高速船用機関の負荷特性に関する研究 (航行中の機関負荷特性と シリンダ内圧力の解析) *

高井元弘** 西尾澄人** 桑原孫四郎**

Load Characteristics of High-Speed Marine Diesel Engines:
Engine Load Characteristic and Combustion Analysis in Service Conditions

by M.Takai, S.Nishio, M.Kuwabara

Due to short passages and fast turns, the high-speed marine diesel engines for high-speed vessels, passenger ships, and ferries operate under severe conditions of frequent starts, rapid acceleration, and hot shutdown. We consider that various failures of high-speed diesel engines are associated with such maneuvering patterns of high-speed vessels.

In order to determine the load characteristics of high-speed engines during operation, full-scale measurements of a fast ferry with a water-jet were carried out. The shaft output and in-cylinder pressure of the engine were measured continuously from engine start to shutdown.

The data acquisition method is described, and the transient performance of engine load, from harbor to cruise maneuvering, and characteristic relationship between power absorption and shaft speed of the water-jet are presented. An engine performance analysis using in-cylinder pressure in various running conditions is also presented.

1. はじめに

高速カーフェリー、高速旅客船など高速船は、一部のガスタービン搭載船を除き、小型、軽量、高出力の4サイクル高速ディーゼル機関を主機とし、推進システムの高出力化と冗長性のため機関を複数台搭載した多軸船が一般的である。高速船は、比較的短距離航路に就航し、港内停泊時間も短く、その高速性を生かして、同一航路を何度も往復し、非常に効率的な運航が行なわれている¹⁾。このため、機関等のトラブルによる減速、欠航は大きな経済的損失につながるため、推進機関には、従来以上の高い信頼性が必要とされる。

高速機関の運転状況は、機関の発停や入出航時の高出力運転が頻繁に行なわれ、また、定時運航確保のための高負荷運転も避けられず、機関は急激な機械的負荷、熱的負荷を繰り返し受け、非常に過酷な

条件で運転されている。このような高速船特有の運航パターンが機関トラブルの発生に密接に関係することが考えられる。

このため、高速船の運航パターンと機関の負荷特性の関係を明らかにするため実船計測を行った。本報告では、推進軸トルク計測から得られた高速船の入出港時の負荷特性について解析した結果について報告する。また、実航行中における主機関のシリンダ内圧力を計測し、各種負荷状態でのシリンダ内圧力波形の解析を行うと共に、圧力計測波形からピストンの上死点位置を正確に決める方法を示し、負荷状態の異なる機関運転時における熱発生率を求め、高速機関の負荷状態と燃焼状態の関係について解析した結果を報告する。

2. 実船計測の概要

実船試験の対象船は総トン数850トンの波浪貫通型双胴船の高速カーフェリーである。旅客定員400名、乗用車50台を積載し、航海速力25ノット、最

* 原稿受付 平成15年5月23日
** 正会員 (独)海上技術安全研究所 (三鷹市新川6-38-1)

大速力 30 ノットで航海することが可能である。現在、国内で就航中の数少ない大型、高速カーフェリーであり、A 港－B 港間約 135km を就航時間約 3 時間 40 分で 1 日 1.5 往復している。

推進プラントの概要を表 1 に示す。両舷それぞれ 2 機の高速ディーゼル機関を主機とし、弾性継手、減速機（減速比 2.319）を介して、ウォータジェット推進機を駆動する 4 機 4 軸船である。ウォータジェット推進装置のインペラ翼角は固定であり、操舵は出口ノズル（デフレクタ）を左右に変えることにより、また、前進、後進、中立状態の操船はリバーサにより行う方式である。

推進プラントの配置と計測位置の概略を図 1 に示す。計測項目は、主機関のシリンダ内圧力、シリンダ内温度、シリンダ出口排気温度、推進軸トルクなどである。推進軸のトルク計測は、図 1 に示す左舷 3 号および左舷 4 号機のウォータジェット推進機ポンプのインペラ駆動用中間軸（外径 120°，内径 80° の中空軸）にそれぞれひずみゲージを貼付けし、FM テレメータ送受信機により計測した。

