

KHKS



ねじ構造の強度設計指針（案）

KHKS 1222 (2021)

令和3年 月 日 改正

高圧ガス保安協会

2021

目次

1	適用範囲	1
1.1	適用対象	1
1.2	ねじ接合の形式	1
1.3	ねじ形状	1
1.4	材料の使用範囲	1
2	引用規格	5
3	ねじ部に作用する軸方向集中荷重	5
3.1	ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値	5
3.2	ねじ1山に作用する軸方向最大荷重	6
4	静荷重に対するねじ部の強度評価	14
4.1	静荷重に対するねじ部のせん断応力	14
4.2	静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界	14
4.3	静荷重に対するねじ部の強度評価の手順	15
5	ねじ部の疲労設計	15
5.1	一般	15
5.2	疲労解析の免除	15
5.3	疲労解析の手順	16
5.4	ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定	19
5.5	合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正	27
5.6	応力集中係数の算定	29
附属書 A (参考)	ねじ部の静荷重に対する強度評価例	36
附属書 B (参考)	ねじ部の疲労に対する評価例	44
附属書 C (参考)	平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正例	53
解説		57

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構造の強度設計及び疲労設計について指針を示す。ただし、次の a)～j)のねじは適用外とする。ねじ接合の形式、ねじ形状及び材料の使用範囲は、1.2～1.4 による。

- a) 検査穴にねじ込みプラグでふたをするためのねじ
- b) 締結用ボルトナット (JIS B 1180、JIS B 1181 等) のねじ
- c) JIS B 8244 に規定のねじ
- d) JIS B 8245 に規定のねじ
- e) JIS B 8246 に規定のねじ
- f) ASME B 16.5 に規定のねじ
- g) ASME B 16.9 に規定のねじ
- h) ASME B 16.11 に規定のねじ
- i) ASME B 16.15 に規定のねじ
- j) ASME B 16.24 に規定のねじ

1.2 ねじ接合の形式

ねじ接合の形式は、次の a)～c)による。

a) フランジ式

図 1 a)及び図 1 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締結する形式をいう。連続ねじに限る。なお、連続ねじとは、ねじのつる巻線に沿いねじの断続部がないねじをいう。

b) ねじ込み式

図 1 c)及び図 1 d)に示すように、ねじ込み式のプラグを用いる形式をいう。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。断続ねじの締め付けに当たっては、設定し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。なお、断続ねじとは、ねじのつる巻線に沿い周期的にねじの断続部があるねじをいい、急速開閉ふたなどに使われる。(解説 C 4 参照)

また、ねじの占有率は、次の式による。

ねじの占有率 ω =(つる巻線 1 周長－断続部の周長) / つる巻線 1 周長

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を用いる形式をいう。連続ねじに限る。

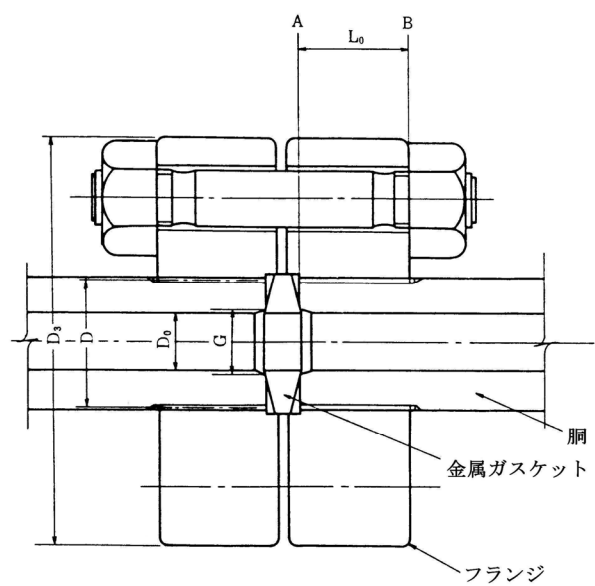
1.3 ねじ形状

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 a)及び b)による。

- a) 設計温度は材料のクリープ領域より低い温度とする。
- b) おねじ側とめねじ側の材料が異なる場合、縦弾性係数の比が 0.5 以上 2.0 以下の範囲の材料とする。

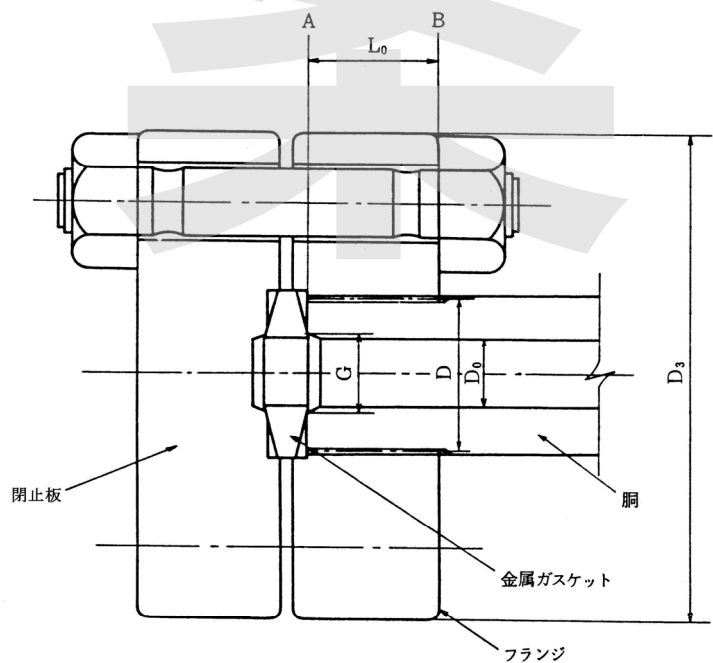


最大荷重発生部

$k > 1/2$ の場合 A部

$k \leq 1/2$ の場合 B部

図 1 a) フランジ式①



最大荷重発生部

$k > 1/2$ の場合 A部

$k \leq 1/2$ の場合 B部

図 1 b) フランジ式②

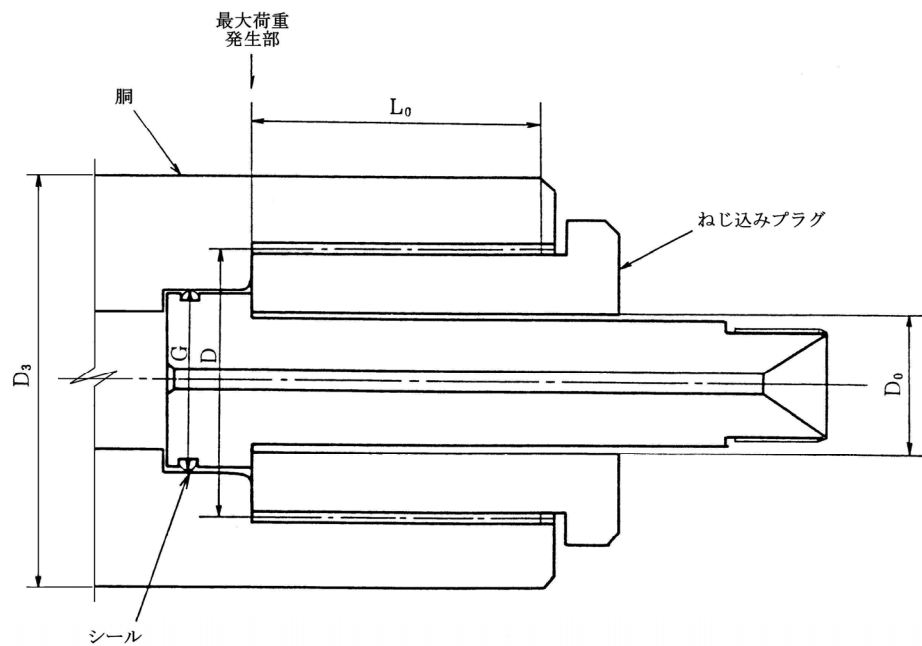


図 1 c) ねじ込み式①

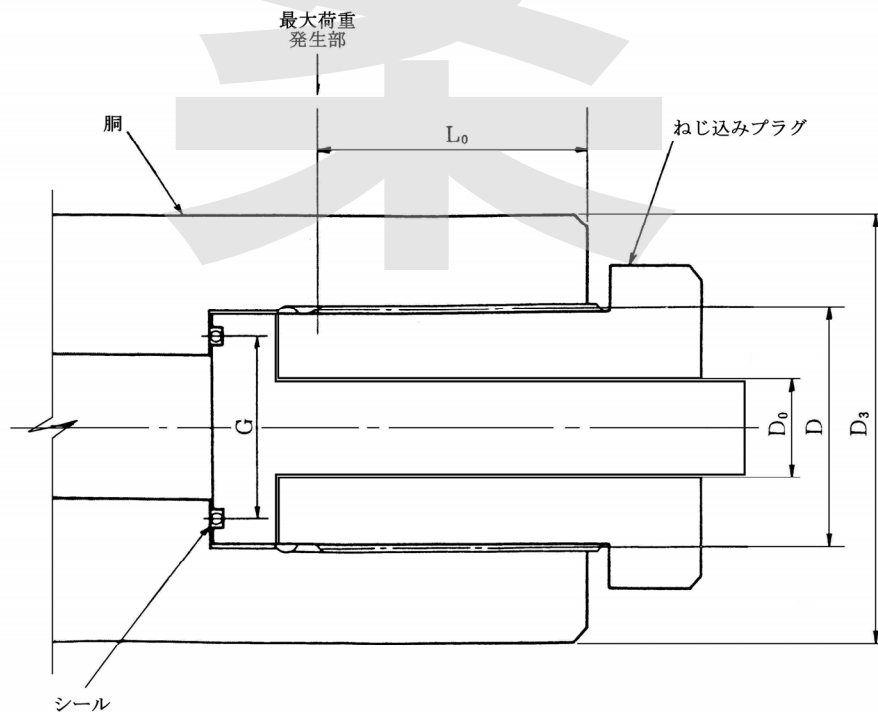


図 1 d) ねじ込み式②

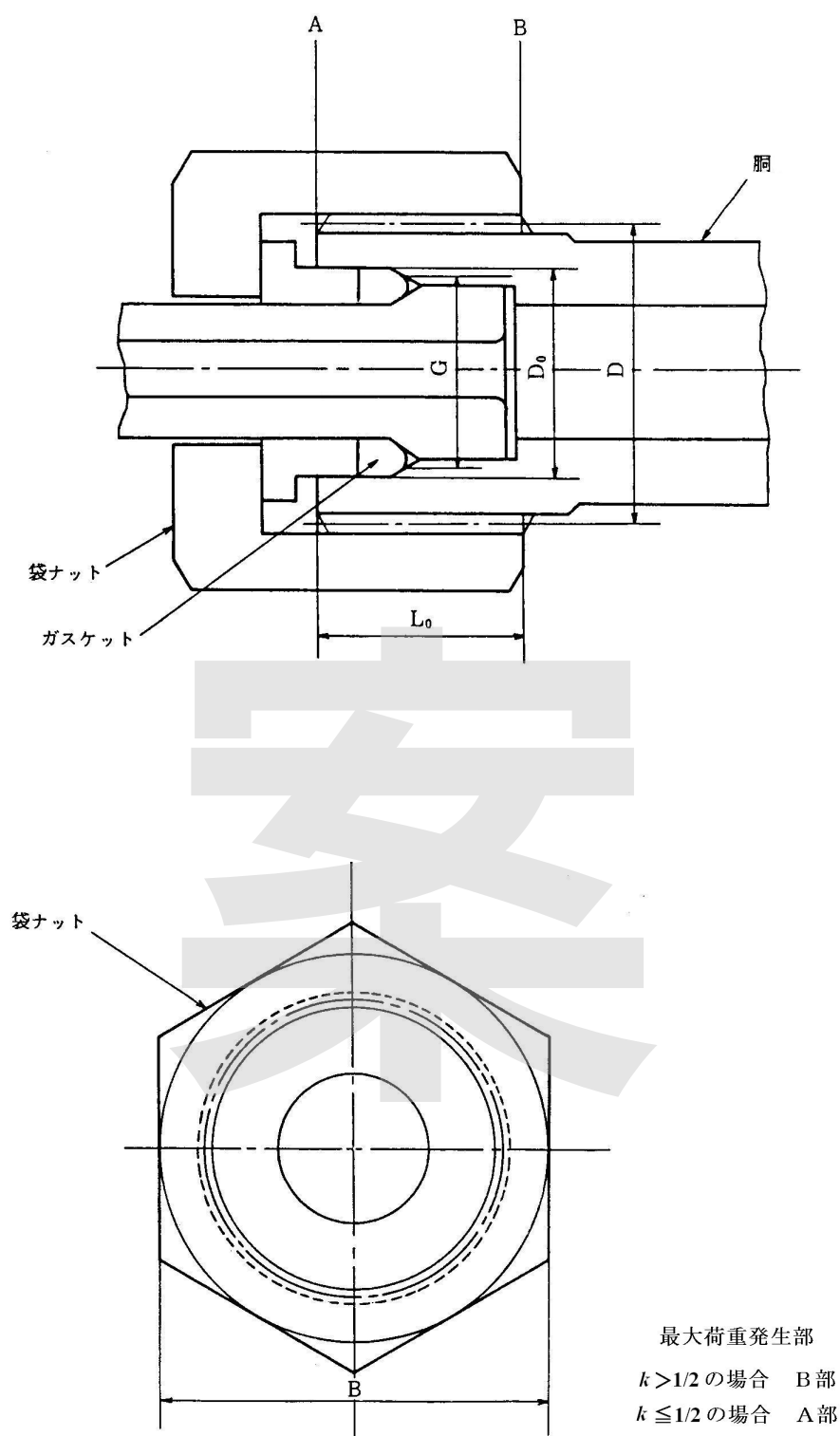


図 1 e) 袋ナット式

2 引用規格

次に掲げる規格は、この基準に引用されることによって、この基準の一部を構成する。

JIS B 0205-1～4 (2001) 一般用メートルねじ

JIS B 1180 (2014) 六角ボルト

JIS B 1181 (2014) 六角ナット

JIS B 8244 (2004) 溶解アセチレン容器用弁

JIS B 8245 (2004) 液化石油ガス容器用弁

JIS B 8246 (2004) 高圧ガス容器用弁

JIS B 8265 (2017) 圧力容器の構造—一般事項

JIS B 8267 (2015) 圧力容器の設計

ASME B 16.5 (2013) Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS 1/2 through NPS 24 Metric/Inch Standard

ASME B 16.9 (2012) Factory-Made Wrought Steel Buttwelding Fittings

ASME B 16.11 (2011) Forged Fittings, Socket-Welding and Threaded

ASME B 16.15 (2013) Cast Copper Alloy Threaded Fittings: Classes 125 and 250

ASME B 16.24 (2011) Cast Copper Alloy Pipe Flanges and Flanged Fittings: Classes 150, 300, 600, 900, 1500, and 2500

3 ねじ部に作用する軸方向集中荷重

3.1 ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値

ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を、次の式(3.1)により定義する。

$$H_{max} = \frac{w_{max}}{w_m} \dots\dots\dots (3.1)$$

ここで、 H_{max} 、 w_{max} 及び w_m は、次による。

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軸方向最大荷重 (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軸方向平均荷重で、次の式(3.2)による。(N/mm)

$$w_m = W / \pi D n \dots\dots\dots (3.2)$$

ここで、 W 、 D 及び n は、次による。

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、 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、式(3.25)による。)と k (部材の断面積及び荷重条件に關係する定数で、式(3.19)～式(3.24)による。)により、次の①又は②により表される。

① $k < 1/2$ の場合

$$H_{max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{ (1-k) \cosh \theta_1 + k \} \dots\dots\dots (3.3)$$

② $k \geq 1/2$ の場合

$$H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{ (1-k) + k \cosh \theta_1 \} \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

3.2 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重

3.2.1 記号の意味

3.2.2 のねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重を求める手順中に用いる記号の意味を次に示す。

D : ねじの有効径 (mm)

D_0 : おねじ部材の中心穴の内径 (mm)。ただし、中心穴がない場合は $D_0 = 0$ とする。〔図 1 a)～e)参照〕

D_3 : めねじ部材の外径 (mm)。〔図 1 a)～d)参照〕 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 : ガスケット接触径 (mm)。〔図 1 a)～e)参照〕

A_1, A_2 : 部材の横断面積 (mm²) で、次の式(3.5)及び式(3.6)による。

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2) \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

L_0 : ねじのかみ合い長さ (mm) 〔図 1 a)～e)参照〕

a : ねじのピッチ (mm)

L : ねじの有効かみ合い長さ (mm) で、次の式(3.7)による。

$$L = L_0 - 0.5a \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

n : ねじの有効かみ合い山数 (－) で、次の式(3.8)による。

$$n = L / a \quad \dots\dots\dots (3.8)$$

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)

ν : ポアソン比 (－) で、 $\nu = 0.3$ とする。

W_1 : 初期締付ボルト荷重 (N) で、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2) 又は JIS B 8267 附属書 G の G.4.1 d) 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、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 a) 又は JIS B 8267 附属書 G の G.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。

W_2 : 内圧による荷重 (N) で、次の式(3.9)による。

$$W_2 = \frac{\pi}{4} G^2 P \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

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) で、次の式(3.10)による。

$$W_0 = \pi D w_{\max} = H_{\max} W / n \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

