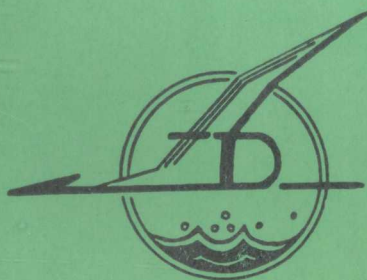


螺栓和耳片
强度分析手册



航空航天部《AFPD》系统工程办公室

出版说明

螺栓和耳片强度分析是航空和其它机械结构设计、定寿、延寿的重要工作之一。广大设计和强度计算人员迫切需要一本较为系统、完善的分析手册。为此，航空部于一九八七年向飞机强度研究所下达了由《AFFD》系统工程负责编写《螺栓和耳片强度分析手册》的任务。

直接参加手册编写和审查工作的有六二三研究所、六〇三研究所、六四〇研究所、红安公司和西北工业大学等单位。

手册编写过程中进行了大纲、初稿和二稿审查，并由《AFFD》系统工程办公室组织国内同行专家、教授进行了审定，最后经《AFFD》系统工程主任工程师王俊扬教授批准，作为航空部《AFFD》系统工程手册之一出版，提交工程应用。

本手册内容以实用为主、力求精练，对于各种公式的推导和有关基本概念的叙述尽量从简。它比较全面地引用了国内外的重要研究成果，给出了大量的曲线和数据，介绍了几种疲劳寿命估算方法及其适用范围，同时附有相应的算例。因此，本手册不仅理论正确、内容充实，而且工程实用性强。

手册的编写和出版工作，始终得到航空航天部领导和有关单位的热情关怀和支持，在此谨表示衷心的感谢。

航空航天部《AFFD》系统工程办公室

一九八八年三月

前言

航空结构及其它机械结构中,广泛地使用着螺栓连接和耳片连接型式。这些连接型式虽然简单,但传递载荷大且应力集中比较严重,如何对它们进行强度分析是设计、生产人员非常关心的问题之一。本手册收集、归纳和整理了国内外这方面的研究成果,为结构设计和强度计算人员提供了螺栓和耳片的静强度及疲劳强度的分析计算方法及所需要的数据和曲线。手册重点介绍了受拉螺栓和受拉耳片的疲劳强度分析方法。

本手册分为四个主要方面的内容:

1. 螺栓的强度分析。介绍了螺栓的力学特性及破坏部位、螺栓的静强度计算和影响受拉螺栓疲劳强度的主要因素;
2. 耳片的强度分析。介绍了耳片的力学特性、破坏部位及形式、耳片的静强度计算方法和影响受拉耳片疲劳强度的主要因素;
3. 受拉螺栓和耳片的疲劳寿命估算。介绍了受拉螺栓和耳片的应力集中系数的确定方法,疲劳寿命、疲劳许用强度的确定方法及其计算程序;
4. 受拉螺栓和耳片的疲劳特性数据及曲线。给出了多种螺栓和耳片的 S-N 曲线、等寿命曲线、细节疲劳额定值 DFR 及其它有关参数值。

手册的编著、校对、审查分工如下:

