2. はめあいと運転すきま

軸受を選定する上で，はめあいと運転すきまの決定は非常に重要な検討項目である。はめあいが不適切であれば軸受は早期破損となり，運転すきまが不適切であれば焼付きや短寿命を発生する。ここでは軸受を適切に使用するためのはめあいと運転すきまの検討方法について述べる。なお，すきまには複数の種類があり，それぞれの定義を 2.2 項に記載している。

2.1 はめあい

軸受の内輪および外輪は回転を支えるために，軸およびハウジングと「はめあい」によって取り付けられる。はめあいには「しまりばめ」，「すきまばめ」，「中間ばめ（止まりばめ）」の 3 種類があり，使用条件によって使い分ける必要がある。はめあいが不足する場合には，はめあい面が摩耗，かじり等により著しい損傷を受ける「クリープ」という現象が発生する。

・しまりばめ ····· はめあい部分にしめしろを持って固定される取付け
・すきまばめ ····· はめあい部分にすきまを持った取付け
・中間ばめ ········ はめあい部分がすきまとしめしろの両方にまたがった取付け

2.1.1 はめあいと損傷

1）クリープ現象

軸と内輪がすきまばめで取り付けられ，外輪に静止荷重としてラジアル荷重 F_r が負荷された時の状態を**図 2.1** に示す。この時，内輪はめあい部にはすきま（Δ）があるため，軸と内輪は 1 点（B 点）で接触し，軸（内輪）の回転と共に軸は内輪の内径を転がる。この現象をクリープといい，軸外径より軸受内径の円周が大きいため，軸が 1 回転しても内輪内径上は 1 回転せずに遅れが発生する。そのため見かけ上，内輪が軸の回転に対し遅れる方向にゆっくり滑っているように見えるが，実際には軸が内輪の内径を転がる現象である。しかし，これらのはめあい部には基本的に潤滑剤はなく，無潤滑で荷重を受けながら転がるため軸および内輪に摩耗やかじりを発生する。クリープを防止するためには軸受使用時に，はめあい部がすきまにならないような選定を行わなければならない。

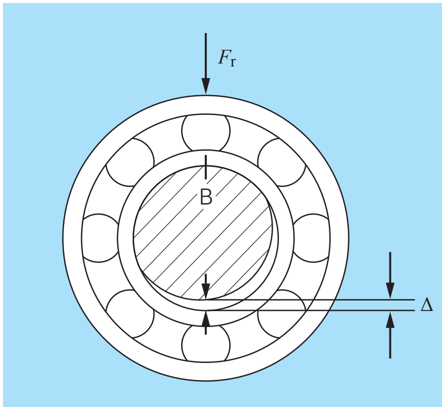
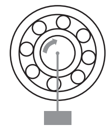
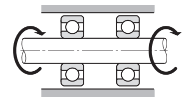
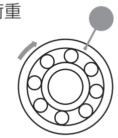
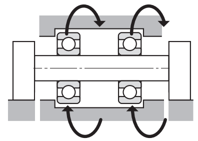
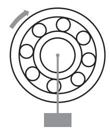
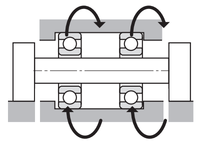
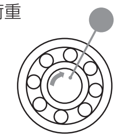
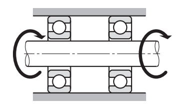


図 2.1 クリープ現象

2）荷重の性質とはめあい

一般的に，軸受は内外輪の内，どちらか一方は固定，他方は回転で使用される。軌道輪の 1 か所に荷重がかかる場合を静止荷重，軌道面のすべての面に荷重がかかる場合を回転荷重という。**図 2.1** の場合，外輪はラジアル荷重が常に 1 か所に負荷されるため外輪静止荷重となり，内輪は回転に伴い負荷する点が変化（回転）するため内輪回転荷重となる。この場合，クリープを防止するためには内輪はめあい部をしまりばめにする必要がある。荷重の種類で分類すれば回転荷重が負荷される側をしまりばめにすればよいことになる。また，ラジアル荷重が不釣合い荷重の場合には回転荷重側と静止荷重側が反対になる。**表 2.1** に荷重，回転と一般的なはめあいの組合せを示す。

表 2.1 ラジアル荷重の性質とはめあい

図　例	回転の区分	荷重の性質	はめあい
静止荷重 	 内輪回転 外輪静止	内輪回転荷重 外輪静止荷重	内輪：しまりばめ 外輪：すきまばめ
不釣合い荷重 	 内輪静止 外輪回転		
静止荷重 	 内輪静止 外輪回転	内輪静止荷重 外輪回転荷重	内輪：すきまばめ 外輪：しまりばめ
不釣合い荷重 	 内輪回転 外輪静止		

2.1.2　しめしろの減少

クリープが発生しないようにしめしろのある状態で軸受を組み付けても，運転時には初期に設定したしめしろが変化する。これは荷重による弾性変形や温度による寸法変化によって，初期に設定したしめしろが変化するためである。従って，しめしろを設定するときにはこれらの変化量（減少量）を見込んで設定しなければならない。

