

中华人民共和国国家标准

GB/T 1236—2017/ISO 5801:2007
代替 GB/T 1236—2000

工业通风机 用标准化风道性能试验

Industrial fan—Performance testing using standardized airways

(ISO 5801:2007, IDT)

2017-11-01 发布

2018-05-01 实施

中华人民共和国国家质量监督检验检疫总局 发布
中国国家标准化管理委员会

目 次

前言 Ⅲ

1 范围 1

2 规范性引用文件 1

3 术语和定义 1

4 符号和单位 13

5 概述 16

6 压力测量仪表 17

7 风道内平均压力的测定 18

8 温度测量 20

9 转速的测量 20

10 输入功率的测定 20

11 尺寸的测量和面积的确定 22

12 空气密度、湿气体常数和黏度的确定 22

13 流量的确定 25

14 试验结果的计算 28

15 试验结果换算规则 41

16 通风机特性曲线 45

17 不确定度分析 48

18 试验方法的选择 51

19 通风机和试验风道的安装 52

20 试验操作 53

21 流量的测定 54

22 采用多喷嘴测定流量 54

23 采用锥形或弧形进口测定流量 57

24 采用孔板测定流量 61

25 采用毕托静压管横动法测定流量 71

26 安装类型和装置 77

27 整流器 78

28 带有管道的通风机装置的公用风道段 80

29 标准化试验风室 87

30 带有试验风室的标准方法——A 型装置 96

31 带有出口侧试验管道的标准试验方法——B 型装置 109

32 带有进口侧试验管道或风室的标准化试验方法——C 型装置 123

33 带有进口侧和出口侧试验管道的标准方法——D 型装置..... 140

附录 A (规范性附录) 通风机压力与通风机装置类型 160

附录 B (规范性附录) 装有通风机的屋顶排气通风装置 163

附录 C (资料性附录) 风室泄漏试验方法 165

附录 D (资料性附录) 在非水平轴线排气情况下的通风机出口弯头 170

附录 E (资料性附录) 通风机装置消耗的输入电功率 173

附录 F (资料性附录) 性能试验的优选方法 179

附录 NA(资料性附录) 在通风机截面 n 上 p_{sgn} 和 p_n 的直接计算 装置类型 B、C 和 D 180

参考文献..... 183

前 言

本标准按照 GB/T 1.1—2009 给出的规则起草。

本标准代替 GB/T 1236—2000《工业通风机 用标准化风道进行性能试验》。

本标准与 GB/T 1236—2000 相比,除编辑性修改外主要技术变化如下:

- 删除了原标准中的 14.9;
- 删除了原标准中的第 22 章;
- 删除了原标准中的第 24 章;
- 删除了原标准中的第 29 章;
- 在第 21 章“流量的测定”中,删除了原标准中的“ISO 文丘里喷管、90°弧进口喷嘴”,并将锥形进口与弧形进口合并;这些删除与变化同时在本标准的第 22 章、第 23 章、第 24 章、第 25 章中分别做了相应更改;
- 增加第 27 章“整流器”;
- 删除了原标准中的附录 C;
- 增加了附录 C“风室泄漏试验方法”;
- 增加了附录 E“通风机装置消耗的输入电功率”;
- 增加了附录 F“性能试验的优选方法”;
- 在第 30 章、第 31 章、第 32 章、第 33 章中,关于不同试验装置试验结果计算方法介绍中,删除了原标准对应章节中“简化方法”的第一种情况:基准马赫数小于 0.15 和压比大于 1.02。

本标准使用翻译法等同采用 ISO 5801:2007《工业通风机 用标准化风道性能试验》。

与本标准中规范性引用的国际文件有一致性对应关系的我国文件如下:

GB/T 2624.1—2006 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第 1 部分:一般原理和要求(ISO 5167-1:2003,IDT)

GB/T 7676.2—1998 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第 2 部分:电流表和电压表的特殊要求(IEC 60051-2:1984,IDT)

GB/T 7676.3—1998 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第 3 部分:功率表和无功功率表的特殊要求(IEC 60051-3:1984,IDT)

GB/T 7676.4—1998 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第 4 部分:频率表的特殊要求(IEC 60051-4:1984,IDT)

GB/T 27759—2011 流体流量测量 不确定度评定程序(ISO 5168:2005,IDT)

为便于使用,本标准作了如下编辑性修改:

- “本国际标准”更改为“本标准”;
- 用小数点“.”代替作为小数点的逗号“,”;
- 删除了原标准中的前言和引言;
- 将原标准的附录 C,在本标准中为“附录 NA”作为资料性附录;
- 在引用文件中,注日期的均采用对应于国际标准的我国标准。

本标准由中国机械工业联合会提出。

本标准由全国风机标准化技术委员会(SAC/TC 187)归口。

本标准起草单位:沈阳鼓风机研究所(有限公司)、浙江金盾风机股份有限公司、浙江省风机产品质量检验中心、浙江上风高科专风实业有限公司、陕西鼓风机(集团)有限公司、重庆通用工业(集团)有限

责任公司、浙江亿利达风机股份有限公司、宁波风机有限公司、浙江双阳风机有限公司、上海鼓风机厂有限公司、江苏金通灵流体机械科技股份有限公司、浙江明新风机有限公司、山东临风科技股份有限公司、鞍山钢峰风机有限责任公司、湖北省风机厂有限公司、上虞通风机有限公司、津鼓风机集团有限责任公司、威海克莱特菲尔风机股份有限公司、河北骞海鼓风机有限公司、无锡市厚德自动化仪表有限公司。

本标准主要起草人：陈凤义、罗建平、余培铨、郑华、许宝华、姚永利、廖玉龙、陈永宁、郑国成、阮苗英、邬之川、丁铁华、朱继宏、童建锋、盖京方、闫龙寅、王平、许兰焕、张翠平、王新、杨成兴、徐志强、李小东。

本标准所代替标准的历次版本发布情况为：

——GB/T 1236—1985、GB/T 1236—2000。

工业通风机

用标准化风道性能试验

1 范围

本标准适用于除专为空气循环而设计的风扇(如吊扇、台扇)之外的各种型式的工业通风机性能的测定。

本标准给出了测量不确定度的评定方法和模型试验情况下,在规定的试验范围内,转速、输送气体和尺寸变化时的试验结果的换算规则。

2 规范性引用文件

下列文件对于本文件的应用是必不可少的。凡是注日期的引用文件,仅注日期的版本适用于本文件。凡是不注日期的引用文件,其最新版本(包括所有的修改单)适用于本文件。

GB/T 755.2—2003 旋转电机(牵引电机除外)确定损耗和效率的试验方法(IEC 60034-2:1972, IDT)

ISO 3966 封闭管路内的流体流量的测定 使用毕托静压管的速度场法(Measurement of fluid flow in closed conduits — Velocity area method using Pitot static tubes)

ISO 5167-1 用安装在圆形截面管道中的差压装置测量满管流体流量 第1部分:一般原理和要求(Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full—Part 1:General principles and requirements)

ISO 5168 流体流量测量 不确定度评估程序(Measurement of fluid flow—Procedure for evaluation of uncertainties)

ISO 5221 空气的分布和空气的扩散 测量空气输送管道内空气流量方法的准则(Air distribution and air diffusion — Rules to methods of measuring air flow rate in an air handling duct)

IEC 60051-2 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第2部分:电流表和电压表的特殊要求(Direct acting indicating analogue electrical measuring instruments and their accessories—Part 2:Special requirements for ammeters and voltmeters)

IEC 60051-3 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第3部分:功率表和无功功率表的特殊要求(Direct acting indicating analogue electrical measuring instruments and their accessories—Part 3:Special requirements for wattmeters and varimeters)

IEC 60051-4 直接作用模拟指示电测量仪表及其附件 第4部分:频率表的特殊要求(Direct acting indicating analogue electrical measuring instruments and their accessories—Part 4:Special requirements for frequency meters)

3 术语和定义

下列术语和定义适用于本文件。

3.1

管路截面积 area of the conduit section

A_x

管路截面 x 的面积。

3.2

通风机进口面积 **fan inlet area**

A_1

取空气输送装置进口端的界面作为通风机进口平面。

注：通常取机壳进口平面的总面积作为通风机进口面积。

3.3

通风机出口面积 **fan outlet area**

A_2

取空气输送装置出口端的界面作为通风机出口平面。

注：通常取机壳出口平面的总面积作为通风机出口面积。

3.4

温度 **temperature**

T

测温元件测得的空气或流体的温度。

注：温度单位为℃。

3.5

绝对温度 **absolute temperature**

Θ

热力学温度 $\Theta = T + 273.15$

注：本标准中 Θ 表示绝对温度，单位为 K； T 的单位为℃。

3.6

气体常数 **specific gas constant**

R

对于理想干气体状态方程为：

$$\frac{p}{\rho} = R\Theta$$

注：对于干空气， $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

3.7

等熵指数 **isentropic exponent**

κ

对于理想气体和等熵过程：

$$\kappa = \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{常数}$$

注：对于大气， $\kappa = 1.4$ 。

3.8

等压比热 **specific heat capacity at constant pressure**

c_p

对于理想气体：

$$c_p = \frac{\kappa}{\kappa - 1} R$$

注：比热的单位一般为 $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

3.9

等容比热 specific heat capacity at constant volume

c_v

对于理想气体：

$$c_v = \frac{1}{\kappa - 1} R$$

注：比热的单位一般为 J/(kg · K)。

3.10

压缩性系数 compressibility factor

Z

注 1：对于理想气体， $Z=1$ 。

注 2：对于实际气体：

$$Z = \frac{p}{\rho R \Theta}$$

式中：

Z —— p/p_c 和 Θ/Θ_c 的函数；

p_c —— 气体的临界压力；

Θ_c —— 气体的临界温度。

3.11

某一点的滞止温度 stagnation temperature at a point

Θ_{sg}

在无能量或热量交换的情况下，理想气体流动的等熵滞止点的绝对温度。

注 1：滞止温度在风道内是不变的，对进口风管而言，则等于试验环境中的大气绝对温度。

注 2：滞止温度的单位为 K。

注 3：对于马赫数小于 0.122(对应标准空气管道内流速小于 40 m/s)时，滞止温度近似等于总温。

3.12

某一点的流体温度 fluid temperature at a point

某一点的静态温度 static temperature at a point

Θ

测温元件以流体速度移动记录的绝对温度。

注 1：对于实际气流：

$$\Theta = \Theta_{sg} - \frac{v^2}{2c_p}$$

式中：

v —— 某一点处流速，单位为米每秒(m/s)。

注 2：温度单位为 K。

注 3：在管道中，静态温度随流速的提高而降低。

3.13

干球温度 dry bulb temperature

T_d

试验环境中，接近通风机进口或风道进口处采用干测温元件测得的空气温度。

注：该温度单位为℃。

3.14

湿球温度 wet bulb temperature

T_w

覆盖有吸湿芯绳、暴露于运动空气中的测温元件测得的空气温度。

注 1：在正确测量的情况下，湿球温度接近于绝热饱和温度。

注 2：湿球温度的单位为℃。

3.15

截面 x 上的滞止温度 **stagnation temperature at a section x**

Θ_{sgx}

规定风道截面面积上平均滞止温度的时间平均值。

注：该温度的单位为 K。

3.16

截面 x 上的静态或流体温度 **static or fluid temperature at a section x**

Θ_x

规定风道截面面积上平均静态或流体温度的时间平均值。

注：该温度的单位为 K。

3.17

某一点的绝对压力 **absolute pressure at a point; absolute pressure**

p

相对于周围空气静止时的某一点测得的相对于绝对零压力的压力。

注：该压力的单位通常为 Pa。

3.18

大气压力 **atmospheric pressure**

p_a

通风机平均高度的自由大气的绝对压力。

注：该压力的单位通常为 Pa。

3.19

表压 **gauge pressure**

p_e

当基准压力是测量点的大气压力时的压力值。

注 1：表压可能为正值或负值， $p_e = p - p_a$ 。

注 2：该压力的单位通常为 Pa。

3.20

某一点的绝对滞止压力 **absolute stagnation pressure at a point**

p_{sg}

在流动气体中，某一点测得的绝对压力（如果该气体通过等熵过程而静止），由下式给出：

$$p_{sg} = p \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

注 1： Ma 为该点的马赫数（见 3.23）。

注 2：该压力的单位通常为 Pa。

注 3：对于马赫数小于 0.122（对应风道内标准空气流速低于 40 m/s）时，滞止压力近似等于总压。

3.21

马赫系数 **Mach factor**

f_{Mr}

某一点动压的修正系数，由下式给出：

$$f_{Mr} = \frac{p_{sg} - p}{p_d}$$

注：马赫系数可按下式计算：

$$f_{Mr} = 1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{(2 - \kappa)Ma^4}{24} + \frac{(2 - \kappa)(3 - 2\kappa)Ma^6}{192} + \dots$$

3.22

某一点的动压 dynamic pressure at a point

p_d

此压力由该点的空气密度、速度,按照下式计算得到:

$$p_d = \rho \frac{v^2}{2}$$

注:该压力单位通常为 Pa。

3.23

某一点的马赫数 Mach number at a point

Ma

某一点的气体速度与声速之比,由下式计算:

$$Ma = \frac{v}{\sqrt{\kappa R_w \Theta}} = \frac{v}{c}$$

式中:

c ——声速, $c = \sqrt{\kappa R_w \Theta}$;

R_w ——湿气体的气体常数。

3.24

某一点的滞止表压 gauge stagnation pressure at a point

p_{esg}

绝对滞止压力 p_{sg} 与大气压力之差 p_a ,由下式计算:

$$p_{\text{esg}} = p_{\text{sg}} - p_a$$

注:该压力单位通常为 Pa。

3.25

质量流量 mass flow rate

q_m

单位时间内通过规定风道截面的空气质量对时间的平均值

注1:除泄漏外,质量流量在通风机风道系统内的各个截面上是相同的。

注2:质量流量的单位为 kg/s。

3.26

截面 x 的平均表压 average gauge pressure at a section x ; mean gauge pressure at a section x

p_{ex}

在规定风道截面上平均表压对时间的平均值。

注:该压力单位通常为 Pa。

3.27

截面 x 的平均绝对压力 average absolute pressure at a section x

p_x

在规定风道截面上平均绝对压力对时间的平均值,由下式给出:

$$p_x = p_{\text{ex}} + p_a$$

注:该压力的单位通常为 Pa。

3.28

截面 x 的平均密度 average density at a section x

ρ_x

由绝对压力 p_x 和静态温度 Θ_x 计算得到的流体密度。

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

式中, R_w 为湿气体的气体常数。

注: 密度单位为 kg/m^3 。

3.29

截面 x 的容积流量 **volume flow rate at a section x**

$$q_{Vx}$$

规定风道截面的质量流量除以该截面密度对时间的平均值, 计算如下:

$$q_{Vx} = \frac{q_m}{\rho_x}$$

注: 容积流量的单位为 m^3/s 。

3.30

截面 x 的平均速度 **average velocity at a section x**

$$v_{mx}$$

规定风道截面上的容积流量除以该截面面积 A_x 的所得值, 计算如下:

$$v_{mx} = \frac{q_{Vx}}{A_x}$$

注 1: v_{mx} 是气体速度在截面上垂直平均分量对时间的平均值。

注 2: 平均速度单位为 m/s 。

3.31

截面 x 的常规动压 **conventional dynamic pressure at a section x**

$$p_{dx}$$

由规定风道截面上的平均速度和平均密度计算的动压, 如下式:

$$p_{dx} = \rho_x \frac{v_{mx}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

注 1: 常规动压将小于该截面动压的平均值。

注 2: 动压的单位为 Pa 。

3.32

截面 x 的马赫数 **Mach number at a section x**

$$Ma_x$$

规定风道截面上的平均气体速度除以该截面处的声速, 如下式:

$$Ma_x = v_{mx} / \sqrt{\kappa R_w \Theta_x}$$

注: 马赫数为无量纲数。

3.33

截面 x 的平均滞止压力 **average stagnation pressure at a section x**

$$p_{srx}$$

用该截面马赫系数 f_{Mx} 修正的常规动压 p_{dx} 与平均绝对压力 p_x 之和, 如下式:

$$p_{srx} = p_x + p_{dx} f_{Mx}$$

注 1: 平均滞止压力可由下式计算:

$$p_{srx} = p_x \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

注 2: 平均滞止压力的单位为 Pa 。

3.34

截面 x 的滞止表压 **gauge stagnation pressure at a section x**

$$p_{\text{esg},x}$$

该截面上平均滞止压力 $p_{\text{sg},x}$ 和大气压力 p_a 之间的差,如下式:

$$p_{\text{esg},x} = p_{\text{sg},x} - p_a$$

注:滞止表压的单位为 Pa。

3.35

进口滞止温度 **inlet stagnation temperature**

$$\Theta_{\text{sg}1}$$

气体速度小于 25 m/s 的一个截面上,靠近通风机进口的试验空间中的绝对温度。

注 1:在此情况下,可认为进口滞止温度等于环境温度 Θ_a ,如下式:

$$\Theta_{\text{sg}1} = \Theta_a = T_a + 273.15$$

注 2:进口滞止温度单位为 K。

3.36

进口滞止密度 **inlet stagnation density**

$$\rho_{\text{sg}1}$$

由进口滞止压力 $p_{\text{sg}1}$ 和进口滞止温度 $\Theta_{\text{sg}1}$ 计算的密度,如下式:

$$\rho_{\text{sg}1} = \frac{p_{\text{sg}1}}{R_w \Theta_{\text{sg}1}}$$

注:滞止密度的单位为 kg/m^3 。

3.37

进口滞止容积流量 **inlet stagnation volume flow rate**

$$q_{V\text{sg}1}$$

质量流量除以进口滞止密度,如下式:

$$q_{V\text{sg}1} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg}1}}$$

注:进口滞止容积流量的单位为 m^3/s 。

3.38

通风机压力 **fan pressure**

$$p_f$$

通风机出口滞止压力和通风机进口滞止压力之差值,如下式:

$$p_f = p_{\text{sg}2} - p_{\text{sg}1}$$

注 1:当马赫数小于 0.15 时,可使用以下关系式:

$$p_f = p_{\text{st}} = p_{\text{t}2} - p_{\text{t}1}$$

注 2:通风机压力与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 3:通风机压力单位为 Pa。

3.39

通风机出口动压 **dynamic pressure at the fan outlet**

$$p_{\text{d}2}$$

通风机出口的常规动压,由质量流量、通风机出口平均气体密度及出口面积计算得到:

$$p_{\text{d}2} = \rho_2 \frac{v_{\text{m}2}^2}{2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

注:通风机动压单位为 Pa。

3.40

通风机静压 fan static pressure

p_{sf}

通常规定为通风机压力减去经马赫系数修正的通风机动压：

$$p_{sf} = p_{sg2} - p_{d2} \cdot f_{M2} - p_{sg1} = p_2 - p_{sg1}$$

注 1：通风机静压与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：通风机静压单位为 Pa。

3.41

平均密度 mean density

ρ_m

进口与出口密度的算术平均值。

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

注：平均密度的单位为 kg/m³。

3.42

平均滞止密度 mean stagnation density

ρ_{msg}

进口和出口滞止密度的算术平均值：

$$\rho_{msg} = \frac{\rho_{sg1} + \rho_{sg2}}{2}$$

注：平均滞止密度的单位为 kg/m³。

3.43

通风机单位质量功 fan work per unit mass

W_m

通过通风机的单位质量流体机械能的增加，如下式：

$$W_m = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \alpha_{A2} \frac{v_{m2}^2}{2} - \alpha_{A1} \frac{v_{m1}^2}{2}$$

注 1： W_m 可按照 3.47 的规定，如下式计算：

$$W_m = \frac{p_u}{q_m}$$

注 2：由上面二个表达式计算得到的数值，只相差千分之几。

注 3：通风机单位质量功与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 4：通风机单位质量功的单位为 J/kg。

3.44

通风机单位质量静功 fan static work per unit mass

W_{ms}

通过通风机的单位质量流体机械能的增加值减去传递给流体的单位质量动能，如下式：

$$W_{ms} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \alpha_{A1} \frac{v_{m1}^2}{2}$$

注 1：通风机单位质量静功与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：通风机单位质量静功的单位为 J/kg。

3.45

通风机压比 fan pressure ratio

r

通风机出口截面的平均滞止绝对压力与其进口截面平均滞止绝对压力之比：

$$r = p_{sg2} / p_{sg1}$$

注：通风机压比为无量纲参数。

3.46

压缩性系数 compressibility coefficient

$$k_p$$

相同质量流量、进口密度和压比的情况下，通风机对空气作的机械功与对不可压缩流体所作功之比值，如下式：

$$k_p = \frac{Z_k \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_k (r - 1)]}$$

$$\text{式中: } Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\rho_{sg1} P_r}{q_m p_f}$$

注 1：假设多变压缩在通风机机壳无热传导的情况下，所作功由叶轮功率推导出。

注 2： k_p 和 ρ_{ms1} / ρ_{msg} 相差小于 2×10^{-3} 。

注 3：压缩性系数为无量纲参数。

注 4：第二种计算方法见 30.2.3.4.2b)。

3.47

通风机空气功率 fan air power

$$P_u$$

常规的输出功率，为质量流量与通风机单位质量功的乘积，或进口容积流量、压缩性系数和通风机压力的乘积，见下式：

$$P_u = q_m W_m = q_{Vsg1} \cdot p_f \cdot k_p$$

注 1：通风机空气功率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：当 q_m 单位为 kg/s、 W_m 单位为 J/kg 时，通风机空气功率单位为 W。

注 3：当 q_{Vsg1} 单位为 m^3/s 、 p_f 单位为 Pa 时，通风机空气功率单位为 W。

3.48

通风机静空气功率 fan static air power

$$P_{us}$$

常规的输出功率，为质量流量 q_m 与通风机单位质量静功 W_{ms} 的乘积，或进口容积流量 q_{Vsg1} 、压缩性系数 k_{ps} 和通风机静压 p_{sf} 的乘积， k_{ps} 的计算采用 $r = p_2 / p_{sg1}$

$$P_{us} = q_m W_{ms} = q_{Vsg1} \cdot k_{ps} \cdot p_{sf}$$

注 1：通风机静空气功率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：当 q_m 单位为 kg/s、 W_{ms} 单位为 J/kg 时，通风机静空气功率单位为 W。

3.49

叶轮功率 impeller power

$$P_r$$

供给通风机叶轮的机械功率。

注：叶轮功率的单位为 W。

3.50

通风机的轴功率 fan shaft power

$$P_a$$

供给通风机轴的机械功率。

注：通风机的轴功率的单位为 W。

3.51

电机输出功率 motor output power

$$P_o$$

电机或其他原动机的输出轴功率。

注：电机输出功率的单位为 W。

3.52

电机输入功率 **motor input power** P_e

供给驱动电机接线端子上的电功率。

注：电机输入功率的单位为 W。

3.53

叶轮转速 **rotational speed of the impeller** N

通风机叶轮每分钟的转数。

3.54

叶轮旋转频率 **rotational frequency of the impeller** n

通风机叶轮每秒钟的转数。

3.55

叶轮叶顶速度 **tip speed of the impeller** u_2

叶轮叶片外缘的圆周速度。

注：叶顶速度的单位为 m/s。

3.56

圆周马赫数 **peripheral Mach number** Ma_u

等于叶顶速度与通风机进口滞止条件下气体声速之比的无量纲参数：

$$Ma_u = u_2 / \sqrt{\kappa R_w \Theta_{s01}}$$

3.57

通风机叶轮效率 **fan impeller efficiency** η_r

通风机空气功率除以叶轮功率，如下式：

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_r}$$

注 1：通风机叶轮效率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：通风机叶轮效率可以用比值或者百分比表示。

3.58

通风机叶轮静效率 **fan impeller static efficiency** η_{sr}

通风机静空气功率除以叶轮功率：

$$\eta_{sr} = \frac{P_{us}}{P_r}$$

注 1：通风机叶轮静效率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。

注 2：通风机叶轮效率可以用比值或者百分比表示。

3.59

通风机轴效率 **fan shaft efficiency** η_a

通风机空气功率除以通风机轴功率：

$$\eta_a = \frac{P_u}{P_a}$$

- 注 1：通风机轴功率包括轴承损失，而通风机叶轮功率不包括这一损失。
注 2：通风机轴效率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。
注 3：通风机轴效率可以用比值或者百分比表示。

3.60

通风机电机轴效率 fan motor shaft efficiency

$$\eta_o$$

通风机空气功率 P_u 除以电机输出功率 P_o ：

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_o}$$

- 注 1：通风机电机轴效率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。
注 2：通风机电机轴效率可以用比值或者百分比表示。

3.61

总效率 overall efficiency

$$\eta_e$$

通风机空气功率除以通风机和电机组合的电机输入功率：

$$\eta_e = \frac{P_u}{P_e}$$

- 注 1：总效率与装置类型 A、B、C 或 D 有关。
注 2：通风机总效率可以用比值或者百分比表示。

3.62

进口密度与平均密度之比 ratio of inlet density to mean density

$$k_\rho$$

通风机进口的流体密度除以通风机内的平均流体密度，如下式：

$$k_\rho = \frac{2\rho_1}{\rho_1 + \rho_2}$$

注： k_ρ 为无量纲参数。

3.63

截面 x 的动能系数 kinetic energy factor at a section x

$$\alpha_{Ax}$$

通过所确认的面积 A_x 的时间平均流通量的动能除以通过该面积的对应于平均空气速度的动能的无量纲系数，如下式：

$$\alpha_{Ax} = \frac{\iint_{A_x} (\rho v_n v^2) dA_x}{q_m v_{mx}^2}$$

式中：

- v ——就地绝对速度，单位为米每秒(m/s)。
 v_n ——就地垂直于截面的速度，单位为米每秒(m/s)。

3.64

截面 x 的动能指数 kinetic index at a section x

$$i_{kx}$$

截面 x 上的单位质量的动能与通风机单位质量功之比的无量纲系数：

$$i_{kx} = \frac{v_{mx}^2}{2W_m}$$

3.65

截面 x 的雷诺数 Reynolds number at a section x

Re_{D_x}

确定流动状态的无量纲参数,常用作标度参数。

注:该参数是就地速度、就地密度以及相关标准长度(风管直径、叶片长度)的乘积除以动力黏度,如下式计算:

$$Re_{D_x} = \frac{v_{m,x} D_x}{\nu_x} = \frac{4q_m}{\pi \mu D_x}$$

3.66

常规损失系数 friction-loss coefficient

$(\xi_{x-y})_y$

风管截面 x 和 y 之间的摩擦损失的无量纲系数,用截面 y 的速度和密度计算;对于不可压缩流动,按下式计算:

$$\Delta p_{xy} = \frac{1}{2} \rho_y v_{m,y}^2 (\xi_{x-y})_y$$

3.67

水力学直径 hydraulic diameter

D_h

矩形截面风管的水力学直径按下式计算:

$$D_h = \frac{4A}{2(b+h)}$$

式中,

A 为截面面积;

b 为矩形截面宽度;

h 为矩形截面高度。

3.68

流量系数 flow coefficient

Φ

无量纲参数,如下式:

$$\Phi = \frac{q_m}{\rho_m D_i^2 u_2}$$

3.69

压力系数 pressure coefficient

Ψ

无量纲参数,如下式:

$$\Psi = \frac{p_i}{\rho_m u_2^2}$$

3.70

通风机功率系数 fan power coefficient

λ

无量纲参数,如下式:

$$\lambda = \frac{\Phi \Psi}{\eta}$$

4 符号和单位

4.1 符号

下列符号和单位适用于本文件。

符号	表示量	定义索引	国际单位制
A_x	管路截面 x 的面积	3.1	m^2
a	壁面压力孔的孔径	—	mm
b	矩形风管截面的宽度	—	m
C	排出系数	—	—
c	声速	3.23	m/s
c_p	等压比热	3.8	J/(kg · K)
c_v	等容比热	3.9	J/(kg · K)
d	孔板或喷嘴喉道直径	—	m
d_i	毕托静压管滞止压力孔径	—	mm
D	管路流量计上游段圆形管道内径	—	m
D_h	矩形管道截面的水力学直径	3.67	m
D_x	圆形管道截面 x 的内径	—	m
D_r	叶轮外径	—	m
f_{Mx}	截面 x 的用于动压修正的马赫系数	3.21	—
g	重力加速度	—	m/s^2
h	矩形管道截面的高度	—	m
h_u	相对湿度 p_v/p_{sat}	—	—
i_{kx}	截面 x 上的动能指数	3.64	—
k_c	试验结果换算时使用的系数	—	—
k_{cs}	静压试验结果换算时使用的系数	—	—
k_ρ	进口与平均密度之比	3.62	—
k_p	计算通风机空气功率 P_u 用的压缩性修正系数	3.46	—
k_{ps}	计算通风机静空气功率用的压缩性修正系数	—	—
Ma	马赫数	3.23	—
Ma_x	截面 x 上的马赫数	3.32	—
$Ma_{x,\text{ref}}$	进口滞止条件下截面 x 的参考马赫数	—	—
Ma_u	圆周马赫数	3.56	—
m	孔板面积比 $(d/D)^2$	—	—
n	叶轮旋转频率	—	r/s
N	叶轮转速	—	r/min
p	流体的绝对压力	3.17	Pa
p_a	通风机平均高度的大气压力	3.18	Pa
p_e	表压	3.19	Pa
p_{sg}	某一点的绝对滞止压力	3.20	Pa
p_{csg}	某一点的滞止表压	3.24	Pa
$p_{csg,x}$	截面 x 上的滞止表压	3.34	Pa

p_d	某一点的动压	3.22	Pa
p_x	截面 x 上的流体空间和时间的平均绝对压力	3.27	Pa
p_{cx}	截面 x 上的流体空间和时间的平均表压	3.26	Pa
p_{sgx}	截面 x 上的平均滞止压力	3.33	Pa
p_{dx}	截面 x 上的常规动压	3.31	Pa
p_{sat}	饱和蒸汽压力	12.2	Pa
p_v	水蒸气分压力	12.2	Pa
p_f	通风机压力	3.38	Pa
p_{sf}	通风机静压	3.40	Pa
p_{d2}	通风机出口动压	3.39	Pa
p_u	管路流量计的上游平均绝对压力	—	Pa
p_{do}	管路流量计的下游平均绝对压力	—	Pa
P_a	供给通风机轴的机械功率	3.50	W
P_e	电机输入功率	3.52	W
P_o	电机输出功率	3.51	W
P_r	供给通风机叶轮的机械功率	3.49	W
P_u	通风机空气功率	3.47	W
P_{us}	通风机静空气功率	3.48	W
q_m	质量流量	3.25	kg/s
q_v	容积流量	—	m ³ /s
q_{vsg1}	进口滞止容积流量	3.37	m ³ /s
q_{vx}	截面 x 上的容积流量	3.29	m ³ /s
r	通风机压比	3.45	—
r_d	流量计压比 $r_d = p_{do}/p_u$	—	—
$r_{\Delta p}$	对于流量计 $\Delta p/p_{do}$	—	—
R	干空气或气体的气体常数	3.6	J/(kg · K)
R_w	湿空气或气体的气体常数	—	J/(kg · K)
Re_{Dx}	截面 x 上的雷诺数	3.65	—
T_a	环境温度	—	℃
T_b	气压表温度	—	℃
T_d	干球温度	3.13	℃
T_w	湿球温度	3.14	℃
T_x	截面 x 上的静态温度	—	℃
T_{sgx}	截面 x 上的滞止温度	—	℃
u_x	x 的相对不确定度	—	%
U_x	x 的绝对不确定度	—	与 x 同
v	某一点的气体速度	—	m/s
v_{mx}	截面 x 上的气体平均速度	3.30	m/s
u_2	叶轮的圆周速度或叶顶速度	3.55	m/s
W_m	通风机单位质量功	3.43	J/kg
W_{ms}	通风机单位质量静功	3.44	J/kg
Z	状态方程中的压缩性系数	3.10	—

Z_k	计算压缩性修正系数 k_p 使用的系数(第一种方法)	—	—
Z_p	计算压缩性修正系数 k_p 使用的系数(第二种方法)	—	—
z_x	截面 x 的平均高度	—	m
α	管路流量计的流量系数	—	—
α_{Ax}	面积 A_x 的截面 x 上的流体动能系数;假设 $\alpha_{Ax}=1$	3.63	—
β	孔板或喷嘴内径与上游管道直径之比 d/D	—	—
β'	孔板或喷嘴内径与下游管道直径之比	—	—
Δp	差压	—	Pa
Δz_b	气压表与通风机平均高度之间的高度差	—	m
ϵ	膨胀系数	—	—
$(\xi_{x-y})_y$	截面 x 和 y 之间的常规摩擦损失系数,用截面 y 计算	3.66	—
η	效率	—	—
η_s	静效率	—	—
η_a	通风机轴效率	3.59	—
η_e	总效率	3.61	—
η_o	通风机电机轴效率	3.60	—
η_r	通风机叶轮效率	3.57	—
η_{sr}	通风机叶轮静效率	3.58	—
Θ_{sgx}	截面 x 上的滞止温度	3.15	K
Θ_x	截面 x 上的静态或流体温度	3.16	K
Θ_a	环境温度	—	K
Θ_u	管路内流量计上游温度	—	K
κ	理想气体等熵指数	3.7	—
Λ	一个直管道直径长度的摩擦损失系数	—	—
μ	动力黏度	—	Pa·s
ρ	气体密度	—	kg/m ³
ρ_x	截面 x 上的气体平均密度	3.28	kg/m ³
ρ_m	通风机内气体平均密度	3.41	kg/m ³
Φ	流量系数	3.68	—
Ψ	压力系数	3.69	—
λ	通风机功率系数	3.70	—
ω	角速度	—	rad/s
ν	运动黏度	12.3	m/s

4.2 下标

- 1 试验通风机进口
- 2 试验通风机出口
- 3 进口侧风道内的压力测量截面
- 4 出口侧风道内的压力测量截面
- 5 进口侧测量时喉道或 Δp 下游测孔所处的测量截面
- 6 出口侧测量时 Δp 和 p_u 的上游测孔所处的测量截面
- 7 进口侧测量时 Δp 和 p_u 的上游测孔所处的测量截面
- 8 出口侧测量时喉道或 Δp 下游测孔所处的测量截面

a	试验空间的大气环境
b	气压表
c	试验截面的中心点
do	流量测量装置的下游
f	通风机
Gu	与合同中规定的特性相关的保证参数
n	通风机基准面;进口 $n=1$,出口 $n=2$
s	静态条件
sat	饱和条件
sg	滞止条件
Te	与合同中规定的特性相关的试验参数
u	相对于流量测量装置上游的空气条件
$x-y$	从截面 x 到截面 y 的风道段

5 概述

通风机单位质量功的上限为 25 000 J/kg,当通风机输送介质平均密度为 1.2 kg/m³ 时,相当于通风机压力升约等于 30 000 Pa。

标准化风道下试验的工作流体应为大气,其压力和温度应在正常大气范围内。

有四种装置类型:

- A 型:自由进口,自由出口;
- B 型:自由进口,管道出口;
- C 型:管道进口,自由出口;
- D 型:管道进口,管道出口。

对应有四种性能特性。

不能将通风机性能视作不变的,例如,当速度场扭曲或存在旋流时,通风机的压力—流量特性曲线可按上游段的流体流量进行修正。

尽管下游段的流动一般不会影响通过的叶轮的流量,但下游段管道的损失可以按通风机出口流体流量进行修正。

通风机流量、压力及效率的测量和计算方法在第 14 章~第 27 章和附录 A 中规定,这些方法是可压缩流动、在考虑到马赫数效应和密度变化的情况下所建立的,同时也提出了基准马赫数小于 0.15 和/或通风机压力小于 2 000 Pa 时的简化方法。

在本标准中使用绝对压力和温度进行计算,但是也提供使用表压的等效表达式。

通常与下述各项相符:

- 通风机装置类型 C 和 D,在通风机进口上游应提供公用风管段,以便模拟长、直进口风管;
- 通风机装置类型 B 和 D,在出口压力测量截面上游,应提供与通风机出口相邻的公用风管段(配备有一个标准化流体整流器:一个有 8 个辐射叶片的整流器或格栅整流器),以便模拟一个长、直出口风管。

当试验装置欲模拟符合装置类型 C、但接有通大气的短管道时,该试验通风机应装设与通风机出口形状相同的风管,该风管长度为 2 倍的当量直径。

对于大型通风机(直径在 800 mm 及以上)采用 D 型装置进行试验时,可能难以采用包含整流器的出口侧标准化公用风道进行,此时,有关各方应协商一致,可采用 28.2.5 中所述的装置、在出口侧装设 3D 长度管道进行通风机性能测量,以这种方法获得的结果与在进口侧和出口侧使用公用风管所获得的

结果存在某种程度的不同,尤其是当通风机产生大旋流时更是如此。

按照常规,通风机进、出口处的动能系数 α_{A1} 、 α_{A2} 应认为等于 1。

在每个试验装置图中显示的试验通风机为一种类型(例如,轴流式通风机),其实,也能使用其他类型的试验通风机。

6 压力测量仪表

6.1 气压表

试验空间的大气压力应在通风机进口和出口截面中心之间的平均海拔高度上测定,其不确定度不应超过 $\pm 0.2\%$ 。直读汞柱型气压表应读出最接近的 100 Pa(1 mbar)或最接近的 1 mm 汞柱,若遇汞密度与标准出现差异、因温度造成的刻度长度变化,以及就地 g 值的不同,都应对读数进行校准和修正。

如果预定刻度适于仪表区域 g 值($\pm 0.01 \text{ m/s}^2$ 内)和室温($\pm 5 \text{ }^\circ\text{C}$ 内),可不必修正。

对于无液型或压力传感型气压表,若其校准精度为 $\pm 200 \text{ Pa}$ 、且是在试验时间段进行的校准,则可以使用。

气压表应装在实验室内的通风机进口和出口的平均海拔高度位置。对于超过 10 m 的高度差,应加上修正值 $\rho_a g(z_b - z_m)$, Pa,

式中:

z_b ——气压表套管或气压表传感器的海拔高度;

z_m ——通风机进口和出口之间的平均海拔高度;

g ——就地重力加速度值;

ρ_a ——环境空气密度。

6.2 压力计

在稳定压力条件下,并加上校准修正值(包括与校准温度的温差和 g 值的校准修正),压差测量的压力计的不确定度不得超过有效压力的 1% 或 1.5 Pa,取较大值。

应采用有效压力为通风机额定工况时的滞止压力或在测定容积流量时相应的压力计的差压。在正常情况下,额定工况点接近于通风机特性曲线上的最佳效率点。

压力计通常为垂直或倾斜的液柱型,但也可以采用带有指示或记录仪表的压力传感器,只要其具有相同的精度、满足相同的校准要求即可。

校准应在一组连续、稳定的压力下进行,使压力顺序升高和降低,以检查其差异。

基准仪表应为精密压力计或微压计,其读数精度应达到 $\pm 0.25\%$ 或 0.5 Pa,取较大者。

6.3 压力计的阻尼

压力计读数的快速波动应通过阻尼予以限制,以使得平均读数的估值的偏差在 $\pm 1\%$ 有效压力之内。阻尼可以是连接压力计的空气接头或仪表内的液体回路,该阻尼须为线性,且其型式应确保在任意一个方向的移动阻力相同;阻尼不应过大以致妨碍了缓慢变动的正确示值,若发生上述现象,则应获取足够数量的读数以使得其平均值的偏差在 $\pm 1\%$ 的有效压力之内。

6.4 压力计的检查

液柱压力计应在其试验位置进行检查,以确定其校准接近有效压力;斜管压力计应经常检查水平状态,若受到干扰,则须重新校准检查;在仪表无干扰的情况下,每组读数之前、之后,均须对压力计进行零读数检查。

6.5 压力计的位置

压力计的零位高度或压力传感器的高度,应为压力测量截面的平均高度(见图 1)。

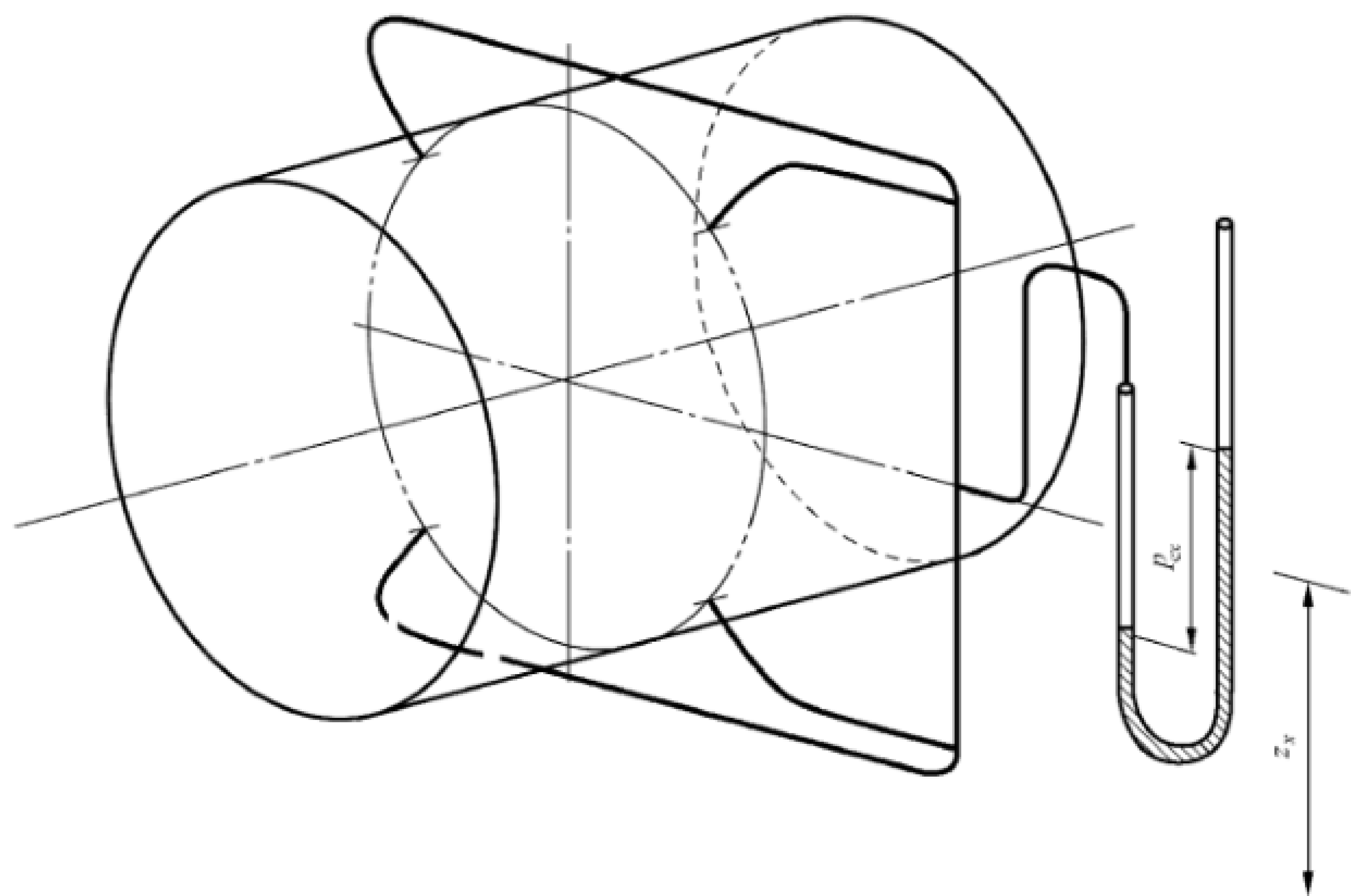


图 1 获得平均静压的测孔连接与压力计高度

7 风道内平均压力的测定

7.1 测量方法

应使用符合 6.2~6.5 规定的压力计,其一端连接壁测孔或压力测量平面内毕托静压管组的压力接头。

为测定此平面的平均静压,压力计的另一端应敞开与实验室内的大气压力相通。

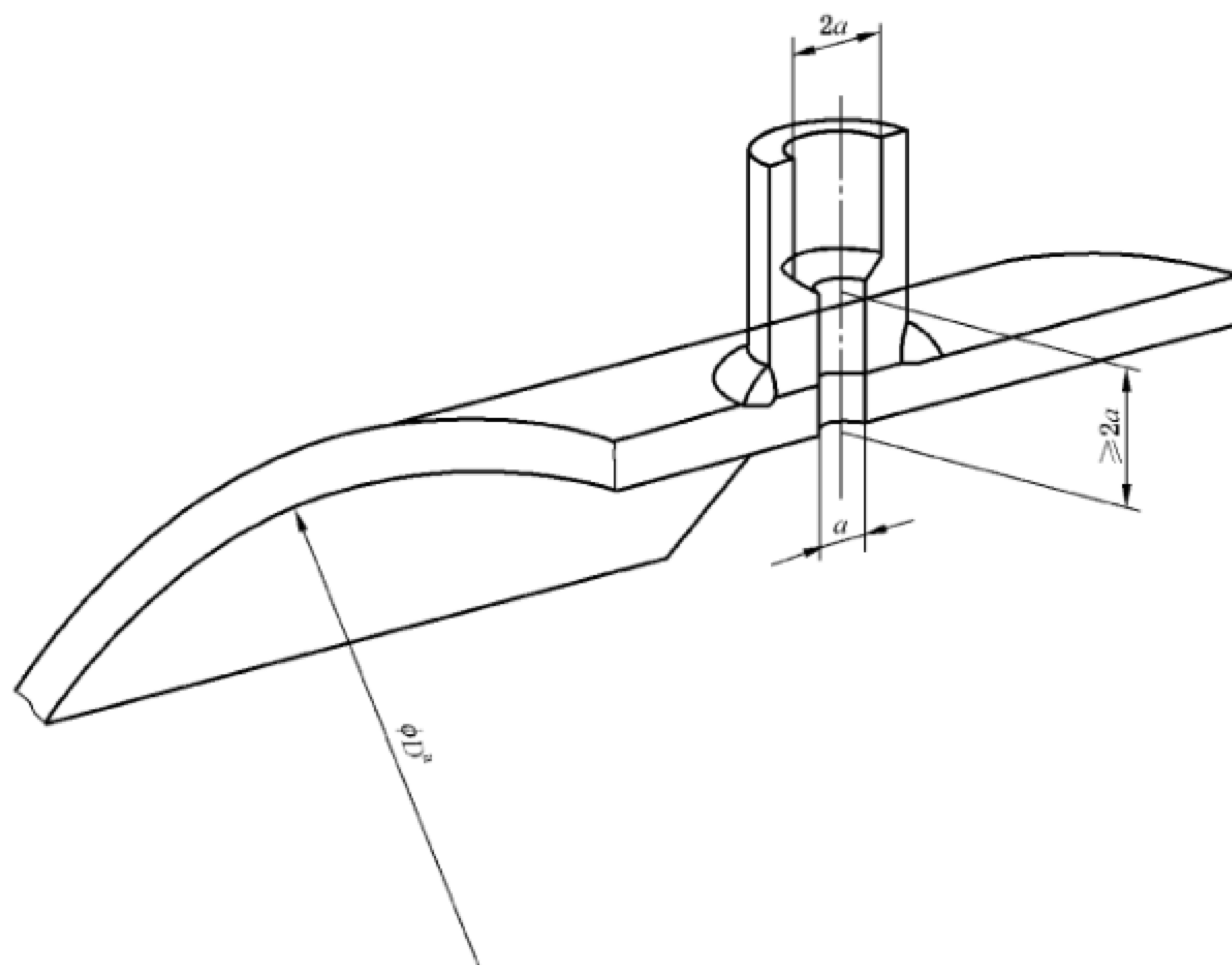
为了测定通风机两侧压力测量平面之间的压差,压力计的一端或两端可接在按照 7.4 布置的具有 4 个测孔接头的管组之间。

7.2 壁测孔的使用

在第 21 章~第 25 章和第 30 章~第 33 章中规定的标准化风道内,进行压力测量的每一截面上,平均静压取符合 7.3 结构布置的四个壁测孔的静压的平均值。

7.3 测孔的结构

每一个测孔的孔形均为通过风道壁的孔,它符合图 2 中所示的尺寸范围,增补的范围见第 22 章~第 26 章流量装置中采用的孔。应仔细钻孔,使孔与风道内表面垂直、平齐,并去除内部所有突出物,孔的边缘应倒圆,最大允许值为 $0.1a$ 。



^a 风道直径(D)。

图 2 管壁压力测孔的结构

孔径 a 应不小于 1.5 mm, 不大于 5 mm, 及不大于 $0.1D$ 。

当风道流速与通风机进口和出口速度相当时, 须特别注意, 在这种情况下, 测孔位置应远离接头或不规则部分, 距离为上游 $1D$ 及下游 $D/2$ 长度, D 为风道直径; 对于大型风道, 满足该要求不太可行, 此时, 可采用 7.6 中规定的毕托静压管法。

7.4 位置和连接

当采用圆柱形风道时, 四个测孔应在圆周上均布; 当采用矩形风道时, 测孔应位于四条边的中点。四个相似的测孔可连接至单个的压力计上, 其连接见图 1。

7.5 合格检查

应注意, 要保证所有管子和接头均无堵塞和泄漏, 且已排净液体。在进行连续观察之前, 应在接近最大流量处对 4 个测孔进行单独测量, 如果测得的 4 个读数中的任何一个读数对于 $p_{ex} \leq 1\,000\text{ Pa}$ 超过了 5%、或对 $1\,000\text{ Pa} < p_{ex} < 30\,000\text{ Pa}$ 超过 2% 范围时, 其中 p_e 为平均表压, 应对测孔和压力计接头进行检查, 确定其是否存在缺陷, 若未发现缺陷, 则须采用 8 个均布测孔的方法。

注: 此处的“平均表压”指当流量测量时, 在额定流量下通过喷嘴或孔板两端的压力, 或指在压力测量时的额定通风机压力。

7.6 毕托静压管的使用

在圆形风道适当的压力测量平面内, 应至少选择 4 个测点, 这 4 个测点应轴对称均匀布置、距离风道壁面约为 $1/8$ 风道直径, 或当采用矩形风道时, 距离每一壁面中心为 $1/8$ 的管道宽度。在稳定流动条件下, 应在每一点获取静压读数并进行平均计算。

另外, 如果需要, 可将 4 个单独的毕托静压管的静压接头连接在一起, 以得到 7.4 和图 1 中所述方法的单一的平均读数。

8 温度测量

8.1 温度计

经过校准的测量温度的仪表精度应为 $\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。

8.2 温度计位置

当将探头放入风道内进行温度测量时,其测量精度为流体速度的函数。

测量得到的温度既非滞止温度,也非静态温度,而是介于两者之间,通常更接近于滞止值。

如果空气速度为 25 m/s ,则滞止和静态温度之差为 $0.31\text{ }^{\circ}\text{C}$;当空气速度为 35 m/s 时,该差值为 $0.61\text{ }^{\circ}\text{C}$ (当静态温度为 293.15 K 时)。

如果在空气速度小于 25 m/s 的管道内进行测量时,可假定所测温度等于滞止温度和静态温度。

为此,在进行通风机进口上游段滞止温度或试验风道的滞止温度测量时,测点应位于空气速度处于 $0\sim 25\text{ m/s}$ 的管段内、或进口风室内。

为了测量平均滞止温度,应将一个或数个探头,以管道轴线为中心,对称布置,直立在适当截面内不同高度的直径上;探头应屏蔽以防受热表面的辐射。

如果不能满足上述要求,探头可放置在风道内的水平直径上,距离壁面至少 100 mm 或风道直径的三分之一,取较小值。

8.3 湿度

实验室内的干球和湿球温度应在可以记录试验风道进气条件的位置上进行测量,仪表应隔离以防受热表面辐射的影响。

湿球温度计应放置在流速至少为 3 m/s 的空气流内,套管应清洁、与球接触良好、并使用洁净水使之保持湿润。

如果仪器精度达到 $\pm 2\%$,则可以对相对湿度进行直接测量。

9 转速的测量

9.1 通风机轴的转速

通风机轴的转速测量,应在每一个测试点的试验期间、以固定间隔时间对其进行测量,从而确保在此期间测定的平均转速的不确定度不超过 $\pm 0.5\%$ 。

不得使用会显著影响通风机转速或通风机性能的测量装置。

9.2 可用仪表

仪表的不确定度应不超过 0.5% (即按照 IEC 60051-4 规定的精度等级指数为 0.5)。

10 输入功率的测定

10.1 测量精度

在规定性能范围内应采用某种方法对通风机的输入功率进行测定,该方法包括对每一个测点的足够数量读数的平均处理,使结果的不确定度不超过 $\pm 2\%$ 。

10.2 通风机的轴功率

当测定的功率为通风机轴的输入功率时,可采用如下方法。

10.2.1 反应式测功机(平衡电机)

采用托架式或力矩台式测功机测量力矩,砝码的校准精度为 $\pm 0.2\%$,力矩臂长度的测定精度为 $\pm 0.2\%$ 。

在每次试验前、后,应检查零力矩的平衡(配重),其差值应不大于试验期间测得最大值的 0.5% 。

10.2.2 扭矩仪

采用不确定度不大于所测扭矩 2.0% 的扭矩仪进行扭矩测量,为了进行校准,砝码的校准精度为 $\pm 0.2\%$,力矩臂的测定精度为 $\pm 0.2\%$ 。

每次试验的前、后,均应检查零力矩的平衡(配重)及其在读出系统的刻度,每次检查时,其差值应不大于试验期间测得的最大值的 0.5% 。

10.3 采用电气测量法测定通风机轴功率

10.3.1 损失求和法

直接驱动的电机的输出功率,可按照 GB/T 755.2 中规定的损失求和法、从电器的输入功率通过推算获得。为此,应在每一个试验点上测量电压、电流、转速,当使用交流电机时,应进行输入功率和感应电机的转速差的测量,并在通风机脱离电机时测量空载电机的损失。

10.3.2 校准电机法

直接驱动的电机,输出功率应按照制造商和用户均可接受的校准效率进行测定,电机应负载运行足够时间,以确保其在正常的工作温度下运行,电源应在规定的范围内,即:

- 电压: $\pm 6\%$;
- 频率: $\pm 1\%$ 。

10.3.3 电气仪表

在通风机试验中,按照 10.3.1 或 10.3.2 进行的电机输入功率测量应采用下述方法之一:

- a) 对于交流电机,采用双瓦特表或积分功率表方法;
- b) 对于直流电机,采用测量输入电压和电流的方法。

采用标准化风道进行试验时,进行上述测量采用的仪表按照 IEC 60051-2 和 IEC 60051-3 中的规定其等级指数应为 0.5 ,并应用校准修正值;或采用等级指数为 0.2 的仪表,此时可不加校准修正值。

10.4 叶轮功率

除非叶轮直接安装在电机轴上,否则,必须从通风机轴功率扣除轴承损失和挠性连接损失来确定通风机叶轮轮毂的输入功率,为此,可将叶轮从轴上卸下,然后以相同转速再进行一次试验,测量由轴承摩擦所造成的力矩损失,若认为必要,可用相同质量物体(其气动损失可忽略)替代通风机叶轮以提供相似的轴承载荷。

10.5 传动系统

在采用标准化风道的试验中,应避免出现传动系统处于通风机和功率测量点之间的情况,除非此种

类型的传动损失在规定的工作条件下能够可靠地确定,或所规定的输入功率要求包含这些损失。

11 尺寸的测量和面积的确定

11.1 流量测量装置

用于流量测量的喷嘴、孔板以及风道的尺寸应符合其使用的相应各条款中规定的公差。

11.2 尺寸公差

规定的风道部件长度在制造后应进行测量,而且应符合试验方法的要求,其公差应在 $\pm 1\%$ 范围之内,另有说明的除外。

规定的风道部件直径在制造后应进行测量,而且应符合试验方法的要求,其公差应在 $\pm 1\%$ 范围之内,另有说明的除外。

11.3 截面积的确定

11.3.1 尺寸测量

在标准化风道和其他轮廓清晰的常规管段测量中,应对风道基准截面进行足够多次的尺寸测量,使得确定横截面积的公差在 $\pm 0.5\%$ 以内。

11.3.2 圆形管段

圆形管段截面的平均直径为测量截面上至少三个直径测量结果的算术平均值,各直径在截面内按等角度定位。

若两个相邻直径的线性测量差大于 1% ,则测量直径数应增加一倍。圆形截面面积按以下公式计算:

$$\pi \frac{D^2}{4}$$

其中, D 为测量直径的算术平均值。

11.3.3 矩形管段

矩形截面的宽和高的测量,应在平行于宽度和高度方向的5条等距离直线上进行,如果相邻宽度或高度的测量值相差大于 2% ,则该方向上的测量数量应增加一倍。

截面的平均宽度为所有宽度测量值的算术平均值,截面的平均高度为所有高度测量值的算术平均值,管段的横截面面积为平均宽度乘以平均高度。

12 空气密度、湿气体常数和黏度的确定

12.1 试验环境内截面 x 的空气密度

试验环境的空气密度由下式计算得到:

$$\rho_a = \frac{p_a - 0.378 p_v}{287 \Theta_a}$$

式中: Θ_a 为环境绝对温度,单位为开尔文,由下式计算得到:

$$\Theta_a = T_a + 273.15$$

式中：

$T_a = T_d$ (干球温度,单位为摄氏度)；

p_a ——大气压；

p_v ——空气中的水蒸气分压,单位为帕(Pa)；

287 ——干空气的气体常数 R ,单位为焦每千克开尔文[J/(kg·K)]

$$0.378 = \frac{R_v - R}{R_v}$$

取水蒸气气体常数 $R_v = 461$

湿空气气体常数 由下式计算：

$$R_w = \frac{p_a}{\rho_a \Theta_a} = \frac{287}{1 - 0.378 \frac{p_v}{p_a}}$$

对于标准空气：

$$\rho_a = 1.2 \text{ kg/m}^3$$

$$\Theta_a = 293.15 \text{ K}$$

$$p_a = 101\,325 \text{ Pa}$$

$$h_v = 0.40$$

$$R_w = 288 \text{ J/(kg·K)}$$

风道截面 x 的平均空气密度可按下式计算：

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

12.2 蒸汽压力的确定

当在通风机进口采用干湿球温度计测量空气湿度时,蒸汽分压 p_v 按下式计算：

$$p_v = (p_{sat})_{T_w} - p_a A_w (T_d - T_w) \cdot (1 + 0.001\,15 T_w)$$

式中：

T_d ——干球温度,单位为摄氏度(℃)；

T_w ——湿球温度,单位为摄氏度(℃)；

$A_w = 6.6 \times 10^{-4} / ^\circ\text{C}$ (当 在 0℃~150℃时)；

$A_w = 5.94 \times 10^{-4} / ^\circ\text{C}$ (当 小于 0℃时)；

$(p_{sat})_{T_w}$ ——在湿球温度时的饱和蒸汽压力。

表 1 列出了温度在-4℃~49.9℃范围内的饱和蒸汽压力值。

表 1 饱和水蒸气压力 p_{sat} 为湿球温度 T_w 的函数

湿球温度 T_w ℃	饱和水蒸气压力 p_{sat}									
	hPa									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
-4	4.55	4.51	4.48	4.44	4.41	4.37	4.35	4.31	4.28	4.24
-3	4.89	4.87	4.83	4.79	4.76	4.72	4.68	4.65	4.61	4.59
-2	5.28	5.24	5.20	5.16	5.12	5.08	5.04	5.01	4.97	4.93
-1	5.68	5.64	5.60	5.56	5.52	5.47	5.44	5.39	5.36	5.32
-0	6.11	6.07	6.03	5.97	5.93	5.89	5.84	5.80	5.76	5.72
0	6.11	6.16	6.19	6.24	6.29	6.33	6.37	6.43	6.47	6.52

表 1 (续)

湿球温度 T_w ℃	饱和水蒸气压力 p_{sat}									
	hPa									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
1	6.56	6.61	6.67	6.71	6.76	6.80	6.85	6.91	6.96	7.00
2	7.05	7.11	7.16	7.21	7.25	7.31	7.36	7.41	7.47	7.52
3	7.57	7.63	7.68	7.73	7.79	7.85	7.91	7.96	8.01	8.08
4	8.13	8.19	8.24	8.31	8.36	8.43	8.48	8.53	8.60	8.65
5	8.72	8.79	8.84	8.91	8.96	9.03	9.09	9.16	9.21	9.28
6	9.35	9.41	9.48	9.53	9.61	9.68	9.75	9.81	9.88	9.95
7	10.01	10.08	10.15	10.23	10.29	10.36	10.43	10.51	10.57	10.65
8	10.72	10.80	10.87	10.95	11.01	11.09	11.17	11.24	11.32	11.40
9	11.48	11.55	11.63	11.71	11.79	11.87	11.95	12.03	12.11	12.19
10	12.27	12.36	12.44	12.52	12.61	12.69	12.77	12.87	12.95	13.04
11	13.12	13.21	13.29	13.39	13.47	13.56	13.65	13.75	13.84	13.93
12	14.01	14.11	14.20	14.29	14.39	14.48	14.59	14.68	14.77	14.87
13	14.97	15.07	15.17	15.27	15.36	15.47	15.57	15.67	15.77	15.88
14	15.97	16.08	16.19	16.29	16.40	16.51	16.61	16.72	16.83	16.93
15	17.04	17.16	17.27	17.37	17.49	17.60	17.72	17.83	17.96	18.05
16	18.17	18.29	18.41	18.52	18.64	18.76	18.88	19.00	19.12	19.25
17	19.37	19.49	19.61	19.73	19.87	19.99	20.12	20.24	20.37	20.51
18	20.63	20.76	20.89	21.03	21.16	21.29	21.43	21.56	21.69	21.83
19	21.96	22.11	22.24	22.39	22.52	22.67	22.80	22.95	23.09	23.23
20	23.37	23.52	23.67	23.81	23.96	24.11	24.25	24.41	24.56	24.71
21	24.87	25.01	25.17	25.32	25.48	25.64	25.80	25.95	26.11	26.27
22	26.43	26.60	26.76	26.92	27.08	27.25	27.41	27.59	27.75	27.92
23	28.09	28.25	28.43	28.60	28.77	28.95	29.12	29.31	29.48	29.65
24	29.84	30.01	30.19	30.37	30.56	30.75	30.92	31.11	31.29	31.48
25	31.68	31.87	32.05	32.24	32.44	32.63	32.83	33.01	33.21	33.41
26	33.61	33.81	34.01	34.21	34.41	34.61	34.83	35.03	35.24	35.44
27	35.65	35.87	36.08	36.28	36.49	36.71	36.93	37.15	37.36	37.57
28	37.80	38.03	38.24	38.47	38.69	38.92	39.15	39.37	39.60	39.83
29	40.05	40.29	40.52	40.76	41.00	41.23	41.47	41.71	41.95	42.19
30	42.43	42.68	42.92	43.17	43.41	43.67	43.92	44.17	44.43	44.68
31	44.93	45.19	45.44	45.71	45.96	46.23	46.49	46.75	47.01	47.28
32	47.56	47.83	48.09	48.37	48.64	48.92	49.19	49.47	49.75	50.03
33	50.31	50.60	50.88	51.16	51.45	51.73	52.03	52.32	52.61	52.91
34	53.20	53.51	53.80	54.11	54.40	54.71	55.01	55.32	55.63	55.93
35	56.24	56.55	56.87	57.17	57.49	57.81	58.13	58.45	58.77	59.11
36	59.43	59.76	60.08	60.41	60.75	61.08	61.41	61.75	62.08	62.43
37	62.77	63.11	63.45	63.80	64.15	64.49	64.85	65.20	65.56	65.91
38	66.27	66.63	66.99	67.35	67.72	68.08	68.45	68.83	69.19	69.56
39	69.95	70.32	70.69	71.07	71.45	71.84	72.23	72.61	73.00	73.39
40	73.79	74.17	74.57	74.97	75.37	75.77	76.17	76.59	76.99	77.40
41	77.81	78.23	78.64	79.05	79.47	79.89	80.32	80.73	81.16	81.59
42	82.03	82.45	82.89	83.32	83.76	84.20	84.64	85.08	85.53	85.97
43	86.43	86.88	87.33	87.79	88.25	88.71	89.17	89.64	90.11	90.57

表 1 (续)

湿球温度 T_w ℃	饱和水蒸气压力 p_{sat}									
	hPa									
	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
44	91.04	91.52	91.99	92.47	92.95	93.43	93.91	94.40	94.88	95.37
45	95.87	96.36	96.85	97.35	97.85	98.36	98.85	99.36	99.88	100.39
46	100.89	101.41	101.93	102.45	102.97	103.51	104.04	104.57	105.09	105.63
47	106.17	106.71	107.25	107.79	108.33	108.89	109.44	109.99	110.55	111.11
48	111.67	112.23	112.80	113.37	113.93	114.51	115.08	115.65	116.24	116.83
49	117.41	118.00	118.59	119.17	119.79	120.37	120.99	121.57	122.19	122.80

在 0℃~30℃之间：

$$p_{sat} = \exp\left(\frac{17.438T_w}{239.78 + T_w} + 6.414\ 7\right)$$

在 0℃~100℃之间：

$$p_{sat} = 610.8 + 44.442T_w + 1.413\ 3T_w^2 + 0.027\ 68T_w^3 + 2.556\ 67 \times 10^{-4}T_w^4 + 2.891\ 66 \times 10^{-6}T_w^5$$

也可直接测量空气相对湿度，由下式计算得到。

$$p_v = h_u(p_{sat})_{T_d}$$

式中 $(p_{sat})_{T_d}$ 为在上式中以 T_d 替代 T_w 计算得到的在干球温度 T_d 下的饱和蒸汽压力。

12.3 空气黏度的确定

在-20℃~+100℃范围内,可使用下式求得动力黏度,Pa·s:

$$\mu = (17.1 + 0.048T_x) \times 10^{-6}$$

运动黏度由下式给出：

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

13 流量的确定

13.1 概述

流量的测定可按照 ISO 5167-1 和 ISO 3966 的规定进行,所有这些方法测得的流量符合本标准的要求。

本标准规定了适合通风机试验用的不同的流量测量方法,并对每一种情况给出了相应的测量不确定度。

流动应为实际无旋流,试验方法已包含能够确保符合本要求的措施。

在这些放宽的条件下,允许采用两种基本的流量测量方法,即:使用管路内流量计或横动法。

13.2 管路内流量计(标准一次装置)

13.2.1 可以使用的流量计有文丘里喷管、孔板以及锥形进口和弧形进口。

前两种流量计可以接在风道的进口或出口,也可以在风道的两个截面之间使用。

锥形和弧形进口仅能用于从自由空间吸入空气的风道的进口端。

多喷嘴仅用于试验风室。

上述仪表以及可以使用的简化装置的要求见 ISO 5167-1。

13.2.2 由管路内差压流量计得到质量流量的一般表达式如下：

$$q_m = \frac{\alpha \epsilon \pi d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

式中：

q_m ——质量流量，单位为千克每秒(kg/s)；

d ——喉道直径，单位为米(m)；

ρ_u ——上游密度，单位为千克每立方米(kg/m³)；

Δp ——差压，单位为帕(Pa)；

α ——流量系数；

ϵ ——膨胀系数；

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u}$$

通常 Θ_u 应为流量计上游的流体温度。

当流量计位于试验通风机进口侧时：

$$\Theta_u = \Theta_{sgu} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 c_p} + \frac{P_{rx} \text{ (或 } P_{ex})}{q_m c_p}$$

式中：

P_{rx} 或 P_{ex} ——辅助通风机提供的功率；

A_u ——流量计上游管道的面积；对于进口孔板， $A_u = \infty$ 。

当流量计位于试验通风机出口侧时：

$$\Theta_u = \Theta_{sgl} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p} - \frac{q_m^2}{2A_u^2 \rho_u^2 c_p}$$

采用迭代法求得 q_m 值。

对于给定的装置， ϵ 是压比的函数、 α 是雷诺数的函数，这些系数数值见第 22 章～第 25 章，表 4、表 5，以及图 19、图 21～图 23。

13.2.3 通过管路内流量计的差压的测量不确定度应不超过观测值的 $\pm 1.4\%$ 。

与每一种流量测量元件相关的流量系数的不确定度值见第 22 章～第 25 章。任何与 ISO 5167-1 中的定义不同的管路内流量计装置，均可通过采用某种改进过的或校准过的符合 ISO 5167-1 的标准装置进行校准的方式，来降低其不确定度。

13.2.4 为了便于选择流量计的型式和规格，图 3 给出了不同型式所对应的损失，同时也示出装置前后大致的差压数值(表示为下游段风道内动压的倍数)。

13.2.5 文丘里喷管具有相对较低的压力损失、以及对空气来流扰动较小的灵敏度。但对于孔板，会产生较高的压力损失，如果需要将通风机的特性曲线扩展到最大容积流量，则需要采用辅助增压通风机。对于在通风机特性曲线上预设一个或多个工况点的试验，孔板能够在流量测量的同时控制压降，这是孔板一个有用的特性。

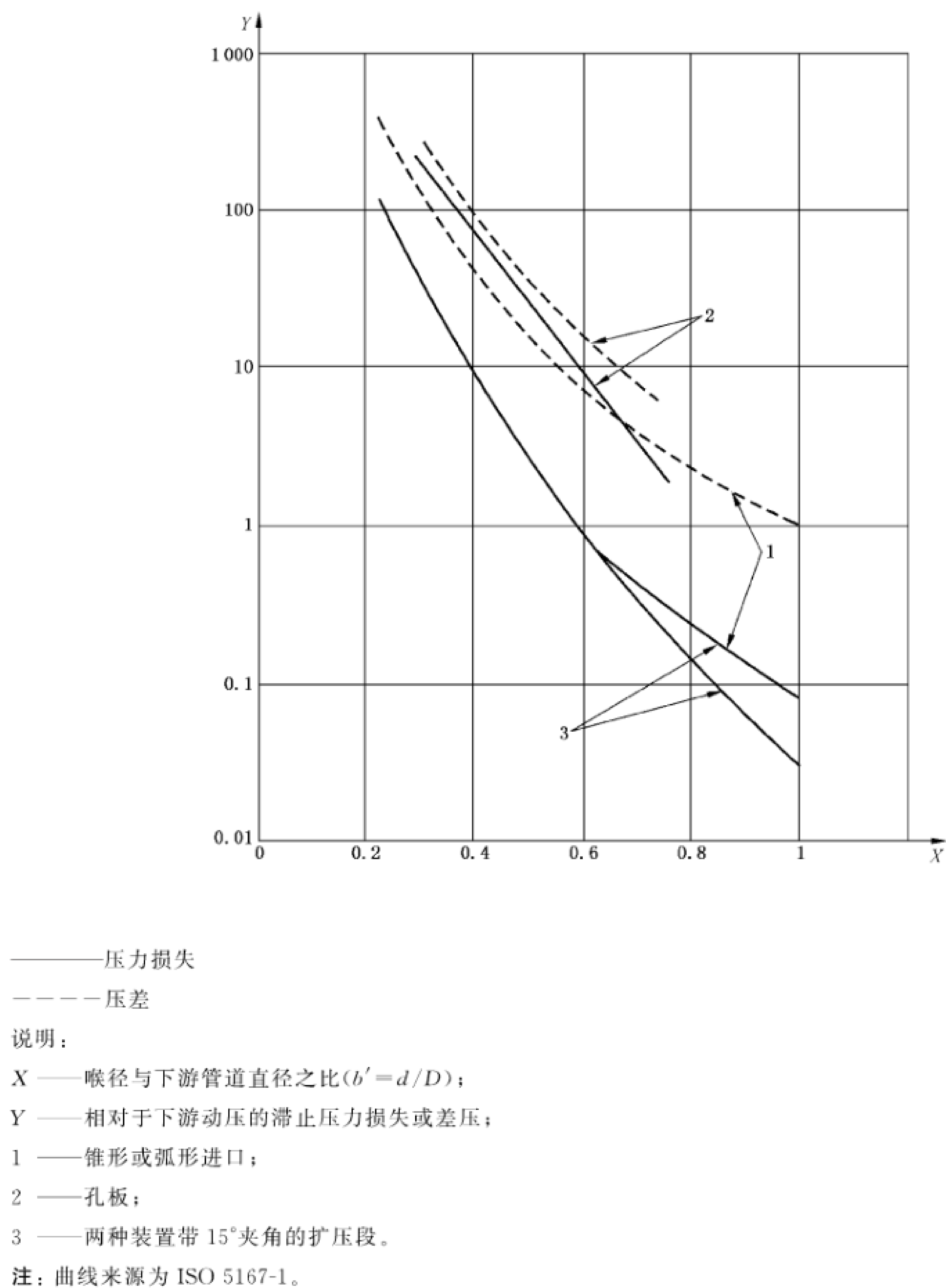


图 3 标准一次系统的压力损失和差压

13.3 横动法

应在管道截面的数个位置上测量就地速度,采用某种合成方法,将各单独的速度数值合并后以产生管道内平均速度的估计值,测量管道内横动平面的面积,从而可以计算流量(见第 11 章和第 25 章)。

在标准化风道中,应使用符合 ISO 3966 要求的毕托静压管(见图 24)。

14 试验结果的计算

14.1 概述

根据所采用的试验方法,第 18 章~第 33 章对由单个试验点测量值确定通风机性能的计算做了专门的说明。

本章对一般情况下的可压缩流体流动的计算方法作了说明。

14.2 单位

整个计算所用单位应为第 4 章中所给出的 SI(国际单位制),其结果也用这些单位表示:用帕斯卡(Pa)表示压力,用瓦特(W)表示功率,用立方米每秒(m^3/s)表示容积流量。

14.3 温度

14.3.1 在本标准中,假设截面 x 上测得的平均温度为滞止值 $\Theta_{\text{sg}x}$,而不是流体温度或高速下略有下降的静态温度。

静态温度 Θ_x 按 14.4.3.1 确定,用于流体状态方程中的密度计算。

14.3.2 按照本标准的规定,试验风道内的空气过程应视作绝热,因为空气来自于大气、而且除了在通风机内以外没有热能或机械能的增加,因此在通风机上游段的各截面内的滞止温度 $\Theta_{\text{sg}x}$ 应为常数,并等于试验场地的环境温度 Θ_a :

$$\Theta_{\text{sg}1} = \Theta_{\text{sg}3} = \Theta_a$$

当试验风室或试验风道上游段使用辅助通风机时除外。

14.3.3 通风机出口的滞止温度 $\Theta_{\text{sg}2}$ 和下游段风道内的滞止温度等于通风机进口滞止温度加上流经通风机的温升,该温升取决于叶轮功率 P_r 、质量流量 q_m 和等压比热 c_p 。

$$\Theta_{\text{sg}2} = \Theta_{\text{sg}1} + \frac{P_r \text{ 或 } (P_c)}{q_m c_p} = \Theta_{\text{sg}4}$$

注:在以上公式中,对于空气的第一次近似值 c_p 可取作 $1\,008\text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ 。

当电机完全处于空气流中时, P_r 应代之以电机的输入功率 P_e 。

14.3.4 当上述条件不适用时,如叶轮功率未测量,则应采用测量装置(如:温度计)测量滞止温度,测量时,将测量装置按照 8.2 的规定插入风道内速度不超过 35 m/s 的位置(假如此位置正好接近于相关截面)。

