渦流燃焼室によるディーゼルガス方式の機関性能に関する実験⁽¹⁾

(昭和 18 年 4 月 4 日 第 20 期定時総会講演會に於て講演)

正員 大道寺 達⁽²⁾ 准員 山口 正幸⁽³⁾

1. 実験目的

液体燃料であるディーゼル燃料油の消費額を軽減するため、ディーゼル機関をガス体燃料にて駆動するやうなディーゼルガス方式、即ちガス体と空気との混合気体の燃焼に対して、ディーゼル油の噴霧油粒に着火発生役を行はせる燃焼方式が考慮されるに至つた。依てディーゼルガス方式を実施するに當つては、メタン、プロパン等液化ガスを用ひる圧入充填方式駆動と発生炉ガスを用ひる吸入充填方式駆動とがあるが、何れもディーゼル機関本来の燃焼室構造、型式、圧縮比等の変化を行はれずに駆動することが妥當である。故に本実験の目的は渦流燃焼室が、主燃焼室との連絡口面積値大なるを以て、燃焼室内外に過早着火を誘起する熱点の生成を促す箇所がないのでディーゼルガス方式に対する有利なる一型式の燃焼室であることを実証せんとし、更に該燃焼室により、本実験では、貧性ガスであり、製産費の低廉にして、且產出量豊富なる木炭による発生炉木炭ガスを用ひた場合の最高性能値並にディーゼル方式より直ちにディーゼルガス方式へと轉換する場合の機関性能並に特性を求めることを目的とする。

2. 実験機関諸元並に実験装置

イ、実験機関諸元

燃焼室型式	渦流蓄熱式燃焼室 (第 1 図)
シリンダ数×シリンダ径×行程	4×105 mm×140 mm
圧縮比	15.5
燃焼室容積/全圧縮容積	78%
燃焼室連絡口面積値	3.86%

燃料噴射ポンプ 池貝式ダブルプランジャ型 (第 2 図)

ロ、出力測定装置 フルード型水動力計

ハ、木炭ガス発生炉装置 日燃式乗合車用木炭ガス発生炉

ニ、ディーゼルガス方式に対する実験装置 第 3 図の如き要領にて実験を行ひ、木炭ガス、流入空気量の測定に

第 1 図 渦流蓄熱式燃焼室

第 2 図 池貝式燃料噴射ポンプ

(1) Versuche über Diesel-Gas betrieb im Wirbel Kammer Motor. (2) Susumu DAIDŌJI, Mitglied. Ikegai Zidōsha Seizō K. K. 池貝自動車製造會社。 (3) Masayuki YAMAGUTI, Korresp. Mitglied. 陸軍技術研究所。

は日本機械学会制式の諸元、形状なる管オリフィスを用ふ。測定経過中にマノメータに脈動の影響が余り認められぬので装置の都合上、ガス槽、空気槽を除去した。

ホ、木炭ガス混合器 本実験に用いた混合器は内径 42 mm のガス管を T 型に溶接したもので第 4 図に示す

第 3 図 デーゼルガス方式に依る実験装置要領図

第 4 図 木炭混合器

通り簡単なものである。

ヘ、ディーゼル油消費量測定装置 0.1 cc 目盛のビレット式測定管を用ふ。

ト、燃料 デーゼル油、日石 2 号軽油
比重 0.845 g/cc-20°C
木炭 昭和 16 年 12 月産、鳥取品
チ、指圧器 富塚式電氣的指圧計

3. 実験項目、経過並に実験結果

1. デーゼルガス方式の性能値実験 実験機関を純ディーゼル方式にて運轉し、全荷重にて排気色良好なる最高性能を基準として、直ちに木炭ガス気体燃料にて駆動させる吸入充填によるディーゼルガス方式を採る。供試機関のディーゼル方式に於ては噴射圧力 130 kg/cm²、噴射弁ピントル型 2φ×30°のものを装着してゐる故、同一噴射圧力、同一型式の噴射弁

第 5 図 油量加減程固定装置

第 1 表 燃料噴射ポンプ最低噴射量測定値

型 式	ポッシュ燃料噴射ポンプ				池貝式燃料噴射ポンプ		
	ポンプ 回転数 N rev/min	加減 程位置 Ls mm	噴射量 cc/mm	噴射量 cc/行程 /mm	加減 程位置 Ls mm	噴射量 cc/mm	噴射量 cc/行程 /mm
	100	6	1.6	0.016 0	10.5	2.2	0.022 0
	150	6	3.0	0.020 0	8.0	1.88	0.012 5
	200	6	3.1	0.015 5	6.0	1.88	0.009 4
	250	6	3.0	0.012 0	5.0	1.70	0.006 8
	300	5	2.5	0.008 4	5.0	2.0	0.006 7
	350	5	2.0	0.005 7	4.5	2.3	0.006 6
	400	5	3.5	0.008 8	4.0	2.5	0.006 3
	450	4	2.0	0.008 9	4.0	2.6	0.005 8
	500	4	4.5	0.009 0	3.5	2.3	0.004 6
	550	4	4.0	0.007 3			
	600	4	5.0	0.008 3	3.5	2.6	0.004 3
	650	4	4.0	0.006 2			
	700	4	5.0	0.007 2	3.0	3.1	0.004 4
	750	4	6.0	0.008 0			
	800	4	4.5	0.005 6	3.0	3.88	0.004 8
	850	4	4.0	0.004 7			
	900	4	4.5	0.005 0	2.5	3.70	0.004 1
	950	4	4.5	0.004 7			
	1 000	4	3.0	0.003 0	2.5	4.25	0.004 25
	1 050	4	4.0	0.003 8			
	1 100	4	5.0	0.004 5	2.0	4.33	0.003 93
備 考	ポッシュポンプの場合は上記の加減程位置 Ls より減ずれば全く噴射を行はず				池貝式ポンプの場合は上記の加減程位置 Ls より減じても噴射を行ふことが認められたが測定器精度不正確のため測定出来ず		

