

第173研究部会  
スターリング機関に関する研究  
報告書

昭和55年3月

社 団 法 人  
日 本 造 船 研 究 協 会

今後における世界的な石油需給状況を考えた場合、船舶推進機関においてエネルギーの節約と多様化を図っていく必要があり、これに対応できるものとして新型機関であるスターリング機関の開発が要請されている。本研究はスターリング機関の駆動機構自体をはじめ熱交換技術、燃焼技術、制御技術等について研究し、同機関の開発に資することを目的とするものであって、その第3年度である本年度は、サイクルシミュレーション・熱交換方式・機関の設計・燃焼方式・制御システムの研究及び第1次実験機関による主構成要素のマッチング試験を行った。

第 1 7 3 研究部会昭和 5 4 年度報告書 ( 研究資料 No 3 2 8 )

正 誤 表

頁	行	誤	正
P. 1 4	上から 5 行目	$dQ = C_p T_B dm_B + C_p T_c dm_c + d(MC_v T_m)$	$dQ = C_p T_B dm_B - C_p T_c dm_c + d(MC_v T_m)$
P. 1 4	上から 7 行目	$Q = \oint C_p T_B dm_B + \oint C_p T_c dm_c$	$Q = \oint C_p T_B dm_B - \oint C_p T_c dm_c$
P. 5 0	図 2. 2. 5 の左下	作動流体 He $P_{max} = 150 \text{ kg/cm}^2$ $T = 700 \text{ }^\circ\text{C}$	作動流体 He $P_{max} = 150 \text{ kg/cm}^2$ $T = 65 \text{ }^\circ\text{C}$
P. 8 4	図 4. 4. 1	第 1 次実験機関における燃焼器 のボイラ効果	第 1 次実験機関における燃焼器 のボイラ効率
P. 1 0 1	表 6. 2. 2 再生器 No 3 の容器 長 (m)	0. 8 0 0	0. 0 8 0
P. 1 1 3	図 6. 3. 11 の図中	D - 1 ( 60メッシュ )	D - 1 ( 120メッシュ )
同上	同 上	C - 2 ( 120メッシュ )	C - 2 ( 60メッシュ )
P. 1 1 5	図 6. 3. 14 の図中	構成 A	構成 B
同上	同 上	構成 B	構成 A

# は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和54年度補助事業「スターリング機関に関する研究」として、日本造船研究協会が第173研究部会においてとりまとめたものである。

## 第173研究部会委員名簿

(敬称略, 五十音順)

部会長	藤田秀雄	(明治大学)			
委員	池村清	(日本船用工業会)	一色尚次	(東京工業大学)	
	板谷昭	(日本鋼管)	植田靖夫	(船舶技術研究所)	
	岡田方大	(ダイハツディーゼル)	大原清司	(川崎重工業)	
	串山正	(三菱重工業)	五嶋裕	(ダイハツディーゼル)	
	佐伯謙	(三井造船)	菅原英祐	(日本ビストンリング)	
	須甲昭平	(新潟鉄工所)	田中紘一	(石川島播磨重工業)	
	永井将	(日立造船)	平田賢	(東京大学)	
	堀雄一	(阪神内燃機工業)	宮部英也	(明治大学)	
	山田正	(ヤンマーディーゼル)	吉富昇	(日本船用機器開発協会)	

## 第1分科会委員名簿

分科会長	平田賢	(東京大学)			
委員	一色尚次	(東京工業大学)	板谷昭	(日本鋼管)	
	遠藤裕久	(三井造船)	岡田方大	(ダイハツディーゼル)	
	串山正	(三菱重工業)	菅原英祐	(日本ビストンリング)	
	須甲昭平	(新潟鉄工所)	田中紘一	(石川島播磨重工業)	
	塚原茂司	(船舶技術研究所)	永井将	(日立造船)	
	中島尚正	(東京大学)	堀雄一	(阪神内燃機工業)	
	松本儀彦	(日本船用工業会)	宮城靖夫	(船舶技術研究所)	
	宮部英也	(明治大学)	山田正	(ヤンマーディーゼル)	
	吉識晴夫	(東京大学)			

## 第2分科会委員名簿

分科会長	藤田秀雄	(明治大学)			
委員	一色尚次	(東京工業大学)	岡田方大	(ダイハツディーゼル)	
	大原清司	(川崎重工業)	串山正	(三菱重工業)	
	塚原茂司	(船舶技術研究所)	永井将	(日立造船)	
	長島義悟	(三井造船)	平田賢	(東京大学)	
	堀雄一	(阪神内燃機工業)	松本儀彦	(日本船用工業会)	
	宮城靖夫	(船舶技術研究所)	宮部英也	(明治大学)	
	山田正	(ヤンマーディーゼル)			

# スターリング機関に関する研究

## 目 次

1. サイクルシミュレーションの研究	1
1.1 熱力学的性能予測法の研究	1
1.1.1 小型スターリング機関特性実験値とシミュレーション結果の比較検討	1
1.1.2 小型スターリング機関再生器・加熱器の性能向上	3
1.1.3 非定常ガス温度計測法の信頼性向上	5
1.1.4 オリジナル計算方式に基づく熱力学的性能予測シミュレーションの総合化と最適パラメータの決定	6
1.1.5 小型モデル実験装置による非定常熱伝達パラメータの決定	13
1.2 側壁伝熱スターリング機関の研究（側壁からの直接伝熱効果）	16
1.3 再生器内の流動損失と伝熱性能の研究	25
1.4 制御シミュレーションの研究	38
2. 機関の設計研究	48
2.1 研究の概要	48
2.2 実験機関詳細設計	48
2.2.1 熱交換器	48
2.2.2 燃 焼 器	51
2.3 第1次実験機関全体組立図	55
3. 熱交換方式の研究	59
3.1 研究の概要	59
3.2 第1次実験機関の試験結果による熱交換器の性能解析	59
3.2.1 加熱器の伝熱性能	59
3.2.2 再生器の伝熱性能	60
3.2.3 冷却器の性能解析	61
4. 燃焼方式の研究	71
4.1 研究の概要	71
4.2 空気予熱器試験	71
4.2.1 空気予熱器の仕様	71
4.2.2 性能試験結果	71
4.3 総合燃焼試験	72
4.3.1 試験の目的	72
4.3.2 試験用供試体	72
4.3.3 総合燃焼試験結果	73
4.4 第1次実験機関における燃焼器のボイラ効率	74
4.5 燃焼システム設計	75
4.5.1 システム構成	75

4.5.2	制御システムとの関連	75
5.	制御システムの研究	86
5.1	研究の概要	86
5.2	システム設計	86
5.2.1	システム構成	86
5.2.2	作動流体制御	86
5.2.3	燃焼量制御	87
5.3	総合制御機構の調査・検討	88
5.3.1	基本的要件の調査	88
5.3.2	制御フローの検討	88
6.	実験機関による総合研究	93
6.1	研究の概要	93
6.2	実験機関の仕様	93
6.2.1	実験機関要目	93
6.2.2	実験装置	93
6.2.3	測定内容	94
6.3	要素マッチング試験	94
6.3.1	試験概要	94
6.3.2	運転性能試験	95
6.3.3	位相角変更試験	97
6.3.4	再生器マトリックス変更試験	97
6.3.5	シール装置洩れ試験	98
6.4	分解検査	98
6.5	考    察	99
6.5.1	試験考察	99
6.5.2	今後の試験計画	99

# 1. サイクルシミュレーションの研究

## 1.1 熱力学的性能予測法の研究

### 1.1.1 小型スターリング機関特性実験値とシミュレーション結果の比較検討

#### (1) 研究の方法

実験用スターリング機関（昭和53年度報告書 10頁参照）を用いて、図1.1.1に示す6点の作動流体変動温度、 $T_{VE}$ 、 $T_E$ 、 $T_{RE}$ 、 $T_{RC}$ 、 $T_C$ 、 $T_{VC}$ を測定してサイクル中の温度変動、熱交換器と再生器それぞれの両端間の温度差等を求めた。作動流体はヘリウムを用い、回転数、平均圧力、加熱器壁温をパラメータとして変えた実験を行なった。

一方、この実験機の運転状況と同一の条件の下で、つぎの2通りのコンピュータ・シミュレーション・モデルについて計算を行なった。

#### (A) モデルC

#### (B) 断熱シリンダモデル

断熱シリンダモデルは、熱交換器内では等温変化を、またシリンダ内は断熱されていると仮定し、さらに圧力損失を無視して計算を行なうものである。

以下において、実験値とは実験用スターリング機関の実測値を、計算値Aおよび計算値Bはそれぞれ上記のモデルC、断熱シリンダモデルに基づく計算値を意味している。

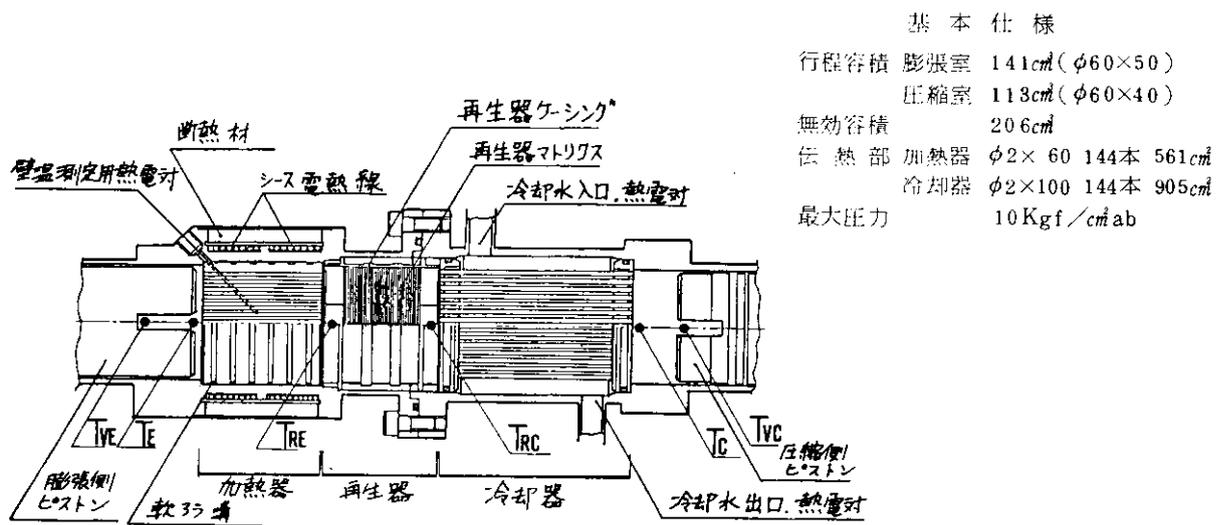


図1.1.1 実験機伝熱部詳細

#### (2) 実験結果およびシミュレーション結果

図1.1.2, 1.1.3, 1.1.4に、加熱器温度406℃、冷却器温度24℃、回転数505rpmの実験における諸値のサイクル変動を示す。計算値は圧力、温度共に位相は実験値と良く一致しているが、振幅が大きくなっていることがわかる。従ってP-V線図は実験値とかなり違った形となっている。図1.1.5, 図1.1.6より出力は位相角が110°近辺に最適値があり、また加熱器温度により大きな影響を受けることがわかった。いずれの場合も計算値は、定性的にはその特性を良く表わしているが出力は大きな値となっている。これは図1.1.4より加熱器及び再生器両端の温度差に100 deg近くの変動があることから、加熱器においてはそれを一空間にまとめること、また再生器においては両端の温度差が一定であると仮定することに問題がある。本実験機の再生器

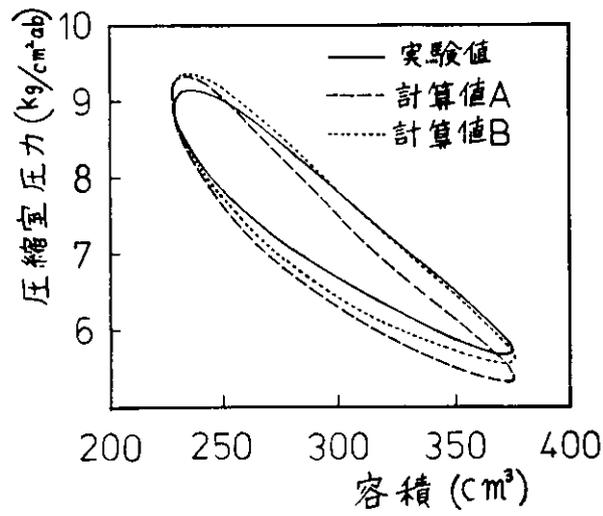


図 1.1.2 P - V 線図

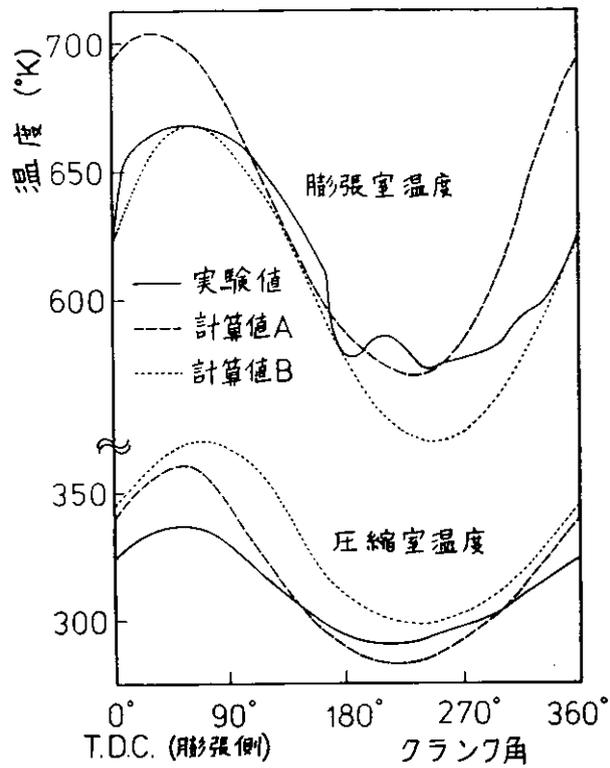


図 1.1.3 サイクル中の温度変動

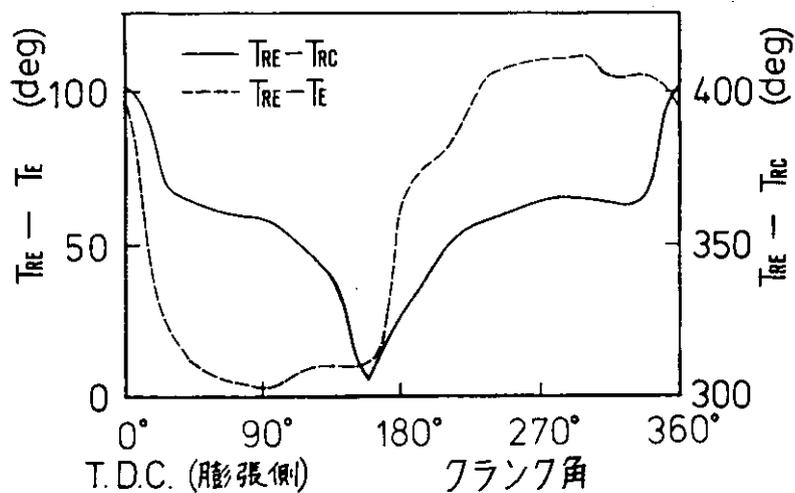


図 1.1.4 加熱器および再生器両端の温度差

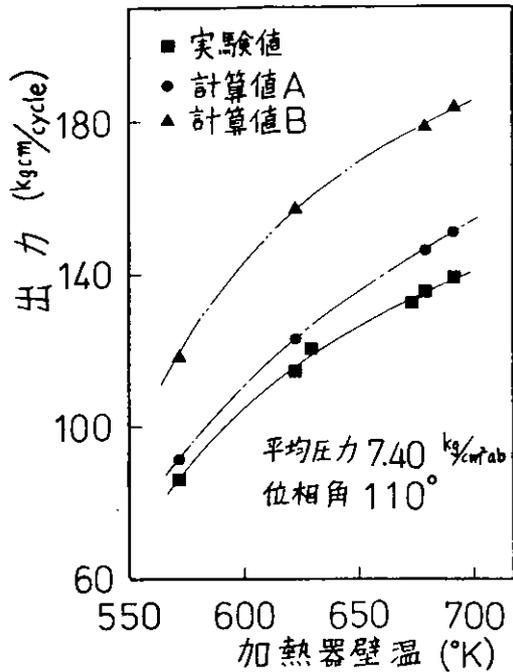


図 1.1.5 加熱器壁温の出力に対する影響

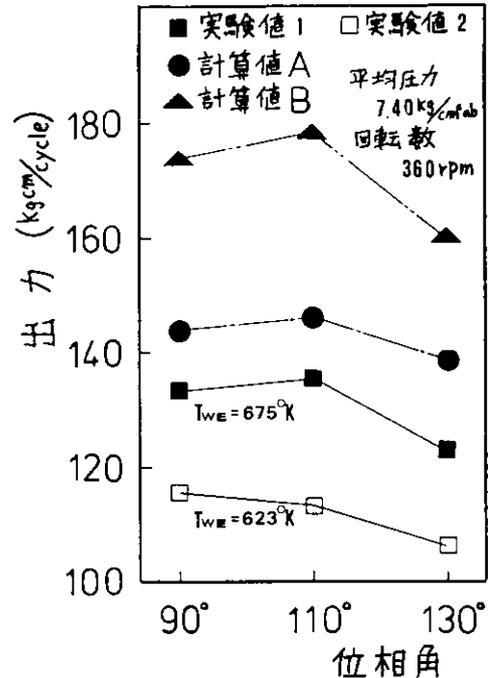


図 1.1.6 位相角の出力に対する影響

は98%前後という高い温度効率を得ているにもかかわらず大きな温度変動があることから再生器のモデル化を正確にしなければならないと言える。

### 1.1.2 小型スターリング機関再生器・加熱器の性能向上

再生器の充填材として、リン青銅の線径  $60\mu m$ 、 $165 \times 150$  メッシュの金網330枚を重ねて用いることによつて、温度効率98%前後の値を得た。(図1.1.7参照)

加熱器は(図1.1.8参照)、シース電熱ヒータを外側に巻いたステンレス外筒の内側に、作動ガスが通過するアルミニウム製の多孔円筒をはめ込んだ構造となっている。昨年度はステンレス外筒と内側の多孔円筒の間には熱伝達を向上させる目的で軟ろうを満していたが、軟ろうが溶融してにじみ出て、多孔円筒の孔を部分的にふさぐことが見うけられた。今年度は、軟ろうを用いずに、間隙を最小に押さえて熱伝達を高める方法を選択して、性能を改善した。

再生器の温度効率にかんしては、回転数はかりでなく、両ピストン間の位相角を、変えても変化することが実験より明らかになった。(図1.1.9、1.1.10、1.1.11参照)

このことは、従来指摘されていなかったことであり、シミュレーションを行なうときに十分注意すべき点である。とくに、位相角をパラメータにとって、熱効率や出力の最適化を図る計算においては、再生器効率の位相角による変化を無視することは、危険である。

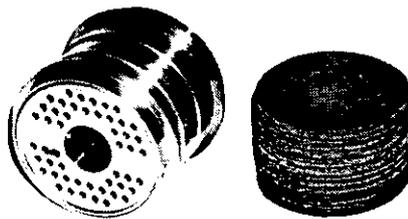


図 1.1.7 再生器

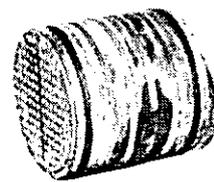


図 1.1.8 加熱器

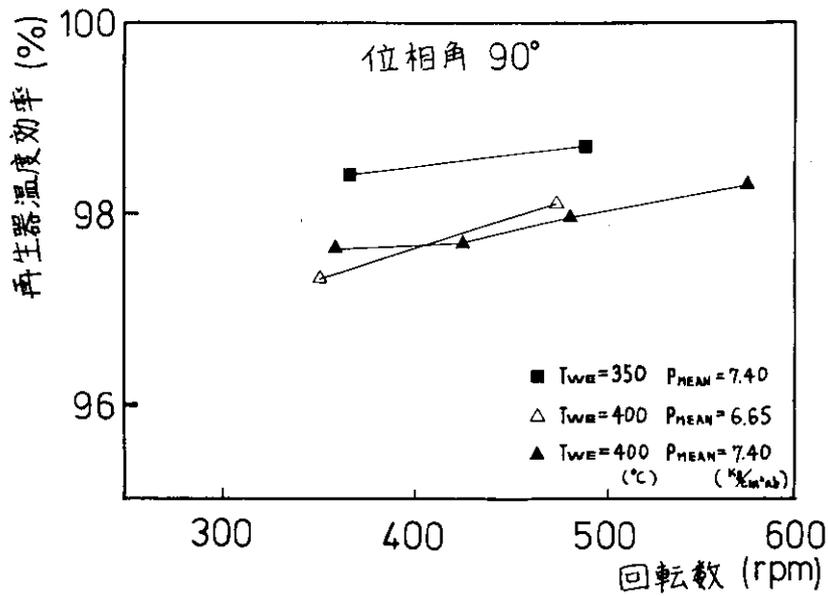


図 1.1.9 回転数の再生器温度効率への影響 (位相角 90°)

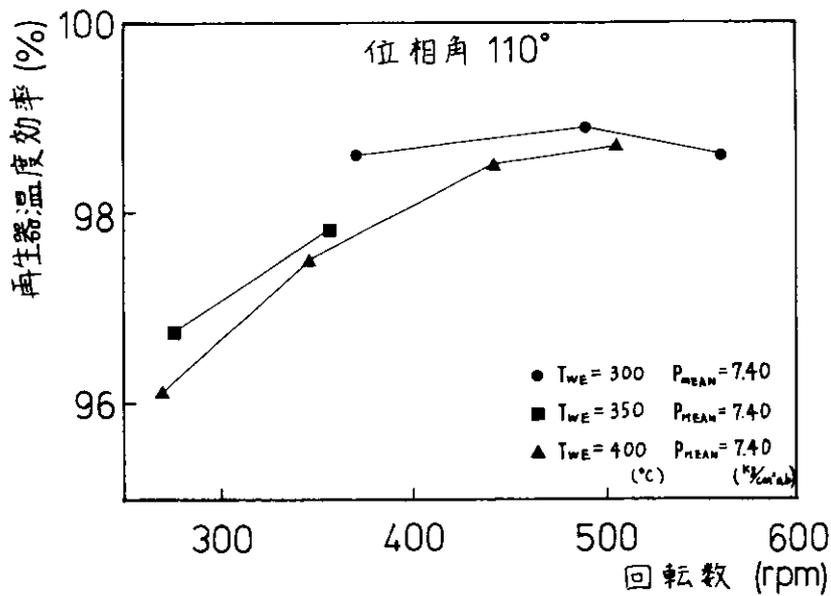


図 1.1.10 回転数の再生器温度効率への影響 (位相角 110°)

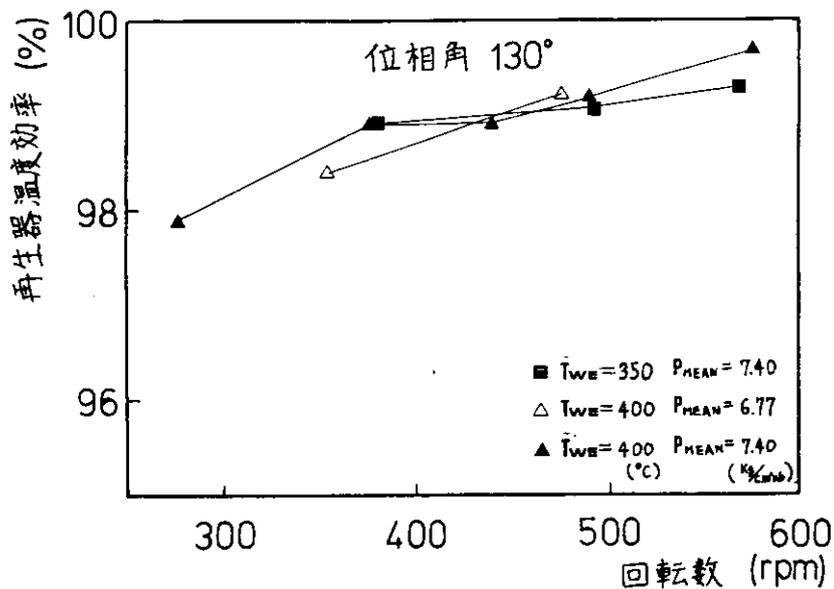


図 1.1.11 回転数の再生器温度効率への影響 (位相角 130°)

### 1.1.3. 非定常ガス温度計測法の信頼性向上

昨年の研究でも線径  $5\ \mu\text{m}$  のタングステン線を用いた高応答の抵抗温度計を試作したが、タングステン線の導線への固定法に問題があり、高温で出力が不安定になる欠点があった。そこで本研究では固定法を改良し、非常に安定した出力が得られるようになった。また超音波パルス法による気体の変動温度測定を試みて、抵抗温度計の応答性についての検定を行なった。図 1.1.12 に示すように、600 巾  $m$  程度の変動温度測定には十分な応答性があることが確認できた。

超音波パルス法に基づく温度計測の概要はつぎのとおり。

測温対象となる流体中に超音波パルスを透過させ、流体中の伝播速度を測定する。一方、理想気体近似の許される気体中に於いては、音速  $c$  は温度  $T$  のみの関数であり

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad \gamma : \text{比熱比} \quad R : \text{気体定数}$$

と表される。従って、これより音速  $c$  が分かれば温度  $T$  が算出できる。

測温に際しては振動子を保護する必要から Buffer Rod を使用し、図 1.1.13 の様に測温対象に挿入させる。

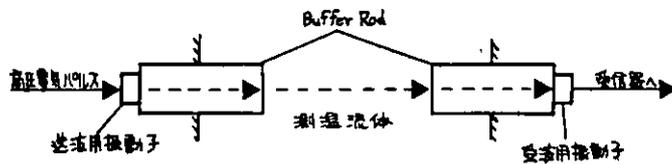


図 1.1.13 超音波パルス法温度測定装置

測定される音速は、Rod 間の平均値であり、従って、流体と Rod に温度差の存在する場合には Rod 周囲の温度境界層の影響が無視できない。この為、図 1.1.13 に於いて抵抗温度計よりも示度が低くなると考えられる。

これを避ける為、Rod を壁面に完全に埋め込んで、Rod 上表面を壁面と面一にし、測定を行なう方法 (Flush Mount Fixed Path 法) にも成功している。

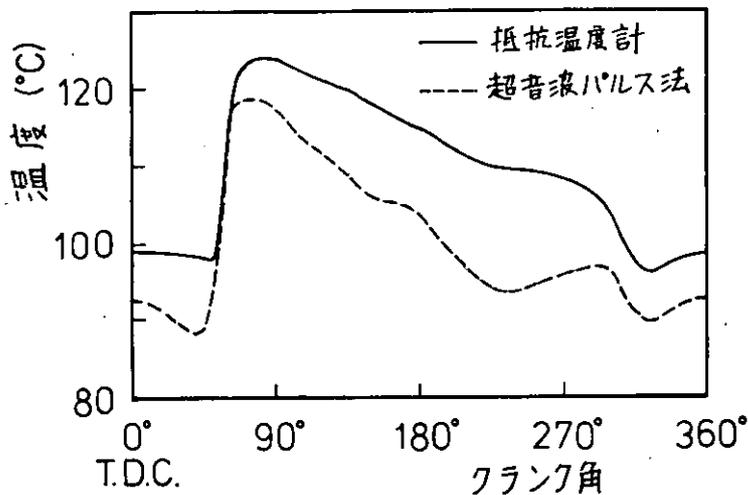


図 1.1.12 抵抗温度計および超音波パルス法による計測温度の比較

### 1.1.4 オリジナル計算方式に基づく熱力学的性能予測シミュレーションの総合化と最適パラメータの決定

前年度までにモデルCを用いて、再生器効率、摩擦係数、熱伝達率、容積、ピストン位相差、機関回転数、設定圧力、作動流体の種類、ピストン・リングからの漏れ等の影響について性能予測を行った。(1),(2)

本年度は、熱交換器壁温、機関回転数と行程の組合せ、熱交換器形状等の影響をモデルCにより計算するとともに、機関形状の最適値を容易に決定するために、Schmidt理論を拡張した計算結果を示した。

#### (1) 熱交換器壁温の影響

表 1.1.1 の機関仕様のうち、高温部壁温 ( $T_{w2}$ ) のみを変化させた場合、及び低温部壁温 ( $T_{w4}$ ) のみを変

表 1.1.1 機関仕様 (その1)

膨張室内径	0.22 m	圧縮室内径	0.205 m
行程	0.15 m	行程	0.15 m
頂隙	15 mm	頂隙	15 mm
再生器内径	0.48 m	マトリックス (スチール金網)	
長さ	0.05 m	線径	0.19 mm
機関回転数	720 rpm	空間率	0.675
位相差	90°	高温部壁温	1023°K
作動流体	He	低温部壁温	300°K
加熱器形状 (円管)		冷却器形状 (円管)	
本数	138本	本数	300本
内径	5 mm	内径	3 mm
長さ	1.152 m	長さ	0.84 m

化させた場合の図示出力  $W$ 、図示熱効率  $\eta_i$  を基準仕様の出力  $W_{ref}$ 、熱効率  $\eta_{i ref}$  に対する比  $[W] = W/W_{ref}$ 、 $[\eta_i] = \eta_i/\eta_{i ref}$  の形で図 1.1.14 に示す。ここに、 $W_{ref} = 280 \text{ PS}$ 、 $\eta_{i ref} = 45\%$  である。図の横軸は基準温度  $T_{w2 ref} = 1023^\circ\text{K}$  あるいは  $T_{w4 ref} = 300^\circ\text{K}$  に対する比で、 $[T_{w2}] = T_{w2}/T_{w2 ref}$ 、 $[T_{w4}] = T_{w4}/T_{w4 ref}$  である。図より、 $T_{w2}$  を高くすれば出力、熱効率ともに向上し、 $T_{w4}$  を低くすれば同様の傾向になることが分かる。

図示熱効率をカルノー・サイクルの効率  $\eta_{th}$  と比較すると図 1.1.15 となる。図の横軸は温度比  $\tau = T_{w4}/T_{w2}$  である。図中擬似スターリング・サイクルとあるのは、図 1.1.16 に示すように、機関内の全質量  $Mt$  が温度  $T_{w4}$  から  $4 \rightarrow 1'$  と断熱圧縮され、 $1' \rightarrow 1$  と等積冷却されて  $T_{w4}$  となり、 $1 \rightarrow 2$  と等積加熱されて  $T_{w2}$  となり、 $2 \rightarrow 3'$  と断熱膨張し、 $3'$

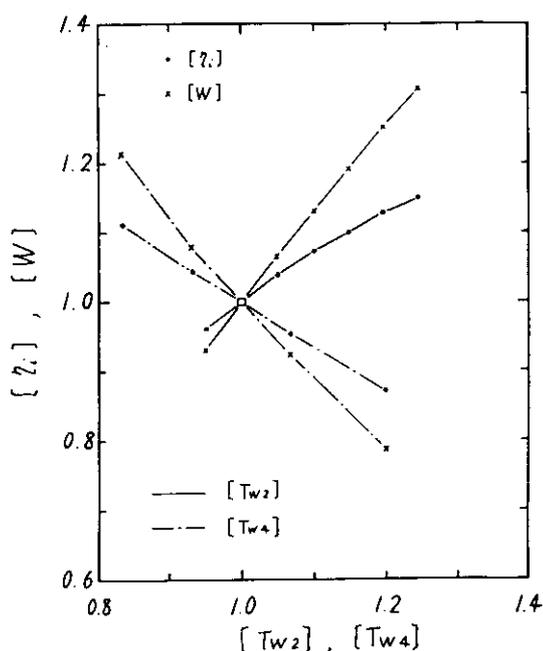


図 1.1.14 熱交換器壁温の影響

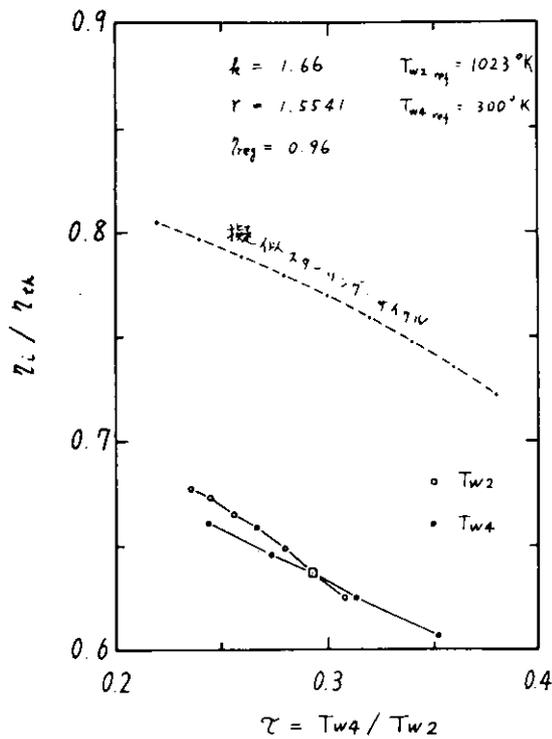


図 1.1.15 温度比と図示熱効率

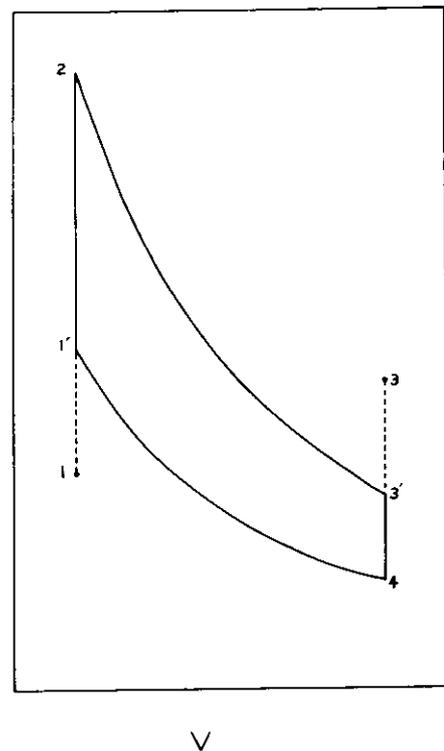


図 1.1.16 擬似スターリング・サイクル

→3 と等積加熱され  $T_{w2}$  となり、3→4 に等積冷却されて温度  $T_{w4}$  となりサイクルを完了するものである。このとき、3→4 に冷却される熱量を再生器に蓄熱し、1→2 に加熱するときの熱量として再生器の効率  $\eta_{reg}$  分だけ利用するものとする。ここで、作動流体のガス定数を  $R$ 、比熱比を  $k$ 、機関の圧縮比を  $r (= V_{max}/V_{min})$  とすると、

外部仕事

$$L_i = \frac{MRT_{w2}}{k-1} \left\{ \tau (1-r^{k-1}) + \left(1 - \frac{1}{r^{k-1}}\right) \right\}$$

供給熱量

$$Q = \frac{MRT_{w2}}{k-1} \left\{ (1-\tau)(1-\eta_{reg}) + \left(1 - \frac{1}{r^{k-1}}\right) \right\}$$

図示熱効率

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q} = \frac{\tau(1-r^{k-1}) + (1-1/r^{k-1})}{(1-\tau)(1-\eta_{reg}) + (1-1/r^{k-1})}$$

となる。

図より、温度比が小さいほど図示熱効率がカルノー効率に近付くことが分かる。モデル C の計算によれば、 $T_{w2}$  を高くする方が、 $T_{w4}$  を低くするよりも  $\eta_i$  の向上が大きい。一方、擬似スターリング・サイクルと比較すると、モデル C の  $\eta_i$  はかなり低いが、これは機関内の全作動流体が図 1.1.16 のサイクルを描けないことによる。すなわち、加熱器、再生器、冷却器の熱交換器部が死容積となり、そこに作動流体が滞留するからである。

## (2) 機関回転数と行程の組合せの影響

第 1 次実験機関の当初の計画では機関回転数  $N = 720 \text{ rpm}$ 、行程  $\ell = 150 \text{ mm}$  であったが、機関の図示出力  $W$  が約 180 ps と目標値より小さいため、ピストン平均速度を同一に保つように、 $N = 480 \text{ rpm}$ 、 $\ell = 225 \text{ mm}$  および  $N = 360 \text{ rpm}$ 、 $\ell = 300 \text{ mm}$  の組合せについてモデル C により計算を行った。その結果を表 1.1.2 に示す。

表 1.1.2 機関回転数と行程の組合せによる機関性能

型	1	2	3
行程 $\ell$ m	0.150	0.225	0.300
回転数 N rpm	720	480	360
設定圧力 $p_0$ $Kg/cm^2$	136.4	136.4	136.4
加熱器内径 $d_2$ mm	6	6	6
冷却器内径 $d_4$ mm	3.6	3.6	3.6
高温部壁温 $T_{w_2}$ $^{\circ}K$	950	950	950
低温部壁温 $T_{w_4}$ $^{\circ}K$	335	335	335
図示出力 W ps	182	216	234
図示熱効率 $\eta_i$ %	38.6	39.5	39.2
再生器効率 $\eta_{reg}$ %	94.9	94.8	95.0
作動流体質量 Mt $KgS^2/m$	$1.688 \times 10^{-2}$	$1.752 \times 10^{-2}$	$1.831 \times 10^{-2}$
膨張室最高圧力/最低圧力 $p_{1 \max} / p_{1 \min}$ $Kg/cm^2$	142/77	142/63	142/54
圧縮室最高圧力/最低圧力 $p_{5 \max} / p_{5 \min}$ $Kg/cm^2$	144/76	144/62	144/53
膨張室最高温度/最低温度 $T_{1 \max} / T_{1 \min}$ $^{\circ}K$	984/757	986/699	994/656
圧縮室最高温度/最低温度 $T_{5 \max} / T_{5 \min}$ $^{\circ}K$	400/307	426/300	447/293
加熱器伝熱量 $Q_2$ kcal/h	$296 \times 10^3$	$344 \times 10^3$	$375 \times 10^3$
冷却器伝熱量 $Q_4$ kcal/h	$181 \times 10^3$	$210 \times 10^3$	$229 \times 10^3$

表より、低回転、長行程の機関の方が有利であることが分かる。

(3) 熱交換器形状の影響

前年度までの計算では、加熱器等の熱伝達率、摩擦係数、容積を個々に変えた場合の機関特性を調べた。実際の機関の熱交換器には円管が用いられることが多い。従って、円管の内径、長さ、本数を変えることにより各種係数等が互に関連して変化することになる。

以下に、本数、長さは一定に保ち、加熱器内径  $d_2$  と冷却器内径  $d_4$  を変えた場合の機関の図示出力  $W$  と図示

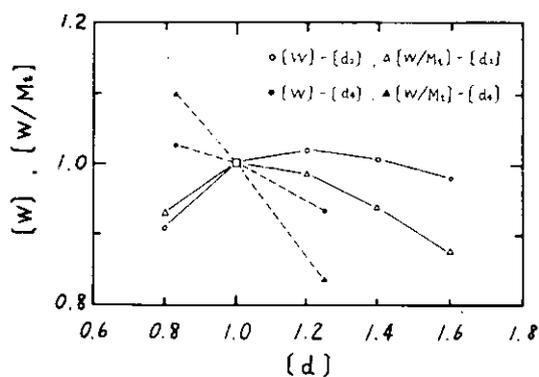


図 1.1.17 熱交換器内径の影響

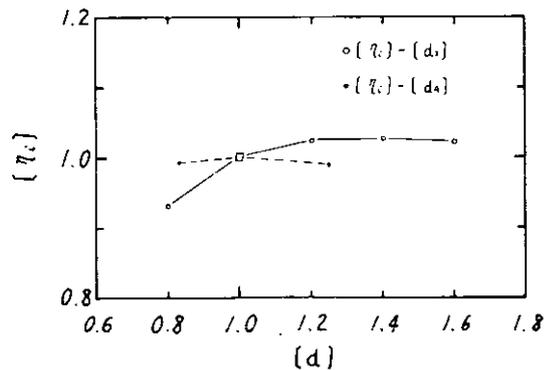


図 1.1.18 熱交換器内径の影響

表 1.1.3 機関仕様 (その2)

行程	0.300 m	回転数	360 rpm
連接棒長さ	0.600 m		
高温部壁温	950 °K	低温部壁温	385 °K
再生器マトリックス	60メッシュ	再生器効率	95 %
加熱器内径	5 mm	冷却器内径	36 mm
管長	1.07 m	管長	0.5 m
本数	96 本	本数	436 本

熱効率  $\eta_i$  を図 1.1.17, 1.1.18 に示す。表 1.1.3 に機関仕様を示すように、基準となる内径は  $d_2 = 5 \text{ mm}$ ,  $d_4 = 36 \text{ mm}$  で、図の横軸はこれらとの比で、縦軸は基準時の出力、効率との比で示す。図より、機関出力を増すためには  $d_4$  を小さくすることが望ましいことが分かる。これは、冷却器容積  $V_4$  を小さくすることが、冷却器摩擦係数  $F_4$  が大きくなることよりも出力に大きく影響するためと思われる。

#### (4) Schmidt理論の応用

以上に述べたように、モデル C を用いて最適パラメータを決めることは可能ではあるが、1つの場合を計算するのに必要な時間が長い。そこで、もう少し簡便に機関の性能を予測する計算法が必要となる。

Schmidt理論は Walker<sup>(3)</sup>により詳細に検討されているが、高温部死容積、低温部死容積（加熱器容積、冷却器容積）等を正當に考慮しておらず、これらの容積が機関性能に及ぼす影響が明確には示されない。

ここでは、機関内の作動流体の圧力は全体に一様で、高温部及び低温部における流体温度は常に一定に保たれ、作動流体は完全ガスと考え、膨張室及び圧縮室容積は正弦状に変化するものとする点は Walker と同じである。しかし、Walker は加熱器内流体の温度、冷却器内流体の温度を各々の温度としていないが、本計算では加熱器内では  $T_E$ 、冷却器内では  $T_C$  と考える。そして、再生器内温度を  $T_R = (T_E + T_C) / 2$  とする。

高温側容積  $V_e$  は、膨張室行程容積  $V_E$ 、加熱器を含めた死容積  $V_{DH}$ 、クランク角  $\theta$  を用いて、

$$V_e = \frac{1}{2} V_E (1 - \cos \theta) + V_{DH}$$

と書ける。同様に、低温側容積  $V_c$  は、圧縮室行程容積  $V_C$ 、冷却器を含めた死容積  $V_{DC}$ 、圧縮ピストンの位相遅れ  $\Delta\theta$  を用いて、

$$V_c = \frac{1}{2} V_C \{ 1 - \cos(\theta - \Delta\theta) \} + V_{DC}$$

と書ける。再生器部の死容積を  $V_{DR}$  とすると、機関内作動流体の全質量  $M_t$  は、圧力  $p$ 、ガス定数  $R$  を用いて、

$$M_t = \frac{p V_e}{R T_E} + \frac{p V_{DR}}{R T_R} + \frac{p V_c}{R T_C} = \frac{p}{R} \left( \frac{V_e}{T_E} + \frac{V_{DR}}{T_R} + \frac{V_c}{T_C} \right)$$

となる。従って、

$$p = \frac{M_t R T_E}{V_e + V_{DR} \frac{T_E}{T_R} + V_c \frac{T_E}{T_C}} = \frac{M_t R T_E}{A' - D' \cos(\theta - \phi)}$$

となる。ここで、

$$\text{温度比} \quad \tau = T_C / T_E$$

$$\text{行程容積比} \quad \kappa = V_C / V_E$$

$$\begin{aligned} \text{死容積比 } X &= V_{DR} / V_E \\ X_E &= V_{DH} / V_E \\ X_C &= V_{DC} / V_E \end{aligned}$$

を用いると

$$\begin{aligned} A' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \tau + 2\tau X_E + \frac{4\tau}{1+\tau} X + 2X_C + \kappa \right\} = \frac{V_E}{2\tau} A \\ B' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \tau + \kappa \cos \Delta\theta \right\} = \frac{V_E}{2\tau} B \\ C' &= \frac{V_E}{2\tau} \left\{ \kappa \sin \Delta\theta \right\} = \frac{V_E}{2\tau} C \\ D' &= \sqrt{(B')^2 + (C')^2} = \frac{V_E}{2\tau} D \\ \phi &= \tan^{-1} (C' / B') \end{aligned}$$

となり、1サイクル当りの膨張仕事  $L_E$ 、圧縮仕事  $L_C$ 、図示仕事  $L_i$  は、

$$\begin{aligned} L_E^* &= \frac{L_E}{M_t R T_E} = \frac{2\pi\tau}{D} \left( \frac{A}{\sqrt{A^2 - D^2}} - 1 \right) \sin \phi \\ L_C^* &= \frac{L_C}{M_t R T_E} = \frac{2\pi\tau\kappa}{D} \left( \frac{A}{\sqrt{A^2 - D^2}} - 1 \right) \sin (\phi - \Delta\theta) \\ L_i^* &= \frac{L_i}{M_t R T_E} = L_E^* + L_C^* \end{aligned}$$

となる。従って、図示熱効率  $\eta_i$  は、

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_E} = \frac{L_i^*}{L_E^*} = 1 - \tau$$

となる。

一方、サイクル中の最高圧力は、

$$p_{\max} = \frac{M_t R T_E}{A' - D'}$$

で与えられる。機関の全行程容積  $V_T = V_E + V_C = V_E (1 + \kappa)$  と  $p_{\max}$  により図示仕事を無次元化すると、

$$L_i^{**} = \frac{L_i}{p_{\max} V_T} = \frac{A - D}{2\tau(1 + \kappa)} L_i^*$$

となる。

以下に、本計算結果とWalkerの結果を比較する。図 1.1.19, 1.1.20 に位相差  $\Delta\theta$  が図示仕事  $L_i$  に及ぼす影響を示す。(a)は本計算法による結果、(b)はWalkerの結果である。図より、温度差が大きく  $\tau$  が小さい場合には図示仕事が大きく異なることが分かる。これは、各温度状態における容積を正しく評価しているか否かの差が現れたものである。

次に、図 1.1.21, 1.1.22 に行程容積比が図示仕事に及ぼす影響を示す。前図と同様(a)は本計算法、(b)はWalker法であり、図には示していないが、 $L_i^*$  の極大値は  $\kappa$  が約5の付近に存在するが、 $L_i^{**}$  の極大値は  $\kappa$  が0.9の付近に存在する。実際の機関を設計する場合には機関の全容積や最高圧力に制限を受けることが考えられるので、 $L_i^{**}$  により最適な形状を求める方が良いと思われる。本図においても、 $\tau$  が小さい場合には(a)と(b)の差が大きいことが分かる。

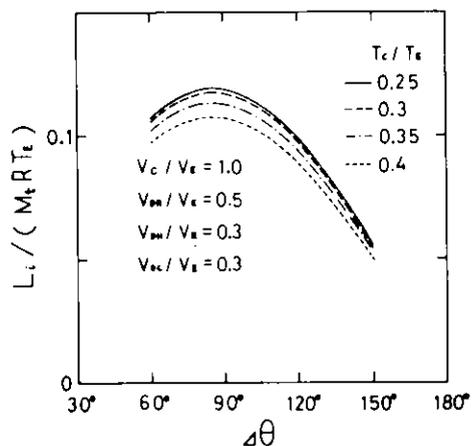


図 1.1.19 位相差の影響 (a)本計算法

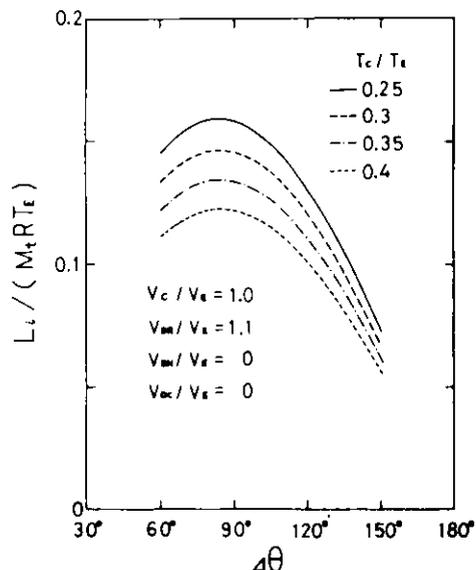


図 1.1.19 位相差の影響 (b)Walker による計算法

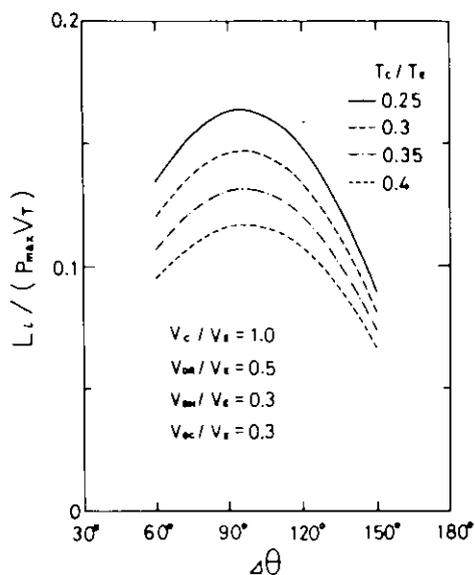


図 1.1.20 位相差の影響 (a)本計算法

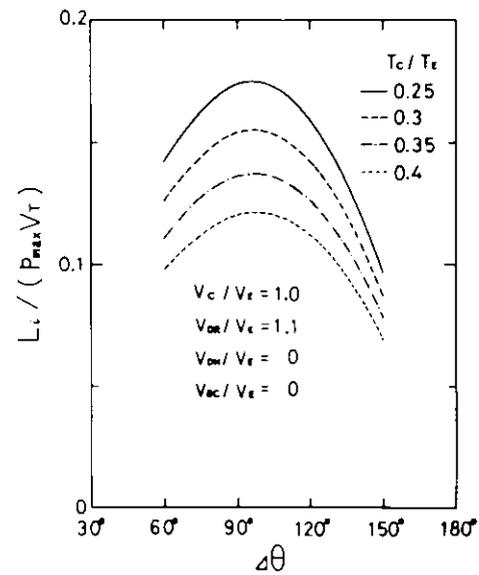


図 1.1.20 位相差の影響 (b)Walker による計算法

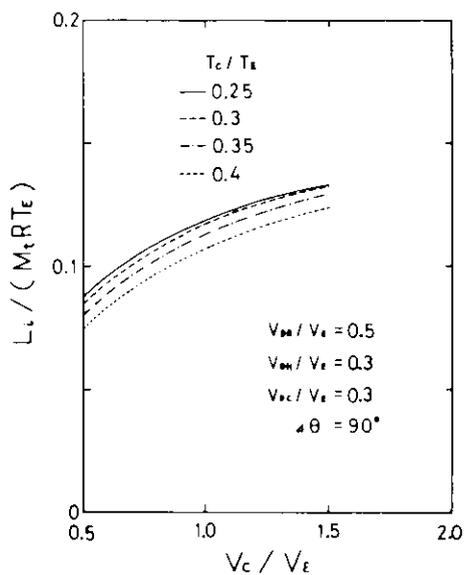


図 1.1.21 行程容積比の影響 (a)本計算法

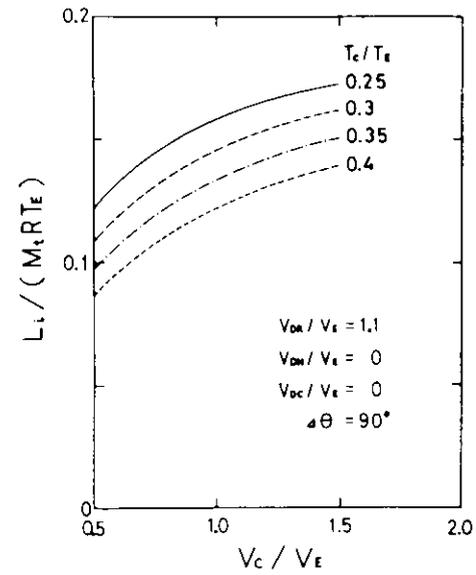


図 1.1.21 行程容積比の影響 (b)Walker による計算法

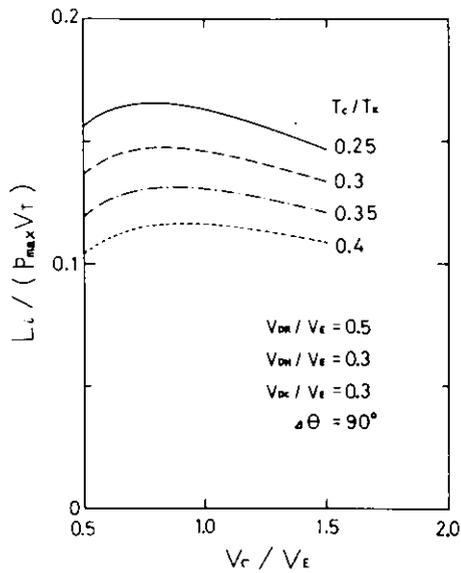


図 1.1.22 行程容積比の影響 (a)本計算法

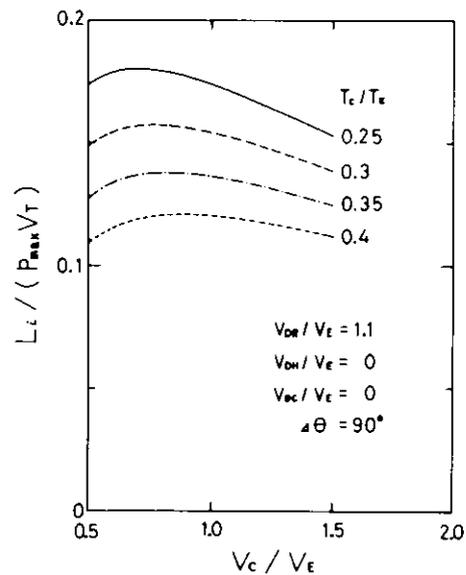


図 1.1.22 行程容積比の影響 (b)Walker による計算法

最後に、図 1.1.23, 1.1.24 に高温部死容積  $V_{DH}$ , 低温部死容積  $V_{DC}$  の影響の一例を示す。横軸には機関の圧縮比  $r = V_{max} / V_{min}$  を用いている。位相差, 再生器死容積比, 温度比を変えた本例以外の場合もほぼ同様の傾向を示す図が得られる。これらの図より、低温部死容積が他の死容積よりも図示仕事に及ぼす影響が大きいことがわかる。

