

疲劳强度设计

徐 灏 编 著



机械工业出版社

本书介绍了疲劳强度理论及其在机械设计中的应用。内容包括常规疲劳强度设计、断裂力学在疲劳强度设计中的应用和疲劳强度的可靠性设计,以及高周疲劳、低周疲劳、接触疲劳、腐蚀疲劳、高温疲劳和随机疲劳等。书中并有图表,便于查用。

本书为工厂和设计院的机械设计人员编写,也可供高等院校机械系师生参考。

疲劳强度设计

徐灏 编著

*

机械工业出版社出版 (北京阜成门外百万庄南街一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号)

化学工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092 \frac{1}{32}$ · 印张 $16 \frac{3}{8}$ · 字数 359 千字

1981年12月北京第一版·1981年12月北京第一次印刷

印数 0,001—8,000 · 定价 1.70 元

*

统一书号: 15033 · 4969

采用符号

- a —裂纹尺寸
- a_0 —初始裂纹尺寸
- a_c —临界裂纹尺寸
- A —截面面积
- d —直径
- D —直径, 疲劳损伤
- E —弹性模量
- $E[x]$ —随机变数 x 的均值
- $E[x^2]$ —随机变数 x^2 的均方值
- G —剪切模量, 应力梯度
- H —硬度
- $H_{c,h}$ —表面不平度的最大深度
- I —截面惯性矩
- K —应力强度因子
- K_I —张开型应力强度因子
- $K_{I,c}$ —平面应变断裂韧性
- $K_{I,sc}$ —应力腐蚀断裂韧性
- ΔK —应力强度因子幅度
- K_σ, K_τ —有效应力集中系数
- M —弯曲力矩
- n —工作安全系数
- $[n]$ —许用安全系数
- N —循环次数, 寿命
- N_0 —循环基数, 无裂纹寿命

- N_f —裂纹扩展寿命
 P —载荷, 破坏概率
 q —敏性系数
 r —半径, 不对称系数
 R —半径, 可靠度
 $R_x(\tau)$ —自相关函数
 $R_{xy}(\tau)$ —互相关函数
 s —强度, 有限个试样的标准离差
 s_{-1} —对称循环强度
 s_{max} —最大强度
 $s_x(\omega)$ —自谱密度函数 (双边)
 $s_{xy}(\omega)$ —互谱密度函数
 t —温度, 时间
 T —时间, 扭转力矩, 周期
 $W_x(f)$ —自谱密度函数 (单边)
 z —可靠度系数
 Z —弯曲截面模量
 Z_b —扭转截面模量
 α_o, α_r —理论应力集中系数
 β —表面系数
 β_1 —表面加工系数
 β_2 —腐蚀系数
 β_3 —表面强化系数
 δ —裂纹尖端张开位移
 δ_c —裂纹尖端张开位移的临界值
 ϵ_e —弹性应变
 ϵ_p —塑性应变
 ϵ_f —静拉伸下断裂时的真实应变
 ϵ_f' —循环应变下断裂时的真实应变

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ —尺寸系数

μ —试样无限多时的均值

ν —泊桑系数

ρ —自相关系数

ρ_{xy} —互相关系数

σ —计算应力, 试样无限多时的标准离差

$[\sigma]$ —许用应力

σ_{-1} —弯曲对称循环变应力的疲劳极限

σ_{-1H} —拉压对称循环变应力的疲劳极限

σ_0 —弯曲脉动循环变应力的疲劳极限

σ_{0H} —拉伸脉动循环变应力的疲劳极限

σ_a —应力幅

σ_b —强度极限

σ_f —静拉伸断裂时的真实应力

σ'_f —循环应变下断裂时的真实应力

σ_m —平均应力

σ_{max} —最大应力

σ_{min} —最小应力

σ_r —不对称系数 r 时的疲劳极限

σ_s —屈服极限

τ —切应力

τ_{-1} —扭转对称循环变应力的疲劳极限

τ_0 —扭转脉动循环变应力的疲劳极限

ψ —截面收缩率

ψ_σ —正应力的不对称循环度系数

ψ_τ —扭应力的不对称循环度系数

前 言

很多机械零部件是在循环变应力下工作的，例如转轴、曲轴、连杆、齿轮的轮齿、涡轮机叶片、轧钢机机架和连杆螺栓等。这些零部件的失效形式，主要为疲劳破坏。

疲劳失效与静强度失效有本质的区别。静强度失效，是由于在零部件危险截面中，产生过大的残余变形或最终断裂；而疲劳破坏，是由于在零部件局部应力最高处在变应力下形成裂纹，并在循环变应力下扩展，导致最终断裂。因此，在静强度设计中所用的材料强度指标是屈服极限或强度极限，设计的出发点是名义应力（或称基本应力）；而在疲劳强度设计中所用的材料强度指标是疲劳极限，设计的出发点是局部应力（或称峰值应力）。

