電子計算機によるディーゼル機関の特性計算

Calculation of Diesel Engine Cycle with Digital Computer

计 洋* Hiroshi Tsuji

要

旨

ディーゼル機関の諸特性を電子計算機によって計算し,性能の改良や,特殊の使用条件下での機関の特性の は握を容易にした。本計算は電子計算機によって多くの因子を処理し詳細にわたる計算を行なったため,これ らの因子の変化が機関の各部に及ぼす影響を知ることができる。本報告は計算方法を始め計算上での問題点お よび計算の応用例についても言及した。

-20 ---

1. 緒 言

大形ディーゼル機関の試験は,運転費が高価であり,試験用の部 品を作ることも容易ではない。 さらに特殊条件下での機関性能を (たとえば 3,000 m の高地での運転)工場の試験で知ることは非常に むずかしい。実際の運転によらずに,これらを計算で推定するため に今回電子計算機によるエンジンサイクルの計算方法を確立した。 本計算によって,試験の回数や時間を大幅に減少することが可能と なり,設計改良の結果を容易に推定できるようになると思われる。 計算は電子計算機の長所を生かし,多くの因子を考慮して作製し た。しかし多くの仮定を用いているため結果の絶対値には十分な信 頼性は期待できないので,特性の傾向や比較に結果を使用すること が必要である。



この種の計算が発表された例は少ないが⁽¹⁾,今後のディーゼル機関の性能向上には不可欠のものと思われるので,設計者や研究者が 容易に用いられるように,本計算を一般的な形にまとめた。

2. 計算方法

往復動内燃機関の計算は,定常的な取り扱いが困難のため,今回の 計算ではいわゆる"逐次法"を用いて,シリンダ内と,排気管内の ガスの状態の変化を段階的に求める方法を採用した。すなわち機関 の1サイクルをこまかい段階に分け(たとえばクランク角度で4度 おきの段階に分け),各段階の最初の状態から,最後の状態を算出 し,この結果を用いて次の段階の計算を順次行なった。機関の1サ イクルの計算をこのようにして順次行なえば,当初仮定した値は, 仮定が正しければ,一サイクルののちに最後に算出した値と一致す るはずである。もしこれらの値が一致しない場合は再び仮定を計算 値から推定して修正し,計算を再度行ない,仮定値と計算値の差が 許容値以内になるまで計算を行なうようにした。

計算の全プログラムは図1に示すように6個のグループに大別で きるので、以下各グループについて説明する。

2.1 データそう入部

この部分で計算の目的に合った55個のデータがそう入される。 データは次の5種類に分けられる。

- (1) 機関および過給機の構造を示すデータ......24 個
- (2) 運転条件を示すデータ.....10 個

図1 計算フローチャート

2.2 圧縮・爆発行程の計算

計算は,まず圧縮初め(吸気弁開時 SVC)の値を仮定し,排気弁開時(EVO)まで順次行なった。各段階は普通クランク角度で4度とし,特に上死点付近は1度とした。計算式に用いた仮定は,

- (1) シリンダからのガスの出入りはない (ガス漏れを無視する)。
- (2) シリンダ内はすべて均一であり、場所による差はない(予 燃焼室と主燃焼室の区別を行なわない)。
- (3) 壁の温度はピストン, ライナ, ヘッドそれぞれで一定とす る(場所による違いはなく1サイクルの間は変化しない)。

シリンダへの熱の出入り (dQ_c) は燃焼による発熱 (dQ_g) (3.1 参 照)と壁面からの熱損失 (dQ_l)の差によって表わす。熱損失をピス トン、ヘッド、ライナに分けて計算した。

 $dQ_c = dQ_g - dQ_1$(1) またシリンダの容積変化(dV_c)を考慮すると各段階の温度変化 (dT_c)は次式で表わされる。



* 日立製作所笠戸工場



T_c: シリンダ内ガス温度(各段階の初めにおける) [°K]



 G_c : シリンダ内ガス重量 [kg]

C_{vc}: シリンダ内ガス等積比熱 [Kcal/kg℃]

