

空冷小型発動機のリング漏洩に関する研究

中 馬 豊

I. 緒 言

内燃機関のピストンリングと気筒の間を、多少の高温高压ガスが通過漏洩することは事実である。特に昨今費用に多く用いられる空冷小型発動機は、ピストン、シリンダーに軽金属合金を用い、高速回転によるリングの強打が摩耗を早め、これが引いては漏洩ガスを増大し潤滑油の劣化を促進する。特に使用時間の経過につれて、高温高压ガスの作用及び不完全な潤滑のために摩耗損傷の度合いを増し、遂には使用出来なくなる。著者はこの漏洩の機構を究明するため以下の実験を行つた。なお本研究は昭和27~8年度文部省科学研究費の御援助によるもので、御指導、御助言を戴いた九大森周六教授、鹿大黒木敏郎助教授に謝意を表する。

第1表の機関要目(○)リング諸元測定値

機 種	セントラルコミパワ CE-10型	リング諸元	オ1	オ2	オ3
公称馬力	1800RPM・3.5HP	リング溝巾	3.00 ^{mm}	3.01	4.50
行程圧縮比	4.2	ピストン隙間	0.19 ^{mm}	0.19	0.19
行程容積	327 cc	リング張力	1.30 ^{kg}	1.30	1.80
筒径×行程	70 ^{mm} ×85 ^{mm}	巾	2.88 ^{mm}	2.87	4.38
リング	オ1 斜切落し	厚さ	3.07 ^{mm}	3.12	3.12
	オ2	切目隙間	0.6 ^{mm}	0.5	0.3
	オ3 Scraper				
使用燃料	白灯油				
点火栓	NGK又はACK18 ^{mm} MA36				
点火時期	前 19°				

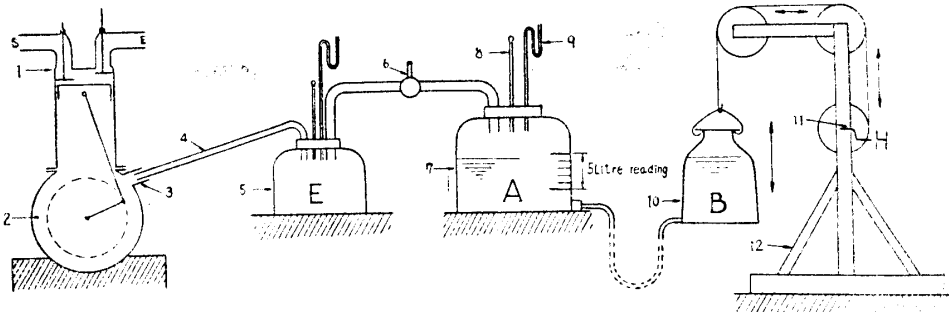


II. 実験装置及び方法

(1) 供試機関：コミパワー CE 10 型発動機を用い、1800 r.p.m. $\frac{1}{2}$ Load の実験結果である。関係諸元は第1表に示された通りである。

(2) 測定装置：概略を第1図に示す。

いま、ハンドルHにより5AボトルBを適宜に上(下)すれば、B内の水が立ボトル内に流入(出)し、その水位を自由な位置に調整する。この水位は常にマンメーター



第1図 装置概略図

- | | | |
|----------------------|---------------------|--------------------|
| 1: Engine | 5: Expansion bottle | 9: Water manometer |
| 2: Crank case | 6: Two way cock | 10: 5 Litre bottle |
| 3: Breezer | 7: 10 Litre bottle | 11: Handle |
| 4: Blow-by feed tube | 8: Thermo-metre | 12: Stand |

の読みによつて、A ボトル内の圧力をクランク室の圧力より 10 mm 低めに保たしめるものとする。この 10 mm は管抵抗その他を相殺し、クランクケース内のガスを自然に A 内に誘導させる程度の圧力差である。かくして漏洩ガスを、ブリーザー出口からゴム管内を通り、膨脹室 E を経て A に導入せしめるが、その量が 5 立だけ溜るに要する時間を計測する。

