ねじ構造の強度設計指針

draft

平成 19 年　月　　日　改正

高圧ガス保安協会

draft

目　　次

ページ

Ⅰ　ねじ構造の強度設計指針

1.　適用範囲……

1.1　適用対象

1.2　ねじ接合の形式……

1.3　ねじ形状……

1.4　材料の使用範囲……

2.　ねじ部に作用する軸方向集中荷重……

2.1　ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値……

2.2　ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重　W_0……

3.　ねじ部のせん断強さ……

3.1　ねじ部のせん断応力……

3.2　静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界……

3.3　静荷重に対するねじ部の強度評価……

4.　ねじ部の疲労設計……

4.1　一般……

4.2　疲労解析の免除……

4.3　疲労解析の手順……

4.4　ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力 σ_s, σ_a の算定……

4.5　合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正……

4.6　応力集中係数の算定……

Ⅱ　附属書

A　ねじ部の静荷重に対する強度評価例……

B　ねじ部の疲労に対する評価例……

C　平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正例……

Ⅲ　解説

A　ねじ構造の強度設計指針の経緯とねじ部の静荷重に対する強度解析について

1.　指針作成の背景と経緯……

2.　ねじ山荷重の分布と集中係数について……

3.　ねじ継手の相対変形係数 λ……

4.　静荷重に対するねじ継手の強度評価……

B　ねじ構造の疲労解析について

1.　疲労設計指針の作成経緯……

2.　ねじ谷底部に生ずるピーク応力……

draft

3. 繰返し荷重によるピーク応力の振幅……
4. ねじ構造における応力集中係数と疲労強度減少係数 ……
5. 設計疲労曲線と累積使用係数 ……
6. 疲労解析の免除……
7. 結語……

C　平成 19 年の改訂内容について

1. 改訂の概要 ……
2. 大径のねじ込みふたの荷重集中係数　……
3. 縦弾性係数が異なるねじ接合 ……
4. 断続ねじを持つねじ込みふた ……
5. 設計疲労曲線　……

参考　高圧設備におけるねじ構造の解析と強度

その 1　ねじ山の変形……
その 2　ねじ継手の荷重分布……
その 3　のこ歯ねじ……

draft

1. 適用範囲

1.1 適用対象

耐圧部材にねじ構造を有する設備のねじ部の強度設計について指針を示す。ただし，次のねじは適用外とする。

a) 検査穴にねじ込みプラグでふたをするためのねじ

---------- 旧指針では JIS B 8243 の 8.4 は適用外としていた。すなわち，検査穴にねじ込みプラグでふたをするものは対象外としていた。JIS B 8243 の 8.4 に該当する規定は JIS B 8265 から除かれたため，このように記述。

b) 締結用ボルトナット（**JIS B 1180**，**JIS B 1181 等**）

c) 溶解アセチレン容器用弁（**JIS B 8244**）のねじ

d) 液化石油ガス容器用弁（**JIS B 8245**）のねじ

e) 高圧ガス容器用弁（**JIS B 8246**）のねじ

f) **ASME B 16.5** のねじ込みフランジのねじ

g) **ASME B 16.11** に規定されているねじ

h) **ASME B 16.15** に規定されているねじ

i) **ASME B 16.24** に規定されているねじ

j) **ASME B 16.28** に規定されているねじ

ねじ接合の形式，ねじ形状及び材料の使用範囲は以下のものとする。

1.2 ねじ接合の形式

ねじ接合の形式は次のものとする。

a) フランジ式

図 1(a)，(b)に示すように，ねじ接合フランジにより，金属ガスケットを介してボルト結合する形式のものをいう。連続ねじに限る。

注記：連続ねじとは，ねじのつる巻線に沿いねじの欠損部がないねじ。

b) ねじ込み式

図 1(c)，(d)に示すように，ねじ込み式のプラグを有するものをいう。おねじ及びめねじのねじの占有率が共に 0.5 近辺の断続ねじを用いてもよい。なお，断続ねじの締め付けに当たっては，設計で用いたねじの占有率とねじのかみ合い長さが確実に確保される措置を講じなければならない。

----- 今回見直した。

注記 1：断続ねじとは，ねじのつる巻線に沿い周期的にねじの欠損部があるねじ。急速開閉ふたなどに使われる。**解説 C 4** 参照

注記 2：ねじの占有率　ω ＝1.0 － つる巻線 1 周長当たりの断続部の割合

c) 袋ナット式

図 1(e)に示すように，めねじを切った袋ナットで二つの胴体を結合するものをいう。連続ねじに限る。

----- 定義を見直した。

1.3 ねじ形状

ねじの形状は，三角ねじ，台形ねじ，及びのこ歯ねじとする。

1.4 材料の使用範囲

材料の使用範囲は次のものとする。

a) 設計温度が材料のクリープ領域より低いものとする。

draft

b) おねじ側，めねじ側で熱による伸び差が生じないものとする。----- 今回追加

c) おねじ側，めねじ側の双方の材料の縦弾性係数がほぼ同一のもの（縦弾性係数の比が 0.5～2.0 の範囲のもの）とする。

2. ねじ部に作用する軸方向集中荷重

2.1 ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値

$$H_{\max} = \frac{w_{\max}}{w_m}$$ と定義する。 ……(1)

ここに

H_{max}： ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 (－)

w_{max}： ねじ部のつる巻線の単位長さあたりに作用する最大荷重 (N/mm)

w_m： ねじ部のつる巻線の単位長さあたりに作用する平均荷重 (N/mm)

$$w_m = W / \pi D n$$

W： ねじ部に作用する総軸方向荷重 (N)

D： ねじの有効径 (mm)

n： ねじの有効かみ合い山数 (－)

ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} は，部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関係する定数 θ_1〔**(14)式**による〕と部材の断面積，荷重条件に関係する定数 k〔**(10)～(13)式**による〕により，次の式で表される。

k＜1/2 のとき $$H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left\{(1-k)\cosh\theta_1 + k\right\}$$ ……(2)-a

k≧1/2 のとき $$H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left\{(1-k) + k\cosh\theta_1\right\}$$ ……(2)-b

2.2 ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重，W_0

ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重の最大値は次の手順によって求める。

手順中に用いている記号の意味を次に示す。

a) 記号

D： ねじの有効径 (mm)

D_0： おねじ部材の中心穴の内径。 ただし，中心穴が場合は $D_0 = 0$ とする。 **図 1(a)～(e)**参照。 (mm)

D_3： めねじ部材の外径。 **図 1(a)～(d)**参照。 (mm)

ただし，**図 1(e)**の場合は $D_3 = 1.05\,B$ とする。

B は**図 1(e)**に示す六角形の対辺距離。

G： **図 1(a)～(e)**に示すガスケット接触径 (mm)

A_1 ，A_2： 部材の横断面積で，次の式による。 (mm^2)

draft

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= \frac{\pi}{4}\left(D^2 - D_0^2\right) \\ A_2 &= \frac{\pi}{4}\left(D_3^2 - D^2\right) \end{aligned}\right\} \quad \cdots\cdots \quad (3)$$

L_0： ねじのかみ合い長さ〔**図 1(a)～(e)**に示す〕 (mm)

a： ねじのピッチ (mm)

L： ねじの有効かみ合い長さで， (mm)

$$L = L_0 - 0.5a$$

n： ねじの有効かみ合い山数で， (－)

$$n = L / a$$

μ： ねじの摩擦係数で，$\mu = \tan\phi = 0.2$ とする。 (－)

ϕ： ねじの摩擦角 (rad)

v： ポアソン比で，$v = 0.3$ とする。 (－)

W_1： 初期締付ボルト荷重で，**JIS B 8265 附属書 3 の 4.1 c) 2)** に規定されている W_g とする。ただし，ボルトの伸びを管理し，締め過ぎに対して配慮する場合に限り，**同附属書 3 の 4.1 a)** に規定されている W_{m1}, W_{m2} の大きい方から決定される初期締付ボルト荷重をとることができる。 (N) ---------- (4)

W_2： 内圧による全荷重 (N)

$$W_2 = \frac{\pi}{4} G^2 P \quad \cdots\cdots \quad (5)$$

P： 設計圧力 (MPa)

W_0： ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 (N)

$$\begin{aligned} W_0 &= w_{\max} \times \pi D \\ &= H_{\max} \times \frac{W}{n} \end{aligned} \quad \cdots\cdots \quad (6)$$

β： ねじ山半角 (rad)

ただし，のこ歯ねじの場合　$\beta = \tan^{-1}\left(a / 2b\right)$ とする。

α： **図 2** に示すねじ山荷重を受ける側のフランク角で，対称ねじの場合には $\alpha = \beta$ とする。 (rad)

b： 基本山形の高さで，**図 2** による。 (mm)

e： 計算に用いるおねじの谷底の切り取り高さで，**図 2** による。 (mm)

c： $2(b\text{-}e)/b$ の比　(－) ---------- (7)

h： ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向弾性変位係数 (－)

f： ねじ山の付け根の傾きによる軸方向弾性変位係数で，**図 3，図 4** において，c の値とねじ山半角 β との関係から求められる係数。 (－)

ただし，**図 3，図 4** に示す以外のねじ山半角 β 及びのこ歯ねじの場合には，次の式により求める。

$$h = \left(1 - v^2\right)\left[B_1 \log_e c - \frac{c-1}{c}\left(B_2 + B_3 \frac{c-1}{c}\right)\right] \quad \cdots\cdots \quad (8)$$

draft

$$f=\frac{6m\left(1-\nu^2\right)(c-1)(c-T)}{\pi c^2\tan^2\beta} \quad \cdots\cdots (9)$$

$$B_1=\frac{2\left(\dfrac{2\sin 2\beta}{2\beta-\sin 2\beta}+T\right)}{2\beta+\sin 2\beta}$$

$$B_2=\frac{2}{2\beta-\sin 2\beta}+\frac{1-2\nu}{(1-\nu)\sin 2\beta}-2T\frac{1-\cos 2\beta}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}$$

$$B_3=\frac{2T}{\sin 2\beta-2\beta\cos 2\beta}$$

$$T=1+\tan\beta\tan(\alpha-\phi)$$

ただし，$\tan\alpha \leqq 0.2$ となる場合には，$T=1$ とする。

m ： f の補正係数で，$m=0.3$ とする。 (－)

k ： 部材の断面積，荷重条件に関係する定数で，次の式から求める。 (－)

(1) フランジ式の場合〔**図 1(a), (b)**〕

初期締付時 $k=\dfrac{A_2}{A_1+A_2}$ ……(10)

運転時 $k=\dfrac{A_2}{A_1+A_2}\left(1-\dfrac{W_2}{W_1}\right)$ ……(11)

(2) ねじ込み式の場合〔**図 1(c), (d)**〕

初期締付時，運転時共

$k=0$ ……(12)

(3) 袋ナット式の場合〔**図 1(e)**〕

初期締付時 $k=0$ …… (13) - a

運転時 $k=\dfrac{A_2}{A_1+A_2}$ （$W_1 \leqq W_2$ の場合） ----------(13) - b

$k=\dfrac{A_2}{A_1+A_2}\dfrac{W_2}{W_1}$ （$W_1 > W_2$ の場合） ---------- (13) - c

-------- 第 2 回分科会で審議済み

ω ： ねじの占有率。 (－)

フランジ式，袋ナット式及びねじ込み式で連続ねじの場合 $\omega=1.0$,

ねじ込み式で断続ねじの場合 $\omega=0.5$ ただし，おねじとめねじの

占有率が異なる場合は，0.5 の代わりに小さい方の値を用いる。----- 今回追加

θ_1 ： 部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関係する定数で，

次の式から求める。 (－)

----- 今回 ω を追加（第 2 回分科会で審議済み）

$$\theta_1^2=\frac{4\omega(L/D)^2}{\tan\beta\tan(\alpha-\phi)+2\dfrac{a}{D}\left[(h+f)\dfrac{\left(D_3^2-D^2\right)\left(D^2-D_0^2\right)}{D^2\left(D_3^2-D_0^2\right)}-\nu\tan\beta\right]} \quad \cdots\cdots (14)$$

ただし，$\tan\alpha \leqq 0.2$ となる場合には，**(14)式**の分母の第 1 項を $\tan\beta\tan(\alpha-\phi)=0$ とする。

draft

b)　手順

ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を求める手順を次に示す。

1)　フランジ式の場合〔**図 1(a)，(b)**の場合〕

手順 1　W_1，W_2 を**(4)，(5)式**により求める。

手順 2　A_1，A_2 を**(3)式**により求める。

手順 3　**(10)式**により，初期締付時の k を求める。

手順 4　ねじ山形状より β，b，e を求め，**(7)式**より，c を計算する。

手順 5　β と c を用い，**図 3，図 4** より，h，f を読み取る。

ただし，**図 3，図 4** に示されていない β を用いる場合，及びのこ歯ねじの場合には，**(8)，(9)式**より h，f を求める。

手順 6　L，D，a，A_1，A_2，D_0，D_3，α，β，ω(=1)の値と手順 5 で求めた h，f の値を用い，**(14)式**より θ_1 を求める。

手順 7　初期締付時の k と θ_1 を用い，**図 5** より荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。

