



神州弹簧

www.szthwj.com

JIS

コイルばね－第 1 部：基本計算方法

JIS B 2704-1 : 2018

(JSMA/JSA)

平成 30 年 3 月 20 日 改正

日本工業標準調査会 審議

(日本規格協会 発行)

著作権法により無断での複製、転載等は禁止されております。

<http://www.szthwj.com>

日本工業標準調査会標準第一部会 機械要素技術専門委員会 構成表

	氏名	所属
(委員長)	高 増 潔	東京大学
(委員)	猪 狩 俊 一	三菱マテリアル株式会社
	市 川 直 樹	国立研究開発法人産業技術総合研究所
	伊 藤 和 巳	KYB 株式会社
	大 西 賢 治	OKK 株式会社
	川 井 謙 一	横浜国立大学名誉教授
	渋谷 眞 人	東京工芸大学
	菅 谷 功	株式会社ニコン
	田 邊 義 和	株式会社トヨシマ
	平 井 亜紀子	国立研究開発法人産業技術総合研究所

主 務 大 臣：経済産業大臣 制定：平成 21.10.20 改正：平成 30.3.20

官 報 公 示：平成 30.3.20

原 案 作 成 者：一般社団法人日本ばね工業会

(〒101-0038 東京都千代田区神田美倉町 12 MH-KIYA ビル TEL 03-3251-5234)

一般財団法人日本規格協会

(〒108-0073 東京都港区三田 3-13-12 三田 MT ビル TEL 03-4231-8530)

審 議 部 会：日本工業標準調査会 標準第一部会 (部会長 酒井 信介)

審議専門委員会：機械要素技術専門委員会 (委員長 高増 潔)

この規格についての意見又は質問は、上記原案作成者又は経済産業省産業技術環境局 国際標準課(〒100-8901 東京都千代田区霞が関 1-3-1)にご連絡ください。

なお、日本工業規格は、工業標準化法第 15 条の規定によって、少なくとも 5 年を経過する日までに日本工業標準調査会の審議に付され、速やかに、確認、改正又は廃止されます。

目 次

	ページ
1 適用範囲.....	1
2 引用規格.....	1
3 用語及び定義.....	1
4 材料.....	1
5 設計計算.....	2
5.1 一般.....	2
5.2 記号.....	3
5.3 ばねの設計に用いる基本式.....	4
5.4 ばねを設計するときに考慮する事項.....	9
6 ばね特性.....	15
6.1 圧縮ばね.....	15
6.2 引張ばね.....	15
6.3 ねじりばね.....	16
7 設計応力.....	16
7.1 一般.....	16
7.2 静的な力（荷重）を受けるばね.....	16
7.3 繰返し力（荷重）を受けるばね.....	18
解 説.....	26

まえがき

この規格は、工業標準化法第 14 条によって準用する第 12 条第 1 項の規定に基づき、一般社団法人日本ばね工業会（JSMA）及び一般財団法人日本規格協会（JSA）から、工業標準原案を具して日本工業規格を改正すべきとの申出があり、日本工業標準調査会の審議を経て、経済産業大臣が改正した日本工業規格である。これによって、**JIS B 2704-1:2009** は改正され、この規格に置き換えられ、また、**JIS B 2709-1:2009** は廃止され、この規格に置き換えられた。

この規格は、著作権法で保護対象となっている著作物である。

この規格の一部が、特許権、出願公開後の特許出願又は実用新案権に抵触する可能性があることに注意を喚起する。経済産業大臣及び日本工業標準調査会は、このような特許権、出願公開後の特許出願及び実用新案権に関わる確認について、責任はもたない。

JIS B 2704 の規格群には、次に示す部編成がある。

JIS B 2704-1 第 1 部：基本計算方法

JIS B 2704-2 第 2 部：仕様の表し方

コイルばね—第 1 部：基本計算方法

Coil springs—Part 1: Basic calculation methods

1 適用範囲

この規格は、一般に使用するばねのうち、円形断面の金属材料を用いた、圧縮コイルばね、引張コイルばね及びねじりコイルばね（以下、ばねという。）の基本計算方法について規定する。

2 引用規格

次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格は、その最新版（追補を含む。）を適用する。

- JIS B 0103 ばね用語
- JIS B 0156 ばね記号
- JIS B 2711 ばねのショットピーニング
- JIS G 3521 硬鋼線
- JIS G 3522 ピアノ線
- JIS G 3560 ばね用オイルテンパー線
- JIS G 3561 弁ばね用オイルテンパー線
- JIS G 4314 ばね用ステンレス鋼線
- JIS G 4801 ばね鋼鋼材
- JIS H 3260 銅及び銅合金の線
- JIS H 3270 ベリリウム銅、りん青銅及び洋白の棒並びに線

3 用語及び定義

この規格で用いる主な用語及び定義は、JIS B 0103 による。

4 材料

ばねに用いる材料は、表 1 による。表 1 に示す○印は、用途ごとの推奨材料を示す。表 1 以外の材料及び他の用途に使用する場合は、受渡当事者間の協定による。

表 1—ばねの材料

種類	規格番号	記号	用途 (参考)						注記
			汎用	導電	非磁	耐熱	耐食	耐疲労	
ばね鋼鋼材	JIS G 4801	SUP6 SUP7 SUP9 SUP9A SUP10 SUP11A SUP12 SUP13	○					○	熱間成形ばねに用いる
硬鋼線	JIS G 3521	SW-B SW-C	○						冷間成形ばねに用いる
ピアノ線	JIS G 3522	SWP-A SWP-B SWP-V	○					○	
ばね用オイルテンパー線	JIS G 3560	SWO-A SWO-B	○						
		SWOSC-B	○			○			
		SWOSM	○						
弁ばね用オイルテンパー線	JIS G 3561	SWO-V						○	
		SWOCV-V				○		○	
		SWOSC-V				○		○	
ばね用ステンレス鋼線	JIS G 4314	SUS302 SUS304 SUS304N1 SUS316 SUS631J1	○			○	○		
黄銅線	JIS H 3260	C 2600 W C 2700 W C 2800 W		○	○		○		
洋白線	JIS H 3270	C 7521 W C 7541 W C 7701 W		○	○		○		
りん青銅線		C 5102 W C 5191 W C 5212 W		○	○		○		
ベリリウム銅線		C 1720 W		○	○		○		

5 設計計算

5.1 一般

ばねの設計は、要求ばね特性に従い行う。そのばね特性が、“ばねのたわみ又は長さとし力（荷重）との関係”が圧縮方向である場合には、圧縮コイルばね（以下、圧縮ばねという。）を選び、引張方向である場合には、引張コイルばね（以下、引張ばねという。）を選ぶ。また、“ばねのねじれ角とモーメント又は力（荷重）との関係”の場合には、ねじりコイルばね（以下、ねじりばねという。）を選ぶ。

次に、そのばね特性を満足するように線径、コイル内外径、巻数、自由長さなどの寸法を決めることが多い。しかし、これらのばねの寸法及び形状は、ばねの組付けスペース、相手部品形状、加工限界、設計

上考慮すべき事項などによって制約を受ける場合がある。

さらに、寸法及び形状によって、成形方法及び材料を選定する。特に材料については、耐疲労性、耐熱性、耐食性、導電性、非磁性などの特別な要求を伴うこともあるので、ばねの用途によって、適切に選定する。

設計の手順としては、ばね特性の要求に対して線径、コイル内外径及び巻数の概略値を設定してばね特性の計算を行い、寸法及び形状に対する制約、その他特別な要求を満足するように設定した概略値を相互の関連性を考慮して見直し、最終的なばねの寸法、形状、材料などの諸元を決めるのがよい。

5.2 記号

この規格に用いる記号は、表 2 による (JIS B 0156 参照)。

なお、JIS B 2704-2 に用いる記号も含む。

表 2—記号

記号	記号の意味	単位
c	ばね指数 $c=D/d$	—
D	コイル平均径 $D=(D_i+D_o)/2$	mm
D_o	コイル外径	mm
D_i	コイル内径	mm
D_d	案内棒の径	mm
ΔD	ねじりばねに力 (荷重) を与えたときのコイル平均径の変化量	mm
d	線径 (計算に用いる線径又は製品の材料の直径)	mm
$d_{\max}$	線径の最大値	mm
E	縦弾性係数	N/mm ²
e_1	圧縮ばねのコイル外側面の傾き又は圧縮ばねのコイル外側面の直角度	mm
F	ばね力又はばねに作用する力 (荷重)	N
F_A, F_B	ねじりばねの腕部 A, B におけるばね力	N
F_i	引張ばねの初張力	N
$F_1, F_2, \dots$	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね長さ $L_1, L_2, \dots$ における指定ばね力	N
$F_{\max}$	最大試験力	N
f_e	固有振動数	Hz
G	横弾性係数	N/mm ²
I	断面二次モーメント	mm ⁴
L_c	圧縮ばねの密着長さ	mm
L_0	圧縮ばねの自由長さ又は引張ばねの自由長さ	mm
$L_1, L_2, \dots$	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね力 $F_1, F_2, \dots$ における指定ばね長さ	mm
l_d	ねじりばねの有効部展開長さ	mm
l_{wA}, l_{wB}	ねじりばねの腕部 A, B の有効作用長さ (ねじりモーメントの考慮を含む。)	mm
M	ねじりモーメント又はトルク	N・mm
m_s	ばねの運動部分の質量	kg
$M_1, M_2, \dots$	ねじりばねの指定ばね力 $F_1, F_2, \dots$ におけるねじりモーメント	N・mm
n	圧縮ばねの有効巻数又は引張ばね及びねじりばねの巻数	—
n_t	総巻数	—
p	ばねのピッチ	mm
R	圧縮ばね及び引張ばねのばね定数	N/mm
R_M	ねじりばねのばね定数	N・mm/rad
R_{Md}	ねじりばねのばね定数	N・mm/°

表 2—記号 (続き)

記号	記号の意味	単位
r_w	ねじりばねの腕部の有効作用半径 (ねじりモーメントの考慮を含む。)	mm
$r_{w,A}, r_{w,B}$	ねじりばねの腕部 A, B の有効作用半径 (ねじりモーメントの考慮を含む。)	mm
s	圧縮ばね及び引張ばねのたわみ	mm
U	ばねに蓄えられるエネルギー	J
Z	断面係数	mm ³
α_0	ねじりばねの自由角度	rad 又は °
α	ねじりばねのねじれ角	rad
α_d	ねじりばねのねじれ角	°
$\alpha_1, \alpha_2, \dots$	ねじりばねの指定ねじりモーメント $M_1, M_2, \dots$ におけるねじれ角	rad 又は °
α_c	ねじりばねのコイル部のねじれ角	rad
α_A, α_B	ねじりばねの各腕部のたわみ角	rad
κ	せん断応力修正係数	—
κ_b	曲げ応力修正係数	—
ρ	材料の単位体積当たり質量 (密度)	kg/mm ³
σ	曲げ応力	N/mm ²
σ_B	材料の引張強さ	N/mm ²
$\sigma_1, \sigma_2, \dots$	ねじりばねの指定ねじりモーメント $M_1, M_2, \dots$ における曲げ応力	N/mm ²
τ_c	せん断修正応力	N/mm ²
$\tau_{c,1}, \tau_{c,2}, \dots$	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね荷重 $F_1, F_2, \dots$ におけるせん断修正応力	N/mm ²
$\tau_{0,i}$	引張ばねの初せん断未修正応力	N/mm ²
τ_0	圧縮ばね又は引張ばねのせん断未修正応力	N/mm ²

注記 1 N/mm²=1 MPa

5.3 ばねの設計に用いる基本式

5.3.1 圧縮ばねの場合

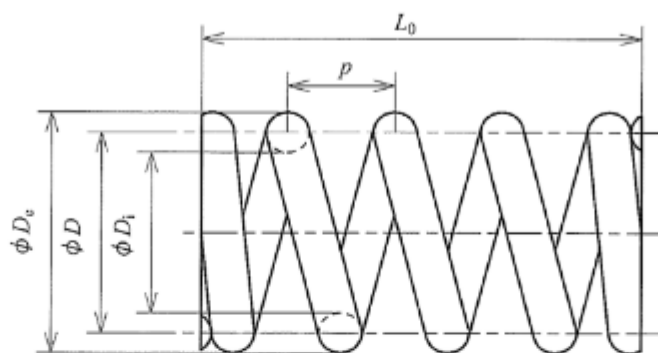


図 1—圧縮ばね

図 1 のような圧縮ばねの設計に用いる基本式は、次による。

- a) 圧縮ばねのたわみ s は、式(1)による。

$$s = \frac{8nD^3F}{Gd^4} \dots\dots\dots (1)$$

- b) ばね定数 R は、式(2)による。

$$R = \frac{F}{s} = \frac{Gd^4}{8nD^3} \dots\dots\dots (2)$$

- c) セン断未修正応力 τ_0 は、式(3)による。

$$\tau_0 = \frac{8DF}{\pi d^3} = \frac{Gds}{\pi nD^2} \quad (3)$$

- d) セン断修正応力 τ_κ は、セン断応力修正係数を κ として式(4)による。

$$\tau_\kappa = \kappa \tau_0 \quad (4)$$

- e) 線径 d は、式(5)による。

$$d = \sqrt[3]{\frac{8DF}{\pi \tau_0}} = \sqrt[3]{\frac{8\kappa DF}{\pi \tau_\kappa}} \quad (5)$$

- f) 有効巻数 n は、式(6)による。

$$n = \frac{Gd^4 s}{8D^3 F} = \frac{Gd^4}{8D^3 R} \quad (6)$$

- g) バネに蓄えられるエネルギー U は、式(7)による。

$$U = \frac{Fs}{2} = \frac{Rs^2}{2} \quad (7)$$

5.3.2 引張ばねの場合 (ただし、 $F > F_i$)

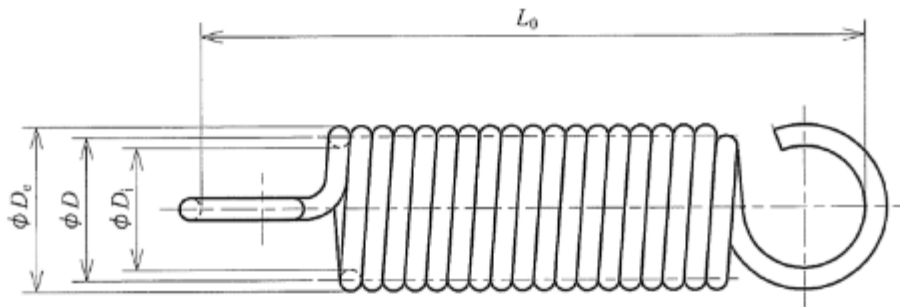


図 2—引張ばね

図 2 のような初張力がある引張ばねの設計に用いる基本式は、次による。

なお、初張力がない場合は、 $F_i = \tau_{0,i} = 0$ とおけばよい。

- a) 引張ばねのたわみ s は、式(8)による。

$$s = \frac{8nD^3(F - F_i)}{Gd^4} \quad (8)$$

- b) バネ定数 R は、式(9)による。

$$R = \frac{F - F_i}{s} = \frac{Gd^4}{8nD^3} \quad (9)$$

- c) セン断未修正応力 τ_0 は、式(10)による。

$$\tau_0 = \frac{8DF}{\pi d^3} = \frac{Gds}{\pi nD^2} + \tau_{0,i} \quad (10)$$

- d) セン断修正応力 τ_κ は、セン断応力修正係数を κ として、式(4)による。

$$\tau_\kappa = \kappa \tau_0 \quad (4)$$

- e) 線径 d は、式(5)による。

$$d = \sqrt[3]{\frac{8DF}{\pi\tau_0}} = \sqrt[3]{\frac{8\kappa DF}{\pi\tau_c}} \dots\dots\dots (5)$$

f) 巻数 n は、式(11)による。

$$n = \frac{Gd^4 s}{8D^3(F - F_i)} = \frac{Gd^4}{8D^3 R} \dots\dots\dots (11)$$

g) 引張ばねに蓄えられるエネルギー U は、式(12)による。

$$U = \frac{(F + F_i)s}{2} \dots\dots\dots (12)$$

5.3.3 ねじりばねの場合

5.3.3.1 一般

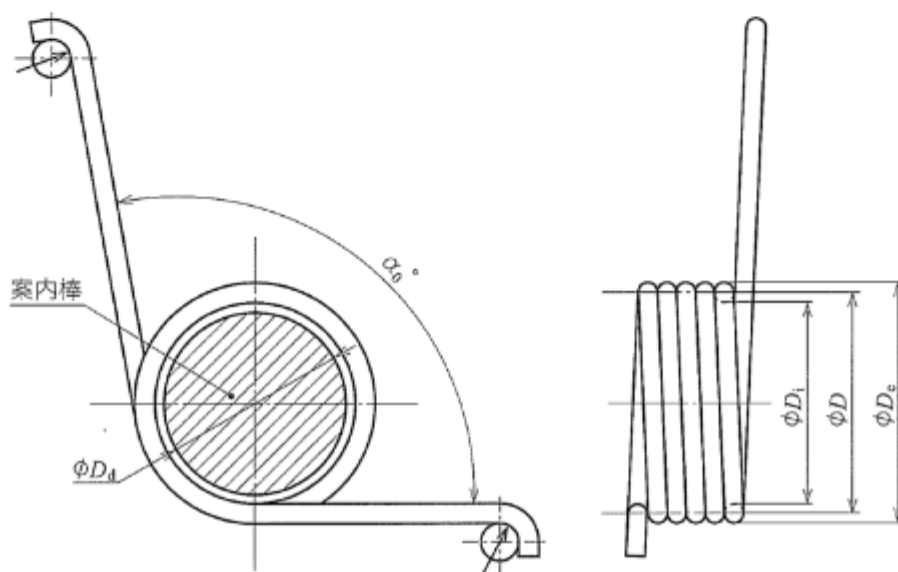


図 3—ねじりばね

ねじりばねの設計に用いる基本式は、図 3～図 6 などのように、ばねを巻き込む方向にモーメント又は力（荷重）が作用する場合でコイル軸の周りに一様なねじりモーメント（トルク）だけを受け、コイル外側の材料の表面が曲げ応力の引張面となる場合に用いる。また、ねじりばねを巻き込む方向にモーメント又は力（荷重）が作用する場合でも、ばね指数が小さい又は巻数が少ないねじりばねは、ばねを巻き込むにつれてコイル部の傾き、ずれなどが発生し、コイル外側の材料の表面に発生する応力が一様にならない。したがって、ねじりばねの設計に用いる基本式は、ばね指数 3 以上及び巻数 3 以上のときを対象とする。

