

中等专业学校教学用书

金属切削机床

第四册

第一机械工业部教育局编

机械工业出版社

中等专业学校教学用书

金属切削机床

第四册

第一机械工业部教育局编



机械工业出版社

1959

出版者的話

本书是第一机械工业部教育局組織有关中等专业学校教师，根据教学改革前的中等专业学校金屬切削加工专业教学大綱編写的。本书在編成后，曾經在若干学校試用过。現根据各校反映的意見，加以修訂，公开出版。如采用本书作为教材，尙希各校根据具体要求，自行增刪。

本书共分成四册出版。

参加本书編写工作的有：王超然、朱驥北、龔宗智、陈錫璞、張棣、何泉元、王紹哲、江澤欣、赵英华、俞启荣等同志。

参加本书修訂工作的有：王超然、朱驥北、龔宗智、陈錫璞、何远荣、秦严南、汪一鳴等同志。

NO. 2948

1959年12月第一版 1959年12月第一版第一次印刷

850×1168 $\frac{1}{32}$ 字数214千字 印張8 $\frac{9}{16}$ 00,001—15,400册

机械工业出版社(北京阜成門外百万庄)出版

机械工业出版社印刷厂印刷 新华書店發行

北京市書刊出版业营业許可証出字第008号 定价(10)1.25元

目 次

第二十一章 机床零件的驗算	7
1 机床零件的計算方法	7
2 机床零件寿命的計算	9
3 齿輪傳动	10
4 蝸杆蝸輪傳动	19
5 軸承	22
6 軸和主軸	32
7 帶傳动	43
8 离合器与制动器	57
9 导軌的計算	62
10 进給机构的曳力計算	67
11 凸輪傳动机件的計算	69
12 机床潤滑系統与冷却系統的計算	70
第二十二章 机床改装	73
1 概述	73
2 保証充分利用現代切削工具可能性的改装	73
3 縮短輔助時間	97
4 改变机床工艺范围的改装	105
5 提高机床精度的改装	115
6 数字程序控制原理	122
第二十三章 編写机床說明书	129
1 編写机床說明书的任务及其主要内容	129
2 机床的測量和檢驗; 机床傳动系統图的編制	130
3 根据“依哥諾基夫”图解法驗算 变速箱和进給箱	132

第二十四章 組合机床	149
1 概論.....	149
2 組合机床的組成.....	151
3 动力头.....	154
4 液压傳动力头.....	163
5 組合机床机件.....	176
6 組合机床电路.....	181
7 組合机床举例.....	184
第二十五章 机床自动作业綫	192
1 概論.....	192
2 零件的运送及夹紧机构.....	196
3 自动綫的电气控制設備.....	209
4 自动綫举例.....	211
第二十六章 其他机床	213
1 校直机床与无心粗車机床.....	213
2 切断机床.....	217
3 中心孔加工机床.....	222
第二十七章 特制机床	225
1 MK 137 型多刀半自动車床.....	225
2 KT-22 型专用沟槽加工机床.....	232
第二十八章 机床的使用	239
1 机床的运输.....	239
2 机床的安装.....	239
3 机床的维护.....	245
4 机床上工作的安全.....	247
第二十九章 机床的試驗和驗收的一般技术条件	251
1 机床驗收試驗的一般原理.....	251
2 机床的空轉試驗.....	251
3 机床的切削負荷試驗.....	253

4 机床的生产率試驗.....	254
5 机床的刚性試驗.....	254
6 机床的功率試驗.....	260
7 机床精度試驗、工件加工光洁度 及精度的檢查.....	263

第二十一章 机床零件的驗算

1 机床零件的計算方法

在拟定机床說明书时，或准备对某些旧机床进行改装时，都必须对机床零件进行驗算。驗算的目的，对于前者来说，是确定作用在该机床工作机构上最大的容許作用力和轉矩，以及用于切削金屬的最大有效功率；对于后者来说，則是寻找机床中的薄弱环节，从而决定改装的可能性与改装的方法。

在討論机床零件的計算方法以前，必须先說明机床零件計算的特点。机床零件的計算与其他机器零件的計算的不同处，首先是在于机床，特别是万能机床，是在較大的变速范围与載荷范围下工作的，因而其零件的工作情况复杂而多样；其次，由于机床是生产机器的机器，其精度将决定被加工零件的精度，因而对于机床上一些影响加工精度的主要零件，如主軸、絲杠、导軌等，要求在机床的載荷下，不能产生过多的变形，所以对机床的剛度提出了很高的要求。此外，机床零件的計算又与工作載荷的性质有关，而工作載荷又与因切削形成因素而变化的切削力有关。

