621.436-762.63:536.24.02

ディーゼル機関におけるピストンリングの伝熱に関する研究*

南 正巳**, 向原 誠也**, 高木三郎***

A Study of Heat-Transfer through the Piston-Ring
of Diesel Engine

by Masami MINAMI, Seiya MUKOHARA, and Saburo TAKAGI

Using the temperatures of piston, ring and liner measured by means of thermocouples, some heat resistances between the ring-land and the ring R_p , the ring itself R_r , and between the ring and the cylinder-liner R_l were calculated and examined separately. As a result, the following facts were found.

- (1) R_p in the running condition is nearly equal to that value, which has been reported, as the contact resistance, when the metals are brought into static contact with each other.
- (2) R_p is hardly affected by the kind of piston metals and also the engine load.
- (3) R_l depends mainly upon the thickness of oil film formed on the ring surface. As the ring temperature rises with the increase of engine load, the film becomes thin and then R_l decreases.
- (4) Since the values of R_r and R_l are very smaller than that of R_p , the total heat resistance in such a heat transmission process seems to be almost governed by R_p only.

1. 緒 言

ディーゼル機関において、特にピストン裏面の積極的な冷却を行なわない限り、ピストン頂面に伝達された燃焼熱の大部分は、ピストン本体側面およびリングを通してライナへ伝えられるから、この経路、特にリング部における伝熱機構を明らかにすることは、ピストンの温度制御の点からきわめて重要なことと考えられる。

周知のごとく、リング部の伝熱過程においては、熱は主としてリングランドよりリングにはいり、リング内を通過した後リングしゅう動面よりライナに伝えられる。このような接触面を含む伝熱問題は、接触熱抵抗に影響する因子が多いため、それ自身かなりめんどろな問題であるうえに、実際機関の場合にはピストン運動の影響が加わるから、問題は非常に複雑であり、かつ実際温度測定も困難なため、その接触熱抵抗などについては今日なお不明な点が多い。

この研究は、上述の観点から、リングを通ずる熱移動過程の基本的考え方を明らかにするとともに、小形機関を対象としてリング条件およびピストン材質をかえた場合の実測温度からその妥当性を調べ、同時にリングの各接触面の熱抵抗とその変化を求めたもので

ある。

2. リングの伝熱に対する基本考察

前述のごとく、ピストンよりリングを経てライナへ至る熱移動現象は、そこにピストン運動が関連するため複雑であり、取扱いも困難である。しかしながらこれをライナ壁面のピストン運動に対する時間的平均温度位置について考えることにすれば、ピストンよりリングを介する伝熱過程は第1図(a)に示すごとく定常化できる。この場合熱は図にみるごとく、リングみぞの周辺いたるところからリングに向かって流れて行くが、その程度は各断面の流路の熱抵抗に左右される。

ピストンよりリングに至る熱量がリングみぞのいずれの周面に依存しているかについては、さきにわれわれがディーゼル機関のピストン温度に及ぼすリングの影響を、本供試機関と同一の機関で調べた報告⁽¹⁾におけるリング厚さの効果、および後述の正規リングに対し、その下部ランド接触面を全周にわたり一部削りとしたものについてピストン温度測定を行ない、正規リングの場合と比較した第10図の結果からもわかるごとく、リングへの主たる熱の通路は下側ランド面にある。これはまた供試機関のピストンおよびリングについて確認したところであるが、リングの下面およびその接触ランド面は互によく金属光沢を放っているにもかかわらず、上面および背面はそのみぞ周面を含めカーボン被膜でおおわれており、したがってリングのみ

* 昭和37年3月19日 関西支部第37期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和37年7月23日。

** 正員、神戸商船大学(神戸市東灘区本庄町深江)。

*** 正員、第一中央汽船会社。

ぞ内運動を考慮しても、この場合にはリングの背面および上面部は下面部に比し熱抵抗の大きいことが予想されるから、主たる熱の通路とはなり得ないであろう。なかでも背面部はピストンとリングとの間に約 0.75 mm のすきまがあり、ほとんど熱絶縁状態にあるものとみなしうる。

よってこのような伝熱機構は第 1 図 (b) に示すごとく単純化できよう。

(b) 図において、熱はランドとリングの下部接触面、リング内およびリングとライナしゅう動面を通じて流れて行くから、通過熱量は当然これら接触面における熱抵抗の支配を受ける。

