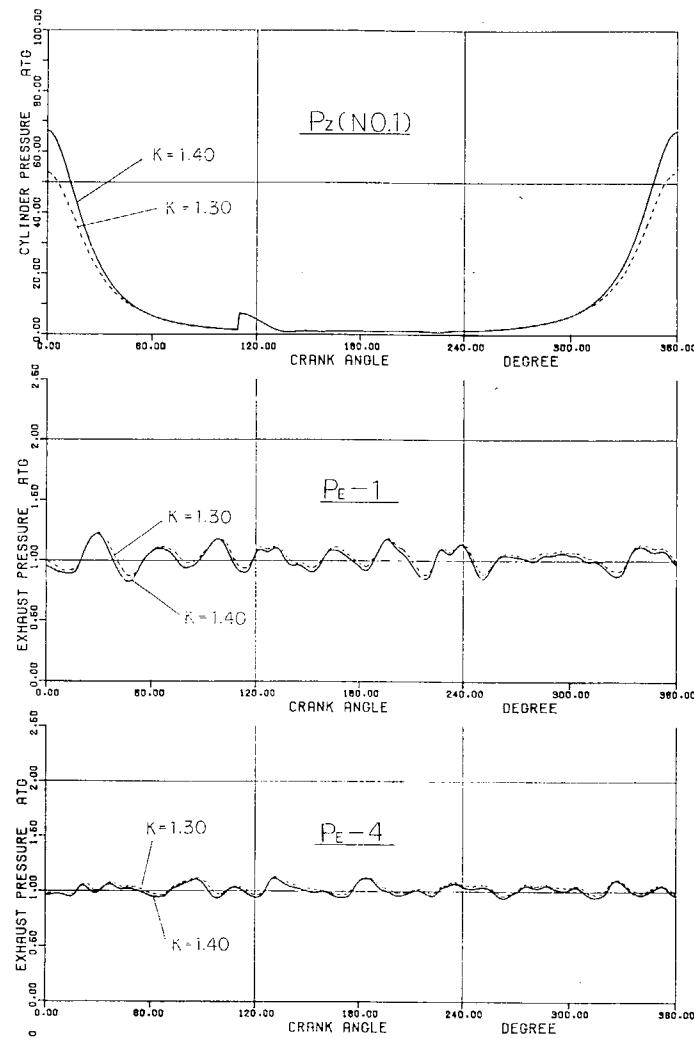


図 1.3.6

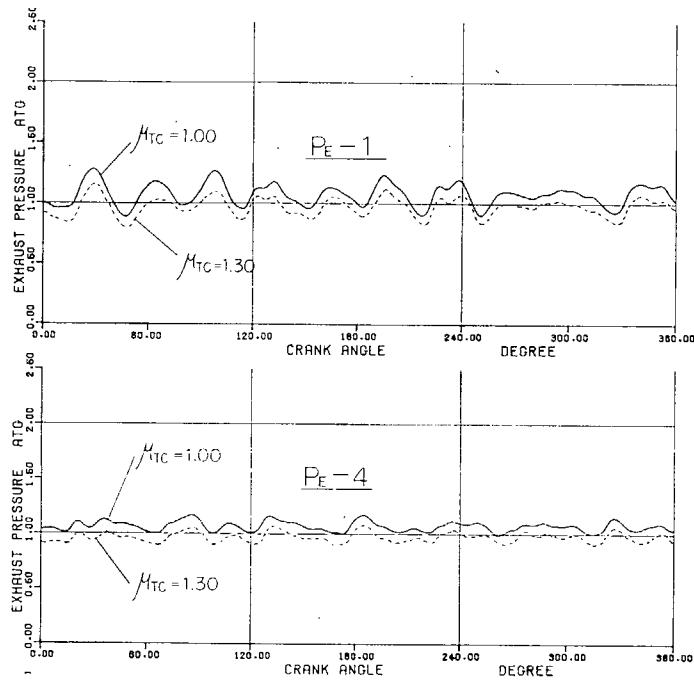


図 1.3.7

似値を得ることができるが、排気ポートの流量係数 μ_{EP} の決定は困難である。図 1.3.8 は $\mu_{SP} = 0.8$ と決めたとき、 $\mu_{EP} = 0.8$ 及び 1.0 のときの計算結果を示している。図より μ_{EP} は圧力波形にかなり影響することがわかる。又図 1.3.9 は $\mu_{EP} = 1.0$ と決めたとき、 $\mu_{SP} = 0.8$ 及び 1.0 のときの計算結果を示している。図より μ_{SP} も圧力波形にかなり影響することがわかる。又 μ_{EP} 、 μ_{SP} とも風量を変える。

(5) 排気始めの圧力 P_{ZEO} 、温度 T_{ZEO}

排気ポートの開き始めのシリンダ内圧は P_{ZEO} 、温度 T_{ZEO} は、シミュレーションにとっては出力情報であるが、当面の脈動計算にとっては完全に入力パラメータである。 P_{ZEO} は、実測値の PV 線図より得られた値を用いている。図 1.3.10 に示すとおり、 P_{ZEO} は管内圧力脈動の振巾を変えるが、位相には大きな影響をもたらさない。しかも、 P_{ZEO} の計測値はかなり信頼できるものであり当面問題とならない。一方 T_{ZEO} は計測困難であり、大ざっぱな予想値を用いることとなる。図 1.3.11 に示すとおり T_{ZEO} は管内圧力脈動の位相にも大きな変化をもたらす。

(6) 掃気圧 P_s 及び掃気温度 T_s

掃気圧 P_s 及び掃気温度 T_s は実機計測によって精度よく得ることができる。掃気圧 P_s は系全体の圧力レベルを決める重要なパラメータであり、性能シミュレーションにおいては、ターピン性能及び風量と結びついている。図 1.3.12 に $P_s = 1.17 \text{ atm}$ と $P_s = 1.00 \text{ atm}$ のときの計算結果を比較している。又図 1.3.13 に $T_s = 40^\circ\text{C}$ と $T_s = 100^\circ\text{C}$ のときの計算結果を示している。

図より T_s は余り脈動圧に影響を与えないことがわかる。

1.3.3 静圧排気管の圧力波形の検討

(1) Volume 的でないこと

静圧過給方式では、シリンダより排出される高温高速のガスのエネルギーを静圧に変換し、静圧ターピンを効率的に駆動させるために、大きな管径の排気管を用い、したがって圧力脈動の振巾は小さくなるように設計されている。このことを根拠に、従来性能シミュレーションにおいて静圧排気管は一つの容器とみなされてきた。即ち排気管内の温度変化 dT は、

$$dT = (\kappa T_{in} - T) dG_{in}/G - (\kappa - 1) T dG_{out}/G \quad (1.3.1)$$

で計算されてきた。圧力変化 dP は状態方程式と式 (1.3.1) の dT から求められる。この計算法は Volume 法又は Filling and Emptying Method と呼ばれ、取扱いが簡単であるが故に多用されている。

図 1.3.14 は K7Z70/120E について計測値と Volume 法による計算結果の比較を行ったものである。Volume 法は、全排気管を 1 つの容器とみなしているため、1 cycle に発生する 7 個の blow down に対応した 7 次の圧力脈動を生ずる。又圧力振巾も計測値と合わない。Volume 法では管内平均圧をほぼ再現できるだけである。計測値のような複雑な波形は、波動伝播を考慮しなければ表わすことができない。

Volume 法においては、各シリンダの着火のタイミングを等角とみなすと各シリンダは全く同等となり、圧縮始めの圧力、圧縮圧その他は同じ値となる。したがって各シリンダのバラツキの議論には何らの情報も与えない。特性曲線法に基づく計算では表 1.3 より圧縮始めの圧力は、およそ $\Delta P = 0.3 \text{ kg/cm}^2$ のバラツキを示し、これは、圧縮圧に $\Delta P = 3 \sim 4 \text{ kg/cm}^2$ のバラツキを与える。これらの値の検討は、次年度の研究課題である。

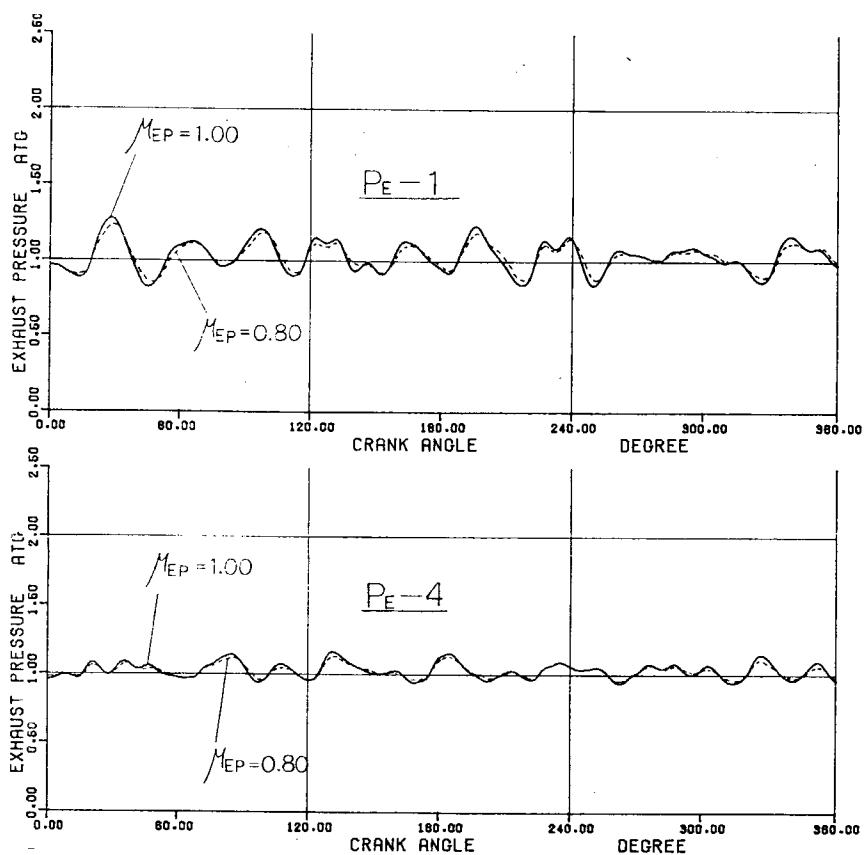


図 1.3.8

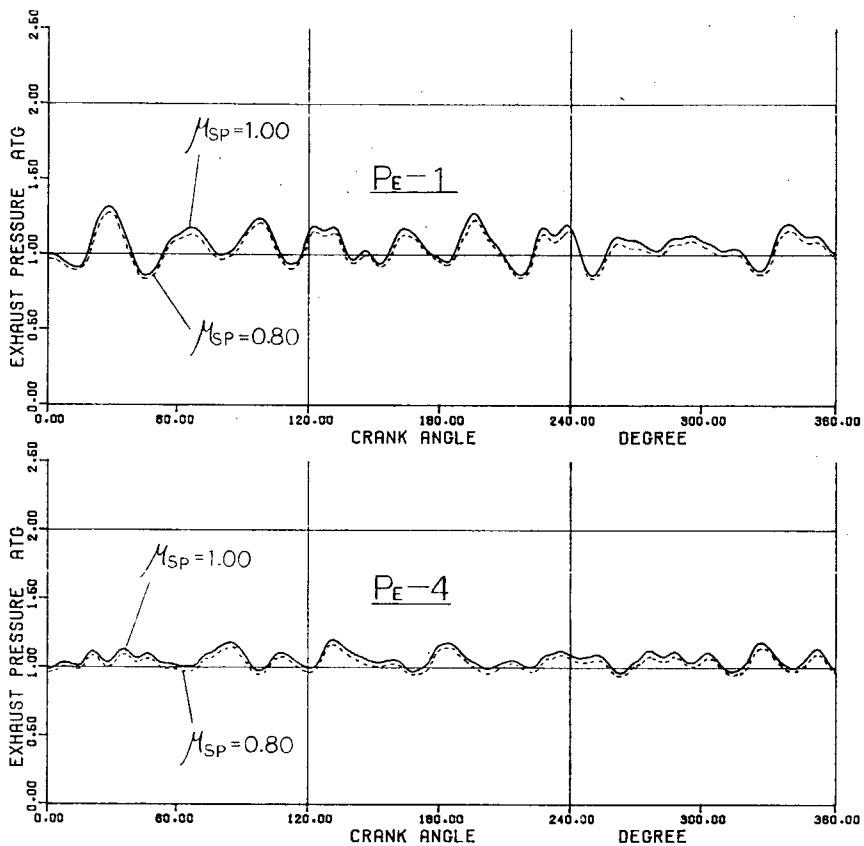


図 1.3.9

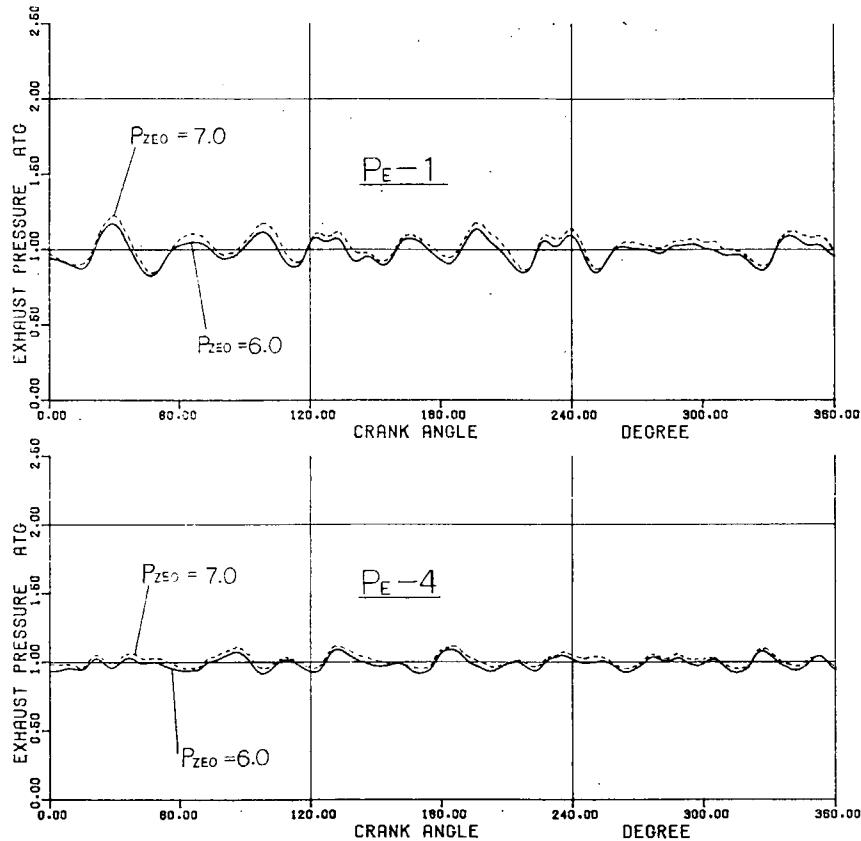


図 1.3.10

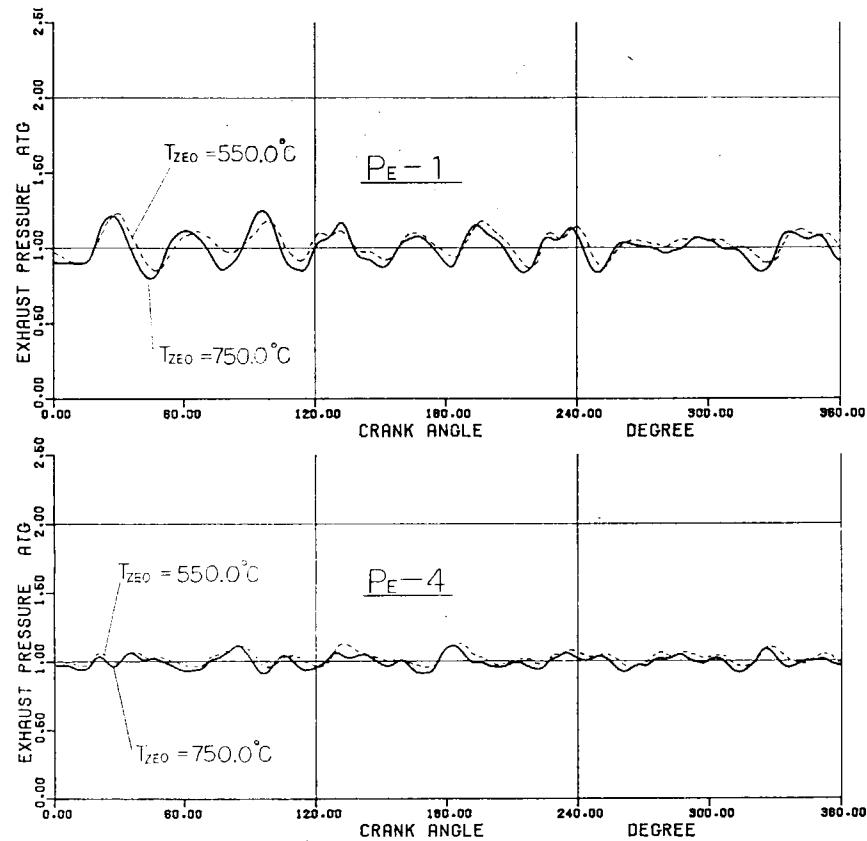


図 1.3.11

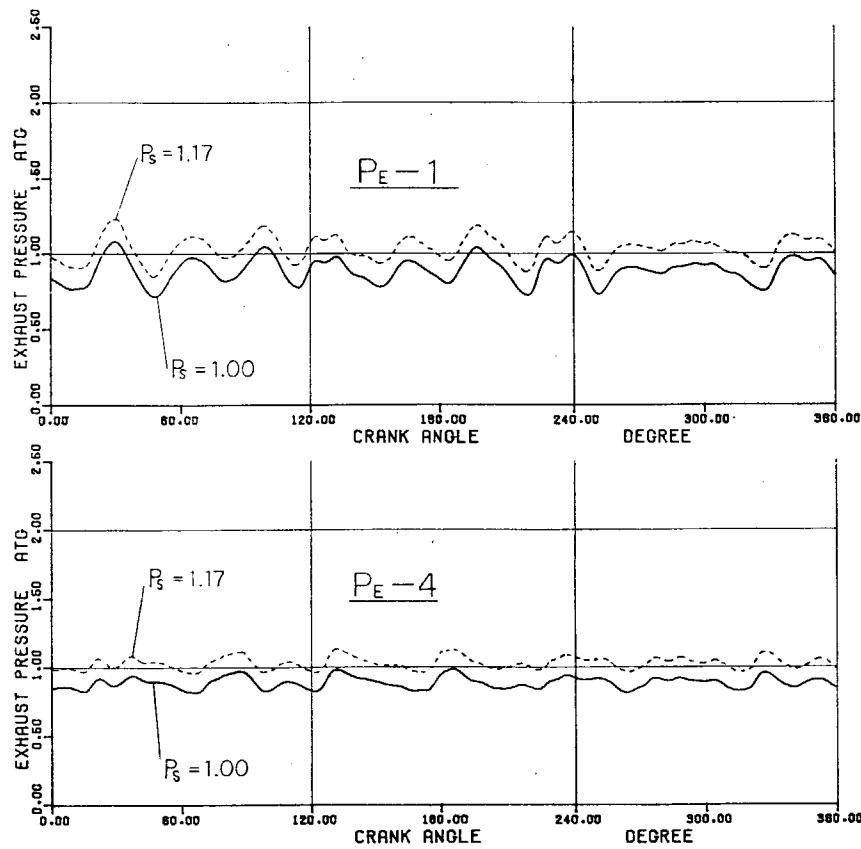


図 1.3.12

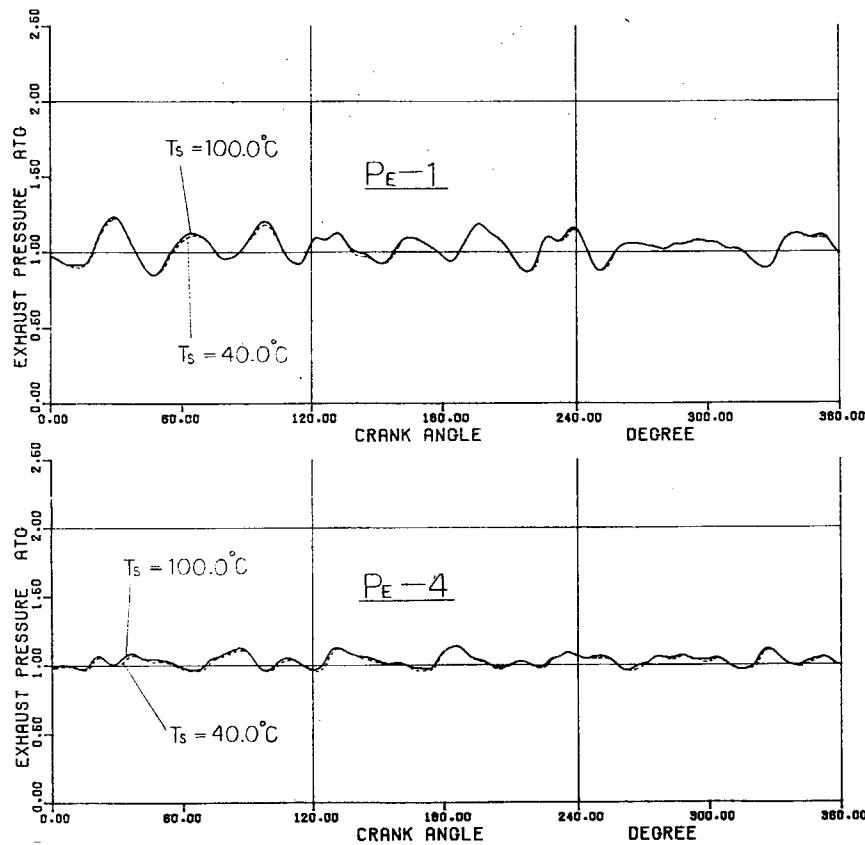


図 1.3.13

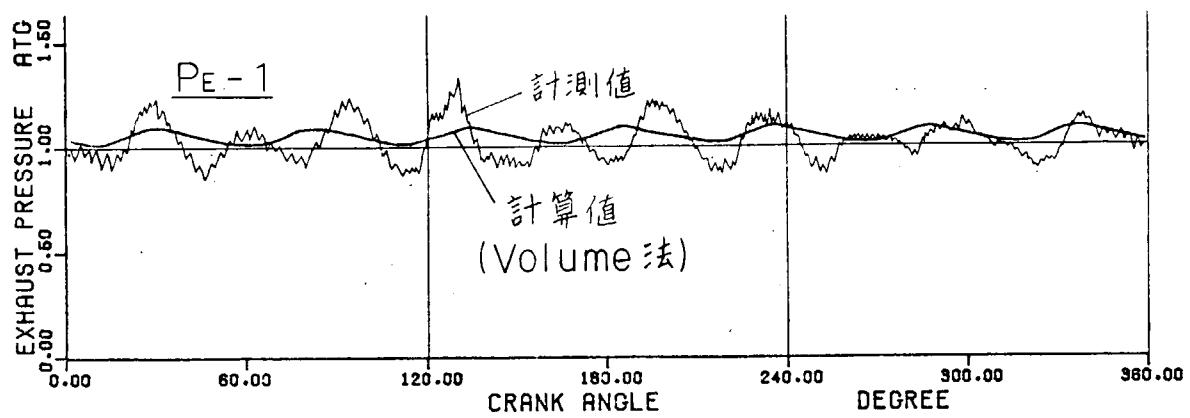


図 1.3.14

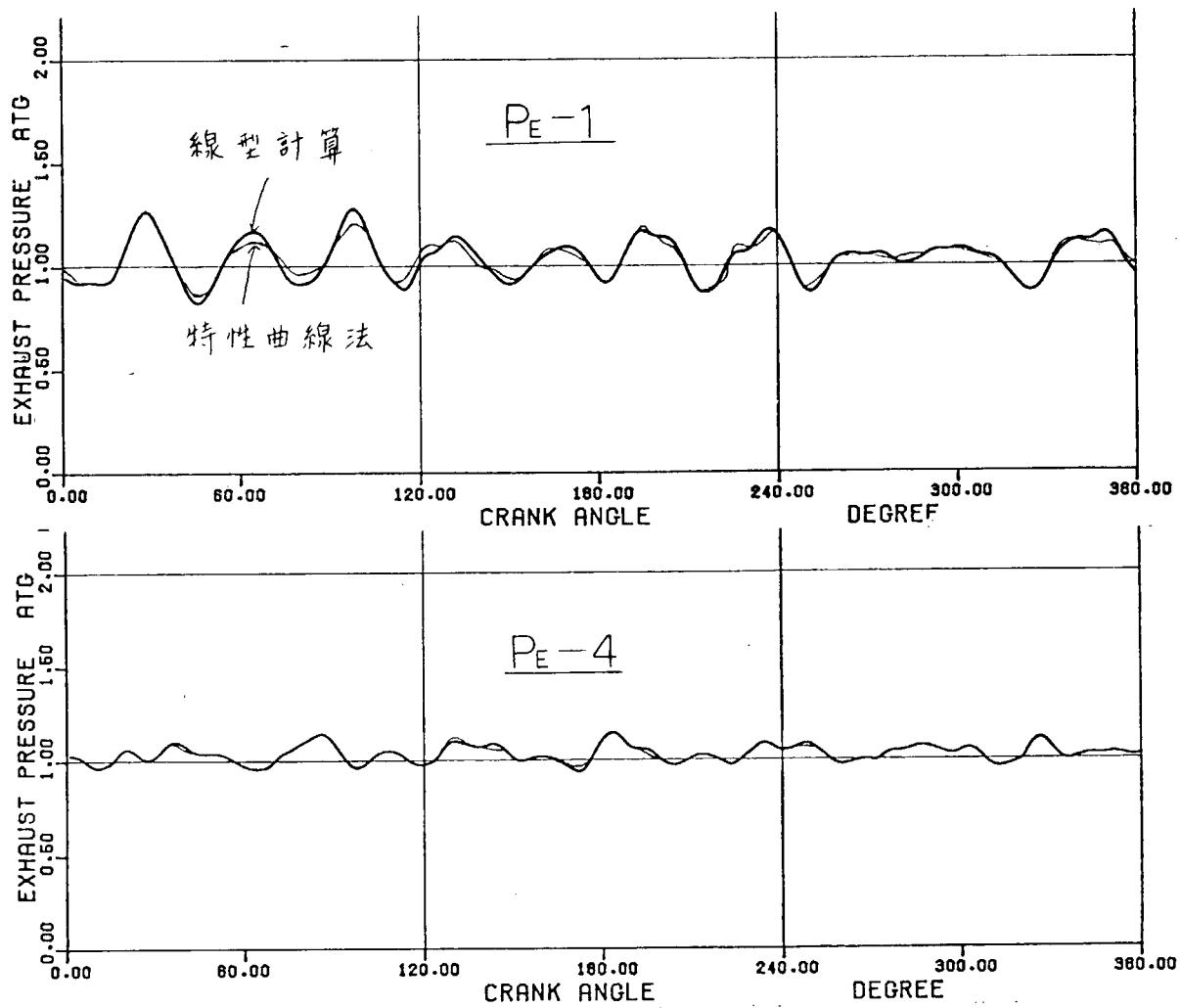


図 1.3.15

表 1.3 圧縮始めのシリンダ内圧

| cyl. No. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| P _{ZST} (atg) | 1.39 | 1.38 | 1.47 | 1.36 | 1.18 | 1.40 | 1.46 |

(2) 線型的であること

静圧排気管内の圧力波形は非常に複雑であっても、以下のように単純な波の重ね合せによってある程度理解できることがわかる。

(a) 「線型計算」の意味

以下のように記号を定める。

P : 圧力、 ρ : 密度、 κ : 断熱指数、 A : 管断面積、 a : 音速、 \bar{a} : 平均音速、 u : 流速、 C_v : 定容比熱

$$W = -\frac{\xi u^2}{2d} \frac{u}{|u|} + \dots \text{外力}, G = -\frac{\rho}{A} \frac{DA}{Dt} + \dots$$

$$F = \frac{1}{T} (-u \cdot W + \dots) \text{エントロビ変化}$$

$$\sigma = P^{(\kappa-1)/2\kappa}, \psi = \frac{2}{\kappa-1} \frac{a}{\sigma}, a = \sqrt{\frac{\kappa p}{\rho}}$$

一次元非定常圧縮性流体の基礎方程式は、特性方程式と呼ばれる以下の連立方程式によって解かれ る。

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad (1.3.2)$$

$$du + \psi d\sigma = \left\{ W + a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \right\} dt \quad (1.3.3)$$

$$\frac{dx}{dt} = u - a \quad (1.3.4)$$

$$du - \psi d\sigma = \left\{ W - a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \right\} dt \quad (1.3.5)$$

$$\frac{dx}{dt} = u \quad (1.3.6)$$

$$d\psi = \frac{F}{2C_v \kappa} \psi dt \quad (1.3.7)$$

この解法 — 特性曲線法（詳しくは研究資料No.276を参照） — は方程式の非線型性を非常に扱い易い形に分解して解くものである。特に大切な非線型は、基礎曲線式（1.3.2）、（1.3.4）から表われる。ここでいう「線型計算」とは、式（1.3.2）、（1.3.4）を近似して、

$$\frac{dx}{dt} = \bar{a} \quad (1.3.8)$$

$$\frac{dx}{dt} = -\bar{a} \quad (1.3.9)$$

とみなして解く方法である。

特性基礎曲線式(1.3.8), (1.3.9)のもとで(1.3.3), (1.3.5)を解くことは、次の連立偏微分方程式を解くことを意味する。

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \bar{a} \frac{\partial u}{\partial x} + \psi \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t} + \bar{a} \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right) = W + a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \quad (1.3.10)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \bar{a} \frac{\partial u}{\partial x} - \psi \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t} - \bar{a} \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right) = W - a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \quad (1.3.11)$$

(1.3.10)+(1.3.11)より

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \psi \bar{a} \frac{\partial \sigma}{\partial x} = W \quad (1.3.12)$$

(1.3.10)-(1.3.11)より

$$\bar{a} \frac{\partial u}{\partial x} + \psi \frac{\partial \sigma}{\partial x} = a \left(\frac{F}{C_v \kappa} + \frac{G}{\rho} \right) \quad (1.3.13)$$

又ψについては、(1.3.6), (1.3.7)より

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} + u \frac{\partial \psi}{\partial x} = \frac{F}{2 C_v \kappa} \quad \psi \quad (1.3.14)$$

が成立つ。「線型計算」は(1.3.12), (1.3.13), (1.3.14)の解を求めることがあるが、これは厳密な意味では線型でない。ところが、管摩擦による発熱や管壁からの放熱を無視し、さらに境界条件を等エントロビとする、 $\psi = \bar{\psi}$, $F = 0$ となるから、(1.3.12), (1.3.13), (1.3.14)は、

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \bar{\psi} \bar{a} \frac{\partial \sigma}{\partial x} = W \quad (1.3.15)$$

$$\bar{a} \frac{\partial u}{\partial x} + \bar{\psi} \frac{\partial \sigma}{\partial x} = a \frac{G}{\rho} \quad (1.3.16)$$

となる。又さらに管摩擦、管径変化等を無視すると、 $W = 0$, $G = 0$ であるから、次のような通常の線型方程式

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \bar{a}^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (1.3.17)$$

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial t^2} - \bar{a}^2 \frac{\partial^2 \sigma}{\partial x^2} = 0 \quad (1.3.18)$$

を得る。

次に、近似をもう少し一般化して、(1.3.8), (1.3.9)のかわりに

$$\frac{dx}{dt} = \bar{u} + \bar{a} \quad (1.3.19)$$

$$\frac{d\sigma}{dt} = \bar{u} + \bar{a} \quad (1.3.20)$$

を考える。これは平均流速 \bar{u} が無視できないときに対応し、小型エンジンの排気脈動では、この項が大切であることが知られている。簡単のため摩擦、管径変化等を無視し、等エントロピ流れを考える。特性基礎曲線 (1.3.19), (1.3.20) のもとで (1.3.3), (1.3.5) を解くことは、

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (\bar{u} + \bar{a}) \frac{\partial u}{\partial x} + \bar{\psi} \left\{ \frac{\partial \sigma}{\partial t} + (\bar{u} + \bar{a}) \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right\} = 0 \quad (1.3.21)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (\bar{u} - \bar{a}) \frac{\partial u}{\partial x} - \bar{\psi} \left\{ \frac{\partial a}{\partial t} + (\bar{u} - \bar{a}) \frac{\partial a}{\partial x} \right\} = 0 \quad (1.3.22)$$

を解くことを意味する。(1.3.21) + (1.3.22) より

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial u}{\partial x} + \bar{\psi} a \frac{\partial a}{\partial x} = 0 \quad (1.3.23)$$

(1.3.21) - (1.3.22) より

$$\bar{a} \frac{\partial u}{\partial x} + \bar{\psi} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial \sigma}{\partial x} \right) = 0 \quad (1.3.24)$$

を得る。(1.3.23), (1.3.24) から u , σ の方程式を導くと、

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2 \bar{u} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} - (\bar{a}^2 - \bar{u}^2) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0 \quad (1.3.25)$$

$$\frac{\partial^2 \sigma}{\partial t^2} + 2 \bar{u} \frac{\partial^2 \sigma}{\partial x \partial t} - (\bar{a}^2 - \bar{u}^2) \frac{\partial^2 \sigma}{\partial x^2} = 0 \quad (1.3.26)$$

となる。ところでこの平均流速 \bar{u} がある場合の波動方程式 (1.3.25), (1.3.26) は、方程式 (1.3.17), (1.3.18) の座標変換

$$x' = x + \bar{u} t \quad (1.3.27)$$

$$t' = t \quad (1.3.28)$$

を行うことによっても簡単に得られる。

波動方程式 (1.3.17) 又は (1.3.26) は次のことを意味している。即ち変数の σ について線型である。したがって 2 つの圧力波 σ_1 と σ_2 を重ね合わせることによって、合成波