[昭和 18 年 11 月]

にて燃料噴射ポンプ油量加減桿を最大噴射量の位置 L_s を 25 mm より順次 20, 15, 10, 8, 6, 4, 2, 1, 0.5, 0 mm と減ずるため第 5 図に示す通り加減桿を固定し、調速機的作用を停止して、ディーゼル油添加量を減少した場合の機関性能値、即ち機関回転数に対する機関出力、ディーゼル油添加量割合 $\gamma\%$ (但しディーゼル方式に於て全荷重加減桿位置 25 mm における燃料消費率 $g/B.P.-h$ と夫々の加減桿位置におけるディーゼルガス方式の $g/B.P.-h$ の割合)、排気温度、混合比 n (実際に供給せる空気量/燃料に対する理論的空気量)、全熱消費率 $kcal/B.P.-h$ を求めた。

然るに木炭ガス-空気との混合気体の燃焼に着火発生の素因を與へる

ディーゼル添加油量の噴射に対する燃料噴射ポンプの最小噴射量の加減桿位置は第 1 表の通り、ポンプ回転数、ポンプの型式、構造並に噴射圧力、噴射弁、特に吸戻し弁の有無によつて異なる。依て、本実験における供試ポンプの性能は第 6 図に示す。茲に供試ポンプでは夫々油量加減桿位置を固定し、ポンプ軸回転数の増加に從て噴射量は直線的に増加する故、ディーゼル添加油量も機関回転数に伴つて増加してゐる。

実験結果は第 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 図に示す。ディーゼル油添加量を減ずると出力は減少してゐるが、混合比の変化は出力の変化に比較して少い。添加油量割合 $\gamma\%$ は例へば 1800 rev/mn に対して 92~11.0% まで減少しても、燃焼過程を行ふ混合比 n の変化は 1.07~1.06 にして $\gamma\%$ の変化に較べて少い。次にディーゼル油添加量に対する燃料噴射油量加減桿位置と機関性能との関係に

第 6 図 池貝式燃料噴射ポンプ噴射限界 (肉眼観察)。

第 7 図 ディーゼル方式 $L_s=25$ mm

第 8 図 ディーゼルガス方式 $L_s=20$ mm

第 9 図 ディーゼルガス方式 $L_s=15$ mm

第 10 図 ディーゼルガス方式 $L_s=10$ mm

就て加減桿位置 10 mm は調速機作用を停止して、ディーゼル方式にて無負荷、最低回轉数を円滑に長時間維持し得る加減桿位置で、この位置は、燃焼室型式、潤滑油、冷却水温度の変化によつて相違し、又燃料噴射ポンプの各筒における噴射過程の正確性や油量の均一性にも關聯するが、供試機関では、

の轉換に當つてディーゼル油添加量の最大限界値で油量加減桿位置を固定すれば始動も容易に行はれるが、10 mm 以下では始動に困難を呈する。併し実用上は最初ディーゼル方式にて駆動し直ちにディーゼルガス方式へと轉換してディーゼル油添加量を減ずるため加減桿位置を 10 mm 以下に減少することは

始動に対しては關係がない。

次にディーゼル油添加量の最小限界値を求めるために油量加減桿を減少する場合に、燃料噴射ポンプの性能に非常に左右されることは明らかなことであり、噴射量の不均一性、間歇的噴射を伴ふので正確なる限界値を求めることは困難である。併し特記すべき結果はディーゼルガス方式により、油量加減桿位置 0 mm 即ち全然噴射作用を行はずに 1200 rev/mn にて 17 B.HP の出力を認めたことであり、連続運轉時間約 55 分間に及び、木炭ガス発生炉の機能が停止するに至つて機関は停止した。こゝに油量加減桿位置 2 mm 以上の場合、ディーゼル油添加量の測定に於てビレット管内の油面の時間的経過に対する減少は、機関回轉数の高い場合には判然と油面の沈降速度を測定出来たが、2 mm 以下にした場合には、燃料噴射ポンプの性能より考へてよく油の噴射が行はれてゐるかどうかの疑問が入つて来る。この場合油面の沈降速度を測定することは困難を感じた。更に実験経過中に於て噴射系統の漏洩が考へられるが、油を入れたまゝ 2~3 日放置してビレット管内の油面の変化を求めたが桁違ひに少量であるので漏洩のみとも考へられず、正確なる測定は出来ないが、2 mm 迄は完全に噴射を行ひ、2 mm 以下でも間歇的には噴射を行つてゐることも認められ

第 11 図 ディーゼルガス方式 $Ls=8$ mm

第 12 図 ディーゼルガス方式 $Ls=6$ mm

第 13 図 ディーゼルガス方式 $Ls=4$ mm

第 14 図 ディーゼルガス方式 $Ls=2$ mm

水温 70°C、油温 75°C で 800 rev/mn を維持することが出来た。依てかゝる状態よりディーゼルガス方式へと轉換し、ガス吸入量の増加によつて機関性能を得ることが出来る。この場合のディーゼル添加量は平均 $\gamma\%=45$ で、ディーゼルガス方式の最大限界を示すものであらう。故にディーゼルガス方式へ

