

講義日程

講義ノートURL

<http://www.osakac.ac.jp/labs/s-jeong/mechadesign1>

- 第1回: 機械設計及び機械材料
- 第2回: 許容応力1(静荷重、繰返し荷重)
- 第3回: 許容応力2(衝撃荷重、応力への影響因子)
- 第4回: 安全率
- 第5回: ねじの基礎
- 第6回: ねじの締め付け力と締め付けトルク
- 第7回: ねじの強度
- 第8回: 中間試験
- 第9回: キー、軸の設計
- 第10回: 軸継手
- 第11回: クラッチ
- 第12回: リベット継手、溶接継手とその設計
- 第13回: はめあい及び表面粗さ
- 第14回: 前期試験
- 第15回: まとめ

講義目標

1. キーの種類と強度について理解する
2. 強さ及び変形に基づく軸の設計法を理解する

3. 2 キー、スプライン及びセレーション

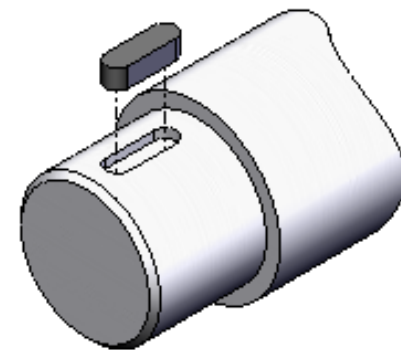
回転運動やトルクを伝達する目的で利用される軸系要素

3. 2. 1 キー

- 歯車、ベルト車、軸継手等を軸に取り付ける場合
- 回転部品のボスにキー溝を切削
- 軸にもキー溝又は平坦部分を加工
- キーを挿入することでトルクを伝達する機械要素

□ キーの種類

- ① 沈みキー
- ② すべりキー
- ③ 平キー
- ④ くらキー
- ⑤ 接触キー
- ⑥ 半月キー



(a) 沈みキー

- 最も一般的に利用
- 正方形又は長方形の断面
- 軸とボスの両方にキー溝を加工

- 平行キー
- こう配キー
- 頭付こう配キー

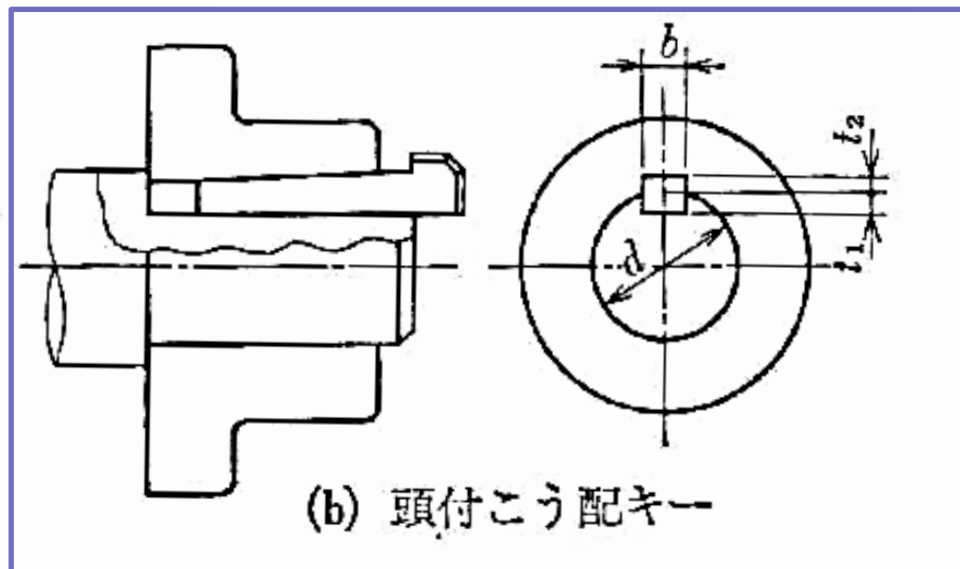
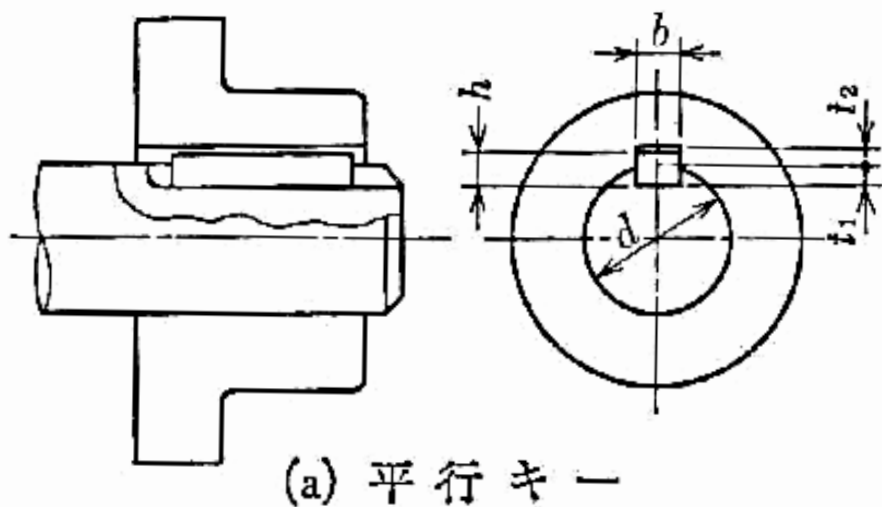


