

2024 年度 機械設計製図 B テキスト

# サバテサイクルを用いた中高速ディーゼルエンジンの設計

## Part 2 部品寸法の決定

### 3. 強度計算

この課題のディーゼルエンジン各部の寸法の多くは、負荷に対して破損しないために必要な寸法を材料力学的な強度計算により定める。しかし、この結果だけで設計を進めると、回転時の干渉や製造・メンテナンス不可となる場合がある。さらに、実稼働中の繰り返し負荷（疲労）に対する検討も行っていない。本来の意味での**設計計算では再計算は不可避**であるが、本課題では再計算を省略できるような特別な指示・設定になっていることを忘れないで欲しい。なお、本テキストの指示通りで設計計算が完成しないと判断した場合は、別途指示を与える。

#### 3.1 ピストンの設計

##### 3.1.1 ピストン直径

ピストンは運動中に熱を受けて膨張するが、特にピストン上部は高温のため膨張が著しく、シリンダとの隙間が少なくなる。そこで、部品図を書く際には、ピストンの外形は円柱ではなく円錐台とするが、計算書および組立図は円柱のままで良い。部品図用の上部と下部の直径の具体的な決定方法については資料[16] Part 3 の第 5.1.1 項を参照する。なお、以下の設計計算ではシリンダ内径  $D$  を基準にする。

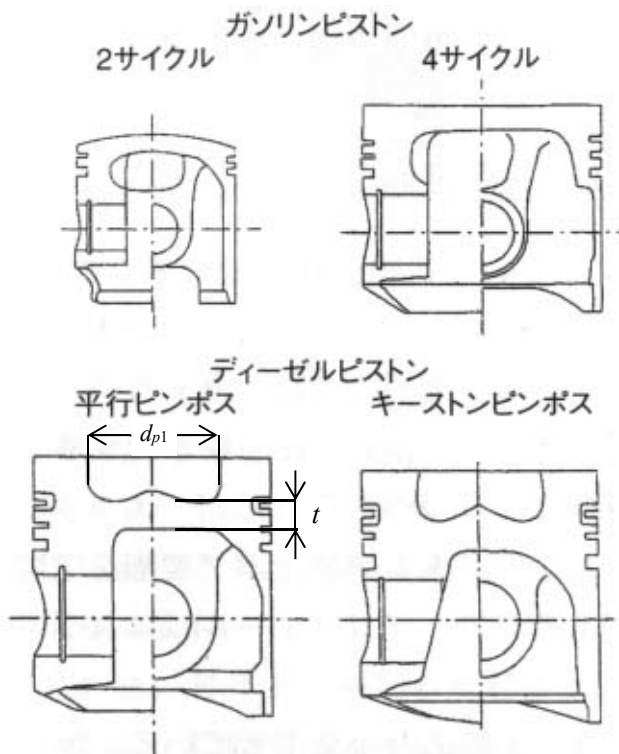


Fig. 3.1 ピストン断面図

##### 3.1.2 ピストン頂部

まず、ピストン頂部厚さ  $t$  を決定する。ピストン頂部にかかる圧力を頂部側面のせん断で支えていると考え、せん断応力  $\tau$  の値は次式によって計算される。

$$\tau = \frac{d_{p1} \cdot P_{\max}}{4t} \quad (\text{MPa}) \quad (3.1)$$

ここで  $\tau$  がピストン部材の許容<sup>1</sup>せん断応力  $\tau_b$  (250℃使用時) より小さくなるようにピストン頂部厚さ  $t$  を設定すること。もし、 $t$  が 8mm 未満となったら、8mm 以上とすること。ピストン部材は Table 4.1 で指定されている。なお今回の設計では、ピストン側壁の厚みを考慮し、 $d_{p1} = 0.60D$  という値を用いて計算することにする。また、圧力の最大値  $P_{\max}$  としては、 $p_2 (= p_3)$  を用いるものとする。

##### 3.1.3 ピストン長さ

ピストン側壁の荷重を考えることにより、ピストン長さ  $l_{ps}$  を決定する。まずピストンクランク機構の幾何学的関係を考えると、Fig. 3.2 より

$$r \sin \theta = l_c \sin \varphi, \quad \tan \varphi = \frac{r \sin \theta}{l_c \cos \varphi} \quad (3.2)$$

これらを整理すると、

$$\tan \varphi = \sin \theta / \sqrt{(l_c/r)^2 - \sin^2 \theta} \quad (3.3)$$

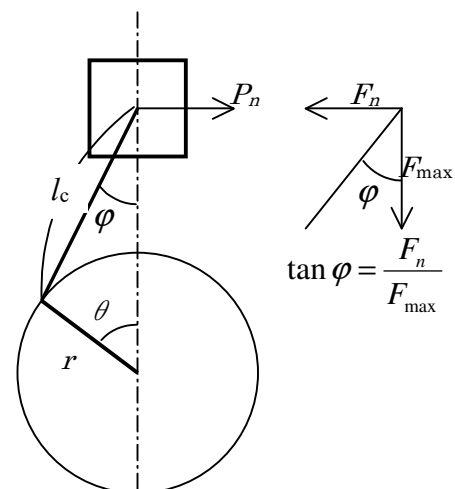


Fig. 3.2 ピストン・クランク機構

<sup>1</sup> “許容応力” とは降伏応力や引張強さを安全率で割った値

のこと。Table 4.1 の値は安全率を 5 としている。

ピストン側面は、ピストン最大荷重(最大値を  $F_{\max}$  とする)とコンロッド軸力の合力を受けるため、最大で  $F_n = F_{\max} \tan \varphi$  の力が側壁に発生することになる。ここで、

$$F_{\max} = \frac{\pi}{4} D^2 P_{\max} \quad (3.4)$$

である。ピストンリング部を除いた有効部分でこの力による側圧  $p$  を受けると考え、この有効部分の長さを  $0.8l_{ps}$  程度と見積もることにすると、側圧  $p$  は次式のように示される。

$$p = \frac{F_n}{D(0.8l_{ns})} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 P_{\max} \tan \varphi}{D(0.8l_{ns})} \quad (3.5)$$

ここでは、側圧  $p$  が 0.7 (MPa) より小さくなるように設計する. また,  $F_n$  は  $\theta = 0.436$  (rad) (25 deg.) 程度のときに最大となることが知られている.

