

CADシステムの研究

A research of CAD system

○加藤一平, 大久保重範

○Ippei Kato, Shigenori Okubo

山形大学

Yamagata University of Technology

キーワード: CAD (Computer Aided Design), CG (Computer Graphics), 仮想生産 (Virtual Manufacturing),
ディーゼルエンジン (Diesel Engine)

連絡先: 〒992 山形県米沢市城南4-3-16 山形大学工学部 機械システム工学科 大久保研究

加藤一平, Tel.: 0238-22-7880, FAX.: 0238-26-3246 E-mail: ippei@mipultra.yz.yamagata-u.ac.jp

1. はじめに

物を製造するにあたり、その工程は統合化CAD/CAMシステムの普及によって大きく変化し、設計から製造までを一貫してコンピューターで管理できる環境が確立している。また近年の情報技術の飛躍により、CAEによる解析専攻の設計や、生産費用の正確な予想などを含めた概念設計等の技術が進み、製造プロセスと製品のイメージを明確にするバーチャルファクトリが身近な存在になりつつある。

本研究では、3次元CADシステムを用いたモデルの設計から製図、さらにコンピュータグラフィックスによる動作表現を行い、CADシステムの概念とモデリング技術の開発を目指す。

2. 設計

2.1 設計方針

本研究の設計は乗用車用ディーゼルエンジンを対象とする。設計にあたっては、国産ディーゼル用エンジンの中で総行程容積 2000cm^3 前後、4サイクル、直列4シリンダエンジンの現状を参考とした。性能値を表. 1に示す。

表.1 自動車ディーゼルエンジンの主要特性値

	最大出力時における				行程内径比
	ピストン速度 [m/s]	正味平均 有効圧[MPa]	単位容積あたり の出力[kW/l]	単位出力あたり の質量[kg/kW]	
範囲	12.3~13.9	0.639~0.715	23.4~26.8	2.83~4.62	0.98~1.09
平均	13.1	0.677	25.1	3.73	1.04

2.2 エンジン主要諸元の決定

前に上げたディーゼルエンジンの特性値を参考に、総行程容積、圧縮比、ピストン直径などのエンジン主要諸元を決定する。

シリンダ数 Z 4シリンダ

最大出力 L 50[kW] 程度

最高回転数 n 5000[rpm]

圧縮比 21 程度

正味平均有効圧 P_{mb} 0.670[MPa]

総行程容積 V 次式によって決定する。

$$L = \frac{p_{mb} V n}{1.2 \times 10^8} \quad (1)$$

ただし、 L :軸出力=50[kW], p_{mb} :正味平均有効圧=670[kPa], V :総行程容積 [cm^3], n :回転数=5000[rpm]

式(1)を整理して上記の値を代入すれば、

$$V = \frac{1.2 \times 10^8 L}{p_{mb} \times n} = \frac{1.2 \times 10^8 \times 50}{670 \times 5000} \quad (2)$$

$$= 1.791 \times 10^3 [cm^3] \quad (3)$$

が求まる。

行程内径比 最高回転数を既製エンジンより1割程度高く設定し、 $b=0.976$ とする。

シリンダ内径および行程 総行程容積 V とシリンダ内径 D 及び行程 S の関係は、

$$V = \frac{\pi}{4} D^2 S Z \times 10^{-3} \quad (4)$$

また、行程内径比とこれらの関係は

$$b = \frac{S}{D} \quad (5)$$

ただし、 D :シリンダ内径[mm], S :行程[mm], $b=0.98$ として $S=0.98D$, $V=1791[cm^3]$ を式(2)に代入す

ると、

$$1791 = \frac{\pi}{4} \times 0.98 D^3 \times 4 \times 10^{-3} \quad (6)$$

$$D^3 = 582 \times 10^3 \quad (7)$$

$$D = 83.5[mm] \quad (8)$$

$$S = 0.98 \times 83.5 = 81.8[mm] \quad (9)$$

よって、 $D=84[mm]$, $S=82[mm]$ とする。

3. 主要部分の設計

ここではエンジンの各部品のうち、主にピストン、コンロッド、クランクシャフトを取り上げ設計を行う。

3.1 ピストンの設計

今回設計するディーゼルエンジンは、熱負荷が高いと同時に静寂制を要求される自動車エンジンでもあるので、本ピストン断面形状は頂面で受けた熱を円滑にスカート部に伝える事ができるサーマルフロー型とする。

