

中央人民政府高等教育部推薦
中等技術學校教材試用本

機械零件

上 冊

A. T. БАТУРИН 著

浙江大學機械零件教研室譯

聯 合 書



聯 合 書

聯 合 書

龍 門 聯 合 書 局

本書係根據蘇聯機械出版社出版的巴徒林 (А. Т. Бату́рин) 所著“機械零件” (Детали Машин) 1952 年版譯出的。原書經蘇聯高等教育部審定為中等技術學校教科書。

本書中譯本分上下兩冊出版。

參加上冊翻譯及互校工作者為浙江大學機械系機械零件教研室(由葉顯標、白郁筠、張忠韓、陳近朱、全永昕、張賢正、洪達吉諸同志依次分擔執筆; 由陳近朱教授校閱), 並由清華大學李西山教授校訂。

機 械 零 件

上 冊

ДЕТАЛИ МАШИН

А. Т. БАТУРИН 著

浙江大學機械零件教研室 譯

陳 近 朱 李 西 山 校

★版權所有★

龍 門 聯 合 書 局 出 版

上海南京東路 61 號 101 號

中國圖書發行公司總經售

啓 智 印 刷 廠 承 印

1953 年 10 月初版 印數 00,001—20,000 冊

定 價 洋 8,000

上海市書刊出版業營業許可證 3029 號

中央人民政府高等教育部推薦 中等技術學校教材試用本的說明

充分學習蘇聯的先進經驗，根據國家建設需要，設置專業，培養幹部，是全國中等技術學校調整後的一項重大工作。在我國中等技術學校裏，按照所設置的專業試用蘇聯教材，而不再使用以英美資產階級教育內容為基礎的材料，是進一步改革教學內容和提高教學質量的正確方向。

一九五二年九月二十四日人民日報社論已經指出：‘蘇聯各種專業的教學計劃和教材，基本上對我們是適用的。它是真正科學的和密切聯系實際的。至於與中國實際結合的問題，則可在今後教學實踐中逐漸求得解決。’我們現在就是本着這種認識來組織人力，依照需要的緩急，有計劃地翻譯蘇聯中等技術學校的各科教材，並將陸續向全國推薦，作為現階段我國中等技術學校教材的試用本。

我們希望：使用這一試用本及今後由我們繼續推薦的每一種試用本的教師和同學們，特別是各有關教研組的同志們，在教學過程中，對譯本的內容和譯文廣泛地認真地提出修正意見，作為該書再版時的參考。我們並希望各有關教研組在此基礎上逐步加以改進，使能結合中國實際，最後能編出完全適合我國需要的新教材來。

中央人民政府高等教育部

原 序

本書係根據蘇聯高等教育部所批准的教學大綱編寫的，並出版以作為蘇聯中等技術學校的教學參考書。

為適應中等技術學校三年級學生的業務水平，內容說明力求淺顯。同時，本書吸取了曾經為蘇聯學者及科學研究院所擬訂的用於一般機械結構上之主要原件的現代計算方法。在每一章內均舉出了一些計算例題來幫助讀者更好地通曉理論方面的教材（例題答案的準確度通常是符合於用計算尺計算時所得到的準確度）。

本書在說明選擇許用應力時曾論及蘇聯科學和技術的現代成就，這對 А. 巴徒林 (А. Бату́рин) 所著“材料力學”教程 (1949 年第二版) 中關於此問題的解釋提供了必要的補充。

在“齒輪傳動”一章中，對齒輪嚙合的幾何關係和運動學問題的說明，較一般機械零件教本為詳盡，因為依過去教學經驗，在計算齒輪傳動之前，先說明這些問題，這在方法上已經證明是最正確的。

本書缺點在所難免，著者謹向惠予指正諸君預致謝意。

科學技術博士 В. А. 伊凡諾夫 (В. А. Иванов) 教授和 В. Г. 捷阿特羅坡托夫 (В. Г. Дятро́птов) 工程師在校閱本書時給予許多寶貴的指正，著者深表感激之忱。科學編輯 Г. М. 伊次闊維奇 (Г. М. Ицко́вич) 工程師對本書採用現代計算方法協助甚多，對此著者認為更應特別提出，並致謝意。

