

なたね油燃料の小形ディーゼル機関への適用

— ノズル噴口部寸法, 噴射圧力, および噴射燃料温度が機関性能に及ぼす影響 —

浜崎 和則・田中 義弘
 敏光 一明*・高田 昌也*
(受理 昭和62年5月30日)

AN APPLICATION OF RAPE-SEED OIL FUEL TO A SMALL DIESEL ENGINE — The effects of nozzle hole dimensions, injection pressure, and injection fuel temperature on engine performance —

Kazunori HAMASAKI, Yoshihiro TANAKA
Kazuaki KUWAMITSU* and Masaya TAKADA*

In the previous work, it was confirmed that a small precombustion chamber four-cycle diesel engine was operated well by rape-seed oil only. For obtaining engine performance equal to that of gas oil, it is necessary to adapt the test engine to the physical and chemical characteristics of rape-seed oil fuel. In the present studies, the effects of nozzle hole dimensions, injection pressure, and injection fuel temperature on engine performance were examined. The results showed that engine performance characteristics were improved in a certain injection pressure by the use of rape-seed oil fuel.

1. 緒 言

軽油を燃料として使用している小形単シリンダディーゼル機関に何らの改良を加えることなく、なたね油を代替燃料として使用しても、その機関性能、低い排気黒煙濃度の点から、十分に実用に耐えることは既に報告^{1,2)}されている。前報³⁾ではなたね油燃料での機関性能について確認し、さらに詳細な点について検討を加えた。代替燃料としてのなたね油の特性で特に問題となるのは粘度が高いことである。そのために軽油の場合に比べ噴霧粒径は粗大化しており、単純に軽油の代替になたね油を使用しただけでは機関性能、低公害性を十分に発揮できないものとする。

本研究では、なたね油の噴霧特性の改善に効果的と考えられる種々の方法の中から、ノズル噴口部寸法、噴射圧力および噴射燃料温度の変更の3つの場合を取り上げ、これが機関性能や排気ガス濃度等に及ぼす影

響を調べるとともに、なたね油燃料に最適な各設定条件について検討した。

2. 実験装置および方法

供試燃料、供試機関の諸元、実験装置、および試験方法は前報と同じである。排気ガス濃度測定はCO、CO₂濃度測定器(島津製作所製CGT-101A)を、炭化水素濃度測定は堀場HCアナライザ(MEXA-224F)を、黒煙濃度測定はボッシュ式スモークメータ(ディーゼル機器製)を、噴射燃料温度制御は電子式温度調節器(千野製作所製NS-121)を使用した。

本研究では、ノズル噴口部寸法の変更は供試機関専用のノズル(D-0)も含めて7種類のノズルを付け替えて行った。表1にその型式番号と噴口部寸法を、図1にノズル噴口部形状を示す。以後この7種類のノズルを略号D-0からD-6で表す。噴射圧力(噴射開始圧)の変更は燃料噴射弁仕組内のノズルスプリング調整板の厚さを変えて12.9MPa、14.9MPa、16.3MPaおよび17.1MPaに調整した。なお供試機関の軽油

*鹿児島大学大学院機械工学第二専攻

表1 供試ノズル型式番号と噴口部寸法

	型式番号	L	ϕd	ϕD	α°	θ°	ϕa	b	c	d	A°	ϕS
D-0	YDN-4SK1	0.75	1.0	1.0	60	0	0.80			0.32	4	3.0
D-1	NP-DN0SN056	0.65	2.0	2.0	90	-30	0.67	0.13	0.13	0.4	0	3.0
D-2	NP-DN0SN9	0.65	3.5	3.5	70	-	-	0.10	-	0	0	4.5
D-3	NP-DN4S1	0.70	1.0	1.0	70	0	0.84	0.07	0.22	0.33	4	3.0
D-4	NP-DN8S142	0.65	3.5	3.5	70	13	3.26	0.10	0.35	0.43	8	4.5
D-5	NP-DN8S1	0.70	1.0	1.0	70	15	0.86	0.07	0.25	0.33	8	3.0
D-6	NP-DN15S156	0.40	2.0	2.0	70	18	1.86	0.07	0.31	0.58	15	3.5