いまこの関係を式で示せば

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_p F_p (\theta_p - \theta_{r1}) = \frac{\Delta \theta_p}{R_p} \\ &= \frac{\lambda_r}{t_r} F_r (\theta_{r1} - \theta_{r2}) = \frac{\Delta \theta_r}{R_r} \\ &= \alpha_l F_l (\theta_{r2} - \theta_l) = \frac{\Delta \theta_l}{R_l} \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

ここに、 Q : リング伝熱量 kcal/h, F : 面積 m^2 , θ : 温度 $^{\circ}C$, R : 熱抵抗 $h^{\circ}C/kcal$, α : 熱伝達率 $kcal/m^2 h^{\circ}C$, λ : 熱伝導率 $kcal/m h^{\circ}C$, t_r : リングの相当伝熱長さ m, p, r および l : ピストン, リングおよびライナを表わす添字である。

これより接触面に生ずる熱抵抗は、接触面積、接触表面の温度および接触面を通して流れる熱量がわかれば容易に計算される。実際機関の場合、リングの材質

および接触面積は既知となるが、接触表面の温度を直接求めることは、今日のわれわれの測定技術をもってしては必ずしも可能でない。そこでここではリングおよびライナしゅう動面温度については、しゅう動面に可能な限り近づけて埋込んだ測点と、それと近い距離にある測点の示す温度の傾斜から、それぞれ補外法により、近似的に求めることとしたが、リングのランド接触面に対しては同様の方法を採用することは困難である。しかしリングの一面の温度がわかり伝熱量が明らかな場合、 t_r がわかれば他面の温度は (1) 式から計算できる。

この t_r を推定するため、ランド側表面およびライナ側表面がそれぞれ一様な温度である長方形断面のリングを、第 1 図 (b) のように熱が流れて行く場合を考える。

二次元直角座標を用い基礎式

$$\Delta u = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = 0 \dots \dots \dots (2)$$

を境界条件

$$\begin{aligned} x=0 \text{ の面で} & \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \\ x=T & \quad u = -\theta \\ y=0 & \quad u = 0 \\ y=B & \quad \frac{\partial u}{\partial y} = 0 \end{aligned}$$

のもとに解けば温度分布 u は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} u = \frac{-4\theta}{\pi} \sum_{m=0}^{\infty} \frac{1}{2m+1} \left\{ \cosh \frac{(2m+1)\pi}{2B} x \right. \\ \left. / \cosh \frac{(2m+1)\pi}{2B} T \right\} \sin \frac{(2m+1)\pi}{2B} y \end{aligned} \dots \dots \dots (3)$$

ただし $m=1, 2, 3, \dots$ である。

第 2 図は本研究に使用した鋳鉄リング (幅 4.5 mm,

第 1 図 リングの伝熱過程

第 2 図 リング内温度分布(計算値)

厚さ 5 mm) について, ランド側としゅう動側の 2 面間の温度差を, 実際機関の正規出力時の実測温度に近く 15°C にとり, (3) 式により数値計算を行なった温度分布の例であるが, このような温度分布を小さなリングの断面上に多数の測点を設けて実測することは, 実際問題として困難である. 実験では後述の第 5 図および第 6 図の右上に示すごとく, リング断面中央水平面内に接近して 3 個の測点を設けその指示する温度を計測した. ところで第 2 図の結果が本機関の正規出力時の温度を予想したものであることから, 図において実際埋込んだ測点到相当する位置の温度を補外法によって求め, 鋳鉄ピストンの正規出力時の指示温度と比較すると, 実測温度はリング背面よりしゅう動面に向かって, それぞれ 104°C, 102°C および 95.5°C となるのに対し, 計算温度は 105°C, 102.3°C および 97.2°C であり非常によく一致することがわかる. これは実際リング内を流れる熱が第 2 図のような流れ方をすることを示すものであって, 低速機関のリングにおいてその断面中央軸上の温度が直線的な関係にあるという Salzman⁽²⁾ の結果とははっきり異なっている.