本ピストンの頭部には、渦流室式燃焼方式を採用しているので、クローバ型主燃焼室が設けてある。また、吸排気弁のバルブ逃げも作られている。

ピストン形状およびその温度分布は極めて複雑であるゆえ、各種の外的因子により大きく変化するので、これまでは経験により設計されてきた。有限要素法などを利用した新しい設計法なども登場してきているが、まだ経験に頼る所が多い。本設計においても機械工学便覧に載っている寸法割合の関係式を用いる。

ピストン各部の寸法表示記号はFig.1に示す。

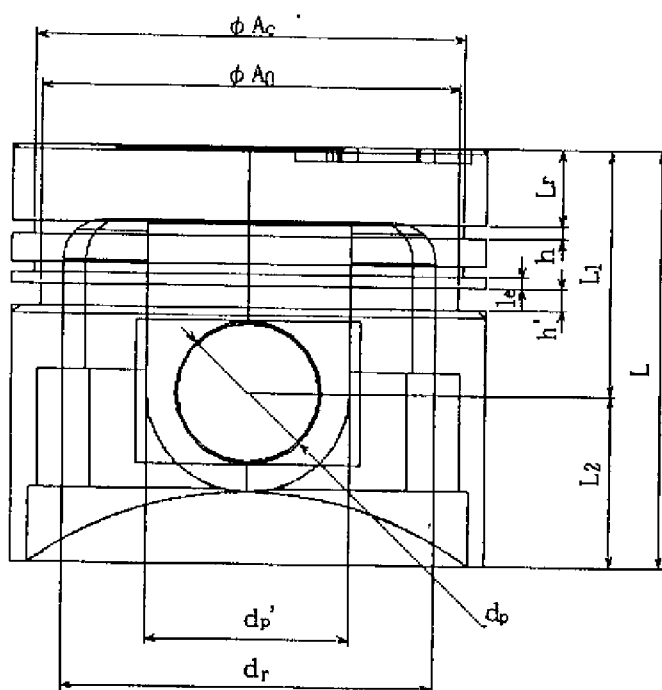


Fig.1 ピストン略図

ピストン全高 ピストン全高 L は、側圧力の大きさから決定されるべきものであるが、あまり長くするとクランクのバランスウェイトに当たったり、質量が大きくなってしまう。短くすると単位面積当たりの側圧力が大きくなり、ピストンがシリンダ内で振動する。これらの理由から、一般のディーゼル機関では

$$L = (1.1 \sim 1.5)D \quad (10)$$

とする。

$$L = 92.4 \sim 126[\text{mm}] \quad (11)$$

であるが、本設計では、乗用車用小型エンジンであるので、軽量化のためにピストン全高を小さめにとって、

$$L = 76[\text{mm}] \quad (12)$$

ピストン圧縮高さ ピストン圧縮高さ L_1 は一般に

$$L_1 = (0.55 \sim 0.85)D \quad (13)$$

程度とされ

$$L_1 = 46.2 \sim 71.4[\text{mm}] \quad (14)$$

となるが

$$L_1 = 45[\text{mm}] \quad (15)$$

とする。

トップランド高さ トップランド高さ L_r は、頭部から第一リングまでの距離で、普通は

$$L_r = (0.14 \sim 0.21)D \quad (16)$$

とするが、本設計では

$$L_r = 14[\text{mm}] \quad (17)$$

とする。

リングランド幅 リングランド幅 l_e は

$$l_e = (1.0 \sim 1.3)h \quad (18)$$

ただし、 h :コンプレッションみぞ幅としている。よって

$$l_e = 2.5 \sim 3.25[\text{mm}] \quad (19)$$

となり

$$l_e = 2.5[\text{mm}] \quad (20)$$

とする。

ピストンリングの数および溝幅 ピストンリングの数は、コンプレッションリング2本、オイルリング1本とする。

トップリング、セカンドリング、およびオイルコントロールリングのそれぞれの幅を B_1 、 B_2 および B' とすると、JIS B8032の3種(自動車用往復動内燃機関)の規格から、シリンダ内径 $D=84[\text{mm}]$ であるので、 $b_1 = 2.5$ 、 $B_2 = 2.0$ および $B' = 4.0$ とする。また、上記の各ピストンリングに対応するリング溝幅をそれぞれ h_1 、 h_2 および h' とすると、同様にJIS D3104から $h_1 = 2.5 + 0.03$ 、 $h_2 = 2.0 + 0.03$ および $h' = 4.0 + 0.03[\text{mm}]$ となる。