1）荷重としめしろ

転がり軸受にラジアル荷重が作用するとはめあい面に接触変形が発生し，内輪と軸のしめしろが減少する。そのため負荷されるラジアル荷重に対してしめしろの補正が必要となるが，荷重による必要しめしろは荷重範囲により以下の式を使い分ける。

・$F_r \leqq 0.3C_{0r}$ の場合：*Palmgren* の式

$$\Delta d_F = 0.08\sqrt{\frac{dF_r}{B}} \quad \cdots\cdots (2.1)$$

・$F_r > 0.3C_{0r}$ の場合：今井・曽田の式

$$\Delta d_F = 0.02\frac{F_r}{B} \quad \cdots\cdots (2.2)$$

C_{0r}：基本静定格荷重　(N)　　F_r：ラジアル荷重　(N)
Δd_F：荷重による必要有効しめしろ　(μm)　　B：軸受幅　(mm)
d：軸径（中実軸）(mm)

≪中空軸の場合≫

中実軸として求めた必要最小しめしろから 2.1.3 項に後述するはめあい面圧（最小）を求め，中空軸の時にこの最小はめあい面圧と同等になるようなしめしろを逆算して求める。

≪軸受の固定≫

軸受の内輪を軸にしまりばめで取り付けていても，軸に曲げモーメントが作用すると内輪が軸方向に抜け出したり，クリープが発生することがある。しめしろによる固定は回転方向の固定を主な目的としており，軸方向の固定には内輪，外輪の端面押さえを設置するのが望ましい。

2）温度としめしろ

一般的に，運転中の軸受は軸やハウジングより温度が高くなる。その結果，内輪と軸との間の温度差によってしめしろは減少する。軸受は軸よりも 10 ～ 15 % 昇温すると考えると，この時の減少量は下式で求めることができる。

$$\Delta d_T = 0.0015 d\Delta T \quad \cdots\cdots (2.3)$$

Δd_T：温度差によるしめしろの減少量　(μm)
d：軸径　(mm)　　ΔT：軸受と周囲温度との差　(℃)

3）理論しめしろと有効しめしろ

はめあい面に実際に働く「しめしろ」すなわち有効しめしろ（Δd_{eff}）は軸や軸受内径の規格値および測定値から計算されるしめしろ Δd（理論しめしろ）より小さい。これは軸およびハウジングのはめあい面の粗さがある程度潰されるためであり，その分しめしろが小さくなる。研削軸と旋削軸の理論しめしろの補正式を下式に示す。

研削軸　$$\Delta d_{eff} = \frac{d}{d+2}\Delta d$$

旋削軸　$$\Delta d_{eff} = \frac{d}{d+3}\Delta d$$

Δd_{eff}：有効しめしろ　　Δd：理論しめしろ
d：軸受内径

2.1.3　はめあい面の面圧と応力

しめしろが不足すると前述したクリープが発生するため，必要しめしろはしめしろの下限値から決定されるが，しめしろが大きすぎても軌道輪が破損したり軸受寿命に影響を与える。従って，しめしろの上限に対しても最大応力を検討しなければならない。しまりばめにより内輪には引張応力が作用し，外輪には圧縮応力が生じるが，圧縮応力は疲労寿命に有利に働くため，一般的に，外輪側では応力の検討は行わず，内輪側のみで行うことが多い。

1）はめあい面圧

2 円筒のはめあいによる一般式および鋼製中実軸，鋼製中空軸を使用した場合の面圧の計算式を以下に示す。

≪ 2 円筒の一般式≫

$$P = \frac{E_1 E_2}{E_2\left\{\dfrac{d_1^2 + d_2^2}{d_1^2 - d_2^2} + \nu_1\right\} + E_1\left\{\dfrac{d_2^2 + d_3^2}{d_2^2 - d_3^2} - \nu_2\right\}} \frac{\Delta d_{eff}}{d_2} \quad \cdots\cdots (2.4)$$

Δd_{eff}：有効しめしろ　(mm)　　d_1：外円筒外径　(mm)
d_2：内外円筒はめあい径　(mm)　　d_3：内円筒内径　(mm)
P：はめあい面圧　(MPa)
E_1：外円筒の縦弾性係数　　E_2：内円筒の縦弾性係数
ν_1：外円筒のポアソン比　　ν_2：内円筒のポアソン比

≪鋼製中実軸≫

$$P = \frac{E}{2}\frac{\Delta d_{eff}}{d}\left\{1 - \left(\frac{d}{D_i}\right)^2\right\} \quad \text{(MPa)} \quad \cdots\cdots (2.5)$$

Δd_{eff}：有効しめしろ　(mm)　　d：軸受内径　(mm)
D_i：内輪平均軌道径　(mm)　　**表 2.2，表 2.3**
E：縦弾性係数　(2.08×10^5 MPa)

≪鋼製中空軸≫

$$P=\frac{E}{2}\,\frac{\Delta d_{\mathrm{eff}}}{d}\,\frac{\left\{1-\left(\frac{d}{D_{\mathrm{i}}}\right)^{2}\right\}\left\{1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^{2}\right\}}{\left\{1-\left(\frac{d_0}{D_{\mathrm{i}}}\right)^{2}\right\}}\quad\cdots\cdots\cdots (2.6)$$

d_0：中空軸内径　(mm)