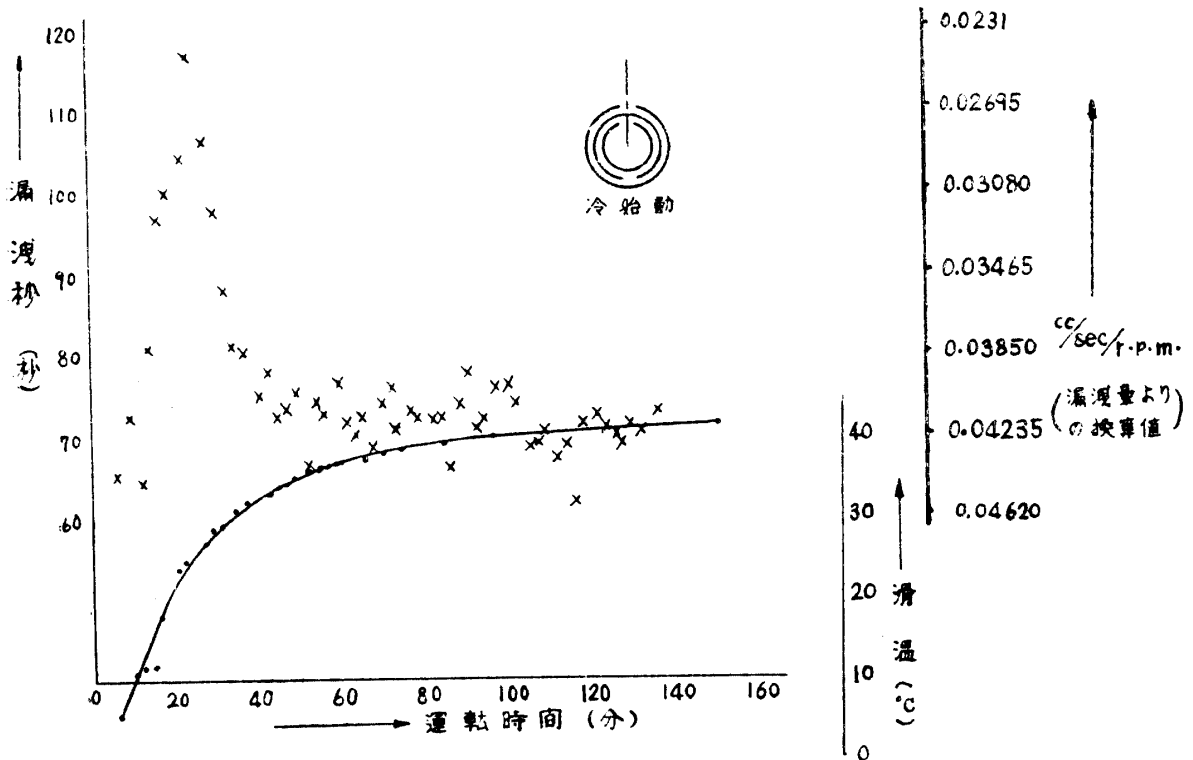
膨脹室 E は発動機よりの伝播振動を減衰し測定を容易ならしめるためである。

二方コックは不要時の漏洩ガスを大氣中に放出する。気密を要するクランクケース各部は運転当初十分にグリース類を塗布した。クランクケース内の気密保持程度は運転開始直前、B ボトルにより、ボトル A 内の内圧を 10 mm 高めて、一定量の空気をクランクケース内に圧入するに要する時間により確認した。(例えば長時間放置してシリンダー壁の油膜機能が不十分と思われる時分に、4 立の空気を押込むのに約 24 秒の値を保つ如くした)

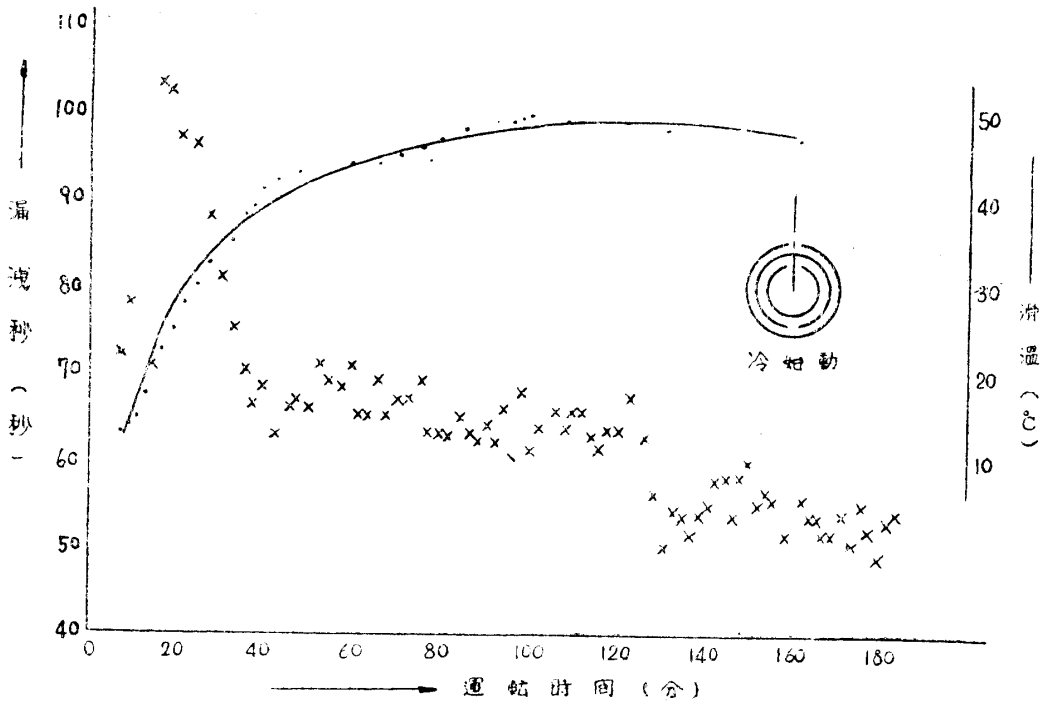
第 1 部 リング周りの漏洩について

I 実験結果

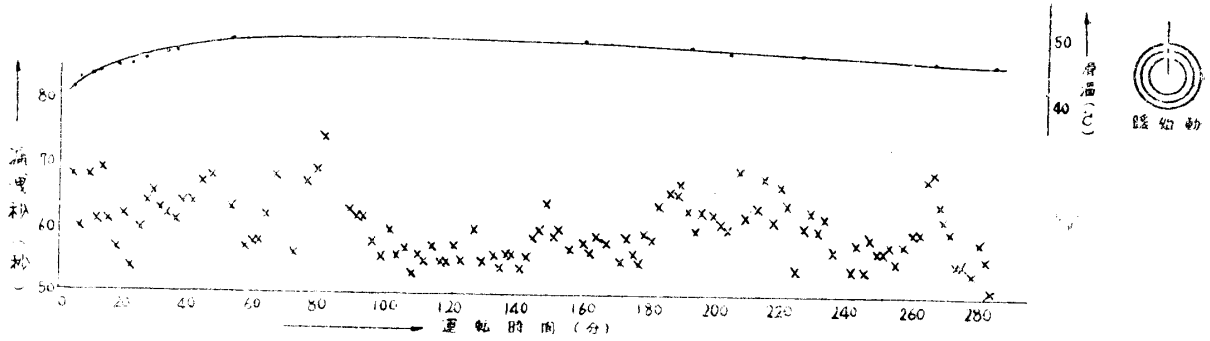
前述の方法による測定値を線図に取まとめて第 2—5 図に示す。図中暖始動とは、始動直前十分に予備運転を行つて機関を平状運転状態まで暖めた場合、冷始動とは、予め暖機運転を行わずに運転開始と同時に測定を開始した場合を示す。



