

機関特性に及ぼす吸・排気弁の 開閉時期の影響*

日笠純扶・松下 博・大八木敏博・安成幹男・三上博道

Effects of Valve Timing on the Engine Characteristics

By

Sumio HIKASA, Hiroshi MATSUSHITA, Toshihiro OYAGI,
Mikio YASUNARI and Hiromichi MIKAMI

A proper understanding of the relation between the engine characteristics and valve timing is very necessary for the prevention and early detection of accidents in the engine.

Experiments were carried out to obtain fundamental information on the effects of valve timing on the engine characteristics in the 4-cycle exhaust gas supercharged diesel engine. In order to change the valve timing, iron pieces were inserted between the tappet and valve head. When the tappet clearance of suction and exhaust valve increased, the combustion became worse, and maximum pressure of combustion gas, exhaust gas temperature, inlet temperature of the turbine and revolution of the supercharger rose.

It was found that the experimental results are applicable to troubleshooting in the engine. An explanation of those phenomena is given.

1. まえがき

近年、過給機関の性能向上に伴って、正常な運転状態においても、機関本体及び過給機の各部に加わる機械的応力熱応力及びこれらの合成応力は増大する。まして機関本体か過給機のいずれかに異状が生ずると、機関性能の低下のみならず各部の圧力、温度および回転数が変化し、機関及び過給機に加わる応力が増加し、機関の故障や事故の原因となる。

そこで機関の運転条件の変更が機関及び過給機の各部の圧力、温度及び回転数に与える影響を把握することは、機関の故障診断に役立ち、故障や事故を未然に防止すること

が出来る。その第一段階として吸・排気弁の弁間隙の変更が、排気タービン過給機付ディーゼル機関に及ぼす影響を明らかにした。以下にその実験的研究について報告する。

2. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。図の供試機関、推進装置、吸入空気量計測装置及び弁間隙度変更装置の仕様は次の通りである。

2・1 供試機関

機関型式	SR6SS
シリンダ数	6

* 水産大学校研究業績 第1056号, 1985年7月29日受理.

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No.1056. Received July 29, 1985.

シリンダ直径 350 mm
 ピストン行程 500 mm
 回転数・馬力 300 rpm・1000 ps
 燃料ポンプ 逃弁式
 吸・排気弁直径・揚程・座角 114 mm
 30 mm・45 度
 過給機型式 VTR-250
 タービン直径 291 mm
 ブロウ直径 181.6 mm
 回転数 25000 rpm

2・2 推進装置

可変ピッチプロペラ型式 B-640
 直径 2000 mm

プロペラピッチ $0.7 \pi \tan(\theta - 2.33) \times 2.1 \text{ m}$
 θ : プロペラピッチ角 (度)

2・3 吸入空気量計測装置

Fig. 1 に示す吸入空気量計測用のノズルの形状, 寸法の概要は Fig. 2 の通りである。

ノズル面積 0.45 m^2
 ノズル流量係数 0.99

2・4 弁間隙変更装置

弁間隙変更装置の形状, 寸法は Fig. 3 の通りである。

2・5 燃料油

供試燃料油は JIS 1 種 2 号で, その性状は Table 1 に示す通りである。

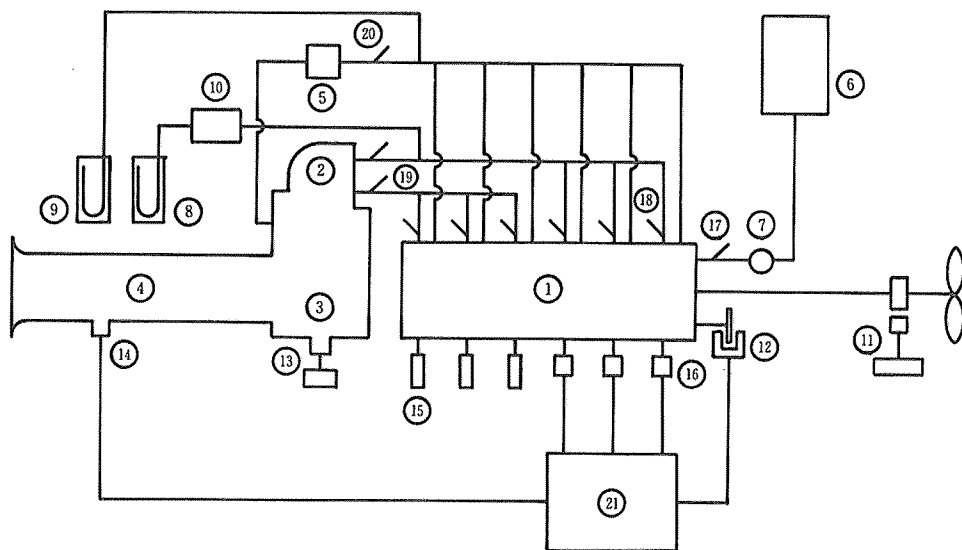


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|--|--|
| ①: Diesel engine, | ②: Exhaust gas turbine, |
| ③: Suction air blower, | ④: Measurable appliance of suction air, |
| ⑤: Air cooler, | ⑥: Fuel oil service tank, |
| ⑦: Flow meter of fuel oil, | ⑧: Manometer of exhaust gas, |
| ⑨: Manometer of charged air, | ⑩: Buffer appliance of pressure fluctuation, |
| ⑪: Detector of propeller shaft revolution, | ⑫: Detector of crank angle, |
| ⑬: Detector of turbocharger revolution, | ⑭: Pressure converter of suction air, |
| ⑮: Indicator cock, | ⑯: Pressure converter of cylinder, |
| ⑰: Thermometer of fuel oil inlet, | ⑰: Thermometer of exhaust gas, |
| ⑱: Thermometer of turbine inlet gas, | ⑲: Thermometer of charged air, |
| ⑳: Datarecorder. | |

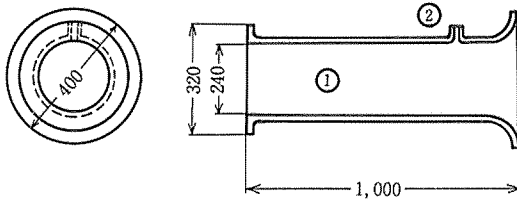


Fig. 2. Measurable appliance of suction air.
①: Suction air nozzle,
②: Setting hole of pressure converter.

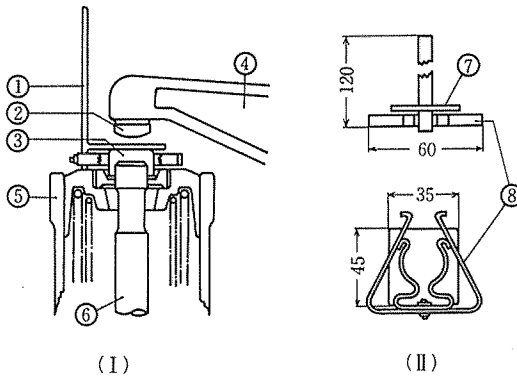


Fig. 3. Modificative appliance of tapet clearance.

- (I) : Setting device.
(II) : Detail of modificative appliance.
① : Modificative appliance,
② : Tapet,
③ : Valve cap,
④ : Rocker arm,
⑤ : Valve casing,
⑥ : Valve spindle,
⑦ : Iron piece,
⑧ : Holder.

Table 1. Properties of Fuel Oil

	(a)	(b)
Specific Gravity, 15/4°C	0.8556	0.8571
Flash Point, °C	98	117
Viscosity at 50°C, cSt	3.986	4.553
Carbon Residue, wt. %	0.03	0.07
Sulfur, wt. %	0.58	0.79
Ash, wt. %	0	0
Water, vol. %	0	0
Gross Calory, cal/g	10810	10780

(a): Experiment at the thickness of iron piece is 2.0 (mm).
(b): Experiment at the thickness of iron piece is 3.0 (mm).