L; ニードルリフト, ϕD ; 噴口径, A° ; 噴霧角度, ϕS ; シート径

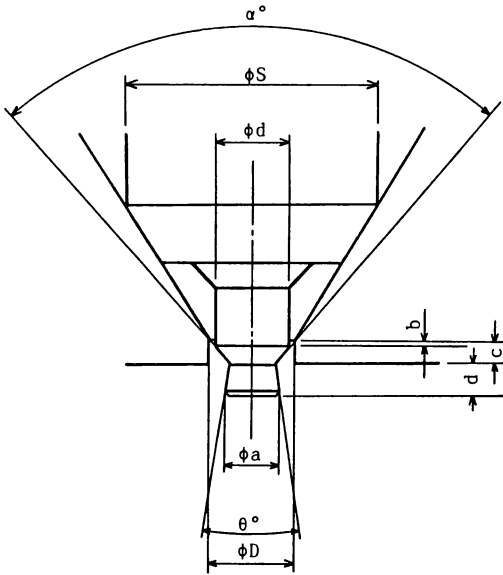


図1 ノズル噴口部形状

用標準噴射圧力は14.9MPaである。噴射燃料温度の変更は燃料噴射管をヒータで加熱し、温度調節器を用いて噴射弁入口の燃料噴射管内でなたね油の温度を60°C、70°Cおよび80°Cに設定制御(±1.5°C)した。また、それぞれの実験についての変更箇所以外は特に言及しない限り供試機関の諸元どおりである。

3. ノズル噴口部寸法の影響

3.1 燃料消費率

図2にノズル噴口部寸法をパラメータとした機関回転数1400rpmと1800rpmにおける負荷と燃料消費率の関係を示す。1400rpm, 1800rpm いずれも燃料消費率

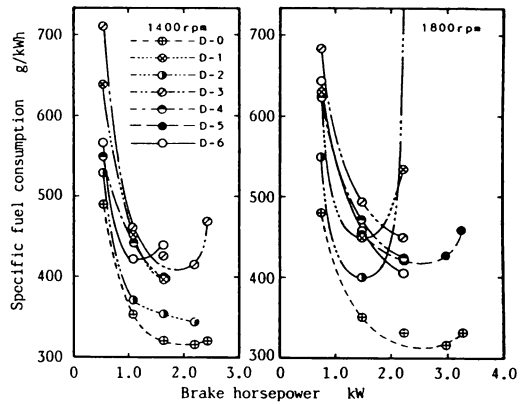


図2 出力の変化による燃料消費率

はD-0が最も良好であり、1400rpmではD-2より5%以上、1800rpmではD-2またはD-5より15%以上も良好であった。D-0以外のものについては4/4, 11/10負荷の出力が得られなかったり、低負荷時に機関回転数が不安定になったりして測定不能なものもあった。このようにD-0以外の場合について考えられることは、ニードルリフトに対する噴口流量特性がD-0の場合と異なり供試機関に適さなかったことで、中でもD-1, D-2, D-4およびD-6については、表1からもわかるように噴口径がD-0よりも大きいため、噴射圧の低下が大きく、霧化が不良になり、噴霧粒径が大きくなったためと考えられる。他の機関回転数の場合も同様にD-0が最も良好であった。