5.3.3.2 腕の長さを考慮しなくてもよい場合

図 4 のような腕の長さを考慮しなくてもよいねじりばねの設計に用いる基本式は、次による。

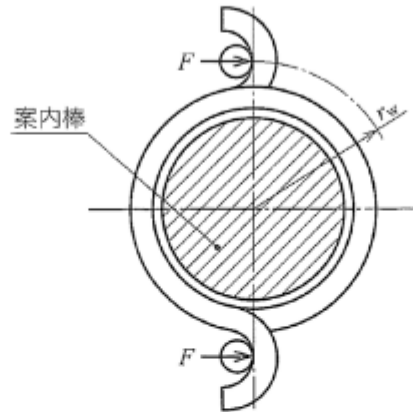


図4—腕の長さを考慮しなくてもよい場合

- a) ねじりばねに作用するねじりモーメント M は、式(13)による。

$$M = Fr_w \dots\dots\dots (13)$$

- b) ねじりばねの有効部展開長さ l_d は、式(14)による。

$$l_d = \pi Dn \dots\dots\dots (14)$$

- c) ねじりばねのねじれ角 α は、式(15)による。

$$\alpha = \frac{Ml_d}{EI} = \frac{M\pi Dn}{EI} = \frac{64MDn}{Ed^4} \dots\dots\dots (15)$$

- d) ばね定数 R_M は、式(16)による。

$$R_M = \frac{M}{\alpha} = \frac{Ed^4}{64Dn} \dots\dots\dots (16)$$

- e) 曲げ応力 σ は、式(17)による。

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{Ed\alpha}{2\pi Dn} \dots\dots\dots (17)$$

また、式(15)～式(17)を角度 (°) で示す場合は、式(18)～式(20)による。

$$\alpha_d = \frac{64MDn}{Ed^4} \cdot \frac{180}{\pi} \approx \frac{3\,667MDn}{Ed^4} \dots\dots\dots (18)$$

$$R_{Md} = \frac{Ed^4}{64Dn} \cdot \frac{\pi}{180} \approx \frac{Ed^4}{3\,667Dn} \dots\dots\dots (19)$$

$$\sigma = \frac{Ed\alpha_d}{360Dn} \dots\dots\dots (20)$$

5.3.3.3 腕の長さを考慮する必要がある場合 $[(l_{w,A} + l_{w,B}) \geq 0.09\pi Dn]$

図5及び図6のような腕の長さを考慮する必要があるねじりばねの設計に用いる基本式は、次による。

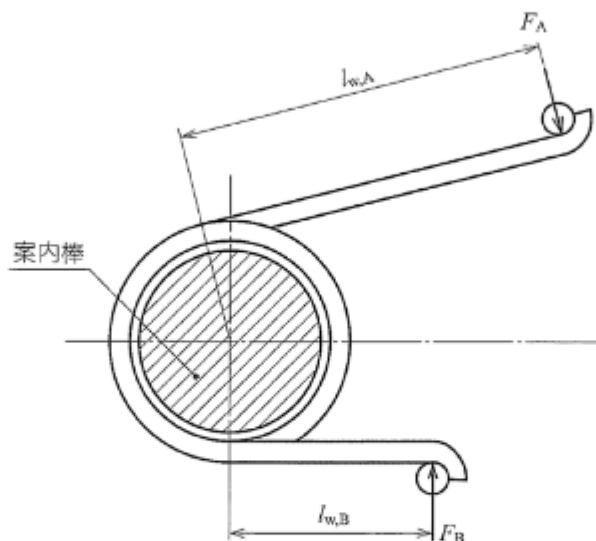


図5—腕の長さを考慮する必要がある場合(1) (腕部計算時)

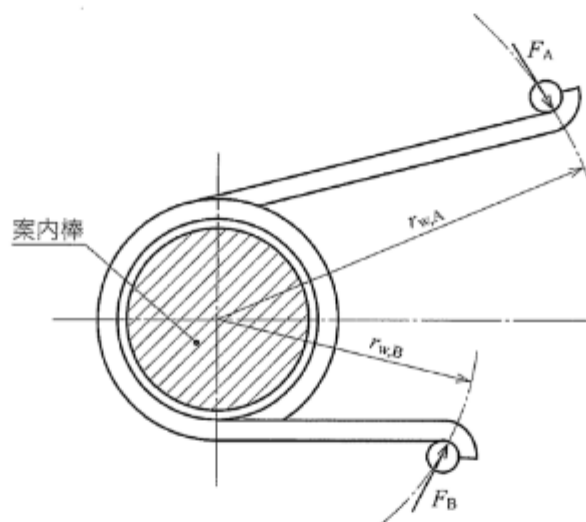


図6—腕の長さを考慮する必要がある場合(2) (コイル部計算時)

- a) ねじりばねに作用するねじりモーメント M は、式(21)及び式(22)による。

$$M = F_A l_{w,A} = F_B l_{w,B} \quad (21)$$

$$M = F_A r_{w,A} = F_B r_{w,B} \quad (22)$$

- b) ねじりばねのコイル部のねじれ角 α_c は、式(23)による。

$$\alpha_c = \frac{M l_d}{EI} = \frac{M \pi D n}{EI} \quad (23)$$

- c) ねじりばねの腕部 $l_{w,A}$, $l_{w,B}$ のたわみ角 α_A , α_B は、式(24)及び式(25)による。

$$\alpha_A = \frac{M l_{w,A}}{3EI} \quad (24)$$

$$\alpha_B = \frac{M l_{w,B}}{3EI} \quad (25)$$

- d) ねじりばね全体のねじれ角 α は、式(26)による。

$$\begin{aligned}\alpha &= \alpha_C + \alpha_A + \alpha_B = \frac{M}{EI} \left[\pi Dn + \frac{1}{3} (l_{w,A} + l_{w,B}) \right] \dots\dots\dots (26) \\ &= \frac{64M}{E\pi d^4} \left[\pi Dn + \frac{1}{3} (l_{w,A} + l_{w,B}) \right]\end{aligned}$$

e) ばね定数 R_M は、式(27)による。

$$R_M = \frac{E\pi d^4}{64 \left[\pi Dn + \frac{1}{3} (l_{w,A} + l_{w,B}) \right]} \dots\dots\dots (27)$$

また、式(26)及び式(27)を角度 (°) で示す場合は、式(28)及び式(29)による。

$$\begin{aligned}\alpha_d &= \frac{64M}{E\pi d^4} \left[\pi Dn + \frac{1}{3} (l_{w,A} + l_{w,B}) \right] \cdot \frac{180}{\pi} \dots\dots\dots (28) \\ &\doteq \frac{3\,667\,MDn}{Ed^4} + \frac{389\,M}{Ed^4} (l_{w,A} + l_{w,B})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}R_{Md} &= \frac{E\pi d^4}{64 \left[\pi Dn + \frac{1}{3} (l_{w,A} + l_{w,B}) \right]} \cdot \frac{\pi}{180} \dots\dots\dots (29) \\ &\doteq \frac{Ed^4}{3\,667\,Dn + 389(l_{w,A} + l_{w,B})}\end{aligned}$$

5.4 ばねを設計するときに考慮する事項

5.4.1 弾性係数

5.4.1.1 横弾性係数

圧縮ばね及び引張ばねの設計に用いる横弾性係数 (G) は、材料によって適切な値を用いなければならない。

主な材料の横弾性係数 (G) は、表 3 による。

表 3—横弾性係数 (G)

		単位 N/mm ²
材料		G の値
ばね鋼鋼材 硬鋼線 ピアノ線 オイルテンパー線		7.85×10^4
	ばね用ステンレス鋼線 SUS302 SUS304 SUS304N1 SUS316 SUS631J1	6.85×10^4
		7.35×10^4
黄銅線 洋白線		3.90×10^4
りん青銅線		4.20×10^4
ベリリウム銅線		4.40×10^4

5.4.1.2 縦弾性係数

ねじりばねの設計に用いる縦弾性係数 (E) は、材料によって適切な値を用いなければならない。
 主な材料の縦弾性係数 (E) は、表 4 による。

表 4—縦弾性係数 (E)

材料		単位 N/mm^2 E の値
ばね鋼材 硬鋼線 ピアノ線 オイルテンパー線		2.06×10^5
ばね用ステンレス鋼線	SUS302	1.86×10^5
	SUS304	
	SUS304NI	
	SUS316	
	SUS631J1	1.96×10^5
黄銅線		0.98×10^5
洋白線		1.08×10^5
りん青銅線		0.98×10^5
ベリリウム銅線		1.27×10^5

5.4.2 有効巻数

ばねの設計に用いる有効巻数は、次による。また、有効巻数は、3 未満にするとばね特性が不安定になるので、3 以上とすることが望ましい。

a) 圧縮ばねの場合 圧縮ばねの場合は、次による。また、圧縮ばねの有効巻数 n は、式(30)による。

$$n = n_t - (X_1 + X_2) \dots \dots \dots (30)$$

ここに、 X_1, X_2 : コイル両端部のそれぞれの座巻数

1) コイル端部が、次のコイルに接している端部形状で、座巻数が両端部とも 1 巻の場合

$$X_1 = X_2 = 1$$

したがって、 $n = n_t - 2$

2) コイル端部が、次のコイルに接していない端部形状で、座巻数が両端部とも 0.75 巻の場合

$$X_1 = X_2 = 0.75$$

したがって、 $n = n_t - 1.5$

b) 引張ばねの場合 引張ばねの巻数 n は、次による。ただし、フック部を除く。

$$n = n_t$$

c) ねじりばねの場合 ねじりばねの巻数 n は、次による。ただし、腕部を除く。

$$n = n_t$$

5.4.3 応力修正係数

5.4.3.1 圧縮ばね及び引張ばねのせん断応力修正係数

ばね指数 c の値に対するせん断応力修正係数 κ は、式(31)又は図 7 による。

$$\kappa = \frac{4c-1}{4c-4} + \frac{0.615}{c} \dots \dots \dots (31)$$

ばね指数 c の値に対するせん断応力修正係数 κ は、式(31)以外に、式(32)などがあるが、式(31)以外の式¹⁾を用いる場合は、受渡当事者間の協定による。

$$\kappa = \frac{c+0.5}{c-0.75} \dots\dots\dots (32)$$

注¹⁾ せん断応力修正係数の式としては、ワール (A.M.Wahl) の式 [式(31)], ペルグストラッサー (M.Bergsträsser) の式 [式(32)], ゲーナー (Göhner) の式などが用いられており, ほかに幾つかの式が知られているが, この規格では, 最も広く使用されている式(31) [ワール (A.M.Wahl) の式] を採用している。

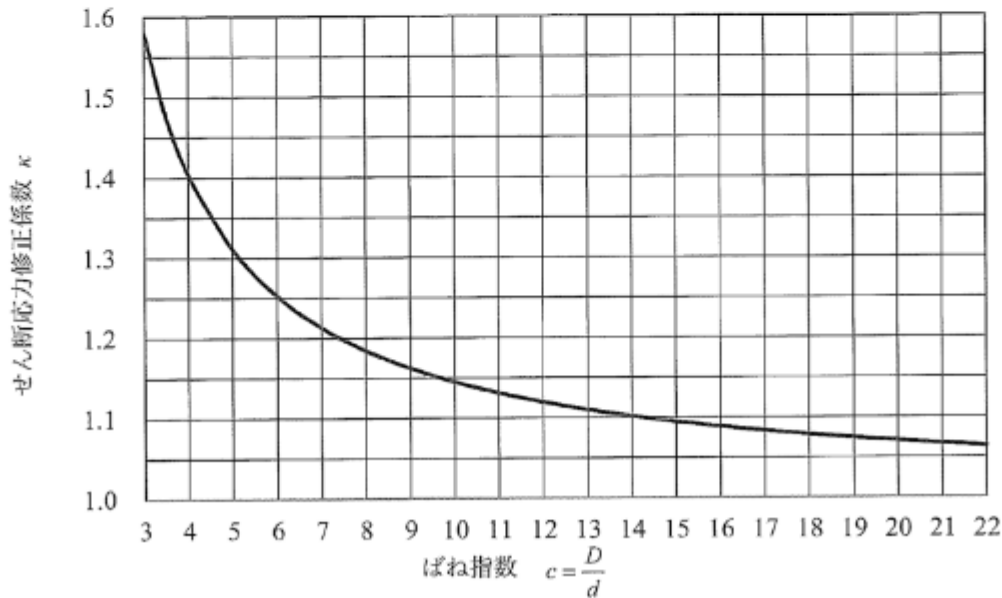


図7—せん断応力修正係数 (κ)

5.4.3.2 ねじりばねの曲げ応力修正係数

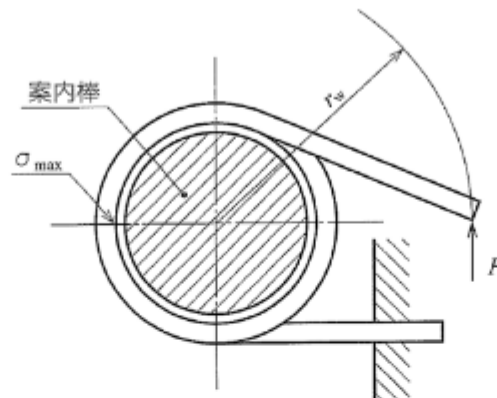


図8—ねじりばねを巻き戻す方向に力 (荷重) が作用する場合

図8のように, ねじりばねを巻き戻す方向に力 (荷重) が作用する場合は, コイル内側の材料の表面に最大の曲げ応力 σ が生じる。また, このコイル内側の応力の計算では, コイル部の湾曲の影響を考慮し, ばね指数に応じた曲げ応力修正係数を用いる。

なお, この曲げ応力の最大値 $\sigma_{\max}$ は, 力の作用点から最も離れたコイル内側の材料の表面に生じ, 式(33)による。

$$\sigma_{\max} = \frac{32(r_w + D/2)F\kappa_b}{\pi d^3} \dots\dots\dots (33)$$

ばね指数 c の値に対する曲げ応力修正係数 κ_b は、式(34)又は図 9 による。

$$\kappa_b = \frac{4c^2 - c - 1}{4c(c-1)} \dots\dots\dots (34)$$

ばね指数 c の値に対する曲げ応力修正係数 κ_b は、式(34)以外に、式(35)などがあるが、式(34)以外の式²⁾を用いる場合は、受渡当事者間の協定による。

$$\kappa_b = \frac{c+0.5}{c-0.75} \dots\dots\dots (35)$$

注²⁾ 曲げ応力修正係数の式としては、ワール (A.M.Wahl) の式 [式(34)]、ベルグストラッサー (M.Bergsträsser) の式 [式(35)]、ゲーナー (Göhner) の式などが用いられており、ほかにも幾つかの式が知られているが、この規格では、最も広く使用されている式(34) [ワール (A.M.Wahl) の式] を採用している。

