

低温時におけるディーゼル機関の 加速応答性に関する研究*

山田 貴 延**

常本 秀 幸**

石谷 博 美**

(昭和62年4月30日受理)

The Acceleration Performance in a Passenger Car Diesel Engine at Lower Temperature

by Takanobu YAMADA, Hideyuki TSUNEMOTO
and Hiromi ISHITANI

This paper shows the acceleration performance in a diesel engine and clarifies the causes of its decline at low temperature operation.

As the result, it is found that the transient torque in the initial stage of acceleration is only 70-80% at -10°C , compared to that of the warmed up engine. The torque deterioration over 80% is caused by the increase of mechanical loss, and results from the higher oil viscosity in the cold state.

1. ま え が き

寒冷地で使用される自動車用ディーゼル機関では、始動性、加速応答性、騒音、あるいは白煙の排出などが今後解決していかなければならない問題として残されている。これらの問題の多くは、着火性を確保することによって解決が可能である¹⁾²⁾。

しかし、加速応答性の悪化は、冷却水あるいはシリンダ壁への熱損失、および摺動部分での摩擦などの影響³⁾⁴⁾を大きく受けるため、着火性の向上だけでは必ずしも克服できない。

本研究では、渦流室式ディーゼル機関を使用して、加速応答性に関して実験を行い、その悪化に影響を及ぼす種々の要因について解析を行ってきた。その結果、外気温度が低下するほど軸トルクは大幅に減少するが、その80%以上は機械損失によるものであることが明らかになった。以下、得られた結果について詳述する。

* 昭和61年度自動車技術会春季学術講演会にて一部発表

** 北見工業大学

2. 実験装置および方法

図1は、実験装置のブロック図であり、また実験に使用した機関の諸元を表1に示す。なお、本機関は、始動時に作動するアフターグローシステムを備えている。供試機関は、 -30°C から常温までの範囲で温度を任意に調節できる低温室に設置しており、低温室外部の渦電流式電気動力計によって定速度制御が可能になっている。

実験にさいしては、機関を所定温度に十分ソークしたのちに始動を行うが、その後アイドルリングを20秒間続け動力計と結合する。ただちに燃料噴射レバーをステップ状に全開にして加速を開始する。加速状態を30秒間継続しながら、その間の燃焼室内圧力、トルク、回転速

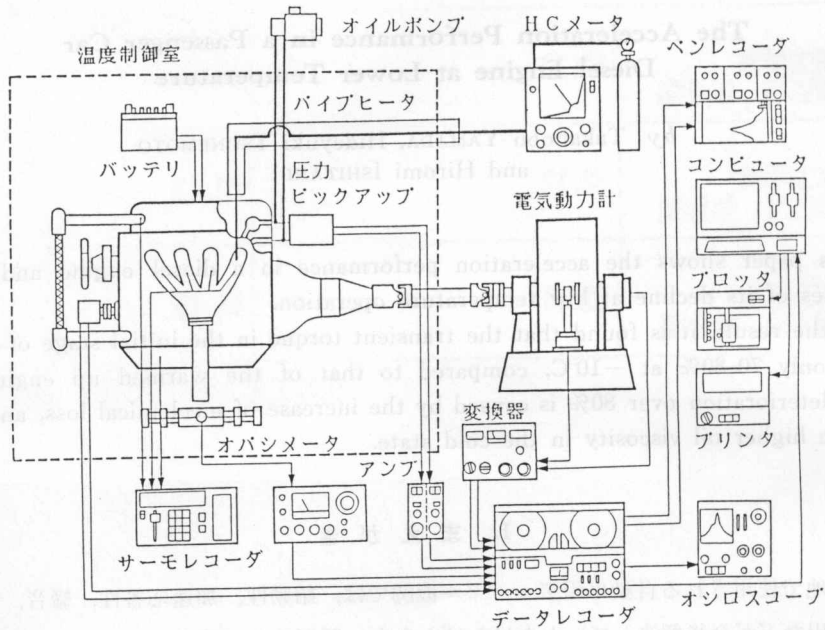


図1 実験装置ブロック図

表1 供試機関諸元

エンジン形式	水冷サイクル4気筒OHC
燃焼室	渦流室式
シリンダ数	4
ボア×ストローク	84×82 mm
行程容積	1817 cc
圧縮比	21.0
噴射時期	11°CABTDC
噴射ポンプ	ポッシュ VE型
噴射ノズル	スロットルノズル
噴射圧力	11.8 MRa