主编:薛景川

主审:吴富民

副主审:林富甲

审定:王俊扬

符号编写:杨玉恭

校对:贺恭泰

1.1 编写:贺恭泰

校对:张树祥

1.2 编写:张树祥

校对:王德全 刘云鹤

1.3 编写:贺恭泰 焦坤芳

校对:刘云鹤 王德全

2.1 编写:杨玉恭

校对:薛景川

2.2 编写:张树祥

校对:薛景川 杨玉恭 许道一

2.3 编写:杨玉恭 贺恭泰

校对:刘云鹤 王德全

3.1 编写:贺恭泰

校对:焦坤芳

3.2 编写: 苏金芳 周荣娣 杨玉恭

校对: 贺恭泰

3.3 编写: 杨玉恭 周荣娣 苏金芳

校对: 薛景川

3.4 编写: 薛景川

校对: 杨玉恭 邱瑾

3.5 编写: 薛景川

校对: 杨玉恭 邱瑾

3.6 编写: 薛景川

校对: 杨玉恭 邱瑾

3.7 编写: 薛景川

校对: 杨玉恭 邱瑾

3.8 编写: 邱瑾

校对: 薛景川

4.1 编写: 焦坤芳 贺恭泰

校对: 杨玉恭

4.2 编写: 杨玉恭

校对: 贺恭泰 焦坤芳

4.3 编写: 焦坤芳 杨玉恭

校对: 贺恭泰 邱瑾

4.4 编写: 焦坤芳

校对: 贺恭泰

附录 编写: 张树祥 薛景川

校对: 贺恭泰 杨玉恭

封面设计: 薛景川

本手册的试验数据和曲线, 除过已注出出处的, 其余均是由六二三所完成的。

本手册编写过程中得到六二三研究所宋湘臣以及科技处、一室试验组、贴片组、光弹组的大力支持和帮助。

由于我们的实践经验和理论水平的局限, 错误难免, 望批评指正。

一重寄

符 号 表

一、基本符号

A	剖面面积
A ₀	初始面积
B	系 数
C	紧固件柔度系数
D	损 伤
DFR	细节疲劳额定强度
E	弹性模量
F	板柔度系数
G	剪切模量
H	螺纹及耳片特征高度
K	系 数
K _t	理论应力集中系数
K _{jy}	挤压应力集中系数
K _y	应力严重系数
K _{py}	疲劳应力严重系数
K _r	剪切应力集中系数
K _f	疲劳减缩系数
L	长 度
N	循环次数(寿命); 轴力
M	力 矩
N _{po}	破坏时的循环块数
O	坐标原点
P	外载荷
P _b	破坏载荷
Q	剪 力
R	紧固件传递载荷; 半径; 应力比
S	名义应力
T	时间周期
X	横坐标
Y	纵坐标
a	常 数
b	常数; 疲劳强度系数; 耳片宽度
c	常数; 疲劳延性指数; 偏心率
d	直 径

变应卧工	9
螺系新额;率融	1
号 号	i
号 号	i
号 号	i
螺系更融不部	1
更 斗	1
螺 斗	m
螺斗引野变应 (螺系不部)	n
螺斗引野变应不部	n
斗 半	1
更 号	1
螺斗;更部	3
更 部	3
洪 变	3
变应实真	3
螺系引或螺浦实真	13
螺系引或实真	13
更 部	0
螺 系	1
引桑部	1
代应实真	0
更部引或螺浦	10
更部螺浦实真	10
螺系更融实真	10
更部更融螺浦	10
更部更融螺浦	10
螺系	0
螺 系	0
量 部	1
螺变代应实真	01
螺变变应实真	01
号 号	2
代应真	1
更部不螺浦	1
更部更融螺浦	1
更部更融螺浦	1

表 号 符

号符本基

e	工程应变
f	频率; 磨擦系数
i	序 号
j	序 号
k	序 号
k'	循环强度系数
l	长 度
m	指 数
n	循环次数; 应变硬化指数
n'	循环应变硬化指数
r	半 径
t	厚 度
α	角度; 指数
β	角 度
δ	变 形
ε	真实应变
ε_f	真实断裂延性系数
ε'_f	疲劳延性系数
θ	角 度
λ	系 数
μ	泊桑比
σ	真实应力
σ_b	材料抗拉强度
σ_f	真实断裂强度
σ'_f	疲劳强度系数
σ_s	材料屈服强度
$\sigma_{0.2}$	材料条件屈服强度
φ	系 数
ψ	系 数
Δ	增 量
$\Delta\sigma$	真实应力变程
$\Delta\varepsilon$	真实应变变程
Σ	累积号
τ	剪应力
τ_b	剪切破坏强度
τ_s	剪切屈服强度
ρ	紧固件间距

表面面距	A
表面微距	A ₀
疲 系	B
疲系变柔书固裂	C
应 脆	D
变脆实脆变柔书固裂	DEF
量数书脆	E
疲系变柔书固裂	F
量数书脆	G
变高五书片耳又应脆	H
疲 系	K
疲系中集代应书固裂	K ₁
疲系中集代应书固裂	K ₁₂
疲系重严代应	K ₂
疲系重严代应书固裂	K ₂₂
疲系中集代应书固裂	K ₂₃
疲系能书固裂	K ₃
应 系	L
代脆 : (命表) 疲系书固裂	N
应 代	M
疲系书固裂书固裂	N ₀
点书固裂	O
荷书固裂	P
荷书固裂	P ₀
代 脆	Q
出代应 : 谷半 : 荷书固裂书固裂	R
代应又谷	S
应固书固裂	T
书固裂	X
书固裂	Y
疲 常	a
变高五书片耳 : 疲系变柔书固裂 : 疲常	b
率心固 : 疲书固裂书固裂 : 疲常	c
谷 直	d

