

ロータリ・エンジンのL.P.G. 駆動 (第二報)

広島自動車工業短期大学

西田 祐三

Rotary Engine Driven by Burning L.P.G.(2nd Report)

Yuso Nishida,

We used L.P.G. and Gasoline for Rotary engine fuel, and experimented the Rotary engine performance opening full throttle. And then we compared with the performances using L.P.G. and Gasoline. Further, we made the similar experiment keeping constant the boost pressure.

As the result, it has been made clear that was followed.

* In full throttle opening, though the torque using L.P.G. is a little smaller than that using Gasoline at the low Engine speed, the difference between the two is distinguished as the speed is faster and it is about 10% in average.

* In the test of performance fixed boost pressure the torque using L.P.G. is better than that using Gasoline too.

* Specific fuel consumption using L.P.G. is better than that using Gasoline. But, during part-throttle conditions, the consumption of L.P.G. is worse than that of Gasoline, though it seems that the consumption of L.P.G. is better than that of Gasoline at the maximum economy mixtures.

1. ま え が き

主エネルギーとして、石油の開発が始められた時からすでに有資源の問題が定義されていた。1973年10月に勃発した第4次中東戦争はOPEC(アラブ石油輸出国機構)に石油を政治的手段として使うことを決心させ、これが石油危機の発火点となり我々の身边を襲い改めて省資源を認識させられ、この問題は最近になり増々深刻化してきている。最近アメリカでは、燃費基準法を制定し、それは排出ガス規制に次ぐ自動車への制約の第2段である。当然わが国の立場では、エネルギー確保が他国より深刻で省エネルギー活動が重要であり自動車の排出ガス規制と同時に燃費の低減が強く望まれる。1979年6月東京サミット(先進国首脳会議)で石油の輸入制限を発表し、今後OPECが石油生産の制限を行うとエネルギー危機に拍車をかけるものと考えられる。そのためにも石油消費の節減と石油に替る燃料の開発および燃費の改善が必要である。¹⁾燃費の改善には原動機の効率 \uparrow を計る必要性がある。²⁾³⁾一方石油に替る自動車用燃料としては低エネルギーで生産でき、なおかつ燃料パラメータ(エネルギー重量・容量密度)とか自動車エネルギー制約(機関・タンク・供給システム)の良いことが必要条件であり、そういった条件を満たす燃料の一つとしてL.P.G.が考えられる。⁴⁾またL.P.G.は現在石油製精の過程で副産物的に取り出されているが、他の代替燃料からも同様に生産できる利点がある。¹⁾⁵⁾⁶⁾

一方内燃機関としてのロータリ・エンジン(R.E.)のアイデアの発端は16世紀の回転ピストン構造揚水ポンプにさかのぼり歴史はかなり古いものをもっているが、しかし実際原動機として1958年にNSU-Wankelの共同研究により公転ピストン・エンジンが内燃機関として致命的欠陥がないことが確認された。これにより原動機として現在に致る僅か21年の浅い歴史のもとでレシプロケーティング・エンジンと対抗できるまでに成長してきている。もともとR.E.はNO_xの排出量が少なく、最近燃費等色々改善もなされ、特にガスシール関係は日に日に良くなり目を見張るものがある。燃費等で下火になりつつある画期的なR.E.をL.P.G.と組み合わせ、今後の自動車用機関として考えて見たい。第一報でL.P.G.を燃料としたR.E.について報告したが、⁷⁾今回はガソリンとL.P.G.を燃料としたときのR.E.性能の比較実験結果が得られたのでここに報告する。

2 実験装置および方法

実験装置のL.P.G.装置部分の系統とL.P.G.としギューラー・ガソリンは前回の報告と同じであるが、⁷⁾表1に諸元を示すベーパーライザーと表2に諸元を示すミキサーに関しては前回の実験とは異なっている。特に違っている点は、ミキサーでのL.P.G.計量にメタリング・ニードルを採用していることである。ガソリンを燃料とする場合のキャブレターの諸元を表3に示しミキサーとキャブレターの比較をすると、ガス弁の断面積においてガソリンの方が約2倍の大きさを持ち、ベンチュリー部で

Table 1. Vaporizer

項目	
メーカー	日本気化器
基本型式	268078-381
アイドル圧	(kg/cm ²)
一次弁レバー高さ	(mm)
二次弁レバー高さ	(mm)
最大流量	(g/h)
二次室圧	(mmAq)
スターティングブースター	(mmAq)
作動時	