А. 巴徒林

目 錄

引言	1
§ 1. 許用應力	6
第一篇 連接機械個別部分的零件	13
§ 2. 零件連接方法的分類	13
鉚接合	
§ 3. 鉚釘構造的型式和鉚接的程序	13
§ 4. 鉚縫的型式	16
§ 5. 強固鉚縫及其計算	17
§ 6. 強密鉚縫	20
§ 7. 緊密鉚縫	27
§ 8. 計算例題	27✓
鉗接合	
§ 9. 鉗接的本質及型式	35
§ 10. 鉗縫構造的型式	37
§ 11. 鉗縫的計算	40
§ 12. 計算例題	43✓
楔接合	
§ 13. 構造及工作的條件	47
§ 14. 無初應力楔接合的計算	49
§ 15. 有初應力的楔接合	51
§ 16. 計算例題	54✓
鏈接合及多槽接合	
§ 17. 多種鏈的構造型式	61
§ 18. 鏈尺寸的選擇及強度的核算	65✓
§ 19. 多槽接合	67
螺紋接合	
§ 20. 螺紋的形成及其種類	70
§ 21. 螺紋的制度	73

§ 22. 螺栓及螺旋的構造形狀	75
§ 23. 螺旋副上力的關係	81
§ 24. 在旋緊的螺栓中的應力	86
§ 25. 螺栓計算的實際情形	90
§ 26. 螺栓計算例題	97 ✓
§ 27. 載重螺旋	105

第二篇 車軸、軸及其支座 113

§ 28. 概述	113
----------------	-----

軸栓與止推軸頸

§ 29. 軸栓的構造形式與其工作條件	114
§ 30. 軸栓的計算	117
§ 31. 在潤滑方面流體力學理論的概念	119
§ 32. 止推軸頸及其構造與計算	122
§ 33. 軸栓與止推軸頸的計算例題	126

車軸與軸

§ 34. 車軸及其計算	133
§ 35. 軸、軸的工作條件及其計算	136
§ 36. 計算例題	140

軸的支座與車軸的支座

§ 37. 滑動軸承的構造	155
§ 38. 滑動摩擦軸承的計算	162
§ 39. 滾動軸承	164
§ 40. 滾動軸承的選擇	168
§ 41. 傳動軸承的支座	177
§ 42. 計算例題	179

聯軸器

§ 43. 固定聯軸器	184
§ 44. 聯軸器的其他構造	190
§ 45. 聯軸器的結合機構	197
§ 46. 計算例題	200

引 言

機械零件課程是在蘇聯中等技術學校教學計劃中被稱為工程力學科目的第三篇，也是最後的一篇。

這門課程是就一般機械製造上所配備的各種機械零件（亦即在各種全然不同的機械中，不論其用途和構造如何，均能遇到的那些零件），研究其基本的計算和設計的方法。所研究的對象主要是連接零件——如螺栓、螺旋、鍵等及傳動零件——如齒輪、車軸、軸等。

在上世紀末葉，“機械零件”大體上已發展成為一門獨立的科學和教學科目。在此以前，機械零件的計算和設計問題係列入“實用力學”及“機械製造”等普通課程中作為其組成的部分。

祇因有機械製造的普遍發展以及在普通力學、機械原理及材料力學諸方面所獲得的成就，方建立了新的獨立的普通技術科目“機械零件”。

在機械製造和機械零件設計的發展過程中，俄羅斯的機械發明家們曾作過重大的貢獻：如 А. К. 那爾托夫 (А. К. Нартов)——世界上第一架機動刀架的設計者（1712 年）和製砲及造幣用的許多機器的創造者；И. И. 樸爾族諾夫 (И. И. Ползунов)——第一部蒸汽機的製造者（1764—1765 年）；Р. 格林闊夫 (Р. Гринков)——紡織機的建造者；И. П. 庫立賓 (И. П. Кулибин)——精密機械、儀器製造及許多其他技術部門等領域中的先進工作者；А. Ф. 莫謝依斯基 (А. Ф. Можайский)——第一架飛機的創製者。這些科學家們以及俄國工藝的其他許多創造者們在多方面均已超過當時的國外技術。