図 3・8 沈みキー

打ち込んで利用
伝達トルクが大きい

(b) 滑りキー

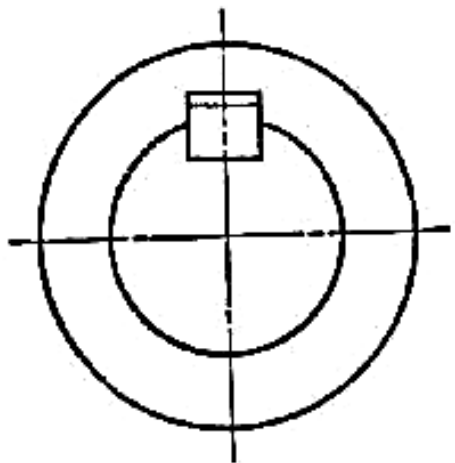
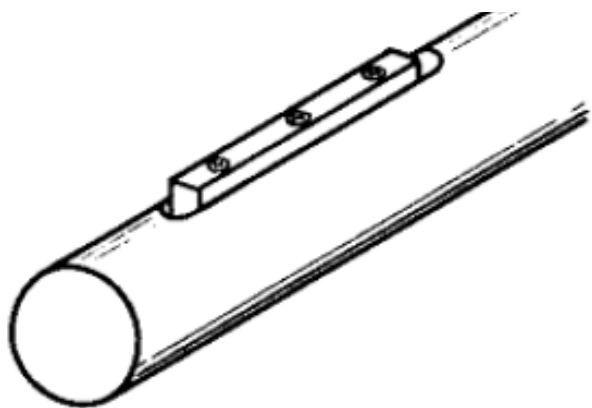


図 3・9 滑りキー



キーを軸に小ねじで固定し、ボスを軸方向に滑らすために使用。

(c) 平キー

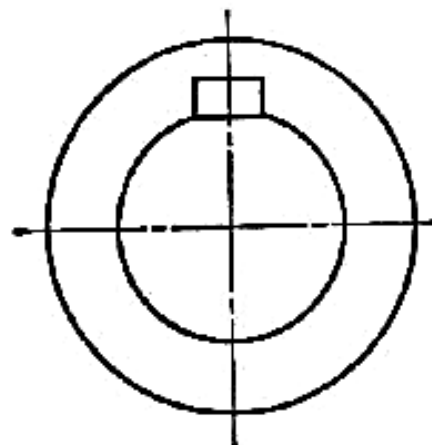


図 3・10 平キー

- 軸にキー溝がない
- キーの幅だけ軸を平坦に加工し、キーを打ち込む
- 伝達トルクは小さい

(d) くらキー

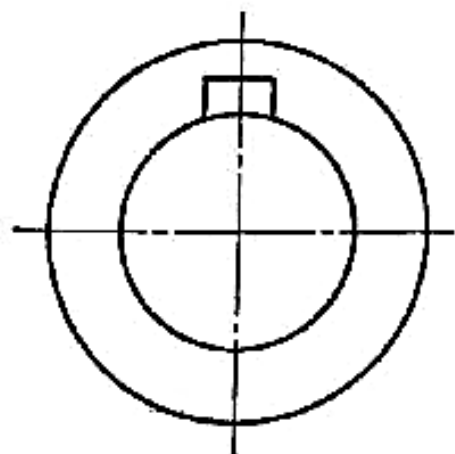


図 3・11 くらキー

(e) 接線キー

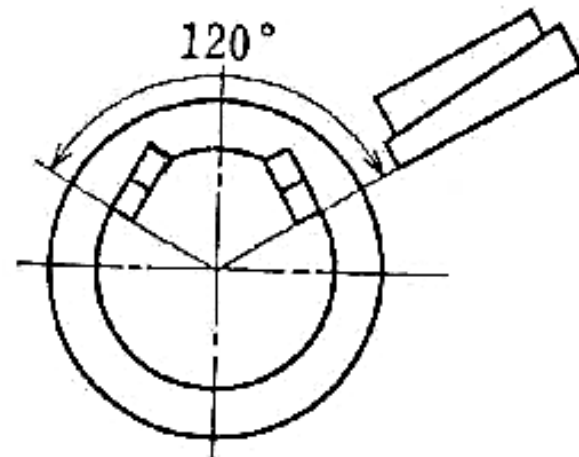
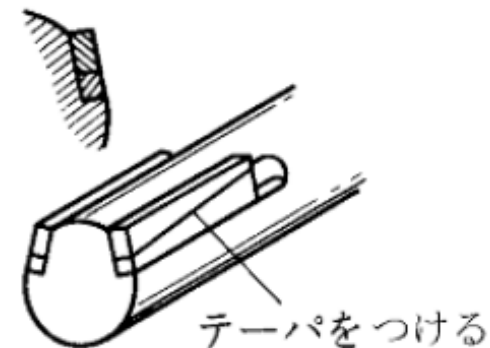