度あるいは機関各部温度などの経過をデータレコーダ、およびサーモレコーダに記録した。このほか、FID式のHC濃度計によって加速時におけるHC濃度の測定も行った。

低温始動後の加速応答性の評価は、加速中の軸トルクによって行うこととし、暖機後に得られる加速トルクとの比率で表わした。標準としたオイルは、SAE 5W-30であり、供試燃料はEPA基準の軽油（セタン価45）である。

3. 実験結果および考察

3.1 低温時におけるトルク特性

(1) 外気温度の影響 図2に、外気温度を変化させた場合の加速中のトルク特性を示す。ここで加速トルクは、暖機後の加速トルクに対する低温始動後の加速トルクの比（以後トルク比と呼ぶ）で表示した。図から、外気温度が低下するほどトルク比は低下し、加速開始後20秒付近までの変化が大きいことがわかる。たとえば、外気温度が -20°C の場合、加速5秒でのトルク比は58%と極めて低く、同一時間の 10°C の場合と比較すると26%の低下が認められる。

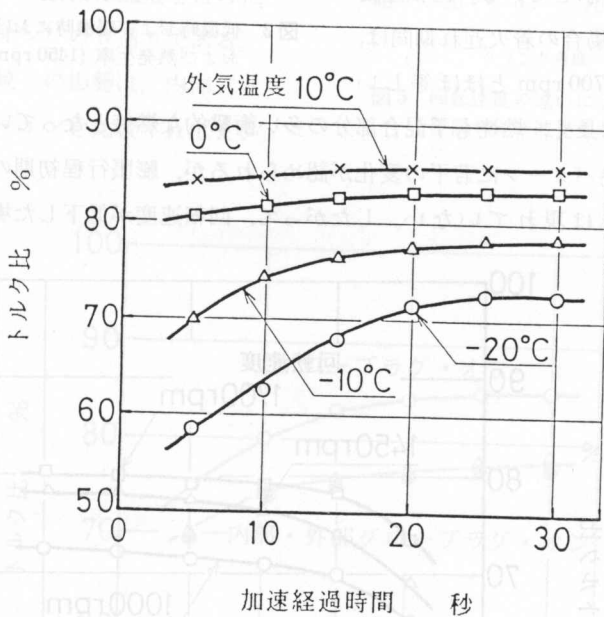


図2 外気温度とトルク比との関係 (1450 rpm)

図3は、外気温度 -10°C の条件で低温時および暖機時に加速した場合のインジケータ線図、および暖機時に加速した場合のインジケータ線図、および熱発生率をそれぞれ比較したものである。低温時の加速の場合、着火時期は暖機時加速に比べて 3°C A 程度遅れており、燃焼最高圧力も低下している。しかし、膨脹行程の前半では、低温時加速のほうが若干高い圧力を示すものの全体として圧力および熱発生率の違いは少ない。このことから、低温始動後の加速

トルクの低下には、機械損失の影響が大きいことが推測できる。

(2) 回転速度の影響 図4は、外気温度 -10°C 一定として、回転速度を変化させた場合の加速応答性をトルク比で示したものである。図から、回転速度が低下するほどトルク比も減少しているのが明らかである。この場合、経過時間が15秒以降の領域ではトルク比の差はほぼ一定であり、1700 rpm に比べて1450 rpm では3%、1000 rpm では7%の低下となっている。

図5は、この内1000 rpm と1700 rpm における加速後20秒目のインジケータ線図および熱発生率を示している。回転速度が低い1000 rpm の場合の着火遅れ期間は、クランク角度では1700 rpm とほぼ等しいものの時間としては長く、燃焼も予混合部分の多い衝撃的な燃焼となっている。このように回転速度によって燃焼パターンに若干の変化が認められるが、膨脹行程初期の図示仕事には先に示した7%近い差違は現れていない。したがって、回転速度が低下した場合のトルク比の変

