

機器制造中的 許用应力計算

(修訂本)

徐 灝 編 著

內 容 提 要

本书以机件强度设计的观点,列述许用应力的基本原理,在静载荷及变载荷单向应力情况下求安全系数与许用应力的方法;在合成应力情况下校对机件的强度以及在不规则变载荷下的强度计算。书中附有許多实用数据,并举有许用应力的计算例题。

本书能帮助读者有系统地认识许用应力的理论,并能掌握许用应力方面的运算。可作为机械设计人员的参考书,同时亦可作为机械零件、材料力学等课程的教学参考用书。

机器制造中的许用应力计算

(修訂本)

徐 灏 編 著

上海科学技术出版社出版 (上海瑞金二路450号)

上海市书刊出版业营业登记证出 093 号

上海市印刷六厂印刷 新华书店上海发行所发行

开本 850×1166 1/32 印张 7 1/8 32 排版字数 182 000

(原科技版印 4,000 册 1954 年 8 月第 1 版)

1959 年 4 月第 1 版 1965 年 1 月第 4 次印刷

印数 4,001—8,300

统一书号 15119·533 定价(科六) 1.30 元

目 錄

序

第二版序

采用符号	1
第一章 緒論	1
1-1 机械的强度設計	1
1-2 載荷的种类	4
1-3 材料的选择	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 温度的影响	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 不规则变載荷的强度計算	117
第六章 例題	130

附錄	153
附錄一 材料的机械性質	153
附錄二 断面系数	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 机械的强度設計

解放以来,在党的正确领导下,我国的机械工业得到了飞速的发展。从原来的修配行业发展到自行設計制造各种机械設備,从生产一般的、简单的机械,逐步发展到設計制造大型的、复杂的、成套的和精密的机械設備。机械設備的自給率逐年上升,产品质量不断提高,我国机械工业的前景,呈現出一片大好形势。

应用机械的范围很广。机械不仅用来装备机械工业本身,其他所有工业、农业、运输业等部门中,按其业务都需要装备各种各样的机器。例如石油工业部門需要油井的各种机械設備,炼油的各种机械設備;冶金工业部門需要矿山机械設備、炼鉄机械、炼鋼机械及軋鋼机械設備等等。这些机械設備的設計制造,应按照生产工艺的要求来进行,保証将来安全投入生产。由于各类机械服务的对象不同,設計制造者需具有专业知识,能設計內燃机的不一定能設計軋鋼机,能設計电鏟的不一定能設計机床。但是尽管机器的种类繁多,設計的观点不一样,所有的机器在生产中必須要保証不发生断裂事故。因此,机械强度的要求,是各种机器必須要滿足的;机械强度的知識,每个从事机械設計制造及運轉維修的技术人員所必须具备的。

要設計强度足够的机器,并不一定需要加大零件尺寸,增加机器的重量。这种办法不仅多用原材料,有时还不一定达到提高强度的目的。因为生产机器,必須要消耗金属。事实上,挖掘金属潜

力的前途大有可为,因为机器的损坏,决不是整个机器的所有零件都损坏,而是其中之某一零件,或某一零件的某一断面出現薄弱环节的結果。如将这薄弱环节加强了,就可以大大提高該机器的承载能力。此后,随着生产的发展,又将在机器的其他部分出現新的薄弱环节。这种現象,說明現有的机械設計离等强度設計的距离相差很远。或者可以說,我們对强度設計的知識还知道得很少。本书的目的,希望对讀者介紹在机械强度設計中的一些基本知識。

机械的强度設計,必須要考虑到載荷的情况及所选用的材料。不同的材料在相同的載荷作用下的断裂情况不可能完全一样,同一材料在不同的載荷作用下的断裂情况也不可能相同。例如,鑄鉄脆性而鋼韌性,在靜載荷拉伸下的断口形式是不一样的,后者有明显的縮頸現象。同一种鋼制零件,在靜弯曲与在变載弯曲下的断裂現象也是不同的,前者是短时驟然断裂,后者則由裂紋发展而逐漸到达断裂,称为疲劳破坏。由于破坏的現象不同或性质不同,所以設計时所采用的数据或設計观点也不能相同。就是說,許用应力及安全系数应与作用的載荷及所选用的材料有关。

此外,温度也是个重要的因素。在高温下工作的零件及构件,蠕变是主要的失效形式;在低温下工作的零件及构件,冷脆性必須要考慮。本书沒有涉及到这些内容,仅限于在室温下工作的零件及构件的强度設計。

絕大部分的机械零件,都是在变載荷下工作的。在变載荷下工作的机械零件及构件,疲劳破坏是这种零件及构件失效的主要形式。例如,軸的失效有百分之五十是疲劳破坏的。其他如机架、曲軸、齒輪、螺釘、焊接結構等的断裂,疲劳破坏占着重要的位置。因此,疲劳强度設計,近年来已广泛应用于各种专业机械的設計中,特別是航空、汽車及其他运输机械、动力机械及重型机械。我国許多設計单位及厂矿,也已逐步感到疲劳强度設計的重要性,并已絡續开始采用。