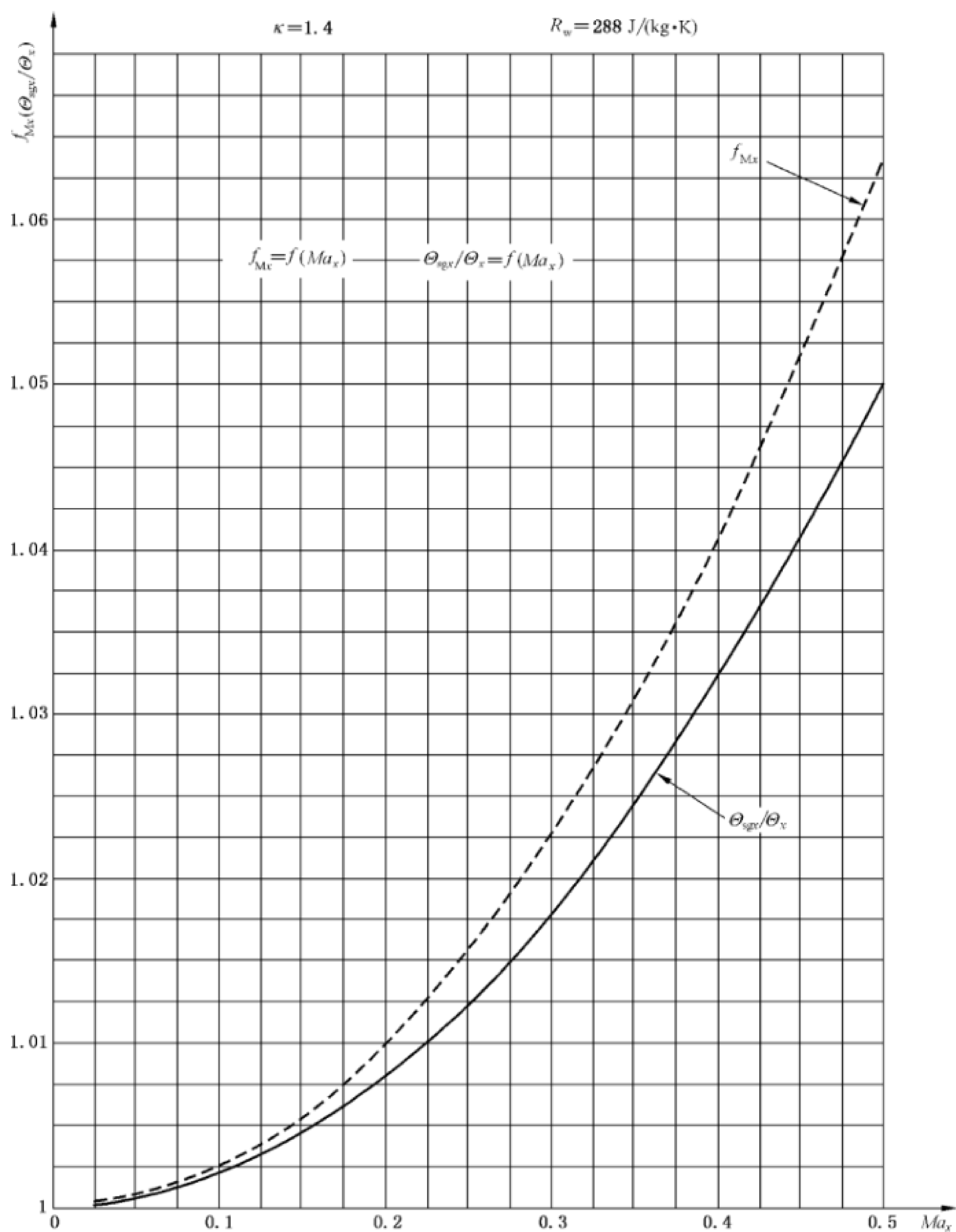
14.3.5 截面 x 上的流体温度 Θ_x 低于该截面上测量的或推导得到的滞止温度,可用马赫数 Ma_x 和滞止温度 $\Theta_{\text{sg}x}$ 表示:

$$\frac{\Theta_{\text{sg}x}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2$$

比值 $\Theta_{\text{sg}x}/\Theta_x$ 作为 Ma_x 的函数的曲线见图 4。

因为 Ma_x 通常为未知数, Θ_x 应按照 14.4.3 的规定从下列各项进行计算:

- 质量流量 q_m ;
- 滞止温度 $\Theta_{\text{sg}x}$;
- 截面积 A_x ;
- 截面 x 处的压力 p_x 或滞止压力 $p_{\text{sg}x}$ 。



说明：
 Ma_x ——截面 x 上的马赫数；
 f_{Mx} ——马赫系数；
 Θ_{sgx}/Θ_x ——温度比。

图 4 f_{Mx} 和 Θ_{sgx}/Θ_x 作为 Ma_x 的函数的变化

14.4 马赫数和基准条件

14.4.1 概述

在采用标准化风道进行低压通风机试验时,通常要使空气流速充分地降低,这样可使其对各参数,如气体压力、温度和密度的影响达到可以忽略的程度。在进行高、中压通风机试验时,除非基准马赫数

小于 0.15(对应的标准空气速度为 51.5 m/s),否则应对压力、温度和密度的滞止值、静态值进行辨别。

马赫数为 0.15 作为是否须做上述辨别的界线。

14.4.2 基准马赫数

为了快速评估上述界线,对于须考虑因空气速度而引起的可压缩性现象,基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 按下式确定:

$$Ma_{2\text{ref}} = \frac{V_{m2}}{c_{\text{ref}}} = \frac{q_m}{A_2 \rho_a \sqrt{\kappa R_w \Theta_{\text{sg}a}}} = \frac{q_m}{A_2 \rho_{\text{sg}1} \sqrt{\kappa R_w \Theta_{\text{sg}1}}}$$

假设空气基准条件为试验环境条件,在温度、压力和密度的滞止值和静态值之间进行辨别的基准马赫数界线值等于 0.15。

14.4.3 截面 x 上的马赫数 Ma_x

按照截面 x 上的平均速度 v_{mx} 除以相同截面上的声速 c_x 确定,即

$$Ma_x = \frac{v_{mx}}{c_x} = \frac{q_m}{A_x \rho_x \sqrt{\kappa R_w \Theta_x}}$$

式中:

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

$$v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

14.4.3.1 已知 p_x 和 $\Theta_{\text{sg}x}$ 时,计算 Ma_x 和 Θ_x

假设:

$$M^2 = \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \cdot \frac{\kappa - 1}{2\kappa} \cdot \frac{R_w \Theta_{\text{sg}x}}{p_x^2} \text{ 和 } \frac{\Theta_{\text{sg}x}}{\Theta_x} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4M^2}}{2}$$

$$Ma_x = \sqrt{\left(\frac{\Theta_{\text{sg}x}}{\Theta_x} - 1 \right) \frac{2}{\kappa - 1}}$$

比值 $\Theta_{\text{sg}x}/\Theta_x$ 和 Ma_x 作为 M^2 的函数的曲线见图 5。

14.4.3.2 已知 $p_{\text{sg}x}$ 和 $\Theta_{\text{sg}x}$ 时,计算 Ma_x 和 Θ_x

假设:

$$Ma_{\text{sg}x}^2 = \frac{q_m^2}{A_x^2 \rho_{\text{sg}x}^2 \kappa R_w \Theta_{\text{sg}x}} = \frac{q_m^2}{A_x^2 \kappa p_{\text{sg}x} \rho_{\text{sg}x}}$$

马赫数 Ma_x 由下式给出:

$$Ma_x = Ma_{\text{sg}x} \sqrt{(1 + 1.217 Ma_{\text{sg}x}^2 + 1.369 Ma_{\text{sg}x}^4 + 10 Ma_{\text{sg}x}^6)}$$

对于 $\kappa = 1.4$ 和 $Ma_{\text{sg}x} < 0.45$

$$\frac{\Theta_{\text{sg}x}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2$$

图 6 为 $Ma_x/Ma_{\text{sg}x}$ 与 $Ma_{\text{sg}x}$ 的关系曲线。

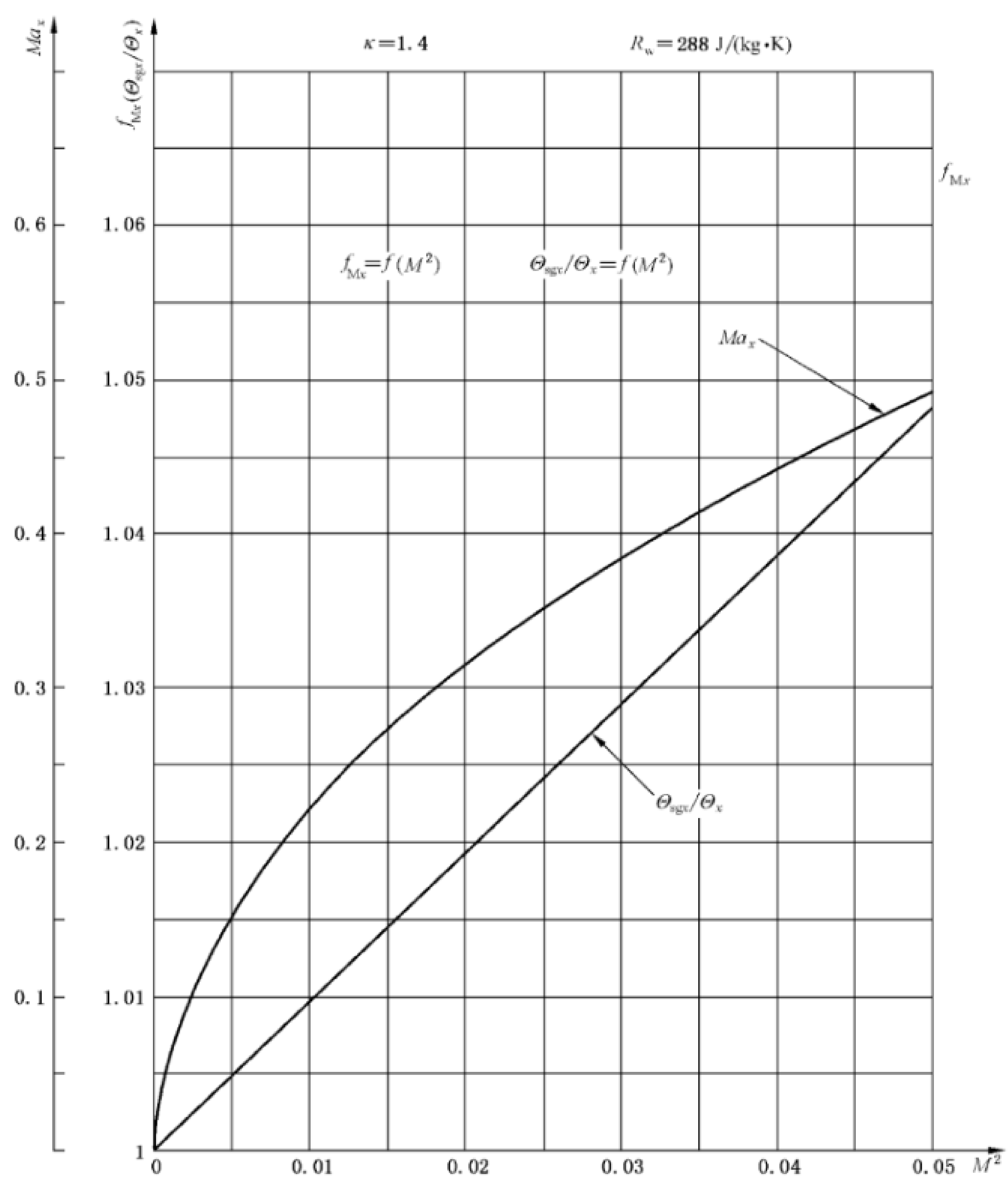


图 5 Ma_x 和 θ_{sgx}/θ_x 作为 M^2 的函数的变化

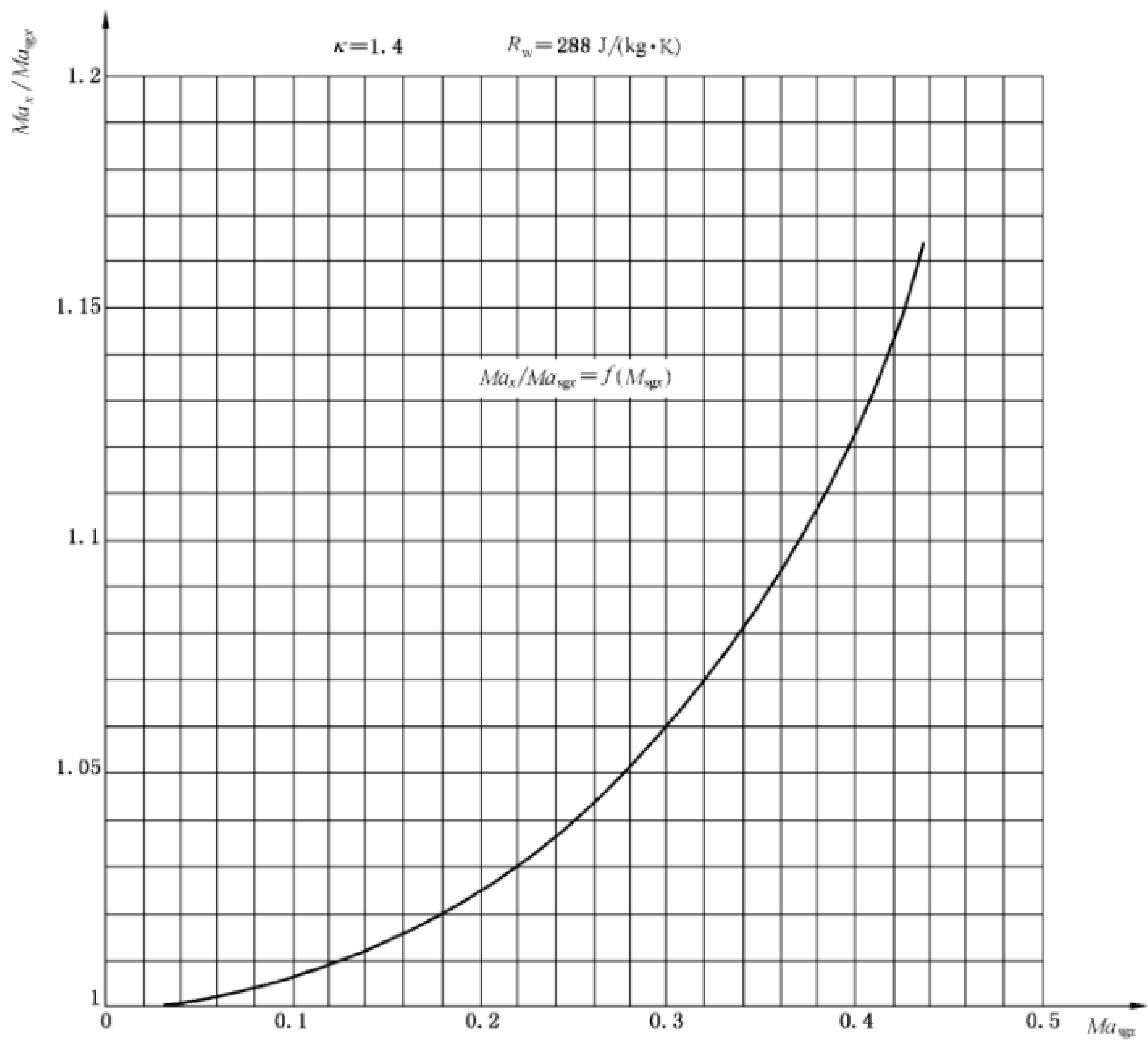


图 6 Ma_x / Ma_{sgx} 作为 Ma_{sgx} 的函数的变化

14.4.4 截面 x 处的密度 ρ_x 及平均速度 v_{mx} 的计算

如果马赫数 Ma_x 是根据 14.4.3.1 或 14.4.3.2 计算的,则比值 Θ_{sgx} / Θ_x 可由下式给出:

$$\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} = 1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2, \text{ 和}$$

$$\frac{p_{sgx}}{p_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \text{ 和}$$

$$\frac{\rho_{sgx}}{\rho_x} = \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}}$$

截面 x 处的平均速度由下式确定:

$$v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

$$\text{式中, } \rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x} = \rho_{sgx} \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{-1} = \frac{p_{sgx}}{R_w \Theta_{sgx}} \left(\frac{\Theta_{sgx}}{\Theta_x} \right)^{-1}$$

14.5 通风机压力

14.5.1 按照国际上的协议,通风机的压力 p_i 定义为通风机出口处的滞止压力与通风机进口处的滞止压力之差,即

$$p_i = p_{sg2} - p_{sg1}$$

在任意风管或风室截面 x 上的滞止压力由下式给出:

$$p_{sgx} = p_x + p_{dx} f_{Mx}$$

其中截面 x 上的常规动压 p_{dx} 由: $\frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 = \frac{1}{2 \rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$ 以及 $\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$ 确定。

用于压力修正的马赫系数 f_{Mx} 作为 Ma_x 的函数由下列公式给出:

$$f_{Mx} = \frac{p_{sgx} - p_x}{\frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2} = 1 + \frac{Ma_x^2}{4} + \frac{Ma_x^4}{40} + \frac{Ma_x^6}{1\,600} + \dots$$

此时, $\kappa = 1.4$ (见 3.7)。

f_{Mx} 作为 Ma_x 函数的曲线见图 4。

注 1: 当马赫数 Ma_x 小于 0.15 ($= 0.006 p_{dx}$) 时, 试验风道截面 x 上的滞止表压 p_{csgx} 与较早标准中使用的全压 p_{tx} 之差, 在低速下非常小。

注 2: 通风机压力也可定义为通风机出口处滞止表压与通风机进口处滞止表压之差。

$$p_i = p_{csg2} - p_{csg1} = p_{c2} + p_{d2} f_{M2} - (p_{c1} + p_{d1} f_{M1})$$

其中 $p_{c1} < 0$

14.5.2 按照国际上的协议,通风机的静压 p_{sf} 定义为通风机出口处的静压与通风机进口处的滞止压力之差,即

$$p_{sf} = p_2 - p_{sg1}$$

当已知截面 x 上的 p_{sgx} 、 Θ_{sgx} 、 q_m 以及 A_x 时, p_x 可采用下述方法计算。

在按照 14.4.3.2 确定了 Ma_x 之后, p_x 由下式给出:

$$p_x = \frac{p_{sgx}}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot Ma_x^2 \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}} = p_{sgx} \cdot \frac{p_x}{p_{sgx}}$$

$$\frac{p_x}{p_{sgx}} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_x^2 \right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$$

并作为 Ma_x 的函数见图 7,

以及

$$p_x = p_{sgx} - p_{dx} f_{Mx} = p_{sgx} - \frac{1}{2 \rho_x} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 f_{Mx}$$

f_{Mx} 按照 14.5.1 和图 4 确定。

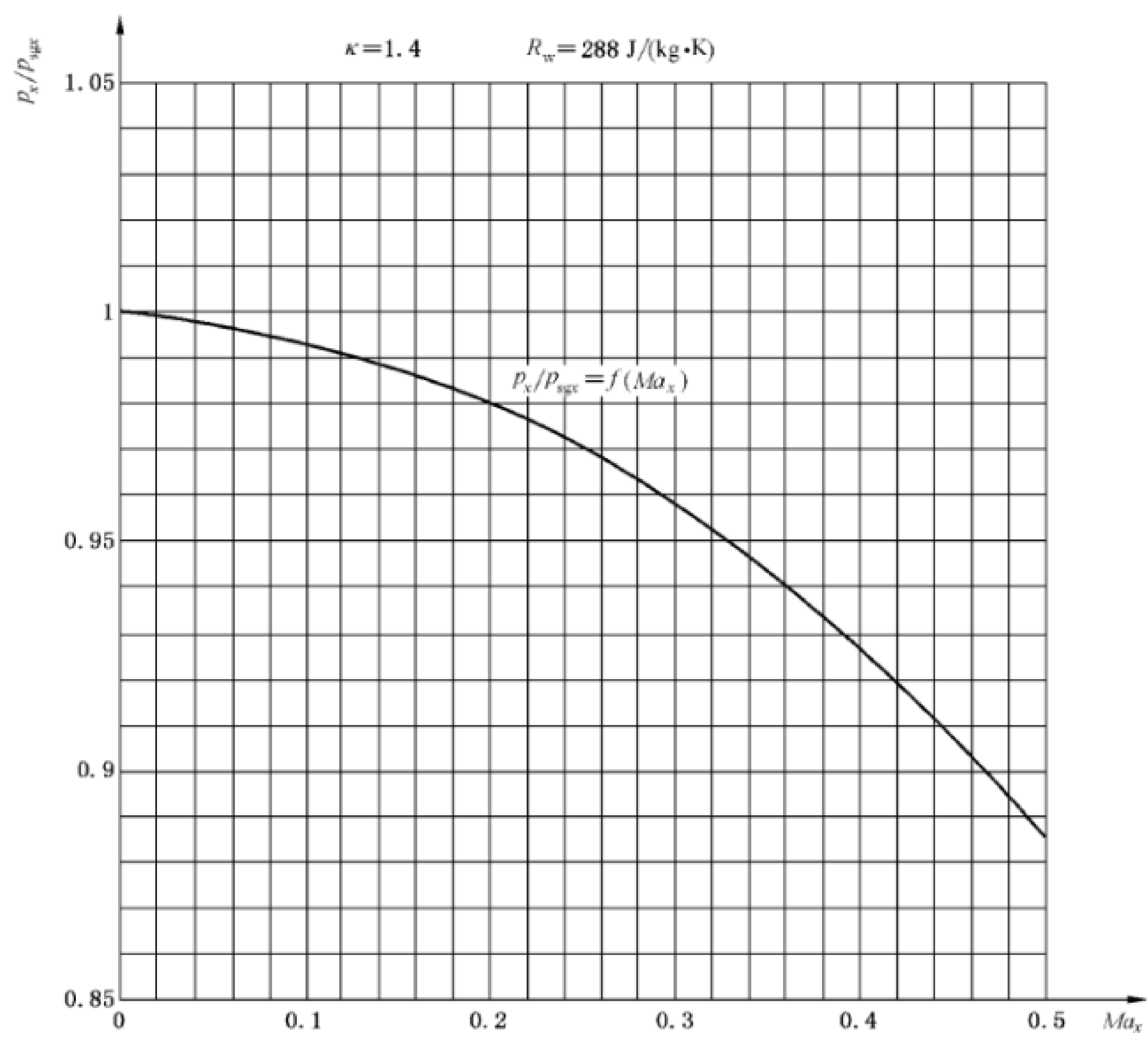
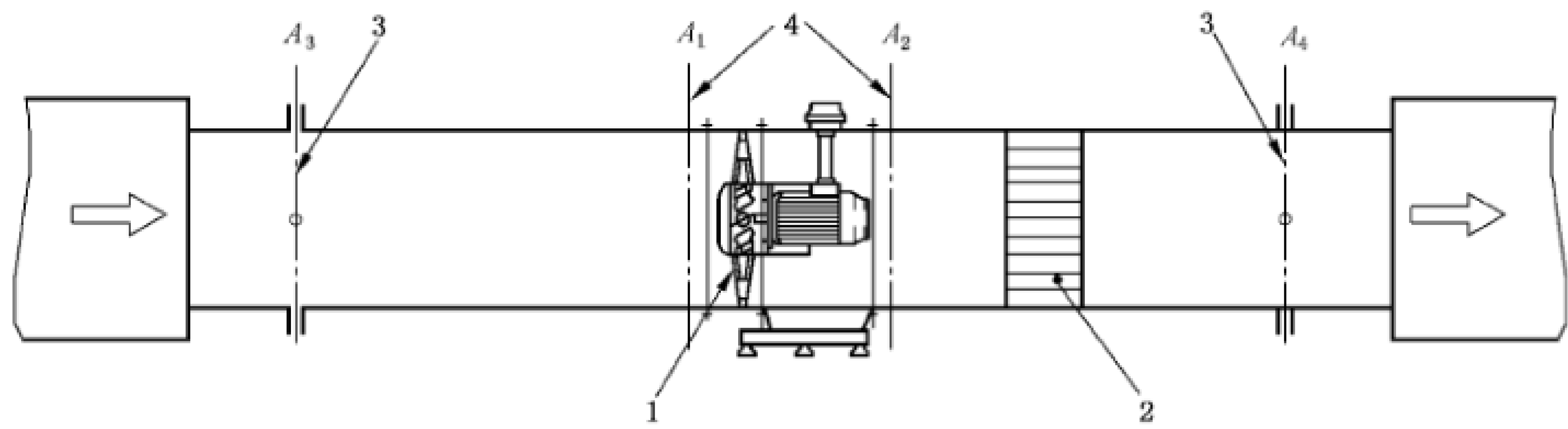


图 7 p_x/p_{sgx} 作为 Ma_x 的函数的变化

14.6 由试验风道截面 x 上测得的表压 p_{ex} 计算通风机基准截面上的滞止压力

假设

- A_n ——通风机进口或出口截面面积($n=1$ 表示进口, $n=2$ 表示出口);
- A_x ——试验管道的测量截面面积($x=3$ 表示进口, $x=4$ 表示出口)(见图 8)。



- 说明:
- 1——通风机;
 - 2——整流装置;
 - 3——静压测量平面;
 - 4——基准平面。

图 8 测量平面及基准平面

截面 x 上的绝对压力为:

$$p_x = p_{ex} + p_a$$

以及,按照 14.4.3.2,有:

$$\Theta_{sgx} = \Theta_{sgn}$$

Ma_x 和 Θ_x 按照 14.4.3.1 计算

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

$$v_{mx} = \frac{q_m}{A_x \rho_x}$$

基准截面 n 上的滞止压力由下式给出:

$$p_{sgn} = p_x + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 f_{Mx} [1 + (\xi_{n-x})_x]$$

式中:

$(\xi_{n-x})_x$ ——按照 28.6 对截面 x 计算的截面 n 和截面 x 之间的能量损失系数;

对于出口试验管道, $(\xi_{n-x})_x > 0$;

对于进口试验管道, $(\xi_{n-x})_x < 0$ 。

注 1: 对于进口试验管道或风室, p_{ex} 为负值。

注 2: 可以写成: $p_{sgn} = p_{ex} + \frac{1}{2} \rho_x v_{mx}^2 f_{Mx} [1 + (\xi_{n-x})_x]$

通风机基准截面的流体压力或静压 p_{sf} 按照 14.5.2 通过 p_{sgn} 、 Θ_{sgn} 和 A_n 计算。

14.7 进口容积流量

本标准中流量测定方法是对质量流量 q_m 的确定,在无泄漏的情况下,整个风道系统的质量流量 q_m 保持不变。

进口容积流量表示为进口滞止条件的容积流量,即

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\text{其中, } \rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

14.8 通风机空气功率和效率

建议三种方法:

——第一种由单位质量功概念导出;

——另外两种方法使用容积流量和压力的概念结合流体可压缩性效应的修正系数计算得出。

在压比等于 1.3 时,这三种方法给出几乎相同的结果,仅相差千分之几。

14.8.1 由通风机单位质量功计算通风机空气功率和效率

$$W_m = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{\rho_2 A_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{\rho_1 A_1} \right)^2$$

式中:

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_w \Theta_1}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

ρ_1, ρ_2 按照 14.5.2 计算。

通风机空气功率 P_u 等于乘积 $q_m W_m$ 。

各种效率由 P_u 和输入通风机的各种功率计算得出,即

——叶轮功率, P_r ;

——轴功率, P_a ;

——电机输出功率, P_o ;

——电机输入功率, P_e 。

$$\eta_r = \frac{P_u}{P_r}$$

$$\eta_a = \frac{P_u}{P_a}$$

$$\eta_o = \frac{P_u}{P_o}$$

$$\eta_e = \frac{P_u}{P_e}$$

14.8.2 由通风机容积流量和通风机压力计算通风机空气功率和效率

$$P_u = q_{Vsg1} p_i k_p$$

式中:

q_{Vsg1} ——进口滞止条件下的容积流量;

p_i ——通风机压力, $p_{sg2} - p_{sg1}$;

k_p ——压缩性修正系数。

以 14.8.1 相同的方法,通过采用不同的输入功率计算各种效率。

推荐使用的两种计算系数 k_p 方法,可以得到完全相同的结果。

注:用这种方法计算的通风机空气功率总是小于按照 14.8.1 计算的结果($\approx 2 \times 10^{-3} \sim 3 \times 10^{-3}$)。

14.8.2.1 压缩性系数 k_p 的计算

压比 r 的计算为:

$$r = 1 + \frac{p_i}{p_{sg1}}$$

式中:

p_i ——按照 14.5.1 的通风机压力;

p_{sg1} ——通风机进口处的滞止压力。

假定:

$$Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{\rho_{sg1} P_r}{q_m p_i} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_i}$$

k_p 由下式给出:

$$k_p = \frac{Z_k \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_k (r - 1)]}$$

k_p 作为压比 r 和系数 Z_k 的函数的曲线见图 9。

注: k_p 和 ρ_{sg1} / ρ_{msg} 之差小于 2×10^{-3} , 其中 $\rho_{msg} = (\rho_{sg1} + \rho_{sg2}) / 2$ 。

压缩性系数 k_p 也可以采用下列公式计算:

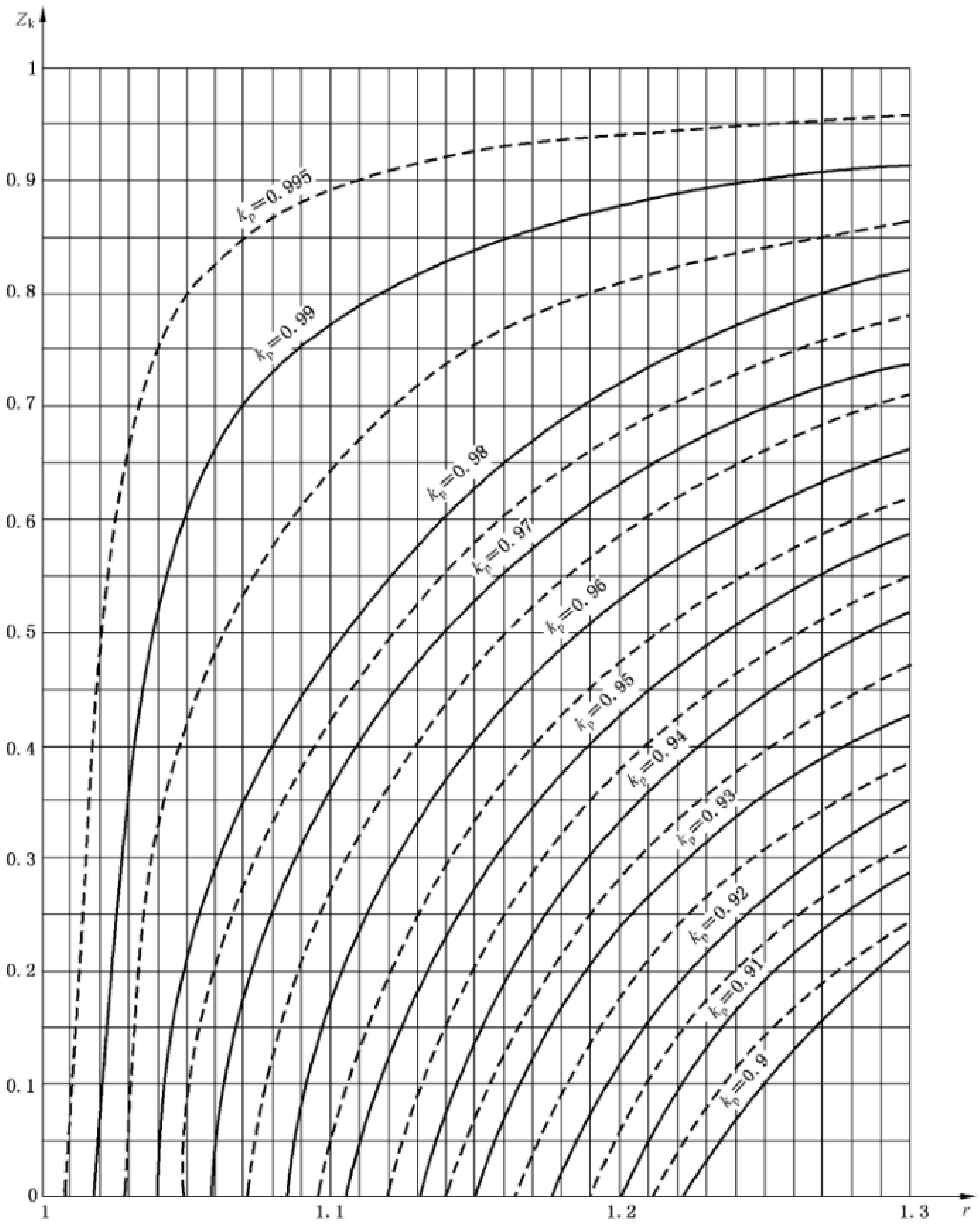
$$k_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中：

$$x = \frac{p_i}{p_{sg1}} = r - 1$$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

k_p 作为 x 和 Z_p 的函数的曲线见图 10。

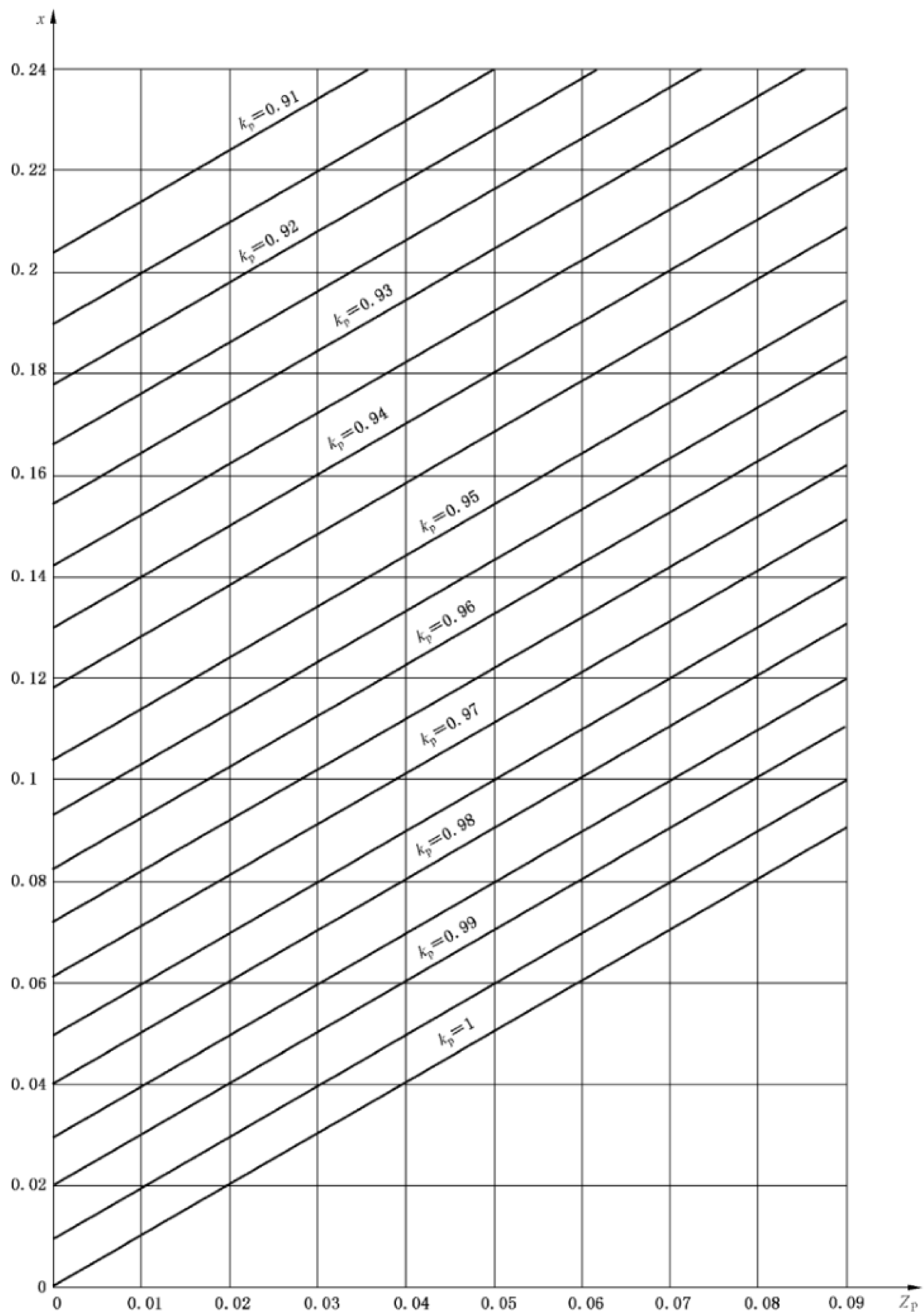


说明：

r —— 压比；

Z_k —— 计算压缩性系数 k_p 的系数(方法 1)。

图 9 确定压缩性系数 k_p 的图表



说明：

Z_p —— 计算压缩性系数 k_p 的系数(方法 2)。

图 10 确定压缩性系数 k_p 的图表

14.8.2.2 由通风机空气功率 P_u 确定通风机单位质量功

通风机单位质量功 W_m 可由下式确定:

$$W_m = \frac{P_u}{q_m} = \frac{P_u}{q_{Vsg1} \rho_{sg1}}$$

其中, $P_u = q_{Vsg1} p_f k_p$, 按照 14.8.2 和 14.8.2.1。

14.8.3 常规静效率

14.8.3.1 由通风机单位质量静功计算通风机静空气功率和静效率

$$W_{ms} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

$$\text{式中, } \rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

通风机静空气功率等于 $q_m W_{ms}$, 即

$$P_{us} = q_m W_{ms}$$

各种效率按照 14.8.1 的相同方法由 P_{us} 计算得到。

14.8.3.2 由通风机容积流量和通风机静压计算通风机静空气功率

通风机静空气功率由下式给出:

$$P_{us} = q_{Vsg1} p_{sf} k_{ps}$$

其中, k_{ps} 按照 14.8.2.1 计算, 且

$$r = 1 + \frac{p_{sf}}{p_{sg1}}$$

$$x = \frac{p_{sf}}{p_{sg1}} = r - 1$$

$$Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{\rho_{sg1} P_r}{q_m p_{sf}}$$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

按照 14.8.1 由 P_{us} 确定静效率。

注: 由本方法计算得到的通风机静空气功率始终大于按照 14.8.3.1 计算的结果 ($2 \times 10^{-3} \sim 4 \times 10^{-3}$)

14.8.3.3 由通风机静空气功率 P_{us} 确定通风机单位质量静功 W_{ms}

通风机单位质量静功 W_{ms} 可采用下式确定:

$$W_{ms} = \frac{P_{us}}{q_m} = \frac{P_{us}}{q_{Vsg1} \rho_{sg1}}$$

14.8.4 通风机进口动能指数 i_{k1} 或通风机出口动能指数 i_{k2} 的确定

通风机动能指数 i_{kr} 由下式给出:

$$\text{——通风机进口处: } i_{k1} = \frac{v_{m1}^2}{2W_{ms}}$$

$$\text{——通风机出口处: } i_{k2} = \frac{v_{m2}^2}{2W_{ms}}$$

14.8.5 基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15 和通风机压力 p_t 小于 2 000 Pa

在这种情况下,

——马赫系数 f_{Mx} 可以取 1;

——进口、出口的静态温度、滞止温度可以视作相同,且当通风机上游无辅助通风机时,则都等于环境温度:

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_u = \Theta_a = T_a + 273.15$$

——流经通风机和试验风道的空气流可以视作不可压缩;

——若有辅助通风机,图 8 中的平面 3 和平面 4 之间的空气流可以视作不可压缩。

14.8.5.1 质量流量的确定

$$p_u = p_{cu} + p_a$$

$$\rho_u = \frac{p_u}{R_w \Theta_u}$$

然而,在第一次确定质量流量及其对应的雷诺数之后,应该对流量计的流量系数 α 作雷诺数修正。

14.8.5.2 截面 x 上滞止压力 p_{sgx} 的确定

$$p_x = p_{cx} + p_a$$

$$p_{sgx} = p_x + \frac{1}{2} \rho_1 v_{mx}^2 = p_x + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

或

$$p_{csgx} = p_{cx} + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2$$

式中:

试验通风机上游无辅助通风机时,

$$\rho_1 = \frac{p_a}{R_w \Theta_{sg1}} = \frac{p_a}{R_w \Theta_a} = \rho_a$$

试验通风机上游有辅助通风机时,

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

14.8.5.3 由截面 x 上测得的表压 p_{ex} 确定通风机基准截面上的滞止压力

根据 14.8.5

$$p_{sgn} = p_x + \frac{1}{2} \rho_1 v_{mx}^2 [1 + (\xi_{n-x})_x]$$

$$= p_x + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\xi_{n-x})_x]$$

截面 n 上的滞止表压由下式给出:

$$p_{csgn} = p_{ex} + \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 [1 + (\xi_{n-x})_x]$$

14.8.5.4 通风机基准截面上静压的确定

根据 14.8.5 和 14.8.5.2

$$p_n = p_{sgn} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{mn}^2$$

$$p_n = p_{sgn} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \left(\frac{A_x}{A_n} \right)^2 = p_{sgn} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

也可写成

$$p_{en} = p_{esgn} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_x} \right)^2 \left(\frac{A_x}{A_n} \right)^2 = p_{esgn} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_n} \right)^2$$

14.8.5.5 通风机压力计算

通风机压力 p_t 及通风机静压 p_{sf} 由下式给出:

$$p_t = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sf} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

14.8.5.6 通风机空气功率 P_u 的确定

通风机空气功率 P_u 和通风机静空气功率 P_{us} 由下式计算:

$$P_u = q v_{sg1} p_t$$

$$P_{us} = q v_{sg1} p_{sf}$$

各种效率由 P_u 或 P_{us} 以及各种输入的功率按照 14.8.1 计算。

15 试验结果换算规则

验收试验期间,只有当通风机性能测量是在规定条件下进行时,试验结果才能与保证值直接比较。

在通风机上完成的大部分试验中,不可能精确模拟并保持按运行条件所规定的试验风道上的运行和/或驱动条件。

只有将结果转换到这些运行条件时才可以与规定值进行比较。

对于特别大的通风机,当全尺寸试验受限于电源或标准化风道尺寸而不可行时,可以在标准化风道中进行模型试验。

15.1 通风机相似定律

流动状态相似的两台通风机具有相似的性能特性,性能特性相似的程度取决于两台通风机和通过通风机气体流动的相似程度。

15.1.1 几何相似

完全几何相似的通风机要求两台通风机所有相应尺寸比例相等,这包括厚度、间隙和粗糙度以及流道的其他线性尺寸的比例。

所有对应角度相等。

15.1.2 雷诺数相似

为保证边界层相对厚度、速度三角形和摩擦损失相等,需要雷诺数相似。

$$Re_u = \frac{u D_r \rho_{sg1}}{\mu} = \frac{u D_r p_{sg1}}{u R_w \Theta_{sg1}}$$

圆周雷诺数升高、摩擦损失下降。

因此,效率和性能可能会提高。

雷诺数之比为 20 时,效率差为 0.04(4%)。

15.1.3 马赫数和速度三角形相似

为保持相等的速度三角形,通过通风机的压力、速度和温度的变化也必须相同。
当马赫数大于 0.15 时,如果对于试验和规定条件的马赫数没有保持相等,则会出现相当大的差异。
对于通风机,圆周马赫数为

$$Ma_u = \frac{u}{\sqrt{\kappa R_w \Theta_{sg1}}}$$

当马赫数增大,圆周雷诺数和通风机压力会提高。
当通风机压力增大时, ρ_m 增大、而 k_p 和比值 ρ_{sg1}/ρ_{msg} 下降,速度三角形不再相似,且损失增大。
这就是为什么当马赫数增大,开始时通风机的性能和效率改善、而后趋于恶化的原因。
这个效应取决于通风机的类型、叶轮设计以及运行点在通风机特性曲线上的位置。
由于按照 14.8.2.1 和 14.8.2.2 所定义的压缩性系数 k_p 接近于 ρ_{sg1}/ρ_{msg} ,其可用于代表通过通风机的密度变化、表征速度三角形相似。

注:通风机内绝无激波出现; $Ma < 0.7$ 。

15.2 换算规则

下标 Te 代表试验测量值和试验结果,下标 Gu 代表合同保证的运行状态和性能。
图 11 示出了比值 Re_{uTe}/Re_{uGu} 作为 Re_{uGu} 函数的允许变化量,图 12 给出了比值 n_{Gu}/n_{Te} 作为 k_{pGu} 和 Δk_p 函数的变化,其中

$$\Delta k_p = k_{pGu} - k_{pTe}$$

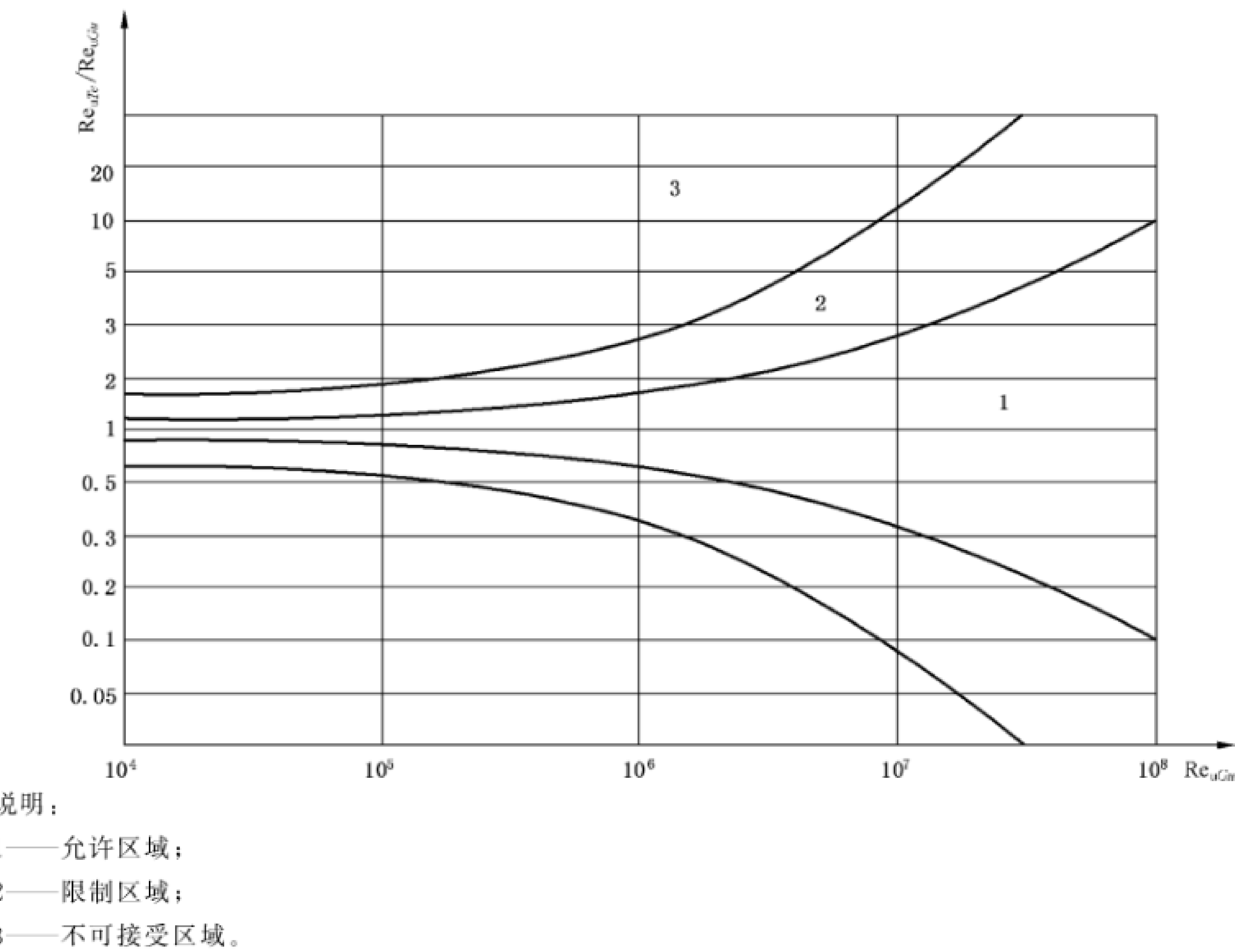


图 11 Re_{uTe}/Re_{uGu} 作为 Re_{uGu} 函数的允许变化量

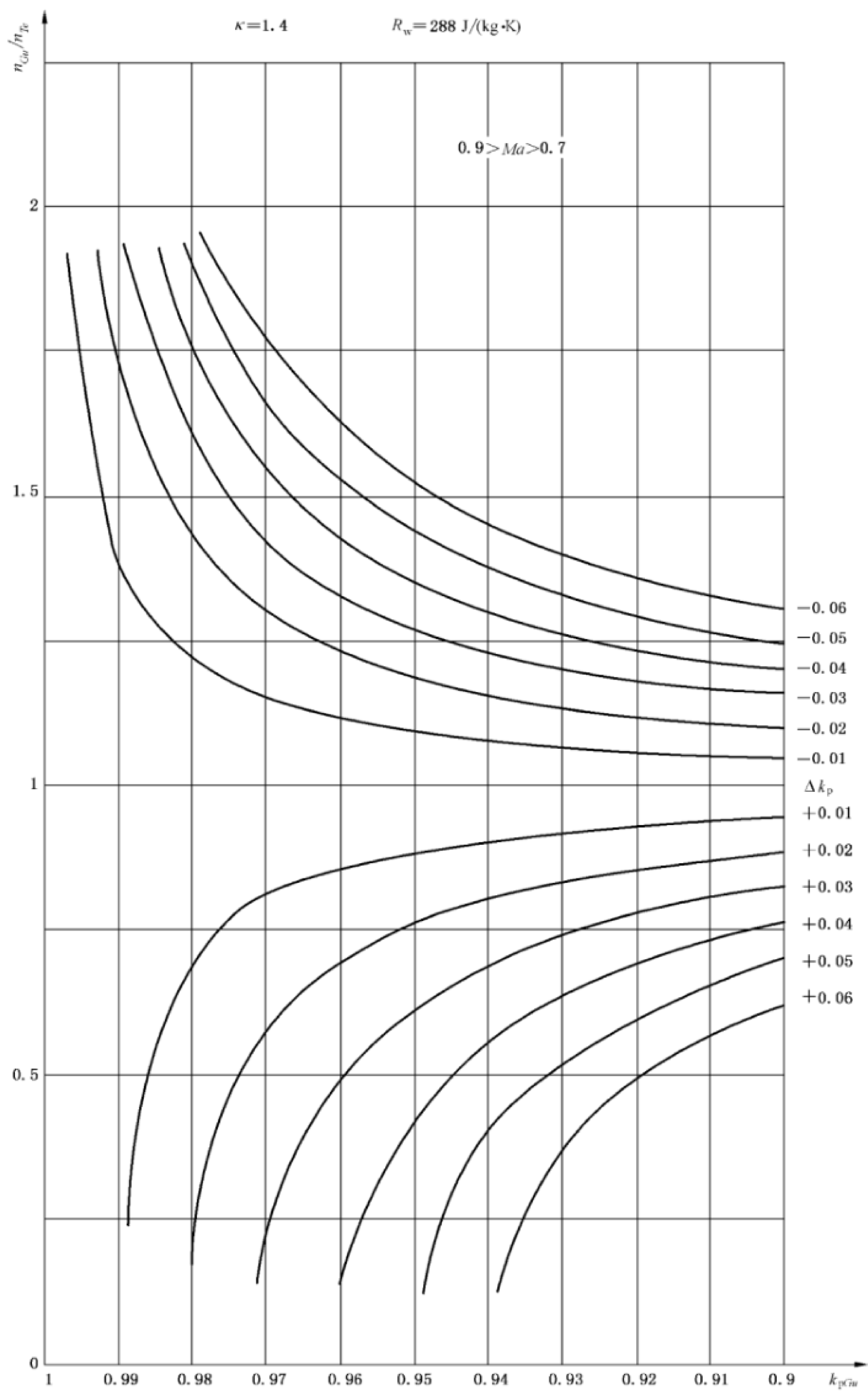


图 12 n_{Gu}/n_{Te} 作为 k_{pGu} 和 Δk_p 函数的变化

15.2.1 可压缩流体的换算规则

目前尚无足够数据、资料可建立通用规则用于完成包含压缩性系数 k_p 变化大于 ± 0.01 以及高达 0.06 的通风机性能由试验状态到规定状态的换算。

15.2.1.1 压缩性系数 k_p 变化大于 ± 0.01 的换算规则

换算规则可由下列表达式表示,其中 q 为从一种设计变化成另一种设计的指数,数值范围为 $0 \sim -0.5$,但须由制造商负责通过足够数量的不同规格、类型的试验得出精确数值。

为确定压比范围和最佳效率点两边的通风机特性范围,建议进行型式试验(可采用模型级试验),上述范围内的 q 可看作常数,而不会增大性能预测的不确定度。

这些换算规则的应用,须购买方和制造商之间达成一致。

换算后的压缩性系数 k_{pGu} 和 k_{psGu} 可由下列近似方程得到,修正范围不超过千分之几:

$$\frac{1-k_{pGu}}{1-k_{pTe}} = \left(\frac{n_{Gu} D_{rGu}}{n_{Te} D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{R_{wTe} \Theta_{sg1Te}}{R_{wGu} \Theta_{sg1Gu}} \right) \frac{k_{Te}}{k_{Gu}} \left[\frac{1-k_{Gu}(1-\eta_r)}{1-k_{Te}(1-\eta_r)} \right] = k_c^2$$

$$\frac{1-k_{psGu}}{1-k_{psTe}} = \left(\frac{n_{Gu} D_{rGu}}{n_{Te} D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{R_{wTe} \Theta_{sg1Te}}{R_{wGu} \Theta_{sg1Gu}} \right) \frac{k_{Te}}{k_{Gu}} \left[\frac{1-k_{Gu}(1-\eta_{sr})}{1-k_{Te}(1-\eta_{sr})} \right] = k_{cs}^2$$

其中 η 为 η_r 或 η_{sr}

换算后的通风机性能见下列方程式:

$$\frac{q_{Vsg1Gu}}{q_{Vsg1Te}} = \frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^3 \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^q$$

$$\frac{p_{iGu}}{p_{iTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{p_{sGu}}{p_{sTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{psGu}}{k_{psTe}} \right)^{-1}$$

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^3 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) \left(\frac{k_{pGu}}{k_{pTe}} \right)^q$$

雷诺数 Re_u 应在图 11 的限制范围之内。

这些表达式建立于下列参数变化时:

- 转速 N , 或旋转频率 n ;
- 叶轮直径, D_r ;
- 气体: R_w, κ ;
- 进口温度 Θ_{sg1} 和密度 ρ_{sg1} 。

注: 可视作常数的参数的函数可以采用简化表达式。

15.2.1.2 压缩性系数 k_p 变化小于 ± 0.01 的换算规则

对于圆周雷诺数处于图 11 允许的范围内, 以及对于不可压缩流动, 可采用简化的换算规则, 详见 15.2.2。

15.2.2 不可压缩流动的简化换算规则

当通风机保证条件和试验压力小于 2 000 Pa 时, k_p 接近于 1, 性能换算可用下列简化的表达式计算。

$$\frac{q_{Vsg1Gu}}{q_{Vsg1Te}} = \frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^3$$

$$\frac{P_{iGu}}{P_{iTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^2 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right) = \frac{P_{sGu}}{P_{sTe}}$$

$$\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \left(\frac{n_{Gu}}{n_{Te}} \right)^3 \left(\frac{D_{rGu}}{D_{rTe}} \right)^5 \left(\frac{\rho_{sg1Gu}}{\rho_{sg1Te}} \right)$$

15.2.3 轴功率和叶轮功率

测试和规定的输入功率通常为通风机的轴功率 P_{aTe} 和 P_{aGu} , 需要时可采用下列关系式估算 n_{Te} 时的轴承损失 P_{bTe} 和 n_{Gu} 时的轴承损失 P_{bGu} :

$$P_{rTe} = P_{aTe} - P_{bTe}$$

和

$$P_{aGu} = P_{rGu} + P_{bGu}$$

以便按照 15.2 的规定进行换算。

因假设 $\frac{P_{rGu}}{P_{rTe}} = \frac{P_{aGu}}{P_{aTe}}$ 而产生的误差不会超过下式结果(以百分比表示):

$$\frac{200(n_{Gu} - n_{Te})P_b}{n_{Te}P_a},$$

通常可以忽略。

16 通风机特性曲线

16.1 概述

本章阐述单台通风机试验结果的图示方法。

采用无量纲系数或其他方式表示的在一定速度范围、尺寸范围的通风机系列性能的图形表示, 不在本标准范围之内。

16.2 绘图方法

应将实际试验结果或根据第 15 章给出的规则得到的结果对应进口流量作为一组试验点绘制, 连接这些点画出光滑曲线, 对于不稳定结果的非连续点则以虚线连接。

可以采用根据第 15 章给出的规则所换算的结果, 如果那些变化超出了 15.2.1 给出的换算限制范围, 则须在所绘制的曲线上予以清晰的标注。

对于通风机压力高于 2 000 Pa 的通风机, 应采用表示通风机出口密度的比值 ρ_2/ρ_{sg1} 或 $k_p = \rho_1/\rho_m$ 绘制曲线。

16.3 恒定转速下的特性曲线

恒定转速下的通风机特性曲线是按照第 15 章给出的规则, 换算到规定的转速 N_{Gu} 、规定的密度 ρ_{sg1Gu} (若无其他约定, 为 1.2 kg/m^3) 和规定的进口绝对滞止压力 p_{sg1Gu} 下的结果所得到的。

通风机压力 p_i 或通风机静压 p_{sf} 或两者之一, 与经过马赫数修正的通风机动压 $p_{d2} f_{M2}$ 一起, 对应进口容积流量 q_{Vsg1} 绘制曲线; 通风机效率 η_r 和/或通风机静效率 η_{sr} 或其等效轴功率也可绘制出曲线。

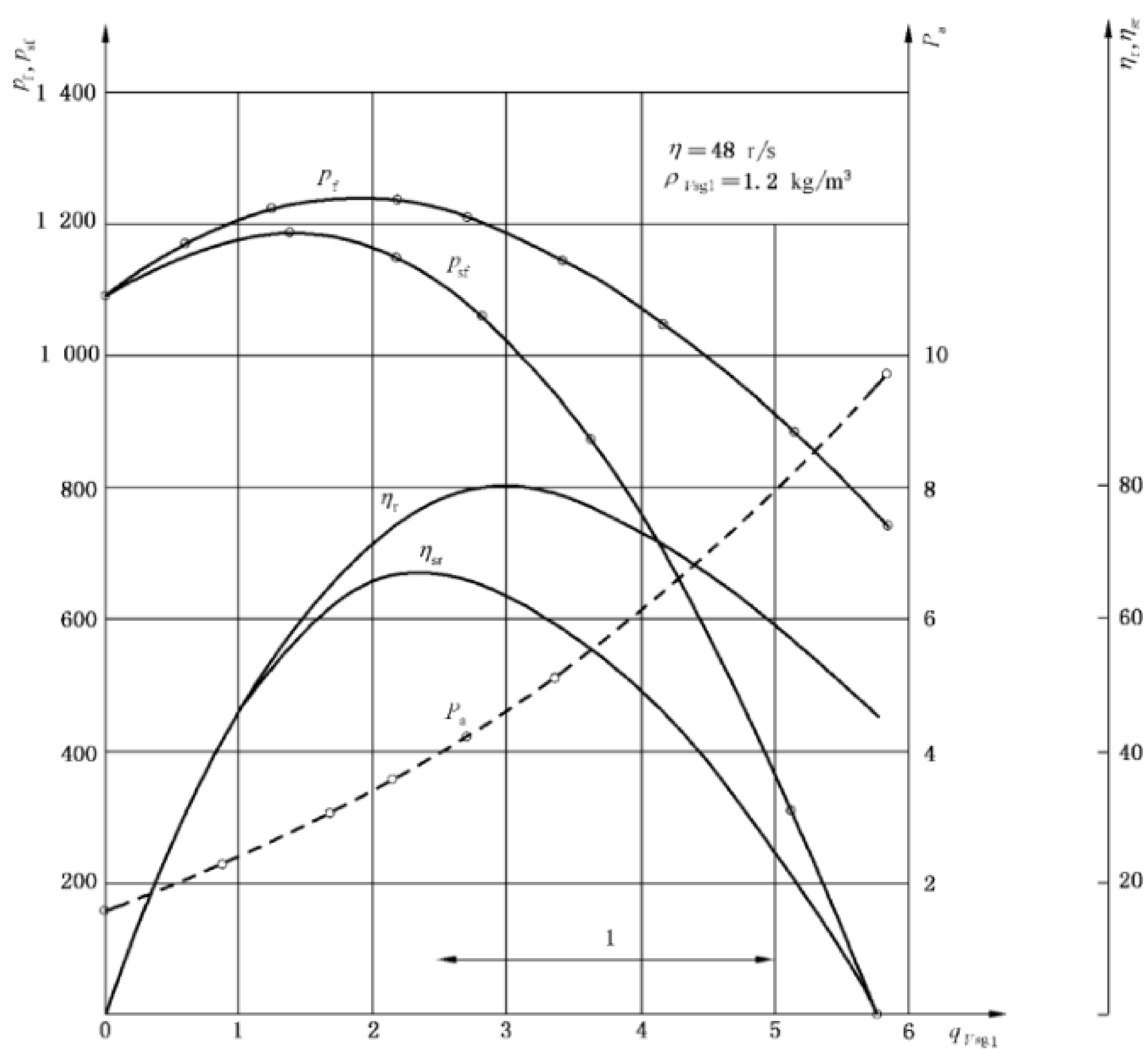
示例见图 13。

16.4 固有转速下的特性曲线

如果机组包含通风机及其驱动装置时, 可采用固有转速下的特性曲线。

驱动装置应在固定和规定的条件下运行, 例如, 对于电动机, 在额定电压和频率下运行。转速须在

对应进口容积流量的通风机性能特性曲线上注明；当采用驱动装置性能参数对转速做出关于电机输入功率的修正时，雷诺数在 15.2 给出的准则范围内，允许换算到其他空气密度。

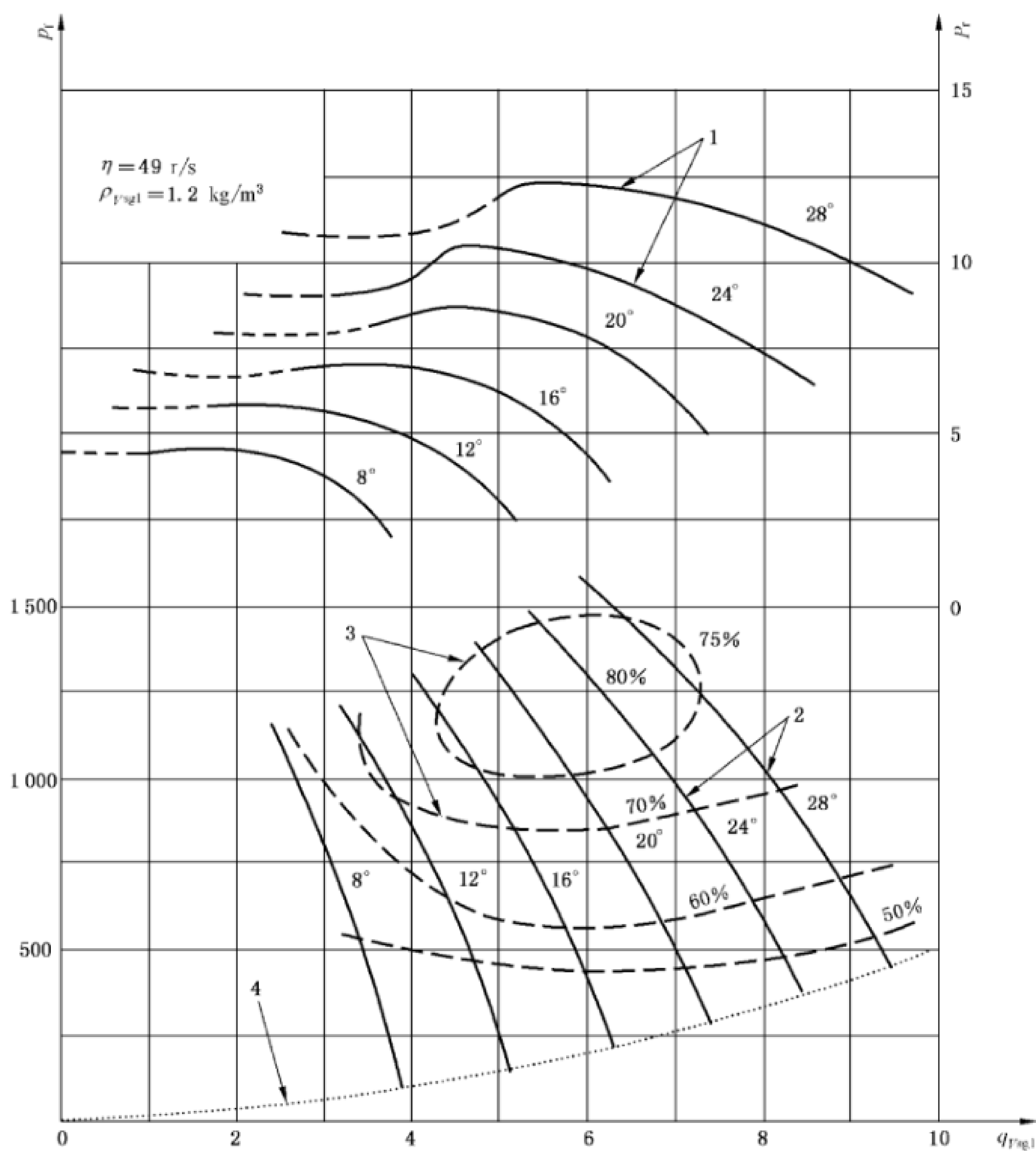


说明：
1 ——工作范围；
 p_t ——通风机压力，Pa；
 q_{vsg1} ——通风机进口容积流量， m^3/s ；
 η_{st} ——通风机静效率，%。
 P_a ——通风机轴功率，kW；
 p_{st} ——通风机静压，Pa；
 η_t ——通风机效率，%。

图 13 恒定转速通风机完整特性曲线示例

16.5 可调工况通风机的特性曲线

对于通过诸如可调节距叶片或可调进口导叶等方式改变其性能的通风机，需要绘制可调工况通风机特性曲线。建议采用进口密度为 1.2 kg/m^3 的一族等转速特性曲线，各曲线之间的距离在整个可用容积流量范围内选择合理间隔；在通风机压力特性曲线上以光滑形式绘制等效率曲线。示例见图 14。



说明：

1 ——不同叶片角度时的叶轮功率曲线； 2——不同叶片角度时的通风机压力流量曲线；

3 ——通风机全压效率曲线， η_t ； 4——通风机出口动压， p_{d2} ；

p_t ——通风机压力，Pa； P_r ——叶轮功率，kW；

q_{Vsgl} ——通风机进口容积流量， m^3/s 。

图 14 可调工况通风机特性曲线示例

16.6 通风机的完整特性曲线

通风机的完整特性曲线从通风机零静压到零进口容积流量。

然而，通常仅使用该曲线的一部分，建议供应商注明适合通风机运行的进口容积流量的范围，因此通风机特性曲线可限于该正常工作范围；超出进口容积流量正常工作范围，则测量不确定度易增大，且进口、出口处会产生不好的流动型态。

16.7 特定工况的试验

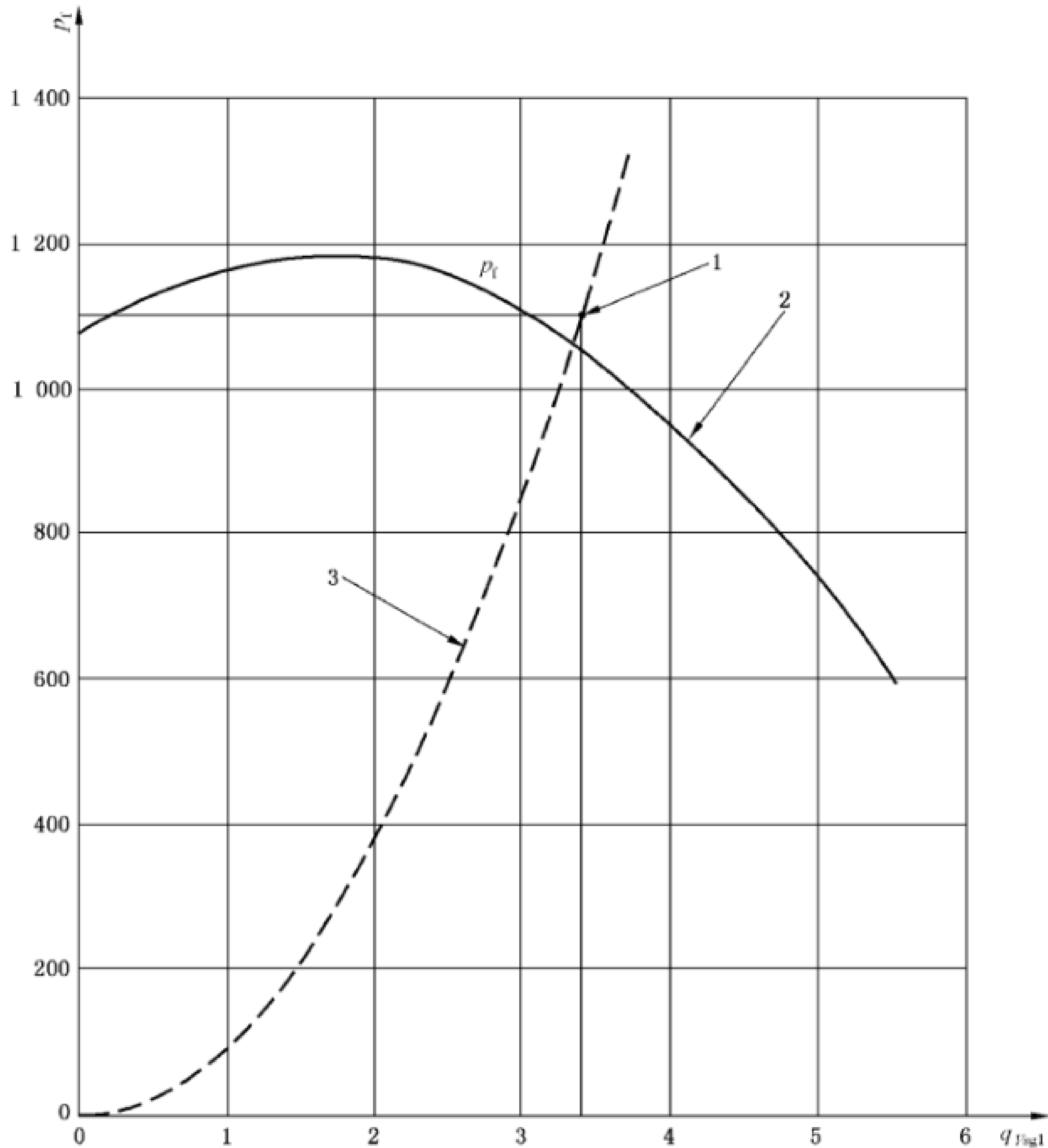
特定工况试验应至少由可确定通风机特性曲线一小部分的三个试验点构成，其中包括特定的进口

容积流量、特定的通风机滞止或静态压力。

应做出通过特定工况点的系统阻力曲线，滞止或静态压力随进口容积流量的平方而变化（见图 15）。

通风机的实际运行点为通风机特性曲线与系统阻力曲线的交点。

应按照通风机偏差的相关国际标准确定偏离或偏差。



说明：

- 1 —— 特定工况：3.4 m³/s, 1 100 Pa；

2 —— 通风机压力流量特性曲线；

3 —— 系统阻力曲线， $p_t \propto q_{Vsg1}^2$ ；

p_t —— 通风机压力，Pa；

q_{Vsg1} —— 通风机进口容积流量，m³/s。

图 15 特定工况点试验图例

17 不确定度分析

17.1 原则

通常认为，所有的测量都会有一定的误差，同样对于任何结果，如通过测量数据计算得到的通风机流量和压力，也会包含误差，其不仅源于数据，也源于计算过程中的近似值或误差。

相应地，测量或结果的质量与相关误差相关联。不确定度分析提供了一种方法，用于定量评判不同

包含水平的误差。任何通风机试验质量最好应通过不确定度分析进行评价。

ISO 5168 包含有极为完善的不确定度分析的讨论,不仅仅是流体的流量测量,可用于通风机试验的所有方面,ISO 5168 所包含的概念提供了以下方面所要遵循的依据。

本标准中,要求的包含概率为 95%。

17.2 试验前与试验后的分析

建议在试验前进行不确定度分析以识别潜在的测量问题并允许进行最佳成本-效益试验的设计;要求进行试验后的不确定度分析以确立试验质量,该分析也可显示与最大误差相关联的测量值。

17.3 分析过程

通风机试验的严格的不确定度分析要求付出巨大的努力,同时需要关于仪器仪表、校准、计算及其他因素等的详细信息。通风机试验结果至少有 5 个参数(或许可能是 15 个),每个结果会基于一个或多个测量,每个测量会有 5 个或更多的不确定度分量,所有这些分量应在不确定度分析中予以考虑。

ISO 5168 中提出的过程包含如下步骤:

- 列出所有可能的误差源;
- 对每个误差源合理计算或估计基本误差;
- 对于每一个测量,分别将基本偏差极限与基本精度指数通过“根一和一方”(RSS)方法进行合成;
- 对每一个参数,采用灵敏系数或回归的方法进行测量值的偏差和测量精度指数的独立传递;
- 计算每个参数的不确定度;
- 确立每个参数的不确定度区间。

注:除测量误差以外,可能另有从表、图或公式中获取的数据的误差。

17.4 不确定度的传递

ISO 5168 解释了如何将校准误差、数据收集误差、数据变换误差、方法误差以及人为误差等合成为测量的不确定度,同时也详述了如何将不同的测量和其他不确定度传递至结果的不确定度。尽管会在最终计算中予以合成,但应保持独立考虑精度指数和偏差极限。

17.5 不确定度报告

试验报告中应针对所关注的每个参数说明如下内容:

- 参数的试验值;

注:参数的最佳估计为其试验值,通过重复试验然后取平均的方式可以改善该估计。

- 精度指数及其相关自由度, ν ;
- 偏差极限;
- 基于 95% 置信水平的不确定度。

示例:

$$a) \quad R = q_v = 5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$b) \quad s = 0.05 \text{ m}^3/\text{s} \quad \nu = 5$$

$$c) \quad B = 0.025 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$d) \quad U = \sqrt{B^2 + (t_{95} s)^2} \quad (U \text{ 对应于 ISO 5168 中的 } U_{\text{RSS}})$$

$$U = \sqrt{0.025^2 + (2.57 \times 0.05)^2} = 0.131 \text{ m}^3/\text{s}$$

则

$$u = \frac{U}{R} = \frac{0.131}{5}$$

17.6 最大允许测量不确定度

本标准列出了测量仪表的某些要求,包括仪表本身的精确度和分辨率,在有些情况下,还有关于试验前、后须用于校准的工作标准的类似信息。所有给出的信息不以精度指数和偏差极限的形式出现,也不说明包含范围,但是,可假定这些数值为 95%置信水平时的不确定度,在转换仪表供应商提供的技术数据时,也可适用同样的假设。

表 2 汇总了通风机试验中直接或间接测量的每一个参数的最大允许相对不确定度。确定参数数值的测量仪表(或组合仪表)应具备足够精度,以使得在与各种估计误差合成后,其产生的不确定度不会超出表 2 给出的数值。

表 2 单个参数允许的最大测量不确定度

参数	符号	相对测量不确定度	说明	章节号
大气压力	p_a	$u_{p_a} = \pm 0.2\%$	温度和高度修正	6.1
环境温度	θ_a	$u_{\theta_a} = \pm 0.2\%$	靠近通风机进口或管道进口、或在速度小于 25 m/s(0.5 ℃)的气室内测量	8.1
湿度	h_a	$u_{h_a} = \pm 0.2\%$	对于 $T_d = 30\text{ ℃}$ 时 $(T_d - T_w)$ 的 $\pm 2\text{ ℃}$ 的不确定度所造成的空气密度不确定度	8.3
表压	p_e	$u_{p_e} = \pm 1.4\%$	静压大于 150 Pa;合成 1% 的压力表和 1% 的读数波动不确定度,对于高压力通风机波动关系,其不确定度可降低至 1% 及以下	6.2 6.3
差压	Δp	$u_{\Delta p} = \pm 1.4\%$	同表压	6.2 6.3
叶轮转速	N	$u_N = \pm 0.5\%$	采用电气扫描法可减小到 0.2%	9
叶轮旋转频率	n	$u_n = \pm 0.5\%$	同转速	9
输入功率	P_r	$u_{P_r} = \pm 2\%$	用扭矩仪或双瓦特表法测量,不确定度按照瓦特表和传感器等级	10
喷管喉部面积	A_d	$u_{A_d} = \pm 0.2\%$	$u_d = 0.1\%$	11
管道面积	A_x	$u_{A_x} = \pm 0.5\%$	$u_D = 0.1\%$	
质量流量	q_m	u_{q_m}		