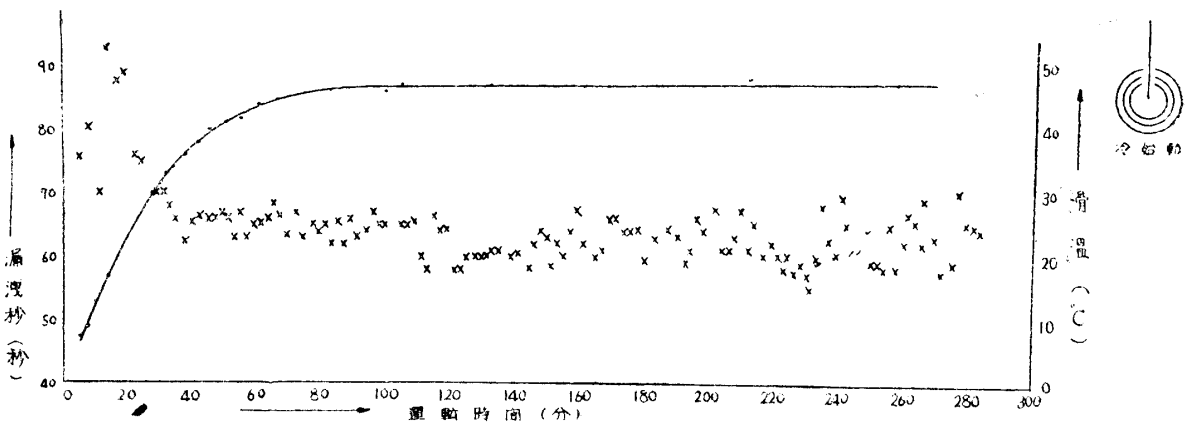
第 2 図 漏洩量の経時変化



第3図 漏洩量の経時変化



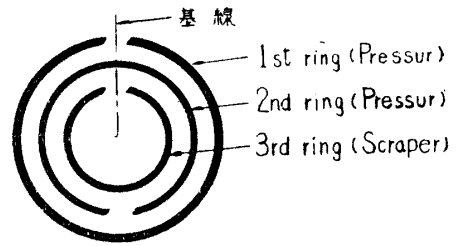
第4図 漏洩量の経時変化



第5図 漏洩量の経時変化

リングの符号：図表中の見出し符号は第 6 図による。基線はプーリー側クランク軸上方を通過するピストン直径の延長線方向とする。

・尚第 2~5 図の 5 立漏洩秒の Y 軸は O 点（下方）に近い値ほど、機関の漏洩量が多いことを示すものであるから念のため附記する。



第 6 図

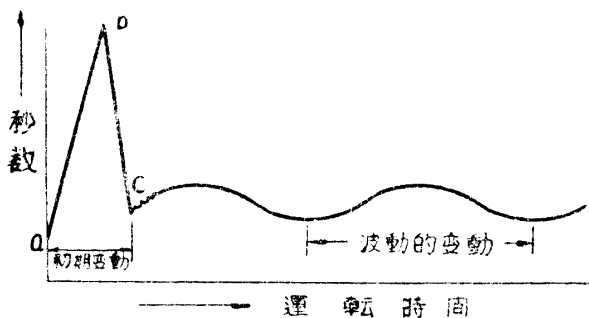
II. 考 察

実験の結果、漏洩量は各種条件に左右されて顕著な変動を示すことが明になった。

即ち、(1) 運転時間の経過、(2) 始動時の機関の冷温、(3) リング切目間隙の配置、(4) 点火進角、(5) 廻転数、(6) 平在有効圧力、(7) リングの新旧、(8) リングギャップの大小等種々の範囲に亘るものである。

(1) 運転時間の経過と漏洩量の変化

漏洩量は運転時間の経過に応じて増減し、初期の或る変動期を経た後は、概ね一定形式の波動状態を繰り返す。この有様を typical な状態の模式図で示せば第 7 図の如くである。但し縦軸の秒数は第 2-5 図と同じく、漏洩ガスが 5 立ボトル中に捕集されるに要する時間であるから



第 7 図 運転時間と漏洩量に関する模式図

秒数の大なるに従つて漏洩量は少く、小なるに従い漏洩量の多くなることを示す。

これらの変動を示す理由はさらに後ほど考察するが、要するにリングの回転移動に基くものと、シリンダー部分の膨脹に基くものとに分けて考えられる。

(2) 第 2 図において初期 24 分間に 5 立

漏洩が 65 秒から 117 秒に急増する。漏洩率

に換算すれば 2.57 cc/rev から 1.42 cc/rev に半減する。即ち 6 分の所では $\frac{5000}{65} \div \frac{1800}{60}$

$= 2.565 \text{ (cc/rev)}$ 24 分では $\frac{5000}{117} \div \frac{1800}{60} = 1.424 \text{ (cc/rev)}$ である。これはピストン間隙大なる

ため、初期の漏洩過大であるが、運転開始後間もなく爆発及び摩擦熱によりピストンが膨脹し、間隙狭少となるにつれ、漏洩は急速に減少するためで、前述の第 7 図では a-b 期間に相当する。次で 24~42 分間においては、5 立漏洩時間が 117 秒から 77.8 秒に減少し、同様に漏洩率は 1.42 cc/rev より 2.14 cc/rev に増加することになる。これはシリンダーの膨脹による影響が現れ、再びピストン間隙大となるため漏洩が増加するもので、第 7 図の b-c 間に相当する。

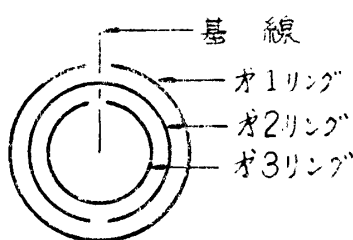
以上の 42 分間が (1) に述べた初期変動期に相当し、この後においては単なるリングの相対的回転移動の影響を受ける段階に入る。

(3) これ等初期の変動期を潤滑油の昇温に伴う 運転粘度の減少に 関聯づけて考えられそうであるが、潤滑油の粘度変化に伴う漏洩の読みの差は殆んど見られないとの報告もあり¹⁾(実験発動機の内容は多少異なるが) 著者は上の如く解釈する。また、油搔きリング及び給油系統の故障が無い限り、ピストンクリアランス部分に油膜は常に形成されている状態にあるから、漏洩量の変化は、油の粘度変化以外には考え難いとの論の余地はあるが、これに対しては、一般に機関の初期温度上昇は、ピストン、シリンダー温の順に完了し、漏洩ガスの圧力等を考えるとき、やはり漏洩量の変動はピストン隙間の項の説明と直結するわけである。

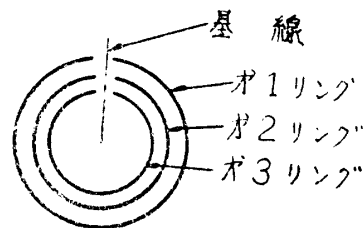
(4) 第 3 図の運転途中 126~129 分の間に、1 分間停止した所、漏洩が略 10 秒間相当量だけ段階的に急増しているが、これは爆発熱の供給を遮断したため急に従来の均衡状態を破つたことによるもので、恢復までに若干時間の運転を必要とする。

(5) 十分なる暖機運転を行つた後の始動においては、明に (2) 項で述べた初期変動期が顕れない。この例を第 4 図に示す。即ち当初から波動的変動の段階にあると見る事が出来るが、この理由は (2) 項の説明に徴すれば明なる如く暖機運転中にピストン、シリンダーの膨脹を十分に終えて、初期変動期以後において計測運転に入つたためである。暖気不十分のまま始動した時、漏洩は初期変動期の突起中の任意個所から出発するのを度々経験されたが、これも理由は明である。