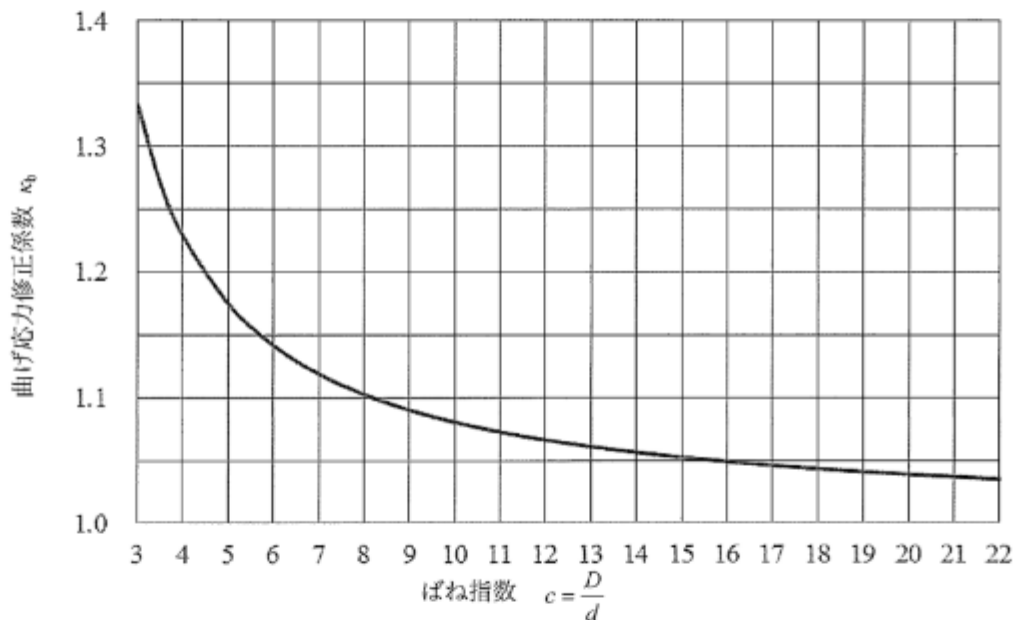


図 9—曲げ応力修正係数 (κ_b)

5.4.4 圧縮ばねの密着長さ

圧縮ばねの密着長さ L_c は、一般に略算式(36)による。ただし、圧縮ばねの密着長さは、参考とする。

$$L_c = (n_t - 1)d + (t_1 + t_2) \dots\dots\dots (36)$$

ここに、 $(t_1 + t_2)$: コイル両端部のそれぞれの厚さの和

なお、両端部が研削又はテーパ加工を行った圧縮ばねで、特に密着長さの指定を必要とするときは、式(37)で求めた値を密着長さ L_c の最大値として指定するが、ばねの形状によっては、この値より大きくなる可能性があるので注意する。

$$L_c = n_t \times d_{\max} \dots\dots\dots (37)$$

5.4.5 引張ばねの初張力

密着巻の引張ばねには、初張力 F_i が生じる。この場合の初張力は、式(38)による。

$$F_i = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_{0,i} \dots\dots\dots (38)$$

なお、ピアノ線及び硬鋼線などの鋼線で密着巻に成形し、低温焼なましを行っていない場合の初せん断未修正応力 $\tau_{0,i}$ は、図 10 の斜線の範囲内とする。ただし、鋼線以外の材料を使用する場合及び低温焼なましを実施する場合は、図 10 の斜線の範囲内から読み取った初せん断未修正応力の値を、次によって修正する。

- a) ばね用ステンレス鋼線の場合は、鋼線の初せん断未修正応力の 15 % 減とする。
- b) りん青銅線、黄銅線、洋白線などの場合は、鋼線の初せん断未修正応力の 50 % 減とする。
- c) 成形後に低温焼なましを実施する場合は、上記で求めた値に対し、ピアノ線及び硬鋼線などの鋼線では 20 ~ 35 % 減とし、ばね用ステンレス鋼線では 15 ~ 25 % 減とする。

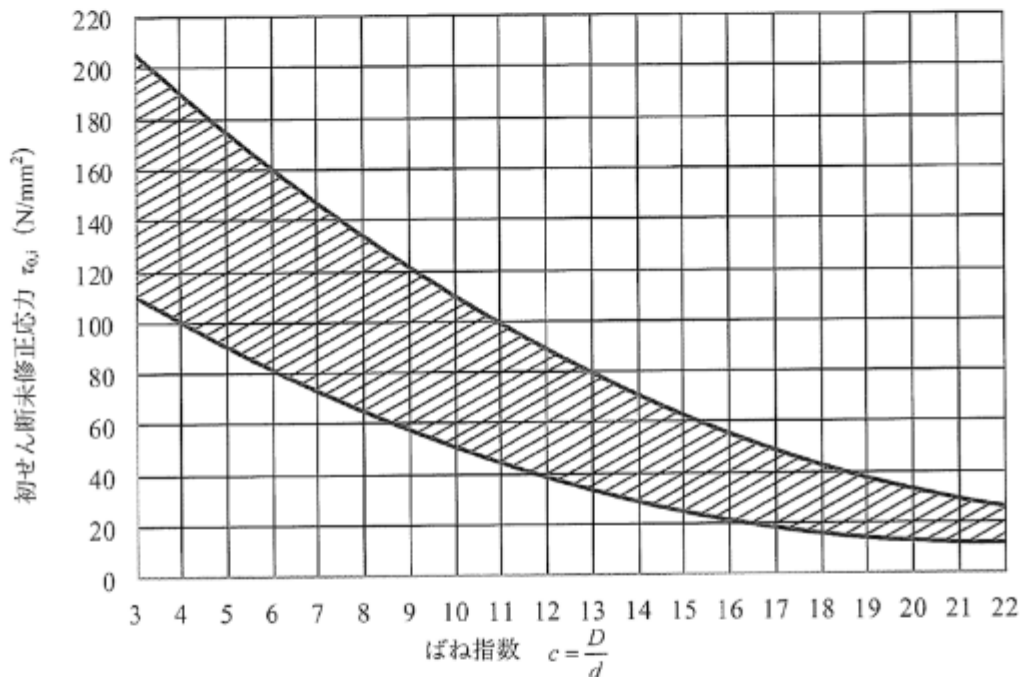


図 10—初せん断未修正応力 ($\tau_{0,i}$) 鋼線で成形された低温焼なまし前の値

低温焼なまし前の初せん断未修正応力 $\tau_{0,i}$ の値を図 10 から読み取る代わりに、経験式(39)によってもよい。

$$\tau_{0,i} = \frac{G}{100c} \dots\dots\dots (39)$$

なお、経験式(39)を用いて初張力 F_i を算出する計算例を、次に示す。

例 1 ピアノ線及び硬鋼線の場合

$$G = 7.85 \times 10^4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{初せん断未修正応力 } \tau_{0,i} = \frac{G}{100c} \times 0.75 \text{ (0.75 は、低温焼なまし実施による 25 \% 減)}$$

$$\text{初張力 } F_i = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_{0,i} = \frac{G d^4}{255 D^2} \times 0.75 = \frac{231 d^4}{D^2}$$

例 2 ばね用ステンレス鋼線の場合

$$G=6.85 \times 10^4 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{初せん断未修正応力 } \tau_{0,i} = \frac{G}{100c} \times 0.8 \quad (0.8 \text{ は、低温焼なまし実施による } 20\% \text{ 減})$$

$$\text{初張力 } F_i = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_{0,i} = \frac{Gd^4}{255D^2} \times 0.8 = \frac{215d^4}{D^2}$$

5.4.6 ねじりばねの案内棒の径

ねじりばねを巻き込む方向にねじるとコイル内径が減少するので、ねじりばねの案内棒の径 D_d は、ねじりばねが最も巻き込まれた最大使用のときのコイル内径 ($D_i - \Delta D$) の約 90 % にとることが望ましい。

a) 負荷状態におけるコイル内径の減少は、コイル平均径の変化量 ΔD と同じで、式(40)及び式(41)による。

$$\Delta D = \frac{\alpha_{\max} D}{2\pi n} \dots\dots\dots (40)$$

$$= \frac{\alpha_{\max} D}{360n} \dots\dots\dots (41)$$

ここに、 $\alpha_{\max}$: 最大ねじれ角 (角度表示が rad の場合)

$\alpha_{\max}$: 最大ねじれ角 (角度表示が $^\circ$ の場合)

b) ねじりばねの案内棒の径 D_d は、最大使用のときのコイル内径 ($D_i - \Delta D$) の約 90 % とし、式(42)による。

$$D_d = 0.9(D_i - \Delta D) \dots\dots\dots (42)$$

5.4.7 圧縮ばね及び引張ばねのサージング

サージングを避けるために、圧縮ばね及び引張ばねの固有振動数は、圧縮ばね及び引張ばねに作用する加振源の全ての振動と共振するのを避けるように選ばなければならない。

なお、圧縮ばね及び引張ばねの固有振動数 $f_{e,i}$ は、式(43)による。

$$f_{e,i} = a \sqrt{\frac{10^3 R}{m_i}} = a \frac{22.36d}{\pi n D^2} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \dots\dots\dots (43)$$

ここに、 $a = \frac{i}{2}$: 両端自由又は固定の場合

$a = \frac{2i-1}{4}$: 一端固定で他端自由の場合

$i = 1, 2, 3 \dots$

$G=7.85 \times 10^4 \text{ (N/mm}^2\text{)}, \rho=7.85 \times 10^{-6} \text{ (kg/mm}^3\text{)}$ の材料 (例えば、ピアノ線) で製作された圧縮ばね及び引張ばねの支持条件を両端自由又は固定とした場合、ばねの 1 次の固有振動数 $f_{e,1}$ は、式(44)による。

$$f_{e,1} = 3.56 \times 10^5 \frac{d}{nD^2} \dots\dots\dots (44)$$

5.4.8 設計計算でのその他考慮する事項

ばねの設計計算では、次の事項についても考慮しなければならない。

- a) **ばね指数** ばね指数が小さくなると局部応力が過大となり、また、ばね指数が大きい場合及び小さい場合は、加工性が問題となる。したがって、ばね指数は、熱間で成形する場合には 4~15、冷間で成形する場合には 3~22 の範囲とすることが望ましい。
- b) **縦横比** 圧縮ばねの縦横比 (自由長さとコイル平均径との比) が大きくなると比較的低い力 (荷重) で圧縮ばねが座屈を起こす。座屈が起こる限界は、圧縮ばねの支持方法によって異なるが、設計上で座屈が避けられない寸法になった場合は、圧縮ばねの内側に案内棒を入れるか、圧縮ばねを筒状の案

内に入れて使用する。ただし、案内の方法（寸法、形状、材料など）は、圧縮ばねと案内との摩擦の影響などに注意を要する。また、縦横比が小さいと有効巻数が少なくなり、有効巻数の増減の影響によってばね特性及び応力値が計算と合致しくなくなり、実用上で問題となる。したがって、圧縮ばねの縦横比は、座屈を考慮して4以下とし、更に有効巻数の確保のために0.8以上とすることが望ましい。

- c) **ピッチ** 圧縮ばねのたわみ及びせん断応力を計算する基本式は、ピッチ角が小さいことを前提に力（荷重） F によって材料がねじりモーメントを受けたとして導いたものである。ピッチが $0.5D$ を超えると、一般的に、力（荷重）の増加に伴いコイル径が変化するため、基本式から求めたたわみ及びせん断応力の修正が必要となるので、 $0.5D$ 以下とする。

なお、一般にピッチ p の推定は、略算式(45)による。

$$p = \frac{L_0 - L_c}{n} + d \quad \dots\dots\dots (45)$$

6 ばね特性

6.1 圧縮ばね

圧縮ばねのばね特性は、圧縮ばねのたわみ又は長さとし力（荷重）との関係を表すもので、熱間成形の場合は、次のa)又はb)を、冷間成形の場合は、b)を指定する。

なお、ばね定数を指定する必要がある場合は、c)による。

- a) **指定力のときの長さ** 指定力のときの長さは、そのときのたわみが全たわみ³⁾の20～80%になるように定める。ただし、指定力は、最大試験力⁴⁾の80%以下とする。

なお、最大試験力については、7.2.1による。

注³⁾ 全たわみとは、計算上の自由長さから密着長さを減じた計画たわみをいう。

⁴⁾ 最大試験力とは、許容せん断応力（図11参照）と等しいせん断未修正応力が発生するときの力（荷重）をいう。

- b) **指定長さのときの力（荷重）** 指定長さのときの力（荷重）は、最大試験力の80%以下とする。指定長さは、全たわみの20～80%になるように定める。
- c) **ばね定数** ばね定数は、全たわみの30～70%にある二つの力（荷重）点における力（荷重）の差及びたわみの差によって定める。ただし、二つの力（荷重）点はいずれも最大試験力の80%以下とする。

6.2 引張ばね

引張ばねのばね特性は、引張ばねのたわみ又は長さとし力（荷重）との関係を表すもので、熱間成形の場合は、次のa)又はb)を、冷間成形の場合は、b)を指定する。

なお、ばね定数を指定する必要がある場合は、c)による。

- a) **指定力のときの長さ** 指定力のときの長さは、そのときのたわみが最大試験力⁵⁾のときのたわみの20～80%になるように定める。

なお、最大試験力については、7.2.3による。

注⁵⁾ 最大試験力とは、コイル部に、次の許容せん断応力と等しいせん断未修正応力が発生するときの力（荷重）をいう。引張ばねの許容せん断応力は、熱間成形の場合は、図11に示す値の67%、冷間成形の場合は、図11に示す値の80%とする。

- b) **指定長さのときの力（荷重）** 指定長さのときの力（荷重）は、最大試験力の80%以下とする。指定長さは、最大試験力のときのたわみの20～80%になるように定める。
- c) **ばね定数** ばね定数は、最大試験力のときのたわみの30～70%にある二つの力（荷重）点における力

(荷重)の差及びたわみの差によって定める。

6.3 ねじりばね

ねじりばねのばね特性は、ねじりばねのねじれ角とモーメント又は力(荷重)との関係を表すもので、必要がある場合に指定ねじれ角のときのモーメントとして指定する。ただし、ねじりばね特性は、ねじりばねの端末形状、ねじりばねと案内棒との摩擦及び作動のときのばねの姿勢などの影響で同じ設計値でも異なる場合があるため、ばね特性の指定条件及び測定方法については受渡当事者間の協定による。

7 設計応力

7.1 一般

7.1.1 圧縮ばね及び引張ばね

設計応力とは、圧縮ばね及び引張ばねの使用状態によって圧縮ばね及び引張ばねに生じる計算上のせん断応力で、材料の全周に一樣な値のせん断応力が生じると仮定した式(3)及び式(10)を用いてせん断未修正応力を計算する。ただし、実際の圧縮ばね及び引張ばねでは、コイル部の湾曲の影響によって、コイル内側の材料表面の応力が外側の材料表面の応力より大きくなる。この現象及び直接せん断力の影響を考慮したものがせん断応力修正係数で、式(3)及び式(10)にせん断応力修正係数を乗じたものが、せん断修正応力の式(4)である。静的な力(荷重)を取り扱う場合は、平均的な応力を問題にしなければならないので、せん断未修正応力を用いる。また、繰返し力(荷重)による疲労を問題にする場合は、最大応力値が重要であるので、せん断修正応力を用いる。

引張ばねのフック部の応力は、フック形状又はコイル本体からフックに立ち上がる部分での応力集中などの影響で、コイル部の応力より大きくなる。したがって、フックの立ち上がる部分の曲げ半径は、線径より大きくして応力集中を避ける設計が必要である。

引張ばねのフック部の応力は、形状によって解析が複雑となり、一般式として規定することが難しいため、この規格では、引張ばねのコイル部の許容せん断応力を圧縮ばねの80%とし、フック部の応力が高くなることを考慮している。

7.1.2 ねじりばね

設計応力とは、ねじりばねの使用状態によってねじりばねに生じる計算上の曲げ応力である。ねじりばねコイル部の曲げ応力は、モーメント又は力(荷重)がねじりばねを巻き込む方向に作用する場合、式(17)を用いて計算する。また、モーメント又は力(荷重)がねじりばねを巻き戻す方向に作用する場合には、式(33)を用い計算する。

なお、ねじりばねの腕部に生じる応力は、腕がコイル本体から立ち上がる部分で応力集中などの影響もあり大きくなる。したがって、端末の腕はできるだけ単純な形状とし、腕部の曲げ半径は、線径より大きくして応力集中を避ける設計が必要である。

7.2 静的な力(荷重)を受けるばね

7.2.1 一般

静的な力(荷重)を受けるばねとは、ばねの使用状態で力(荷重)変動のほとんどないもの、又は力(荷重)変動が、ばねの使用期間を通じて繰返し回数約1000回以下のものを指す。

静的な力(荷重)を受けるばねの設計応力は、ばね使用のときの温度、へたりに対する要求レベルなどを考慮して許容せん断応力及び許容曲げ応力に対して適切な値を選ばなければならない。

