隧道施工通风与防尘

赖涤泉　编著

中国铁道出版社
1994年·北京

缺点与错误，敬请广大读者谅解，并欢迎批评和指正。

本书编著和出版，得到中国铁道建筑总公司有关领导和专家的支持和鼓励，得到铁道出版社的支持，作者向各位致以衷心的谢意。

本书在写作过程中，参考、引用了一些有关技术书籍（参考文献附于书末），在此对有关作者表示感谢。

赖涤泉

1993年9月于石家庄铁道学院

（京）新登字063号

内 容 简 介

本书主要介绍：铁路、公路、水工、城市地铁等隧道施工通风的基本知识，通风设备的性能，通风系统设计计算方法，长隧道施工通风技术的最新研究成果，以及施工防尘技术。可供从事隧道施工的管理人员、技术人员阅读，也可作为有关专业大、中专教材或教学参考书。

隧道施工通风与防尘
赖涤泉 编著
中国铁道出版社出版发行
（北京市东单三条14号）
责任编辑 江新锡 封面设计 翟达
各地新华书店经售
北京市燕山联营印刷厂印

开本：787×1092 毫米 1/32 印张：6.125 字数：131 千
1994年7月 第1版 第1次印刷
印数：1—2500册

ISBN7-113-01780-4/TU·374 定价：6.45 元

前　言

在铁路、公路、水利、水电、工矿、国防工程和城市地铁等隧道施工中，通风是不可缺少的技术环节。在机械化作业情况下，通风不仅为洞内施工地点供给新鲜空气、排除粉尘及各种有毒有害气体，创造良好的劳动环境，从而保障施工人员的健康与安全，而且是维持机电设备正常运行的必要条件。因此，施工管理人员和技术人员都必须重视通风工作。

对各种长隧道施工来说，通风常常对整个工程的施工方案和施工组织设计起不可忽视的甚至决定性的作用。例如，由于通风技术的限制，往往采取开凿辅助通风坑道的方法以形成通风系统，保证主体工程的顺利进行，或者出于通风困难和工期限制方面的考虑，实施“长隧短打”的施工方案，因而相应地增加工程总量和人、财、物的投入，影响经济效益。事实上，即使由于工程实际需要必须采取“长隧短打”的施工方案，也有一个在多大规模上组织多头掘进的问题。决定多头掘进规模的一个重要因素就是长距离通风技术能否为长距离独头掘进和机械化快速施工创造条件。在保证合同工期的前提下，根据机械设备配套的快速施工能力来尽可能延长独头掘进长度，以便少开设工作面，从而减少设备、人力和资金的投入，简化管理层次和组织机构，在工艺、技术和管理上采取综合配套措施，组织快速施工，去争取最大的经济利益和社会效益。从隧道建设的发展趋势看，实现工程

全局的高速度和高效益必须依靠高度机械化的长距离独头掘进来实现，研究高性能施工设备及其配套技术和施工管理技术自然成为至关重要的课题。与此同时，研究和应用长距离通风技术也是其中的重要方面。通风系统本来就是机械化快速施工工程系统的一部分。

在我国铁路隧道施工方面，当前比较突出的技术问题是通风技术仍然不能满足工程建设的要求，许多工地的通风状况没有获得令人满意的效果，特别是在以内燃设备为动力的机械化施工中，通风已成为普遍存在的技术难题。出现这种现象的原因是多方面的，各地的情况也不尽相同，总的说来，主要有两方面的原因，一是长距离通风技术的发展水平和国产设备的技术性能与施工的实际要求不适应，二是许多工程指挥人员和技术人员对隧道通风知识缺乏必要的了解，或者对通风技术的应用和重视程度不够，一些本来可以解决的问题没有尽力去解决，或不知道怎样处理。针对这种情况，有关部门提议写一本面向施工第一线技术人员、管理干部和工人的通俗、实用的读本，既可以指导施工通风系统的设计，也可以指导现场实际操作。本着这一宗旨，本书先介绍隧道施工通风与防尘的基本知识，通风设备的一般工作原理和结构，通风设计一般计算方法和通风系统安装、维护、管理的基本知识。针对当前长隧道施工通风技术难题，再介绍有关解决这一问题的最新研究成果与进展，以及应用试验的效果，以便使大家相信，在大多数施工条件下，只要从技术、设备、管理等方面同时下功夫，问题是可以解决的，至少可以达到人们能够基本接受的程度。

当然，以上只是作者的良好愿望。实际上，由于知识与技术水平的限制，本书在内容结构、叙述方面难免存在众多

目　录

第一章　隧道施工气候条件 …… 1
第一节　施工隧道中的大气成分 …… 1
第二节　隧道施工气候条件 ……10
第三节　隧道施工通风的任务 ……15
第二章　隧道空气流动的基本规律 ……16
第一节　空气的物理性质 ……16
第二节　隧道空气压力及测定 ……20
第三节　风流的流动状态 ……30
第四节　隧洞风流的流速及测定 ……32
第五节　隧道空气流动的基本方程式 ……40
第六节　通风动力与阻力之间的关系 ……45
第七节　通风阻力 ……50
第三章　隧道施工通风动力与设备 ……60
第一节　自然通风 ……60
第二节　通风机的构造与分类 ……63
第三节　通风机的性能 ……67
第四节　通风机的工况点及通风机联合运转 ……76
第五节　引射器 ……86
第六节　通风管道 ……91
第四章　隧道施工通风技术 ……102
第一节　隧道施工通风方法 ……102
第二节　施工通风的风量计算 ……103

第三节　隧道施工通风设备选择……124
第四节　铁路长隧道施工通风的综合治理……128
第五节　长距离软管通风技术的研究及应用……140
第六节　高原隧道施工通风……155
第七节　隧道施工通风技术测定……161
第五章　铁路隧道施工防尘技术……167
第一节　粉尘的来源及危害……167
第二节　通风除尘……168
第三节　湿式作业……171
第四节　个人防护……174
第五节　粉尘浓度的测定……174
附录一　各类巷道摩擦阻力系数表……178
附录二　光滑管道局部阻力系数……178
附录三　几种国产风机的性能特征……181
附录四　铁风筒漏风系数表……184

第一章　隧道施工气候条件

第一节　施工隧道中的大气成分

一、地面空气的成分

地面空气是混合气体，其组成如表1—1所示。

清洁空气成分表　　表1—1

气体名称	浓度%	
	体积浓度%	质量浓度%
氮	78.13	75.55
氧	20.90	23.10
二氧化碳	0.03	0.05
氩、氖等	0.94	1.30

洞外地面大气中还含有各类细微颗粒，如尘埃、水蒸汽、微生物等。这些物质不计入空气的组分，也不影响主要成分之间的比例关系。

1．　氧（O_2）

氧是无色、无味、无臭的气体，相对密度（与空气密度之比）为1.11。

氧化过程是人类生命活动的基本过程之一，人体必须不断地吸入氧气，呼出二氧化碳，以保证生命活动继续进行。人体需要的氧量，取决于人的体质、精神状态和劳动强度，如表1—2所示。

不同劳动强度的耗氧量　　表1—2

工作状态	呼吸空气量(L/min)（氧浓度21%）	氧消耗量（L/min）
休息	6～15	0.2～0.4
轻工作	20～25	0.6～1.0
中度劳动	30～40	1.2～1.6
重体力劳动	40～60	1.8～2.4
极重体力劳动	40～80	2.5～3.0

人体吸入的氧量与空气中含氧浓度（或氧分压）密切相关。若空气中氧浓度降低（或氧分压减小），人体就处于缺氧状态，出现各种不适症状，严重缺氧将导致死亡。人体缺氧症状与空气中氧浓度的关系如表1—3所示。

急性缺氧症状与氧浓度的关系　　表1—3

氧体积浓度%	主要症状
17	静止状态时无影响，工作时喘息，呼吸困难，心跳快
15	人体缺氧，呼吸及心跳急促，耳鸣目眩，感觉及判断能力减弱，肌肉功能破坏失去劳动能力
10～12	失去理智，时间稍长即有生命危险
6～9	失去知觉，呼吸停止，心脏在几分钟内尚能跳动，如不及时急救，会导致死亡

由于缺氧而虚脱的人，一般还可以复苏，但若缺氧情况严重或虚脱时间过长，则可能在复苏后出现永久性伤害，其中以脑伤害为主。

2. 二氧化碳（CO_2）

二氧化碳无色、无臭，略带酸味。相对密度1.52，易溶于水，生成碳酸，对眼、鼻、喉粘膜有刺激作用。

二氧化碳不助燃也不能供人呼吸，但空气中含有的微量

二氧化碳有刺激呼吸中枢神经的作用，如果完全没有它，人体的正常呼吸功能就不能保持，所以在人工输氧时，往往如入5％的二氧化碳，以刺激呼吸功能。

二氧化碳对人体的毒害取决于空气中二氧化碳的浓度。一般地说，在工作环境中（每天八小时工作）的最大允许浓度为0.5%。人体二氧化碳中毒症状与浓度的关系如表1—4所示。

二氧化碳中毒症状与浓度的关系　　表1—4

CO_2体积浓度%	主　要　症　状
1	呼吸加深，对工作效率无明显影响
3	呼吸急促，心跳加快，头痛，人体很快疲劳
5	呼吸困难，头痛、恶心、呕吐、耳鸣
6	严重喘息，极度虚弱无力
7～9	动作不协调，大约十分钟内发生昏迷
10～11	五分钟发生窒息，有人在三分钟后致死

3．　氮（N_2）

氮无色、无臭、无味，相对密度为0.97。氮对人体无害，但空气中氮的浓度增加，必然导致氧的浓度下降，从而对人体产生间接损害。

我国矿山安全规程及铁道部颁布的《隧道施工技术规范》规定，凡有人工作的地点，氧的体积浓度不得低于20%，二氧化碳浓度不得超过0.5%。

二、施工隧道空气中常见的有害成分

正在施工的隧道空气中常见的有害成分包括一氧化碳

（CO）、二氧化氮（NO_2）、二氧化硫（SO_2）、柴油机废气以及粉尘等。这些有害成分的来源主要是：爆破时所产生的炮烟、柴油机工作时所产生的废气，装碴、运输 喷锚作业中产生的粉尘和各种火灾事故和灾害产生的毒害物质等。

炸药在坑内爆炸后，产生大量有毒有害气体，其种类和数量与炸药的性质、爆炸条件及介质有关。在一般情况下，产生的有毒有害气体大部分为一氧化碳和氮氧化合物。如果将爆破后产生的二氧化氮，按1L二氧化氮折合为6.5L一氧化碳计算，则1kg炸药爆破后产生的有毒气体相当于80～120L一氧化碳量。

柴油机工作时排出的废气成分很复杂，它是柴油在高温高压下进行燃烧时所产生的各种有毒有害气体的混合物。一般情况下含有氮氧化合物、含氧碳氢化合物、低碳氧化合物、油烟等。但其中的主要成分为氧化氮、一氧化碳、醛类和油烟等。柴油机排放的废气量由于受各种因素的影响，变化较大，没有统一标准，1975年一机部、冶金部召开的废气净化座谈会上，提出了国产坑内矿用柴油机废气排放指标，可作为参考，现列于表1—5中。

坑内矿用柴油机废气排放指标　　表1—5

成　　分	135系列柴油机	105系列柴油机
CO	10.20g/kWh	10.20g/kWh
NO_x	6.80g/kWh	8.16g/kWh
CH	1.36g/kWh	1.36g/kWh

三、各种有毒气体的性质

1. 一氧化碳（CO）

一氧化碳是无色、无臭、无味的气体，对空气的比重为0.97，故能均匀地散布于空气中，不用特殊仪器不易察觉。一氧化碳微溶于水，一般化学性不活泼，但浓度在13%～75%时能引起爆炸。

一氧化碳极毒，当空气中CO浓度为0.4% 时，在很短的时间内人就会失去知觉，抢救不及时就会中毒死亡。

日常生活中的“煤气中毒”就是一氧化碳中毒。人体血液中的血红素是专门在肺部吸收空气中的氧气以维持人体的需要。而血红素的另一种特性是它与一氧化碳的亲和力超过它与氧的亲和力的250～300倍。由此，当人体吸入含一氧化碳的空气后，一氧化碳很快与血红素结合，这就大大降低了血红素吸收氧的能力，使人体各部分组织和细胞产生缺氧现象，引起窒息和血液中毒，严重时造成死亡。

一氧化碳的中毒程度和中毒的快慢与下列因素有关：

1）空气中一氧化碳的浓度。人处于静止状态时，CO浓度与人中毒程度关系如表1—6。

一氧化碳的浓度与人体中毒程度的关系　表1—6

中毒程度	中毒时间	CO 浓 度		中 毒 特 征
		mg/l	体积比%	
无征兆或有轻微征兆	数小时	0.2	0.016	
轻微中毒 严重中毒	1h以内 0.5～1h	0.6 1.6	0.048 0.128	耳鸣、心跳、头昏、头痛耳鸣、头痛、心跳、四肢无力、哭闹、呕吐
致命中毒	短时间内	5.0	0.40	丧失知觉，呼吸停顿

2）与含CO的空气接触时间。接触时间愈长，血液内CO量愈高，中毒就愈严重。

3）呼吸频率和呼吸深度。人在繁重工作或精神紧张

时，呼吸急促，频率高，呼吸深度加大，中毒就快。

4）与人的体质和体格有关。人们经常处于CO略微超过允许浓度的条件下工作时，虽短时间不会发生急性病状，但由于血液及组织长期轻度缺氧，以及对神经中枢的伤害，会引起头痛，胃口不佳，记忆力衰退及失眠等慢性中毒等病症。

我国矿山安全规程和《铁路隧道施工技术规范》规定：空气中CO浓度不得超过0.0024%(按体积计算，即24ppm)，按重量计算不得超过0.03mg/L。爆破后，通风机连续运转条件下，CO的浓度降至0.02%时，就可进入工作面。

2. 氮氧化物（NO_2）

炸药爆炸和柴油燃烧产生大量的一氧化氮和二氧化氮，一氧化氮极不稳定，遇空气中的氧即转化为二氧化氮。

二氧化氮是一种褐红色的有强烈窒息性的气体，对空气的比重为1.57，易溶于水，而生成腐蚀性很强的硝酸。所以它对人的眼、鼻、呼吸道及肺部组织有强烈腐蚀破坏作用，对人体破坏作用最大的是破坏肺部组织，引起肺水肿。

二氧化氮中毒后有较长的潜伏期，初期没有什么感觉（经过4～12h甚至24h以后才发生中毒征兆），即使在危险的浓度下，初期也只是感觉呼吸道受刺激，开始咳嗽吐黄痰，呼吸困难，以致很快死亡。

当空气中二氧化氮浓度为0.004%时，2～4h还不会引起中毒现象。当浓度为0.006%时，就会引起咳嗽，胸部发痛。当浓度为0.01%时，短时间内呼吸器官就有很强烈的刺激作用，咳嗽、呕吐，神经麻木。当浓度为0.025%时，很快使人中毒死亡。

我国矿山安全规程及《铁路隧道施工技术规范》规定：

氮氧化合物不得超过0.00025%，质量浓度不超过5mg/m³。

3. 硫化气体（H_2S，SO_2）

硫化气体是在开挖经过硫化矿床的隧道时，硫化矿物缓慢氧化和水解后产生的，某些有机物的腐败和高硫柴油的燃烧也产生硫化气体，但铁路隧道施工中硫化气体含量过高的情况并不常见。

硫化气体对人的眼部和呼吸系统有强烈毒害作用，在某些特殊地质环境的隧道施工中不应忽视。

我国矿山及铁路部门规定，隧道空气中硫化氢含量不得超过0.00066%，SO_2含量不得超过0.0005%。

四、有毒气体中毒时的急救

工作人员遇有毒气体中毒或缺氧时，应立即组织抢救，以便及早脱离危险，保障生命安全。

中毒时的急救措施如下：

1. 立即将中毒者移至新鲜空气处（如风管出口处）或洞外；

2. 将患者口中一切妨碍呼吸的东西如假牙、粘液、泥土除去，松开领扣及腰带；

3. 使患者保暖；

4. 为促使患者体内毒物洗净和排除，给患者输氧。当CO、H_2S中毒时，最好在纯氧中加入5%的CO_2，以刺激呼吸中枢神经，增强呼吸能力。当NO_2或SO_2中毒时，进行人工呼吸应特别小心，因为患者中毒后会引起肺水肿，所以施行人工呼吸应尽量避免对患者肺部的刺激，以免加剧患者肺部浮肿。特别在NO_2中毒时，只能用拉舌头的人工呼吸法刺激神经引起呼吸，并在喉部注入碱性溶液（$NaHCO_3$小

苏打水）以减轻肺水肿症状。

五、有毒气体的测定

有毒气体测定方法很多，因有毒气体对人危害很大，应以快速准确的测定法为宜，所用测试仪器要便于携带，施工现场广泛采用检定管快速测定法和各种传感器电测方法。

检定管快速测定法所使用的仪器有：检定管、抽气唧筒、秒表。

检定管检定各种有毒气体的原理，是根据待测气体与检定管中的指示剂发生化学反应后变色的长度和深浅来确定。以变色深浅来确定有毒气体浓度者为比色法，以变色长度确定浓度者为比长法。指示剂是按所测有毒气体的性质来配制。目前我国生产的检定管有测定一氧化碳、硫化氢、氧化氮等数种（图1—2）。

抽气唧筒（图1—1）用以采集试样，容积为50mL。活塞杆上有刻度，有一三通开关，当开关把手在水平位置时，入口与唧筒相通，当把手在垂直位置时，唧筒与出口相通。

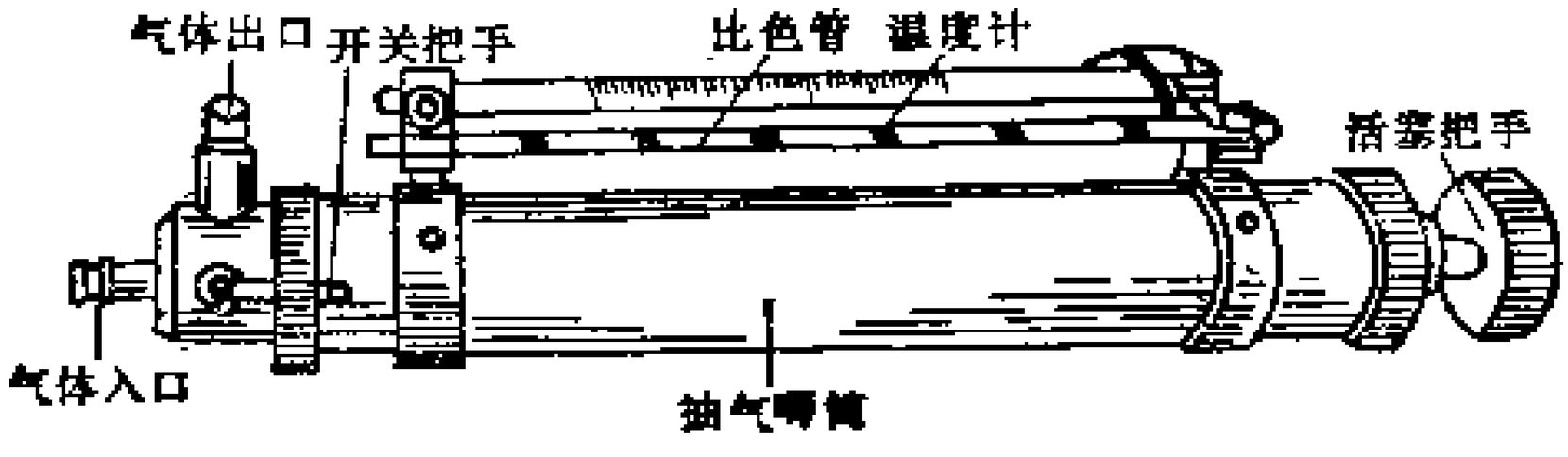


图1—1　抽气唧筒

测定步骤：①将检定管玻璃封口切开，插在抽气唧筒出口上，②将三通开关转到垂直位置，用100s时间缓慢压送唧

筒内待测气体，使之均匀通过检定管，与管中指示剂起化学反应，指示剂变色，颜色变化的深浅与标准比色板相比较，即可确定有毒气体的浓度。若用比长检定管，根据变色长度即可确定待测气体的浓度。



图1—2　比长式一氧化碳检定管

1——填充物；2——活性碳；3——硅胶；4——消除剂；
5——玻璃珠；6——指示剂。

目前，铁路隧道施工中广泛使用柴油机动力设备，测定CO、NO就更为重要。一般使用的仪表有：红外线CO分析仪、红外线NO分析仪，以及各种数字测量仪表。

六、岩　　尘

在掘进施工过程中所产生的一切细散状矿物和岩石的尘粒，称为岩尘或粉尘。

能悬浮于空气中的岩尘称为浮尘，沉落于隧道壁的矿尘称为落尘。

矿、岩尘是一种有害物质，它危害人体的健康，当落于人的潮湿的皮肤上，有刺激作用，会引起皮肤发炎，特别是硫化矿尘。它进入五官亦会引起炎症。有毒矿尘（铅、砷、汞）进入人体还会引起中毒。矿尘最大危害是，当人体长期吸入含有游离二氧化硅（SiO_2）的矿尘时，会引起矽肺病。矿尘中游离二氧化硅含量越高，对人体危害越大。一般金属矿山游离二氧化硅含量在30～70%左右，也有高达90%以上的。

根据国务院颁布的《关于防止厂矿企业中矽尘危害的决

定》中规定，作业场所空气中粉尘浓度允许：含游离二氧化硅大于10%者，不得超过 2 mg/m³；小于10%者，不得超过10mg/m³。

第二节　隧道施工气候条件

一、概　　述

工人在生产劳动中，体内不断地进行着新陈代谢作用而产生大量的热。所产生的热除少部分消耗于人体内部外，其余大部分通过辐射、对流和蒸发等方式向空气散发，当人体产生和散发的热量保持平衡，即体温保持在36.5～37℃时，人体就感觉舒适。为保持人体的热平衡，需要从人体的生热和散热两方面来考虑。影响人体生热主要因素是劳动强度，影响人体散热的主要因素是空气的温度、湿度、风速三者的综合状况。

二、隧洞空气温度

洞内空气温度是影响劳动气候条件的重要因素，气湿过高或过低都会导致气候条件恶化。坑内最适宜人们劳动的湿度是15～20℃，掘进工作而的温度不宜超过26℃。在铁路隧道掘进中，影响洞内空气温度的主要因素是洞外地面空气温度和洞内岩层温度，各种动力设备的工作对局部温度有明显的影响。

三、隧洞空气湿度

一般地说，空气相对湿度低于30%，水分蒸发过快，会引起人体粘膜干裂，相对湿度大于80%，水分蒸发困难，使

人烦闷。比较舒适的湿度为50～60%左右。

空气湿度有两种表示法：

绝对湿度——指单位体积空气中所含水蒸汽的质量（kg/m^3）；

相对湿度——空气中所含水蒸汽的质量与同温度下的饱和湿度之比。

相对湿度按下式计算：

$$\varphi = \frac{f}{F}$$

式中 φ——相对湿度；

f——绝对湿度，kg/m^3；

F——饱和温度，即在湿度不变的条件下，每$1m^3$空气所能容纳的最大限度的水蒸汽量的克数。饱和湿度的大小，与湿度有关，湿度越高，饱和湿度的值越大，在一定湿度下，饱和温度为常数。

空气的相对湿度可以用手摇湿度计（图1—3）或风扇湿度计（图1—4）测量。两种温度计都是由两支相同的温度计组成。使用时，在一支温度计的水银球上包着用水湿润的纱布，称为湿温度计。为区别起见，另一支称为干湿度计。湿温度计由于外包湿纱布的水分被周围空气蒸发，吸收热量而湿度下降，待湿湿度计示数稳定后，即可根据干、温湿度计的读数差值和干温度（或湿湿度）的读数在表1—7中查得相对湿度。

例：干湿度计读数$t_{干}=22℃$，湿湿度计读数$t_{湿}=20℃$，在表1—7中可查得相对湿度为$\varphi=82\%$。

四、隧道风流速度

隧道中风流速度过高或过低，都会影响作业人员的身体健康。风速过高，易致感冒，尘土飞扬，对人员的健康和安全不利；风速过低，汗水不易蒸发，使人感到闷热不舒适，另外，风速过低时，不易冲淡有害气体，还可能造成有害气体积聚，对安全生产不利，过低的风速也不利于各种动力设备的散热降温。

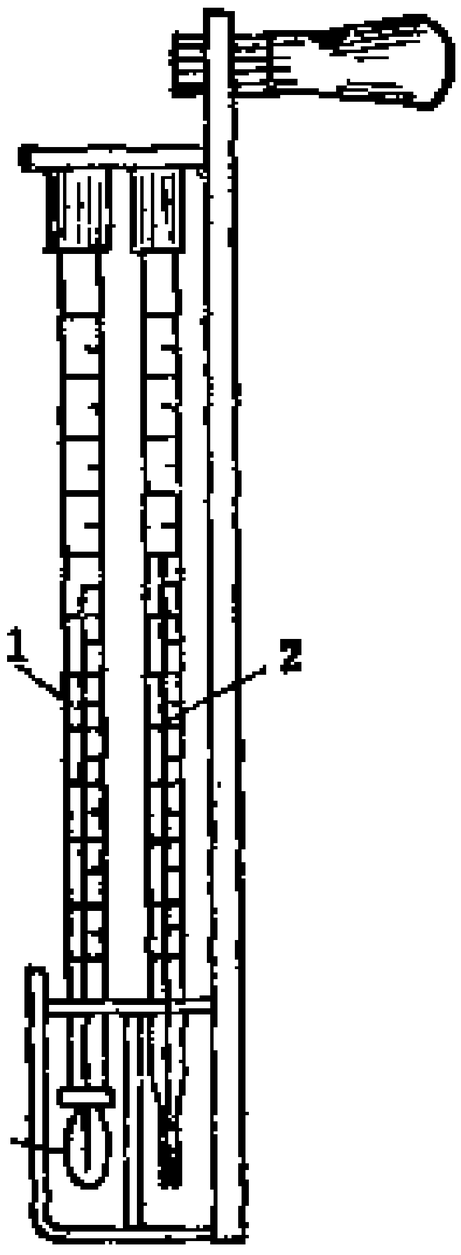


图 1—3　手摇湿度计

1——湿温度计；2——干温度计；

3——湿沙布。

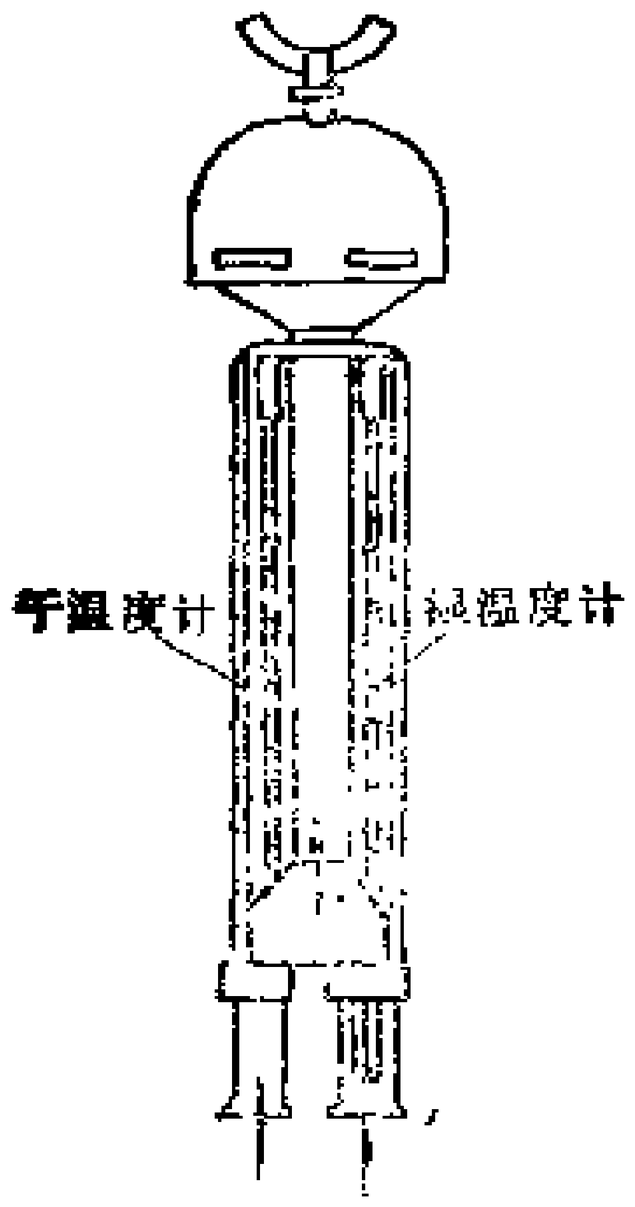


图 1—4　风扇湿度计

隧道施工中工作面的气温、湿度和风速应调配得当，以造成良好的施工气候条件。在隧道施工中控制空气的湿度是很困难的，所以，一般是从调节气温和风速着手。温度和风速之间相互对应的合适数值，是以作业人员在工作状态下的舒适性为依据的。我国矿山安全规程对风速和温度的合理匹

配提出了以下要求，即

由干、湿温度计读数查相对湿度　　表1—7

干湿度计读数	干、湿温度计读数差（℃）							
	0	1	2	3	4	5	6	7
（℃）	相　对　湿　度　（%）							
0	100	81	63	46	28	12	—	—
5	100	86	71	58	43	31	17	4
6	100	86	72	59	46	33	21	8
7	100	87	74	60	48	36	24	14
8	100	87	74	62	50	39	27	16
9	100	88	75	63	52	41	30	19
10	100	88	77	64	53	43	32	22
11	100	88	79	65	55	45	35	25
12	100	89	79	67	57	47	37	27
13	100	89	79	68	58	49	39	30
14	100	89	79	69	59	50	41	32
15	100	90	80	70	61	51	43	34
16	100	90	80	70	61	53	45	37
17	100	90	80	71	62	55	47	40
18	100	90	80	72	63	55	48	41
19	100	91	81	72	64	57	50	41
20	100	91	81	73	65	58	50	42
21	100	91	82	74	66	58	50	44
22	100	91	82	74	66	58	51	45
23	100	91	83	75	67	59	52	46
24	100	91	83	75	67	59	53	47
25	100	92	84	76	68	60	54	48
26	100	92	84	76	69	62	55	50
27	100	92	84	77	69	62	56	51
28	100	92	84	77	70	64	57	52
29	100	92	85	78	71	65	58	53
30	100	92	85	79	72	66	59	53

当温度低于15℃时，风速不超过0.5m/s；
当温度15～20℃时，风速不超过1.0m/s；
当温度20～22℃时，风速不低于1.0m/s；
当温度22～24℃时，风速不低于1.5m/s；
当温度24～25℃时，风速不低于2.0m/s；

综合上述，气候条件是温度、湿度和风速三者的综合作用，单独用某一因素来评价气候条件的好坏是不够的。一般评价劳动条件舒适性的综合指数，多采用卡他度。

卡他度就是由被加热到36.5℃的卡他温度计(图1—5)的液球，在单位时间，单位表面上所散发的热量，其单位用mcal/cm²·s表示。

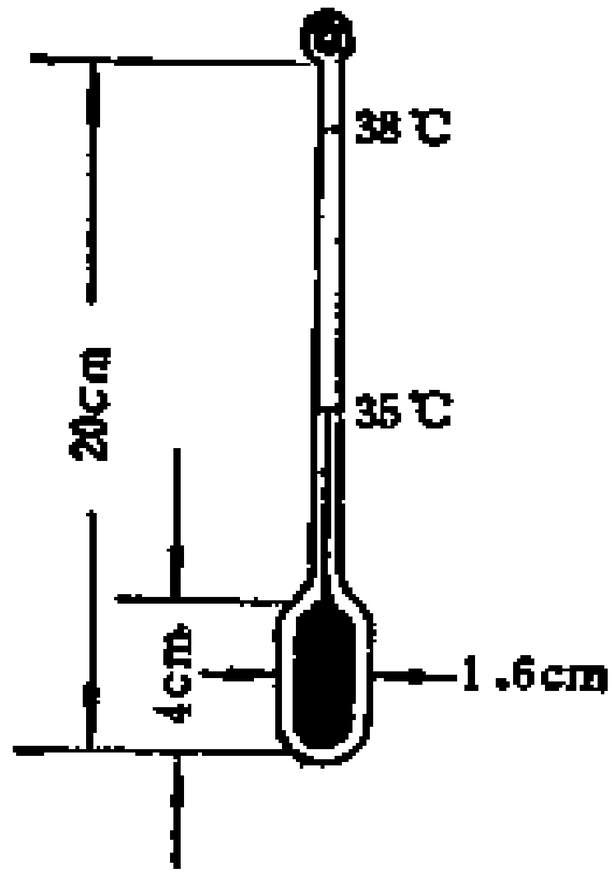


图1—5　卡他计

卡他度可通过测定卡他湿度计的液柱由38℃降到35℃所经过的时间（t）而求出：

$$H = F / t \qquad (1-1)$$

式中　H——卡他度；

F——卡他计常数；

t——由38℃降到35℃时所经历的时间，s。

卡他度分温卡他度和干卡他度两种，湿卡他度包括对流、辐射和蒸发三者综合的散热效果。干卡他度仅包括对流和辐射的散热效果。一般说来，卡他度的值愈大，散热条件愈好。根据现场观察，不同劳动条件对卡他度有如下要求：

劳动状况	轻微劳动	一般劳动	繁重劳动
干卡他度	6	8	10
湿卡他度	18	25	30

第三节　隧道施工通风的任务

在隧道施工中，由于会产生各种有害物质，人员和设备也需要良好的空气环境才能工作。因此，施工中必须向洞内源源不断地供给一定量的新鲜空气，也就是必须进行通风。通风的任务是：

1）对有人工作的地点供给足够的新鲜空气；

2）冲淡和排除各种有害气体和岩尘，使其含量降低到国家标准以内；

3）创造良好的劳动气候条件。

良好的通风是安全生产的重要前提，也是保护施工人员身心健康，提高劳动生产率的必要条件。在机械化施工中，良好的通风对加快工程进度，确保工程质量也起着重要作用。因此，通风工作应作为施工的重要方面。

第二章　隧道空气流动的基本规律

第一节　空气的物理性质

一、密　　度

单位体积的空气所具有的质量称为密度。

$$\rho=\frac{M}{V}=\frac{G}{g}\cdot\frac{1}{V} \qquad (2-1)$$

式中　ρ——空气的密度，kg/m^3；

M——空气的质量，kg；

V——空气的体积，m^3；

G——空气的重力，N；

g——重力加速度，m/s^2（$g=9.807m/s^2$）。

空气的密度是反映空气疏密程度的物理量。距地面愈高，空气愈稀薄，密度愈小；距地心愈近，密度则愈大。因此，在不同的海拔高度上，大气的密度不同。

空气密度的大小还与空气的压力、温度和湿度有关。在工程通风中，常用的精确计算公式为：

$$\rho=0.003484\frac{P}{T}\left(1-\frac{0.378\varphi P_{饱}}{P}\right) \qquad (2-2)$$

式中　P——空气压力，Pa；

T——空气的绝对温度（$T=273+t$），°K；

$P_{饱}$——饱和水蒸汽压力，Pa（查表2—1）；

t——空气的摄氏温度，℃。

饱 和 水 蒸 汽 表　　表2—1

t°	在1m³空气内	在1kg空气内	水蒸汽压力	
			Pa	(mmHg)
-20	1.1	0.8	128	0.96
-15	1.6	1.1	193.32	1.45
-10	2.3	1.7	287.98	2.16
-5	3.4	2.6	422.63	3.17
0	4.9	3.8	610.6	4.58
1	5.2	4.1	655.94	4.92
2	5.6	4.3	705.27	5.29
3	6.0	4.7	757.27	5.68
4	6.4	5.0	811.93	6.09
5	6.8	5.4	870.59	6.53
6	7.3	5.7	933.25	7.00
7	7.7	6.1	998.58	7.49
8	8.3	6.6	1069.24	8.02
9	8.8	7.0	1143.9	8.58
10	9.4	7.5	1127.9	9.21
11	9.9	8.0	1311.89	9.84
12	10.0	8.6	1402.55	10.52
13	11.3	9.2	1497.21	11.23
14	12.0	9.8	1598.9	11.99
15	12.8	10.5	1706.2	12.79
16	13.6	11.2	1818.8	13.64
17	14.4	11.9	1933.2	14.5
18	15.3	12.7	2066.5	15.5
19	16.2	13.5	2199.3	16.5
20	17.2	14.4	2333.1	17.5
21	18.2	15.3	2493.1	18.7
22	19.3	16.3	2639.8	19.8
23	20.4	17.3	2813.1	21.1
24	21.6	18.4	2986.4	22.4
25	22.9	19.5	3173.5	23.8

续上表

t°	在1m³空气内	在1kg空气内	水蒸汽压力	
			Pa	(mmHg)
26	24.2	18.7	3359.7	26.2
27	26.0	22.0	3563.7	26.7
28	27.0	23.4	3766.8	28.4
29	28.5	24.8	4013	30.1
30	30.1	26.3	4239.6	31.8
31	31.8	27.3	4493	33.7

湿空气的密度可用下式近似计算

$$\rho = 0.00346\frac{P}{T} \qquad (2-3)$$

当空气中不含水蒸汽时，相对湿度$\varphi=0$，这时

$$\rho = 0.003484\frac{P}{T} \qquad (2-4)$$

二、空气的重率

单位体积空气所具有的重量称为空气的重率，用符号γ表示：

$$\gamma = \frac{G}{V}$$

式中　γ——空气的重率，N/m^3；

其余符号同公式（2—1）。

空气密度与重率之间的关系式为：

$$\gamma = \frac{G}{V} = \frac{Mg}{V} = \rho g \qquad (2-5)$$

三、粘　　性

设有两层速度不同的空气（A、B）平行地流动着，如

图 2 — 1 所示，由于空气分子的不规则热运动，两层空气分子相互掺混，从而使两层空气的动量得到交换，其结果使流速慢者因净得动量而加速，流速快者因净失动量而减速。这就相当于有力（单位时间内动量的变化等于力，$F=m\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}$）作用在两层空气的界而上，力图阻止两层空气的相对运动。这种力就是空气流动时的内摩擦力，空气呈现内摩擦力的性质叫粘性。

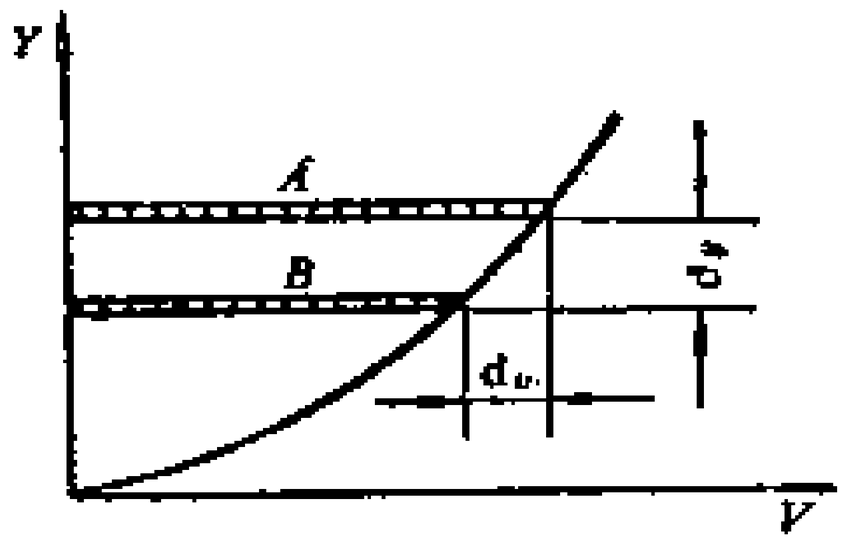


图 2 — 1　流体流动纵剖面图

根据牛顿内摩擦定律，流体内摩擦力的大小与流体性质有关，与流体内的速度梯度和接触面积成正比。即

$$F=\mu A\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y} \qquad (2-6)$$

式中　F ——内摩擦力，N；

A ——两层流体的接触而积，m^2；

$\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}y}$ ——速度梯度，s^{-1}；

μ ——动力粘性系数（或称动力粘度），Pa·s。

动力粘度与密度的比值称为运动粘度系数（或称运动粘度），即

$$\nu=\frac{\mu}{\rho} \qquad (2-7)$$

流体的粘性与温度有关，温度升高，液体的粘度下降，这是由于液体的内聚力减小的缘故；而气体的粘度随温度升高而增加，这是由于气体分子不规则热运动加剧的结果。

当空气压力 $P=101325\mathrm{Pa}$ 时，空气的物理性质如表 2 — 2 所示。

表 2—2

温度 (℃)	密度 (kg/m³)	重率 (N/m³)	动力粘度 $\mu\times10^{5}$(Pa·s)	运动粘度 $\nu\times10^{5}$(m²/s)
0	1.293	12.68	1.71	1.32
10	1.248	12.24	1.76	1.41
20	1.205	11.82	1.81	1.50
30	1.165	11.43	1.86	1.60

第二节　隧道空气压力及测定

一、空气静压（静压强）

空气的静压是气体分子间的压力或气体分子对与之相接触的固体或液体边界所施加的压力。空气的静压在各个方向上均相等。空间某一点空气静压的大小与该点在大气中所处的位置和人工所造成的压力有关。

大气压力是地表静止空气的压力，它等于单位面积上空气柱的重量。

地球为空气所包围，空气圈的厚度高达一千公里。靠近地球表面空气密度大，距地球表面越远，空气密度越小，不同海拔标高处上部空气柱的重量是不一样的。因此，对不同地区来讲，由于它的海拔标高、地理位置、空气温度和湿度不同，其大气压力（空气静压）也不相同。各地大气压力主要随海拔标高而变化，其变化规律如表 2—3 所示。

铁路、公路正在掘进中的隧道，以及矿井风流的静压力，除与上部空气柱的重量有关外，还受扇风机的作用，使其高于或低于当地大气压力。

在真空状态下，静压为零。

不同海拔高度的大气压　　表2—3

海拔高度m	0	100	200	300	500	1000	1500	2000
大气压力kPa	101.32	100.12	98.92	97.72	95.46	89.86	84.66	79.7

根据量度空气静压大小所选择的基准不同，空气压力有绝对压力和相对压力之分。

绝对静压是以真空状态绝对零压为比较基准的静压，即以零压力为起点表示的静压。绝对静压恒为正值，记为Ps。

相对静压是以当地大气压力Pa为比较基准的静压，即绝对静压与大气压力之差。如果隧道中或管道中某点的绝对静压高于大气压力Pa则称为正压，反之称为负压。相对静压（用Hs表示）随选择的基准Pa变化而变化。

二、空气动压

运动着的物体具有动能，当其运动受到阻碍的时候，就有压力作用在障碍物表面上，压力的大小取决于物体动能的大小。当风流受到阻碍的时候，同样有压力作用在障碍物上，这个压力称为风流的动压，用h_v表示。动压因空气运动而产生，它恒为正值并具有方向性，作用方向与风流方向一致；在与风流方向平行的面上，无动压作用。如果风流中某点的风速为v(m/s)，单位体积空气的质量为ρ(kg/m³)，则动压h_v(Pa) 用下式表示：

$$h_v=\frac{1}{2}\rho v^2 \qquad (2-8)$$

或者

$$h_v=\frac{\gamma}{2g}v^2$$

三、全　　压

风流的全压即静压与动压的代数和。从空气压力的单位$N/m^2=J/m^3$可以看出，无论静压或动压都是风流含有能量的显现形式，压力值的大小反映了每立方米空气含有能量的多少。

四、空气压力的常用单位

国际单位制中压力的单位是“帕斯卡”，符号是“Pa”。

目前通风工程中，压力的常用单位还有毫米水柱（mmH_2O）及毫米汞柱（mmHg）。它们与帕斯卡的换算关系可用图2—2说明。作用于U形水柱计两侧的空气压力分别为P_1、P_2。设$P_1>P_2$，故水柱计右侧的水面比左侧的水面高，由图2—2可知，

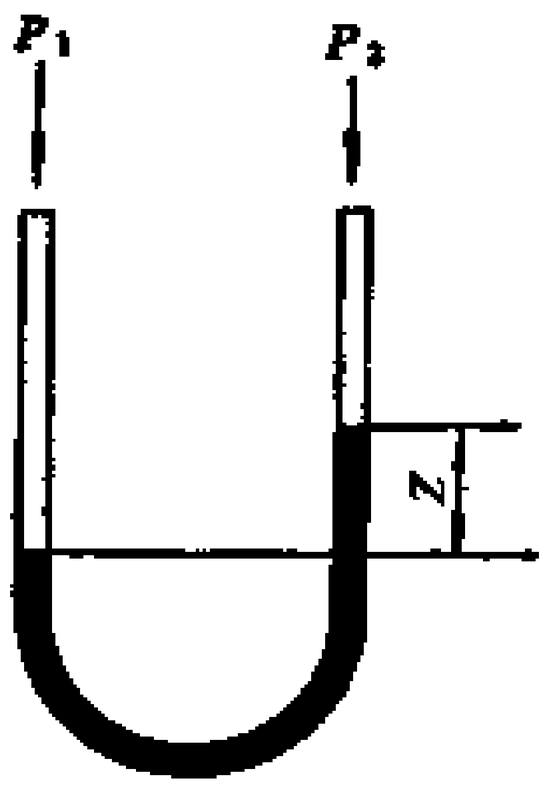


图　2—2

$$P_1=P_2+\rho gZ \qquad (2-9)$$

或

$$P_1-P_2=\rho gZ$$

若$P_1-P_2=9.80665Pa$，水的密度$\rho=1000kg/m^3$，重力加速度$g=9.80665m/s^2$，代入上式得

$$Z=\frac{P_1-P_2}{\rho g}=\frac{9.80665}{1000\times9.80665}=\frac{1}{1000}m=1mm$$

计算说明，$1mmH_2O$对底面积产生的压力（P_1-P_2）等于9.80665Pa，若用毫米水柱作压力的单位，则有：

$$1mmH_2O=9.80665Pa\approx9.81Pa$$

若用毫米汞柱作为压力的单位，则因水银比水的密度大13.595倍，可得：

$$1mmHg = 13.32Pa$$

常用压力单位换算见表 2 — 4 。

表 2 — 4

帕斯卡 (Pa)	标准大气压 (atm)	毫米汞柱 (mmHg)	毫米水柱 (mmH_2O)
1	0.99×10^{-5}	0.0075	0.102
101325	1	760	10332
133.32	0.00132	1	13.6
9.81	0.9678×10^{-4}	0.0736	1

五、隧道空气压力的测定

1. 绝对静压的测定

通常使用水银气压计和空盒气压计测定空气的绝对静压。

水银气压计，如图 2 — 3 所示，它主要由一个水银盛槽与一根玻璃管组成。玻璃管上端密闭，下端插入水银盛槽中，管内上端形成绝对真空，下部充满水银。当盛器里的水银表面受到空气压力时，管内水银柱高度随着空气压力而变化，此管中水银面与盛器里水银面的高差就是所测空气的绝对静压。

水银气压计属固定式装置，一般置于机房或硐室壁上以测量大气压力或校对其他压力表。

空盒气压计：如图 2 — 4 所示，它由一个被抽成真空的皱纹状金属空盒与联接在盒上带指针的传动机构所组成。

空盒气压计又称无液气压计，其测压原理是：由于盒内抽成真空（实际上还有少许余压），当大气压力作用于盒面上时，盒面被压缩，并带动传动杠杆使指针转动，根据指针

转动的幅度即可读得大气压力数值。

空盒气压计是一种携带式仪表，一般用在非固定地点概略地测量大气压力。使用前必须经水银气压计校正，测量时将盒面水平放置在被测地点，停留10～20min 待指针稳定后再读数。读数时视线应该垂直于盒面。

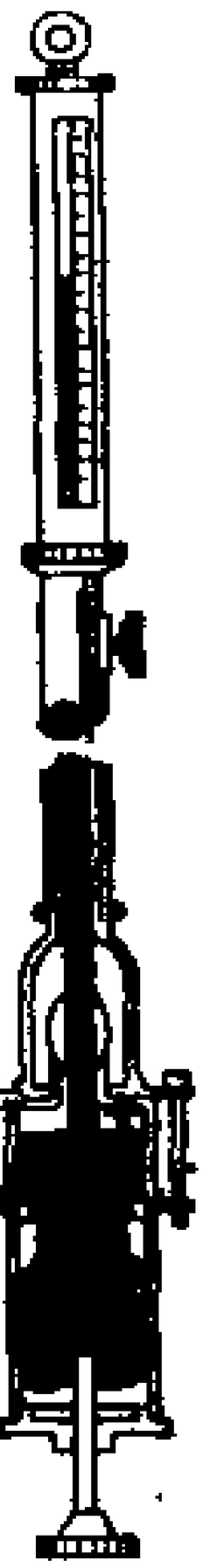


图2－3　水银气压计

2.　相对压力的测定

通常用U形压差计、单管倾斜压差计或补偿式微压计与毕托管配合测量风流的静压、动压和全压。

U形压差计，亦称U形水柱计，有垂直(图2－5(*a*)) 和倾斜(图2－5(*b*)) 两种类型，它们都是由一内径相同，装有蒸馏水或酒精的U形玻璃管1与刻度尺2所构成。

它的测压原理是：U形管两侧液面承受相同压力时，液面处于同一水平，当两侧压力不同时，压力大的一侧液面下降，另一侧液面上升。对垂直U形水柱计来说，两水面的高差 l 就是两侧压力差 H，即：$H=l\,\mathrm{mmH_2O}$。

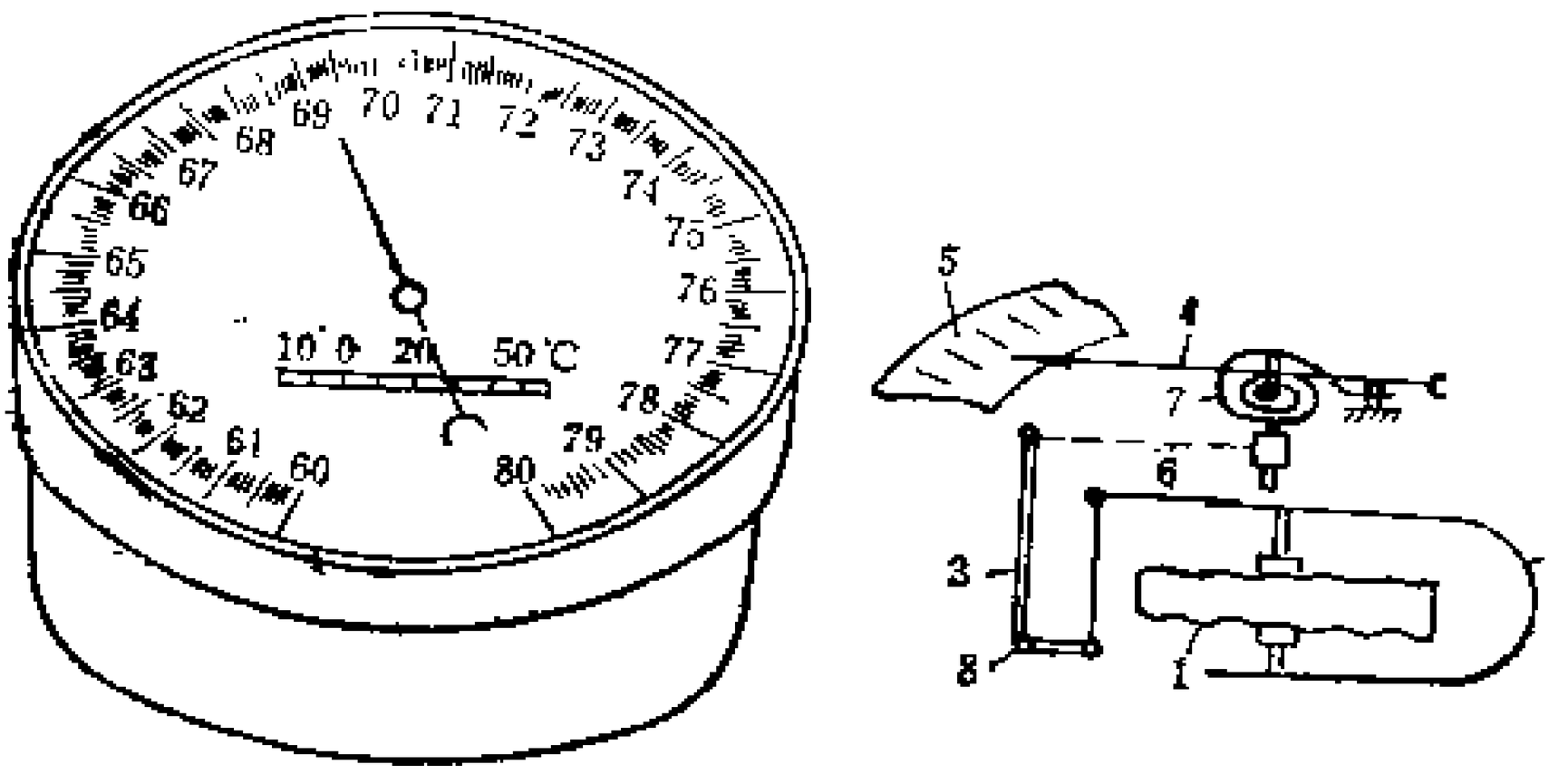
对倾斜U形压差计来说，两侧施加不同压力后水面所错开的距离为 l，则两侧的压力差是：

$$H=l\times\sin\alpha\ \ \mathrm{mmH_2O} \qquad (2-10)$$

式中　α——U形管倾斜的角度。

垂直U形压差计精度低，多用于测量较大的压差。倾斜

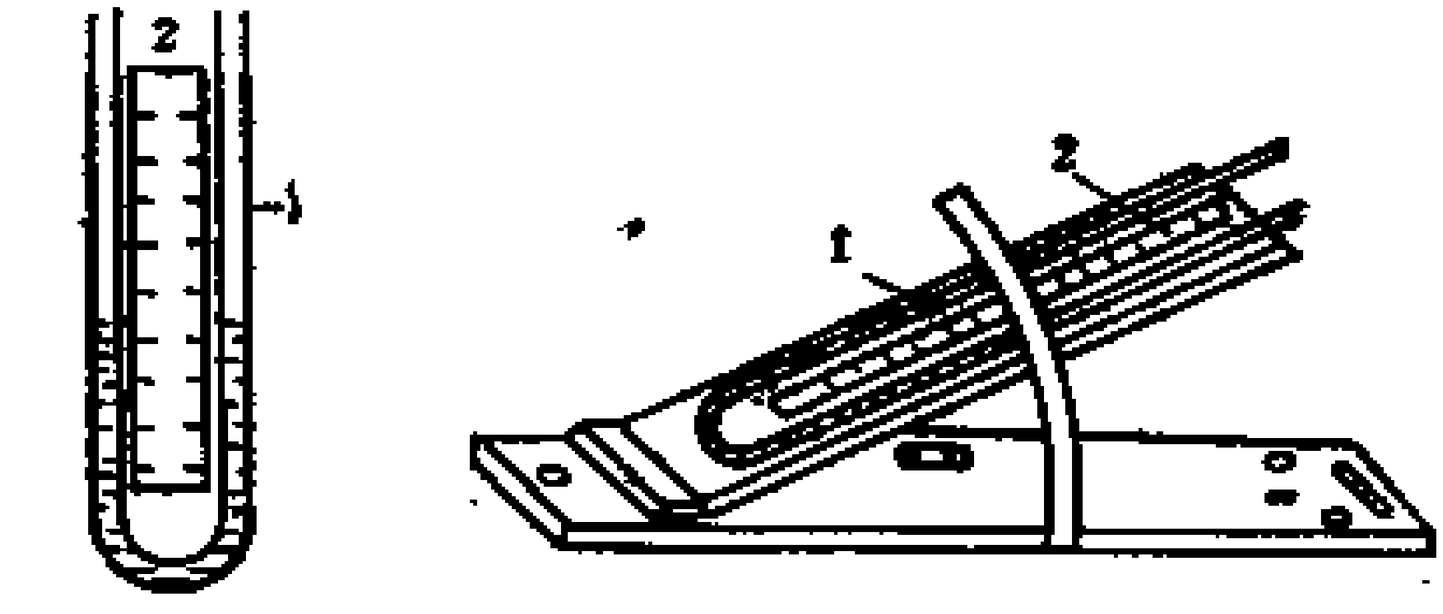
U形压差计精度要高一些。



(a) 外形　　(b) 结构示意图

图2—4　空盒气压计

1——金属盒；2——弹簧；3——传递机构；4——指针；5——刻度盘；6——链条；7——弹簧丝；8——固定支点。



(a) 垂直型　　(b) 倾斜型

图2—5　U形压差计

1——U形玻璃管，2——刻度尺。

单管倾斜压差计：如图2—6所示，它由一个较大断面的容器A与一个小断面的倾斜管B相互连通面构成。A与B断面积的比例$\frac{F_1}{F_2}$一般为250～300，其中充有适量的酒精。

为便于读数，酒精中注入微量的硫酸和甲基橙使之染色。

它的测压原理基本上同于U形压差计。当A与B内承受不同压力时（A内引入较大的压力），A中液面稍有下降，B内液面相应上升，则两侧压力差H应按下式计算：

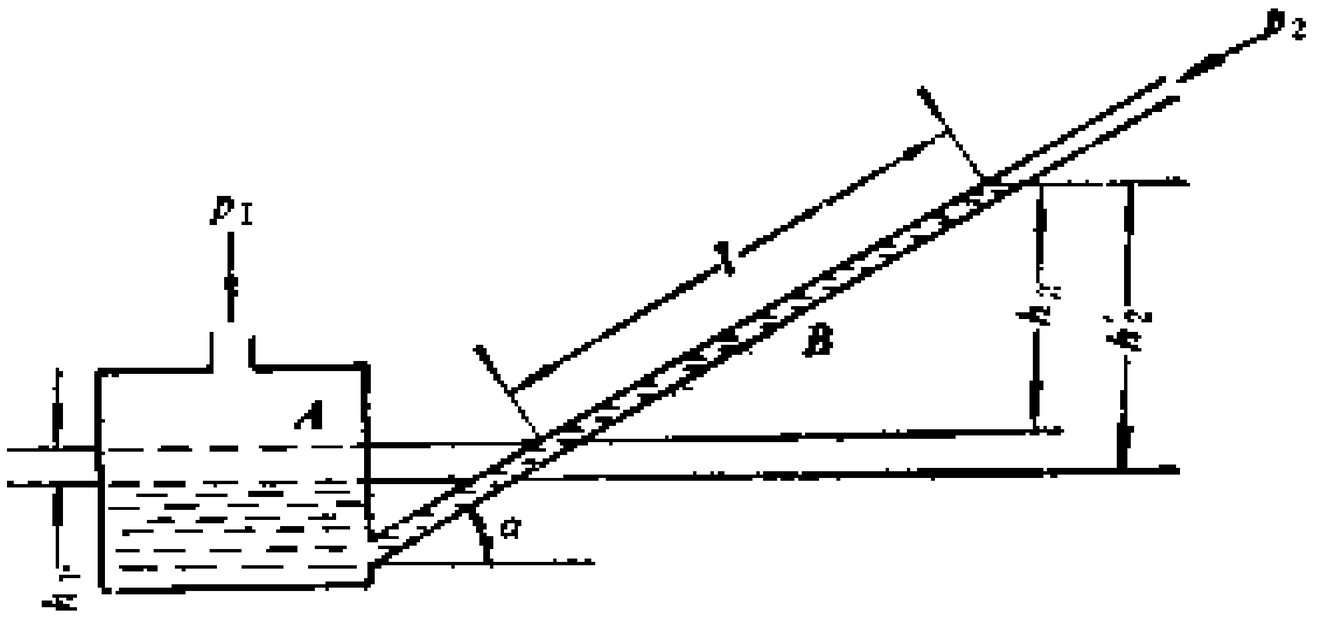


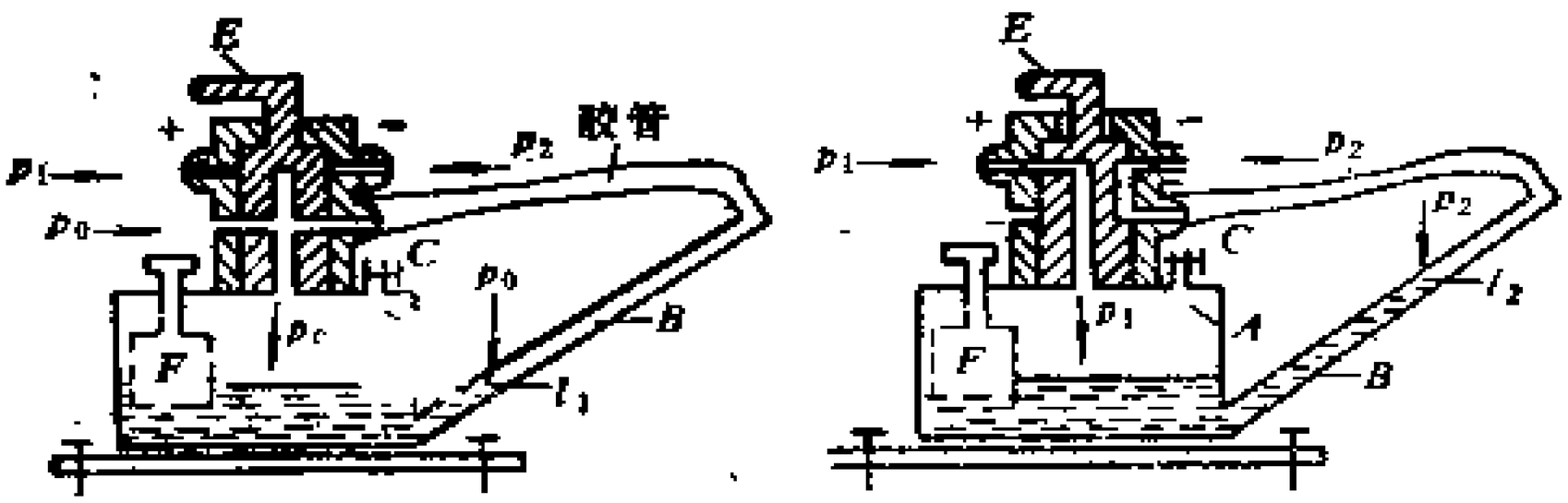
图2—6　单管倾斜压差计原理图

$$H = Kl,\ \mathrm{mmH_2O} \qquad (2-11)$$

式中　K——仪器校正系数（包括大断面内的液面下降和倾斜角度等对读数的校正），通常用实验方法确定；

l——倾斜管的始末读数差，mm。

单管倾斜压差计的主要组成部分除容器A与倾斜管B外，还有位于A上的控制阀门E、使A内液面至零位的调节锤F、带密闭盖的酒精注入口C以及一个确定B管倾斜角度或K值的弧形架。见图2—7。



(a) 非工作位置　　(b) 工作位置

图2—7　单管倾斜压差计

使用单管倾斜压差计测压时，要先把倾斜玻璃管置于所需的倾角或K值处；把较大的压力P_1用胶管引入“+”接头，小压力P_2引入“—”接头；在非工作位置(图2—7(a)所示）调整水平和对零；然后在工作位置（图2—7（b）所示）上进行测定。

