

往复式压缩机或泵装置管道的振动计算

曲文海

(中国寰球工程有限责任公司, 北京 100029)

本文主要论述往复式压缩机或泵装置管道振动的原因、危害性。结合工程中高压和超高压往复式压缩机的工程实践归纳出管道防振设计、计算及设计准则。

1 前言

往复式压缩机和泵常用于石油、化工等装置中, 由于这种压缩机或泵在运转时存在流体压力波动(脉动), 对装置的管道系统会产生振动, 特别对于大型高压和超高压往复式压缩机装置管道系统的振动更大, 因而振动成为这类装置管道设计中必须考虑和解决的问题。

本文主要论述大型高压和超高压往复式压缩机或泵装置管道振动的分析、计算、评定和减振措施。

2 管道振动产生的原因和危害性

往复式压缩机或泵在运转中, 其汽(液)缸的吸气(液)、排气(液)是脉动的, 因为在压缩机或泵的曲轴上处于不同相位角的各汽(液)缸, 在曲轴旋转的每一瞬间, 有的缸在吸气(液), 有的缸在排气(液), 所以在压缩机或泵的吸排气(液)侧管道内的流体呈脉动状态流动。这种脉动的流体在管道内形成脉动气(液)压和脉动声压力, 使管道系统产生机械振动、声压振动和很大的噪声。

管道在不同的振动频率下对应地产生不同的振幅(位移)和脉动应力幅, 这种脉动的应力会对管道系统产生疲劳破坏。管道材料在一定的脉动应力幅下有一定的疲劳寿命, 当振动达到管道材料的疲劳寿命时, 管道就被破坏。如果管道的气流或气压脉动频率与管道自身的固有振动频率相等时, 就出现共振, 管道立刻会破坏。管道内脉动气(液)流的脉动压力幅愈大, 对管道的振幅和振动应力幅也愈大, 相应使管道的疲劳寿命缩短。为了避免出现上述问题, 必须控制往复式压缩机或泵装置管道的气(液)流脉动压力幅、振幅和振动应力幅。

3 机器振动的振动强度等级

机械振动的强弱与振动速度和振幅成正比, 与机器的功率大小、结构类型有关; 功率愈大, 振动愈大; 往复运动的机器比纯旋转运动的机器的振动大; 往复压缩中, 非平衡型比平衡型的振动大。为了判断和评定振动的强弱, 在工程技术上制定有机械振动强度等级标准。振动强度等级标准如表 1 和图 1 所示。

表 1 振动频率 f 高于 10Hz 的机械振动强度等级

振强等级	有效振动速度 V_{ef} / (mm/s)	平均振幅 \hat{S}_0 (振动频率达 50Hz) / μm
0.11	>0.071~0.112	>0.315~0.5
0.18	>0.112~0.18	>0.5~0.8
0.28	>0.18~0.28	>0.8~1.25
0.45	>0.28~0.45	>1.25~2
0.71	>0.45~0.71	>2~3.15
1.12	>0.71~1.12	>3.15~5
1.8	>1.12~1.8	>5~8
2.8	>1.8~2.8	>8~12.5
4.5	>2.8~4.5	>12.5~20
7.1	>4.5~7.1	>20~31.5
11.2	>7.1~11.2	>31.5~50
18	>11.2~18	>50~80
28	>18~28	>80~125
45	>28~45	>125~200
71	>45~71	>200~315

注 1. 本表引自 VDI 2056 (Verein Deutscher Ingenieure)。

2. 有效振动速度 V_{ef} 为谐波振动的极限值, $V_{ef} = \sqrt{\frac{1}{2} \sum \hat{v}_i^2}$ 式中, \hat{S} 为平均振幅, f 为振动频率 Hz, \hat{v} 为平均振动速度。

