

植物油を燃料としたディーゼル機関での 排ガス熱交換器の開発

Development of the exhaust gas heat exchanger for the diesel engine using
straight vegetable oil as fuel

(平成19年9月受理)

高木 克久* (TAKAGI Katsuhisa)

松口 義人* (MATSUGUCHI Yoshito)

鈴木 佑耶** (SUZUKI Yuuya)

篠木 政利*** (SHINOKI Masatoshi)

Abstract

Due to global warming and fossil fuel exhaustion, substitute energies such as biomass, solar energy generation, wind power generation, and geothermal power generation are demanded. SVO (Straight Vegetable Oil) is one of biomass resources and it has been known that SVO can be used for diesel engine.

In this study, the exhaust gas heat exchanger was developed for heating SVO and the effect of decreasing its viscosity was considered. Consequently, decreasing of viscosity and surface tension made the particle size of SVO smaller in atomizing at the injection nozzle and the combustion efficiency was improved.

KEYWORDS : diesel engine, vegetable, heat exchanger, exhaust gas

1. まえがき

昨今、地球温暖化防止や化石燃料の枯渇化が問題化している。特に地球温暖化については地球レベルで報じられている。

地球温暖化の要因とされているのは大気中に放出されるCO₂であり、地球温暖化防止対策の強化の観点からは燃焼によって生じるCO₂の削減が重大な課題である。

化石燃料の枯渇化はモーターとエンジンを併合させたハイブリッドカーのような低燃費車や電気や燃料電池等の燃料自体を換える自動車の開発を促進させ実用化へと進化している。しかし、根本的な問題は化石燃料の代替であると言える。

「カーボンニュートラル」の特性を持つ植物油 (Vegetable Oil, 以下 SVO) は燃料として実用化、普

及が期待されている⁽¹⁾⁽²⁾。

植物油を機関の燃料として利用するには火花点火機関用として木材からバイオメタノール、バイオメタノール混合ガソリン、圧縮機関用としては食用油 (廃食油) からエステル化して精製されたバイオディーゼル燃料 (BDF) のように加工して用いるものと、直接用いる SVO がある。

BDF はメタノールと塩基触媒を加えてエステル化し、グリセリンを分離させて精製するのが一般的であるが、副生成物グリセリンの処理に問題がある。

SVO を用いる背景にはバイオディーゼル燃料の生成過程において副生成されたグリセリン処理を省くことができる利点がある。SVO は粘度と引火点が極めて高いためそのまま燃料として用いることは困難であり、SVO でエンジンを始動するときは予め燃料を暖めておいてか

* 技術部 ** 機械・電気システム専攻 *** 機械工学科

ら、エンジンを始動する方法がとられている⁽³⁾⁽⁴⁾。

本研究は2つのテーマで行い、ひとつはSV0や重油に廃食用油(天ぷら油)を混合した燃料を用いた時の一般的な性能実験を行い、ディーゼル機関の主燃料である軽油と植物油混合等の燃料を比較した。もうひとつは、SV0は粘性が高く、機関に直接噴射するには危険が高いためSV0を燃料として用いるためには粘度を下げる必要がある。今回、排気ガスを利用した熱交換器を試作し排気ガスとの熱交換による効果や、負荷時における燃料温度の上昇が燃焼特性に及ぼす影響について報告する。

Table. 1 供試機関の諸元

製造会社	クボタ
機関名称	E70N
型式	横形水冷4サイクル小型ディーゼル機関
燃焼室方式	滴流室式
排気量[L]	0.309
定格出力[PS]/回転数	6/3000
最大出力[PS]/回転数	7/3000
圧縮比	23
燃料噴射時期 TDC	噴射始め・上死点前 23