 R_{ϵ} : シリンダ内ガス定数 [kg-m/kg[°]K] 上記の $C_{vc} \ge R_{\epsilon}$ の値をガスの温度(T)と空気過剰率(n)の関数 2.4 機関出力,過給機,壁面温度の計算

(a) 機関出力の計算

上記の逐次法による計算で各段階ピストンの行なう仕事は P_c ・ dV_c で表わすことができるので図示平均有効圧力 (P_{mi}) は次式で表わされる

ここで、 V_{ce} : シリンダ全行程容積 $[cm^3]$ 摩擦平均圧力 (P_r)には実験式として次の式を用いた。

 $P_r = 0.70 + 0.09 \times P_{mi} + 0.000035 \times n_E \cdot S.....(4)$

ここで、 n_E: 機関回転数 (rpm)

S: ピストン行程 (cm)

P_{mi} と P_rから平均有効圧力 (P_{me}) および機関出力 (N_e) を計算 したが,実際の機関では摩擦平均圧力は使用条件により差が生ず るので正確な機関出力の推定は困難である。

(b) 過給機の計算

逐次計算法によって各段階ごとに求めたタービンの仕事量を積 分し、これをブロワの入力とし、空気の全流量を吸気弁を流れた 空気の積分値として求め、過給機機械効率、ブロワ効率を使って ブロワの吐出圧力と温度を算出した。

吸気管内温度に対してはインタークーラ内の温度降下を別途計 算して求めた。この際インタークーラの熱伝達の値をデータとし て与えた。またインタークーラ内の圧力損失を無視した。

として近似式を用いてその都度算出した。

以上の計算から各段階の終わりにおけるガスの状態は変化量を段 階の初めの値に加算して求められた。

2.3 吸・排気行程の計算(図2参照)

この行程の計算は, 排気弁開時 (EVO) から吸気弁閉時 (SVC) ま での計算を4度おきの段階に分けて行なった。この行程の計算は弁 が開いているために吸気管ーシリンダー排気管一外気と一連のガス の流れを考慮して計算式をたてた。計算には次の仮定を用いた。

- (1) シリンダ内および排気管内のガスの状態はそれぞれ均一 で、場所的な差はない。
- (2) 排気弁およびタービンノズルからのガスの流れの成分(燃 焼ガスとの比率)はそれぞれシリンダ内および排気管内の 成分と同じとする(これは完全拡散掃気を意味する)。

(3) 排気管からの熱の逃げを無視する。

各段階の計算はまず吸・排気弁およびタービンノズルを流れる流 量を計算し(各段階の時間内の流量)これによってシリンダ内,排気 管内のガスの状態の変化を計算した。シリンダ内のガスの状態は壁 面からの熱伝達とシリンダ容積の増減による変化をも加算されて いる。

吸・排気弁およびタービンノズルを流れる各段階の重量には一般 のノズルからの断熱流れの式を用いている。

流量係数はタービンノズルの場合は一定とし,吸・排気弁の場合 は揚程と弁径の比の関数とした(詳細は3.3参照)。

過給機の計算を行なうためにタービンノズルを流れる流量,排気 管内のガスの温度と圧力から各段階におけるタービンの仕事を計算 した。

タービン効率は本来は流量によって異なった値を示すはずである が今回の計算では一定としやや低いタービン効率をデータとして与 えた。 以上の逐次計算を行なうための最初の段階の初期値としてはシリ ンダ内のガスに関しては,爆発一圧縮行程の最終計算結果を用い, 吸気管内圧力と温度を仮定した。排気管内のガスの状態は排気弁開 時の値を仮定し逐次法を同一排気管に接続した次のシリンダの排気 弁開時まで行ないその結果と仮定値を比較するようにした。 (c) 壁面温度の計算

E縮・爆発行程および吸・排気行程の計算で算出したピストン, ヘッド,ライナへの伝熱量を積分し,これだけの熱量を流すのに 必要な壁面温度を逆算した。シリンダヘッドとライナの場合は壁 面(冷却水側)と冷却水の熱伝達率および壁内の熱伝導率から熱抵 抗を算出して温度差を求め,これを冷却水温に加算して壁面温度 を求めた。ピストンについては実験式を用いた(3.4参照)。