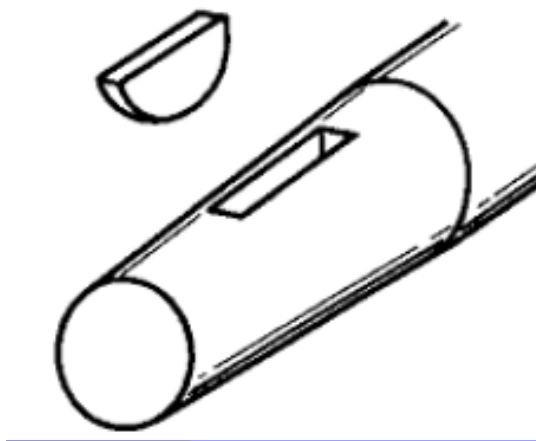
図 3・12 接線キー

- 軸を加工しないで使用するキー
- 上面は1/100の勾配、下面は円筒面
- 平キーより伝達トルクは小

- ボスと軸に加工された三角形の溝に、勾配のついた2つのキーを打ち込んで使用
- 衝撃的なトルクが作用する場合等に利用



(f) 半月キー



- 軸に半月形のキー溝を設け、半月形キーを挿入して使用
- キーの上面が自動的に調整されるので、円すい軸端用のキーとして、広く用いられる

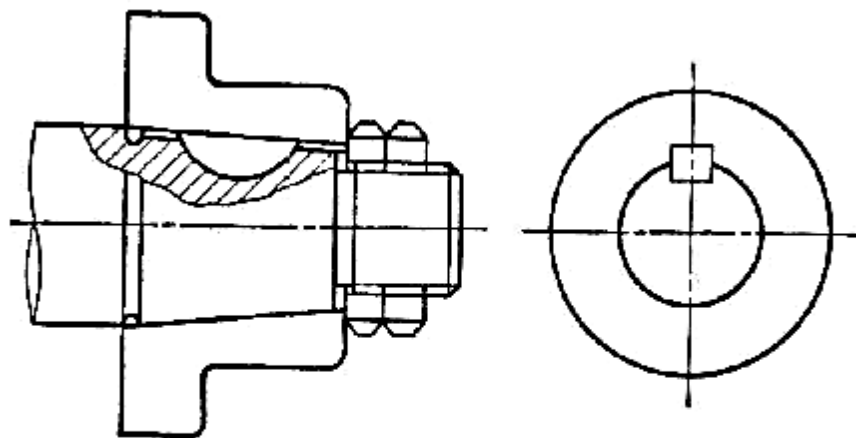


図 3・13 半月キー

2. キーの強さ

■ キーに生じるせん断応力

$$\tau_k = \frac{F}{bl} = \frac{2T}{bld} \quad (\text{式3.26})$$

伝達力 F 伝達トルク T

キー幅 b キー長さ l 軸直径 d

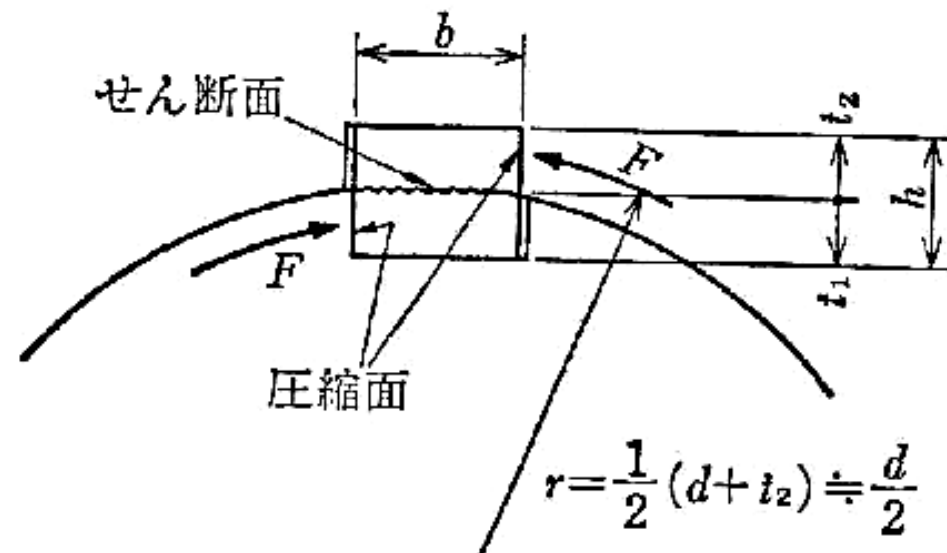


図 3.14 キーの強さ

■ キー溝に生じる面圧

$$\sigma_c = \frac{F}{(h/2)l} = \frac{4T}{hld} \quad (\text{式3.27})$$

キー高さ h

軸に生じるせん断応力を τ とすると、