表 2.2　軌道径および平均軌道径（標準シリーズ）

軸受形式			軌道径		平均軌道径	
			内輪	外輪	内輪	外輪
深溝玉軸受	全形式		$\frac{4d+D}{5}$	$\frac{d+4D}{5}$	$1.05\frac{4d+D}{5}$	$0.95\frac{d+4D}{5}$
円筒ころ軸受	標準形	N形	$\frac{3d+D}{4}$	E	$1.05\frac{3d+D}{4}$	E
		NU形	F	$\frac{d+3D}{4}$	F	$0.98\frac{d+3D}{4}$
自動調心ころ軸受	B形，C形 213形		$\frac{2d+D}{3}$	$\frac{d+4D}{5}$	$\frac{2d+D}{3}$	$0.97\frac{d+4D}{5}$
円すいころ軸受	全形式		―	―	$\frac{3d+D}{4}$	$\frac{d+3D}{4}$

［総合カタログ寸法表記載］ E：ころ外接円径　F：ころ内接円径　d：軸受内径　D：軸受外径

表 2.3　軌道径および平均軌道径（アルテージシリーズ）

軸受形式			軌道径		平均軌道径	
			内輪	外輪	内輪	外輪
円筒ころ軸受	2XXEA 22XXEA	N形	$0.43\,(d+D)$	E	$0.44\,(d+D)$	E
		NU形	F	$0.58\,(d+D)$	F	$0.57\,(d+D)$
	3XXEA 23XXEA	N形	$0.41\,(d+D)$	E	$0.43\,(d+D)$	E
		NU形	F	$0.60\,(d+D)$	F	$0.59\,(d+D)$
自動調心ころ軸受	EA，EM， EMAタイプ		$\frac{3d+D}{4}$	$\frac{d+5D}{6}$	$\frac{3d+D}{4}$	$0.98\frac{d+5D}{6}$

2）最大応力

はめあいにより径方向応力と円周方向応力が発生するが，径方向応力は圧縮応力となるため使用上問題とならない。軸受機能に影響する引張応力となる内輪の円周方向応力の算出式を下式に示す。

≪内輪の最大引張応力≫

円周方向の引張応力は内径面で最大になる。

$$\sigma_{\max}=P_{\max}\,\frac{1+\left(\frac{d}{D_{\mathrm{i}}}\right)^{2}}{1-\left(\frac{d}{D_{\mathrm{i}}}\right)^{2}}\quad\cdots\cdots\cdots (2.7)$$

最大応力は経験上，軸受鋼では 127 MPa 程度を超えないようにするのが安全である。

3）組合せ円筒の圧力と変位

軸と内輪のしまりばめは内輪を厚肉円筒とした組合せ円筒とみなすことができる。**図 2.2** のような内径 R_1，外径 R_2 の厚肉円筒に内圧 p_1，外圧 p_2 が作用した時に，微小体積に生じる応力を**図 2.3** に示す。

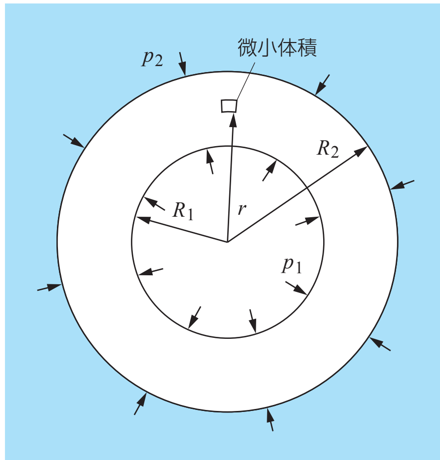


図 2.2　圧力が作用した円筒の応力

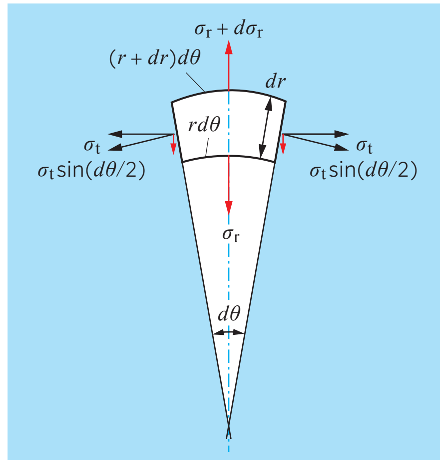


図 2.3　微小体積での応力

微小体積での力の釣合いに関して，円周方向は応力が一様なため釣り合うが，半径方向の力（赤字）の釣合いは次式となる。

$$\sigma_r\, r d\theta + 2\sigma_t\, dr \sin\frac{d\theta}{2} - (\sigma_r + d\sigma_r)(r+dr)\,d\theta = 0\quad\cdots\cdots\cdots (2.8)$$