これを H_{max1} とする。

手順 8　運転時の k の値を**(11)式**より求める。

手順 9　手順 6 で求めた θ_1 と手順 8 で求めた k の値を用い，**図 5** より荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。これを H_{max2} とする。

手順 10　ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を，**(6)式**から初期締付時の H_{max1} と運転時の H_{max2} を用いて計算する。

ただし，**(6)式**の W は W_1 とする。

2)　ねじ込み式の場合〔**図 1(c)，(d)**の場合〕（内圧作用時で内圧による荷重 W_2 が初期締付荷重 W_1 より大きい場合）

手順 1　W_2 を**(5)式**により求める。

手順 2　A_1，A_2 を**(3)式**により求める。

手順 3　$k = 0$ とする。

手順 4　ねじ山形状より β，b，e を求め，**(7)式**より，c を計算する。

手順 5　β と c を用い，**図 3，図 4** より，h，f を読み取る。

ただし，**図 3，図 4** に示されていない β を用いる場合，及びのこ歯ねじの場合には，**(8)，(9)式**より h，f を求める。

手順 6　L，D，a，A_1，A_2，D_0，D_3，α，β，ω の値と手順 5 で求めた h，f の値を用い，**(14)式**より θ_1 を求める。

手順 7　(1)　$\theta_1 \leqq 2.73$ の場合：

k と θ_1 を用い，**図 5** より荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。

----- 今回見直した。

(2)　$2.73 < \theta_1 \leqq 15$　かつ，かみ合いねじ山数 $\geqq 5$ の場合：

$$H_{max} = 2.15 \times \theta_1^{0.246} \quad \text{----------} \quad (15)$$

ただし，(2)の条件を満たさない場合は(1)による。

なお，アンダーカットを持つねじで初期締付荷重が作用する場合，(2)は適用外とする。----- 今回見直した。

draft

注記　アンダーカットとは，荷重が集中するねじかみあい端部のねじの谷底の応力集中を緩和するために，荷重が集中するねじの付け根からねじを切っていない胴体壁の部分にかけてなめらかに削りとったへこみ部をいう。

手順 8　ねじ山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を**(6)式**から計算する。

ただし，W=W_2 とする。

初期締付時，又は，内圧作用時で内圧による荷重 W_2 が初期締付荷重 W_1 より小さい場合には，$k=0$，$W = W_1$ として，上記と同様な手順で計算する。

3)　袋ナット式の場合〔**図 1(e)**の場合〕（内圧作用時で内圧による荷重 W_2 が初期締付荷重 W_1 より大きい場合）

手順 1　W_2 を**(5)式**により求める。

手順 2　A_1，A_2 を**(3)式**により求める。

手順 3　**(13)-b 式**より k を求める。

手順 4　ねじ山形状より β，b，e を求め，**(7)式**より，c を計算する。

手順 5　β と c を用い，**図 3，図 4** より，h，f を読み取る。

ただし，**図 3，図 4** に示されていない β を用いる場合，及びのこ歯ねじの場合には，**(8)，(9)式**より h，f を求める。

手順 6　L，D，a，A_1，A_2，D_0，D_3，α，β，ω(=1)の値と手順 5 で求めた h，f の値を用い，**(14)式**より θ_1 を求める。

手順 7　k と θ_1 を用い，**図 5** より荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。

手順 8　手順 7 で求めた H_{max} を用い，ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を，**(6)式**を用いて計算する。ただし，$W = W_2$ とする。

初期締付時は $k=0$，$W = W_1$ とし，上記と同様な手順で計算する。

内圧作用時で内圧による荷重 W_2 が初期締付荷重 W_1 よりも小さい場合には k は**(13)- c 式**の値を用い，$W = W_1$ として上記と同様な手順で計算する。----- 第 2 回分科会で審議済み

draft

3.　ねじ部のせん断強さ

3.1　ねじ部のせん断応力

ねじ部のせん断応力は次の算式によって計算する。

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}}$$　（耐圧部材がおねじの場合）……(16)-a

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_2 \omega \overline{AB'}}$$　（耐圧部材がめねじの場合）……(16)-b

ここに，

τ_{max}：　ねじのせん断応力　(N/mm^2)

W_0：　ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重で，**2.2** による。　(N)

$\overline{AB}$：　$\frac{a}{2}+(D-D_1)\tan\beta$　（耐圧部材がおねじの場合）　(mm)

$\overline{AB'}$ ： $\frac{a}{2}+(D_2-D)\tan\beta$ （耐圧部材がめねじの場合） (mm)

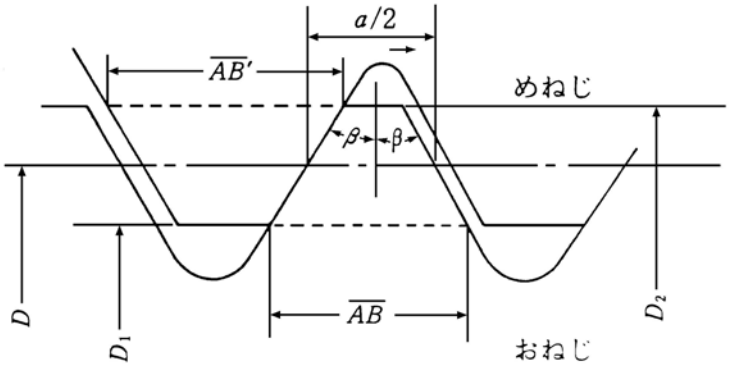
D_1： めねじの内径 (mm)

D_2： おねじの外径 (mm)

ω ： ねじの占有率 ----- 第 2 回分科会で審議済み (－)

フランジ式，袋ナット式及びねじ込み式で連続ねじの場合 ω = 1.0,
ねじ込み式で断続ねじの場合 ω = 0.5 とする。 ただし，おねじと
めねじの占有率が異なる場合は，0.5 の代わりに小さい方の値を用いる。

----- 今回追加



ねじ山のせん断長さ，$\overline{AB}$

draft

3.2 静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界

$$\tau_a = 0.4\,\gamma\,\sigma_B \quad \cdots\cdots(17)$$

ここに，

τ_a： ねじ部のせん断応力の許容限界 (N/mm^2)

γ： $\gamma=\frac{\sigma_Y}{\sigma_B}$ (－)

σ_Y： 材料の設計温度における降伏点又は 0.2%耐力 (N/mm^2)

σ_B： 材料の設計温度における引張強さ (N/mm^2)

ただし，γ ≧0.85 の場合は，γ = 0.85 とする。

3.3 静荷重に対するねじ部の強度評価

静荷重に対するねじ部の強度評価は次の手順による。

a) フランジ式の場合〔**図 1(a)，(b)**の場合〕

手順 1 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を **2.2** により初期締付時と運転時に対して求める。

手順 2 **(16)-a 式, (16)-b 式**により，ねじ部のせん断応力 τ_{max} を初期締付時と運転時に対して求める。

手順 3 材料の σ_B，γ の値を用い，**(17)式**により τ_a を求める。

手順 4 手順 2 で求めた初期締付時と運転時のせん断応力 τ_{max} は，せん断応力の許容限界 τ_a を超えてはならない。

b)　ねじ込み式の場合〔**図 1(c)，(d)**の場合〕

手順 1　ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を **2.2** により求める。

手順 2　**(16)-a，(16)-b 式**により，ねじ部のせん断応力 τ_{max} を求める。

手順 3　材料の σ_B，γ の値を用い，**(17)式**により τ_a を求める。

手順 4　手順 2 で求めたせん断応力 τ_{max} は，せん断応力の許容限界 τ_a を超えてはならない。

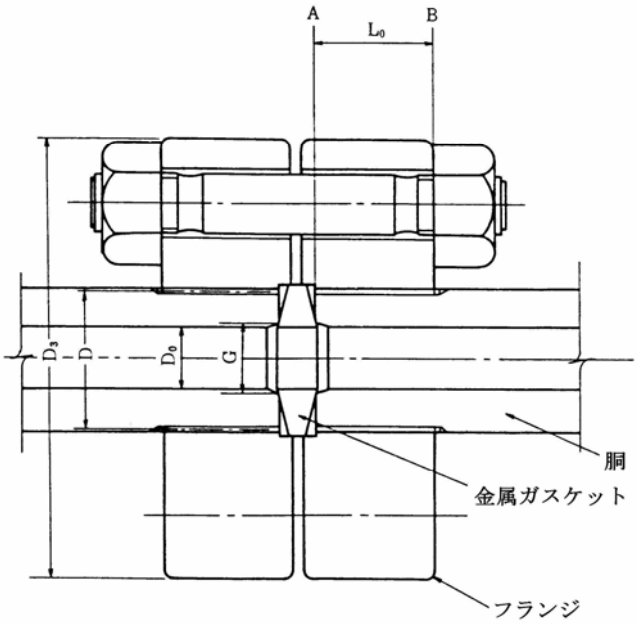
c)　袋ナット式の場合〔**図 1(e)**の場合〕

手順は **b)　ねじ込み式の場合**による。

ただし，内圧による荷重 W_2 より大きな初期締付荷重を与える場合には，さらに，2．2 項〔2〕(3)の備考により H_{max} を求め，同上の手順でねじ部のせん断応力の検討をすること。