7.2.2 圧縮ばね

圧縮ばねの許容せん断応力は、図11による。圧縮ばねの密着せん断未修正応力は、許容せん断応力を超

えないことが望ましく、圧縮ばねの最大試験力のときのせん断未修正応力は、許容せん断応力とする。また、圧縮ばねの使用上の最大せん断未修正応力は、許容せん断応力の 80 %以下とする。ただし、図 11 に記載していない材料を使用する場合は、受渡当事者間の協定による。

7.2.3 引張ばね

引張ばねの許容せん断応力は、熱間成形の場合は、図 11 に示す値の 67 %、冷間成形の場合は、図 11 に示す値の 80 %とし、引張ばねの最大試験力のときのせん断未修正応力は、許容せん断応力とする。また、引張ばねの使用上の最大せん断未修正応力は、許容せん断応力の 80 %以下とする。ただし、図 11 に記載していない材料を使用する場合は、受渡当事者間の協定による。

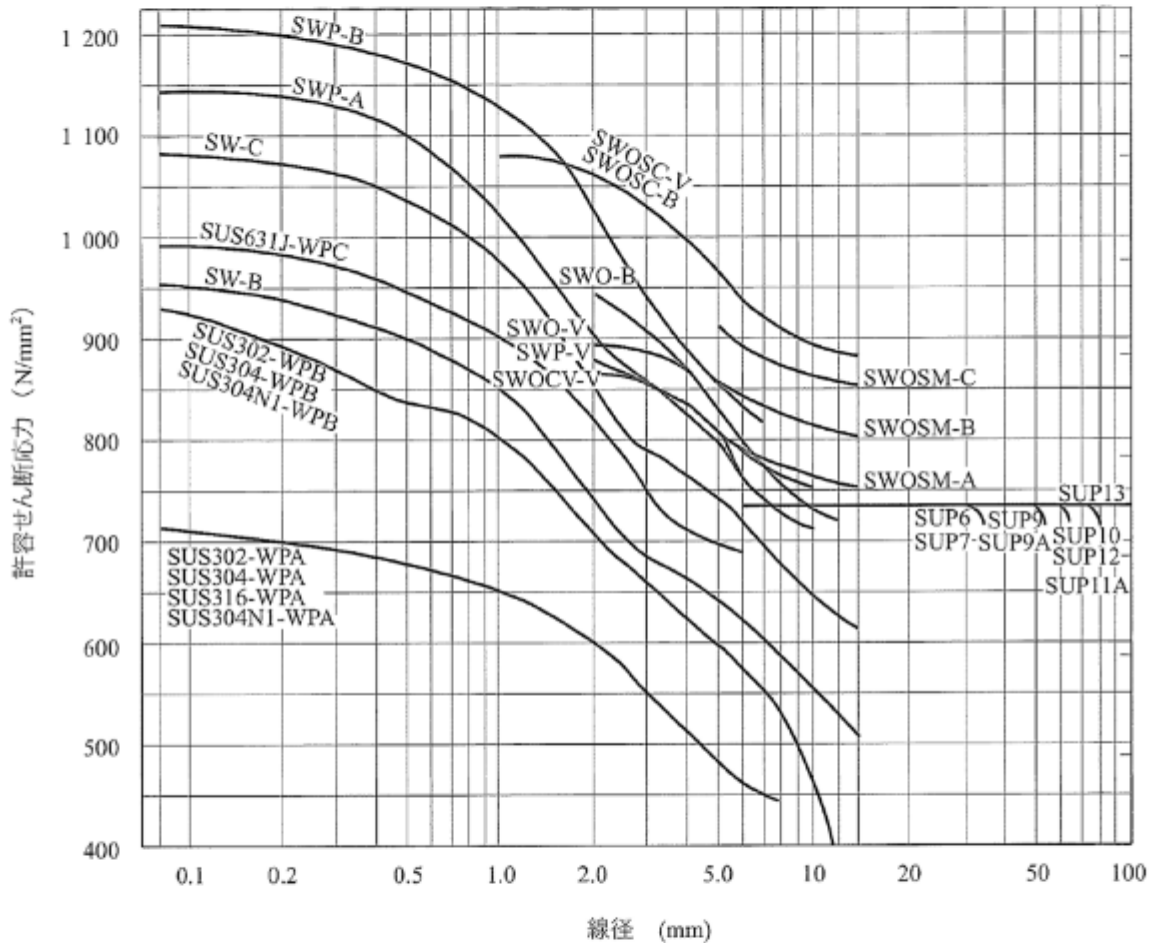


図 11－圧縮ばね及び引張ばねの許容せん断応力

7.2.4 ねじりばね

ねじりばねの許容曲げ応力は、図 12 による。ねじりばねの設計応力は、許容曲げ応力を超えないことが望ましい。ただし、図 12 に記載していない材料を使用する場合は、受渡当事者間の協定による。

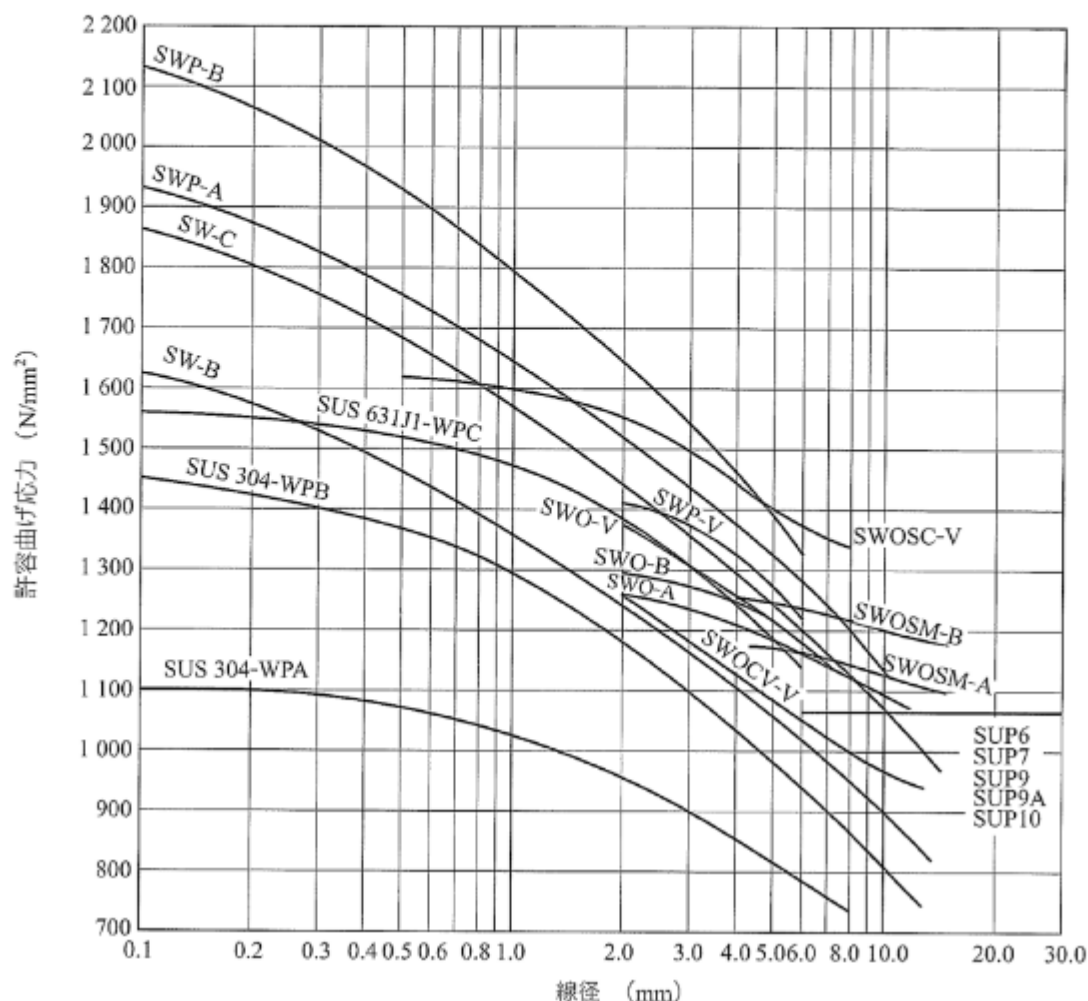


図 12—ねじりばねの許容曲げ応力

7.3 繰返し力（荷重）を受けるばね

7.3.1 圧縮ばね及び引張ばね

7.3.1.1 一般

繰返し力（荷重）を受ける圧縮ばね及び引張ばねのせん断修正応力は、式(4)による。設計応力は、圧縮ばね及び引張ばねの使用範囲（下限応力と上限応力との関係）、繰返し回数、線の表面状態、使用環境、製造方法など疲労強度に及ぼす諸因子を考慮して寿命を推定し、適切な値を選ばなければならない。

7.3.1.2 適用例

ばねの寿命を推定する方法の一例を、次に示す。

なお、この推定方法は、冷間成形による圧縮ばね及び引張ばねに限る。

ピアノ線及び弁ばね用オイルテンパー線など耐疲労性の優れた線を用いた圧縮ばね及び引張ばねでショットピーニングを施さない場合には、図 13 の疲労強度線図を用いて、通常の雰囲気における繰返し力（荷重）を受ける際の寿命を推定することができる。

一般的に、設計の当初において、使用範囲の力（荷重）は分かっていることが多い。取付けのときの力（荷重）を F_1 、最大使用のときの力（荷重）を F_2 とし、図 13 に、その比を斜線で記載した。その比は、最大使用のときの力（荷重） F_2 に対する取付けのときの力（荷重） F_1 比、又は最大使用のときの応力 τ_{k2} に対する取付けのときの応力 τ_{k1} の比であり、式(46)による。

$$\frac{\tau_{K,1}}{\tau_{K,2}} = \frac{F_1}{F_2} \dots\dots\dots (46)$$

ただし、式(46)では、 $\tau_{K,1}$ 、 $\tau_{K,2}$ は、サージングなどによる付加応力がない場合で、この影響があるときは、付加応力を考慮した $\tau_{K,1}$ 、 $\tau_{K,2}$ によって線図を用いる必要がある。

また、図 13 中の上限応力係数 0.45 の太い横線は、圧縮ばね及び引張ばねのへたりの許容度によって上下に移動するもので、僅かなへたりを許容する場合は、係数 $\tau_{K,2}/\sigma_B$ の $\tau_{K,2}$ を図 11 に示す許容せん断応力までとって、太い横線を上方に移動してもよい。

なお、図 13 の左端の下限応力係数 0 の縦軸上の係数を材料の引張強さに乗じた値は、片振り疲労強度となる。

また、この引張強さに対する片振り疲労強度の係数は、JIS B 2711 によるショットピーニングを施すことによって有効な圧縮残留応力があるときは、20 %程度上昇させて表 5 のようにしてもよい。

表 5－上限応力係数の例

繰返し回数	片振り疲労強度
10^7 回	$\sigma_B \times 0.36$
10^6 回	$\sigma_B \times 0.40$
10^5 回	$\sigma_B \times 0.42$
10^4 回	$\sigma_B \times 0.50$

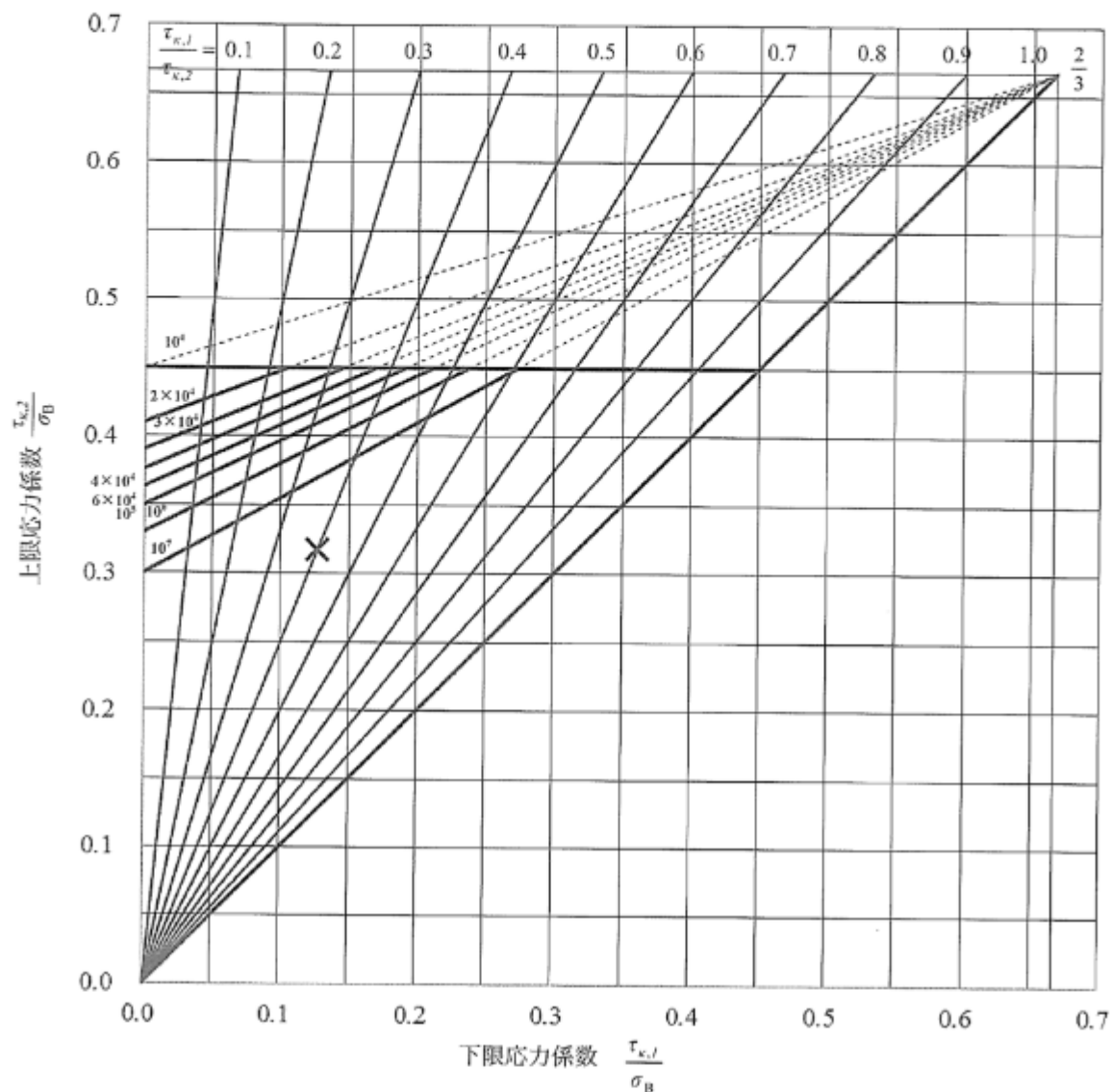


図 13—せん断応力の疲労強度線図の例

図 13 において、次のばねとする。

材料： ピアノ線 B 種 SWP-B

$d = 1.0$ (mm)

$D = 10.0$ (mm)

$n = 8$

$n_t = 10$

$L_0 = 32$ (mm)

このばねの使用範囲が $L_1 = 24$ (mm), $F_1 = 9.8$ (N) から $L_2 = 12$ (mm), $F_2 = 24.5$ (N) で毎分 800 回の正弦波状の繰返し力 (荷重) を受ける場合の寿命回数を推定する。

$$\tau_{\kappa,2} = \kappa \times \frac{8DF_2}{\pi d^3} = 1.15 \times \frac{8 \times 10 \times 24.5}{\pi \times 1.0^3} = 717 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

上限応力係数は、

$$\frac{\tau_{\kappa,2}}{\sigma_B} = \frac{717}{2260} = 0.317$$

この場合の σ_B の値は、材料の引張強さの規格値の最小値とする。

なお、主な材料の引張強さ規格値の最小値は、表 6 及び表 7 による。ただし、C 5102 W 及び C 5212 W (りん青銅線) 並びに C 7541 W (洋白線) については、JIS H 3270 に規定する引張強さの最小値を参考とする。

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{9.8}{24.5} = 0.4$$

下限応力係数は、

$$\frac{\tau_{K,1}}{\sigma_B} = \frac{F_1}{F_2} \times \frac{\tau_{K,2}}{\sigma_B} = 0.4 \times 0.317 = 0.127$$

以上の結果によって、図 13 に示す×印の点を得る。この点は、図から明らかなように 10^7 回以上の寿命と推定することができる。

7.3.2 ねじりばね

7.3.2.1 一般

繰返しモーメント又は力(荷重)を受けるねじりばねの設計応力は、ばねの使用範囲(下限応力と上限応力との関係)、繰返し回数、線の表面状態、使用環境及び製造方法など疲労強度に及ぼす諸因子を考慮して寿命を推定し、適切な値を選ばなければならない。