在疲劳强度设计中，由于考虑到零部件的破坏过程是由裂纹的形成、扩展及最终断裂三个阶段所组成，这种考虑比简单的静强度计算更符合实际。所以在很多机械设计中，对重要的零部件，除用循环数较少的最大载荷进行静强度计算外，还需进行疲劳强度核验，以保证该零部件既不会在最大载荷下发生静强度断裂，也不会发生疲劳破坏。

疲劳破坏既然是裂纹扩展的结果，就一定涉及寿命问题。对于某些只需要工作一定时限的零部件，可进行有限寿命设计。与无限寿命设计相比较，有限寿命设计可大大减小零部件的尺寸和重量。

近年来，随着断裂力学的发展，把传统的疲劳强度计算与断裂力学的裂纹扩展速度公式相结合，使疲劳强度的设计计算更符合实际。本书第八章，介绍了断裂力学在疲劳强度设计中的应用，第十一章和第十二章，具体介绍了断裂力学在腐蚀疲劳和高温疲劳中的应用。

在航天、航空和原子能工程中，要把某些受变载荷的重要零部件的破坏概率限制在某一很小值下，使零部件的重量减轻到恰到好处，这就是疲劳强度的可靠性设计。疲劳强度的可靠性设计，对民用机械的重要零部件也是适用的，这种很有发展前途的设计方法，将在第十三章专门叙述。

为了发展我国的机械工业，设计人员需要掌握先进的设计理论和方法。作者希望本书的出版，能对我国的设计人员有所帮助。由于作者的水平有限，肯定会有不恰当和错误之处，希读者指正。书中参考了中外作者的资料，在此一并致谢。

徐 灏

1978年

目 录

采用符号

前言

第一章 绪论	1
第一节 疲劳强度破坏	1
第二节 载荷的种类	9
第三节 疲劳裂纹的形成及扩展	12
第四节 疲劳破坏的失效分析	18
第二章 疲劳图	26
第一节 材料的 $s-N$ 曲线	26
第二节 正态分布	29
第三节 韦布尔 (Weibull) 分布	35
第四节 $P-s-N$ 曲线	38
第五节 疲劳极限线图	39
第六节 疲劳极限的经验公式	43
第三章 疲劳损伤积累	47
第一节 疲劳损伤积累的概念	47
第二节 疲劳损伤积累的线性方程式	49
第三节 疲劳损伤积累的指数方程式	57
第四节 疲劳损伤积累的单调递增函数	59
第五节 疲劳曲线比较法	61
第六节 疲劳损伤积累分为裂纹形成及扩展两阶段	65
第四章 影响疲劳强度的因素	67
第一节 应力集中的影响	67
第二节 尺寸的影响	82
第三节 表面加工情况的影响	91

第四节	载荷频率的影响	98
第五节	工作应力波形的影响	100
第五章	单向应力下的疲劳强度计算	106
第一节	单向应力下的安全系数	106
第二节	单向弯曲应力下零部件的疲劳强度计算	113
第三节	螺栓联接的疲劳强度计算	118
第四节	单向应力下零部件的寿命估算	131
第六章	平面应力下的疲劳强度设计	136
第一节	弯曲应力及扭转应力的合成	136
第二节	等应力幅下轴的疲劳强度计算	145
第三节	变应力幅下轴的疲劳强度计算	148
第四节	轴的设计	151
第五节	曲轴的设计	169
第七章	表层工艺对疲劳强度的影响	186
第一节	概述	186
第二节	表面辗压	188
第三节	喷丸	198
第四节	表面热处理	207
第五节	表面化学热处理	214
第六节	金属镀层	223
第八章	断裂力学在疲劳强度设计中的应用	236
第一节	断裂力学的概念	236
第二节	应力强度因子	238
第三节	疲劳裂纹扩展速度	251
第四节	工作寿命的估算	260
第五节	常用的应力强度因子	268
第九章	低周疲劳	277
第一节	低周疲劳概念	277
第二节	科芬-曼桑 (Coffin-Manson) 定理	284