式(3.5)のクランクアーム長 $r$ とコンロッド長さ $l_c$ の比 $\lambda$ については、今回の設計では $\lambda \equiv l_c/r=3.4$ とする。ここで、クランクアーム長 $r$ はピストンストローク $S$ の1/2であることに注意する。

これらの値を用いて次式よりピストン長さ  $l_{ps}$  を算出する.

$$l_{ps} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 P_{\max} \tan \varphi}{0.8 D p} \quad (3.6)$$

実際にはリング溝やピン穴等が必要となり、本式で求められた  $l_{ps}$  は、必要なピストン長さに達していない場合がある。最終的な値は組立図作図時に決定され、その値で再計算することが、通常の業務では要求される。

### 3.1.4 ピストンピン

Fig.3.3 は、ピストンピンの中心軸で、ピストン軸に垂直な面で切断し、ピストン上部から見た図である。シリンダ内径  $D$  の範囲に納まるようバランスを取りながら設計する。止め輪間距離  $l_{p1}$  に対してピストンボス部長さと小端部幅  $b$  が決定できる。さらに、 $d_p$ 、 $d_0$  については、経験的に決まった式を用いる。

$$\begin{aligned} b &\leq \frac{l_{p1}}{2} - 4 \\ d_0 &\cong 0.5d_p \\ d_p &\cong 0.4D \end{aligned} \tag{3.7}$$

ピストンピンの外径  $d_p$  を参考にして 穴用の C 型止輪の呼び径 (JIS B2804) を決定する。ピストンピン長

さ  $l_p$  は、止め輪間距離  $l_{p1}$  以下でなければならない。  
 以上の条件を満足するように CAD（方眼紙に下書きをしても良い）でピストンピン周りを作図し、 $l_p$  を決定する。

### 3.1.5 ピストンピンボス

ピストン内部でピストンピンを支えるボス部において、下部の肉厚がピストンピン外径の0.25倍とする。

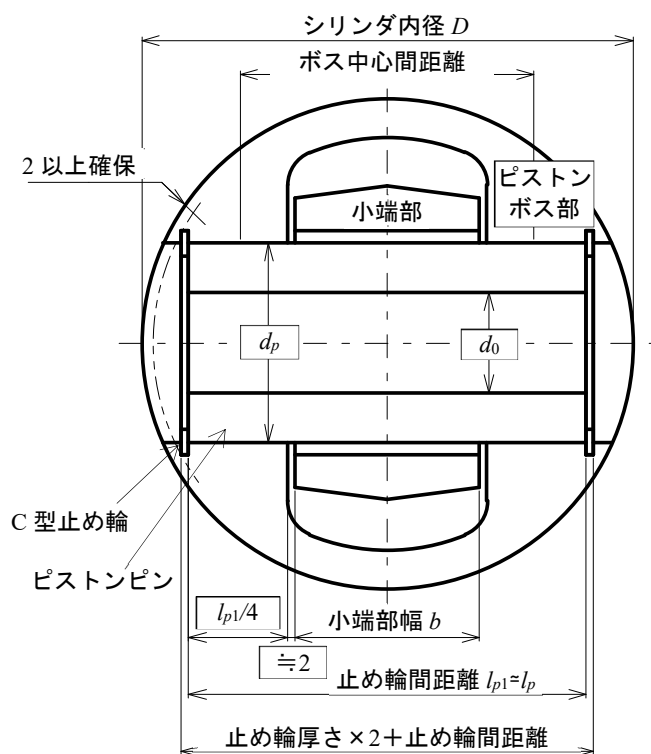


Fig. 3.3 ピストンピン周りの寸法

### 3.2 コンロッドの設計

### 3.2.1 コンロッド長さ

次にコンロッド長さ  $l_c$  を決定する. 3.1.3 項で示されたように  $l_c = r\lambda$  である.

### 3.2.2 小端部軸受

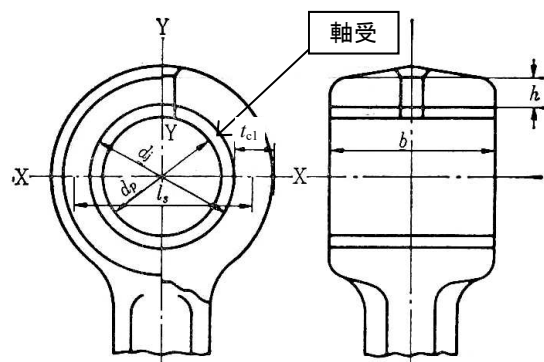


Fig. 3.4 コンロッド小端部の断面

軸受幅  $b$  は経験的に,

$$b \leq (l_{p1}/2) - 4 \text{ (mm)} \quad (3.8)$$

程度とされている．これによって小端部がピストン内部と干渉しないで、回転が可能となる．

一方、軸受には厚さがあるため、小端部内面とピストンピンの間には軸受が挿入できる隙間が必要となる．軸受厚さについては資料[39]を参照する．

### 3.2.3 小端部肉厚

今回の設計では、X-X 断面と Y-Y 断面の肉厚は等しいものとする．すなわち、Fig.3.4 中の記号を用いて

$$h = t_{c1} \quad (3.9)$$

であるものとする．

小端部に作用するピストンの慣性力を考慮することにより、小端部肉厚を決定する．まず、ピストンの質量を評価する．ピストンの質量を非常に大まかに見積もり、同じ大きさの円柱質量の半分であるとする

$$W_p = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot l_{ps} \cdot \rho_{Al} \text{ (kg)} \quad (3.10)$$