17.7 最大允许的结果不确定度

由不同参数构成的通风机试验结果见表 3,如果是在本标准条件下进行的试验,同时列出的还有每个结果的最大允许相对不确定度。若采用经证实其不确定度低于满足 17.6 要求的仪表,可以获得较好质量的结果(较低的不确定度)。

表 3 所列的不确定度是基于 95% 的置信水平,精度指数和偏差极限不单独说明,但是,所有按照本标准进行的试验都应包括不确定度分析,精度指数和偏差极限应在该分析中分别列出。

表 3 最大允许结果不确定度

参数	符号	相对不确定度	说明
环境密度	ρ_a	$u_{\rho_a} = \pm 0.4\%$	$\sqrt{u_{\theta_a}^2 + u_{h_u}^2 + u_{p_a}^2}$
通风机温升	$\Delta\theta$	$u_{\Delta\theta} = \pm 2.8\%$	$\sqrt{u_{p_r}^2 + u_{q_m}^2}$
出口滞止温度	θ_{sg2}	$u_{\theta_{sg2}} = \pm 0.4\%$	$\frac{u_{\Delta\theta} \Delta\theta}{\theta_{sg2}}$
出口滞止密度	ρ_{sg2}	$u_{\rho_{sg2}} = \pm 0.7\%$	u_{p_2}
动压	p_{d2}	$u_{p_{d2}} = \pm 4\%$	$\sqrt{4u_{q_m}^2 + 4u_A^2 + u_{p_2}^2}$
通风机压力	p_t	$u_{p_t} = \pm 1.4\%$	u_{p_c}
通风机空气功率	P_u	$u_{P_u} = \pm 2.5\%$	$\sqrt{u_{q_m}^2 + u_{p_t}^2}$
通风机效率	η_r	$u_{\eta_r} = \pm 3.2\%$	$\sqrt{u_{P_u}^2 + u_{p_r}^2}$
通风机流量	q_m 或 q_v	u_{q_m} 或 $u_{q_v} = \pm 2\%$	见不同流量测量方法所对应的章节

18 试验方法的选择

18.1 分类

要试验的通风机应按照 18.2 所规定的四种装置类型进行分类,供应商须说明该通风机倾向于采用何种装置类型,同时用户应该在最接近于其应用场合的类型中予以选择。

18.2 装置类型

以下为四种装置类型:

- A 型:自由进口,自由出口;
- B 型:自由进口,管道出口;
- C 型:管道进口,自由出口;
- D 型:管道进口,管道出口。

在上述分类中,所用术语含义如下:

自由进口或自由出口表示空气从无障碍自由大气直接进入通风机或离开通风机直接进入无障碍自由大气;管道进口或管道出口分别表示空气通过与通风机进口或出口直接连接的管道进入或离开通风机。

18.3 试验报告

按照本标准规定对通风机性能需要说明的参考资料,必须同时说明其参照的装置类型,这是因为同一个通风机可采用的四种装置类型,对于每一个装置会有不同的性能特性,差异的大小取决于通风机的设计型式。

在试验报告中,还须说明在第 30 章~第 33 章中所选择的方法,但是这项要求在样本资料和销售合

同中并非必须,因为可以预期在各种装置类型中允许选择的方法其给出的结果会落在测量不确定度之内。

18.4 用户的装置

在选择与其系统相匹配的装置类型时,用户应注意到,如果弯管、突扩或其他会造成气流分离的上游干扰源距离通风机不是很近时,用一倍直径长度的风管连接到通风机进口足以确立管道进口性能(见28.3)。

在出口侧,需要 $2D$ 或 $3D$ 长度管道以确立管道出口性能。

截面积无变化的方接圆过渡段的影响极小;对于自由出口和管道出口系统,若通风机出口设有截面积增大的扩散段,则可以预期其性能会有变化。

18.5 可选择方法

对于任意一种装置类型,可选择方法仅在于流量测量和控制的不同方法,流量测量用的喷管、孔板以及横动法的相对优点的讨论见第13章,也可以采用完全符合本标准或其他知名标准要求的其他方法。

可选择的标准化风道以及所要求的测量和计算的说明见第30章、第31章、第32章和第33章,以及图40~图46。

18.6 模拟管道

为了限制实验室要求的标准化风道的数量,对于设计用于自由进口或自由出口试验用的装置,通过增设进口或出口模拟管道的方式,可以用于管道进口或管道出口试验,见第28章说明。

设计用于A型装置试验的标准化风道可用于B型、C型和D型装置的试验;第29章所述的涵盖大范围通风机规格的进口侧或出口侧试验风室,非常适合于永久、通用的试验装置需求。

用于B型或C型装置试验的标准化风道可用于D型装置试验。

19 通风机和试验风道的安装

19.1 进口与出口

通风机应以供货状态进行试验,既不增加除风道以外的其他附加物、也不去除任何会影响流动的部件,试验前达成协议的除外。

然而,在供应商与采购方事先约定的情况下,仍然允许通风机与不随通风机一同供货的过渡风道一起试验以确定其联合性能,如进气箱或出口扩散器等,对此类附加物,应在试验报告予以充分说明,并将其进口或出口视作试验通风机的进口或出口。

19.2 风道

所有试验风道应为圆截面直风道,另有规定除外。

各风道之间的连接应对中良好、内部无突起物,与试验通风机质量流量相比较其泄漏量可以忽略,当需要插入并操作测量仪表时,须特别注意应尽可能减小泄漏和对风道构成的障碍作用。

19.3 试验空间

在通风机不运行时,该通风机及其试验风道组件的进口、出口所处位置附近无风速大于 1 m/s 的气

流,并须注意避免存在出现对进口或出口气流产生显著变化的障碍物,特别是没有墙或者其他主要障碍物距离通风机或风道的进口小于 $2D$ 、距离出口小于 $5D$ 的情况。在第22章~第26章,规定了流量测量装置进口、出口处的较大无障碍空间。试验空间应足够大,使之允许气流能从出口自由返回到进口。

19.4 通风机与风道的匹配

为了确保符合试验管道尺寸的限制要求,通风机进口和/或出口面积应取不扣除电机、整流罩或其他障碍物面积的总面积,若电机、整流罩或其他障碍物超出了管道安装时确定性能的法兰端面时,应采用相同直径、形状的管道作为进口或出口将杂物全部覆盖进去,试验风道的尺寸应在障碍物延伸的最外端当作进口或出口法兰的平面处测量。

19.5 出口面积

为了确定通风机动压,通风机出口面积应取作出口法兰总面积,或机壳开口不扣除电机、整流罩或其他障碍物的面积。

有些自由出口通风机没有明确定义的出口面积,此时可规定并说明标称面积,例如,壁式螺旋桨通风机的环内面积、开式运行的离心叶轮的出口圆周面积,同时,按此说明也可获得标称的通风机动压和通风机压力。

20 试验操作

20.1 工作流体

采用标准化风道的试验工作流体为环境空气,且压力和温度在通风机进口或出口处均处在正常的大气范围之内。

20.2 转速

20.2.1 对于恒定转速特性,通风机应在尽可能接近指定的转速下运行;当转速有很大差异、或通风机使用空气以外的其他气体、或不同密度时,应采用第15章的规定。

20.2.2 按照第16章规定的固有转速特性的情况下,通风机的电机应在电机或原动机允许的范围内以稳定的供电条件运行。

20.3 稳定运行

在通风机特性曲线上任意点进行测量之前,应使该通风机运行至转速波动不超过1%的稳定状态。

应获取通风机特性曲线上每个测点的转速和输入功率读数,如有波动应读取足够数量的读数,以取得与第9章、第10章给出的测量精度相一致的平均值。

20.4 环境条件

在确定通风机特性曲线所要求的一系列测量期间,大气压力、干球温度和湿球温度应在试验空间内(6.1推荐允许除外)读取读数;如果环境条件有变化,则对于通风机特性曲线上每个试验点应获取足够数量的读数,以取得与第6章、第8章给出的测量精度相一致的平均值。

20.5 压力读数

对通风机特性曲线上的各个测点,试验风道内压力测量时间段应不少于1 min;对于快速波动,应

在压力计上进行阻尼,此时若读数仍然呈现随机变化,则须获取足够数量的观测值,以取得与 6.3 给出的精度要求相一致的平均值。

20.6 特定工况试验

特定工况试验应至少包含 3 个试验点,以确定包含特定流量的通风机特性曲线的相应部分。

20.7 通风机特性曲线的试验

确定通风机特性曲线的试验应包含足够数量的试验点,这样才可绘制出覆盖整个正常工作范围的特性曲线,在特性曲线上若有明显突变处需要缩小测点间隔。

20.8 工作范围

可以记录正常工作点以外的试验点数据,并绘制完整的通风机特性曲线,只作参考。对于正常工作区域之外的试验,不需要正常范围内试验所要求的精度。

21 流量的测定

在 21.1~21.4 中列出了 4 种流量测量方法,并在第 22 章~第 25 章中予以了阐述。

21.1 多喷嘴

试验风室中的多喷嘴。

21.2 锥形或弧形进口

21.3 孔板

- 进口孔板;
- 管道内孔板(见 ISO 5167-1);
- 出口孔板;
- 风室内孔板。

21.4 毕托静压管横动法(见 ISO 3966 和 ISO 5221)

22 采用多喷嘴测定流量

22.1 安装

对于标准化风道试验,在进口或出口风室中应使用多喷嘴,喷嘴规格可以不同,但在其规格和半径上,安装位置相对风室中心应为对称。

22.2 几何形状

22.2.1 多喷嘴尺寸及公差如图 16 所示。

其外形应为轴对称、出口边缘为直角、锐边,无毛刺、刻痕或倒圆;喷嘴轴线与其所安装的风室轴线应相互平行;喷嘴喉部长度应为 $0.6 d \pm 0.005 d$ (推荐)、或 $0.5 d \pm 0.005 d$ 。

式中：
 Re_d ——对应于出口直径的雷诺数，可由下式估算：

$$Re_d = 0.95 \epsilon d \frac{\sqrt{2 \rho_v \Delta p}}{(17.1 + 0.048 T_v)} \times 10^6$$

α_{Au} ——喷嘴上游的动能系数，对于管道内喷嘴为 1.043，对于风室内喷嘴或多喷嘴或自由进口喷嘴为 1；
 $\beta = d/D$ ——（对于风室，可取作 0）（对于管道内喷嘴， $\beta < 0.525$ ）；
 C ——喷嘴的排出系数。

表 4 用于风室内喷嘴的流量系数

喷嘴流量 系数 α	雷诺数 Re_d		喷嘴流量 系数 α	雷诺数 Re_d	
	$L/d = 0.5$	$L/d = 0.6$		$L/d = 0.5$	$L/d = 0.6$
0.950	12 961	14 720	0.973	57 519	63 948
			0.974	62 766	69 736
0.951	13 657	15 491			
0.952	14 401	16 314	0.975	68 713	76 295
0.953	15 196	17 195	0.976	75 488	83 765
0.954	16 047	18 137	0.977	83 249	92 320
			0.978	92 195	102 180
0.955	16 961	19 148	0.979	102 576	113 620
0.956	17 942	20 234			
0.957	18 998	21 402	0.980	114 715	126 992
0.958	20 136	22 661	0.981	129 024	142 753
0.959	21 365	24 021	0.982	146 048	161 500
			0.983	166 513	184 032
0.960	22 695	25 492	0.984	191 401	211 428
0.961	24 137	27 086			
0.962	25 703	28 817	0.985	222 073	245 182
0.963	27 407	30 701	0.986	260 450	287 409
0.964	29 268	32 758	0.987	309 324	341 172
			0.988	372 865	411 057
0.965	31 303	35 006	0.989	457 538	504 164
0.966	33 535	37 472			
0.967	35 989	40 184	0.990	573 788	631 966
0.968	38 697	43 174	0.991	739 389	813 986
0.969	41 693	46 482	0.992	986 593	1 085 643
			0.993	1 378 954	1 516 727
0.970	45 018	50 153	0.994	2 056 291	2 260 760
0.971	48 723	54 242	0.995	3 377 887	3 712 194
0.972	52 866	58 815			

22.4.3 膨胀系数可由表 5 得到或由下式计算得到：

$$\epsilon = \left[\frac{\kappa r_d^{2/\kappa} (1 - r_d^{\frac{\kappa-1}{\kappa}})}{(\kappa - 1)(1 - r_d)} \right]^{0.5} \left[\frac{1 - \beta^4}{1 - r_d^{2/\kappa} \beta^4} \right]^{0.5}$$

式中：

$$r_d = \frac{p_u - \Delta p}{p_u} = 1 - \frac{\Delta p}{p_u}$$

上式可由下式代替：

$$\epsilon = \left[\frac{\kappa r_d^{2/\kappa}}{\kappa - 1} \cdot \frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 r_d^{2/\kappa}} \cdot \frac{1 - r_d^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - r_d} \right]^{0.5}$$

表 5 用于风室内喷嘴的膨胀系数

静压比 r_d	直径比 β					
	0	0.20	0.25	0.30	0.40	0.50
	膨胀系数 ϵ					
1.00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00	1.000 00
0.98	0.989 23	0.989 21	0.989 17	0.989 11	0.988 86	0.988 29
0.96	0.978 34	0.978 29	0.978 23	0.978 11	0.977 61	0.976 50
0.94	0.967 32	0.967 26	0.967 16	0.966 99	0.966 25	0.964 61
0.92	0.956 19	0.956 10	0.955 98	0.955 75	0.954 78	0.952 63
0.90	0.944 92	0.944 81	0.944 66	0.944 38	0.943 19	0.940 55

22.4.4 多喷嘴质量流量由下式给出：

$$q_m = \epsilon \sum_{i=1}^n (\alpha_i d_i^2) \frac{\pi}{4} \sqrt{2\rho_u \Delta p}$$

对于文丘里喷管则为下式：

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho_u \Delta p}$$

式中：

$\sum_{i=1}^n (\alpha_i d_i^2)$ ——各开启的喷嘴直径的平方乘以各自的流量系数的和；

ρ_u ——上游密度。

22.5 不确定度

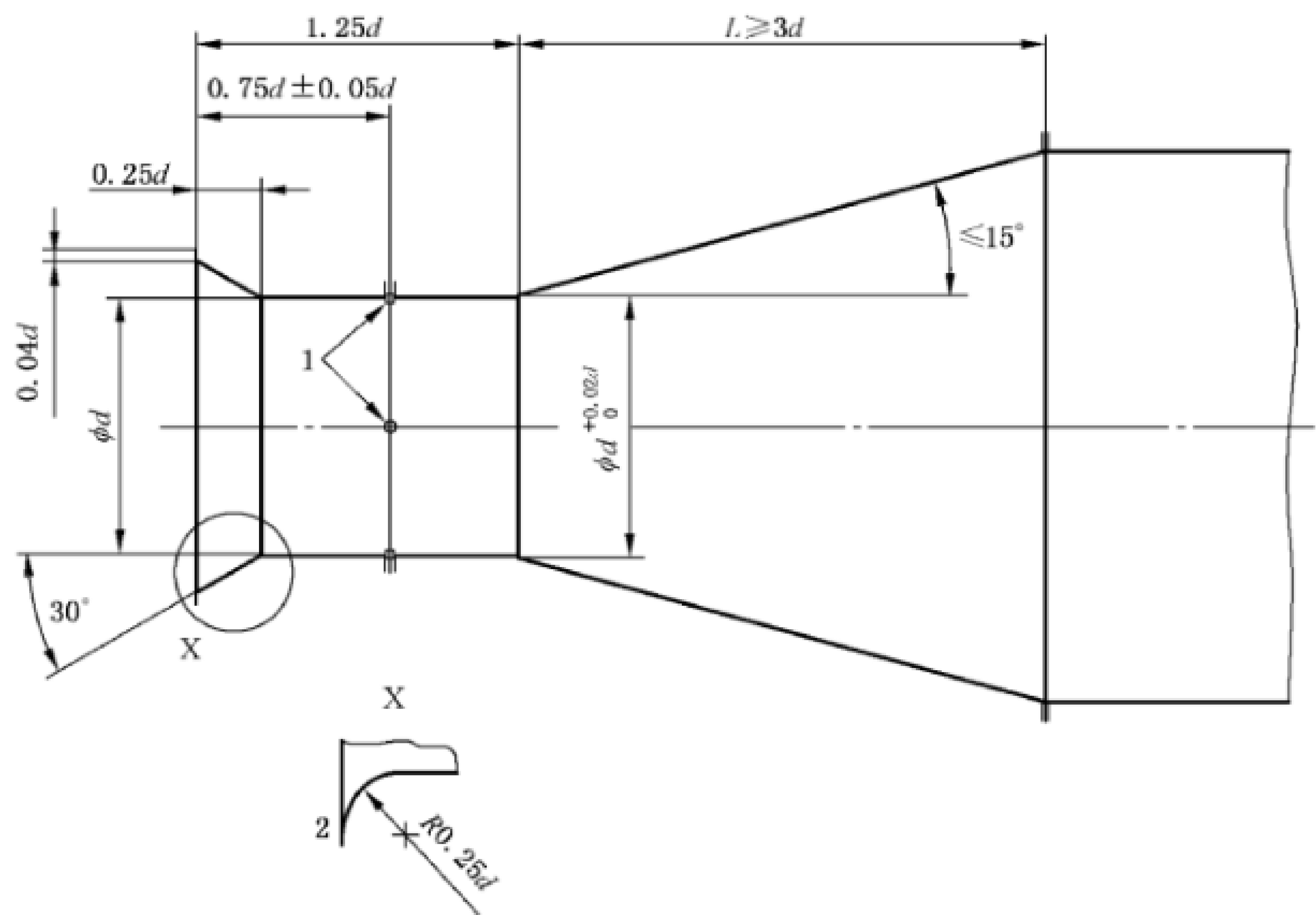
对于 $Re_d > 1.2 \times 10^4$ ，排出系数 C 的不确定度为 $\pm 1.2\%$ 。

23 采用锥形或弧形进口测定流量

锥形或弧形进口仅用于从开式(自由)空间吸入空气的情况。

23.1 几何形状

23.1.1 锥形或弧形进口的尺寸及其公差见图 17，型线为轴对称，锥体与端面以及锥体与筒体喉部之间的连接处为锐边、无隆起、无凸出，进口的轴线与风道的轴线应为一 致。



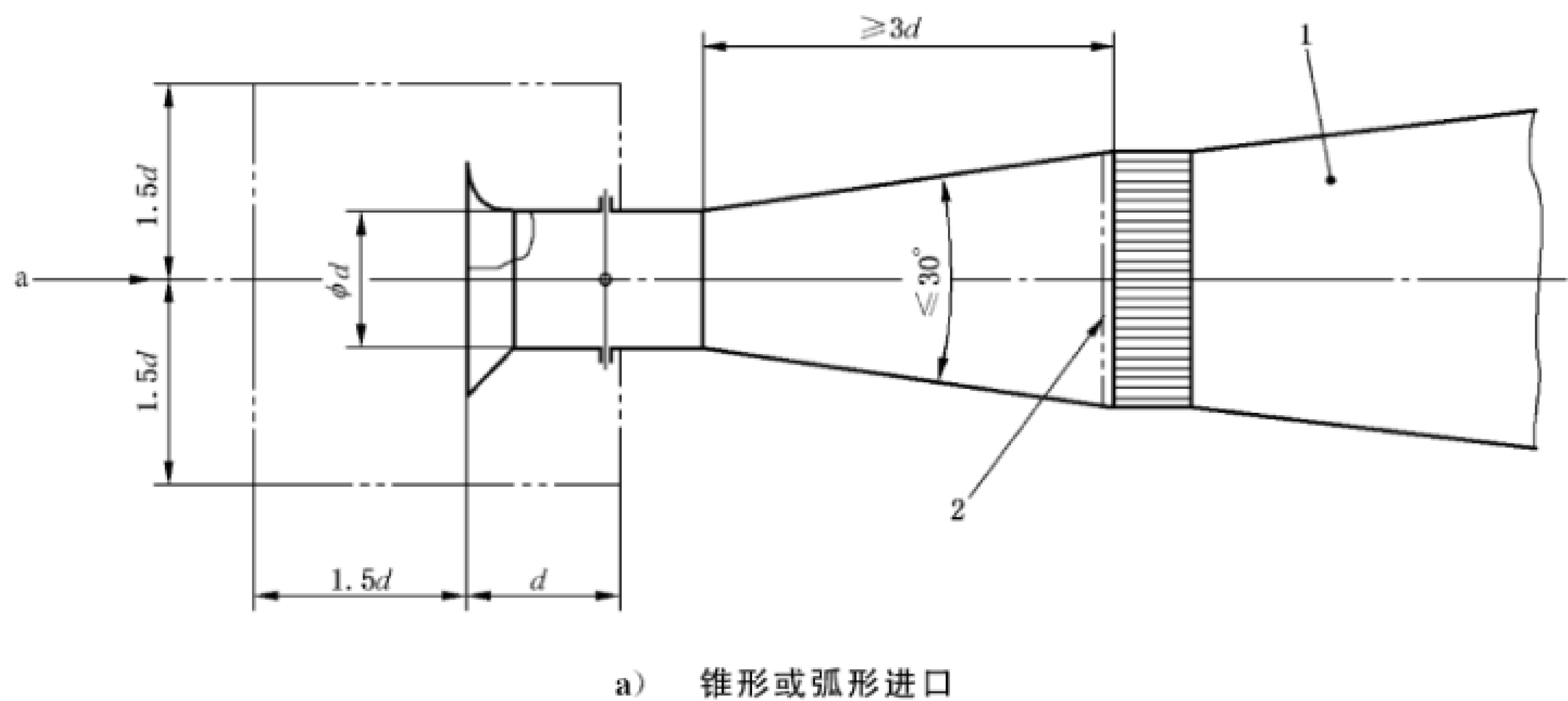
说明：
1——四个壁测孔；
2——可替换为弧形进口。
注：四个壁测孔按照第 7 章的规定。

图 17 锥形或弧形进口的几何形状

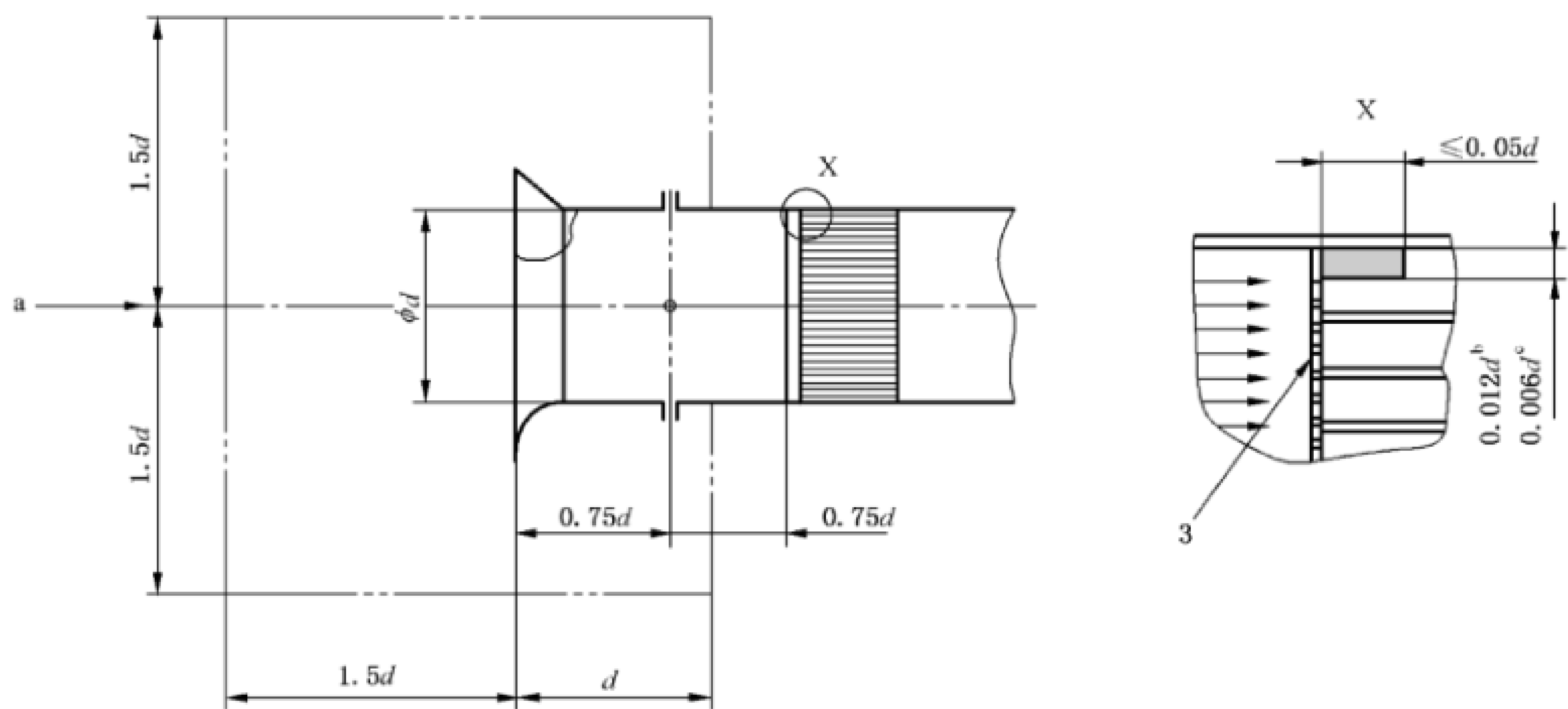
- 23.1.2 喉部直径 d 为喉部压力测孔平面处以约 45° 角度间隔所进行的精度在 $0.001 d$ 以内的四次测量的算术平均值。
- 23.1.3 压力测孔应符合第 7 章的要求。
- 23.1.4 差压 Δp 应按照 13.2.3 的要求测量。
- 23.1.5 除非另有规定,扩散段的夹角可在 $\theta < 30^\circ$ 范围内,扩散段或圆筒连接件的长度应不小于 $3 d$ 。

23.2 加载网筛

23.2.1 符合图 18 的可调载荷网筛允许与锥形或弧形进口一同使用,但是会造成流量系数 α 的不确定度增大(见 23.6.3)。



a) 锥形或弧形进口
图 18 锥形或弧形进口流量测量装置



b) 带可调载荷网筛的锥形或弧形进口

说明：

- 1——扩张管、变形管、突扩管；
- 2——阻力网筛(如果需要)；
- 3——加载网筛及支撑环,符合第 22 章。

^a 进口区域应无障碍。

^b = 6 mm。

^c = 3 mm。

图 18 (续)

23.2.2 网筛、防旋流装置及其支撑可安装在连接段,但不允许侵入喷管喉部。

23.2.3 在满足强度和刚度不变的情况下,网筛支撑应具有最小的迎风面积,例如,任何单个横向构件不得形成大于 2% 的堵塞;支撑应确保网筛中部不会出现弯曲。

注: 防旋流装置可作为网筛最佳支撑,见图 18 b)。

网筛应精确切割,并装设径向厚度为最大 0.012 d 或 6 mm 及最小 0.006 d 或 3 mm、长度最大 0.05 d 的支撑环,或采用其他方法以消除壁面泄漏。

23.3 进口区域

23.3.1 在图 18 规定的进口区域内,不得有任何外部障碍物阻挡空气自由运动进入进口,横向气流速度不得超过喷管喉部速度的 5%。

23.3.2 应确保接入差压计高压端的为进口区域环境压力。

23.4 锥形进口性能

23.4.1 按照以上要求制作的锥形或弧形进口在流量计压比 $r_d > 0.96$, 即 $\Delta p < 4\,000\text{ Pa}$ 时可不经校准使用。

23.4.2 复合系数 $\alpha\epsilon$ 取决于雷诺数 Re_d , 见图 19; 当 $Re_d < 20\,000$ 时, 不应使用锥形或弧形进口。

23.4.3 质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

其中, ρ_u 为上游密度。

23.5 弧形进口性能

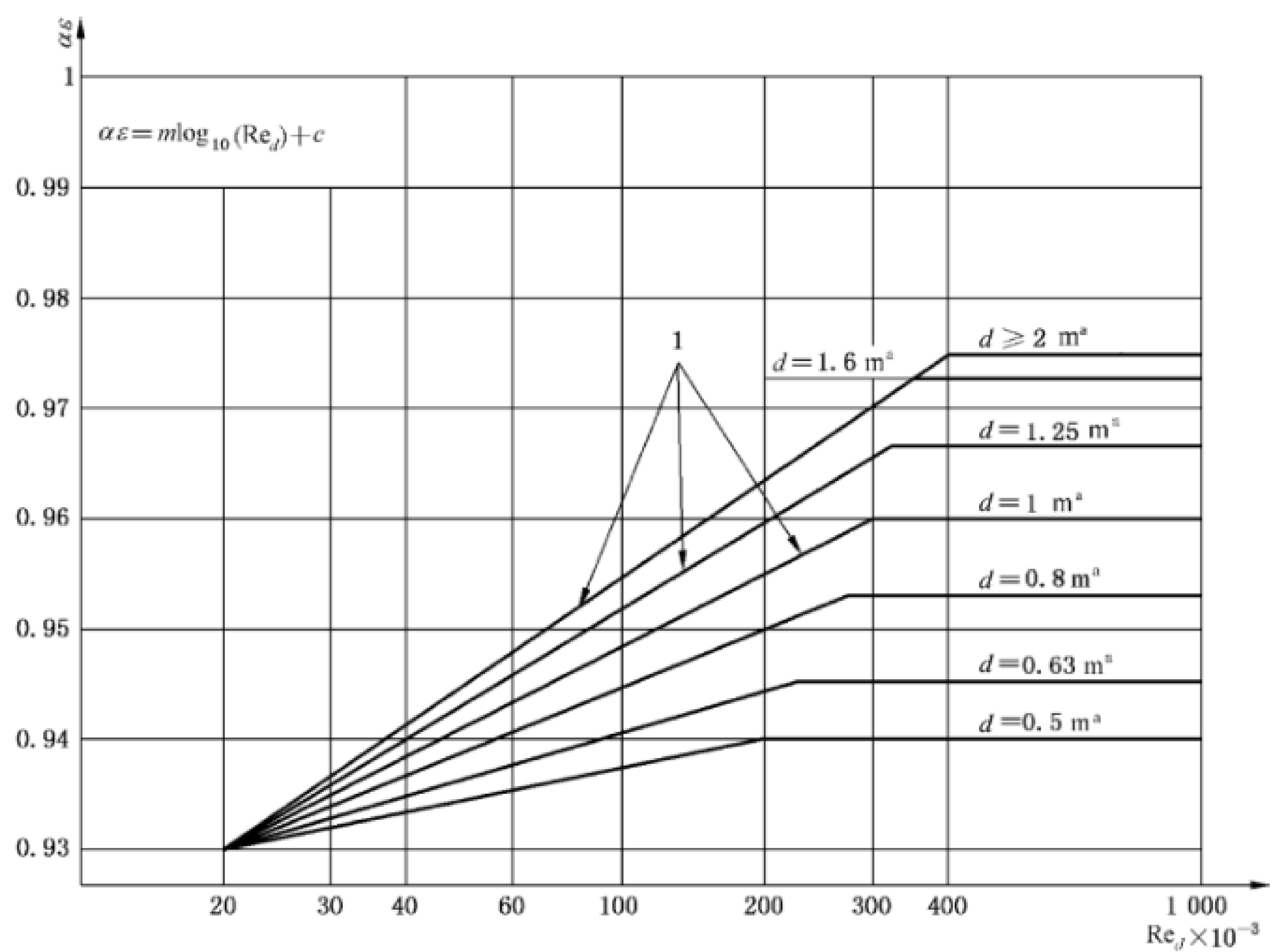
23.5.1 按照以上要求制作的弧形进口在流量计压比 $r_d > 0.96$, 即 $\Delta p < 4\,000\text{ Pa}$ 时可不经校准使用。

23.5.2 弧形进口的复合系数 $\alpha \epsilon$ 等于 1.0。

23.5.3 质量流量由下式给出：

$$q_m = \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

其中, ρ_u 为上游密度。



说明：

1 ———不同管道直径的曲线；

$\alpha \epsilon$ ———复合系数；

$\text{Re}_d \times 10^{-3}$ ——雷诺数。

注 1：对于 $d \leq 0.5\text{ m}$ ： $m = 0.010$ ； $c = 0.887\,0$ ； $\alpha \epsilon_{\text{max}} = 0.94$ 。

注 2：对于 $0.5\text{ m} < d \leq 2\text{ m}$ ： $m = -0.009\,63 + 0.047\,83\,d - 0.012\,86\,d^2$ ； $c = 0.971\,5 - 0.205\,8\,d + 0.055\,33\,d^2$ ；
 $\alpha \epsilon_{\text{max}} = 0.913\,1 + 0.062\,3\,d - 0.015\,67\,d^2$ 。

注 3：对于 $d > 2\text{ m}$ ： $m = 0.034\,59$ ； $c = 0.781\,2$ ； $\alpha \epsilon_{\text{max}} = 0.975$ 。

^a 管道直径。

图 19 锥形或弧形进口的复合系数

23.6 不确定度

23.6.1 复合系数 $\alpha\epsilon$ 的不确定度与流量系数 α 的不确定度相同,当 $Re_d > 3 \times 10^5$ 且在连接件处不允许使用加载网筛时,适用的基本不确定度为 $\pm 1.5\%$,对于低雷诺数和加载网筛的情况,根据适用情况,将附加不确定度予以算术叠加。

23.6.2 由低雷诺数 Re_d (即, $2 \times 10^4 < Re_d < 3 \times 10^5$) 带来的以百分数形式的附加不确定度计算如下:

$$\pm \left(\frac{2 \times 10^4}{Re_d} - \frac{1}{15} \right)$$

23.6.3 因为采用符合 23.2 的均匀网筛所带来的附加不确定度为 0.5% ,应将其算术叠加。

23.6.4 若采用 $\alpha\epsilon$ 的校准值代替图 19 所给出的值,则可减小这些不确定度,可以按照 ISO 3966 的要求采用毕托静压管横动法、或流量系数不确定度不超过 1.0% 的一次仪表进行校准,带有符合图 18b) 加载网筛所测得的质量流量或容积流量的总体不确定度可取为 $\pm 2\%$ 。

24 采用孔板测定流量

24.1 安装

对于标准化风道试验,通用设计的孔板可用于试验管道进口(进口孔板)、试验管道出口(出口孔板)或相同直径上下游管道之间(符合 ISO 5167-1 的管道内孔板),管道须符合相关试验方法的要求。

24.2 孔板

24.2.1 孔板及其测压孔应符合图 20 所示的尺寸要求以及本章和 ISO 5167-1 的要求。

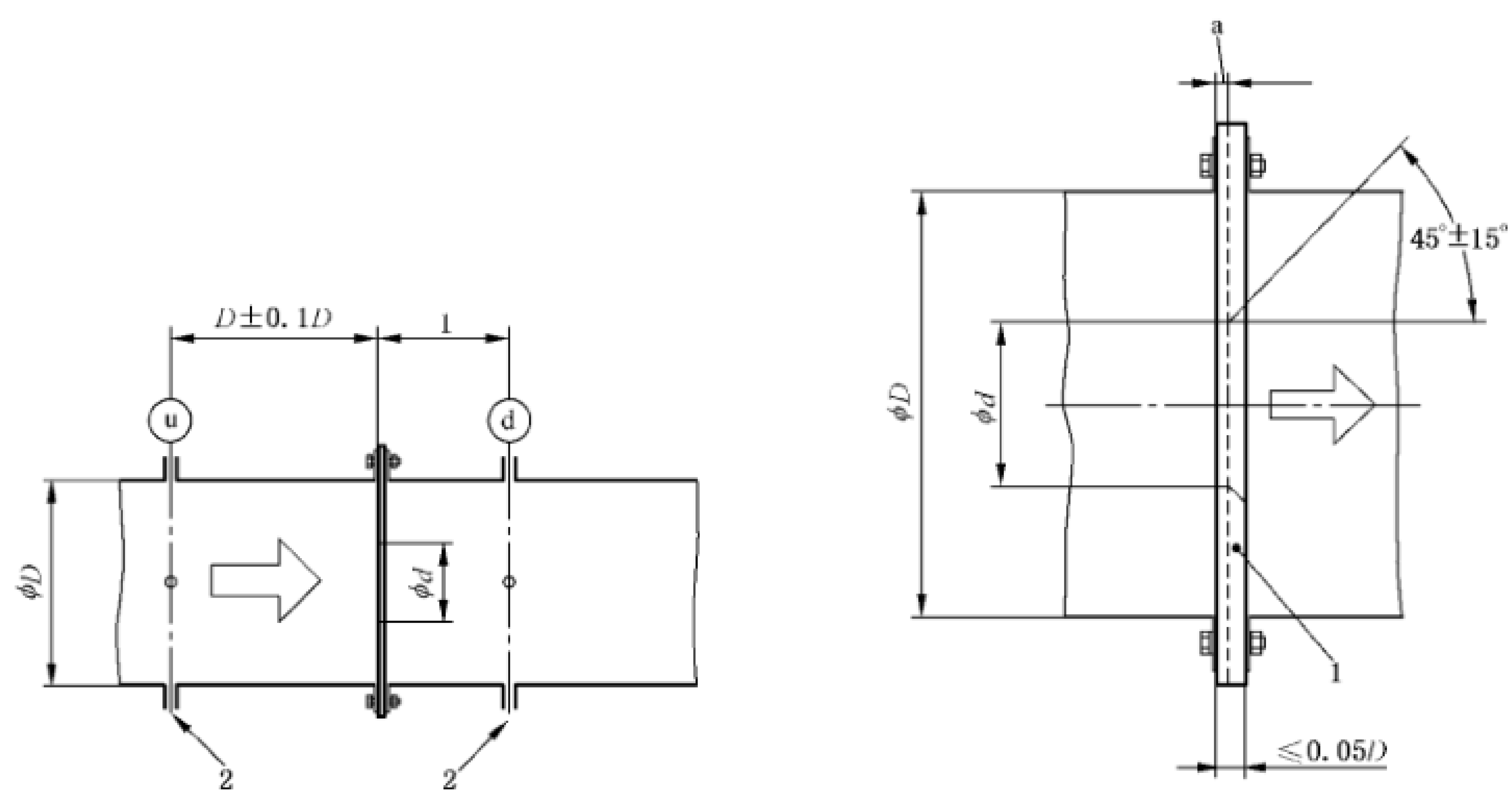
有两种型式测孔可供选择,尽管任意一种使用方法并非唯一,但一般而言,对于较小管道采用取压环更为方便,较大尺寸风管适合采用壁测孔。

24.2.2 孔板应采用使用中不会腐蚀的材料,在搬运和清洁过程中应有防护措施以避免损坏,特别重要的是,孔板的边缘不应有毛刺和倒圆、或其他肉眼可见的损伤存在。

孔板上游边缘应尖锐、且不反射光,任意边缘半径不得超过 $0.000\ 4\ d$,通过下述加工工艺可以满足以上条件:孔板金加工、精镗孔,然后采用精密径向切削方法由中心向外对上游平面进行精加工。

24.2.3 通孔应为不超过 $\pm 0.000\ 5\ d$ 的圆筒状,其直径测量精确至 $0.001\ d$; 组装后,孔与上游管道的同轴允差为 $\pm 1^\circ$ 以及 $\pm (0.005\ D)/(0.1 + 2.3\ \beta^4)$ 。

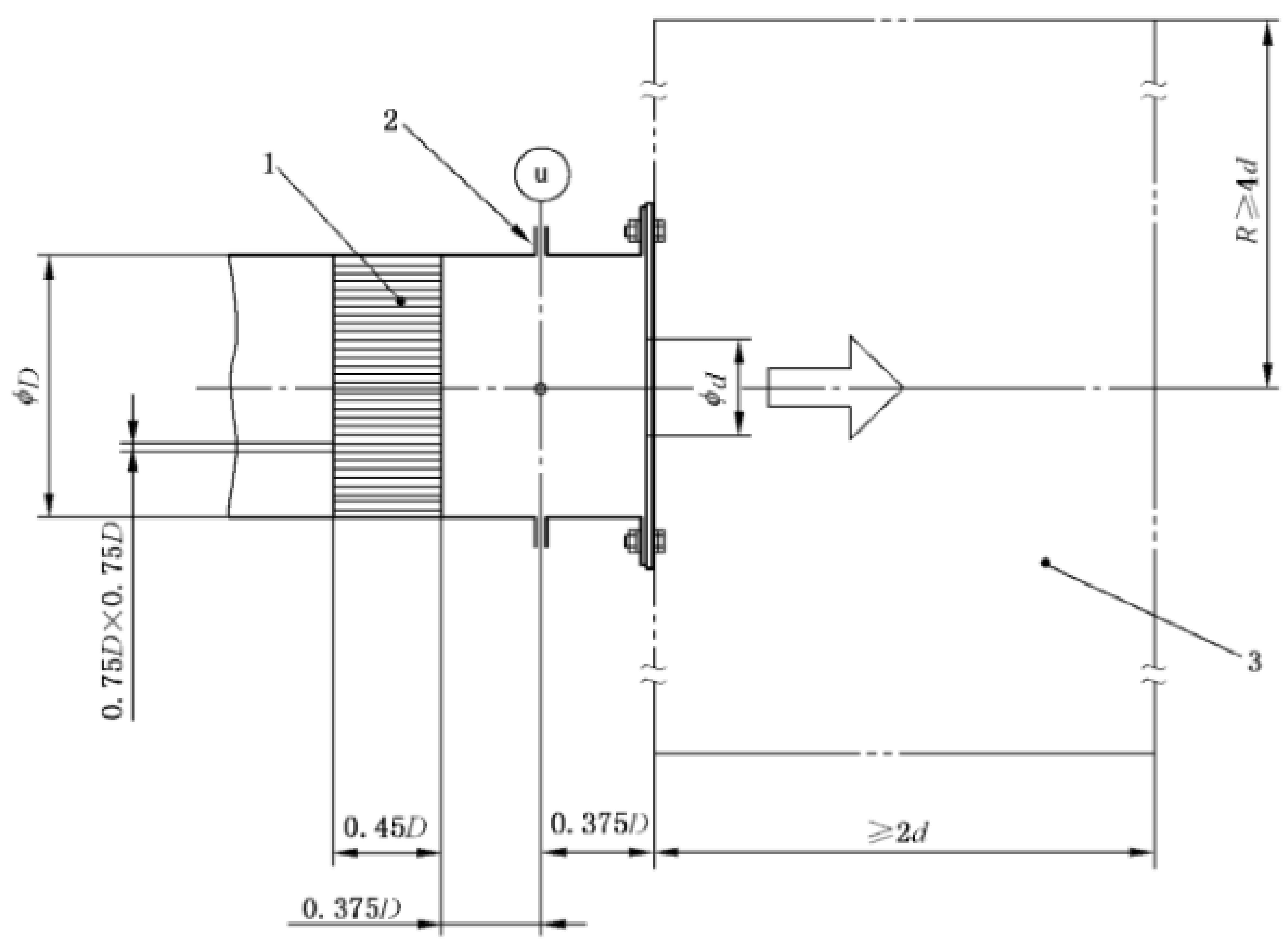
24.2.4 孔板上游面的平面度应在 $1\ \text{mm}/100\ \text{mm}$ 之内,其粗糙度 Ra 不应超过 $0.000\ 1\ d$,孔板和管道法兰的所有密封垫片在内部不得有凸出现象。



说明：
1——对于 $\beta \leq 0.6$ ， $L_d = 0.5D \pm 0.02D$
对于 $\beta > 0.6$ ， $L_d = 0.5D \pm 0.01D$ ；
2——壁测孔应符合第 7 章的要求。

说明：
1——如果需要，可增加厚度以提高孔板刚度。
a 尺寸 e 的确定： $0.005D \leq e \leq 0.02D$ 。

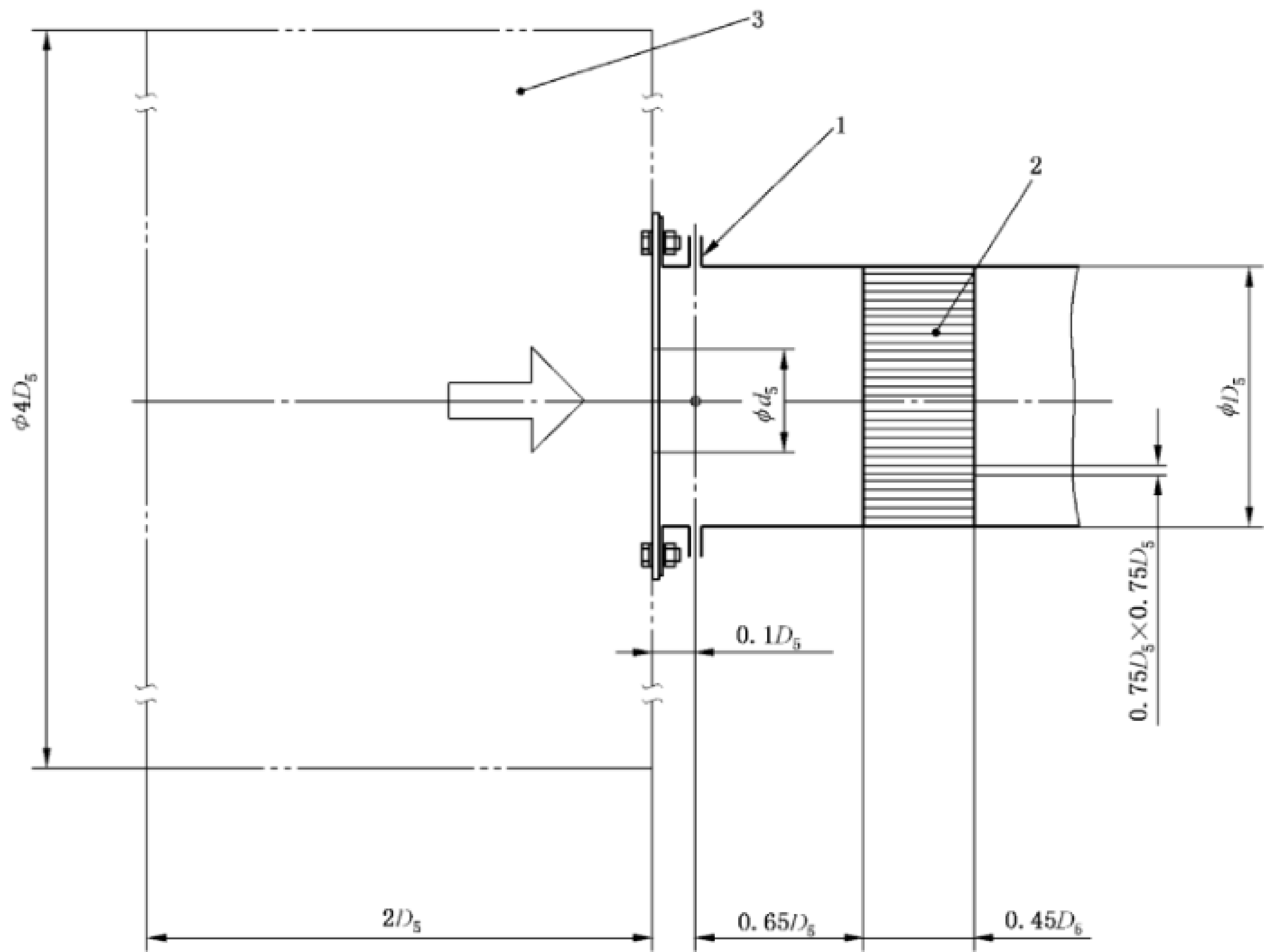
a) 带有 D 和 $0.5D$ 测孔的管道内孔板 b) 孔板详图



说明：
1——整流器(蜂窝状)，见第 27 章；
2——壁测孔，符合第 7 章要求；
3——该空间内无障碍物。

c) 带有壁测孔的出口孔板

图 20 孔板及其组装件



说明：

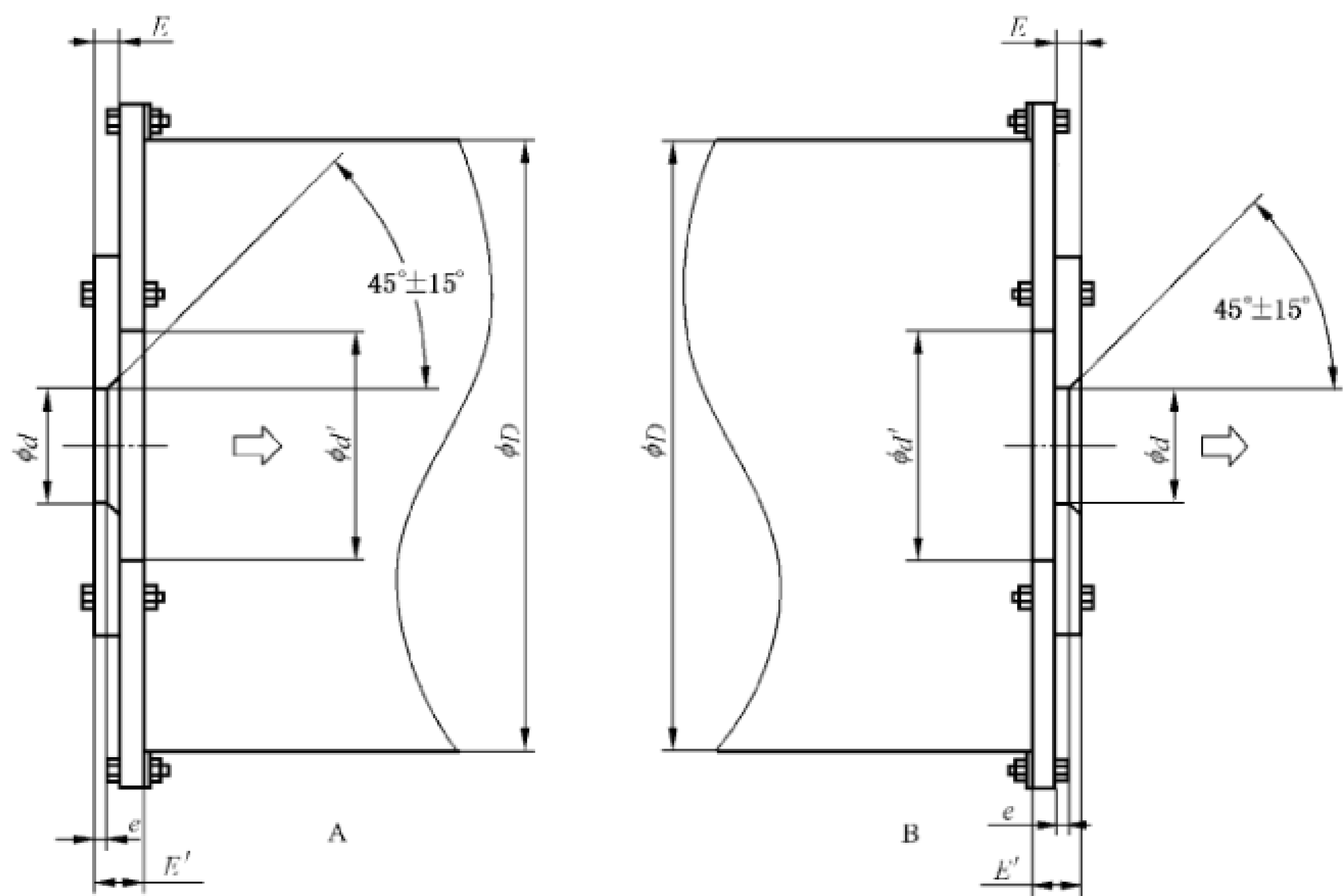
- 1——壁测孔,符合第 7 章要求；
- 2——整流器(蜂窝状),见第 27 章；
- 3——该空间内无障碍物。

注 1：如果孔板采用夹具固定,则内径 $\geq D_5$ 、厚度 $\leq 0.01 D_5$ 。

注 2：如果控制采用法兰固定,则内径 $\leq D_5$ 、径向障碍 $\leq 0.01 D_5$ 。

d) 带有壁测孔的进口孔板

图 20 (续)



说明:

A —— 进口孔板;

B —— 出口孔板;

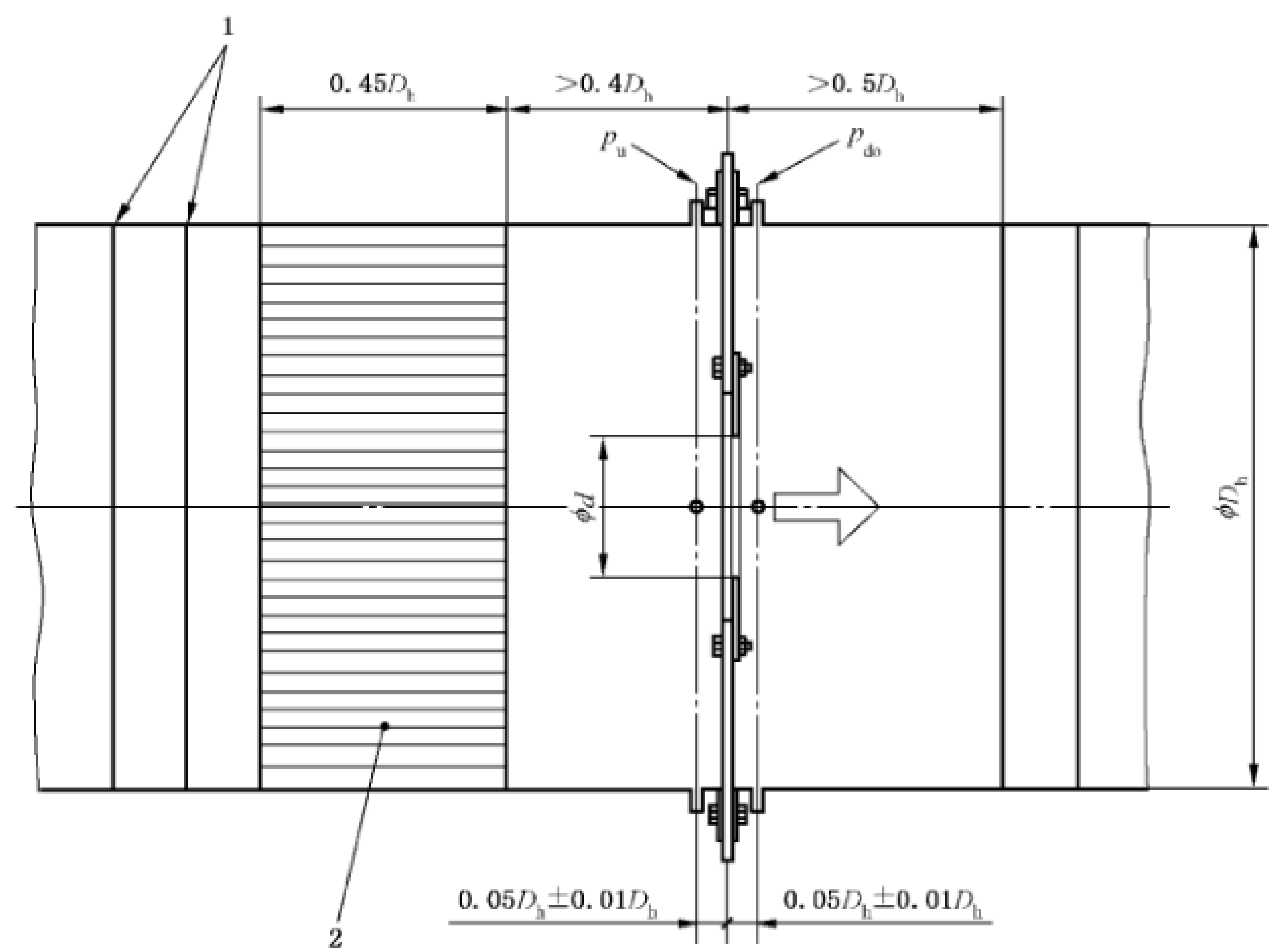
$E \geq 0.003 d'$;

$e \leq 0.01 d$;

注 1: 对于 $E \geq 0.01 d$, 应倒角。

注 2: 用螺栓将孔板固定在辅助板上时, $d' \geq 1.25 d + 4E'$ 。

e) 带有壁测孔的进口或出口孔板详图, 见 24.8、24.8.1 以及 24.8.2



说明:

1 —— 稳流网;

2 —— 整流器(蜂窝状), 见第 27 章。

f) 试验风室内孔板(进口侧或出口侧), 见 24.8.1、29.4 以及 29.3

图 20 (续)

24.3 管道

对于符合 ISO 5167-1 的管道内孔板,上游管道直径 D 测定,以约 45° 均匀分布在上游测孔与下游 $0.5 D$ 之间的三个截面上测取 12 个测量值后取平均值,精确到 $0.03 D$,对于下游侧通常的圆形直管和直径 $D \pm 0.03 D$,该测量已经足够了。

上游和下游管道的长度由 ISO 5167-1 给出。

按照第 27 章的整流器应安装在上游管道内,上游、下游管道长度以及安装条件见 ISO 5167-1。

24.4 压力测孔

壁测孔数量为 4 个,符合第 7 章的要求,其位置见图 20 所示,各测孔的轴线应与管道轴线垂直相交。

壁测孔的尺寸应符合图 2 所示,这些尺寸均包含了垫片。

24.5 质量流量的计算

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2 \rho_u \Delta p}$$

等式右边物理量的定义及其限制根据所用孔板装置的不同会略有差异,为此,须根据不同情况予以单独考虑,以下为用于管道内孔板的限制条件(ISO 5167-1):

- 对于 D 和 $0.5 D$ 测孔,管道直径 D 应不小于 50 mm、且不大于 1 000 mm。
- 孔径 d 应不小于 12.5 mm(见 ISO 5167-1)。
- 流量系数 α 取决于孔径比 $\beta = d/D$ 和管道雷诺数 Re_D (见 24.6),各种装置对 β 和 Re_D 均有限制,在有些情况下为了简化,对 Re_D 的限制以标准空气的压力和速度限制的形式表示。
- 膨胀系数 ϵ 在 24.7、24.8 和图 22 中给出。

24.6 雷诺数

用于计算孔板流量的雷诺数的规定如下:

$$Re_D = \frac{D v_D}{\nu} = \frac{4 q_m}{\pi D \mu} = \frac{\alpha \epsilon d^2}{\nu D} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_u}} = \frac{\alpha \epsilon \beta d}{\nu} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_u}}$$

$$Re_d = \frac{d v_D}{\nu} = \frac{4 q_m}{\pi d \mu} = \frac{\alpha \epsilon d^2}{\nu} \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho_u}}$$

式中 μ 按照 12.3 计算。

运动黏度 ν 由下式给出:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho_u}$$

严格来说,由于 α 和 q_m 未知,须根据 Δp 的试验数据迭代计算 Re ,然而,由于只需要 Re_D 的大致近似值,所以由 q_m 的初始近似值计算 Re_D 或 Re_d 可认为足够了。

对于进口孔板,标准空气动力黏度取值 $\mu = 18 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 已是足够。

此时,

$$Re_D = \frac{71 q_m}{D} \times 10^3$$

或

$$\text{Re}_d = \frac{71q_m}{d} \times 10^3$$

其中, D 和 d 的单位为 m, q_m 的单位为 kg/s。

24.7 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板[见图 20a)和 ISO 5167-1]

应采用下列条件:

$$\Delta p = p_u - p_{do} = p_{eu} - p_{edo}$$

$$p_{do}/p_u > 0.75$$

ρ_u 为上游测孔处空气密度;

$\beta = d/D$, 应不小于 0.2、不大于 0.75

流量系数 α 由 Stolz 公式给出:

$$\alpha = (1 - \beta^4)^{-0.5} [0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{\text{Re}_D} \right)^{0.75} + 0.039\beta^4(1 - \beta^4)^{-1} - 0.0158\beta^3]$$

并在图 21 中示出。

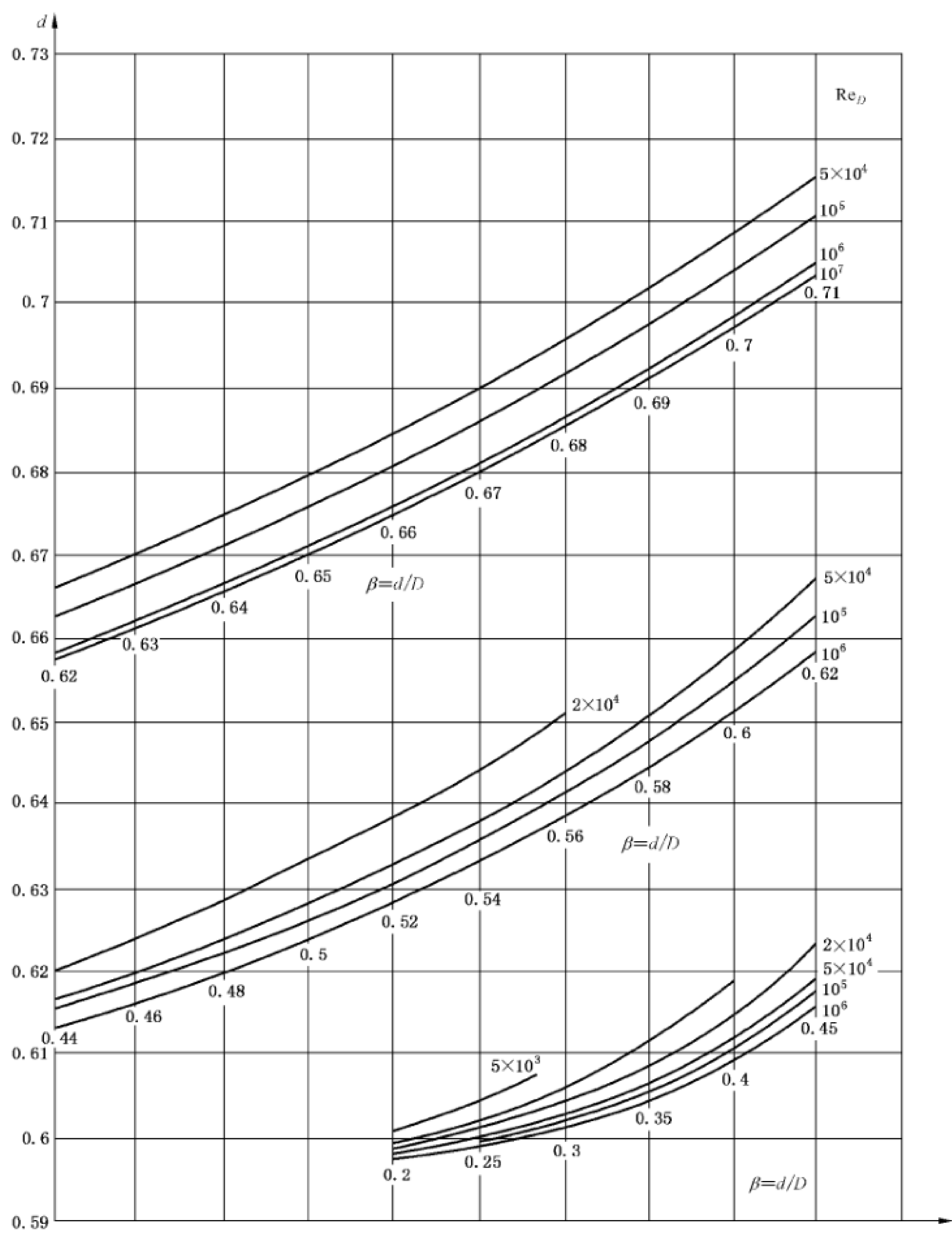
膨胀系数 ϵ 由下式给出:

$$\epsilon = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{k p_u}$$

并在图 22 中示出。

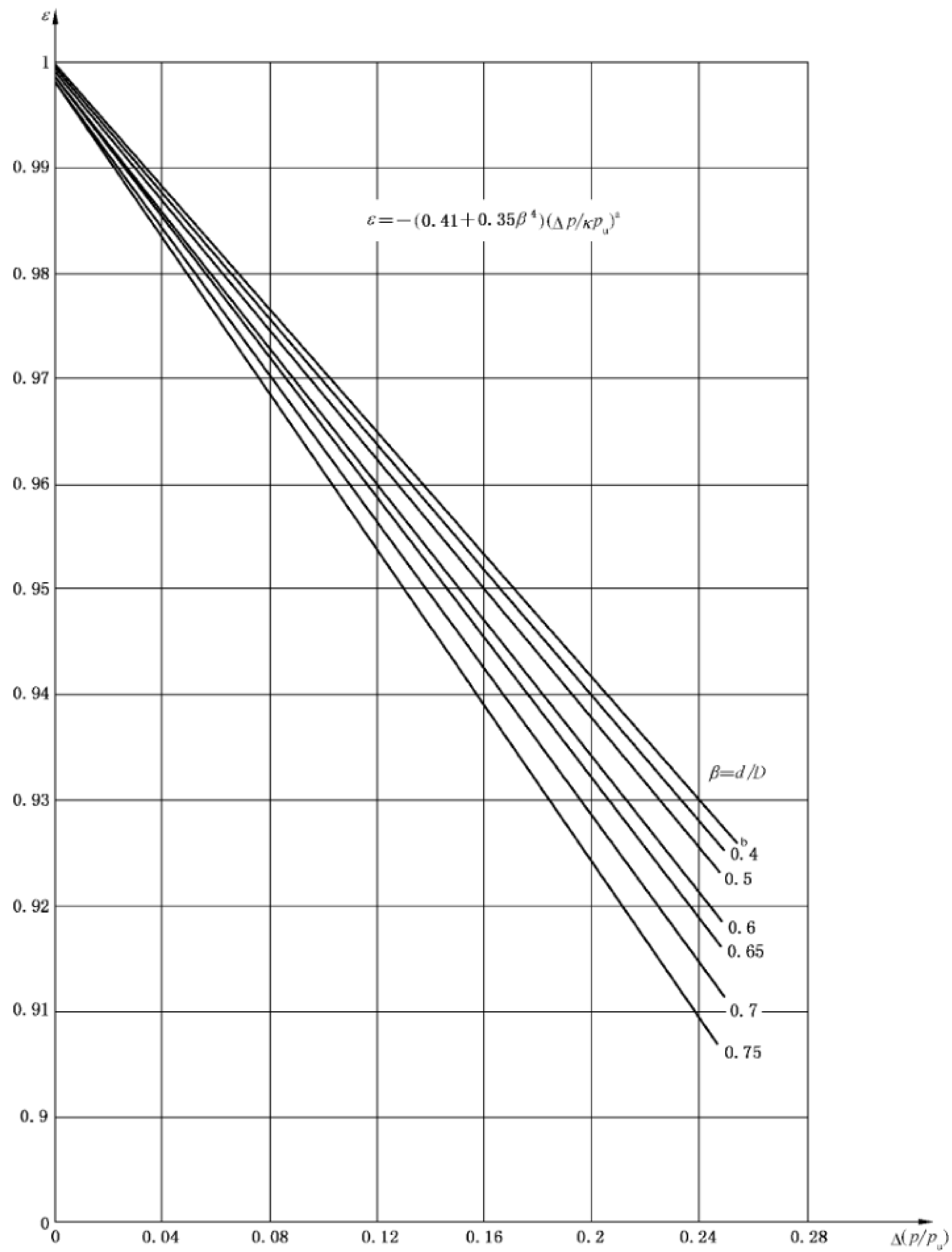
如果直管道长度符合 ISO 5167-1, 则当 $\beta < 0.6$ 、 $\text{Re}_D > 1260\beta^2 D$ (D 的单位: mm) 时, α 的不确定度为 0.6%; 对于 $0.6 \leq \beta < 0.75$, 则为 $\beta\%$ 。当这些长度为规定的一半时, 则应算术叠加 0.5% 的附加不确定度。

ϵ 的不确定度, 以百分比表示, 为 $4(\Delta p/p_u)$ 。



说明：
 α ——流量系数；
 Re_D ——雷诺数。

图 21 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板流量系数 α (见 24.7)



说明：
 ϵ —— 膨胀系数；
 $\Delta p/p_0$ —— 差压比。
^a 见 24.7。
^b 0.1~0.2。

图 22 大气中孔板的膨胀系数 ϵ (见 24.7 和 24.8)

24.8 带有壁测孔的出口孔板[见图 20 c)和 e)]

应采用下列条件:

$$\Delta p = p_u - p_a = p_{eu} = p_{e6}$$

式中:

p_a ——大气压力;

ρ_u ——上游测孔处的空气密度;

$\beta = d/D$ ——不应超过 0.5(若为 0.5~0.7,应加上附加不确定度);

$\alpha\epsilon$ ——由下式给出,并在图 23 绘出函数关系:

$$\frac{p_{e6}}{p_a} = \frac{p_{eu}}{p_a} = r_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{p_u - \Delta p}$$

$$\alpha\epsilon = A[1 - r_{\Delta p}(B - Cr_{\Delta p})]$$

式中的 A 、 B 和 C 分别等于:

$$A = 0.599\ 3 + 0.159\ 9\beta^2 - 0.915\ 6\beta^4 + 6.567\ 5\beta^6 - 9.142\ 9\beta^8, \text{ 对于 } \beta < 0.5$$

$$A = 0.596 + (2.04)^{-1} \cdot \beta^{3.2}, \text{ 对于 } \beta \geq 0.5$$

$$B = 0.249 + 0.070\ 1\beta^2 + 0.243\beta^4 + 0.113\beta^6$$

$$C = 0.075\ 7 + 0.058\beta^2 + 0.22\beta^4 + 0.25\beta^6$$

如果 β 不大于 0.5、相对孔板孔径 d 的雷诺数不小于 10^5 时,则已知的 $\alpha\epsilon$ 的不确定度可取作 $\pm 0.5\%$;对于正常的大气条件,满足以上雷诺数条件则要求 Δp 不小于 $(2\ 000/d)^2$,其中 d 的单位为 mm。

24.8.1 试验风室内带有壁测孔的孔板[见图 20e)和 f)]

应采用下列条件:

$$\Delta p = p_{eu} - p_{edo} = p_u - p_{do}$$

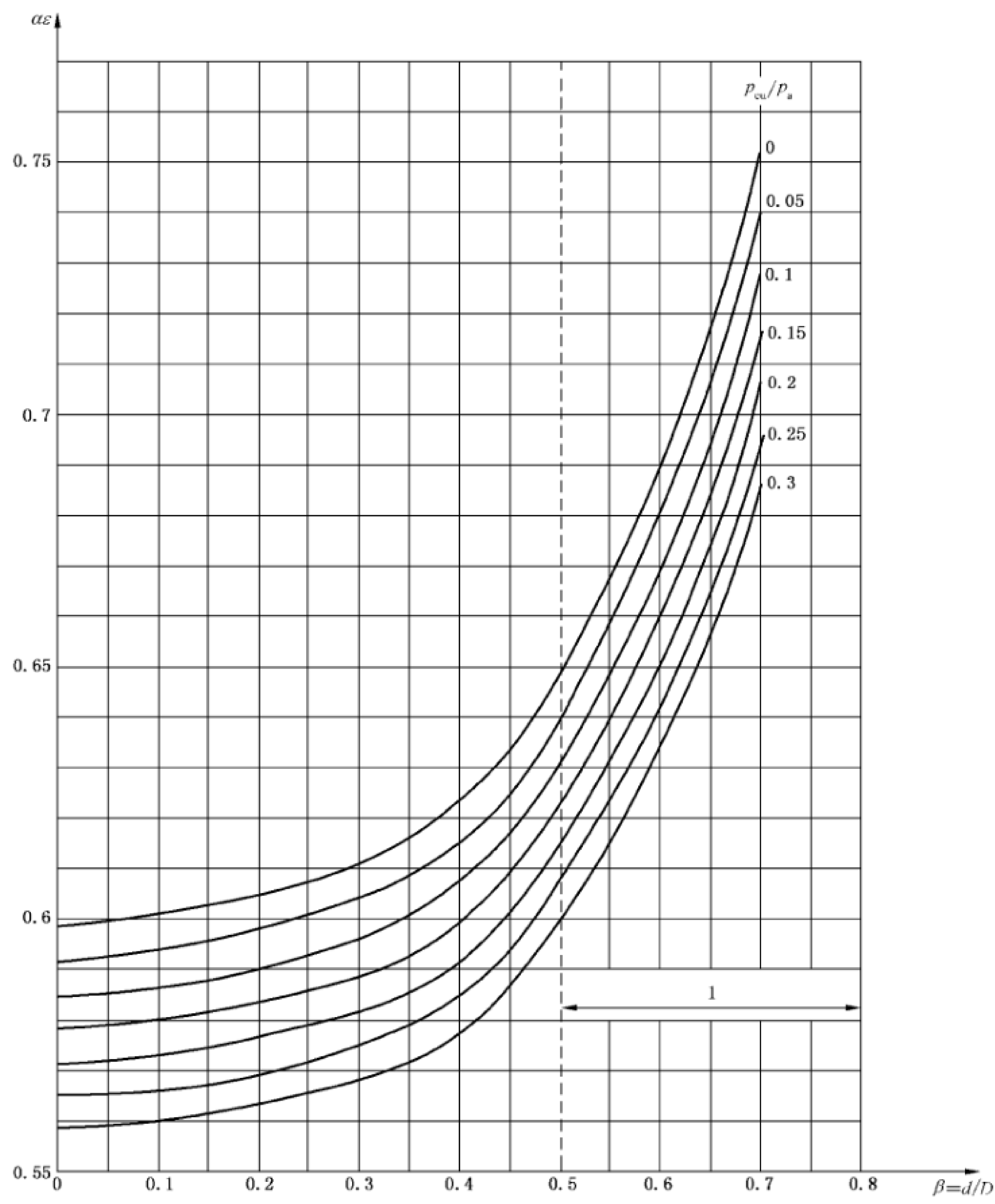
在试验风室中测量温度 T_u 。

$$\Theta_u = \Theta_{sgu} = T_u + 273.15$$

$\beta = d/D_h$, 不得超过 0.25;

$\alpha\epsilon$: 按照 24.8 确定。

24.8 的其他说明也适用。



说明：
1 ——低精度区域；
 $\alpha\epsilon$ ——复合流量系数；
 $\beta = d/D_b$ ——直径比。

图 23 带有壁测孔的出口孔板复合流量系数(见 24.8)

24.8.2 带有壁测孔的进口孔板[见图 20 d)和 e)]

应采用下列条件：

$$\Delta p = p_a - p_{do} = p_{e5}$$

其中, p_a 为环境大气压。

$$\rho_u = \rho_a$$

其中 ρ_a 为环境大气密度。

在此种情况下, $\beta' = d/D$ 为孔板孔径与下游管道的直径比。

β' 应不大于 0.7, 除了 24.5 所规定的最小孔径 d 外, 无下限。

$$\alpha = 0.598$$

$$\epsilon = 1 - r_{\Delta p} (0.249 - 0.075 \cdot 7 r_{\Delta p})$$

$$r_{\Delta p} = p_{es} / p_s = \Delta p / (p_a - \Delta p)$$

如果 $Re_D \geq 5 \times 10^4$, $r_{\Delta p} = \Delta p / (p_u - \Delta p) \leq 0.3$, 则已知 α 的不确定度可取作 $\pm 1.0\%$ 。