X

第三节	用裂纹扩展速度估算低周疲劳寿命	288
第四节	压力容器的寿命估算	291
第十章	接触疲劳	295
第一节	接触静强度	295
第二节	接触疲劳破坏机理	300
第三节	影响接触疲劳强度的因素	305
第四节	接触疲劳强度计算	314
第十一章	腐蚀疲劳	317
第一节	应力腐蚀	317
第二节	腐蚀疲劳失效	323
第三节	影响腐蚀疲劳的因素	332
第四节	断裂力学在腐蚀疲劳中的应用	341
第五节	提高腐蚀疲劳强度的措施	345
第六节	擦伤腐蚀疲劳 (Fretting)	349
第十二章	低温疲劳、高温疲劳和热疲劳	356
第一节	低温疲劳	356
第二节	高温疲劳	362
第三节	热疲劳	378
第十三章	疲劳强度的可靠性设计	385
第一节	概论	385
第二节	正态分布函数的代数运算	387
第三节	疲劳强度的可靠性计算理论	399
第四节	疲劳强度的可靠性设计	406
第十四章	随机疲劳	414
第一节	随机过程	414
第二节	随机载荷的统计处理	449
第三节	随机疲劳	461
附录 一	常用材料的机械性能及用途	467
二	应力集中系数	471
参考文献		499

第一章 绪 论

绝大多数的机械零部件，都是在变载荷下工作的，这些零部件，疲劳破坏是主要的破坏形式。例如，转轴有百分之五十以上是疲劳破坏的，其他如机架、曲轴、齿轮、螺栓和焊接构件等的断裂，疲劳破坏也占十分重要的位置。因此，疲劳强度设计已广泛用于各种专业机械的设计中，特别是航天、航空、原子能、汽车和拖拉机、动力机械、化工机械和重型机械等。疲劳强度计算是重要的强度计算之一。应用疲劳强度计算的理论和方法，可使机械的承载能力大、重量轻、成本低和寿命长。

第一节 疲劳强度破坏

机械零部件在循环变应力下的疲劳破坏，与在静应力下的失效有本质的区别。静强度失效，是由于在零部件的危险截面中，产生过大的残余变形或最终断裂。而疲劳破坏是由于在零部件的高局部应力区，较弱的晶粒在变应力作用下形成微裂纹，然后发展成宏观裂纹，裂纹继续扩展导致最终的疲劳破坏。也就是说，在静强度计算中，所用的材料强度指标是屈服极限 σ_s 和强度极限 σ_b ，静强度计算的出发点是名义应力（或称基本应力）。而在疲劳强度计算中，所用的材料强度指标是疲劳极限 σ_r ，计算的出发点是局部应力（或称峰值应力）。下面列举疲劳破坏的典型实例。

疲劳破坏既然是在局部应力最高的部位发生的，所以有

些机械，由于设计、制造、装配和使用中的不合理，造成零部件过早地发生疲劳断裂。例如锻造用水压机，特别是1600吨以下的三梁（上横梁、

活动横梁及下横梁）四柱式结构的小型水压机（图1.1），由于上、下横梁与立柱形成的框架的刚度小，在锻造过程中摇晃利害，这样，常在立柱下端应力集中处发生疲劳破坏。

图1.2为1250吨锻造水压机的立柱，材料为钢45经正火处理，立柱两端的锥台分别与上、下横梁联接，立柱有内孔，通高压液体。该水压机投产后不到两年，有一根立柱疲劳断裂，焊修后继续使用。另一根立柱因超载运行断裂，更换一旧立柱。再过一年大修时，将两根立柱都换上40Cr的新立柱，三年后，一根立柱又产生疲劳裂纹（图1.2所示）。还有一台1600吨水压机投产后一年半，一根立柱在下横梁上螺母上部退刀槽处发生疲劳断裂（图1.3）。从上面的例子可以看出，水压机立柱的疲劳断裂，大都发生在下横梁上螺母（或锥台）与立柱光滑区的过渡圆角处，该处的应力集中最大。