σ_r：径方向応力　　σ_t：円周方向応力　　r：微小体積までの半径

$d\theta$ は微小角のため $\sin(d\theta/2) = d\theta/2$ とし，高次の微小量を省略すると以下の応力釣合い式が求まる。

$$\sigma_t - \sigma_r - r\frac{d\sigma_r}{dr} = 0 \quad \cdots\cdots (2.9)$$

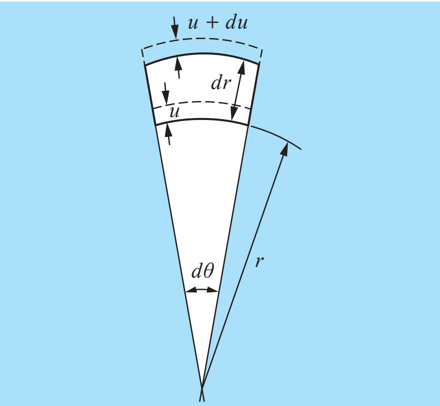


図 2.4　微小体積での変位

微小体積の変位を**図 2.4** に示す。この時の半径方向のひずみ ε_r および円周方向のひずみ ε_t は

$$\varepsilon_r = \frac{(u + du) - u}{dr} = \frac{du}{dr} \quad \cdots\cdots (2.10)$$

$$\varepsilon_t = \frac{2\pi(r + u) - 2\pi r}{2\pi r} = \frac{u}{r} \quad \cdots (2.11)$$

u：圧力による変位量

ひずみと応力の関係は，材料力学の公式より

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \nu^2}(\varepsilon_r + \nu\varepsilon_t) \quad \cdots\cdots (2.12)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \nu^2}(\nu\varepsilon_r + \varepsilon_t) \quad \cdots\cdots (2.13)$$

E：縦弾性係数　　ν：ポアソン比

式 (2.10) ～ (2.13) を応力釣合い式 (2.9) に代入して整理すると以下の変位の方程式が求まる。

$$\frac{d^2u}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{du}{dr} - \frac{u}{r^2} = 0 \quad \cdots\cdots (2.14)$$

この微分方程式の一般解は以下のようになる。

$$u = Ar + \frac{B}{r} \quad \cdots\cdots (2.15)$$

A，B：積分定数

境界条件として**図 2.2** の矢印の向きを正とすれば，内径面 $(r = R_1)$ では $\sigma_t = -p_1$，外径面 $(r = R_2)$ では $\sigma_t = -p_2$ となる。この条件から積分定数を求めると

$$A = \frac{1 - \nu}{E}\,\frac{R_1{}^2 p_1 - R_2{}^2 p_2}{R_2{}^2 - R_1{}^2} \quad \cdots\cdots (2.16)$$

$$B = \frac{1 + \nu}{E}\,\frac{R_1{}^2 R_2{}^2}{R_2{}^2 - R_1{}^2}(p_1 - p_2) \quad \cdots\cdots (2.17)$$

式 (2.15)，(2.16)，(2.17) より内圧 p_1 のみを受けた時の変位量 u_1 は

$$u_1 = \frac{R_1{}^2 p_1}{E(R_2{}^2 - R_1{}^2)}\left\{(1 - \nu)r + (1 + \nu)\frac{R_2{}^2}{r}\right\} \quad \cdots\cdots (2.18)$$

外圧 p_2 のみを受けた時の変位量 u_2 は

$$u_2 = \frac{R_2{}^2 p_2}{E(R_2{}^2 - R_1{}^2)}\left\{(1 - \nu)r + (1 + \nu)\frac{R_1{}^2}{r}\right\} \quad \cdots\cdots (2.19)$$

従って，内圧では膨張，外圧では収縮することになる。

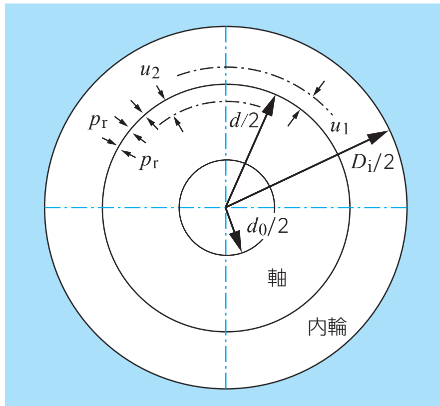


図 2.5　内輪はめあい模式図

図 2.5 に内輪はめあいの模式図を示す。はめあい部には均等な内外圧 p_r が作用しているため，内輪の膨張量 u_i と軸の収縮量 u_s は式 (2.18)，(2.19) より

$$u_i = \frac{p_r d}{E_i}\left\{-\frac{(1 - \nu_i)}{2} + \frac{D_i{}^2}{D_i{}^2 - d^2}\right\} \quad \cdots (2.20)$$

$$u_s = \frac{p_r d}{E_s}\left\{\frac{(1 - \nu_s)}{2} + \frac{d_0{}^2}{d^2 - d_0{}^2}\right\} \quad \cdots (2.21)$$

d　：軸径　　d_0：軸の中空径
D_i　：内輪平均軌道径
E_i，E_s：内輪，軸の縦弾性係数
ν_i，ν_s：内輪，軸のポアソン比

このはめあい面での膨張量と収縮量の合計がしめしろである。

$$\Delta d_{eff} = 2(|u_i| + |u_s|) \quad \cdots\cdots (2.22)$$

式 (2.20)，(2.21) を (2.22) に代入し，整理すれば 2 円筒の一般式の式 (2.4) と同じ形になる。

$$p_r = \frac{E_i E_s}{E_s\left\{\dfrac{D_i{}^2 + d^2}{D_i{}^2 - d^2} + \nu_i\right\} + E_i\left\{\dfrac{d^2 + d_0{}^2}{d^2 - d_0{}^2} - \nu_s\right\}}\,\frac{\Delta d_{eff}}{d} \quad \cdots\cdots (2.23)$$

