

机器制造中的許用应力計算

(修訂本)

徐 灝 編 著

科 学 技 術 出 版 社

机器制造中的 許用应力計算

(修訂本)

徐 灏 編 著

科学技術出版社

內 容 提 要

本書以機件強度設計的观点,列述許用應力的基本原理,在靜載荷及變載荷單向應力情況下求安全係數與許用應力的方法;在合成應力情況下校對機件的強度以及在不規則變載荷下的強度計算。書中附有許多實用數據,並舉有許用應力的計算例題。

本書能幫助讀者有系統地認識許用應力的理論,並能掌握許用應力方面的運算。可作為機械設計人員的參考書,同時亦可作為機械零件、材料力學等課程的教學參考用書。

機器製造中的許用應力計算

(修訂本)

編 著 者 徐 灝

*

科 學 技 術 出 版 社 出 版

(上海南京西路2004號)

上海市書刊出版業營業許可証出 079 號

中科藝文聯合廠印刷 新華書店上海發行所總經售

*

統一書號: 15119·583

開本 787×1092 耗 1/27·印張 8 26/27·字數 182,000

1957 年 7 月第一版

1957 年 7 月第 1 次印刷·印數 1—3,000

定價 (10) 1.40 元

序

在大規模經濟建設开始的年代中，政府要求机器制造的工業部門，在仿造苏联机器及學習苏联先進技術的基礎上，逐步能自行設計新机器產品。所以在發展机器制造業的道路中，如何解決机械設計中存在的問題，在目前及今后將一直为大家所重視而作为研究的对象。

大家知道，机械設計中有各种不同的出發点，如强度、剛性、耐磨性、散热等，但內中的强度設計，是机械設計中最主要的設計，不論那种机器，强度的条件必需要滿足，用强度設計得到的机件尺寸，是保證机件不破坏的最經濟的尺寸。要計算机件的尺寸，首先得选定材料；其次得根据具体情况決定許用应力；然后才能由这許用应力進行計算。由于材料是有标准的，選擇都有一定的范围，在具体工作中較容易解決。但許用应力的選擇及安全系数的求得，由于影响的因素多、資料不足；或虽有数据、但不知其決定的原理而不敢采用等問題存在，故在机械設計中首先得要解決這個問題。

本書列述許用应力及安全系数求法的基本原理，計算时所需的数据，并举有計算例題。使讀者对許用应力及安全系数有系統的、明晰的概念，并能实际作許用应力及安全系数的計算，故可作为机械設計人員关于强度計算方面的参考書；同时也可作为高等工業学校机械零件及材料力学关于許用应力及安全系数方面的参考書。

最后，在書中可能存在有缺点，盼同志們批評及指教！

徐 瀛 东北工学院机械系 1951年7月8日

第 二 版 序

第二版的内容, 主要將变应力部分增添了很多。第二章中变应力的强度理論改寫了; 第三章在表面系数方面增加了近年來新的研究成就; 第四章增加了复式应力的計算; 并將原來第四章中的寿命計算部分列为第五章, 改寫了过载对于强度的影响及不規則变載荷的强度計算。此外, 例題增加了两个, 全部附錄重寫。

作者的意圖, 希望讀者能对越來越重要的零件疲劳强度計算, 在本書中得到尽可能多的理論及实用数据。

徐 灏 1956 年 10 月

采用符号

- σ_{bp} ——拉力强度限；
 $\sigma_{b\text{ чк}}$ ——压力强度限；
 σ_{bn} ——弯曲强度限；
 τ_b ——扭转强度限；
 σ_T ——拉力屈服限；
 $\sigma_{T\text{ чк}}$ ——压力屈服限；
 σ_{Tn} ——弯曲屈服限；
 τ_T ——扭转屈服限；
 σ_{-1} ——对称循环弯曲耐久限；
 σ_r ——在不对称系数为 r 时的耐久限；
 σ_{-1p} ——对称循环拉力耐久限；
 τ_{-1} ——对称循环扭转耐久限；
 σ_0 ——脉动循环弯曲耐久限；
 σ_{op} ——脉动循环拉力耐久限；
 τ_0 ——脉动循环扭转耐久限；
 $\sigma_{\max}, \tau_{\max}$ ——最大直应力及剪应力；
 $\sigma_{\min}, \tau_{\min}$ ——最小直应力及剪应力；
 σ_m, τ_m ——平均直应力及剪应力；
 σ_a, τ_a ——直应力幅及剪应力幅；
 σ_n, τ_n ——名义直应力及名义剪应力；
 $[\sigma]_p$ ——许用拉应力；
 $[\sigma]_{\text{чк}}$ ——许用压应力；