$$T = \frac{\pi d^3}{16} \tau \quad (\text{式3.28})$$

(式3.26)と(式3.28)から

$$b = \frac{\pi \tau d}{8 \tau_k l} d = \frac{\pi}{12} d$$

ここで、

$$\tau = \tau_k, \quad l = 1.5d \quad \text{とすると、}$$

(式3.27)と(式3.28)から

$$h = \frac{\pi \tau d}{4 \sigma_c l} d = (1 \sim 0.6)d$$

2~3.5 τ をとる

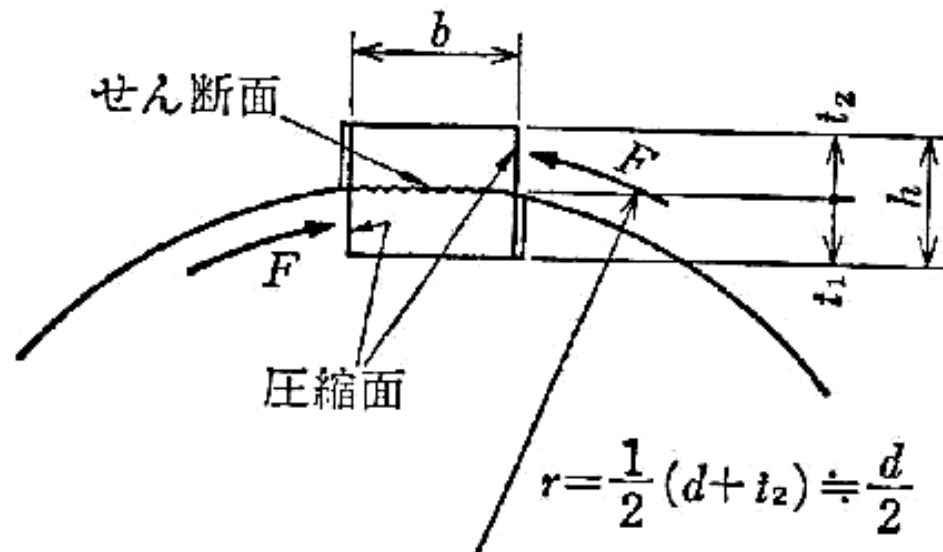


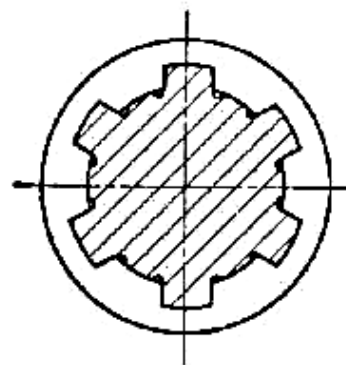
図 3.14 キーの強さ

JISに定められたキーの寸法は
ほぼ、この関係を満足している。

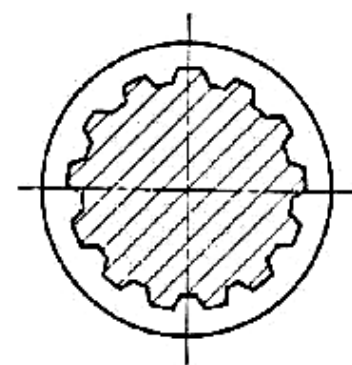
3. 2. 2 スプライン及びセレーション

1. スプライン

- キーに相当する歯を軸に直接設けたもの
- 動力伝達を行う軸と穴の結合のために使用
- 歯型断面形状によって、角形スプライン、インボリュートスプラインに分類
- 軸方向に移動しながらトルク伝達、固定してトルク伝達二通り
- 伝達トルクはキーよりも大きい。