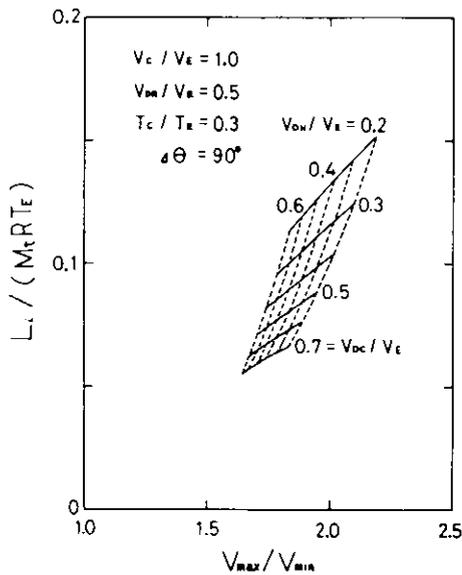


図 1.1.23 高温部死容積, 低温部死容積の影響

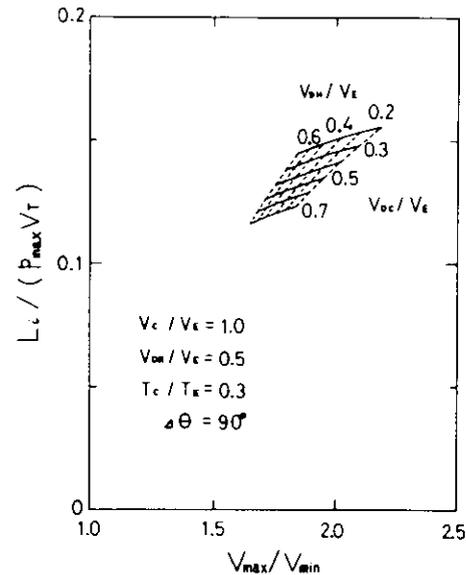


図 1.1.24 高温部死容積, 低温部死容積の影響

以上の結果をまとめると、 $L_i^{**}$  により最適パラメータを求めることが現実的と思われる。最適パラメータは温度比により異なるが、 $L_i^{**}$  を基にして考えると次のようになる。すなわち、位相差は  $95^\circ \sim 100^\circ$ 、行程容積比は  $0.8 \sim 0.9$  となり、死容積比は伝熱性能を満足する範囲で出来るだけ小さく、特に冷却器側容積について十分考慮を払う必要がある。さらに、擬似スターリング・サイクルの計算によれば、機関の圧縮比が  $1.3 \sim 1.4$  のとき図示熱効率が最大となる。従って、この条件も考慮に入れて加熱器容積、再生器容積、冷却器容積の組合せを考える必要があると思われる。

### 1.1.5 小型モデル実験装置による非定常熱伝達パラメータの決定

スターリング機関の熱交換器内では、作動流体が往復流動をする。現在まで、この往復流動時の熱伝達に関する統一の見解は確立していない。

本報告は、非定常流熱伝達率を測定するために、昨年度作製した小型シミュレータを壁温が一様に保てるように改造した実験装置で行った結果について述べる。

#### (1) 実験装置と実験方法

実験装置は図 1.1.25 に示すように、並向 2 ピストン型で、加熱器②は 3 本のシーソーヒータを巻き付けてあり、

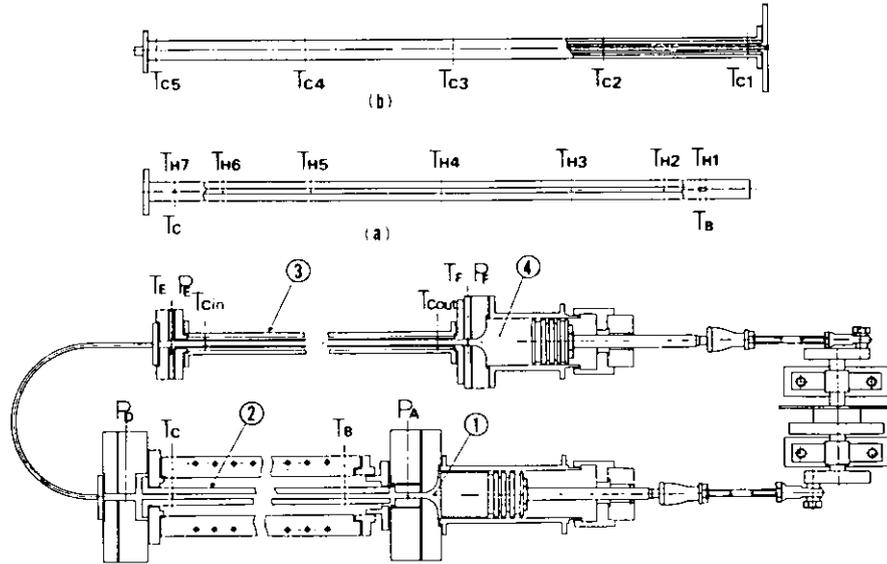


図 1.1.25 実験装置概要

それぞれの加熱電力を調節して壁温が一様になるようにした。加熱器は内径 10 mm, 長さ 1 m, 冷却器③は内径 10.9 mm, 長さ 1.04 m であり、膨張室①、圧縮室④はともに内径 80 mm, 行程 80 mm である。両ピストンは電動機により駆動され、回転数と位相差を適当に変えて実験を行える。加熱器、冷却器とも外部との熱伝導を減少させるために、両端をベークライト板に取付け、外側を断熱材で包んである。作動流体には空気をを用い、流体の変動温度は抵抗線温度計（径 5 μm タングステン線、加熱器内 TB, TC）、C-A 熱電対（径 25 μm, 冷却器内 TE, TF）により、圧力 pA, pD, pE, pF は歪ゲージ式圧力変換器により計測し、クランク角タイミングとともにデータレコーダに記録した後、ミニコンでデータ処理を行った。加熱器壁温 TH1 ~ TH7, 冷却器壁温 TC1 ~ TC5 及び冷却水出入口温度 Tcout, TCin は C-A 熱電対（径 0.2 mm）で計測した。また、管内の流動状況を知るために、加熱器内の流速を熱線風速計により測定した。

実験は両ピストンを取り去った状態で、膨張室側から圧縮室側に空気を一定に流す定常流の場合と、ピストン位相差を 180°, 90° にした非定常流の場合について行った。

#### (2) 実験結果と考察

定常流の場合、加熱器及び冷却器における熱伝達率  $\alpha$  は、壁温一様として次式で求める。

$$\alpha = \frac{C_p \dot{M} (T_{out} - T_{in})}{\pi d \ell \frac{(T_w - T_{out}) - (T_w - T_{in})}{\ln \left\{ \frac{(T_w - T_{out})}{(T_w - T_{in})} \right\}}}$$

ここに、 $C_p$  : 定圧比熱、 $\dot{M}$  : 質量流量、 $d$  : 管内径、 $\ell$  : 管長、 $T_w$  : 壁温、 $T_{in}$  : 入口温度（加熱器では TB, 冷却器では TE）、 $T_{out}$  : 出口温度（加熱器では TC, 冷却器では TF）

この熱伝達率を膜温度  $T_f = \frac{1}{2} \left( T_w + \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \right)$  に対する物性値を用いて、ヌッセルト数  $Nu = \alpha d / \lambda$ , ( $\lambda$  は熱伝導率) にし、レイノルズ数  $Re = u d / \nu$ , ( $u$  は管内平均流速,  $\nu$  は動粘度) との関係を見る。

非定常流の場合、冷却器での伝熱量  $Q$  は冷却水が受ける熱量で測定し、加熱器での伝熱量は瞬時の伝熱量  $dQ$

$$dQ = C_p T_B dm_B + C_p T_c dm_c + d(M C_v T_m)$$

を1サイクル積分して得られる伝熱量  $Q$  から求める。

$$Q = \oint C_p T_B dm_B + \oint C_p T_c dm_c$$

ここに、 $C_v$  : 定積比熱,  $dm$  : 質量移動量,  $M$  : 加熱器内質量,  $T_m$  : 加熱器内平均温度

非定常時の時間平均熱伝達率  $\bar{\alpha}$  は、設計時の基礎資料となるように、次式で求める。

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{Q}}{\pi d \ell (T_w - \bar{T}_b)}$$

$$\bar{T}_b = (\bar{T}_i + \bar{T}_o) / 2$$

ここに、 $\bar{Q}$  : 時間平均伝熱量,  $\bar{T}_{i,o}$  : 時間平均流体温度 (加熱器では  $\bar{T}_B, \bar{T}_C$ , 冷却器では  $\bar{T}_E, \bar{T}_F$ )

また、瞬時熱伝達率  $\alpha$  は

$$\alpha = \frac{dQ}{\pi d \ell (T_w - \tilde{T}_b)}$$

$$\tilde{T}_b = (T_i + T_o) / 2$$

より求める。ただし、 $dQ$  : 瞬時伝熱量,  $T_{i,o}$  : 瞬時流体温度 (加熱器では  $T_B, T_C$ , 冷却器では  $T_E, T_F$ )

上記の方法で行った実験結果の一例として、 $180^\circ$  位相差の場合の加熱器内温度、圧力、熱伝達率の時間変動を図 1.1.26 に示す。

次に、非定常流の場合の熱伝達率をヌッセルト数  $Nu$  にする際には、時間平均流体温度  $\bar{T}_b$  と壁温  $T_w$  で定まる膜温度  $T_f$  に対する物性値を用い、レイノルズ数  $Re$  を求める際には、ピストン平均速度より定まる管内平均流速  $u$  と  $T_f$  に対する動粘度  $\nu$  を用いた。

以上の結果を  $Re - Nu$  の関係として示すと、図 1.1.27, 1.1.28 となる。図 1.1.27 は加熱器の場合、図 1.1.28 は冷却器の場合である。

加熱器の場合、定常流の乱流域では、壁温と流体温度との温度勾配の影響を考慮に入れた平均熱伝達に関する Mc Eligot の式

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.4} (T_w / T_b)^{-0.5}$$

$$T_b = (T_B + T_C) / 2$$

ここに、 $Re$  : レイノルズ数,  $Pr$  : プラントル数

にはほぼ一致するが、定常流の層流域では、Hansen の式

$$Nu = 3.65 + \frac{0.190 [Re Pr (d/\ell)]^{4/5}}{1 + 0.117 [Re Pr (d/\ell)]^{7/15}}$$

より下まわっている。これは、 $\ell/d$  が本実験機では大きいため、流速の遅い状態では、伝熱管の途中で流体温度がほぼ壁温となってしまう、それ以降の部分が有効な伝熱面とはなり得ないためと考えられる。

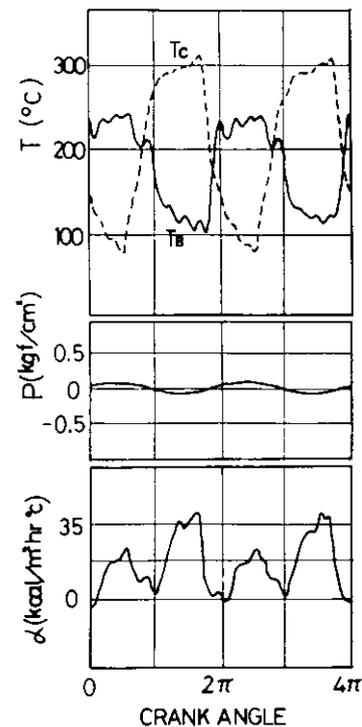


図 1.1.26 加熱器内温度、圧力、熱伝達率の変動 (180°位相, 61rpm)

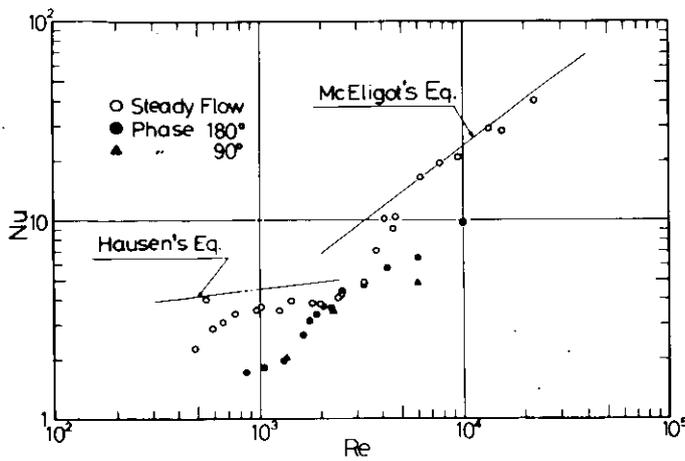


図 1.1.27 加熱器の熱伝達率

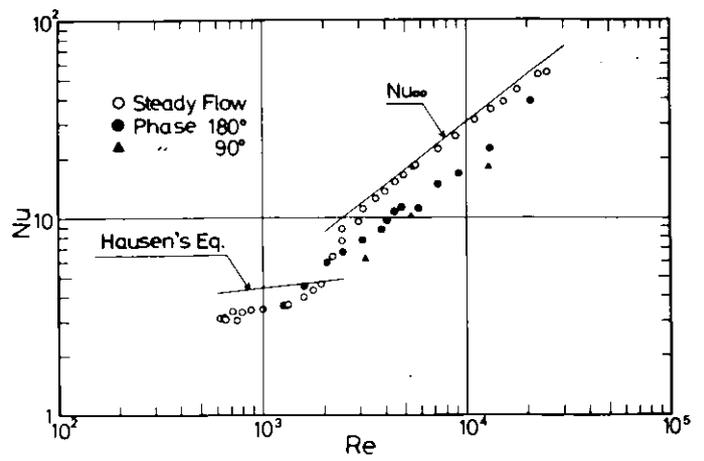


図 1.1.28 冷却器の熱伝達率

冷却器の場合、定常流の乱流域では、Dittus-Boelter の式

$$Nu_{\infty} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

にはほぼ一致しているが、定常流の層流域では Hausen の式よりも小さい。

次に、非定常流実験のヌッセルト数は定常流の値に比べて、加熱器、冷却器ともに小さくなっている。特に、加熱器側の低下が著しいが、これは図 1.1.26 から分かるように、流体温度  $T_B$  の最高温度が  $T_C$  に比して低く測定されている結果、加熱器の伝熱量が少なく計測されているものと思われる。従って、加熱器側の落ち込みが激しいことに関しては、 $T_B$  の値をもう少し検討した上でないと結論的なことはいえない。しかし、冷却器側では、伝熱量の測定方法は定常流と非定常流で同じであるので、この程度の低下は実際に生じているものと思われる。すなわち、昨年度の実験結果<sup>(1)</sup>とは逆の傾向（昨年度では、180°位相差の方が定常流よりも熱伝達が良かった）が得られている。この差は、伝熱管の管長  $l$  と管径  $d$  の比の相違、脈動周波数の相違、平均ヌッセルト数の定義、平均レイノルズ数の定義等の問題があり、本年度中に結論を出すには到らなかった。これらに関しては、来年度引続き検討する予定である。最後に、非定常流実験結果を表 1.1.4 に示しておく。

表 1.1.4 往復流動時の熱伝達（180°位相差）

回転数 rpm	加熱器壁温 ℃	熱伝達率 kcal/m <sup>2</sup> h℃	ヌッセルト数	レイノルズ数
20.5	314.4	6.2	1.71	0.84×10 <sup>3</sup>
24.9	314.9	6.5	1.82	1.06
31.0	312.6	6.9	1.94	1.32
38.5	311.1	9.2	2.61	1.63
41.4	308.4	11.0	3.11	1.76
45.3	309.4	11.8	3.33	1.92
49.8	310.1	13.0	3.66	2.10
54.5	314.2	12.8	3.57	2.28
61.4	312.3	15.5	4.30	2.54
78.0	308.6	16.5	4.62	3.28
100.5	306.7	20.1	5.64	4.23
142.4	306.0	22.7	6.40	6.02
240.0	307.0	34.2	9.71	10.20

回転数 rpm	冷却器壁温 ℃	熱伝達率 Kcal/m <sup>2</sup> h℃	ヌッセルト数	レイノルズ数
20.5	16.05	10.9	5.90	206×10 <sup>3</sup>
24.9	16.02	12.1	6.64	248
31.0	16.39	13.6	7.64	306
38.5	13.90	15.7	8.63	380
41.4	14.26	17.7	9.68	406
45.3	14.53	19.4	10.57	442
49.8	14.88	20.4	11.16	482
54.5	17.62	24.1	13.43	520
61.4	17.27	20.7	11.05	579
78.0	19.28	27.8	14.70	722
100.5	20.41	31.8	16.45	915
142.4	19.50	44.0	22.75	1288
240.0	26.77	79.6	38.53	2063

#### 参 考 文 献

- (1) 日本造船研究協会：研究資料 No 319, 1979. 3
- (2) 吉識ほか3名：機構論 No 790-16, 83~85, 1979. 10
- (3) G. Walker : Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.4, No 3, 226~240, 1962.

### 1.2 側壁伝熱スターリング機関の研究（側壁からの直接伝熱効果）

#### 1.2.1 ま え が き

従来のスターリング機関では、熱交換器、燃焼器、及び冷却器が大きく、その間での圧力損失やデッドスペースの増加が機関全体の性能を左右していた。

しかし比較的小型の機関では、内壁面での熱伝達率が通常の内燃機関の値（ $\alpha \approx 300 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$ ）の2~3倍程度あれば、充分に出力が得られ、かつコンパクトでバランスの良い設計が可能であることに着目し、東京工業大学生産機械工学科応用熱学研究室では凹凸のひれのある側壁を設けた、側壁伝熱方式スターリング機関の研究を行ってきた。

本年度の研究では、まだ十分な性能は得られてないが、本機関の特性及び本方式の理論的可能性が確認できたので実験結果を報告する。

#### 1.2.2 実 験 機 関

本機関の組立図を図 1.2.1 に示す。

本機関の主な特徴は 1) 側壁伝熱方式, 2) オーバラップ及びダブルアクティング方式, 3) スワッシュプレート方式の3点である。

以下項目別に概説する。

##### （側壁伝熱方式）

側壁伝熱方式の概念図を図 1.2.2 に示す。シリンダ内壁に微細なフィンを設置するとともに、ディスクプレーサーピストンにネジを切ることで通過するガスにスワールをつけ熱伝達率の向上を計っている。また外部熱交換器を廃し、内蔵熱交換器としてデッドスペースを減少させている。

(オーバーラップ及びダブルアクティング方式)

オーバーラップ及びダブルアクティング方式を図1.2.3, 図1.2.4-Aに示す。本機関のようにディスプレイサーとパワーピストンを同軸上にレイアウトすれば、ディスプレイサーピストンの下死点とパワーピストンの上死点をオーバーラップさせることができデッドスペースを減少させることができる。

本機関の場合両ピストンの位相が $80^\circ$ であるので、オーバーラップ係数を  $C = \frac{\text{オーバーラップ量}}{\text{ピストンストローク}}$  とすると  $C = 0.3572$  の値まで無理なくとれる。

またダブルアクティング方式は、構造的にはクランク室とのシールや配管等で多少複雑になるが、パワーピストンの有効行程体積を増加させることができ、かつクランク室との相互干渉の影響を防ぐ効果がある。

(本研究室では平行して、図1.2.4-Bに示すような、ダブルアクティング方式を採用しない機関についても実験を行っているが、内圧や回転数によって、機関がシリンダ部と緩衝空間で共鳴現象をおこし、出力が周期的に変動することが確認されている。)

実際にダブルアクティング方式とオーバーラップで出力がどれだけ向上するか、本機関のデータを用いて数値計算を行った。その結果を図1.2.5の指圧線図に示す。

数値計算は、高温部、中温部(熱交換領域)、低温部の3領域シュミットモデルを仮定した。

(ダブルアクティング方式については配管での死空間の増加についても考慮している。また、圧力はパワーピストン下死点での圧力を基準に無次元化している。)

表1.2.1にその際の出力比を示すが、両方式を採用すると基準状態の1.7倍以上の出力が得られることがわかる。よって本設計には両者を採用した。

表 1.2.1

条 件	出 力 比
基 準 状 態	1.0
オーバーラップのみ	1.208
ダブルアクティングのみ	1.496
オーバーラップ及びダブルアクティング	1.733

(スワッシュプレート方式)

本機関では、クランク機構の代わりに大道寺式スワッシュプレートを採用し、コンパクトなレイアウトにしている。

現在までの実験では構造的な問題はでていない。今後実験を進めていく過程で耐久性についても確認していく。

以上が本機関の特徴であるが、他にガスのシールはクランク室加圧として、軸端でメカニカルシールを用いてシールしている。また、ピストンリングは特殊鋳鉄製で肉厚が1mmのリングをパワーピストンで6本使用している。

### 1.2.3 実験及び考察

(冷凍機試験)

出力試験に先立ち、実験機関の慣しを兼ね、冷凍試験を行った。

高温側シリンダと低温側シリンダの定常状態での壁温差を充填圧及び回転数に関してまとめたのが、図1.2.6, 図1.2.7である。

この場合高温側は実験中15℃前後の水道水を流していたので低温側は最低で-30℃近くまで降下した。

温度差は、回転数に関しては時間当りの吸熱容量と、熱伝達率の向上で、実験の範囲では比例的に増加している。

また充填圧についても本来比例関係がある程度成立すると考えられるが、本実験の場合作動ガスに He を用いたため充填圧が高くなるにつれて、漏れの影響が大きくなっていると思われる。

今後ピストンリングの改善や、作動ガスを漏れにくい  $N_2$  などに代え正確な熱伝達の測定が必要である。

図 1.2.8 に冷凍試験の成績係数を示す。仕事は図示仕事を用いた。

充填圧力が上昇すると、著しく成績係数が下がるのは冷凍能力に余裕があっても、温度的に伝熱面が熱流束を律則しているためと、漏れ仕事増大のためである。

図 1.2.9 で実験指圧線図（充填圧 2.5 ata 200 rpm）を理論値と比較する。

この実験条件は漏れに関しては、かなり良い条件であったにもかかわらず理論値の 3 倍程度の動力を必要としている。

もしピストンリングのシールが完全であれば、最終的には  $\eta = 2 \sim 3$  までは向上すると考えられる。

#### （出力試験）

冷凍試験で各部が正常に作動することを確認したのち出力試験を行った。

図 1.2.10 に回転数一定（380 rpm）で、高温側シリンダ壁温と 1 シリンダ当りの図示出力の関係を示す。

（なお、高温側壁温と低温側壁温の温度比  $T_H/T_L$  は、高温側壁温 400℃ で約 2.2、200℃ で約 1.6 である。）

現在最高で約 0.04 ps / 1 シリンダ（充填圧力 10 ata、高温側壁温 450℃、 $T_H/T_L = 2.3$ ）の出力で、まだ自力運転には至っていない。

実際に本機関のデータと最高出力を得る充填圧力 10 ata の条件下で温度比をパラメータに計算を行った。その結果を表 1.2.2 に示す。

表 1.2.2

温 度 比			出 力	
$T_H/T_L$	$T_H/T_L$	$T_L/T_L$	Kgm/cycle	ps(380rpm)
2.667	1.833	1.0	1.216	0.103
2.333	1.667	1.0	1.068	0.090
2.000	1.500	1.0	0.889	0.075
1.667	1.333	1.0	0.666	0.056
1.333	1.167	1.0	0.380	0.032

実験での温度比  $T_H/T_L$  は 2.3 であったので、表 1.2.2 によると 0.09 ps 前後の出力が得られるはずである。

この場合、冷凍試験と同様に理論指圧線図と比較すると図 1.2.11 になる。

このグラフから上死点での圧力は、ほぼ理論通りであることが確認できる。

また加熱をしない場合はピストンリングの漏れが主たる原因で図 1.2.10 に示すより 0.05 ps 程度の損失があるので、それを考慮すれば熱的には両者の差である 0.09 ps に見合う供給が行われていると考えられ、これはほぼ理論出力に一致する。

しかるに、現時点では、内壁での熱伝達率は熱収支の関係から  $\alpha = 400 \text{ Kcal/mh}^\circ\text{C}$  程度と推測でき、そのものも充分ではないが、機関回転数が 400 rpm 程度なら、理論上の熱供給は可能でそれよりもピストンリングの不調による漏れ損失が大であることがわかる。

図 1.2.12 に実際に加熱していった際の指圧線図を示すが、これからも出力に比して漏れの影響が大であること

とがわかる。

最後に図1.2.13に機関回転と出力の関係を示すが、400 rpm前後をピークに出力が低下するのは、ねじのピッチが小さいため、内壁面でガスにスワールがかからず、熱伝達率が前述した程度の値で、供給熱量が理論値に追いつかないためである。

しかし有効にスワールを発生させればNu数を4～5倍までは十分に引き上げられることが、実験的に報告されているので、今後の研究で1500 rpm程度の回転数までは十分に理論値に近い熱を供給することは可能になるであろう。(☆ 例え“Heat Transfer in Free Swirling Flow in a Pipe.” by { N Hay  
P.D. West  
Journal of Heat Transfer August 1975.

また、流路の圧力損失は、シリンダ上部と下部で、内圧を測定したが、今回使用した計器で測定できるほどの損失はなく、今後スワールを有効に発生させ熱伝達を向上させても、問題になるほどの圧損は生じないと期待できる。

#### 1.2.4 結 論

以上に初期実験結果を述べてきたが、次のことが結論される。

- 1) 本機関の構造的な特徴、すなわちダブルアクティング方式、大道寺式スワッシュプレート及び耐圧クランク室方式によるメカニカルシールについては、特に問題はなく、スターリング機関の方式として、その有効性が実証された。
- 2) ダブルアクティング方式及びオーバーラップは限られた条件の中で比出力を向上させるのに効果的で、本機関では理論上1.7倍まで出力が増している。
- 3) 現状のピストンリングに関しては、Heのような漏れやすいガスでは、まだ満足できる性能にないことが確認され、今後の改善が望まれる。
- 4) 側壁伝熱方式に関しては、まだ十分な性能が発揮できていないが、テッドスペースや圧力損失を大幅に減少させることが可能で、スワールの効果を基礎的に研究していけば十分な熱伝達を得られ、小型機関では有効な方法であると考えられる。

よって次年度はOリングを含めたピストンリングの交換、スワラー及びさらに有効なRegeneratorへの改良を行い、研究を進めたい。



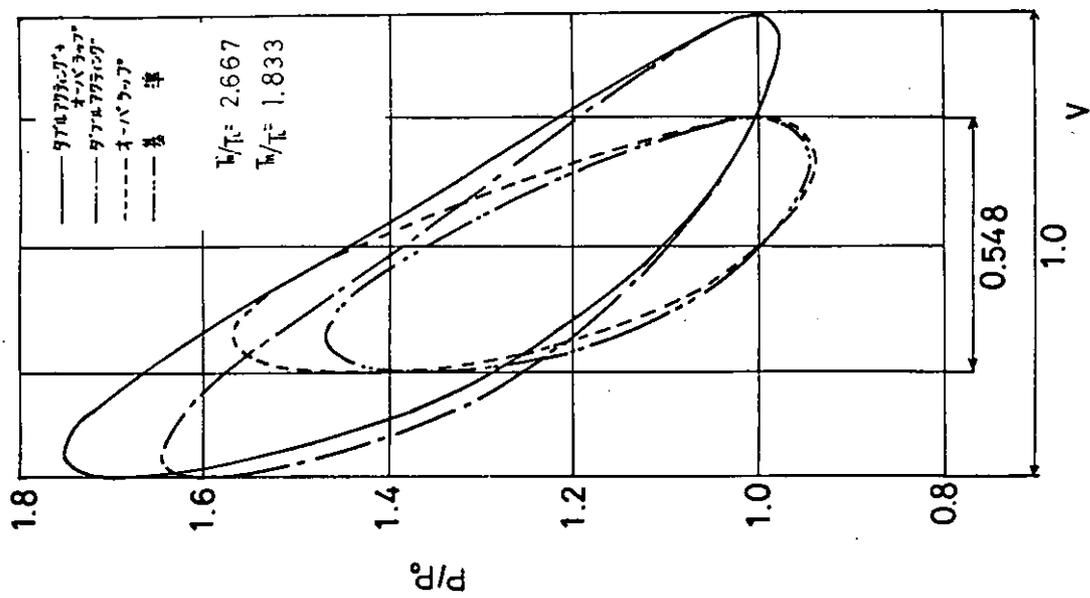


図 1.2.5 ダブルアクティング方式及びオーバーラップが出力に与える影響

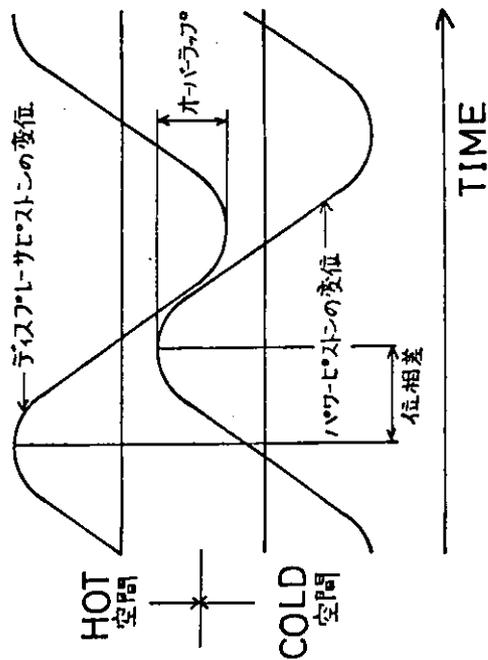


図 1.2.3 オーラップ及び位相差の関係

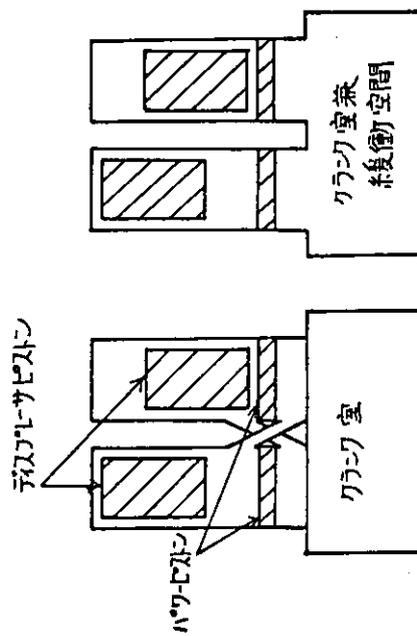


図 1.2.4-A ダブルアクティング方式  
図 1.2.4-B

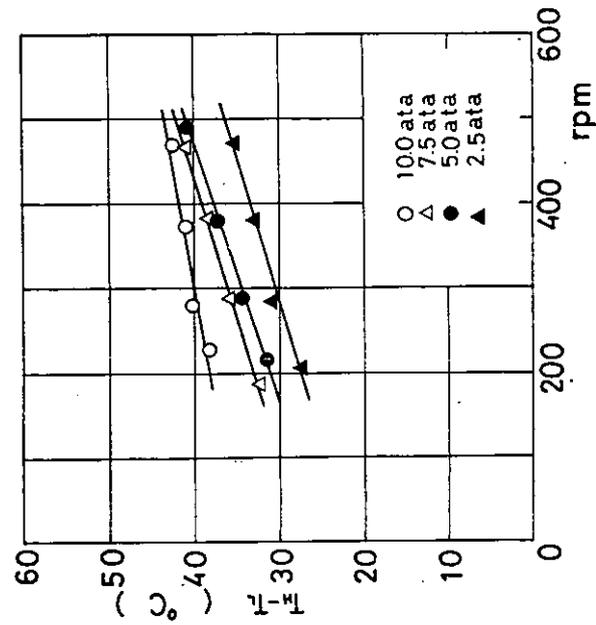


図 1.2.6

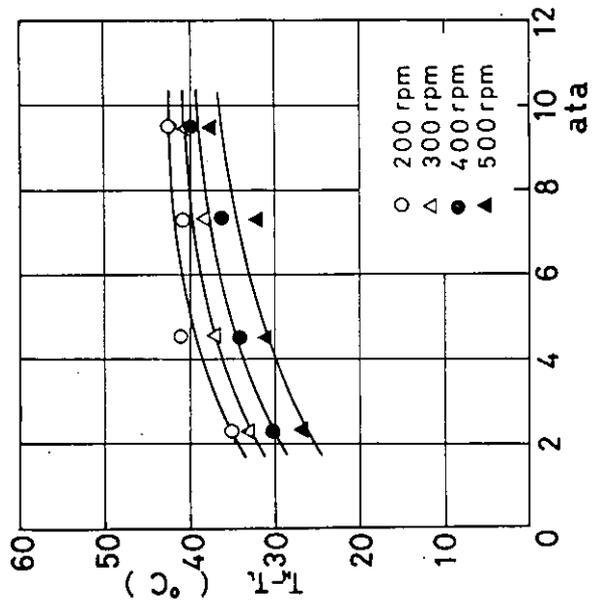


図 1.2.7

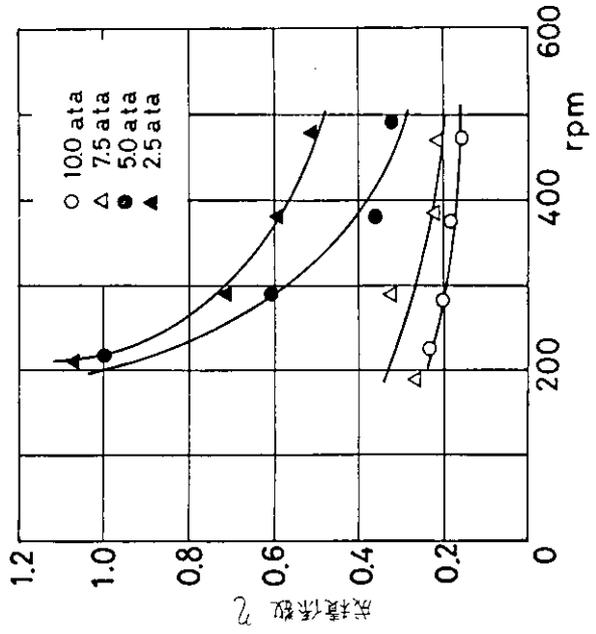


図 1.2.8

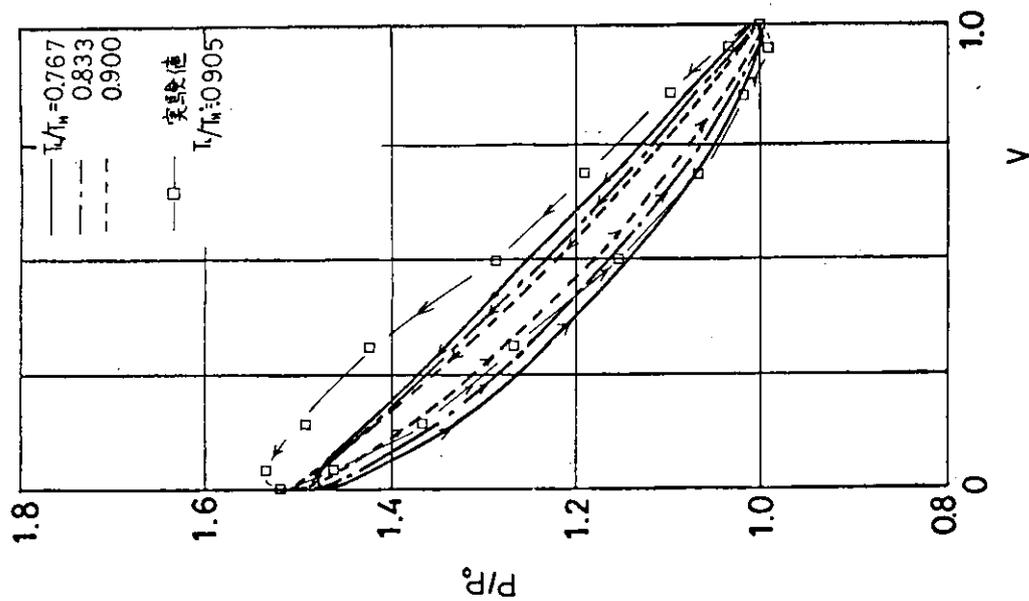


図 1.2.9

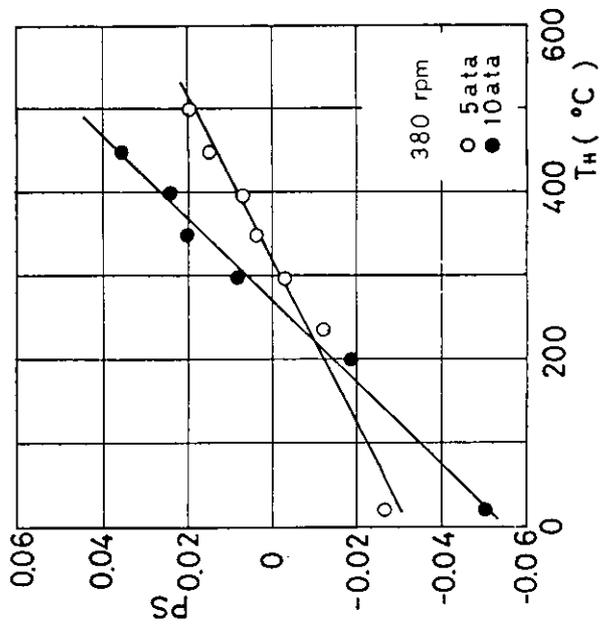


図 1.2.10

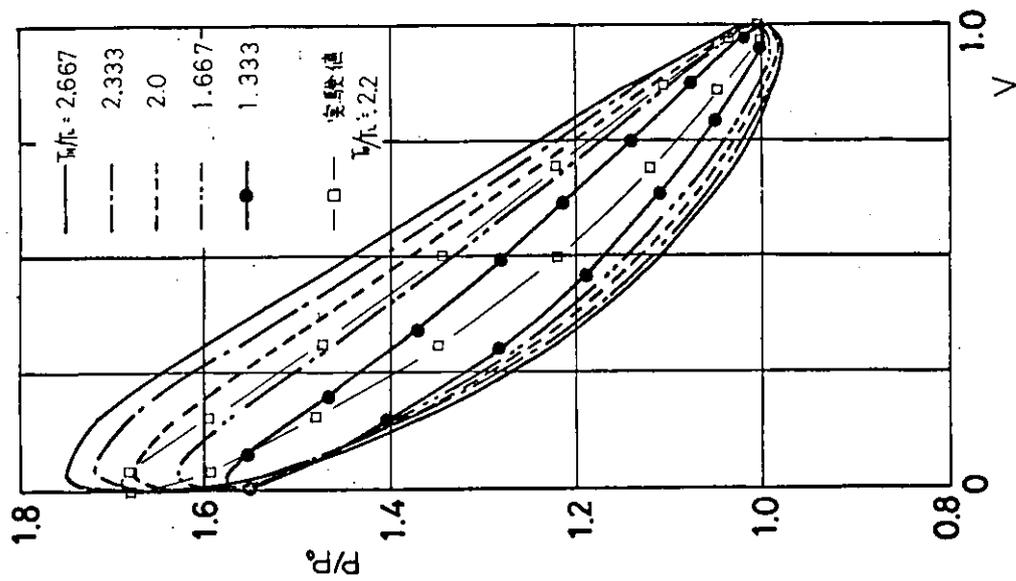


図 1.2.11

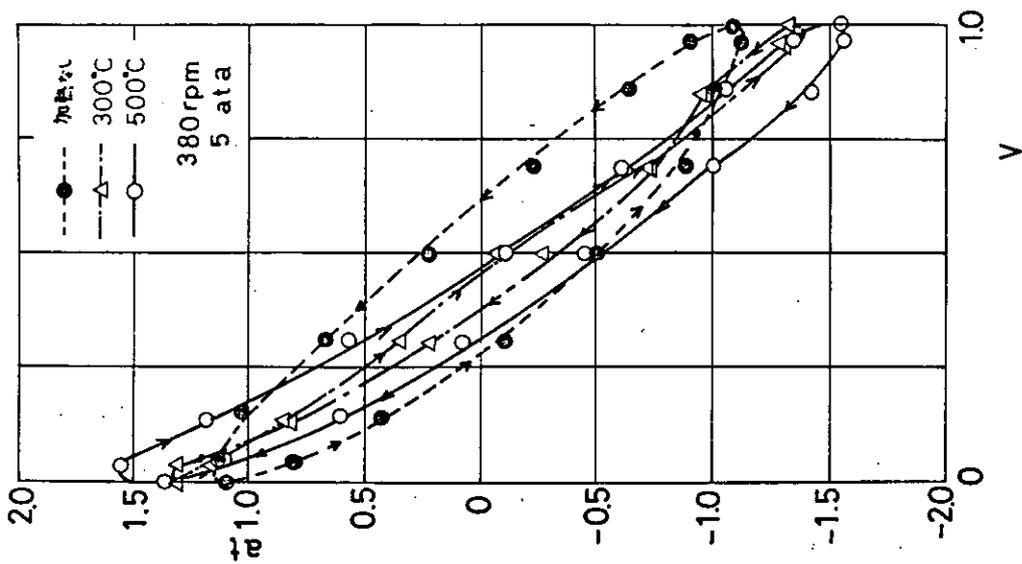


図 1.2.12

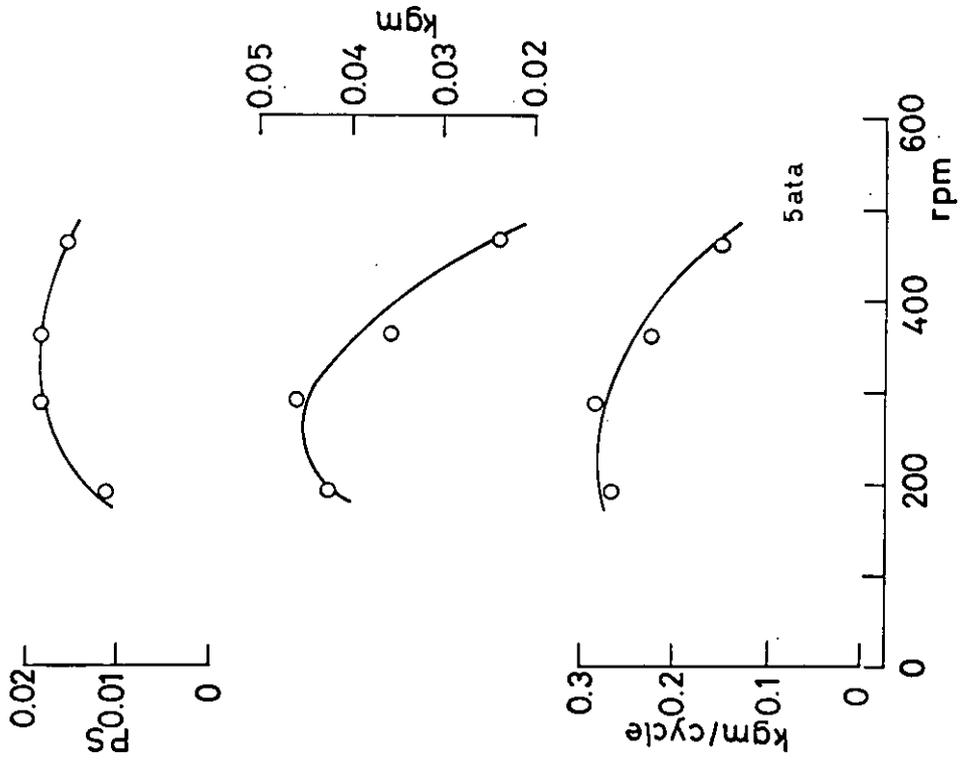


図 1.2.13

### 1.3 再生器内の流動損失と伝熱性能の研究

#### 1.3.1 ま え が き

本研究では多数枚の金網を積層したマトリックスの流動損失ならびに伝熱性能を調べた。

流動損失については前報に引き続き広い範囲のメッシュについて、定常一方向流試験及び非定常一方向流試験を行い、摩擦係数を与える実験式を求めた。また、金網の流路を目開き $l$ を一边とする正方形断面を有する管の集合体と考え、定常粘性層流理論及び断面急拡大による損失理論にもとずき、理論式を求め実験式との比較を行った。さらに、定常流試験と非定常流試験により得られた実験式の比較検討を行った。

伝熱性能についてはマトリックスをあらかじめ一定温度に加熱しておき、低温空気を通過させることによりマトリックスの温度挙動、空気の温度挙動を記録し、広い範囲のメッシュについて、ヌセルト数を与える実験式を求めた。

<記号>

$d_m$ ; 線径 (mm)	$\gamma$ ; 比重量 ( $Kg/m^3$ )	$\bar{T}_m(t)$ ; マトリックスの平均温度 ( $^{\circ}C$ )
$l$ ; 目開き (mm)	$\rho$ ; 密度 ( $Kg \cdot s^2/m^4$ )	$\bar{T}_f(t)$ ; 流体の平均温度 ( $^{\circ}C$ )
$\delta$ ; 金網一枚の厚さ (mm)	$\mu$ ; 絶対粘度 ( $Kg \cdot s/m^2$ )	$\varphi$ ; 空隙率
$p$ ; ピッチ (mm)	$\nu$ ; 動粘度 ( $m^2/s$ )	$\beta$ ; 開口比
$\sigma$ ; 緻密度 ( $mm^2/mm^3$ )	$R$ ; ガス定数 ( $Kg \cdot m/Kg^{\circ}K$ )	$p_r$ ; ピッチ比
$P$ ; 圧力 ( $Kg/m^2$ )	$\lambda$ ; 熱伝導率 ( $Kcal/mh^{\circ}C$ )	$n$ ; 金網の積層枚数
$t$ ; 時間 (s)	$\alpha_m$ ; 平均熱伝達率 ( $Kcal/m^2h^{\circ}C$ )	$f$ ; 摩擦係数
$x$ ; 座標 (m)	$V$ ; 貯室容積 ( $m^3$ )	( $f_v$ ; 粘性項, $f_i$ ; 慣性項)
$m$ ; 空気の質量重量 (Kg)	$u_0$ ; マトリックス前の平均流速 ( $m/s$ )	$Re$ ; レイノルズ数
$M$ ; マトリックスの重量 (Kg)	$u$ ; マトリックス中の平均流速 ( $m/s$ )	( $Re \cdot l = lu/\nu$ , $Re \cdot d_m = dm \cdot u/\nu$ )
$S$ ; マトリックスの伝熱表面積 ( $m^2$ )	$T$ ; 絶対温度 ( $^{\circ}K$ )	$Nu$ ; スセルト数
$C_m$ ; マトリックスの比熱 ( $Kcal/Kg^{\circ}C$ )		( $Nu \cdot l = l \alpha_m/\lambda$ , $Nu \cdot d_m = dm \cdot \alpha_m/\lambda$ )

#### 1.3.2 幾何学的形状値の算出

金網の形状値を算出するには、流路が曲がりくねっているため大変困難であるが、著者らは一つの網目について図1.3.1のような検査体積を考え、曲線部は近似的に直線とみなし下記のように形状値を定義した。表1.3.1に各種金網(平織)の幾何学的形状値を示す。

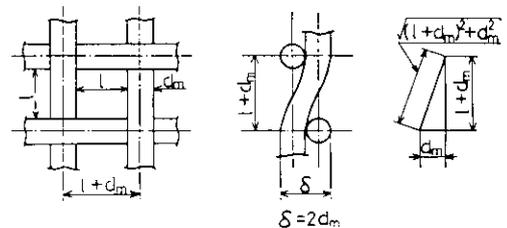


図1.3.1 金網の検査体積

a) ピッチ ;  $p$

b) ピッチ比 ;  $p_r$

$$p = l + d_m \quad p_r = \frac{d_m}{l + d_m}$$

c) 空隙率 ;  $\varphi$

$$\varphi = \frac{\text{自由流路体積}}{\text{全体積}} = 1 - \frac{\pi d_m \sqrt{(l + d_m)^2 + d_m^2}}{4(l + d_m)^2}$$

d) 緻密度 ;  $\sigma$

$$\sigma = \frac{\text{全伝熱面積}}{\text{全体積}} = \frac{\pi (2\sqrt{(l + d_m)^2 + d_m^2} - d_m)}{2(l + d_m)^2}$$

