

2

機械材料と強度および安全率

mechanical materials, strength and safty factor

2・1

機械材料選択の手順と指針

procedure and guidance for choice of materials

機械材料を選択する際には、図 2・1 に示すように、材料特性だけでなく加工方法などさまざまな因子を考慮する必要がある。一般には、以下の三点が重要と考えられている。

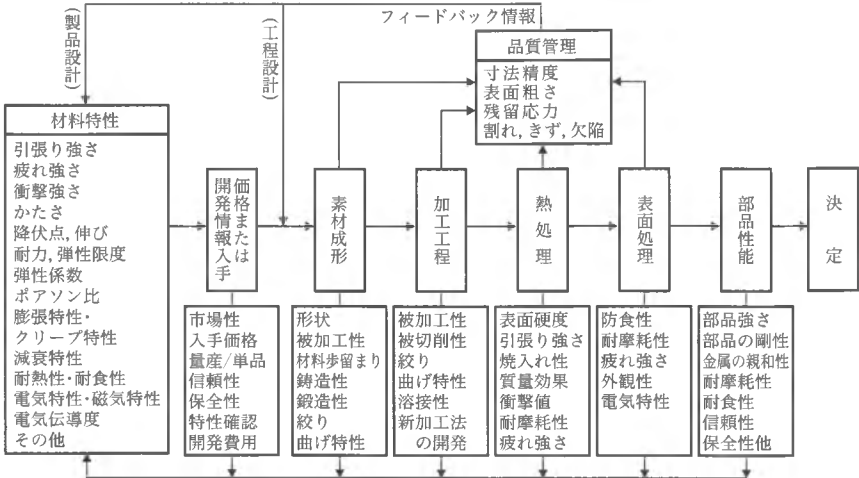


図 2・1 材料の選択決定プロセス

- ① 設計部品に要求される特性や機能を考慮したうえで、手に入りやすい標準部品や一般材料を選択する。
- ② 材料の熱処理や加工法、表面処理など、部品の製作に適した材料を選択する。
- ③ 摩耗や錆などの経年的な劣化を考慮し、材料を選択する。

表 2-1 代表的な機械材料

材 料 名 称	記 号		引張り強度 (MPa)	おもな用途
みがき棒鋼 (JIS G 3108)	SGD A SGD B		294 ~ 392 402 ~ 510	低速・低精度軸
機械構造用炭素鋼 (JIS G 4051)	S 25 C S 30 C S 35 C S 40 C S 45 C S 50 C S 55 C		441 以上 470 〃 510 〃 539 〃 568 〃 608 〃 647 〃	一般用軸, ロッド, レバー, 機械部品, クランク軸, 歯車, ピンなど
クロム鋼 (JIS G 4104)	SCr 2 SCr 3 SCr 4 SCr 5		784 以上 882 〃 931 〃 980 〃	軸, 強力ボルト, キー, ピン, スプラインなど
クロムモリブデン鋼 (JIS G 4105)	SCM 1 SCM 2 SCM 3 SCM 4 SCM 5		882 以上 833 〃 931 〃 980 〃 1029 〃	小径強力軸, 強力ボルト, ピン歯車, 軸など
ニッケルクロムモリブデン鋼 (JIS G 4103)	SNCM 1 SNCM 2 SNCM 5 SNCM 6 SNCM 7 SNCM 8 SNCM 9		883 以上 931 〃 1078 〃 882 〃 980 〃 980 〃 1029 〃	クランク軸, ロッド, 強力歯車, 強力軸など
ニッケルクロム鋼 (JIS G 4102)	SNC 1 SNC 2 SNC 3		735 以上 833 〃 931 〃	歯車, 軸, クランク軸, カムなど
一般構造用圧延鋼 (JIS G 3101)	SS 330 SS 400		333 ~ 341 402 ~ 510	形, 鋼材, 一般機械部品など
ステンレス鋼 (JIS G 4303)	SUS 304, SUS 316	(オーステナイト系: 非磁性)	480 ~ 550	化学・食品部品, 航空機用部品, バルブ, ボルト・ナット, ばね, 歯車など
	SUS 420 J2, SUS 440 C, SUS 410	(マルテンサイト系: 磁性)	540 ~ 780	
伸銅品 (板, 管, 棒など 伸ばして加工された材料)	C 2600, C 2800	(黄銅: 銅と亜鉛の合金)	350 ~ 370	電気部品, 一般機械部品, 歯車など
	C 5210	(青銅: 銅, すず, リンの合金)	420 ~ 765	ウォームホイール, ばね, ねじなど
アルミニウム合金 展伸材	A 1100	(純アルミ系: 99% 以上のアルミニウム)	90 ~ 170	化学・食品部品
	A 2014, A 2017, A 2024	(Al-Cu 系)	190 ~ 520	ネームプレート, 放熱用部品など
	A 7075	(Al-Zn-Mg 系: 航空機用)	230 ~ 505	航空機用部品, 車輛部品, スポーツ用品など

(注) 1. 一部抜粋したもの。
2. みがき棒鋼以外は, 熱処理 (各 JIS 参照) 後の強度を示す。

2-2

代表的な機械材料の種類と適用例

representative mechanical materials and application

表 2-1 に代表的な機械材料の種類および材料記号、用途例を示した。

一般構造用圧延鋼（材料記号：SS***）は、一般的な機械部品、溶接部品、形鋼などに用いられるが、炭素含有量が低いので、通常、熱処理を施さずに使用する。SS 400 は、後述する極限強さまたは引張り強さ $\sigma_B = 400 \text{ N/mm}^2$ を保証する材料であることを意味する。

構造用炭素鋼（材料記号：S**C）は、熱処理により硬度を高めて使用できるので、機械加工部品に広範に使用されている。S 45 C は、炭素含有量が 0.45% であることを意味する。耐摩耗性や耐衝撃性などを重視して設計する場合には、高炭素鋼やクロムモリブデン鋼などの合金鋼を熱処理して使用する。耐食性が要求される場合は、ステンレス鋼を用いる。

なお、アルミニウム合金には、SS 400 よりも引張り強さが高い ($\sigma_B > 520 \text{ N/mm}^2$) 材料もあり、軽量化と加工性の両面から、鋼を用いるよりも安く部品を製造できることもある。

2-3

材料の機械的性質

mechanical properties of materials

2-3-1

応力-ひずみ線図

stress-strain diagram

機械材料に荷重を加えたとき、材料内に生ずる応力とひずみの関係を表したものを応力-ひずみ線図 (stress-strain diagram) という。

図 2-2 は、軟鋼と熱処理を行った合金鋼に引張り荷重を付加した場合の典型的な応力-ひずみ線図である。実線は、材料に作用する荷重を材料の初期の断面積で除した応力（公称応力：nominal stress）を示しており、破線は、荷重をそのつどの材料の最小断面積で除した応力（真応力：true stress）を示す。応力-ひずみ線図において、点 P は比例限度 σ_P (proportional limit) と呼ばれ、0 から点 P まで、応力はひずみと比例関係にある。このときの直線部の傾きを、材料の縦弾性係数 E (modulus of longitudinal elasticity) またはヤング率 (Young's modulus) といい、

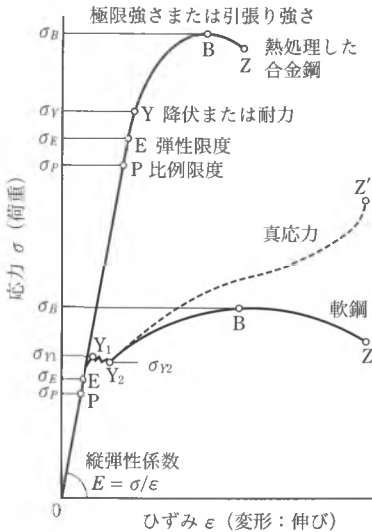


図2・2 鋼の応力-ひずみ線図
(荷重-伸び線図)