リング溝径 ピストンリングとリング溝との間にできる空間は、リングの機能に大きな影響を与える。SAE(Society of Automotive Engineers)の規格により、リング溝径 A [mm] は次式で求まる。

コンプレッションリング

$$A_c = D - (2T + 0.006D + 0.508) \quad (21)$$

オイルリング

$$A_o = D - (2T + 0.006D + 1.524) \quad (22)$$

ただし、 D :ピストンの呼び径[mm]、 T :リングの厚さ[mm]

ピストン呼び径 $D=84$ [mm] のときコンプレッションリングおよびオイルリングの厚さは、それぞれ 3.55 [mm] および 4.70 [mm] であるので、式に代入して A_c および A_o を求め

$$A_c = 76[\text{mm}] \quad (23)$$

$$A_o = 74[\text{mm}] \quad (24)$$

に決定する。

ピストンピン直径およびピストンピンボス外径
ピストンピン直径 d_p は

$$d_p = (0.23 \sim 0.4)D \quad (25)$$

$$= 19.3 \sim 33.6 \quad (26)$$

これより

$$d_p = 25[\text{mm}] \quad (27)$$

とする。また、ピストンピンボス外径 d'_p は

$$d'_p = (0.35 \sim 0.59)D \quad (28)$$

より

$$d'_p = 29.4 \sim 49.6[\text{mm}] \quad (29)$$

となるので

$$d'_p = 36[\text{mm}] \quad (30)$$

その他の寸法 • 頭部肉厚 t

$$t = (0.08 \sim 0.2)D \quad (31)$$

$$= 6.72 \sim 16.8[\text{mm}] \quad (32)$$

より

$$t = 13.5[\text{mm}] \quad (33)$$

とする。

• スカート部下端肉厚 t'

$$t' = (0.032 \sim 0.065)D \quad (34)$$

$$= 2.69 \sim 5.46[\text{mm}] \quad (35)$$

より

$$t' = 3.0[\text{mm}] \quad (36)$$

とする。

• ピストンピンボス間距離 l_p

$$l_p = (0.35 \sim 0.46)D = 29.4 \sim 38.6[\text{mm}] \quad (37)$$

となり

$$l_p = 30[\text{mm}] \quad (38)$$

とする。

3.2 連接棒の設計

連接棒は往復運動および回転運動部質量から慣性力および遠心力を外力として受け、さらに爆発荷重を受ける。特に、様々な外力を受ける軸部は十分な強度と剛性を有する必要がある。そのうえ、連接棒自身の慣性力、遠心力を抑えるために極力の軽量化が強いられる。

小端部および大端部の外径、厚さは、ピストンおよびクランクの軸の設計により変化してくる。

連接棒の大小端ピッチ 連接棒の大小端中心間距離

(大端端ピッチ) は、連接棒質量、連接棒最大傾斜位置におけるシリンダ下端との間のすきま、ピストンスカート部とバランスウェイトの外周とのすきま、ピストンにかかる側

圧力、シリンダの摩耗などを考慮して以下の関係から決定する。

$$K = \frac{l}{r} \quad (39)$$

ただし、 l : 接続棒大小端ピッチ、 K : 接続棒大小端ピッチとクランク半径の比=3.6 ~ 4.2、 r : クランク半径=41[mm]

自動車用高速エンジンは運動部の質量を軽量化する必要上、大小端ピッチを小さくし、接続棒質量の軽量化を図っている。本エンジンは、小型ディーゼルエンジンの中で、特に高速のエンジンである事を考慮して、接続棒大小端ピッチとクランク半径の比を $K=3.25$ にとり、 $l=133.5$ とする。