ここで、 W は、ねじ接合の形式、初期締付時又は運転時に応じて、表 1 による。

表 1 W の値

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期 締付時	運転時	初期 締付時	運転時	初期 締付時	運転時
W	W_1	W_1	W_1	$\max[W_1, W_2]$	W_1	$\max[W_1, W_2]$

β : ねじ山半角 (rad)

ただし、この歯ねじの場合 $\beta = \tan^{-1}(a/2b)$ 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 (rad) で、対称ねじの場合には $\alpha = \beta$ とする。

b : 基本山形の高さ (mm) で、図 2 による。

e : 計算に用いるねじの谷底の切り取り高さ (mm) で、図 2 による。

c : ねじ山形状より求めるねじ山の高さの比(一)で、次の式(3.11)による。

$$c = 2(b - e)/b \quad (3.11)$$

h : ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向弾性変位係数 (一)で、図 3 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をいう。
ただし、図 3 に示す以外のねじ山半角 β 及びこの歯ねじの場合には、次の式(3.12)により求める。

$$h = (1 - \nu^2) \left[B_1 \ln c - \frac{c-1}{c} \left(B_2 + B_3 \frac{c-1}{c} \right) \right] \quad (3.12)$$

ここで、 B_1 、 B_2 及び B_3 は、次の式(3.13)～式(3.15)による。

$$B_1 = \frac{2 \left(\frac{2 \sin 2\beta}{2\beta - \sin 2\beta} + T \right)}{2\beta + \sin 2\beta} \quad (3.13)$$

$$B_2 = \frac{2}{2\beta - \sin 2\beta} + \frac{1-2\nu}{(1-\nu)\sin 2\beta} - 2T \frac{1 - \cos 2\beta}{\sin 2\beta - 2\beta \cos 2\beta} \quad (3.14)$$

$$B_3 = \frac{2T}{\sin 2\beta - 2\beta \cos 2\beta} \quad (3.15)$$

ここで、 T は、次の式(3.16)による。ただし、 $\tan \alpha \leq 0.2$ となる場合には、 $T = 1$ とする。

$$T = 1 + \tan \beta \tan(\alpha - \phi) \quad (3.16)$$

f : ねじ山の付け根の傾きによる軸方向弾性変位係数 (一) で、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をいう。

ただし、図 4 に示す以外のねじ山半角 β 及びこの歯ねじの場合には、次の式(3.17)により求める。

$$f = \frac{6m(1-\nu^2)(c-1)(c-T)}{\pi c^2 \tan^2 \beta} \quad (3.17)$$

ここで、 T は、式(3.17)による。 m は、 f の補正係数 (一) 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 (一) で、ねじ接合の形式、初期締付時又は

運転時に応じて、表 2 による。

表 2 k の値

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期 締付時	運転時	初期 締付時	運転時	初期 締付時	運転時
k	$\frac{A_2}{A_1 + A_2}$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right)$	0	0	0	$W_1 \leq W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$ $W_1 > W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_2}{W_1}$

ω : ねじの占有率(－)で、次の①又は②による。

- ① 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、1.0 とする。
- ② ねじ込み式で断続ねじの場合、おねじ又はめねじの占有率のいずれか小さい値とする。

θ_1 : 部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関する定数(－)で、次の式(3.18)により求める。ただし、 $\tan \alpha \leq 0.2$ となる場合には、式(3.18)の分母の第 1 項を $\tan \beta \tan(\alpha - \phi) = 0$ とする。

$$\theta_1^2 = \frac{4\omega(L/D)^2}{\tan \beta \tan(\alpha - \phi) + 2 \frac{a}{D} \left[(h+f) \frac{(D_3^2 - D^2)(D^2 - D_0^2)}{D^2(D_3^2 - D_0^2)} - \nu \tan \beta \right]} \dots\dots\dots (3.18)$$

3.2.2 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の算出の手順

ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の算出は、次の a)～c)による。

a) フランジ式の場合

フランジ式 (図 1 a)及び図 1 b)の形式) の場合のねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を算出する手順は、次の①～⑧による。

- ① W_1 を 3.2.1 により、 W_2 を式(3.9)により求める。
- ② A_1 、 A_2 を式(3.5)、式(3.6)により求める。
- ③ 初期締付時及び運転時のそれぞれについて、表 2 a)により k を求める。
- ④ ねじ山形状より β 、 b 、 e を求め、式(3.11)により c を求める。
- ⑤ β と c を用いて、図 3、図 4 により 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、式(3.12)、式(3.17)により h 、 f を求める。
- ⑥ L 、 D 、 a 、 A_1 、 A_2 、 D_0 、 D_3 、 α 、 β 、 ω と、⑤で求めた h 、 f を用いて、式(3.18)により θ_1 を求める。
- ⑦ 初期締付時と運転時のそれぞれについて、③で求めた k と⑤で求めた θ_1 を用いて、図 5 により軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。
- ⑧ 初期締付時と運転時のそれぞれについて、ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を式(3.10)により求める。

b) ねじ込み式の場合

ねじ込み式（図 1 c）及び図 1 d）の形式）の場合のねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を求める手順は、次の①～⑦による。

- ① A_1 、 A_2 を式(3.5)、式(3.6)により求める。
- ② 初期締付時及び運転時のそれぞれについて、表 2 b) により k を求める。
- ③ ねじ山形状より β 、 b 、 e を求め、式(3.11)により c を求める。
- ④ ③で求めた β 、 c を用いて、図 3、図 4 により 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、式(3.12)、式(3.17)により h 、 f を求める。
- ⑤ L 、 D 、 a 、 A_1 、 A_2 、 D_0 、 D_3 、 α 、 β 、 ω と、④で求めた h 、 f を用いて、式(3.18)により θ_1 を求める。
- ⑥ 軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を、次の i) 又は ii) の場合に応じて求める。

i) $\theta_1 \leq 2.73$ の場合

③で求めた k と⑥で求めた θ_1 を用いて、図 5 により軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。

ii) $2.73 < \theta_1 \leq 15$ かつ、かみ合いねじ山数 ≥ 5 の場合

⑤で求めた θ_1 の値を用いて、軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を、次の式(3.19)により求める。ただし、ii) の条件を満たさない場合は、i) による。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、ii) は適用外とする。

なお、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、荷重が集中するめねじ側のねじの付け根からねじを切っていない胴の部分にかけてなめらかに削りとることをいう。

$$H_{max} = 2.15 \theta_1^{0.246} \dots\dots\dots (3.19)$$

- ⑦ 初期締付時と運転時のそれぞれについて、ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を式(3.10)により求める。式(3.10)の W は、表 1 による。

c) 袋ナット式の場合

袋ナット式（図 1 e）の形式）の場合のねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を求める手順は、次の①～⑧による。

- ① W_1 を 3.2.1 により、 W_2 を式(3.9)により求める。
- ② A_1 、 A_2 を式(3.5)、式(3.6)により求める。
- ③ 初期締付時及び運転時のそれぞれについて、表 2 c) により k を求める。
- ④ ねじ山形状より β 、 b 、 e を求め、式(3.11)により c を求める。
- ⑤ ④で求めた β 、 c を用いて、図 3、図 4 により 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、式(3.12)、式(3.17)により h 、 f を求める。
- ⑥ L 、 D 、 a 、 A_1 、 A_2 、 D_0 、 D_3 、 α 、 β 、 ω と、⑤で求めた h 、 f を用いて、式(3.18)により θ_1 を求める。
- ⑦ 初期締付時と運転時のそれぞれについて、③で求めた k と⑥で求めた θ_1 を用いて、図 5 により軸方向荷重集中係数の最大値 H_{max} を読み取る。

- ⑧ 初期締付時と運転時のそれぞれについて、ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を式(3.10)により求める。

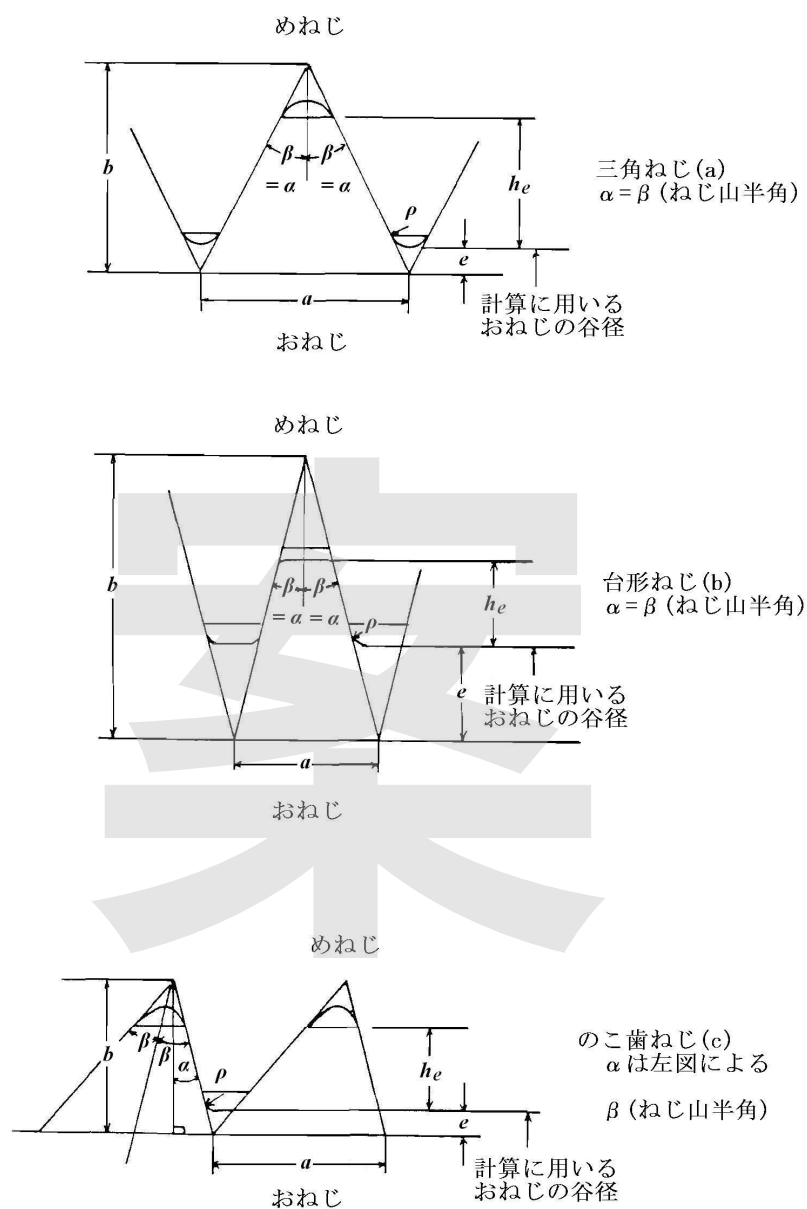
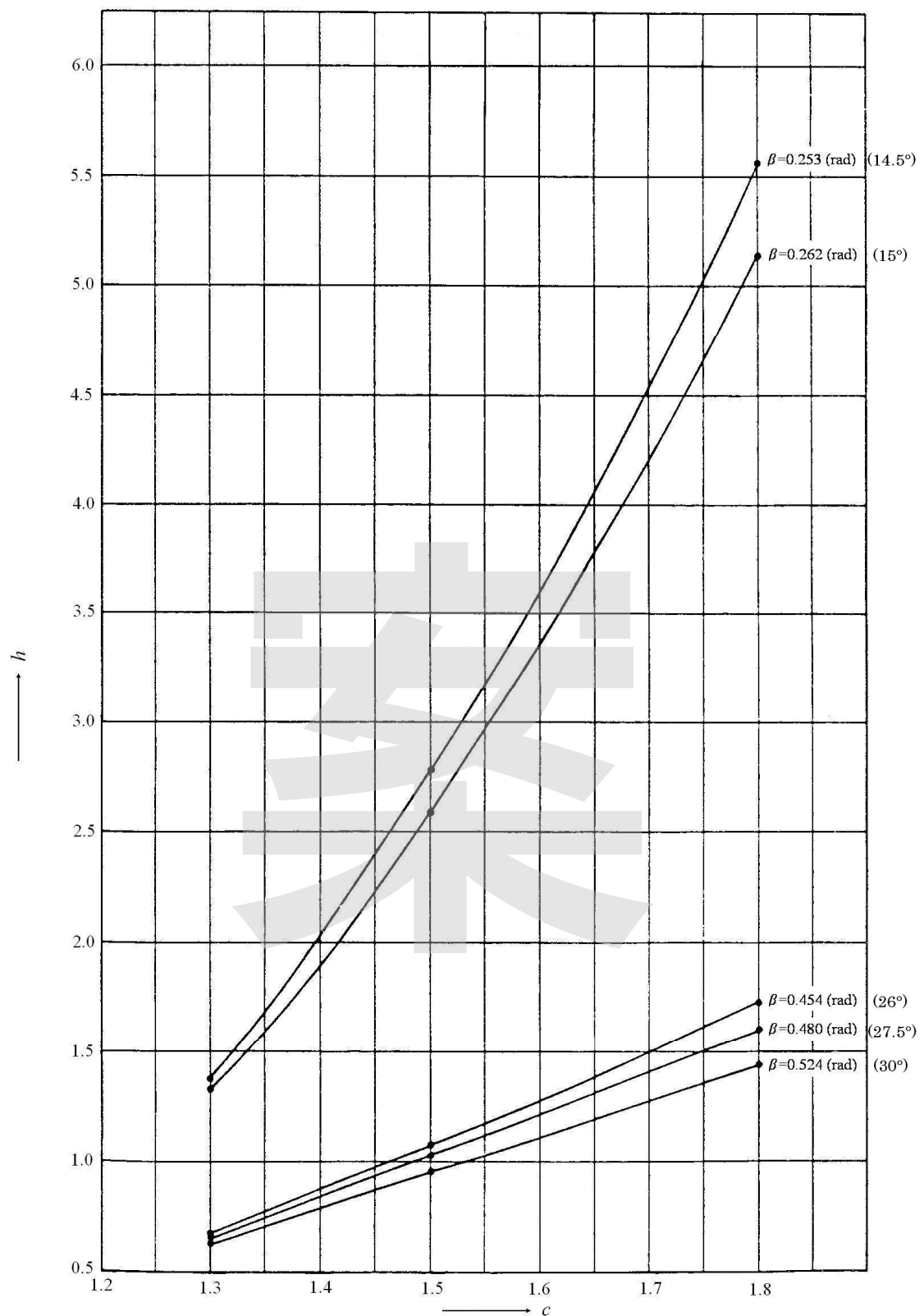
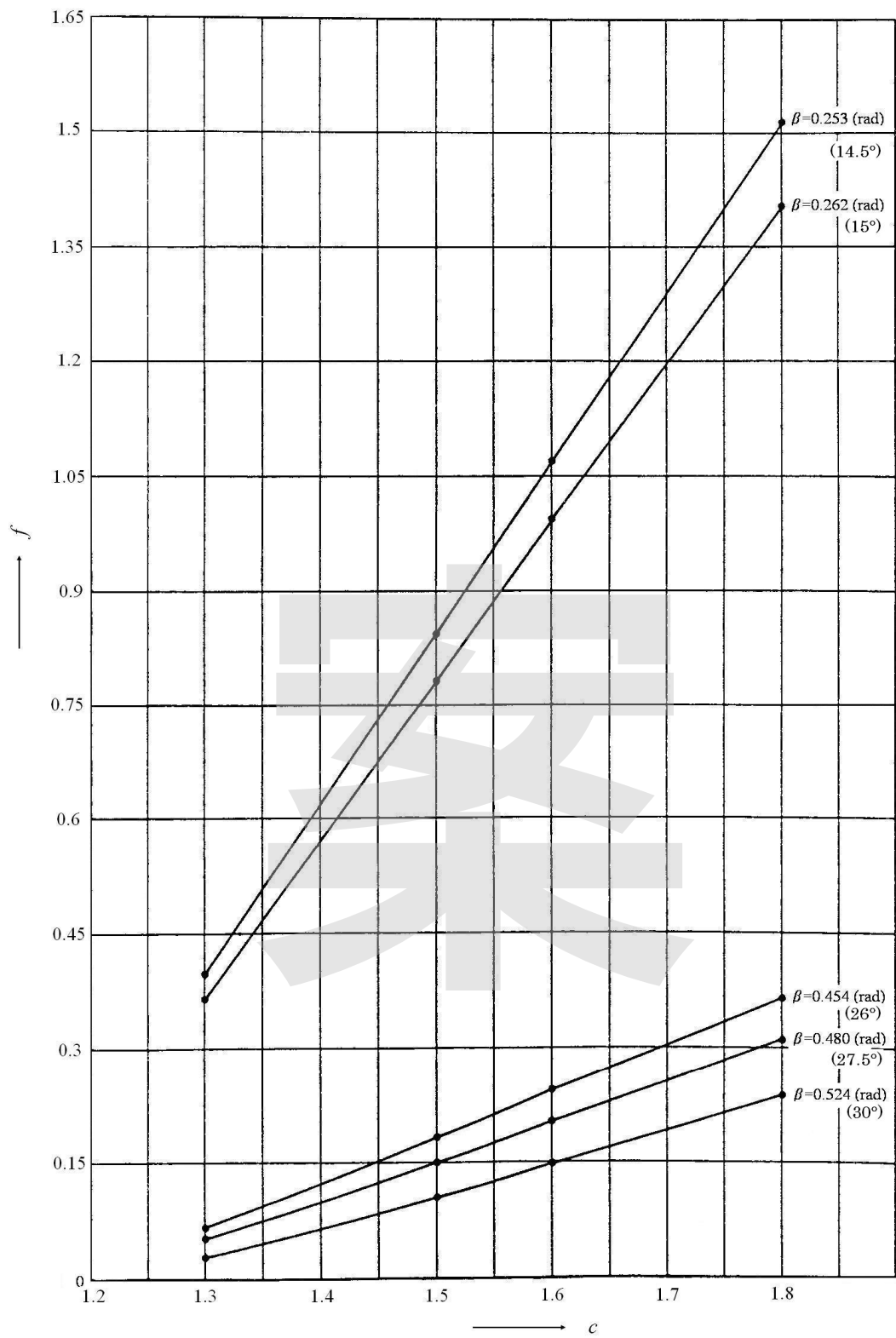