3.2 充てん効率および排気温度

図3にノズル噴口部寸法をパラメータとし、3/4負荷における充てん効率と排気温度を機関回転数につい

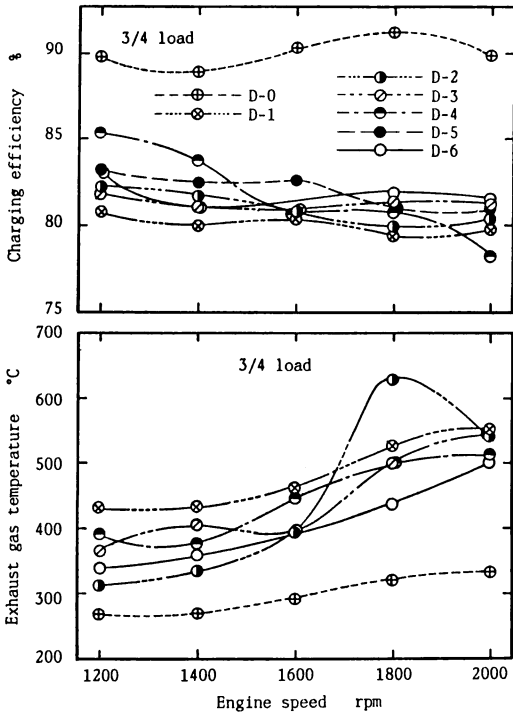


図3 機関回転数の変化による充電効率と排気温度

て示す。充電率は機関回転数が変化しても D-0 が最も高く、機関回転数が高くなるにつれて他の場合との差は大きくなり、排気温度は機関回転数の変化にかかわらず D-0 が最も低く、機関回転数が高くなるほど他の場合との差は大きくなる。このように両者は対応していることから、D-0 以外の充電率は、排気温度にはほぼ比例して変化すると考えられる残留ガス温度、およびその機関回転数による上昇割合が D-0 の場合よりも大きく作用し、これがシリンダ内に流入する新気の膨張量に影響したためと考えられる。また D-2 の 1800rpm、3/4 負荷では排気管より火の粉が多く排出されるのが観察され、排気温度が高くなったが、これは図 2 に示すように、この運転条件のとき特に多量の燃料噴射をしているので、限られた時間内に燃焼しきれず後燃え期間が長くなったためと思われる。充電率および排気温度は、いずれの機関回転数、負荷においても D-0 のときが最も良好であった。

3.3 空燃比および黒煙濃度

図 4 にノズル噴口部寸法をパラメータとし、1800rpm における空燃比と黒煙濃度を負荷について示

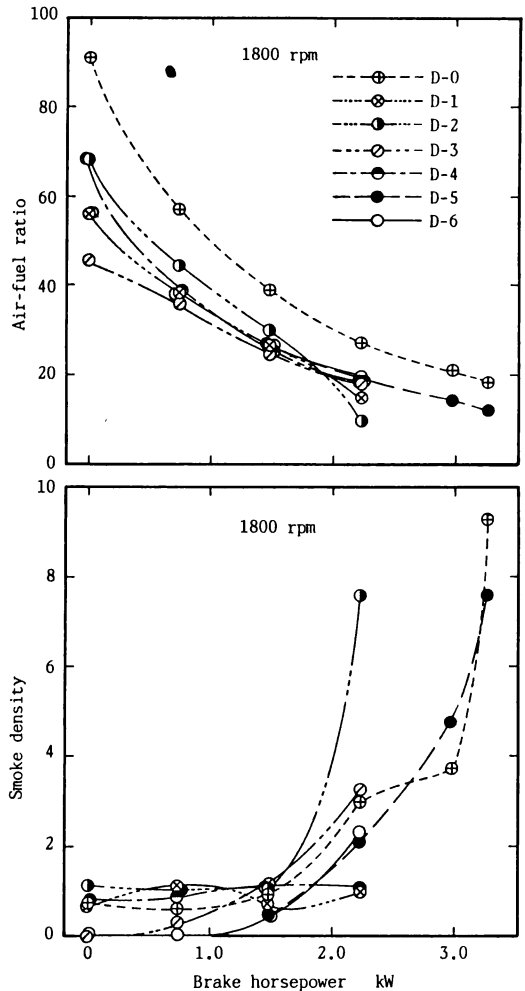


図4 軸出力の変化による空燃比と黒煙濃度

す。空燃比は負荷の如何にかかわらず D-0 が最も大きく、4/4 負荷以上では D-0、D-5 以外は測定できなかった。D-2 の 4/4 負荷、D-5 の 11/10 負荷では空燃比がそれぞれ 9.55、11.98 であり、なたね油の理論空気量 12.63³⁾ よりも小さく、黒煙濃度も高くなっている。この状態で運転を続けると極端な不完全燃焼のため、シリンダヘッド、ピストンヘッド等へのカーボンの付着量が増え、さらに燃焼状態は悪化するものと思われる。D-0 の 11/10 負荷でも黒煙濃度は高くなった。これは、なたね油の低発熱量が 8800kcal/kg³⁾ と軽油に比して 14% 程度低く、過負荷ではあまり良好な燃焼は望めないことを示しているように思われる。しかし、D-0 の場合は図に示した以外の機関回転数でも空燃比が大きく、本実験で使用したノズル噴口部寸法の中では最も