小端部軸受幅 ピストンボス端面間距離より4[mm]

程度短くし、すきまを設けて、小端部面がピストンボスに接触しないようにする。

最大爆発量 F_{gmax} [N] は

$$F_{gmax} = \frac{\pi}{4} D^2 p = \pi 4 \times 84^2 \times 8 \quad (40)$$

$$= 44.3 \times 10^3 N \quad (41)$$

ただし、 p : 最大爆発圧力=8[MPa]

となる。爆発荷重による小端部の軸受け圧力は、小端部が小さな範囲の揺動的な回転であるので、鉛青銅ブッシュを用いた場合70[MPa]を標準に設計する。なお、次項で求めるピストンおよびピストンリング質量により生ずる慣性力 F_i は F_{max} より小さいので、爆発荷重のみに着目して検討する。

$$P_{be} = \frac{F_g}{bd_0} \quad (42)$$

ただし、 F_g : ガスによる力[N], P_{be} : 軸受け圧力[MPa], b : 小端部軸受幅[mm], d_0 : 小端部内

径=25[mm]

$$b \geq \frac{F_g}{p_{be} d_0} = \frac{44.3 \times 10^3}{70 \times 25} = 25.3 [mm] \quad (43)$$

よって、小端部軸受幅 b は26.5mmとすれば、軸受圧力は十分であり、ピストンボスとの接触もない。

小端部円筒肉厚 小端部の応力はピストン、ピストンピンによる慣性力に耐えればよい。慣性力 F_i [N] は次式で与えられる。

$$F_i = m_p r \omega^2 (1 + \rho) \quad (44)$$

ただし、 m_p : ピストン完備質量=0.78[kg], ω : 角速度= $\frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \times 5000}{60}$ [rad/s], n : 回転数=5000[rpm], r : クランク半径= 41×10^{-3} [m], $\rho: \frac{r}{l} = 0.307$
以上のことから

$$F_i = 0.78 \times 41 \times 10^{-3} \times \left(\frac{2\pi \times 5000}{60} \right)^2 \quad (45)$$

$$\times (1 + 0.307) \quad (46)$$

$$= 11.5 \times 10^3 [N] \quad (47)$$

また、小端部にかかる引張応力 ω_t [Pa] は次式による。 ω_t の許容値は高速エンジンの場合50[MPa]である。

$$\omega_t = \frac{F_i}{2b\delta} \quad (48)$$

ただし、 b =小端部軸受幅=26.5[mm], δ : 小端部円筒肉厚=7[mm]