俄羅斯是電銲的誕生地。這種發明奠定了銲接在各種機械中的最廣泛的應用 (И. И. 別那爾道斯和 И. Г. 斯拉維雅諾夫)。俄國的學

者們在應用力學各部分的發展上作過不少的貢獻。М. В. 奧斯特勞格拉德斯基(М. В. Остроградский)在普通力學和彈性原理方面, П. Л. 車比謝夫(П. Л. Чебышев)在機械原理方面和 Д. И. 茹拉夫斯基(Д. И. Журавский)在結構力學的許多問題上都有着傑出的世界性的科學成就。

第一本俄文的“機械零件”課本係 В. Л. 基爾比切夫(В. Л. Кирпичев)教授在 1881 年寫的。許多後來出版的機械零件教科書大抵以此書為藍本。卓越的學者和教育家基爾比切夫曾為發展俄羅斯的工程教育作了極多的貢獻。在他的指導下或在和他合作中培養出了大批傑出的俄羅斯機械工程師——如 Д. С. 傑爾諾夫(Д. С. Зернов)教授、Л. В. 阿索爾(Л. В. Ассур)教授、И. И. 波巴雷闊夫(И. И. Бобарыков)教授等人。

В. Л. 基爾比切夫的著作“材料力學”、“圖解靜力學原理”、“結構力學中的靜不定”、“力學講話”曾為許多年代俄羅斯工程師和技師學習所依歸,至今仍不失其價值。

Н. И. 彼得洛夫(Н. И. Петров)教授的“摩擦在彈性皮帶傳動中的影響”、“機器中的摩擦及潤滑液體對摩擦的影響”, Н. Е. 茹柯夫斯基(Н. Е. Жуковский)教授的“論皮帶在皮帶輪上的滑動”、“螺母紋圈上作用力是怎樣分佈的”, Н. Е. 茹柯夫斯基和 С. А. 查勃勒金(С. А. Чаплыгин)教授的“論軸頸與軸承間油膜的摩擦”等著作對機械零件課程理論基礎的發展起了很大的作用。

在創建蘇聯的機械計算及設計學派中,莫斯科高等技術學校的 П. К. 呼加闊夫(П. К. Худяков)教授和 А. И. 席德洛夫(А. И. Сидоров)教授的功績都是很大的。他們的科學和教育的工作以及他們所創作的機械零件課本和圖冊在多方面決定了在機械零件學領域內的設計技術底方向,此方向一直保持到現在仍然不變。А. И. 席德洛夫教授在其所著“管及管接合”(1912 年)和“機械設計的基本原理”(1929 年)中曾反對簡單化和不正確的抽象理論。這些著作在形成蘇聯機械製造者學派上起了顯著的作用。

蘇聯政府崇高地評定了 П. К. 呼加闊夫和 А. И. 席德洛夫的功績。

授予前者以勞動英雄的稱號，後者以功勳科學和技術工作者的稱號。

在偉大的十月社會主義革命以後，有關機械零件的科學在蘇聯獲得了特別重大的發展。這個時期中出版了許多機械零件的基本課本（И. И. 波巴雷闊夫、B. A. 達布羅烏里斯基等學者所著的），極多關於機器零件學的各篇章和各種問題的單獨著作和論文，以及卷數繁多的作品——“機械製造”百科全書。在這部百科全書裏，很多卷的內容均係根據科學研究院的理論和實驗研究的結果以及蘇聯若干先進機械製造廠的試驗報告來闡明機械及其零件的計算和設計問題。

許多科學研究院和高等技術學校的講座很成功地擬訂日益進步的機械零件計算和設計的方法。

應當指出，中央工藝技術及機械製造科學研究院（ЦНИИТМАШ）在齒輪、皮帶及摩擦傳動等方面的研究工作以及蘇聯科學院機械管理局對機械零件的強度、表面光潔度、摩擦及磨損諸問題的研究工作都在發展機械製造理論基礎中起了很大的作用。

節省材料、減輕機械重量以及提高其安全、經濟和耐久性的鬥爭是蘇聯所面臨的更進一步改進機械零件計算與設計的科學任務。

本課程的任務是研究機械各個部分（零件及裝配）在最簡單情況下的計算和設計的方法。

各種機械隨其用途不同，一般有各種全然不同的構造。工具機の種類尤屬繁多。做各種不同工作的各種機器，其數目實難以估計。隨着技術的發展，各種機器的數目亦繼續不斷地在增多。這些機械的應用範圍日新月異，因而其構造亦日趨完美。