正确地进行疲劳强度計算，必須要对疲劳破坏及疲劳强度观点有一明确的認識，然后才能正确应用公式，合理選擇材料及选用各种系数，进行运算并改进結構。书中列述了疲劳裂紋的形成，材料的疲劳强度特性，影响疲劳强度的各因素，疲劳設計方法等。为了帮助讀者进行疲劳强度設計計算，举有例題并附上金属材料性能及影响疲劳强度的各种因数的图表。

由于机械零件首先要滿足靜强度的要求，考虑到讀者在其他书籍中对靜强度已有較多的接触，所以本书中仅在前面敘述了靜强度計算方面最基本的一些內容。并只考虑到彈性範圍內的計算。

疲劳强度的面还是比较廣的。如車輪与鋼軌，滾动軸承中滾子与座圈及齒輪的两齒廓相接触所引起的接触疲劳；压气机中的閥片，鍛錘机架等零件承受多次冲击的冲击疲劳；汽輪机叶片在高温下工作由于叶片振动而产生的高温疲劳；以及反复加热冷却的零件产生的热疲劳等。这些疲劳强度，除接触疲劳在机械零件书中有些論述外，其他疲劳强度計算尚在形成阶段，所以都沒有涉及。本书仅就最普遍的疲劳强度，如单向拉压、弯曲、扭轉以及弯曲与扭轉合成等方面的平面应力状态的疲劳强度加以論述。

疲劳强度計算是重要的一种强度計算，掌握疲劳强度的計算理論，就有可能对某些用疲劳强度观点設計的机器，达到能力大、用料少、寿命长、成本低的要求。

1-2 載荷的种类

要設計机件，一定要先求得作用于該机件上的載荷。不同載荷对于机件的强度影响是完全不同的。最普通的分法，是把載荷分为靜載荷和动載荷两种。

靜載荷的定义，是載荷一次作用，并且是逐漸的加上去，既作用上后，載荷的大小和方向是不变的。严格說来，在机件上所受的

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,同時還得考慮盡量減少制造費用、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制造。

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制造,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) 对于焊、鉚及鍍其他金属的能力;
- (五) 在高温或低温情况下的延性;
- (六) 采用表面硬化及其他热处理的能力;
- (七) 材料的均匀性、密度,在該尺寸时能鑄造得很好,无气泡裂紋等;
- (八) 在热处理前后切削加工的能力;
- (九) 防銹性能;
- (十) 耐磨性能;
- (十一) 高温时的導热性能、耐热性能,在高温下的蠕变要小;
- (十二) 材料要价廉,且在本厂內能得到的。

1-4 許用应力及安全系数

上面曾經談到設計机件,在保証机件强度的条件下,材料要耗費最少;尺寸要最小;重量要最輕。这里所謂保証机件的强度,乃是說机件將來在工作中不会破坏。在靜載荷或冲击載荷的作用下,对塑性材料而言,破坏就是指很大的殘余变形的出現;对脆性材料而言,破坏就是断裂或裂紋的出現;在变載荷作用下,危險状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来做出發点。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減小的数值,所得的結果也是相同的. 如为脆性材料,則

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

式中 $\sigma_{\text{вп}}$ 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)式还可改写为

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

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,則机件的断面面积可以求出. 这断面面积的尺寸,表示將來机件受载荷后的实际应力,剛好等于或略小于極限应力.

同样可得压应力的公式为

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

式中 $\sigma_{\text{сж}}$ 为名义压应力, $[\sigma]_{\text{сж}}$ 为許用压应力.

弯曲应力虽然不是平均分布,但是名义应力与許用应力間的关系是相同的. 由材料力学知

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

式中 $\sigma_{\text{н}}$ 为名义弯曲应力, M 为弯曲力矩, e 为最远边至中性軸間的距离, $[\sigma]_{\text{н}}$ 为許用弯曲应力.

同样,扭轉应力为

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau]_k, \quad (1-4)$$

式中 τ_k 为名义扭轉应力, M_k 为扭轉力矩, W_p 为極断面系数(阻力力矩), $[\tau]_k$ 为許用扭轉应力。

上面公式僅指出了名义应力与許用应力間的关系。現在問題变成了求許用应力的問題了。許用应力,乃是將極限应力除上安全系数來求得。根据各种材料破坏的情况,得到下面的公式:

靜載荷作用下,塑性材料的許用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_T}{n_T}. \quad (1-5)$$

靜載荷作用下,脆性材料的許用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_b} \quad \text{及} \quad [\tau] = \frac{\tau_b}{n_b}. \quad (1-6)$$

对称循环变載荷作用下,材料的許用应力为

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

式中 σ_T 及 τ_T 为直应力及剪应力的屈服限, σ_b 及 τ_b 为直应力及剪应力强度限, σ_{-1} 及 τ_{-1} 为直应力及剪应力的耐久限, n_T , n_b 及 n_{-1} 为相应的安全系数。

由于極限应力在各种材料讲来是已知的,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。正确的選擇許用应力是很复杂的問題,它非但与材料、載荷情况、机件形状等有关,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選擇,决定了材料的消耗量,机件的使用年限,同时也改变了机構的形式。所以,許用应力及安全系数的正确選擇,对于机械設計工程師來講,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.