以上のことから

$$\omega_t = \frac{11500}{2 \times 26.5 \times 7} \quad (49)$$

$$= 31.0 [MPa] \leq 50 [MPa] \quad (50)$$

となるので、小端部円筒肉厚を7[mm]とする。引張応力は31[MPa]で十分に安全であり、Fig.2に示すような設計を主な決定値とする。

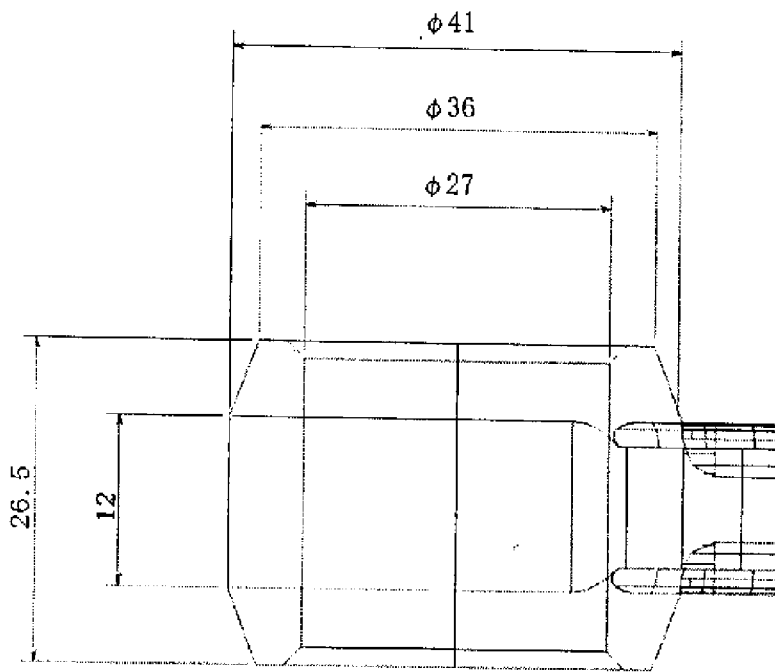


Fig.2 接続棒小端部略図

軸部断面形状

最小断面積

軸部には爆発荷重による圧縮力に往復運動部質量による慣性力が逆に作用する。設計計算上は安全側に考えて爆発荷重のみを考慮し、第一近似とする。最大圧縮力(最大爆発力) F_{gmax} [N] に耐えうる最小断面積 A [mm²] は次式で表される。

$$A = \frac{F_{gmax}}{\sigma_a} \quad (51)$$

ただし、 σ_a :許容圧縮応力 [MPa]

σ_a はクロムモリブデン鋼の場合=250 [MPa] とすると、式により最小断面積 A が求められる。

$$A = \frac{44.3 \times 10^3}{250} = 177 [\text{mm}^2] \quad (52)$$

中央断面

断面2次モーメント I [mm⁴] は

$$I = \frac{1}{12} (ab^3 - (a-t)(b-2c)^3) \quad (53)$$

である。上式に各値を代入して

$$I = \frac{1}{12} (14 \times 23^3 - (14 - 5.4)(23 - 2 \times 4)^3) \quad (54)$$

$$= 1.18 \times 10^4 \quad (55)$$

よって、二次半径 i は

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{1.18 \times 10^4}{200}} = 7.68 \quad (56)$$

よって細長比 x は

$$x = \frac{l}{i} = \frac{133.5}{7.68} = 17.4 \quad (57)$$

となり、細長比60以下に対しては圧縮計算を用いて

$$\sigma_a = \frac{P}{A} = \frac{44.3 \times 10^3}{200} = 222 [\text{MPa}] \quad (58)$$

以上の計算により、この接続棒は屈折を起こさず、 $\omega=222$ [MPa] で安全であることが分かる。

大端部の断面形状 大端部の断面形状は、既存のモデルに伴い寸法を推測した後に、応力計算を行って決定値を求める。各部の寸法はFig.3に示す通りとする。

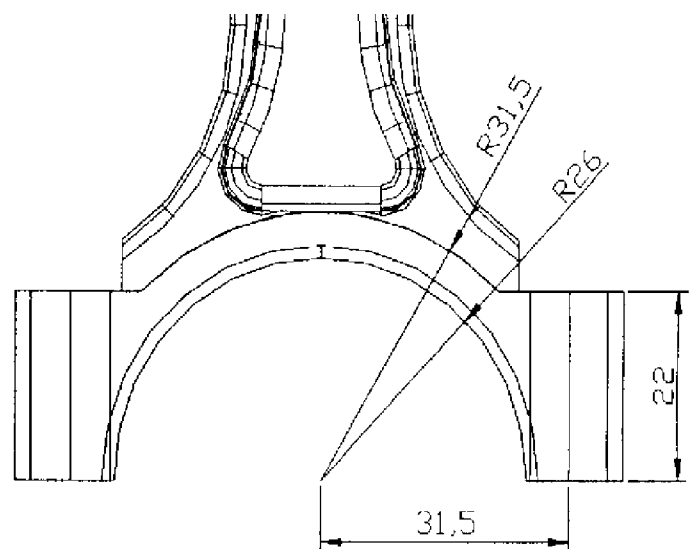


Fig.3 接続棒大端部寸法

3.3 クランク軸の設計

クランク軸の初期設計においては、1スローを対象に最大爆発荷重が静的に作用するとし、既製の優秀な類似エンジンの諸元と比較検討しながら、簡単な応力計算により主要寸法を決定する。この際に、クランク軸の強度および強度を十分に確保しつつ、軽量化を図ることが必要である。