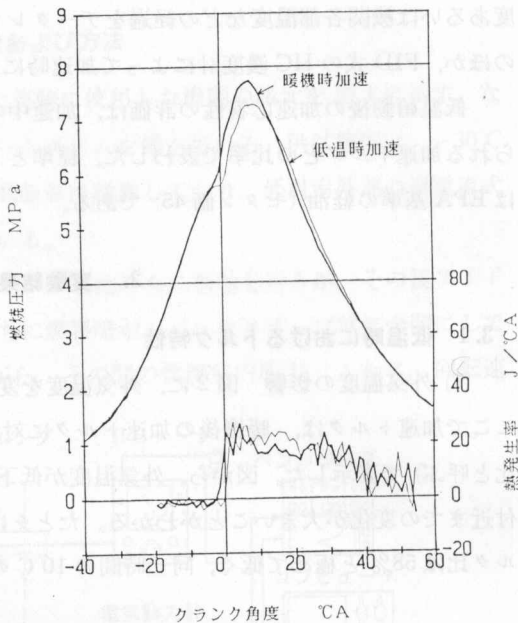


図3 低温時および暖機時におけるインジケータ線図および熱発生率 (1450 rpm, -10°C)

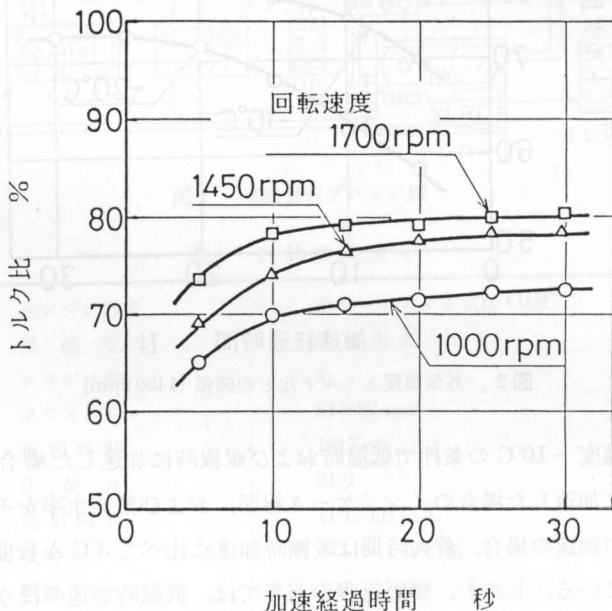


図4 回転速度とトルク比との関係 (-10°C)

化も温度条件の変化と同様に機械損失、あるいは膨脹行程後半の冷却損失によるものと思われる。

3.2 低温時における加速トルクの低下要因

(1) 燃焼状態の影響 図6は、燃焼状態と加速応答性との関係を知るために、グロープラグの作動状態の違いによるトルク比を比較したものである。すなわち、加速中グロープラグを燃焼室内部に通常通り作動させた場合(内部グローオン)、内部に設置したまま通電を停止した場合(グローオフ)、そしてグロープラグを燃焼室外部に設置して、燃焼に関与しないように通電を行った場合(外部グローオン)の3通りである。グロープラグの燃焼への影響は、内部グローオンと外部グローオンを比較すればよいことになる。

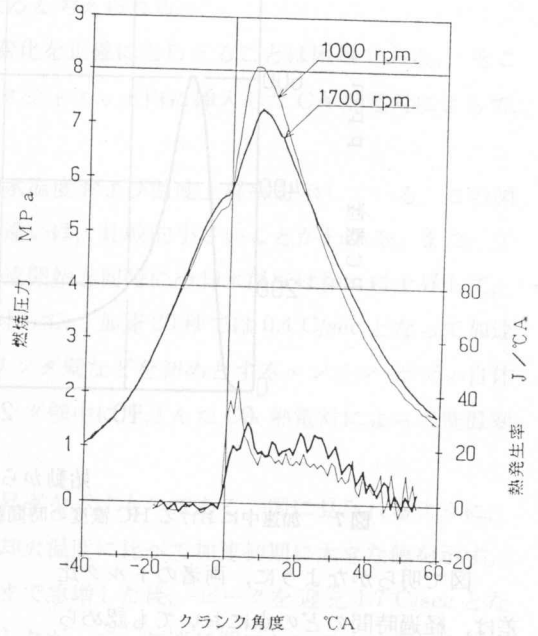


図5 回転速度の違いによるインジケータ線図および熱発生率 (-10°C)

