

中等专业学校教学用书

机械零件习题集

伊茨柯维奇等编

机械工业出版社

中等专业学校教学用书



机械零件习题集

陈绍伟、黄毅洪译

苏联高等教育部中等专门学校管理处
审定 为中等技术学校教学参考书



机械工业出版社

1959

出版者的話

本書作者根据机械制造类及非机械制造类專科學校的机械零件教学大綱，編写了各种常用机械零件的習題——包括屬於計算性質的以及設計性質的各种習題。本書对于学习机械零件課程培养設計能力有很大帮助。

本書的內容主要是配合巴徒林及巴甫洛夫两氏編的两本專科學校教学参考書而編輯的，并替换和增加了一些补充資料——新的設計方法以及在三本教科書中所不完备的資料。对于有些典型的習題，作出了詳細的解題方法；对于大部分習題都給了答案或提示，極有助于自習时的参考。

書中的習題一般都是由淺入深，由簡單而复杂。除了对于每个零件的单独習題外，还有綜合性的題目，可以訓練关于几个零件的綜合性設計的能力。

本書除可作中等技术学校作教学参考書外，尚可供一般工程技术人员参考用。

本書1~8章由陈紹傳譯出，9~16章由黃驥洪譯出。

苏联 Г. М. Ицкович, В. А. Киселев, С. А. Чернавский, К. Н. Боков, А. З. Фгель, М. А. Бонч-осмоловский, Г. Н. Гринчар
編 'Сборник задач и примеров расчета деталей машин' (Машгиз
1957年第一版)

* * *

NO. 2061

1959年4月第一版 1959年4月第一版第一次印刷

850×1168 $1/32$ 字數 227 千字 印張 $8\frac{13}{16}$ 0,001—8,200 冊

机械工業出版社(北京阜成門外百万庄)出版

北京五三五工厂印刷

新华書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第 008 号 定价(10) 1.25 元

目 次

序言	4
第一章 公差与配合〔技术科学副博士 龐奇-奧斯莫格夫斯基 (М. А. Бонч-Осмоловский)〕	7
第二章 材料的机械性質和選擇許用應力的原則〔工程師 伊茨柯維奇 (Г. М. Ицкович)〕	15
第三章 鉚釘联接〔工程師 鮑柯夫 (К. Н. Боков)〕	21
第四章 焊接〔伊茨柯維奇及技術科學副博士 格陵恰爾 (Г. Н. Гринчар)〕	31
第五章 螺釘联接 (伊茨柯維奇及格陵恰爾)	48
第六章 鍵联接与多槽軸联接 (鮑柯夫)	86
第七章 摩擦傳动和变速器 (龐奇-奧斯莫格夫斯基)	97
第八章 皮帶傳动〔技术科学副博士 切尔納夫斯基 (С. А. Чернавский)〕	105
第九章 齒輪傳动〔工程師 基謝辽夫 (В. А. Киселев)〕	117
第十章 蝸輪傳动〔工程師 法盖尔 (А. Э. Фэгель), 基謝辽夫〕	141
第十一章 鏈傳动 (切尔納夫斯基)	161
第十二章 心軸及軸 (伊茨柯維奇)	167
第十三章 心軸及軸的支承 (切尔納夫斯基、鮑柯夫及基謝辽夫)	184
第十四章 联轴器 (切尔納夫斯基)	211
第十五章 起重機元件 (格陵恰爾及法盖尔)	251
第十六章 混合及綜合性習題 (伊茨柯維奇)	273

序 言

學習機械零件課程的理論部分時，正如學習工程力學前面几章——理論力學和材料力學時一樣，應同時作一些計算題和部分設計性的習題。席多洛夫（А. И. Сидоров）教授早於 1909 年在他所著機械零件習題集第一版的序言中寫道：“要解釋習題和獨立練習題對學生在學習任何一門課程時的重要性，看來似乎是多餘的；這種習題的益處是大家都認識到並一致公認的，但是，通常我們實際上遇到的這類習題和練習題却遠比期望的少”。這段話完全適用於目前中等技術學校里機械零件課程的教學情況。解習題的必要性是所有教師都認識到的，然而實際上不論在課堂上或是在家裡，學生做的習題都非常少。其所以如此，一部分原因是由於有些教師有過份仔細和詳盡地講解課程理論部分的傾向，因而干脆就不留時間在課堂上做習題，另一部分原因是教師必須自己編寫習題。作者希望這本中等技術學校用的機械零件習題集能促使這門課程在教學實踐方面的發展。