二、角注符号

a	(应力、应变)幅
ck	参 考
dl	当 量
jm	净面积
jy	挤 压
jq	剪 切
l	螺 栓
m	平 均
max	最 大
min	最 小
po	破 坏
sh	上
xi	下
sx	塑 性
tx	弹 性
myi	名 义
sy	使 用
sj	设 计
zs	折 算

(08)		1.3.3
(14)		1.3.3
(14)		1.3.3
(14)		1.3.3
(符号)		参考文献

目 录

1. 螺栓的强度分析.....	(1)
1.1 螺栓的力学特性及破坏部位.....	(1)
1.1.1 螺栓的受力特性.....	(1)
1.1.2 螺栓的破坏部位.....	(8)
1.2 螺栓的静强度计算.....	(10)
1.2.1 受拉螺栓的破坏拉力.....	(10)
1.2.2 受拉螺栓的强度校核.....	(10)
1.2.3 有预紧力的受拉螺栓的强度校核.....	(11)
1.2.4 螺纹强度.....	(11)
1.2.5 受剪螺栓的强度校核.....	(11)
1.3 影响受拉螺栓疲劳强度的因素.....	(12)
1.3.1 材料对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(13)
1.3.2 加工方法对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(13)
1.3.3 热处理程序对滚制螺栓疲劳强度的影响.....	(14)
1.3.4 r 处喷丸强化对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(15)
1.3.5 连接型式对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(15)
Δ1.3.6 外留扣数对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(18)
1.3.7 斜螺母座型连接对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(19)
1.3.8 螺母厚度对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(20)
1.3.9 几何尺寸对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(20)
1.3.10 预紧力对受拉螺栓疲劳强度的影响.....	(20)
1.3.11 改善螺栓连接的几何形状、减小应力集中.....	(24)
参考文献.....	(27)
2. 耳片的强度分析.....	(28)
2.1 耳片的受力特点和破坏形式.....	(28)
2.1.1 耳片的受力特点.....	(28)
2.1.2 耳片的破坏形式.....	(28)
2.2 耳片的静强度计算.....	(30)
2.2.1 受轴向拉伸载荷的耳片强度计算.....	(30)
2.2.2 受斜向拉伸载荷的耳片强度计算.....	(35)
2.2.3 耳孔的挤压强度.....	(37)

2.2.4 耳片连接中的螺栓弯曲强度	(39)
2.3 影响耳片强度的主要因素	(43)
2.3.1 影响耳片静强度的主要因素	(43)
2.3.2 影响耳片疲劳强度的主要因素	(43)
参考文献	(55)

3. 螺栓和耳片的疲劳寿命估算 (56)

3.1 受拉螺栓应力集中系数的确定	(56)
3.1.1 螺栓应力集中系数的定义	(56)
3.1.2 螺栓应力集中系数的确定	(57)
3.2 无衬套耳片应力集中系数的确定	(63)
3.2.1 耳片应力集中系数	(63)
3.2.2 耳片应力集中系数变化规律曲线	(66)
3.2.3 耳片应力集中系数试验验证	(92)
3.3 带干涉衬套耳片的应力分析	(93)
3.3.1 耳片因干涉配合引起的应力	(93)
3.3.2 干涉衬套耳片在外载作用下的最大剪应力	(97)
3.3.3 干涉耳片的当量循环名义应力	(97)
3.3.4 算例	(97)
3.4 名义应力法	(99)
3.4.1 常幅载荷下的疲劳寿命估算	(99)
3.4.2 变幅载荷下疲劳寿命估算的线性累积损伤法	(104)
3.5 细节疲劳额定值法	(105)
3.5.1 结构细节疲劳额定值 DFR	(105)
3.5.2 DFR 与其它疲劳参数之间的关系	(108)
3.5.3 结构寿命估算	(113)
3.5.4 结构疲劳许用强度的确定	(116)
3.5.5 结构细节疲劳许用额定值的确定	(120)
3.6 局部应力应变法	(120)
3.6.1 应力—应变迟滞回线 (环)	(120)
3.6.2 循环应力—应变曲线	(121)
3.6.3 材料的记忆特征	(122)
3.6.4 有效系数矩阵计数法	(122)
3.6.5 应力集中处真实应力—应变的确定	(125)
3.6.6 利用局部应力—应变估算受拉螺栓和耳片的疲劳寿命	(126)
3.7 当量名义应力法	(127)
3.7.1 当量名义应力概念	(127)