点Eは、応力を取り除くとひずみもほぼ0となる限界の点であり、この点を弾性限度 σ_E (elastic limit) と呼ぶ。比例限度 σ_P と弾性限度 σ_E を、実験的に区別することはむずかしく、一般的には、これらはほぼ等しいものとしてよい。点Eを超えてさらに応力を増すと、材料には永久ひずみ (permanent set) が生じるようになる。点 $Y_1 \sim Y_2$ 間では、応力の増加がないにもかかわらずひずみのみが増大する。このような点を降伏点 (yield point) と呼び、 Y_1 を上降伏点 σ_{Y1} 、 Y_2 を下降伏点 σ_{Y2} と呼ぶ。しかし、軟鋼以外の金属材料には、このような降伏点は現れないので、便宜上、0.2%の永久ひずみが残留する応力を降伏点と考え、これを耐力 (yield strength) と呼んでいる。

降伏点 σ_{Y2} を超えると材料内部でのすべり変形が完了し、いわゆるひずみ硬化 (strain hardening) 現象のため、応力とひずみはさらに増加する。また、材料の横断面は下降伏点 σ_{Y2} から少しずつつぶれ始め、公称応力と真応力との差は増大していく。そして、点Bに到達するとその材料が耐えうる最大の応力値となり、点Zにおいて、ついに材料が破断することになる。点Bの応力を極限強さ σ_B (ultimate strength) といい、引張り試験の場合の極限強さを引張り強さ、圧縮試験の場合の極限強さを圧縮強さと呼ぶ。なお、材料硬度にもよるが、熱処理を施した特殊鋼の場合には、 σ_Y を超えてからくびれがほとんど現れずに破断にいたる場合もある。

軟鋼や銅、アルミニウムなど、一般に荷重に対して大きな変形を許容できる材料は、延性材料 (ductile material) と呼ばれ、その圧縮と引張りの弾性的性質はあまり差がない。これらの材料は、圧縮試験を行った場合、破壊することなく押しつぶされ、引張り試験で得られたような明確な破壊強さは現れない。これに対し、鋳鉄やセラミックス、ガラス、石、コンクリートなど大きな変形量を許容できない材

応力 σ とひずみ ε との間には、式(2・1)が成り立つ。

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2 \cdot 1)$$

点Eは、応力を取り除くとひずみもほぼ0となる限界の点であり、この点を弾性限度 σ_E (elastic limit) と呼ぶ。比例限度 σ_P と弾性限度 σ_E を、実験的に区別することはむずかしく、一般的には、これらはほぼ等しいものとしてよい。点Eを超えてさらに応力を増すと、材料には永久ひずみ (permanent set) が生じるようになる。点 $Y_1 \sim Y_2$ 間では、応力の増加がないにもかかわらずひずみのみが増大する。このような点を降伏点 (yield point) と呼び、 Y_1 を上降伏点 σ_{Y1} 、 Y_2 を下降伏点 σ_{Y2} と呼ぶ。しかし、軟鋼以外の金属材料には、このような降伏点は現れないので、便宜上、0.2%の永久ひずみが残留する応力を降伏点と考え、これを耐力 (yield strength) と呼んでいる。

料を脆性材料 (brittle material) と呼ぶ。脆性材料は、材料内部の欠陥から生起するクラックの影響を受けやすいために、引張り時と圧縮時の変形挙動が大きく異なり、圧縮強さは引張り強さの数倍になることもある。

2-3-2 鋼の強度とばらつき
strength and dispersion of steels

材料の物理的性質や機械的性質は、同じ形状で同じ材料であってもばらつきがある。たとえば、弾性係数や比例限度、極限強さなどは、平均値に対して ±5% 程度のばらつきがある。

図 2-3 は、軸受鋼 (HRC 60 ~ 64) のねじりモーメントに対する比例限度 τ_P と極限強さ τ_B 、および引張り強さ σ_B と、それらの破損確率 F (%) との関係を示したものである。ここで、 $\hat{\mu}$ は平均値であり、 $\hat{\sigma}$ は標準偏差である。破断面は試料に直角で図 2-4 のようになる。ねじりモーメントに対する極限強さは $\tau_B \doteq 0.7 \sigma_B$ であり、比例限度は $\tau_P \doteq 0.32 \tau_B$ 、 $\tau_P \doteq 0.23 \sigma_B$ であることが