25 采用毕托静压管横动法测定流量

25.1 概述

对于标准化风道试验, 仅认可圆形管道内采用毕托静压管的横动法测量, 横动平面位置应如下列各图所示: 图 42 c) 和 d); 图 44 e) 和 f); 图 45 a); 以及图 46 g), 并且工作流体一般为大气。

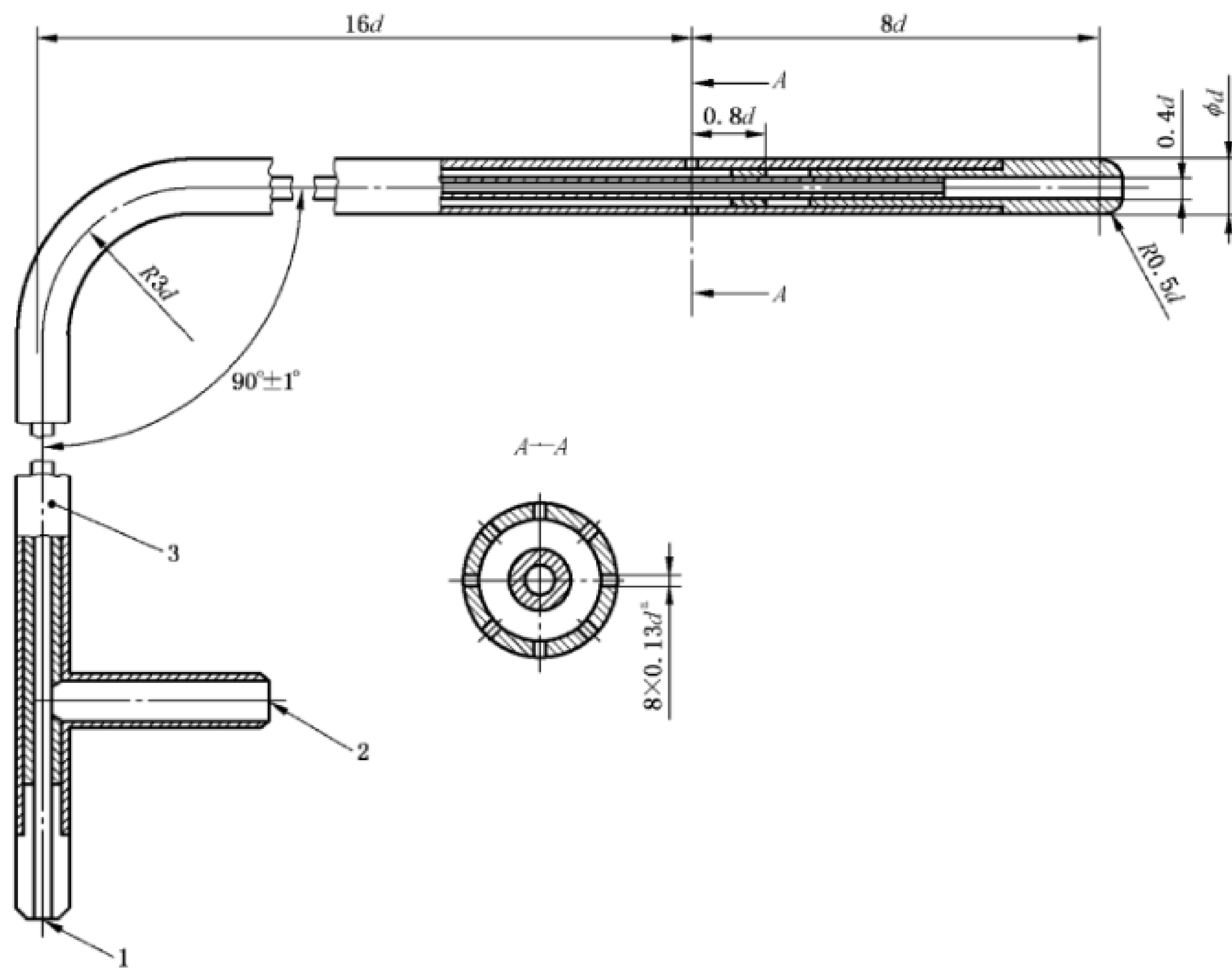
可按照 ISO 3966 进行测量和修正, 但针对本标准的试验目的, 可以在各指定点测量未经修正的速度后将各结果平均, 然后采用单一的由 25.6 给出的作为雷诺数函数的修正系数 α 用以确定该截面处平均速度, 其不确定度为 $\pm 2\%$ 。

25.2 毕托静压管

仪器应符合 ISO 3966 的要求, 毕托管外径 d 应不超过 $D/48$, D 为风道直径; 滞止压力孔径应不小于 1 mm。

可使用 4 种型式的毕托静压管:

- AMCA 型, 见图 24a);
- NPL 椭圆体头部改进型, 见图 24b);
- CETIAT 型, 见图 24c);
- DLR 型, 见图 24d)。



说明：

1——滞止压力接口；

2——静压接口；

3——主杆。

° 钻孔直径不应超过 1 mm，各孔均匀分布、无毛刺，孔的深度应不小于孔的直径。

注 1：毕托管头部应无刻痕和毛刺。

注 2：所有尺寸的允差在 $\pm 2\%$ 以内。

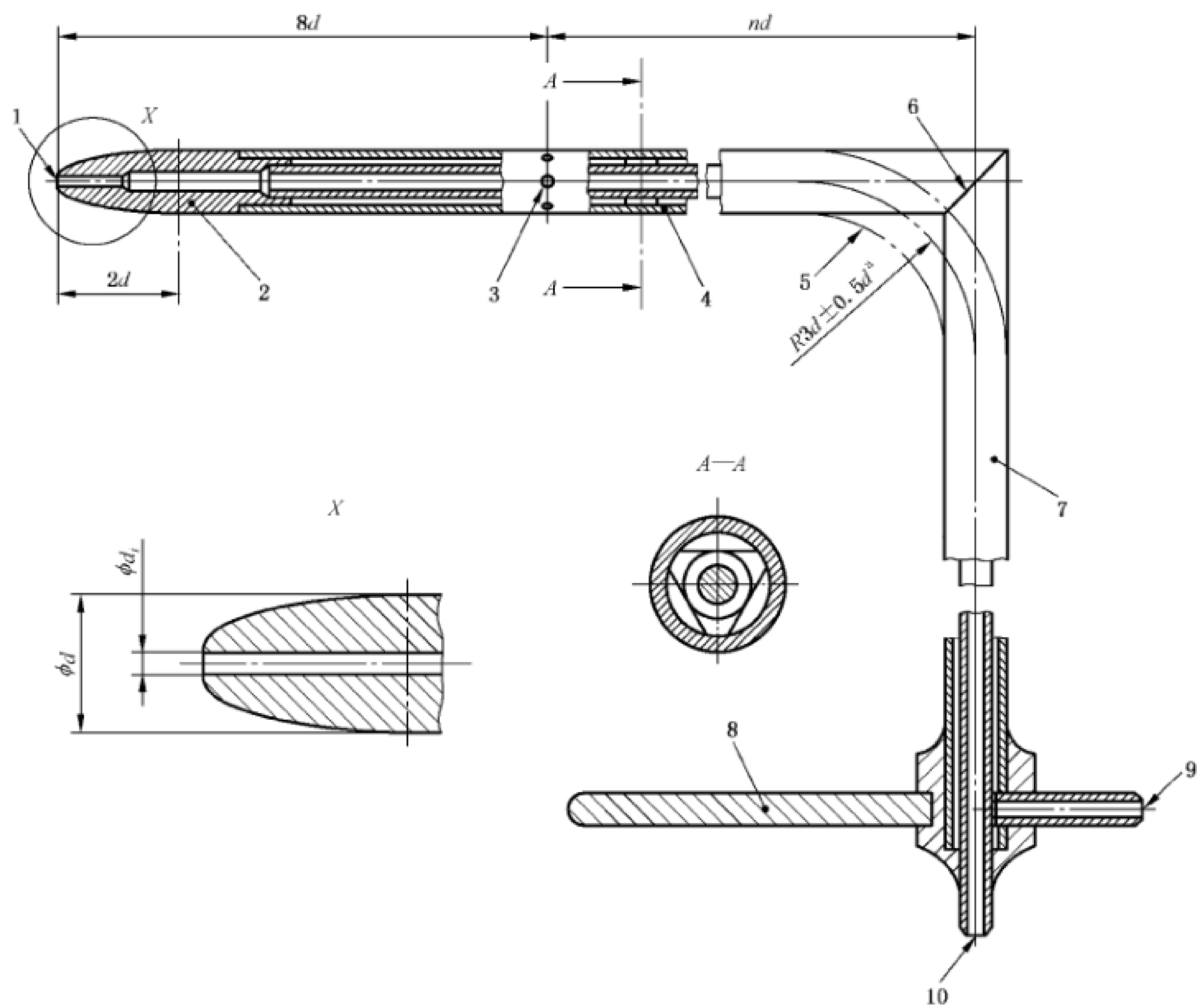
注 3：表面粗糙度应为或优于 $0.8 \mu\text{m}$ 。

注 4：静压孔直径应不大于 1 mm。

注 5：本标准允许的毕托管主杆最小直径为 2.5 mm，无论何种情况主杆直径均不得大于试验风道直径的 $1/30$ 。

a) AMCA 型

图 24 毕托静压管型式



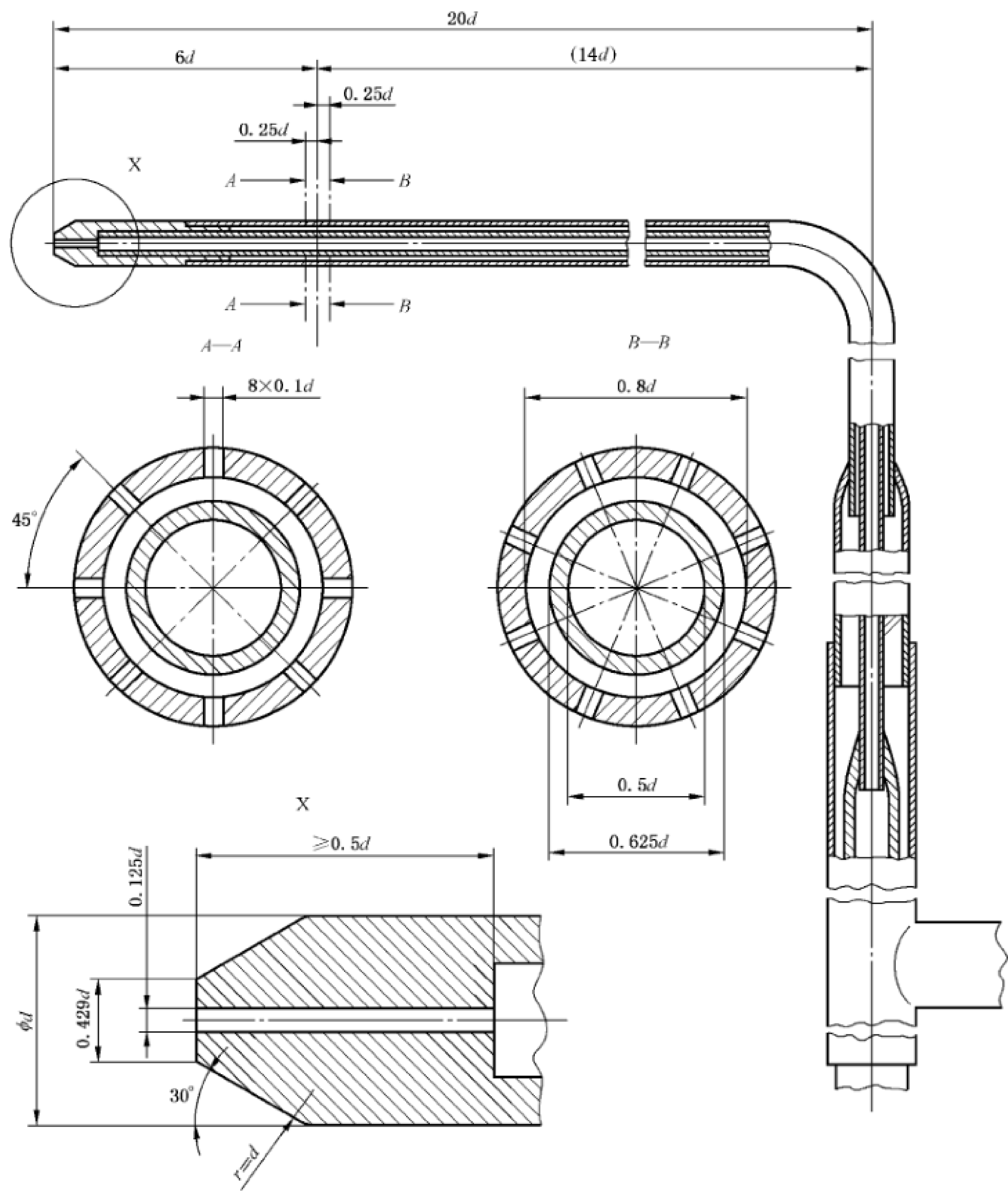
说明:

- 1——滞止压力孔;
- 2——经修改的椭圆体头部;
- 3——静压孔;
- 4——隔套;
- 5——可替换的弯曲接头;
- ^a 可选弯曲接头的平均半径。

- 6——斜面连接;
- 7——主杆;
- 8——校正臂;
- 9——静压接口;
- 10——滞止压力接口。

b) NPL 椭圆体头部改进型

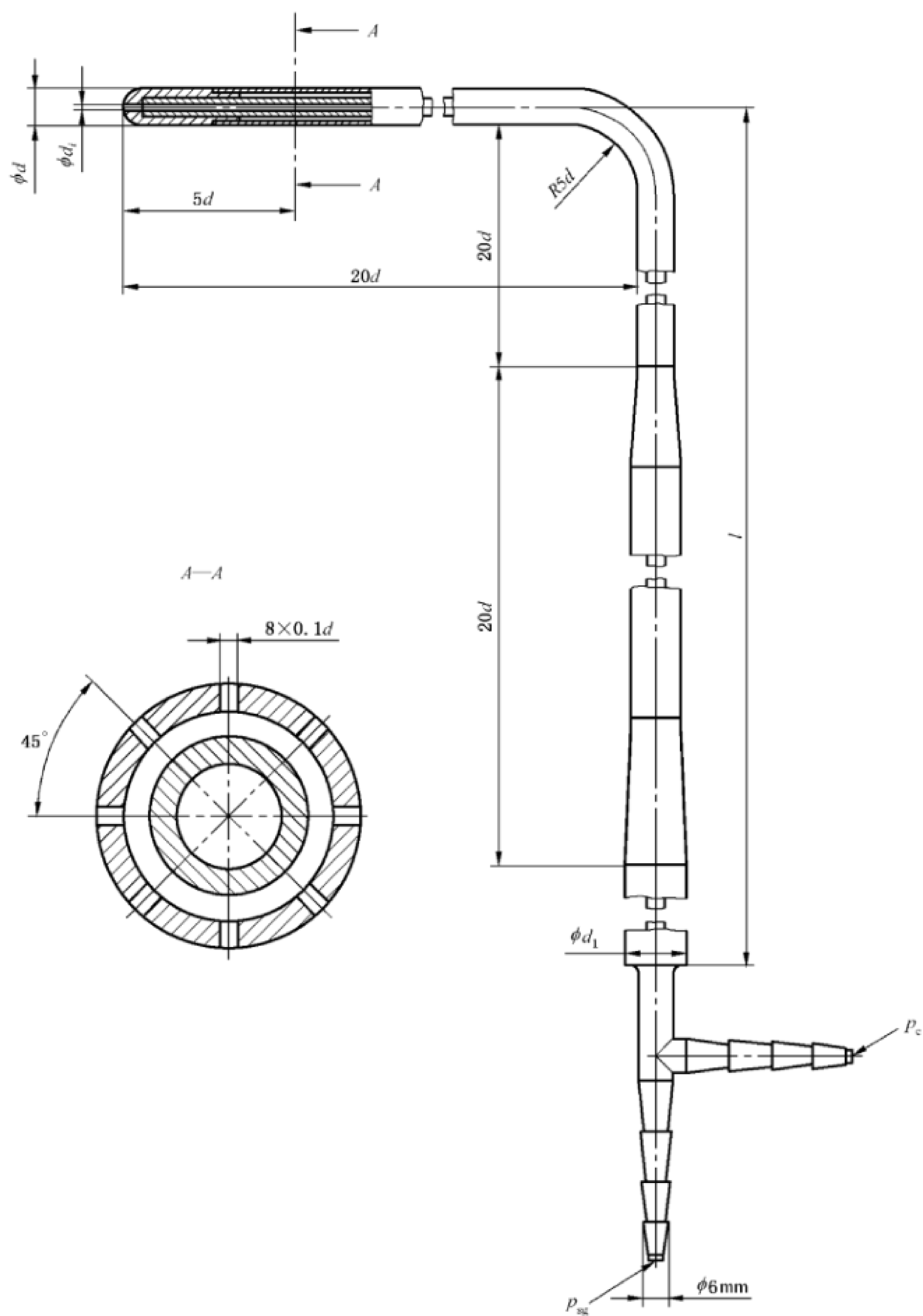
图 24 (续)



注：静压测孔会受限于截面 A—A 图示，此时的 A—A 截面距离毕托管顶部 $6d$ 。

c) CETIAT 型

图 24 (续)



d) DLR 型

图 24 (续)

25.3 空气速度范围

流经毕托管的马赫数不应超过 0.25(在大气中为 85 m/s)。
相对滞止压力测孔直径 d_i (单位:m)的雷诺数不应大于 200,也就是在对大气的试验中,速度(m/s)应不小于 $v=3/(1\,000d_i)$ 。

25.4 测点的位置

毕托静压管头部中心应依次置于风道沿三个对称分布直径上间隔的至少 24 个测点上,如图 25 所示。

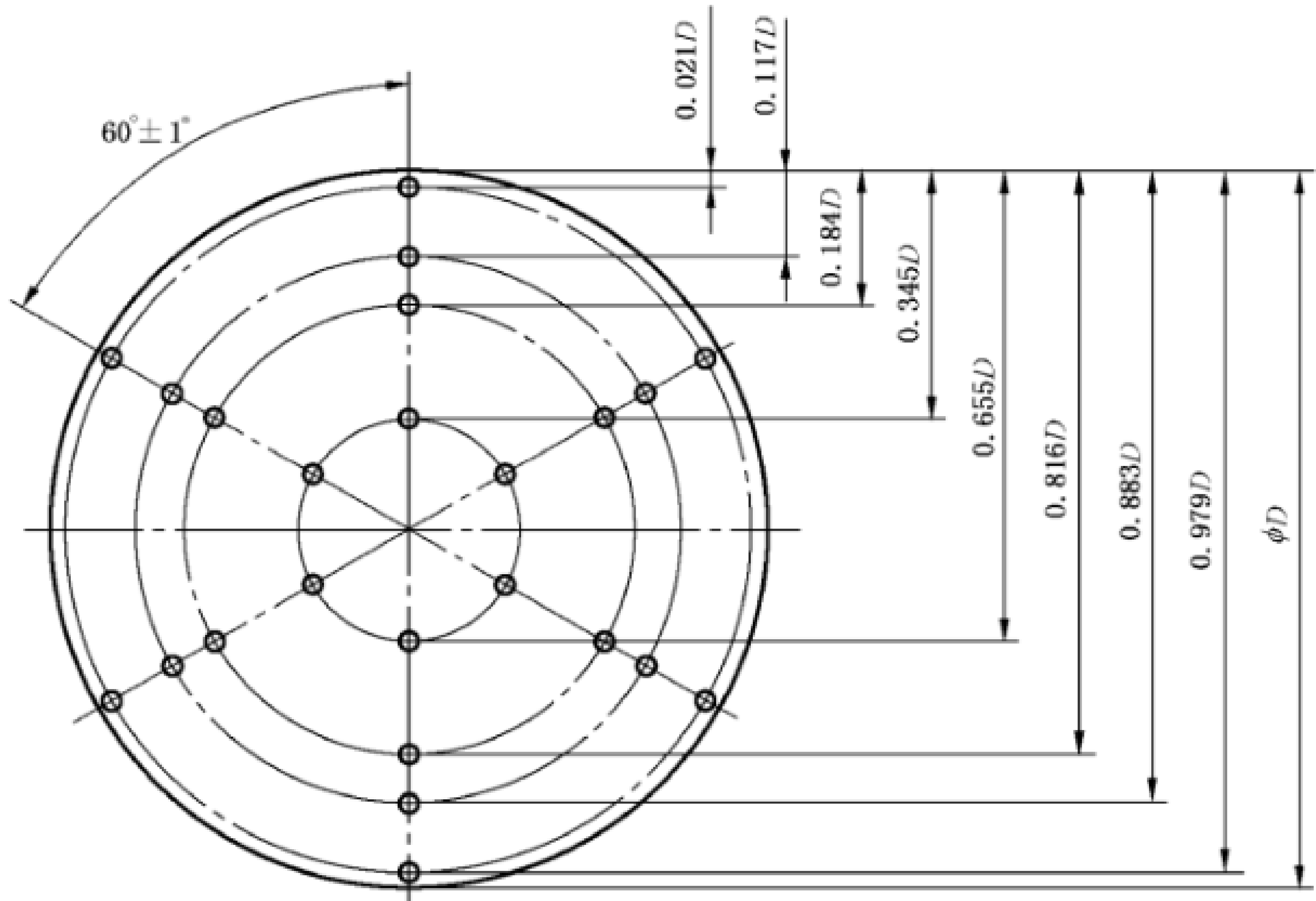


图 25 标准化风道内横动测量法位置

应调整毕托静压管头部使其平行于风道轴线,偏差在 $\pm 2^\circ$ 之内。

测点(当每个直径上为 8 个测点时)距离风道一侧壁面应在以下限定范围之内,除非最小定位允差规定为 $\pm 1\text{ mm}$ 。

- $0.021D \pm 0.000\ 6D$
- $0.117D \pm 0.003\ 5D$
- $0.184D \pm 0.000\ 5D$
- $0.345D \pm 0.000\ 5D$
- $0.655D \pm 0.000\ 5D$
- $0.816D \pm 0.000\ 5D$
- $0.883D \pm 0.003\ 5D$
- $0.979D \pm 0.000\ 6D$

25.5 流量的测定

在每个测点测量通过毕托静压管的差压 Δp_j 。

截面上的平均差压 Δp_m 等于 n 个测点差压 Δp_j 的均方根的平方,由下式给出:

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right]^2$$
$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} (\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \cdots + \sqrt{\Delta p_n}) \right]^2$$

流量测量截面 x 上的平均空气密度 ρ_x 应由平均静压和静态温度 Θ_x 确定:

$$p_{ex} = \frac{1}{n} (p_{ex1} + p_{ex2} + \cdots + p_{exn})$$

$$p_x = p_{ex} + p_a$$
$$\Theta_x = \Theta_{sgx} \left[\frac{p_x}{p_x + \Delta p_m} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$
$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

质量流量 q_m 由下式给出：

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_x^2}{4} \sqrt{2 \rho_x \Delta p_m}$$

式中，膨胀系数 $\epsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_x} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_x} \right)^2 \right]^{0.5}$ ， α 为 25.6 给出的修正系数或流量系数。

25.6 流量系数

流量系数 α 可以在通过符合本标准的介质为大气的试验中各变量的合理平均值上采用 ISO 3966 规定的各修正值得到，系数 α 取决于雷诺数，如下式，雷诺数可由截面 x 处的直径 D_x 和平均速度 v_{mx} 导出：

$$Re_{Dx} = \frac{\rho_x v_{mx} D_x}{\mu} = \frac{4 q_m}{\pi D_x \mu} \approx 71 \times 10^3 \frac{q_m}{D_x}$$

对于大气介质和 SI 单位制

Re_{Dx}	3×10^4	10^5	3×10^5	10^6	3×10^6
α	0.986	0.988	0.990	0.991	0.992

25.7 测量不确定度

所采用的 α 平均值包含了没有顾及的系统误差，这个误差会达到容积流量或质量流量的 $\pm 0.8\%$ ，测量的随机不确定度合计为 $\pm 1.1\%$ ，所以流量测量的不确定度可取作 $\pm 2\%$ 。

以上估计中假设压力计的校准精度为 $\pm 1\%$ ，为满足这个要求，在较低空气速度时有必要采用灵敏的压力计。对于空气密度为 1.2 kg/m^3 时不同流动速度下的压力计校准要求如下：

$\pm 1.5 \text{ Pa}$	$\pm 1 \text{ Pa}$	$\pm 0.5 \text{ Pa}$	$\pm 0.25 \text{ Pa}$
16m/s	13m/s	9m/s	6m/s

26 安装类型和装置

在通风机现场应用中可有 4 种安装类型：

- A 型：自由进口和自由出口；
- B 型：自由进口和管道出口；
- C 型：管道进口和自由出口；
- D 型：管道进口和管道出口。

试验安装类型应尽可能模拟这些工作条件，为此定义了 4 种试验装置。

26.1 A 型：自由进口和自由出口

为了具备 A 型装置的条件，通风机在试验中应不加设任何辅助设施，诸如弧形进口或出口管道，但随通风机一同供货的附件，如防护网、弧形进口等，应安装在一起。

在这种情况下,按照 29.3 和 29.4 的规定使用进口或出口风室。

26.2 B 型:自由进口和管道出口

为了具备 B 型装置的条件,应采用带有整流器的出口风管,当通风机出口没有旋流时,可使用短管道。

在试验中,除随通风机一同供货的以外,不应在通风机进口安装任何辅助装置。

通常,出口压力在防旋流装置之后的出口管道中测量,管道与防旋流装置构成了通风机出口的公用段(见 28.2)。

在使用出口风室、且通风机出口无旋流的时候,特别是对于离心通风机,可在通风机与风室之间使用短管道(见 28.2.5)。

26.3 C 型:管道进口和自由出口

为具备 C 型装置的条件,应采用进口模拟管道,不得使用出口管道或辅助装置,随通风机一同供货的除外(如防护网、扩散段等)。

当在通风机进口管道处测量进口压力时,通风机进口使用公用段(见 28.3)。

可使用进口风室(见 29.3);如果通风机出口侧连接有短管道、甚至是很短的管道,如 $0.5D$,将显著影响其性能,因为在实际试验中全部的流动阻力都在进口侧。

所以,如果现场通风机设有出口侧短管道时,试验风道也应包含有这样的短管道。

试验报告中应该提及试验中所使用的管道长度。

通风机性能计算与其他 C 型通风机试验相同。

26.4 D 型:管道进口和管道出口

为具备 D 型装置的条件,应使用进口模拟管道和出口管道。

通常,进口和出口管道应采用分别在 28.2 和 28.3 中规定的公用段管道型式。

当使用进口或出口风室时,若通风机出口无旋流,出口可采用如 28.2.5 中说明的短管道。

对于大型通风机(直径大于或等于 800 mm),在出口侧使用含整流器的标准化公用段风道进行试验会有困难,此时,经有关各方同意,可采用 28.2.5 和 28.4 说明的方法,在出口侧使用长度为 $2D_0$ 的管道以测定通风机性能。

用这种方法所获得的结果与进口侧和出口侧均采用公用风道所获得的结果存在一定程度的差异,特别是如果通风机产生大幅度的旋流时。何种方法可以给出最具代表性的数值仍然是一个研究课题。

在这种情况下,出口静压不在出口管道中测量,而是认为其等于大气压。

26.5 试验装置类型

为区分不同的性能,受装置类型影响的特性参数符号应增加字母以说明试验装置类型:

—— p_{tA} 、 p_{tB} 、 p_{tC} 或 p_{tD} ;

—— p_{sA} 、 p_{sB} 、 p_{sC} 或 p_{sD} ;

—— η_{rA} 、 η_{rB} 、 η_{rC} 或 η_{rD} 。

27 整流器

通风机出口的旋流只有在均匀直管、经过相当长距离($>100D$)之后,方能部分回收其能量。在有旋流的情形,不可能有简单的测量方法获得有效压力或容积流量,此时,要在通风机出口侧管道进行测试必须将旋流消除,有效流动整流器可以实现这一点。

27.1 整流器类型

有两种整流器设计可供使用,详见以下说明。

27.1.1 AMCA 蜂窝状整流器

AMCA 蜂窝状整流器仅用于防止正常轴向流动中的旋流生长,不会改善非对称速度分布。如图 26 所示,装置由方形截面的相同单元构成的网格组成,其压力损失极小,典型用途就是,当要求获得完整特性、需要克服风道阻力而使用辅助增压通风机时,可将其安装在辅助通风机的任意一侧。

防旋流装置由等截面(六边形、方形等)单元构成的网格组成,其宽度为 w 、长度为 L ,边厚 e 不得超过 $0.005D_4$ 。

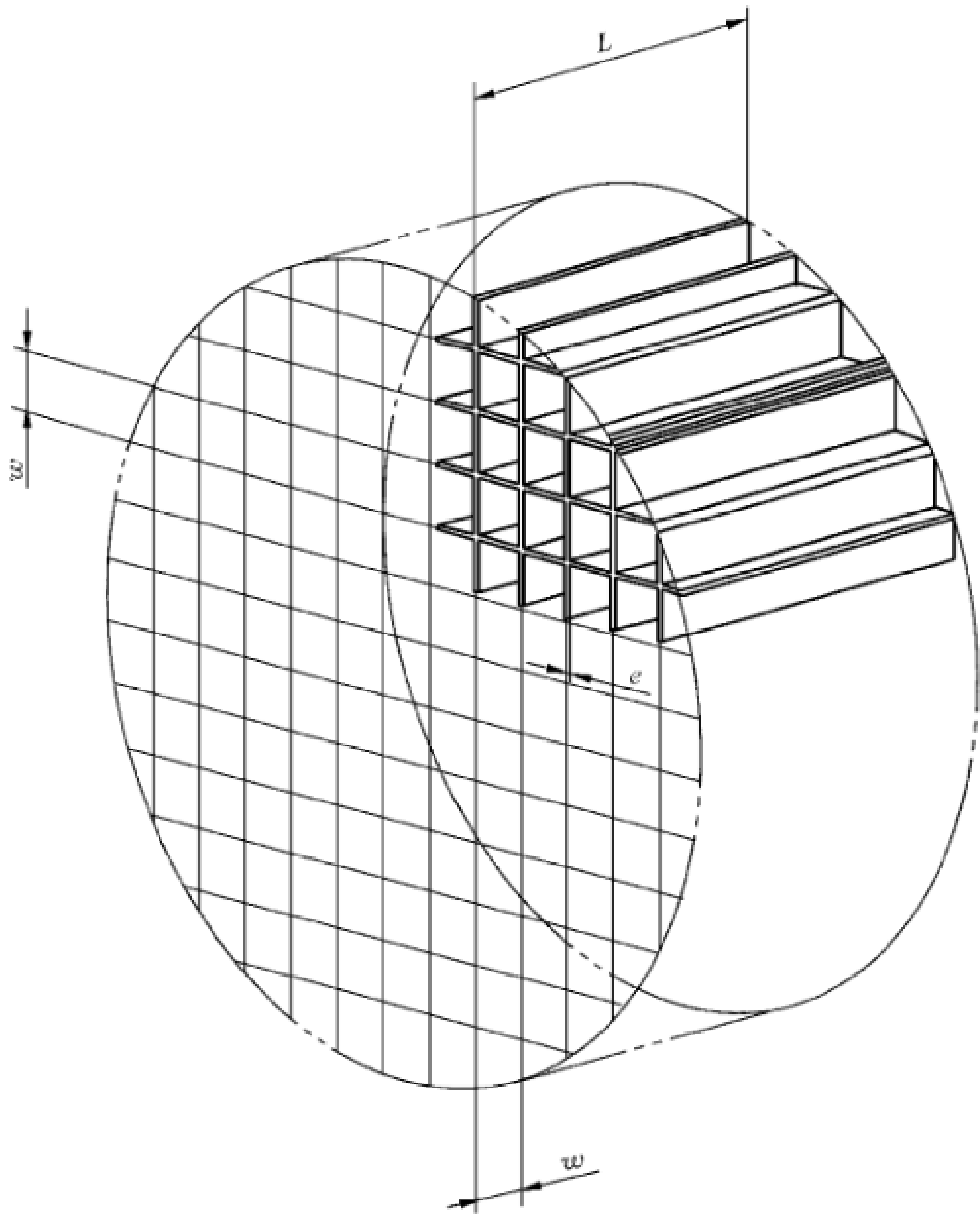


图 26 蜂窝型整流器

对于蜂窝型管道整流器(见图 26):
 $w=0.075D_4$,轴间;
 $L=0.45D_4$;
 $e\leq 0.005D_4$ 。
除了 e ,所有尺寸精度都在 $\pm 0.005D_4$ 之内。

27.1.2 星形整流器

星形整流器也是设计用于消除旋流,但也有少量用于非对称速度分布的均匀化。应保证 8 个径向

叶片相当的厚度使其具备足够的强度,但考虑到压力损失,厚度不应超过 $0.007\ 4D_4$ 。该整流器的压力降与蜂窝状整流器类似,但更易于制作;尤为重要是,与蜂窝型不同,它可使空气流经时的静压径向均匀化,这使得该种整流器比较受欢迎。

如图 27 所示的星形整流器,由 8 个径向叶片构成,长度为 $2D_4$ (误差不大于 $\pm 1\%$)、叶片厚度不超过 $0.007\ 4D_4$,叶片沿圆周等距布置,相邻叶片的角度偏差不大于 5° 。

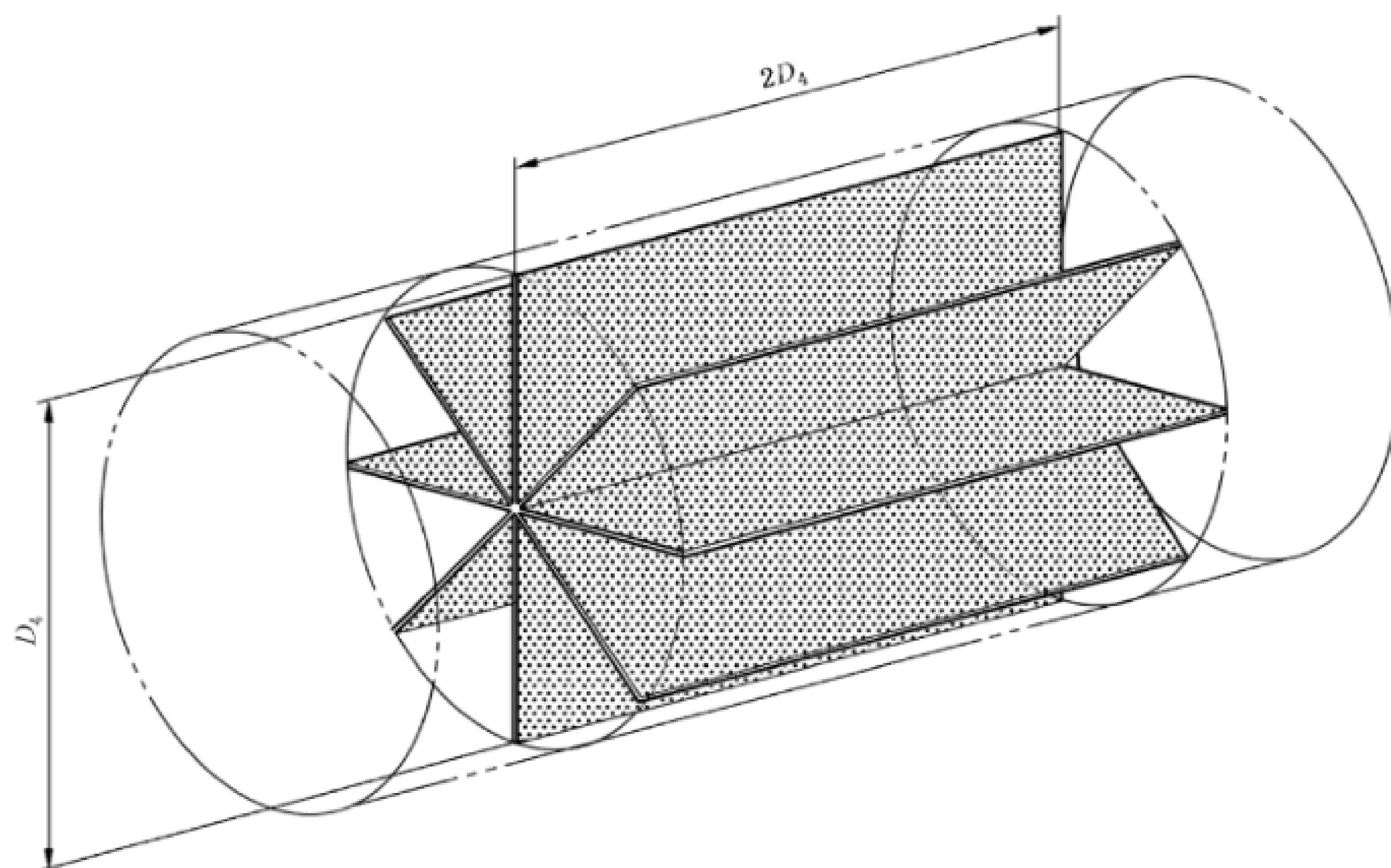


图 27 星形整流器

27.2 整流器的使用规则

当通风机出口旋流大于 15° 时,总是要求在通风机排气端使用整流器,如对旋流程度有疑问,则应另外做试验以确定其程度;对于出口旋流小于 15° 的通风机,如离心式、横流式或导叶式轴流通风机,可在排向大气或试验风室时采用不带整流器的简易出口管道,如对旋流程度有疑问,则应另外做试验以确定其程度。

重要说明——尽管在有些情况下旋流小于 15° ,试验风道内静压或动压测量平面上游一直要求使用整流器。

28 带有管道的通风机装置的公用风道段

28.1 公用段

B、C 或 D 型带有管道的通风机装置的标准化风道包括本章所述的与通风机进口端和/或出口端相邻的公用段。

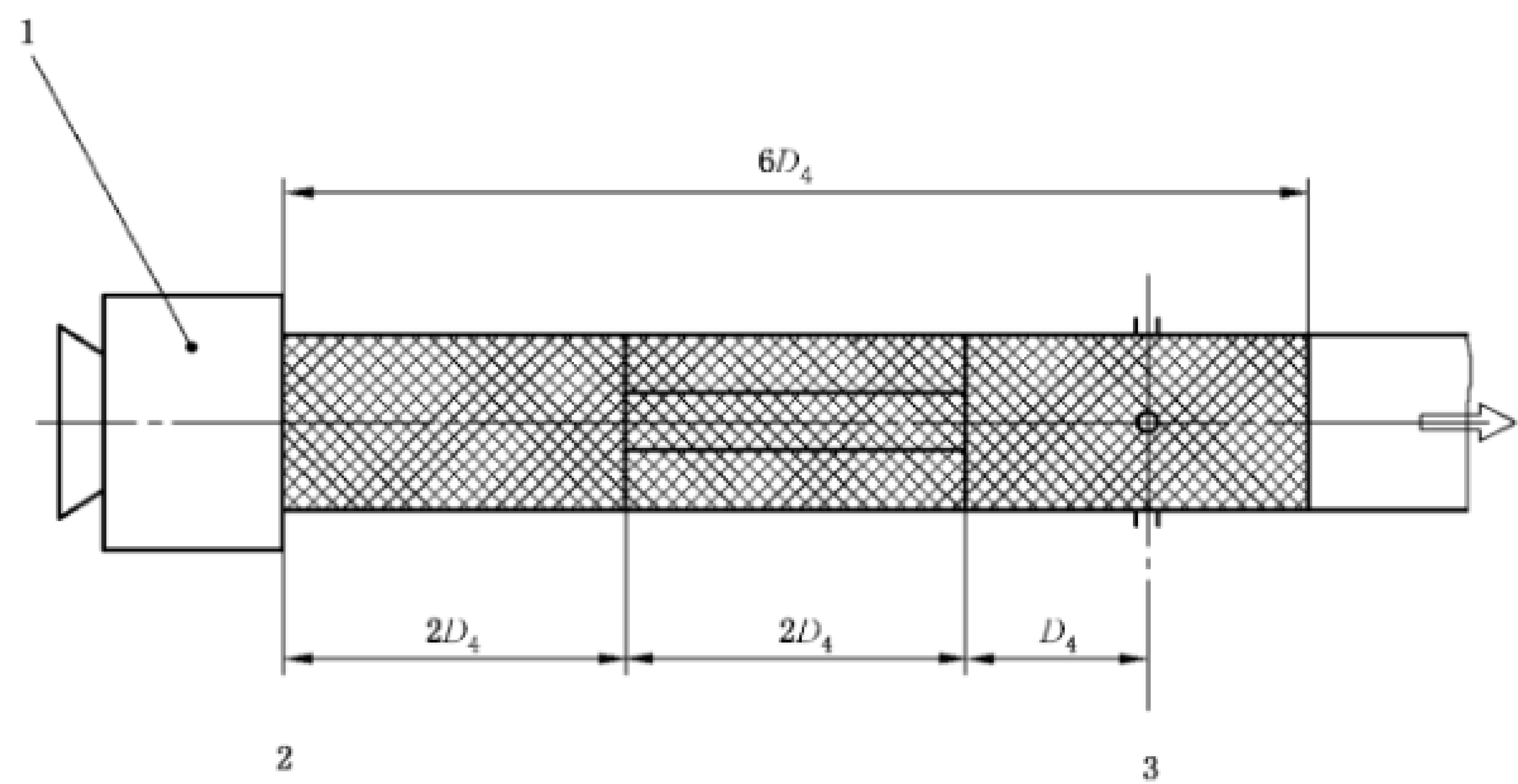
在这些公用段的外端进行压力测量,公用段的几何形状变化有严格限制,以使得一种装置与其他装置在通风机压力测定方面取得一致性。

28.2 通风机出口公用段

这部分构成了与通风机相邻的出口侧试验风道段,包括按照 27.1.2 和图 28 所示的位于圆形段中部的标准化整流器、以及按照第 7 章要求的一组壁测孔,可以使用过渡段以适应面积和/或形状在限制范

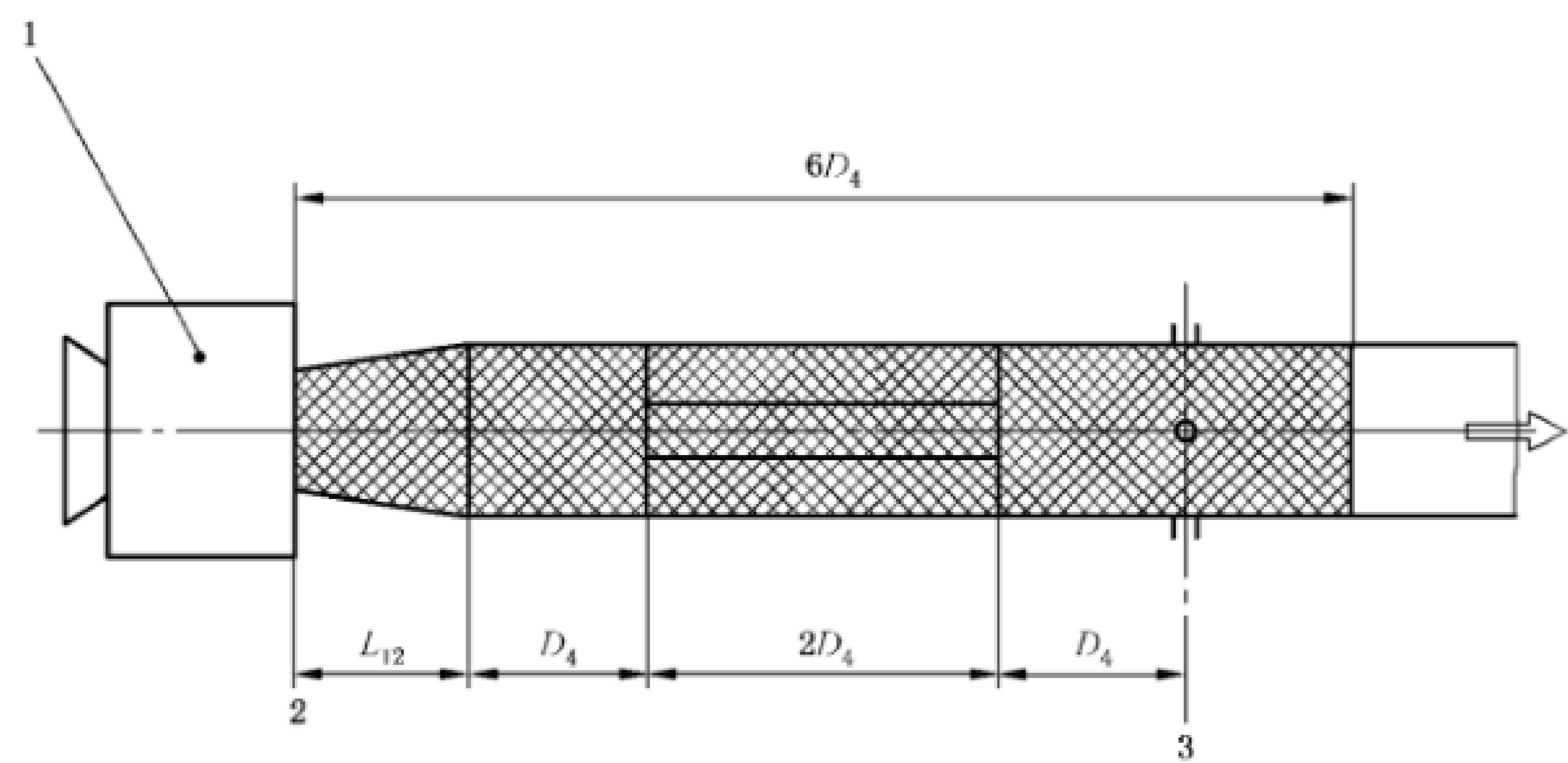
围内变化的要求,限制范围见 28.2.2 和 28.2.3。

图 28、图 29 和图 30 所示为推荐的装置。



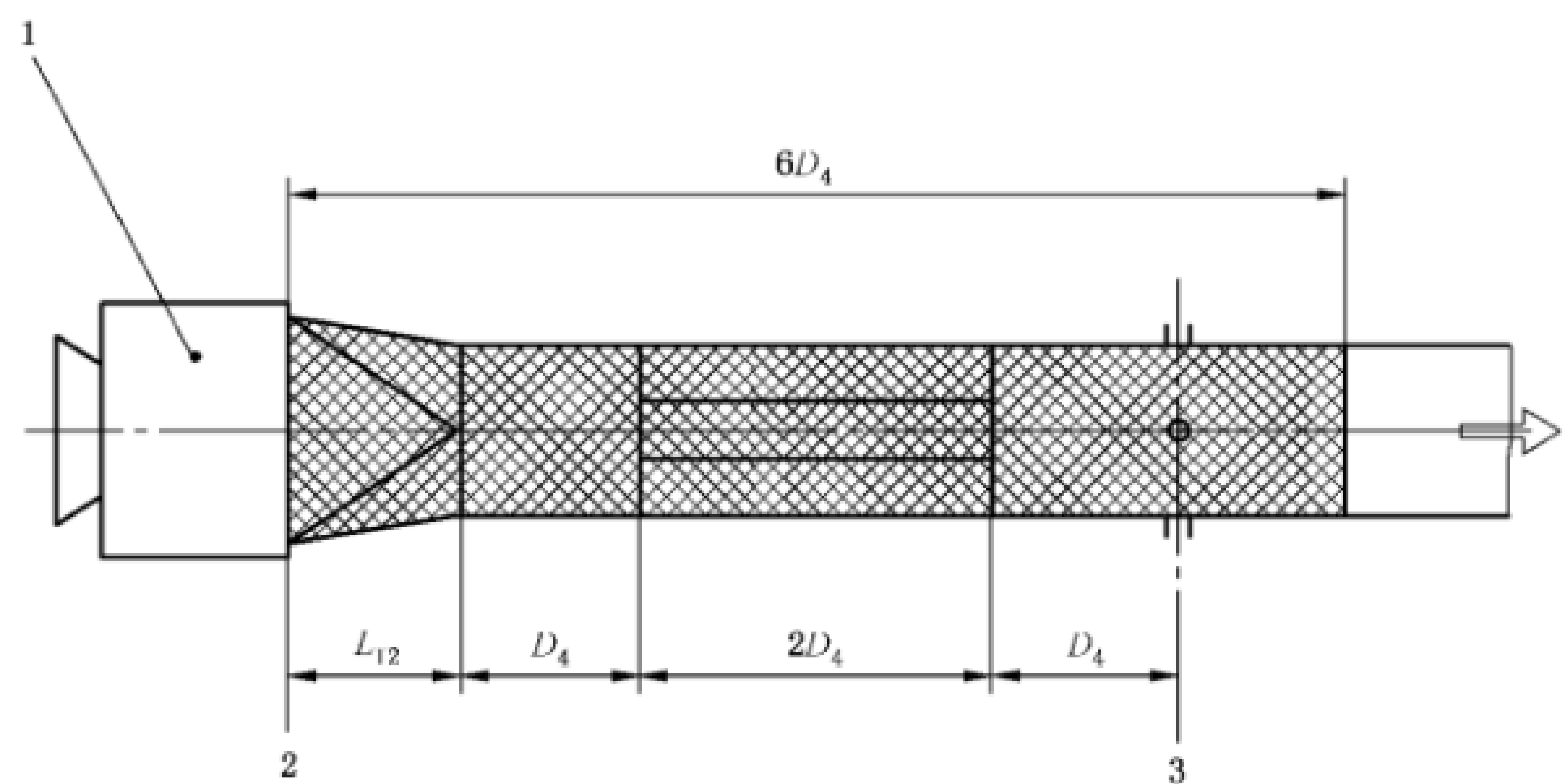
说明：
1——试验通风机；
2——试验通风机出口；
3——压力测量截面。

图 28 通风机圆形出口, $D_2 = D_4$



说明：
1——试验通风机；
2——试验通风机出口；
3——压力测量截面。

图 29 通风机圆形出口, $D_2 \neq D_4$



说明：
1——试验通风机；
2——试验通风机出口；
3——压力测量截面。

图 30 通风机矩形出口, $b < h$

28.2.1 通风机圆形出口, $D_1 = D_2$ (见图 28)

28.2.2 通风机圆形出口, $D_1 \neq D_2$ (见图 29)

$$0.95 < (D_1/D_2)^2 < 1.07$$

$$L_{T2} = D_1$$

注：过渡段为锥形或弧形，其摩擦损失系数与直径 D_1 、长度 D_1 的管道相同。

28.2.3 通风机矩形出口, $b \times h$ ，其中 $b < h$ (见图 30)

$$0.95 < \pi D_4^2 / 4b < 1.07$$

$$\text{当 } b < 4h/3 \text{ 时, } L_{T2} = 1.0D_4$$

$$\text{当 } b \geq 4h/3 \text{ 时, } L_{T2} = 0.75(b/h)D_4$$

28.2.4 过渡段 (见图 31)

过渡段最好是采用整块板材按照 28.2 要求成型，如图 31 所示。

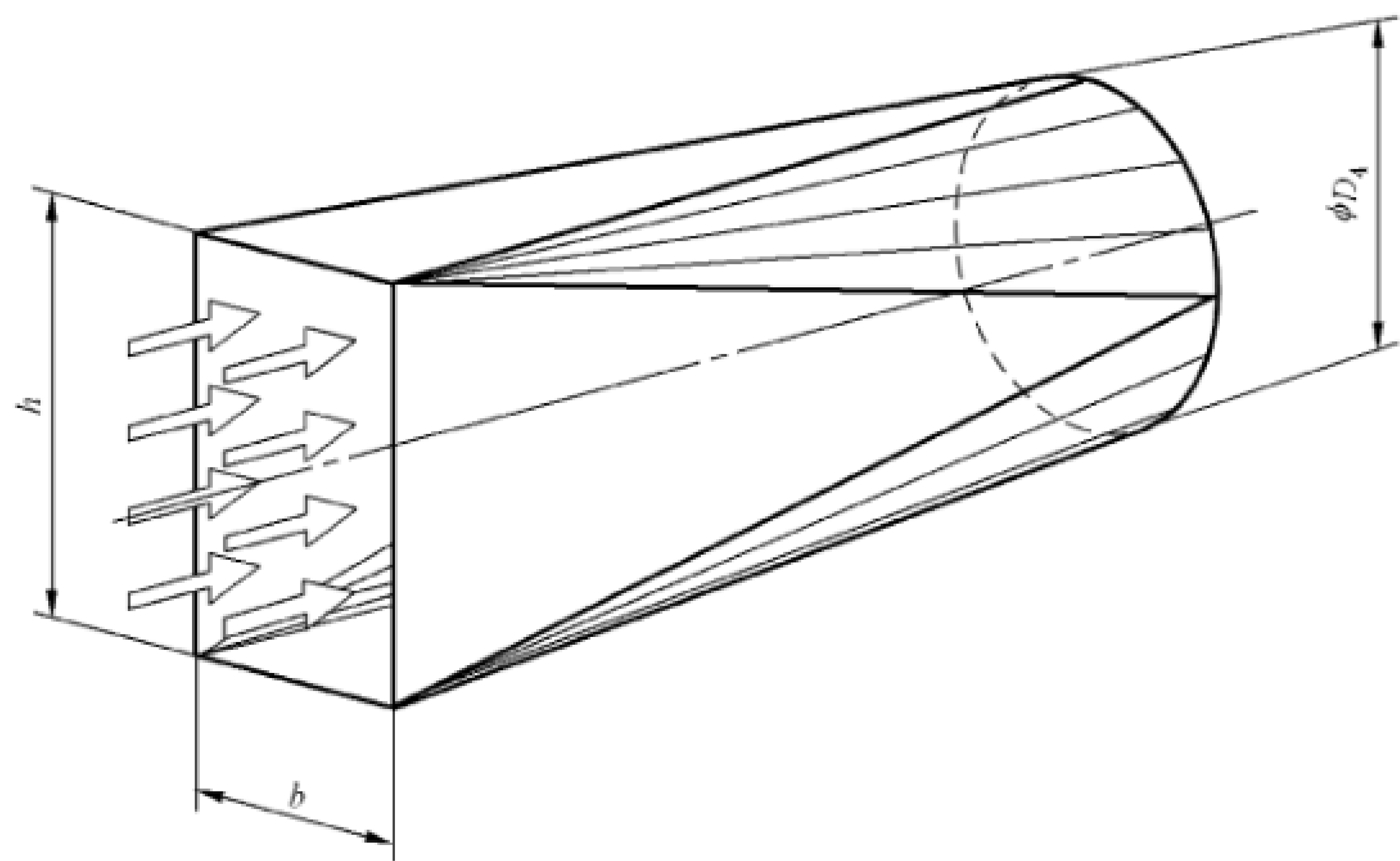


图 31 过渡段

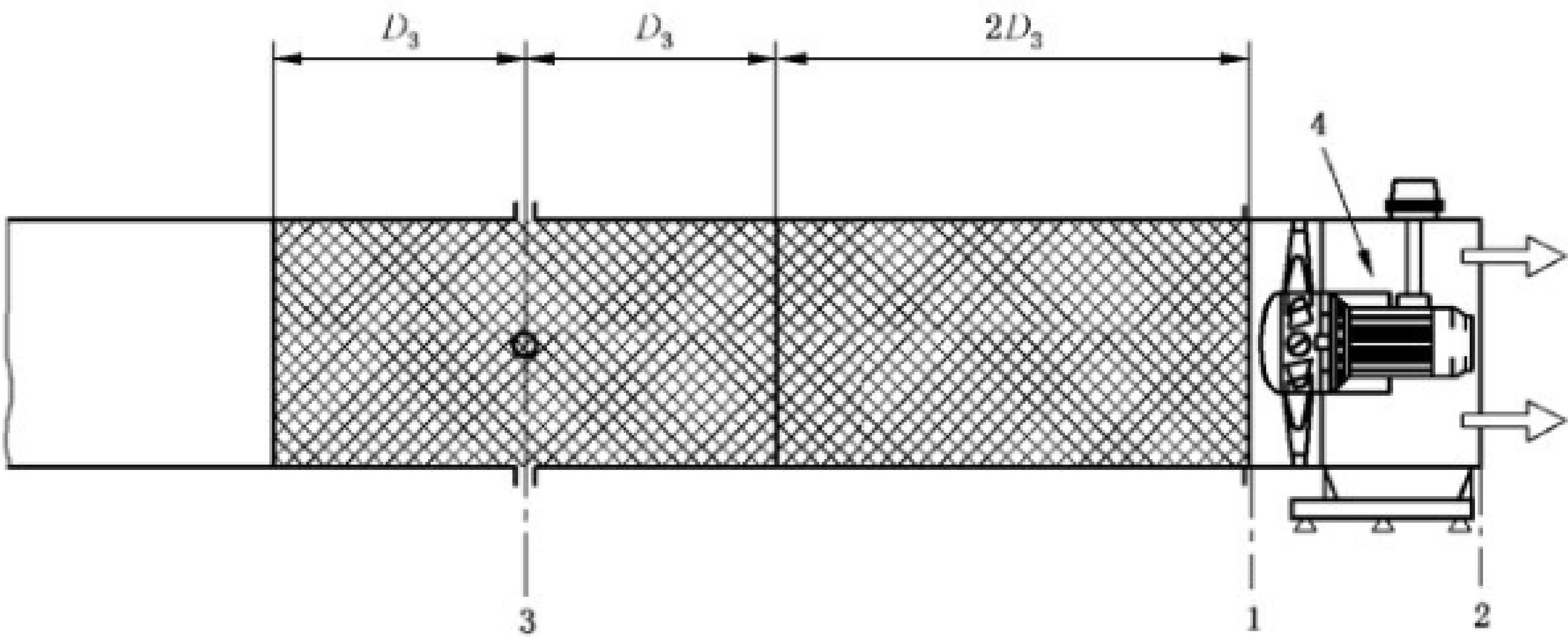
28.2.5 短管道

在采用 B 型或 D 型装置对出口无显著旋流的通风机进行试验的特殊场合,如离心式、横流式或导叶轴流通风机,当向大气或试验风室排气时,可替代使用简化的出口管道,该管道截面应与通风机出口相同,长度按条件确定:

$$L \geq 3 \sqrt{\frac{4b_2 h_2}{\pi}}$$

28.3 通风机进口公用段

这部分是由与通风机相邻的进口侧试验风道段构成,包括按照第 7 章如图 32 所示的一组壁测孔,和可用于适应面积和/或形状在 28.3.1 和 28.3.2 规定的变化限制范围内变化的要求过渡段。



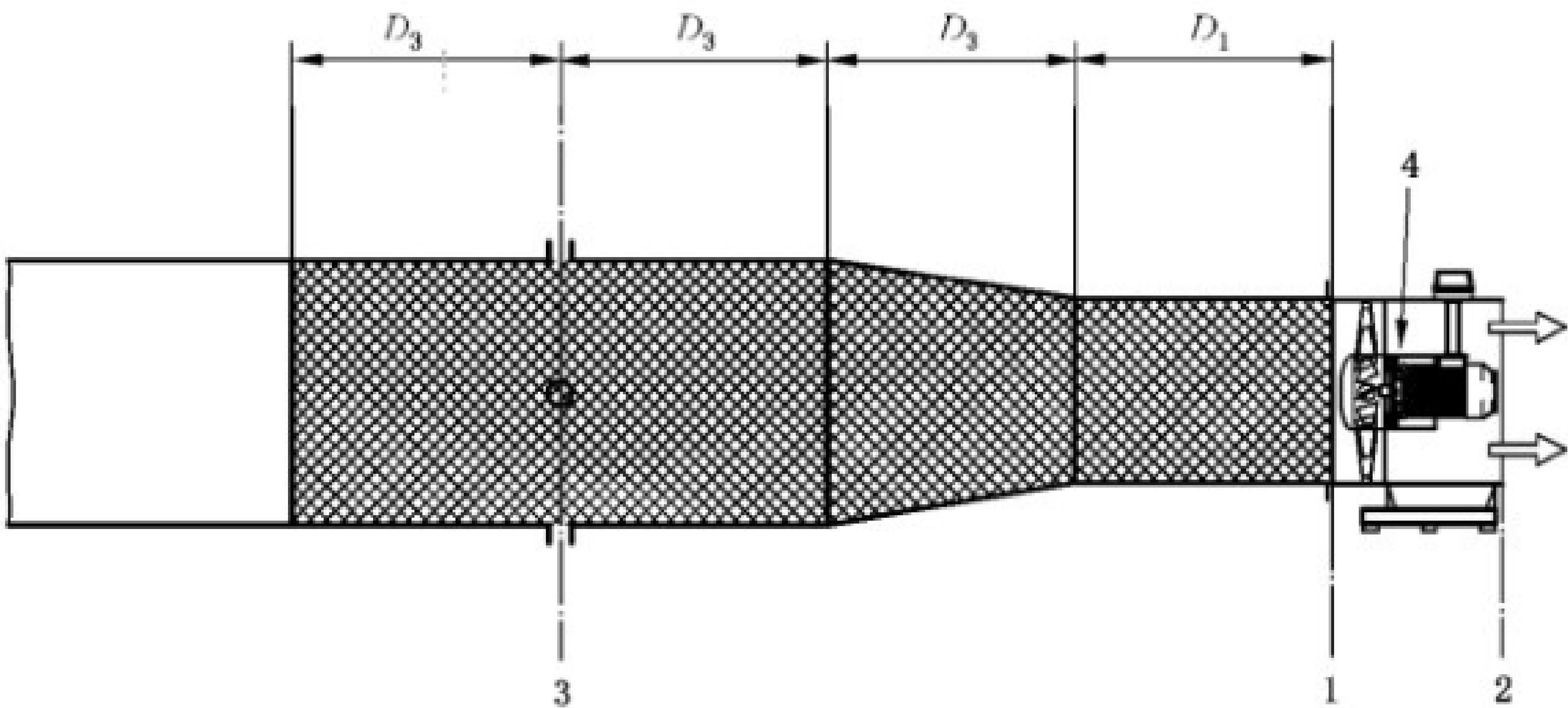
- 说明:
- | | |
|-------------|-------------|
| 1——试验通风机进口; | 2——试验通风机出口; |
| 3——压力测量截面; | 4——试验通风机。 |

图 32 通风机圆形进口, $D_3 = D_1$

28.3.1 通风机圆形进口, $D_3 = D_1$ (见图 32)

28.3.2 通风机圆形进口, $0.975D_1 < D_3 < 1.5D_1$ (见图 33)

注: 过渡段为锥形, 摩擦损失系数与直径 D_3 、长度 D_3 的管道相同。



- 说明:
- | | |
|-------------|-------------------|
| 1——试验通风机进口; | 2——试验通风机出口; |
| 3——压力测量截面; | 4——试验通风机(图示为轴流式)。 |

图 33 通风机圆形进口, $0.975D_1 < D_3 < 1.5D_1$

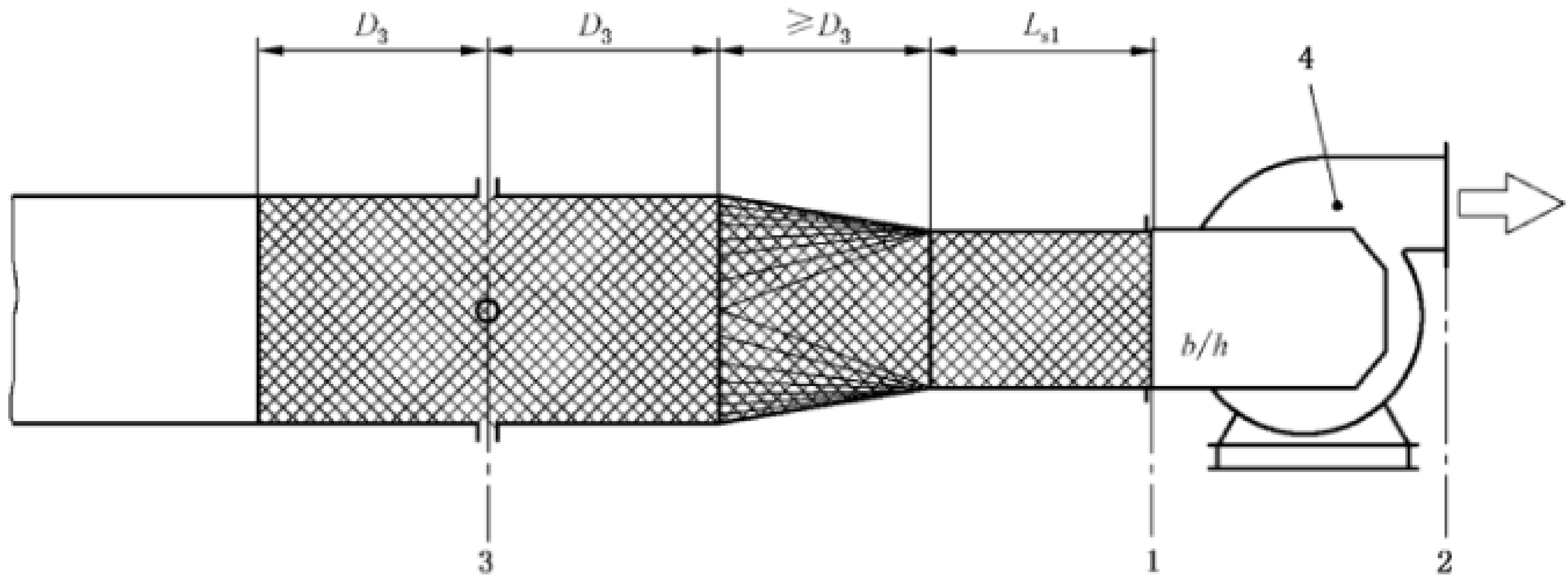
28.3.3 通风机矩形进口, $b \times h$ (见图 34)

与通风机进口相邻连接的公用段应具有与通风机进口相同的截面, $b \times h$, 其长度 L_{s1} 由下式给出:

$$\frac{\pi D_3^2}{4} > 0.95bh$$

$$L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}}$$

对于 D_3 或宽高比 b/h (其中 $b > h$) 没有设置上限, 但是扩张段短边的扩张角不能大于 15° 、收缩段长边的收缩包角不能超过 30° , 过渡段成型说明见 28.2.5。



- 说明:
- 1——试验通风机进口;
 - 2——试验通风机出口;
 - 3——压力测量截面;
 - 4——试验通风机(图示为带整体进气箱的离心式通风机)。

图 34 通风机矩形进口

28.4 出口模拟管道

使用自由出口而又适合采用管道出口的试验通风机可以通过将出口模拟管道段与其出口相连接的方式将前者转换成后者进行试验。

出口模拟段可以根据具体情况, 采用 28.2 规定的公用段型式; 公用段的出口通向大气, 但出口侧的压力在平面 4 处通过壁测孔进行测量。

在某些情况下, 可能难以在出口侧采用包含整流器的标准化公用风道进行试验。

此时, 经有关各方同意, 可以在出口侧使用 $2D_b$ 长度的管道测量通风机性能。

由这种方法获得的结果与进口和出口侧都使用公用风道时获得的结果存在一定程度的差异, 特别是如通风机产生较大的旋流时。

此时, 静压 p_{st} 就不是在长度为 $3D$ 的管道壁上测量, 而是取该静压等于大气压。

28.5 进口模拟管道

使用自由进口而又适合采用管道进口的试验通风机可以通过将进口模拟管道段与其进口相连接的方式将前者转换成后者进行试验。

28.5.1 通风机圆形进口

模拟段应为与之连接的通风机进口相同直径的圆形风道, 宜安装喇叭形进口。

进口长度等于 D_1 为一般关系式, 可提供真实的管道进口通风机在整个正常工作范围的特性; 然而

在某些时候,需要较长的管道以使得通风机可以在或者接近零容积流量时产生充分的管道进口压力,如果此时要求得到通风机的完整特性曲线,允许按要求延长该部件、或使用 28.3.1 中的一端为弧形进口的公用段。

28.5.2 通风机矩形进口

模拟段截面 $b \times h$ 应与相连接的通风机进口截面相同,其长度 L_{s1} 由下式给出:

$$L_{s1} = \sqrt{\frac{4bh}{\pi}}$$

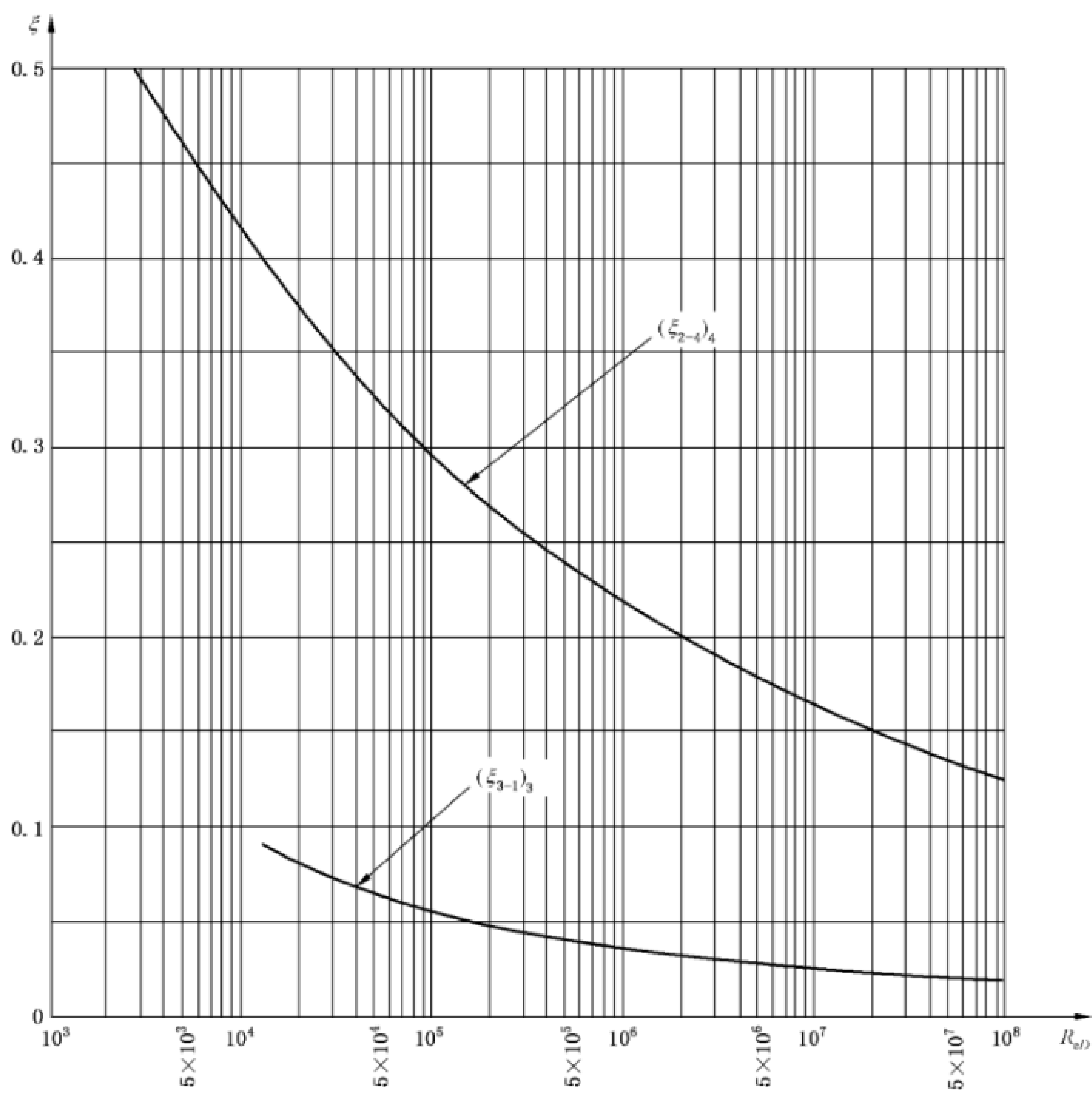
宜配设喇叭形进口。

28.6 标准化风道的损失容差

应确定由本段所给出的常规容差用于采用标准化风道试验中的风道摩擦损失,摩擦容差系数见图 35。

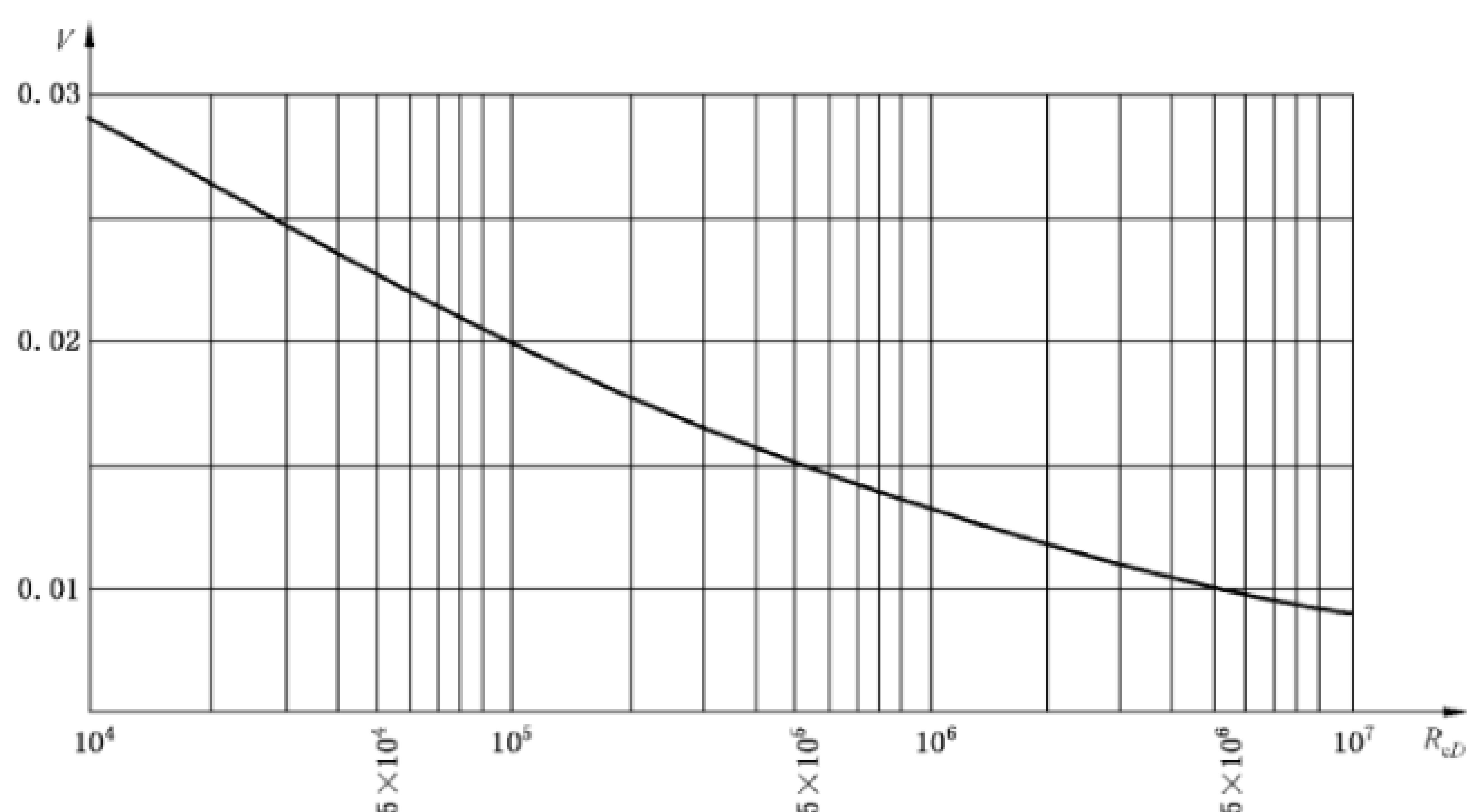
这些容差取决于试验风道中的流动雷诺数 Re_D ,并基于光滑管道内完全充满的流动与通风机产生的实际流型无关。

对于通风机出口或进口与压力测量平面之间如 28.2 和 28.3 所述的公用段进行损失容差计算,当采用过渡段、28.5 所述的进口模拟管道段(此时包括喇叭形进口损失)时,应具有相同的损失容差。



a) 标准化风道的常规损失系数(28.6.1)

