車輛用ディーゼル機関の代燃化に就て(第1報)⁽¹⁾

(昭和 17 年 5 月 16 日 大阪地方講演會に於て講演)

正員 中村 林二郎⁽²⁾ 准員 宮田 康久⁽³⁾

摘 要

鐵道省營バスを手に入れ得る燃料を用ひ、出来得る限り簡単な改造で、而も可及的速かに実用化する目的で研究を始め、燃料として含水アルコール及び液化ガスを選び、いろいろ試みた結果、予燃焼室を若干擴げて圧縮比を 10 とし、空氣吸入多岐管から燃料空氣混合氣を吸入し、電氣火花により着火させる方式により、出力も熱效率も大体ディーゼルに匹敵する結果を得た。尙次に他の方法による代燃化も研究する予定である。

供試機関 第1表及び第1図に示す如く予燃焼室式、55 HP、圧縮比 17.5 のバス用機関であり、予燃焼室は取外し可能である。その機関の特性は後に第13図及び第15図に示す。

噴射点火方式⁽⁴⁾ 燃料と空氣との混合氣を吸入し、ディーゼル機関と殆ど同じ圧縮比に圧縮し、圧縮の終りに少量の輕油を噴射して自然発火させ、それにより吸入した混合氣に点火させる方式を仮りに噴射点火方式と呼ぶ。この方式で成功すれば機関の改造は殆どなく、只燃料空氣混合氣を作る装置と早過点火をしない様燃焼室に僅かの改造を施すことだけで足りる。改造が最も少なくて済むので先づこの方法から実験を始めた。

第1表 供試機関諸元

機関型式	いすず DA 40 型
燃焼室型式	予燃焼室式
シリンダ数一直径×行程	6—95 mm×120 mm
総シリンダ容積	5.103 l
圧縮比	17.5
標準出力	55 (1 500 rev/mn) HP
最大出力	85 (2 500 rev/mn) HP
弁開閉時期	吸気弁開 上死点前 20° 〃 閉 下死点後 45° 排気弁開 下死点前 50° 〃 閉 上死点後 15°
弁間隙	吸排気弁共 0.2 mm
点火順序	1—4—2—6—3—5
噴射弁	ボシュビン型絞りノズル DN 4 SD 24 型、 噴孔径 1 mm、噴射角 4°
噴射圧力	100 kg/cm ²
噴射ポンプ	ボシュ PE 6 B 70 C 421 型
起動電動機	日清工業製 24 V—6 HP
発電機	日清工業製 24 V—300 W

燃料として液化ガスを選び、減圧弁、動力装置には日帝式のものを使用し、混合器で空氣と混合させ、空氣吸入多岐管を通して吸入し、輕油を少量噴射して点火することとし、輕油には燃料油第4種2号を使用した。始めに輕油のみで運転し、機関を充分温めてから、回転数 800 rev/mn で遊轉するだけの輕油量に燃料噴射量を固定し、徐々に液化ガスを加へた場合の出力の増減、ノッキングの発生等を檢べた。これを燃焼室の形を順次に変へた場合につき行つた。第1に全然改造を行はないものに対しては、液化ガスを吸入すると同時に早過点火して、液化ガスを加へることは不可能であつた。第2にガスケットを2枚とし、圧縮比を 15.5 に下げた場合も同様であつた。第3に第2図(a)の如く口金の部だけを取

第1図 従来の燃焼室

除いた形の予燃焼室を作り、圧縮比を 16.0 としたものに対しては、運轉可能であり、徐々に液化ガス量を増して行くと段々出力増大し或所でノッ

第2表 噴射点火方式による出力

回転数 rev/mn	出力 HP
800	18.8
1 000	28.8
1 200	38.3
1 500	35.8

輕油量 1 200 rev/mn
にて 3.45 l/h

クを始め、最大出力の所がある。これを取ると第2表に示す如くなる。指圧線図により檢べて見ると非常に液化ガスへの着火遅れを示してをり、これは特に高速回転に於て激しい。而もノッキングを見るのは、液化ガスのオクタン價がこの圧縮比に耐へられないものと考へられる。次に同じ燃焼室でガスケットを2枚とし、圧縮比を 14 に下げた所、この場合にはディーゼルだけで点火不良のため運轉不能であつた。第3に口金の形を第2図(b)の如くし、

(1) On the Oltimate Frul to Diesel Engine. (2) Rin-jirō NAKAMURA, Member. 鐵道技術研究所。 (3) Yasubisa MIYATA, Associate Member. 東京鐵道局大井工場。 (4) Zündstrahlverfahren zweistoffv. ottodieselv. od. dieselgasv.