表 1.3.1 供試金網の幾何学的形状値

Mesh	線番	P(mm)	線径 Dm(mm)	目開き l(mm)	空隙率 $\varphi$	緻密度 $\sigma$	開口比 $\beta$	ピッチ比 $P_r$	材質
20	32	1.27	0.274	0.996	0.8266	2.2638	0.6151	0.2157	SUS 27
40	34	0.635	0.233	0.402	0.6930	4.3623	0.4008	0.3669	Cu
50	36	0.508	0.193	0.315	0.6808	5.4408	0.3845	0.3799	SUS 27
	40	0.508	0.121	0.387	0.8077	5.6207	0.5804	0.2382	SUS 27
60	36	0.423	0.193	0.230	0.6061	6.4691	0.2956	0.4563	SUS 27
	40	0.423	0.121	0.302	0.7663	6.6626	0.5097	0.2860	SUS 27
80	40	0.317	0.121	0.196	0.6791	8.7164	0.3823	0.3817	SUS 27
100	42	0.254	0.101	0.153	0.6639	10.8513	0.3628	0.3976	SUS 27
120	44	0.211	0.081	0.130	0.6770	13.0906	0.3796	0.3839	SUS 27
150	45	0.169	0.071	0.098	0.6421	16.2583	0.3363	0.4201	SUS 27
	46	0.169	0.061	0.108	0.6986	16.4083	0.4084	0.3609	SUS 27
180	47	0.144	0.050	0.091	0.7045	19.6897	0.4165	0.3546	SUS 27
200	47	0.127	0.050	0.077	0.6677	21.7156	0.3676	0.3937	SUS 27
250	48	0.101	0.040	0.061	0.6654	27.2960	0.3648	0.3960	SUS 27
300	48	0.084	0.040	0.044	0.5858	32.5190	0.2744	0.4762	SUS 27

e) 開口比： $\beta$

$$\beta = \frac{\text{最小自由流路面積}}{\text{全前面面積}} = \left( \frac{\ell}{\ell + d_m} \right)^2$$

### 1.3.3 流動損失

#### (1) 定常一方向流試験

マトリックス材として 20, 40, 50, 60, 80, 100, 120, 150, 180, 200, 250 の各メッシュの金網を用い、数十枚重ねた模擬再生器の圧力損失を定常流試験により測定し、摩擦係数を算出し、検討を行った。

#### (a) 実験装置及び実験方法

図 1.3.2 に圧力損失測定のための実験装置を示す。流路は直径 66.8mm の塩ビ管を用いて構成し、ターボ送風機により外気から流路に空気を送入した。空気吸込口には紙式フィルタを装着し、マトリックスへの塵埃の付着を防止した。流量は送風機の吸込口とサージタンクの間で設けた流量コントロールバルブにより調節した。

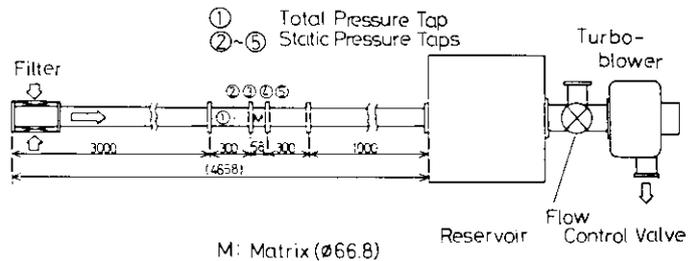


図 1.3.2 定常試験装置

マトリックスの損失圧力（圧力差  $\Delta P$ ）の測定には、マトリックス前後 10mm の位置③、④の静圧差をベック型マンメータを用いて測定した。圧力差  $\Delta P$  が 200mmAq を超える場合は U 字管水柱マンメータを使用し測定した。

#### (b) 整理式

実験によりマトリックス前後の圧力差  $\Delta P$ 、マトリックス中の平均流速  $u$  をもとめ摩擦係数  $f$  と目開き  $\ell$ 、線径  $d_m$  に対するレイノルズ数  $Re_\ell, Re_{d_m}$  を求める。

#### (1) 摩擦係数： $f$

流体の密度  $\rho$ 、金網の積層枚数を  $n$  とし、金網一枚あたりに換算した圧力差を  $\Delta P/n$  とすると摩擦係数  $f$  は次式で与えられる。

$$f = \frac{\Delta P}{n} / \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (1.3.1)$$

ここでマトリックス中の平均流速  $u$  は、マトリックス前の平均流速を  $u_0$  とすると次式で与えられる。

$$u = \frac{u_0}{\beta} \quad (1.32)$$

(b) レイノルズ数;  $Re \cdot \ell$ ,  $Re \cdot dm$

代表長さとして金網の目開き  $\ell$ , 金網の線径  $dm$  を使用し, おのおのについて区別するため次式のように  $Re$  に添字  $\ell, dm$  を付け定義した。

$$Re \cdot \ell = \frac{\ell \cdot u}{\nu} \quad (1.33) \quad Re \cdot dm = \frac{dm \cdot u}{\nu} \quad (1.34)$$

(c) 実験結果

図 1.33, 図 1.34 は 60 メッシュ, 250 メッシュ について枚数を 1 枚から 20 枚まで変化させた場合の流速と圧力差との関係を示す。

図 1.35 は一定枚数 (20 枚) のもとで, メッシュを 50 から 250 メッシュと変えた場合の流速と圧力差との関係を示す。

この結果, 低流速域において圧力損失は流速に比例し, 流速が増加するにしたがって流速の二乗に比例することがわかる。これは低流速域において粘性力の影響が大きく, 流速の増加につれて慣性力の影響が無視できなくなっていることと判断できる。

図 1.36, 図 1.37 は図 1.33, 図 1.34 のデータを用いて求めた摩擦係数とレイノルズ数との関係である。この結果, 金網の積層枚数が 10 枚以上であれば, バラツキが減り, 摩擦係数とレイノルズ数の相関が表われてくることがわかる。

図 1.38 には, 金網の積層方法と摩擦係数との関係を調べるため, 60 メッシュ について金網の積層間に 0.4 mm, 1.0 mm, 3.0 mm の間隔を設け調べた結果を示した。同図より, この程度の間隔では, 摩擦係数にはほとんど影響を与えないことがわかった。

図 1.39 には, ピッチ比の影響を調べるため, 60 メッシュ について 36 線番 (ピッチ比 0.4563), 40 線番 (ピッチ比 0.2860) の 2 種類の実験結果を示す。同図より, ピッチ比を変えた場合でも, 摩擦係数にはほとんど影響を与えないものと考えられる。

この結果より, 金網積層枚数を 20 枚とし, 密接積層し, 20 メッシュより 250 メッシュまで 11 種類の金網について実験を行い摩擦係数を調べたのが図 1.38, 図 1.39 である。図 1.38 は, レイノルズ数の代表長さを目開き  $\ell$  にとり, 図 1.39 は代表長さを線径  $dm$  にとり整理したものである。それぞれ図中の実線は, 実験をもとに最小二乗法を用いて得られた実験式である。この二つの図をくらべると図 1.38 のほうが図 1.39 よりもバラツキが少なく, 線径  $dm$  より目開き  $\ell$  を代表長さとして用いると整理しやすいことがわかった。得られた実験式をそれぞれ示すと次式になる。

$$f = \frac{336}{Re \cdot \ell} + 0.337 \quad (1.35)$$

$$(4 \leq Re \cdot \ell \leq 1000)$$

$$f = \frac{188}{Re \cdot dm} + 0.343 \quad (1.36)$$

$$(4 \leq Re \cdot dm \leq 400)$$

図 1.312 に, 森ら<sup>(1)</sup>の実験式 ( $10 \leq Re \cdot \ell \leq 2000$ ; 10 メッシュから 50 メッシュ) と本実験式との比較を示す。この 2 つの曲線はほぼ平行であり, 本実験値は約 20% 低い値となっている。

図 1.313 には, 単独円柱まわりの実験式<sup>(2)</sup>との比較を示した。低レイノルズ数において摩擦係数の差は少ないが, レイノルズ数が大きくなるにつれて, 大きな差を生じている。これは, 金網を積層した場合, 多

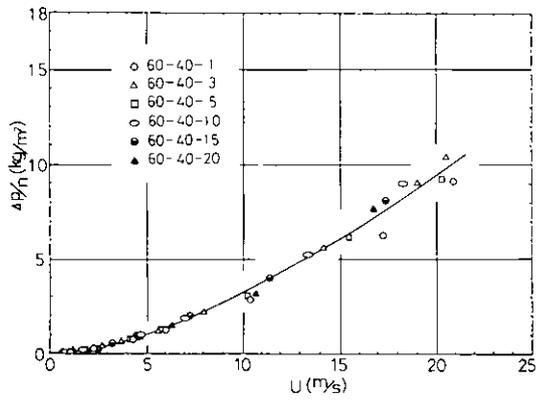


図 1.3.3 枚数を変化させた場合の圧力差  
(60メッシュ)

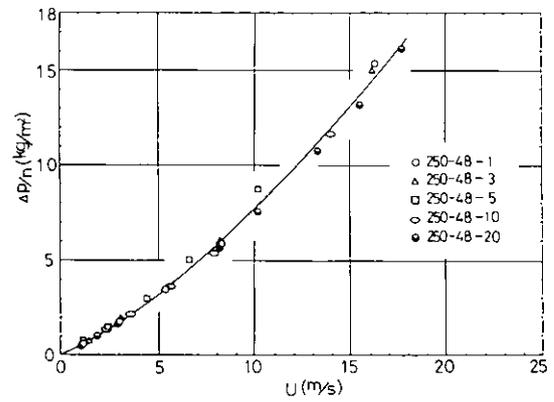


図 1.3.4 枚数を変化させた場合の圧力差  
(250メッシュ)

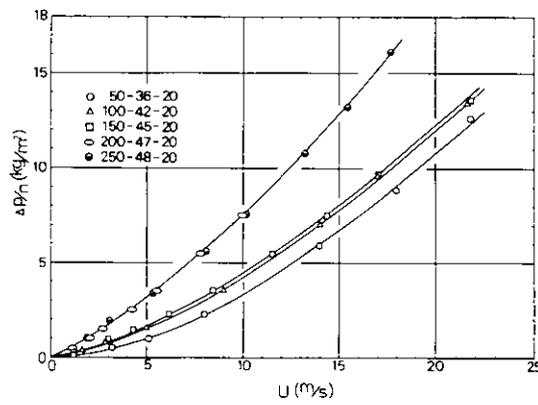


図 1.3.5 メッシュを変えた場合の圧力差  
(20枚)

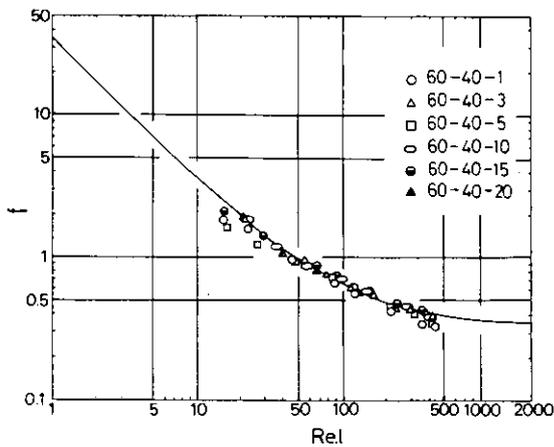


図 1.3.6 枚数を変化させた場合の摩擦係数  
(60メッシュ)

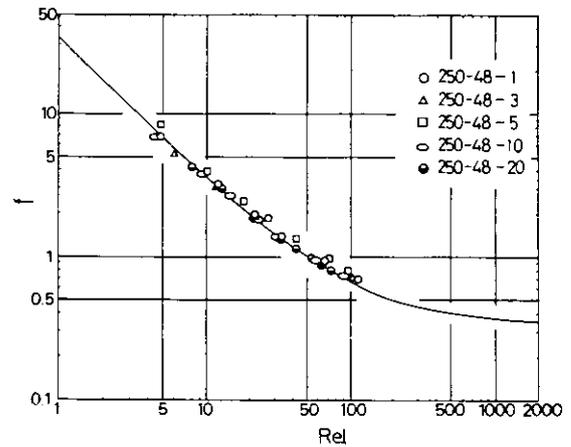


図 1.3.7 枚数を変化させた場合の摩擦係数  
(250メッシュ)

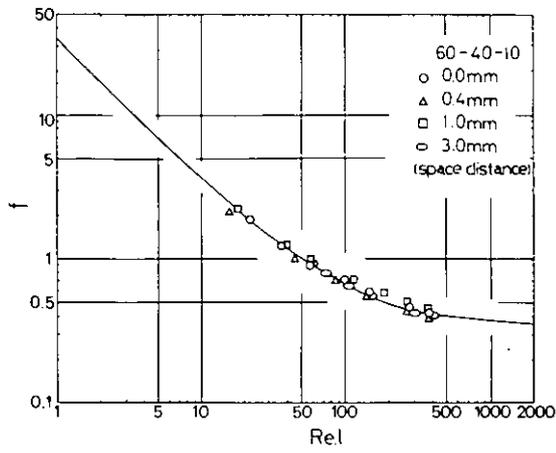


図 1.3.8 積層間隔を変えた場合の摩擦係数

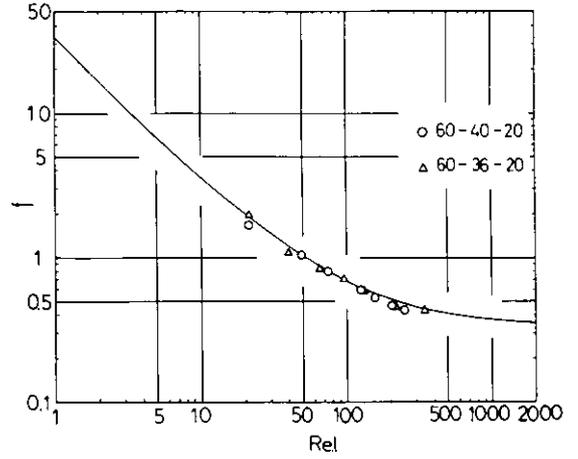


図 1.3.9 ピッチ比を変えた場合の摩擦係数

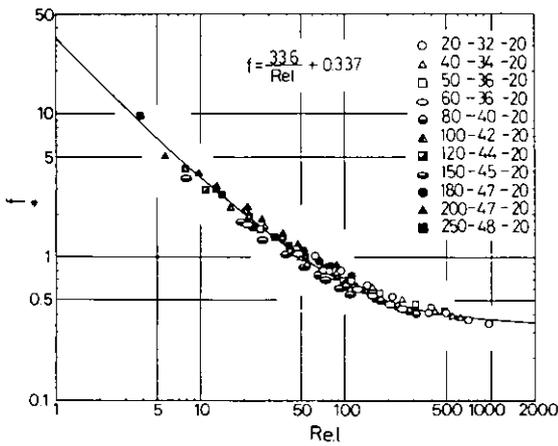


図 1.3.10 メッシュを変えた場合の摩擦係数  
(20枚)

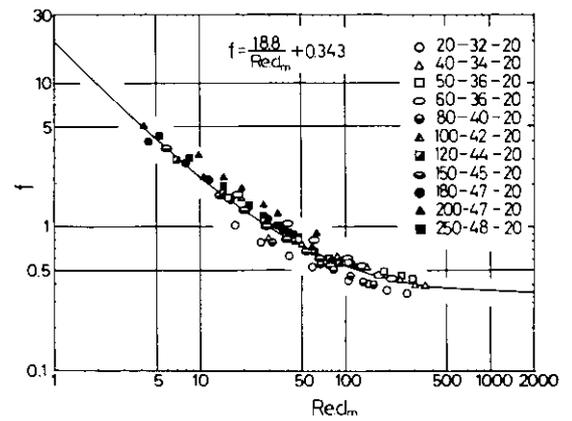


図 1.3.11 メッシュを変えた場合の摩擦係数  
(20枚)

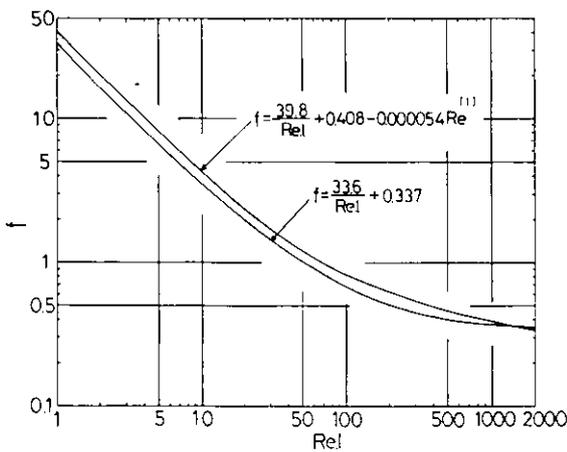


図 1.3.12 森らの実験式<sup>(1)</sup>との比較

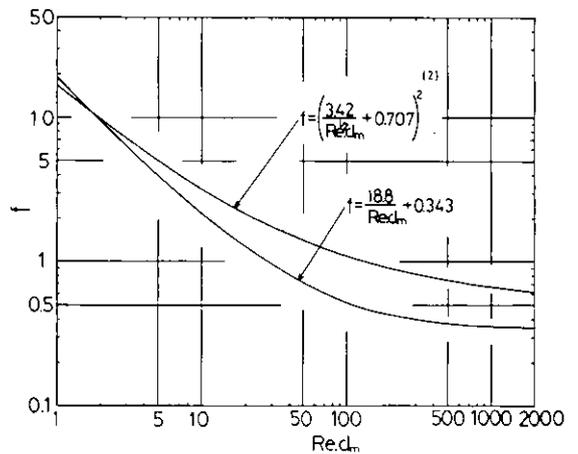


図 1.3.13 単独円柱まわりの実験式<sup>(2)</sup>との比較

孔質体内の流れと同じように考えられ、粘性力が慣性力にくらべ大きくきいてくるが、単独円柱の場合、流速が増加するにしたがい、円柱後縁部ではく離の影響が大きく表われるため、粘性力に対し慣性力の影響が大きくきいてくるものと考えられる。

(d) 理論的検討

圧力損失は粘性力と慣性力による損失の和と考えられるので、金網1枚の流路を自開き $l$ を1辺とする正方形断面を有する管の集合体と考える。図1.3.14に示すように流体が $l+dm$ を1辺とする正方形断面より、 $l$ を1辺とする正方形断面に縮流され、さらに $l+dm$

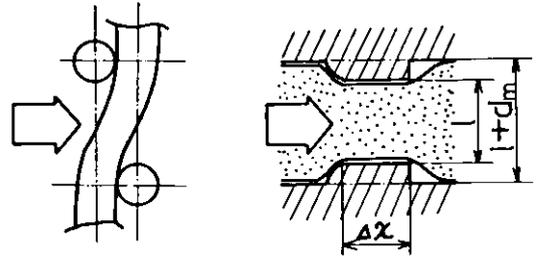


図1.3.14 仮想流路

を一辺とする正方形断面に急拡大する仮想流路を考える。ここで断面縮小による損失はないものと仮定する。

粘性力による損失については、1辺 $l$ の正方形断面をもつ流路長さ $\Delta x$ 部分における粘性層流流れによる損失、慣性力による損失については、断面急拡大による損失を仮定し検討を行った。

(i) 粘性力による損失

正方形断面(1辺を $l$ とする)を有する管内の平均流速は次式で与えられる。<sup>(3)</sup>

$$u = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{\Delta P}{\Delta x} \cdot \frac{64}{\pi^6} l^2 \sum_{i=0}^{\infty} \sum_{j=0}^{\infty} \frac{1}{(2i+1)^4 (2j+1)^2 + (2i+1)^2 (2j+1)^4} \quad (1.3.7)$$

式(1.3.7)を圧力差 $\Delta P$ について整理すると次式になる。

$$\Delta P = 2845 \mu \frac{u}{l^2} \cdot \Delta x \quad (1.3.8)$$

ここで、式(1.3.8)を式(1.3.1)、(1.3.3)を用い整理すると、粘性力による摩擦係数 $f_v$ は次式で表わされる。

( $n=1$ の場合)

$$f_v = \frac{\Delta x}{l} \cdot \frac{569}{Re \cdot l} \quad (1.3.9)$$

(ii) 断面急拡大による損失

(i)において仮定した正方形管内での流速の変化はなく、図1.3.14に示す1辺 $l$ より1辺( $l+dm$ )の正方形断面への急拡大による損失を考えると、圧力差 $\Delta P$ は次式で与えられる。

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho u^2 (1-\beta)^2 \quad (1.3.10)$$

したがって、慣性力のみによる摩擦係数 $f_i$ は次式で表わされる。(  $n=1$  の場合 )

$$f_i = (1-\beta)^2 \quad (1.3.11)$$

式(1.3.9)、(1.3.11)より摩擦係数 $f$ を $f=f_v+f_i$ とすると、

$$f = \frac{\Delta x}{l} \cdot \frac{569}{Re \cdot l} + (1-\beta)^2 \quad (1.3.12)$$

となる。ここで、式(1.3.12)を次のように整理する。

$$f = \frac{A}{Re \cdot l} + B \quad (1.3.13)$$

ただし、 $A = 569 \cdot \Delta x / l$ 、 $B = (1-\beta)^2$

いま、金網中の流体の流れを考える。流体は線径 $dm$ の長さのところを接し流れていると仮定し、式(1.3.13)において $\Delta x = dm$ とおくと、式(1.3.13)中の係数 $A$ 、 $B$ はおのおの次式で表わされる。

表 1.3 2 開口比と係数 A, B との関係

メッシュ	線番	$\beta$	A	B	$A_0/A$	
理論値	20	32	0.6151	15.7	0.148	2.140
	40	34	0.4008	33.0	0.359	1.018
	50	36	0.3845	34.9	0.379	0.963
		40	0.5804	17.8	0.176	1.888
	60	36	0.2956	47.7	0.496	0.704
		40	0.5097	22.8	0.240	1.474
	80	40	0.3823	35.1	0.382	0.957
	100	42	0.3628	37.6	0.406	0.894
	120	44	0.3796	35.5	0.385	0.947
	150	45	0.3363	41.2	0.440	0.816
		46	0.4084	32.1	0.350	1.047
	180	47	0.4165	31.3	0.340	1.073
	200	47	0.3676	36.9	0.400	0.911
	250	48	0.3648	37.3	0.403	0.901
	実験値			33.6	0.337	1

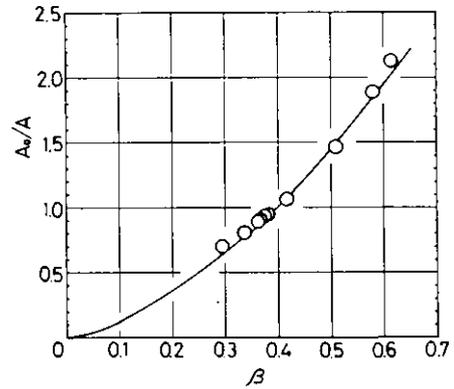


図 1.3 15  $\beta - A_0/A$  線図

$$A = 56.9 \cdot \frac{dm}{\ell}, \quad B = (1 - \beta)^2 \quad (1.3 14)$$

表 1.3 2 には、各メッシュに対し、式 (1.3 14) より係数 A, B を求め、実験値との比較を示した。同表より、理論値と実験値との間には多少のバラツキが見られる。これより各メッシュの開口比  $\beta$  が異なるため、金網中のフローパターンが変化し、流路長さ  $\Delta x$  を線径  $dm$  に選ぶよりは開口比  $\beta$  による流路長さの変化を考慮に入れて考えてみる必要がある。

そこで、実験値 33.6 を  $A_0$  にとり、各メッシュの係数 A との比をとって、開口比  $\beta$  との関係を表わしたのが図 1.3 15 である。同図より  $A_0$  は次式で表わされることがわかった。

$$A_0 = 4.28 \beta^{1.54} A \quad (1.3 15)$$

その結果、式 (1.3 13) は次式で表わすとよいことがわかった。

$$f = 4.28 \beta^{1.54} \left\{ \frac{dm}{\ell} \frac{56.9}{Re \cdot \ell} + (1 - \beta)^2 \right\} \quad (1.3 16)$$

## (2) 非定常一方向流試験

マトリックス材として 50, 100, 150, 200, 250, 300 の各メッシュの金網を用い、数百枚重ねた模擬再生器の圧力損失を非定常流試験により測定し、摩擦係数を算出し検討を行った。

### (a) 実験装置及び実験方法

図 1.3 16 に圧力損失測定のための実験装置を示す。

本実験は貯室 ( $\phi 66.8 \times 500.0$ ) に一定圧の空気を封入し、瞬時にスライドバルブを開くことにより封入された一定圧の空気をマトリックスに流入させ、大気へ開放した。

マトリックスは図中 M の位置に固定し、貯室 (ピックアップ 1) 及びマトリックス前後 (ピックアップ 2, 3) の圧力を半導体小型圧

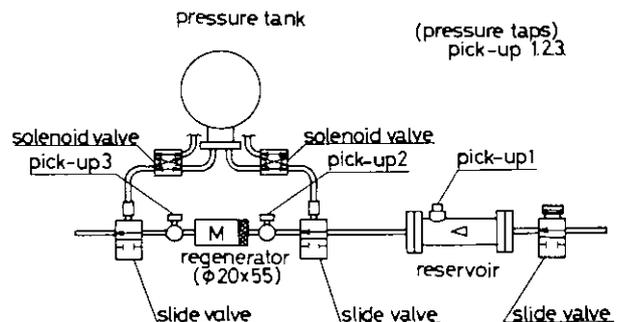


図 1.3 16 非定常試験装置

力変換器を用い直流増幅器を介して電磁オシログラフに記録した。

(b) 整理式

実験により求めた経過時間ごとの各圧力をもとに圧力差 $\Delta P$ 、平均流速 $u$ を求めたうえ、摩擦係数 $f$ を算出する。ここでは平均流速 $u$ の算出法について述べる。

(i) 流速 $u$

作動流体として空気を用いた場合、状態方程式は次式で表わされる。

$$P_T V = mRT \quad (1.3.17)$$

ただし、 $P_T$ は貯室の圧力( $\text{Kg}/\text{m}^2$ )、 $V$ は貯室の容積( $\text{m}^3$ )、そして $T$ は貯室絶対温度( $^\circ\text{K}$ )を示す。式(1.3.17)を時間 $t$ にて微分すると、質量流量 $dm/dt$ は

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V}{RT} \cdot \frac{dP_T}{dt} \quad (1.3.18)$$

となる。したがって、マトリックス内の平均流速 $u$ は、 $A_f$ をマトリックス前面積とおくと、貯室の圧力変化より流速 $u$ が次式で算出できる。

$$u = \frac{1}{\beta A_f} \cdot \frac{V}{rRT} \cdot \frac{dP_T}{dt} \quad (1.3.19)$$

(ii) 摩擦係数 $f$ 、(iii) レイノルズ数 $Re \cdot \ell$ 、 $Re \cdot dm$ については定常試験において定義した式(1.3.1)、(1.3.3)、(1.3.4)を用いる。

(c) 実験結果

図1.3.17、図1.3.18には積層枚数を100枚とし、各メッシュについて摩擦係数とレイノルズ数との関係を示している。

図1.3.19、図1.3.20は積層枚数を140枚とし、各メッシュについて摩擦係数とレイノルズ数との関係を示したものである。

この結果、枚数を増加させることにより300メッシュの実験値に近づくことがわかった。また、非定常ではレイノルズ数の代表長さとしては線径 $dm$ を選んだ方が整理しやすいものと考えられる。

図1.3.21には同一メッシュ(50-36)について、枚数を60枚から140枚まで変化させた場合の摩擦係数の変化を示した。同図より枚数を増加させることにより、しだいに300メッシュに近づいてくることがわかる。

図1.3.22、図1.3.23には同一メッシュ(300-48)について、枚数を100枚から240枚まで変化させた場合の摩擦係数を示した。同図より、他のメッシュにくらべて、枚数の増加による摩擦係数の変化は見られないことがわかった。

この結果、各メッシュの摩擦係数はほぼ300メッシュ近傍に収束してくるものと思われるので、非定常試験による摩擦係数は300メッシュの実験式を代表とする。以下に300メッシュの実験値を最小二乗法により整理すると次式で表わされる。

$$f = 93.0 \text{Re}^{-1.2} \cdot \ell \quad (1.3.20)$$

$$(10 \leq \text{Re} \cdot \ell \leq 500)$$

$$f = 82.8 \text{Re}^{-1.2} \cdot dm \quad (1.3.21)$$

$$(10 \leq \text{Re} \cdot dm \leq 500)$$

(d) 定常流試験結果との比較

図1.3.24に定常流試験により得られた実験式(1.3.5)、非定常流試験により得られた実験式(1.3.20)

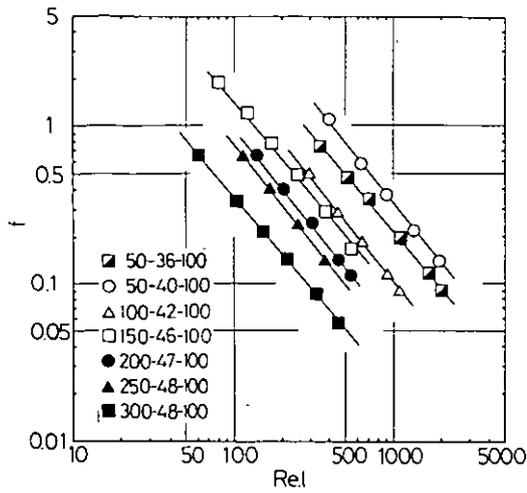


図 1.3.17 メッシュを変えた場合の摩擦係数 (100枚)

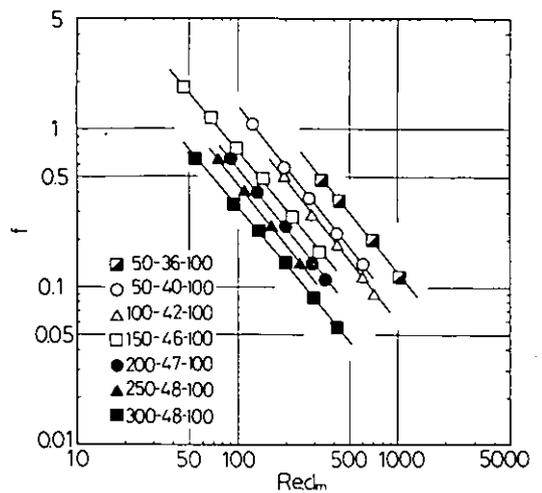


図 1.3.18 メッシュを変えた場合の摩擦係数 (100枚)

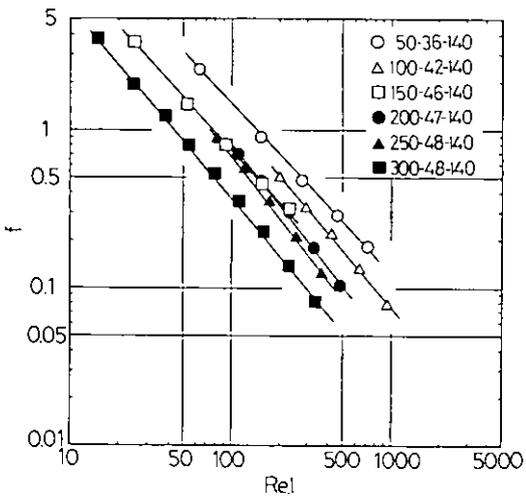


図 1.3.19 メッシュを変えた場合の摩擦係数 (140枚)

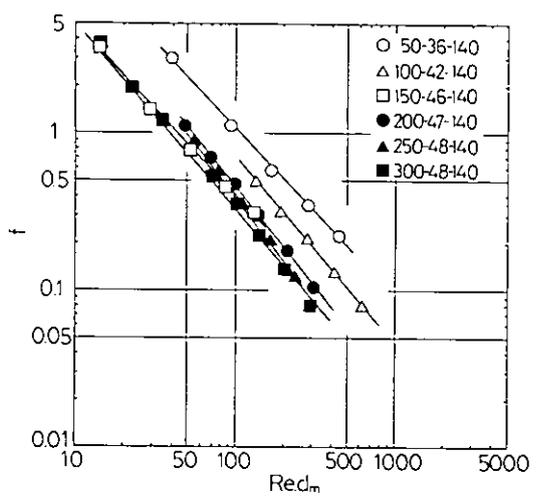


図 1.3.20 メッシュを変えた場合の摩擦係数 (140枚)

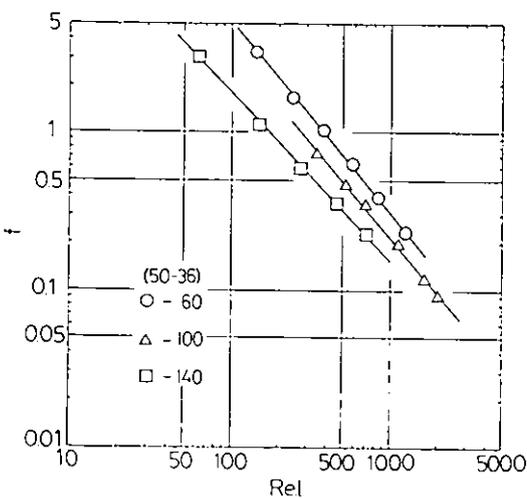


図 1.3.21 枚数を変えた場合の摩擦係数 (50メッシュ)

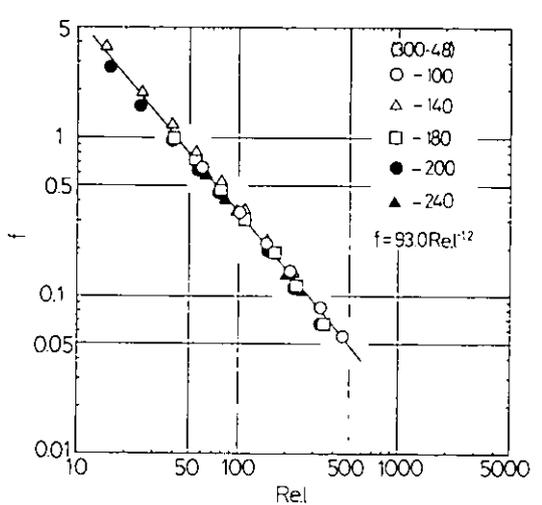


図 1.3.22 枚数を変えた場合の摩擦係数 (300メッシュ)

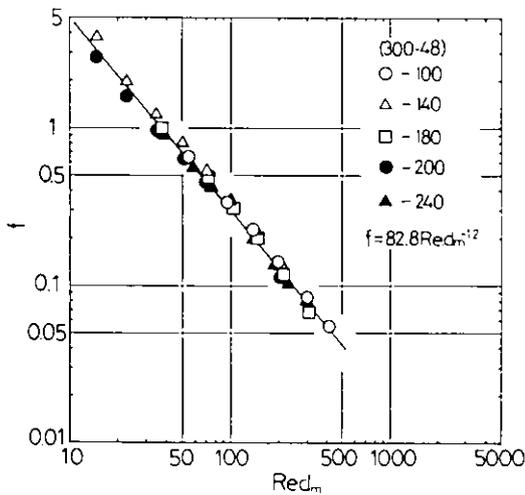


図 1.3.23 枚数を変えた場合の摩擦係数 (300メッシュ)

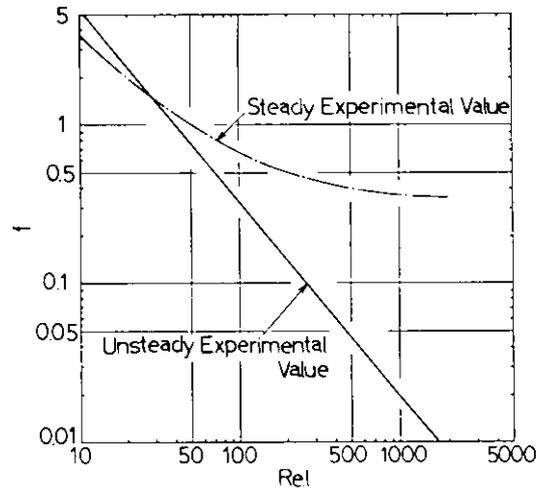


図 1.3.24 定常値と非定常値との比較

の比較を示す。

同図より、レイノルズ数の低い範囲においては非定常値の方が大きい、レイノルズ数の増加にしたがい定常値の方が大きくなる。

これは、定常値の場合、圧力損失が粘性力と慣性力の和と考えられ、レイノルズ数の増加につれて慣性力の影響が大きくなっていくが、非定常値の場合、慣性力の影響が表われてこないことを示している。

#### 1.3.4 伝熱性能

本研究では、20, 60, 80, 100, 150, 200, 250の各メッシュの金網を40枚積層し、冷却法により金網の温度及び流体の温度を測定し、各メッシュについて平均熱伝達率を算出し、設計に便利なように、これをヌセルト数及びレイノルズ数との関係を実験式で表わした。

##### (1) 実験装置ならびに実験方法

熱伝達率の算出には、一様に加熱されたマトリックスを一様な低温空気で冷却し、その温度挙動より熱伝達率を算出する冷却法、及び一様温度のマトリックスを一様な高温空気で加熱し、その温度挙動より熱伝達率を算出する加熱法がある。本研究では、高温空気を一様に保つことが難しいため冷却法を用い実験を行った。

図 1.3.25 はマトリックスを予め一様温度に加熱するための装置である。この装置は図中(M)から右部は定常流圧力損失試験に用いたものと同じで(M)より左部に加熱部を設けた。ヒータには抵抗値 78 Ω の帯状ニクロム線を格子状に巻いたものを 8 セット用い、可変抵抗器で加熱温度を調節した。

マトリックス容器にはアクリル製の容器を使用し、外部への熱の漏洩を防止した。

加熱装置において予め一様高温(約 80℃)に保ったマトリックスを一様温度(約 20℃)の低温空気で冷却

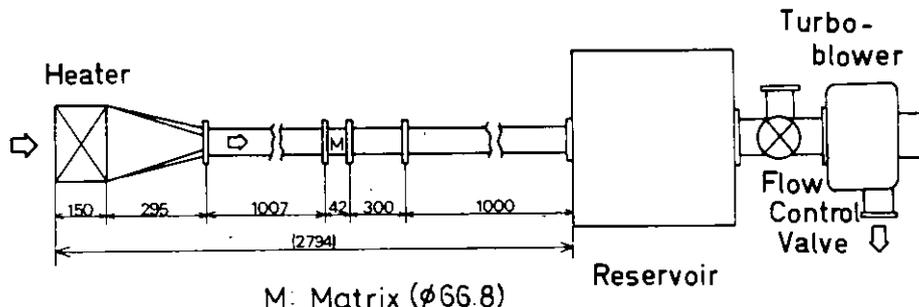


図 1.3.25 加熱装置

する装置には定常圧力損失測定に用いた図 1.3.2 の実験装置と同じものを使用した。同装置を用い、予め加熱されたマトリックスを送風機により吸い込まれる低温空気で冷却し、熱伝達率の算出のために必要な温度挙動を測定した。マトリックス温度はマトリックス内に等間隔に金網を装着した 4 本の C-A シース型熱電対（シース径 0.25 mm）を用い、自動平衡型多点ペン書きオシログラフに記録した。

実験方法としては、図 1.3.25 の加熱装置を用い、マトリックスを一様温度に加熱した後、流量調節バルブをリザーバ後より外気を吸い込むように切り換え、マトリックス位置(M)の前方の加熱部をすばやくはずし、冷却用のダクト（図 1.3.2 参照）を取付ける。その後、再び流量調節バルブを切り換え、マトリックス温度とマトリックス出口の空気温度の挙動を記録する。

流速の測定には流動損失と同じようにマトリックス入口前において、ピトー管を用い測定する。なお、マトリックス温度は 80℃ 前後に保ち、低温流体（約 20℃）との温度差を十分にもたせた。マトリックス温度の測定位置は、半径方向の温度変化が 5% 以上であるので、マトリックス中心（流れ方向に対し垂直）部とし、流れ方向に 4 点設けた。マトリックス出口の空気温度は、金網の整流作用により、一様な速度分布が得られるため、半径方向の温度変化は少ないものとして、流路中心部の温度を代表温度にとった。

## (2) 整理式

実験により求めたマトリックスの温度及び流体の温度挙動をもとに熱伝達率を算出し、ヌセルト数に換算し、各試料と比較するため、熱伝達率とヌセルト数の定義式について述べる。

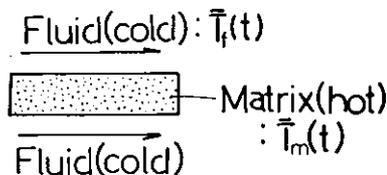


図 1.3.26 熱交換モデル

### (i) 熱伝達率； $\alpha_m$

熱伝達率の算出には、マトリックス温度の平均値  $\bar{T}_m(t)$ 、流体温度の平均値  $\bar{T}_f(t)$  を用い、図 1.3.26 に示してあるように、高温側マトリックスと低温側流体間での熱伝達を考える。

流体の熱容量はマトリックスの熱容量とくらべて、非常に小さいので、流体内への蓄熱を無視し、マトリックス内での流路方向の熱伝導はないものとする。単位時間あたりにマトリックスから奪われる熱量は単位時間に流体に移動した熱量に等しくならねばならないので、マトリックスの比熱を  $C_m$ 、重量を  $M$ 、伝熱表面積を  $S$ 、マトリックスと流体間の平均熱伝達率を  $\alpha_m$  とすると、次式が成り立つ。

$$-M \cdot C_m \cdot \frac{d\bar{T}_m(t)}{dt} = \alpha_m \cdot S \cdot \{ \bar{T}_m(t) - \bar{T}_f(t) \} \quad (1.3.22)$$

ここで、空隙率  $\phi$ 、緻密度  $\sigma$ 、比重量  $\gamma$  を用い、整理すると、平均熱伝達率  $\alpha_m$  は次式になる。

$$\alpha_m = \frac{(1-\phi)\gamma}{\sigma} \cdot \frac{C_m}{\bar{T}_m(t) - \bar{T}_f(t)} \cdot \frac{\Delta\bar{T}_m(t)}{\Delta t} \quad (1.3.23)$$

したがって、任意の時間  $t$  における  $\bar{T}_m(t)$ 、 $\bar{T}_f(t)$  及びマトリックス平均温度の時間変化  $\Delta\bar{T}_m(t)/\Delta t$  を式 (1.3.23) に代入し、各メッシュについての形状値にて整理すると、 $\alpha_m$  が求められる。

なお、 $\bar{T}_m(t)$ 、 $\bar{T}_f(t)$ 、 $\Delta\bar{T}_m(t)/\Delta t$  は、実験データの  $(t - \bar{T}_m(t))$  曲線が、最大釣配をもつ時間における実験値を使用する。

### (ii) ヌセルト数； $Nu \cdot \ell$ 、 $Nu \cdot dm$

ヌセルト数は、式 (1.3.23) により算出した平均熱伝達率  $\alpha_m$  を用い、熱伝導率を  $\lambda$  とし、代表長さとして目開き  $\ell$ 、線径  $dm$  を用い、次式により定義した。

$$Nu \cdot \ell = \frac{\ell \cdot \alpha_m}{\lambda} \quad (1.3.24)$$

$$Nu \cdot dm = \frac{dm \cdot \alpha_m}{\lambda} \quad (1.3.25)$$

(f) レイノルズ数;  $Re \cdot l, Re \cdot dm$

レイノルズ数は流動損失の場合と同様に定義したが、粘性係数 $\nu$ については、低温空気のマトリックス入口前の温度を基準に求めた。

(3) 実験結果と考察

図 1.3.27, 図 1.3.28に, 20, 60, 80, 100, 150, 200, 250 の各メッシュについて枚数を一定 (40枚) とし, それぞれ代表長さを目開き  $l$  及び線径  $dm$  を選んだ場合のヌセルト数とレイノルズ数との関係を示す。

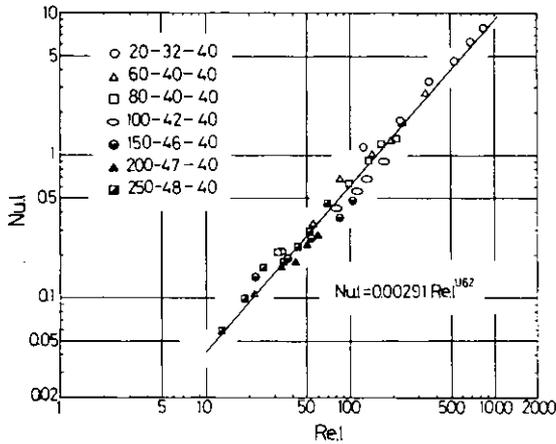


図 1.3.27 メッシュを変えた場合のヌセルト数

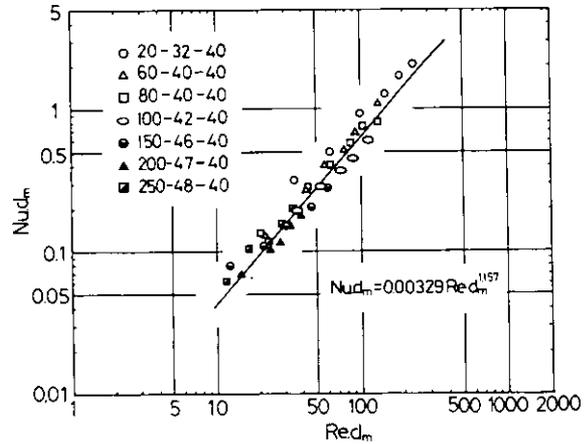


図 1.3.28 メッシュを変えた場合のヌセルト数

この結果収束状況から考え, 目開き  $l$  を代表長さとして整理したほうがしやすいことがわかった。各ヌセルト数の実験式を次式に示す。

$$Nu \cdot l = 0.00291 Re \cdot l^{1.162} \quad (1.3.26)$$

(  $10 \leq Re \cdot l \leq 1000$  )

$$Nu \cdot dm = 0.00329 Re \cdot dm^{1.157} \quad (1.3.27)$$

(  $10 \leq Re \cdot dm \leq 300$  )

このように, 各メッシュについてヌセルト数はレイノルズ数の指数関数として表わされることがわかった。ここで, 熱伝達率のみならず, 伝熱表面積ならびに熱容量を考慮に入れ, 伝熱性能を考えてみる。式 (1.3.28) を次式に変形する。

$$\frac{1}{\bar{T}_m(t) - \bar{T}_f(t)} \cdot \frac{\Delta \bar{T}_m(t)}{\Delta t} = \frac{\alpha_m}{C_m \cdot r} \cdot \frac{\sigma}{1 - \varphi} \quad (1.3.28)$$

式 (1.3.28) の左辺は伝熱性能を示し,  $\bar{T}_m(t) - \bar{T}_f(t)$  を小さく,  $\Delta \bar{T}_m(t) / \Delta t$  を大きくとることにより, 伝熱性能は向上する。ここで, 左辺を大きくするための右辺の幾何学的形状値の選択を考える。

いま,  $\alpha_m, C_m, r$  を一定とすると左辺と右辺は次式のように簡略化して考えることができる。

$$\text{左辺} \propto \frac{\sigma}{1 - \varphi} \quad (1.3.29)$$

式 (1.3.29) より, 伝熱性能の向上には, 緻密度  $\sigma$  及び空隙率  $\varphi$  を増加させると良いことがわかる。表 1.3.1 より明らかなように, 各メッシュに対し空隙率  $\varphi$  の変化にくらべ, 緻密度  $\sigma$  の変化が大きい。したがって, 金網の伝熱性能を考えた場合, 熱伝達率に加えて緻密度  $\sigma$  が重要な因子となると考えられる。

なお, 本実験において, ヌセルト数が 1 より小さくなることを考えると, 計測方法に若干の問題があると考えられるので, この点に関して今後の課題とする。

### 1.3.5 流動損失と伝熱性能との関連

1.3.3項, 1.3.4項で得られた実験式を図1.3.29に示す。この結果レイノルズ数が増加するにつれて摩擦係数が減少するが、逆にヌセルト数は増加する。ここで、金網の選択に便利なように、幾何学的形状値に無関係なマトリックス前の平均流速  $u_0$  を一定とし各金網の流動損失と伝熱性能について考察する。

#### (1) 流動損失

摩擦係数  $f$ , 流速  $u$ , レイノルズ数  $Re \cdot \ell$  の各定義式(1.3.1), (1.3.2), (1.3.3)及び定常試験による実験式(1.3.5)を用い, 圧力差  $\Delta P/n$  について整理すると次式になる。

$$\frac{\Delta P}{n} = \frac{\rho u_0^2}{2 \beta^2} \left( \frac{336 \nu \beta}{\ell \cdot u_0} + 0.337 \right) \quad (1.3.30)$$

式(1.3.30)において  $\rho, \nu, u_0$  を一定とすると, 次式のように整理できる。

$$\frac{\Delta P}{n} = \frac{C}{\ell \beta} + \frac{D}{\beta^2} \quad (1.3.31)$$

$$(C = 168 \rho \nu u_0, D = 0.1685 \rho u_0^2)$$

この結果圧力損失を減少させるには,  $\ell \cdot \beta$  と  $\beta^2$  を増加させる必要がある。しかし, 表1.3.1より開口比  $\beta$  の変化の割合にくらべ, 目開き  $\ell$  の変化が大きいので, 目開き  $\ell$  の影響が大きいものと考えられる。

#### (2) 伝熱性能

1.3.4項より, 伝熱性能は熱伝達率のみならず緻密度にも関連があることがわかった。

ヌセルト数  $Nu \cdot \ell$ , レイノルズ数  $Re \cdot \ell$  の各定義式(1.3.24), (1.3.3)及び実験式(1.3.26)を用い, 平均熱伝達率  $\alpha_m$  について整理すると次式になる。

$$\alpha_m = 0.00291 \left( \frac{\lambda}{\ell} \right) \left( \frac{\ell u_0}{\nu \beta} \right)^{1.162} \quad (1.3.32)$$

式(1.3.32)において,  $\lambda, \nu, u_0$  を一定とすると, 次式のように整理できる。

$$\alpha_m = E \cdot \frac{\ell^{0.162}}{\beta^{1.162}} \quad (1.3.33)$$

$$(E = 0.00291 \cdot \lambda \cdot \frac{\ell}{\beta})$$

したがって, 熱伝達率を大きくするには, 開口比  $\beta$  を小さく, 目開き  $\ell$  は大きくとらねばならない。

この結果, 流動損失を小さくするには目開き  $\ell$  の大きなメッシュを使うとよいが, 伝熱性能を向上させるには, 開口比  $\beta$  が小さく緻密度  $\sigma$  の大きなメッシュを使うとよいことがわかった。

### 1.3.6 あとがき

本年度の研究の実施により得られた成果をまとめると, 次のようになる。

#### (1) 流動損失

(i) 定常流試験より摩擦係数  $f$  について, 次の実験式を得た。

$$f = \frac{336}{Re \cdot \ell} + 0.337 \quad (4 \leq Re \cdot \ell \leq 1000)$$

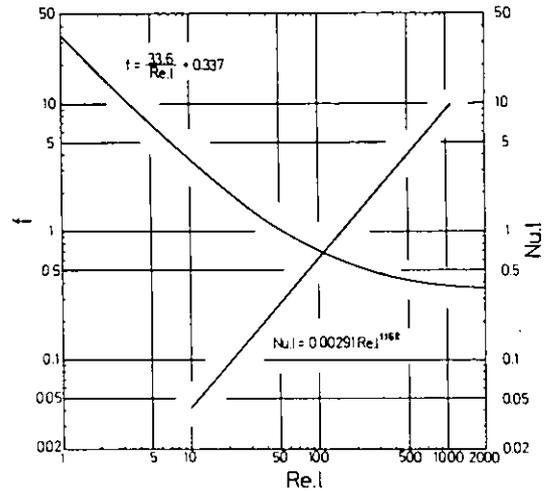


図1.3.29 摩擦係数とヌセルト数

(イ) 定常流動損失を、金網一枚について目開き $\ell$ を一边とする正方形断面内での損失及び目開き $\ell$ よりピッチ $\ell + dm$ を一边とする正方形断面への急拡大による損失の合成とみなし、次のような半理論式を求めた。

$$f = 4.28 \beta^{1.54} \left\{ \frac{dm}{\ell} \cdot \frac{569}{Re \cdot \ell} + (1 - \beta)^2 \right\}$$