3. 実験方法

本実験は航海中に推進機関で実施するので、吸・排気弁の開閉時期を変更するためには、機関運転中に弁間隙を変えて行わなければならない。また吸・排気弁の開閉時期の変更が運転特性に及ぼす影響を調べるには、機関運転条件を同一にして、吸・排気弁の間隙のみを変えて実験する必要がある。そこで実験では、機関運転中に吸・排気弁の弁頭と弁腕との間に、鉄片の挿入及び抜き取りが可能で、しかもその脱落を防止するために、Fig. 3 に示す装置を用いた。図のホルダーのバネ力によって、鉄片を弁キャップに固定した。鉄片には板厚2.0及び3.0 mmの鋼板を用い、吸・排気弁の弁間隙が0.3、2.3及び3.3 mmとなるように調整した。

3・1 弁間隙調整及び変更方法

全シリンダの吸・排気弁に2.0 mmの鉄片を挿入した状態で、吸・排気弁の弁間隙が、本機関の基準間隙(0.3 mm)となるように調整した。弁間隙変更順序は、運転中まず排気弁用の鉄片を抜き取り、弁間隙を2.3 mmとし、更に吸気弁用の鉄片も抜き取り、両弁の間隙を2.3 mmとする。次に排気弁用鉄片を挿入して、弁間隙を0.3 mmに戻す。

鉄片の厚さ3.0 mmの場合も2.0 mmの場合と同じ方法により、弁間隙の調整及び変更を行った。

3・2 吸・排気弁の揚程

弁揚程の計測は、No. 1シリンダを用いて、次に示す方法で行った。

まず吸・排気弁の揚程は、吸・排気弁に2.0 mmの鉄片を挿入して弁間隙を0.3 mmとし、機関を正転方向に回転し、上死点から2回転の間をクランク角で5度毎の弁棒頭部の変位をダイヤルゲージで計測して求めた。

次に、吸・排気弁の2.0 mmの鉄片を抜き取り弁間隙を2.3 mmとし、弁間隙が0.3 mmの場合と同じ方法で求めた。また同様に3.0 mmの鉄片を用いて、弁間隙が3.3 mmの場合の弁揚程を求めた。

3・3 運転条件

起動時の弁間隙は吸・排気弁ともに、2.0 mm又は3.0 mmの鉄片を挿入した状態で0.3 mmとする。機関回転数は調速機の作動を解除した状態で、280 rpmとなるように燃料ハンドルで調整した。次に負荷の変更は、プロペラ

ピッチ角を18.0, 19.0, 19.7及び20.0度の4段階に変更して行った。

その他、機関各部の圧力、温度等は基準の運転状態となるように調整した。

3・4 計測方法

2.0 mmの鉄片を全シリンダの吸・排気弁に挿入した状態で機関を始動、運転し、航海中の気象、風浪、潮流等が実験に適する日を選んで、次に示す順序で計測を行った。

まずプロペラピッチ角を18度とし、機関回転数が280 rpm になるように燃料ハンドルを設定して、弁間隙を吸・排気弁とも0.3 mm、排気弁2.3 mmと吸気弁0.3 mm、排気弁0.3 mmと吸気弁2.3 mm及び吸・排気弁とも、2.3 mmと順次変更して、機関の運転状態が安定した後、次の計測を行った。

機関回転数は積算回転計を用い、1000回転に要する時間を3回計測し、その平均値から求めた。

燃料消費量はオーバー式流量計を用いて、10 l消費に要する時間と温度を3回計測し、時間当りの消費重量を求めた。

排気温度は機関の各シリンダの排気管出口に取り付けられた熱電対温度計で計測し、全シリンダの平均値から求めた。

タービン入口ガス温度は2個所のガス入口温度を熱電対温度計で計測し、その平均値から求めた。

タービン回転数はHSE6-高速電子式過給機回転計を用いて3回計測を行い、その平均値から求めた。

給気圧力及び排気圧力は給気管及びタービン入口の圧力を水銀封入U字管マンオメータに導き、大気圧との差として求めた。しかし、給気及び排気圧力ともに変動が大きいため、各々の導管の途中に Fig. 4 に示す圧力変動緩衝装置を設け、計測を容易にした。

吸入空気量を求めるため、Fig. 2 に示す吸入空気量計測装置のノズルによって生ずる吸入負圧を、ひずみゲージ式圧力変換器を用いて、データレコーダに記録させた。またノズル吸込口付近の気圧、気温及び湿度も計測した。

指圧器はマイハックM2型(機械式)と、ひずみゲージ式(電気式)との2種類の指圧器を用いて採取した。No. 1, No. 2 及びNo. 3 シリンダの最高圧力線図及びP-V線図(P:シリンダ内ガス圧力, V:行程容積)は機械式を用いて求めた。

No. 4, No. 5 及びNo. 6 シリンダのP-θ線図(P:シリンダ内ガス圧力, θ:クランク回転角)は Fig. 1 の

⑧に示すクランク回転角検出装置と電気式指圧器を用いて、データレコーダに記録させた。

その他、空気冷却器出入口の空気及び冷却水温度、タービン出口ガス温度、シリンダ冷却水出入口温度、潤滑油圧力・温度、天候、風向、風力、海況、海水温度等の計測を行った。

各々の計測及び採取が終了すると、プロペラピッチ角を19.0, 19.7及び20.0度に変更し、18.0度の場合と同じ弁間隙について実験を行った。また鉄片が3.0 mmの場合も、鉄片が、2.0 mmの場合と全く同じ実験を繰り返した。

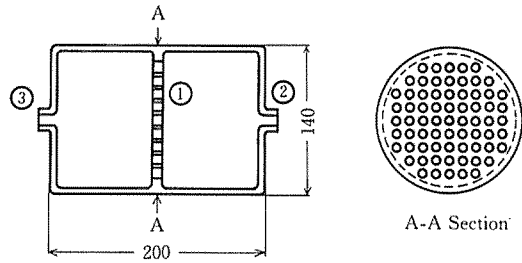


Fig. 4. Buffer appliance of pressure fluctuation.
①: Buffer plate,
②: Inlet of exhaust gas,
③: Outlet of exhaust gas.

4. 実験結果

3・2の方法で求めた各弁間隙における揚程とカムローラ及び基礎円の直径から、作図により吸・排気弁のカムの形状及び各部寸法を求めた。

供試機関のカムは接線カムであり、機関回転数280 rpm、弁間隙0.3 mm, 2.3 mm 及び3.3 mm における弁揚程が最大となる間の揚程、速度及び加速度を次式¹⁾で求めた。

弁の揚程

直線部分

$$l = (R_o + r) \left\{ \frac{1}{\cos(\theta + \epsilon)} - \frac{1}{\cos \epsilon} \right\} L \quad (4.1)$$

$$l = l_m - (R_o + r) \{ 1 + e \} [1 - \cos(\theta_0 - \theta)] \sqrt{1 - e^2 \sin^2(\theta_0 - \theta)} \quad (4.1)$$

弁の速度

直線部分

$$v = (R_o + r) \frac{\sin(\theta + \epsilon)}{\cos^2(\theta + \epsilon)} \left(\frac{2\pi n}{60} \right) L \quad (4.2)$$

頂円部分

$$v = s \left\{ \sin(\theta_0 - \theta) + \frac{e}{2} \frac{\sin 2(\theta_0 - \theta)}{\sqrt{1 - e^2 \sin^2(\theta_0 - \theta)}} \right\} \left(\frac{2\pi n}{60} \right) L \quad (4.2)$$

