



中华人民共和国国家标准

GB/T 17186—1997

钢制管法兰连接强度计算方法

Calculating method for the strength
of steel pipe flanged joint

1997-12-26 发布

1998-10-01 实施

国家技术监督局 发布

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
钢制管法兰连接强度计算方法

GB/T 17186—1997

*

中国标准出版社出版
北京复兴门外三里河北街16号

邮政编码:100045

电 话:68522112

中国标准出版社秦皇岛印刷厂印刷
新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

版权专有 不得翻印

*

开本 880×1230 1/16 印张 13 字数 45 千字

1998年7月第一版 1998年7月第一次印刷

印数 1—3 000

*

书号: 155066·1-14941 定价 14.00 元

*

标 目 341—15

前 言

本标准规定了两种不同的法兰计算方法。其中方法 A 的内容主要取自于 JIS B 2205—1991《管法兰计算方法》；方法 B 的内容主要取自于 DIN 2505—1964《管法兰连接计算》。同时规定两种不同计算方法的目的是为了适应我国已发布实施的法兰标准（等效国际标准的法兰标准）。

本标准的法兰计算方法 A 与 GB 150《钢制压力容器》标准中的有关法兰计算方法的内容相当。

本标准与 GB 9113~9123《钢制管法兰》配套使用。

本标准由中华人民共和国机械工业部提出。

本标准由机械工业部机械标准化研究所归口。

本标准起草单位：机械工业部机械标准化研究所、华东理工大学、浙江工业大学密封件厂、无锡市石化配件厂及化工部设备设计技术中心站。

本标准主要起草人：李新华、蔡仁良、李俊英、邵君平、吴国松、应道宴、田争、陈琳。

本标准委托机械工业部机械标准化研究所负责解释。

中华人民共和国国家标准

钢制管法兰连接强度计算方法

GB/T 17186—1997

Calculating method for the strength
of steel pipe flanged joint

1 范围

本标准规定了用于钢制管法兰的 A、B 两种强度法兰计算方法。

本标准的法兰计算方法 A 主要用于公称压力 PN 为 2.0、5.0、11.0、15.0、26.0 及 42.0 MPa 的钢制管法兰。

本标准的法兰计算方法 B 主要用于公称压力 PN 为 0.25、0.6、1.0、1.6、2.5 及 4.0 MPa 的钢制管法兰。

2 引用标准

下列标准所包含的条文,通过在本标准中引用而构成为本标准的条文。本标准出版时,所示版本均为有效。所有标准都会被修订,使用本标准的各方应探讨使用下列标准最新版本的可能性。

GB 150—1998 钢制压力容器

3 总则

3.1 本标准适用于垫片在螺栓孔中心圆内侧的钢制圆形管法兰。本标准不适用于椭圆形、方形等特殊法兰及垫片在螺栓孔中心圆外侧的圆形管法兰。

3.2 带颈对焊或带颈平焊和承插焊法兰应采用热轧或锻造工艺制成,不可由钢板直接割制。如用钢板制造,应沿钢板轧制方向割出板条,然后弯制,并使钢板的一个表面向内对着法兰轴线。钢板应经无损探伤检查,不得有分层。对接焊缝应采用全熔透结构并进行焊后热处理。

3.3 螺栓的数量应尽可能多,以使密封更均匀可靠;螺栓孔中心距与螺栓孔直径之比不应大于 5;螺栓孔中心圆应尽可能小,以减小弯矩。

3.4 螺栓数量至少应为 4 或 4 的倍数。不应采用小于 M12 或螺纹根径与此相近的螺栓。

3.5 螺栓的计算温度大于 300℃ 或标准压力大于 4.0 MPa 时,最好采用弹性螺栓。

3.6 除标准法兰外,法兰盘与颈部的过渡半径 r 不应小于 $0.25t$,且大于 6 mm。

4 法兰计算方法 A

4.1 符号或代号

A_a ——预紧状态下需要的最小螺栓总截面积, mm^2 ;

A_b ——实际使用的螺栓总截面积, mm^2 ;

A_m ——需要的螺栓总截面积,取 A_a 和 A_p 中的较大值, mm^2 ;

A_p ——操作状态下需要的最小螺栓总截面积, mm^2 ;

b ——垫片有效密封宽度(见 4.2.1.1 条), mm;

- b_0 ——垫片基本密封宽度(按表 1 选取),mm;
 C ——用于确定最小焊缝尺寸的基本尺寸,取 t_n 或 t_1 中较小值,mm;
 D ——法兰外径,mm;
 D_b ——法兰螺栓中心圆直径,mm;
 D_G ——垫片压紧力作用中心圆直径(见图 1),mm;
 D_i ——法兰内径,mm;
 当 $D_i < 20\delta_1$ 时,在法兰颈部的轴向应力 σ_H 的计算式中,以 D_{i1} 代替 D_i ;
 D_{i1} ——计算直径,mm;
 对松套法兰及 $f < 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_1$; 对 $f \geq 1$ 的整体法兰, $D_{i1} = D_i + \delta_0$;
 D_o ——垫片外径,mm;
 d_k ——螺栓的螺纹小径或杆部最小直径,取其中较小值,mm;
 d_1 ——参数,mm³;
 对于整体法兰以及作为整体法兰计算的任意式法兰, $d_1 = \frac{U}{V_1} h_0 \delta_0^2$; 对于松套法兰,
 $d_1 = \frac{U}{V_1} h_0 \delta_0^2$;
 e ——参数,mm³;
 对于整体法兰以及作为整体法兰计算的任意式法兰, $e = \frac{F_1}{h_0}$; 对于松套法兰, $e = \frac{F_L}{h_0}$;
 f ——颈部应力校正系数,由图 3 查得及按表 4 计算(当 $f > 1$ 时,则为颈部小端应力和大端应力的比值;当 $f < 1$ 时,取 $f = 1$);
 F ——流体静压总轴向力, $F = 0.785 D_G^2 p$, N;
 F_D ——流体静压力作用在法兰内径截面上的轴向力, $F_D = 0.785 D_i^2 p$, N;
 F_G ——预紧状态下需要的垫片最小压紧力, N;
 F_1 ——整体法兰以及作为整体法兰计算的任意式法兰的系数,由图 4 查得及按表 4 计算;
 F_L ——松套法兰系数,由图 5 查得及按表 4 计算;
 F_p ——操作状态下需要的垫片最小压紧力, N;
 F_T ——流体静压总轴向力与作用于法兰内径截面上的轴向力之差, $F_T = F - F_D$, N;
 h ——法兰颈部高度, mm;
 h_0 ——参数, $h_0 = \sqrt{D_i \delta_0}$, mm;
 K ——法兰外径与法兰内径之比值, $K = \frac{D}{D_i}$;
 L ——垫片压紧情况下或操作情况下法兰设计的螺栓载荷, N;
 L_a ——预紧状态下需要的最小螺栓载荷, N;
 L_p ——操作状态下需要的最小螺栓载荷, N;
 M_a ——预紧状态下需要的法兰力矩, N·mm;
 M_p ——操作状态下需要的法兰力矩, N·mm;
 M_0 ——法兰设计力矩,取 M_a 与 M_p 之大值, N·mm;
 M_D ——由于内压施于法兰内径截面的轴向力所产生的力矩分量, $M_D = F_D S_D$, N·mm;
 M_G ——由于垫片压紧力而产生的力矩分量, $M_G = F_G S_G$, N·mm;
 M_T ——由于内压施于法兰的总轴向力与施于法兰内径截面的轴向力之差而产生的力矩分量,
 $M_T = F_T S_T$, N·mm;
 m ——垫片系数,按表 2 选取;