7.3.2.2 適用例

ばねの寿命を推定する方法の一例を、次に示す。

なお、この推定方法は、冷間成形によるねじりばねに限る。

ピアノ線、弁ばね用オイルテンパー線など耐疲労性の優れた線を用いたねじりばねの場合、図 14 の疲労強度線図を用いて、通常の雰囲気におけるモーメント又は力(荷重)を受ける際の寿命を推定することができる。

一般的に、設計の当初において、使用範囲のモーメント又はねじれ角が分かっていることが多い。取付けのときのモーメントを M_1 、ねじれ角を α_1 、最大使用のときのモーメントを M_2 、ねじれ角を α_2 として、図 14 に、その比を斜線で記載した。その比は、最大使用のときのモーメント M_2 に対する取付けのときのモーメント M_1 の比、最大使用のときの応力 σ_2 に対する取付けのときの応力 σ_1 の比、又は最大使用のときのねじれ角 α_2 に対する取付けのときのねじれ角 α_1 の比であり、式(47)による。

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{M_1}{M_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \dots\dots\dots (47)$$

なお、図 14 中の上限応力係数 0.7 の太い横線は、ねじりばねのへたりの許容度によって上下に移動するもので、僅かなへたりを許容する場合は、係数 σ_2/σ_B の σ_2 を図 12 に示す許容曲げ応力までとって太い横線を上方に移動してもよい。また、図 14 の左端の下限応力係数 0 の縦軸上の係数を材料の引張強さに乗じた値は、片振り疲労強度となる。

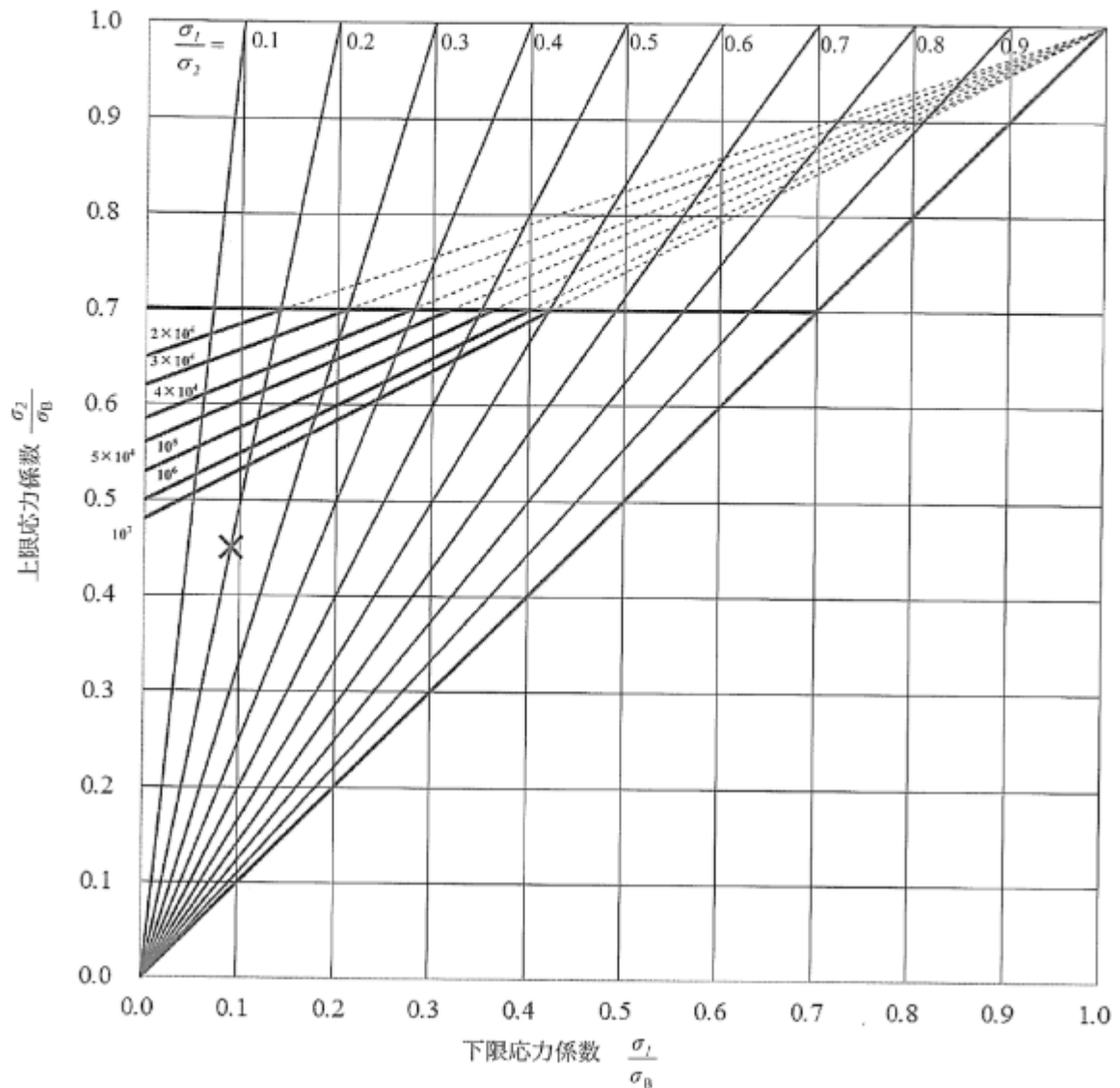


図 14—曲げ応力の疲労強度線図の例

図 14 において、次のばねとする。

材料： ピアノ線 B 種 SWP-B

$d = 1.0$ (mm)

$D = 9.0$ (mm)

$n = 4$

端末の形状： ショートフック

このねじりばねに $M_2 = 100 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $M_1 = 20 \text{ N} \cdot \text{mm}$ が、ねじりばねを巻き込む方向に作用する場合の寿命回数を推定する。

$$\sigma_2 = \frac{32M_2}{\pi d^3} = \frac{32 \times 100}{\pi \times 1.0^3} = 1019 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

上限応力係数は、

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_B} = \frac{1019}{2260} = 0.45$$

この場合の σ_B の値は、材料の引張強さ規格値の最小値とする。

なお、主な材料の引張強さ規格値の最小値は、表 6 及び表 7 による。ただし、C 5102 W 及び C 5212 W (りん青銅線) 並びに C 7541 W (洋白線) については、JIS H 3270 に規定する引張強さの最小値を参考とする。

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{20}{100} = 0.2$$

下限応力係数は、

$$\frac{\sigma_L}{\sigma_B} = \frac{M_1}{M_2} \times \frac{\sigma_2}{\sigma_B} = 0.2 \times 0.45 = 0.09$$

以上の結果によって、図 14 に示す×印の点を得る。この点は、図から明らかなように 10^7 回以上の寿命と推定することができる。

表 6—材料の引張強さ規格値の最小値

単位 N/mm²

材料の 直径 <i>d</i> (mm)	材料													
	SW-B	SW-C	SWP -A	SWP -B	SWP -V	SWO -A	SWO -B	SW OSC -B	SW OSM -A	SW OSM -B	SW OSM -C	SWO -V	SW OCV -V	SW OSC -V
0.08	2 450	2 790	2 890	3 190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.09	2 400	2 750	2 840	3 140	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.10	2 350	2 700	2 790	3 090	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.12	2 300	2 650	2 750	3 040	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.14	2 260	2 600	2 700	2 990	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.16	2 210	2 550	2 650	2 940	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.18	2 210	2 500	2 600	2 890	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.20	2 210	2 500	2 600	2 840	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.23	2 160	2 450	2 550	2 790	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.26	2 110	2 400	2 500	2 750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.29	2 060	2 350	2 450	2 700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.32	2 010	2 300	2 400	2 650	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.35	2 010	2 300	2 400	2 650	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.40	1 960	2 260	2 350	2 600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.45	1 910	2 210	2 300	2 550	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.50	1 910	2 210	2 300	2 550	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 010
0.55	1 860	2 160	2 260	2 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.60	1 810	2 110	2 210	2 450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 010
0.65	1 810	2 110	2 210	2 450	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0.70	1 770	2 060	2 160	2 400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 010
0.80	1 770	2 010	2 110	2 350	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 010
0.90	1 770	2 010	2 110	2 300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2 010
1.00	1 720	1 960	2 060	2 260	2 010	—	—	1 960	—	—	—	—	—	2 010
1.20	1 670	1 910	2 010	2 210	1 960	—	—	1 960	—	—	—	—	—	2 010
1.40	1 620	1 860	1 960	2 160	1 910	—	—	1 960	—	—	—	—	—	1 960
1.60	1 570	1 810	1 910	2 110	1 860	—	—	1 960	—	—	—	—	—	1 960
1.80	1 520	1 770	1 860	2 060	1 810	—	—	1 960	—	—	—	—	—	1 960
2.00	1 470	1 720	1 810	2 010	1 770	1 570	1 720	1 910	—	—	—	1 620	1 570	1 910
2.30	1 420	1 670	1 770	1 960	1 720	1 570	1 720	1 910	—	—	—	1 620	1 570	1 910
2.60	1 420	1 670	1 770	1 960	1 720	1 570	1 720	1 910	—	—	—	1 620	1 570	1 910

表 6—材料の引張強さ規格値の最小値 (続き)

単位 N/mm²

材料の 直径 <i>d</i> (mm)	材料													
	SW-B	SW-C	SWP -A	SWP -B	SWP -V	SWO -A	SWO -B	SW OSC -B	SW OSM -A	SW OSM -B	SW OSM -C	SWO -V	SW OCV -V	SW OSC -V
2.90	1 370	1 620	1 720	1 910	1 720	1 520	1 670	1 910	—	—	—	1 620	1 570	1 910
3.20	1 370	1 570	1 670	1 860	1 670	1 470	1 620	1 860	—	—	—	1 570	1 570	1 860
3.50	1 370	1 570	1 670	1 810	1 670	1 470	1 620	1 860	—	—	—	1 570	1 570	1 860
4.00	1 370	1 570	1 670	1 810	1 670	1 420	1 570	1 810	1 470	1 570	1 670	1 570	1 520	1 810
4.50	1 320	1 520	1 620	1 770	1 620	1 370	1 520	1 810	1 470	1 570	1 670	1 520	1 520	1 810
5.00	1 320	1 520	1 620	1 770	1 620	1 370	1 520	1 760	1 470	1 570	1 670	1 520	1 470	1 760
5.50	1 270	1 470	1 570	1 710	1 570	1 320	1 470	1 760	1 470	1 570	1 670	1 470	1 470	1 760
6.00	1 230	1 420	1 520	1 670	1 520	1 320	1 470	1 710	1 470	1 570	1 670	1 470	1 470	1 710
6.50	1 230	1 420	1 520	1 670	—	1 320	1 470	1 710	1 470	1 570	1 670	—	1 420	1 710
7.00	1 180	1 370	1 470	1 620	—	1 230	1 370	1 660	1 420	1 520	1 620	—	1 420	1 660
7.50	—	—	—	—	—	1 230	1 370	1 660	1 420	1 520	1 620	—	1 370	1 660
8.00	1 180	1 370	1 470	1 620	—	1 230	1 370	1 660	1 420	1 520	1 620	—	1 370	1 660
8.50	—	—	—	—	—	1 230	1 370	1 660	1 420	1 520	1 620	—	1 370	—
9.00	1 130	1 320	1 420	—	—	1 230	1 370	1 660	1 420	1 520	1 620	—	1 370	—
9.50	—	—	—	—	—	1 180	1 320	1 660	1 370	1 470	1 570	—	1 370	—
10.0	1 130	1 320	1 420	—	—	1 180	1 320	1 660	1 370	1 470	1 570	—	1 370	—
10.5	—	—	—	—	—	1 180	1 320	1 660	1 370	1 470	1 570	—	—	—
11.0	1 080	1 270	—	—	—	1 180	1 320	1 660	1 370	1 470	1 570	—	—	—
11.5	—	—	—	—	—	1 180	1 320	1 660	1 370	1 470	1 570	—	—	—
12.0	1 080	1 270	—	—	—	1 180	1 320	1 610	1 370	1 470	1 570	—	—	—
13.0	1 030	1 230	—	—	—	—	—	1 610	1 370	1 470	—	—	—	—
14.0	—	—	—	—	—	—	—	1 610	1 370	1 470	—	—	—	—
15.0	—	—	—	—	—	—	—	1 610	—	—	—	—	—	—

注記 この表は、それぞれの材料 (表 1 参照) の日本工業規格で規定している引張強さの最小値によるものである。

表 7—材料の引張強さ規格値の最小値

単位 N/mm²

材料の 直径 <i>d</i> (mm)	材料								
	SUS302-WPA SUS304-WPA SUS304N1-WPA SUS316-WPA	SUS302-WPB SUS304-WPB SUS304N1-WPB	SUS 631J1- WPC ^{a)}	C 2600 W-H C 2700 W-H C 2800 W-H	C 2600 W-EH C 2700 W-EH	C 7521 W-H	C 7701 W-H	C 5191 W-H	C 1720 W-3/4H ^{b)}
0.08	1 650	2 150	—	—	—	—	—	—	—
0.09	1 650	2 150	—	—	—	—	—	—	—
0.10	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.12	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.14	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.16	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.18	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.20	1 650	2 150	2 200	—	—	—	—	—	—
0.23	1 600	2 050	2 180	—	—	—	—	—	—
0.26	1 600	2 050	2 180	—	—	—	—	—	—
0.29	1 600	2 050	2 180	—	—	—	—	—	—
0.32	1 600	2 050	2 180	—	—	—	—	—	—

表 7—材料の引張強さ規格値の最小値 (続き)

単位 N/mm²

材料の 直径 <i>d</i> (mm)	材料								
	SUS302-WPA SUS304-WPA SUS304N1-WPA SUS316-WPA	SUS302-WPB SUS304-WPB SUS304N1-WPB	SUS 631J1- WPC ^{a)}	C 2600 W-H C 2700 W-H C 2800 W-H	C 2600 W-EH C 2700 W-EH	C 7521 W-H	C 7701 W-H	C 5191 W-H	C 1720 W-3/4H ^{b)}
0.35	1 600	2 050	2 180	—	—	—	—	—	—
0.40	1 600	2 050	2 180	—	—	665	765	835	1 300
0.45	1 600	1 950	2 100	—	—	665	765	835	1 300
0.50	1 600	1 950	2 100	685	785	665	765	835	1 300
0.55	1 600	1 950	2 100	685	785	665	765	835	1 300
0.60	1 600	1 950	2 100	685	785	665	765	835	1 300
0.65	1 530	1 850	2 050	685	785	665	765	835	1 300
0.70	1 530	1 850	2 050	685	785	665	765	835	1 300
0.80	1 530	1 850	2 050	685	785	665	765	835	1 300
0.90	1 530	1 850	2 050	685	785	665	765	835	1 300
1.00	1 530	1 850	2 050	685	785	665	765	835	1 300
1.20	1 450	1 750	1 950	685	785	665	765	835	1 300
1.40	1 450	1 750	1 950	685	785	665	765	835	1 300
1.60	1 400	1 650	1 850	685	785	665	765	835	1 300
1.80	1 400	1 650	1 850	685	785	665	765	835	1 300
2.00	1 400	1 650	1 850	685	785	665	765	835	1 300
2.30	1 320	1 550	1 750	685	785	665	765	835	1 300
2.50	—	—	—	685	785	665	765	835	1 300
2.60	1 320	1 550	1 750	—	—	665	765	835	1 300
2.80	—	—	—	685	785	665	765	835	1 300
2.90	1 230	1 450	1 650	—	—	—	—	—	—
3.00	—	—	—	685	785	665	765	835	1 300
3.20	1 230	1 450	1 650	685	785	665	765	835	1 300
3.50	1 230	1 450	1 650	685	785	665	765	835	1 300
3.80	—	—	—	685	785	—	—	—	—
4.00	1 230	1 450	1 650	685	785	665	765	835	1 300
4.20	—	—	—	685	785	—	—	—	—
4.30	—	—	—	685	785	—	—	—	—
4.50	1 100	1 350	1 550	685	785	665	765	835	1 300
5.00	1 100	1 350	1 550	685	785	665	765	835	1 300
5.50	1 100	1 350	1 550	685	785	—	—	—	—
5.80	—	—	—	685	785	—	—	—	—
6.00	1 100	1 350	1 550	685	785	—	—	—	—
6.50	1 000	1 270	—	685	785	—	—	—	—
6.80	—	—	—	685	785	—	—	—	—
7.00	1 000	1 270	—	685	785	—	—	—	—
8.00	1 000	1 270	—	685	785	—	—	—	—
9.00	—	1 130	—	685	785	—	—	—	—
10.0	—	980	—	685	785	—	—	—	—
12.0	—	880	—	—	—	—	—	—	—