軸と内輪の縦弾性係数（E）およびポアソン比（ν）を同一とすると上式は

$$p_r = \frac{E}{2}\,\frac{\Delta d_{eff}}{d}\,\frac{\left\{1-\left(\frac{d}{D_i}\right)^2\right\}\left\{1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2\right\}}{\left\{1-\left(\frac{d_0}{D_i}\right)^2\right\}} \quad\cdots\cdots (2.24)$$

この式で最大しめしろを用いて計算すれば，はめあいの最大面圧 P_{max} となり式 (2.6) が求まる。引張応力を求めるため，式 (2.10)，(2.11)，(2.15)，(2.17)，(2.18) を応力式 (2.13) に代入し，境界条件より同様に整理すると任意の直径 d_r での引張応力 σ_t が求まる。

$$\sigma_t = \frac{\left\{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2+\left(\frac{d_r}{2}\right)^2\right\}\left(\frac{d}{2}\right)^2}{\left\{\left(\frac{D_i}{2}\right)^2-\left(\frac{d}{2}\right)^2\right\}\left(\frac{d_r}{2}\right)^2}\,p_r = \frac{\left(\frac{d}{d_r}\right)^2+\left(\frac{d}{D_i}\right)^2}{1-\left(\frac{d}{D_i}\right)^2}\,p_r \quad\cdots\cdots (2.25)$$

引張応力 σ_t は直径 d_r が最も小さい数値すなわち内径（$d_r = d$）の時に最大になり，内輪軌道面での最大引張応力は式 (2.7) となる。

2.1.4　分布の平均値と標準偏差

転がり軸受のしめしろや残留すきまを検討する場合，軸受の内外径寸法，軸径寸法，ハウジング穴径寸法，初期すきまが正規分布に従うとして求めるのが一般的である。この正規分布は**図 2.6** に示すように平均値（m）と標準偏差（σ）によって決定され，分布範囲は下式によって求めることができる。

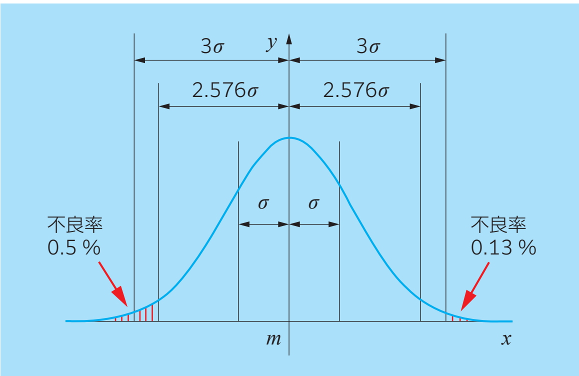


図 2.6　正規分布の標準偏差と不良率

はめあいと運転すきま

〔分布範囲〕$= m \pm t\sigma$ $\cdots\cdots$ (2.26)

t：不良率により決まる定数

不良率　0.26 % の場合　：〔分布範囲〕$= m \pm 3\sigma$ $\cdots\cdots$ (2.27)

不良率　1 % の場合　　：〔分布範囲〕$= m \pm 2.576\sigma$ $\cdots\cdots$ (2.28)

また，正規分布の特性として，正規分布している 2 つの分布（分布 A，分布 B）を組み合わせた分布は正規分布するという性質がある（正規分布の加法性）。この時の平均値と標準偏差は下式により求められる。

平均値　：$m = m_A + m_B$ $\cdots\cdots$ (2.29)

標準偏差：$\sigma = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_B^2}$ $\cdots\cdots$ (2.30)

転がり軸受のしめしろは軸寸法と軸受内径寸法の組合せであり，また，残留すきまは初期すきまとすきま減少量の組合せであるため同じく正規分布の加法性に従う。内輪しまりばめの場合を考えると，

≪しめしろの分布≫

しめしろの平均値　：$m_{fi} = m_s + m_i$ $\cdots\cdots$ (2.31)

しめしろの標準偏差：$\sigma_{fi} = \sqrt{\sigma_s^2 + \sigma_i^2}$ $\cdots\cdots$ (2.32)

m_s，m_i：軸径の平均値，軸受内径の平均値
σ_s，σ_i：軸径の標準偏差，軸受内径の標準偏差
＊外輪の場合 m_{fe}，σ_{fe}

〔3σ の場合〕　$\sigma_s = \frac{R_s}{2} \times \frac{1}{3}$　　$\sigma_i = \frac{R_i}{2} \times \frac{1}{3}$

〔不良率 1 % の場合〕　$\sigma_s = \frac{R_s}{2} \times \frac{1}{2.576}$　　$\sigma_i = \frac{R_i}{2} \times \frac{1}{2.576}$

R_s：軸径の規格範囲　　R_i：軸受内径の規格範囲

≪残留すきまの分布≫

残留すきまの平均値　：$\Delta_m = m_c - m_\delta$ $\cdots\cdots$ (2.33)