2. 実験装置および方法

供試機関は排気量 309 cc で単筒、渦流室式ディーゼル機関を用いた。Table. 1 に供試機関の主要諸元を示す。

実験は軽油と SV0 を燃料としたときの基本性能試験と、試作した熱交換器について行った。

基本実験は全負荷で行い、回転数を 1000rpm から 3000rpm まで 200rpm ごとに冷却水入口、出口、シリンダ入口温度を熱電対センサーで、負荷荷重をロードセル(東京メータ)、空気吸入圧は層流型気体流量計(友栄)、冷却水量はミニホイールフローメータ(東京計装)で測定した。筒内圧力の測定はエンジン圧力変換器(共和電業)と角度パルス、トップパルス信号をエンコーダ(小野測器)で測定した。これらのデータはデータ収集システム(キーエンス)で収集した。また燃料計測はビューレット法で行った。

後者の実験は二通りの方法で行った。ひとつは無負荷状態で、機関回転数を 1200, 2000, 3000rpm に設定して、始動を軽油で行い、途中で SV0 に切替え、熱交換器の各部温度変化を 10 秒間隔で測定した。装置は熱交換器から燃料ポンプまでの燃料管長は約 5m で、その間ビューレットによる燃料計測を行った。また、燃料管は燃料ポ

ンプ入口 2m 間をヒーターで加熱した。

もうひとつは機関回転数を 3000rpm に固定して負荷(40N)を掛け、燃料管を熱交換器から直接燃料ポンプへ接続して、燃料噴射ノズル壁温(以下燃壁温度)を測定し、燃壁温度の上昇にともなうシリンダ筒内の圧力変化の測定を行った。

Fig. 1 に実験装置のフロー図を示す。

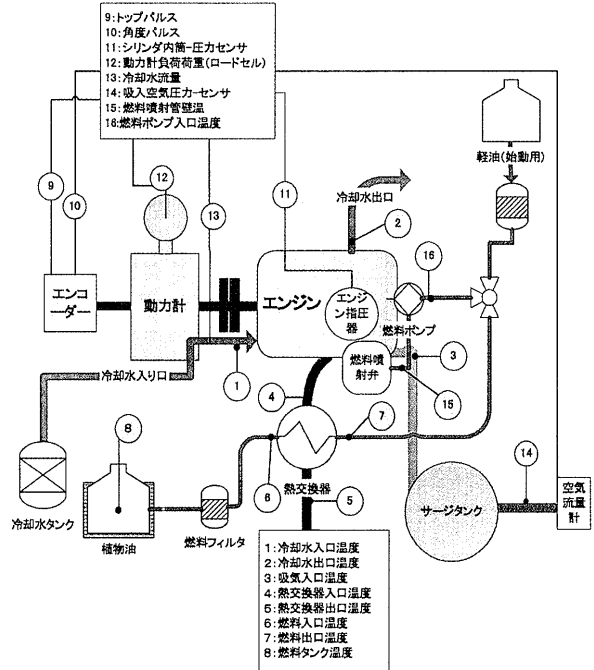


Fig. 1 実験装置図

3. 熱交換器について

高温流体 G が入口から出口までに失う熱量 Q と、低温流体 G' が入口から出口までの間に得る熱量 Q' は等しいから

$$Q = Gc_p \Delta t, Q' = G'c_p' \Delta t' \dots\dots\dots(1)$$

G, G' は流量: Δt, Δt' は流体の入口温度と出口温度差: C_p, C_p' は定圧比熱で表される。

面積 F を基準面積としたときの熱通過率を K, F' を基準面積としたときの熱通過率を K' とすれば、伝熱量は

$$Q = KF\Delta t_m = K'F'\Delta t_m \dots\dots\dots(2)$$

Δt_m は対数平均温度差で熱交換が行われるにつれて二つの流体の温度差は指数関数的に変化する。この温度差を利用して交換される熱量の大きさが算出できる。この温度差、対数温度差 Δt_m は次で表される。

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \dots\dots\dots(3)$$

熱通過率 K は

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \left(\frac{F}{F_0} \right) + \frac{1}{\alpha'}} = K \left(\frac{F'}{F} \right) \dots\dots(4)$$