对于机床上的各种零件，由于其工作情况的不同，应该計算的条件也就不同。例如，主軸不仅应計算它的强度，同时由于主軸的变形过大将引起加工的誤差，因此，还需計算它的剛性；此外，还要考虑它的减振性。又如絲杠，除了要計算它的强度、扭轉剛度外，还因它是一个細长的零件，并且承受的是压縮力，因而还需計算它对压縮作用的稳固性；此外，还需計算它和螺母之間的耐磨性。

机床零件主要的計算条件如下：

1. 靜力强度：受固定不变或变化緩慢的載荷的零件，应計算其靜力强度。这类零件如固定螺絲、托架、低速旋轉的軸和齒

輪等。

2. 动力(疲劳)强度: 机床的大部分零件, 如高速旋轉的軸、齒輪、軸承等, 所受的載荷由于作用点的移动、切削力的变化以及其他因素的影响而經常变动, 所以这些零件应进行动力强度的計算。

3. 剛性: 直接影响机床工作精度的一些零件, 如床身、刀架、主軸等, 应进行剛性計算。

4. 减振性: 特别是在采用硬质合金刀具、高速切削及新型切削刀具的机床上, 应考虑零件对于机床工作时所产生的振动現象的稳定性能。

5. 耐磨性: 机床中的决定工作精度的运动机件, 如果表面受到过多的磨損, 則将使机床失去精度因而失去工作能力。因此, 机床的導軌、刀架、滑动軸承等零件, 应計算其耐磨性。目前, 对于磨損的計算尚无完善的資料, 很多科学工作者正在进行这方面的研究工作。

6. 热量限度: 一些机件, 如蝸輪傳动机构、滑动軸承、摩擦离合器等, 在工作中能产生很多热量, 如果散热情况不好, 就会使这些机件的溫度升得很高, 以致产生不容許的热应变。

在具体研究各种零件的計算方法以前, 我們先研究一下机床零件所受負載的来源, 这样可以使我們明确計算的根据。

机床上所受負載的来源, 一般是切削作用所产生的切削力与机身及工件的重量。对于龍門刨床等來說, 后者为其主要負載; 而一般机床則以前者为其主要負載。机床为了担負这些負載便須由外面接受能量(如电能), 并把接受来的能量轉化为机械能輸送到担任負載的机件上。

根据上面所述, 机床的全部零件有一部分是直接承受切削力的, 而另一部分則是傳遞能量的。这样, 它們計算的根据便不相同, 前者根据切削力計算, 而后者則根据傳遞的能量來計算。

承受切削力的零件有刀架、床身、工作台, 以及齒条、小齒

輪、絲杠、進給凸輪等。這些零件中，有些是靜止的，有些作緩慢的運動。這些零件承受切削力而變形，直接影響機床的剛度與精度，因此應根據切削力來進行驗算，並且一般根據靜力強度計算其強度。

由馬達到主軸的一部分零件，組成了能量供應綫。這部分的零件，包括皮帶輪、离合器、傳動軸、齒輪、軸承等，一般速度較高，它們的應力都由傳遞能量產生，而不承受切削力。所以這部分零件，應以傳遞的能量作為計算的根據，並須考慮其動力強度。

2 機床零件壽命的計算

承受變動載荷的零件，應計算其動力強度，也就是根據疲勞應力來計算零件能承受的載荷，或者在一定的變動載荷下，計算零件能夠保持的壽命。

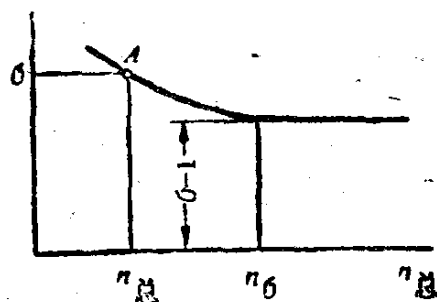


圖21-1 疲勞曲綫。

圖21-1所示的疲勞曲綫，是表示應力（拉力、彎曲、扭轉等）和載荷循環總次數 n_s 之間的關係。 σ_{-1} 為疲勞極限，而其相應的基準載荷循環次數為 n_0 ，對於鋼料來說， $n_0 = 10^7$ 。