さて第 2 図の温度分布をもって R_r および t_r を求めるには, リングを通過する熱量を知る必要がある. 第 2 図よりリング通過熱量は熱流線が互に平行となるしゅう動面を含む相接近した 2 面間で求めるのが至当であるが, ここでは実際使用のリングが第 2 図のように理想化したものに対し, しゅう動面がほぼ中央とつの丸み⁽¹⁾⁽³⁾⁽⁴⁾をもっており, かつ表面もあらさを有していること, および運転中の小さなリングでもそのランド接触面やしゅう動面は, 一様な温度とはならず場所により若干異なることが予想されることなどを考慮して, しゅう動面に平行で深さ 0.5 mm のところに埋めた測点を通る面と, それよりさらに 0.5 mm 深いところの面との間で, リング材質の熱伝導率を $\lambda = 50$ kcal/m h°C とし近似的な伝熱量を求めてみると, $Q \approx 400$ kcal/h となり, 正規出力時の実測温度傾斜から求めた値にほぼ等しくなる. よってこの伝熱量をもって (1) 式から R_r および t_r を計算すると, その値は 0.0375 h°C/kcal および 0.00368 m となる. 以下この R_r および t_r は各負荷によって変らないものとして取扱う.

リングのしゅう動面および下部ランドとの接触面における熱抵抗 R_l および R_p は, 互に接触する表面の温度と実際その面を通過する実測熱量から (1) 式により計算できる. しゅう動側のリングとライナの表面の温度 θ_{r2} および θ_l は, それぞれの面の近くに埋めた

熱電対の指示する温度から傾斜を直線的とみなすことによって推定でき, ついでこのリングの t_r を使用すれば, (1) 式から下部ランド接触表面の温度 θ_{r1} を求める.

一方しゅう動面の熱抵抗 R_l は, 面間に介在する潤滑油膜の厚さからも推定し検討することができる. いま h_m : しゅう動面の平均油膜厚さ, λ_{oil} : 潤滑油の熱伝導率とすれば, つぎの関係が成立する.

$$R_l = \frac{1}{\alpha_l F_l}, \quad \alpha_l = \frac{\lambda_{oil}}{h_m} \dots\dots\dots (4)$$

潤滑油膜厚さは, 作動時のリングしゅう動面の形状を考慮して, 潤滑理論より求めることができ, われわれが本供試機関について計算した結果はすでに前報⁽¹⁾に報告した. ただし同報告中の第 6 図から得られる油膜厚さ h_0 は, リングしゅう動面が中央とつの曲面であると仮定して計算したときの中央部における最小油膜厚さであって, ここにいう平均厚さ h_m には油膜の形を考慮する必要がある, 当然 h_0 より大きくなる.

3. 実験の装置と方法

これまでのもの⁽⁵⁾と同じ, 直径 130 mm, 行程 200 mm, 800 rpm の予燃焼室四サイクルディーゼル機関を用い, ピストン, リングおよびライナに第 5 図から第 8 図のごとく, 直径が 0.3 mm の I-C 熱電対を埋込み温度測定を行なった. 運動部分の温度は銀製滑動接点を使用し, 電位差計で平衡法によって測定する方法をとったが, ライナなど固定部分の温度は電子管記録計によった.

リングに設けた熱電対の取付要領は第 3 図に示しており, 素線の埋込み取出しを確実にするため, 3 点は一直線に配列せず多少距離をおいて設定した. 各熱電対は異径にあけた穴に表面から埋込み, 素線は裏面でまとめてピストンを貫通させ銀製接触片に導く. この場合リングみぞに おう(凹)所を設け, この部分で素線に十分のたるみを与え, リングの上下左右の運動による切損を防止した. 素線の穴を貫通する部分の絶縁とガスもれは(もっとも苦勞するところであるが)熱硬化性樹脂(アラルダイト)をつめて目的を達した.

第 3 図 リングの熱接点装着要領

実験は同一設計構造の鋳鉄ピストンおよびアルミニウム合金ピストンについて行なったが、リングは 10 時間以上のすり合せ運転で表面状態をよくした同一の鋳鉄製リングを用い、かつピストン温度に影響する負荷、回転数および冷却水温度などについては、注意深く調整するとともに十分安定した状態をまって温度を測定した。

なお本実験では、1 本のリングからの単位時間あたり伝熱量は、リング周上第 4 図に示す ③ ④ の位置に埋込んだ熱電対の指示する温度をもつて求めることとした。しかしてこの部分の温度を真にリングの周方向の代表温度として用いることはすでによく述べられているところではあるが、いちおうここではつぎのような予備実験を鋳鉄ピストンを用いて行なった。すなわちリング周上に第 4 図に示すごとく、勢車側の測点 ③ ④ のほかにほぼ 90° へだてて排気側に測点 ⑤ ⑥ を設け、リング周上異なる位置における温度を実測した。