良好な燃焼をすることがわかった。

3. 4 主燃焼室圧力波形の考察

図5に2000rpm定格負荷時の主燃焼室圧力波形の一例を示す。D-5はD-0に比べ最高燃焼圧力が高く、上死点近くで一山波形を示すが、D-0は二山波形を示し

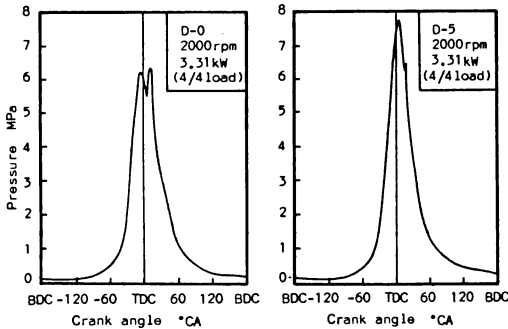


図5 主燃焼室圧力波形の一例

ている。D-5のような波形はD-0以外のほとんどの運転条件で見られた。本実験に使用した供試機関は予燃焼室式であるため、予燃焼室から主燃焼室への予混合ガス状燃料の噴出が強く起る時期が上死点前と上死点後約5°以後の膨脹行程時の2回存在⁵⁾し、D-0の場合はこのような特徴的な波形になる。図6は供試機関の

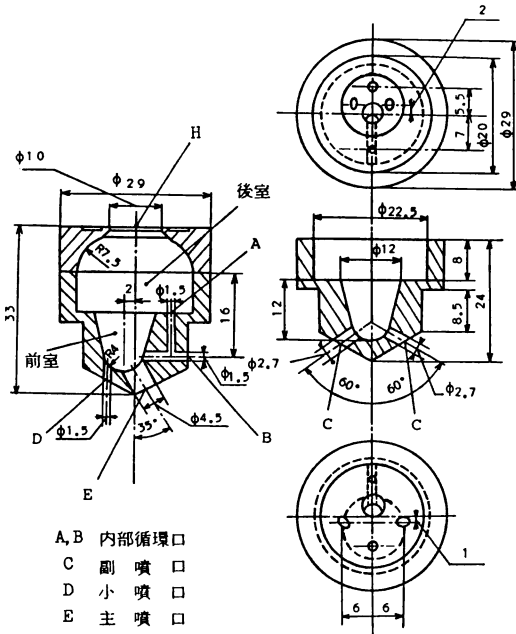


図6 予燃焼室形状

予燃焼室形状を示したもので、ノズル噴口部は図中のHに存在し、燃料は中心線上を主噴口部へ向けて噴射される。D-5の場合は燃料消費量がD-0よりも多量の燃料を噴射しており、表1からもわかるようにD-0よりも噴霧角度が大きい末広形の噴流であるため、燃料が主燃焼室から流入する空気と直接衝突するようになる。したがって、予燃焼室から主燃焼室への噴出状態はD-0の場合と異ったものとなり、このような一山の高い波形を示すものと考えられる。本吉ら⁶⁾は、燃料を渦流に逆らって噴射した場合は排気濃度、燃料消費率が共に増加し、出力が得られなくなるとしており、これまでに述べたD-0以外の機関性能が悪かったのは、D-0より太い噴流もしくは末広形の噴流になるものはこの衝突の影響が強く作用したのと考えられる。いずれにせよ本実験の範囲内では、供試機関の軽油用ノズルD-0が最もなたね油に適している結果となったが、ノズル噴口部寸法については予燃焼室および主燃焼室の形状に極めて密接に関連しており、実際のチューニングに際してこれらの組合せを注意深く求める必要がある⁷⁾といわれているので、なたね油に最適なノズル噴口部寸法についてはさらに詳細な実験検討を加える必要があると考える。

4. 噴射開始圧の影響

4. 1 燃料消費率

図7に噴射開始圧をパラメータとし、機関回転数1400rpmと1800rpmにおける負荷と燃料消費率の関係を示す。いずれの機関回転数においても燃料消費率は3/4から4/4負荷以上において、供試機関の標準噴射