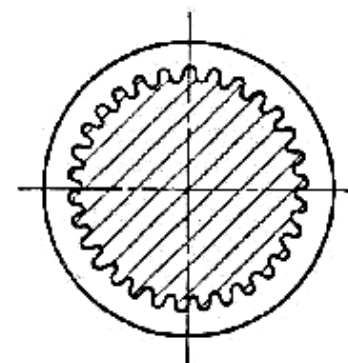
(a) 角形スプライン



(b) インボリュート
スプライン

2. セレーション

- スプラインの歯数を多くし、歯の高さを低くしたもの
- 大きな動力伝達が可能
- 固定タイプが一般的
- 三角歯セレーション、インボリュートセレーション

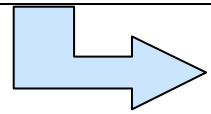


(c) セレーション

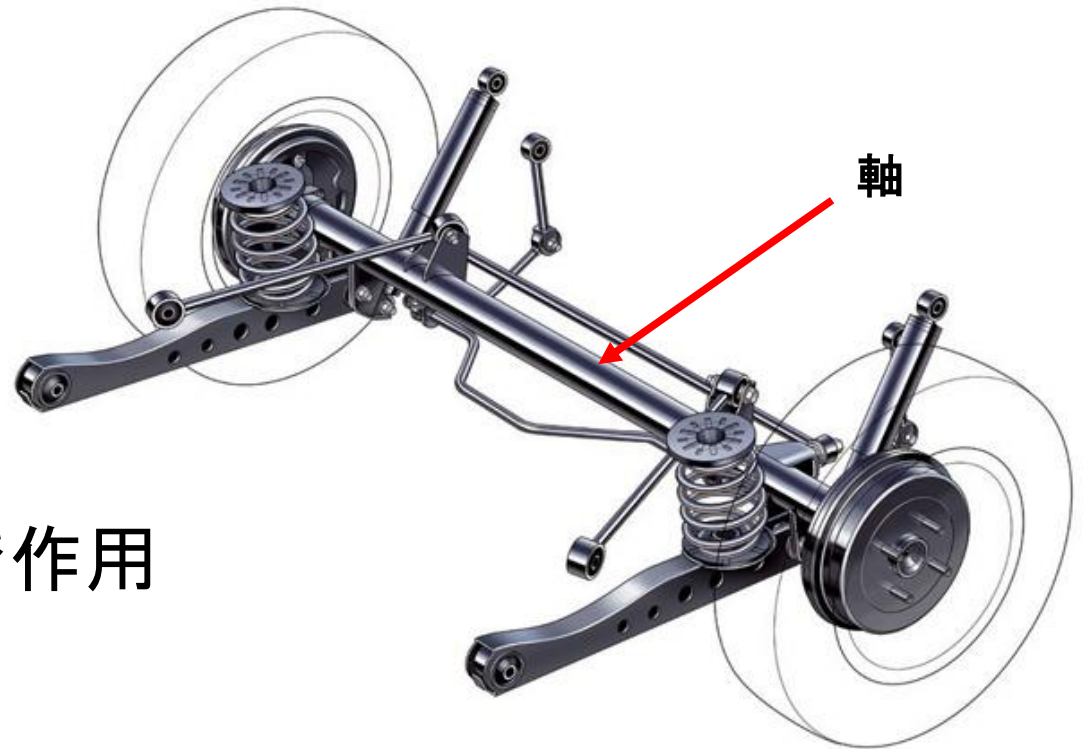
図 3・15 スプラインおよびセレーション

3.1 軸

- .ねじりモーメント
- .曲げモーメント
- .引張及び圧縮荷重
- .せん断荷重



単独又は組合せで作用



軸の設計時に考慮する点

- 強さの観点 ← 応力が許容値以下
- 変形の観点 ← ねじれやたわみによる変形が許容値以下
- 危険速度 ← 振動防止（固有振動数以下）

軸の分類

①断面形状

・中実軸、中空軸

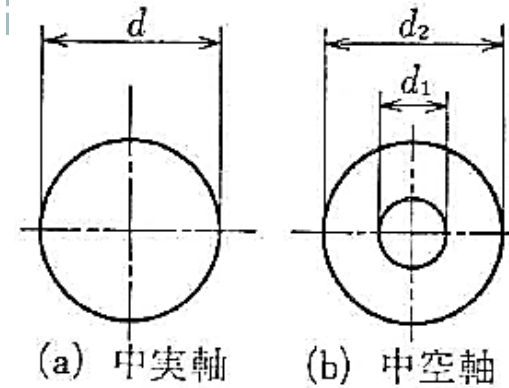


図 3・1 軸の断面形状

②中心軸線の形状

・真直軸、クランク軸、たわみ軸

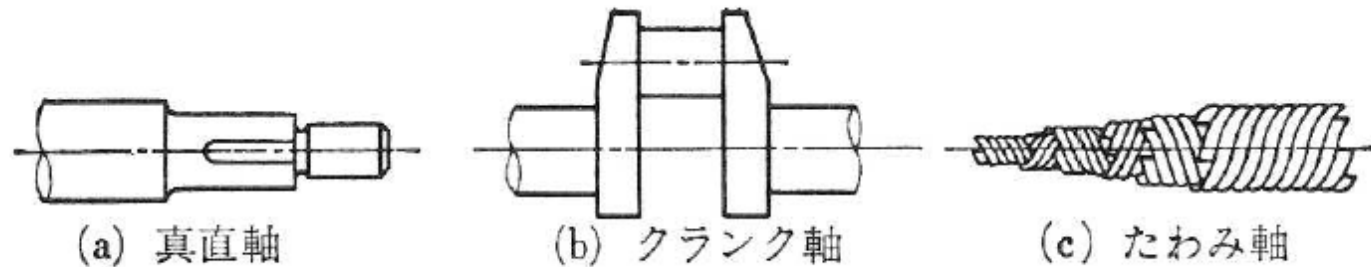


図 3・2 軸の種類

③機能

・伝動軸
・車軸
・プロペラ軸

強さに基づく設計

1. ねじりモーメントのみを受ける軸

最大せん断応力は、

$$\tau_{\max} = \frac{16 T}{\pi d_2^3 (1 - \lambda^4)} \quad (3 \cdot 1)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau_{\max} (1 - \lambda^4)}} \quad (3 \cdot 2)$$

伝達動力Lは、

$$L [\text{kW}] = \frac{n [\text{rpm}] T [\text{N} \cdot \text{mm}]}{9549000}$$

$$d_2 = 365 \sqrt[3]{\frac{L [\text{kW}]}{(1 - \lambda^4) n [\text{rpm}] \tau_{\max} [\text{N}/\text{mm}^2]}}$$

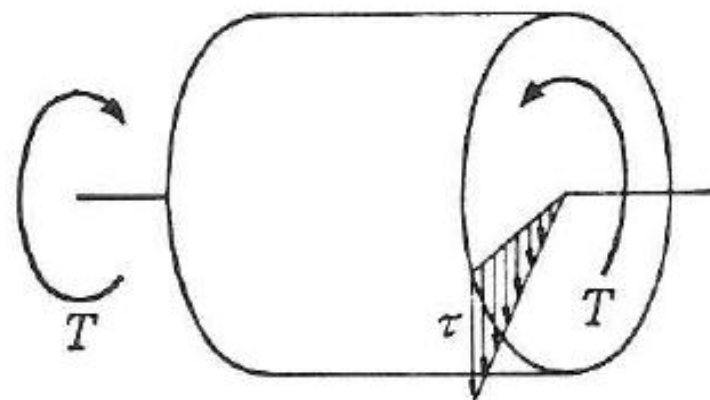