α : 平均熱伝達率, δ : 固体壁の厚さ

γ : 固体壁の熱伝導率

で表される⁽⁵⁾。

本実験で製作した熱交換器は向流型で予め流体出口温度を設定し, Q/F を求めて流体管の長さを算出した。

計算は伝熱管に銅管とステンレス鋼管を使用するものとし, 二通りの運転条件について行った。ひとつはエンジン出力を最大で 3000rpm, 7PS, 燃費率 207g/PS・H, もうひとつは 1600rpm, 3.5PS, 燃費率 213g/PS・H の運転時において排気ガス温度を 100℃から 50℃間隔で 300℃まで変化させ, 管内を流れる流体が層流か乱流かの違いを考慮して伝熱流量を算出し, 伝熱面積から管長を算出した。

Table. 2 に燃料管, 排気管の寸法を Table. 3 に計算した結果を示す。Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4 に製作した熱交換器と実験装置に取り付けた熱交換器を示す。

Table. 2 使用管の寸法

	外径	内径	肉厚 (mm)	等価直径 (m)
排気ガス側 (高温)	54φ	50φ	2	/
燃料側 (低温)	3/8φ (9.525)	7.9φ	0.8	

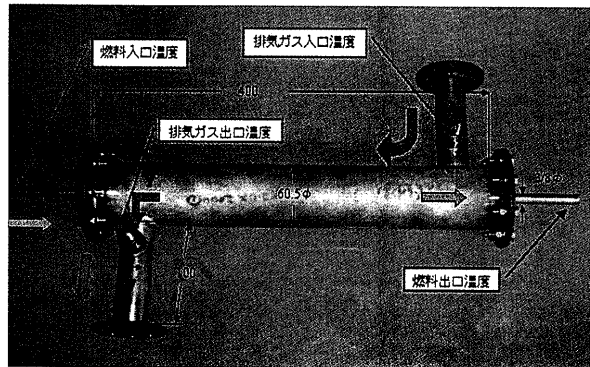


Fig. 2 試作した熱交換器

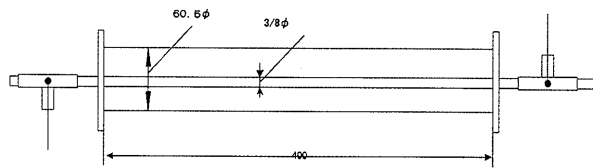


Fig. 3 熱交換器の内部

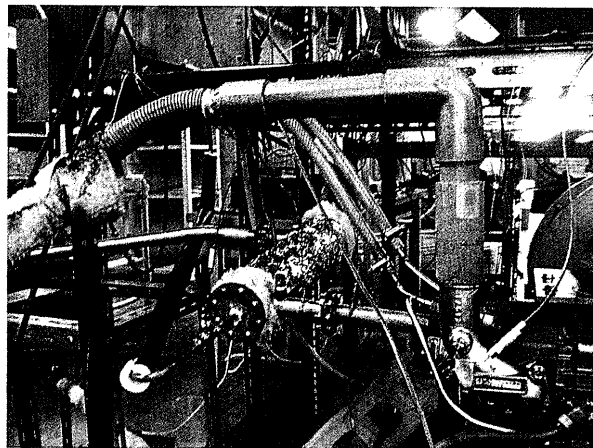


Fig. 4 熱交換器設置図

Table. 3 熱交換器入口温度 (排気ガス温度) における 70℃上昇に必要な燃料管長の計算値

エンジンの回 転数, 出力	管種	100℃			200℃			300℃		
		K	Δt_m (℃)	管長 (m)	K	Δt_m (℃)	管長 (m)	K	Δt_m (℃)	管長 (m)
3000RPM, 7 PS	銅	16.4	53	1.896	17.21	156	0.613	17.86	256.7	0.359
	ステンレス鋼	14.33	52.92	2.171	15.07	156	0.700	15.67	256.7	0.409
1600RPM, 3.5 PS	銅	10	52.9	3.102	10.52	156	1.002	10.9	256.7	0.587
	ステンレス鋼	8.76	52.9	3.55	9.215	156	1.149	9.586	256.4	0.669

