

2-6. 技術資料

3. 予 圧 (プリロード)

すべり軸受の中で軸が回転したり直線運動したりするためには、必ず若干のスキマが必要です。しかし、ボールやローラーのような転動体を組み込んだ案内軸受では負のスキマすなわち、シメシロがついていても、軸は軽く運動することができます。このようなことを「予圧をかける」といい、これが転がり案内軸受の大きな特長の1つになっています。適切な予圧をかけると、ガタツキは全く無くなるうえ、軸受の剛性は増大します。すなわち、作用した外力に対する変形量をかなり小さくすることができます。したがって、大きさの変動する外力が働いた場合でも、軸心はほとんど移動することなく高精度を保持できます。その理由は図62に示すように、ボールの場合、外力と変形量の関係は直線ではなく(非線形ばね特性)、始め軟らかいばねであったものが、ある程度の外力が働くと硬いばねに変化していくからです。一方、ローラーはほぼ直線形のばね特性をもつから、予圧による剛性増大効果は小さくなります。

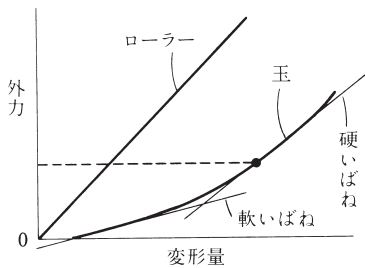


図62

予圧はまた、かけ過ぎると摩擦を増大して温度上昇を激しくさせるほか、軸受寿命を急激に低下させますから、適切な予圧をかけることが肝要です。一般に用いられる適切な予圧荷重は、経験上軸受に作用する外力の1/3程度がよいとされています。

4. リニアベアリングの荷重による変形量とヘルツ応力

図63のように1個の玉が軸と外筒間におかれ、力Pをうけた場合の変形量とヘルツ応力を求める式は以下のようになります。

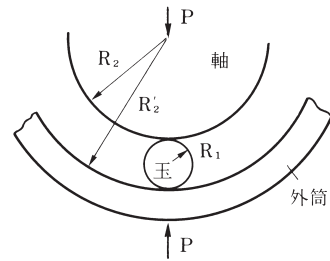


図63

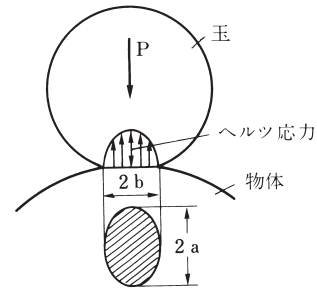


図64

外荷重に対する玉列の位置	玉 列 数		
	4 列	5 列	6 列
玉列の位置 (A)	<p>$F = P_0$</p>	<p>$F = 1.106P_0$</p>	<p>$F = 1.354P_0$</p>
玉列の位置 (B)	<p>$F = 1.414P_0$</p>	<p>$F = 1.618P_0$</p>	<p>$F = 1.732P_0$</p>
荷 重 比	1.414	1.463	1.280

図65

合計した総変形量：

$$\delta = 0.0014P^{2/3} \left[\left(\frac{2}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{1/3} + \left(\frac{2}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)^{1/3} \right] \quad (\text{mm}) \dots\dots(1)$$

ヘルツ応力：

$$\text{軸側 } \sigma_r = 178 \left(\frac{2}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{2/3} P^{1/3} \quad (\text{kgf/mm}^2) \dots\dots(2)$$

$$\text{外筒側 } \sigma_o = 178 \left(\frac{2}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)^{2/3} P^{1/3} \quad (\text{kgf/mm}^2) \dots\dots(3)$$