の断面積では、約3倍の大きさになっている。これは後に述べる充てん効率に大きく影響を与えるものと考えられる。使用機関は表4に示す12A型R.E.を採用し表5に示すエンジン・ダイナモメータにより各測定を行ない、実験は、JIS, D-1003での負荷試験における全負荷試験と部分負荷試験（吸気圧一定法）のもとで各測定を行なった。なおL.P.G.の場合L.P.G.計量にガスメータを用い、その損失とエンジン性能を測定し、ガスメータを取り除いた場合とのエンジン性能への影響を測定しその比較を行なった。点火時期に関しては前⁷⁾回の報告で求めたもので実験を行なった。

3. 結果および考察

図1はガソリンおよびL.P.G.を燃料としたときのR.E.のエンジン回転数(N)とトルク(T), 充てん効率(η_c), ブースト圧力(p_B), 吸入管温度(t), 空燃比(NR), 燃料消費率(b_e)および点火時期($L_S \cdot T_S$)との関係を示したものである。なお記号の後の添字GとLによりそれぞれガソリン, L.P.G.の場合を示すことにする。ガソリンの空燃比(MR_G)は各回転で空燃比調整のためにキャブレターの二次バルブを負圧により作動させているのでは出力空燃比に保たれ

Table 2. Mixer

項目		日本気化器 245304-111
メーカー		
型式		
エア ホーン入口内径 (mm)		74
ベンチュリー径 (mm)		27
メーン ノズル内径 (mm)		12
メーン アジャスト スクリュー 戻し回数 (標準)		2
フタ径 ボデー内径 (mm)		一次側: 30, 二次側: 34
メーン メータリング ジェット内径 (mm)		9
メーン メータリング ニードル外径		
部分負荷メーン (平行部) (mm)		6.3
パワー ゾーン (mm)		3.0
スロー ジェット径 (刻印) (mm)		150
アイドル ポート径 (mm)		4
エア バイパス ポート径 (mm)		5
メーン メータリング ニードル タッチ点開度 (°)		7.5 (イニシアル開度より)
スロー カット点 (mm)		3.6
ファースト アイドル開度 (°)		15.5
減速時排気減少装置 BCDD		有
エア ジェット径 (mm)		3.5
フューエル ジェット径 (mm)		1.1
BCDDカット ノズルノイド バルブ		有
ダッシュ ポット		有 (小型)

Table 3. Carburetor

メーカー形式		日気 210284
気化器	ガス弁径	28
		34
	バルブ数	4
	プライマリー・メーン・ジェット	# 90
	セカンダリー・メーン・ジェット	# 160
	プライマリー・メーン・エアー・ブリード	# 90
セカンダリー・メーン・エアー・ブリード	# 160	

Table 4. Rotary Engine

機	エンジン形式		12A型
	種類		水冷・直 2ロータ
	冷却方式		W
	ロータ・ハウジング	長径×短径×幅	240×180×70 (mm)
		排気容量	573×2 (cc)
	排気孔形式	吸気	S
		排気	P
	圧縮比		9.4
	燃焼室 ロータ・リセス位置		C
	関	吸・排気ポート	開
閉			40°
タイミング		開	71°
		閉	48°
オーバーラップバルブ		16°	

Table 5. Engine Dynamometer

項目	定格
形式	150PS NEDZ-220
最大吸気動力	150PS
定格吸気トルク	30kg·m
定格吸気トルク/Cにおける回転数	2000 ~ 3580 rpm.
最高回転数	12000 rpm.
定格	連続
冷却水量	60 l/min
冷却水圧	0.6 kg/cm ²
励磁電圧	D.C. 84V
励磁電流	D.C. 1.26A
空測値	実測値 0.4mm