となる．ここで、 $\rho_{Al}$  はピストン部材の密度を表している．さらにピストンピンの質量  $W_{Pi}$  を求める．

$$W_{Pi} = \frac{\pi}{4} (d_p^2 - d_0^2) l_p \rho_{st} \text{ (kg)} \quad (3.11)$$

ここで、 $\rho_{st}$  はピストンピン部材の密度を表している．次に、ピストンの最大加速度  $\alpha_{max}$  を評価する．ある時刻におけるピストンの位置は、Fig. 3.2 の記号を用いて次式のように表される．

$$\begin{aligned} S &= (l_c + r) - (l_c \cos \varphi + r \cos \theta) \\ &= r \left\{ (1 - \cos \theta) + \lambda \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2} \sin^2 \theta} \right) \right\} \end{aligned} \quad (3.12)$$

これを微分することにより、ピストン速度が求められる．

$$\frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = r\omega \left( \sin \theta + \frac{\sin 2\theta}{2\lambda \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2} \sin^2 \theta}} \right) \quad (3.13)$$

但し、

$$\omega \equiv \frac{d\theta}{dt} \quad (3.14)$$

上式を更に微分することによりピストンの加速度が得られるが、少々複雑であるため、

$$\sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2} \sin^2 \theta} \approx 1 \quad (3.15)$$

と近似してから微分を行うと次式が得られる．

$$\begin{aligned} \frac{d^2 S}{dt^2} &= r \frac{d \left( \sin \theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right)}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} + r \left( \sin \theta + \frac{1}{2\lambda} \sin 2\theta \right) \frac{d^2 \theta}{dt^2} \\ &= r\omega^2 \left( \cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta \right) + r \left( \sin \theta + \frac{1}{\lambda} \sin 2\theta \right) \frac{d^2 \theta}{dt^2} \end{aligned} \quad (3.16)$$

この式は  $\theta = 0$  のときに最大となることは自明であるので、求めるピストンの最大加速度  $\alpha_{max}$  は

$$\alpha_{max} = r(1.3\omega)^2 \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) \quad (3.17)$$

となる．但し、ここでは定格回転数に対して 1.3 倍のオーバーランを許容するため、 $\omega$  を 1.3 倍している．以上より、小端部に作用するピストンの慣性力  $F_p$  は

$$F_p = (W_p + W_{Pi}) \cdot \alpha_{max} \quad (3.18)$$

となる．図中の X-X 断面に作用する応力は、小端部厚さを  $t_{c1}$  として、

$$\sigma_{c1} = \frac{F_p}{2t_{c1}b} \quad (3.19)$$

となる．この値がコンロッド部材の許容応力値以下となるように  $t_{c1}$  を設定する．コンロッド部材の許容応力は Table 4.1 に示されている．

また、この小端部厚さ  $t_{c1}$  は、Y-Y 断面における曲げ許容応力<sup>2</sup>の要件を同時に満たす必要がある．Y-Y 断面曲げモーメント  $M_{bY}$  は、Fig. 3.5 より

$$M_{bY} = \frac{F_p}{2} \left( \frac{l_s}{2} - \frac{d_j}{4} \right) \text{ (Nm)} \quad (3.20)$$

となる．従って、Y-Y 断面における曲げ応力の値は

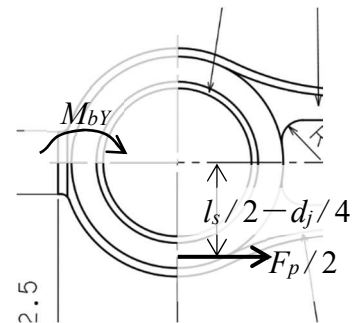


Fig. 3.5 コンロッド小端部

<sup>2</sup> 曲げ許容応力は許容応力の 1.5 倍とする．

$$\sigma_{c2} = \frac{M_{bY}}{Z} = \frac{M_{bY}}{bt_{cl}^2/6} \quad (3.21)$$

により計算される．この値もまた部材の曲げ許容応力値以下となるように  $t_{cl}$  を設定すること．

### 3.2.4 コンロッド桿部

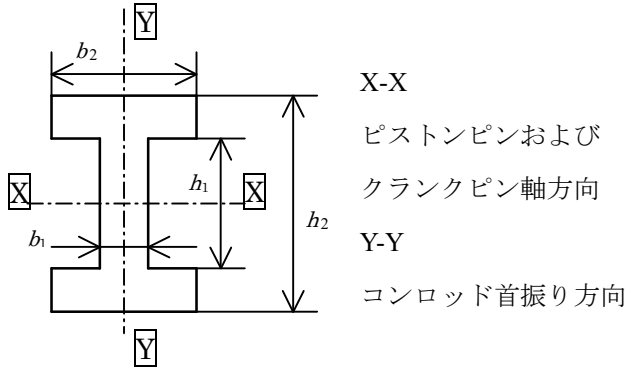


Fig. 3.6 (設計計算上の仮の) 桿部断面形状

桿部の断面積を  $A$  とすると，圧縮による応力値  $\sigma_3$  は次式のように表される．

$$\sigma_{c3} = \frac{\pi D^2 P_{\max}}{4A} \quad (3.22)$$

次に座屈に対する強度を考慮する．X-X 断面 2 次モーメント  $I_X$  と Y-Y 断面 2 次モーメント  $I_Y$  はそれぞれ以下の通りである．(「材料力学」 p.72～74 を参照)

$$I_X = \frac{b_2}{12} (h_2^3 - h_1^3) + \frac{b_1 h_1^3}{12} \quad (3.23)$$

$$I_Y = \frac{h_1 b_1^3}{12} + \frac{(h_2 - h_1) b_2^3}{12} \quad (3.24)$$

これらの各断面の座屈荷重が，式(3.4)から求められる最大爆発時の荷重  $F_{\max}$  より大きな値を取る必要がある．長柱の座屈荷重は「材料力学」第 7 章に説明があり「両端回転支持」の場合は式(7.28)で  $n = 1$  の条件から，次式のように表される．

$$P_c = \frac{\pi^2 EI}{l_c^2} > S_1 F_{\max} \quad (3.25)$$

ここで，ヤング率は， $E = 2.06 \times 10^5 \text{ (MPa)}$ ， $S_1$  は安全率を表し， $S_1 = 8$  とする．なお， $I$  は(3.23)と(3.24)の小さい方の値を代入する．