----　この 2 行削除（理由：**2.2 b）3)** でカバーされるため。）

draft



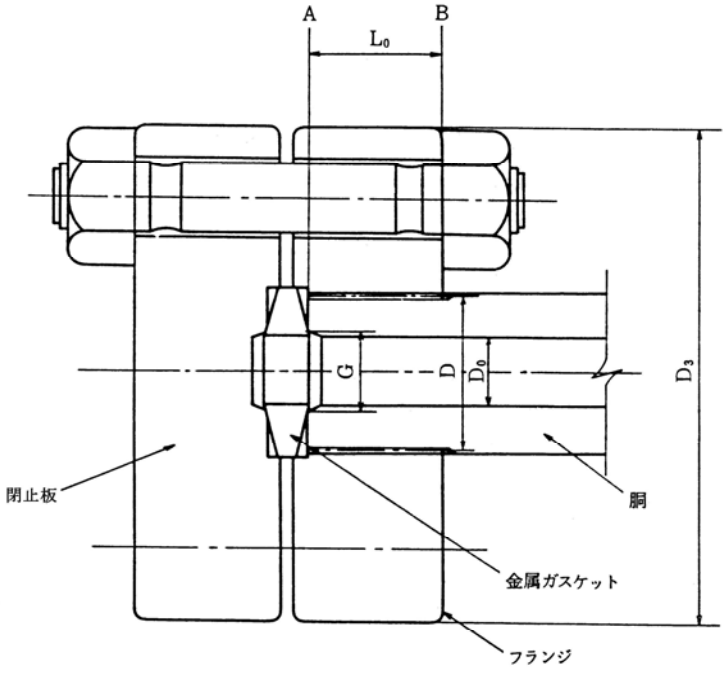
最大荷重発生部

$k > 1/2$ のとき　A部

$k \leqq 1/2$ のとき　B部

図 1(a)－フランジ式

draft



最大荷重発生部

$k > 1/2$ のとき　A部

$k \leqq 1/2$ のとき　B部

図 1(b)－フランジ式

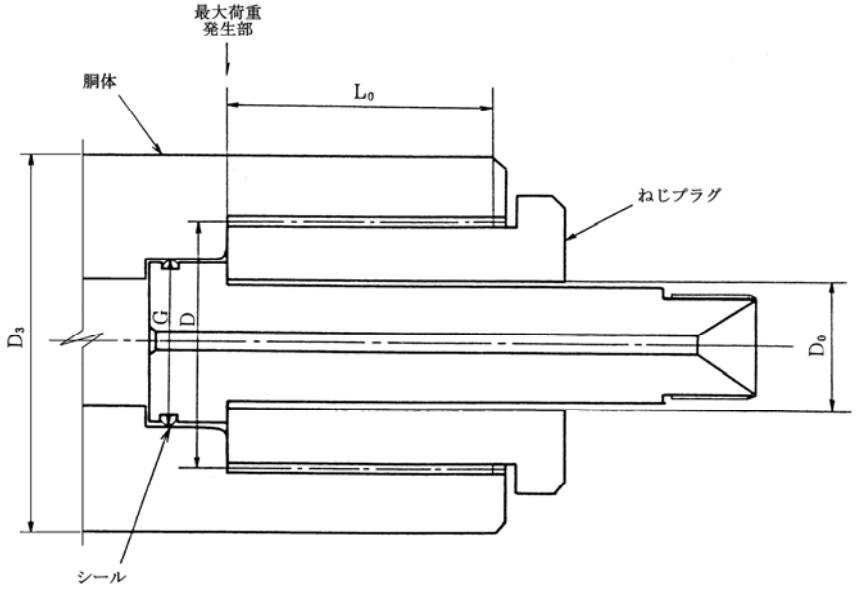


図 1(c)－ねじ込み式

draft

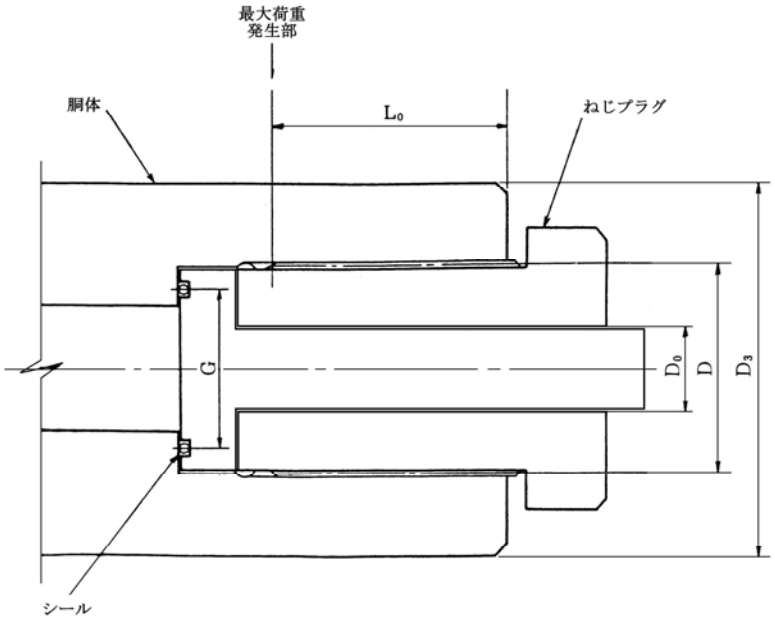


図 1(d)－ねじ込み式

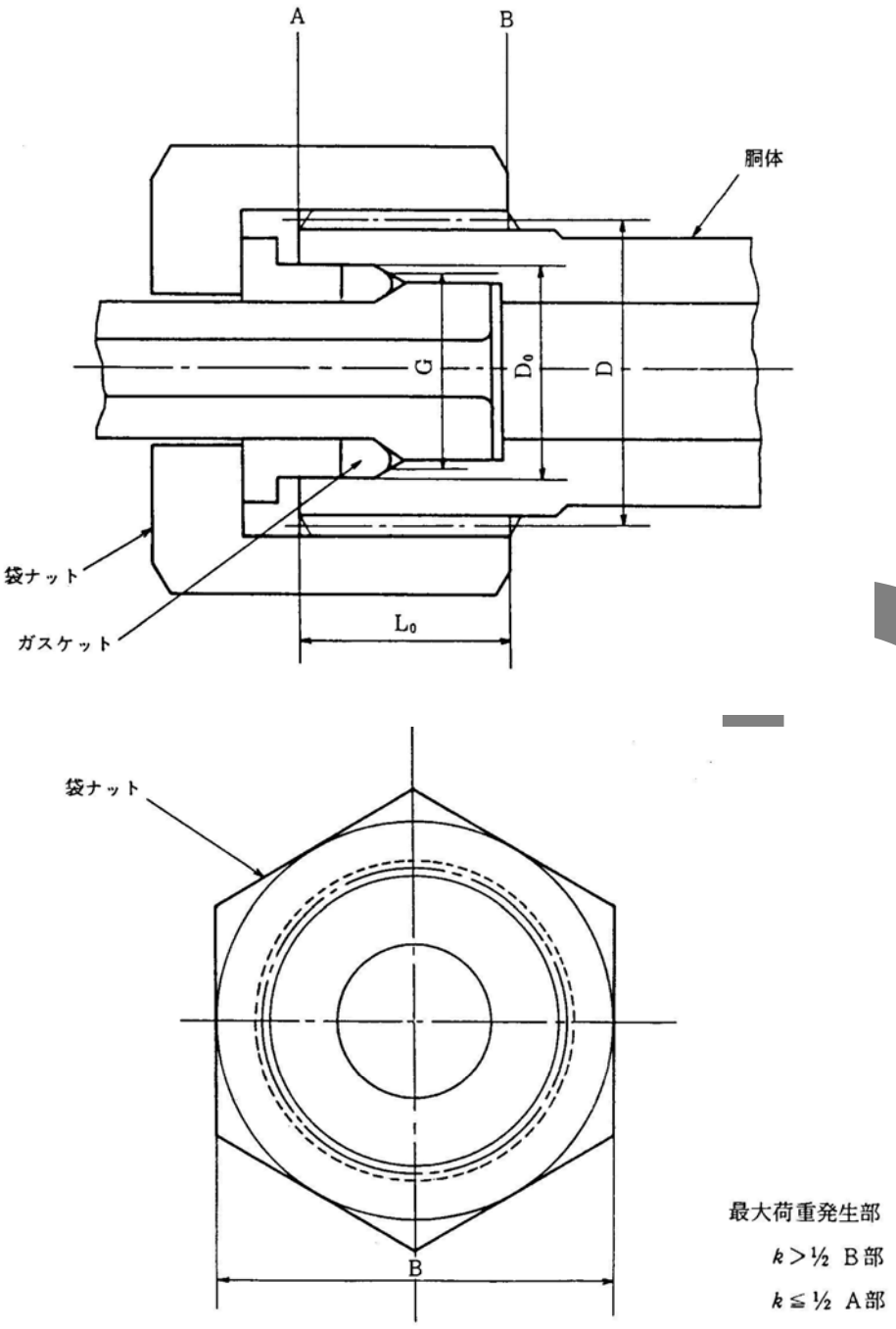


図 1(e)－袋ナット式

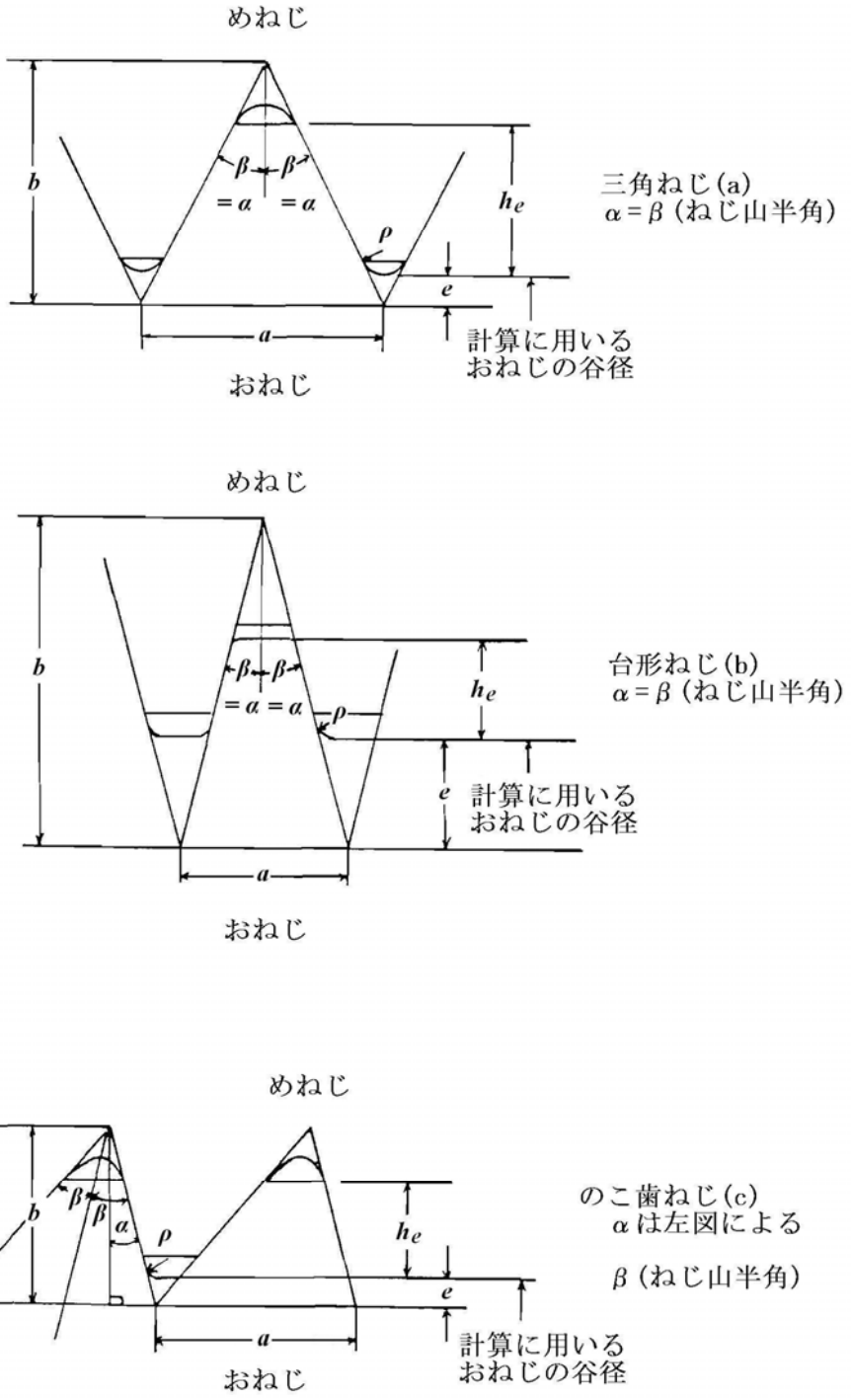
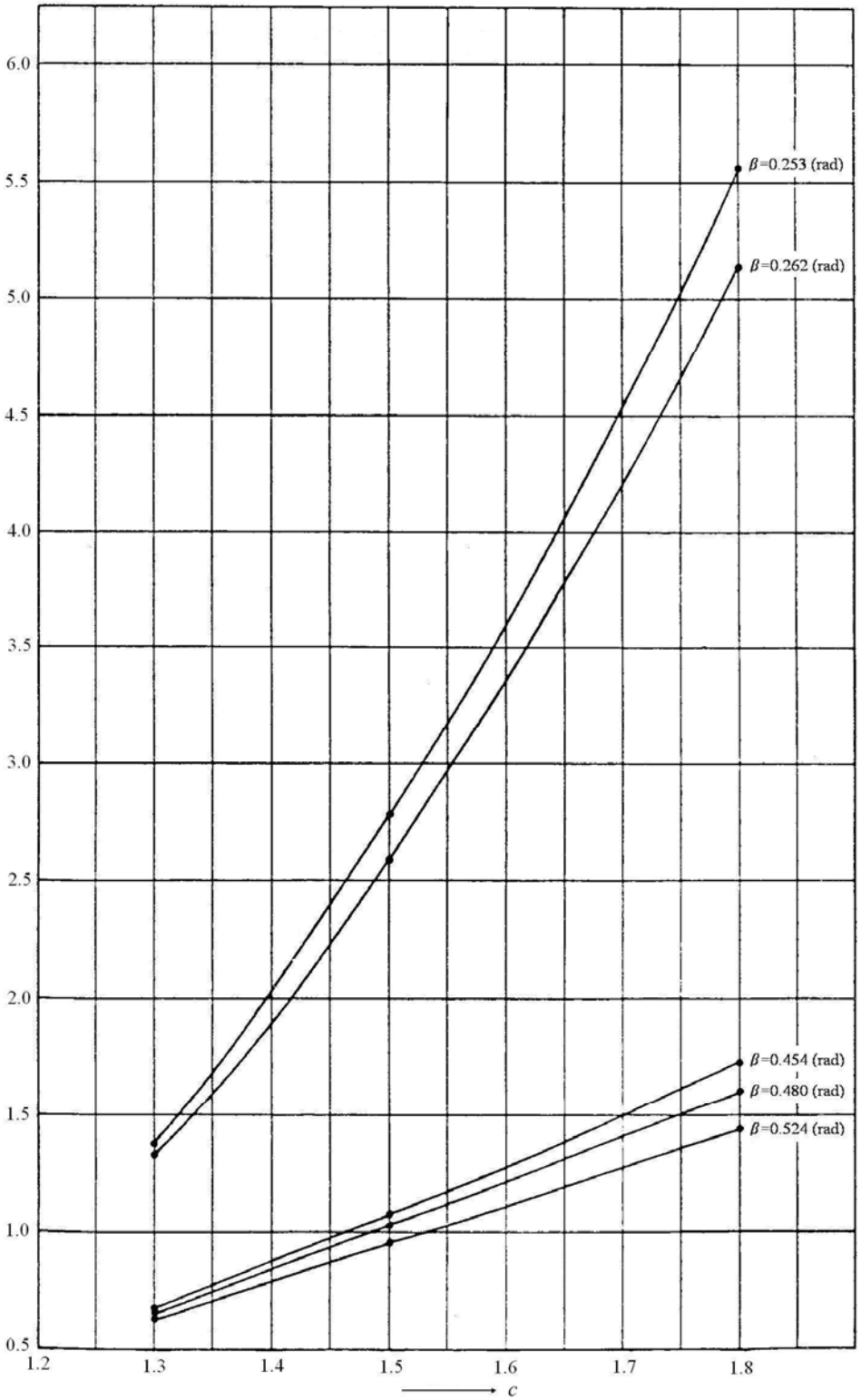
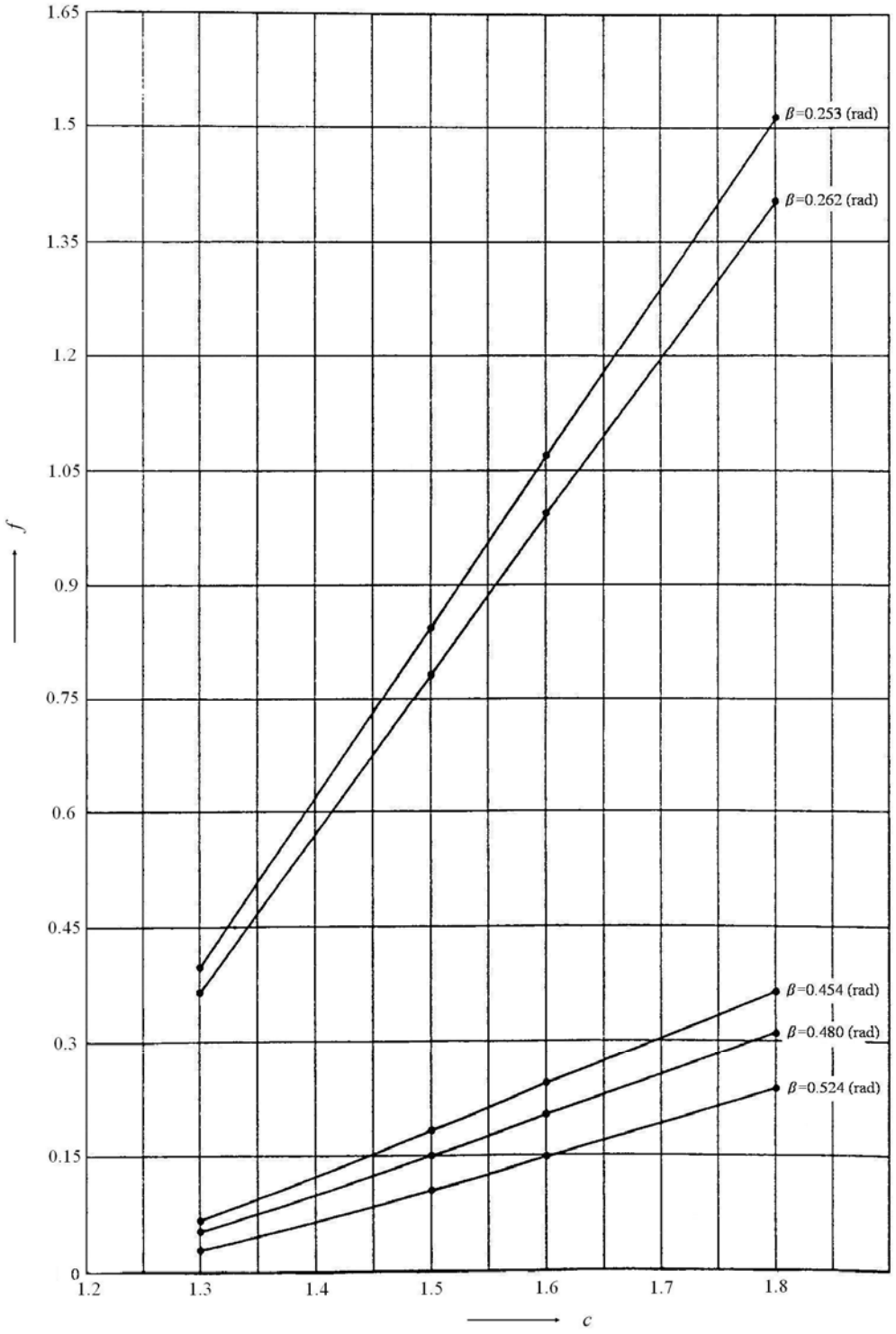