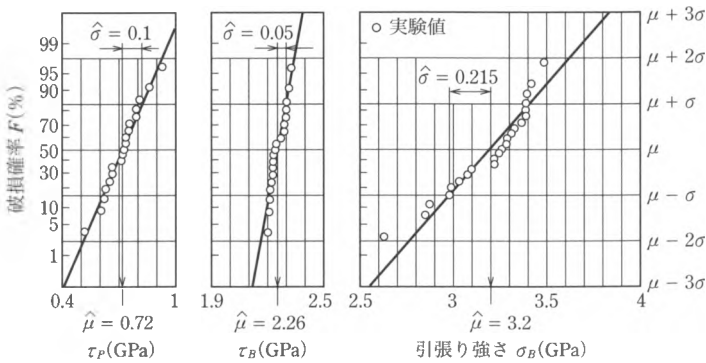


図 2-3 リニア軸受鋼強度のばらつき例 (HRC 60 ~ 64)¹⁾

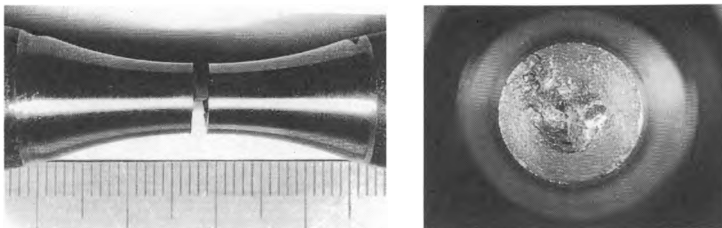


図 2-4 静的ねじり試験試料の破断面

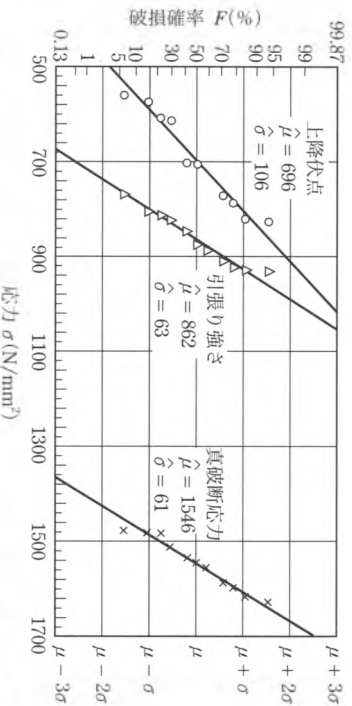


図 2.5 引張り強度のばらつき例 (S 45 C, HV 245 ~ 316, 焼戻し温度 550°C)
(金材研疲れデータベース資料)²⁾

表 2.2 鉄鋼材料の硬さ換算表

ロツク ウエルク C 1471 N	ビツカー ス硬さ (HV)	ブリネル硬さ (HB)		引張り強 さ (近似値) (MPa)	ロツク ウエルク C 1471 N	ビツカー ス硬さ (HV)	ブリネル硬さ (HB)		引張り強 さ (近似値) (MPa)
		標準球	タンクス ペンタ球				標準球	タンクス ペンタ球	
68	940	—	—	—	40	392	371	371	1250
67	900	—	—	—	39	382	362	362	1215
66	885	—	—	—	38	372	353	353	1180
65	832	—	(739)	—	36	363	344	344	1160
64	800	—	(722)	—	35	345	327	327	1080
63	772	—	(705)	—	34	336	319	319	1055
62	746	—	(688)	—	33	327	311	327	1025
61	720	—	(670)	—	32	318	301	301	1000
60	697	—	(654)	—	31	310	294	294	980
59	674	—	(634)	—	30	302	286	286	950
58	653	—	(615)	—	29	294	279	279	930
57	633	—	(595)	—	28	286	271	271	910
56	613	—	(577)	—	27	279	264	264	880
55	595	—	(560)	560	26	272	258	258	860
54	577	—	(543)	2075	25	266	253	253	840
53	560	—	(525)	2015	24	260	247	247	825
52	544	(500)	(512)	1950	23	254	243	243	805
51	528	(487)	(496)	1880	22	248	237	237	785
50	513	(475)	(481)	1820	21	243	231	231	770
49	498	(464)	(469)	1760	20	238	226	226	750
48	484	(451)	(455)	1695	(18)	230	219	219	730
47	471	(442)	(443)	1635	(16)	222	212	212	715
46	458	(432)	(432)	1580	(14)	213	203	203	675
45	446	(421)	(421)	1530	(12)	204	194	194	650
44	434	(409)	(409)	1480	(10)	196	187	187	620
43	423	(400)	(400)	1435	(8)	188	179	179	600
42	412	(390)	(390)	1385	(6)	180	171	171	580
41	402	(381)	(381)	1340	(4)	173	165	165	550
				1295	(2)	166	158	158	530
					(0)	160	152	152	515

わかる。

表 2・1 に示した機械構造用炭素鋼の場合、炭素含有量が多くなり、硬度が高くなるほど引張り強さ（極限強さ） σ_B （表の σ_B 記号に対応）が高くなる。また、図 2・5 は、S 45 C 調質材料の引張り試験強度のばらつきを示すが、上降伏点は引張り強さの約 0.8 倍となり、真破断強さの約 0.5 倍程度となる。

表 2・2 に、機械部品の熱処理硬度および鉄鋼材料の硬さ換算表を示す。これより、種々の鋼を熱処理したときの引張り強さと硬さの関係に対する近似値を知ることができる。

2・4

部品に作用する荷重と破損

applied load on parts and failure

機械が動作して、エネルギーの授受や伝達、変換を行う際、機械を構成する各部品には種々の力（force）が作用する。外部から部品に作用する力を、一般に荷重（load）または負荷という。機械の各構成部品は、このような荷重に十分耐え、破損しないよう選定、設計する必要がある。

2・4・1

荷重の種類

type of loads

荷重は、その作用形態または時間的変化状態によりさまざまに分類される。

（1）作用形態による分類

物体に作用する荷重は、図 2・6 (a) と (b) に示すように、物体の一点に作用する集中荷重（concentrated load）と、ある範囲に分布して作用する分布荷重

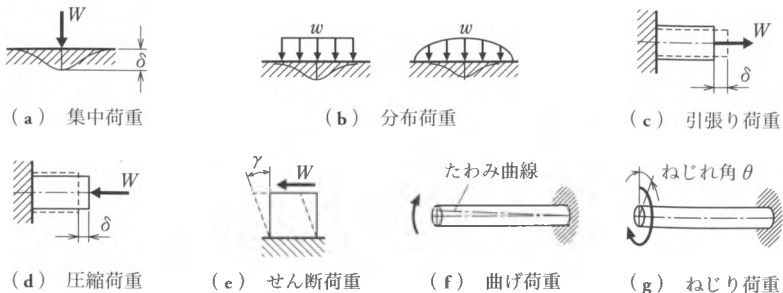


図 2・6 作用状態による荷重の分類

(distributed load) に分類される。また、図 2・6(c)～(g) に示すように、その作用荷重が構造部材や機械部品に対してどのような効果を与えるかによって引張り荷重 (tensile load)、圧縮荷重 (compressive load)、せん断荷重 (shear load)、曲げ荷重 (bending load) およびねじり荷重 (torsional load) などに分類される。

(2) 時間状態による分類

大きさや方向が時間とともに変化しない荷重を静荷重 (static load) または死荷重 (dead load) という。これに対して、時間とともに変化する荷重を動荷重 (dynamic load) という。さらに、動荷重は、

- ① 時間と共に不規則に変化しながら作用する変動荷重 (randomly varying load)
- ② 一定の振幅と周期をもって繰り返して作用する繰返し荷重 (repeated load)
- ③ ごく短時間に作用する衝撃荷重 (impact load)
- ④ 物体上を移動しながら作用する移動荷重 (traveling load)

などに分類される。

静荷重を測定することは比較的容易であるが、動荷重を測定することは一般に困難をとまなう。したがって動荷重は、理論式や実験式、シミュレーションなどから推定される。また、圧力容器など法規や各種規格で設計荷重の算定方法が定められているものは、必ずそれにもとづいて設計を行わなければならない。

2・4・2

応力集中係数と切欠き係数

stress-concentration factor and fatigue notch factor

機械部品には、多くの場合、穴や溝、切欠き、段などがある。そのように断面が急激に変化する部分では、応力の分布状態は著しく不均一となり、局部的にかなり大きな応力が発生する。これを応力集中と呼ぶ。その結果、脆性材料では、応力集中部の応力が材料の強さの限界を超えると亀裂 (crack) を生じ、その亀裂先端にさらに激しい応力集中を生じ、ついには破断する。また、このような部分に変動荷重や繰返し荷重が加わる場合には、延性材料でもこの部分から亀裂が発生、進行し、破断するという事例は多い。このような応力集中は、機械部品の表面欠陥周辺や材料内部の非金属介在物などの内部欠陥周辺にも起こり、しばしば材料破損や破壊の起点 (initiation point) になる。

(1) 静荷重の場合

図 2・7 は、厚さが一様で中央に小穴のある板を、静的な均一荷重で引張った場

合の断面 N-N の応力分布状態を示している。このとき、点 M に生じる最大応力 σ_{max} と、最小断面部分 M-N で応力集中がないと考えたときの平均応力 σ_m との比を形状係数あるいは応力集中係数 α といい、式(2・2)で表す。

$$\alpha = \sigma_{max} / \sigma_m \quad (2 \cdot 2)$$

なお、無限幅の場合、 $\sigma_{max} / \sigma_m = 3$ 、有限幅の場合、 $3 \geq \sigma_{max} / \sigma_m \geq 2$ 程度である。

図 2・8 は、直径が急激に変化する段付き軸をねじった場合のすみ肉 (fillet) 部応力分布状態を示す。すみ肉の始まる点 M に最も高いせん断応力が生じる。また、図 2・9 に、ねじりモーメント T および曲げモーメント M をうける段付き軸の応力集中係数を、すみ肉半径 r と軸径 d の関係で D/d をパラメータにして示す。工作機械のスピンドルなどでは、すみ肉部に研削用逃げ溝をとるのが一般的であるが、この場合、応力集中係数が $\alpha > 3$ となることもあ