4. 実験結果と考察

4.1 粘度について

燃料の粘性を測定するためレッドウッド2号粘度計を用いて軽油、菜種油、大豆油を5℃から80℃まで9段階で測定した。

Fig.5 に軽油、菜種油、大豆油の動粘度 (cSt) を示す。軽油は測定温度範囲 (2℃~80℃) において6~8であるが、菜種油は2℃で137、大豆油は160である。80℃においては菜種油、大豆油とも12程度である。また、常温 (20℃) では軽油では7.6程度、菜種、大豆油では94~96であり、軽油に比べて極めて高い粘性を持っている。大豆と菜種油では若干、大豆の方が大きい。

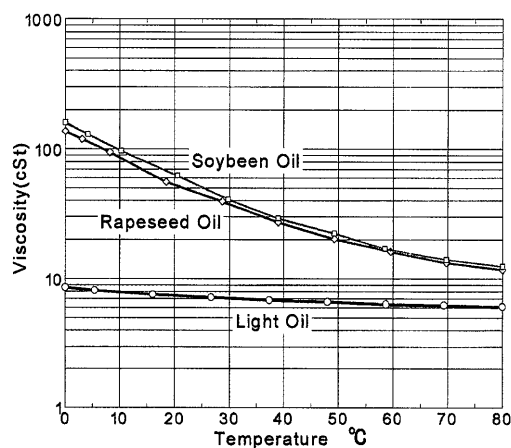


Fig. 5 植物油の粘度

4.2 機関性能について

燃料油を軽油、菜種油、大豆油の3種類を用いて実験を行った結果、軽油と菜種油、大豆油の性能曲線は1800rpm付近まではトルク値にばらつきが見られるが回転数が高くなるとほぼ同じ値を示した。燃料別によるトルク、出力もほぼ同じである。

Fig. 6 の正味燃料消費率は軽油に比べSVOは低回転時において、軽油より高い値を示している。これはSVOの発熱量が軽油より低いために、軽油と同等の出力を得るには燃料消費量の増加が予想され、結果は高い値となり発熱量の影響が燃料消費率増加の要因であると考えられる。

4.3 無負荷時における熱交換器の温度変化について

Fig. 7 に伝熱管を銅管, Fig. 8 にステンレス鋼管を使用して、エンジン回転数を1200rpm一定にし、始動時からの熱交換器各部の温度変化を測定した結果を示す。

銅管の場合はエンジン始動時の排気温度は110℃であるが、15分位で80℃一定になる。

始動時は燃料管のバルブを止めてあるため燃料管と排気ガス間で熱交換は行われぬが、予熱により銅管の場合、両点の温度は徐々に上昇し25℃位になる。燃料管のバルブを開くと熱交換が起こり急激な温度上昇が始まり、最終的に出口温度は45℃に上昇する。