続いて，コンロッドの自重によって生じる慣性力に対する強度を評価する．これはコンロッドがむちを打つように振り回される結果生じる力であるため，むち打ち作用とも呼ばれる．クランクアーム長を  $r$ ，角速度を  $\omega$ ，コンロッドの長さを  $l_c$ ，コンロッド桿部の断面積を  $A$ ，コンロッドの密度を  $\rho \text{ (kg/m}^3\text{)}$  とすると，このコンロッドに作用する慣性力  $F_c$  は次式の

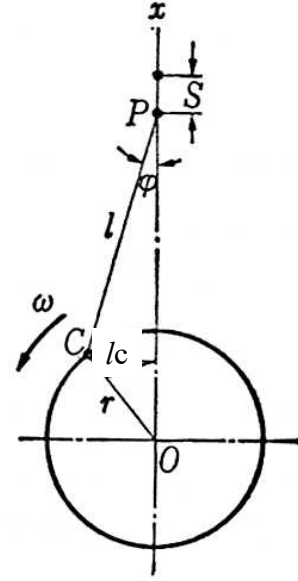


Fig. 3.7 ピストンの位置と回転角  
ように表される．

$$F_c = \frac{r(1.3\omega)^2}{2} \rho A l_c \text{ (N)} \quad (3.26)$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} \text{ (rad/s)} \quad (3.27)$$

この力によって生じる最大曲げモーメント  $M_{b\max}$  (N・m)は，

$$M_{b\max} \approx \frac{F_c l_c}{8} \text{ (Nm)} \quad (3.28)$$

となる．X-X 断面係数，Y-Y 断面係数はそれぞれ，

$$Z_X = \frac{I_X}{h_2/2}, \quad Z_Y = \frac{I_Y}{b_2/2} \quad (3.29)$$

となり，これらを用いて表される応力値

$$\sigma_{bX} = \frac{M_{b\max}}{Z_X}, \quad \sigma_{bY} = \frac{M_{b\max}}{Z_Y} \quad (3.30)$$

が部材の許容応力値以下となるように各部の寸法を決定すること．

最後に，引張方向の慣性力に対する強度を評価する．断面形状から桿部質量を求め，小端部の形状と，後に検討する大端部の形状から，コンロッド質量  $W_R$  を評価する（ここでは，クランクピン質量の 2 倍を仮定する．クランクピン直径とクランクピン長さについては 3.3.1 項を参照）．コンロッド質量の 1/3 は往復部分質量，2/3 は回転部分質量と見なすと，往復方向の慣性力  $F_{is}$  は前述したピストン質量  $W_p$  とピストンピン質量  $W_{Pi}$  を用いて，

$$F_{is} = \left( W_P + W_{Pi} + \frac{1}{3} W_R \right) \alpha_{\max} \quad (3.31)$$

となる．この力による応力値

$$\sigma_{RS} = \frac{F_{is}}{A} \quad (3.32)$$

が部材の許容応力値以下となるように各部の寸法を決定する．

この時点ではまだ大端部の形状が決定されていないため，引張方向の慣性力に対する強度は，大端部の形状が決まってから確認を行うこと．

#### 【注意】

本来，コンロッドの桿部形状（H型断面形状の  $b_1$ 、 $b_2$ 、 $h_1$ 、 $h_2$  の寸法）はコンロッド大端部と小端部の大きさのバランスを鑑みて寸法を決める．これは，材料力学的な検討だけでなく，繰り返し負荷に対する寿命特性（すなわち疲労特性）も考慮する必要があるからで，経験的に得られる形状およびその寸法がエンジニアリングセンスとして存在する．本課題においても，最大圧縮応力 (3.22)，むち打ち曲げ応力 (3.30) 及び引張方向の慣性力による応力 (3.32) から求められる寸法で桿部形状を定めると細すぎる場合があり，その時はサンプルの組立図や部品図を参考にして断面形状の寸法を決める．

### 3.2.5 コンロッド大端部

まず，キャップ部内径  $d_c$  と軸受の肉厚  $t_{b1}$ 、並びに軸受幅  $b_d$  を決定する．キャップ部内径  $d_c$  および軸受肉厚  $t_{b1}$  については，クランクピン直径  $d_{cp}$  の値を基準に『クランクジャーナル軸受け、クランクピン軸受け周りの設計手順 [41]』を参照にして決定する<sup>3</sup>．更に軸受幅  $b_d$  については，後述するクランクピン長さ  $l_{cp}$  を考慮して決定する．

軸受圧力  $p_d$  が部材の許容軸受圧力を下回ることが必要である．

$$p_d = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \times P_{\max}}{b_d \cdot d_{cp}} \quad (3.33)$$

続いて，キャップ部 A-A 断面における曲げモーメントを評価する．キャップ部に加わる慣性力  $F_{ib}$  は，ピストンとコンロッドの往復部分質量（1/3）にかかる慣性力とコンロッドの回転部分質量（2/3）にかかる遠心力の合力となる．

$$F_{ib} = \left\{ \left( W_P + W_{Pi} + \frac{1}{3} W_R \right) \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) + \frac{2}{3} W_R \right\} r (1.3\omega)^2 \quad (3.34)$$