此类压差计比较结实又具有一定的精度，适于在工地测定压力差。目前我国一些矿山常使用的单管倾斜压差计有Y-61型、KSY型和M型。

补偿式微压计：它由盛水容器A和B以胶管连通而成(如图2—8所示）。容器B固定不动，B中装有水准头。容器A可以上下移动。这种仪器的测压原理是：较大的压力P_1连到“+”接头与B相通，小压力P_2连到“—”接头与A相通，B中水面下降，水准头露出，同时A内液面上升。测定时，旋转螺杆以提高容器A，则B中水而上升，直至B中水面回到水准头所在水平为止。即通过提高容器A的位置，用水柱高度来平衡(补偿)压力差造成的B中水而下降，使它恢复到原来的位置。此时A所上提的高度恰是压力差$P_1—P_2$造成的水柱高度H。

为使H测量准确，仪器上装有微调装置与水准观察装置。微调装置由刻有200等分的微调盘构成，将它左右转动一圈，螺杆将带动A上下移动2mm，其精度能读到0.01mm H_2O。水准观察装置根据光学原理使水准头形成倒象，当水准头的尖端和象的尖端恰好接触时，说明B中水面已经达到要求的位置。

使用补偿微压计测压时，要整平对零，使B中水准头和象的尖端正好相接；并注意大小两个压力不能错接，最后在刻度尺和微调盘上读出所测压力差。

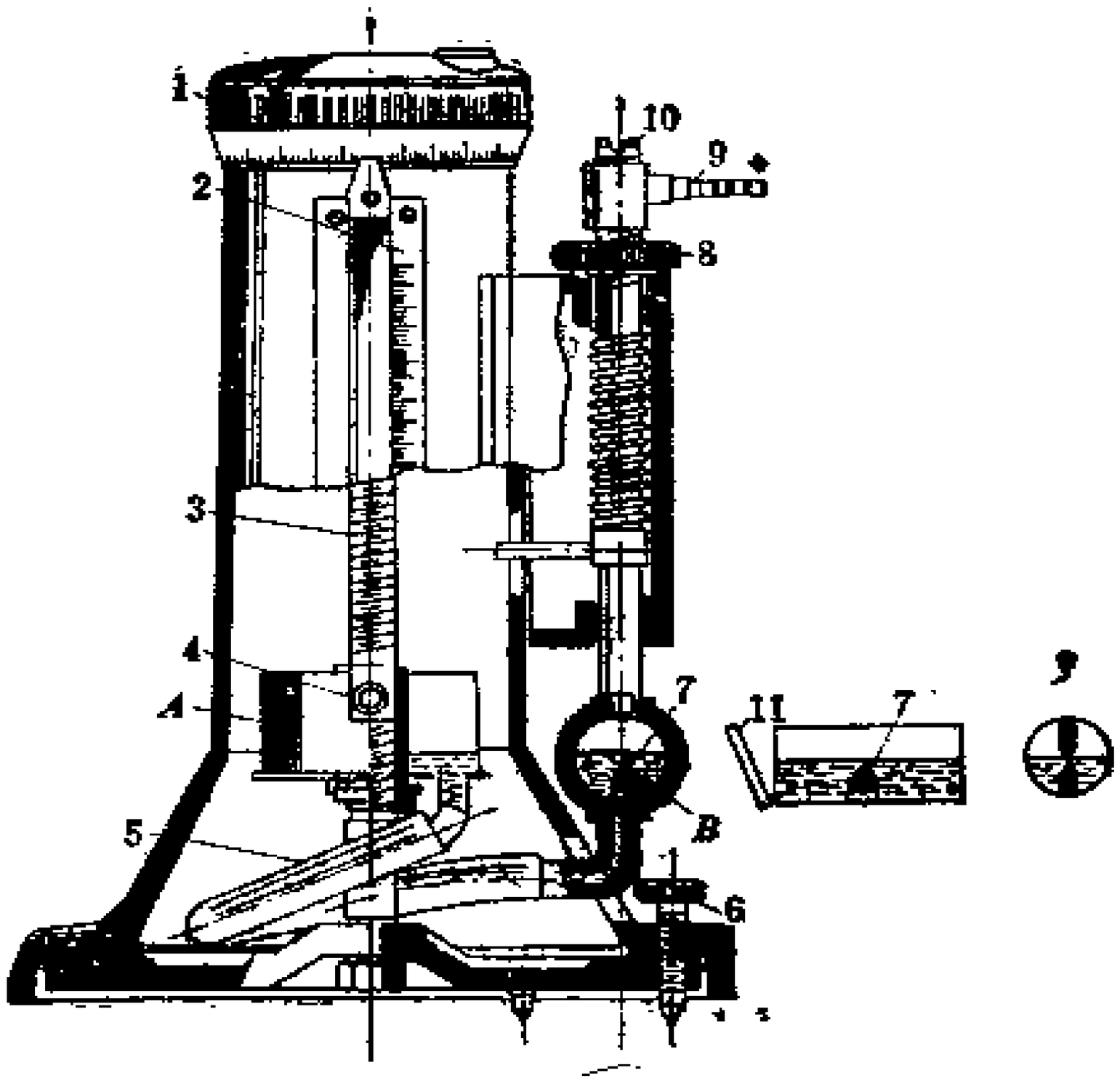


图 2 — 8　补偿式微压计

A、*B*—— 蓄水容器；1 —— 微调盘；2 —— 刻度盘；3 —— 螺杆；4 —— 胶管接头“－”；5 —— 连通胶管；6 —— 底座螺钉；7 —— 水准头；8 —— 调节螺母；9 —— 胶管接头“＋”，10 —— 密封螺钉；11 —— 反光镜。

皮托管，它是接收和传递风流压力的工具，与压差计相配合使用。

皮托管由两根金属小圆管 1 和 2 构成（见图 2 — 9），内管 1 和外管 2 同心套结成一整体，但互不相通。内管前端开一小孔 4 与标有“＋”的脚管相通，孔 4 正对风流，内管就能接受测点的全压。外管前端不通，在前端不远处的管壁上开有 4 ～ 6 个小孔，孔 3 与标有“－”的脚管相通。当孔 4 正对风流时，外管上的孔 3 垂直于风流不受动压作用，

只能接受静压。

六、风流的全压、静压、动压的相互关系及其在水柱计上的显现

压入式通风，如图2—10所示，风流的绝对压力高于大气压力，风流的相对压力为“+”。

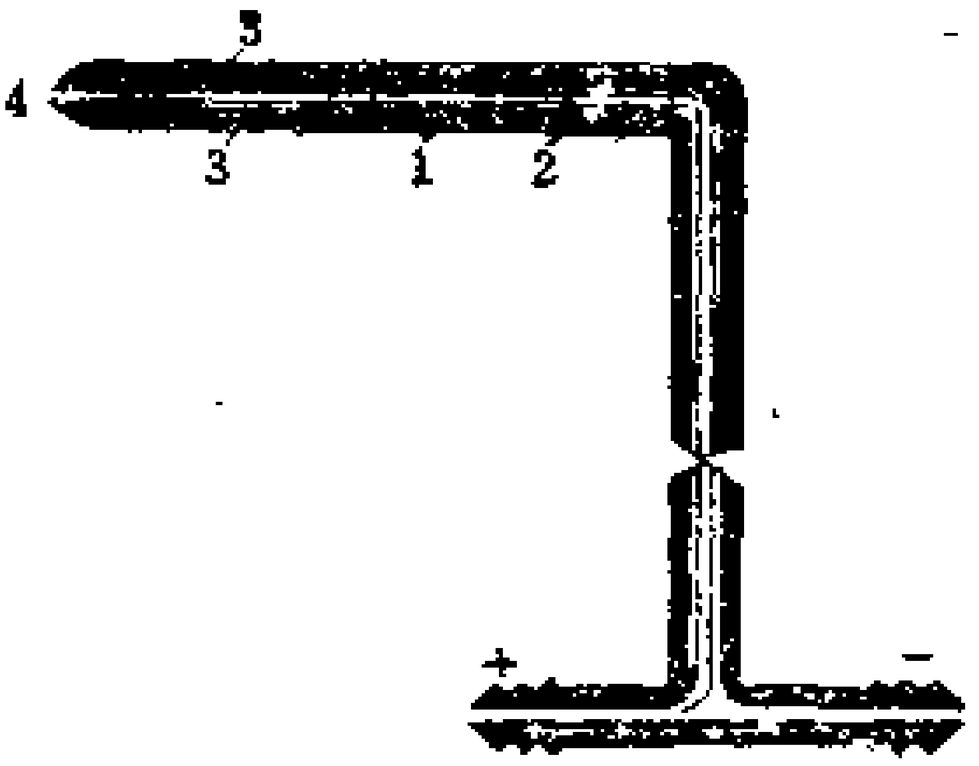


图2—9 皮托管
1——内管；2——外管；
3——侧孔；4——前孔。

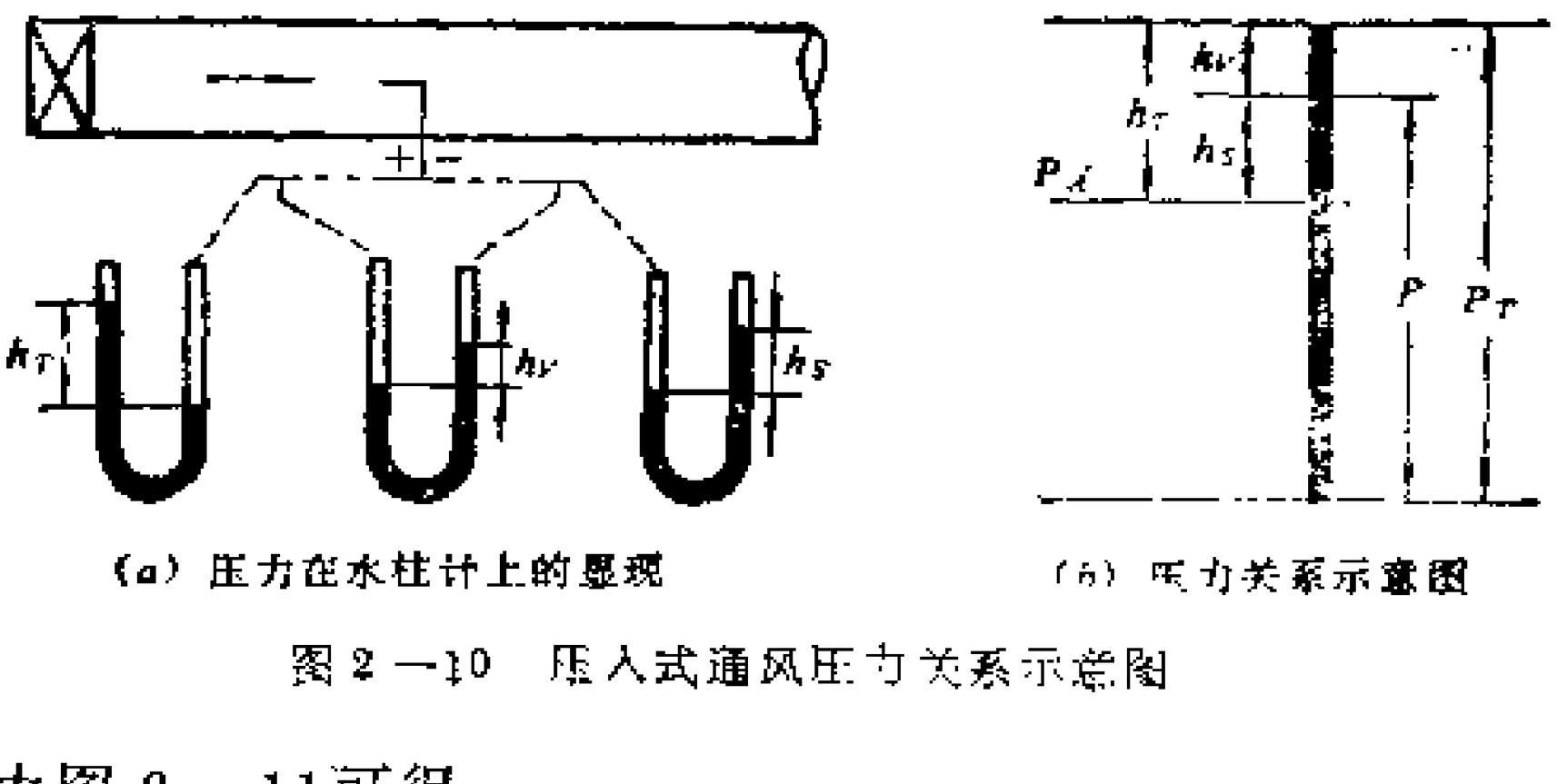
由图2—10可得

$$h_s = P - P_A \quad (2—12)$$

$$h_v = P_t - P \quad (2—13)$$

$$h_T = P_t - P_A = h_s + h_v \quad (2—14)$$

抽出式通风，如图2—11所示，风流的绝对压力低于大气压力，风流的相对压力为“-”。水柱计读数等于相对压力的绝对值。



(a) 压力在水柱计上的显现　　(b) 压力关系示意图

图2—10 压入式通风压力关系示意图

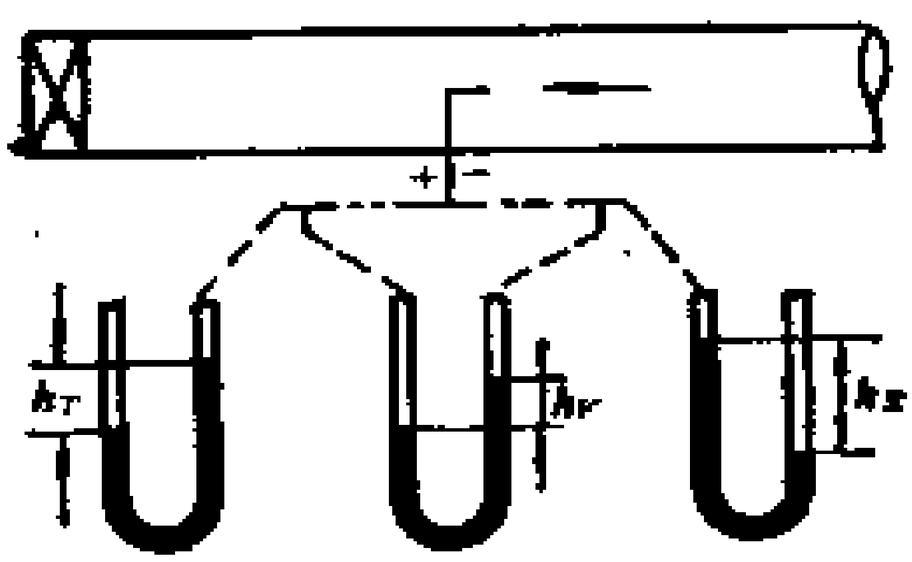
由图2—11可得

$$h_s = P - P_A \text{ 或 } |h_s| = P_A - P \quad (2—15)$$

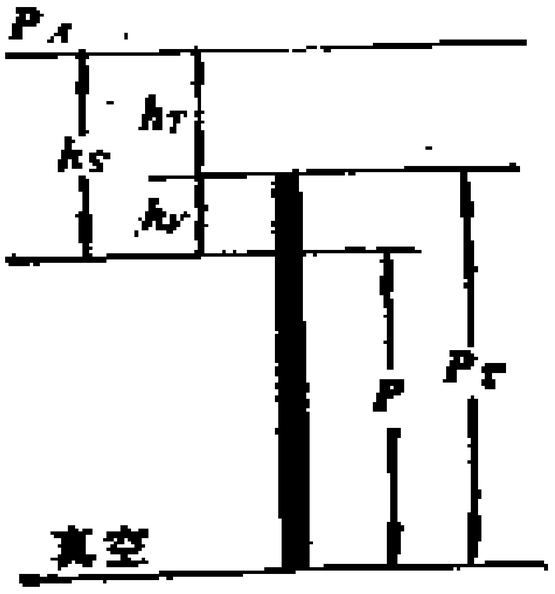
$$h_v = P_t - P \quad (2—16)$$

$$h_t = P_t - P_A \text{或} |h_t| = P_A - P_t = |h_v| - h_s$$

（2—17）



(a) 压力在水柱上的显现



(b) 压力关系示意图

图 2—11　抽出式通风压力关系示意图

第三节　风流的流动状态

流体具有层流和紊流两种流动状态，不同流态的速度分布和阻力损失各不相同。作层流运动的流体，各质点互不干扰地沿着自己的流束运动。作紊流运动的流体，各质点则互相混杂、碰撞，除沿流动方向运动外还有横向运动，它们的轨迹极其复杂。雷诺通过试验指出：流体的流动状态与平均速度有关系，平均速度小时呈层流流动；平均速度增大到一定值以后，就呈紊流状态。此外，流动状态还与管道直径 d 及流体的粘性有关。这些因素的综合影响可用一个无因次参数 Re 来表示，它叫做雷诺数。用它可以判定流体的运动状态。

$$Re = \frac{vd}{\nu} \qquad (2—18)$$

式中　v ——平均速度，m/s；

d ——管道直径，m；

ν ——流体运动粘性系数，m^2/s。

上式说明尽管流体类型、速度及管径不同，只要雷诺数相同其流态就应该一样。也就是说，不管流体的速度、粘性及管径多大，只要知道雷诺数就可以确定流动状态。

由紊流运动变为层流运动的雷诺数称为临界雷诺数（流体力学中称下临界雷诺数），其值为2300。工程中以此作为区别层流和紊流的标志。当$Re<2300$时，流动为层流；$Re>2300$时，则为紊流。

空气是流体的一种，它遵循上述规律。如想知道隧道或管道中流动的究竟是紊流还是层流，可根据风流的具体条件，用式（2—18）进行计算就能判断。为便于分析，把公式改写为：

$$v=\frac{Re\cdot\nu}{d},\ \mathrm{m/s} \qquad (2-19)$$

例如断面面积为50m²的梯形断面隧道，设风流的粘性系数取$\nu=15\times10^{-6}\mathrm{m^2/s}$，以临界雷诺数2300和等值直径$d=4\frac{s}{p}$（$s$为隧道断面积，$P$为隧道周边长，$P=4.16\sqrt{s}$）代入以上公式，即得该隧道风流在临界雷诺数的速度。

$$v=\frac{Re\cdot\nu}{d}=\frac{4.16\times2300\times15\times10^{-6}}{4\times\sqrt{50}}$$

$$=0.005\quad\mathrm{m/s}$$

计算说明，在50m²的隧道里，当风速大于0.005m/s时，即属紊流风流。

又如直径为$d=1\,\mathrm{m}$的通风管道，当管道内的风速大于0.035m/s时，管内风流即属紊流。

可见，在隧道通风工程中，大多数情况下风流平均速度大于上述数值，因此都是紊流状态。但在一些局部，如岩石裂缝，障碍处仍可能出现层流流动。

第四节　隧洞风流的流速及测定

一、隧道风流的速度分布与平均风速

空气在隧道或管道中流动时，由于与流道壁面摩擦以及空气的粘性作用，同一横断面上各点风流的速度是不相同的。

紊流风流在靠近边壁处有一层很薄的层流边层，该层流边层的厚度很小，而且雷诺越大，其厚度越小。在此层内，流体质点沿近乎平行于管壁的弯曲轨迹而运动。层流边层内空气流动的速度叫做边界风速，以v_0表示，见图 2—12。在层流边层以外，即流道横断面的绝对大部分，充满着紊流风流，其速度大于边界风速，并从壁面向轴心方向逐渐增大。如果将大于边界风速那部分称为紊流风速并以 u 表示，则流道横断面上任一点的风流v_i就等于边界风速与紊流风速之和，即

$$v_i = v_0 + u, \quad m/s \qquad (2-20)$$

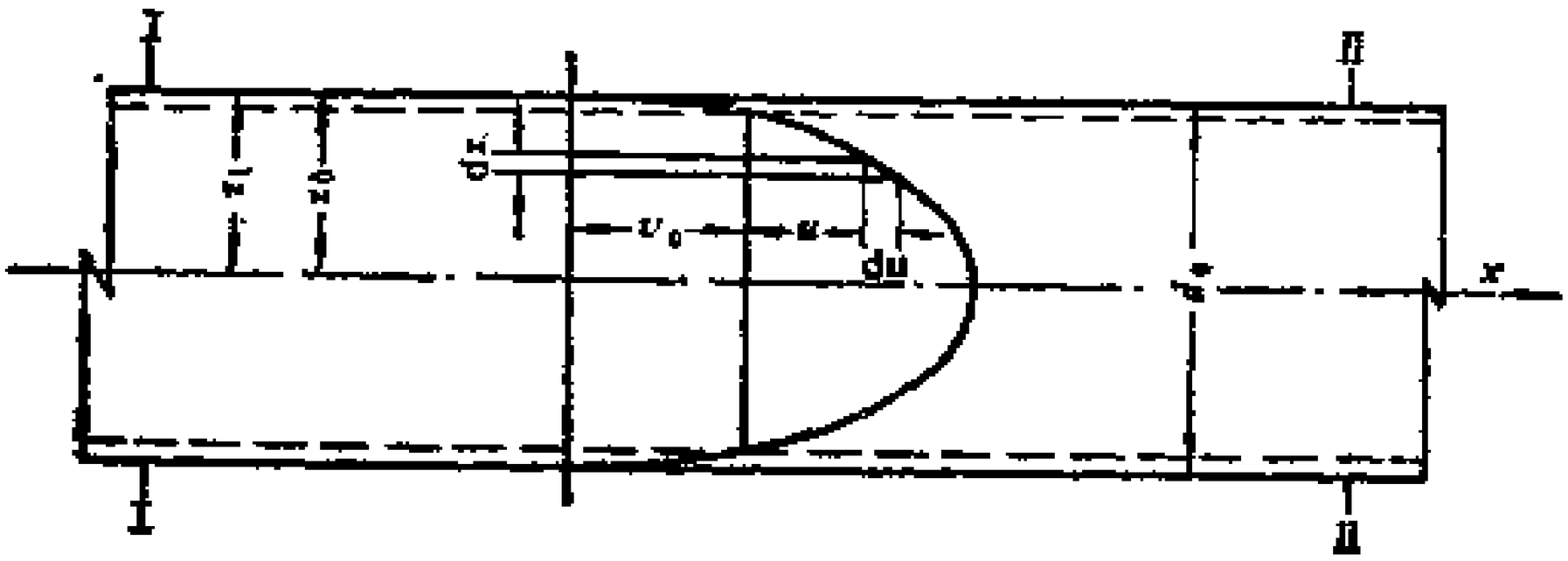


图 2—12　巷道中风流速分布图

则断面平均风速为：

$$v=\frac{\int_s v_i \mathrm{d}A}{A}\ (\mathrm{m/s}) \qquad (2-21)$$

或写成：

$$v=\frac{Q}{A}\ (\mathrm{m/s}) \qquad (2-22)$$

式中 v_i——断面上一点的风速，m/s；

$\mathrm{d}A$——断面上的微元面积，m^2；

A——流道的横断面积，m^2；

Q——通过流道横断面的风量，m^3/s。

在圆形截面的直线管道风流中，最高风速出现在截面轴心处。但在隧道或非圆截面的管道中，流道的曲直程度、断面形状及大小均有变化，最大风速不一定在流道轴线上，而且流速分布也不一定具有对称性。此外，同一断面上的速度分布亦随时间变化。因此，确定断面的平均风速时必须按照有关规定，先测各点的风速，然面计算其平均值。各种技术规程上对风速的有关规定也都是指断面平均风速。

二、风速测定

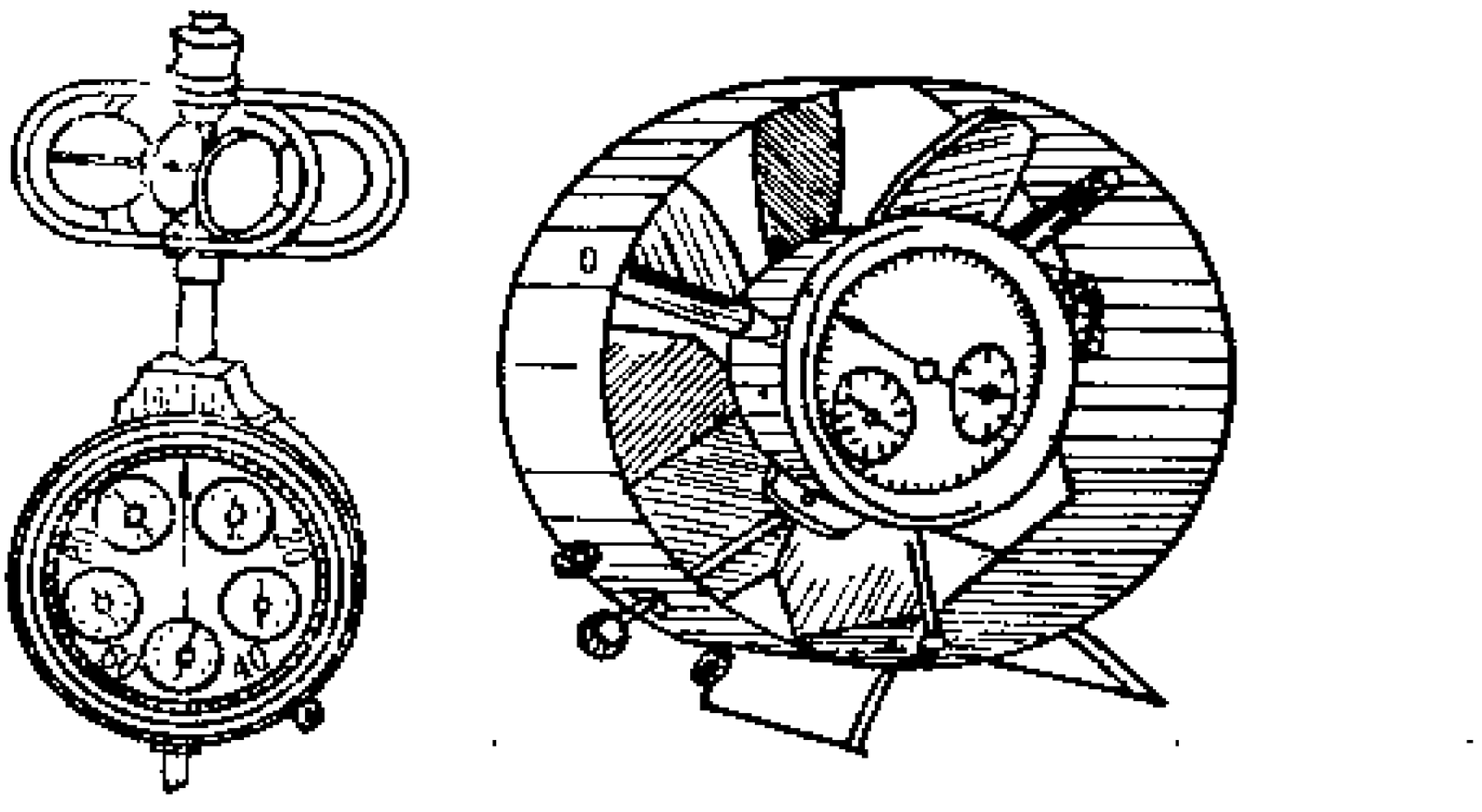
1. 用风表测定风速

常用风表有杯式（图2—13）和翼式（图2—14）两种。

杯式风表用在测定大于10m/s的高风速，翼式风表测定0.5～10m/s的中等风速，具有高灵敏度的翼式风表可以测定0.1～0.5m/s低风速。

杯式和翼式风表内部结构相似，是由一套特殊的钟表传动机构、指针和叶轮组成。杯式的叶轮是四个杯状铝勺，翼式则为八张铝片。此外，风表上有一个启动和停止指针转

动的小杆，打开时指针随叶轮转动，关闭时叶轮虽转动但指针不动。某些风表还有回零装置，以便从零开始计量表速。



(a) 杯式风表　　(b) 翼式风表

图 2—13　风表

测定时，先回零，待叶轮转动稳定后打开开关，则指针随着转动，同时记录时间。约经 1～2 min，关闭开关。测完后，根据记录的指针读数和指针转动时间，算出风表指示风速(表速) N，再用如图 2—14所示的校正曲线换算成真实风速 v。风表可以测一点的风速，也可以测量巷道的平均风速。

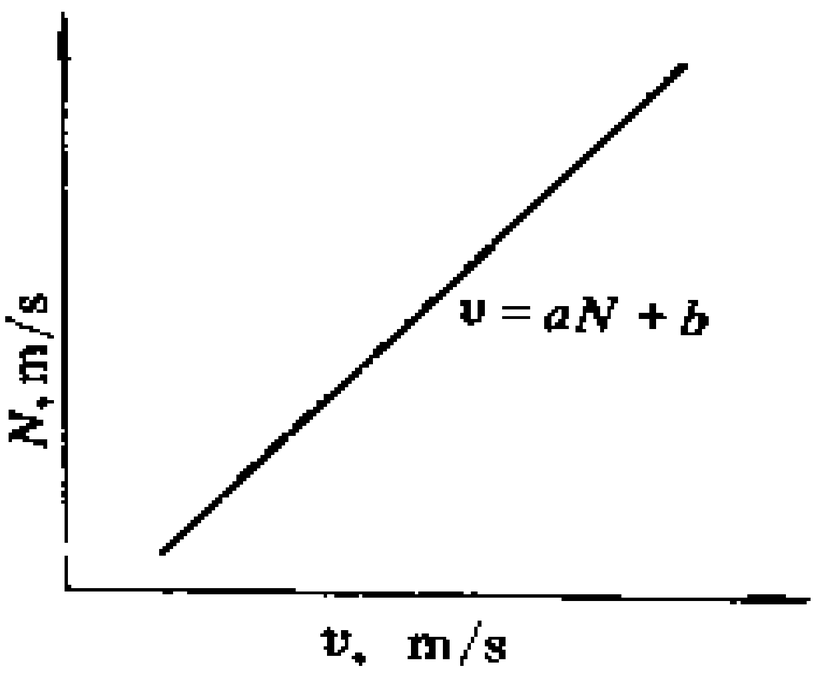


图 2—14　风表校正曲线

用风表测定巷道断面平均风速时，测风员应该使风表正对风流，在所测巷道的全断面上按一定的线路均匀移动风表。通常采用的线路有如图 2—15中表示的三种。

根据测风员与风流方向的相对位置，分迎面和侧面两种

测风方法。

迎面法：测风员面向风流站立，手持风表手臂向正前方伸直，然后照一定的线路使风表均匀移动。由于人体位于风表的正后方，人体的正面阻力将减低流经风表的风速，因此用该法测得的风速v_s需经校正后才是真实风速v，$v=1.14v_s$。

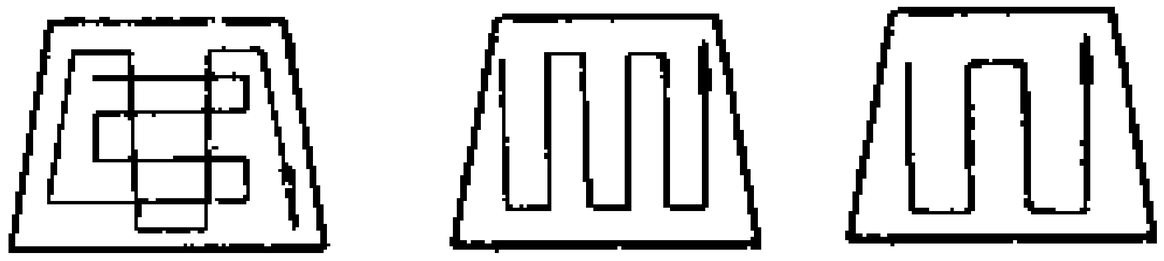


图2—15 用风表测定断面平均风速的线路（a）线路比（b）、（c）线路操作复杂，但更准确一些。一般对较大的巷道断面用（b）线路，较小的巷道断面用（c）线路。

侧身法：测风员背向巷道壁站立，手持风表将手臂向风流垂直方向伸直，再按一定线路作均匀移动。使用此法时人体与风表在同一断面内，造成流经风表的风速增加。如果测得风速为v_s，那么实际风速则为v，$v=\frac{S-0.4}{S}v_s$。式中S是所测巷道断面积，0.4是人体占据巷道断面的面积。

为了保证测风的精度应该做到：风表测量范围要适应被测风速的大小；风表距人体约0.6～0.8m；风表在断面上移动时必须与风流方向垂直且移动速度要均匀；时间记录与转数测量必须同步。此外，同一断面风速测定次数不得少于三次，每次测定误差应在±5％以内。

2. 用热电式风速仪和皮托管压差计测定风速

热电式风速仪分热线和热球式两种，其原理相同。以QDF-型热球式风速仪为例：该仪器由热球式探头、电表和运算放大器等构成。在测杆的端部有一个直径约0.8mm的玻璃球，球内绕有加热玻璃球用的镍铬丝线圈和两个串连的热电偶，热电偶的冷端连接在磷铜质的支柱上直接暴露在风流中。当一定大小的电流通过加热线圈后，玻璃球的温度升

高，球内的热电偶产生热电势。热电势的大小和风流的速度有关，风速大时玻璃球温升程度小，则热电势小，反之则热电势大。热电势再经运算放大器后就可以在电表上指示出来，校正后的电表读数即风流的真实速度。

热电式风速仪操作比较方便，但现有的热电式风速仪易于损坏，灰尘和湿度对它都有一定的影响，有待进一步改进以便广泛使用。

皮托管和压差计可用于扇风机风硐或风筒内高风速的测定，它是通过测量测点的动压，然后按下式换算出测点风速 v_i：

$$v_i=\sqrt{\frac{H_v\cdot 2g}{\gamma}}=\sqrt{\frac{2H_v}{\rho}} \qquad (2-23)$$

式中 H_v——测点的动压，mmH_2O；

g——重力加速度，$9.8m/s^2$；

γ——测点周围空气重率，N/m^3；

ρ——空气密度，kg/m^3。

皮托管与精度为$0.01mmH_2O$的压差计配合使用，在测定1.5m/s以上风速时，其误差不致超过±5%。当风速过低或压差计精度不够时误差就比较大。

现有热电式风速仪和皮托管与压差计都不能连续累计断面内各点的风速（对后者来说是动压），只能孤立地测定某点风速（动压）。因此，用这类仪器测定巷道或管道的平均风速时，应该把巷道断面划分成若干个面积大致相等的方格（如图 2—16），再逐格在其中心测量各点风速 v_1、v_2…v_n，最后取平均值得平均风速 v，即：

$$v=\frac{v_1+v_2+\cdots+v_n}{n}, \qquad (2-24)$$

式中　n ——划分的等面积方格数。

圆形风筒的横断面应划分成若干个等面积的同心部分（如图 2—17），每一个等面积里相应的有一个测点圆环。用皮托管压差计测定时，在互相垂直的两个直径上，可以测得每个测点圆环的四个动压值，以此一系列的动压值，就可以计算出风筒全断面的平均风速。

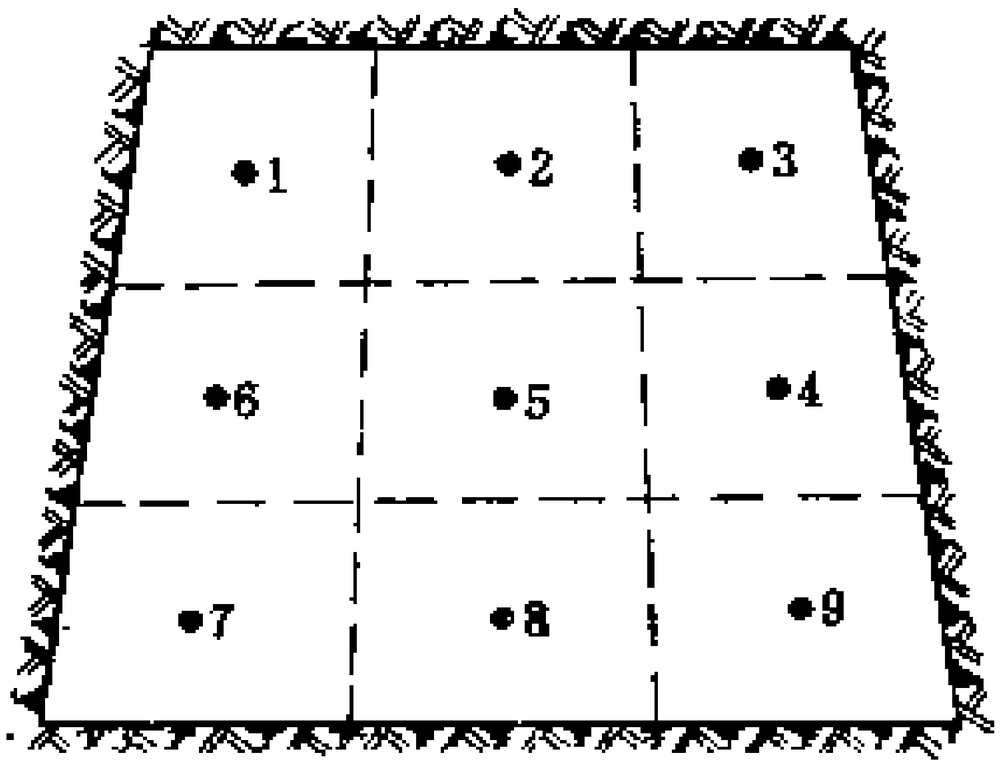


图 2—16　巷道断面划分的等面积方格

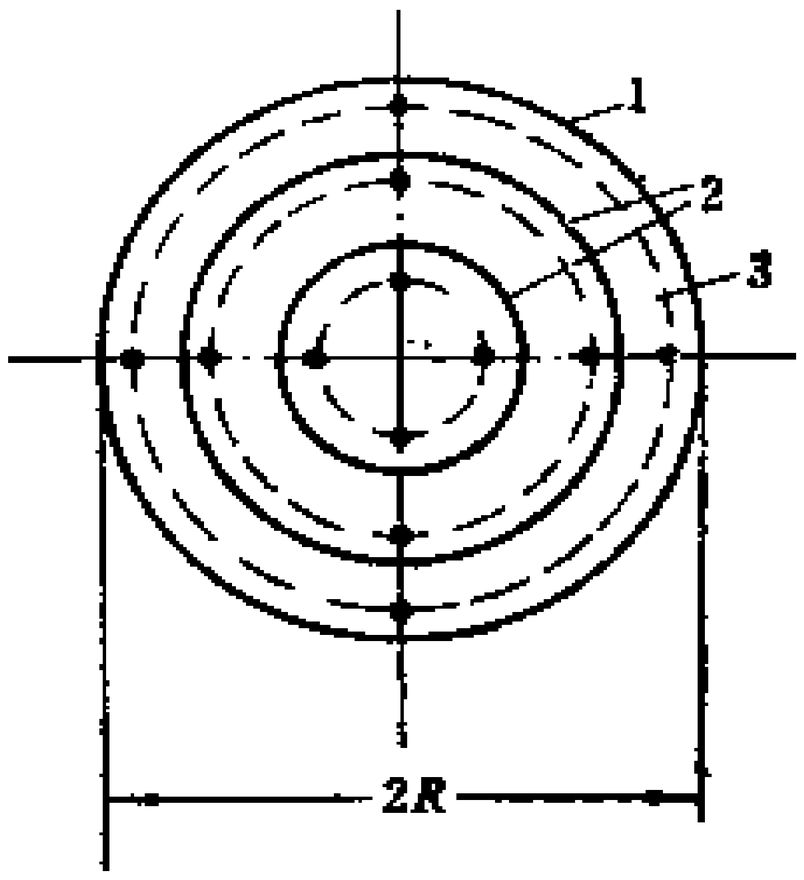


图 2—17　圆形风筒划分的等面积同心部分

1 ——风筒壁，2 ——等面积同心部分界线，3 ——测点圆环，R ——风筒半径。

测点圆环的数量 n，根据被测风筒直径确定。一般直径为300～600mm时 n 取 3，直径为700～1000mm时 n 取 4。

测点圆环半径 R_i 通常按下式计算：

$$R_i = R\sqrt{\frac{2i-1}{2n}}, \qquad (2-25)$$

式中　R_i ——第 i 个测点圆环半径，m；

R ——风筒半径，m；

i ——从风筒中心算起圆环序号；

n ——测点圆环数。

风筒全断面的平均动压 H_c 计算式为：

$$H_v=\left(\frac{\sqrt{H_{v1}}+\sqrt{H_{v2}}+\cdots+\sqrt{H_{vm}}}{m}\right)^2,\ \mathrm{mmH_2O} \qquad (2-26)$$

风筒全断面的平均风速即可算出，其式为：

$$v=\sqrt{\frac{H_v\cdot 2g}{\gamma}},\ \mathrm{m/s} \qquad (2-27)$$

在上两式中：H_{v1}、$H_{v2}\cdots H_{vm}$为测点动压，单位为$\mathrm{mmH_2O}$；m为测点总数；g、γ同（2—23）式。

3. 对很低的风速或者鉴别通风构筑物漏风时，可以采用烟雾法或嗅味法近似测定空气移动速度。

三、风表校正

由于风表制造上的误差和使用中的磨损以及温度、湿度、风速、粉尘的影响，表速N并不等于真实风速v。为了获得真实风速，必须用实验方法进行风表校正。新风表在出厂时都附有校正曲线，使用中的风表还必须定期校正，绘制出新的校正曲线。所谓风表校正，即用专门的设备测定出不同的表速与相应的真实风速之间的关系，然后在坐标纸上把它们绘成校正曲线。

这种专门的校正设备有旋臂式和空气动力管等类型。

1. 旋臂式（亦称回转杆式）风表校正装置

其构造如图2—18所示，它由电动机、变速器、立轴、旋臂、平衡锤及响导板

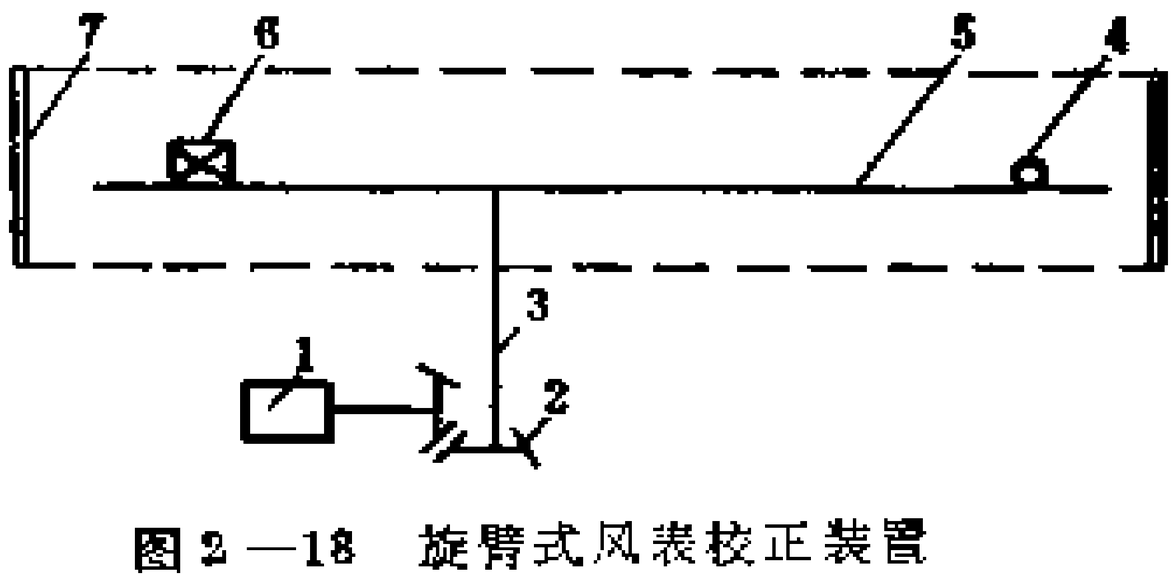


图2—18 旋臂式风表校正装置

1——电动机；2——变速箱；3——立轴；4——风表；5——旋臂；6——平衡锤；7——导向板。

组成。校正时，把风表固定在旋臂上，开动电动机使旋臂按一定转速旋转，待稳定后打开风表开关，同时记录时间。当风表转动一定时间后关闭风表开关。根据风表指针读数和记录的时间即可计算出表速N，而风表旋转的线速度即真实风速v：

$$v=\frac{2\pi Rn}{t}, \qquad (2-28)$$

式中 R——风表旋转半径，m；

n——测定时间内旋臂的转数，转；

t——测定时间，s。

调整变速器，改变旋臂的转速，则可得到若干对表速和对应的真实风速（N_1、v_1、N_2、v_2、……N_m、v_m）。最后以N和v为纵横坐标轴，把它们绘制在坐标纸上，即得风表校正曲线。

2. 空气动力管（亦称风洞）式风表校正装置

空气动力管式样很多，图2—19所表示的是其中的一种。

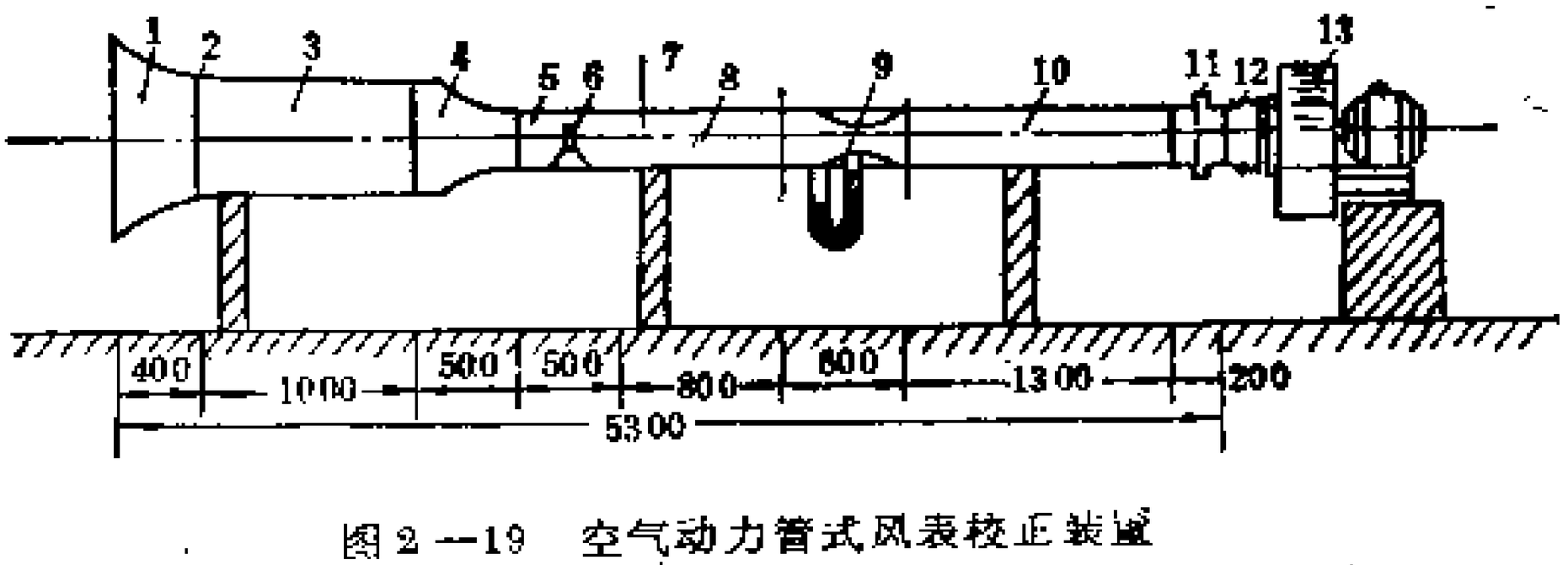


图2—19 空气动力管式风表校正装置

1——集流器；2——阻尼网；3——稳流管；4——收缩管；5——工作管；6——风表；7——皮托管；8——直线管；9——文丘利喷嘴及压差计；10——直线管；11——调节阀；12——帆布接头；13——扇风机。

第五节　隧道空气流动的基本方程式

空气在隧道中的流动，受到众多因素的影响，流动情况比较复杂。因此，研究隧道中空气流动的基本规律时，也只能遵循普遍的研究方法，即先从某些假设条件出发，得出基本结论和基本方程式，再根据实际对这些结论或方程式进行补充、修正。

研究隧道空气流动的基本规律的假设条件：

（1）假设空气是无粘性的。实际上空气具有粘性，处于流动状态的空气内部存在着内摩擦力。无粘性假设是为了使研究分析简化。

（2）假定空气是不可压缩的。实际上空气很容易压缩，压缩后的空气密度将增大。但在一般情况下，隧道中空气压力变化不大，密度的变化也不大，作出这一假设是合理的。

（3）由于隧道通风受到众多因素的影响，各处的风速是不断变化的，但就其一段时间内的平均值来说，则可以认为风速是不变的。因此，假定空气在隧道中的流动是稳定流动。稳定流动的流场中任何一点的流速不随时间变化，但在不同点处的流速可以不同。

通过上述简化，就可以把隧道中空气的流动看成流体力学中所研究的理想不可压缩流体的稳定流动。因此，流体力学中分别从质量、能量、动量三方面说明流体运动规律的三个基本方程式在隧道通风中同样适用。这三个基本方程式是：反映物质不灭定律的连续性方程；反映能量守恒定律的伯诺里方程和动量方程。现分别简述如下：

一、连续性方程

如图 2 —20所示，风流由 1 — 1 断面流入，从 2 — 2 断面流出。设 1 、 2 断面的面积分 别为 A_1、A_2；空气密度分别为ρ_1、ρ_2；风速分别为v_1、v_2。由前述假设条件，根据物质不灭原理，单位时间内流过各断面的空气质量应相等，即

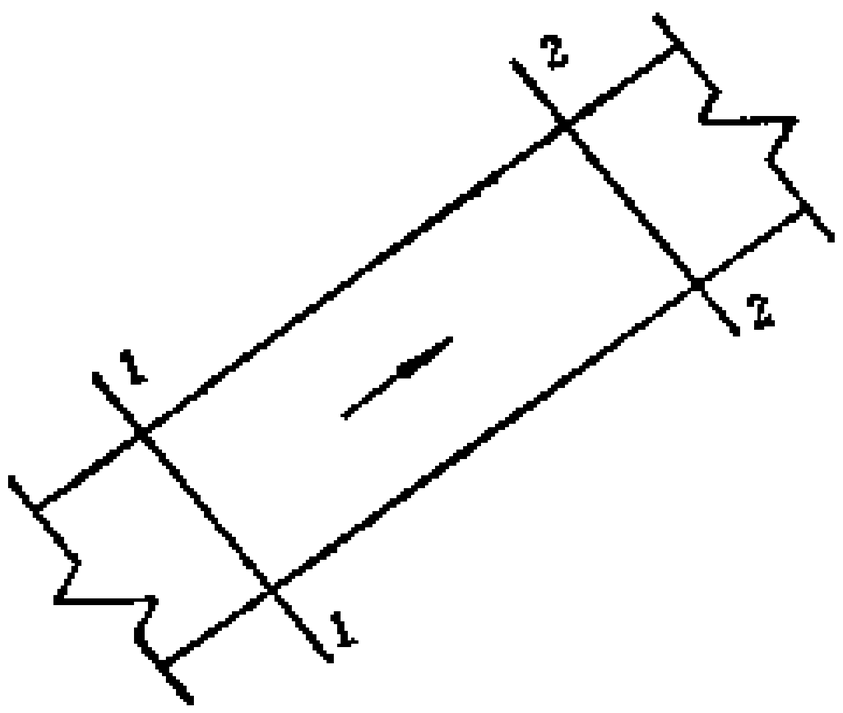


图 2 —20

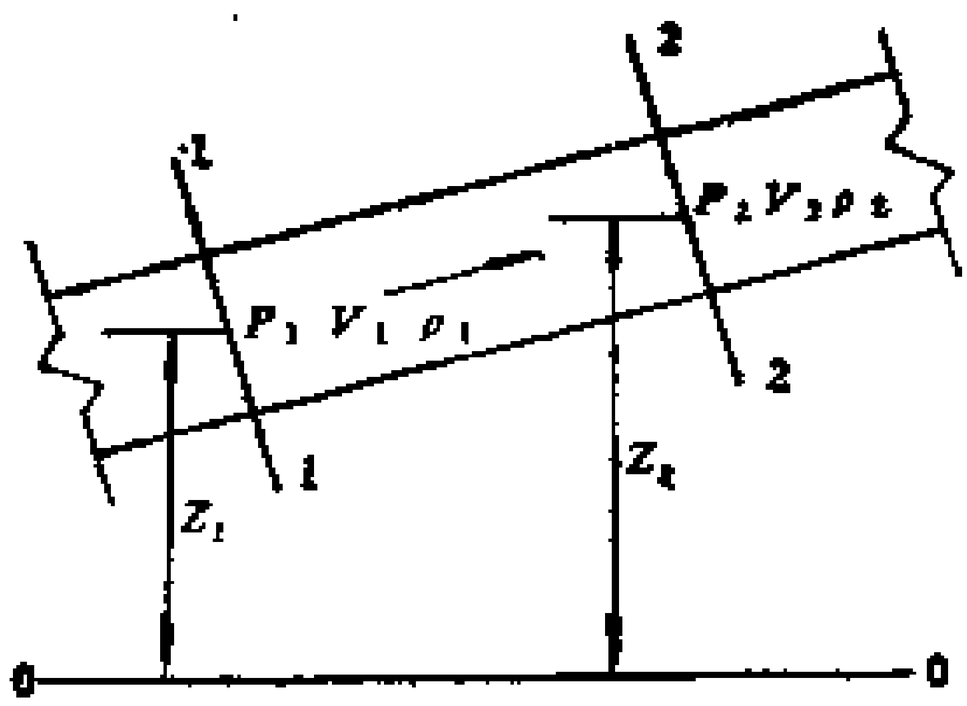


图 2 —21

$$v_1 A_1 \rho_1 = v_2 A_2 \rho_2 \qquad (2-29)$$

由于$\rho_1 = \rho_2$，则$v_1 A_1 = v_2 A_2$，得

$$Q_1 = Q_2$$

式（2 —29）称为空气流动的连续性方程，该式说明，在无分支风路的条件下，风速与断面积成反比，断面大则风速小，断面小则风速大。

二、能量方程（伯诺里方程）

由流体力学可知，不可压缩的理想流体稳定流动的伯诺里方程如下（图 2 —21）：

$$\frac{P_1}{\rho} + gZ_1 + \frac{v_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + gZ_2 + \frac{v_2^2}{2}$$

通风工程中把伯诺里方程写成单位体积流体的能量方程，即

$$P_1 + \rho g Z_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = P_2 + \rho g Z_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

（2—30）

式（2—30）的等号两端分别表示在断面1—1和断面2—2处单位体积空气含有机械能（静压能、位能、动能）的总和。由于式中各项均具有压力的因次（N/m^2），通常把这三种机械能的总和称为该断面处风流的压力。由式(2—30)可知，在符合假设的条件下，风流中任意断面处单位体积空气所含机械能的总和是不变的，但各种能量可相互转换。

现在讨论把式（2—30）用来解决通风实际问题应作何修正。

空气有粘性，空气流动时有内摩擦力产生。由于附着在巷道壁上的空气层的影响，内摩擦力是阻止空气流动，为了克服内摩擦力以及其它原因产生的阻力要消耗能量。单位体积空气含有的机械能在流动过程中要减少，因此，在式(2—30）的右端应加上风流由1断面流到2断面因克服阻力h_{f1-2}所消耗的能量。这部分能量变成热能转移到空气中。

在式（2—30）的$\rho v^2/2$项中v是该断面的平均风速，用平均风速计算得的动能与按断面真实风速计算得的动能是不相等的，故应乘以系数K，其值大小取决于巷道的粗糙度和断面内的流速分布。矿井通风中动能在三项能量中所占比例甚小，本身的值也小，故取$K=1$。

在作了上述修正之后，就可以写出适合隧道通风的能量方程式：

$$P_1 + \rho_{\text{动}1} Z_1 g + \frac{1}{2}\rho_1 v_1^2$$

$$= P_2 + \rho_{02} Z_2 g + \frac{1}{2}\rho_2 v_2^2 + h_{L1-2}$$

上式可改写成

$$h_{L1-2} = (P_1 - P_2) + (\rho_{01} Z_1 - \rho_{02} Z_2) g + \frac{1}{2}(\rho_1 v_1^2 + \rho_2 v_2^2) \quad (2-31)$$

式中 P_1、P_2——1、2断面上的绝对静压，Pa；

ρ_{01}、ρ_{02}——空气的平均密度，kg/m^3；

Z_1、Z_2——基准面至1、2断面的垂直高度，m；

g——重力加速度，m/s^2；

ρ_1、ρ_2——1、2断面上空气的密度，kg/m^3；

v_1、v_2——1、2断面的平均风速，m/s；

h_{L1-2}——1、2断面间巷道的通风阻力，Pa。

式（2—31）右端是断面1与断面2的风流压力差，习惯上称为该段巷道的通风压力（或风压、风压损失、风压降）。

巷道通风阻力的存在是通过风流压力降低显现出来的。在实际工作中也常常用测定风流压力的变化来求得巷道通风阻力。

由式（2—31）可知，风流必定是由压力高（总能量大）的断面流向压力低（总能量较小）的断面。如果在计算中所得通风阻力为“—”，说明假设的风向与实际风向相反。

【例1】如图2—22所示。风筒水平布置，水柱计读数为200mmH_2O（1961.33Pa），通过风量150m^3/min；设风筒内的空气密度相同，求风筒1～2段的通风阻力。

解 由式（2—31）得

$$h_{L1-2}=(P_1-P_2)+(\rho_{01}Z_1-\rho_{02}Z_2)g+\frac{1}{2}(\rho_1 v_1^2-\rho_2 v_2^2)$$

因为风筒断面相等，故$v_1=v_2$；取基准面通过风筒中心，则$Z_1=Z_2=0$，根据题意$\rho_1=\rho_2$；代入上式得

$$h_{L1-2}=P_1-P_2=200\text{mmH}_2\text{O}\quad(1961.33\text{Pa})$$

【例 2】 如图 2—23所示某倾斜巷道面积$A_1=5\text{m}^2$，$A_2=6\text{m}^2$；两断面垂直高差50m；通过风量为$600\text{m}^3/\text{min}$；巷道内空气平均密度为$1.2\text{kg}/\text{m}^3$；1、2两断面处的绝对静压分别为760mmHg与763mmHg；求该段巷道的通风阻力。

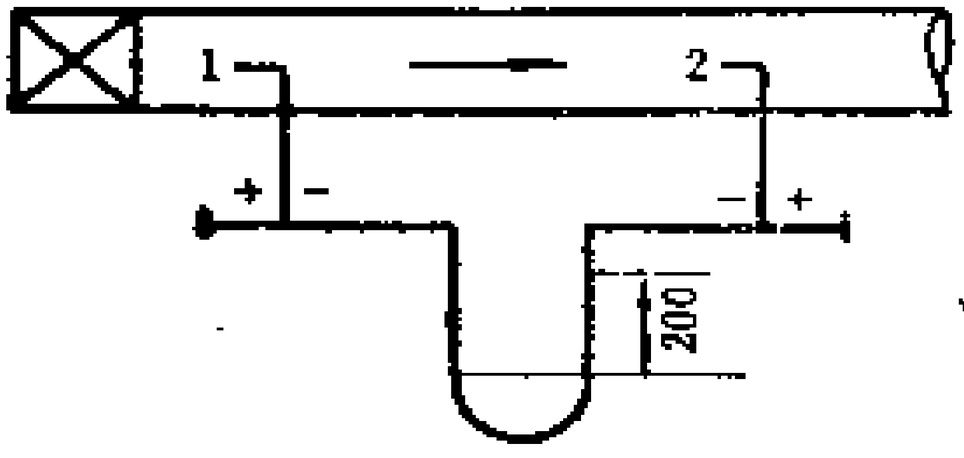


图 2—22

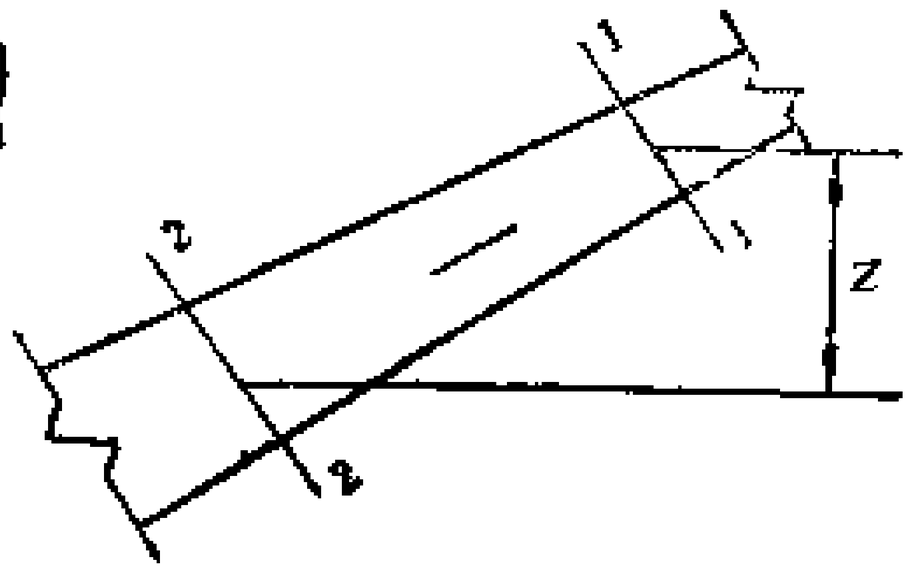


图 2—23

解 通过断面 2 中心取基准面，设风流由断面 2 流向断面 1。

断面 1 与断面 2 的风速分别为：

$$v_1=\frac{600}{60\times 5}=2\text{m}/\text{s}$$

$$v_2=\frac{600}{60\times 6}=1.67\text{m}/\text{s}$$

式（2—31）中各项分别为：

$$P_2-P_1=(763-760)\times 133.32=400\text{Pa}$$

$$(\rho_{02}Z_2-\rho_{01}Z_1)g=-(1.2\times 50\times 9.81)=-588.6\text{Pa}$$

$$\frac{1}{2}(\rho_2 v_2^2-\rho_1 v_1^2)=\frac{1}{2}(1.2\times 1.67^2-1.2\times 2^2)=-0.7\text{Pa}$$

该段巷道的通风阻力为：

$$h_{L1-2}=400-588.6-0.7=-189.3Pa$$

计算结果为负值，说明风流方向是由断面 1 流向断面 2 。

能量方程的含义如下：

1）风流中任何两点间的通风阻力在数值上等于该两断面的总能量差，即

$$h_{L1-2}=\left(P_1+\frac{\rho_1}{2}v_1^2+Z_1\rho g\right)-\left(P_2+\frac{\rho_2}{2}v_2^2+Z_2\rho g\right)\quad(2-32)$$

2）断面 1 的总能量永远大于断面 2 的总能量，只要有总能差，风流就能流动，风流永远从总能量大的断面流向总能量小的断面。

第六节　通风动力与阻力之间的关系

一、有通风机工作时的能量方程式

如图 2—24所示，在所研究的 1 、 2 断面间若有通风机工作，则断面 1 的总能量加上通风机的全压，应等于断面 2 的总能量加之 1 、 2 两断面间的通风阻力。此时，单位体积流体的能量方程式可写作如下形式：