- $[\sigma]_n$ ——許用弯曲应力；
 $[\tau]_k$ ——許用扭轉应力；
 $[\sigma_0]_n$ ——脉动循环許用弯曲应力；
 $[\tau_0]$ ——脉动循环許用扭轉应力；
 $[\sigma_{-1}]_n$ ——对称循环許用弯曲应力；
 r ——循环不对称系数；
 n_b ——对于强度限的安全系数；
 n_r ——对于屈服限的安全系数；
 n_{+1} ——靜载荷安全系数(总称)；
 n_{-1} ——对称循环安全系数；
 α_σ ——直应力的理論应力集中系数；
 α_τ ——剪应力的理論应力集中系数；
 k_σ ——直应力的有效应力集中系数；
 k_τ ——剪应力的有效应力集中系数；
 q ——敏性系数；
 ε ——尺寸系数；
 β ——直应力的表面系数；
 β_k ——扭轉应力的表面系数；
 W ——弯曲的断面系数；
 W_p ——扭轉的断面系数(極断面系数)；
 $W_{нт}$ ——淨断面系数；
 $W_{сг}$ ——毛断面系数；
 M ——弯曲力矩；
 M_k ——扭轉力矩。

目 錄

序

第二版序

采用符号.....	I
-----------	---

第一章 緒論.....	1
-------------	---

1-1 机械設計的前進方向	1
---------------------	---

1-2 載荷的种类	4
-----------------	---

1-3 材料的選擇	4
-----------------	---

1-4 許用应力及安全系数	5
---------------------	---

第二章 强度理論.....	9
---------------	---

2-1 靜应力下材料的破坏及强度理論	9
--------------------------	---

2-2 变应力的强度理論	12
--------------------	----

第三章 影响机件强度的因数.....	39
--------------------	----

3-1 应力集中的影响	39
-------------------	----

3-2 尺寸影响	51
----------------	----

3-3 表面情况的影响	56
-------------------	----

3-4 溫度的影响	81
-----------------	----

3-5 应力頻率的影响	85
-------------------	----

第四章 安全系数与許用应力.....	87
--------------------	----

4-1 部分系数法求安全系数	87
----------------------	----

4-2 不对称循环变应力的安全系数与許用应力	92
------------------------------	----

4-3 合成变应力下的强度計算	100
-----------------------	-----

4-4 复式变应力下的强度計算	106
-----------------------	-----

第五章 零件的寿命計算.....	112
------------------	-----

5-1 过载对于疲劳强度的影响	112
-----------------------	-----

5-2 不規則变載荷的强度計算	117
-----------------------	-----

第六章 例題.....	130
-------------	-----

附錄	153
附錄一 材料的机械性質	153
附錄二 断面模数	172
附錄三 应力集中系数	179
附錄四 尺寸系数	212
附錄五 表面系数	214
参考文献	233

第一章 緒 論

1-1 機械設計的前進方向

我們要設計一部機器，或者是機器的某一部件，總是預先知道該機器或該部件的作業條件的。例如要設計一齒輪減速箱，一定要知道出軸（與工作機連接的軸）的轉速及扭轉力矩等。當然，這齒輪減速箱具體用在什麼機器上，它的載荷變化情況如何，我們也是知道的。根據這些已知條件，可以來確定傳動草圖及速比的分配。在確定傳動草圖及速比分配中，一則與傳動的形式有關，如假使已決定用齒輪了，那末在齒輪中還有直齒圓柱齒輪、斜齒圓柱齒輪和圓錐齒輪等分別，它們能容許的最大速比也是不一樣的；再則與所選擇的標準電動機有關，如所選擇的標準電動機轉速高，減速級數可能就要增加，或者是每一級的速比要增加。不過我們總可以選得一較合適的電動機，使傳動草圖減速次數及每級減速的速比，組合得較好。傳動草圖既經確定後，即可依次求各零件的主要尺寸。有些零件的主要尺寸，我們直接可以用公式求出，例如齒輪的模數、輪寬及直徑等。但是在有些零件的計算中，必定要作某些假定，求出初步的尺寸，最後再行校核。例如設計軸時，其長度與軸承、齒輪及箱壁間的間隙等有關，軸承的長度是與軸的直徑有關的，這時只能先行假定一長度，待軸的直徑求出後，再來校核。在計算過程中，應該同時開始繪制結構圖，這張紙應該厚一些，經得起橡皮擦改，要邊算邊繪邊改，在計算中有要預先決定的尺寸，在圖中可以求出。同時計算得到的尺寸，應立刻畫到圖上，再作下一