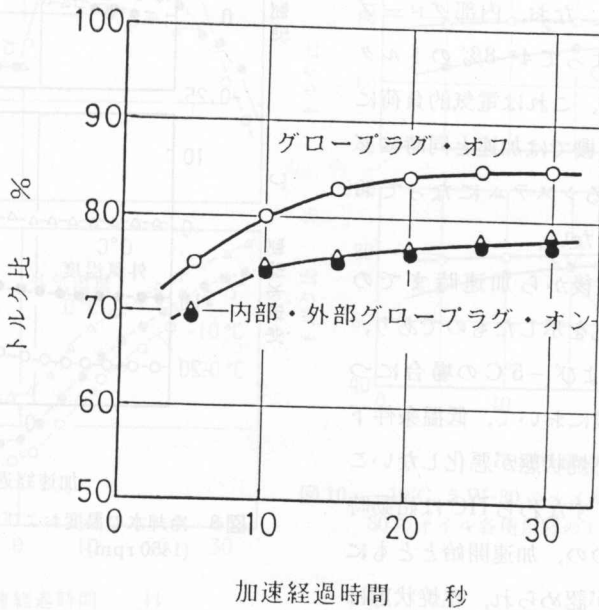


図6 グロープラグ作動の有無とトルク比との関係 (1450 rpm, -10°C)

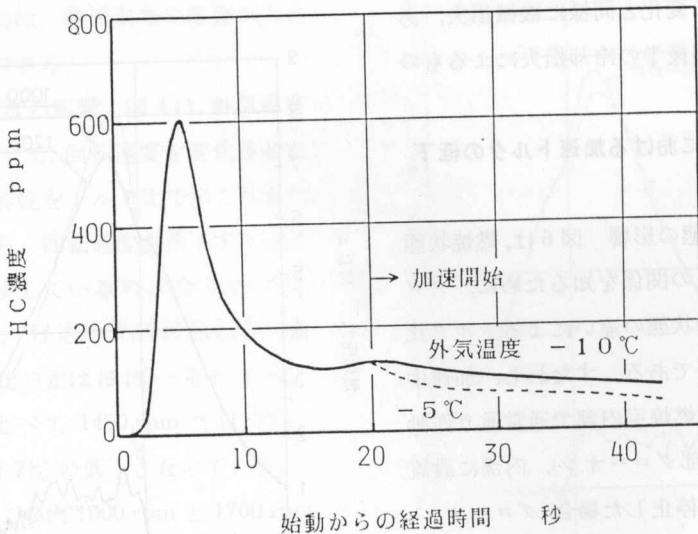


図7 加速中における HC 濃度の時間経過 (1450 rpm, -10°C および -5°C)

図で明らかなように、両者のトルク比差は、経過時間のどの点においても認められない。したがって、正常な噴射時期で加速を行った場合には加速初期から完全燃焼に近く、不完全燃焼による加速トルクの低下は少ないと言える。なお、内部グロープラグのオン、オフによって4~8%のトルク比差が認められるが、これは電氣的負荷によるものであり、実機では加速と同時にグロープラグが切れるシステムになっており、この影響は現れない。

図7は、始動直後から加速時までの HC 排出濃度の変化を示したものであり、外気温度 -10°C および -5°C の場合について示している。図において、低温条件下で加速を行っても燃焼状態が悪化しないことが明らかである。すなわち HC は始動時に高い値を示すものの、加速開始とともに若干低下する状態が認められ、燃焼状態は悪化していないことがわかる。

以上の結果から、低温時の加速トルク

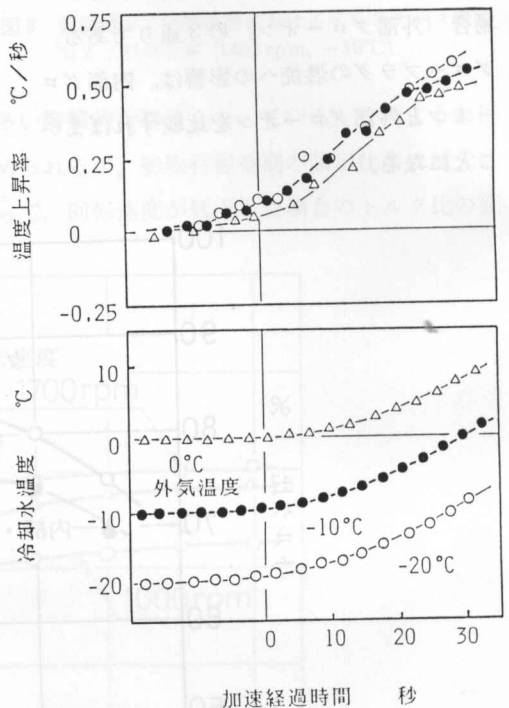


図8 冷却水の温度および温度上昇率の変化 (1450 rpm)

