

技術者のための
ねじの力学

— 材料力学と数値解析で解き明かす —

工学博士 福岡俊道 著

コロナ社

ま え が き

ねじは、さまざまな機械構造物，機器類の締結にもっとも広く使用されている機械要素である。その一方で，破壊・破損事故の多くはねじ部から発生しており，1本のねじの破断が重大事故につながることもある。これらの事故やトラブルのほとんどは，ねじを目標軸力で締め付けて，使用状態における軸力変化が設計段階で予測した値以下であれば防ぐことができる。そのためには締結部の形状と材料，使用状態に応じたねじの締め付け方法を選択しなければならない。また，ねじの破壊・破損を防止するためには，ねじのゆるみ現象，疲労強度の指標となる，ねじ谷底の応力振幅とその軽減方法に関する知識が不可欠である。

従来のねじに関する研究は，実験と材料力学，さらには高度な弾性学を組み合わせたという手法が中心であった。コンピュータ解析による本格的なねじの研究は1960年代後半から始まり，CAE（computer aided engineering）が一般化した1990年代に入って実際の設計に応用できるレベルに到達したといえる。しかしながら，複雑な接触問題であるねじの力学特性は，昨今の高度な汎用構造解析用ソフトウェアを使用しても説明が困難なケースが多い。

本書は，ねじ締結部の設計を担当する技術者，現場の締め付け作業を統括する技術者，ねじ部品の製造に携わる技術者まで，さまざまな形でねじに関わる技術者を対象として，従来の専門書では扱われていなかった現象も含めて，“壊れないねじ締結体”を設計するために必要な知識をまとめたものである。ねじ谷底に沿った応力や応力振幅の分布，多数のボルトを逐次締め付けたときに発生するボルト軸力のばらつき，接触熱抵抗を考慮したねじ締結体の詳細な熱・力学挙動など，高度なコンピュータ解析によってはじめて明らかにされた現象から，締め付け方法の選択，ゆるみの防止策など，通常的设计業務や現場の締め付け作業でしばしば直面する問題について可能な限り平易に解説してい

る。ねじの寸法・形状，使用目的，作用する荷重の形態は千差万別である。そのために，設計の段階で個々の締結部に応じてわずかな工夫を施すことにより，大幅に強度を改善できることがある。本書ではその点を考慮して，詳細な解析を実施することなしに，ねじ固有の現象を材料力学，伝熱工学などの初歩的な知識で理解できるように配慮している。また，技術者にとって，ねじ締結部の力学特性に関連するさまざまな因子の概略の数値を知っておくことは重要である。

各章に設けた〈数値で学ぶ〉では，読者が理解を深めるために重要と思われる具体的な数値を紹介している。本書をまとめるにあたり，多数の研究論文，著書を引用させていただいたが，特に山本晃先生と酒井智次博士の著書は，全般にわたって参考にさせていただいたことを記しておきたい。

ねじの力学を有限要素解析により解明するという課題は，三十数年前に大阪大学の濱田實先生からいただいたテーマである。研究の中核をなす数値解析手法については，当時，濱田研究室で助教授を務めておられた北川浩先生から懇切丁寧なご指導をいただいた。ミシガン大学の菊池昇先生には，文部省の在外研究員として受け入れていただき，滞在した期間は計算力学分野における当時の最先端研究に触れる貴重な機会となり，その後の研究を進める原動力となった。以上3名の先生方は，著者がこれまでねじの研究を続けてこられた恩人である。また，神戸商船大学（当時）の古川守先生には，数値解析による材料力学の研究分野に導いていただいた。本書に示した計算結果，実験結果の多くは，神戸大学海事科学研究科，神戸商船大学の設計加工システム学研究室に所属された卒業生，修了生の方々の研究業績と教職員のご協力に負うところが多い。本書をまとめる機会に，以上の皆様方に心からお礼を申し上げたい。

2015年8月

著 者

記 号

本書で取扱う記号とその意味について、以下にまとめる。

A : ボルト円筒部断面積, その他断面積	d_{bt} : ボトミングトルクの等価直径
A_1, A_2, A_3 : ねじの真の断面積 (部分)	d_c : ボトミングスタッド先端の直径
A_{I}, A_{II} : 真直棒の断面積	d_e : 真の有効径
A_{ap}, A_{re} : 見かけの接触面積, 真実接触面積	d_h : ボルト穴径
A_{cn} : 接触面積	d_{nu} : ナット座面の等価摩擦直径
A_e : おねじの真の断面積	$d_r, d_{r max}$: おねじ谷底の直径とその最大値
A_{ex}, A_{in} : おねじ, めねじの断面積	d_{rm} : リーマボルトの直径
A_f : 被締結体の断面積	d_s : 有効断面積の直径
A_{fk} : ねじ面の接触面積	E, E_I, E_{II} : ヤング率
A_{ins} : めねじ内側の真の断面積	E_b, E_f : ボルト・ナット, 被締結体のヤング率
A_n : ナット座面面積	E_{ex}, E_{in} : おねじ, めねじのヤング率
A_r : おねじ谷底の断面積	F : 軸方向荷重, はめあいねじ部に作用 する荷重
A_s : ねじの有効断面積	$F_{0.2}$: 0.2%耐力に対する軸力
a, b : 中空ボルト, 中空軸の内半径, 外半径	F_b : ボルト軸力
a_1, a_2 : 荷重分布を表すための定数	F_{b1}, F_{b2}, F_{b3} : 多数ボルト締結体のボルト軸力
a_p : 微小突起の接触面半径	F_{bi} : 初期ボルト軸力
B : ボルト頭部, ナットの平均直径	F_{bt} : ボトミングトルクによる圧縮力
B_p : ボルトのピッチ円直径	F_c : 外力による被締結体圧縮力の減少分
b_1, b_2 : 接触面の近寄り量を表す定数	F_{cn} : ボルト穴底面に作用する圧縮力
$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_{1n}, C_{2n}$: 真の断面積を表す定数	F_f : 油圧テンションナの目標軸力
c, c_1, c_2, c_3 : 定数	F_i : ボルト i の初期軸力, ボルト i に 作用する力
c_0, m_0 : オストロフスキーの式の定数	F_i^N, F_i^{μ} : ボルト i が受け持つ支圧力と摩擦力
c_{sp} : 比熱	F_{inn}, F_{out} : T_{inn}, T_{out} により発生する軸力
D, D_1, D_2 : めねじの谷の径, 内径, 有効径	F_n : 面に作用する垂直力
D_0 : 被締結体 (円筒) の外径	
d : おねじの外径, 呼び径, 丸棒の直径	
d_1, d_2 : おねじの谷の径, 有効径	

F_{nu} , F_{hd} , F_{pt} :