習題集里的習題是按照批准的工程力學教學大綱收集的，此教學大綱適用於機械製造和非機械製造的中等技術學校。教師可按課程範圍和所培養的技術員的類型來選擇用為課堂上練習或作為家庭作業。

考慮到非機械製造專業中等技術學校用的機械零件教學大綱包括有機械原理的某些部分，所以在習題集里也包括有相應的習題（例如研究機構中的摩擦及確定行星齒輪機構的傳動比）。有些習題（在題號上注有 * 符號的）比較複雜，它們是預定為分給優等生的個人作業和小組集體作業。在個別情況下，它們可以用為在教師指導下的實地練習作分析討論之用。

机械零件课程教学大纲规定学生在一学期内要完成两三个计算绘图作业；为便于进行这些工作起见，在习题集里有很多习题包含有数字的数据表并可用以作为作业任务指示，这类习题的题号上注有□符号。习题集除了上述用途以外，作者认为习题集里的习题还可用来编制考试题单。

在解决某些问题时，要求较深入地解释强度和刚度问题，这也就决定了与材料力学的继承关系，并帮助复习和巩固它的基本原理。

仅在下述情况下才把一些计算公式和参考资料列入习题集里；即在主要教科书（巴徒林〔А. Т. Батулин〕和巴甫洛夫〔Я. М. Павлов〕所著“机械零件”）里对解决所提供的习题的意见不同时或缺乏这些资料时（例如在滑动轴承方面）。习题集里有关链传动的简略计算参考资料迫使我们必须以新的资料代替陈旧的资料。

有详细解答的一部分习题是典型的习题，或是它们的解题方法在上述的主要数学参考书里讲得不够详细，或者是根本没有讲到的一些习题。机械零件课程的特点不允许对所有习题都给出答案，最多只有当这些习题为单值时——主要是属于核验证的计算时，才给出答案。在个别情况下，所给出的答案上附有注解，即指出这个答案是按照哪种计算方法求得的。

除课程各章的习题之外，习题集里还包括有一些在解题时要求综合运用两章或几章的理论知识的习题，这类习题彙集在第十六章“混合和综合性习题”里。习题集内多数习题是原作，部分是摘自机械原理习题集、材料力学习题集以及教学参考文献。

中等技术学校用的机械零件习题集，实际上还是初次出版，因此作者认为有必要写出详细的序言，在此阐明编写习题集的基本原则和在实际教学中运用它的方法。

作者对采用本习题集的教师提出对本习题集的意见和对它的

內容的要求均預致謝意，并請將這些意見寄到出版社。

作者

第一章 公差与配合

1 在减速器的装配图上，轴与滑动轴承的配合用尺寸数字 $\varnothing 85 \frac{A_3}{X_3}$ 标注（图 1）。试分析此配合，也即是求出轴与孔的极限偏差及其界限尺寸、轴与孔的尺寸的公差、最大及最小公隙以及配合的公差；并按比例尺绘出公差范围图；在轴和轴瓦的图上，注出由配合符号所指出的配合尺寸，而在括弧内注出相应的偏差。