⁸⁾ている。今回使用したL.P.G.の理論空燃比は15.67(kg/kg)であるのに対し実験での空燃比(MR_L)は約16強で出力空燃比より薄い状態である。このことについては後述する。ブースト圧力(p_B)については、ガソリンの場合(p_{BG})はMR_G調整のため p_{BG} が少し発生し、高速になるにつれて比例的に増加する。L.P.G.の場合(p_{BL})は機械式ミキサーを使用のため回転が高くなるにつれて比例的に増加し、ガソリンより大きく現われる傾向にある。これはR.E.に対してミキサー容量の不足が考えられる。吸入管温度については、ガソリンの場合(t_G)は1000から2500 r.p.m.の間は25から10℃位まで下がり、それ以上の回転数では約10℃強で一定である。これはガソリンが吸入管を通過する時に気化熱を奪い温度を下げるためといえる。一方L.P.G.の吸入管温度(t_L)はL.P.G.がペーパーライザーにより減圧、気化されてミキサーに送られ空気と混ぜ合わせられるため40℃弱位ではほぼ一定であり、 t_G より約25℃高い。充てん効率(η_c)については、ガソリンの場合(η_{CG})は1500から2000 r.p.m.でMRと p_B の所で述べたように上昇率が悪く、4500 r.p.m.で η_{CG} はピークとなり、その後低下する。L.P.G.の場合(η_{CL})は3000 r.p.m.位でピークとなるが全般にガソリンの場合よりも低い結果が得られている。充てん効率には前述の吸入管温度とブースト圧力が大きく影響する。⁸⁾そのためガソリンとL.P.G.の充てん効率の差は1000から2000 r.p.m.の時が小さく、特に1500 r.p.m.で最小となり2500からr.p.m.以上では差が大きくなる結果が得られた。なおミキサーおよび吸入管の容量を大きくするとともに吸入管を冷却することによりガソリン並の充てん効率が期待できる。⁹⁾トルク(T)は充てん効率(η_c)と空燃比の影響を大きく受け η_c と類似の結果が得られている。L.P.G.を使用した場合のトルクはガソリン使用の場合よりも平均15%低下している。しかしL.P.G.の空燃比を出力空燃比にし、かつ充てん効率を前述のようにガソリン並にすることによりL.P.G.使用の場合もガソリン並のトルクが得られるであろう。¹⁰⁾燃料消費率(b_e)については、ガソリンの場合(b_{eG})は1000 r.p.m.で約280(g/ps·h)であり1500 r.p.m.はMR_Gが特別に濃く11のために b_{eG} が大きくなっているが3500 r.p.m.で最小となりそれ以上では比例的に増加している。L.P.G.では1000 r.p.m.でガソリンと同じであるが除々に小さくなり2000から3000 r.p.m.で最小となり、やはりそれ以上の回転では比例的に増加し全般にガソリンよりも小さいが2000 r.p.m.から両方の差が小さくなり4500 r.p.m.を境にL.P.G.が大きくなる結果が得られた。これは今回のL.P.G.の発熱量が11753(Kcal/kg)でガソリンは10500(Kcal/kg)のためL.P.G.とガソリンとの燃料消費率の差が現われ、高速での差の接近および逆点に関し¹¹⁾ては充てん効率の影響により燃焼悪化が考えられる。なお点火時期($L_S \cdot T_S$)は、第一報で求めた $L_S \cdot T_S$ 共に最適点火時期でL.P.G.はガソリンより5°進角した状態で実験を行なった。⁷⁾

図2はL.P.G.量を計量するためにガス・メータを使用した場合のL.P.G.量(b)における圧力損失(p_h)との関係を示したものである。圧力損失は、L.P.G.量(b)が1ℓ/S位までは損失が小さく、それ以上量が増加すると p_h も比例的に増加する結果が得られた。

図3はガス・メータを使用した場合と使用しない場合の各エンジン回転(N)における出力Pとの関係を示したものである。1000から2000 r.p.m.までは出力(P)の差は非常に小さく、回転(N)が大きくなるにしたがって出力Pの差も大きく現われている。このことは、前述のガス・メータによる損失により空燃比が変化したものと考えられ、ガス・メータを使用しない場合、5000 r.p.m.で16%となっている。図1においてL.P.G.とガソリンのトルクにおける5000 r.p.m.でL.P.G.