第2図 予燃焼室の改造

を下げれば、ガソリン機関と全く変りはない。然し予燃焼室式ディーゼル機関を改造するのであるから、何とかして予燃焼室をその儘利用したい。又ガスケットと同形の厚板を作るには相當の費用と日時を要する。前述の如く予燃焼室の取外しが可能であるのでこれを全部取外し、燃料噴射弁の部に第4図に示す如き碗形の燃焼室蓋を取付ければ圧縮比は8位迄下げることができ

る。これならガスケット型の板より遙に簡単にできるので圧縮比はこの方法によつて下げることにした。

電気点火には電池と点火コイルを用ひる方式を採用し、12Vの点火コイルボシュTB 6/3を、配電器は日立製日産自動車用のものを用ひ、点火栓は始めはボシュM 145/1を用ひたが後でM 95/1, 35/1を用ひて何れも何等故障なく動いてゐる。高圧縮比のため点火栓に困ることを覚悟してゐた所案に相異して普通のもので間に合ふことが解つた。尚起動の時だけは起動電動機で電圧降下するため24Vが点火コイルに加はる様起動ボタンと聯動に働く様にした。ガソリン機関にアルコール等高オクタン價のものを燃料とした場合は、最高圧縮比が起動電動機の容量で押へられたが、この場合はディーゼル機関であるため起動電動機容量は充分あり、この点の心配

第3図 予燃焼室とその改造

圧縮比を13.5に下げた所、ディーゼルだけで着火せず運轉不能であつた。第2の場合のガスケット1枚の時、日本気化器製ND-1の気化器からアルコールを吸入させた所、却て回轉数が減少した。

以上より見るに2燃料方式に於ては、オットー燃料のオクタン價の許し得る最高の圧縮比がディーゼル燃料の着火し得る最低圧縮比より大でなければならない。斯の如き二つの燃料の組合はせを用ひねばこの方式は成功しない。只燃焼室の形、混合気の濃度及び点火の方式が異なるためオットー燃料の許し得る最高圧縮比は少しく増大するであらうし、燃料噴射量が少いのでディーゼル燃料の着火遅れも小となり、点火も多少容易となるであらうが、オットー燃料に液体を使用した場合にはその気化潜熱により圧縮温度が低下し、ディーゼル燃料の着火が困難となる。又噴射により点火するのである故、点火即ち噴射時期は相當進めねばならず、回轉速度に応じて更に進める必要を生ずる。これ等に対しては各々適當な方策により困難を除くことができるのであらうが、速かにこれ等總てを解決する見込がなかつたため、この方式の研究を後に譲り、電気点火方式に改造した。

電気点火方式 電気点火方式は普通のガソリン機関と何等異なることが無く、ガソリン機関に対しては今迄にアルコールでも液化ガスでもガソリンを燃料とした時と殆ど変り無く運轉してゐる故、必ず可能であることは解つてゐた。予燃焼室をメクラにし、ガスケットと同形の厚板を入れて圧縮比

第4図 電気点火方式に改造せる燃焼室

は無い。配電器の自動進角特性は第5図に示す。配電器は燃料噴射ポンプのあつた所に取付けた。回轉数がクランクの1/2なので好都合である。点火栓のねぢが予熱栓のねぢと同じなので、そこへ点火栓を取付け、プラグのねぢの標準化したことの利益を充分味ふことができた。然し第4図に見る如く火花の飛ぶ位置は予燃焼室から更に奥深く入つた場所であり、普通のガソリン機関の場合には悪い条件である。併し乍ら我々の場合にはこれが高圧縮比のものに普通の点火栓を用ひることのできた主原因である。即ち奥まつてゐるために高温のガスの流れに曝されること無く、周囲の水套による冷却と相俟つて過熱を防ぐことができたのである。更に燃

[昭和17年11月]

焼室の形に就てであるが、普通のガソリン機関に比し燃焼室の形が複雑な形をしてゐるため効率が悪い様に思はれるのであるが、火花発生位置と相俟つて、フッキングを起さずに圧縮比を高めたための効率の増加と、燃焼室の形による効率の減少とが何れが大なるかは残された興味深い問題である。

燃料供給装置は噴射点火方式の場合と同様で、液化ガスは日帝式を、アルコールには日本気化器製気化器 ND-1 を多少改造して用ひた。即ち同気化器はガソリン用である。ガソリンの空気燃料比は約 15 であるが、アルコールの空気燃料比は 9 であり、又粘性係数もガソリンの 2~3 倍であるため、主噴孔が 1.8 mm 2 箇であつたのを 2.5 mm 2 箇とし、主