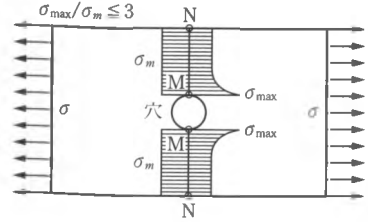


図 2・7 穴あき板の応力集中

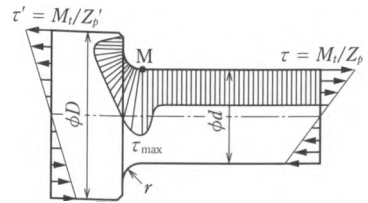
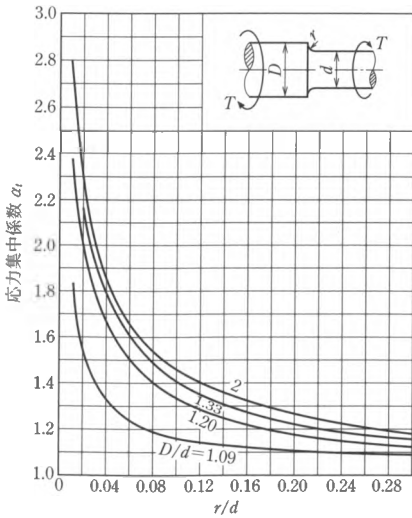
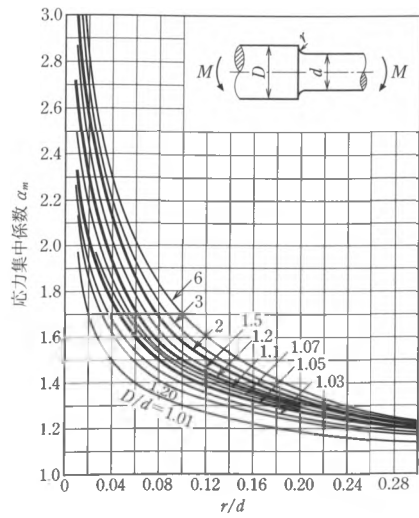


図 2・8 段付き軸の応力集中



(a) ねじりの場合 ($\alpha = \alpha_t$)



(b) 曲げの場合 ($\alpha = \alpha_m$)

図 2・9 応力集中係数 α の値^{3,4)}

る。したがって、応力集中により破断することがないように十分な注意が払われている。

(2) 動荷重の場合

応力集中は、動荷重のもとでも、断面形状が急激に変化する部分に生じる。一般に、穴や段のない場合の疲れ限度 σ_w と、それらがある場合の疲れ限度 σ_{wk} の値は異なり、その比を切欠き係数 β_k と呼ぶ。したがって、切欠き係数は、以下のように与えられる。

$$\beta_k = \sigma_w / \sigma_{wk} \quad (2.3)$$

β_k は、同じ形状をもつ応力集中係数 α よりも通常、多少小さい値をとり、以下のようなピーターソン (R. E. Peterson) が提案した関係がある。

$$q = (\beta_k - 1) / (\alpha - 1), \quad \beta_k = 1 + q(\alpha - 1) \quad (2.4)$$

ここで、 q を切欠き感度係数 (notch-sensitivity factor) といい、 $q < 1$ の値をとる。

ノッチ半径 r と切欠き感度係数 q の関係を図 2.10 に示す。

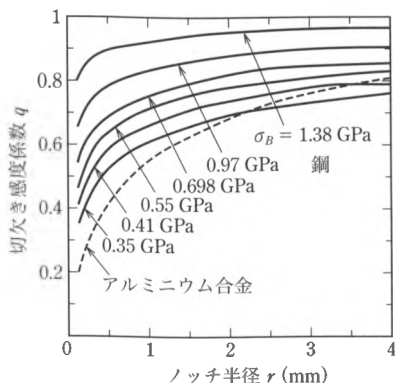


図 2.10 ノッチ半径と切欠き感度係数の関係⁵⁾

2.4.3 クリープ

creep

ボイラや発電機用タービンなど、主として高温環境下 (200°C 以上) で長時間使用される機器や部材では、弾性限度より低い一定応力が加わった場合でも、そのひずみは時間とともに微増していく。このような現象をクリープという。また、銅やプラスチックなどは、常温でもクリープ現象が発生する。設計には、特定の温度で 10000 時間に 0.1% のひずみ、すなわち $0.1 \mu \text{ strain/h}$ ($0.1 \times 10^{-6} \text{ strain/h}$) を生じさせる応力、または負荷開始より 5 ~ 10 時間でクリープ速度が 0.003% strain/時間、すなわち $30 \mu \text{ strain/h}$ になるときの応力を対応温度のクリープ限界 (creep limit) と定義して採用している。

2・4・4

疲れ

fatigue

(1) S-N 曲線と疲れ限度 (S-N curve and fatigue limit)

どのような強い材料であっても、周期的な繰返し荷重を長時間作用させることにより、静的に耐えうる応力よりもはるかに低い応力で破壊することがある。

1850 年代以降に、ドイツの鉄道技術者ヴェーラー (Wöhler) は、はじめて輪軸に対する疲れ挙動を調べ、応力繰返し数 10^6 回以上で輪軸が疲れ破損しなくなる限界の応力 (limiting stress) が存在することを提唱⁶⁾ した。後に、これを疲れ限度 (fatigue limit) または耐久限度 (endurance limit) と称している。疲れ試験により得られた応力と応力繰返し数の関係を S-N 曲線またはヴェーラー曲線と呼ぶ。

図 2・11 には、S-N 曲線の一例を示すが、通常、縦軸は応力 σ_a または $\log \sigma_a$ がとられ、横軸は、応力繰返し数の対数 $\log N$ がとられる。応力の変化状況を同図中に示したが、応力の最大値と最小値を σ_{\max} 、 σ_{\min} 、平均応力を $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ 、応力振幅を σ_a とする。また、 $\sigma_m = 0$ の場合を両振りまたは交番応力 (alternating stress)、 $\sigma_m = \sigma_a$ の場合を片振り応力 (fluctuating stress) と呼ぶ。低サイクル疲労と呼ばれる $N = 10^2 \sim 10^5$

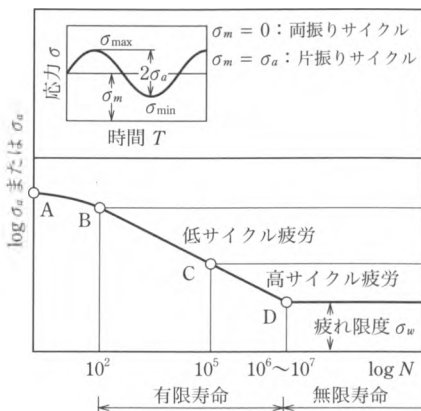


図 2・11 S-N 曲線

回の間、および高サイクル疲労と呼ばれる $N = 10^5 \sim 10^6$ または 10^7 回の間は、式 (2・5) または式 (2・6) で与えられる直線で実験データを回帰⁷⁾ することになる。

$$\log N = a_1 + b_1 \sigma, \quad a_1 > 0, \quad b_1 < 0 \tag{2・5}$$

$$\log N = \log a_2 + b_2 \log \sigma, \quad a_2 > 0, \quad b_2 < 0 \tag{2・6}$$

また、疲れ限度は $N = N_f = 10^6 \sim 10^7$ の間に通常あると考えられるので、そこに疲れ限度 σ_w として水平線を引き、 $\sigma_a < \sigma_w$ および点 ABCD で結ばれる線の下側は破損しない領域と考え、これらより上側は疲れ破損をする領域と考える。

図 2・12 は、両振りねじり S-N 試験における疲れ寿命を対数正規分布に適合させた結果である。材料は軸受用鋼 (HRC 60 ~ 64) であるが、疲れ寿命の分布状