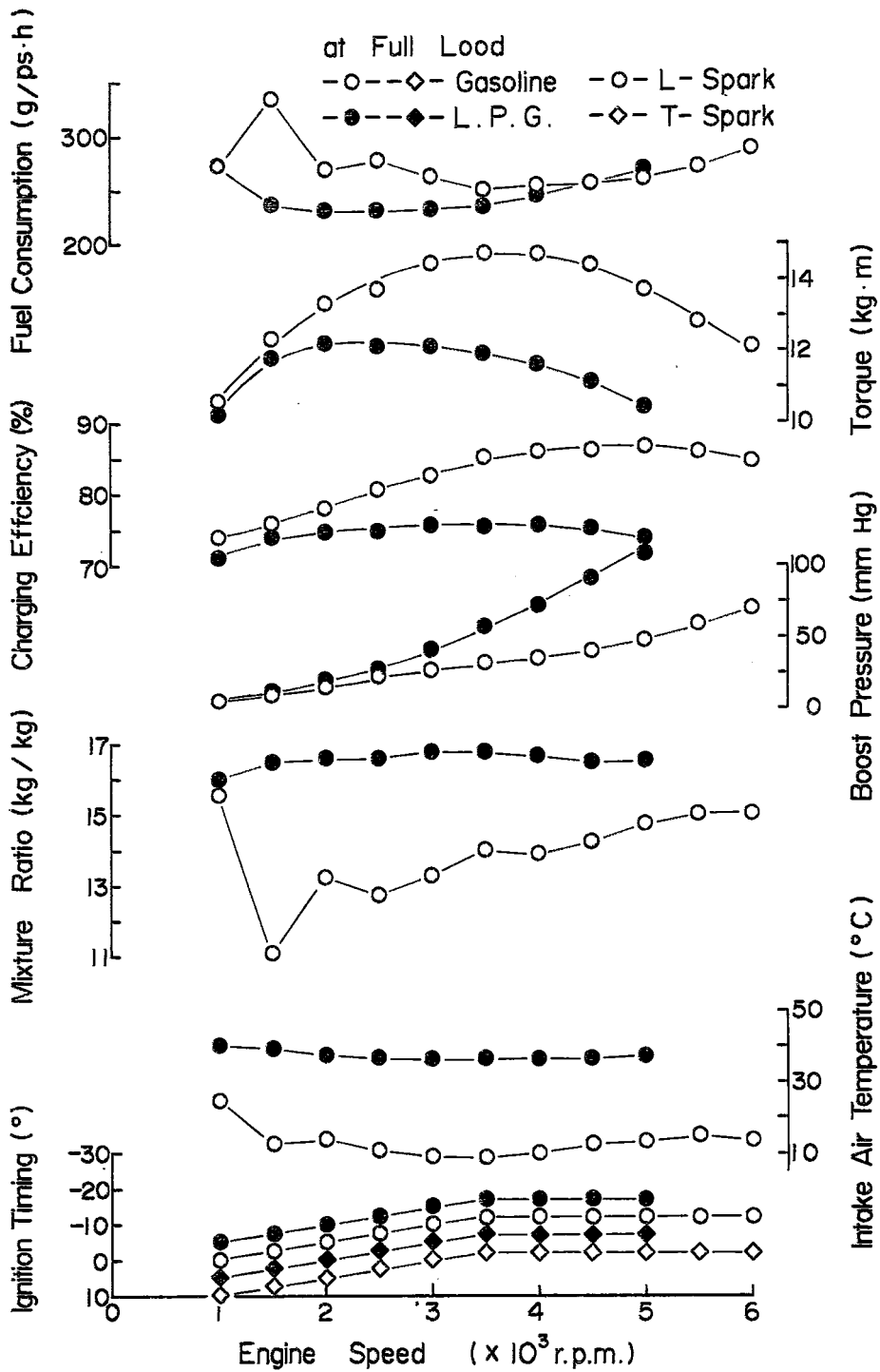


Fig. 4 Performance of Rotary engine using L.P.G. and Gasoline for different boost pressures at 2000 r.p.m. by means of testing method fixed boost pressure.

のトルクがガソリンのトルクより24%低下が、ガスメータを除くことにより10%の出力アップが得られ、結局14%のトルク低下となり、トルク全般の平均は結局10%のトルク低下の結果が得られた。

図4は、エンジン回転を2000 r.p.m. に固定し、ブースト圧力(P_B)とトルク(T), 充てん効率(η_c), 空燃比(MR), 吸入管温度(t)ならびに点火時期($L_S \cdot T_S$)との関係を示す。

空燃比は、ガソリンの場合ブースト圧力(P_B) 18mmHgのときは出力空燃比であり35mmHg

のとき最も薄くなり、その後ブースト圧力(P_B)の増加とともに濃くなり燃料最小空燃比と一致する理想的な曲線が得られた。⁸⁾ L.P.G.の場合は、 P_B 18mmHgでは全負荷で述べたように出力空燃比よりも薄く P_B 150から200mmHgで最も薄くなり後に濃くなるが、燃料最小空燃比より薄い状態の結果が得られた。