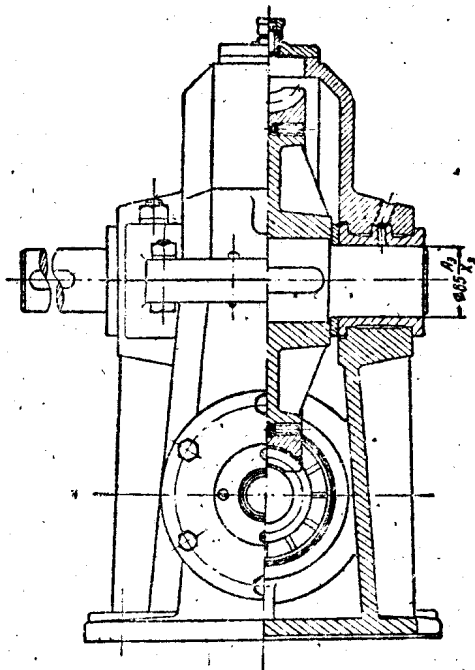


图 1

提示：为便于解题而列的表格如下页表。

答案：见图 2 及图 3。

	偏 差 (公忽)		界限尺寸 (公厘)		公 盈 (公忽)		公 差 (公忽)	
	上偏差 Δ_F	下偏差 Δ_H	最大	最小	最大 S_g	最小 S_x	尺寸 δ	配合 δ_s
孔 $\varnothing 85A_3$								
轴 $\varnothing 85X_3$								

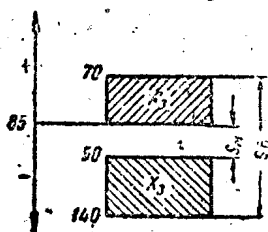


圖 2

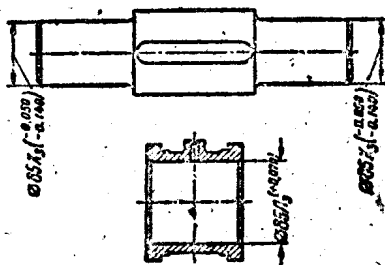


圖 3

2 蜗輪齒圈与輪心的配合为 $\varnothing 220 \frac{A_3}{H_{p13}}$ ，試分析此配合（根据第一題的問題）。

3 光滑軸与齿輪的配合为 $\varnothing 20 \frac{H_{2a}}{B_{2a}}$ ，試分析此配合（根据第二題的問題）。

4 減速器的軸与齿輪的配合为二級精度重迫合座，配合的名义尺寸 $d = 55$ 公厘。試求最大公盈值。又試問在这种配合中是否会有公隙？并繪出公差範圍圖。

5 鍛制鋼圓錐齒輪的齒圈与輪心的配合应为靜座配合（圖4）。

根据配合的可靠性与强度条件，公盈应在 350 至 650 公忽的範圍內，試選擇滿足这种要求的配合。

答案： $\varnothing 480 \frac{A_3}{H_{p23}}$ 。

6 試为蒸汽机的油封盖与壳体的配合選擇三級精度配合座（圖5）。为了避免当其燒热时油封盖挤压壳体起見，最小公隙应不小于 35 公忽。假定公隙大于 200 公忽时，盖子可能發生在工

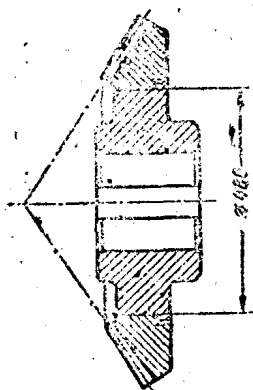


圖 4

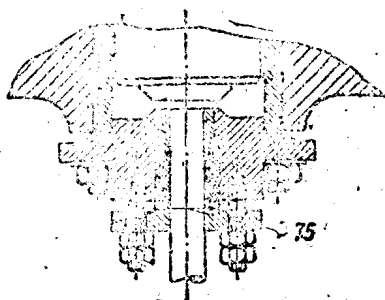


圖 5

作時不容許發生的徑向移動。

答案: $\varnothing 75 \frac{A_3}{X_3}$ 。

7 在汽車發動機中，活塞銷與連杆上頭襯套及活塞的配合（圖 6）應該制得使襯套與活塞銷的配合中的公隙在 4.5 到 9.5 公忽範圍內；而在活塞銷與活塞的配合中，配合可以在公隙為 4.5 公忽到公盈為 0.5 公忽範圍內變動。這種高精度的配合要借助於選擇裝配來保證。裝配合格的活塞銷按直徑可以分為下列四組尺寸（公厘）：