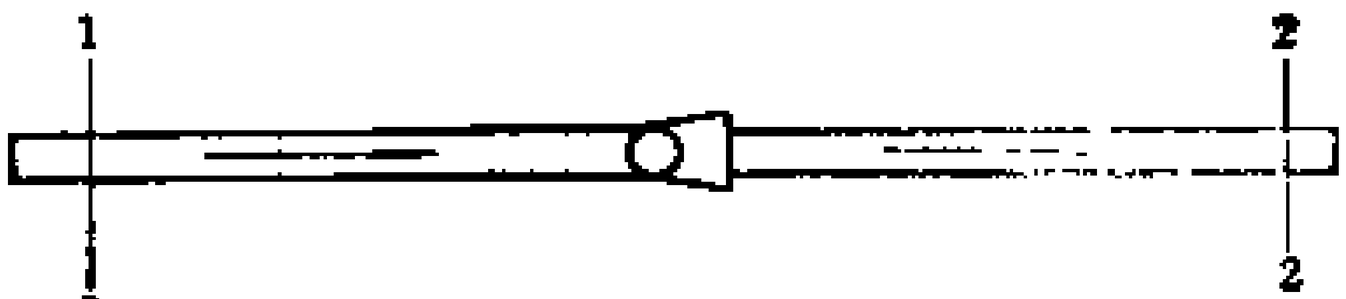


图　2—24

$$P_1+\frac{\rho_1}{2}v_1^2+\rho_1Z_1+h_{m1}$$

$$= P_2 + \frac{\rho_2}{2} v_2^2 + \rho_2 Z_2 + h_{L1-2} \qquad (2-33)$$

式中　h_{m1}——通风机的全压，Pa；

h_{L1-2}——风流由断面 1 到断面 2 的通风阻力，Pa。

当分析研究通风机的工作状况时，常常在通风机入口取断面 1，在通风机出口取断面 2，列出能量方程式。此时，两断面间通风阻力很小，可以忽略不计，且高差也可忽略，则能量方程式有如下形式：

$$h_{m1} = (P_2 - P_1) + \left(\frac{\rho_2}{2} v_2^2 - \frac{\rho_1}{2} v_1^2 \right) \qquad (2-34)$$

上式表明，通风机全压等于其出风口与入风口之间静压差与动压差之和。

二、通风动力与阻力之间的关系

把风机、风管及隧洞组成的系统看成连续风流，可应用能量方程式，说明通风动力与阻力之间的关系。

1. 压入式通风

如图 2—25所示，压入式通风是风机装在洞外，将新鲜空气经管道压入到工作面，工作面的空气经隧洞流向洞外。

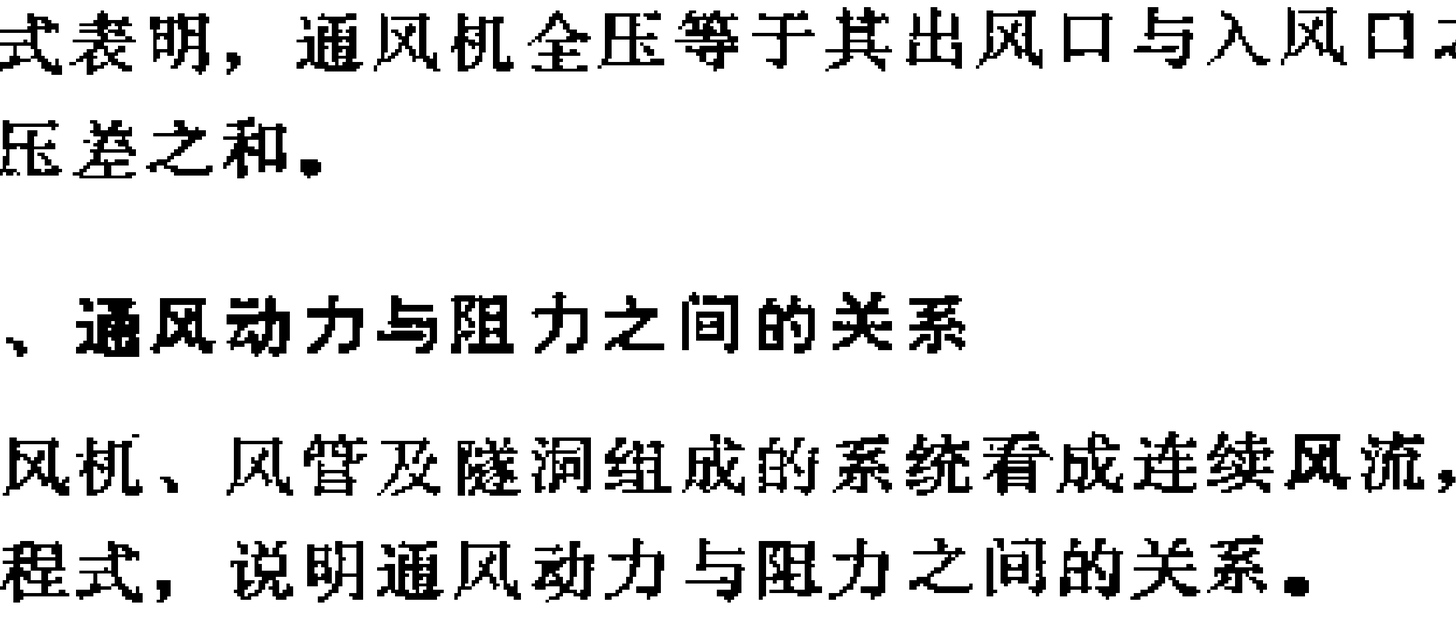


图 2—25　压入式通风

首先对 1—1 断面和 3—3 断面列出能量方程有

$$P_1+\frac{\rho_1}{2}v_1^2+h_{m1}=P_3+\frac{\rho_3}{2}v_3^2+h_{L1-3}+h_{L2-3}$$

（2—35）

式中 h_{L1-2}——1、2断面间的通风阻力，Pa；

h_{L2-3}——2、3断面间的通风阻力，Pa。

由于$P_1=P_3$，v_1和v_3的差别甚小可以忽略，所以上式变为

$$h_{m1}=h_{L1-2}+h_{L2-3}=h_L \qquad (2-36)$$

即通风机的全压等于总的通风阻力。

再分析洞口与工作面之间的静压差。

对2、3两断面列出能量方程如下：

$$P_2+\frac{\rho_2}{2}v_2^2=P_3+\frac{\rho_3}{2}v_3^2+h_{L2-3} \qquad (2-37)$$

对铁路隧道来说，$v_2\approx v_3$，所以

$$P_2-P_3=h_{L2-3} \qquad (2-38)$$

即在压入式通风时，工作面的空气静压大于洞外大气压，其差值等于2、3断面间的通风阻力。

压入式通风系统中的压力分布如图2—26所示。在压

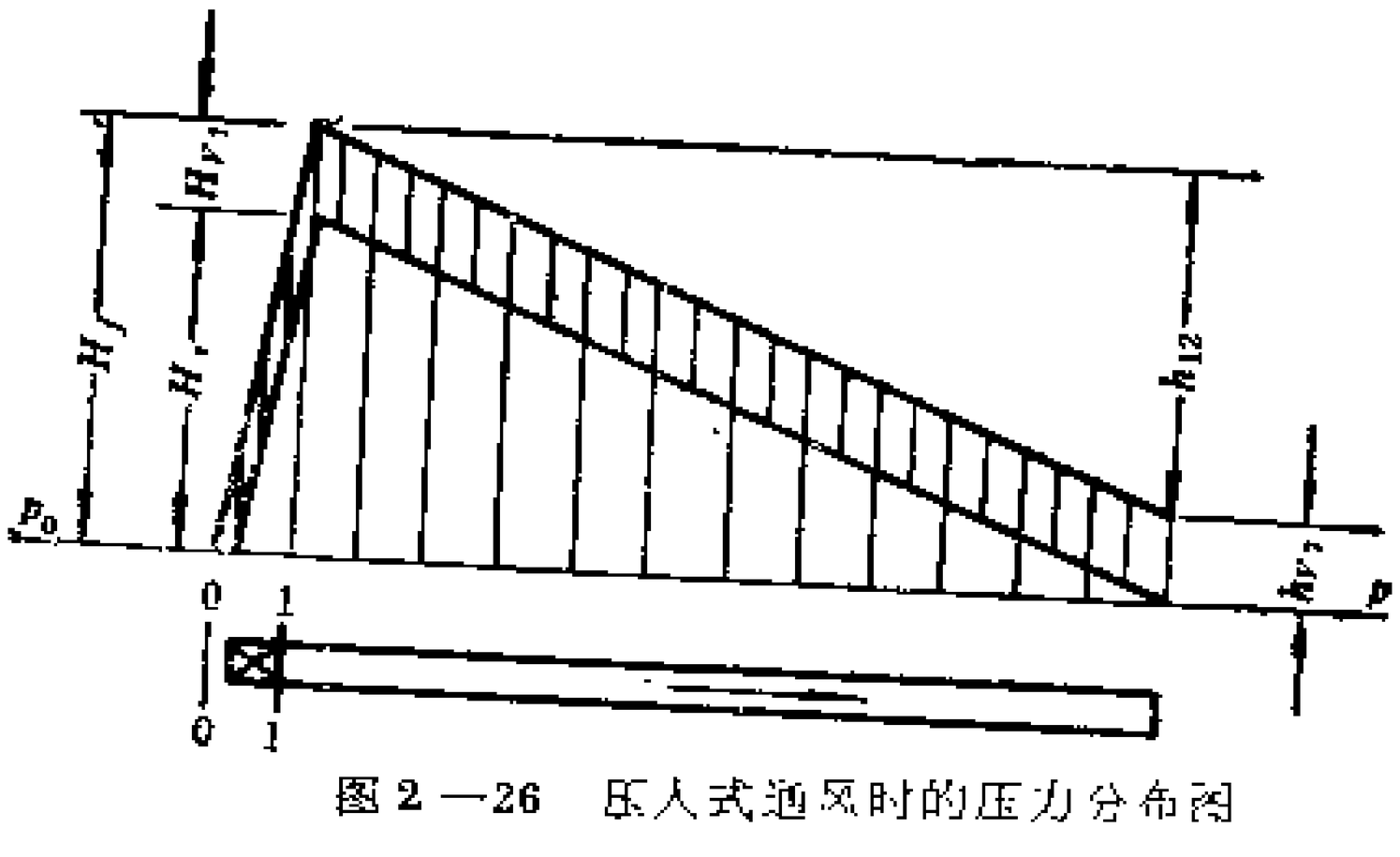


图2—26 压入式通风时的压力分布图

入式通风系统中，通风机的全压H_1等于其静压H，与动压

$\frac{\rho}{2}v_1^2$之和。随着风流向前运动，由于克服沿途阻力，其全压和静压逐渐被消耗。在工作面的风管出风口处，全压消耗了h_{L1-2}，只剩下$h_{L2-3}+\frac{\rho_2}{2}v_2^2$。当风流进入隧道后向洞外流动时，到达洞口后，全压和静压完全被消耗。

2. 抽出式通风

抽出式通风的风流方向正好与压入式通风时相反。

如图2—27所示，以洞口作为1断面，工作面作为2断面，抽出式风机出风口作为3断面。现对1、3两断面列写能量方程，有

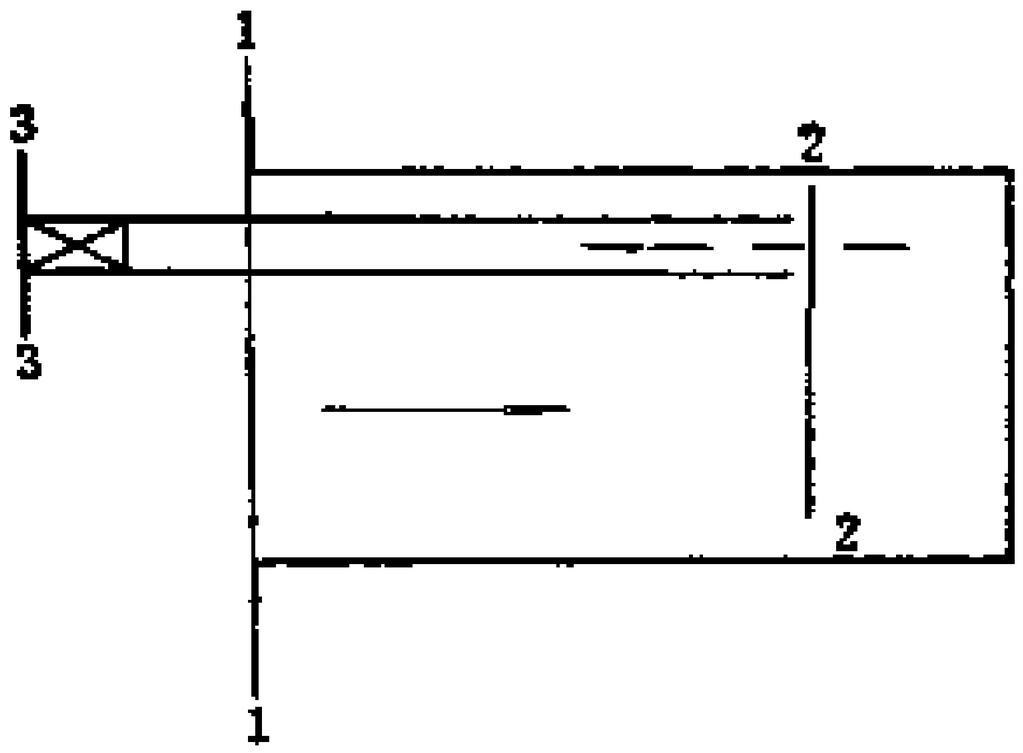


图 2—27

$$P_1+\frac{\rho_1}{2}v_1^2+h_{ml}=P_3+\frac{\rho_3}{2}v_3^2+h_{L1-2}+h_{L2-3}$$

由于与前述相同的理由，上式可写成

$$h_{ml}=\sum h_L=h_{L1-2}+h_{L2-3}$$

即在抽出式通风中，风机的全压亦等于总的通风阻力。

再分析洞口与工作面之间的静压差。

对1、2断面列出能量方程为

$$P_1+\frac{\rho_1}{2}v_1^2=P_2+\frac{\rho_2}{2}v_2^2+h_{L1-2} \qquad (2-39)$$

因为$v_1\approx v_2$，所以

$$P_1-P_2=h_{L1-2} \qquad (2-40)$$

可见，在抽出式通风时，工作面的空气静压低于洞外大气压，其差值等于沿隧洞的通风阻力。当隧洞很长时，这一静压差是不能忽略的，特别是在高原隧道中，该静压差将导致工作面气压低，相当于海拔高度的增大，对人体产生不利的影响。

抽出式通风系统的压力分布如图 2 —28所示。抽出式通风时，隧洞及管道中各处均为负压（低于当地大气压）。在洞口，空气压力等于当地大气压力，比洞内压力高，因而使风流向洞内流动。风流进入隧洞后，由于具有风速，使风流的部分压能转变为动能，其静压成为负值。随着风流沿隧洞流动，因克服隧洞通风阻力而产生能量损失，使风流的全压和静压均成负值。在隧道的任一断面处，风流的全压均等于其静压与动压的代数和，就压力的绝对值而言，其全压等于静压减去动压，风流的全压等于风流由洞口到该断面的通风阻力。

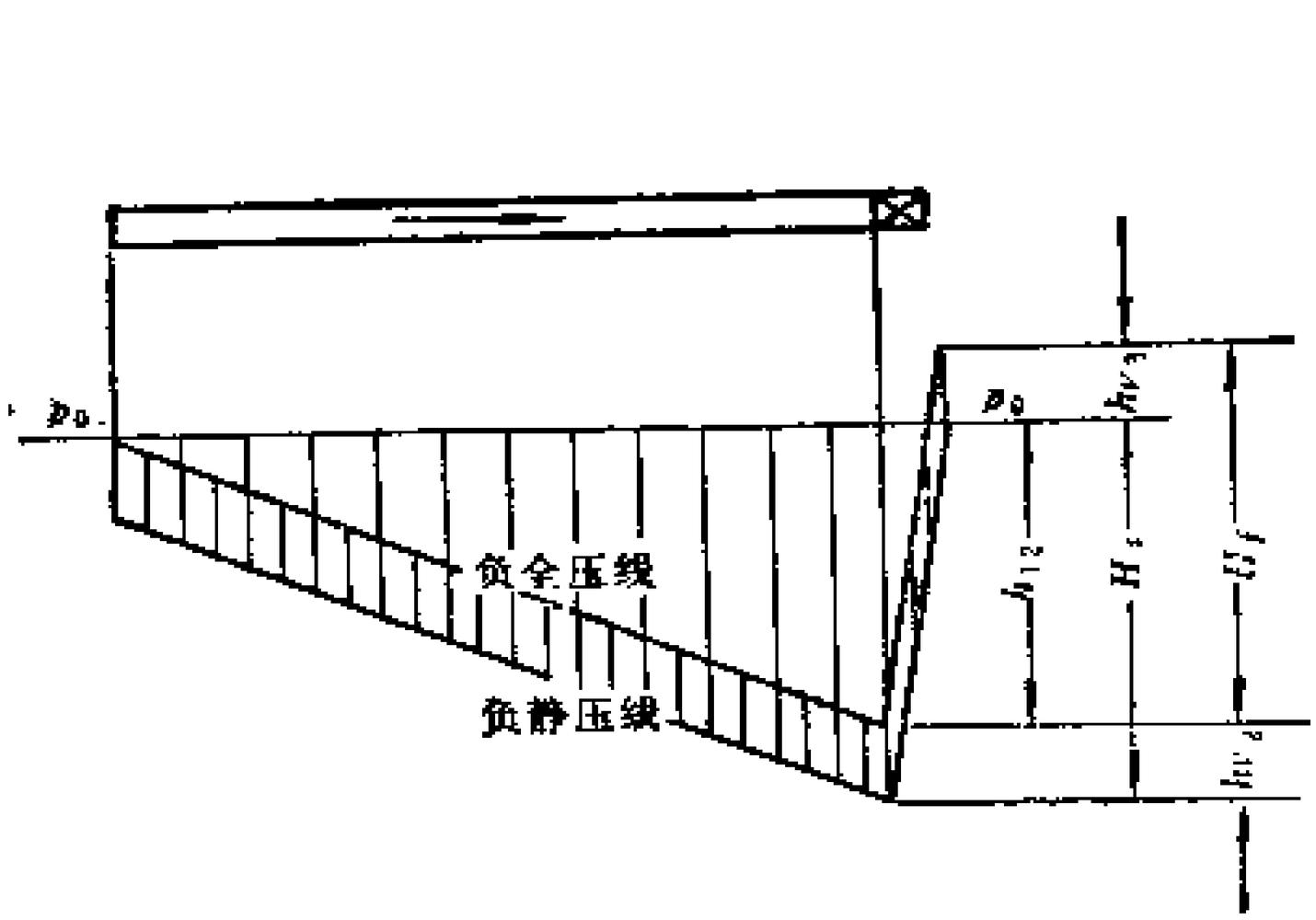


图 2 —28　抽出式通风时的压力分布图

在通风管道中同样发生上述情形，由于断面小，流速增大，能量消耗更快。

无论在隧洞中，或是管道中，任一断面处风流的全压或静压都是由通风机造成的。但是，其数值并不等于通风机的全压或静压。如图所示，通风机的全压 $h_{m,}$ 等于风机出口与风机入口的全压差，而不等于通风机在风路中造成的全压。通风机在风路中所造成的全压等于风路的总通风阻力 h_L。

第七节　通 风 阻 力

通风阻力包括摩擦阻力和局部阻力。摩擦阻力在风流的全部流程内存在，局部阻力发生在流道断面变化，如拐弯、分支及风流受到其他阻碍的地方。

一、摩擦阻力

1. 层流的摩擦阻力

如前所述，空气具有粘性，在相对运动的空气之间产生内摩擦力，力图阻止空气的相对运动。空气在流道中流动，由于附着在流道壁上的薄层空气的影响，内摩擦力是阻止空气流动，因此要维持空气流动，必须克服内摩擦力。层流的摩擦阻力就是空气粘性产生的内摩擦力。层流状态的摩擦阻力与流道平均风速成正比，也就是与风量成正比。

即
$$h_f = R_f Q \qquad (2-41)$$

式中 h_f——层流的摩擦阻力，Pa；

R_f——层流摩擦风阻，$N \cdot s/m^5$；

Q——风量，m^3/s。

2. 紊流的摩擦阻力

紊流的摩擦阻力除了空气粘性产生的内摩擦力面外，还有空气质点相互掺混产生的阻力。通风中摩擦阻力的计算公式是由流体力学的圆形管道摩擦阻力公式（达西公式）

转换来的。达西公式如下：

$$h_f=\lambda\frac{L}{D}\cdot\frac{\rho}{2}v^2 \qquad (2-42)$$

式中 h_f——摩擦阻力，Pa；

λ——达西系数，无因次；

L——管道长，m；

D——管道直径，m；

ρ——流体密度，kg/m^3；

v——管内平均流速，m/s。

隧道通风中运用式（2—42）时，管道直径须用隧道的当量直径代替。由于圆形管道直径$D=4R$（R为圆形管道的水力半径），而隧道的水力半径为A/U（A为隧道断面积，U为隧道周长），故隧道的当量直径为$4A/U$，代入式（2—42），可得

$$h_f=\frac{\lambda\rho}{8}\frac{LU}{A}v^2 \qquad (2-43)$$

令

$$\alpha=\frac{\lambda\rho}{8}\ (kg/m^3) \qquad (2-44)$$

式中α称为摩擦阻力系数，代入式（2—43），得

$$h_f=\frac{\alpha LU}{A}v^2\ (Pa) \qquad (2-45)$$

若通过隧道的风量为Q，则$v=Q/A$，代入上式，得

$$h_f=\frac{\alpha LU}{A^3}Q^2 \qquad (2-46)$$

由式（2—44）可知，摩擦阻力系数α与达西系数λ成正比。而λ又与风流的雷诺数Re及隧道相对粗糙度n有关（$n=k/d$，K是隧道壁突出的平均高度，d是隧道宽度）。

但是，若隧道风流的$Re \geqslant (0.5 \sim 1) \times 10^5$（相当于隧道的当量直径为2.5m或断面积为7m²的隧道内风速≥0.3m/s），λ就与雷诺数无关，只取决于隧道的相对粗糙度，即λ的值只与隧道支护材料和断面大小有关。

由于紊流的复杂性，λ值至今还不能单纯用数学推导的方法求得，必须借助于实验手段才能确定。在矿井通风中都是通过实际测定，得出各类巷道的摩擦阻力系数，并换算成在矿井标准状态下（$\rho = 1.2 kg/m^3$）的数值，汇编成册以供选用。几种常见巷道的α值列在附录一中。这些资料可供铁路隧道通风设计人员参考。

对于一条巷道，已知长度L，周长U，面积A，摩擦阻力系数α，故令

$$R_f = \frac{\alpha L U}{A^3} \qquad (2-47)$$

R_f称为摩擦风阻。于是摩擦阻力公式可改写成：

$$h_f = R_f Q^2 \qquad (2-48)$$

对摩擦阻力计算公式，应该明确以下几点：

（1）摩擦阻力（h_f）表示流道内风量为Q时，每立方米空气为克服摩擦阻力而消耗的能量；

（2）摩擦阻力与风量的平方成正比，风量增大造成摩擦阻力急剧增加；

（3）在通风阻力计算中要注意各个参数的单位要配套：时间用s，长度用m，质量用kg，力用N，摩擦阻力系数用kg/m^3，摩擦风阻用$N \cdot s^2/m^8$，阻力用Pa。

【例】某隧道长2500m，三心拱光料石衬砌，隧道断面积为50m²，通过风量为1800m³/min，求隧道的摩擦风阻、摩擦阻力和风流通过该隧道所消耗的功率。

解　使用公式（2—48）：

$$R_f=\frac{\alpha L U}{A^3}$$

式中巷道周长U可用下列公式近似计算：

梯形断面　　$U=4.16\sqrt{A}$

三心拱断面　　$U=4.10\sqrt{A}$

半圆拱断面　　$U=3.84\sqrt{A}$

上述各式中A是巷道断面积（m^2）。

查附录一中料石衬砌巷道用光料石衬砌$\alpha\times10^4$是39.2～58.9取其平均值$\alpha=0.005kg/m$，

则　　$$R_f=0.005\times\frac{2500\times4.10\times\sqrt{50}}{50^3}$$

$$=0.029N\cdot s^2/m^8$$

$$h_f=R_fQ^2=0.029\times\left(\frac{1800}{60}\right)^2=26.1Pa$$

风流通过该段巷道消耗的功率为

$$N=h_f\cdot Q=26.1\times\left(\frac{1800}{60}\right)$$

$$=783W=0.783kW$$

3．　降低摩擦阻力的措施

由式（2—42）可知，减小流道摩擦阻力系数，缩短通风距离，增大流道断面积均可降低摩擦阻力。在管道通风系统中，降低摩擦阻力的最有效方法是增大通风管道的直径，即增大过流断面积，这不仅可以提高单机送风长度，而且可降低通风能耗。

二、局部阻力

局部阻力是指风流在流动过程中因遇到局部障碍面产生

的阻力。例如流道拐弯、断面扩大或缩小、巷道分岔、或其它堆积物等等，都会导致产生局部阻力。

当风流流经上述区段的时候，发生空气质点的相互碰撞，并在风流中产生旋涡，这种来回打转，循环流动的涡流以及空气质点的碰撞都要消耗风流的能量，这就是造成局部阻力的共同原因。

如图2—29所示，当风流流经90°弯头时，由于风流与管壁冲击，产生了涡流区1；又由于惯性，风流与内壁脱离，产生涡流区2。这两个涡流区的存在，又产生了旋转风流。涡流的产生，风流的旋转都是造成局部阻力的原因。

图2—30是空气在渐扩管中的流动情况。渐扩管的局部阻力是由于风流因惯性来不及扩大，风流与管壁脱离，形或涡流区而造或的。渐扩管的中心角α愈大，局部阻力愈大。图2—31为管道断面突然扩大时形成涡流区的情况。

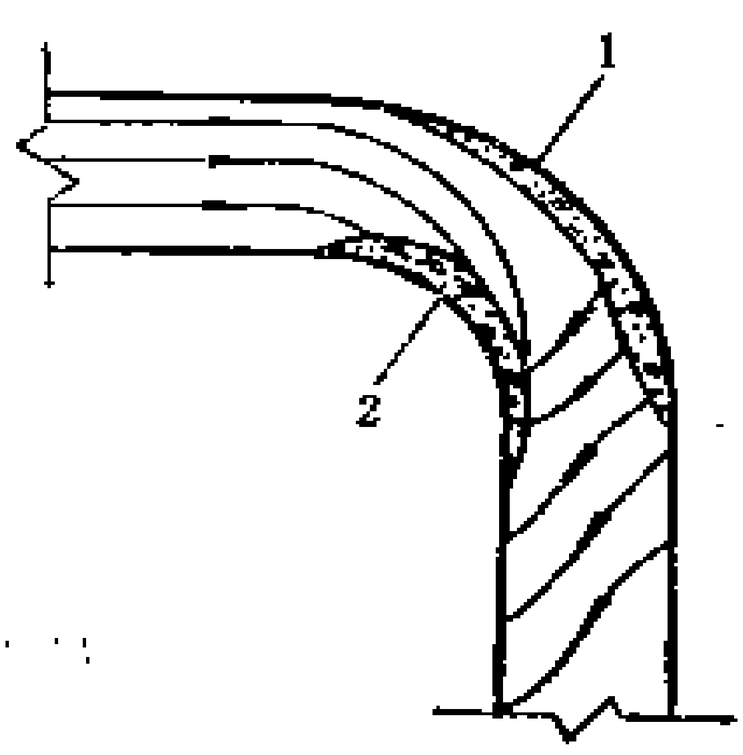


图 2—29

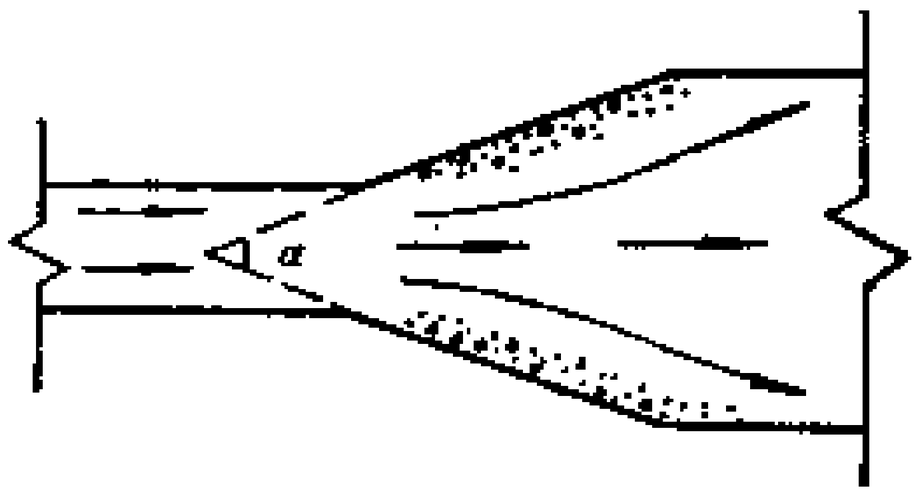


图 2—30

图2—32是断面突然缩小的情况。风流在断面缩小之前与管壁脱离，折向中心方向流动。风流进入小断面以后，受惯性影响，继续向中心流动而出现“颈缩”现象，A-A断面的实际过风面积最小，直到2-2断面才恢复正常。风流由1-1断面至A-A断面因收缩而损失的能量很小，可以忽略不

计，故突然缩小的局部阻力主要是由A-A断面至2-2断面突然扩大的能量损失。

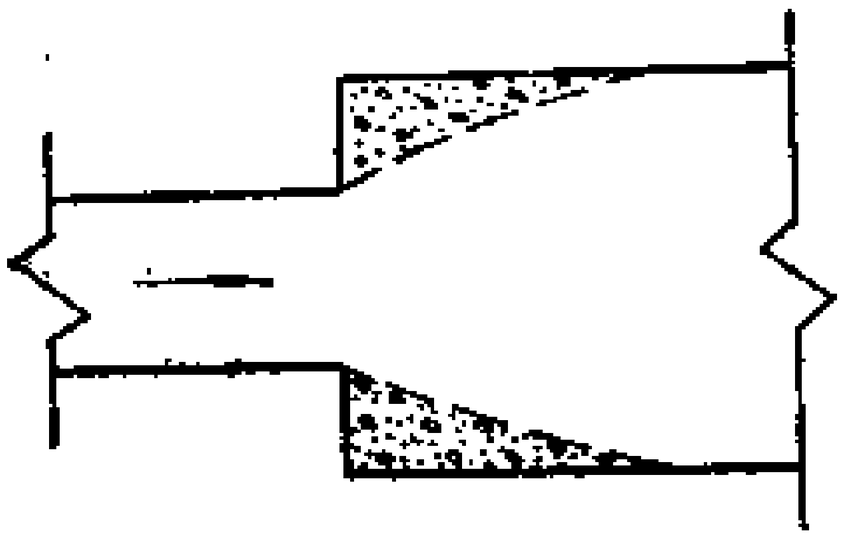


图 2—31

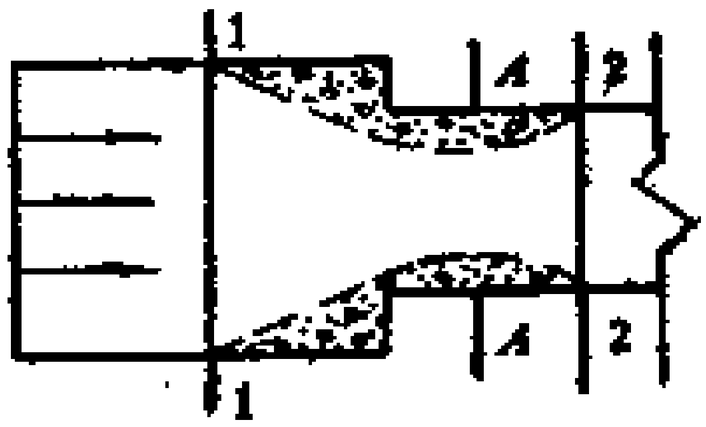


图 2—32

如图2—33所示，在合流三通管中流速不同的两股风流汇合时发生碰撞，以及风速改变时产生的涡流会造成局部阻力。两股气流汇合过程中的能量损失是不同的。如果两个管内的风速相差较大，会出现引射现象，低速管的风流将因引射而获得能量，因而该管的局部阻力为负。三通管内局部阻力的大小与两分管的夹角有关，夹角小阻力也小。

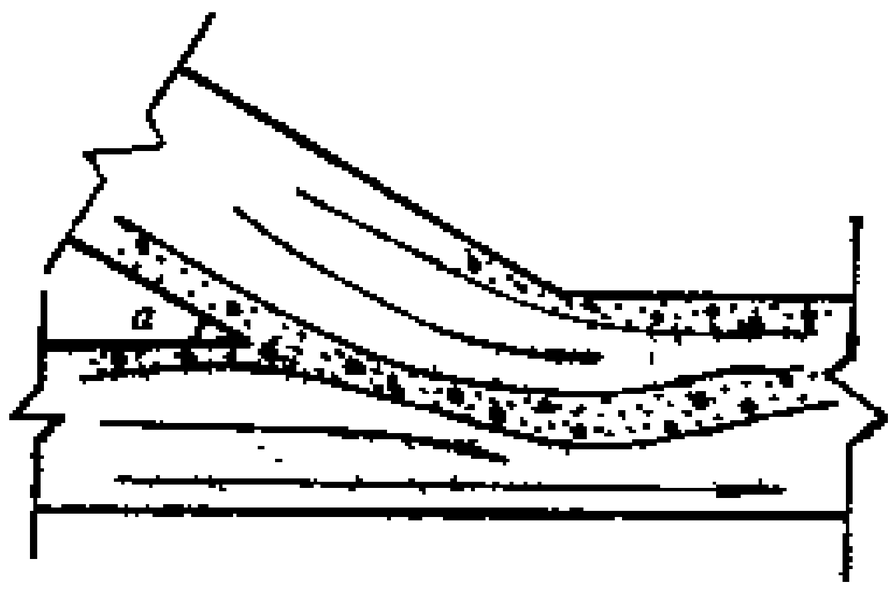


图 2—33

实验证明，局部阻力可以表示为动能的倍数，即

$$h_z=\xi\frac{\rho v^2}{2}\ (\mathrm{N/m^2}) \qquad (2-49)$$

这是计算局部阻力的普遍公式。式中ξ称为局部阻力系数。局部阻力系数的值取决于风流的雷诺数和局部阻力地点的粗糙度及几何形状。在紊流状态下，ξ值只取决于巷道的粗糙度和该处的几何形状，与雷诺数无关。产生局部阻力的原因很复杂，只有几种情况的局部阻力系数可用理论计算，

其余的只能实测确定。常用的ξ值列于附录二中，表中所列数值为光滑管道的ξ值。对于局部通风的风筒可直接选用。用来计算巷道的局部阻力时应乘以大于1的系数。计算局部阻力的风速，必须是附录二中指定断面的风速。

风流经过局部阻力地点之后，还要经过一段距离才能恢复正常，这段距离称为局部阻力影响长度。如果两局部阻力地点间的距离大于影响长度，则总局部阻力等于两个单独阻力之和；若其间长度小于影响长度，则总局部阻力可能大于或小于二者之和。例如，同一平面的两拐弯相连，总局部阻力降低；不同平面的两拐弯相连总局部阻力增大。

用$v=\frac{Q}{A}$代入式（2—49）得

$$h_r=\xi\frac{\rho}{2A^2}Q^2$$

在具体条件下局部阻力系数（ξ），空气密度（ρ），巷道断面（A）部是常数，故令

$$R_r=\xi\frac{\rho}{2A^2} \qquad (2-50)$$

R_r称为局部风阻，由式（2—49）得

$$h_r=R_rQ^2 \qquad (2-51)$$

降低局部阻力的措施：

（1）风道断面尽量避免突然变化，断面扩大或缩小要逐渐过渡，实验证明，最有利的扩张中心角是8°，最好不要超过20°，如图2—34所示；

（2）尽量避免直角拐弯，拐角要圆滑，曲率半径要适当，在拐角大，风量大的拐角处最好设置导向叶片（见图2—35）。

【例】如图2—34所示，设直径为600mm的风筒与直径

为800mm的风筒用“大小头”连接，如“大小头”长1m，通过风量5.3m³/s，求连接段的局部阻力。

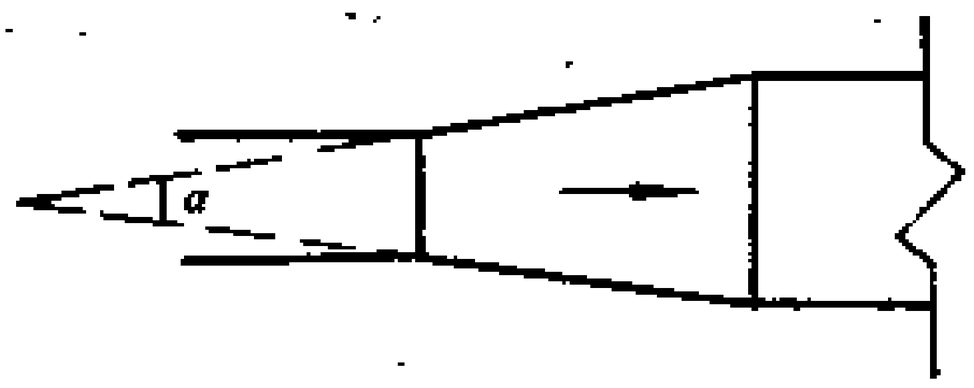


图 2—34

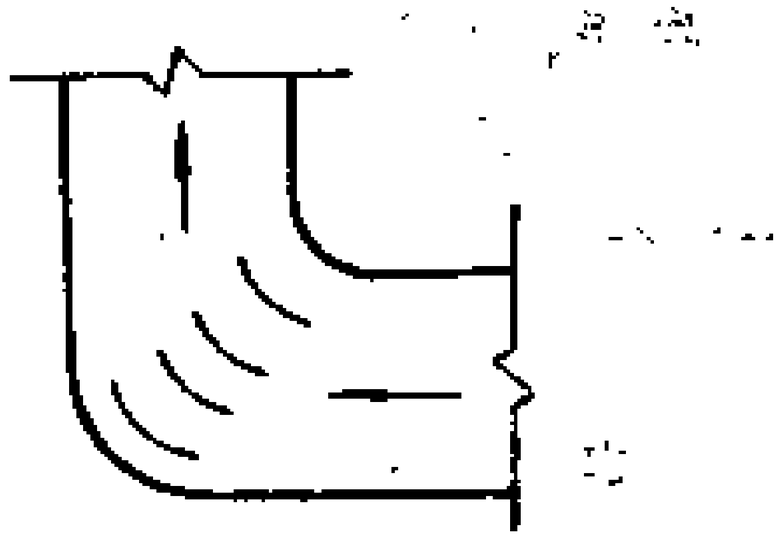


图 2—35

解 直径为600mm风筒内的风速为18.75m/s，两风筒面积比$A_1/A_0=1.78$，“大小头”中心角为11.4°，查附录二表3，按$A_1/A_0\approx1.75$，用插入法得$\xi\approx0.06$则

$$h_z=0.06\times\frac{1}{2}\times1.2\times18.75^2=13\text{Pa}$$

三、通风阻力

根据摩擦阻力与局部阻力的表达式，可以写出通风阻力的通用表达式：

$$h_L=RQ^2 \qquad (2-52)$$

式中 h_L——通风阻力，Pa；

R——风阻，$N\cdot s^2/m^8$；

Q——风量，m^3/s。

式（2—52）称为通风阻力定律。它反映了通风阻力与风阻、风量的相互关系。这一定律对于一条管道，或者几条管道的组合，或者整个系统都是适用的。对于一条没有分支的风道来说，阻力定律表示为

$$h_L=(R_f+R_x)Q^2 \qquad (2-53)$$

在直角坐标系中代表$h_L=RQ^2$关系的曲线称为风阻特性曲线，如图2—36所示。

【例】某隧道通风阻力为200mmH_2O，通风量为1200 m^3/min，求风阻R。

解： $$R=\frac{h_L}{Q^2}=\frac{200\times 9.81}{\left(\frac{1200}{60}\right)^2}=4.905N\cdot s^2/m^8$$

四、通风系统的压力坡度图

如前所述，风流在流动过程中由于克服通风阻力要消耗能量，反映为风流压力降低。另外，由伯诺里方程可知，风流的三种能量是可以相互转换的。表示沿流程空气能量损失和三种能量相互转换的图称为压力坡度图。

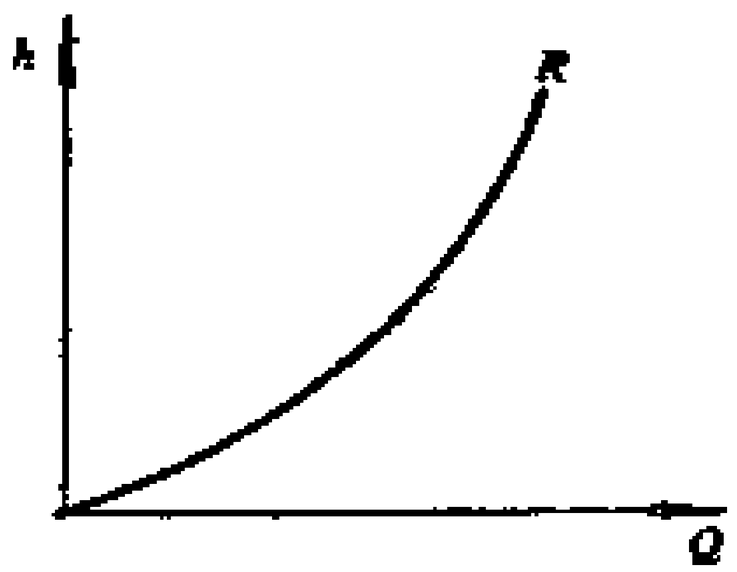


图2—36 风阻特性曲线

图2—37是压入式通风压力坡度图。断面1的相对静压为h_{s1}，动压为h_{v1}。在风筒出口断面上相对静压为零；若风筒断面不变，出口断面上动压$h_{v2}=h_{v1}$，用直线把相应的两点连起来就是压力坡度图。

坡度图也证明了公式2—38，即$h_L=h_{s1}$。

图2—38是抽出式通风压力坡度图。由图可知，抽出式通风是风机造成负压，空气在大气压力作用下流动。由图可得$h_L=h_{t2}$或$h_L=|h_{s2}|-h_{v2}$。此式与式（2—40）相同，但因风筒水平布置故无自然风压。

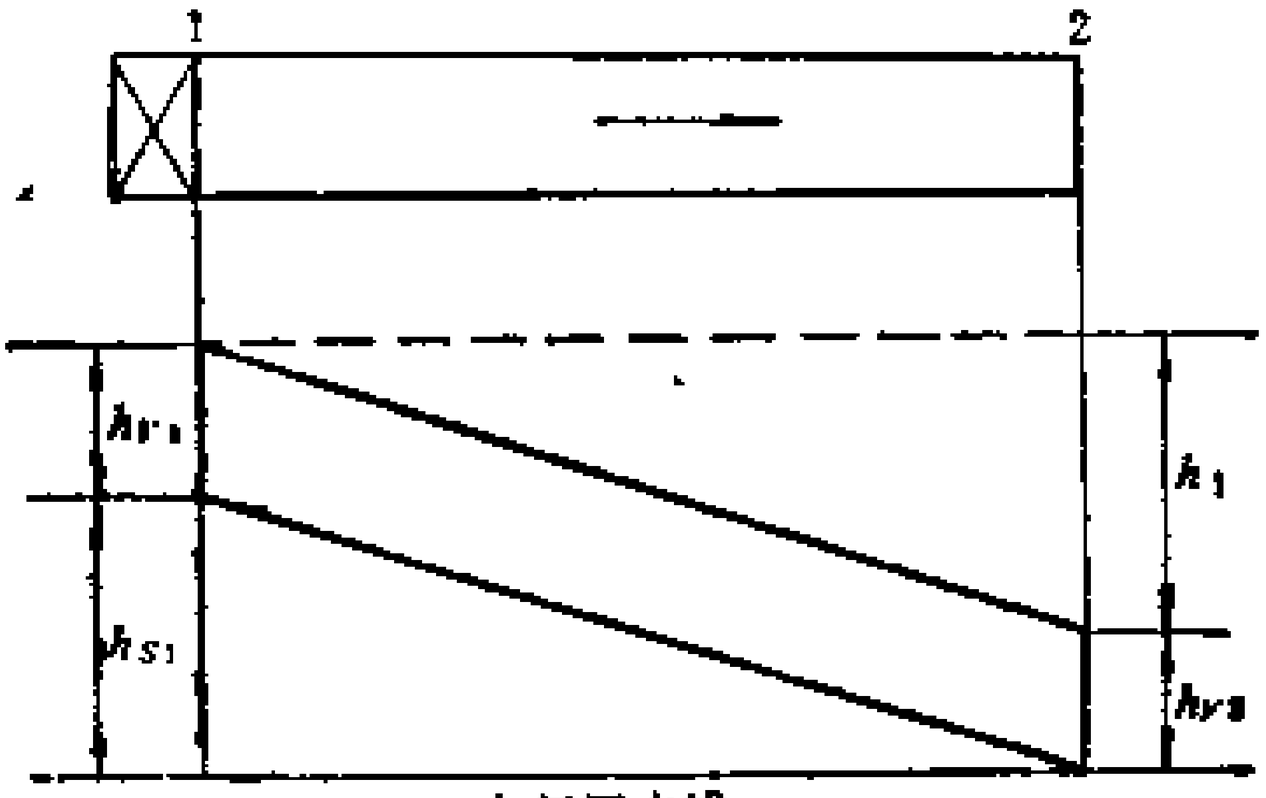


图　2—37

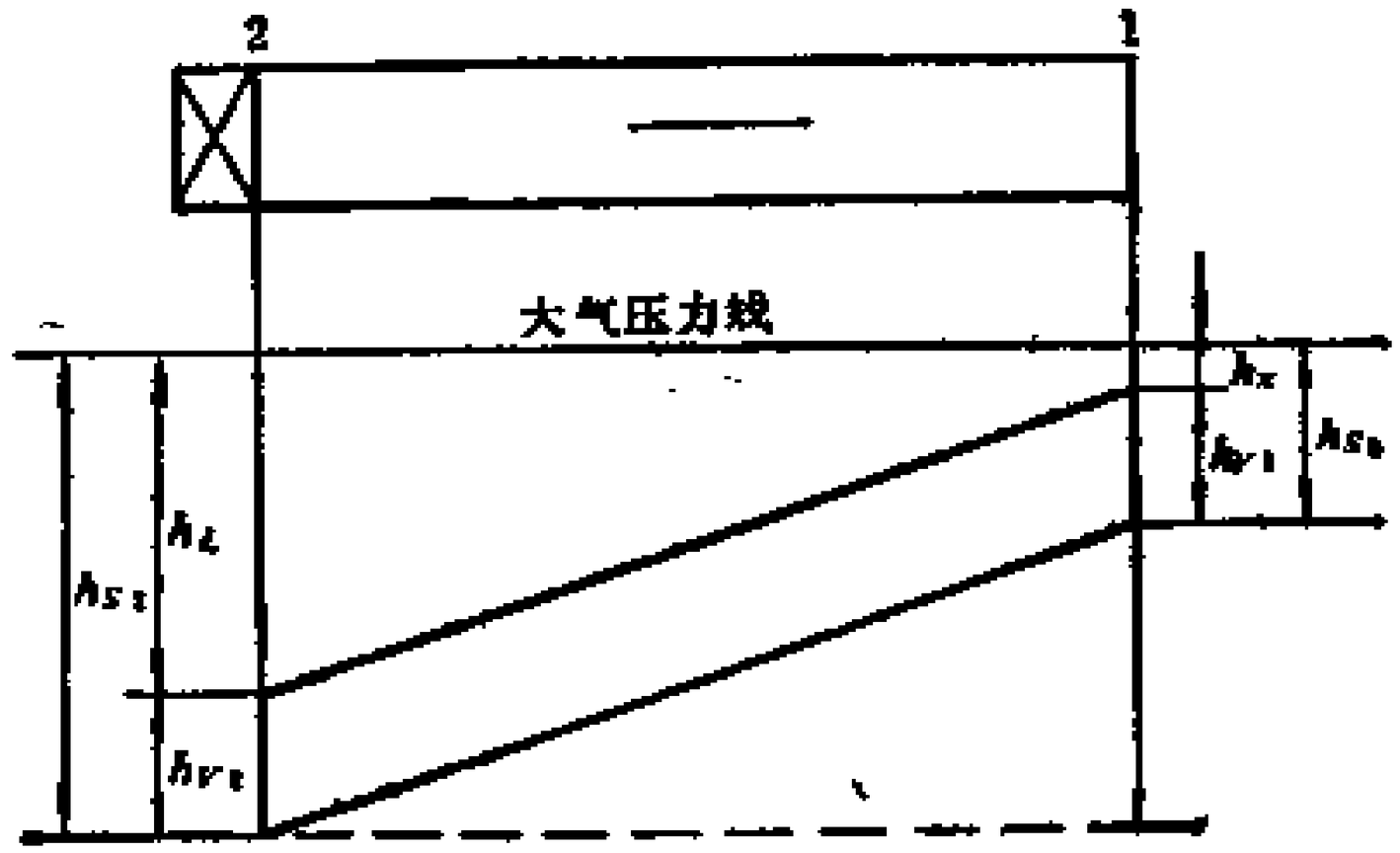


图　2—38

第三章　隧道施工通风动力与设备

风流在各种流道（管道、隧道及坑道）中流动时，将产生摩擦阻力和局部阻力。需要借助通风机和自然因素所产生的风压来克服这些阻力，以维持风流的连续流动。通风机风压和自然风压都是通风动力。了解自然风压的性质和通风设备的性能，对正确选择和使用通风设备、合理设计通风系统是十分重要的。

第一节　自 然 通 风

在利用竖井、斜井或钻孔通风时，必须考虑自然风压的影响，才能正确理解自然通风的性质，以利用其对隧道通风有利的方面，克服其不利的方面。

一、自然风压的产生

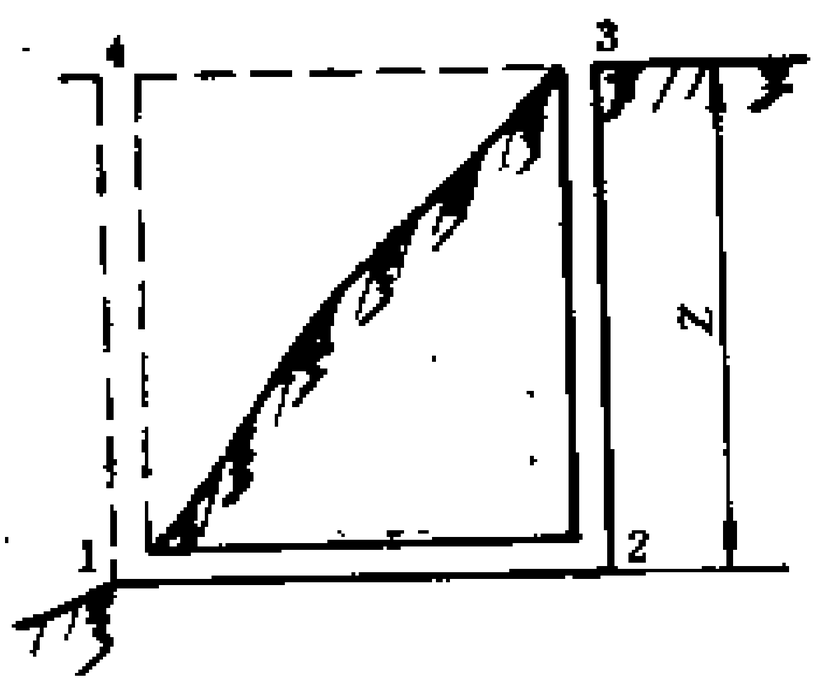


图 3—1　自然风压示意图

如图 3—1 所示的通风系统中，平洞口和出风井口不在同一标高，两者标高差为 Z 米。洞外空气柱 4—1 和洞内空气柱 2—3 的平均密度是不相同的。设平洞口 1 和出风井底 2 所承受的空气柱压力分别为 P_{j1} 和 P_{j2}，1 点空气柱压力 $P_{j1}=P_0+Z\rho_1 g$，2 点空气柱压力 $P_{j2}=P_0+Z\rho_2 g$，两空气柱压力差为：

$$h_n = P_{j1} - P_{j2} = (P_0 + Z\rho_1 g) - (P_0 + Z\rho_2 g)$$
$$= zg(\rho_1 - \rho_2) \qquad (3-1)$$

式中 h_n——两空气柱的重力差所产生的自然风压，N/m^2；

Z——平洞进风口和出风井口间的标高差，m；

ρ_1、ρ_2——分别为空气柱4—1和2—3的平均密度，kg/m^3。

上式表明，两空气柱的密度差别越大，自然风压越大；两洞口的标高差越大，自然风压越大。

此外，当$\rho_1 > \rho_2$时，h_n为正值，促使风流由平洞进风、立井排风；反之，$\rho_1 < \rho_2$，风流由立井进风，平洞排风。

二、自然风压的变化规律

由上所述，自然风压的大小取决于两空气柱的密度差和标高差。当开拓方案确定以后，进、出风口的标高差亦确定，因此，自然风压的大小取决于两空气柱的密度差，而影响空气密度的因素主要是空气的温度。冬季，地面气温低，空气柱4—1的平均密度大，井内空气柱2—3的平均密度小，即$\rho_1 > \rho_2$，风流由平洞进入，立井排出；夏季，地面气温高，空气柱4—1的平均密度比井内空气柱的密度小，即$\rho_1 < \rho_2$，此时风流由立井进入，平洞排出。春秋季节，地面气温与井筒内空气柱的温度相差不大，故自然风压较小。图3—2和图3—3所示为浅埋隧道和深

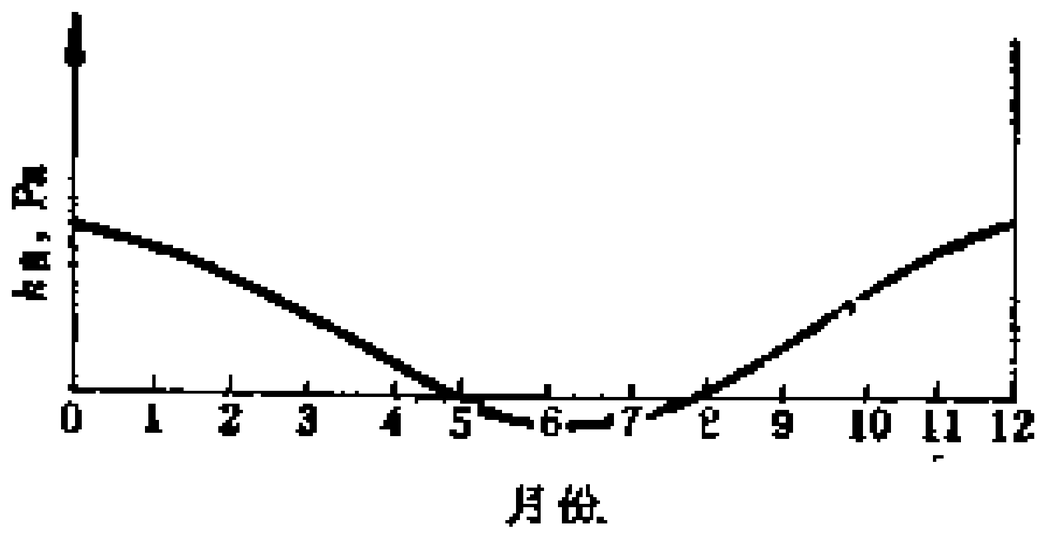


图3—2 浅井自然风压示意图

埋隧道自然风压的变化情况。

在一些山区或昼夜温度变化较大的地区，一日内的自然风压变化也较大。夜晚，平洞进风，午间，平洞出风。

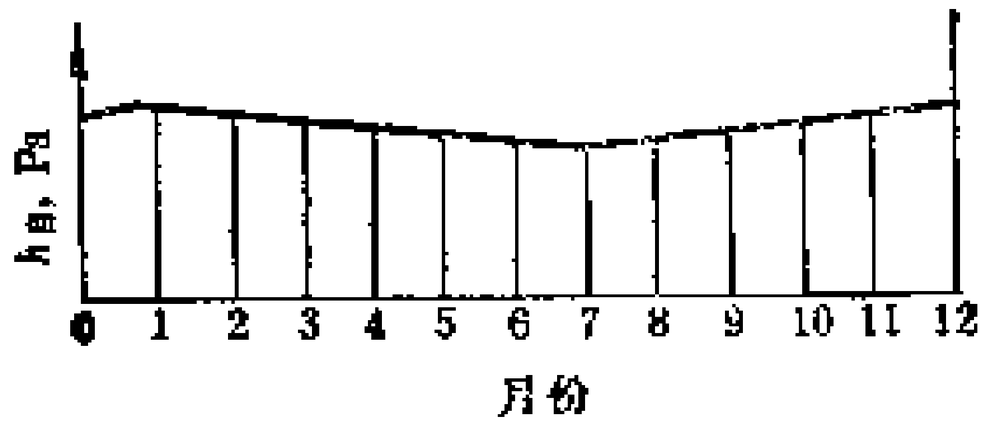


图 3－8　深井自然风压示意图

三、自然风压的利用

自然风压与机械风压一样，都是通风动力。因此，可充分加以利用。

1．充分利用进、出风井的高度差

在许多较长的铁路隧道施工中，隔一段距离开凿竖井，斜井或钻孔，以利用自然风压进行通风。根据上述对自然风压的分析，欲使自然风压大，竖井口就应设在标高大的位置。

2．利用进、出口的温度差

加大进、出口的温度差，目的是增加进出风井空气柱的密度差，从而提高自然风压。可以采用的具体方法是在进风井筒内喷雾洒水，以降低进风口的温度。

尽管自然风压也是一种可资利用的能源，但自然风压一般较小，且不可靠，不稳定。因此，《规程》规定，“隧道施工必须采用机械通风”。

必须指出，自然风压是由进、出风口的高度差或空气的密度差而产生的。因此，在竖井中装有通风设备时，也应考虑自然风压的影响。在这种情况下，是通风机风压和自然风压的共同作用来克服通风阻力。自然风压对机械风压的影响有时是有利的，有时则是不利的。对于没有竖井、斜井或钻

孔的短隧道，由于隧道底部和顶部仍有一定的高差，自然风压仍然存在，它有时对洞内通风起不可忽视的作用。但对于长隧道来说，这种作用是不显著的，可以不予考虑。

第二节　通风机的构造与分类

目前，各类矿山和工程施工用的通风机械，都是风压在0.1大气压（10000Pa）以下的扇风机，极少使用风压为0.1～3大气压（10000～300000Pa）之间的鼓风机。在铁路隧道施工中，过去一直采用矿山用的局部扇风机。自无轨运输机械化施工技术发展以来，逐渐采用引进日本MFA-100P_2-SC_3型双级对旋轴流通风机和天津风机厂生产的88-1型双级对旋式轴流通风机。离心式通风机在铁路隧道施工中极少采用。但这并不是说，离心式通风机和鼓风机不能用于铁路隧道施工。事实上，国外已有人提出在铁路、交通隧道中使用离心式通风机和鼓风机的建议。出于对现状的考虑，本节着重介绍铁路隧道工程中常用的机种。

1．离心式扇风机

离心式扇风机的构造原理如图3—4所示，赋予空气能量的叶轮3安装在螺形外壳4内。叶轮形如轮，由两个圆盘组成，两盘之间装有十几片叶片。叶轮旋转，叶轮内的空气也被带着旋转，由于离心力作用，空气沿叶片与圆盘组成的叶道被甩出。从而叶轮内形成负压，外部的空气在大气压力作用下，源源不断地从进气口2沿轴向流入叶轮中心，再转折90°进入叶道。被甩出的空气沿着螺形外壳流动，螺形外壳的断面是逐渐扩大的，空气流速也逐渐减小，一部分动能转换成静压，最后经出口6从扩散器7排入大气。

2．轴流式通风机

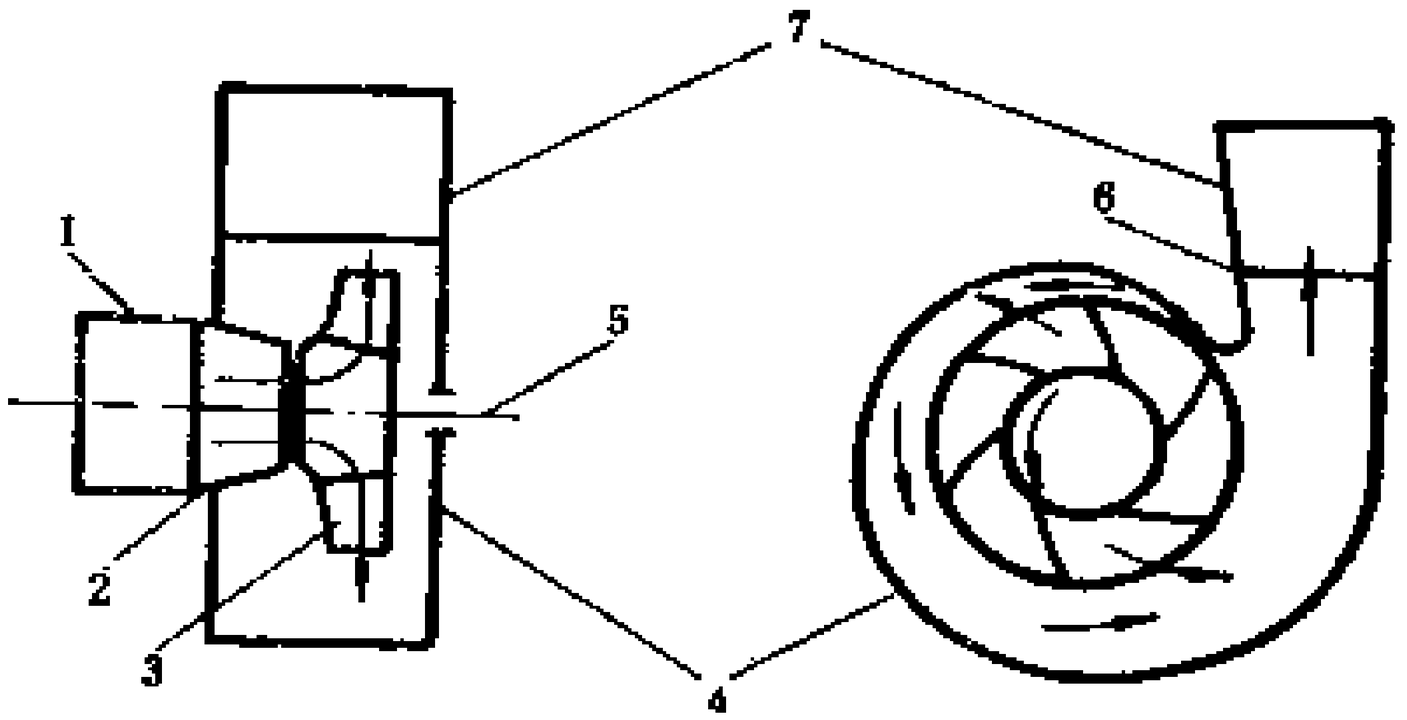


图 3 — 4　离心式扇风机构造简图

1 —— 进气室；2 —— 进气口；3 —— 叶轮；4 —— 螺形外壳；5 —— 主轴；6 —— 出气口；7 —— 扩散器。

轴流式扇风机结构原理如图 3 — 5 所示，空气从集风器流入，通过叶轮使空气获得能量，再经导叶（整流器），将一部分偏转气流的动能转为静压能，最后风流经过断面逐渐扩大的扩散器再把一部分动能转换成静压能，然后排入大气。