步的計算。如發現尺寸不合适时，应立刻修正后加以驗算。至于为什么要边算边繪边改的原因，是怕大反工。假使全部計算都完成后再画圖，可能發生一对齒輪的中心距太小，以致所設計的滾珠軸承外座圈位置不适合了，如到这时才發覺这箱不能安裝而改的話，所有計算、都得重做。假使在計算主要尺寸時發現這問題，可以馬上將齒輪的齒數增大或用其他办法來增加中心距，則軸同軸承的設計，因为正在進行中，改动几个数字，計算是很方便的。此外，在繪圖时，还得考慮到一系列的制造工藝問題：在安裝問題上，應該考慮到各零件安裝的先后，安裝的方法，不要使螺釘搬手放不下，或轉不过某一角度；还应考慮到如有某一零件要拆下修配时，应该如何拆卸，不要为了拆卸一零件，要將这机器从头拆起。总之，务使安裝簡便及能保持精密度，要修配的零件，容易拆卸。在制造的問題上，应考慮到制造成本，制造的可能性，如鑄件不能太薄，因壁厚度相差太懸殊时，在接界處易生裂紋等。經過这些工藝校對而修正后的圖，我們就得到了設計總圖。然后再根据这總圖画零件的施工圖，施工圖上应注上加工符号和配合种类。最后，上面的設計總圖，一則經多次修改太髒，再則根据零件施工圖，可能有些小修改，故需要重画一遍，就得到了正式的設計總圖。

上面的設計步驟，是比較典型的。当然，在某种特殊的情况下可有所改变。再如修配的計算，一般只要校核一下强度就行了。

在祖國工業化的道路中，机械設計顯得更为重要了。在“总路綫學習提綱”中，“實現党在过渡时期的总路綫，就是要充分地發展社会主义工業，并且把現有的非社会主义工業变为社会主义工業，使我國由工業不發展的落后的農業國变为工業發達的先進的工業國，使社会主义工業成为我國整个國民經濟發展的起決定作用的領導力量”。而“實現國家的社会主义工業化的中心環節是發展國家的重工業，以建立國家工業化和國防現代化的基礎。斯大林說：“不是說隨便怎样發展工業都是工業化。工業化的中心，它的基

礎，就是發展重工業（燃料、冶金等等），歸根到底，就是發展生產資料的生產，發展本國的機器製造業”。要發展祖國的機器製造業，我們不僅能仿造新型機器，更重要的是我們要學會如何來設計新機器，並不斷地將製造及設計的水平提高。因為“只有在機器製造業具有應有的水平的條件下，它以及其它的工業部門才能獲得真正的廣泛發展。沒有機器，甚至沒有完善的機器，就不可能使勞動生產率有多少顯著的提高，就不可能保證費力操作的機械化和生產的自動化，而這些正是社會主義勞動組織的基礎。（蘇聯的機器製造業——在蘇聯一切國民經濟部門中新的強大的技術進步的基礎。科學通報，1953年6月分）”。所以很明顯，祖國要求每一有關機器製造的科學部門，以及每一機器製造工作者，不僅學會設計機器，而是在能設計新機器的一定基礎上，不斷地研究怎樣提高機器的效率、加強機器的生產能力。在設計新機器時，尤其應當注意到提高機器的壽命和減輕機器的重量。這方面要求機件強度、磨損、潤滑等理論研究工作的發展。

蘇聯在實行第五個五年計劃中黨第十九次代表大會的指令，要求在改進質量的同時達到所設計新機器重量的減輕。蘇聯的科學家們響應了黨的號召，在這方面做了很多工作。事實證明，蘇聯在最近的五年計劃中，新設計機器的重量，平均減輕了15%。這一成績的獲得，其原因是多方面的，但內中最重要的因素之一，是機件設計中所採用的許用應力的提高。許用应力所以有提高的可能，是由於科學家們多年的努力，科學地分析了影響許用應力的各因素，初步地掌握了許用应力，使所設計的機件，用最小的尺寸，來達到所要求的強度。

