

高等学校教学用书

机械零件

下册

范垂本 傅德明 编著



机械工业出版社

高等学校教学用书

机 械 零 件
下 册

范垂本 傅德明 編著



机械工业出版社

1959

出版者的話

全書共分上、中、下三冊。上冊講述機械零件設計基礎和联接；中冊講述傳動；下冊講述軸及其联接、軸承和彈簧。

本冊全面地敘述了軸、聯軸器、軸承、彈簧的基本知識。本冊還敘述了這些零件的優點和缺點、結構、材料、分類、應用範圍等。本冊對這些零件的工作原理、受力分析、失效情況等等進行了比較詳細分析。另外，還附有圖表來說明設計和計算問題。

本冊中的聯軸器和滑動軸承兩章是由傅德明同志編寫的，其餘各章是由范垂本同志編寫的。

本書可供高等工業學校機械类专业做為機械零件課程的教學用書，同時可供工程技術人員在設計時參考。

NO. 3076

1959年10月第一版 1959年10月第一版第1次印刷

787×1092¹/₂₅ 字數153千字 印張7¹⁹/₂₅ 0,001—8,200冊

機械工業出版社(北京阜成門外百萬莊)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第008號 定價(10)0.95元

目 次

第四篇 軸及其联接

第一章 軸	(5)
一 概論	(5)
二 軸的結構	(7)
三 軸的強度計算	(11)
四 軸的剛度計算	(17)
五 提高軸的強度及減輕其重量的某些措施	(21)
第二章 联轴器	(25)
一 概論	(25)
二 固定式剛性联轴节	(28)
三 可移式剛性联轴节	(32)
四 彈性可移式联轴节	(42)
五 牙嵌式离合器	(48)
六 摩擦离合器	(51)
七 經常接合的安全离合器	(57)
八 离心式离合器	(61)
九 定向式离合器	(62)
十 离合器的机械操縱裝置	(63)

第五篇 軸承

第一章 滑动軸承	(66)
一 滑动軸承的种类及构造	(66)
二 滑动軸承的材料	(81)
三 滑动摩擦的种类	(93)
四 滑动軸承的潤滑	(96)
五 滑动軸承的潤滑原理	(106)
六 滑动軸承的失效形式和設計計算	(114)
第二章 滚动軸承	(132)

一 概論	(132)
二 滚动軸承的分类及其主要类型	(134)
三 滚动軸承的載荷分布、失效形式和工作能力	(140)
四 滚动軸承的选择計算	(147)
五 滚动軸承組合設計	(153)
六 滚动軸承的潤滑和密封裝置	(159)

彈 簧

一 彈簧的种类和构造	(165)
二 彈簧的材料及許用应力	(168)
三 拉伸和压縮螺旋彈簧的靜載計算	(174)
四 彈簧的疲劳强度計算	(188)
五 多股彈簧、环簧和碟簧	(189)
参考文献	(192)

第四篇 軸及其联接

第一章 軸

一 概 論

为了支承旋轉零件或傳遞扭矩和运动, 任何机器中都离不开軸。

根据軸上所承受的載荷, 軸可分为三种: (1) 心軸——只受弯矩, 它可以是旋轉的(圖1a)和不旋轉的(圖1б), 不旋轉的心軸其弯曲应力是靜的, 旋轉的心軸其弯曲应力是对称循环变化的; (2) 轉軸——同时受弯矩和扭矩; (3) 傳动軸——只傳遞扭矩。