ただし, $e = \frac{R_o + r'}{S}$

弁の加速度

直線部分

$$a = (R_o + r) \frac{1 + \sin^2(\theta + \epsilon)}{\cos^3(\theta + \epsilon)} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 L$$

頂円部分

$$a = -s \left\{ \cos(\theta_0 - \theta) + \frac{e \cos 2(\theta_0 - \theta) + e^3 \sin^4(\theta_0 - \theta)}{|1 - e^2 \sin^2(\theta_0 - \theta)|^{3/2}} \right\} \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 L \quad (4.3)$$

- R_o : ローラ半径
- r : 基礎円半径
- r' : 頂円半径
- ϵ : 緩衝角度
- l_m : 最大揚程
- s : 頂円と基礎円の中心距離
- θ : カムの回転角度
- θ_0 : 頂円までの角度
- n : カム軸の回転数
- L : 揺腕のレバー比 (1.25)
- l : 弁揚程
- v : 弁速度
- a : 弁の加速度

(4.1) 式から (4.3) 式までを用いて計算した結果を Fig. 5 に示す。(l-n), (l-a) 及び (l-b) はそれぞれ標準揚程, (a) の場合の揚程及び (b) の場合の揚程を示す。また (a-n), (a-a) 及び (a-b) はそれぞれ標準の加速度, (a) の場合の加速度及び (b) の場合の加速度を示す。

ただし, 鉄片厚さ 2.0 mm, 3.0 mm を用いて, 実験した場合を (a), (b) で示す。

吸・排気弁の角度面積は次式により求めた。

$$f_{s_s}, f_{e_e} = \pi(d + l \sin \alpha \cdot \cos \alpha) l \cos \alpha \quad (4.4)$$

f_{s_s}, f_{e_e} : 吸・排気弁の角度面積

d : 弁孔の直径

α : 弁圧角度

吸・排気弁の弁間隙を $S_T \cdot E_T$ とし, 基準間隙としたと

きを A ($S_T = E_T = 0.3$ mm) 排気弁のみ鉄片を抜き取ったときを B ($S_T = 0.3$ mm, $E_T = 2.3$ 又は 3.3 mm), 吸気弁のみ鉄片を抜き取ったときを C ($S_T = 2.3$ 又は 3.3 mm, $E_T = 0.3$ mm), 吸・排気弁とも鉄片を抜き取ったときを D ($S_T = E_T = 2.3$ 又は 3.3 mm) とする。(4.4) 式 で求めた結果を Fig. 6 に示す。

次に吸・排気弁の総合角度面積は次式により求めた。

$$f_r = \frac{f_{s_s}}{\sqrt{1 + \left(\frac{f_{s_s}}{f_{e_e}} \right)^2}} \quad (4.5)$$

f_r : 総合角度面積

$f_{s_s} \cdot f_{e_e}$: 吸・排気弁の角度面積

(b) における A, B, C 及び D について (4.5) 式を用いて求めた結果を Fig. 7 に示す。

(3.4) 式により求めた A の回転数を Table 2 に示した。また同様にして求めた B, C 及び D での回転数を A での値との差で求めた結果を Fig. 8 に示す。なお以後の実験結果も回転数の場合と同様, A での値を Table 2 に示し, B, C 及び D での値は A との差で示す。

燃料消費量を Table 2 及び Fig. 9 に示す。

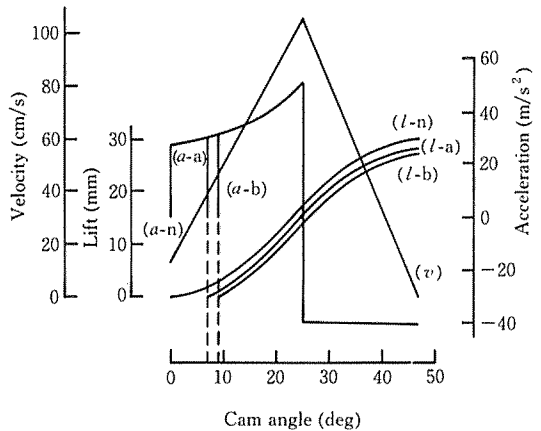


Fig. 5. Lift, velocity and acceleration of valve.

(l-n) : Lift at normal state,

(l-a) : Lift at (a),

(l-b) : Lift at (b),

(v) : Velocity,

(a-n) : Acceleration at normal state,

(a-a) : Acceleration at (a),

(a-b) : Acceleration at (b).

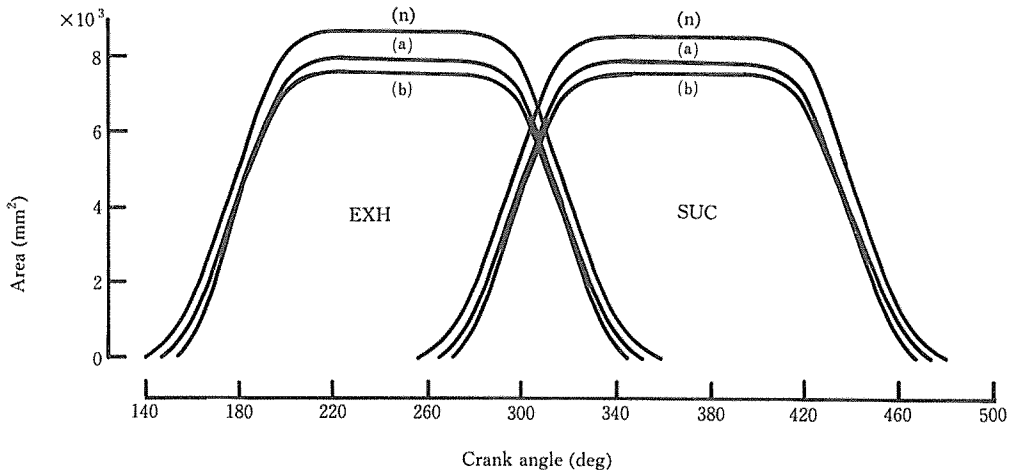


Fig. 6. Opening area of valve.
 EXH: Exhaust valve,
 SUC: Suction valve,
 (n) : Opening area at normal state,
 (a) : Opening area at (a),
 (b) : Opening area at (b).

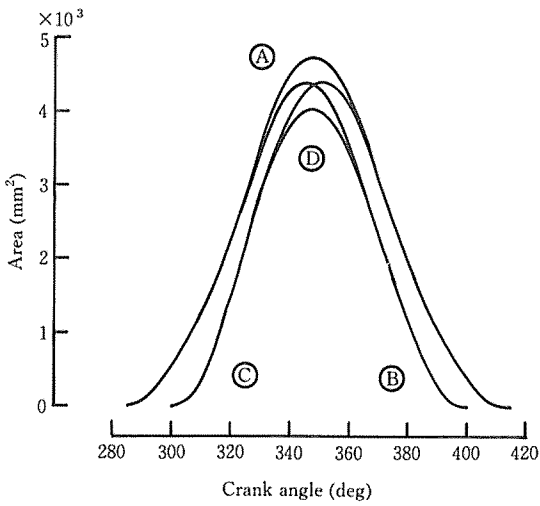
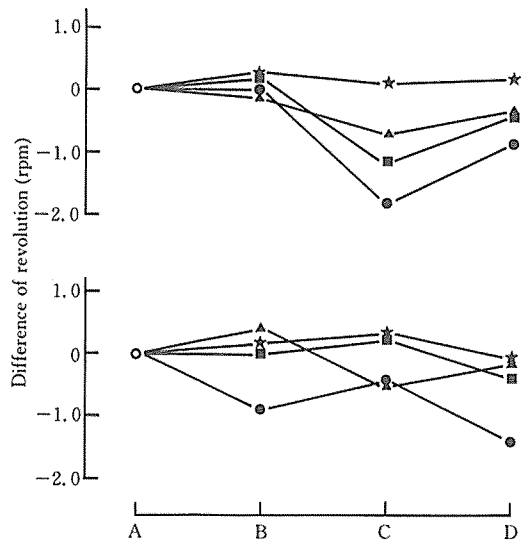


Fig. 7. Total valve area at (a).
 (A): Total valve area at A,
 (B): Total valve area at B,
 (C): Total valve area at C,
 (D): Total valve area at D.