した。更に実験経過中に於て噴射系統の漏洩が考へられるが、油を入れたまゝ 2~3 日放置してビレット管内の油面の変化を求めたが桁違ひに少量であるので漏洩のみとも考へられず、正確なる測定は出来ないが、2 mm 迄は完全に噴射を行ひ、2 mm 以下でも間歇的には噴射を行つてゐることも認められ

〔昭和 18 年 11 月〕

る。然るにディーゼル油添加量の最小限界値はポンプの性能にも左右されるが、實際上燃料噴射弁の寿命にも影響を及ぼすことが認められた。即ち噴射量の極端なる減少は噴射弁の冷却効果がなく、油量加減桿位置の減少に伴なつて噴射弁の加熱温度が増加し、噴射弁の焼付きが起つて来た。故に噴射系統の寿命の衰損を招く結果になる。依て本実験経過によると、ディーゼルガス方式の目的たる極端なるディーゼル油添加量の減少は噴射系統の寿命上から避くべき要点だと思ふ。

2. 性能実験における空気弁調整 吸入充填駆動によるディーゼルガス方式に於て機関調整を行ふ際に第3図に示すが如く、空気弁、ガス弁及び加速弁により行ひ得る。依て一定位置にある油量加減桿のディーゼル油添加量で機関各回転数に対して最大出力を求めるためには、ガス弁、加速弁の開度は全開であるが、回転数の変化に伴なつて、空気弁側の抵抗とガス弁側の抵抗とが比例せぬため空気弁を調整せねばならぬ。一方部分荷重の時にはガス弁のみを絞り調整を行つて混合比変化を主とする方式と加速弁を絞り調整して混合ガス量変化を主とする方式があるが、本実験では最高出力を求めることを目的としたため実験を行はなかつた。茲にガス弁を常に絞つて変化することは発生炉に抵抗を與へるから、ガス成分を不均一にする。又一方空気弁を一定にすることは機関回転数に対して、ガスの吸引力が不足し容積効率を満足出来ないため空気弁は変化せねばならぬ。故にガス弁、加速弁全開、空気弁開度一定にして最大出力を求める場合、容積効率は略機関のピストン速度に比例し、又ガスの流出量もピストン速度に比例する。次にガス弁、加速弁を全開にして空気弁開度を変化すれば、機関の真空作用による吸出作用のためガス流量は増加し混合比は濃くなると思はれる。依て空気弁は発生炉より発生するガスの状態に應じて、又回転数に應じて最大出力を得るやうに加減するため常に変化して調整せねばならぬ。更にディーゼル油添加量を減少したときは、吸入混合気は油の減少した割合だけガスの濃度を必要とする故、吸入空気量を

第15図 ディーゼルガス方式 $L_s=10$ mm

減するため空気弁開度を小さくしてガス吸入量を増加して混合比を変化する。依て混合気体の混合比に影響を及ぼす空気弁調整はディーゼルガス方式に於てディーゼル油添加量は油量加減桿位置が固定してゐる関係上、供試ポンプでは回転数に従て増加するので、混合気体(ガス、油、空気)の混合比を略一定に保つためにはガス量の吸入量を減少せねばならぬ。故に空気弁開度を大にしてガスの吸引作用を悪くして尙且空気流量を増加した方が良好なるやうに考へられるが、回転数が上昇すれば発生炉よりのガス誘導管路内にピストン速度に比例してガス流量は大となり、ガス管路内の摩擦抵抗のため圧力降下を伴ひ、所要のガス量を吸ふことが困難となるを以て空気弁開度を少なくして、機関における吸気管内の真空作用により吸引力を増加した方がよいやうにも考へられる。即ち回転数の増加に伴なつて空気弁開度は一定の方が有利か、

第2表 車輛走行性能値

道路条件	平坦舗装路			舗装せぬ道路			登坂路		
運行距離	大磯芳ヶ崎海岸道路			第1日 湯本-宮ノ下-箱根-三島-天城峯 107 km	第2日 峯-谷津-伊東-小田原-保土ヶ谷 142.5 km		湯本-宮ノ下-小田原 9 km		
	加減桿位置 L_s mm	走行速度 km/h	ディーゼル油 消費量 l/km	走行速度 km/h	木炭消費量 kg/kg	ディーゼル油 消費量 l/km	加減桿位置 L_s mm	走行速度 km/h	ディーゼル油 消費量 l/km
ディーゼルガス方式	4.4	34.8	0.0362	平均 32 30~40 40~50 50~54	2.62 2.54	0.1840 ~0.1175 0.044 ~0.058 0.020 ~0.049* 0.0055 ~0.0072**	9.9	12.7	0.392
	6.4	36.2	0.0356				11.1	16.4	0.376
	8.8	47.7	0.0596				14.9	22.6	0.557
	11.1	48.4	0.0595						
	12.9	50.7	0.0885						
	11.1	55.7	0.1310						
ディーゼル方式	11.1	62.4	0.1540						
ディーゼル方式	11.1	21.7	0.175						

* 1.69~4.15 kg/100 km に相當す。

** 0.46~0.61 kg/100 km に相當す。M. A. N. 球形燃焼室にて車輛重量 6.3 t, 走行速度 52.8 km/h.
A. T. Z., (1941), S. 198.

変化した方が有利となるかの相違は第 15 図に示す実験結果の通り、空気弁開度を調整し、小さくした方が性能は良好であつた。

3. チーゼルガス方式の噴射時間 本実験ではセタン値の低い木炭ガスを用ひてゐるので混合気体の燃焼誘起のため添加する油粒の最良噴射時期は、チーゼル方式に於ても渦流燃焼室のため範囲が廣く、調整する必要を認めぬと同様、チーゼルガス方式でも貧性ガスなることを伴なつて噴射時期の僅かな変化による性能の相違は測定出来なかつた。チーゼル方式の場合そのまゝ用ひて良好なる性能を収め得る。