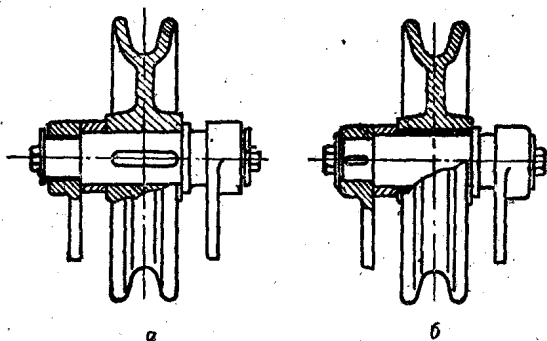


圖 1

a—旋轉的心軸; б—不旋轉的心軸。

軸根据形状分为直軸和曲軸; 根据断面的改变分为光軸、阶梯軸和錐形軸等。

軸的材料主要为軋制或鍛制的碳鋼或合金鋼。对于大型的軸和不重要的軸也有少数用鑄鋼或鑄鐵的。最常用的鋼料为30、40、45和50等号鋼, 对載荷較小的軸也可用Cr.3、Cr.4和Cr.5等号

鋼。為了必須減小軸的尺寸及重量和提高耐磨性可以用合金鋼。在常溫下，各種碳鋼和合金鋼的彈性模數相差不多，因此決定選擇鋼號的因素是強度和耐磨性，而不是軸的彎曲和扭轉剛度。

為了提高軸的強度和耐磨性常採用各種熱處理及表面強化方法。

在表 1 中給出一些材料的機械性質，可供設計時參考。

表 1 鋼的機械強度特性

鋼 號	毛坯直徑 (毫米) 到	硬度 HB 不小于	σ_B 公斤/ 厘米 ²	σ_T 公斤/ 厘米 ²	τ_T 公斤/ 厘米 ²	σ_{-1} 公斤/ 厘米 ²	τ_{-1} 公斤/ 厘米 ²	ψ_σ	ψ_τ
Cr. 5	任 意	190	5200	2800	1500	2200	1300	0	0
45	任 意	300	5500	2800	1500	2500	1500	0	0
	120	240	8000	5500	3000	3500	2100	0.1	0
	80	270	9900	6500	3900	3800	2300	0.1	0.05
40 X	任 意	200	7300	5000	2800	3200	2000	0.1	0.05
	200	240	8000	6500	3900	3600	2100		
	120	270	9000	7500	4500	4100	2400		
40XH	任 意	240	8200	6500	3900	3600	2100	0.1	0.05
	200	270	9200	7500	4500	4200	2500		
20	60	145	4000	2400	1200	1700	1000	0	0
20 X	120	197	6500	4000	2400	3000	1600	0.05	0
12XH3A	120	260	9500	7000	4900	4200	2100	0.1	0.05
12X2H4A	120	300	11000	8500	5950	5000	2500	0.15	0.1
18XГТ	60	330	11500	9500	6650	5200	2800	0.15	0.1
30XГТ	任 意	270	9500	7500	5200	4500	2600	0.1	0.05
		320	11500	9500	6650	5200	3100	0.15	0.1
		415	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1
20XГБ	200	300	10000	8000	5600	4500	2700	0.1	0.05
25X2ГГТ	200	360	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1

在軸的設計中要考慮四方面問題：

(1) 軸的強度——軸的應力多為變化的，所以要保證其疲勞強度，同時還要不產生不允許的塑性變形，對任何種軸都必須進行強度計算或核驗。

(2) 軸的剛度——軸的剛度不夠將使機器工作不正常，甚至使有關零件發生損壞，例如軸上齒輪由於軸的變形在輪齒寬度

上将产生载荷集中现象；轴颈处的棱角过大，会引起轴颈或轴承的不均匀磨损和发热现象。在设计中必须对轴的弯曲和扭转刚度加以限制。有时轴的尺寸是由刚度要求来决定的。

(3) 轴的振动——当轴上周期性作用的应力频率接近轴或轴系的自振频率时，则轴的振幅就要逐渐增大，发生共振现象，严重的振动作用会使轴或其它零件发生破坏。对于高转速的轴应进行振动计算。振动计算是一个专门问题，并且在重型机械中高转速轴不多，所以本章中从略。