低下に対する燃焼状態の影響はさほど大きくはないと言える。したがって、トルク低下の要因としては、冷却損失あるいは機械損失が主になると考えられる。

(2) 冷却損失の影響 加速中の冷却損失の変化を正確にとらえることは困難である。そこで、そのおおよその値を推定する前に、ウォータージャケット内に挿入したCA熱電対によって、加速中の冷却水温度の変化状態を調べてみた。

図8は、外気温度を変化させた場合の冷却水温度および温度上昇率を示している。この図から、いずれの外気温度条件でも温度上昇率の違いは、比較的小さいことがわかる。また、アイドリング中の水温変化はほとんどないが、加速開始と同時に冷却水温度は徐々に上昇して、加速後5秒では上昇率は $0.1^{\circ}\text{C}/\text{sec}$ であるのに対して、加速20秒では $0.4^{\circ}\text{C}/\text{sec}$ となって加速初期における温度上昇が小さい。これは、シリンダ壁などを初めとするエンジン・ボディ自体への熱吸収の影響と考えられる。そこで、シリンダ壁中に埋込んだCA熱電対によって壁温変化を調べてみた。

図9は、前図に対応する壁温および温度上昇率を示すものである。図に見られるように、加速後の壁温は、いずれの外気温度の場合も冷却水温度に比べて加速初期に大きな値を示す。この場合の温度上昇率を見てみると、5秒付近まで急増した後、ピークを迎え $1.7^{\circ}\text{C}/\text{sec}$ となり、その後は逆に低下する傾向を示している。したがって、加速初期においては、冷却水への

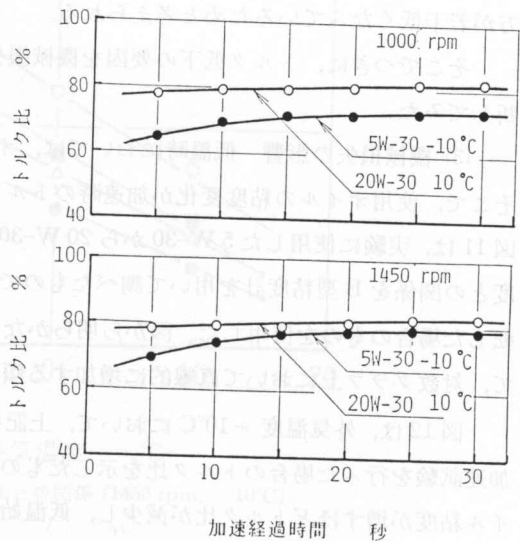
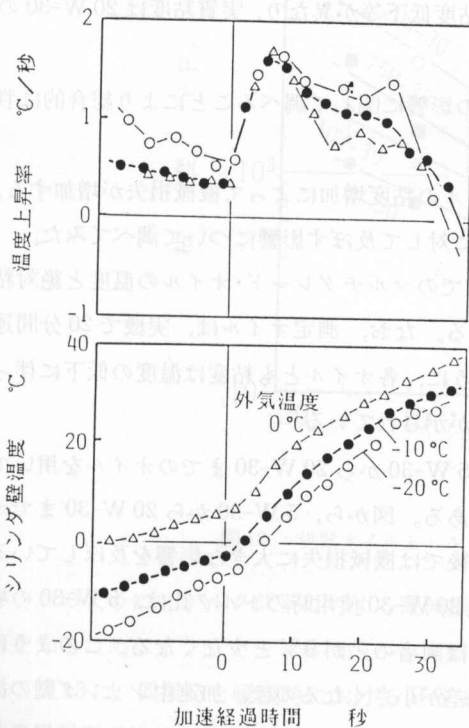