図 2 ねじ山形状



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

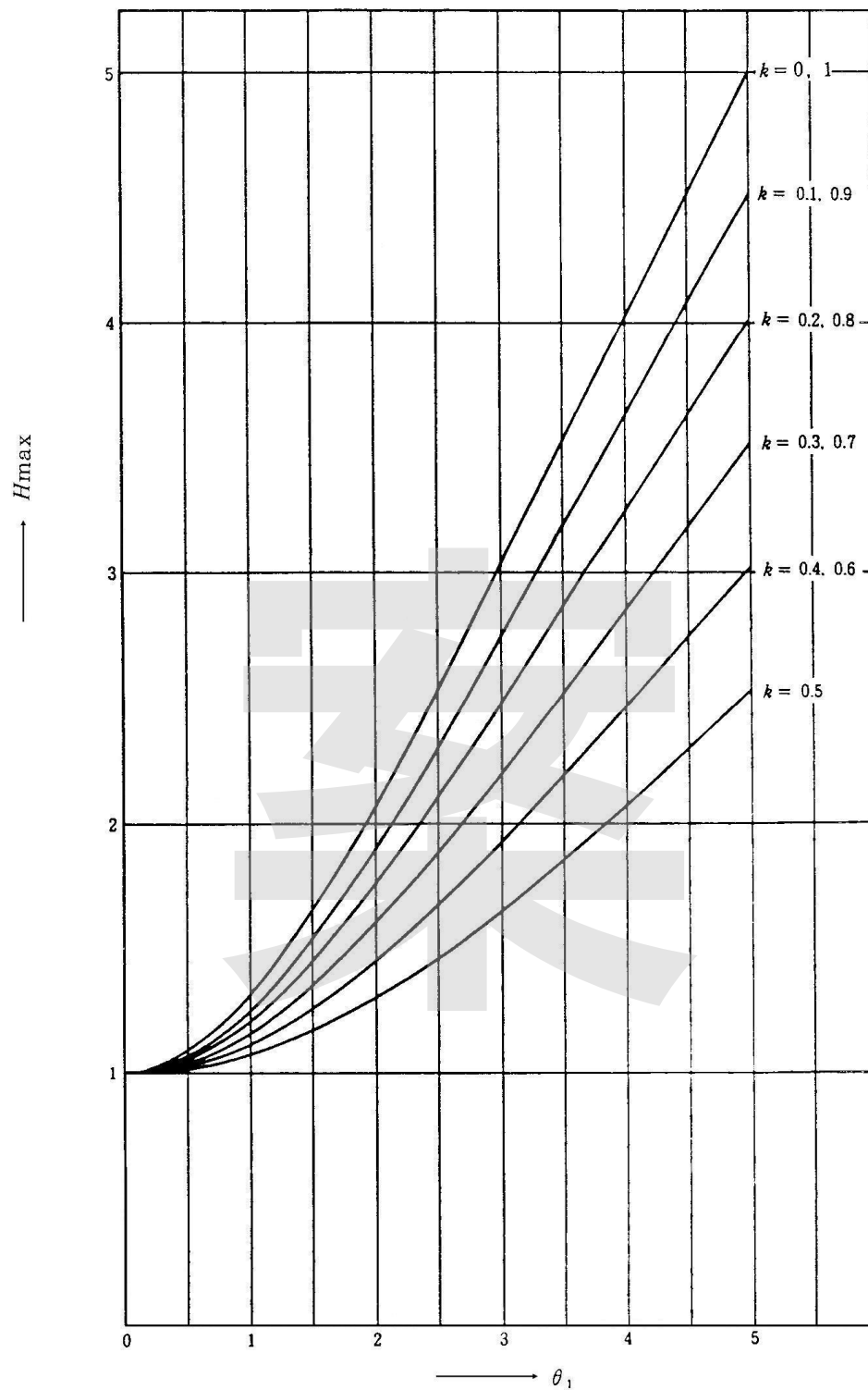


図 5 $H_{\max}$ の値

4 静荷重に対するねじ部の強度評価

4.1 静荷重に対するねじ部のせん断応力

ねじ部のせん断応力の計算は、次の①又は②による。

① 耐圧部材がおねじの場合

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}} \quad \dots\dots\dots (4.1)$$

② 耐圧部材がめねじの場合

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_2 \omega \overline{AB'}} \quad \dots\dots\dots (4.2)$$

ここで、 $\tau_{\max}$ 、 D_1 、 D_2 、 $\overline{AB}$ 及び $\overline{AB'}$ は、次による。 W_0 及び ω は、3.2.1 による。

$\tau_{\max}$: ねじのせん断応力 (N/mm²)

D_1 : めねじの内径 (mm)

D_2 : おねじの外径 (mm)

$\overline{AB}$: おねじのねじ山のせん断長さ (図 6 参照) で、次の式(4.3)による。 (mm)

$$\frac{a}{2} + (D - D_1) \tan \beta \quad \dots\dots\dots (4.3)$$

$\overline{AB'}$: めねじのねじ山のせん断長さ (図 6 参照) で、次の式(4.4)による。 (mm)

$$\frac{a}{2} + (D_2 - D) \tan \beta \quad \dots\dots\dots (4.4)$$

ここで、 a 及び D は、3.2.1 による。

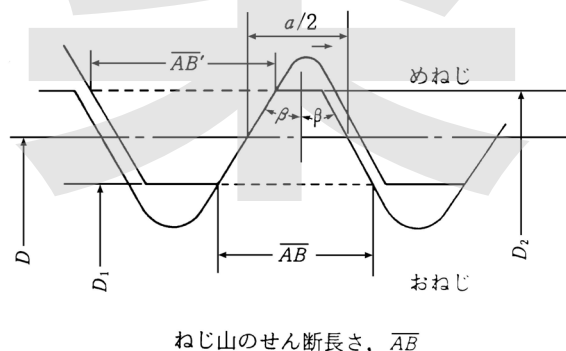


図 6 ねじ山のせん断長さ

4.2 静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界

静荷重に対するねじ部のせん断応力の許容限界は、次の式(4.5)により求める。

$$\tau_a = 0.4 \gamma \sigma_B \quad \dots\dots\dots (4.5)$$

ここで、 τ_a 、 σ_B 及び γ は、次による。

τ_a : ねじ部のせん断応力の許容限界 (N/mm²)

σ_B : 材料の設計温度における引張強さ (N/mm²)

γ : 材料の設計温度における降伏比 (－) で、次の式(4.6)による。ただし、 $\gamma \geq 0.85$ の場合は、 $\gamma = 0.85$ とする。

$$\gamma = \frac{\sigma_y}{\sigma_B} \dots\dots\dots (4.6)$$

ここで、 σ_y は、次による。

σ_y ：材料の設計温度における降伏点又は 0.2%耐力 (N/mm²)

4.3 静荷重に対するねじ部の強度評価の手順

静荷重に対するねじ部の強度評価の手順は、次の①～③による。

- ① 3.2.2 で求めた W_0 を用いて、ねじ部のせん断応力 $\tau_{\max}$ を、式(4.1)、式(4.2)により、初期締付時と運転時に対して求める。
- ② 材料の σ_B 及び γ の値を用いて、式(4.5)により、ねじ部のせん断応力の許容限界 τ_a を求める。
- ③ ①で求めた初期締付時と運転時のねじ部のせん断応力 $\tau_{\max}$ は、ねじ部のせん断応力の許容限界 τ_a を超えてはならない。

5 ねじ部の疲労設計

5.1 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疲労設計の指針を示す。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 a)～e)の材料については、図 7～図 11 に示す設計疲労曲線を用いる。

図 9 及び図 10 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。

図 11 の適用範囲は、ピーク主ひずみ範囲 が 0.01 未満の場合とする。

ここで、 σ_B は規格最小引張強さ、 N は繰返し回数である。

- | | |
|--|------|
| a) 炭素鋼、低合金鋼及びフェライト系ステンレス鋼 ($\sigma_B < 895 \text{ N/mm}^2$) | 図 7 |
| b) 高強度低合金鋼 ($895 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_B < 1,200 \text{ N/mm}^2$) | 図 8 |
| c) 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 ($N < 10^6$ 回) | 図 9 |
| d) 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 ($10^6 \leq N \leq 10^{11}$ 回) | 図 10 |
| e) SUS630 系ステンレス鋼 (熱処理 H1075、H1100、H1150 材) | 図 11 |

5.2 疲労解析の免除

ねじ部の設計条件が、次の a) 又は b) のいずれかを満足する場合、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 7 又は図 9 を用いる場合で、次の 1) と 2) の合計繰返し回数が、①～③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) 圧力変動の範囲が最高運転圧力の 20% を超える運転圧力サイクルの予想 (設計) 繰返し回数

① 規格最小引張強さが 550 N/mm² 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

② 規格最小引張強さが 550 N/mm² を超え、895 N/mm² 未満の炭素鋼、低合金鋼、
フェライト系ステンレス鋼 100 回

- ③ 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/mm² を超えない

ニッケルクロム鉄合金 1,000 回

5.3 疲労解析の手順

5.3.1 疲労解析の流れ

ねじ部の疲労解析の手順は、次の a)～h)による。

- a) 初期締付時のねじ谷底部のピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 及び運転時のねじ谷底部のピーク応力 σ_{apm} 、 σ_{spm} を求める。(5.3.2.1 による。)
- b) 初期締付時のねじ谷底部の合成ピーク応力 σ_i 及び運転時のねじ谷底部の合成ピーク応力 σ_{pm} を求める。(5.3.2.2 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。(5.3.2.3 による。)
- d) 合成ピーク応力の振幅値を求める。(5.3.2.4 による。)
- e) 使用する設計疲労曲線に応じて、d)で求めた合成ピーク応力の振幅値を、次の 1)及び 2)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 7 又は図 9 又は図 10 の曲線 B を使用する場合は、5.3.2.5 a)に従って縦弾性係数による補正を行う。
 - 2) 設計疲労曲線の図 8 又は図 10 の曲線 A 又は図 11 を使用する場合は、初めに 5.5 に従って平均応力の補正を行い、次に、5.3.2.5 b)に従って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 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、対応する繰返し回数を許容繰返し回数として設計疲労曲線の横座標値から読む。(5.3.2.6 による。)
- g) 各種応力サイクル毎に使用係数を求める。(5.3.2.7 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 5.3.2.8 による。)

5.3.2 疲労解析の手順の詳細

5.3.2.1 ねじ谷底部のピーク応力

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 と、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 を、ねじ接合の形式により 5.4 に従い求める。

ここで、初期締付時におけるピーク応力を σ_{ai} 及び σ_{si} 、運転時におけるピーク応力を σ_{apm} 及び σ_{spm} とする。(表 3 参照)

表 3 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) により生じるねじ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ねじ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ねじ谷底部のピーク応力 (N/mm ²)
σ_{apm}	運転時 (運転圧力 P_m) に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 (N/mm ²)	σ_{spm}	運転時 (運転圧力 P_m) に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 (N/mm ²)

5.3.2.2 ねじ谷底部の合成ピーク応力

5.3.2.1 のねじ谷底部のピーク応力から、初期締付時及び運転時におけるねじ谷底部に生じる合成ピーク応力を、次の式(5.1)及び式(5.2)により求める。

$$\sigma_i = \sigma_{ai} + \frac{\sigma_{si}}{1 + C \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{si}}} \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

$$\sigma_{pm} = \sigma_{apm} + \frac{\sigma_{spm}}{1 + C \frac{\sigma_{apm}}{\sigma_{spm}}} \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

ここで、 σ_i 、 σ_{pm} 及び C は、次による。 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} は、5.3.2.1 による。

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/mm²)

σ_{pm} : 運転時 (運転圧力 P_m) にねじ谷底部に生じる合成ピーク応力 (N/mm²)

C : ねじの形状に基づく係数で、次の①又は②による。(－)

① 対称三角ねじ、のこ歯ねじの場合、次の式(5.3)による。

$$C = \left(\frac{60 - \alpha_1}{44} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (5.3)$$

② 対称台形ねじの場合、次の式(5.4)による。

$$C = \left(\frac{45 - \alpha_1}{44} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (5.4)$$

ここで、 α_1 は、次の式(5.5)による (フランク角 α (rad)を(度)に換算)。

α_1 : ねじ山の荷重を受ける側のフランク角(度)で、次の式(5.5)による。

$$\alpha_1 = 180 \alpha / \pi \quad \dots\dots\dots (5.5)$$

5.3.2.3 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 ($m=1,2,\dots$) 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 P_0 に至る過程及びその逆過程において、ねじ谷底部に生じる合成ピーク応力の変動幅を $\Delta\sigma_i$ とし、その繰返し回数を n_i とする。 σ_{p0} は、最高運転圧力 P_0 の場合の合成ピーク応力 σ_{pm} の値である。

$$\Delta\sigma_i = \sigma_{p0} \text{ 又は } \sigma_i \text{ のいずれか大きい方の値} \quad \dots\dots\dots (5.6)$$

$$n_i = (n_i) \quad \dots\dots\dots (5.7)$$

ねじを締付けた状態で、最高運転圧力 P_0 が繰返される場合のねじ谷底部合成ピーク応力の変動幅を $\Delta\sigma_0$ とし、その繰返し回数を n_0 とする。

① $\sigma_{p0} > \sigma_i$ の場合

$$\Delta\sigma_0 = |\sigma_{p0} - \sigma_i|, \quad n_0 = (n_0) - (n_i) \quad \dots\dots\dots (5.8)$$

② $\sigma_{p0} < \sigma_i$ の場合

$$n_0 = (n_0) \quad \dots\dots\dots (5.9)$$

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 $\Delta\sigma_1, \Delta\sigma_2, \dots\dots, \Delta\sigma_k$ を式(5.1)、式(5.2)及び次の式(5.10)、式(5.11)等により求め、それぞれの繰返し回数を $n_1, n_2, \dots\dots, n_k$ とする。

① 締め付けた状態で運転圧力が 0 から P_1 等まで繰返す場合

$$\Delta\sigma_1 = |\sigma_{p1} - \sigma_i|, \quad n_1 = (n_1) \text{ 等} \quad \dots\dots\dots (5.10)$$

② 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場合

$$\Delta\sigma_2 = |\sigma_{p0} - \sigma_{p2}|, \quad n_2 = (n_2) \text{ 等} \quad \dots\dots\dots (5.11)$$

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 を適確に見積もる。ここで、運転中の有意な圧力変動とは、次の①及び②による。

- ① 設計疲労曲線の図 7 又は図 9 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。
- ② 設計疲労曲線の図 8 又は図 10 又は図 11 を使用する場合、すべての圧力変動をいう。

5.3.2.4 合成ピーク応力の振幅値

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

5.3.2.5 合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正

合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正は、次の a) 及び b) による。

- a) 設計疲労曲線の図 7 又は図 9 又は図 10 の曲線 B を使用する場合は、5.3.2.4 で求めた合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} に表 4 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 8 又は図 10 の曲線 A 又は図 11 を使用する場合は、5.5.4 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。

5.3.2.6 許容繰返し回数

許容繰返し回数は、次の a)～c) による。

- a) 5.3.2.5 で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、それぞれ単独に作用する場合の許容繰

返し回数を設計疲労曲線から求め、 N_i 、 N_0 、 N_1 、 N_2 、 $\cdots$ 、 N_k とする。

なお、**図 10** 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し回数である 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、両対数グラフ上において直線で結んだものから、許容繰返し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)～3)** による。ここで、次の **1)～3)** の σ_B は、設計温度における引張強さである。

- 1)** **図 7** において、 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は、次の式(5.12)による。ただし、この値が**図 7** 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。ここで、 σ'_{mean} は、**5.5.3** による。

$$\sigma_a = 0.25 \sigma_B (1 - \sigma'_{\text{mean}} / \sigma_B) (E / E_d) \quad \cdots \cdots (5.12)$$

- 2)** **図 8** において、 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は、次の式(5.13)による。ただし、この値が**図 8** 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。

$$\sigma_a = 0.25 \sigma_B (E / E_d) \quad \cdots \cdots (5.13)$$

- 3)** **図 11** において、 10^8 回に対する許容応力振幅 σ_a は、次の式(5.14)による。ただし、この値が**図 11** 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。

$$\sigma_a = 0.25 \sigma_B (E / E_d) \quad \cdots \cdots (5.14)$$

- b)** **5.3.2.5** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、 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し回数は、 10^8 回とする。
- c)** **5.3.2.5** で求めた合成ピーク応力の振幅値の補正值が、 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し回数は、無限大としてよい。