(6) 冷始動から運転を開始した場合、最初のリング切目間隙を 180° ずらせた場合と、一直線



第 2 図の場合



第 5 図の場合

上に揃えた場合の漏洩量を比較する。即ち第 2 図は 180° 第 5 図は 0°(一直線) の場合である。両者を概観するに、出発時の漏洩量はほぼ等しいが、初期変動期中の最少の所

は第 2 図の 1.42 cc/rev に対し、第 5 図は 1.70 cc/rev²⁾ と大なる値を示す。而も次の波動的変動に入つても、漏洩量は第 2 図の方が略 0.36 cc/rev だけ³⁾常に少いことを示す。これらのことより、運転当初リングを 180° 交互に配置した場合の漏洩ガス量は、初期変動期は勿論波動期間に入つても少く、而もこの状態は暫く継続する傾向があり、明に 180° 交互組みの有利性を示すものである。

1) 黒木敏郎訳：高速度ガソリン発動機におけるピストンリングの漏洩，(内燃機関邦訳文献集，第 6 巻 第 8 号，31 頁) (Piston Ring Blow-By in high speed gasoline engines, Automotive Industries, Vol. 81, No 12, p. 614 15/xii 1934)

2) $5000 \text{ cc}/98.0 \text{ sec} \div \frac{800 \text{ r} \cdot \text{p} \cdot \text{m} \cdot}{60 \text{ sec}} = 1.70 \text{ cc/rev}$

3) 5 立漏洩時間は第 2 図の 75 秒前後に対し、第 6 図は 65 秒で、約 10 秒相当量だけ多い。

$(5000/65 \div \frac{1800}{60}) - (5000/75 \div \frac{1800}{60}) = 0.36 \text{ cc/rev}$

(7) 前項より見るに、リング切目間隙の移動が漏洩量変動の大なる因子となることが推察されるのでこれに関し若干の検討を行った。

全測定期間におけるリング移動状況を測定して第2表を得た。測定が長期間に亘つたため、極

第2表 1800r・p・m・ 1/2 負荷 28° 前

(イ)


ring \ 運転時間	20分	30	40	60	90	105
1 st	-90	+155	+180	-140 (+120)	-135	+62 (-130)
2 nd	+10	-5	+10	+70 (-20)	+10	-15 (0)
3 rd	+53	+55	+60	+70 (+75)	+50	+125 (+15)
測定月日	1月16日	1月28日	1月28日	2月2日 (2月5日)		11月7日 (11月21日)




(ロ)

ring \ 運転時間	2時間	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0	8.0
1 st	-125	+175 (+45)(+60)	-120 (+10)(-50)	-150 (+95)	-145 (-80)	+120 (+95)	-152	-45
2 nd	+10	-13 (-5)(+20)	+15 (+25)(+10)	-5 (-67)	0 (+5)	-42 (-35)	+130	-45
3 rd	+20	+60 (+15)(+25)	+50 (-15)(-22)	+60 (+140)	+47 (+30)	+30 (-20)	+32	-120
測定月日		1月29日 (9.30)(10.6)	1月16日 (11.21)(10.2)	1月19日 (1月30日)	2月4日 (2月5日)	2月6日 (9月29日)	12月17日	

(ハ)

ring \ 運転時間	2.5時間	3.0	3.5	5.0	8.0
1 st	+75 (-35)	-130 (-3)(-78)	-78 (+70)	+120	0
2 nd	-20 (+125)	+10 (-22)(+35)	+35 (-62)	-20	-112
3 rd	+50 (+174)	+52 (0)(+20)	+20 (+112)	+75	-70
測定月日	2月8日 (10月9日)	1月14日 (10.8)(12.10)	12月10日 (10.17)	2月5日	

Ring gap の方向 → 

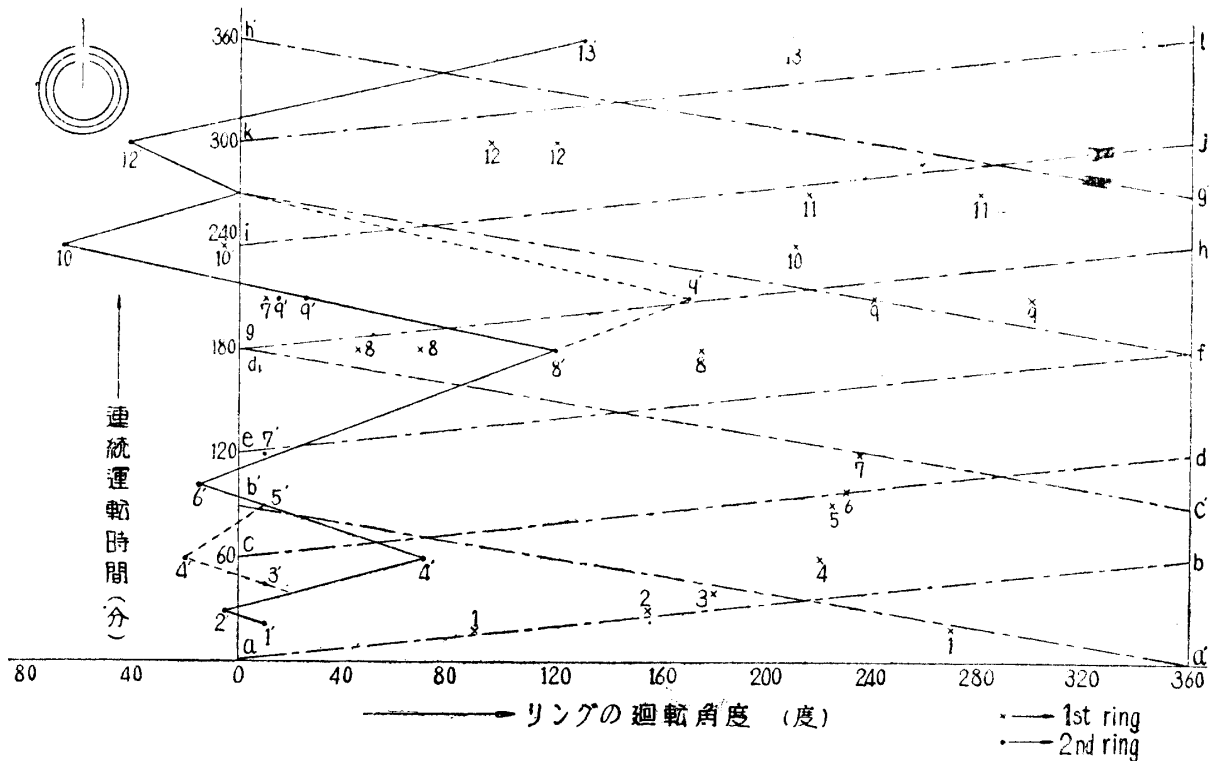
Ring gap の配置 (イ)  (ロ)  (ハ) 