図10 -10°C 、5 W-30 のオイルおよび 10°C 、20 W-30 のオイル各使用時のトルク比

図9 シリンダ壁の温度および温度上昇率の変化 (1450 rpm)

熱損失は少ないもののボディの温度変化に対応した冷却損失が増えることになる。その後、加速の経過とともに冷却水への損失割合が増えて行くものと思われる。

以上の各温度上昇率から、低温加速度と暖機加速時との冷却損失差を求めると、 -10°C の場合15%程度の値となった。ただし、排気損失などの関係から、この差が直接出力の差とはならない。さらに、冷却水あるいはシリンダ壁温度経過から冷却損失を求める方法は簡便ではあるが、ボディの熱吸収など複雑な熱移動を取扱うことに加えて、各部の温度分布あるいは重量分布等を推定しなければならず誤差も含まれる。そこで実際のトルク低下に対して、冷却損失がどの程度影響を及ぼすかについて、つぎのような方法で調べてみた。

すなわち、後に示すように温度 -10°C の状態のオイル5W-30と 10°C の状態のオイル20W-30とでは、その粘度がほぼ等しくなる。つまり、この2つの条件で加速試験を行えば潤滑系の機械損失は等しいと考えられるから、両者のトルク差は -10°C と 10°C の壁温の違いによる冷却損失の影響を示すことになる。その結果を図19に示す。図から、回転速度が1450 rpmの場合には、加速後5秒で8%、20秒で3%のトルク比差がある。一方、回転速度が低い1000 rpmの場合には、加速後5秒で15%、20秒で8%といずれも1450 rpmの場合よりもトルク比差が大きく、低回転速度では冷却損失が増加する傾向を示している。なお、冷却損失によるトルク比差が加速初期において予想よりも大きな値を示しているが、これはオイルの初期粘度に差はないものの、初期温度の違いにより加速中の粘度低下等が異なり、実質粘度は20W-30の方が若干低くなっているためと考えられる。

そこでつぎに、トルク低下の要因を機械損失の影響に関して調べることにより総合的に判断してみた。

(3) 機械損失の影響 低温時においては、オイルの粘度増加によって機械損失が増加する。そこで、使用オイルの粘度変化が加速時のトルクに対して及ぼす影響について調べてみた。

図11は、実験に使用した5W-30から20W-30までのマルチグレード・オイルの温度と絶対粘度との関係をB型粘度計を用いて調べたものである。なお、測定オイルは、実機で20分間運転した場合のものを使用した。図から明らかなように、各オイルとも粘度は温度の低下に伴って、対数グラフ上において直線的に増加する傾向が示されている。

図12は、外気温度 -10°C において、上記の5W-30から20W-30までのオイルを用いて加速試験を行った場合のトルク比を示したものである。図から、5W-30から20W-30までオイル粘度が増すほどトルク比が減少し、低温始動後では機械損失に大きな影響を及ぼしていることが明らかである。この場合、加速後5秒では20W-30使用時のトルク比は、5W-30の場合に比べて14%低下しているが、加速後30秒では両者の差が9%と少なくなる。このように時間の経過とともにオイルの違いによるトルク比差が小さくなるのは、加速中シリンダ壁の温度が上昇していることから、オイル温度の上昇に伴う粘度の変化割合が減少して、機械損失の主要部分を占めるピストンリングとライナ間の摩擦力の差が少なくなったためと思われる。