疲勞曲綫可用下列雙曲綫方程式來表示：

$$\sigma^m \cdot n_s = \text{常數} \quad (21-1)$$

當 $n_s = n_0$ 時， $\sigma = \sigma_{-1}$ ，則：

$$\sigma_{-1}^m \cdot n_0 = \text{常數} \quad (21-2)$$

即： $\sigma^m \cdot n_s = \text{常數} = \sigma_{-1}^m \cdot n_0$

解上式得： $\sigma^m = \frac{\sigma_{-1}^m \cdot n_0}{n_s}$ 或 $\sigma = \sigma_{-1} \sqrt[m]{\frac{n_0}{n_s}}$

式中 n —— 每分鐘載荷循環次數（如，每分鐘轉數）；

T —— 要求的使用時間——壽命（小時）。

最后得:
$$\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} = \sqrt[m]{\frac{n_{\text{总}}}{n_{\sigma}}} = K = \sqrt[m]{\frac{60nT}{n_{\sigma}}} \quad (21-3)$$

式中 K ——寿命系数。

在計算承受变动載荷而其轉数也不断变化的零件（在 T 時間內）时，其寿命系数表示如下： k_N ——在 T 時間內由于要求功率变化的系数， k_n ——在 T 時間內工作用量变化的系数。

由此，在要求的載荷循环次数 $n_{\text{总}} = 60nT$ 之下，寿命系数的一般形式可以用下式表示：

$$K = k_N \cdot k_n \cdot \sqrt[m]{\frac{60nT}{n_{\sigma}}} \quad (21-4)$$

式中的指数 m ，对于不同的材料、不同类型的应力都不同。对于鋼料來說，如为接触应力时，則 $m = 3$ ；如为弯曲应力时，則 $m = 9$ 。

3 齿輪傳动

所有担任傳遞功率并且轉数較高的主要齿輪，都应根据下述条件进行計算：

1) 齿輪所受的接触应力不应超过根据表层疲劳限而确定的許可接触应力；

2) 齿輪所受的弯曲应力不应超过根据其材料的疲劳限而确定的許可弯曲应力。

直齿柱形齿輪 根据以下二式进行驗算：

1) 驗算接触应力(表层的疲劳)：

$$\sigma_{\text{接触}} = \frac{180000}{Z \cdot m} \sqrt{\frac{i \pm 1}{i \cdot b} \times \frac{N}{n} \times \frac{K_{\text{接触}}}{k_v}} \leq R_{\text{接触}} \quad (21-5)$$

(公斤/毫米²)

式中当外啮合时取正号，內啮合时取負号。

2) 驗算弯曲应力(輪齿全部材料的疲劳)：

$$\sigma_{\text{弯曲}} = \frac{455000}{m^2 b Z Y} \times \frac{N}{n} \times \frac{K_{\text{弯曲}}}{k_v} \leq R_{\text{弯曲}} \quad (\text{公斤/毫米}^2) \quad (21-6)$$

公式(21-5)和(21-6)中的符号和单位如下:

Z —— 計算齒輪的齒數。

m —— 計算齒輪的模數(毫米)。

i —— 齒輪的速比, 驗算時應取 $i \geq 1$ (即大齒輪對小齒輪的齒數比)。

b —— 齒輪的齒寬(毫米)。

N —— 名義傳遞動力(馬力), 即:

$$N = 1.36 N_{\text{電}} \eta_0$$

式中 $N_{\text{電}}$ —— 電動機的動力(仟瓦); η —— 從電動機到所求齒輪間的傳遞效率, 即:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots$$

$\eta_1, \eta_2, \eta_3 \cdots$ 為從電動機到所計算的齒輪傳遞系統中各零件本身的傳遞效率, 見表21-1。

n —— 兩齒輪中小齒輪每分鐘的轉數; 如為万能機床, 應取 n 為傳遞全部動力時的最小轉數; 對於主軸齒輪, 取自主軸最低級轉速起第二個四分之一轉數範圍的最低轉數, 因為在這轉數以下, 一般不能利用電動機的全部動力; 對於其他軸的齒輪, 也應根據此原則選取計算轉數。

y —— 齒形系數, 見表21-2。

$R_{\text{接觸}}$ —— 許用接觸應力 (公斤/毫米²) (基準載荷循環數 $n_0 = 10^7$ 時, 表層疲勞極限, 根據表 21-3 查取)。