- N ——垫片接触面宽度,按表 1 选取,mm;
 n ——螺栓数量,个;
 p ——设计内压力,MPa;
 r ——圆角半径,mm;
 S ——从螺栓中心圆到法兰颈部与法兰背面交点的径向距离, $S = \frac{D_b - D_i}{2} - \delta_1$,mm;
 S_D ——从螺栓中心圆到 F_D 作用位置处的径向距离,mm;
 S_G ——从螺栓中心圆到 F_G 作用位置处的径向距离,mm;
 S_T ——从螺栓中心圆到 F_T 作用位置处的径向距离,mm;
 T ——由 $K(K = \frac{D}{D_i})$ 值确定的系数,按图 6 选择;
 t_f ——法兰厚度,mm;
 t_n ——接管厚度,mm;
 t_1 ——当按整体法兰计算时,为 2 倍 δ_0 (mm);当按松套法兰计算时,为内压所需的接管壁厚厚度(mm)的 2 倍,但不小于 6.35 mm;
 U ——由 $K(K = \frac{D}{D_i})$ 值确定的系数,按图 6 或表 4 选取;
 V_1 ——整体法兰以及作为整体法兰计算的任意式法兰的系数,按图 7 查取或表 4 计算;
 V_L ——松套法兰系数,按图 8 查取或表 4 计算;
 Y ——由 $K(K = \frac{D}{D_i})$ 值确定的系数,按图 6 选取;
 y ——垫片比压力,由表 2 查得,MPa;
 Z ——由 $K(K = \frac{D}{D_i})$ 值确定的系数,按图 6 选取;
 δ_1 ——法兰颈部大端有效厚度,mm;
 δ_0 ——法兰颈部小端有效厚度,mm;
 λ ——系数, $\lambda = \frac{t_f e + 1}{T} + \frac{t_f^3}{d_1^3}$;
 σ_H ——法兰颈部轴向应力,MPa;
 σ_R ——法兰环的径向应力,MPa;
 σ_T ——法兰环的切向应力,MPa;
 $[\sigma]_b$ ——常温下螺栓材料的许用应力(见 GB 150 第 4 章),MPa;
 $[\sigma]_b^t$ ——设计温度下螺栓材料的许用应力(见 GB 150 第 4 章),MPa;
 $[\sigma]_f$ ——常温下法兰材料的许用应力(见 GB 150 第 4 章),MPa;

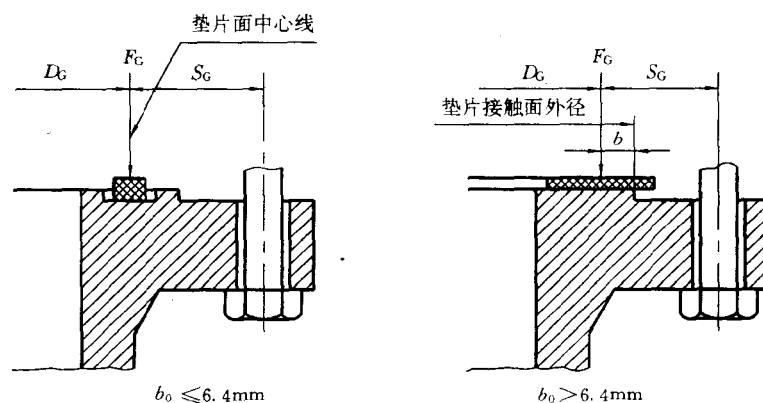


图 1 垫片载荷反作用位置

$[\sigma]_f$ ——设计温度下法兰材料的许用应力(见 GB 150 第 4 章),MPa;

$[\sigma]_n$ ——设计温度下接管材料的许用应力(见 GB 150 第 4 章),MPa。

表 1 垫片基本密封宽度

压紧面形状(简图)		垫片基本密封宽度 b_0	
		I	II
1a		$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b			
1c		$\frac{w+T}{2}$	$\frac{w+T}{2}$
1d		$\left(\frac{w+N}{4}\right)_{\text{最大}}$	$\left(\frac{w+N}{4}\right)_{\text{最大}}$
2		$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
3		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4 ¹⁾		$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5 ¹⁾		$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6		$\frac{w}{8}$	—