シリンダ内圧力の計測は、小型の圧力センサーをシリンダヘッド上部に位置するインジケータコック本体に取り付けた。取り付け箇所は、左舷 3 号および左舷 4 号主機のそれぞれ 1 個のシリンダとした。使用したセンサーは、圧力によるダイヤフラムの変位を光ファイバーを使った伝送光により光変調方式で検出するもので、小型で耐熱性の優れたものである。なお、シリンダへの燃料噴射開始時期を知る上で必要な燃料ポンプのニードル揚程の計測は今回の実船計測では行わなかったが、ニードル突始めのクラン

ク角位置は、機関調整時の計測データでは、シリンダによりバラツキがあり、-18.5 度～ -20.0 度(ATDC)

表 1 推進プラント概要

主機	高速ディーゼル機関×4 基
形式	4 サイクル過給機付 V 型機関
連続最大出力	2023kW×1950rpm
シリンダ径×行程	165mm×185mm
圧縮比	13.5
最大燃焼圧力	14.7MPa
出力当り重量	2.7kg/kW
機関単体重	5500kg
推進装置	ウォータジェット推進機
形式	斜流式操舵後進機構付
連続最大入力	2800kW×950rpm×4 基

図 1 機関配置と計測センサー設置位置

図 2 出港時の機関回転数と軸出力の変化

となっている。

計測データは、機関室、ウォータジェットポンプ室から約 20m 離れた車両甲板上に設置した計測記録装置にて A-D 変換を行い記録した。サンプリング周波数は、温度データは 5kHz、その他のデータは 50kHz とした。

実船計測は、A 港－B 港間の 2 往復について、主機関起動、暖気運転、出港、定常航行、減速航行、入港、主機停止まで連続して行った。実船計測時の

海象は、波高は目視で最大 1.5m 以下であり、非常に穏やかであった。

3. 入出港時の負荷特性

3.1 入出港時の機関出力変化 A 港および B 港からの出港時、入港時の機関回転数と軸出力の変化をそれぞれ図 2 および図 3 に示す。いずれも左舷 3 号主機、および軸について、計測データの 1 秒間の平均値を求めたものである。

主機回転数は停泊時約 750rpm、港内減速航行時は約 900rpm および約 1450rpm、後進時には約 1230rpm の回転数が主に使われている。定常航行時の主機回転数は約 1810rpm（80%出力時）で船速 24 ノットであり、計測した 3、4 号主機ともほぼ同一であった。A 港は B 港にくらべて大きな港で通過船舶も多いため、A 港出港時は約 900rpm での減速航行状態が長くなっている。しかし、減速航行状態から前進加速を行い、定常航行状態までの出力上昇は、A、B 両港とも約 200～250 秒間の短時間で行われており、この間、機関回転数はほとんど連続的に上昇している。機関回転数の上昇と共に、軸出力も連続的に増大している。このように、ウォータジェット推進船では、出港時の運転方法は、短時間、連続的に機関回転数の上昇が行われるが、プロペラ推進船では、機関のオーバートルクの発生を防ぐため機関回転数を段階的に上げて行くのが一般的であり、大きな違いが見られ

図 3 入港時の機関回転数と軸出力の変化

図 4 機関回転数と軸出力の関係（入出港時）

る。また、入港時における機関の減速操作は、図 3 に示すように、定常航行状態から階段状に急激に減速された後、接岸時の旋回、後進操作が行われ、出港時に比べ複雑な機関の回転数操作が行われていることが分かる。

3. 2 入出港時の軸出力と機関回転数の関係

図 4 は、A 港および B 港の入出港時における 3 号機主機回転数とインペラ軸出力の関係を示したものであり、計測時は、いずれも軽荷状態であった。両港において、出港時と入港時における主機回転数と軸出力の関係はほとんど変わらず、船速や船の加速時、減速時にかかわらず、軸出力は機関回転数で決まることを示している。プロペラ船では、出港時の加速状態では、入港時の減速状態に対し、同一の主機回転数ではプロペラトルクが増大し、軸出力が大きくなる傾向があるが、ウォータージェット推進船では、異なった特性を示すことが分る。

ウォータージェット推進機のインペラ軸出力 L は、ポンプの全揚程 H 、流量 Q が、(1)、(2) 式となることから、(3) 式よりインペラ軸回転数 n の 3