4 振动机器的级别分类

振动机器的级别一般分为 5 类(引自 VDI 2056 标准)。

(1) K 类机器 小型机器, 驱动机功率 $P \leq 15\text{kW}$ 。

(2) M 类机器 中型机器, 驱动机功率 (kW) $15 < P \leq 75$; 在特殊情况下, 功率可达 $P=300\text{kW}$ 。

(3) G 类机器 大型机器, 安装在高大坚固基础上的

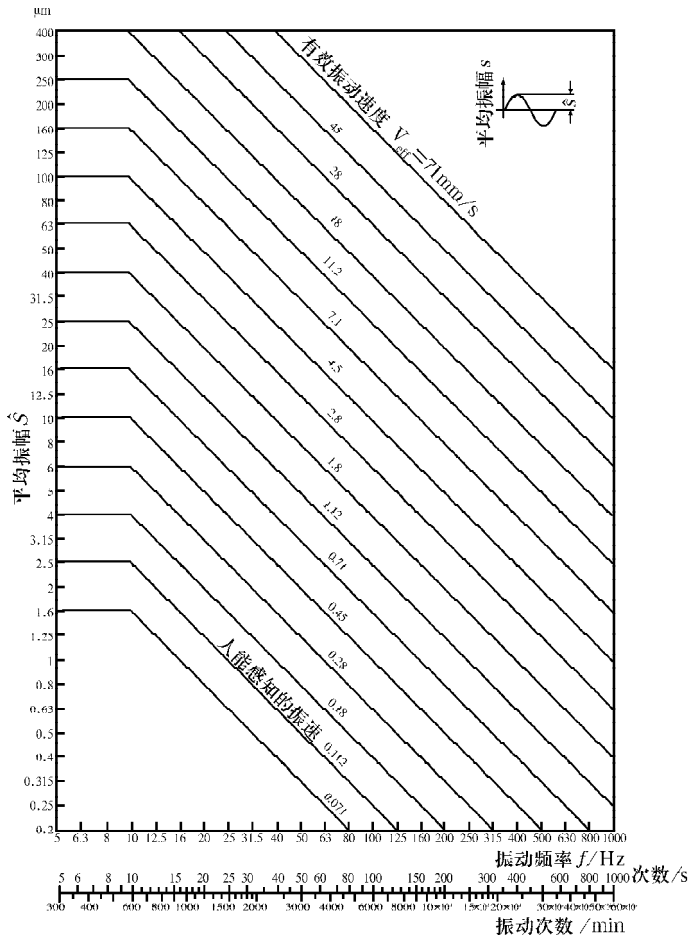


图1 振动强度等级界限(VDI 2056标准)

重载大功率机器。

(4) T类机器 安装在大型基础上仅带旋转质量的大功率透平机,如蒸汽透平、透平压缩机。

(5) D类机器 安装在大型基础上不带平衡质量的往复式运动机器和传动机械,如非平衡型往复压缩机、大型对称或对置平衡型往复压缩机。

5 管道的振动分析、计算及评定

5.1 任务和目的

为了防止往复式压缩机或泵装置管道系统产生过大振动而破坏,在管道的设计中需要进行振动计算。振动计算的任务和目的主要解决下列问题。

(1) 根据往复式压缩机或泵及管道的操作参数和结构,确定不会出现振动破坏的允许压力脉动百分率(%)。

(2) 计算管道的振动频率、振速和振幅,根据有关标准规范评定管道振动的安全性。

(3) 计算管道振动的循环应力和应力幅,对管道进行疲劳计算,确定管道的疲劳寿命。

5.2 准则

(1) 按振动频率规定管道的允许振幅 管道振动的强弱与其振幅大小有关,通过对大量往复压缩机和泵装置管道的振动测定和分析研究得出下列管道振动频率 f 与允许振幅 S 的关系式:

$$S = \frac{150}{\sqrt{RPM \times N}} \quad (1)$$

式中 S ——管道的允许振幅(峰值-峰值),密耳(mils);