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \text{const.} \quad (1.3.29)$$

が得られる。

即ち基準圧力を P_0 とすると、

$$\left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} + \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1 \quad (1.3.30)$$

が成立つ。注意すべきは通常の重ね合せ

$$\frac{P}{P_0} = \frac{P_1}{P_0} + \frac{P_2}{P_0} - 1 \quad (1.3.31)$$

が成立つのではない。

$$\frac{\kappa-1}{2\kappa} \doteq \frac{1}{7}$$

をも考慮すると、微小圧力変化のときは、(1.3.3.0)は(1.3.3.1)で良く近似される。圧力変化が時間的に緩やかであってもその振巾がかなり大きな準定常流れにおいては、(1.3.3.0)を用いなければならない。

(b) 「線型計算」と厳密解の比較

排気ポートより流出するガスは、燃焼ガス、掃気流がまじり、等エントロビ流ではない。したがってここで言う「線型計算」は厳密には線型ではない。今平均音速として

$$\bar{a} = 500 \text{ m/sec}$$

を用いた結果を図1.3.1.5に示す。図より排気本管で見る限り、「線型計算」は非線型特性曲線法の解と良く一致している。この中途半端な計算の意義は管内波動方程式を線型化したこと以外、境界その他全てについて厳密計算と全く同じであるため、線型近似が良いか悪いかの数値的な議論に有効なことである。この「線型計算」によっては計算時間はほとんど改善されない。上の結果は、圧力変数 σ について重ね合せが可能であり、平均音速 \bar{a} をもとにした常識的な波動伝播の議論が成立つことを示している。又小型エンジンで問題となった平均流速 \bar{u} は、静圧排気管では問題とならないことにも注目すべきである。

(c) 1 パルス計算

波動の重ね合せが可能であることから、各シリンダの blow down を単独に行ない、それによって発生する波動を重ね合せて排気管内の複雑な波形を予測することが考えられる。図1.3.1.6にNo. 1 シリンダのみを作動させ、他のポート、ターピンノズルをすべて閉じた結果を示してある。クランク角 0° でNo. 1 シリンダから blow down を行なう。ターピンノズルが閉じているため、管内にガスが留まり、平均圧が上昇する。排気本管の両端での圧力波の反射によって、1サイクルに対応した時間に 9.5 次の振動が現われる。ターピンノズルを開いた計算結果が図1.3.1.7に示してある。但しターピンの背圧は 1 atm (平均排気管内圧) にとった。このときは減衰が起り、3次の山までが数えられるだけとなる。しかしその形は図1.3.1.6に似ている。正常運転に対応する図1.3.1と比較すると、No. 1 シリンダの blow down 直後の波形はほぼ図1.3.1.6の波形で表わされていることがわかる。いずれにしろ、反射を考慮することなしには、近似的にも管内波動を表現することはできない。図1.3.1.8にNo. 4 シリンダのみを作動させたときの計算結果を示してある。No. 4 シリンダの排気ガスは左右に分岐し脈動振巾は小さくなり、No. 1 シリンダ近くの本管ではその影響はほとんどない。こうしてどの blow down の波がどのシリンダのガス交換で悪い動きをしているかを分離して考えることがある程度可能となる。しかしこのような着火順序によって波形がどう変わるか、というような複雑な問題となると、原理的には各シリンダの blow down の効果を分離して定性的に理解できるかも知れないが、それは非常に面倒であり、結局ここで実行しているようなコンピュータシミュレーションが効果的と考えられる。図1.3.1.9は、K7Z70/120Eで正規に採用されている等角着火順序 (1-7-2-5-4-3-6-1) の場合と着火順序のみを思考実験として変えた場合 (1-3-5-7-6-4-2-1) の計算結果の比較である。後者は4サイクル機関で採用されている着火順序である。両者は振巾も波形も大きく異なり、静圧ターピンの性能、ガス交換に対する影響は非常に異なると考えられる。これは着火順序がねじれ振動のような機械的な側面だけでなく排気脈動も考慮の対象であることを示している。

1.3.4 誤差の検討

(1) 分岐モデルの検討

分岐の取扱いについて以下のような検討を行なったが誤差の原因とはならないことがわかった。

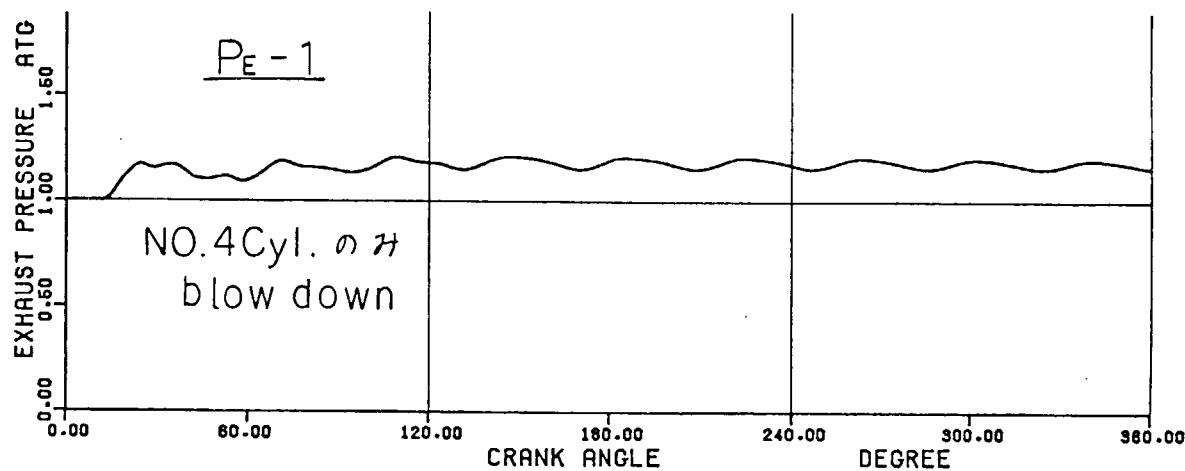


図 1.3.16

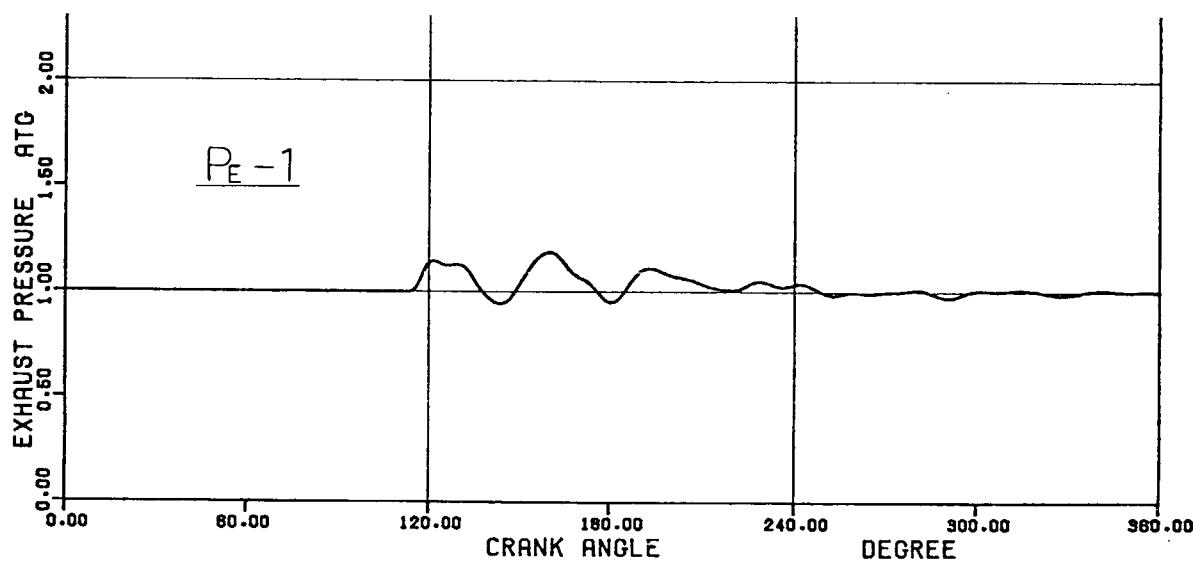


図 1.3.17

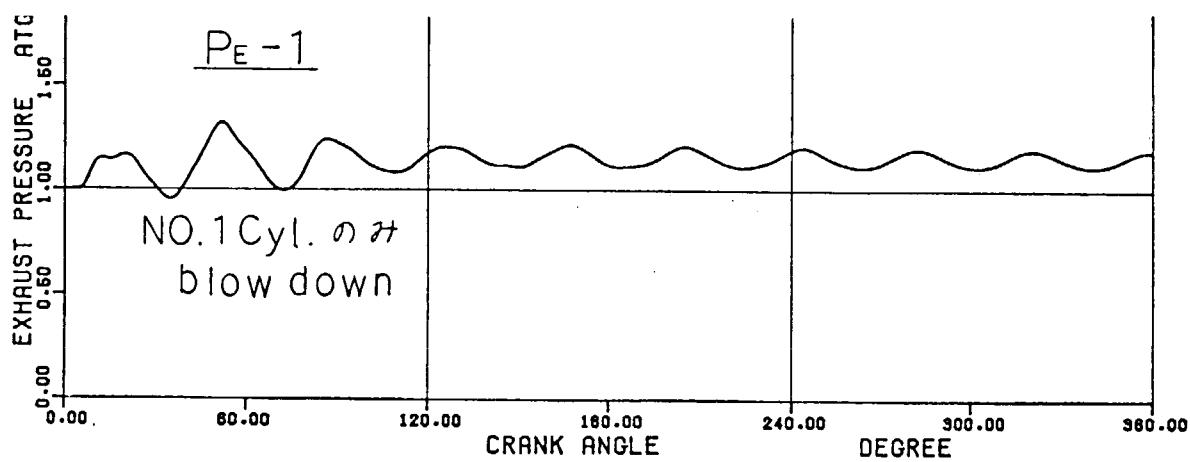
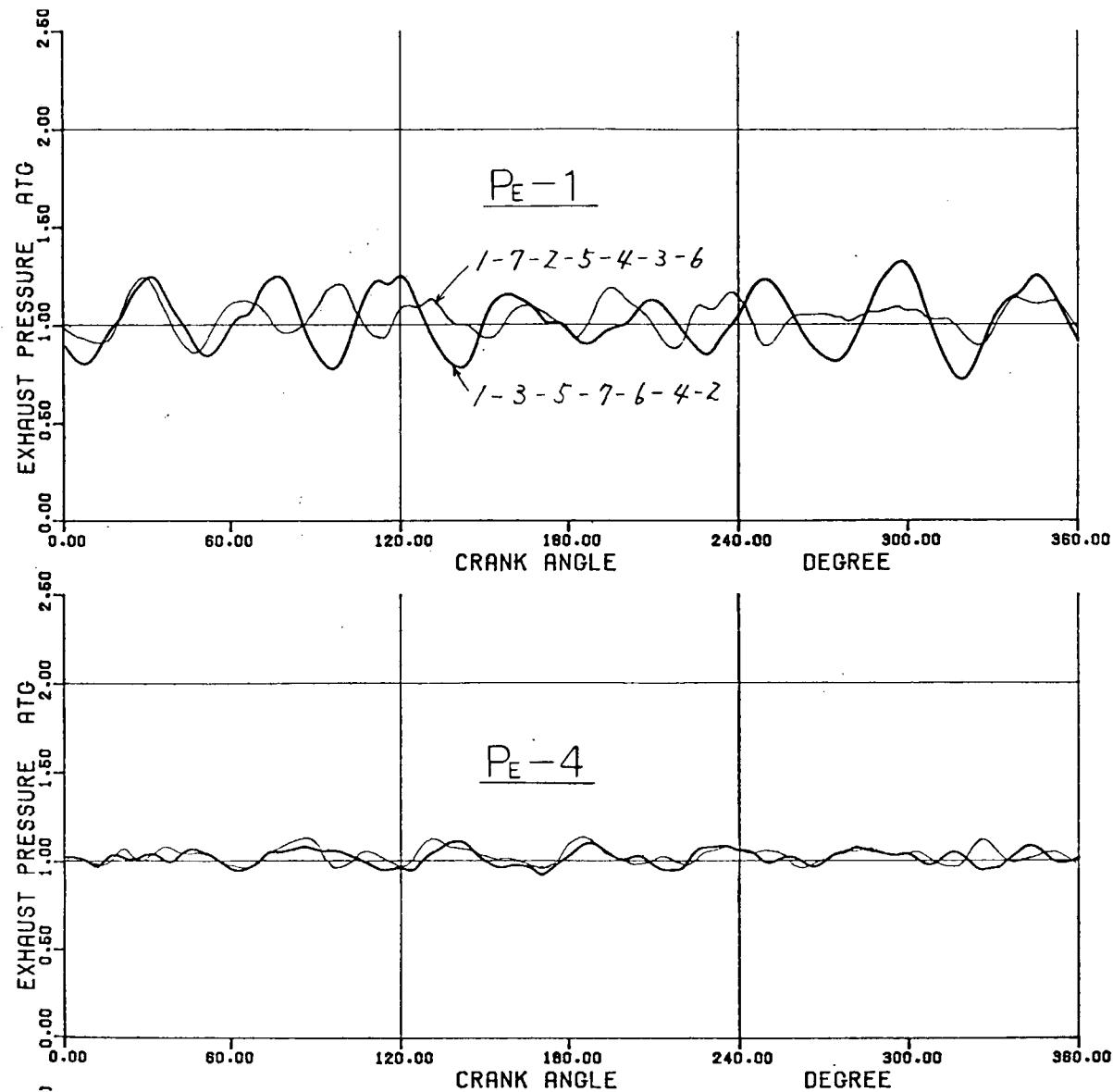


図 1.3.18



☒ 1.3.19

(a) Benson の考え方

図 1.3.20 のような等径管における合流を例として考える。

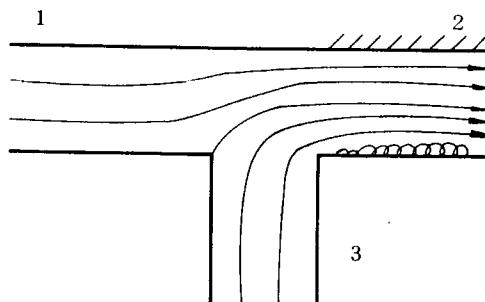


図 1.3.20

分岐に対する Constant Pressure Theory は

$$P_1 = P_2 = P_3 \quad (1.3.33)$$

を仮定する。これは圧力についての 2 つの条件を与えるが、Benson 等は次のようなより精度の良い仮定で置きかえる。 x 軸方向(横方向)の運動量保存を考えると、

$$P_1 - P_2 = \rho_2 u_2^2 - \rho_1 u_1^2 \quad (1.3.34)$$

を得る。 y 軸方向については、枝管 3 からの流れが壁にあたり、力の不均衡が生ずるがこれを知ることはできない。したがって 1 つの仮定—合流する枝管における静圧は相等しい——を設ける。即ち、

$$P_1 = P_3 \quad (1.3.35)$$

結局

$$P_3 - P_2 = P_1 - P_2 = \rho_2 u_2^2 - \rho_1 u_1^2 \quad (1.3.36)$$

を得る。ところで(1.3.36)は必ずしも精密な仮定ではないので、一般にこれを拡張して、

$$P_1 - P_2 = C_4 (\rho_2 u_2^2 - \rho_1 u_1^2) \quad (1.3.37)$$

$$P_3 - P_2 = C_5 (\rho_2 u_2^2 - \rho_1 u_1^2) \quad (1.3.38)$$

と仮定してパラメータ C_4, C_5 を定常実験より決める。このように合流についてはかなり合理的な保存則の形を決めることが出来るが、分岐流についてはより根拠の薄い仮定のもとでパラメータを導入する。Benson 等は 2 in 管でこれを行ない、Blow down は Momentum Theory を用いなければ、正しく脈動圧を再現できないことを明らかにした。(文献は後述)

(b) Momentum Theory とそのパラメータ

分岐部における各枝の流速が十分小さいときは、 $P_1 = P_2 = P_3$ である。したがって一般には運動量の式

$$P_i - P_3 = \sum_{j=1}^3 C_j^2 \rho_j u_j^2 \quad (i = 1, 2) \quad (1.3.39)$$

を得る。分岐点へ流れ込む方向を正の向きとすると連続の式は、

$$\sum_{i=1}^3 \rho_i u_i F_i = 0 \quad (1.3.40)$$

エネルギー式は、

分岐流の時

$$a_1^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_1^2 = a_2^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_2^2 = a_3^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_3^2 \quad (1.3.4.1)$$

合流の時

$$\sum_{i=1}^3 \rho_i u_i F_i (a_i^2 + \frac{\kappa-1}{2} u_i^2) = 0 \quad (1.3.4.2)$$

となる。(1.3.3.9), (1.3.4.0), (1.3.4.1) 又は (1.3.4.2) と特性曲線法を連立させて解く。

分岐部の形状はすべてパラメータ C_j^i に反映する。今 T 字型分岐について Benson のパラメータとの対応を表 1.4 に示す。Benson 等は、T 字型の対称性を考慮しているため、Flow Type は 4 つになっており、解法もその特性を利用しているが、我々は一般的な分岐を対象として、6 つの Flow Type に分かれている。

以下で解法を簡単に記す。標準状態での音速を a として、流速を u 、音速を a を無次元化する。

$$U = \frac{u}{a}, \quad A = \frac{a}{a}$$

標準状態の圧力 P_A まで等エントロピ変化させたときの音速を a_A とすると

$$a_A = \sqrt{\frac{\kappa P_A}{\rho} \left(\frac{P}{P_A}\right)^{1/\kappa}}$$

となる。Benson らの記号

$$Aa = \frac{a_A}{a}, \quad U^* = \frac{U}{Aa}, \quad A^* = \frac{A}{Aa}$$

は、我々の記号と次の関係にある。

$$A^* = \frac{\sigma}{\sigma_A}, \quad Aa = \frac{\psi}{\psi_A}, \quad \lambda^* = A^* + \frac{\kappa-1}{2} U^*$$

(1.3.3.9) ~ (1.3.4.2) を無次元量 A^* , U^* , Aa を用いて書き直す。

$$A_i^{*2\kappa/(\kappa-1)} - A_3^{*2\kappa/(\kappa-1)} = \sum_{j=1}^3 C_j^i A_j^{*2/(\kappa-1)} U_j^{*2} \quad (1.3.4.3)$$

$$\sum_{i=1}^3 A_i^{*2/(\kappa-1)} U_i^* F_i / Aa_i = 0 \quad (1.3.4.4)$$

$$A_{a1}^2 (A_1^{*2} + \frac{\kappa-1}{2} U_1^{*2}) = A_{a2}^2 (A_2^{*2} + \frac{\kappa-1}{2} U_2^{*2}) = A_{a3}^2 (A_3^{*2} + \frac{\kappa-1}{2} U_3^{*2}) \quad (1.3.4.5)$$

$$\sum_{i=1}^3 Aa_i A_i^{*2/(\kappa-1)} U_i^* (A_i^{*2} + \frac{\kappa-1}{2} U_i^{*2}) F_i = 0 \quad (1.3.4.6)$$

(1.3.4.3), (1.3.4.4) の U を λ^* , A_a^* で書き換えた連立方程式を解く。ただし λ^* , A_a はこの方程式の既知量とみなす。得られた A の値を用い、(1.3.4.5) 又は (1.3.4.6) より流出側の A_a を計算する。又 λ^* は

$$d\lambda^* = -\frac{\kappa-1}{2} U^* \frac{dA_a}{A_a}$$

に従って修正する。収束するまでこれらをくり返す。

表 1.4

| Type | 図 表 示 | | ρu^2 の 係 数 | | |
|------|-------|-------------|------------------|-------------|---------|
| | | | C_1^t | C_2^t | C_3^t |
| 1 | | $P_1 - P_3$ | | | C_2 |
| | | $P_2 - P_3$ | C_1 | $-C_1$ | C_2 |
| 2 | | $P_1 - P_3$ | $-C_1$ | C_1 | C_2 |
| | | $P_2 - P_3$ | | | C_2 |
| 3 | | $P_1 - P_3$ | $-C_3$ | | |
| | | $P_2 - P_3$ | | $-C_3$ | |
| 4 | | $P_1 - P_3$ | $-C_5$ | C_5 | |
| | | $P_2 - P_3$ | $C_4 - C_5$ | $C_5 - C_4$ | |
| 5 | | $P_1 - P_3$ | $C_5 - C_4$ | $C_4 - C_5$ | |
| | | $P_2 - P_3$ | C_5 | $-C_5$ | |
| 6 | | $P_1 - P_3$ | | | C_6 |
| | | $P_2 - P_3$ | | | C_6 |

$$\begin{aligned} C_1 &= 0.3 \\ C_2 &= 0.6 \\ C_3 &= 0.75 \\ C_4 &= 0.9 \\ C_5 &= 0.9 \\ C_6 &= 0.85 \end{aligned}$$

尚 Benson 等のパラメータは下記の文献による。

Benson R.S., Woollatt, D. and Woods, W.A. Unsteady flow in simple branch systems', Proc. Instn. Mech. Engrs., 1963-64, 178. (Pt 3 I (iii)), 24

(c) Constant Pressure Theory と Momentum theory の比較

Benson 等の 2 in の等径管の T 字型分岐のパラメータを K 7 Z 70/120 E にそのまま適用した計算を実行した。その結果 Constant Pressure Theory と Momentum theory の圧力の差は最大 0.01 kg/cm² であり、グラフの線の太さ程度である。我々の採用したパラメータはかなり無理な考えに基づいているが、Benson 的な一次元化したモデルを考える限り大して変わらないと考えられる。したがってここでの計算結果についての定性的な議論はパラメータの選びかたにはならない。分岐部が Constant Pressure Theory で記述されるという事実は静圧排気管の大きな特徴であり、これは次のような簡単な理由に基づいている。排気本管及び排気渡り管の管径を D 及び d とすると、その比は、

$$\left(\frac{D}{d}\right)^2 \doteq 4$$

であり、単純にそれを流速の比に換算すると、

$$\frac{u_D}{u_d} \doteq \frac{1}{4}$$

となる。たとえば渡り管の分岐点近くで blow down のとき $u_d = 150 \text{ m/sec}$ すると u_D は $30 \sim 40 \text{ m/sec}$ 以下となる。 $u = 3.0 \text{ m/sec}$ のとき $\Delta P = \rho u^2 / 2 = 0.01 \text{ kg/cm}^2$, $u = 150 \text{ m/sec}$ のとき $\Delta P = \rho u^2 / 2 = 0.27 \text{ kg/cm}^2$ となる。表 1.4 より blow down は Flow Type 3, 4, 5 である。このとき渡り管の $\rho_3 u_3^2$ の係数はすべて 0、本管における $\rho_1 u_1^2$, $\rho_2 u_2^2$ の係数は $0.75 \sim 0.9$ である。たとえ渡り管で高速であってもこれは Benson 的な考え方によると Momentum theory の差圧に寄与しない。このことが、静圧排気管の分岐部は Constant Pressure Theory で近似される理由である。

(2) 誤差の諸要因

図 1.3.1 で示した通り、我々の計算値はかなりの誤差を含んでいる。特に① blow down を受ける時の本管の圧力、②全体としての位相のずれが目につく。これらは(1.3.2)で議論したパラメータを変化させるといくらかは改善される。特に位相は、 $T_{ZEO} = 550^\circ\text{C}$ から 750°C になると良くなる。しかし、パラメータの変更だけでは余り改善されない。ここでは誤差の要因を列挙してみる。

(a) 計測上の問題

2 章で議論するように、一次元的に考えると全く同一点であっても、わずかに計測位置を移動すると圧力波形に変化をもたらすことがあり、正しく静圧が計測されるように計測点を選ぶ必要がある。

(b) 管摩擦、伸縮継手の抵抗

排気本管の管径は 1 m 以上であり、通常の意味では管摩擦は問題とならない。しかし排気管内はかなり、凹凸があり、特に各シリシダの間に 1 個ずつ伸縮継手がついている。これは面積比が $3/4$ 程度の弱い絞りの役割りを持っており、管摩擦と同様の効果をもたらすと考えられる。

(c) 排気渡り管、ディフューザ

排気ポートと本管を結ぶ渡り管は複雑な形状をしており、単純な直管では表現できない。特に管断面積が末広がりになってしまっており、ディフューザ効果が期待されている。これを一部考慮した計算では、わずかであるが波形は変化する。

(d) ポートのモデル、流量係数

排気ポートは、ポート開き始めはノズルの役割りを果しているが、全開近くになると開放端となり、取扱いを変える必要があるだろう。又流量係数は当面一定と考えて計算を実行しているが、開口度に応じた流量係数を用いて精度を上げる必要がある。

2. KZ 52/90N 機関の排気管模型(1/2)による実験

2.1 目的

本実験装置は実機の1/2スケールの排気管模型に対して1パルスの圧力発生装置を用い、管内にはほぼ実機と同振幅の圧力を発生させるものである。

このような装置を用いて、以下の事を目的とした実験を行なう。

- 1) 排気本管は直管として計算を行なっているが、膨張継手の部分は管径が本管より小さい。これが抵抗となるかどうかについて、計算値との比較を行なう。
- 2) 1章における計測と計算を比較した結果、プローダウンを行なっている排気管では計測値が計算値よりも大きくなる。そこで、排気本管における計測位置の違いによって圧力値および圧力波形がどのようになるかについて調べる。また、排気本管の他の場所における計測値や計算値と比較することにより、上記の問題について考える。
- 3) プローダウンを行なっているシリンダの隣りのシリンダへの影響について、A型のディフューザ(図2.2.4参照)を取り付けた場合の効果について調べる。
- 4) 排気枝管における詳細な実験データをもとにして計算値との比較を行ない、排気孔付近の圧力変化を計算できるようにする。また、前述のA型のディフューザの効果(吸出し効果etc.)についても調べる。

2.2 実験方法

図2.2.1に実験装置の概略を、図2.2.2にその断面図を示す。図2.2.3に排気管の形状を示す。図2.2.4はA型のディフューザの図面である。いずれもKZ 52/90N機関の1/2スケールである。

1パルス圧力発生装置の開口部付近の詳細図を図2.2.5に示す。この装置は図2.2.2⑤のシリンダに相当する部分に空気を貯えておき、④の下の部分の空気圧(P_M)を利用して③の板を実機のピストン速度に相当する速さで引き上げることができる。引き上げる速度は P_M の大きさを変えることにより調整できる。

表2.1に実験条件を示す。第2シリンダの排気枝管および本管について計測した場合の計測位置を図2.2.6および図2.2.7に示す。また、排気本管について計測した場合の計測位置を図2.2.8および図2.2.9に示す。前者を計測位置A、後者を計測位置Bとする。ディフューザは第2および第3シリンダに相当する排気管に取り付ける。表2.1では取り付けてある場合を○印、ない場合を×印で示してある。 P_T は図2.2.5の⑤のシリンダに相当するタンクの圧力であり、 P_M は④のピストンを引き上げる圧力である。

表 2.1 実験条件

| 実験番号 | 計測位置 | P_T atg | P_M atg | ディフューザの有無 | | 実験結果 |
|--------|------|--------------|--------------|-----------|-------|--------|
| | | | | No. 2 | No. 3 | |
| No. 1 | A | 2.03 | 3.0 | × | × | 図2.3.1 |
| No. 2 | A | 2.03 | 3.0 | × | × | ・2 |
| No. 3 | A | 2.05 | 3.0 | × | × | ・3 |
| No. 4 | B | 2.03 | 3.0 | × | × | ・4 |
| No. 5 | B | 2.04 | 3.0 | × | ○ | ・5 |
| No. 6 | A | 2.00 | 3.0 | ○ | × | ・6 |
| No. 7 | A | 2.02 | 3.0 | ○ | × | ・7 |
| No. 8 | A | 2.01 | 3.0 | ○ | × | ・8 |
| No. 9 | B | 2.07 | 3.0 | ○ | × | ・9 |
| No. 10 | B | 2.00 | 3.0 | ○ | ○ | ・10 |

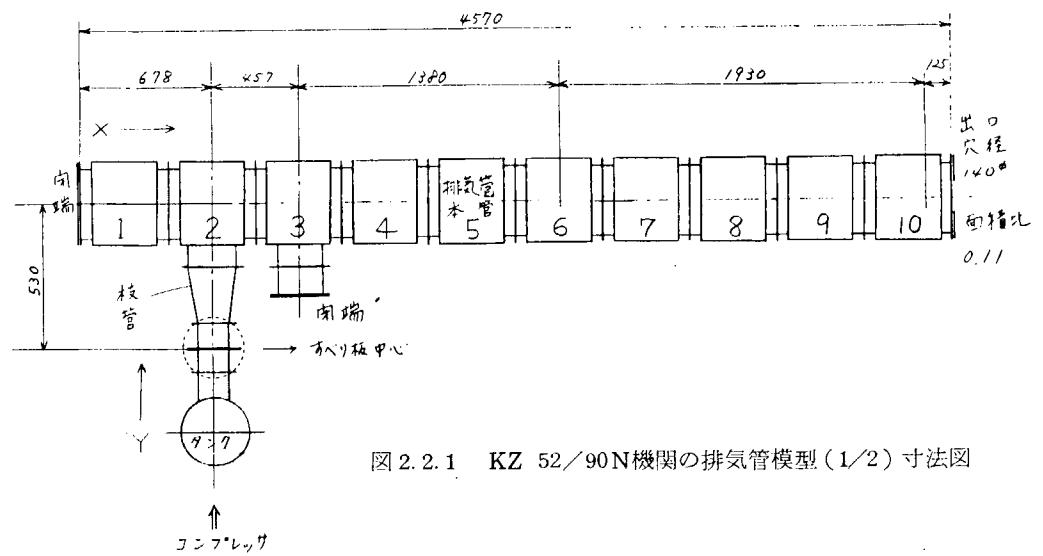


図 2.2.1 KZ 52/90N 機関の排気管模型 (1/2) 尺法図

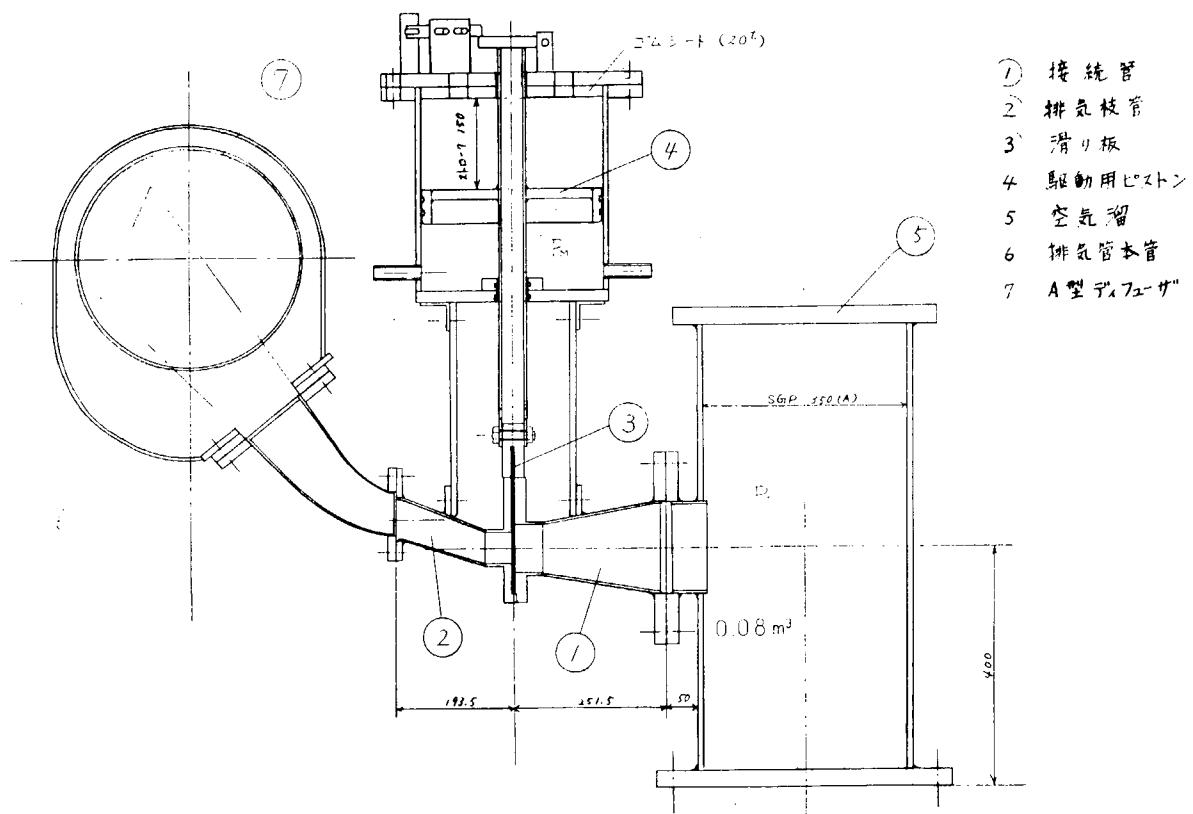


図 2.2.2 空気供給部改造組立図

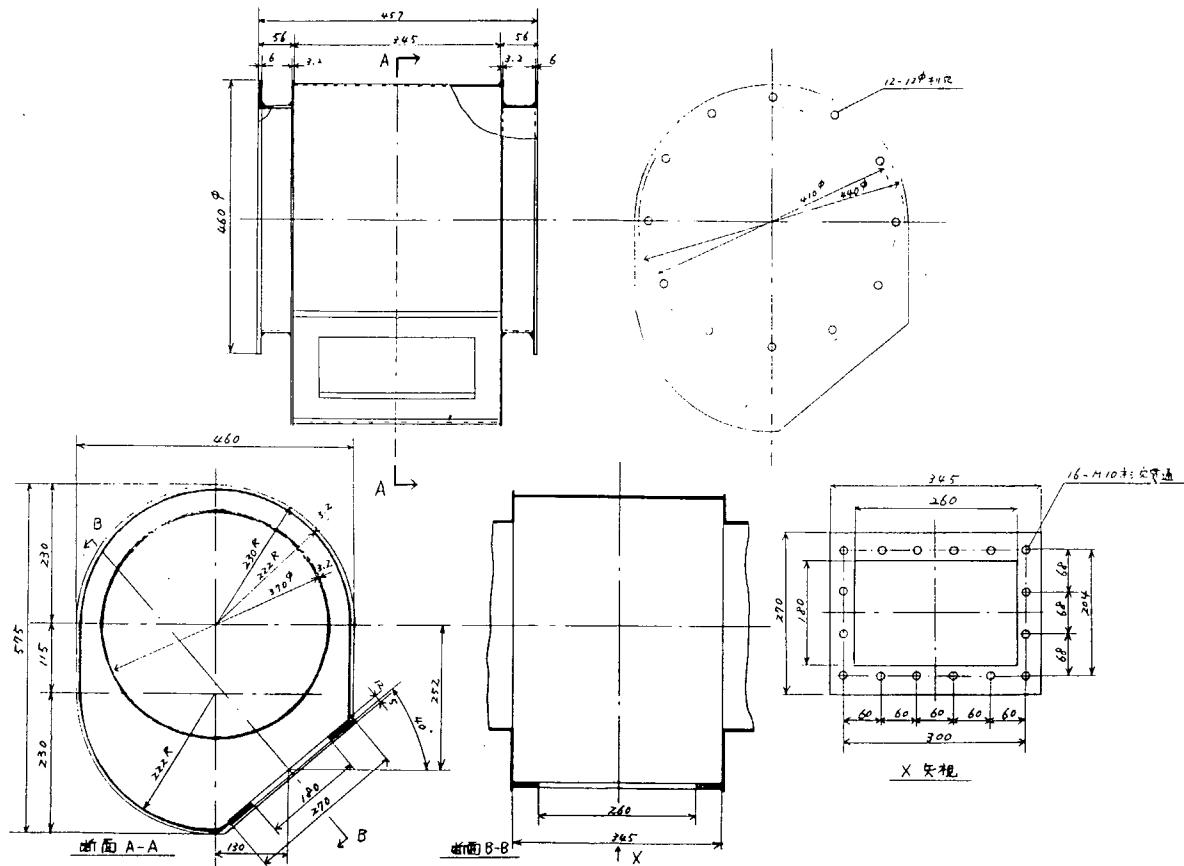


図 2.2.3 KZ 52/90N 機関の排気管模型 (1/2)