图 35 损失系数



b) 管道摩擦损失系数(28.6.2)

图 35 (续)

28.6.1 如 28.2.1、28.2.2 和 28.2.3 所述的公用出口直管段的损失容差
长度为一倍直径的直管摩擦损失系数由下式给出：

$$\Lambda = 0.005 + 0.42(\text{Re}_{D4})^{-0.3}$$

包含外部风管的整流器的常规损失系数由下式给出：

$$\xi_s = 0.95(\text{Re}_{D4})^{-0.12}$$

通风机出口与测量平面 4 之间的常规损失系数 $(\xi_{2-4})_4$ 由下式给出：

$$\begin{aligned} (\xi_{2-4})_4 &= 3\Lambda + 0.95(\text{Re}_{D4})^{-0.12} \\ &= 0.015 + 1.26(\text{Re}_{D4})^{-0.3} + 0.95(\text{Re}_{D4})^{-0.12} \end{aligned}$$

其中, $\text{Re}_{D4} = \frac{v_{m4} D_4 \rho_4}{\mu_4} \approx \frac{v_{m4} D_4}{15} \times 10^6$, 用于标准空气。

损失系数 $(\xi_{2-4})_4$ 与雷诺数的关系见图 35 a)。

平面 2、4 之间的损失由下式给出：

$$\Delta p_{2-4} = (\xi_{2-4})_4 \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} f_{M1}$$

28.6.2 如 28.2 所述的出口公用段的损失容差

长度等于直径的管道的摩擦损失系数 Λ 由下式给出：

$$\Lambda = 0.14(\text{Re}_{Dh4})^{-0.17}$$

曲线见图 35 b)。

蜂窝状整流器等效长度与水力学直径 D_h (对于圆形管道, $D_h = D_4$) 之比由下式给出：

$$\frac{L_e}{D_h} = \frac{15.04}{\left[1 - 26.65 \frac{e}{D_h} + 184.6 \left(\frac{e}{D_h} \right)^2 \right]^{1.83}}$$

28.2.1、28.2.2 或 28.2.3 所述的出口公用段常规损失系数由下式给出[见图 35 a)]：

$$(\xi_{2-4})_4 = \Lambda \left[\frac{L_{2-4}}{D_{h4}} + \frac{L_e}{D_{h4}} \right]$$

其中, L_{2-4} 为通风机出口与测量截面之间的长度。

28.6.3 如 28.2.5 所述的出口短管道的能量损失容差

管道的摩擦损失不作考虑。

28.6.4 如 28.3 所述的进口公用段的能量损失容差

摩擦损失系数 Λ 由下式给出：

$$\Lambda = 0.005 + 0.42(\text{Re}_{D_3})^{-0.3}$$

及

$$(\xi_{1-3})_3 = 0.015 + 1.26(\text{Re}_{D_3})^{-0.3}$$

式中, $\text{Re}_{D_3} = \frac{v_{m3} D_3 \rho_3}{\mu_3} \approx \frac{v_{m3} D_3}{15} \times 10^6$, 用于标准空气。

常规损失系数 $(\xi_{3-1})_3 = -(\xi_{1-3})_3$, 始终为负, 见图 35 a)。

平面 3、1 之间的能量损失由下式给出：

$$\Delta p_{3-1} = (\xi_{3-1})_3 \frac{\rho_3 v_{m3}^2}{2} f_{M3}$$

28.6.5 如 28.5 所述进口模拟管道的能量损失容差

该进口管道不允许有损失计入, 除非是对应 28.3 所述公用段的进口管道或其他要求。

29 标准化试验风室

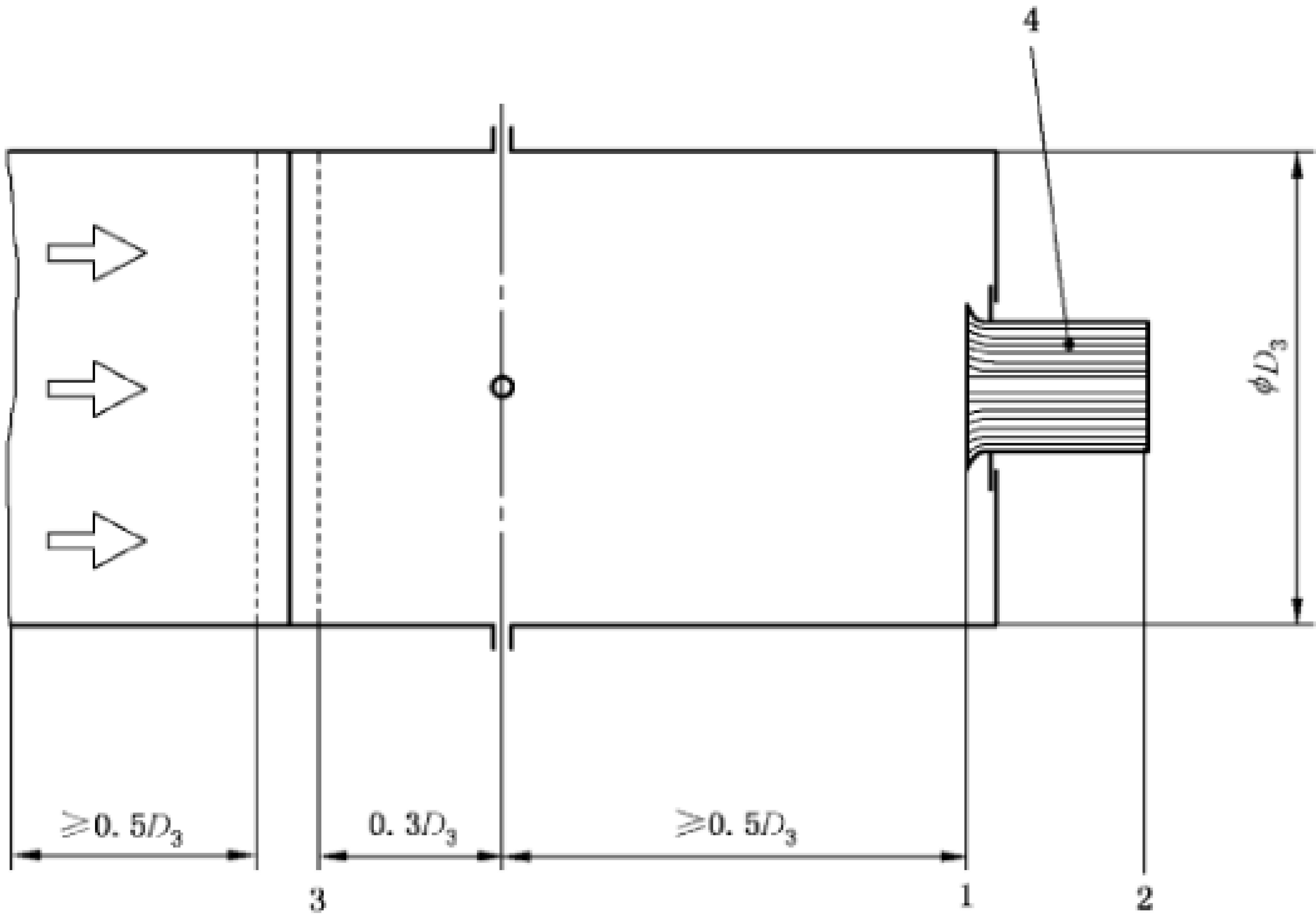
29.1 试验风室

试验装置中的风室可以提供一個測量段或模拟通风机预计在使用中将面对的各种条件, 或两者皆有之。

29.1.1 尺寸

试验风室的截面可为圆形、方形或矩形。

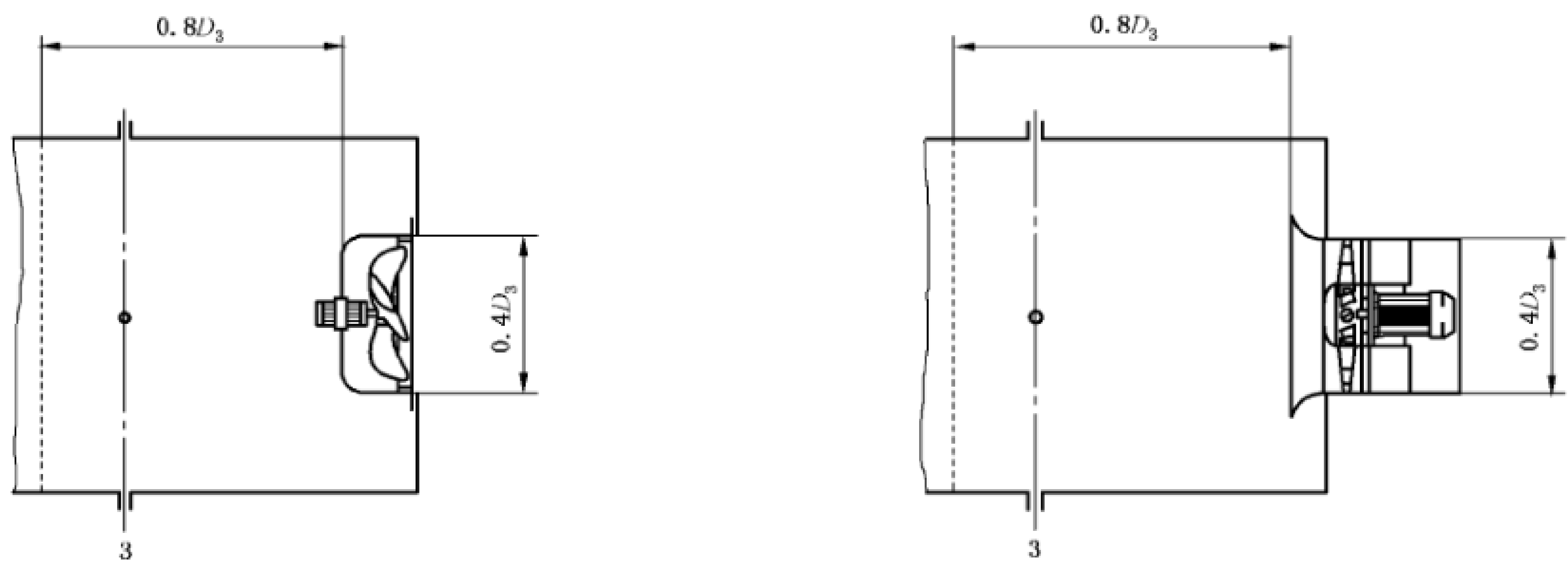
应有足够的长度以适应任何通风机的试验而不违背图 36、图 37 给出的最小距离。



注：对于流量控制和测量的试验风道, 见图 40 和第 31 章。

a) 进口风室尺寸

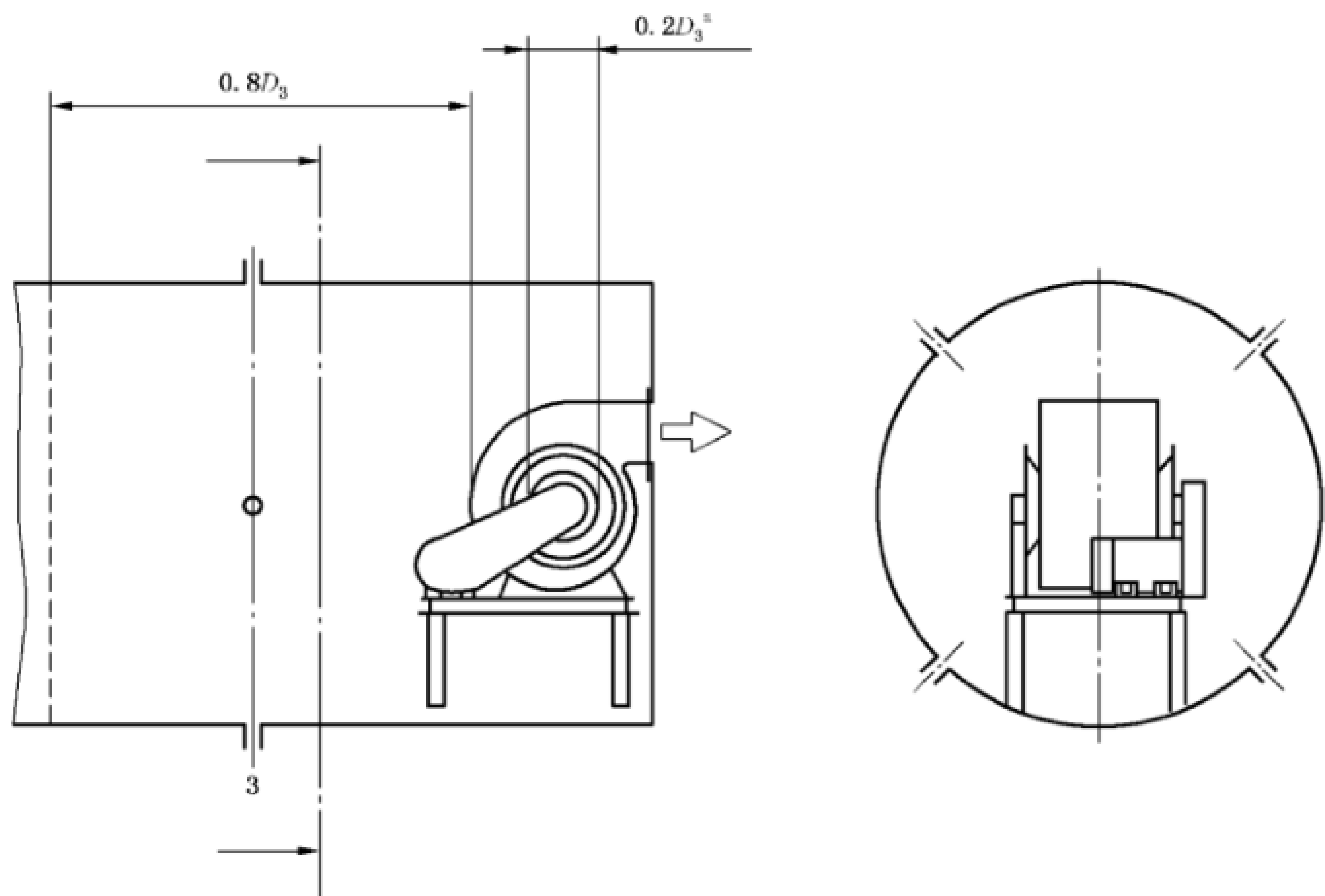
图 36 进口侧试验风室 1 型示例



注：图中的通风机有最大允许尺寸

b) 螺旋桨式通风机示例

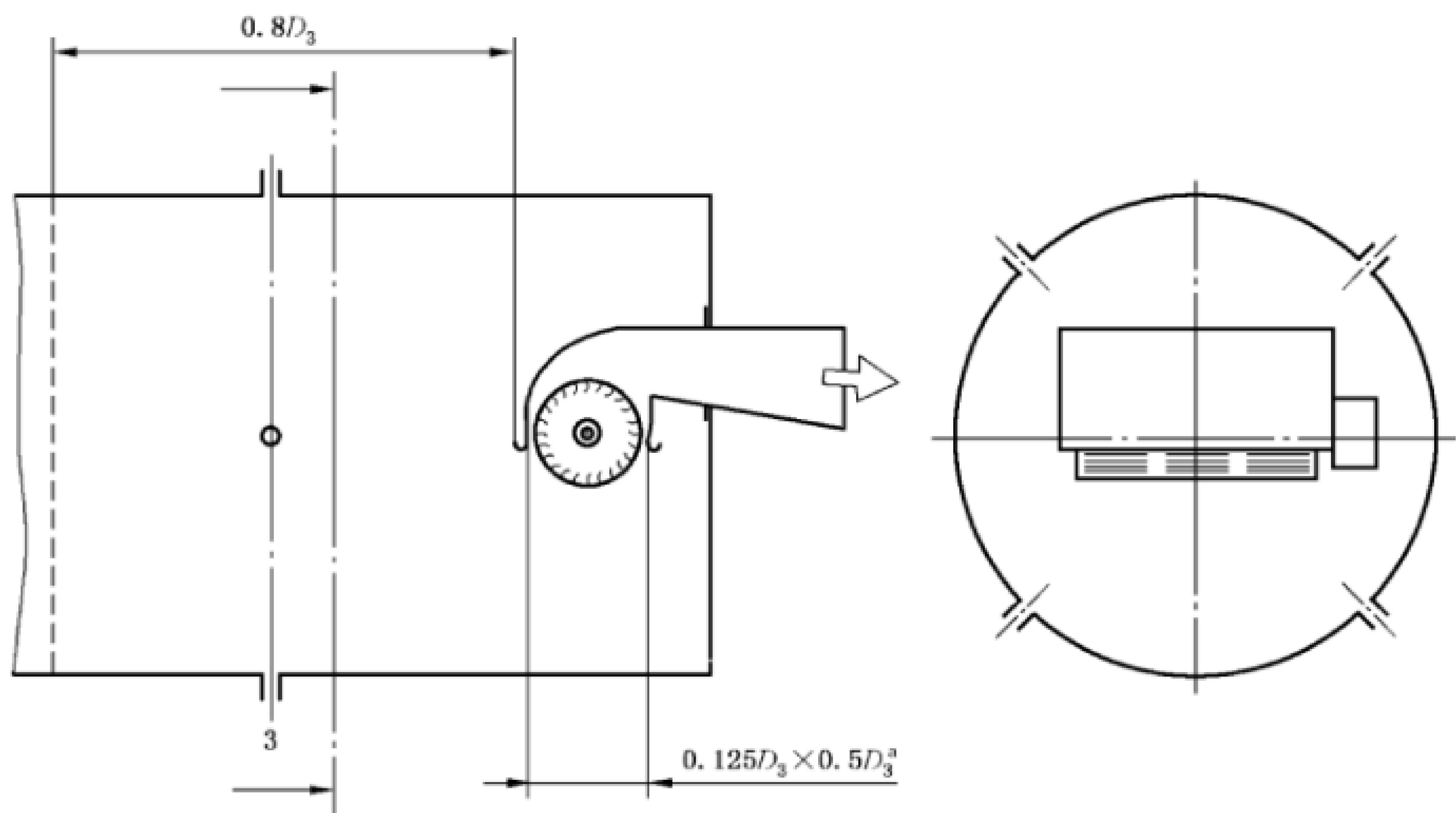
c) 轴流式通风机示例



注：图中通风机有最大允许尺寸。

d) 双进风离心通风机示例

图 36 (续)



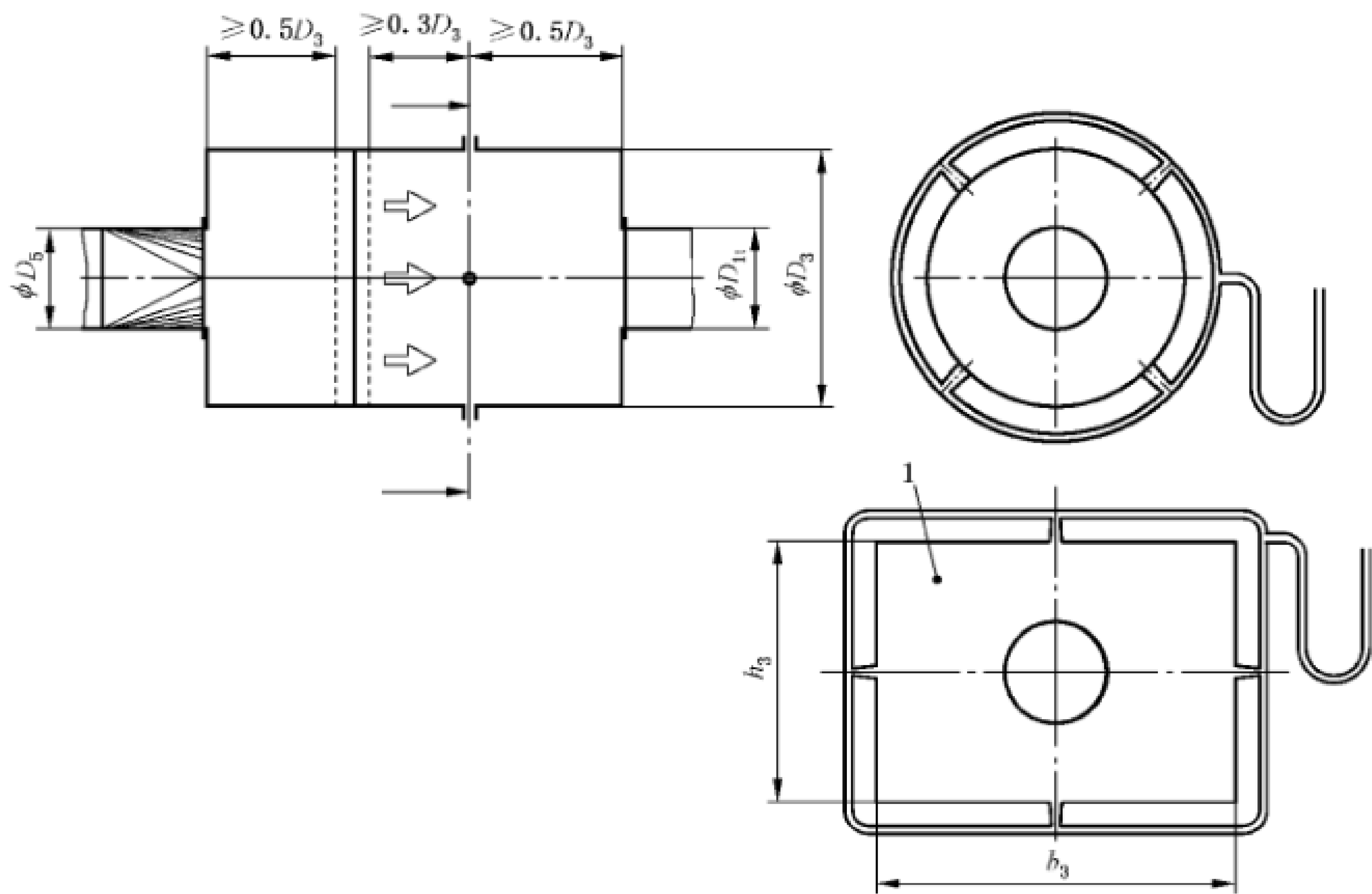
注：图中的通风机有最大允许尺寸。

e) 横流式通风机示例

说明：

- 1——试验通风机进口；
 - 2——试验通风机出口；
 - 3——压力测量截面；
 - 4——试验通风机。
- ^a 进口。

图 36 (续)



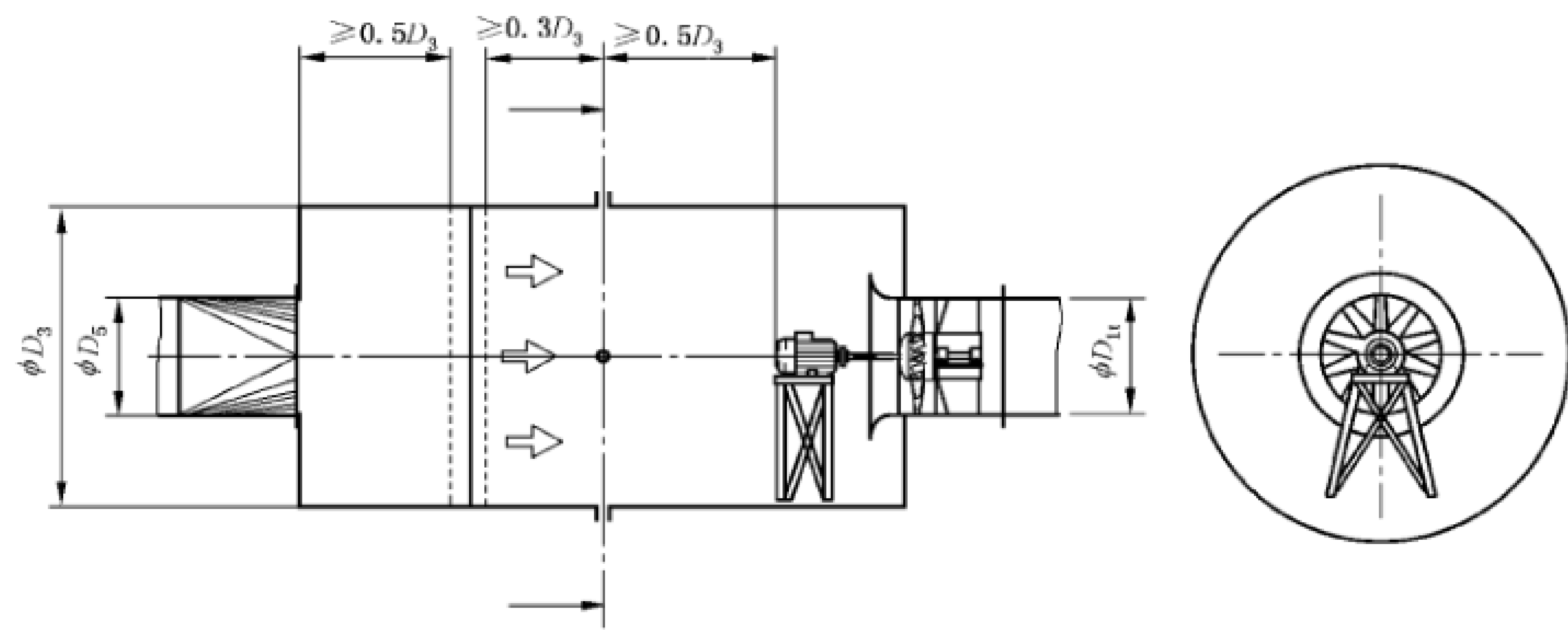
说明：

- 1——本图所示为矩形风室。

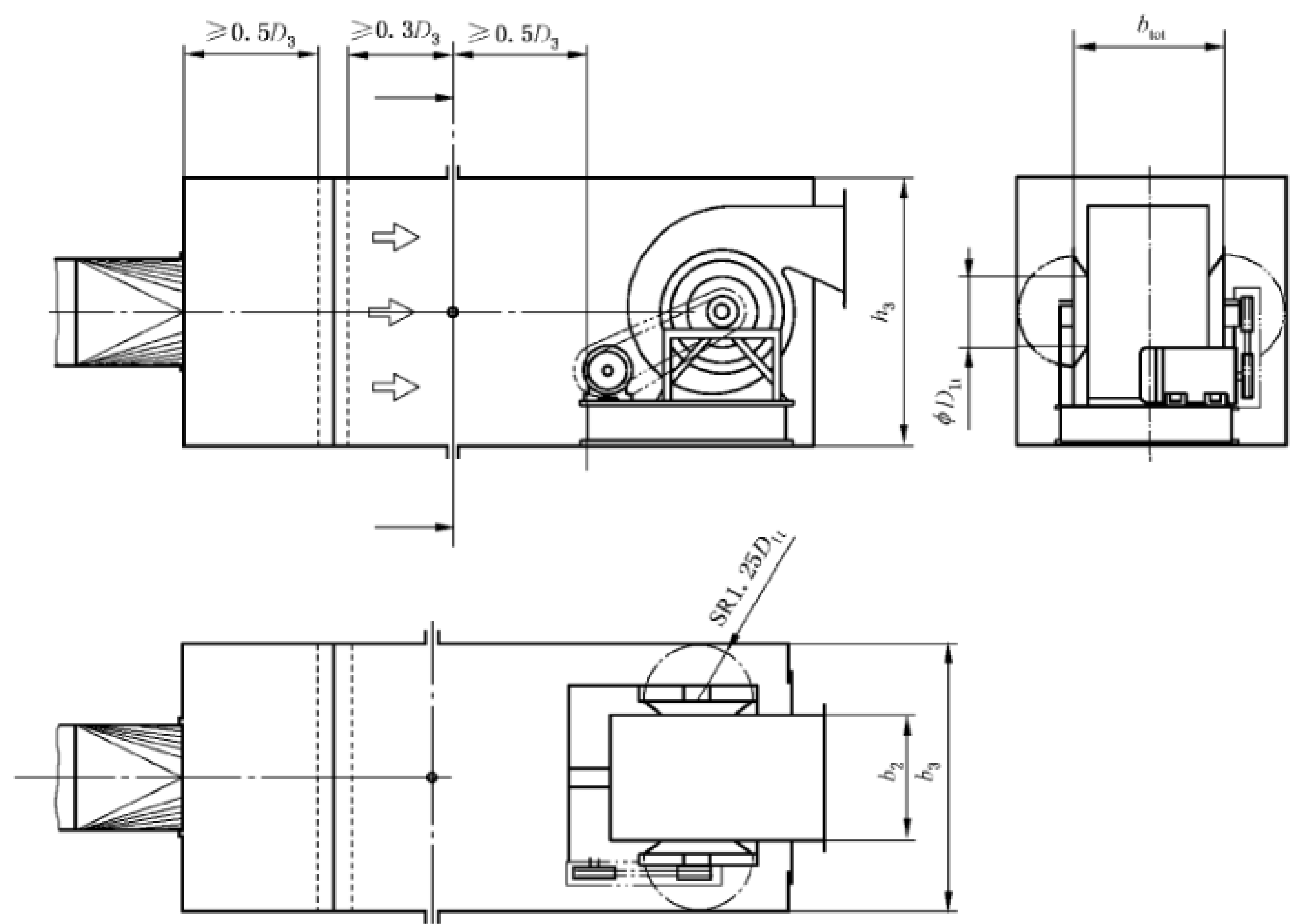
- 注 1：风室直径 $D_3 \geq 2.5D_{11}$ 。
- 注 2：风室当量直径 $D_3 = \sqrt{h_3 b_3} \geq 2.5D_{11}$ 。
- 注 3： $h_3 \min \geq 2D_{11}$ 。
- 注 4： $b_3 \max \geq 1.5h_3$ 。

a) 进口试验风室尺寸

图 37 进口侧试验风室 2 型



b) 进口侧带电动机的延长的试验风室最小尺寸



注：双进风离心通风机示例。

c) 双进风离心通风机装置的延长的试验风室最小尺寸

图 37 (续)

29.1.2 压力测孔

测量平面上的壁测孔应符合第 7 章的要求,并在圆形风室周向均布或在方形或矩形风室侧面的中心布置。

29.1.3 稳流装置

稳流装置应安装在风室内试验装置图上所标示的位置,用以提供所要求的流型。

如果测量平面位于稳流装置的下游,所设稳流装置是为了确保测量平面前的气流基本均匀,此时,距离滤网下游 $0.1D_h$ 的最大速度不得超过平均速度的 25%,除非最大速度小于 2 m/s。

如果测量平面位于稳流装置上游,则稳流网的作用是吸收上游射流的动能、并允许其能够在如同不连续空间的正常扩散,这就要求有一些回流以提供空气在射流边界进行混合,但最大反向速度不应超过计算平均射流速度的 10%。

如果测量平面置于风室内稳流装置两侧面上,则应满足上述每侧的要求。

可以使用符合这些要求的任何滤网或多孔板的组合构件,但一般情况下为了满足这两种装置的要求,必须要有对于稳流装置而言的合理的风室长度。

三层金属丝或多孔板滤网、充分支撑并密封于风室壁面,相距 $0.1D_h$,按流动方向各自流通面积依次为 60%、50%和 45%排列,这样的话预期可以保证气流能够满足这些条件。

滤网应避免灰尘阻塞。

为验证稳流装置可以提供所要求的流型,需要进行性能核验。

29.1.4 多喷嘴

多喷嘴应尽可能对称布置,每个喷嘴的中线距离风室壁至少为 $1.5d$, d 为喷嘴喉部直径;同时使用的任意两个喷嘴中线的最小间距为 $3d$, d 从较大喷嘴处测得。

最大喷嘴出口面与下游稳流装置的最小距离为 $2.5d$, d 从最大喷嘴处测得。

喷嘴进口平面与上游和下游压力测孔的距离为 $38\text{ mm} \pm 6\text{ mm}$ 。

29.1.5 风室内孔板

孔板应与风室同轴,偏差在 $\pm 1^\circ$ 和 $0.05D_h$ 之内(见 24.2),孔板上游面与上游稳流装置出口的最小间距为 $0.4D_h$,其中 D_h 为风室的水力直径。

孔板出口面与下游稳流装置的最小间距为 $0.5D_h$ 。

孔板进口面与上游和下游压力测孔的距离为 $0.05D_h \pm 0.01D_h$ 。

孔板应符合 24.2 所述条件。

29.2 可变的供气与排气系统

在实验室装置中应提供的改变工况点的装置。

29.2.1 节流装置

采用节流装置用以控制通风机的工况点,这类装置应装设在管道或风室的端部并关于管道或风室轴线对称。

29.2.2 辅助通风机

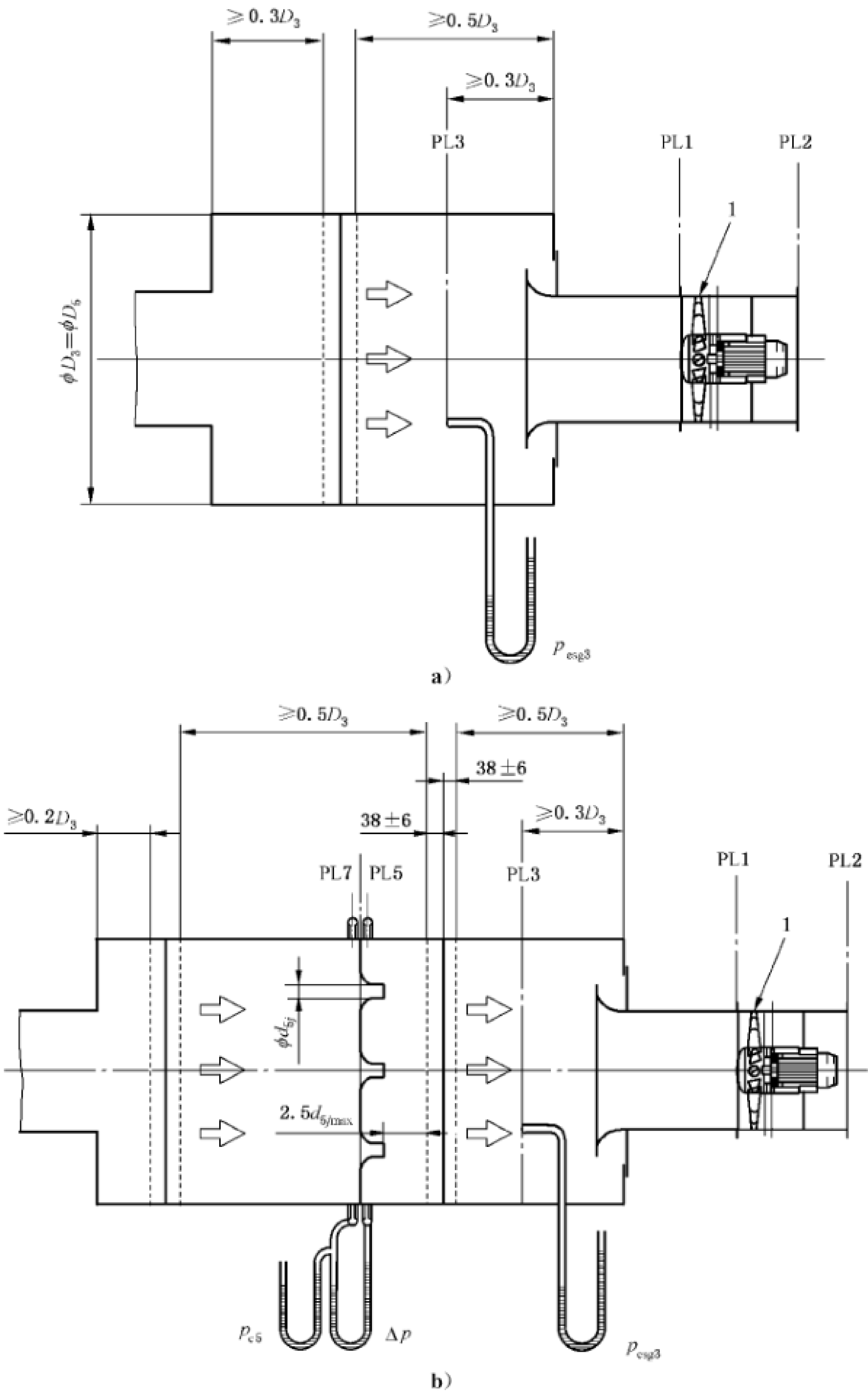
辅助通风机可用于控制试验通风机的工况点,应设计成在所需流量时能够产生足够的压力以克服流经试验装置的损失;可要求使用流量调节装置,如风阀、节距控制或转速控制等;在试验过程中,辅助通风机不应产生喘振或流量脉冲等情况。

29.3 标准化进口试验风室

29.3.1 试验风室

本标准论述了三种类型的进口试验风室(见图 36、图 37 和图 38)。

单位为毫米



说明：
1——通风机。

图 38 进口侧试验风室 3 型

29.3.1.1 进口试验风室 1 型

试验风室的横截面可以是内径为 D_3 的圆形、 $D_3 \times D_3$ 的方形或短边尺寸为 D_3 的矩形。

在不违背图 36 所示的风室压力测孔与通风机机壳或电机之间的最小距离的要求的情况下,风室长度应足以适应任何试验通风机。

29.3.1.2 进口试验风室 2 型

试验风室横截面可以是内径为 D_3 的圆形、 $D_3 \times D_3$ 的方形,或 $b_3 \times h_3$ 矩形,其中 $b_3 < 1.5h_3$,风室的当量直径为:

$$D_3 = \sqrt{b_3 h_3}$$

对于进口侧驱动的通风机或双进风通风机,根据通风机的安装条件,在压力测孔与通风机相邻部分之间存在相应必要的最小距离,由此,有必要采用相较于图 37 所示最小尺寸的加长的试验风室。

29.3.1.3 进口试验风室 3 型

进口试验风室的尺寸 D_3 为圆形风室内径,或为矩形风室内部断面尺寸 $h_3 \times b_3$ 的当量直径:

$$D_3 = \sqrt{\frac{4h_3 b_3}{\pi}}$$

压力测量平面 3 为:

从风室下游端面上溯至少 $0.3D_3$,

从整流装置下行至少 $0.2D_3$ 。

进口试验风室 3 型可采用多喷嘴进行流量测量(见图 38)

29.3.2 试验通风机

29.3.2.1 进口风室 1 型

如果进口与风室同轴,则试验通风机可以具有不超过 $\frac{D_3^2}{8}$ 或 $D_3^2 > 8A_{11}$ 的任意进口喉部面积 A_{11} ;如果以上要求不可行,则单个或多个进口的总面积不得超过 $\frac{D_3^2}{16}$,且进口位置的设置须使得气流尽可能保持对称于风室轴线。

通风机最大进口尺寸示例见图 36、图 37。

29.3.2.2 进口风室 2 型

试验通风机可为任意进口喉部直径 D_{11} ,但 D_{11} 不超过 $D_3/2.5$,

或

$$A_{11} < A_3/6.25$$

或

$$A_3 > 6.25A_{11}$$

在进行双进风通风机试验时,风室最小宽度应能够适合两个进风口,此时应选择方形或矩形截面风室,其总宽度 b_3 为通风机宽度 b 与两个进风口周围开放空间的等于 $1.25D_{11}$ 的球体半径之和,如图 37 所示。

29.3.2.3 进口风室 3 型

进口风室截面积应大于通风机进口喉部面积的 5 倍：

$A_3 > 5A_1$

可选配多喷嘴进行流量测试(见图 38)。

29.4 标准化出口风室

29.4.1 试验风室(见图 39)

试验风室横截面可以是内径为 D_6 的圆形、 $D_6 \times D_6$ 的方形或 $h_6 \times b_6$ 的矩形,尺寸 D_6 为圆形风室的内径,或内部尺寸为 $h_6 \times b_6$ 矩形的当量直径：

$$D_6 = \sqrt{\frac{4h_6 b_6}{\pi}}$$

通风机出口压力 p_{e1} 既可以在通风机出口管道处、也可以在风室中测量；出口风室可以配备单喷嘴或多喷嘴进行流量测量(见图 39)

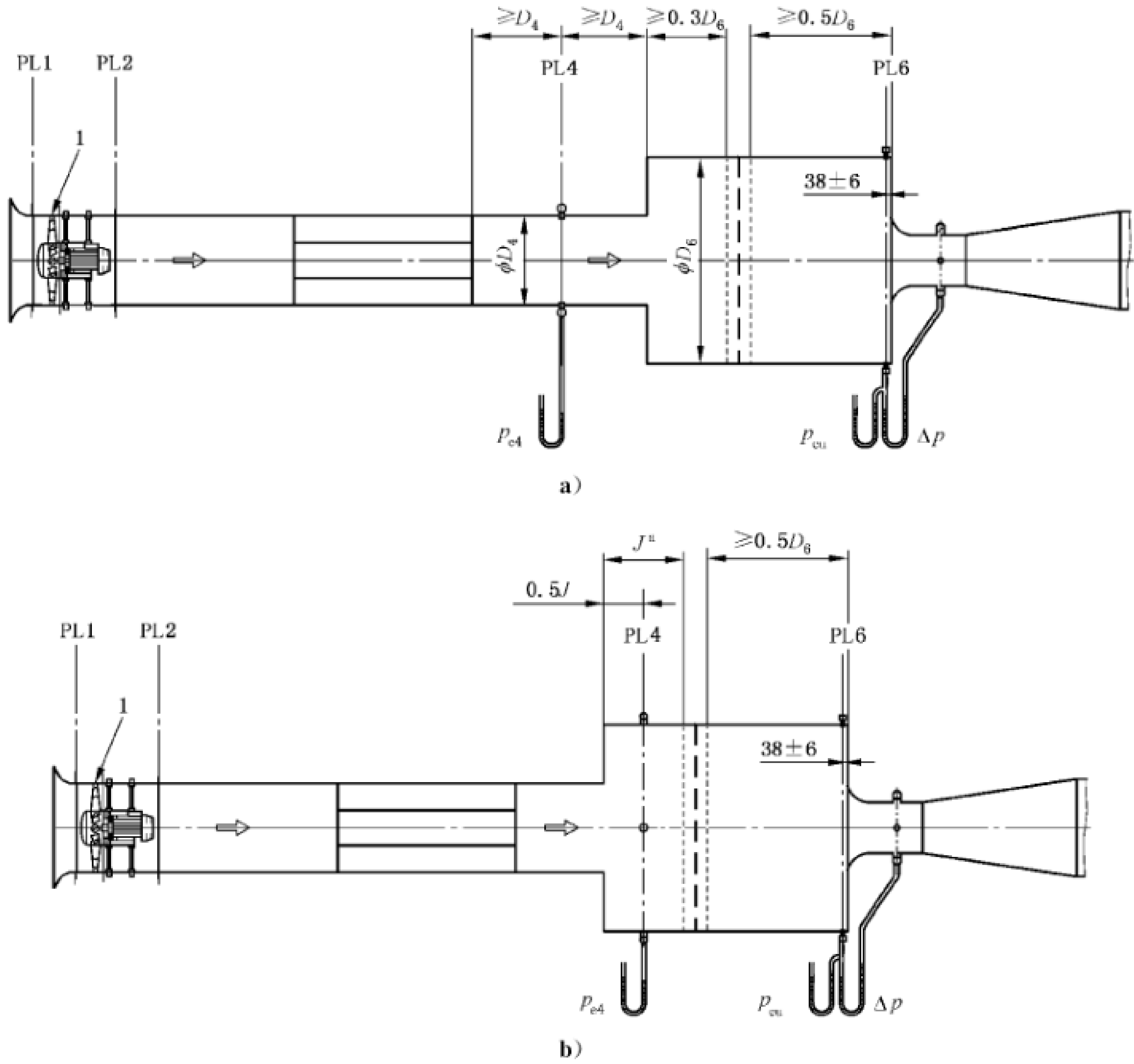
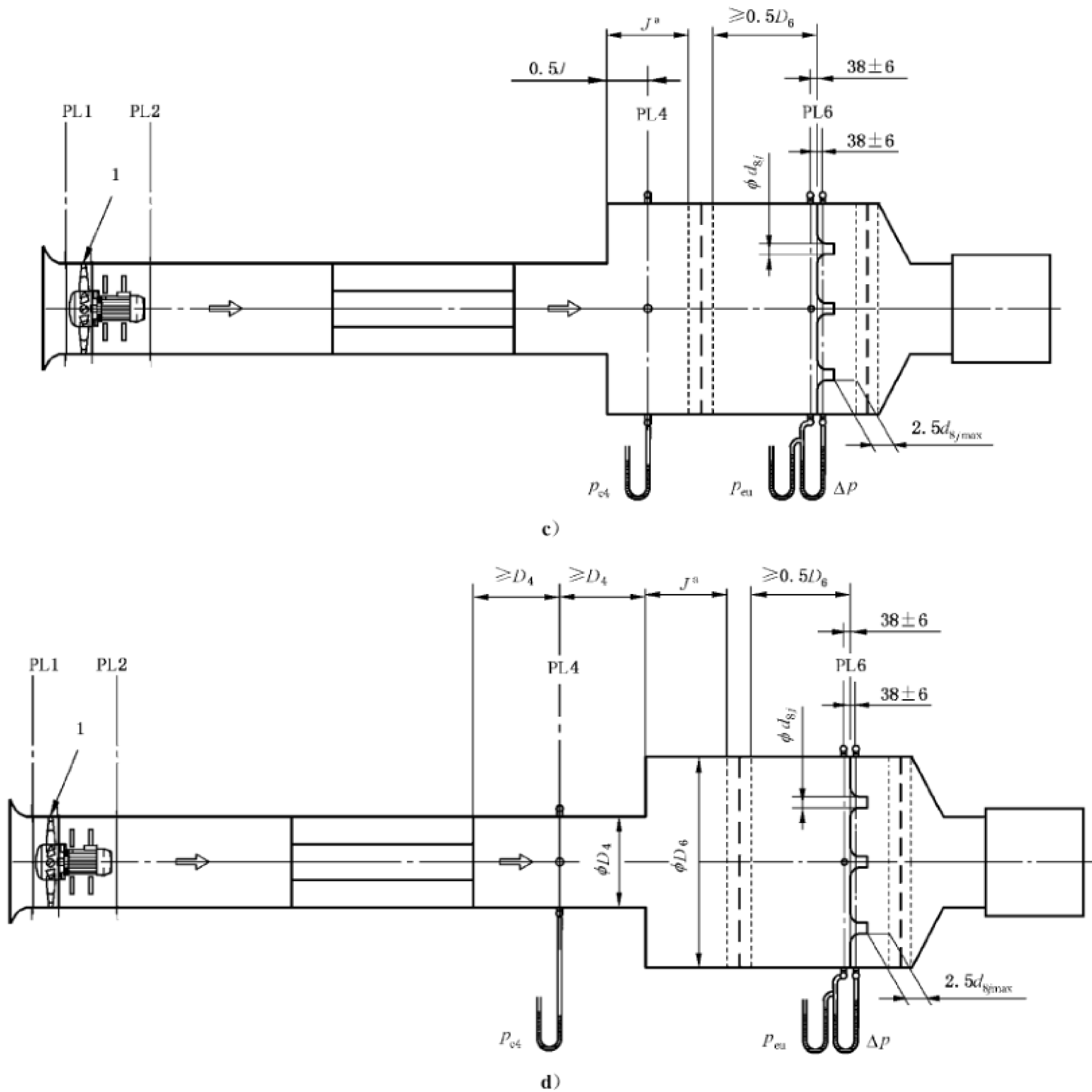


图 39 出口侧试验风室

单位为毫米



说明：

1——通风机。

° 对于旋转轴与排出气流方向垂直的通风机，距离 J 应至少等于出口管道直径；对于旋转轴平行于排出气流方向的通风机， J 至少为出口管道直径的两倍。

图 39 (续)

29.4.2 试验通风机

对于旋转轴与排出气流方法相垂直的通风机，出口试验风室(见图 39)的截面积应至少等于 9 倍的通风机出口面积或出口管道面积($A_6 \geq 9A_2$)；对于旋转轴平行于排出气流方向的通风机，出口风室截面积应至少等于 16 倍的通风机出口面积或出口管道面积($A_6 \geq 16A_2$)。

30 带有试验风室的标准方法——A 型装置

30.1 通风机装置的型式

通风机的两种通用风室装置为：

- a) 进口侧试验风室装置；
- b) 出口侧试验风室装置。

对于采用进口或出口风室进行的试验，给出了多个流量控制和测量的方法，针对每种情况并结合各条款和示图规定了详细的流量测量方法。

通用方法包含所用测量方法和参数计算，可用于确定 A 型装置通风机性能，同时，还有进口风室装置流量测定的多种方法和出口风室装置流量测定的两种方法，见 30.2 和 30.3。

假设风室足够大，则马赫数的影响可以忽略。

一般情况下，此方法适用于符合本标准的所有通风机。

当基准马赫数小于 0.15、压比小于 1.02 时，可以使用简化方法。

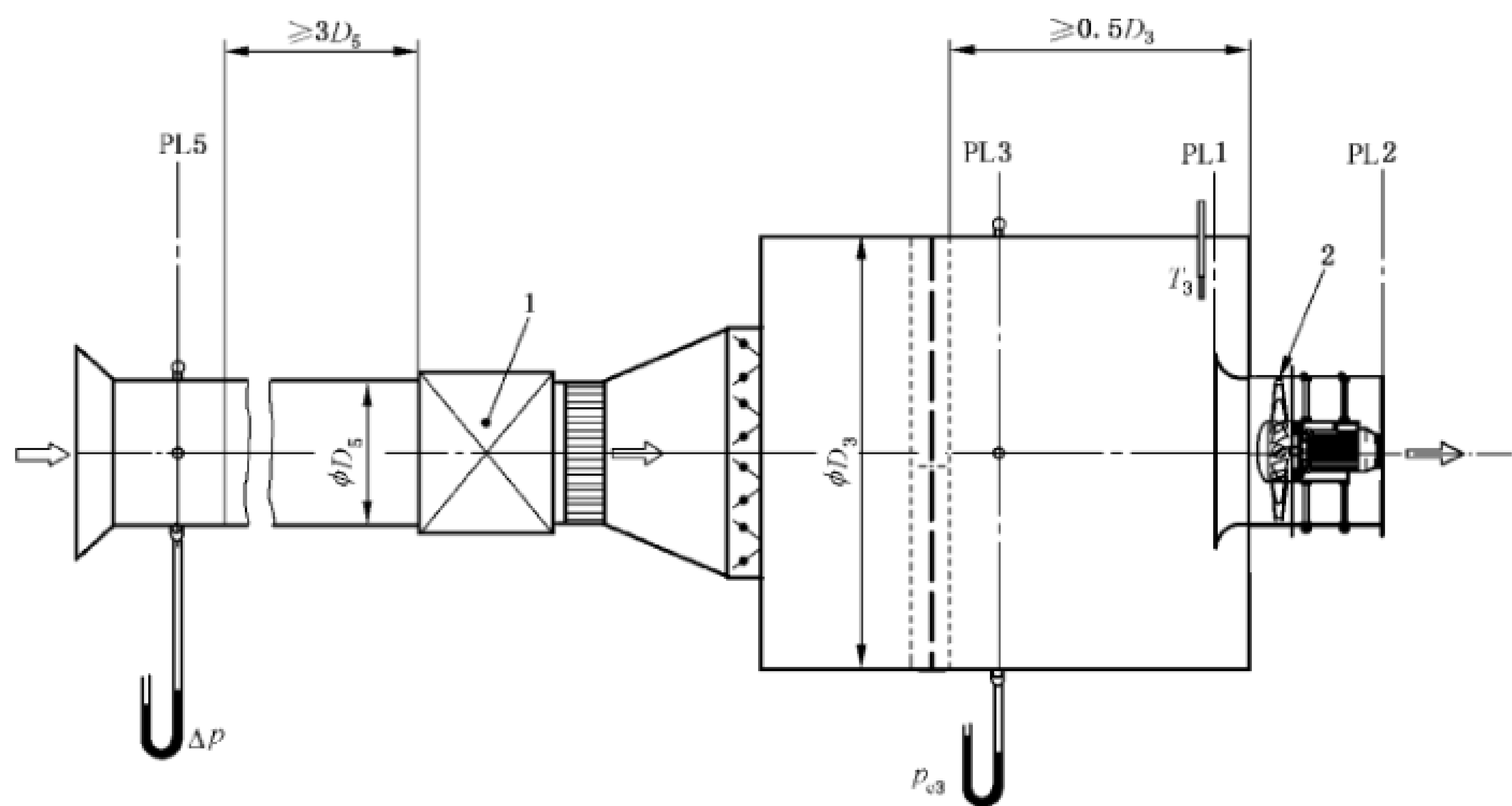
此种情况时的方法由 30.2.4 给出。

30.2 进口侧试验风室

30.2.1 流量测定

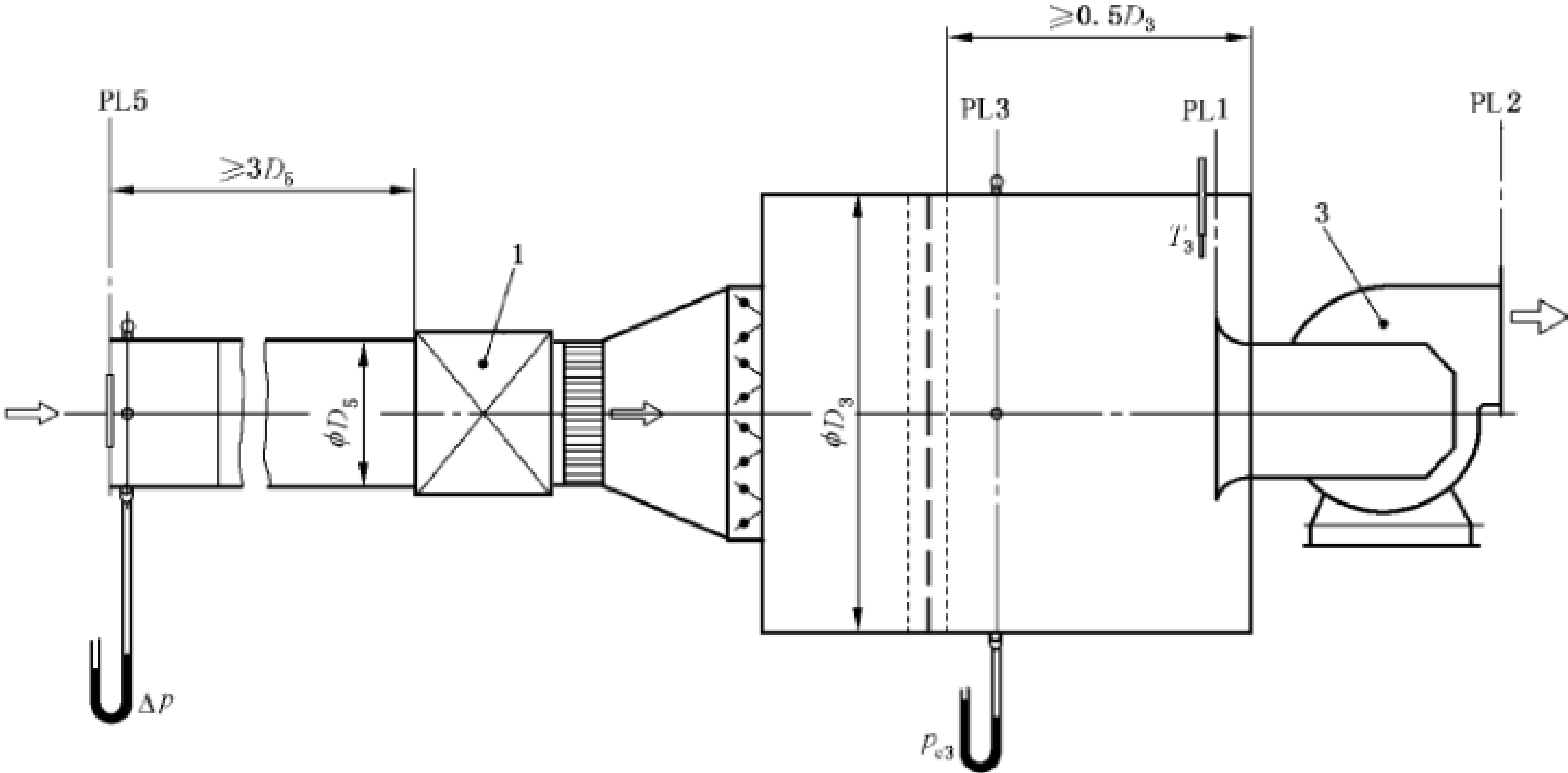
流量可由下列方法测定：

- 锥形或弧形进口，见图 40 a)；
- 带有壁测孔的进口孔板，见图 40 b)；
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板，见图 40 c)；
- 毕托静压管横动法，见图 40 d)；
- 风室内多喷嘴，见图 40 e)；
- 风室内孔板，见图 40 e)和 20 e)。

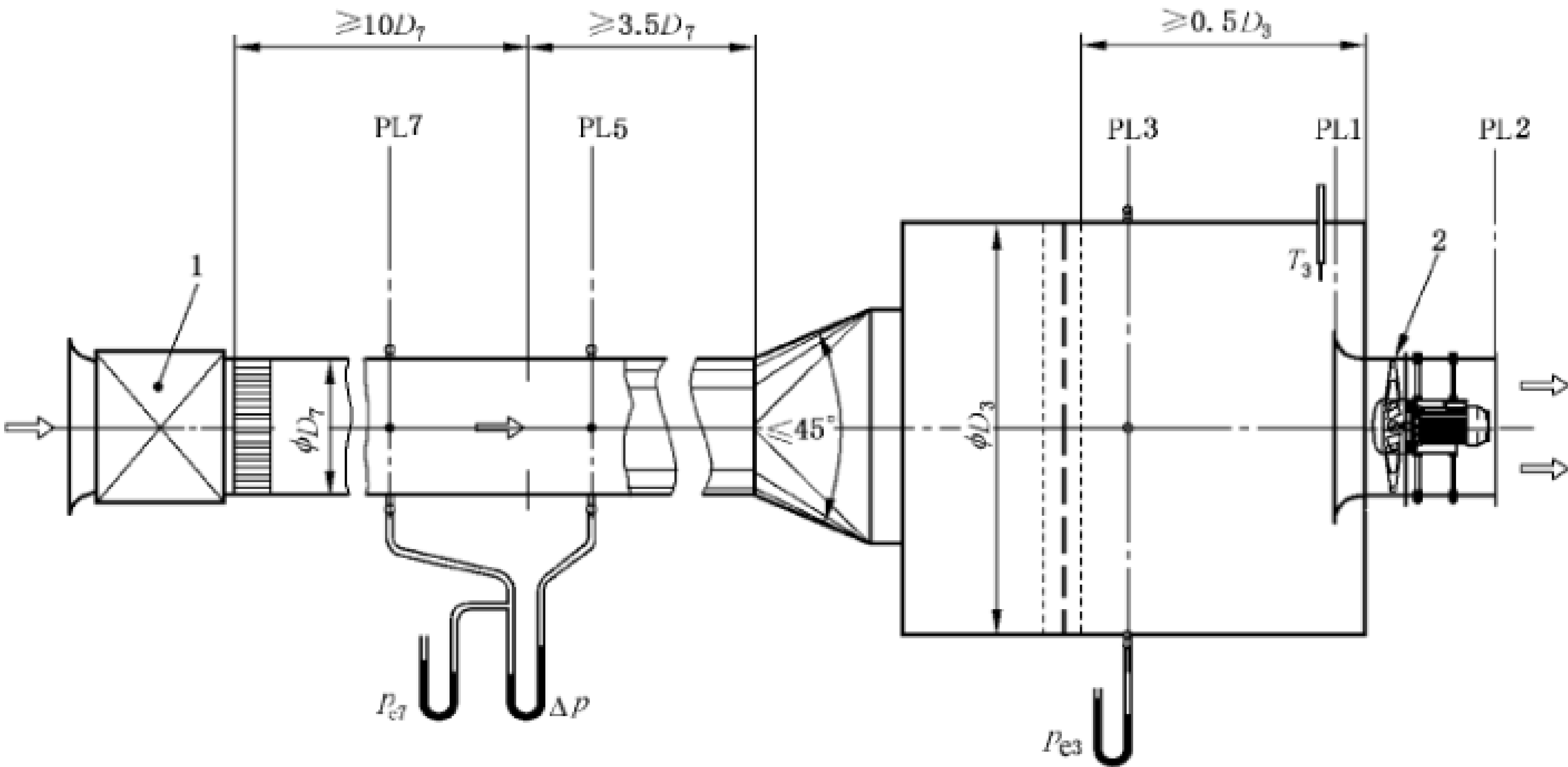


a) 采用 ISO 锥形或弧形进口测定流量

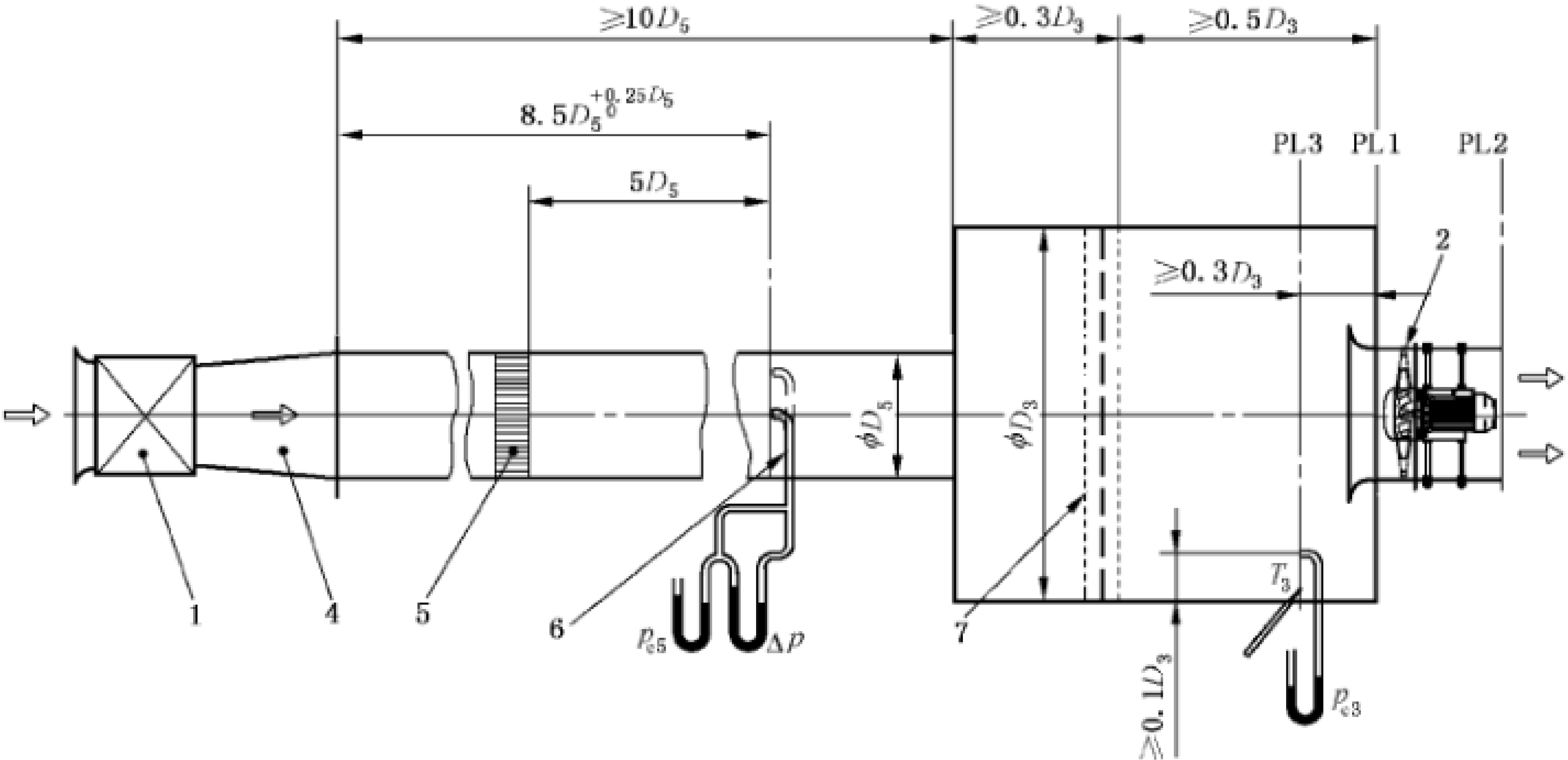
图 40 A 型试验装置(进口侧试验风室)



b) 采用带有壁测孔的进口孔板测定流量



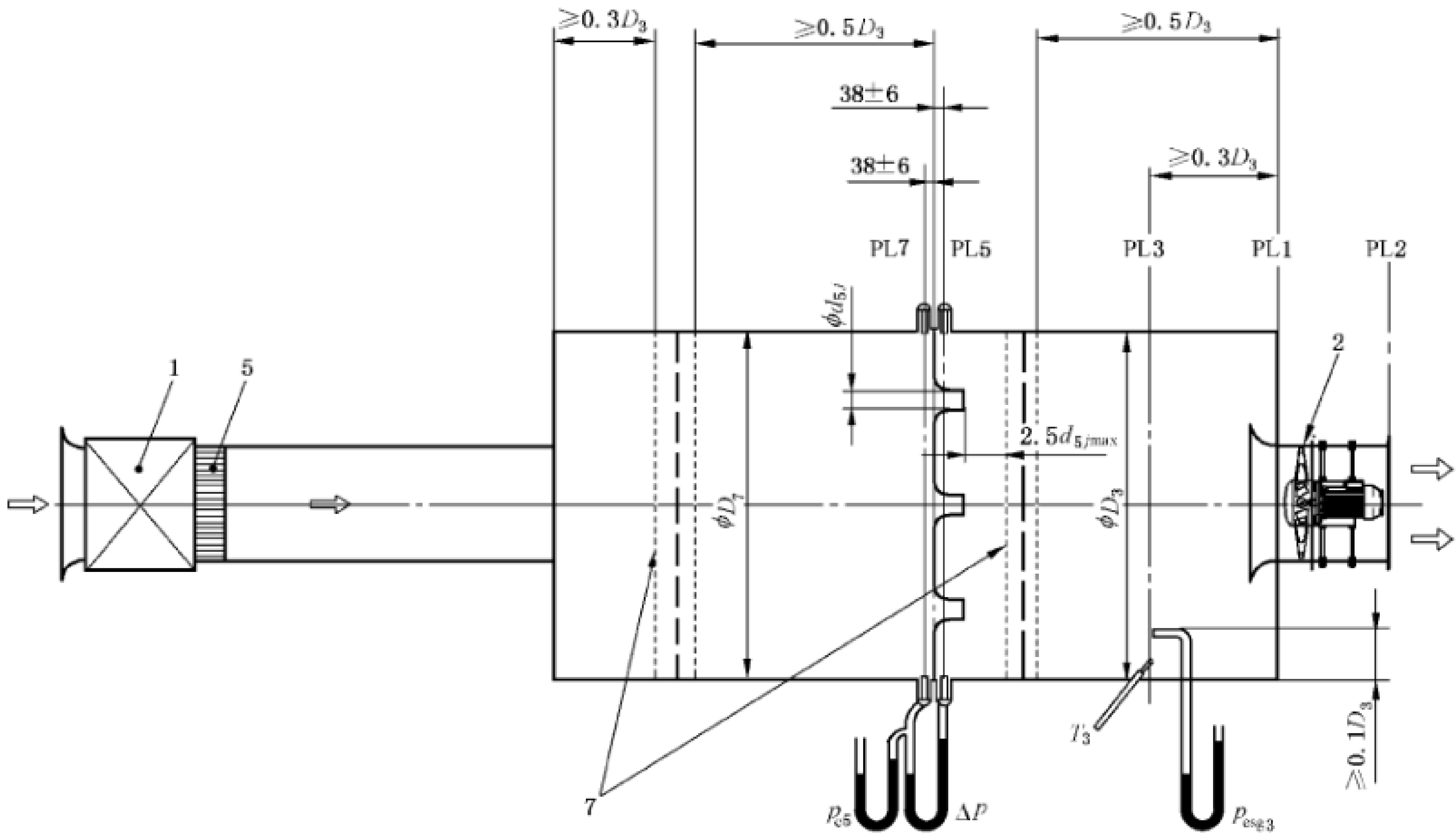
c) 带有 D 和 $0.5D$ 壁测孔的管道内孔板测定流量



d) 采用毕托静压管横动法测定流量

图 40 (续)

单位为毫米



e) 采用多喷嘴风室测定流量

- 说明：
- 1——辅助通风机；
 - 2——试验通风机(图示为带有整体进气箱的离心式通风机)；
 - 3——试验通风机(图示为管道轴流式)；
 - 4——过渡段；
 - 5——整流器；
 - 6——毕托静压管横动；
 - 7——稳流装置。
- 注：对于平面的说明见 4.2。

图 40 (续)

30.2.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

- 测量：
- 转速 N ，或旋转频率 n ；
 - 功率 P_a 、 P_o 或 P_e ，并估算叶轮功率(见 10.4)以及辅助通风机功率 P_{ex} ；
 - 流量计差压 Δp ；
 - 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e5} ；
 - 图 40 中的风室压力 p_{e3} 以及图 40 d)、e)中的风室滞止压力；
 - 风室温度 T_3 。
- 在试验环境内测量：
- 通风机平均高度处的大气压力 p_a ；
 - 接近通风机进口处的环境温度 T_a ；
 - 干球温度和湿球温度 T_d 、 T_w 。
- 确定环境空气的密度 ρ_a 和湿空气的气体常数 R_w (见第 12 章)。

30.2.3 可压缩流体流动的一般方法

通风机压比大于 1.02、基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 大于 0.15 时(见 14.4.2),应采用本方法。

30.2.3.1 流量计算

30.2.3.1.1 用下列装置测定流量:

——锥形或弧形进口,见第 23 章及图 40 a);

——带有壁测孔的进口孔板,见第 24 章及图 40 b)。

管道内流量计下游为控制装置、或带有控制装置的辅助通风机。

假定:

$$p_7 = p_a = p_u$$

$$\Theta_{\text{sg}7} = \Theta_7 = T_a + 273.15$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

在按照 12.3 计算空气动力黏度、流经流量计的雷诺数首次近似计算之后,流量系数 α 和膨胀系数 ϵ 或复合系数 $\alpha\epsilon$,对于锥形或弧形进口,可根据 23.4 和图 19 确定;对于管道内带有壁测孔的孔板,可按照 24.5 确定。

质量流量可由下式给出:

$$q_m = \alpha\epsilon\pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_7 \Delta p}$$

当 α 是雷诺数 Re_d 或 Re_D 的函数时, α 随 Re_d 或 Re_D 的变化应在上式中予以考虑。

30.2.3.1.2 采用带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板测定流量,见 24.7 及图 40 c)。

控制装置或带有控制装置的辅助通风机置于流量计上游。

假设:

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\Theta_{\text{sg}7} = \Theta_{\text{sg}3} = T_3 + 273.15 = \Theta_a + \frac{P_{\text{tx}} (\text{或 } P_{\text{cx}})}{q_m c_p}$$

$$\Theta_7 = \Theta_{\text{sg}7} - \frac{q_m^2}{2A_7^2 \rho_7^2 c_p}$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量由下式确定:

$$q_m = \alpha\epsilon \frac{\pi d_5^2}{4} \sqrt{2\rho_7 \Delta p}$$

膨胀系数按照 24.7 和 24.8 确定。

估算流量计雷诺数:

$$Re_{d5} = \frac{\alpha\epsilon d_5 \sqrt{2\rho_7 \Delta p}}{(17.1 + 0.048 T_7)} \times 10^6$$

或

$$Re_{D7} = Re_{d5} \beta$$

对于带有 D 和 $D/2$ 管道内孔板,其流量系数 α 或复合系数 $\alpha\epsilon$ 按照 24.7 和图 21 确定。

采用 $\Theta_7 = \Theta_{\text{sg}7}$,可以得到 q_m 的初次近似值;可以确定 Θ_7 ,并计算新的 α 和 q_m 的数值。

两次迭代足以达到 10^{-3} 的计算精度。

30.2.3.1.3 采用毕托静压管横动法测定流量[见第 25 章及图 40 d)]。

控制装置或带有控制装置的辅助通风机置于流量测量管道的上游。

假设:

$$p_5 = p_{e5} + p_a$$

$$p_{e5} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e5j}$$

$$\Theta_{sg5} = \Theta_{sg3} = T_3 + 273.15$$

可以测量试验管道内的温度 T_5 , 并将其视作滞止温度, 但最好是测量风室内的温度 T_3 。

平均差压由下式给出(见 25.5):

$$\Delta p_m = \left[\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right]^2$$

质量流量由下式确定:

$$q_m = \alpha \epsilon A_5 \sqrt{2 \rho_5 \Delta p_m}$$

式中,

$$\rho_5 = \frac{p_5}{R_w \Theta_5}$$

$$\epsilon = \left[1 - \frac{1}{2\kappa} \frac{\Delta p_m}{p_5} + \frac{\kappa+1}{6\kappa^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_5} \right)^2 \right]^{1/2}$$

α 为雷诺数 Re_{D5} 的函数, 非常接近于 0.99(见 25.6)。

采用 $\alpha = 0.99$ 进行 q_m 的初次近似计算, 然后根据 α 的变化予以修正。

30.2.3.1.4 采用风室内多喷嘴测定流量[见第 22 章及图 40 e)]。

控制装置或带有控制装置的辅助通风机置于风室上游。

假设:

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} = \Theta_7 = T_3 + 273.15$$

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

$$\beta = \frac{d_5}{D_7} \approx 0$$

按照 22.4, 质量流量由下式给出:

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left(C_j \frac{d_{5j}^2}{4} \right) \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

式中:

ϵ ——按照 22.4.3 和表 5 的膨胀系数;

C_j ——第 j 个喷嘴的排出系数, 是喷嘴喉部雷诺数 Re_{d5j} 的函数;

$$\beta = 0, C_j = \alpha_j;$$

$C_j = \alpha_j$ 的计算是按照 22.4.2 和表 4;

n ——喷嘴数量。

对于每个喷嘴, 其喉部雷诺数 Re_{d5} 由下式估算:

$$Re_{d5j} = \frac{\epsilon C_j d_{5j} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_7} \times 10^6$$

用 $C_j = 0.95$, 初次估算质量流量后, 修正排出系数 C_j 。

30.2.3.1.5 采用带有壁测孔的风室内孔板测定流量[见 24.8.1 及图 40 e)和图 20 e)]。

用孔板替代文丘里多喷嘴。

假设:

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_7 = T_3 + 273.15$$

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

$$\beta = \frac{d_5}{D_7} < 0.25$$

按照 24.5, 质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

其中, $\alpha \epsilon$ 按照 24.5 确定。

30.2.3.2 通风机压力计算

30.2.3.2.1 通风机进口压力

假设:

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = T_3 + 273.15 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

按照 14.5 和 14.6:

$$p_{sg1} = p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_3 + \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_3^2 \rho_3} = p_{sg3}$$

或

$$p_{esg1} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_{e3} + \frac{1}{2} \frac{q_m^2}{A_3^2 \rho_3} = p_{esg3}$$

此关系式对图 40 a)~图 40 d) 所示装置有效; 对于图 40 e) 所示装置, 滞止压力 p_{esg3} 由毕托静压管测量, 且

$$p_{sg1} = p_{esg3} + p_a = p_{sg3}$$

$$p_{esg1} = p_{esg3}$$

$$p_{e3} < 0, p_{esg1} < 0$$

按照 14.4.3.2 和 14.5.2, 可以确定 Ma_1 、 Θ_1/Θ_{sg1} 和 p_1 。

进口静压由下式给出:

$$p_1 = p_{sg1} - p_{d1} f_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - p_{d1} f_{M1} = p_{esg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1} = p_1 - p_a$$

马赫系数 f_{M1} 按照 14.5.1 计算。

30.2.3.2.2 通风机出口压力

在通风机出口, p_2 等于大气压 p_a , 且

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r (\text{或 } P_c)}{q_m c_p}$$