$R_{\text{彎曲}}$ —— 許用彎曲應力 (在變動載荷下) (公斤/毫米²), 根據表 21-3 查取。

$K_{\text{接觸}}$ 和 $K_{\text{彎曲}}$ —— 分別為計算接觸應力和彎曲應力的壽命系數, 根據預計使用期限和工作用量的變化情況而定。定載荷或載荷變動較小的齒輪, 例如大部分的專用機床的齒輪, 如果是未經淬硬的, 其壽命系數 $K_{\text{接觸}}$ 和 $K_{\text{彎曲}}$ (在所有的情形下) 取為 1;

k_v —— 速度系數, 如節圓周速 $V < 1$ 米/秒時, 取 $k_v = 1$, 速度高的重要齒輪, 速度系數 k_v 可根據下式計算:

表21-1 傳动机件的效率平均值

傳 动 机 件	傳 动 效 率
1. 皮帶傳动:	
a) 无压紧輪	0.98
b) 有压紧輪	0.97
B) 交 叉	0.90
r) 三 角 帶	0.96
2. 齒輪傳动:	
a) 經過磨齿的圓柱齒輪	0.99
b) 未經磨齿的圓柱齒輪	0.98
B) 錐 齒 輪	0.79
r) 蝸 輪	見公式(21-24)
3. 鏈條傳动	
a) 滾子式鏈條傳动	0.96
b) 齿式(无声式)鏈條傳动	0.97
4. 滾动軸承	0.995
5. 滑动軸承	
a) 潤滑特別良好时, 例如, 压力潤滑	0.985
b) 正常潤滑时	0.98
6. 牛头刨和插床的摆杆和滑体	0.90

表21-2 标准齒輪的齿形系数 y
(压力角 $\alpha=20^\circ$, 齿高 $h=2.2m$)

z	y	z	y	z	y	z	y
14	0.088	20	0.102	34	0.118	75	0.138
15	0.092	21	0.104	38	0.122	100	0.142
16	0.094	23	0.106	43	0.126	150	0.146
17	0.096	25	0.108	50	0.130	300	0.150
18	0.098	27	0.111	60	0.134	齿条	0.154
19	0.100	30	0.114				

表21-3 直齿和斜齿齿轮的轮齿许用应力

齿 輪 材 料				許 用 应 力	
材料及热处理	机 械 性 质			弯曲 $R_{\text{弯曲}}$ (公斤/毫米 ²)	接触 $R_{\text{接触}}$ (公斤/毫米 ²)
	强度限 σ_b (公斤/毫米 ²)	屈服限 σ_s (公斤/毫米 ²)	硬 度		
45号鋼, 正火	60~75	>34	$H_B170\sim217$	13	45
45号鋼, 調质	75~90	42~52	$H_B220\sim250$	17	60
45号鋼, 淬硬	>100	>75	$R_C38\sim46$	26	100
50Г2鋼, 淬硬	95~110	70~85	$R_C28\sim33$	24	80
40X鋼, 調质	80~100	60~80	$H_B230\sim260$	22	65
40X鋼, 淬硬	110~135	90~105	$R_C35\sim42$	30	100
40X鋼, 淬硬	150~165	130~140	$R_C45\sim50$	38	135
20X鋼, 渗碳, 淬硬	>90	>65	$R_C56\sim62$	32	165
12XH3鋼, 渗碳, 淬硬	>90	>65	$R_C56\sim62$	35	170
18XГM鋼, 渗碳, 淬硬	110	100	$R_C56\sim62$	40	170
鑄鉄CЧ15-32	15	—	$H_B160\sim229$	5	50
鑄鉄CЧ21-40	21	—	$H_B170\sim241$	6	60
鑄鉄CЧ28-48	28	—	$H_B170\sim241$	7.5	75
纖維类	—	—	—	4.2	—

$$k_v = \frac{P_x}{P_x + Ub} \quad (21-7)$$

式中 P_x ——周向力(公斤), 即:

$$P_x = \frac{1.43 \times 10^5 N}{nd_i}, \quad d_i \text{——齿輪的节圓直徑(毫米);}$$

N ——齿輪傳遞的动力(馬力);

b ——齿寬(毫米);

U ——在齿寬1毫米上由于齿輪制造得不精确而产生的冲击周向分力; 对于直齿齿輪, 此力可按下式求得:

$$U = 0.025V \sqrt{\frac{A \cdot \Delta}{i}} \text{公斤/毫米} \quad (21-8)$$

式中 V ——齿輪的圓周速度(米/秒);