残留すきまの標準偏差：$\sigma_\Delta = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_\delta^2}$ $\cdots\cdots$ (2.34)

m_c，m_δ：初期すきまの平均値，すきま減少量の平均値
σ_c，σ_δ　：初期すきまの標準偏差，すきま減少量の標準偏差
＊「すきま減少量＝しめしろ×膨張率」である。
　残留すきまの計算については 2.2 項で解説する。

【計算例】

円筒ころ軸受 NU 210 がラジアル荷重 F_r = 3 000 N，回転速度 n = 1 800 min^{-1} で運転されている時の必要しめしろ，推奨軸寸法許容差，はめあい応力を求める。この時の軸は旋削軸とする。

使用軸受：NU 210　内径 d = 50 mm　　外径 D = 90 mm　　幅 B = 20 mm

内径許容差　0 ～ 0.012 mm　　C_{0r} = 51 000 N

①必要しめしろ

・荷重による必要しめしろ

F_r = 3 000 N ＜ 0.3 C_{0r} =15 340 N

式 (2.1) より　$\Delta d_F = 0.08\sqrt{\dfrac{50 \times 3\,000}{20}} = 6.9$　(μm)

・温度による必要しめしろ

回転による温度上昇を 20 ℃とすると

式 (2.3) より　$\Delta d_T = 0.0015 \times 50 \times 20 = 1.5$　(μm)

全体の必要しめしろ（理論しめしろ）：Δd は

$\Delta d = (6.9 + 1.5) \times 53/50 = 8.9$　(μm)

②推奨軸寸法許容差

内輪とのしめしろと必要しめしろを比較し，軸寸法許容差を m5 とする。

軸寸法許容差規格		内輪とのしめしろ	必要しめしろ
n5	+17 ～ +28 μm	+17 ～ +40 μm	8.9 μm
m5	+9 ～ +20 μm	+9 ～ +32 μm	
k5	+2 ～ +13 μm	+2 ～ +25 μm	

③はめあい応力

m5 の最大しめしろ（0.032 mm）での面圧および最大応力を計算する。

式 (2.5) より　$P = \dfrac{208\,000}{2} \times \dfrac{50 \times 0.032}{53}\,\dfrac{1}{50}\left\{1-\left(\dfrac{50}{60.4}\right)^2\right\} = 19.8$　(MPa)

ここで，**NTN** 転がり軸受総合カタログ B-95 より $D_i = F_w$ = 60.4 mm

式 (2.7) より　$\sigma_{max} = 19.8 \times \dfrac{1+\left(\dfrac{50}{60.4}\right)^2}{1-\left(\dfrac{50}{60.4}\right)^2} = 106$　(MPa)

〔選定結果〕

必要しめしろを満足する軸寸法許容差は m5 である。

その時の最大応力は σ_{max} = 106 MPa となり，軸受鋼 127 MPa 以下のため，使用上問題ない。

2.2　運転すきま

軸受のすきまは組立や使用時の温度上昇等により初期の内部すきまから変化する。そのため各々の状態毎のすきまは区別されており，JIS B 0104 に於いて下記のように定義されている。

①(軸受）内部すきま：Δ_0

軸受単体でのすきまであり，一般的に，初期すきまともいう。

すきま規格の数値がこのすきまである。

②残留すきま：Δ_f

軸受を取付けた時のすきまであり，内部すきまからはめあいによるすきまの減少を考慮したものである。

$\Delta_f = \Delta_0$ −〔はめあいによるすきまの減少量〕

③有効すきま：Δ_e

残留すきまに軸受の運転により上昇した温度によるすきま減少を考慮したものである。

$\Delta_e = \Delta_f$ −〔運転時の温度上昇によるすきま減少量〕

④運転すきま

有効すきまに軸受荷重による弾性変形を考慮したものである。

〔運転すきま〕= Δ_e +〔弾性変形量〕

ここで用いる軸受荷重は使用条件における最小荷重である。一般的に，試運転等で無負荷条件がある場合が多いため，荷重：F_r = 0 として有効すきまと同じ扱いにすることが多い。

2.2.1 はめあいによるすきまの減少

軸受を軸またはハウジングにしまりばめで取り付けると，しめしろによって内輪および外輪の軌道面が膨張または収縮し，軸受の内部すきまが減少する。

1）膨張率：λ_i，収縮率：λ_e

内輪にはしめしろによって内圧がかかり，その内圧によって内輪が変形（膨張）させられる。膨張率はしめしろと圧力の関係および圧力と変形の関係より求めることができる。

内圧を受けた時の変形の一般式 (2.18) の記号を下記の軸受記号で整理する。

$$R_1 = \frac{d}{2}, \quad R_2 = r = \frac{D_i}{2}$$

ここで，d：内輪内径　　D_i：内輪平均軌道径

内輪外径での変形量が必要なため，任意の半径 r は $D_i/2$ となる。

$$u_i = \frac{d^2 D_i p_i}{E(D_i^2 - d^2)} \quad \cdots\cdots (2.35)$$

u_i は半径での変形量のため直径の変形量 δ_{fi} とし，上式に式 (2.24) を代入すると

$$\delta_{fi} = 2u_i = \frac{d}{D_i}\,\frac{1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_0}{D_i}\right)^2}\,\Delta d_{effi}$$

d_0：中空軸内径

$$\therefore \quad \delta_{fi} = \lambda_i \Delta d_{effi} \quad \cdots\cdots (2.36)$$