3.7.2	寿命计算步骤	(130)
3.7.3	算例	(130)
3.8	寿命和许用强度估算程序	(136)
	参考文献	(146)
4.	受拉螺栓和耳片的疲劳特性数据及曲线	(148)
4.1	受拉螺栓的疲劳特性数据及曲线	(148)
4.1.1	30CrMnSiA 螺栓和螺柱的疲劳特性数据及曲线	(148)
4.1.2	45 钢螺栓和螺柱的疲劳特性数据及曲线	(169)
4.1.3	40CrNiMoA 螺栓的疲劳特性数据及曲线	(179)
4.1.4	国产钢螺栓的疲劳特性及曲线的统计分析	(183)
4.1.5	国外钢螺栓的 S-N 曲线的统计分析	(192)
4.1.6	钛合金螺栓	(201)
4.2	受拉耳片的疲劳特性数据及曲线	(202)
4.2.1	LC4-CS 耳片的疲劳特性数据及曲线	(202)
4.2.2	30CrMnSiA 耳片的疲劳特性数据及曲线	(222)
4.2.3	30CrMnSiNi2A 耳片的疲劳特性数据及曲线	(247)
4.2.4	国外有关材料耳片的疲劳特性数据及曲线	(250)
4.3	受拉螺栓和耳片的细节疲劳额定值	(279)
4.3.1	受拉螺栓的细节疲劳额定值	(279)
4.3.2	受拉耳片的细节疲劳额定值	(288)
4.4	几种材料的光滑试件的疲劳特性数据及曲线	(292)
4.4.1	Ly12-CZ 疲劳特性数据及曲线	(292)
4.4.2	LC4 疲劳特性数据及曲线	(293)
4.4.3	40CrNiMoA 疲劳特性数据及曲线	(296)
4.4.4	30CrMnSiNi2A 疲劳特性数据及曲线	(299)
4.4.5	30CrMnSiA 疲劳特性数据及曲线	(299)
4.4.6	几种材料的光滑试件的 DFR 值	(302)
	参 考 文 献	(302)
	附录	(303)

1. 螺栓的强度分析

1.1 螺栓的力学特性及破坏部位

本章所讨论的螺栓螺纹的几何形状符合普通螺纹的基本牙型规定(GB192-81), 见图1-1 a、b。螺栓的几何形状, 见图1-2a、b。

1.1.1 螺栓的受力特性

螺栓分为受横向的剪切载荷和受轴向的拉伸载荷两种受力型式。前者称为受剪螺栓, 后者称为受拉螺栓。受剪螺栓主要承受剪切、挤压和弯曲载荷, 受拉螺栓主要承受拉伸和弯曲载荷。

1.1.1.1 螺栓的应力集中部位

从图1-1和图1-2可知, 螺纹终止面处(简称螺尾处), 螺纹根部圆角 $R_{\min}$ 处(简称 $R_{\min}$ 处), 螺栓光杆与头部过渡 r 处(简称 r 处), 以及螺栓和螺母啮合段高应力一侧第一扣的 $R_{\min}$ 处(简称啮合面处)均为螺栓较严重的应力集中部位。啮合段应力分布如图1-3所示。

1.1.1.2 预紧力计算

通常螺栓连接都是在预紧力下工作的。适当的预紧力对受拉螺栓的疲劳强度是有益的, 其计算方法如下:

(1) 螺栓直径 d 、预紧力矩 M 与预紧应力 S_0 间的关系^[1-2]

一般情况下扳手上的力矩 M 由两部分组成: 克服螺纹间摩擦力及施加预紧力所需力矩 M_1 和克服螺母承托面上的摩擦力矩 M_2 。 M 可按图1-4查得并按下式计算 S_0 。

$$M = M_1 + M_2 \quad (1-1)$$

$$M_1 = P_0 \operatorname{tg}(\alpha + \rho) d_2 / 2$$

$$M_2 = P_0 \mu (D^3 - d^3) / 3(D^2 - d^2)$$

$$P_0 = M / [\operatorname{tg}(\alpha + \rho) d_2 / 2 + \mu (D^3 - d^3) / 3(D^2 - d^2)]$$

$$S_0 = 4P_0 / \pi d_1^2$$

式中: P_0 ——预紧力;