Tapet clearance of suction and exhaust valve

Fig. 8. Revolution of main engine.

- Propeller pitch angle.
 ○ : Initial state,
 ● : 18.0 (deg),
 ▲ : 19.0 (deg),
 ■ : 19.7 (deg),
 ★ : 20.0 (deg).

Table 2. Data at A

DATA \ PPA (deg)		(a)				(b)			
		18.0	19.0	19.7	20.0	18.0	19.0	19.7	20.0
<i>N</i>	(rpm)	281.1	282.6	281.3	282.2	281.6	281.9	280.5	281.4
<i>G_f</i>	(kg/hr)	77.99	88.05	94.44	99.22	77.95	85.58	96.12	99.82
<i>P_t</i>	(kg/cm ²)	6.70	7.40	7.93	8.21	6.66	7.20	8.26	8.18
<i>P_{max}</i>	(kg/cm ²)	49.8	52.0	53.0	54.2	50.9	53.5	53.2	55.8
<i>t_e</i>	(°C)	315	325	333	338	312	319	332	336
<i>P_e</i>	(mmHg)	66	76	83	88	74	81	93	97
<i>t_i</i>	(°C)	368	392	408	418	374	391	419	422
<i>N_t</i>	(rpm)	9470	10330	10910	11330	9490	10265	11080	11380
<i>G_a</i>	(kg/hr)	3384	3700	3815	3991	3393	3587	3794	3914
<i>P_a</i>	(mmHg)	92	113	128	140	92	110	135	142
<i>P_e/P_a</i>		0.969	0.958	0.949	0.942	0.979	0.967	0.953	0.950

(a) : Experiment at the thickness of iron piece is 2.0 (mm).
 (b) : Experiment at the thickness of iron piece is 3.0 (mm).

N : Revolution of main engine,
P_t : Mean effective pressure,
t_e : Temperature of exhaust gas,
t_i : Temperature of turbine inlet gas,
G_a : Amount of suction air,
 PPA: Propeller pitch angle,
G_f : Amount of fuel oil consumption,
P_{max} : Maximum pressure,
P_e : Pressure of exhaust gas,
N_t : Revolution of turbocharger,
P_a : Pressure of suction air.

No. 1, No. 2 及び No. 3 シリンダより機械式で採取した各 3 枚の指圧線図 (P-V 線図) から, 最高圧力と十等分法で図示平均有効圧力を求めた。

No. 4, No. 5 及び No. 6 シリンダより電気式で採取した各 3 枚の指圧線図 (P-θ 線図) から最高圧力を求め, 図示平均有効圧力は「P-θ 線図から直接十等分法で求める方法」³⁾で求めた。この両方式で求めた図示平均有効圧力及び最高圧力の平均値を Table 2 と Fig. 10 及び 11 に示す。

排気温度, 排気圧力, タービン入口温度及び過給機回転数の計測値を Table 2 と Fig. 12, 13, 14 及び 15 に示す。

吸入空気量は Fig. 2 に示す装置を用いて, ノズルの差圧, 気圧, 気温及び湿度を計測し, 次式により求めた。

$$G_a = 3600 \alpha_n A \sqrt{2g\Delta P \gamma_a} \quad (4.6)$$

G_a : 吸入空気量

α_n : ノズル係数

A : ノズル面積

g : 重力加速度

Δ*P* : ノズル差圧

γ_a : 給気の比重

$$\gamma_a = \gamma_n \frac{P_o - \phi P_w}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_o} + \phi \gamma_w$$

γ_n : 温度 0 °C, 大気圧 760 mmHg における乾燥空気の比重

P_o : 大気圧

p_w : 大気温度に相当する乾き飽和蒸気分圧

γ_w : 大気温度に相当する乾き飽和蒸気の比重

φ : 相対湿度

t_o : 大気温度

(4.6) 式で求めた結果を Table 2 と Fig. 16 に示す。

吸気圧力の計測結果を Table 2 及び Fig. 17 に示す。また Table 2 と Fig. 13 及び 16 で求めた排気圧力及び給気圧力を絶対圧力に換算し, その差及び比を求めた。この結果を Table 2 と Fig. 18 及び 19 に示す。

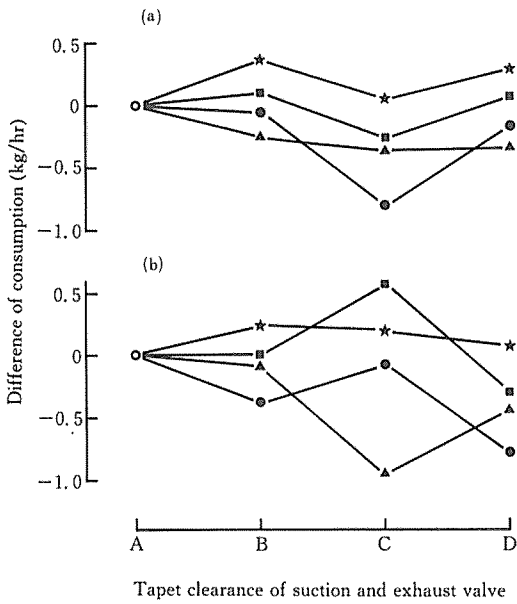


Fig. 9. Fuel oil consumption.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