各部寸法及び形状

クランク軸の各部寸法は、構造上の制限や類似形式のエンジンの実施例による標準寸法に基づいて寸法を仮定し、主要部分の強度計算を行いつつ寸法を決定する。Fig.3に示すように記号を定める。すなわち、 d_k :クランクピン直径、 l_k :クランクピン長さ、 d_w :クランクジャーナルの直径、 B :クランクアームの幅、 t :クランクアームの肉厚とする。ディーゼル機関では、ほぼ式の関係が成り立つとし、シリンダ内径 $D=84\text{mm}$ を代入することにより各部の標準寸法が求められる。 $d_k=0.58D$ $l_k=0.32D$ $d_w=0.67D$ $l_w=0.38D$ $B=1.0D$ $t=0.25D$ 上式より $d_k=49[\text{mm}]$, $l_k=27[\text{mm}]$, $d_w=56[\text{mm}]$, $l_w=30.5[\text{mm}]$, $B=84[\text{mm}]$,

$t=21[\text{mm}]$ とする。この寸法に基づいた作図をFig.4、Fig.5に示す。

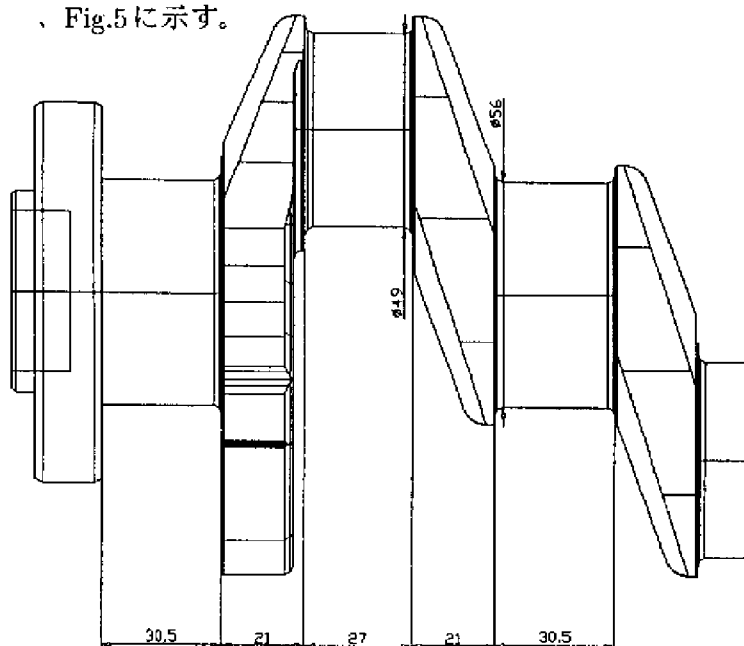


Fig.4 クランク軸主要寸法.正面図

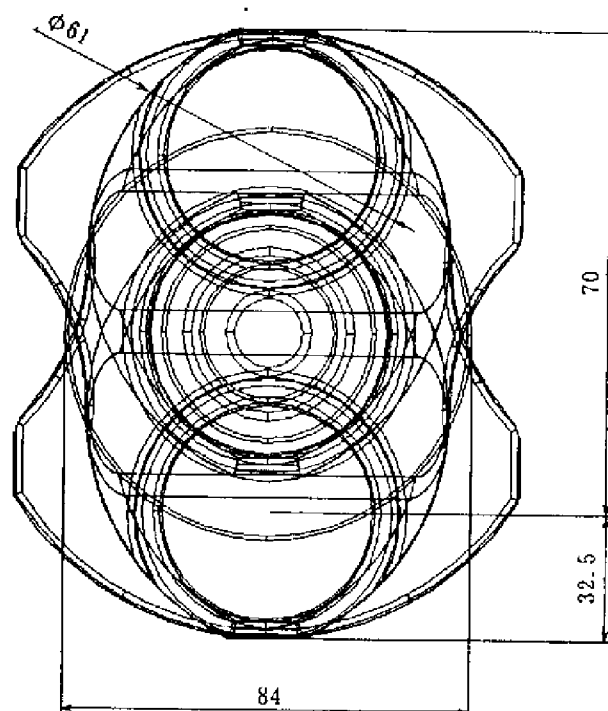


Fig.5 クランク軸主要寸法.断面図

4. CADを用いたモデリング

以上より決定した各寸法を元に、CADを用いたモデリング作業を行う。作成されたモデルにはその材料に見合ったレンダリングを施しており、より現実に近いモデル表現を実現している。