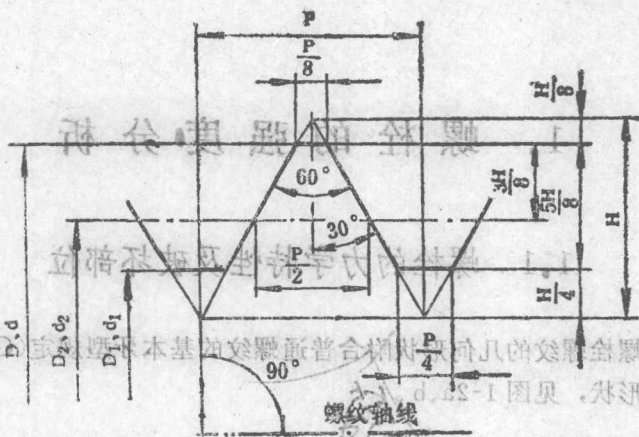
α ——螺纹升角, $\operatorname{tg} \alpha = P / \pi d_2$;

ρ ——螺纹摩擦角, $\operatorname{tg} \rho = f$;

f ——螺纹间的摩擦系数;

μ ——螺母与承托面间摩擦系数;

D ——六角螺母下底圆直径。

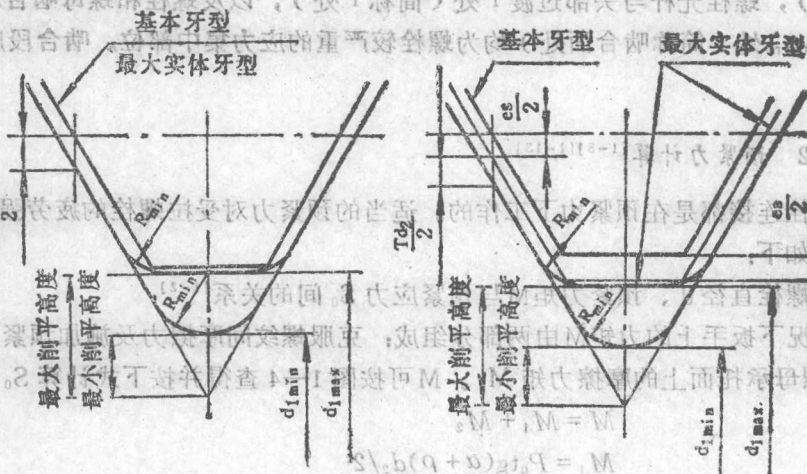


D—内螺纹大径 d—外螺纹大径 D₂—内螺纹中径 d₂—外螺纹中径

D₁—内螺纹小径 d₁—外螺纹小径

P—螺距 H—原始三角形高度 ($H = 0.866P$)

a) 普通螺纹的基本牙型



h位置
 $R_{min} \approx 0.125P$

c, f, g 位置
 Td_2 —外螺纹中径公差

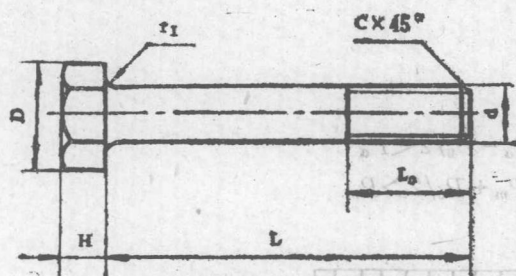
es—外螺纹上偏差

最小削平高度 $= 0.125P \approx \frac{H}{7}$

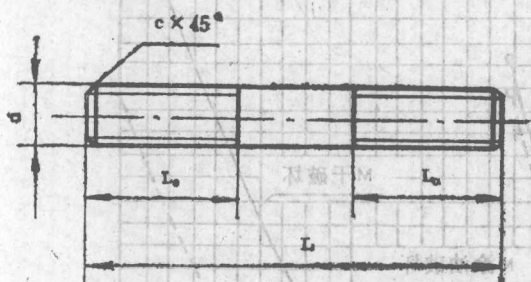
最大削平高度 $= \frac{H}{4} - R_{min} \{1 - \cos[\frac{\pi}{3} - \arccos(1 - \frac{Td_2}{4R_{min}})]\} + \frac{Td_2}{2}$