乗に比例することになる。この関係は、プロペラ推進船におけるプロペラ軸出力とプロペラ回転数の 3 乗則と同様の関係である。

$$H = H_0(nD)^2 \quad (1)$$

$$Q = Q_0 n D^3 \quad (2)$$

$$L = (\gamma g Q H) / \eta_p \quad (3)$$

ただし、 γ は水の比重量、 g は重力加速度、 η_p はポンプ効率、 D はインペラの直径、 H_0 、 Q_0 は定数である。

図 4 より、実船計測により得られた機関回転数 N とインペラ軸出力 L の関係を求めると以下のようになる。

$$A, B \text{ 港入出港時} : L = 1.5207 \times N^{3.058}$$

入出港時における船速は過渡的な状態で変化している条件においても、ウォータージェット推進船における軸出力は、(3) 式からも推定されるように、機関回転数 N のほぼ 3 乗に比例する結果が得られた。

図 5 シリンダ内圧力波形（停泊時）

図 6 P_{max} の変動分布（停泊時）

4. 圧力波形と燃焼状態の解析

4.1 航行中におけるシリンダ内圧力波形 シリンダ内圧力の計測は、機関起動時から出港、入港まで連続して行った。図5に左舷3号主機のシリンダで計測した停泊時におけるアイドリング運転時のシリンダ内圧力波形を示す。機関回転数は約750rpmであり、機関起動直後（起動後約120秒）と起動後約120分で出港前の十分機関が温まった状態と考えられる時点での圧力波形を示している。いずれの圧力波形も、燃焼時の圧力の立ち上がりが急激であり、シリンダ内シリンダ内最大圧力 P_{max} 発生点を過ぎてから、振動波形が見られる。図6は、機関起動後約120秒および約120分のアイドリング運転時における以後5分間のすべての燃焼サイクルにおける P_{max} の値を求め、その平均値からの変動分を度数分布で示したものである。機関起動直後では、 P_{max} の平均値は約4.9MPaであり、出港前のアイドリング運転時における P_{max} の平均値約4.4MPaより高く、また

P_{max} のバラツキもが大きくなっていることが分る。

図5に示した、シリンダ内圧力波形において、圧縮行程で圧力波形が急激に立上るクランク角位置を着火開始位置（SOC）として求めると、機関起動直後のアイドリング運転時約-2.0度（ATDC）、出港直前のアイドリング運転時約-3.5度（ATDC）となり、起動直後は、出航直前のアイドリング運転時に比べ、着火開始位置が遅くなっている。これは、機関起動直後では、シリンダ内温度が低いためと考えられ、着火開始時期が遅れることにより、着火後の燃焼が急激に進むため P_{max} も大きくなると考えられる。

図7は、定常航行時、機関回転数約1810rpmにおけるシリンダ内圧力波形と P_{max} の変動分布を示したものである。 P_{max} の変動分布は、5分間のすべての燃焼サイクル波形より求めたもので、 P_{max} の平均値は約14.4MPaとなっている。また、 P_{max} の変動幅もアイドリング運転時に比べ非常に少ないことが分る。シリンダ内圧力波形も、燃焼開始に伴う圧力の立ち上がりが比較的穏やかであり、停泊時のように鋭いピークは見られない。また、着火開始位置は約-7.2度（ATDC）が得られ、停泊時に比べ着火開始

図7 シリンダ内圧力波形と P_{max} の変動分布（定常航行時）

図8 シリンダ内圧力振動成分の周波数特性（減速運転時）

時期が早くなっている。

4.2 気柱振動の発生 図5に示した停泊時のアイドリング運転時におけるシリンダ内圧力波形に見られる最大圧力発生後の振動波形は、急激な燃焼圧力の変化により誘起された燃焼室から圧力センサ取付け部までの導入管内で発生した気柱振動による影響と考えられる。

定常航行時のシリンダ内圧力波形には図7に示すように、気柱振動による振動波形の影響はほとんど見られないが、アイドリング時や減速航行時には比較的大きな振動波形が計測される。図8は、機関回転数 1000rpm での減速航行時のシリンダ内圧力計測波形を示すと共に、気柱振動によると考えられる圧力の振動波形成分を抽出し、スペクトル解析した結果を示す。振動波形には周波数 625Hz 付近にスペクトルのピークがあり、気柱振動の共振周波数と考えられる。

図9は、出港前の停泊時、機関回転数 750rpm のシリンダ内圧力計測波形について、同様に、気柱振動によると考えられる振動波形成分について、スペクトル解析した結果を示す。この回転数では、周波数 450Hz 付近に共振周波数と考えられるスペクトルのピークが見られる。両者の共振周波数を比較すると、