RPM——往复压缩机或泵的转速, r/min

N ——往复压缩机或泵转速的谐波阶数, $N=1, 2, 3, \dots$, 为相对于压缩机或泵转速下的谐波阶数。

根据公式(1)绘制了图2所示的往复压缩机或泵装置管道的振动频率 f 与振幅 S 的关系图(评定准则)。

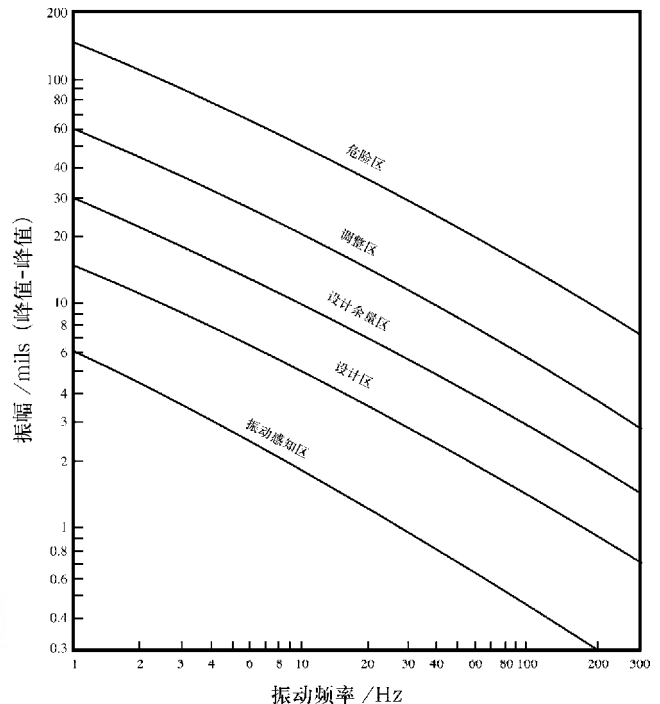


图2 允许的管道振动强度

注 图2为根据很好的工程实践得出的对于管道系统的振动极限。对于重要的管道、非加强的连接支管还应定出补充的允许振动值。

由图2确定允许振幅的实例如下:

a. 往复压缩机转速为60r/min的1阶($N=1$)振动频率 $f \approx 8\text{Hz}$, 管道的允许振幅 $S=20\text{mils}$;

b. 往复压缩机转速为350r/min的1阶($N=1$)振动频率 $f \approx 19\text{Hz}$, 管道的允许振幅 $S=8\text{mils}$;

c. 往复压缩机转速为300r/min的10阶($N=10$)振动频率 $f \approx 55\text{Hz}$, 管道的允许振幅 $S=2\text{mils}$ 。

d. 对于装有压力脉动抑制装置的往复压缩机管道,当稳定气流通过压力脉动抑制装置处的静压力降 ΔP 不大于该处绝对气体压力的0.25%或按下列经验公式(5)计算的结果两者的大者时,可以满足管道压力脉动程度不大于其最大允许压力脉动百分率。

$$\Delta P = \frac{5(R-1)}{3R} \quad (5)$$

式中 ΔP ——稳定气流通过管道压力脉动抑制装置的允许静压力降百分率(即平均绝对压力的百分数),%

R——压缩机级的压缩比。

(3) 计算管道的振动应力,评定管道的疲劳寿命

a. 悬臂支撑管道的振动应力(见图5)

按悬臂梁计算,管道的力学参数分别如下。

挠度
$$b = \frac{ql^4}{8EJ} \quad (6)$$

弯矩
$$M = \frac{ql^2}{2}$$

弯曲应力
$$s = \frac{M}{W} = \left(\frac{8EJb}{l^4} \times \frac{l^2}{2} \right) \times \frac{1}{W}$$

因为 $\frac{J}{W} = \frac{D}{2}$, 所以弯曲应力
$$s = \frac{2EDb}{l^2}$$

管道由振幅 b 产生的振动应力
$$s_v = \frac{2EDb}{l^2} \quad (7)$$

其中, D 为管道外径; W 为管道断面模数; E 为管道材料弹性模量; J 为管道惯性矩。

由公式(7)知振动应力与管长的平方成反比。

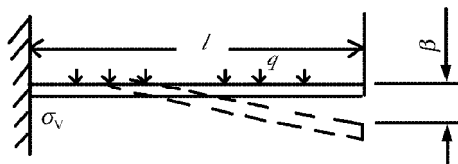


图5 悬臂支撑管

q —管道的自重均布载荷; l —管道的悬臂长度;
 b —管道的挠度或振幅; s_v —管道的弯曲应力或振动应力;

b. 实际配管的振动应力计算

实际配管的例子如图6所示。

管道推力 $F_1 = F_2 = \frac{\pi}{4} d^2 p$ (8)