b) 外螺纹牙底形状

图 1-1 螺纹的几何形状



a) 螺栓



b) 螺柱

图 1-2 螺栓和螺柱的几何形状

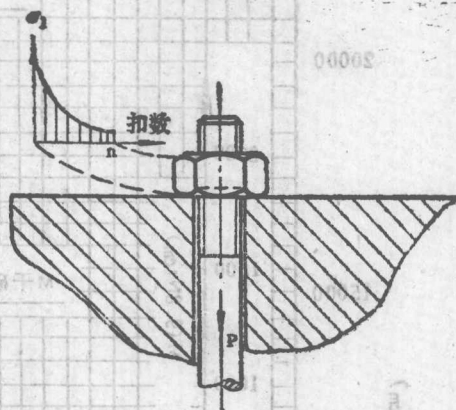


图 1-3 螺栓啮合段应力分布示意图

f 、 μ 见表 1-1。

表 1-1 摩擦系数

摩擦表面的状态	f 、 μ
有润滑油的精加工表面	0.15
干燥的精加工表面；有润滑的粗加工表面	0.20
干燥的粗加工表面	0.30

(2) 受拉螺栓总载荷 F ，预紧力 P_0 与工作载荷 P 间的关系。^[1-3, 1-4]

受拉螺栓在预紧力 P_0 及工作载荷 P 作用下，螺栓中的最大载荷为：

$$F = P_0 + Pr / (r + 1) \quad (1-2)$$

$$r = C_1 / C_b \quad (\text{mm}^3/\text{mm}^3)$$

式中： r ——刚度比；

C_1 ——螺栓刚度；

C_b ——被连接件刚度。

对于重要的螺栓连接 r 由试验确定，对于一般的螺栓连接 $r = 0.25 \sim 0.43$ 。^[1-3]