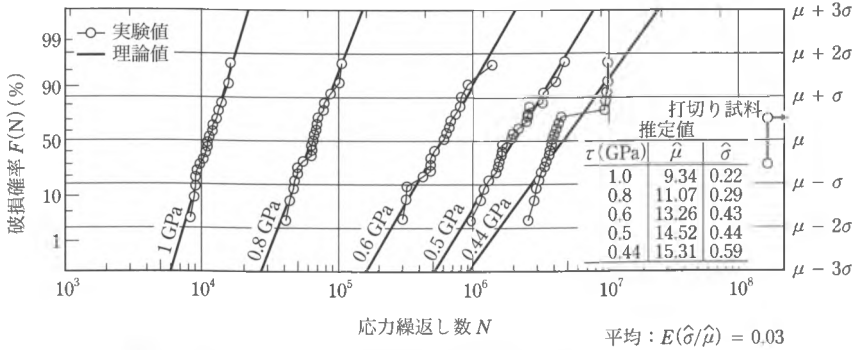


図 2-12 両振りねじり S-N 試験における寿命分布の例〔HRC 60～64 に熱処理された S 55 C+x (リニア軸受用材料)〕¹⁾

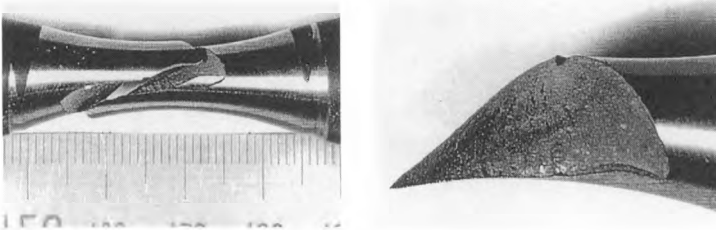


図 2-13 両振りねじり疲れ試験試料の破断面

態は対数正規分布によく適合する。図 2-13 に両振り疲れ試験試料の破断面を示す。最小断面における最大せん断応力でクラックが発生し、それに共役な 45° 方向の引張り応力で破断に至っている。

疲れ限度は、平均応力によって変化するが、平均応力が疲れ限度に及ぼす影響は、図 2-14 に示すような疲れ限度線図によって表すことができる。この図は、縦軸に応力振幅 σ_a と疲れ限度 σ_w の動的応力を取り、横軸に平均応力 σ_m 、降伏応力 σ_Y および引張り強さ σ_B の静的応力をとっている。

疲れ限度 σ_w と降伏応力 σ_Y を結ぶ線をゾダーベルク (Soderberg) 線といい、引張り強さ σ_B と結ぶ線をグッドマン (Goodman) 線という。これらの線は、平均応力 σ_m を与えたとき、

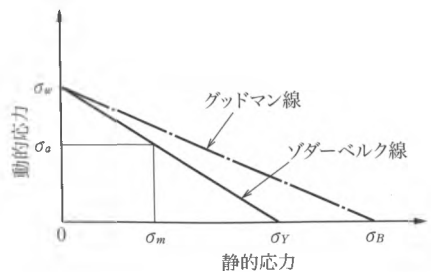


図 2-14 疲れ限度線図

許しうる応力振幅の値を与えるもので、ゾダーベルク線では、平均応力が降伏応力に近づくとつれ、許しうる応力振幅は小さくなる。機械設計では、弾性域内で設計することが一般的であることから、ゾダーベルク線が用いられる。ゾダーベルク線によって囲まれる三角形 $0\sigma_w\sigma_Y$ から、以下の関係が得られる。

$$\sigma_m/\sigma_Y + \sigma_a/\sigma_w = 1 \quad (2\cdot7)$$

また、最大応力と平均応力、応力振幅の関係は、以下の式で与えられる。

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \quad (2\cdot8)$$

式(2・7)の σ_a に式(2・8)を代入することにより、次式が得られる。

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_w\{1 - (\sigma_m/\sigma_Y)\} = \sigma_w + \sigma_m\{1 - (\sigma_w/\sigma_Y)\} \quad (2\cdot9)$$

この式から、平均応力、疲れ限度、降伏応力が与えられた場合、材料に加える最大応力を知ることができる。また、最大せん断応力についても同様の関係式を導くことができ、以下のように与えられる。

$$\tau_{\max} = \tau_m + \tau_w\{1 - (\tau_m/\tau_Y)\} = \tau_w + \tau_m\{1 - (\tau_w/\tau_Y)\} \quad (2\cdot10)$$

ここで、 τ_w 、 τ_Y は、せん断の疲れ強さおよび降伏応力であり、後に述べる最大せん断応力説より、 $\tau_Y = \sigma_Y/2$ の関係がある。

(2) 熱疲れ (thermal fatigue)

機械部品や構造部材が、低温から高温までの温度変化を繰返ししながら使用され、しかも温度変化の間に部材が拘束され、膨張収縮が自由に行えない場合、部材は繰返し熱応力を受け、疲れを生ずる。これを熱疲れという。寒冷地で使用される自動車部品や常時蒸気や熱湯で高温殺菌を行う食品機械やタンクなどは、しばしば熱疲労が問題になる。

2・5

材料の破損とその諸説

failure of materials and theories for failure

力を受ける材料が、降伏したり破断したりした場合、材料は破損 (failure) したという。一般に延性材料では、ひずみが急に増大し降伏した場合を、また伸びの少ない脆性材料では、破断 (rapture) した場合を破損したものとす。とくに材料が降伏した場合の破損を弾性破損と呼び、材料の破断と明確に区別することもある。延性材料と脆性材料間の明確な区別の基準はないが、通常 50 mm の長さの試験片で 2.5 mm 以下の伸びで破断する材料は脆性材料とされる。

材料の機械的性質は、引張りや圧縮、曲げ、ねじりなど単純な応力状態で試験

され評価されるのがふつうである。強度設計では、このような試験結果をもとに、設計上、遭遇するさまざまな応力状態に対する材料破損を予知することになる。材料の破損については従来から種々の学説があるが、以下に、二次元応力の場合 ($\sigma_3 = 0$) について、これらの概要を述べる。

二次元応力の場合の x 方向、 y 方向の垂直応力をそれぞれ σ_x , σ_y とし、せん断応力を τ_{xy} とすると、主応力 σ_1 , σ_2 および最大せん断応力 τ_{\max} は、次式となる。

$$\sigma_1 = \{(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}\} / 2 \quad (2.11)$$

$$\sigma_2 = \{(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}\} / 2 \quad (2.12)$$

$$\tau_{\max} = |(\sigma_1 - \sigma_2) / 2| = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} / 2 \quad (2.13)$$

(1) 最大主応力説 (maximum stress theory)

材料の強さを決定するものは最大主応力であるとする説で、脆性材料に対してしばしば適用される。主応力の最大値が、材料の引張り強さ σ_B あるいは降伏応力 σ_Y に等しくなったとき、その材料は破損するという説である。よって、破損を生じる応力は、つぎのようになる。

$$\max(|\sigma_1|, |\sigma_2|) = \sigma_Y \quad \text{または} \quad \sigma_B \quad (2.14)$$

(2) 最大ひずみ説 (maximum strain theory)

延性材料に生ずる最大主ひずみによる応力が降伏応力に等しくなったとき、その材料は破損するという説である。よって、

$$\max(|E\varepsilon_1 = \sigma_1 - \nu\sigma_2|, |E\varepsilon_2 = \sigma_2 - \nu\sigma_1|) = \sigma_Y \quad (2.15)$$