2.5 仮定値と計算結果の比較

データとして与えた仮定値と以上の計算で得た結果を比較し、も しこの差が許容誤差範囲内にはいらなければ再度計算を続け、範囲 内にはいれば計算結果を打ち出しながら最終の計算を行なうよう にした。計算を続ける場合は仮定値を修正した(3.5参照)。

2.6 計算結果のプリント

計算が収れんすると,最終計算を行ない各段階ごとに次の結果を プリントするようにした。

(a) E縮•爆発行程

クランク角度,シリンダ内容積,温度,圧力,熱伝達率,全発 生熱量,全損失熱量。

(b) 吸•排気行程

クランク角度,シリンダ内圧力一温度一重量一燃焼ガス重量, 排気弁有効面積,吸気弁有効面積,クランク角度,排気管内一圧 力一温度,シリンダ内ガス比熱比,吸気弁流量,タービンノズル 流量,全タービン仕事量,全吸気流量。

(c) 総 合 結 果

----- 21 -----

最後に総合の計算結果を図3に示すようにプリントした。ここ で排気温度と圧力(TE, PE)は変動する排気管内の温度と圧力の クラン角度に対する平均値(時間的平均値)を示す。

Scavenging Air Ratio (SR) とは吸気弁を流れる空気重量とシ リンダ内にとらえられて燃焼にあずかる空気重量の比率である。 ライナ, ヘッド, ピストンの壁面温度 (TCL, THE, TPI) はそれ ぞれ伝熱面の平均温度を示す。

1102 昭和42年11月	日	立.	評	論	第 49 巻 第 1	11 号
CYC. DIA 22.0, CYL. STROKE ENGINE SPEED ENGINE OUTPUT IND, MEAN PRESS. EFF. MEAN PRESS. SPECIFIC FUEL CONS. MEAN EX. GAS TEMP IN EX. PIPE MEAN EX. GAS PRESS IN EX. PIPE TURBINE OUTPUT SUCTION AIR FLOW TEMP. IN SUCTION MANIFOLD PRESS. IN SUCTION MANIFOLD AIR TEMP AFTER BLOWER SUCTION AIR TEMP SUCTION AIR PRESS. MEAN CYL. LINER TEMP MEAN CYL. HEAD TEMP MEAN PISTON TEMP HEAT LOSS FROM LINER HEAT LOSS FROM HEAD HEAT LOSS FROM HEAD HEAT LOSS FROM PISTON MASS IN CYL. AT SVC PRESS. IN CYL. AT SVC TEMP. IN CYL. AT SVC SCAVENING AIR RATIO	$\begin{array}{rrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrrr$	M TE TE SH TA TA TA TA TA CAL CAL CAL CAL CAL CAL CAL CAL CAL CA			 18/21mAuL 子熱約 18/21mAuL 子熱約 1) Pme=14kg/cm² 2) Pme=12kg/cm² 3) Pme=8kg/cm² ④ 計算式 a=2,B=355 噴射終り一定のプランジ 	を室形式 5,C=70° ャー使用
AIR FLOW PER ENGINE OUTPUT TOTAL AIR FUEL RATIO AIR FUEL RATIO IN CYLINDER SHUREN KAISU K=4	AR = 5.913 KG ATR = 2.702 ACR = 2.057	GPS	22°	60 <u>380</u>	101 	<u>1</u>
図3 計 算 総 合	結果		3	図5 累	^{クランク角度} 積燃焼率曲線	
		-		表1 素	熱発生率関数の定数	

古拉林中山中 子教体空子



図4 熱発生率の近似式

3. 計算上の問題点

3.1 熱発生率

シリンダ内で燃料がクランク角度とともにどのような比率で燃え るかを理論的に追求することは現時点では困難である。しかし実際 の機関の指圧線図から、この熱発生率を逆算することは容易で ある(2)。今回の計算には実際のデータをそのまま用いず,次の近似 関数を定義して用いた。すなわち熱発生率(H,)は,

$$H_r = x(1-x)e^{-ax}/C \cdot T$$
 (%/度)(5
ここで, $T = \int_0^1 x(1-x)e^{-ax}dx$

C=燃焼期間(度)