现在分以下几种情况讨论预紧力 P_0 的问题。

• 工作载荷为 $0 \sim P_{max}$ ，预紧力为 P_0 。

当 $P_0 < P_{max}$ 时,

$$F_{max} = P_{max}$$

$$F_{min} = P_0$$

$$F_a = (P_{max} - P_0)/2 = P_a - P_0/2 < P_a$$

$$F_m = (P_{max} + P_0)/2 = P_m + P_0/2 > P_m$$

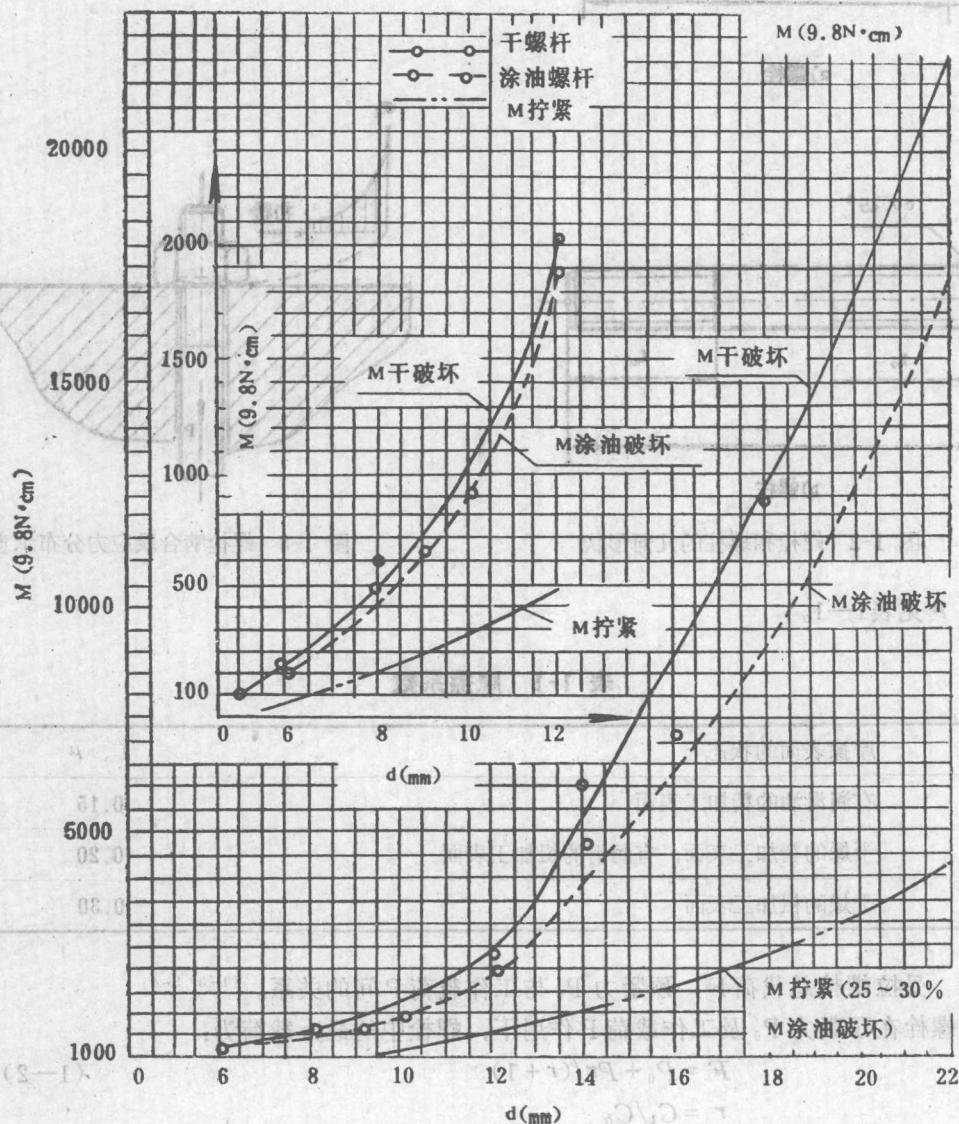


图 1-4 M—d 曲线 (30CrMnSiA) [1-2]

图中: M干破坏、M涂油破坏为螺栓拧坏时的力矩, M拧紧为螺栓工作预紧力矩。

当 $P_0 > P_{max}$ 时, $F_{max} = P_0 + P_{max} \cdot r / (r + 1)$ 式表示螺栓的预紧力矩, 式中表示螺栓的预紧力矩。

$$F_{max} = P_0 + P_{max} \cdot r / (r + 1)$$

$$F_{min} = P_0$$

$$F_a = P_a \cdot r / (r + 1) < P_a$$

$$F_m = P_0 + P_m \cdot r / (r + 1) > P_m$$

当 $P_0 = P_{\max} / (r + 1)$ 时, 为临界状态, 则

$$F_{\max} = P_{\max}$$

$$F_{\min} = P_0 = P_{\max} / (r + 1)$$

$$F_a = P_a \cdot r / (r + 1) < P_a$$

$$F_m = P_{\max} [1 + 1 / (r + 1)] / 2 = P_m (r + 2) / (r + 1) > P_m$$

• 工作载荷为 $P_{\min} \sim P_{\max}$, 预紧力为 P_0

当 $P_0 < P_{\min}$ 时,

$$F_{\max} = P_{\max}$$

$$F_{\min} = F_{\max}$$

$$F_a = P_a$$

$$F_m = P_m$$

当 $P_{\min} < P_0 < P_{\max}$ 时,

$$F_{\max} = P_{\max}$$

$$F_{\min} = P_0 + P_{\min} \cdot r / (r + 1)$$

$$F_a = P_a - [P_0 / 2 + P_{\min} / 2 \cdot r / (r + 1)] < P_a$$

$$F_m = P_m + [P_0 / 2 + P_{\min} / 2 \cdot r / (r + 1)] > P_m$$

当 $P_0 > P_{\max}$ 时,

$$F_{\max} = P_0 + P_{\max} \cdot r / (r + 1)$$

$$F_{\min} = P_0 + P_{\min} \cdot r / (r + 1)$$

$$F_a = P_a \cdot r / (r + 1) < P_a$$

$$F_m = P_0 + P_m \cdot r / (r + 1) > P_m$$

当 $P_0 = P_{\max} / (r + 1)$ 时,

$$F_{\max} = P_{\max}$$

$$F_{\min} = P_{\max} / (r + 1)$$

$$+ P_{\min} \cdot r / (r + 1)$$

$$F_a = P_a \cdot r / (r + 1) < P_a$$

$$F_m = P_0 + P_m \cdot r$$

$$/ (r + 1) > P_m$$

1.1.1.3 斜螺母座型螺栓连接 接受拉螺栓应力水平的确定^[1-5]

螺栓连接中螺母承托面与螺栓轴线不垂直, 有斜角 α , 称这种型式的螺母承托面为斜螺母座。这种连接型式同承受附加弯曲的螺栓连接型式相类似。斜螺母座型连接见图1-5。

斜螺母座对受拉螺栓的疲劳强度产生不利的影响。参考文献[1-5]中, 在试验的基础上, 给出了疲劳寿命相同情况下, 斜螺母座型连接时螺栓轴向拉伸应力 S_α 与 $\alpha = 0$ 时螺栓