継手の接触面に作用する摩擦力

F_o , f_1 , f_2 : アウターナット締め付け時の軸方向力

F_{rm1} , F_{rm2} : リーマ面に垂直に作用する力

F_s : せん断力, せん断荷重

F_t : 油圧テンションの初期張力

F_{th} : ボトミングスタッドねじ部に作用する軸力

F_z : へたりによる軸力低下量

f : 曲げ振動の固有振動数

H : とがり山の高さ

H_1 : ひっかかり高さ

H_{nu} : ナットの高さ

H_{V1} , H_{V1} , H_{V2} : ビッカース硬度

h : 板厚, はりの高さ

h_c : 接触熱伝達率

h_{cv} : 対流熱伝達率

h_e : 見かけの接触熱伝達率

h_r : ふく射熱伝達率

I : 断面 2 次モーメント

i : ねじの条数, ボルト番号, 固有振動の次数

K : トルク係数

\bar{K} : 拘束係数

K_{cn} , K_{th} , K_{nu} , K_{hd} , K_f :

接触面剛性を表すばね定数

K_{inn} , K_{out} : インナーナット, アウターナットのトルク係数

k : ばね定数, 真直棒のばね定数

k_A , k_B : 平板と細円筒のばね定数

k_b : ボルト・ナット全体のばね定数

k_{bm} , k_{plc} , k_{ple} : せん断荷重を受ける締結部のばね定数

k_{cyl} : ボルト円筒部のばね定数

k_{ex} , k_{in} : おねじ, めねじ 1 山当りのばね定数

k_f , k_f^* : 被締結体のばね定数

k_{hd} : ボルト頭部のばね定数

k_n , k_t : 接触面剛性に起因するばね定数

k_s : 遊びねじ部のばね定数

k_{pt} : 引張荷重に対する被締結体ばね定数

k_{th} : はめあいねじ部のばね定数

k_{total} : ボルト締結体全体のばね定数

L : ねじのリード, 真直棒の長さ

L_1 , L_2 , L_a :

偏心荷重が作用する締結体の各部寸法

L_{cyl} : ボルト円筒部の長さ

L_{ex} : 締結体端部の延長部分の長さ

L_f : グリップ長さ

L_{fk} : らせんの長さ

L_{hd} : ボルト頭部の等価長さ

L_s : 遊びねじ部の長さ

L_{th} : はめあいねじ部の等価長さ

$[K]$, $[M]$:

剛性マトリクス, 質量マトリクス

m : 並列ボルト列数

m_h , n_h : 接触熱伝達率評価式の定数

N : 外力の繰返し数, 微小突起の数

n : ボルト本数, ボルト列数, 接触面の対応節点数

n_p : 1 ピッチらせんモデルの軸方向分割数

P : ねじのピッチ

p_m : 材料の塑性流動応力

p_n : 接触面面圧

p_{nu} : ナット座面面圧

p_t : せん断方向の応力

Q_{total} , Q_{th} , Q_{shk} , Q_{hd} , Q_f :

ボルト締結体を流れる熱量

q : 熱流束

R , S : Back の式の定数

$\{R\}$: 荷重ベクトル

Ra_1 , Ra_2 : 対応表面の算術平均粗さ

Rat : 対応表面の算術平均粗さ Ra の和

R_{cn} : 接触熱抵抗

R_i : ボルト i のせん断荷重分担率

R_i^N, R_i^μ : 支圧力, 摩擦力によるせん断荷重分担率

R_{rm}, R_μ : リーマ面と摩擦力によるせん断力分担率

Rz_t : 対応表面の最大高さ粗さ Rz の和

Rz_1, Rz_2 : 対応表面の最大高さ粗さ

r, r_1, r_2 : 半径座標

r_i : 節点の半径座標

s, e : ボルト, ナットの二面幅と対角距離
 T : 温度

T_1, T_2 : ねじ部トルク, ナット座面トルク

T_b, T_f : ボルト温度, 被締結体温度

T_{bt} : ボトミングトルク

T_{inn}, T_{out} : インナーナット, アウターナットの締め付けトルク

T_l : ゆるめトルク

T_{ll}, T_{lbt} : ボトミングスタッドのゆるめトルク

T_{sng} : 弾性域回転角法のスナグトルク

T_f : 締め付けトルク

U : ひずみエネルギー

U_f : ねじ部の円周方向に作用する力

u : 変位, 真直棒の軸方向変位

$\{u\}, \{\ddot{u}\}$: 変位ベクトル, 加速度ベクトル

\bar{u} : ボルト円筒部に与える一様変位

$\bar{u}_{hd}, \bar{u}_{nu}$: ボルト頭部座面, ナット座面の平均変位

u_i : 節点変位

$\bar{u}_{ub}, \bar{u}_{dw}$: ボルト円筒部に与える一様変位

V : ナット座面が押しのかけた体積

v : すべり速度

W : 外力

W_{trq}, W_{th}, W_{nu} : 締め付けエネルギー

w_{fk} : おねじとめねじの接触幅

Z : へたり係数

z : 軸方向座標

α : ねじ山の角度, 応力集中係数

α_1 : フランク角 (ねじ山半角)

α_1' : ねじ山直角断面のフランク角

$\alpha_1 \sim \alpha_V$: 切欠き底の応力集中係数

α_b, α_f : ボルト・ナット, 被締結体の線膨張係数

$\alpha_{ex}, \alpha_{exI}, \alpha_{exII}$: 線膨張係数

β : ねじのリード角, 切欠き係数

γ : 張力法における有効張力係数

γ_c : 接触比

ΔF_b : ボルト軸力変化量

Δr_i : 節点間の平均幅

$\Delta T, \Delta T_I, \Delta T_{II}$: 温度変化, 温度差

$\Delta T_b, \Delta T_f$: ボルト, 被締結体の温度変化

ΔT_e : 対応表面間の温度差

ΔT_m : 微小突起の平均温度上昇

$\Delta \sigma_b$: ボルト軸応力の変化量

$\Delta \sigma_f$: 被締結体圧縮応力の変化量

$\Delta \sigma_{rm}$: 温度差 1°C 当りの軸応力低下量

$\Delta \phi$: 戻り回転角

δ : ボルトの伸び量, 熱膨張量, 熱収縮量

δ_{air} : 空気層の厚さ

δ_b : ボルト・ナットの伸び

δ_c : リーマボルトのはめあい

δ_f : 被締結体の縮み

δ_{pl} : 油圧プラグ座面のすきま

δ_z : へたり量

ε^b : 塑性ひずみ

ζ : 接触面の近寄り量

ζ_{max} : 接触面の最大近寄り量

ζ_t : 接触面のせん断方向変形量

$\zeta_{th}, \zeta_{nu}, \zeta_{hd}, \zeta_f$:

締結部各接触面の近寄り量

η : 切欠き感度係数, 単位回転角当りの発生軸力

η_3, η_4 : 三角ねじと四角ねじの効率

θ : 角度, 円周方向座標

$\theta_1 \sim \theta_6$: ねじ山形状を規定する角度

θ_{cn} : 影響円すいの角度
 θ_{tp} : ナット座面の傾斜角度
 $\lambda, \lambda_1, \lambda_2$: 熱伝導率
 λ_{air} : 空気の熱伝導率
 λ_i : i 次モードの固有値
 μ, μ_r, μ_θ : 摩擦係数
 μ_{ith}, μ_{inu} : インナーナット締め付け時の摩擦係数
 μ_{oth}, μ_{onu} : アウターナット締め付け時の摩擦係数
 μ_{th}, μ_{nu} : ねじ面とナット座面の摩擦係数
 ν : ポアソン比
 ρ : おねじ谷底の丸み半径
 ρ_{dn} : 密度
 $\rho_{max}, \rho_{n|max}$: ρ, ρ_n の上限値
 ρ_n : めねじ谷底の丸み半径
 ρ_{th}, ρ_{th}' :
 四角ねじと三角ねじのねじ面摩擦角
 σ : 応力, 真応力, 熱応力
 $\bar{\sigma}$: ミーゼス応力
 $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: 主応力の3成分
 σ_I, σ_{II} : 棒I, 棒IIに発生する熱応力

σ_a : 応力振幅
 σ_B : 引張強さ
 σ_b : ボルト軸応力
 σ_{bi} : 初期ボルト軸応力
 σ_{bnd} : ボルトに発生する曲げ応力
 $\sigma_{IN}, \sigma_{OUT}$:
 半径方向のボルト表面軸方向応力
 σ_L, σ_R :
 円周方向のボルト表面軸方向応力
 σ_{max} : 切欠き底に発生する最大応力
 $\bar{\sigma}_{max}$: 最大ミーゼス応力
 σ_n : 切欠き断面の平均応力
 σ_{th} : ボルトねじ部の引張応力
 σ_Y : 降伏応力
 σ_w : 疲労限度
 σ_{w0} : 平滑試験片の疲労限度
 σ_z : 軸方向応力
 τ : せん断応力
 τ_{th} : ねじ部トルクによるせん断応力
 τ_w : せん断応力の疲労限度
 $\phi, \Delta\phi$: ナット回転角, 戻り回転角
 ϕ_u : 内力係数 (内外力比)

目 次

1. ねじの規格と種類

1.1	ねじとねじ研究の小史	1
1.2	ねじ山の形状と使用目的	3
1.3	ね じ の 規 格	5
1.3.1	ねじの標準規格	5
1.3.2	ねじの基準山形	6
1.4	ねじのピッチと条数	9
1.4.1	つる巻線の数式表示	9
1.4.2	並目ねじと細目ねじ	10
1.4.3	ねじの条数とリード角	11
1.4.4	おねじとめねじの接触面積	14
1.4.5	ねじ部品の非相似性	15
1.5	ねじの締め付け形態とねじ部品	16
1.5.1	ボルト・ナットと植込みボルト	16
1.5.2	ねじの力学特性に影響する幾何学的因子	18
1.5.3	被締結体界面の面圧分布と影響円すい	20
1.6	ねじ材料の強度と熱・力学特性	21
1.6.1	ねじ部品の材料	21
1.6.2	材料の選択と考慮すべき因子	26

2. ね じ の 基 本

2.1	ね じ の 強 度	27
-----	-----------	----

2.1.1	ねじ部品の破壊・破損の発生箇所	27
2.1.2	締め付け時の強度	28
2.1.3	使用状態における強度	29
2.1.4	ボルト締結体の力学と摩擦係数	31
2.2	ね じ の 剛 性	33
2.2.1	ボルト締結体の剛性と力学挙動	33
2.2.2	一次元ばねモデルによる剛性の評価	36
2.2.3	はめあいねじ部とボルト頭部の等価長さ	38
2.2.4	被締結体の圧縮剛性	41
2.2.5	有限要素解析によるボルト締結体のばね定数の評価	46
2.2.6	ボルト締結体各部のばね定数と力学挙動	52
2.3	ねじの真の断面形状	53
2.3.1	三角ねじの断面形状	53
2.3.2	さまざまなねじの断面形状	56
2.4	ねじの真の断面積	58
2.5	ねじ山のらせん形状を再現した有限要素モデル	61
2.5.1	種々のらせんモデル作成方法	61
2.5.2	断面の数式表示を用いたらせんモデルの作成	63
2.6	ボルト締結体と接触面剛性	66
2.6.1	界面における接触面剛性	66
2.6.2	法線方向と接線方向の接触面剛性	68
2.6.3	法線方向剛性の簡易計算式	69
2.7	ボルト締結体と接触熱抵抗	70

3. ねじの締め付けの力学

3.1	各種締め付け方法とその特性比較	73
3.2	トルク法	76
3.2.1	トルク - 軸力関係式	76
3.2.2	トルク - 軸力関係の簡易式と摩擦係数	81
3.2.3	トルク法の長所と締め付け精度に影響する因子	83

3.2.4	ねじの自立条件と効率	88
3.2.5	軸力, トルク, 摩擦係数の測定方法	90
3.2.6	締め付けトルク解放時の軸力とトルクの挙動	93
3.2.7	ボトミングスタッドの締め付け特性と強度	95
3.2.8	ボルト締め付け時の強度	98
3.3	弾性域回転角法	100
3.3.1	締め付け原理	100
3.3.2	表面粗さを考慮した軸力 - 回転角関係式	103
3.3.3	適用範囲と締め付け指針	105
3.4	張 力 法	108
3.4.1	締め付け原理	108
3.4.2	有効張力係数	110
3.4.3	表面粗さと着座トルクの影響	112
3.4.4	適用範囲と締め付け指針	115
3.5	熱 膨 張 法	117
3.5.1	締め付け原理	117
3.5.2	締結部形状を簡略化した締め付けモデル	119
3.5.3	軸力 - 加熱温度関係式	120
3.5.4	適用範囲と締め付け指針	122
3.6	多数ボルトの逐次締め付けと弾性相互作用	125
3.6.1	ボルトの締め付けと弾性相互作用	125
3.6.2	締結部形状と弾性相互作用	127
3.6.3	軸力のばらつきの推定と最適な締め付け手順	129
3.7	ねじの締め付けに要するエネルギー	132
3.7.1	トルク法における締め付けエネルギー	132
3.7.2	締め付けエネルギーに影響する因子	135