水压机横梁的疲劳破坏，可以分为两种情况：下横梁及活动横梁的疲劳破坏，都发生在梁的中央部位。因为这种横

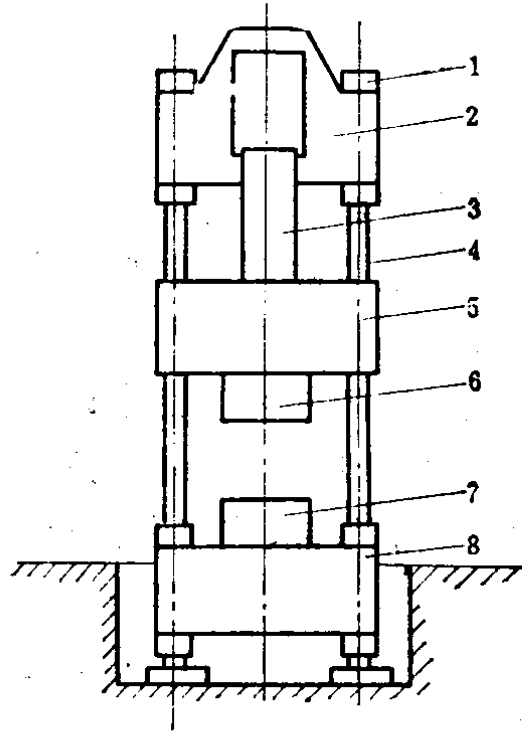


图1.1 锻造水压机简图

- 1—立柱螺帽 2—上横梁 3—液压缸
4—立柱 5—活动横梁 6—上砧
7—下砧 8—下横梁

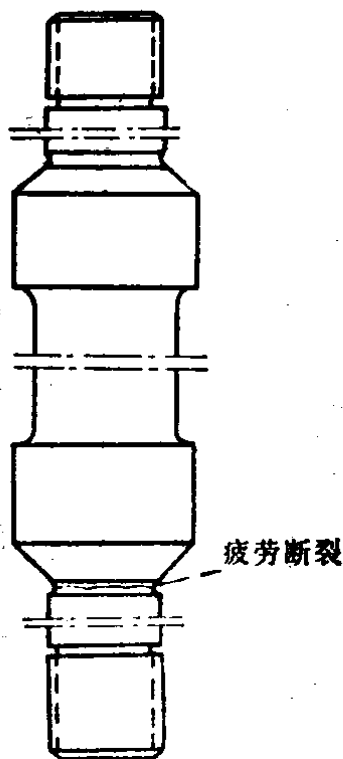


图1.2 立柱在锥台与下横梁相联接处断裂

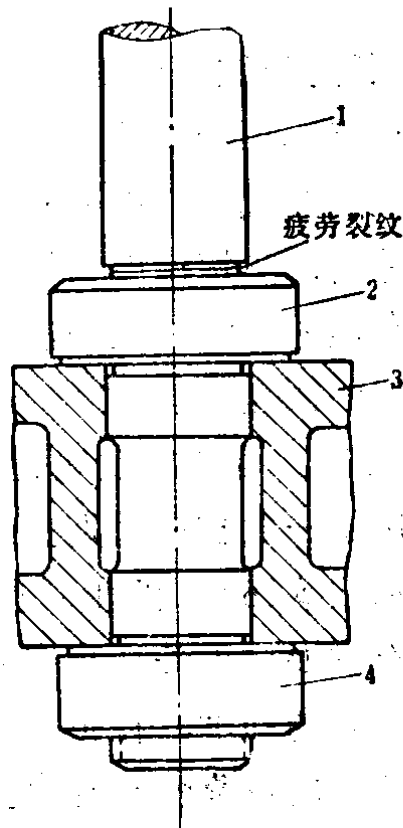


图1.3 立柱在下横梁上螺母上部退刀槽处断裂

1—立柱 2—上螺母 3—下横梁
4—下螺母

梁各截面的面积近似相等，中央截面上的弯矩最大。例如，一台 1250 吨水压机投产后十年，在下横梁中央部位产生疲劳裂纹。另一台 1000 吨水压机投产一年后，于活动横梁中央产生疲劳裂纹，修焊后使用了两年又开裂。对于梯形的上横梁，最高的局部应力不在中央截面上，而在上横梁与柱套交界的圆弧处。因此，疲劳破坏在交界圆弧处发生。