(ロ) 非定常流試験より摩擦係数 $f$ について、次の実験式を得た。

$$f = 930 Re \cdot \ell^{-1.2} \quad (10 \leq Re \cdot \ell \leq 500)$$

(ハ) 定常値と非定常値との比較より、レイノルズ数が高くなるにつれて定常値は断面急拡大による損失の影響が表われてくるが、非定常値には表われない。したがって、粘性力と慣性力について考えなければならぬ定常流に対し、非定常流の場合には粘性力のみを考慮するとよいことがわかった。

## (2) 伝熱性能

(イ) ヌセルト数 $Nu \cdot \ell$ について、次の実験式を得た。

$$Nu \cdot \ell = 0.0291 Re \cdot \ell^{1.162} \quad (10 \leq Re \cdot \ell \leq 1000)$$

(ロ) 伝熱性能の向上には、熱伝達率のみならず緻密度の影響が大きいことがわかった。

## 参 考 文 献

- 1) 森, 宮崎; 日本機械学会論文集 No.250-6 (昭42), 956
- 2) 機械工学便覧(第四版); 日本機械学会 (昭38), 8-27
- 3) Fan C & Chao B; Z. Angew. Math. u. Phys. 16-3 ('65), 351

## 1.4 制御シミュレーションの研究

### 1.4.1 研究の概要

本年度は、スターリング機関の過渡状態における動特性を、より実際のな運転状態のもとで計算できるプログラムの開発を行った。

昨年度は、シミュレーションの大きな仮定として、ヒータ部を除く各部の作動流体温度をそれぞれ一定として取り扱って、ヒータ部の管壁と作動流体の温度変動、機関回転変動に注目したプログラムを作成したが、これではヒータ部の管壁及び作動流体の温度変動がある幅でおさえられてしまう欠点があり、実際の機関運転状態と離れた結果が得られると考えられる。

そのため、本年度はクーラ及び圧縮シリンダ内の作動流体温度一定、作動流体の流動による圧力損失なしの仮定は従来どおりとするが、膨張シリンダ内及び再生器内のエネルギー平衡、計算に使用される物性値の精度、及びピストン下部の平均圧力の影響などを加味し、負荷変動特性の他に始動特性までもシミュレートできるようにプログラムの改良を行った。なお昨年度までは、ヒータの管軸方向の一次元温度分布をも求めていたが、本年度は計算時間の関係から、ヒータを一個の容積として考え取扱った。

### 1.4.2 モデル、基礎式及びその仮定

シミュレーションの対象としたモデルを図1.4.1に示した。昨年度と変わったところは、膨張シリンダ内作動流体温度を変数としたこと、再生器のヒータ側出口作動流体温度を変数としたこと、ピストン下部圧力を導入したことなどである。

基礎式を得るに際しては基本的に次の仮定をおいた。

- (1) 作動流体は完全ガスである。
- (2) 作動流体の流動による圧力損失はない。

- (3) クーラ，圧縮シリンダ内作動流体温度は一定である。
- (4) 作動流体の系外への移動は系内作動流体総重量の制御時以外には生じない。
- (5) 各室内の作動流体の温度はそれぞれ瞬時一様温度である。
- (6) 圧力，温度等の諸量は準定常状態で変化する。

上記の仮定のもとに次の基礎式が得られる。

- 膨張・圧縮シリンダの容積変化  $V_E, V_C$

膨張シリンダ内ピストンの上死点をクランク角  $0$  度とし，それぞれ次式で表わす。

$$V_E = \frac{V_{ES}}{2} (1 - \cos \theta) \quad (1.4.1)$$

$$V_C = \frac{V_{CS}}{2} \{1 - \cos(\theta - \alpha)\} \quad (1.4.2)$$

ただし  $V_{ES}, V_{CS}$  はそれぞれの行程容積， $\alpha$  は両ピストンの位相角を示す。

- 各室内作動流体重量  $G$

各室内作動流体重量は仮定(1)より次式で求まる。

膨張室内作動流体重量  $G_E$

$$G_E = \frac{P \cdot V_E}{R \cdot T_E} \quad (1.4.3)$$

ただし  $R$  はガス定数， $T_E$  は膨張シリンダ内作動流体温度を示す。その他ヒータ内，再生器内，クーラ・圧縮シリンダ内作動流体重量  $G_H, G_R, G_C$  を(1.4.3)式同様に表示し，それらを(1.4.3H)，(1.4.3R)，(1.4.3C)式とする。

- 系内作動流体圧力  $P$

仮定(2)，(4)により，系内作動流体圧力は次式となる。

$$P = \frac{R \cdot G_{tot}}{\frac{V_E}{T_E} + \frac{V_L + V_C}{T_C} + \frac{V_H}{T_F} + \frac{V_R}{T_R}} \quad (1.4.4)$$

ただし  $G_{tot}$  は系内作動流体総重量， $V_L, V_H, V_R$  はそれぞれクーラ，ヒータ，再生器の容積，また  $T_C, T_F, T_R$  はそれぞれの作動流体温度を示す。

- 膨張シリンダ内作動流体温度  $T_E$

膨張シリンダ内作動流体のエネルギー平衡は次式で示される。

$$C_v \frac{d(G_E \cdot T_E)}{dt} = C_p \dot{G}_E \{T_F + X(T_E - T_F)\} + h_E \cdot A_E \cdot (T_{WE} - T_E) - AP \frac{dV_E}{dt} \quad (1.4.5)$$

ただし， $C_p, C_v$  は作動流体の定圧，定容比熱， $\dot{G}_E$  は膨張シリンダに流入（あるいは流出）する作動流体重量速度， $T_{WE}$  は膨張シリンダ壁温度（一定）， $h_E$  はシリンダ壁と作動流体との間の熱伝達率， $A_E$  はその時の伝熱面積， $A$  は仕事の熱当量を示す。また  $X$  はシリンダへの作動流体の流れる方向によって決められる値で次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} X = 0, & \quad \dot{G}_E \geq 0 \text{ の場合} \\ X = 1, & \quad \dot{G}_E < 0 \text{ の場合} \end{aligned} \right\} \quad (1.4.6)$$

$$\dot{G}_E = dG_E / dt \quad (1.4.7)$$

- ヒータ壁温度  $T_W$

ヒータ壁温度は，管軸方向に熱伝導によるエネルギー損失はないとすると次式から得られる。

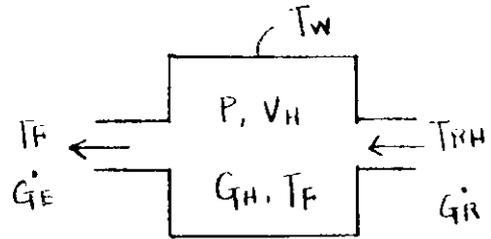
$$CW \frac{dT_w}{dt} = A_{p0} \{ \epsilon \sigma (T_g^4 - T_w^4) + h_o (T_g - T_w) \} - A_{pi} h_i (T_w - T_F) \quad (1.4.8)$$

ただし、 $C, W$ はそれぞれヒータ管の比熱と重量、 $h_o, h_i$ はヒータ管外、内の対流熱伝達率、 $A_{p0}, A_{pi}$ はヒータ管外、内伝熱面積、そして $T_g$ は燃焼ガス温度である。また $\epsilon, \sigma$ はふく射率とステファンボルツマン定数である。

○ ヒータ内作動流体温度  $T_F$

a) 作動流体が右図のごとく再生器から流入して膨張シリンダへ流れる場合

ヒータ内作動流体温度はエネルギー平衡から次式より求まる。



(ヒ-9-EP)

$$C_v \frac{d(G_H T_F)}{dt} = h_i A_{pi} (T_w - T_F) + C_p (\dot{G}_R T_{RH} - \dot{G}_E T_F) \quad (1.4.9)$$

ただし、 $\dot{G}_R = \dot{G}_E + \dot{G}_H$ で表示でき、また $T_{RH}$ は(1.4.19)式で求められる。

b) 作動流体の流れがa)と逆の場合

エネルギー平衡は次式で示される。

$$C_v \frac{d(G_H T_F)}{dt} = h_i A_{pi} (T_w - T_F) + C_p (\dot{G}_E T_E - \dot{G}_R T_F) \quad (1.4.10)$$

結局(1.4.9), (1.4.10)式を前出Xにて統一すると

$$C_v \frac{d(G_H T_F)}{dt} = h_i A_{pi} (T_w - T_F) + C_p [\dot{G}_R \{ T_{RH} - X(T_{RH} + T_F) \} - \dot{G}_E \{ T_F - X(T_F + T_E) \}] \quad (1.4.11)$$

○ 再生器ヒータ側出口温度

1サイクルの間に再生器両端に出入する熱量を右図のごとく考える。

また再生器はうすいと仮定し、そこを通過する重量流量を右下図のごとく考える。

さらに仮定として、(1)クーラから流入する作動流体温度 $T_C$ 、及び再生器からヒータへ流れ込む作動流体温度 $T_{RH}$ は一定、(2)再生器の理想的な蓄熱量を $Q_{FR} - Q_{CR}$ (再生器クーラ側出口温度は $T_C$ )とし、実際にはそのE倍( $E \leq 1$ )の熱が回収されるとする。

上記の仮定から、次の関係式が得られる。

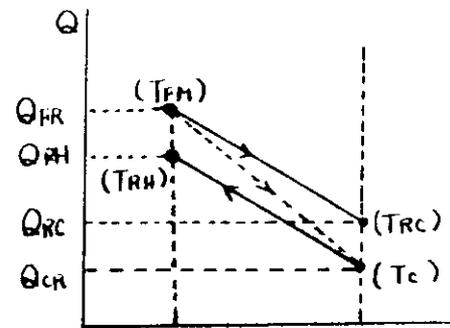
$$E = \frac{Q_{RH} - Q_{CR}}{Q_{FR} - Q_{CR}} \quad (1.4.12)$$

また、仮定より各 $Q_{RH}, Q_{FR}, Q_{CR}$ は次式で表わせる。

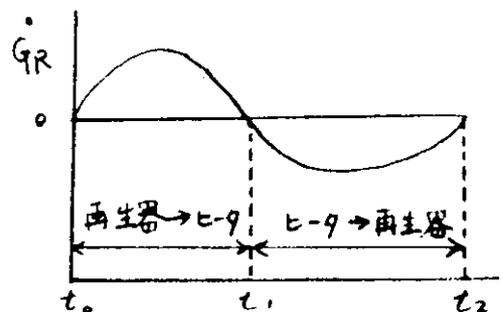
$$Q_{RH} = C_p T_{RH} \int_{t_0}^{t_1} \dot{G}_R dt \quad (1.4.13)$$

$$Q_{FR} = C_p \int_{t_1}^{t_2} T_F \cdot \dot{G}_R dt \quad (1.4.14)$$

$$Q_{CR} = C_p T_C \int_{t_1}^{t_2} \dot{G}_R dt \quad (1.4.15)$$



— ヒ-9 \* 再生器 \* 7-9 —



1 サイクルの間に再生器を通過する作動流体重量は等しい。

$$\int_{t_2}^{t_1} \dot{G}_R dt = \int_{t_1}^{t_2} \dot{G}_R dt \quad (1.4.16)$$

(1.4.13)～(1.4.16)式を(1.4.12)式に代入すると、

$$E = \frac{T_{RH} - T_C}{T_{FM} - T_C} \quad (1.4.17)$$

ただし

$$T_{FM} = \frac{\int_{t_1}^{t_2} \dot{G}_R T_F dt}{\int_{t_1}^{t_2} \dot{G}_R dt} \quad (1.4.18)$$

従って、 $T_{RH}$  は  $E$  を仮定することによって求まる。

$$T_{RH} = T_C + E (T_{FM} - T_C) \quad (1.4.19)$$

○ 機関回転数の変動  $\omega$  (N)

機関回転数の変動は、クランクにはたらく瞬時トルク  $T_i$  と外部トルク  $T_m$  の差で生じる。

$$I \frac{d\omega}{dt} = T_i - T_m \quad (1.4.20)$$

ただし  $I$  は慣性モーメント、 $\omega$  は角速度を示す。

詳細については昨年度報告に記述してあるので省略するが、本年度はピストンに加えられる作動流体圧力による力  $F_g$  の表示を次のごとくし、ピストン下部のガス平均圧力  $P_0$  の影響を考慮した。

$$F_g = (P - P_0) \cdot A_p \quad (1.4.21)$$

ただし  $A_p$  はピストン頭部面積

以上が基礎式である。

独立変数として時間  $t$  をとれば、上記各方程式を時間による表示にすれば良いが、クランク角  $\theta$  を独立変数とする場合は次式により変換すれば良い。

$$\frac{dt}{d\theta} = \frac{1}{\omega} \quad (1.4.22)$$

結局、未知数はクランク角  $\theta$  を独立変数とすると、 $V_E, V_C, G_E, G_C, G_H, G_R, P, T_E, T_W, T_F, T_{RH}, \omega$  (N),  $t$  の13個となり、使用する方程式は(1.4.1), (1.4.2), (1.4.3), (1.4.3H), (1.4.3R), (1.4.3C), (1.4.4), (1.4.5), (1.4.8), (1.4.11), (1.4.19), (1.4.20), (1.4.22) の13式で、それぞれを連立して解が求められる。

1.4.3 物性値と管内熱伝達率

本計算では作動流体をヘリウムとして各物性値を以下に示す式で定義した。

$W_{mol}$  をヘリウムの分子量 ( $Kg/Kmol$ )

$f_{free}$  をヘリウム分子の自由度とする。

○ ガス定数  $R$  ( $Kg-m/Kg^{\circ}K$ )

$$R = 847.88 / W_{mol} \quad (1.4.23)$$

○ 比重量  $\gamma$  ( $Kg/m^3$ )

$$\gamma = p / RT \quad (1.4.24)$$

○ 定圧比熱  $C_p$  ( $Kcal/Kg^{\circ}K$ )

$$C_p = 0.002343 R \{ (\text{free} + 2) / 2 \} \quad (1.4.25)$$

○ 比熱比  $\kappa$

$$\kappa = (\text{free} + 2) / \text{free} \quad (1.4.26)$$

○ 定容比熱  $C_v$  (Kcal/Kg<sup>o</sup>K)

$$C_v = C_p / \kappa \quad (1.4.27)$$

○ プラントル数  $Pr$

$$Pr = 0.1333 (\text{free} + 2) \quad (1.4.28)$$

○ 熱伝導率  $\lambda$  (Kcal/m hr<sup>o</sup>K)

$$\lambda = 2.9365 T^{0.6745} \times 10^{-3} \quad (1.4.29)$$

○ 粘性係数  $\mu$  (Kg sec/m<sup>2</sup>)

$$\mu = 0.0132 W_{mol} \cdot \lambda / 3600 \quad (1.4.30)$$

○ 動粘性係数  $\nu$  (m<sup>2</sup>/sec)

$$\nu = \mu / \gamma \quad (1.4.31)$$

上式に  $W_{mol} = 4.0026$ ,  $\text{free} = 3$  を代入すると,  $R = 21.183$ ,  $C_p = 1.241$ ,  $C_v = 0.7446$ ,  $\kappa = 1.667$ ,  $Pr = 0.6667$  と妥当な値となる。

その他  $\gamma$ ,  $\lambda$ ,  $\mu$ ,  $\nu$  の表示式とデータ2)の比較を図1.4.2に示した。比較したデータは近年原子炉関係で使われている信頼性の高いものである。示したデータの温度の範囲は200~1000<sup>o</sup>K, 圧力範囲は10~100 Kg/cm<sup>2</sup>であるが, 全体としてデータとの適合性は良い。管内熱伝達率の表示には, 乱流域で広く使用されている次式を使用した。

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (1.4.32)$$

ここで  $Nu$  はヌセルト数,  $Re$  はレイノルズ数である。

本計算では代表長さとしてヒータ管内径をとり, 流速として膨張シリンダ出口(入口)流速をとった。

#### 1.4.4 計算結果

○ モデルの仕様

計算に使用したモデルの仕様は下記の通りである。

機 関 型 式	: 2シリンダ, 1ユニット, 90度位相
機関軸出力/回転数	: 200 ps / 720 rpm
シリンダ径×行程(膨張室)	: 220 mm × 150 mm
"    " (圧縮室)	: 209 mm × 150 mm
ヒータ管寸法(外径×内径×長さ, 本数)	: 105 × 70 × 1,000, 64本
ヒータ部内容積	: 4772 CC
(含ヘッダ, 接合部)	
再生器内容積	: 2590 CC
クーラ内容積	: 3004 CC
往復動部重量	: 185.9 Kg
慣性モーメント	: 1332 Kg-m-sec <sup>2</sup>
再生器効率	: 90%
機 械 効 率	: 70%

クーラ及び圧縮室内ガス温度 : 50℃  
燃焼ガスのふく射率 : 0.2  
燃焼側対流熱伝達率 : 200 kcal/m<sup>2</sup>hr °K  
膨張シリンダ内対流熱伝達率 : 10 kcal/m<sup>2</sup>hr °K

○ 計算結果

上記の仕様を用いた動特性の計算結果のうち、次の3ケースについて示す。

A 機関始動例

スターリング機関の始動方法として、次に示すシーケンスを採用した。

- ①各部初期温度の設定(いずれも50℃の状態にある)→②初期圧力の設定(40 Kg/cm<sup>2</sup>)→③セルモータ始動(200 rpm一定)→④バーナへの点火(セルモータ10回転後ステップ状に燃焼ガス温度700℃になる)→⑤セルモータ脱(ヒータ管壁温度が250℃に達した時)→⑥アイドルリング。

計算結果を図1.4.3に示した。図示した各値(回転数N, 圧力p, ヒータ管壁温度T<sub>w</sub>, ヒータ管内作動流体温度T<sub>F</sub>, 膨張シリンダ内作動流体温度T<sub>E</sub>)はクランク角0度の時のもので、従ってヒータ内作動流体温度が壁温より高いこと、平均圧力が初期圧力より高いことなどはそのためである(図示出力PS<sub>i</sub>は各サイクル毎の値)。

最初の10サイクルでは冷凍サイクルとなり、各部温度、圧力は降下の傾向を示す。

10サイクル後、燃焼ガス温度T<sub>g</sub>をステップ状に700℃にすると、各温度、圧力は急激に上昇し、壁温T<sub>w</sub>が250℃に達して自立運転に入ると回転数が機関トルクに釣り合うまで上昇する。またT<sub>w</sub>, T<sub>F</sub>, T<sub>E</sub>は回転数が増えると、系内作動流体の流動によりヒータ部の伝熱量が増大するため、ゆるやかに上昇する。

図1.4.3の横軸はサイクル数を示し、カッコ内は経過時間(秒)を示す。

この例では自立運転まで約20秒、回転数が一定になるのに約40秒かかっている。T<sub>w</sub>, T<sub>F</sub>, T<sub>E</sub>は500サイクル(約85.7秒)後もまだゆるやかに上昇しているが、これはヒータ管外から入る熱量と内部作動流体に伝える熱量がまだバランスしていない(入熱量が多い)ためである。

通常は、始動方法として、前述のシーケンスのうち、③, ④が逆になってバーナ点火後にセルモータを駆動する方法がとられているが、このような場合にはT<sub>w</sub>の立ち上がりがさらに急になり(内部ガスへの伝熱量が少ないため)、始動時間は短縮される。

B 機関急停止例

機関の全力運転時にバーナの火を止めた場合(燃焼ガス温度1100℃→50℃, ステップ変化)の計算例を図1.4.4に示した。10サイクル目に燃焼ガス温度を下げると、各部温度は一斉に降下しはじめる。機関回転数はフライホイール等の慣性力により、ある時間おくってから下りはじめる。

この場合には壁温T<sub>w</sub>は炉内への放熱と内部作動流体への伝熱のため、他の温度より降下が早い。

図1.4.5には、図1.4.4の第10サイクルと第100サイクルの1回転の間の各値の変動状態を示した。

第100サイクルを第10サイクルと比較すると、圧力振幅ではT<sub>F</sub>, T<sub>E</sub>が減少したため、平均圧力の降下とともに、最大圧力の減少が大きく、圧力振幅は小さくなっている。また温度T<sub>F</sub>, T<sub>E</sub>の振幅も小さくなり、あるクランク角範囲でT<sub>w</sub>より高い値がみられ、最高温度があらわれるクランク角も右の方にずれている。これは温度変化が圧力変化に支配される割合が増してきたためである。回転変動は1サイクル中に2回の脈動を示しているが、これはピストン上下の圧力差と膨張ピストン、圧縮ピストンの運動方向によって生じる。

さらに回転数が減少すると、回転変動が大きくなることもみられる。

同図中にはヒータ管内のRe数とNu数をも示した。ヒータ管内では1サイクル間に流れの方向が1回変わ

るため図示した傾向となる。Re数の最大値は第10サイクルで $2.7 \times 10^4$ 、Nu数は68、この時の管内熱伝達率は $2040 \text{ Kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{K}$ である。第100サイクルでは回転数が減少しているにもかかわらず、Re数は上昇しているが、これは作動流体の温度降下により動粘性係数が小さくなったためである。

### C 内部作動流体の重量を減少した例

図1.4.6に燃焼ガス温度を一定として、内部作動流体の重量を40%ステップ状に減少した場合の例を示す。重量の減少はただちに平均圧力を降下させ、出力を減少させる。それによって回転数も減少してくるが、フライホイール等の慣性力の影響で急激には減少せず、滑らかに下ってくる。

一方、流体の重量減少によって $T_E$ 、 $T_F$ が上昇し、ヒータ部での伝熱量が少なくなって熱量の不均衡が生じ、壁温 $T_W$ が上昇する。

回転数は一たん減少した後、作動流体温度の上昇により圧力がゆるやかに上昇するため、それによって増加する。

300サイクル(約30秒)経過後も各温度は上昇しているが、これは管壁の熱容量が大きいいため、ヒータ部での熱量の平衡に時間がかかるためである。

以上動特性の例として、上記3ケースを示した。いずれの場合も、機械的おくれ要素(慣性モーメント)によるおくれ時間は短いにくらべ、熱的おくれ要素(ヒータ管の熱容量)によるおくれ時間が非常に長いことがみられる。

スターリング機関の制御は、系内作動流体の重量の増減と燃焼ガスの温度の昇降により行われるが、上記のおくれ時間の違いをどのように考慮して短時間に出力を制御するかが、今後の検討課題である。

### 参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会：研究資料No 319, 昭54-3 np24-30
- 2) R. Harth, K. Hamnek : Thermodynamische Stoffwerte von Helium im Bereich von 0 bis 3000°C und 0.2 bis 200 bar, kernforschungsanlage Jülich, Juni 1970

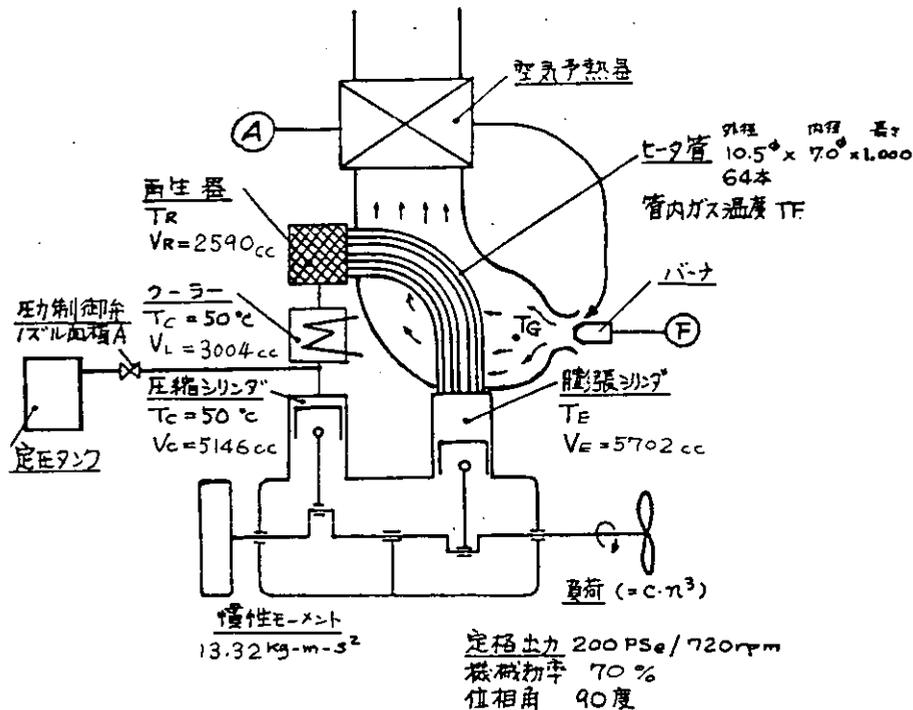


図1.4.1 計算に使用したモデル

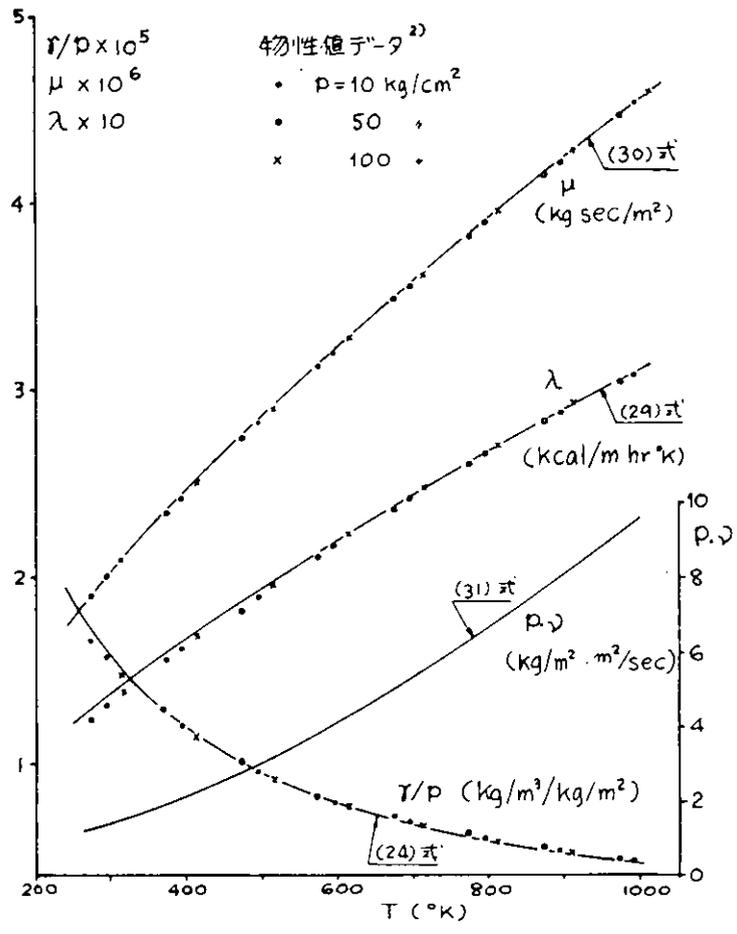


图 1. 4. 2 使用した物性値表示式とデータの比較

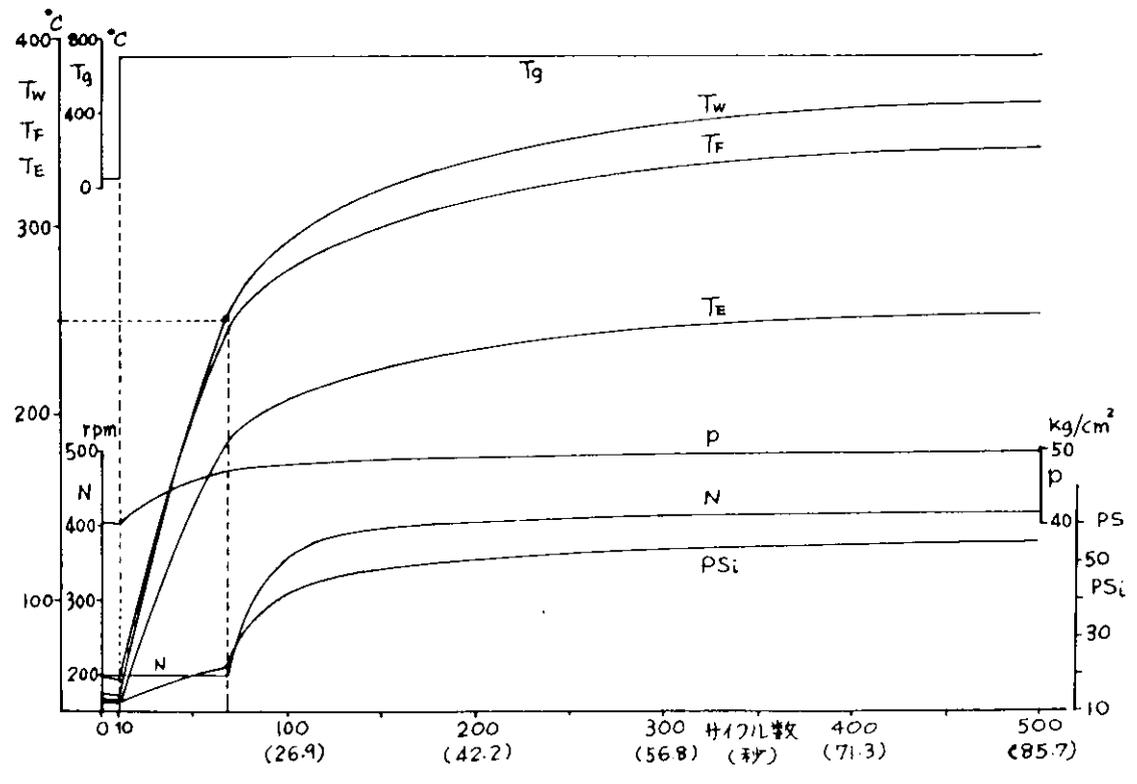


图 1. 4. 3 始動特性計算例

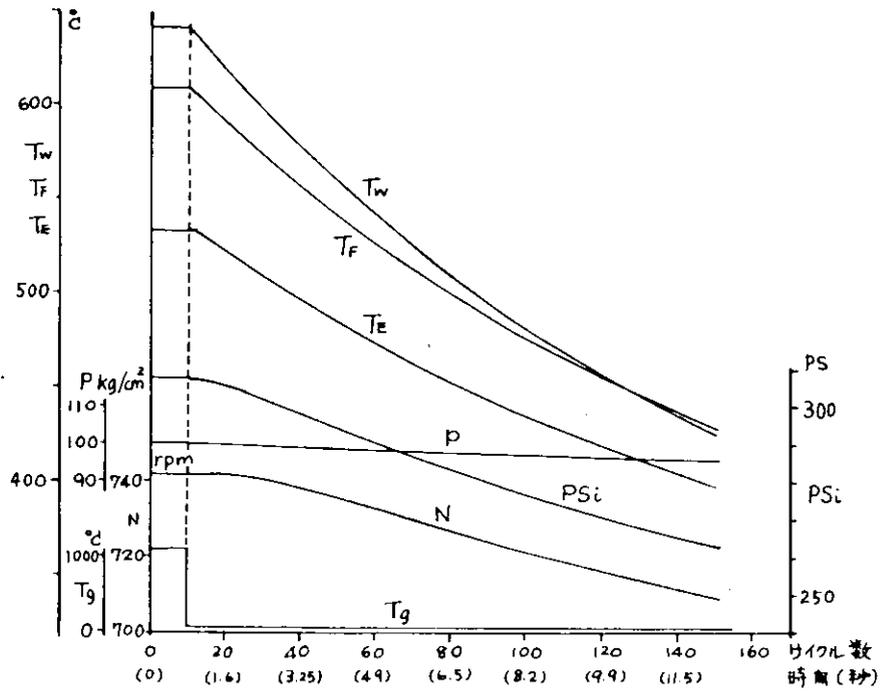


図 1.4.4 急停止の場合の計算例

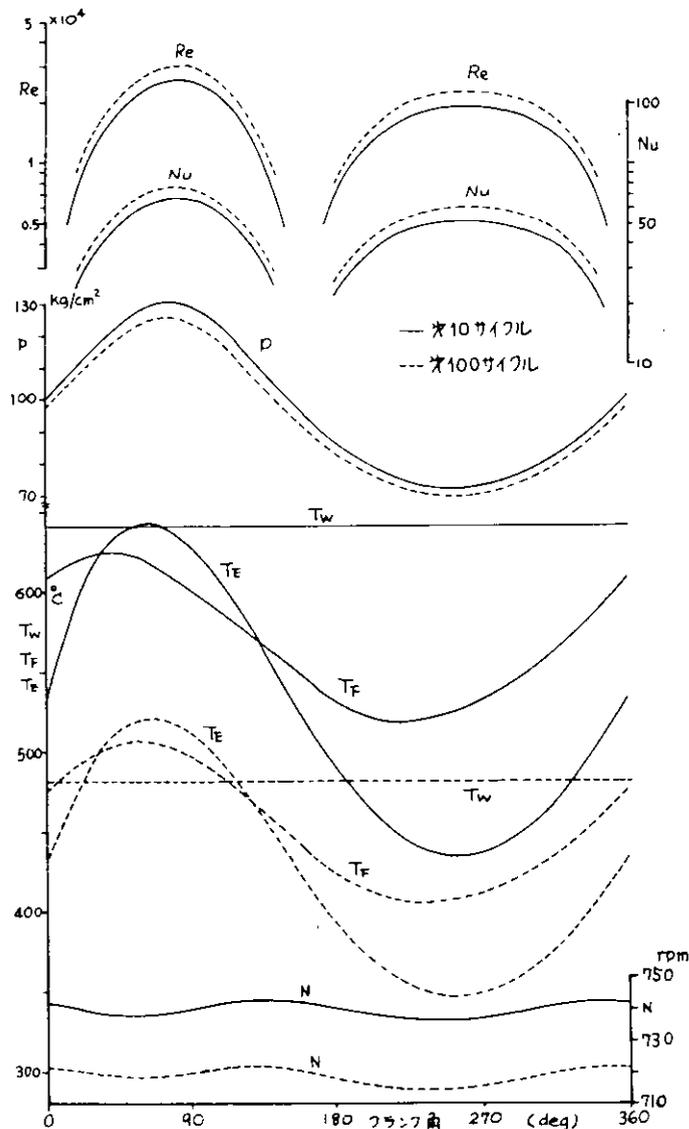


図 1.4.5 1 サイクル間の各値の変動状態

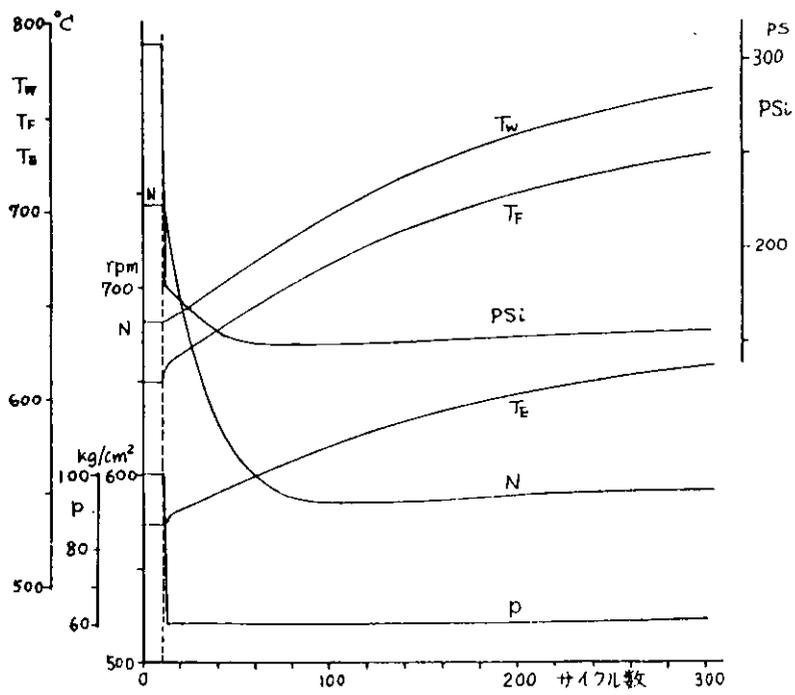


図 1. 4. 6 作動流体重量減の場合の計算例

## 2. 機 関 の 設 計 研 究

### 2.1 研究の概要

昭和54年度における研究実施項目は

#### (1) 実験機関詳細設計

である。

これは第1次実験機関の主構成要素である加熱器、再生器、冷却器、及び燃焼器の製作のための詳細設計をすることで、前年度熱交換方式及び燃焼方式それぞれの要素研究において基本構造ならびに仕様が設定されている。従って、本年度はそれらを基に実験機関用として供するための取付構造の検討ならびに強度計算を実施した。これらの内容は2.2節に述べられている。

そして、前年度実施した第1次実験機関の本体部分の詳細設計と併せて、第1次実験機関の全体組立図を作成した。これらの図は2.3節に示されている。

### 2.2 実験機関詳細設計

#### 2.2.1 熱交換器

##### (1) 加熱器 (図2.2.1)

加熱器はシリンダヘッドと一体に構成され、円筒形に配置された加熱管により燃焼室を形成する円筒形疎散配置を基本構造としている。内側の加熱管はシリンダヘッド上面に直接ろう付し、フィン付の外側の加熱管はヘッダー部にろう付している。ヘッダー部には4ヶ所の接続口を設け、再生器につながっている。そしてシリンダヘッド上面には火炎から断熱保護のためキャストブルを充てんしている。

加熱器はスターリング機関の構成要素としては最重要部品であり、高い伝熱性能と非常に高温強度が要求される。図2.2.2及び図2.2.3は有限要素法により求めたシリンダヘッド部の温度分布と温度・応力状態図である。計算条件は内面は $150\text{Kg/cm}^2$ 、 $700^\circ\text{C}$ のヘリウムガス、上面はキャストブルを介して燃焼ガスに面していることとして計算した。実験機関用の加熱器はシリンダヘッド部はハステロイ- $\text{X}$ の鋳造品、ヘッダー部はインコロイ-600の鍛造品、加熱管はインコロイ-800をそれぞれ使用している。図2.2.3にはハステロイ- $\text{X}$ の100時間クリープ破断強さを併せて示したが、実験機関の場合時間強度はそれ程必要としないので、この程度で充分であろう。なお、加熱管の強度評価については前年度熱交換方式の研究<sup>(2)</sup>において実施されているので、ここでは省略する。表2.2.1に実験機関用加熱器の仕様を示す。

表 2.2.1 加熱器の仕様

項 目			
形 状	管 外 径	mm	75
	管 内 径	mm	5.0
	管 長 さ	mm	1100
	管 本 数		96
	内 側 管 列 直 径	mm	300
	外 側 管 列 直 径	mm	380
管 内 側	流 体 種 別		ヘリウム
	最 高 圧 力	$\text{Kg/cm}^2$	150
	最 高 温 度	$^\circ\text{C}$	690

項		目
管外側	流体種別	A重油燃焼ガス
所要交換熱量		Kcal/h $3089 \times 10^3$

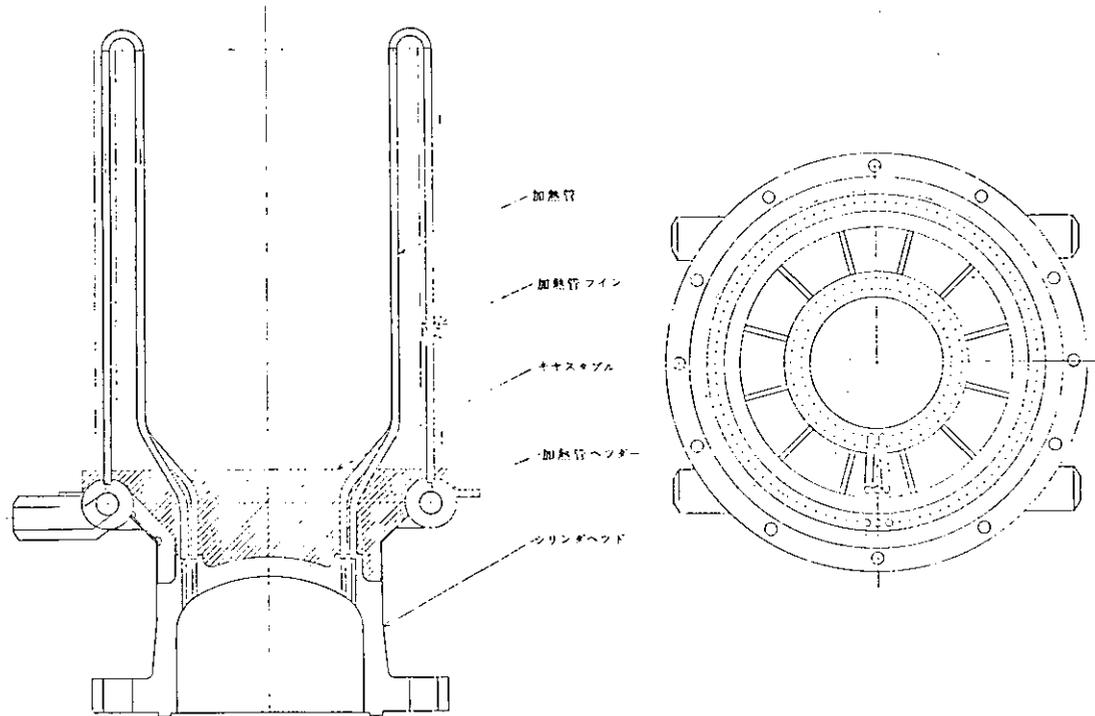


図 2.2.1 加熱器シリンダヘッド

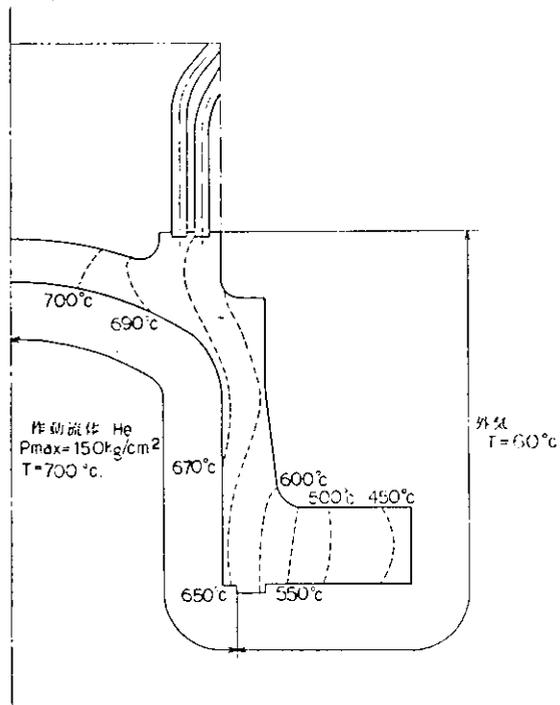


図 2.2.2 シリンダヘッド温度分布

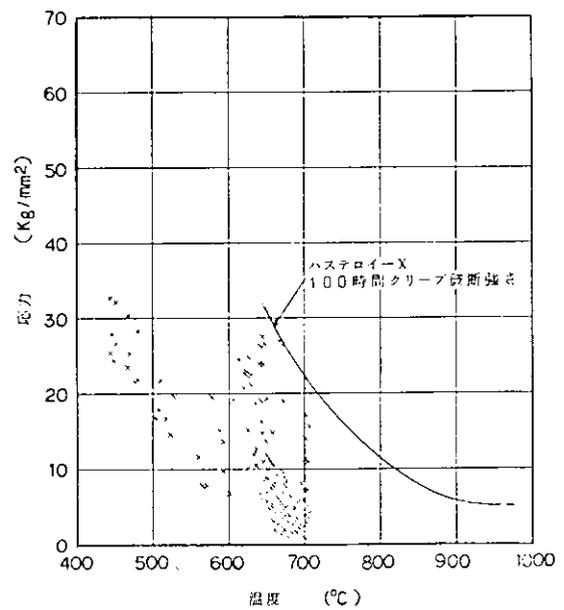


図 2.2.3 シリンダヘッド温度・応力状態図

(2) 再生器 (図 2.2.4)

再生器はワイヤメッシュのマトリックスを用いた蓄熱式熱交換器で、図 2.2.4 に組立図、表 2.2.2 に仕様をそれぞれ示す。再生器容器は加熱器側はヘッダ接続口に配管エルボを用いて直接溶接され、冷却器側はフランジ面を設けボルト締結され、シリンダの回りに冷却器と共に 4 ヶ配置されている。そしてマトリックスは円形のワイヤメッシュを多数積層し、再生器容器とはセラミックスにより遮熱されている。

再生器の使用状態は加熱器側は 690℃、冷却器側は 65℃ と非常に大きな温度差がある。図 2.2.5 は再生器の計算による温度分布図である。この図から遮熱用セラミックスは非常に優秀な断熱性能を示しているが、ハウジング側は流れ方向に大きな温度変化があり、これが強度的に苦しくなる。図 2.2.6 は再生器ハウジングの温度・応力状態図で、併せて使用材料である SUS-316 の 100 時間クリープ破断強さを示したものである。強度的に若干問題もあるが、試験品でもあり一応 SUS-316 を用いることとする。

表 2.2.2 再生器の仕様

項		目	
容 器	内 径	mm	113
	長 さ	mm	80
	個 数		4
マ ト リ ク ス	種 別		ワイヤメッシュ
	材 質		SUS 304
	メ ッ シ ュ		60
	線 径	mm	0.193
	空 隙 率		0.6061
作 動 流 体	種 別		ヘリウム
	最 高 圧 力	Kg/cm <sup>2</sup>	150
	温 度	℃	65 ~ 690

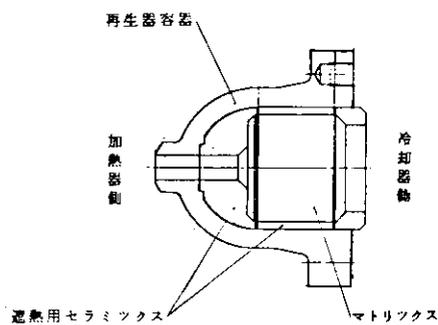


図 2.2.4 再生器組立図

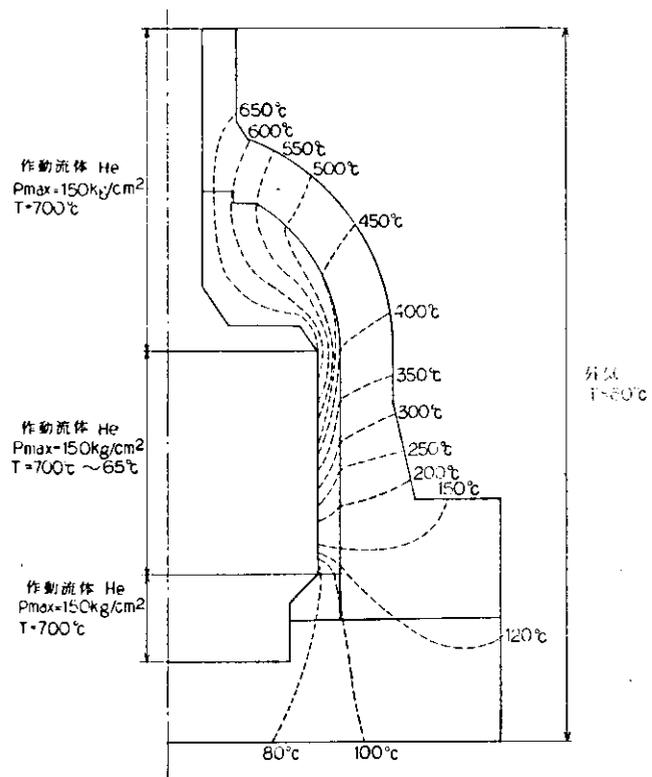


図 2.2.5 再生器温度分布

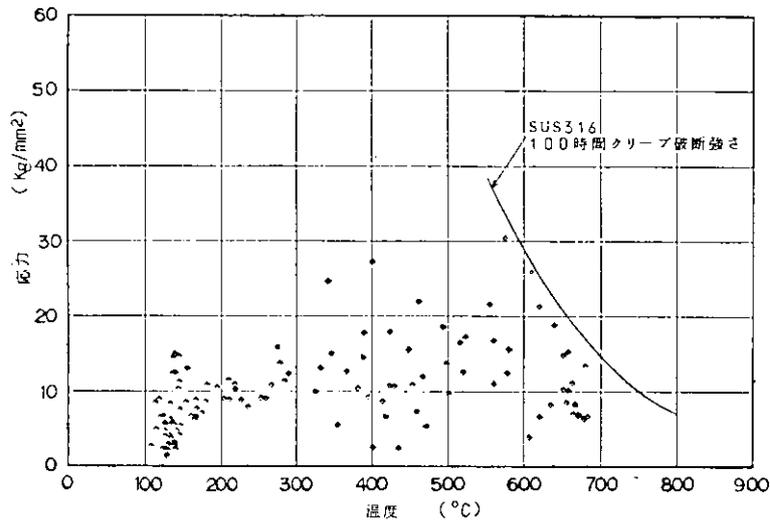


図 2.2.6 再生器ハウジング温度・応力状態図

(3) 冷却器 (図 2.2.7)

冷却器はシェルアンドチューブ方式を基本構造としたもので、図 2.2.7 に組立図、表 2.2.3 に仕様をそれぞれ示す。冷却器は再生器と同様に機関両側 2 ヶづつ 4 個配置され、再生器とはフランジ面でボルト締結され、圧縮室側は配管で接続されている。冷却器は加熱器、再生器のような温度的に厳しい条件はなく、強度的には  $150 \text{ kg/cm}^2$  の耐圧容器として考えれば充分である。従って設計計算も JIS<sup>(1)</sup> の圧力容器の強度計算に準じて行った。使用材料は冷却管は SUS-304 LTB、パッフル板及び両側フランジは SUS-304 L、シェル側は防錆処置をした軟鋼を用いた。

表 2.2.3 冷却器の仕様

項		目	
形状・構造	構造様式		シェルアンドチューブ形
	管外径	mm	5
	管内径	mm	3.6
	管長さ	mm	505
管内側	管本数		109 <sup>本</sup> × 4 ユニット
	流体種別		ヘリウム
	最高圧力	$\text{kg/cm}^2$	150
管外側	温度	°C	65
	流体種別		冷却水
	入口温度	°C	35
	流量	$\text{kg/h}$	$11.3 \times 10^3$
所要交換熱量		$\text{kcal/h}$	$169.9 \times 10^3$

2.2.2 燃 焼 器

(1) 燃 焼 器 (図 2.2.8)

燃焼器は円筒形に配置された加熱管により燃焼室を形成し、上部にバーナを有し、周囲に 4 個の空気予熱器を取付けた構造となっている。図 2.2.8 に組立図、表 2.2.4 に仕様をそれぞれ示す。燃焼器の燃焼特性、伝熱特性、および空気予熱器を含めた総合燃焼特性は燃焼方式の研究において前年度と本年度において実施され、

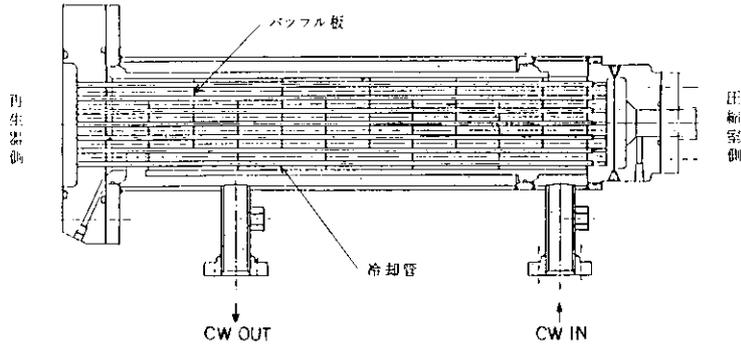


図 2.2.7 冷却器組立図

第1次実験機関用としてほぼ仕様を満足する燃焼器が決定されている。それらについては前年度報告書<sup>(3)</sup>ならびに本報告書第4章に詳細に述べられている。燃焼器はシリンダヘッド上部に加熱管を包含する形でボルト締結されている。燃焼室内筒は加熱管の高さ方向に対して燃焼ガスの流れを均等化するために設けられたもので、穴あきステンレス鋼板を使用している。空気予熱器においては燃焼用空気は上から下へ流れ、燃焼ガスは下から上へ流れる対向流となっている。そして予熱された高温空気はバーナスロートの外周を通してバーナへ供給される。なお、燃焼器構成部品はすべてステンレス鋼を使用した。