(4) 轴的结构——轴的结构是保证轴的强度和工艺性的重要因素。在设计轴时，有时根据使用情况先确定轴的结构，然后再进行强度和刚度核驗。

二 轴 的 结 构

轴的结构及外形决定于很多因素，如轴上作用力大小及其分布情况；轴上零件的布置情况及其在轴上固定的方法；轴承的类型、布置和大小；轴的加工方法；轴的装配要求以及对于轴的其它特殊要求等。这许多因素有些是预先知道的，有些则要在设计过程中才能确定，所以轴的设计往往是画图与计算交错进行。

轴上装有零件的部分称为轴头，轴上被支承部分（装有轴承处）称为轴颈。轴头和轴颈的直径应圆整成为标准直径。

轴颈可分为普通轴颈和止推轴颈。普通轴颈主要承受径向力。止推轴颈承受轴向力。止推滑动轴颈的形式如图2所示。图2 a 为实心端面止推轴颈，图

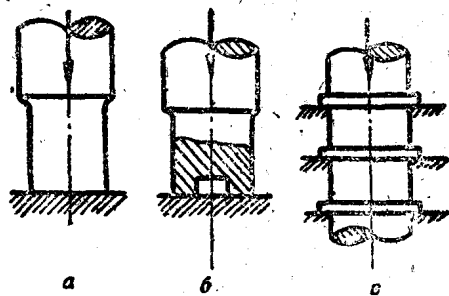


圖 2

a—实心端面止推轴颈； b—空心端面止推轴颈；
c—多环式止推轴颈。

推滑动轴颈的形式如图2所示。图2 a 为实心端面止推轴颈，图

2 6 为空心端面止推軸頸，圖 2 B 为多环式止推軸頸。軸頸的強度計算与軸相同，滑动摩擦軸頸的磨損及發熱計算与滑动軸承同。

零件在軸上的軸向固定可利用軸肩、軸环、圓錐面、套筒、压板、螺母、卡环、斜鍵、紧定螺絲或紧配合等。

軸肩（圖 3）由定位面及圓角組成，为了保証軸上零件的端面能紧靠定位面，軸肩的圓角应小于零件上的圓角或倒角。軸肩圓角半徑 r 及肩高 a 可見表 2，零件上的倒角（圖 4）尺寸見表 3。固定滚动轴承的軸肩圓角半徑及肩高有專門規定，可參見有关手冊。

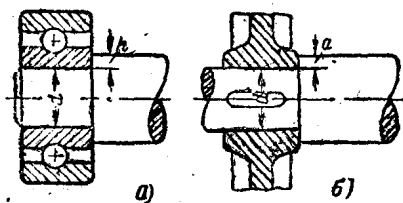


圖 3

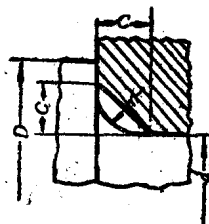


圖 4

h —固定滚动轴承的軸肩高度(有專門标准);

a —固定零件的軸肩高度。

表 2 軸肩的圓角半徑及肩高 (毫米)

軸 徑 d	28	68	100	175	240	290	320	370	420
圓 角 半 徑 r	1.5	2	3	4	6	6	10	12	12
肩 高 a	2	3	4	6	9	10	14	16	18

表 3 零件上倒角的尺寸 (毫米) (參見圖 4)

軸 徑	r	C	軸 徑	r	C
10~15	0.5	1	45~70	1.5	2.5
15~30	1	1.5	70~100	2	3
30~45	1	2	100~150	2.5	4

軸環可以与軸制成一体 (圖 5), 也可以热套在軸上再进行車削。当軸環妨碍軸上零件沿軸拆装时, 也可使用擋环 (圖 6), 擋环用紧定螺絲与軸固定。擋环可以是整体的, 或剖分的 (圖 7)。擋环不能承受过大的軸向力。