玉がある物体と接触しながら力Pの作用をうけると、ごく小さい接触面を生じます。このような接触面は一般には図64に示すようなだ円形をしています(図では接触面を著しく誇張して画いている)この小さい面に生じた圧力で力Pが支えられます。この場合、接触面に生じる圧力は図示のようにだ円状態に分布するが、その中で最大の圧力値すなわち中央の圧力値をヘルツ応力といいます。一般の転がり軸受の設計では、ヘルツ応力の最大値は280~300kgf/mm²にとられ、またリングコーン形式などの無段変速機では150~200kgf/mm²にとられています。

リニアベアリングは通常の場合、4~6列の玉列があり、リニアベアリングに外部から働く荷重Fと各玉列に働く荷重Pとの間には図65のような関係があります。また、カタログに示されている基本動定格荷重Cの値は、外荷重Fが1つの玉列の真上に作用する場合(A)のものであるから、2つの玉列が振り分け状態で外荷重を支えるように使用した場合(B)にはCの値は大きくなり、カタログ値のCに図65の荷重比を乗じたものとしなくてはなりません。

5. リニアベアリングにモーメント荷重が作用する場合

図66に示すようにリニアベアリング外筒の中央位置から外れた軸上に外荷重Fが働くと、リニアベアリングにはモーメント荷重が作用することになります。このような状態はリニアベアリングの性能に対して極めて大きな影響を与え、摩擦を増大したり、走行寿命を著しく短くします。したがって、リニアベアリングを使用する場合には、できる限りモーメント荷重が働かないよう配慮する必要があります。しかし、使用上どうしてもモーメント荷重が作用する場合には、そのためにリニアベアリング内に生じる最大分布負荷を求めておき、それにもとづいて寿命や摩擦力の計算をしなければなりません。

1例として図67に玉列数が6で、1玉列の真上に外荷重が作用し、1列中の玉数がZ=9の場合について、荷重偏心率eに対する荷重増大率kの関係を、軸受スキマ係数aをパラメータにして示します。これよりkはeが増加するほど、すなわち外荷重Fが外筒中央位置から離れて作用するほど増大することがわかります。またaが大きい場合ほど、すなわち軸受スキマが大きい場合ほど、その増大傾向は急激になることもわかります。しかし、いずれの場合ともe=1の近傍からは、ややゆるやかに増大して行く傾向をもつことがわかります。

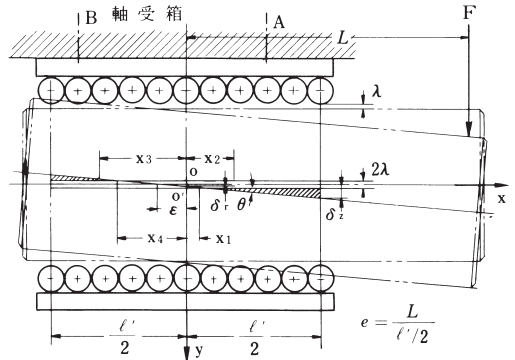
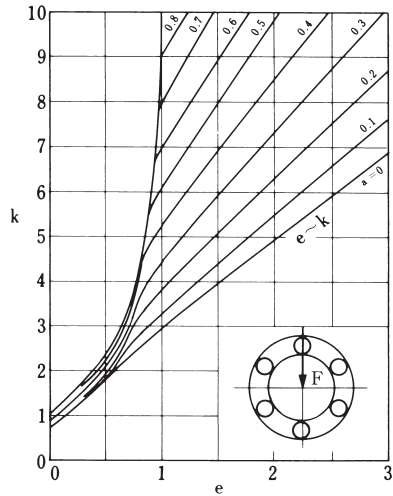


図66：モーメント荷重が作用する場合の負荷状態図



正の軸受すきまがある場合 (玉列数6の場合)

図67：モーメント荷重係数 k

$$e = \frac{L}{l'/2} \quad a = \frac{\lambda}{\delta}$$

λ：リニアベアリングの半径スキマ (μm)

δ：軸中心移動量 (μm) 図66参照

$$K = \frac{P_{\max}}{F/Z}$$

P_{max}：リニアベアリング中の玉に働く最大分布負荷 (kgf)