表 2.2.4 燃焼器の仕様

項	目	
使用燃料		A 重油
燃料流量	Kg/h	326
燃料発熱量	Kcal/Kg	10260
総発熱量	Kcal/h	$334.2 \times 10^3$
空気過剰率		1.1
供給空気量	Kg/h	5236
燃焼ガス量	Kg/h	5562
燃焼器入口空気温度	℃	720
加熱器出口ガス温度	℃	784
燃料噴霧方式		空気噴霧式

(2) 空気予熱器 (図 2.2.9)

空気予熱器はコルゲートフィンを基本構造とした空気と燃焼ガスとの熱交換器である。燃焼室外筒のまわりに4個配置され、燃焼器と一体に構成されている。第1次実験機関用の空気予熱器エレメントの構造図および仕様を図 2.2.9、表 2.2.5 にそれぞれ示す。空気予熱器の構造検討ならびに伝熱設計については前年度報告<sup>(4)</sup>されているのでここでは省略する。なお空気予熱器エレメントの使用材料はSUS-304である。

表 2.2.5 空気予熱器の仕様

項	目	
空気流量	Kg/h	5236
空気入口温度	℃	25
空気出口温度	℃	720
燃焼ガス流量	Kg/h	5562
燃焼ガス入口温度	℃	784

項	目	
燃焼ガス出口温度	℃	195
交換熱量	kcal/h	$94.7 \times 10^3$

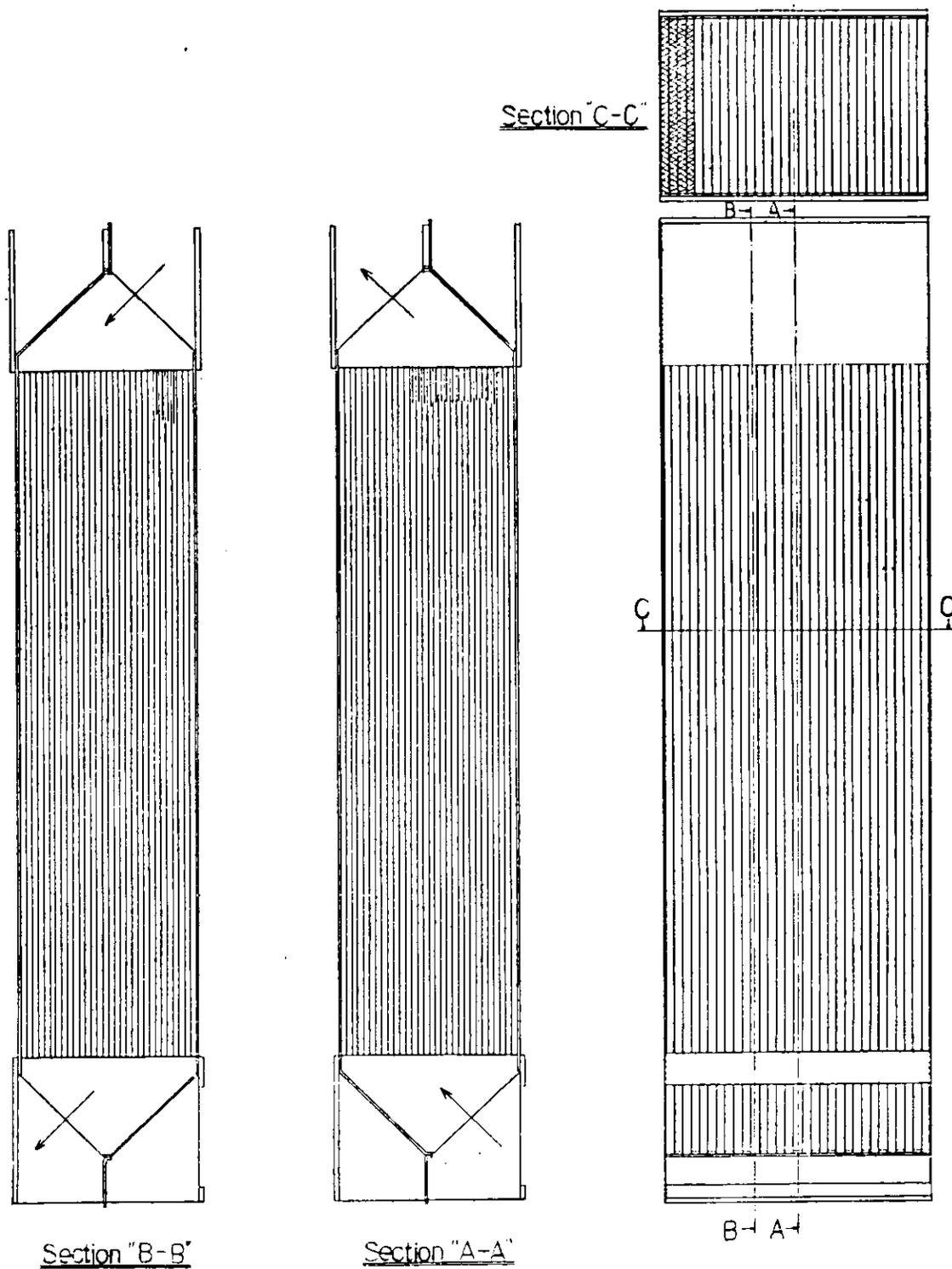


図2.2.9 空気予熱器エレメント



### 2.3 第1次実験機関全体組立図

機関の設計研究では第1次実験機関に関し前年度は本体部分、本年度は主構成要素である熱交換器および燃焼器の詳細設計を行い、第1次実験機関として一応の完成をみた。そこで次にこれらの全体組立図を示す。機関外形図、機関横断面図、および機関縦断面図をそれぞれ図2.3.1、図2.3.2、図2.3.3に示す。第1次実験機関は要素マッチング試験用の実験機関であり、これらの図に示された構造および寸法等はスターリング機関として適性化をはかった設計とはなっていない。スターリング機関の実用的設計は、各構成要素の特性ならびに最適構造が解明された後改めて検討すべき課題である。

#### 参 考 資 料

- (1) JIS-B8243 圧力容器の構造，日本規格協会（1977）
- (2) 第173研究部会スターリング機関に関する研究報告書，日本造船研究協会研究資料No.319（1979） p.70～74
- (3) 同上 p.80～87
- (4) 同上 p.87～88

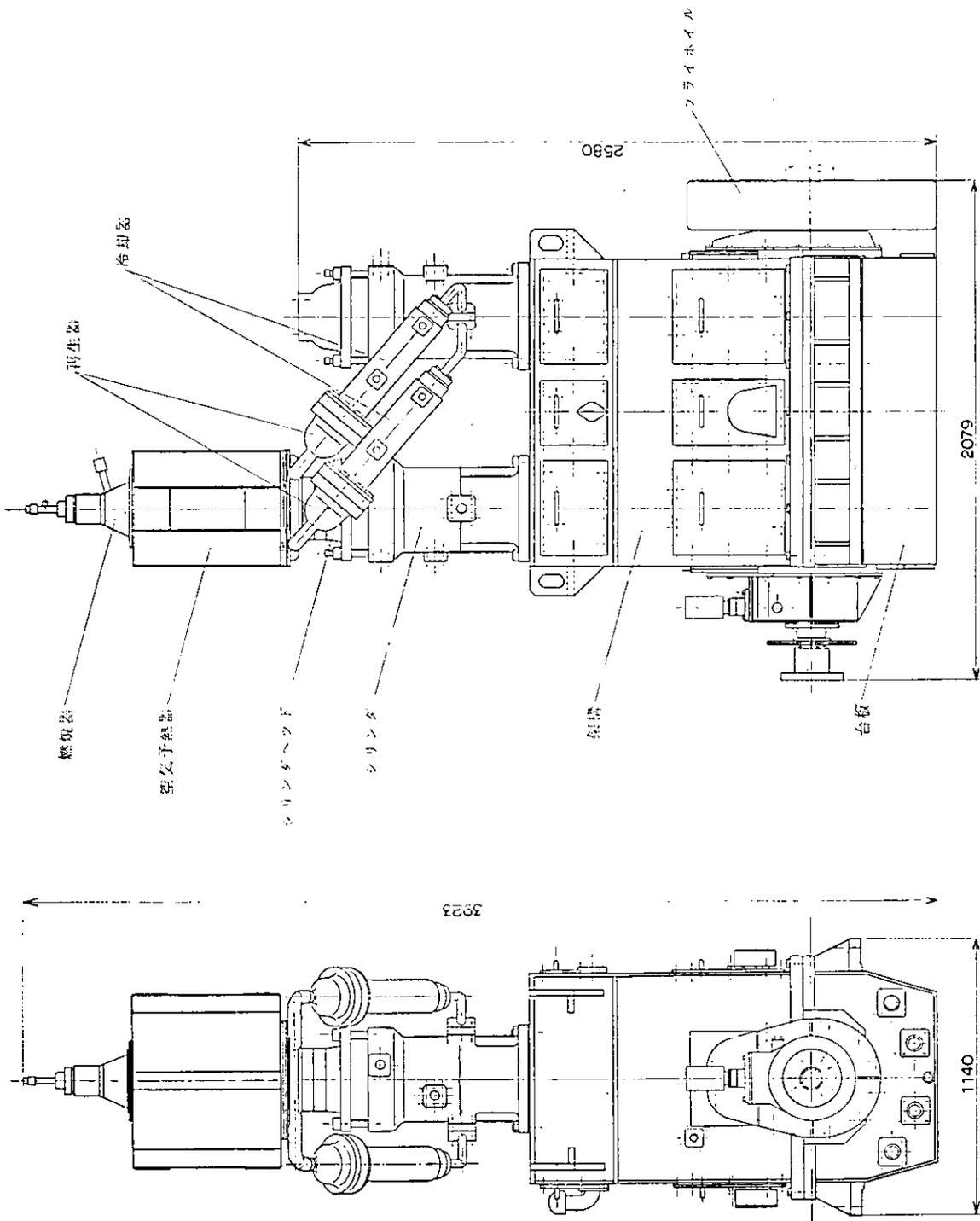


図 2.3.1 第 1 次実験機関外形図

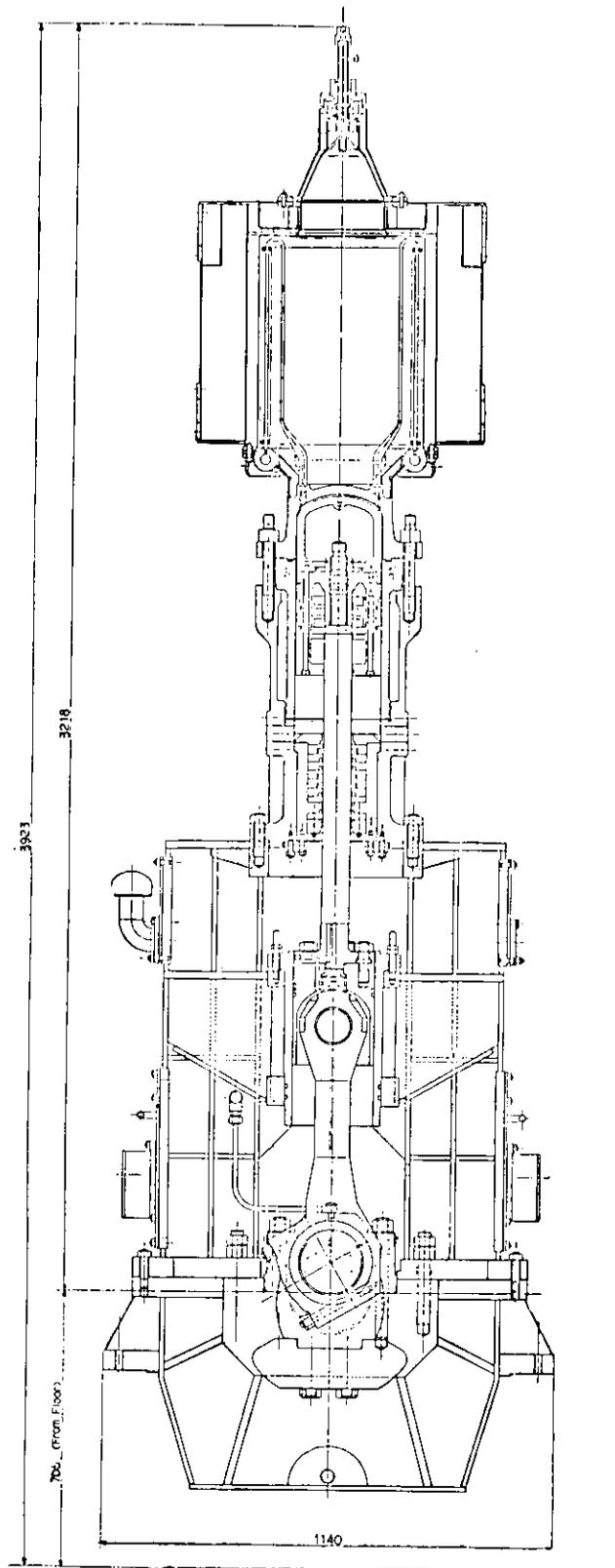


圖 2.3.2 第 1 次實驗機關橫断面圖

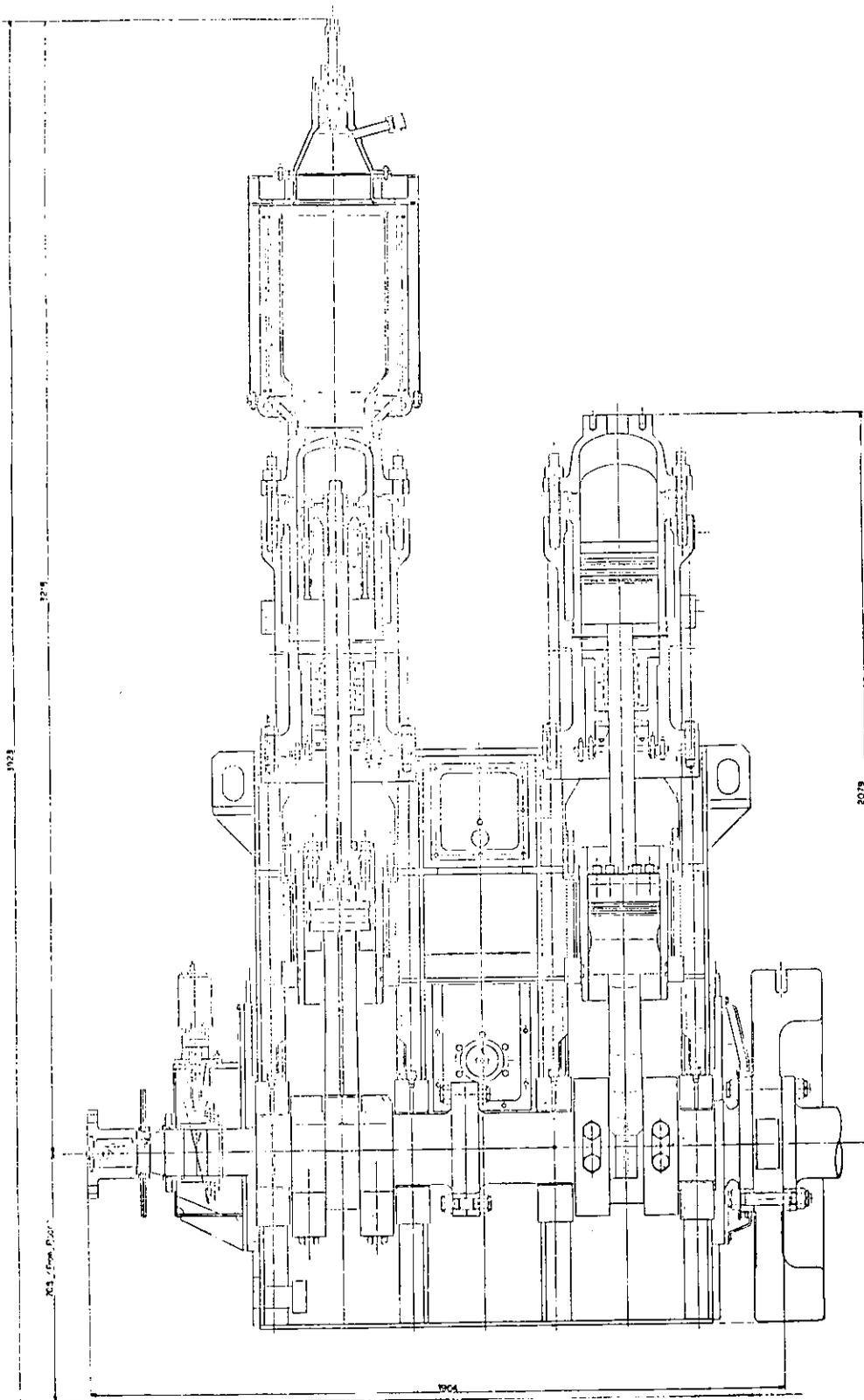


図 2 3 3 第 1 次 実 験 機 関 縦 断 面 図

## 3. 熱交換方式の研究

### 3.1 研究の概要

昭和54年度における研究実施項目は主として、第1次実験機関に搭載した加熱器、再生器、冷却器の各々の伝熱性能解析、およびそれにもとづく各々の熱交換器の設計手法の検討である。

第1次実験機関での試験によって得られたデータをもとに、各熱交換器について伝熱性能解析を実施した結果、まず、加熱器、冷却器については、概ね、現在用いている設計手法が妥当であったと考えられる。ただし、機関運転中の管内面の伝熱面の汚れのため、熱交の性能値自体は、所期の値に達していない。

また、再生器については、得られたデータの数が少なく、系統的に性能を把握するには次年度の試験をまたなければならぬが、性能改善の余地は十分残っているものと思われる。

### 3.2 第1次実験機関の試験結果による熱交換器の性能解析

#### 3.2.1 加熱器の伝熱性能

##### (1) 供試加熱器

供試加熱器の外観を図3.2.1に示す。また、構造は図2.2.1に示されている。表3.2.1はその伝熱特性(計画値)をまとめたものである。この加熱器は基本的には前年度検討されたCASE 6B<sup>(1)</sup>と同じであるが、詳細検討の結果、第2列目の吸熱量が不足することが判明したため、フィンピッチを2.0mm、フィン板厚を0.8mm、フィン幅を25mmとして伝熱量の増加をはかった。

(2) 第1次実験機関の試験結果から得られた加熱器の伝熱性能を表3.2.2にまとめて示す。図3.2.2は加熱器の吸熱量の負荷による変化を示したもので、加熱器の吸熱量は、総入熱量から、排ガス損失および放熱損失を差し引いた数値である。また、外側管列での吸熱量は、管列通過前後の燃焼ガスの温度変化より求めた数値である。一方、実線は計算値であるが、その計算手法については昭和52年度の報告に示されている。計算値を求めるのに関して、管内ガス温度には実験値を用い、燃焼室側のふく射熱流束は燃焼器総合試験の結果から定格負荷時の値に対して直線的に変化するものと仮定した。管内熱伝達率は、次項において述べる管内面の汚れを考慮した推定値を用いた。

内側管列と外側管列での吸熱量割合は若干異っているが、加熱器全体の吸熱量については実験値と解析値は概ね一致しており、加熱器の設計手法が妥当なものであることが示されている。したがって設計点においてもほぼ計画値に近い熱吸収が期待できる。

##### (3) 管壁温度

スターリング機関の性能に対する最も重要な制限因子は加熱器の管壁温度である。表3.2.2によれば実験機関で計測された加熱管の管壁温度は作動ガス温度よりも300℃から400℃近くも高温で、ガス温度のレベル向上は管壁温度で大中に制限されそうに見える。しかし、これには計測上の問題があり真の管壁温度はもっと低いはずである。したがってここでは実際の管壁温度がどのくらいであったかを推定してみる。なお、今回の試験結果に限って言えば、6.4節で触れられているように管内面の汚れの影響も同時に検討する必要がある。

##### (a) 管内面汚染の影響

加熱管の内面の汚れの具合はまた直接調査されていないが、不活性雰囲気中での潤滑油の高温分解残渣が内面に付着している汚れの主成分と考えられる。いま、この汚れによる熱抵抗を3.2.3項に述べる冷却器のそれと同等と仮定したときの加熱管(内側管列)の温度分布の計算結果を汚れのない場合と比較して図3

2.3に示す。計算条件は試験番号B-6相当であり、汚れを $6.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{Kcal}$ としたときの管外表面積最高温度は653°Cであり、汚れのないときの571°Cに比べ80°C以上高い値である。しかし熱電対の指示値776°Cとはなお100°C以上の差があり、上述の程度の汚れだけでは説明できない。

(b) 熱電対の取付方法の影響

データ集録装置に記録される温度は内管管列の燃焼室に面する側の温度であって、それを検出する熱電対は加熱管の表面から突出しているためよく射熱を受けて真の管壁温度を示さない。使用されたのは直径1mmのCAシース熱電対であるが、これが7.5mmの加熱管と熱的に接触する長さ(円周方向)によって熱電対と加熱管外表表面との間にどれだけの温度差を生ずるかを示したのが図3.2.4である。これによれば0.05ないし0.06mmの接触長さを仮定すれば、前述のように汚れだけでは説明できなかった計測値との温度差を説明できる。

なお、0.05~0.06mmという熱的接触長さは、ロウ付によって完全に接触した熱電対のデータと比較しても妥当な値である(この熱電対は0.5mmシース熱電対で試験中に断線した)。

以上の検討結果から、表3.2.2に示した汚れを考慮した管壁温度が実際に近いものであったと考えてよいであろう。次年度の試験ではこれら2つの問題点について改善がはかられる予定である。

3.2.2 再生器の伝熱性能

(1) 供試再生器

表3.2.3に再生器の伝熱特性(計測値)がまとめられているが、その計算方法は基本的には52年度報告に記されている解析手法<sup>(2)</sup>によった。再生器の構造は図2.2.4に示されており、マトリックスの長さは80mmないし100mmのいずれかを選ぶことができる。高温側の内部断熱に用いた最初のセラミックスはムーライト(多孔質)であったが、熱衝撃に対しては十分な強さを示さなかった。

(2) 温度変動測定方法

再生器の性能を実験的に求めるためには、再生器前後の作動ガスの温度変動を測定する必要がある。したがって温度センサーとしては熱容量が小さく、変化に対する追従性のよいものが要求される。この目的で、前年度は線径13 $\mu\text{m}$ の抵抗素子を用いたが、高圧ではキャリブレーション等に難点があり計測精度の点では必ずしも満足できる結果が得られなかった。今回は図3.2.5に示すような熱電対方式(温接点部分は25 $\mu\text{m}$ のP-P Rh(13% Rh))を採用し、一応満足できる結果が得られた。

図3.2.6はセンサの温度変動に対する応答性を示したものである。線径25 $\mu\text{m}$ の場合、機関の回転数が360rpmであれば、これに対応した変動成分(周波数6Hz)に対してはゲインおよび位相おくれとも十分な応答性を有している。しかし、200Hzをこえるような変動成分に対しては位相おくれは10°以上となり、もはや十分な応答性を有しているとはいえない。

(3) 再生器温度効率の計算方法

再生器温度効率は次式で定義される。すなわち、加熱器より再生器への作動流体の流れを正とし、加熱器より再生器への質量流量を $dm_2/dt$ 、再生器より冷却器への質量流量を $dm_3/dt$ とすれば、再生器へ出入するエンタルピは、

$$\left. \begin{aligned} \frac{dm_2}{dt} > 0 \text{ のとき, } & Q_{\text{hin}} = \int C_p \frac{dm_2}{dt} T_{\text{GH-R}} dt \\ \frac{dm_2}{dt} < 0 \text{ のとき, } & Q_{\text{hout}} = -\int C_p \frac{dm_2}{dt} T_{\text{GH-R}} dt \\ \frac{dm_3}{dt} < 0 \text{ のとき, } & Q_{\text{ein}} = -\int C_p \frac{dm_3}{dt} T_{\text{GR-C}} dt \end{aligned} \right\} \quad (3.2.1)$$

$$\frac{dm_3}{dt} > 0 \text{ のとき, } Q_{\text{cout}} = \int C_p \frac{dm_3}{dt} T_{gR-C} dt$$

で表わされ、エンタルピ基準の再生器温度効率

$$E_n = \frac{Q_{\text{hout}} - Q_{\text{cin}}}{Q_{\text{hin}} - Q_{\text{cin}}} \quad (3.2.2)$$

$$E_c = \frac{Q_{\text{hin}} - Q_{\text{cout}}}{Q_{\text{hin}} - Q_{\text{cin}}} \quad (3.2.3)$$

で定義される。なお、定常状態では、

$$E_n = E_c \quad (3.2.4)$$

となる。式(3.2.1)で、

$T_{gH-R}$  ; 再生器口ガス温度(加熱器側)

$T_{gR-C}$  ; " " (冷却器側)

$C_p$  ; 作動ガスの比熱

である。これらの式から明らかなように、実験により作動ガス温度  $T_{gH-R}$ 、 $T_{gR-C}$  を求めて温度効率を計算する場合、質量流量を何らかの方法で、推定する必要がある。ここでは、サイクルシミュレーションに用いられるモデルCにより質量流量を求めた。

#### (4) 変動温度測定結果及び再生器温度効率

図3.2.7に変動温度の測定結果(試験番号B-12)とこのときの運転条件に対応したモデルCによる変動流量の計算結果を示す。また変動流量、変動温度および温度効率の計算結果を表3.2.4に示す。この場合の計算の取れん誤差は若干大きかったが、得られた再生器温度効率はそれぞれ

$$E_H = 0.9081$$

$$E_C = 0.8936$$

である。この値は設計条件からかなり離れた状態で得られた結果であるが、かなり改善の余地があろう。因みにこのとき用いたマトリックスは60メッシュ×100mm(再生器仕様番号No.4)である。

### 3.2.3 冷却器の性能解析

#### (1) 供試冷却器

表3.2.5は冷却器の伝熱特性(計画値)を示す。これは前年度検討されたものと同じであり、作動ガス側についてはサイクル平均流量にもとづく定常流と仮定した設計手法が採用されている。

冷却器の構造は図2.2.7に示されており、伝熱管の実際の長さは所要長さよりも30%長くとられている。パッフルに接している内側シェルは軸方向に2つ割りになっており、管群は完全に開放できる構造になっている。

#### (2) 伝熱性能

実験機関での試験結果から得られた伝熱性能を表3.2.6にまとめて示す。

この表および図3.2.8には、作動ガスをサイクル平均流量に等しい流量をもつ定常流として取扱ったときの熱通過率の計算値と、実測された管壁温度と作動ガス温度から求めた熱通過率が比較されている。熱通過率の実験値は計算値の約3分の2程度であり、この差は管内面の汚れおよびピストン・クリアランスからのガス・リークによる流速の低下にもとづくものと考えられる。

いま、計算値と実験値との差をすべて汚れ係数に換算すると、この熱抵抗の値は1万分の6  $m^2 h^{\circ} C / Kcal$  前後となる。TEMA標準<sup>(3)</sup>によると圧縮空気に対する汚れ係数は1万分の4  $m^2 h^{\circ} C / Kcal$  を採用しており、冷却器開放後の管内面の汚れの状態を勘案すれば、1万分の6という値はすべてが汚れによるものでないにしても十

分納得のいく数值である。

以上の例から明らかのように、冷却器では管内面の汚れは直ちに伝熱面積の不足を来すので、汚れの嚴重な管理が必要である。

参 考 文 献

- (1) 第173研究部会 スターリング機関に関する研究報告書, 日本造船研究協会研究資料No.319 (1979), p.70
- (2) 同上 No.309 (1978), p.19-34
- (3) Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 5th Ed. (1968), p.123

表 3 2 1 加熱器の伝熱特性 (計画値)

燃焼ガス側特性		
流 量	Kgf/h	5 5 6 2
燃焼室出口温度	℃	1 8 4 0
投影面熱流束	Kcal/m <sup>2</sup> h	2 6 2 × 10 <sup>3</sup>
ふく射吸熱量割合		0 8 9 2
内側管列出口温度	℃	1 5 4 7
対流熱伝達率	Kcal/m <sup>2</sup> h℃	5 4 1
外側管列出口温度	℃	7 9 2
対流熱伝達率	Kcal/m <sup>2</sup> h℃	3 5 0
作動ガス側特性		
回 転 数	rpm	7 2 0 ( 3 6 0 )
平 均 圧 力	Kgf/cm <sup>2</sup>	1 1 5
平 均 温 度	℃	6 7 5
管 内 熱 伝 達 率	Kcal/m <sup>2</sup> h℃	6 0 3 0
吸 熱 量		
外 側 管 列	Kcal/h	1 7 1.6 × 10 <sup>3</sup>
内 側 管 列	Kcal/h	1 3 8.2 × 10 <sup>3</sup>
合 計	Kcal/h	3 0 9.8 × 10 <sup>3</sup>

表 3.2.2 運転時の加熱器の伝熱性能

項目	B-2	B-3	B-4	B-6	B-10	C-2	D-1	設計点
機関回転数	216	186	183	202	199	206	221	360
作動ガス圧力	39.6	30.3	53.1	61.3	64.3	40.5	44.1	115
作動ガス温度(膨張室)	381	363	349	400	418	465	487	675
加熱吸熱量	$1200 \times 10^3$	$760 \times 10^3$	$973 \times 10^3$	$1516 \times 10^3$	$1513 \times 10^4$	$120.1 \times 10^3$	$120.2 \times 10^3$	$309.4 \times 10^3$
管壁温度(実測値)	744	679	649	776	774	770	802	—
投影面熱流束	$1197 \times 10^3$	$763 \times 10^3$	$958 \times 10^3$	$144.1 \times 10^3$	$157.9 \times 10^3$	$129.0 \times 10^3$	$127.1 \times 10^3$	$262 \times 10^3$
汚れのないとき								
熱伝達率	2807	2007	3075	3973	3630	2243	2797	6030
管壁温度	573	543	504	572	573	616	585	723
汚れ・0.006 (m <sup>2</sup> hC/Kcal) を考慮したとき								
熱伝達率	1046	911	1081	1174	1142	9562	1044	—
管壁温度	639	583	558	653	677	671	655	—

表 3.2.3 再生器の伝熱特性 (計画値)

内 容 積	$m^3$	$3.21 \times 10$ (長さ 80 mm の場合)
マトリックスの種類		SUS 304 ワイヤメッシュ
線 径	mm	0.193 (60メッシュ)
空 隙 率		0.606
マトリックス重量	Kgf	9.99
熱 容 量	Kcal/°C	1.18
伝 熱 面 積	$m^2$	1.859
回 転 数	rpm	720 (360)
サイクル平均圧力	Kgf/cm <sup>2</sup>	1.15
高温側ガス温度	°C	690
低温側ガス温度	°C	65
熱 伝 達 率	Kcal/m <sup>2</sup> h°C	9533
N T U		533
温 度 効 率		0.953

表 3.2.5 冷却器の伝熱特性 (計画値)

作動ガス側特性		
回 転 数	rpm	720 (360)
サイクル平均圧力	Kgf/cm <sup>2</sup>	1.15
再生器側温度	°C	981
圧縮室側温度	°C	65.0
熱 伝 達 率		3864
冷却水側特性		
流 量	Kgf/h	$1.134 \times 10^3$
入 口 温 度	°C	35.0
出 口 温 度	°C	50.0
熱 伝 達 率	Kcal/m	5640
伝 熱 面 積	$m^2$	3.46
熱 通 過 率	Kcal/m <sup>2</sup> h°C	1683
対数平均温度差	°C	38.3
熱 交 換 量	Kcal/h	$2.230 \times 10^3$
(所要熱交換量)	Kcal/h	$(1.699 \times 10^3)$

表 3.2.4 モデル C による流量および温度変動計算値 ( B - 12 )

MM	DM1	DM2	DM3	DM4	TG(H-R)	TG(R-C)
10	-.2605	-.4792	-1.0884	-1.8351	924.71	388.71
20	-.4635	-.6022	-1.2117	-1.8855	883.53	389.76
30	-.6505	-.7679	-1.2857	-1.8834	867.94	389.76
40	-.8885	-.9828	-1.3860	-1.8309	860.63	385.01
50	-1.0057	-1.0504	-1.2360	-1.6637	854.71	379.10
60	-1.1562	-1.1738	-1.2131	-1.4691	849.48	370.84
70	-1.1965	-1.1697	-1.1158	-1.1696	844.23	363.45
80	-1.2053	-1.1443	-.9652	-.7293	839.33	356.57
90	-1.1633	-1.0611	-.7311	-.1453	833.01	351.30
100	-1.0590	-.9086	-.4160	.4137	827.74	347.16
110	-.6528	-.5791	-.8649	.7979	821.04	341.79
120	-.6862	-.4934	.2013	1.0611	815.74	337.57
130	-.5174	-.2977	.4921	1.3114	809.72	333.33
140	-.3329	-.1058	.6145	1.4298	810.63	328.45
150	-.1590	.0620	.7306	1.5210	810.43	321.69
160	.0203	.2458	.8672	1.5643	789.06	316.75
170	.2341	.4580	.9542	1.5368	793.36	316.75
180	.3477	.5180	.9859	1.4902	832.66	319.84
190	.4442	.5733	.9524	1.3956	865.15	324.15
200	.5237	.6239	.9347	1.2969	882.15	329.67
210	.6034	.6663	.8693	1.1715	890.43	333.33
220	.6707	.7071	.8304	1.0494	896.29	336.97
230	.7312	.7463	.7951	.9150	900.76	338.78
240	.7859	.7914	.7745	.7615	904.88	342.39
250	.8243	.8040	.7288	.6374	909.34	344.18
260	.8505	.8101	.6741	.4923	913.45	347.16
270	.8618	.8018	.6035	.3345	916.52	349.54
280	.8530	.7529	.4854	.1429	922.32	351.30
290	.8273	.7113	.3257	-.0849	925.39	353.07
300	.7732	.6496	.2345	-.2374	931.16	357.15
310	.6869	.5397	.0869	-.4529	935.57	360.05
320	.5658	.3574	-.1216	-.7036	941.32	363.49
330	.4456	.2241	-.3046	-.9617	948.40	366.34
340	.3188	.0741	-.5011	-1.2153	954.11	371.40
350	.1682	-.0831	-.7032	-1.4559	957.80	378.01
360	-.0339	-.2493	-.9038	-1.6709	964.15	382.87

(7) EFFICIENCY OF REGENERATOR

REFFH = .9031+00  
 REFFC = .8936+00

表3.2.6 運転時の冷却器の伝熱性能

項 目	B-2	B-3	B-6	B-4	B-10	C-2	D-1
作動ガス温度(再生器側)	76.6	72.5	86.0	79.0	87.0	72.4	58.1
" (圧縮室側)	74.8	74.2	81.1	79.1	84.3	74.6	59.5
冷却水温度(入口)	26.2	29.9	27.5	29.2	31.5	31.7	24.0
" (出口)	29.6	32.2	32.4	32.9	36.6	35.2	26.7
冷却水流量	$24.48 \times 10^3$	$24.67 \times 10^3$	$23.99 \times 10^3$	$24.06 \times 10^3$	$21.97 \times 10^3$	$23.55 \times 10^3$	$22.74 \times 10^3$
冷却器放熱量	$82.23 \times 10^3$	$54.98 \times 10^3$	$118.17 \times 10^3$	$87.02 \times 10^3$	$111.89 \times 10^3$	$81.53 \times 10^3$	$60.30 \times 10^3$
管内側ガス流量 <sup>(*)</sup>	0.2272	0.1504	0.3528	0.2639	0.3286	0.1805	0.2190
" 熱伝達率	1007	721.3	1441.4	1139.3	1298.0	803.6	971.4
シェル側熱伝達率	805.4	80.87	796.2	797.5	771.3	800.7	770.7
熱通過率(計算値)	850.1	637.5	1138.9	941.8	1043.1	700.3	821.1
" (実験値)	497.9	375.9	639.2	482.5	628.5	589.2	525.5
汚れ係数(相当値)	$5.99 \times 10^{-4}$	$7.86 \times 10^{-4}$	$6.86 \times 10^{-4}$	$7.29 \times 10^{-4}$	$4.55 \times 10^{-4}$	$2.00 \times 10^{-4}$	$4.93 \times 10^{-4}$
汚れ換算管内熱伝達率	628	460.3	841.8	622.3	815.9	692.2	656.8

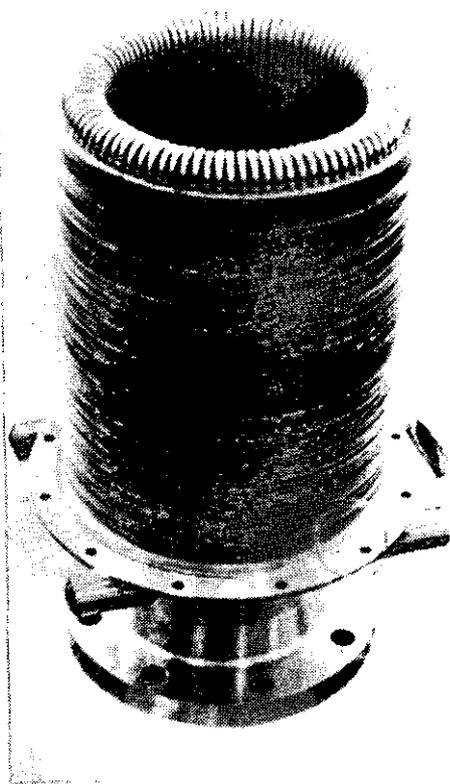


図 3.2.1 供試加熱器の外観

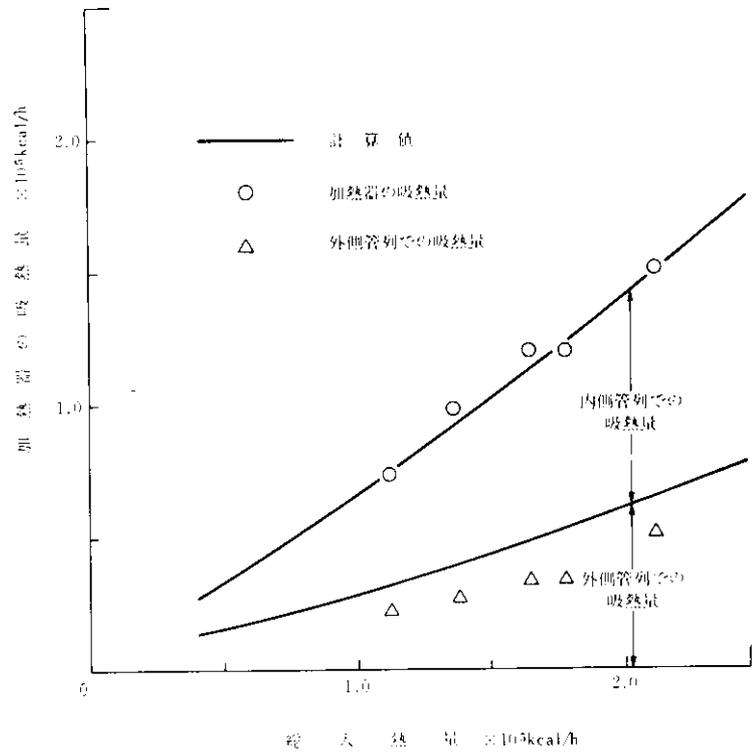
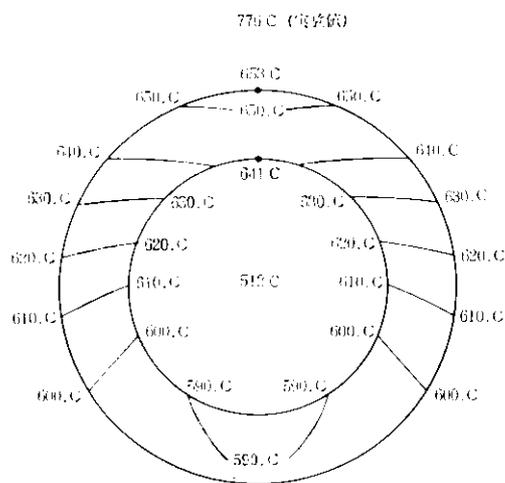
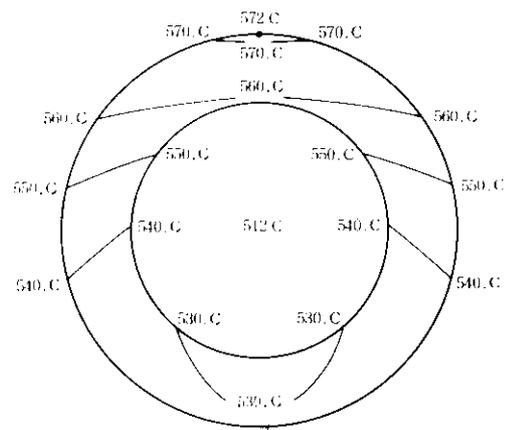


図 3.2.2 加熱器の吸熱量

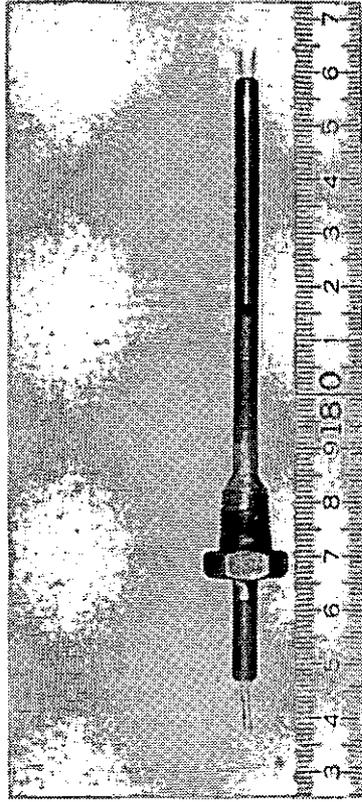


汚泥  
 $\beta = 0.0006 \text{ m}^2\text{deg/kcal}$   
 投影面熱流束  $0.17 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2\text{h}$



汚泥  
 投影面熱流束  $0.17 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2\text{h}$

図 3.2.3 加熱器の管壁温度計算結果 (試験番号 B-6)



(a) 全体



(b) 先端部

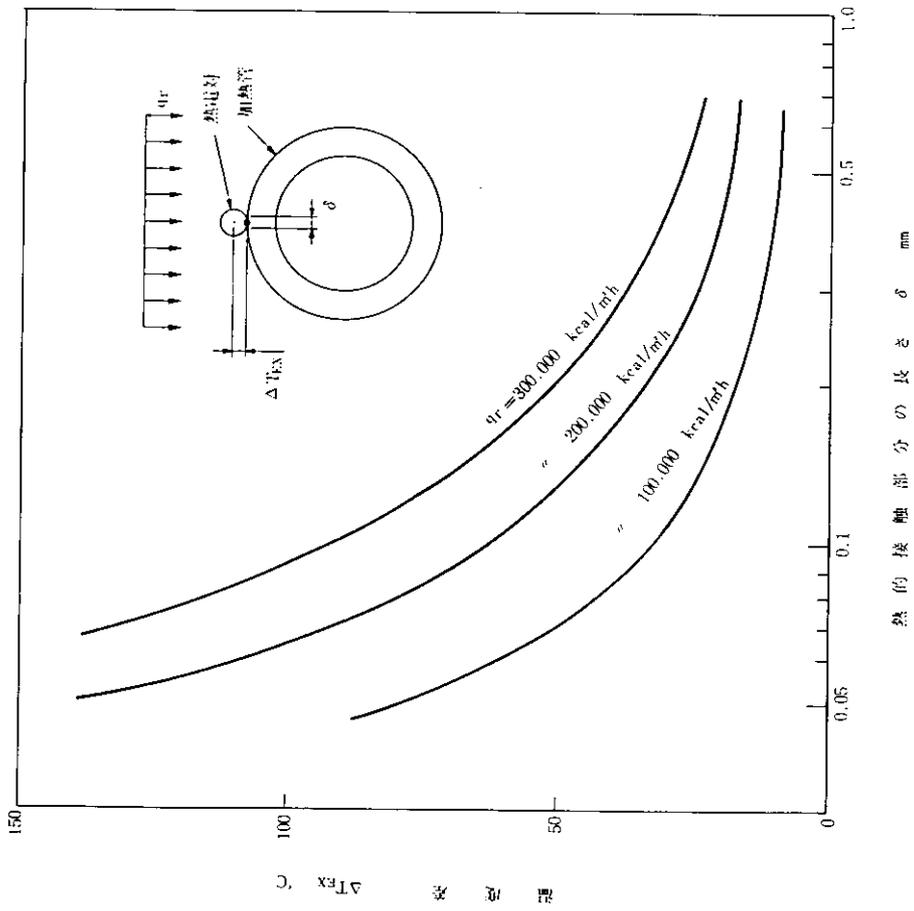


図 8.2.4 加熱管壁温度と熱電対指示温度の差

図 8.2.5 変動温度測定用センサ

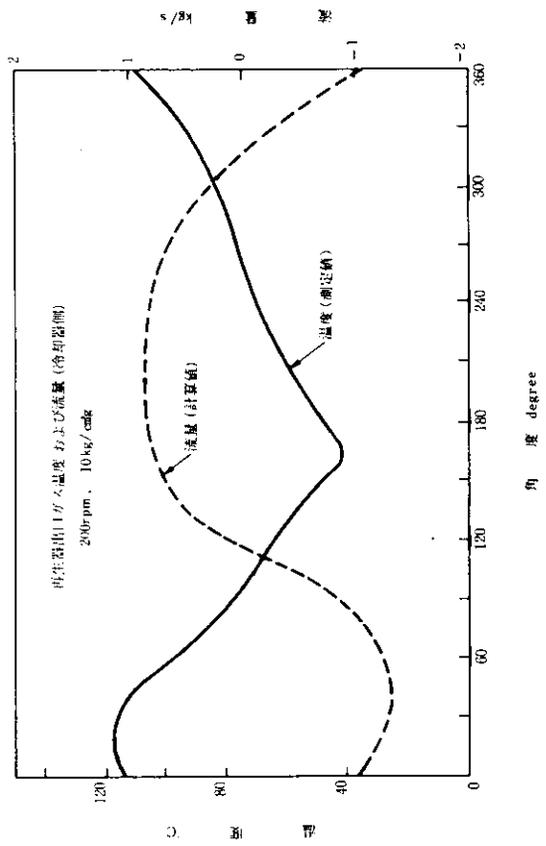
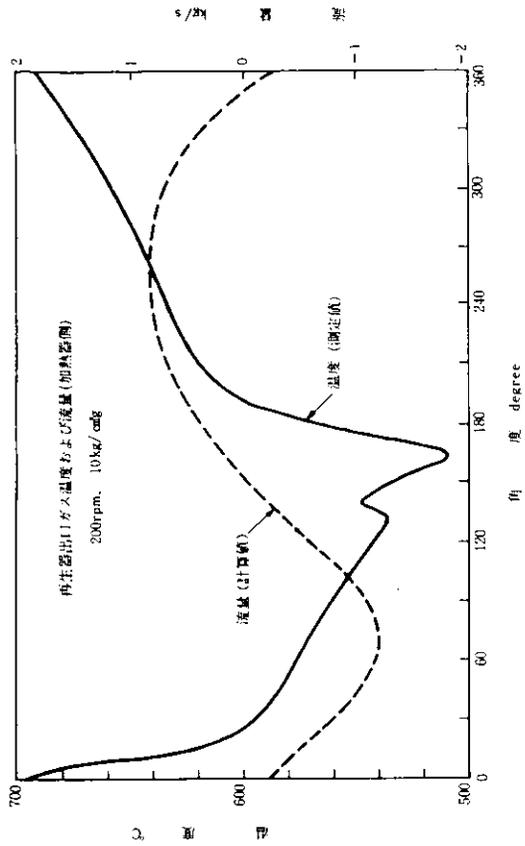


図 3.2.7 変動温度測定結果 (試験番号 B-12)

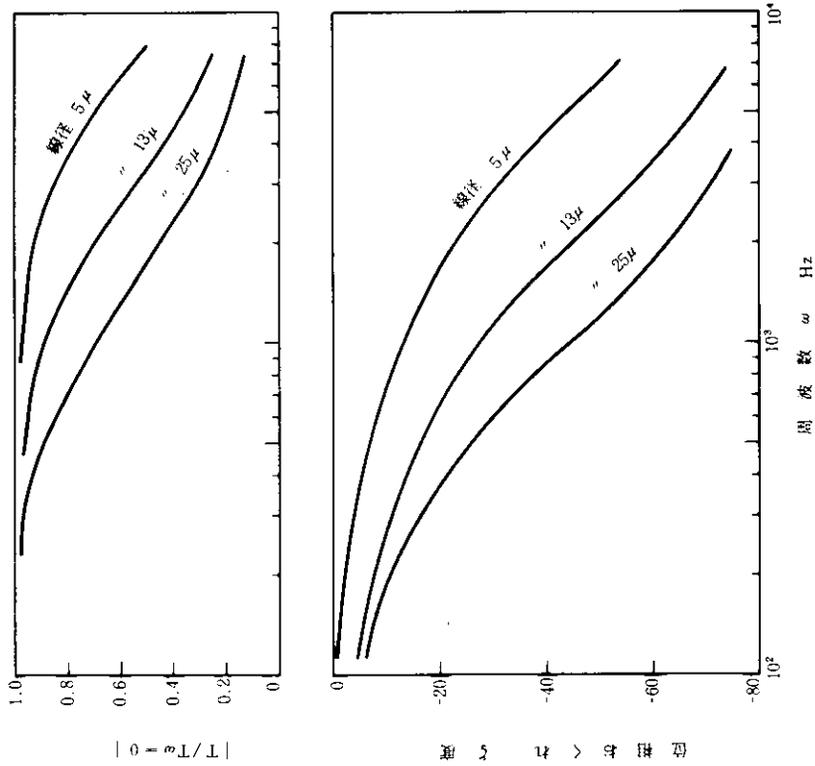


図 3.2.6 センサの周波数応答特性

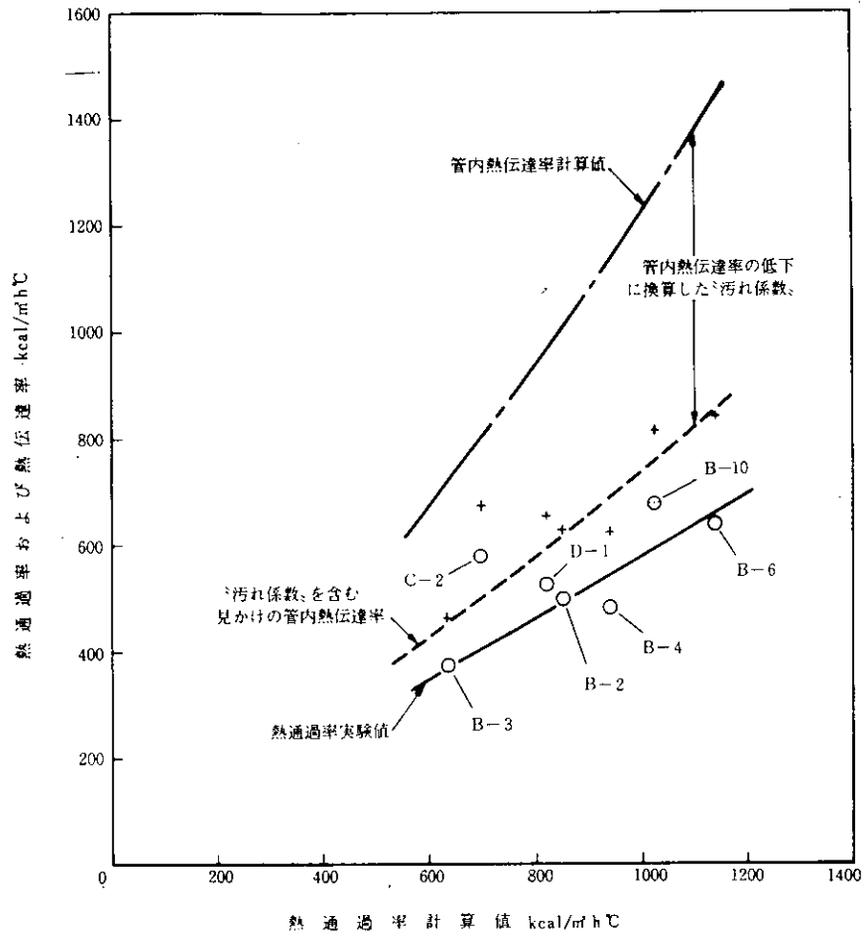


図 3.2.8 冷却器の伝熱性能

## 4. 燃 焼 方 式 の 研 究

### 4.1 研 究 の 概 要

昭和53年度の研究では、スターリング機関用燃焼器として要求される性能を有するバーナ形式を見いだすとともに、空気予熱器及び燃焼システムについての試設計等の検討を行った。