4. ねじの静的強度と疲労強度

4.1	はめあいねじ部の荷重分布とねじ山荷重分担率	137
4.1.1	ボルト・ナットにおける荷重分布	137

4.1.2	アイボルト, アイナットにおける荷重分布	139
4.1.3	有限要素法によるねじ山荷重分担率の解析	141
4.2	ねじの静的強度と応力集中	143
4.2.1	応力集中と応力集中係数	143
4.2.2	ねじ部品における応力集中	145
4.2.3	ねじ谷底の応力集中現象	146
4.2.4	ねじ谷底応力集中の定量的評価	148
4.2.5	応力集中とねじの塑性変形	150
4.2.6	ねじ谷底応力集中の軽減方法	155
4.3	ねじ谷底に沿った応力分布	157
4.3.1	ボルト・ナット締結体の応力集中	157
4.3.2	ねじのピッチと条数の影響	161
4.3.3	本体側はめあいねじ部の応力集中	163
4.4	ねじの疲労破壊	166
4.4.1	金属疲労と応力振幅	166
4.4.2	ねじ部品における疲労破壊	169
4.4.3	ねじの疲労強度に影響する因子	170
4.5	ねじの疲労強度の評価方法	175
4.5.1	ボルト締め付け線図の概要	175
4.5.2	ボルト締め付け線図の問題点	177
4.5.3	有限要素解析による締め付け線図の検証	179
4.5.4	ボルト軸力-外力線図	182
4.5.5	ねじの疲労強度と応力振幅の推定方法	183
4.6	被締結体界面の離隔と応力振幅	185
4.6.1	偏心外力を受ける締結部の応力振幅	185
4.6.2	有限要素解析による界面離隔現象の検証	188
4.7	ねじ谷底に沿った応力振幅	190
4.7.1	ねじ山らせんモデルによる解析	190
4.7.2	ボルト・ナット締結体の応力振幅特性と疲労破壊	191
4.7.3	本体側はめあいねじ部の応力振幅特性と疲労破壊	194
4.7.4	応力振幅と塑性変形	199

4.8	ねじの疲労強度の向上策	201
-----	-------------	-----

5. 熱負荷を受けるボルト締結体

5.1	ボルト締結体の熱・力学挙動の基礎	208
5.1.1	熱変形と熱応力	208
5.1.2	ボルト軸力変化の発生メカニズム	211
5.1.3	ボルト軸力変化の簡易推定式	213
5.2	接触面を伝わる熱の評価方法	216
5.2.1	接触熱伝達率の測定方法	216
5.2.2	同種材界面における接触熱伝達率	217
5.2.3	異材界面における接触熱伝達率	219
5.3	小さなすきまを流れる熱の評価方法	220
5.4	ボルト締結体における接触熱伝達率と見かけの接触熱伝達率	222
5.5	有限要素法による熱・力学挙動の解析	224
5.5.1	軸対称モデルによる熱・力学特性の評価	224
5.5.2	三次元モデルによる熱・力学特性の評価	227
5.6	ねじの焼き付き	231
5.6.1	焼き付きが発生しやすい条件	231
5.6.2	焼き付きの発生に関する一仮説	233

6. ねじのゆるみ

6.1	回転ゆるみと非回転ゆるみ	236
6.2	ゆるみが発生しやすい締結部	236
6.3	回転ゆるみによる軸力低下	238
6.3.1	回転ゆるみの発生メカニズム	238
6.3.2	ナットの戻り回転と軸力低下	242
6.3.3	回転ゆるみの防止策	243

6.4	非回転ゆるみによる軸力低下	246
6.4.1	非回転ゆるみの発生メカニズム	246
6.4.2	へたり量の推定方法	248
6.4.3	へたりによる軸力低下	250
6.4.4	非回転ゆるみの抑止策	253
6.4.5	締結部の熱膨張差によるゆるみ	254

7. 管フランジ締結体の熱・力学挙動

7.1	管フランジ締結体固有の力学特性と熱挙動	256
7.2	ガスケットの圧縮特性とフランジローテーション	257
7.3	ガスケット圧縮特性の温度依存性	258
7.4	有限要素法による運転時とシャットダウン時の挙動解析	260

8. ねじのトラブル事例から学ぶ —原因の究明と解決策—

8.1	はじめに	263
8.2	JIS 方式大型車ホイールボルトの構造と疲労破壊	264
8.2.1	車輪脱落事故の概要	264
8.2.2	締結部の構造, 締め付け方法とねじ部品の疲労破壊	265
8.2.3	締め付け過程の力学と問題点	267
8.2.4	軸力と摩擦係数のばらつきとその軽減方法	271
8.2.5	ホイールボルトの応力振幅の測定	274
8.2.6	ホイールボルトの応力振幅の有限要素解析	277
8.2.7	トルク制御機能付き多軸同時締め付け装置の開発	278
8.3	ジェットコースター車軸の疲労破壊	280
8.4	せん断荷重を受ける多数ボルト締結体の力学特性	282
8.4.1	摩擦接合と支圧接合された多数ボルト締結体	282
8.4.2	支圧接合におけるせん断荷重の伝達メカニズム	283
8.4.3	支圧接合された多数ボルト締結体の有限要素解析	284

8.4.4	ばねモデルによるせん断荷重分担率の評価	288
8.5	フランジ形固定軸継手用リーマボルトの強度と負荷特性	290
8.5.1	リーマボルトの形状と破断現象	290
8.5.2	リーマボルトの力学特性と問題点	291
8.5.3	せん断力分担率と曲げ応力	293
8.5.4	リーマ部のはめあい、摩擦係数、軸応力の影響	294
8.5.5	軸力のばらつきとミスアライメントの影響	296
8.6	冷やしばめによるリーマボルトの締め付け	298
8.6.1	締め付け方法と問題点	298
8.6.2	温度上昇による軸力低下量の推定	299
8.6.3	締め付け指針の提案	303
8.7	油圧機器用シールプラグのシール性能	304
8.7.1	プラグの締め付け特性と形状誤差	304
8.7.2	座面面圧の分布特性とシール性能	306
8.7.3	一次元ばねモデルによる動的効果の評価	307
8.8	ボルト締結体の固有振動解析	309
8.8.1	ボルト軸力と固有振動数	309
8.8.2	接触面剛性を考慮した固有振動解析	311
8.9	ボルト締結体の効率的な有限要素解析	313
8.9.1	ボルト締結体の有限要素モデル	313
8.9.2	はめあいねじ部の簡易モデル	317
8.9.3	軸力発生を目的とした二次元ボルトモデル	318
8.9.4	対称性の活用による計算効率の改善	319
	あとがき—むすびにかえて	322
	引用・参考文献	323
	索引	333

1

ねじの規格と種類

1.1 ねじとねじ研究の小史

ねじの歴史は古く、その起源は紀元前のアルキメデスのねじポンプにまでさかのぼるといわれている。その後、ねじプレスなど木製の大型運動用ねじが使われるようになり、16世紀になると金属製のねじが登場する。日本にねじが持ち込まれたのは、1541年に種子島に鉄砲が伝来したときであり、当時の鉄砲鍛冶は尾栓部分に使われていたねじの加工に苦勞したと伝えられている。