F：外荷重 (kgf)

Z：1列中の玉数

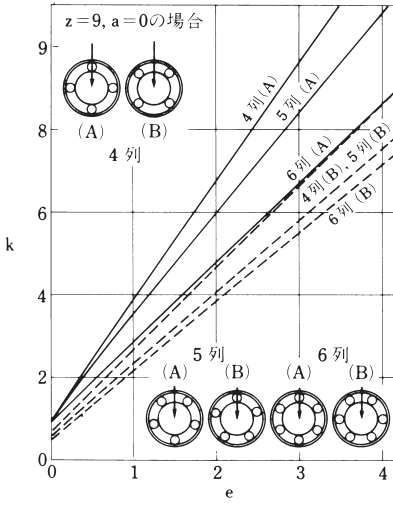
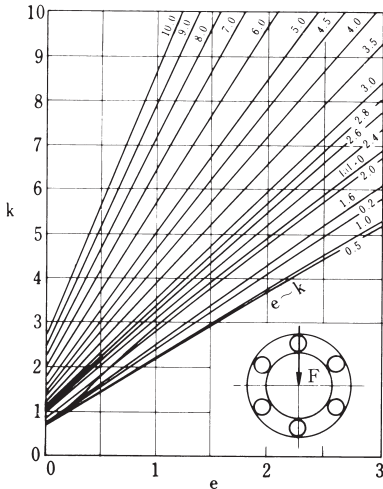


図68



負の軸受すきま(予圧)がある場合
(玉列数6の場合)

図69: モーメント荷重係数 k

また、玉列数が4, 5, 6の場合に対して、外荷重が1玉列の真上に作用する場合(A)及び外荷重が2つの玉列の中間に作用する場合(B)についてkとeの関係を求めた結果を図68に示します。なお、各種リニアベアリングの外荷重Fに対する δ の値は、図70から求められます。一方、玉列6(A)の場合について前述した予圧がかけられた場合のkとeの関係は図69のようで、図67と比べる

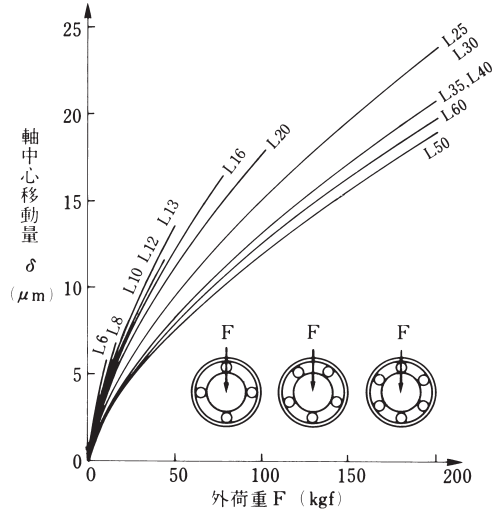


図70-(A)

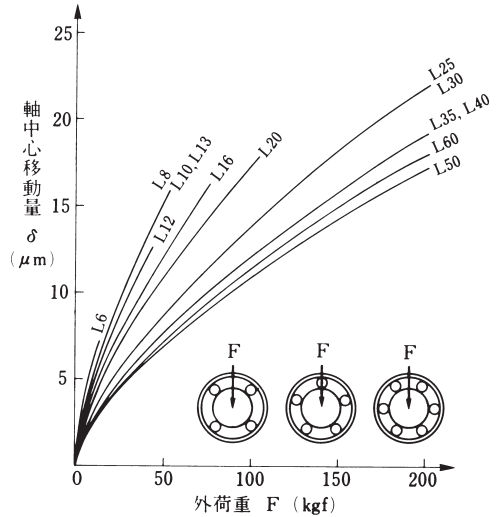


図70-(B)