4. 車輛走行試験 吸入充填騒動によるチーゼルガス方式にて実用成績を求めるため車輛走行試験を行つた。本実験は機関性能ばかりでなく木炭ガス発生炉の特性、性能をも成績を左右することになるが、特に登坂路に於ては機関回転数を出来るだけ一定にして、発生炉の燃焼層に変化をあたへぬことに注意し、変速を行つて機関回転数を突然加速のために変化することは止めねばならぬと思ふ。併し供試機関では乱調子になり、調整に困るやうなことはなかつた。供試車輛は 6 輪貨物車輛にて全重量は約 7 t 積載し、平坦舗装路、舗装しない道路、登坂試験を行ひ、実験結果は第 2 表の如くなつた。何れの場合も排気色は良好で、実用上運轉操作に関してチーゼル方式と変らない。加速能力に於ても相違は認められなかつた。空気弁開度は少さく一定にし、加速弁によつて調速を行つた。但し予熱栓が焼損するので、これを除去した方が安全であるが、そのため寒季では始動が困難である。

5. 機関性能の特異性実験 チーゼルガス方式における機関性能の特異性を求めるため、チーゼル油添加の噴射状態の変化の条件として、噴射圧力、燃料噴射弁口径、噴霧円錐角度、並に噴射時期の相違に基づき、油量加減桿位置を夫々 8, 6, 4, 2 mm と夫々固定した場合に、機関回転数を 1 200

第 16 図 チーゼル機関性能特性曲線
噴射量一定 20 cc/9.5 s

rev/min 一定にして行つた。茲に機関回転数が変化すると発生炉の燃焼層の状況が変化するのでガス成分が変化し、機関性能の特異性にガス成分の影響が導入するので一定にすることが必要であらう。依て本実験に於ては夫々の油量加減桿位置に対して、噴射弁口径を $2\phi \times 30^\circ$, $1\phi \times 4^\circ$ と口径並に噴霧円錐角度が極端に相違するピントル弁を用ひ、噴射圧力を 80, 100, 130, 150 kg/cm² と変化して行つた。依て噴射圧力と噴射弁口径との間に、噴射継続時間の相違による着火前に燃焼室に入るチーゼル添加油量の増減、噴射油粒群中の平均油粒径の大小等が導入する。故にこの影響を求めるため先づ純チーゼル方式にて行ひ、実験結果は第 16 図に示すが如く、機関性能は $2\phi \times 30^\circ$ の方が噴射圧力の如何に拘らず、 $1\phi \times 4^\circ$ のものよりも遙かに出力は大であつた。但し混合比 n が

第 17 図 チーゼル-木炭ガス (a)
チーゼル-木炭ガス (b)

第 18 図 チーゼル-木炭ガス (a)
チーゼル-木炭ガス (b)

[昭和 18 年 11 月]

同一なる様に燃料の供給を行つた。

次にディーゼルガス方式に於ては噴射弁口径、噴射圧力の変化に伴つて噴射量、即ちディーゼル添加油量の相違による機関性能の特性を求めた。ディーゼルガス方式の場合は噴射量少いため、噴射弁口径と噴射圧力の変化に基づいて、噴射継続時間が噴射量を左右するので、毎回當りの噴射量が異なること、発生炉のガス成分が変化することが指圧線図第 17, 18 図により明らかに認められる。実験結果を一括すれば第 3 表第 19 図に示す通り、ディーゼル添加油量が極端に少量なる場合には噴射弁口径が大で噴射圧力の高い方が良好な性能を示し、更に計算結果

第 19 図 ディーゼル-木炭ガス
機関性能特性曲線

による混合比は口径の大なる方が噴射量に関せず濃厚である。排気温度は混合比程度が淡い $1\phi \times 4^\circ$ の方が比較して低いことを示した。指圧線図に示すが如く噴射量が少いためディーゼル添加油量が 1 サイクル當りの変動があるため、又発生炉ガス成分が常に変化するためか、指圧線図は採取する毎に形状の相違せるものが第 20, 21, 22 図の通り現はれた。ディーゼル方式では同一形状の指圧線図第 23 図が連続して採取出来た。茲に両者に於て燃焼過程が著しく相違することが認められ、ディーゼルガス方式では複雑なる燃焼過程をとつてゐることがわかる。

機関出力はディーゼルガス方式に於ては使用するガスの発熱量によつて左右され、セタン價が同程度 16 附近の木炭ガスとメタンガスを使用して、但し木炭ガスは吸入充填駆動で、メタンガスは圧入充填駆動でガスの誘導

第 20 図 ディーゼル-木炭ガス

第 21 図 ディーゼル-木炭ガス

第 22 図 ディーゼル-木炭ガス

第 23 図 ディーゼル

方法には相違があるが、吸入充填駆動では機関回転数一定として、ガス成分一定、発生炉抵抗も一定して行つた場合著しい出力の相違があり、第4表に示す通りである。

4. 実験結果の諸考察

1. チーゼル添加油粒の発火核形態 ガス-空気の混合気体の燃焼に対して電気着火の如く主として一点より発する火花を以て火焰を求め、更に火焰発生帯の進行に依て、火焰

帯の表面より燃焼過程を順序に火焰傳播波、圧力傳播波により完遂するものに比較して、チーゼルガス方式は燃焼室内に噴射されたチーゼル添加油粒は各所、着火条件のよい所で着火火焰を発生して、ガス体は多点燃焼を行ふ。即ち燃焼室内に木炭ガスと空気とチーゼル添加油粒が存在する時、木炭ガス、油粒の最初の酸化過程に就て、自然発火温度の尺度を示すセタン價によつて考へると、木炭ガスのオクタン價は約100 (メタンガスは103) と云はれるからセタン價は約16