A——19.8555~19.858；B——19.853~19.8555；B——19.8505~19.8530；Г——19.8480~19.8505。

當修理發動機時，測量得活塞銷的尺寸為 19.845 公厘，活塞孔的尺寸為 19.858 公厘，連杆頭襯套的尺寸為 19.833 公厘。由測量的結果看出，所有零件的圓錐度及橢圓度皆在容許範圍內。

試作出結論：這個配合是否容許繼續使用？與其它組別的活塞銷的配合能用嗎？

8 減速器的軸頸與標準級精度的 №308 滾動軸承的配合規定

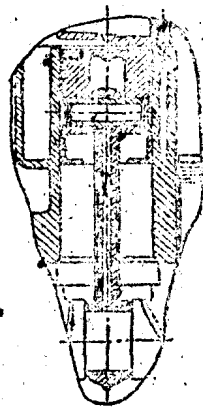


圖 6

为二級精度輕迫合座，試分析此配合（根据第一題的問題）。

9 在标准級精度的№2414滚动轴承的内圈与制成二級精度推合座的軸的配合中，其保証公盈能否得到保証？試繪出公差範圍圖来闡明解答。

10 滚动轴承外圈与减速器箱体的配合应选用哪一种制度？試对标准級精度的№36207滚动轴承与制成配合 C₃ 的箱体的这类配合进行分析（根据第一題的問題）。

11 在活塞式压缩机中，有些配合制成具有同一名义尺寸 30 公厘。 $\varnothing 30_{\text{H}13}^{A_3}$ 配合用为油泵齒輪傳动的配合，配合 $\varnothing 30_{C_3}^{A_3}$ 用为連杆螺栓与压缩机連杆头的配合， $\varnothing 30_{\text{H}3}^{A_3}$ 用为閥（汽門）杆与閥室的配合。

在上述配合中，为了檢驗軸与孔的直径所必須的界限工作量規（卡規与塞規）的最少数目为若干？試繪出公差範圍圖来闡明解答。

答案：一个塞規及三个卡規（圖 7）。

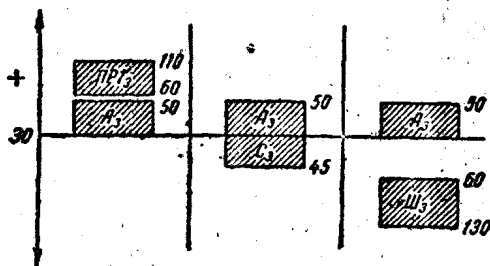


圖 7

12 为了檢驗尺寸数字为 $\varnothing 32\text{H}$ 的軸，应

該將可調整的工作卡規的过端及不过端調整为何尺寸？用測量塊規进行調整。試繪出公差範圍圖。

13 用鑽模鑽孔得到必須的精度要求在鑽模上可以取下来的襯套与壳体的配合中，其平均公隙不大于 35 公忽，而公隙的公差 不大于 45 公忽。根据这种条件試就基孔制選擇配合，并繪出公差範圍圖。

答案： $\varnothing 38_{\text{H}}^{\text{A}}$ 。

14 試比較配合 $\varnothing 15_{\text{B}}^{\text{X}}$ 、 $\varnothing 15_{\text{B}_3}^{\text{X}_3}$ 、 $\varnothing 15_{\text{B}_4}^{\text{X}_4}$ 、 $\varnothing 15_{\text{B}_5}^{\text{X}_5}$ 的配合公差的大小。繪出公差範圍圖及配合公差的变化圖。

15 試對尺寸為 $H 12 \times 8 \times 80$ 公厘的普通棱柱形鍵與直徑為 $\varnothing 40$ 公厘的軸及齒輪選擇配合。在軸上及輪壳內均為靜座配合。試繪出公差範圍圖及注出裝配尺寸的配合草圖。根據 ГОСТ 7227-54 選擇配合。