力条件の齊一に努めたが外界気象条件に多少の変異あるを免れず、且、リング並にシリンダー摩擦も時々刻々行われる理であるが、大勢を察知するには充分その用を達するものと思われる。

第2表における運転時間数とリング回転角度との関係を線図に描けば第8図となる。

第8図において、×印に附記した数字は第1リングの更に(′)を附したのは第2リングの整理番号で、第2表との対照に便ならしめた。

横軸は基線（前出）を基準としたリングの回転角度を示す。



第 8 図 リングの廻転

i) 第 1 リング切目の所在角度の位置を鎖線で運ねれば、(a—b)→(c—d)→(e—f)→(g—h)→(i—j)→(k—l)→(M—N) と連続運動を行つている事が推察される。

同図で、反対の回転方向も概ね一直線上に来る。即ち (a'—b')→(c'—d')→(e'—f')→(g'—h')。回転速度は 360° に対し約 90 分 (a'—b') である。

ii) 同様に第 2 リングの点を点線で結べば第 3 表の如くなる。さて横堀氏⁵⁾によれば「リ

(2—3—4)	→	(2'—3'—4')
(6—5—4)	→	(6'—5'—4')
(6—7—8)	→	(6'—7'—8')
(10—9—8)	→	(10'—9'—8')
(10—11)	→	(10'—11')
(12—11)	→	(12'—11')
(12—13)	→	(12'—13')

第 3 表



第 9 図 リングの回転はピストンが上死点から下死点に移行する瞬間、上向慣性力と摩擦力の和がガス圧力差に等しくなつた位置から、リングが下側のランドを離れたし(第 9 図参照)上側ランドに向う途中空間に浮んだ瞬間に軸方向の振動を伴いながら回転する」のであるがその回転方向は一寸した機縁で反対方向にもなり得ると考えられ従つて第 8 図の (2'→3'→5') に対し (2'→3'→4'→5') が存在し、(8'→9'→10'→11') に対し (8'→9'→11') が存在する理由が存する。

かくて第 2 リングはピストン周りを往復交互回転すると考えられ

5) 横堀武夫著：ピストンリングの溝内における運動(その 3)日本機械学会誌 第 52 巻 昭和 24 年 9 月

る。

iii) リングの回転速度は前項より次のようである。

第 1 リング： $\begin{cases} \text{Clockwise の速度} = 360^\circ / 60 \text{ min} = 6^\circ / \text{min} \\ \text{Anti-clockwise の速度} = 360^\circ / 60 \text{ min} = 6^\circ / \text{min} \end{cases}$

第 2 リング： Clockwise の速度は (2'—4'), (6'—8'), (12'—13') の平均とすれば

$$\left(\frac{75^\circ}{30 \text{ min}} + \frac{134}{76} + \frac{165}{60} \right) / 3 = 2.33^\circ / \text{min}$$

Anti-clockwise は (4'—5'—6'), (8'9'—10'), (11'—12') の平均とすれば

$$\left(\frac{85}{45} + \frac{187}{60} + \frac{40}{30} \right) / 3 = 2.11^\circ / \text{min}$$

即ち第 1 リングは第 2 リングの 2.8~1.7 倍の速さで回転する。或は又

第 1 リング： $\begin{cases} \text{Clockwise } 60 \text{ 分} / 1 \text{ 回転} \\ \text{Anti-clockwise } 90 \text{ 分} / 1 \text{ 回転} \end{cases}$

第 2 リング： $\begin{cases} \text{Clockwise } 45 \sim 55 \text{ 分} / 100^\circ \text{ (約 3 時間} / 1 \text{ 回転)} \\ \text{Anti-clockwise } 30 \sim 50 \text{ 分} / 100^\circ \text{ (約 2.5 時間} / 1 \text{ 回転)} \end{cases}$

なることが第 8 図から推察される。

iv) 第 3 リング (Scraper) は +50° 附近の位置を占める事が多い。

v) 燃焼室内における爆発波圧伝播の最大或は最少方向と、リング切目間隙の配置並びに相対的移動との間には何等かの法則の存す可きことが予想される。現に第 2 リングがある基線を中心として往復回転移動を示すことはこれ等の予想を一層強く裏付けるものである。なお、リング、シリンダー回りの条件は勿論点火栓の位置、火花強度を始め、回転数、負荷等の運転条件によつてもリング移動は異なる様相を呈するであろうと思われる。

III. 要 約

圧縮爆発ガスのクランク室への漏洩は、オイル劣化の重要な一因と考えられる。そこで本実験においてはその漏洩の一般的特性を究明しようとし次の結果を得た。

- i) 漏洩の形態は初期変動期と波動状変動期とに区別される。
- ii) この漏洩形態の生じ得ることは、運転に際しピストン、シリンダー、オイルの順序に昇温膨脹して行くことから説明される。
- iii) 暖始動冷始動の場合における漏洩量曲線の形は初期変動期において異なる。
- iv) リング切目の 180° 交互組み配置は漏洩の見地から有利である。
- v) リング切目間隙の配置及びその移動状況は漏洩量に影響を与えることが明白となつたので、リング移動方向、移動速度を調査し、かなり明白に実態を掴み得たと考える。

第 2 部 運転諸条件による漏洩量の変化について

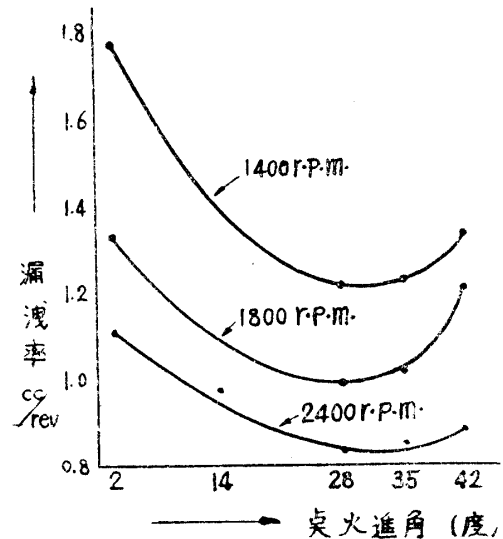
各種運転条件即ち、点火進角、圧力、リングの数が漏洩に及ぼす影響についての実験結果を述べる。