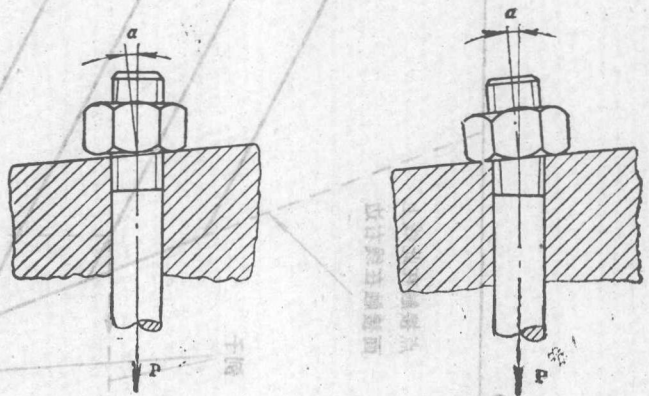


图 1-5 斜螺母座型连接

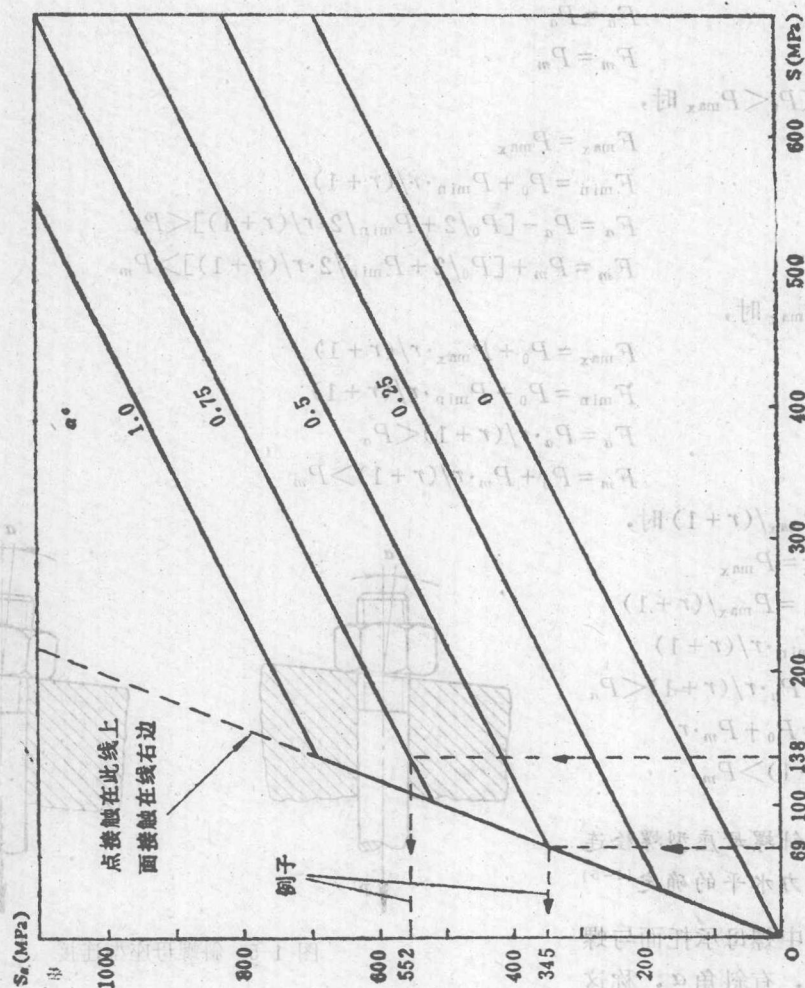
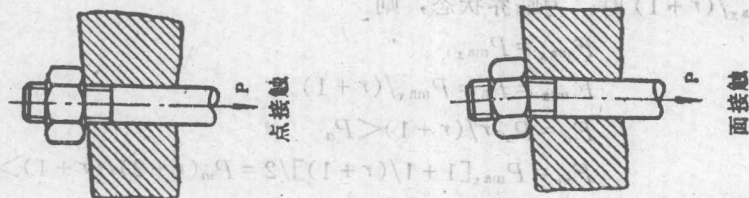


图 1-6 斜螺母座型连接紧密配合受拉螺栓 S_a-S 曲线 (1-5) ($\sigma_b = 801 \text{ MPa}$, 淬后切削螺栓, $d_1 = 8 \text{ mm}$)



($\sigma_b = 861 \text{ MPa}$, 淬后切削螺栓, $d_1 = 8 \text{ mm}$)

面接触

点接触