按照 14.4.3.1 计算 Ma_2 和 Θ_2 :

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

按照 14.5.1 计算 f_{M2} 。

也可以写成:

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

30.2.3.2.3 通风机压力

通风机静压 p_{sfA} 由下式给出:

$$p_{sfA} = p_2 - p_{sg1} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

通风机压力 p_{fA} 为:

$$p_{fA} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - p_{sg1}$$

$$p_{fA} = p_{esg2} - p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - p_{esg1}$$

30.2.3.3 通风机容积流量计算

在试验条件下,由下式计算容积流量:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

30.2.3.4 通风机空气功率计算

30.2.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

按照 14.8.1,通风机单位质量静功由下式给出:

$$W_{msA} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

通风机单位质量功为:

$$\begin{aligned} W_{mA} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \right] \end{aligned}$$

通风机静空气功率和通风机空气功率 P_{usA} 、 P_{uA} 由下列方程给出:

$$P_{usA} = q_m \cdot W_{msA}$$

$$P_{uA} = q_m \cdot W_{mA}$$

30.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性系数计算

按照 14.8.2:

$$P_{\text{us}\Lambda} = q_{V\text{sgl}} \cdot p_{\text{sf}\Lambda} \cdot k_{\text{ps}}$$

$$P_{\text{u}\Lambda} = q_{V\text{sgl}} \cdot p_{\text{f}\Lambda} \cdot k_{\text{p}}$$

压缩性系数 k_{p} 和 k_{ps} 可由以下两个等效方法确定(见 14.8.2.1 和 14.8.2.2)。

a) 第一种方法:

$$k_{\text{ps}} (\text{或 } k_{\text{p}}) = \frac{Z_{\text{k}} \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_{\text{k}} (r - 1)]}$$

其中,对于通风机静空气功率:

$$r = 1 + \frac{p_{\text{sf}\Lambda}}{p_{\text{sgl}}},$$

或,对于通风机空气功率:

$$r = 1 + \frac{p_{\text{f}\Lambda}}{p_{\text{sgl}}}$$

对于通风机静空气功率或通风机空气功率:

$$Z_{\text{k}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{V\text{sgl}} (p_{\text{sf}\Lambda} \text{ 或 } p_{\text{f}\Lambda})}$$

b) 第二种方法

$$k_{\text{ps}} \text{ 或 } k_{\text{p}} = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_{\text{p}}}{\ln(1+Z_{\text{p}})}$$

其中,对于通风机静空气功率或通风机空气功率:

$$x = r - 1 = \frac{p_{\text{sf}\Lambda}}{p_{\text{sgl}}} \text{ 或 } \frac{p_{\text{f}\Lambda}}{p_{\text{sgl}}}$$

$$Z_{\text{p}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{V\text{sgl}} p_{\text{sgl}}}$$

30.2.3.5 效率计算

按照 14.8.1,效率由下列各式给出:

$$\text{——通风机静效率: } \eta_{\text{sr}\Lambda} = \frac{P_{\text{us}\Lambda}}{P_{\text{r}}}$$

$$\text{——通风机效率: } \eta_{\text{r}\Lambda} = \frac{P_{\text{u}\Lambda}}{P_{\text{r}}}$$

$$\text{——通风机静轴效率: } \eta_{\text{sa}\Lambda} = \frac{P_{\text{us}\Lambda}}{P_{\text{a}}}$$

$$\text{——通风机轴效率: } \eta_{\text{a}\Lambda} = \frac{P_{\text{u}\Lambda}}{P_{\text{a}}}$$

30.2.4 简化方法

基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15、压比小于 1.02(见 14.8.5),流经通风机的空气可以视作不可压缩。

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sgl}} = \Theta_3 = \Theta_{\text{sg3}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}}$$

$$\rho_1 = \rho_2$$

$$f_{\text{M1}} = f_{\text{M2}} = 1$$

$$k_{\text{p}} = 1$$

30.2.4.1 质量流量计算

质量流量按照 31.2.3.1 确定。

30.2.4.2 通风机压力计算

30.2.4.2.1 通风机进口压力

$$\rho_1 = \rho_{s1} = \rho_{s3} = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{s1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_{s3}} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{es1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_1 = p_{s1} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

或

$$p_{e1} = p_{es1} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

图 40 e) 所示情况除外, 此情形时的滞止压力 p_{es3} 测量得到, 且 $p_{es1} = p_{es3}$ 或 $p_{s1} = p_{s3}$ 。

30.2.4.2.2 通风机出口压力

在通风机出口:

$$p_2 = p_a$$

$$p_{e2} = 0$$

$$p_{s2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

或

$$p_{es2} = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

30.2.4.2.3 通风机压力

通风机压力由下列方程给出:

$$p_{s1A} = p_2 - p_{s1} = p_a - p_{s1} = -p_{es1}$$

$$\begin{aligned} p_{1A} = p_{s2} - p_{s1} &= p_2 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left[p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \right] \\ &= \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left[p_{e3} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \right] \end{aligned}$$

30.2.4.3 容积流量计算

进口状态下容积流量由下式确定:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

30.2.4.4 通风机空气功率计算

通风机空气功率由下列方程确定:

$$P_{usA} = q_{Vsg1} \cdot p_{s1A}$$

$$P_{uA} = q_{Vsg1} \cdot p_{1A}$$

30.3.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

测量:

- 转速 N , 或旋转频率 n ;
- 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e , 并估算叶轮功率(见 10.4);
- 流量计差压 Δp ;
- 上游压力 p_{e6} ;
- 风室压力 p_{e4} ;
- 风室温度 T_4 。

在试验空间内测量:

- 通风机平均高度处的大气压 p_a ;
- 接近进口处的环境温度 T_a ;
- 干、湿球温度 T_d 、 T_w 。

按照第 12 章确定环境空气的密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w 。

30.3.3 可压缩流体流动的一般方法

通风机压比大于 1.02、基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 时(见 14.4.2), 应采用本方法。

30.3.3.1 质量流量计算

30.3.3.1.1 采用风室内多喷嘴测定质量流量(见第 22 章和图 41)。

风室下游设置控制装置或带有控制装置的辅助通风机。

假设:

$$p_6 = p_a + p_{e6}$$

$$\Theta_6 = T_6 + 273.15 = \Theta_{sg6}$$

$$\frac{d_8}{D_6} = \beta \approx 0$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

按照 22.4, 质量流量由下式给出:

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left(C_j \frac{d_{8j}^2}{4} \right) \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}$$

其中,

ϵ ——按照 22.4.3 和表 5 的膨胀系数;

C_j ——第 j 各喷嘴的排出系数, 为喷嘴喉部雷诺数 Re_{d8j} 的函数, 见 22.4;

$\beta=0$ 、 $C_j=\alpha_j$

$C_j=\alpha_j$ 的计算按照 22.4 和表 4 进行;

n ——喷嘴数量, 对于风室末端单个喷嘴, 等于 1。

对于每个喷嘴的喉部雷诺数 Re_{d8} 按下式估算:

$$Re_{d8j} = \frac{\epsilon C_j d_{8j} \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

取 $C_j=0.95$,

在对质量流量进行初次估算后, 根据雷诺数的变化对排出系数 C_j 予以修正。

30.3.3.1.2 采用带有壁测孔的风室内孔板测定质量流量,见 24.8.1 和图 20 e)、f)以及图 41。

假设:

$$p_6 = p_a + p_{c6}$$

$$\Theta_6 = T_6 + 273.15 = \Theta_{sg6}$$

$$\frac{d_8}{D_6} = \beta < 0.25$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

按照 24.5,质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_8^2}{4} \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}$$

其中 $\alpha \epsilon$ 按照 24.5 和 24.8.1 确定。

30.3.3.2 通风机压力计算

30.3.3.2.1 通风机出口压力

$$p_2 = p_4 = p_{c4} + p_a$$

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg4} = T_4 + 273.15 = \Theta_{sg5}$$

马赫数 Ma_2 和温度 Θ_2 按照 14.4.3.1 和图 4 确定。

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} \frac{Ma_2}{Ma_{sg2}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_4}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

或

$$p_{esg2} = p_{e2} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

按照 14.5.1 确定 f_{M2} 。

30.3.3.2.2 通风机进口压力

$$p_{sg1} = p_a; p_{esg1} = 0$$

$$\Theta_{sg1} = T_a + 273.15$$

马赫数 Ma_1 、密度比 ρ_{sg1}/ρ_1 以及马赫系数 f_{M1} 按照 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5.1 计算。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

30.3.3.2.3 通风机压力

通风机静压 p_{sfA} 和通风机压力 p_{fA} 由下列方程给出:

$$p_{sfA} = p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{c2}$$

$$p_{\text{fA}} = p_{\text{sg2}} - p_{\text{sg1}} = p_{\text{csg2}} - p_{\text{csg1}} = p_{\text{csg2}}$$

$$\rho_{\text{m}} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_{\text{m}}}$$

30.3.3.3 容积流量计算

试验状态下容积流量按下式确定：

$$q_{V\text{sg1}} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg1}}}$$

$$\text{其中, } \rho_{\text{sg1}} = \frac{p_{\text{a}}}{R_{\text{w}} \Theta_{\text{sg1}}}$$

30.3.3.4 基准马赫数小于 0.15 和压比小于 1.02 (见 14.8.5)

流经通风机和试验风道的空气可以视作不可压缩。

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_4 = \Theta_{\text{sg4}} = \Theta_{\text{u}} = \Theta_{\text{a}} = T_{\text{a}} + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2$$

$$f_{\text{M1}} = f_{\text{M2}} = 1$$

$$k_p = 1$$

30.3.3.4.1 质量流量计算

按照 31.3.3.1 确定质量流量。

30.3.3.4.2 通风机压力计算

30.3.3.4.2.1 通风机出口压力

$$\rho_1 = \rho_{\text{sg1}} = \rho_2 = \rho_{\text{sg2}} = \rho_4 = \rho_{\text{u}} = \rho_{\text{a}} = \frac{p_{\text{a}}}{R_{\text{w}} \Theta_{\text{a}}}$$

$$p_{\text{sg2}} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

或

$$p_{\text{csg2}} = p_{\text{e4}} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

30.3.3.4.2.2 通风机进口压力

$$p_1 = p_{\text{sg1}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{\text{e1}} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

30.3.3.4.2.3 通风机压力

通风机压力由下列方程给出：

$$p_{\text{sfA}} = p_2 - p_{\text{sg1}} = p_4 - p_{\text{a}} = p_{\text{e4}}$$

$$p_{\text{fA}} = p_{\text{sg2}} - p_{\text{sg1}} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{\text{a}}$$

$$=p_{e4}+\frac{1}{2\rho_1}\left(\frac{q_m}{A_2}\right)^2=p_{esg4}$$

30.3.3.4.3 容积流量计算

$$q_{Vsg1}=\frac{q_m}{\rho_{sg1}}=\frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w\Theta_{sg1}}\right)}$$

30.3.3.4.4 通风机空气功率计算

通风机空气功率由下列公式给出：

$$P_{usA}=q_{Vsg1}\cdot p_{sfA}$$
$$P_{uA}=q_{Vsg1}\cdot p_{fA}$$

30.3.3.4.5 通风机效率计算

按照 14.8.1 计算通风机各项效率。

30.3.4 试验条件下通风机的性能

在试验条件下,通风机的性能为：

- 进口容积流量, q_{Vsg1} ；
- 通风机静压, p_{sfA} ；
- 通风机压力, p_{fA} ；
- 通风机效率, η_{sfA} 或 η_{fA} 。

31 带有出口侧试验管道的标准试验方法——B 型装置

31.1 通风机装置类型

通风机的两种常规装置为：

- 带有防旋流装置的出口试验管道,在防旋流装置下游测量压力；
- 出口短管道型式, $2D$ 或 $3D$ 长、不带防旋流装置,不在该管道上进行测量,下游连接出口风室以及流量计;用此种方法所获得的结果会与使用出口公用风道所获得的结果有一定程度的差异。

对于第一种情况,有 4 种方法可用于在试验管道中控制和测量流量,对第二种情况有 2 种方法;对于每一种情况,规定了流量测量方法,以及相应条款和示图详述流量测量方法。

采用 B 型装置测定通风机性能的一般方法包括需要测量的参数以及计算的数值,在 31.2.3 ~ 31.2.3.5 中给出;通常,所有符合本标准的通风机均适用于本方法。

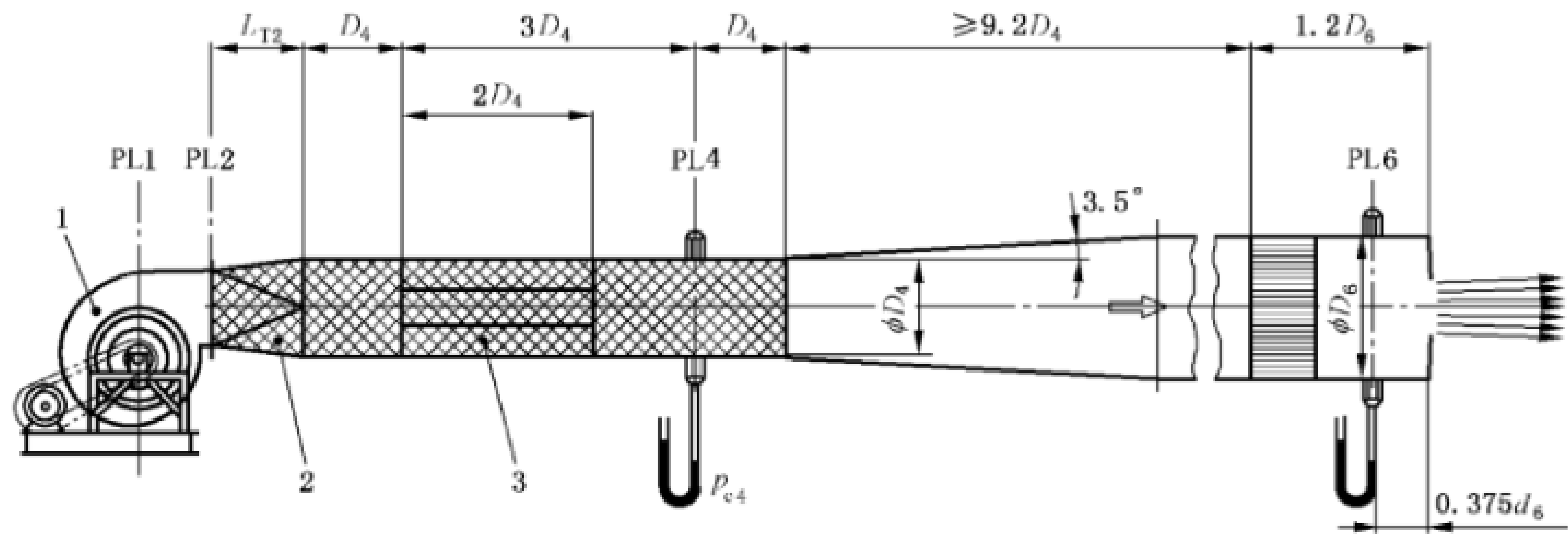
当基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15、压比小于 1.02 时,可以采用简化方法,对于这种情况,可使用 31.2.4 给出的方法。

31.2 带有防旋流装置的出口侧试验管道

31.2.1 质量流量的测定

采用下列方法测定质量流量：

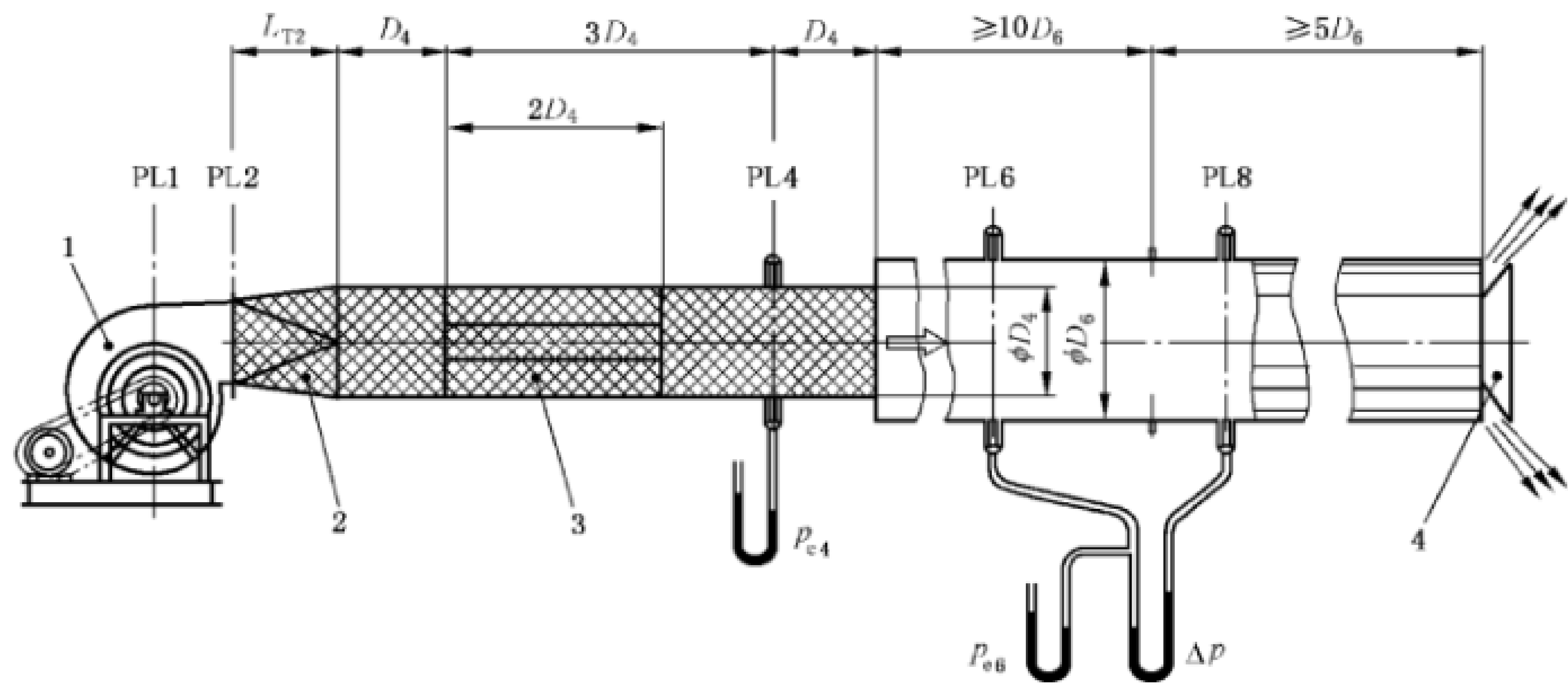
- 带有壁测孔的出口孔板,见 24.8 和图 42 a);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见 24.7 和图 42 b);
- 毕托静压管横动法,见第 25 章和图 42 c);
- 风室内多喷嘴,见第 22 章和图 42 d)。



说明:

- 1——试验通风机(所示为开式进口离心式);
- 2——方变圆过渡段;
- 3——整流器(仅当存在旋流时需要)。

a) 采用出口孔板测定流量

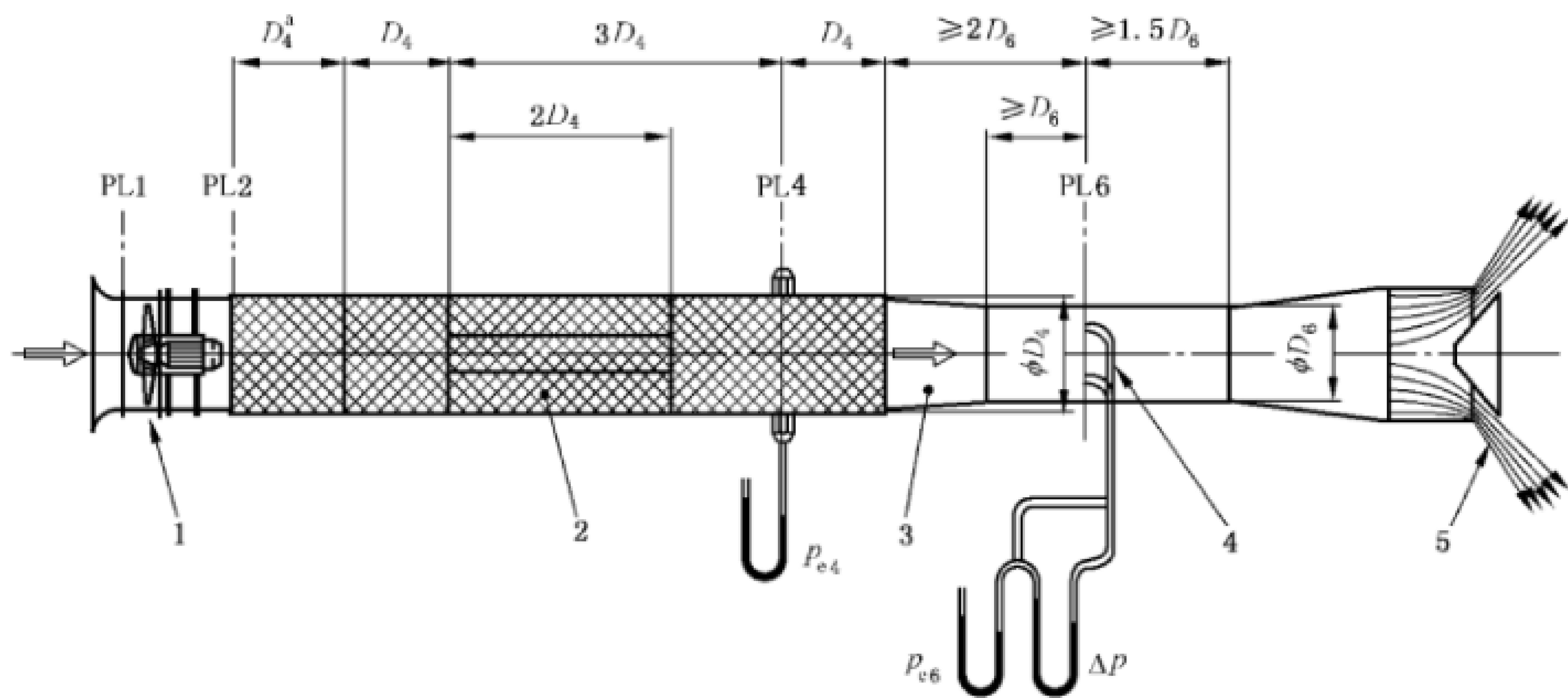


说明:

- 1——试验通风机(图示为开式进口离心式);
- 2——方接圆过渡段;
- 3——整流器(仅当存在旋流时需要)(图示为星形整流器);
- 4——节流装置。

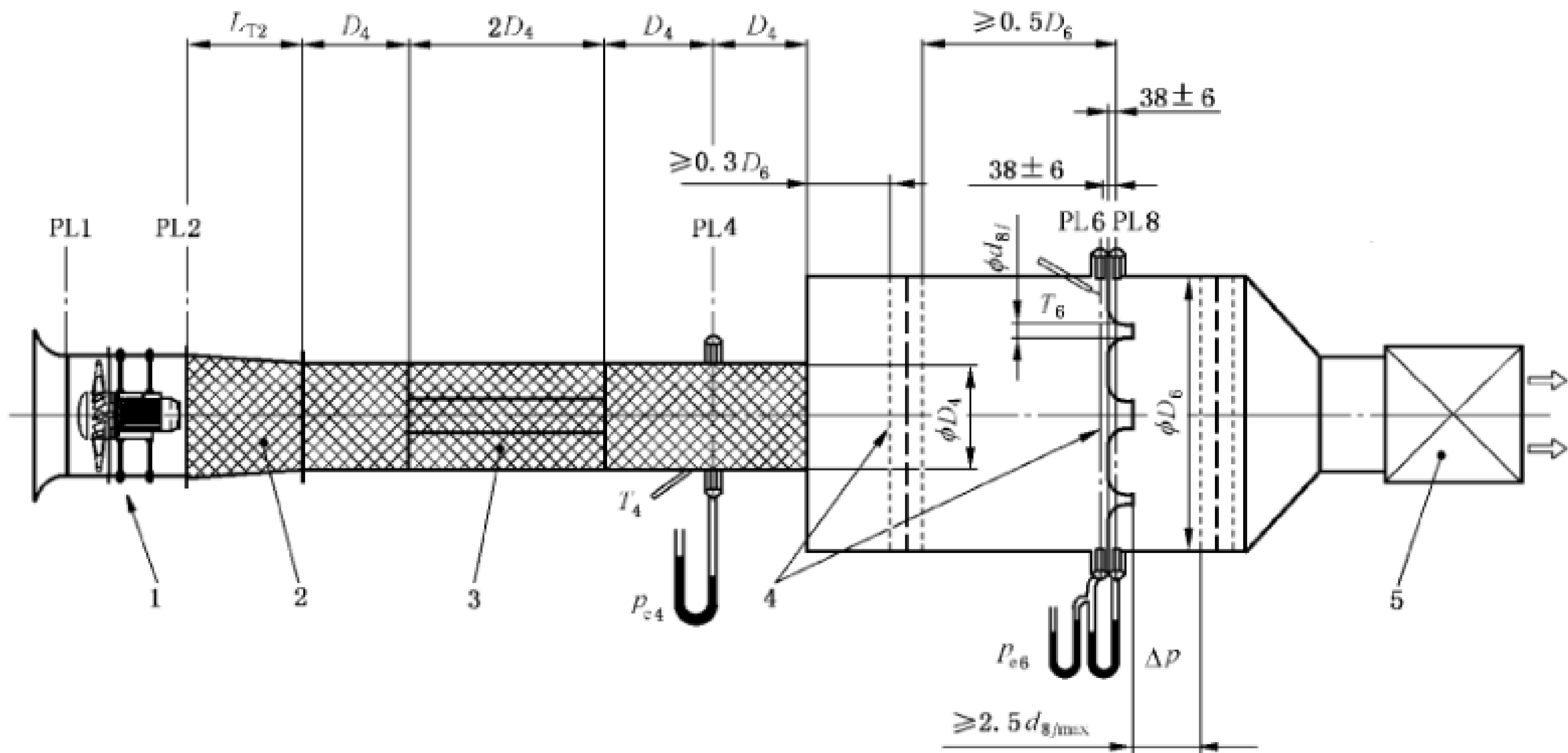
b) 采用带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板测定流量

图 42 B 型试验装置(带有防旋流装置)



- 说明：
- 1——试验通风机(图示为管道轴流式)；
 - 2——整流器(仅当存在旋流时需要)(图示为星形整流器)；
 - 3——过渡段, $D_6 \neq D_4$ 时收缩, 夹角为 20° ；
 - 4——毕托静压管横动；
 - 5——节流装置。
- ^a 当要求适应面积或形状变化时, 长度为 D_4 的此圆形风道段可以按照第 30 章用过渡段替代。

c) 采用毕托静压管横动法测定流量



- 说明：
- 1——试验通风机(图示为导叶轴流式)；
 - 2——过渡段；
 - 3——整流器(仅当存在旋流时需要)(图示为星形整流器)；
 - 4——稳流装置；
 - 5——辅助通风机。

d) 采用风室内多喷嘴测定流量

图 42 (续)

31.2.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

测量：

- 转速 N , 或旋转频率 n ;
- 输入功率 P_s 、 P_o 或 P_e , 并估算叶轮功率(见 10.4);
- 出口压力 p_{e1} ;
- 流量计上游压力 p_{e6} ;
- 差压 Δp ;
- 风室温度 T_6 。

在试验空间内测量:

- 通风机平均高度处的大气压 p_a ;
- 接近通风机进口处的环境温度 T_a ;
- 干、湿球温度 T_d 、 T_w 。

确定环境空气的密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w (见第 12 章)。

31.2.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15、压比大于 1.02 时, 应采用本方法。

31.2.3.1 质量流量计算

31.2.3.1.1 采用下列方法测定质量流量:

- 带有壁测孔的出口孔板, 见 24.8 和图 42 a);
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板, 见 24.7 和图 42 b)。

用于压力和流量测量的出口试验管道下游装有控制装置或带有控制装置的辅助通风机。

a) 不测量试验管道内的温度 T_4 或 T_6 。

这是通常的方法。

假设:

$$p_6 = p_{e6} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = T_a + 273.15$$

$$\Theta_{sg6} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} - \frac{q_m^2}{2A_6^2 \rho_6^2 c_p} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p} - \frac{q_m^2}{2A_6^2 \rho_6^2 c_p}$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

但是 Θ_6 、 Θ_{sg6} 和 q_m 均未知。

质量流量由下式确定:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_8^2}{4} \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}$$

式中:

ϵ ——按照 24.7 和 24.8 确定的膨胀系数;

α ——流量系数, 为雷诺数 Re_{d8} 或 Re_{D6} 的函数, 雷诺数由下式估算:

$$Re_{d8} = \frac{\alpha \epsilon d_8 \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

或

$$Re_{D6} = \frac{\alpha \epsilon \beta d_6 \sqrt{2 \rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

α 或复合系数 $\alpha\epsilon$ 按照 24.7、24.8 和图 21、图 22、图 23 确定；应由 Θ_6 的初始值： $\Theta_6 = \Theta_{sg6} = \Theta_{sg1}$ ，通过采用迭代方法，计算 Θ_6 、 ρ_6 、 Re_{d6} 或 Re_{D6} 、 α 和 q_m 。

经过三、四次迭代得到的 q_m 足以达到 10^{-3} 的计算精度。

b) 测量得到温度 T_6 ，可将其视作滞止温度 Θ_{sg6} ：

$$\Theta_6 = T_6 + 273.15 - \frac{q_m^2}{2A_6^2 \rho_6^2 c_p}$$

并采用以上方法。

31.2.3.1.2 采用毕托静压管横动法测定流量，见第 25 章和图 42 c)、d)。

注：对于图 42 d) 所示装置，平面 4 和平面 6 相同。

用于测量压力和流量的出口管道下游装有控制装置或带有控制装置的辅助通风机。

假设：

$$p_{c6} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{c6j}$$

$$p_6 = p_{c6} + p_a$$

$$\Theta_{sg6} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r (\text{或 } P_c)}{q_m c_p}$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} \left(\frac{p_6}{p_6 + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

式中：

$$\begin{aligned} \Delta p_m &= \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2 \\ &= \left[\frac{1}{n} (\sqrt{\Delta p_1} + \sqrt{\Delta p_2} + \cdots + \sqrt{\Delta p_n}) \right]^2 \end{aligned}$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量由下式确定：

$$q_m = \alpha \epsilon A_6 \sqrt{2 \rho_6 \Delta p_m}$$

其中， α 为流量系数，是雷诺数 Re_{D6} 的函数，接近 0.99 (见 25.6)。

$$Re_{D6} = \alpha \epsilon D_6 \frac{\sqrt{2 \rho_6 \Delta p_m}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

其中， ϵ 为膨胀系数 (见 25.5)：

$$\epsilon = \left[1 - \frac{1}{2k} \frac{\Delta p_m}{p_6} + \frac{k+1}{6k^2} \left(\frac{\Delta p_m}{p_6} \right)^2 \right]^{1/2}$$

用 $\alpha = 0.99$ 计算 q_m 的初次近似值， ϵ 用以上表达式计算。

用这个 q_m 的值可以计算 Re_{D6} 、 α 和 q_m 的第二数值。

经过二、三次迭代确定的质量流量足以能够达到 10^{-3} 的计算精度。

31.2.3.1.3 采用风室内多喷嘴测定质量流量，见第 22 章和图 42 d)。

用于测量压力和流量的出口管道下游与控制装置或带有流量控制装置的辅助通风机相连接。

可以测量风室内温度 T_6 ：

$$p_6 = p_{c6} + p_a$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} = T_6 + 273.15$$

$$\beta = \frac{d_8}{D_6} = 0$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量由下式给出：

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left(C_j \frac{d_{sj}^2}{4} \right) \sqrt{2\rho_6 \Delta p}$$

式中：

ϵ ——按照 22.4.3 和表 5 的膨胀系数；

C_j ——第 j 个喷嘴的排出系数，为喷嘴喉部雷诺数 Re_{d8j} 的函数，见 22.4；

$\beta=0$ 、 $C_j=\alpha_j$ ；

$C_j=\alpha_j$ ——按照 22.4 和表 4 进行计算；

n ——喷嘴数量，对于风室末端的单个喷嘴，等于 1。

对于每个喷嘴的喉部雷诺数 Re_{d8j} ，可由下式估算：

$$Re_{d8j} = \frac{\epsilon C_j d_{8j} \sqrt{2\rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

采用 $C_j=0.95$ ，

在质量流量初次估算之后，排出系数 C_j 根据雷诺数的变化进行修正。

31.2.3.2 通风机压力计算

31.2.3.2.1 通风机出口压力

假设：

$$p_1 = p_{e1} + p_a$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r (\text{或 } P_e)}{q_m c_p} = \Theta_{sg6} = T_6 + 273.15$$

截面 4 的马赫数以及比值 Ma_4/Ma_{sg4} 按照 14.4.3.1 和图 4 确定。

$$\Theta_4 = \Theta_{sg4} \frac{Ma_4}{Ma_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$f_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1\,600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

截面 2、4 之间的摩擦损失系数 $(\xi_{2-4})_4$ 按照 28.6 和图 35 计算。

通风机出口滞止压力由下式给出：

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

或

$$p_{esg2} = p_{e4} + \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

静态密度 ρ_2 和压力 p_2 按照 14.5.2 计算，按照 14.4.3.2 和图 6 确定 Ma_2 。

$$\begin{aligned} p_2 &= p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} \\ &= p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} \end{aligned}$$

或

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

31.2.3.2.2 通风机进口压力

在通风机进口, $p_{sg1} = p_a$, $\Theta_{sg1} = \Theta_a$, p_1 可以按照 14.5.2 和 14.4.3.2 确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \rho_1 \frac{v_{m1}^2}{2} f_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

按照 14.4.3.2、14.5.2 和图 4、图 5、图 6 计算 Ma_1 和 ρ_1 。

同时有:

$$p_{esg1} = 0$$

$$p_{c1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

31.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fB} 和通风机静压 p_{sfB} 可由下式计算:

$$p_{fB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2}$$

$$p_{sfB} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

以及

$$k_\rho = \rho_1 / \rho_m$$

31.2.3.3 容积流量计算

容积流量按下式计算:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

31.2.3.4 通风机空气功率计算

31.2.3.4.1 通风机单位质量功和通风机空气功率

按照 14.8.1, 通风机单位质量功 W_{mB} 以及通风机单位质量静功 W_{msB} 由下列方程给出:

$$\begin{aligned} W_{mB} &= \frac{p_1 - p_2}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ W_{msB} &= \frac{p_1 - p_2}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_1 - p_2}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{c1}}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} \end{aligned}$$

通风机空气功率 P_{uB} 和通风机静空气功率 P_{usB} 由下列方程给出:

$$P_{uB} = q_m W_{mB}$$

$$P_{usB} = q_m W_{msB}$$

31.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性修正系数计算

按照 14.8.2:

$$P_{\text{uB}} = q_{\text{Vsg1}} p_{\text{fB}} k_{\text{p}}$$

$$P_{\text{usB}} = q_{\text{Vsg1}} p_{\text{sfb}} k_{\text{ps}}$$

压缩性修正系数 k_{p} 和 k_{ps} 可由两个等效的方法确定(见 14.8.2.1 和 14.8.2.2)。

a) 第一种方法

$$k_{\text{ps}} \text{ 或 } k_{\text{p}} = \frac{Z_{\text{k}} \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_{\text{k}}(r - 1)]}$$

式中,对于 k_{p} ,

$$r = 1 + \frac{p_{\text{fB}}}{p_{\text{sg1}}}, Z_{\text{k}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{\text{Vsg1}} p_{\text{fB}}}$$

对于 k_{ps} ,

$$r = 1 + \frac{p_{\text{sfb}}}{p_{\text{sg1}}}, Z_{\text{k}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{\text{Vsg1}} p_{\text{sfb}}}$$

b) 第二种方法

$$k_{\text{ps}} \text{ 或 } k_{\text{p}} = \frac{\ln(1 + x)}{x} \frac{Z_{\text{p}}}{\ln(1 + Z_{\text{p}})}$$

式中,对于 k_{p} , $x = r - 1 = \frac{p_{\text{fB}}}{p_{\text{sg1}}}$

对于 k_{ps} , $x = \frac{p_{\text{sfb}}}{p_{\text{sg1}}}$

$$Z_{\text{p}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{\text{Vsg1}} p_{\text{sg1}}}$$

31.2.3.5 效率计算

按照 14.8.1,各项效率由下列方程计算:

——通风机效率: $\eta_{\text{rC}} = \frac{P_{\text{uB}}}{P_{\text{r}}}$;

——通风机静效率: $\eta_{\text{srC}} = \frac{P_{\text{usB}}}{P_{\text{r}}}$;

——通风机轴效率: $\eta_{\text{aC}} = \frac{P_{\text{uB}}}{P_{\text{a}}}$;

——通风机静轴效率: $\eta_{\text{saC}} = \frac{P_{\text{usB}}}{P_{\text{a}}}$ 。

31.2.4 简化方法

基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15、压比小于 1.02 时,流经通风机和试验风道的气流可以视作不可压缩。

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_{\text{a}} = T_{\text{a}} + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_4 = \rho_6 = \rho_{\text{a}} = \frac{p_{\text{a}}}{R_{\text{w}} \Theta_{\text{a}}}$$

$$f_{\text{M1}} = f_{\text{M2}} = 1$$

$$k_{\text{p}} = 1$$

31.2.4.1 质量流量计算

按照 32.2.3.1 确定质量流量。

31.2.4.2 通风机压力计算

31.2.4.2.1 通风机出口压力

根据以上假设，

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_{sg1} = \rho_2 = \rho_{sg2} = \rho_4 = \rho_6 = \rho_a = \frac{p_a}{R_w \Theta_a} \\ p_{sg2} &= p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4] \\ p_{esg2} &= p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4] \\ p_2 &= p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 \\ p_{c2} &= p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 \end{aligned}$$

31.2.4.2.2 风机进口压力

$$\begin{aligned} p_{sg1} &= p_a \\ p_{esg1} &= 0 \\ p_1 &= p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 \\ p_{c1} &= p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 \end{aligned}$$

31.2.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fB} 和通风机静压 p_{sfB} 可由下列方程确定：

$$\begin{aligned} p_{fB} &= p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{esg2} \\ p_{sfB} &= p_2 - p_{sg1} = p_2 - p_a = p_{c2} \end{aligned}$$

31.2.4.3 容积流量计算

容积流量由下式给出：

$$\begin{aligned} q_{Vsg1} &= \frac{q_m}{\rho_{sg1}} \\ \rho_{sg1} &= \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \end{aligned}$$

31.2.4.4 通风机空气功率计算

按照 14.8.5.6

$$\begin{aligned} P_{uB} &= q_{Vsg1} p_{fB} \\ P_{usB} &= q_{Vsg1} p_{sfB} \end{aligned}$$

31.2.4.5 通风机效率计算

通风机效率如 31.2.3.5 由 P_{uB} 或 P_{usB} 确定。

31.2.5 试验条件下通风机的性能

试验条件下,通风机的性能为:

- 进口容积流量, q_{Vsg1} ;
 - 通风机压力, p_{fB} ;
 - 通风机静压, p_{sfB} 。
- 通风机效率, η_{rB} 或 η_{srB} 。

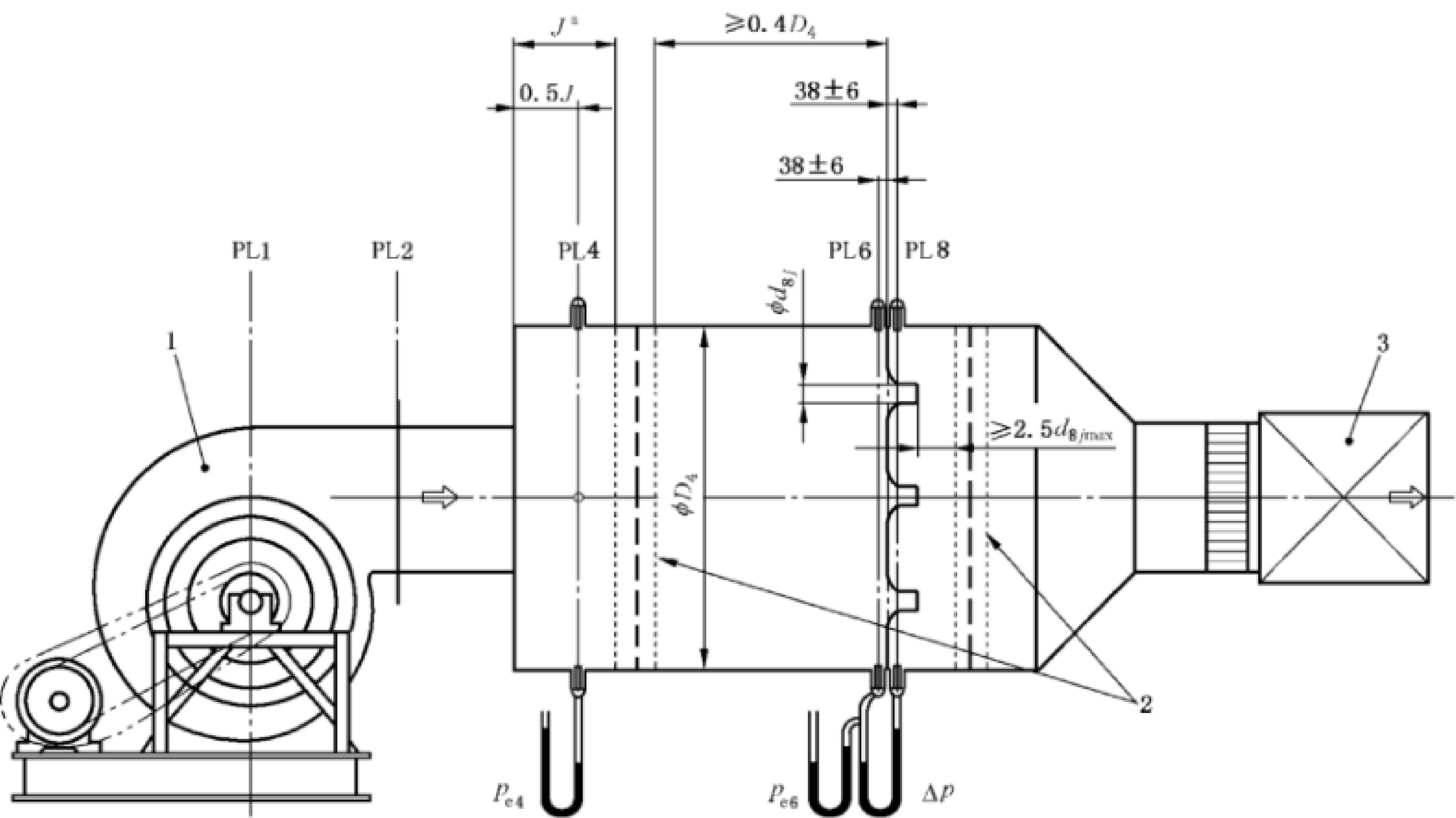
31.3 不带防旋流装置的出口风室试验管道

仅当通风机无出口旋流时,建议使用下列装置。

31.3.1 质量流量测定

采用风室内多喷嘴测定质量流量,见第 22 章和图 43。

尺寸单位:mm



说明:

1——试验通风机;2——稳流装置;3——辅助通风机。

° 对于旋转轴垂直于出口气流方向的通风机,距离 J 应至少等于出口管道直径;对于旋转轴平行于出口气流方向的通风机,距离 J 应至少等于两倍的出口管道直径。

注:截面 PL2 与试验风室的距离,应符合图 36 的要求。

图 43 采用风室内多喷嘴的 B 型试验装置(不带防旋流装置)

31.3.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

- 测量
- 转速 N , 或旋转频率 n ;

- 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e ，并估算叶轮功率(见 10.4)；
- 出口叶轮 p_{e4} ；
- 流量计上游叶轮 p_{e6} ；
- 差压 Δp ；
- 出口温度 T_6 。

在试验环境中测量

- 通风机平均海拔高度处的大气压 p_a ；
- 接近通风机进口处的环境温度 T_a ；
- 干、湿球温度 T_d 和 T_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w (见第 12 章)。

31.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15、压比大于 1.02 时，应采用本方法。

31.3.3.1 质量流量计算

采用风室内多喷嘴测定质量流量，见第 22 章和图 43。

用于压力和流量测量的出口管道下游连接流量控制装置或带有流量控制装置的辅助通风机。

应测量风室内温度：

$$p_6 = p_{e6} + p_a$$

$$\Theta_6 = \Theta_{sg6} = T_6 + 273.15$$

$$\rho_6 = \frac{p_6}{R_w \Theta_6}$$

质量流量由下式给出：

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left[C_j \frac{d_{8j}^2}{4} \right] \sqrt{2\rho_6 \Delta p}$$

式中：

ϵ ——按照 22.4.3 和表 5 的膨胀系数；

C_j ——基于喷嘴喉部雷诺数 Re_{d8j} 的第 j 个喷嘴的排出系数；

$\beta=0$ 、 $C_j = \alpha_j$ ；

$C_j = \alpha_j$ ——按照 22.4 和表 4 计算；

n ——喷嘴数量。

对于每个喷嘴的喉部雷诺数 Re_{d8} 由下式估算：

$$Re_{d8j} = \frac{\epsilon C_j d_{8j} \sqrt{2\rho_6 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_6} \times 10^6$$

取 $C_j = 0.95$ ，

建议仅在通风机无出口旋流时采用这些装置。

在质量流量的首次估算之后，确定并修正排出系数 C_j 。

31.3.3.2 通风机压力计算

31.3.3.2.1 通风机出口压力

假设

$$p_4 = p_{e4} + p_a$$

$$\Theta_{\text{sg}4} = \Theta_{\text{sg}2} = \Theta_{\text{sg}6} = T_6 + 273.15 = \Theta_{\text{sg}1} + \frac{P_r(\text{或 } P_e)}{q_m c_p}$$

截面 2.4 位于出口管道风室进口处(如果没有出口模拟管道,则 $A_{2.4} = A_2$),截面 2.4 处的马赫数 $Ma_{2.4}$ 以及比值 $\Theta_{\text{sg}4}/\Theta_{2.4}$ 按照 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\Theta_{2.4} = \Theta_{\text{sg}4} \frac{\Theta_{2.4}}{\Theta_{\text{sg}4}}$$

$$\rho_{2.4} = \frac{p_4}{R_w \Theta_{2.4}}$$

$$f_{\text{M}2.4} = 1 + \frac{Ma_{2.4}^2}{4} + \frac{Ma_{2.4}^4}{40} + \frac{Ma_{2.4}^6}{1\,600}$$

(见 14.5.1 和图 4)

对于这个试验管道不允许考虑损失容差,截面 2 的滞止压力由下式给出:

$$p_{\text{sg}2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_{2.4}} \left(\frac{q_m}{A_{2.4}} \right)^2 f_{\text{M}2.4}$$

或

$$p_{\text{csg}2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_{2.4}} \left(\frac{q_m}{A_{2.4}} \right)^2 f_{\text{M}2.4}$$

截面 2 的压力 p_2 和静态温度 Θ_2 按照 14.5.2 确定, Ma_2 按照 14.4.3.2 计算。

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

$$p_2 = p_{\text{sg}2} - \rho_2 \frac{v_{\text{m}2}^2}{2} f_{\text{M}2} = p_{\text{sg}2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{\text{M}2}$$

或

$$p_{e2} = p_{\text{csg}2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{\text{M}2}$$

31.3.3.2.2 通风机进口压力

在通风机进口

$$\Theta_{\text{sg}1} = \Theta_a = T_a + 273.15$$

$$p_{\text{sg}1} = p_a$$

按照 14.5.2 确定 p_1 , 按照 14.4.3.2 计算 Ma_1 和 Θ_1 。

$$p_1 = p_{\text{sg}1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{\text{M}1}$$

$$p_{e1} = -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{\text{M}1}$$

31.3.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fB} 和通风机静压 p_{sfb} 可由下列公式计算:

$$p_{\text{fB}} = p_{\text{sg}2} - p_{\text{sg}1} = p_{\text{sg}2} - p_a = p_{\text{csg}2}$$

$$p_{\text{sfb}} = p_2 - p_{\text{sg}1} = p_2 - p_a = p_{e2}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_2 + \rho_1}{2}$$

$$k_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

31.3.3.3 容积流量计算

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

31.3.3.4 通风机空气功率计算

31.3.3.4.1 通风机单位质量功与通风机空气功率

按照 14.8.1, 通风机单位质量功 W_{mB} 和通风机单位质量静功 W_{msB} 由下列公式给出:

$$\begin{aligned} W_{mB} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ W_{msB} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} \end{aligned}$$

通风机空气功率 P_{uB} 和通风机静空气功率 P_{usB} 由下列公式给出:

$$P_{uB} = q_m W_{mB}$$

$$P_{usB} = q_m W_{msB}$$

31.3.3.4.2 通风机空气功率与压缩性系数计算

按照 14.8.2:

$$P_{uB} = q_{Vsg1} p_{fB} k_p$$

$$P_{usB} = q_{Vsg1} p_{sfB} k_{ps}$$

压缩性系数 k_p 和 k_{ps} 可由以下两个等效的方法确定(见 14.8.2.1 和 14.8.2.2)。

a) 第一种方法:

$$k_{ps} \text{ 或 } k_p = \frac{Z_k \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_k (r - 1)]}$$

式中:

$$\text{对于 } k_p, r = 1 + \frac{p_{fB}}{p_{sg1}}$$

$$\text{对于通风机静空气功率, } r = 1 + \frac{p_{sfB}}{p_{sg1}}$$

$$\text{对于通风机空气功率, } Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{fB}}$$

$$\text{对于通风机静空气功率, } Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sfB}}$$

b) 第二种方法:

$$k_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中:

$$x = r - 1 = \frac{p_{\text{fB}}}{p_{\text{sg1}}}, \text{或 } x = \frac{p_{\text{sB}}}{p_{\text{sg1}}}$$

$$Z_{\text{p}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{\text{Vsg1}} p_{\text{sg1}}}$$

31.3.3.5 效率计算

按照 14.8.1, 各项效率由下列公式给出:

$$\text{——通风机效率: } \eta_{\text{rB}} = \frac{P_{\text{uB}}}{P_{\text{r}}};$$

$$\text{——通风机静效率: } \eta_{\text{srB}} = \frac{P_{\text{usB}}}{P_{\text{r}}};$$

$$\text{——通风机轴效率: } \eta_{\text{aB}} = \frac{P_{\text{uB}}}{P_{\text{a}}};$$

$$\text{——通风机静轴效率: } \eta_{\text{saB}} = \frac{P_{\text{usB}}}{P_{\text{a}}}。$$

31.3.4 简化方法

基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15 和压比小于 1.02 (见 14.8.5), 流经通风机和试验风道的空气可以视作不可压缩。

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_4 = \Theta_{\text{sg4}} = \Theta_6 = \Theta_{\text{sg6}} = \Theta_{\text{a}} = T_{\text{a}} + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_4 = \rho_6 = \rho_{\text{a}} = \frac{p_{\text{a}}}{R_{\text{w}} \Theta_{\text{a}}}$$

$$f_{\text{M1}} = f_{\text{M2}} = 1$$

$$k_{\text{p}} = 1$$

31.3.4.1 质量流量计算

按照 32.2.3.1 计算质量流量。

31.3.4.2 通风机压力计算

31.3.4.2.1 通风机出口压力

按照以上假设,

$$\rho_1 = \rho_{\text{sg1}} = \rho_2 = \rho_{\text{sg2}} = \rho_{\text{a}}$$

$$p_{\text{sg2}} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_{\text{m}}}{A_2} \right)^2$$

$$p_{\text{esg2}} = p_{\text{e4}} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_{\text{m}}}{A_2} \right)^2$$

$$p_2 = p_{\text{sg2}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_{\text{m}}}{A_2} \right)^2 = p_4$$

$$p_{\text{e2}} = p_{\text{esg2}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_{\text{m}}}{A_2} \right)^2 = p_{\text{e4}}$$

31.3.4.2.2 通风机进口压力

$$p_{\text{sg1}} = p_{\text{a}}$$

$$\begin{aligned}p_{\text{csg1}} &= 0 \\ p_1 &= p_{\text{sg1}} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 \\ p_{\text{c1}} &= -\frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2\end{aligned}$$

31.3.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fB} 和通风机静压 $p_{\text{s fB}}$ 可由下列公式确定：

$$\begin{aligned}p_{\text{fB}} &= p_{\text{sg2}} - p_{\text{sg1}} = p_{\text{sg2}} - p_{\text{a}} = p_{\text{csg2}} \\ p_{\text{s fB}} &= p_2 - p_{\text{sg1}} = p_2 - p_{\text{a}} = p_{\text{c2}}\end{aligned}$$

31.3.4.3 容积流量计算

容积流量由下式给出：

$$q_{V\text{sg1}} = \frac{q_m}{\rho_{\text{sg1}}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{\text{a}}}{R_{\text{w}} \Theta_{\text{sg1}}} \right)}$$

31.3.4.4 通风机空气功率计算

按照 14.8.5.6：

$$\begin{aligned}P_{\text{uB}} &= q_{V\text{sg1}} p_{\text{fB}} \\ P_{\text{usB}} &= q_{V\text{sg1}} p_{\text{s fB}}\end{aligned}$$

31.3.4.5 通风机效率计算

按照 31.3.3.5，由 P_{uB} 或 P_{usB} 确定通风机效率。

31.3.5 试验条件下通风机性能

在试验条件下，通风机的性能为：

- 进口容积流量， $q_{V\text{sg1}}$ ；
- 通风机压力， p_{fB} ；
- 通风机静压， $p_{\text{s fB}}$ ；
- 通风机效率， η_{rB} 或 η_{srB} 。

32 带有进口侧试验管道或风室的标准化试验方法——C 型装置

32.1 通风机装置类型

两种常规的通风机装置类型：

- a) 进口管道，在试验管道内测量进口压力；
- b) 进口风室，在风室末端带有进口模拟管道—在风室内测量进口压力。

在试验管道内控制和测量流量有六种方法，并采用条款和图表对每种情况时规定的流量测量方法进行了详细说明。

采用 C 型装置确定通风机性能一般方法包含所用测量和参数计算，可以使用九种测定流量方法，分别在 32.2.3.1.1～32.2.3.1.3、32.3.3.1.1～32.3.3.1.2 给出，本方法对于符合本标准的通风机一般均为

有效。

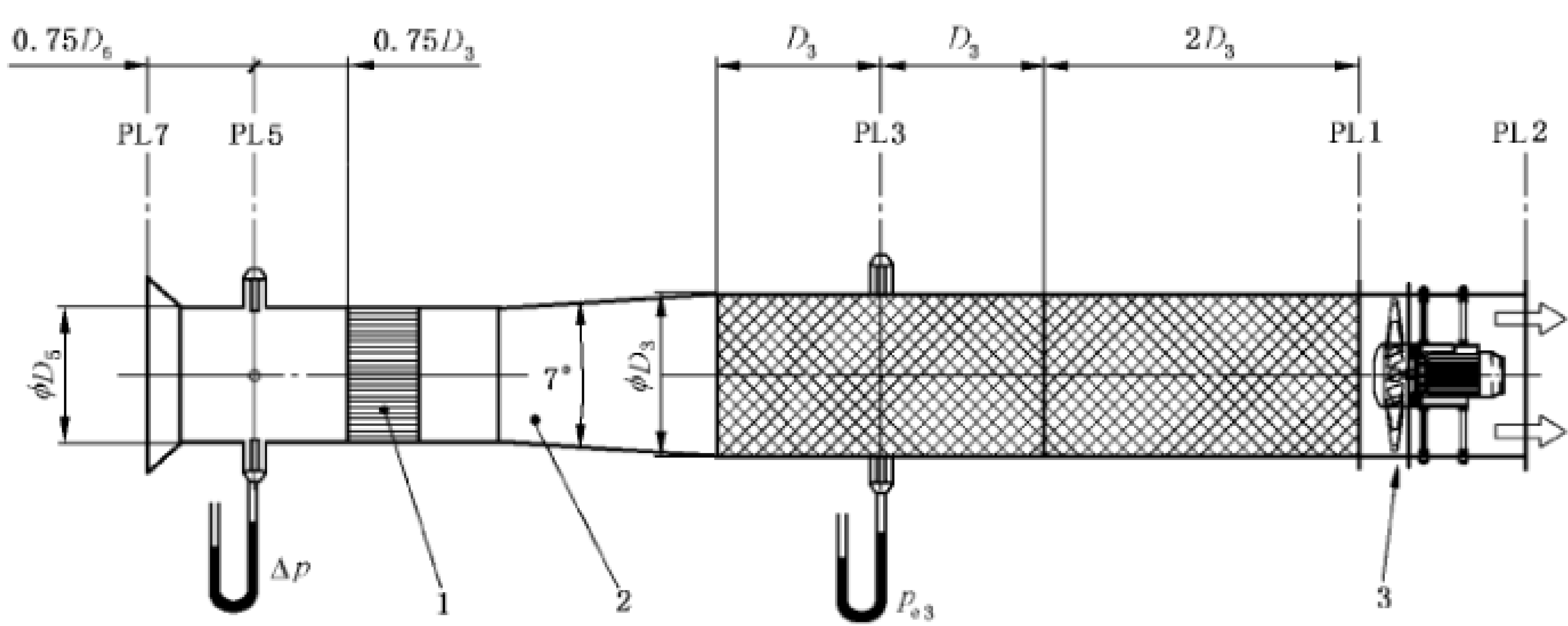
对于基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02 时,可采用简化方法,这种情况下,可采用 32.2.4 给出的方法。

32.2 进口侧试验管道

32.2.1 质量流量测定

质量流量的测定方法为

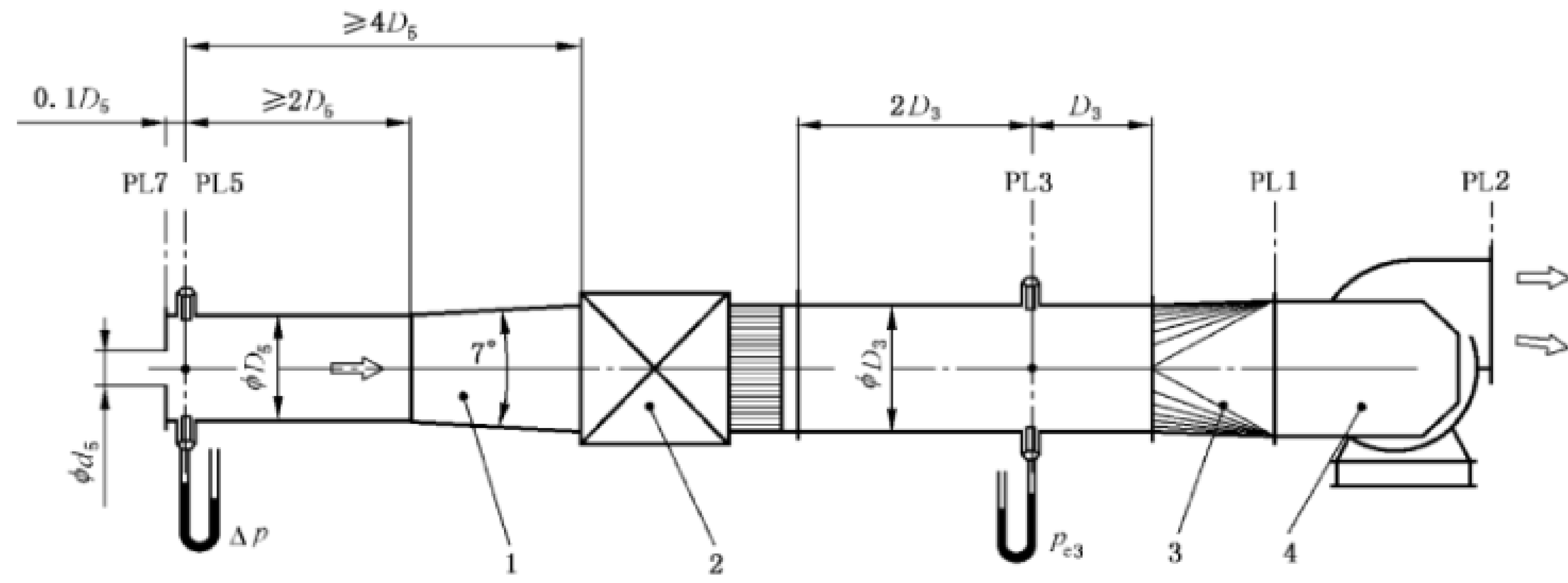
- 锥形或弧形进口,见图 44 a);
- 带有 D 和 $D/2$ 壁测孔的管道内孔板,见图 44 d);
- 毕托静压管横动法,见图 44 e);
- 毕托静压管横动法,见图 44 f)。



说明:

- 1——整流器(所示为蜂窝型);
- 2——过渡段—— $\alpha=0$ 的直段,且长度 $\geq 3D$ 也能使用,如: $D_5=D_3$ 的试验装置;
- 3——试验通风机(所示为管道轴流式)。

a) 采用锥形或弧形进口测定流量

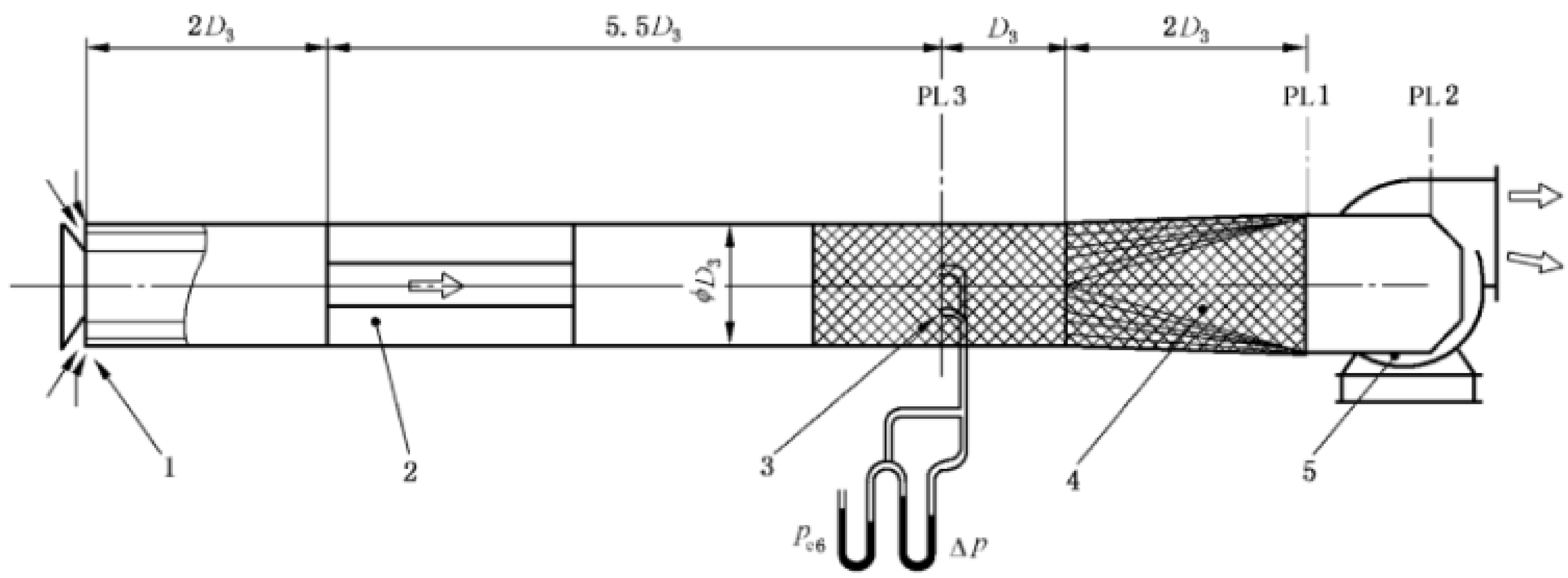


说明:

- 1——过渡段;
- 2——辅助通风机;
- 3——过渡段,按照第 31 章的圆接方;
- 4——试验通风机,所示为带有整体进气箱。

b) 采用带有壁测孔的进口孔板测定流量

图 44 C 型试验装置(进口侧试验管道)



- 说明：
- 1——进口节流装置；
 - 2——整流器(所示为星形)；
 - 3——毕托静压管横动平面；
 - 4——按照第 30 章的圆变方过渡管道；
 - 5——试验通风机,所示为带有整体进气箱。
- f) 采用毕托静压管横动法测定流量

图 44 (续)

32.2.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

- 测量
- 转速 N ,或旋转频率 n ；
 - 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e ,并估算叶轮功率(见 10.3)和辅助通风机的输入功率 P_{ex} ；
 - 流量计差压 Δp ；
 - 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e3} ；
 - 进口静压 p_{e3} 。
- 试验空间内测量
- 通风机平均高度处的大气压 p_a ；
 - 接近通风机进口处的环境温度 T_a ；
 - 干、湿球温度 T_d 和 T_w 。
- 确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w (见第 12 章)。

32.2.3 可压缩流体的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} (见 14.4.2)大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用本方法。

32.2.3.1 质量流量计算

32.2.3.1.1 采用下列方法测定质量流量

- 锥形或弧形进口,见第 23 章和图 44 a)；
- 带有壁测孔的进口孔板,见 24.8.2 和图 44 b)、c)。

采用可调节加载网筛[见图 44 a)和 23.2]、孔板[见图 42 b)、c)]或带有控制装置的辅助通风机控制流量。

假设

$$p_{e7} = 0$$

$$p_7 = p_a$$

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} = T_a + 273.15$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

式中:

α ——流量系数,为雷诺数 Re_{d5} 的函数,雷诺数可由下式估算,式中的 α 为平均值:

$$Re_{d5} = \frac{\alpha \epsilon d_5 \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_a} \times 10^6$$

ϵ ——膨胀系数。

估算 Re_{d5} 之后,按照 23.4、24.8.2 和图 19、图 22 确定 α 、 ϵ 或复合系数 $\alpha \epsilon$ 。

32.2.3.1.2 采用带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板测定质量流量[见 24.7 和图 44 d)]

假设

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\Theta_{sg7} = \Theta_a = T_a + 273.15$$

$$\Theta_7 = \Theta_{sg7} - \frac{v_{m7}^2}{2c_p} = \Theta_{sg7} - \frac{1}{2c_p} \left(\frac{q_m}{A_7 \rho_7} \right)^2$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

质量流量由下式给出:

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{d_5^2}{4} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

式中:

ϵ ——膨胀系数,为比值 $\Delta p / p_7$ 和雷诺数 Re_{D7} 的函数;

$$Re_{D7} = \frac{\alpha \epsilon \beta d_5 \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_7} \times 10^6$$

α ——流量系数,随以下参数变化:

$$\beta = \frac{d_5}{D_7}$$

Θ_7 、 ρ_7 和 q_m 未知, q_m 通过迭代方法确定,初次近似计算时,取 $\Theta_7 = \Theta_{sg7}$ 。

二、三次迭代足以达到 10^{-3} 的计算精度。

32.2.3.1.3 采用毕托静压管横动法测定质量流量[见第 25 章和图 44 e)、f)]

假设

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

当压力 p_{e3} 是由毕托静压管测得时:

$$p_{e3} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{e3j}$$

$$\Theta_{sg3} = T_a + 273.15$$

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} \left(\frac{p_3}{p_3 + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

测点 j 的位置见 25.4 和图 25。

质量流量 q_m 由下式给出(见 25.5):

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_3^2}{4} \sqrt{2 \rho_3 \Delta p_m}$$

其中,

ϵ ——膨胀系数(见 25.5);

α ——基于雷诺数 Re_{D3} 的修正系数或流量系数(见 25.6):

$$Re_{D3} = \frac{4q_m}{\pi D_3 (17.1 + 0.048 T_3)} \times 10^6,$$

α 的变化范围:

对于 $Re_{D3} = 3 \times 10^6$: $\alpha = 0.99 + 0.002$

对于 $Re_{D3} = 3 \times 10^4$: $\alpha = 0.99 - 0.004$

在 q_m 的初次近似计算时,取 $\alpha = 0.990$,并根据 Re_{D3} 的数值修正(见 25.6)。

32.2.3.2 通风机压力的确定

32.2.3.2.1 通风机进口压力

应考虑以下两种情况:

——平面 5 和 3 之间没有辅助通风机;

——平面 5 和 3 之间有辅助通风机。

a) 平面 5 和 3 之间没有辅助通风机

$$p_3 = p_{c3} + p_a$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg5} = \Theta_{sg7} = \Theta_a = \Theta_{sg1} = T_a + 273.15$$

马赫数 Ma_3 和比值 Ma_3/Ma_{sg3} 按照 14.4.3.1 计算。

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} \frac{Ma_3}{Ma_{sg3}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

进口滞止压力 p_{sg1} 由下式给出(见 14.6):

$$\begin{aligned} p_{sg1} &= p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \\ &= p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \end{aligned}$$

式中:

$(\xi_{3-1})_3 < 0$ ——按照 28.6.3 和 28.6.4 计算的常规损失系数;

f_{M3} ——按照 14.5.1 确定的马赫系数;

p_{c3} ——总是为负。

$$p_{csg1} = p_{c3} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

b) 平面 5 和 3 之间有辅助通风机[见图 45 b)]

在这个情况下, $(\xi_{3-1})_3 < 0$ 通过试验确定, 本标准未定义。

如果可以确定辅助通风机的叶轮功率 P_{rx} 、或辅助通风机的电机输入功率 P_{ex} (当采用浸入式电机时), 则:

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} + \frac{P_{rx} \text{ 或 } P_{ex}}{q_m c_p} = \Theta_a + \frac{P_{rx} \text{ 或 } P_{ex}}{q_m c_p} = \Theta_{sg1}$$

在其他情况下, 应测量温度 T_3 , 并假定 $T_3 + 273.15$ 为滞止温度。

静态温度 Θ_3 按照 14.4.3.1 确定, 滞止压力 p_{sg1} 采用与第一种情况相同的方法计算。

在按照 14.4.3.2 计算马赫数 Ma_1 和比值 Θ_1/Θ_{sg1} 后, 确定压力 p_1 。

按照 14.4.4 计算密度 ρ_1 , 静压 p_1 由下式给出(见 14.5.2):

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{m1}^2 f_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{sg1} - \frac{1}{2} \rho_1 v_{m1}^2 f_{M1} = p_{sg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

32.2.3.2.2 通风机出口压力

通风机出口静压 p_2 等于大气压 p_a ,

$$p_2 = p_a$$

通风机出口滞止温度 Θ_{sg2} 由下式给出:

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg3} + \frac{P_r \text{ 或 } P_e}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_2 和比值 Ma_2/Ma_{sg2} 按照 14.4.3.1 确定。

$$\Theta_2 = \Theta_{sg2} \frac{Ma_2}{Ma_{sg2}}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_a}{R_w \Theta_2}$$

p_{sg2} 由下式给出(见 14.5.1):

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2 \rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} = p_a + \frac{1}{2 \rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

$$p_{esg2} = \frac{1}{2 \rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

32.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fc} 由下式给出:

$$\begin{aligned} p_{fc} &= p_{sg2} - p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2 \rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - \left\{ p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \\ &= \frac{1}{2 \rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

通风机静压 p_{stc} 由下式给出:

$$\begin{aligned} p_{stc} &= p_2 - p_{sg1} = p_a - \left\{ p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \\ &= - \left\{ p_{e3} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

32.2.3.3 容积流量的确定

进口滞止状态下容积流量由下式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}} = \frac{q_m}{\left(\frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}} \right)}$$

32.2.3.4 通风机空气功率确定

32.2.3.4.1 通风机单位质量功与通风机空气功率

按照 14.8.1, 通风机单位质量功 W_{mC} 和通风机单位质量静功 W_{msC} 由下列方程给出：

$$\begin{aligned} W_{mC} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2} \\ &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ W_{msC} &= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \\ &= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2 \end{aligned}$$

通风机空气功率 P_{uC} 和通风机静空气功率 P_{usC} 由下列方程给出：

$$P_{uC} = q_m W_{mC}$$

$$P_{usC} = q_m W_{msC}$$

32.2.3.4.2 通风机空气功率和压缩性系数计算

按照 14.8.2,

$$P_{uC} = q_{Vsg1} p_{fC} k_p$$

$$P_{usC} = q_{Vsg1} p_{sfC} k_{ps}$$

压缩性系数 k_p 和 k_{ps} 可由两种等效方法确定(见 14.8.2.1 和 14.8.2.2)。

a) 第一种方法：

$$k_{ps} \text{ 或 } k_p = \frac{Z_k \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_k (r - 1)]}$$

式中：

$$\text{对于 } k_p, r = 1 + \frac{p_{fC}}{p_{sg1}}, Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{fC}}$$

$$\text{对于 } k_{ps}, r = 1 + \frac{p_{sfC}}{p_{sg1}}, Z_k = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sfC}}$$

b) 第二种方法：

$$k_{ps} \text{ 或 } k_p = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_p}{\ln(1+Z_p)}$$

式中:

$$\text{对于 } k_p, x = r - 1 = \frac{p_{\text{ic}}}{p_{\text{sg1}}}$$

$$\text{对于 } k_{ps}, x = \frac{p_{\text{stC}}}{p_{\text{sg1}}}$$

$$Z_p = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_r}{q_{Vsg1} p_{sg1}}$$

32.2.3.5 效率计算

按照 14.8.1 和 14.8.2, 采用下列公式计算各项效率:

$$\text{——通风机效率: } \eta_{\text{tC}} = \frac{P_{\text{uC}}}{P_r};$$

$$\text{——通风机静效率: } \eta_{\text{stC}} = \frac{P_{\text{usC}}}{P_r};$$

$$\text{——通风机轴效率: } \eta_{\text{aC}} = \frac{P_{\text{uC}}}{P_a};$$

$$\text{——通风机静轴效率: } \eta_{\text{saC}} = \frac{P_{\text{usC}}}{P_a}。$$

32.2.4 简化方法

基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15、压比小于 1.02,

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_3 = \Theta_{\text{sg3}}$$

可在试验风管内测量温度, 且

$$f_{\text{M1}} = f_{\text{M2}} = f_{\text{M3}} = 1$$

$$k_p = 1$$

流经通风机和试验风道的空气可以视作不可压缩, 带有辅助通风机的除外。

32.2.4.1 质量流量计算

按照 32.2.3.1、取 $\rho_u = \rho_a$ 确定质量流量。

32.2.4.2 通风机压力确定

32.2.4.2.1 通风机进口压力

不带有辅助通风机, 假设

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_3 = \Theta_{\text{sg3}} = T_a + 273.15$$

$$\Theta_3 = T_a + 273.15$$

若在平面 7 和 3 之间有辅助通风机, 按照 14.8.5, 温度 T_3 可在试验管道中测量:

$$\Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = \Theta_3 = \Theta_{\text{sg3}} = T_3 + 273.15$$

$$p_3 = p_{\text{c3}} + p_a$$

$$p_{\text{sg1}} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{\text{m3}}^2 [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

$$= p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

$$p_{\text{csg3}} = p_{\text{c3}} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

式中, p_{c3} 和 $(\xi_{3-1})_3 < 0$ [见 32.2.3.2.1b)]

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \frac{p_3}{R_w \Theta_{sg3}}$$

压力 p_1 由下列公式给出:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 \left(\frac{A_3}{A_1} \right)^2 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

32.2.4.2.2 通风机出口压力

在通风机出口,

$$p_2 = p_a$$

$$p_{c2} = 0$$

滞止压力 p_{sg2} 由下式给出:

$$p_{sg2} = p_a + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m2}^2 = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{csg2} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.2.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fc} 和通风机静压 p_{sfC} 由下列公式给出:

$$p_{fc} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\}$$

$$= \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - \left\{ p_{c3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\}$$

$$p_{sfC} = p_2 - p_{sg1} = p_a - p_{sg1} = -p_{csg1}$$

$$= - \left\{ p_{c3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\}$$

32.2.4.3 容积流量的确定

进口滞止状态下的容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

32.2.4.4 通风机空气功率计算

按照 14.8.5.6,

$$P_{uC} = q_{Vsg1} p_{fc}$$

$$P_{usC} = q_{Vsg1} p_{sfC}$$

按照 14.8.1 和 32.2.3.5 确定效率。

32.2.5 试验条件下通风机的性能

在试验条件下,通风机的性能为:

- 通风机压力, p_{tC} ;
- 通风机静压, p_{stC} ;
- 进口容积流量, q_{Vsg1} ;
- 通风机效率, η_{tC} ;
- 通风机静效率, η_{stC} 。

32.3 进口侧试验风室

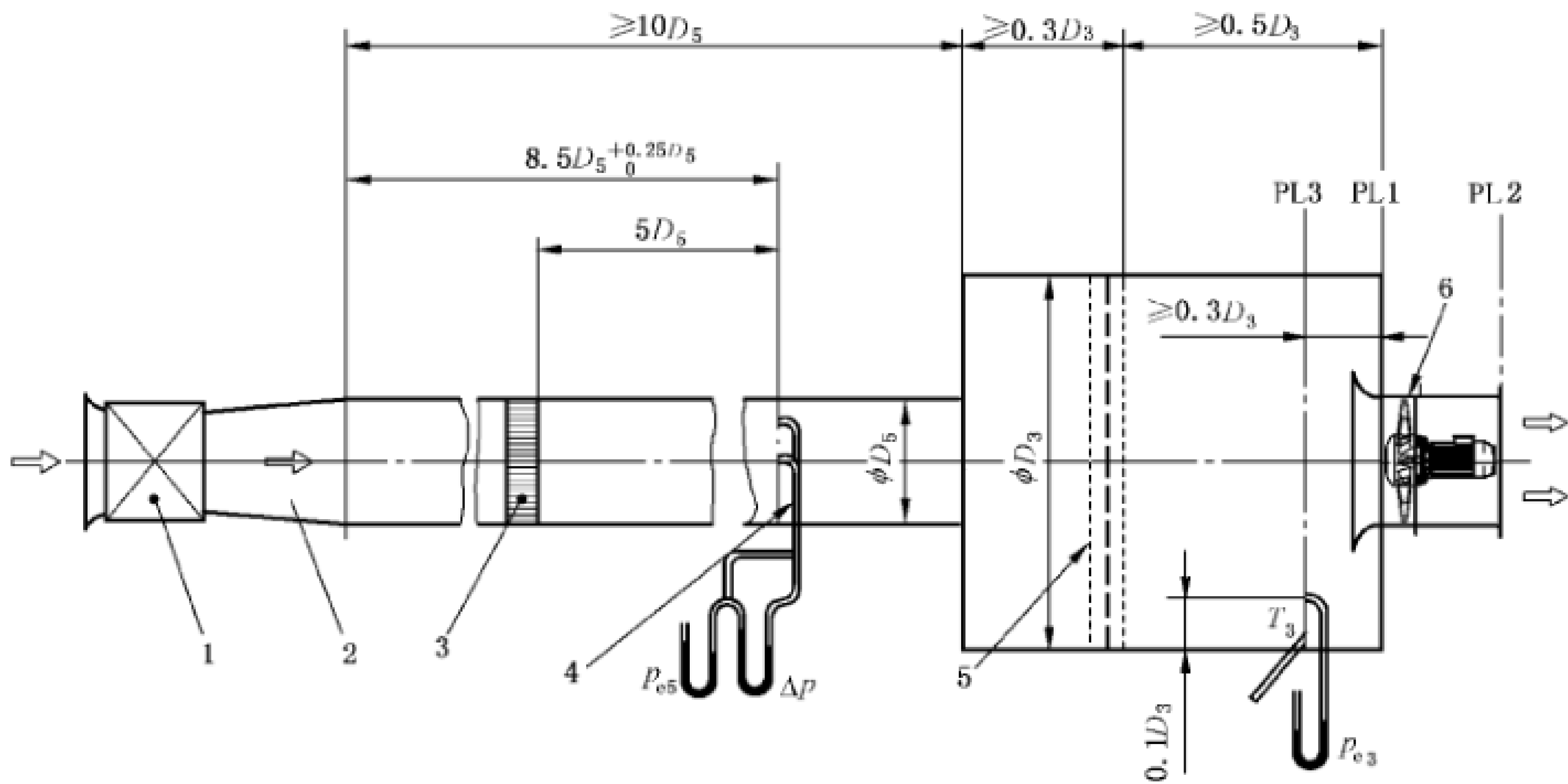
32.3.1 质量流量的测定

- 采用下列方法测定质量流量:
- 毕托静压管横动法, 见第 25 章和图 45 a);
 - 风室内多喷嘴, 见第 22 章和图 45 b)。

32.3.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

- 测量:
- 转速 N , 或旋转频率 n ;
 - 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e , 并估算叶轮功率(见 10.4)和辅助通风机的输入功率 P_{ex} ;
 - 流量计差压 Δp ;
 - 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e5} ;
 - 风室滞止压力 p_{esg3} 或静压或 p_{e3} ;
 - 风室温度 T_3 。

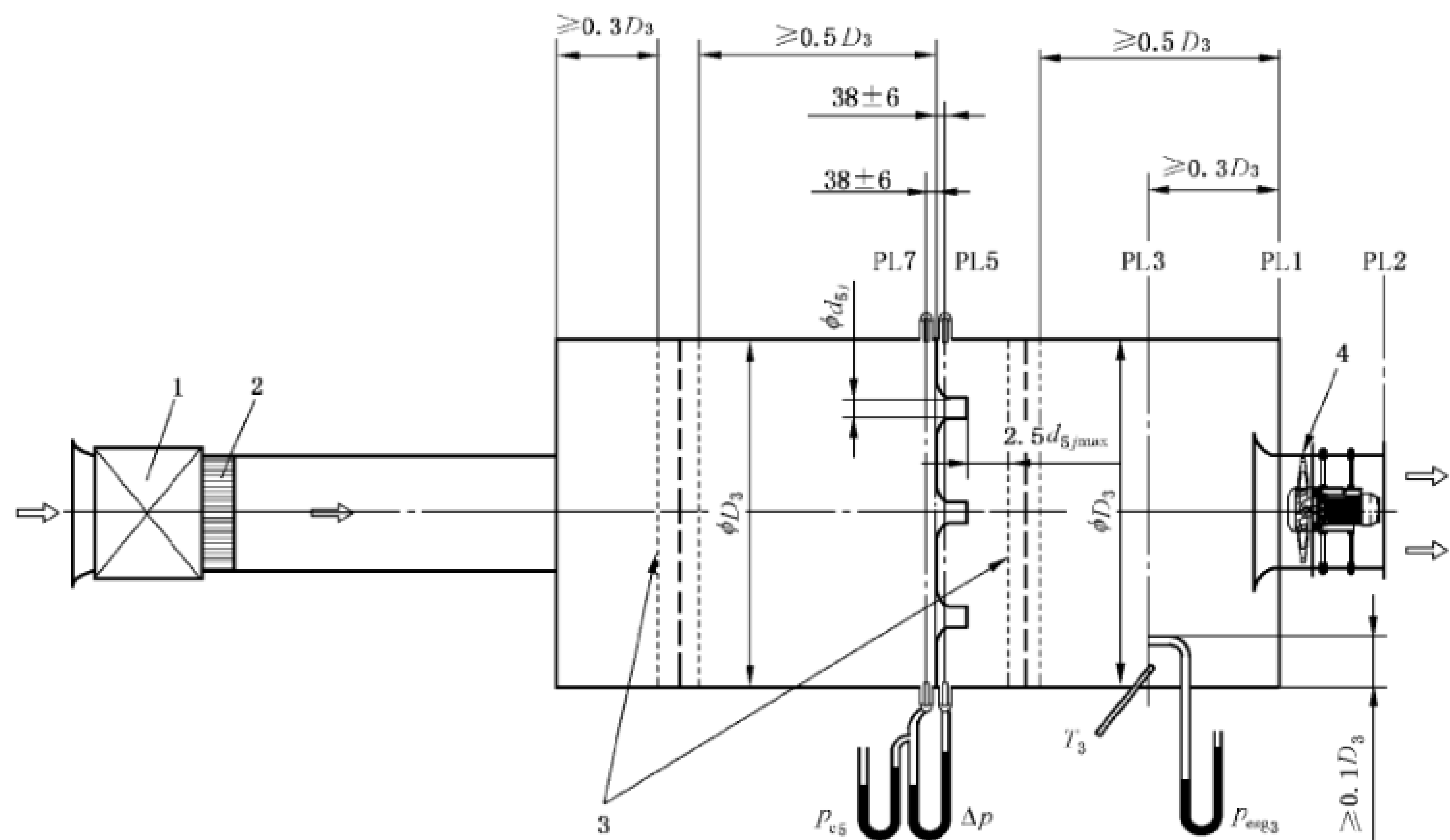
单位为毫米



- 说明:
- | | |
|-----------------|---------------------|
| 1——辅助通风机; | 4——毕托静压管横动平面; |
| 2——过渡段; | 5——稳流装置; |
| 3——整流器(所示为蜂窝型); | 6——试验通风机(所示为管道轴流式)。 |

a) 采用毕托静压管测定流量

图 45 C 型试验装置(进口侧试验风室)



说明:

- 1——辅助通风机; 3——稳流装置;
2——整流器(所示为蜂窝型); 4——试验通风机(所示为导叶轴流式)。

b) 采用风室内多喷嘴测定流量

图 45 (续)

在试验空间内测量:

- 通风机平均高度处的大气压 p_a ;
——接近通风机进口的环境温度 T_a ;
——干、湿球温度 T_d 和 T_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w (见第 12 章)。

32.3.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和通风机压比大于 1.02 时,应采用本方法。

32.3.3.1 质量流量的测定

32.3.3.1.1 采用毕托静压管测定质量流量[见第 25 章和图 45 a)]。

假设:

$$p_{c5} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n p_{c5j}$$

$$p_5 = p_{c5} + p_a$$

$$\Theta_{sg5} = T_3 + 273.15 = \Theta_a + \frac{P_{rx} \text{ 或 } P_{ex}}{q_m c_p}$$

$$\Delta p_m = \left(\frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \Delta p_j^{0.5} \right)^2$$

$$\Theta_5 = \Theta_{sg5} \left(\frac{p_5}{p_5 + \Delta p_m} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$\rho_5 = \frac{p_5}{R_w \Theta_5}$$

第 j 个测点的位置见 25.4 和图 25。

质量流量由下式给出(见 25.5)：

$$q_m = \alpha \epsilon \pi \frac{D_5^2}{4} \sqrt{2 \rho_5 \Delta p_m}$$

式中：

ϵ ——膨胀系数,按照 25.5 确定；

α ——基于雷诺数 Re_{D5} 的修正系数或流量系数(见 25.6)：

$$Re_{D5} = \frac{4q_m}{\pi D_5 (17.1 + 0.048 T_5)} \times 10^6$$

α 的变化范围：

$$Re_{D5} = 3 \times 10^6, \alpha = 0.99 + 0.002$$

$$Re_{D5} = 3 \times 10^4, \alpha = 0.99 - 0.004$$

取 $\alpha = 0.990$ 得到 q_m 的初次近似值,并根据 Re_{D5} 的数值予以修正(见 25.6)。

32.3.3.1.2 采用风室内多喷嘴测定质量流量,见第 22 章和图 45 b)。

假设：

$$p_7 = p_{e7} + p_a$$

$$\Theta_{sg7} = \Theta_7 = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = T_3 + 273.15$$

$$\rho_7 = \frac{p_7}{R_w \Theta_7}$$

$$\beta = \frac{d_{5j}}{D_7} \approx 0$$

质量流量由下式给出：

$$q_m = \epsilon \pi \sum_{j=1}^n \left(C_j \frac{d_{5j}^2}{4} \right) \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}$$

式中：

ϵ ——膨胀系数,按照 22.4 和表 5 确定；

C_j ——第 j 个喷嘴的排出系数,是喷嘴喉部雷诺数 Re_{d5j} 的函数；

$$\beta = 0, C_j = \alpha_j ;$$

$C_j = \alpha_j$ ——按照 22.4 和表 4 计算；

n ——喷嘴数量。

对于每一个喷嘴的喉部雷诺数 Re_{d5j} 由下式估算：

$$Re_{d5j} = \frac{\epsilon C_j d_{5j} \sqrt{2 \rho_7 \Delta p}}{17.1 + 0.048 T_7} \times 10^6$$

取 $C_j = 0.95$,

在质量流量的初次估算之后,修正排出系数 C_j 。

32.3.3.2 通风机压力的确定

32.3.3.2.1 通风机进口压力

图 45 a) 和 b) 所示为风室压力测量的两种型式,其中：

——风室压力 p_{e3} , 为表压；

——风室压力 p_{esg3} , 为滞止表压。

a) 风室压力为表压 p_{e3}

假设

$$f_{M3} = 1$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = T_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

进口滞止压力 p_{sg3} 由下式给出:

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_{m3}^2 = p_3 + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{esg3} = p_{e3} + \frac{1}{2 \rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

b) 风室压力为滞止表压 p_{esg3}

在以下这些条件下:

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = T_3 + 273.15$$

长度为 D_1 或 $2D_1$ 的进口模拟管道不考虑摩擦损失容差,且

$$p_{sg1} = p_{sg3}$$

$$p_{esg1} = p_{esg3}$$

当进口模拟管道长度要求大于 D_1 或 $2D_1$ 时,可以考虑摩擦损失容差。

在管道进口、弧形集流器下游处,下标 3.1,

$$p_{sg3.1} = p_{sg3}$$

通风机进口截面 1 的滞止压力由下式给出:

$$\rho_{3.1} = \rho_{sg3} \frac{\rho_{3.1}}{\rho_{sg3}}$$

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2 \rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M3.1} (\xi_{3-1})_1$$

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2 \rho_{3.1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M3.1} (\xi_{3-1})_1$$

式中

$Ma_{3.1}, \rho_{3.1}, f_{M3.1}$ ——按照 14.4.3.2 和 14.5.2 确定;

$(\xi_{3-1})_1 < 0$ ——按照 28.6、直径为 D_1 、长度为 L 的进口模拟管道的常规摩擦损失系数;

$$(\xi_{3-1})_1 = -\Lambda \frac{L}{D_1}$$

静压 p_1 由下式确定:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2 \rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

其中, Ma_1, ρ_1, f_{M1} 按照 14.4.3.2 和 14.5.2 确定。

32.3.3.2.2 通风机出口压力

在通风机出口

$$p_2 = p_a$$

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ 或 } P_c}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_2 和密度 ρ_2 按照 14.4.3.1 和图 5 确定。

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2} = \frac{p_a}{R_w \Theta_2}$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

或

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

32.3.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fC} 和通风机静压 p_{sfC} 由下列公式给出：

$$p_{fC} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - p_{sg1}$$

$$= \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2} - p_{esg1}$$

$$p_{sfC} = p_2 - p_{sg1} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

32.3.3.3 容积流量的确定

进口滞止状态下的容积流量由下式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

32.3.3.4 通风机空气功率确定

32.3.3.4.1 通风机单位质量功与通风机空气功率

通风机单位质量功 W_{mC} 和通风机单位质量静功 W_{msC} 由下列公式给出：

$$W_{mC} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{v_{m2}^2}{2} - \frac{v_{m1}^2}{2}$$

$$= \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} + \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_2 \rho_2} \right)^2 - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$W_{msC} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{v_{m1}^2}{2} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

$$= \frac{p_{e2} - p_{e1}}{\rho_m} - \frac{1}{2} \left(\frac{q_m}{A_1 \rho_1} \right)^2$$

相应的通风机空气功率 P_{uC} 和通风机静空气功率 P_{usC} 由下列公式给出：

$$P_{uC} = q_m W_{mC}$$

$$P_{usC} = q_m W_{msC}$$

32.3.3.4.2 通风机空气功率和压缩性系数的计算

按照 14.8.2

$$P_{\text{uC}} = q_{V\text{sgl}} p_{\text{fC}} k_{\text{p}}$$

$$P_{\text{usC}} = q_{V\text{sgl}} p_{\text{sfC}} k_{\text{ps}}$$

压缩性系数 k_{p} 和 k_{ps} 可由下列两个等效方法确定(见 14.8.2.1 和 14.8.2.2)。

a) 第一种方法:

$$k_{\text{ps}} \text{ 或 } k_{\text{p}} = \frac{Z_{\text{k}} \log_{10} r}{\log_{10} [1 + Z_{\text{k}} (r - 1)]}$$

式中:

$$\text{对于 } k_{\text{p}}, r = 1 + \frac{p_{\text{fC}}}{p_{\text{sgl}}}, Z_{\text{k}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{V\text{sgl}} p_{\text{fC}}}$$

$$\text{对于 } k_{\text{ps}}, r = 1 + \frac{p_{\text{sfC}}}{p_{\text{sgl}}}, Z_{\text{k}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{V\text{sgl}} p_{\text{sfC}}}$$

b) 第二种方法:

$$k_{\text{ps}} \text{ 或 } k_{\text{p}} = \frac{\ln(1+x)}{x} \frac{Z_{\text{p}}}{\ln(1+Z_{\text{p}})}$$

式中:

$$x = r - 1 = \frac{p_{\text{fC}}}{p_{\text{sgl}}}$$

或

$$x = \frac{p_{\text{sfC}}}{p_{\text{sgl}}}$$

$$Z_{\text{p}} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \frac{P_{\text{r}}}{q_{V\text{sgl}} p_{\text{sgl}}}$$

32.3.3.5 效率计算

按照 14.8.1, 各项效率采用下列公式计算:

$$\text{——通风机效率: } \eta_{\text{tC}} = \frac{P_{\text{uC}}}{P_{\text{r}}};$$

$$\text{——通风机静效率: } \eta_{\text{stC}} = \frac{P_{\text{usC}}}{P_{\text{r}}};$$

$$\text{——通风机轴效率: } \eta_{\text{aC}} = \frac{P_{\text{uC}}}{P_{\text{a}}};$$

$$\text{——通风机静轴效率: } \eta_{\text{saC}} = \frac{P_{\text{usC}}}{P_{\text{a}}}。$$

32.3.4 简化方法

基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 小于 0.15 和压比小于 1.02,

$$\Theta_3 = \Theta_{\text{sg3}} = \Theta_1 = \Theta_{\text{sg1}} = \Theta_2 = \Theta_{\text{sg2}} = T_3 + 273.15$$

流经通风机的空气可以视作不可压缩。

$$\rho_3 = \rho_1 = \rho_2$$

$$k_{\text{p}} = 1$$

32.3.4.1 质量流量测定

按照 32.3.3.1 确定质量流量。

可测量流量计上游的温度。

32.3.4.2 通风机压力的确定

32.3.4.2.1 通风机进口压力

——当测量的压力为静压 p_{e3} 时：

$$p_3 = p_{e3} + p_2$$

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$p_{esg3} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

$$\text{式中, } \rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \rho_{sg1}$$

——当测量的压力为滞止压力时：

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

对于这两种情况：

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\xi_{3-1})_1$$

或

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\xi_{3-1})_1$$

式中, $(\xi_{3-1})_1 < 0$ 按照 32.3.3.2.1、28.6.4 和 28.6.5 确定。

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

32.3.4.2.2 通风机出口压力

在通风机出口

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{esg2} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

32.3.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fc} 和通风机静压 p_{sfC} 由下列公式给出：

$$p_{fc} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$= \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 - p_{esg1}$$

$$p_{sfC} = p_2 - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

32.3.4.3 容积流量的确定

进口滞止状态下的容积流量由下列公式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \rho_{sg3} = \frac{\rho_{sg3}}{R_w \Theta_{sg3}}$$

32.3.4.4 通风机空气功率的确定

通风机空气功率由下列公式给出：

$$P_{uC} = q_{Vsg1} p_{fC}$$

$$P_{usC} = q_{Vsg1} p_{sfC}$$

32.3.4.5 通风机效率的确定

按照 14.8 和 32.3.3.5 由 P_{uC} 和 P_{usC} 确定通风机各项效率。

32.3.5 试验条件下通风机的性能

试验条件下,通风机的性能如下：

- 通风机压力, p_{fC} ；
- 通风机静压, p_{sfC} ；
- 进口容积流量, q_{Vsg1} ；
- 通风机效率, η_{tC} ；
- 通风机静效率, η_{stC} 。

33 带有进口侧和出口侧试验管道的标准方法——D 型装置

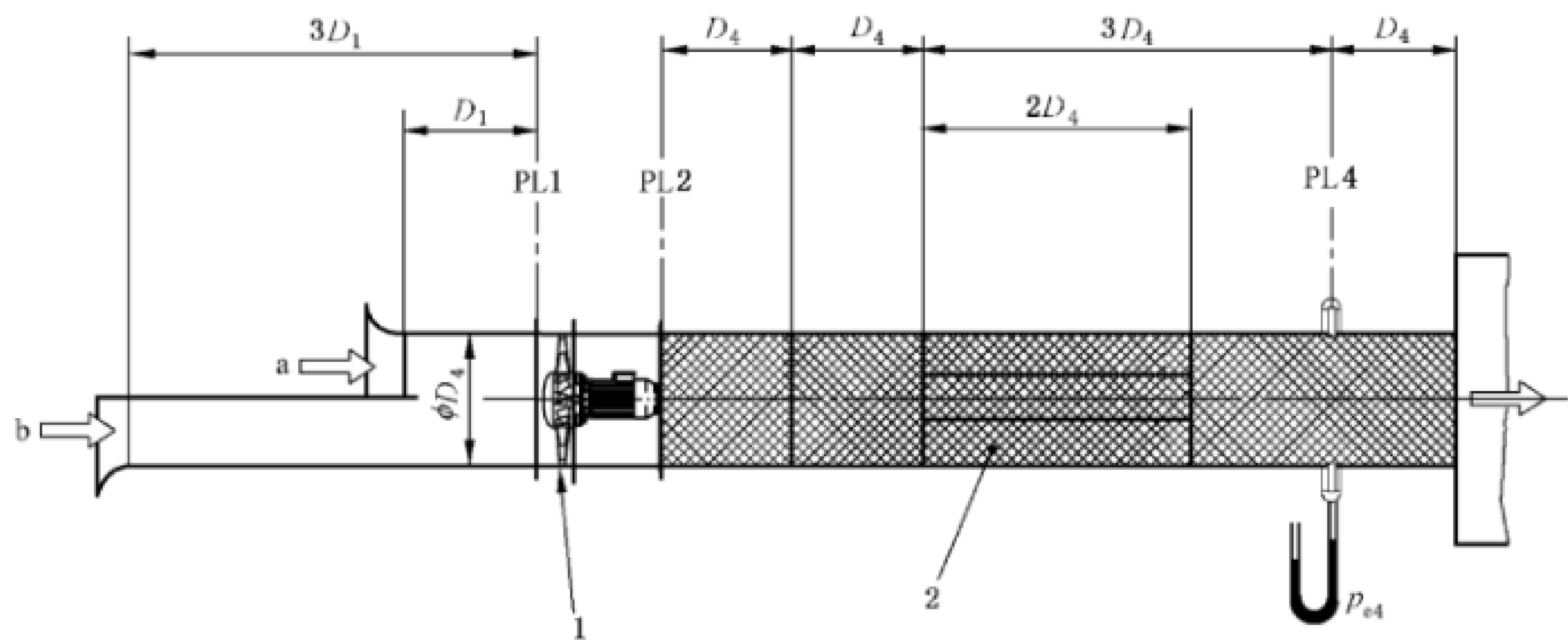
33.1 通风机装置类型

通常,D 型试验装置来自于：

- a) B 型试验装置,带有按照 28.3 和 28.5 的附加进口模拟管道；
- b) C 型试验装置,带有按照 28.2 和 28.4 的附加出口模拟管道。

由此,本章将针对四种 D 型装置予以说明。

- 1) B 型装置,带有公用段出口管道和出口防旋流装置,以及按照 28.2、28.3 和 28.5[见图 46 a)和 b)]的进口模拟管道。
- 2) B 型装置,不带出口防旋流装置、不带公用段出口管道,带有按照 28.2.5、28.3 和 28.5[见图 46 d)]的进口模拟管道。
- 3) C 型装置,带有公用段出口管道和出口防旋流装置以及按照 28.2.1、28.2.2、28.2.3 或 28.2.4、28.3、28.4 和 28.5[见图 46 c)]的公用段进口管道。
- 4) C 型装置,按照 28.2.5、28.3 和 28.5[见图 46 e)、f)和 g)]带有出口模拟管道、不带有防旋流装置。



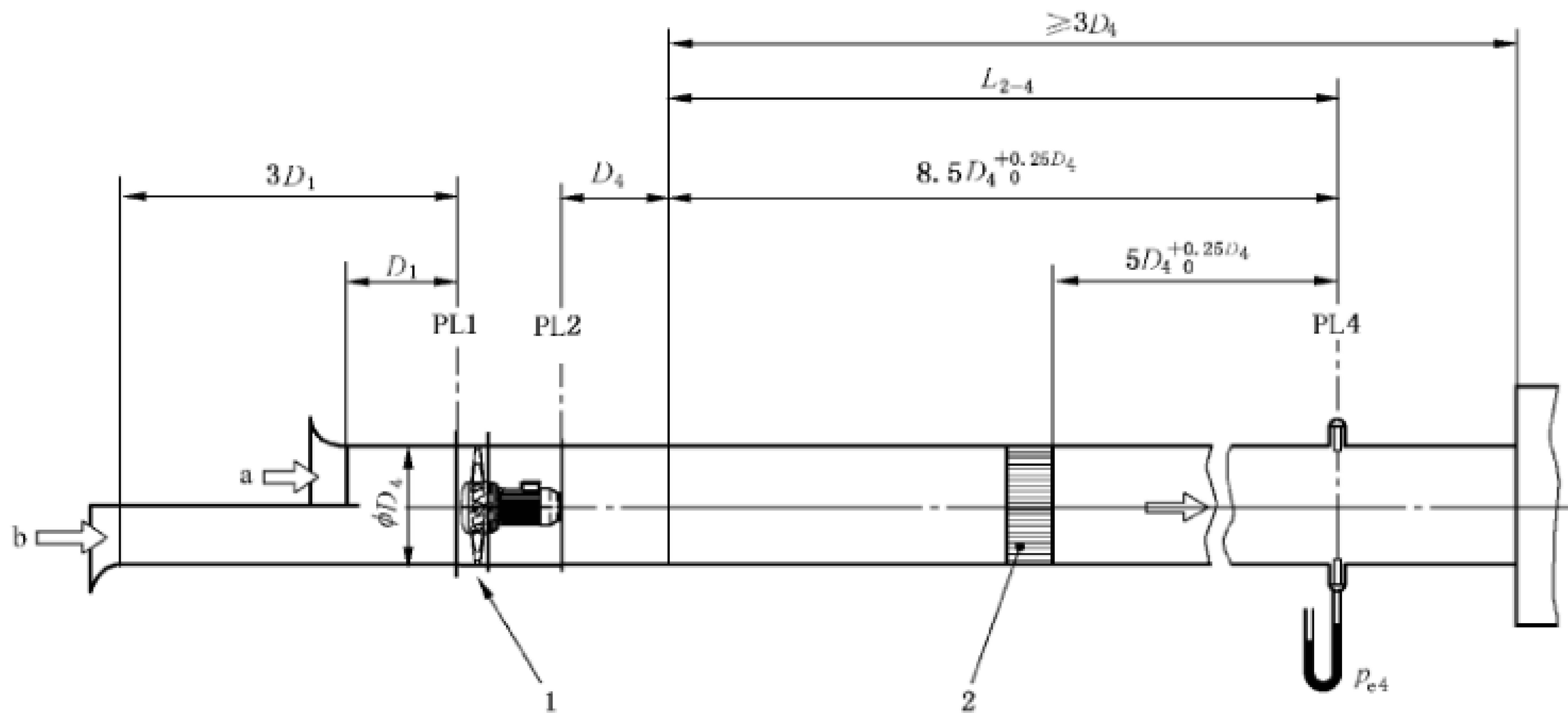
说明：

1——试验通风机(轴流式)； 2——整流器(所示为星型)。

^a 见 29.3。 ^b 见 29.3.1。

注：流量测量与控制按照 30.2.3.1。

a) B 型装置(出口侧试验管道)带有公用段、防旋流装置和进口模拟管道



说明：

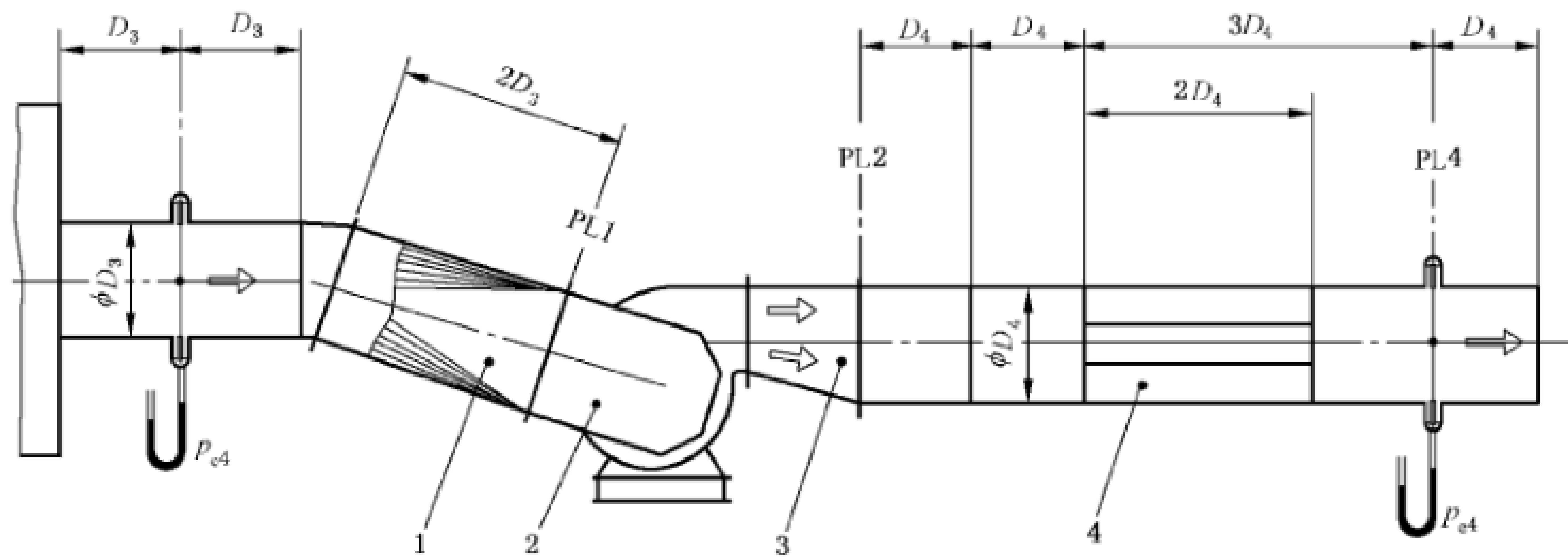
1——试验通风机(轴流式)； 2——整流器(所示为蜂窝型)。

^a 见 28.5。 ^b 见 28.3.1。

注：流量测量与控制按照 30.2.3.1。

b) B 型装置(出口侧试验管道)带有公用段和防旋流装置以及进口模拟管道

图 46 D 型试验装置

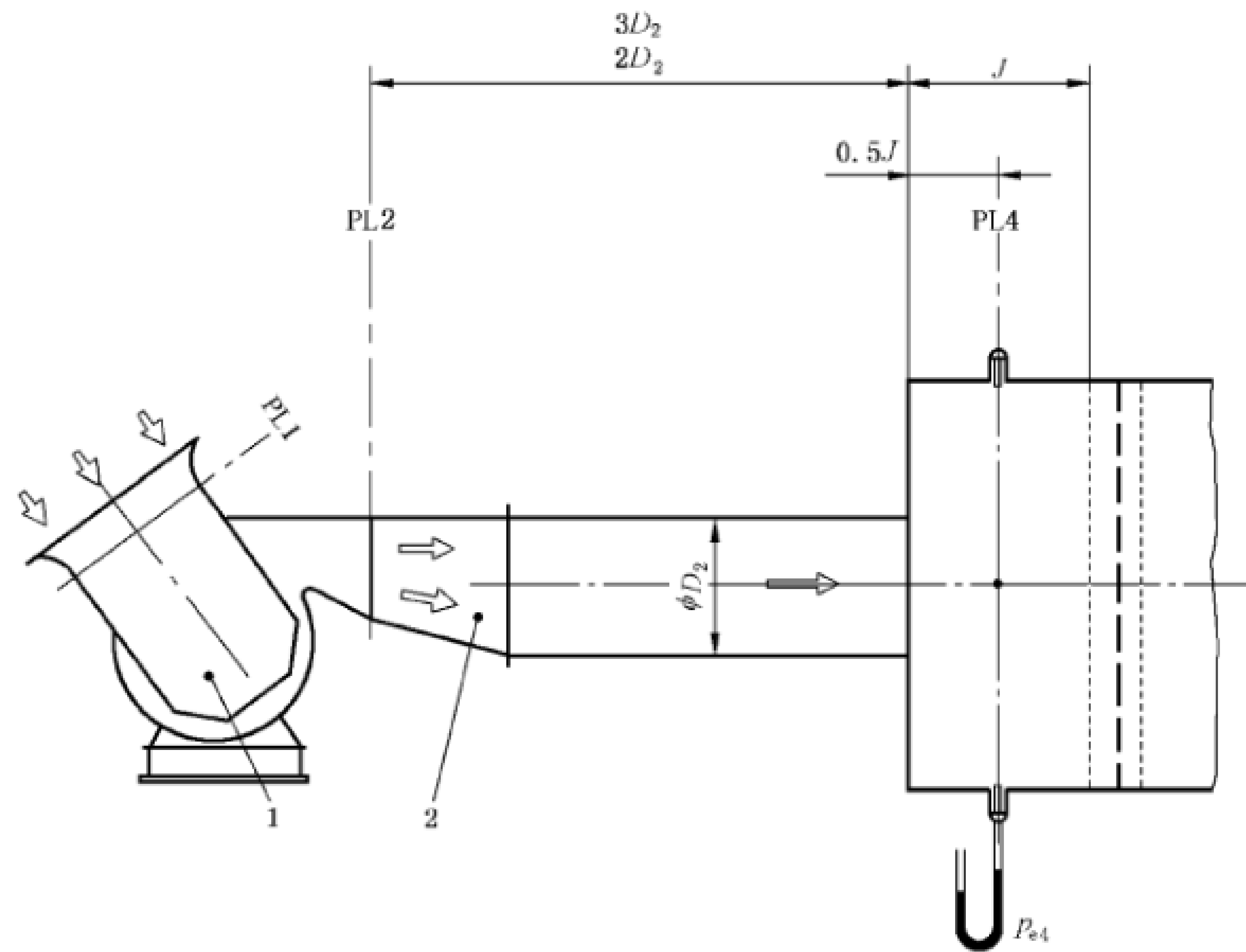


说明：

- 1——圆接方过渡管道； 2——试验通风机，所示为带有整体进气箱；
3——方接圆过渡管道； 4——整流器（所示为星型）。

注：流量测量与控制按照 31.2。

c) C 型装置(进口侧试验管道)带有防旋流装置和进口公用段



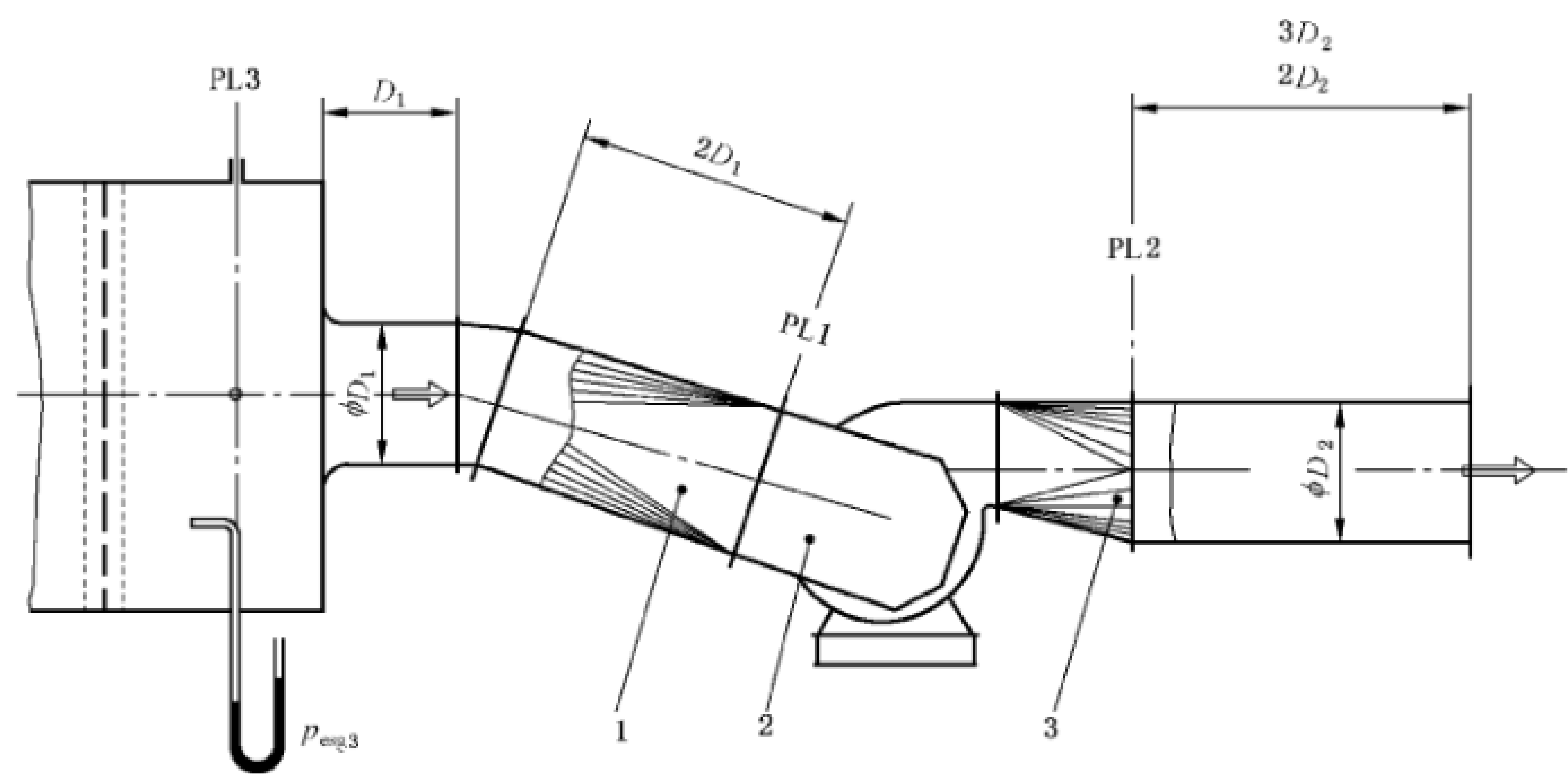
说明：

- 1——试验通风机，所示为带有进口导流的整体进气箱；
2——圆接方过渡管道。

注：流量测量和控制按照 30.3.3.1.1 和图 43(仅用于没有出口旋流的通风机)。

d) B 型装置(出口侧试验管道)不带防旋流装置、无公用段、带有进口模拟管道

图 46 (续)

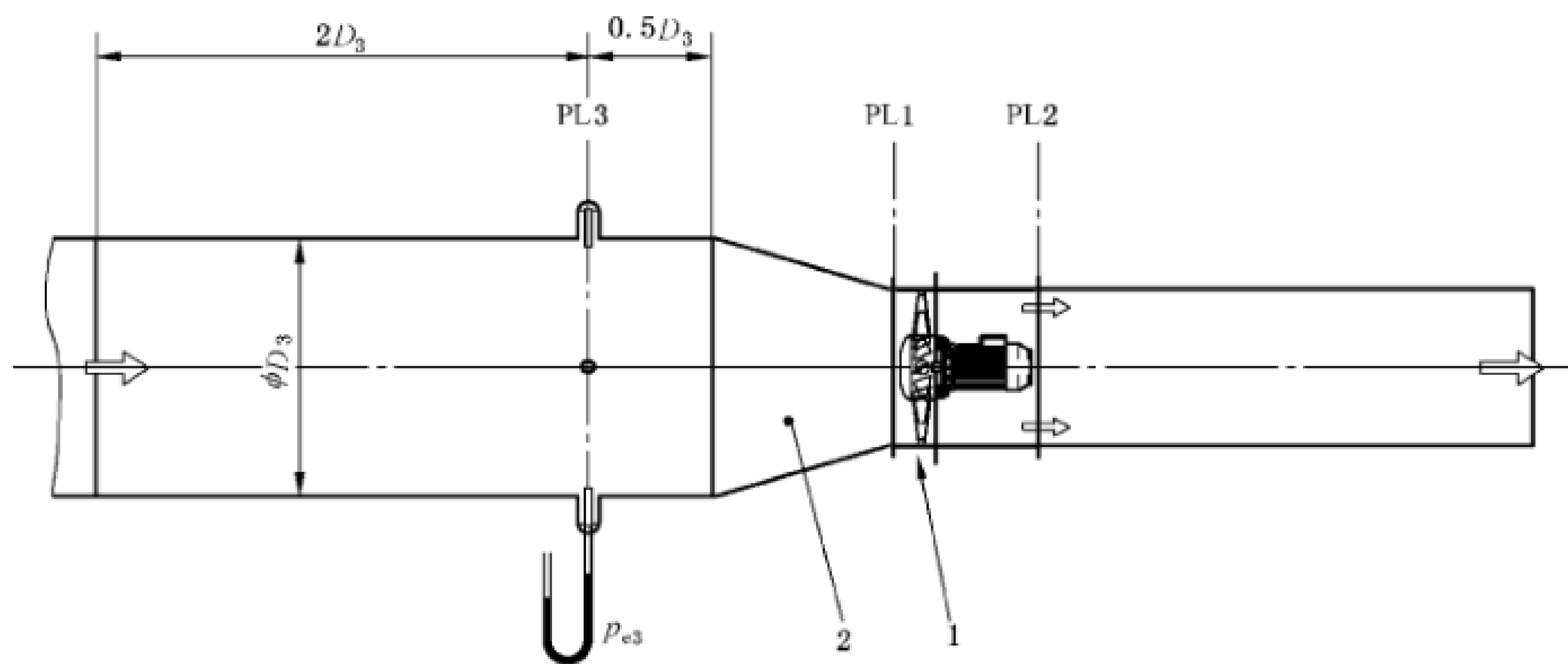


说明：

- 1——圆接方过渡管道； 2——试验通风机，所示为带有整体进气箱；
3——方接圆过渡管道。

注：流量测量与控制按照 32.3.3.1.1、32.3.3.1.2 和图 45 a)、b) (仅用于出口没有旋流的通风机)。

e) C 型装置(进口侧试验管道)带有出口模拟管道、不含防旋流装置



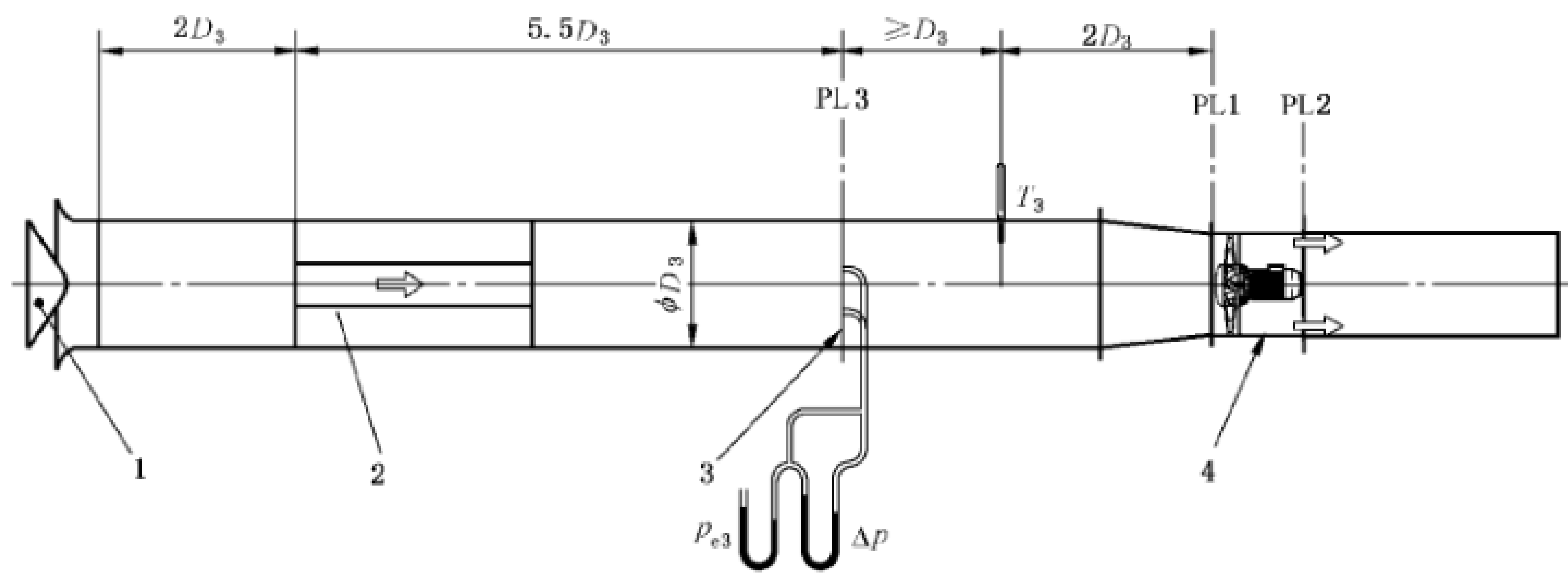
说明：

- 1——试验通风机； 2——过渡管道。

注：流量测量与控制按照 32.2.3.1.1 和图 44 b)。

f) C 型装置(进口侧试验管道)带有出口模拟管道、不含防旋流装置(仅在当事各方同意时可用于大型通风机)

图 46 (续)



说明：
1——进口节流装置； 2——整流器(所示为星型)；
3——毕托静压管横动平面； 4——试验通风机(所示为导叶轴流式)。
注：流量测量与控制按照 32.2 和图 44 f)。
g) C 型装置(进口侧试验管道)带有出口模拟管道、不含防旋流装置(仅在当事双方同意时可用于大型通风机)

图 46 (续)

推荐装置 1 和 3。
装置 2 和 4 可以接受,但用这种方法所得结果与进出口均采用公用风道所得的结果存在一定程度的差异。
可以采用第 22 章~第 25 章和 31.2.3.1、31.3.3.1、32.2.3.1 以及 32.3.3.1 中说明的方法进行流量测量。
采用 D 型装置确定通风机性能方法包含所需测量和参数计算,见 31.2.3.1、33.3.3.1、33.4.3.1 和 33.5.3.1。
一般情况下,该方法对符合本标准的所有通风机均有效。

33.2 带有出口防旋流装置和进口附加管道或进口模拟管道的 B 型装置

33.2.1 质量流量的测定

采用下列方法测定质量流量：
带有壁测孔的出口孔板,见图 42 a)和 46 a)；
带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见图 42 b)和 46 a)；
毕托静压管横动法,见图 42 c)和 46 a)；
风室内多喷嘴,见图 42 d)和 46 a)或 b)。

33.2.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

测量：
转速 N ,或旋转频率 n ；
输入功率 P_s 、 P_e 或 P_o ,并估算叶轮功率(见 10.4)；
进口压力 p_{e3} ；
出口压力 p_{e1} ；
流量计上游压力 p_{e6} ；
差压 Δp ；

风室温度 T_6 。

在试验空间内测量：

通风机平均高度处的大气压 p_a ；

环境温度 T_a (接近通风机进口处)；

干、湿球温度 T_d 和 T_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w (见第 12 章)。

33.2.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用本方法。

33.2.3.1 质量流量计算

33.2.3.1.1 采用下列方法测定质量流量：

——带有壁测孔的出口孔板,见 24.8 和图 42 a)；

——带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板,见 24.7 和图 42 b)。

按照 31.2.3.1.1 所述方法。

33.2.3.1.2 采用毕托静压管横动法测定质量流量,见第 25 章和图 42 c)。

按照 31.2.3.1.2 所述方法。

33.2.3.1.3 采用风室内多喷嘴测定质量流量,见第 22 章和图 42 d)。

按照 31.2.3.1.1 所述方法。

33.2.3.2 通风机压力确定

33.2.3.2.1 通风机出口压力

假设(见 31.2.3.2.1)

$$p_1 = p_{e1} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ 或 } P_c}{q_m c_p}$$

马赫数 Ma_4 和比值 Ma_4/Ma_{sg4} 按照 14.4.3.1 确定。

$$\Theta_4 = \Theta_{sg4} \frac{Ma_4}{Ma_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$f_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1\,600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

通风机出口滞止压力 p_{sg2} 由下式给出：

$$\begin{aligned} p_{sg2} &= p_4 + \frac{\rho_4 v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] \\ &= p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] \end{aligned}$$

或

$$p_{csg2} = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

按照 28.6.1 或 28.6.2 和图 35 计算 $(\xi_{2-4})_4$ 。

压力 p_2 由下式给出：

$$p_2 = p_{s2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2}$$

$$= p_{s2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

或

$$p_{c2} = p_{cs2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

式中, Ma_2 , ρ_2 , f_{M2} 按照 14.4.3.2 和 14.5 确定。

33.2.3.2.2 通风机进口压力

a) 按照 28.3 的进口管道(见 32.2.3.2.1)。

测量得到进口压力 p_{e3} ,

$$p_3 = p_a + p_{e3}$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg2} = \Theta_a = T_a + 273.15$$

马赫数 Ma_3 和流体温度 Θ_3 按照 14.4.3.1 确定。

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

或

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

$(\xi_{3-1})_3 < 0$, 按照 28.6.4、28.6.5 和图 35 a) 和 b) 确定。

b) 按照 28.5 或 28.3 的进口模拟管道。

不测量进口压力 p_{e3} 。

管道进口上游的滞止压力为大气压 p_a , 通风机进口滞止温度 Θ_{sg1} 等于环境温度:

$$\Theta_{sg1} = \Theta_a = T_a + 273.15$$

通风机进口滞止压力 p_{sg1} 由下式给出:

$$p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} (\xi_{3-1})_3$$

或

$$p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} (\xi_{3-1})_3$$

式中:

ρ_3 —— 弧形喷嘴下游的管道进口处空气密度, 在按照 14.4.3.2 确定 Ma_3 之后按照 14.4.4 确定;

$(\xi_{3-1})_3 < 0$ —— 截面 3 (进口弧形喷嘴喉部截面) 与通风机进口截面 1 之间的常规摩擦损失系数, 按照 28.6.4 和 28.6.5 确定;

$$(\xi_{3-1})_3 = -\Lambda \frac{L}{D_3}$$

L 为管道长度(见 28.3 和 28.5);

D_3 为管道直径;

Λ 取决于雷诺数 Re_{D3} 。

压力 p_1 按照 14.5.2 确定:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

其中, Ma_1, ρ_1, f_{M1} 按照 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5.2 确定。

33.2.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{TD} 和通风机静压 p_{sTD} 由下列公式确定:

$$p_{TD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sTD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

平均密度等于:

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_\rho = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

33.2.3.3 容积流量确定

容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\text{其中, } \rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

33.2.3.4 通风机空气功率计算

按照 14.8.1 和 14.8.2 确定通风机单位质量功和通风机空气功率。

33.2.3.5 通风机效率确定

按照 31.2.3.5 所述方法。

33.2.4 简化方法

马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02。

在试验管道截面上,滞止温度与静态温度可以认为相等:

$$\Theta_{sgx} = \Theta_x$$

$$f_{M1} = f_{M2} = 1$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_{sg1} = \rho_{sg2} = \rho_{sg3} = \rho_a = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_{sg2} = \Theta_2 = \Theta_{sg3} = \Theta_3 = T_a + 273.15$$

并假定流经试验风道的空气为不可压缩。

33.2.4.1 质量流量确定

质量流量按照 31.2.3.1 和 31.2.4.2.1 所述方法确定,取 $\rho_u = \rho_{sg1}$;但是,应该考虑雷诺数对流量系数 α 的影响。

33.2.4.2 通风机压力确定

33.2.4.2.1 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 由下式给出(见 31.2.4.2.1):

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

式中, $(\xi_{2-4})_4$ 按照 28.6.1 和 28.6.2 和图 35 a)、b) 确定。

$$p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

33.2.4.2.2 通风机进口压力(见 32.2.4.2.1)

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3] \quad (\text{测量 } p_{e3})$$

或, 如果不测量 p_{e3}

$$p_{sg1} = p_a + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 (\xi_{3-1})_3$$

$$p_{esg1} = \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 (\xi_{3-1})_3$$

其中, $(\xi_{3-1})_3 < 0$ 按照 28.6.4 和 28.6.5 以及 33.2.3.2.1 或 33.2.3.2.2 确定。

压力 p_1 由下式给出:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

33.2.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{TD} 和通风机静压 p_{sTD} 由下列公式给出:

$$p_{TD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sTD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

33.2.4.3 容积流量确定

容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

33.2.4.4 通风机空气功率确定

通风机空气功率 P_{uD} 和通风机静空气功率 P_{usD} 由下列公式给出:

$$P_{uD} = p_{TD} q_{Vsg1}$$

$$P_{usD} = p_{sTD} q_{Vsg1}$$

33.2.4.5 通风机效率确定

通风机效率由下列公式确定:

$$\eta_{\text{rD}} = \frac{P_{\text{uD}}}{P_{\text{r}}}$$

$$\eta_{\text{srD}} = \frac{P_{\text{usD}}}{P_{\text{r}}}$$

33.3 不带出口防旋流装置和公用段、带有进口管道或进口模拟管道修正的 B 型试验装置

这个装置可用于带有轻微出口旋流的通风机。

33.3.1 流量确定

采用风室内多喷嘴测定流量,见第 22 章和图 43 及图 45b)。

33.3.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

测量:

- 转速 N , 或旋转频率 n ;
- 输入功率 P_{s} 、 P_{o} 或 P_{e} , 并估算叶轮功率(见 10.4);
- 出口压力 p_{e1} ;
- 流量计上游压力 p_{c6} ;
- 差压 Δp ;
- 风室温度 T_{e} 。

在试验空间内测量:

- 通风机平均高度处的大气压 p_{a} ;
- 接近通风机进口处的环境温度 T_{a} ;
- 干、湿球温度 T_{d} 和 T_{w} 。

确定环境空气密度 ρ_{a} 和湿空气气体常数 R_{w} (见第 12 章)。

33.3.3 可压缩流体的一般方法

当基准马赫数 $Ma_{2\text{ref}}$ 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用本方法。

33.3.3.1 质量流量确定

采用风室内多喷嘴测定质量流量,见第 22 章和图 43。

按照 31.3.3.1 所述方法。

33.3.3.2 通风机压力计算

33.3.3.2.1 通风机出口压力

按照 31.3.3.2.1 所述方法,但是 $(\xi_{2-1})_1 = 0$, 且 $A_{2,1}$ 为位于风室内排出端的试验管道的截面积。

33.3.3.2.2 通风机进口压力

采用 33.2.3.2.2 所述方法。

33.3.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{D} 和通风机静压 p_{sD} 按照 33.2.3.2.3 确定。

33.3.3.3 容积流量确定

容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

33.3.3.4 通风机空气功率计算

按照 14.8.1、14.8.2.1 和 14.8.2.2 以及如 31.2.3.4,确定通风机单位质量功和通风机空气功率。

33.3.3.5 通风机效率计算

按照 31.2.3.5 所述方法。

33.3.4 简化方法

在基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02 的场合,可采用本方法。

在通风机试验管道截面上,滞止温度和静态温度可以视作相等:

$$\Theta_x = \Theta_{sgx}$$

$$\rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_2 = \rho_{sg2} = \rho_3 = \rho_4 = \rho_6 = \frac{p_a}{R_w \Theta_a}$$

$$f_{M1} = f_{M2} = 1$$

可以测量试验管道内温度,流经试验风道的空气可以视作不可压缩。

33.3.4.1 质量流量确定

按照 31.3.3.1 所述方法确定质量流量,取 $\rho_6 = \rho_a$;但是,应考虑雷诺数对流量系数 α 的影响。

33.3.4.2 通风机压力确定

33.3.4.2.1 通风机出口压力

按照 33.2.4.2.1 所采用的方法确定滞止压力 p_{sg2} 和出口压力 p_2 ,其中 $(\xi_{2-4})_4 = 0$ 、 $A_{2.4}$ 为排向风室的试验管道面积。

33.3.4.2.2 通风机进口压力

按照 33.2.4.2.2 所采用的方法确定滞止压力 p_{sg1} 和进口压力 p_1 。

33.3.4.2.3 通风机压力

按照 33.2.4.2.3 确定通风机压力 p_{TD} 和通风机静压 p_{sTD} 。

33.3.4.3 容积流量确定

容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

33.3.4.4 风机空气功率确定

按照 33.2.4.2.1 所述方法。

33.3.4.5 通风机效率确定

如 33.2.4.5 确定通风机各项效率。

33.4 带公用进口管道和带有防旋流装置的出口公用段管道的 C 型装置

33.4.1 质量流量确定

采用下列方法测定质量流量：

- 锥形或弧形进口，见图 44 a)；
- 带有壁测孔的进口孔板，见图 44 b) 和 46 c)；
- 带有壁测孔的进口孔板，见图 44 c) 和 46 c)；
- 带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板，见图 44 d) 和 46 c)；
- 毕托静压管横动法，见图 44 e) 和 46 c)。

33.4.2 试验中的测量参数

测量：

- 转速 N ，或旋转频率 n ；
- 输入功率 P_a 、 P_o 、 P_e ，并估算叶轮功率（见 10.4）；
- 流量计差压 Δp ；
- 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e3} ；
- 进口静压 p_{e3} ；
- 出口静压 p_{e4} ；

在试验空间内测量：

- 通风机平均高度处的大气压 p_a ；
- 接近管道进口处的环境温度 T_a ；
- 干、湿球温度 T_d 和 T_w 。

确定环境空气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w （见第 12 章）。

33.4.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时，应使用本方法。

33.4.3.1 质量流量的计算

33.4.3.1.1 采用下列方法测定流量：

- 锥形或弧形进口，见第 23 章和图 44 a)；
 - 带有壁测孔的进口孔板，见 24.2.1 和图 44 c)。
- 按照 32.2.3.1.1 所述方法。

33.4.3.1.2 采用带有 D 和 $D/2$ 测孔的管道内孔板测定流量，见 24.7、24.8 和图 44 d)。

按照 32.2.3.1.2 所述方法。

33.4.3.1.3 采用毕托静压管横动法测定流量，见第 25 章和图 44 e) 和 f)。

按照 32.2.3.1.3 所述方法。

33.4.3.2 通风机压力确定

33.4.3.2.1 通风机进口压力

滞止压力 p_{sg1} 和压力 p_1 按照 30.2.3.2.1 所述方法确定。

33.4.3.2.2 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 和压力 p_2 按照以下方法确定（见 31.2.3.2.1）。

假设

$$p_4 = p_{e4} + p_a$$

$$\Theta_{sg4} = \Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ 或 } P_c}{q_m c_p}$$

截面 4 的马赫数和温度 Θ_4 按照 14.4.3.1 确定。

$$\Theta_4 = \Theta_{sg1} \frac{Ma_4}{Ma_{sg4}}$$

$$\rho_4 = \frac{p_4}{R_w \Theta_4}$$

$$f_{M4} = 1 + \frac{Ma_4^2}{4} + \frac{Ma_4^4}{40} + \frac{Ma_4^6}{1600} \quad (\text{见 } 14.5.1)$$

按照 28.6 和图 35 计算截面 2、4 之间的常规摩擦损失系数 $(\xi_{2-4})_4$ 。

滞止压力 p_{sg2} 由下式给出：

$$\begin{aligned} p_{sg2} &= p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] \\ &= p_4 + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] \end{aligned}$$

或

$$p_{csg2} = p_{c4} + \frac{1}{2\rho_4} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

按照 14.5.2 计算压力 p_2 和密度 ρ_2 ，按照 14.4.3.2 确定 Ma_2 ：

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

或

$$p_{c2} = p_{csg2} - \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

33.4.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fD} 和通风机静压 p_{sfD} 由下列公式给出：

$$p_{fD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{csg2} - p_{csg1}$$

$$p_{sfD} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{csg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

33.4.3.3 容积流量计算

容积流量由下式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

33.4.3.4 通风机空气功率计算

按照 32.2.3.4 计算通风机单位质量功和通风机空气功率。

33.4.3.5 通风机效率计算

按照 32.2.3.5 确定通风机各项效率。

33.4.4 简化方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02 时,流经试验风道的空气可以视作不可压缩,平面 3、5 之间设有辅助通风机的除外[见图 44 b)]。

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = T_3 + 273.15$$

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho_3$$

$$f_{M1} = f_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

33.4.4.1 质量流量确定

按照 33.4.1 以及 32.2.4.1 中的假设确定质量流量。

33.4.4.2 通风机压力确定

33.4.4.2.1 通风机进口压力

滞止压力 p_{sg1} 和压力 p_1 由下列方法确定(见 32.2.4.2.1)。

假设

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\rho_1 = \frac{p_3}{R_w \Theta_1}$$

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3] \quad (\text{见 } 30.2.3.2.1)$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

33.4.4.2.2 通风机出口压力

滞止压力 p_{sg2} 和压力 p_2 由下列方程确定(见 31.2.3.2.1)。

假设

$$p_4 = p_{e4} + p_a$$

$$p_{sg2} = p_4 + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

或

$$p_{esg2} = p_{e4} + \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_4} \right)^2 [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

$$p_2 = p_{sg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$p_{e2} = p_{esg2} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

33.4.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fD} 和通风机静压 p_{sD} 由下列公式给出:

$$p_{fD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{sD} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

33.4.4.3 容积流量确定

容积流量由下式给出:

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

33.4.4.4 通风机空气功率确定

按照 14.8.5.6

$$P_{uD} = q_{Vsg1} p_{fD}$$

$$P_{usD} = q_{Vsg1} p_{sD}$$

33.4.4.5 通风机效率确定

通风机各项效率按照 14.8.1 和 14.8.2 确定。

33.5 不带防旋流装置的出口模拟管道的 C 型装置

本装置可用于出口没有旋流的通风机或大型通风机。

此时,通过当事双方同意,可采用此装置测量通风机性能。

采用这个方法所获得的结果与进出口皆采用公用段所获得的结果会存在一定程度的差异,特别是当气流在出口处产生较大旋流时。

33.5.1 质量流量确定

采用下列方法测定质量流量:

- 风室上游毕托静压管横动法,见图 45 a)和图 46 e);
- 风室内多喷嘴,见图 45 b)和图 46 e);
- 毕托静压管横动法,见图 44 f)和图 46 g)。

33.5.2 试验中的测量参数(见第 20 章)

测量:

- 转速 N ,或旋转频率 n ;
- 输入功率 P_a 、 P_o 或 P_e ,并估算叶轮功率(见 10.4);
- 差压 Δp ;
- 流量计上游压力 p_{e7} 或 p_{e5} ;
- 风室滞止压力 p_{esg3} 或静压 p_{e3} ;
- 风室温度 T_3 ;
- 辅助通风机输入功率 P_{ex} (可选)。

在试验空间测量:

- 通风机平均高度处的大气压 p_a ;
- 接近通风机进口处的环境温度 T_a ;

——干、湿球温度 T_d 、 T_w 。

确定环境大气密度 ρ_a 和湿空气气体常数 R_w 见第 12 章。

33.5.3 可压缩流体流动的一般方法

当基准马赫数 Ma_{2ref} 大于 0.15 和压比大于 1.02 时,应采用本方法。

33.5.3.1 质量流量确定

33.5.3.1.1 采用毕托静压管横动法测定质量流量,见第 25 章和图 46 e)、g)及图 44 f)。

按照 32.3.3.1.1 所述方法。

33.5.3.1.2 采用风室内多喷嘴测定质量流量,见第 22 章和图 46 e)及图 45 b)。

按照 32.3.3.1.2 制定的方法。

33.5.3.2 通风机压力确定

33.5.3.2.1 通风机进口压力

33.5.3.2.1.1 在进口管道测量进口压力 p_{e3} ,见图 44 a)~d)和图 46 f)。

进口压力计算按照 31.2.3.2.2。

a) 平面 5、3 之间无辅助通风机。

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} = \Theta_a = \Theta_{sg1} = T_a + 273.15$$

按照 14.4.3.1 确定马赫数 Ma_3 和比值 Ma_3/Ma_{sg3}

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} \frac{Ma_3}{Ma_{sg3}}$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

滞止压力 p_{sg1} 由下式给出(见 14.5):

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3]$$

式中:

$(\xi_{3-1})_3 < 0$ ——按照 28.6.4 和 28.6.5[见 32.2.3.2.1 a)]计算的截面 1、3 之间的常规摩擦损失系数;

f_{M3} ——马赫系数(见 14.5.1)。

b) 平面 5、3 之间有辅助通风机[见 32.2.3.2.1 b)]。

对于采用内置式电机的辅助通风机,当测量其叶轮功率 P_{rx} 或电功率 P_{ex} 时:

$$\Theta_{sg3} = \Theta_{sg7} + \frac{P_{rx} \text{ 或 } P_{ex}}{q_m c_p} = \Theta_{sg1}$$

在其他情况下,应在进口管道内测量温度、并假定其为滞止温度 Θ_{sg3} ,按照 14.4.3.1 确定 Θ_3 ,并按第一种情况计算滞止压力 p_{sg1} 。

取 $\Theta_{sg1} = \Theta_{sg3}$ 、按照 14.4.3.2 计算马赫数 Ma_1 和比值 Θ_1/Θ_{sg1} 之后,确定压力 p_1 。

按照 14.4.4 计算密度 ρ_1 ,并由下式给出静压 p_1 :

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

33.5.3.2.1.2 在试验风室内测量进口压力 p_{e3} (见 32.3.3.2.1)。

a) 风室内测量表压 p_{e3} 。

假设

$$f_{M3} = 1$$

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_{sg1} = \Theta_{sg3} = \Theta_3 = T_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3}$$

截面 3 处的滞止压力 p_{sg3} 由下式给出:

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

b) 风室内测量滞止表压 p_{esg3} 。

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

$$\Theta_{sg3} = \Theta_3 = \Theta_{sg1} = T_3 + 273.15$$

对于长度为 D_1 或 $2D_1$ 的进口模拟管道,无摩擦损失容差,且

$$p_{sg1} = p_{sg3}$$

$$p_{esg1} = p_{esg3}$$

如果所需进口模拟管道长度大于 D_1 或 $2D_1$,可考虑该管道的摩擦损失。

滞止压力由下列公式给出:

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_{3,1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M3,1} (\xi_{3-1})_1$$

或

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_{3,1}} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M3,1} (\xi_{3-1})_1$$

式中:

$\rho_{3,1}$ ——按照 14.4.3.2 和 14.4.4 计算的弧形进口喉部截面处的空气密度;

$f_{M3,1}$ ——对应于马赫数 $Ma_{3,1}$ 的马赫系数;

$(\xi_{3-1})_1$ ——按照 28.6.4 和 28.6.5 计算的常规摩擦损失系数

$$(\xi_{3-1})_1 = -\Lambda \frac{L}{D_1} < 0$$

L ——直径为 D_1 的进口模拟管道的长度。

压力 p_1 由下式给出:

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

其中, Ma_1 、 ρ_1 和 f_{M1} 按照 14.4.3.2、14.4.4 和 14.5 计算。

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_1} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 f_{M1}$$

33.5.3.2.2 通风机出口压力

对于出口管道,不计摩擦损失。

$$p_2 = p_a \text{ 或 } p_{e2} = 0$$

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_r \text{ 或 } P_c}{q_m c_p}$$

滞止压力 p_{sg2} 由下式给出：

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

或

$$p_{csg2} = \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2 f_{M2}$$

式中, ρ_2 为通风机出口密度：

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R_w \Theta_2}$$

Ma_2 和 Θ_2 按照 14.4.3.1 计算。

33.5.3.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fD} 和通风机静压 p_{sID} 由下列方程确定：

$$p_{fD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{csg2} - p_{csg1}$$

$$p_{sID} = p_2 - p_{sg1} = -p_{csg1}$$

$$\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

$$k_p = \frac{\rho_1}{\rho_m}$$

33.5.3.3 容积流量确定

容积流量由下式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

式中：

$$\rho_{sg1} = \frac{p_{sg1}}{R_w \Theta_{sg1}}$$

33.5.3.4 通风机空气功率确定

按照 33.2.3.4 所述方法确定通风机单位质量功和通风机空气功率。

33.5.3.5 通风机效率确定

按照 32.2.3.5 所述方法。

33.5.4 简化方法

基准马赫数 Ma_{2ref} 小于 0.15 和压比小于 1.02, 试验管道截面上的滞止温度和静态温度可以视作相等：

$$\Theta_1 = \Theta_{sg1} = \Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_2 = \Theta_{sg2} = T_3 + 273.15$$

$$f_{M1} = f_{M2} = 1$$

$$k_p = 1$$

所用方法依据流经试验管道为不可压缩空气的假设, 试验通风机上游设有辅助通风机的除外。

33.5.4.1 质量流量确定

按照 32.3.4.1 确定质量流量。

33.5.4.2 通风机压力确定

33.5.4.2.1 通风机进口压力

33.5.4.2.1.1 试验管道内测量进口压力 p_{e3} (见 32.2.4.2.1)。

$$p_3 = p_{e3} + p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = T_3 + 273.15$$

$$\rho_3 = \frac{p_3}{R_w \Theta_3} = \rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_{sg2}$$

由下列方程给出通风机进口滞止压力：

$$p_{sg1} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 - (\xi_{3-1})_3]$$

或

$$p_{esg1} = p_{e3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2 [1 - (\xi_{3-1})_3]$$

式中, $(\xi_{3-1})_3 < 0$ 按照 33.5.3.2.1.1 确定。

压力 p_2 由下式给出：

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

或

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

33.5.4.2.1.2 试验风室内测量进口压力 p_{e3} 或 p_{esg3} 。

$$p_3 = p_{e3} = p_a$$

$$\Theta_3 = \Theta_{sg3} = \Theta_{sg1} = \Theta_1 = T_3 + 273.15$$

$$p_{sg3} = p_3 + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_3} \right)^2$$

或

$$p_{sg3} = p_{esg3} + p_a$$

$$\rho_1 = \rho_{sg1} = \rho_3$$

$$p_{sg1} = p_{sg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\xi_{3-1})_1$$

$$p_{esg1} = p_{esg3} + \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2 (\xi_{3-1})_1$$

$$p_1 = p_{sg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

$$p_{e1} = p_{esg1} - \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{q_m}{A_1} \right)^2$$

其中, $(\xi_{3-1})_1 < 0$ 为常规摩擦损失系数。

33.5.4.2.2 通风机出口压力

在通风机出口

$$p_2 = p_a \text{ 或 } p_{e2} = 0$$

$$p_{sg2} = p_2 + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

或

$$p_{esg2} = p_{e2} + \frac{1}{2\rho_2} \left(\frac{q_m}{A_2} \right)^2$$

$$\rho_3 = \rho_2 = \rho_1 = \rho_{sg3}$$

33.5.4.2.3 通风机压力

通风机压力 p_{fD} 和通风机静压 $p_{s fD}$ 由下式给出：

$$p_{fD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

$$p_{s fD} = p_2 - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

33.5.4.3 容积流量确定

容积流量由下式给出：

$$q_{Vsg1} = \frac{q_m}{\rho_{sg1}}$$

33.5.4.4 通风机空气功率确定

通风机空气功率由下式给出：

$$P_{uD} = q_{Vsg1} p_{fD}$$

$$P_{usD} = q_{Vsg1} p_{s fD}$$

33.5.4.5 通风机效率确定

通风机各项效率由下式给出：

$$\eta_{rD} = \frac{P_{uD}}{P_r}$$

$$\eta_{srD} = \frac{P_{usD}}{P_r}$$

附录 A

(规范性附录)

通风机压力与通风机装置类型

A.1 概述

根据第 18 章,定义了四种通风机的装置类型:

- A 型:自由进口和自由出口;
- B 型:自由进口和管道出口;
- C 型:管道进口和自由出口;
- D 型:管道进口和管道出口。

A.2 通风机压力

按照国际间共识,通风机压力定义为通风机出口滞止压力与通风机进口滞止压力之差,即:

$$p_t = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

对于自由出口通风机,当通风机向试验风室或分隔空间排气时,尽管其能量来自通风机,但仍将通风机出口动能视作损失,这种情况下通风机的有效压力即为通风机的静压:

$$p_{st} = p_{sg2} - p_{d2} \cdot f_{M2} - p_{sg1} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

在标准化装置中,这些数值的确定取决于通风机分类中的装置类型(见第 18 章),其定义如下。

a) A 型:自由进口和自由出口

有效通风机压力为:

$$p_{stA} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - p_{sg1}$$

$$\text{已知: } p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} = p_2$$

数值 $p_2 - p_{sg1}$ 为通风机静压

$$p_{stA} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

尽管通风机静压 p_{stA} 为 A 型装置通风机的有效通风机压力,但也可由下式计算通风机压力 p_{tA} :

$$p_{tA} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

b) B 型:自由进口和管道出口

有效通风机压力为通风机压力,由下式给出:

$$p_{tB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

通风机静压由下式给出:

$$p_{stB} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - p_{sg1} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

c) C 型:管道进口和自由出口

有效通风机压力为通风机静压 p_{stC} ,由下式确定:

$$p_{stC} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - p_{sg1} = p_2 - p_{sg1} = p_{c2} - p_{esg1}$$

通风机压力可按下式计算:

$$p_{fC} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

d) D型:管道进口和管道出口

有效通风机压力为通风机压力,定义如下式:

$$p_{fD} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{esg2} - p_{esg1}$$

通风机静压可由下式给出:

$$p_{sfd} = p_2 - p_{sg1} = p_{e2} - p_{esg1}$$

A.3 计算

A.3.1 A型

A.3.1.1 进口试验风室(见图 36、图 37、图 38)

在这种情况下,有效通风机压力为通风机静压 p_{sfA} ,由下列表达式给出:

$$p_2 = p_a$$

$$p_{sfA} = p_a - p_{sg1} = -p_{esg1}$$

式中:

$$p_{sg1} = p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3}$$

$$p_{esg1} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3}$$

风室内马赫数 Ma_3 通常小于 0.15,则 $f_{M3} = 1$ 。

通风机压力 p_{fA} 由下式给出:

$$p_{fA} = p_a + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - \left(p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} \right) = \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - \left(p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} \right)$$

其中, ρ_2 、 v_{m2} 、 f_{M2} 、 ρ_3 、 v_{m3} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.8.5 计算。

A.3.1.2 出口试验风室

当通风机从试验空间或自由进口大气吸入空气(见图 46),进口滞止压力等于大气压:

$$p_2 = p_4$$

$$p_{sg1} = p_a$$

有效通风机压力为通风机静压:

$$p_{sfA} = p_4 - p_a = p_{e4}$$

通风机压力由下式给出:

$$p_{fA} = p_4 + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - p_a = p_{e4} + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2}$$

式中, ρ_2 、 v_{m2} 、 f_{M2} 按照 14.4、14.5 或 14.6 计算。

注:出口风室尺寸相对于通风机尺寸而言非常大(相当于大型开放空间),对于相同的通风机,出口风室的横截面积至少为进口试验风室横截面积的 2 倍或 3.2 倍,这取决于风室类型。