これは、メータリング・ジェット ニードルによりL.P.G.量を計量するミキサーのためとガスメータによる抵抗によるものと考えられる。吸入管温度(t)は、ガソリンの場合ブースト圧力(P_{BG})にはほぼ比例して t_c 18から46℃まで上昇している。L.P.G.の場合(t_L)は約40℃一定である。したがってブースト圧力(P_B)が大きくなるにつれて吸入管温度の t_c と t_L の差は小さくなる。充てん効率(η_c)は、ガソリン(η_{CG})の場合両方共にブースト圧力(P_B)に反比例し、ブースト圧力の増加につれて減少している。そして前述のように吸入管温度の影響を受けるため充てん効率(η_c)の、L.P.G.はガソリン(η_{CG})よりも低く、なおかつ

ブースト圧力(P_B)が大きくなるにつれて吸入管温度差が小さくなるので両者の差も小さくなる。トルクについては、全負荷で述べたように充てん効率(η_c)と空燃比(MR)が大きく影響し、ガソリン(T_G)もL.P.G. (T_L)もブースト圧力(P_B)が大きくなるにつれて反比例して減少し、ブースト圧力(P_B) 100から300 mmHgは特に差が大きく現われている。この理由としては全負荷の場合と同様のことが考えられる。燃料消費率(b_e)は、ガソリン(b_{eG})では35 mmHgのとき b_{eG} が最小となり、ブースト圧力(P_B) 200 mmHgまでは徐々に大きくなりそれ以降は急激に b_{eG} が大きくなっている。L.P.G. (b_{eL})では P_B 50 mmHgで b_{eL} が最小となりガソリン(b_{eG})より小さいが P_B 100 mmHg以降はガソリン(b_{eG})より大きくなり、その傾向はガソリンと同様である結果が得られた。なお点火時期は、図4の状態のもとで実験を行なった。

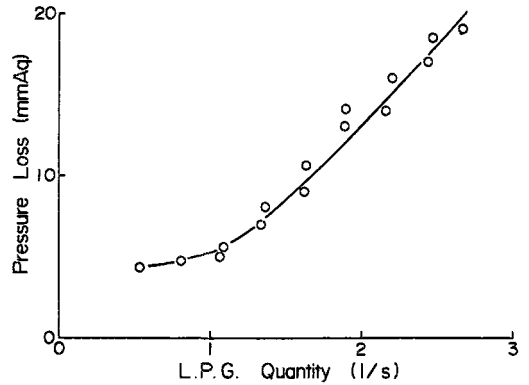


Fig.2 Pressure loss on account of Gas meter.

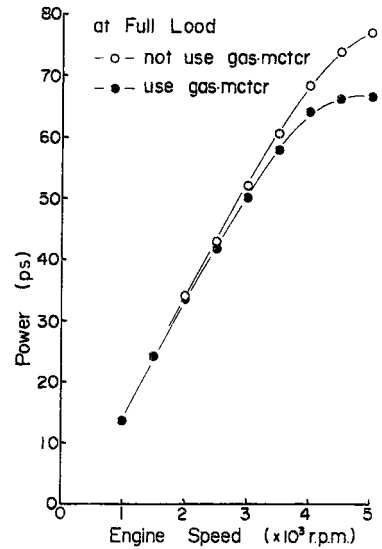


Fig.3 Power curve using Gasoline and curve using L.P.G. with gas meter.