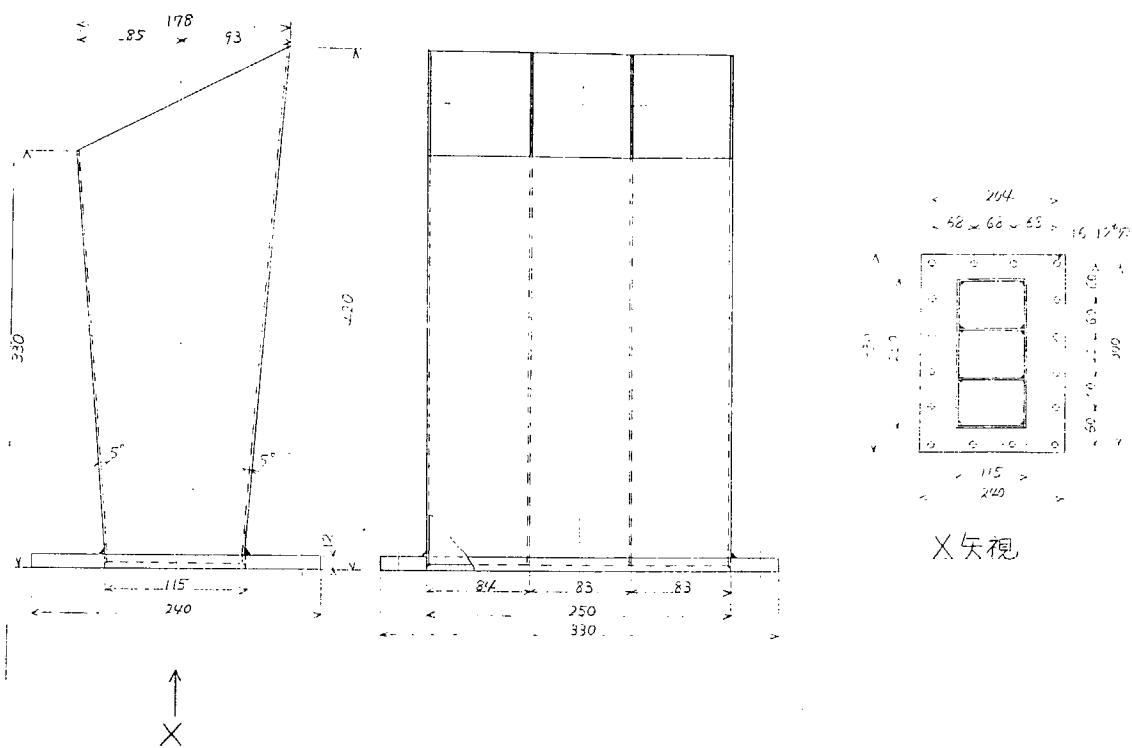


図 2.2.4 A型ディフューザ KZ 52/90N 型機関

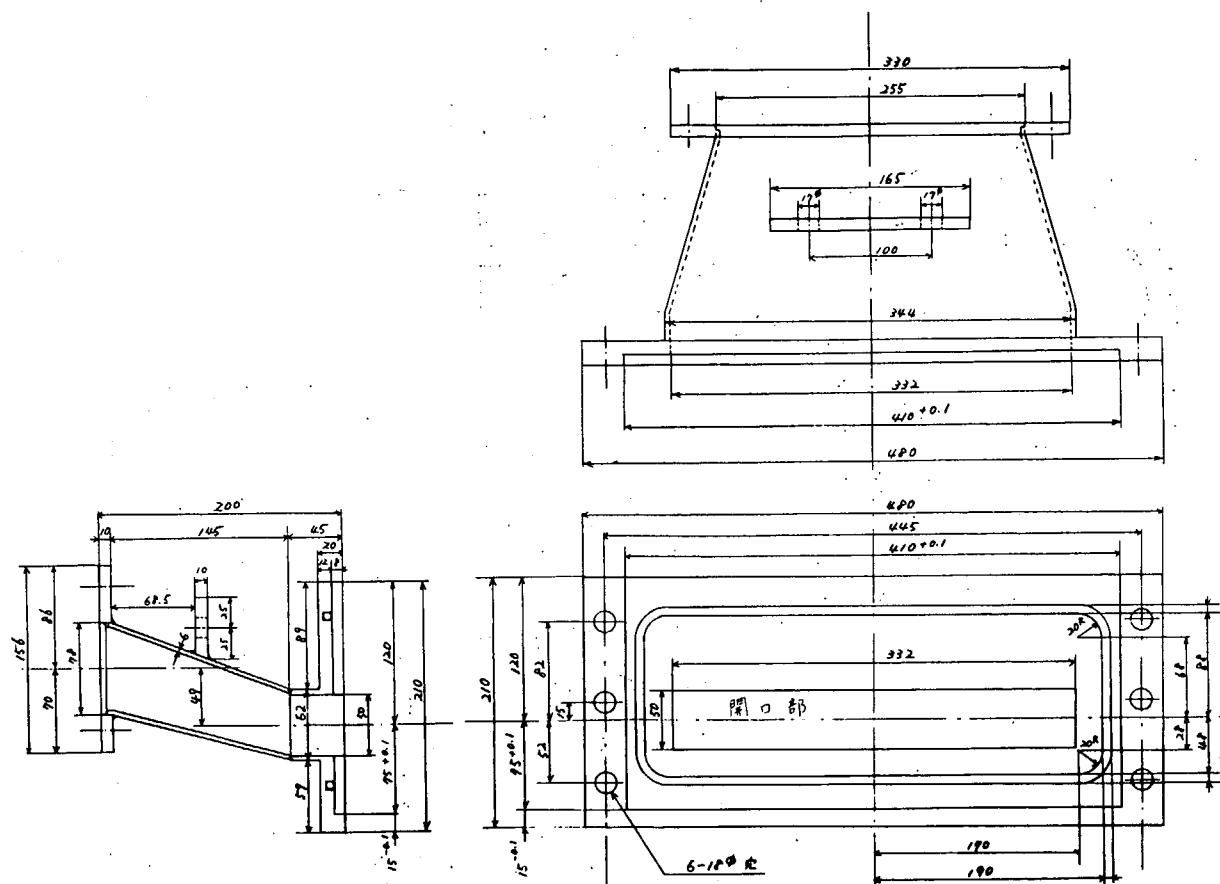


図 2.2.5

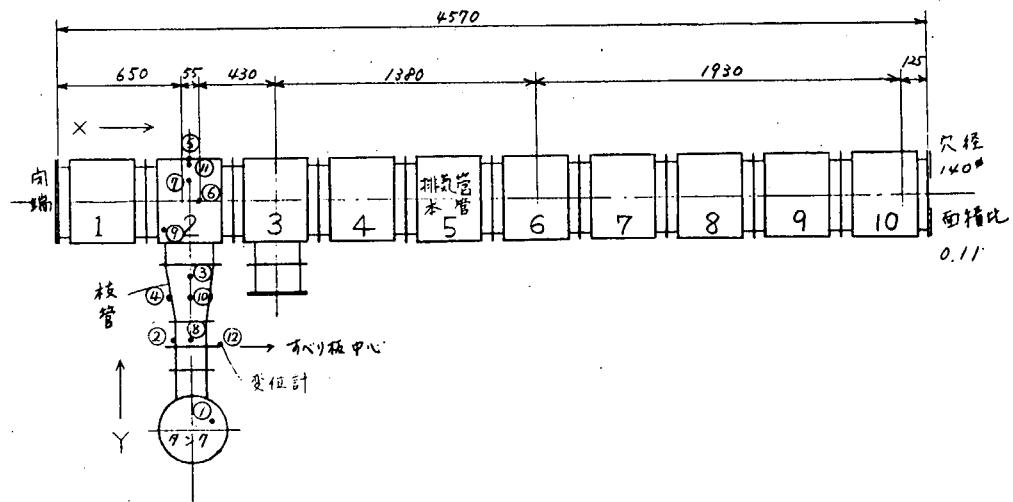


図 2.2.6 KZ 52/90N 機関の排気管模型 (1/2) 尺法図
計測位置 A

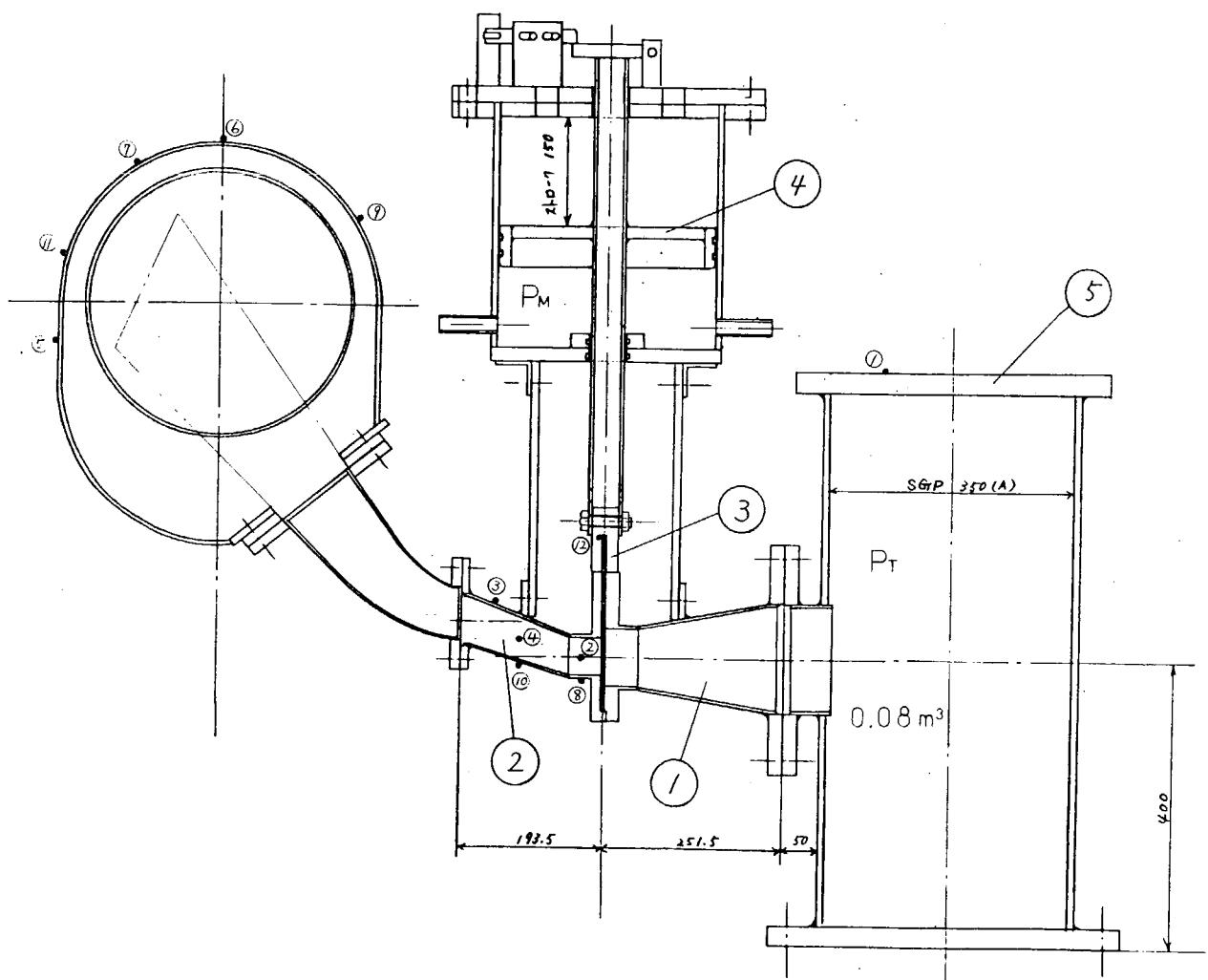


図 2.2.7 空気弁一部改造組立図
計測位置 A

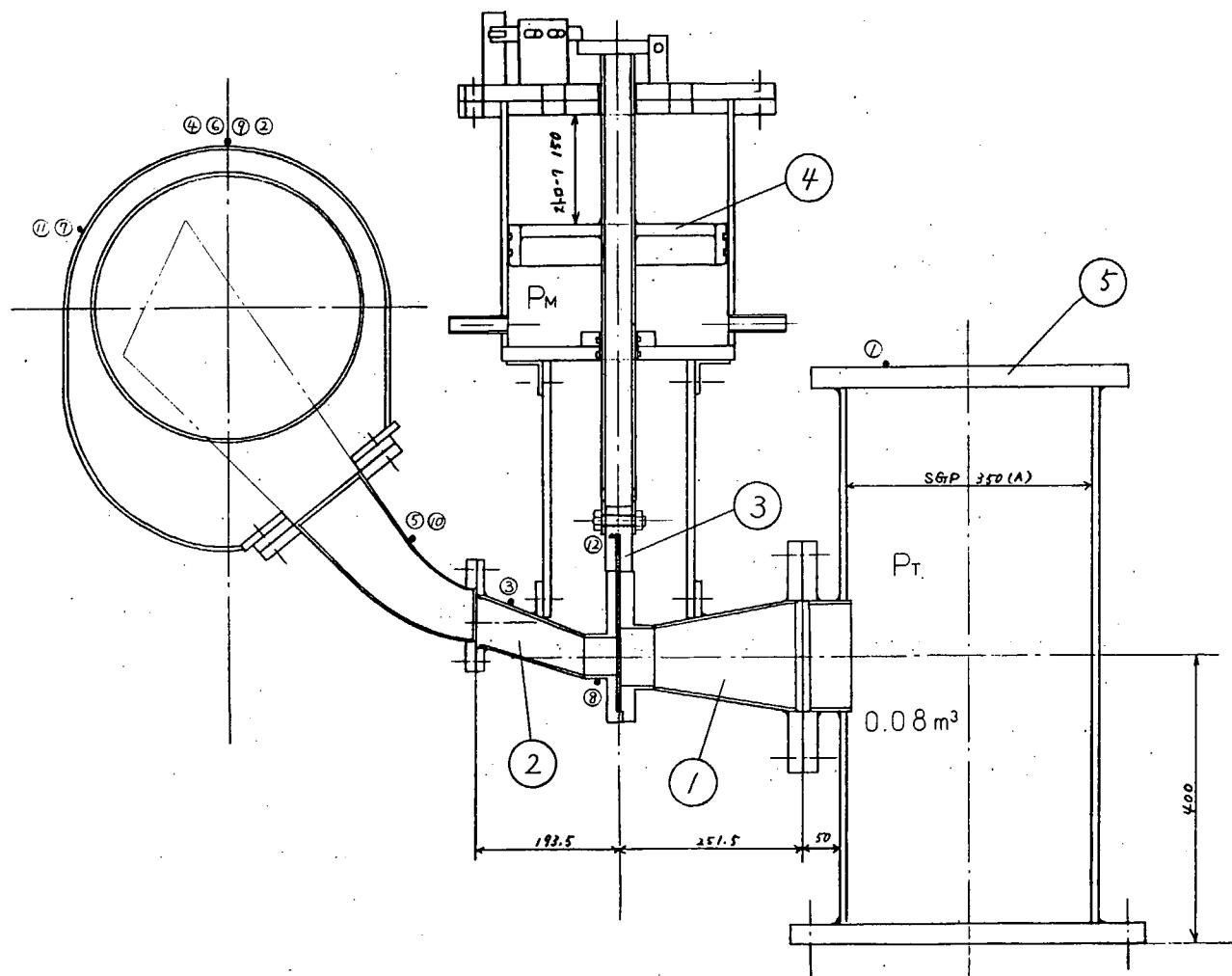
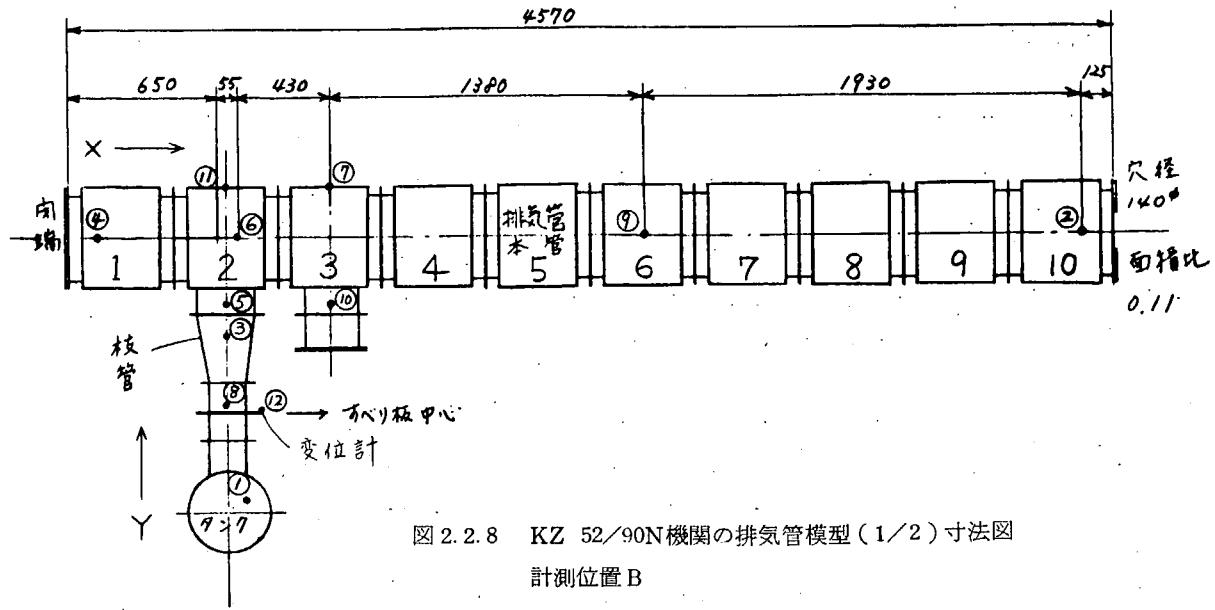


図 2.2.9 空気弁一部改造組立図 計測位置 B

2.3 実験結果

表 2.1 の実験番号 1 から 10 に対応して、図 2.3.1 から 図 2.3.10 に実験結果を示す。各図の計測位置を表わす番号は計測位置 A および B に示す番号と対応している。図 2.3.1 および図 2.3.6 はオシロの紙送り速度が 2 m/sec であり、他は 1 m/sec である。図 2.3.1 は図 2.3.2 と図 2.3.3 を一緒に並べたものであり、図 2.3.6 は図 2.3.7 と図 2.3.8 を一緒に並べたものである。図 2.3.2 と図 2.3.7 はプローダウンシリンドラの排気枝管部、特にポート出口付近などの圧力を計測しており、図 2.3.3 と図 2.3.8 はその時の排気本管部を周方向に計測している。各図で⑫は滑り板の変位を表わしている。

以上の各図より次の事がわかった。

(1) 計測位置 Aについて

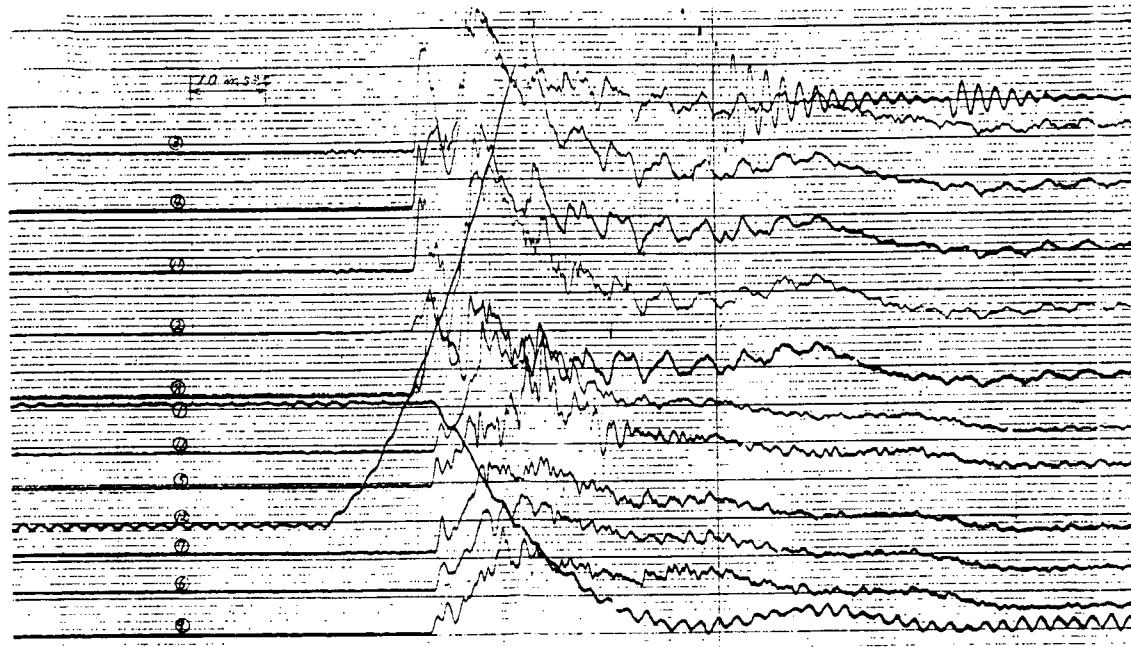
排気枝管における圧力変化の様子を表わした図が図 2.3.2、図 2.3.7 である。図 2.3.2 はディフューザを取り付けていない場合であるが、この場合には枝管における圧力脈動がかなり顕著に現われる。しかし図 2.3.7 の場合にはほとんど見られない。また、ディフューザを取り付けた図 2.3.7 の場合にはディフューザによるものと思われるプローダウンの際の吸い出し効果も見られる（タンク内圧力①および枝管の圧力③④⑩②⑧を比較）。この 2 つの図を比較することにより、A型ディフューザを取り付ければ枝管における流れはスムーズになり、かなり顕著な吸い出し効果が期待されることがわかる。

次に、第 2 シリンダがプローダウンする際の排気本管における計測位置 A の 5 つの点での圧力変化を表わした図が図 2.3.3 および図 2.3.8 である。図 2.3.3 はディフューザを取り付けてない場合であり、この場合には⑤と⑪の波形が特に乱れており、他の⑥⑦⑨に比べて圧力の最大値も大きい。これに対して、枝管の延長上にディフューザを取り付けた図 2.3.8 の場合は⑪の圧力の最大値が特に大きい。これは⑪がディフューザの出口に非常に近いため、動圧（プローダウンによる衝撃）の影響を受けたことが原因と推察される。他の⑤⑥⑦⑨の圧力はいずれも良く似ており、乱れも少ないことがわかる。

ところで、本計算モデルのように排気管を一次元的に扱えば⑤⑥⑦⑨⑪の圧力は一点で表わされるため、圧力振幅、位相も同じになる。しかし、プローダウンの際の排気本管における圧力は上述の図からわかるように計測場所によって異なる。この原因がプローダウンによるパルスの影響（言い換えれば、Y 方向の流れによる影響）であるとすれば、X 方向の流れに対する静圧をこの位置で計測することは困難である。従って、現状のような計測を行なう限りでは上述のような差があらわれ、プローダウンの際の排気本管と枝管の結合部を一次元的な計算で表わすことは困難であると考えられる。ただし、その圧力波が排気管内を往復することによって生じる管内圧力については一次元的に扱うことができる。ここで指摘しているのは、あくまでプローダウンによる圧力波が排気本管に入って作る時の圧力についてである。同様のことが排気枝管についても言え、プローダウンの際の圧力波形に違いが見られる。例えば図 2.3.2 および図 2.3.7 の④と⑩や、②と⑧は枝管を一次元的に見れば同位置であるが、プローダウンの際の波形が異なっている。

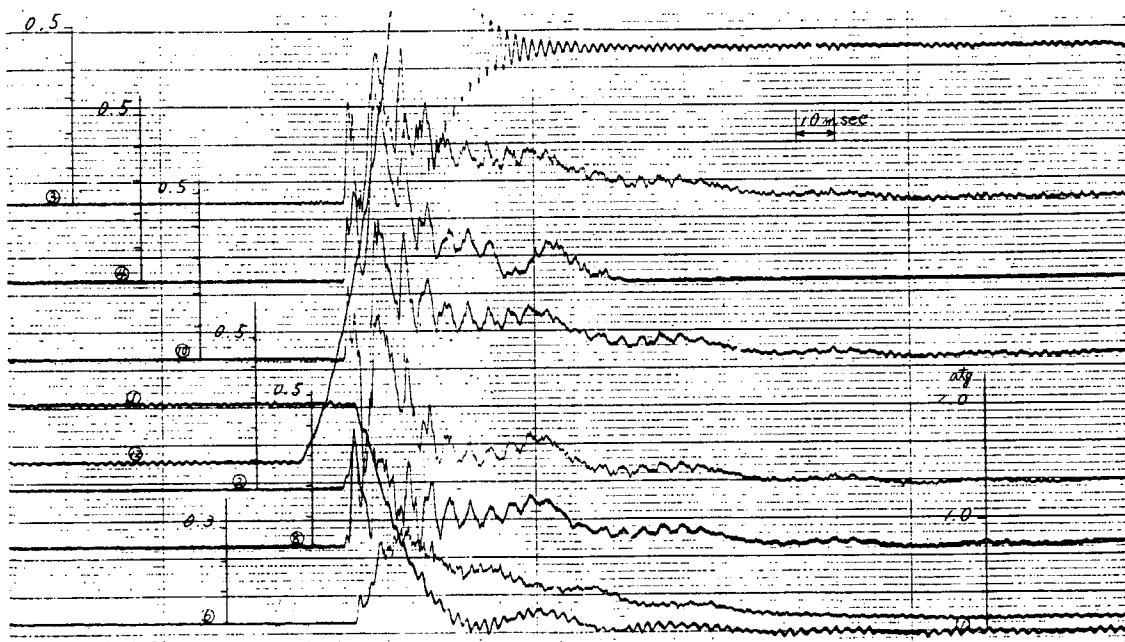
(2) 計測位置 Bについて

図 2.3.4 の排気本管における計測点④⑥⑦②⑨の圧力を比べれば、プローダウンシリンドラの排気本管の圧力が特に高いことがわかる。このことは図 2.3.5、図 2.3.9、図 2.3.10 の場合にも同様である。代表例として、図 2.3.4 について圧力の最大値を比較すると、④-0.16 atg、⑥-0.28 atg、⑦-0.15 atg、②-0.19 atg、⑨-0.16 atg（⑪-0.40 atg）となり、⑥が特に大きいことがわかる。この傾向は一章の実機における計測結果でも見られる。これは(1)でも述べたように、計測上の問題もあると考えられる。次に、2.1 の目的の 3 については図 2.3.4 と図 2.3.5 の⑩における圧力（この点はプローダウンを行なっているシリンドラの隣りのシリンドラの排気枝管における圧力）を比較することより、図 2.3.5 のようにディフューザを取り付けると、プローダウン直後の圧力変動が小さくなる傾向がわかる。しかしあまり顕著な影響は見られず、むしろ(1)で述べた効果の方が大きいように思われる。