昭和54年度の研究実施項目は、

- (1) 空気予熱器試験
- (2) 総合燃焼試験
- (3) 燃焼システムの設計

である。

(1)では、前年度試設計を行った空気予熱器を基本として、これに伝熱性能及び熱交換製作上の問題点を考慮して改良を加え、性能確認試験によりほぼ所要の性能を満足していることを確認した。これらの内容は、4.2節に述べられている。

(2)は、実験機関に用いられる燃焼器(空気予熱器を含む)と加熱器の組み合わせ試験で、バーナ、加熱器等は前年度開発あるいは基本設計したものを、空気予熱器は(1)で性能確認したものをを用いている。今年度の試験では、これらの組み合わせの場合の問題点の把握を主体として、各要素毎の性能把握を行った。まず、燃焼室の伝熱特性は、前年度の試験に比し十分改良され、ほぼ所期の目標を達成している。燃焼器(バーナ)は、前年度確認したと同等の性能を有しているが、高負荷燃焼時に、内壁が高温になることが判明し改良の余地がある。また、燃焼器からの放熱損失量を定量的に把握した。これらの内容は、4.3節で述べられている。なお、第1次実験機関の試験結果にもとづくボイラ効率と燃焼システムについては、それぞれ4.4節と4.5節に述べられている。

### 4.2 空 気 予 熱 器 試 験

#### 4.2.1 空 気 予 熱 器 の 仕 様

表4.2.1に空気予熱器の仕様を示す。これは、前年度報告に述べられている仕様に対して、予熱器製作上の条件も考慮して、コルゲートフィン<sup>(1)</sup>の形状を変更している。このコルゲートフィン<sup>(1)</sup>の形状はKays-Londonの文献<sup>(2)</sup>にない形状で、性能計算はコルゲートフィン<sup>(1)</sup>の一般式<sup>(2)</sup>を用いて行っている。

図4.2.1に空気予熱器のエレメント及び組立の外観を示す。

#### 4.2.2 性 能 試 験 結 果

空気予熱器は1気筒に対して4ユニット設置されるが、このうち1ユニット分について、単体性能試験を実施した。図4.2.2、4.2.3にその結果を示している。なお、単体性能試験では、空気及び燃焼ガスが、できる限り実験機関に近い流れ方をすよう、出入口ノズルを配置している。

図4.2.2は、空気及び燃焼ガスの各エレメントへの流量分布の測定結果を示している。空気予熱器が所期の性能を有するためには、各エレメントごとに流量分布が均一でなければならない。実験は、室温空気により、各エレメントの出口流速は熱線風速計をトラバースさせることにより求めた。図に示されるように、流速比(出口ノズル部の流速と、エレメント内の平均流速の比)が20の場合、各エレメントごとの流量にアンバランスが生じ、予熱器の性能低下となる。流速比を5程度とすれば、ほぼ均一の流量分布となることが分る。

図4.2.3は、伝熱性能試験の結果を示している。図4.2.3では、予熱器の伝熱性能を次式で示される温度効率で表わしている。

$$\phi_A = \frac{T_{a\ out} - T_{a\ in}}{T_{g\ in} - T_{a\ out}} \quad (4.21)$$

ここで、 $T_{a\ out}$  ; 空気出口温度      ℃  
 $T_{a\ in}$  ; 空気入口温度      ℃  
 $T_{g\ in}$  ; 燃焼ガス入口温度      ℃

実験は、流速比を5とし、燃焼ガス入口温度320～520℃、入口空気温度40℃で行った。設計点は図4.23に◎印で示している。部分負荷時の性能計算値は一点鎖線で示している。単体性能試験での結果は計算をやや下回っている。そこで、第1次実験機関では、流速比を4として、さらにエレメントごとの流量分布の均一化をはかっており、図に示すようにほぼ計算値に近い性能を有している。ただし、実験機関では、定格負荷に近い状況での運転までに来ておらず、定格での性能は確認されていない。

## 4.3 総合燃焼試験

### 4.3.1 試験の目的

この試験は、前年度の研究(3)において開発された燃焼器、加熱器及び4.2節で述べた空気予熱器を組み合わせ、ほぼ実験機関に近い状態で試験を行い、燃焼器、加熱器の性能、実験機関に近い高温度レベルでの問題点把握を目的としている。特に、前年度の試験では、加熱器管群内の燃焼ガスの流れの偏りのため加熱器の吸熱量が不均一であったが、本年度の研究では、燃焼ガスの流量分布を均一化することにより、吸熱量分布のアンバランスの是正もはかった。

また、燃焼器よりの放熱損失量を定量的に把握した。

### 4.3.2 試験用供試体

図4.31に本試験に用いた供試体を示す。供試体は、加熱器、空気予熱器、燃焼器からなり、加熱器の周囲に円筒状の燃焼室内筒と外筒を設け、空気予熱器は外筒に取付けられている。この構造は第1次実験機関と同一のものである。

#### (1) 加熱器

加熱器形状は、実験機関搭載のものと同じのものである。総合燃焼試験では、管内流体に水又は空気を用いたが、燃焼室の伝熱特性特に、加熱器の吸熱量分布を求める場合は水を用いた。水を用いた場合、加熱器出口温度が低いため、燃焼室内筒、外筒及び空気予熱器は比較的低い温度のままである。これらを実験機関に近い温度レベルまで高めた状態での試験を行う場合、管内流体として空気を用いた。

#### (2) 空気予熱器

図4.32に総合燃焼試験に用いた空気予熱器の構造を示す。予熱器の各ユニットは、2章で述べた単体ユニットを4ユニット用い、燃焼室外筒の周囲に配置している。前年度報告に述べられている構造とほぼ同様であるが、予熱器ユニット形状が大きくなったため、4気筒直列機関での構造を考慮して、気筒ごとの間隔を同一に保てるように、ユニットの取付位置は変更された。

#### (3) 燃焼器

図4.33に燃焼器(バーナ)の概要を示す。ここで、バーナフロント、アトマイザ等の形状は、前年度研究報告に述べられているものと同じである。ただし、本年度の試験では、燃焼用空気を燃焼器の内壁と外壁との間を流して、燃焼器内壁を冷却する構造となっている。

なお、この燃焼用空気は空気予熱器から燃焼器と燃焼室外筒とを連結するフランジ面に設けた小穴を通して、燃焼器へ供給される。

#### (4) 内筒

内筒は、加熱管群内の燃焼ガス流量のアンバランスを是正する目的で設けられたもので、開孔率約3%の多孔板を用いている。多孔板の形状は、予め、室温空冷によるモデル試験により、加熱器出口での流量分布が均一になるような形状を見い出している。

この試験に用いた燃料供給系統、火炎検出器等の補機は、前年度実施の研究と同様のものを用いている。

### 4.3.3 総合燃焼試験結果

#### (1) 燃焼器の燃焼特性

図4.3.4、4.3.5に本試験にて確認された燃焼器の性能を示している。図4.3.4は燃焼器各部の圧力(ドラフト)を示している。各部のドラフトの差が、その間の圧力損失となる。図に示すように、各部の圧力損失で最も大きいものは、燃焼器入口と空気予熱器出口の間の圧力損失で全体の半分以上となっている。これは、燃焼器と燃焼室外筒の間の空気流路、特に、燃焼器と外筒とのフランジ接続部分の圧力損失が大きいものと考えられ、今後改良が必要である。燃焼器の安定燃焼域を図4.3.5に示したが、これは前年度の基礎燃焼試験において確認されたものとほぼ同様で、本燃焼器も所定の性能を有していることが分る。

ただし、燃焼器内壁は、燃焼負荷及び予熱空気温度の上昇とともに上昇し、実験機関の定格負荷燃焼時では、材料の許容温度を越える可能性もあり、今後改良が必要となるかも知れない。

#### (2) 燃焼室伝熱特性

前年度研究では、加熱管群内の燃焼ガス流量の偏りのために、加熱器の吸熱量が燃焼室底部で高く、パーナ側で低くなる特性を示していたが、本年度は、燃焼室外筒と加熱器の間に内筒を設けて、この点の改善をはかっている。

図4.3.6から図4.3.9までは燃焼室の伝熱性能に関する試験結果を示している。図4.3.6は、加熱器の吸熱量、図4.3.7は排ガス温度の変化、図4.3.8は加熱器の吸熱量分布を示している。

本試験では、加熱器の管内流体に水を用い、水温上昇から、加熱器全体の吸熱量、及び吸熱量の分布を求めている。図4.3.6、図4.3.7に示すように、内筒付の燃焼室では、加熱器の吸熱量が大幅に増加するとともに、排ガス温度が低下し、内筒の効果が大きいことを示している。また、図4.3.8に示すように、加熱器の吸熱量分布も均一化されており、内側管列では、ほぼ一様になっている。

図4.3.9は燃料流量に対する内側管列の吸熱量の変化を示したものである。内側管列の吸熱量は、ふく射伝熱によるものと、対流伝熱によるものに分けられるが、対流伝熱量を計算によって求め全伝熱量からこれを差し引くことによってふく射伝熱量を求めることができる。図4.3.9に示すように、このようにして求めたふく射伝熱量は燃料流量に対して、ほぼ直線的に変化していることが示される。

#### (3) 燃焼室の熱バランス及び放熱損失

図4.3.10に燃焼室の熱精算図を示す。図4.3.10において、放熱損失( $Q_{RAD}$ )は次式より求めている。

$$Q_{RAD} = Q_F + Q_A - (Q_H + Q_{EX}) \quad (4.3.1)$$

ここで、 $Q_F$  ; 燃料発熱量  $Kcal/h$

$Q_A$  ; 燃焼用空気の顕熱 "

$Q_H$  ; 加熱器の吸熱量 "

$Q_{EX}$  ; 排ガス損失 "

図4.3.10では、加熱器の管内流体は水であり、排ガス損失も少ない。また、加熱管出口での燃焼ガス温度も低く、予熱器での交換熱量は少なくなっている。また、燃焼室外筒の温度が低いため、放熱損失は全入熱量( $Q_T$ )に対して、約2.3%となっている。燃焼器のボイラ効率 $\eta_B$ を次式で定義すると、図4.3.10では $\eta_B =$

84%である。

$$\eta_B = \frac{Q_H}{Q_F + Q_A} \quad (4.32)$$

ただし、本試験では管内流体に水を用いており、燃料流量も少なく、加熱器管壁など、実験機関と温度レベルが相当異なるので、上記のボイラ効率が、そのまま実験機関に適用されるわけではない。

図4.3.11に、燃焼室外筒各部の表面温度、及び燃焼室防熱層の表面温度の測定例を示す。図4.3.12は、放熱損失量と燃焼室防熱層内の温度差( $\Delta T_{WB}$ )、即ち、燃焼室外筒各部の表面温度の平均値( $\overline{T_{WB}}$ )と、防熱層の表面温度の平均値( $\overline{T_{WBF}}$ )の差との関係を示したものである。図4.3.12において、放熱損失は入熱量の約3~4%である。これらの実験では、加熱器の管内流体に空気を用いており、図4.3.10に示すように、外筒表面での温度は500℃程度まで達している。ここで、放熱損失量は近似的に、次式で表わすことができ、

$$Q_{RAD} = \lambda_e \cdot A \cdot \Delta T_{WB} \quad (4.33)$$

ここで、 $\lambda_e$  ; 防熱層のみかけの熱伝導率

$A$  ; 防熱層の表面積

$\Delta T_{WB} (= \overline{T_{WB}} - \overline{T_{WBF}})$  ; 防熱層内の温度差

図4.3.12より

$$\lambda_e \doteq 2.0 \quad \text{Kcal/mh}^\circ\text{C} \quad (4.34)$$

を得る。

第1次実験機関では、本試験と同様の防熱仕様を施し、防熱層内の温度差を求め、式(4.2.4)より放熱損失を求めている。

なお、総合燃焼試験の範囲内においては、燃焼器内壁の高温化以外高温化に伴う問題点は発生していない。

#### 4.4 第1次実験機関における燃焼器のボイラ効率

第1次実験機関では、4.2節、4.3節で述べた燃焼器、加熱器、空気予熱器を用いており、これらの現在までに得られている性能値は、個々に述べられている。ここでは、燃焼装置全体の性能を示す値として、次に定義するボイラ効率の実験値、計算値の比較を行った。

$$\eta_B = \frac{Q_H + Q_{RAD}}{Q_F + Q_A} \quad (4.41)$$

ここで、 $Q_F$  ; 燃料発熱量

$Q_A$  ; 燃焼用空気の顕熱

$Q_H$  ; 加熱器吸熱量

$Q_{RAD}$  ; 放熱損失

上式では、当初目標値との比較のため、吸熱側に放熱損失を含めている。

放熱損失は、式(4.3.4)により求めている。

現在の段階では、実験機関は定格、あるいはそれに近い運転に到っておらず、所期の性能を得ていない。ここでは、部分負荷状態でのボイラ効率を、52年度報告に述べられている加熱器の性能計算法及び、4.2に述べた空気予熱器の実験値を用いて推定する。

図4.4.1に第1次実験機関で得られた燃焼器のボイラ効率の実験値、及び計算値を示す。図に示すとおり、実験値は計算値をやや、下回っている。この原因は、第1に加熱器の管内に汚れがあることによる加熱器の吸熱量の不

足であろうと考えられる。次に、比較的、初期の段階のデータ（例えば、B-2、B-3、B-4）等は計算値に近いのに対して、他のデータでは差が大きいことから、燃焼ガスによる伝熱面の汚れも影響している可能性がある。

なお、定格の性能値は、前年度報告にも述べられているが、燃料流量 32.6 Kg/h、空気過剰率 1.1 にて、ボイラ効率 92.4 % である。今後、加熱管内面の汚れなどの点が改良されれば、上記に近い性能を得ることは可能であろう。

## 4.5 燃焼システム設計

### 4.5.1 システム構成

前年度は機関側、燃焼器側及び制御システムからの要求仕様について調査し、そのシステム系統及び構成機器の仕様等について検討を行った。その調査検討結果に燃焼器単体試験の結果をふまえ、第1次実験機関の燃焼システムとして燃料供給系と燃焼空気供給系のシステム設計を行う。なお、表 4.5.1 に燃焼空気及び燃料油供給系の仕様を示す。この仕様は燃焼器単体試験結果により前年度の仕様を一部修正している。

#### (1) 燃焼空気供給系

図 4.5.1 は第1次実験機関の燃焼空気供給系統図である。噴霧用空気と燃焼用空気の2系統からなり、噴霧用空気は既設の圧縮空気ラインから圧力調整用のレギュレータバルブと流量計を通して直接パーナ部へ供給される。そして燃焼用空気はターボプロア出口において供給ラインとバイパスラインに分流され、双方に流量制御弁を設け、流量調整した後機関空気予熱器へ供給され、燃焼ガスとの熱交換により加熱後燃焼器へ供給される。スターリング機関の燃焼器は広範囲の燃焼量が要求されるため、その空気流量も広範囲に変えることが必要となる。そのため流量変更をターボプロアの吸入側で行うとプロアのサージング域となるので吐出側にバイパス系路を設け、そのバイパス流量を変更することにより流量制御する方式とした。なお、第1次実験機関に用いる空気供給系の構成機器仕様は表 4.5.2 に示してある。

#### (2) 燃料油供給系

図 4.5.2 は第1次実験機関の燃料油供給系統図である。送油ポンプの吐出口と吸入口との間に圧力調節弁を介してバイパス系路を設け、圧力伝送器の信号により送油ラインの圧力を制御する。その圧力設定値は圧力指示調節計により任意に設定できる。流量調節は手動操作器により流量調節弁の開度を変えて行う。従って燃料流量の変更は送油圧力と弁開度の両方で行なえる構成となっている。なお、圧力伝送器、調節弁、指示調節計及び手動操作器の制御方式はすべて空気式を用いている。また、第1次実験機関に用いる燃料油供給系の構成機器仕様は表 4.5.2 に示してある。

### 4.5.2 制御システムとの関連

燃焼量制御は機関全体の制御システムとの関連において行われる。燃焼システム側からみた制御システムの必要条件は広範囲の燃焼量に対して適性な空気流量と燃料流量を維持することである。また、スターリング機関の効率は温度に依存するため、広い燃焼量範囲にわたり高温を維持することも必要である。これらの関係については次年度以降に実施が予定されている実験結果をふまえた上で詳細に検討する予定である。

燃焼制御は制御システムからの信号により、空気流量・燃料流量を変更して行う。前項で述べた第1次実験機関のシステム構成に従ってその制御方式を検討する。まず空気流量制御はターボプロア吐出側に設けた2個の流量制御弁により行う。流量の少ない範囲ではバイパスラインは全開の状態では供給ラインの流量制御弁で行い、それ以上の流量については供給ラインが全開でバイパスラインの流量制御弁で流量調節する2段階の制御方式となる。そして燃料流量制御も流量の少ない範囲では送油圧力を一定として、流量調節弁の開度を変更して行い、それ以上では送油圧を変更して行うという2段階方式となる。なお、噴霧用空気に関してはレギュレータバルブにより一定圧に保持すればよく、制御システムからの制御は必要ない。

空気流量と燃料流量の比率は試験結果により決定される。図 4.5.3 は空気過剰率と空気及び燃料流量の関係を示したもので、併せて総合燃焼試験で確認された安定燃焼域を示したものである。この結果から見る限り空気過剰率一定の燃焼制御は困難で、燃焼量が少なくなるほど空気過剰率を大きくしなければならない。その他、失火防止のための上限・下限の設定、燃焼量変更時の黒煙防止のための考慮等が必要である。

参 考 文 献

- (1) Kays, London, "Compact Heat Exchangers"
- (2) 藤掛, "コルゲートドフィン付熱交換器の研究" 学位論文
- (3) 第173研究部会 スターリング機関に関する研究報告書, 日本造船研究協会研究資料 No.319 (1979), p.70

表 4.2.1 供試予熱器の仕様および所要伝熱面積

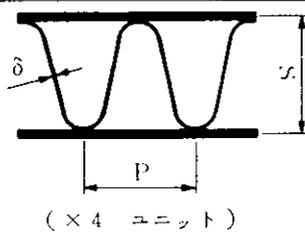
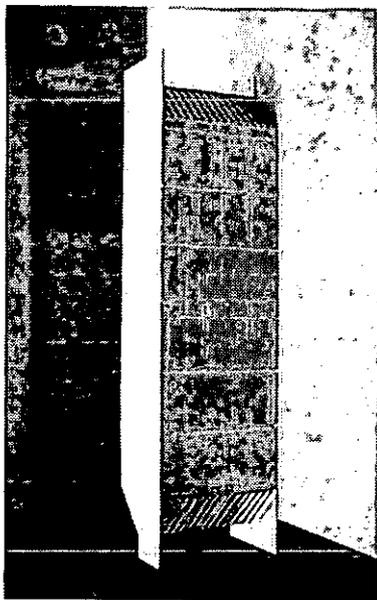
流 体 区 分	空 気 側	燃 焼 ガ ス 側
エレメント形式	PLATE FIN形	
フィンピッチ S×P mm	5.1×3.73	
フィン厚さ δ mm	0.3	
伝熱面積/容積 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup>	1675	
通路断面形状 mm	158.1×112	
エレメント長さ m	0.43	
エレメント数/ユニット	16	15
流路断面積 Ac m <sup>2</sup>	298×10 <sup>-3</sup>	279×10 <sup>-3</sup>
重量速度 G Kg f/m <sup>2</sup> s	4.882	5.54
レイノルズ数 Re	311.1	333.1
熱伝達率 α Kal/m <sup>2</sup> h°C	66.6	78.9
熱通過率 Ua Kal/m <sup>2</sup> h°C	32.6	
所要伝熱面積 F m <sup>2</sup> (所要エレメント長さ Lm)	26.6 (0.43)	

表 4.5.1 燃焼空気及び燃料供給系の仕様

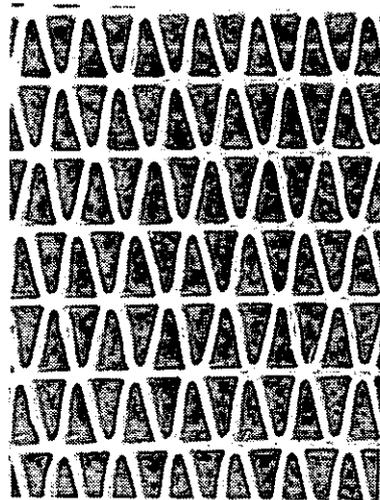
項 目	単 位	
噴霧用空気	圧 力	Kg/cm <sup>2</sup> 4
燃焼用空気	流 量	Kg/h 525
	圧 力	mmAq 1200
燃 料 油	流 量	Kg/h 32.6
	圧 力	Kg/cm <sup>2</sup> 1.0

表 4.5.2 燃焼システム機器仕様

	名 称	仕 様
燃 焼 空 気 供 給 系	レギュレータ・バルブ	調圧範囲 1 ~ 5 $\text{Kgf/cm}^2$
	流 量 計	流量範囲 2 ~ 20 $\text{m}^3/\text{hr}$ 圧 力 2 $\text{Kgf/cm}^2$ 温 度 20 $^{\circ}\text{C}$
	ターボプロブ	風 量 1000 $\text{m}^3/\text{hr}$ 吐出風圧 1500 $\text{mmAq}$
	流 量 制 御 弁	バタフライダンパー 100 A
	オリフィス	流量範囲 268 ~ 900 $\text{m}^3/\text{hr}$ 最大差圧 1000 $\text{mmAq}$
燃 料 油 供 給 系	送 油 ポンプ	吐 出 量 200 $\text{L/hr}$ (35 $\text{Kgf/cm}^2$ )
	安 全 弁	開 弁 圧 20 $\text{Kgf/cm}^2$
	流 量 調 整 弁	最大流量 50 $\text{L/hr}$ 常用入口圧力 15 $\text{Kgf/cm}^2$
	圧 力 伝 送 器	圧力範囲 0 ~ 15 $\text{Kgf/cm}^2$
	流 量 計	流量範囲 5 ~ 50 $\text{L/hr}$ 圧 力 15 $\text{Kgf/cm}^2$ 温 度 50 $^{\circ}\text{C}$
	濾 器	150 $\mu\text{m}$ 流 量 900 $\text{L/hr}$ 圧 力 35 $\text{Kgf/cm}^2$
	電 磁 弁	最大流量 120 $\text{L/hr}$ 最高圧力 140 $\text{Kgf/cm}^2$
	逆 止 弁	開 弁 圧 0.35 $\text{Kgf/cm}^2$ 定格圧力 3.50 $\text{Kgf/cm}^2$ 定格流量 1100 $\text{L/hr}$
	減 圧 弁 - 1	供給圧 2 ~ 10 $\text{Kgf/cm}^2$ 出力圧 0.14 ~ 3.5 $\text{Kgf/cm}^2$
	減 圧 弁 - 2	供給圧 17.5 $\text{Kgf/cm}^2$ (max) 出力圧 0.35 ~ 2.8 $\text{Kgf/cm}^2$
	手 動 操 作 器	目 盛 0 ~ 100 % 出 力 0.2 ~ 1.0 $\text{Kgf/cm}^2$ 供給圧 1.4 ~ 1.6 $\text{Kgf/cm}^2$
	圧 力 指 示 調 節 計	目 盛 0 ~ 15 設 定 手動設定 出 力 0.2 ~ 1.0 $\text{Kgf/cm}^2$ 供給圧 1.4 ~ 1.6 $\text{Kgf/cm}^2$



(a) 組立状況



(b) エレメント

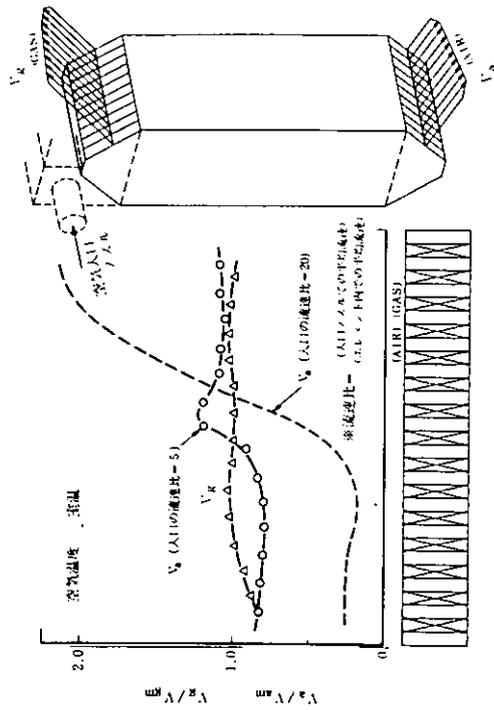


図 4.2.2 熱交換エレメント出口での空気およびガスの流速分布

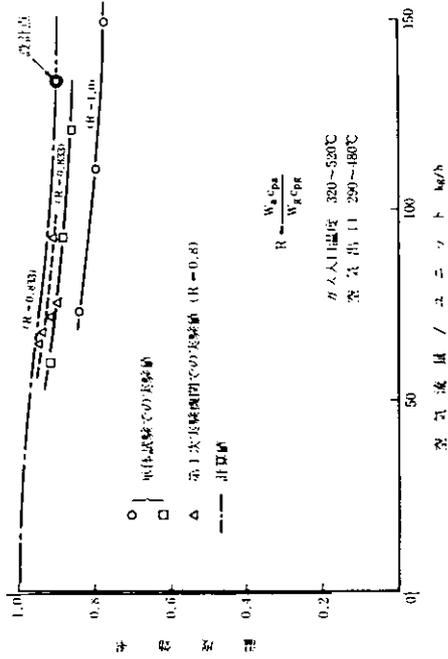


図 4.2.1 空気予熱器

図 4.2.3 供試予熱器の伝熱性能

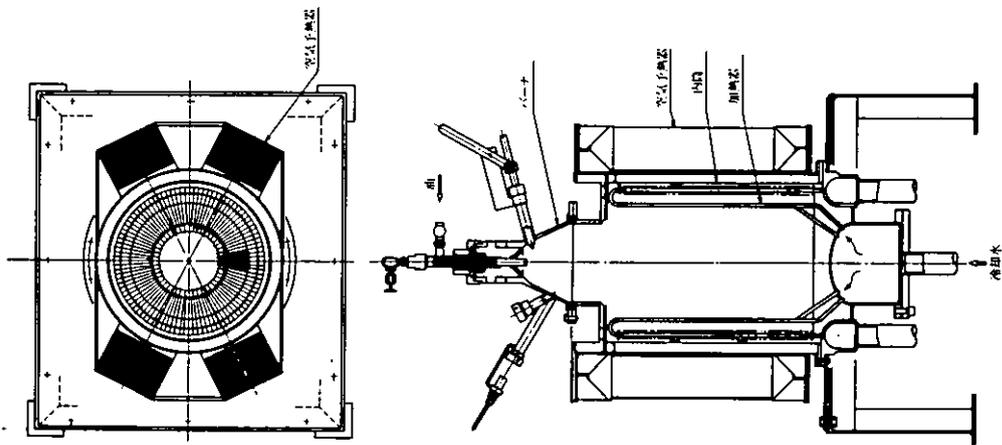


図4.3.1 総合燃焼試験用供試体概要

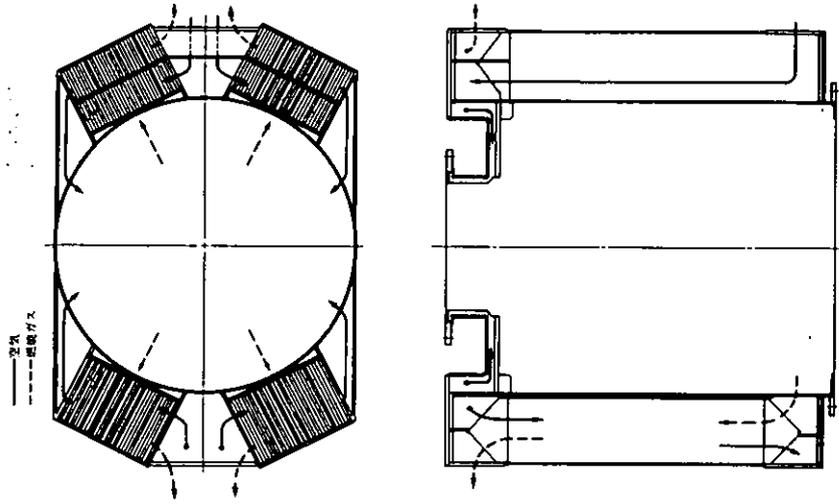


図4.3.2 空気予熱器の構造

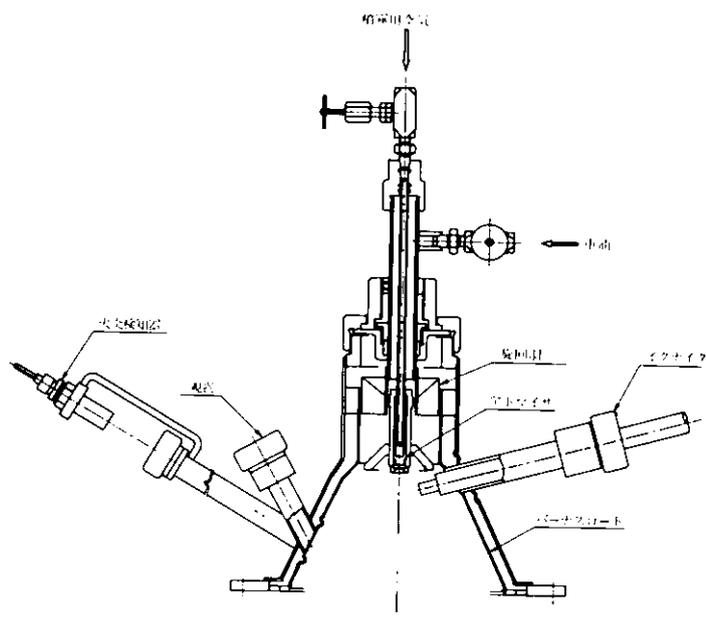


図 4.3.3 燃焼器 (バーナ) の構造

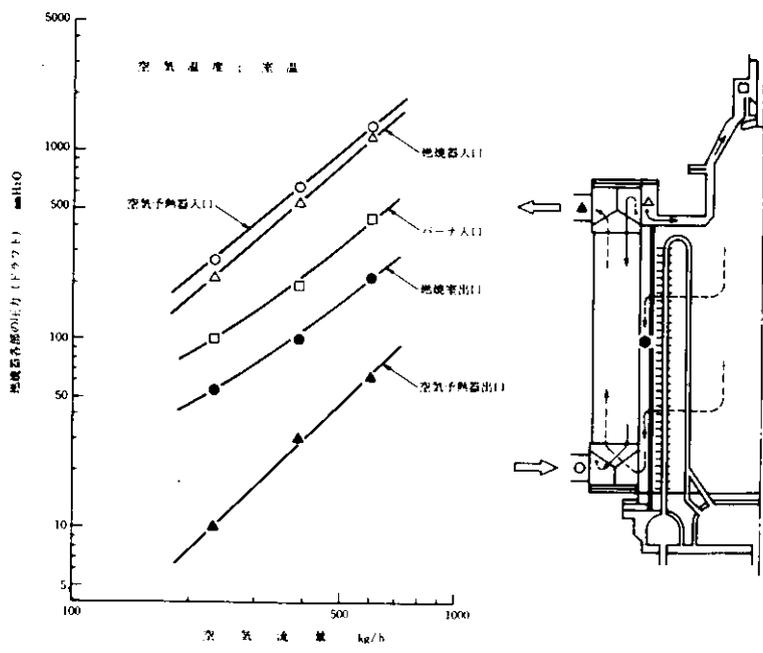


図 4.3.4 燃焼器各部のドラフト

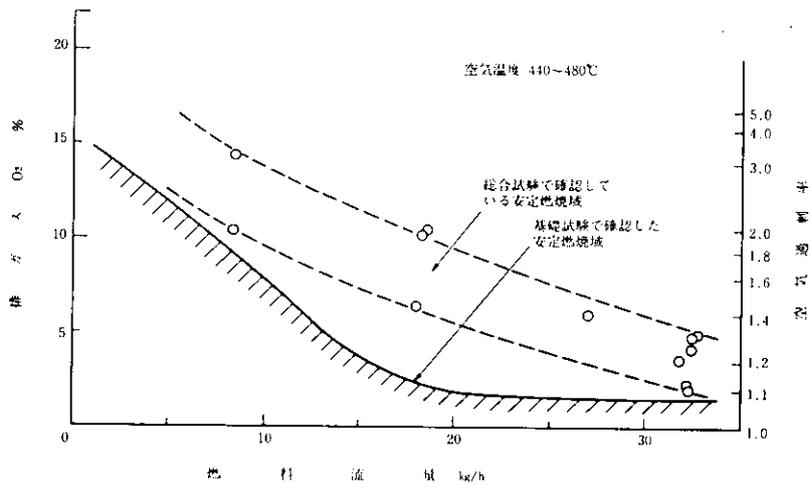


図 4.3.5 排ガスO<sub>2</sub>と安定燃焼域

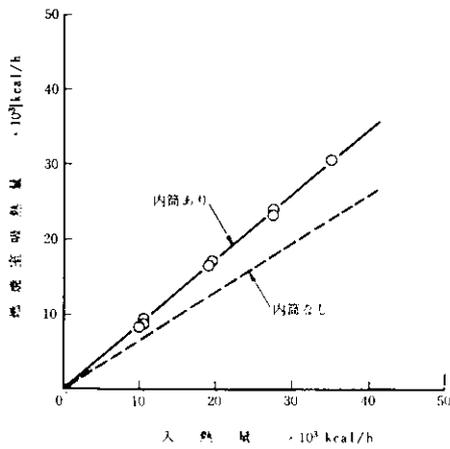


図 4.3.6 燃焼室の吸熱量に対する内筒の効果

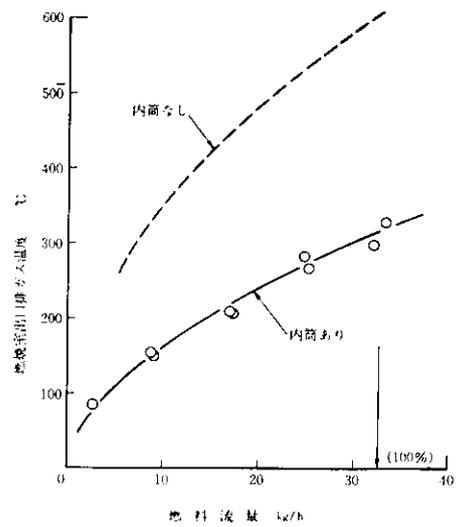


図 4.3.7 排ガス温度特性

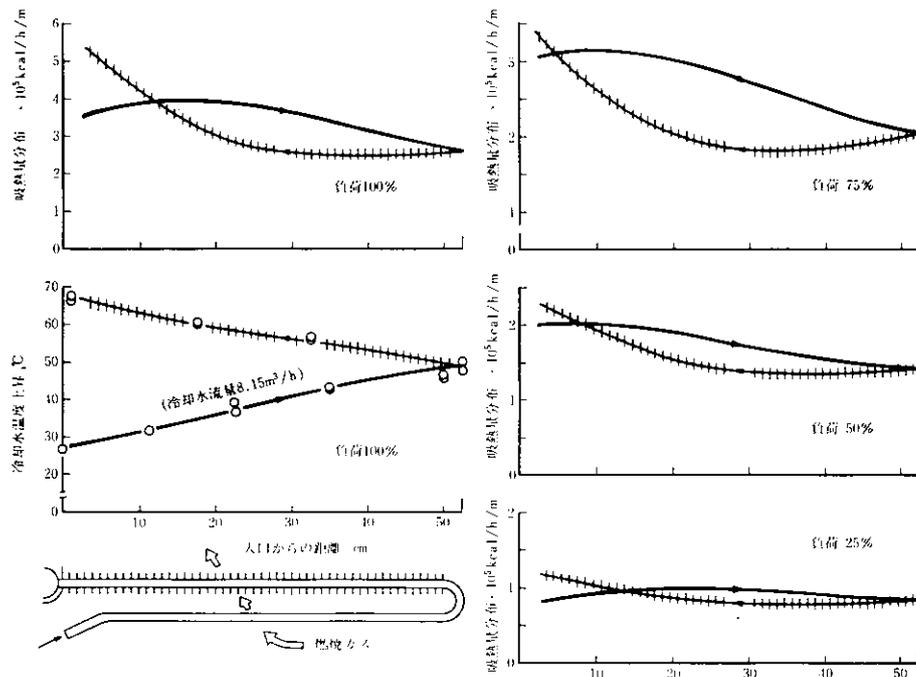


図 4.3.8 燃焼室の吸熱量分布（内筒あり）

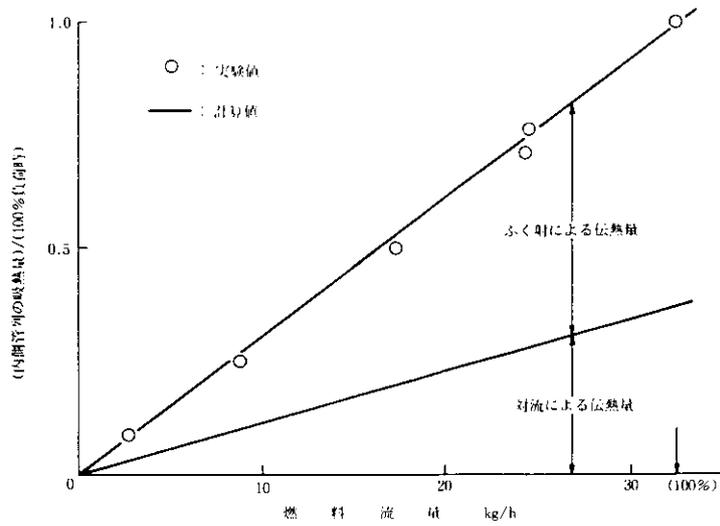


図 4.3.9 内側管列の吸熱量の変化



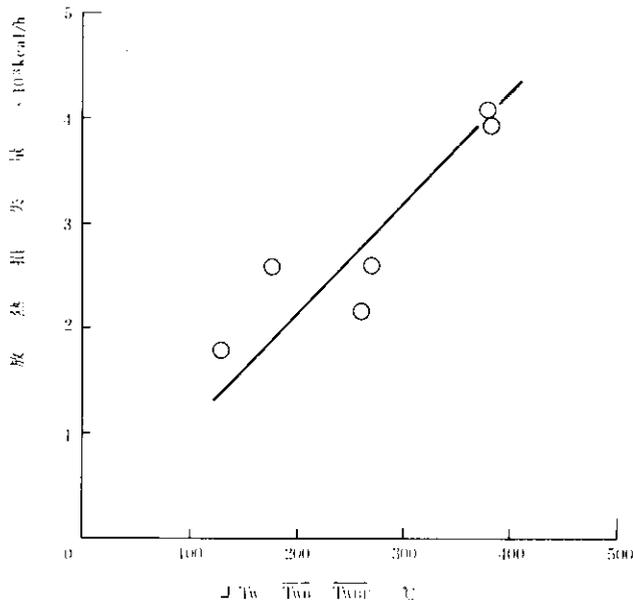


図 4.3.12 燃焼器の放熱損失

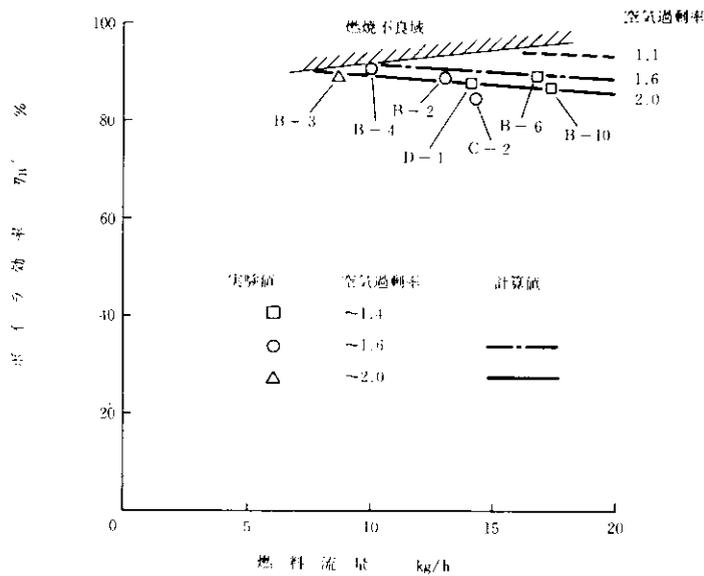


図 4.4.1 第1次実験機関における燃焼器のボイラ効果

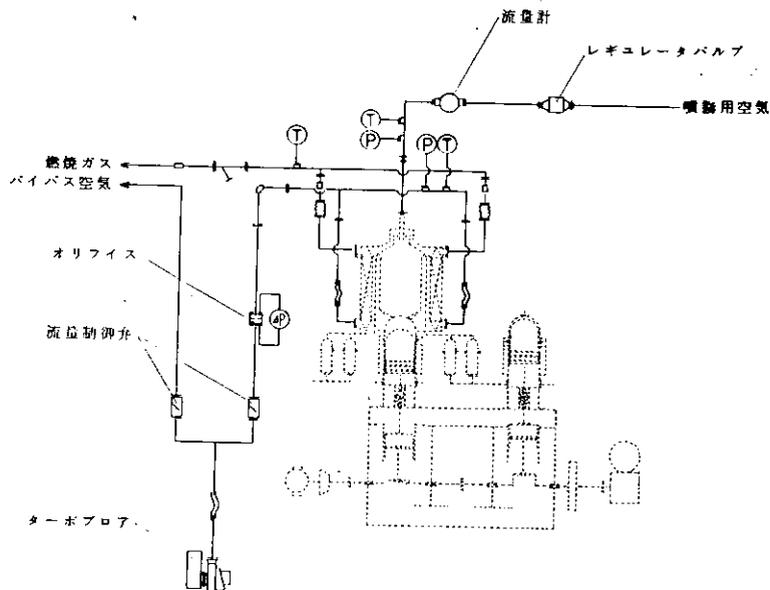


図 4.5.1 燃焼システム空気供給系統図

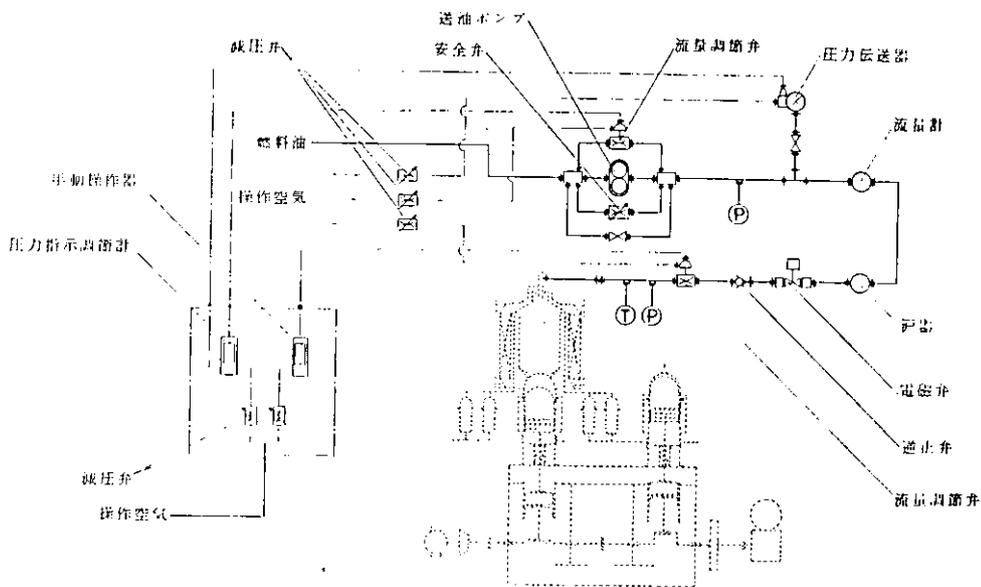


図 4.5.2 燃焼システム燃料供給系統図

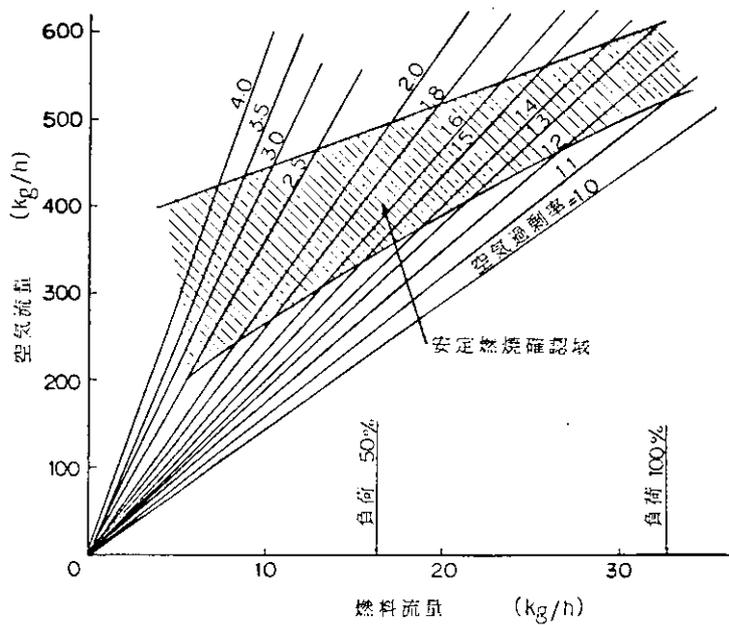


図 4.5.3 燃料流量と空気流量関係線図

## 5. 制御システムの研究

### 5.1 研究の概要

昭和54年度における研究実施項目は

- (1) システム設計
- (2) 総合制御機構の調査検討

である。

(1)に関しては、前年度実施した出力制御機構及び起動・停止制御機構のシステム試設計を基本として、単動2気筒の第1次実験機関に供する制御システムの構成についてシステム設計し、それらに使用する構成機器の機能について検討、その基本構造の設計を行った。これらの内容は5.2節に述べられている。

(2)に関しては、上記のシステム構成及び機器に対する総合制御機構の基本的要件について調査し、総合制御機構の主制御回路としてはマイクロコンピュータによるデジタル制御回路が適当との結論を得た。そして出力制御機構に対する総合制御機構の制御フローについて検討を行い、その方式について一応の設定を行った。これらの内容は5.3節に述べられている。

### 5.2 システム設計

#### 5.2.1 システム構成

スターリング機関の制御には出力制御と起動・停止制御が必要であり、それぞれについて燃焼量と作動流体を制御しなければならない。さらにそれらを総合的に制御するための総合制御機構も必要である。前年度、これらを組合せたシステムの試設計<sup>(1)</sup>を行った。その構成は出力制御方式としては平均圧力制御方式と短絡弁制御方式を併用し、機関回転数検出はガバナを用いて出力増減の指令を検出し、加熱器壁温は数個の温度センサーにより検出する方法をとった。また燃料流量は流量制御弁、空気流量は燃焼器内の通路面積変更による制御方式を採用、回転始動は空気起動方式とした。そして、システムとしては、各検出機構から受けた信号を総合制御回路に結集し、そこで適宜処理を行い各制御系へ伝達する方式である。しかし、この制御システムは複動4気筒機関を対象としたもので、単動2気筒機関である第1次実験機関を対象とする場合、現状の様式に沿うよう変更する必要がある。

図5.2.1は第1次実験機関に適応するシステム構成図である。第1次実験機関は単動2気筒1作動空間であり、短絡弁は複動4気筒機関とは異なった構成となる。また空気流量制御はバイパス流量を流量制御弁で制御する方式とし、回転数設定は総合制御機構側で行い、機関回転数の検出信号を総合制御機構へ入力する方式とした。そして回転始動装置は2気筒の場合空気始動方式は不可能のため、第1次実験機関にモータリング駆動用として取付けられている駆動モータを用いることとした。本システム構成の場合、第1次実験機関の出力制御と起動・停止制御は可能であるが、その制御特性は第2次実験機関の場合と異なる部分もあり、第1次実験機関では本システム構成により制御システムの基礎実験を行い、第2次実験機関において制御システムの総合特性を調査することとなる。

#### 5.2.2 作動流体制御

図5.2.1に示したシステム図の作動流体側の構成機器の機能ならびに基本構造について以下に述べる。なお、詳細仕様は実験機関の試験結果及び制御シミュレーションによる検討を行った後決定することとする。

- (1) 供給弁・減圧弁

供給弁を開けると高圧タンクから作動流体が機関へ充てんされ、圧力が上昇、機関出力は増加する。また減圧弁を開とし、同時に作動流体減圧装置を作動させると作動室から作動流体が放出され、圧力が降下、機関出力は減少する。供給弁・減圧弁共作動は開閉のみでよいので電磁弁を採用し、その基本構造の一例を図 5.2.2 に示す。

## (2) 短絡弁

短絡弁は作動室とバッファタンク間の作動流体流量を制御する流量制御弁である。短絡弁が開となると、圧力変動している作動室と作動室の平均圧力となっているバッファタンク間に往復流動が生じ、作動室内の圧力振幅が減少し、出力が減少する。実質的には作動室に附加容積が加わった状態と同じこととなる。出力の減少量は短絡弁の開度すなわち往復流動流量とバッファタンク容積に関係する。この短絡弁の構成は前項でも述べたごとく、1 作動空間の場合と複動 4 気筒の 4 作動の場合とではその作用が異なる。複動 4 気筒の場合は各作動空間に逆止弁を反対方向にそれぞれ 2 個取付、最大圧力と最小圧力となる空間を設け、その最大圧力室と最小圧力室との間に短絡弁を設け、その短絡弁の流量を制御することにより出力制御するもので、圧力振幅を変えて出力を変更することとなり、単動 2 気筒の場合と本質的に変わらないが、短絡弁における流動は往復流動ではなく、最大圧力室から最小圧力室への 1 方向流動となる。またこの場合、バッファタンクは不要である。