ここで、 E : 縦弾性係数、 ν : ポアソン比。

(3) 最大せん断応力説 (maximum shear theory)

式(2.13)で示される最大せん断応力が、単純引張りに対する降伏応力の $1/2$ に等しくなったとき破損が起こるとするもので、延性材料に対する実験結果とよく合致し、簡単であるから広く機械設計に使用される。よって、

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = \frac{1}{2}\sigma_Y \quad (2.16)$$

(4) 変形エネルギー説 (distortion energy theory)

材料内のせん断ひずみエネルギーが単純引張りの場合の降伏点におけるひずみエ

エネルギーと等しいときに破損が起こるとするもので、実験結果とよく合致するといわれる。破損条件は、

$$\sigma_Y^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \quad (2\cdot17)$$

この説は Mises-Henky または Von Mises の破損説と呼ばれ、延性材料⁵⁾、脆性材料⁸⁾ いずれにも使用される。この条件では、せん断降伏応力 $\tau_Y = \sigma_Y/\sqrt{3}$ 。

2・6

腐食

corrosion

機械を構成する金属製部品は腐食性環境下ではもちろんのこと、大気中でも腐食して、ついには破損する事例が多い。このような破損を防ぐためには、材料の選択や表面処理、コーティング、塗装などに十分注意を払う必要がある。

腐食に影響する要因の一つに異種金属間の接触があげられる。表 2・3 は接触している二種金属間の腐食程度の激しさを示す。表中で、二種の金属の位置が離れているほど二種間の腐食程度は激しくなり、表中の上位金属はほとんど腐食せず、下位金属が腐食する。

表 2・3 接触腐食程度の順位

順位	材 料
1	金, 銀, 黒鉛
2	ステンレス鋼
3	モネルメタル, ニッケル, インコネル
4	銅, 青銅, 黄銅
5	鉛, すず
6	銅, 鉄
7	カドミウム
8	アルミニウム
9	亜鉛
10	マグネシウム

2・7

安全率と許容応力

safety factor and allowable stress

機械を設計するとき、機械に作用する外力が正確に予測できない場合がある。また、使用する材料も前述のように強度のばらつきがあったり、あるいは機械的性質が正確にわからない場合も多い。さらに、強度計算に使う理論やシミュレーションも、境界条件や使用条件などが実際と一致しているものばかりではなく、材料内の応力分布が正確にはわからない場合も多い。安全率は、設計におけるこのような不確実な要因を考慮し、材料などに加える応力（許容応力）を決定するための目安となる値である。

安全率 S_f は、許容応力と基準強さを用いて、式(2・18)のように定義される。

$$S_f = \frac{\text{基準強さ}}{\text{許容応力}} \geq 1, \quad \text{許容応力} = \frac{\text{基準強さ}}{S_f} \quad (2 \cdot 18)$$

ここで、基準強さとしては、材料に加わる荷重の種類に応じて、降伏応力や耐力、極限強さ、クリープ限度、疲れ限度、座屈強さなどの値をとる。式(2・18)からわかるように、安全率は小さすぎると、許容応力を大きく見積もることになり、破損のおそれがある。また大きすぎると、機械重量が不必要に増し、大型化して不経済なものになる。

安全率については、種々の数値や決定法が提案されている。表2・4は、アンウィン(Unwin)によって提案された安全率の値を示す。これらの値は、主として、経験的に決定されたものであり、理論的根拠は乏しい。この安全率を使用する場合は、引張りの降伏応力を基準強さとして用いると安全である。応力集中係数などを

表2・4 安全率の例 (基準強さ = 極限強さ)

材 料	静 荷 重	動 荷 重		
		片振り繰返し荷重	両振り繰返し荷重	衝撃・変動荷重
鋼	3	5	8	12
鋳 鉄	4	6	10	15

表2・5 鉄鋼材料の許容応力 (単位 MPa)⁹⁾

応 力	負 荷	軟 鋼	硬 鋼	鋳 鉄	鋳 鋼	ニッケル鋼
引 張 り	I	90 ~ 120	120 ~ 180	30	60 ~ 120	120 ~ 180
	II	54 ~ 70	70 ~ 108	18	30 ~ 72	80 ~ 120
	III	48 ~ 60	60 ~ 90	15	30 ~ 60	40 ~ 60
圧 縮	I	90 ~ 120	120 ~ 180	90	90 ~ 150	120 ~ 180
	II	54 ~ 70	70 ~ 108	50	54 ~ 90	80 ~ 120
曲 げ	I	90 ~ 120	120 ~ 180	45	72 ~ 120	120 ~ 180
	II	54 ~ 70	70 ~ 108	27	45 ~ 72	80 ~ 120
	III	45 ~ 60	60 ~ 90	19	37 ~ 60	40 ~ 60
せん断	I	72 ~ 100	100 ~ 144	30	48 ~ 96	96 ~ 144
	II	43 ~ 56	60 ~ 86	18	29 ~ 58	64 ~ 96
	III	36 ~ 48	48 ~ 72	18	24 ~ 48	32 ~ 48
ねじり	I	60 ~ 100	100 ~ 144	30	48 ~ 96	90 ~ 144
	II	36 ~ 56	60 ~ 86	18	29 ~ 58	60 ~ 96
	III	30 ~ 48	48 ~ 72	15	24 ~ 48	30 ~ 48

(注) Iは静負荷、IIは軽度の動荷重または片振り繰返し、IIIは衝撃荷重・強度の変動荷重・両振り繰返し荷重の場合である。

考慮する必要はないので、概略設計を行う際に用いるには便利である。

また、表 2・5 に鉄鋼材料の許容応力を参考までに示す。

安全率をもう少し理論的に見積もる方法として、日本機械学会の材料疲れ強さ資料調査分科会の提案した安全率の式¹⁰⁾がある。この式は、疲れ限度 σ_w を基準強さとしているが、疲れ限度は材料ごとに引張り強さ σ_B との比が実験的に与えられていることから、許容応力 σ_{aw} は以下のように書くことができる。

$$\sigma_{aw} = \frac{1}{f_m \cdot f_s} \cdot \frac{\xi_1 \cdot \xi_2}{\beta_k} \sigma_w = \frac{\sigma_B}{S_f} \quad (2 \cdot 19)$$

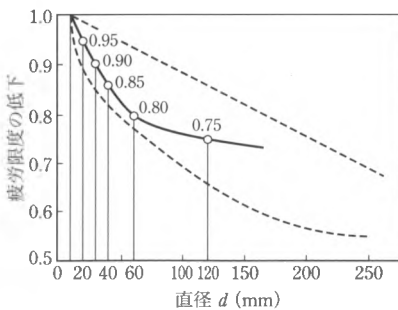
ここで、各係数はつぎのとおりである。

σ_B : 引張り強さ, S_f : 安全率

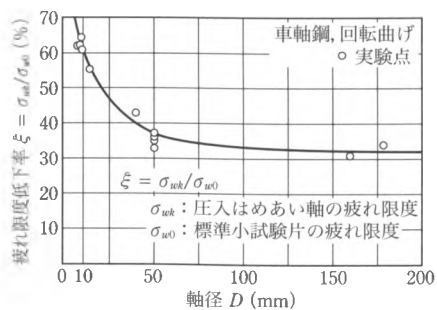
σ_w : 材料の疲れ限度であり、標準試験片による疲れ限度の標準値である。実験値にはかなりの偏差があるので、その下限値を採用するのが安全である。