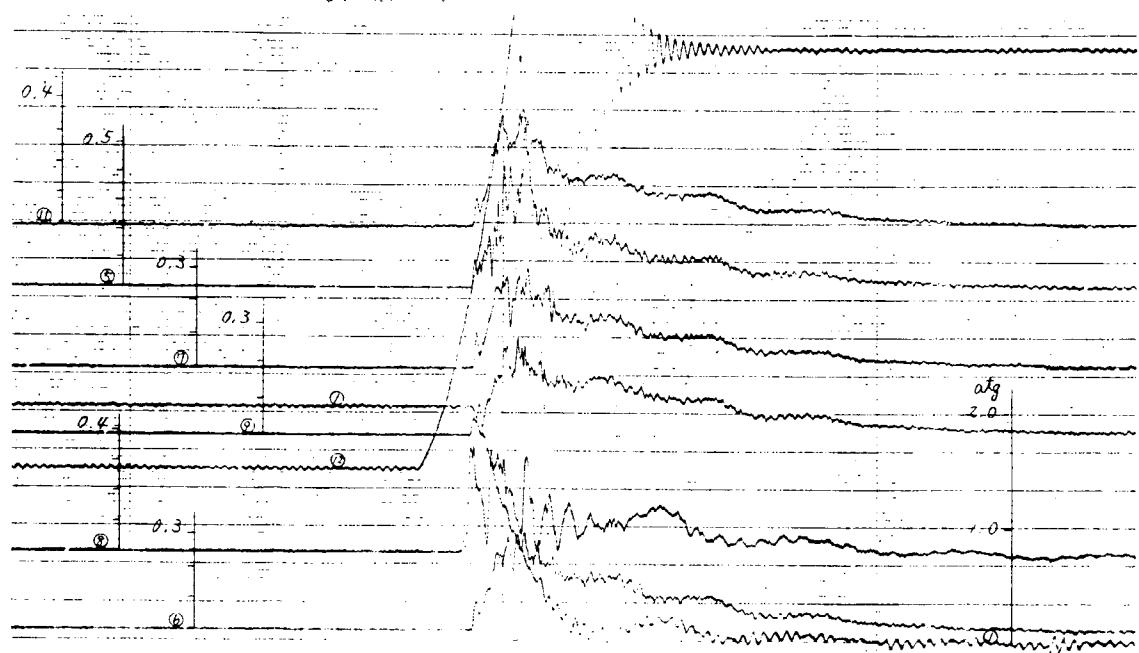
NO. 1

図 2.3. 1



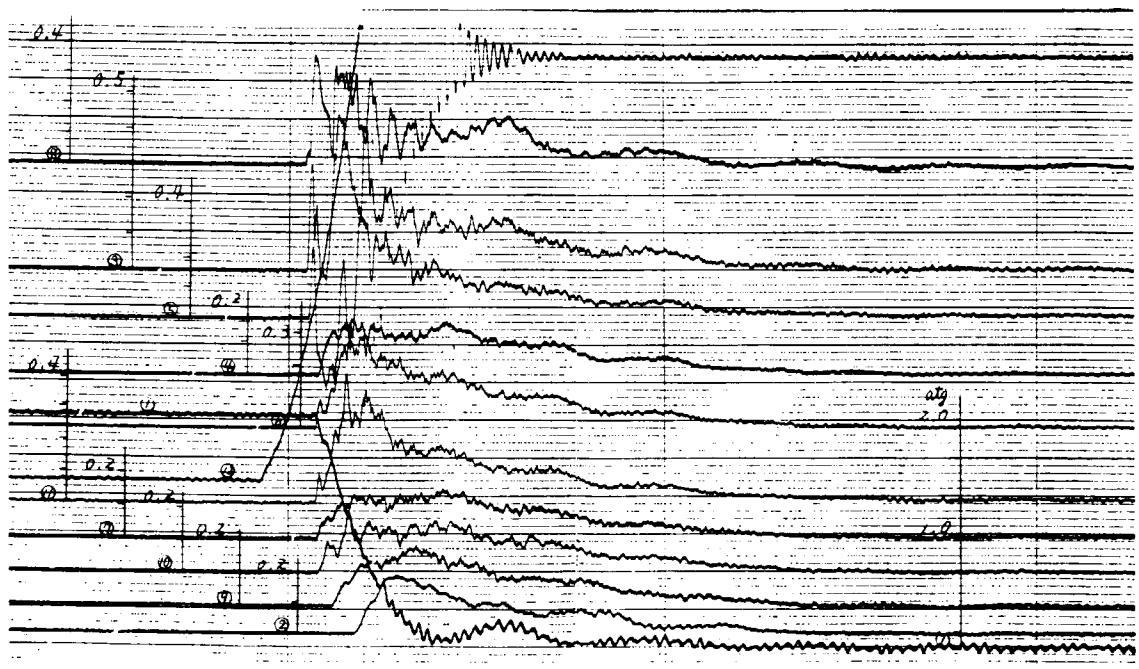
NO. 2

図 2.3. 2



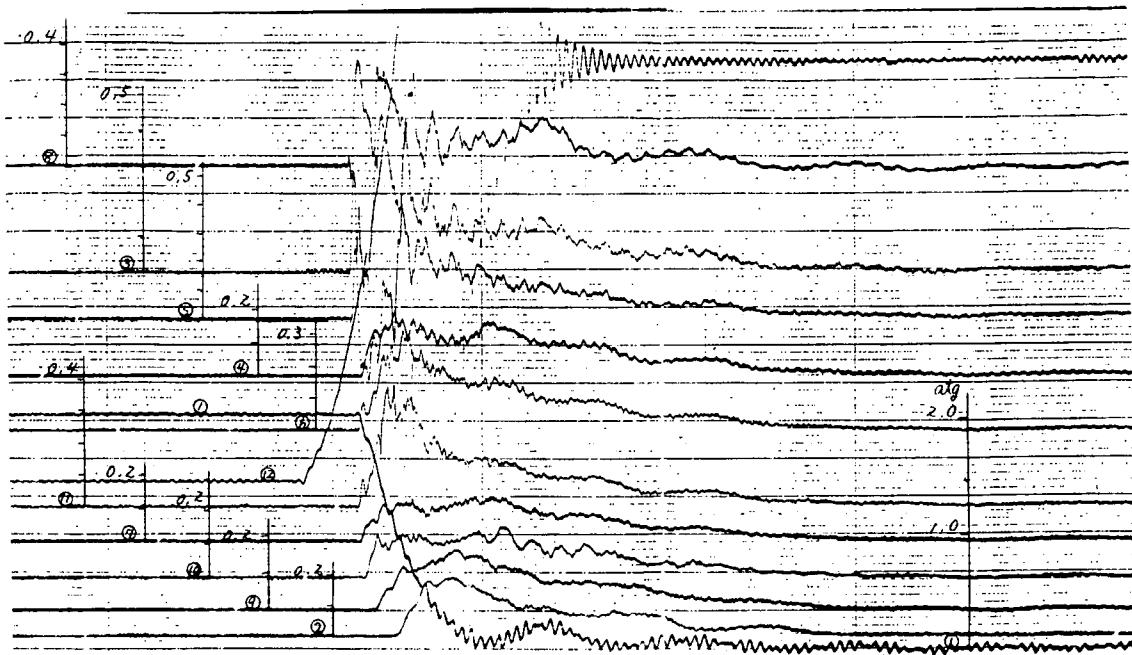
NO. 3

図 2.3.3



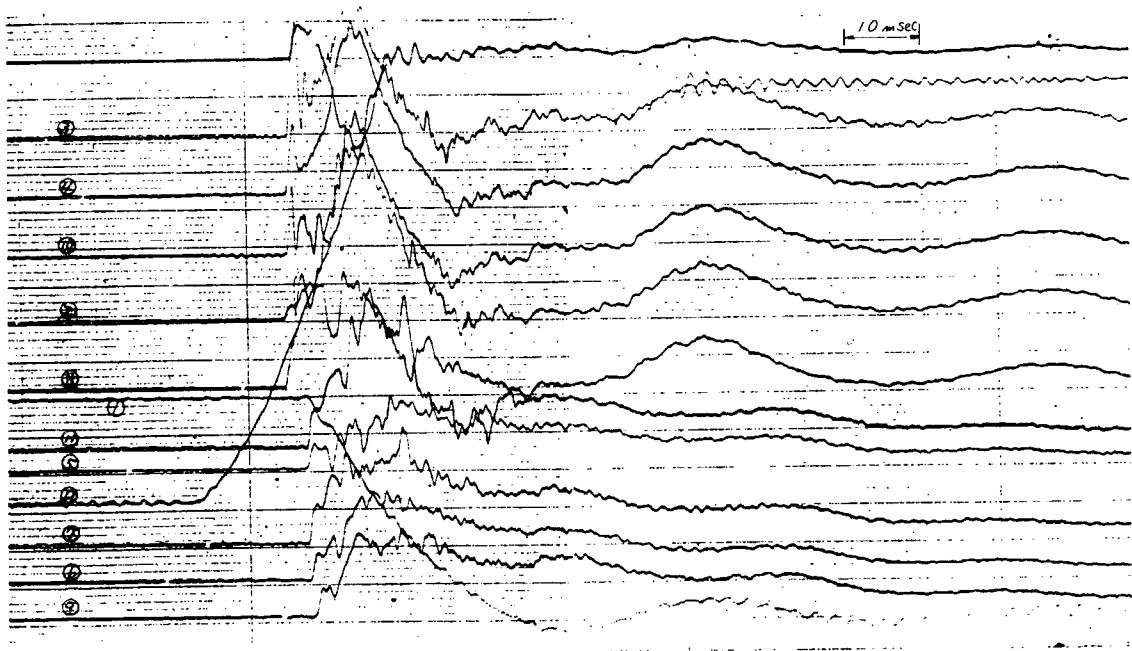
NO. 4

図 2.3.4



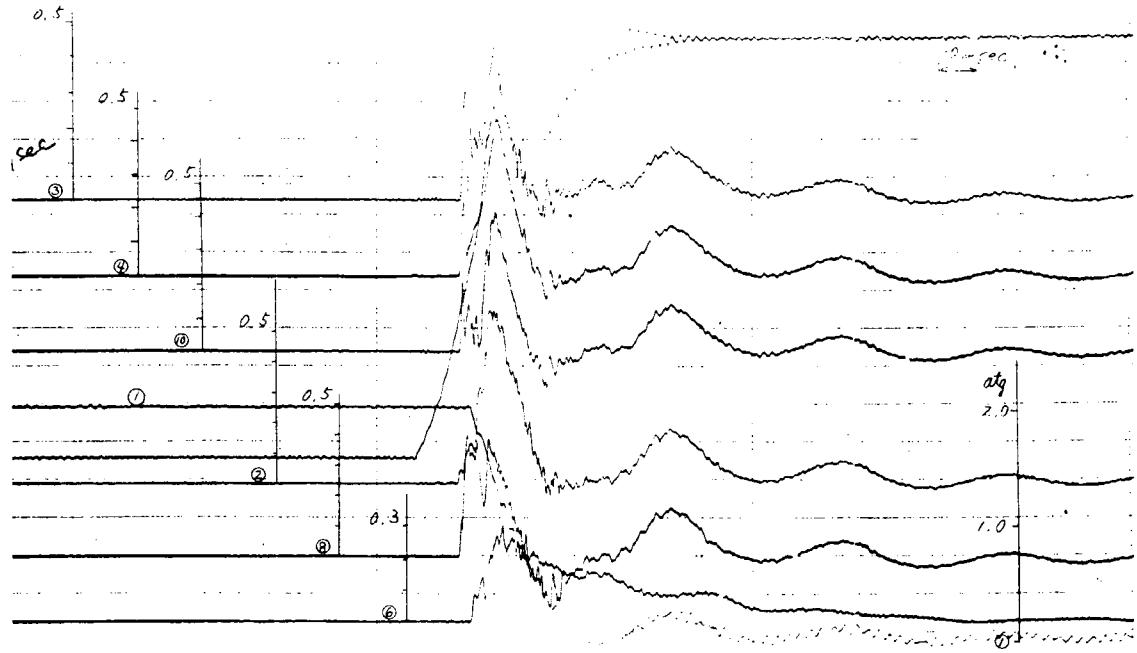
NO. 5

図 2.3.5



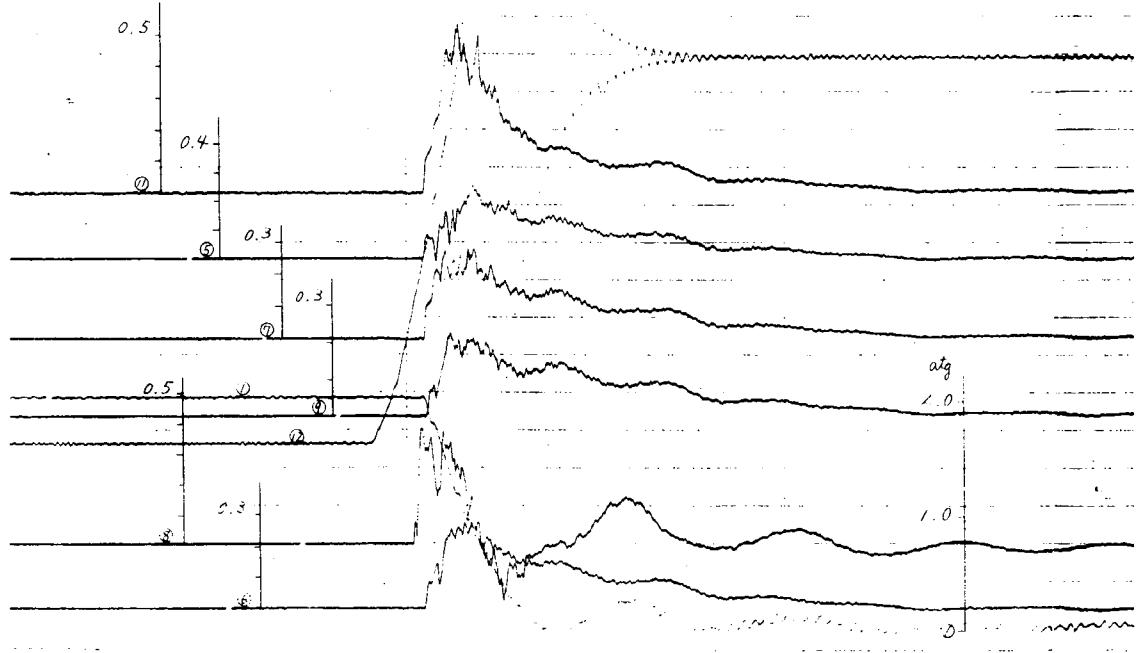
NO. 6

図 2.3.6



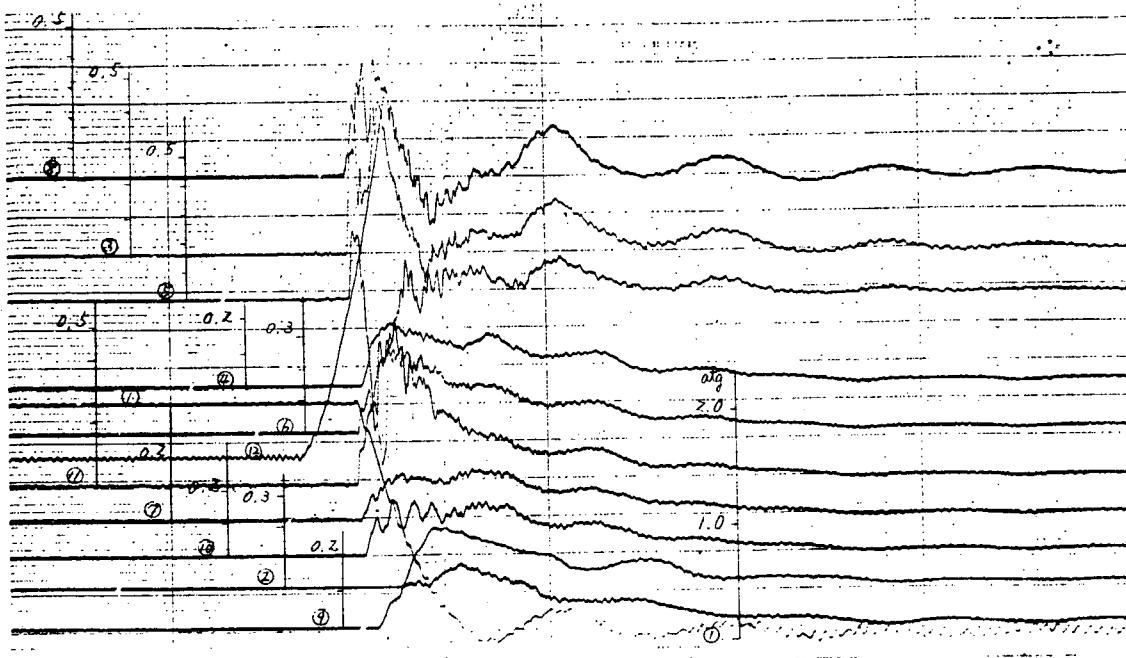
NO. 7

図 2.3.7



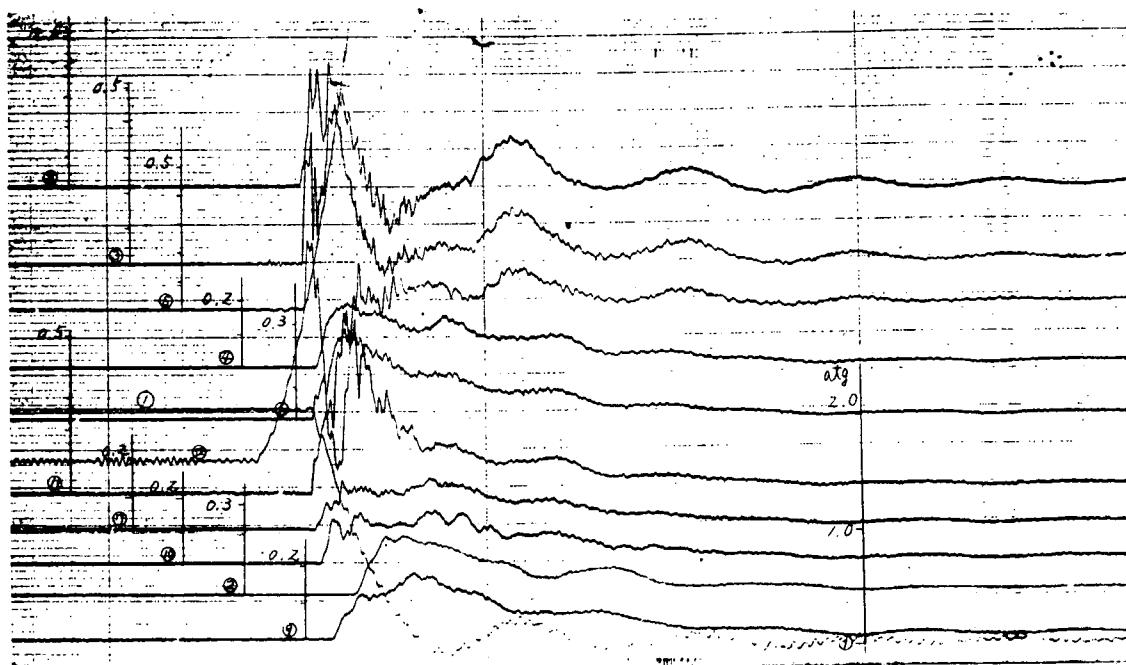
NO. 5

図 2.3.8



NO.9

図 2.3.9



NO. 10

図 2.3.10

2.4 実験結果と計算の比較

図 2.4.1 と図 2.4.2 は、実験番号No.4 (図 2.3.4)について、計算結果と実験結果を比較したものである。

比較した計測位置は③, ⑥, ⑦, ⑩, ⑨, ②である。ポートが全開するまでの時間は 7.5 m sec であり、ポート開口面積変化はほぼ直線的であった。計算条件はタンク圧 P_T を 2 atm 、温度を 5 °C とし、排気本管径は 460 mm とした。図 2.4.1 と図 2.4.2 の大きな違いはプローダウンシリンダの枝管の長さを、図 2.4.1 では 790 mm (これはポート出口と排気本管中心を結んだ長さ) とし、図 2.4.2 は 490 mm (これは枝管のみの長さ) としていることである。2つの図を比べると、位相等に若干の違いが見られる。図中で μ_T は排気管出口流量係数、 f は管摩擦係数である。図 2.4.1 を見ると、計測位置⑥については 2.3 でも述べているように、実験結果の方が大きくなる。しかし、排気本管の他の場所、例えば⑦, ⑨, ②などはほぼ一致していることがわかる。

このようにプローダウンの排気本管と枝管の結合部および枝管部を除けば、排気本管の圧力は一次元的に表わすことができる。

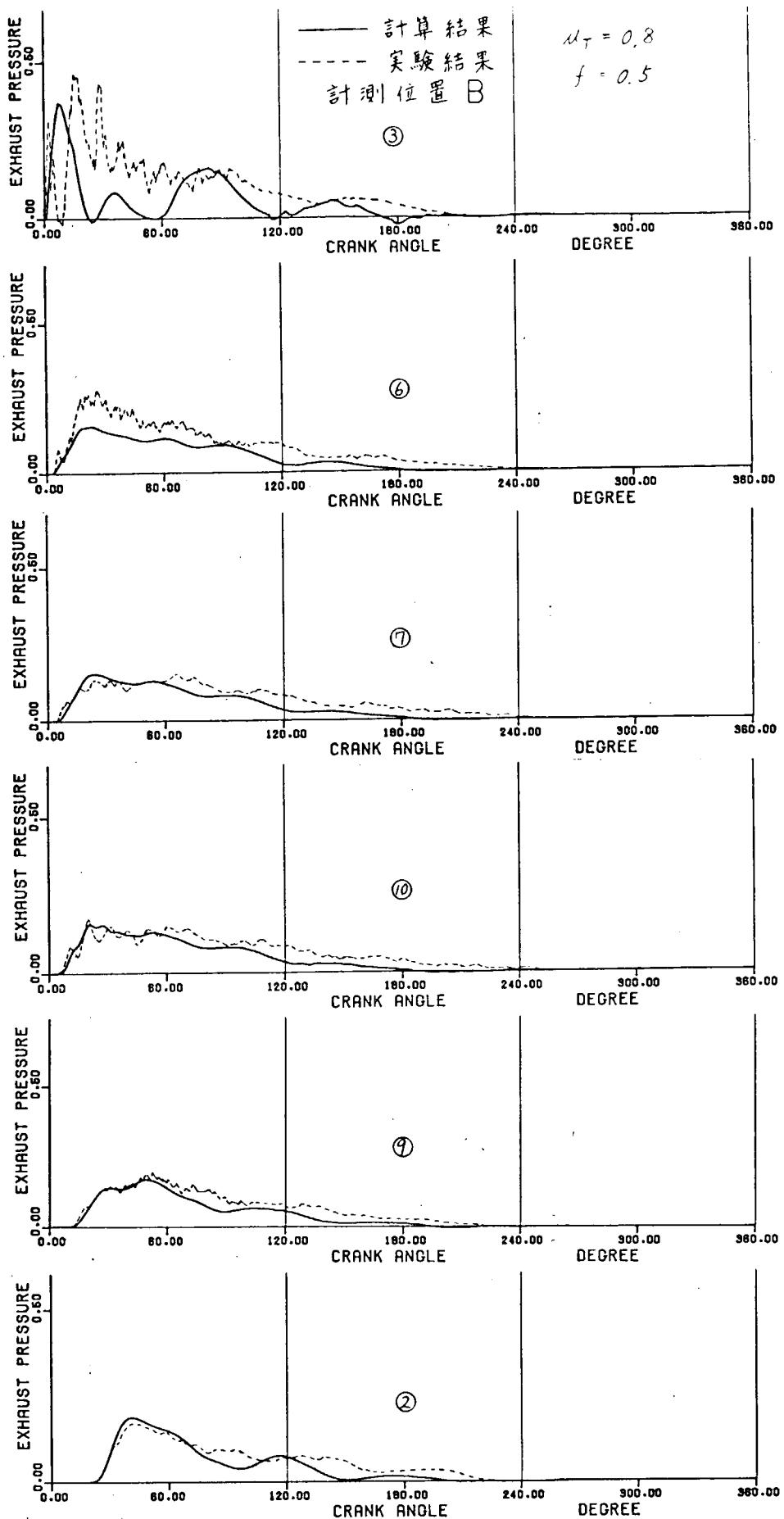


図 2.4.1

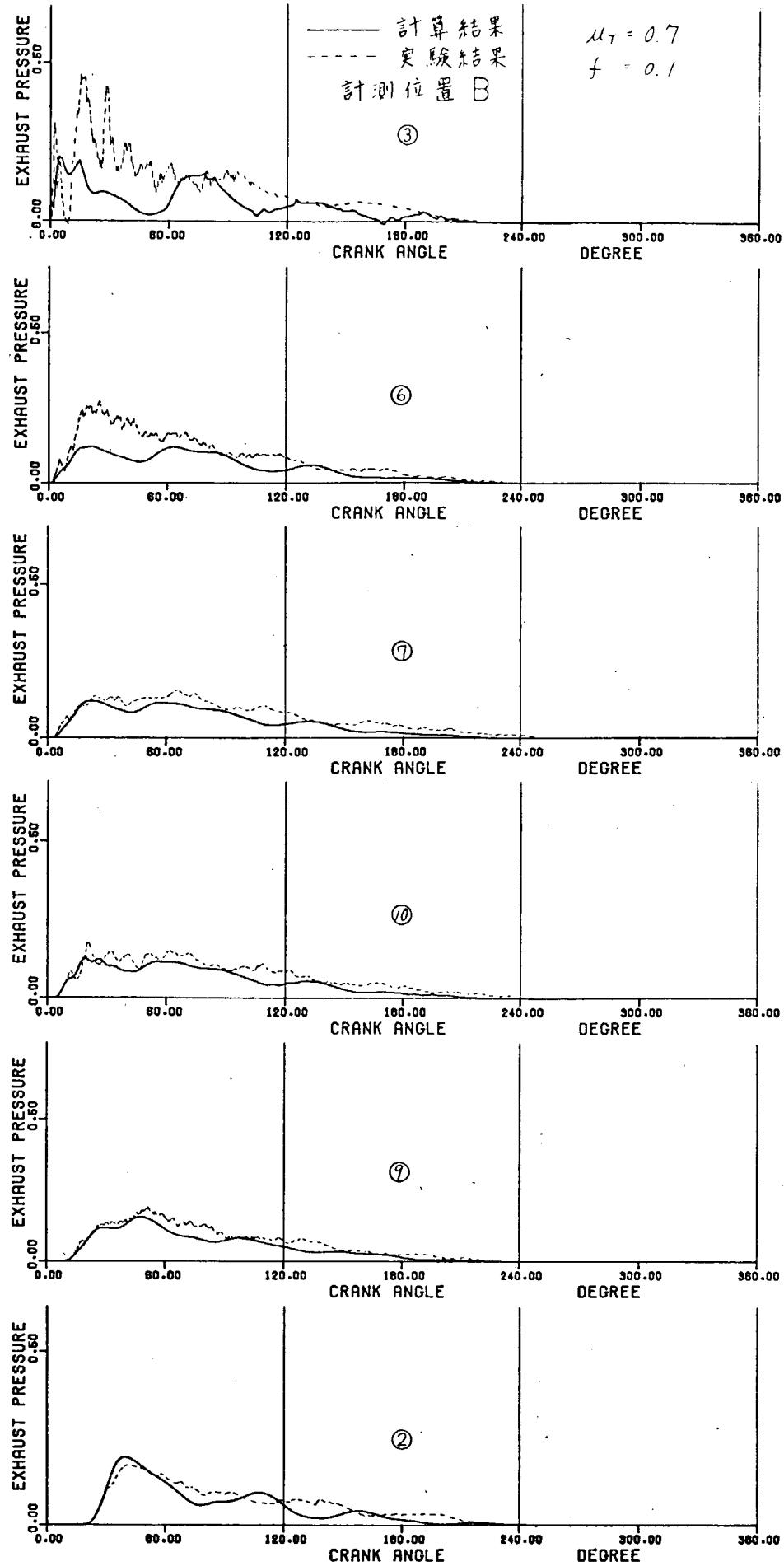


図 2.4.2

2.5 結論および問題点

以上の結果より以下の事がわかった。

- 1) A型ディフューザの効果として、プローダウンの際の吸い出し効果、排気枝管部における脈動の減少および枝管における流れをスムーズにする効果などがある。
- 2) プローダウンの際の排気本管における圧力は本管の計測場所によって異なる。
- 3) プローダウンの際の排気本管と枝管の結合部や枝管の圧力については、一次元的に取り扱うのは問題がある（計測上の問題も含む）。
- 4) プローダウンの排気本管と枝管の結合部および枝管部を除けば、排気本管の圧力は一次元的に表わすことができる。

今後に残る問題としては、

- 1) ニサイクル機関の初期圧縮圧力のバラツキの原因となる掃排気行程中のシリンダ内圧力およびポート出口付近の圧力変化を計算で求まるようとする。
- 2) 管内圧力脈動の位相や振幅をかえるための紋り板の流量係数について考察する。
- 3) プローダウン時の排気本管の圧力計測を行なう際に正確に静圧を測る方法について考える。

3. む　す　び

本年度の研究結果、S 5 1 年度までに開発した脈動の解析手法が排気管の本管部分については十分精度の高い解析結果を与えるが、排気ポート附近については若干問題があり、さらに検討を要することがわかった。

本年の研究から得られた主な結論を列挙すると次の通りである。

- (1) 実機の排気管系も本管部は实际上一次元的な扱いができる。
- (2) 實際の脈動はプローダウンによって生じた圧力波の伝播、反射波が重なり合った複雑な波形であり、反射波を考慮せずに、プローダウンによって生ずる圧力波の伝播だけを考えて、ガス交換への排気干渉を検討することは間違ひをおかしやすい。
- (3) 実機の排気脈動は、排気管内の音速を一定として計算しても、音速が場所と時間によって変化するとして計算する正攻法の解析結果とほとんど差がない。したがって管内の脈動は、各シリンダから出たバルスの伝播、反射を単に重ね合わせることによって得られる。
- (4) 圧力波の伝播を無視した Filling & empting method (または Volume 法) は静圧排気管内の圧力を正しく表わすことはできない。ただ、排気脈動とガス交換の関係を云々せずに、機関性能をマクロに得るときは Volume 法で十分であろう。

つぎに今後の主な課題を列挙すると次の通りである。

- (1) 排気ポート附近の脈動解析についてはさらに検討を要する。
- (2) 排気管は各シリンダの間で伸縮継手によって仕切られており、そのため排気管本管は各シリンダの間で流路断面が若干縮少する。このような断面の縮少が、圧力波の伝播に抵抗となり、圧力波を減衰させる作用があるか否か、など本管内の圧力波の伝播についてもさらに詳細な検討を加えることが望ましい。
- (3) プローダウン中のガスが、高い運動エネルギーをもったまま排気本管の中に飛びこむと、本管の壁に衝突して、衝突する部分では圧力が高くなると考えられる。このような現象によるものかどうかはまだ明確につかんでいないが、実機および模型実験の計測では、このような箇所では計算結果よりも計測された圧力が高い。計測法その他を検討してこの点を明確にしておくことが望ましい。

S 5 3 年度の課題は、性能シミュレーションと脈動シミュレーションを結合して、排気脈動とシリンダ内 P-V 線図の関係を解析できるプログラムを開発することである。この作業をすすめる途中、またはプログラムが完成されたあとの課題としては次のようなものが考えられる。

- (1) 両プログラムが結合された状態でのシミュレーションに必要な各種の資料すなわち、排気ターピンの流

量係数、掃排気ポートの流量係数、シリンダ内熱発生率などを系統的に整理すること。

- (2) 対策を施さなければ排気脈動のために圧縮始めの圧力がばらつきそうな機種を選定し、対策前後における排気脈動、シリンダ内圧力などを正確に計測して、シミュレーションの精度を検討するための標準的な計測データを用意すること。

この場合は、エンジン負荷、回転数などをできるだけ広範に変化させることが望ましい。

- (3) 排気脈動とP-V線図の関係が正確にシミュレートできるようになれば、一般的に排気脈動が問題になる機種、およびその対策等を分類整理すること。その際、脈動をコントロールする方法はしぶり板挿入が最も簡単であるが、しぶり板が機関性能に与える影響を検討しておく必要がある。

また、ディフューザが脈動のコントロールおよび機関性能にどのように影響するかを明らかにすることが望ましい。

以上の問題について、53年度中に明確な答を出すことはむずかしいが、これらの点を考慮に入れて作業をすすめる必要がある。

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

排気流出時の排気孔の流量係数、そして排気孔付近や排気つなぎ管内の圧力変動等の調査を目標として本年度製作の大型実験装置によってその実験を行なった。本年度の計画予定は連続非定常大型実験装置（シリンダ型Φ260）の製作と実験となっている。本年度の実験は排気孔の流量係数について実験とプローダウン時の排気孔付近の圧力状態について計測を行なった。それらについて以下に述べる。なお、次年度は引き続き排気孔付近からつなぎ管への流れの調査と連続プローダウン時の流れの実験を予定している。

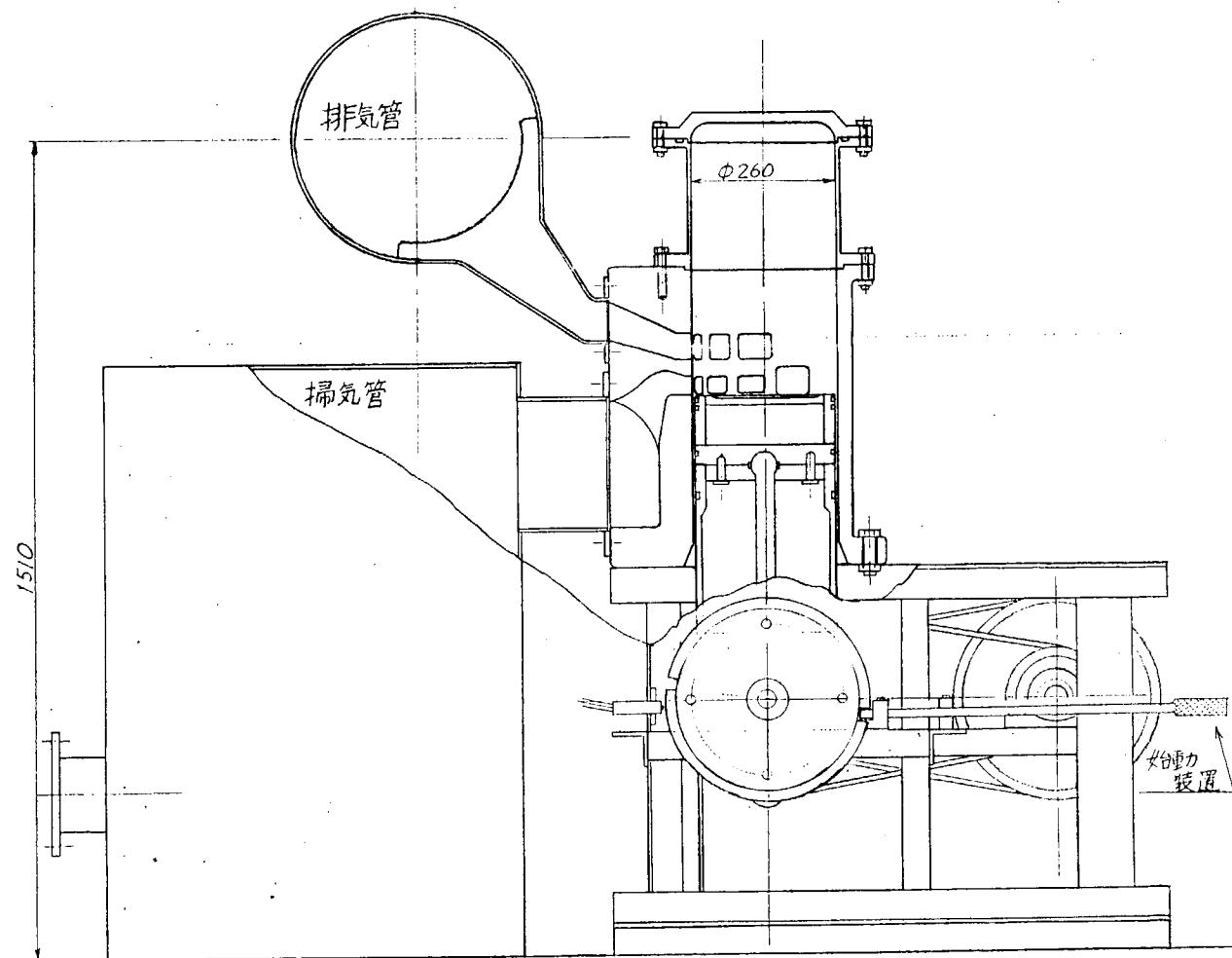


図1. 連続非定常大型実験装置の概略図

2. 連続非定常大型実験装置 (KZ52/90 機関の 1/2 動模型) による排気流出過程の調査

2.1 実験装置の製作

前年度の 1/4 模型 (シリンダ型 $\phi 130$) は駆動系統を始め、一サイクル実験には取扱いが比較的容易で好都合であった。しかし掃、排気孔周りの流れの調査には計測上の立場から大型の模型を、そして相似性の面からも実験の縮尺 1/2 程度の模型の必要性が感じられ、この大型実験装置を製作するに至った。この装置は圧縮空気をシリンダガスとして、プローダウンから排出、そして掃気へと一回の作用を行わせることができるもので、また付属部品を付けることにより連続的に作動できる模型となっている。その連続非定常大型実験装置の概略図を図 1 に示す。また図 2 はその装置の写真である。装置は模型本体、掃排気管、一サイクル実験のための始動開始用レバー、そして駆動用モーターより成っている。シリンダ径