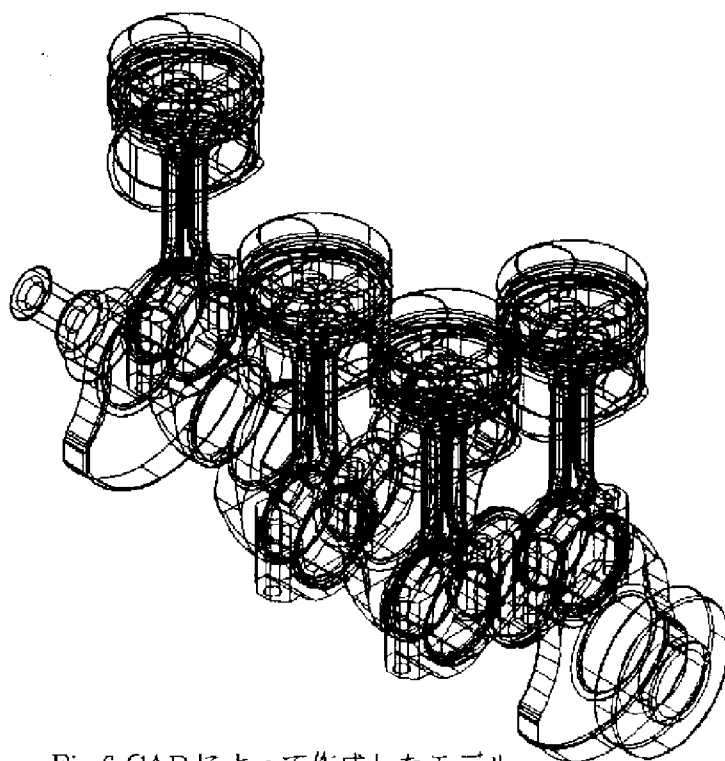


Fig.6 CADによって作成したモデル

5. CG を用いた動作表現

CAD を用いて作成したモデルを CG モデルに変換し、現実と同等の動作表現を行う。本研究ではエンジンのピストン、コンロッド、クランクおよびバルブの動きをクランクの1回転につき100フレームを与えることによってアニメーション化した。バルブの開閉とシリンダ内の爆発タイミングも正確に表現している。尚、計算処理の問題上、実時間表現はできなかったが、製品のイメージ表現が十分に可能であることが確認できた。

参考文献

- 1) 佐田登志夫：統合化 CAD/CAM システム, オーム社
- 2) ディーゼル機関の自動制御：葛西松四郎, 西山堂
- 3) 小熊正：機械設計 3, パワー社

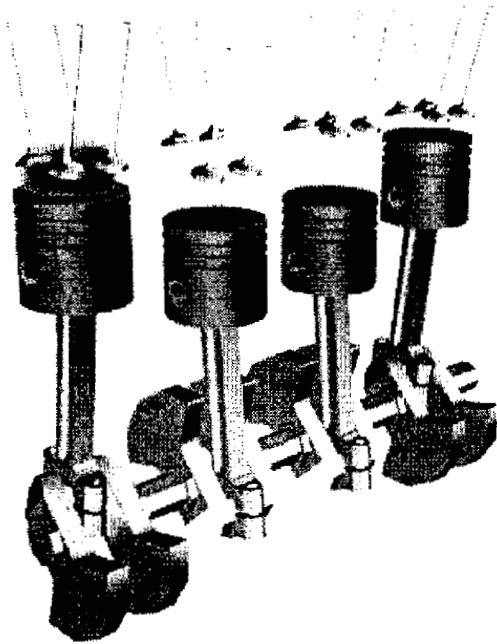


Fig.7 CG による動作表現

6. おわりに

ディーゼルエンジンの設計を通して、CAD システムの概念を把握し、また、シェーディングイメージ、およびコンピュータ・グラフィックスとの統合によって、物質モデルとしてのクレイモデルを作らなくても、グラフィック上でのモデルの形状評価が可能であることが確認できた。