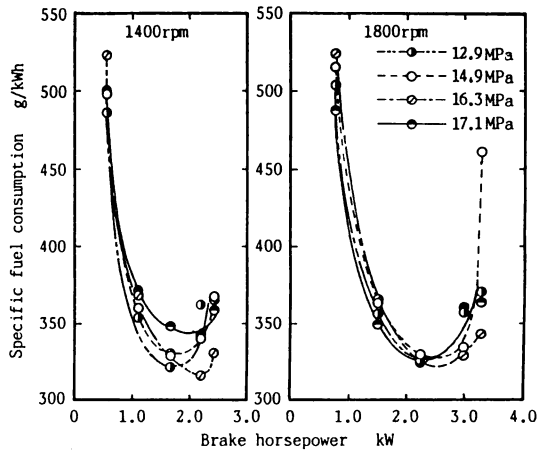


図7 軸出力の変化による燃料消費率

圧力 (14.9MPa) よりも10%程度高い16.3MPaで最小になり、やや改善が認められるが、15%程度高い17.1MPaでは改善は認められなかった。一般に噴射圧力を高めると、噴霧粒径は小さくなり表面積が増加するため、加熱速度、気化速度および燃焼速度も増加する⁴⁾から燃料消費率は改善されることが期待できる。中・高負荷時の16.3MPaでの改善はこのためと考えられる。しかし17.1MPaではノズルから噴射された直後の燃料は16.3MPaの場合よりは微細化するものの、貫通力が過大となり予燃焼室内で十分に霧化しきれず素通りして主燃焼室に達し、噴霧特性が期待したほど改善されずこのような結果になったものと考えられる。このように噴射開始圧を16.3MPaに高めたことでやや中・高負荷域での燃料消費率の改善が得られたが、本実験の範囲内の噴射開始圧ではさほど悪化することもなく、むしろ12.9MPaから17.1MPaの広い範囲で安定した性能を示した。

4.2 充てん効率および体積効率

図8に噴射開始圧をパラメータとし、機関回転数1800rpmにおける負荷と充てん効率および体積効率の関係を示す。充てん効率、体積効率は共に負荷の増大につれてシリンダ壁、残留ガス等の温度上昇による吸入空気膨張のため減少し、過負荷では急に減少する。充てん効率は16.3MPaのときに最小となり、それより噴射開始圧が増・減しても高くなった。これは16.3MPaのときの燃料消費率等の結果と特に関連は

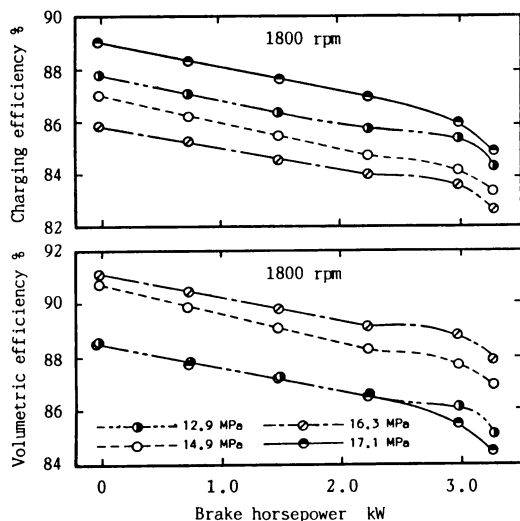


図8 軸出力の変化による体積効率と充てん効率

なく、供試機関を運転したときの気象条件による空気密度の違いが原因したものと考えられる。よってここでは機関の新気吸入能力を表わす体積効率も示した。体積効率は充てん効率とは逆に16.3MPaで最大となり、これより噴射開始圧が増・減しても低くなった。この体積効率は吸気入口温度とシリンダ壁温度差が減少すると増大⁸⁾し、通常吸入温度はシリンダ壁温度に比してかなり低く、変化も小さいためほとんど一定と考えられるが、シリンダ壁温度は冷却水温度によって増減し、表2に示すように冷却水温度は16.3MPaの場合が最も低くなっている。したがってなたね油燃料では噴射開始圧が16.3MPaの場合に吸入温度とシリンダ壁との温度差が最小となり体積効率は最大になったものと考えられる。

表2 冷却水温度 (1800rpm)

噴射開始圧 MPa	各負荷時の冷却水温度 °C					
	0	1/4	2/4	3/4	4/4	11/10
12.9	87	86	86	86	87	86
14.9	92	92	92	92	93	92
16.3	81	81	81	81	84	83
17.1	95	95	94	94	96	95

4.3 排気温度

図9に機関回転数をパラメータとし、噴射開始圧力と排気温度との関係を示す。排気温度は1/4負荷、16.3MPaの場合、1600rpm以上でやや高くなる。しかし、4/4負荷、16.3MPaの場合は14.9MPaに比し、実験した機関回転数の全域にわたり低く、実験した噴射開始圧力の範囲では1200rpmから1800rpmにおいて最小値を示した。このことより排気損失は16.3MPa