図9 シリンダ内圧力変動成分の周波数特性（停泊時）

減速航行時の機関回転数 1000rpm における気柱振動の共振周波数は、停泊時の約 1.4 倍となる。

シリンダ内の作動ガスの音速 v は、圧縮、膨張過程が断熱的であるとする、(4) 式となる。

$$v = (\kappa P/\rho)^{1/2} \quad (4)$$

ただし、 P は圧力、 κ は気体の比熱比、 ρ は気体の密度である。

停泊時 750rpm、減速航行時 1000rpm の機関回転数では、ほぼ無過給状態であるので、吸入空気量はほとんど変わらず、また、燃料噴射量も吸入空気量に比べはるかに少ないことから、気体の密度 ρ はほとんど変わらないと仮定できる。従って、(4) 式において、圧力 P を停泊時の $P_{\max}=4.4\text{MPa}$ に対して減速航行時の $P_{\max}=8.0\text{MPa}$ とすると、音速は、1.35 倍となる。気柱振動の共振時の波長は気柱長さが一定な

図10 ポリトロップ指数と dP/dt

図11 ポリトロップ指数と $(dP/dt)_{\max}$ となるクランク角位置

ら変化しないと考えられるから、共振周波数が上昇することになる。このことから、機関回転数 1000rpm の減速航行時における気柱振動の共振周波数の上昇は、シリンダ内の圧力が高くなることにより、音速が早くなるためと推定される。

4. 3 ピストン上死点位置の決定 各種の負荷条件で計測した機関のシリンダ内圧力から熱発生率などの計算を行うにはピストンの上死点位置(TDC)を正確に割出す必要がある。実験室においては、クランキングやモータリングを行い、ピストン位置や計測した圧力波形の対称性から求めることが多いが、実機においては非常に困難である。このため、計測したシリンダ内圧力波形より以下の方法で TDC 位置を決定した。

燃焼行程前の圧縮行程におけるシリンダ内圧力 P 、シリンダ体積 V は (5) 式のポリトロップ変化に従うと考えることが出来る。この時、圧力変化 dP/dt は、 $dV/dt = \omega A \cdot dx/d\theta$ より (6) 式で求められる。

$$PV^n = C \quad (5)$$

$$dP/dt = -nC \omega A V^{-(n+1)} \cdot dx/d\theta \quad (6)$$

ただし、 θ はクランク角、 ω はクランク角速度、 A はシリンダ断面積、 x はピストンの TDC 位置からの距離である。

図 10 は、(6) 式に基づきポリトロップ指数を 1.2~1.4 の範囲で変え、圧縮行程におけるクランク角位置-90 度~0 度(ATDC)の区間で dP/dt を計算した結果を示す。ポリトロップ指数により dP/dt の極大値の大きさは異なるが、クランク角位置-15 度(ATDC)前後で dP/dt が極大値を示すことが分かる。極大値となるクランク角位置は、(6) 式に示すように、ポリトロップ指数 n と機関のクランク腕の長さ、連接棒の長さ、圧縮比などにより変わるが、同一の機関では、ポリトロップ指数 n により決まる⁵⁾。

計測対象機関について、ポリトロップ指数 n を 1.3~1.4 の範囲で変えた時、 dP/dt が極大となるクランク角位置を (6) 式を基に数値的に求めた結果を図 11 に示す。4 サイクル過給式ディーゼル機関の場合は、(5) 式における P と V の関係は、 $n=1.34$ 程度でよく近似できるとしているが、 $n=1.3 \sim n=1.4$ の範囲で、 dP/dt が極大となるクランク角位置は、図 10 より -14.75 ± 0.20 度(ATDC) が得られる。従っ

て、圧縮行程におけるシリンダ内圧力波形から dP/dt が極大値をとるクランク角位置を求めることにより、圧縮行程がポリトロップ変化に従うと仮定すると、TDC 位置をクランク角 ± 0.2 度程度の精度で決めることが出来ると考えられる。

図 12 圧縮行程での $(dP/dt)_{\max}$ 位置

図 13 作動ガスの比熱近似式

図 1 2 に実船試験で計測した機関のアイドリング運転時（機関回転数 750rpm）および定常航行時（機関回転数 1810rpm）におけるシリンダ内圧力波形 P と dP/dt を示すが、シリンダ内圧力の計測波形から dP/dt が極大となるクランク角位置を容易に決定できることが分る。