図 3・3 ねじりモーメント
を受ける軸

ねじりモーメント時の
軸の外径

許容応力に置換え

2. 曲げモーメントのみを受ける軸

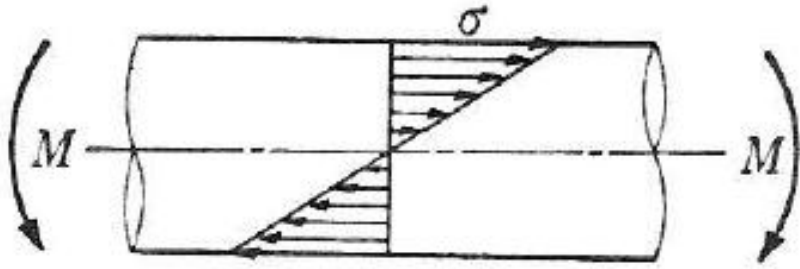


図 3・4 曲げモーメントを受ける軸

最大曲げモーメント \$M\$ を計算

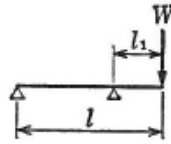
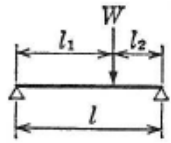
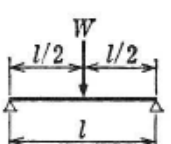
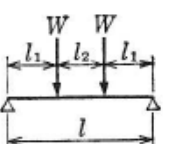
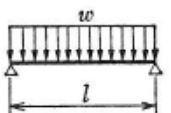
最大垂直応力は、

$$\sigma_{\max} = \frac{32M}{\pi d_2^3 (1-\lambda^4)} \quad (3 \cdot 7)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi \sigma_{\max} (1-\lambda^4)}} \quad (3 \cdot 8)$$

最大主応力を許容応力に置き換え

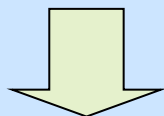
表 3・1 最大曲げモーメントと最大たわみ

荷重条件	最大曲げモーメント およびその位置	最大たわみ および その位置
	$M = Wl_1$ 右支点	$\delta = \frac{Wll_1^2}{3EI}$ 右端
	$M = \frac{Wl_1l_2}{l}$ 荷重点	$l_1 > l_2$ のとき $\delta = \frac{Wl_2(l^2 - l_2^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EI}$ 左端から $\sqrt{(l^2 - l_2^2)}/3$
	$M = \frac{Wl}{4}$ 荷重点	$\delta = \frac{Wl^3}{48EI}$ 中央
	$M = Wl_1$ 荷重点間	$\delta = \frac{Wl_1(3l^2 - 4l_1^2)}{24EI}$ 中央
	$M = \frac{wl^2}{8}$ 中央	$\delta = \frac{5wl^4}{384EI}$ 中央