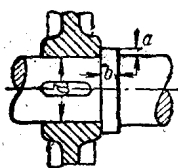


圖 5

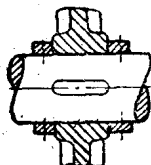


圖 6

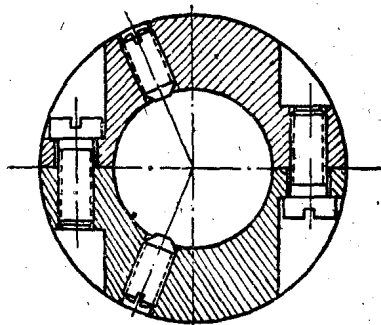


圖 7



軸環的寬度 (圖 5) 可取 $b = 1.4a$, a 可參照軸肩尺寸选取。

圓錐面固定 (圖 8) 用于軸端零件的固定, 在軸端用壓板和螺釘將零件壓緊。圓錐面固定多用于有振動載荷或沖擊載荷的情況下。

套筒是借助于位置已經确定了零件来进行定位的 (圖 9), 这样可以避免在軸上開槽鑽

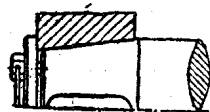


圖 8

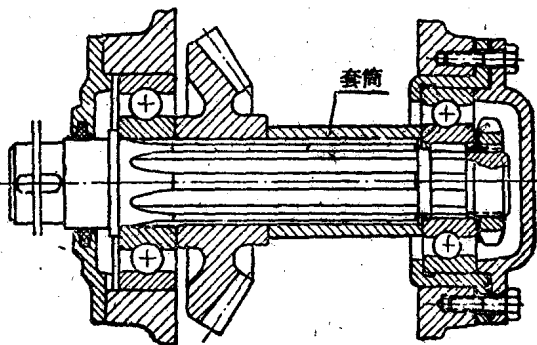


圖 9

孔而削弱軸的強度，同時拆裝也方便。

螺母固定的例子見圖10。在滾動軸承的軸向固定中最常用圓形螺母。

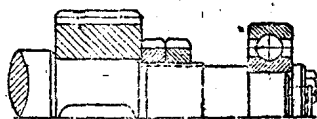


圖 10

壓板多用于軸端固定，特別多用于滾動軸承的軸向固定（圖10）。

卡環（圖11）多用于滾動軸承的固定（圖12），很少情況下也用于其它零件的固定，它不能承受軸向力。

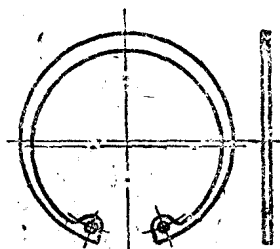


圖 11

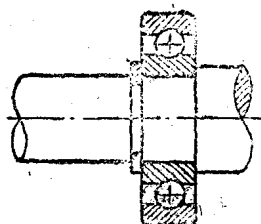


圖 12.

軸上零件的周向固定可用鍵、花鍵、無鍵聯接、緊配合、緊定螺絲等辦法。由於方案的不同軸的形狀也各異。

軸上與零件相配的直徑由於結構及其它要求而常常不同；另外同一軸上常安裝幾個零件，為了裝拆方便，常把軸制成階梯形，如圖13即為一例。有時為安裝方便，常將軸頭一端做成錐形（圖

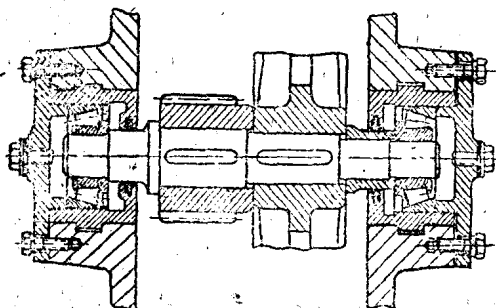


圖 13.