I. 点火進角が漏洩に及ぼす影響について

点火進角を夫々上死点前 2° 、 14° 、 28° 、 35° 、 42° にした場合の漏洩量の変化を第 4 表並に第 10 図に示した。(筒温は参考として便宜上棒状寒暖計を用いた値である)

第 4 表 点火進角と漏洩の変化

R・P・M・	点火進角 。	5 立充滿 時間 秒	漏洩率 cc/rev	筒 温 C°
1400	2	123.5	1.77.0	134
	14	136.0	1.575	147
	28	177.0	1.211	149
	35	175.0	1.226	155
	42	161.3	1.329	166
1800	2	125.9	1.324	159
	14	153.4	1.086	163
	28	169.5	0.983	156
	35	152.8	1.091	153.5
	42	137.7	1.210	160
2200	2	122.0	1.118	155
	14	133.4	1.022	159
	28	175.0	0.779	148
	35	171.0	0.825	165
	42	154.7	0.882	163
2400	2	113.0	1.106	
	14	128.0	0.977	
	28	151.0	0.828	150
	35	146.0	0.856	153
	42	145.0	0.879	155



第 10 図 点火進角と漏洩の変化

接点部分の構造上、点火進角 2° 及び 42° が両限界値である。平均有効圧力 (Brake Mean Effective Pressure) は 2.6 kg/cm ($2/4$ 負荷) にするように Throttle を調整した。

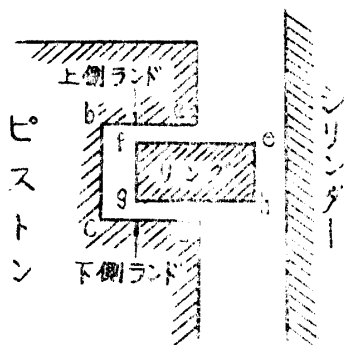
第 10 図によれば、各回転数を通じて点火進角を 2° より 28° に進める間は漏洩率は減少し、更に 28° より 42° の間においては逆に増加する。即ち、漏洩は何れの回転数においても、或る点火進角では最小を示し、これより進退何れの側においても増加する。この原因について

は次の如く三つの場合が考えられる。(i) 圧縮行程期間の長短、(ii) 爆発圧力の強弱、(iii) リン

グのランドよりの浮上りの長短。今それらの各々について考察する。

(イ) 圧縮行程期間の長短： 圧縮行程の期間においては必ず多少の漏洩を伴うことを前提とすれば、点火進角の大なる程圧縮行程の期間が短くなり圧縮ガスの漏洩量は減少する。この解釈は第 10 図において進角 $2^{\circ} \rightarrow 28^{\circ}$ までは成立するが $28^{\circ} \rightarrow 42^{\circ}$ においては説明がつかないことになる。

(ロ) 爆発圧力の強弱： 問題の解釈の基底としてリング振動の機構が大切であるが文献¹⁾によれば「第 11 図において全圧縮行程の間ピストンリングはその上側面 ef に作用する漸増ガス圧力



によつて押しつけられているから、通常溝の下面のランド cd に接触している。その他にリングは背面 fg に作用するガス圧力のため外部に向つて押しだされようとしているがこの後の力はリングと気筒内壁間の摩擦抵抗を誘発し、この力が又、リングを溝の下面に押しつける事を助長している。圧縮行程末においては²⁾、「リング 1~3 本の各場合共第 1 リングは上死点に来るまで下側ランドに接しているが第 2 リングは高速回転の場合は既に上死点前で上のランドに移行してしまう。しかるに、第 1 リングに

第 11 図 リングの振動

対しては上死点を過ぎると直ちにリングを溝の上面へ移行させようとする二つの力が作用する。即ち、上向に作用する慣性力と摩擦力との和が、リング前後のガス圧力差に等しくなった位置から下のランドを離れ始め、その後は軸方向の振動を伴い乍らついに上側ランドに接触し終る。第 2 リングもこれと同時に軸方向の振動を始める。これはリングの運動自体によつてその上下面に働く漏洩ガスの圧力差及び背面ガス圧力に基く摩擦力が変化するため起きる一種の自励運動である。このようにして十分に高い速度では上死点においてピストンリングが溝の下側から上側に移動し、リング背面と燃焼室との連絡を断つ。この瞬間リング背面のガス圧力は下側面遊隙を通過してクランクケース側に漏洩するものと考えられる。

なじみ運転の不十分なことや気筒熱歪のために、何れのリングの外側も普通は気筒内壁に完全に密着しているわけではなく、そのために、リングを気筒壁から引離そうとする Straight なガス圧力が常に作用する筈である。従つてこの圧力が弱まればリング背面よりの圧力によつてリングは筒壁に押しつけられようとする。然し機構上よりみて、リング背面に働くガス圧力の方がかなり大きいものと思われる。

以上によれば爆発圧が高ければ上死点直前までにリング背面空間に入り込むガス量が多くなり、従つて下向行程において下側ランド付近を通過してクランクケース側に漏洩するガス量も多くなる。即ち最適点火進角附近の時に圧力は強く従つて漏洩が最大となる理である。

以上の如く、ガスはリング背面並に側面の両側から漏洩しかつ、常に (イ)、(ロ) の両方の漏洩を

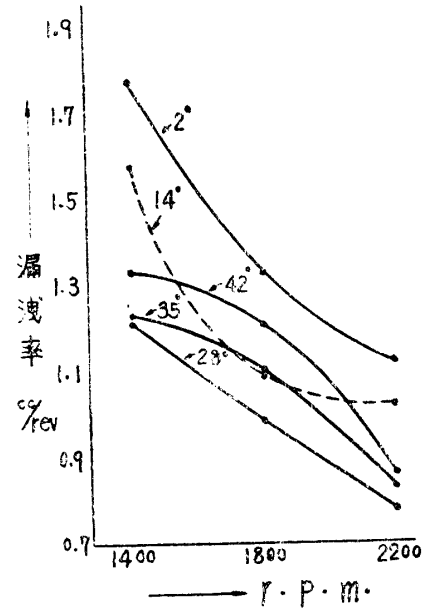
1) 黒木敏郎訳： 前出

2) 横堀武夫： ピストンリングの溝内における運動 日本機械学会誌 第 52 巻 第 369 号 314 頁 昭和 24 年 9 月

伴いその結果第 1 図の過程を示すものであると解釈する。

次に第 4 表より第 12 図を描かれるが、これによれば何れの点火進角においても r.p.m. の増大するにつれて漏洩が減少する結果となる。この傾向は一見意外なようであるが、上述と同様に高速回転では上死点においてリングが下側ランドから上側ランドに速かに押しつけられるため、リング背面と燃焼室の連絡を早く断ちそれだけ早く圧縮、爆発ガスの慣性的漏入を遮断するためと考えることが出来る。