16 在礦石自卸車輛的某一部件中（圖 8），蝸輪、齒輪、牙嵌離合器及滑動軸承的襯套與校准的軸配合起來。試為上述配合件選擇配合座別，並繪出公差範圍圖來闡明解答。

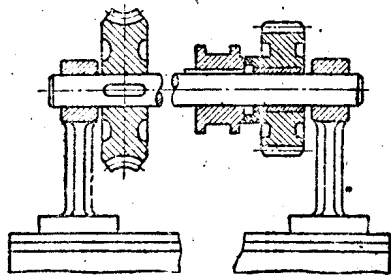


圖 8

17 試問在傳動軸與皮帶輪、滑動軸承的襯套及聯軸器的配合中（圖 9），用來檢驗軸和孔所必需的界限工作量規（卡規及塞規）的最少數目為若干？

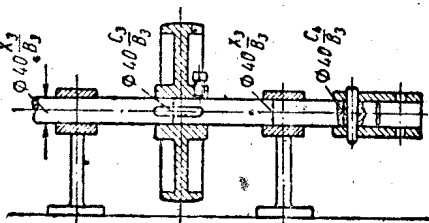


圖 9

18* 試計算用來傳遞扭矩 $M_k = 4000$ 公斤·公分而由 Бр. ОФ10-1 號青銅制成的齒圈，與由 СЧ12-28 號鑄鐵鑄制的輪心的配合的配合座別。配合的尺寸遵照圖 10。

解：此配合可以傳遞扭矩

$$M_k = \frac{f p \pi d^2 l}{2},$$

式中 M_k ——以公斤·公厘計；

p ——配合中的單位壓力，公斤/公厘²；

f ——壓出時的摩擦係數；取 $f = 0.05$ ；

d, l ——配合的尺寸，公厘。

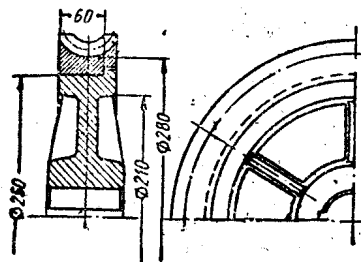


圖 10

● 參看阿切爾康 (Н. С. Ачеркан) 主編“機械零件”1953 年版第一卷 56 頁表 3。

求得必須的單位壓力為：

$$p = \frac{2M_k}{f \cdot d^2 l} = \frac{2 \times 40000}{0.05 \pi \times 250^2 \times 60} = 0.135 \text{ 公斤/公厘}^2。$$

根據下式求得必需的最小公盈：

$$\delta = 10^3 p \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d;$$

式中 δ —— 公盈 (公忽)；

$$c_1 = \left(\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \right) \text{ 及 } c_2 = \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \right);$$

μ_1, μ_2 —— 配合零件的波松係數；對於鑄鐵 $\mu_1 = 0.25$ ；對於青銅 $\mu_2 = 0.32$ ；

$$c_1 = \left(\frac{250^2 + 210^2}{250^2 - 210^2} - 0.25 \right) = 4.65;$$

$$c_2 = \left(\frac{280^2 + 250^2}{280^2 - 250^2} + 0.32 \right) = 8.92。$$

在計算 c_1 及 c_2 時，根據蝸輪齒圈根圓的直徑 (包圍零件的外徑) 取 $d_2 = 280$ 公厘 (參看圖 10)；根據輪心輪周的直徑 (被包圍零件的內徑) 取 $d_1 = 210$ 公厘。

對於鑄鐵 $E_1 = 1.3 \times 10^4$ 公斤/公厘²，而對於青銅 $E_2 = 1.1 \times 10^4$ 公斤/公厘²，從而可求得

$$\delta = 10^3 \times 0.135 \left(\frac{4.65}{1.3 \times 10^4} + \frac{8.92}{1.1 \times 10^4} \right) \times 250 = 39.4 \text{ 公忽}。$$

現求考慮到表面不平度時表里的公盈；在壓入時，表面不平度被削平且減小了公盈的數值：

$$\delta_T = \delta + u。$$

式中 u 可用下列方法求得：

$$u = 1.2 (k_1 H_{cx1} + k_2 H_{cx2}),$$

式中 H_{cx1} 及 H_{cx2} —— 配合表面的平均平方不平度值；

k_1 及 k_2 —— 根據 H_{cx1} 及 H_{cx2} 求最大表面不平度的係數。

取蝸輪齒圈的表面光潔度為第 7 級 ($\nabla \nabla 7$)，而輪心的表面光潔度為第 6 級 ($\nabla \nabla 6$)。

根据ГОСТ 2789-51标准, 对于 $\nabla\nabla\nabla 7$ 取 $H_{ck1}=1.6$ 公忽, 而对于 $\nabla\nabla 6$ 取 $H_{ck2}=3.2$ 公忽。