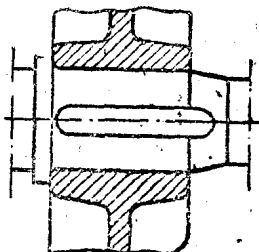


圖 14

14), 銼形可由平鍵槽非圓形部分開始。

當軸相鄰兩段表面的表面光度不同, 或需磨制, 以及有一段螺紋時, 均應開有退刀或退砂輪槽。退砂輪槽深度可取為 $0.2 \sim 0.25$ 毫米, 槽寬取為 $2 \sim 3$ 毫米。

在設計軸的結構時應全面考慮強度、加工和裝配, 並應多參考有關圖紙。軸的結構對機器的使用及成本起很大影響。設計者不應只着重於理論計算, 而忽略這個很重要的問題。

三 軸的強度計算

在軸的強度計算中, 將軸看做是一根梁。作用在軸上的力是由裝配在軸上的零件傳給它的 (如齒輪、皮帶輪等), 以及由於軸承的支反力的作用。這些作用力是沿裝配零件的寬度分布的 (如沿輪轂寬度和軸承寬度等), 但是為了簡化計算, 條件性地假定這些力是集中作用於零件裝配寬度的中點, 即輪轂或軸承寬度的中點。扭轉力矩也是由輪轂中點算起。

軸的強度計算可以分為初步計算及精確核驗兩步。由於設計初始時軸的結構還沒有確定, 所以無法進行疲勞強度計算, 這就必須先進行根據應力的初步計算。

軸的初步計算中只考慮軸的正常載荷, 只有當最大載荷產生的應力作用次數在軸的全部使用時間內次數超過 10^5 時才考慮它, 但還要根據它進行塑性變形的核驗。除軸及軸上零件的自重很大以外, 一般其自重均可忽略不計。

1. 軸的初步計算 軸的初步計算有兩種方法: 只根據扭矩用降低許用扭轉應力的方法, 和根據複合應力計算的方法。

(1) 根據扭矩的初步計算——在最初計算時, 有時軸上作用力的大小、方向和作用點還不知道, 就可以只根據扭矩進行計算。對於傳動軸也用這種方法計算。

設作用於軸上的最大扭矩為 M_K (公斤厘米); 軸的扭轉斷面系數為 $W_p = \frac{\pi d^3}{16} = 0.2d^3$; 軸徑為 d , 則

$$M_k = W_p [\tau]_k = 0.2d^3 [\tau]_k,$$

式中 $[\tau]_k$ ——軸的許用扭轉應力，公斤/厘米²。

將 M_k 化為軸所傳遞的馬力 N 與每分鐘轉數 n 的關係，可得

$$d = \sqrt[3]{\frac{71620 \frac{N}{n}}{0.2[\tau]_k}} \text{ 厘米},$$

如令

$$A = \sqrt[3]{\frac{71620}{0.2[\tau]_k}},$$

則

$$d = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米}. \quad (1)$$

A 值可見表 4 或參考下列推薦數據：

$A = 8 \sim 9$ ：低速短軸，受橫向載荷作用；

$A = 10 \sim 12$ ：高速軸，受橫向載荷作用；

$A = 12 \sim 14$ ：載荷在兩軸承中間作用的低速中間軸，或多支點的受橫向載荷的低速軸；

$A = 15 \sim 16$ ：受徑向力及軸向力同時作用的軸（例如裝有圓錐齒輪、斜齒圓柱齒輪的軸）；

$A = 17 \sim 18$ ：蝸杆傳動及螺旋齒輪傳動的軸。

表 4 係數 A 值

$[\tau]_k$ (公斤/厘米 ²)	700	490	360	270	210	165	130	105	85	75	60
A	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

(2) 根據複合應力進行初步計算——對於可以用簡圖初步確定支點位置和力的大小、方向以及作用點的軸可以用這種方法。這種方法比較精確，重要的軸應該用這種方法進行初步計算。