第 1 表はその結果の一例であって、シリンダヘッドを除去しモータリングした場合、すなわちリング上に圧力が作用しない状態においては、発生熱が摩擦熱のみである関係もあって、リング周上の温度は場所により多少異なるが、ヘッドを取付け圧縮圧力が作用するようにしてモータリングした場合は、回転数が正規の 800rpm にもなれば、これら測点の指示温度はほとんど差がなくなることがわかる。したがってさらに圧力および温度の高い発火運転時では、リング周上の場所による温度の相違はほとんどなくなる。なおトップラ

第 1 表 リング周辺上の測点温度

区 分		rpm	温 度 °C			
			③	④	⑤	⑥
モータリン グ	シリンダヘッド のないとき	600	31.3	31.3	33.5	33.5
		800	51.5	51.5	51.2	49.9
	シリンダヘッド のあるとき	600	52.2	52.2	54.5	54.4
		800	61.0	60.8	61.1	61.2

第 4 図 リング周辺上の測点位置

ンドの長くとれる四サイクル機関にあっては第 1 リングランド下の温度は円周上どこでも実質的にほとんど同温となることはすでに前報⁽¹⁾で示した。これよりリングの切口付近は別として、周辺上どの位置で計っても測定された温度は、この場合代表温度とみなしうる事が可能となる。

4. 実験結果と考察

4.1 温度分布 鋳鉄ピストンに対する温度測定の結果を第 5 図に、アルミニウム合金ピストンに対する結果を第 6 図に示す。シリンダ冷却水出口温度を一定に保ったため、ライナ自体の温度分布は第 7 図および第 8 図に示すごとく、ほとんど変わっていないが、ピストン温度分布はピストン材質の相違により著しく変化する。

鋳鉄ピストンでは、燃焼ガスより熱の流入するピストンヘッド表面の温度が高く、中央部分と周辺部分の温度差も非常に大きくなるのに対し、アルミニウム合金ピストンでは、ピストン自身の熱抵抗の少ないため、全般的に低温となり、かつ中央部分と周辺部分の温度差もきわめて少ない。熱の流出するピストン側面についてみれば、鋳鉄の場合第 1 リングから上の部分の温度傾斜が大きく、この部分の熱負荷の大きなことを示

第 5 図 ピストンおよびリング内温度分布 (鋳鉄ピストン)

しているが, アルミニウム合金ピストンでは, この部分の温度傾斜が少なくなり, ピストンスカート部分では, アルミニウム合金ピストンのほうが鋳鉄ピストンよりもわずかに高温となっている。すなわち伝熱性のよいピストンの場合は, その熱負荷分担が下のほうまでかなり均等化することを示している。

4.2 熱抵抗 リング内測点の位置は適当とはいえないが, 測定技術の点からやむを得ず選んだもので, この測定温度から前記2章の方法で計算したリングの通過熱量, 熱抵抗およびしゅう動面の油膜厚さを第2表に示した。ただしランド表面の温度は, 熱流線を考慮しランド測点の温度をそのまま使用した。なお表中

$$\alpha_{res} = \frac{1}{F_l \Sigma R} \quad \dots\dots\dots (5)$$

であり, これはリングを經由して熱が流れる際の諸抵抗を含む換算熱伝達率である。また平均油膜厚さ h_m は次式で求めたものである。

$$h_m = \frac{\lambda_{oil} F_l}{Q} (\theta_{r2} - \theta_l) \quad \dots\dots\dots (6)$$

さて, この表の数値に関する従来の結果をみるとつぎのようになる。

まず R_p について, その4/4負荷における値は, 単位面積当り, 鋳鉄ピストンの場合 $1.53 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{kcal}$, アルミニウム合金ピストンの場合 $1.49 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ \text{C} / \text{kcal}$ となるから, これを多少接触条件など