对于7级表面光洁度取 $k_1=4$, 而对于6级表面光洁度取 $k_2=3$ 。

$$u = 1.2(4 \times 1.6 + 3 \times 3.2) = 19.2。$$

取 $u=20$ 公忽及 $\delta_T = 39.4 + 20 \approx 60$ 公忽。

根据表里的公差 δ_T 选择配合。

根据公差及配合表求得: 对于配合 $\phi 250 \frac{A_3}{H/p13}$ 孔的尺寸为 $\phi 250^{+0.090}$ 而轴的尺寸为 $\phi 250^{+0.250}_{+0.160}$, 因此, 最小公差为70公忽。

配合 $\phi 250 \frac{A_3}{H/p13}$ 的最大公差为250公忽。

今验算在最大公差时的齿圈的强度。

最大计算公差:

$$\delta_{\max} = \delta_{T\max} - u = 250 - 20 = 230 \text{ 公忽。}$$

相应于最大公差的单位压力:

$$p_{\max} = \frac{\delta_{\max} 10^{-3}}{\left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2}\right) d} = \frac{230 \times 10^{-3}}{\left(\frac{4.65}{1.3 \times 10^4} + \frac{8.92}{1.1 \times 10^4}\right)} = 0.786 \text{ 公斤/公厘}^2,$$

对于包围零件(齿圈)来说, 在其内表面的点是危险的。危险点的主法线应力为

$$\sigma_1 = p_{\max} \frac{a_2^2 + d^2}{a_2^2 - d^2} = 0.786 \frac{280^2 + 250^2}{280^2 - 250^2} = 6.97 \text{ 公斤/公厘}^2;$$

$$\sigma_3 = -p_{\max} = -0.786 \text{ 公斤/公厘}^2。$$

遵照第三强度学说, 当量应力为:

$$\sigma_{\text{KB}} = \sigma_1 - \sigma_3 = 6.97 - (-0.786) \approx 7.76 \text{ 公斤/公厘}^2。$$

齿圈材料的屈服限

$$\sigma_T = 30 \text{ 公斤/公厘}^2。$$

安全系数

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{KB}}} = \frac{30}{7.76} = 3.87,$$

完全足够。

19* 由45号鋼鍛制成的輪箍裝配在由C4 18-36号鑄鐵鑄成的輪心上，配合為 $\varnothing 480 \frac{A}{H7}$ 。配合的尺寸遵照圖11。試求此配合可以傳遞多大扭矩？輪箍的加工精度為 $\nabla\nabla\nabla 7$ ，輪心的加工精度為 $\nabla\nabla 6$ 。

在解題時，可以利用在第18題中引用過的公式。

答案：當 $f_s = 0.15$ 時， $M_k = 0.135 \times 10^6$ 公斤·公分。

20* 試求將曲柄銷由曲柄盤壓出時的最大作用力。尺寸遵照圖12。作用力按下式求得

$$P = f p n d l。$$

在解題時，可以利用在第18題中引用過的公式。曲柄銷的材料為50号鋼。而曲柄盤由55П号鑄鋼制成。銷及曲柄盤的孔的加工精度皆為 $\nabla\nabla\nabla 7$ 。