めねじ
b
β
β
=α
=α
ρ
h_e
e
a
計算に用いる
おねじの谷径
おねじ
三角ねじ(a)
α=β（ねじ山半角）
めねじ
b
β
β
=α
=α
ρ
h_e
e
計算に用いる
おねじの谷径
a
おねじ
台形ねじ(b)
α=β（ねじ山半角）
めねじ
b
β
β
α
ρ
h_e
e
a
計算に用いる
おねじの谷径
おねじ
のこ歯ねじ(c)
αは左図による
β（ねじ山半角）

図 2－ねじ山形状



この図は、対称ねじの場合に適用する。

図 3－h の値



この図は、対称ねじの場合に適用する。

図 4－f の値

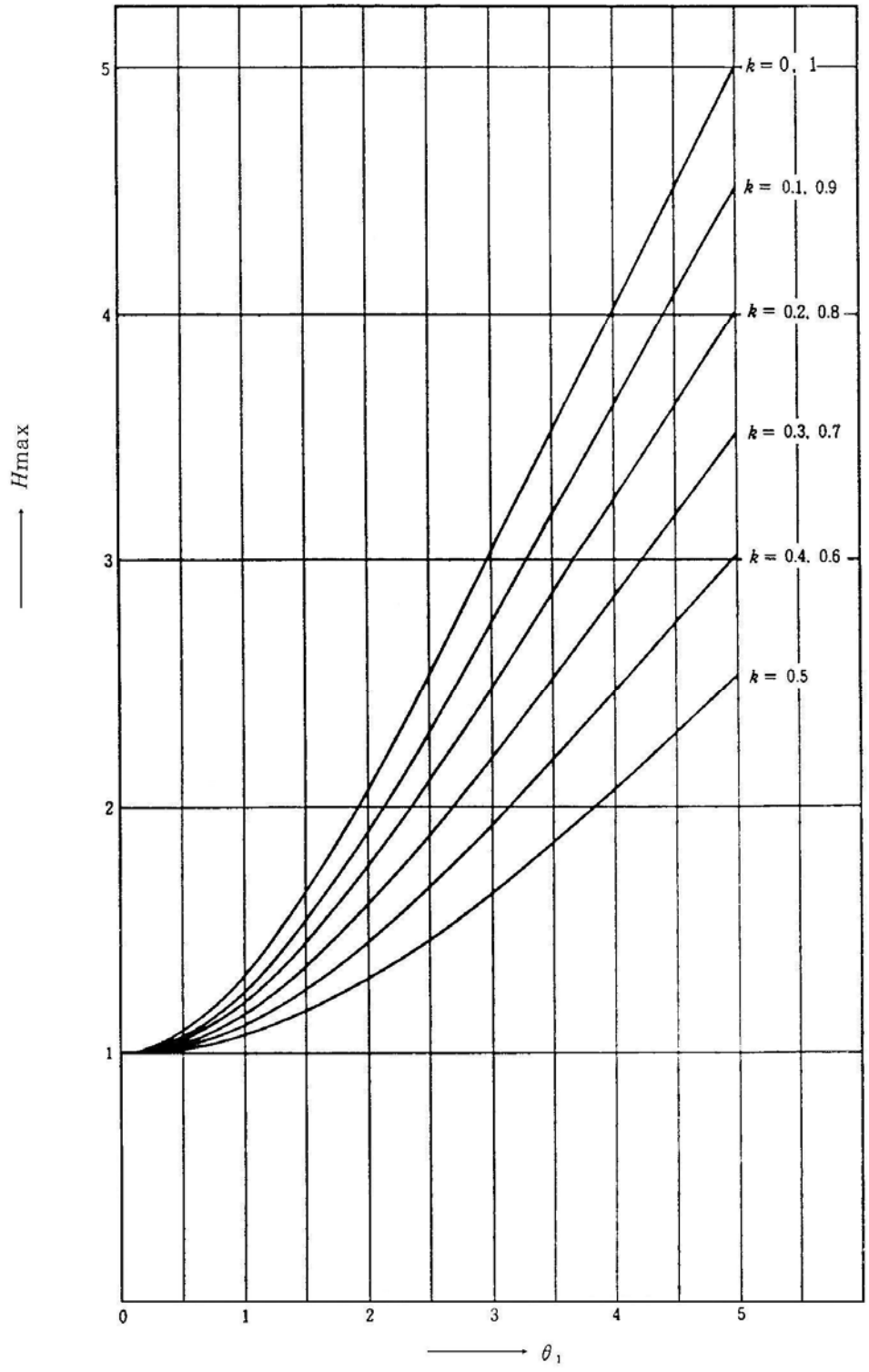


図 5－*H*max の値

4. ねじ部の疲労設計

4.1 一般

高圧ガス設備におけるねじ構造が繰返し荷重を受ける場合に適用すべき強度設計の指針を示す。ただし，ねじ部の初期締付荷重及び内圧による荷重以外の振動荷重，熱応力などの繰返しの影響に関しては，本指針では考慮していない。

次の材料については**図 6 ～ 図 10** に示す設計疲労曲線を用いる。

----- 今回，図 7，図 9 及び図 10 を追加。

a) 炭素鋼，低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼（σ_B ＜895 N／mm^2 ） **図 6**

b) 高強度低合金鋼(895 N／mm^2 ≦ σ_B ＜1,180 N／mm^2 ） **図 7**

c) オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクローム鉄合金（N ＜10^6 回） **図 8**

d) オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクローム鉄合金(N ≧ 10^6 回） **図 9**

e) SUS 630 系ステンレス鋼 （熱処理 H1075，H1100，H1150） **図 10**

----- H900，H925，H1025 は削除した。（理由：集中応力により割れやすい。
ねじ谷底には一般的に大きな集中応力が生じるため。）

図 8 及び**図 9** は，冷間加工して強度を高めたオーステナイト系ステンレス鋼にも適用してよい。

----- 今回追加

図 10 の適用範囲は ピークひずみ範囲 が 0.01 未満の場合とする。----- 今回追加

ここで，σ_B は規格最小引張強さ，N は設計繰返回数

4.2 疲労解析の免除

ねじ部の設計条件が次の免除規定を満足する場合には，その疲労解析は免除される。

a) 類似した形状，荷重条件の過去の運転経験から疲労解析が不要であることを証明できる場合

b) 設計疲労曲線の**図 6** 又は**図 8** を用いる場合で，次の 1) と 2) の合計繰返し回数が，
次の材料に対して指定する限界の回数を超えない場合

1) 起動及び停止，ならびに締付けを含む全範囲の応力サイクルの予想（設計）繰返し回数

2) 圧力変動の範囲が設計圧力の 20%を超える運転圧力サイクルの予想（設計）繰返し回数

規格最小引張強さが 550 N/mm^2 を超えない炭素鋼，低合金鋼，フェライト系ステンレス鋼
……200 回

規格最小引張強さが 550 N/mm^2 を超え，895 N/mm^2 未満の炭素鋼，低合金鋼，
フェライト系ステンレス鋼
……100 回

オーステナイト系ステンレス鋼及び規格最小引張強さが 550 N/mm^2 を超えない
ニッケルクロム鉄合金

------ 冷間加工して強度を高めたオーステナイト系ステンレス鋼を
使えるようにするため。
……1,000 回

4.3 疲労解析の手順

4.3.1 疲労解析の流れ ----- 今回追加

ねじ構造部の疲労解析の手順は次による。

draft

a) 締付け時のねじ谷底部のピーク応力 σ_{ai} ， σ_{si} 及び 内圧作用時のねじ谷底部のピーク応力 σ_{apm} ， σ_{spm} を求める。（ **4.4** による。）

b) 締付け時のねじ谷底部の合成ピーク応力 σ_i 及び 内圧作用時のねじ谷底部の合成ピーク応力 σ_{pm} を求める。（**4.3.2.1** による。）

c) 各種応力サイクル毎に合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数を求める。（**4.3.2.2** による。）

d) 合成ピーク応力の振幅値を求める。（**4.3.2.3** による。）

e) 使用する設計疲労曲線に応じて，**前記 d)**で求めた合成ピーク応力の振幅値を次により補正する。この補正値は，繰返し荷重の設計繰返し回数 N に対応して設計疲労曲線から求められる許容応力振幅値（設計疲労曲線の縦座標値）を超えてはならない。

1) 設計疲労曲線の**図 6** 又は**図 8** 又は**図 9** の曲線 B を使用する場合は，**4.3.2.4 a)**により縦弾性係数による補正を行う。

2) 設計疲労曲線の**図 7** 又は**図 9** の曲線 A 又は**図 10** を使用する場合は，始めに **4.5** により平均応力の補正を行い，次に，**4.3.2.4 b)**により縦弾性係数による補正を行う。

f) 応力サイクルが複数種類ある場合には，各種応力サイクル毎に**前記 e)**で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正値を設計疲労曲線の縦座標値にとり対応する繰返回数を許容繰返回数として設計疲労曲線の横座標値から読む。（**4.3.2.5** による。）

g) 各種応力サイクル毎に使用係数を求める。（**4.3.2.6** による。）

h) 累積使用係数を求める。累積使用係数は 1.0 を超えてはならない。（累積使用係数は **4.3.2.7** による。）

4.3.2 手順の詳細

4.3.2.1 ねじ谷底部の合成ピーク応力

ねじ山に働く荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力（σ_s）と，部材の横断面に働く軸荷重により生じるねじ谷底部のピーク応力（σ_a）を，ねじ接合の形式により **4.4** に従い求める。 ここで，初期締付時における応力をそれぞれ σ_{si}，σ_{ai} とし，運転時（内圧 P_m）における応力を σ_{spm}，σ_{apm} とする。