集风器是一个断面逐渐缩小的喇叭形圆筒，用以减少入口阻力。

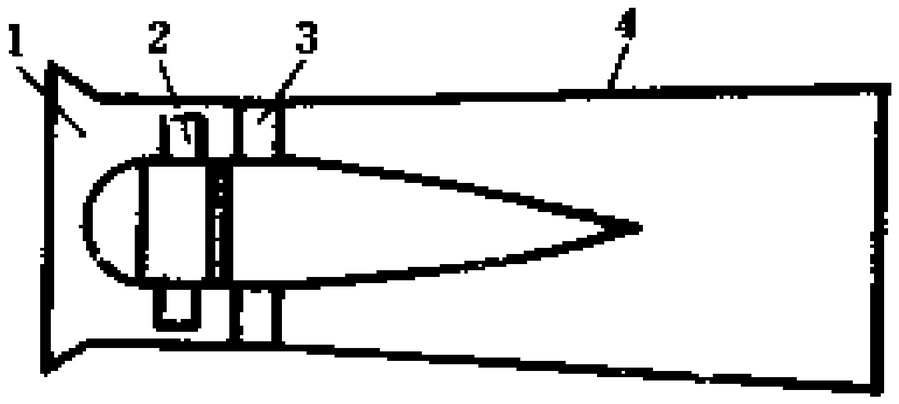


图 3 — 5　轴流式扇风机结构简图

1 —— 集风器；2 —— 叶轮；3 —— 导叶；4 —— 扩散器。

叶轮由轮毂和叶片组成。叶片用螺栓固定在轮毂上，随轮毂旋转。导叶固定在不转动的轮毂上，如图 3 — 6 所示。

当动轮叶片（机翼）在空气中快速扫过时，由于翼面（叶片的凹面）与空气冲击，给空气以能量，产生了正压力，空气则从叶道流出，翼背牵动背面的空气，而产生负压力，将空气吸入叶道。如此一吸一推造成空气流动。空气经

过动轮时获得了能量，即是，动轮工作给风流提高了全压。

整流器用来整直由动轮流出的旋转气流以减小涡流损失。环形扩散器是轴流风机的特有部件，其作用是使环状气流过渡到柱状（风洞或外扩散器的内腔）气流，动压逐渐变小，同时减小冲击损失。

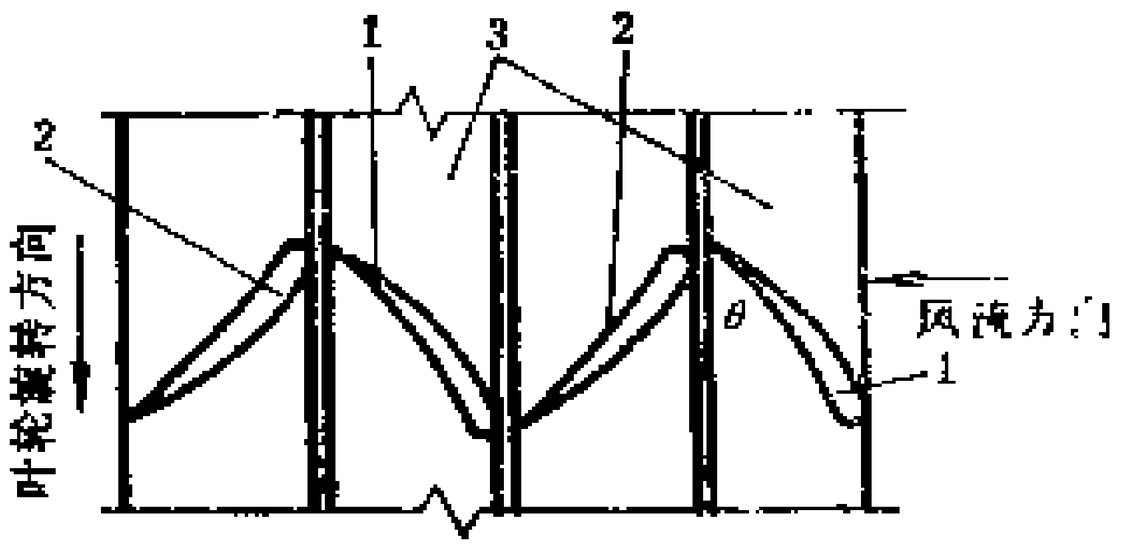


图 3—6

1——叶片；2——导叶；3——轮毂。

如图 3 — 6 风流从右侧流进叶轮，叶片前端称前缘点，后端称为后缘点，前缘点与后缘点的连线称翼弦。翼弦与额线（各叶片对应点的连线）的夹角 θ 叫叶片安装角。叶片安装角与扇风机性能密切相关，生产实践中常常用改变叶片安装角来改变扇风机性能，以满足生产需要。

如果扇风机只有一个叶轮，称为一级叶轮；如有两个叶轮，称为二级叶轮。如图 3 — 6 所示即为二级叶轮。二级叶轮产生的风压是一级的两倍。一级叶轮的扇风机叶片安装角有10°～40°共七个位置；二级的扇风机有15°～45°共七个位置。

由于制造工业的发达，轴流式与离心式扇风机都有发展，二者各有特点。轴流式扇风机由于没有离心力产生的静压，故产生的压头低于离心式扇风机。轴流式扇风机体积较小，噪音较大；离心式扇风机体积较大，噪音较小。

三、对旋式轴流通风机

如图 3 — 7 所示，对旋式轴流通风机与普通型轴流通风

机的不同之处是没有静叶，仅由动叶构成。两级动轮分别由两个不同旋转方向的电动机驱动。电动机由支承导流板固定在机壳上。在进出口端有整流罩，以形成良好的进气条件和排气条件。

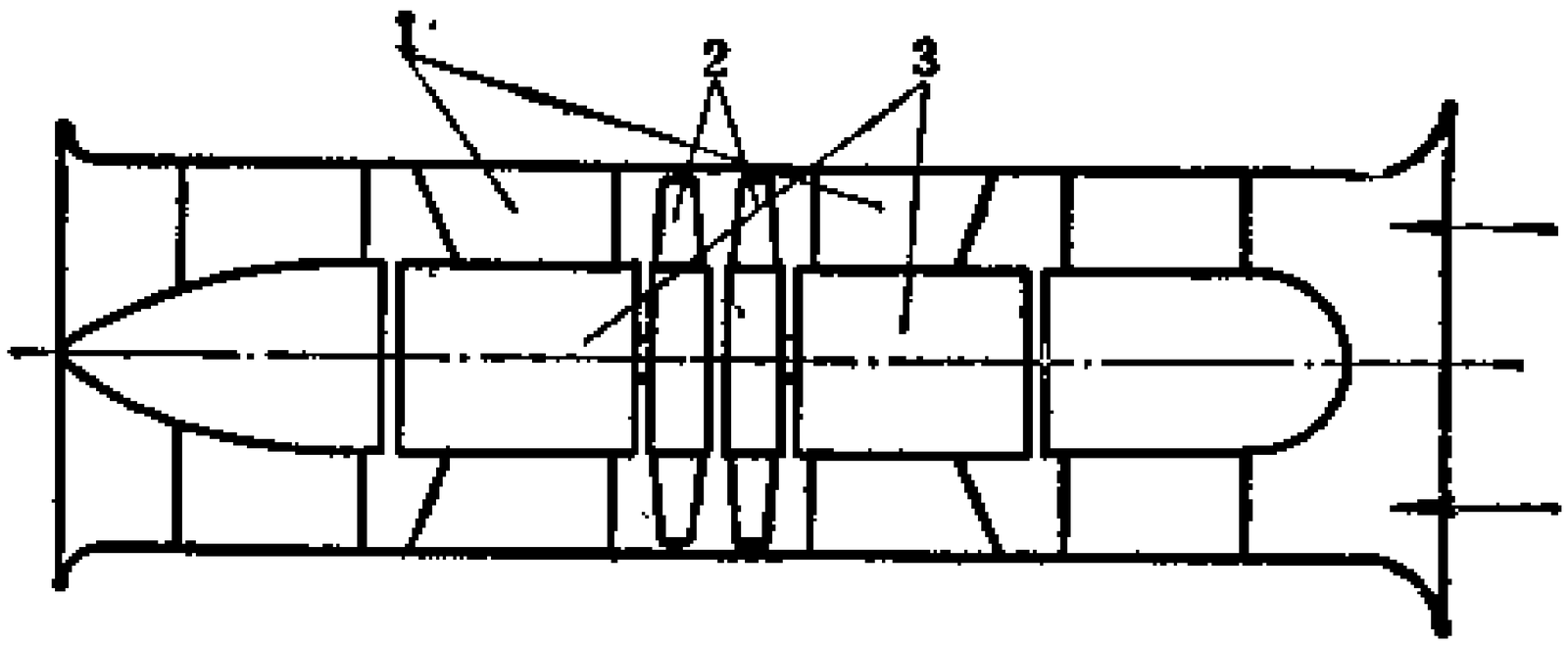


图 3 — 7　对旋式轴流风机
1 ——支撑板，2 ——叶轮，3 ——电机。

对旋式轴流风机具有以下特点：

1. 可以省略导叶，结构比较简单；

2. 效率高，比同样带后置导叶的二级轴流风机效率高5 %，比带前置导叶的高 8 %；

3. 反风性能好，一般动叶固定的风机，其反风量约为40%，而二重反转风机的反风量可达60～70%。

因此，这种风机可广泛用于矿山、隧道、地铁、船舶的换气通风以及风洞、冷却塔和锅炉上。

四、局部扇风机

目前我国铁路隧道施工中还广泛应用矿用局部扇风机，这类扇风机一般作为混合式通风的辅助风机，在风量要求不大的地方也作为主要通风设备。

我国目前生产的局部扇风机都是轴流式的。属于防爆型的有：JBT系列与BKJ系列；属于非防爆型的有JF系列和JFD系列。JBT系列已被淘汰，由BKJ系列代替。

BKJ局部扇风机的构造如图3—8所示。

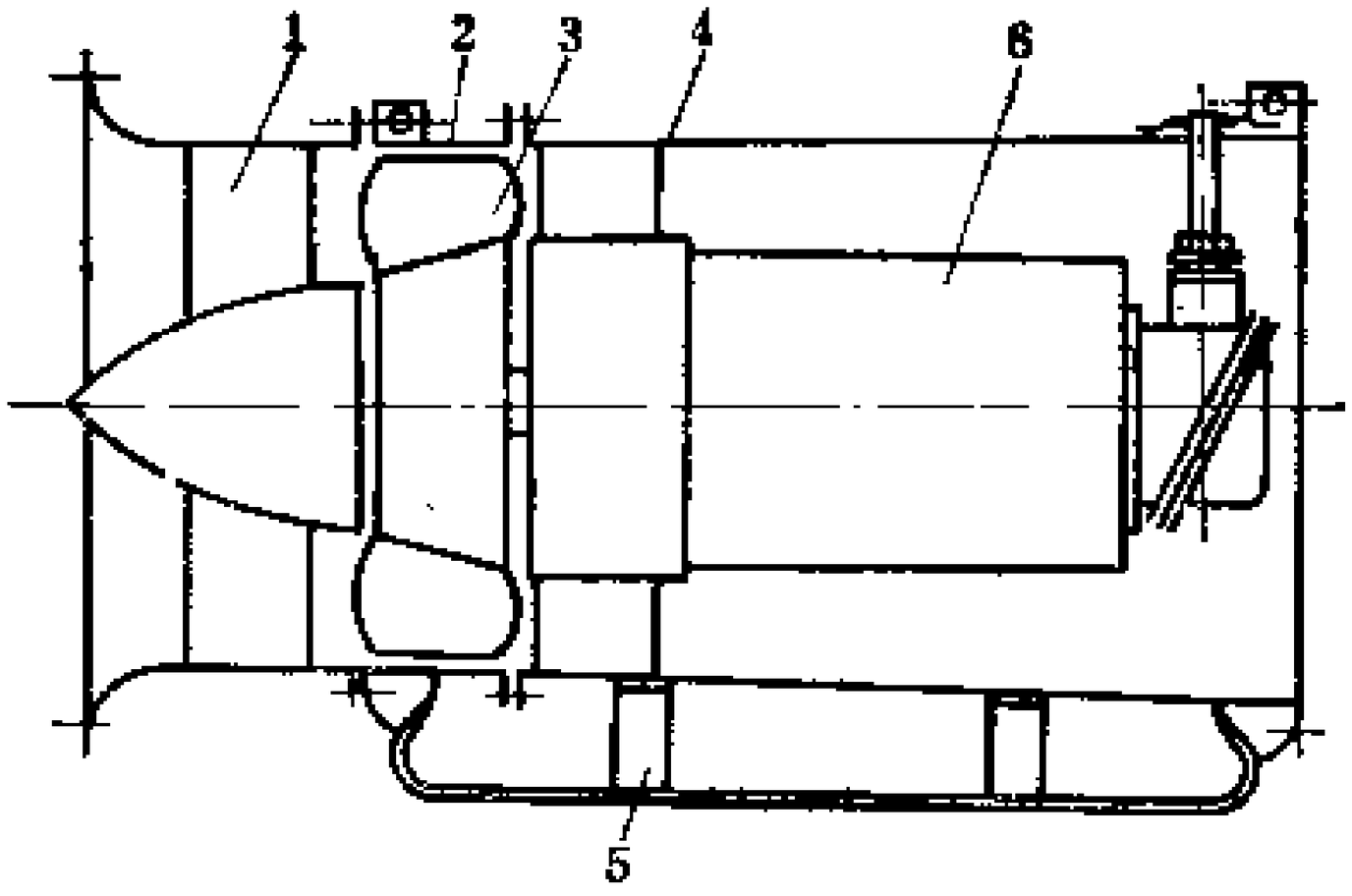


图3－8　$BKJ_{4.0}$-1型局部扇风机结构示意图

1——前风筒；2——主风筒；3——叶轮；
4——后风筒；5——滑架；6——电动机。

第三节　通风机的性能

一、扇风机的性能参数

反映扇风机基本性能的参数有风量、风压、功率和效率。

风量：指扇风机单位时间内输送的空气体积，用Q表示，单位用m^3/s或m^3/h；

风压：扇风机出口断面上风流的绝对全压与入口断面上风流的绝对全压之差，称为扇风机的全压（$h_{m,t}$）。从实际需要考虑，把扇风机全压分成扇风机动压与扇风机静压两部

分，而扇风机动压等于扇风机出口断面上风流的动压，即

$$h_{mt} = h_{ms} + h_{mv} \qquad (3-2)$$

【例】有一台装有进风管与出风管的扇风机，入口断面上风流的相对静压$h_{s1} = -375\text{Pa}$，动压$h_{v1} = 65\text{Pa}$，扇风机出口断面上风流的相对静压$h_2 = 190\text{Pa}$，$h_{v2} = 125\text{Pa}$，求扇风机的h_{mt}、h_{ms}、h_{mv}。

解 设大气压力为P_A，扇风机入口与出口断面上风流的全压为P_{t1}与P_{t2}，则

$$P_{t1} = P_A - 375 + 65$$

$$P_{t2} = P_A + 190 + 125$$

$$h_{mt} = P_{t2} - P_{t1} = 625\text{Pa}$$

$$h_{mv} = 125\text{Pa}$$

$$h_{ms} = 625 - 125 = 500\text{Pa}$$

通风中扇风机都外接扩散器，通常把扩散器出口风流的绝对全压与扇风机入口风流的绝对全压之差称为扇风机装置全压，扩散器出口风流的动压称为扇风机装置动压，扇风机装置全压与扇风机装置动压之差称为扇风机装置静压。

功率：扇风机功率分为输出功率、输入功率或称为轴功率、电动机所需功率。

1）扇风机输出功率

扇风机输出功率又称为扇风机有效功率，是单位时间内通过扇风机的空气所获得的能量。因有扇风机全压（h_{mt}）与扇风机静压（h_{ms}）之分，故也有全压输出功率（N_{mt}）与静压输出功率（N_{ms}）之别。

$$N_{mt} = \frac{h_{mt} \cdot Q_m}{1000} \qquad (3-3)$$

$$N_{ms}=\frac{h_{ms}\cdot Q_m}{1000} \qquad (3-4)$$

式中　N_{mt}、N_{ms}——扇风机全压输出功率、扇风机静压输出功率，kW，

h_{mt}、h_{ms}——扇风机全压、扇风机静压，Pa；

Q_m——扇风机风量，m^3/s。

2）扇风机输入功率（N_i）

$$N_i=\frac{N_{mt}}{\eta_{mt}}\text{或}\ N_i=\frac{N_{ms}}{\eta_{ms}} \qquad (3-5)$$

式中　η_{mt}、η_{ms}——扇风机全压效率、静压效率。

3）电动机所需功率（N_g）

电动机所需功率系指与扇风机配套的电动机的功率，即与扇风机配套的电动机的铭牌功率。

$$N_g=N_i\cdot K_g\cdot K_2 \qquad (3-6)$$

式中　K_g——传动系数，皮带传动取1.05，联轴节取1.02，电动机直接传动取1.00；

K_2——电动机容量富裕系数，取1.15。

效率：扇风机效率分全压效率与静压效率。

全压效率　$$\eta_{mt}=\frac{h_{mt}\cdot Q_m}{1000\cdot N_i} \qquad (3-7)$$

静压效率　$$\eta_{ms}=\frac{h_{ms}\cdot Q_m}{1000\cdot N_i} \qquad (3-8)$$

【例】有一台扇风机，$h_{mt}=2560Pa$，$Q_m=214400m^3/h$，$\eta_{mt}=91\%$，皮带传动，试选电动机。

解

$$N_g=\frac{h_{mt}\cdot Q_m}{1000\cdot\eta_{mt}}\cdot K_g\cdot K_2=\frac{2560\times59.6}{1000\times0.91}\times1.05\times1.15$$

$$=202kW$$

选JS137-8型电动机，功率210kW。

二、扇风机特性曲线

扇风机特性曲线有：风压曲线，功率曲线，效率曲线。

1）风压曲线

离心式扇风机的风压曲线常按 $h_{m1}=f(Q_m)$ 绘制，如图3—9所示。

轴流式扇风机的风压曲线常按 $h_{m2}=f(Q_m)$ 绘制，如图3—10所示。

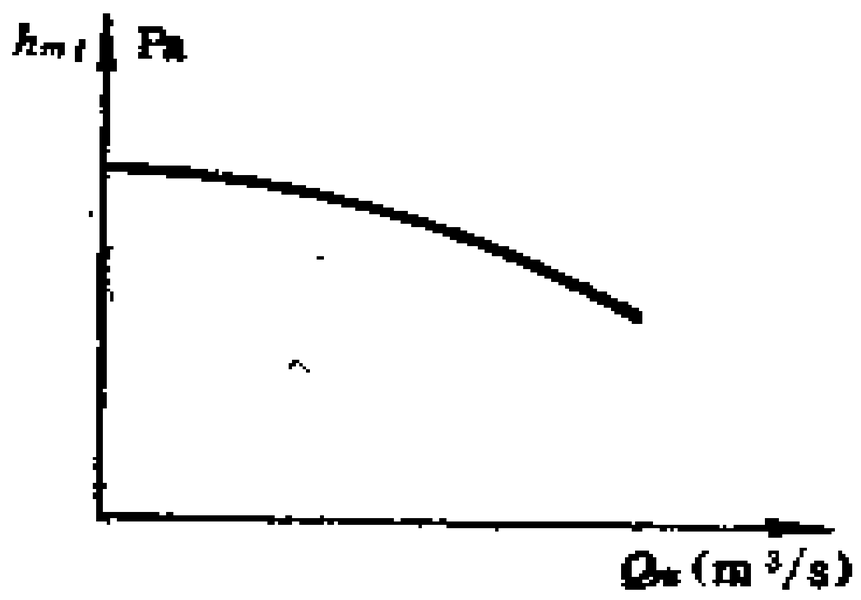


图3—9 离心式扇风机风压曲线

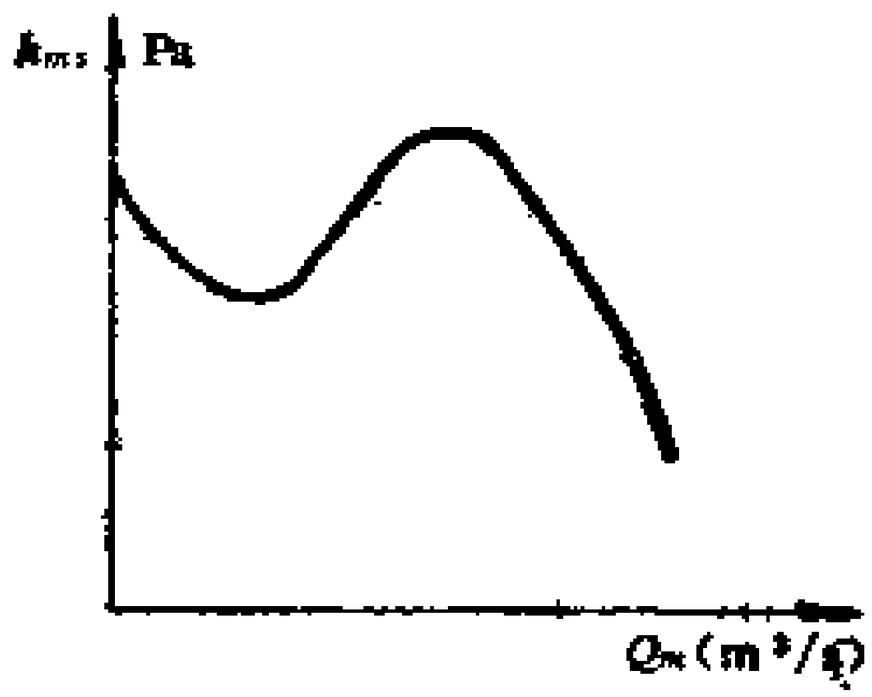


图3—10 轴流式扇风机风压曲线

由图可知，离心式扇风机风压曲线比较平缓，故对风量变化的适应性较强，风量变化时风压变化较小；轴流式扇风机风压曲线比较陡，当风量变化时风压变化较大。

扇风机的动压用式（3—9）计算，根据式（3—9）即可绘制扇风机的动压曲线。

$$h_{m_0}=\frac{1}{2}\rho V^2=\frac{\rho}{2A^2}Q_m^2 \qquad (3-9)$$

式中 ρ——空气密度，kg/m³；

Q_m——扇风机风量，m³/s；

A——扇风机出口面积，m²。

4-72-11型扇风机的 $A=0.56D^2(m^2)$；G4-73-11型扇

风机的$A=0.585D^2$（m²）。

轴流式扇风机，轮毂比为0.7，可取$A=0.87D^2$（m²）；轮毂比为0.6，可取$A=D^2$（m²）；

上述各式中D为动轮直径（m）。

由式（3—5）可知$h_{ms}=h_{mt}-h_{mv}$，把全压曲线与动压曲线（$h_{mv}=f(Q_m)$）相减即得扇风机静压曲线，如图3—11所示。

2）功率曲线

离心式扇风机功率曲线如图3—12，功率随风量增加而增大，但风量超过设计流量时，功率几乎不再增大。当风量为零时功率最小，故离心式扇风机启动时，应把闸门关闭。

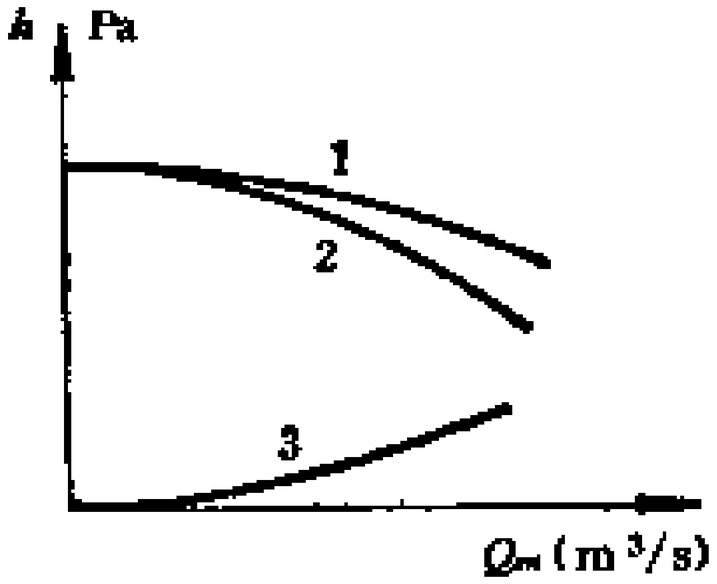


图 3—11
1——全压曲线；2——静压曲线；3——动压曲线。

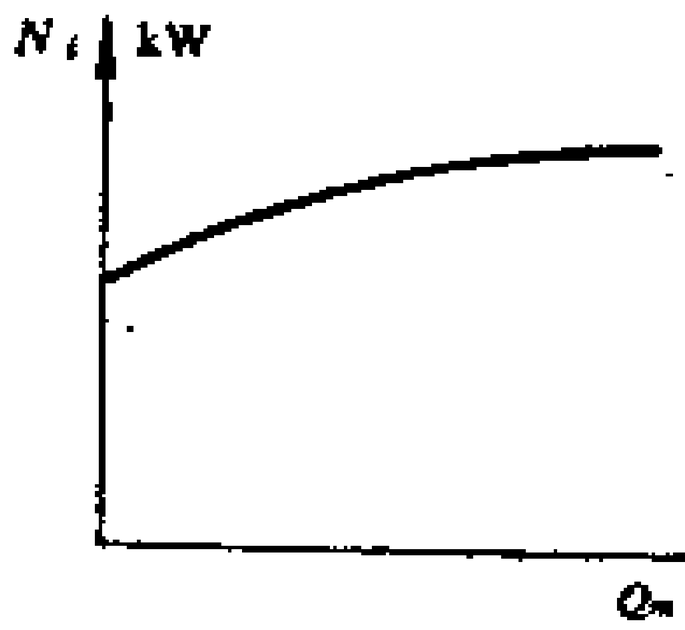


图 3—12 离心式扇风机功率曲线

轴流式扇风机功率曲线如图3—13，在扇风机稳定工作段内（图中GF段）功率随风量增加而减小，故轴流式扇风机启动时应全开闸门。

3）效率曲线

离心式扇风机效率曲线如图3—14所示，轴流式扇风机效率曲线与此类似，但较陡。当扇风机入口完全封闭时，无风量输出，效率为零。随风量增加效率提高，但在最高效率点

以后，随风量增加效率降低。在扇风机选择曲线图中，把各压力曲线上效率相同的点连接起来就是等效率线，如图3—15中所示。

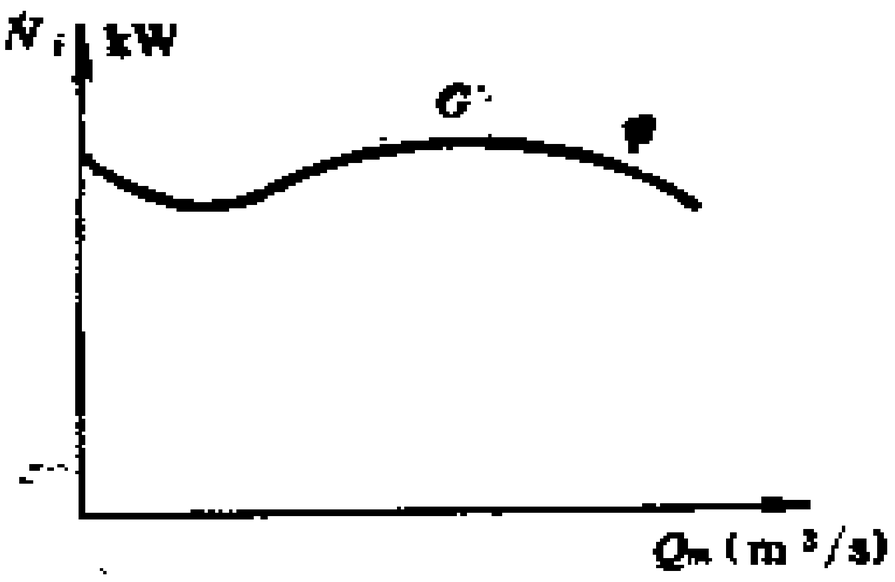


图3—13　轴流式扇风机功率曲线

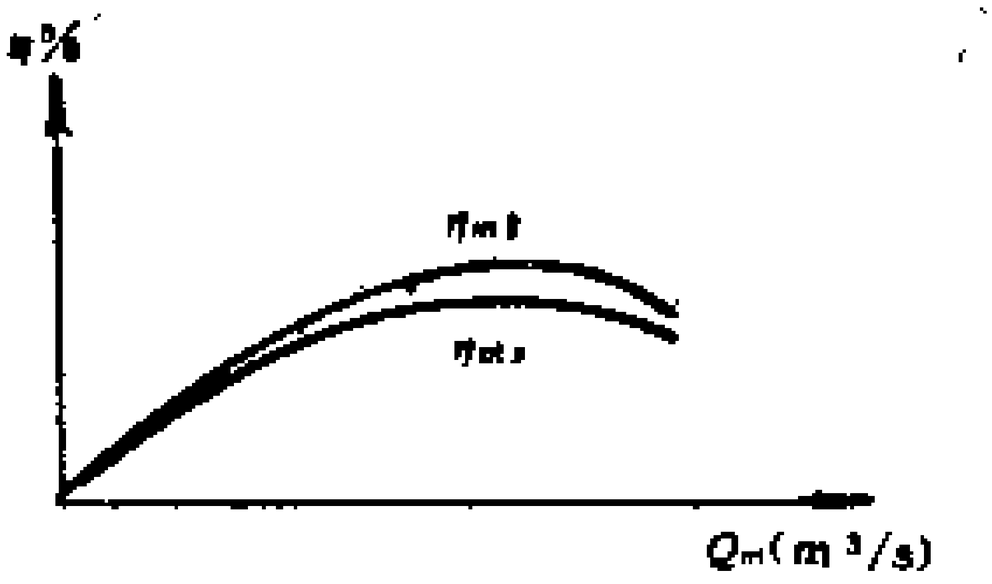


图3—14　离心式扇风机效率曲线

3. 比例定律

同一系列的扇风机（如4-72-11系列）都是相似的（轴流式扇风机是叶片数目相等，叶片安装角度相等才相似）。根据相似条件可以推导出扇风机的风压（h）、风量（Q）、功率（N）、效率（η）与扇风机叶轮直径（D）、转速（n）、空气密度（ρ）的关系，这种关系称为扇风机参数的比例定律。即

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2}\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \qquad (3-10)$$

$$\frac{h_1}{h_2}=\frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \qquad (3-11)$$

$$\frac{N_1}{N_2}=\frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \qquad (3-12)$$

根据上述关系还可得$\eta_1=\eta_2$。

如叶轮直径、空气密度相等，则有如下关系：

$$\frac{Q_1}{Q_2}=\frac{n_1}{n_2}$$

$$\frac{h_1}{h_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

$$\frac{N_1}{N_2}=\left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3$$

$$\eta_1=\eta_2$$

【例】 某工地用一台 4-72-11 №16 扇风机，风量 24.5m³/s，风压 195mmH₂O(1913Pa)，转速 710r/min，效率93%，因风量不足，需增加到30m³/s，问转速应改为多少？扇风机输入功率又是多少？

解 按比例定律，风量增加后转速为：

$$n_2=n_1\times\frac{Q_2}{Q_1}=710\times\frac{30}{24.5}=869\text{r/min}$$

按标准转速取$n_2=900$r/min，则风量为：

$$Q_2=Q_1\times\frac{n_2}{n_1}=24.5\times\frac{900}{710}=31.1\text{m}^3/\text{s}$$

风量增加后，风压变为：

$$h_2=h_1\times\left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2=1913\times\left(\frac{900}{710}\right)^2=3074\text{Pa}$$

由比例定律可知，扇风机转速改变后效率不变，则输入功率为：

$$N_轴=\frac{h\cdot Q}{1000\cdot\eta}=\frac{3074\times31.1}{1000\times0.93}=103\text{kW}$$

为了在选择扇风机的时候便于把可能入选的扇风机进行比较，就把同一系列不同机号、不同转速的扇风机特性曲线绘制在一张图上。每条特性曲线都只绘出了效率较高，可以选用的那一段。所以，这张图又称为扇风机性能选择曲线。4-72-11型离心式扇风机性能选择曲线如图 3—15 所示。图中 α 等于扇风机的机号与转速的乘积，例如$\alpha=11200$为№20

号扇风机、转速为560r/min及№16号扇风机、转速为700r/min时的风压曲线。

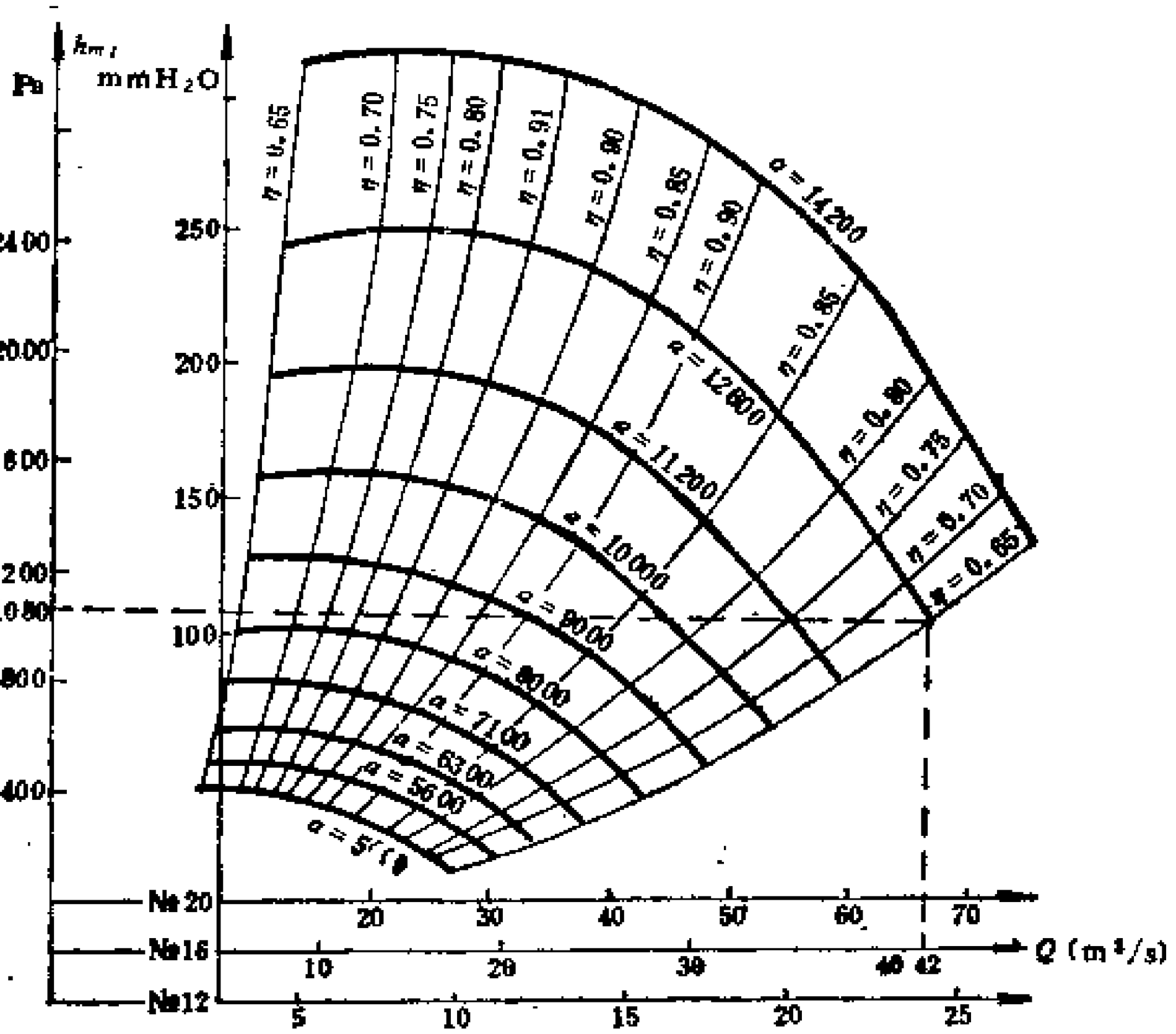


图 8 —15　4-72-11型离心式扇风机性能选择曲线

$$\overline{H}=\frac{h}{\rho u^2} \qquad (3-13)$$

$$\overline{Q}=\frac{Q}{\frac{\pi}{4}D^2u} \qquad (3-14)$$

$$\overline{N}=\frac{1000N}{\frac{\pi}{4}D^2\rho u^3} \qquad (3-15)$$

式中 $\overline{H}$——压力系数，无因次；

h——扇风机风压，Pa；

ρ——空气密度，kg/m³；

u——叶轮外缘圆周速度，m/s；

$\overline{Q}$——流量系数，无因次；

Q——扇风机风量，m³/s；

D——叶轮直径，m；

N——扇风机轴功率，kW；

$\overline{N}$——功率系数，无因次。

由于无因次参数除去了计量单位的影响，与扇风机的转速及几何尺寸无关，故同一系列的扇风机，无因次参数相等。按$\overline{H}=f(\overline{Q})$，$\overline{N}=f(\overline{Q})$，$\eta=f(\overline{Q})$绘制的曲线叫无因次性能曲线，如图3—16为2K60型扇风机的无因次性能曲线。

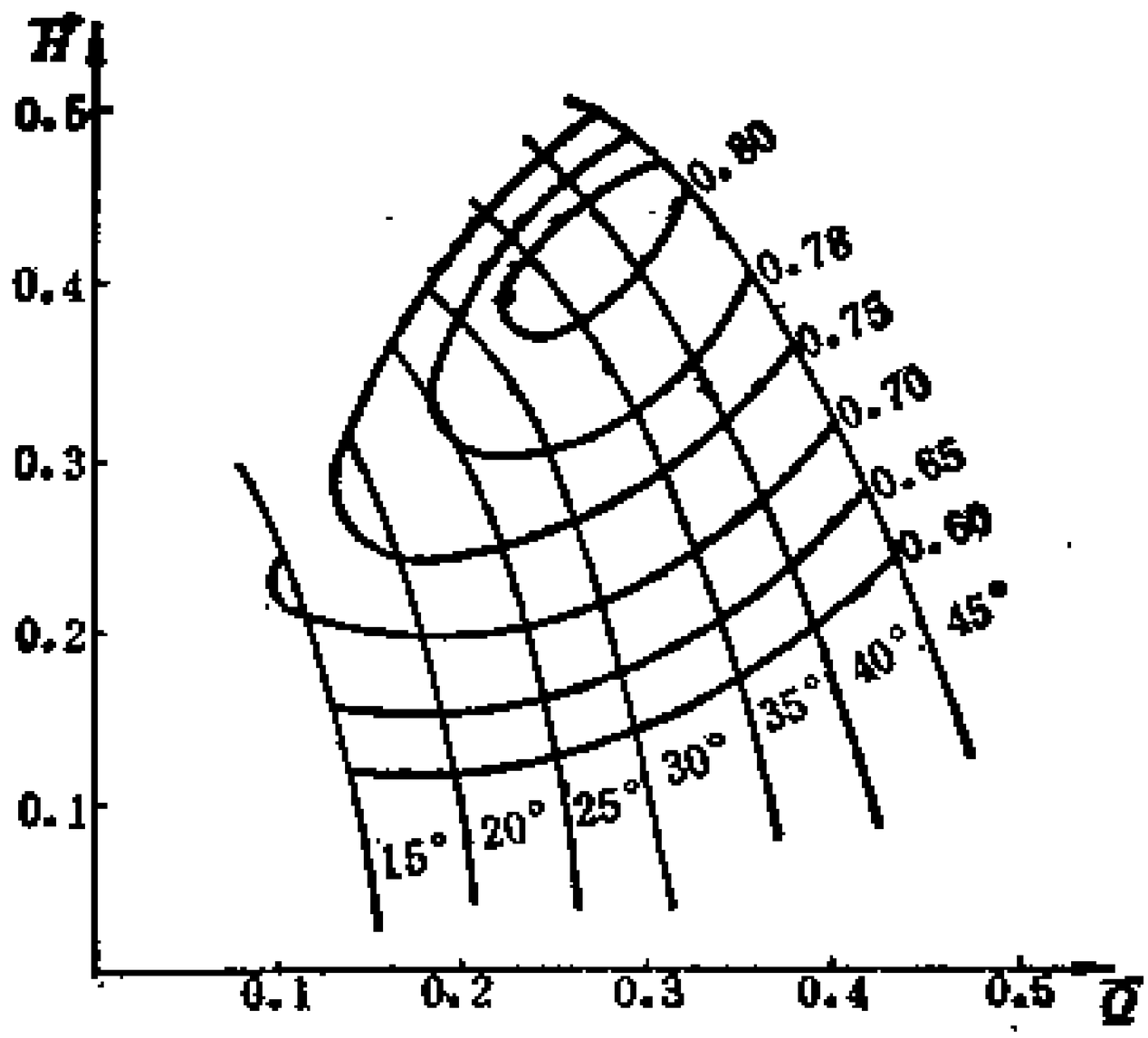


图3—16　2K60型扇风机无因次性能曲线

根据无因次参数可绘制扇风机的特性曲线。

第四节　通风机的工况点及通风机联合运转

一、通风阻力与扇风机压力的关系

了解通风阻力与扇风机压力的关系是合理地选择扇风机的基础。下面就几种情况分别进行阐述。

1．抽出式通风的竖井，如图 3—17所示。

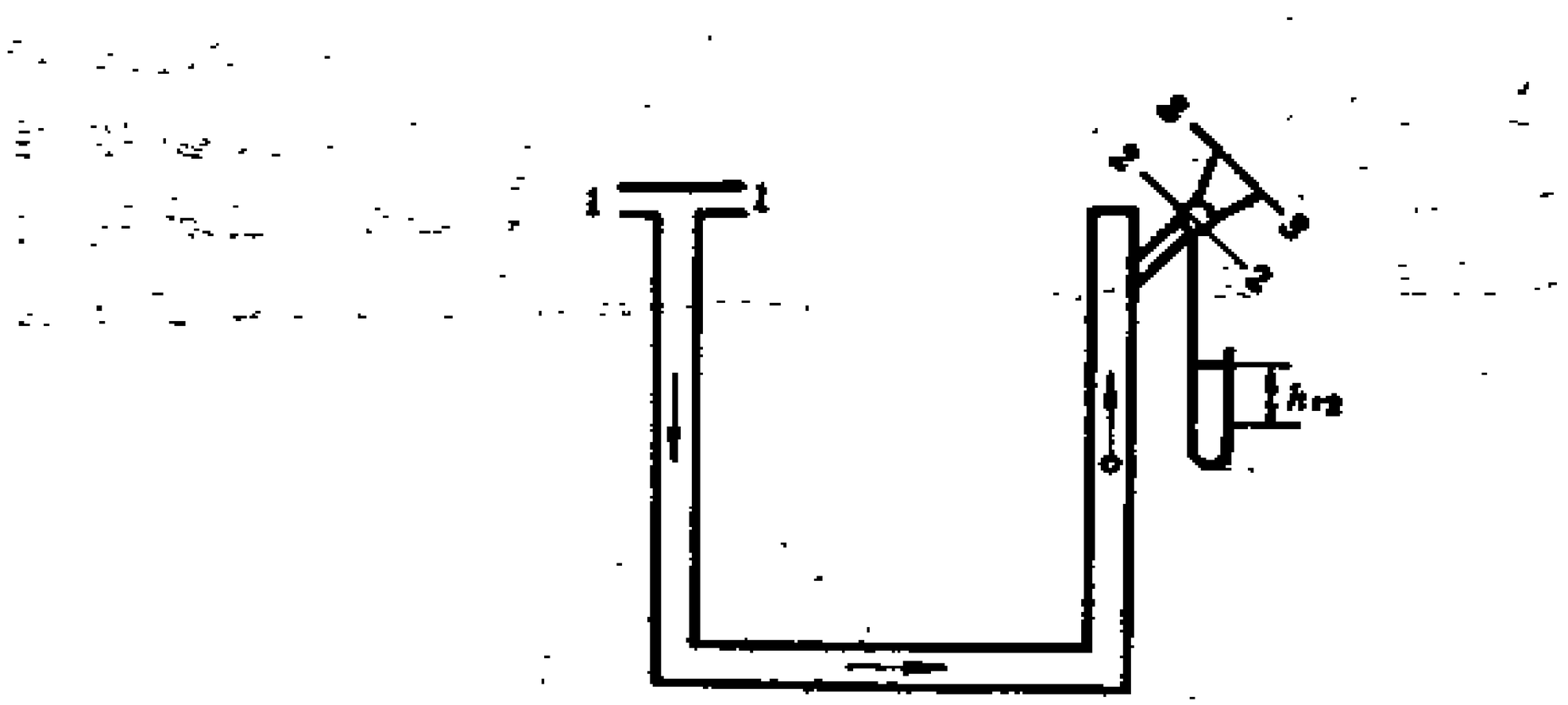


图　3—17

1）风流压力与通风阻力的关系，根据公式（2—21）得：

$$h_{L1-2} = |h_{z2}| + h_n - h_{v2} \qquad (3-16)$$

2）风流压力与扇风机压力的关系

$$h_{m1} = P_{1'} - P_{12} = (P_3 + h_{v3}) - (P_2 + h_{v2})$$

设大气压力为P_A，因$P_3 = P_A$，则

$$h_{m1} = (P_A - P_2) - h_{v2} + h_{v3}$$

$$= |h_{s2}| - h_{v2} + h_{v3} \qquad (3-17)$$

3）扇风机压力与竖井通风阻力的关系，把式（3—16）代入式（3—17）得：

$$h_{mf} + h_n = h_{L1-2} + h_{v3} \qquad (3-18)$$

上式说明，扇风机全压与自然风压共同克服通风阻力并把洞内空气排入大气中。

由于$h_{v3} = h_{mv}$，故式（3—18）可写成

$$h_{mf} - h_{mv} + h_n = h_{L1-2}$$

或

$$h_{ms} + h_n = h_{L1-2} \qquad (3-19)$$

上式说明，抽出式通风的竖井，是扇风机静压与自然风压共同克服通风阻力。

2. 扇风机装在洞内，如图3—18所示。

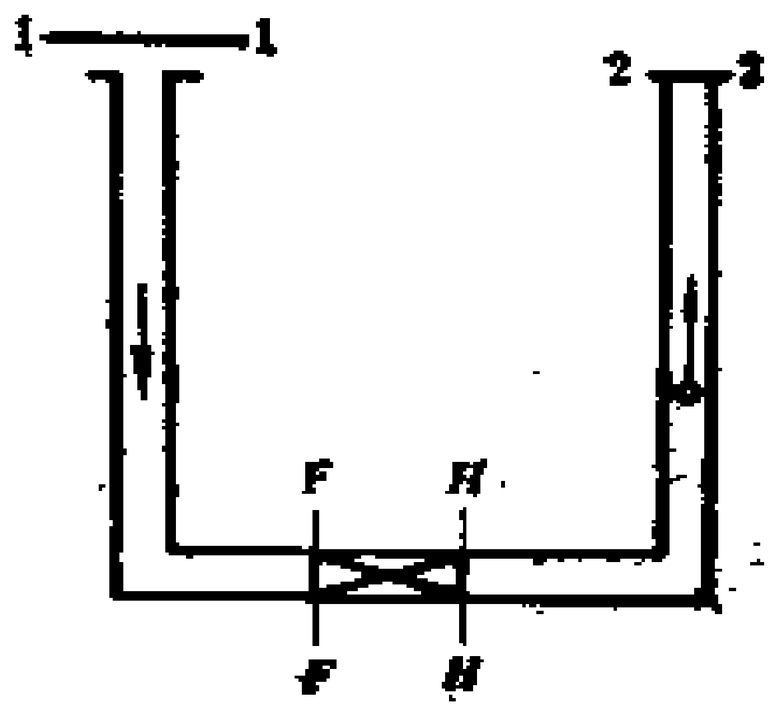


图 3—18

1）风流压力与通风阻力的关系：

$$h_{L1-2} = (P_H - P_F) + h_n - h_{v2} \qquad (3-20)$$

2）风流压力与扇风机压力的关系：

$h_{mf} = P_{fH} - P_{fF} = (P_H + h_{vH}) - (P_F + h_{vF})$，设$h_{vH} = h_{vF}$，则

$$h_{mf} = P_H - P_F \qquad (3-21)$$

3）扇风机压力与通风阻力的关系，把式（3—21）代入式（3—20）得：

$$h_{mf} + h_n = h_{L1-2} + h_{v2} \qquad (3-22)$$

上式说明、扇风机全压与自然风压共同克服通风阻力并把洞内空气排入大气。

3． 压入式通风，如图 3 —19所示。

1）风流压力与通风阻力的关系：

$$h_{L1-2}=P_1-P_A \qquad (3-23)$$

2）风流压力与扇风机压力的关系

$h_{mf}=(P_1+h_{v1})-(P_3+h_{v3})$，因$P_3=P_A$，$h_{v3}=0$；得：

$$h_{mf}=P_1-P_A+h_{v1} \qquad (3-24)$$

3）扇风机压力与通风阻力的关系，把式（3—24）代入式（3—23）得：

$$h_{mf}=h_{L1-2}+h_{v1}$$

设风筒无漏风，风筒直径不变，则$h_{v2}=h_{v1}$，得：

$$h_{mf}=h_{L1-2}+h_{v2} \qquad (3-25)$$

上式说明，扇风机全压克服风筒的通风阻力并把空气排入大气。

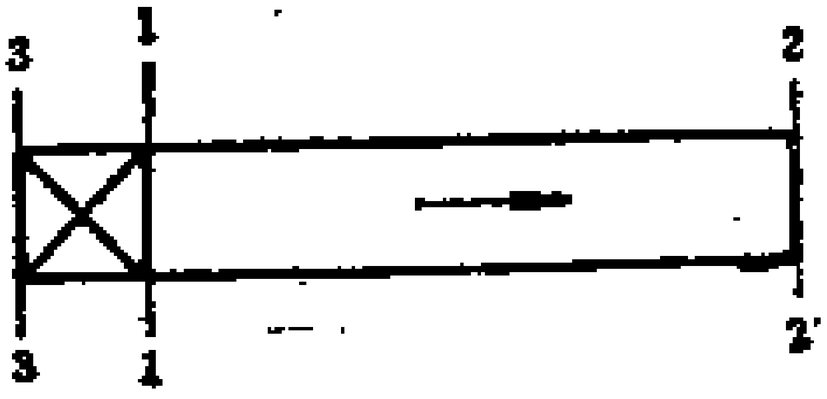


图 3—19

从上面三种情况可知，扇风机赋予风流的全部能量（h_{mf}）与自然风压能都消耗在克服通风阻力和把洞内空气排入大气的动能上了。故可以写出扇风机压力与网路通风阻力的一般表达式，即

$$h_{mf}+h_n=h_L+h_{v0} \qquad (3-26)$$

式中h_L是网路的通风阻力。h_{v0}是网路出口处风流的动压。由于出口处的局部阻力系数$\zeta=1$，故出口处风流的动压因克服出口的局部阻力而全部消耗。则式（3—26）可改写成

$$h_{mf}+h_n=h_L+h_{x0} \qquad (3-27)$$

式中 h_{x0}——通风网路出口处的局部阻力。

二、扇风机的工况点与合理工作范围

空气从扇风机获得的能量（h_m）与流量的关系是按扇风机风压曲线变化的。而空气在网路中流动，流量与阻力的关系是按风阻曲线变化的。因此，当一台扇风机为一个网路工作的时候，扇风机必定在两曲线的交点上运转，此交点称为扇风机的工况点。若扇风机性能曲线变化，或网路的风阻曲线变化都将引起工况点的移动。如图 3—20所示。

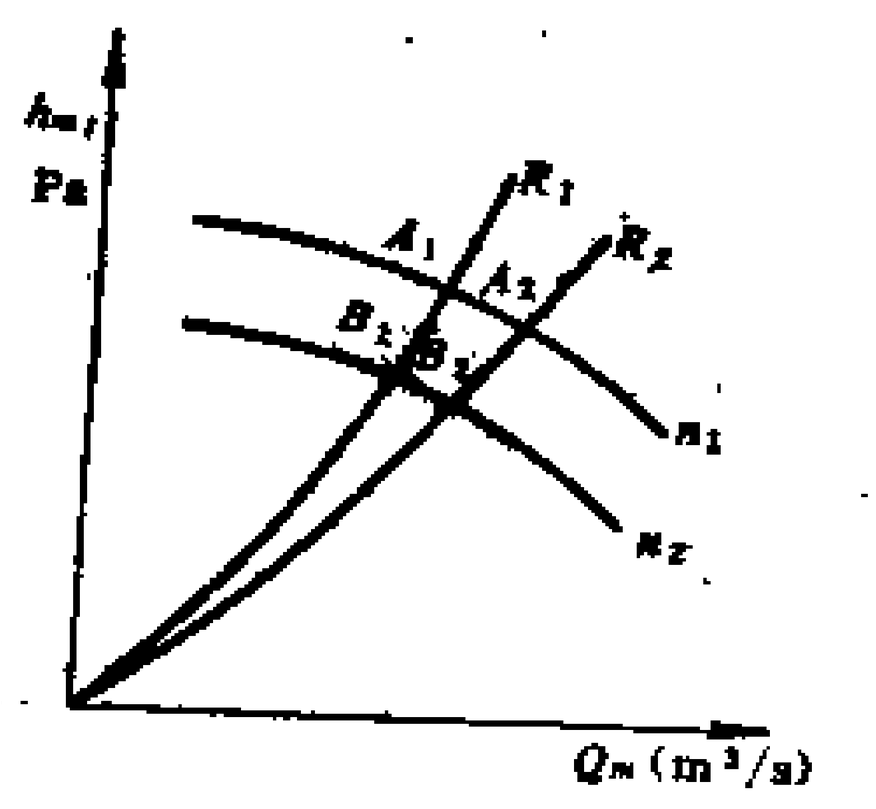


图　8—20

如前所述，在厂家提供的扇风机风压曲线中，轴流式扇风机常用h_{mt}，离心式扇风机常用h_{mt}，故在求扇风机工况点时，风阻曲线也应与之相对应。

对应于全压曲线的工作风阻（R_{mt}）：

由式（3—27）得

$$h_{mt}+h_n=h_L+h_{x0}=R_{mt}Q_m^2$$

则

$$R_{mt}=\frac{h_L+h_{x0}}{Q_m^2} \qquad (3-28)$$

对应于静压曲线的工作风阻（R_{ms}）：

由式（3—2）知$h_{mt}=h_{ms}+h_{mv}$，代入式（3—27），得

$$h_{ms}+h_n=h_L+h_{x0}-h_{mv}=R_{ms}Q_m^2$$

则

$$R_{ms}=\frac{h_L+h_{x0}-h_{mv}}{Q_m^2} \qquad (3-29)$$

上述两式中Q_m是扇风机的风量（m^3/s），h_m可按式（3—9）求得。扇风机工作风阻曲线与扇风机风压及自然风压总性能曲线的交点即为工况点。在选择扇风机时，除了风量、风压应满足要求而外，扇风机还应在合理范围内运转。

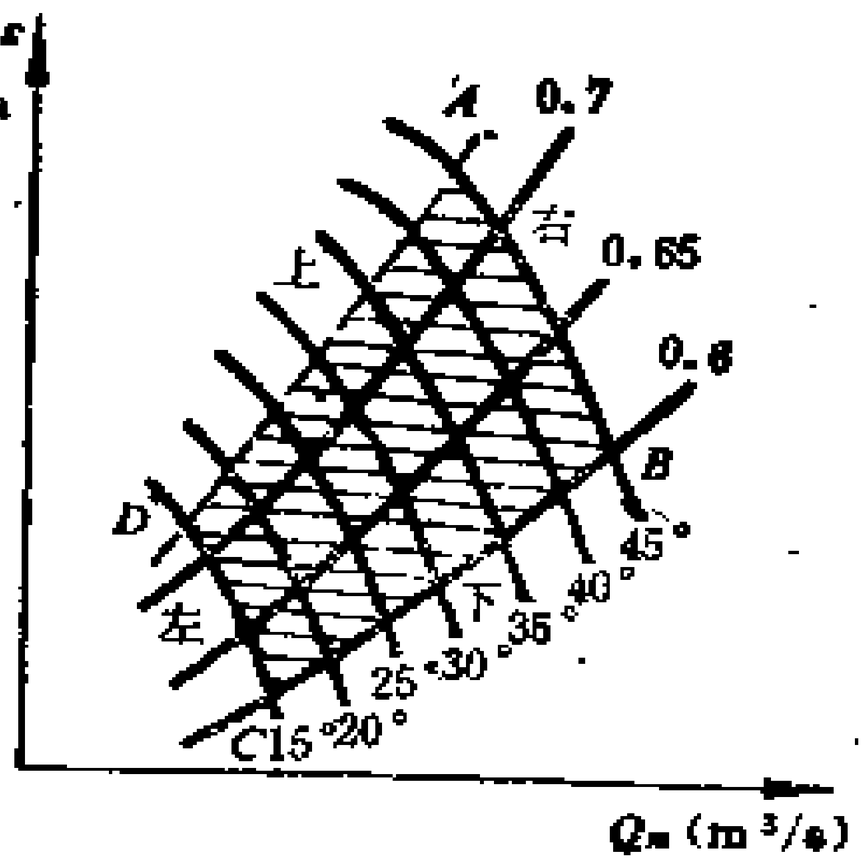


图 3—21　轴流式扇风机合理工作范围

轴流式扇风机的合理工作范围如图 3—21所示。

上限：工况点应在驼峰右侧，工作风压小于最大风压的0.9倍。因为扇风机在驼峰左侧运转不稳定，可导致扇风机强烈震动，甚致毁坏扇风机。

下限：从经济角度考虑，扇风机运转效率不低于0.6。

左限：为充分发挥设备能力，一级叶轮扇风机的叶片安装角（θ）不小于10°，二级叶轮的θ角不小于15°。

右限：从安全角度考虑，叶片安装角过大扇风机运转不稳定。故一级叶轮的θ角不大于40°，二级叶轮的θ角不大于45°。

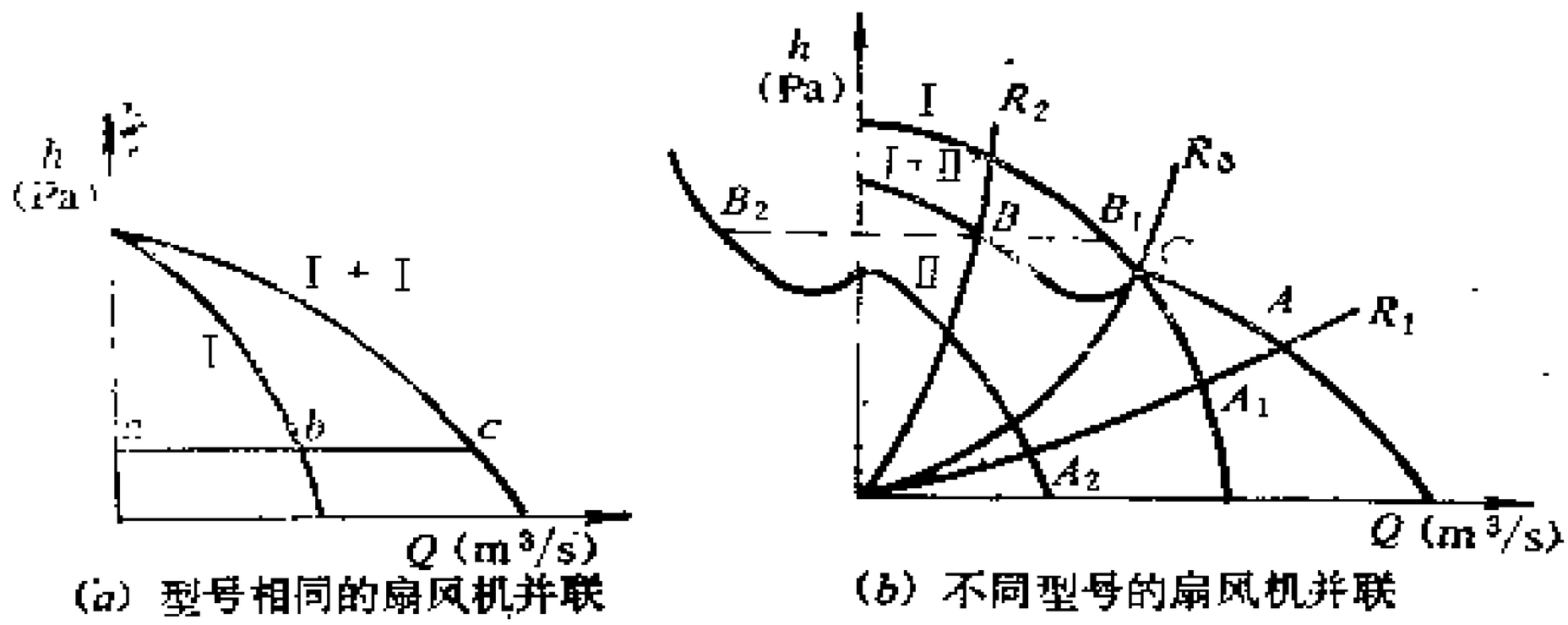
图 3—22中的阴影部分就是轴流式扇风机的合理工作范围，扇风机工况点应落在阴影中。

离心式扇风机合理工作范围的考虑原则仍如上所述。厂家提供的性能曲线也只截取了扇风机能稳定、经济运转的那一段。

三、扇风机联合运转

数台扇风机并联或串联在一起运行，以增加总风量，升

高总风压。实际上，双吸口的离心式扇风机是并联运转的一种形式，两级动轮的轴流式扇风机则是串联运转的一种形式。



(a) 型号相同的扇风机并联　　(b) 不同型号的扇风机并联

图 3 —22　扇风机并联运转

下面将说明扇风机联合运转时总性能曲线的绘制方法；考察联合运转的实际效果及分析串联、并联运转的适用条件。

1.　扇风机并联运转

扇风机并联运转就是把各台扇风机的出口或入口连接在一起对网路工作，显然，并联后的总风压与各台扇风机的风压相等。并联后的总风量等于各台扇风机风量之和。根据上述原则，用“风压相等，风量相加”的办法即可求得扇风机并联的总性能曲线，见图 3 —22。