4. 4 熱発生率の計算と計算例 運転中における機関のシリンダ内圧力を計測することにより、シリンダ内で単位時間あたりに燃焼により発生する熱量である熱発生率を直接計算することができる。シリンダ内に噴射された燃料の燃焼による熱発生率 $dQ_{ch}/d\theta$ はシリンダ内の作動ガスの比熱比 κ を用いて簡略式として (7) 式により求められる。

ただし、 Q_{ht} は燃焼室壁面から外部への冷却損失熱量である。

(7) 式より $dQ_n/dt = dQ_{ch}/dt - dQ_{ht}/dt$ とし、 dQ_n/dt を正味熱発生率として求める。具体的な計算方法は、

$$\frac{dQ_{ch}}{d\theta} = \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + \frac{1}{\kappa - 1} \left(V \frac{dp}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (7)$$

図 1 4 熱発生率の計算結果（定常航行時）

宮本²⁾や石山³⁾の方法に従って行った。

シリンダ内のガス分布は燃焼行程中においても均一と仮定し、燃料は軽油であるが、 $C_{16}H_{30}$ として完全燃焼を仮定した。燃焼により発生する作動ガスの組成は、 N_2 、 CO_2 、 H_2O 、 O_2 とし、ガス温度、ガス組成により変化する作動ガスの比熱比 κ は、それぞれのガスについて JANAF 表のデータ⁴⁾を 5 次の多項式で近似して求め、それぞれのガス量を考慮して平均比熱を算出して求めた。

図 1 3 に窒素ガス N_2 についての JANAF 表のデータと熱発生率の計算に用いた多項近似式を示す。なお、燃料の発熱量は、出荷メーカーの公表値である、低位発熱量 42.96 kJ/g、密度 0.8324 g/cm³ (15°C) の値を用いた。

図 1 4、図 1 5 に、80% 負荷の定常航行時および停泊時のアイドリング運転時における正味熱発生率の計算結果を示す。定常航行時は、給気圧力は、0.281 MPa、給気温度 60°C、アイドリング運転時は、それぞれ、0.1013 MPa、20°C とした。計算に使用し

図 1 5 熱発生率の計算結果（停泊時）

たシリンダ内圧力波形は、10 個の計測波形を平均したものを使用した。アイドリング時の波形については、気柱振動による振動波形の影響があるため、 $P_{\max}$ 発生後の波形について平滑化を行い計算に使用した。図 1 4 に示す定常航行時では、クランク角位置約 - 7 度 (ATDC) 前後で熱発生が始まり、熱発生率は比較的穏やかに増大し、クランク角位置約 10 度 (ATDC) でピークを示しているが、ピーク値は比較的小さい。熱発生率はいったん低下し、再び増加を続けた後、徐々に低下していく。熱発生期間はクランク角で約 55 度と比較的長い傾向を示している。このことは、初期燃焼における熱発生率が少なく、多くの燃料が主燃焼期に拡散的に燃焼するため、熱発生期間が長くなり、良好な燃焼状態にあることを示していると考えられる。

図 1 5 に示す停泊時のアイドリング運転時の計算結果では、熱発生率はクランク角約 - 4 度 (ATDC) 前後で始まり、急激に上昇し、クランク角位置約 3 度 (ATDC) でピークを示している。定常航行時の計算結果に比べ、熱発生の開始時間が遅く、着火後の燃焼が急激に進んでいることが分る。このため、燃焼に伴う圧力の上昇も急激となり、圧力センサー取付け部に気柱振動が誘起されることが考えられる。このように、停泊時におけるアイドリング運転時の燃焼状態は、必ずしも理想的な状態にないことが推定される。

シリンダ内の平均ガス温度は、計算結果では、定常航行時では最大約 1950K に対して、停泊時では最大約 1200K となっている。熱発生開始時の平均ガス温度は、定常航行時約 1300K に対して、アイドリング運転時は、約 950K であり、ガス温度の違いが、熱発生開始時期に大きく影響していると考えられる。

5. まとめ

実航行中におけるウォータジェット推進高速カーフェリーの主機である高速船用ディーゼル機関の軸出力、シリンダ内圧力について計測を行い、入出港時の負荷特性およびシリンダ内圧力波形について解析した結果、次のことが明らかになった。