表 1 ねじ谷底部のピーク応力成分の記号と意味

部材の横断面に働く軸荷重（Axial load）により生じる谷底部のピーク応力（σ_a）		ねじ山に働く荷重（Screw load）により生じるねじ谷底部のピーク応力（σ_s）	
σ_{ai}	初期締付時に部材の横断面に働く軸荷重により生じる谷底部のピーク応力 (N/mm^2)	σ_{si}	初期締付時にねじ山に働く荷重により生じる谷底部のピーク応力 (N/mm^2)
σ_{apm}	運転時（内圧 P_m）に部材の横断面に働く軸荷重により生じる谷底部のピーク応力(N/mm^2)	σ_{spm}	運転時（内圧 P_m）にねじ山に働く荷重により生じる谷底部のピーク応力 (N/mm^2)

σ_i： 初期締付時にねじ谷底部に生じる合成ピーク応力 (N/mm^2)

σ_{pm}： 運転時（内圧 P_m とする）にねじ谷底部に生じる合成ピーク応力 (N/mm^2)

σ_{p0}： 同上において内圧が最高の圧力 P_0 の場合の値 (N/mm^2)

draft

ねじ谷底部に生じる合成ピーク応力は次式により求める。ただし，ねじ込み式の断続ねじに対しては更に係数***を σ_i ，σ_{pm} に乗じるものとする。----- 係数を乗じないことにする。

（理由：断続ねじの 3 次元 FEM 解析値（ σ_{max} = 479 N/mm^2 ）と KHK のねじ設計指針による応力値（ σ_{max} = 505 N/mm^2 ）を比較したところ，KHK のねじ設計指針による応力の方が大きくなったため。KHK ねじ設計指針の応力集中係数 K_{t1} の計算法が安全側のためと思われる。第 3 回分科会に資料提出する。）

$$\sigma_i = \sigma_{ai} + \frac{\sigma_{si}}{1 + C\dfrac{\sigma_{ai}}{\sigma_{si}}} \quad \cdots\cdots(18)$$

$$\sigma_{pm} = \sigma_{apm} + \frac{\sigma_{spm}}{1 + C\dfrac{\sigma_{apm}}{\sigma_{spm}}} \quad \cdots\cdots(19)$$

ここに，

対称三角ねじ，のこ歯ねじ　$C = \left(\dfrac{60-\alpha}{44}\right)^2$ ……(20)-a

対称台形ねじ　$C = \left(\dfrac{45-\alpha}{44}\right)^2$ ……(20)-b

ただし，

α ：　ねじ山の荷重を受ける側のフランク角　(度)

4.3.2.2　ねじ谷底部における合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数

供用期間中におけるねじ継手の締付け解放の繰返し回数を（n_i），最高運転圧力 P_0 の総繰返し回数を（n_0），P_0 より低い運転圧力 P_m（m=1,2･･･）の総繰返し回数を（n_m）とする。

ねじを解放した状態から，ねじを締付けて最高運転圧力に至る過程及びその逆過程において，ねじの谷底部に生じる合成ピーク応力の変動幅を⊿σ_i とし，その繰返し回数を n_i とする。

⊿σ_i =σ_{p0} 又は σ_i のいずれか大きい方の値 ｝……(21)

n_i =（n_i）

ねじを締付けた状態で，最高運転圧力 P_0 が繰返されるときのねじ谷底部合成ピーク応力の変動幅を⊿σ_0 とし，その繰返し回数を n_0 とする。

⊿σ_0 =｜σ_{p0} － σ_i｜，n_0 =（n_0）－（n_i）　$\sigma_{p0} > \sigma_i$ のとき ｝……(22)

n_0 =（n_0）　$\sigma_{p0} < \sigma_i$ のとき

運転中の有意な圧力変動によるねじ谷底部合成ピーク応力の変動幅⊿σ_1，⊿σ_2，･････，⊿σ_k を**(18)，(19)式**及び次の**(23)，(24)式等**により求め，それぞれの繰返し回数を n_1，n_2，･････，n_k とする。

締め付けた状態で運転圧力が 0 から P_1 等まで繰返すとき

⊿σ_1 =｜σ_{p1} － σ_i｜，n_1 =（n_1）等 ……(23)

最高圧力 P_0 で運転中，運転圧力が P_2 等への変化を繰返すとき

⊿σ_2 =｜σ_{p0} － σ_{p2}｜，n_2 =（n_2）等 ……(24)

draft

同様にして，運転中の各種の有意な圧力変動について，応力の変動幅$\Delta\sigma_k$とその繰返し回数n_kを的確に見積らなければならない。ここで，運転中の有意な圧力変動とは，次による。

a) 設計疲労曲線の**図 6** 又は**図 8** を使用する場合

圧力変動の範囲が設計圧力の 20%を超えるものをいう。

b) 設計疲労曲線の**図 7** 又は**図 9** 又は**図 10** を使用する場合 ------ 今回追加

すべての圧力変動をいう。

4.3.2.3 合成ピーク応力の振幅値------ 今回追加

4.3.2.2 で求めたねじ谷底部における合成ピーク応力の変動幅 $\Delta\sigma_i$，$\Delta\sigma_0$，$\Delta\sigma_1$，$\Delta\sigma_2$，・・・・・，$\Delta\sigma_k$ に 1/2 を乗じて合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} を求める。

4.3.2.4 合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数の補正 ------ 今回追加

a) 設計疲労曲線の**図 6** 又は**図 8** 又は**図 9** の曲線 B を使用する場合は，**4.3.2.3** で求めた合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} に**表 2** に示す縦弾性係数の比 E/E_d を乗じて縦弾性係数による補正を行う。

b) 設計疲労曲線の**図 7** 又は**図 9** の曲線 A 又は**図 10** を使用する場合は，**4.5.4** で求めた合成ピーク応力の等価両振り応力振幅値 σ_{eq}（平均応力の補正をした振幅値）に縦弾性係数の比 E/E_d を乗じて縦弾性係数による補正を行う。

ここで，E は設計疲労曲線に記載された縦弾性係数，E_d は常用温度における材料の縦弾性係数である。

4.3.2.5 許容繰返回数

a) **4.3.2.4** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正値がそれぞれ単独に作用する場合の許容繰返回数を設計疲労曲線から求め，N_i, N_0, N_1, N_2 ，・・・・・，N_k とする。

なお，**図 9 以外**の設計疲労曲線においては，図が与える上限の許容繰返回数である 10^6 回又は 10^7 回に対する許容応力振幅を与える点と 10^8 回に対する許容応力振幅を与える点を両対数座標上で直線で結んだものから許容繰返回数を求めてもよい。ただし，10^8 回に対する許容応力振幅は次の 1)から 3)による。------- 今回 10^8 回に対する許容応力振幅の決め方を追加

1) **図 6** において，10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は次による。ただし，この値が**図 6** の 10^6 回に対する許容応力振幅値を超える場合は，10^6 回に対する許容応力振幅値に等しくとる。

$$\sigma_a = 0.25\sigma_B \left(1-\sigma'_{mean}/\sigma_B\right)(E/E_d) \quad \text{---------- (25)-a}$$

ここで，σ'_{mean} は **4.5.3** による。

2) **図 7** において，10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は次による。ただし，この値が**図 7** の 10^7 回に対する許容応力振幅値を超える場合は，10^7 回に対する許容応力振幅値に等しくとる。

$$\sigma_a = 0.25\ \sigma_B (E/E_d) \quad \text{---------- (25)-b}$$

3) **図 10** において，10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は次による。ただし，この値が**図 10** の 10^7 回に対する許容応力振幅値を超える場合は，10^7 回に対する許容応力振幅値に等しくとる。

$$\sigma_a = 0.20\ \sigma_B (E/E_d) \quad \text{---------- (25)-c}$$

ここで，上記 1)～ 3)の σ_B は設計温度における引張強さ。

b) **4.3.2.4** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正値が 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a 未満で，かつ，10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a の 1/2 以上の場合の許容繰返回数は 10^8 回とする。----- 今回追加

c) **4.3.2.4** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正値が 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a の 1/2 未満の場合の許容繰返回数は無限大としてよい。----- 今回追加

4.3.2.6 各種応力サイクルに基づく使用係数

各種応力サイクルに基づく使用係数 U_i, U_0, U_1, U_2 ，・・・・・, U_k を $U_i = n_i / N_i$， $U_0 = n_0 / N_0$， $U_1 = n_1 / N_1$， $U_2 = n_2 / N_2$，・・・・・，$U_k = n_k / N_k$ によって計算する。 ここで，n_i， n_0， n_1， n_2，・・・・・，n_k は **4.3.2.2** による。 また，N_i， N_0， N_1， N_2，・・・・・，N_k は **4.3.2.5** による。

4.3.2.7 累積使用係数 *U*

$U = U_i + U_0 + U_1 + U_2 + \cdots\cdots + U_k$ によって計算する。この累積使用係数の値は 1.0 を超えてはならない。

4.4 ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力 σ_s ， σ_a の算定

σ_s，σ_a はねじ接合の形式により **4.4.1** ～ **4.4.3** に従って算定する。

4.4.1 フランジ式〔図 1'(a)，(b)に示す形式〕の場合

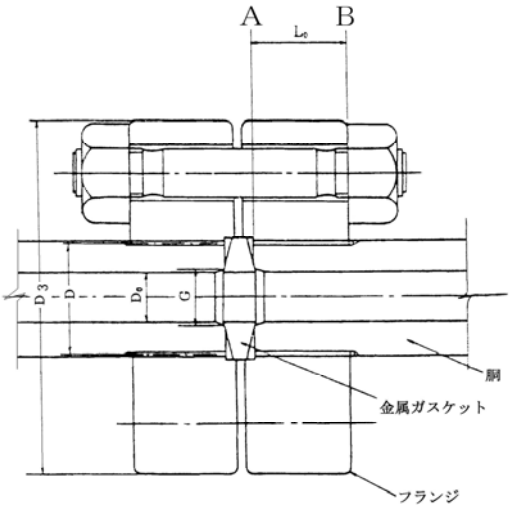


図 1'(a)－フランジ式

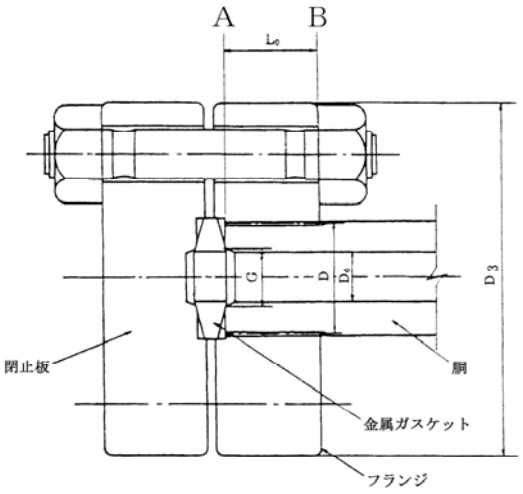


図 1'(b)－フランジ式

4.4.1.1 胴体側 A 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(26)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(27)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1 - W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(28)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(29)$$

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \left[(1 - k_1) + k_1 \cosh \theta_1 \right] \quad \cdots\cdots(30)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \left[(1 - k_2) + k_2 \cosh \theta_1 \right] \quad \cdots\cdots(31)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots(32)$$

draft

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}\left(1 - \frac{W_{pm}}{W_1}\right) \quad \cdots\cdots(33)$$

算定式に用いる記号の意味は次による。

K_{t1}： ねじ山に働く荷重により生じる，ねじ谷底部のピーク応力を算定するための応力集中係数で，最大ねじ山荷重に対する公称応力に関してとる。 K_{t1} の値はおねじとめねじの谷底の丸み半径が一般的に異なるためそれぞれの値を用いるものとする。----- 今回追加 〔**4.6.1** による〕 (－)

K_{t2}： 部材に働く軸荷重により生じる，ねじ谷底部のピーク応力を算定するための応力集中係数で，部材の横断面の平均応力に関してとる。 〔**4.6.2** による〕 (－)

D： ねじの有効径 (mm)

L： ねじの有効かみ合い長さ (mm)

W_1： 初期締付荷重 (N)

W_{pm}： $W_{pm} = \frac{\pi}{4} G^2 P_m$ (N)

G： **図 1'(a), (b), (c), (d), (e)**に示すガスケット接触径 (mm)

P_m： 任意の運転圧力（内圧，P_0 , P_1 , P_2 ，・・・・・，P_m ，最高運転圧力を P_0 とする） (MPa)

A： ねじ継手部材の有効横断面積（めねじ又はおねじ部材における最小断面積） (mm^2)