第3表 実験結果表

加減 桿位置 Ls mm	噴 射 圧 力 kg/cm ²		80		100		130		150	
	噴 射 弁 型 式		2 ϕ ×30°	1 ϕ ×4°	2 ϕ ×30°	1 ϕ ×4°	2 ϕ ×30°	1 ϕ ×4°	2 ϕ ×30°	1 ϕ ×4°
8	馬 力	B. HP	29.4	26.5	29.2	27.8	26.5	29.8	26.4	27.4
	混 合 比	<i>n</i>	0.12	0.65	0.80	0.76	0.83	0.69	0.88	0.99
	軽油添加量	kg/B. HP-h	0.085 1	0.079 4	0.084 5	0.072 6	0.055 2	0.055 2	0.060 1	0.060 6
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	876	817	870	748	569	568	619	624
	消費量ガス	Nm ³ /B. HP-h	3.37	2.46	2.38	2.31	2.87	2.76	2.86	2.12
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	4 030	2 940	2 840	2 755	3 435	3 300	3 420	2 540
	全熱量消費量率	kcal/B. HP-h	4 905	3 755	3 710	3 505	4 005	3 870	4 040	3 165
	排気温度	<i>T_e</i> °C	454	418	418	408	396	332	347	390
6	馬 力	B. HP	25.3	24.4	26.5	25.1	23.7	26.2	23.9	24.1
	混 合 比	<i>n</i>	0.09	0.56	0.75	0.95	0.97	0.73	0.78	1.08
	軽油添加量	kg/B. HP-h	0.065 5	0.063 5	0.059 6	0.058 2	0.044 0	0.047 5	0.040 9	0.040 9
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	674	654	615	600	453	485	421	422
	ガス消費量	Nm ³ /B. HP-h	4.14	3.08	2.74	2.31	2.79	3.00	3.34	2.09
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	4 950	3 690	3 270	2 760	3 340	3 580	3 990	2 495
	全熱量消費量率	kcal/B. HP-h	5 625	4 345	3 885	3 360	3 395	4 070	4 410	2 915
	排気温度	<i>T_e</i> °C	405	398	398	416	352	356	361	372
4	馬 力	B. HP	21.7	21.7	24.0	22.7	22.2	22.8	22.7	20.8
	混 合 比	<i>n</i>	0.18	0.67	0.87	0.67	0.70	1.11	0.81	0.86
	軽油添加量	kg/B. HP-h	0.051 1	0.048 1	0.037 5	0.038 2	0.015 3	0.033 7	0.009 2	0.004 3
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	527	495	385	393	158	347	95	44
	ガス消費量	Nm ³ /B. HP-h	4.91	2.96	2.99	2.83	3.37	3.03	3.31	3.04
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	5 865	3 540	3 570	3 385	4 020	3 625	3 955	3 630
	全熱量消費量率	kcal/B. HP-h	6 392	4 035	3 955	3 780	4 180	3 970	4 050	3 675
	排気温度	<i>T_e</i> °C	374	382	364	409	348	318	349	350
2	馬 力	B. HP	17.8	20.0	20.8	16.7	22.2	20.0	17.8	17.9
	混 合 比	<i>n</i>	0.23	0.68	0.87	0.86	0.92	0.80	0.76	0.79
	軽油添加量	kg/B. HP-h	0.029 4	0.017 5	0.018 3	0.007 5	0.004 8	0.004 2	0.001 7	0.002 0
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	303	180	190	77	46	43	18	21
	ガス消費量	Nm ³ /B. HP-h	5.98	3.09	3.38	3.75	3.25	3.82	4.02	3.52
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	7 140	3 690	4 040	4 480	3 885	4 560	4 810	4 205
	全熱量消費量率	kcal/B. HP-h	7 443	3 870	4 230	4 555	3 930	4 605	4 830	4 225
	排気温度	<i>T_e</i> °C	316	370	356	309	370	296	367	338
1	馬 力	B. HP	—	—	20.3	11.2	21.6	18.2	—	17.5
	混 合 比	<i>n</i>	—	—	0.74	1.08	0.96	0.90	—	0.75
	軽油添加量	kg/B. HP-h	—	—	0.004 87	—	—	—	—	0.001 8
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	—	—	50	—	—	—	—	19
	ガス消費量	Nm ³ /B. HP-h	—	—	3.47	4.65	3.43	3.95	—	3.72
	同熱量消費量	kcal/B. HP-h	—	—	4 140	5 565	4 100	4 725	—	4 440
	全熱量消費量率	kcal/B. HP-h	—	—	4 190	5 565	4 100	4 725	—	4 460
	排気温度	<i>T_e</i> °C	—	—	312	302	378	284	—	334

昭和18年11月

第 4 表 ガス種別による出力相違値

油量加減 桿位置	使用ガス	木炭ガス	メタンガス	出 力
	充填方式	吸 入	圧 入	
Ls mm	15	39.6	47.6	B.HP
	10	31.8	44.2	
	8	26.2	40.8	
	6	21.7	36.0	
	4	22.4	27.9	
	2	20.7	16.6	