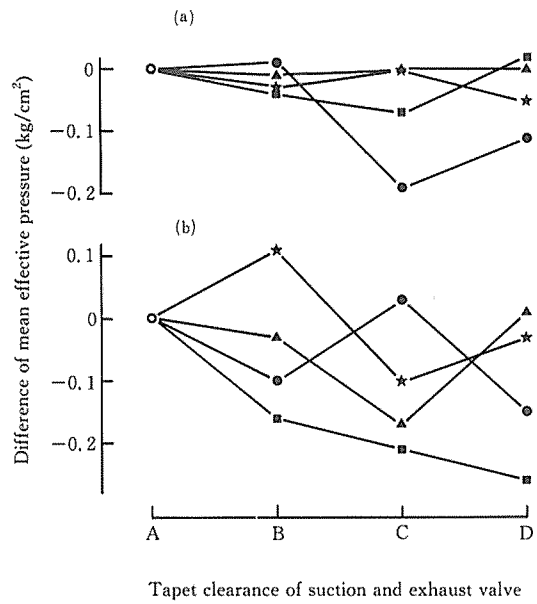


Fig. 10. Mean effective pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

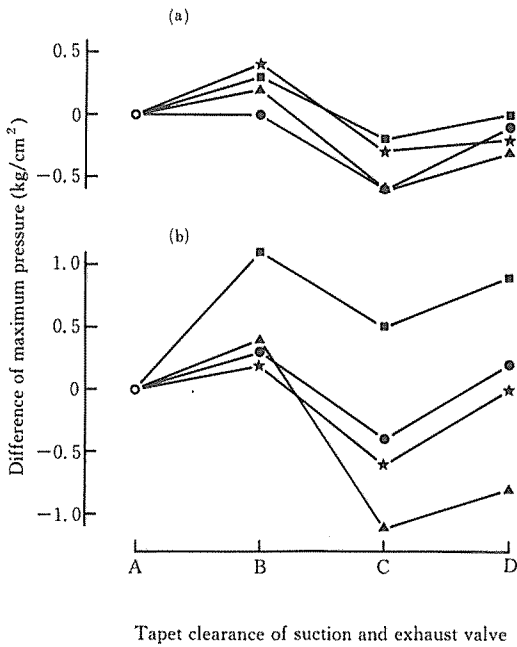


Fig. 11. Maximum pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

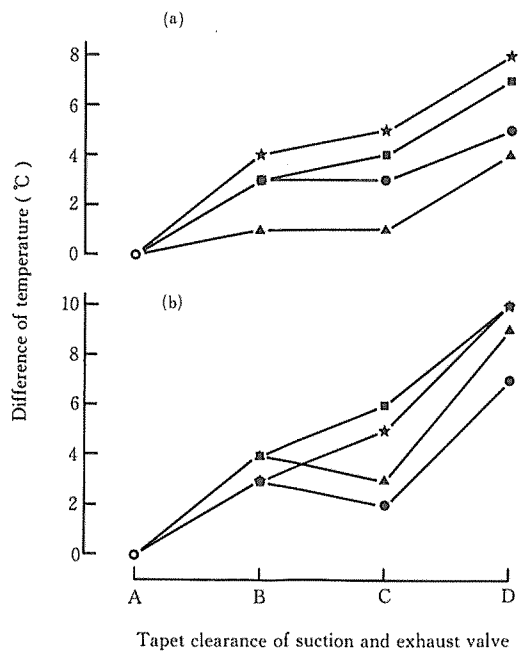


Fig. 12. Temperature of exhaust gas.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

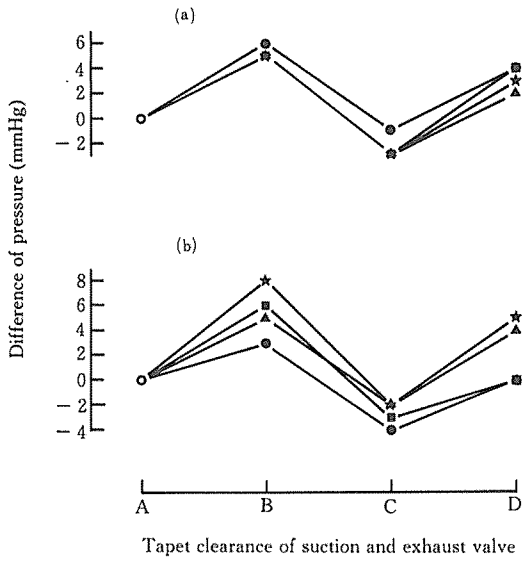


Fig. 13. Pressure of exhaust gas.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

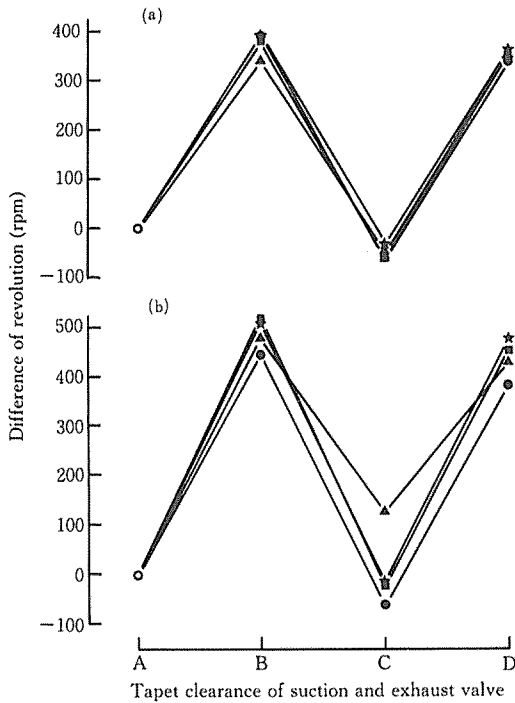


Fig. 15. Revolution of turbocharger.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

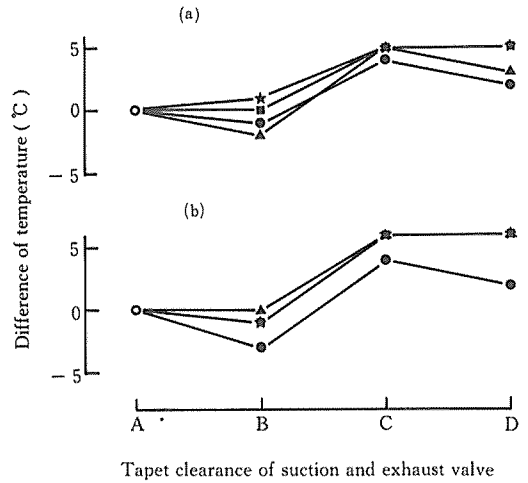


Fig. 14. Temperature of turbine inlet gas.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

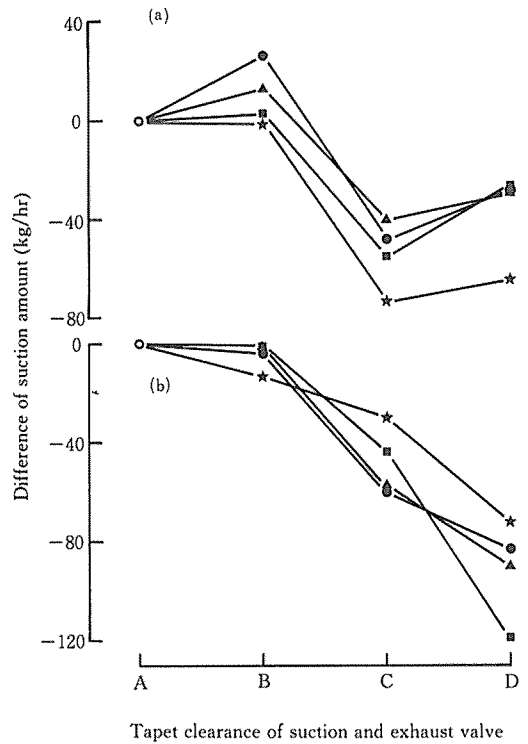


Fig. 16. Amount of suction air.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

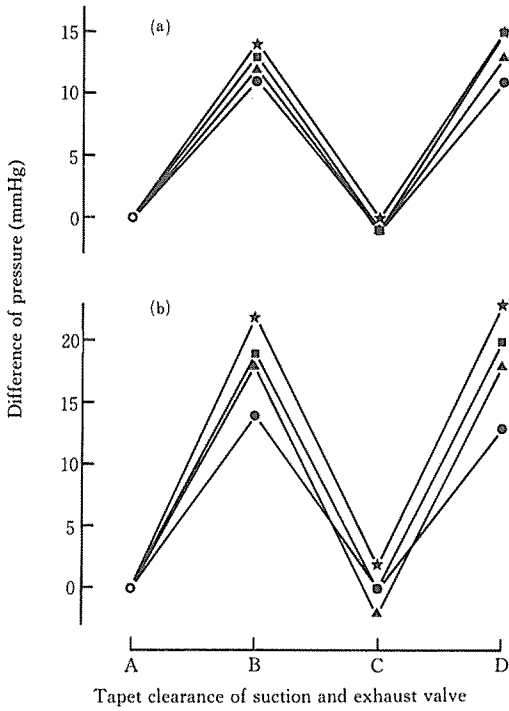


Fig. 17. Pressure of charged air.
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