単動 2 気筒用の短絡弁は前述のごとく往復流動の流量制御弁で、その基本構造の一例を図 5.2.3 に示す。スリーブ弁体の上下動により作動流体流量を変更する方式で、弁体の駆動はモータからピニオンとギアを回転させ、ねじ溝により上下摺動する構造となっている。そして弁体上部には変位計を取付け、弁の作動検出を行っている。

## (3) 逆止弁

前述の最大圧力室及び最小圧力室を構成するために必要であり、単動 2 気筒の場合にはなくても構わない。図 5.2.1 のシステム構成図に示すように第 1 次実験機関では供給ラインと減圧ラインにそれぞれ取付け、その耐久性等について実験的に検討することとした。この逆止弁は供給弁或いは減圧弁が作動中は 1 回転毎に開閉を繰り返すので、非常に耐久性が要求される。通常の市販品はこの点が問題であり、一応試作を試みる。その逆止弁の基本構造の一例を図 5.2.4 に示す。

## (4) 減圧装置

減圧弁作動時に作動室内の流体を昇圧して、高圧タンクへ回収する装置である。吸入側圧力は  $2 \sim 150 \text{ Kg/cm}^2$  で吐出側は最高  $150 \text{ Kg/cm}^2$  の能力が必要である。図 5.2.5 に油圧駆動の往復動ポンプの一例を示す。その作用は減圧弁が開となるとポンプシリンダー内にガスが流入し、ピストンがガス圧により移動し、右端までくるとリミッタースイッチが作動し、油圧が右側シリンダへ供給され、ガスを圧縮し高圧タンクへ吐出する。そしてピストンが左端に戻ると、リミッタースイッチが作動しシリンダ内の油が放出され、再びガスが流入する。この方式では減圧弁の作動によりポンプが作動するので、総合制御機構から作動信号を送る必要はない。

### 5.2.3 燃焼量制御

第 1 次実験機関の空気流量及び燃料流量の制御は前章の燃焼方式の研究（燃焼システム設計）においてシステム構成及び制御システムとの関連について述べられている。燃料流量の制御は第 1 次実験機関の燃焼システムに用いた流量及び圧力調節弁と同様の機器でよいが、圧力指示調節計と弁開度の手動操作器は総合制御機構からの信号によって操作する必要から、遠隔指示設定付の調節計とする必要がある。空気流量の制御はターボプロア吐出側の流量制御弁と同様に総合制御機構からの信号により操作する方式とすればよい。これら制御用の機器についてはボイラ等に用いられているプロセス制御機器が適用可能である。

燃焼制御で重要な点は広い燃焼量範囲において良好な燃焼となるよう、空気流量と燃料流量の適性化をはかる

ことである。これらは総合制御機構との関連も多く、また実験による検討も必要であるため、今後の検討課題とする。

### 5.3 総合制御機構の調査・検討

#### 5.3.1 基本的要件の調査

これまでに制御システムの構成ならびに機能等について検討を行い、システムの概要についてはかなり明らかになった。しかし総合制御機構についてはブラックボックス的扱いであった。これまでの検討結果から総合制御機構に必要な機能は

- (i) 接点入出力
- (ii) アナログ入出力
- (iii) フィードバック制御機能
- (iv) シーケンス制御機能
- (v) 演算機能
- (vi) 監視機能

等である。スターリング機関の場合制御プロセスは未解決の問題であり、これらの機能を固定化して考えることは難しく、自由に組合せ変更できることが望ましい。そのためにはマイクロコンピュータを用いたプログラム制御が適している。最近この分野の技術は非常に進歩しており、入出力装置を含め使用する機器についての問題点はないものと考えられる。

制御における問題点はその応答性であるが、船用主機関の場合それほど迅速な応答は必要ではない。しかし発電機関の場合その応答性は重要視されるが、制御システム側の問題より、むしろ機関側の問題が大きく影響するであろう。従ってマイクロコンピュータの場合ミニコン等に比して処理速度は違いが、応答性の点で問題はないと考えられる。

#### 5.3.2 制御フローの検討

図 5.3.1 は出力制御のメインフローを示したものである。出力制御のための主な検出項目は機関回転数と加熱器壁温（または相当温度）であり、その2つの信号により燃焼量と作動流体を制御する。負荷変化に対する加熱器壁温の時間変化は加熱管の熱容量に依存し、機関回転数の時間変化は回転質量の慣性モーメントに依存する。これらの変化状態についてはサイクルシミュレーションの研究において前年度試算されており、<sup>(1)</sup>その結果によると作動流体圧力を変更した場合瞬時においては機関回転数の変化が早く、それに若干の時間遅れをもって壁温が変化する傾向となっている。従って制御システムを考える場合、機関回転数の検出と作動流体制御を対応させ、それに追従する壁温により燃焼量を制御する方式を採用する。しかし負荷変化の大きい場合は加熱管のオーバーヒートや失速を招くことも充分考えられるので、作動流体側の制御量が大きい場合のみ、壁温の変化に先行して燃焼量を制御する方式とする。

出力制御に対する作動流体の制御フローは設定した回転数と検出した機関回転数により作動流体側の各弁を制御するものであり、その制御フローを図 5.3.2 に示す。負荷増加により機関回転数が低下した場合、短絡弁作動中は短絡弁を閉じ、さらに供給弁を開き出力を増加させる。逆に負荷減少により機関回転数が上昇した場合、短絡弁の開度を大きくし、供給弁が開の場合同時に供給弁を閉じ出力を減少させる。そして短絡弁の作動を検出し、作動中は減圧弁を開とするループを別に設ける。機関回転数は負荷変化に対し応答が早い。しかし総合制御機構の主回路であるマイクロコンピュータでは断続監視（約1秒毎）となるため、回転数検出から供給弁及び短絡弁の制御は別回路のアナログ方式による連続監視が必要である。また負荷変化が大きい場合は回転数調節回路から

壁温調節回路へ燃焼量を制御する信号を伝達する必要がある。

図 5.3.3 は出力制御に対する燃焼量の制御フローを示したもので、加熱器壁温を検出しその温度が一定となるよう燃料流量、空気流量を制御する方式である。まず壁温上昇により燃焼量を減少する場合、燃料の流量を減少させ、その減少した流量に応じて空気流量を減少させる方式とし、壁温降下により燃焼量を増加する場合、逆に空気流量を増加させ、その増加した流量に応じて燃料流量を増加させる方式とする。なお、燃料と空気の流量比率は最適燃焼となるよう各流量に対して設定しておく。そして燃焼システム設計からの要求として、燃料流量調節は比較的流量の少ない場合圧力を一定として流量調節弁の開度調節で行い、多い場合は圧力調節により行う方式、空気流量調節もその流量に応じて供給ラインあるいはバイパスラインの流量調節弁の開度調節により行う方式としている。

出力制御に対する総合制御機構としては上述の制御フローの他に各流量・圧力等に対し上下限値を設定しておく必要がある。なお、起動停止制御機構に対する総合制御機構の制御フローは前年度に報告<sup>(2)</sup>されているので省略する。

参 考 資 料

- (1) 第 173 研究部会スターリング機関に関する研究報告書，日本造船研究協会研究資料 No 319 (1979)，p. 26~29
- (2) 同上，p. 98~99

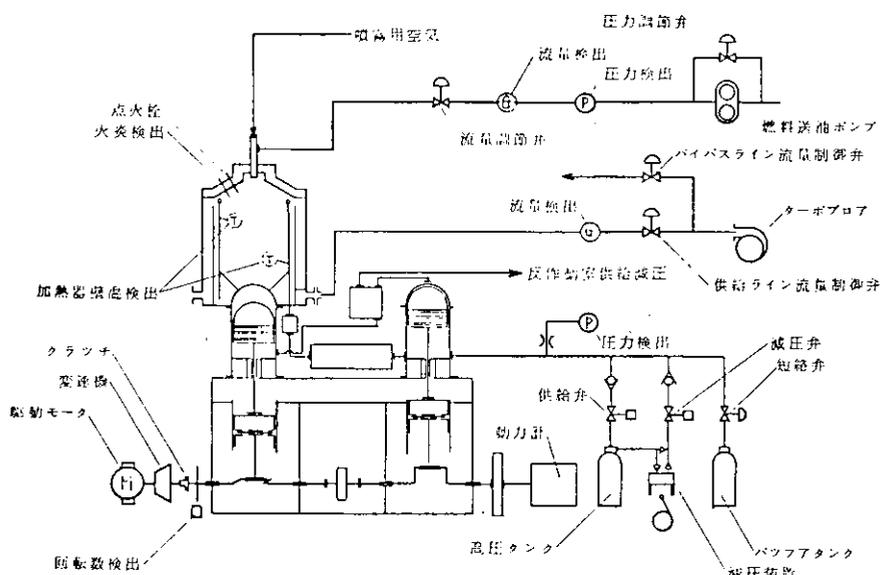


図 5.2.1 制御システム構成図

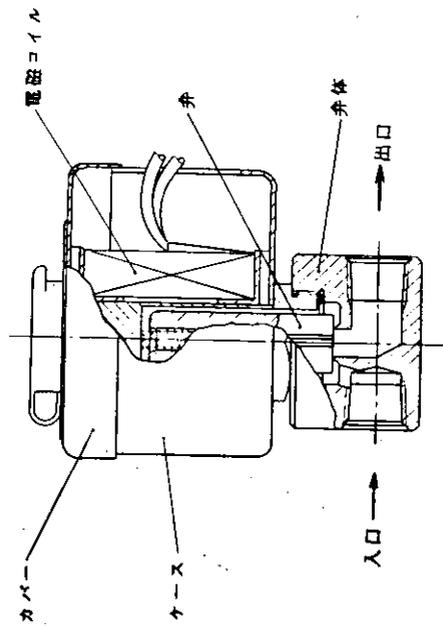


図 5.2.2 供給弁・減圧弁の基本構造

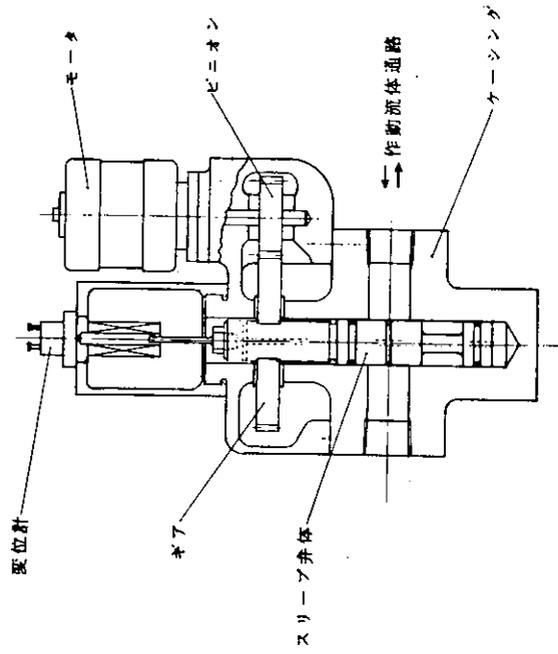


図 5.2.3 短絡弁の基本構造

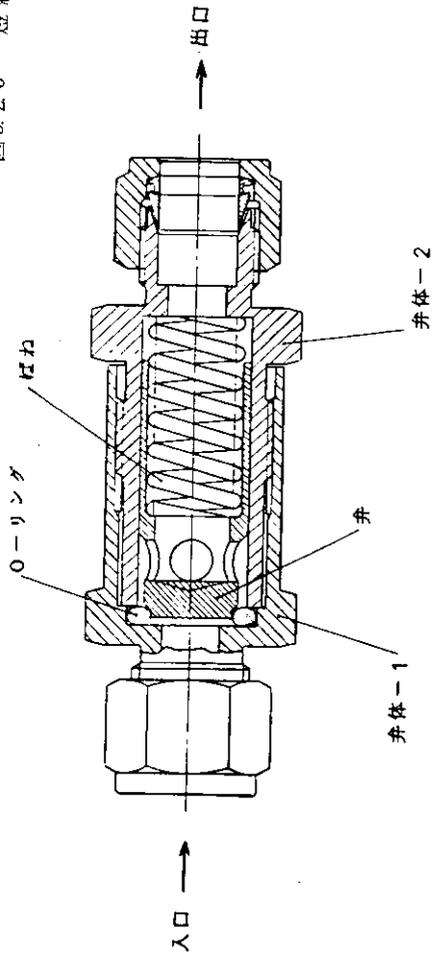


図 5.2.4 逆止弁の基本構造

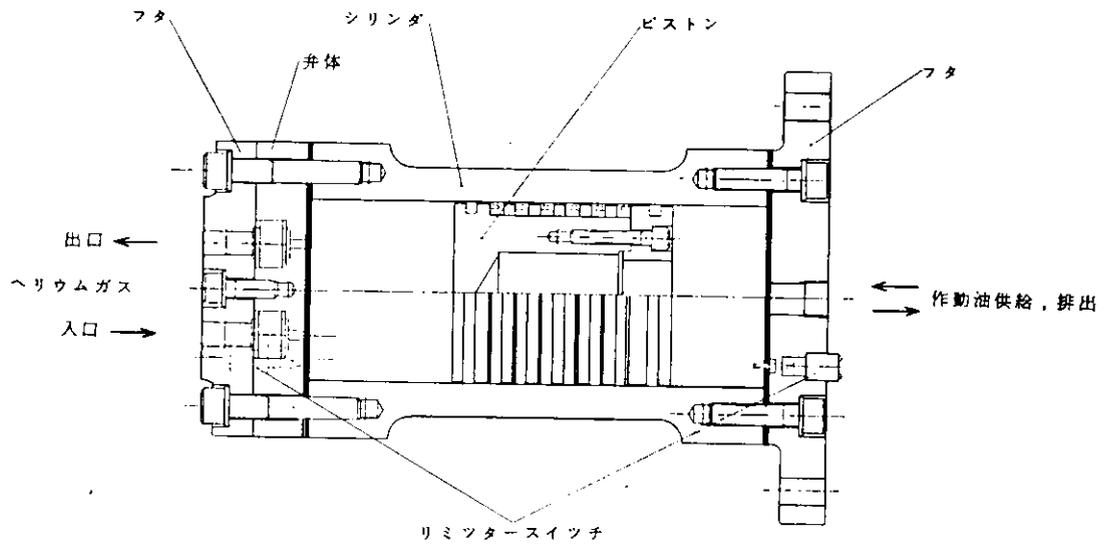


図 5.2.5 減圧装置の基本構造

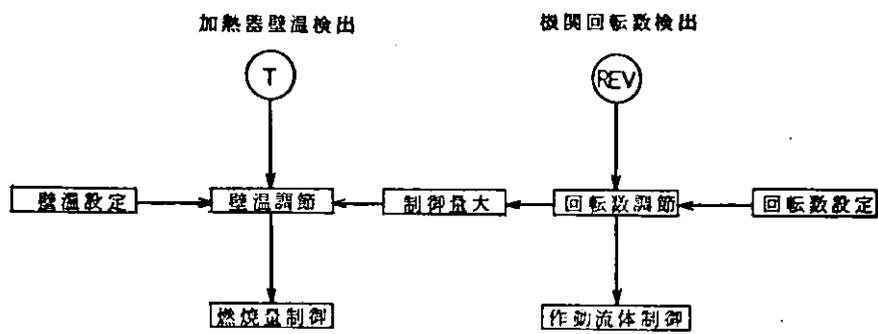


図 5.3.1 出力制御メインフロー

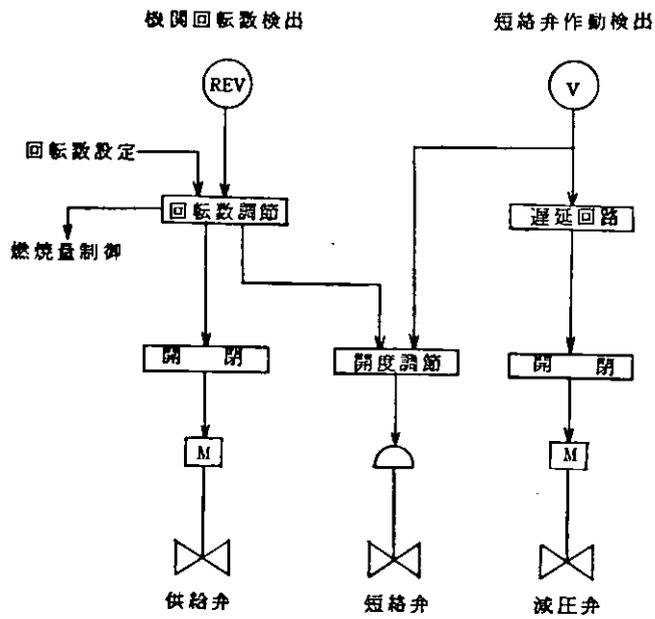


図 5.3.2 作動流体制御フロー

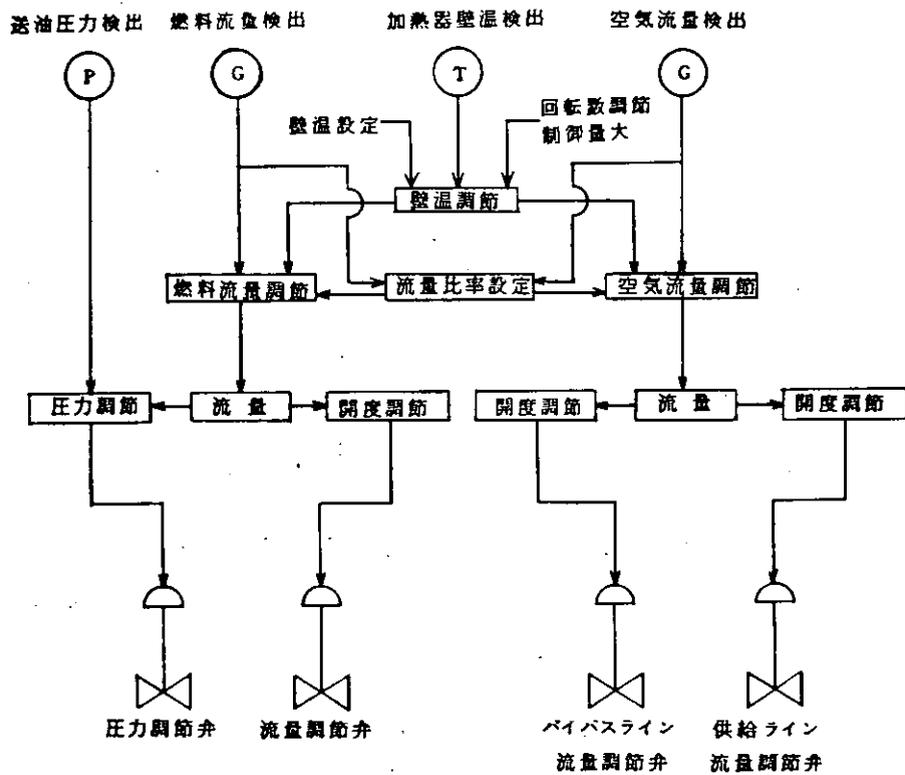


図 5.3.3 燃焼量制御フロー

## 6. 実験機関による総合研究

### 6.1 研究の概要

昭和54年度における研究実施項目は

- (1) 第1次実験機関製作
- (2) 要素マッチング試験

である。

(1)に関しては、前年度に引き続き行われるもので、前年度は熱交換器と燃焼器を除く本体部分の製作及び組立が行われた。そして、本年度は主構成要素である熱交換器の製作及び取付を行い、第1次実験機関の製作を完了した。そして第1次実験機関による要素マッチング試験実施のため、運転用附属装置及び機器類の取付けを行った。さらに試験部品として仕様の異なる加熱器、再生器の製作も併せて行った。これらの内容については6.2節に述べられている。

(2)に関しては、第1次実験機関を運転し、その試験データをとることによって、サイクルシミュレーションへのデータ提供と構成要素の現実的問題点の検討を行った。試験内容はシール装置洩れ試験、運転性能試験、変動温度測定試験、位相角変更試験、及び再生器マトリックス変更試験である。そして、機関性能としては正味出力34.5 ps、図示効率24%が達成された。これらの内容は6.3節に述べられている。

### 6.2 実験機関の仕様

#### 6.2.1 実験機関要目

単動2気筒の第1次実験機関は前年度熱交換器、燃焼器等を除く本体部分の製作及び組立が行われた。そして本年度主構成要素である熱交換器(加熱器、再生器、冷却器)、燃焼器(空気予熱器を含む)、及びロッドシール部の作動流体回収装置の製作を行った。これらの詳細については2.2節の実験機関詳細設計において述べられている。さらに試験部品として仕様の異なる加熱器及び再生器の設計・製作も行った。

表6.2.1は第1次実験機関の主要諸元を示したもので、大きな仕様変化としては360 rpm仕様と720 rpm仕様とがある。360 rpm仕様は行程が300 mm、720 rpm仕様は150 mmであり、平均ピストン速度が等しくなるようにしている。それ以外のシリンダ径やピストンロッド径等は同一としている。表6.2.2は第1次実験機関用の試験部品も含めた各熱交換器の諸元を示したものである。加熱器は管径が異なる2仕様あり、管内径はNo.1仕様が5 mm、No.2仕様が6 mmである。再生器は組合せて4仕様あり、容器長(マトリックス枚数)が80 mmと100 mmの2種類、マトリックスのメッシュ及び線径が120メッシュ・0.081 mmφと60メッシュ・0.193 mmφの2種類で組合せにより合計4仕様となる。冷却器は現在は1仕様である。

ロッドシール部の作動流体回収装置はガス循環装置とシール液回収装置の2つの装置からなる。それぞれの仕様を表6.2.3及び表6.2.4に示す。ガス循環装置はロッドシール部中段において作動室から漏洩したガスを昇圧し、再び作動室へ戻す油圧駆動のポンプである。またシール液回収装置はロッドシール部最下段の液体シール部の液圧とその直上のガス圧とのバランスをとると同時に、外部へ洩れた液体を再び液体シール部へ送る装置である。

#### 6.2.2 試験装置

第1次実験機関運転試験用の試験装置配置図を図6.2.1、直結図を図6.2.2、主要装置の仕様を表6.2.5に示す。直結図に示されるように実験機関本体のクランク軸前端側はクラッチ付減速機を介して可変速の駆動モータ

が直結され、フライホイール側であるクランク軸後端側には水制動力計が直結されている。駆動モータは機関モータリングと回転始動に用いている。また動力計は監視室から遠隔操作できる。

作動流体であるヘリウムガスの機関への供給と回収は作動流体制御盤の弁操作により作動室、反作動室へ同時あるいは個々に供給または回収できる。なお、この作動流体制御盤の弁操作も監視室内の監視盤から遠隔操作可能である。供給するガスは高圧ガス設備室に設置されている He ガス供給設備に貯蔵されている。また回収したガスは He ガス回収設備に回収されるが、ブースタポンプにより昇圧され供給設備に充てん、再び供給ガスとして使用する。第 1 次実験機関は単動のため膨張室、圧縮室それぞれのピストンの反対側の反作動室は大きな圧力変動がおこる。そのため、緩衝容器を設け反作動室側の容積を大きくして、その圧力変動を緩和している。

燃焼用空気、燃料油、冷却水、及び潤滑油の機関への供給は別置のモータ駆動のプロパ、ポンプ等により行っている。その他試験装置としては測定機器類があるが、これは次項において述べる。図 6.2.3 は第 1 次実験機関の動力計側から見た写真である。

### 6.2.3 測定内容

運転性能試験時の測定内容を表 6.2.6 に示す。本年度の主目的はサイクルシミュレーションの研究へのデータ提供にあるので、作動流体及び作動室表面の温度を重点的に測定することとした。温度測定は CA あるいは CC のシース熱電対を用いて平均的な温度の測定を行ったが、3.2.3 項に述べたように再生器については出入口において変動温度の測定も行った。作動流体圧力に関しては図示出力を求めめる必要から、クランク角 1 度毎のサンプリングによる測定を行い、計算容積から  $p-v$  線図を求め図示出力を算出した。その他ヒートバランス評価のため、燃焼用空気、燃料油、冷却水等の温度、圧力、流量の測定を行った。測定データはすべてデジタル変換し、データ処理機において平均値（今回は 5 回の平均値）を計算、その値を測定値としてプリント出力するようにした。作動流体の変動圧力、変動温度も同様デジタル変換し、データ処理機において平均化し、圧力に関しては図示出力の計算まで行った。なお、第 1 次実験機関は単動のため、反作動室側では負の仕事をするので、反作動室側でも変動圧力を測定し同様に図示仕事を計算して反作動室無効仕事を求めた。

## 6.3 要素マッチング試験

### 6.3.1 試験概要

第 1 次実験機関により本年度実施した試験内容は

- (1) シール装置洩れ試験
- (2) 運転性能試験
- (3) 変動温度測定試験
- (4) 位相角変更試験
- (5) 再生器マトリックス変更試験

である。

(1)に関しては、ピストンリング及びロッドシールを実験機関に組込み、機関停止の状態ではヘリウムガスを充てんし、圧力降下の時間変化を調査する方法により行った。

(2)～(5)に関しては、すべて着火運転でその組合せ仕様は表 6.3.1 に示されている。本年度実施した着火運転試験はすべて 360 rpm 仕様で、大部分は組合せ種別 B の状態で行った。なお、種別 C は種別 B に対しクランク位相角を 90 度から 110 度に変更したものであり、種別 D は種別 C に対し再生器マトリックスを No.4 (60 メッシュ) から No.2 (120 メッシュ) に変更したものである。なお、各熱交換器の仕様番号は表 6.2.2 による。

これまでの運転試験で発生した問題点について、以下に述べる。はじめに発生した問題点は反作動室無効仕事

が大きく、自立運転しなかったことである。当初準備した反作動室の緩衝容器は市販の47ℓポンベ1個であったが、この場合ポンベ入口部における絞り抵抗が大きく、また容積も小さかったため反作動室側に大きな圧力変動が生じ、反膨張室と反圧縮室との間で逆スターリングサイクルであるヒートポンプサイクルがおこった。そのため反圧縮室の温度が非常に高くなり、その損失は非常に大きなものとなった。そこで、内容積86ℓの圧力容器を2個準備し、反圧縮室と反膨張室それぞれ別個の配管で接続した。この対策により反作動室無効仕事が減少し、自立運転可能となった。次の問題点は作動室内への油の混入である。原因はピストンロッドに附着した潤滑油あるいはシール液がロッドシールを通過して作動室へ入ったものと考えられる。この問題は完全には解消されておらず、データのには作動流体であるヘリウムの純度が悪くなったことを考慮しておく必要がある。その他種々の問題があったが、それらについては次節の分解検査において詳述する。

### 6.3.2 運転性能試験

本年度実施した着火運転試験の代表的な運転計測データを表6&2に示す。表中試験番号のB・C・Dは表6&3の組合せ仕様の種別番号である。図示有効仕事と反作動室無効仕事は6&2.3項で述べたごとく、実測のシリンダ内圧力と計算容積から得られるp-v線図から算出されたものである。そして軸出力は単動2気筒としての外部仕事で、動力計により吸収されるものである。しかし、複動機関の場合反作動室無効仕事は存在せず、スターリング機関の真の有効仕事としてはこの反作動室無効仕事と軸出力の和をもって考えるのが妥当と思われる。従って、本表ではこれらの和を正味出力として提示している。また総効率についてもこの正味出力を算定の対象として扱っている。

これらのデータのうちB-12のみ着火・モータリング状態で、その他はすべて着火・自立運転状態である。B-12は変動温度測定試験として行ったもので詳細は&2.3項に述べられている。これまでのところ正味出力はB-10の34.5psが最大であり、効率はD-1の図示効率24.0%・総効率12.8%が最高であった。

#### (1) p-θ・p-v線図

B-10の場合における作動室側のp-θ線図、p-v線図をそれぞれ図6&3.1および図6&3.2に示す。圧力はクランク角1度毎にサンプリングした5サイクルの平均値である。この場合膨張室側の平均圧力は64.3Kg/cm<sup>2</sup>、圧縮室側の平均圧力は63.5Kg/cm<sup>2</sup>であった。また実測圧力と計算容積から求めたp-v線図より、膨張室側図示有効仕事は172.1ps、圧縮室側は-127.3psであり、全図示有効仕事としては44.8psとなる。同様の反作動室側のp-θ線図、p-v線図をそれぞれ図6&3.3及び図6&3.4に示す。この場合平均圧力は反膨張室側が54.1Kg/cm<sup>2</sup>、反圧縮室側が54.9Kg/cm<sup>2</sup>であった。また図示有効仕事は反膨張室側が9.9ps、反圧縮室側が-28.3psであり、合計反作動室側では-18.4psとなり、これが反作動室側の無効仕事として表6&2に示したものである。

#### (2) 熱勘定

実験機関における熱勘定の方法について以下に述べる。

##### (a) 総入熱量：Q<sub>T</sub>

$$Q_T = Q_F + Q_A + Q_{ATM} \quad (6.3.1)$$

ただし Q<sub>F</sub> : 燃料の発熱量(低位)

Q<sub>A</sub> : 燃焼用空気のもつエンタルピ

Q<sub>ATM</sub> : 噴霧用空気のもつエンタルピ

##### (b) 加熱器吸収熱量：Q<sub>H</sub>

$$Q_H = Q_T - Q_{EX} - Q_{RAD} \quad (6.3.2)$$

ただし Q<sub>EX</sub> : 排気のもつエンタルピ

$Q_{RAD}$  : 燃焼器・空気予熱器等からの放熱損失

(c) 図示有効仕事 :  $Q_I$

$$Q_I = Q_H - Q_C - Q_{LOSS} \quad (6.3.3)$$

ただし  $Q_C$  : 冷却器における冷却水吸収熱量

$Q_{LOSS}$  : 加熱器・再生器等における損失

(d) 正味出力 :  $Q_{NET}$

$$Q_{NET} = Q_I - Q_M \quad (6.3.4)$$

ただし  $Q_M$  : シール及び軸受等における摩擦損失

これらの内  $Q_F, Q_A, Q_{ATM}, Q_{EX}, Q_C$  については流量と温度の測定により求められる。また  $Q_I, Q_{NET}$  は前述の  $p-v$  線図と軸出力より求め、 $Q_{RAD}$  については燃焼方式の研究において行われた総合燃焼試験結果 (4.3.2項参照) から各表面温度の測定によって推定する。以上の方法により求めた B-10 の場合の熱平衡図を図 6.3.5 に示す。図の中に示されている各効率

$$\left. \begin{array}{l} \text{ボイラ効率} : \eta_B = Q_H / Q_T \\ \text{図示効率} : \eta_I = Q_I / Q_H \\ \text{機械効率} : \eta_M = Q_{NET} / Q_I \\ \text{総効率} : \eta_T = Q_{NET} / Q_F \end{array} \right\} \quad (6.3.5)$$

により求めたものである。なお、B-10 以外の状態における熱勘定は表 6.3.2 に代表値について示してある。

### (3) 機械損失

第 1 次実験機関で想定される機械損失はピストンリング、ロッドシール、及び軸受部の摺動摩擦による損失である。これらを個々に把握することは難しく、熱勘定の項で述べたように、図示出力と正味出力との差を機械損失として扱うこととする。図 6.3.6 はこの機械損失を機関回転数と作動流体平均圧力との積でまとめたものであり、機械損失は回転数と平均圧力の積にほぼ比例している。しかし、今回は運転範囲が限られていたので回転数と平均圧力との個々の関係は求められなかった。なお、第 1 次実験機関の場合、1 作動空間に対して 2 シリンダ分の機械損失が加わるため、機械効率は悪くなるが、複動機関として構成した場合圧力条件等は異なるが、出力に対する機械損失はかなり低減するものと思われる。

### (4) シュミットサイクルとの比較

作動室内の流体温度実測値と平均圧力とからシュミット理論によるサイクル計算を行い、実測値との比較を試みる。計算方法は膨張室から圧縮室までを 9 個の空間 (膨張室, 配管 1, 加熱器, 配管 2, 再生器, 配管 3, 冷却器, 配管 4, 圧縮室) に分割し、膨張室, 圧縮室, 及び各配管部は実測の流体温度を与え、加熱器と冷却器については両側配管部の平均値、再生器については直線勾配をもつ温度を与え、平均圧力を入力データとして計算した。

図 6.3.7 は B-10 の  $p-\theta, p-v$  線図についてのシュミットサイクルと実測値との比較図である。 $p-\theta$  線図においては圧力振巾は実測値の方が大きく、最大圧力のクランク角度が膨張室上死点の方へずれている。これはサイクルシミュレーションによる詳細検討が必要であるが、原因としては温度変動とピストンリング部の洩れが影響しているものと考えられる。一方  $p-v$  線図より求められる図示有効仕事はシュミットサイクルの場合、膨張室は 1584 ps, 圧縮室は 835 ps であり実測値に対してそれぞれ 1.09, 1.58 倍となっている。この結果から、膨張室側はほぼ同等であるのに対し、圧縮室側は非常に負の仕事が大きくなっていることがわかる。

図 6.3.8 に組合せ種別 B の状態におけるカルノー効率に対するカルノー係数を示したものである。ここでいうカルノー効率 ( $\eta_{\text{carnot}}$ ) とカルノー係数 ( $F_{\text{carnot}}$ ) は次式による。

$$\eta_{\text{carnot}} = 1 - \frac{T_{\text{CO}}}{T_{\text{EX}}} \quad (6.3.6)$$

$$F_{\text{carnot}} = L_{\text{I}} / L_{\text{schmidt}} \quad (6.3.7)$$

ただし  $T_{\text{EX}}$  ( $^{\circ}\text{K}$ ) : 膨張室温度 (測定値)

$T_{\text{CO}}$  ( $^{\circ}\text{K}$ ) : 圧縮室温度

$L_{\text{I}}$  (ps) : 実測の p-v 線図による図示有効仕事

$L_{\text{schmidt}}$  (ps) : シュミットサイクルによる図示有効仕事

本図からカルノー効率が高いほどカルノー係数が高くなる、即ち膨張室温度が上昇すればシュミット出力に近づく傾向が見られる。

### 6.3.3 位相角変更試験

組合せ仕様 B の状態と C の状態はクランク位相角のみが 90 度から 110 度に変更となったもので、その他熱交換器等の組合せは同一である。最大容積と最小容積の比、すなわち圧縮比は B の状態が 2.07、C の状態が 2.33 である。表 6.3.2 の運転計測データから B-2 と C-2 を比較した場合、平均圧力、加熱器吸収熱量、及び冷却器放出熱量はほとんど同じとみることができる。これはスターリングサイクルにとって、外的条件がほぼ同一であると考えられるので、これら 2 つのデータを比較検討することにする。

表 6.3.2 においてサイクルの観点から異なっている項目は膨張室の作動ガス温度で B-2 の 381 $^{\circ}\text{C}$  に対し C-2 は 465 $^{\circ}\text{C}$  と約 85 $^{\circ}\text{C}$  の差が生じている。そして図示有効仕事で 7 ps、図示効率で 4% と共に C-2 の状態の方が良好な結果となっている。詳細な点については未解明ではあるが、この結果からのみ判断するならば、位相角は 90 度より 110 度の方がよいものと考えられる。図 6.3.9 は B-2 と C-2 の p- $\theta$  線図の比較図で、圧力は平均圧力との比で表わしている。圧力振幅は温度比が高く、また圧縮比が大きいかもかわらず C-2 の方が小さくなっている。そして図 6.3.10 はそれぞれの膨張室と圧縮室の p-v 線図を示したものである。膨張室における図示有効仕事は B-2 の方がわずかに大きいのにに対し、圧縮室ではかなり大きくなっている。圧縮室は負の仕事であり、このため図示有効仕事で C-2 の位相角 110 度の方が大きくなる結果となったと考えられる。しかし、これらのデータからだけでは断定できないが、一応のクランク位相角 110 度の方が性能的にすぐれているものと思われる。

### 6.3.4 再生器マトリックス変更試験

組合せ仕様 C の状態と D の状態は表 6.3.1 に示したように再生器の仕様のみが異なっている。その再生器仕様の詳細は表 6.2.2 に示されている。主な変更点はマトリックスが 60 メッシュから 120 メッシュとなった点で、マトリックス重量はそれぞれ 10.5 Kg、6.9 Kg である。表 6.3.2 の運転計測データにおいては C-2 と D-1 の各 1 点のみであるが、加熱器吸収熱量は同じであり、作動ガス平均圧力もほぼ同じであるので、これら 2 つのデータを比較検討してみる。

再生器マトリックスを変更した場合、再生器内の温度変化が大きく変わるものと思われる。しかし、再生器内部のマトリックス温度は測定できなかったため、出入口配管部の作動ガス温度を調べてみる。図 6.3.11 は C-2 と D-1 の場合における各作動室の作動ガス温度実測値を示したものである。本図から再生器出入口の温度差は C-2 の場合 471 $^{\circ}\text{C}$  に対し、D-1 の場合は 556 $^{\circ}\text{C}$  であり、その差は 85 $^{\circ}\text{C}$  であった。しかし、C-2 と D-1 の膨張室及び圧縮室における温度差はそれぞれ 22 $^{\circ}\text{C}$  と 14 $^{\circ}\text{C}$  で、その差の合計は 36 $^{\circ}\text{C}$  である。そのため膨張室と圧縮室の絶対温度比はわずかに D-1 が上廻っただけで、再生器マトリックス変更に伴う温度差は膨張室、圧縮室

では半減している。一方、図示有効仕事はC-2に比してD-1はかなり大きく、約1.3倍となっている。従って、再生器マトリックスのメッシュを細かくした場合、温度比にあまり差は出ないが、出力・効率ともに上昇するといえる。しかし、この要因についてはこれだけのデータでは解析は不可能であり、断定もできない。

### 6.3.5 シール装置洩れ試験

第1次実験機関に使用するシール装置のシール性能について調査するため、実験機関に取付けた状態での静的洩れ試験を実施した。スターリング機関のシール装置に関しては、別途単体試験が行われシール性能、摩擦損失等についての報告がなされている。従って、要素マッチング試験としては一応の性能確認のため、静的洩れ試験についてのみ実施した。

#### (1) ピストンリング静的洩れ試験

図6.3.12に示すようにピストン上側にヘリウムガスを充てんし、ピストン下側は大気開放状態として、バルブを閉じ、ピストン上部の圧力の時間変化を観測する方法によりピストンリング部のガス洩れ量を求めた。図6.3.13にピストンリングの構成を示す。構成Aはすべてのリングを装着した状態であり、構成Bは構成Aに対しエンドレスリングを取除きダブルリング2本のみ装着した状態である。なお、これらのリングはすべて新品の状態である。

図6.3.14に圧力に対するガス漏洩量を示す。当然のことながら構成Aの方がかなりシール性能がよい結果となった。そして構成Aの場合は当初予測値が $40\text{Kg}/\text{cm}^2$ 、 $25^\circ\text{C}$ で $18.2\text{Nl}/\text{min}$ であったのに対し、実測値は同条件で $17.5\text{Nl}/\text{min}$ となった。また構成Bでは当初予測値が $40\text{Kg}/\text{cm}^2$ 、 $25^\circ\text{C}$ で $31\text{Nl}/\text{min}$ であったのに対し、実測値は同条件で $7.0\text{Nl}/\text{min}$ であった。試験結果から、エンドレスリングは非常に高いシール性能が得られることがわかるが、エンドレスリングは摩耗による性能低下が大きく、長時間運転した場合構成Bの状態に近づくことも予想される。図6.3.15は今回の静的洩れ試験結果に基づき計算した第1次実験機関の運転時のガス漏洩量である。なお、圧力条件はシュミットサイクルによる計算値である。動的状态では構成AとBの差はさらに大きくなり、寿命を考慮に入れると合口付リングのシール性能向上が望まれる。しかし、機関回転数が高いほど洩れ量は少なくなり、このことから考えると $360\text{rpm}$ 仕様より $720\text{rpm}$ 仕様の方が適しているといえる。なお、試験結果と予測値にかなりの差があるが、これは予測値算出の基礎データが実験機関に比して、寸法がかなり小さいものであったことが影響しているものと考えられる。

#### (2) ロッドシール静的洩れ試験

図6.3.16に示すようにピストン上下を連通した状態でヘリウムガスを充てんし、その圧力の時間変化を観測する方法により、ロッドシールを通して洩れるガス量を求めた。なお、ロッドシールはピストンリングと同様に新品を用いた。図6.3.17はその洩れ試験結果である。試験結果では $40\text{Kg}/\text{cm}^2$ 、 $25^\circ\text{C}$ にて $12\text{Nl}/\text{min}$ となったが、当初予測値は同条件で $1.5\text{Nl}/\text{min}$ であり、かなり実測が上廻る結果となった。ロッドシールの場合ガスの圧力条件が $100\text{Kg}/\text{cm}^2$ 以上であり、試験ではこの条件で行わなかったが、図6.3.17の傾向から判断すると、相当量の洩れが予想される。図6.3.18は今回の静的洩れ試験結果に基づき計算した第1次実験機関の運転時における圧縮室側のガス漏洩量を示したものである。図6.3.15のピストンリングの構成Aの場合と比較するとロッドシールのシール性能はかなり悪いといえる。ただ、この試験結果からのみ判断するのは早計で種々条件を変更して詳細に調査することも必要である。

## 6.4 分解検査

第1次実験機関の要素マッチング試験において一応の自立運転が達成された。しかし、運転中いくつかの問題点が予想されたため、機関を総分解し、内部点検を行うこととした。機関分解時点までの運転時間は

モータリング運転	12時間30分
着火・モータリング運転	15時間30分
自立（負荷）運転	23時間15分
総運転時間	51時間15分

である。なお、機関回転数は最大350 rpm、作動ガス平均圧力は最大65 Kg/cm<sup>2</sup>まで行った。

今回の分解により明らかとなった大きな問題点は作動室への油の混入とピストンリングの摩耗である。作動室への油の混入はガイドピストン上部においてピストンロッドに附着した潤滑油がロッドシールを通して作動室へ入ったものと思われる。作動室内部の状況は特に低温側は作動ピストンのまわり及び配管内面に油が付着した状態であった。従って、加熱管や冷却管の内面にも付着していることは明白であり、そのため熱交換器における伝熱特性がかなり低下しているものと思われる。さらに高温部においては潤滑油が温度的に気化するので、内部作動流体であるヘリウムガスの純度も低化していたものと思われる。次にピストンリングの摩耗であるが、これは運転時間が短いにもかかわらず相当量の摩耗があった。分解後の寸法検査の結果からピストンリングのシール性能はかなり低下しているものと考えられる。また、この摩耗による摩耗粉のため分解後加熱管の目づまりが発見された。

これまでの第1次実験機関の運転試験は以上のような状況下で実施されたので、データ検討にあたってはこれらに十分に留意しておかなければならない。なお、第1次実験機関については今後問題点の解決をはかり、試験をすすめる予定である。

## 6.5 考 察

### 6.5.1 試 験 考 察

本年度実施した要素マッチング試験では軽負荷運転まですることができたが、データとしては範囲が狭く十分な検討ができるまでには到らなかった。運転条件においては燃焼量、作動ガス圧力ともに定格に較べて相当余裕があり、まだまだ出力向上ははかれるが、前述の問題点に対する対策が早急の課題となり、そのため今回は出力向上をはたすことができなかった。

運転条件として最大の制限となったのは加熱管壁温度で、安全を見込んだ上限値は750℃程度である。しかし、3.2.1項に述べられたように測定値と真の温度とはかなりの差があると考えられる。従って、今回の運転試験においては測定値で800℃程度まで運転したが、さらに余裕がある。ガス圧力と機関回転数が上昇すれば熱伝達率が上昇するので、加熱管壁温度と作動ガス温度との差は小さくなり、加熱管壁温度がこのままでも、作動ガス温度はさらに上昇することが見込まれる。

シール装置に関しては、この試験を通じていくつかの問題点が発生した。ロッドシールからの油上りとリングそのものの早期摩耗である。静的洩れ試験ではピストンリングについては当初の性能以上のものが確認されたが、分解検査の結果を見る限り運転中のシール性能はかなり低下していたものと思われる。また、油上りは各熱交換器の伝熱性能に対する影響が大きく、これは試験結果においてもその影響が認められた。従って、シール装置についてはピストンリング、ロッドシールとも材質・構造まで含めて早急に対策をたてる必要があり現在進めている。

熱交換器、燃焼器についてはこれまでの試験からは特に問題点は認められず、性能的にはサイクルシミュレーションによる評価を待たねばならない。試験結果では再生器はメッシュの細かい方が良好であった。またクランク位相角は90度より110度の方が良いものと考えられる。

### 6.5.2 今後の試験計画

第1次実験機関による要素マッチング試験は本年度に引き続き次年度も実施が予定されている。要素マッチン

グ試験の目的はサイクルシミュレーションへのデータ提供にあることに変わりはないが、次年度は第1次実験機関の性能向上もはからなければならない。当面の課題はシール装置の改造にあるが、熱交換器についても仕様を変更し、その適性化について検討を行う。次年度予定されている研究内容を次に述べる。

(1) 熱交換器

仕様の異なる熱交換器を適宜組合せ、その適性化をはかるとともにサイクルシミュレーションによる検討を行う。また、加熱器については最終的には燃焼器とのマッチング設計を行う。

(2) 燃 焼 器

当面は現有の燃焼器を用いて定格燃焼量において加熱器との伝熱特性の調査を行う。そして上述の加熱器とのマッチングをはかる。また、燃焼システムとして実験機関による制御特性についても検討する。

(3) シール装置

摩耗と油上りの対策を行うため、実験機関を用いたシール単体試験を実施する。

表 6 2 1 第 1 次 実 験 機 関 諸 元

項 目		360rpm 仕様	720rpm 仕様
様 式		外燃式単動 2 気筒 1 作動空間	
軸 出 力	ps	200	200
回 転 数	rpm	360	720
シリンダー径	mmφ	220	220
ピストンロッド径	mmφ	70	70
行程		300	150
気筒数及び配列		2 気筒直列形	2 気筒直列形
平均ピストン速度	m/s	3.6	3.6
回 転 方 向		フライホイール側より見て時計方向	
位 相 差		90 (10 度毎可変)	
出 力 取 出 機 構		ピストンクランク機構	
燃 料 油 種 別		A 重 油	
作 動 流 体 種 別		ヘ リ ウ ム	
最 高 温 度	℃	690	
最 低 温 度	℃	65	
最 高 圧 力	kg/cm <sup>2</sup>	150	
所 要 交 換 熱 量	加 熱 器	308900	
	冷 却 器	169900	
加 熱 方 式		外燃式直接加熱	
冷 却 方 式		清水冷却	
シ ー ル 方 式		ピストンリング — 無潤滑スライディング方式 ロッドシール — 無潤滑スライディング方式 液体シール (回収装置付)	

表 6 2 2 各熱交換器の諸元

項 目						
加 熱 器	仕 様 番 号		No 1		No 2	
	管 内 径	<i>m</i>	$5.0 \times 10^{-3}$		$6.0 \times 10^{-3}$	
	管 長	<i>m</i>	1.1		1.1	
	管 本 数		96		80	
	内 容 積	<i>m</i> <sup>3</sup>	$2.1004 \times 10^{-3}$		$2.5205 \times 10^{-3}$	
再 生 器	仕 様 番 号		No 1	No 2	No 3	No 4
	容 器 内 径	<i>m</i>	0.113	0.113	0.113	0.113
	容 器 長	<i>m</i>	0.100	0.080	0.800	0.100
	マトリックス種別		SUS 304 ワイヤメッシュ (平織)			
	メッシュ		120	120	60	60
	線 径	<i>m</i>	$0.081 \times 10^{-3}$	$0.081 \times 10^{-3}$	$0.193 \times 10^{-3}$	$0.193 \times 10^{-3}$
	枚 数		500×4	420×4	—	220×4
	空 間 容 積	<i>m</i> <sup>3</sup>	$0.747 \times 10^{-3} \times 4$	$0.580 \times 10^{-3} \times 4$	—	$0.582 \times 10^{-3} \times 4$
冷 却 器	仕 様 番 号		No 1			
	管 内 径	<i>m</i>	$3.6 \times 10^{-3}$			
	管 長	<i>m</i>	0.505			
	管 本 数		109本×4 unit			
	内 容 積	<i>m</i> <sup>3</sup>	$2.241 \times 10^{-3}$			

表 6 2 3 ガス循環装置主要諸元

1. ヘリウムポンプ	
内 径 × 行 程	80 mmφ × 105 mm (ストロークボリウム 528 cc)
体 積 効 率	$\eta \approx 55\%$
最大吐出圧 (耐圧)	160 Kg/cm <sup>2</sup>
適 用 ガ ス	N <sub>2</sub> , He, その他不活性ガス
2. 駆動用油圧源	
油圧ポンプ吐出圧	160 Kg/cm <sup>2</sup> 以上
油圧ポンプ吐出量	35 l/min
所 要 動 力	1.6 kW (AC 200V)
作 動 油	ディーゼルエンジン油
容 量	30 ~ 40 l
3. 制御系用電源	
電 源	AC100 V (50 Hz, 60 Hz)
起 動 電 流	5 A 以上
保 持 電 流	0.5 A

表 6 2 4 シール液回収装置主要諸元

1. 平衡装置本体 内径 × 行程 最大圧力 (耐圧)	40 mmφ × 50 mm (ストロークボリウム 63 cc × 2) 50 Kg/cm <sup>2</sup>
2. 駆動用油圧源 油圧ポンプ吐出圧 油圧ポンプ吐出量 所要動力 シール液量 容 量	50 Kg/cm <sup>2</sup> 1 ℓ/min 0.2 KW (AC200V) ディーゼルエンジン油 30 ~ 40 ℓ
3. 制御系電源 電 源 起 動 電 流 保 持 電 流	AC100V (50Hz, 60Hz) 5 A 以上 0.5 A

表 6 2 5 試験装置仕様

名 称	仕 様
駆 動 モ ー タ	回転数範囲 350 ~ 1050 rpm 定格トルク 4.4 Kg · m
ク ラ ッ チ 付 減 速 機	減 速 比 30 伝達トルク 100 Kg · m
緩 衝 容 器	容 積 86 ℓ × 2
動 力 計	主軸回転数 2000 rpm (max) 荷 重 3000 Kg (max) 制御馬力 2500 ps (max)
タ ー ボ プ ロ ー プ	風 量 1000 m <sup>3</sup> /hr. 吐出風圧 1500 mAq
燃 料 送 油 ポ ン プ	吐 出 量 200 ℓ/hr. (35 Kg f/cm <sup>2</sup> )
冷 却 水 ポ ン プ	吐 出 量 90 m <sup>3</sup> /hr 全 揚 程 23 m
潤 滑 油 ポ ン プ	吐 出 量 15600 ℓ/hr 吐 出 圧 7 Kg f/cm <sup>2</sup>
潤 滑 油 冷 却 器	伝熱面積 9.7 m <sup>2</sup>
He ガス供給設備	容 量 0.37 m <sup>3</sup> 圧 力 150 Kg f/cm <sup>2</sup> 最大貯蔵量 56 m <sup>3</sup>
He ガス回収設備	容 量 1.1 m <sup>3</sup> 圧 力 150 Kg f/cm <sup>2</sup>
ブ ー ス タ ポ ン プ	処理能力 18 m <sup>3</sup> /hr (於 20 Kg f/cm <sup>2</sup> ) 吸入圧力 0 ~ 22 Kg f/cm <sup>2</sup> 吐出圧力 150 Kg f/cm <sup>2</sup>
マ ニ ホ ー ル ド	最大貯蔵量 35 m <sup>3</sup> (150 Kg f/cm <sup>2</sup> )
作 動 流 体 制 御 盤	.
ガ ス 循 環 装 置	He ポンプ φ80 × 105 耐 圧 160 Kg f/cm <sup>2</sup>
シ ー ル 液 回 収 装 置	平衡装置 φ40 × 50 × 2 Cyl. 耐 圧 50 Kg f/cm <sup>2</sup>