H_1, H'_1, H_2, H'_2：ねじ山に働く軸方向荷重集中係数 (－)

k_1, k_2： 部材の断面積，荷重条件に関係する定数であって，**4.4.1** フランジ式の場合，及び **4.4.3** 袋ナット式の場合において，それぞれの式により計算する。 (－)

A_1, A_2： 部材の断面積で，**(3)式**による。 (mm^2)

θ_1： ねじ部材及びねじ山の剛性と，ねじのかみ合い長さに関係する定数で，**(14)式**による。 (－)

4.4.1.2 胴体側 B 部におけるピーク応力 σ_a，σ_s

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots(34)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(35)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2}\frac{W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(36)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(37)$$

$$H_1 = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_1)\cosh\theta_1 + k_1\right] \quad \cdots\cdots(38)$$

draft

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_2)\cosh\theta_1 + k_2\right] \quad \cdots\cdots(39)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots(40)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}\left(1 - \frac{W_{pm}}{W_1}\right) \quad \cdots\cdots(41)$$

4.4.1.3 フランジ側 A 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots(42)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(43)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \cdots\cdots(44)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(45)$$

----- 今回追加

4.4.1.4 フランジ側 B 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

$$\sigma_{ai} = K_{t2}\frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(46)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1 W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(47)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2}\frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(48)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2 W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(49)$$

----- 今回追加

4.4.2 ねじ込み式〔図 1'(c), (d)に示す形式〕の場合 ----- σ_{si} , σ_{spm} の計算式に ω を追加

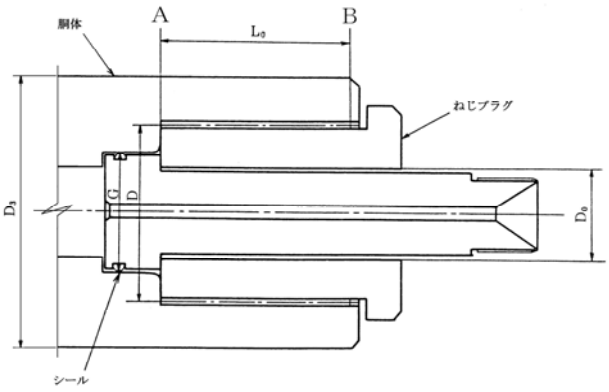


図 1'(c)－ねじ込み式

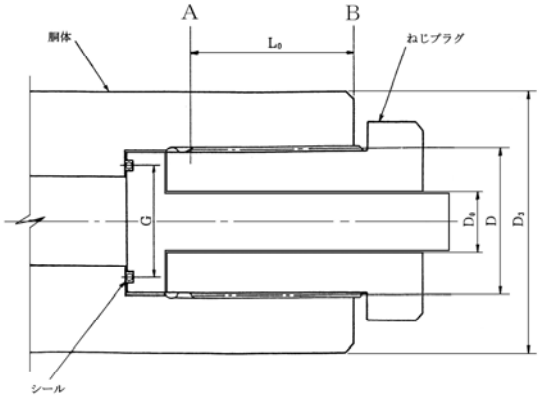


図 1'(d)－ねじ込み式

draft

4.4.2.1 胴体側 A 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

a) $W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(50)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(51)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(52)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(53)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(54)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(55)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(56)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(57)$$

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \cdots\cdots(58)$$

4.4.2.2 ねじ込みプラグ側 A 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

a) $W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(59)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(60)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(61)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(62)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(63)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(64)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \text{----- 誤記訂正} \quad \cdots\cdots(65)$$

draft

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \quad \cdots\cdots(66)$$

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth\theta_1 \quad \cdots\cdots(67)$$

ねじ込みプラグ側 B 部のピーク応力　σ_a，σ_s------ A 部より値が小さいため削除

4.4.3　袋ナット式〔図 1'(e)の形式〕の場合

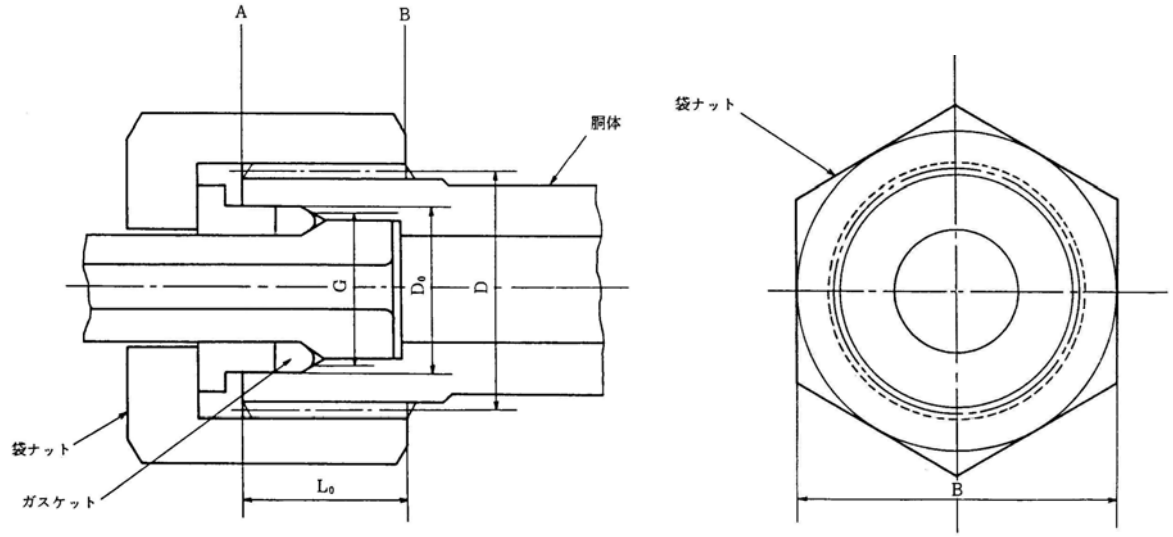


図 1'(e)－袋ナット式

4.4.3.1　胴体側 A 部におけるピーク応力 σ_a，σ_s

a)　$W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2}\frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(68)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1 W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(69)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \cdots\cdots(70)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2 W_{pm}}{\pi D L} \quad \cdots\cdots(71)$$

$$H_1 = \theta_1 \coth\theta_1 \quad \cdots\cdots(72)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_2)\cosh\theta_1 + k_2\right] \quad \cdots\cdots(73)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots(74)$$

b)　$W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2}\frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(75)$$

draft

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(76)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2}\frac{W_1 - W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(77)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(78)$$

$$H_1 = \theta_1 \coth\theta_1 \quad \cdots\cdots(79)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_1)\cosh\theta_1 + k_1\right] \quad \cdots\cdots(80)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}\cdot\frac{W_{pm}}{W_1} \quad \cdots\cdots(81)$$

4.4.3.2 胴体側 B 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

a) $W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots(82)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(83)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2}\frac{W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(84)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2' W_{pm}}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(85)$$

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1} \quad \cdots\cdots(86)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_2) + k_2\cosh\theta_1\right] \quad \cdots\cdots(87)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots(88)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots(89)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1}\frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(90)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2}\frac{W_1}{A} \quad \text{-----} \quad \text{誤記訂正} \quad \cdots\cdots(91)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1}\frac{H_2' W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(92)$$

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1} \quad \cdots\cdots(93)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh\theta_1}\left[(1-k_1) + k_1\cosh\theta_1\right] \quad \cdots\cdots(94)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}\cdot\frac{W_{pm}}{W_1} \quad \cdots\cdots(95)$$

draft

4.4.3.3 袋ナット側におけるピーク応力 σ_a ， σ_s

a) **A 部におけるピーク応力 σ_a ， σ_s**

1) $W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(96)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(97)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \cdots\cdots(98)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(99)$$

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \cdots\cdots(100)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \left[(1 - k_2) \cosh \theta_1 + k_2 \right] \quad \cdots\cdots(101)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots(102)$$

2) $W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(103)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(104)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \cdots\cdots(105)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(106)$$

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \cdots\cdots(107)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \left[(1 - k_1) \cosh \theta_1 + k_1 \right] \quad \cdots\cdots(108)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \cdots\cdots(109)$$

b) **B 部における**ピーク応力 σ_a ， σ_s

1) $W_{pm} \geqq W_1$ のとき

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots(110)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(111)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \cdots\cdots(112)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_{pm}}{\pi DL} \quad \cdots\cdots(113)$$

draft

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \cdots\cdots (114)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1}\left[(1-k_2)+k_2 \cosh \theta_1\right] \quad \cdots\cdots (115)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \cdots\cdots (116)$$

2) $W_1 > W_{pm}$ のとき

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \cdots\cdots (117)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots (118)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \cdots\cdots (119)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi D L} \quad \cdots\cdots (120)$$

$$H_1' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \cdots\cdots (121)$$

$$H_2' = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1}\left[(1-k_1)+k_1 \cosh \theta_1\right] \quad \cdots\cdots (122)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \cdot \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \cdots\cdots (123)$$

4.5 合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正 ----- 4.5 は今回追加

設計疲労曲線の**図 7** 又は**図 9** の曲線 A 又は**図 10** を使用する場合に必要な平均応力の補正法の一般的な手順を **4.5.1 ～ 4.5.4** に示す。

4.5.1 合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt}

合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} は次式により求める。

$$\sigma_{alt} = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 \quad \text{---- ---------- (124)}$$

ここに,

σ_{alt} ： 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力の変動幅の 1/2 で正の値とする。(N/mm²)

σ_{max} ： 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力のうち，代数的に最大なものの値。 (N/mm²)

σ_{min} ： 考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力のうち，代数的に最小なものの値。 (N/mm²)

4.5.2 合成ピーク応力の平均値 σ_{mean}

合成ピーク応力の平均値は次式により求める。

$$\sigma_{mean} = |(\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2| \quad \text{---------- (125)}$$

ここに,

σ_{mean} ：考えている応力サイクルに含まれる合成ピーク応力の平均値で正の値とする。 (N/mm²)

4.5.3 合成ピーク応力の修正平均値 σ'_{mean}

draft

4.5.4 の等価両振り応力振幅値 σ_{eq} を求めるに当たって 4.5.2 による合成ピーク応力の平均値 σ_{mean} は，次の条件に従い修正平均応力 σ'_{mean} に置き換えるものとする。

a) $\sigma_{alt} + \sigma_{mean} \leqq \sigma_y$ の場合

$$\sigma'_{mean} = \sigma_{mean} \quad \text{----------} \quad (126)\text{-a}$$

b) $\sigma_{alt} + \sigma_{mean} > \sigma_y$ かつ， $\sigma_{alt} < \sigma_y$ の場合

$$\sigma'_{mean} = \sigma_y - \sigma_{alt} \quad \text{----------} \quad (126)\text{-b}$$

c) $\sigma_{alt} \geqq \sigma_y$ の場合

$$\sigma'_{mean} = 0 \quad \text{----------} \quad (126)\text{-c}$$

ここに，

σ_y ：材料の降伏点 (N/mm²)

4.5.4 合成ピーク応力の等価両振り応力振幅値 σ_{eq}

平均応力が存在する場合の応力振幅 σ_{alt} の代わりに，同等の疲労損傷を与える下記の等価両振り応力振幅値 σ_{eq} を求めなければならない。

a) 設計疲労曲線の図 7 及び図 10 を使用する場合

$$\sigma_{eq} = 7\sigma_{alt} / \{ 8 - (1 + \sigma'_{mean}/\sigma_B)^3 \} \quad \text{----------} \quad (127)\text{-a}$$

b) 設計疲労曲線の図 9 の曲線 A を使用する場合

$$\sigma_{eq} = \sigma_{alt} / (1 - \sigma'_{mean}/\sigma_B) \quad \text{----------} \quad (127)\text{-b}$$

ここに，

σ_{eq} ：修正平均応力 σ'_{mean} が存在する場合と同等の疲労損傷を与える等価両振り応力振幅値 (N/mm²)

σ_B ：設計温度における引張強さ (N/mm²)

σ'_{mean} ：4.5.3 による修正平均応力 (N/mm²)

4.6 応力集中係数の算定

4.6.1 K_{t1} の算定

ねじ谷底部の応力集中係数 K_{t1} を次式により求める。一般におねじとめねじの谷底の丸み半径は異なるのでそれぞれに対して求めるものとする。----- 第 2 回分科会で審議済み

$$K_{t1} = \left\{1 + 0.26\left(\frac{a\cos(\beta-\alpha)}{2\rho}\right)^{0.7}\right\}\left\{\frac{3h_e}{a\cos(\beta-\alpha)} + 0.9\sqrt{\frac{a\cos\alpha\cdot\cos(\beta-\alpha)}{h_e}+1}\right\}\times\frac{1}{\cos(\beta-\alpha)} \quad (128)$$

ここに，（**図 2'**参照）

a：	ねじのピッチ	(mm)
ρ：	ねじ谷底の丸み半径	(mm)
h_e：	ねじ山の実高さ	(mm)
β：	ねじ山の半角	(rad)
α：	荷重を受ける側のフランク角	(rad)