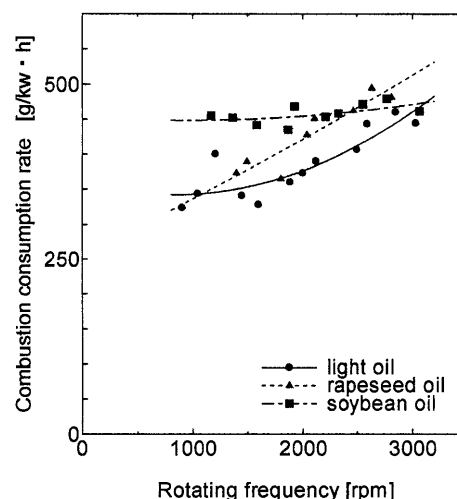


Fig. 6 軽油、菜種油、大豆油の燃料消費率

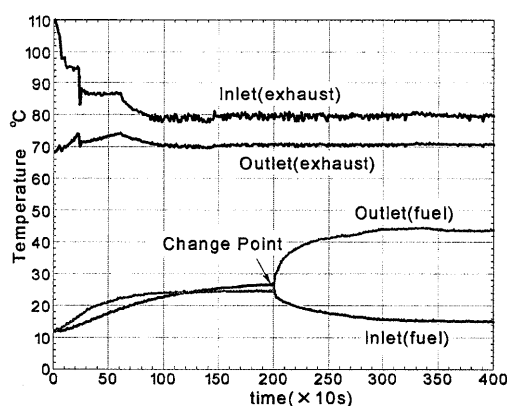


Fig. 7 銅管, 無負荷 1200rpmにおける熱交換器の温度変化

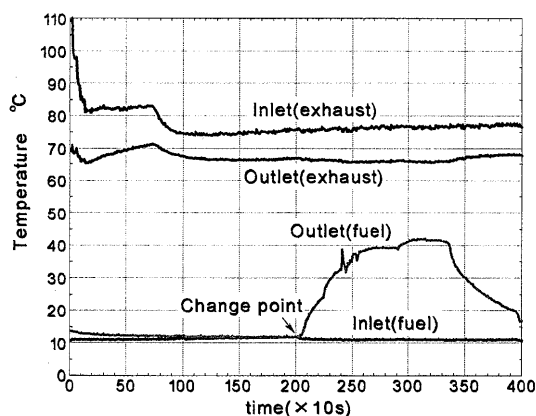


Fig. 8 ステンレス管, 無負荷 1200rpmにおける熱交換器の温度変化

ステンレス鋼管では予熱の影響は燃料側の入口、出口温度は時間が経過してもあまり変化が見られない。バルブを開くと出口温度の上昇が始まるが上昇率は銅管に比べ、緩やかであり、温度も銅管に比べて5°C程度低くなっている。これは銅管とステンレス鋼管の熱伝導率の違いによるものと思われる。

エンジン始動を軽油で行い、SV0に切替えて運転するためには燃料温度の急速な上昇が望ましく、無負荷、低速回転においてはステンレス鋼管より熱伝導率の大きい銅管の方が適していると考えられる。

Fig. 9に無負荷時における2種類の燃料管(銅管、ステンレス鋼管)を使用したときの対数平均温度差の変化を示す。

熱交換量の目安となる対数平均温度差は始動時においては1200, 2000rpmでは同じかややステンレス鋼管の方が大きい。3000rpmでは銅管の方が大きく、時間経過とともにステンレス鋼管の方が高くなる傾向が見られた。