管道在 l_1 和 l_2 长度方向的弹性变形(伸长)

$$b_1 = \frac{F_1 l_1}{AE}, \quad b_2 = \frac{F_2 l_2}{AE} \quad (9)$$

管道的压力脉动(Δp)对管道产生振动的振幅

管长 l_2 的振幅
$$\Delta b_1 = \frac{\Delta F_1 l_1}{AE} \quad (10)$$

管长 l_1 的振幅
$$\Delta b_2 = \frac{\Delta F_2 l_2}{AE} \quad (11)$$

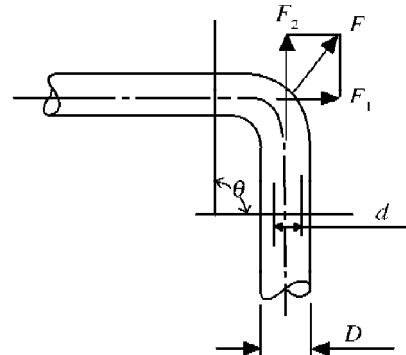
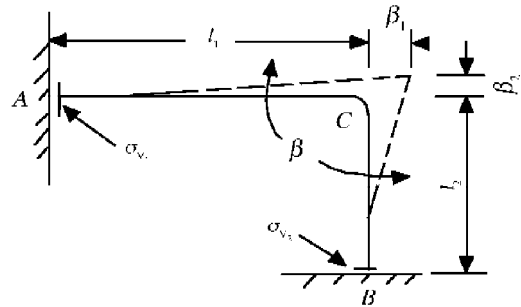


图6 实际配管

p —管道内气体压力; d —管道内径; A —管道截面积; b —管子的实际振幅; b_1 、 b_2 —水平和垂直管段的弹性变形(伸长); F_1 、 F_2 —气体压力作用在管道上的推力; E —管道的弹性模量

式(10)、式(11)中 ΔF_1 、 ΔF_2 分别为 l_1 管和 l_2 管中的压力脉动(压力差 Δp) 引起的推力。

管道的振动应力

水平管
$$s_{v1} = \frac{2ED\Delta b_2}{AE} \quad (12)$$

垂直管
$$s_{v2} = \frac{2ED\Delta b_1}{AE} \quad (13)$$

在应力评定中,当 $l_1 < l_2$ 时,只考虑 s_{v1} ; 当 $l_1 > l_2$ 时,只考虑 s_{v2} 。

对于各种管径 D 和振幅 b 下的管子振动应力列于表2。

表2 由管径 D 和振幅 b 决定的管道支撑处的振动应力 s_v

D/mm	b/mm									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
50	0.210	0.420	0.630	0.840	1.050	1.260	1.470	1.680	1.890	2.100
75	0.315	0.630	0.945	1.260	1.575	1.890	2.105	2.520	2.835	3.150
100	0.420	0.840	1.260	1.680	2.100	2.520	2.940	3.360	3.780	4.200
125	0.525	1.050	1.575	2.100	2.625	3.150	3.675	4.200	4.725	5.250
150	0.630	1.260	1.890	2.520	3.150	3.780	4.410	5.040	5.670	6.300
175	0.735	1.470	2.205	2.940	3.675	4.410	5.145	5.880	6.615	7.350