と $a \leq 2$ すなわち適切な予圧をかけた場合の荷重増大率は、軸受すきまが零の場合すなわち $a=0$ の場合よりかえって小さくすることがわかります。したがってリニアベアリングに予圧をかけて使用することは軸とのガタツキを除去するだけでなく、リニアベアリング内の玉に働く最大分布負荷を低減し、その結果として走行寿命の増大上も有効となります。

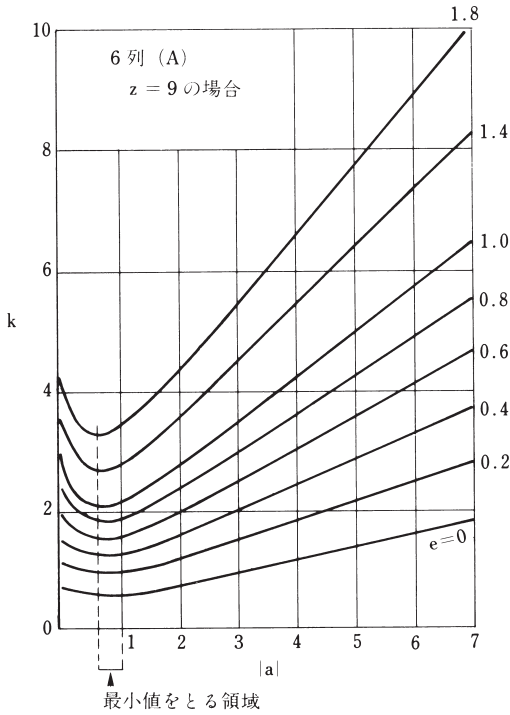


図71

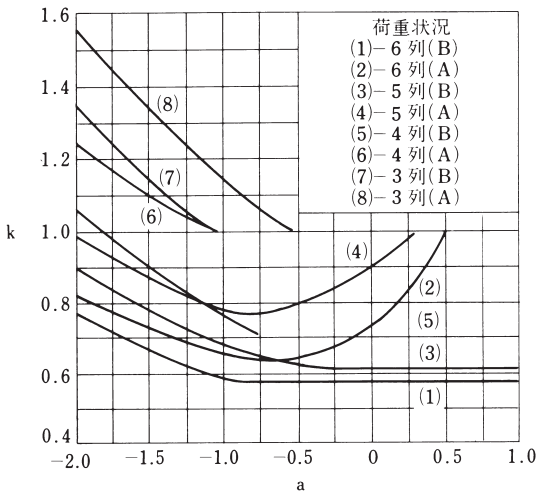


図72

このような状態は図71でさらに明瞭にわかります。すなわち、本例では $|a|=0.6\sim 0.8$ の予圧をかけるのがもっとも望ましい状態であることがわかります。また、種々の玉列数及び荷重状態に対する k と a の関係は図72に示します。これより、一般に $-1 < a < 0$ の状態ではボールプッシュを使用するのが好ましい状態であると云うことができます。

外荷重に対する玉列の位置

(A)の場合

$$\delta = 1.4 \left(\frac{F}{\bigcirc Z} \right)^{2/3} \left[\left(\frac{2}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{1/2} + \left(\frac{2}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)^{1/2} \right] (\mu\text{m})$$

(B)の場合

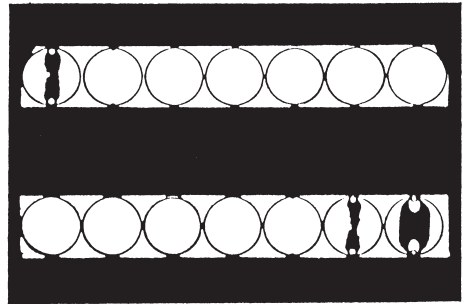
$$\delta = \frac{1}{\cos\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} 1.4 \left(\frac{F}{\square Z} \right)^{2/3} \left[\left(\frac{2}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)^{1/2} + \left(\frac{2}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)^{1/2} \right] (\mu\text{m})$$