 $x = (\theta - B)/C$

a: 燃焼率の形状を定めるパラメータ

B: 燃焼開始クランク角度

	直 按 噴 射 式	了 熱 焼 至 式
α	4~8	1~3
В	350~360	350~360
С	120~80	80~55

を変化させた場合の熱発生率を示す。またこの近似式は微積分が容 易であるため累積発生率の(TH,)や最高熱発生が簡単に求めら れる。

$$TH_{r} = \int_{0}^{x} x(1-x) e^{-ax} dx / C \cdot T$$

= $\frac{1}{C^{3}C \cdot T} [\{(ax+1)^{2} - a(ax+1) + 1\} e^{-ax} + a - 2] \dots (7)$

実際には指圧線図から得た熱発生率にはバラッキが大きいので, この累積発生率で比較するほうが容易である。図5に予燃焼室形機 関の累積熱発生率と本機関の計算に使用した近似関数を示す。比較 に用いる実際の熱発生率が得られない場合は,表1の値を用いて計 算し,最高爆発圧力や燃料消費率から補正するとよい。

3.2 熱伝達係数

シリンダ内のガスとシリンダ壁面の間の熱伝達係数(dg)は爆発一 E縮行程では Eicherberg の式を用い,吸・排気行程では Woschni の式(3)を用いた。すなわち爆発一圧縮行程では

ここで、 Cm: ピストン平均速度 [m/s]

吸・排気行程では,

------ 22 ------

 $\alpha_g = 265 \cdot D_p^{-0.214} \cdot (C_m \cdot P_c)^{0.786} \cdot T_c^{-0.525} \dots (9)$ ここで、 D_p : ピストン径 [m]

3.3 吸・排気弁の流量係数

θ: 各段階の平均クランク角度
これから,各段階で発生する熱量(dQg)は次式で表わされる。
$dQ_g = Q_T \cdot H_r \cdot d\theta \qquad \dots \qquad (6)$
ここで, Q_T =全発生熱量 〔Kcal/cycle〕
$d\theta$ = 各段階のクランク角度差
(5)式は a をパラメータとしさらに C と B が独立して選べるので
かなり正確に実際の熱発生率に近似させることができる。図4に a

吸気弁・排気弁の流量係数はシリンダヘッドの形状の影響を受け るのでその値にかなりバラッキがある(図6参照)。今回は次の実験 式を作り使用した。

 $Cd = 0.95 - 3.3 (h/D_v)^2 \dots (10)$ ここで、 h: 弁の揚程 (cm) D_v: 弁の直径 (cm) 一般に弁の流量係数は(h/D_v)の関数として表わされている場合 電子計算機によるディーゼル機関の特性計算





図8 R8V22/30 ATL サイクル計算結果

表2	計算結果と	・実測値の比較	夜
21 -			~

175 D	単 位	R8V22/30AT		R6V18/21T		V3V14/14T	
垻 日		計算	実 測	計算	実 測	計 算	実 測
出 力	PS	1,009	1,056	556	550	282	280
*回 転 数	rpm	925	926	1,500	1,500	2,000	2,000
燃 費	g/psh	159.5	161.5	160.3	168	161.1	166
排気温度	°C	478	566	589	560	645	550
排気 圧力	ata	1.76	1.63	1.77	1.69	1.89	1.63
吸気管内温度	°C	105.7	117	89.1	74	97.6	91
ブロワ後温度	°C			_	_		-
過給圧力	ata	1.93	20.1	1.72	1.89	1.81	1.71
空気流量	kg/h	6, 414		3, 218	(3, 300)	1,487	1,270
空気流量/出力	kg/psh	6.36	-	5.79	(6.00)	5.28	4.54
ライナ壁温度	°C	140		123	-	109	-
ビストン温度	°C	286		301		256	
ヘッド温度	°C	305	-	290		274	-
爆発圧力	kg/cm ²	81.6	87.5	79	(77)	78	
*外 気 温 度	°C	20	30	20	10	20	22
*冷却水温度	°C	80	65	75		75	