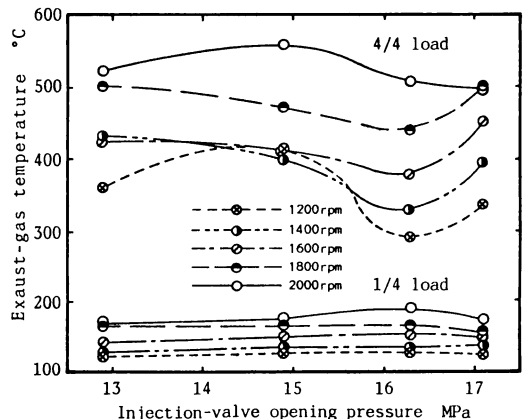


図9 噴射開始圧の変化による排気温度

の高負荷時に特に低く、図7における燃料消費率の改善はこれが寄与したものと考えられる。

4.4 排気ガス濃度および黒煙濃度と空燃比

図10に噴射開始圧力をパラメータとし、機関回転数1400rpmと1800rpmにおける負荷と排気ガス濃度の関係を示す。一酸化炭素濃度、炭化水素濃度は機関回転数1400rpmで、16.3MPaの場合、中・高負荷域で最小となり改善されている。1800rpmで16.3MPaの場合、4/4から11/10負荷では14.9MPaの場合に比して低くなったが、2/4負荷以下の低負荷になると逆に高くなった。次に図11に機関回転数をパラメータとし、

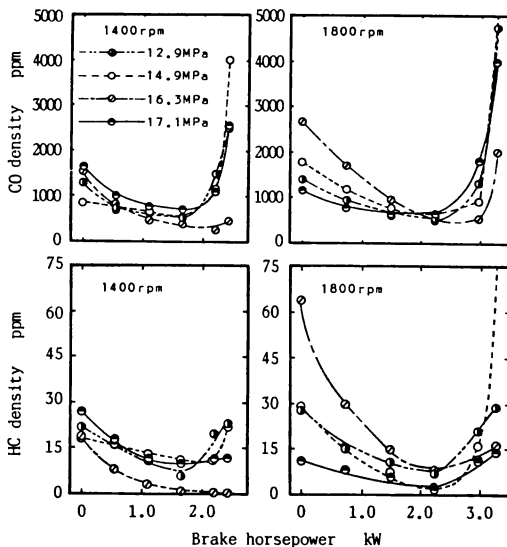


図10 軸出力の変化による排気ガス濃度

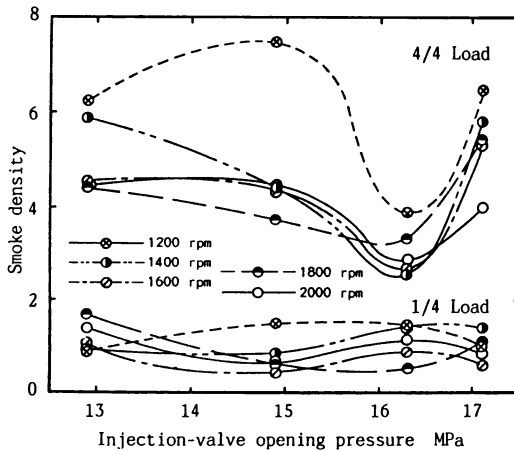


図11 噴射開始圧の変化による黒煙濃度

噴射開始圧力と黒煙濃度の関係を示す。1/4負荷では噴射開始圧力を上げることによる黒煙濃度の減少は特に認められないが、4/4負荷では明らかに16.3MPaに上げることにより標準噴射圧力(14.9MPa)の場合より減少する。また12.9MPaと17.1MPaでは14.9MPaよりもやや増加する傾向を示す。12.9MPaの場合は噴射圧力が低いために噴霧粒径が大きくなり、分散度も十分でなく、その結果黒煙が増加したものと考えられる。17.1MPaの場合は貫通力過大のために噴霧粒子の壁面への付着量が多くなり、そのために局所的な冷却もあり、炭素粒子が多くなったものと考えられる。図12に噴射開始圧力をパラメータとし、機関回転数と空燃比の関係を示す。1/4負荷では機関回転数の如何にかかわらず16.3MPaが最小となるが、負荷が増加して3/4負荷になると16.3MPaは14.9MPaと同程度となり、4/4負荷では16.3MPaが最大となり、14.9MPaよりも高くなる。これは空燃比が高くなることにより、燃料と空気との出会う機会が増し、不完全燃焼の度合いが軽減したためと考えられる。