注記 この表は、それぞれの材料 (表 1 参照) の日本工業規格で規定している引張強さの最小値によるものである。

注 ^{a)} SUS631J1-WPC の値は、析出硬化熱処理を施した後の値である。

^{b)} C 1720 W-3/4H の値は、時効硬化処理を施した後の値である。

コイルばね—第 1 部：基本計算方法 解 説

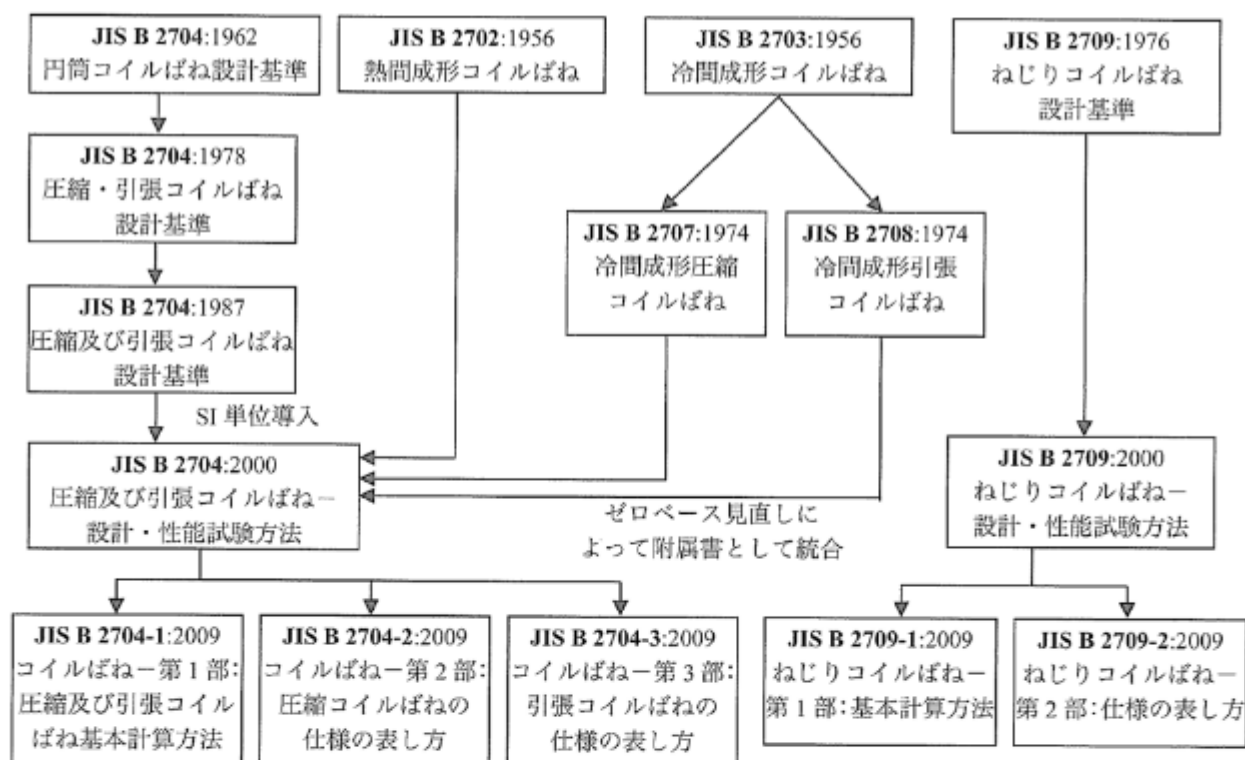
この解説は、規格に規定・記載した事柄を説明するもので、規格の一部ではない。

この解説は、日本規格協会が編集・発行するものであり、これに関する問合せ先は日本規格協会である。

1 今回の改正までの経緯

コイルばねに関する JIS の今回の改正までの経緯を解説図 1 に示す。2009 年には、3 部構成の JIS B 2704-1:2009（コイルばね—第 1 部：圧縮及び引張コイルばね基本計算方法）（以下、旧規格という。）、JIS B 2704-2:2009（コイルばね—第 2 部：圧縮コイルばね仕様の表し方）及び JIS B 2704-3:2009（コイルばね—第 3 部：引張コイルばね仕様の表し方）と、2 部構成の JIS B 2709-1:2009（ねじりコイルばね—第 1 部：基本計算方法）及び JIS B 2709-2:2009（ねじりコイルばね—第 2 部：仕様の表し方）に体系化改正された。

今回、一般社団法人日本ばね工業会は、JIS 原案作成委員会を組織して JIS 原案を作成した。

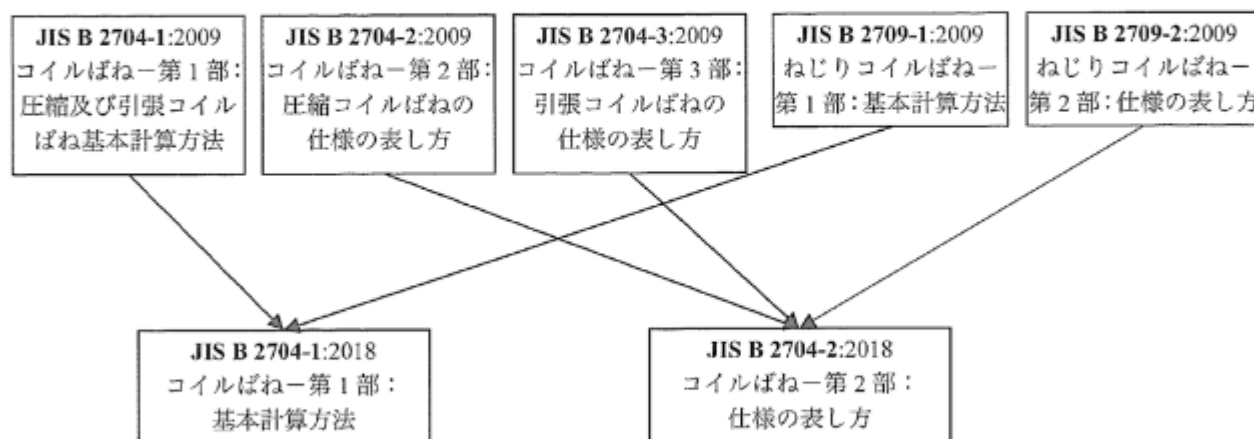


解説図 1—2009 年の改正までの経過

2 今回の改正の趣旨

今回、規格の利用者の使いやすさの向上のため、JIS B 2704 の中に JIS B 2709 を組み入れる形で、統合化改正を行った。統合化後の JIS B 2704 は、この規格である JIS B 2704-1:2018（コイルばね—第 1 部：基

本計算方法)と JIS B 2704-2:2018 (コイルばね—第 2 部:仕様の表し方)との 2 部構成となる。これに伴い、JIS B 2709-1:2009 はこの規格に統合され廃止し、また、JIS B 2704-3 及び JIS B 2709-2 は JIS B 2704-2:2018 に統合され廃止した。今回の規格の統廃合の関係を、解説図 2 に示す。



解説図 2—今回の規格の統廃合の関係

今回の主な改正点は、次のとおりである。

- a) 規格の統合化 規格の利用者の使いやすさの向上のため、解説図 2 に示すように JIS B 2704 のコイルばね規格の中に、JIS B 2709 のねじりコイルばね規格を組み入れ統合化した。
- b) ばね記号の変更 ISO 16249 : Spring-Symbols との整合化のため 2015 年に JIS B 0156 (ばね記号) が制定され、ばねに用いられてきた記号が大幅に変更されたので、これに基づきばね記号を大幅に変更した。
- c) 用語の変更 各方面からのご指摘もあり、次の二つの用語を変更した。
 - 1) 荷重 ばね業界では、従来から“荷重”を“力”の意味で用いている。SI 単位導入から 20 年以上が経過しており、前回の改正で、“荷重 (力)”としたものを、更に一步進めて“力 (荷重)”と変更した。初張力及び試験力のように単語の中で力が用いられている場合は、(荷重) はつけないこととした。
 - 2) 疲れ及び疲れ強さ 日本ばね学会及び現在の実務分野では、“疲れ”、“疲れ強さ”を用いずに“疲労”、“疲労強度”が用いられている。2015 年に改正された JIS B 0103 (ばね用語) においても“疲労”、“疲労強度”としているので、この規格も“疲れ”、“疲れ強さ”から“疲労”、“疲労強度”に変更した。
- d) 幾何公差 (GPS) の採用 幾何公差の直角度をコイル外側面の傾きに適用し、“コイル外側面の直角度”と表現し、データは両端面にとった。測定方法は、従来と同じである。

3 審議中に特に問題となった事項

今回のこの規格の審議中に問題となった主な事項は、次のとおりである。

- a) 前回の懸案事項として、“材料の横弾性係数について、欧米の規格との相違及び日本ばね学会での研究動向を踏まえ、再検討する。”となっていた。その後、2009 年の日本ばね学会の日米欧ばね定数評価調査委員会活動報告の結論では、“今回の調査結果からみると現状各国の弾性係数規格値はおおむね妥当なものと考えられる。欧米のように弾性係数の微妙な違いを規格に反映させるのか、又は日本のようにほぼ同等とみなして一本化するのかは議論の分かれるところだが、どちらにも相当な根拠があり

単純な一本化にはなじまないのではないかという結論に達した。”となっている。この結論によって、材料の横弾性係数について変更しないこととした。

- b) 前回の懸案事項として、“幾何公差について、その測定方法及び要求レベルの動向を踏まえて、検討する。”となっていた。今回の改正の前に、ばね工業会の標準化会議の委員に、所属会社での幾何公差の採用実績についてアンケート調査を行った。圧縮ばねにおいて、直角度と平行度とが採用されている例が数件あった。使用者側の委員からは、ばねの価格上昇がない範囲での導入を望んでいるとの意見が出された。これらのことを踏まえて、コイル外側面の傾きに直角度を適用することにし、図示の方法及び測定方法について、機械要素技術専門委員会の東京大学精密工学科 高増潔教授にご相談し導入した。測定方法は、従来の外側面の傾きと同一である。アンケート調査で、コイル外側面の直角度の採用の割合が少ないため、従来の傾きとの併用とし、どちらかを選んで規定することとした。これ以外の幾何公差の導入は今後の課題とする。

なお、コイル外側面の直角度は、JIS B 0004 (ばね製図) の附属書 A (参考) に示す、コイル軸線と座面との直角度とは異なる。

- c) 熱間ばねの許容差について変更及び追加したいとの意見が出たが、手順を踏んで、まず日本ばね工業会の JSMA 規格を改正し、その後、この規格について次回改定以降に検討することにした。
- d) 審査の過程で、ばね工業会以外の外部の委員から、この規格の図 5 及び JIS B 2704-2 の図 12 の腕部の長さについて、“二次元の図面(平面)であれば、仮想の中心線を描いて、そこから寸法補助線を引き出して腕の長さをいかようにも表すように描くことはできる。しかし、実際の製品において、この仮想の中心線は存在しない。つまり、理論上の長さであって、実際の長さは製作者が勝手に、適当に決めることができる。このような、曖昧な長さ寸法は好ましくない。”との意見が出た。このねじりばねの腕部の長さ l_w は、ねじりばねの“取付軸の中心”から“腕部の力の係る位置”までの長さを表しており、設計上決める長さで、ばね定数の計算にも用いており、適当に決めた値ではない。しかし、この長さについての具体的な測定方法を規定していないので、このことは今後の課題とする。

4 適用範囲について(簡条 1)

ねじりコイルばねを追加し、圧縮コイルばね、引張コイルばね及びねじりコイルばねとした。

5 主な改正点

5.1 簡条の対応関係

この規格は、旧規格の中に、JIS B 2709-1:2009 を組み入れて改正している。

旧規格及び JIS B 2709-1:2009 の簡条番号及び名称は同一であるため、この規格の簡条番号及び名称も同一となっている。

5.2 引用規格(簡条 2)

2015 年に制定された JIS B 0156 を追加した。

5.3 設計計算(簡条 5)

5.3.1 記号(5.2)

JIS B 0156 への整合化を図ったので、記号及び記号の意味が大幅に改正されている。その改正内容を、解説表 1 に示す。

解説表 1—記号の対照

記号	旧記号 (変更箇所だけを示す。)	記号の意味 (旧記号の意味は、“旧：”の後に示す。)	単位
c	—	ばね指数 $c=D/d$	—
D	—	コイル平均径 $D=(D_1+D_2)/2$	mm
D_e	D_o	コイル外径	mm
D_i	—	コイル内径	mm
D_d	D_s	案内棒の径 旧：案内棒の直径	mm
ΔD	—	ねじりばねに力（荷重）を与えたときのコイル平均径の変化量 旧：負荷状態におけるコイル平均径の減少	mm
d	—	線径（計算に用いる線径又は製品の材料の直径） 旧：材料の直径	mm
$d_{\max}$	—	線径の最大値 旧： d の許容差の最大値をとった直径	mm
E	—	縦弾性係数	N/mm ²
e_1	e	圧縮ばねのコイル外側面の傾き又は圧縮ばねのコイル外側面の直角度 旧：コイル外側面の傾き	mm
F	P	ばね力又はばねに作用する力（荷重） 旧：ばねにかかる荷重（力）	N
F_A, F_B	—	ねじりばねの腕部 A, B におけるばね力	N
F_i	P_i	引張ばねの初張力 旧：初張力	N
$F_1, F_2, \dots$	P_1, P_2	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね長さ $L_1, L_2, \dots$ における指定ばね力 旧：取付けのときの荷重（力）、最大使用のときの荷重（力）	N
$F_{\max}$	$P_{\max}$	最大試験力 旧：ばねにかかる最大試験荷重（力）	N
f_c	f	固有振動数 旧：振動数	Hz
G	—	横弾性係数	N/mm ²
I	—	断面二次モーメント	mm ⁴
L_c	H_s	圧縮ばねの密着長さ 旧：密着高さ	mm
L_0	H_f	圧縮ばねの自由長さ又は引張ばねの自由長さ 旧：自由高さ又は長さ	mm
$L_1, L_2, \dots$	なし	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね力 $F_1, F_2, \dots$ における指定ばね長さ	mm
l_d	L	ねじりばねの有効部展開長さ 旧：ばねの有効部展開長さ	mm
l_{wA}, l_{wB}	a_1, a_2	ねじりばねの腕部 A, B の有効作用長さ（ねじりモーメントの考慮を含む。） 旧：腕の長さ	mm
M	—	ねじりモーメント又はトルク 旧：JIS B 2709-1:2009 ばねに作用するねじりのモーメント（トルク） 旧：JIS B 2704-1:2009 ばねの運動部分の質量，単位：kg	N・mm
m_s	M	ばねの運動部分の質量	kg
$M_1, M_2, \dots$	—	ねじりばねの指定ばね力 $F_1, F_2, \dots$ におけるねじりモーメント	N・mm
n	N_o, N	圧縮ばねの有効巻数又は引張ばね及びねじりばねの巻数 旧：JIS B 2704-1:2009 N_o 有効巻き数 旧：JIS B 2709-1:2009 N 巻数	—

解説表 1—記号の対照 (続き)

記号	旧記号 (変更箇所だけを示す。)	記号の意味 (旧記号の意味は、“旧：”の後に示す。)	単位
n_t	N_t	総巻数	—
p	—	ばねのピッチ 旧：ピッチ	mm
R	k	圧縮ばね及び引張ばねのばね定数 旧：ばね定数	N/mm
R_M	k_T	ねじりばねのばね定数 旧：ばね定数	N・mm/rad
R_{Md}	k_{Td}	ねじりばねのばね定数 旧：ばね定数	N・mm/°
r_w	r	ねじりばねの腕部の有効作用半径 (ねじりモーメントの考慮を含む。) 旧：荷重 (力) 作用半径	mm
r_{wA}, r_{wB}	r_1, r_2	ねじりばねの腕部 A, B の有効作用半径 (ねじりモーメントの考慮を含む。) 旧：荷重 (力) 作用半径	
s	δ	圧縮ばね及び引張ばねのたわみ 旧：ばねのたわみ	mm
U	—	ばねに蓄えられるエネルギー	J
Z	—	断面係数	mm ³
α_0	—	ねじりばねの無負荷のときの腕の位置角	rad
α	φ	ねじりばねのねじれ角	rad
α_d	φ_d	ねじりばねのねじれ角	°
$\alpha_1, \alpha_2, \dots$	—	ねじりばねの指定ねじりモーメント $M_1, M_2, \dots$ におけるねじれ角	rad
α_C	φ_1	ねじりばねのコイル部のねじれ角 旧：ばねのコイル部のねじれ角	rad
α_A, α_B	φ_2, φ_3	ねじりばねの各腕部のたわみ角 旧：ばねの腕部のたわみ角	rad
κ	—	せん断応力修正係数 旧：応力修正係数	—
κ_b	—	曲げ応力修正係数	—
ρ	M	材料の単位体積当たり質量 (密度)	kg/mm ³
σ	—	曲げ応力	N/mm ²
σ_B	—	材料の引張強さ	N/mm ²
$\sigma_1, \sigma_2, \dots$	—	ねじりばねの指定ねじりモーメント $M_1, M_2, \dots$ における曲げ応力	N/mm ²
τ_K	τ	せん断修正応力	N/mm ²
$\tau_{K1}, \tau_{K2}, \dots$	—	圧縮ばね及び引張ばねの指定ばね荷重 $F_1, F_2, \dots$ におけるせん断修正応力	N/mm ²
$\tau_{0,i}$	τ_i	引張ばねの初せん断未修正応力 旧：初応力	N/mm ²
τ_0	—	圧縮ばね又は引張ばねのせん断未修正応力 旧：せん断応力	N/mm ²