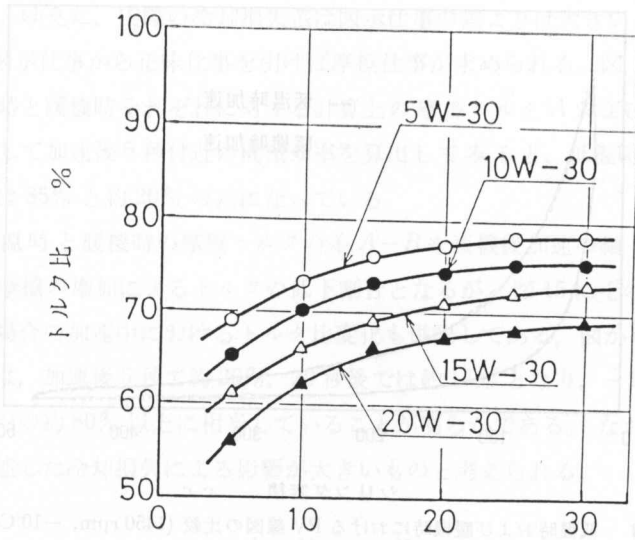


図 11 供試オイルの温度に対する粘度変化

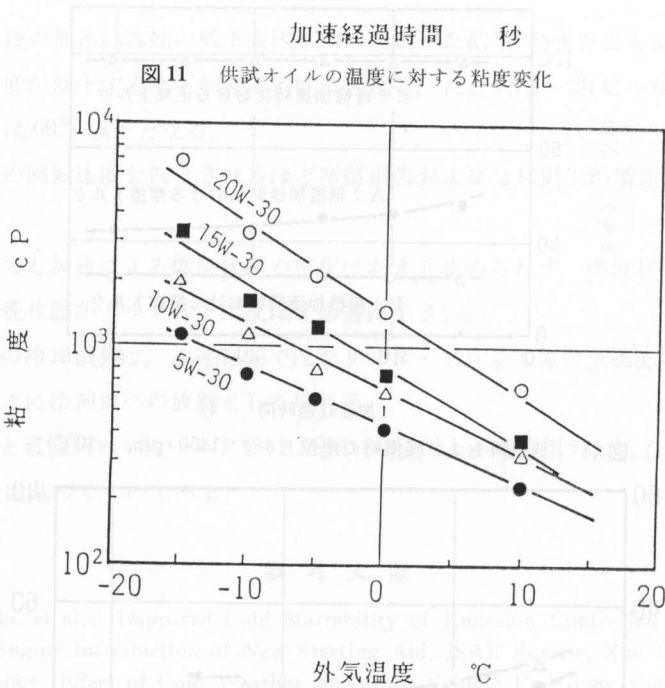


図 12 供試オイルとトルク比との関係 (1450 rpm, -10°C)

このように、トルク低下に対する機械損失の影響は大きいものであるが、そのおおよその値を知るためにインジケータ線図上から摩擦トルクを求めてみた。

図 13 は、低温時と暖機時における P-V 線図を示したものである。この場合の図示仕事は、低温時より暖機時の方が 3% 程度高い値を示しており、この差は図示上の冷却損失差と言える。しかし、暖機時に比べ低温時は、吸入効率が高く燃焼状態が改善されて図示仕事も大きく

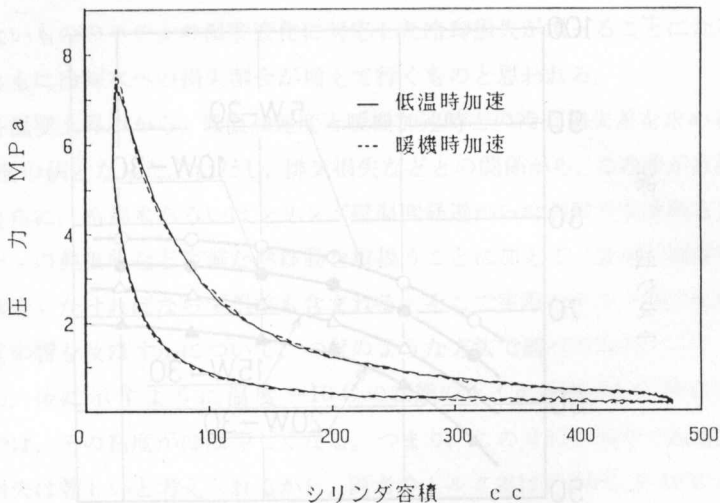


図13 低温時および暖機時におけるPV線図の比較 (1450 rpm, -10°C)

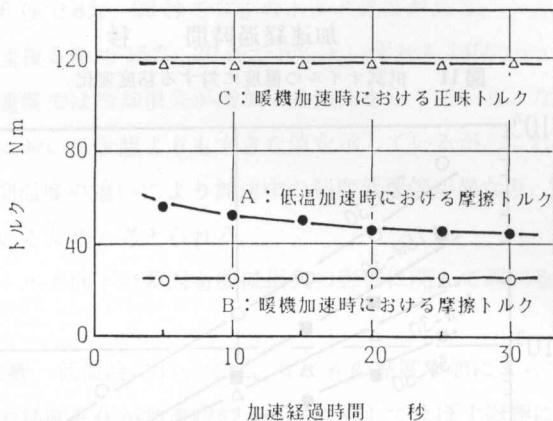


図14 低温時および暖機時の摩擦トルク (1450 rpm, -10°C)