1) 当锯齿深度不超过 0.4 mm, 齿距不超过 0.8 mm 时, 应采用 1a 或 1b 的压紧面形状。

表 2 垫片性能参数

垫片材料		垫片系数 m	比压力 y MPa	垫片形状 (简图)	压紧面 形状 (见表 1)	垫片基本密 封宽度列号 (见表 1)
自紧式垫片 (O 形环, 金属的, 合成橡胶及其他被认为是自紧密封的 垫片)		0	0	—	—	—
无织物或无高含量石棉纤维的合成橡胶, <肖氏硬度 75 ≥肖氏硬度 75		0.50 1.00	0 1.4		1a, 1b 1c, 1d 4, 5	II
具有适当粘结剂的 石棉(石棉橡胶板)	厚度 3 mm	2.00	11.2			
	厚度 1.5 mm	2.75	26.0			
	厚度 0.75 mm	3.50	45.7			
含有棉纤维的橡胶		1.25	2.8			
含有石棉纤维的橡 胶(带有或没有金属 加强丝)	3 层	2.25	15.5			
	2 层	2.50	20.4			
	1 层	2.75	26.0			
植物纤维		1.75	7.7			
缠绕式垫片(内填石 棉)	碳钢	2.50	70.0			
	不锈钢或蒙乃尔合金	3.00	70.0			
内填石棉的波纹状 金属或充填夹层石 棉的波纹状金属	软铝	2.50	20.4		1a, 1b	
	软铜或黄铜	2.75	26.0			
	铁或软钢	3.00	31.6			
	蒙乃尔合金或 4%~6% 铬钢	3.25	38.7			
	不锈钢	3.50	45.7			
金属波纹形垫片	软铝	2.75	26.0		1a, 1b 1c, 1d	
	软铜或黄铜	3.00	31.6			
	铁或软钢	3.25	38.7			
	蒙乃尔合金或 4%~6% 铬钢	3.50	45.7			
	不锈钢	3.75	53.4			
平金属夹壳填石 棉 垫片(金属包覆垫 片)	软铝	3.25	38.7		1a, 1b 1c ¹⁾ , 1d ¹⁾ 2 ¹⁾	
	软铜或黄铜	3.50	45.7			
	铁或软钢	3.75	53.4			
	蒙乃尔合金	3.50	56.2			
	4%~6% 铬铜	3.75	63.3			
	不锈钢	3.75	63.3			

表 2(完)

垫片材料		垫片系数 m	比压力 y MPa	垫片形状 (简图)	压紧面 形状 (见表 1)	垫片基本密封 宽度列号 (见表 1)
槽形金属垫片	软铝	3.25	38.7		1a, 1b 1c, 1d 2, 3	I
	软铜或黄铜	3.50	45.7			
	铁或软钢	3.75	53.4			
	蒙乃尔合金或 4%~6% 铬钢	3.75	63.3			
	不锈钢	4.25	71.0			
实心金属平垫片	软铝	4.00	61.9		1a, 1b 1c, 1d 2, 3 4, 5	I
	软铜或黄铜	4.75	91.4			
	铁或软钢	5.50	126.6			
	蒙乃尔合金或 4%~6% 铬钢	6.00	153.3			
	不锈钢	6.50	182.8			
环连接垫片	铁或软钢	5.50	126.6		6	
	蒙乃尔合金或 4%~6% 铬钢	6.00	153.3			
	不锈钢	6.50	182.8			

1) 垫片表面的折叠处不应放在法兰的密封面上。

4.2 计算

4.2.1 垫片

4.2.1.1 垫片有效密封宽度

选定垫片尺寸后,按表 1 确定垫片接触面的宽度 N 和垫片基本密封宽度 b_0 ,然后按以下规定计算垫片有效密封宽度 b :

当 $b_0 \leq 6.4 \text{ mm}$ 时, $b = b_0, \text{mm}$;

当 $b_0 > 6.4 \text{ mm}$ 时, $b = 2.53 \sqrt{b_0}, \text{mm}$ 。

4.2.1.2 垫片特性参数

各种常用垫片的特性参数(m, y)按表 2 选取。

4.2.1.3 垫片压紧力作用中心圆直径(见图 1)

对于图 2(a)所示的松套法兰,垫片压紧力作用中心圆直径 D_G 即是法兰与翻边接触面的平均直径。

对于其他形式的法兰,则按下述规定计算:

当 $b_0 \leq 6.4 \text{ mm}$ 时, D_G 等于垫片接触面平均直径;

当 $b_0 > 6.4 \text{ mm}$ 时, D_G 等于垫片接触面外直径减去 $2b$ 。

4.2.1.4 垫片压紧力

a) 预紧状态下需要的垫片最小压紧力按式(1)计算:

$$F_G = 3.14 D_G b y \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (1)$$

b) 操作状态下需要的垫片最小压紧力按式(2)计算:

$$F_P = 6.28 D_G b m p \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (2)$$

4.2.1.5 垫片宽度校核

垫片在预紧状态下受到最大螺栓载荷的作用,可能因压紧过度而失去密封性能。为此,垫片须有足够的宽度 $N_{\min}$,其值按式(3)校核:

$$N_{\min} = \frac{A_b [\sigma]_b}{6.28 D_G y} < N \quad \text{mm} \quad \dots\dots\dots (3)$$

式中: A_b 按 4.2.3.2 条确定。

注: N_{min} 允许按成熟的使用经验确定。

4.2.2 法兰型式

法兰按其整体性程度,分为以下三种型式(见图 2):

a) 松套法兰: 法兰不直接与接管颈、容器或管壁相连接的结构, 和不考虑其连接方式会产生与整体连接有相同机械强度的结构。

1) 搭接法兰: 系与翻边短节组合使用的法兰, 如图 2 中的(a)及(b)所示。

2) 插接法兰: 系将法兰旋入管子或插入管子焊接装配的法兰, 如图 2 中的(c)、(d)及(e)所示。

b) 整体法兰: 法兰与接管颈、容器或管壁一起铸成或锻成一个整体的结构, 以及用其他弧焊或气焊方法将它们对接焊成或连接成, 从而使法兰与接管颈、容器或管壁被当作是相当于一个整体的结构。在焊接结构中, 接管颈、容器或管壁被当作法兰的颈。典型的整体法兰结构如图 2 中的(f)、(g)、(h)、(i)及(j)所示。

c) 任意式法兰: 法兰与接管颈、容器或管壁焊接装配的结构, 其组合相当于一个整体连接, 其计算应按整体法兰进行。但为了简便, 当满足下列各值的条件时, 也可按松套法兰进行计算:

$$\delta_0 \leq 16 \text{ mm};$$

$$\frac{D_1}{\delta_0} \leq 300;$$

$$p \leq 2 \text{ MPa};$$

操作温度小于或等于 370 °C。

典型的任意式法兰结构如图 2 中的(k)、(l)、(m)、(n)及(o)所示。

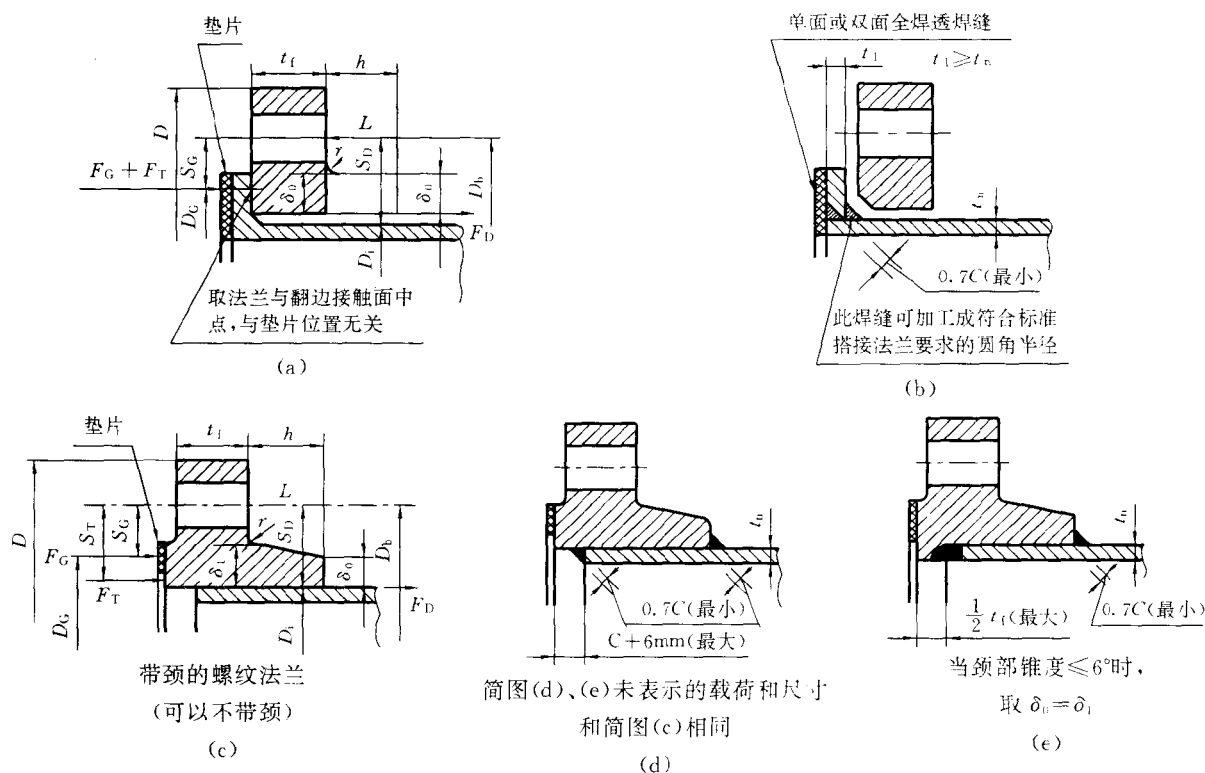


图 2 法兰型式

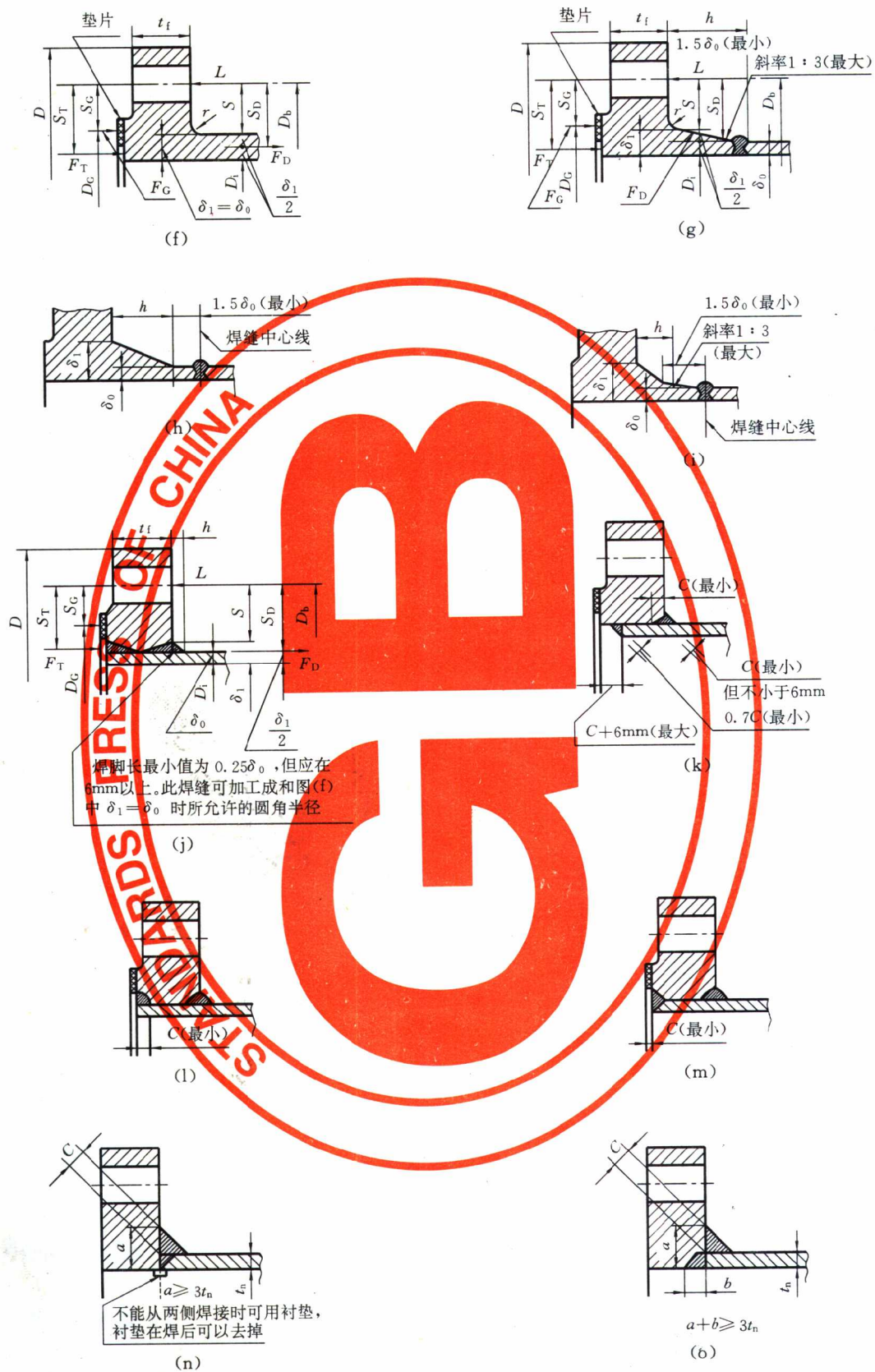
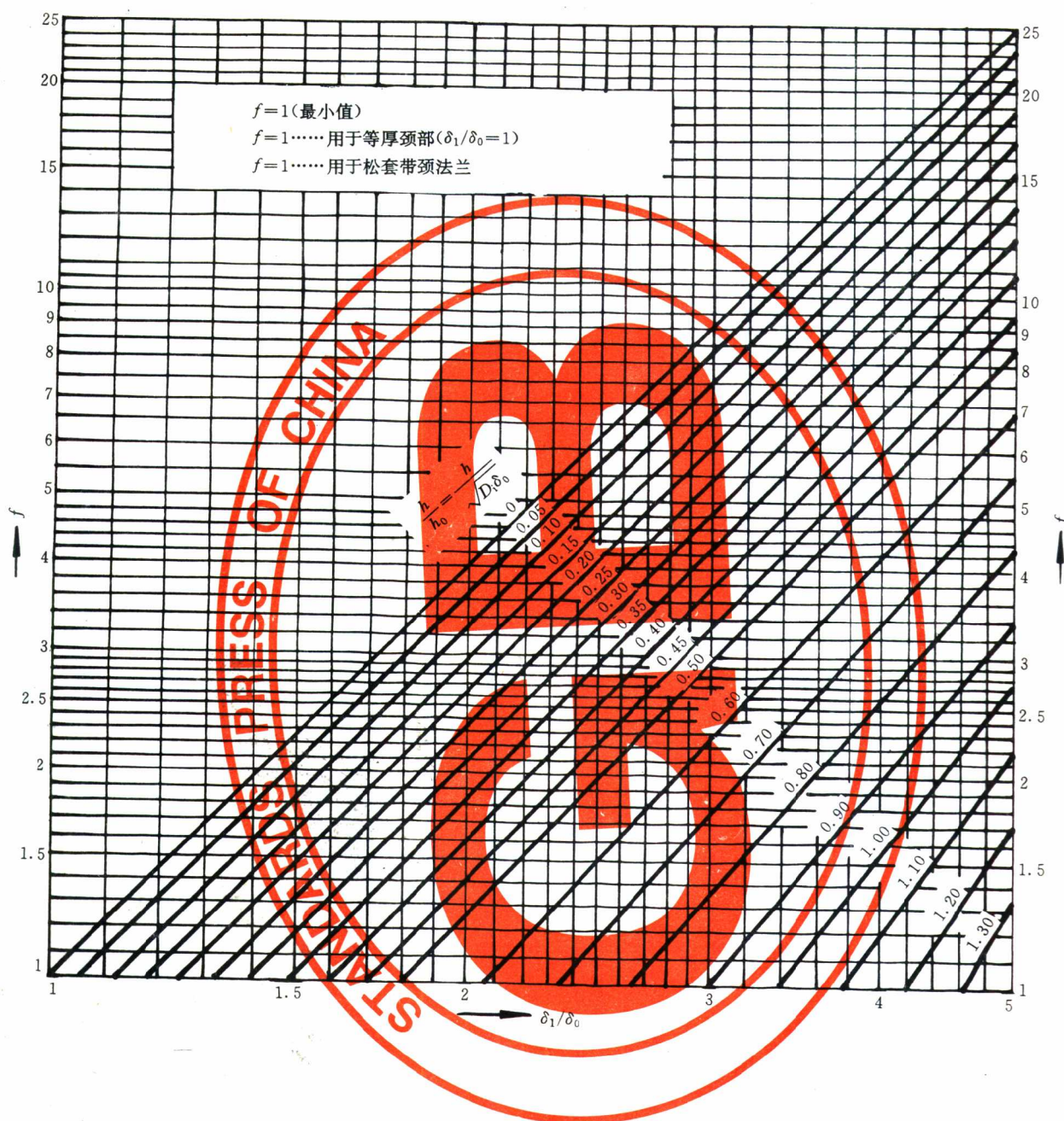


图 2(完)

图 3 f 值 (颈部应力校正系数, 计算式列于表 4)