5.3.2.7 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 、 $\cdots$ 、 U_k を、 $U_i = n_i / N_i$ 、 $U_0 = n_0 / N_0$ 、 $U_1 = n_1 / N_1$ 、 $U_2 = n_2 / N_2$ 、 $\cdots$ 、 $U_k = n_k / N_k$ によって計算する。ここで、 n_i 、 n_0 、 n_1 、 n_2 、 $\cdots$ 、 n_k は、**5.3.2.3** による。また、 N_i 、 N_0 、 N_1 、 N_2 、 $\cdots$ 、 N_k は、**5.3.2.4** による。

5.3.2.8 累積使用係数

累積使用係数 U を、 $U = U_i + U_0 + U_1 + U_2 + \cdots + U_k$ 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。

5.4 ねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定

5.4.1 記号の意味

5.4.2～5.4.4 のねじ接合の形式によるねじ谷底部のピーク応力の算定において使用する記号の意味は、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 σ_s 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乗じて σ_s を求める。 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。〔5.6.1 による〕

K_{t2} : 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乗じて σ_a を求める。
〔5.6.2 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} : 運転時の荷重で、次の式(5.15)による。

$$W_{pm} = \frac{\pi}{4} G^2 P_m \quad (\text{N}) \quad \text{----- (5.15)}$$

ここで、 G 及び P_m は、次による。

G : ガスケット接触径(mm)。〔図 1 a)～e)参照〕

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) (mm²)

H_1 、 H'_1 、 H_2 、 H'_2 : ねじ山に働く軸方向荷重集中係数 (－) であって、5.4.2 のフランジ式の場合、5.4.3 のねじ込み式の場合及び 5.4.4 の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。

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、5.4.2 のフランジ式の場合及び 5.4.4 の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 (mm²) で、式(3.5)及び式(3.6)による。

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する定数(－) で、式(3.18)により求める。

5.4.2 フランジ式の場合

5.4.2.1 胴側 A 部におけるピーク応力

フランジ式 (図 1 a) 及び 図 1 b) の形式) の場合の胴側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の式(5.16)～式(5.19)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \text{----- (5.16)}$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi D L} \quad \text{----- (5.17)}$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1 - W_{pm}}{A} \quad \text{----- (5.18)}$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H'_2 W_1}{\pi D L} \quad \text{----- (5.19)}$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_1 、 k_2 は、次の式(5.20)～式(5.23)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) + k_1 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.20)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.21)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.22)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right) \quad \dots\dots\dots (5.23)$$

5.4.2.2 胴側 B 部におけるピーク応力

フランジ式 (図 1 a) 及び図 1 b) の形式) の場合の胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の式(5.24)～式(5.27)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.24)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.25)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.26)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.27)$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_1 、 k_2 は、次の式(5.28)～式(5.31)による。

$$H_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.28)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \quad \dots\dots\dots (5.29)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.30)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right) \quad \dots\dots\dots (5.31)$$

5.4.2.3 フランジ側 A 部におけるピーク応力

フランジ式 (図 1 a) 及び図 1 b) の形式) の場合のフランジ側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の式(5.32)～式(5.35)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.32)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.33)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.34)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.35)$$

5.4.2.4 フランジ側 B 部におけるピーク応力

フランジ式（図 1 a）及び図 1 b）の形式）の場合のフランジ側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の式(5.36)～式(5.39)による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.36)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.37)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.38)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \dots\dots\dots (5.39)$$

5.4.3 ねじ込み式の場合

5.4.3.1 胴側 A 部におけるピーク応力

ねじ込み式（図 1 c）及び図 1 d）の形式）の場合の胴側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.40)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.41)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \dots\dots\dots (5.42)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.43)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.44)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.45)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \dots\dots\dots (5.46)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \dots\dots\dots (5.47)$$

ここで、 H_1 及び H_2 は、次の式(5.48)による。

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.48)$$

5.4.3.2 ネジ込みプラグ側 A 部におけるピーク応力

ねじ込み式 (図 1 c) 及び図 1 d) の形式) の場合のねじ込みプラグ側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.49)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \dots\dots\dots (5.50)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.51)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi D \omega L} \quad \dots\dots\dots (5.52)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.53)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D \omega L} \quad \dots\dots\dots (5.54)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.55)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi D \omega L} \quad \dots\dots\dots (5.56)$$

ここで、 H_1 及び H_2 は、次の式(5.57)による。

$$H_1 = H_2 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.57)$$

5.4.4 袋ナット式の場合

5.4.4.1 胴側 A 部におけるピーク応力

袋ナット式 (図 1 e) の形式) の場合の胴側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の a) 及び b) による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.58)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.59)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.60)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.61)$$

ここで、 H_1 、 H_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_2 は、次の式(5.62)～式(5.64)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.62)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \quad \dots\dots\dots (5.63)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.64)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.65)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.66)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1 - W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.67)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.68)$$

ここで、 H_1 、 H_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_1 は、次の式(5.69)～式(5.71)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.69)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.70)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.71)$$

5.4.4.2 胴側 B 部におけるピーク応力

袋ナット式 (図 1 e) の形式) の場合の胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の **a)** 及び **b)** による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.72)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.73)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.74)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H'_2 W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.75)$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H'_1 、 H'_2 の算定に使用する k_2 は、次の式(5.76)～式(5.78)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.76)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.77)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.78)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.79)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.80)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.81)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H'_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.82)$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H'_1 、 H'_2 の算定に使用する k_1 は、次の式(5.83)～式(5.85)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.83)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) + k_1 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.84)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.85)$$

5.4.4.3 袋ナット側におけるピーク応力

5.4.4.3.1 A 部におけるピーク応力

袋ナット式（図 1 e)の形式）の場合の袋ナット側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の **a)**及び **b)**による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.86)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.87)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_{pm}}{A} \quad \dots\dots\dots (5.88)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.89)$$

ここで、 H_1 、 H_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_2 は、次の式(5.90)～式(5.92)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.90)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_2) \cosh \theta_1 + k_2] \quad \dots\dots\dots (5.91)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.92)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.93)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.94)$$

$$\sigma_{apm} = K_{t2} \frac{W_1}{A} \quad \dots\dots\dots (5.95)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.96)$$

ここで、 H_1 、 H_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_1 は、次の式(5.97)～式(5.99)による。

$$H_1 = \theta_1 \coth \theta_1 \quad \dots\dots\dots (5.97)$$

$$H_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1 - k_1) \cosh \theta_1 + k_1] \quad \dots\dots\dots (5.98)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.99)$$

5.4.4.3.2 B 部におけるピーク応力

袋ナット式（図 1 e）の形式）の場合の袋ナット側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} の算定は、次の **a)**及び **b)**による。各式に使用する記号は、5.4.1 による。

a) $W_{pm} \geq W_1$ の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.100)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1' W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.101)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.102)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H_2' W_{pm}}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.103)$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_2 は、次の式(5.104)～式(5.106)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.104)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_2) + k_2 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.105)$$

$$k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \quad \dots\dots\dots (5.106)$$

b) $W_1 > W_{pm}$ の場合

$$\sigma_{ai} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.107)$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.108)$$

$$\sigma_{apm} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.109)$$

$$\sigma_{spm} = K_{t1} \frac{H'_2 W_1}{\pi DL} \quad \dots\dots\dots (5.110)$$

ここで、 H'_1 、 H'_2 及び H_1 、 H_2 の算定に使用する k_1 は、次の式(5.111)～式(5.113)による。

$$H'_1 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \quad \dots\dots\dots (5.111)$$

$$H'_2 = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} [(1-k_1) + k_1 \cosh \theta_1] \quad \dots\dots\dots (5.112)$$

$$k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_{pm}}{W_1} \quad \dots\dots\dots (5.113)$$

5.5 合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

5.5.1 一般

設計疲労曲線の図 8 又は図 10 の曲線 A 又は図 11 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 5.5.2～5.5.5 に示す。

5.5.2 合成ピーク応力の振幅値

合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} は、次の式(5.114)により求める。

$$\sigma_{alt} = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad \dots\dots\dots (5.114)$$

ここで、 σ_{alt} 、 $\sigma_{\max}$ 及び $\sigma_{\min}$ は、次による。

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)

$\sigma_{\max}$: 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、代数的に最大な合成ピーク

ク応力の値とする。(N/mm²)

$\sigma_{\min}$: 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、代数的に最小な合成ピーク応力の値とする。(N/mm²)

5.5.3 合成ピーク応力の平均値

合成ピーク応力の平均値 σ_{mean} は、次の式(5.115)により求める。

$$\sigma_{\text{mean}} = |(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2| \quad \dots\dots\dots (5.115)$$

ここで、 σ_{mean} は、次による。 $\sigma_{\max}$ 及び $\sigma_{\min}$ は、5.5.2 による。

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)

5.5.4 合成ピーク応力の修正平均値

5.5.3 による合成ピーク応力の平均値 σ_{mean} を、次の a)～c) の場合に応じて、修正平均応力 σ'_{mean} に置き換える。

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

$$\sigma'_{\text{mean}} = \sigma_{\text{mean}} \quad \dots\dots\dots (5.116)$$

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

$$\sigma'_{\text{mean}} = \sigma_y - \sigma_{\text{alt}} \quad \dots\dots\dots (5.117)$$

c) $\sigma_{\text{alt}} \geq \sigma_y$ の場合

$$\sigma'_{\text{mean}} = 0 \quad \dots\dots\dots (5.118)$$

ここで、 σ'_{mean} 及び σ_y は、次による。 σ_{alt} は、5.5.2 による。 σ_{mean} は、5.5.3 による。

σ'_{mean} : 修正平均応力 (N/mm²)

σ_y : 材料の設計温度における降伏点又は 0.2%耐力 (N/mm²)

5.5.5 合成ピーク応力の等価両振り応力振幅値

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等価両振り応力振幅値 σ_{eq} を求める。等価両振り応力振幅値は、使用する設計疲労曲線に応じて、次の a) 及び b) により求める。

a) 設計疲労曲線の図 8 及び図 11 を使用する場合

$$\sigma_{\text{eq}} = 7\sigma_{\text{alt}} / \{8 - (1 + \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B)^3\} \quad \dots\dots\dots (5.119)$$

b) 設計疲労曲線の図 9 の曲線 A を使用する場合

$$\sigma_{\text{eq}} = \sigma_{\text{alt}} / (1 - \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B) \quad \dots\dots\dots (5.120)$$

ここで、 σ_{eq} 及び σ_B は、次による。 σ_{alt} は、5.5.2 による。 σ'_{mean} は、5.5.4 による。

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 : 材料の設計温度における引張強さ (N/mm²)

5.6 応力集中係数の算定

5.6.1 K_{t1} の算定

ねじ谷底部の応力集中係数 K_{t1} を、次の式(5.121)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ため、おねじとめねじのそれぞれに対して、 K_{t1} を求める。

$$K_{t1} = \left\{ 1 + 0.26 \left(\frac{a \cos(\beta - \alpha)}{2\rho} \right)^{0.7} \right\} \left\{ \frac{3h_e}{a \cos(\beta - \alpha)} + 0.9 \sqrt{\frac{a \cos \alpha \cdot \cos(\beta - \alpha)}{h_e}} + 1 \right\} / \cos(\beta - \alpha) \quad \cdots \cdots (5.121)$$

ここで、 K_{t1} 、 a 、 ρ 、 h_e 、 β 及び α は、次による。(図 2 参照)

K_{t1} : ねじ谷底部の応力集中係数 (—)

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)

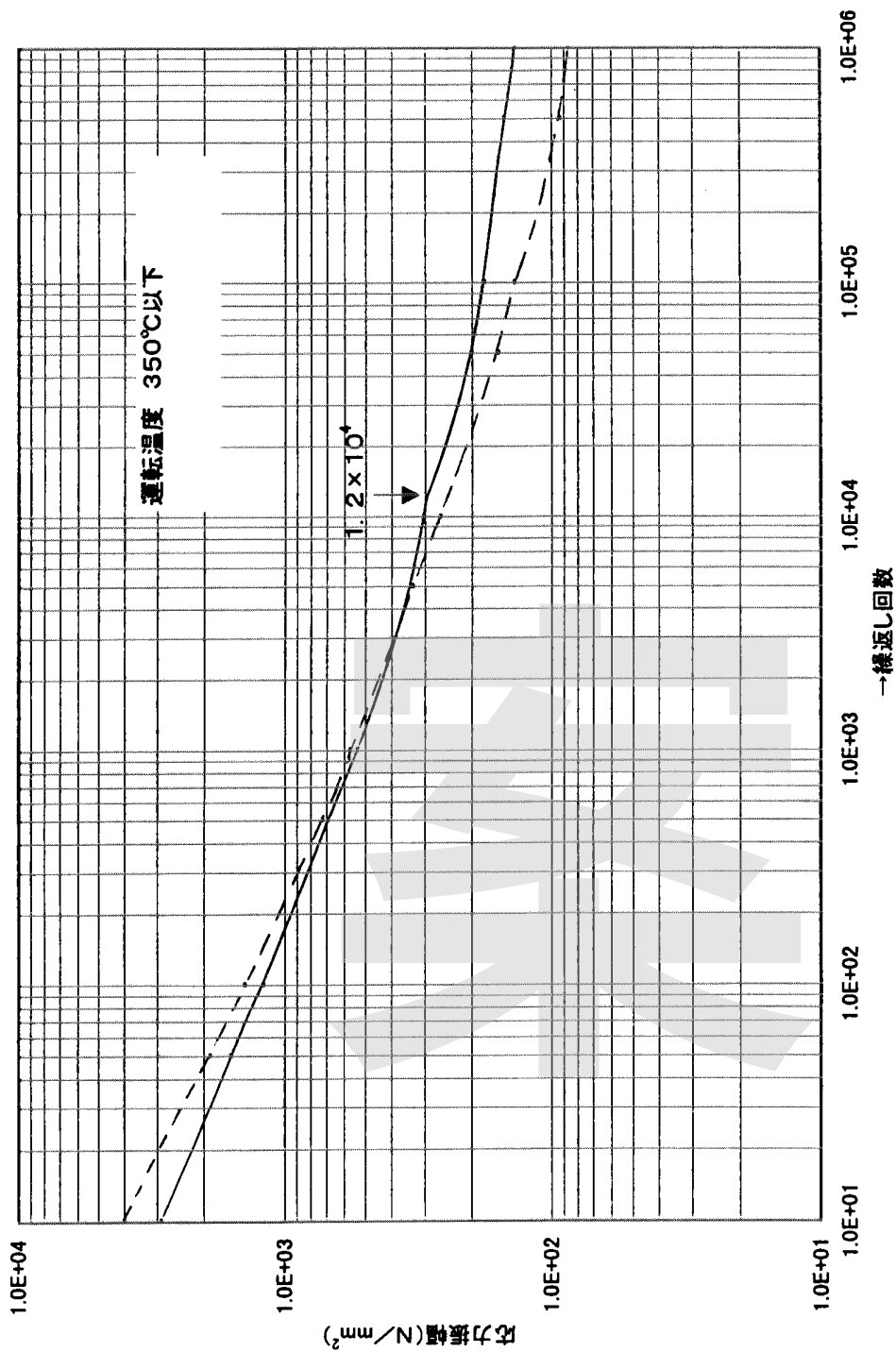
β : ねじ山の半角 (rad)

α : 荷重を受ける側のフランク角 (rad)

