

文章编号:CN23-1249(2006)01-0060-03

阀体强度计算比较与分析

王 敏

(哈尔滨哈锅阀门股份有限公司 黑龙江 哈尔滨 150046)

摘 要:以我厂设计的 DN300;PN25 闸阀的铸造阀体为例,应用我厂、美国、原西德等国有关强度计算标准进行对比性计算,加以分析,证明了尽管计算方法有一定的差别,但结果基本一致。

关键词:阀门;壁厚;强度;计算

中图分类号:TK223 **文献标识码:**B

The Compare and Analysis is of Valve Intensity Calculation

Wang Min

(HBC Valve Co.Ltd Harbin 150046,China)

Abstract: Taking gate valve of DN300 and PN25 designed by HBC as an example, this article analyses the calculation standard of HBC, USA and Germany to prove that same results would be got despite different calculation methods are applied to.

Keywords: valve wall; thick of valve; intensity; calculation

0 引 言

对于阀体的设计基本内容包括: 根据压力、温度确定阀体的材料; 按照不同用途确定结构形式; 确定结构长度和连接方式; 进行结构设计和计算。

随着同国际上的技术交流和引进技术的广泛增加,使得许多电厂逐渐采用国际标准 ISO 或者美国国家标准 ASME B16.34《法兰、螺纹和焊接端连接的阀门》,向国际接轨。因此本文仅以我厂设计的 DN300;PN25 闸阀的铸造阀体为例,应用我厂、美国、原西德等国有关强度计算标准进行对比性计算,加以比较。

DN300;PN25 闸阀是我厂配 200 MW 主给水管道上作为启闭装置用阀,按照压力 温度等级,阀体材料选用 ZG25 (WCB)。计算压力 $P =$

25MPa,计算温度 $t = 200$ 。

材料的许用应力 $[\sigma]^{20} = 98.07 \text{ MPa}$ 按《68 - 0711 阀门零件强度计算细则》表 16 选取) 计算用的相关结构数据均按 DN300;PN25;

有关标准中的承载面积用 CAD 中的“求封闭图形面积”方法求得。

2 本对比计算采用的标准

(1) 68 - 0711 哈锅阀门零件计算细则

(2) 原西德蒸汽锅炉技术规程 TRD301 承受内压的圆筒

(3) 美国 ASME 锅炉及受压力容器规范 NB3500 ~ 3545 一级阀门的设计

(4) 美国 ANSI B16.34 阀门法兰连接和对焊连接

收稿日期:2005 - 10 - 15

作者简介:王 敏(1976 -),女,黑龙江富锦人,1998 年大学本科毕业,工程师,现从事阀门设计及阀门试验和研究工作。

3 计算公式及相应说明

按《68 - 0711 阀门零件计算细则》。本计算细则采用厚壁阀体计算公式,按第四强度理论:材料的危险状态是在形状改变时引起的变形位能达到一定限度开始的。该强度计算方法采用先求得最小壁厚,然后用壳体加强面积和通孔削弱面积比较计算进行验证。(计算简图见图 2)

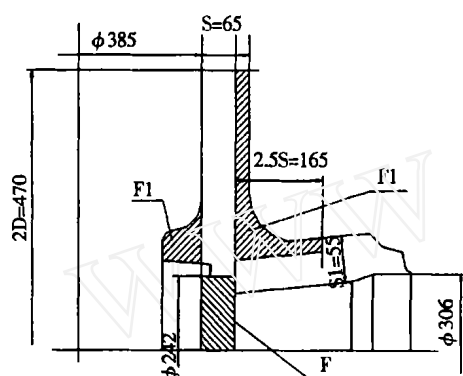


图 2 68 - 0711 细则计算简图

阀体中腔采用圆柱形壳体计算公式

$$S = \frac{PD_N}{2[\sigma] - P} + C \quad (1)$$

支管按下式计算

$$S = \frac{PD_N}{2\cos\varphi[\sigma] - P} + C \quad (2)$$

式中: S = 理论计算壁厚 mm

C = 附加壁厚 mm

P = 计算压力 MPa

DN = 计算截面直径 mm

$[\sigma]$ = 材料许用应力 MPa

φ = 支管半锥角

按以上两式计算后,被支管通孔削弱的圆柱形壳体必须满足以下条件。 $F_1 \geq F$

式中: F_1 = 加强面积 cm^2

$$F = \text{通孔削弱面积 } \text{cm}^2 \quad F = \frac{d \times S}{2}$$

应力核算:

$$\text{圆柱形壳体: } \sigma = \frac{(D_N + S) \times P}{2 \times S} \leq [\sigma] \quad (4)$$

$$\text{锥形支管: } \sigma = \frac{(D_N + S) \times P}{2 \times S \times \cos\varphi} \leq [\sigma] \quad (5)$$

(2)按原西德蒸汽锅炉技术规程 TRD301 承受内压的圆筒(计算用有关数据见图 3)