Z = 1列の玉数

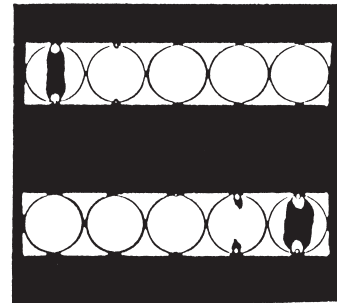
Z' = 玉列数

○, □ = F/P₀

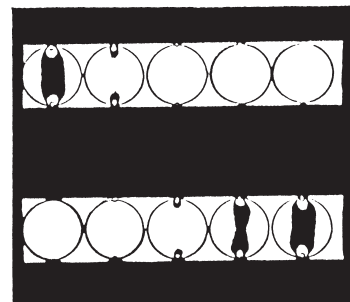
6. モーメント荷重が作用した場合の光弾性写真



$\lambda = 15\mu\text{m}$



$\lambda = 0$



$\lambda = -5\mu\text{m}$

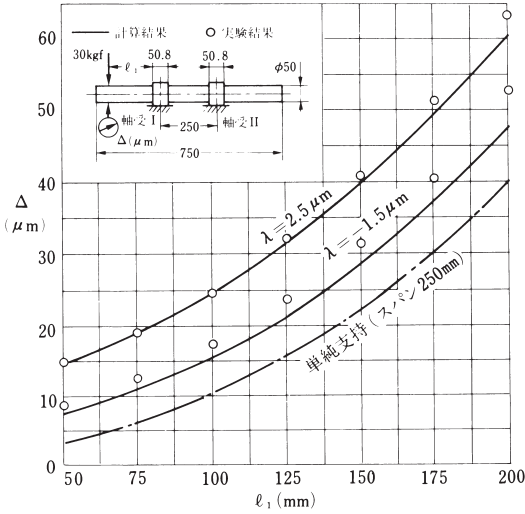
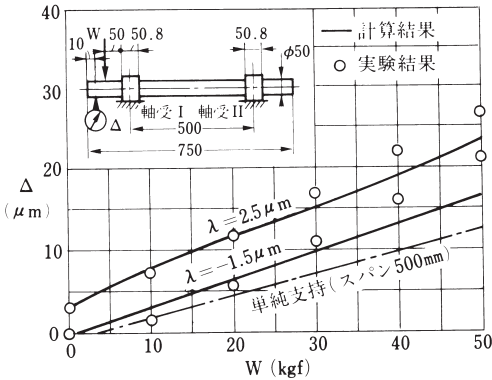
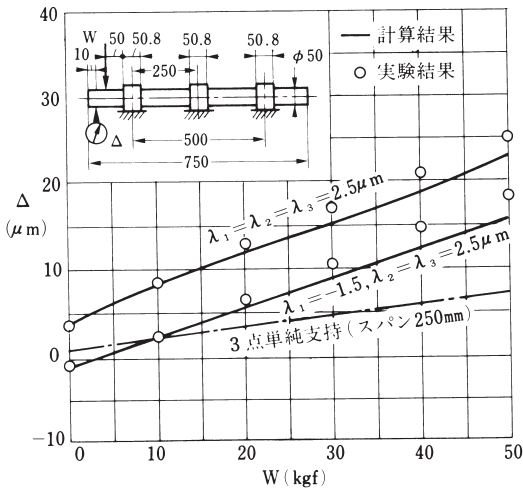


図73



(a) 2軸受系の場合

図74(a)



(b) 3軸受系の場合

図74(b)