具体的作法是在纵坐标轴上画与横坐标轴平行的等压线（如ab线），再把该等压线上两台扇风机的风量相加即得总性能曲线上的一个点，如图 3 —22（a）的C点。多画一些点，用光滑曲线连起来就是总性能曲线。并联运转的功率等于各台扇风机功率之和，即$N = N_1 + N_2$，效率可按并联运转的风量（Q）、风压（h）、功率（N）求得，即

$$\eta=\frac{hQ}{1000N}$$

网路风阻曲线与总性能曲线的交点，如图3—22（b）的A、B、C点，是联合运转的工况点通过工况点（如B点）作等压线与各台扇风机性能曲线的交点（如B_1，B_2）即为联合运转时两台扇风机各自的工况点。风阻曲线与各台扇风机性能曲线的交点，是每台扇风机单独对网路工作时的工况点，如A_1、A_2点。

并联运转的效果如何，取决于网路风阻的大小，可分为三种情况，如图3—22（b）所示。

若网路风阻为R_1，工况点为A点，属有效并联，输出的风量、风压比任何一台扇风机单独工作时输出的风量、风压都有增加。

若网路风阻为R_0，工况点为C点，属无效并联，输出的风量、风压等于大扇风机单独工作时的风量、风压。小扇风机在作虚功。

若网路风阻为R_2，工况点为B点，属有害并联，输出的风量、风压比大扇风机单独工作时输出的风量、风压小。小扇风机既作虚功，又是漏风的通道（其风量为负值）。

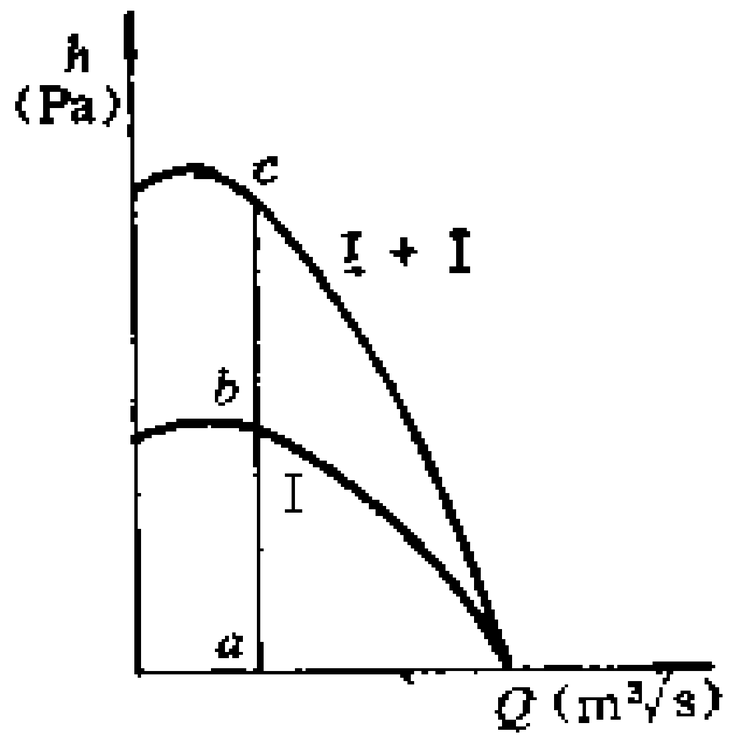
采用两台型号相同的扇风机并联，如图3—23（a）所示，可以避免无效并联和有害并联。

由图可知，扇风机并联运转主要是解决风量不足，而且，网路风阻越小，效果越佳。

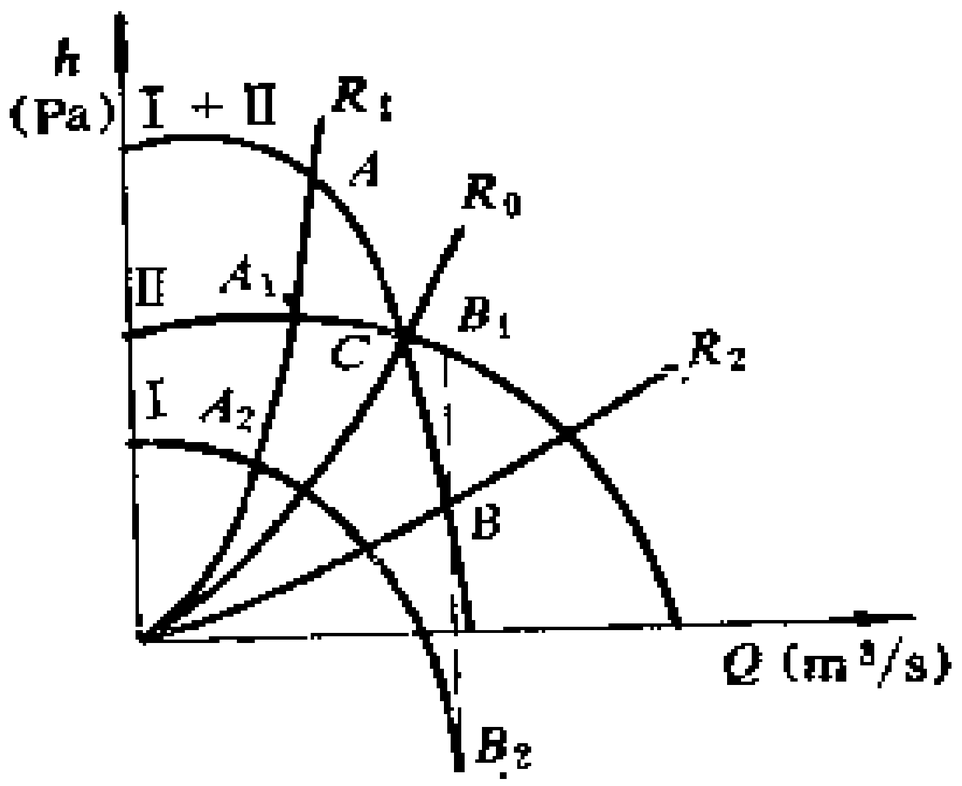
扇风机联合运转时要注意使各台扇风机都在本身的合理范围内工作，从小扇风机最高压力的90%处作一条等压线与总性能曲线的交点，就是联合运转工况点的上限。下限要保证各台扇风机效率不低于0.6。

2. 扇风机串联运转（集中串联）

串联运转就是把一台扇风机的出口与另一台扇风机的入口相连接。串联后的风量与各台扇风机风量相等，串联后的总风压等于各台扇风机风压之和。按上述原则，用“风量相等，风压相加”的办法即可求得扇风机串联的总性能曲线。如图 3—23所示。



(a) 型号相同的扇风机串联



(b) 不同型号的扇风机串联

图 3—23 扇风机串联运转

具体画法是在横坐标轴上画与纵坐标轴平行的等风量线（如ab线），把等风量线上的两台扇风机风压相加就得到总性能曲线上的一点，如图 3—23(a)中的 c 点，依次类推即可求出总性能曲线。串联运转时的功率等于各台扇风机功率之和，效率可用串联运转的风压（h）、风量（Q）、功率（N）求得，即

$$\eta=\frac{hQ}{1000N}$$

串联运转的效果，取决于网路风阻大小也有三种情况，如图 3—23(b)所示。

网路风阻为R_1，工况点为A点，属有效串联；网路风阻为R_0，工况点为C点，属无效串联；网路风阻为R_2，工况点为B点，属有害串联，小扇风机既作虚功，还增加了网路通风阻力。

如图3—23(a)所示，采用同型号的扇风机串联可以避免无效串联与有害串联。

扇风机串联运转主要是解决风压不足。

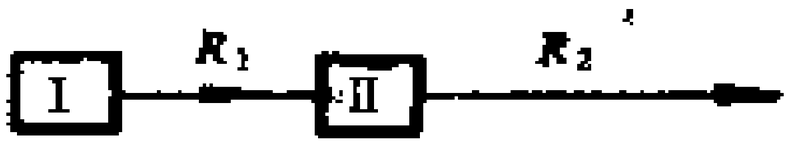


图 3—24
I、II—扇风机，R_1，R_2风筒的风阻。

3. 分散串联

扇风机采用如图3—24所示的串联称为分散串联。

为了便于分析扇风机的工况，首先从I号扇风机的风压曲线上减去风路R_1的阻力，如图3—25(a)所示。这就相当于去掉了风路R_1，把I号扇风机搬到II号扇风机处，而I号扇风机转化成I_1。再把I_1扇风机与II号扇风机串联，求出其串联性能曲线，如图3—25(b)所示。

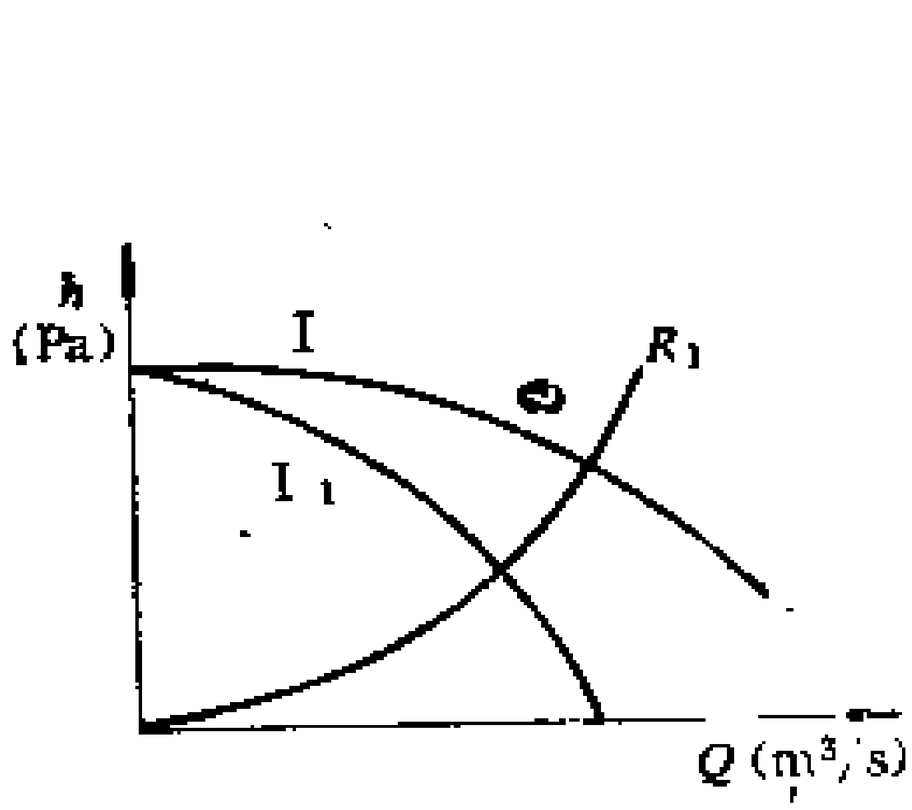
当$R_2>R_0$时，串联运转中I_1扇风机的风压为正，说明I号扇风机克服R_1的阻力之后，风压有余，剩余的风压与II号扇风机共同克服R_2的阻力。压力坡度如图3—26(a)所示。

当$R_2=R_0$时，I_1扇风机风压等于零，说明I、II两扇风机分别克服R_1与R_2的阻力，压力坡度如图3—26(b)所示。

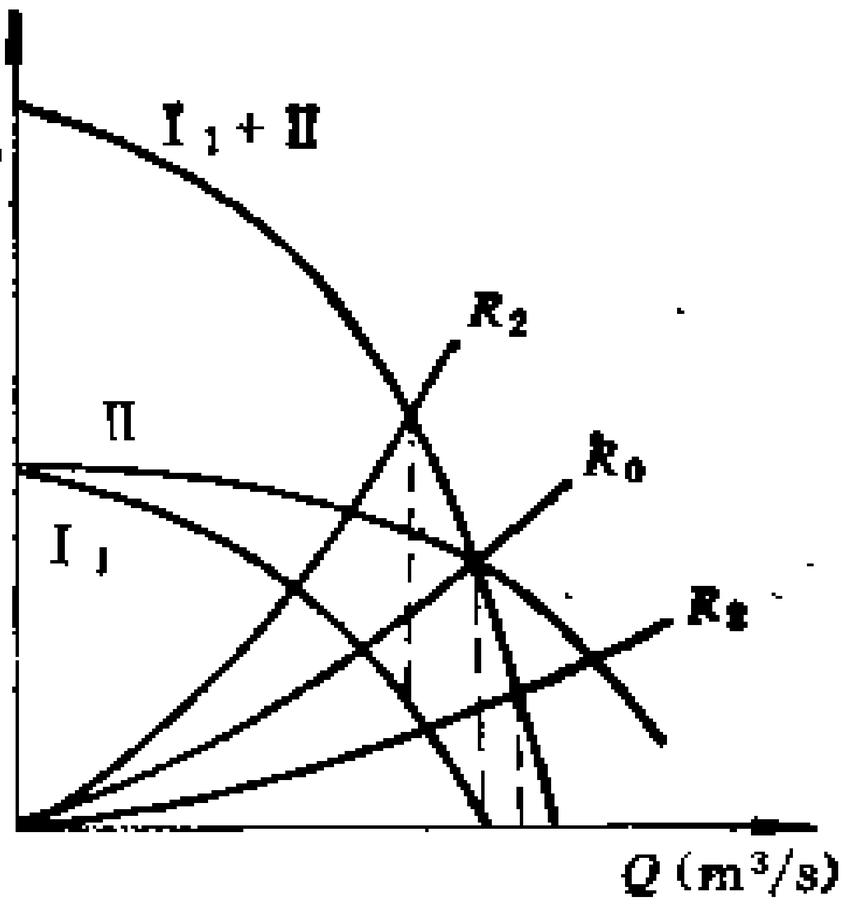
当$R_2<R_0$时，I_1扇风机的风压为负，说明II号扇风机的风压克服R_2的阻力后尚有剩余，且与I号扇风机共同克服R_1的阻力，压力坡度如图3—26(c)所示。

实际工作中，如果II号扇风机入风口出现负压，将产生

循环风，因此要适当缩短两台扇风机之间的距离，使R_2增加，R_1减小。



(a) Ⅰ号扇风机转化



(b) 转化后的扇风机串联

图 8 —25　扇风机分散串联

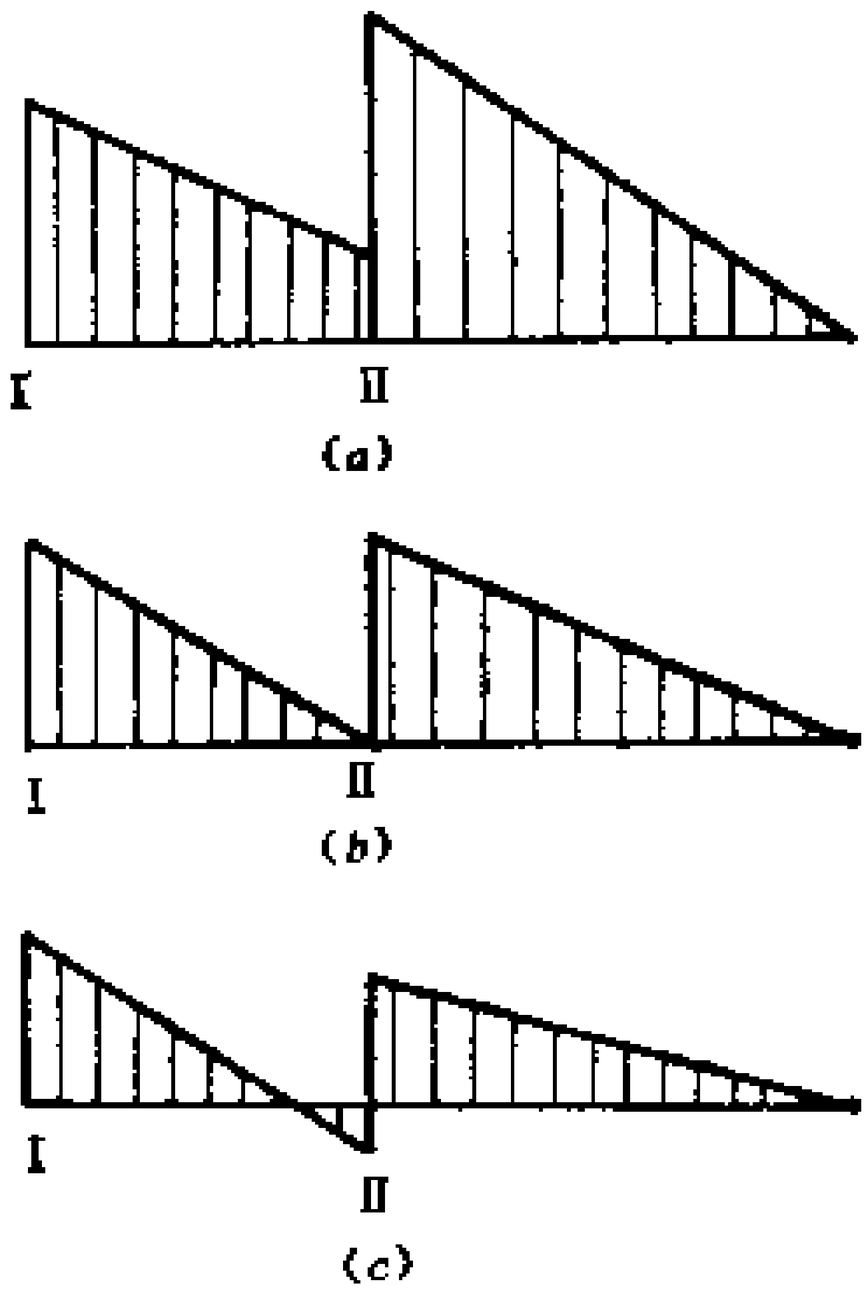


图 8 —26　分散串联压力坡度图

4. 自然风压与扇风机联合作业

自然风压是一条等压线，它不随风量变化。由公式(3—26)可知，自然风压与扇风机风压是串联作业。h_n为正，联合作业的性能曲线等于扇风机风压曲线与自然风压相加，如图3—27(a)，h_n为负，联合作业的性能曲线等于二者相减，如图3—27(b)所示。

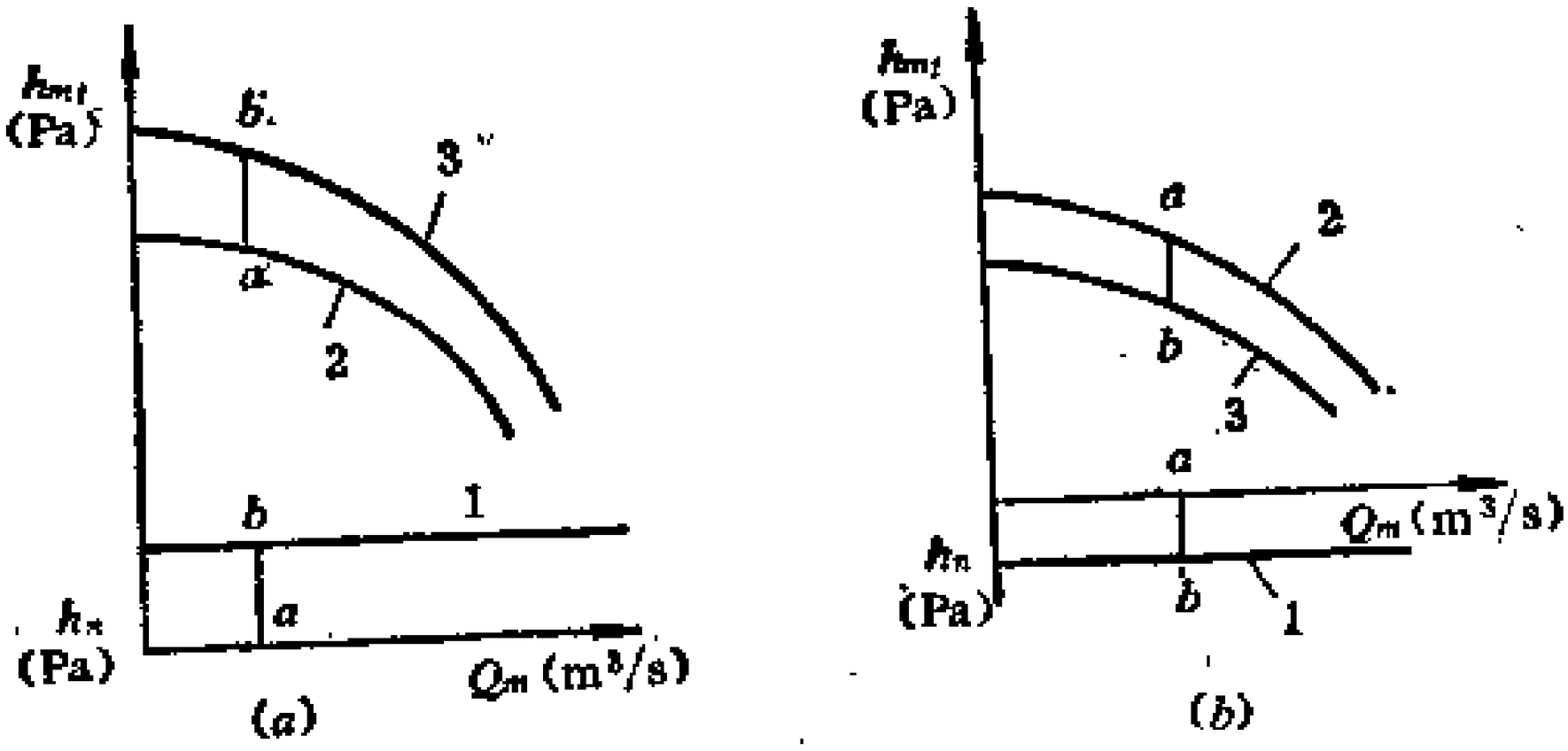


图3—27 自然风压与扇风机联合作业图

1—自然风压；2—扇风机风压曲线；3—联合作业性能曲线。

第五节 引 射 器

引射器工作原理如图3—28所示，高压流体（压力水或压缩空气，由喷嘴高速喷出，在射流周围造成负压，把空气吸入。高速的流体与空气在混合管内混合，发生动量交换，被吸入的空气从而获得能量，沿风筒流动。

引射器的效率用引射系数衡量，即

$$R=\frac{Q-q}{q}$$

式中 Q——引射器的风量，m^3/min；

q ——高压流体消耗量，m^3/min；

R ——引射系数，无因次。

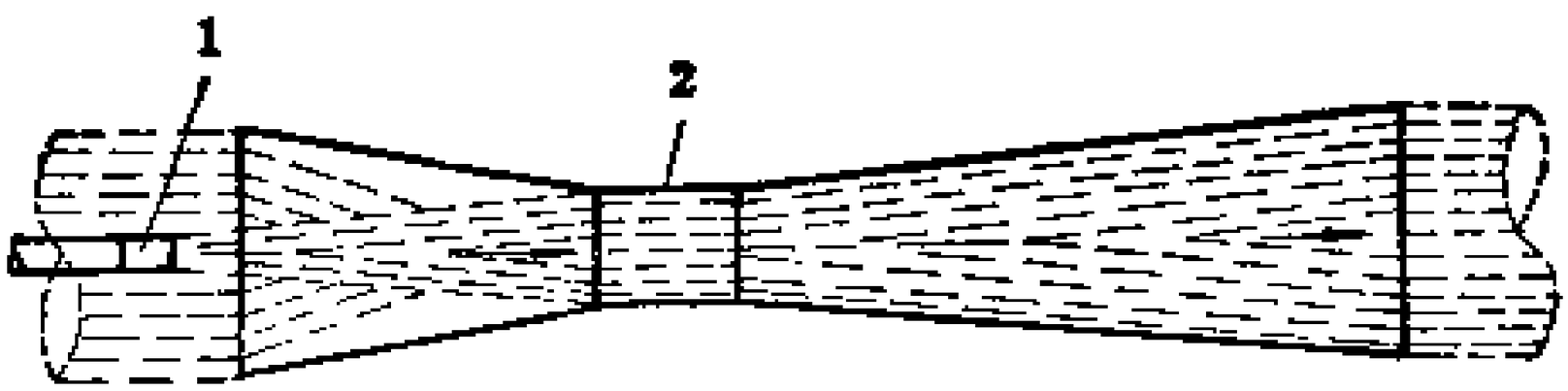


图 3—28　引射器原理图

1 ——喷嘴，2 ——混合管。

引射器有压气引射器与水力引射器两种，分别用压缩空气与高压水作动力。

1.　压气引射器

冶金工业部安全技术研究所设计的WA型环隙式压气引射器性能良好，结构如图 3—29所示。经过滤净的压缩空气由进气管进入环形均压室，以超音速从环隙喷出，沿凸缘表面流动，并在凸缘表面附近形成负压区，使外界空气沿集风器流入，与高速射流混合后通过扩散器进入风筒。

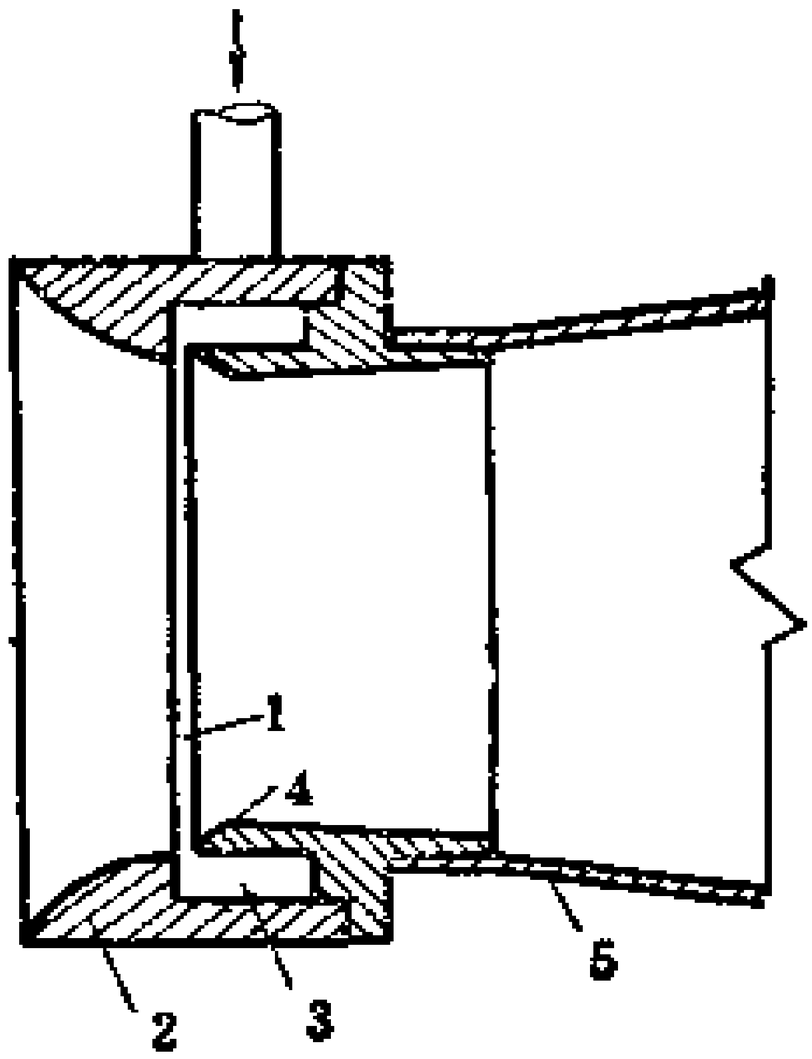


图 3—29　环隙式引射器示意图

1 ——环隙，2 ——集风器，3 ——均压室，4 ——凸缘，5 ——扩散器。

WA型引射器的性能见表 3—1。

WA型引射器的引射特性与压缩空气压力及环隙宽度有关。压缩空气压力降低，压气消耗量、引射的风量也相应减少，而引射系数升高；压气压力升高，引射的风量明显增

加，而引射系数却略有下降。环隙宽度增大，压气消耗量与引射的风量也相应增加，而引射系数降低。

2. 水力引射器

水力引射器又称水风扇。由喷嘴、混合管组成，如图3—30所示。这种形式的水风扇构造简单，制作方便。混合管用1.5～2.0mm厚的铁板卷成，长0.7～1m，混合管直径与风筒直径相同，在混合管内焊一块铁板作横梁，喷嘴位于管中央，固定在横梁上。混合管上开一个250×250mm的孔口，以便检查和更换喷嘴。

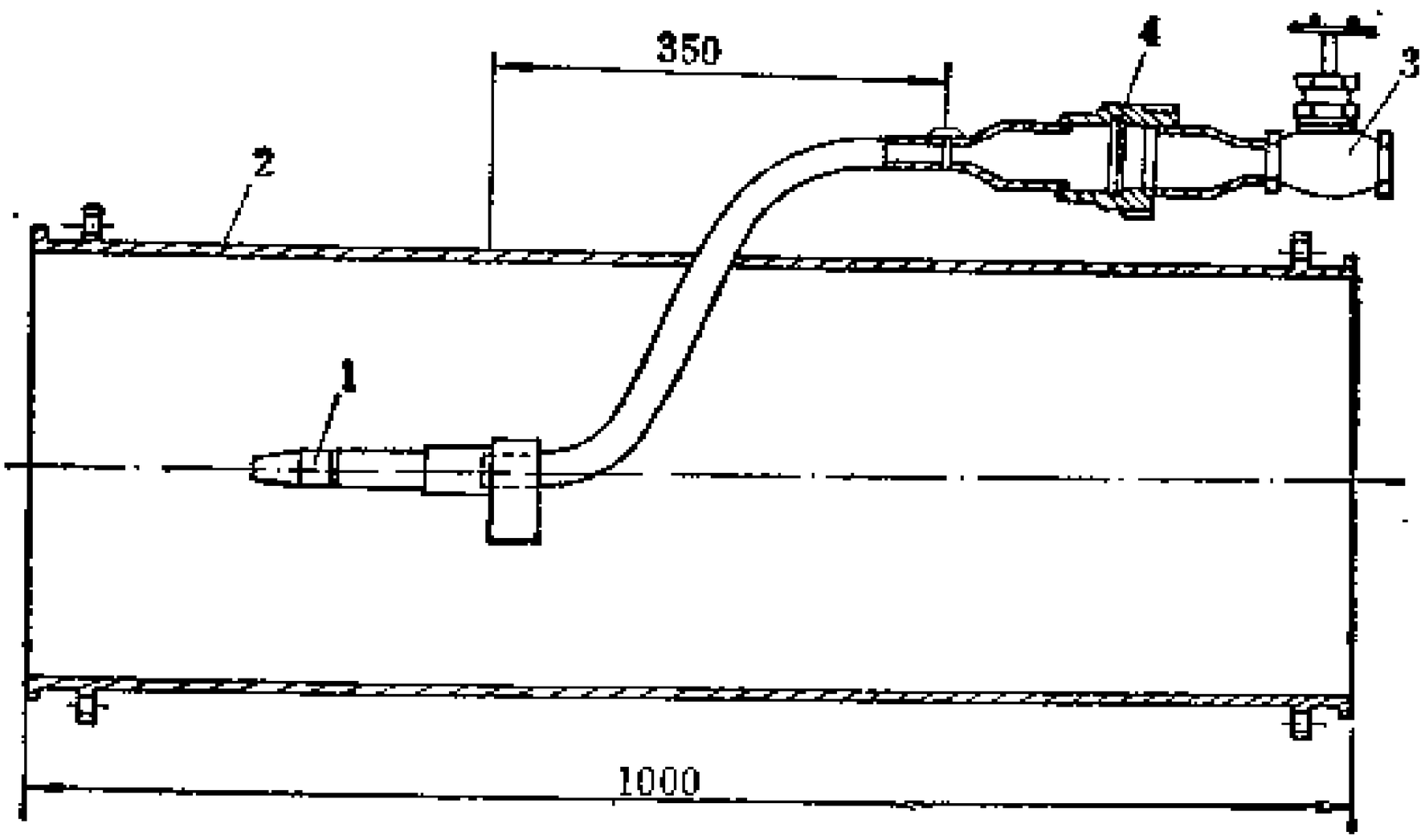


图3—30 水风扇结构图

1——喷嘴；2——混合管；3——阀门；4——过滤器。

喷嘴是水风扇的动力装置，喷嘴的结构对水风扇的效率有明显的影响。图3—31为仿抚顺型喷嘴图。

水风扇的特性如图3—32所示。

由图3—32可知，水压增大，水风扇的压力与风量相应增加。最优工作水压为1.5～3.0MPa，超过这个范围，经济

效果差。水压低于0.5MPa就不能用来作水风扇的动力。

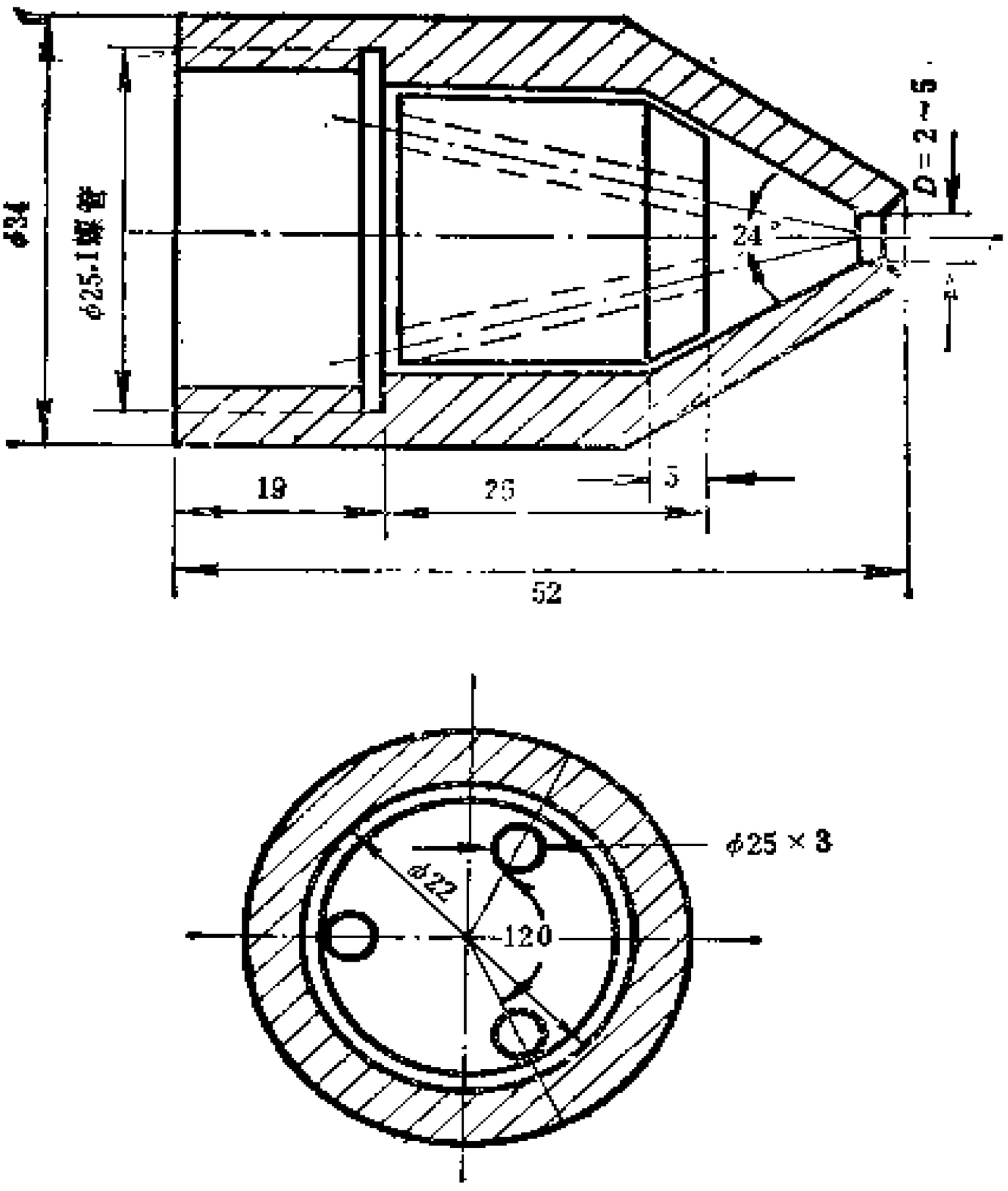


图 3—31　喷嘴结构图

水风扇的供水压力、送风距离与风量的关系如表 3—2 所示。

水风扇串联可以提高风压，但只能分散串联，如图 3—33。图中L_1为吸风口长，一般不得超过5m，L_2为放水孔与喷嘴间距，可取10～15m。L_3为喷嘴间距，若风筒直径为485mm，取150～170m；风筒直径为385mm，取90～120m。

WA 型引射器性能表 表 3—1

引射器型号	WA-90	WA-150	WA-200
喉　径(mm)	90	150	200
环隙宽(mm)	0.09～0.18	0.12～0.15	0.09～0.12
压气压力(MPa)	0.5	0.4	0.5
最大引射风量(m^3/min)	55	103	140
压气消耗(m^3/min)	3.72	4.39	5.81
引射系数	13.8	22.5	23

水风扇供水压力、送风距离与风量的关系表 表 3—2

水风扇直径(mm)	喷嘴型号	喷嘴口径(mm)	喷嘴数(个)	供水压力(MPa) 1.5 送风距离(m) 50	100	150	200	2.0 送风距离(m) 50	100	150	200	2.5 送风距离(m) 50	100	150	200
				送风量(m^3/min)											
320	抚Ⅰ	2	1	40	26	22.3	18.2	47.2	32	27.4	22.6	56.6	46.4	38.2	31.8
	抚Ⅱ	2.5	1	51.1	33.9	29.6	25.4	60.5	40.8	34.6	30.2	69.2	58.8	50	41.6
385	抚Ⅰ	3	1	85.2	70.2	57.8	50.6	94.4	75.2	60.8	54	103.8	82.2	70	60.2
	抚Ⅱ	2.5	1	57.2	36.2	32.1	28.4	64.5	52.8	46.4	38.6	76	68.4	60.2	52
485	抚Ⅰ	3	3	168	140	118.8	105	192.2	158.2	130.8	113.6	252.2	174.8	150	132
	抚Ⅱ	4	3	210	168.2	150.8	138	240.6	200.4	168.6	156	264	228.2	198.8	174

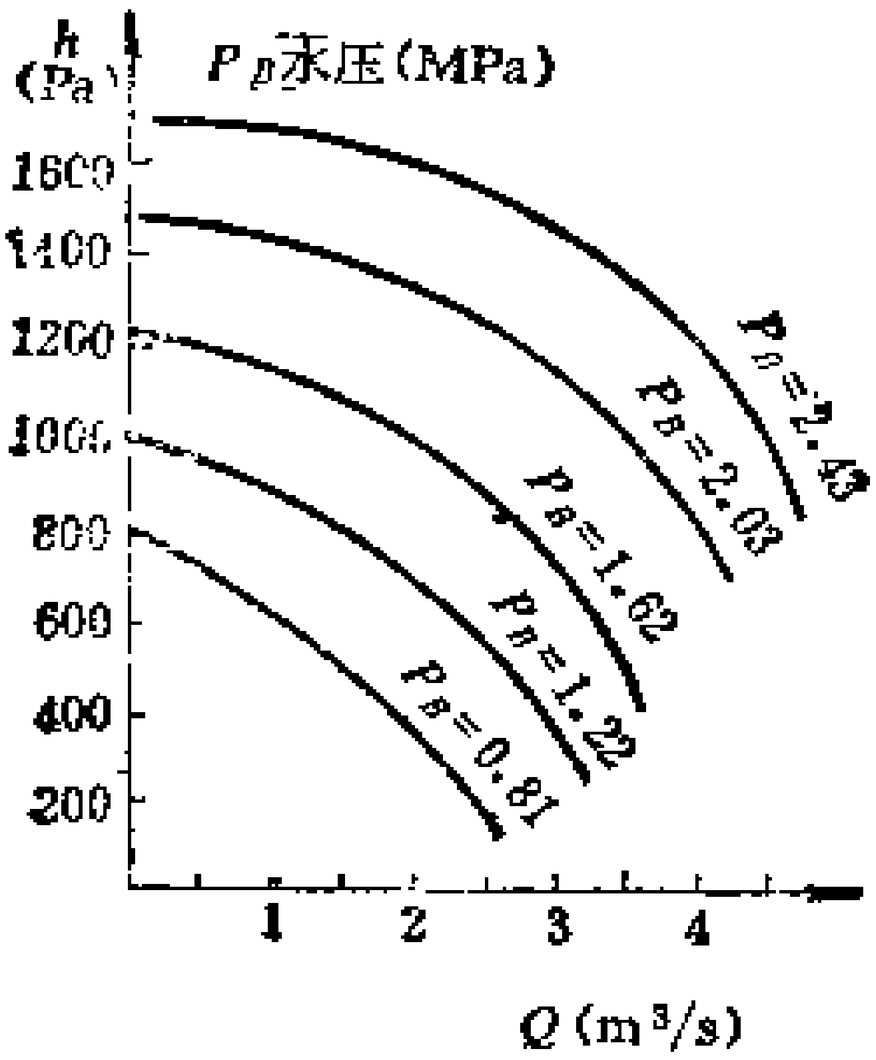


图 3—32　抚 II 型喷嘴水风扇特性曲线
（风筒直径485mm，喷嘴孔直径4mm）

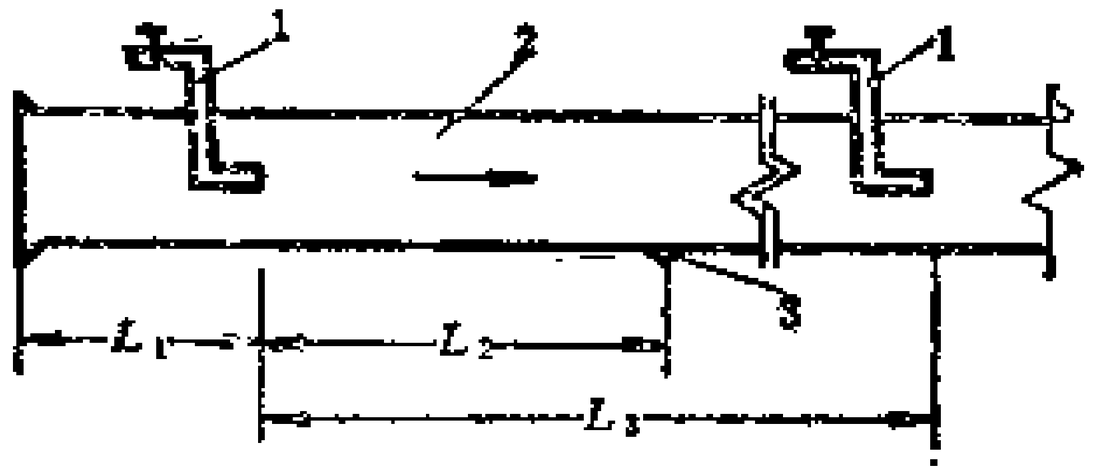


图 3—33　水风扇串联示意图
1——喷嘴；2——风筒；3——放水孔。

第六节　通 风 管 道

通风管道（风筒）是重要的通风设备之一，是通风系统不可缺少的组成部分，其性能的优劣和制造、安装及维护的质量对通风效果有着直接的影响，在隧道施工中应特别注意，不可忽视。

目前常用的风筒有铁风筒与玻璃钢风筒（刚性风筒），

以及胶皮风筒与塑料风筒（柔性风筒）。

铁风筒笨重，体积大，储存、搬运、安装都不方便，但坚固耐用，在竖井掘进中广泛使用。玻璃钢风筒不象铁风筒那样笨重，目前存在的缺点是接头漏风较大。

胶皮风筒在平巷及倾斜巷道掘进中广泛使用。重庆煤研所研制的聚氯乙烯塑料风筒，抗静电、阻燃、安全性能可靠，采用挤压成型故机械强度较高。

为了使柔性风筒能兼有刚、柔的特点，某煤研所设计的KSS600-X型风筒，用弹簧钢作成螺旋形刚性骨架，在骨架内衬塑料风筒，再用聚氯乙烯塑料压条覆盖钢丝并与风筒粘合，从而把钢性骨架固定在风筒上，做成可缩性风筒。

刚性风筒一般都是圆形的，必要时也可以制作异形风筒。

常用铁风筒的规格尺寸见表3—3。

铁风筒规格表　　表3—3

风筒直径（mm）	每节风筒长度（m）	壁　厚（mm）	垫圈厚（mm）	每米风筒的质量（kg）	备　注
400	2，2.5	2	8	23.4	
500	2.5，3	2	8	28.3	
600	2.5，3	2	8	34.8	
700	2.5，3	2.5	8	46.1	
800	3	2.5	8	54.5	
900	3	2.5	8	60.8	
1000	3	2.5	8	68	

常用胶皮风筒的规格尺寸见表3—4。

几种塑料风筒规格见表3—5。

1. 减少风筒漏风

通常用下列指标来衡量风筒的漏风状况。

塑料风筒规格表　　表3—4

材料名称	直　径（mm）	厚　度（mm）	节　长（m）	每米质量（kg）
聚氯乙烯	400	0.4	50	1.28
聚氯乙烯	300	0.3～0.5	50	
聚乙烯	300	0.3	50	

胶皮风筒规格表　　表3—5

风管直径（mm）	每节风筒长度（m）	风筒壁厚（mm）	每米风筒的质量（kg）	风筒断面（m^2）
300	10	1.2	1.3	0.071
400	10	1.2	1.6	0.126
500	10	1.2	1.9	0.196
600	10	1.2	2.3	0.283
800	10	1.2	3.2	0.503

漏风系数（P）：扇风机风量与掘进工作面风量之比值。

$$P=\frac{Q_m}{Q} \qquad (3-30)$$

漏风率（P_L）：风筒漏失的风量占扇风机风量的百分数。

$$P_L=\frac{Q_m-Q}{Q_m}\times 100\% \qquad (3-31)$$

百米漏风率（P_{100}）：平均每百米风筒漏风量占扇风机风量的百分数。

$$P_{100}=\frac{Q_m-Q}{Q_m\times\frac{L}{100}}\times 100\% \qquad (3-32)$$

有效风量率（P_e）：工作面风量占扇风机风量的百分

数。

$$P_e=\frac{Q}{Q_m}\times 100\% \qquad (3-33)$$

式中 Q_m——扇风机风量，m^3/min；

Q——工作面风量，m^3/min；

L——风筒全长，m。

1）减少铁风筒漏风

铁风筒在无破损的情况下，只有接头才会漏风。铁风筒用法兰盘和螺栓连接，螺栓的数目是风筒直径的2％。为了使风筒接合严密，法兰盘之间要加垫圈，垫圈可用石棉绳、毛毡等材料制作。对于使用期限长，通过风量大的风筒应采用橡胶垫圈。

在通风设计中铁风筒的漏风系数可从附录四中查得。表中K为透风系数，它表示风筒直径为1 m，风筒内外压差为9.81Pa时，接头的漏风量（m^3/s），风筒接头严密，K取小值，反之取大值。

2）减少胶皮风筒漏风

胶皮风筒漏风的关键部位是风筒接头、缝合的针眼以及风筒破裂处。

胶皮风筒接头漏风的情况取决于接头形式。常用的接头形式有如下几种：

插接：胶皮风筒两端都有供连接用的铁环。把一节风筒的铁环顺风流方向插入另一节风筒中再拉紧即成。风筒插接由于铁环不圆等原因，接头处的空隙较大，漏风比较严重。

单反边连接：如图3—34所示，两风筒先插接，然后把风筒2长出来的那段翻套在风筒1上，再用铁丝绑紧。

双反边连接：如图3—35所示，双反边就是两次反边。

在单返边的基础上，再把风筒 1 长出来的那段翻套在风筒 2 上即成。

粘接：胶皮风筒粘连的方法如图 3—36所示，圆胎由两个半圆形的铁胎组成，可以自由分开。风筒粘完后，从两端拉伸风筒，圆胎即自动脱出。

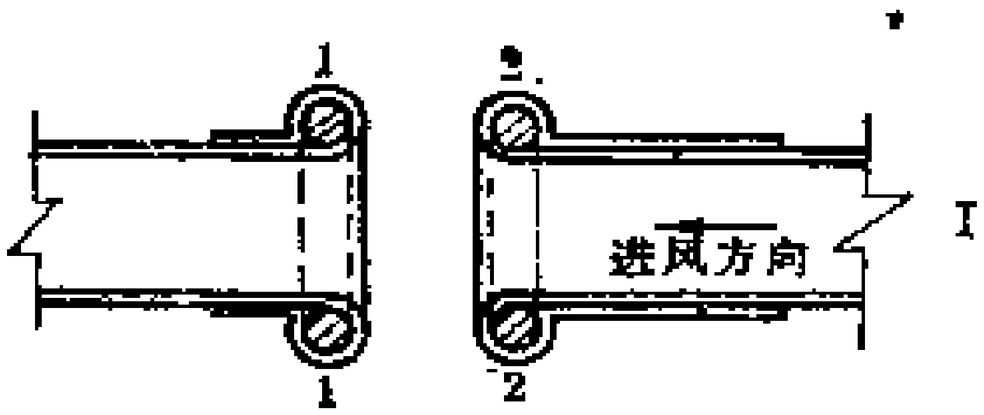


图 3—34　风筒单反边接头方法示意图

上述几种连接形式中，插接漏风最大，返风距离只宜在 300m 以内。粘接相当于增加了节长，减少了接头，不仅漏风量减少，风阻也有所降低。单反边连接比双反边连接及粘接简便，仔细操作也可获得满意的效果，百米漏风率可降到 2 %左右。

胶皮风筒是缝合成型的，风筒内压力达981Pa时，这些针眼普遍漏风。针眼漏风积少成多，长距离通风中不可忽视。可以用涂胶的办法充填针眼，减少漏风。

风筒可能因为放炮被崩破，运输工具划破或开动局部扇风机时一次启动，风筒来不及张开而鼓破。出现破洞要及时粘补，较大的破口可先缝合再粘补。

风筒漏风是不可避免的。但是，由于管理和维护情况不同，漏风量在很大的范围内变化。掘进通风设计中，胶皮风筒百米漏风率（P_{100}）可按表 3—6 取值。

2．　风筒的风阻及降低风阻的措施

胶皮风筒百米漏风率参考值　　表 8—6

供风长度（m）	接头形式	百米漏风率（%）
500以内	插接	10
500以内	单反边或双反边	5
500～1000	单反边或双反边	4
1000以上	单反边或双反边	3～2

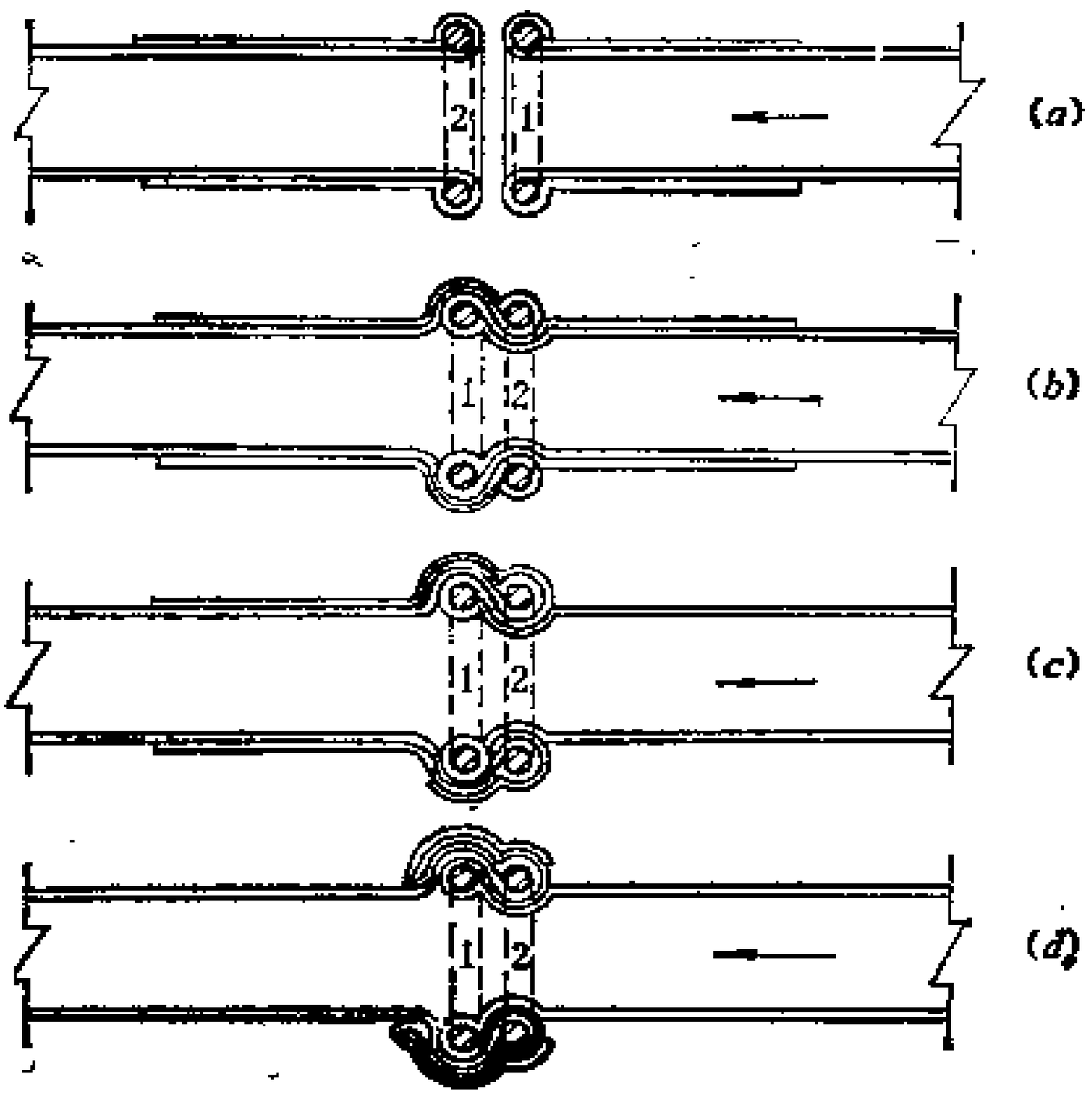


图 8—35　风筒双反边接头方法示意图

风筒风阻包括摩擦风阻和局部风阻。摩擦风阻与风筒的直径有关。风筒直径增大，其表面相对粗糙度变小，摩擦阻力系数和摩擦风阻也相应变小。

风筒的摩擦风阻仍按式（2—48）计算，即

$$R_f=\frac{\alpha LU}{A^3} \qquad (3-34)$$

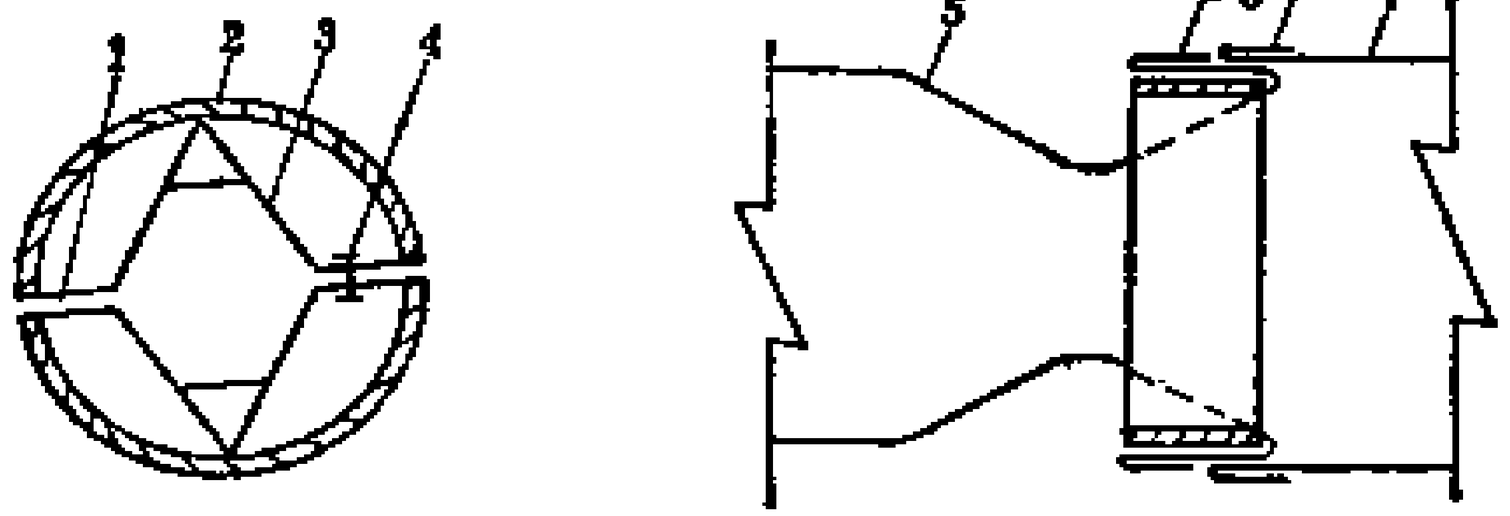


图 3—36　风筒圆胎支撑粘接法

1——加楔处；2——半圆铁胎；3——拉杆；4——螺钉；5、7——风筒；6——涂胶浆处。

设风筒直径为D，则上式可近似写成

$$R_f=6.5\frac{\alpha L}{D^5} \qquad (3-35)$$

式中　R_f——风筒的摩擦风阻，$N\cdot s^2/m^8$；

α——风筒的摩擦阻力系数，kg/m^3；

L——风筒全长，m；

D——风筒直径，m。

铁风筒的摩擦阻力系数列入表 3—7 中。旧风筒有变形、锈蚀，应增加25%。

铁风筒摩擦阻力系数　　表 3—7

风筒直径　（m）		0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\alpha\times10^4$	kg/m^3	35.3	34.3	29.3	29.4	28.4	27.5	24.5
	$kgf\cdot s^2/m^4$	3.6	3.5	3.0	3.0	2.9	2.8	2.5

铁风筒接头处内壁比较平整，故接头局部风阻可以忽略不计。

胶皮风筒的摩擦风阻与风流静压有关。静压大，风筒表面绷得很紧，摩擦阻力系数变小，如图3—37曲线Ⅰ所示。风流静压增大，风筒向外膨胀，接头的钢圈相对内陷，因此，接头的局部风阻（ΔR），局部阻力系数（ξ）都变大，如图3—37曲线Ⅱ、Ⅲ所示。

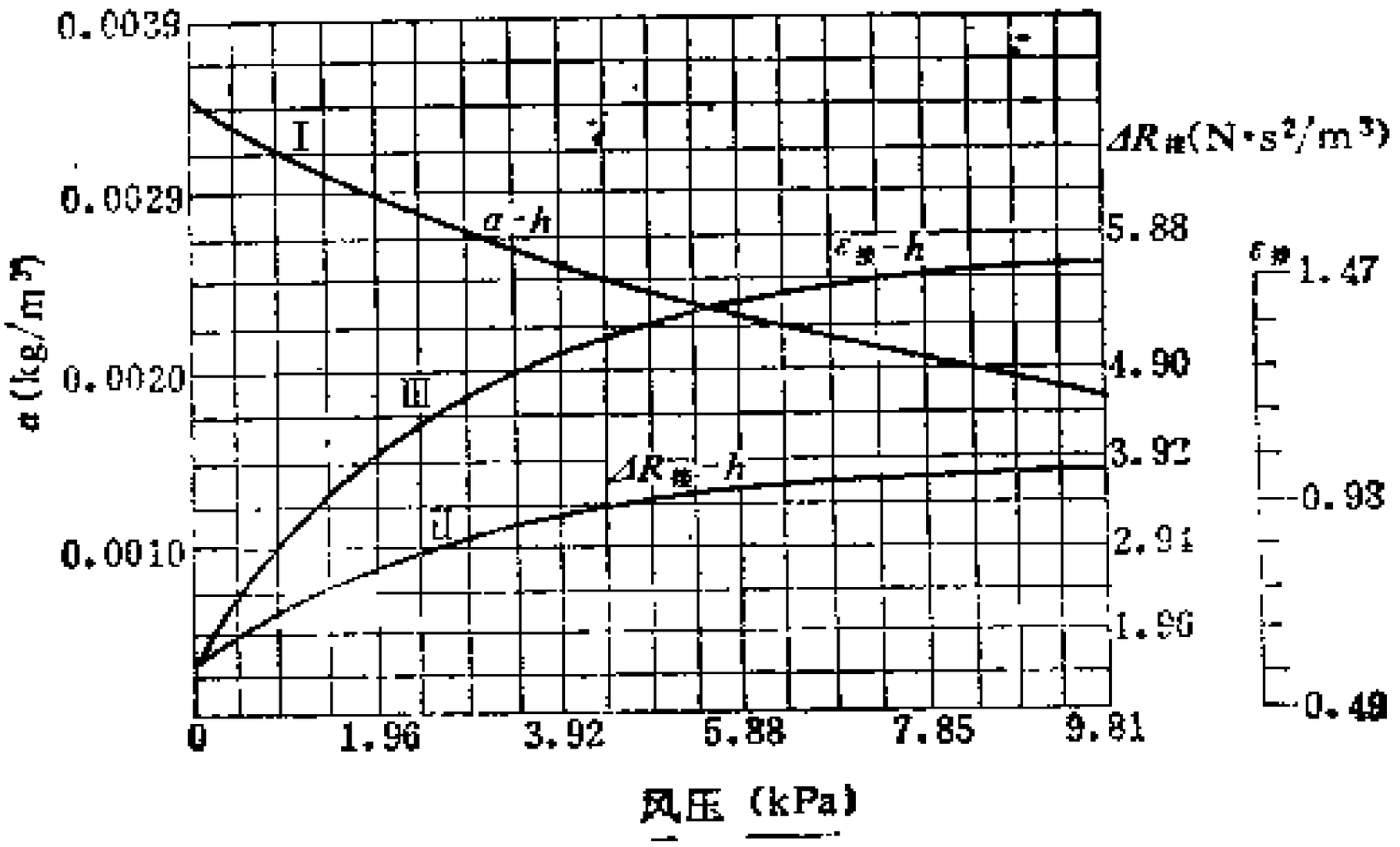


图3—37　胶皮风筒的摩擦阻力系数、接头局部阻力系数与风压的关系

由于胶皮风筒的摩擦风阻与接头的局部风阻受到众多因素的影响，数值的变化幅度又很大，因而在通风设计的时候，可以不单独考虑摩擦风阻与接头风阻，而是把接头的风阻考虑在摩擦风阻内，增大摩擦阻力系数，表3—8中的数值可供选用。该表符合风筒吊挂质量良好，风筒节长30～50m，长距离通风的条件。若风筒的节长短，通风距离在500m以内，表内数值应增加10%。

胶皮风筒摩擦阻力系数　　表3—8

风筒直径（m）		0.5	0.6	0.8	1.0
$\alpha\times10^4$	kg/m³	41.2	36.3	30.4	29.4
	kgf·s²/m⁴	4.2	3.7	3.1	3.0