5.3.2 ばねの設計に用いる基本式 (5.3)

圧縮コイルばねの基本式、引張コイルばねの基本式及びねじりコイルばねの基本式とした。

5.3.3 ばねの設計するときに考慮する事項 (5.4)

弾性係数は、横弾性係数及び縦弾性係数とした。

応力修正係数は、圧縮コイルばね及び引張コイルばねのせん断応力修正係数及びねじりコイルばねの曲げ応力修正係数とした。

5.4 ばね指数 [5.4.8 a)]

5.4.8 a) (ばね指数) において、冷間で成形する場合の範囲の下限を、図 7、図 9 及び図 10 の下限の 3 に合わせて 4 から 3 に変更し、“3~22 の範囲とすることが望ましい。”とした。ステンレス鋼ばねで 4 未満の場合には、ばね加工のときにしわ（皺）などが発生する場合もあるので、製造業者と事前に打ち合わせることが望ましい。

5.5 ばね特性 (箇条 6)

圧縮コイルばね、引張コイルばね及びねじりコイルばねを記載した。

5.6 設計応力 (箇条 7)

圧縮コイルばね、引張コイルばね及びねじりコイルばねを記載した。

5.7 圧縮ばね及び引張ばね (7.3.1)

7.3.1 の適用例において、表 5 の上限応力係数は材料の σ_B に係数を乗じて求めている。ばね成形後の熱履歴によって、 σ_B の変化する熱間ばねに適用するのはふさわしくないので、熱間ばねに適用しないこととした。

6 懸案事項

今回の改正に当たって懸案事項として残された事項は、次のとおりである。

- a) 力（荷重）を力に変更すること。
- b) 直角度以外の幾何公差（GPS）の採用の拡大を図ること。
- c) 疲労限度線図については、現在、日本ばね学会において見直しの研究が進められている。今後は、研究成果を取り入れて疲労限度線図を書き直して、設計応力の取り方を見直すこと。
- d) 解説の箇条 3 d) で記載した、ねじりばねの腕部の長さの測定について、試験方法の整備を進めること。試験方法について、コイル外側面の傾きの測定のほかには、本文に規定がなく、試験方法に関するほかの JIS も存在していない。ほかの業界と比べると貧弱であるので、これ以外の試験方法の JIS の整備を進めること。
- e) 応力の単位は、 N/mm^2 を使用しているが、JIS では Pa（パスカル）又は MPa が推奨されていて、変更してはどうかと提起があった。審議の結果、現状、 N/mm^2 を使用するのが慣例となっていることより、今回の改正ではそのままとした。次回の見直し時に、Pa（パスカル）又は MPa に変更することを検討する。

7 その他の解説事項

旧規格の解説に記載されていた事項で特に重要と思われる事項について、次に記載する。ただし、箇条の番号などはこの規格の番号に対応している。

- a) 適用範囲 (箇条 1) コイルばねは、それに作用する力（荷重）の種類によって、圧縮コイルばね、引張コイルばね、ねじりコイルばねなどに分けられる。

旧規格は、これらのうち、円形断面の金属材料を用いた円筒形のコイルばねの基本計算方法について規定している。

圧縮及び引張コイルばねには、形状が円すい形、たる形、つづみ形をしたもののほか、不等ピッチばね及び材料をテーパ状にした、いわゆる非線形特性のばねも実用化されている。これらのばねは、

設計計算が複雑なため、旧規格の対象から除外した。しかし、圧縮及び引張コイルばねは、材料に生じる主な応力がせん断応力（ねじり応力）で、計算の基本では共通な事項が多いので、これらのばねにも、材料、横弾性係数の値、設計応力のとり方などについては、旧規格を利用しても差し支えない。

b) 全体的事項 ばねの設計個々の説明に入る前に、まず、全般的な事項を述べる。一般にばねの設計に当たっては、次のことが考慮されるべきである。

- 1) ばねは、機械又は構造物の一要素として使われる。したがって、機械又は構造物の機能全体の中でばねに要求される機能、すなわち、ばね特性を適切に選定することが必要である。
- 2) ばね特性及びばね特性の精度は、機械又は構造物全体として要求される機能及び精度に関連するとともに、ばねの設計上・製造上にも極めて重要な影響を及ぼす。したがって、ばね特性及びばね特性の精度は、設計上の自由度及びばね製造上の容易さを考慮して規定することが必要である。
- 3) ばねには機械又は構造物の中での空間的制約、取付け部の条件などが要求される。したがって、一般にはできるだけ軽量小形であることが必要であり、適切なばね形状及び寸法を選定する必要がある。
- 4) ばねの寿命を維持するために、ばねに発生する応力条件、ばねを使用する温度、雰囲気などの使用環境などによって使用する材料及びその設計応力を選定することが必要である。

ばねの用途は広く、その使用条件もいろいろあり、一般的な設計基準として、前述のことを網羅して規格化することは極めて困難であるので、これらの詳細については、それぞれの専門書を参考にされることを薦める。

旧規格は、性格上これらの専門事項の抜粋ともいえるが、努めて妥当な基準を規定して、ばね使用者、製造業者の便を図ろうとしたものである。

なお、本体は規格としての体裁上説明的な記述を避けたので、次の c)～i) に記載する解説事項を十分参考にして運用することを薦める。

- c) 材料（箇条 4） ばねは、材料自体がもつ弾性を利用するものである。したがって、弾性をもつ全ての材料は、一応ばねに用いても差し支えないわけであるが、旧規格では適用範囲を金属材料を用いたコイルばねとしているので、ばね用の金属材料として JIS で規定されている材料を、表 1 に示した。

ばね用の材料としては、材料に蓄えられる弾性エネルギーが高いほどよい。蓄えられるエネルギーの量は、材料に生じる応力の 2 乗に比例するので、弾性限が高いほど、ばね材料として適切である。弾性限は、材料の引張強さに相関があるので、引張強さが高い材料が望ましい。一方、ばねに加わる衝撃力及び繰返し力を考慮して、ある程度のじん性があることが望ましい。また、繰返し力がかかると、表面の僅かな欠陥が疲労折損の大きな原因になるので、材料の表面状態がよいことが必要である。このために材料の化学成分とともに材料製造段階の熱処理及び冷間加工の方法が、ばね材料にとって極めて重要な影響を及ぼすことになる。

次に、ばね特性は材料の直径の 4 乗に比例して影響するので、ばね製造の管理上、材料の直径の許容差は、できるだけ小さいことが望ましい。

その他、ばねが使用される条件によって、耐食性、耐熱性などが要求されることがあるため、材料の種々の性能を考慮して、表 1 の用途（参考）のように使い分けられる。表中、同一の用途に対して複数の材料が列記されているが、これらは、経済性、ばねの使用条件、成形性、焼入れ性などの熱処理特性、その他製造条件を考慮し、それぞれの材料の規格を参照して選び方を適切にすべきである。

特にオイルテンパー線を使用する場合は、次の注意が必要である。

解 7

- 1) ばね指数が4以下、フック部で強い加工をする引張コイルばねには、使用を避けるべきである。
- 2) ばねに成形加工後、低温焼なましを行うのが普通であるが、この場合の加熱には塩浴炉を避けるほうがよい。また、加熱温度は、380～440℃が適切である。

近年、JIS 以外の海外規格材料、耐久性向上を目的とした高強度材料、その他の耐熱性、耐食性などの性能向上を目的とした種々の材料が実用化され使用されているため、表1に示す以外の材料についても受渡当事者間での協定によって使用することができるよう配慮した。

- d) ばねの設計に用いる基本式(5.3) 圧縮コイルばね及び引張コイルばねの場合の本体に示す力(荷重)からたわみ及び応力を算出する基本式は、ピッチ角が小さいことを前提に力(荷重) F によって素線がねじりモーメントを受けたとして導いたものである。したがって、5.4.8に示す制限内では、かなり正確であるが、この制限を外れると基本式からずれが生じてくるので、ばねを設計する場合は、本体に示す制限内で行うべきである。

ねじりコイルばねの場合の本体に示す力(荷重)からたわみ及び応力を算出する基本式は、図3～図5に示すように、ばねの内側に案内棒があって、ねじりモーメント M は、ばねの中心軸まわりに作用するとして、ばねのねじれ角及び曲げ応力が導いてある。

したがって、ばねにかかる力(荷重)の方向、末端の力(荷重)を受ける条件、案内棒との摩擦の条件などによっては、特別な解析を必要とする場合がある。

また、5.3.3.3に示す“腕の長さを考慮する必要がある場合”は、腕の長さ $l_{w,A}$ 、 $l_{w,B}$ を片持はりと考えての近似解である。腕の長さを考慮するか否かの判断は、腕の長さの和($l_{w,A}+l_{w,B}$)が 2 、次の式の条件に合致するとき考慮することを一応の目安とすればよい。

$$(l_{w,A}+l_{w,B}) \geq 0.09\pi Dn$$

- e) 弾性係数(5.4.1)及び有効巻数(5.4.2) 元来、材料の横弾性係数 G の値は、熱処理、冷間加工によってある程度の変化はするが、材料の寸法の影響を受けない性質のものである。しかし、JIS B 2704:1962の制定時には、JIS F 0503(船舶機関部コイルばね)などに、材料寸法が大きくなるに従って G の値が小さくなるとする考え方があった。これは、圧縮ばねのばね定数の計算に際し、本体規定のように力(荷重)が作用しないときの自由巻数を有効巻数にとると、本体の式(2)では実際と合わないことを補正するための工夫であり、主として有効巻数 n のとり方に基づく問題であった。当時行った実験では、ばね用鋼の G は、材料寸法にかかわらず約 $7.9 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ であったが、各種の圧縮ばねを作って、全たわみの40～60%の間のばね定数を求め G の値を算出すると、平均 $8.1 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ となり、かつ、相当のばらつきを生じた。このばらつきは、コイル端部における線間の接触条件、換言すれば有効コイルの減少度が大きく影響し、この部分の製作傾向が、ばねの種類又は製造業者によって異なることが原因であったようである。

前に示したばねの基本式は、ピッチ角の小さな無限コイルの理論式であるが、実際は有限コイルであるので、有効巻数 n のとり方にも問題があるわけで、圧縮ばねでは、有効巻数は常に一定でなく漸減することになる。したがって、本体規定の有効巻数のとり方で、ばね定数を計算と合致させるためには、むしろ有効巻数に適切な修正を加える必要があると考えられる。

いずれにしても、JIS B 2704:2000の制定に当たっては、材料の直径によって G の値を変えることは不合理であると考え、表3のように寸法によらない値とした。それには、一つは G の値の誤差があっても、ばね特性に及ぼす誤差は4乗で効く材料の直径又は3乗で効くコイル平均径の誤差ほどの影響はないことも理由に含まれている。

次に、引張ばねの有効巻数は、一般にフックのあるものは、フックの加工の始まる点の間の数を、

また、取付け具をもつものでは、取付け具の部分の巻数を除いた自由巻数をとるが、更にフック部のばね作用の影響を考慮する必要があることがある。

この場合、半コイルを立ててフックにしたときは0.1巻、1コイルをフックとしたときは0.5巻の有効巻数がフック一つについて付加されたとして便宜的に計算できる。

一方、材料の縦弾性係数 E の値は、横弾性係数 G の値とともに、熱処理、冷間加工によってある程度の変化はするが、材料の寸法の影響を受けない性質のものであるため、表4のように寸法によらない値とした。それには、一つは E の値の誤差があっても、ばね特性に及ぼす誤差は4乗で効く材料の直径、巻数又はコイル平均径の誤差ほどの影響はないことも理由に含まれている。

- f) **応力修正係数 (5.4.3)** 圧縮ばね及び引張ばねの応力修正係数は、コイル内側の応力の最大値を算出するために、せん断応力（ねじり応力）の平均値に乘じるべき係数であって、本体でも記載したとおりワール (A.M.Wahl) の式、ベルクシュトレッサ (M.Bergsträsser) の式、ゲーナー (Göhner) の式など数種類のものがある。それらの式で求められる応力修正係数の値は、本体に示す制限内で設計されたばねの範囲では、ほとんど差がなく実用的には問題がないと考えられるが、旧規格では、最も広く使用されている本体の式(31)で示すワール (A.M.Wahl) の式を採用している。

ねじりばねに力（荷重）を負荷する方向によって、ばねに生じる応力の値が異なる。ばねを巻き込む方向に使用する場合は基本式どおりでよいが、巻き戻す方向に使用する場合は本体の式(33)による。本体の式(33)に含まれる応力修正係数は、コイル内側の応力の最大値を算出するために、曲げ応力の平均値に乘じるべき係数であって、本体の式(34)を採用している。

- g) **圧縮ばねの密着長さ (5.4.4)** 圧縮ばねを完全に密着させることは、コイル端部の影響と、ピッチの僅かな不同も影響して、甚だ困難である。したがって、密着長さは計算とおりににはなりにくい。

密着長さは、応力とたわみが最大になる位置で、圧縮ばねには重要な意味があるが、前述の理由から寸法許容差を付けて指定することは行わない。ただし、本体に規定するようにコイル端部の形状によっては、本体の式(37)で求めた最大値だけを指定するとしたが、材料の直径が細いばね、ばね指数の小さなばねなどは、ばねの形状によっては、本体の式(37)の値より大きくなることもあるので、注意を要するとした。

理論では、本体の式(36)となるが、実際は概略式として推定にとどまるものである。

- h) **引張ばねの初張力 (5.4.5)** 引張ばねは、一般に密着巻で成形される。このため冷間成形の引張ばねは、成形後のばねの軸線方向の弾性変形が阻止されて、力の作用していないときにコイルを互いに密着させようとする力が生じる。これが初張力で、材料の弾性限とばね指数によって異なった値をとるが、成形のときのコイルングの方法によっても異なった値になる。

初張力は、意識的につける場合と、そうでない場合があるが、いずれにしても正確に推定してつけることは困難である。図10は、鋼線について一般のコイルング方法で得られる初張力の範囲を初せん断未修整応力で示したものであり、低温焼なまし前の値である。初せん断未修整応力の値は、材料の弾性限の違いによって、図10の鋼線の値に対し、ステンレス鋼線に対しては、鋼線の場合の15%減、りん青銅線、黄銅線、洋白線などは50%減にするのが適切である。また、初張力のある引張ばねの低温焼なまし温度は、ピアノ線、硬鋼線の鋼線で180~250℃、ステンレス鋼線で250~350℃が一般的であるが、コイルングのときに付与された初張力は、それぞれ20~30%、15~25%程度失われる。

本体の式(39)の初せん断未修正応力の経験式では、引張ばねに多いばね指数6~13の範囲では、図10の斜線図のほぼ中央部の値を選んだことになっている。初張力を高くするように成形する場合は、本体の式の分母の100の代わりに80としたり、特殊な成形法のときには50にするなど、実験値を基

にして定数を決めればよい。

いずれにしても、初張力のある引張ばねは、圧縮ばねに比べて、初張力のばらつきがあるだけ指定長さのときの力（荷重）のばらつきが大きくなる。

- i) **圧縮ばね及び引張ばねのサージング (5.4.7)** ばねが繰返し力を受け、その繰返し速度が速くなればねの固有振動数に近づくと、サージングを起こし、一様なたわみと考えた場合よりはるかに高い応力を生じ、ばね破損の原因となる。エンジンの弁ばねなどの設計には、これを避けるように、エンジンの回転数からくるばねの強制振動数がそのばねの固有振動数に近づかないように設計する必要がある。これらのばねのサージングを防ぐためには、ばねの固有振動数をカムの最大回転数の 8 倍程度以上にとることが望ましい。