7. リニアベアリングで支えた軸の剛性

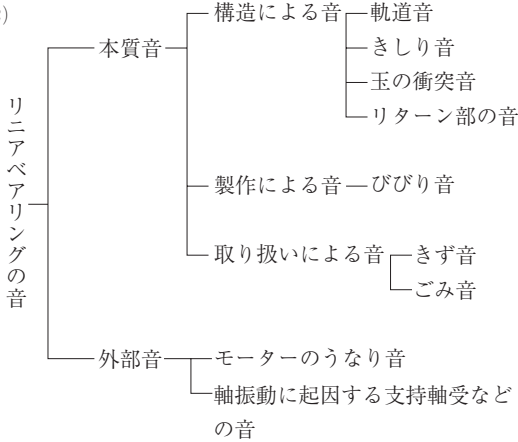
近年、機械の精密化要求とともに各種の軸受で支持した軸の剛性の大小、すなわち荷重に対する変形量の大小が問題にされています。もちろん、精密機械に対しては剛性の大きいことが重要で、そのためグラナイトでベットの作られたり、ファインセラミック製案内軸が用いられるようになってきました。図73は2個のリニアベアリングで支えた軸の一端に30kgfの荷重をかけた場合の軸の変位量を示したもので、荷重点までの距離 ℓ_1 が長くなるにしたがって、軸の変位量 Δ も大きくなることがわかります。ただ、ボールプッシュに半径スキマ $2.5\mu\text{m}$ がある場合に比べ $-1.5\mu\text{m}$ の予圧がかけられると、かなり剛性の増大することがわかり、前述したとおり予圧の付与はボールプッシュの剛性増大上かなり有効なことがわかります。また図中には単純支持状態の軸の変位量が一点鎖線で併記されていますが、これと比べるとリニアベアリングで支えた軸は荷重による玉の変形分だけ大きく変位することがわかります。これは玉を使う以上避けられないもので、これを小さくするには玉列数を増すか、あるいはボールの転動する溝を設けるのがよいとされます。次に図74はスパン500mmを2個のリニアベアリングで軸を支えた場合(a)と、そのスパンの中間にさらに1個のリニアベアリングを置き3個のリニアベアリングで軸を支えた場合(b)の剛性を比べた例を示しています。荷重を増大していくと、もちろん変位量も増加していくが図74(a)と図74(b)を比べてみますと、その値に大して差異のないことがわかります。これよりリニアベアリングで軸を支える場合には、2個のプッシュで支えても3個で支えてもその剛性上は大した相違のないことがわかります。ただ、これらの場合でももちろん予圧付与の効果はかなり顕著なことは明らかであります。

8. リニアベアリングの発生音について

(1) はじめに

一般に転動体を用いる機械要素は音響や振動を発生し易く、その発生音は普通1kHz以上のものが多いとされ、人間に不快感を与えらるといわれています。

(2)



(3) 軌道音

玉が軌道面上を転がるために発生する音で、音圧レベルは回転速度が増加すると増大します。ラジアルすきまが小さいほど音圧レベルは急に増大しますが、すきまが過大で軸が振動するような場合にも音圧レベルは増大します。粘度の高い潤滑油を用いると音圧レベルは低下し、グリースの場合は基油粘度の高いほど音圧レベルは低下します。しかし、グリースの場合はそのちょう度、石鹸繊維の形状や大きさも音圧に影響します。また、ハウジングの剛性は大きい場合ほど音圧レベルは低下します。軌道音の発生源は軌道面及び玉表面の形状誤差に起因することが明白にされています。

(4) きしり音

ころ軸受の場合に発生事例が多いとされ、また、ラジ

アルすきまの過大な軸受にラジアル荷重が働く場合や潤滑性能の悪いグリースを使用した場合、それも特に冬期に発生し易いとされます。この音は、非負荷領域でグリース等による抵抗のため、自転速度の低下した転動体が負荷領域に入るとき、急に加速されるため、すべりを生じて発生します。しかし、十分な油膜を形成させる工夫と玉すべりの少ない内部設計で、ある程度は改善できます。