风筒的局部风阻仍按式（2—51）计算：

$$R_z=\xi\frac{\rho}{2A^2} \qquad (3-36)$$

或近似写成：

$$R_z=\xi\frac{1}{D^4} \qquad (3-37)$$

式中　R_z——局部风阻，$N\cdot s^2/m^8$；

ξ——局部阻力系数，无因次；

D——风筒直径，m。

降低风筒风阻是实现长距离单巷掘进的重要措施之一。

1）由于风筒风阻与直径的5次方成反比，采用大直径风筒，对减小风阻，降低通风阻力有明显的效果。在潘集一号井的大断面长距离单巷掘进中，用直径800mm的风筒供风，当送风长度到2000m以后，用2台28kW局部扇风机供风，无论串联或并联风量都不能满足要求，采用直径为1m的风筒后，两台28kW局部扇风机并联风量达537m^3/min，满足了工作面所需风量；

2）在表3—9中列示了胶皮风筒风阻构成。由表可知，一个接头风阻的等效长度约等于10m风筒。长距离通风中，由于风压高，使摩擦风阻降低而接头风阻升高，使得接头风阻在总风阻中的比例增加。在这种情况下，减少接头对于降低总风阻更有积极的作用。在长距离通风实践中都把节

长增加到30～50m，甚至更长。

长距离通风风筒风阻构成资料　　表3—9

风筒直径（m）	全　长（m）	节　长（m）	接头风阻（N·s²/m⁸）	百米风阻（N·s²/m⁸）
0.8	1900	30	0.510	5.49
1.0	2400	50	0.171～0.197	1.648～1.756

注：本表为实测资料。

3）由表3—10可以说明风筒的吊挂质量对风筒风阻和供风长度的影响。为了减少风筒弯曲，褶皱产生的局部阻力，应注意下列几点：

风筒吊挂情况对局扇通风的影响　　表3—10

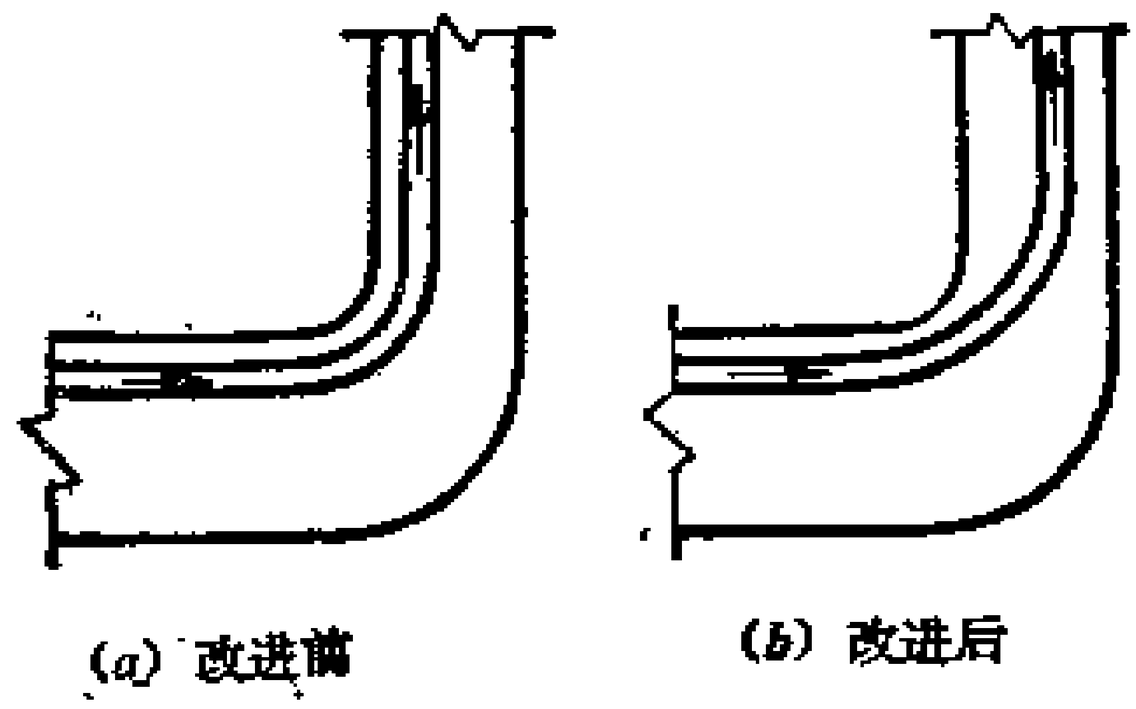
局扇型号	风筒直径（mm）	接头方法	通风长度（m）	吊挂情况	风筒风阻（N·s²/m⁸）	工作面风量（m³/min）
JBT-52	485	反边	623	平直	364	95
JBT-52	485	反边	501	稍差	578	82
JBT-52	485	反边	450	不平，有硬弯	622	45

①　风筒吊挂必须做到平、直、稳、紧，即：在水平面上无起伏，垂直面上无弯曲，风筒无褶皱，无扭曲。

②　风筒要缓慢拐弯，尽量增大拐弯的曲率半径。例如，枣庄矿在长距离单巷掘进中把风筒拐弯作了如图3—38所示的改进之后，局部阻力减少了69Pa，相当于该情况下108m风筒的阻力。

③　不同直径的风筒连接要用过渡接头，避免断面突然变化。实测资料说明，直径为800mm的风筒与直径为600mm的风筒直接连接，接头局部风阻折合约等于直径为800mm的风筒73m长的风阻。

④ 由于温度变化，风流中水蒸汽凝结成水，积存在风筒内，使风筒变形，还可能坠坏吊环，故风筒上每隔一定距离要设放水孔，及时把水放掉。



(a) 改进前　　(b) 改进后

图 3—38　巷道拐弯处的风筒布置

3. 风筒平均风量计算

由于风筒漏风，计算风筒通风阻力时，应取平均风量。一般假设漏风是在风筒全长上均匀分布的，故采用几何平均值法计算平均风量比较合理。即

$$\frac{Q}{Q_e}=\frac{Q_e}{Q_m}$$

则风筒平均风量为

$$Q_e=\sqrt{Q_m Q} \qquad (3-38)$$

式中 Q_e——风筒平均风量，m^3/s；

Q_m——扇风机风量，m^3/s；

Q——风筒出口风量，m^3/s。

第四章　隧道施工通风技术

第一节　隧道施工通风方法

隧道施工采用的通风方法有：

一、扩散通风

扩散通风不需要通风设备，利用新鲜风流的扩散作用与工作面的空气掺混，逐渐使洞内的污浊空气排出，从而达到通风换气的目的。

扩散通风只在极短的隧道掘进中才有效，且换气时间长，一般不宜采用。

二、引射器通风

1．压气引射器通风

压气引射器体积小、质量轻、噪音低，结构简单，制造方便，无电气设备和运转部件，运行安全可靠，唯其以压气作动力，费用高，故未获得广泛应用。

压气引射器产生的风压、风量都较小，只适用于断面小、长度短的巷道通风。在通风不良的地点安装压气引射器作辅助通风，对改善局部气候条件有一定效果。

2．水力引射器通风

水力引射器具有压气引射器同样的优点，并兼有消烟除尘的作用。它用高压水作动力，成本低廉，在安装通风机和

风筒不太方便的工作地点，如超前导坑开挖工作面，上、下台阶小断面开挖，支护作业等，都适于采用。

三、机械通风

使用通风机和管道的机械通风是隧道施工中最普遍的通风方法，在掘进距离较长的隧洞施工中都应采用机械通风。

通风机通风系统的基本布置形式有压入式、抽出式（或压出式）、混合式三种。

1. 压入式

如图4—1所示，通风机或局部扇风机把新鲜空气经风筒压入工作面，污浊空气沿隧洞流出。新鲜风流从风筒出口流出以后，由于空气分子的径向运动，在风流边界上与炮烟等污浊气体相互掺混，发生动量交换，使风速逐渐降低，而射流断面逐渐扩大。风流到一定距离后就反向流出工作面，如图4—2所示。

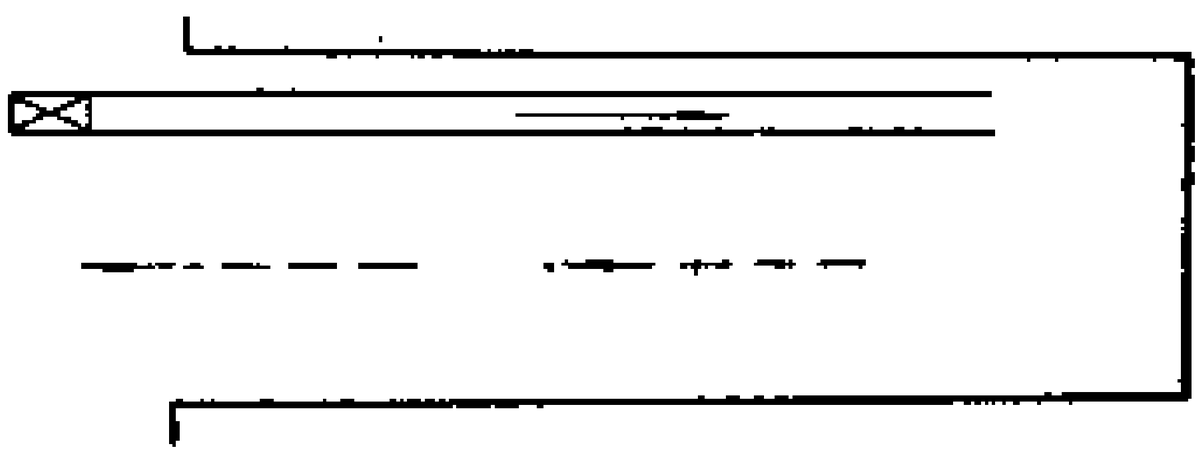


图4—1　压入式

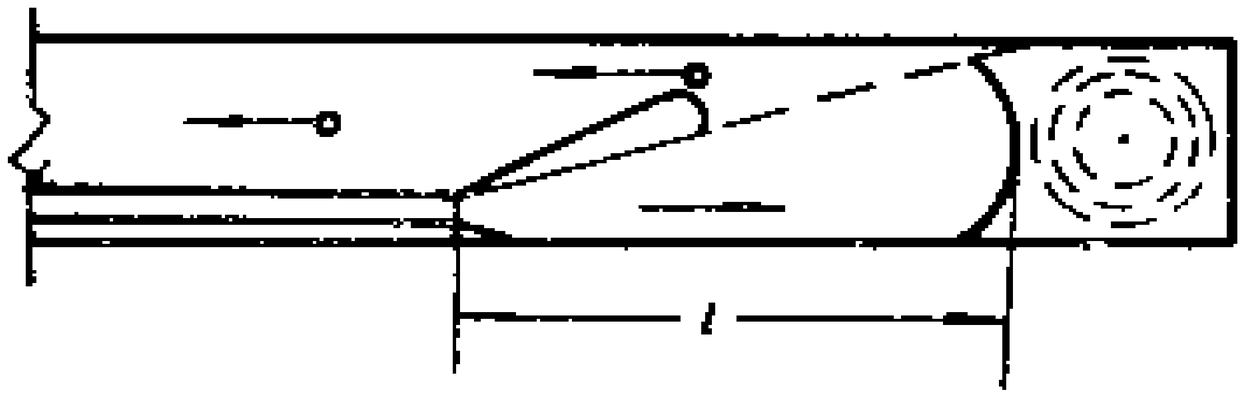


图4—2　风流的有效射程

从风筒口到风流反向点的距离称为有效射程（l）。有效射程以外的炮烟及废气，呈涡流状态，不能迅速排出。

有效射程按下式计算：

$$l_1 = (4 \sim 5)\sqrt{A} \qquad (4-1)$$

式中　l_1——有效射程，m；

A——隧道的断面积，m^2。

在通风过程中炮烟随风流排出，当隧洞出口处的炮烟浓度下降到允许浓度（此时隧道内各处的炮烟浓度均已降到允许浓度以下）时，即认为排烟过程结束。

压入式通风的优点是：有效射程大，冲淡和排出炮烟的作用比较强；工作面回风不通过风机和通风管，对设备污染小，在有瓦斯涌出的工作面采用这种方式比较安全；可以用柔性风管，工作面的污浊空气沿隧洞流出，沿途就一并带走隧洞内的粉尘及有毒、有害气体，对改善工作面的环境更有利。

压入式通风的缺点是：

长距离掘进排出炮烟需要的风量大，通风排烟时间较长，回风流污染整条隧洞。

在应用压入式通风时须注意以下两点：

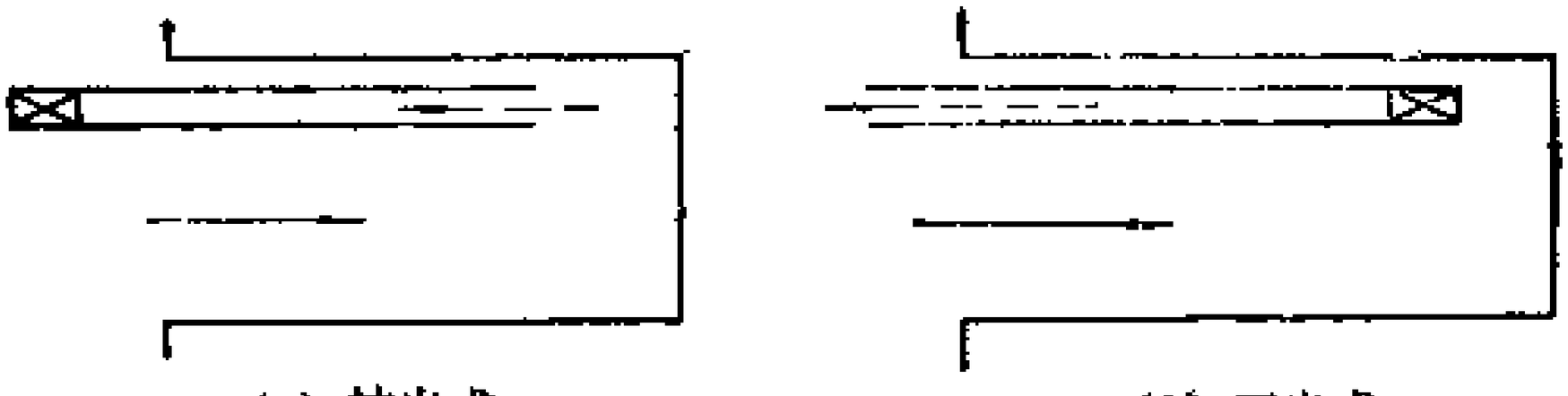
1）通风机安装位置应与洞口保持一定距离，一般应大于30m；

2）风筒出口应与工作面保持一定距离，对于小断面、小风量、小直径风管，该距离应控制在15mm以内；对于大断面、大风量、大直径风管，该距离可控制在45～60m以内。

2. 抽出式（压出式）

如图4—3所示，通风机或局部扇风机经风筒把工作面的污浊空气抽出，新鲜风流沿隧洞流出。抽出式通风只有采用硬质风管，若采用柔性风管，则系统布置应如图4—3（b）所示的压出式通风。两种方式有类似的特点。

风流进入风筒（或风机）的速度场如图4—4所示。图中d为风筒直径，x为某一点距风筒口的距离，等速面的速



(a) 抽出式　　(b) 压出式

图 4 — 3　抽出式和压出式

度是以风筒口风速的百分数表示的。由图可知，随着离风筒口距离的增加风速急剧下降，故吸风的有效作用范围很小。在掘进通风中，由于隧道周壁的限制以及风管吸入的空气只能单向供给，吸入口附近空气的流动情况与图4—2又有所不同，风流沿隧道流入工作面，然后反向进入风筒，如图4—5所示。风流的有效作用范围称为有效吸程(l)。有效吸程以外的炮烟呈涡流状态，

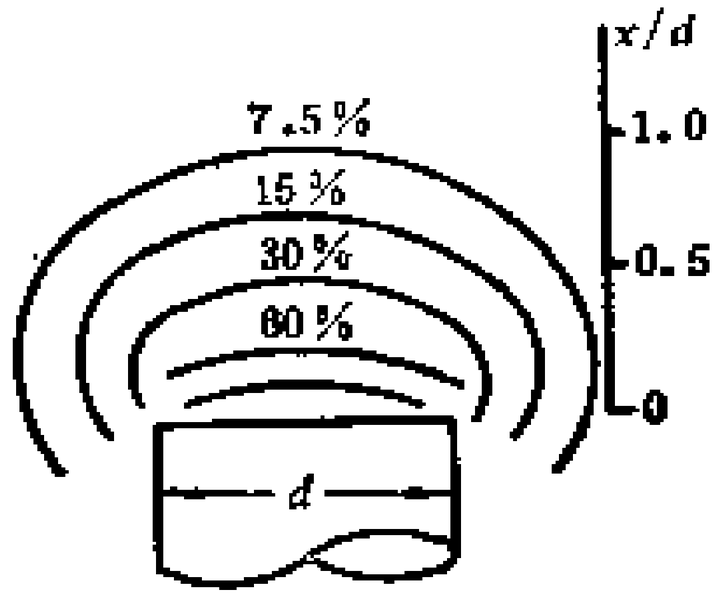


图 4 — 4　风筒入口处的风流速度场

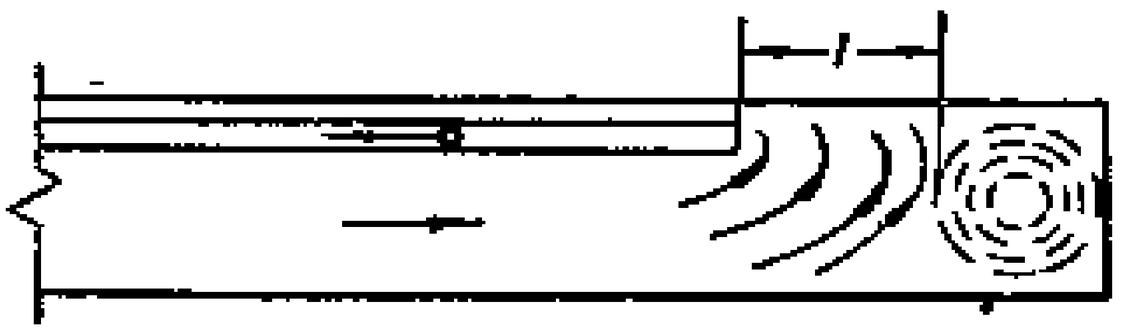


图 4 — 5　有效吸程示意图

排出困难。

有效吸程按下式计算：

$$l = 1.5\sqrt{A} \qquad (4-2)$$

式中　l ——有效吸程，m；

A ——隧道断面积，m^2。

在通风过程中，炮烟及有害气体渐渐经风筒抽走，当炮烟抛掷区内的炮烟浓度降到允许浓度时，即认为排烟过程结束。抽出式通风的回风流不经过隧道，故排烟时间或排烟所

需的风量与隧道长度无关，只与炮烟抛掷区的体积有关。

炮烟抛掷区是指放炮后炮烟弥漫的区域。炮烟抛掷区的长度用下式计算：

$$l_0 = 15 + \frac{G}{5} \qquad (4-3)$$

式中 l_0——炮烟抛掷长度，m；

G——同时爆破的炸药量，kg。

抽出式（或压出式）通风的优点是：在有效吸程内排烟效果好，排除炮烟所需的风量小，回风流不污染隧道。

但又必须指出，抽出式（压出式）通风的有效吸程很短，只有当风筒口离工作面很近时才能获得满意的结果。当风机或风筒距工作面很近时，往往造成工作面设备布置较困难，在全断面钻爆法开挖时，有通风设备被爆破飞石击坏的可能，因面许多工地将风机或风筒吸风口远离工作面，效果常不理想。

此外，抽出式通风回风流经过风机和输风管道，如果叶轮与外壳碰撞或其它原因产生火花，有引起煤尘及瓦斯爆炸的危险，因此在有沼气涌出的隧道中不宜采用（若风机叶轮用软金属制造不会产生撞击火花，且电动机是防爆型的，则另当别论）。

3. 混合式通风

混合式通风系统如图 4 — 6 所示。抽出式（在柔性风管系统中作压出式布置）风机的功率较大，是主风机。压入式风机是辅助风机，它的作用是利用有效射程长的特点，把炮烟搅混均匀并排离工作面，然后由抽出式（压出式）风机吸走。这种方式综合了前两种方式的优点，适合于大断面长距离隧道通风，在机械化作业时更为有利。采用喷锚支护的隧

道，喷浆地点的粉尘浓度很高，采用混合式通风，降尘效果十分明显。

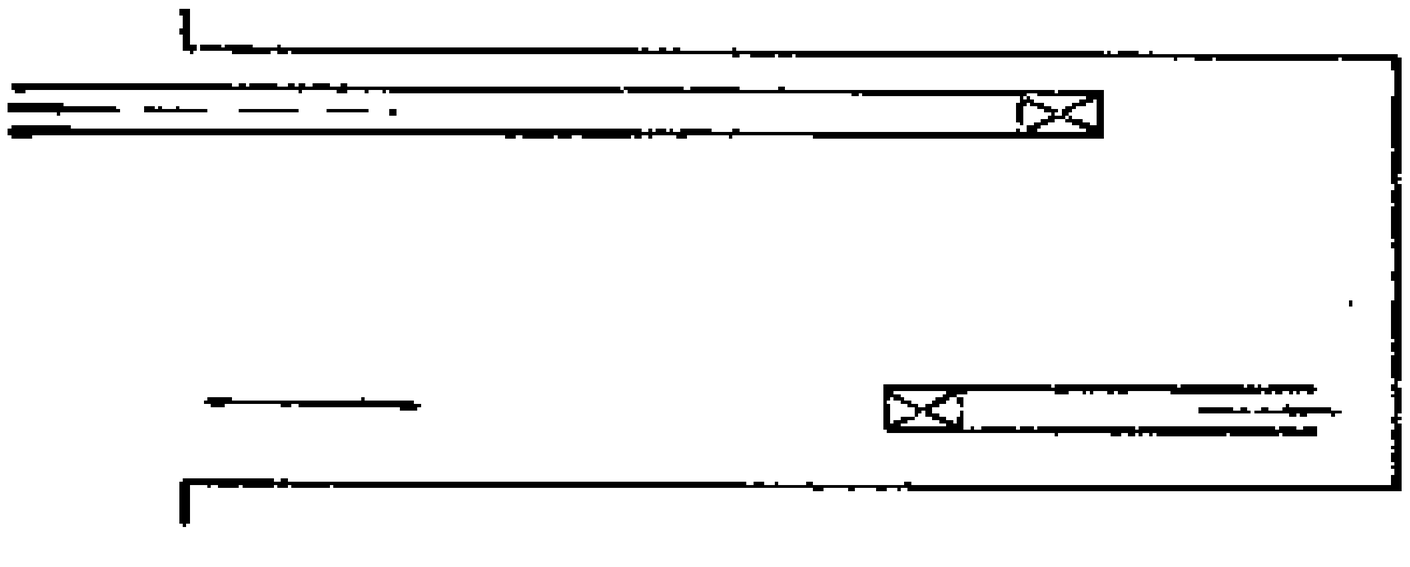


图 4—6　混合式

混合式通风系统中压入风机的送风长度相对较短，需要的风量也较主风机系统小，有时可用压气引射器代替。

在大型隧道施工中可采用单机混合式通风，爆破后风机先压入式工作，把炮烟搅匀并排至风筒口附近，然后风机反转，将炮烟沿风筒抽出，待装碴时，风机又作压入式运行。

为了避免循环风，混合式通风系统中压入式风机进风口距抽出式风筒吸风口（或压出式风机吸风口）的重合距离不得小于 10m。两风筒重合段内隧道平均风速不得小于该隧道的最低允许风速。吸风口距工作面的距离应大于炮烟抛掷长度，一般为30～50m 以上。压入式风筒口距工作面的距离应不大于风流的有效射程。

四、利用辅助坑道的通风方式

在开挖长隧道时，为了缩短通风距离，常利用平行导坑、斜井、竖井、钻孔等作为辅助通风坑道，系统布置方式可有以下两种：

1．　双巷通风

如图 4—7 所示，在两条平行隧道之间，每隔一段距离

用联络横洞贯通，然后在两边工作面采用压入式通风。压入式风机安装在进风隧洞内，污浊空气沿另一条平行隧洞流出。为避免循环风，必须在靠近洞口一端的联络眼打好密闭。

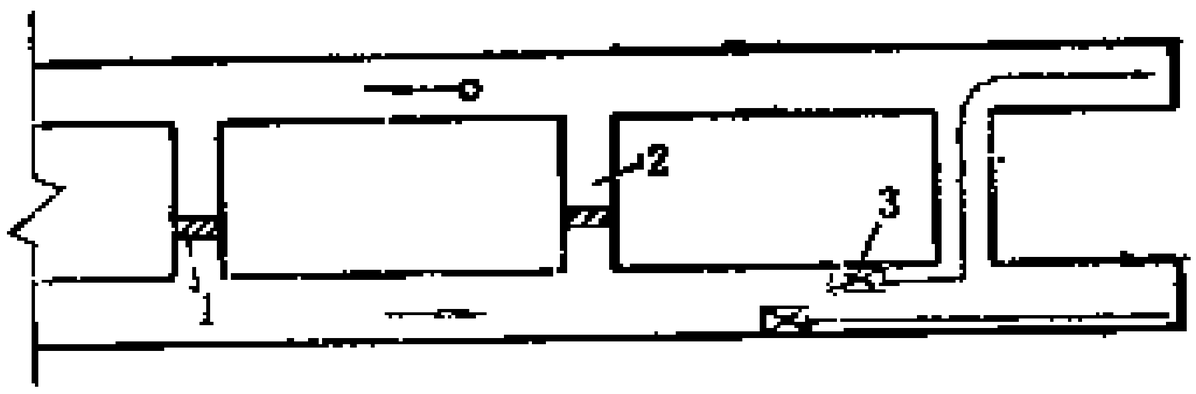


图 4 — 7　双巷通风

1 —— 密闭墙；2 —— 联络眼；3 —— 局扇。

2. 混合式通风

如图 4 — 8 所示，在隧洞进风流中安装压入式风机向工作面送入新鲜空气，在斜井、竖井或钻孔中安装抽出式风机，使污浊空气沿斜井、竖井或钻孔流出。当隧洞与地面的高差较大时，有时也可以利用自然风压，不用抽出式风机。但由于自然风压随季节和地面气候变化较大，因此大多数情况下必须安装抽出式风机，且其风量应大于压入式风机的风量。这实际上是一种混合式通风系统。

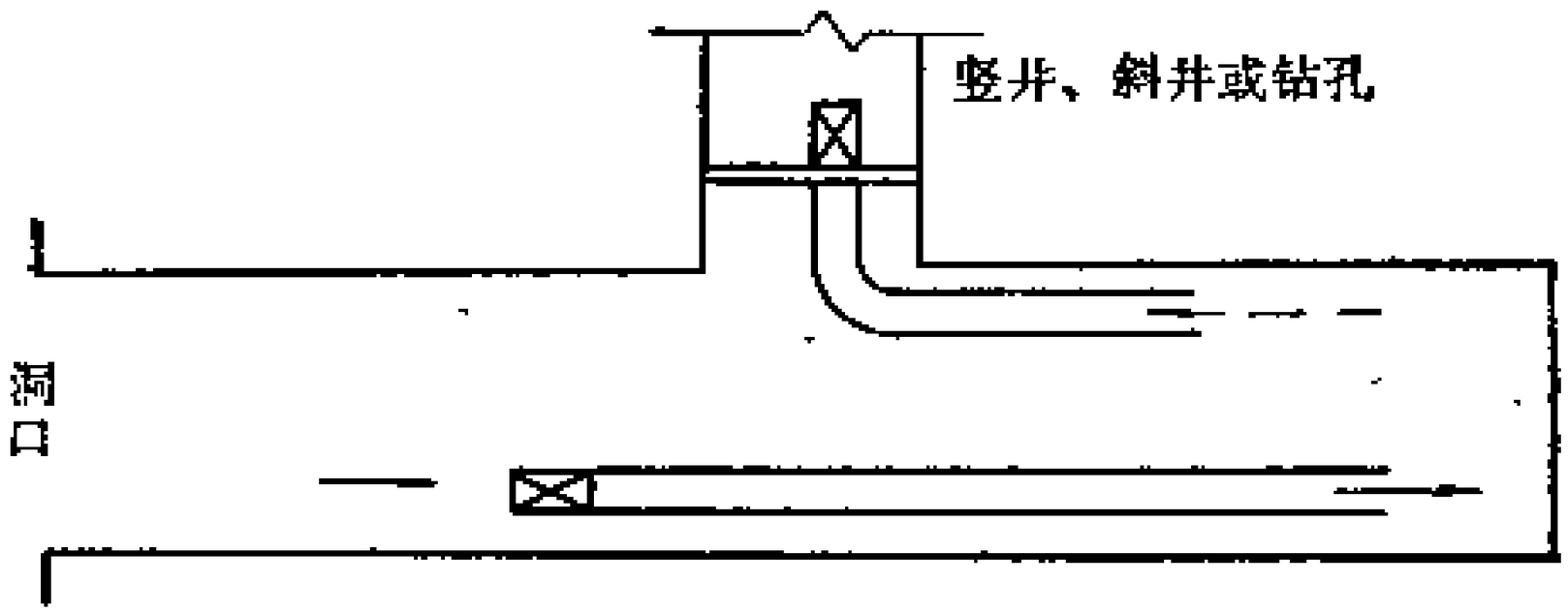


图 4 — 8　混合式通风

第二节　施工通风的风量计算

隧道施工中，掘进工作面所需的风量与施工方法、施工作业的机械配套条件关系很大，且在一个作业循环中，不同

作业工序对风量的要求也有较大差别。进行风量计算的目的是为正确选择通风设备和设计通风系统提供依据。通风系统的供风能力应能满足工作面对风量的最大需求。

掘进工作面所需风量可分别按下列方法计算，并取其最大者作为供风标准。

一、按排除炮烟计算风量

按排出炮烟计算风量的公式甚多，这些公式虽然都有其理论基础，但是由于实际情况复杂、影响因素众多，公式中不可避免的带有各种系数，而且系数的变动幅度很大，使得这些公式仍然带有经验公式的特点，在用这些公式的时候要充分估计到这一点，考虑到这些公式的局限性，并在实践中予以修正。下面介绍的公式可作为掘进通风设计的依据。

1. 压入式通风的风量计算

方法一：

$$Q=\frac{2.25}{t}\sqrt[3]{\frac{G(AL)^2\varphi b}{P^2}} \qquad (4-4)$$

式中 Q——工作面风量，m^3/min；

t——通风时间，min；

G——同时爆破的炸药量，kg；

A——掘进巷道的断面积，m^2；

L——巷道全长或临界长度，m；

φ——淋水系数，按表 4—1 取值；

b——炸药爆炸时的有害气体生成量，煤层中爆破取100，岩层中爆破取40；

P——风筒漏风系数。

长距离巷道掘进时，炮烟在沿巷道流动过程中与巷道内

的空气混合，在未到达巷道出口时已被稀释到允许浓度，从工作至炮烟已稀释到允许浓度处的距离称为临界长度。在这种情况下，公式（4—4）中“L”应用临界长度代入计算。

渗水系数表　　表4—1

井巷潮湿情况	φ
沿干燥岩层掘进的巷道	0.8
潮湿的巷道	0.6
岩层含水或使用水幕	0.3

临界长度用下式确定：

$$L=12.5\frac{GbK}{AP^2} \qquad (4-5)$$

式中　L——临界长度，m；

K——紊流扩散系数，由表4—2查取；

G、b、A、P意义同前。

紊流扩散系数　　表4—2

$l/2D$	K	$l/2D$	K	$l/2D$	K
6.35	0.40	9.60	0.53	15.80	0.67
7.72	0.46	12.10	0.60	21.85	0.74

注：l——风筒口距工作面长度m；D——风筒直径m。

方法二：

$$Q=\frac{19}{t}\sqrt{GLA} \qquad (4-6)$$

式中各符号同前式。

方法三：

该方法考虑到放炮后的瞬间工作面附近一段距离内即已充满了炮烟（这段距离即炮烟抛掷长度 l_0）。在炮烟抛掷长度内原已存在空气参与稀释炮烟，因此在计算工作面所需风量时按下式计算：

$$Q=\frac{5Gb-Al_0}{t} \qquad (4-7)$$

式中各符号含义同前式。

2. 抽出式（压出式）通风的风量计算

抽出式（压出式）通风的风量计算有以下两种方法：

方法一：

$$Q=\frac{2.13}{t}\sqrt{GbA\left(15+\frac{G}{5}\right)} \qquad (4-8)$$

式中 Q——工作面风量，m^3/min；

其他符号意义同前。

方法二：

$$Q=\frac{18}{t}\sqrt{GAl_0} \qquad (4-9)$$

式中 l_0——炮烟抛掷长度，m；

其他符号意义同前。

必须指出，以上两种方法都只适用于爆破后立即开始通风的情况。否则，由于炮烟不断向外蔓延，增大了炮烟区的容积，上述计算的风量将偏小，会延长通风排烟时间。

3. 混合式通风的风量计算

在混合式通风系统中，使用两台工作方式不同的通风机或局部扇风机，它们的风量应分别计算。

以压入方式工作的风机应向工作面提供的风量可用以下两种方法计算：

方法一：

$$Q=\frac{2.25}{t}\sqrt[3]{G(AL)^2\varphi b} \qquad (4-10)$$

式中 Q——工作面风量m^3/min；

L——抽出式风筒口到工作面的距离，m；

其他符号意义同前。

方法二：

$$Q=\frac{19}{t}\sqrt{GLA} \qquad (4-11)$$

式中各符号意义同前。

以抽出方式工作的风机，从工作面吸出的风量（扣除漏风量）按工作面风量与隧道最低允许平均风速计算，即：

$$Q_1=Q+Av \qquad (4-12)$$

式中 Q_1——抽出式风机从工作面净吸风量，m^3/min；

v——隧洞的允许最低平均风速，m/min；

其他符号意义同前。

也可以按下式估算抽出风机的吸风量

$$Q_1=(1.2-1.25)Q \qquad (4-13)$$

式中 Q——压入式风机的供风量，m^3/min。

二、按排出粉尘计算风量

1. 按排尘风速计算风量

$$Q=v\cdot A \qquad (4-14)$$

式中 Q——需要的通风风量，m^3/min；

v——排尘风速，一般取0.15～0.3m/s，即 9～18 m/min；

A——隧道开挖断面积，m^2。

2. 按排尘风量定额计算风量

排尘风量定额是根据设备及作业过程的产尘强度（mg/s），在稳定的通风过程中保持工作面粉尘浓度不超过许可范围时的统计平均风量值。其计算方法是：

$$Q = \frac{I}{c - c_0} \qquad (4-15)$$

式中 Q——排尘风量，m^3/s；

I——工作面产尘强度，mg/s；

c——允许的粉尘浓度，mg/m^3；

c_0——进风的粉尘浓度，mg/m^3。

三、按施工隧洞内的最多人数计算风量

根据铁路、矿山等部门颁发的隧道施工技术规范规定，每人每分钟供给风量不得少于 4 m^3，则

$$Q = 4N \qquad (4-16)$$

式中 Q——工作面风量，m^3/min；

N——隧洞内最多人数。

四、按最低允许风速计算风量

《铁路隧道施工技术规范》(JBJ204—86) 规定：风速在全断面开挖时不小于0.15m/s，坑道内不应小于0.25m/s，但均不应大于 6 m/s 。《煤矿安全规程》规定：掘进中的煤巷和半煤巷允许最低风速为 0.25m/s，掘进中的岩巷的最低允许风速为0.15m/s。则工作面风量

$$Q = vA \qquad (4-17)$$

式中 Q——工作面风量，m^3/min；

v——允许最低风速，m/s；

A——开挖断面积，m^2。

五、按瓦斯涌出量计算风量

若工作面有沼气涌出，必须供给工作面充足的风量，冲淡、排出沼气，保证沼气浓度在1％以下。即

$$Q=\frac{Q_{CH4}}{B_g-B_{g0}}\cdot K \qquad (4-18)$$

式中 Q——工作面风量，m^3/min；

Q_{CH4}——工作面沼气涌出量，m^3/min；

B_g——工作面允许沼气浓度，取$\frac{1}{100}$；

B_{g0}——送入工作面的风流中沼气的浓度；

K——沼气涌出不均衡系数，$K=1.5\sim2$。

六、按稀释和排除内燃机废气计算风量

使用内燃动力设备时，隧洞的通风量应足够将设备所排出的废气全面稀释和排出，使隧洞内各主要作业地点空气中有毒、有害气体的浓度降至允许浓度以下。通风量的计算方法有：

1. 安全稀释计算法

安全稀释计算法就是由某污染物要求的最大通风量乘以一个大于1的安全系数（一般取安全系数为2）来确定该台柴油机设备的通风要求量。计算步骤如下：

$$Q=2\frac{qC_i}{[T_i]} \qquad (4-19)$$

式中 Q——设备的通风要求量，m^3/min；

C_i——第i项污染物排放浓度，ppm或％或mg/m^3；

$[T_i]$——第i项污染物允许浓度，ppm或％或mg/m^3；

道依茨714系列柴油机风量要求　　表 4 — 3

柴油机型号	项目			
	最大有效功率（马力）	按美国矿业局要求的耗油率时的功率（马力）	转　速（r/min）	按美国矿业局规定的风量（m³/min）
F6L-714	145	135	2300	595
		128	2200	595
		124	2100	566
		117	1900	537
		112	1700	509
		99	1500	396
		86	1300	368
F8L-714	195	180	2300	792
		171	2200	792
		165	2100	764
		156	1900	707
		149	1700	679
		132	1500	537
		114	1300	481
F10L-714	250	226	2300	990
		214	2200	990
		207	2100	962
		195	1900	905
		186	1700	849
		166	1500	679
		143	1300	623
F12L-714	290	271	2300	1188
		257	2200	1188
		249	2100	1132
		234	1900	1075
		223	1700	1018
		199	1500	792
		172	1300	735

q ——柴油机废气排放率，m^3/min。

又

$$q=\frac{mVnn_r}{1000K} \qquad (4-20)$$

式中 V ——柴油机汽缸每次排量，L；

m ——汽缸数；

K ——柴油机每工作循环转数，四冲程取 2，二冲程取 1；

n ——柴油机的转速，r/min；

n_r ——充气系数，通常取0.75～0.9。

柴油机的转速 n 应取该污染物排放率最大时的转速。废气中各种污染物的浓度是在实验室中测得的。因而一般柴油机出厂时都标有对风量的要求，如表 4 — 3 所示。

使用这个方法时，一个很大的局限性就是不能较精确地确定 NO_2 的浓度，尽管在实验室中能够测出 NO_2 的排放浓度，但是，当废气在坑道内流过时，有一部分 NO 可能转变为NO_2，但也可能由于没有阳光等条件而不发生这种转化，还可能由于废气中的NO_2和空气中的其它物质起化学反应或于水气中溶解而达到某种平衡或缓慢升高或缓慢下降，这些因素都是事先难以确定的。为了安全起见，假设排放的NO，按照其在空气中的条件进行正常转化，而不被其它物质所吸收，则该股废气在从柴油机排出口到离开工作区域进入废风道的时间 t 内，NO转换为NO_2 的量可以由下列经验公式确定：

$$C_{NO_2}=\frac{2.28\times10^{-7}tC_{NO}C_{O_2}}{2.28\times10^{-7}t(C_{NO})-C_{O_2}+1} \qquad (4-21)$$

式中 C_{NO_2} ——经时间 t 后，新产生的NO_2浓度，ppm；

C_{NO}——排出废气中NO的浓度，ppm；

C_{O_2}——排出废气中O_2的浓度，%；

t——废气滞留时间，s。

过去，人们都用风流在工作区域内流过的距离除以流速来计算滞留时间 t，但是，实践证明，由于巷道壁、气流素流程度等各种因素的影响，测出的平均时间比计算出的时间长得多，这对于没有使用过柴油机设备的用户来说是较麻烦的。

2. 柴油机额定功率系数法

由于安全稀释法计算麻烦，很多国家和公司经过试验和统计，规定了柴油机的功率通风计算系数 k（单位功率在单位时间内所需的通风量）。使用时，以该系数乘以各工作区域内柴油设备的总功率，经验地确定出某区域内的风量。

$$Q = k\sum_{i=1}^{N} N_i, \qquad (4-22)$$

式中 Q——某工区所需风量，m^3/min；

k——功率通风计算系数，我国暂行规定为2.8～3.0m^3/minHp；

N——某工区内柴油设备总台数；

N_i——各台柴油设备的额定功率，Hp。

应该注意到，有些设备，比如凿岩台车，只有部分时间柴油机是处于满负荷工况。若不加区别地都乘以一个相同的系数，就会使通风量超过实际需要过多，而造成浪费。因而有些公司根据各种设备工作时柴油机利用率对上述风量计算方法作了修正，即

$$Q = \sum_{i=1}^{N} T_i k N_i \qquad (4-23)$$

式中 T_i——各台柴油机设备工作时柴油机利用率系数。

例如，加拿大布伦斯威克铜矿采用的柴油机利用率系数T_i为：

铲运机、装载机……0.65

运矿汽车……0.65

凿岩台车……0.10

内燃机车……0.65

推土机、平路机…… 0.1～0.65

人员运送车等…… 0.1～0.65

这种计算方法简单，对于尚无使用柴油机设备经验的用户较方便。但是，在计算中未考虑各种柴油机的废气排放特性，不区别对待是不合理的。在使用中，这种方法往往和复合危害计算法结合使用。

3. 复合危害计算法

这种计算方法要综合地考虑废气中各种成份的危害性。按这种方法计算出的通风量，应足以使所关心的各种污染物在稀释后不仅低于其本身的允许安全卫生浓度值，而且各种污染物的浓度与其允许安全卫生浓度的比值之和也必须低于某一个极限值（通常为1）。

$$\frac{C_1}{T_1}+\frac{C_2}{T_2}+\cdots\cdots+\frac{C_n}{T_n}\leqslant 1 \qquad (4-24)$$

式中 $C_1, C_2\cdots\cdots, C_n$——稀释后各种污染物的浓度，

$T_1, T_2, \cdots\cdots T_n$——各相应污染物的安全卫生允许浓度。

同一种污染物的浓度单位一致。

由于各种柴油机的废气排放特性相差甚大，而且人们对于各种污染物毒性的认识也不一致，因此，所考虑的污染物

对象也不相同。例如，美国矿业局使用的公式为：

$$\frac{[CO]}{50}+\frac{[NO_2]}{5}+\frac{[CO_2]}{0.05}\leqslant 1 \quad (4-25)$$

式中 $[CO]$——坑内大气中CO的浓度，ppm；

$[NO_2]$——坑内大气中NO_2的浓度，ppm；

$[CO_2]$——坑内大气中CO_2的浓度，%。

而加拿大国际镍矿公司所用的公式则为：

$$\frac{[NO]}{25}+\frac{[NO_2]}{5}+\frac{[CO]}{50}\leqslant 1 \quad (4-26)$$

式中 $[NO]$——矿井内大气中NO的浓度，ppm；

$[NO_2]$、$[CO]$意义和单位同上。

美国政府工业卫生学家联合会（ACGIH）推荐的公式为：

$$\frac{[NO]}{25}+\frac{[NO_2]}{5}+\frac{[SO_2]}{5}<0.8 \quad (4-27)$$

式中 $[SO_2]$——坑内大气中SO_2的浓度，ppm；

其它符号的意义同前。

近年来，随着人们对碳烟危害认识的逐步深入，加拿大采矿实验室提出了以考虑碳烟为主的综合危害计算法。

首先计算“卫生影响指数”HEI：

$$HEI=\frac{[CO]}{T_{CO}}+\frac{[NO]}{T_{NO}}+\frac{[RCD]}{T_{RCD}}+1.5\left(\frac{[SO_2]}{T_{SO_2}}+\frac{[RCD]}{T_{RCD}}\right)+1.2\left(\frac{[NO_2]}{T_{NO_2}}+\frac{[RCD]}{T_{RCD}}\right) \quad (4-28)$$

式中 $[CO]$——废气排入大气时CO的浓度，ppm；

$[NO]$——废气排入大气时NO的浓度，ppm；

$[RCD]$——废气排入大气时可燃性碳烟浓度，mg/m^3；

$[SO_2]$——废气排入大气时SO_2的浓度，ppm；

T_{CO}——CO安全卫生允许浓度，ppm；

T_{NO}——NO的安全卫生允许浓度，ppm；

T_{RCD}——可燃性碳烟尘粒的安全卫生允许浓度，mg/m^3；

T_{SO_2}——SO_2的安全卫生允许浓度，ppm；

T_{NO_2}——NO_2的安全卫生允许浓度，ppm。

在一般情况下，坑内通风必须使“HEI”小于3，而当石英(SiO_2)含量超过20%时，还应在式4—28中加入〔石英粉尘浓度〕/〔石英粉尘安全卫生允许浓度〕一项，并保证通风稀释后的HEI不大于2。按照“HEI”小于3计算通风量的方法如下：

$$Q_{干风}=\frac{M_{干废}\frac{HEI}{3}-M_{油}}{60\rho} \qquad (4-29)$$

式中 $Q_{干风}$——柴油机要求的通风量（干燥），m^3/min；

$M_{干废}$——干燥废气每小时的排放量，kg/h；

HEI——按式4—28计算出的卫生影响指数；

$M_{油}$——柴油耗量，kg/h；

ρ——干燥空气密度，kg/m^3。

又
$$M_{干废}=M_{干空}+M_{油}-M_{水} \qquad (4-30)$$

式中 $M_{干空}$——柴油机干燥空气每小时耗量，kg/h；

$M_{水}$——燃烧时水汽产生量，kg/h。

而
$$M_{水}=9\times\frac{柴油中含H元素的百分数}{100}\times M_{油} \qquad (4-31)$$

按公式4—29计算出的风量最大，对于不同的设备，考虑到操作人员所处的工作环境的影响，对于不同设备，还应乘以

一个系数：

凿岩设备	1.0
铲运机、装载机	0.85
运矿卡车(坡道在0°～5°之间)	0.60

举例：某型号铲运机采用一台6缸、V形布置柴油机，其废气排放特性及用油情况如下，求所要求的风量：

〔CO〕215ppm；　　$M_{油}$22.7kg/h；

〔NO〕641ppm；　　$M_{干空}$545.6kg/h；

〔NO_2〕0ppm；　　燃油空气比0.0416；

〔SO_2〕95ppm；　　含H百分数13.47；

〔RCD〕97.5mg/m³　　ρ1.2kg/m³。

计算：

$$HEI=\frac{215}{50}+\frac{641}{25}+\frac{97.5}{2}+1.5\left(\frac{95}{3}+\frac{97.5}{2}\right)$$
$$=199.7$$

这里所采用的各种污染物的安全卫生允许浓度值均为美国政府工业卫生学家联合会（ACGIH）最新制定的标准。

$$M_{水}=9\times\frac{13.47}{100}\times22.7=27.5\text{kg/h}$$

$$M_{干废}=545.6+22.7-27.5=540.8\text{kg/h}$$

$$Q_{干风}=\frac{\left(540.8\times\frac{199.7}{3}\right)-22.7}{60\times1.2}=500\text{m}^3/\text{min}$$

由于该台柴油机在铲运机上使用，故所要求的实际风量为

$$Q=Q_{干风}\times0.85=420\text{m}^3/\text{min}$$

在上述计算中，略去了公式4—28中的最后一项，这是由于NO_2的排放浓度为0。实际上，当使用公式4—28时，如果排放的废气中不含有NO_2和SO_2时，最后两项可以全部

取消，如果排气口装有废气净化装置，则各种污染物的排放浓度指的是废气排入大气时的浓度。

4. 风量与通风方式的关系

假设车辆以速度V沿洞行驶，洞内风流平均速度为v，则无论采用压入式通风或抽出式通风，当车辆逆风流方向运行时，由一台车辆在单位行程长度上产生的有害物质含量为

$$\Delta\tau' = \tau_1 T/(L+Tv),\ \text{mg/m} \qquad (4-32)$$

式中 τ_1——逆风流运行车辆有害物质排放率，mg/s；

T——车辆在洞内运行时间，s；

L——行程长度，m。

当车辆顺风流方向行驶时，如果车速大于风流速度（V、$>v$），则一台车辆在单位长度上产生的有害气体含量为

$$\Delta\tau'' = \tau_1 T/(L-Tv),\ \text{mg/m} \qquad (4-33)$$

式中 τ_1——顺风流车辆的有害物质排放率，mg/s。

车辆装载时，发动机空转，此时排出的烟气被风流带走，在单位行程长度上产生的废气含量为

$$\Delta\tau''' = \tau_x t_x/vt_x,\ \text{mg/m} \qquad (4-34)$$

当有双向车流运行时，排出的烟气积累，在压入式通风时，造成洞口空气的污染度最大，而在抽出式通风时，造成工作面空气的污染度最大。当给定车辆运行的时间间隔为Δt时，污染度的增加将一直继续到前一台车排出的烟气完全被风流带出洞外为止。此时造成隧道单位长度上最大污染度的车辆台数如下：

逆风流方向运行的车辆台数为

$$n' = \frac{T}{\Delta t}\left(\frac{V}{v}+1\right) \qquad (4-35)$$

顺风流方向运行的车辆台数为

$$n'' = \frac{T}{\Delta t}\left(\frac{V}{v} - 1\right) \qquad (4-36)$$

若采用压入式通风，则在洞口空气的污染度是上述三种形式污染的叠加，而最大污染度为：

$$c = \Delta\tau' n' + \Delta\tau'' n'' + \Delta\tau''' \qquad (4-37)$$

考虑卫生标准规定的有害物质极限容许含量c_1的要求，就可得出必需的空气流速为

$$U = \frac{L(\tau_r + \tau_s)}{V\Delta t c_1 A} + \frac{\tau_x}{c_1 A},\ \mathrm{m/s} \qquad (4-38)$$

式中 $c = c_1 A$，mg/m；

A——隧道断面积，m^2。

将 $Av = Q$ 代入表达式（4—38），并引入有害物质分布不均匀系数K，可得出发动机在隧道内工作时风量的计算公式

$$Q = \left(\frac{L(\tau_r + \tau_s)K}{V \cdot \Delta t \cdot c_1} + \frac{\tau_x}{c_1}\right),\ m^3/s \qquad (4-39)$$

研究资料表明，在隧道断面为25～65m^2时，CO 含量的不均匀系数在1.2～1.4范围之内。

如果重车和空车运行速度不同，则计算式为：

$$Q = \frac{LK}{\Delta t \cdot c_1}\left(\frac{\tau_1}{V_1} + \frac{\tau_2}{V_2}\right) + \frac{\tau_x}{c_1} \qquad (4-40)$$

式中 τ_1——重车废气排放率，mg/s；

τ_2——空车废气排放率，mg/s；

τ_x——车辆装碴静止时废气排放率，mg/s；

V_1——重车行驶速度，m/s；

V_2——空车行驶速度，m/s。

如果具有内燃发动机的装载机在工作面作业，则风量应

当增加，计算式为

$$Q=\frac{LK}{\Delta t\cdot c_1}\left(\frac{\tau_1}{V_1}+\frac{\tau_2}{V_2}\right)+\frac{\tau_z+\tau_f}{c_1}$$

（4—41）

式中 τ_f——装碴机的废气排放率，mg/s。

从上述分析结果可知，就稀释和排出内燃车辆设备所排放的废气而言，无论采用何种通风方式，所需要的总通风量是相等的。也就是说，对于通常所说的无轨运输作业方式，使洞内环境状况达到国家劳卫标准所需要的通风量，与通风方式无关。然而现实的事实是，在国产风机产品技术性能指标偏低，总通风量不足的情况下，通风方式对通风效果影响很大。例如，在压入式通风时，工作面的装载设备排出的废气不再污染整条隧道，但沿途的运输车辆排放的废气却会污染工作面。面在抽出式通风时，工作面能获得足够的新鲜风流，行驶车辆的废气不再污染工作面，因而工作面的空气质量最好。由于压入式通风有设备布置方便、有效射程比抽出式通风系统的有效吸程长等优点，在当前更适于无轨运输施工。

第三节　隧道施工通风设备选择

选择施工通风设备的程序是：确定通风方式；计算风量；选择风管；计算通风阻力；选择通风机。

确定通风方式常常是与确定施工方案一起进行的。在确定了施工方案以后，才能确定独头掘进的长度和通风长度，然后才能计算工作面风量。

选择风管直径的主要依据是送风量与通风距离。送风量大，通风距离长，风管直径就应选大些。另外，还要考虑隧

道断面大小，以免风管无法布置或易被机械或车辆撞坏、划破。选择风管，除了考虑技术上可行之外，还要考虑在经济上合理。风筒直径小，成本低，但耗电量比较大；风管直径大，成本高，但单机送风距离长，耗电量少。另外，选择价廉质次的风管，漏风多，易损坏，更换的也多；选择优质风管，一次投入多，但通风效果好，使用寿命长，综合经济性可能更优越。应根据工程实际情况进行全面分析。

下面以有瓦斯涌出的某煤矿巷道掘进的通风系统设计为例，说明隧道施工通风系统设计和通风设备选择的步骤，可从中得到启示。

【例】某巷道长2100m，断面积 $A=19m^2$，一次爆破炸药量 $G=36kg$，沼气涌出量 $Q_{CH_4}=1.7\ m^3/min$，巷道内的最多人数 $N=35$ 人，选用直径为 1 m 的胶皮风管，压入式通风，爆破后通风时间 $t=20min$，试选择风机。

1. 风量计算

（1）按人数计算

$$Q=4N$$

$$=4\times35=140m^3/min$$

（2）按沼气涌出量计算

$$Q=\frac{Q_{CH_4}}{B_g-B_{g0}}\cdot K$$

因进风流中无沼气，$B_{g0}=0$；取 $K=1.5$，代入得：

$$Q=100\times1.7\times1.5=255m^3/min$$

（3）按允许最低风速计算

$$Q=Av$$

掘进岩巷最低允许风速为0.15m/s，代入上式得：

$$Q=60\times19\times0.15=171m^3/min$$

（4）按排除炮烟计算

先计算有关系数如下：

取百米漏风率$P_{100}=2\%$，计算漏风系数得：

$$P=\frac{1}{1-\frac{L}{100}\times P_{100}}=\frac{1}{1-\frac{2100}{100}\times\frac{2}{100}}=1.72$$

取风筒口距工作面的距离等于风流有效射程，即

$l=4\sqrt{A}=4\sqrt{19}\approx18$m，得：

$$\frac{l}{2D}=\frac{18}{2\times1}=9$$

查表4—2取紊流扩散系数$K\approx0.53$，代入式（4—5）计算临界长度，得：

$$L=12.5\frac{GbK}{AP^2}=12.5\times\frac{36\times40\times0.53}{19\times1.72^2}\approx170\text{m}$$

由表4—1取淋水系数$\varphi=0.8$，按题意知通风时间$t=20$min。

把上述数据代入式（4—4）计算工作面风量得

$$Q=\frac{2.25}{t}\sqrt[3]{\frac{G(AL)^2\varphi b}{P^2}}$$

$$=\frac{2.25}{20}\sqrt[3]{\frac{36\times(19\times170)^2\times0.8\times40}{1.72^2}}$$

$$=180\text{m}^3/\text{min}$$

根据以上计算可知，应取按沼气涌出量计算的风量为工作面风量，即

$$Q=255\text{m}^3/\text{min}$$

2. 计算局部扇风机风量

由公式（3—30）得

$Q_m=PQ=1.72\times255=439\text{m}^3/\text{min}$或$7.31\text{m}^3/\text{s}$

3. 计算风筒通风阻力

查表 3 — 8 得$\alpha=0.00294\text{kg/m}^3$，代入式(3—35)得：

$$R_f=6.5\frac{\alpha L}{D^5}=6.5\times\frac{0.00294\times2100}{1^5}=40\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$$

设风筒无分岔、拐弯等局部阻力，则风筒通风阻力为

$$h_L=(R_f+R_s)Q_mQ=40\times\frac{439\times255}{60\times60}=1244\text{Pa}$$

由附录二表 1 查得风筒出口局部阻力系数 $\xi=1$，则由式(3—37)得：

$$h_{z0}=\xi\frac{Q^2}{D^4}=\left(\frac{255}{60}\right)^2=18\text{Pa}$$

可得局部扇风机的全压为

$$h_{mr}=h_L+h_{z0}=1244+18=1262\text{Pa}$$

4. 局部扇风机选型

局部扇风机的工作风阻为

$$R_{mr}=\frac{h_{mr}}{Q_m^2}=\frac{1262}{\left(\frac{439}{60}\right)^2}=23.6\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$$

在图4—9中绘出了采用 1 m 直径风筒时局部扇风机的工作风阻曲线（$R_{1000}=23.6\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$）及采用 800mm 风筒时局部扇风机的工作风阻曲线（$R_{800}=76\text{N}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$）。

由图可知，若采用直径为800mm的风筒，配两台 28kW 局部扇风机串联运转，则R_{800}曲线与曲线 5 的交点（工况点）为A，风量不能满足要求。若配两台28kW局部扇风机并联运转，因R_{800}曲线与曲线 6 无交点，说明工况点已超过合理工作范围，在这种情况下，若仍要采用直径为800mm的风筒，只能采用两趟风筒，每趟各配一台14kW局部扇风机，扇风机的工况点为R_{800}曲线与曲线 2 的交点B。若采用

直径为1000 mm的风筒，配两台28kW局部扇风机并联运转，则工况点为R_{1000}曲线与曲线6的交点C，风量可满足要求。

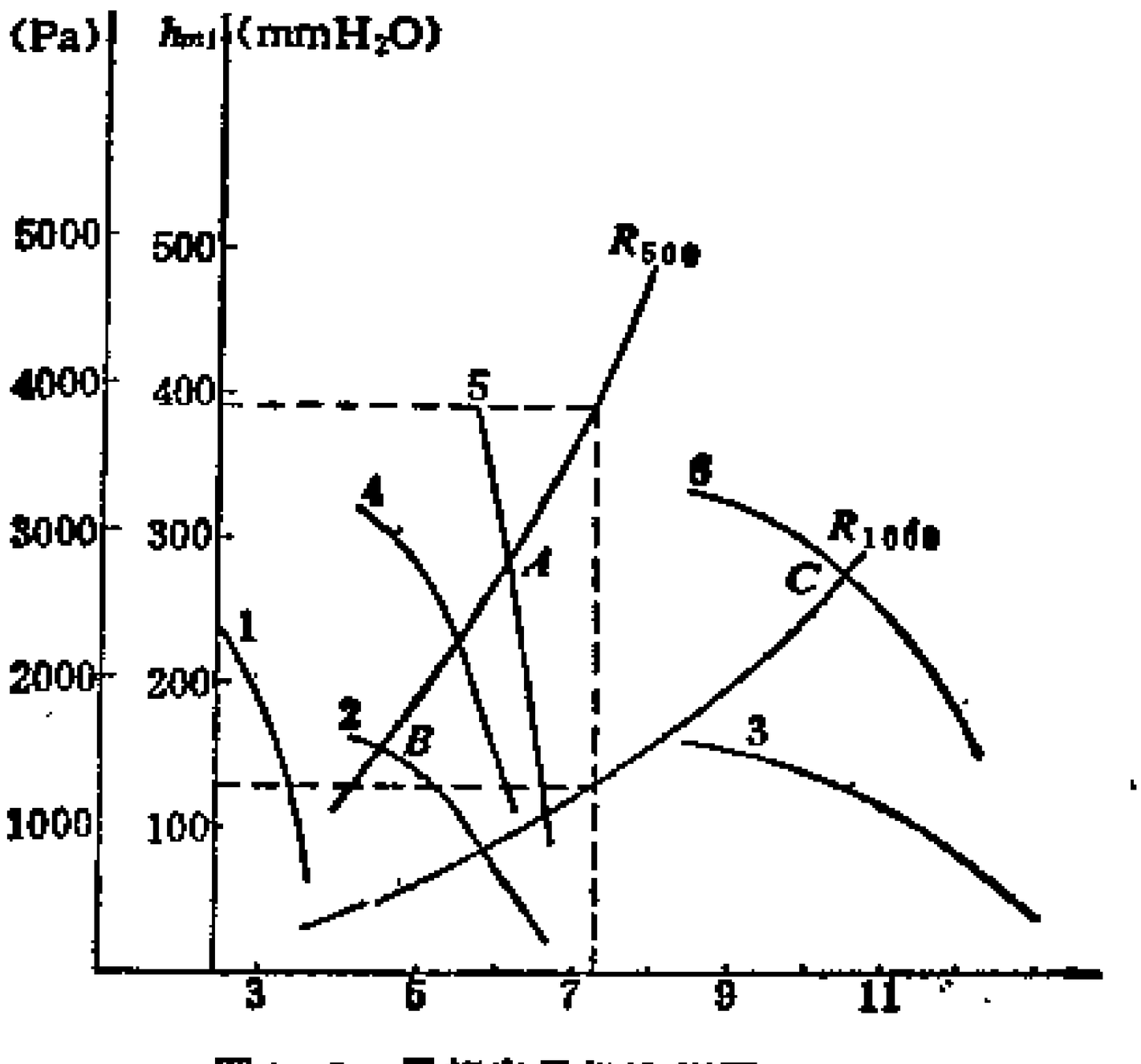


图4—9　局部扇风机选型图

1——11kW局部扇风机风压曲线；2——14kW局部扇风机风压曲线；3——两台14kW局部扇风机并联风压曲线；4——28kW局部扇风机风压曲线；5——两台28kW局部扇风机串联风压曲线；6——两台28kW局部扇风机并联风压曲线。

第四节　铁路长隧道施工通风的综合治理

一、长隧道施工通风技术的现状

长期以来，我国铁路隧道施工中，采取有轨运输作业方式基础上形成的通风技术，其主要特征是：

1. 系统布置为单纯的压入式或抽出式机械通风，有时采用混合式机械通风，短隧道一般为自然通风；

2. 通风设备基本上是矿用局部扇风机，风机供风量一般在400m³/min以下，全压在3500Pa以下，轴功率不大于28kW。通风管为各种柔性风管或钢制风管，直径不超过600mm，制造工艺和联接安装方式比较简单；

3. 单机送风距离一般不超过700m，当独头掘进长度较大时，必须开凿辅助通风坑道或通风井，以形成巷道式通风，双机或多机串联通风应用较少；

4. 无论作业机械化程度如何，大多数工作面的劳动环境没有达到国家规定的劳动卫生标准；

5. 近年来，由于快速掘进机械化作业线的发展，逐渐采用了无轨运输作业方式，小容量风机明显地无法满足施工要求，于是在不少工地装备了从日本引进的MFA100P2-SC3型及国产88-1型双级对旋式轴流风机，其设计风量为1000m³/min，全压达4500～5000Pa，电动机功率为2×55kW，另一种风量为1250m³/min，电动机功率为2×75kW的同类型风机也在少数工程中应用。但由于内燃设备排放大量废气，且具有分散性，污染空间大，为施工通风带来了更大的困难。严重的内燃废气污染不仅危害作业人员的健康和安全，而且在洞内缺氧的条件下，内燃设备的工作条件恶化，出力下降，故障增多，更多地排放各种有毒有害气体，形成恶性循环。可以说，通风困难，作业环境恶劣已成为严重影响工程进度和质量，制约机械化施工技术发展的主要因素。因此，解决施工中的道风技术难题，结合铁路隧道机械化施工的新特点，研究新的通风技术就成为普遍关注和刻不容缓的课题。

二、对无轨运输施工通风状况的考察和分析

近几年来，笔者对国内一部分已建成或在建隧道通风状况进行了现场考察，研究分析结果表明，通风困难的原因基本上是共同的，其中最主要也是最本质的问题是工作面有效供风量不足。其主要原因是：