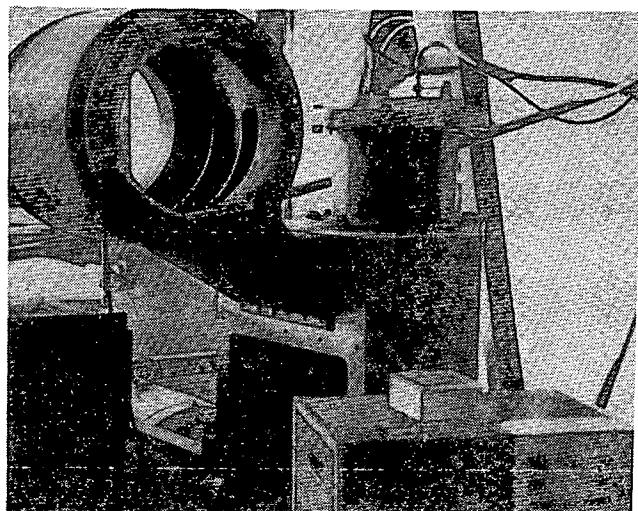


図 2. 連続非定常大型実験装置の本体および排気管の一部

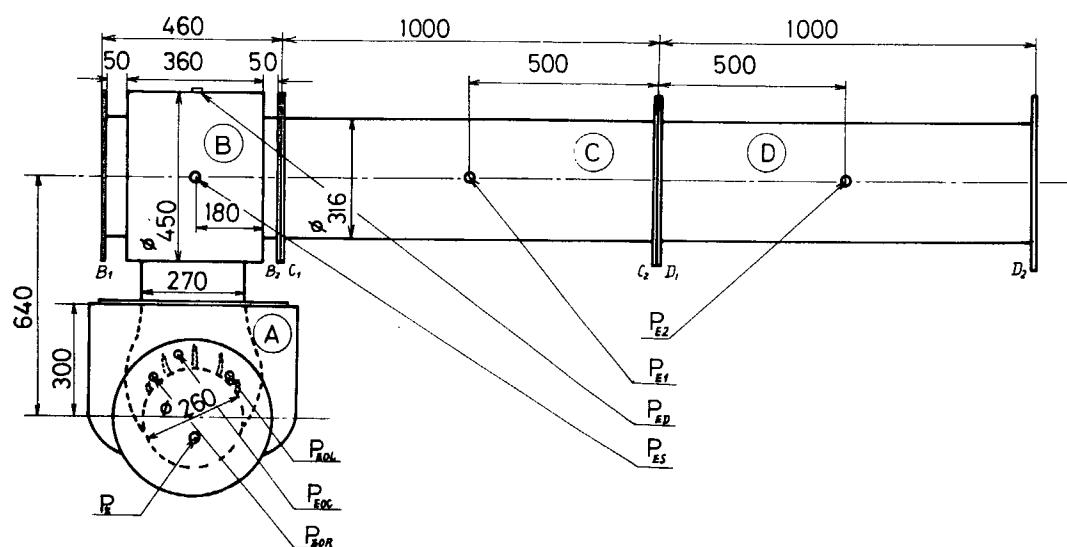


図 3. 排気管系の結合概略図

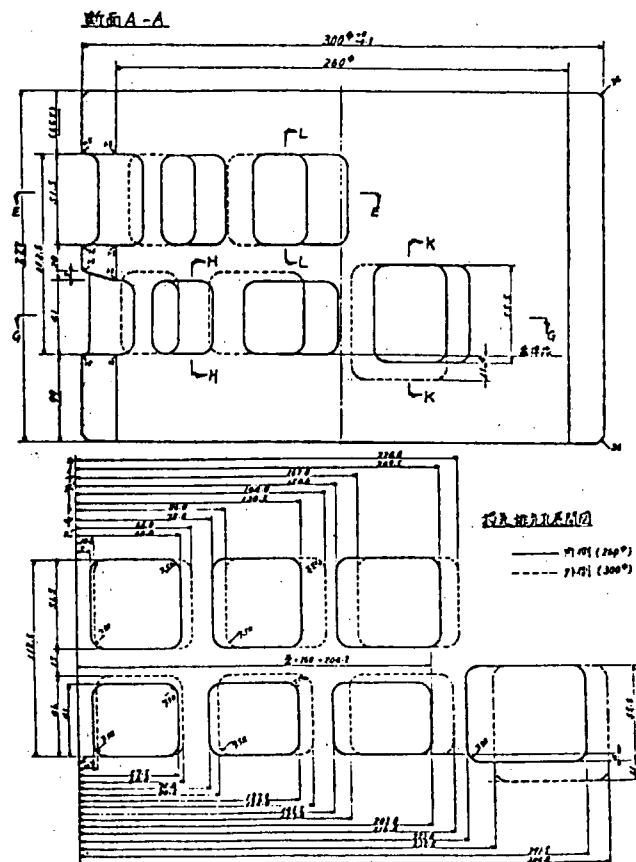


図4. 掃排気孔の展開図

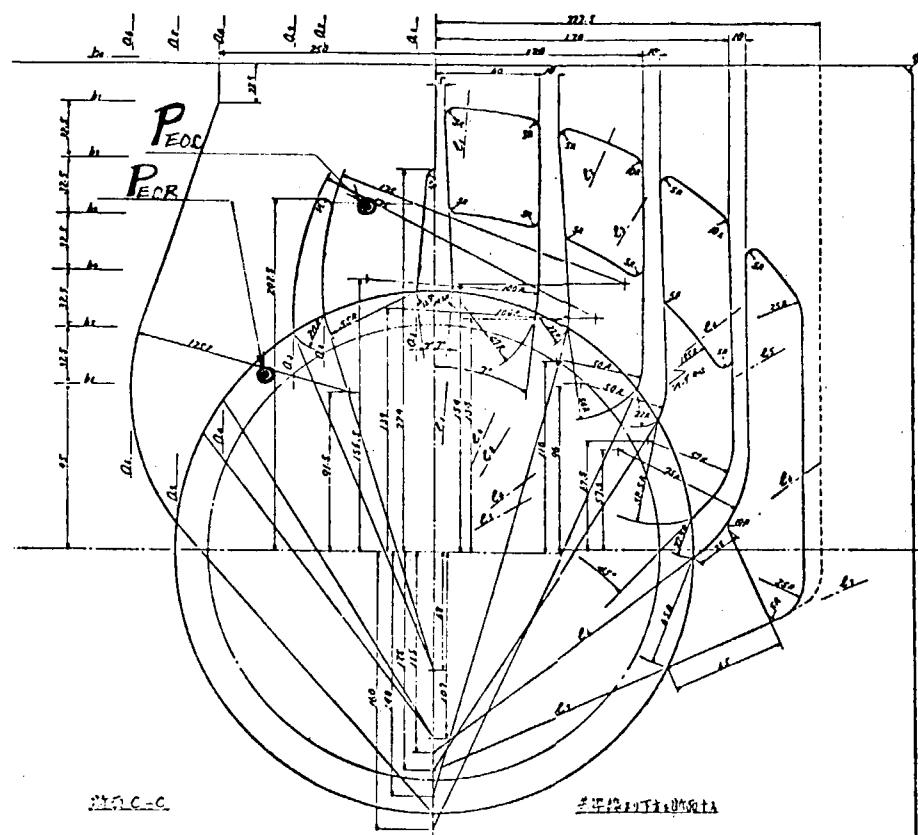


図 5. 排気孔の水平断面と排気孔内圧力測定位置 P_{EOC} , P_{EOR} .

260 mm、行程 450 mm、実際ピストン移動行程 320 mm、クランク半径 160 mm、連接棒の長さ 580 mm となっている。プローダウンから排気本管への流れ調査のために模型本体の他に排気管が製作された。図 3 はその結合概略図である。

2.2 排気孔の流量係数の調査（定常流による場合）

模型の排気孔の形状を図 4.5 に示す。排気孔は模型本体の中に含まれ、排気つなぎ管まで、ある長さの排気流路を形成している。またプローダウン期間の排気孔はピストンによって開口度を変えるため、その部分は排気孔の開口度が小さい場合、オリフィスと考えることができるが開口度が大きくなるとオリフィスと云うより、シリンダから断面積を変えた流路となり、したがって排気孔の流量係数は排気孔部の絞りをオリフィスとして扱い、シリンダブロック部に含む排気流路抵抗も含むものとなる。

実験方法、図 1 に示す装置を用い、ピストンを各排気孔の開口度 ($1/4, 2/4, 4/4$) の位置に固定し、シリンダヘッド部より定常流（空気）で排気孔より排気本管へ流し、下流でオリフィスにより流量 Q_i を求め、かつ、排気孔部を流れる差圧はシリンダヘッドの圧力 P_z と排気本管部 P_{E1} （図 3 参照）として、排気孔の流量係数を求めた。

$$\mu_{ESi} = \frac{Q_i}{A_{Ei} \sqrt{\frac{2g \Delta P_i}{r}}} \quad \begin{aligned} \mu_{ESi} &: \text{排気孔の各開口度における流量係数} \\ Q_i &: \text{排出流量 } m^3/s \\ \Delta P_i &: \text{排気孔部の差圧} = P_{zi} - P_{E1i} \quad kg/m^2 \\ g &: \text{重力加速度 } m/s^2 \\ r &: \text{空気の比重 } kg/m^3 \end{aligned}$$

求めた排気孔の流量係数と開口度との関係を図 6 に示す。図によると流量係数 μ_{ES} は排気孔の開口度の増加と共に減少し、排気孔開口の初期 ($1/4$ 開口) の 0.87 から全開時 0.66 に変化し、開口度と共に直線的に変化している。

2.3 排気孔の流量係数の調査（プローダウンを行わせた場合）

図 1 に示す装置を用い、シリンダヘッドより圧縮空気を入れ、その力によりピストンを一回だけ押し下げて、プローダウンしたときのシリンダ内圧力変化とプローダウン時間とから排気孔の流量係数を求めた。

2.3.1 計算による方法

プローダウン時のシリンダ内圧力変化は次に示す気体の状態式と断熱過程の微分式

$$\frac{dP}{P} + \kappa \frac{dV}{V} - \kappa \frac{dG}{G} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{dP}{P} \quad (2)$$

および流出量 V に対する式

$$dG = \mu_{e f e} \frac{d\theta}{6n} W r a \quad (3)$$

により、回転クランク角度 θ° に対する圧力変化は次式で示される。

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{\kappa}{6n} \frac{\mu_{e f e}}{V} \cdot Y \cdot \left(\frac{Pa}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0 \quad (4)$$

$$P \geq \frac{Pa}{0.528} \text{ のとき, } Y = \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1}} R T a \quad (5)$$

$$P < \frac{Pa}{0.528} \text{ のとき, } Y = \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1} \frac{Pa}{Ta} \left[1 - \left(\frac{Pa}{P} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (6)$$

また、シリンダ体積 V および排気孔の開口面積 f_e は次式で表わされる。

$$V = V_0 + S \Delta x_1 \quad (7)$$

$$f_e = b \times \Delta x_2 \quad (8)$$

| | | | |
|-----|-------------------------------------|---|---------------------------------|
| ここで | P | ； | シリンダ内ガス圧力 kg/m^2 |
| | V | ； | シリンダ体積 m^3 |
| | G | ； | シリンダ内ガス重量 kg |
| | T | ； | シリンダ内ガス温度 $^\circ\text{K}$ |
| | κ | ； | シリンダ内ガスの比熱比 |
| | μ_e | ； | 排気孔の流量係数 |
| | f_e | ； | 排気孔の開口面積 m^2 |
| | W | ； | 排気流出速度 m/s |
| | n | ； | プローダウン時の見掛けの回転数 r.p.m. |
| | θ | ； | クランク角度 $^\circ$ |
| | V_0 | ； | プローダウン前のシリンダ体積 m^3 |
| | S | ； | シリンダ断面積 |
| | Δx_1 | ； | ピストン移動開始後のピストン変位 |
| | Δx_2 | ； | 排気孔開口開始後のピストン変位 |
| | b | ； | 排気孔の展開長さ（シリンダ周壁に沿う排気孔の巾） |
| | $b = 3.28 \times 10^{-3} \text{ m}$ | | |

サフィックスは大気状態を示す。

式(4)により、プローダウン開始時の圧力、温度が与えられると排気中の圧力とクランク角度との関係が得られる。ここで、プローダウン中の見掛けの回転数や排気孔の流量係数は時間的に短いので一定値を与えた。計算は Euler の方法により、クランク角度 0.2° で行なった。図 7 はその計算結果である。流量係数 $\mu_e = 0.6, 0.7, 0.8$ の場合を破線で示し、後述の実験結果を実線で併記している。

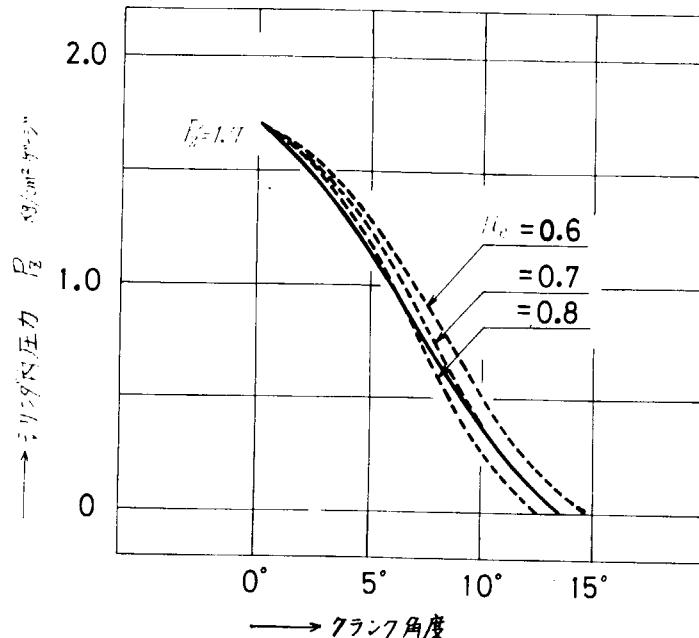


図 7. 排気孔開口開始後のシリンダ内圧力とクランク角度

2.3.2 実験による方法

ピストンは排気孔開口の手前にセットし、所定のシリンダ圧力まで圧縮空気を導入し、プローダウンさせる。その実験結果の一例を図 9 に示す。これによると排気孔開口始めから大気圧まで圧力降下する時間とクランク角度がわかる。ここに排気孔開口開始時のシリンダ内ガスの圧力および温度はそれぞれ $P_z = 1.70 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$ ゲージ、 $t = 18^\circ\text{C}$ であった。

また、シリンダ内圧力 P_z 計測位置はシリンダヘッドで圧力変換器 P E - 5 KRMT を用い、排気孔内には図 3 に示す位置に静圧測定用変換器 P S - 2 KA を貼付した。これらの記録は動歪計、電磁オシロにより、これらの圧力変化に対する時間やクランク角度の関係は電磁ピックアップやボテンショメータにより求められた。実験結果(図 9)は図 7 の中に併記した。

2.3.3 比較

図 7 の計算における排気孔開口開始時の初期条件は実験時の条件(図 9)を用いているので、比較することができ、プローダウン期間に要するクランク角度から該当流量係数 μ_e を見積ることができ 0.7 となる。この値は排気流出による平均排気孔の流量係数となる。図 7 の中で実験値を計算値と比較すると、実験値は排気孔開口初期において圧力降下が著しく、流量係数は大きく、流出後期に流量係数が低下する傾向を示している。このプローダウン中の流量係数の変化は定常流による結果(図 6)と同じような傾向を示す。

次に定常流実験によって得られた排気孔開

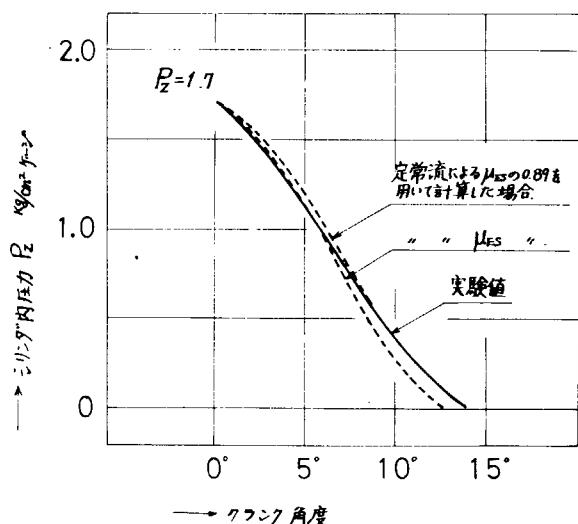


図 8. シリンダ内圧力とクランク角度

および流出量に対する式

$$dG = \mu_{effe} - \frac{d\theta}{6n} W \tau a \quad (3)$$

により、回転クランク角度 θ° に対する圧力変化は次式で示される。

$$\frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\kappa}{V} \frac{dV}{d\theta} - \frac{\kappa}{6n} \frac{\mu_{effe}}{V} \cdot Y \cdot \left(\frac{Pa}{P} \right)^{\frac{1}{\kappa}} = 0 \quad (4)$$

$$P \geq \frac{Pa}{0.528} \text{ のとき, } Y = \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1}} R T a \quad (5)$$

$$P < \frac{Pa}{0.528} \text{ のとき, } Y = \sqrt{\frac{2g\kappa}{\kappa-1} \frac{Pa}{Ta} \left[1 - \left(\frac{Pa}{P} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (6)$$

また、シリンダ体積 V および排気孔の開口面積 f_e は次式で表わされる。

$$V = V_0 + S \Delta x_1 \quad (7)$$

$$f_e = b \times \Delta x_2 \quad (8)$$

| | | | |
|-----|----------------|-------------------------------------|------------------|
| ここで | P ; | シリンダ内ガス圧力 | kg/m^2 |
| | V ; | シリンダ体積 | m^3 |
| | G ; | シリンダ内ガス重量 | kg |
| | T ; | シリンダ内ガス温度 | $^\circ\text{K}$ |
| | κ ; | シリンダ内ガスの比熱比 | |
| | μ_e ; | 排気孔の流量係数 | |
| | f_e ; | 排気孔の開口面積 | m^2 |
| | W ; | 排気流出速度 | m/s |
| | n ; | プローダウン時の見掛けの回転数 | rpm |
| | θ ; | クランク角度 | $^\circ$ |
| | V_0 ; | プローダウン前のシリンダ体積 | m^3 |
| | S ; | シリンダ断面積 | |
| | Δx_1 ; | ピストン移動開始後のピストン変位 | |
| | Δx_2 ; | 排気孔開口開始後のピストン変位 | |
| | b ; | 排気孔の展開長さ (シリンダ周壁に沿う排気孔の巾) | |
| | | $b = 3.28 \times 10^{-3} \text{ m}$ | |

サフィックスは大気状態を示す。

式(4)により、プローダウン開始時の圧力、温度が与えられると排気中の圧力とクランク角度との関係が得られる。ここで、プローダウン中の見掛けの回転数や排気孔の流量係数は時間的に短いので一定値を与えた。計算は Euler の方法により、クランク角度 0.2° で行なった。図 7 はその計算結果である。流量係数 $\mu_e = 0.6, 0.7, 0.8$ の場合を破線で示し、後述の実験結果を実線で併記している。

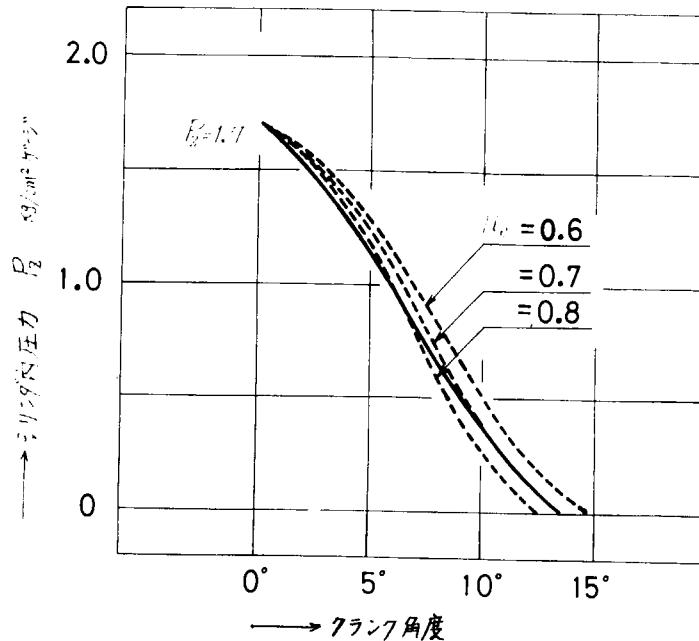


図 7. 排気孔開口開始後のシリンダ内圧力とクランク角度

2.3.2 実験による方法

ピストンは排気孔開口の手前にセットし、所定のシリンダ圧力まで圧縮空気を導入し、ブローダウンさせる。その実験結果の一例を図 9 に示す。これによると排気孔開口始めから大気圧まで圧力降下する時間とクランク角度がわかる。ここに排気孔開口開始時のシリンダ内ガスの圧力および温度はそれぞれ $P_z = 1.70 \times 10^4 \text{ kg/m}^2$ ゲージ、 $t = 18^\circ\text{C}$ であった。

また、シリンダ内圧力 P_z 計測位置はシリンダヘッドで圧力変換器 P E - 5 KRMT を用い、排気孔内には図 3 に示す位置に静圧測定用変換器 P S - 2 KA を貼付した。これらの記録は動歪計、電磁オシロにより、これらの圧力変化に対する時間やクランク角度の関係は電磁ピックアップやポテンショメータにより求められた。実験結果(図 9)は図 7 の中に併記した。

2.3.3 比較

図 7 の計算における排気孔開口開始時の初期条件は実験時の条件(図 9)を用いているので、比較することができ、ブローダウン期間に要するクランク角度から該当流量係数 μ_e を見積ることができ 0.7 となる。この値は排気流出による平均排気孔の流量係数となる。図 7 の中で実験値を計算値と比較すると、実験値は排気孔開口初期において圧力降下が著しく、流量係数は大きく、流出後期に流量係数が低下する傾向を示している。このブローダウン中の流量係数の変化は定常流による結果(図 6)と同じような傾向を示す。

次に定常流実験によって得られた排気孔開

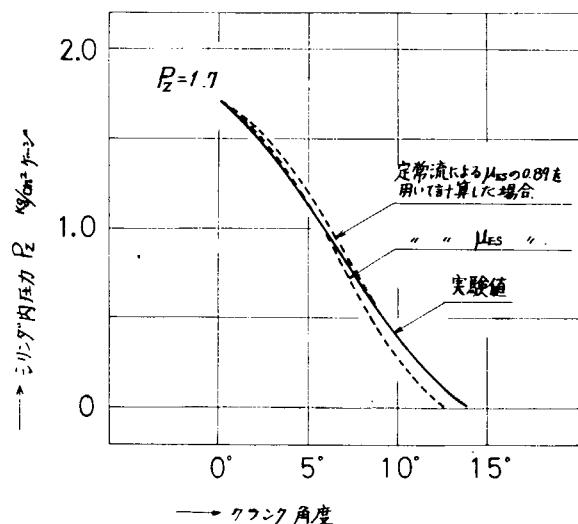


図 8. シリンダ内圧力とクランク角度

角度によって変化する流量係数を動的ブローダウンの計算の中に入れた結果を図8に示す。実験値と計算値の一致をみるのは定常流による流量係数の8.9%を当てた場合となる。なおブローダウン初期においては定常流による流量係数 μ_{ES} をそのまま用いても部分的によく合うようである。

2.4 ブローダウン時の排気孔内および排気管内圧力計測

排気流出過程において排気孔付近および排気つなぎ管内の圧力変動について調査のため圧力計測を行なった。シリンダ本体を含む排気管系は図3に示すようにシリンダブロックⒶ、排気つなぎ管Ⓑ、および排気管Ⓒ、Ⓓとなっている。各計測位置は図示の通りである。ここに測定点P_{ES}は排気つなぎ管内の流れで直角な位置に、また、P_{ED}はその流れを受ける位置にそれぞれセットされている。

図10は図3に示す各ブロックの内、シリンダブロックⒶにB、Cを結合させ、B₁端を閉じ、C₂端を開放させた管系でブローダウンを行なせ、各位置での圧力計測の結果である。図によるとシリンダ内圧力P_Zの急激な降下点と排気孔内の静圧が排気吹き出しによって負圧となり始める点とはほぼ一致し、圧力波はシリンダを含む排気管系で一端開放のパイプとして振動し、この管系の圧力振動は排気孔内の静圧およびシリンダ内までおよび、位相は同期していることがわかる。図11はA+B+C+D系、B₁端を閉じ、D₂端を開放の場合である。排気管系を長くすることにより圧力波の振動周期は長くなり、同じように位相は同期している。なお、これらの解析については来年度に予定する。

3. まとめ

連続非定常大型実験装置の製作を完了し、実験は排気流出過程について行ない、排気孔の流量係数についてと、排気孔付近および排気つなぎ管内の圧力計測ができた。なお、これらの排気孔付近の圧力の解析については来年度に予定している。

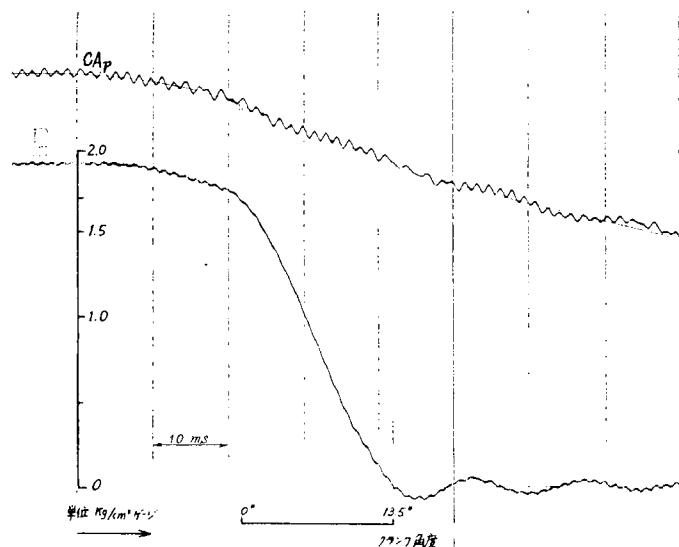


図9. ブローダウン期間のシリンダ内圧力P_Zと
ボテンショメータCApによるクランク角度
測定の一例(シリンダブロックⒶのみで
実験した場合)

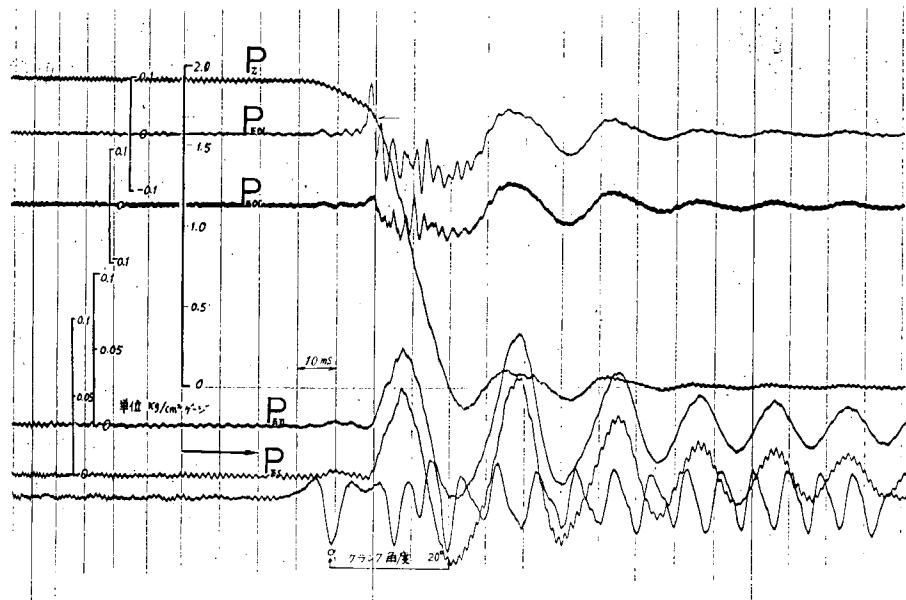


図 10. ブロータウン時の排気孔内および排気管内の
圧力(管系 A+B+C, B₁ 端閉じ, C₂ 端
開放の場合)

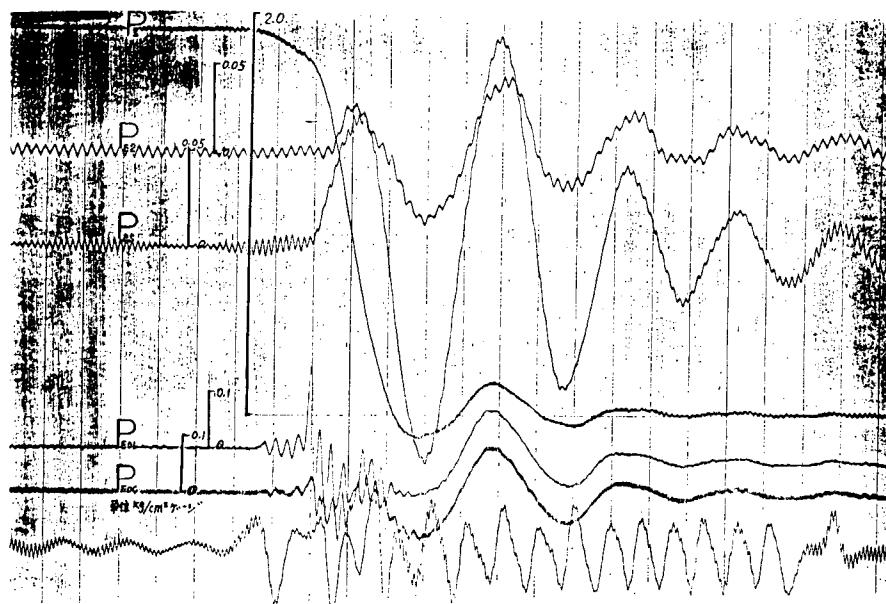


図 11. ブロータウン時の排気孔内および排気管内の
圧力(管系 A+B+C+D, B₁ 端閉じ, D₁
端開放の場合)

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

前年度までは、模型実験として入口1、出口2の管路系で分岐部形状がT字型のものとY字型のもの、さらに入口2、出口1の管路系で分岐合流部がT字型のものについて実験を行なった。一方、一次元シミュレーションを入口1、出口2の管路系について行ない模型実験と比較した。

本年度は、昨年同様のシミュレーションを入口2、出口1で分岐合流部がT字型のものとR型の管路系について行ない、昨年度行なったT字型と今年度行なったR型の実験結果について比較した。

また、これまでの一次元シミュレーションにおいては、管路系は断熱、摩擦なしの状態として取り扱われたが、今年度はこれを管路系外部との熱交換そして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を完成させた。

さらに、分岐合流部のある場合、上述の一次元シミュレーションでは分岐合流部において静圧一定の条件を用いているため、流れの方向性が記述できず、一次元動圧シミュレーションでも不確かな点があるため、分岐合流部を含む領域を二次元として取り扱い、その部分の流れ状態を計算できるようにした。これら二次元シミュレーションの結果は、すでに実験を行なった入口1、出口2のモデルで分岐部がT字型およびY字型の管路系と入口2、出口1のモデルで分岐合流部が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ともくらべた。

一方、本研究の主題である四サイクル機関の排気脈動シミュレーションのために、すでにSR130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これまで調べてきた単独の排気脈動シミュレーションのうち、伝熱、粘性項を含む一次元脈動シミュレーションの結合を行なった。

シミュレーションおよび実験に使用した管路系（テストセクション）は四種類で図1.1～1.4にその形状を示した。管の内径は5.24 mmで、管と管の接合には内部に突起などによる流動抵抗を増さない様に注意した。