1800年代の産業革命の時代になると、イギリスのモーズレー (H. Maudslay) は、旋盤を用いた近代的な方法によるねじの加工に成功している。モーズレーの工場で働いていたクレメンテ (J. Clement) は、めねじを切削できるタップを考案した。モーズレーの弟子であるウィットウォース (J. Whitworth) は、産業革命初期の1841年、ねじの規格を初めて提案した「近代ねじの父」と呼べる人物である。その頃に考案されたねじ切り旋盤は、現在のものとほとんど形式が同じであり、運動伝達用、締結用ねじの大量生産が可能となった。ねじの転造盤は、1851年にイギリスのブルーマン (Broomann) によって設計され、1938年にはドイツのPW社によって現在のようなねじ転造盤が製作されている。ねじの詳しい歴史については、文献1)、2)などに解説されているので参考にしていきたい。

本書の目的は、安全で効率的な締結部を設計するために、ねじの力学をできる限り平易に解説することである。以下に、その基礎となったねじの研究がどのように進展してきたのか、時代を追って簡単に振り返ってみたい。

ねじが壊れるおもな原因は金属疲労である。金属疲労の研究は、**S-N 曲線**で

2 1. ねじの規格と種類

有名なヴェーラー (A. Wöhler) によって 1860 年頃から始められた。締結用ねじの疲労強度については 1930 年代にツーム (A. Thum) によって開始された。わが国では『ねじ接手の疲れ』として昭和 18 年に翻訳書が出版されている³⁾。ねじ部品の疲労強度の評価方法として、今日広く使用されているボルト締め付け線図の考え方は、レッチャー (F. Rötcher) の書物⁴⁾に記載されたのが始まりである。レッチャーは、ボルトの締め付け力によって被締結体界面に面圧が及ぶ範囲について**影響円すい**という考え方を提案している。ティモシェンコ (S.P. Timoshenko) とともに、材料力学分野における歴史的名著『Theory of Elasticity』の共著者として有名なグーディア (J.N. Goodier) は、ボルト・ナットのはめあいねじ部における特徴的な荷重分布を、ナット外表面の変位の測定値に弾性論を適用して求めている⁵⁾。Sopwith は弾性論によるねじの研究をさらに発展させ、はめあいねじ部の荷重分布を改善できるナット形状を提案した⁶⁾。

わが国では 1970 年代になると、今日につながる特筆すべき研究が発表されるようになった。沢らは、三次元弾性論の高度な応用により、一連の研究を通してはめあいねじ部、ボルト頭部の等価長さをはじめ、ねじ締結体のさまざまな力学特性を明らかにしている⁷⁾。大滝は、複素応力関数を用いてねじ谷底の応力集中⁸⁾、疲労強度⁹⁾に及ぼす呼び径やピッチなど諸因子の影響を明らかにしている。丸山は、数値解析による先駆的な研究として、はめあいねじ部の形状を考慮した解析モデルを用いて、ポイントマッチング法と有限要素法を併用して応力分布を求め、ねじ谷底の応力集中を定量的に評価している¹⁰⁾。同じく Bretl らは、はめあいねじ部を層状の有限要素に置き換えて荷重分布を求めている¹¹⁾。Miller ら¹²⁾は、本書でも扱う**ばねモデル**を用いてはめあいねじ部の荷重分布を計算する方法を提案している。田中らは、接触問題を扱うことができる有限要素法の一解析手法を提案して、ねじ締結体のさまざまな力学特性を解析し¹³⁾、ばねモデルを用いて、各ねじ山が受け持つ荷重の割合を計算している¹⁴⁾。

実験によりねじの応力分布を求めた研究としては、応力凍結法光弾性実験によって、さまざまな形状のナットの荷重分布を明らかにした Hetenyi の報告¹⁵⁾

がある。Hetenyi の研究成果は、はめあいねじ部の荷重分布の平滑化とねじ谷底の応力集中の緩和を目指して、今日までさまざまな形状のナットが考案されるようになった出発点といえる。実際のねじ部品におけるねじ谷底の応力は、銅めっき法と呼ばれる手法により求められている。丸山^{10),16)}は、有限要素法により求めたねじ谷底の応力集中係数を実験値と比較しており、清家ら¹⁷⁾は、ねじ谷底の最大応力がナット座面から2/3ピッチ離れたおねじ谷底で発生するという結果を得ている。

欧米では、ねじで締め付けた締結部を **bolted joints** と呼び、一つの研究分野として位置付けられている。ねじの基本的な形状や使い方は、産業革命の時代からさほど大きく変化していないにもかかわらず、ねじに関する研究は世界各国で継続的に進められている。その第一の理由は、ねじ部品に作用する荷重が、とどまることなく厳しくなり続けているためである。

1.2 ねじ山の形状と使用目的

ねじは、使用目的から**締結用ねじ**と**運動伝達用ねじ**に大別される。ボルト・ナットなどほとんどのねじ部品は、機械や構造物を構成する多数の部品を締結するために使用されている。これに対して運動伝達用ねじは、ねじ山のらせん形状を利用して運動を伝達する。運動伝達用ねじには、ジャッキのようにねじの斜面を利用して大きな力を発生することを目的としたねじ、および工作機械の送りねじのように、回転運動を直線運動に変換できる機能を利用したねじがある。寸法計測に使用されるマイクロメータは、大きな回転角を軸方向の小さな動きに変換して、10 μm の精度で測定が可能であり、デジタル表示タイプでは1 μm まで計測できるものがある。

図 1.1 は、さまざまな形状のねじを示している。**三角ねじ** (triangular screw thread) は、締結用としてもっとも広く使用されているねじである。これに対して**台形ねじ** (trapezoidal screw thread) は運動伝達用に使用される。欧米では運動伝達用のねじを **power screw** と呼ぶことがある¹⁸⁾。ねじ山の形状と用

4 1. ねじの規格と種類

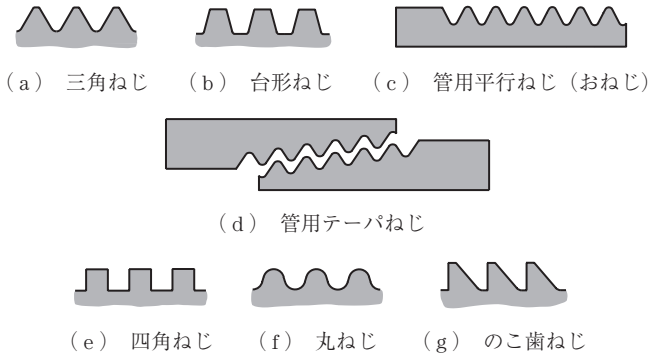


図 1.1 各種ねじ山の形状

途の関係は 3.2.4 項で詳述するが、簡単に説明すると、三角ねじは、ゆるみなくいため締結用に、台形ねじや四角ねじは、ねじの効率が高いので運動伝達用として使用される。**管用ねじ** (pipe thread) には**管用平行ねじ** (parallel pipe thread) と**管用テーパねじ** (taper pipe thread) がある。前者は管状構造物の機械的な接合、後者は内部流体のシールなど耐密性が必要な配管の締結部に使用される。管用テーパねじの場合、ねじ山は $1/16$ テーパに沿って切られており、おねじをめねじにねじ込んでいくことにより、ねじ面を密着させる。管用ねじの形状は三角ねじに近いが、**ねじ山の角度** (thread angle) が、三角ねじの 60° に対して 55° である。