答案：當 $f_s = 0.12$ 時， $P = 7200$ 公斤。

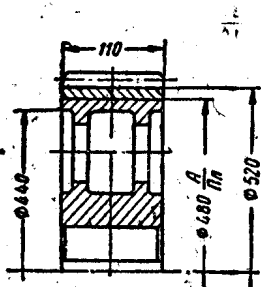


圖 11

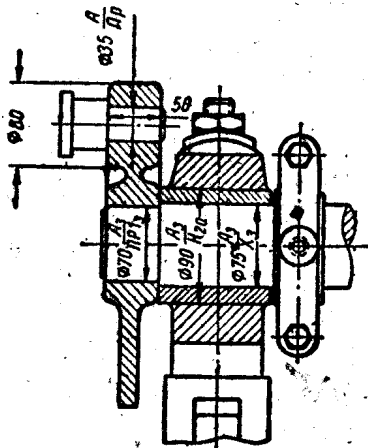


圖 12

第二章 材料的機械性質和 選擇許用應力的原則

鋼的機械性質間的主要經驗式

碳鋼（含碳量大約在0.5%以下）的強度極限（極限強度）與布氏硬度數的近似關係式為

$$\sigma_B = 0.36 H_B。$$

注：上式可用於未經熱處理的和正火（正常化）的鋼。

Ст. 2~Ст. 6（按照ГОСТ 380-50）號碳鋼的拉伸屈服限與強度極限間的關係為

$$\sigma_T \approx (0.52 \sim 0.65) \sigma_B。$$

注：採用最小的強度極限。 σ_B 的較小的係數值適用於機械性質較高的鋼。

對於10~50號鋼來說

$$\sigma_T \approx (0.55 \sim 0.6) \sigma_B。$$

彎曲對稱循環的持久極限可以按照在靜力拉伸試驗時所得到的性質大致確定。

對於碳鋼 $\sigma_{-1} \approx 0.43 \sigma_B。$

對於合金鋼 $\sigma_{-1} \approx 0.35 \sigma_B + 12 \text{ 公斤/公厘}^2。$

注：下列兩式也被廣泛採用●：

對於碳鋼 $\sigma_{-1} \approx 0.30 \sigma_B + 7 \text{ 公斤/公厘}^2；$

對於合金鋼 $\sigma_{-1} \approx 0.35 \sigma_B + 7 \text{ 公斤/公厘}^2。$

軸向載荷（拉—壓）對稱循環的持久極限按照已知的彎曲對稱循環的持久極限用下式確定

● 參看 С. В. Рабинович, Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени, изд. МЭИ, 1951.

$$\sigma_{-1p} \approx (0.7 \sim 0.9) \sigma_{-1s}$$

扭轉屈服限与拉伸屈服限有如下的关系:

$$\tau_T \approx (0.5 \sim 0.6) \sigma_T$$

通常取 $\tau_T \approx 0.58 \sigma_T$ 。

扭轉对称循环的持久極限与弯曲对称循环的持久極限之間存在类似的关系:

$$\tau_{-1} \approx (0.5 \sim 0.6) \sigma_{-1}$$

通常取 $\tau_{-1} \approx 0.58 \sigma_{-1}$ 。

借一定的試驗系数 ψ_σ 与 ψ_τ 給出对称的 (σ_{-1} ; τ_{-1}) 和脉动循环 (σ_0 ; τ_0) 的持久極限間的关系:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}。$$

这些系数的太約值示于下表[19]:

系数 ψ	σ_s 公斤/公厘 ²				
	35~55	52~75	70~100	100~120	120~140
ψ_σ	0	0.05	0.10	0.20	0.25
ψ_τ	0	0	0.05	0.10	0.1

習 題

1 某零件由含碳量为 0.25~0.3% 的鋼制成, 已知其布氏硬度数 $H_B = 170$ 。試大致求出此鋼的主要机械性質: σ_s , σ_T , σ_{-1} , σ_{-1p} , τ_T , τ_{-1} 。

2 在做 12XH3A 号鋼試件的靜力拉伸試驗时, 求得强度極限 (極限强度) $\sigma_s = 95$ 公斤/公厘² 和屈服限 $\sigma_T = 70$ 公斤/公厘²。試按照这些数据大致求出弯曲对称循环的持久極限 σ_{-1} 、軸向載荷对称循环的持久極限 σ_{-1p} 、扭轉对称循环的持久極限 τ_{-1} 以及扭轉时的屈服限 τ_T 。

3 已知 30XM 号鋼的强度極限 $\sigma_s = 95$ 公斤/公厘² 和屈服限 $\sigma_T = 75$ 公斤/公厘²。試求 (大致地) 弯曲对称循环与脉动循环的持久極