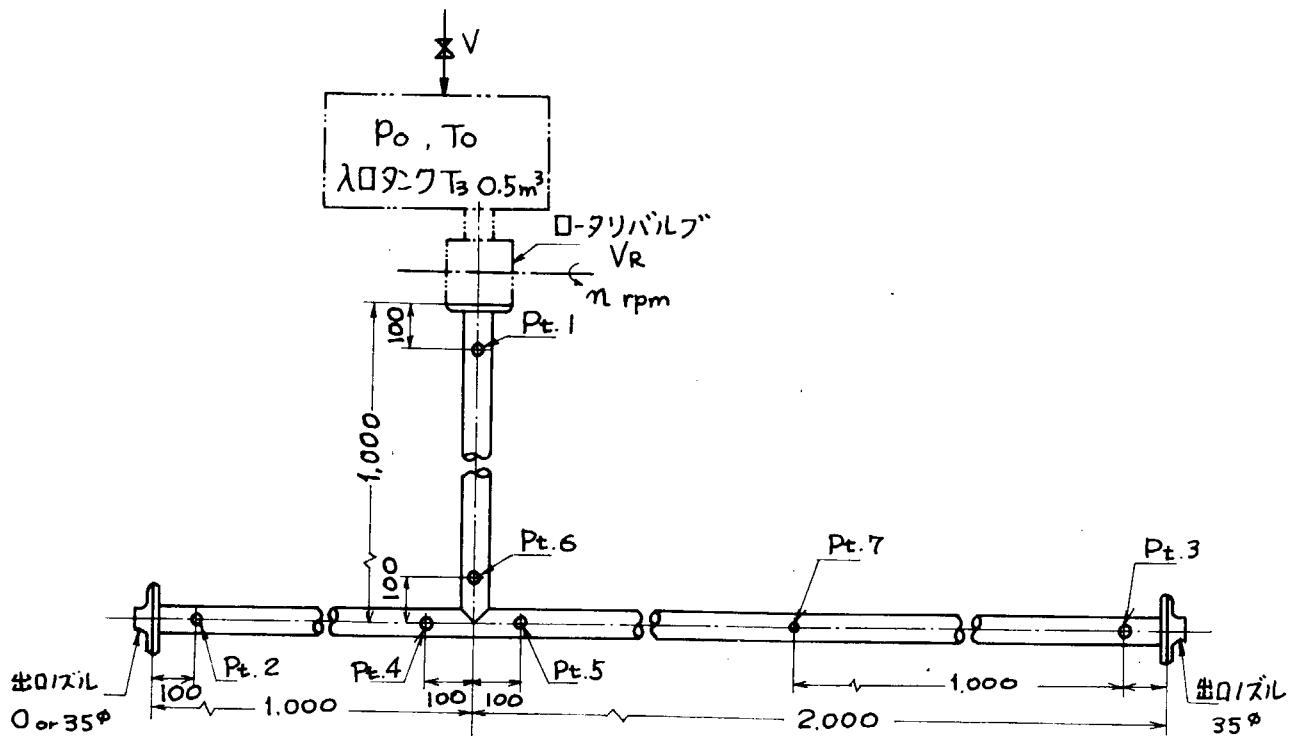
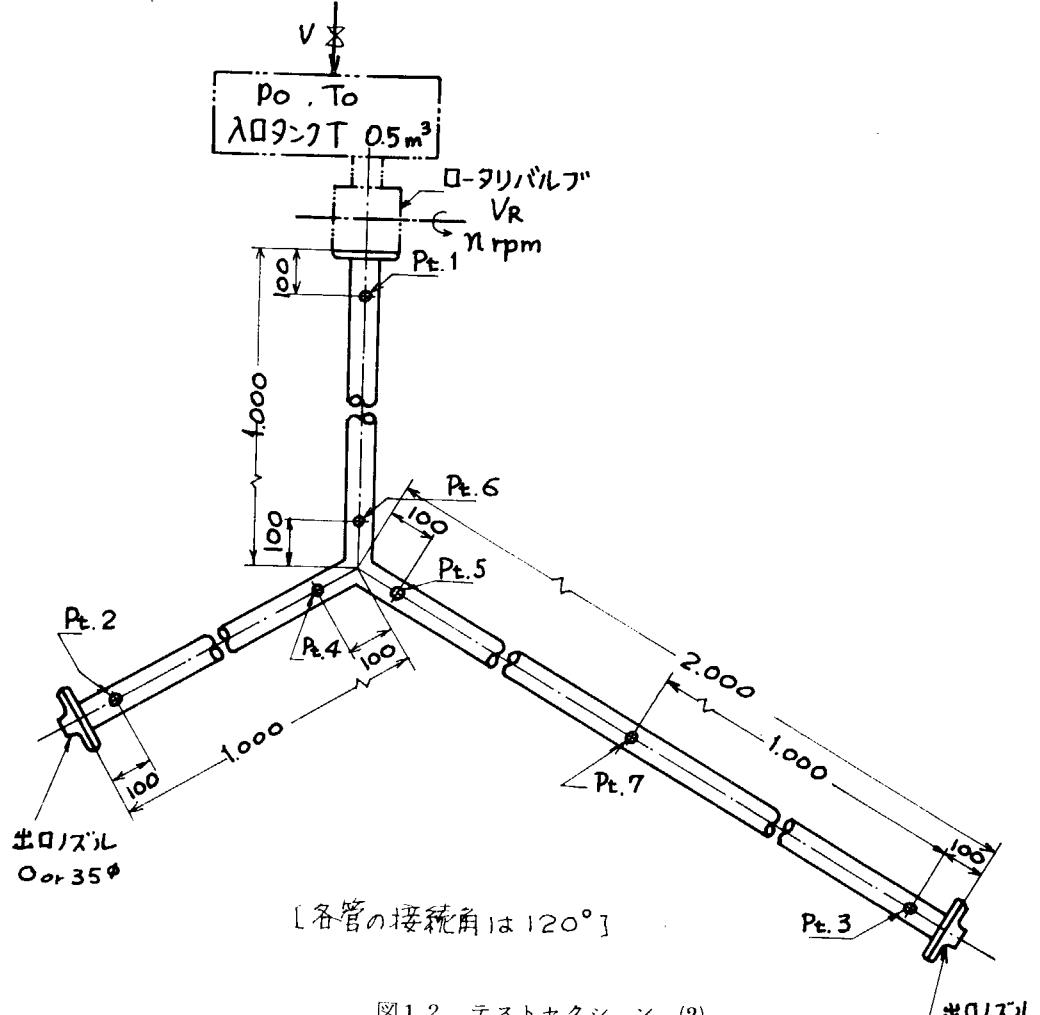
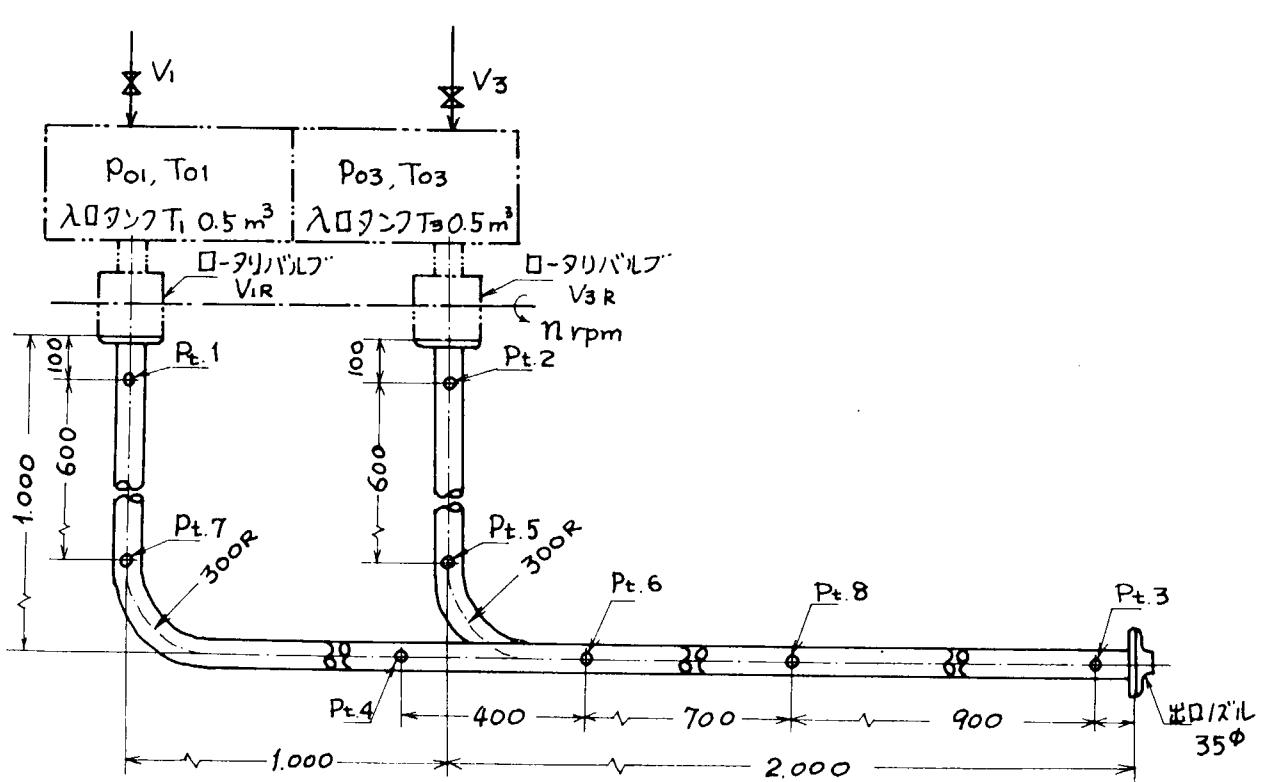
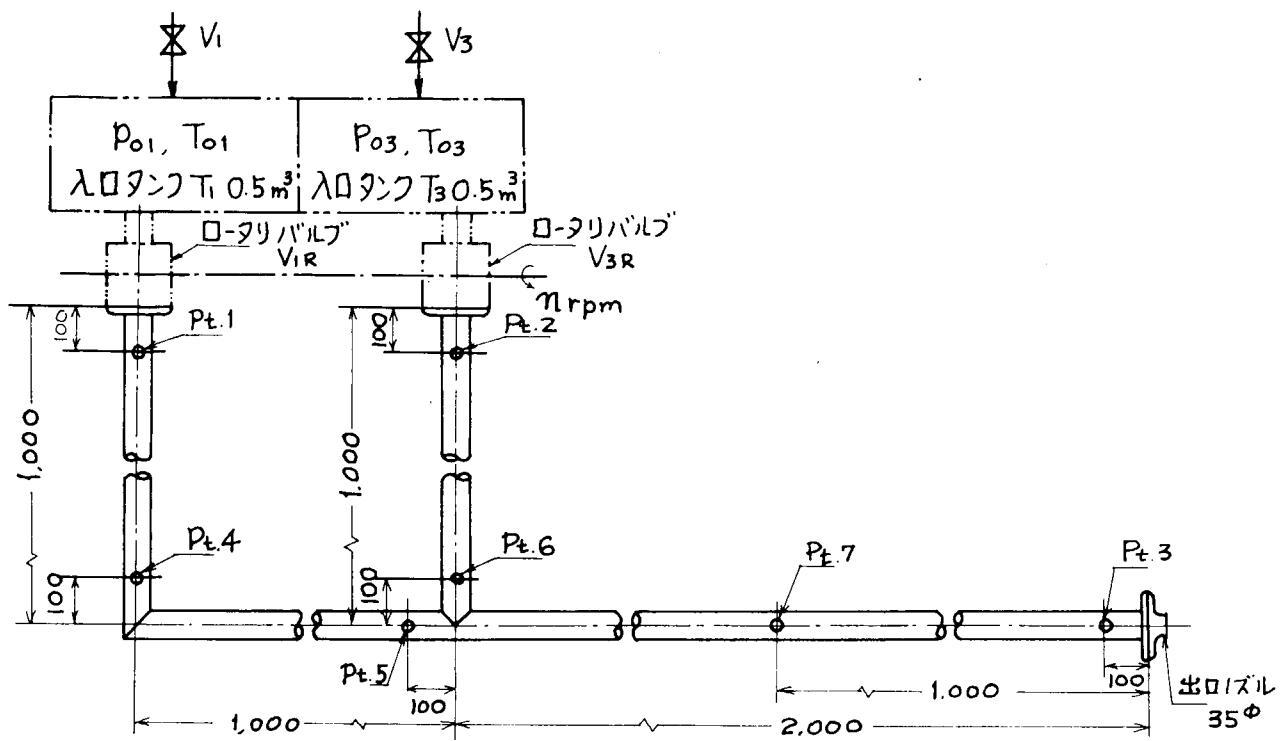


図 1.1 テストセクション (1)





2. 脈動シミュレーションプログラムの概要

本章において使用する記号

| | |
|----------|-----------------|
| C | ； 音速 |
| C_f | ； 抵抗係数 |
| C_p | ； 定圧比熱 |
| C_v | ； 定容比熱 |
| D | ； 管 径 |
| h | ； 热伝達率 |
| H_f | ； 摩擦熱量 |
| J | ； 管路系外との伝熱量 |
| M | ； マッハ数 |
| p | ； 圧 力 |
| P r | ； プラントル数 |
| R | ； ガス定数 |
| R_e | ； レイノルズ数 |
| S | ； エントロピ |
| T | ； 温 度 |
| t | ； 時 間 |
| u | ； x 方向(軸方向)速度 |
| v | ； y 方向速度 |
| x | ； 軸方向距離 |
| ρ | ； 密 度 |
| r | ； 比熱比 |
| θ | ； 温度差(20)式による。 |
| CASE | ； 二次元要素数による分け方 |
| DELTAT | ； 時間メッシュ巾 |
| DELTAX | ； X軸メッシュ巾 |
| FACT | ； DELTAT の安全係数 |
| LMAX1 | ； 管路1のX軸メッシュ数 |
| LMAX2 | ； 管路2のX軸メッシュ数 |
| LMAX3 | ； 管路3のX軸メッシュ数 |

2.1 一次元脈動シミュレーション

一次元脈動シミュレーションで、管路系が断熱状態かつ流体摩擦のない場合についてはすでに昨年度の報告書(日本造船研究協会、研究資料No.276、昭和52年3月)において述べた。

今回はこの断熱変化と流体摩擦なしの仮定を取りはずし、流体と管壁間に摩擦および伝熱によるエントロビ変化を考慮したシミュレーションを行なったのでそれについて述べる。

基礎方程式(NACAを参考とした)は以下のようになる。

先ず、連続の式、運動量およびエネルギー式は次のように表わせる。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} (\rho u) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2 u + u + C_f}{D} = 0 \quad (2)$$

$$d \left(\frac{S}{R} \right) = \frac{d (\text{Heat Transferred})}{RT} \quad (3)$$

状態式は次式となる。

$$C^2 = r RT \quad (4)$$

$$\rho = (\text{const}) C \frac{2Cv}{R} e^{-\frac{S}{R}} \quad (5)$$

$$p = (\text{const}) C \frac{2Cp}{R} e^{-\frac{S}{R}} \quad (6)$$

特性方程式を求めるために、先ず(1)の対数編微分をとる。即ち

$$\frac{\partial}{\partial t} \log \rho + u \frac{\partial}{\partial x} \log \rho + \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (7)$$

次に、(5)、(6)の対数編微分をとる。

$$\frac{\partial}{\partial x} \log \rho = \frac{2Cv}{R} \frac{\partial}{\partial x} \log C - \frac{\partial}{\partial x} \frac{S}{R} \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \log \rho = \frac{2Cv}{R} \frac{\partial}{\partial x} \log C - \frac{\partial}{\partial t} \frac{S}{R} \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \log \rho = \frac{2Cp}{R} \frac{\partial}{\partial x} \log C - \frac{\partial}{\partial x} \frac{S}{R} \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \log \rho = \frac{2Cp}{R} \frac{\partial}{\partial x} \log C - \frac{\partial}{\partial t} \frac{S}{R} \quad (11)$$

(8)～(11)を用いて(2)および(7)を書きなおすと、

$$\frac{D u}{D t} + \frac{2Cv}{R} C \frac{\partial C}{\partial x} - \frac{C^2}{r} \frac{\partial}{\partial x} \frac{S}{R} + \frac{2u + u + C_f}{D} = 0 \quad (12)$$

$$\frac{2Cv}{R} \frac{DC}{Dt} + C \frac{\partial C}{\partial x} - C \frac{D}{Dt} \left(\frac{S}{R} \right) = 0 \quad (13)$$

(12)および(13)の和および差を取ることにより、

$$\frac{\partial^+}{\partial t} \left(\frac{2Cv}{R} C + u \right) - \frac{C}{r} \frac{\partial^+}{\partial t} \frac{S}{R} = \frac{r-1}{r} C \frac{D}{Dt} \frac{S}{R} - \frac{2u + u + C_f}{D} \quad (14)$$

$$\frac{\partial^-}{\partial t} \left(\frac{2Cv}{R} C - u \right) - \frac{C}{r} \frac{\partial^-}{\partial t} \frac{S}{R} = \frac{r-1}{r} C \frac{D}{Dt} \frac{S}{R} + \frac{2u+u+C_f}{D} \quad (15)$$

がそれぞれ

$$\frac{\partial^+ x}{\partial t} = u + C \quad (16)$$

$$\frac{\partial^- x}{\partial t} = u - C \quad (17)$$

上で成立する。

エントロピーの式(3)に関しては

$$\frac{D}{Dt} \left(\frac{S}{R} \right) = \frac{1}{RT} \left(\frac{DJ}{Dt} + \frac{DH_f}{Dt} \right) \quad (18)$$

ここで、

$$\frac{DJ}{Dt} = \frac{4h\theta}{\rho D} \quad (19)$$

$$\theta = \text{Twall} - \text{Tflow} \left(1 + r \frac{r-1}{2} M^2 \right) \quad (20)$$

$$h = \frac{1}{2} \frac{r}{r-1} R \rho u P_r^{-\frac{2}{3}} C_f \quad (21)$$

$$\therefore \frac{DS}{Dt} = \frac{2r}{r-1} \frac{R\theta}{D} u C_f P_r^{-\frac{2}{3}} \quad (22)$$

および、

$$\frac{DH_f}{Dt} = \frac{2u^3}{D} C_f \quad (23)$$

により、

$$\frac{D}{Dt} \frac{S}{R} = \left(M^2 + \frac{1}{r-1} \frac{Q}{T} P_r^{-\frac{2}{3}} \right) \frac{2r}{D} u C_f \quad (24)$$

従って特性方程式として(14)、(15)および(24)が、(16)(17) および $Dx/Dt = u$ 上で成り立つとして解けば良い。これらの数値解法については昨年度報告書にて記されているのでここでは省略する。

以上の数値計算結果は図 2.1、図 2.2 にて示した。この場合に使用したテストセクションは図 1.3 のもので、入口圧力 650 mmHg 温度 100 °C、回転数 500 rpm の場合である。図 2.1 は壁温を変えた場合、図 2.2 は粘性係数を変えた場合の結果である。壁温の変化は流体温度にかなりの影響を与えることが図からわかる。

2.2 二次元脈動シミュレーション

このシミュレーションはすでに開発されている一次元脈動シミュレーションのうち、分岐合流部を含む領域を二次元に拡張し、詳細な計算を行なうことによって種々の形状の流れ状態を二次元的に取り扱えるようにしたものである。ここではその形状がY字型、T字型およびR型のものについて計算した。

RUN NO. 3-4

OUTLET VISC=0.239 x 10⁻⁴

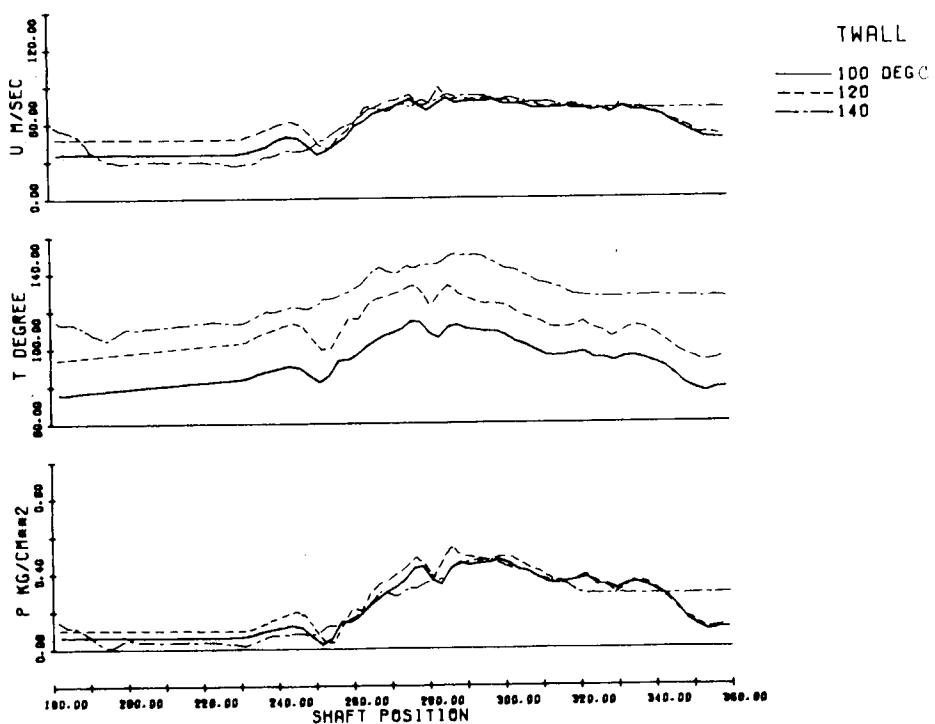


図 2.1 一次元シミュレーションで壁温を変えた場合の出口状態の変化

RUN NO. 3-4

OUTLET TWALL=100 DEG

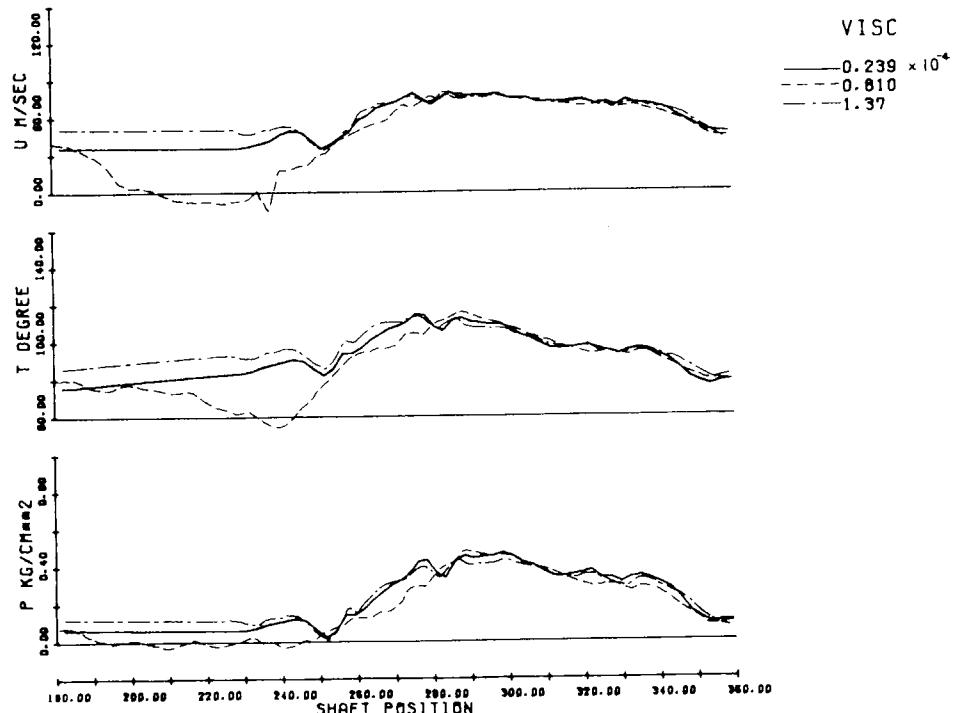


図 2.2 一次元シミュレーションで粘性係数を変えた場合の出口状態の変化

数値解法として二次元領域では、圧縮性完全流体の方程式に有限要素法を適用し、任意の形状を三角形分割要素により取り扱うことが可能になった。さらに数値的安定性を保証するために擬粘性の方法を用いた。

二次元の波動方程式の有限要素法による数値解法については、すでに昭和51年度の報告書（研究資料No.258）の中において詳しく述べられているので、ここではこのシミュレーション中で使用した管壁境界条件、入口出口境界条件そして一次元と二次元の節点とのつなぎについて述べ、いくつかの計算結果も示す。

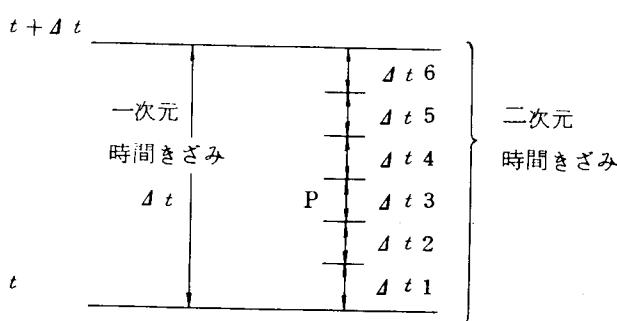
管壁境界条件は、管壁に對し法線方向の速度成分を0とおく。管壁の法線ベクトルを \mathbf{n} (ℓ , m) とすれば、流体の速度ベクトル \mathbf{U} (u , v)との間の関係式は、

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = u\ell + v_m = 0$$

$\ell = 0$ のとき $v = 0$ とおく

$\ell \neq 0$ のとき $u = -\frac{m}{\ell} v$ とおく

入口、出口境界条件は、一次元の計算結果を、時間きざみで内挿し、一次元の境界値とする。



一次元におけるある物理量の t での値を $Q(t)$; $t + \Delta t$ での値を $Q(t + \Delta t)$ とすれば二次元における図中の時刻Pにおける物理量は次のようにある。

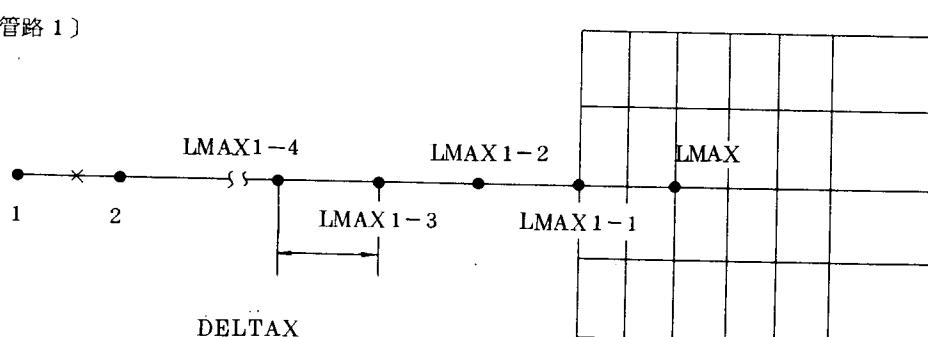
$$Q(t) + \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{\Delta t} (Q(t + \Delta t) - Q(t))$$

さらに特性曲線法で解かれる一次元の末端（二次元にくいこんでいる）の値は、その時刻における、またその点に相当する二次元の一個以上の値の平均値を用いるものとする。

一次元のメッシュポイントと二次元の節点とのつなぎは次のように取り扱っている。ここで管路の分岐部において、排気弁に結合している管路を管路1とし、分岐部の他の二管路をそれぞれ管路2、管路3として取り扱う（管路3は排気管出口方向に結合されるものである）。

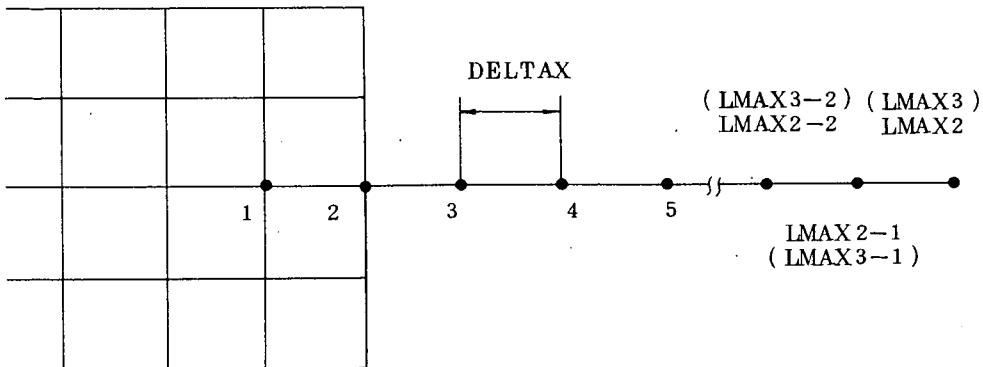
一次元シミュレーションにおけるX軸のメッシュ幅は DELTAX 管路1のメッシュ数は LMAX1、管路2のそれは LMAX2、管路3のそれは LMAX3 であらわされている。

(管路1)



二次元管路の入口、出口境界上に一次元のメッシュ番号 LMAX 1-1 のメッシュポイントがなければならぬ。またその境界上より内部に DELTAX すんだところに二次元の節点がなければならぬ。

(管路 2 , 3)



境界上の一次元のメッシュポイントの番号が 2 となるだけで、その他は管路 1 の場合と同様である。

一次元および二次元プログラムのつなぎのフローシートは図 2.3 のとおりである。

図 2.4(a), (b), (c) はシミュレーションに使用した各分岐合流部の要素分割図である。節点数は(a)は 115, (b)は 105, (c)は 186、要素数はそれぞれ 176, 160, 290 である。管路の軸に直角方向に対しては分割数は四でその巾は 13.1 mm である。管路軸方向に対しては、分岐合流部では方向性はないが、例えば図 8(a)では管路 1 の入口方向からその巾は 50 mm, 50 mm, 40 mm, 30 mm, 20 mm, 10 mm となっている。なお、この分岐合流部に接続している一次元の各管路はいずれも軸方向のメッシュ巾は 100 mm をとっている。

図 2.5(a), (b), (c) と図 2.6(a), (b), (c) は二次元領域の計算によるフローパターンを示した。

図 2.5(a)～(c) はテストセクション(1)を使用した場合の計算例である(計算条件は後掲の図 3.6 と同じである)。図中 SHAFT POSITION 100.59 とあるのはクランク角 100.59 度をあらわす。(a)は入口バルブが開いている時期で流れが管路 1 から 2, 3 へ分流しており、(b), (c) は反射波による流れの様相を示しており、(b) では管路 2 から 1, 3 へ、(c) では管路 2, 3 から 1 へ流れ込んでいる場合の例である。図中には、分岐合流部のみのフローパターンも合わせ示した。それぞれの場合のガス流れが理解される。

図 2.6(a)～(c) は管路 2 (Y 字型) によるもので、図 2.5 の場合と同様である。

今回の計算条件では、管路 1 と 2 の形状の相異による指圧線図上の差はあまりみられなかった。これは形状が大きく変わらないことを管路入口弁上流タンクの圧力がまだ低いことによるものであろう。

図 2.7 は一次元メッシュの取り方のシミュレーションに与える影響を調べたものである。この二ケースの場合には結果が大きく異なるのは、一次元と二次元とのつなぎ時間巾および距離巾の組み合わせなどによって値が異なる。二次元を含むこのシミュレーションでは計算時間がかかることから検討は不十分であった。