第2表 熱 抵 抗 値

項 目 区 分	負 荷	p_i kg/cm ²	Q kcal/h	R_p h [°] C/kcal	R_r h [°] C/kcal	R_l h [°] C/kcal	ΣR h [°] C/kcal	α_{res} kcal/m ² h [°] C	h_m μ
鋳鉄ピストン	1/2	5.30	321.7	8.22×10^{-2}	3.75×10^{-2}	4.04×10^{-2}	16.01×10^{-2}	3 395	7.43
	3/4	6.90	352.0	8.04	"	2.67	14.46	3 765	4.96
	4/4	7.96	394.5	7.99	"	2.03	13.57	4 010	3.73
	11/10	8.40	413.0	7.75	"	1.82	13.32	4 080	3.34
アルミニウム 合金ピストン	1/2	5.30	242.5	7.79×10^{-2}	3.75×10^{-2}	4.12×10^{-2}	15.66×10^{-2}	3 475	7.58
	3/4	6.90	272.9	7.79	"	2.75	14.29	3 810	5.05
	4/4	7.96	303.5	7.62	"	1.98	13.35	4 080	3.64
	11/10	8.40	321.4	7.60	"	1.56	12.91	4 220	2.86

第6図 ピストンおよびリング内温度分布
(アルミニウム合金ピストン)

各2測点の指示温度の傾斜より求めた表面温度を示す
第7図 ライナしゅう動面温度(鋳鉄ピストン)

各2測点の指示温度の傾斜より求めた表面温度を示す
第8図 ライナしゅう動面温度(アルミニウム合金ピストン)

異なる点はあるが、たとえば佐野川⁽⁶⁾により紹介されている Kouwenhoven & Potter および Ascoli & Germagnoli の結果と比較する。これらはいずれも接触圧力が低いところの結果は明確でないが、実際リングにおける接触圧力を考慮し 10 kg/cm^2 付近の値を、供試リングの表面あらさ $0.4 \sim 0.6 \mu$ に相当する曲線上で推定すると、鉄どうしを組合わした前者の場合および鉄とアルミニウムを組合わした後者の場合ともだいたい $(1.5 \sim 2.0) \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ h}^\circ\text{C/kcal}$ の範囲にあり、数値的には 4/4 負荷時の値とかなりよい関係にある。これよりみればピストンの運動とともにみぞ内で複雑な動きをするリングの場合も、静かに押しつけた上記の場合と結果的にはそれほど違わないようである。

また α_l および α_{res} については Eichelberg⁽⁷⁾ が極低速の機関について得た平均値、すなわち $\alpha_l \doteq 30\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ および $\alpha_{res} \doteq 3\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C}$ に近く、さらに h_m もわれわれの以前の報告⁽⁴⁾の第 6 図から得られる h_0 に、リングしゅう動面の平面度を考慮して求めた理論平均値、たとえば 4/4 負荷の場合その値は約 3μ となり、本実験の同じ負荷における値とかなりよく近似する。よってこの測定値は妥当なものといえるであろう。

第 9 図は平均有効圧力の関数として表わしたピストンリングに対する α を示したものである。リングが同じ場合、ピストン材質は異なっても各熱伝達率はほとんど影響を受けない。また α_l は α_p に比しきわめ

第 9 図 平均有効圧力と α_l , α_p および α_{res} の関係

て大きく、負荷とともに増大する傾向をもつが、これは負荷の増大とともにシリンダ温度が上昇し油膜が薄くなるためであり、 α_p はその値も小さく負荷の変化による影響も少ない。 α_{res} は α_p とほぼ同様の傾向にあるが、この値はそのほとんどが α_p の支配を受け、 α_p より小さい値に落ちつくことが理解される。このことはまたリングを通ずる熱移動量を決定づけるものが α_p であることを示すものであって、この α_p の改善こそリングによってピストンの温度を下げる重要な事項となる。

そこで逆に、 R_p を大きくした場合、すなわちピストンよりリングに至る熱通路を狭くした場合のピストン温度の上昇の程度を知る目的、および第 2 章で述べた理論を確認する意味から、リングの他の条件は変えない配慮のもとに、その下部ランド接触面を全周にわたり一部削りとったリングを用い、鋳鉄ピストンにおいて温度測定を行ない、正規リングの場合と比較した結果を示したのが第 10 図である。

第 10 図 平均有効圧力と第 1 リングランド温度

第 11 図 油膜温度と α_l , h_m の関係

切欠きリングの下部ランド接触面積は正規リングの値に比べ約 39% の減少となるが, これに対し第 1 リングランドの温度は約 10°C 高くなり, その影響の著しいことがわかる. なお図中破線で示した曲線は, これら両リングの各負荷における伝熱量と熱伝達率がそれぞれ等しいという仮定のもとに, 第 2 表の値を切欠きリングに適用して計算した場合の第 1 リングランドの温度変化である. 実測温度と計算温度とが多少こととなっているのは, ピストンよりリングへの熱通路を絞ることによって, ピストンの温度分布が変り正規リングの場合ほど熱がリングへ流れて行かないためである. またわれわれはさきにリングの形状寸法がピストン温度に与える影響を報告⁽¹⁾し, リング幅はほとんどピストン温度に影響しないが, リング厚さを変えればランドとの接触面積が変りピストン温度にかなりの影響を与えることを明らかにしたが, これらのリング幅やリング厚さの影響は, すべて本論文の 2 章の基本的な考え方から説明でき, その妥当性を証明するものである.