A ——齿輪的軸間距(毫米);

i ——齿輪对的速比, 大齿輪对小齿輪的齿数比(即;
 ≥ 1);

Δ ——齒輪周節的誤差（微米， μ ），其數值可根據表21-4查得。

表21-4 齒輪周節誤差 Δ （微米， μ ）

模數（毫米）	精 度 等 級		
	I	II	III
≤ 2.25	11	17	28
2.25~4	11	21	35
4~6	14	25	42
6~8	14	28	50
8~10	17	28	56
10~14	—	35	64
14~20	—	42	85

根據接觸應力的疲勞情形計算壽命時（公式21-5），其壽命系數 $K_{接觸}$ 可由下式決定：

$$K_{接觸} = k_N \cdot k_n^3 \sqrt{\frac{60 T n_{最小}}{10^7}} \quad (21-9)$$

同樣，按公式（21-6）計算時，壽命系數 $K_{彎曲}$ 可由下式決定：

$$K_{彎曲} = k_N \cdot k_n^9 \sqrt{\frac{60 T n_{最小}}{2 \times 10^6}} \quad (21-10)$$

式中 T ——傳動齒輪所需壽命，以小時計，通常取10,000~12,000小時；

$n_{最小}$ ——齒輪每分鐘最小轉數；

k_N ——系數，根據計算齒輪傳遞動力變化的情形而定，可根據表21-5查出；

k_n ——系數，系考慮傳動齒輪在整個使用期限中有一段時間在載荷 Q_1 和轉數 n_1 ，另一段時間在載荷 Q_2 和轉數 n_2 ，再一段時間在載荷 Q_3 和轉數 n_3 等情況下工作的系數。公式（21-9）中 k_n 的值可由圖21-2求得，公式（21-10）中 k_n 的值可由圖21-3求得。圖

21-2 与图 21-3 系根据 $k_n = f(D, D_1)$ 的关系作出，
 此处 $D = \frac{n_{\text{最大}}}{n_{\text{最小}}}$ 为计算齿轮的全部转数范围， $D_1 = \frac{n}{n_{\text{最小}}}$
 为计算齿轮不能利用全部动力的转数范围。式中
 $n_{\text{最大}}$ 与 $n_{\text{最小}}$ 为计算齿轮的最大与最小转数， n 为齿轮
 开始（或自此以上）能利用全部动力的转数。