4.6.2 K_{t2}

部材の軸応力によるねじ谷底部の応力集中係数 K_{t2} は，ねじの種類，形状にかかわらず

$$K_{t2} = 2.5 \quad \cdots\cdots (129)$$

draft

とする。

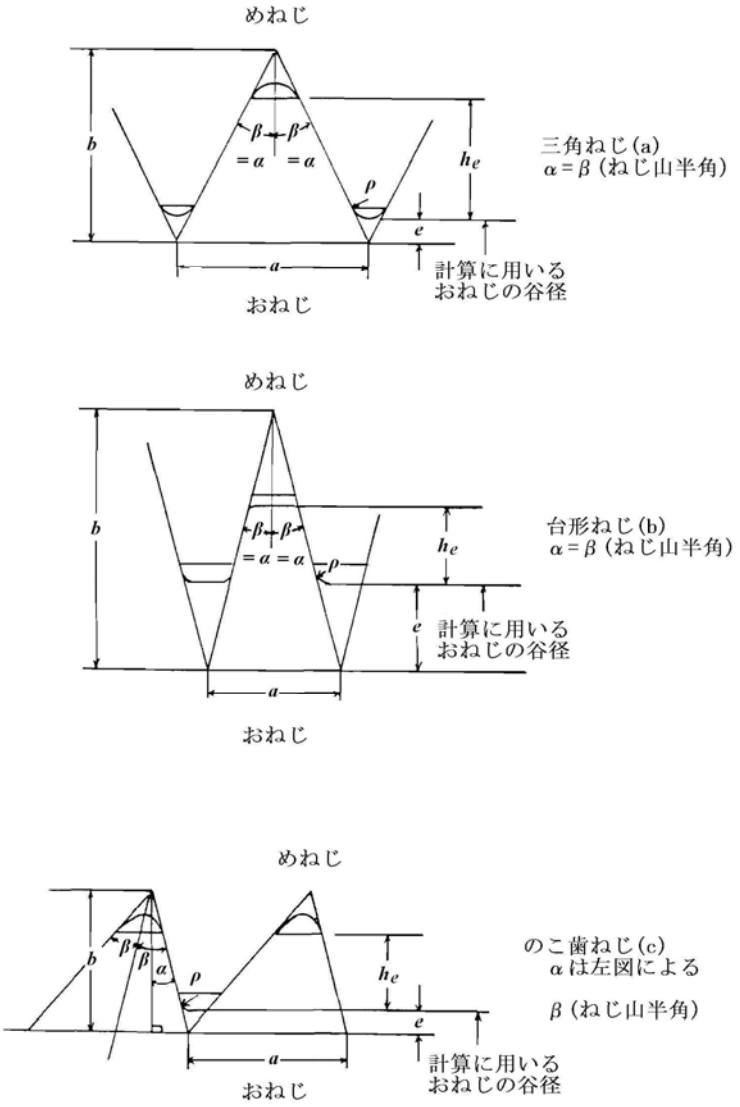
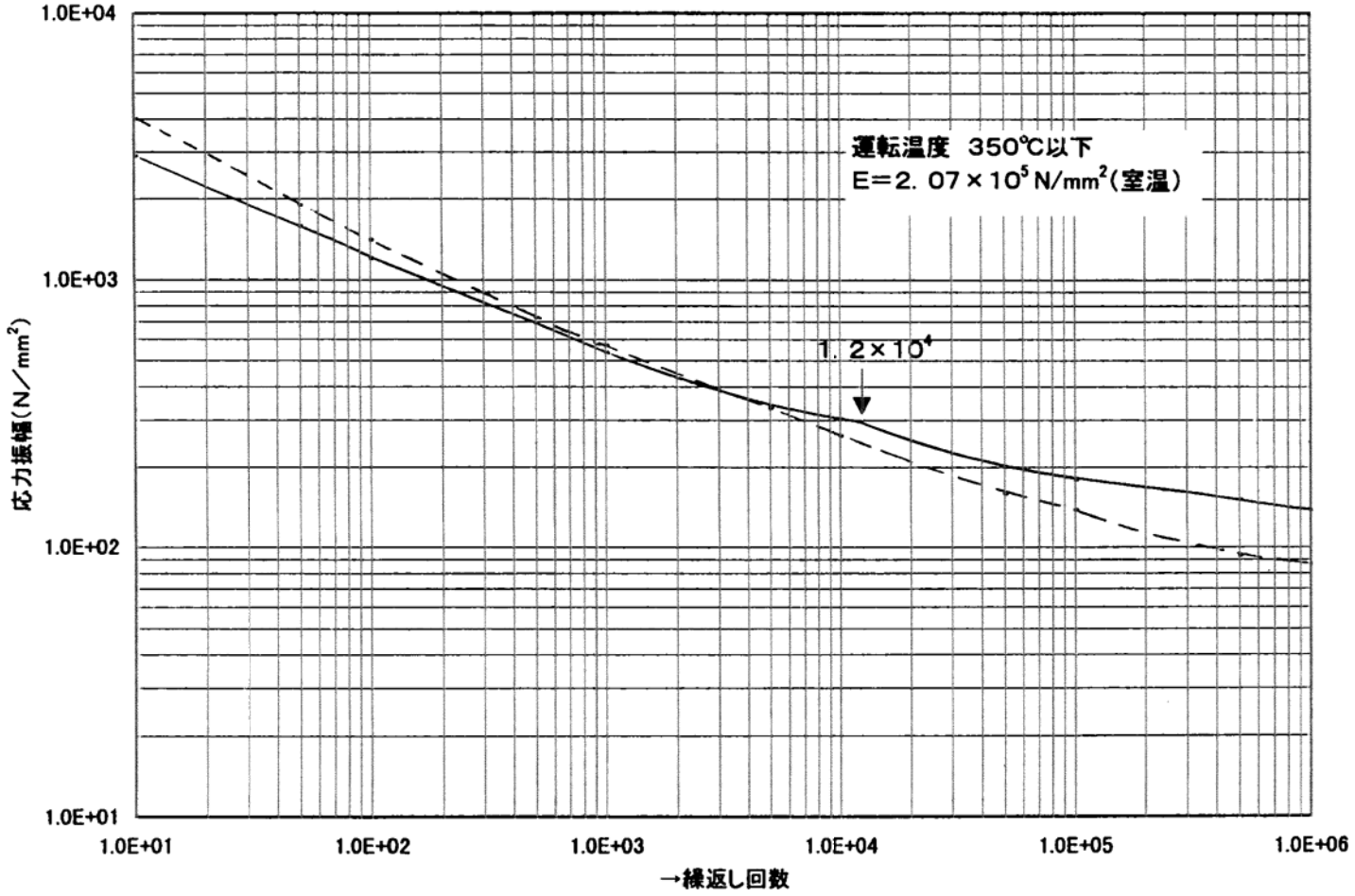
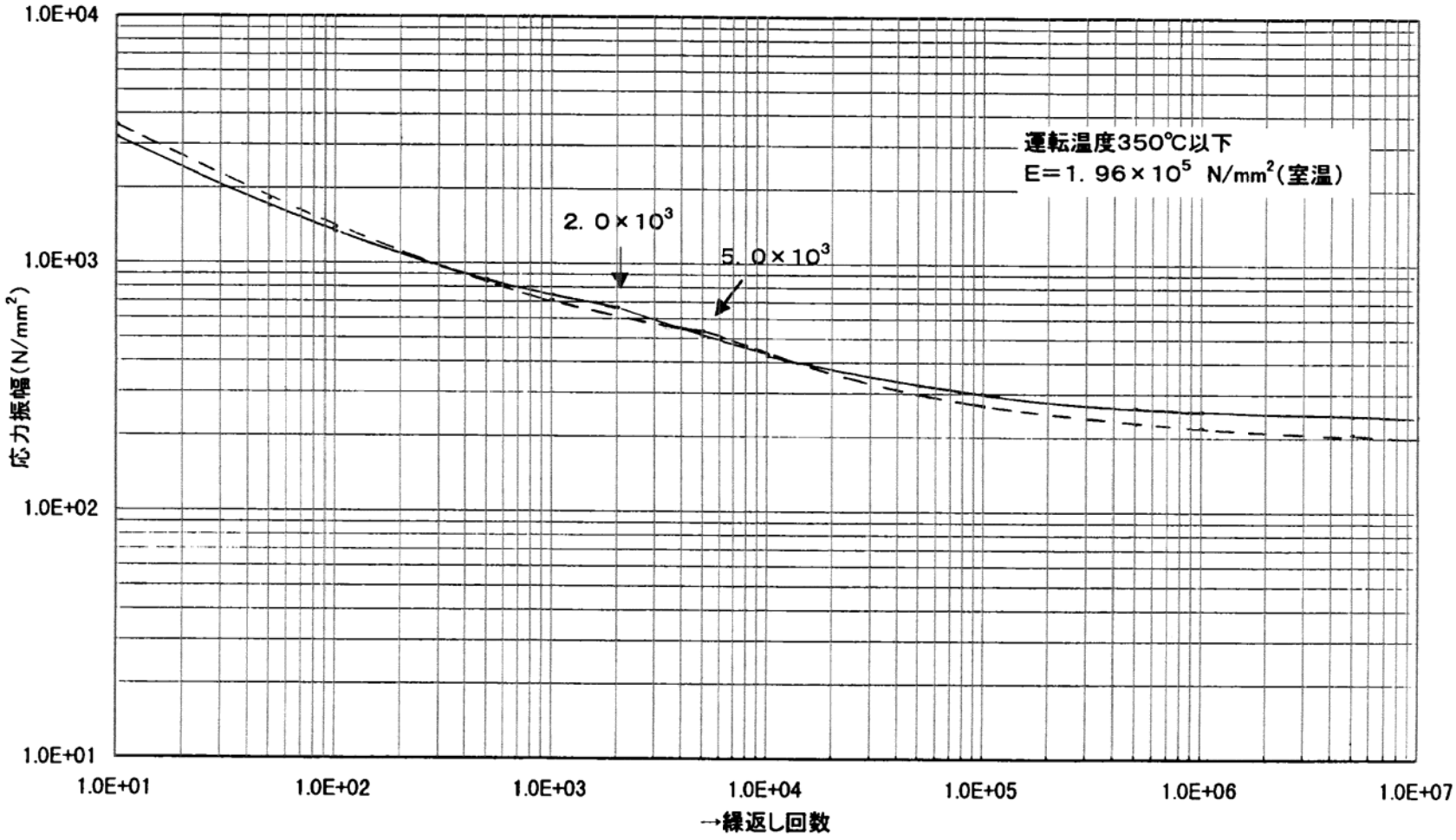

めねじ
b
β
β
=α
=α
ρ
h_e
e
a
計算に用いる
おねじの谷径
おねじ
三角ねじ(a)
α=β(ねじ山半角)
めねじ
b
β
β
=α
=α
ρ
h_e
e
計算に用いる
おねじの谷径
a
おねじ
台形ねじ(b)
α=β(ねじ山半角)
めねじ
b
β
β
α
ρ
h_e
e
a
計算に用いる
おねじの谷径
おねじ
のこ歯ねじ(c)
αは左図による
β(ねじ山半角)