轧机闭式机架用于初轧机、钢坯轧机及板轧机等。对于以强度为主要要求的轧机机架，其破坏形式是弯曲疲劳破坏。疲劳裂纹源常发生在压下螺母孔的过渡圆弧 r 处(图1.4中的 1 处)，该处的峰值应力最高。但有些轧机(如 1200 薄

板送轧机)工作十年后,发现在上横梁与立柱过渡圆角处有30mm长的裂纹(图1.4中的2处)。

运锭车用于将罩式加热炉中的大钢锭运到初轧机前的受料辊道上,它经受冲击、热锭温度的周期变化与运送中车辆的振动。在一次操作后,发现机架的圆角处有300mm长的裂纹(图1.5),可看出发现裂纹时,裂纹已经历了一段扩展时期。后来,在裂纹尖端钻 $\phi 16\text{mm}$ 的止裂孔,从此裂纹没有发展,设备一直在使用中。

曲轴的强度,在很大程度上决定了发动机的可靠性和寿命。曲轴受弯曲和扭转循环变应力的作用,疲劳是它的主要破坏形式。对于中、低速发动机的曲轴,弯曲疲劳是主要的,但对于高速曲轴,由于有扭振,扭转疲劳可能成为主要的破坏因素。图1.6表示一种简单曲轴的结构,对于汽车、拖拉机及多缸内燃机,曲轴结构更为复杂。曲轴在长期工作中,疲劳裂纹常发生在内圆角及油眼处,是这里有应力集中的缘故。