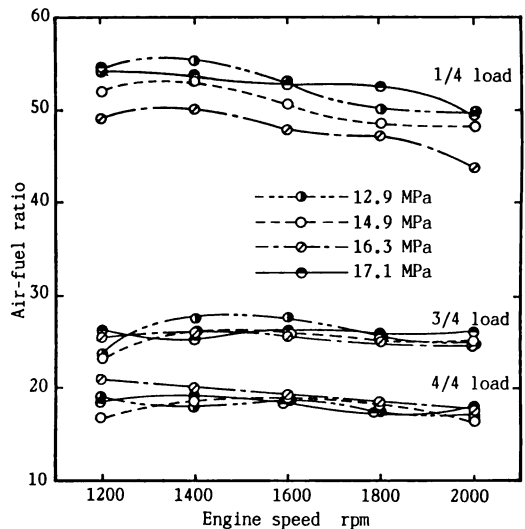


図12 機関回転数の変化による空燃比

4.5 噴射開始圧力と最高燃焼圧力

図13に負荷をパラメータとし、機関回転数1400rpmと1800rpmにおける噴射開始圧力と最高燃焼圧力の関係を示す。いずれの機関回転数においても負荷が1/4から4/4に増加すると最高燃焼圧力は高くなる。また標準噴射開始圧力(14.9MPa)の場合に最小となり、これより噴射開始圧力が低くても高くても増大する傾

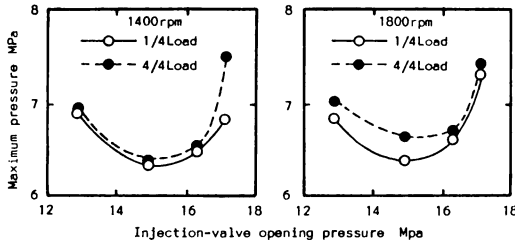


図13 噴射開始圧の変化による最高燃焼圧力

向がある。特に1400rpmの17.1MPaの場合は4/4負荷で7.5MPaと非常に高くなる。一般にディーゼル機関において噴射圧力を高めると、シリンダ内の圧力上昇および最高燃焼圧力は急上昇する⁹⁾が、なたね油燃料を用いた場合も同様であると思われる。ただなたね油は軽油の場合よりも着火遅れが短く、燃焼期間が短縮され、最高燃焼圧力が上昇すると思われ⁹⁾るので、必要以上に噴射開始圧力を高めることはさらに最高燃焼圧力を高めることになるから、燃料消費率、排気ガス濃度等が割合良好で、最高燃焼圧力の上昇も比較的小さい16.3MPa位に設定することが適当と考えられる。

5. 噴射燃料温度

図14は噴射開始圧力16.3MPa、使用ノズルD-0とし機関回転数1800rpm、2/4負荷(1.49kW)の運転条件で、室温でのなたね油温度から始動した場合と、始動前になたね油の温度を80°Cに加熱制御して始動した場合の経過時間に対する機関性能について比較したものである。表3になたね油の動粘度を示す。80°Cに加熱制御して始動した場合は、始動後10分位で正味熱効率、燃料消費率、空燃比及び排気温度はほぼ一定となった。これはなたね油燃料の加熱により動粘度が大幅に低下し、燃料の霧化特性が改善され、燃焼状態が良くなったものと考えられる。これに対し室温でのなたね油の温度から始動した場合は約40分間位で燃料温度は50°Cに達し、80°Cに加熱制御して始動した場合の機関性能に近づきほぼ定常状態となる。80°Cにて加熱始動と室温から始動した場合を比べると、約10分~25分後において、前者の場合が正味熱効率、燃料消費率ともに20%以上も改善がなされたことがわかる。いずれも定常に達してからは80°Cと50°Cの動粘度の差があるにもかかわらず、機関性能に差異はなくなる。これは供試機関に燃料性状に鈍感な予燃焼室式が使用されているためと考えられる。なお60°C、70°Cに加熱制御した場合も定常状態では差異がな