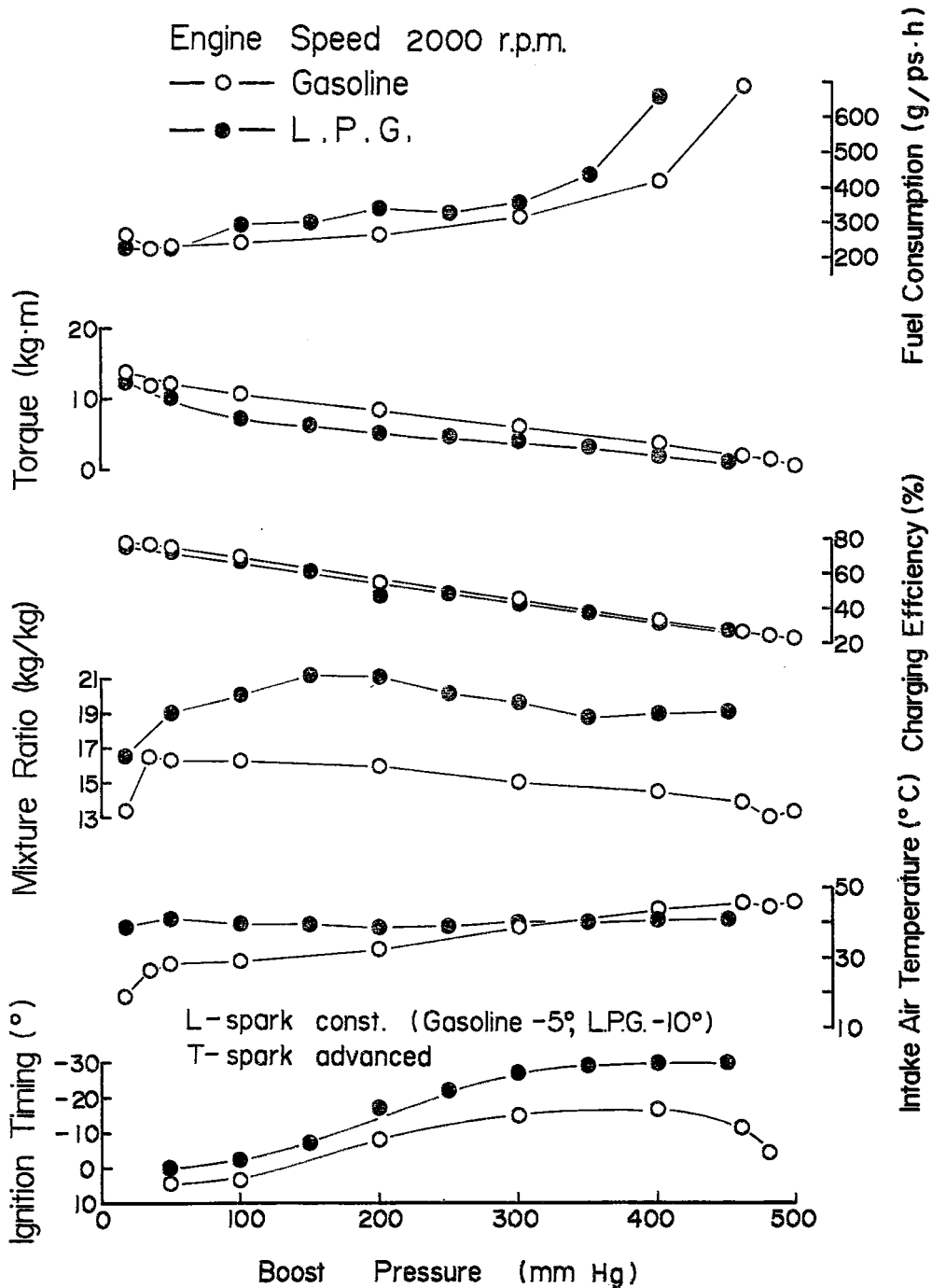


Fig.1 Comparison between performance of Rotary Engine using L.P.G. and Gasoline.

4. む す び

L.P.G.とガソリンを燃料としたときのトルクの比較では、低速はトルクの差が小さく高速になるにつれて大きく現われL.P.G.の方はガソリンより平均10%低い結果が得られたが、(トルク低下をガソリン並に回復させる) L.P.G.の空燃比を出力空燃比にし吸入管の冷却とR.E.に似合った吸入管およびミキサ容量を選択することにより得られると思われる。部分負荷の場合も同様である。燃料消費率に関して全負荷の場合では、L.P.G.の方が良いが、部分負荷では、L.P.G.を燃料最小空燃比にすることによりガソリンより良くなると思われる。

おわりに、広島電機大学の梅田助教授の指導を受け同昭和54年度卒研究生の赤瀬・幾田・大前・岡本・越智・新倉の六君が実験に当たったことを報告いたします。

参 考 文 献

- 1) 藤目和哉 他1名;自動車技術, vol. 30, № 7 (1976) P. 539
- 2) 林 洋 ;内 燃 機 関, vol. 14, №.171 (1975.10) P. 31
- 3) 金原淑郎 他1名;自動車技術, vol. 32, № 5 (1978) P. 379
- 4) 橋田 垣 ;機 誌, vol. 79, № 694 (1979) P. 32
- 5) 高井 潔 ;機 誌, vol. 78, № 679 (1975.6) P. 9
- 6) 村山 正 ;自動車技術, vol. 32, № 11 (1978) P. 987
- 7) 西田祐三 ;全国自動車短大報告 第6号(1978) P. 56
- 8) 栗野誠一 ;内燃機関工学, 山海堂 P. 73,331
- 9) 白鷺貞夫 ;内 燃 機 関, vol. 17, № 216 (1978.7) P. 20
- 0) 勝呂文男 ;内 燃 機 関, vol. 1, № 6 (19 2.12) P. 75
- 1) L.P.ガス・データ必携編集委員会;L.P.ガス・データ必携, 産報 P. 207