由於設計機件的出發點是多方面的，有從強度的觀點；有從剛性的觀點；有從耐磨的觀點等不同，所以設計出來的機件尺寸也不同；計算方法也不一样。在本書僅從強度的觀點出發，來敘述決定許用應力的問題。而且僅限於在平常溫度下的許用应力，一則因

在高溫下工作的機器很少；再則材料在高溫下求許用應力的問題甚為複雜，留給專門書籍講這問題，這裡不談。此外，關於機件受沖擊載荷的計算，由於計算性質不同，這裡不講。不過在機械中常遇到的載荷變化，在具體設計中是要考慮的。

1-2 載荷的種類

要設計機件，一定要先求得作用於該機件上的載荷。不同載荷對於機件的強度影響是完全不同的。最普通的分法，是把載荷分為靜載荷和動載荷兩種。

靜載荷的定義，是載荷一次作用，並且是逐漸的加上去，既作用上後，載荷的大小和方向是不變的。嚴格說來，在機件上所受的載荷，是沒有絕對靜載荷的，都得帶某些程度的動載荷成分，甚至帶的動載荷成分相當大。即使如此，假使這載荷並不多次循環作用，在實用上還是令它屬於靜載荷。

在動載荷中有隨時間變化的載荷，稱為變載荷。一般所謂變載荷，都是指作周期性循環變化的載荷而言，因為這種載荷在設計中遇到得最多。

沖擊載荷是動載荷中的另一類型。為驟然加上去的載荷，作用的時間極短，幾乎是萬分之幾秒或十萬分之幾秒以內。沖擊載荷可以是一次作用的，但也可以是多次反復作用的。

1-3 材料的選擇

設計機器，首先得選擇各機械零件的材料。這要根據機構的特性及用途，以及零件自身的工作情況而定。務使機構能达到工作完善、工作的可靠性大，同時還得考慮儘量減少製造費用、維持費用及修理費用。

較粗糙及價廉的機構，如重量不特別受到限制、載荷穩定且在不大的應力下工作時，則可採用普通常用的材料，例如普通機械制

造用鑄鐵、普通碳鋼、普通青銅等。但在這種粗糙機構中的個別零件，由於尺寸的限制及特种載荷性質，則應該用較好的材料製造。

如機械零件的尺寸有限制，重量要求輕，受有較大及較長時間的變載荷或動載荷，則該零件應該用較好的材料來製造，例如優質碳鋼、優質合金鋼、特种鑄鐵、鑄鋼、特种銅、鋁及其他金屬的合金等。

選擇材料，要按照零件的工作情況，考慮下列各點：

- (一) 靜載荷及變載荷下的強度，在普通溫度下無蠕變現象；
- (二) 韌性要高，亦即承受動載荷的能力高，對於應力集中的敏感性低，對於表面加工性質的敏感性低；
- (三) 彈性及硬度；
- (四) 對於焊、鉚及鍍其他金屬的能力；
- (五) 在高溫或低溫情況下的延性；
- (六) 採用表面硬化及其他熱處理的能力；
- (七) 材料的均勻性、密度，在該尺寸時能鑄造得很好，無氣泡裂紋等；
- (八) 在熱處理前後切削加工的能力；
- (九) 防銹性能；
- (十) 耐磨性能；
- (十一) 高溫時的導熱性能、耐熱性能，在高溫下的蠕變要小；
- (十二) 材料要價廉，且在本廠內能得到的。

1-4 許用應力及安全系數

上面曾經談到設計機件，在保證機件強度的條件下，材料要耗費最少；尺寸要最小；重量要最輕。這裡所謂保證機件的強度，乃是說機件將來在工作中不會破壞。在靜載荷或沖擊載荷的作用下，對塑性材料而言，破壞就是指很大的殘余變形的出現；對脆性材料而言，破壞就是斷裂或裂紋的出現；在變載荷作用下，危險狀

态就是材料因疲劳現象而產生的裂紋及其發展与破裂。因此，在靜載荷作用下，用塑性材料制造的机件，其危險断面上的实际应力大小不应超过材料的屈服限；而脆性材料的机件，其实际应力大小不应超过材料的强度限。在变載荷作用下，机件的实际应力不应超过材料的耐久限。