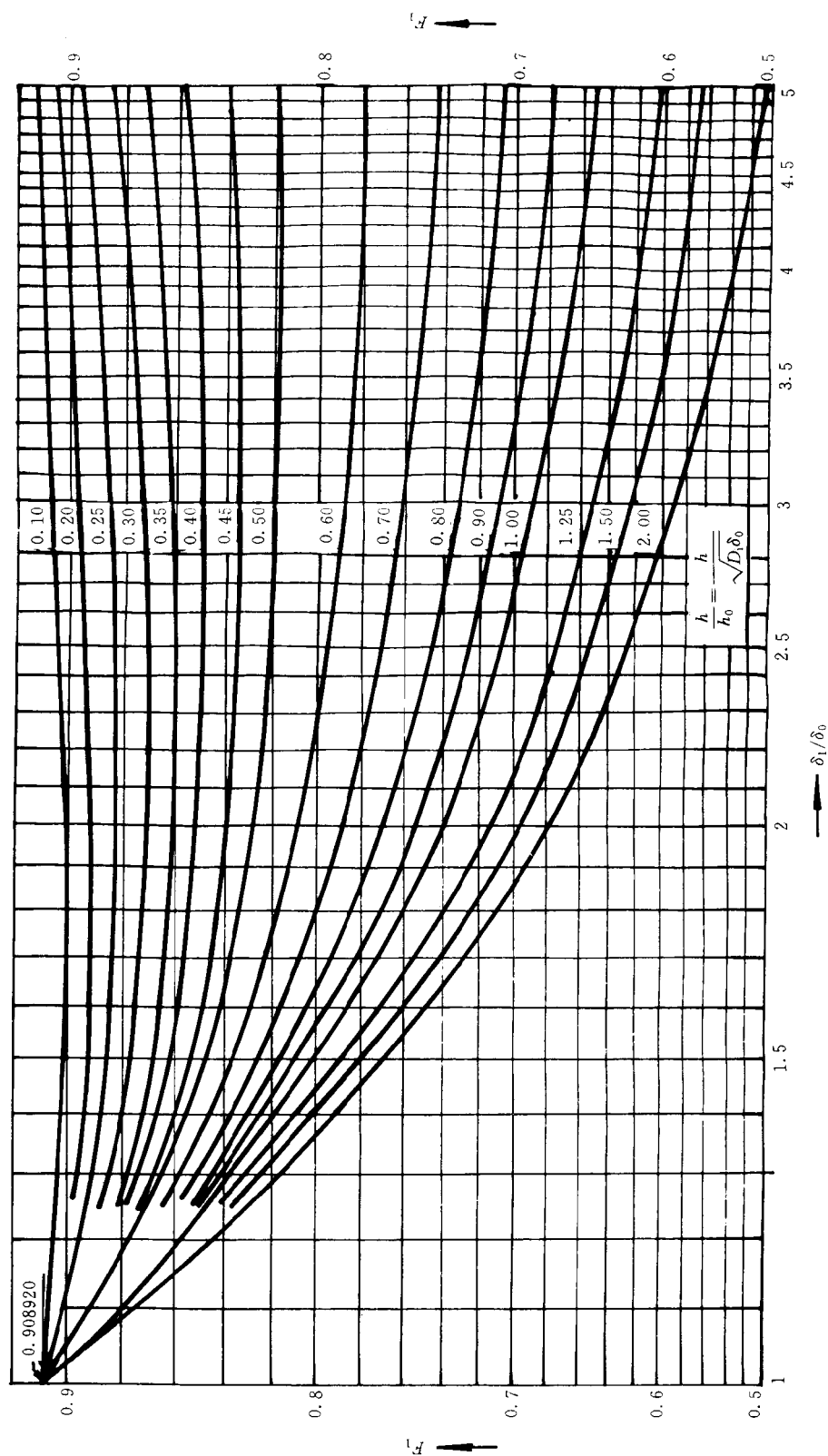
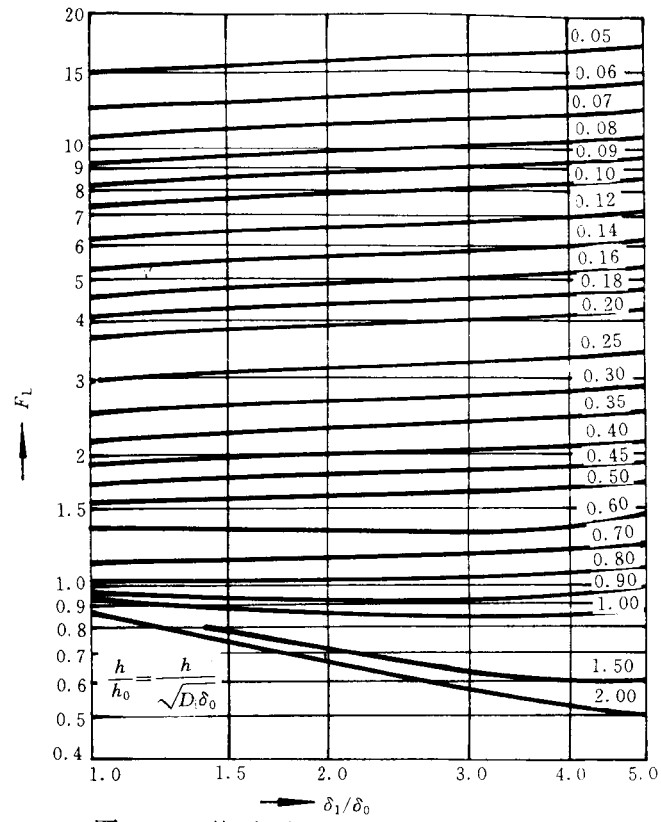
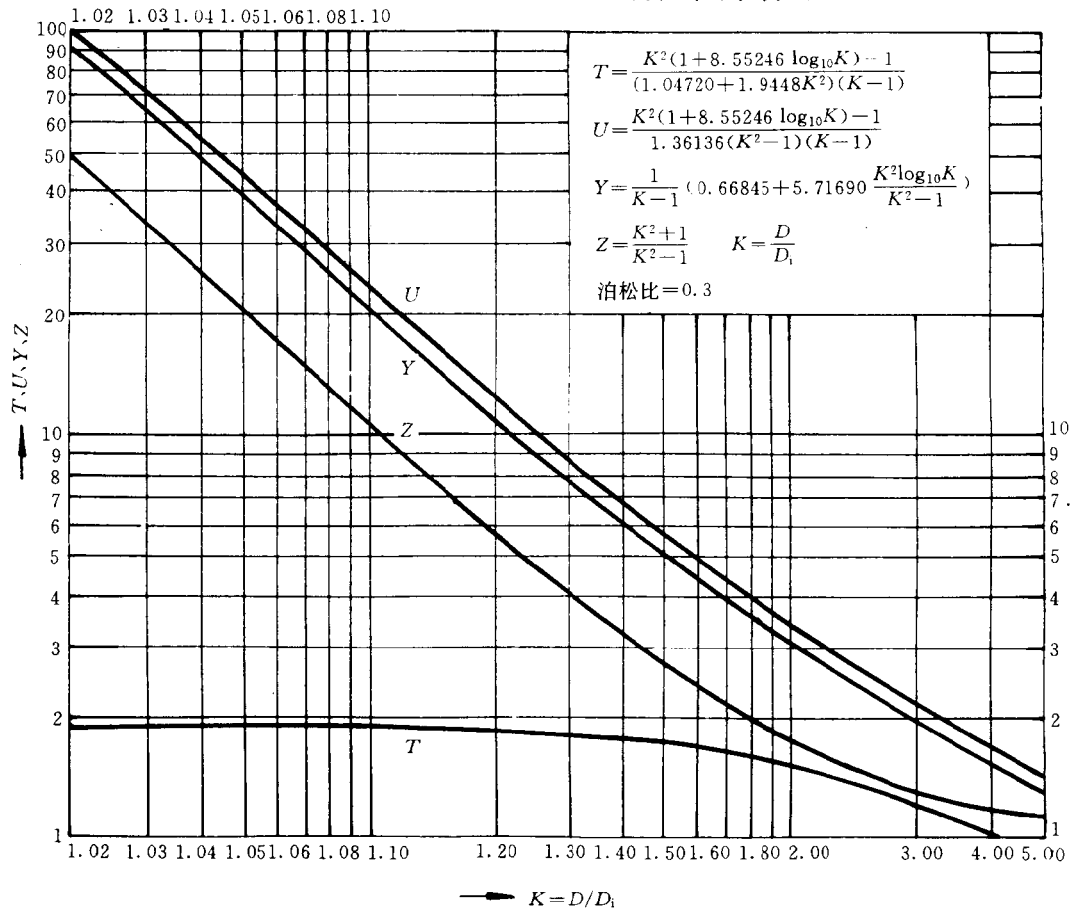