注 表中的振动应力 s_v 为管长 $l=1m$ 的值 当管长 l 为其他值时,表中应力值应乘以 $1/l^2$ 。

c. 由两端支架支撑的管道振动应力
管道的实际配管多采用支架支撑, 这种管道属于双
支点管道的振动计算。双支点支架的固定方式如图7所

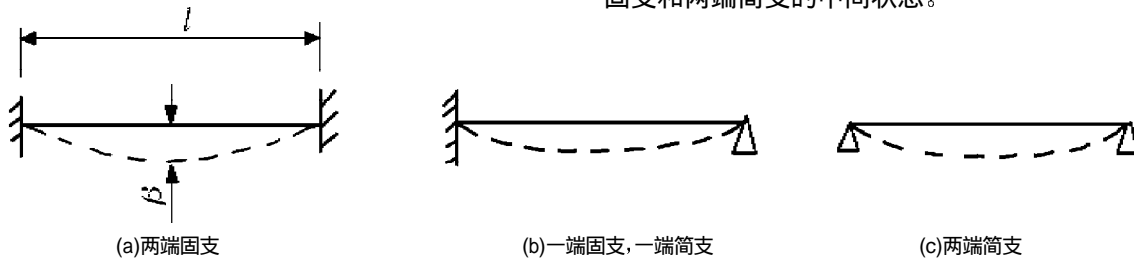


图7 双支架支撑管道

I. 双支点管道在两支架中间的振动应力

$$s_{\text{中}} \approx 6.4 \left(\frac{EDb}{l^2} \right) \quad (14)$$

II. 双支点管道在两支架支点处的振动应力

$$s_{\text{端}} \approx 8 \left(\frac{EDb}{l^2} \right) \quad (15)$$

对于各种管径D和振幅b下的管子振动应力列于表3。

表3 由管径D和振幅b决定的双支架管道支撑处的
振动应力

D/mm	b/mm				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
50	0.840	1.680	2.520	3.360	4.200
75	1.260	2.520	3.780	5.040	6.300
100	1.680	3.360	5.040	6.720	8.400
150	2.520	5.040	7.560	10.080	12.600
175	2.940	5.880	8.820	11.760	14.700

注 表中的振动应力为管长l=1m的值 当管长l为其他值时,表
中应力值应乘以1/l²。

(4) 管道振动的疲劳寿命

由于管道的过大振动循环应力对管道会产生疲劳破
坏, 故需要估算管道的振动疲劳寿命。

首先计算管道的振动平均应力幅 \hat{S} , 然后利用管道
材料的设计疲劳曲线查出管道的允许振动循环次数, 因
而得出其振动的使用寿命。对碳钢、低合金钢、高合金
钢和温度 $t \leq 370^\circ\text{C}$ 的高强钢的疲劳曲线见图8。

(5) 管道的共振

往复式压缩机或泵装置管道系统的振动包括4个方
面的振动, 它们的振动频率分别如下。

a. 往复压缩机或泵装置管道的机械振动基本频率 f_1

示, 其中图7(a)图为两端固支, 图7(b)图为一端固支, 另
一端简支; 图7(c)图为两端简支。

在振动应力计算时, 考虑管道的实际支撑处于两端
固支和两端简支的中间状态。

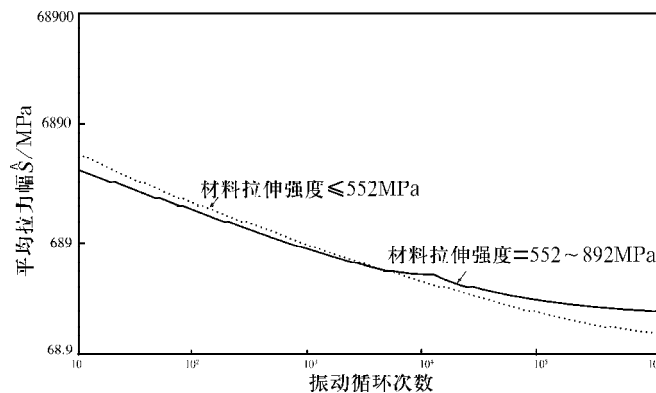


图8 碳钢、低合金钢、高合金钢和温度 $t \leq 370^\circ\text{C}$ 的高强钢
的设计疲劳曲线

注 1. $E=206 \times 10^3 \text{MPa}$ 。

2. 材料拉伸强度在552~793MPa之间的值用内插求取。

$$f_1 = K_1 n \frac{N}{60} \quad (16)$$

b. 管道内脉动气(液)流振动的基本频率 f_2

$$f_2 = K_2 n \frac{N}{60} \quad (17)$$

c. 管道内气(液)流压力脉动的振动频率 f_3

$$f_3 = \frac{C(2m+1)}{4l_e} \quad (18)$$

d. 管道的固有振动频率 f_4

$$f_4 = \frac{I^2}{2pl_s^2} \times \sqrt{\frac{EJg}{AR}} \quad (19)$$

式中 N——往复压缩机(泵)转速, r/min;