圖 15 所示為一裝有直齒圓柱齒輪及圓錐齒輪的軸，可以按下列步驟進行計算：

a) 畫出裝置空間簡圖。將作用力分解為水平分力和垂直分力，求出水平面及垂直面內的支反力（圖 15-1）。

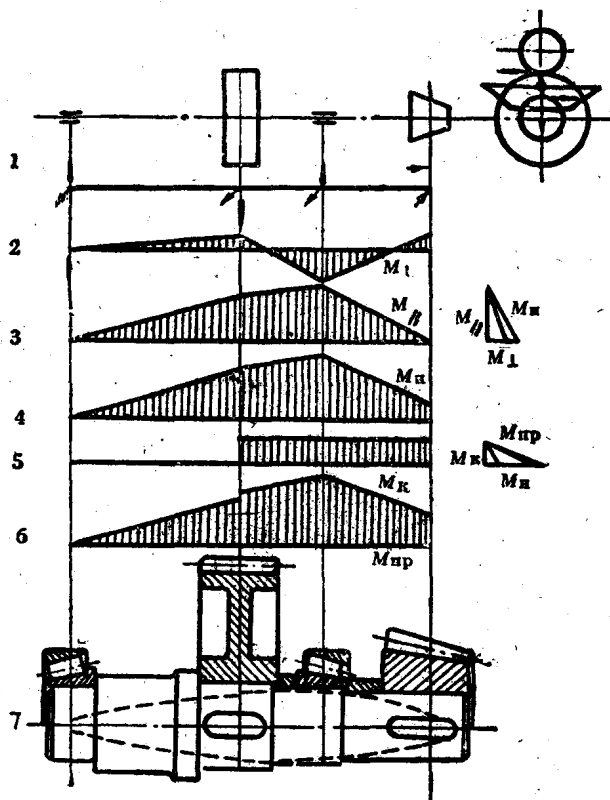


圖 15

6) 画出垂直面中的弯矩圖 $M_{\perp}$ (圖15-2)。

в) 画出水平面中的弯矩圖 $M_{\parallel}$ (圖15-3)。

г) 应用公式 $M_{\kappa} = \sqrt{M_{\perp}^2 + M_{\parallel}^2}$ 或用直角三角形圖解法將兩平面中的弯矩合成爲空間合成弯矩 M_{κ} (圖15-4)。

д) 画出扭距 M_{κ} 圖 (圖15-5)。

应用公式 $M_{np} = \sqrt{M_{\kappa}^2 + (\alpha M_{\kappa})^2}$ 或用圖解法將扭距与空間合成弯矩合并成为等效弯矩 M_{np} (圖15-6)。公式中 α 是扭轉力矩在变化性質方面的校正系数, α 的数值决定如下:

对于平稳的扭距, $\alpha = \frac{[\sigma]_{n-1}}{[\sigma]_n}$;

对于脉动的扭矩, $\alpha = \frac{[\sigma]_{n-1}}{[\sigma]_{n0}}$;

对于反复的扭矩, $\alpha = 1$;

式中 $[\sigma]_{n-1}$ ——对称循环许用弯曲应力;

$[\sigma]_{n0}$ ——脉动循环许用弯曲应力。

e) 根据公式

$$[\sigma]_{n-1} = \frac{M_{np}}{W} = \frac{\sqrt{M_K^2 + (\alpha M_R)^2}}{0.1(1-\beta^4)d_1^3};$$

$$\text{或} \quad d_1^3 = \frac{\sqrt{M_K^2 + (\alpha M_R)^2}}{0.1(1-\beta^4)[\sigma]_{n-1}}, \quad (2)$$

式中 $\beta = d_0/d_1$, 其中 d_0 ——空心轴的内径, 厘米; d_1 ——空心轴的外径, 厘米。对于实心轴 $d_0 = 0$, 则 $\beta = 0$ 。