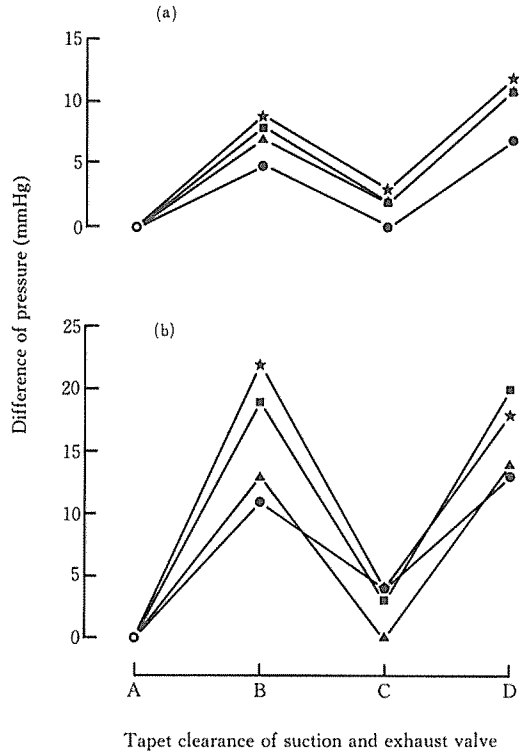


Fig. 18. Difference between P_g and P_e .
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

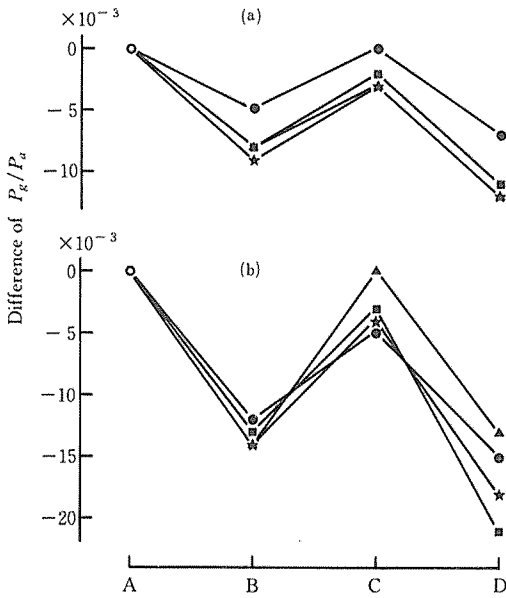


Fig. 19. Rate of P_g and P_e .
The mark is the same as that shown in Fig. 8.

5. 考 察

本実験は設定条件の数が多く、一つの設定条件の計測及び採取に長時間を要し、実験期間も長い為、風浪の穏やかなときに実験を開始しても、実験中の風浪を一定に保持することは出来なかった。しかし実験中は海況3、風力4以下で吃水の変化も小さく、外的条件はほぼ一定と考えられる。

5・1 吸・排気弁の作動特性

供試機関の動弁装置の各寸法は吸・排気弁とも同一である。従って、Fig. 5に示すように、弁揚程、速度及び加速度は弁間隔が同一ならば、吸・排気弁とも同じとなる。

Fig. 5 に示す弁の揚程曲線 (n), (a) 及び (b) において、弁間隙を大きくすると (4・1) 式の ϵ は大きく、 θ は小さくなるため、弁の作動を始める角度は遅れ、最大揚程も小さくなる。すなわち、(4・1) 式および (4・3) 式より明らかなように、(a) 及び (b) の揚程は (n) の揚程より各々 2.0 及び 3.0 mm 小さくなる。従って、(n) の揚程曲線は作動始めより、次第に増加の場合は大きくなるので、作動始めの揚程増加割合は (l-n) より (l-a)、更に (l-b) の方が大きくなる。このため作動始めの速度、加速度も大きくなる。この事は (4・2)、(4・3) 式及び Fig. 5 に示す弁の速度及び加速度曲線からも明らかである。

吸・排気弁用カムは対称カムであるから、弁間隙を大きくすれば弁の作動角度及び最大揚程は減少する。すなわち角度面積の減少だけでなく、弁開閉時の衝撃力及び、動弁装置への衝撃荷重も増加し、騒音も大きくなる。

5・2 過給機関の作動点

4 サイクルの排気タービン過給機関では、過給機の給気圧力・温度、給気量及びタービン入口ガス圧力・温度により機関の回転数、正味平均有効圧力及び空気過剰率が定まり、平衡状態を保って運転されている。もしこれらの因子の一つが変れば他も全て変化し、更に過給機の効率等にも影響を及ぼし、新しい平衡状態となる。従って過給機関の作動点、すなわち本実験結果は多くの因子の平衡状態を示していることになる。次に吸・排気弁の開閉時期変更により、新しい平衡状態となるために各因子の変化及び各因子相互間の影響割合について考える。

a) 機関回転数及び図示平均有効圧力

機関回転数は Table 2 に示すように、ほぼ一定に設定することが出来た。各ピッチ角において、鉄片を抜き差しした場合の主機回転数の変化は Fig. 8 に示すように、ピッチ角が小さいと回転数の変化が大きい。従って燃料ポンプの噴射特性より、供試機関の燃料ポンプは逃弁式のため、回転数が下がれば一回の噴射量は増加するはずであるが、本実験では、Fig. 8 に示すように回転数の変化が僅かであるから、噴射特性の影響を無視することが出来る。一方、燃料消費量は Fig. 9 に示すように、回転数の変化と同様な傾向である。燃料消費量は 1 回の噴射量と噴射回数すなわち回転数の半分の積であるから、消費量の変化は回転数の変化によるので、毎回の噴射量はほぼ一定と考えることが出来る。毎回の噴射量が一定で、しかも Fig. 10 に示すように図示平均有効圧力が低下するのは線図係数の減少で

あり、不完全燃焼及びガス交換損失の増大による影響が大きいものと考えられる。Fig. 10 に示す値にバラツキが大きいのは、各シリンダとも毎回の発火、燃焼状態が一定でなく、また採取した指圧線図の数も少ないためと考えられる。しかし図の傾向として、(a)の場合、図示平均有効圧力の変化は小さいが、(b)の場合、B 及び C では A より減少し、D と C とではほとんど変わらない。(a)の場合、図示平均有効圧力の変化が小さいのは、Fig. 6 及び Fig. 7 に示すように、吸・排気弁の角度面積及び総合角度面積の減少割合が小さく、図示平均有効圧力に与える影響が小さいためである。

(b)の場合、B では排気弁の開きが遅れ、排気吹出し損失は減少する。しかし排気弁の角度面積の減少及びこれに伴う総合角度面積の減少によりガス交換が悪く、燃焼不良となる。C では吸気弁の開きが遅れ、また吸気弁の角度面積の減少及びそれに伴う総合角度面積の減少、更に総合角度面積は Fig. 7 より明らかなように、B と同一であるが、その最大値は遅れている。そのため残留ガスが多く、また吸気弁の閉じも早く、給気不十分のため燃焼は悪くなる。従って C の場合には排気吹出し損失の減少により、図示熱効率を増大させる作用が無く、またガス交換も悪く燃焼が悪化すると考えられる。D では吸・排気弁の角度面積及び総合角度面積が減少するため、給気圧力及び排気圧が一定ならば、ガス交換は悪化する。しかし、総合角度面積の減少により給気圧力と排気圧との差は Fig. 18 に示すように大きく、また Fig. 17 に示すように給気圧も高く、総合角度面積の減少の割にはガス交換は悪化せず、排気吹出し損失は減少する。この作用から D は C とほぼ同一になったものと考えられる。

b) 排気温度

Fig. 12 に示すように排気温度は A での値より B, C, D の順に上昇している。また(a)より(b)の方がその傾向が大きい。排気に失う熱量は供給空気を排気温度まで上昇させる熱量と等しいとすれば、排気温度は近似的に次式で表わされる。