β_k : 切欠き係数である。 β_k の値は 1 より大きい値であるが、上式の $1/\beta_k$ は切欠きによる許容応力の低下率を示すことになる。 β_k の実験値は、すべての切欠き形状について求められてはいないので、鉄鋼材料では、ピーターソンの方法を利用して、 α より β_k を求めるとよい。

ξ_1 : 寸法効果の影響を示し、疲れ限度実験の標準試験片と実際の設計寸法の比による疲れ限度の低下率を示す。圧入の影響もこの係数の中に含めて考える。疲れ限度が実物大試験で得られた値を用いるときは、 $\xi_1 = 1$ とする (図 2・15 参照)。

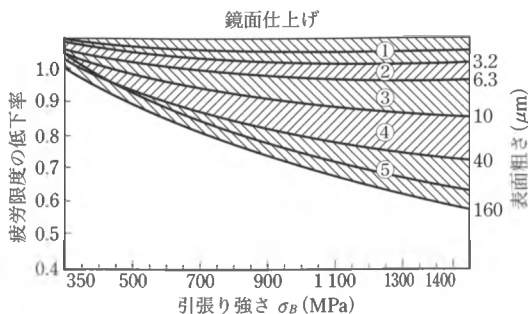


(a) 直径 10 mm の標準試験片と実際の設計寸法の比による疲れ限度の低下率 (破線は実験結果の分散率)¹¹⁾



(b) 圧入はめあいによる軸の疲れ限度の低下率¹²⁾

図 2・15 疲れ限度の低下率



① 研磨, ② 精密研削, ③ 研削, ④ 精密機械加工, ⑤ 旋削

図 2-16 表面状況による疲れ限度の低下率⁽¹⁾

ξ_2 : 表面状況による疲れ限度の低下率である。研磨仕上げ（鏡面仕上げ）の場合、 $\xi_2 = 1$ となる（図 2-16 参照）。

以上の β_k , ξ_1 , ξ_2 の値は影響因子の明らかなもの係数で、既存データ不足の場合は、新しい追加実験によって得なければならないこともありうる。つぎに、係数 f_m , f_s の値は、予見の困難な因子に対する係数で、つぎのようになる。

f_m : 材料の疲れ限度数値に対する安全率である。材料の欠陥、不均一、化学成分や熱処理、加工工程、実験値のばらつきなど、不確かさを補うための安全率である。具体的に σ_w の実験の下限値を採用する場合には、 $f_m = 1.0 \sim 1.2$ 程度にできるが、条件が類似の実験値資料から推定する場合は、 $f_m \geq 1.5$ にとる必要がある。

f_s : 使用応力に対する安全率である。部材にかかる荷重のばらつきやその見積りの不確かさ、応力計算における近似などからくる使用応力設定の不確かさを補うものである。 f_s の値は、一般には $f_s = 1.5 \sim 2$ 程度には選ぶ必要があるが、これを $f_s < 1.2$ にとるためには、実地運転試験、プログラム変動荷重による材料試験などによって発生する最大応力が設計設定応力を確実に超えないというデータが必要である。

ねじりに対する許容応力を求める際も、式(2-19)と同様の関係を用い、ねじり疲れ限度を τ_w とすると、ねじりに対する許容応力 τ_{aw} は、次式で与えられる。

$$\tau_{aw} = \frac{1}{f_m \cdot f_s} \cdot \frac{\xi_1 \cdot \xi_2}{\beta_k} \tau_w = \frac{\sigma_B}{S_f} \quad (2-20)$$

両振り繰返し荷重、片振り繰返し荷重および静荷重が加わった場合の安全率は、式(2-19)にもとづいて、以下のように導かれる。

(a) 両振り繰返し荷重に対する安全率 S_{fw} は、

$$S_{fw} = \frac{f_m \cdot f_s}{r_w} \cdot \frac{\beta_k}{\xi_1 \cdot \xi_2} \quad (r_w = \sigma_w / \sigma_B \text{ あるいは } r_w = \tau_w / \sigma_B) \quad (2 \cdot 21)$$

(b) 片振り繰返し荷重に対する安全率 S_{fu} は、

$$S_{fu} = \frac{1}{2} \frac{f_m \cdot f_s}{r_w} \left\{ \left(\frac{2}{r_u} - 1 \right) + \frac{\beta_k}{\xi_1 \cdot \xi_2} \right\} \quad (2 \cdot 22)$$

ここで、 $r_w = \sigma_w / \sigma_B$ 、 $r_u = \sigma_u / \sigma_w$ あるいは $r_w = \tau_w / \sigma_B$ 、 $r_u = \tau_u / \tau_w$ (表 2・6)。

(c) 静荷重に対する安全率 S_{f1} は、静荷重の場合、式(2・19)における $\xi_1 \cdot \xi_2 / \beta_k$ を c/α に、 σ_w を σ_Y に置き換えることにより、

$$\sigma_{aw} = \frac{1}{f_m \cdot f_s} \cdot \frac{c}{\alpha} \sigma_Y = \frac{\sigma_B}{S_{f1}} \quad (2 \cdot 23)$$

$$S_{f1} = \frac{f_m \cdot f_s}{r_s} \cdot \frac{\alpha}{c} \quad (2 \cdot 24)$$

ここで、 $r_s = \sigma_Y / \sigma_B$ である。また、 c に対して、 $\alpha \geq 1.5$ で $c = 1.5$ 、 $\alpha < 1.5$ で $\alpha/c = 1.0$ を用いる。なお、ねじりに対する安全率 S_{f1} は、 σ_Y を $\tau_Y = \sigma_Y/2$ に置き

表 2・6 各種金属と荷重方法の違いによる r_w 、 r_u の値

材料の種類	回転曲げ $r_w = \sigma_w / \sigma_B$	平面片振り $r_u = \sigma_u / \sigma_w$	両振りねじり $r_w = \tau_w / \sigma_B$	片振りねじり $r_u = \tau_u / \tau_w$
炭素鋼	0.28	1.6	0.17	1.9
合金鋼	0.35	1.6	0.22	1.9
鋳鋼	0.27	—	—	—
アルミニウム合金	0.23	—	0.13	—
マグネシウム合金	0.22	—	0.13	—

(注) アルミニウム合金、マグネシウム合金の値は、繰返し回数 $N = 10^7$ 回の疲れ強さの値を示す。益子正巳：機械設計(増訂改版)，養賢堂，1998。

表 2・7 σ_B を基準とした安全率

α または β	1			1.5			2			3		
	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2
$f_m \cdot f_s$	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2
静荷重 s_{f1}	1.5	2.25	3	1.5	2.25	3	2	4	4	3	4.5	6
片振り繰返し荷重 s_{fu}	2.5	3.76	5	3.5	5.25	7	4.5	6.8	9	6.5	9.8	13
両振り繰返し荷重 s_{fw}	4	6	8	6	9	12	8	12	16	12	18	24

益子正巳：機械設計(増訂改版)，養賢堂，1998。

換え, $r_{s1} = \tau_Y / \sigma_B$ とすることで得られる [式(2.25)参照].

表 2.6 に, 各種材料に対する r_w , r_u の値を示す. これらの値は, 実験で得られた下限の値を用いて求めたものである. また, 表 2.7 に, 引張り強さ σ_B を基準とした α または β に対応する各荷重状態の安全率の例を一括して示す.

〔例題 2.1〕 $d = 20$ mm, $D/d = 1.2$, 段付き部の丸みが $r/d = 0.1$ であるような寸法の段付き丸軸がある. 軸の表面は研削仕上げされており, 軸の材質は S 20 C, 引張り強さは $\sigma_B = 402$ N/mm², 降伏応力は $\sigma_Y = 245$ N/mm² である. この軸には, $T = 100$ Nm の一定トルクが加わるが, 運転状態によってトルクが 20% 増加することが予想される. このときの安全率および許容応力を求め, 軸形状の妥当性を吟味せよ.