針弁孔 1.5 mm を 2.5 mm とし、混合比の細い調整は針弁で行ふこととした。吸入多岐管はディーゼルのもをその儘用ひることにしたがディーゼルの吸入多岐管はできる限り吸入効率を増すため内径が大きく出来てをり、ガソリン機関のものに比較すると断面積が 4 倍位になつてゐる。斯るものでは均一な混合気を各シリンダに分配することは困難である。そこで次の如き二つの方法を講じた。第 1 は第 6 図に示す如く中央の第 3、第 4 シリンダにばかり燃料が行くのを防ぐために分配調整板を取付け、その大きさをいろいろ変へて見た所 50 mm のものが適當であることを発見した。第 2 には吸入空気

第 5 図 日立製日産配電器自動進め装置性能曲線

第 6 図 (b) (c) 燃料分配説明図

第 6 図 (a) 燃料分配説明図

第 7 図 100% 及び 96% アルコールの蒸気圧及び気化潜熱

第 8 図 混合比に対する気化後の最低必要蒸気圧と温度 (96% アルコールが完全蒸発するものとして)

その蒸気圧が低いために多岐管中で蒸発させるためには空気を予熱するか、混合気を熱しなければならない。簡単のため前者を採用し、吸入空気を排気多岐管の周で熱交換させ、約 80°C から 120°C に予熱して気化器に吸入させた。気化器でアルコールと混合し気化して出て来る混合気の温度は相当低下する。この混合気の温度に対するアルコールの蒸気圧が全燃料が蒸気として存在し得るだけの値となる如くすれば多岐管中の速度に影響を受けることが少くなる。即ち例を 96% アルコールに採れば、100% 及び 96% アルコールの蒸気圧と気化熱は第7図に示す如き値である。これより理論空気を 1 とした各混合比に対し、燃料が完全に蒸発するものとして混合気化後の最低必要蒸気圧と最低必要温度を図示すれば第8図の如くなる。アルコールが気化するために気化潜熱として得る熱と、混合気温度とアルコール温度との温度差だけ熱せられるに要する顕熱との合計と、空気が温度降下するために放出する熱とは等しい故第9図を得る。第9図の横

第9図 アルコール予熱温度計算表

第10図 日帝式液化ガス動力装置とND-1の気化器を直列に継いだ所

第11図 排気多岐管周における空気予熱装置

第12図 噴射ポンプの代りに配電器の取付

第13図 弁線図

方向は単位燃料量に対する熱量で、上側は空気の放出する熱量、下側はアルコールの気化及び温度上昇により得る熱量である。従てアルコールの温度、混合比が解つてをれば完全蒸発を行はせるための空気予熱温度を求めることができる。今アルコール温度を 20°C 、混合比を 1:1 とすれば第8図より蒸発後の最低必要温度は 24°C となり、第9図下側よりアルコール温度 20°C アルコールと混合気との温度差 4°C の点を求め、これを上に上げて混合比 1:1 の線と交る点を右に見て 101°C を得る。故に完全蒸発するために予熱すべき空気

を求め、これを上に上げて混合比 1:1 の線と交る点を右に見て 101°C を得る。故に完全蒸発するために予熱すべき空気

[昭和 17 年 11 月]

温度は 125°C となる。

第 10 図は日帝式液化ガス動力装置及び日本気化製 ND-1 気化器を直列に継いだ所を示し、第 11 図は排気多岐管周で熱交換を行ふ空予熱装置を示し、第 12 図は噴射ポンプのあつた所に配電器を取付けた所を示す。

次に吸排気弁の開閉時期であるが、ディーゼルの場合は第 1 表に示す如く吸気弁は上死点前 20° で開き、下死点後 45° で閉り、排気弁は下死点前 50° で開き、上死点後 15° で閉る。これを図示すると第 13 図 (a) となり、重りが 35° もあり、逆火の恐れと、燃料損失の恐れがある。そこで始めは弁間隙を大きく取り、吸排気弁を遅く開き、早く閉ち、重りを 1.5 にした。その時は第 13 図 (b) の如くなる。併しタペット破損の恐れがあるため弁間隙をディーゼル通りに直したが相當淡い混合比にしても逆火が見られなかつた。以後タペット間隙はディーゼルの定格通りとしてゐる。アルコールを燃料とする場合にはガソリン機関の場合にも逆火する淡混合比の極限が小であつたし、今度の場合も同じであるのは次の理由によるものと思ふ。即ちアルコールでは混合気の最濃爆発限界が理論空気量の 1.93 倍とであるのに対し、ガソリンではこれが 1.56 倍である⁽⁵⁾。従てアルコールは相當淡い混合気でも爆発するのである。又吾々の用ひた空予熱装置と燃料分配調整板とにより各シリンダへの燃料分配が常に均一であつたことも逆火を防ぐ大きい一因子である⁽⁶⁾。