第二章 强度理論

2-1 靜应力下材料的破坏及强度理論

要討論材料在受靜应力下的破坏，一般的將材料分为塑性材料和脆性材料两大类來研究。所謂塑性材料和脆性材料实际上是相对的。脆性材料在拉伸試驗所得的应力变形圖上有很明顯的屈服限，而且到破裂时要經過很大的殘余变形階段，低碳鋼是塑性材料最明顯的例子。脆性材料乃在很小变形階段后即行破坏，且拉伸时脆性材料应力与变形間的关系，不完全能以虎克定理來表示，也就是应力与变形間不是嚴格的直線关系，例如鑄鉄即是。

关于机件在靜应力下的破坏概念，一般是說塑性材料的机件，当最大应力达到屈服限时，就算破坏，因为超过屈服限时机件要產生殘余变形了。而脆性材料由于沒有屈服限，它的破坏，是当最大应力达到强度限破裂的时候。这說明了为什么在靜应力下塑性材料的許用应力是按屈服限 σ_T ① 來求，而脆性材料的許用应力是按强度限來求。

① 关于 σ_T 的定义，在实用上都是取殘余变形为 0.2% 时相应的应力。但在弯曲及扭轉情形下，如弯曲及扭轉的屈服限，也是直線殘余变形为 0.2% 的应力，則用該法求得的弯曲及扭轉的屈服限，并不能表示金屬的机械性能。薛林辛 (С. В. Серенсен) 荐用下式求屈服限。

$$\sigma_{TII} = \frac{M_{0.2}}{W}; \quad \tau_T = \frac{(M_K)_{0.2}}{W_p}.$$

式中 $M_{0.2}$ 及 $(M_K)_{0.2}$ ——使外纖維上產生直線殘余变形为 0.2% 时的弯曲及扭轉力矩。

根据断面維持平面的假說，对称断面的 $M_{0.2}$ 及 $(M_K)_{0.2}$ 值，按下式求得：

上面所述的机件破坏,乃指單向应力而言,或为直应力或为剪应力。但大部分的机件,在工作中所承受的載荷是多种多样的,故所產生的应力也是复雜的应力(平面应力或立体应力情况)。而用試驗所求得的材料机械性能,都是簡單应力情况下的机械性能。所以当机件在复雜应力情况下工作时,來研究它的破坏,由材料力学知,主要有下列四个强度理論。

(一) **第一强度理論** 或称为最大直应力理論。这理論假設材料的危險状态的到达,是在絕對值最大的直应力到达危險数值的时候。其条件为

$$\sigma_1 \leq [\sigma]_p \quad \text{或} \quad \sigma_1 \leq [\sigma]_{\text{cck}}. \quad (2-1)$$

式中 σ_1 ——絕對值最大的直应力;

$[\sigma]_p$ 及 $[\sigma]_{\text{cck}}$ ——許用拉应力及許用压应力。

如直应力为 σ , 剪应力为 τ , 則合成的最大直应力为

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (2-2)$$

$$M_{0.2} = 2 \int_0^{x_{\max}} \sigma b x dx;$$

$$(M_K)_{0.2} = 2\pi \int_0^r \tau \rho^2 d\rho$$

式中 x 为纖維离中性軸的距离,在对称断面时,即为离重心軸的距离;

$b=b(x)$ ——梁断面宽度,为 x 的函数;

$\sigma=\sigma(x)$ 及 $\tau=\tau(\rho)$ ——应力按断面分布的函数,其值当外纖維直線变形为 0.2% 时,利用变形圖而求得;

W ——弯曲断面系数;

W_p ——扭轉極断面系数。

由这法求得的屈服限,与实验数据很相近。但近年來指出,屈服限并不应该根据塑性变形为 0.2% 來求,为了要增高机件的承受能力及更經濟的結構,塑性变形值尽可能再增加。

所以国外现在有很多学者在研究,如何尽可能的及合理的來增加許用塑性变形值,使在 0.2% 以上。同时要計及金屬在塑性变形过程中强度的增加。这样來改善机械的結構,減輕机械的重量。