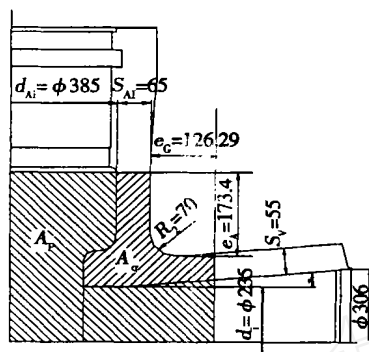


图 3 TRD301 计算简图

按本标准第 5 条:以静压力为主要载荷的计算。在计算中锥形和圆角部分应与与之相等的直角面积来代替。

基本筒体壁厚计算:

$$S_V = \frac{d_i P}{(2\sigma_{zui} - P) V_A} \quad (6)$$

式中: S_V = 基本筒体壁厚 mm

d_i = 筒体计算截面内径 mm

P = 计算压力 N/mm^2

σ_{zui} = 材料许用应力 N/mm^2

V_A = 焊缝减弱系数 $V_A = 1$

支管壁厚计算

$$S_V = \frac{d_{Ai} P}{(2\sigma_{zui} - P) V_A} \quad (7)$$

d_{Ai} = 支管计算截面内径 mm

应力核算:

$$\sigma = P \left(\frac{A_P}{A_\sigma} + \frac{1}{2} \right) \leq \sigma \quad (8)$$

式中 A_P = 不考虑附加量金属的承载面积 mm^2

A_σ = 不考虑附加量流体的承载面积 mm^2

(7)式中的计算 A_P 和 A_σ 的承载长度按下述两式计算:

对于基本筒体最大承载长度

$$e_G = \sqrt{(d_i + S_V) \times S_V} \quad (9)$$

对于锥形支管最大承载长度

$$e_A = 1.25 \sqrt{(d_{Ai} + S_{AO}) \times S_{AO}} \quad (10)$$

式中: e_G = 基本筒体最大承载长度 mm

e_A = 锥形支管最大承载长度 mm

d_{Ai} = 支管内径 mm

S_{AO} = 支管计算壁厚 mm

4 美国 ASME 锅炉及受压力容器规范 NB3500 ~ 3545 一级阀门的设计

本计算标准计算由于内压引起的一次薄膜应力。对于满足本节的所有的要求的阀门,均在内压力下的阀体最高应力部位是颈与流道交接处,其特征是垂直与中心线平面的环向拉力的最大值在内表面。

最小壁厚在 NB - 3540“承压部件的设计”中已经给出详细的说明,因本文只做校核计算,所以不进行最小壁厚的计算。对按照 ANSI B16.34 表中所列的额定压力值设计的阀门,阀体的最小壁厚应按照 ANSI B16.34 确定。对非表所列的额定压力阀门的最小壁厚按下式计算:

$$t_m = t_1 + \left(\frac{P_d - P_1}{P_2 - P_1} \right) \times (t_2 - t_1) \quad (12)$$

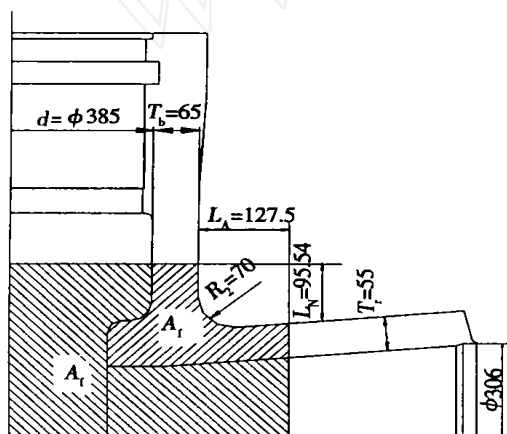


图 4 NB - 3545 计算简图

5 计算结果统计

计算标准	中腔计算壁厚 (mm)	中腔实际壁厚 (mm)	支管计算壁厚 (mm)	支管实际壁厚 (mm)	金属承压面积 (mm ²)	流体承压面积 (mm ²)	计算应力 (MPa)
68 - 0711	65	56.27	55	34.45	6 462.5	8 866.7	84.84
TRD301	65	56.27	55	38.16	31 937	98 807.294	88.08
NB3500 ~ 3545	65		55		32 955.625	74 508.68	67.7

6 结 论

根据以上计算,本文认为,采用我公司计算细则和采用 TRD301、NB35003545 的计算结果基本上

对于(12)式,因不进行计算,式中符号不做说明。

计算交叉处总的一次薄膜应力强度 P_m 。

计算用有关结构数据(见图 4)

$$P_m = \left(\frac{A_f}{A_m} + 0.5 \right) P_s \leq [\sigma] \quad (13)$$

式中: P_m = 在交叉处的一次薄膜应力 ib/in^2

A_f = 计算交叉处一次薄膜应力有效液压面积 in^2

A_m = 抵抗作用在 A_f 上液体力的有效金属面积 in^2

P_s = 计算压力 ib/in^2

构成流体面积和金属面积的界限的距离 L_A 和 L_N 按下式求得:

$$L_A = 0.5 d - T_b \quad (14)$$

$$\text{或 } L_A = T_r \quad (15)$$

计算时取公式(14)、(15)两者之间的较大值。

$$0.5 r_2 + 0.354 \sqrt{T_b(d + T_b)} \quad (16)$$

式中: d = 交叉处阀体颈部的内径 in

T_b = 交叉处颈部的厚度 in

T_r = 交叉处主体的壁厚 in

r_2 = 交叉处圆角的半径 in

在 NB3545.2 中明确规定:阀体除满足上述准则外,还应满足下面的准则。既,由于内压、管道反作用力及热效应所引起的 S_n 的范围不能超过阀体材料在 500°F 时的 $3S_m$ 。因为 68 - 0711“计算细则”没有这方面的计算,因此本文不做比较计算。

一致,就是将国产材料 ZG25 改成 WCB,在 200 下许用应力有所降低,也能完全满足强度要求。因此,在阀体强度计算时,也可采用两者相结合的方法。

(编 辑:陈青云)