アルコールのみで起動せんとすると非常に困難であるので起動の際だけ、市販のアルコール混入ガソリンを使用し、

第 14 図 揮発油始動装置

(5) 実用化学便覧による。(6) 私は逆火は次の如き現象であると考へてゐる。吸入多岐管中の混合気はその燃料の濃い爆発限界附近にあり、各シリンダへの燃料分配が変動しつゝある時に、或シリンダに爆発限界外の淡い混合気が吸入せられ非常に緩慢に燃焼し、次の混合気を吸入する際も未だ燃焼を續けており、續いて吸入された混合気が爆発限界内にあつた時、これに引火して多岐管中の混合気が一時に燃焼を起し気化管に逆吹戻して来る。従て逆火は淡混合気の場合に起り、燃料分配が同一シリンダに對し時間的に変動する時に生ずるもので單に混合気が濃くなる場合は燃焼速度が遅いため回轉が急に落ち機関は停止する。尚逆火は吸排気弁の重りにより促進されるが、この重りだけでは逆火の原因とはならない。

第 8 卷 第 33 号 (第 2 部)]

第 3 表 試験台試験条件

	a	b	c
燃料	液化ガス	アルコール	軽油
燃料供給装置	日帝式	ND-1	—
圧縮比	10	10	17.5
燃焼室の高さ mm	25.5	37.0	—
ガスケット数 (枚)	2	1	1
点火初進角	12°	7°	—
弁間隙	吸気弁 mm 1.3 排気弁 mm 1.0	0.2 0.2	0.2 0.2
弁開閉時期	吸開 上死点前 1.5° 吸閉 下死点後 26° 排開 下死点前 35° 排閉 上死点後 0°	20° 45° 50° 15°	20° 45° 50° 15°

第 15 図 電気点火に改造した機関性能比較

第 14 図に示す如き装置で空気とガソリンの混合気を集合多岐管より吸入させ、1 mm 足らずの間ガソリンで運轉しアルコールに切換へる。アルコールに切換へた直後数分間は機関を暖めるため少し高速で遊轉する。この間は燃料消費量が非常に多いが、機関が暖まると減少して来る。アルコールだけで起動できないのは燃焼室の冷却面積が非常に廣いので吸入したアルコールが気化せず冷却して附着してふためと思はれる。故に冷却水を充分温めるか、吸入空気を予熱するかすればアルコールで起動することができよう。

出力及び燃料消費率は第 15 図に示す。この図の a 線は液

化ガス、*b* 線はアルコール、*c* 線は参考のためにディーゼルの標準を示す。各データerを採った時の条件は第 3 表に示す。第 16 図に負荷に対する平均有効圧力と熱効率と回転数との関係を示す。参考のためディーゼルの標準を第 17 図に示す。即ち出力で 14% 増、熱効率で 10% 減といふ結果を示してゐる。又負荷を変へた場合には、低負荷では殆ど効率が一致してゐる。尚ガasket 2 枚として圧縮比が 10 の場合及びガasket 1 枚で圧縮比 11 の場合には平均有効圧力、熱効率共に大であるので、更に研究すれば圧縮比 10.5 辺にノックもせず効率もよいといふ点が見付かる事と思ふ。

自動車運転試験 上の改造機関を第 4 表に示すが如き省営 B 型バス、DB 13012 号に取付けて昭和

第 4 表 供試自動車諸元

型式番号	DB 13012
軸間距離 m	4
自重 kg	4 700
乗車定員 (人)	38
歯車比、第 1 段	6.15
第 2 段	3.17
第 3 段	1.79
第 4 段	1.00
後進	7.51
最終駆動	5.625
タイヤ径 in	34