そのほかの形状のねじとして、**四角ねじ** (square thread)、**丸ねじ** (round thread)、**のこ歯ねじ** (buttress thread) などがある。ねじ山形状が正方形の四角ねじは、台形ねじに比べてねじの効率がさらに高い。しかしながら加工が難しいために、ねじ面に 5° 程度の傾斜を設けて製作されることがある¹⁸⁾。丸ねじは、台形ねじの**山の頂** (crest) とねじ**谷底** (root) に大きなアールを付けたねじである。ねじ谷底の応力集中は小さくなるが、ねじ山のひっかかり高さが小さくなるという欠点がある。のこ歯ねじは、ねじ山の形状が左右非対称で、のこぎりの歯のような形状をしており、片側から大きな力が作用する場合に使用される。のこ歯ねじのねじ面には、四角ねじと同じ理由で 7° 程度の傾斜を

付けることがある¹⁸⁾。

米国の国家規格である **ANSI** (American National Standards Institute) では、台形ねじと類似の形状を持つ**アクメねじ** (Acme thread) や、のこ歯ねじなど、動力伝達用のねじが規格化されている。図 1.1 には示していないが、**タッピンねじ** (tapping screw) は、三角形のねじ山を持つ締結用ねじ部品の一種であり、本体にめねじを加工 (タップ立て) しながら締め付けていくおねじである。締め付け対象が木材や金属の薄板など、めねじが加工しやすく、効率の高い締め付け作業が要求される締結部に使用される。タッピンねじの締め付け過程は、めねじを加工するためのねじ込みトルク、頭部を着座させて締結力を発生する締め付けトルク、タッピンねじが破断する締め付け破断トルクの3種類のトルクによって評価される¹⁹⁾。締め付け作業の観点からは、少々締めすぎても破断しないように、ねじ込みトルクに対して破断トルクが大きいことが望まれる。上記のねじは、いずれも JIS において規格化されている。

本書では、締結用ねじ部品としてもっとも広く使用されている、ねじ山形状が三角形のボルト・ナットを中心に解説する。

1.3 ねじの規格

1.3.1 ねじの標準規格

ねじに関するさまざまな規格は、**日本工業規格** (Japanese Industrial Standards, **JIS**) において詳細に規定されている。ねじは、あらゆる機械構造物、機器類に対して共通に使用されることから、規格に関してもっとも国際的な整合性が必要とされる機械要素である。ねじの JIS 規格は、ほとんどの点において**国際標準化機構** (International Organization for Standardization, **ISO**) が制定している ISO 規格に対応しているが、ISO と完全に一致させることが困難なため、対応する ISO 規格との整合性の程度が示されている。以上の状況から、ねじの JIS 規格は重要な点において ISO 規格に対応しているので、本書では JIS 規格を中心に解説する。

6 1. ねじの規格と種類

ねじには寸法の表示方法により、メートルねじ (metric thread) とインチねじ (inch thread) がある。通常のねじはメートルねじであるが、配管を中心に使用されている管用ねじはインチねじである。それ以外のインチねじとして、JIS B 0206 と JIS B 0208 にユニファイねじ (unified thread) の規格が示されている。ユニファイねじは航空機などに使用されている。

1.3.2 ねじの基準山形

図 1.2 は JIS B 0205 に規定されている一般用メートルねじの基準山形 (basic profile) を示している。

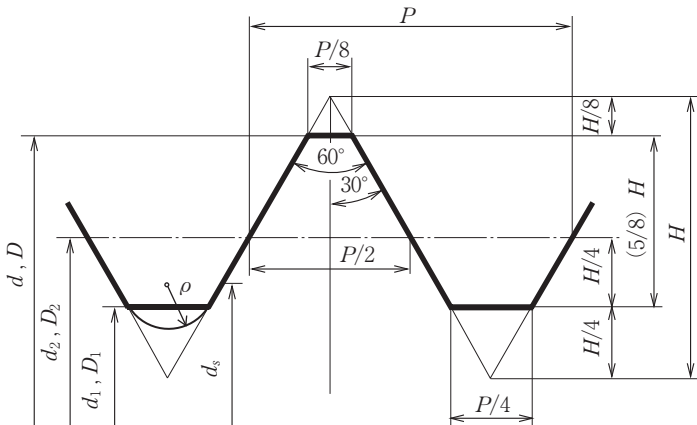


図 1.2 三角ねじの基準山形

おねじ (external thread) は円柱、円すいの外表面に加工されるねじ、めねじ (internal thread) は円筒、中空円すいの内表面に加工されるねじの総称である。おねじの外径 (major diameter of external thread) d は、めねじの谷の径 (major diameter of internal thread) D に等しく、ねじの寸法を示す基本的な数値であり、呼び径 (nominal diameter) と呼ばれている。おねじとめねじの有効径 (pitch diameter) d_2 、 D_2 は、ねじ溝の幅がねじ山の幅に等しい仮想的な直径であり、ねじ山の強度評価や、ねじのつる巻線 (helix) の角度であるリード角 (lead angle) の算出などに使用される。また、おねじの谷の径

(minor diameter of external thread) d_1 は、**めねじの内径** (minor diameter of internal thread) D_1 と等しい。三角ねじの各部の寸法は、呼び径 d 、正三角形であると**がり山の高さ** (fundamental triangle height) H 、**ピッチ** (pitch) P を用いて、以下の式で表すことができる。

$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} P = 0.8660 P \quad (1.1)$$

$$d_2 = D_2 = d - \frac{3}{4} H = d - 0.6495 P \quad (1.2)$$

$$d_1 = D_1 = d - \frac{5}{4} H = d - 1.083 P \quad (1.3)$$

$$H_1 = \frac{5}{8} H \quad (1.4)$$

ピッチ P は、隣のねじ山との対応する 2 点間の距離、 H_1 は、おねじとめねじがかみ合っている基準の**ひっかかり高さ** (basic thread overlap) である。ねじ山は、らせん状に切欠きが連続しているため、その形状を考慮した厳密な強度評価式を導くことは困難である。そこで、強度が問題となるおねじについては、JIS B 1082 に示された**有効断面積** (stress area) A_s を持つ円柱に置き換えて応力や剛性を評価する。

$$\begin{aligned} A_s &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \\ &= \frac{\pi}{4} d_s^2 = 0.7854 (d - 0.9382 P)^2 \end{aligned} \quad (1.5)$$

d_3 は、丸み半径を $H/6$ としたときのねじ谷底における直径と一致する。ここで、強度評価の基準となる d_s を**有効断面積の直径**と呼ぶこととする。 d_s は呼び径 d とピッチ P から算出できる。

$$d_s = d - 0.9382 P \quad (1.6)$$

式 (1.6) を式 (1.2)、式 (1.3) と比較すると、 d_s は谷の径 d_1 と有効径 d_2 の間に位置することがわかる。 d_s の位置は図 1.2 中に示している。