ここで、 $I = \pi d_2^4 (1-\lambda^4) / 64$

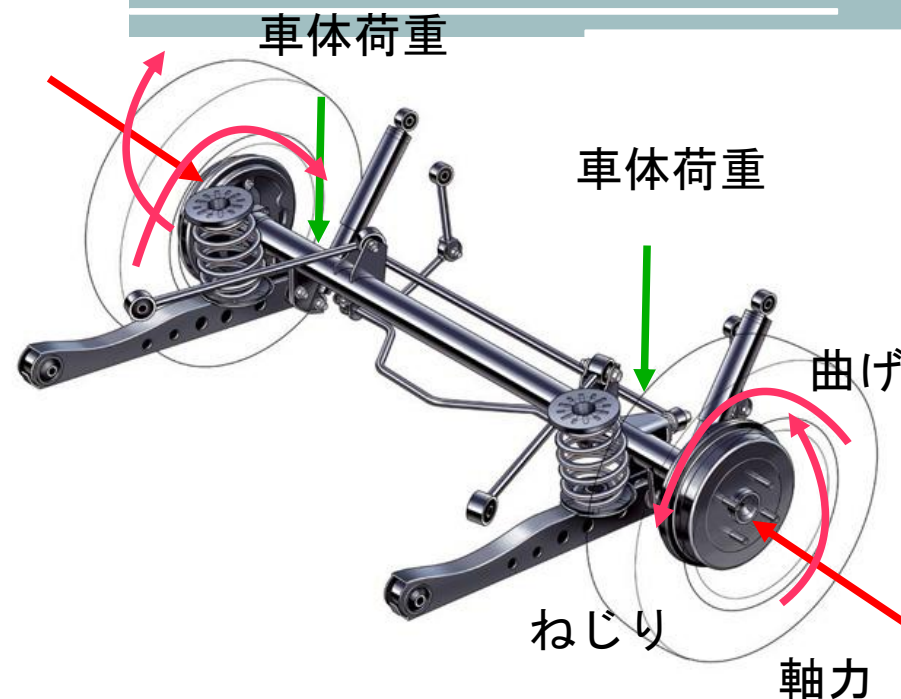
3. 組合せ荷重を受ける軸

実機械では、組合せ応力状態が発生



延性材料では、最大せん断応力説
 ぜい性材料では、最大主応力説

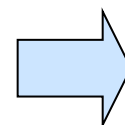
に基づいて設計



•延性材料の場合の相当ねじりモーメント

$$T_e = \sqrt{\left\{M + \frac{Pd_2(1+\lambda^2)}{8}\right\}^2 + T^2}$$

(3・9)

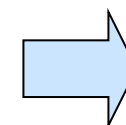


式(3.1)、式(3.2)を利用

•ぜい性材料の場合の曲げモーメント

$$M_e = \frac{1}{2} \left[M + \frac{Pd_2(1+\lambda^2)}{8} + \sqrt{\left\{M + \frac{Pd_2(1+\lambda^2)}{8}\right\}^2 + T^2} \right]$$

(3・11)



式(3.7)、式(3.8)を利用

4. 応力集中の影響

(a) 段付き部の影響：

図1.11の応力集中係数を用いて、段付き部の最大応力を利用

(b) キー溝の影響：

- キー溝がない場合の軸径 d_2 を求めて、
キー溝の深さを加える。

応力集中係数を考慮していない

キー溝を有する軸とキー溝がない軸の強さの比

$$a = 1.0 - 0.2b/d - 1.1t/d$$

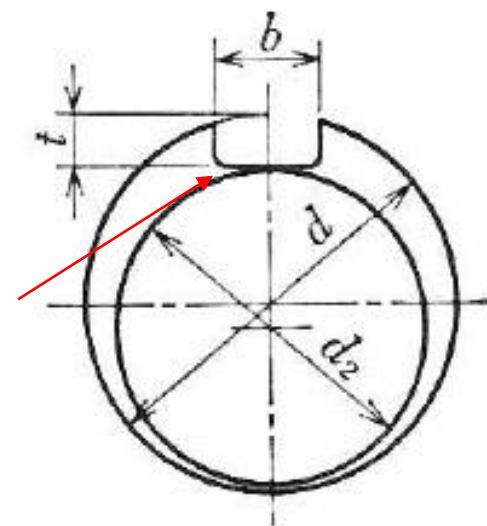


図 3.5 キーみぞを有する軸

キー溝有の許容応力=キー溝無しの許容応力×0.75

5. 動荷重の影響

動的効果を表す係数を荷重にかけて軸径を算出

$$k_t T \quad \text{又は} \quad k_m M$$

表 3・2 ねじりモーメントおよび曲げモーメントに対する動的効果の係数 k_t, k_m

荷重の種類	回 転 軸		静 止 軸	
	ねじり k_t	曲 げ k_m	ねじり k_t	曲 げ k_m
静荷重またはごく緩徐な変動荷重	1.0	1.5	1.0	1.0
変動荷重, 軽い衝撃荷重	1.0~1.5	1.5~2.0	} 1.5~2.0	1.5~2.0
激しい衝撃荷重	1.5~3.0	2.0~3.0		