1. 目前普遍使用的各种国产通风机，包括从日本引进后由天津通风机厂生产的88-1型对旋式轴流隧道风机的技术指标偏低。88-1型风机与直径1m的柔性风管匹配不合理，工况风量和风压偏低，单台风机送风距离不到800m。因而不适于作为长隧道施工的主通风设备；

2. 输风管道漏风十分严重。据资料报道，1985年某单位对大秦线二十条软通风管检测结果是，平均百米漏风率为57%。这种情况近年来无明显改善。最近我们查明，某些工地的平均百米漏风率均超过20%，长600m左右的通风管，总漏风率在90%以上。这情况固然与管理有关，另一方面，我国铁路隧道施工普遍采用各种软风管输送风流，但国内目前制造软风管的材料质量差，制造设备和技术简单落后，非标准产品较多，大部分产品存在易损、易裂、易爆、易腐，扎线断裂、接头不严、涂层脱落、表面粗糙等缺陷，不适于要求高风压、大风量的铁路长隧道施工通风；

3. 通风系统布局不合理。主要表现为各种形式的“循环风”、有效射程或吸程不能覆盖工作而，因面使工作面难以实现通风换气；

4. 通风管理技术落后，管理制度和管理方法与机械化快速施工技术不相适应；

5. 通风时间不够。废气没有完全排出，就过早停机。

造成污染废气循环积累；

6. 内燃动力设备技术状况下降，工况变坏，缺乏废气净化装置或失效，使废气排放量增加，相应地增加了对通风的压力；

7. 洞内运输道路不平整，行驶阻力大，车辆起动频繁，通过时间长、耗油多，污染物排放量增多；

8. 各施工环节配合不协调，衬砌、锚喷作业时将风管拆开，破坏了通风系统正常工作的条件；

9. 在高原隧道中，由于空气稀薄，氧含量相对较低，内燃设备工况恶化，废气排放更多，污染也更严重；

10. 从设计角度看，多数施工单位和设计部门在考虑施工设计时，没有把施工通风作为一个需要认真考虑的重要技术环节来对待。我国至今还没有一套符合国情的系统的关于铁路隧道施工通风的设计理论和计算方法，也没有针对不同施工条件的通风系统设计规范和技术标准。在施工现场，没有形成有法律权威的环境监控体系和安全技术监督体系。

因此，解决通风问题应当根据施工实际，针对以上各种情况进行综合治理。

三、以现有国产设备为基础的综合治现对策

根据以上考察分析，同时考虑到目前国内通风设备生产的现状，近期内不可能提供技术指标更高的通风设备，笔者认为解决当前通风技术难题主要应采取合理布局、优化匹配、防漏降阻、严格管理的综合治理措施，其要点有以下十个方面：

第一，在系统布置上，应坚决杜绝各种形式的“循环风”。附图列举了近年来一些工地常见的通风系统布置上的

错误，并指出改进的方法，供读者参考。

此外，压入式通风的出口管和吸出式通风的吸风口距工作面太远是常见的系统布置错误，它常常是工作面通风效果变坏的主要原因。

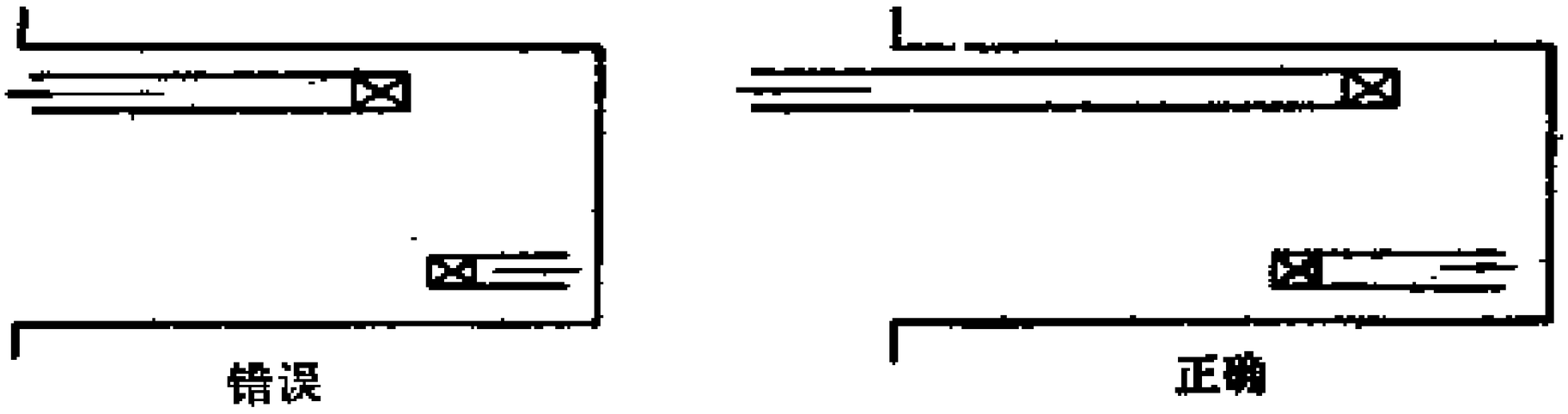


图 4—10

从理论上说，压入式通风工作面必须处在出风管风流的有效射程内，该有效射程的大小与风管直径、风速、隧道截面形状和尺寸、出口管的悬挂位置等有关，应根据射流理论的公式计算。考虑到工作面设备布置的困难以及防止爆破飞石损坏通风管道，88-1型风机的通风系统，暂建议出风口到工作面距离不超过45m。

第二，在确定通风方式上，无轨运输作业最好选择压入通风方式，条件许可时，也可以采用同一系统压入、抽出变更工作状态的混合通风方式（即在排除炮烟时为抽出式，装碴作业时为压入式）。

理论分析表明，对于稀释和排出内燃废气来说，无论采用压入式或是采用吸出式通风，两者所要求的风量都是相等的。根据铁路隧道无轨运输施工的特点（这与矿井采场作业特点不同），采用压入式通风可以使工作面的污染度最小，空气质量最好，通风机不需经常移动，且压入式的有效射程比吸入式有效吸程大得多，利于工作面设备布置和作业，管

理上也方便，因而更宜于机械化作业。

第三，在设备选型上，应尽可能选择风量较大的隧道通风机。

铁路隧道断面比较大，单线隧道全断面一般在50m以上，按《铁路隧道施工规范》要求，隧道断面平均风速不得低于0.15m/s。因此工作而有效风量应在450m³/min以上，若考虑风管的漏风，风机风量应更大些。可见，即使在有轨运输的条件下，过去一直采用矿用局扇作为主通风设备也是不合适的。对无轨运输施工而言，风量要求由稀释内燃废气来决定，目前仍没有公认的计算方法，但事实已说明现有风机风量偏低。因此，设计通风系统时，应充分注意保证工作面的有效风量，选择风量指标较高的风机。

第四，风机与风管的性能必须合理匹配。风机和风管组成了统一的通风系统，该系统的性能由它们的工况点所确定。工况点的位置说明系统匹配是否合理。不合理的匹配往往使系统无法运行，损坏设备，其危害不可忽视。确定系统匹配是否合理要依据严格的设计计算。

目前影响系统匹配的现象主要表现为“虎头蛇尾”的系统置配，即大风机、小风管的组合。

第五，防漏降阻是实现长距离通风的技术关键。做到这一点除了合理的匹配以外，主要靠通风管的制造、安装、维护的质量来保证。柔性风管的漏泄主要发生在接头处和针眼，破损处则发生大量漏风。漏风量与漏洞的大小和通风内外压差有关，漏洞越大，压差越高，漏风量也就增大。所以防止靠近风机一端的高压差区段漏风更为重要。

降低通风阻力的主要技术手段是采用大直径风管。根据流体力学的基本规律，通风阻力和通风机消耗的功率都与通

风管直径的负五次方成正比，因此，要降低通风阻力，延长送风距离，降低通风的电能消耗，最有效的途径就是采用直径较大的通风管道。例如，将通风管直径从1.0m增大到1.2m时，同风量时的阻力降低2.48倍，即通风距离可增大到2.48倍，而消耗的电能却相同，加上设备投入量减少，经济效益十分可观。

柔性风管的安装必须做到平顺、挺直、紧扎、安稳。要尽量采用反边连接、罗圈连接、贴胶连接方式。条件许可时，采用刚性接头、拉练等密封性好、坚固耐用的连接方式。风管的节长应增大到30m以上，以减少接头漏风和降低局部阻力。

根据国内先进经验，柔性风管的平均百米漏风率降低到2%以下，通风管达西系数降到0.020以下是完全可能的。

第六，建立和稳定通风技术队伍，加强通风管理工作。以先进的机械化设备组织施工必须有先进的管理技术相配合，才能发挥机械化装备的效能。对于那些独头掘进距离在1km左右的隧道，无论采用无轨运输或有轨运输，搞好通风的关键在管理，主要不是设备和技术的问题。

第七，推广柴油机车辆废气净化新技术。隧道施工中的大多数设备配备了废气净化装置，只要经常用起来，加强维护保养，就能在较大程度上减少废气和有害气体排放量。此外，部分单位在柴油中加入少量添加剂，就显著地降低了CO和其他有害气体的排放量。如果把这些相关技术综合应用起来，效果就会更好，而增加的资金投入并不多，施工单位完全可以承受。

第八，推广综合防尘技术。施工队伍在过去几十年的实践中，在通风防尘工作上作了大量工作，创造和积累了丰富

的以通风除尘、湿式作业、喷雾降尘、个人防护为主要内容的综合防尘经验，应当在新的形势下得到推广和发展。

第九，加强施工设备的维修管理工作。施工设备的状况不仅直接影响工程进程，也直接影响工作环境，状况不好的设备耗油多，燃烧不充分，废气中的有害气体含量也高。因此，维修保养好机械设备也是改善通风条件的综合措施之一。

第十，坚持环境监测，做好安全宣传。近几年来，各工程局、处都逐渐建立了劳动卫生管理机构，建立了防疫站、实验中心等劳动环境监测网，并开展了巡回检查监测工作，取得了一定成绩。但要使之标准化、制度化、规范化，任务仍很艰巨。应当在统筹基础上，加强领导，适当投入，使从事这一工作的组织制度、技术、设备、人才尽快完善、完备、配套，积极地开展工作。

其次，做好施工队伍通风安全知识的宣传教育工作，对改善通风条件有着积极的作用。要使全体施工人员牢固地树立安全生产观念，掌握通风安全技术，爱护通风设备和设施，共同为创造安全舒适的劳动环境而努力尽职尽责。

四、关于铁路长隧道施工通风科学研究

由于施工技术的发展和机械化程度不断提高，铁路长隧道施工开挖方案已发生了显著变化。在国外，过去习惯采用平行辅助导坑的施工方法已基本淘汰，长距离管道通风技术将得以普及和发展。这一形势要求我国铁路隧道施工远距离通风技术的科学研究加快进行。为此，对其中某些重要的同题略谈浅见。

1. 关于新型通风设备的研制

首先应当指出，铁路隧道的施工条件。无论是有轨运输，还是无轨运输，与矿山工程隧道有明显的差别，首先是全断面开挖时断面比矿山隧道大得多，其次是掘进速度要求高，炸药用量大，运输量也大。即使按《规程》要求风速的最低限考虑，过去沿用矿山掘进通风的局扇也不能满足要求。这一点一直被人们忽视了。对于无轨运输来说，现在几乎所有工地的实践证明，采用天津产88-1型风机，其通风量是不能满足要求的，究竟要多少风量才够，说法不一。这里首先有一个标准问题。目前世界各国对地下作业工作面有害气体的允许浓度尚无统一的标准。例如CO，我国规定为30mg/m³，日本规定为62.5mg/m³。我国冶金矿山安全规程规定无轨运输作业段允许CO浓度也是62.5mg/m³。根据我国现有设备状况和技术管理水平，铁路长隧道施工的劳卫标准是否应该适当放宽，取国内外有关规定的上限值，是值得研究的。与其规定很严实际做不到，不如规定稍宽而必须达到。如果这样，我们就可以试制适于这种标准要求的通风设备，通风设计也就有依据。

研制新型通风设备一定要结合铁路长隧道施工的特点，以系统匹配和优化为目标，把通风机和通风管道的研制以及有关的配套技术和管理技术结合起来。新型风机的风量、风压等技术指标要满足铁路隧道长距离通风的要求，其次是风机的噪音应显著下降。对于有轨运输施工的单线隧道，风机的风量、风压应分别在600m³/min和4000Pa左右；对于无轨运输的单线铁路隧道，风机的风量也应高于现有88-1型风机，约提高到1800m³/min。考虑到88-1型风机的设计风压已达5000Pa，设计和制造更高压力的风机技术上难度较大，且运行经济性较差，新型风机的设计风压不宜过分提高。对

于双线铁路隧道，风机风量应再大些。

我国铁路隧道用风机产品单一，生产厂独一的局面对发展通风技术是不利的，应在消化引进的双级对旋式轴流通风机的设计方法和制造技术的基础上，进一步实现该型风机的国产化、系列化，同时加紧研制适合铁路隧道施工的新型通风机系列产品。这些产品不仅要满足当前施工技术水平的要求，也应满足未来施工技术水平不断发展的要求，使设备的攻关走在施工技术发展的前面。

我国现已研制成功TC系列子午加速式低噪音隧道轴流通风机，其中T63C—12.5型适于铁路隧道无轨运输作业，其特性曲线如附录三面4。

2. 关于新型通风管道和接头的研制

通风管的性能和质量对长距离掘进通风效果有着十分重要的影响，研制泄漏系数小，通风阻力低，轻质价廉，耐压耐用，拆装、运输方便的新型通风管道已受到普遍重视。近年来各单位先后开展了有关科研工作。在硬质风管方面，大瑶山隧道施工中研制了ϕ1.2m加固钢圈风管，实现了独头管道通风2763m，沿程摩阻系数为$\lambda=0.013$，平均百米漏风率$\beta=2\%$，采用引进日本MFA100P_2-SC_3风机，单机送风长度这到1000m，取得了较好通风效果，在无轨运输施工条件下，工作面环境基本接近国家劳卫标准。1991年铁道建筑研究设计院与铁道部第二十工程局在“引大入秦”工程中应用拼装式钢制风管，取得了较好的通风效果。煤炭部新汶矿务局采用玻璃钢风管，实现了离压大风量通风，成功地打出了我国第一座千米立井。

在新型柔性风管研制上最近也取得了进展。1992年铁道部建设司下达《新型隧道施工通风软管及接头的研制》科研任务，石家庄铁道学院与铁道部第十五工程局合作，已研制

出第一批产品。经京九、南昆、成达等铁路隧道施工使用证明，新产品的沿程摩阻系数$\lambda \approx 0.02$，百米漏风率$\beta = 2\%$左右，采用88-1型国产风机和直径$\phi = 1.2$m新型柔性风管配合和压入式通风，实现了单机送风距离达到了2000m，工作面新鲜风量大于700m³/min，在无轨运输作业条件下，工作面环境质量已接近国家劳卫标准，全断面开挖爆破后通风时间约一小时即可开始装碴，反映普遍较好。实践已证明采用柔性风管同样可以实现长距离掘进通风。

3. 关于无轨电力运输系统的构想

本世纪末和下世纪初，我国铁路新线建设中，隧道工程的比重将显著增大，且具有单线长隧的特点。然而，单线长隧道机械化施工技术和设备的国产化研究至今远未解决。从历史和现状看，绝大多数单线长隧道是采用国内矿山小型机械施工，运输设备多为轨道式车辆。80年代初，一些施工单位在单线隧道采用大型机械进行全断面开挖和以内燃动力设备牵引的无轨运输设备，但由于设备和技术的综合配套未完全解决，生产能力未明显提高，尤其严重的是内燃设备废气污染给通风技术带来新的挑战，使这一施工模式处于进退两难境地。尽管如此，近几年的实践也证明，采用大型机械和无轨运输设备进行全断面开挖，具有设备综合利用率高、机动性好、生产能力大、施工组织和管理方便、适于机械化快速施工等优点，它标志着铁路隧道机械化施工技术进入了新的发展阶段，在实践中已显示出广阔的发展前景。在许多新上马的长隧道工程中，尽管人们预先估计到通风技术的困难，仍不愿舍弃这一施工模式而优先考虑之。当然，不可否认许多地方出于对通风困难等方面的考虑，而设法回到过去一直采用的有轨运输施工方式。这样做的结果，首先失去了

前述无轨运输方式的优点，其次是国内有轨运输施工的设备配套，基本上只能在小型矿山机械的基础上进行，生产能力受到限制，不可能实现全断面开挖的快速机械化。从系统匹配和系统优化的要求考虑，沿用小型矿山设备进行铁路隧道施工是有缺陷的，只是不得已而为之。如果不研究有轨运输施工模式的配套技术和研制新型设备，使之在技术上和生产能力上有所突破，那么这种模式就难以满足未来铁路建设发展的需要。作为一种研究和发展战略，应当使这两种施工模式都得到完善和发展，要从系统优化和整体配套的要求出发，做好设备和施工技术的储备，使施工单位能根据工程的实际情况进行选择。

就无轨运输施工模式面言，当然阻碍其推广和发展的主要因素是通风技术尚未突破，面通风技术难题主要是内燃设备废气污染造成的。因此，解决问题的途径有两个方面，一要研究和发展长距离管道通风技术，二要研究从根本上消除内燃设备废气污染源。显然，后者更重要。

解决内燃废气污染源的根本途径是研究新型无污染动力牵引的无轨运输施工模式，这就是无轨电力运输系统的构想。这一构想的基本点是洞内施工设备和无轨车辆的动力变革，主要是采用架线式接触网供电，由电动机拖动运载车辆，其他施工设备也改用电动。从技术上看，实现这一构想并不十分困难，因为在城市交通、地铁、矿山井下或地面运输中都有类似的系统，铁路电力牵引也提供了有关成熟的技术和装备。从经济上看，这种运输系统不比内燃牵引成本高，上述部门的实践证明了这一点。从管理上看，他也不会难于有轨运输系统。问题是如何实现这些技术的重新组合和移植。在逐步完善以后，这也许是适于各种铁路长隧道快速

掘进的新的施工模式，在这种模式下，通风就不再是技术难题了。隧道越长，就越显出其优越性。

这是新的构想，也是新概念，在铁路建筑史上是前所没有的。从研究开发到实际应用还要经过较长时间，许多关键技术和设备也有待研究、试验和实践考验。

第五节　长距离软管通风技术的研究及应用

柔性风管（又称软管）用于正压通风系统具有易于安装、便于运输、价格较低等优点，因而普遍使用。但由于传统产品的制作工艺技术和现场管理技术比较落后，很少用于大风量长距离通风系统，国内大部分资料介绍，大直径柔性风管的直径未超过1.0m，通风距离不超过800m。铁道部结合大瑶山隧道施工曾研制并使用过直径1.2m的柔性风管，在实验室进行了有关物理力学性能试验和风阻特性模拟试验，但在工程现场应用效果不佳，未能得以推广。

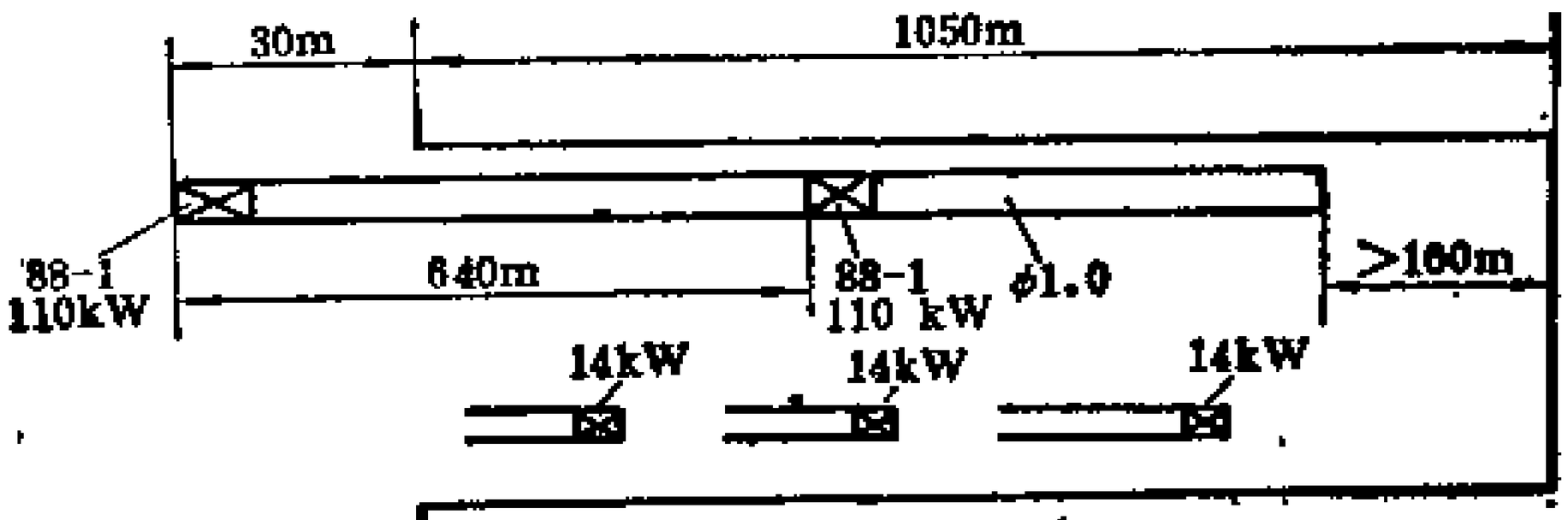
近年来，我们结合解决“引大入秦”灌溉工程长隧洞施工通风技术难题，较全面地研究和应用长距离软管通风技术，取得了较理想的通风效果，为长隧道机械化施工通风创造了新经验。

一、“引大入秦”工程24号隧洞

“引大入秦”工程24号隧洞全长2563.24m，设计断面33m²，标高2230m，坡度3/1000，座落在甘肃省永登县大通河西岸。设计宽度为6m，最大高度5.7m，边墙高4m，拱半径4.2m，隧洞进口计划掘进2000m，采用全断面开挖，无轨运输机械化作业方式，隧洞出口计划掘进563.24m，半断

面开挖，组织半机械化施工。

国际一标工程投标合同规定，该洞施工后期应采用三台国产88-1型风机间隔串联，以直径1000mm的钢制风管作为输风管道，安装长度为2000m。在进口侧施工前期，采用88-1型风机和直径 ϕ1000mm 软风管通风，至掘进深度为1050m 处，共串联两台88-1型对旋式轴流风机，第一台送风距离640m，第二台送风 400m，形成压入式通风系统。另外，在洞内还分散装有三台 14kW 矿用局部扇风机，采用直径480mm 软风管组成局部射流压出式辅助通风系统，如图 4—11所示。



1991年5月以前的系统布置

图 4—11　1991年 5 月以前的系统布置

由于系统布置和匹配不合理以及技术管理不完善，上述系统未能满足施工要求，主通风管道的百米漏风率在12%以上，单机送风距离不到700m，工作面风量不到100m³/min。在掘进长度800m以后，爆破后通风时间达 3 小时以上。出渣时工作面一氧化碳含量高达444ppm，洞内工作人员难以承受高浓度的有害气体的侵害，不得不间断地工作，致使循环时间高达32小时，最后被迫停止施工，进行全面整顿。

1991年初，经各方协商决定以24号隧洞进口作为长距离

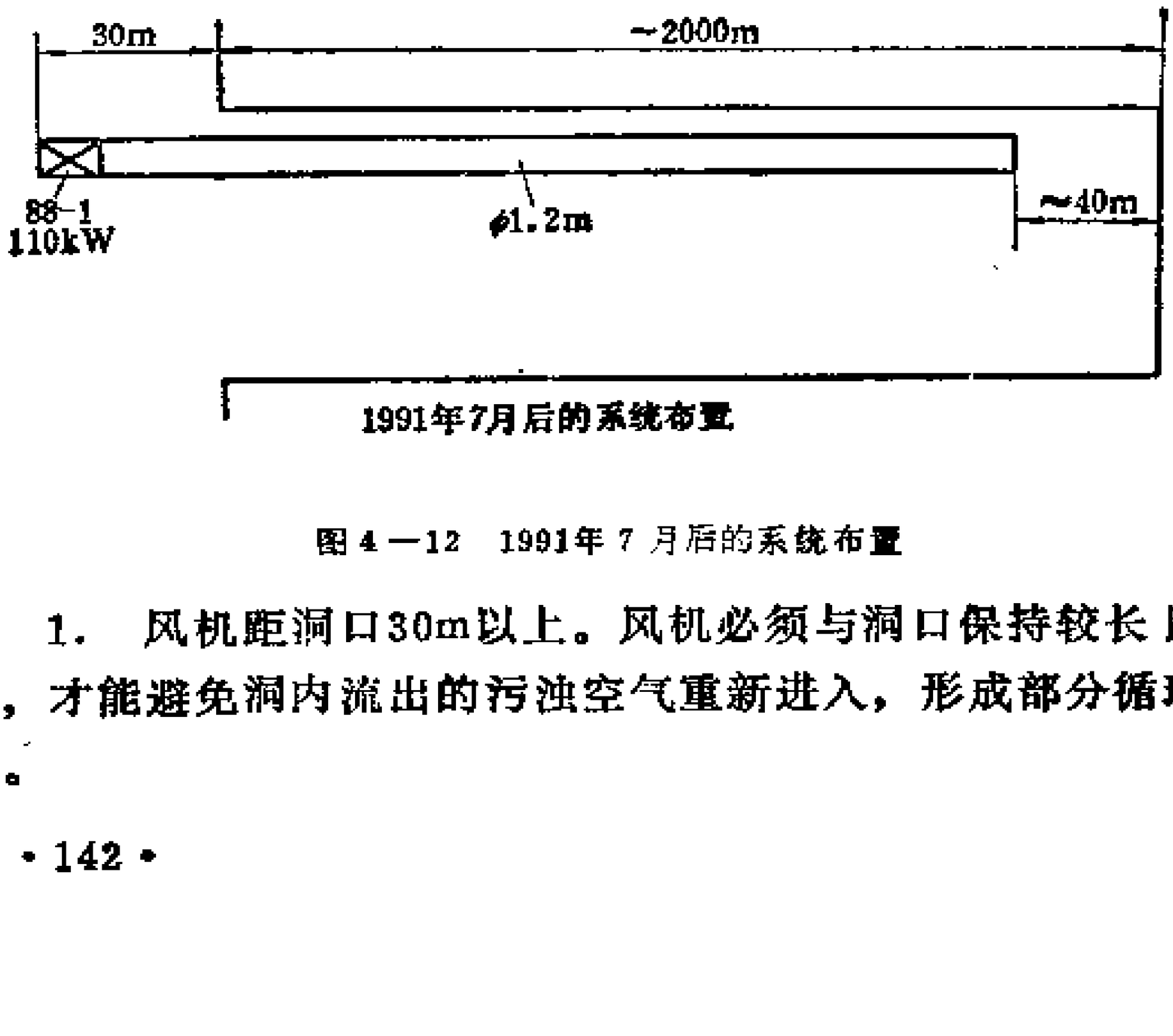
软管通风技术攻关试验基地。

二、长距离软管通风技术

合理布局、优化匹配、防漏降阻、严格管理是长距离软管通风技术的中心内容，也是24号隧洞科技攻关试验获得的基本经验和主要成果之一。系统的设计，方案的实施，以及施工和试验过程中的一切技术工作都是围绕这一中心内容展开的。

（一）合理布局

1991年7月，开始实施新的通风方案，对原系统进行调整，撤出了其它不必要的风机，局扇和小直径风管，只保留一台原安装在距洞口30m外的88-1型通风机，将原主通风系统中安装的直径1000mm软管更换为1200mm软风管，通风方式为压入式（图4—12）系统布置的特点是：



1991年7月后的系统布置

图4—12　1991年7月后的系统布置

1. 风机距洞口30m以上。风机必须与洞口保持较长距离，才能避免洞内流出的污浊空气重新进入，形成部分循环风。

2. 风管悬挂在洞壁拱腰部，距地面2.8～4m。这一高度变化范围较大，在局部地段影响了车辆畅行，在车辆调头时常因回转空间小撞坏风管，这一缺陷始终未克服，这是今后推广工作中应注意的。

3. 风管出口距工作面保持40m左右。出风口气体射流沿壁扩散后能反向流出工作面，对工作面通风换气有利。

试验证明这一距离是合适的，太远会影响工作面通风效果，过近可能导致爆破飞石击坏风管。

（二）24号隧洞进口通风系统的设计

通风系统设计的基本目的是正确选择通风设备，布置通风系统，使系统性能合理匹配，实现安全、经济、有效的运行，取得尽可能好的通风效果。考虑到88—1型风机风量偏低，用面台风机串联工作匹配不合理，于是采用一台风机实现输风长度达到2000m的方案。同时，为保证工作面有较多的新鲜风量，必须设法使平均百米漏风率降到2.0%以下。在当时条件下做到这一点技术难度较大。为此，决定在2000m长度上全部采用密封性能好的ϕ1200mm特制通风软管按百米漏风率2.0%、摩擦阻力系数$2.9\times10^{-3}kg/m^3$计算，风机工况风量为$1120m^3/min$、风压为3450Pa，掘进长度2000m时工作面新鲜风量可达$670m^3/min$。

24号隧洞实施长距离软管通风技术方案的系统组成及设备技术性能如下：

1. 通风机

型号：88-1型对旋式轴流通风机

设计风量：$1000m^3/min$

设计全压：5000Pa

电动机功率：$2\times55kW$

转　速：1480r/min

2. 通风管

铁皮风管，长20m，直径1000mm，壁厚3mm，安装于通风机出口

软通风管：总长1930m

其中，新型柔性风管1480m，直径1200mm，节长25m，材料为长丝涤纶纤维增强塑料布，厚度0.7mm，抗拉强度360N/cm，单位重量0.6kg/m²。混织胶布风管450m，节长20m，直径1200mm，厚度0.8mm，抗拉强度200N/cm，单位重量0.96kg/m²。

经测试，系统总漏风量在26～40%之间，平均百米漏风率在2%～3.2%之间，摩擦阻力系数$\alpha=0.00284\sim0.0032$ N·s²/m⁴之间，总的风压损失低于3728Pa。新型柔性风管1500m（包括20m铁皮风筒）平均百米漏风率低于1%，摩擦阻力系数为0.0028N·s²/m⁴，风压损失3641Pa。

（三）防漏降阻

防漏降阻是实现长距离通风的技术关键，为使百米漏风率和通风阻力系数达到系统设计要求，试验中采取了以下主要技术措施：

1. 选择优质风管材料

24号隧漏进口1500m高风压区段选用了长丝涤纶纤维做基布，压延PV塑料复合而成的增强塑胶布做风管材料，其表面光洁度很高，流动摩阻系数$\lambda=0.015$，抗拉强度360N/cm，耐水压力为3×10^5Pa，伸长率为15%，且具有防水、抗燃、抗静电性能，可在－30℃～＋90℃的温度范围内工作，自然老化时间为八年，可以用缝纫法加工，也可以用热塑法或高频焊加工。

2. 加大风管节长

除增大风管直径外，将风管节长由原 10m 增大到 25～30m，因而减少了接头的个数，不仅减少了接头漏风量和接头局部阻力，也节省了加工费用。原计划节长加大到 50m以上，后因现场安装、运输、包装不方便，而且工作面要掘进50m以上才能加接风管，实际上不适用，因而改为25～30m，实践证明比较合适。

3. 改革风管加工工艺

过去的柔性风管都用缝纫机扎制，针眼漏风不可避免。试估算，若设针眼距离为1.5mm，ϕ1000mm风管一般要 4～6 条线缝，则一公里上至少有250万个针眼，其漏风多少？因此，非改革风管制作工艺不可。24号隧洞采用的通风管，全部取消了旧的缝纫法。靠近工作面的450m风管采用混织胶布，用401型强力胶手工粘接的，洞口至1500m处的新型风管是选用前述增强塑胶布，由十五局机械厂用电热塑机加工的，整条风管上没有一个针眼，其防漏性与钢制风管无异。

4. 改进风管联接形式

试验前工地订购的软风管采用能单的插接式联接。这种接法虽然简单易行，但接头漏风严重，百米漏风率一般在10%以上，加上容易变形，撕裂，漏风会更多，在矿山早已淘汰，为此，设计了新的联接形式和接头。

新的风管接头由薄钢板制成钢圈加焊ϕ10mm 钢筋即成(图4—13)，在工地上容易加工。新型风管不必附带铁环等联接件。安装时，将两节风管端口顺序套在接头上，用ϕ3mm软铁丝绑紧，并作成单反力，形成包覆结构，再用软铁丝捆紧。

这样接成的接头牢固严密，不易泄漏。由于钢圈有一定强度，不易变形，性能比较稳定，减少了维护工作量。

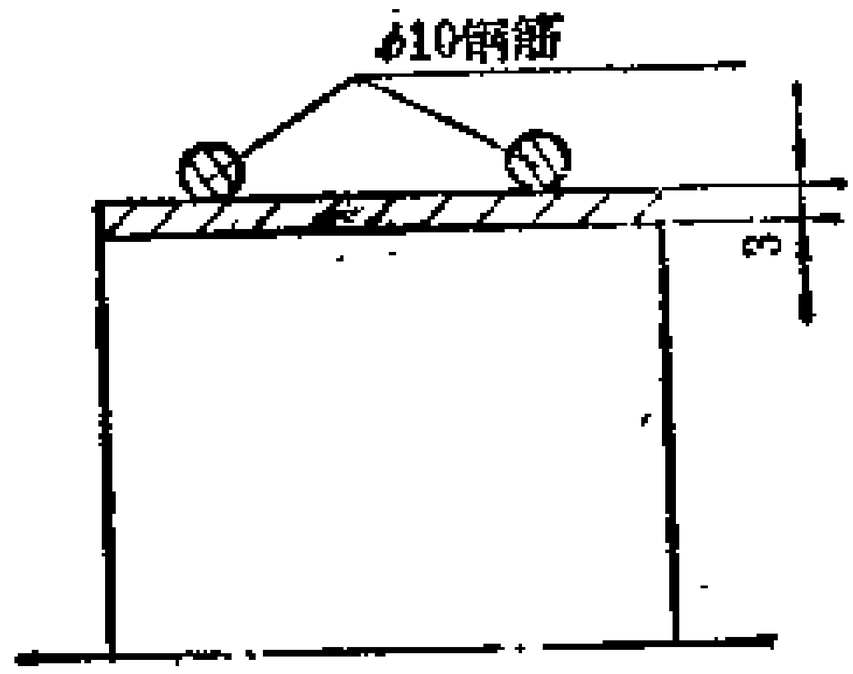


图 4—13

5. 提高风管安装质量

确保软风管安装质量，关键是吊挂风管的缆索要拉平、拉紧，锚杆要打牢、校直；风管上的吊环间隔约 300～400mm，要做到无一缺损，无一漏挂。只要按要求把风管挂稳、调直，通风以后，风管就自然平直。

（四）加强通风系统的维护管理

要保持通风系统良好的工作状况，必须加强对系统的维护管理，特别是长距离的软管，更需要经常检查、修补、调整、更换。

做好这项工作，关键应做到专人负责。为此，24号隧道工地成立了专门的通风班组，由一名正式职工任班长，配备民工 2 ～ 5 人，平时由 2 名工人负责日常维护工作，需要时可增加到 5 ～ 8 人，调整、安装通风管道。

工程领导和指挥人员也经常检查通风情况，遇到问题及时组织人员进行处理。

本研究提出的《长距离软管通风管理规程及操作细则（草案）》在24号隧洞通风试验过程中，基本上得到全面落

实。

四、试验结果及分析

（一）试验条件

试验前后的施工模式和设备配套模式不变。

隧洞采用全断面机械化开挖，无轨运输作业方式，每一循环钻孔102～108个，深4～4.5m，装药量300kg左右，循环进尺3.5～4.0m。

凿岩钻孔采用H174全液压凿岩台车。

人工装药。

装碴设备为CAT963履带式装碴机一台，柴油机功率118kW。

运输设备为国产QQ562B双向行驶自卸汽车，一般为三台作业，柴油机功率3×112kW。

在非出碴工序中，有少量翻斗车及拖拉机在洞内作业。

工业性试验中一直采用国产88-1型对旋式通风机一台，配用ϕ1200mm软风管进行长距离压入式通风。

（二）测试结果及分析

对装碴过程中环境及通风状况测试结果及试验对比归纳如表4—4所示。

分析对比表明，试验前后通风与环境状况发生了显著变化，由于工作面有效风量成倍增加，使整个隧洞通风换气加快，因面获得了较好的劳卫环境。

（三）通风参数与环境状况的相关规律

通过对大量现场测试数据的收集、整理、分析和研究，可以找到在特定的机械化施工条件下，通风参数与环境状况之间的相关规律，现归纳如下：

表 4 — 4

序号	项　　目	试 验 前	试 验 后
1	开挖长度（m）	1050	1050～2000
2	主风机台数～型号	2～88-1	1～88-I
3	单机送风长度（m）	640	1050～2000
4	风机供风量（m^3/min）	1130	1170～1040
5	风机工作全压（Pa）	2500	2650～3850
6	工作面生风量（m^3/min）	＜100	600～780
7	隧洞断面平均风速（m/s）	＜0.15	0.13～0.4
8	平均百米漏风率%	＞12	1.0～3.2
9	爆破后通风时间（min）	＞240	40～70
10	作业循环时间（h）	＞30	＜20
11	工作面CO含量（ppm）	444	33～52
12	工作面NO_x含量（ppm）	＜0.2	＜0.1
13	工作面粉尘含量（mg/m^3）	75	＜5
14	施工人员反映	不好	良好

1．对作业机械在洞外离排气管出口 2～3 m 处进行尾气测试，结果装碴机和运碴车废气排放数量大，是作业循环中出碴工班污染最重的主要因素，提示机械进洞作业时应加空气净化装置，（见表 4 — 5）。

隧道作业柴油机械主要有害气体排放量　表 4 — 5

机械名称	车　况	CO (ppm)	NO_x (ppm)	CO_2 (ppm)	SO_2 (ppm)
侧式装碴机	新	90～307	17～26	1960	33～48
全液压凿岩含车	新	40～70	3.2～6.2	2012	34～44
QQ562B双向矿碴汽车	旧	108～170	20～48	2340	24～29
QQ562B双向矿碴汽车	新	99～164	19～46	2236	23～26

2．在作业循环中出碴工班环境污染最重，与表 4 — 5

成正比（见表4—6）。

不同作业方式各有害物质浓度　　表4—6

作业方式	粉尘浓度（g/m³）	噪　声（dBA）	CO（ppm）	NO_2（ppm）	SO_2（ppm）	CO_2（ppm）
停工整道	0.3	69	4～5	0.2～0.3	未检出	未检出
台车打眼（湿式）	2.6	98	14～15	1.6～1.7	未检出	未检出
装炸药	1.2	82	11～12	1.5～1.6	未检出	未检出
机械出碴	3.4	105	31～32	2.8～2.9	8～9	1340

3．放炮1小时后每15分钟测试一次，显示爆破1.5小时后全洞环境降之标书容许范围（见表4—7）。

在现有通风量放炮后工作面有害气体变化情况　　表4—7

掘进深度（m）	送风距离（m）	风机风量（m³/min）	工作面风量（m³/min）	放炮时间（min）
1500	1550	1120	864	7.30
1500	1650	1120	864	
1500	1550	1120	864	
1500	1550	1120	864	
1500	1550	1120	864	

测试时间（min）	CO（ppm）	NO_2（ppm）	SO_2（ppm）	CO_2（ppm）
8.30	67～69	2～4	未检出	2795
8.45	51～52	2～3	未检出	2516
9.00	35～37	2～3	未检出	1677
9.15	33～34	1～2	未检出	1118
9.30	23～25	0.9～1.0	未检出	559

4．有害气体、粉尘浓度在出碴半小时内上升明显，后逐渐趋于稳定，CO 粉尘浓度略超过标书标准，但符合我国

劳卫标准（见表4—8）。

洞内有害气体与装碴时间关系　　表4—8

测试地点	出碴时间	粉尘浓度（mg/m³）	CO（ppm）	NO_2（ppm）	SO_2（ppm）	CO_2（ppm）
工作面	20.00	1.6	24～25	0.1～0.2	4～5	950
工作面	20.25	1.8	30～32	0.6～0.8	6～7	1118
工作面	20.55	3.3	32～33	1.2～1.4	7～8	1230
工作面	21.25	3.4	31～32	1.2～1.3	7～8	1118
工作面	21.50	3.4	31～32	1.2～1.3	7～8	1118

5. 工作面生风量必须保持720～864m³/min，风速0.3～0.47m/s 以上，才能有效控制有害气体浓度(见表4—9)。

工作面的有害气体含量与通风量的关系　表4—9

风机风量（m³/min）	风管末口风量（m³/min）	工作面风速（m/s）	CO（ppm）	NO_2（ppm）	SO_2（ppm）	CO_2（ppm）
1120	720	0.3	24～26	0.2～0.3	5～6	562
1120	864	0.47	9～10	0.1～0.2	3～5	280
1120	576	0.17	29～31	0.5～0.6	5～6	1118
1120	504	0.05	40～41	0.9～1.0	6～7	2795

6. 通风管出口离工作面距离不宜大于45m（见表4—10）。

通风管出口离工作面距离与有害气体含量关系　　表4—10

风管出口与工作面距离（m）	工作面风速（m/s）	CO（ppm）	NO_2（ppm）	SO_2（ppm）	CO_2（ppm）
30	0.47	9～10	0.1～0.2	4～5	290
50	0.27	24～26	0.3～0.4	4～6	568
100	0.05	39～41	1.0～1.5	7～8	2800

（四）漏风率与通风阻力的计算

依据铁道部劳卫所提出的验收测试报告，可计算出通风

系统漏风性能和阻力特性。

1. 漏风率

平均百米漏风率的计算公式：

$$P_{100}=\frac{Q_m-Q}{Q_m\times\frac{L}{100}}\times 100\%$$

式中 Q_m——风机出口风量，m^3/min；

Q——被测点管内风流量，m^3/min；

L——管道长度，m。

据测试，$Q_m=1040m^3/min$；1500m处管内流量$Q=888m^3/min$，1950m处风量为$766m^3/min$，则

1500m新型柔性风管平均百米漏风率

$$P_{100}=\frac{1040-888}{1040\times\frac{1500}{100}}\times 100\%=0.97\%$$

1950m管道全程平均百米漏风率

$$P_{100}=\frac{1040-788}{1040\times\frac{1950}{100}}\times 100\%=1.35\%$$

2. 通风阻力系数

等效摩擦风阻

$$R_f=\frac{6.5aL}{D^5}=\frac{h_1}{Q_mQ}$$

式中 a——风管摩擦阻力系数，kg/m^3；

D——风管直径，m；

h_1——压力损失，Pa；

其余参数含义同前。

风机出口全压3728Pa，1500m处全压为873Pa，1950m处全压为177Pa，由此得1500m新型软管

$$R_f=\frac{3728-873}{\frac{1040\times888}{3600}}=11.13\text{N}\cdot\text{S}^2/\text{m}^8$$

$$a=\frac{R_fD^5}{6.5L}=\frac{11.13\times1.2^5}{6.5\times1500}=0.00284\text{kg}/\text{m}^3$$

1950m 风管全程

$$R_f=\frac{3728-177}{\frac{1040\times766}{3600}}=16.05\text{N}\cdot\text{S}^2/\text{m}^8$$

$$a=\frac{16.05\times1.2^5}{6.5\times1950}=0.00315\text{kg}/\text{m}^3$$

自1500m至1950m一段共400m混织胶布风管

$$R_f=\frac{873-177}{\frac{888\times766}{3600}}=3.68\text{N}\cdot\text{S}^2/\text{m}^8$$

$$a=\frac{3.68\times1.2^5}{6.5\times400}=0.0352\text{kg}/\text{m}^3$$

新型柔性风管的摩擦风阻系数比混织胶布的低19%。

五、使用及推广效果

24号隧洞实施长距离软管通风技术方案后，工作面和洞内通风与环境状况发生了根本改观，在宏观效果上也起到了明显的变化，经过一年多的施工实践，证明实施这一方案前后在通风排烟效果、作业时间、施工人员的感受等方面都大不相同，主要变化有：

1. 在钻孔深度、个数、炸药种类及用量均不变的情况下，通风排烟时间由 4 ～ 5 h 降到 40min，在独头掘进距离延伸到近2000m 时，通风排烟时间也只有 1 小时左右，且洞内环境已符合允许人员进洞的标准。

2. 在装碴运输设备配套不变，作业组织形式不变的情

况下，装碴作业中司机不再中途出洞休息，连续装完一排碴只须5～6h，而过去出碴时间需8～10小时。

3. 作业循环时间已控制在18～20h以内，比以前缩短6～7h以上.因而大大加快了工程进度.最高月进尺达到113m。

4. 施工人员已基本上能够接受劳动环境，工作面装碴机司机、钻孔台车司机、装药工和其他辅助人员可以不戴口罩连续作业。

5. 洞内不安装风机，消除了风机引起的噪音。

6. 24号隧洞长距离软管通风技术取得初步经验后，逐渐在工程的22号、16号、6号、7号、8号等其他隧洞施工中推广应用，均在不同程度上取得了较好的效果。

六、社会、经济效益分析

研究试验已取得以下方而的经济效益和社会效益：

（一）改善了劳动环境，保护了施工人员的他康与安全。

（二）缩短了爆破后通风排烟时间和作业循环时间，加快了工程进度。

（三）降低通风费用，节约开支。

漏风减少，风阻降低，使单机送风距离长达2000m，创造了我国铁路建筑史上大风量软管通风新纪录。比标书确定的设备台数减少了三分之二还多，少用了二台110kW主风机和多台11kW～14kW矿用局扇，也节约了这些设备的运转能耗和维修费用。初步估计：

1. 节约设备购量费

主风机二台

2×7.0＝14万元

矿用局扇5台

5 ×0.3＝1.5万元

辅助通风软管500m

500×20(元)＝1.0万元

2. 节约电费

以每台风机的负荷率取80%，日运行 16h，原循环时间取30h，现循环时间取 20h，取电价 0.18元/kW·h，共运行一年半计算，则节约电耗为

$$(2\times110+5\times14)\times80\%\times16(h)\times180(d)$$

$$=668160kW\cdot h$$

折合电费为

$$668160\times0.18=12.03万元$$

两项合计为

$$14+1.5+1+12.03=28.53万元。$$

（四）与开凿平行辅助通风坑道的施工方法比较，掘进2000m隧道可少开挖辅助导坑1700m，以每米造价800元计，采用长距离通风可少节约工程费136.0万元，基本上不增加通风费用，则平均每米降低成本680元。

（五）与采用钢制风管相比，取同直径钢制风管平均单价为16万元/km，24号隧洞使用的新型柔性风管(包括接头)单价为 7 万元/km，考虑到软管维护费用高于钢风管，而运输安装费用低于钢风管，两抵后可认为软管通风实际消耗费为钢风管的50%，且不占钢材指标。

“引大入秦”工程24号隧洞施工通风技术难题的解决和长距离软管通风技术研究试验的成功，证明了合理布局、优化匹配、防漏降阻、严格管理的综合治理措施是正确的、可行的、有效的。在贯彻和落实这一技术措施时，应当全面地理解这些措施是有机地联系在一体的。实现长距离大直径软

管通风，系统的合理布局是前提条件，系统性能的匹配和优化是系统设计的基本目标，防漏降阻是应用这一技术的关键环节，严格管理是取得成功的根本保证。

我们希望在推广应用这一技术的时候，各单位能根据施工实际情况，继续探索和创新，使这一技术更趋完善和进一步发展。

第六节　高原隧道施工通风

一、海拔高度与空气性质的关系

1. 海拔高度与气压的关系

随着海拔高度的增加，空气逐渐稀薄，致使气压降低，而与地理纬度关系不大。在同一地点，气压随季节稍有变化，但其变化幅度甚小。

年平均气压与海拔高度关系呈一条略向下凹的指数曲线，为计算简便可看成一条直线，按下式计算：

$$P_Z = P_A - \frac{g_P \cdot \Delta Z}{100} \qquad (4-42)$$

式中　P_Z——海拔高度为Z处的气压，mmHg；

P_A——相邻气象台站的气压，mmHg；

g_P——气压梯度，$g_P = 6 \sim 8$ mmHg/100m；

ΔZ——海拔高度为Z米处与相邻气象台站海拔高度之差，m。

气压高程校正系数K_p为海拔高度Z米处的气压与海平面气压（760mmHg）之比。即：

$$K_p = \frac{P_Z}{P_0} \qquad (4-43)$$

式中　P_0——海平面处的空气压力，mmHg。

2. 海拔高度与气温的关系

气温变化除受纬度影响外，还随海拔高度的增加而递减，可按下式计算：

$$t_Z = t_A - \frac{g_t \cdot \Delta Z}{100} \qquad (4-44)$$

式中　t_Z——海拔高度为 Z 米处的气温，℃；

t_A——相邻气象台站的气温，℃；

g_t——气温梯度，$g = 0.5 \sim 0.7$℃/100m；

ΔZ——同前。

气温高程校正系数 K_T 为海拔高度 Z 处的气温与海平面处标准气温（$t = 15$℃）之比，即：

$$K_T = \frac{T_Z}{T_0} \qquad (4-45)$$

式中　T_Z——海拔高度为 Z 处空气的绝对温度；

T_0——海平面处的绝对温度。

3. 海拔高度与空气重率的关系

随着海拔的增加，大气压力降低，单位体积中的气体分子数减少，空气稀薄，空气重率和密度降低，有以下关系：

$$\gamma_Z = \gamma_0 \left(1 - \frac{Z}{44300}\right)^{4.256} \qquad (4-46)$$

式中　γ_Z——海拔高度为 Z 处的空气重率，N/m^3；

γ_0——海拔高度为 0 处的空气重率，N/m^3；

Z——海拔高度，m。

重率高程校正系数 K_γ 为海拔高度 Z 处的空气重率与海平面处的空气重率之比，即：

$$K_\gamma = \frac{\gamma_Z}{\gamma_0} \qquad (4-47)$$

K_y值在数值上有以下关系：

$$K_y=\left(1-\frac{Z_s}{44300}\right)^{4.256}<1 \qquad (4-48)$$

二、高原隧道施工工作面需风量的确定

1. 按炸药用量计算风量

根据国内实验证明，在标准状态下，1kg炸药爆破时所产生的炮烟量相当于0.1m³一氧化碳有害气体。在高原隧道，由于空气稀薄，气压降低，炮烟体积膨胀，此时产生的有害气体体积增加了1/K_y倍。在一般情况下，按排炮烟计算风量的公式为：

$$Q=\frac{N}{t}\sqrt{\frac{c_0}{c}} \qquad (4-49)$$

式中 N——系数，决定于风流结构形式，平行导坑$N=25.5$，独头隧道$N=18\sim19$，大爆破$N=40.3$等；

c_0——放炮后炮烟的最初浓度，%；

c——炮烟的最大允许浓度，%；

t——通风时间。

考虑到高原隧道炮烟体积增大$1/K_y$倍，其风量应增大$1/\sqrt{K_y}$倍，故上述公式应乘以系数$1/\sqrt{K_y}$，得

$$Q=\frac{N}{t}\sqrt{\frac{c_0}{K_y c}} \qquad (4-50)$$

2. 按排尘计算风量

目前按排尘计算风量的方法主要考虑了风量与粉尘浓度有关，而与空气重率无关，则海拔高度对排尘风量无影响，因此，风量不需要进行校正。

3. 按稀释和排出内燃设备废气计算风量

和炮烟一样，在低气压的高原条件下，内燃设备排放的废气也发生体积膨胀。而且，在高原环境下，普通柴油机的耗油量和废气排放量也都增加。因而需要的通风量相应增加。但究竟增加多少，目前还没有这方面的计算方法。解决这一问题需要进行大量科学研究和实际调查、检测和分析，才能得出正确的结论。

三、海拔高度对风阻、通风阻力的影响

由于摩擦阻力系数α与空气重率γ成正比，则风阻R与空气重率也成正比。因此高原隧道中风阻应按下式校正：

$$R = R_0 \frac{\gamma_2}{\gamma_0} \qquad (4-51)$$

或者 $$R = K_\gamma R_0$$

式中 R——高原环境下的风阻，$N \cdot s^2/m^8$；

R_0——海拔高度为0处的风阻，$N \cdot s^2/m^8$。

根据$h = RQ^2$，则高原隧道的通风阻力亦应作相应的校正，

$$h = h_0 \frac{\gamma_2}{\gamma_0} \qquad (4-52)$$

或者 $$h = K_\gamma h_0$$

式中 h_0——海拔高度为0处的通风阻力；

其余符号同前。

四、海拔高度对风机工况的影响

由于海拔高度的改变造成空气的压力、温度和重率发生相应的改变，这对风机性能将产生一定的影响。

1. 风机的风量

对于一固定的风机，在某一固定的安装角下，只要转数一定，则风机产生的体积流量无论在任何海拔高度上都是不变的。即，

$$Q_z = Q \tag{4—53}$$

2. 风机的风压

通风机在运转时，其实际全压可用下式计算：

$$h_{st} = \frac{\gamma}{g} u \cdot c_u \cdot \eta \tag{4—54}$$

式中 u——风机工作轮外圆周速度，m/s；

c_u——工作轮出口处气流绝对速度在圆周速度方向上的分速度，m/s；

g——重力加速度，m/s^2；

γ——空气重率，N/m^3；

η——风机的全压效率。

当风机叶片安装角和转速一定时，其产生的全压与空气重率成正比。在高原环境下，重率低，风机产生的全压降低。

3. 风机在不同海拔高度上运转时的工况

如前所述，风机以不变的转速在不同海拔高度上运转，其风量是不变的，而风压随海拔高度的增加而降低，即与空气的重率成正比，得

$$H_z = H_0 \frac{\gamma_z}{\gamma_0} = K_z H_0 \tag{4—55}$$

式中 H_z——风机在海拔高度为 Z 处所产生的全压，Pa；

H_0——风机在海平面产生的全压，Pa。

由于风机全压在不同海拔高度上有所改变，因而风机的

特性曲线也有改变。如图 4 —14所示，在标准状态下，空气重率为γ_0，风机特性曲线为A。在A曲线上任取点 1，其对应的风量为Q_1，风压为 H_1。当风机在另一海拔高度上工作时，空气重率为$\gamma_x(\gamma_x<\gamma_0)$。由点 1 引一条平行于 H 的直线，得到等风量下的点1′，该点的风压为$H_1'(H_1'=K_\gamma H_1)$。同理可得2′、3′、4′，…。这些点联成曲线 B，即为另一海拔高度时风机的特性曲线。

按照同样原理，可根据海拔高度作出相应的风阻特性曲线，它与上述曲线B的交点即为系统在该海拔高度运转的工况点。

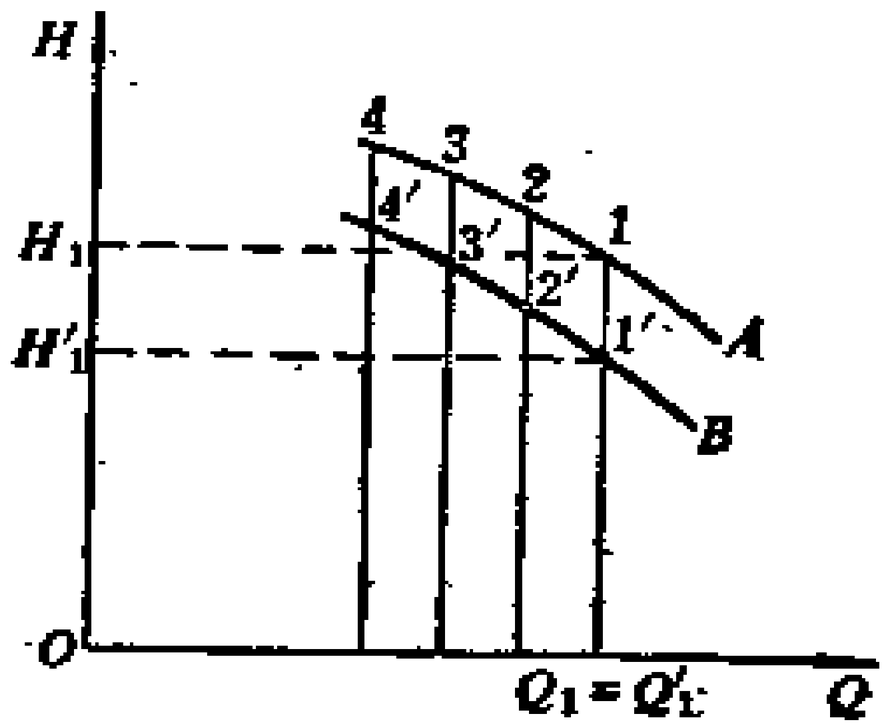


图 4 —14　不同海拔高度上扇风机特性曲线

五、高原隧道施工通风与安全上应注意的几个问题

1）在选择通风方式时，为避免氧分压过低，和风机安装方便起见，宜采用压入式通风。此时由风机所增加的风压，就相当于将隧洞标高下降了一定的海拔高度，但这不是选择压入式通风的主要依据。

2）高原地表气温低，自然风压较大，在选择风机安装位置及进出风口的位置时，应利用高原地区辐射能力强的原理，将风机或进风口布置在背阴处，风机的风流方向与自然风流方向，在全年绝大多数时间内应一致。

3）高原地区，由于海拔高度增高，空气中含氧减少，人的工作能力随之降低，特别在3000～3500m 以上，人的工作能力显著下降，因此高山地区隧道施工应尽可能提高机械

化程度，减少劳动强度。

第七节　隧道施工通风技术测定

定期对通风系统进行技术测定，是保证系统安全、经济地运行的重要环节。

一、风机性能测定

风机性能测定是要测绘出扇风机的性能曲线，供使用时参考。

1.　设备布置

设备布置如图 4 —15所示。

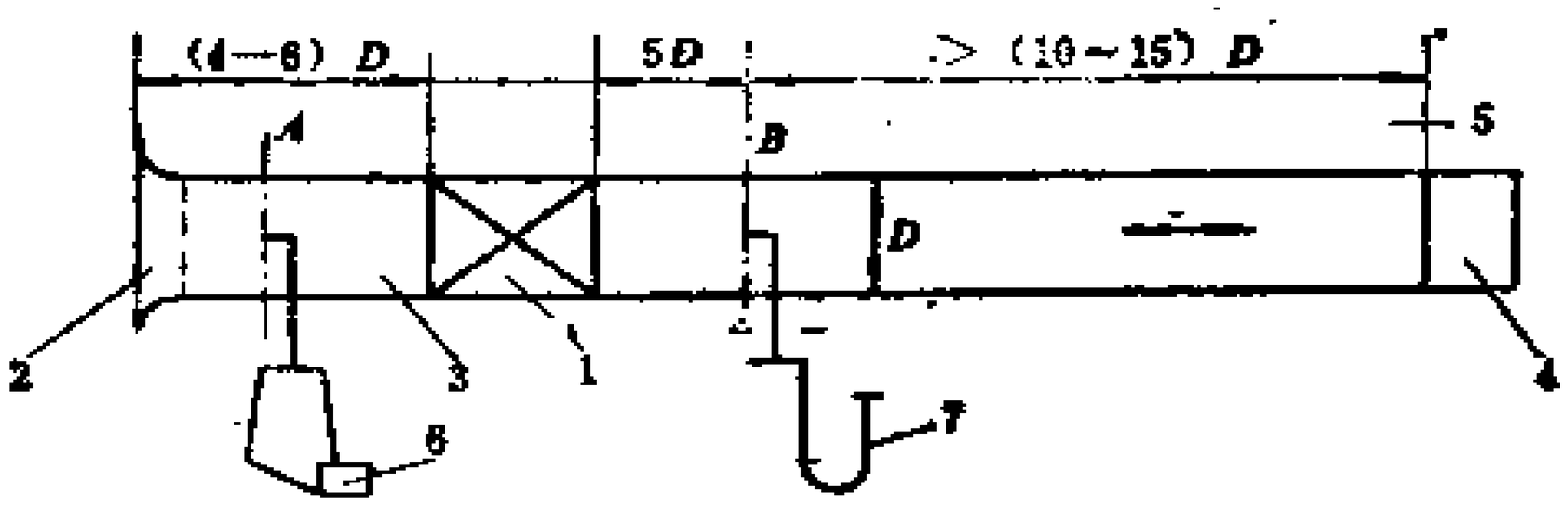


图 4 —15　局部扇风机性能测定设备布置图

1 ——局扇；2 ——集风器；3 ——进风段铁风筒；4 ——出口段铁风筒；5 ——风量调节闸板；6 ——倾斜水柱计；7 ——U形水柱计。

测定时用闸板（柔性风筒也可用绳结扎）调节风机的风量，不同的风量对应着不同的工况点。一般情况下测 8 ～12 个点即可绘制出完整的性能曲线。

2.　风量测算

为了求得平均风速，通常是把圆形断面划分成几个等面积环，在等面积环的面积平分线上布置测 点，如 图2—17所示。等面积环数多，求得的平均风速精度高。一般500mm直

径的风筒取 4 ～ 5 个；600mm的或直径更大的风筒取 5 ～ 6 个。

各测点距风筒中心的距离用下式计算：

$$R_i = D\sqrt{\frac{2i-1}{8n}} \qquad (4-56)$$

式中 R_i——测点距风筒中心的距离，mm；

i——从风筒中心算起的等面积环的编号，

n——等面积环数；

D——风筒直径，mm。

用倾斜压差计测出A断面上各测点的动压，按下式计算平均风速：

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n}\sqrt{h_{v,i}}}{n} \qquad (4-57)$$

式中 v——断面平均风速，m/s；

ρ——空气的密度，kg/m³；

n——测点数；

$h_{v,i}$——i号测点的动压，Pa。

风机风量按下式计算：

$$Q_m = Av$$

式中 Q_m——风机风量，m³/s；

A——测定处风筒断面积，m²。

3. 测定静压

用U形水柱计测定出B断面的静压，此静压值即风机静压$h_{m,s}$，按理论要求，B断面应布置在风机出口处，但由于出口风流不稳定，故离开出口一定距离。测定的时候，在断面上多测几个点求其平均值。

4. 计算风机全压

$$h_{mt}=h_{ms}+h_{mv}$$

由于风筒直径相同，沿途无漏风，故A断面的平均动压h_{vA}，即等于风机的动压h_{mv}，即$h_{vA}=h_{mv}$；又$h_{sB}=h_{ms}$得：

$$h_{mt}=h_{sB}+h_{vA} \qquad (4-58)$$

调节一次闸门可获得风机性能曲线上一个点(h_{mt},Q_m)。从而可绘出风机的风压曲线。

5. 测算风机效率

用三相功率表或电流表、电压表、功率因数表可测出电动机输入功率，由电动机输入功率可算得风机输入功率，即

$$N_i=\frac{\sqrt{3}\,Iv\cos\varphi}{1000}\cdot\eta\cdot\eta_s \qquad (4-59)$$

式中 N_i——风机输入功率，kW；

η——电动机效率；

η_s——传动效率，即K_s的倒数。

由风机的风量与风压可算出风机的输出功率N_{mt}(kW)，由下式计算：

$$N_{mt}=\frac{h_{mt}\cdot Q_m}{1000} \qquad (4-60)$$

风机全压效率为：

$$\eta_{mt}=\frac{N_{mt}}{N_i}\times 100\% \qquad (4-61)$$

6. 测定大气物理参数

在性能测定过程中，每调节一次工况点，要同时用空盒气压计、湿度计和温度计测定大气物理参数，用转速表测定电动机转速。在整理资料时应把测得的数据按固定转速及标准空气密度（$P=1.2\text{kg/m}^3$）条件进行换算，再绘制性能