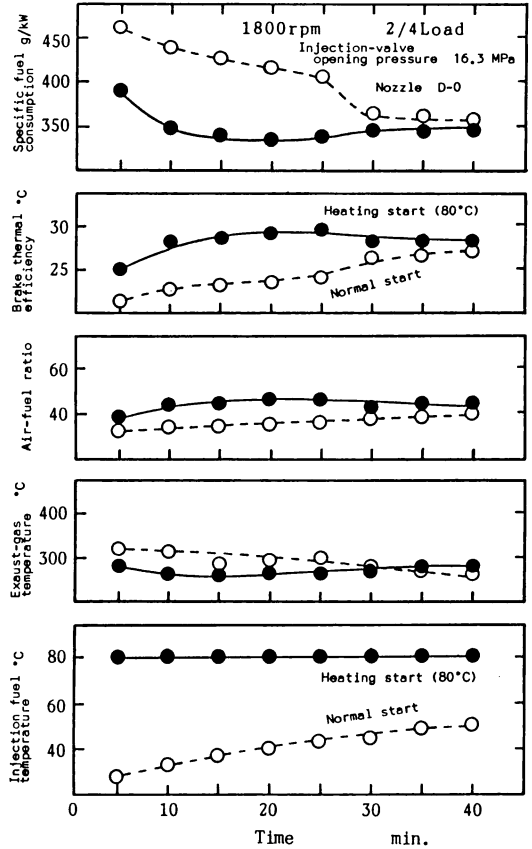


図14 始動後の時間経過による機関性能

表3 なたね油の動粘度

Temperature °C	Kinematic viscosity cSt
80	12.1
70	14.8
60	19.5
50	23.7
40	32.1
30	50.3
20	76.6
15	97.7
10	133.1

かった。村山ら⁹⁾は、なたね油の場合、燃料温度が機関性能に及ぼす影響は比較的小さいが、200°Cに加熱するとノズル先端に形成されるカーボンが大幅に改善されるとしており、なたね油を加熱することによるメリットは本研究での結果以外にもあるようである。

6. 結 言

ノズル噴口部寸法, 噴射圧力, 及び噴射燃料温度がなたね油を燃料とした場合の機関性能に及ぼす影響について実験検討した結果を要約すると次のとおりである。

(1) 燃料消費率, 排気温度, 充てん効率, 空燃比の点から考慮して, 実験に使用したノズルの中では供試機関に軽油用として付いている D-0ノズルがなたね油燃料の場合も適している。

(2) D-0ノズルの場合は主燃焼室圧力波形は, 二山波形を示すが, 他のノズルの場合は一山波形を示した。

(3) 噴射開始圧力を軽油用の標準圧力より10%程度高めた16.3MPaにすることにより, 中・高負荷域で燃料消費率は改善された。これは排気損失の低減が寄与していると考えられる。

(4) 噴射開始圧力を16.3MPaにすることにより体積効率は最大となる。

(5) 16.3MPaの場合, 空燃比が比較的高くなる中・高負荷域で排気ガス濃度および黒煙濃度は低減される。

(6) 最高燃焼圧力は軽油用の標準噴射圧力である14.9MPaのときに最低となり, これより噴射圧力が高くても低くても高くなる。

(7) なたね油を80°Cに加熱して始動すると定常状態までの過渡期において大幅な機関性能の改善が得られる。

本研究に使用した D-1から D-6のノズルはデーゼル機器株式会社より提供を受けたものであり, ここに記して謝意を表します。終りに実験に協力された当時の四年生各位にも感謝します。

文 献

- 1) 飯本, 農業機械学会誌, 38-4 (1976), 483.
- 2) 飯本, 農業機械学会誌, 40-1 (1977), 5.
- 3) 浜崎・田中・亀田・鍛光・上村, 鹿児島大学工学部研究報告, 28 (1986), 14, 15, 18.
- 4) 小川, 燃焼, (1966), 118, 119, 海文堂出版.
- 5) 長尾・他3名, 機械学会論文集, 26-162 (1960), 347.
- 6) 本吉・他2名, 内燃機関, 16-1 (1977), 15, 山海堂.
- 7) 自動車工学全書編集委員会, 自動車工学全書, 5 (1980), 130, 山海堂.
- 8) 廣安, わかる内燃機関, (1973), 91, 日新出版.
- 9) 村山・呉・高木・宮本・近久・伊藤, 内燃機関, 25-1 (1986), 14, 山海堂.