确定各处轴径后, 联成曲线成为一理论轴形 (图15-7中的虚线轴)。

ж) 考虑轴上零件的装拆、固定、和工艺性等确定轴的结构 (图15-7中的实线轴)。

初步计算的许用应力数值列于表5。计算心轴时使 (2) 式中的 $M_R = 0$ 即可。

表5 计算心轴与转轴许用应力

材 料	强 度 限 (公斤/厘米 ²)	许用应力 (公斤/厘米 ²)		
		$[\sigma]_{n+1}$	$[\sigma]_{n0}$	$[\sigma]_{n-1}$
碳 钢	4000	1300	700	400
	5000	1700	750	450
	6000	2000	950	550
	7000	2300	1100	650
合 金 钢	8000	2700	1300	750
	10000	3300	1500	900
铸 钢	4000	1000	500	300
	5000	1200	700	500
灰 鑄 鉄①	4000	650	350	250

① 鑄鉄的弯曲强度限。

在上列计算中将轴向力所产生的正应力 (拉或压) 忽略未计,

若軸向力很大不能略去不計時，則按下式計算：

$$[\sigma]_{n-1} = \frac{\sqrt{M_n^2 + (\alpha M_x)^2}}{W} + 1.4 \alpha' \frac{P_{ao}}{F}, \quad (3)$$

式中 P_{ao} ——軸所受的總軸向力，公斤；

F ——所計算的軸的斷面，厘米²；

α' ——考慮軸向力變化性質的係數，與扭矩的 α 的取法相同，只要將扭矩的情況改為軸向力的情況， α 改為 α' 即可；

1.4——對稱循環彎曲耐久限與拉-壓耐久限的比值。

2. 軸的疲勞強度及塑性變形的核驗計算● 軸的疲勞強度核驗只對危險斷面進行。一般可選擇應力較大，且有應力集中的軸斷面做為危險斷面。

疲勞強度的安全係數可以利用第一篇第五章中的公式，即

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \geq [n],$$

式中

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_r};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_r};$$

式中各符號意義詳見第二篇第四章。應力集中係數 K_σ (K_τ)、表面係數 β 和尺寸係數 ϵ 等數值也由第二篇第四章附錄中選取。

在安全係數核驗中，求 σ_m 、 σ_a 時應計及所有載荷所產生的應力（包括軸向應力），並且斷面係數應該用軸淨斷面的斷面係數，淨斷面係數如下：

$$\text{彎曲} \quad W_\sigma = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \quad (\text{單鍵});$$

$$W_\tau = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d} \quad (\text{雙鍵});$$

● 軸的疲勞強度核驗計算已特制綫圖，這可大大減輕計算勞動量，這種用綫圖的計算方法可見參考文獻[12]、[13]。

扭轉 $W_w = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$ (單鍵);

$W_w = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$ (雙鍵),



上列各式的符号可參見圖16。

[n]可按下式求得:

$$[n] = n_1 n_2 n_3,$$



n_1 、 n_2 、 n_3 分別見表 6、7、和 8。

圖 16

表 6 考慮零件重要程度的安全系數 n_1 和 n_{T1}

零件重要程度	零件損壞引起機器停車	零件損壞發生事故
n_1, n_{T1}	1.3	1.5

表 7 考慮作用載荷的安全系數 n_2

計算載荷的確定	計算載荷準確確定	計算載荷近似確定
n_2	1.1~1.3①	1.3~1.5①

① 應力集中不能準確計算時採用大值。

表 8 考慮材料可靠性的安全系數 n_3

軸的材料	一般工作情況下的軋制或鍛制的軸料	採用表面或整體淬火
n_3	1.3	1.5

塑性變形的安全系數可根據最大應力來求得，即

$$n_T = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma_T}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau_T}}\right)^2}} \leq [n]_T,$$

式中

$$n_{\sigma_T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m};$$

$$n_{\tau_T} = \frac{\tau_T}{\sigma_a + \sigma_m}.$$