機関回転数 1 200 rev/mn 一定
噴射条件 $2\phi \times 30^\circ - 150 \text{ kg/cm}^2$

となり、ディーゼル油のセタン値は約 30 位となるを以て、木炭ガスに対して約 2 倍の発火性を有するので、燃焼室内の酸素は木炭ガスの主成分たる $\text{Co} + \text{Ox}$ より先づディーゼル油粒 $\text{CnHm} + \text{Ox}$ の方が先に着火火焰発生経過をとつてから $\text{Co} + \text{Ox}$ を完結することは明らかであると思ふ。更に本実験の如く渦流燃焼室内では渦流作用を伴ふ故、火焰を有する着火核群は初期燃焼によつて生ずる CO_2 ガスを吹きとばし、絶えず混合気体中の新鮮なる酸素と接触するため完全なる火焰核となり、混合気体の混合比如何に拘らず完全なる燃焼過程を行ふ。

併し油粒が微細で余り多点で一瞬に燃焼核が発生すると燃焼室内に於て酸素濃度の減少により着火遅れによる激しいノックが生ずる。更に油粒が細かすぎると燃焼室内における渦流作用によつて移動が激しく、核同志の熱的干渉を行ひ、燃焼過程が球形燃焼室の外周のみで行はれ、円滑なる燃焼過程をとらぬと思はれる故、ディーゼル油粒の着火核群における大核、小核の分布程度が燃焼過程を左右すると思はれる。依て渦流燃焼室の燃焼特性を求めるため、混合比一定のもとで、噴射圧力、噴射弁口径の変化に基づいた燃焼過程の相違により第 16 図の通り、噴射弁口径が同一なる場合噴射圧力の増大に伴つて、噴射継続時間は短くなり、油粒径は小となる故、噴霧油粒群に於て大核の存在が減少すると思はれる。一方同一噴射圧力に於て噴射弁口径が大径なるものと小径なるものとに於て、小径なるものは噴射継続時間は長くなり、油粒群中に大核の存在が減じ、小核が多く、且均一性を帯ぶるが、ディーゼル方式の場合も、ディーゼルガス方式の場合も $1\phi \times 4^\circ$ の口径の小なる型式よりも $2\phi \times 30^\circ$ の大なる口径の方が霧化の均一性、微細程度が悪いが、渦流燃焼室による場合良好なる性能を示した。これは口径大なるため油粒径大となり、噴射も早く終り、後期燃焼が少なく、噴射量の時間率が増加する故、着火前に燃焼室内に分布される油粒量が犬なるため着火遅れがあつても圧力上昇急激なるため混合比の如何に關せず燃焼過程を大にすると思はれる。依て火焰発生核の大小が燃焼過程を左右することは明らかであり、噴霧円錐角度も $1\phi \times 4^\circ$ より $2\phi \times 30^\circ$ の廣い型式のものは燃焼範囲が増加し、着火核発生の確率は大となると共に、発火核形態は大核のものが渦流燃焼室によるディーゼルガス方式では良好なるものと認められ、この実験結果は更に渦流作用に対する発火核火焰形態に対して重要な要素となる。

第 9 卷 第 37 号 (第 2 部)]

2. 渦流作用と混合比 ディーゼルガス方式に於て実験結果の示す通り燃焼過程がよく行はれて、出力の増加せるものは混合比が濃く、何れも 1.0 以下である。排気温度との関係を見ても濃厚なる混合比では淡い場合よりも幾分高い。噴射弁口径の大なるものを用ひた場合 $2\phi \times 30^\circ$ は $1\phi \times 4^\circ$ よりも出力の増加を認め、燃焼過程を行ふ混合気体の混合比は濃厚である。

茲に混合比の濃淡程度に就て考へると、火焰進行帯によつて混合気の燃焼を完了するものは、混合比が濃いと酸素濃度小さいため、酸化過程が減するので火焰温度は劣勢となり、故に火焰傳播波、圧力波が弱く、一方淡いと燃焼が緩慢となり火焰進行速度が小さくなり、酸化過程に積極性がないと思はれる。依て燃焼範囲とする混合比の値が限定される。併し渦流作用を営む燃焼室に於てはディーゼル添加油粒による多数の着火火焰核の渦流による移動並に混合気体が絶えず火焰核の周辺をとりかこむやうな形態にあり、混合比の濃淡程度或は酸素濃度に関せず火焰核の移動によつて燃焼過程が完成すると思ふ。故に渦流作用によつて直ちに燃焼して消滅しない大形の着火火焰核が必要である。即ち渦流燃焼室内における油粒群に対して機関一定回転のもとで、渦流速度が変化しないとすれば噴霧油粒による火焰核の大小核に就て、もし火焰核が小であると、渦流作用のため熱損失を伴つて火焰温度が減少することになるから、着火遅れがあつても、大核の火焰核のため火焰持続時間が長ければ、燃焼温度、反應速度に対して十分なるエネルギーを有する故に燃焼過程を積極的に完結すると思ふ。更に混合気体の濃淡に関せず、燃焼過程を行はせるに十分なる火焰核エネルギーが強ければ、そのために誘起される圧力波、燃焼温度によつて傳熱効果と化學反應効果を満足する故完全燃焼が行ひ得る。

混合比の濃淡は燃焼室内ガスの熱的濃度を左右し、熱的濃度は機関の出力に影響を及す。故に混合比の濃い場合、熱的濃度の高い場合に完全燃焼するためには、火焰核のエネルギーの強弱に依存する。依てディーゼル添加油粒が木炭ガスと空氣の完全混合気体の燃焼過程を完結するためには火焰核の大形核によつて行はれることが認められる。即ちディーゼル添加油量を少なくした場合 $2\phi \times 30^\circ$ の口径の大なる噴射弁に依て良好なる性能が実験結果に示す通り求め得られるのは、油粒群中に大形核の存在量が多いため、大形の火焰核により濃厚混合比の混合気体の燃焼過程が完成すると考へられる。