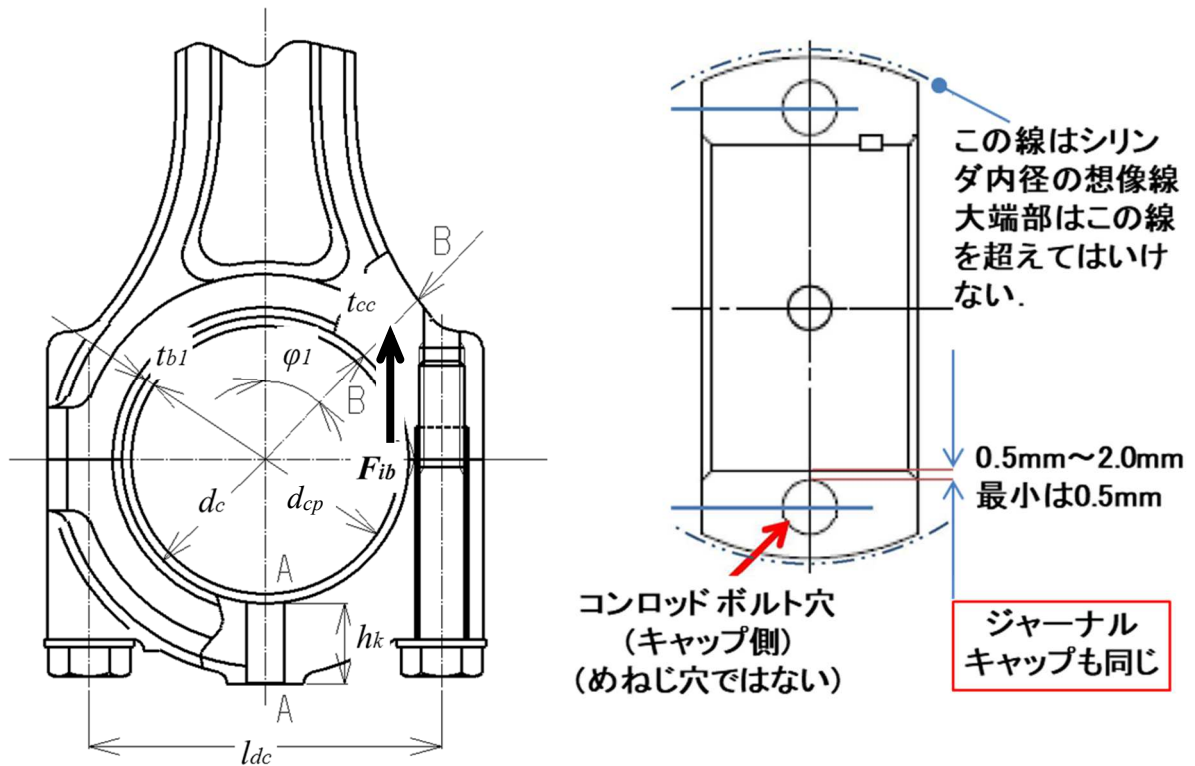


Fig. 3.8 コンロッド大端部

<sup>3</sup> JIS D3102 を参照しても良い．

但し、ここでは定格回転数に対して 1.3 倍のオーバーランを許容するため、 $\omega$  を 1.3 倍している。よって、断面 A-A における曲げモーメントは

$$M_{bK} = \frac{F_{ib}}{2} \left( \frac{l_{dc}}{2} - \frac{d_c}{4} \right) \quad (3.35)$$

ここで、 $l_{dc}$  はコンロッドボルト穴の中心距離である。一方、キャップ部 A-A 断面の幅を  $b_k$  (通常は  $l_{cp}$  と等しい)、厚さを  $h_k$  とすれば、断面係数は次のようになる。

$$Z_{kA} = \frac{b_k h_k^2}{6} \quad (3.36)$$

従って、冠部曲げ応力  $\sigma_{kA}$  は

$$\sigma_{kA} = \frac{M_{bK}}{Z_{kA}} \quad (3.37)$$

この値が部材の曲げ許容応力値以下となるように寸法を決定する。

慣性力  $F_{ib}$  による引張応力  $\sigma_{kB}$  は、危険断面<sup>4</sup>(B-B 断面)の厚さを  $t_{cc}$  とすると、

$$\sigma_{kB} = \frac{F_{ib} \sin \varphi_1}{2b_d t_{cc}} \quad (3.38)$$

今回の設計では、 $\varphi_1 = 43(\text{deg.})$  程度 (Fig.3.8 左参照) となるように形状を決定するものとして強度を評価する。作図の段階において、 $\varphi_1$  の値が異なるものとなった場合は、その値を用いて再度強度を評価し直すこと。

大端部の軸受圧力  $p_{kc}$  は、

$$p_{kc} = \pi \left( \frac{D}{2} \right)^2 \frac{P_{\max}}{b_d d_{cp}} \quad (3.39)$$

となる。

一方、軸受には厚さがあるため、大端部内面とクランクピンの間には軸受が挿入できる隙間が必要となる。軸受厚さについては資料[41]を参照する。

### 3.2.6 コンロッドキャップボルト

ボルトは本数を 2 本とすれば、1 本のボルトに加わる力  $P_i$  は次の通りである。

$$P_i = \frac{F_{ib}'}{2} \quad (3.40)$$

ここで  $F_{ib}'$  は

$$F_{ib}' = \left\{ \left( W_P + W_{Pi} + \frac{1}{3} W_R \right) \left( 1 + \frac{1}{\lambda} \right) + \frac{1}{3} W_R \right\} r (1.3\omega)^2$$

ボルトの伸びを考慮すると、ここに示したボルトに作用する力  $P_i$  と、その結果ボルトに発生する最大引張力  $P_m$  は異なる値となる。これらの力の間には、一般に次の関係が成り立つことが知られている。

$$P_m = 1.50 P_i \quad (3.41)$$

コンロッドキャップボルトの有効径  $d_{Ke}$  (例えば M16 とすると、細目ネジの有効径  $d_{Ke}$  は 15.026 mm となる)なので、ボルトに発生する応力値は次のようになる。

$$\sigma_t = \frac{P_m}{\frac{\pi}{4} d_{Ke}^2} \quad (3.42)$$

この値が強度要件を満足することように、ボルトの部材を選定する。

### 3.2.7 供給管

供給管はオイルパン内に蓄えられたオイルをクランクピンに供給する役割とクランクシャフト全体にオイルを飛散させる役割を持つ。そのため長さは先端がオイル油面に接する必要がある。その他の形状は参考図面を参照して決定する。