表 6.2.6 性能試験測定内容

測定項目		測定箇所	備考
機関回転数		クランク軸端	
機関軸出力		クランク軸端(水動力計)	
燃料消費量			
室内条件	気温		
	気圧	機関近傍	
	湿度		
作動室流体	温度	膨張室, 膨張室~加熱器, 加熱器~再生器, 再生器内, 再生器~冷却器, 冷却器~圧縮室, 圧縮室	平均温度
	圧力	膨張室, 圧縮室	変動圧力(図示有効仕事)
反作動室流体	温度	反膨張室出口, 反圧縮室出口	
	圧力	反膨張室, 反圧縮室	変動圧力(反作動室無効仕事)
燃焼用空気	温度	機関入口, 空気予熱器入口・出口, バーナ入口	
	圧力	オリフィス前圧, バーナ入口	
	流量	機関入口	オリフィス差圧
噴霧用空気	温度	バーナ入口	
	圧力	バーナ入口	
	流量	バーナ入口	
燃焼ガス	温度	加熱管出口, 空気予熱器入口・出口, 機関出口(排気集合管)	
	圧力	燃焼室	
燃料油	温度	バーナ入口	
	圧力	ポンプ出口, バーナ入口	
	流量	バーナ入口	
冷却水	温度	機関入口(集合管), シリンダ出口, 冷却器出口, 機関出口(集合管)	
	圧力	機関入口	
	流量	シリンダ入口, 冷却器入口	
潤滑油	温度	潤滑油冷却管入口・出口, 機関入口, 機関油溜	
	圧力	機関入口	
	流量	潤滑油冷却器入口	
作動室表面温度		膨張室内壁, 膨張室外壁, 加熱管, 配管2(加熱器~再生器)外壁, 再生器容器外壁, 冷却管	
燃焼器表面温度		燃焼器(断熱材内側, 外側)	放熱損失
燃焼ガス酸素濃度		機関出口	空気過剰率

表 6 3 1 運転試験時の組合せ仕様

組 合 せ 種 別		A	B	C	D
膨張室側行程	mm	300	300	300	300
加熱器仕様番号		No. 1	No. 1	No. 1	No. 1
再生器仕様番号		No. 1	No. 4	No. 4	No. 2
冷却器仕様番号		No. 1	No. 1	No. 1	No. 1
圧縮室側行程	mm	300	300	300	300
クランク軸位相角	度	90	90	110	110

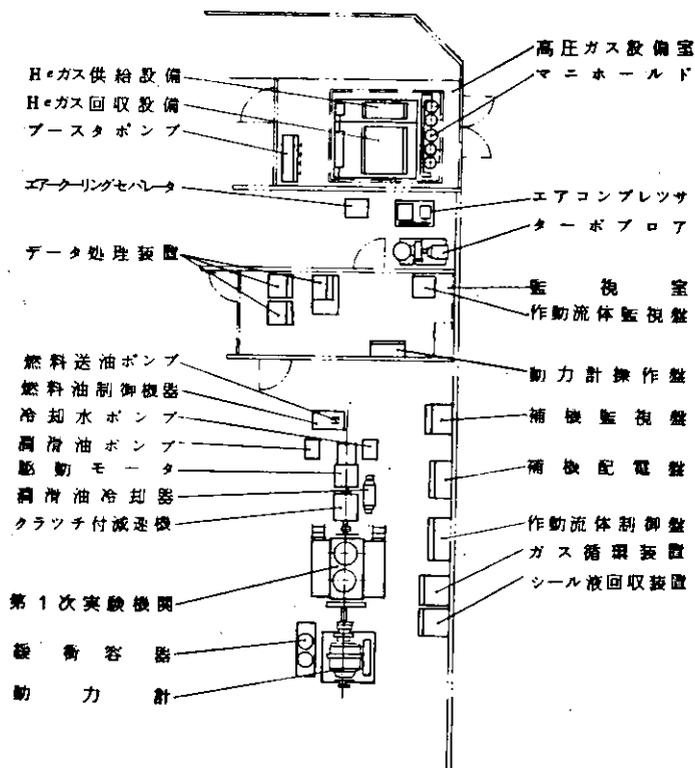


図 6 2 1 試験装置配置図

表 6.3.2 第 1 次実験機関運転統計測定データ

試験番号	機 関 回 転 数	B - 2	B - 3	B - 4	B - 6	B - 10	B - 12	C - 2	D - 1
		rpm							
図示有効仕事 反作動室無効仕事 軸出力 正味出力	ps	273	165	224	41.8	44.8	4.9	34.6	45.6
	ps	147	83	123	19.4	18.4	4.3	21.7	28.7
	ps	0	0	0	10.1	16.1	0	0	0
	ps	14.7	8.3	12.3	29.5	34.5	-	21.7	28.7
作動ガス平均圧力 作動ガス温度(膨張室) 作動ガス温度(圧縮室)	Kg/cm <sup>2</sup>	396	30.3	53.1	61.3	64.3	6.5	40.5	44.0
	℃	381	86.4	350	400	418	406	465	487
	℃	82	8.4	8.8	8.8	9.1	8.2	8.0	6.6
燃料流量 燃燒空氣流量 噴霧空氣流量	Kg/h	131	8.6	10.8	16.7	17.3	4.5	14.1	13.9
	Kg/h	287.4	240.3	263.9	370.9	407.5	251.0	369.1	296.1
	Kg/h	2.8	1.4	1.9	3.8	2.6	0.7	1.0	1.6
加熱器吸收熱量 冷卻器放出熱量	Kcal/h	1200×10 <sup>3</sup>	760×10 <sup>3</sup>	973×10 <sup>3</sup>	151.6×10 <sup>3</sup>	151.3×10 <sup>3</sup>	30.5×10 <sup>3</sup>	120.1×10 <sup>3</sup>	120.2×10 <sup>3</sup>
	Kcal/h	82.2×10 <sup>3</sup>	55.0×10 <sup>3</sup>	87.0×10 <sup>3</sup>	118.2×10 <sup>3</sup>	111.9×10 <sup>3</sup>	17.8×10 <sup>3</sup>	81.5×10 <sup>3</sup>	60.3×10 <sup>3</sup>
ボイラー - 効率 圖示效率 總效率	%	87.8	85.0	86.8	87.3	83.7	63.2	81.8	83.4
	%	14.4	13.7	14.6	17.5	18.7	10.2	18.2	24.0
	%	7.0	6.0	7.1	11.0	12.4	-	9.6	12.8
備 考							着火・モータリング		

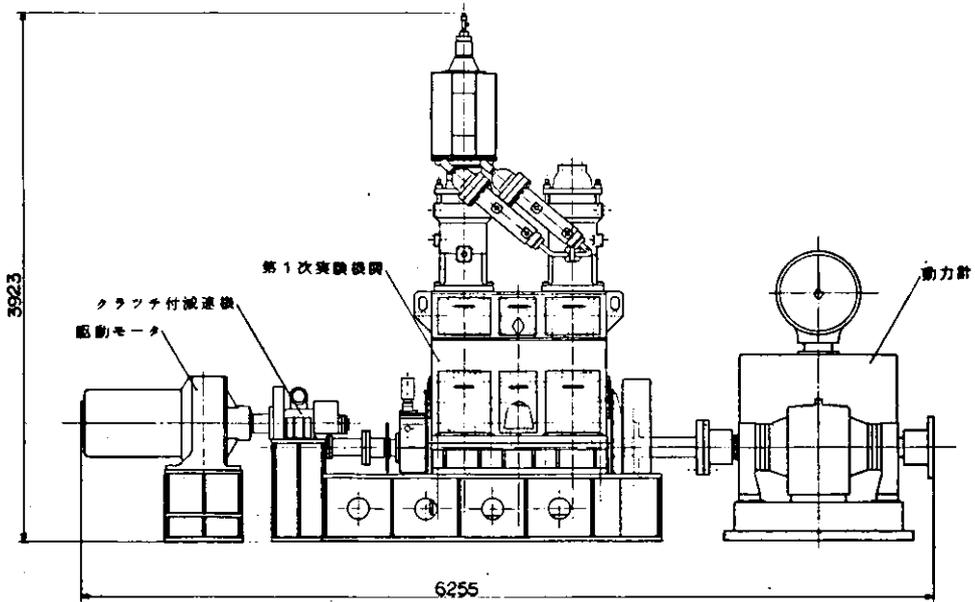


図6.2.2 第1次実験機関直結図

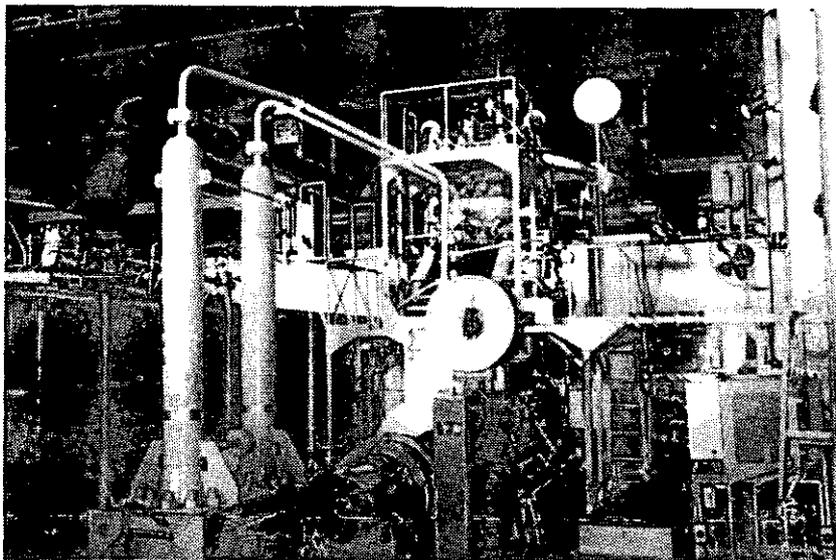


図6.2.3 試験装置

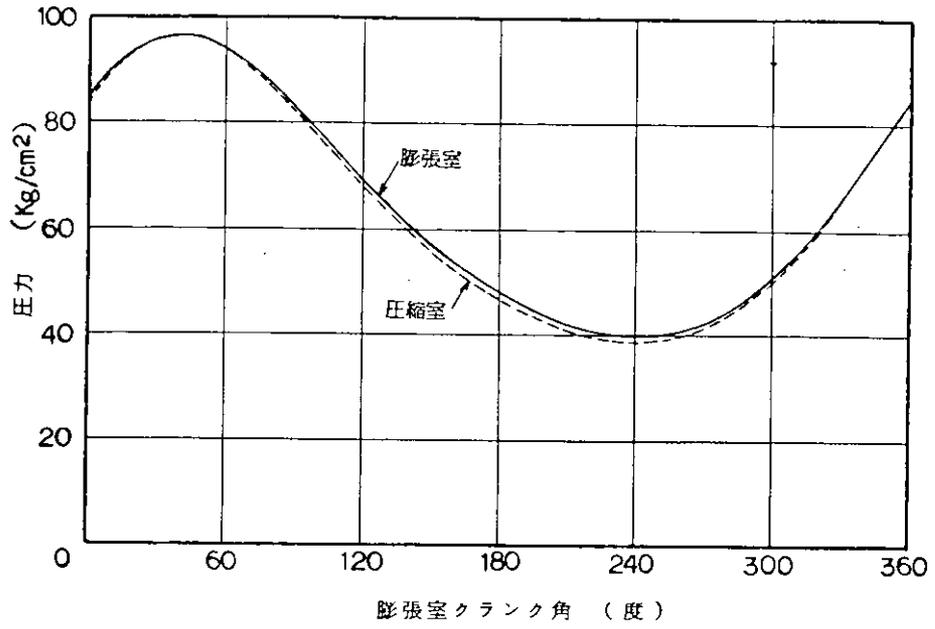


図 6.3.1 作動室  $p - \theta$  線図 ( B - 10 )

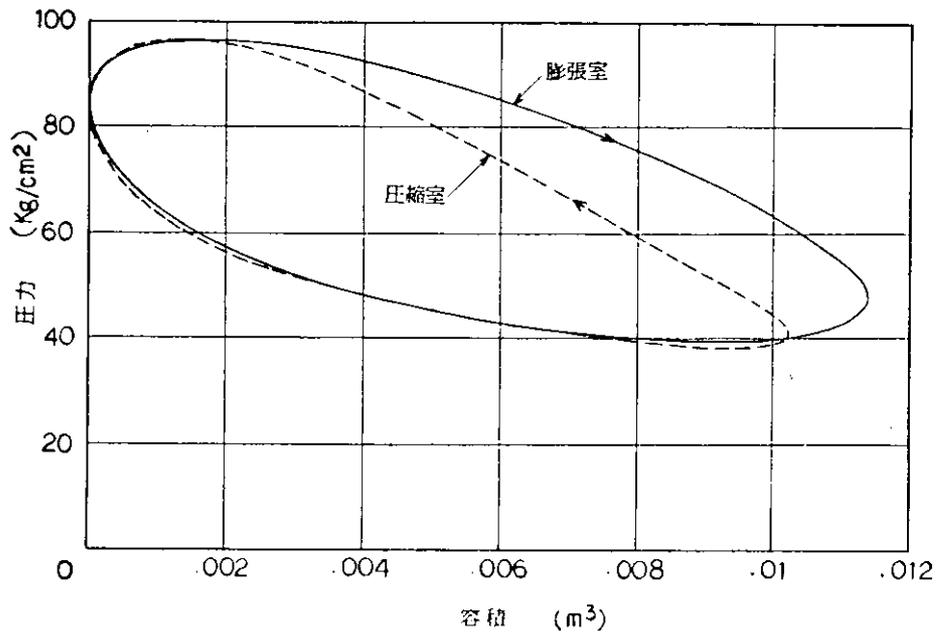


図 6.3.2 作動室  $p - v$  線図 ( B - 10 )

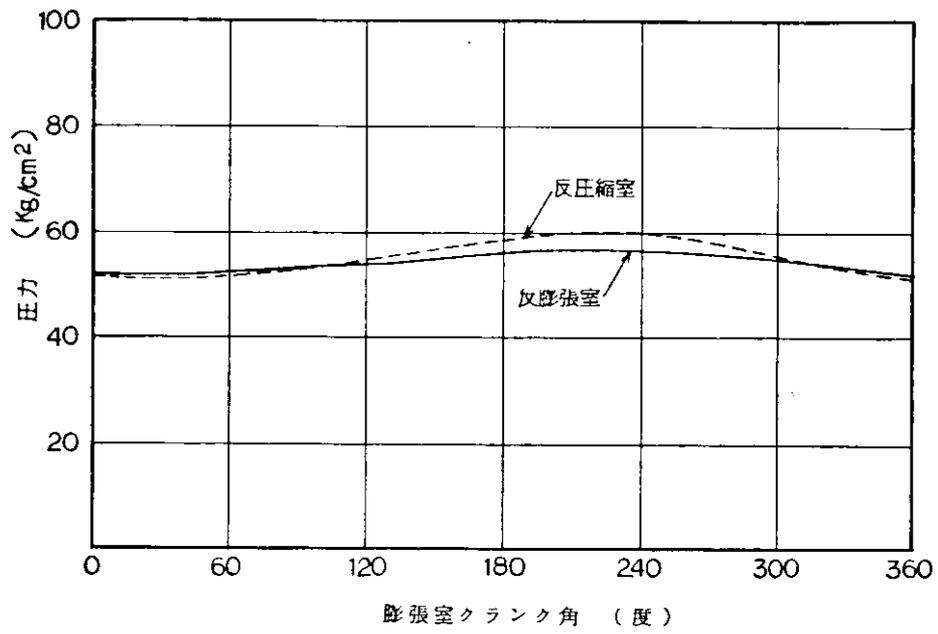


図6.3.3 反作動室  $p-\theta$  線図 (B-10)

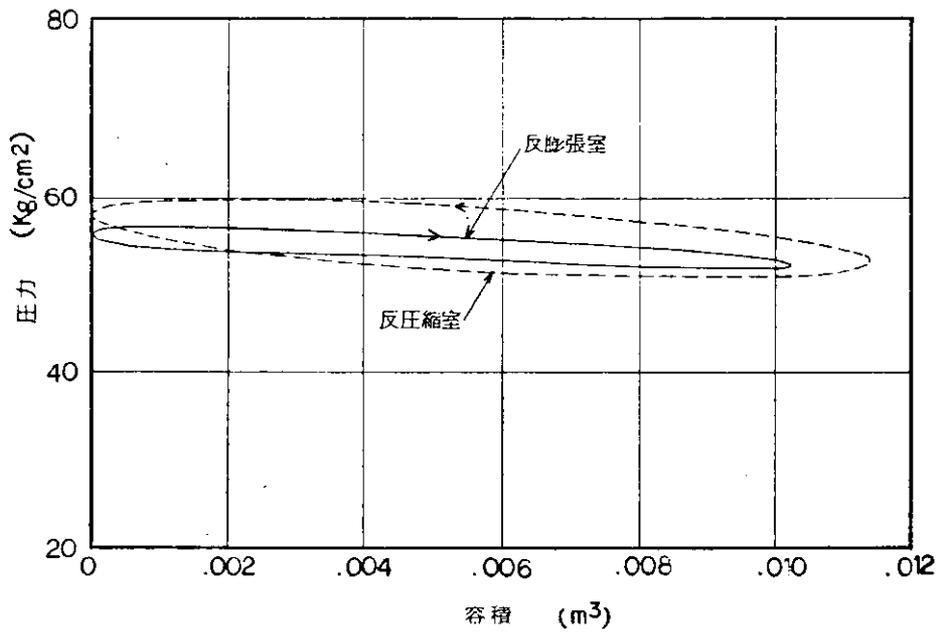


図6.3.4 反作動室  $p-v$  線図 (B-10)

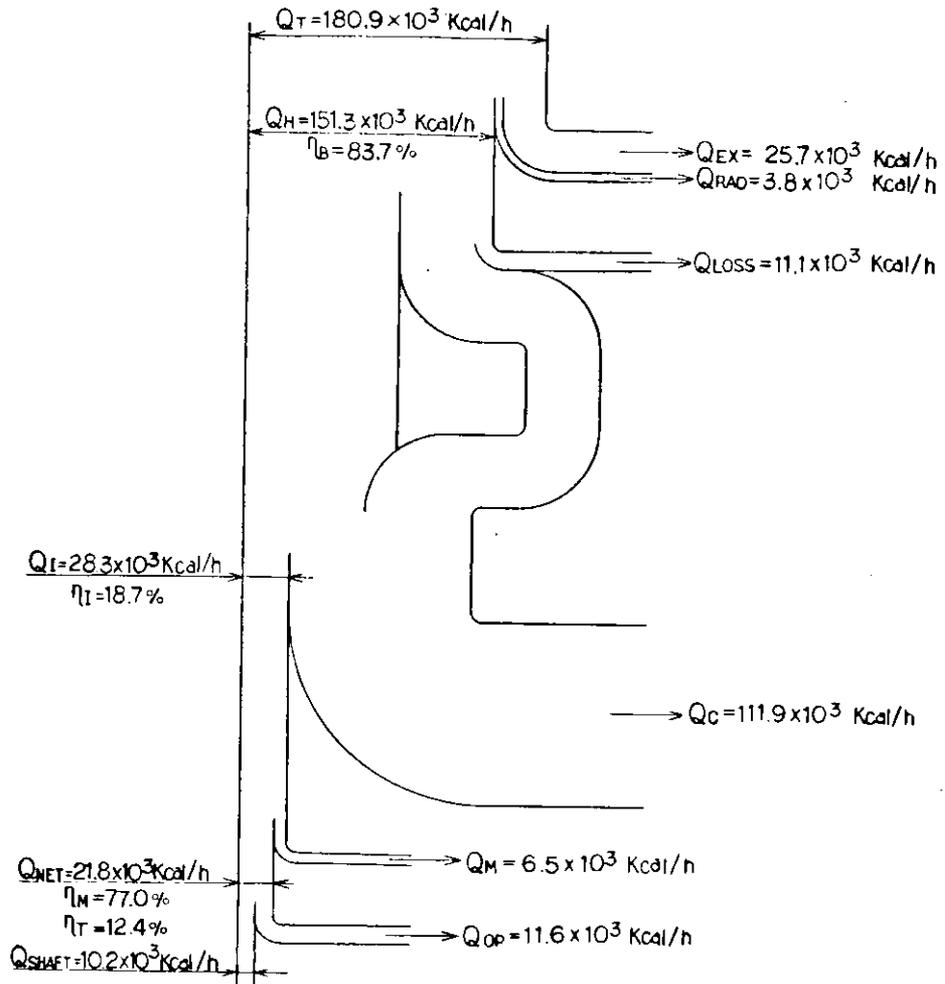


図 6.3.5 熱平衡図 (B-10)

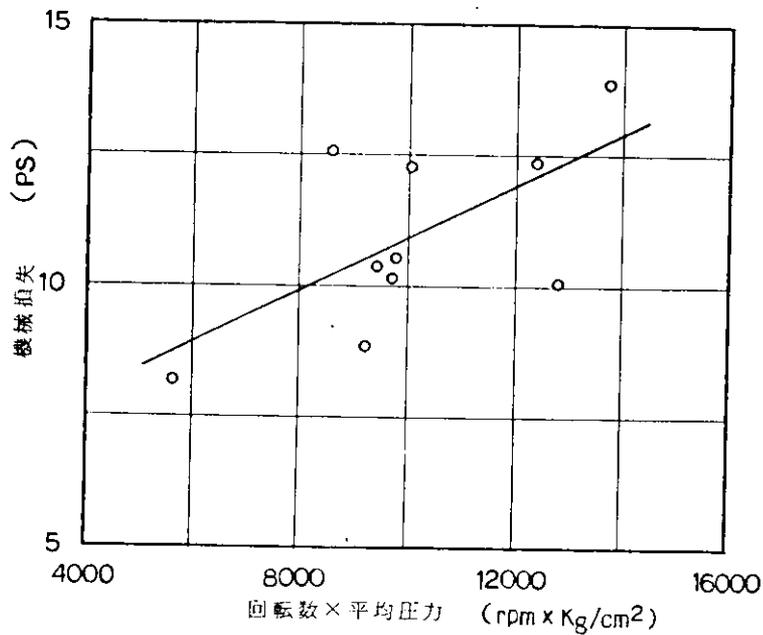


図 6.3.6 機械損失 — 回転数 × 平均圧力 (組合せ仕様 B)

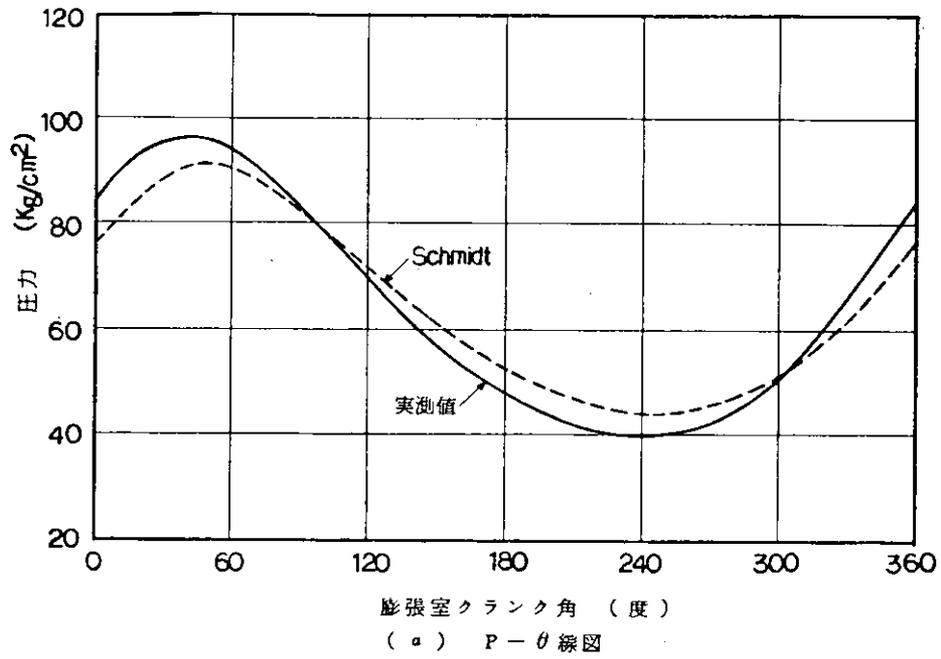


図 6.3.7 シュミットサイクルと実測値の比較 ( B-10 )

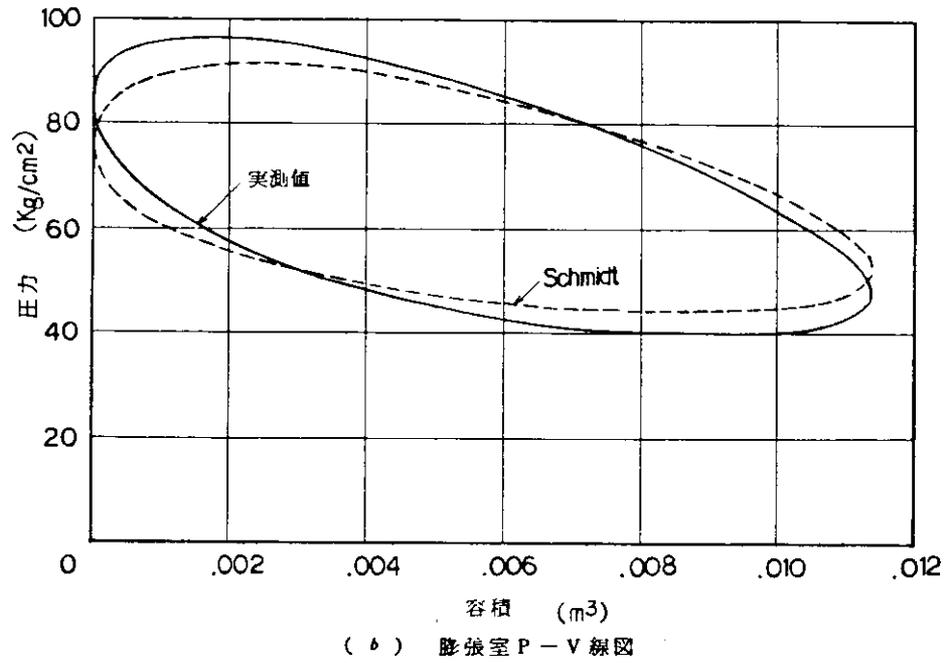


図 6.3.7 シュミットサイクルと実測値の比較 ( B-10 )

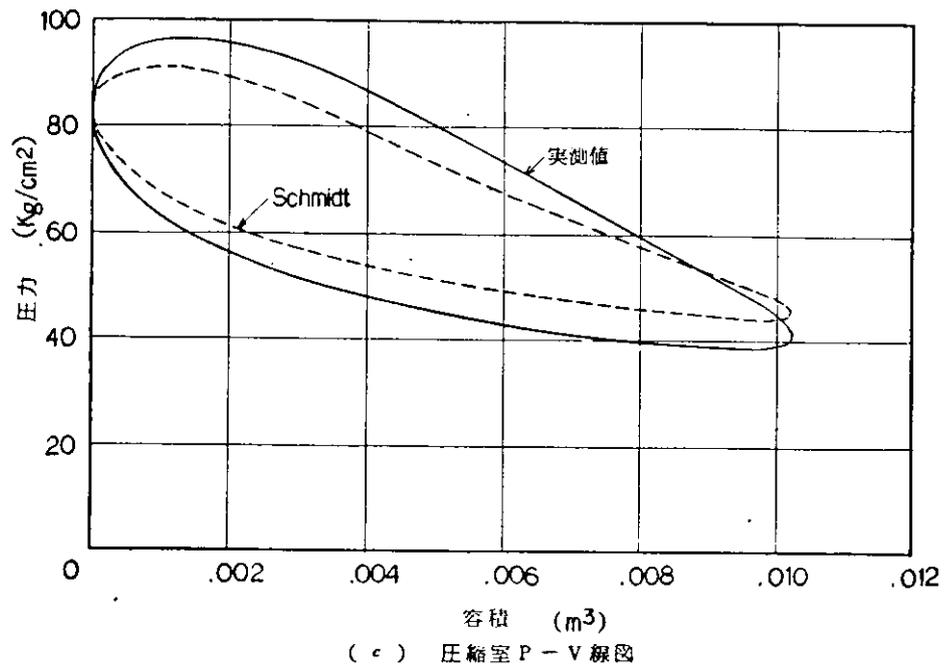


図 6.3.7 シュミットサイクルと実測値の比較 (B-10)

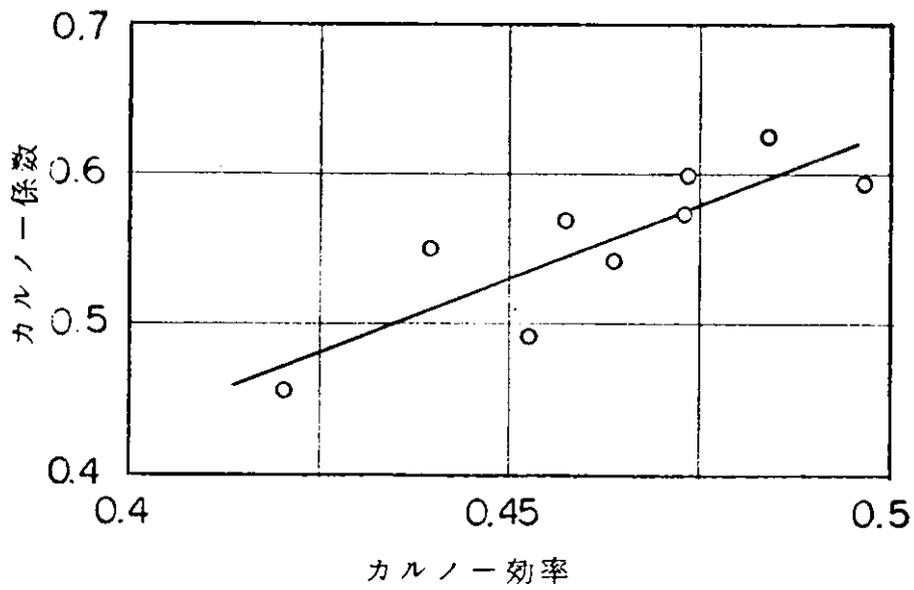


図 6.3.8 カルノー効率—カルノー係数

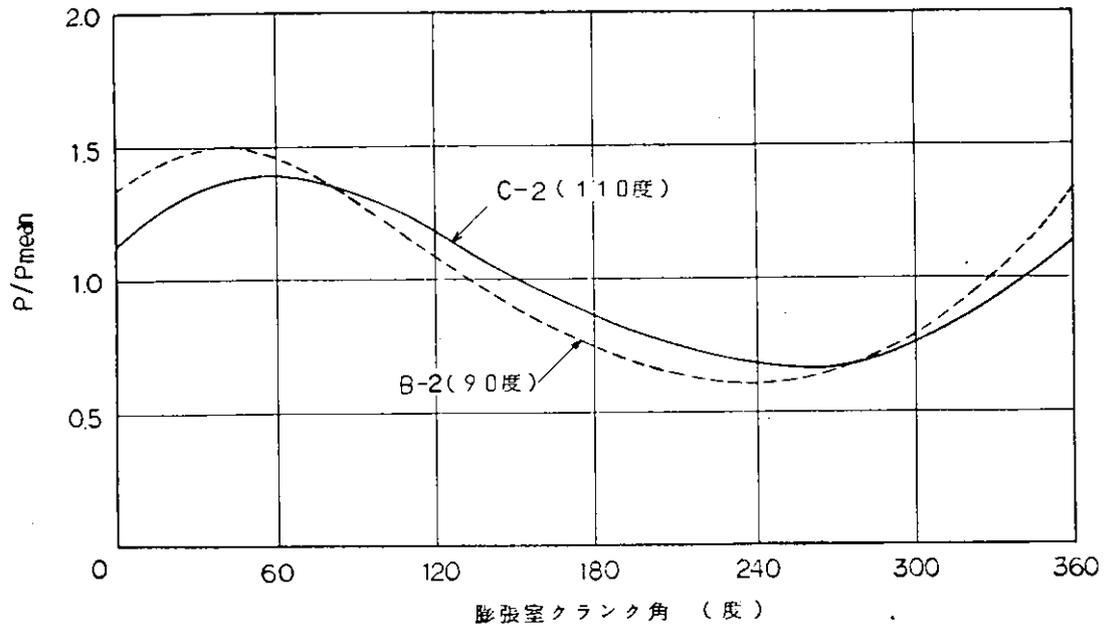


図6.3.9 p- $\theta$  線図 (位相角変更試験)

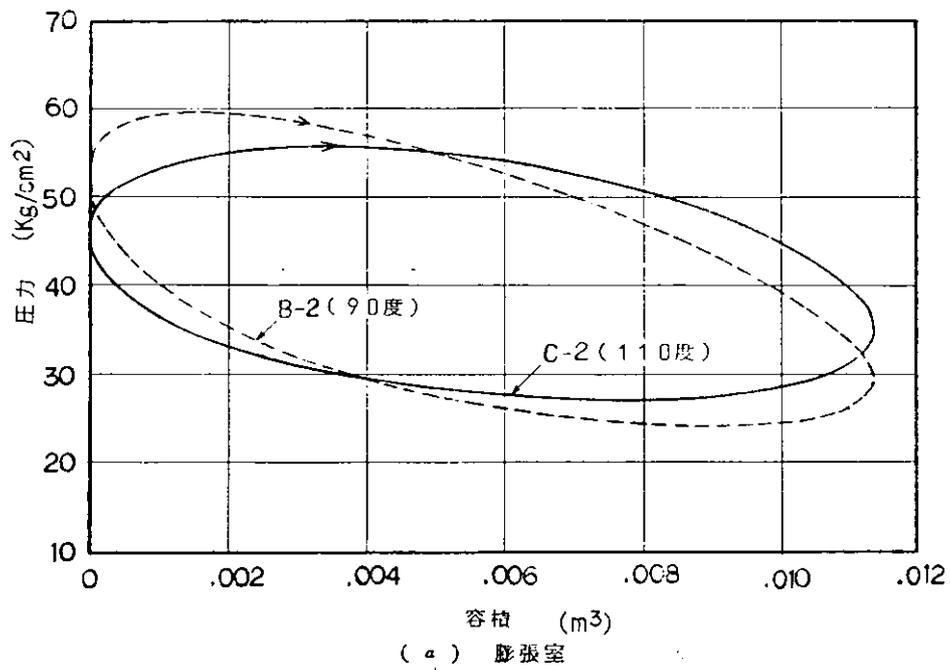


図6.3.10 p-v 線図 (位相角変更試験)

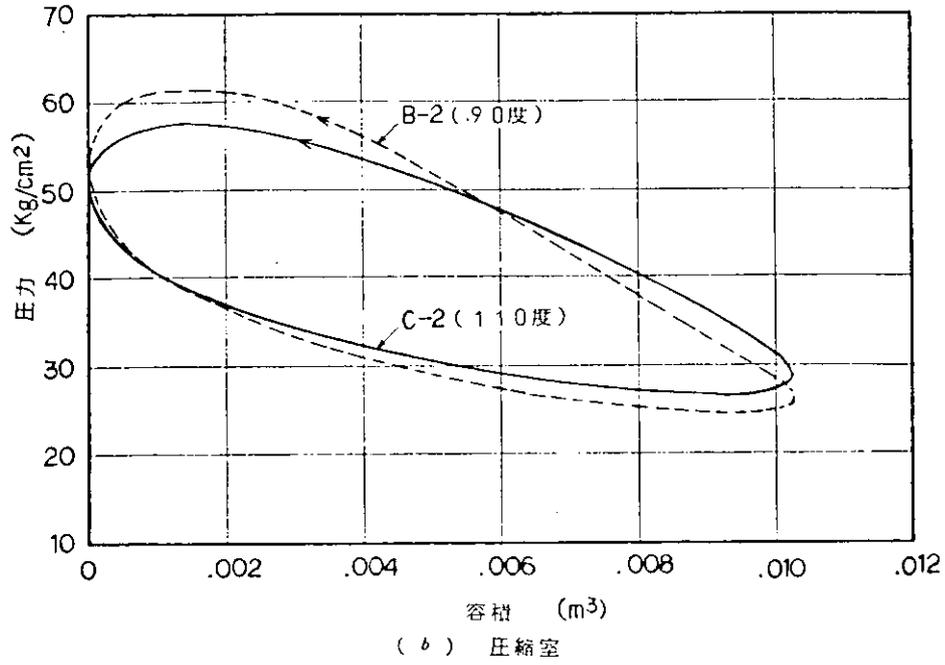


図 6.3.10 p - v 線図 (位相角変更試験)

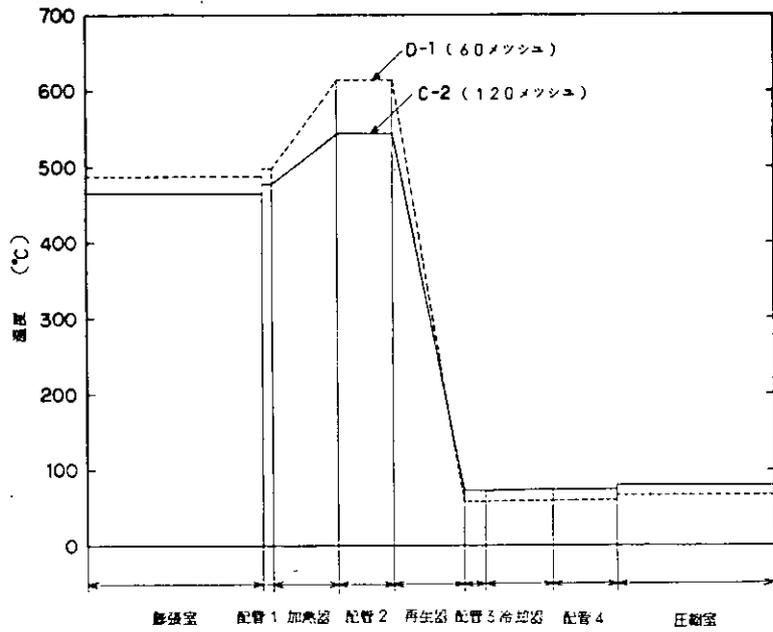


図 6.3.11 作動室内温度分布 (再生器マトリックス変更)

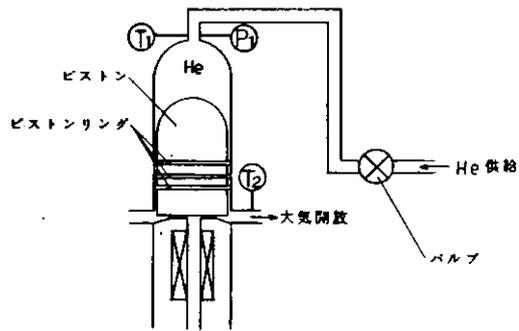
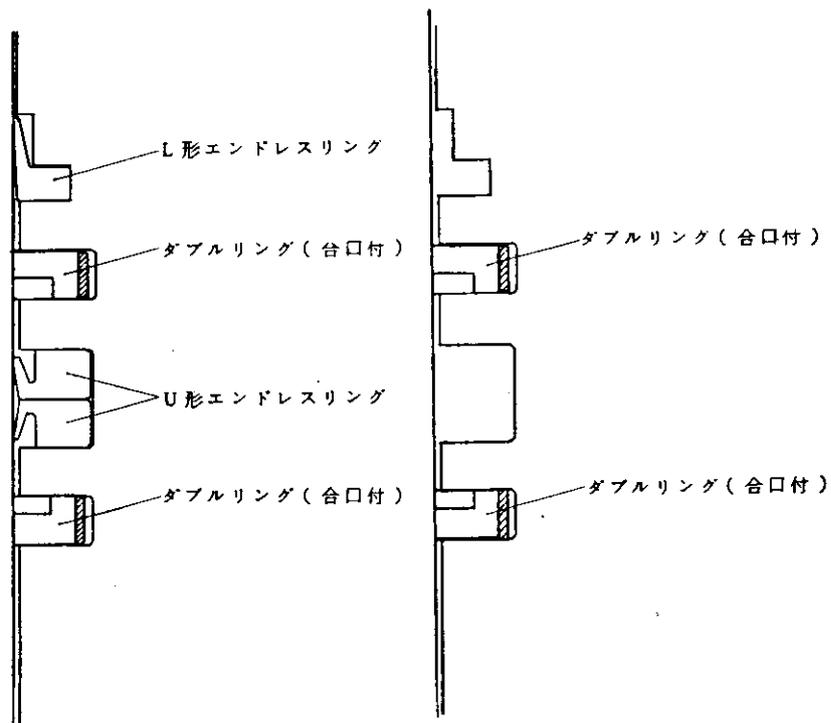


図 6.3.12 ピストンリング洩れ試験方法



( a ) 構成 A

( b ) 構成 B

図 6.3.13 ピストンリングの構成

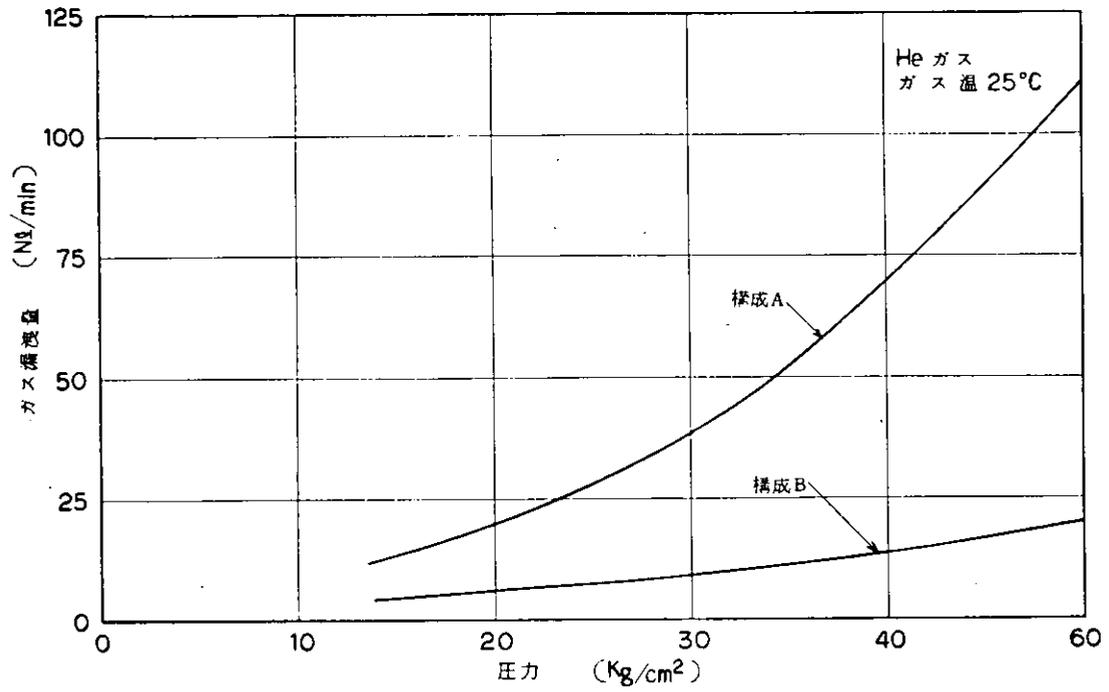


図 6.3.14 ピストンリング静的洩れ試験結果

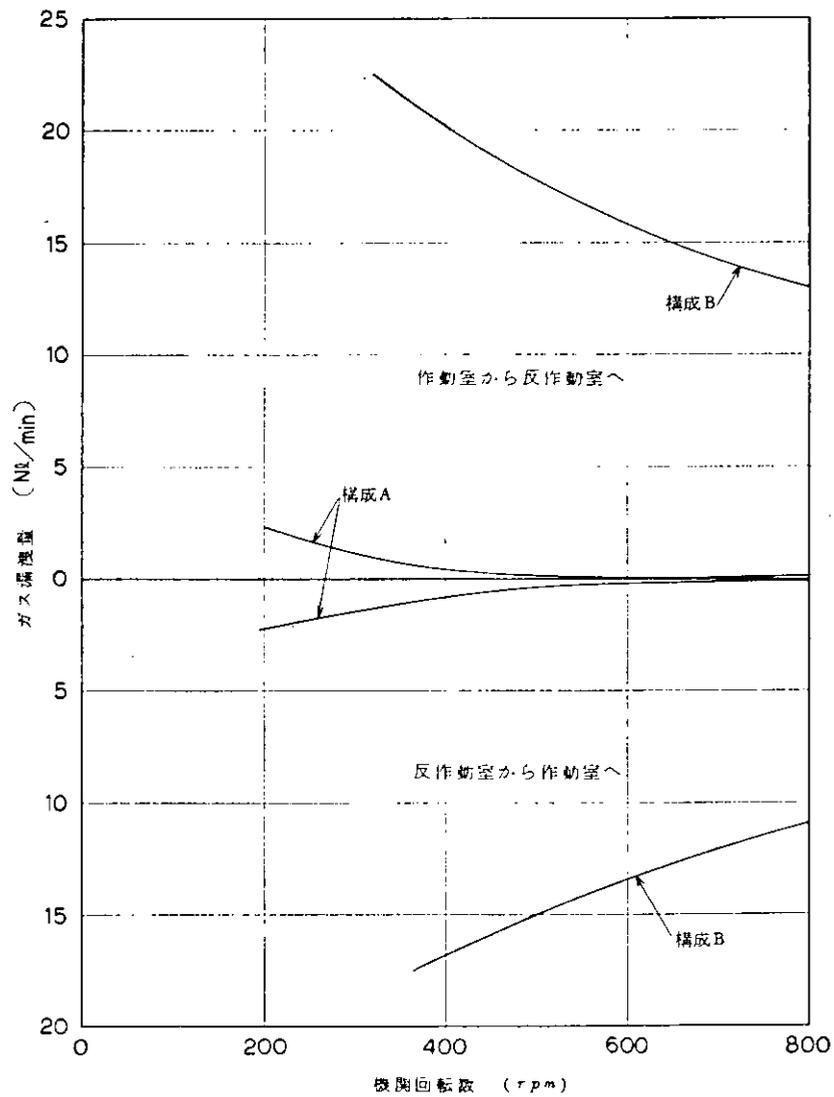


図 6.3.15 運転時のピストンリングガス漏洩量 (計算値)

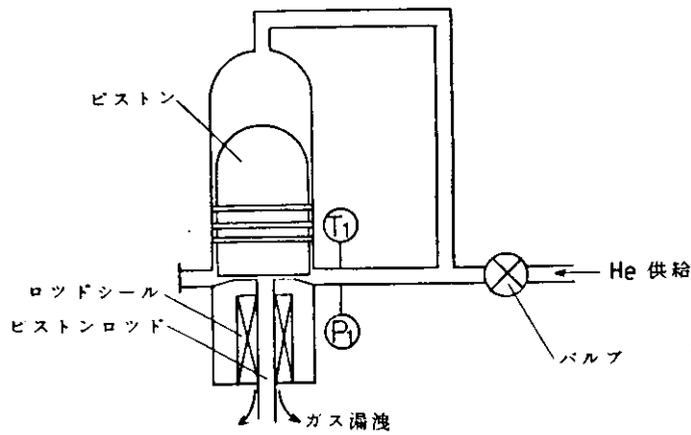


図 6.3.16 ロッドシール洩れ試験方法

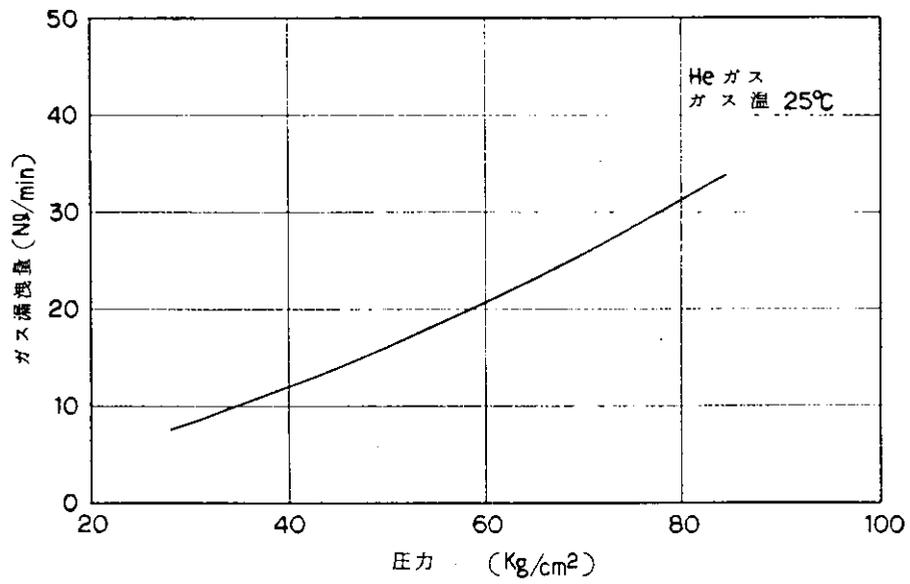


図 6.3.17 ロッドシール静的洩れ試験結果

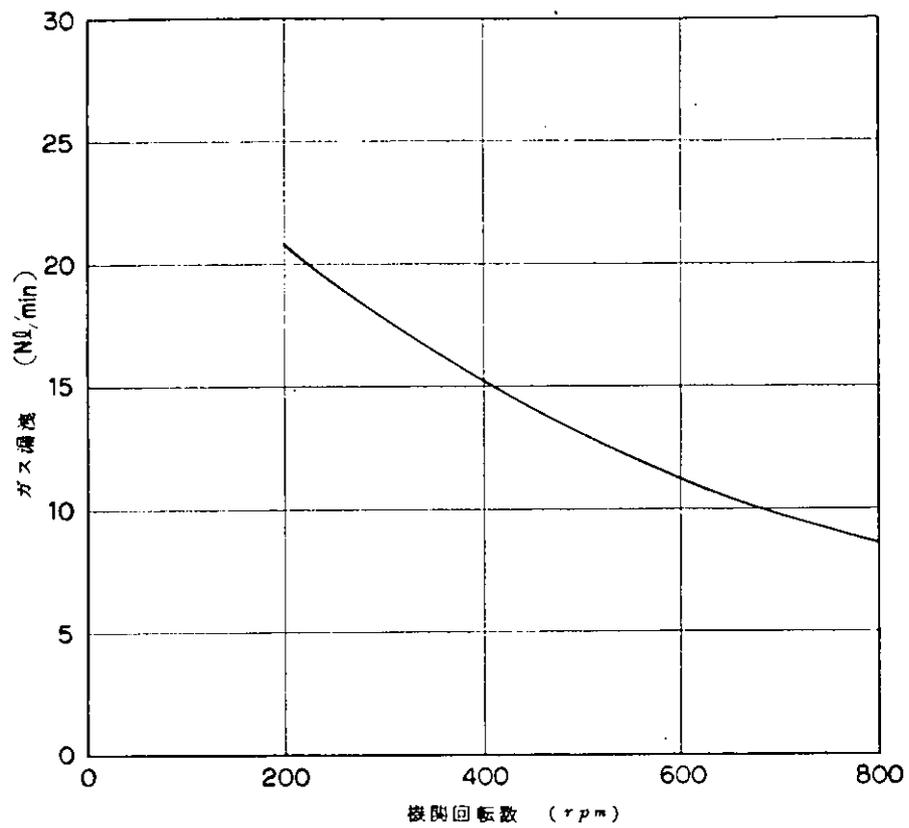


図 6.8.18 運転時のロッドシール漏洩量(計算値)