5.6.2 K_{t2} の算定

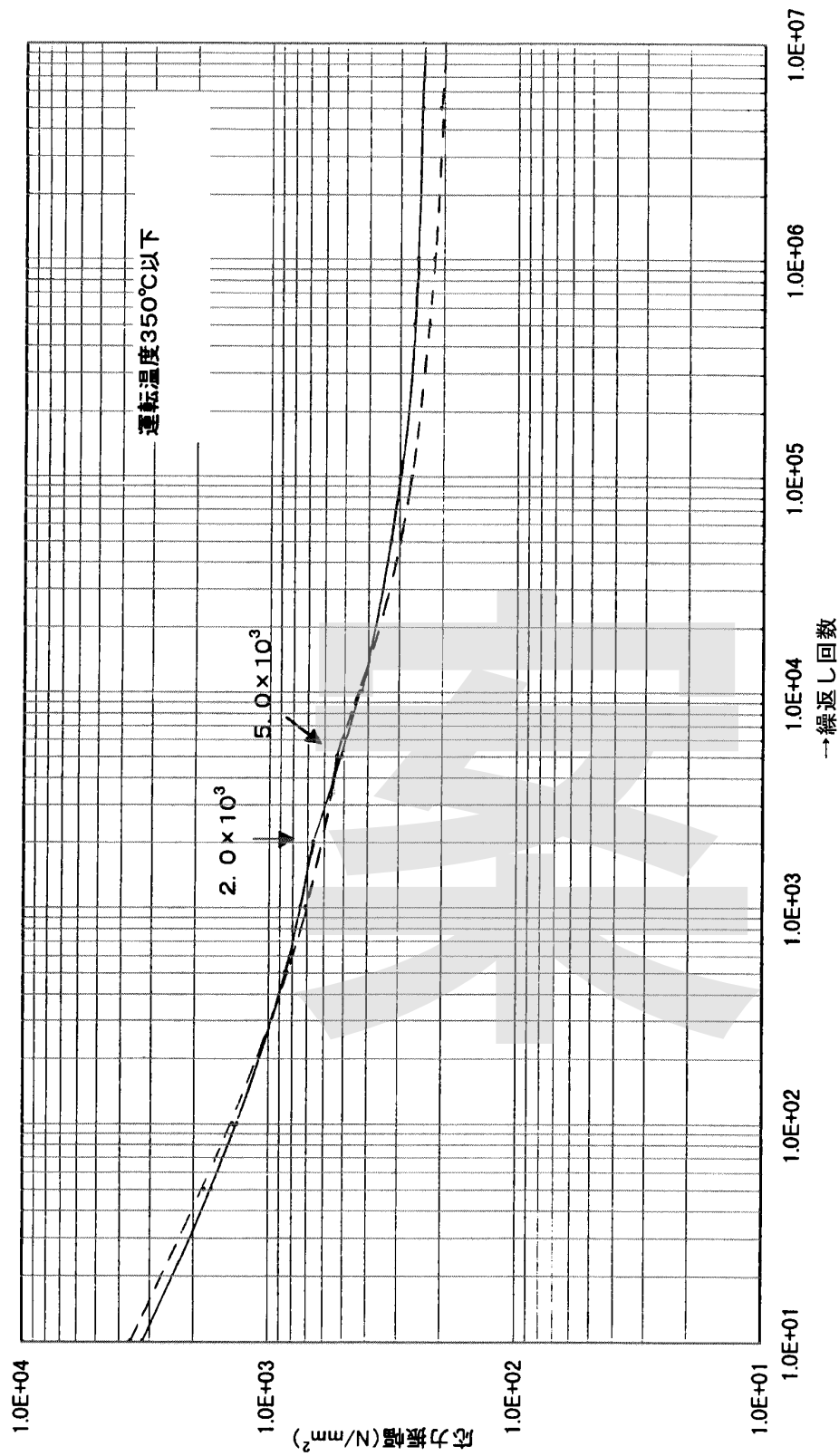
部材に働く軸荷重によるねじ谷底部の応力集中係数 K_{t2} は、ねじの種類、形状にかかわらず、次の式(5.122)による。

$$K_{t2} = 2.5 \quad \cdots \cdots (5.122)$$



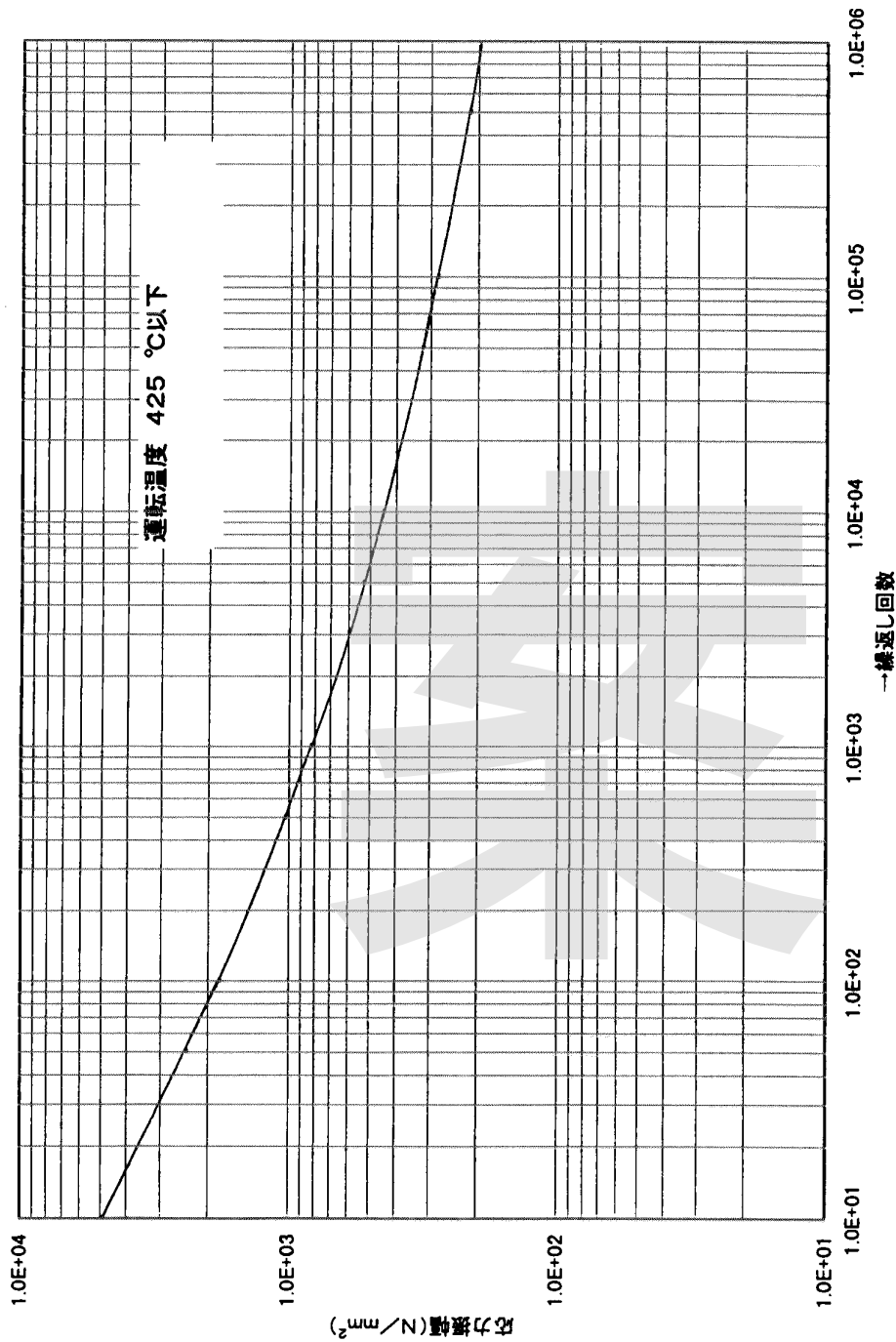
備考 1. 点線は、最小引張強さが550N/mm²以下の材料に使用する。
2. 実線は、最小引張強さが790N/mm²以上895N/mm²未満の材料に使用する。
3. 最小引張強さが550N/mm²を超え790N/mm²未満の材料にあっては、縦軸（対数目盛）上で線形補間して求める。
4. 平均応力の補正あり。

図 7 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)



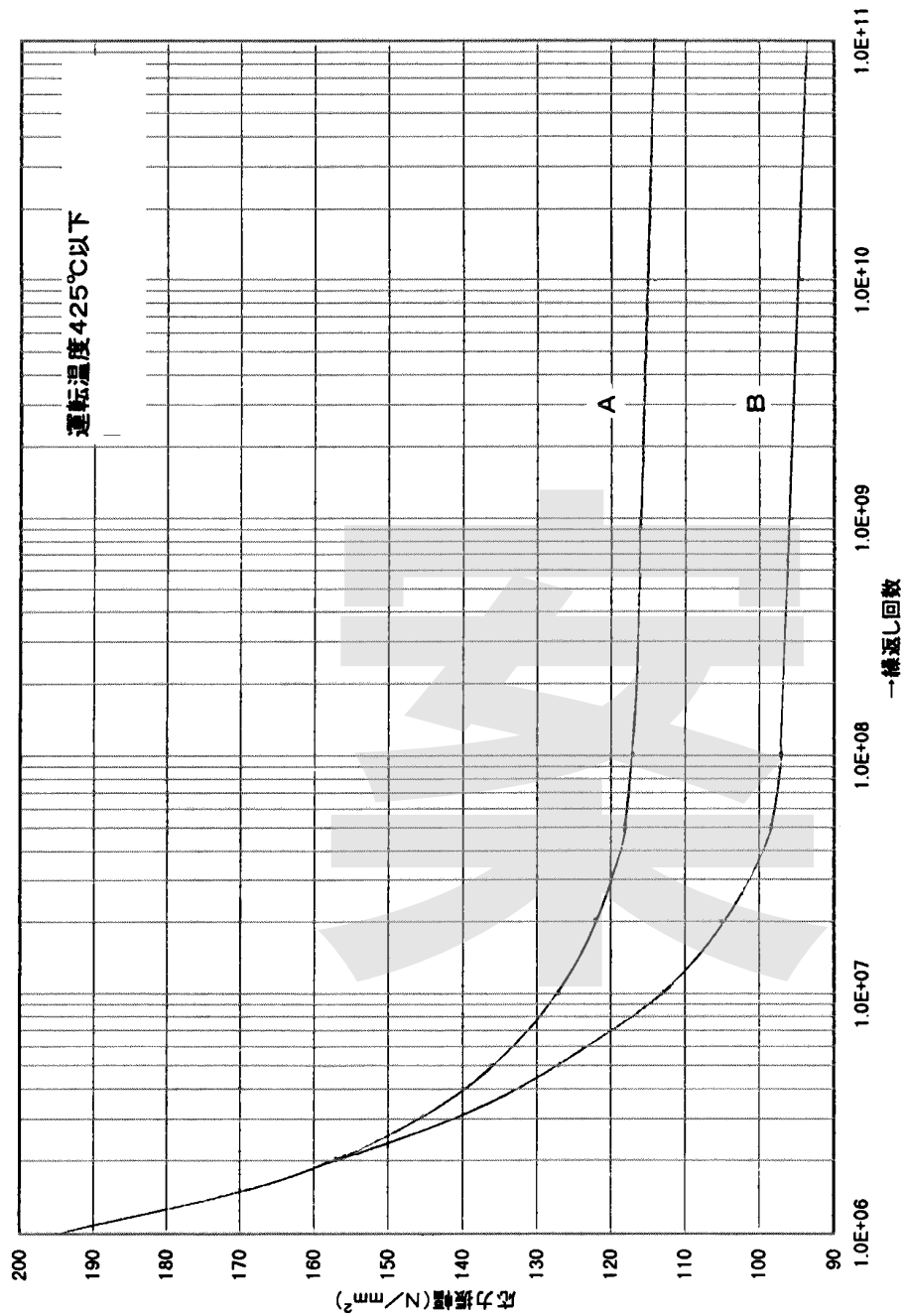
- 備考
1. 点線は最小引張強さが895N/mm²以上 980N/mm²未満の材料に使用する。
 2. 実践は最小引張強さが980N/mm²以上 1200N/mm²未満の材料に使用する。
 3. 平均応力の補正なし。

図 8 高強度低合金鋼の設計疲労曲線



備考：平均応力の補正あり。

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10⁶回未満)



注：曲線Aは、平均応力を考慮した等価面振り応力振幅を使う場合に適用する。

備考：曲線Bは平均応力の補正あり。

図 10 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10⁶回以上～10¹¹回以下)

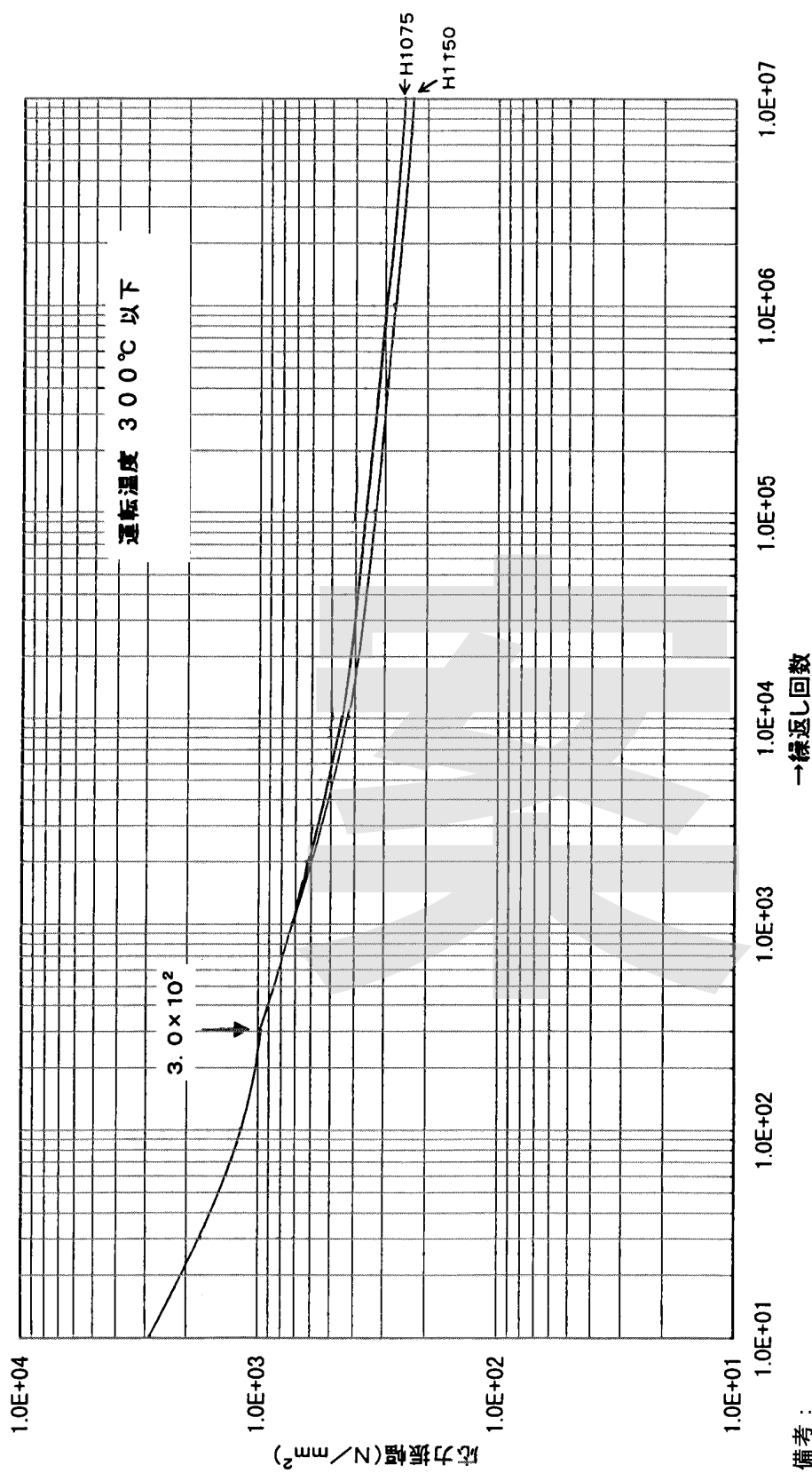


図 11 SUS630 系ステンレス鋼の設計疲労曲線

表 4 材料の基準縦弾性係数 E 、及び基準縦弾性係数 E と運転温度における縦弾性係数 E_d との比 (E/E_d)

材料	材料の基準 縦弾性係数 E (N/mm ²) (20°C)	基準縦弾性係数(E)の運転温度における縦弾性係数(E_d)に対する比(E/E_d)										備考 σ_{u0} : 材料規格の引張強さ (N/mm ²)
		25°C	50°C	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C	425°C	
炭素鋼 ($C \leq 0.3\%$) (図 7)	2.03×10^5	1.000	1.005	1.025	1.041	1.063	1.074	1.091	1.134	-----	-----	$\sigma_{u0} \leq 895$ N/mm ²
炭素鋼 ($C > 0.3\%$) (図 7)	2.02×10^5	1.000	1.005	1.025	1.041	1.063	1.080	1.098	1.135	-----	-----	$\sigma_{u0} \leq 895$ N/mm ²
低合金鋼 (図 7)	2.14×10^5	1.005	1.014	1.034	1.044	1.070	1.081	1.103	1.126	-----	-----	$\sigma_{u0} \leq 895$ N/mm ² (Cr $\leq 3.0\%$)
高強度低合金鋼 (図 8)	1.92×10^5	1.000	1.011	1.027	1.043	1.067	1.079	1.097	1.123	-----	-----	$895 < \sigma_{u0} \leq 1,200$ N/mm ² (Cr $\leq 3.0\%$)
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(図 9、図 10)	1.95×10^5	1.000	1.010	1.026	1.048	1.066	1.089	1.114	1.127	1.154	1.175	冷間加工材も含む
SUS630 系ステンレス鋼 (図 11)	2.00×10^5	1.019	1.033	1.055	1.086	1.106	1.128	1.160	-----	-----	-----	

附属書 A（参考）ねじ部の静荷重に対する強度評価例

A.1 適用範囲

本体の 3 及び 4 では、ねじ部の静荷重に対する強度評価の詳細を規定している。

この附属書では、高压管を図 A.1 に示すような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締結する場合について、ねじ部の静荷重に対する強度評価例を示す。