図 2’ ねじ山形状



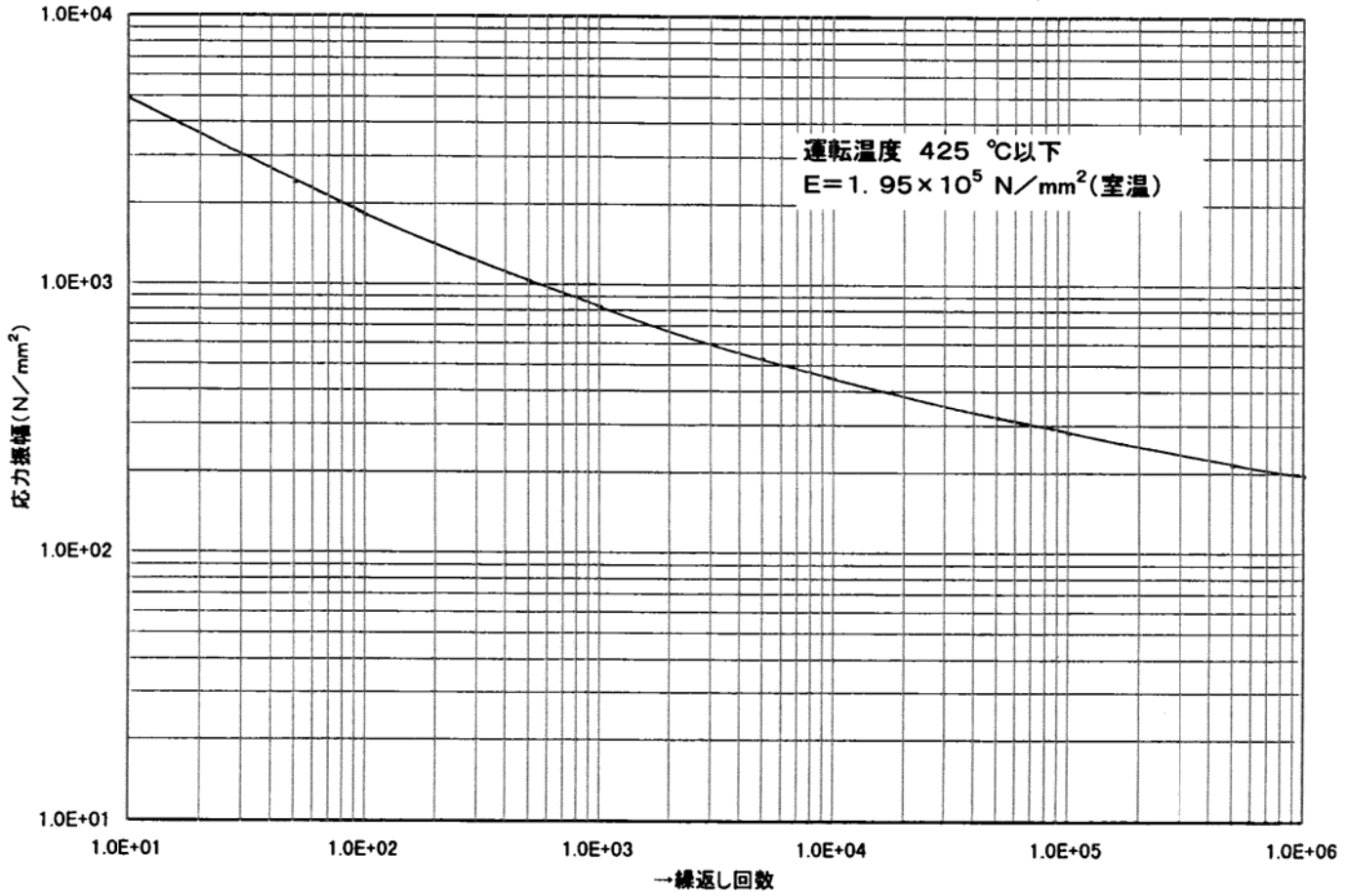
備考 1. 点線は、材料の最小引張強さが550N/mm²以下のものに使用する。
2. 実線は、材料の最小引張強さが790N/mm²以上895N/mm²未満のものに使用する。
3. 平均応力の補正済み

図6－炭素鋼、低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼の設計疲労曲線
（材料の規格最小引張強さが895N/mm²未満）



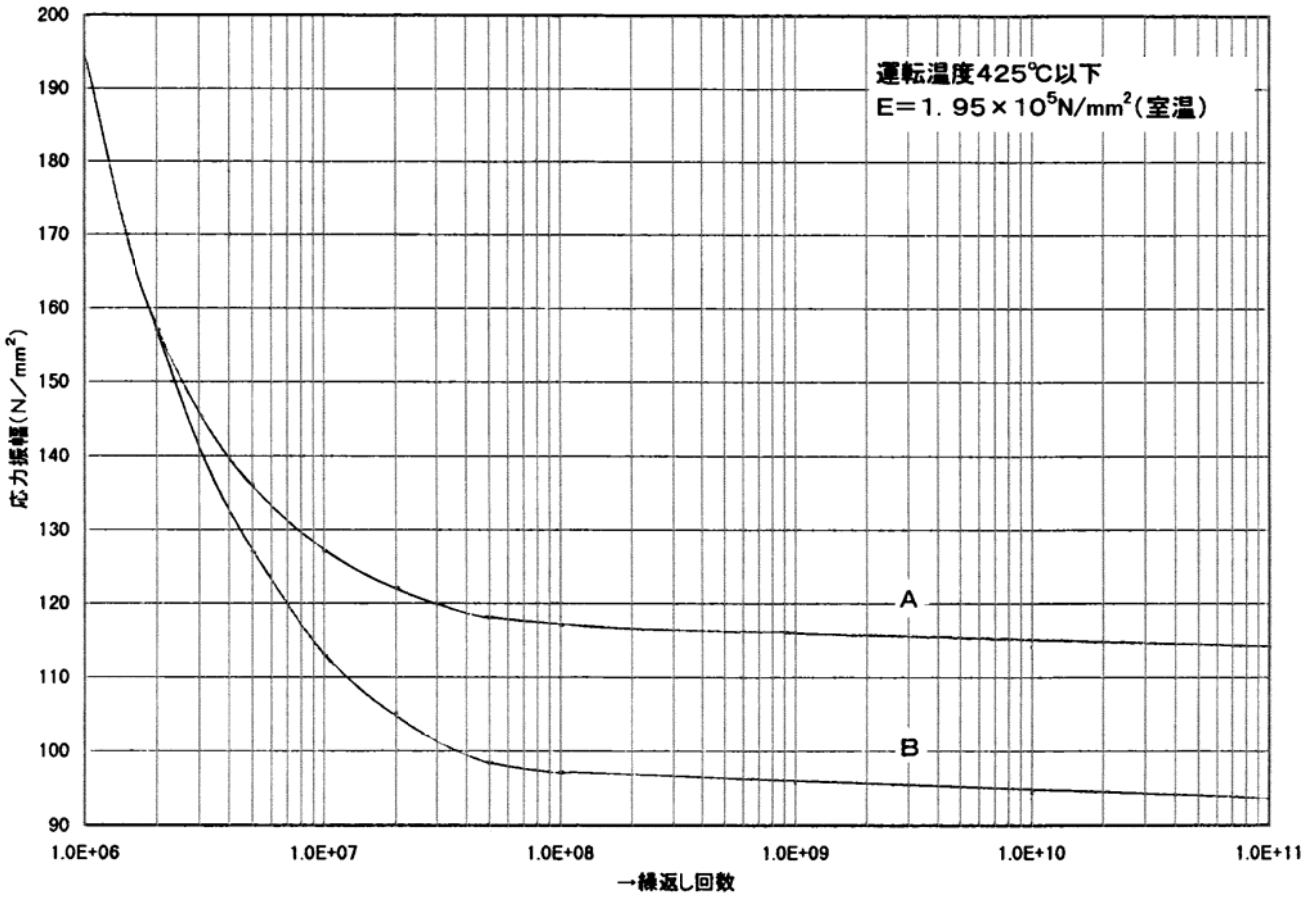
備考　1．点線は材料の最小引張強さが895N/mm²以上980N/mm²未満のものに使用する。
2．実線は材料の最小引張り強さが980N/mm²以上1180N/mm²未満のものに使用する。
3．平均応力の補正はしていない。

図7－高強度低合金鋼の設計疲労曲線



備考：平均応力の補正済み

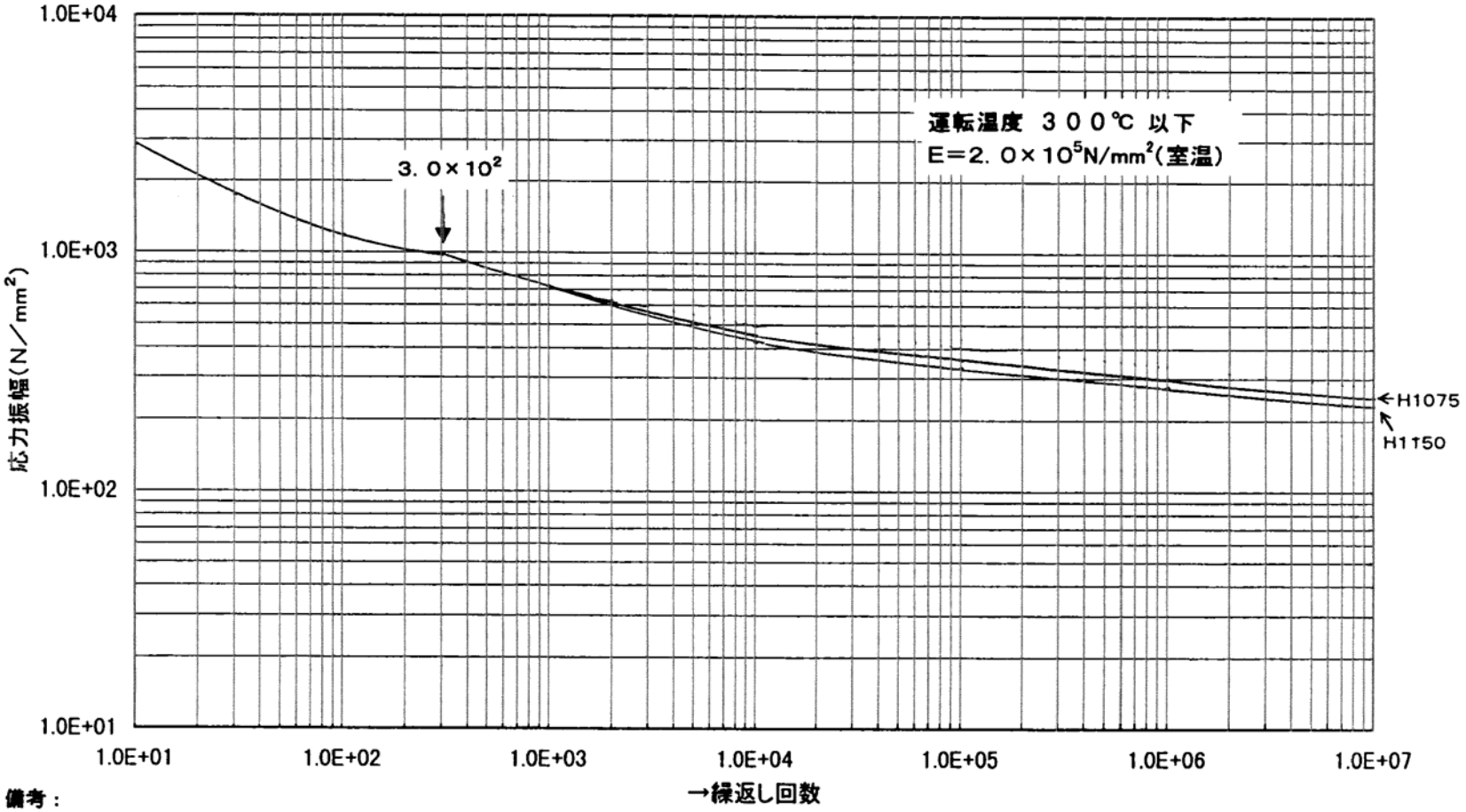
図8−オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金の設計疲労曲線
（繰返し回数が10^6回未満）



注：曲線Ａは、修正平均応力を考慮した等価両振り応力振幅を使う場合に適用する。

備考：曲線Ｂは平均応力の補正済み

図9－オーステナイト系ステンレス鋼及びニッケルクロム鉄合金の設計疲労曲線
（繰返し回数が10^6回以上～10^{11}回以下）



備考：

1. H1100については引張強さに応じて補間して求めて良い。
   図６のH1075及びH1150の引張強さの基準値は下記による。
   H1075： 1,000 N/mm²、 H1150： 930 N/mm²
2. 平均応力の補正はしていない。

図10－SUS630系ステンレス鋼の設計疲労曲線

表２- 基準縦弾性係数と常用温度における縦弾性係数との比

設計疲労曲線	基準の縦弾性係数 E (N / mm^2)	基準縦弾性係数（E）の常用温度における縦弾性係数（E_d）に対する比 E / E_d										備考
		20℃	50℃	100℃	150℃	200℃	250℃	300℃	350℃	400℃	425℃	
図 6　炭素鋼 (C≦0.3%)	2.07×10^5	1.067	1.073	1.078	1.089	1.101	1.125	1.163	1.211	-----	-----	ただし、σ_{u0} ≦ 895 N/mm^2
図 6　炭素鋼 (C>0.3%)		1.010	1.015	1.020	1.035	1.051	1.078	1.113	1.163	-----	-----	ただし、σ_{u0} ≦ 895 N/mm^2
図 6　低合金鋼		1.015	1.020	1.025	1.030	1.040	1.056	1.073	1.101	-----	-----	ただし、σ_{u0} ≦ 895 N/mm^2 (Cr≦3.0%)
図 7　高強度低合金鋼	1.96×10^5	0.961	0.966	0.970	0.975	0.985	1.000	1.016	1.043	-----	-----	ただし、895 ＜ σ_{u0} ≦ 1,180 N/mm^2 (Cr≦3.0%)
図 8 & 図 9　ｵｰｽﾃﾅｲﾄ系ｽﾃﾝﾚｽ鋼及びﾆｯｹﾙｸﾛﾑ鉄合金	1.95×10^5	1.000	1.010	1.026	1.043	1.066	1.083	1.102	1.127	1.154	1.168	冷間加工したｵｰｽﾃﾅｲﾄ系ｽﾃﾝﾚｽ鋼にも適用可。
図 10　SUS630 系ｽﾃﾝﾚｽ鋼	2.00×10^5	1.019	1.033	1.055	1.086	1.106	1.128	1.160	-----	-----	-----	

注 (1)：等価両振り応力振幅 σ_{eq} に上表の比 E / E_d を乗じた値を設計疲労曲線の縦軸上にとるものとする。 (4.3.2.4 参照)

(2)：E は設計疲労曲線（図 6～図 10）に示された基準となる縦弾性係数

(3)：σ_{u0} は規格最小引張強さ

draft