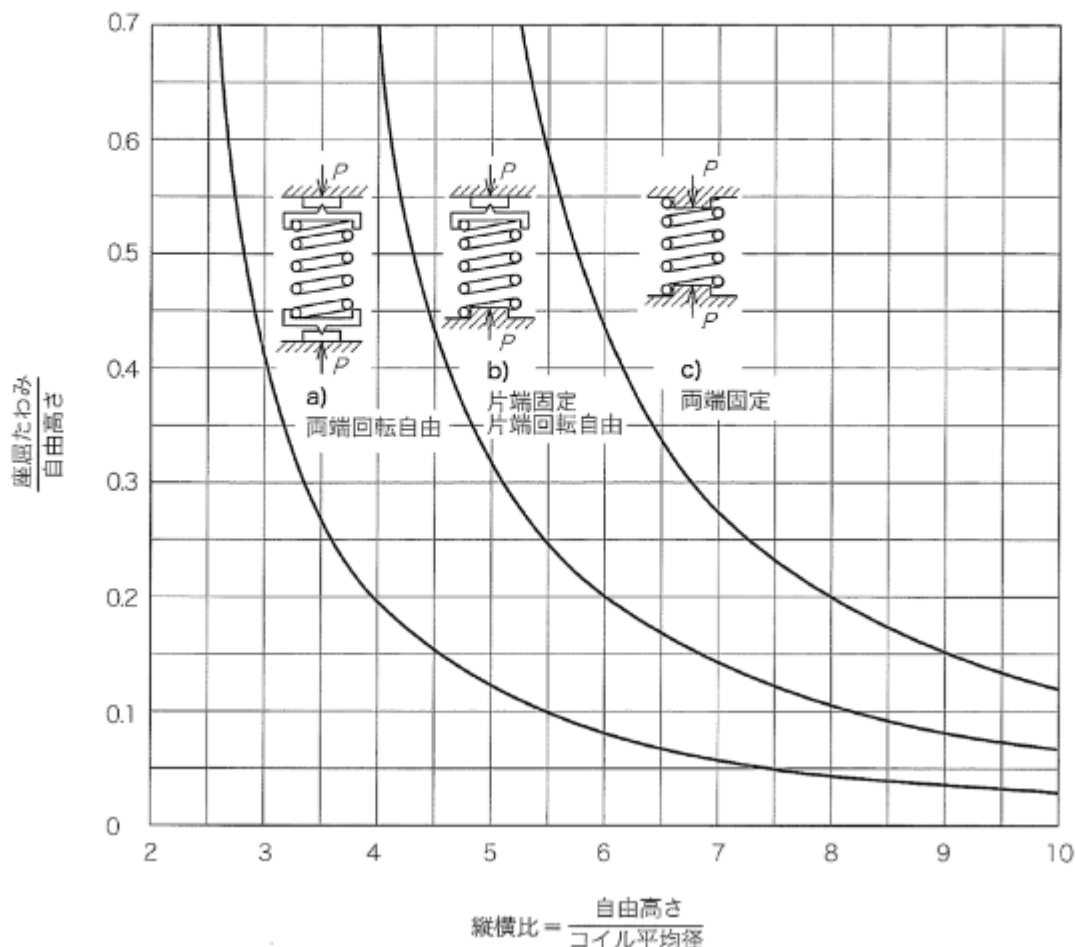
なお、ばね定数を非線形にするために不等ピッチばねを用いるとか、ばね座にゴムなどの減衰装置を用いることもサージングの防止に役立つことがある。

- j) **縦横比 [5.4.8 b)]** 縦横比とは、圧縮ばねの自由長さとコイル平均径との比のことを意味し、この比が大きいと比較的低い荷重（力）でばねが座屈を起こす。今、解説図 3 のような 3 種類の支持方法 [a) 両端回転自由、b) 片端固定、片端回転自由、c) 両端固定] のばねについて、横軸に縦横比、縦軸に座屈が起こるまでのたわみと自由長さとの比をとって、座屈が起こる限界線を求めると図の曲線となる。すなわち、縦横比が a) の場合 2.7 以下、b) の場合 4.0 以下、c) の場合 5.3 以下では一般に座屈は起こらないことになる。

実際のばねの両端支持は、b) の支持方法に相当するのが普通である。

もし、設計上座屈が避けられない寸法にばねがなったときは、ばねの内側に案内を入れるか、又はばねを筒状のものに入れて外側を案内して使用する必要がある。この場合、ばねと案内との隙間は、できるだけ小さくすべきである。

次に、縦横比が小さくなり過ぎ、0.8 未満になったものは有効巻数も少なく、解説の箇条 7 の e) で述べた有効コイルの増減度は、有効巻数の少ないほど、影響の度合いが大きくなることによって、たわみが計算と合致することが困難になるばかりでなく、ばね製作上も難しくなる。また、ばねの計算の基本式は、力（荷重）の作用線はばね中心軸にあるとして導かれているが、実際は一致せず偏心している。この偏心量は巻数が少なくなるほど大きくなり、偏心による応力増加も無視できなくなる。よって、縦横比は 0.8 以下にならないよう設計すべきである。



解説図 3—ばね端部支持方法による座屈発生曲線

- k) 設計応力 (箇条 7) 圧縮ばねの許容せん断応力を図 11 に示している。図中の各鋼線のグラフは、引張強さの規格値の下限に、それぞれの材料ごとに降伏比を考慮して選んだ係数を乗じたものである。その係数は、ピアノ線、硬鋼線は 0.5 で、オイルテンパー線が 0.55 であり、ステンレス鋼線は 0.4 である。

なお、冷間加工率の大きくなるほど 1 mm 以下の細線は、降伏比も低くなることを考慮して修正してある。また、引張強さは低温焼なまし後のデータを用いるのが望ましい。

ばね鋼については、熱間成形ばねの焼戻し後の硬さによって許容応力が定まり、普通合金鋼は、429HBW 前後に焼戻しされるものとして許容せん断応力の値を求めた。また、焼入性の相違による鋼種ごとの寸法によるこの応力値の使用限界も図 11 に示した。

非鉄線については、該当する JIS 中に線径ごとの引張強さが規定されていないため、図 11 には記入しなかった。ばね用の銅合金材料には、表 1 に示す黄銅線、洋白線、りん青銅線及びベリリウム銅線の JIS 中に、線径 0.5 mm 以上について引張強さが範囲で定められているので、その下限に 0.4 を乗じたものを一応の許容せん断応力の目安としてもよい。

以上は、圧縮ばねに対する許容せん断応力のとり方であるが、引張ばねに対しては、初張力をつけるために普通セッティングを行わず、また、フック部の応力集中もあって、本来ならばこの応力集中を考慮すべきであるが、普通、本体の式(3)のまま計算されるので、圧縮ばねの場合の 80%をとることとした。

フック部の応力は、解析が複雑であるが、一例として、解説図4のようなフック形状の場合の応力の計算例を示す。

曲げ応力の最大値 $\sigma_{\max}$ は、次の式(解.1)による。

$$\sigma_{\max} = \kappa_1 \frac{32Fr}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{..... (解.1)}$$

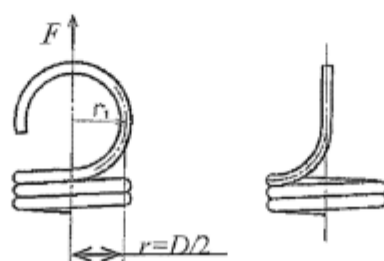
ここに、
 r : コイル平均半径 $D/2$
 κ_1 : わん曲に基づく応力修正係数で、次の式(解.2)による。

$$\kappa_1 = \frac{4c_1^2 - c_1 - 1}{4c_1(c_1 - 1)} \quad \text{..... (解.2)}$$

ここに、 c_1 : 次の式(解.3)による。

$$c_1 = \frac{2r_1}{d} \quad \text{..... (解.3)}$$

ここに、 r_1 : フック部の平均半径



解説図4—フック部形状の例

次に、繰返し力を受ける場合は、応力は材料に生じる応力分布と、その最大値とが問題であるので、応力修正係数を乗じた本体の式(4)によるせん断修正応力が用いられる。

ばねの疲労強度は、熱処理、ショットピーニング、セッチングなどの条件及び腐食環境、温度など、ばねの置かれる雰囲気に影響されるので、たとえ材料自身の疲労強度が分かっても、正確にばねの寿命を判定することは困難な問題である。

一方、各ばね用材料の疲労強度も材料の引張強さなど静的な機械的性質に関連するほかに、その表面状態などに著しく影響されるので、重要なばねでは実測によって疲労強度を求めるしか方法はないが、ここに引張強さから疲労強度の概略を求める算出方法を述べる。

多くの鋼に関する実験結果から、表面を研削した平滑試片の両振りねじり疲労限度 τ_{w0} は、次の式(解.4)による。

$$\tau_{w0} = (0.22 \sim 0.37) \times \sigma_B \quad \text{..... (解.4)}$$

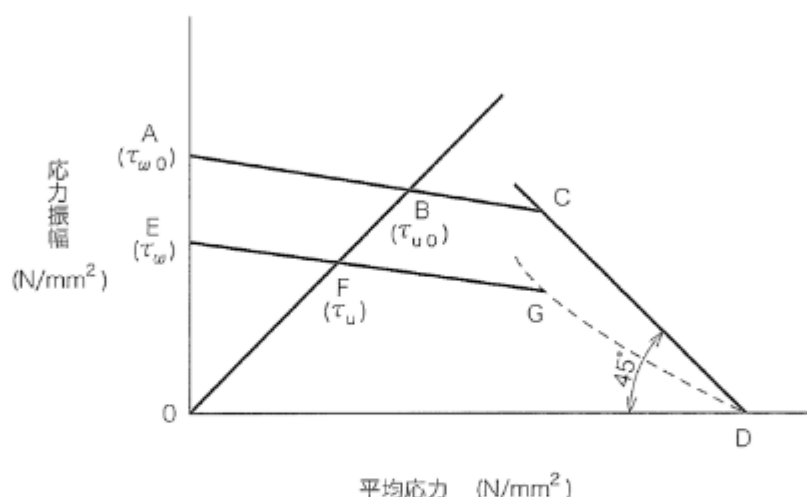
ここに、 σ_B : 材料の引張強さ

片振りねじり疲労限度 τ_{w0} は、次の式(解.5)による。

$$\tau_{w0} = (0.83 \sim 0.93) \times \tau_{w0} \quad \text{..... (解.5)}$$

また、ねじり降伏点 (D) は、便宜上、図11のグラフから求めて解説図5のような疲労限度線図を求めれば許容応力の範囲が分かる。ただし、疲労強度を厳密に考慮する必要がある場合は、降伏点を過ぎる 45° の直線を解説図5の点線のように多少内側にとる必要がある。

なお、ばねは通常片振りか部分片振りで使われるので、使用応力範囲は、OBCD で囲まれた範囲である。



解説図 5-疲労限度線図

以上は、表面を研削した平滑な状態であって、実際のばねの場合は、表面の状態が異なる。すなわち、冷間成形ばね、熱間成形ばねを問わず、材料の表面の肌（粗）さ、脱炭の有無、酸化の程度などによって、ばね材料の疲労強度 $\tau_u \cdot \tau_u$ は、 $\tau_{u0} \cdot \tau_{u0}$ より低下する。解説図 5 でいえば、OFGD の範囲で使用されるべきである。したがって、設計をする場合には、その他疲労強度に及ぼす諸因子（酸化、脱炭、セッチング、ショットピーニング、腐食疲れ、めっき、温度）の影響を考慮して、個々の材料・ばねの使用状態に応じた τ_u 又は τ_u を決めなければならないのは当然である。

ねじりばねの許容曲げ応力を図 12 に示している。図中の各鋼線のグラフは、引張強さの規格値の下限に、それぞれの材料ごとに降伏比を考慮して選んだ係数を乗じたものである。その係数は、ピアノ線、硬鋼線、オイルテンパー線が 0.8 であり、ステンレス鋼線は 0.75 である。

なお、冷間加工率が大きくなるほど 1 mm 以下の細線は、降伏比も低くなることを考慮して修正してある。また、引張強さは低温焼なまし後のデータを用いるのが望ましい。

ばね鋼については、熱間成形ばねの焼戻し後の硬さによって許容応力が定まり、普通合金鋼は、429HBW 前後に焼戻しされるものとして許容曲げ応力の値を求めた。

非鉄線については、該当する JIS 中に線径ごとの引張強さが規定されていないため、図 12 には記入しなかった。ばね用の銅合金材料には、表 1 に示す黄銅線、洋白線、りん青銅線及びベリリウム銅線の JIS 中に、線径 0.5 mm 以上について一様に引張強さが範囲で定められているので、その下限に 0.75 を乗じたものを一応の許容曲げ応力の目安としてもよい。

次に、繰返し力を受ける場合の設計応力は、要求されるばねの繰返し回数、使用環境など疲労強度に及ぼす諸因子を考慮した適切な値を選ばなければならない。疲労強度線図として図 14 に例を示した。

8 原案作成委員会の構成表

2016 年に設置された原案作成委員会の構成表を、次に示す。

JIS B 2704-1（コイルばね—第 1 部：基本計算方法）原案作成委員会 構成表

	氏名	所属
(委員長)	當 倉 勝 次	ショットピーニング技術協会
(副委員長)	○ 伊 澤 佳 伸	株式会社東郷製作所
(委員)	太 田 保 光	経済産業省製造産業局

	高 橋 宏 治	横浜国立大学
	原 田 泰 典	兵庫県立大学
	押 田 一 守	日本ばね学会 (2016 年 9 月まで)
	磯 貝 信 秀	日本ばね学会 (2016 年 10 月から)
○	入 来 俊 行	一般財団法人日本規格協会
	宮 永 人 司	いすゞ自動車株式会社
	荒 木 清 広	トヨタ自動車株式会社
	満 藤 哲 男	株式会社本田技術研究所
	泉 木 裕 之	三菱ふそうトラック・バス株式会社
	藤 部 統 夫	日産自動車株式会社
	吉 田 孝 一	一般社団法人日本機械工業連合会
	松 本 怜 大	一般社団法人日本電機工業会
	堀 越 太 一	一般財団法人日本船舶技術研究協会
○	矢 野 純 一	公益社団法人自動車技術会
○	高 良 昭	日本発条株式会社
○	川 北 喜 治	株式会社パイオラックス
○	西 村 啓 治	中央発條株式会社
○	東 村 公 治	京浜発條株式会社
○	今 田 勝 郎	株式会社丸上製作所
○	川野辺 強	東海パネ工業株式会社
○	内 田 一 利	村田発條株式会社
○	加 藤 功	中央発条工業株式会社
(関係者)	根 岸 喜代春	一般社団法人日本ばね工業会
(事務局)	井 上 関 次	経済産業省産業技術環境局
○	中 谷 雅 彦	一般社団法人日本ばね工業会 (2016 年 6 月まで)
○	多 田 薫	一般社団法人日本ばね工業会 (2016 年 6 月から)
		一般社団法人日本ばね工業会

注記 ○印は、コイルばね生産者委員会委員を兼ねる。

(執筆者 伊澤 佳伸)

白 紙

★JIS 規格票及び JIS 規格票解説についてのお問合せは、規格開発ユニット標準チームまで、電子メール (E-mail:sd@jsa.or.jp), 又は FAX [(03)4231-8660], TEL [(03)4231-8530] でお願いいたします。お問合せにお答えするには、関係先への確認等が必要なケースがございますので、多少お時間がかかる場合がございます。あらかじめご了承ください。

★JIS 規格票の正誤票が発行された場合は、次の要領でご案内いたします。

- (1) 当協会ホームページ (<http://www.jsa.or.jp/>) の Webdesk に、正誤票 (PDF 版, ダウンロード可) を掲載いたします。

なお、当協会の JIS 予約者の方には、予約されている JIS の部門で正誤票が発行された場合、お送りいたします。

- (2) 当協会発行の月刊誌“標準化と品質管理”に、正・誤の内容を掲載いたします。

★JIS 規格票のご注文は、

- (1) 当協会ホームページ (<http://www.jsa.or.jp/>) の Webdesk をご利用ください。

- (2) FAX [(03)4231-8665] でご注文の方は、出版情報ユニット販売サービスチームまで、お申込みください。

JIS B 2704-1

コイルばね 第 1 部：基本計算方法

平成 30 年 3 月 20 日 第 1 刷発行

編集兼
発行人 揖斐敏夫

発行所

一般財団法人 日本規格協会

〒108-0073 東京都港区三田 3 丁目 13-12 三田 MT ビル
<http://www.jsa.or.jp/>

名古屋支部	〒460-0008	名古屋市中区栄 2 丁目 6-1 RT 白川ビル内 TEL (052)221-8316(代表) FAX (052)203-4806
関西支部	〒541-0043	大阪市中央区高麗橋 3 丁目 2-7 ORIX 高麗橋ビル内 TEL (06)6222-3130(代表) FAX (06)6222-3255
広島支部	〒730-0011	広島市中区基町 5-44 広島商工会議所ビル内 TEL (082)221-7023 FAX (082)223-7568
福岡支部	〒812-0025	福岡市博多区店屋町 1-31 博多アーバンスクエア内 TEL (092)282-9080 FAX (092)282-9118

JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD

Coil springs—Part 1: Basic calculation methods

JIS B 2704-1 : 2018

(JSMA/JSA)

Revised 2018-03-20

**Investigated by
Japanese Industrial Standards Committee**

**Published by
Japanese Standards Association**

Price Code 10

ICS 21.160

Reference number : JIS B 2704-1:2018(J)