<sup>4</sup> 破断する可能性が高い (最小断面積) 断面

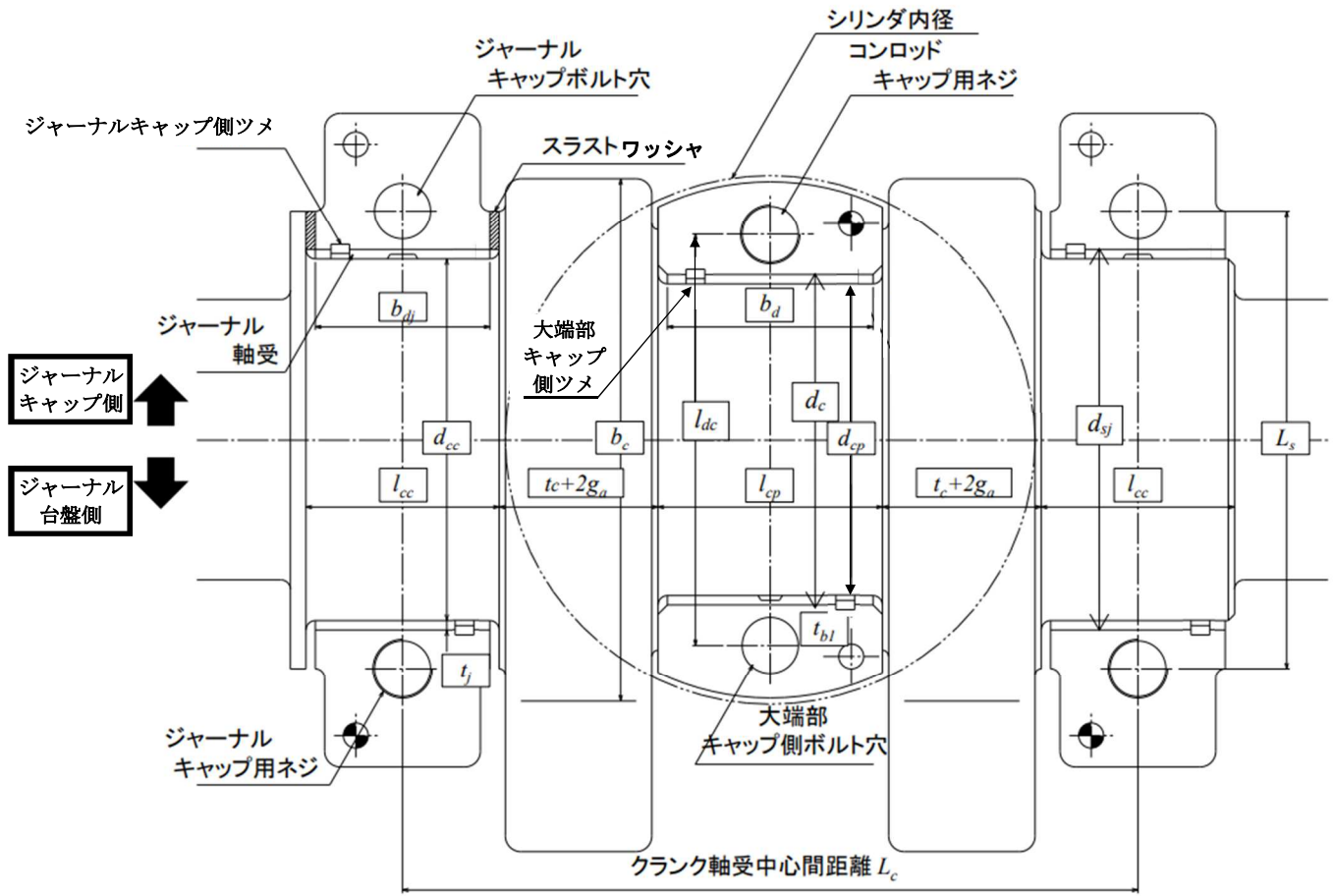


Fig.3.9 クランクシャフトとコンロッド大端部

### 3.3 クランクシャフト

#### 3.3.1 主要諸元

クランクシャフト主要部の諸元は、Fig.3.9 を参照しながら、以下の経験式に従って決定する。

- ・ クランクピン直径：  
 $0.50D \leq d_{cp} \leq 0.60D$  (0.55D 推薦)
- ・ クランクピン長さ： $l_{cp} \doteq 0.43D$
- ・ クランクジャーナル直径： $d_{cc} \doteq 0.8D$
- ・ クランクジャーナル長さ：

$$l_{cc} \doteq 0.37D \text{ and } l_{cc} \geq b_{dj} \quad (\text{脚注}^5 \text{を参照})$$

- ・ クランクアーム厚さ： $t_c \doteq 0.28D$
- ・ クランクアーム幅： $b_c \doteq D$
- ・ ジャーナル軸受中心間距離

$$L_c = l_{cp} + l_{cc} + 2(t_c + 2g_a) \quad (3.43)$$

ここで、 $g_a$  はアーム隙間を表していて、2mm 程必要とする。

#### 3.3.2 クランクピン

クランクピンに作用する曲げモーメント  $M_{bc}$  は、

$$M_{bc} = \frac{P_z \cdot L_c}{2} \quad (3.44)$$

$$P_z = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P_{\max} (= F_{\max}) \quad (3.45)$$

曲げ応力は、

$$\sigma_{cb} = \frac{M_{bc}}{Z_c}, \quad Z_c = \frac{\pi}{32} d_{cp}^3 \quad (3.46)$$

また、せん断応力は、

$$\tau_c = \frac{P_z / 2}{\frac{\pi}{4} d_{cp}^2} \quad (3.47)$$

軸表面での主応力

<sup>5</sup>  $b_{dj}$  はジャーナル軸受け幅を表している。

$$\sigma_{cc} = \frac{\sigma_{cb}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{cb}^2}{4} + \tau_c^2} \quad (3.48)$$