根據對機械構造的研究，不難確定組成機械的各種部分或零件可分為以下兩類：a) 按其形狀、運動性質和工作，祇為某類機械所固有並構成這類機械底特徵的零件；б) 不僅在某類機械中，而且在用途完全不同的其他機械中亦可遇到的零件。如有螺母的螺栓，這種普通的零件可列入後一類中。可以肯定地說，不採用這種機械部分的機械幾乎是遇不到的。車軸、齒輪、皮帶輪等零件均應列入這一類中。

“機械零件”課程的範圍就是研究在各種不同用途的機械中所最常遇到的機械部分底構造和工作情況，並決定其主要尺寸。因此，將“a”類零件列入特殊課程中研究之。

修習“機械零件”課程所追求的主要目的是使學生熟悉設計機械零件和簡單機構的主要原理。設計是完成零件的計劃，或換句話說，是作零件圖或機械裝配圖而註明各個部分的材料、尺寸及加工精度。

在任何情況下，所設計的零件或裝配（由幾個相互關連的零件組合而成的機械部分）應滿足下列幾個基本要求：

1) 對零件的要求：

- a) 重量最輕而具有足夠的強度；
- б) 具有必需的剛度；
- в) 具有足夠的耐磨性；
- г) 式樣應盡可能簡單而製造費用應力求低廉；
- д) 使用簡便而安全；
- е) 符合國家的規範(ГОСТ)。

2) 對裝配的要求：

- а) 易於更換其組成部分；
- б) 易於裝置及拆卸。

茲扼要說明上面所提到的幾條：

1. 欲得到足夠的強度，不僅要確知作用於零件上的載荷底大小，而且須確知其作用的性質。由於在零件工作過程中有許多場合對所作用的載荷不能完全確切地了解，而零件形狀及其支承夾緊的方法亦不同於材料力學中所考慮之最簡單的物體形狀（梁）和支座型式（銷釘支點，剛固支點），所以在這裏應用材料力學的計算公式自有其困難之處。在這些場合中，設計師的任務是要選用那些可以用於計算，同時又最接近地符合零件的真實工作情況的簡單公式。由此可見設計師應詳盡無遺地完全了解零件的工作情況。

設計師在分析零件的工作情況時應決定出可能發生的最不利的外力組合，並以此作為計算的根據，以保證在最不利的工作情況下零件仍

有足夠的強度。同時，選擇許用應力是決定計算是否可靠和結構是否經濟的最重要因素之一。這個問題在 § 1 中有較詳細的說明。

2. 但是僅依據強度條件來決定零件的尺寸在許多場合中還是不夠的——必須同時考慮到變形以保證零件具有足夠的剛度，忽視對剛度的計算，有時可能導致結構的損壞。A. II. 席德洛夫教授舉過若干有關這類的例子：（1）用鋼索集中管理鐵路上的轉轍器時，在轉轍器受阻塞（被雪塞住）的情形下，鋼索的伸長可能成為誤示轉轍器底轉位信號的原因，而實際上此時轉轍器並未轉動，結果可能發生事故。（2）在橋式起重機中連接在軌道上行輪的軸，其扭轉角度過大可能是行輪之一出軌的原因，因而使起重機發生事故。

3. 爲了減低機械價格及延長其使用期限，必須認真注意在不損害其安全並保持其在技術上有合理的形狀的條件下盡可能簡化構造，同時必須認真考慮材料的現代處理方法以挑選一種對某一零件最適宜的材料。例如，銲接的應用在許多情況下可以輕便的鋼料銲接零件代替笨重的鑄鐵零件，滲碳及其他現代材料熱處理和熱化處理方法的應用可能增高零件的表面硬度並因而保證了機械摩擦部分的耐硬性而延長其使用期限。