(2-2) 式中的 $\sigma_{\max}$, 应该小于或等于许用应力。

这强度理论常应用于脆性材料的计算, 如铸铁、石料、混凝土、玻璃等。

(二) 第二强度理论 或称为最大单位变形理论。它假设危险状态的到达, 决定于最大的单位伸长或压缩。在受三向直应力状态下, 其最大单位变形为:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)].$$

式中 μ ——波生比;

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ——作用于材料体素边上的主直应力, 且 $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ 。

危险状态到达的条件为:

$$\frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq \frac{[\sigma]}{E},$$

由此得

$$[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma]. \quad (2-3)$$

最大合成应力 $\sigma_{\max}$ 可直接由直应力及剪应力求得。当波生比 $\mu = 0.3$ 时, 得最大合成应力为:

$$\sigma_{\max} = 0.35\sigma + 0.65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (2-4)$$

上式中的 $\sigma_{\max}$ 应小于或等于许用应力。

这强度理论, 由于与实验数据不符, 故最好不用。

(三) 第三强度理论 或称最大剪应力理论。乃假设材料危险状态的到达, 起主要作用的是最大剪应力而不是最大直应力。

在单向受力情况下为:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1}{2} \leq \frac{[\sigma]}{2}.$$

在三向受直应力的情况下为:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \leq \frac{[\sigma]}{2},$$

或寫成下式

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma], \quad (2-5)$$

如以直應力 σ 及剪應力 τ 來表示, 則

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \frac{[\sigma]}{2}.$$

或可寫成:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2-6)$$

最大剪應力理論和實驗的結果相當接近, 特別是塑性材料, 都應用這強度理論。用這理論所計算得的機件尺寸, 一般稍偏向於安全方面, 即尺寸稍有多餘。為設計上最常用的理論之一。

(四) 第四強度理論 或稱為變形能強度理論。這理論假設危險狀態的到達, 並非單獨由應力或變形來決定, 而是決定於它們的綜合, 即由變形位能來決定。由材料力學知強度條件為:

$$\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq [\sigma]^2. \quad (2-7)$$

在受有直應力 σ 及剪應力 τ 的平面受力狀態下, 第四強度理論常寫成下面式子:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (2-8)$$

塑性材料在任何受力情況下, 第四強度理論與實驗數據非常接近。所以近年來塑性材料的計算, 都改用了第四強度理論。

所以, 在設計計算中, 脆性材料常用第一強度理論, 而塑性材料用第四強度理論。不過應當指出, 在很多文獻中, 對於塑性材料同樣應用第三強度理論。

2-2 變應力的強度理論

(一) 變應力下材料的破壞 有規律地改變其數值, 或同時改變數值及符號的應力, 稱為變應力。材料受變應力的破壞, 與受靜應力的破壞有本質上的區別。在靜應力下材料的破壞, 是由於產

生过大的残余变形或最后断裂,而在变应力下材料的破坏,是由于材料在变应力下產生裂痕,这裂痕随应力循环次数逐渐增加而擴展,終至材料破坏。这种現象称为疲劳破坏。由于疲劳破坏是因裂痕逐漸發展的結果,所以極限变应力要比極限靜应力小。在塑性材料破坏时,也并不帶有残余变形的形式,好像是变脆了似的。

要了解变应力下材料的破坏,首先要知道材料在变应力下的一种特性,所謂循环滯度^①。因为根据这循环滯度,我們就能來解釋在疲劳破坏过程中所發生的所有現象,如强化、强化消除、机械时效与裂紋的產生等。

下面來敘述循环滯度。如金屬所受的載荷,使不超过彈性变形極限,当載荷变化时,可以看到加载时的曲綫与减載时的曲綫不相重合(圖 2-1),这种現象,称为彈性滯現象。即加载时所消耗的变形功,比試件减載时所放出的变形功要大。两变形功的差值,即为被金屬所吸收而变成“热能”使金屬温度升高的一部分能量。这曲綫称为滯迴綫^②。

由实验得,滯迴綫并非一定經過原点,当金屬变形速度大时,由加载时曲綫升至 a 点(圖 2-2),减載后得剩余变形 Ob ,該值随時間的增加而消失至 O 点,这种現象称为彈性时效現象。

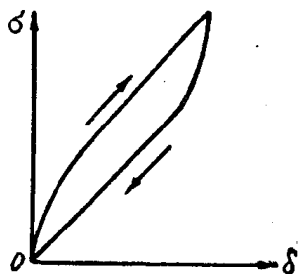


圖 2-1

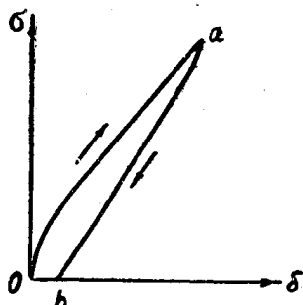


圖 2-2

① Циклическая вязкость.

② Петли гистерезиса.