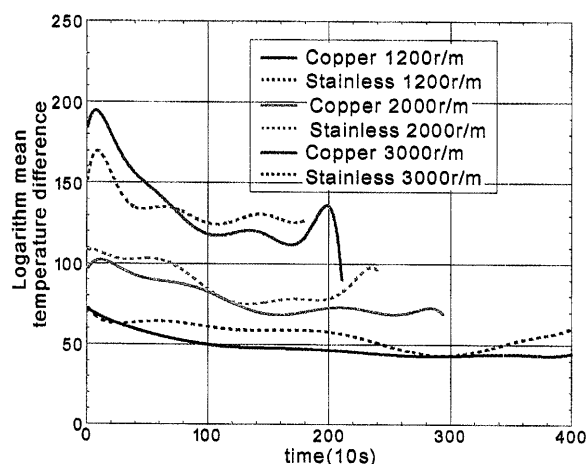


Fig. 9 無負荷時における銅管, ステンレス鋼管の対数平均温度差

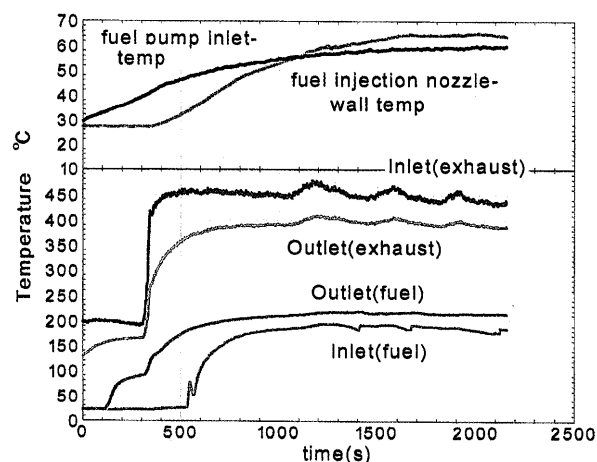


Fig. 10 ステンレス鋼管, 3000rpm, 負荷時における熱交換器の温度変化

4.4 負荷時における熱交換器の温度変化について

Fig. 10にステンレス鋼管を伝熱管とした3000rpm, 負荷(40N)をかけた時の熱交換器各部, 燃料ポンプ, 燃料噴射ノズル部壁温の変化について示す。

エンジンが高速回転で高負荷の状態では排気温度が500°C以上にも達する。熱交換器の燃料管入口温度が150°C, 出口温度が200°Cに上昇し, 燃壁温度は60°Cを超える。

4.5 燃焼波形と圧力上昇率について

本供試機関の燃料噴射時期は上死点前23度である。無負荷時と負荷時における燃壁温度の変化による燃焼波形と圧力上昇率をFig. 11に示す。

燃焼波形は $\theta=450$ 度付近で僅かであるが燃壁温度が高くなると圧力が低下している。これは膨張行程における後燃えが燃焼波形に影響していると思われる。

着火遅れの大小は圧力上昇率 $dp/d\theta$ の大小にほぼ比例すると言われているが, 本実験では最大圧力上昇率のクランク角位置は346~349度の範囲である。

燃壁温度による最大圧力上昇率のクランク位置との傾向は見られず, 着火遅れの影響は見られなかった。最大圧力上昇率とクランク角位置をFig. 12に示す。

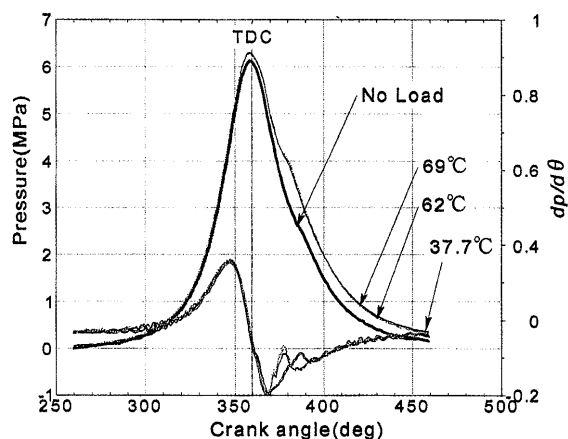


Fig. 11 ステンレス管, 3000rpm, 負荷時における燃焼波形

4.6 温度変化による負荷荷重と平均有効圧力について

エンジンに一定の負荷をかけた状態から燃壁温度と負荷荷重, 図示平均有効圧の時間的経過は燃壁温度の上昇ともない負荷荷重, 図示平均有効圧は緩やかに減少する傾向を示している。