由第三條中所舉出的見解可知，設計師必須依圖樣或真形研究各種不同機械部分的結構形狀，並必須加深對工業材料方面的知識。

4. 大家知道，就經濟觀點而論，每個工廠應專門製造某些一定型式的機器。在同一個工廠裏製造各式各樣的機械在經濟上是不合理的，因為這樣就需要使用大量的圖樣、模型、設備、工具及工作母機等，因此會增高產品的價格；進一步說，即使只是一種產品，對於它的尺寸也不能任意指定，而應該採用已定的標準尺寸。將機械各零件標準化後對損壞了的部分即可迅速予以更換，因而創造了有利的操作條件。許多最常用的零件如螺栓、鍵、鉚釘等，及某些機件的尺寸如軸徑、螺紋等，在蘇聯全國範圍內都實行了標準化。對這些零件已擬製了全蘇國家標準（ОСТ 及 ГОСТ），設計師在其實際工作中應該遵循這些標準。

這就是機械零件設計的主要任務與要求。

§ 1. 許 用 應 力

在計算結構時合理選擇許用應力是保證得到既可靠耐用而又輕便經濟的結構的最重要條件。

從材料力學課程知道，零件強度的計算應保證其最危險處之工作應力不超過許用應力，但同時亦不應與其相差太遠，因為如違反後一條件，則所得到的零件將過重而且不經濟。由於現代機械製造技術的發展，在增加機器功率及其各部分運動速率的同時，對機器的輕便、緊湊和經濟諸方面提出了較高的要求，因此，確定計算強度和選擇許用應力的方法實具有特殊的重要性。蘇聯科學在強度和金相方面所獲得的成就，以及由於使用各種機器所積累起來的經驗已具備了充分的條件，可以計算那些影響許用應力的各個因數，因而在在不損害所計算之結構底可靠性的條件下使增高許用應力成為可能。同時，有關選擇許用應力的問題仍然是非常複雜而且是多方面的，對這個問題曾作過許多研究並有豐富的特別文獻。以下我們僅對許用應力近代選擇方法的原則予以簡略說明*。

讓我們再對材料力學回憶一下：我們可以想起來許用應力是從極限(危險)應力中取用的一部分。以符號 $[\sigma]$ 代表許用垂直應力，以符號 $[\tau]$ 代表許用切線應力，則

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{n} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{n},$$

此處 $\sigma_{\text{пред}}$ ($\tau_{\text{пред}}$)是極限應力，到達此應力時正常工作將受妨礙：現出裂縫、發生塑性變形或產生零件的破壞。依據零件載荷的性質及其材料，採用下列機械性能之一作為極限應力：或強度極限、或屈服點、或抗疲極限； n 是安全因數，其值依一系列的因數而定，其中主要的是：

a) 所應用的計算方法和計算圖表的準確度；

6) 作用於零件上的載荷及其性質(靜的、衝擊的等等)是否能正確

* 尺寸因數的影響，亦即零件絕對尺寸對抗疲極限的影響，不予計算，這是最重要的忽略之一。

決定；

Б) 所用材料的質地是否均勻，其性能是否確知；

Г) 零件的形狀、絕對尺寸、表面的狀況及性質；

Д) 零件的重要性。

當然，以上所列舉的因數並未全部包括所有應考慮的多種多樣的情況。

下述情形可以提出作為例子：雖然用較高的許用應力已能保證其所需的強度，但有時為了保證零件所需剛性的要求，不得不提高安全因數（降低許用應力）。

極限應力的數值首先決定於零件的材料、變形的型式（拉伸、扭轉等等）及作用於零件中的應力的變化特性。為了使問題簡化起見，這裏並不研究所有可能的應力變化種類，而僅限於討論主要的三種，它們通常被稱為第 I 種、第 II 種及第 III 種載荷：

I. 不變的應力；

II. 自零變至最大值，復自最大值變至零（稱為脈動的應力變化循環）的應力；

III. 方向變換，而最大應力與最小應力的絕對值相等（稱為對稱的應力變化循環）的應力。

以上所指出的三種應力，其變化特性大約如圖 1, а, б, в 所示。

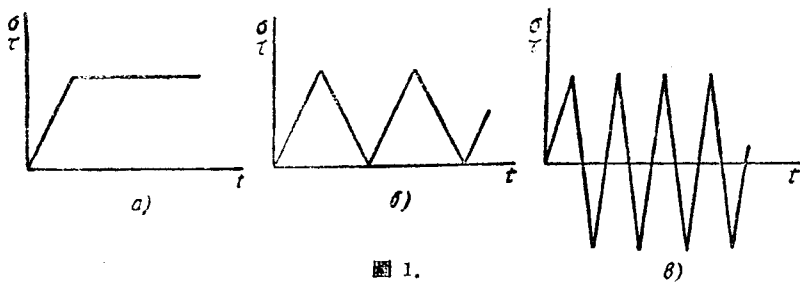


圖 1.