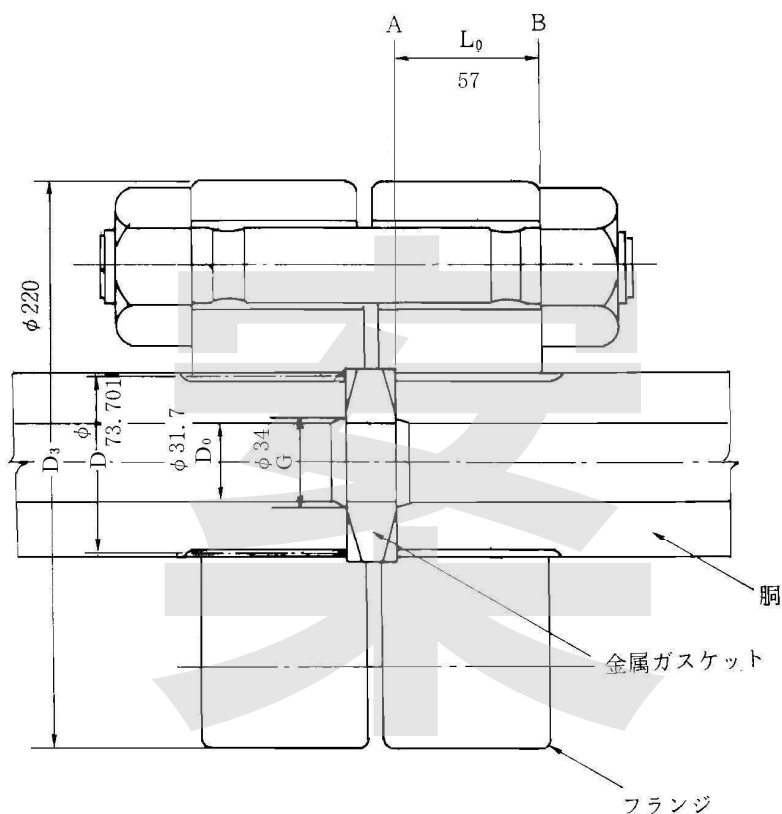


図 A.1 ねじ込みフランジ管継手の例

A.2 設計諸元

A.2.1 設計条件

この強度評価例における設計条件は、次の①及び②による。

- ① 設計圧力 P_0 200MPa
- ② 設計温度 100°C

A.2.2 ねじの形状

この計算例におけるねじの形状及びねじ部材の寸法値は、次の **a)**及び **b)**による。

- a) ねじの形状は、図 A.2 に示す JIS B 0205-1～4 の細目ねじとする。

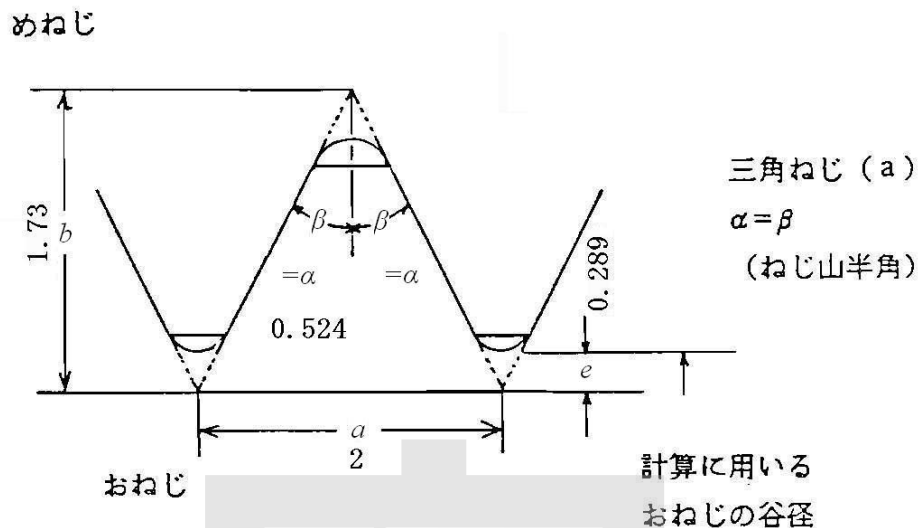


図 A.2 ねじ山形状

- b)** ねじ部材の寸法値は、次の①～⑱による。

①	ねじの呼び	メートル細目ねじ	M75×2		
②	おねじ部材の内径		D_0	31.7	mm
③	ねじの有効径		D	73.701	mm
④	めねじの内径		D_1	72.835	mm
⑤	おねじの外径		D_2	75.000	mm
⑥	めねじ部材の外径		D_3	220	mm
⑦	ねじのピッチ		a	2	mm
⑧	基本山形の高さ		b	1.73	mm
⑨	ねじ山の荷重を受ける側のフランク角		α	0.524	rad (30°)
⑩	ねじ山半角		β	0.524	rad (30°)
⑪	計算に用いるおねじの谷底の切り取り高さ		e	0.289	mm
⑫	2 (b-e) /b の比		c	1.67	式(3.11)による。
⑬	ねじのかみ合い長さ		L_0	57	mm
⑭	ねじの有効かみ合い長さ	$L = L_0 - 0.5 a$		56	mm
⑮	ねじの有効かみ合い山数	$n (=L / a)$		28	
⑯	ねじの摩擦係数	$\mu = \tan \varphi$		0.2	とする。
⑰	ポアソン比	ν		0.3	とする。
⑱	ガスケット接触径		G	34.0	mm
⑲	ねじの占有率		ω	1.0	

A.2.3 使用材料

この計算例におけるおねじ側の使用材料及びめねじ側の使用材料は低合金鋼とし、次の **a)** 及び **b)** による。

a) おねじ側の使用材料

材料の設計温度における引張強さ $\sigma_B = 830 \text{ N/mm}^2$
材料の設計温度における降伏点 $\sigma_y = 652 \text{ N/mm}^2$

b) めねじ側の使用材料

材料の設計温度における引張強さ $\sigma_B = 830 \text{ N/mm}^2$
材料の設計温度における降伏点 $\sigma_y = 652 \text{ N/mm}^2$

A.3 静荷重に対するねじ部の強度評価

A.3.1 一般

4.3 の①～④の手順による静荷重に対するねじ部の強度評価の例を、A.3.2～A.3.5 に示す。
また、これらの計算結果を、表 A.1 の計算書様式に示す。

A.3.2 ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重の算定

3.2 により、ねじ 1 山に作用する軸方向集中荷重の最大値を求める。

本計算例は、図 A.1 に示すようにフランジ式の場合であるから、3.2.2 a) の①～⑧の手順に従って計算する。

① W_1 を 3.2.1 により求める。

JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2) 又は JIS B 8267 附属書 G の G.4.1 d) 2) の W_g に等しい。

$$W_1 = W_g = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a$$

A_m は A_{m1} 、 A_{m2} のうちの大きい方を取り、 A_b は実際に使用するボルトの総断面積とし、 σ_a は常温でのボルトの許容引張応力とする。

$$A_b = 2910 \text{ mm}^2$$

ただし、[M27×2] ボルト 6 本、谷径 24.546 mm

$$W_{m1} = \frac{\pi GP}{4} (G + 8bm) = 457000 \text{ (N)}$$

$$A_{m1} = \frac{W_{m1}}{\sigma_b} = 2460 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$W_{m2} = \pi b G y = 270000 \text{ (N)}$$

$$A_{m2} = \frac{W_{m2}}{\sigma_a} = 1450 \text{ (mm}^2\text{)}$$

ただし、 $m=2$ 、 $b=3.22\text{mm}$ 、 $G=34\text{mm}$ 、 $P=200\text{MPa}$ 、 $\sigma_a=186 \text{ N/mm}^2$ 、 $\sigma_b=186 \text{ N/mm}^2$ 、 y

$$=784 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{ゆえに、} A_m = A_{m1} = 2460 \text{ mm}^2$$

$$W_1 = \frac{A_m + A_b}{2} \sigma_a = 492000 \text{ (N)}$$

W_2 を式(3.9)により求める。

$$W_2 = \frac{\pi}{4} G^2 P = \frac{\pi}{4} \times 34^2 \times 200 = 182000 \text{ (N)}$$

- ② A_1 、 A_2 を式(3.5)及び式(3.6)により求める。

$$A_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) = 3480 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$A_2 = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2) = 33700 \text{ (mm}^2\text{)}$$

- ③ 表 2 a)により初期締付時の k を求める。

$$k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} = 0.907$$

表 2 a)により運転時の k の値を求める。

$$k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1}\right) = 0.572$$

- ④ ねじ山形状より β 、 b 、 e を求め、式(3.11)により c を計算する。

$$\beta = 0.524 \text{ (rad) } (30^\circ)$$

$$b = 1.73 \text{ (mm)}$$

$$e = 0.289 \text{ (mm)}$$

$$c = 2(b - e) / b = 1.67$$

- ⑤ β と c を用いて図 3、図 4 より h 、 f を読みとる。

$$h = 1.22$$

$$f = 0.177$$

- ⑥ 式(3.18)により θ_1 を求める。(フランジ式の場合は $\omega = 1.0$)

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

$$\theta_1 = 3.09$$

- ⑦ k と θ_1 を用いて図 5 より荷重集中係数の最大値 $H_{\max}$ を読みとる。

$$\text{初期締付時： } H_{\max 1} = 2.84$$

$$\text{運転時： } H_{\max 2} = 1.90$$

- ⑧ ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 W_0 を、式(3.10)により、初期締付時の $H_{\max 1}$ と運転時の $H_{\max 2}$ を用いて計算する。式(3.10)の W は、 W_1 とする。

$$\text{初期締付時： } W_0 = H_{\max 1} W_1 / n = 49900 \text{ (N)}$$

$$\text{運転時： } W_0 = H_{\max 2} W_1 / n = 33300 \text{ (N)}$$

A.3.3 ねじ部のせん断応力

式(4.1)により、ねじ部のせん断応力 $\tau_{\max}$ を初期締付時と運転時について求める。
おねじのねじ山のせん断長さを、式(4.3)により求める。

$$\overline{AB} = \frac{a}{2} + (D - D_1) \tan \beta = 1.50 \text{ (mm)}$$

ねじ部のせん断応力は、式(4.1)により、次の①及び②となる。

$$\tau_{\max} = \frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}}$$

$$\text{① 初期締付時 } \tau_{\max} = 146 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{② 運転時 } \tau_{\max} = 97.2 \text{ N/mm}^2$$

A.3.4 ねじ部のせん断応力の許容限界

ねじ部のせん断応力の許容限界 τ_a を、式(4.5)より求める。

$$\gamma = \sigma_y / \sigma_B = 0.786 < 0.85$$

$$\tau_a = 0.4 \gamma \sigma_B = 260 \text{ N/mm}^2$$

A.3.5 静荷重に対するねじ部の強度評価の判定

A.3.3 で求めたねじ部のせん断応力 $\tau_{\max}$ は、初期締付時、運転時共に、A.3.4 で求めたねじ部のせん断応力の許容限界 τ_a を超えていない。

よって、本例題のねじ構造の静荷重に対する強度は、指定された設計条件に対して合格と判定する。

表 A.1 計算書様式

ねじ構造の強度設計指針							
静荷重に対するねじ部の強度評価							
1	ねじ接合の形式			a) フランジ式 b) ねじ込み式 c) 袋ナット式			
2	名称			高圧管ねじ接合フランジ			
3	図面番号						
4	部品番号						
設計条件	5	高圧ガスの種類			毒性	可燃性	以外
	6	設計圧力	P	MPa	200		
	7	設計温度		°C	100		
	おねじ	8	使用材料名			低合金鋼	
		9	材料の設計温度における引張強さ	σ_B	N/mm ²	830	
		10	材料の設計温度における降伏点又は0.2%耐力	σ_y	N/mm ²	652	
		11	$\gamma = \sigma_y / \sigma_B$ $\gamma \geq 0.85$ の場合には $\gamma = 0.85$ とする		—	0.786	
	めねじ	12	使用材料名			低合金鋼	
		13	材料の設計温度における引張強さ	σ_B	N/mm ²	830	
		14	材料の設計温度における降伏点又は0.2%耐力	σ_y	N/mm ²	652	
		15	$\gamma = \sigma_y / \sigma_B$ $\gamma \geq 0.85$ の場合には $\gamma = 0.85$ とする		—	0.786	
	ねじ山形状・寸法値	16	ねじ結合の内側おねじ部材の内径	D_0	mm	31.7	
17		ねじの有効径	D	mm	73.701		
18		めねじの内径	D_1	mm	72.835		
19		おねじの外径	D_2	mm	75.000		
20		外側めねじ部材の外径	D_3	mm	220		
21		ねじのピッチ	a	mm	2		
22		基本山形の高さ	b	mm	1.73		
23		ねじ山の荷重を受ける側のフランク角、対称ねじの場合には $\alpha = \beta$ とする。	α	rad	0.524		
24		ねじ山半角 ただし、のこ歯ねじの場合 $\beta = \tan^{-1}(a/2b)$ とする。	β	rad	0.524		
25		計算に用いるおねじの谷底の切り取り高さ 図 2 参照	e	mm	0.289		
26		$2(b-e)/b$ の比	c	—	1.67		
27		ねじのかみ合い長さ	L_0	mm	57		
28		ねじの有効かみ合い長さ $L_0 - 0.5a$	L	mm	56		
29		ねじの有効かみ合い山数 $n = L/a$	n	—	28		
30		ねじの摩擦角 $\tan^{-1}\mu$	φ	rad	0.197		
31		ねじの摩擦係数 $\tan\varphi = 0.2$ とする	μ	—	0.2		
32		ポアソン比 0.3 とする	ν	—	0.3		
33		ガスケット接触径 図 1 a)～e) に示す	G	mm	34.0		
34	断続ねじのねじの占有率	ω	—	1.0			

ねじ部のせん断強さの計算

35	初期締付ボルト荷重	(注 1)	W_1	N	492000	
36	内圧による荷重	$\frac{\pi}{4} G^2 P$	W_2	N	182000	
37	ねじ部に作用する軸方向荷重	(注 2)	W	N	492000	
38	おねじ部材の横断面積	$\frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2)$	A_1	mm ²	3480	
39	めねじ部材の横断面積	$\frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2)$	A_2	mm ²	33700	
40	ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向の弾性変位係数 図 3 参照	(注 3)	h	—	1.22	
41	ねじ山付け根の回転による軸方向の弾性変位係数 図 4 参照	(注 4)	f	—	0.177	
42	部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関する定数 $\theta_1^2 = \frac{4\omega(L/D)^2}{\tan \beta \tan(\alpha - \phi) + 2 \frac{a}{D} \left[(h+f) \frac{(D_3^2 - D^2)(D^2 - D_0^2)}{D^2(D_3^2 - D_0^2)} - \nu \tan \beta \right]}$ ただし、 $\tan \alpha \leq 0.2$ の場合、 $\tan \beta \tan(\alpha - \phi) = 0$ とする。		θ_1	—	3.09	
					初期締付時	運転時
43	部材の断面積、荷重条件に関する定数 (注 5)		k	—	0.907	0.572
44	ねじ部の軸方向荷重集中係数の最大値 $k < 1/2$ の場合 $H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{ (1 - k) \cosh \theta_1 + k \}$ $k \geq 1/2$ の場合 $H_{\max} = \frac{\theta_1}{\sinh \theta_1} \{ (1 - k) + k \cosh \theta_1 \}$ ねじ込み式で $2.73 < \theta_1 \leq 15$ かつ、かみ合いねじ山数 ≥ 5 の場合、 $H_{\max} = 2.15 \theta_1^{0.246}$ とすることができる。		$H_{\max}$	—	2.84	1.90
45	ねじ 1 山に作用する軸方向最大荷重 $H_{\max} \times \frac{W}{n}$		W_0	N	49900	33300
おねじ	46	ねじ山のせん断長さ $\frac{a}{2} + (D - D_1) \tan \beta$	$\overline{AB}$	mm	1.50	1.50
	47	ねじ部のせん断応力 $\frac{W_0}{\pi D_1 \omega \overline{AB}}$	$\tau_{\max}$	N/mm ²	146	97.2
	48	ねじ部のせん断応力の許容限界 $0.4\gamma\sigma_B$	τ_a	N/mm ²	260	260
	49	$\tau_a \geq \tau_{\max}$ の検討			OK	OK
めねじ	50	ねじ山のせん断長さ $\frac{a}{2} + (D_2 - D) \tan \beta$	$\overline{AB'}$	mm		
	51	ねじ部のせん断応力 $\frac{W_0}{\pi D_2 \omega \overline{AB'}}$	$\tau_{\max}$	N/mm ²		
	52	ねじ部のせん断応力の許容限界 $0.4\gamma\sigma_B$	τ_a	N/mm ²		
	53	$\tau_a \geq \tau_{\max}$ の検討				

注 1 W_1 : 初期締付ボルト荷重 (N) で、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 d) 2)又は JIS B 8267 附属書 G の G.4.1 d) 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、締めすぎに対して配慮する場合に限り、JIS B 8265 附属書 G の G.4.1 a) 又は JIS B 8267 附属書 G の G.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た初期締付ボルト荷重をとることができる。

注 2 ねじ接合の形式、初期締付時又は運転時に応じて、次による。

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時
W	W_1	W_1	W_1	$\max [W_1, W_2]$	W_1	$\max[W_1, W_2]$

注 3 図 3 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。

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

注 4 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。

$$f = \frac{6m(1-v^2)(c-1)(c-T)}{\pi c^2 \tan^2 \beta}$$

注 5 ねじ接合の形式、初期締付時又は運転時に応じて、次による。

	a) フランジ式の場合		b) ねじ込み式の場合		c) 袋ナット式の場合	
	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時	初期締付時	運転時
k	$\frac{A_2}{A_1 + A_2}$	$\frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_2}{W_1} \right)$	0	0	0	$W_1 \leq W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$ $W_1 > W_2$ の場合 $k = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \frac{W_2}{W_1}$

附属書 B（参考）ねじ部の疲労に対する評価例

B.1 適用範囲

本体の 5 では、ねじ部の疲労設計の詳細を規定している。

この附属書では、**附属書 A** と同様に高圧管を **図 A.1** に示すような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締結する場合について、ねじ部の疲労に対する評価例を示す。

B.2 設計諸元

B.2.1 設計条件

この評価例における設計条件は、**B.2.2** の荷重の繰返し条件を除き、設計条件、使用材料、ねじの種類等は、**附属書 A** の設計条件と同様とし、**A.2** による。