图 4 F_1 值(整体法兰及作为整体法兰计算的任意法兰的系数, 计算式列于表 4)

图 5 F_L 值(松套法兰系数, 计算式列于表 4)图 6 T, U, Y 及 Z 的值(含 K 的项)

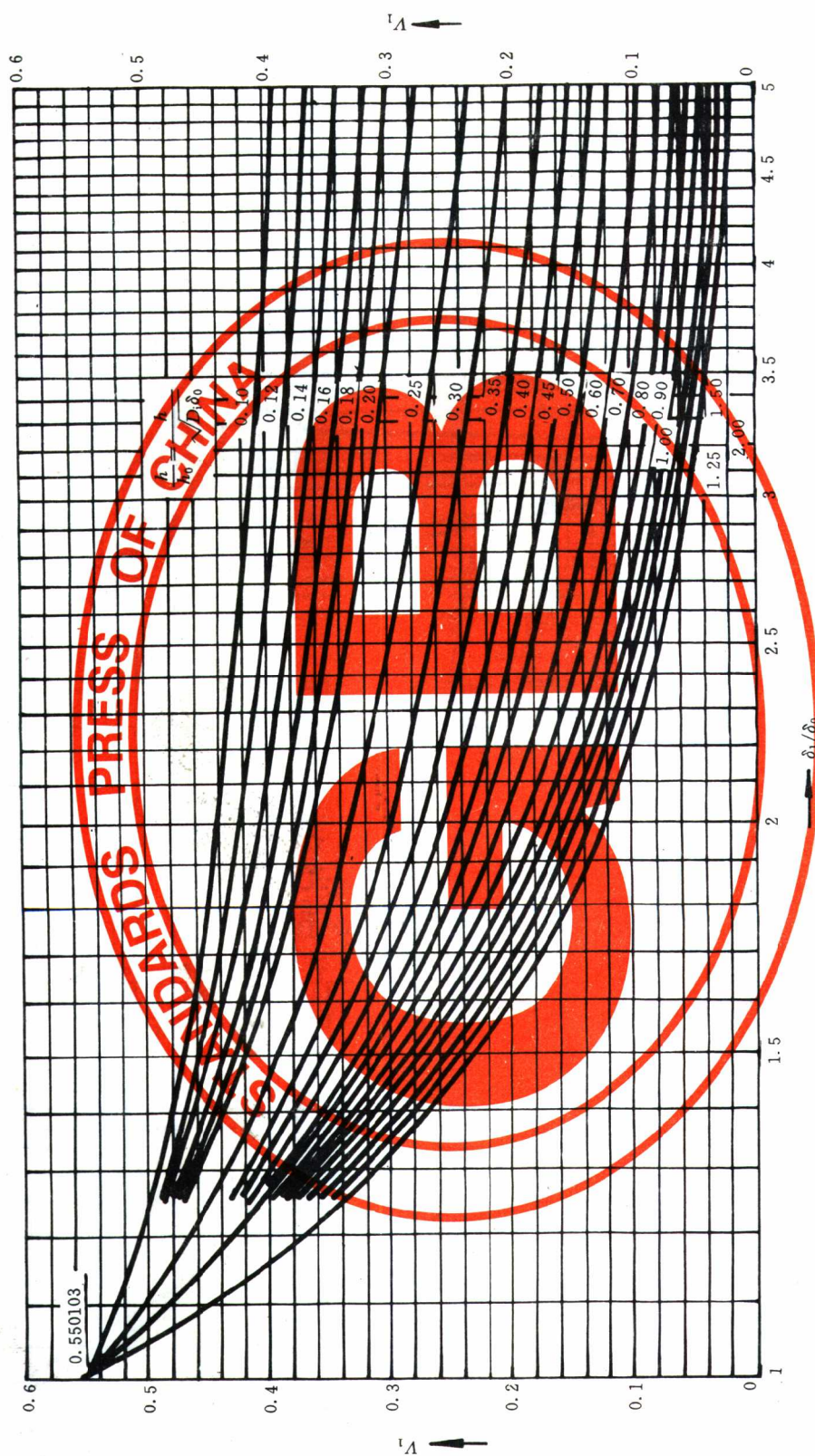
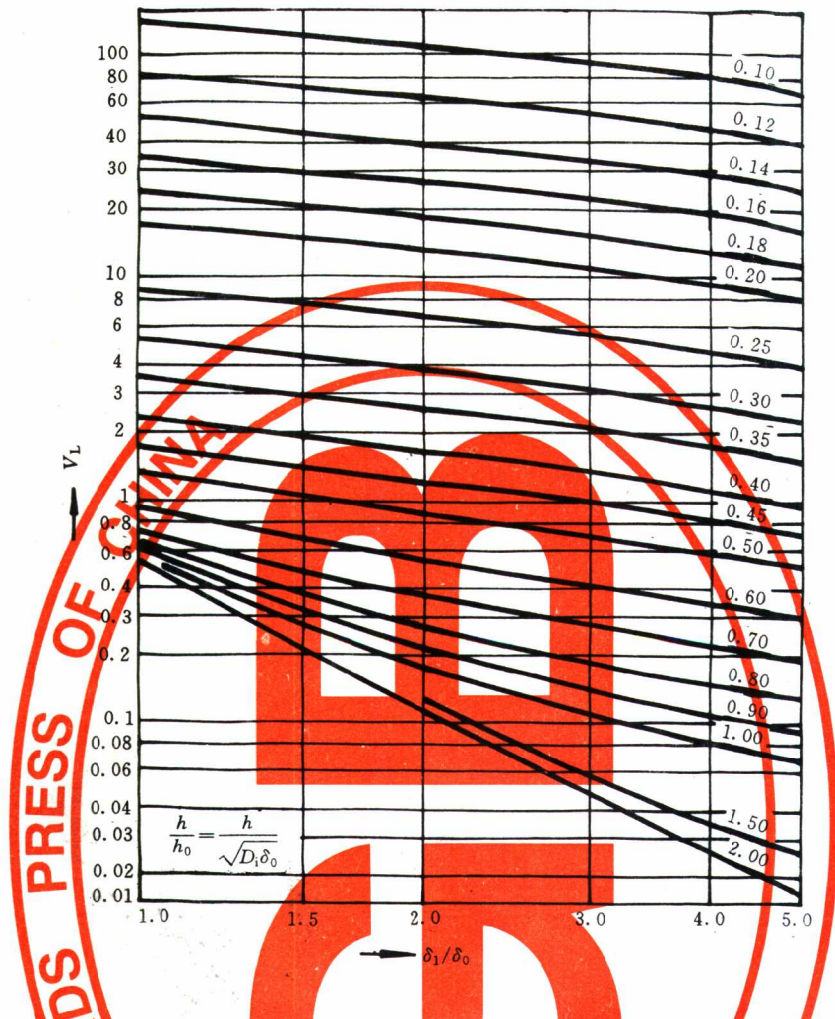