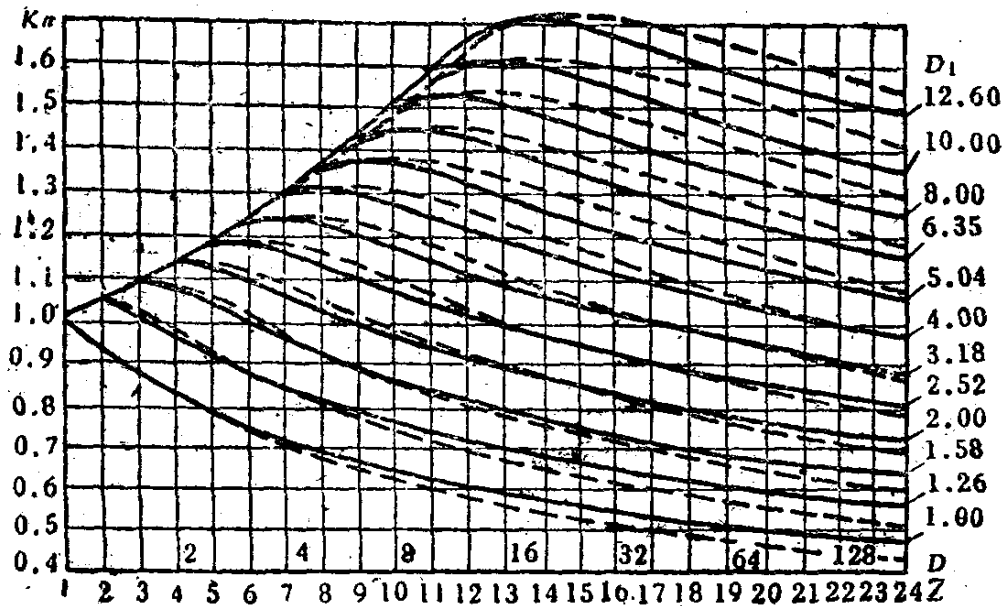


图21-2 求接触疲劳的系数 k_n 的曲线图。

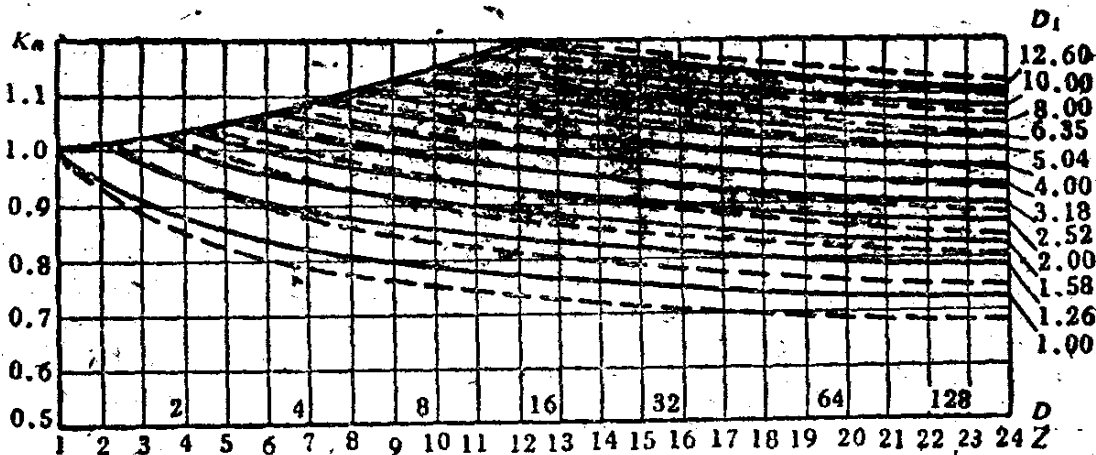


图21-3 求弯曲疲劳的系数 k_n 的曲线图。

上面两个曲线图系根据下列两种情况制成：

- 1) 齿轮各级转数的工作时间都一样；在此情况下用实线表示。

2) 齒輪在中級轉數時的工作時間為兩端轉數的兩倍；在此情況下用虛線表示。

如果根據公式 (21-9) 所求得的 $K_{接觸} < 0.4$, 則 $K_{接觸}$ 仍取 0.4。對於不淬硬的齒輪, 計算得的 $K_{接觸} > 1$ 時, 應取 $K_{接觸} = 1$; 而對於淬硬的齒輪則 $K_{接觸}$ 不大于 3 ($\approx \sqrt[8]{25}$)。

根據公式 (21-10) 求得的 $K_{彎曲} < 0.6$ 時, 仍取 0.6; 如求得的 $K_{彎曲} > 1$ 時, 則取 1 (在一切情況下)。

如果一對齒輪的材料相同, 則根據公式 (21-6) 驗算彎曲應力時, 應根據受力較大的小齒輪驗算; 若大齒輪材料的機械性質較小齒輪的材料為差, 並符合下述關係時, 則應根據大齒輪進行驗算。

表21-5 傳遞動力的變化係數 k_N

所計算的機床的工作情況	應用範圍	k_N	
		根據公式(21-9)計算接觸應力時	根據公式(21-10)計算彎曲應力時
經常傳遞全部動力	專用機床	1.0	1.0
所傳遞的動力數值在一半到全部動力的範圍內, 每種工作情況的時間都相同。	大部分機床的計算情況	0.78	0.84
所傳遞的動力數值在從零到全部動力的範圍內, 每種工作情況的時間都相同。	萬能機床	0.63	0.78

$$R_{彎曲, 大} < R_{彎曲, 小} \cdot \frac{\gamma_{小}}{\gamma_{大}} \quad (21-11)$$

式中 $R_{彎曲, 大}$ 與 $R_{彎曲, 小}$ 分別為大齒輪與小齒輪材料的許用彎曲應力 (由表 21-3 查出), $\gamma_{大}$ 與 $\gamma_{小}$ 分別為大、小齒輪的齒形係數 (由表 21-2 查出)。

驗算大齒輪時, 公式 (21-6) 中的 n 、 Z 、 γ 應分別代以大齒輪的數值。

如計算鑄鐵齒輪的接觸應力時, 公式 (21-5) 中的係數 180,000 應換為 125,000。如小齒輪是鋼的, 大齒輪是鑄鐵的, 則係數應