B.2.2 荷重の繰返し条件

ねじの解放、起動及び停止を含む全範囲の圧力サイクルの設計繰返し回数は、次の **a)** 及び **b)** による。

a) 圧力サイクルのパターン

図 B.1 の圧力サイクルのパターンが繰返されるものとする。

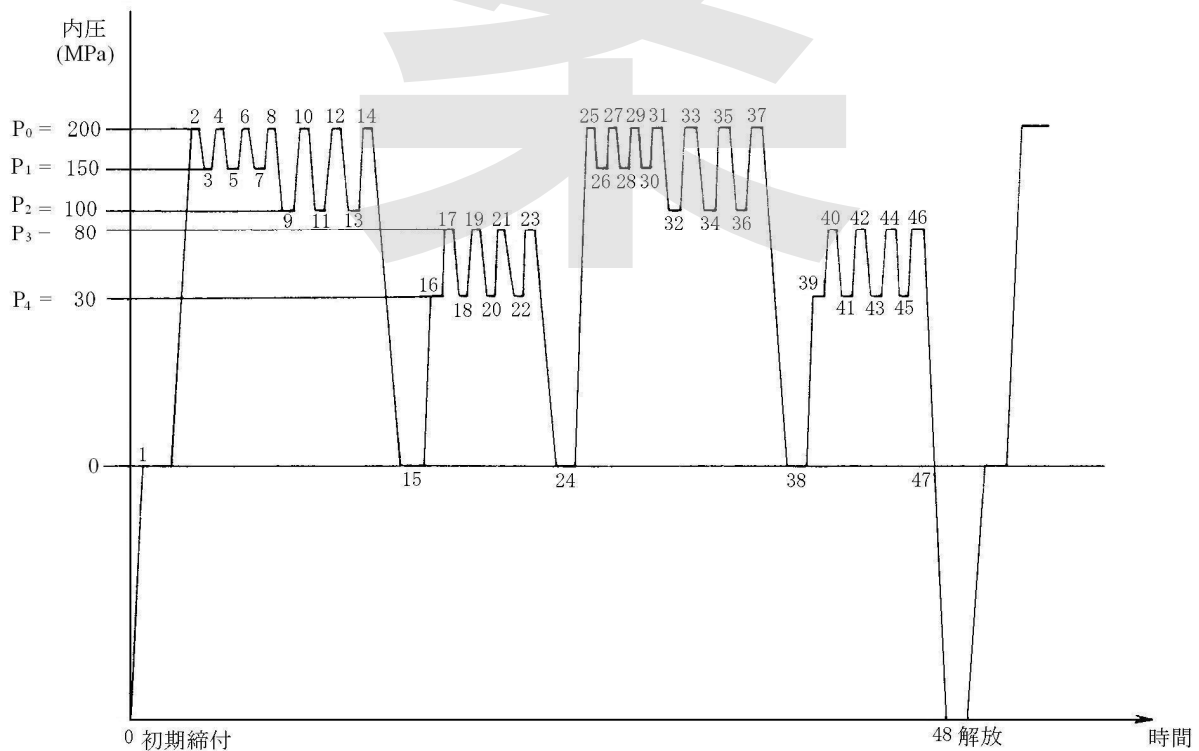


図 B.1 設計繰返し回数

b) 運転圧力及び繰返し回数

図 B.1 の圧力サイクルのパターンにおける運転圧力及び繰返し回数は、次の 1) 及び 2) による。

1) 運転圧力

P_0 : 200 MPa
 P_1 : 150 MPa
 P_2 : 100 MPa
 P_3 : 80 MPa
 P_4 : 30 MPa

2) 繰返し回数

- ① 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 $(n_i) = 240$ 回
- ② 最高運転圧力 P_0 の総繰返し回数
 $0 \sim P_0$ (圧力変動 $0 \sim P_0 = 200$ MPa) $(n_0) = 2 \times 240 = 480$ 回
- ③ 運転圧力 $P_1 \sim P_4$ の総繰返し回数
 $P_0 \sim P_1$ (圧力変動 $P_0 \sim P_1 = 50$ MPa) $(n_1) = 6 \times 240 = 1440$ 回
 $P_0 \sim P_2$ (圧力変動 $P_0 \sim P_2 = 100$ MPa) $(n_2) = 6 \times 240 = 1440$ 回
 $0 \sim P_3$ (圧力変動 $0 \sim P_3 = 80$ MPa) $(n_3) = 2 \times 240 = 480$ 回
 $P_3 \sim P_4$ (圧力変動 $P_3 \sim P_4 = 50$ MPa) $(n_4) = 6 \times 240 = 1440$ 回

B.3 疲労解析の免除

5.2 a) による類似した形状、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が証明できないため、5.2 b) の 1) 及び 2) の合計繰返し回数を計算する。

B.2.2 b) 2) ③ の $P_0 \sim P_1$ 、 $P_0 \sim P_2$ 、 $0 \sim P_3$ 、 $P_3 \sim P_4$ の圧力変動は、50 MPa、100 MPa、80 MPa、50 MPa であり、いずれも最高運転圧力 P_0 (=200 MPa) の 20% すなわち 40 MPa を超えているため、有意の圧力変動として、B.2.2 b) 2) の繰返し回数に算入する。

5.2 b) の 1) 及び 2) の合計繰返し回数は、 $(n_i) + (n_0) + (n_1) + (n_2) + (n_3) + (n_4) = 5520$ 回である。使用材料は A.1.3 の低合金鋼 ($\sigma_B = 830$ N/mm²) であるため、5.2 b) の ② の材料に対して指定された回数の限界 100 回を超えることから、疲労解析の免除は適用されない。

B.4 疲労解析

B.4.1 一般

フランジ式の場合の胴側 A 部及び胴側 B 部についての疲労評価の例を、B.4.2 ~ B.4.5 に示す。なお、フランジ側 A 部及び B 部についても同様である。

5.4.2.1 及び 5.4.2.2 により、胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} を求める。

B.4.2 ねじ谷底部のピーク応力の算定に用いる各記号の算定値等

ねじ谷底部のピーク応力の算定に用いる 5.4.1 の各記号の算定値等は、次の a) ~ m) による。

a) K_{t1} 式(5.121)により、 $\alpha = \beta$ とおき、

$$K_{t1} = \left\{ 1 + 0.26 \left(\frac{a}{2\rho} \right)^{0.7} \right\} \left\{ \frac{3h_e}{a} + 0.9 \sqrt{\frac{a \cos \alpha}{h_e}} + 1 \right\} = 6.34$$

ねじのピッチ	a	2 mm
ねじ谷底の丸味半径	ρ	0.289 mm
ねじ山の実高さ	h_e	1.23 mm
ねじ山の半角	β	0.524 rad
荷重を受ける側のフランク角	α	0.524 rad

- b) K_{t2} 5.6.2 により、 $K_{t2}=2.5$ とする。
- c) D ねじの有効径 73.701 mm
- d) L ねじの有効かみ合い長さ 56 mm
- e) W_1 初期締付荷重 498000 (N) [式(3.9)より]
- f) A_1 おねじ部材の横断面積 $\left[= \frac{\pi}{4} (D^2 - D_0^2) \right] = 3480 \text{ mm}^2$ [式(3.5)より]
- g) A_2 めねじ部材の横断面積 $\left[= \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D^2) \right] = 33700 \text{ mm}^2$ [式(3.6)より]
- h) h ねじ山の曲げ及びせん断による軸方向の弾性変位係数 1.22 [図 3 より]
- i) f ねじ山つけ根の傾きによる軸方向弾性変位係数 0.177 [図 4 より]
- j) θ_1 部材及びねじ山の剛性とねじのかみ合い長さに関する定数 3.09 [式(3.25)より]
- k) A ねじ継手部材の有効横断面積 (おねじ部材における最小断面積)
谷径 72.546 mm より、 $A = \frac{\pi}{4} (72.546^2 - 31.7^2) = 3340 \text{ mm}^2$
- l) G ガasket接触径 34.0 mm
- m) W_{pm} 及び k_1 、 k_2

運転時における荷重 W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) は、式(5.15)より、 $W_{pm} = \frac{\pi}{4} G^2 P_m$

部材の断面積、荷重条件に関係する定数 k_1 の値は、式(5.22)及び式(5.30)より、 $k_1 = \frac{A_2}{A_1 + A_2}$

部材の断面積、荷重条件に関係する定数 k_2 の値は、式(5.23)及び式(5.31)より、 $k_2 = \frac{A_2}{A_1 + A_2} \left(1 - \frac{W_{pm}}{W_1} \right)$

上記による W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) 及び k_1 、 k_2 の計算結果を、表 B.1 に示す。

表 B.1 W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) 及び k_1 、 k_2 の値

	W_{pm} (N)	k_1 (—)	k_2 (—)
W_{p0}	182,000	0.907	0.572
W_{p1}	136,000	0.907	0.656
W_{p2}	90,800	0.907	0.739
W_{p3}	72,600	0.907	0.773
W_{p4}	27,200	0.907	0.856

n) C ねじの形状に基づく係数 0.465 [式(5.3)より]

$$C = \left(\frac{60 - \alpha_1}{44} \right)^2 = 0.465$$

ここで、 $\alpha_1 = 180 \alpha / \pi$ 、 $\alpha = 0.524$ (ねじ山の荷重を受ける側のフランク角(rad) (30°))

B.4.3 ねじ谷底部のピーク応力の算定

5.4.2 によるねじ谷底部のピーク応力の算定は、次の a)～c)による。

5.4.2.1 及び 5.4.2.2 により、胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} を求める。

a) ねじ山に働く軸方向荷重集中係数

ねじ山に働く軸方向荷重集中係数の H'_1 、 H'_2 、 H_1 、 H_2 の値を、式(5.20)、式(5.21)、式(5.28)、式(5.29)より算定する。表 B.1 の W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) 及び k_1 、 k_2 の各値を用いて、 H'_1 、 H'_2 、 H_1 、 H_2 の値を算定する。これらの計算結果を、表 B.2 に示す。

表 B.2 H'_1 、 H'_2 、 H_1 、 H_2 の値

	$H'_1 (-)$	$H'_2 (-)$	$H_1 (-)$	$H_2 (-)$
W_{p0}	2.84	1.90	0.545	1.49
W_{p1}	2.84	2.13	0.545	1.25
W_{p2}	2.84	2.37	0.545	1.02
W_{p3}	2.84	2.46	0.545	0.922
W_{p4}	2.84	2.70	0.545	0.687

b) 胴側 A 部におけるピーク応力

胴側 A 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} を、5.4.2.1 により求める。

σ_{apm} 、 σ_{spm} については、表 B.2 の W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) に応じた H'_1 、 H'_2 の各値を用いて算定する。各ピーク応力の算定結果は、次の①及び②による。

① σ_{ai} 、 σ_{si} の値は、式(5.16)及び式(5.17)より、次のとおり算定される。

$$\sigma_{ai} = K_{t2} \frac{W_1}{A} = 369 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H'_1 W_1}{\pi D L} = 684 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

② σ_{apm} 、 σ_{spm} の値は、式(5.18)及び式(5.19)より、表 B.3 のとおり算定される。

表 B.3 胴側 A 部におけるピーク応力 σ_{spm} 、 σ_{apm} の値

胴側 A 部	W_{p0}	W_{p1}	W_{p2}	W_{p3}	W_{p4}
σ_{apm} (N/mm ²)	233	267	301	314	348
σ_{spm} (N/mm ²)	457	514	570	593	650

c) 胴側 B 部におけるピーク応力

胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} を、5.4.2.2 により求める。
 σ_{apm} 、 σ_{spm} については、表 B.2 の W_{pm} ($W_{p0} \sim W_{p4}$) に応じた H_1 、 H_2 の各値を用いて算定する。
各ピーク応力の算定結果は、次の①及び②による。

① σ_{ai} 、 σ_{si} の値は、式(5.24)及び式(5.25)より、次のとおり算定される。

$$\sigma_{ai} = 0 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{si} = K_{t1} \frac{H_1 W_1}{\pi D L} = 132 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

② σ_{apm} 、 σ_{spm} の値は、式(5.26)及び式(5.27)より、表 B.4 のとおり算定される。

表 B.4 胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{spm} 、 σ_{apm} の値

胴側 B 部	W_{p0}	W_{p1}	W_{p2}	W_{p3}	W_{p4}
σ_{apm} (N/mm ²)	136	102	67.9	54.3	20.4
σ_{spm} (N/mm ²)	359	302	245	223	166

B.4.4 ねじ谷底部の合成ピーク応力の算定

B.4.3 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部におけるピーク応力 σ_{ai} 、 σ_{si} 、 σ_{apm} 及び σ_{spm} を用いて、5.3.2.2 により、ねじ谷底部の合成ピーク応力を求める。ねじ谷底部の合成ピーク応力の算定は、次の a) 及び b) による。

a) 胴側 A、B 部における合成ピーク応力

胴側 A、B 部における合成ピーク応力 σ_i 、 σ_{pm} を、5.3.2.2 の式(5.1)及び式(5.2)により求める。
各合成ピーク応力の算定結果は、次の 1) 及び 2) による。
また、各合成ピーク応力の変動状況を、図 B.2 に示す。

1) 胴側 A 部における合成ピーク応力

① 胴側 A 部における初期締付時の合成ピーク応力 σ_i は、式(5.1)により、次のとおり算定される。

$$\sigma_i = 915 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

② 胴側 A 部における運転時の合成ピーク応力 σ_{pm} は、式(5.2)により、表 B.5 のとおり算定される。

表 B.5 胴側 A 部における合成ピーク応力 σ_{pm} の値

胴側 A 部	W_{p0}	W_{p1}	W_{p2}	W_{p3}	W_{p4}
σ_{pm} (N/mm ²)	602	680	758	789	868

2) 胴側 B 部における合成ピーク応力

① 胴側 B 部における初期締付時の合成ピーク応力 σ_i は、式(5.1)により、次のとおり算定される。

$$\sigma_i = 132 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

② 胴側 B 部における運転時の合成ピーク応力 σ_{pm} は、式(5.2)により、表 B.6 のとおり算定さ

れる。

表 B.6 胴側 B 部における合成ピーク応力 σ_{pm} の値

胴側 B 部	W_{p0}	W_{p1}	W_{p2}	W_{p3}	W_{p4}
σ_{pm} (N/mm ²)	441	363	285	254	177

b) 胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅と繰返し回数

胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅及び繰返し回数は、5.3.2.3 により、表 B.7 のとおり算定される。

表 B.7 胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅及び繰返し回数

	合成ピーク応力の変動幅 (N/mm ²)			繰返し回数
		胴側 A 部	胴側 B 部	
$\Delta\sigma_i$	$ \sigma_i $	915	132	$n_i = 240$
	$ \sigma_{p0} $	602	441	$n_i = 240$
$\Delta\sigma_0$	$ \sigma_{p0} - \sigma_i = 602 - 915 =$	313		$n_0 = 480$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_i = 441 - 132 =$		309	$n_0 = 240$
$\Delta\sigma_1$	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p1} = 602 - 680 =$	78		$n_1 = 1,440$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p1} = 441 - 363 =$		78	$n_1 = 1,440$
$\Delta\sigma_2$	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p2} = 602 - 758 =$	156		$n_1 = 1,440$
	$ \sigma_{p0} - \sigma_{p2} = 441 - 285 =$		156	$n_1 = 1,440$
$\Delta\sigma_3$	$ \sigma_{p3} - \sigma_i = 789 - 915 =$	126		$n_3 = 480$
	$ \sigma_{p3} - \sigma_i = 254 - 132 =$		122	$n_3 = 480$
$\Delta\sigma_4$	$ \sigma_{p3} - \sigma_{p4} = 789 - 868 =$	79		$n_4 = 1,440$
	$ \sigma_{p3} - \sigma_{p4} = 254 - 177 =$		77	$n_4 = 1,440$

B.4.5 合成ピーク応力の振幅値の算定及び補正

B.4.4 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅を用いて、5.3.2.4 により、合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} を求め、5.3.2.5 a) により、合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正を行う。これらの各値の算定は、次の a) 及び b) による。

a) 縦弾性係数の比

縦弾性係数の比 E/E_d は、1.010 (2016 年度版の表 3 の値を使用) となる。

b) 10^8 回における許容応力振幅値

10^8 回における許容応力振幅値 σ_a を、5.3.2.6 a) 及び 5.5.3 より求める。

100°Cにおける引張強さ	σ_B	830 N/mm ²
100°Cにおける降伏点	σ_y	652 N/mm ²
100°Cにおける E/E_d の値	E/E_d	1.010 (2016 年度版の表 3 の値を使用)
図 7 の 10^6 回における許容応力振幅値	$(\sigma_a)_6$	138 N/mm ²
σ_B から決まる許容応力振幅値	$(\sigma_a)_8$	$= 0.25\sigma_B(1 - \sigma'_{\text{mean}}/\sigma_B)(E/E_d)$
10^8 回における許容応力振幅値	σ_a	$= \min [(\sigma_a)_6, (\sigma_a)_8]$

1) 胴側 A 部

胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} 及び 10^8 回における許容応力振幅値 σ_a は、表 B.8 のとおり算定される。

表 B.8 胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値及び 10^8 回における許容応力振幅値