〔解〕 一定トルクが加わることから, 軸には静荷重が加わると考え, 静荷重に対する許容応力の式(2.23)を変換して用いる. 最大せん断応力説 ($\tau_Y = \sigma_Y/2$) を考慮して, 静荷重に対する許容せん断応力 τ_{aw} と安全率 S_{f1} の式を求めると, 以下のようになる.

$$\tau_{aw} = \frac{1}{f_m \cdot f_s} \cdot \frac{c}{\alpha} \frac{\sigma_Y}{2} = \frac{\sigma_B}{S_{f1}}, \quad S_{f1} = \frac{f_m \cdot f_s}{r_{s1}} \cdot \frac{\alpha}{c}, \quad r_{s1} = \frac{r_s}{2} = \frac{\sigma_Y}{2\sigma_B} \quad (2.25)$$

そこで, $r_{s1} = 245/402/2 = 0.30$ となり, 使用応力も, トルクが 20% 増加することを考慮して, $f_s = 1.2$ とする. f_m については, 材料が S 20 C であることから, その信頼性を考慮して, $f_m = 1.1$ とする.

応力集中係数 α の値は, 図 2.9(a) より $\alpha = 1.3$ であることから, $\alpha/c = 1.0$ となる. よって,

$$S_{f1} = \frac{1.2 \times 1.1}{0.30} \times 1.0 = 4.4$$

この値を, せん断許容応力 τ_{aw} を求める次式に代入すると,

$$\tau_{aw} = \frac{\sigma_B}{S_{f1}} = \frac{402}{4.4} = 91.3 \text{ N/mm}^2$$

となる. 軸に生じる最大せん断応力すなわち使用応力 $\tau_{\max w}$ は, 軸のねじりの式より軸直径を d とすると, 以下のように与えられる.

$$\tau_{\max w} = \frac{T}{Z_p}, \quad Z_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (Z_p: \text{極断面係数}) \text{ より,}$$

$$\tau_{\max w} = \frac{16T}{\pi d^3} \equiv \tau_{aw}$$

上式より d を求めると、

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi\tau_{aw}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 100000}{3.14 \times 91.3}} = 17.7 \text{ mm}$$

与えられた軸径は、 $d = 20 \text{ mm} > 17.7 \text{ mm}$ であるので、妥当な設計といえる。

〔例題 2・2〕 例題 2・1 の軸に全振幅 $T_{\max} = 70 \text{ Nm}$ および平均トルク $T_m = 35 \text{ Nm}$ の片振り繰返しトルクが作用するとき、安全率および許容応力を求め、軸形状の妥当性を吟味せよ。

〔解〕 まず、表 2・6 両振り、片振りねじりより、 $r_w = 0.17$ 、 $r_u = 1.9$ 。

片振りトルク $T_{\max} = 70 \text{ Nm}$ 、 $T_m = T_{\max}/2 = 35 \text{ Nm}$ より、 $f_m = 1.1$ 、 $f_s = 1.5$ 。

図 2・9(a)において、 $r/d = 0.1$ 、 $D/d = 1.2$ より、応力集中係数 $\alpha = 1.3$ 。

図 2・10 において、 $r = 0.1 \times d = 2 \text{ mm}$ 、 $\sigma_B = 402 \text{ N/mm}^2$ より、切欠き感度係数 $q = 0.72$ 。

ピーターソンの式(2・4)より、切欠き係数 $\beta_k = 1 + q(\alpha - 1) = 1 + 0.72 \times (1.3 - 1) = 1.22$ 。

図 2・15(a)より、 $d = \phi 20$ 軸の寸法効果に対する影響係数 $\xi_1 = 0.95$ 。

図 2・16 より、軸表面研削仕上げに対する影響係数 $\xi_2 = 1$ 。

以上の各係数を式(2・22)に代入して安全率 S_{fu} を求めると、

$$S_{fu} = \frac{1}{2} \frac{f_m \cdot f_s}{r_w} \left\{ \left(\frac{2}{r_u} - 1 \right) + \frac{\beta_k}{\xi_1 \cdot \xi_2} \right\} = \frac{1}{2} \frac{1.1 \times 1.5}{0.17} \left(\frac{2}{1.9} - 1 + \frac{1.22}{0.95 \times 1} \right) = 6.5$$

したがって、片振りねじりに対する許容せん断応力 τ_{aw} は、式(2・20)より、

$$\tau_{aw} = \frac{\sigma_B}{S_{fu}} = \frac{402}{6.5} \approx 61.8 \text{ N/mm}^2$$

一方、直径 d の軸に生じるせん断応力の最大値 τ_{\max} とトルクの関係式より、

$$\tau_{\max} = \frac{16T_{\max}}{\pi d^3}, \quad \tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3} = \frac{8T_{\max}}{\pi d^3}$$

上式ならびに降伏点 $\tau_Y = \sigma_Y/2$ および疲れ限度 $\tau_w = r_w \sigma_B$ を式(2・10)の τ_{\max} に代入すると、

$$\frac{16T_{\max}}{\pi d^3} = r_w \sigma_B + \frac{8T_{\max}}{\pi d^3} \left(1 - \frac{r_w \sigma_B}{\sigma_Y/2} \right)$$

$$d^3 = \frac{16T_{\max}}{\pi r_w \sigma_B} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2r_w \sigma_B}{\sigma_Y} \right) \right]$$

$\sigma_B = 402 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_Y = 245 \text{ N/mm}^2$, $T_{\max} = 70 \text{ Nm}$, $r_w = 0.17$ を上式に代入し,

$$d^3 = \frac{16 \times 70 \times 10^3}{\pi \times 0.17 \times 405} \left[1 - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{2 \times 0.17 \times 405}{245} \right) \right] = 4063 \quad \therefore d = 16 \text{ mm}$$

与えられた軸径は $d = \phi 20 > \phi 16$ であるので、妥当な設計であるといえる。

[検算] $d = \phi 20$ で、応力集中係数 $\alpha = 1.3$ の軸に生じるせん断応力の最大値

$$\tau_{\max w} \text{ は, } \tau_{\max w} = \alpha \frac{T_{\max}}{Z_p}, \quad \alpha = 1.3, \quad Z_p = \frac{\pi \times 20^3}{16} = 1570 \text{ mm}^3 \text{ より,}$$

$$\tau_{\max w} = 1.3 \frac{70 \times 10^3}{1570} = 58 \text{ N/mm}^2, \quad \tau_m = \frac{58}{2} = 29 \text{ N/mm}^2$$

$\tau_{\max w} = 58 \text{ N/mm}^2 < 61.8 \text{ N/mm}^2 = \tau_{aw}$ であるので、軸形状は妥当である。

2章

練習問題

問題 2・1 例題 2・1 の軸に対する最悪トルク作用時, $T_{\max} = 1.2T = 1.2 \times 100 \text{ Nm}$

のときの応力集中部の使用応力 $\tau_{\max w}$ と許容応力 τ_{aw} の関係を検討せよ。

問題 2・2 例題 2・2 の軸に対して作用させうる最大の片振りトルク T_{\max} を評価せよ。

ただし、許容せん断応力は同例題より、 $\tau_{aw} = 61.8 \text{ N/mm}^2$ とする。

問題 2・3 例題 2・1 の軸に作用させうる許容両振りねじりトルク T_{aw} を式(2・20),

(2・21)の許容応力と安全率から求めよ。