ねじの谷底は鋭い切欠きとなっているために、大きな応力集中が発生する。そこで、応力集中を緩和するために適当な大きさの丸みが設けられている。お

8 1. ねじの規格と種類

ねじ谷底の丸み半径 (root radius) ρ について、1.6.1 項で説明する強度区分が 8.8 以上の場合、JIS B 0209-1 では、 $0.125P$ より大きくとるように推奨している。

$$\rho \geq 0.125P \quad (1.7)$$

図 1.3 は JIS B 0216 で規定されているメートル台形ねじの基準山形を示している。ねじ山の角度は、三角ねじの 60° に対して 30° である。図 1.4 は JIS B 0202 と JIS B 0203 に規定されている管用平行ねじと管用テーパねじの基準山形である。管用ねじの場合、1.2 節で説明したように、ねじ山の角度は三角ねじよりやや小さい 55° であり、管用テーパねじでは、軸方向に $1/16$ のテーパが付けられている。

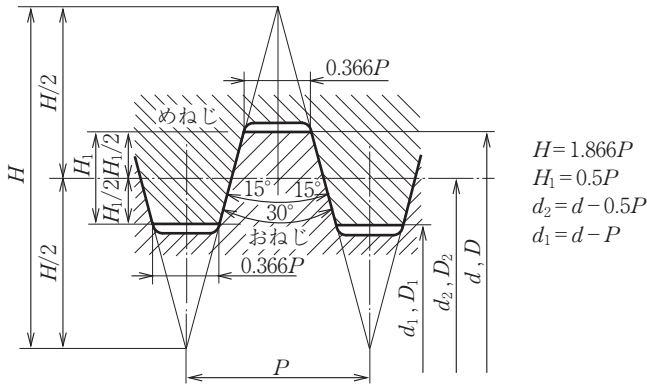
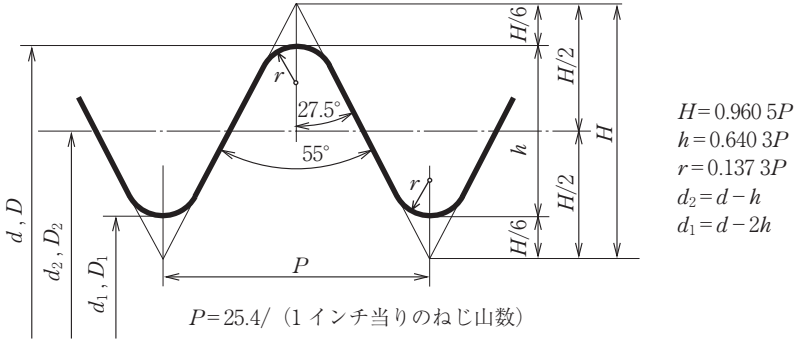
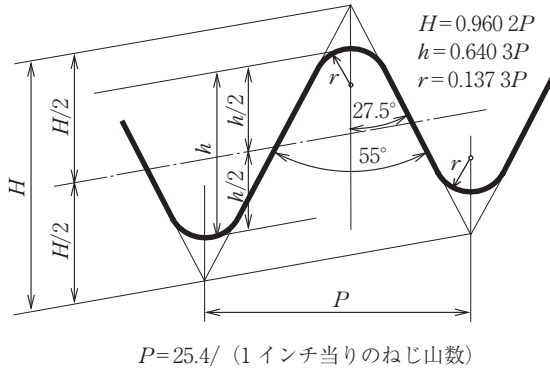


図 1.3 台形ねじの基準山形



(a) 管用平行ねじ



(b) 管用テーパねじ

図1.4 管用平行ねじ，管用テーパねじの基準山形

1.4 ねじのピッチと条数

1.4.1 つる巻線の数式表示

ねじのつる巻線であるらせんの形状は，らせんの直径を d として，以下の式で表すことができる²⁰⁾。

$$x = \frac{d}{2} \cos \theta, \quad y = \frac{d}{2} \sin \theta, \quad z = \frac{d}{2} \theta \tan \beta \quad (1.8)$$

図1.5は式(1.8)を用いて描いたらせんである。直径 d の円柱に直角を挟

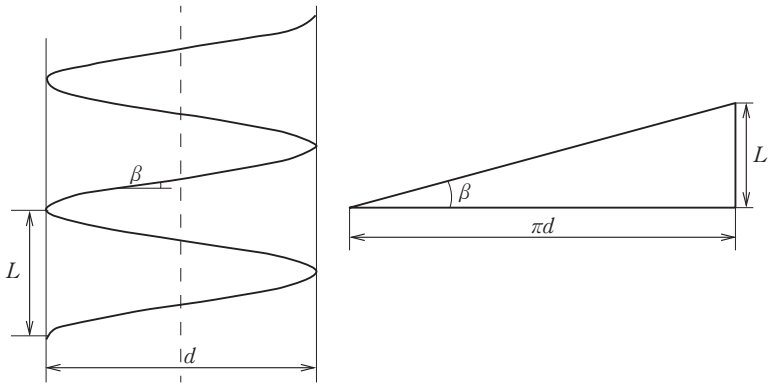


図 1.5 らせんのリードとリード角

む 2 辺の長さが πd と L の直角三角形を巻き付けると、三角形の斜面がらせんとなる。らせんが 1 回転するときに進む距離をリード (lead) L 、らせんと水平面がなす角をリード角 (lead angle) β と呼ぶ。 d と L と β の関係は次式のとおりである。

$$\tan \beta = \frac{L}{\pi d} \quad (1.9)$$

1.4.2 並目ねじと細目ねじ

ねじ部品は、三角形、台形、四角形など基本となる図形を、円筒、円すいの外表面、内表面に、らせん状に巻き付けたものである。例えば、管用テーパねじのおねじは、中空円すいの外表面に三角形を巻き付けたものである。ねじの種類は 1.2 節で紹介したねじ山の形状だけでなく、ピッチの大きさや条数によっても分類できる。ピッチ P の大きさにより、**並目ねじ** (coarse thread) と**細目ねじ** (fine pitch thread) がある。図 1.6 に示すように、並目ねじは、ある呼び径 d に対して標準的に使用されるピッチを持つねじであり、細目ねじはそれよりピッチが小さいねじである。

例えば、M16 の場合、並目ねじのピッチは 2 mm、細目ねじのピッチは 1.5 mm と 1 mm である。細目ねじはリード角 β が小さくゆるみにくいので、

索 引

【あ】	
アイナット	139
アイボルト	139
アクメねじ	5
遊び側フランク	14, 137
遊びねじ部	28
圧縮応力	97
圧力側フランク	14, 137