$$t_g = \frac{Q_f \zeta}{C_p G_a} + t_a \quad (5 \cdot 1)$$

t_g : 排気温度

t_a : 給気温度

Q_f : 機関への供給熱量

ζ : 排気に失う熱量の割合

G_a : 給気量

C_p : ガスの定圧比熱

ここで (5・1) 式の t_g に影響を及ぼす事項について考える。 Q_f は燃料噴射量と燃料の発熱量との積であり、Fig. 9 に示すように燃料噴射量の変化が小さいので一定と考えられる。 ξ は本実験の場合、不完全燃焼、燃焼の遅延及び排気吹き出し損失の影響が大きいと考えられる。 C_p は燃焼ガスの組成、すなわち空気と燃料の重量比及びガス温度によって変るが、本実験の場合、これらの変化が小さいので一定と考えられる。 t_a は空気冷却器出口温度のためその温度変化は小さい。本実験の場合、 1°C 以内であった。 G_a は Fig. 16 に示す通りである。排気温度が Fig. 12 に示すような温度変化となったのは、(5・1) 式の Q_f 、 C_p 及び t_a がほぼ一定であり、 G_a は、A より B、C 及び D の方が減少し、 ξ は排気弁の開きは B、D が遅れて膨張行程は進むが、ガス交換の悪化による燃焼不良の影響が大きく、A よりも B、C 及び D の方が大きくなるためである。Fig. 16(a) の C と D を比較した場合、D の方が僅かに増大しているが、Fig. 12(a) に示すように C より D の方が排気温度は上昇している。これは (5・1) 式の ξ が急激に増大した事を意味する。この事は弁間隙の大きい(b)の場合も Fig. 12(a)、(b) の D での排気温度が急上昇していることから、燃焼悪化によるものと考えられる。

c) 給気量

給気量は Fig. 16 に示すように、A と B では大差ないが C、D では減少している。ただし(a)の場合の D は C より増加している。4 サイクル機関の吸入空気量は、弁重合の期間とその後の吸入行程の期間に供給した空気量の和である。すなわち給気量はシリンダ内に留まった空気量と弁重合期間に素通りした空気量との和である。従って次式で表わされる。

$$G_a = \frac{z V_h N}{120} \eta_v + \frac{z \mu_o F_o}{720} \sqrt{2g R_a T_a} \phi_{a0} (1 - \eta_r) \quad (5 \cdot 2)$$

$$\eta_v = \frac{\epsilon_c}{\epsilon_c - 1} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_a} \left[1 - (1 - \eta_s) \frac{\gamma_k}{\epsilon_c \gamma_1} \right] \quad (5 \cdot 3)$$

$$\epsilon_c = \frac{V_c + V_h}{V_c} \doteq \epsilon_c$$

$$\phi_{a0} = \sqrt{\frac{x_a}{x_a - 1} \left[\left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{\gamma_k}{\gamma_a}} - \left(\frac{P_g}{P_a} \right)^{\frac{\gamma_k + 1}{\gamma_a}} \right]}$$

Z : シリンダ数

V_h : 行程容積

ϵ_c : 圧縮比

N : 機関回転数

η_v : 体積効率

η_r : 間隙容積の給気効率

T : ガス温度

R : ガス定数

P : ガス圧力

γ : ガス比重

η_s : 間隙容積の掃気効率

κ : 比熱比

$V_c + V_h$: 吸気弁が閉じるときの容積効率

μ_o : 弁重合に対する流量係数

F_o : 弁重合の等価角度面積

添字 : 1, a, g はそれぞれ吸入終り, 給気系入口, 排気弁が閉じるときの状態を示す。

(5・2) 式において吸・排気弁間隙の変更によって、 G_a に大きく影響を与える η_v 、 μ_o 、 F_o 、 ϕ_{a0} 及び η_r について考える。A より B、C 及び D の方が残留ガスが多くなり (5・3) 式の γ_1 及び η_s は小さく、また γ_k は大きくなるため η_v は減少する。弁の平均流量係数 μ_o は次の近似式⁴⁾ で示される。

$$\mu_o = \frac{C_v l_{max}}{d}$$

C_v : 弁寸法により決る定数

弁間隙を大きくすると l_{max} が小さくなるため μ_o は減少する。 F_o は Fig. 7 に示すように、弁間隙を大きくすると減少する。 ϕ_{a0} は Fig. 19 に示すように、B 及び D では (P_g/P_a) が減少するため大きくなり、C では (P_g/P_a) の変化が小さいので A とほぼ同一となる。

η_r は次式で示めされる。

$$\eta_r = \frac{G_o}{G_s}$$

G_o : 間隙容積に留まった給気重量

G_s : 弁重合期間の給気重量

弁間隙の変更によって G_a は大きく変化するが、 G_o の変化は小さい。すなわち Fig. 7 に示すように B、C 及び D では、 F_o が小さいため G_s は減少し、 η_r は増加する。以上の事より (5・2) 式のシリンダ内に留まった空気量は、 η_v の影響によって変化するが、その割合は小さく、 G_a の変化の大部分は弁重合期間の素通り空気量によるものと考えられる。すなわち弁重合期間の $\mu_o F_o$ と流出速度で決る。この流出速度は給気圧力と排気圧力との差の影響が大きい。

BとCではFig. 7から明らかなように、 $\mu_o F_o$ は同一に減少しているが、給気と排気の差圧はFig. 18に示すように、Bでは増大しCではほとんど変わらない。従ってBでは G_a の変化は小さく、Cでは $\mu_o F_o$ の減少により、 G_a は減少する。DではFig. 18に示すように、給気と排気の差圧は大きい、(b)の場合、 η_v の低下及び $\mu_o F_o$ の減少割合が大きい、 G_a はCより更に低下する。(a)の場合、給気と排気の差圧が大きく、 $\mu_o F_o$ の減少が小さいため G_a はCと大差ないと考えられる。以上の結果より G_a に与える影響は、排気弁より吸気弁の方が大きい事を示している。これは次の2つの理由が考えられる。まず排気ガスの比重より給気の比重の方が大きく、また排気吹出しの初期には臨界速度で流出することから、排気弁の角度面積が減少しても、残留ガスの増加が少ない。一方吸気弁の角度面積を減少すれば、給気の比重が大きく、また排気ガスのように高速度で流入する期間もないので、吸入行程の期間に供給した空気量の減少が著しいためと考えられる。

d) タービン入口温度及び過給機回転数

タービン入口温度 t_t は燃焼ガスと素通り空気が混合した温度 T_g に、排気吹出しエネルギーが加わったものであるから、Table 2に示すように t_g よりも高い。これは排気吹出しエネルギーの他に次の理由⁵⁾で t_g より高い温度を指示する。ガスの流出が定常流でなく、ガス圧力及び温度ともに大きく脈動している。しかしタービン入口では脈動の最高値は下り、また同一時間中に排気吹出し回数も多く、時間的平均温度より質量平均の温度に近づくためである。Fig. 12及び14からBでは、Aより t_g は上昇しているが、 t_t はかわらないか、むしろ低下している。排気吹出しエネルギーは排気管内へ急激に膨張し、渦流及びびまさつ損失を生じて、ガスの内部エネルギーが増加し温度を上昇させる。Bでは排気弁の開きが遅れ、排気吹出しエネルギーの減少とFig. 13に示すように排気圧力が高いため、内部エネルギーの増加が小さく、Bの t_t はAと変わらないか、むしろ低下する。Cで t_t が上昇しているのは、 t_g の上昇と排気吹出しエネルギーが変わらなくても、排気圧力が低いため内部エネルギーの増加が大きくなり、Fig. 16に示すように給気量が少ないので、温度上昇は大きくなる。すなわち熱量はわずかであるが、加熱するガス量が少ないので、温度上昇は大きくなる。Dでは T_g はCより上昇しているが、 t_t はCと変わらないか、むしろ低下している。これはBのAに対する場合と同じ理由によるものと考えられる。