3. 混合比と排気温度 ディーゼルガス方式とディーゼル方式とを比較して、略出力の相等しい性能を考へるに排気温度が約 100°C 高いことを示す実験結果は第 24 図の通りである。茲にディーゼル添加油量を減ずると、指圧線図が示すやうに最高燃焼圧力が高く、燃焼過程が等積サイクルに似てをり、貧性ガスなるため、圧力が高くても出力の減退を認め、着火遅れの他に混合比が濃厚にして過剰空氣の少いことを示してゐる。即ちディーゼル方式では噴霧油粒は先づ混合過程をとり、次に自己周辺の必要量の空氣を利用して燃焼過程をとるが、ディーゼルガス方式では混合比の濃淡に関せず一瞬にして燃焼過程に入る故、貧性ガスでも排気温度は高くなる。依てディーゼル方式の混合比 n の値は噴射された油粒群によつてつく

第 24 図 デーゼル-ディーゼルガス方式比較曲線

られ、火焰核の発生個所における空気分布は燃焼の初期と同時に局部的に時間的経過に伴って変化するので混合過程と燃焼過程が存在するのに一方、ディーゼルガス方式に於ては吸入行程によつて初めより混合過程をとる混合気体となり、直ちに燃焼過程に入る。故にガス体の熱的濃度が最も機関性能を左右し、排気温度を変化する。

4. デーゼル添加油量の最大、最小限界 デーゼルガス方式におけるディーゼル添加油量は実験結果に於て述べた通り、純ディーゼル方式に於て調速機的作用によらずして遊轉可能な油量加減桿を固定した位置のディーゼル噴射油量が最大限界を示すと思はれる。即ち固定せる位置より加減桿位置を噴射量増加へと移動した場合、ディーゼルガス方式の性能は上昇するも、このことはディーゼルガス方式の目的外となるので以上の油量加減桿位置の噴射量がディーゼル添加油量として最大限界となる。次に最小限界に対しては燃料噴射ポンプの型式、構造、噴射圧力、噴射弁型式等に依て変化する最小噴射量に左右される。供試ポンプの最小噴射量は第1表の如くとなり、ボッシュ型ポンプと比較せる結果より、供試ポンプには吸戻し弁無く、油量横溝傾斜角の相違（池貝式約 20° 、ボッシュ 44° ）、ダブルプランジャの有無によつて異なり、もし最小噴射量の噴射可能性がディーゼルガス方式に必要とすれば、池貝式燃料噴射ポンプの方が適切とも云へる。併し最小噴射量によるディーゼル添加油量に依てディーゼルガス方式を行ふこと実験経過中に噴射弁の加熱、焼付きを起し、噴射系統の機能は、を阻害する結果を惹き起した。尙最小限界値を求めんとして、加減桿位置 0 mm 即ちディーゼル添加油なくして相當な機関出力を認めたことは、燃焼過程を行ふ混合気体に対して、過早着火による原因もなく、木炭ガス混合気体の圧縮着火による根拠もないとすればピストン、シリンダの潤滑を司る潤滑油飛沫の火焰核による燃焼誘起と考へられる。茲に潤

滑油飛沫の成分は高分子量の炭化水素化合物で、自然発火性の尺度を示すセタン價は木炭ガスに比較して著しく高いため、着火火焰核の役割を演ずる可能性ありと思はれる。但しこの場合の発動機作動状況は水温 85°C 、潤滑油温度 80°C であつた。依て実験結果により、ディーゼル油添加量の最小限界は潤滑油の燃焼により判然と認められぬ。故に実用上差支へない最小限界値は噴射弁の寿命を考へて供試機関では 4 mm 附近の噴射量が全熱量消費率を考慮しない場合のディーゼル油添加量の最小限界と看做し得る。

5. 総 括

渦流燃焼室における発生炉ガスによる吸入充填方式駆動の場合、ディーゼルガス方式の機関性能並に特性に関する実験結果を総合すると、

1. 渦流燃焼室付高速度ディーゼル機関は何等の改造を施すことなく直ちにディーゼルガス方式へと轉換が出来、更に必要時にディーゼル方式へと一瞬に復歸出来る。実用的價值としての信頼性、運轉の円滑性は十分に認められ、操作も簡単であり、発生炉ガス成分の変動に伴ふ機関性能の鋭感性も確然たる結果を求めることは出来なかつたが、但し水分の多い木炭を用ひた際、ガス成分中に水素が多いときはノックを伴なつたが、実験経過中全く認め得られなかつた。

2. 運轉操作方法に就て、ディーゼル方式の無負荷、最低回轉数を持続する噴射油量加減桿位置を固定して、空気弁開度一定にしてガス弁全開、加速弁のみを変化して機関性能の發揮を行つた方が最も簡単で実用上面倒なことが起らぬ。

3. 最良噴射時期は渦流燃焼室を利用するとディーゼル方式の場合も範囲は廣いが、ディーゼルガス方式でも、木炭ガスを使用するとセタン價低く貧性ガスである故、噴射弁、噴射圧力、ディーゼル添加油量の变化に拘らず、負荷、回轉数の相違に伴つて変化する必要を認めなかつた。

4. デーゼルガス方式に於ては混合比 n は回轉数 600~2200 rev/min の範囲内ではディーゼル添加油量割合 7% の大なる变化に比して略 1.0 附近であり、ディーゼル方式に比較して著しく空気過剰が小さい。故に同一出力に対して排気温度は約 100°C 高い。