が多く流量にはあまり影響されないといわれている。

3.4 ピストンの頂面温度

ピストンの頂面に加えられる熱量と頂面の平均温度の関係を直接 求めることはむずかしいので,アナログ計算によるピストン頂面温 度の計算結果⁽⁵⁾から次の式を作製して用いた(図7参照)。

 $t_p = 7.4 \cdot q_p + t_c \qquad \dots \qquad (11)$

- ここで, t_p: ピストン頂面平均温度 (℃)
 - q_p : ピストン頂面単位面積あたりの熱量(Kcal/cm²h)

 $t_c: ライナ伝熱面平均温度 (°C)$

3.5 仮定値の修正

本計算ではまず当初仮定値を定めこれに基づいて計算し,その結 果から次の回の計算の仮定値を定めた。仮定値の定め方が悪いと計 算の収れんが遅いので,仮定値の推定には次の方法により,収れん の早いαを見出した。

仮定値= α×計算結果+(1-α)前回の仮定値

4. 計算結果

R8V22/30 ATL 機関の全負荷時 (1,250 PS/925 RPM) の計算結 果を図3および図8に示す。計算した結果と実測値を表2に示す。 ()内は別途測定した値 * データとして与えた数値

燃焼率係数は R8V22/30 AT では a=5, C=110°, B=350°, R6V18/21 T, V3V14/14 T では a=2, C=70°, B=355°

の熱負荷の程度などの詳細のデータが得られるので機関の状態について総合的判断が可能となる。

5. 計算の応用例

5.1 運転条件と出力補正

機関車用のディーゼル機関は熱帯近くの高温の地方やボリビアの 鉄道のように3,000 m の高地で使用することがある。この場合種々 の規格による出力の補正が行なわれるが,その際機関の熱負荷や機 械的負荷がどのように変化するかを計算結果で示すと,表3のよう になる。

この結果から温度による補正は熱負荷が標準状態とほとんど同じになり(ピストンの温度などから) MAN 社の補正方法が適正であることがはっきりした。また外気温度が50℃になり30℃だけ上昇した場合に出力補正を行なわないとピストンの温度も30℃近く高くなり危険であることを示している。

一方高度による出力補正は熱負荷および機械的負荷とも楽になる が過給圧力比 $P_1/P_2=1.78/0.81=2.2$ と標準状態と同程度となり, 過給機の回転数を一定にしていることがわかる。このことは高度に

これらの値は比較的よく一致しており、この程度の差は実測の際の ばらつきにも現われるものである。 表2において排気温度と排気圧力は計算値と実測値が一致してい ない。これは図8に示すように時間的に大幅に変動している値の時 間的平均値を示したためである。たとえば圧力をマノメータで測定 すると時間的平均値よりも低い値を示すといわれている⁽⁶⁾。特に計 算では普通実測ができない掃気の状態やピストンやシリンダヘッド