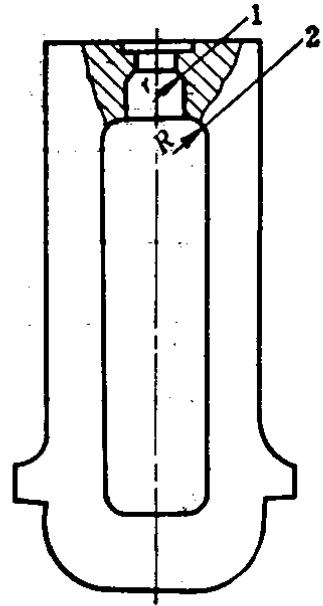


图1.4 轧机闭式机架

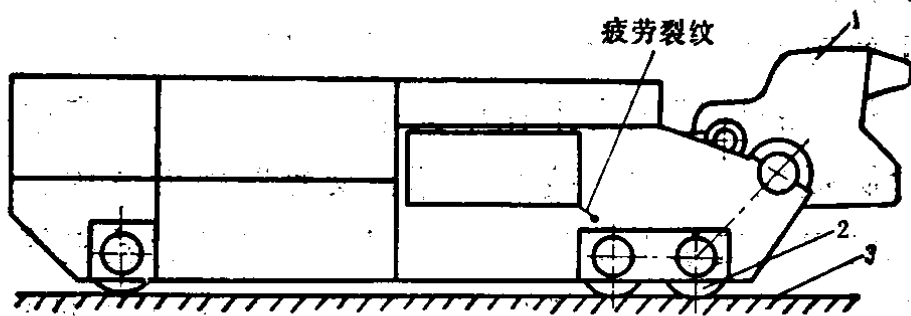


图1.5 运锭车示意图

1—翻斗 2—车轮 3—钢轨

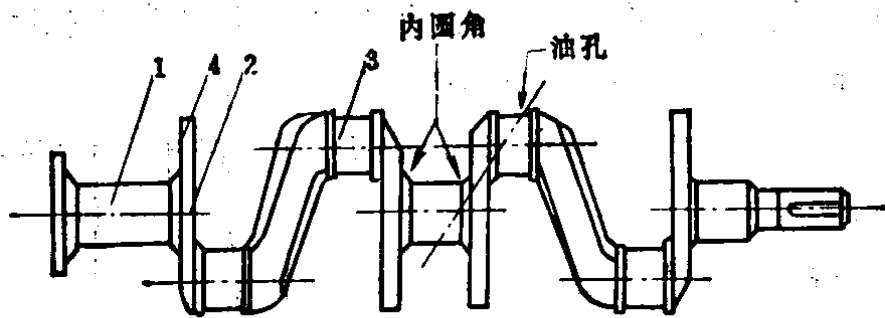


图1.6 曲轴

1—主轴颈 2—曲柄 3—曲柄销 4—配重

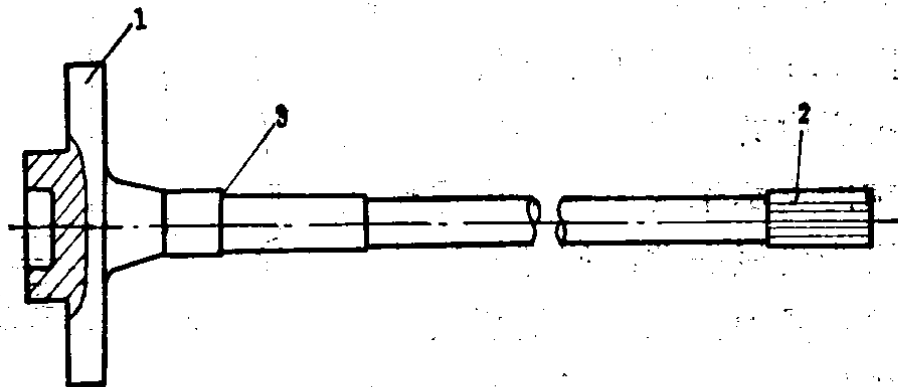


图1.7 半轴

1—联接车轮的凸缘 2—与变速器半轴齿轮相啮合的花键
3—轴承圆角(产生裂纹处)

图 1.7 表示汽车的半轴，其一端与车轮的凸缘部联接，另一端与变速器半轴齿轮以花键相联接。由传动轴来的扭矩，经减速器、变速器后分配给左右半轴，从而驱动车轮，所以半轴同时传递弯矩及扭矩。在运行过程中，经常在半轴的凸缘盘根部、半轴杆部和花键尾部附近断裂，最常见的断裂部位是在杆部的轴承圆角处。

运行中的涡轮机叶片（图 1.8），其应力状态是很复杂的，由气流产生弯矩及扭矩，由离心力产生拉力，特别是振动使叶片过早地发生疲劳断裂。对于低压级叶片，由于叶片长，固有频率低，由叶片振动引起断裂更为常见。叶片的

疲劳裂纹源，大多在出汽边的近根处，但也有的在叶片根部的其他地方，这是因为叶片在工作中，除承受应力外，还有水汽腐蚀的影响。

水轮机叶片产生的裂纹，也都在叶片的出水边。

有些机械的联接螺栓，由于预紧力太小，而造成过早的疲劳破坏。图 1.9 表示钢板连轧机后面的精切机组中的开卷机。其中，三辊夹头机构的支承架与主机架用螺栓联接，因为机械振动，使螺帽松动，螺栓的预紧力降低。当钢板头进入三辊机构时，螺栓承受冲击拉应力，导致多冲疲劳破坏。断裂发生在螺栓头部与光杆交界的过渡圆角处。

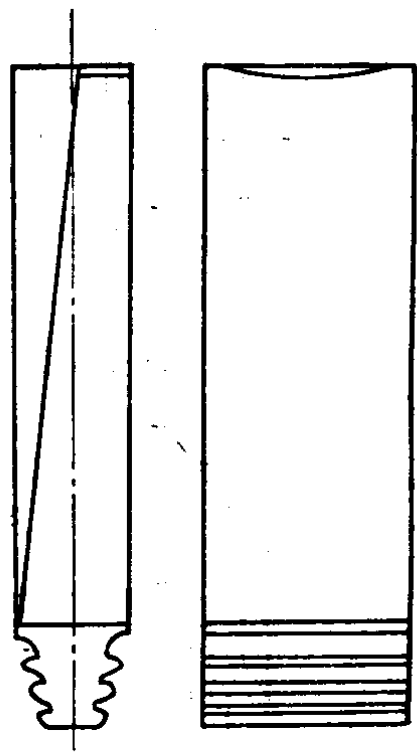


图1.8 涡轮机的工作叶片

有内部缺陷的零部件，运行中在缺陷处首先产生裂纹，从而加速疲劳断裂。例如，一台大型四辊卷板机投产十多年后，在一次冷卷 56mm 厚的合金钢板时上辊折断。上辊材料为 34CrNi3Mo，最大直径 780mm，长达 18m，重约 53 吨，断裂部位接近正中，断口略有倾斜（图 1.10）。