5. デーゼルガス方式の機関出力は使用ガス体燃料のセタン價よりも、自己發熱量に依存する。

6. デーゼル添加油量を減少する目的で、噴射の行ひ得る最小限界まで、油量加減桿を移動してディーゼルガス方式を行ふことは噴射弁の寿命を衰損に導く。更に潤滑油飛沫の燃焼誘起によりディーゼル油の最小限界値は判然とせぬ。

7. デーゼル添加油粒の形態に対しては、 $2\phi \times 30^\circ$ の様な大口径の噴射弁による噴霧油粒群中には大核の存在率が大で、噴霧分散角が廣く、着火核発生の確率性が多いと思はれるものが混合比如何に関せず、渦流作用によつて一瞬に消滅せず、且火焰持続時間が長いため、大核の火焰核の存在によつて貧性ガス駆動に対するディーゼルガス方式は良好な性能を得ると思はれる。

8. 指圧線図による燃焼過程は、ディーゼル方式の場合、着火遅れの段が明瞭に認められるが、ディーゼルガス方式では一

[昭和 18 年 11 月]

般に認められず、等積サイクルに似てゐる。更にディーゼルガス方式ではガス成分並にディーゼル添加油量の噴射量が少いめた1サイクル當りの噴射量の変動度が大きいため、指圧線図には燃焼過程の複雑性を示し、連続指圧線図は相似ではなく絶えず変化してゐる。然るに一方ディーゼル方式の連続指圧線図は殆ど相似であつた。

6. 結 言

本実験では発生炉ガスの発生容量と機関性能との関係、混合器の形状変化に伴ふ機関性能、混合比の程度と渦流作用の有無による性能の相違並にガス体の吸入充填方式と圧入充

填方式駆動により性能変化の比較実験は行はなかつたが、渦流燃焼室による機関性能並にディーゼル油の添加状態の変化と機関性能の特異性を求めた積りである。

本実験に當つて、陸軍技術研究所谷口少佐殿の御鞭撻、池貝自動車製造會社參事今井武雄氏の御援助を受け、実験の遂行には関 敏郎氏、並に実験測定に菅原豊次氏、中村貞雄氏、池田義治氏、その他協力された諸氏に厚く謝意を表します。本論文発表後京都帝大長尾不二夫博士より種々御懇切なる指示を得たことを記し、今後の研究に池貝自動車製造會社専務取締役寺井雄一氏と共に御激励されしことに感謝する次第である。
(昭和 18 年 9 月 1 日受付)

→ 討

質問 (長尾不二夫君)⁽¹⁾ 燃料ポンプの最小噴油量は如何程ですか。

回 答

供試燃料噴射ポンプは池貝式でダブルプランジャ、吸戻弁無く残圧圧力が高いことが所謂ボッシュ型と異なり、ボッシュポンプで経験した値より幾分少ないやうな気がする。測定値はラック位置 4 mm で、ポンプ軸毎分回転数 400~0.053 cc/1 行程/毎分、500~0.053, 600~0.057, 700~0.060, 800~0.071, 900~0.076, 1000~0.083 位であつた。尚ラック位置 2 mm でも噴射は行ふが測定に困難を感じた。但しラック位置は各筒共に噴射現象の確実性ある位置を求め、依て最小噴射量の可能なる位置とし、この位置はポンプ軸回転数に依て変化するが機関回転数で 800~2000 rev/min の範囲確実に噴射を行ふ場合を示して最小噴射量とする。油量の測定はボッシュ製測定装置を用ひ、噴射圧力 130 kg/cm², 噴射弁ピントル型 2φ×30°, 噴射管内径 1.8φ, 長さ 1000 mm, 燃料油は共販軽油比重 0.8615°C である。

質問 (小山田 榮君)⁽²⁾

演題たるディーゼルガス方式に依り運轉される機関に於てこの機関を正規のディーゼル運轉する場合

(1) 機関を遊轉するための燃料噴射ポンプのラックの位置は何耗か。

(2) 燃料噴射の始るラックの位置は何耗か。

議 ←

(3) 又「ラックの位置 0 mm 即ち全然燃料を噴射しない状態で木炭ガスに依り圧縮着火のみで或出力を以てこの機関が運轉された」と述べられたが、この点疑問と思ふが説明願ひたい。

回 答

(1) 供試機関を正規のディーゼル運轉する場合供試燃料噴射ポンプにて、調速機の機能を停止して概ね 10 mm にて、800 rev/min 附近を円滑に遊轉した。このラックの位置は燃焼室型式、水温、油温、調速機の有無、運動部分の諸元、機関の裝備状況、燃料噴射系統の機能に影響を受ける。供試機関では水温 70°C, 油温 75°C にて動力計に連結した場合が上記の値である。

(2) 噴射の始るラック位置はポンプ軸回転数に依て異なる。この噴射現象をストロボライトによる観察と肉眼観察とでは相違があるが、肉眼による判定結果は本論文第 6 図を参照されたい。噴射の確実を主とするとポンプ軸回転数が 400~1000 の範囲では供試ポンプでは 4 mm 附近である。

(3) 木炭ガスのみにて 1200 rev/min, 17 HP を 55 分間円滑にノックを伴はずに円滑なる運轉が出来たことは、潤滑油飛沫による火焰核の発生のためと考へられる。即ち潤滑油は高分子量の炭化水素化合物なるを以てセタン價は木炭ガスよりも著しく高いため圧縮温度により着火し、木炭ガス混合気体の燃焼過程を完結すると考へる。

(1) 京都帝國大学。

(2) 羽田精機會社龍ヶ崎工場。