(5) 玉の衝突音、リターン部の音

循環路出入口における玉の減速・加速のためや、玉と軌道面の接触点の変動による玉速度の差異等のために玉同士の衝突が起こり、その際に衝突音が発生します。また、リターン部と玉の衝突音やリターン部内での玉のきしり音も考えられます。これらは例えば非金属スパーボールの採用や十分な油膜形成の工夫等で低減しうるものと考えられます。

(6) びびり音

回転速度が一定の場合、一定の周波数をもつとされる音でかなり耳ざわりな音になります。びびり音の発生原因は軌道面や玉にある比較的大きな高さをもつ円周方向のうねりとされています。

(7) きず音

軌道面や玉の表面にきずや圧痕やさび等があると、周期性のある音が発生します。軌道面のきずによる音は連続して発生し、玉のきずによる音は発生したり、しなかったりします。

(8) ごみ音

ベアリング中に異物が侵入した場合には、その位置が不定のため非周期性の振動や音が発生します。この種の音は音圧が一定せず、また回転速度による影響も一定しないといわれています。その対策としては潤滑油中のごみの除去や十分な機能をもつシールの工夫が重要と考えられています。

9. 軸のたわみ影響によるリニアベアリングの寿命計算式

軸に大きなたわみがある場合は、リニアベアリングの寿命に影響を与えますが、その場合のリニアベアリングの寿命計算は次式によって算出いたします。

$$L = \left(\frac{C}{P} \cdot f_a \right)^3 \times 50 \text{km}$$

f_a ：軸のたわみによる影響係数

f_a は図75に示す軸の支持状態(A), (B)に初し、図76から求めることができます。

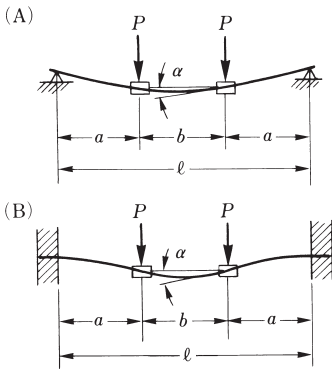


図75：軸の支持状態

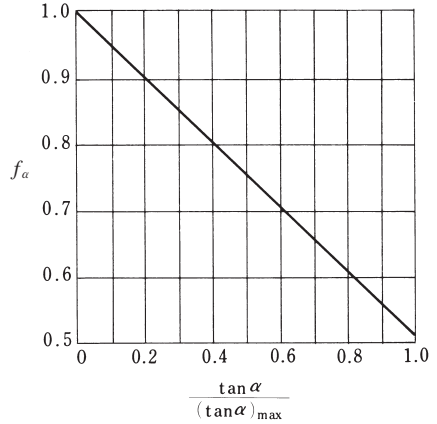


図76：軸のたわみによる影響係数 f_a の値

(A) 両端自由支持の場合

$$\tan \alpha = \frac{P \cdot a \cdot b}{2 \cdot E \cdot I} = 4.945 \times 10^{-5} \cdot \frac{P \cdot a \cdot b}{d^4}$$

(B) 両端固定支持軸の場合

$$\tan \alpha = u_f \cdot \frac{P \cdot a \cdot b}{2 \cdot E \cdot I} = u_f \cdot 4.945 \times 10^{-5} \cdot \frac{P \cdot a \cdot b}{d^4}$$

d ：軸径(mm) E ：縦弾性係数 2.06×10^5 (N/mm²) P ：作用荷重(N)

u_f ：両端固定支持軸の b/l 値。図77 断面二次モーメント $I = \frac{\pi d^4}{64}$ (mm⁴)