(v) リングのランドよりの浮上り時間の長短：前項のリング振動の説明を根拠として次のように解釈される。2300 r.p.m. 以下の低い回転数においては、上死点直前においてリングが下側ランドから上側ランドに向つて振動し始める時そのスピードが遅く、従つてリングの浮き上り時間が長いと漏洩ガス量が多くなる。



第 12 図 と漏洩変化

II. 制動平均有効圧力(B・M・E・P)並びに回転数と漏洩との関係

種々の B・M・E・P 並に r.p.m. における漏洩の変化を第 5 表、第 13・14 図に示す。例えば漏洩量が 1.4 cc/rev となる r.p.m. を求めれば、第 13 図において B・M・E・P 1.3 の時 1500 r.p.m., 同じく B・M・E・P 3.9 では 2000 r.p.m. となる。以下同様に各種 B・M・E・P に対する r.p.m. が求められるが、これらは何れも B・M・E・P の小なる程、低速回転において任意の漏洩状態に到達していることが明である。また一定 r.p.m. では B・M・E・P の小なる程漏洩が減少することを示す。第 14 図においては任意の B・M・E・P では低速回転ほど漏洩が大であるが、これは前項と同一結果である。さて前記抄論¹⁾

第 5 表

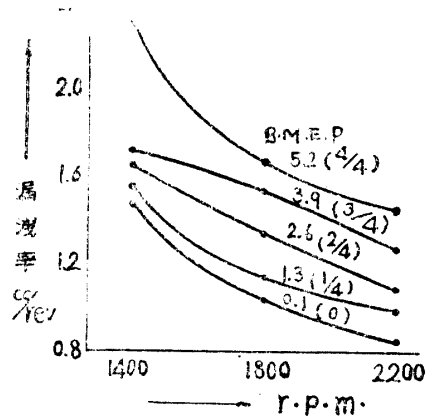
r.p.m.	負荷	B・M・E・P	HP	漏洩物	漏洩率 cc/rev
1400	全	5.19	2.60	93.6	2.290
	3/4	3.89	1.95	125.0	1.717
	2/4	2.59	1.30	129.4	1.656
	1/4	1.30	0.65	138.0	1.553
	0	0.14	0	145.5	1.473
1800	全	5.19	3.41	102.5	1.658
	3/4	3.89	2.55	108.2	1.540
	2/4	2.59	1.70	123.6	1.348
	1/4	1.30	0.85	145.5	1.146
	0	0.14	0	163.6	1.019
2200	全	5.19	3.95	93.0	1.467

ば漏洩量が 1.4 cc/rev となる r.p.m. を求めれば、第 13 図において B・M・E・P 1.3 の時 1500 r.p.m., 同じく B・M・E・P 3.9 では 2000 r.p.m. となる。以下同様に各種 B・M・E・P に対する r.p.m. が求められるが、これらは何れも B・M・E・P の小なる程、低速回転において任意の漏洩状態に到達していることが明である。また一定 r.p.m. では B・M・E・P の小なる程漏洩が減少することを示す。第 14 図においては任意の B・M・E・P では低速回転ほど漏洩が大であるが、これは前項と同一結果である。さて前記抄論¹⁾

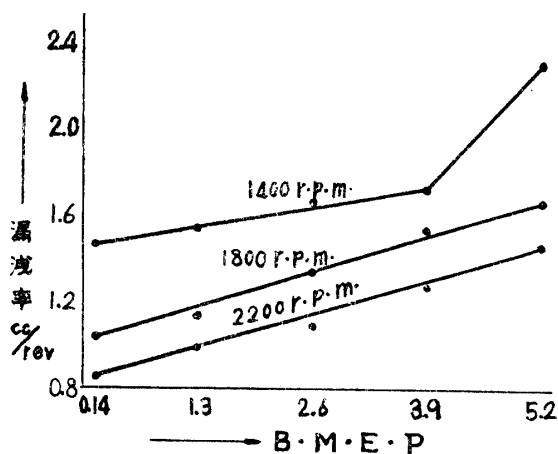
	3/4	3.89	2.97	107.0	1.275
	2/4	2.59	1.98	125.0	1.093
	1/4	1.30	0.99	138.0	0.990
	0	0.14	0	160.0	0.852
2400				156.0	0.801

備考 漏洩秒: 漏気が 5 立捕気筒に(気圧傾度 10 耗)
集まるに要した秒数
点火時期: 16°

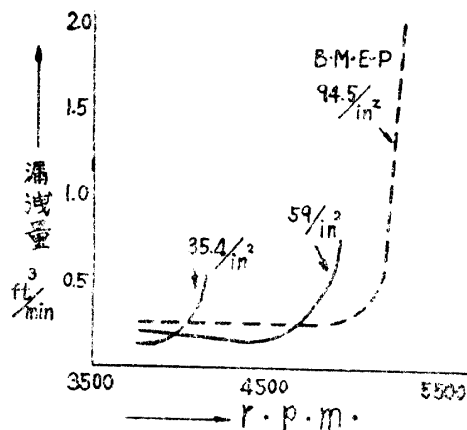
中の例と著者の実験結果とを対比してみる。即ち第 15 図はその引用であり「それ以上で漏洩が急増する様な速度



第 13 図 r.p.m. と漏洩の変化



第 14 図 r.p.m. と漏洩の変化



第 15 図 r.p.m. と漏洩臨界速度

(臨界速度)は、平均有効圧力が小ならば低下する」即ち B・M・E・P の値 35.4 lbs/in², 59.1 lbs/in², 94.5 lbs/in² に対し臨界速度は夫々 4100, 4600, 5100 r. p. m. の範囲内にあることが判る。著者の行った実験では、リングの中が比較的大なることと発動機容量の都合で臨界状態と思われる所まで速度を上げ得なかつたが本実験の範囲内においても既に同様の傾向を認めることが出来たのである。