从断口看出，光亮的疲劳裂纹扩展区很小，其余都是瞬断区。疲劳扩展区离断面外表面最近的距离为 40mm，裂纹源就在疲劳区内。因为上辊承受弯矩和扭矩，最大工作应力在辊的表面，只有当在表层下存在初始缺陷时，裂纹源才不在表面产生。由于超载，所以瞬断区面积特别大。

一台新投产的 120 吨顶吹氧转炉，炼了几十炉钢后，倾

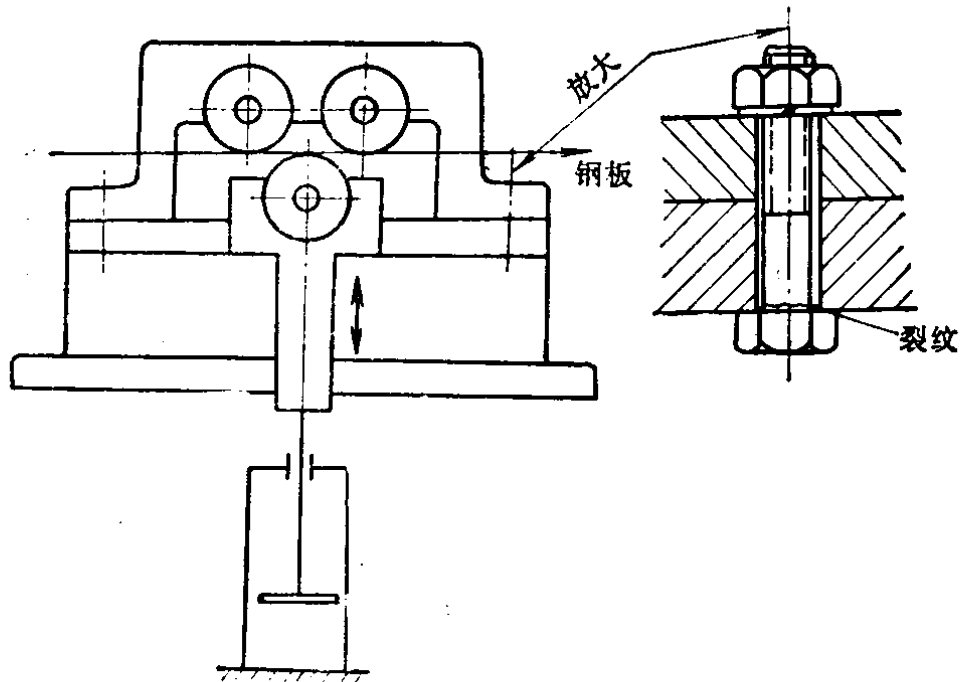


图1.9 开卷机示意图

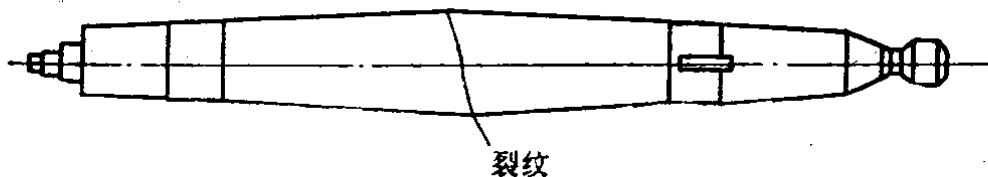


图1.10 大型四辊卷板机上辊

动装置的减速机主轴发生断轴事故（图 1.11），从断口看，有面积很小的疲劳扩展区，主要由于有内部缺陷，才过早发生断裂。

模锻液压机的液压缸属于压力容器类型，但工作循环次数远比一般压力容器为多。多数液压缸的破坏属于高周疲劳破坏，也有属于低周疲劳破坏的。例如，车轮轮箍厂的8000吨液压机的主缸，最初用钢 40，后改用 18MnMoNb 合金钢，都发生疲劳破坏。每个缸的平均寿命约为 30 万次（应力循环数）。