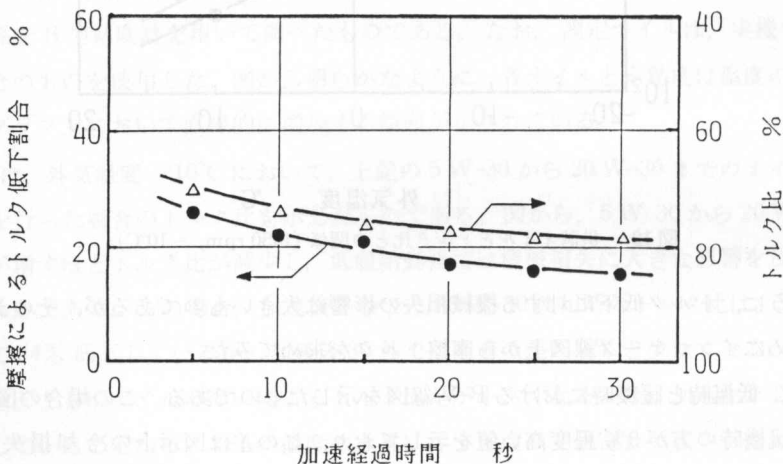


図15 摩擦によるトルク低下割合とトルク比との関係 (1450 rpm, -10°C)

なるはずである。ゆえに、実際の冷却損失差は図示仕事の差よりは大きいと考えられる。

一方、この図示仕事から正味仕事を引けば摩擦仕事が求められる。図 14 は、このような方法で求めた低温時と暖機時それぞれに対する計算上の摩擦トルク A および B を示している。この値をもとにして加速後 5 秒付近の機械効率を算出してみると、低温時には 65% であったものが暖機時には 85% と約 20% の差になっている。

ここで、低温時と暖機時の摩擦トルクの差 $A-B$ を暖機後加速の軸トルク C で割った値 $(A-B) \div C$ は、摩擦の増加によるトルクの低下割合となるが、図 15 にその結果を示す。また図中には、この場合の加速中におけるトルク比変化も併記してある。図から、摩擦仕事によるトルク低下割合は、加速後 5 秒で約 26%、20 秒後では約 17% となり、 -10°C における加速トルク低下分の内の約 80% 以上に相当していることが明らかである。なお、残りの 10~20% の低下分は、前述した冷却損失による影響が大きいものと考えられる。

4. 結 論

低温始動直後の加速応答性の低下要因について調べた結果、つぎのことが明らかになった。

- (1) 外気温度が低下するほど加速応答性は悪化し、たとえば -20°C の場合には暖機時に比べて軸トルクは 60% 以下となる。
- (2) 加速時の回転速度を低下させるほど摩擦損失および冷却損失が増加し、トルク比は低下する。
- (3) 低温時でも加速による燃焼状態の悪化はあまり認められず、燃焼状態の悪化はあまり認められず、燃焼状態がトルク低下に及ぼす影響は小さい。
- (4) 加速中の冷却損失は、加速初期ではシリンダ・ブロック等の金属部の温度上昇として現れ、その後徐々に冷却水への放熱として現れる。
- (5) 低温時と暖機時の加速トルク差は、その 80% 以上が摩擦損失によるものであり、10~20% が冷却損失に基づくものである。

参 考 文 献

- 1) H. Takahashi, et al.: Improved Cold Startability of Emission Controlled Heavy Duty DI Diesel Engine Introduction of New Starting Aid, JSAE Review, Nov. (1984), p. 24.
- 2) N. Ostrouchov: Effect of Cold Weather on Motor Vehicle Emissions and Fuel Economy, SAE paper 780084, (1978).
- 3) 古浜庄一ほか: 潤滑油の性状がピストン摩擦力に与える影響. 自動車技術会論文集, No. 29, (1984), p. 55.
- 4) H. Tsunemoto, et al.: The Transient Performance during Acceleration in a Passenger Car Diesel Engine at the Lower Temperature Operation, SAE paper 850113, (1985).