图 7 V_1 值(整体法兰及作为整体法兰计算的任意法兰的系数, 计算式列于表 4)

图 8 V_L 值(松套法兰系数, 计算式列于表 4)

4.2.3 螺栓载荷

4.2.3.1 计算上所需的螺栓载荷

用于计算螺栓所需的总有效截面积使用的螺栓载荷按以下规定:

a) 预紧状态下需要的最小螺栓载荷按式(4)计算:

$$L_a = 3.14 D_G b y \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (4)$$

b) 操作状态下需要的最小螺栓载荷按式(5)计算:

$$L_p = F + F_p = 0.785 D_G^2 p + 6.28 D_G b m p \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (5)$$

c) 自紧式垫片所需的螺栓载荷:

$$L_a = 0$$

$$L_p = F = 0.785 D_G^2 p \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (6)$$

4.2.3.2 需要的和实际的螺栓总截面积 A_m 和 A_b

a) 需要的螺栓总截面积 A_m 应为以下在预紧状态下和操作状态下需要的螺栓总截面积 A_s 和 A_p 中的较大值。

$$A_a = \frac{L_a}{[\sigma]_b} \quad \text{mm}^2 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$A_p = \frac{L_p}{[\sigma]_b^t} \quad \text{mm}^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

b) 实际的螺栓总截面积 A_b 应不小于需要的螺栓总截面积 A_m 。

4.2.3.3 法兰设计螺栓载荷 L

a) 预紧状态下法兰设计螺栓载荷按式(9)计算:

$$L = \frac{A_m + A_b}{2} [\sigma]_b \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (9)$$

b) 操作状态下法兰设计螺栓载荷按式(10)计算:

$$L = L_p \quad \text{N} \quad \dots\dots\dots (10)$$

4.2.4 法兰力矩

a) 预紧状态下需要的法兰力矩按式(11)计算:

$$M_a = L_a (D_b - D_G) / 2 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \dots\dots\dots (11)$$

b) 操作状态下需要的法兰力矩按式(12)计算:

$$M_p = M_D + M_G + M_T \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \dots\dots\dots (12)$$

c) 操作状态下法兰载荷的力臂按表3规定。

表3 操作状态下法兰载荷的力臂 mm

法 兰 型 式	S_D	S_G	S_T
松套(搭接)法兰	$(D_b - D_i) / 2$	$(D_b - D_G) / 2$	$(D_b - D_G) / 2$
整体法兰以及作为整体法兰计算的任意式法兰	$S + 0.5\delta_1$	$(D_b - D_G) / 2$	$(S + \delta_1 + S_G) / 2$
松套(插接)法兰以及作为松套法兰计算的任意式法兰	$(D_b - D_i) / 2$	$(D_b - D_G) / 2$	$(S_D + S_G) / 2$

法兰设计力矩 M_0 取以下大值:

$$M_0 = \begin{cases} M_a \frac{[\sigma]_t^t}{[\sigma]_f} \\ M_p \end{cases} \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \dots\dots\dots (13)$$

4.2.5 法兰应力

法兰应力须根据垫片预紧及操作的两种情况中起决定作用者,并按照下列公式来决定。

a) 对于不带颈的松套法兰和设计者按无颈法兰计算的带颈松套法兰,以及按不带颈松套法兰计算的任意法兰:

法兰颈部轴向应力 $\sigma_H = 0$

法兰环的径向应力 $\sigma_R = 0$

法兰环的环向应力 $\sigma_T = \frac{YM_0}{t_i^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad \dots\dots\dots (14)$

b) 对于整体法兰及按整体法兰计算的任意法兰,以及带颈松套法兰:

法兰颈部轴向应力 $\sigma_H = \frac{fM_0}{\lambda \delta_1^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad \dots\dots\dots (15)$

法兰环的径向应力 $\sigma_R = \frac{(1.33t_i e + 1)M_0}{\lambda t_i^2 D_i} \quad \text{MPa} \quad \dots\dots\dots (16)$

法兰环的环向应力 $\sigma_T = \frac{YM_0}{t_i D_i} - Z\sigma_R \quad \text{MPa} \quad \dots\dots\dots (17)$