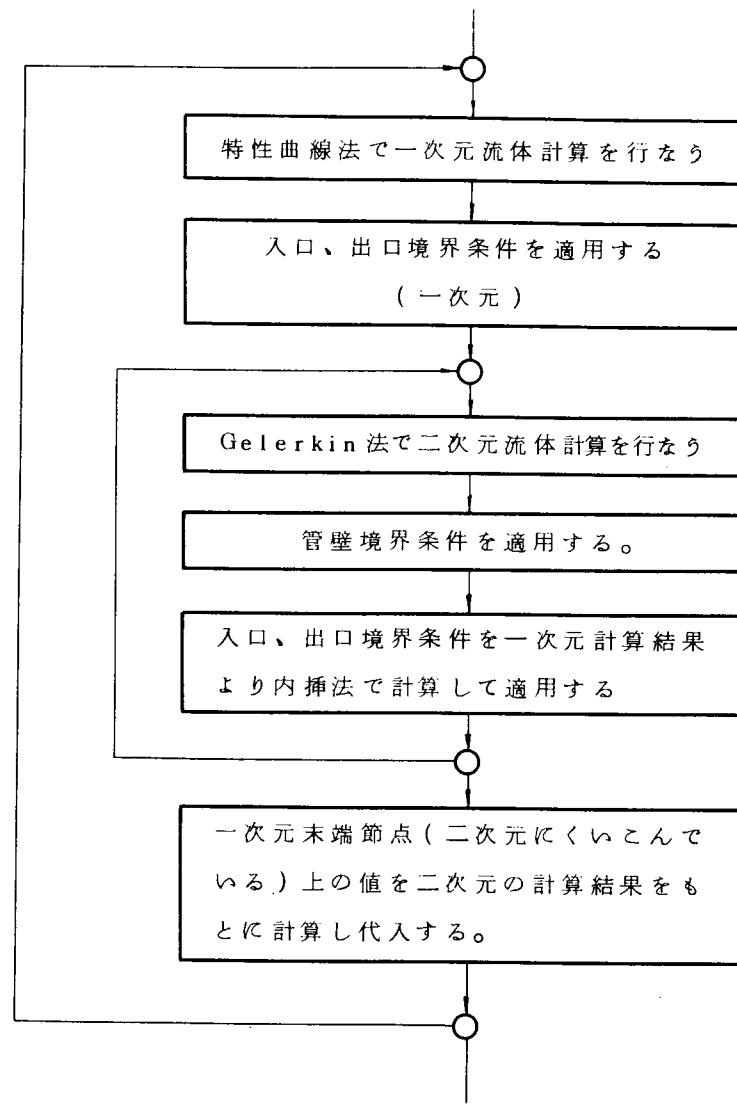


図 2.3 一次元および二次元プログラムのつなぎ

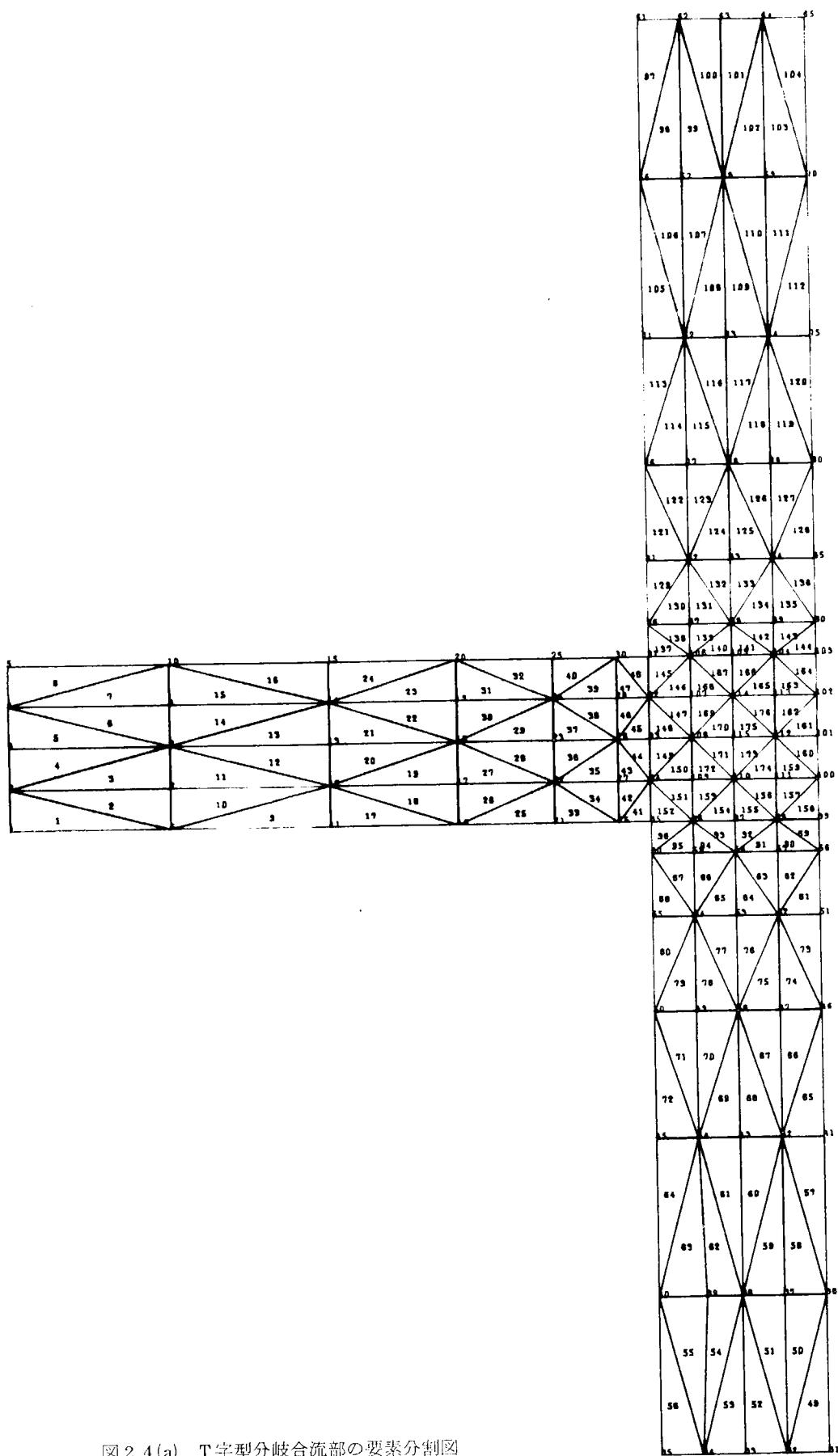


図 2.4 (a) T字型分岐合流部の要素分割図

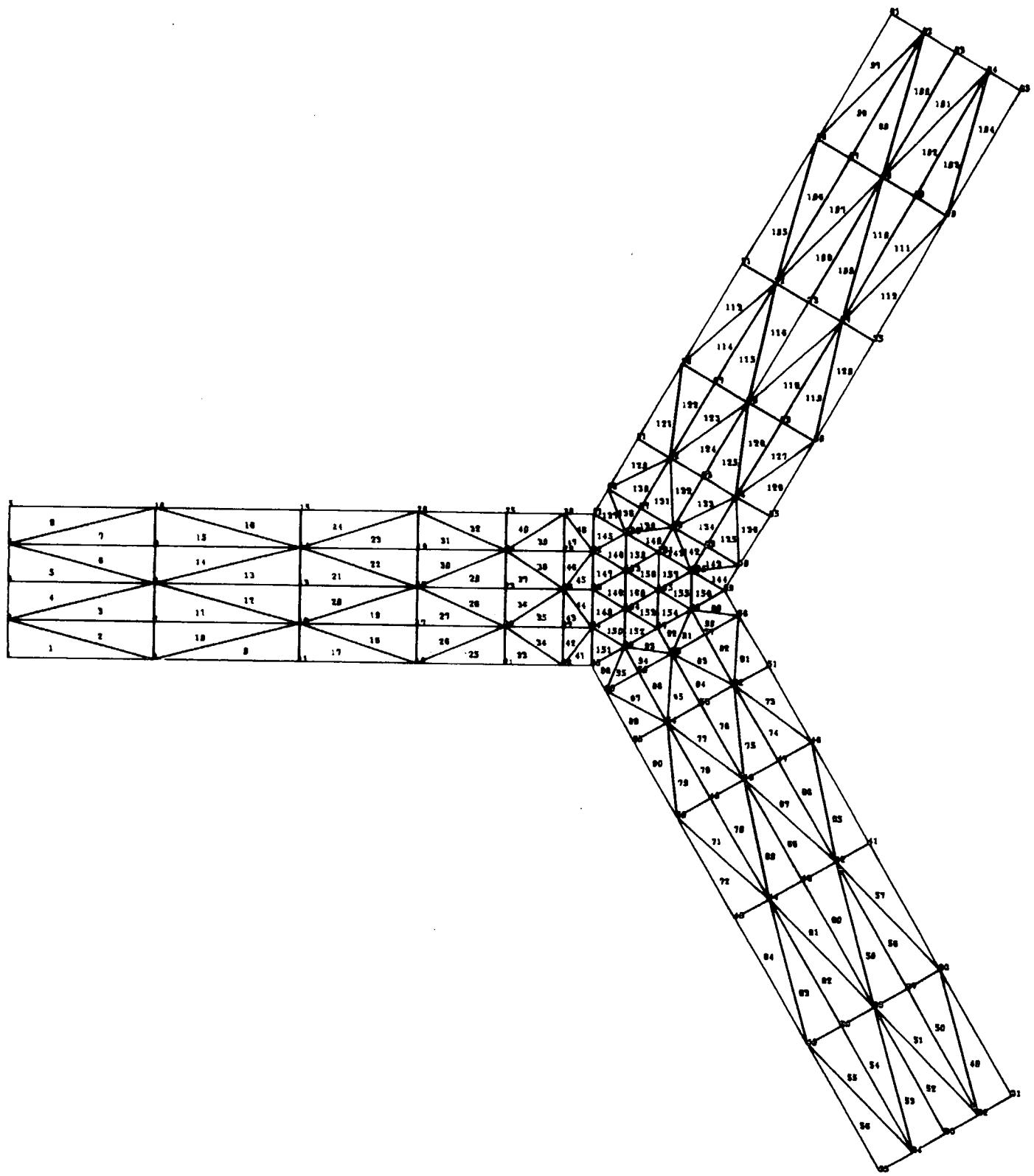


図 2.4 (b) Y字型分岐合流部の要素分割図

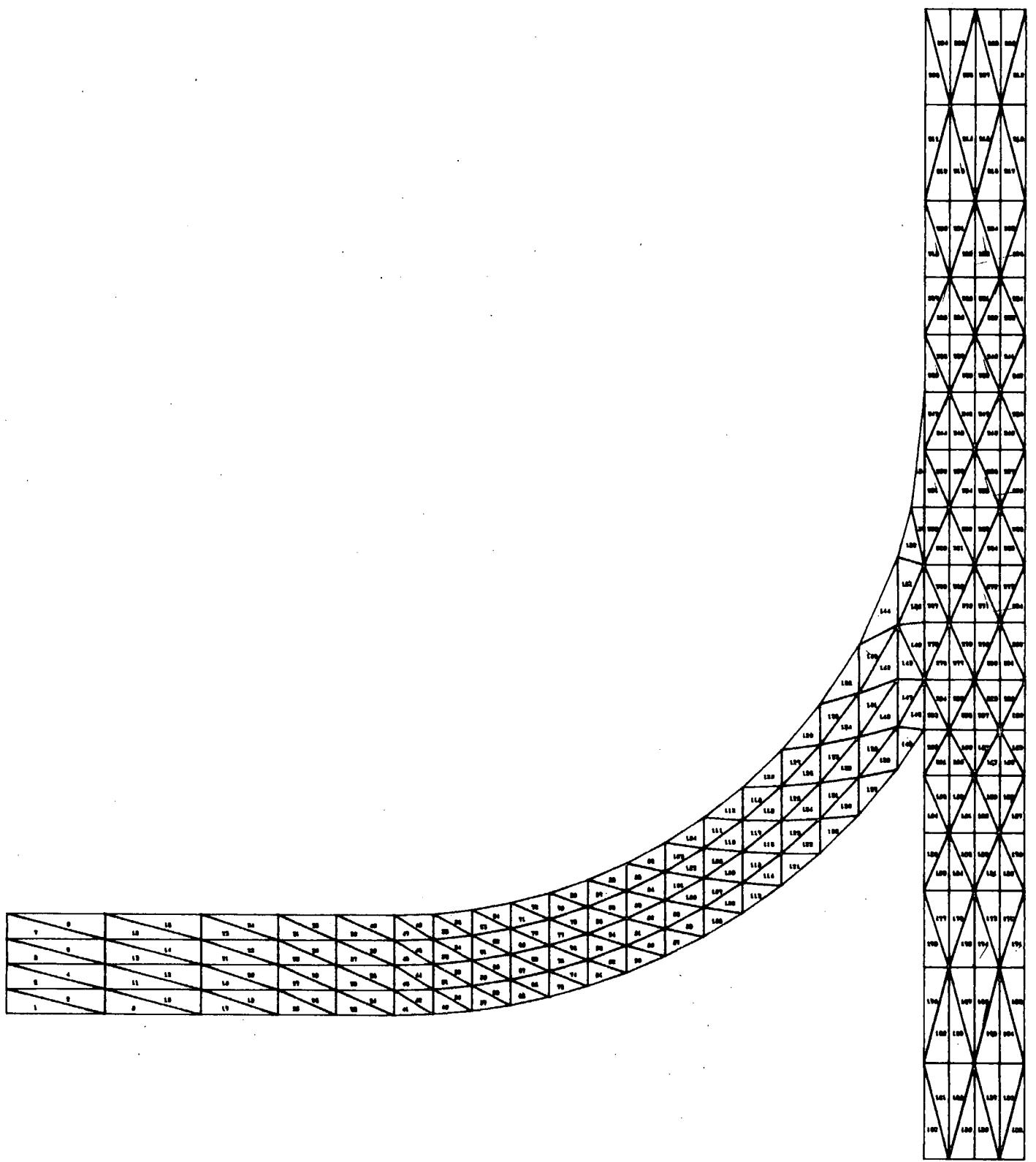


図 2.4(c) R型分岐合流部の要素分割図

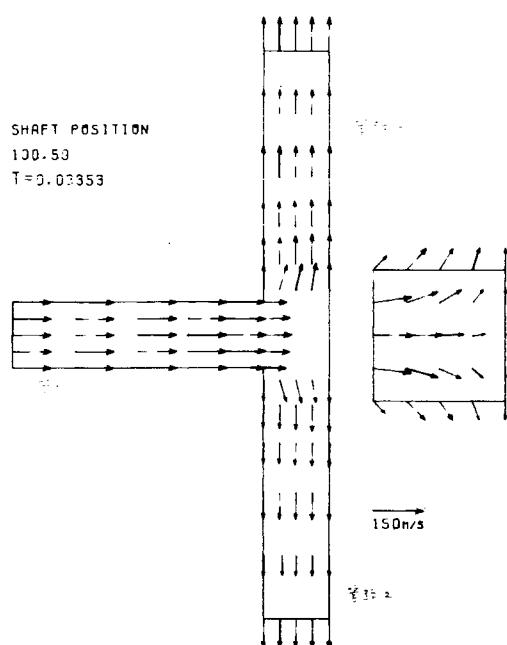


図 2.5(a) 分岐合流部の計算結果(テストセクション(1))その1

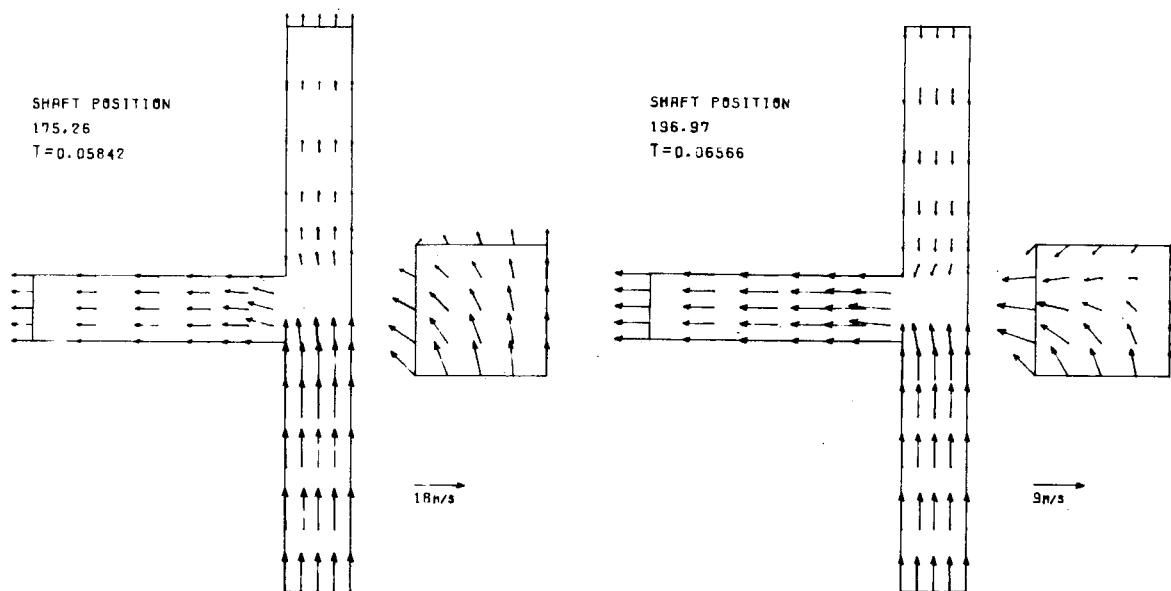


図 2.5(b) 分岐合流部の計算結果
(テストセクション(1))その2

図 2.5(c) 分岐合流部の計算結果
(テストセクション(1))その3

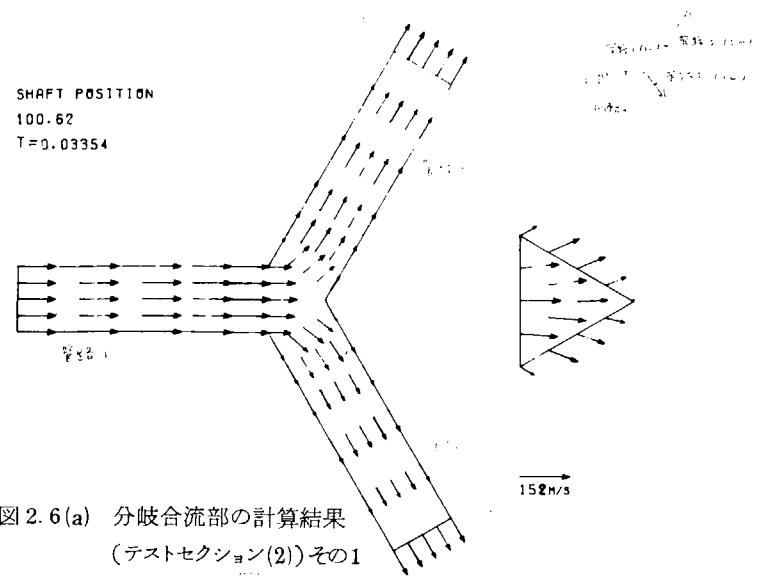


図 2.6(a) 分岐合流部の計算結果
(テストセクション(2)) その1

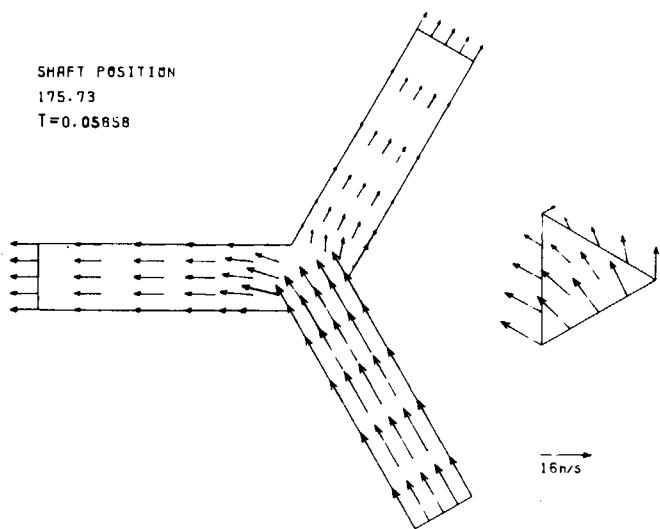


図 2.6(b) 分岐合流部の計算結果
(テストセクション(2)) その2

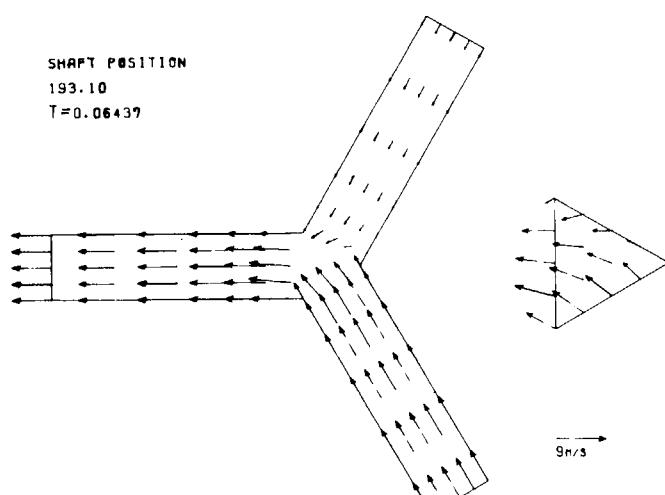


図 2.6(c) 分岐合流部の計算結果
(テストセクション(2)) その3

RUN NO. 8

二次元モデル計算値

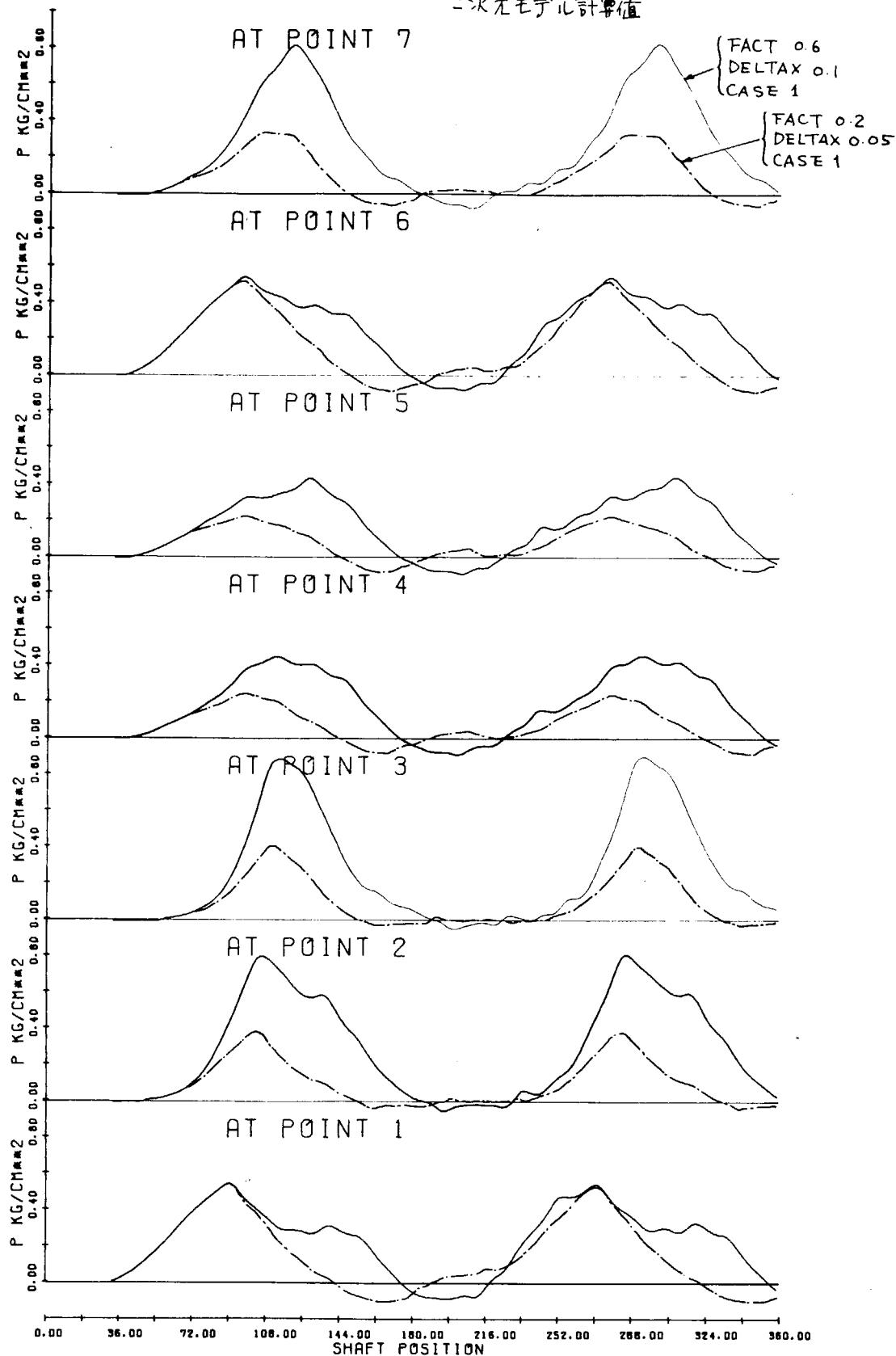


図 2.7 二次元モデル計算比較(テストセクション(3)による)

3. 模型実験とシミュレーションの比較

3.1 一次元脈動シミュレーションとの比較

テストセクション(1)および(2)による一次元脈動シミュレーションと実験結果の比較は前年度報告書に記した。今回はテストセクション(3)および(4)による両者の比較を示す。

図3.1～3.3はテストセクション(3)による両者の比較を示した。図中実線はシミュレーション結果を、破線は実験結果を示す。この三図とも入口タンク圧力 P_{01} , P_{03} はいずれも650 mmHgで、ロータリバルブ回転数nは300 rpmの状態である。また入口タンクへ入る前のバルブ V_1 , V_3 は図3.1では V_1 : Open, V_3 : Shut、図3.2では V_1 : Shut, V_3 : Open、図3.3では V_1 , V_3 ともにOpenの状態の線図である。図3.1においてはいずれもPoint 1および4に差がみられる。また図3.2ではPoint 3を除いていずれも実験値が高くている。従って図3.3の V_1 , V_3 のどちらもOpenの状態では、Point 1において合わない。しかし周期的にみてそう大きな差がみられないことから、入口バルブ、出口ノズルの流量係数による誤差、伝熱、粘性を考慮していないことによる誤差などが考えられる。

図3.4, 3.5にテストセクション(4)による両者の比較を示した。図中、実線は実験値、一点鎖線はシミュレーション結果で、条件は図3.4は V_1 : Open, V_3 : Shutで $P_{01}=650$ mmHg, $P_{03}=0$ であり、図3.5は V_1 , V_3 がいずれもOpen, P_{01} , P_{03} はいずれも650 mmHgの場合である（図3.8もこのシリーズのうちの1枚で、この場合には V_1 : Openで $P_{01}=0$, $P_{03}=650$ mmHgである）。

テストセクション(4)による結果は前出のテストセクション(3)による結果とくらべると全体的に良く一致していることがみられる。図3.5は両方のバルブが開いている状態であるが、圧力レベルがやや高い。

テストセクション(3)の場合と同様、これらの差も入口バルブ、出口ノズルの流量係数等による誤差も考えられる。

3.2 二次元脈動シミュレーションとの比較

ここではテストセクション(1), (2), (4)により行なった結果について述べる。

図3.6はテストセクション(1)による結果である。二次元の計算条件はFACT=0.2, DELTAX=0.05, CASE=1である。

図3.7も前図同様の条件でテストセクション(2)による結果である。

どちらの場合も一次元が非常によくシミュレートしていることがわかる。二次元の場合はテストセクション(1)による結果はよく合うが、部分的に合わない結果もあるが、二次元の場合にはFACT, 流量係数等により結果が変わり易いので、一概にシミュレートの結果は一次元より悪いとは言えない。

図3.8はテストセクション(4)による結果で、二次元の場合の条件はFACT、流量係数等により結果が変り易いので概してシミュレートの結果は一次元より悪いとはいえない。

図3.8はテストセクション(4)による結果で、二次元の場合の条件はFACT 0.6, DELTAX 0.1, CASE 1である。この場合も一次元の結果は二次元にくらべて良く、二次元が予想より悪い。二次元の結果は前述した条件で変わり易いので、二次元の結果におよぼす各条件の効果を調べる必要がある。

RUN NO. 13

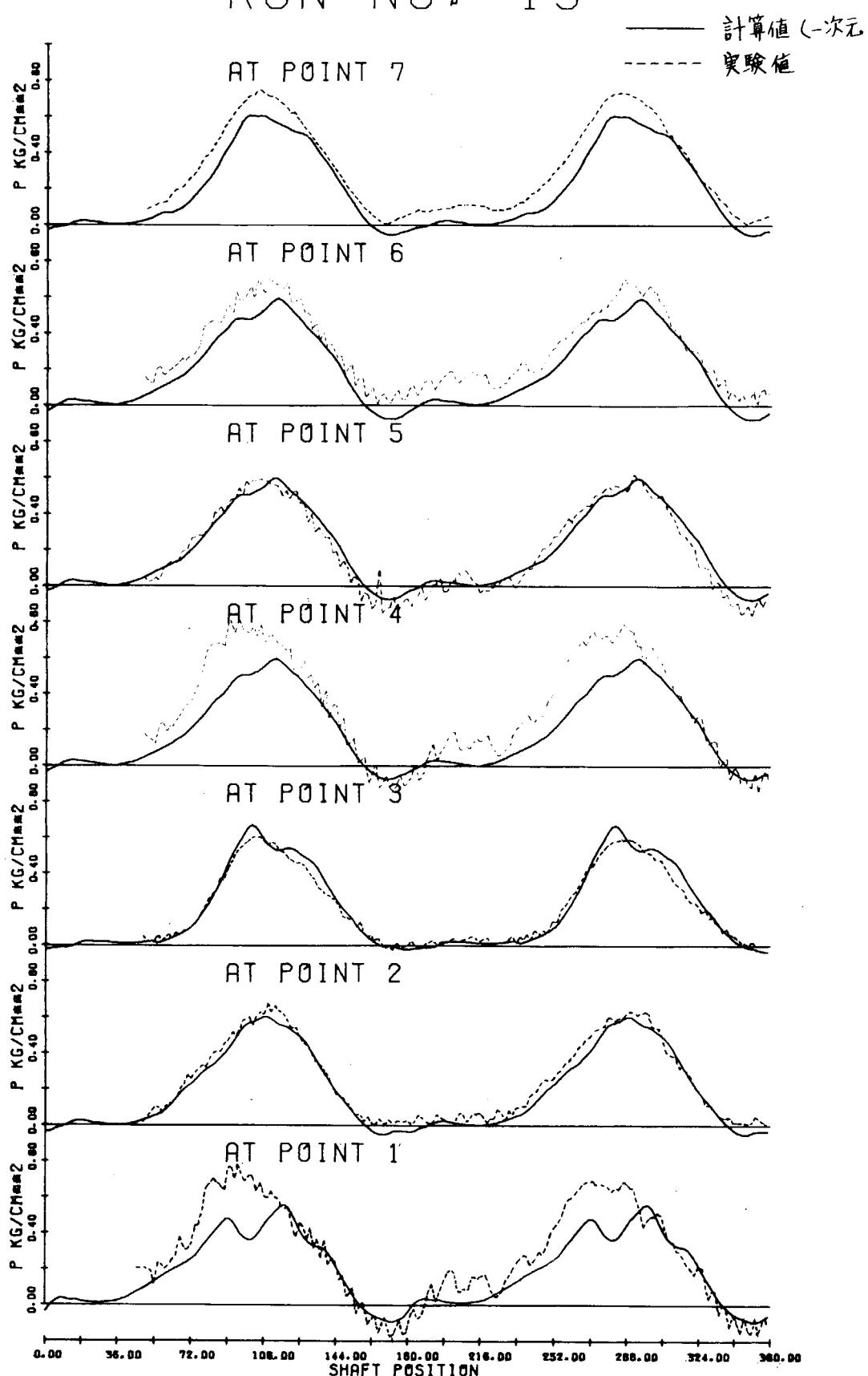


図 3.1 実験と一次元脈動シミュレーションとの比較 (テストセクション(3))
 V_1 : Open, V_3 : Shut

RUN NO. 14

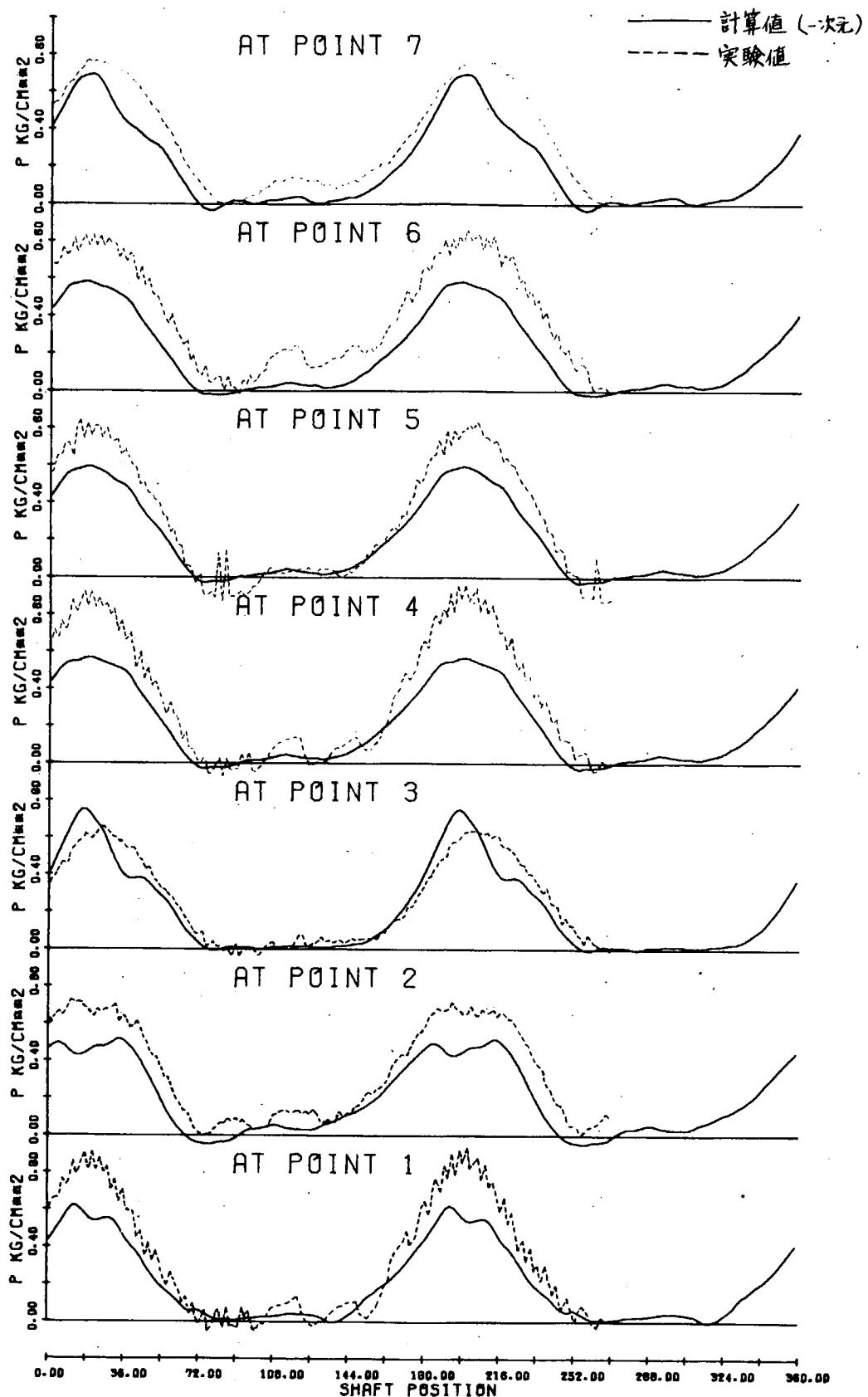


図 3.2 実験と一次元シミュレーションとの比較(テストセクション(3))

V_1 : Shut, V_3 : Open

RUN NO. 15

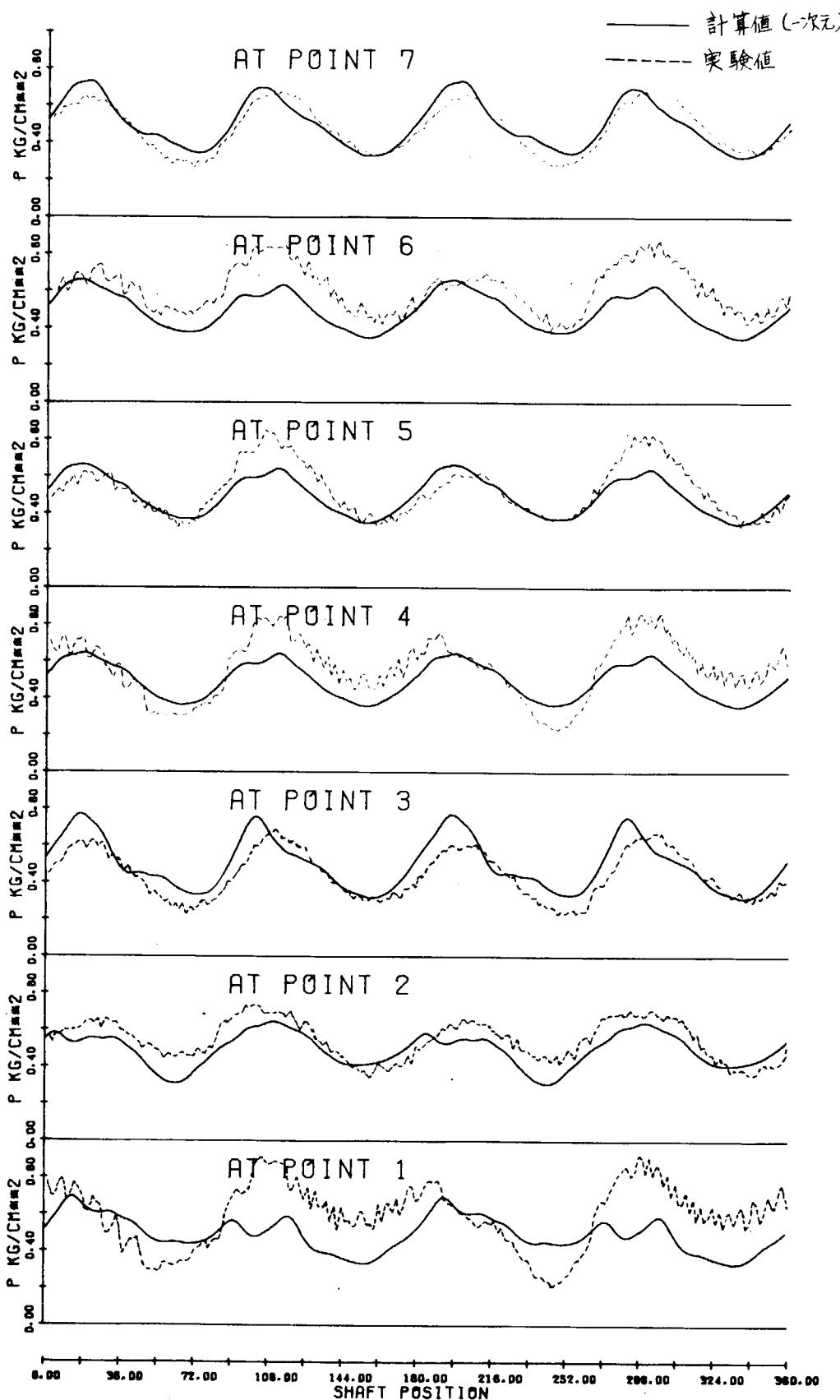


図 3.3 実験と一次元シミュレーションとの比較(テストセクション(3))