必須注意，對選擇許用應力而言，重要的正是考慮應力的變化而不是考慮載荷的變化，因為在各別情形中即使用於零件上的載荷不變，亦

可能在其內部發生變應力。例如受不變力作用的轉動軸，其橫斷面中的彎曲應力顯然將依對稱循環變化。

現在來研究在三種主要工作應力變化情況中，選擇最大許用應力的實用參考資料。

I. 不變的應力

極限應力因零件所用材料的性質不同而異，塑性材料應以屈服點 σ_T 作為極限應力，脆性材料應以強度極限 σ_s 作為極限應力。

A. 塑性材料的最大許用應力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}$$

以屈服點為根據的安全因數 n_T 大約可採用下列數據：

$n_T = 1.2 \sim 1.4$ — 用於未經正火處理或未經任何熱處理的碳鋼軋壓件及鍛件；

$n_T = 1.3 \sim 1.5$ — 用於合金鋼或經熱處理之碳鋼的軋壓件及鍛件；

$n_T = 1.6 \sim 1.7$ — 用於鋼鑄件。

最大許用切線應力（剪應力或扭應力）大約可由下列關係決定：

$$[\tau] \approx (0.5 \sim 0.6) [\sigma].$$

B. 脆性材料的最大許用應力

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s \times k_s}$$

σ_s 因所計算之零件底變形型式不同而異，或為 $\sigma_{s,p}$ （抗拉強度極限）、或為 $\sigma_{s,c\pi}$ （抗壓強度極限）、或為 $\sigma_{s,u}$ （抗彎強度極限）。

安全因數 n_s 平均可採用 $n_s = 3$ ； k_s 是一係數，用以表示在靜載荷作用下應力集中對強度的影響。對於脆性材料，令其與理論應力集中係數 $\left(\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_N} \right)$ 等值已夠準確。在上式中， $\sigma_{\max}$ 是最大局部應力，發生於零件橫斷面積變化之處（如有孔、直徑改變等）； σ_N 是名義應力，亦即是根據材料力學普通公式計算而得的應力。

對應力集中不敏感（意即其 $k_s = 1$ ）的生鐵及某些輕合金鑄件是例外。 α_σ 的數據列於特殊表格中。

II. 依對稱循環變化的應力

在這種情形中，作為極限應力的機械性能，對垂直應力用 σ_{-1} ，對切線應力用 τ_{-1} (σ_{-1} 和 τ_{-1} 都是對稱循環的抗疲極限)。

在對稱的彎曲循環中，我們將以符號 $[\sigma_{-1}]_u$ 表示相當的許用應力；在對稱的拉壓循環中，則以符號 $[\sigma_{-1}]_p$ 表示之。附標“-1”的含意是這樣：在這種情形中，循環的非對稱係數 r (代表最小應力和最大應力的比值 $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$) 等於-1。

最大許用彎曲應力依下式決定：

$$[\sigma_{-1}]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n_{-1} \times k_\sigma} \beta,$$

此處 σ_{-1} 是對稱循環的彎曲抗疲極限；

n_{-1} 是以抗疲極限為根據的安全因數，對碳鋼和合金鋼的軋壓件及鍛件用 $n_{-1} = 1.3 \sim 1.7$ ；對鋼鑄件用 $n_{-1} = 1.5 \sim 2.0$ ；