第 18 図 加速線図

第 16 図

第 17 図 従来の機関特性

の両日の予備試運転結果を第 7 表に示す。試験では始め高速調整針弁の絞り過ぎのため、出力消費率共に悪影響を與へ、試験台試験結果より多少悪く出てゐる。現車試験の場合は吸入空気予熱装置から吸入多岐管迄の間の導管中で予熱された空気が冷却するため、第 19 図に示す如く石棉で保温せねばならない。若し吸入空気予熱度を常に最適に保たうとすれば気温に應じ、夏と冬とではこの保温部の長さを加減すべきで

[昭和 17 年 11 月]

第5表 本試運転成績

試験期日 6月18日
車輦番号 DB 13012

天候 18日曇後雨
19日晴後曇
機関番号 DA 40-82

積載重量 2 035 kg (乗員 17 名、死荷重 1 100 kg)
供試燃料含水アルコール (純度 90%)

測定地名	累計計 km	区間計 km	運 轉 時 刻 時 分	区間時分 mn	平均 速度 km/h	燃料消費量		冷却水 温度 °C	混合気 温度 °C	吸入 空気 温度 °C	外気 温度 °C	記 事
						区 間 l	料 當 り l/km					
東京驛前	0'0		発前 9-10	15 (16)	30'0	3'30	0'440	63	15	64	26'0	
北品川	7'5	7'5	着 9-26	46	33'0	11'10	0'439	78	15	83	25'5	
保土谷	32'8	25'3	着 9-26	46	33'0	11'10	0'439	84	9	81	26'5	
大磯	68'0	35'2	着 10-12	49'5	42'6	14'50	0'412	84	15	81	25'0	
小田原	82'6	14'6	着 10-22	22	39'8	5'12	0'350	84	9	81	26'5	晝 食
湯本(三枚橋)	88'0	5'4	着 11-11'5	9	36'0	2'45	0'454	84	3'5	97	28'0	高速針弁を 1 回轉開く
元箱根(旧道 終点)	99'0	11'0	着 11-25	50 (61)	13'2	16'47	1'495	84	5	87	21'0	箱根頂上休憩
三島	118'9	19'9	着 1-15	46 (75)	26'0	6'22	0'312	74	5	69	24'0	予備車 燃料補給
日金山頂	137'7	18'8	着 2-18	56 (104)	20'5	17'20	0'915	89	11	89	19'0	
熱海	146'7	9'0	着 3-33	30	18'0	2'75	0'306	77	15	100	22'5	
小計平均	146'7		着 3-49									
熱海	0'0		着 5-33									
小田原	25'2	25'2	着 5-35'5									
大磯	40'1	14'9	着 6-05'5									
保土谷	78'2	38'1	着 6-05'5									晝食並に 加速試験
北品川	103'2	25'0	着 1-09									
小計平均	103'2		着 1-15									
総計平均	249'9		着 1-15									

区間時分 () は途中停止時分を含む

第 19 図

ある。吸入空気温度はアルコールを完全気化させ燃料分配を
一様にするといふ見地以外に、吸入効率と混合比とに影響を
及す。混合比は予熱度を高めれば濃厚となり、低めれば淡く
なるが、他の条件が同一なら負荷大にして速度小なる時程予
熱度は高くなり、負荷小にして速度大なる時程これは低下し、
第8巻第33号(第2部)]

第 20 図

負荷と速度とに應じ混合比が自動的に調整されることになる。
又第19図に示す如く6月中旬といふに放熱器覆を付けてゐ
るのは奇異に感ぜられるが、この車が割合に冷却水の冷却が
よいためと、前述の通り燃焼室の冷却面積が大であるため冷
却水温度が少し低下すると燃焼が不整となるため、勿論サー

第 6 表 登 坂 試 験 成 績

試験期日 昭和 17 年 6 月 18 日

測定時刻 午後 1 時～2 時

天候 曇

測定場所 箱根旧道(湯本三枚橋—元箱根新道)

積載重量 2 035 kg.

測定回数	料 程 km	平均 勾配 %	運轉時分 mn s	區間 時分 s	平均 速度 km/h	変 速 段 %				燃 料 消 費 量		冷却水 温度 °C
						I	II	III	IV	區間 l	料當り l/km	
三枚橋 1	0		0									
2	1	4.6	2—50	170	21.2	0	34	41	25	1.00	1.00	83
3	2	4.5	5—50	180	20.0	0	32	33	35	1.00	1.00	80
4	3	4.6	9—00	190	19.0	0	27	38	35	0.95	0.95	78
5	4	3.9	14—40	340	10.6	14	24	28	34	1.15	1.15	80
6	5	8.7	19—05	265	13.6	18	72	9	1	1.60	1.60	84
7	6	6.5	23—45	280	12.9	42	19	39	0	1.65	1.65	86
8	7	8.5	27—55	250	14.4	21	79	0	0	1.75	1.75	84
9	8	9.3	34—25	380	9.5	100	0	0	0	2.49	2.49	86
10	9	10.2	41—30	425	8.5	100	0	0	0	2.19	2.19	84
11	10	7.5	46—57	327	11.0	70	6	24	0	2.00	2.00	83
湯 本 12	11	1.1	50—00	183	19.7	6	29	29	36	0.69	0.69	83
計 平 均	11	6.3	50—00	3 000	13.2	33.7	29.3	21.9	15.1	16.47	1.495	83