曲线。

二、风筒测定

风筒测定包括测定风筒的风阻和漏风。

风筒测定的设备布置如图4—16所示。

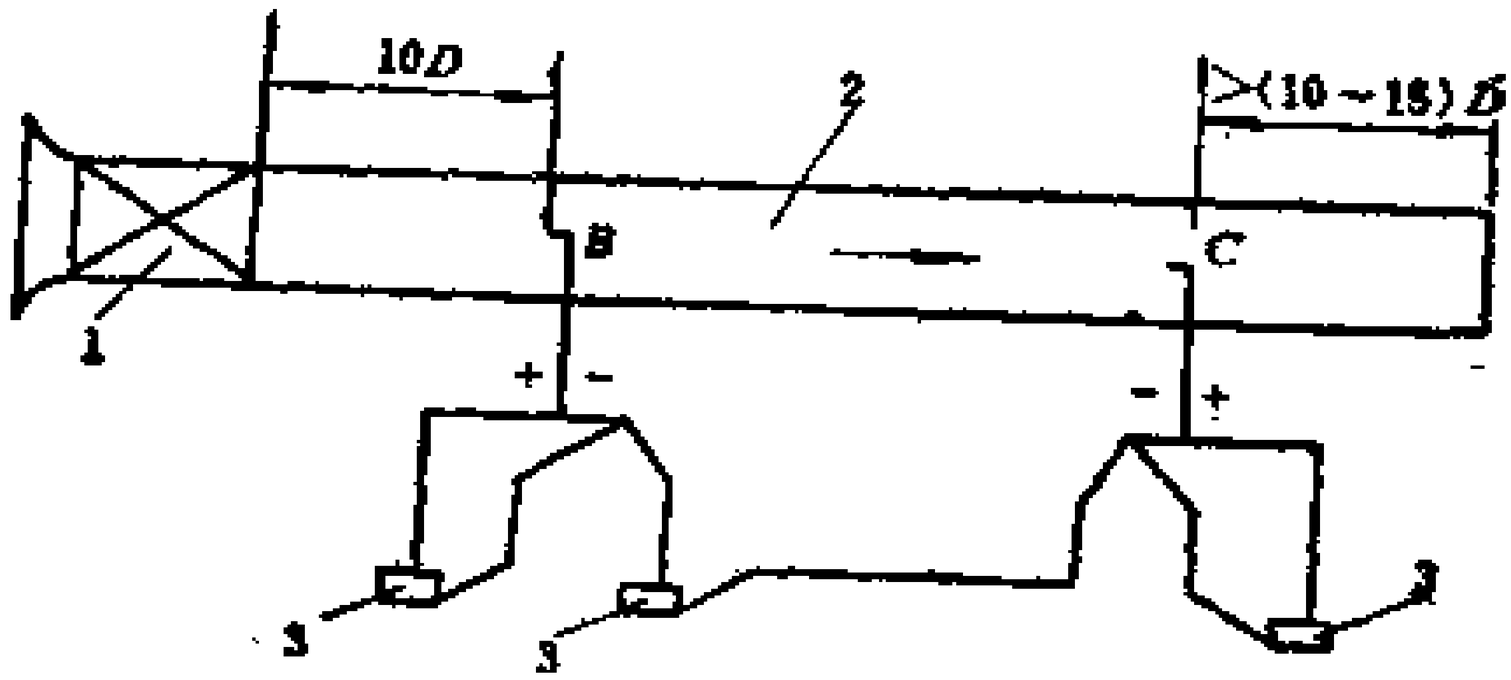


图 4 —16　风筒测定设备布置图

1 —— 局部扇风机；　2 —— 风筒，　3 —— 倾斜压差计。

由于风流从风机出口以后要经过较长的距离才能稳定，故取测点与风机的距离为风筒直径的 100 倍；为了避免风筒出口对风流的影响，测点与风筒出口的距离取风筒直径的10～15倍。根据测定数据即可进行各参数计算。

1.　计算风筒风阻

BC断面间的通风阻力（h_{LBC}）为

$$h_{LBC}=h_{SBC}+h_{vB}-h_{vC}$$

式中　h_{SBC}——B、C断面间的静压差，Pa；

h_{vB}、h_{vC}——B、C断面的平均动压，Pa。

B、C断面间的风阻为

$$R_{BC}=\frac{h_{LBC}}{Q_B\cdot Q_C}$$

式中　Q_B、Q_C——分别为 B、C 断面的风量，m^3/s，用等面积环法测算。

百米风阻：

$$R_{100}=\frac{R_{BC}}{\frac{L_{BC}}{100}}$$

式中　L_{BC}——BC段风筒长，m。

2. 计算摩擦阻力系数（包括接头）

$$a=\frac{R_{BC}D^5}{6.5L_{BC}}$$

式中　D——风筒直径，m；

R_{BC}——BC 段风阻，该段风筒内应无局部风阻，$N\cdot s^2/m^8$。

3. 局部风阻测算

测定风筒拐弯的局部风阻设备布置如图4—17。

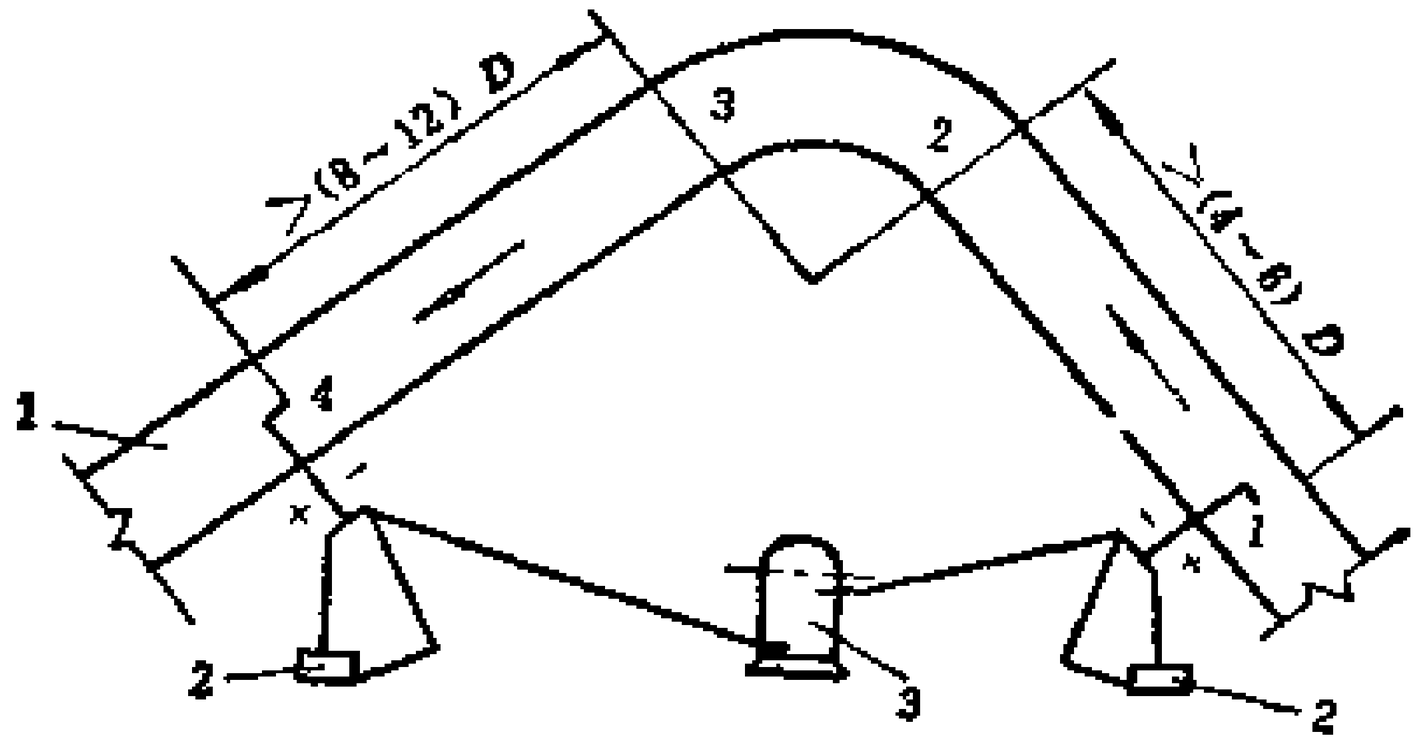


图 4—17　风筒局部阻力测定设备布置图

1——风筒；2——倾斜压差计；3——补偿式微压计。

拐弯的局部阻力为

$$h_s=h_{s1-4}+h_{s1}-h_{v4}-h_{f1-4}$$

式中　h_{s1-4}——1、4 断面静压差，Pa；

h_{v1}、h_{v4}—— 1 、 4 断面的动压，Pa；

h_{f1-4}—— 1 ～ 4 段风筒摩擦阻力（包括接头），其值可从邻近段风筒推算。

由 $$h_s = R_s Q_1 Q_4$$

得 $$R_s = \frac{h_s}{Q_1 Q_4}$$

4. 计算百米漏风率

由图4—16可得：

$$P_{100} = \frac{Q_B - Q_C}{Q_B \times \frac{L_{BC}}{100}} \times 100\%$$

式中各符号意义同前。

第五章　铁路隧道施工防尘技术

第一节　粉尘的来源及危害

粉尘（矿尘、岩尘）是在生产和施工中产生并能长时间悬浮于空气中的各种岩土的微细颗粒。

矿尘的大小称为粒度，即尘粒的平均直径，常用微米（μm）表示。尘粒大于5 μm的粉尘吸入人的呼吸器官后，大部分可排出体外；小于5 μm的粉尘能到达和沉积于肺泡中，这部分粉尘称为呼吸性粉尘。

粉尘在空气中飞扬时间的长短与尘粒的大小、质量及形状有关，还与空气的湿度和风速有关。

铁路隧道施工中各作业工序和环节均能产生粉尘。如凿岩钻孔、爆破、装碴、运输、喷锚衬砌等工序。其中主要以凿岩、爆破、装碴、喷锚等作业产尘量较大，主要地点是工作面。

粉尘的危害主要有：

1. 粉尘被人们长期吸入呼吸器官，能引起尘肺病。达是一种极为严重的职业病，伤害呼吸功能，影响劳动能力，缩短劳动寿命，甚至死亡。

2. 粉尘进入机械设备的油液、运动部件之中，污染设备，加快运动零件的磨损，缩短设备的使用寿命。

3. 某些粉尘（如煤、硫化物）在一定条件下发生爆炸，造成重大事故。

空气中粉尘的含量越高，其危害性越大。就矽肺病的发生和发展而言，主要因素是粉尘中的游离二氧化硅含量、浓度和分散度。但其他粉尘同样会导致各种尘肺病。

为了保障工人的身体健康，贯彻预防为主的方针，1956年国务院颁布了关于防止厂矿企业中矽尘危害的决定，对作业场所空气中粉尘的允许浓度作了明确规定：

含游离二氧化硅大于10%者，不得超2 mg/m^3；

含游离二氧化硅小于10%者，不得超过10mg/m^3。

《铁路隧道施工规范（TBJ204—86）》的有关规定与上述相同。

在长期的施工实践中，施工队伍创造和总结出通风除尘、湿式作业、个体防护、科学管理的综合防尘技术，积累了丰富的经验，使劳动条件得到显著改善，实践证明这些综合防尘措施是行之有效的，应当进一步推广和发展。

第二节　通风除尘

一、通风除尘的作用

通风除尘的作用是稀释和排出洞内空气中的粉尘。洞内各产尘地点，在采取了其他防尘降尘措施之后，仍有一定量的粉尘，其中绝大部分是小于10μm的粉尘，进入空气之中。微细粉尘能长时间悬浮于空气中，如继续有粉尘产生，则空气中粉尘逐渐积累，浓度越来越高，将会严重危害人体健康。因此，必须采取有效的通风措施，稀释和及时排出这些微尘，不使之积累。

许多先进单位的经验表明，通风除尘是综合防尘措施中不可缺少的重要环节，是其他措施不能替代的。同样在湿式

作业条件下，有无通风除尘措施，工作面的粉尘浓度则相差5倍左右。

为保证通风除尘的效果，必须使新鲜风流有良好的风质。我国有关部门规定新鲜风流中粉尘浓度不许大于0.5mg/m³。

二、排尘风速

能使对人体最有危害的微细粉尘（5 μm以下）保持悬浮状态并随风流运动的最低风速称为最低排尘风速。它的大小与粉尘的沉降速度和洞壁摩阻系数有关。

最低排尘风速一般由实验方法确定。根据试验观测资料，当洞内风流达到0.15m/s时，5 μm以下的粉尘能够悬浮并与空气均匀混和而随风流运动。我国煤炭、冶金及铁道部门颁发的有关规定要求掘进巷道工作面的最低排尘风流速度不得小于0.15m/s。

排尘风速增大时，粒径稍大的尘粒也能悬浮并被排走，同时增强了稀释作用，在产尘量一定的条件下，矿尘浓度将随之降低。当风速增大到一定数值（一般在1.5～2 m/s之间）时，作业地点粉尘浓度将降到最低值，这一风速叫做最优排尘风速。风速再增高时，因能吹扬起已沉降的粉尘，将使粉尘浓度再度增高。

在产尘量大、粉尘比重大、通风条件比较困难的作业地点，应适当增大排尘风速。

排尘风速增加亦即增加通风风量，由于新鲜风量增加而增强了风流的稀释作用。对于连续产尘过程，风流的稀释作用可由下式表示：

$$Q=\frac{G}{c-c_0} \qquad (5-1)$$

式中　Q——通风风量m^3/s；

G——产尘强度mg/s；

c——稀释后的粉尘浓度，mg/m^3，要求达到允许浓度；

c_0——进风的原始粉尘浓度，mg/m^3，要求不超过$0.5mg/m^3$。

由于风速过高引起粉尘的二次飞扬，《铁路隧道施工规范》规定洞内最高风速不能超过 6 m/s。

三、通风排尘系统

通风排尘效果除了与风速有关外，还与通风方式、风筒布置、通风时间有关。

采用压入式通风时，风流能有效地清洗工作面，比抽出式通风排尘能力强，但含尘风流须流经整个隧洞，所以通风时间较长。抽出式通风，只有当风筒吸风口距工作面很近（2～3 m），通风排尘效果才显著表现出来。和上述两种通风方式相比，混合式通风的除尘效果最好。

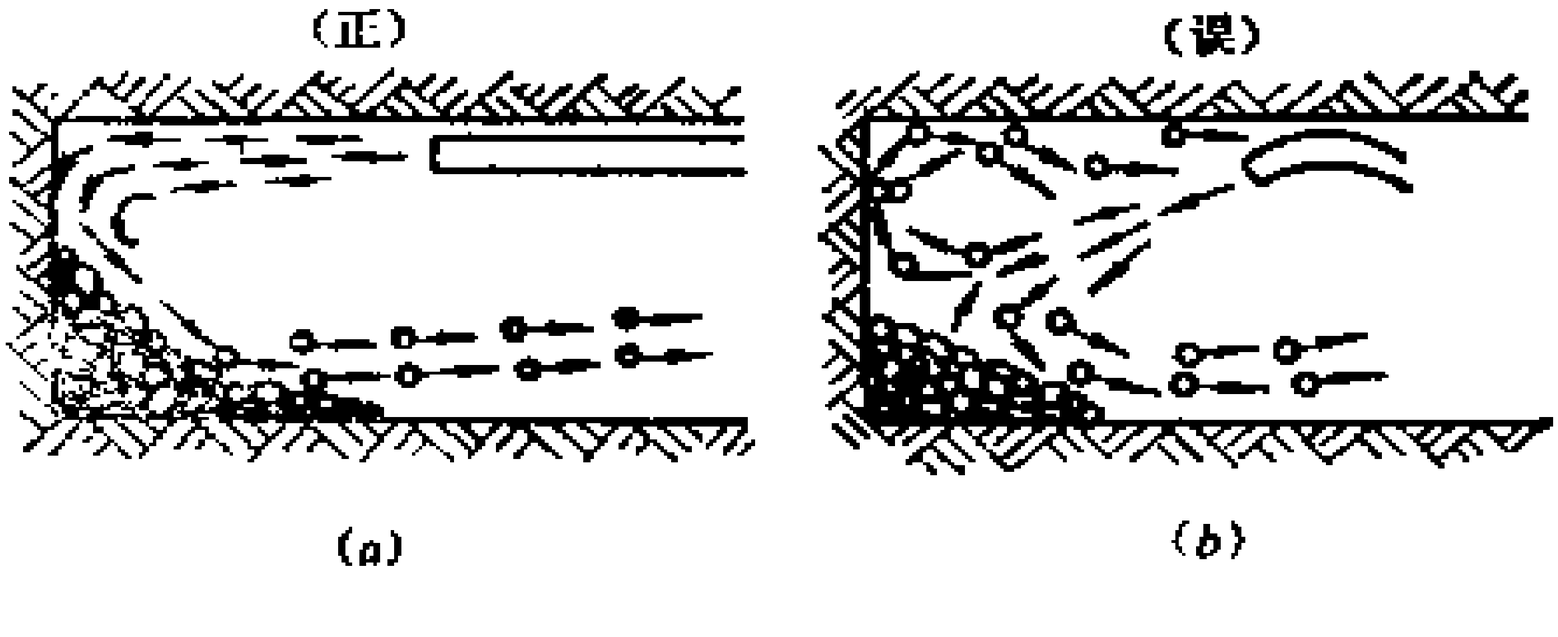


图 5 — 1　风筒悬吊位置示意图

另外，风筒的悬挂位置，应位于隧道一侧并使风筒轴线保持与隧道平行，如图 5 — 1（a），以避免由风筒吹出的风

流在工作面形成涡流或直接吹向碴石堆，而增加空气中的粉尘含量。图5—1(b)所示的悬吊位置是错误的，应当避免。

在铁路隧道施工中，通风设备兼有排烟、排尘、排除内燃废气及通风换气等多方面的用途，在考虑通风排尘系统布置时，还必须考虑其他方面的要求。

第三节　湿式作业

湿式作业是矿山和铁路、交通、水工等隧道施工中普遍采用的一项重要的防尘技术措施，其设备简单、使用方便、费用低、效果较好，在有条件的地方应尽量采用。按其除尘作用可分为用水湿润沉积的粉尘和用水捕捉悬浮于空气中的粉尘。

一、用水湿润沉积的粉尘

用水湿润沉积于碴堆、周壁等处的粉尘或凿岩生成后尚未扩散进入空气中的粉尘，是很有效的除尘措施。粉尘被水湿润后，尘粒互相附着凝集成较大的颗粒，同时增加了附着性，因而在生产过程或高速风流中不易飞扬起来。

1．洒水降尘

在装碴运输等产尘较大的工序和工点，都应喷雾洒水，可显著地减少产尘量和防止尘土飞扬。洒水要用喷雾器进行，这样喷洒均匀，面积大，湿润效果好，耗水量较少。洒水量应根据落碴数量、性质、块度、原湿润程度及允许含湿量等因素决定，一般每吨落碴的用水量为10～20L。

洗壁也是应及时进行的防尘措施，在爆破后和凿岩、装碴前及时洗壁，不仅能有效地防尘，也有利于随后的喷锚作

业。

2. 湿式凿岩

湿式凿岩就是在钻孔过程中，用水湿润炮眼中的粉尘，使其在炮眼中充分湿润并随水流出而不致飞扬于工作面空气中。采用湿式凿岩，可以明显地降低钻孔时的粉尘浓度，一直可降低到10mg/m³左右，若在水中加入湿润剂，降尘效果则更好。

《铁路隧道施工规范》规定，钻眼作业必须采用湿式凿岩；仅在水源缺乏、容易冻结、岩石性质不适于湿式凿岩的地区，可采用带有捕尘设备的干式凿岩，但所采用的防尘措施不能达到规定的粉尘浓度标准时，严禁干式凿岩。同时还规定放炮后必须进行喷雾、洒水。各施工现场应严格执行这些规定。

二、喷雾捕尘

用水捕捉悬浮在空气中的粉尘，是把水雾化成微细水滴并喷射于空气中，使与尘粒碰撞接触，则尘粒被水捕捉而附于水滴上或者被湿润的尘粒互相凝集成大颗粒，从而加快其沉降速度。

影响喷雾捕尘效率的因素有水滴的粒度、水滴喷射速度、含尘风流的速度等。水滴雾化越充分，喷射速度越高，含尘风流速度越低，捕尘的效率也就越高。

喷雾降尘的设备主要是喷雾器，其形式很多，按喷雾动力分为单水喷雾器和双水喷雾器两种。

风水喷雾器如图5—2所示。它是靠压气作用使水成雾状而喷出。这种型式的喷雾器的特点是喷雾面积大、雾粒细、射程远、喷射速度高，缺点是消耗压气、耗水量大。

水喷雾器是靠压力水经过喷雾器时，在特制的喷头内发生旋转和冲击，使水形成水雾喷射出去。喷头的种类很多，在金属矿山使用较多的是武安-4型，如图 5 — 3 所示。此种喷雾器结构简单、轻便，具有耗水量小、雾粒细、扩张角大等特点，缺点是射程小，适于向固定尘源喷雾。

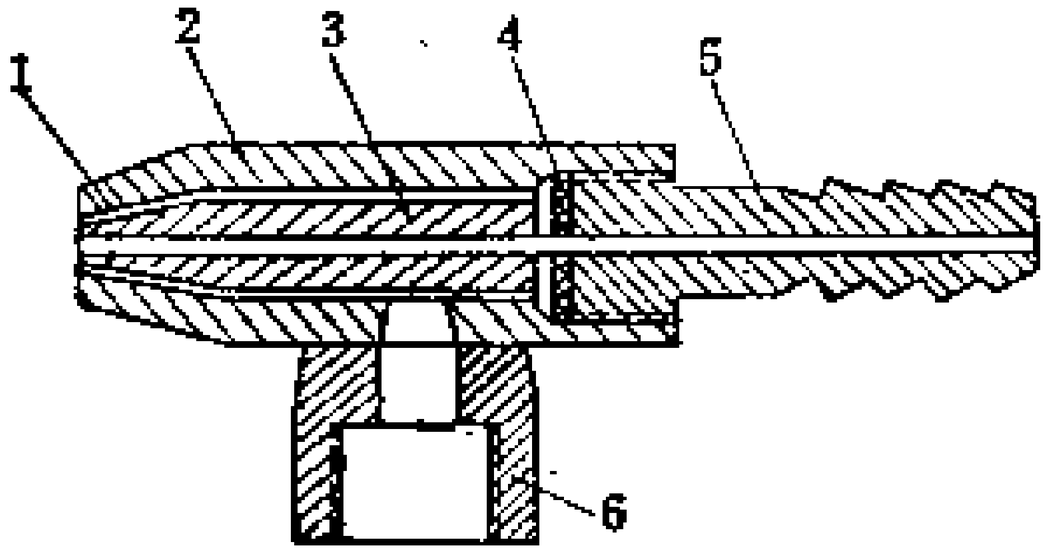
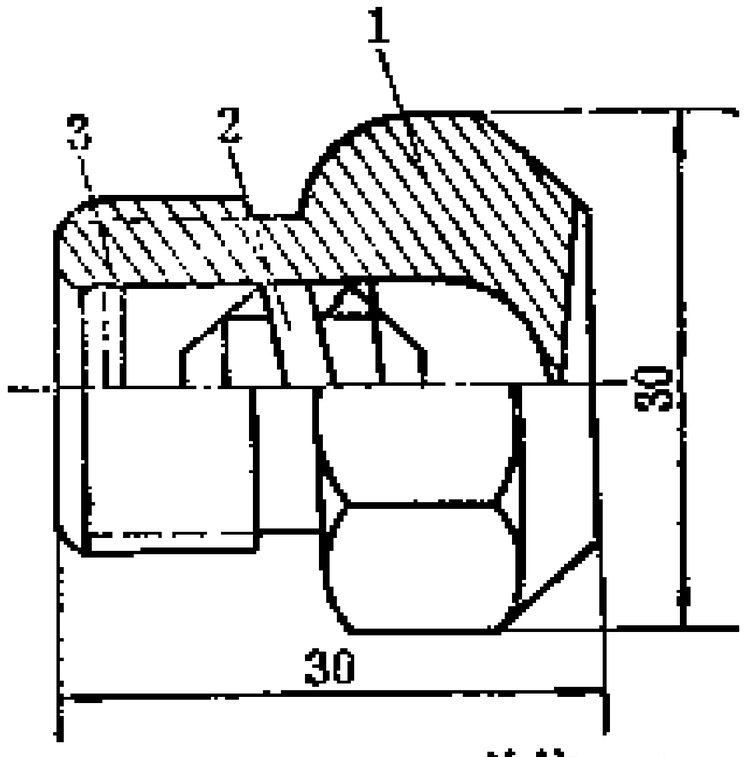


图 5 — 2　风水喷雾器

1 —— 喷雾器；2 —— 外套管；3 —— 内套管；4 —— 垫圈；5 —— 风头；6 —— 接水接头。



单位mm

图 5 — 3　武安-4型喷雾喷

1 —— 外壳；2 —— 导水芯；3 —— 垫圈。

三、水封爆破

用装水的塑料袋代替部分炮泥充填于炮眼内，爆破时水袋被炸裂，由于爆破时的高温、高压作用，使水大部分汽化，然后重新凝结成极微细的雾粒并与同时产生的粉尘相接触，则尘粒或成为雾滴的凝结核，或被雾滴所湿润而起到降尘作用。国内外一些试验资料表明，水封爆破比泥封爆破工作面粉尘浓度降低40～70%，对 5 μm 以下的粉尘也有较好的效果，同时还可减少爆破产生的有毒、有害气体。

水封爆破的塑料袋要用无毒、抗燃、有一定强度的材料制作。

第四节　个 人 防 护

个人防护也是综合防尘措施之一，目前主要方法是佩戴防尘口罩。普通纱布口罩，阻尘效率低，工作时呼吸阻力较大，而且潮湿后佩戴不舒服。近年来，我国有关部门研制生产了多种防尘口罩，对于保护在粉尘区工作的工人的身体健康，起了积极作用。国产防尘口罩的种类及性能见表5—1。

表5—1

名　称	产　地	使用滤料及特征	阻尘率（%）	呼气阻力 Pa	吸气阻力 Pa	质量（g）
泡沫塑料口罩	北京皮件厂	泡沫塑料简易型	60～88	—	39.90～79.98	—
劳研1955型	上海工业用品防护厂	羊毛毡简易型	92.5	226.60	226.60	29
武安3型	武汉安研所	聚氯乙烯布简易型	96～98	159.96	159.96	34
上劳3型	上海工业用品防护厂	羊毛毡有呼吸气阀	95.2	373.24	693.16	128
武安1型	武汉安研所	超细纤维，皮棉纸有呼吸气阀	99	346.58	306.59～399.90	142
武安2型	武汉安研所	超细纤维有呼吸气阀	99	399.90	226.60～306.59	126

注：阻尘率是指粉尘粒径90%以上在5μm以下时的防尘效率。

第五节　粉尘浓度的测定

定期测定施工隧道中的粉尘浓度，是及时了解洞内粉尘状况，检查防尘效果的重要手段。《铁路隧道施工技术规范》规定：凡有矽尘的作业场所，每月至少测定粉尘浓度一次。

我国采用质量法测定粉尘浓度，目前普遍采用滤膜测尘法。

一、滤膜测尘法的原理

用抽气装置抽取一定量的含尘空气，使其通过装有滤膜的采样器，滤膜将粉尘截留，然后，根据滤膜所增加的质量和通过的空气量计算出粉尘的浓度。

二、主要器材

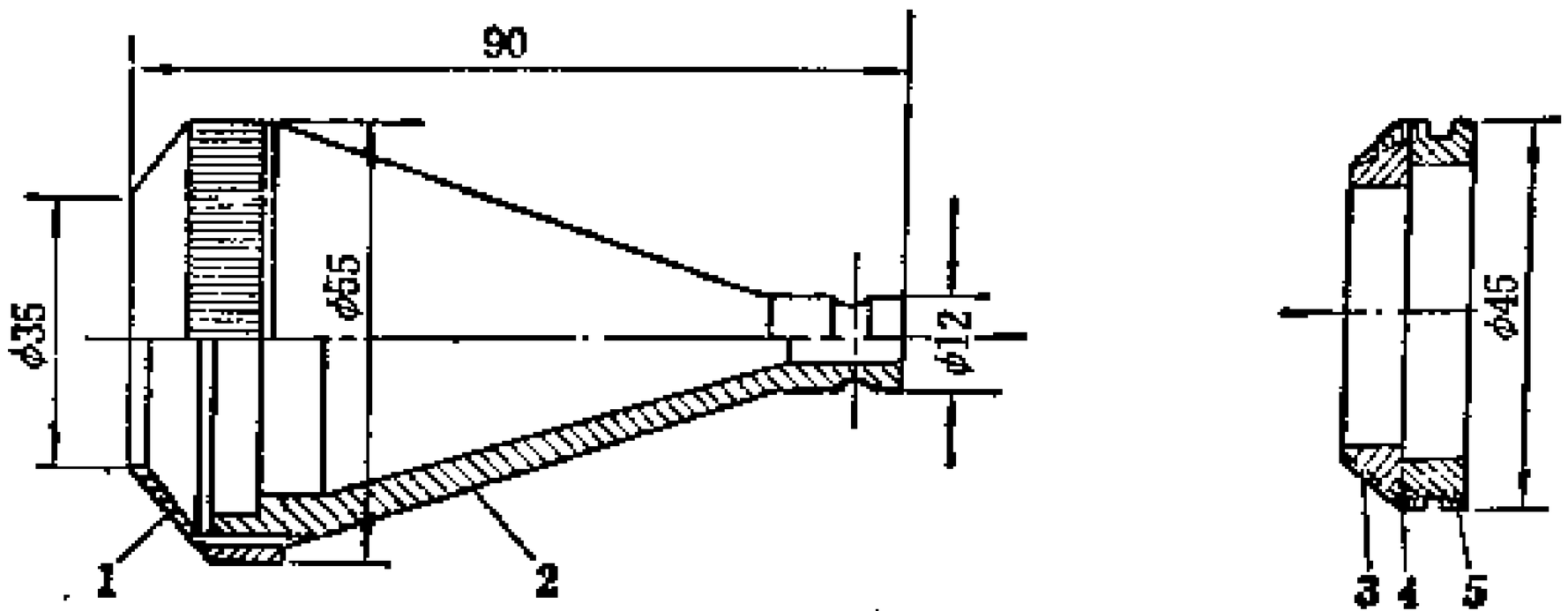
1. 滤膜

滤膜是用超细合成纤维制成的网状薄膜，孔隙细小，表面呈细绒状，具有荷电性、憎水性、耐酸碱等特点，还有阻尘率高、阻力小、质量轻等优点。

滤膜有直径为75mm和40mm两种规格。当粉尘浓度高于200 mg/m³时，用直径为75mm的滤膜；当粉尘浓度低于200mg/m³时，用40mm的滤膜。

2. 采样器

采样器是由采样滤斗和滤膜夹两部分组成，如图5—4所示。



单位mm

图5—4 采样器

1——漏斗顶盖；2——漏斗；3——锥形杯；4——固定盖；5——底座。

3. 抽气装置

近几年，电动测尘仪得到广泛应用。它是以微型电池或蓄电池为动力，采用密封触点开关，带动小型电动抽气机，抽取含尘空气，使之通过装有滤膜的采样器及滤量计，而进行粉尘测定。

三、测定过程

1. 准备滤膜

将待用滤膜置于玻璃干燥器皿中干燥，然后用镊子将其两面的衬纸取下，置于分析天平或扭力天平上称量，记下初值；再把称好的滤膜装入滤膜夹（直径 40mm 的滤膜平铺夹紧，直径 75mm 的滤膜折成漏斗形夹紧），把已装好的滤膜夹编号后放在样品盒内，以备采样。

2. 采样

掘进工作面的可在风筒出口后面距工作面 4～6 m 处采样，其他作业点一般在工作面上方采样。采样器的进风口要迎着风流，距底板高度为1.3～1.5m。

采样时间应在测点粉尘浓度稳定以后，一般在作业开始半小时后进行。

为了保证测尘的准确性，便于对比，要求在同一测点相同的流量下，同时采集两个样品。

四、计　　算

一般情况下，采样后的滤膜，放在化验室干燥箱中放置30min 后便可称重。如果在滤膜表面发现水珠，应放在干燥箱中干燥，每隔30分钟称重一次，直到达到相邻两次重量差不超过0.2mg 为止（计算时取其中较低的值）。然后按下式算出矿尘浓度。

$$G=\frac{W_2-W_1}{Qt}\times 1000 \qquad (5-2)$$

式中 G——矿尘浓度，mg/m³；

W_1——采样前滤膜质量，mg；

W_2——采样后滤膜质量，mg；

Q——流量计读数，L/min；

t——采样时间，min。

两个平行样品分别计算之后，其偏差小于20%时，方属合格。平行样品的偏差值按下式计算：

$$P=\frac{\Delta G}{\frac{G_1+G_2}{2}}\times 100\% \qquad (5-3)$$

式中 ΔG——平行样品计算结果之差，mg/m³；

G_1、G_2——分别为两个平行样品计算的结果，mg/m³。

合格的两个平行样品，用它们计算结果的平均值，作为测点的矿尘浓度。

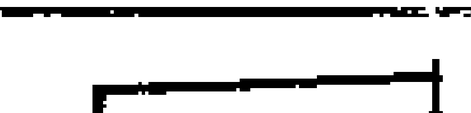
滤膜测尘准确性比较高，能够比较正确地反映矿尘状况，所以，我国目前普遍采用这一方法。但是，这种测尘方法操作程序较多，需要时间较长，不能当时得出测定结果，因而还不能起到及时指导现场防尘工作的作用，同时也影响测尘工作的普遍开展。为了简化测尘过程，迅速获得测尘结果，国内、外都在研制各种快速测尘仪器，如光电测尘仪、静电测尘仪、β射线测尘仪、个体粉尘采样器（由工人携带于身上，小流量长时间连续采样）等。我国重庆煤研所研制的ACG-1型煤尘测定仪、ACH-1型呼吸性粉尘测定仪、ACS-1型水泥粉尘测定仪，均属光电原理。研制和生产新的测尘器将会对防尘工作起到积极的推动作用。

附录一　各类巷道摩擦阻力系数表

巷道种类与衬砌材料	$\alpha \times 10^4$		备　注
	kg/m³	kgf·s²/m⁴	
锚喷支护巷道	78.5～118	8～12	
混凝土衬砌隧道	29.4～39.2	3～4	壁面光滑
	49.1～68.7	5～7	壁面粗糙
料石衬砌隧道	39.2～58.7	4～6	光料石
	58.9～78.5	6～8	毛料石
木支架支护巷道	137～196	10～20	
裸体巷道（隧道）	58.9～147	6～15	
有简单装备的通风竖井	196	20	
有提升设备的通风竖井	343～392	35～40	

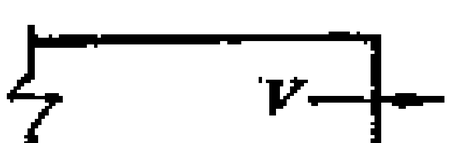
附录二　光滑管道局部阻力系数

入口与出口局部阻力系数　　表 1



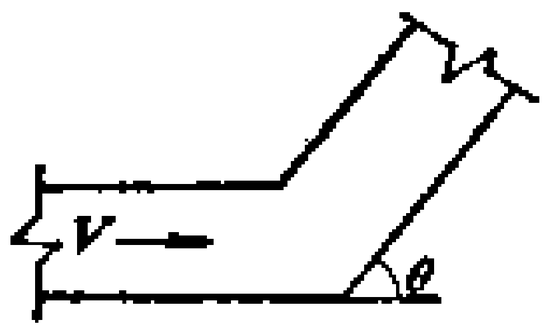
$\xi = 0.6$

$\alpha°$	10	20	30	40	90	120	150
ξ	0.14	0.07	0.04	0.05	0.11	0.20	0.30



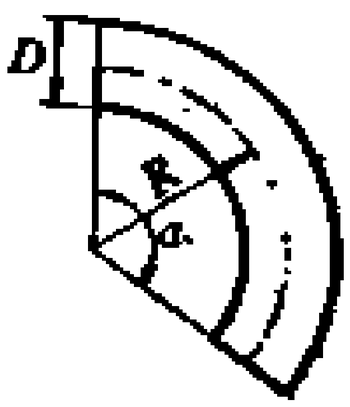
$\xi = 1$

拐弯处局部阻力系数　　表 2



$$\xi = 0.57\left(\frac{\pi+\theta}{180}\right)^2$$

θ°	60	90	120
ξ	0.62	1.4	2.5

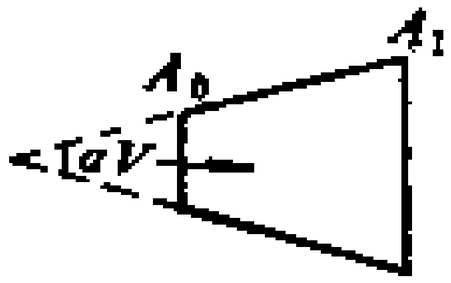


$$\xi = 0.008\frac{\alpha^{0.75}}{n^{0.5}}$$

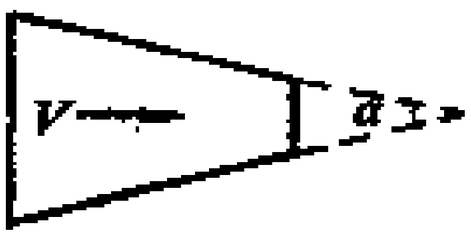
式中，$n = \frac{R}{D}$

α° \ R	D	$1.5D$	$2.0D$
15	0.058	0.044	0.037
30	0.11	0.081	0.069
60	0.18	0.41	0.12
90	0.23	0.18	0.15
120	0.27	0.20	0.17
150	0.30	0.22	0.19

渐扩、渐缩管的局部阻力系数　　表 8

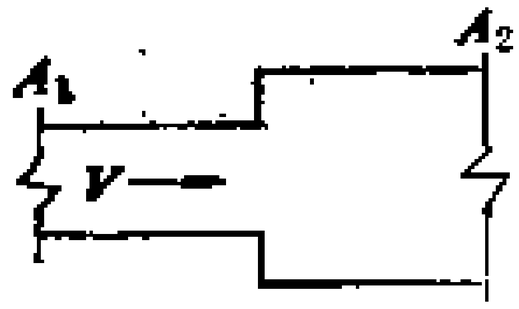


$\frac{A_1}{A_0}$	a°				
	10	15	20	25	30
1.25	0.02	0.03	0.05	0.06	0.07
1.50	0.03	0.06	0.10	0.12	0.13
1.75	0.05	0.09	0.14	0.17	0.19
2.00	0.06	0.13	0.20	0.23	0.29
2.25	0.08	0.15	0.25	0.28	0.33
3.50	0.09	0.19	0.30	0.36	0.39



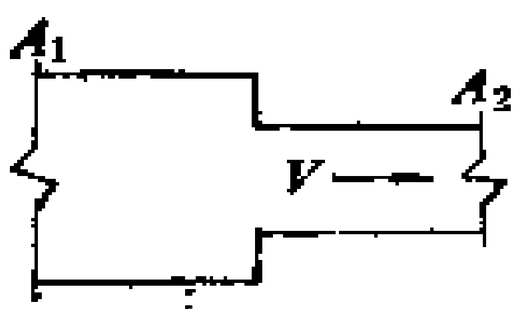
当 $\alpha \leqslant 45^\circ$　$\xi = 0.10$

突然扩大与突然缩小的局部阻力系数　　表 4



$$\xi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

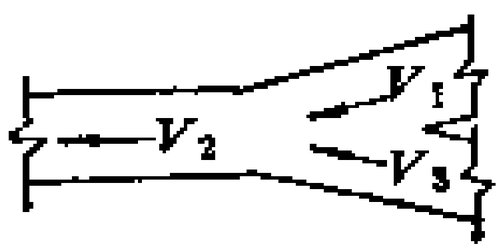
A_1/A_2	0.8	0.6	0.4	0.2
ξ	0.04	0.16	0.64	0.64



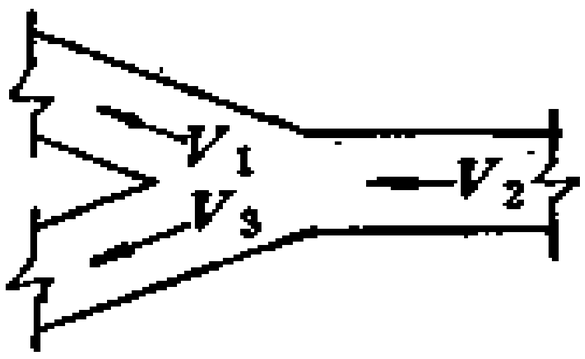
$$\xi = 0.5\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)$$

A_2/A_1	0.8	0.6	0.4	0.2
ξ	0.10	0.20	0.30	0.40

分岔处的局部阻力系数　　表 5



$V_1 \approx V_3$　　$\xi = 1.0$



用 V_2 时　　$\xi = 1.0$

附录三　几种国产风机的性能特征

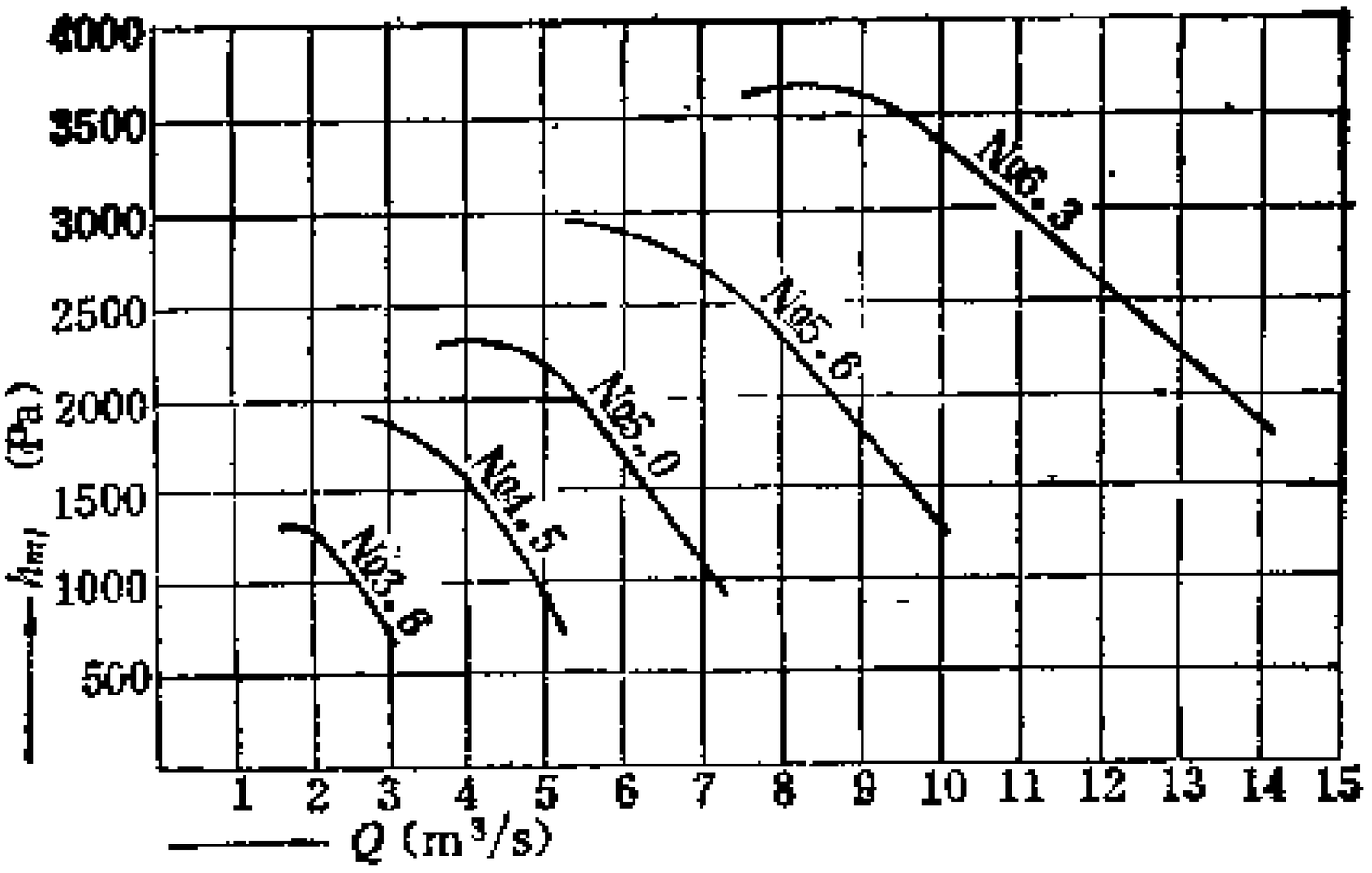


图 1　BKJ66-11型局扇性能曲线（n = 2975r/min）

JBT系列局扇特征表　　表 1

序号	型　号	风　量 (m³/min)	全风压 (Pa)	功率 (kW)	转速 (r/min)	级数	外径 (mm)	质量 (kg)
1	JBT-41	75～112	147～736	2	2900	1	400	145
2	JBT-42	75～112	294～1471	4	2900	2	400	180
3	JBT-51	145～225	245～1177	5.5	2900	1	508	240
4	JBT-52	145～225	490～2354	11	2900	2	508	
5	JBT-61	250～390	343～1569	14	2900	1	600	
6	JBT-62	250～390	686～3138	28	2900	2	600	

BKJ66-11型局扇性能表　　表 2

序号	型　号	风　量 (m/min)	全风压 (Pa)	功率 (kW)	转　速 (r/min)	动轮直径 (m)
1	BKJ66-11№3.6	80～150	600～1200	2.5	2950	0.36
2	BKJ66-11№4.0	120～210	800～1500	5.0	2950	0.40
3	BKJ66-11№4.5	170～300	1000～1900	8.0	2950	0.45
4	BKJ66-11№5.0	240～420	1200～2300	15	2950	0.50
5	BKJ66-11№5.6	330～570	1500～2900	22	2950	0.56
6	BKJ66-11№6.3	470～800	2000～3700	42	2950	0.63

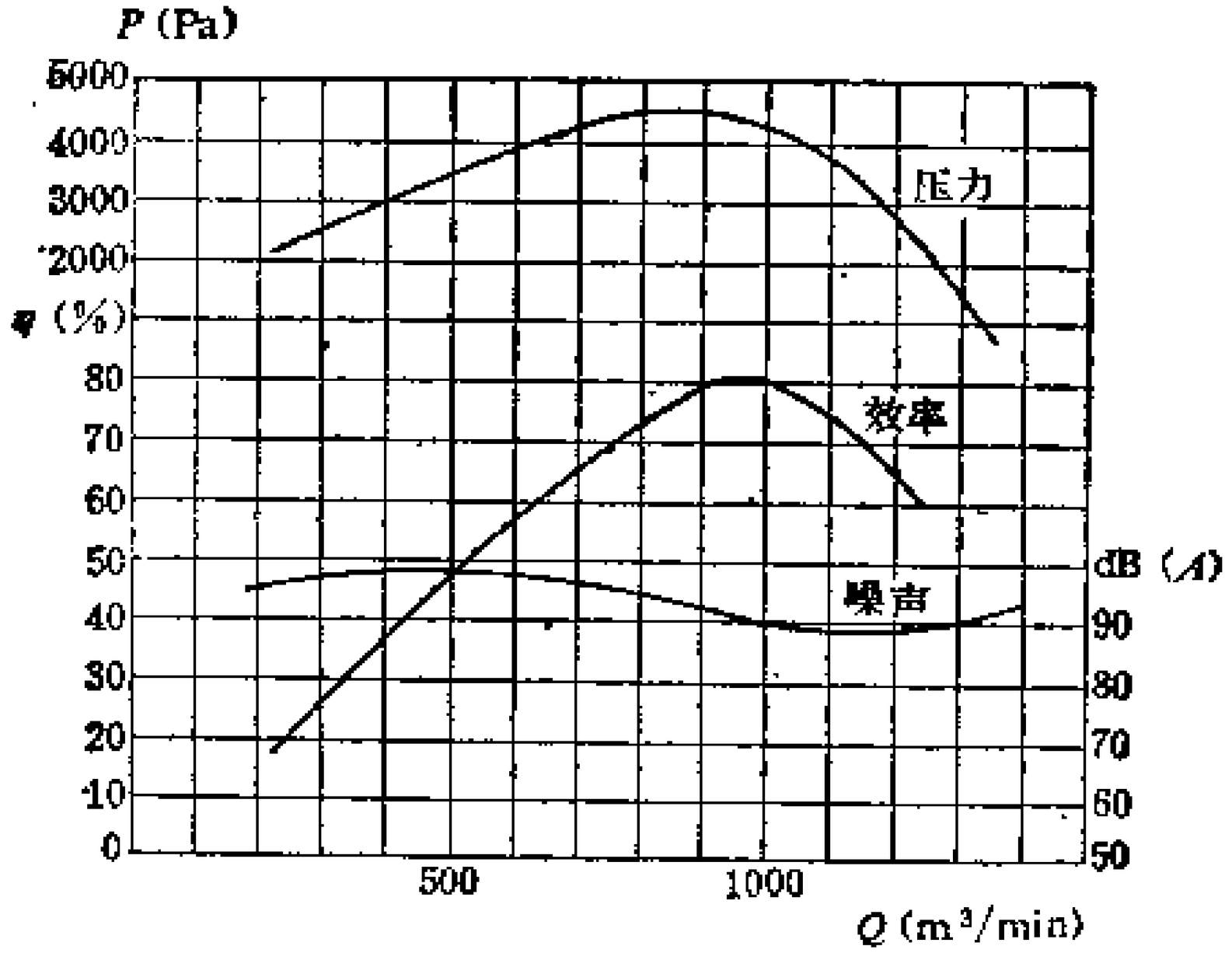


图 2　88-1型对旋式轴流通风机性能曲线（$n = 1480r/min$）

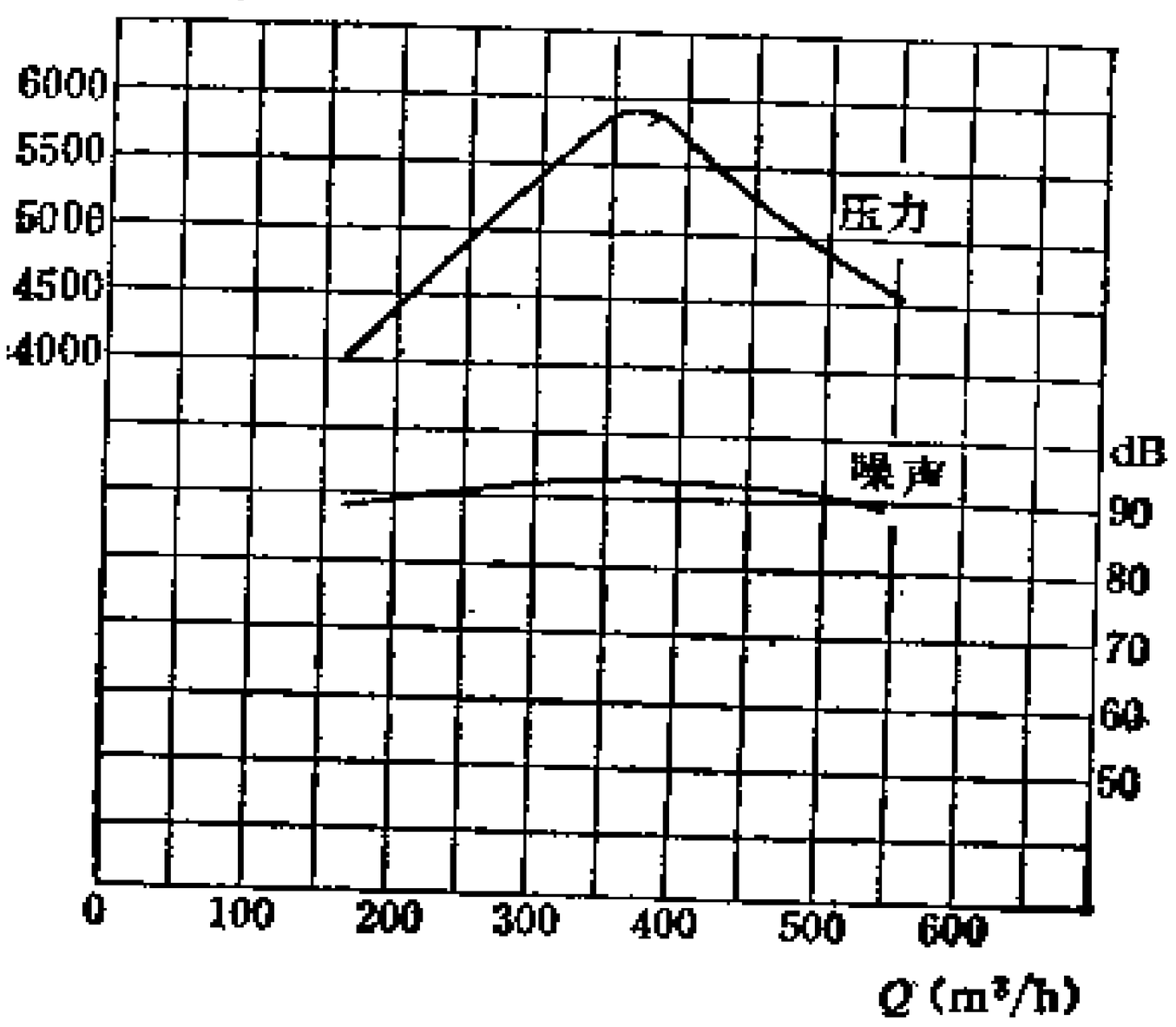


图 3　90-1型对旋式轴流通风机性能曲线（$n = 1480r/min$）

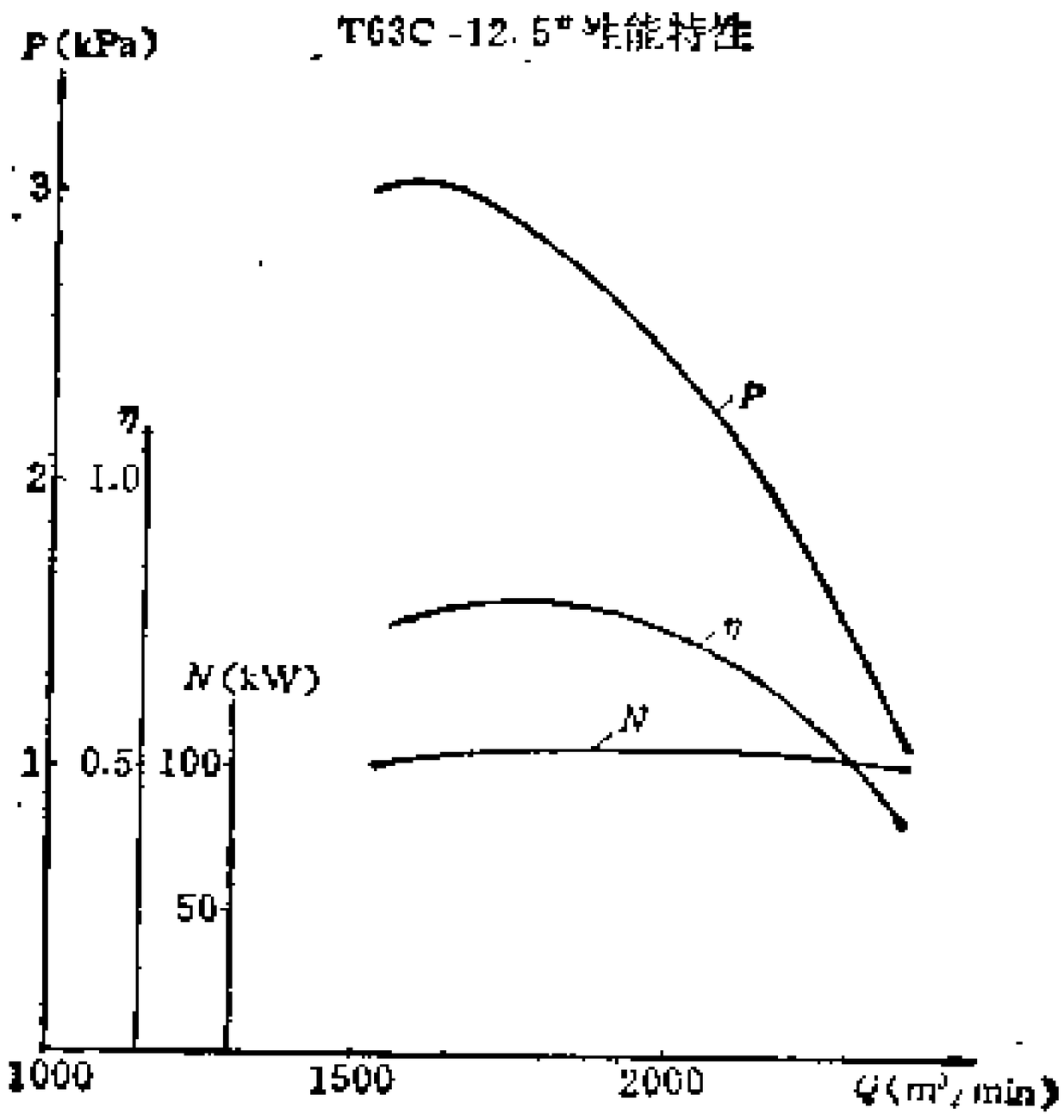


图 4　T63C-12.5型
子午加速式低噪音隧道轴流
通风机性能特性曲线

附录四　铁风筒漏风系数表

风筒长度 (m)	单位接头透风系数 K	风筒长度为3(m)及下列直径(m)时的漏风系数					风筒长度为4(m)及下列直径(m)时的漏风系数				
		0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
100	0.001	1.04	1.02	1.01	1.01	1.01	1.03	1.02	1.01	1.01	1.008
	0.003	1.14	1.09	1.06	1.04	1.03	1.10	1.06	1.04	1.03	1.02
200	0.001	1.13	1.08	1.06	1.05	1.03	1.08	1.06	1.04	1.02	1.02
	0.003	1.42	1.27	1.21	1.16	1.10	1.30	1.19	1.15	1.11	1.06
300	0.001	1.24	1.16	1.12	1.09	1.06	1.16	1.10	1.08	1.06	1.04
	0.003	1.79	1.51	1.38	1.29	1.18	1.59	1.37	1.28	1.22	1.12
400	0.001	1.39	1.25	1.19	1.15	1.10	1.27	1.16	1.12	1.10	1.06
	0.003	2.26	1.82	1.60	1.46	1.32	1.96	1.61	1.45	1.34	1.23
500	0.001	1.56	1.36	1.27	1.21	1.14	1.39	1.25	1.18	1.14	1.08
	0.003	3.06	2.25	1.90	1.62	1.45	2.44	1.88	1.65	1.51	1.32
600	0.001	—	1.49	1.36	1.28	1.19	—	1.27	1.25	1.18	1.12
	0.003	—	2.76	2.25	1.93	1.57	—	2.22	1.87	1.66	1.45
700	0.001	—	1.62	1.47	1.36	1.27	—	1.48	1.32	1.28	1.16
	0.003	—	3.44	2.75	2.20	1.79	—	2.60	2.17	1.85	1.56
800	0.001	—	—	1.58	1.45	1.33	—	—	1.41	1.30	1.22
	0.003	—	—	3.35	2.63	2.05	—	—	2.57	2.13	1.74
900	0.001	—	—	1.72	1.54	1.36	—	—	1.57	1.39	1.25
	0.003	—	—	3.65	2.89	2.25	—	—	2.74	2.28	1.87
1000	0.001	—	—	—	1.65	1.50	—	—	—	1.46	1.28
	0.003	—	—	—	3.42	2.52	—	—	—	2.62	2.07

参 考 文 献

1. 邹在邦，史惠昌编。建井通风与安全。北京：煤炭工业出版社，1989年
2. 王英敏主编。矿井通风与安全，北京：冶金工业出版社，1991年
3. 李庆宣主编。通风机。北京：机械工业出版社，1985年
4. 黄元平主编。矿井通风。北京：中国矿业学院，1984年
5. 单巷掘进长距离通风。北京：煤炭工业出版社，1976年
6. 铁道部标准铁路隧道施工规范（JB204—86）。北京：中国铁道出版社，1988年
7. 煤炭工业部。煤矿安全规程。北京：煤炭工业出版社，1976年
8. 郑洽馀主编。流体力学。北京：机械工业出版社，1980年
9. 白铭声，王维新，陈祖苏编。流体力学及流体机械。北京：煤炭工业出版社，1982年
10. 铁道部隧道工程局编。大瑶山长大铁路隧道修建新技术。1988年
11. 铁道部科学研究院西南研究所。隧道译丛

参 考 文 献

1. 邹在邦，史惠昌编。建井通风与安全。北京：煤炭工业出版社，1989年
2. 王英敏主编。矿井通风与安全，北京：冶金工业出版社，1991年
3. 李庆宣主编。通风机。北京：机械工业出版社，1985年
4. 黄元平主编。矿井通风。北京：中国矿业学院，1984年
5. 单巷掘进长距离通风。北京：煤炭工业出版社，1976年
6. 铁道部标准铁路隧道施工规范（JB204—86）。北京：中国铁道出版社，1988年
7. 煤炭工业部。煤矿安全规程。北京：煤炭工业出版社，1976年
8. 郑洽馀主编。流体力学。北京：机械工业出版社，1980年
9. 白铭声，王维新，陈祖苏编。流体力学及流体机械。北京：煤炭工业出版社，1982年
10. 铁道部隧道工程局编。大瑶山长大铁路隧道修建新技术。1988年
11. 铁道部科学研究院西南研究所。隧道译丛

参 考 文 献

1. 邹在邦，史惠昌编。建井通风与安全。北京：煤炭工业出版社，1989年
2. 王英敏主编。矿井通风与安全，北京：冶金工业出版社，1991年
3. 李庆宣主编。通风机。北京：机械工业出版社，1985年
4. 黄元平主编。矿井通风。北京：中国矿业学院，1984年
5. 单巷掘进长距离通风。北京：煤炭工业出版社，1976年
6. 铁道部标准铁路隧道施工规范（JB204—86）。北京：中国铁道出版社，1988年
7. 煤炭工业部。煤矿安全规程。北京：煤炭工业出版社，1976年
8. 郑洽馀主编。流体力学。北京：机械工业出版社，1980年
9. 白铭声，王维新，陈祖苏编。流体力学及流体机械。北京：煤炭工业出版社，1982年
10. 铁道部隧道工程局编。大瑶山长大铁路隧道修建新技术。1988年
11. 铁道部科学研究院西南研究所。隧道译丛