α_l が負荷の増大につれて急激に増加するのは, 前述のごとくしゅう動面の油膜温度が負荷とともに上昇し, 油の粘度が下がり油膜厚さが薄くなるためである. 第 11 図は各負荷におけるしゅう動面の平均温度の関数としてこの関係を示したものである. 図には使用潤滑油の標準粘度を同時に付記してあるから上記の関係がひとめで了解される.

5. 結 論

ピストンリングの伝熱について考察し, 運転中の温度測定を行なった結果, ディーゼル機関のピストン温度を制御しようとする場合必要なつぎの事項が得られた.

(1) リングを通ずる伝熱過程において, R_r およ

び R_l は R_p に比べ小さく, α_{res} はほとんど R_p によってきまる. したがってリングと下側ランドとの接触面積およびその接触状態がピストン温度に最も大きな影響を与える.

(2) 同じ鋳鉄リングの場合, ピストン材質が鋳鉄であってもアルミニウム合金であっても, R_p はほとんど変わらない.

(3) α_l は負荷が増しシリンダ温度が上昇すれば, 潤滑油膜が薄くなるため急激に増加するが, α_p は接触状態にたいした変化がないため負荷の影響は無視できる程度である.

(4) リングの伝熱については, リング運動が相当に変化する高速機関の場合は別として, 上部ランドおよび背面よりの受熱は実質的に無視してさしつかえない程度である.

(5) 鋳鉄ピストンではピストン自体の熱抵抗が大きいので, 上部ランドや上部リングの温度が高くなり, この部分にライナへの伝熱量が集中する傾向がある.

(6) アルミニウム合金ピストンを使用する場合は, その良伝熱性のためピストン下方まで熱が流れやすくなり, 下方リングやスカート部分までライナへの伝熱量がよく分散する.

終りに本研究の一部は昭和 36 年度文部省科学研究費によったことを付記する.

文 献

- (1) 南・向原, 機械学会論文集, 27-180 (昭 36-8), 1358.
- (2) Salzmann, *Wärmefluss durch Kolben und Kolbenring im Dieselmotor*, (1932), 28, Diss. E.T.H., Zürich.
- (3) S. Eilon & O.A. Sanders, *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, 171 (1957), 427.
- (4) 古浜, 機械学会論文集, 24-148 (昭 33-12), 1033.
- (5) 南, 機械学会誌, 62-487 (昭 34-8), 1160.
- (6) 佐野川, 機械学会誌, 64-505 (昭 36-2), 247.
- (7) G. Eichelberg, *Engineering*, 148 (1939-11-17), 549.

化学機械製造業の 38 年度振興実施計画

通産省機械工業審議会ではこのほど 38 年度の化学機械製造業振興実施計画を決めた.

それによると, (1) 生産 500 億円, 輸出 70 億円を目標として金属工作機械, 金属加工機械など指定機械 800 台 (19 億円) を設置し, 20 年以上経過した老朽機械 1300 台をくず化, 転用する. (2) 合理化対策としてグラスライニング, 耐食性特殊合金加工設備の整備, 鏡板, 回転真空ろ過機の JIS 制定促進をはかるなどを骨子としている.

生産, 輸出目標の詳細つぎのとおり.

石油精製, 石油化学, 紙パルプなど主要需要部門の設備投資状況と過去の生産実績推移をにらみ合わせて 37 年度実績比 10% 増の 500 億円を見込んだ. 内訳はろ過機 27 億円, 分離機 9 億円, 熱交換器 97 億円, 反応機 78 億円, 蒸留機 47 億円, 冷却機 161 億円である. 輸出はソ連, 東南アジアからの引合状況をもとに 70 億円を目標とし, 前年の 11% 増とした.

(服部 敏夫)