しかして、「漏洩の臨界状態は実際的には下り坂を降りる時、即ち、発動機をブレーキとして作用させた状態の時に起り得る可能性がある」ことを指摘されてあるが、これは興味ある事柄である。

III. ピストンリングの数が漏洩に及ぼす影響

供試機関より圧力リングを上下各々 1 本だけ取外した場合につき比較した。かかる極端な例を取挙げた理由は、何等かの機縁で一部のリングが機能不良なるか、或は折損により十分にその

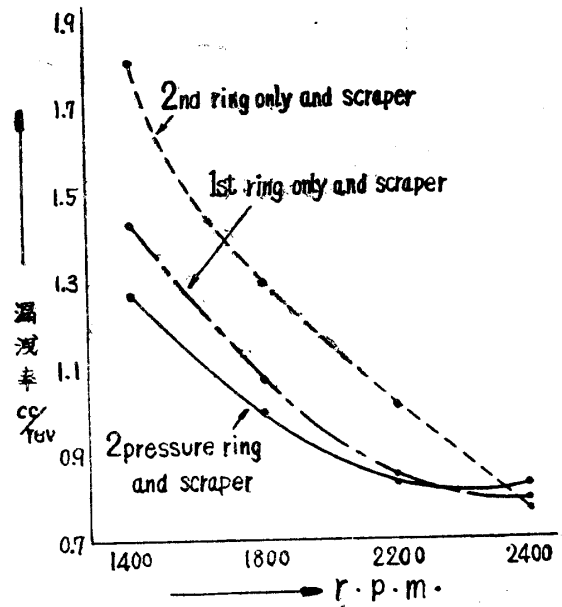
1) 黒木敏郎氏訳: 前出

作用をなし得ない状態を想定したことによる。

リングは何れも 80 時間運転済みでシリンダーに充分なじんだものである。第 6 表、第 16 図に明らかなように、漏洩は正規通り圧力リングを 2 本使用した場合に最小であり、次で第 1 リングだけの場合となり、第 2 リングだけ使用した時最大となる。

第 6 表 ピストンリングの数と漏洩

	r · p · m ·	5 立充滿の時間 (秒)	漏洩率 cc/rev
2 Pressure ring and scraper	1400	16.72	1.283
	1800	166.4	1.002
	2200	167.6	0.830
	2400	151.0	0.828
1st ring only and scraper	1400	150.0	1.428
	1800	155.0	1.075
	2200	160.0	0.852
	2400	158.0	0.791
2nd ring only and scraper	1400	119.0	1.801
	1800	128.0	1.302
	2200	134.0	1.018
	2400	177.0	0.706



第 16 図 リングの数と漏洩の変化

然るに 2300 r.p.m. 前後においては三者ほぼ同一となり、2300 以上においてこの傾向の逆転することが推測される。

圧力リングを正規に 2 本用いた場合 2300 r.p.m. 未満において漏洩の最も少いことは頷かれるが、2300 r.p.m. 以上では漏洩が最も多くなることと、第 1 及び第 2 リングだけを用いた場合、これら相互間に漏洩量の差を生じしかも 2300 r.p.m. 以上ではこの関係が相互に逆転し、かつ正規に 2 本用いた時より漏洩の少くなることは意外な結果であつた。

このエンジンの許容最高 2300 r.p.m. 附近を境として傾向が逆転することについては、恐らく回転数の増加と共にリングがリング溝の上側又は下側ランドに接触する時間と、上死点或は点火時期等との間で位相の差が大きく変化するため、シリンダー内状況が激変する事によるものと思われるが、この現象は説明困難なようである。

前出黒木氏の抄論において、5000~7000 r.p.m. の高速発動機による実験の結果、第 2 リングだけの場合に漏洩の最も少いことが記載されており、これは著者の実験における 2300 r.p.m. 以上の場合に合致するが興味ある結果である。

IV. 要 約

圧縮爆発ガスのクランク室への漏洩量は運転条件の変化により著しく増減する。即ち、

i) 点火進角の影響：最適進角附近において漏洩は最大となり、これを離れるにつれて漸減する。

ii) B・M・E・P と r・p・m・ の影響：一定回転数においては B・M・E・P の小なるほど漏洩が増大する。任意の B・M・E・P の下では低速回転ほど漏洩が増大する。漏洩の臨界状態は実際的には発動機にエンヂンブレーキの作用させる時起り得る可能性のあるのは興味深いことである。

iii) ピストンリングの数の影響：低速回転ではリングの正規使用の場合に漏洩最少となり、次いで第1リングのみの場合、最も多いのは第2リングのみのときである。許容最高 r・p・m・以上の高速運転ではこの傾向が逆転する。

RÉSUMÉ

Studies on the Gas Leakage in the Cylinder of the Internal Combustion Engine

Yutaka CHUMA

Part 1. On the General Characteristics of Gas Leakage in the Cylinder.

Gas Leakage in the cylinder of the internal combustion engine is one of the conspicuous causes of declining properties of the lubricant oil.

Hence, the author investigated on the general characteristics of gas leakage in the cylinder under the fundamental moving condition.

The results obtained may be summarized as follows :

i) The type of gas leakage in the cylinder can be classified into the fluctuating stage and the undulating stage.

ii) Existence of these stages can be explained from temperature rising and volume expanding of piston, cylinder wall, and lubricant oil methodically, during the initial moving hours of the engine.

iii) Feature of this diagram, indicated the amount of gas leakage on the occasion of "Hot starting" and "Cold starting" respectively, differs at the fluctuating stage only.

iv) Crossed set at 180 degrees of ring gap in the cylinder is profitable from the point of view of diminishing gap leakage.

v) From this experiment, it was made sure that the arrangement and the circulation of ring gas in the cylinder influences much on the amount of gas leakage.

Accordingly, the direction and the speed of circulation of ring in the cylinder were examined to the fairly distinct result.

Part 2. On the Volume Variance of the Gas Leakage in the Cylinder caused from Various Driving Condition

From this experiment, amount of gas leakage was proved to be much influenced by various driving conditions.

It may be summarized as follows :

i) At the most suited pre-ignition point, amount of gas leakage was least. As the ignition point receded from it, amount of gas leakage increased.

ii) Gas leakage decreases as much as B. M. E. P. diminishes under the certain r. p. m. Gas leakage increases as much as r. p. m. decreases under the certain B. M. E. P.

iii) The least amount of gas leakage yields at the ring set of normal number, the next is the 1st ring only, and the most is the 2nd ring only, at the higher speed more than 2300 r. p. m.

These tendencies reversed at the lower speed within 2300 r. p. m.