(1) ウォータジェット推進船の出港時は、主機関回転数は短時間に連続的に上昇される。

出港時と入港時における機関回転数と軸出力の関係はほとんど同じ傾向であり、プロペラ推進船とは異なる特性を示すが、機関回転数と軸出力の関

係はプロペラ推進船と同様 3 乗則の関係を示す。

(2) 停泊時のアイドリング運転時や減速航行時のシリンダ内圧力波形には、圧力センサー取付部までの導入管に発生した気柱振動による振動波形が計測された。気柱振動は、燃焼開始時期の遅れに伴い、急激な燃焼による圧力変化により誘起されたものと推定される。気柱振動の共振周波数は、機関回転数により異なるが、振動発生時のシリンダ内圧力の違いにより、音速に差が生じるためと考えられる。

(3) 計測したシリンダ内圧力波形から、実機では、精度良く求めることが困難なピストンの上死点位置 (TDC) を、圧縮行程がボリトロープ変化に従うと仮定すると、クランク角度 ± 0.2 度の精度で求める方法を示した。得られた TDC 位置に基づき、定常航行時およびアイドリング運転時の熱発生率を求めた結果、定常航行時では、熱発生は約 - 7 度 (ATDC) 前後で始まり、熱発生率の増加も穏やかであり、熱発生期間も比較的長く良好な燃焼状態にあると推定された。一方、停泊時のアイドリング運転時では、熱発生の開始は - 4 度 (ATDC) 前後と定常航行時に比べて遅くなり、熱発生率の増加も急激であり、着火後の燃焼が急激に進んでいることを示している。気柱振動は、急激な燃焼に伴う圧力上昇により発生したと考えられる。

参考文献

- 1) 高井ほか 4 名，海上技術安全研究所第 2 回研究発表会 (平成 14-6)，pp377～380。
- 2) 宮本，村山，内燃機関，第 18 巻 6 号 224 (1979-6) pp9～22
- 3) 石山，機械の研究，第 54 巻 7 号 (2002-7)，pp.717～725
- 4) <http://ethan.ltpt.me.ynu.ac.jp/> (横国大坪研究室ホームページ)
- 5) 高井ほか 2 名，東北支部機講論，No. 031-1，pp132～pp133

謝辞

本研究の一部は、日本財団の補助事業である (社) 日本造船研究協会不具合情報評価分科会との共同研究の一部として実施したものです。ご討論いただいた分科会委員の方々、また、実船試験にご協力いただいた関係者の方々に厚く感謝いたします。

質疑応答

質問者 水産大学校 前田和幸

推定され、冷却熱損失を加味したとしても、両図に基づき検討した熱発生期間が大きく変わることはないと考えられます。

〔質問 1〕

熱発生率を計算する場合、TOP 位置が重要になりますが、この決定法についてご教示願います。

<回答>

実機の計測では、クランク角度の TDC 位置を正確に計測することは非常に困難です。したがって、TDC 位置の計測は、本文にも述べましたように、計測したシリンダ内圧力を解析し、圧縮行程で、 dP/dt が極大となるクランク角位置を求めることにより決定しました。この位置は、圧縮行程がポリトロブ変化に従うと仮定すると、 ± 0.2 度の範囲内で、同一機関では一定のクランク角位置であることが分り、実用上十分な精度があると考えます。ただし、計測した圧力波形のサンプリングは一定時間間隔で行っていますので、機関回転数が変わらないとの前提に立っています。

〔質問 2〕

図 1 4 の熱発生率の計算結果について、後燃え期間が異常に長いように見えますが、TOP 位置のズレによるものではないでしょうか。

<回答>

熱発生期間の長さは、圧縮比、ガス温度、燃料噴射のタイミング等により変わると考えます。計算結果によると、定常運転時ではクランク角度で約 50～55 度位となっております。この角度は、計測対象とした 4 サイクル機関としては、一般的な値ではないかと思われます。

TDC 位置ですが、質問 1 の回答でも述べましたように ± 0.2 度程度の精度があると考えております。なお、TDC 位置に誤差があるとして計算した結果では、熱発生期間の長さについては、大きな影響を及ぼさない結果となりました。文献 3) においても、TDC 位置の誤差が熱発生率の計算結果に与える影響について検討されていますが、ピーク点のズレが大きくなるとしています。また、図 1 4、図 1 5 は正味熱発生率の計算結果であるため冷却熱損失による影響も考えられますが、燃焼開始時期および燃焼終了時期のシリンダ内の平均ガス温度は比較的低い状態にありますから、この時期の冷却熱損失率も小さいと