タービン出力とプロウ入力は等しく、次式で示される。

$$W_T = \eta_t \frac{x_g}{x_g - 1} R_g T_t \left[1 - \left(\frac{P_o}{P_g} \right)^{\frac{x_g - 1}{x_g}} \right] (G_a + G_f) \quad (5.4)$$

$$W_B = \frac{1}{\eta_{ad}} \frac{x}{x - 1} R T_o \left[\left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{\frac{x - 1}{x}} - 1 \right] G_a \quad (5.5)$$

$$\eta_{ad} = \frac{T_o \left[\left(\frac{P_a}{P_o} \right)^{\frac{x - 1}{x}} - 1 \right]}{T_a - T_o} \quad (5.6)$$

W_T : タービン出力

W_B : プロウ入力

η_t : タービン効率

η_{ad} : プロウ効率

P : ガス圧力

G_f : 燃料消費量

添字 : 0, a, g, t はそれぞれ大気, プロウ出口, 排気弁出口及びタービン入口の状態を示す。

(5.6)式を用いて η_{ad} を求め、Aでの値を基準としてB, C及びDをFig. 20に示す。Aと比較してBではFig. 13, 14及び16から、(5.4)式の T_t ($G_a + G_f$)は変わらず、 P_g は小さいので η_t を一定とすれば、 W_T は増加する。

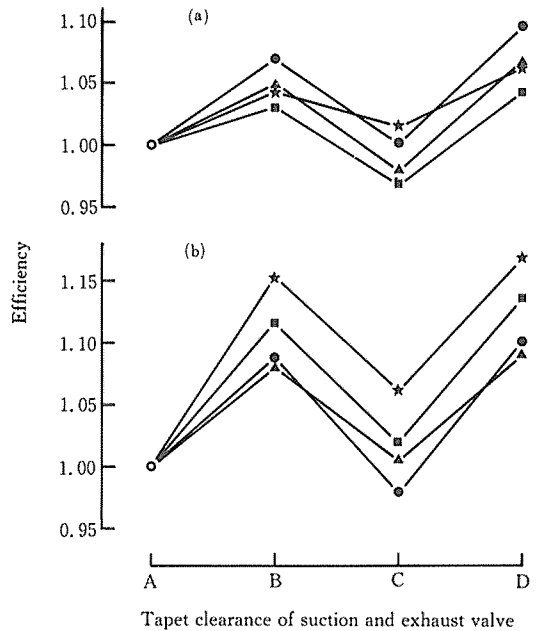


Fig. 20. Blower efficiency. The mark is the same as that shown in Fig. 8.

Fig. 20 に示すように η_{ad} も上昇している。従って W_B 及び η_{ad} の増加分は G_a が変わらないため、過給機の回転数及び P_a の上昇に消費されたものと考えられる。C では T_1 は上昇しているが、 G_a 及び P_g の減少が大きいため、 W_T は減少する。 η_{ad} はほとんど変化しないため、 W_B の減少分は G_a の減少で補い、過給機の回転数及び給気圧の変化は生じない。D では、 P_g は変わらず、 T_1 の上昇より G_a の減少割合の方が大きいため、 W_T は低下する。従ってプロワ入力が減少しても、 η_{ad} は上昇し、 G_a の減少が大きいので、過給機回転数及び給気圧は上昇したものと考えられる。Fig. 12, 14 及び 15 に示すように、 t_g , t_i の上昇は機関及びタービンの熱負荷を増大し、過給機回転数の過上昇は軸受部及び回転部の強度の点で問題となる。また作動点の空気流量は減少し、給気圧力が上昇すれば、プロワ特性からプロワ効率は良好となるが、サージング領域に接近することになる。

e) 最高圧力

最高圧力は Fig. 11 に示すように A と比較して、B では上昇し、C では低下し、D では変化が小さい。ただし(b)の場合のピッチ角が19.0度と19.7度では、この傾向を示していない。最高圧力は次式で示される。

$$P_{max} = \rho P_c = \epsilon_c^{\kappa_g} \cdot \rho \cdot P_a \quad (5.7)$$

$$P_c = \epsilon_c^{\kappa_g} \cdot P_a$$

P_{max} : 最高圧力

ρ : 爆発度

P_c : 圧縮圧力

本実験の場合 ρ は発火遅れ期間中のガス温度及び圧力の影響が大きい。 P_a は Fig. 17 に示すように、機関と過給機の平衡状態で決まる。 κ_g はガス温度及び空気過剰率によって変わる。しかし本実験の場合、温度変化及び空気過剰率の変化が小さいので一定と考えられる。B では排気弁の角度面積減少により残留ガス量を増し、また Fig. 17 に示すように P_a も高いため、圧縮圧力及び温度が高くなり、発火、燃焼が促進され、 ρ は小さくなるが、 P_c が高いため、 P_{max} は高くなる。C では P_a は変わらず、吸気弁の角度面積の減少のため、圧縮始め圧力が低下し、 P_c は低下する。しかも残留ガス量が増し、圧縮ガス温度上昇のため ρ は小さくなる。従って P_c 及び ρ 共に減少するため、 P_{max} は低くなる。D では、 P_a は高いが、吸・排気弁の角度面積の減少のため、 P_c は高くなり、残留ガス量が増し、圧縮ガス温度上昇のため ρ は小さくなる。すなわち ρ の減少のため、 P_{max} は僅かに低くなる。(b)の場合、最

高圧力はピッチ角が19.7度の B, C 及び D では A より高く、ピッチ角が19.0度の C, D では A より低い。その理由は、Table 2 に示されている基準となる P_{max} がピッチ角が19.7度の場合には約 1 kgf/cm² 低く、ピッチ角が19.0度の場合には約 0.5 kgf/cm² 高いためである。これは Table 2 の(a)及び(b)の各ピッチ角に対する P_{max} の傾向から明らかである。しかし(b)の場合、 P_{max} がピッチ角19.0度で高く、19.7度で低い、その理由は明らかでない。

6. まとめ

排気タービン過給機付4サイクル機関を用いて、吸・排気弁の弁間隙の変更が、機関及び過給機の性能に及ぼす影響を把握する事ができた。

1. 排気弁の弁間隙を大きくすると、最高圧力、排気温度、過給機回転数及び給気圧力は上昇するが、線図係数は低下する。
2. 吸気弁の弁間隙を大きくすると、最高圧力、給気量、排気圧力及び線図係数は低下し、排気温度、タービン入口温度は上昇する。
3. 吸・排気弁の弁間隙を大きくすると、排気温度、タービン入口温度、過給機回転数及び給気圧力は上昇するが、給気量及び線図係数は低下する。

以上より弁間隙過大の場合、機関取り扱い上、燃焼状態の悪化だけでなく、最高圧力、排気温度、タービン入口温度及び過給機回転数の上昇に留意しなければならない事が明らかとなった。

おわりに本稿のとりまとめに御指導いただいた、水産大学校機関学科金岡浩教授並びに実験に御協力下さった天鷹丸乗組員諸氏に厚く感謝する。

文 献

- 1) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7版，朝倉書店，東京，1967，p.452～453.
- 2) 長尾不二男：内燃機関講義，7版，養賢堂，東京，1960，p.134.
- 3) 西野正見・金岡浩・吉原計一・森下晋一：水産大研報，30，119～129 (1982).
- 4) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7版，朝倉書店，東京，1967，p.138.
- 5) 稲葉興作：過給機の知識，初版，成山堂書店，東京，1968，p.18.