	σ_{alt}	σ_{mean}	σ_{max}	σ'_{mean}	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_6$	σ_a
$\triangle\sigma_i$	$915/2 = 458$	$(0 + 915)/2 = 458$	$915 > \sigma_y$	194	161	138	138
$\triangle\sigma_0$	$313/2 = 157$	$(602 + 915)/2 = 759$	$915 > \sigma_y$	495	84.6	138	84.6
$\triangle\sigma_1$	$78/2 = 39$	$(602 + 680)/2 = 641$	$680 > \sigma_y$	613	54.8	138	54.8
$\triangle\sigma_2$	$156/2 = 78$	$(602 + 758)/2 = 680$	$758 > \sigma_y$	574	64.6	138	64.6
$\triangle\sigma_3$	$126/2 = 63$	$(789 + 915)/2 = 852$	$915 > \sigma_y$	589	60.9	138	60.9
$\triangle\sigma_4$	$79/2 = 39.5$	$(789 + 868)/2 = 829$	$868 > \sigma_y$	613	54.8	138	54.8

2) 胴側 B 部

胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} 及び 10^8 回における許容応力振幅値 σ_a は、表 B.9 のとおり算定される。

表 B.9 胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値及び 10^8 回における許容応力振幅値

	σ_{alt}	σ_{mean}	σ_{max}	σ'_{mean}	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_6$	σ_a
$\triangle\sigma_i$	$441/2 = 221$	$(0 + 441)/2 = 221$	$441 < \sigma_y$	221	154	138	138
$\triangle\sigma_0$	$309/2 = 155$	$(441 + 132)/2 = 287$	$441 < \sigma_y$	287	137	138	137
$\triangle\sigma_1$	$78/2 = 39$	$(441 + 363)/2 = 402$	$441 < \sigma_y$	402	108	138	108
$\triangle\sigma_2$	$156/2 = 78$	$(441 + 285)/2 = 363$	$441 < \sigma_y$	363	118	138	118
$\triangle\sigma_3$	$122/2 = 61$	$(254 + 132)/2 = 193$	$254 < \sigma_y$	193	161	138	138
$\triangle\sigma_4$	$77/2 = 38.5$	$(254 + 177)/2 = 216$	$254 < \sigma_y$	216	155	138	138

B.4.6 許容繰返し回数の算定

許容繰返し回数は、5.3.2.6 により、表 B.10 のとおり算定される。

表 B.10 許容繰返し回数

		胴側 A 部	胴側 B 部
$\triangle\sigma_i$	$(\triangle\sigma_i/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	463	223
	N_i (回)	1,670	33,600
$\triangle\sigma_0$	$(\triangle\sigma_0/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	159	157
	N_0 (回)	3.07×10^5	3.46×10^5
$\triangle\sigma_1$	$(\triangle\sigma_1/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	39.4	39.4
	N_1 (回)	10^8	∞
$\triangle\sigma_2$	$(\triangle\sigma_2/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	78.8	78.8
	N_2 (回)	3.00×10^7	10^8
$\triangle\sigma_3$	$(\triangle\sigma_3/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	63.6	61.6
	N_3 (回)	7.83×10^7	∞
$\triangle\sigma_4$	$(\triangle\sigma_4/2) \times (E/E_d)$ (N/mm ²)	39.9	38.9
	N_4 (回)	10^8	∞

B.4.7 各種応力サイクルに基づく使用係数の算定

各種応力サイクルに基づく使用係数は、5.3.2.7により、表 B.11 のとおり算定される。

表 B.11 各種応力サイクルに基づく使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U_i=n_i/N_i$	$240/1670 = 0.144$	$240/33600 = 0.007$
$U_0=n_0/N_0$	$480/(3.07 \times 10^5) = 0.002$	$240/(3.46 \times 10^5) = 0.001$
$U_1=n_1/N_1$	$1440/10^8 = 0.000$	$1440/\infty = 0.000$
$U_2=n_2/N_2$	$1440/(3.00 \times 10^7) = 0.000$	$1440/10^8 = 0.000$
$U_3=n_3/N_3$	$480/(7.83 \times 10^7) = 0.000$	$480/\infty = 0.000$
$U_4=n_4/N_4$	$1440/10^8 = 0.000$	$1440/\infty = 0.000$

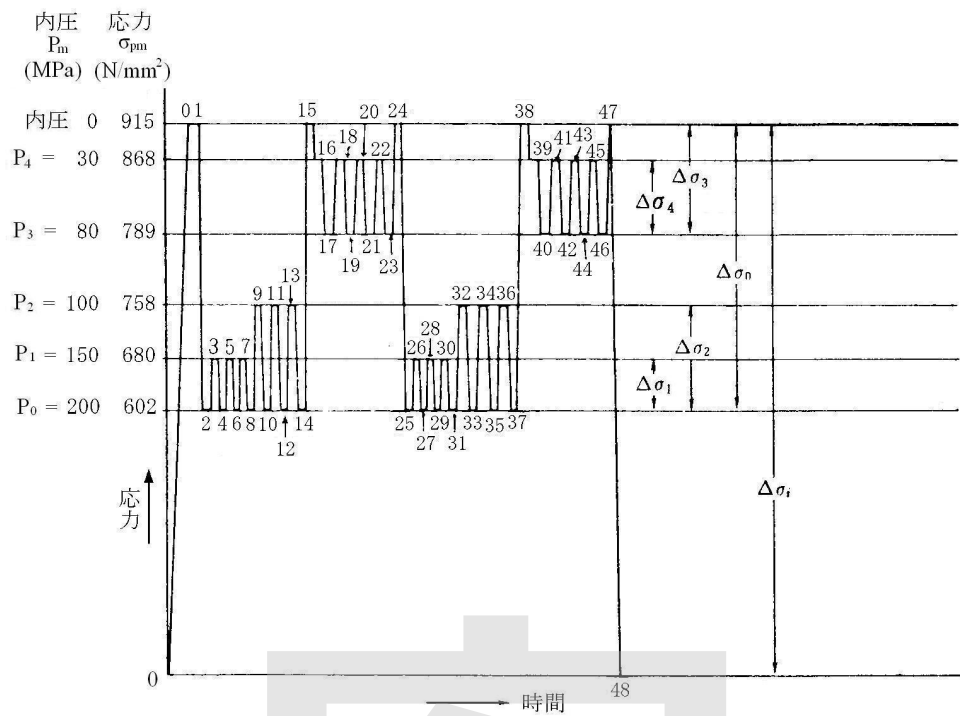
B.4.7 累積使用係数の算定

累積使用係数 U は、5.3.2.8により、表 B.11 のとおり算定される。

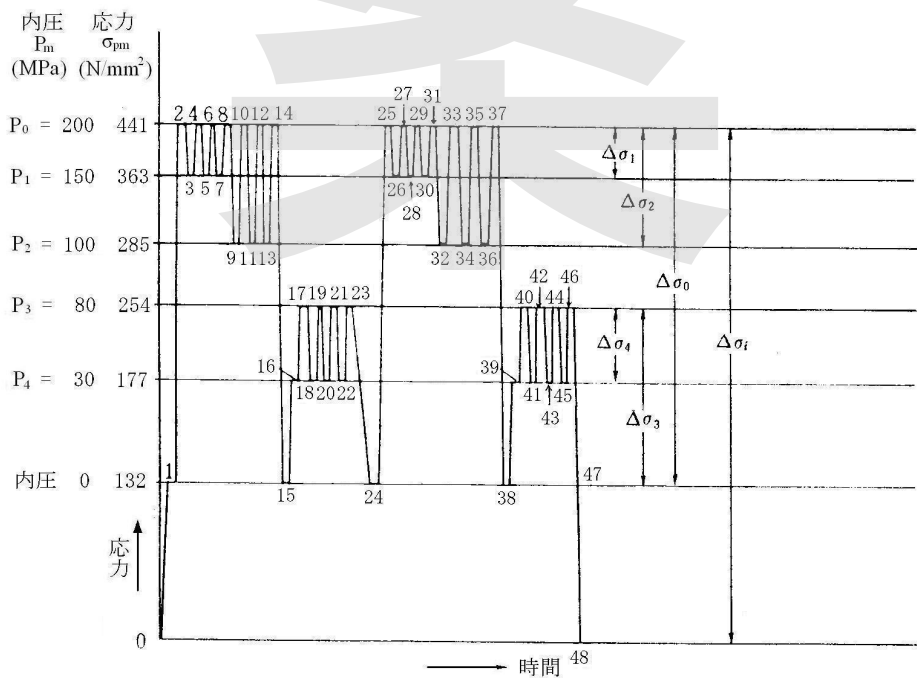
胴側 A 部、胴側 B 部ともに、累積使用係数 U は 1 を超えていないため、本例題のねじ構造の疲労強度は、指定された運転条件に対して合格と判定する。

表 B.12 累積使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U = U_i + U_0 + U_1 + \dots + U_4$	$0.146 < 1$	$0.008 < 1$



a) 胴側 A 部の合成ピーク応力サイクル



b) 胴側 B 部の合成ピーク応力サイクル

図 B.2 合成ピーク応力サイクル

附属書 C（参考）平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正例

C.1 適用範囲

設計疲労曲線の図 8、図 10 の曲線 A、図 11 には、図 7、図 9、図 10 の曲線 B と異なり平均応力の補正がされていないため、これらの設計疲労曲線を使用する場合には、計算された応力振幅を平均応力の影響を考慮して割増す必要がある。この附属書では、平均応力による合成ピーク応力の振幅値の補正の計算例を示す。なお、C.2 に示す使用材料以外の設計条件、荷重の繰返し条件、ねじの種類等は、附属書 B と同じとする。

C.2 使用材料

この附属書の計算例において使用するおねじ及びめねじの使用材料は、次による。

おねじ及びめねじの使用材料	SUS630 H1075
材料の設計温度における引張強さ σ_B	947 N/mm ²
材料の設計温度における降伏点 σ_y	816 N/mm ²

C.3 疲労解析の免除

過去の運転経験から疲労解析が不要であることが証明できないこと、並びに、図 11 の設計疲労曲線を使用するため、5.2 b) が適用できないことから、疲労解析を実施する。

C.4 疲労解析

C.4.1 一般

フランジ式の場合の胴側 A 部及び胴側 B 部についての疲労評価の例を、C.4.2～C.4.5 に示す。なお、フランジ側 A 部及び B 部についても同様である。

附属書 B の B.4.2～B.4.4 までは同じであるため、それ以後について示す。

C.4.2 合成ピーク応力の振幅値の算定及び補正

B.4.4 により算定した胴側 A 部及び胴側 B 部における合成ピーク応力の変動幅を用いて、5.3.2.4 により、合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} を求め、5.3.2.5 a) により、合成ピーク応力の振幅値に対する縦弾性係数による補正を行う。これらの各値の算定は、次の a)～d) による。

a) 合成ピーク応力の振幅値

合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} は、5.3.2.4 により、表 C.1 のとおり算定される。

表 C.1 合成ピーク応力の振幅値

	σ_{alt}	胴側 A 部	胴側 B 部
$\triangle\sigma_i$	$(\triangle\sigma_i/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$915/2 = 458$	$441/2 = 221$
$\triangle\sigma_0$	$(\triangle\sigma_0/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$313/2 = 157$	$309/2 = 155$
$\triangle\sigma_1$	$(\triangle\sigma_1/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$78/2 = 39$	$78/2 = 39$
$\triangle\sigma_2$	$(\triangle\sigma_2/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$156/2 = 78$	$156/2 = 78$
$\triangle\sigma_3$	$(\triangle\sigma_3/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$126/2 = 63$	$122/2 = 61$
$\triangle\sigma_4$	$(\triangle\sigma_4/2) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	$79/2 = 39.5$	$77/2 = 38.5$

b) 合成ピーク応力の振幅値の補正

a)により算定した合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} に対する平均応力の補正を、5.5 に従って行う。

1) 胴側 A 部

胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} に対する平均応力の補正は、表 C.2 のとおり算定される。

表 C.2 胴側 A 部における合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

	σ_{alt}	σ_{mean}	σ_{max}	σ'_{mean}	σ_{eq}
$\triangle\sigma_i$	458	$(0 + 915)/2 = 458$	$915 > \sigma_y$	358	596
$\triangle\sigma_0$	157	$(602 + 915)/2 = 759$	$915 > \sigma_y$	659	352
$\triangle\sigma_1$	39	$(602 + 680)/2 = 641$	$680 < \sigma_y$	641	83.1
$\triangle\sigma_2$	78	$(602 + 758)/2 = 680$	$758 < \sigma_y$	680	186
$\triangle\sigma_3$	63	$(789 + 915)/2 = 852$	$915 > \sigma_y$	753	199
$\triangle\sigma_4$	39.5	$(789 + 868)/2 = 829$	$868 > \sigma_y$	777	141

2) 胴側 B 部

胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値 σ_{alt} に対する平均応力の補正は、表 C.3 のとおり算定される。

表 C.3 胴側 B 部における合成ピーク応力の振幅値に対する平均応力の補正

	σ_{alt}	σ_{mean}	σ_{max}	σ'_{mean}	σ_{eq}
$\triangle\sigma_i$	221	$(0 + 441)/2 = 221$	$441 < \sigma_y$	221	253
$\triangle\sigma_0$	155	$(441 + 132)/2 = 287$	$441 < \sigma_y$	287	187
$\triangle\sigma_1$	39	$(441 + 363)/2 = 402$	$441 < \sigma_y$	402	53.4
$\triangle\sigma_2$	78	$(441 + 285)/2 = 363$	$441 < \sigma_y$	363	102
$\triangle\sigma_3$	61	$(254 + 132)/2 = 193$	$254 < \sigma_y$	193	68.3
$\triangle\sigma_4$	38.5	$(254 + 177)/2 = 216$	$254 < \sigma_y$	216	43.8

c) 縦弾性係数の比

縦弾性係数の比 E/E_d は、1.055（2016 年度版の値を使用）となる。

d) 10^8 回における許容応力振幅値

10^8 回における許容応力振幅値 σ_a を、5.3.2.6 a) 及び 5.5.3 より求める。

100℃における引張強さ	σ_B	947 N/mm ²
100℃における降伏点	σ_y	816 N/mm ²
100℃における E/E_d の値	E/E_d	1.055（2016 年度版の値を使用）
図 11 の 10^7 回における許容応力振幅値	$(\sigma_a)_7$	248 N/mm ²
σ_B から決まる許容応力振幅値	$(\sigma_a)_8$	$= 0.20\sigma_B (E / E_d)$
10^8 回における許容応力振幅値	σ_a	$= \min [(\sigma_a)_7, (\sigma_a)_8]$

1) 胴側 A 部

胴側 A 部における 10^8 回における許容応力振幅値 σ_a は、表 C.4 のとおり算定される。

表 C.4 胴側 A 部における 10^8 回における許容応力振幅値

	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_7$	σ_a
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_0$	200	248	200
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_2$	200	248	200
$\triangle\sigma_3$	200	248	200
$\triangle\sigma_4$	200	248	200

2) 胴側 B 部

胴側 B 部における 10^8 回における許容応力振幅値 σ_a は、表 B.9 のとおり算定される。

表 C.5 胴側 B 部における 10^8 回における許容応力振幅値

	$(\sigma_a)_8$	$(\sigma_a)_7$	σ_a
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_0$	200	248	200
$\triangle\sigma_1$	200	248	200
$\triangle\sigma_2$	200	248	200
$\triangle\sigma_3$	200	248	200
$\triangle\sigma_4$	200	248	200

C.4.3 許容繰返し回数の算定

許容繰返し回数は、5.3.2.6 により、表 C.6 のとおり算定される。

表 C.6 許容繰返し回数

		胴側 A 部	胴側 B 部
$\triangle\sigma_1$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	629	267
	$N_1 \text{ (回)}$	1,890	3.88×10^6
$\triangle\sigma_0$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	371	197
	$N_0 \text{ (回)}$	6.85×10^4	10^8
$\triangle\sigma_1$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	87.7	56.3
	$N_1 \text{ (回)}$	∞	∞
$\triangle\sigma_2$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	196	108
	$N_2 \text{ (回)}$	10^8	10^8
$\triangle\sigma_3$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	210	72.1
	$N_3 \text{ (回)}$	5.92×10^7	∞
$\triangle\sigma_4$	$\sigma_{eq} \times (E/E_d) \text{ (N/mm}^2\text{)}$	149	46.2
	$N_4 \text{ (回)}$	10^8	∞

C.4.4 各種応力サイクルに基づく使用係数の算定

各種応力サイクルに基づく使用係数は、5.3.2.7 により、表 C.7 のとおり算定される。

表 C.7 各種応力サイクルに基づく使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U_i = n_i / N_i$	$240 / 1,890 = 0.127$	$240 / (3.88 \times 10^6) = 0.000$
$U_0 = n_0 / N_0$	$480 / (6.85 \times 10^4) = 0.007$	$240 / 10^8 = 0.000$
$U_1 = n_1 / N_1$	$1,440 / \infty = 0.000$	$1,440 / \infty = 0.000$
$U_2 = n_2 / N_2$	$1,440 / 10^8 = 0.000$	$1,440 / 10^8 = 0.000$
$U_3 = n_3 / N_3$	$480 / (5.92 \times 10^7) = 0.000$	$480 / \infty = 0.000$
$U_4 = n_4 / N_4$	$1,440 / 10^8 = 0.000$	$1,440 / \infty = 0.000$

C.4.5 累積使用係数の算定

累積使用係数 U は、5.3.2.8 により、表 C.8 のとおり算定される。

胴側 A 部、胴側 B 部ともに、累積使用係数 U は 1 を超えていないため、本例題のねじ構造の疲労強度は、指定された運転条件に対して合格と判定する。

表 C.8 累積使用係数

	胴側 A 部	胴側 B 部
$U = U_i + U_0 + U_1 + \dots + U_4$	$0.134 < 1$	$0.000 < 1$