Fig. 13に温度上昇による負荷荷重と図示平均有効圧を示す。

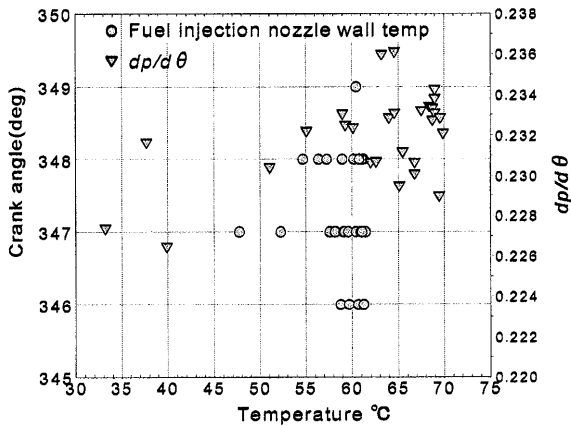


Fig. 12 温度上昇による圧力上昇率とクランク位置

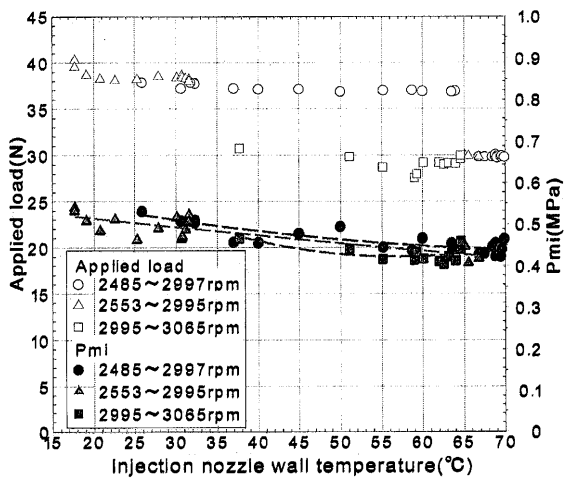


Fig. 13 温度上昇による負荷荷重と図示平均有効圧力

4.7 温度変化によるポリトロープ指数について

Fig. 14 は燃壁温度とポリトロープ指数の変化である。膨張行程のポリトロープ指数値は後燃えの程度に左右される。燃壁温度の上昇によるポリトロープ指数は圧縮行程ではあまり変化は見られないが、膨張行程では燃壁温度の上昇により漸増している。

これは、ポリトロープ指数が大きくなると燃焼が早く終了し、小さいものほど後燃えが続いていると考えられる。

4.8 温度変化による熱発生率について

熱発生率 (Rate Of Heat release) は $dQ_{ch}/d\theta$ は、作動ガスの比熱比 κ を用いて次式によって示される。

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dp}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \dots\dots(5)$$

Q_{ht} は燃焼室壁面からの冷却損失熱量で

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \dots\dots\dots(6)$$

$dQ/d\theta$ を見掛けの熱発生率として表す。

比熱比 κ は、内燃機関工学 (栗野誠一) のガス比熱より求め、燃焼温度 2500°Cにおける燃焼ガスの平均比熱とした⁽⁶⁾。

機関回転数 3000rpm, 負荷 (40N) における燃壁温度による熱発生率を Fig. 15 に示す。

本実験の結果は燃壁温度の上昇により熱発生率は小さくなる傾向が見られた。また、着火遅れ期間に差は見られないが燃壁温度の低いときは僅かであるが熱発生率が大きく、後燃え期間も長くなり膨張行程で燃焼が続いていると思われる。これは熱発生率の大きさが後燃え期間に影響を及ぼしていると考えられる。

SV0 の粘性が大きいと油の表面張力も大きく、噴霧の状態は一般に大粒であるが燃料を暖めることにより表面張力は減少して、油粒が小さくなり燃焼終了期間が早められたと考えられる。