n——往复压缩机(泵)的曲轴数量

K_1 ——系数, 对曲轴数n为奇数时, $K_1=2$ n为偶
数时, $K_1=1$

K_2 ——系数, 对于双作用气(液)缸, $K_2=2$ 对于单

作用汽(液)缸, $K_2=1$

C ——气流在管内的音速, m/s , $C=KVP_m \times 10^5$, K

为气体的绝热压缩指数, V 为气体比容, 单位 m^3/kg , P_m 为管道内的气体绝压

m ——脉动气压的谐振阶次, $m=1, 2, 3, \dots$, 为1阶、2阶、3阶...的谐振阶次

l_0 ——管道系统的当量管长, m

I ——管道的固有谐振系数, 管道两端简支的1阶谐振 $I_1=\pi$, 2阶谐振 $I_2=2\pi$, 管道两端固支的

$I_1=4.73$, $I_2=7.85$

l_s ——管道支架间距, m

g ——重力加速度, $g=9.81m/s^2$

E ——材料的弹性模量, kg/m^2

J ——管子断面惯性矩, m^4

R ——管子外径, m

A ——管子截面积, m^2 。

当上述4个方面的振动频率 f 相互相等时, 管道就会产生共振而破坏。为了避免破坏, 必须保证各振动频率间相差一定的安全距离。

一般控制下列几对振动频率 f 不重合: f_1 与 f_4 不得重合; f_2 与 f_4 不得重合; f_2 与 f_3 不得重合。

6 管道的防振结构设计

对于往复式压缩机或泵装置管道系统, 为了降低振动程度和防止出现共振, 在管道的配管结构设计中应考虑防振措施。根据大量的工程实践经验, 可采取下列防振措施。

(1) 往复式压缩机或泵的吸气(液)和排气(液)管尽量靠近地面。

(2) 管道的配置尽量接近地面或墙壁, 以便缩短支架高度或长度, 提高其刚度。

(3) 配管中弯管的曲率半径应大, 使弯管呈钝角。

(4) 增大管道支架的刚度, 并且支架与基础的连接必须坚固。

(5) 管道的支撑点尽量靠近弯头和螺纹连接处, 这样可使弯头处发生的起振力不会影响到管道的另一端。

(6) 管道和支架的连接螺栓应坚固, 必须有防松措施, 如防松垫圈; 在装置运行期间, 定期检查螺栓的松动情况和紧固。

(7) 选择合适的管道支架结构和支架间距, 并留有增加支架的位置。

(8) 在往复式压缩机(泵)的吸、排气(液)管上装抑制气(液)流压力脉动的合适容积的缓冲罐、节流孔板等装置。

对于高压和超高压往复压缩机装置的管道系统, 一般在其吸气管和排气管侧装节流孔板, 如图9和图10所示。

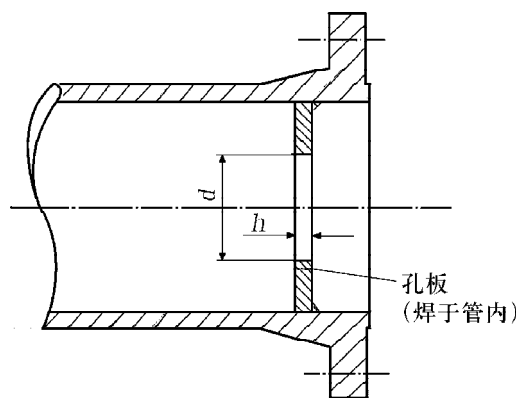


图9 用于往复压缩机吸气管上的节流孔板 ($h < d$)

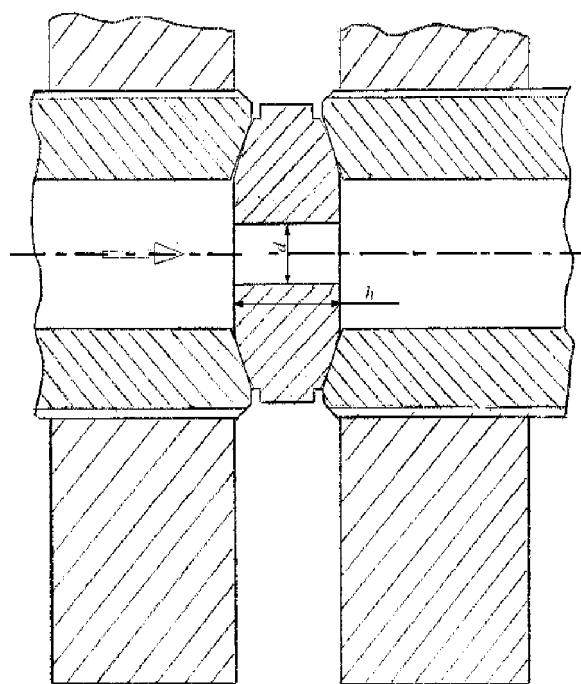


图10 用于往复压缩机排气管上的节流孔板 ($h \geq d$)