ここで，
$$\lambda_i = \frac{d}{D_i}\,\frac{1-\left(\frac{d_0}{d}\right)^2}{1-\left(\frac{d_0}{D_i}\right)^2} \quad \cdots\cdots (2.37)$$

Δd_{effi}：内輪有効しめしろ

従って，λ_i はしめしろに対する膨張率になり，δ_{fi} はすきまの減少量になる。

外輪の場合，変形量 δ_{fe} および収縮率 λ_e は下式のように求められる。

$$\delta_{fe} = \lambda_e \Delta d_{effe} \quad \cdots\cdots (2.38)$$

$$\lambda_e = \frac{D_e}{D}\,\frac{1-\left(\frac{D}{D_H}\right)^2}{1-\left(\frac{D_e}{D_H}\right)^2} \quad \cdots\cdots (2.39)$$

ここで，D_e　：外輪平均軌道径　　D_H：ハウジング外径　　D：外輪外径またはハウジング内径
Δd_{effe}：外輪有効しめしろ

2）すきまの減少：δ_f

はめあいによるすきま減少量はしめしろと膨張率（λ_i）または収縮率（λ_o）との積になり，膨張量と収縮量の和が軸受全体のすきま減少量となる。

〔すきま減少量〕＝〔膨張率〕×〔内輪有効しめしろ〕＋〔収縮率〕×〔外輪有効しめしろ〕

$$\delta_f = \lambda_i \Delta d_{effi} + \lambda_e \Delta d_{effe}$$

しまりばめの場合のすきま減少量の分布は，正規分布の加法性より 3σ の分布で計算すると以下のようになる。すきまの減少量はしまりばめの個所のみに適用し，すきまばめの個所には適用しない。

$$\delta_f = m_\delta \pm 3\sigma_\delta$$
$$= \lambda_i m_{fi} + \lambda_e m_{fe} \pm 3\sqrt{\lambda_i^2 \sigma_{fi}^2 + \lambda_e^2 \sigma_{fe}^2} \quad \cdots\cdots (2.40)$$

すきま減少量の平均値　：$m_\delta = m_{\delta i} + m_{\delta e}$
$$= \lambda_i m_{fi} + \lambda_e m_{fe} \quad \cdots\cdots (2.41)$$

すきま減少量の標準偏差：$\sigma_\delta = \sqrt{\sigma_{\delta i}^2 + \sigma_{\delta e}^2}$
$$= \sqrt{\lambda_i^2 \sigma_{fi}^2 + \lambda_e^2 \sigma_{fe}^2} \quad \cdots\cdots (2.42)$$

m_δ，$m_{\delta i}$，$m_{\delta e}$：すきま減少量の平均値（全体，内輪，外輪）
σ_δ，$\sigma_{\delta i}$，$\sigma_{\delta e}$：すきま減少量の標準偏差（全体，内輪，外輪）
m_{fi}，m_{fe}：しめしろの平均値（内輪，外輪）

$$m_{fi} = m_s - m_i, \quad m_{fe} = m_e - m_H \quad \cdots\cdots (2.43)$$

m_i：軸受内径の平均値　　m_e：軸受外径の平均値
m_s：軸径の平均値　　m_H：ハウジング内径の平均値

σ_{fi}，σ_{fe}：しめしろの標準偏差（内輪，外輪）

$$\sigma_{fi} = \sqrt{\sigma_i^2 + \sigma_s^2} \qquad \sigma_{fe} = \sqrt{\sigma_e^2 + \sigma_H^2} \quad \cdots\cdots (2.44)$$

$$\sigma_s = \frac{R_s}{2} \times \frac{1}{3}, \quad \sigma_i = \frac{R_i}{2} \times \frac{1}{3}, \quad \sigma_e = \frac{R_e}{2} \times \frac{1}{3}, \quad \sigma_H = \frac{R_H}{2} \times \frac{1}{3} \quad \cdots (2.45)$$

R_s，R_i，R_e，R_H：軸径，軸受内径，軸受外径，軸箱内径の規格範囲
λ_i：膨張率　　λ_e：収縮率

2.2.2 残留すきま：Δ_f

残留すきまは軸受内部すきま（初期すきま）からはめあいによるすきま減少量を引いたものであり，正規分布の加法性よりすきま範囲は以下で表される。

〔残留すきま〕＝〔軸受内部すきま〕－〔はめあいによるすきま減少量〕

$$\Delta_f = m\Delta_f \pm 3\sigma\Delta_f$$

残留すきまの平均値　：$m\Delta_f = m_c - m_\delta$

$$= m_c - (\lambda_i\, m_{fi} + \lambda_e\, m_{fe}) \quad \cdots\cdots (2.46)$$

残留すきまの標準偏差：$\sigma\Delta_f = \sqrt{\sigma_c^2 + \sigma_\delta^2}$

$$= \sqrt{\sigma_c^2 + \lambda_i^2\, \sigma_{fi}^2 + \lambda_e^2\, \sigma_{fe}^2} \quad \cdots\cdots (2.47)$$