A.3.2 B型

通风机由试验空间或自由大气吸入空气:

$$p_{sg1} = p_a$$

在这种情况下,有效通风机压力为通风机压力,由下式给出:

$$p_{fB} = p_{sg2} - p_{sg1} = p_{sg2} - p_a = p_{esg2}$$

且

$$p_{sg2} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

$$p_{esg2} = p_{e4} + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4]$$

通风机静压为

$$\begin{aligned} p_{sB} &= p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - p_a \\ &= p_{esg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} \end{aligned}$$

式中, ρ_4 、 v_{m4} 、 f_{M4} 、 ρ_2 、 v_{m2} 、 f_{M2} 按照 14.4、14.5 或 14.6 计算。

A.3.3 C 型

此种情况下的有效通风机压力为通风机静压,可由下式给出:

$$p_2 = p_a$$

$$\begin{aligned} p_{sC} &= p_2 - p_{sg1} = p_a - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \\ &= - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

通风机压力为:

$$p_{fC} = p_a + \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\}$$

式中, ρ_3 、 v_{m3} 、 f_{M3} 、 ρ_2 、 v_{m2} 、 f_{M2} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.8.5 计算。

A.3.4 D 型

这种情况下,有效通风机压力为通风机压力,由下式给出:

$$\begin{aligned} p_{fD} &= p_{sg2} - p_{sg1} = p_4 + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \\ &= p_{e4} + \rho_4 \frac{v_{m4}^2}{2} f_{M4} [1 + (\xi_{2-4})_4] - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

通风机静压由下式给出:

$$\begin{aligned} p_{sD} &= p_2 - p_{sg1} = p_{sg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - \left\{ p_3 + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \\ &= p_{esg2} - \rho_2 \frac{v_{m2}^2}{2} f_{M2} - \left\{ p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} f_{M3} [1 + (\xi_{3-1})_3] \right\} \end{aligned}$$

其中, ρ_4 、 v_{m4} 、 f_{M4} 、 ρ_3 、 v_{m3} 、 f_{M3} 、 ρ_2 、 v_{m2} 、 f_{M2} 按照 14.4、14.5、14.6 或 14.8.5 计算。

注: $(\xi_{3-1})_3$ 和 p_{e3} 通常为负数。

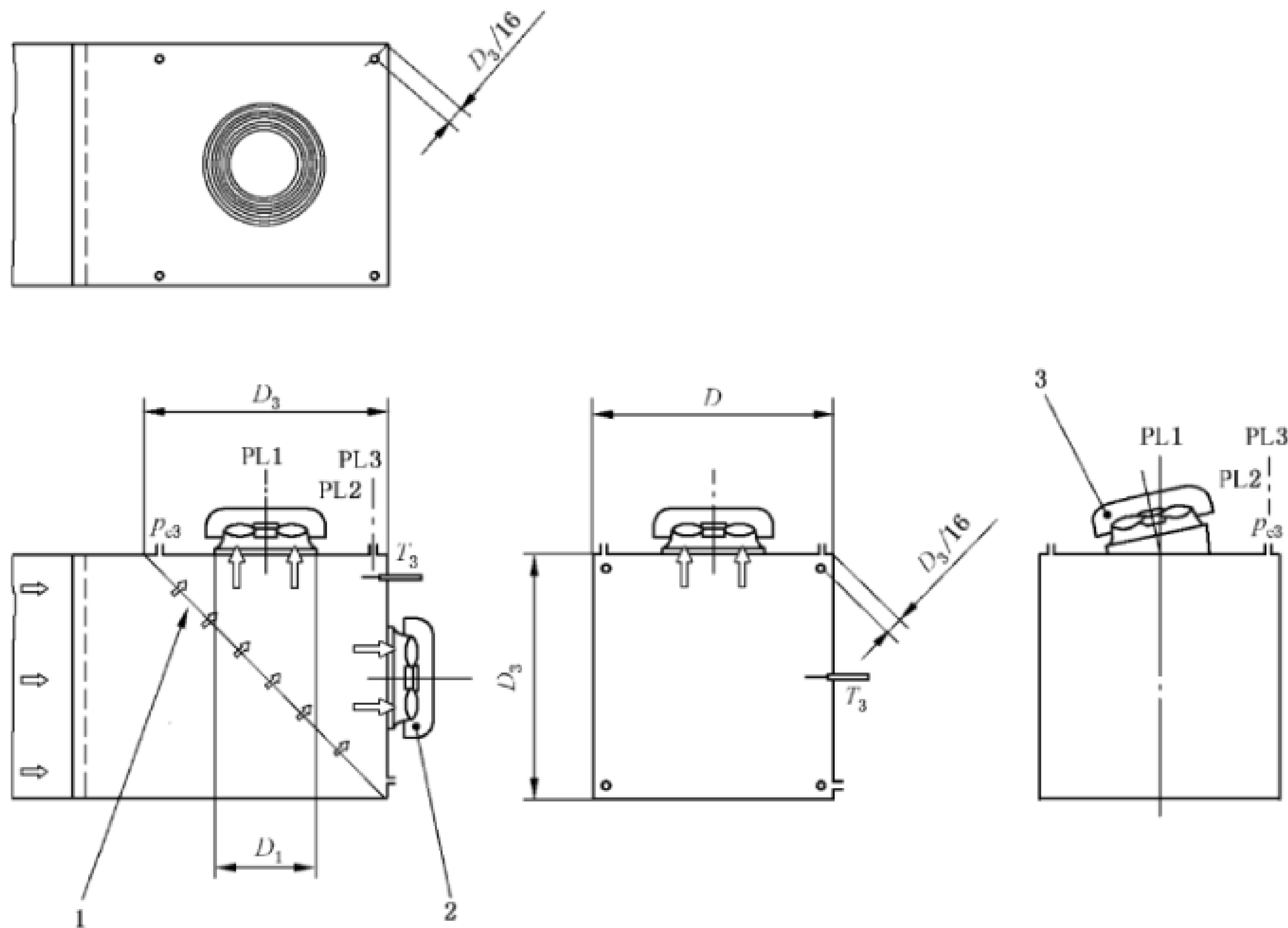
附录 B
(规范性附录)

装有通风机的屋顶排气通风装置

B.1 带有重力控制空气挡板的装有通风机的屋顶排气通风装置要求在其正确的安装位置进行试验,有必要对标准的布置形式稍作改动以满足这个特殊的安装要求。

图 B.1 示出仅允许用于这种类型设备的两种变型装置。

B.2 图 B.1 示出了一种改进型式,包括了最大通流面积为 45% 的倾斜式最终网筛,以及装置的可选用的安装位置。



说明:

1——稳流网;

2——可选安装布置及其相关的压力测孔;

3——倾斜通风机安装布置。

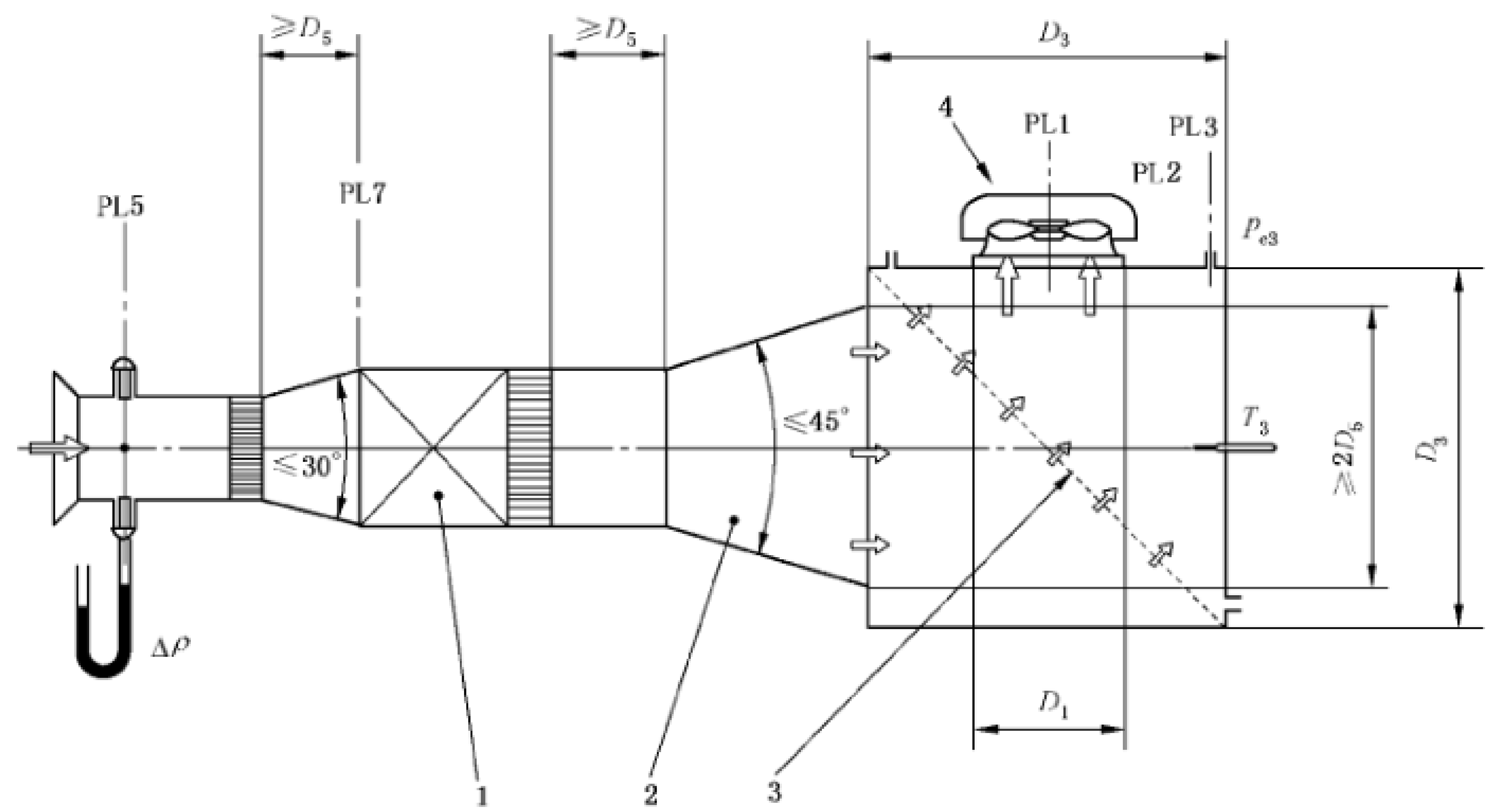
注 1: 试验装置的其余部分见图 40 a)~e)。

注 2: $D_1 \leq 0.5D_3$, 其中 D_1 为屋顶开口直径, 或矩形开口的长边。

注 3: 应按照 30.2 进行测量和计算。

图 B.1 安装在进口风室上的装有通风机的屋顶排气通风装置的试验装置

B.3 另外一种允许的改进型式如图 B.2 所示的按照 C 型试验的装置,在进口喷嘴的出口端采用加载网筛。



说明:

1——辅助通风机;

2——过渡段;

3——稳流网筛;

4——试验通风机(所示为离心叶轮式)。

注: 通常 $p_{e3} \leq 0$ 。

图 B.2 安装在 C 型装置上的装有通风机的屋顶排气通风装置

改变控制装置的位置、并采用适当的进入风室前的扩张段,使之可以在风室内使用对角放置的最大通流面积为 45% 的单个网筛。

对于非常大的进口风室的情况,采用对角网筛不太可行,此时,如果能够证明在测量范围内的空气容积流量,进入试验通风机的气流基本均匀、且无旋流,可以不使用网筛。

试验装置见图 B.2。

测量 Δp 、 p_{e3} 、 T_3 , 并取 $T_u = T_a$

$$p_{e2} = 0$$

$$p_{csg3} = p_{e3} + \rho_3 \frac{v_{m3}^2}{2} = p_{csg1}$$

$$p_{e3} < 0$$

附 录 C
(资料性附录)
风室泄漏试验方法

C.1 概述

所关注的为测量平面与空气流动装置之间的容积,对于进口风室,试验压力可以为负;对于出口风室,试验压力可以为正。
推荐三种方法进行泄漏率试验。

C.2 压力衰减法

C.2.1 计算

图 C.1 a)和 b)所示为典型的试验装置。试验风室密闭、加压,然后关闭阀门,在时间 $t=0$ 时记录初始静压 p_0 ,然后每隔一定时间记录一次压力(间隔时间应足够短,以便绘制出压力-时间曲线),直至压力 p 达到一个稳定值。

采用理想气体定律:

$$pV = mRT \quad \text{或} \quad p = \rho RT \quad \dots\dots\dots (C.1)$$

式中:

- p —— 静压;
- V —— 风室容积;
- m —— 风室内空气质量;
- R —— 气体常数;
- T —— 空气的绝对温度;
- ρ —— 空气密度。

对时间求导,

$$V \frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt} RT$$

和

$$Q = \frac{1}{\rho} \frac{dm}{dt}$$

或

$$\frac{dm}{dt} = \rho Q$$

替换并改写式子为:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\rho Q RT}{V}$$

或

$$Q = \frac{V}{\rho RT} \frac{dp}{dt}$$

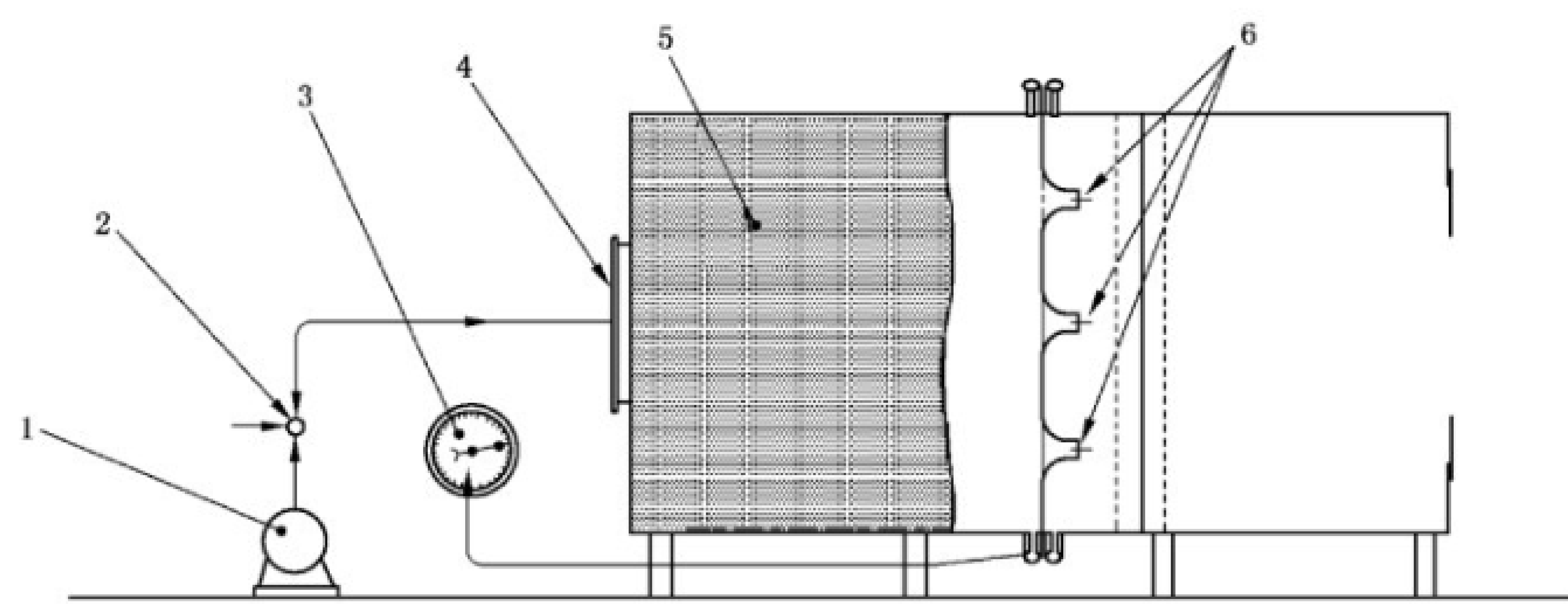
和

$$Q=\frac{V}{p} \frac{dp}{dt}$$

或

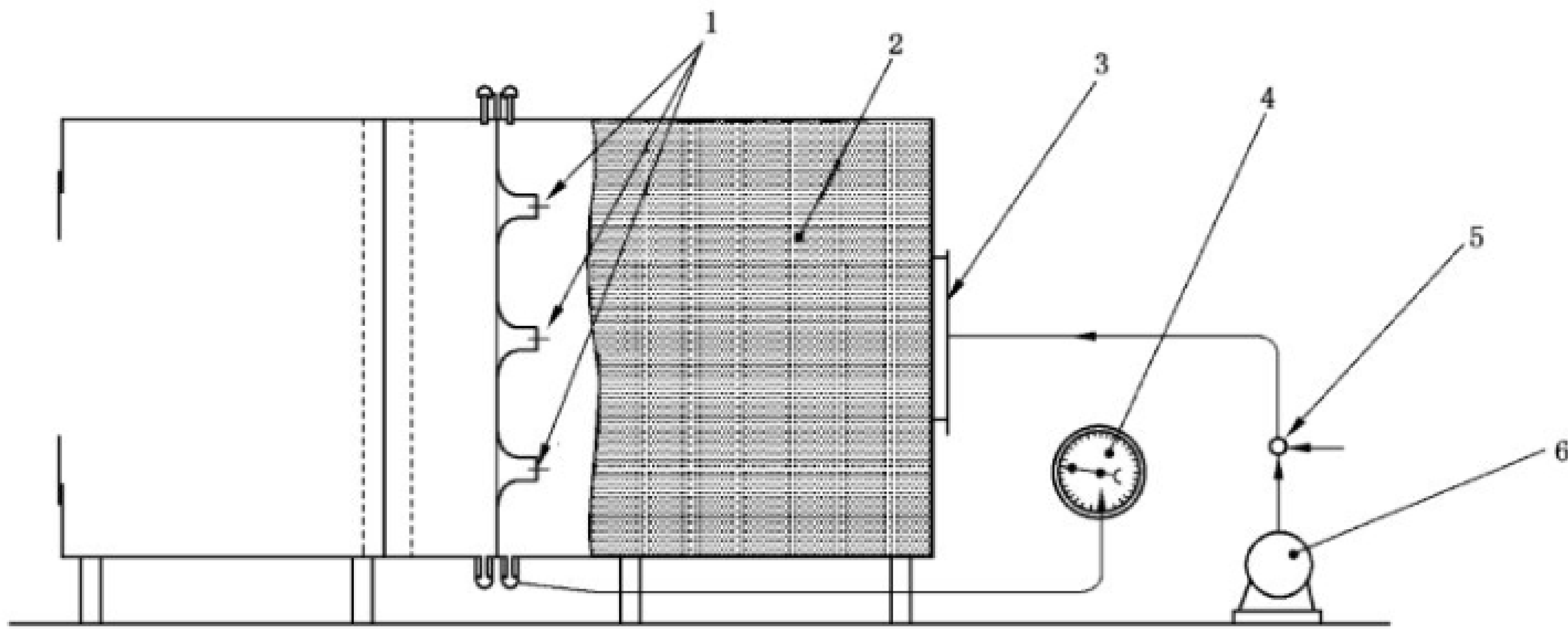
$$Q=\frac{V}{p} \frac{\Delta p}{\Delta t} \dots\dots\dots (C.2)$$

其中，Q 为泄漏空气流量。
只要已知风室的压力衰减曲线[图 C.1 c)],则可以由式(C.2)确定泄漏量 Q。



- 说明：
- 1——通风机或空气压缩机；
 - 2——阀门；
 - 3——压力表；
 - 4——试验通风机位置；
 - 5——试验风室；
 - 6——已堵塞的喷嘴。

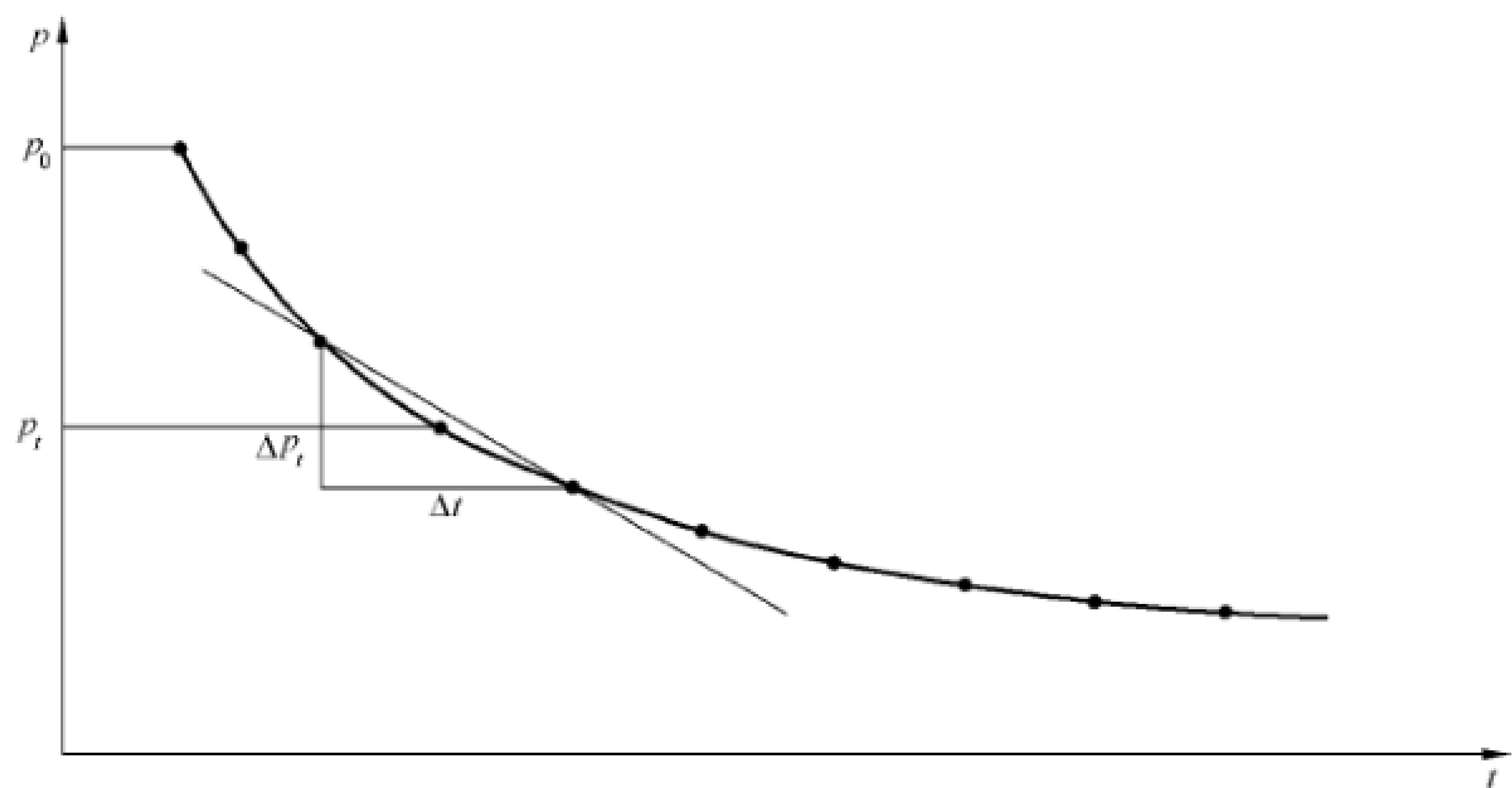
a) 出口侧风室装置



- 说明：
- 1——已堵塞的喷嘴；
 - 2——风室；
 - 3——试验通风机位置；
 - 4——压力表；
 - 5——阀门；
 - 6——真空泵。

b) 进口侧风室装置

图 C.1 用于泄漏试验的压力衰减法



$$Q=\frac{V}{p_t} \frac{\Delta p_t}{\Delta t}$$

式中：

p_t ——试验压力；

$\frac{\Delta p_t}{\Delta t}$ ——图 C.1 c) 中的曲线斜率；

Δt ——最小时间间隔，10 s。

说明：

p ——压力，Pa； t ——时间，s。

c) 风室压力随时间衰减曲线图

图 C.1 (续)

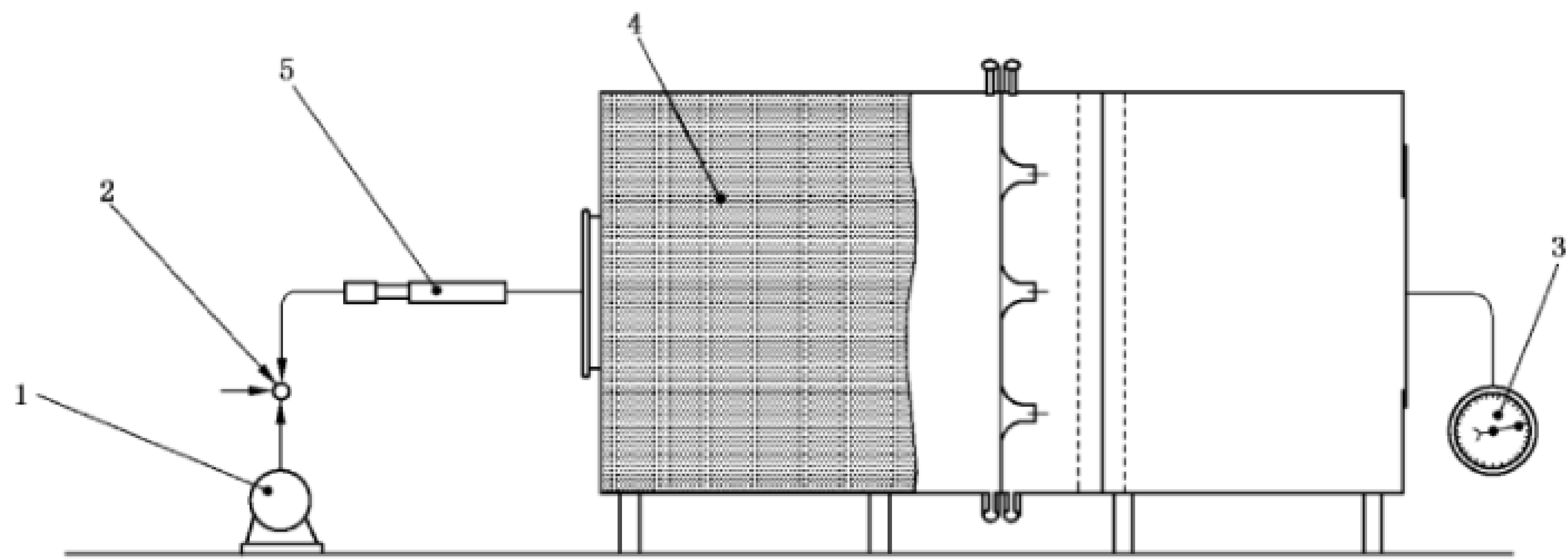
C.2.2 方法

- a) 对试验风室加压或抽气直至试验压力 p_t 高于测量泄漏时的压力，关闭控制阀门。
- b) 在时间 $t=0$ 时，启动秒表并在一定时间间隔时记录压力（建议至少取 3 个读数），得到如图 C.1 c) 所示的衰减曲线，继续记录，直至压力无明显变化时为止。
- c) 压力的快速变化表示存在大量泄漏，应找出泄漏点并予以修复。

C.3 流量计法

如下图 C.2 所示为试验装置，其方法为：在将试验风室密封之后，对其加压或抽气，并采用流量计确立泄漏流量，风室内压力保持恒定，流量计直接给出泄漏量的读数。

对风室加压或抽气的工作源的要求是应能够维持风室内恒定的压力。



- 说明：
- 1——通风机或空气压缩机；
 - 2——阀门；
 - 3——压力表；
 - 4——试验风室；
 - 5——流量计。

图 C.2 泄漏试验装置，流量计法

C.4 两步法

对于分割成两部分的试验风室，如多喷嘴风室，C.2 和 C.3 中提出的单步泄漏试验方法不能够区分泄漏是源于风室外壁还是喷嘴墙。

两步测量法可以提供对于这两种泄漏的单独估计，获得更多的信息用以消除泄漏，以及对风室泄漏所产生的影响每次容积流量测量精度的系统误差的估计。

C.4.1 第一步

C.4.1.1 采用与通风机机壳或试验管道的典型连接的代表性方法封闭试验风室与通风机或试验管道的连接处。

C.4.1.2 喷嘴墙上开启一个小喷嘴（例如，直径为 25 mm 的喷嘴），其喉部面积为 A_{in} ，同时其余的喷嘴全部关闭。

C.4.1.3 开启辅助通风机，使得喷嘴墙与辅助通风机之间的半个风室内的压力相对于外部压力与风室内的典型压力同号，即为负压（对于出口风室）或正压（对于进口风室），（考虑到结构的完整性，每个风室都有负压极限）。

C.4.1.4 测量喷嘴墙前后压差 Δp_a 和出口风室上游半个风室内的负压、或进口风室下游半个风室内的正压， p_{s_0} 。

C.4.2 第二步

C.4.2.1 将一个喉部面积为 A_{in} 的小喷嘴（与第一步时所用的相同）安装在面板的开孔上，该板接近于通常连接通风机机壳或试验管道的试验风室的开口处。

C.4.2.2 关闭喷嘴墙上的所有喷嘴。

C.4.2.3 开启辅助通风机，使得下游半个风室内为负压，或进口风室上游半个风室为正压，与喷嘴墙前后典型压差同号，（考虑到结构的完整性，每个风室都有负压极限）。

C.4.2.4 测量出口风室上游半个风室内的负压新值、或进口风室下游半个风室内的正压新值, p_{sb} , 以及喷嘴板前后压差, Δp_b 。

求解下列方程, 可以估算得到通过连接开口处与喷嘴墙之间的半个风室的等效泄漏通道面积 A_c , 和通过喷嘴墙本身的等效泄漏通道面积 A_w , 其单位与 A_{tn} 的相同。

$$\sqrt{dp_a}(A_{tn} + A_w) = \sqrt{p_{sa}} \cdot A_c$$

$$\sqrt{dp_b} \cdot A_w = \sqrt{p_{sb}}(A_{tn} + A_w)$$

若两个喷嘴不相同, 则可采用不同的试验喷嘴面积数值(A_{tna} 和 A_{tnb})。

注: 该计算基于以下简化假设: 喷嘴的排出系数和泄漏通道的排出系数均具有一贯性, 压力和泄漏流量之间适用于平方定律关系, 等效泄漏面积与压力、风室结构所受应力无关, 特别的, 对反向静压差不敏感。

对于试验条件下每个测量点的泄漏率 Q_L 可采用下列方程最终估算得到, 其为通风机静压 p_{sf} 、喷嘴墙前后压差 Δp 和空气密度 ρ 的函数, 并为因风室泄漏而造成的测量误差提供了评估。

容积流量测量值不能够采用泄漏流量的计算测量值进行修正, 但是估算的泄漏流量可以与测得的容积流量进行比较, 用于评估相对误差以及测量的有效性。

$$Q_L = Q_c + Q_w = A_c \sqrt{\frac{2p_{sf}}{\rho}} + A_w \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

附录 D
(资料性附录)

在非水平轴线排气情况下的通风机出口弯头

离心通风机、装置类型为 B 或 D、非水平轴向排气的情况下,通常可能的做法是将机壳临时性旋转使得出口为水平方向而与水平试验管道对接,当此法不可行时,就需要在经过制造商和采购方同意之后,在通风机出口和带有压力测孔的公用段之间加设弯头。弯头的损失与预期的通风机排气速度分布的不均匀性有关,并可用以下仅为指导性的方法预计损失。

另外须注意的是,特别对于大型通风机,因实际操作的缘故,很难构建完全符合要求的标准化风道,此时,制造商和采购方之间应就试验布置、所用偏差等,在任何试验工作开展之前达成共识。

可以采用的弯头示例见图 D.1,也可以使用其他可供选择的弯头布置。

排气轴与标准化试验给定轴线之间的角度应尽可能为最小。

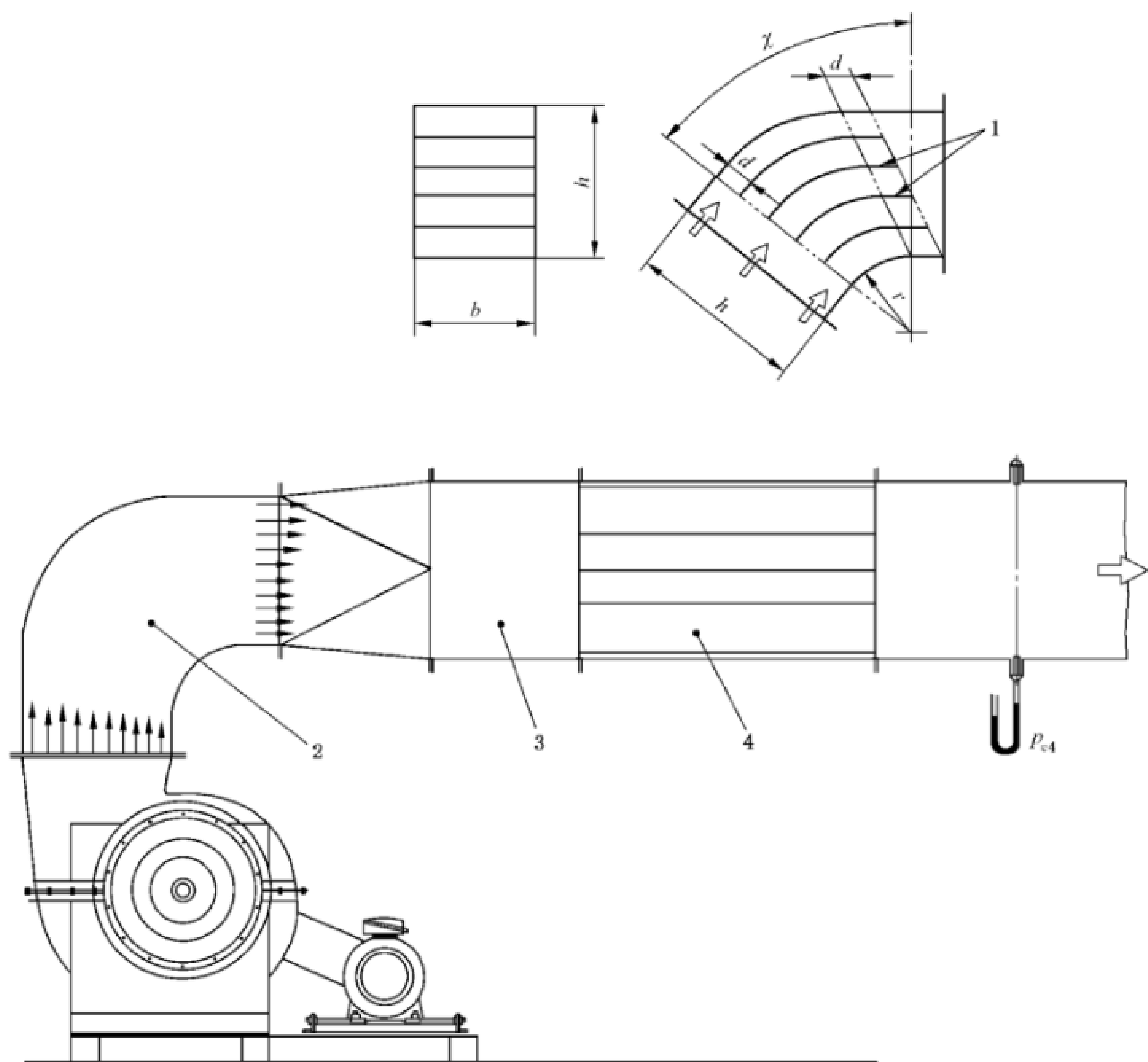
弯头段应放置在截面 A_2 和 A_4 之间,其断面应均匀并设有导流叶片。

常规摩擦损失系数由下式给出:

$$(\xi_c)_4 = \left[\frac{\chi}{2\pi} \left(\frac{h}{b} \right)^{\frac{1}{6}} \right] \left(\frac{A_4}{A_c} \right)^2$$

式中:

- A_c ——弯头段进口和出口面积;
- b ——矩形管道宽度;
- h ——矩形管道的高度;
- χ ——弯头的角度,单位为弧度;
- $(\xi_c)_4$ ——对截面 4 计算的弯头常规摩擦损失系数;
- $(\chi/2\pi)(h/b)^{1/6}$ ——作为 h/b 和 χ 函数的关系曲线,见图 D.2。



$d = h / 5$

$r = 2.5 d$

说明:

- 1——导流叶片;
- 2——导流叶片(为清晰计,去除弯头和试验管道壁);
- 3——方接圆过渡段;
- 4——星形整流器。

图 D.1 大型离心通风机试验用出口弯头尺寸

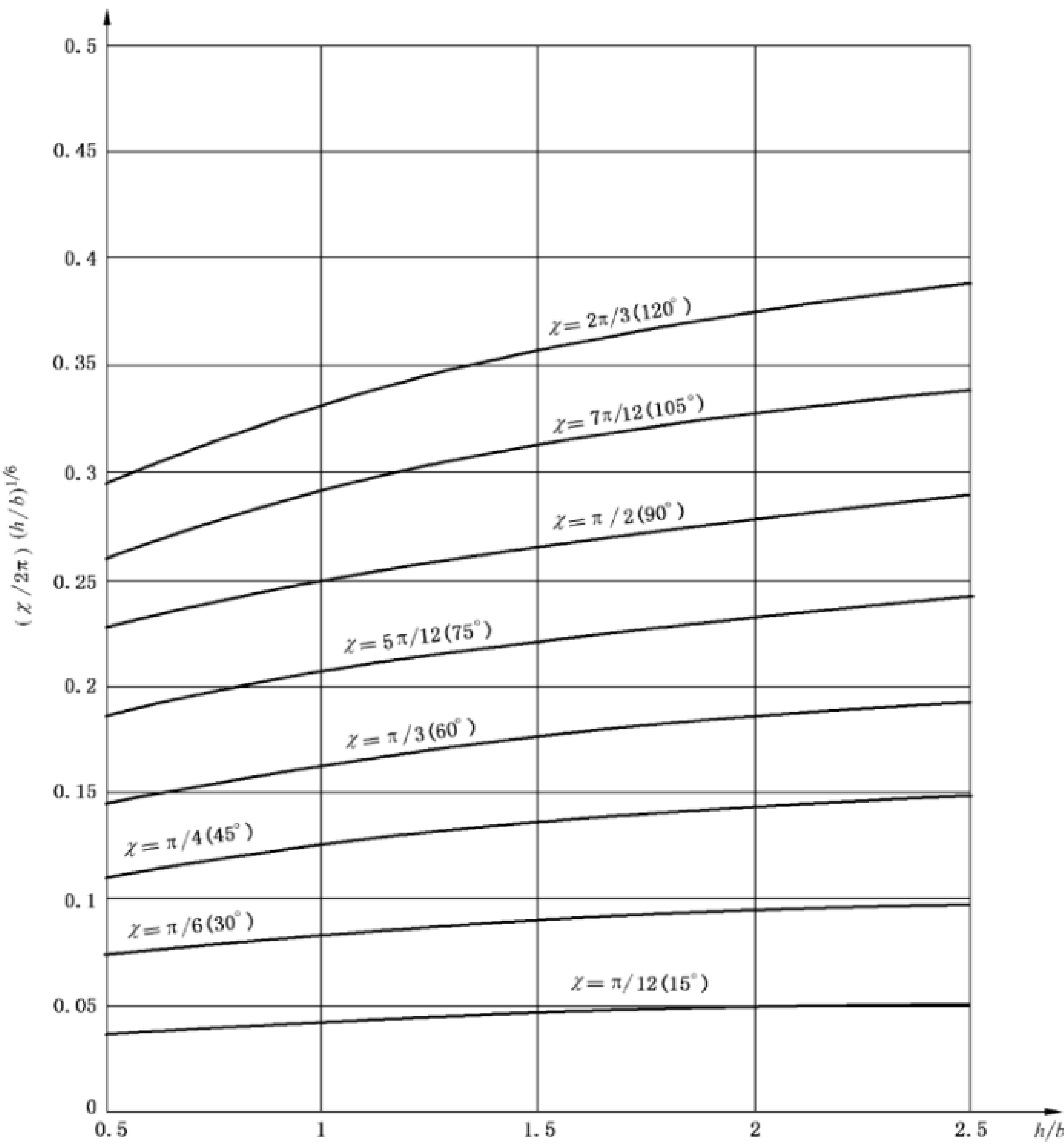
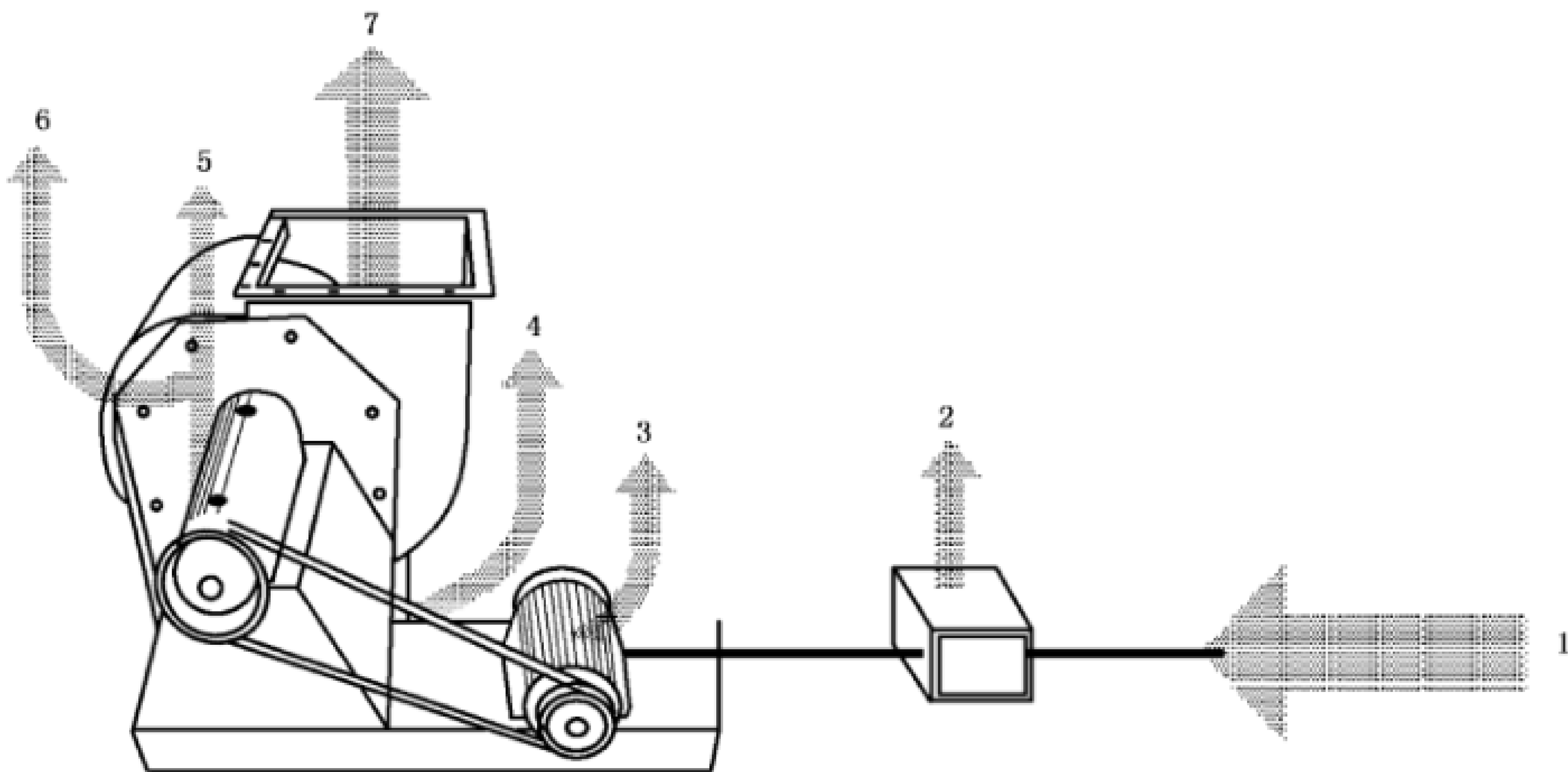


图 D.2 用于计算出口弯头压力损失的 $(\chi/2\pi)(h/b)^{1/6}$ 对应于 h/b 的曲线

附 录 E
(资料性附录)
通风机装置消耗的输入电功率

E.1 引言

由于对节能和环境的关注,使得很多国家特别关注对所有通风机装置提高能源效率的需求,这就需要有一个共同认可的方法来计算输入电功率 P_e 。图 E.1 所示为典型的 V 型皮带传动通风机及其所产生的各种损失。



- 说明:
- 1——输入电功率 P_e ;
 - 2——变速装置损失(发热);
 - 3——电机损失(发热);
 - 4——皮带损失(发热);
 - 5——轴承损失(发热);
 - 6——叶轮和机壳的气动损失(发热);
 - 7——容积流量与压力, P_u (空气功率)。

图 E.1 典型的皮带传动通风机功率损失图示

E.2 功率消耗计算

通风机装置所消耗的输入电功率由多部分形成,这些部分的概述如下。

E.2.1 叶轮功率:供给带有机壳的通风机叶轮的机械功率,符号为 P_r ,单位为 W 或 kW, P_u 为通风机空气功率(见 3.47)。

通风机效率 $\eta_r = P_u / P_r$,以小数表示。

这个效率可以直接应用于通风机布置型式为 4、5、15 和 16 几种情况(见 GB/T 19075—2003)。

E.2.2 通风机轴功率:供给通风机轴的机械功率,符号为 P_a ,单位为 W 或 kW, P_u 为通风机空气功率(见 3.47)。

通风机效率 $\eta_a = P_a / P_s$ ，以小数表示。

这个效率可以直接应用于所有其他的通风机布置型式，即 1~3、6~14、17~19（见 GB/T 19075—2003）。

它与叶轮功率的不同点在于，增加了摩擦造成的通风机轴承的功率损失。

E.2.3 轴承摩擦功率：可由下列公式得到这些损失：

$$P_b = 1.05 \times 10^{-4} M \cdot N$$

式中：

P_b ——轴承功率损失，单位为瓦(W)；

M ——轴承总的摩擦力矩，N·mm；

N ——叶轮/轴的转速。

对于高品质、正确润滑的轴承，在大多数情况下将摩擦系数 μ 取为常数并采用以下方程来估算其摩擦力矩具有足够的精度：

$$M = 0.5 \mu C_d$$

式中：

M ——轴承总的摩擦力矩，N·mm；

μ ——作为常数的轴承摩擦系数（见表 E.1）；

C_d ——轴承等效动载荷，单位为牛(N)；

d ——轴承内孔直径，单位为毫米(mm)。

表 E.1 不同型式轴承(非密封)约为常数的摩擦系数

轴承型式	摩擦系数 μ
深沟球轴承	0.001 5
角接触球轴承 ——单列	0.002
——双列	0.002 4
四点接触球轴承	0.002 4
自调心球轴承	0.001 0
圆柱滚子轴承 ——带保持架, $F_a = 0$ 时	0.001 1
——满装, $F_a = 0$ 时	0.002 0
滚针轴承	0.002 5
圆锥滚子轴承	0.001 8
球面滚子轴承	0.001 8
推力球轴承	0.001 3
圆柱滚子推力轴承	0.005 0
滚针推力轴承	0.005 0
球面滚子推力轴承	0.001 8
对于其他型式的轴承,可向制造商咨询要求提供资料信息。	

轴承转动的总阻力包括：滚动接触、滚动体与保持架接触面之间、滚动体或保持架的导面等的滚动与滑动摩擦，润滑剂中的摩擦以及接触密封(若装设)的滑动摩擦。

当轴承设有接触密封时,接触密封的摩擦损失可能会超过轴承本身产生的摩擦损失。对于轴承两侧密封的密封摩擦力矩可由以下经验公式估算:

$$M_{\text{seal}} = k_1 d_s a + k_2$$

式中:

- M_{seal} ——密封的摩擦力矩, N-mm;
- k_1 ——基于轴承型式的常数;
- k_2 ——基于轴承型式和密封型式的常数, N-mm;
- d_s ——轴承承载直径, 单位为毫米(mm)(见图 E.2);
- a ——基于轴承型式和密封型式的系数。

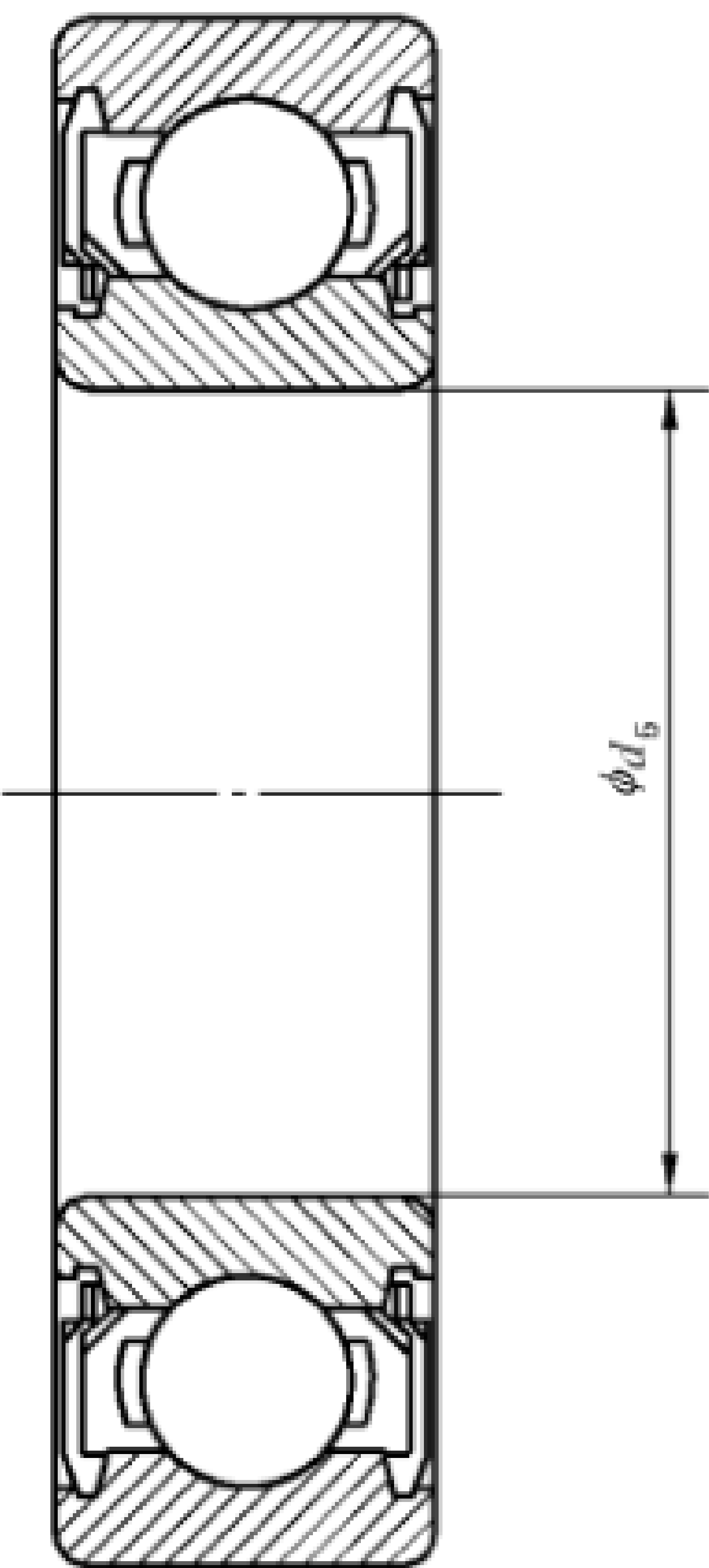


图 E.2 密封滚动轴承剖面图

需注意: a 的变化范围为 $0 \sim 2.3$; k_1 的变化范围为 $0 \sim 0.06$; k_2 的变化范围为 $0 \sim 50$ 。为了确定这些数值,在必要时可咨询轴承制造商,要求提供资料信息,并注意这些参数可能会使用不同的符号。

由于:

$$P_b = P_a - P_r$$

所以可以定义以下效率为通风机轴承效率:

$$\eta_b = \frac{P_r}{P_a} = 1 - \frac{P_b}{P_a}$$

并有

$$\eta_r \times \eta_b = \eta_a$$

在所有的情况中,较好的方法是,试验同一台通风机,其设计布置型式为 1 和 4(见 GB/T 19075—2003),通过扣减法得到轴承损失。

应注意到,通风机轴承总的力矩为各个忽略正负号的力矩的数值总和(力矩的方向无关紧要)。

E.2.4 传动功率:许多通风机,特别是用于供热、通风、空调和制冷(HVACR)领域的,采用带轮和 V 型皮带驱动,这就给予了通风机制造商以灵活性,使其可以仅用有限的通风机型号即能覆盖宽的工况范围,而只要电机容量足够,系统设计工程师也能在被证明系统阻力计算错误时很方便地通过简单更换带轮而立刻改变处境。

在皮带驱动设计中应注意,既不能过也不能不及,无论何种情况均会导致效率下降,设计良好的皮

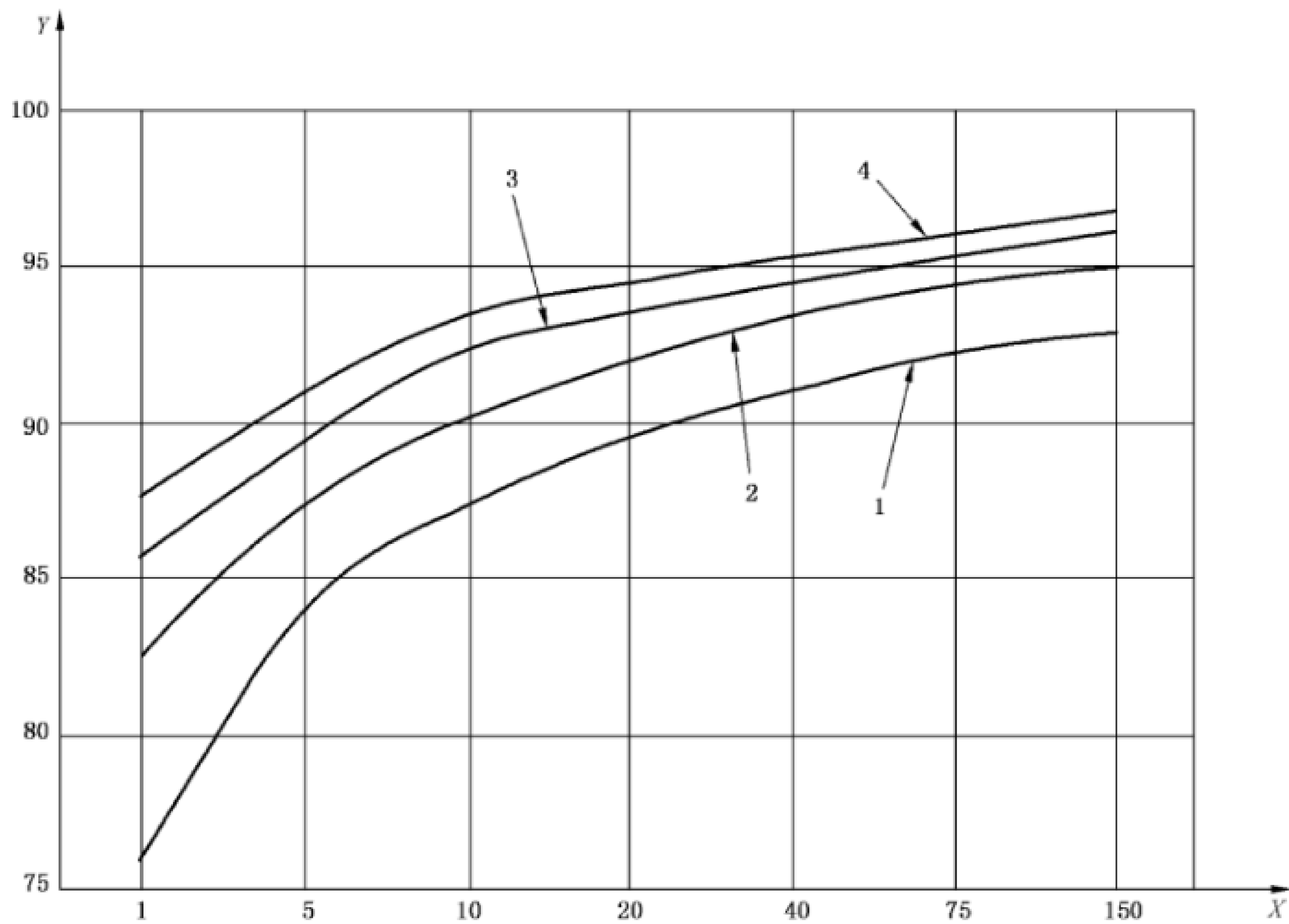
带驱动其效率可超过 95%，用于直接在线启动的附加皮带则会明显降低其效率，“软”启动可以是一个较好的解决方案。

当通风机通过挠性联轴器(布置型式为 7、8、9 以及 17,见 GB/T 19075—2003),其传动效率可以假定为 97%，除非联轴器供应商能够提供数据。

E.2.5 电机功率:在通风机各种装置类型中使用最为普遍的或许就是鼠笼式交流感应电动机(当然其输出功率大于 1 kW),其结构牢固、可靠、需要的维护很少且相对低廉,在之前的十年间,满载和部分载荷的效率均得到了逐步改善,这得益于较多活性材料的采用。许多国家认可了三个效率等级水平划分(见图 E.3),也有部分国家另外增设有“优质”和“特优”效率。部分载荷(约为铭牌额定值的 75%)时的效率会高于满载时的,这一点与早前的设计相反。重要之处在于应采用实际吸收功率时的效率,这个效率可以用于 10.3 所述的任意计算方法。

请注意,IEC 60034-30 将在微小改动后对这些效率等级予以标准化。

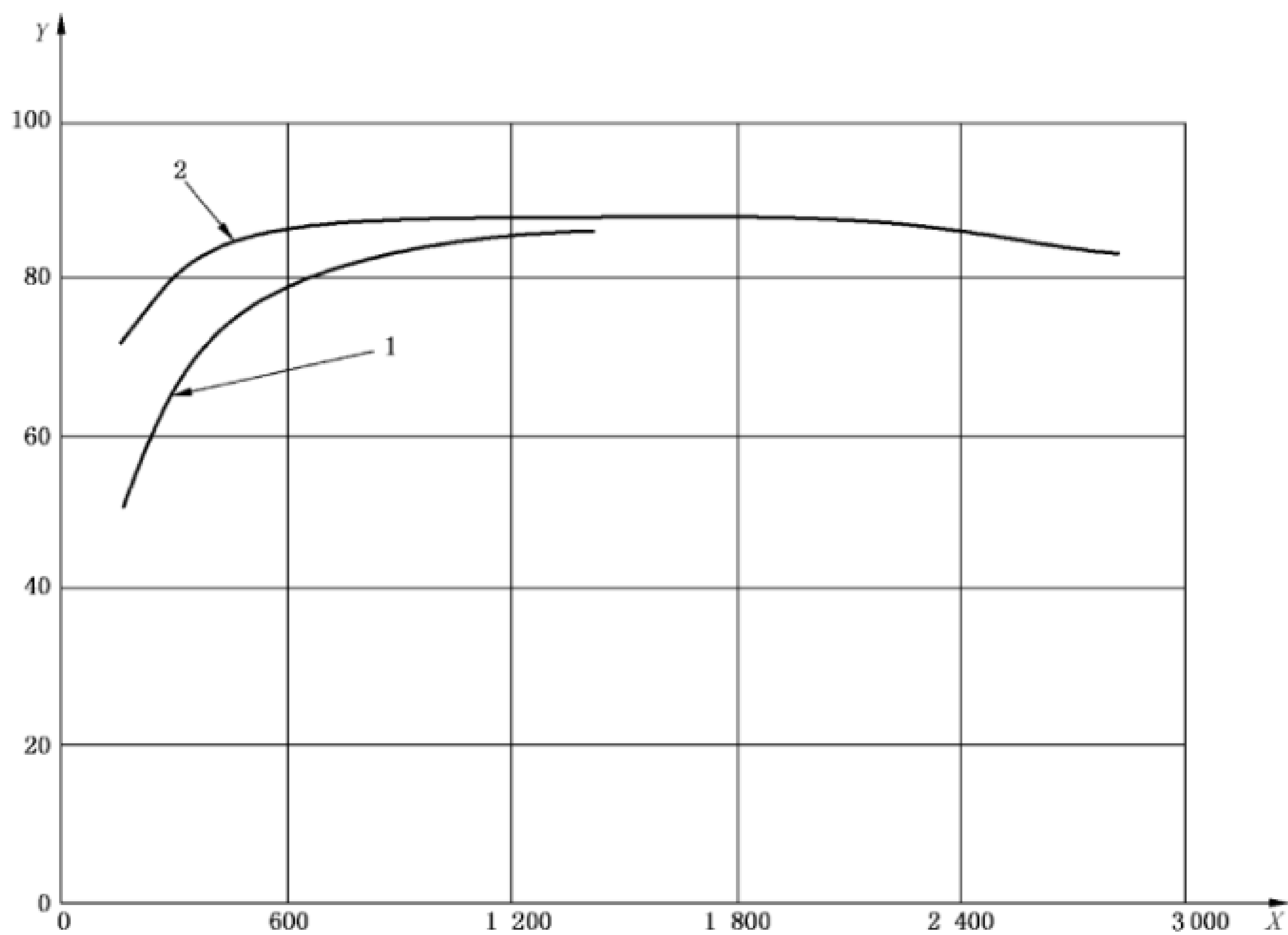
E.2.6 控制/功率损失:这一项通常会被忽略,尤其是带有变频器的时候,当降速比高时,这部分的效率会远低于 100%，尽管此时风机的吸收功率也小,图 E.4 为典型示例。



说明:

- X —— 功率,单位为千瓦(kW);
- Y —— 满载时的电机效率, %;
- 1 —— 标准效率;
- 2 —— 高效率;
- 3 —— 优质效率;
- 4 —— 特优效率。

图 E.3 对应于额定功率的 2 极和 4 极电机效率等级示意图



说明：
X —— 电机转动频率，单位为每分钟转数；
Y —— 满载时的电机效率 η ，%；
1 —— 标准效率；
2 —— 高效率。

图 E.4 典型电机(2 极)在 100%(2)和 25%(1)载荷时的效率

E.3 要求的电源

来自电源的输入电功率可由下式计算：

$$P_c = \frac{q_{Vsgl} \times p_f}{\eta_r \times \eta_b \times \eta_T \times \eta_m \times \eta_c}$$

式中：

- P_c —— 输入电功率，单位为千瓦或瓦(kW 或 W)；
- q_{Vsgl} —— 流量，单位为立方米每秒或升每秒(m^3/s 或 L/s)；
- p_f —— 通风机压力，单位为千帕或帕(kPa 或 Pa)；
- η_r —— 通风机叶轮效率，以小数表示；
- η_b —— 通风机轴承效率，以小数表示；
- η_T —— 传动效率，以小数表示；
- η_m —— 电机效率，以小数表示；
- η_c —— 控制效率，以小数表示。

注 1：如果通风机压力单位为 Pa，则 P_c 单位为 W；通风机压力单位为 kPa，则 P_c 单位为 kW。
注 2： $\eta_r \times \eta_b = \eta_a$ ，其中 η_a 为通风机轴效率。
注 3：可以以静态为基础定义通风机压力，只要以相同基础计算 η_r ；应注意到从理论上而言通风机静效率并不正确，

因其不可能为 100% 或 1。

注 4：所有工况和数值应针对合适的装置类型。
注 5：这些计算通常是在审核之前的查询阶段进行。

E.4 单位通风机功率

该数值在许多国家已被立法采用，针对不同的工厂类型规定了目标水平，根据其为新建工厂或翻新工厂或是否包含有供热、制冷和过滤等的不同，数值的变化范围可以是 1~2.5。

单位通风机功率表示为 kW/(m³/s) 或 W/(L/s)，由于 1 000 W=1 kW、1 000 L=1 m³，所以两种情况时在数值上是相同的。

改写上述方程，单位通风机功率可由下式给出：

$$\frac{P_f}{\eta_r \times \eta_b \times \eta_T \times \eta_m \times \eta_c}$$

从中可以看到，减小系统阻力，即使不是更为重要，至少也是如同各单独效率的改进同样重要。

通常，对于总流量（供气或排气，取大者），将这些数据相加得到 HVACR 系统中所有通风机的总输入功率。

附 录 F
(资料性附录)
性能试验的优选方法

在第一版中,ISO 5801:1997,包含了来自现有许多国家标准的流量测量方法,只要能够确立正确的系数,这些方法没有优劣之分。因试图规定通风机优劣测量的标准测点,由此而不可避免的因有许多不同的管道布置而导致文件的庞大。

本标准的第二版是对 ISO 成员调查的结果,删除了一些最不普遍的方法,由此得以大幅度减少了篇幅,但必须承认的是,这仅是 ISO 5801 持续革新的一步,在下一次的更新中,我们将完成对方法数量的进一步削减。然而,应该认识到通风机制造公司不得不花费大量投资用于兴建这样的试验台,所以他们需要了解有关于本标准的下一个版本中会优先选择哪些方法的看法。

最后,根据现有的知识状态,以下为在不久的将来会优先选择兴建的试验台,应强调的是,需要开展工作以确认这些优先的选择,以及所选方法会给出等效结果,其容差在 ISO 13348 所给出的范围之内。

以下列表为将来的优选布置(没有优先顺序):

- 弧形或锥形进口,如图 40 a),第 23 章,30.2,图 44 a),28.2;
- 孔板,如图 40 b),30.2;
- 多喷嘴风室(所有装置类型),如图 40 e)和图 41,以及按照 28.2~28.5 所要求的进口/出口模拟;
- 采用毕托管横动法的试验管道(特别是对大型或高压通风机)——装置类型 B、C 和 D,如图 42 c)和图 44 f)。

附录 NA

(资料性附录)

在通风机截面 n 上 p_{sgn} 和 p_n 的直接计算 装置类型 B、C 和 D

NA.1 概述

14.6 阐述了根据在相应试验管道的截面 x 上测得的静压 p_{ex} 来计算通风机基准截面 n (1 或 2) 处的滞止压力的方法。

这方法需要确定下列各项：

- 截面 x 的马赫数 Ma_x (见 14.4.3.1 和 14.4.3.2)；
- 该截面的空气密度 (见 14.4.4)；
- 马赫系数 f_{Mx} (见 14.5.1)；
- 常规损失系数 $(\zeta_{n-x})_x$ (见 28.6)。

可使用本附录中所阐述的一种直接方法。结果与按 14.4、14.5 和 14.6 计算的通风机压力 P_t 的差，不大于 1×10^{-3} 。

NA.2 滞止压力 p_{sgn} 和压力 p_n 的计算

下列量为已知量：

- 质量流量 q_m ；
- 大气压力 p_a ；
- 试验管道测量截面上的表压 p_{ex} ；
- 进口滞止温度 Θ_{sg1} ；
- 叶轮功率 P_t 或电动机输入功率 P_e ；
- 测量截面的面积 A_x ；
- 通风机基准截面的面积 A_n ($n=1$ 或 2)。

滞止温度 Θ_{sg2} 由下列表达式给出：

$$\Theta_{sg2} = \Theta_{sg1} + \frac{P_t \text{ (或 } P_e)}{q_m c_p}$$

根据 14.4.3.1 计算 Θ_x 之后：

$$p_x = p_a + p_{ex}$$

$$\rho_x = \frac{p_x}{R_w \Theta_x}$$

假定：

$$p^* = \frac{p_n}{p_x}$$

$$\rho^* = \frac{\rho_n}{\rho_x}$$

$$n_1 = (A_n/A_x)^2 \quad \gamma_1 = \frac{\kappa - 1}{2\kappa} \frac{q_m^2}{2A_x^2 p_x \rho_x}$$

ρ^* 为方程

$F(\rho^*) = B_3 \rho^{*3} - B_2 \rho^{*2} + B_1 \rho^* + B_0 = 0$ 的解
式中:

$$B_3 = n_1 \left\{ 1 + \gamma_1 \left[1 - \frac{\kappa}{2(\kappa-1)} [1 + (\zeta_{n-x})_x] \right] \right\}$$

$$B_2 = n_1 \left\{ 1 + \gamma_1 \left[\frac{\kappa}{2(\kappa-1)} \right] [1 + (\zeta_{n-x})_x] \right\}$$

$$B_1 = \gamma_1 \left[\frac{2-\kappa}{2(\kappa-1)} \right]$$

$$B_0 = \gamma_1 \left[\frac{\kappa}{2(\kappa-1)} \right]$$

式中:

$(\zeta_{n-x})_x$ 为截面 n 和 x 之间,对 x 截面计算的试验管道的常规损失系数(见 28.6);

$(\zeta_{n-x})_x > 0$ 对于出口管道: $n=2; x=4$;

$(\zeta_{n-x})_x < 0$ 对于进口管道: $n=1; x=3$ 。

为了计算方程 $F(\rho^*) = 0$ 的解,按照牛顿-Raphson 方法采用迭代法:

由第一次近似值开始:

$$(\rho^*)_1 = 1$$

第 $(p+1)$ 次近似值由下式给出:

$$(\rho^*)_{p+1} = (\rho^*)_p - \frac{F(\rho^*)_p}{F'(\rho^*)_p}$$

式中:

$$F'(\rho^*) = 3B_3 \rho^{*2} - 2B_2 \rho^* + B_1$$

通常 3 次迭代就足以获得 ρ^* 。

系数 p^* 按下式给出:

$$p^* = \rho^* (1 + \gamma_1) - \frac{\gamma_1}{n_1 \rho^*}$$

由此导出

$$p_n = p_x \cdot p^*$$

$$\rho_n = \rho_x \cdot \rho^*$$

滞止压力由下列表达式给出:

$$p_{sgn} = p_n \left[1 + \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{q_m^2}{2A_n^2 p_n \rho_n} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

NA.2.1 滞止压力 p_{sgn} 和滞止温度 Θ_{sgn} 是已知的

假设:

$$m^2 = \frac{\kappa-1}{\kappa} \frac{q_m^2}{2A_n^2 p_{sgn} \rho_{sgn}}$$

$$\Theta^* = \frac{\Theta_{sgn}}{\Theta_n}$$

Θ^* 为方程:

$$F(\Theta^*) = m^2 \Theta^{*\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} - \Theta^* + 1 \text{ 的解。}$$

按牛顿-Raphson 方法,采用迭代法计算 Θ^*

初始值:

$$(\Theta^*)_1 = 1$$

第 $(p+1)$ 次近似值由下式给出:

$$(\Theta^*)_ {p+1} = (\Theta^*)_p - \frac{F(\Theta^*)_p}{F'(\Theta^*)_p}$$

式中:

$$F'(\Theta^*)_p = \frac{\kappa+1}{\kappa-1} m^2 \Theta^{*\frac{2}{\kappa-1}} - 1$$

3 次迭代足以获得 Θ^* 。并且

$$\Theta_n = \frac{\Theta_{sgn}}{\Theta^*} \quad p_n = \frac{p_{sgn}}{\Theta^{*\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \quad \rho_n = \frac{\rho_{sgn}}{\Theta^{*\frac{1}{\kappa-1}}}$$

NA.2.2 压力 p_n 和滞止温度 Θ_{sgn} 是已知的(见 14.4.3.1)

假设:

$$M^2 = \left[\frac{q_m}{A_x} \right]^2 \frac{\kappa-1}{2\kappa} \frac{R_w \Theta_{sgn}}{p_n^2}$$

$$\frac{\Theta_{sgn}}{\Theta_n} = \frac{1 + \sqrt{1 + 4M^2}}{2}$$

参 考 文 献

- [1] GB/T 10178 工业通风机 现场性能试验
 - [2] GB/T 19075—2003 工业通风机 词汇及种类定义
 - [3] ISO 13348 Industrial fans—Tolerances, methods of conversion and technical data presentation
 - [4] IEC 60034-30 Rotating electrical machines—Part 30: Efficiency classes of single-speed, three-phase, cage induction motors
 - [5] E51-100(AFNOR) Industrial fans—Compressibility effect of the fluid
-

中 华 人 民 共 和 国
国 家 标 准
工业通风机

用标准化风道性能试验

GB/T 1236—2017/ISO 5801:2007

*

中国标准出版社出版发行
北京市朝阳区和平里西街甲2号(100029)
北京市西城区三里河北街16号(100045)

网址:www.spc.org.cn

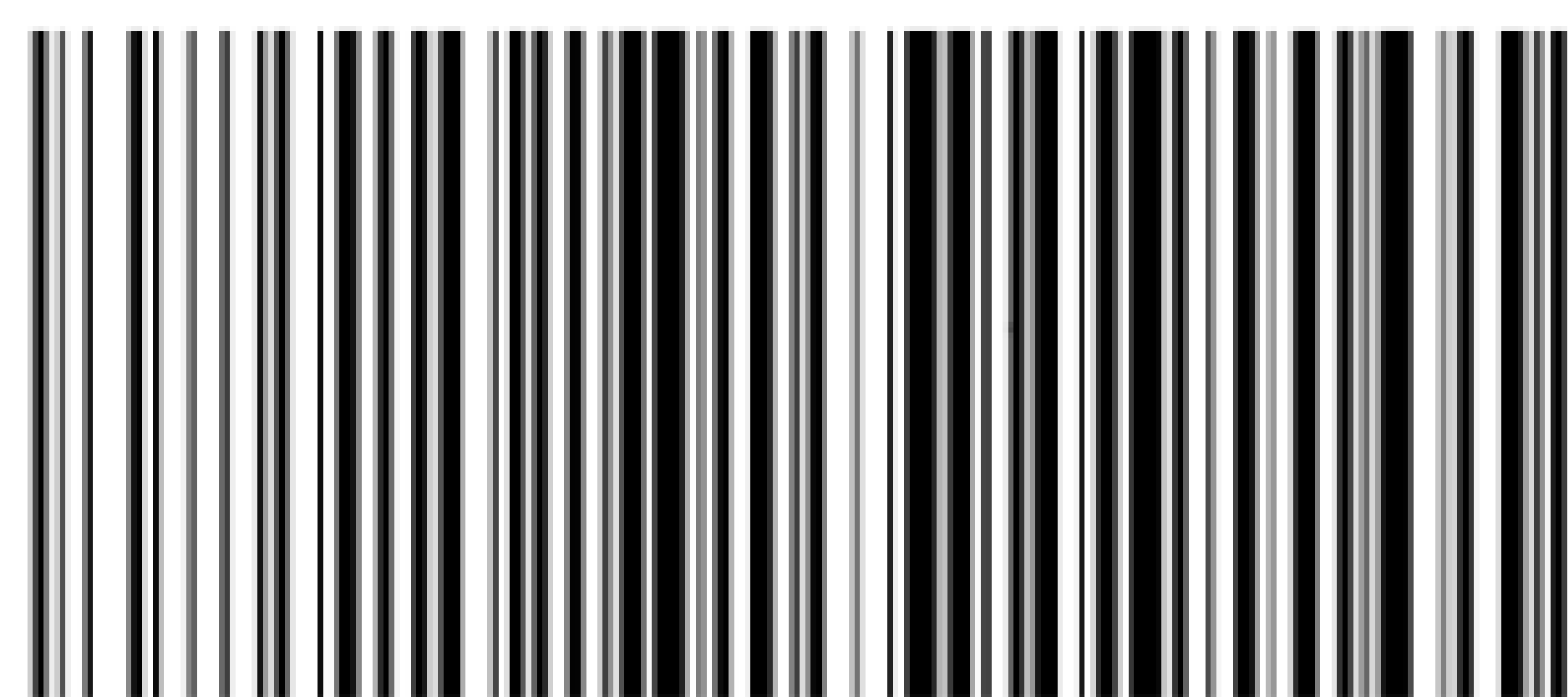
服务热线:400-168-0010

2017年11月第一版

*

书号:155066·1-58548

版权专有 侵权必究



GB/T 1236-2017