6. 疲労の影響

疲労限度を基準にして許容応力を定め、軸径を算出

変形に基づく設計

1. ねじりモーメントによる軸の変形

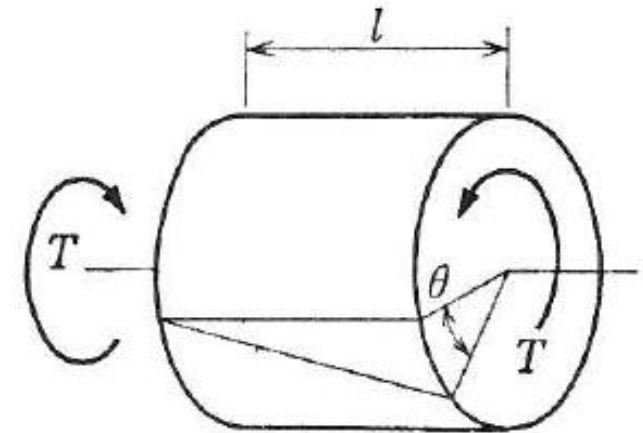


図 3・6 軸のねじれ変形

ねじれ角

$$\frac{\theta}{l} = \frac{32 T}{\pi G d_2^4 (1 - \lambda^4)} \quad (3 \cdot 14)$$

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{32 T}{\pi G (\theta/l) (1 - \lambda^4)}} \quad (3 \cdot 15)$$

横弾性係数

$\theta/l = 0.25^\circ/\text{m} = 4.36 \times 10^{-6} \text{ (rad/mm)}$ (一般的設計におけるねじれ角)

$G \doteq 8.3 \times 10^3 \text{ (kgf/mm}^2\text{)} \{81.3 \times 10^3 \text{ N/mm}^2\}$ (軸材料が鋼の場合)

$$d_2 = 4.10 \sqrt[4]{\frac{T \text{ [kgf}\cdot\text{mm]}}{1 - \lambda^4}} = 2.31 \sqrt[4]{\frac{T \text{ [N}\cdot\text{mm]}}{1 - \lambda^4}} \quad (3 \cdot 16)$$

$$d_2 = 119 \sqrt[4]{\frac{L \text{ [PS]}}{(1 - \lambda^4) n \text{ [rpm]}}} = 129 \sqrt[4]{\frac{L \text{ [kW]}}{(1 - \lambda^4) n \text{ [rpm]}}} \quad (3 \cdot 17)$$

2. 曲げモーメントによる軸の変形

たわみが大きすぎると

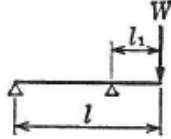
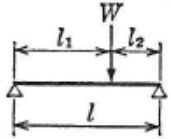
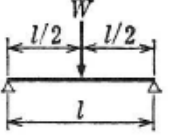
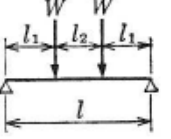
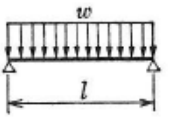
・軸受面に軸が片あたりしたり

・歯車のかみ合い問題

表 3.3 たわみの許容値

軸の種類	δ/l
工場用伝動軸	$<1/1200$
歯車を持つ伝動軸	$<1/3000$
ロータ軸 (円板形)	$1/6000 \sim 1/8000$
〃 (円筒形)	$1/8000 \sim 1/40000$

表 3.1 最大曲げモーメントと最大たわみ

荷重条件	最大曲げモーメント およびその位置	最大たわみ および その位置
	$M = Wl_1$ 右支点	$\delta = \frac{Wl_1^3}{3EI}$ 右端
	$M = \frac{Wl_1l_2}{l}$ 荷重点	$l_1 > l_2$ のとき $\delta = \frac{Wl_2(l^2 - l_2^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}EI}$ 左端から $\sqrt{(l^2 - l_2^2)/3}$
	$M = \frac{Wl}{4}$ 荷重点	$\delta = \frac{Wl^3}{48EI}$ 中央
	$M = Wl_1$ 荷重点間	$\delta = \frac{Wl_1(3l^2 - 4l_1^2)}{24EI}$ 中央
	$M = \frac{wl^2}{8}$ 中央	$\delta = \frac{5wl^4}{384EI}$ 中央

ここで、 $I = \pi d^4(1 - \nu^2)/64$