ここで，m_c：軸受内部すきまの平均値
σ_c：軸受内部すきまの標準偏差

$$\sigma_c = \frac{R_c}{2} \times \frac{1}{3} \quad \cdots\cdots (2.48)$$

R_c：すきまの規格範囲

2.2.3 温度差によるすきまの減少：δ_t

軸受は荷重を受けて運転されると軸受の温度が上昇する。一般的に，内輪，転動体の温度が外輪の温度より 5 ～ 10 ℃程度高くなるが，これはハウジングの放熱が軸からの放熱より大きいためである。この内外輪の温度差により軸受内部すきまは減少する。すきまの減少量と各部品の膨張量には以下の関係がある。

〔温度差によるすきまの減少量〕＝〔外輪との温度差による内輪の膨張量〕
＋〔外輪との温度差による転動体の膨張量〕

記号で表すと

$$\delta_t = \alpha \times d_i \times \Delta_t + \alpha \times 2D_w \times \Delta_t' \quad \cdots\cdots (2.49)$$

δ_t：温度差によるすきま減少量　　α：線膨張係数　12.5×10^{-6}
d_i：内輪軌道径　　D_w：転動体径
Δ_t：内輪と外輪の温度差　　Δ_t'：転動体と外輪の温度差

一般的に　$\Delta_t = \Delta_t'$ となるため
$\delta_t = \alpha \times (D_i + 2D_w) \times \Delta_t$

外輪軌道径　$d_e \fallingdotseq d_i + 2D_w$ となるため，

≪内外輪温度差によるすきま減少量≫

$$\delta_t = \alpha \times D_e \times \Delta_t \quad \cdots\cdots (2.50)$$

2.2.4 有効すきま

有効すきまは残留すきまから内外輪温度差によるすきま減少量を引いたものである。内外輪温度差によるすきま減少量は分布量ではないため平均値の修正のみで，標準偏差は残留すきまと同じになる。

〔有効すきま〕＝〔残留すきま〕－〔内外輪温度差によるすきま減少量〕

有効すきまの平均値　：$m\Delta_f = m_c - (\lambda_i\, m_{fi} + \lambda_e\, m_{fe}) - \delta_t \quad \cdots\cdots (2.51)$

有効すきまの標準偏差：$\sigma\Delta_f = \sqrt{\sigma_c^2 + \lambda_i^2\, \sigma_{fi}^2 + \lambda_e^2\, \sigma_{fe}^2} \quad \cdots\cdots (2.52)$

ここで，m_c，m_{fi}，m_{fe}：軸受内部すきまおよびしめしろの平均値
σ_c，σ_{fi}，σ_{fe}：軸受内部すきまおよびしめしろの標準偏差

有効すきまから荷重によるすきまの増加を考慮したものが運転すきまであるが，荷重の影響は不明確なため，一般的な軸受選定では安全側として有効すきまで選定を行う。

【計算例】

深溝玉軸受 6310 が軸：k5，ハウジング：H7 で組み付けられている。
軸受初期すきまを C3 とした時，はめあい後の残留すきまを求める。

はめあい条件より内輪しまりばめ，外輪すきまばめの条件であることから，すきまに影響するのは内輪側のみである。従って，はめあいによるすきま減少は内輪側のみの検討をすればよい。

①計算数値の抽出
検討に必要な数値を抽出する。

(mm)

項目	基準値	許容差
軸受内径	ϕ50	0 ～ −0.012
軸受外径	ϕ110	0 ～ −0.015
軸受すきま	C3	0.018 ～　0.038
軸径許容差	k5	+0.002 ～ +0.013
軸箱内径許容差	H7	0 ～ +0.035

②膨張率の計算

内輪平均軌道径：$D_i = 1.05 \times \dfrac{4 \times 50 + 110}{5} = 65.1$

式 (2.37) より

$$\lambda_i = \frac{50}{65.1} = 0.77$$

③分布計算に必要な数値の算出（3σ で計算，単位：μm）

$$m_s = \frac{+2+13}{2} = +7.5 \qquad m_i = \frac{0-12}{2} = -6 \qquad m_c = \frac{+18+36}{2} = +27$$

$$\sigma_s = \frac{13-2}{2\times 3} = 1.83 \qquad \sigma_i = \frac{0-(-12)}{2\times 3} = 2.00 \qquad \sigma_c = \frac{36-18}{2\times 3} = 3.00$$

$$m_{fi} = +7.5-(-6) = 13.5 \qquad \sigma_{fi} = \sqrt{1.83^2+2.00^2} = 2.71$$

④残留すきま：Δ_f

残留すきまの平均値　：$m\Delta_f = 27 - \dfrac{50}{50+3} \times 0.77 \times 13.5 = 17.2$

残留すきまの標準偏差：$\sigma\Delta_f = \sqrt{3.0^2 + \left(\dfrac{50\times 0.77}{50+3}\right)^2 \times 2.71^2} = 3.6$

$\Delta_f = 17.2 \pm 3\times 3.6 = 6.4 \sim 28.0$　(μm)