が強度要件を満足することを確認すること。

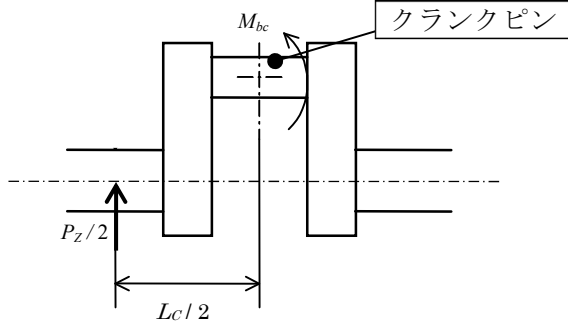


Fig. 3.10 クランクピン曲げモーメント

### 3.3.3 クランクアーム

クランクアームに加わる曲げモーメント  $M_{ub}$  は,

$$M_{ub} = \frac{P_z}{2} \left( \frac{l_{cc}}{2} + \frac{t_c}{2} \right) \quad (3.49)$$

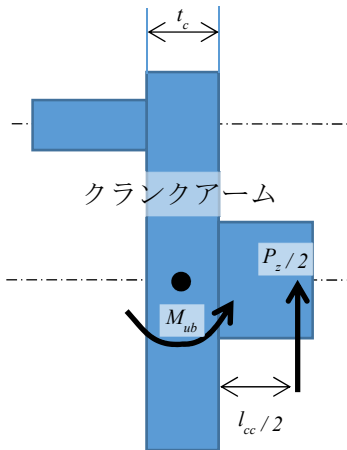


Fig. 3.11 クランクアーム曲げモーメント

アームにかかる曲げ応力  $\sigma_{ub}$  は

$$\sigma_{ub} = \frac{M_{ub}}{Z_u}, \quad Z_u = \frac{b_c t_c^2}{6} \quad (3.50)$$

また、アームにかかる圧縮応力  $\sigma_{uc}$  は

$$\sigma_{uc} = \frac{(P_z/2)}{b_c t_c} \quad (3.51)$$

これらの合成応力が強度要件を満足することを確認する。

$$\sigma_{ue} = \sigma_{ub} + \sigma_{uc} \quad (3.52)$$

### 3.3.4 クランクジャーナル

クランクジャーナルに加わる曲げモーメント

$M_{jb}$  は、クランクアームが固定されていると仮定して、

$$M_{jb} = \frac{P_z}{2} \cdot \frac{l_{cc}}{2} \quad (3.53)$$

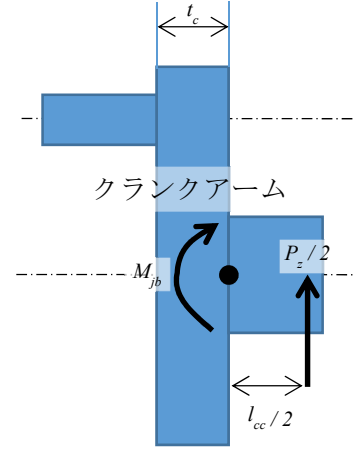


Fig. 3.12 クランクジャーナル曲げモーメント

曲げ応力  $\sigma_{jb}$  は

$$\sigma_{jb} = \frac{M_{jb}}{Z_j} \quad (3.54)$$

ここで  $Z_j$  はクランクジャーナルの断面係数である。一方、せん断応力  $\tau_j$  は

$$\tau_j = \frac{(P_z/2)}{\frac{\pi}{4} d_{cc}^2} \quad (3.55)$$

曲げ応力とせん断応力による軸表面での主応力は

$$\sigma_{je} = \frac{\sigma_{jb}}{2} + \sqrt{\frac{\sigma_{jb}^2}{4} + \tau_j^2} \quad (3.56)$$

この応力が強度要件を満足することを確認する。

## 3.4 台盤・オイルパン

今回の設計では、台盤については軸受まわりの強度のみを評価するものとする。板の厚さはボルトのねじ込み代が十分に確保できる厚さ（資料[11]参照）とする。実際の台盤では、他の様々な要件についても考慮する必要がある。さらに、オイルパンは台盤の下に設置される。本部品肉厚は2mmとする。

### 3.4.1 クランクジャーナル軸受キャップ

ジャーナル軸受ボルト間距離  $L_s$  は以下の式を満たす必要がある。

$$L_s = d_{cc} + d_s + 2t_j + (10 \sim 14) \quad (3.57)$$

また、ジャーナル軸受キャップ部の内径  $d_{sj}$  および軸受の肉厚  $t_j$  は資料[41]を参照し決定する。

$$d_{sj} = d_{cc} + 2t_j \quad (3.58)$$

軸受圧力  $P_{jd}$  が部材の許容軸受圧力を下回ることが必要である。

$$P_{jd} = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \times \frac{1}{2} P_{\max}}{b_{dj} \cdot d_{cc}} \quad (3.59)$$

次に、軸受キャップ断面に働く曲げモーメント  $M_{sb}$  は、コンロッド強度計算と同様に  $F_{ib}$  を用いて

$$M_{sb} = \frac{F_{ib}}{4} \left( \frac{L_s}{2} - \frac{d_{sj}}{4} \right) \quad (3.60)$$