昭和42年11月

日 立. 評

第 49 巻 第 11 号

			R8V22/30ATL (インタークーラ有り)				R6V18/21T (過給機 BBC)		
	項目	計算条件 単位	標 準 状 態 20℃ 1 ata	50℃ 1 ata *15% 出力補正	50℃ 1 ata 出力補正なし	2,000 m 20℃ *15% 出力補正	20℃ 1 ata 8% 過負荷	20℃ 0,63 ata (4,000 m) *31% 出力補正	
運転	外 気 温 度 外 気 圧 力 冷却水温度(主) 冷却水温度(副)	°C ata °C °C	20 1.0 80 35	50 1.0 80 65	50 1.0 80 65	20 0.81 80 35	20 1.0 75	20 0.63 75	
件	然 料 噴 射 量 回 転 数	kg/stk rpm	0.000889 925	0.000777 925	0.000889 925	0. 000780 925	0.000352 1,500	0.000243 1,500	
	出 (補 正 結 果) 燃 料 消 費 率	PS % g/psh	1,281	1,085 15.2 159	1,257 (1.9) 157	1,093 14.8 158	595 159. 7	369 33. 5 177. 9	
ā†	排 気 温 度 排 気 圧 力 吸気管内温度 ブロロ後辺町	℃ ata ℃	469 2.0 65.4	490 1.79 86.3	520 1.94 93.6	457 1.69 59,7	618 1.91 99.4	618 1.26 104.3	
算	過給 圧 力 空 気 流 量	ata kg/h	2. 13 7, 572	141.2 1.88 6,405	2. 05 6, 961	$P_1/P_2 \rightleftharpoons 2.2$ 1.78 6,375	1. 84 3, 337	$P_1/P_2 = 1.93$ 1.22 2,204	
結	ティナ 壁 温 度 ビストン 温 度 ヘッド 温 度	℃ ℃ ℃	142 286 304	142 289 309	151 315 336	5.83 138 276 294	5.61 127 316 304	5.97 119 287 277	
果	ライナ 伝 熱 量 ピストン 伝 熱 量 ヘッド 伝 熱 量	kcal/st kcal/st kcal/st	0.516 0.267 0.240	0. 514 0. 273 0. 245	0. 588 0. 305 0. 274	0. 482 0. 255 0. 229	0. 227 0. 146 0. 173	0. 187 0. 129 0. 152	
	爆発圧力 掃気率	kg/cm ²	95.0 1.31	89.1 1.33	92.4 1.35	81.5 1.31	84.3 1.31	55.9 1.18	

表3 出 力 補 IE. 機 関 性 2 特

論

1104

MAN 社の出力補正表による。 *

劣の比較も爆発圧力,排気温度,過給圧力など限られた範囲につい てしか行なわれなかった。このような場合計算を行なえばその優劣 を事前に総合的に判断できるので実際の試験は確認試験ですませる ことができる。

R8V22/30ATLのタービンノズルの面積を10%ずつ変化した 場合の計算結果を図9に示す。この場合次のようなことがわかる。

- 過給圧力は10%の面積変化で約0.1 kg/cm²変化する。 (1)
- タービンノズルの面積を変化させると空気流量が最大とな (2)るところがある。
- (3) タービンノズルの面積を大きくするとこの場合空気流量が 増加して排気温度は下がるがピストンの温度は徐々に上昇 する。
- タービンノズルの面積を大きくすると過給圧力が下がって (4)爆発圧力も下がる。

6. 結 言

電子計算機を用いてディーゼル機関の特性をできるだけ多くの因 子を考慮して計算できるようにした。この計算を用いることにより 設計や試験を行なう前に結果を予測することができるので、設計の 確認や試験費用の節減や試験時間の短縮が容易になった。計算結果 の絶対値に対しては十分な信頼性は期待できないが種々の条件下で の計算結果を比較することにより特性の傾向をかなり正確につかむ ことができる。特に実測が困難な熱的負荷、機械的負荷、吸・排気 について総合的判断が可能となった。

今後の課題として下記の事が考えられる。



(1) この計算の信頼性を上げるために熱発生率,弁の流量係数, タービン効率などにより精度の高い式を用いること。 (2) 特性計算だけでなく強度計算など一連の計算を行なえるよ

うにすること。

本計算法の作製にあたり MAN 社 Prof. Dr. K. Zinner 氏および 機械研究所須之部部長から懇切な指導を受けた。ここに慎んで感謝 の意を表する次第である。

考 献 参 文

- (1) D-N: Whitehouse Inst. Mech. Engrs. Vol. 176, No. 9, 1962 (2) たとえば、Wolfgang Lange M.T.Z. 25/7 (3)Gerhard Woschni M. T. Z. 26/4 (4)たとえば C. A. Beard: S. A. E. Technical Progress Series, Volume 5
- 伊藤: 笠研報 第781 (昭和35年-5月) (5)
- Zinner: MAN Forschungsheft 1953 (6)

— 24 —