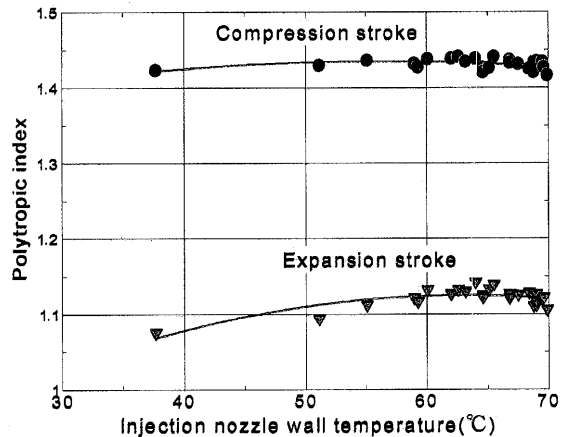


Fig. 14 燃料温度上昇によるポリトロープ指数

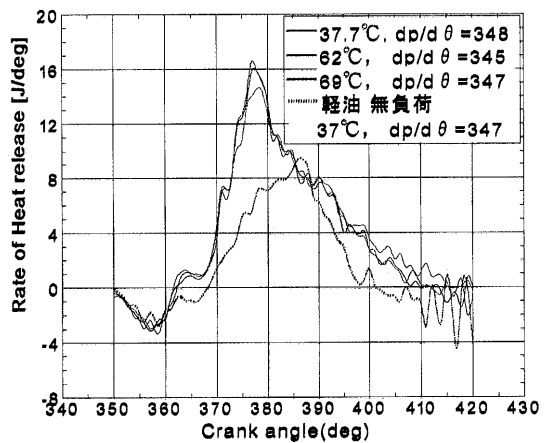


Fig. 15 燃料温度による熱発生率

5. まとめ

本研究は粘性の大きい SV0 の粘度を下げる方法としてエンジンの排気ガスを利用して SV0 を暖める熱交換器を試作し、時間経過の温度変化実験を行った。また、熱交換によって燃料温度変化が及ぼす要因についての燃焼解析を行った。

試作熱交換器を用いての実験は2種類の燃料管（銅管、ステンレス管）で無負荷、低回転数における始動からの温度経過の実験により、エンジン始動時から短時間で燃料の粘度を下げるには熱伝導率の大きい材料を使用する方が良いが、エンジン負荷の増大や長時間運転により燃料管が高温になる。今回、使用した銅管の場合、許容使用温度範囲は200℃前後であり、高温には不向きであると思われる。

今後、排気ガスを利用した熱交換器は伝熱管の材質や、短時間で温度上昇を可能にする方法、例えば二重境膜剥ぎ取り型 (DFR) 型熱交換器についても検討し、長時間運転による堆積物の付着や、高負荷状態の運転において燃料温度の上昇を抑えるため排気ガス流量を制御する装置等の必要性が考えられる。

また、熱交換による燃料温度上昇が機関に及ぼす影響は

- (1) 圧力上昇率の最大値位置は燃壁温度の上昇によって大きな差は見られなかったが、燃焼波形は $\theta = 450$ 度付近で僅かであるが燃壁温度が高くなると圧力が低下している。これは膨張行程における後燃えの影響と思われる。
- (2) 膨張行程でのポリトロップ指数の漸増は燃壁温度の温度上昇の影響が現れていると考えられる。
- (3) 熱発生率は燃壁温度の上昇により小さくなる傾向が見られた。燃壁温度の低いときは僅かであるが熱発生率が大きく、後燃え期間も長くなり膨張行程で燃焼が続いていると思われる。

以上のことから、SV0 を加熱する効果は大きく、粘性の大きい燃料の噴霧状態は一般に大粒であるが燃料を暖めることにより油粒が小さくなって燃焼終了期間が早められていると考えられる。

今回、燃焼解析は燃料噴射ノズル付近の壁温で行ったが、燃料噴射管内の燃料温度を測定できれば SV0 加熱による着火遅れや、後燃えについて詳しく把握できると考えられる。

6. 謝辞

この研究で、実験に協力して頂いた篠木研究室の卒業生、また、実験装置の製作に協力して頂いた技術部第一技術班の渡辺昇班長はじめ皆様に深く感謝いたします。

なお、本研究は平成18年度科学研究費補助金奨励研究18917023の助成を受けたことを記し、謝意を表します。

参考文献

- (1) バイオエネルギー最前線 横山伸也 森北出版
- (2) ディーゼル燃料としての菜種油の可能性 西健一他 日本機械学会関東支部10期総会講演会講演論文集 ('04-3. 4~6, 東京)
- (3) ディーゼル燃料としての植物油に関する研究 (I) 飯本 光雄 総合農学 29
- (4) 廃食油燃料によるディーゼル機関特性に関する基礎研究 小西 奎二他 東京都立科学技術大学紀要14巻
- (5) 熱工学ハンドブック 熱工学ハンドブック編集委員会 誠文堂新光社 (p-427-p484)
- (6) 内燃機関工学 栗野誠一 山海堂 (p285-p291)