モスタットは付いてる
るのであるが、連続の
下り勾配を下る時は冷
却水が冷え過ぎるため
放熱器に覆をつけるの
である。第 20 図は第
19 図の反対側から見
たもので、予熱空気を
気化器に導きそれから
多岐管に送るつなぎが
見られる。空気導管の
気化器への入口と多岐
管の中央にある小管は
温度を測定するため熱
電対を入れる所であ
る。実際運轉の結果運
轉取扱はガソリンを燃
料とする自動車と殆ど

変わらず、加速も非常によいことが解つた。

第 15 図 b の曲線よりタイヤの径を 34 in, 傳達效率を第
4 段を 90%, 第 1—3 段を 80% とした時の動輪周引張力及
び空気抵抗係数を 0.005, 轉り摩擦係数 0.01 の平坦の場合
と轉り摩擦係数 0.30 の平坦及び各勾配の場合との車輛抵抗
を計算図示したものが第 21 図である。これによると昇り得
る勾配は第 7 表に示す如きものとなり、実際の結果と大体
一致してゐる。次に登坂試験の結果を轉り摩擦係数 0.025 と
して各區間の平均效率を平均勾配に対して図示すれば第 22

第 21 図 改造機関付自動車の引張力、抵抗—速度線図

図を得る。第 16 図の結果より各動輪周引張力に対する效率
を図示すると第 23 図の如くなり、計算の效率より實際が少
し悪いが傾向はよく似てゐる。即ちこの機関の回轉力が各回
轉に対して余り変化がないため、各変速段で昇り得る最大勾
配の中間の勾配を昇る場合には絞弁を閉めて回轉力を合はせ
ねばならないため效率の低下を来すと考へることができる。

加速試験は平塚海岸の観光道路上で行ひ、出発点から 5,
25, 50, 100, 250 m の地点を通過する時間と、変速する時の
時間とを測定し、各変速段の加速度を一定と仮定して加速度

[昭和 17 年 11 月]

天候 曇

湘南大橋一片瀨間 觀光道路上、最大時速 74 km/h

NII-Electronic Library Service

第 22 図 改造機関付自動車登坂成績

(轉り摩擦係数 0.025, 空氣抵抗係数 0.005 とし自動車動輪の仕事量の消費燃料に対する)

ができるが回轉方向の同じものを選ぶこと。

7. 起動は困難なためガソリンを用ふるを可とす。

8. 冷却水はできる限り温く保つて置くこと。

本実験は試験台試験は東鉄大井工場汐溜自動車職場で行ひ現車試験は東鉄工作部主催で行つた。協力御援助を賜つた各位に対し深く感謝致します。

(昭和 17 年 8 月 3 日受付)

第 23 図 引張力—效率線図

参 考 文 献

- M. I. Mehler;—Der Betrieb von Dieselmotoren mit gasförmigen Kraftstoffen nach einem gemischten Otto-Diesel-Verfahren, Motor techn. z., Bd. 2 (1940) S. 101/15.
- K. Schwaiger;—Kraftstoff und Motor, Kraftstoff, Bd. 15 (1934/40) S. 8/10 u. 41/42.
- H. Wohlschläger;—Der Zündstrahl-Gas motor, Motor techn. z., Bd. 2 (1940) S. 214/15.
- W. Pflaum;—Das Dieselmotorenverfahren bei Fahrzeugmotoren, Z. V.D.I., Bd. 85 (1941) Nr. 5, S. 109/18 u., Nr. 6, S. 145/51.
- H. Wohlschläger;—Der Zündstrahl-Gas motor, Archiv für Wärmewirtschaft und Dampfkesselwesen, Bd. 22, Nr. 3, S. 51/53 (1941—3).
- L. Köhler;—Triebgasbetrieb in Dieselfahrzeugen, A.T.Z., (1940—4—25), Heft 8, Jahrgang 43.