V_1 : Open , V_3 : Open

RUN NO. 6

実験値
計算値($\times 10^4$)

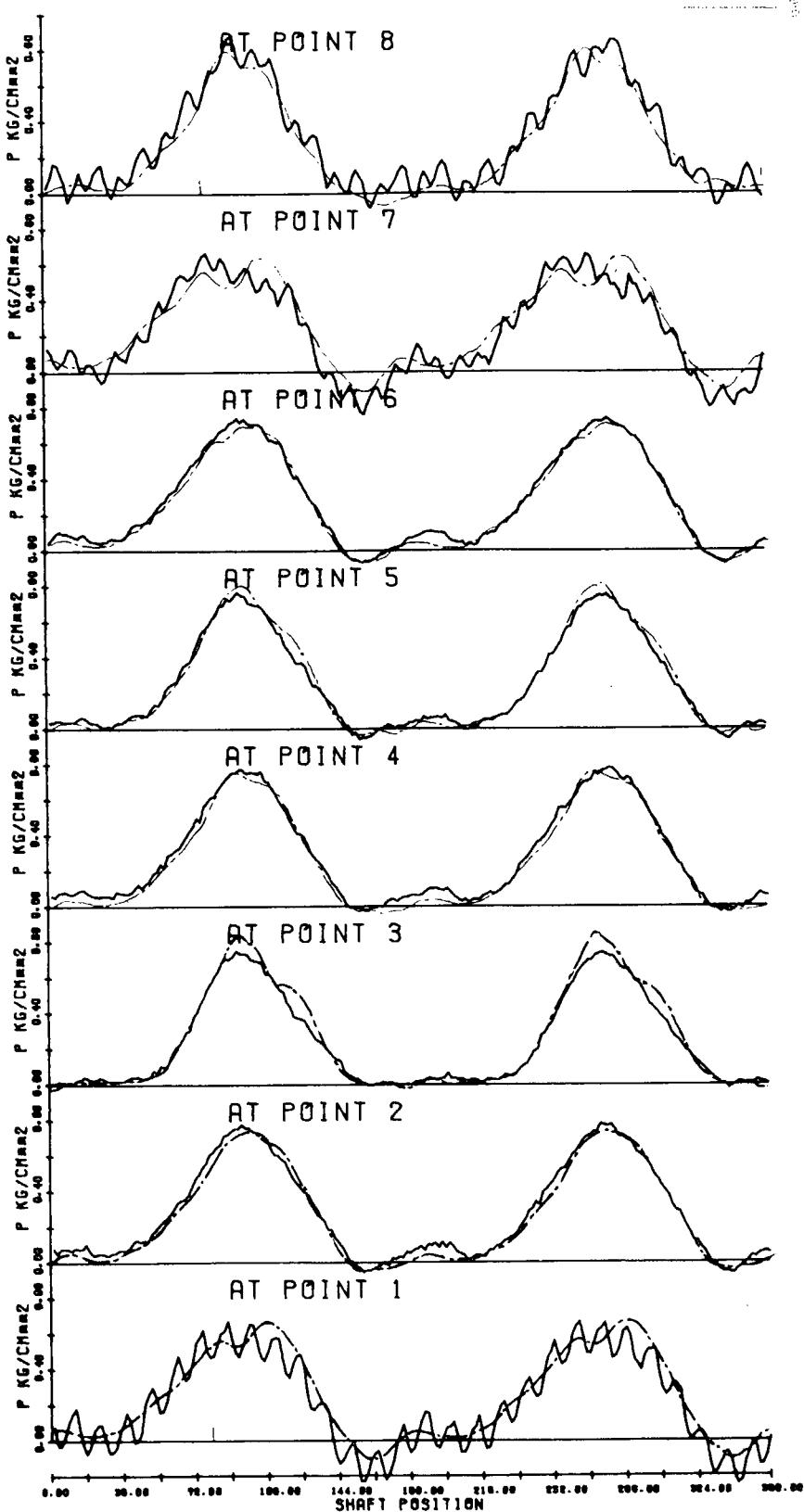


図 3.4 実験と一次元脈動シミュレーションの比較(テストセクション(4))

V_1 : Open , V_3 : Shut

RUN NO. 4

実験値
計算値(一次元)

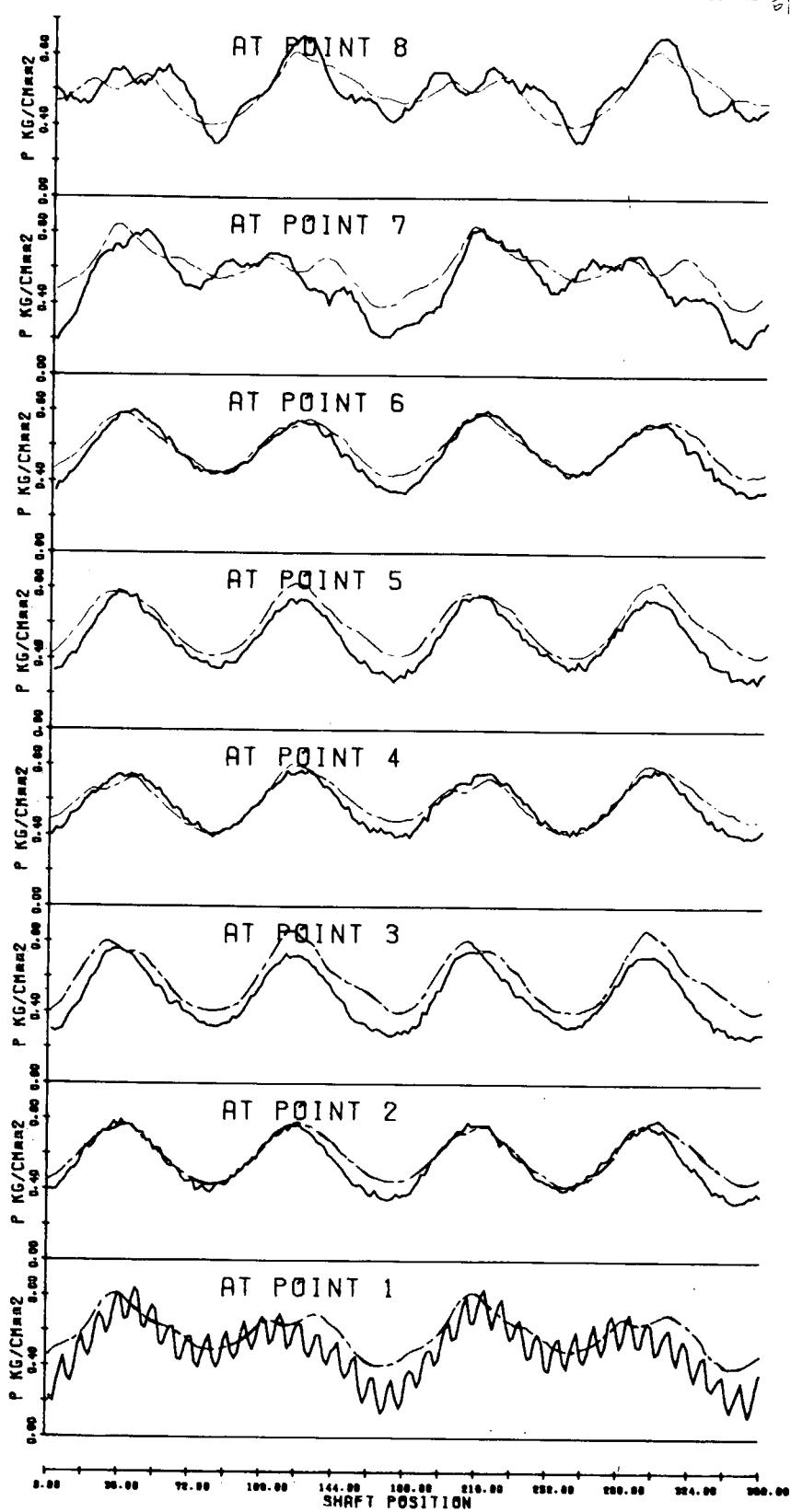


図 3.5 実験と一次元脈動シミュレーションの比較(テストセクション(4))

V_1 : Open, V_3 : Open

RUN NO. 3

$P_0 = 623 \text{ mmHg}$
 $n = 500 \text{ rpm}$ $\Omega = 11.58 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{sec}$
 $dN_1 = 35^\circ \text{ mm}$
 $dN_2 = ?$

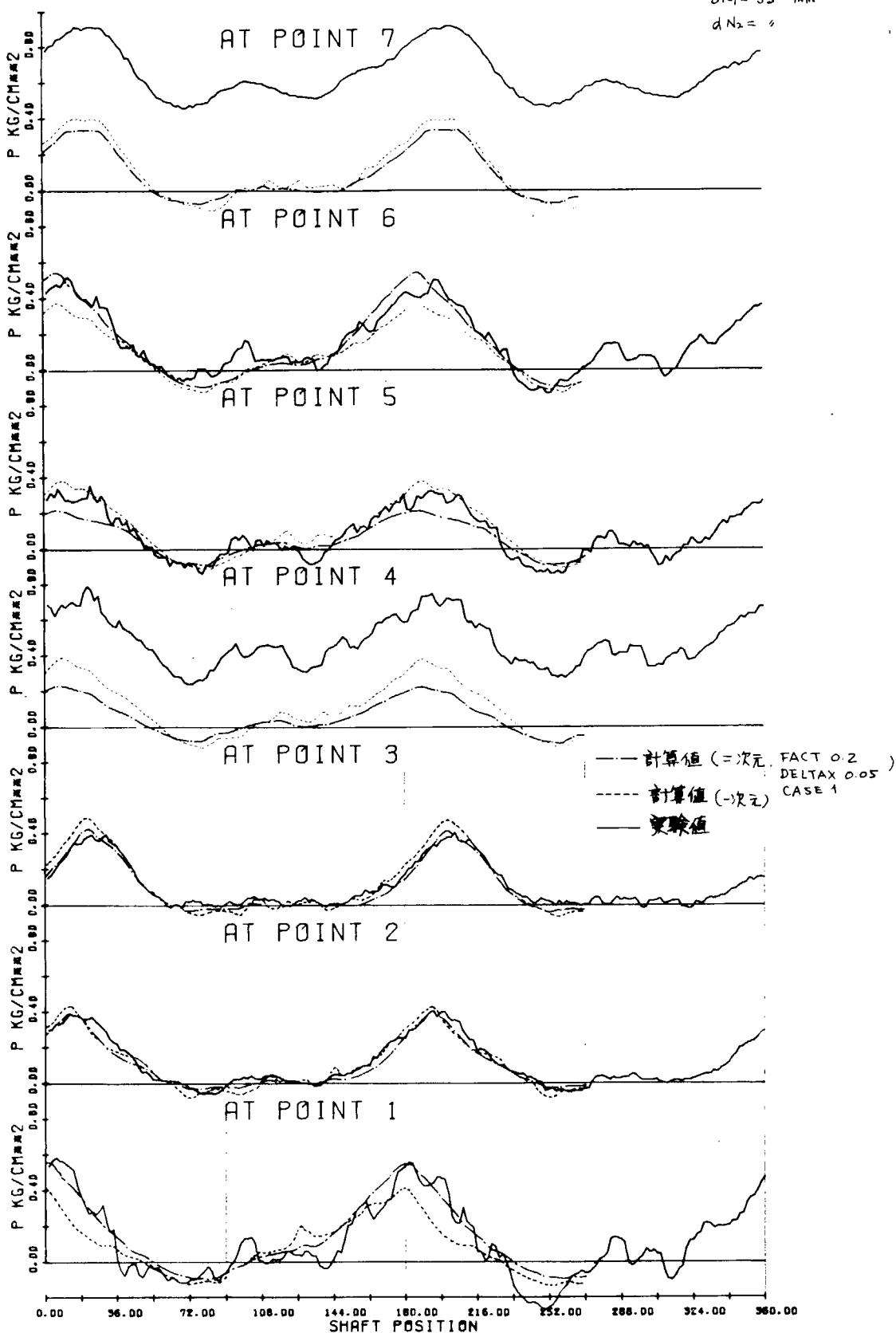


図 3.6 実験値と計算値の比較 (1) (テストセクション(1)による)

RUN NO. 8

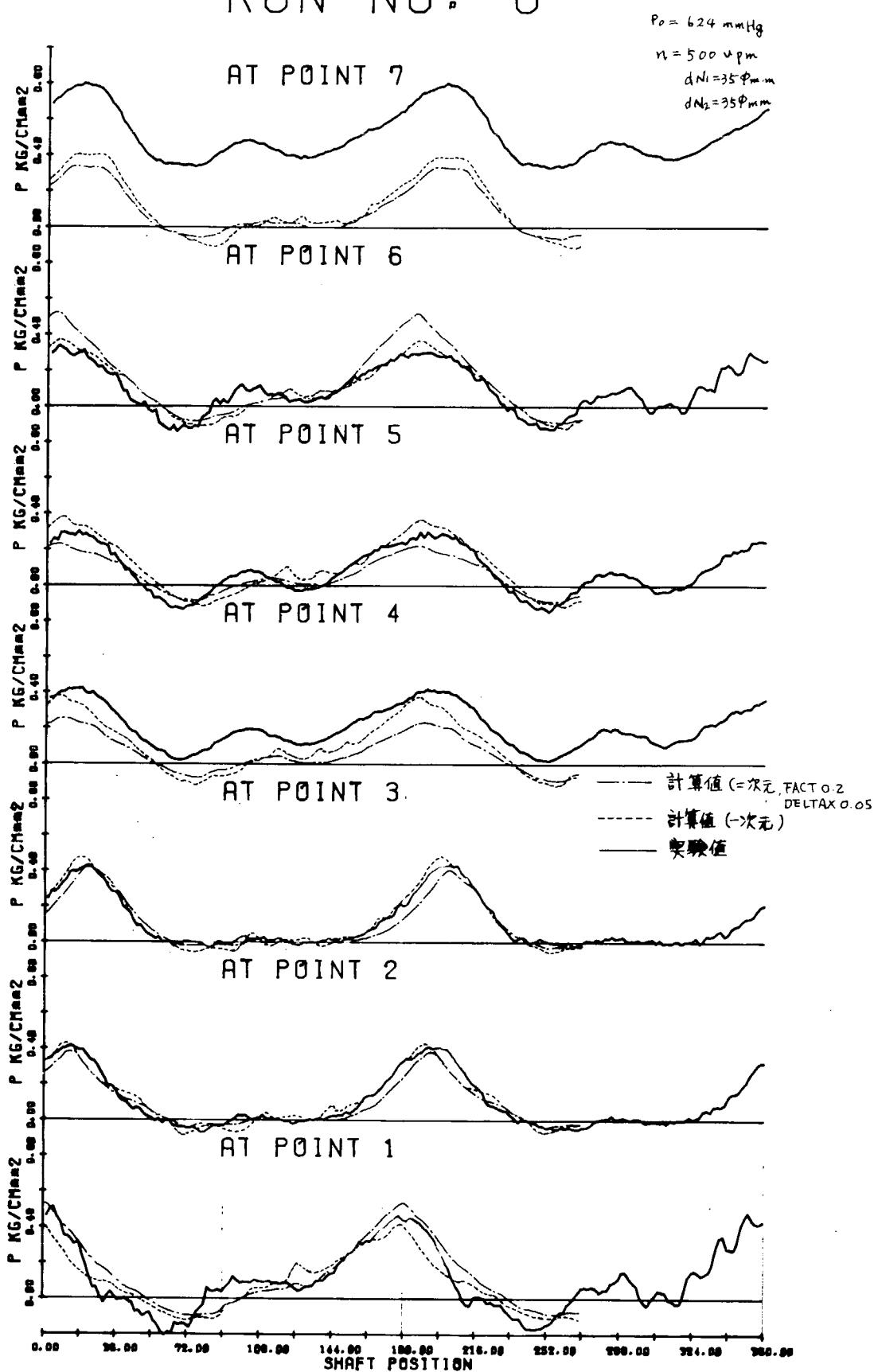


図 3.7 実験値と計算値の比較 (3) (テストセクション(2)による)

RUN NO. 5

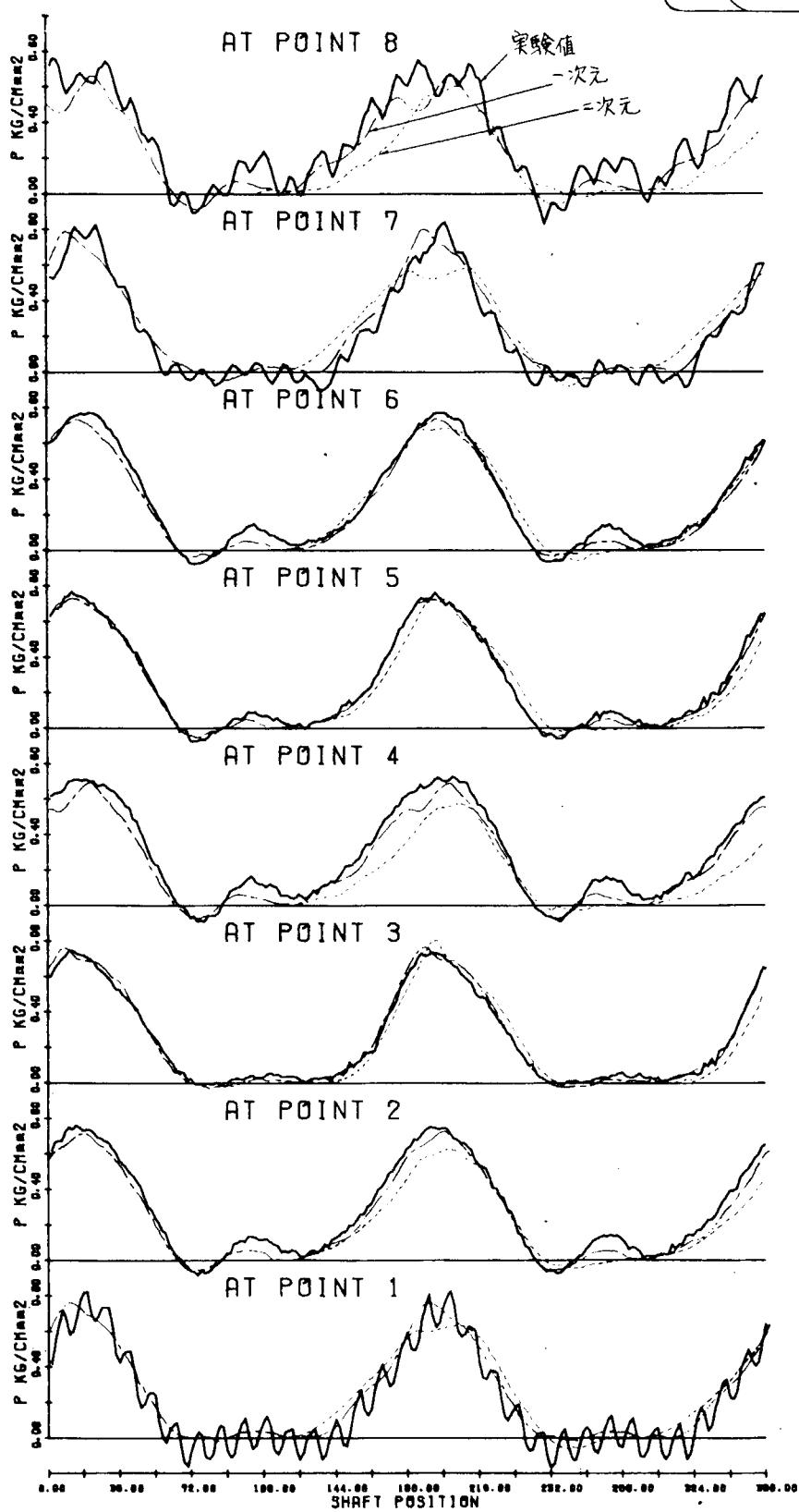
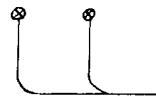


図 3.8 実験値と一次元、二次元シミュレーションの比較
(テストセクション(4)による)

4. 性能シミュレーションと脈動シミュレーションの結合

動圧過給四サイクル機関の排気脈動シミュレーションは、最終的にはSR130において開発された性能シミュレーションと本脈動シミュレーションの研究から得られるものとの結合にある。

これまでの結果から、一次元のシミュレーションが比較的実験との一致の良いことがわかり、また二次元のシミュレーションは各条件のとり方によってはなお現象も良くシミュレートする可能性はあるが、計算時間がかかり過ぎることから、ここでは流体と壁の間の粘性と熱交換の効果も入れた一次元シミュレーションと性能シミュレーションの結合について検討を行なった。図4.1はその結合に関するフローシートである。

この場合、特性曲線法の安定性の条件から、性能シミュレーションの時間巾のままで、脈動シミュレーションの解の過程で発散することもあり、従って安定性の条件の面から時間巾を決める必要があることが確認された。

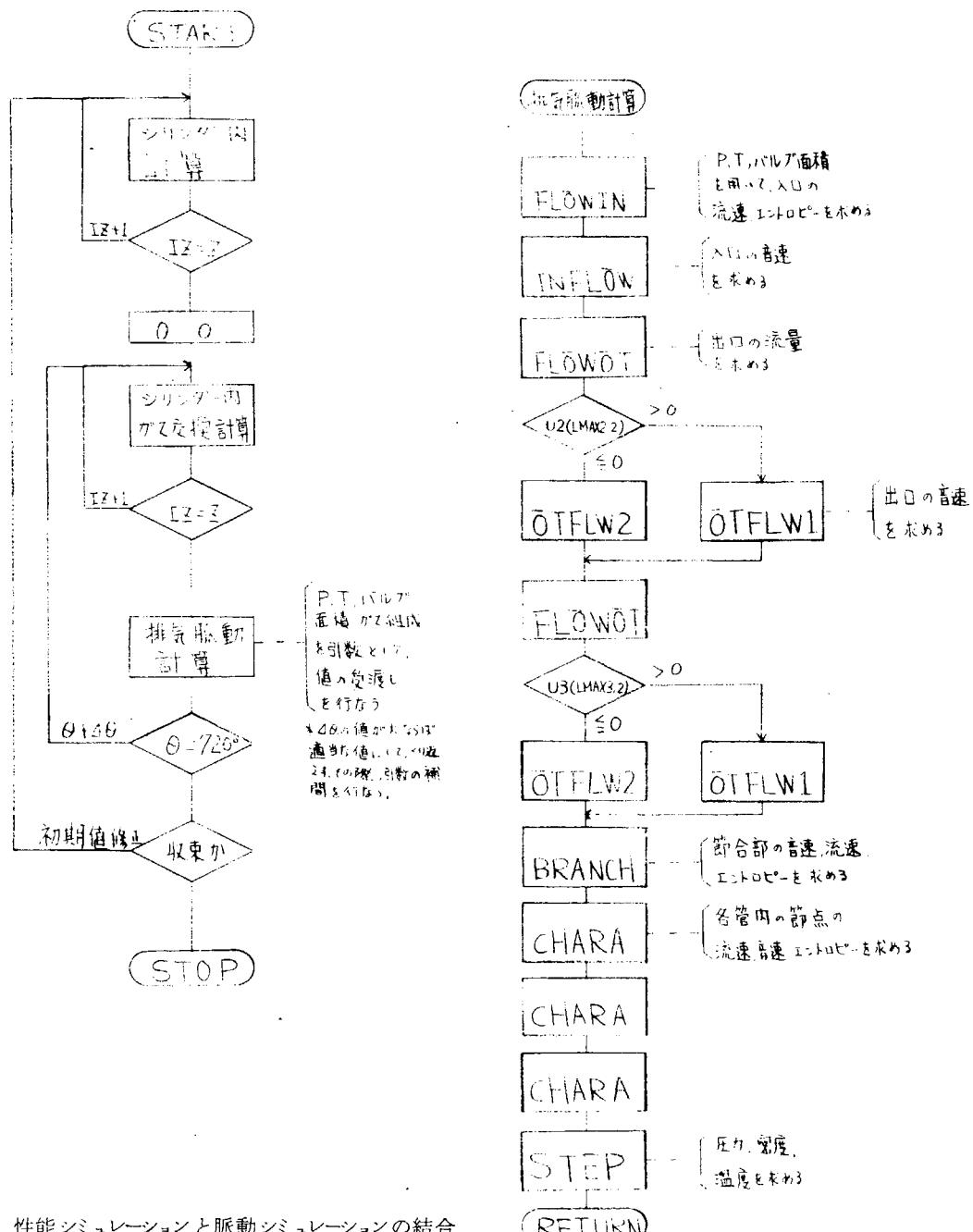


図4.1 性能シミュレーションと脈動シミュレーションの結合

5. 給気管系の改造と実機計測

四サイクルの実験機関については、本年度は給気量の計測ができるように給気管系の改造を行なった。改造の結果・実験機関全体の配列は図 5.1 のようになつた。

計測用オリフィス口径は 180ϕ であり、風量 G の計算は次の式による。

$$G = 7.0 \cdot 2 \times 10^{-3} \sqrt{4P \cdot r} \quad \text{kg/s}$$

$4P$ [mm Aq] ; オリフィスの入口、出口における水柱圧力差
 r [kg/m^3] ; 空気の比重

$$r = \frac{P_0}{R T_0}$$

$$R = 29.3 \quad \text{kg} \cdot \text{m/kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

P_0, T_0 ; オリフィスの入口における絶対圧力、絶対温度

表 5.1 は性能計測の結果であり、図 5.2 は同時に計測した排気脈動をデータ処理装置を通してプロットしたものである。

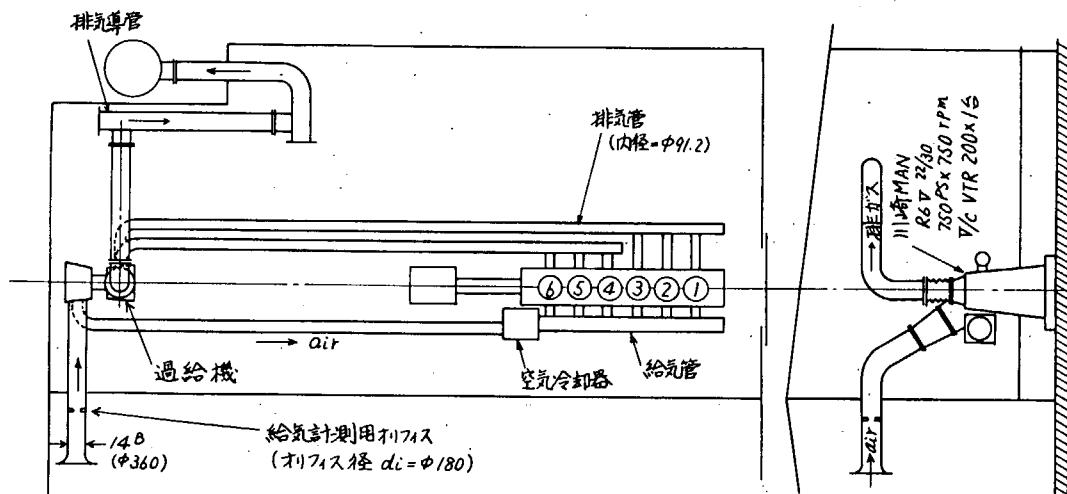


図 5.1 実験機関の給排気系と計測位置

表5.1 実験機関性能計測結果

| | 計測項目 | 1 | 2 | 3 |
|----|-----------------------------|--------------|--------------|--------------|
| 1 | 負荷 | 75% | 65% | 65% |
| 2 | 機関回転速度 [rpm] | 750 | 850 | 950 |
| 3 | 動力計荷重 [kg] (初張力100kgを除く) | 300 | 235 | 210 |
| 4 | 機関出力 (PS) | 562.5 | 499.4 | 498.7 |
| 5 | 燃料消費率 [g/PS.h] | 163.0 | 168.2 | 172.1 |
| 6 | 過給機回転速度 [rpm] | 19500 | 19000 | 20000 |
| 7 | 給気圧 [atg] | 0.57 | 0.47 | 0.55 |
| 8 | 給気温度 [°C] | 31 | 30 | 31 |
| 9 | プロア入口温度 [°C] | 31.5 | 31 | 31 |
| 10 | 風量 [mmAg] [kg/PS.h] | 155 11.72 | 135 10.20 | 160 12.10 |
| 11 | プロア後温度 [°C] | 55 | 60 | 60 |
| 12 | 給気冷却圧損 [mmAg] | 175 | 165 | 185 |
| 13 | タービン前温度 [°C] | 422 | 380 | 418 |
| 14 | タービン後温度 [°C] | 350 | 330 | 350 |
| 15 | タービン後圧力 [mmAg] | 70 | 55 | 65 |
| 16 | シリンダ出口温度 [°C] (K銀温度計) | No.1 460 | 480 | 530 |
| | | No.3 450 | | |
| | | No.5 460 | | |
| | | No.6 460 | 460 | 480 |
| 17 | シリンダ内最高圧力 [atg] | No.1 66.0 | 65.0 | 62.5 |
| | | No.2 65.0 | 62.5 | 58.0 |
| | | No.3 65.0 | 62.0 | 59.0 |
| | | No.4 60.5 | 63.0 | 60.5 |
| | | No.5 60.5 | 65.0 | 61.0 |
| | | No.6 64.5 | 64.0 | 60.0 |

750 rpm 3/4 LOAD

TEST NO. 721003

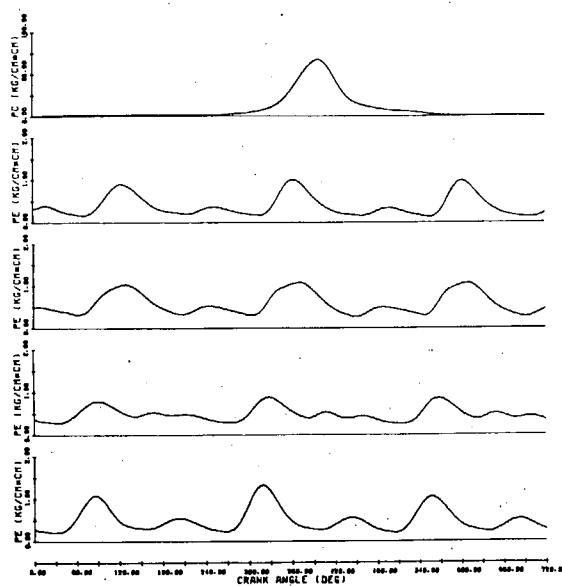


図 5. 2 (a)

850 rpm 65 % LOAD

TEST NO. 721005

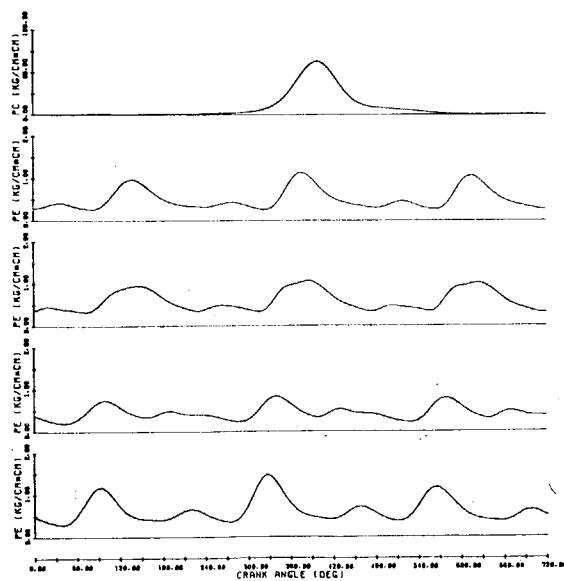


図 5. 2 (b)

950 rpm 65 % LOAD

TEST NO. 721008

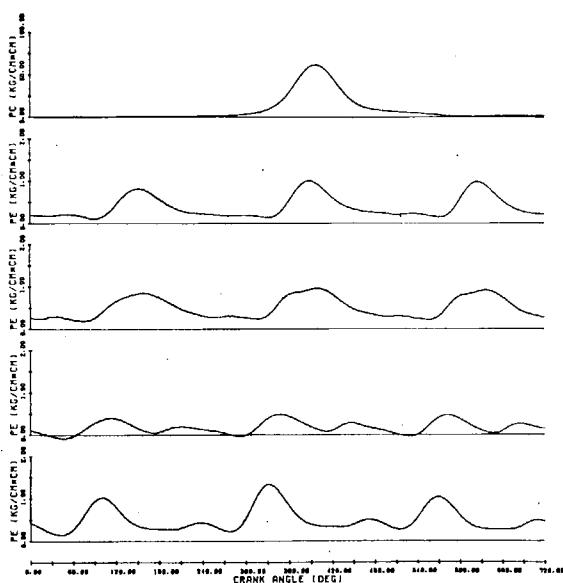


図 5. 2 (c)