軸受部の断面係数  $Z_s$  (式(3.21)を参照) として、以下の応力  $\sigma_{sb}$  が許容応力値以下となるようにジャーナル軸受部キャップの高さ (下図  $h_j$  を参照) と幅 ( $b_{dj}$  を参照) を決定する。

$$\sigma_{sb} = \frac{M_{sb}}{Z_s} \quad (3.61)$$

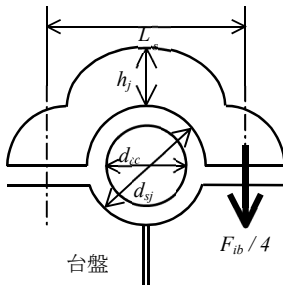


Fig. 3.13 クランクジャーナル軸受キャップ

### 3.4.2 ジャーナルキャップボルト

ジャーナル軸受1個に対して作用する力は  $F_{ib}/2$  である。したがって、ボルト1本あたりに作用する引張応力は

$$\sigma_{lt} = \frac{\frac{F_{ib}}{2}}{\frac{\pi}{4} d_s^2 n_B} \quad (3.62)$$

ここで、 $n_B$  はボルトの数 ( $n_B = 2$ )、 $d_s$  はボルトの有効径である。これらからボルト径を決定する。

### 3.5 フライホイール

クランク軸に発生するトルクは燃焼の行程に依

じて変動し、爆発行程において最大となる。従って、回転を均一化するためにフライホイールが用いられる。フライホイールの慣性モーメントを大きくすると、回転数の変動は小さくなり滑らかな回転が得られるが、質量増加と加速性能の悪化を招くため、回転数の変動を表す速度変動率  $\delta$  の適値がエンジンの使用目的毎に決まっている。今回の設計では  $\delta = 1/40$  を用いることにする。

今回設計するエンジンが定格回転時に発生する平均トルク  $T_m$  は

$$T_m = \frac{N_e}{\frac{2\pi}{60} \times n} (\text{N} \cdot \text{m}) \quad (3.63)$$

である。4サイクル機関の場合、この平均トルクと前述した速度変動率  $\delta$ 、更にシリンダ数毎に決まるエネルギー変動率  $\xi$  (今回の設計のような1シリンダエンジンでは  $\xi = 1.3$  であるが、ここでは  $\xi = 0.5$  とする。) を用いて、以下のような式に従ってフライホイールの慣性モーメントを設定すると良いとされている。

$$I = \frac{4\pi T_m \xi}{\omega^2 \delta} = \frac{4\pi T_m \xi}{\left( \frac{2\pi}{60} \times n \right)^2 \delta} (\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2) \quad (3.64)$$

次に、この慣性モーメントを満たすようなフライホイールの形状を決定する。フライホイールの断面形状を Fig. 3.14 のような形状とし、リム部に必要な慣性モーメントを実現するものとする。

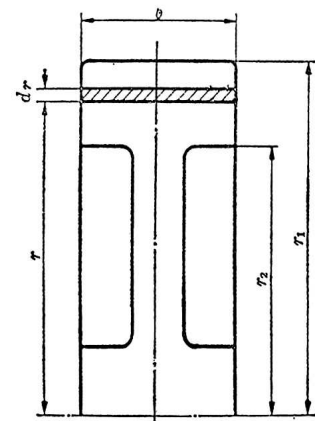


Fig. 3.14 フライホイール 1/2 断面

$$I = \frac{\pi}{2} b_w \rho_{fc} (r_1^4 - r_2^4) \quad (3.65)$$

ここで、 $b_w$  はフライホイールの幅、 $\rho_{fc}$  は部材の密度である。半径比が  $r_2 = 0.75r_1$  程度を仮定して、必要な慣性モーメントが実現されるように  $b_w$  と  $r_1$  を決定せよ。まずはサンプル図面を参考に寸法を仮定し、

作図の際にこれらの値は適宜見直すこと.

## 4. 【課題2】部品設計

### 4.1 ピストンピン周りの設計

強度要件を全て満足するように、ピストンとコンロッド小端部関連の設計を行う。結果は図 3.3 に相当する計画図で示す。その際、CAD で作図し、主要部には寸法を入れる。また、各部品で用いる材料の機械的特性は表 4.1, 4.2 を参照する。ピンの中央部にコンロッドの断面図を隠れ線で記入する。

### 4.2 コンロッドとクランクシャフトの設計

引き続きコンロッドとクランクシャフトの設計

を行い、各部の寸法を決定する。結果は図 3.9 に相当する計画図で示す。その際、CAD で作図し、主要部には寸法を入れる。また、各部品で用いる材料の機械的特性は表 4.1, 4.2 を参照する。

### 4.3 各部形状の検討

強度要件を全て満足するように、残りの各部の寸法を決定する。計算はエクセルを用いて行い、過程を計算書として提出する。結果の一部は『設計計算結果一覧』(資料[25])にも記入する。

#### 材料定数表

Table 4.1 各部品の機械的特性

| 名称               | 記号      | 許容応力(MPa) | 許容せん断応力(MPa)                | 密度<br>$\times 10^3(\text{Kg/m}^3)$ | 部品例                                           |
|------------------|---------|-----------|-----------------------------|------------------------------------|-----------------------------------------------|
| アルミ合金鋳物<br>8 種 A | AC8A-T5 | 39        | 31 (25℃使用時)<br>15 (250℃使用時) | 2.7                                | ピストン                                          |
| クロムモリブデン鋼        | SCM415  | 166       | 133                         | 7.8                                | ピストンピン                                        |
|                  | SCM440  | 196       | 157                         | 7.8                                | コンロッド本体, コンロッド大端部キャップ, コンロッドボルト, ジャーナルキャップボルト |
| 炭素鋼              | S45C    | 114       | 91                          | 7.8                                | クランクシャフト                                      |
| ねずみ鋳鉄            | FC250   | 25        | 20                          | 7.4                                | フライホイール, 台盤, ジャーナルキャップ                        |

注意事項：

- ① 表の中の「許容」は、実際の強度を安全率で割った値となっている。
- ② “曲げ許容応力”は“許容応力”の 1.5 倍とする。(p.3 脚注と同じ指示)
- ③ コンロッドキャップボルトは、教科書(基礎から学ぶ機械製図)「表 5.2 メートル細目ねじの寸法」から選定する。同じボルト径でピッチが複数ある場合は、一番大きいピッチのボルトを選定する。(例：M16×1.5)
- ④ ジャーナルキャップボルトは、教科書の「表 5.1 メートル並目ねじの寸法」から選定する。

Table 4.2 軸受材の機械的特性

| 名称      | 許容軸受圧力 (MPa) |
|---------|--------------|
| 小端部軸受   | 90           |
| 大端部軸受   | 50           |
| ジャーナル軸受 | 35           |