【い】	
一次モードの固有振動数	309
1条ねじ	11
一体の片持ばり	310
一体はり	310
インチねじ	6

【う】	
植込みボルト	16
上ナット正転法	246
うねり	66
運動伝達用ねじ	3

【え】	
影響円すい	2, 20, 218

【お】	
応力集中	143
応力集中係数	143
応力振幅	166
遅れ破壊	29
おねじ	6
——の外径	6
——の谷の径	7

【か】	
回転角法	74
回転ゆるみ	30, 236
回転ゆるめトルク	241
ガウス点	316
ガスケット要素	258
片当り	309
完全積分	312

【き】	
機械的まわり止め方式	245
基準山形	6
切欠き	143
切欠き感度係数	168
切欠き係数	168

【く】	
管フランジ	26
管フランジ締結体	35
管用テーパねじ	4
管用ねじ	4
管用平行ねじ	4
口開き変形	127
クリーブ	30
グリップ長さ	16

【こ】	
剛性	33
降伏応力	22
固着	31, 317

【さ】	
座面の陥没	246
三角ねじ	3

三次元そろばん玉モデル	61, 316
3条ねじ	11

【し】	
四角ねじ	4
軸方向剛性	36
下ナット逆転法	246
しまりばめ	290, 293
しめしろ	303
締め付け三角形	176
周期対称境界	321
自由膨張	208
真実接触面積	233

【す】	
すきまばめ	290
スナグトルク	74
すべり	31, 317
すべり面温度	233
寸法効果	168

【せ】	
接触熱抵抗	30, 71
接触熱伝達率	71
接触面剛性	66, 102, 309
接触面の近寄り量	67
接触面面圧	67
セレーション	318
選択低減積分	312, 318
せん断荷重分担率	284, 314
せん断力分担率	293
線膨張係数	22

【そ】	
相対すべり	238, 239, 245

塑性域回転角法	74	並目ねじ	10	疲労強度	166
【た】		【に】		疲労限度	167
対角距離	18	2条ねじ	11	疲労破壊	166
台形ねじ	3	二面幅	18	【ふ】	
多条ねじ	11	【ね】		フックの法則	34
多条の三角ねじ	13	ねじ込みボルト	16, 33	太円筒	20
多数ボルト締結体	125, 296	ねじの効率	88	フランク角	14
タッピンねじ	5	ねじの自立条件	88	フランジ付き六角ナット	85, 244
谷底	4	ねじの真の断面形状	62	フランジ付き六角ボルト	244
弾性域回転角法	74, 100	ねじ部品	15	フランジローテーション	127
弾性域締め付け	101	ねじ山荷重分担率	139	フリースピニング形	244
弾性相互作用	125, 272	ねじ山の角度	4	プリベイリングトルク形	244
弾性ねじれ	239	ねじ山らせんモデル	158	ナット	244
【ち】		熱伝導率	22	【へ】	
着座トルク	109	熱ひずみ	209	平板	20
中空のらせん形状のねじ山	62	熱膨張法	29, 75	へたり	31, 41, 236, 246, 248
超細目ねじ	194	熱流束	71	へたり係数	251
張力法	29, 70, 74, 108	【の】		ヘルツの接触問題	274
【つ】		のこ歯ねじ	4	【ほ】	
つる巻線	6	伸びボルト	280	ポアソン比	22
【て】		【は】		細円筒	20
締結用ねじ	3	ばね定数	34	細目ねじ	10
定常状態	213	ばねモデル	2	ボトミングスタッド	17, 95
【と】		はり要素	314	ボルト軸応力	28
等価長さ	37	【ひ】		ボルト軸力	28
通しボルト	16	非回転ゆるみ	30, 236, 248	ボルト軸力-外力線図	182
とがり山の高さ	7	ヒステリシス特性	52	ボルト締め付け線図	34, 175
共あげ	292	ピストン抜き	318	ボルトヒータ	75
トルク係数	81	非線形ばね	112	本体側はめあいねじ部	17, 41
トルク勾配法	73	ひっかかり高さ	7	本体側めねじ	17
トルク法	73	ピッチ	7	【ま】	
【な】		引張応力	97	丸ねじ	4
内力係数	177	引張強さ	22	丸み半径	8
ナット座面の等価摩擦直径	19, 77	被締結体	16		
ナットの長さ	14	非定常状態	213		
		比熱	24		
		冷やしばめ	263		
		表面粗さ	66		

【み】		有効径	6	リード差利用方式	244
		有効断面積	7	離隔	32, 317
見かけの接触熱伝達率	72, 220	有効断面積の直径	7	【る】	
		有効張力係数	110	ルーズボルト	291
見かけの接触面積	233	ユニファイねじ	6	【ろ】	
密度	22	ゆるみ	236	六角低ナット	18
【め】		ゆるみ現象	316	六角ナット	18
		ゆるみ止め	243	六角ボルト	18
メートルねじ	6	ゆるみ止め性能	237		
めねじ	6	ゆるみにくさ	243	【英字】	
——の谷の径	6	【よ】		bolted joints	3
——の内径	7			complete slip	287
面のあたり	272	呼び径	6	partial slip	287
【や】		【ら】		power screw	3
		らせん	9	S-N 曲線	1, 166
山の頂	4	【り】			
ヤング率	22	リード	10		
【ゆ】		リード角	7, 10		
油圧テンシヨナ	74				

— 著者略歴 —

1975年 神戸商船大学商船学部機関学科卒業
1978年 神戸商船大学大学院修士課程修了（機関学専攻）
1978年 神戸商船大学助手
1984年 神戸商船大学助教授
1987年 工学博士（大阪大学）
1997年 神戸商船大学教授
2003年 神戸大学教授
現在に至る

技術者のためのねじの力学

— 材料力学と数値解析で解き明かす —

Threaded Fasteners for Engineering and Design

— Solid Mechanics and Numerical Analysis —

© Toshimichi Fukuoka 2015

2015年10月7日 初版第1刷発行



検印省略

著者 福 岡 俊 道
発行者 株式会社 コロナ社
代表者 牛来真也
印刷所 萩原印刷株式会社

112-0011 東京都文京区千石 4-46-10

発行所 株式会社 コロナ社

CORONA PUBLISHING CO., LTD.

Tokyo Japan

振替 00140-8-14844・電話 (03)3941-3131(代)

ホームページ <http://www.coronasha.co.jp>

ISBN 978-4-339-04644-1 (安達) (製本：愛千製本所)

Printed in Japan



本書のコピー、スキャン、デジタル化等の無断複製・転載は著作権法上での例外を除き禁じられております。購入者以外の第三者による本書の電子データ化及び電子書籍化は、いかなる場合も認めておりません。

落丁・乱丁本はお取替えいたします