現在我們設計机械零件，要求其工作时的实际应力等于或較小于極限应力，在計算中恒应用名义应力來做出發点。例如一机件的断面面積为 F ，受有拉力 P ，則該断面上的名义拉应力 σ_p 为

$$\sigma_p = \frac{P}{F}.$$

这名义拉应力我們是認為在整个断面上应力是平均分布的，而事实上由于材料的不均匀性，断面的不連續（例如有圓孔、凹口等）而產生应力集中現象等，使机件在工作中的实际应力并不是均布，而是实际应力的最大值要比名义应力高。实际应力比名义应力增加的值，是根据上述材料不均匀及应力集中等因素影响的程度而定。現在若將極限应力中計入这些影响，也就是說將極限应力除上一大于1的系数。將名义应力增加的数值，这样就变成了將極限应力預先减小的数值，所得的結果也是相同的。如为脆性材料，則

$$\frac{\sigma_{bp}}{n_b} = [\sigma]_p,$$

式中 σ_{bp} 为拉力强度限， n_b 为按强度限計算的安全系数， $[\sigma]_p$ 称为許用拉应力。名义拉应力應該等于或小于許用拉应力，即

$$\sigma_p = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_p. \quad (1-1)$$

(1-1)式还可改寫为

$$F \geq \frac{P}{[\sigma]_p}, \quad (1-1')$$

就是說，当外力已知，假使我們能够根据机件具体情况求出許用拉应力 $[\sigma]_p$ 时，則机件的断面面積可以求出。这断面面積的尺寸，表示

將來機件受載荷后的實際應力，剛好等於或略小於極限應力。

同樣可得壓應力的公式為

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{P}{F} \leq [\sigma]_{\text{сж}}, \quad (1-2)$$

式中 $\sigma_{\text{сж}}$ 為名義壓應力， $[\sigma]_{\text{сж}}$ 為許用壓應力。

彎曲應力雖然不是平均分布，但是名義應力與許用應力間的關係是相同的。由材料力學知

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{Me}{I} \leq [\sigma]_{\text{н}} \quad (1-3)$$

式中 $\sigma_{\text{н}}$ 為名義彎曲應力， M 為彎曲力矩， e 為最遠邊至中性軸間的距離， $[\sigma]_{\text{н}}$ 為許用彎曲應力。

同樣，扭轉應力為

$$\tau_{\text{к}} = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{p}}} \leq [\tau]_{\text{к}}, \quad (1-4)$$

式中 $\tau_{\text{к}}$ 為名義扭轉應力， $M_{\text{к}}$ 為扭轉力矩， W_{p} 為極斷面系數（阻力力矩）， $[\tau]_{\text{к}}$ 為許用扭轉應力。

上面公式僅指出了名義應力與許用應力間的關係。現在問題變成了求許用應力的問題了。許用應力，乃是將極限應力除上安全系數來求得。根據各種材料破壞的情況，得到下面的公式：

靜載荷作用下，塑性材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{n_{\text{т}}} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{т}}}{n_{\text{т}}}. \quad (1-5)$$

靜載荷作用下，脆性材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{б}}}{n_{\text{б}}} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{б}}}{n_{\text{б}}}. \quad (1-6)$$

對稱循環變載荷作用下，材料的許用應力為

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{n_{-1}} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_{-1}}{n_{-1}}. \quad (1-7)$$

式中 $\sigma_{\text{т}}$ 及 $\tau_{\text{т}}$ 為直應力及剪應力的屈服限， $\sigma_{\text{б}}$ 及 $\tau_{\text{б}}$ 為直應力及剪應力的極限應力。

应力强度限, σ_{-1} 及 τ_{-1} 为直应力及剪应力的耐久限, n_s , n_b 及 n_{-1} 为相应的安全系数。

由于極限应力在各种材料講來是已知的, 所以只要能求出各机件的安全系数后, 許用应力就很易求得了。正确的选择許用应力是很复雜的問題, 它非但与材料、載荷情况、机件形狀等有关, 而且对計算方法國民經濟等也發生关系。任何一个許用应力的选择, 决定了材料的消耗量, 机件的使用年限, 同时也改变了机构的形式。所以, 許用应力及安全系数的正确选择, 对于机械設計工程师來講, 是最基本的知識, 同时也是最重要的知識。在下面我們將詳細地來分析它們。

因为許用应力及安全系数的确定, 是建立在材料破坏的基礎上的, 所以在講許用应力及安全系数之前, 必須要討論靜应力及变应力的强度理論。这种强度理論, 在一般的材料力学書中, 僅涉及某些最基本的知識。当然在这里也不可能很深入的來討論。