β 是一係數，用以表示零件表面狀況對抗疲極限的影響；

k_σ 是有效應力集中係數，用以表示實驗室用的正規柱形試樣之抗疲極限 σ_{-1} 與有應力集中存在時所得之抗疲極限 σ_{-1k} 的比值

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1k}},$$

係數 β 的平均數值如下：

$\beta = 0.97 \sim 0.98$ —擦光表面；

$\beta = 0.93 \sim 0.95$ —研磨表面；

$\beta = 0.88 \sim 0.92$ —經切削刀具細加工的表面；

$\beta = 0.8 \sim 0.85$ —經切削刀具粗加工的表面；

$\beta = 1.2 \sim 1.3$ —在應力集中處經表面硬化或氮化者。

以試驗方法決定的係數 k_σ ，其數值與零件的幾何形狀及零件的材料有關。經熱處理的碳鋼和合金鋼對應力集中較為敏感。生鐵可取 $k_\sigma = 1.0$ 。有關數據 k_σ 將於以後個別研究各類零件時提供之。

在對稱的拉壓循環及扭轉循環中，許用應力亦可同樣地予以決定。

因材料的性能 σ_{-1p} 及 τ_{-1k} 不一定有已定的相當的試驗數據可考(大部分只有 σ_{-1} 的數值),則下述經驗關係可資應用:

$$\sigma_{-1p} \approx (0.7 \sim 0.85) \sigma_{-1};$$

$$\tau_{-1k} \approx 0.58 \sigma_{-1}.$$

III. 依脈動循環變化的應力

若以符號 $[\sigma_0]_u$ 代表許用彎曲應力 ($[\sigma_0]_p$ 代表許用拉應力),則其值可依下式決定,公式來源不再導出:

$$[\sigma_0]_u = \frac{2[\sigma]_u \times [\sigma_{-1}]_u}{[\sigma]_u + [\sigma_{-1}]_u}$$

主要牌號的材料底機械性能值列於表 1 至表 3 中。

表 1 鋼

鋼 的 牌 號	ГОСТ	機械性能 公斤/毫米 ²			鋼 的 牌 號	ГОСТ	機械性能 公斤/毫米 ²		
		σ_s	σ_T	σ_{-1}			σ_s	σ_T	σ_{-1}
Ст. 2	380-50	38	21	17	15Г	4543-48	40	28	18
Ст. 3		41.5	22	18	45Г2		80	40	34
Ст. 4		51	25	22	50Г		65	39	28
Ст. 5		55	29	24	50Г2		85	42	36
Ст. 6		65	34	28	60Г		67	34	29
10		32	18	14	65Г		70	35	30
15	В-1050-41	35	20	16	15Х		75	55	37
20		40	20	17	20Х		75	55	37
25		43	24	19	30Х		80	60	40
30		48	26	21	40Х		90	70	45
35		52	28	23	20ХН		80	60	40
40		57	30	25	40ХН		90	70	45
45		60	32	26	12ХН2		70	45	33
50		63	37	28	12ХН3		85	60	41

表 2 青銅

青 銅 的 牌 號	機械性能 公斤/毫米 ²	
	σ_e	σ_T
Бр. ОФ 10-1 砂型鑄件.....	20	14
Бр. ОФ 10-1 冷模鑄件.....	25—30	20
Бр. ОЦ 6-6-3 冷模鑄件.....	18—22	8—10
Бр. ОЦ 8-12 冷模鑄件.....	15—20	12
Бр. АЖ 9-4 冷模鑄件.....	50	35
Бр. АЖН 11-6-6 冷模鑄件.....	60	48

表 3 生鐵

生鐵的牌號	ГОСТ	σ_e 公斤/毫米 ²			註
		拉 伸	彎 曲	壓 縮	
КЧ 30-3	1215-41	30	—	—	} 可 鍛 生 鐵
КЧ 33-8	1215-41	33	—	—	
ЧЧ 12-28	Б 1412-48	12	28	50	} 灰 生 鐵 鑄 件
ЧЧ 15-32	Б 1412-48	15	32	60	
ЧЧ 21-40	Б 1412-48	21	40	75	
ЧЧ 32-52	Б 1412-48	32	52	100	
МЧЧ 26-48	2611-44	28	48	90	} 優 質 生 鐵 鑄 件
МЧЧ 38-60	2611-44	38	60	120	

上面已經提到,以上述方法決定的許用應力是最大的。

在許多場合中,最後計算用的許用應力應較最大的許用應力為低。
當對安全的要求提高時,亦即當重要而貴重之結構的工作及人的安全