$(\tan \alpha)_{\max}$ は軸径区分により表215より選出する。

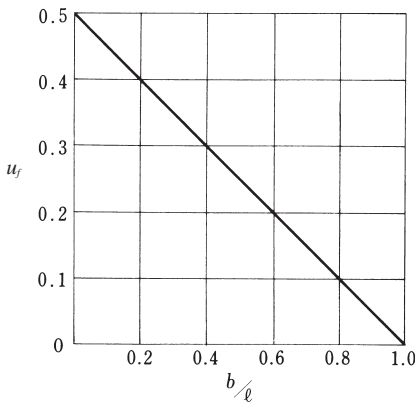
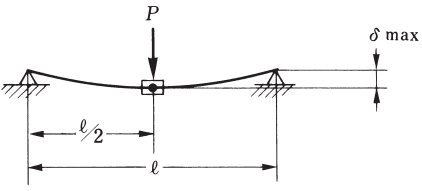
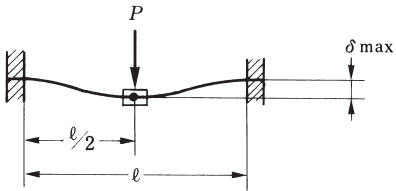
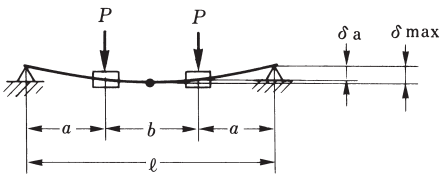
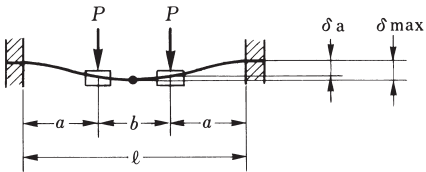
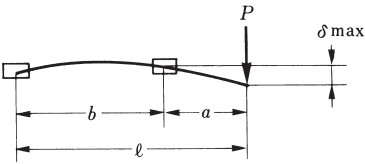


図77：係数 u_f の値

表215

軸径	$(\tan \alpha)_{\max}$	軸径	$(\tan \alpha)_{\max}$
3	8.3×10^{-4}	20	7.4×10^{-4}
4	7.0	25	6.6
5	7.1	30	5.5
6	8.0	35	4.5
8	7.1	40	6.6
10	7.9	50	5.3
12	7.0	60	5.7
13	10.7	80	8.3
16	7.2	100	5.5

10. 軸のたわみ量計算式

仕 様 状 態	軸 の た わ み 量 (mm)
	$\delta_{max} = \frac{P \cdot \ell^3}{48 \cdot E \cdot I} = 2.060 \times 10^{-6} \frac{P \cdot \ell^3}{d^4}$
	$\delta_{max} = \frac{P \cdot \ell^3}{192 \cdot E \cdot I} = 5.151 \times 10^{-7} \frac{P \cdot \ell^3}{d^4}$
	$\delta_a = \frac{P \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} (2a + 3b) = 1.648 \times 10^{-5} \frac{P \cdot a^2 \cdot (2a + 3b)}{d^4}$ $\delta_{max} = \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} (3\ell^2 - 4a^2) = 4.121 \times 10^{-6} \frac{P \cdot a \cdot (3\ell^2 - 4a^2)}{d^4}$
	$\delta_a = \frac{P \cdot a^3}{6 \cdot E \cdot I} \left(2 - \frac{3a}{\ell}\right) = 1.648 \times 10^{-5} \frac{P \cdot a^3}{d^4} \left(2 - \frac{3a}{\ell}\right)$ $\delta_{max} = \frac{P \cdot a^2}{24 \cdot E \cdot I} (2a + 3b) = 4.121 \times 10^{-6} \frac{P \cdot a^2 \cdot (2a + 3b)}{d^4}$
	$\delta_{max} = \frac{P a^2 \ell}{3 \cdot E \cdot I} = 3.296 \times 10^{-5} \frac{P a^2 \ell}{d^4}$

d : 軸径 (mm) E : 縦弾性係数 2.06×10^5 (N/mm²) P : 作用荷重 (N)

断面二次モーメント I (中実軸) = $\frac{\pi d^4}{64}$ (mm⁴), I (パイプ軸) = $\frac{\pi (d^4 - do^4)}{64}$ (mm⁴) do : パイプ内径 (mm)