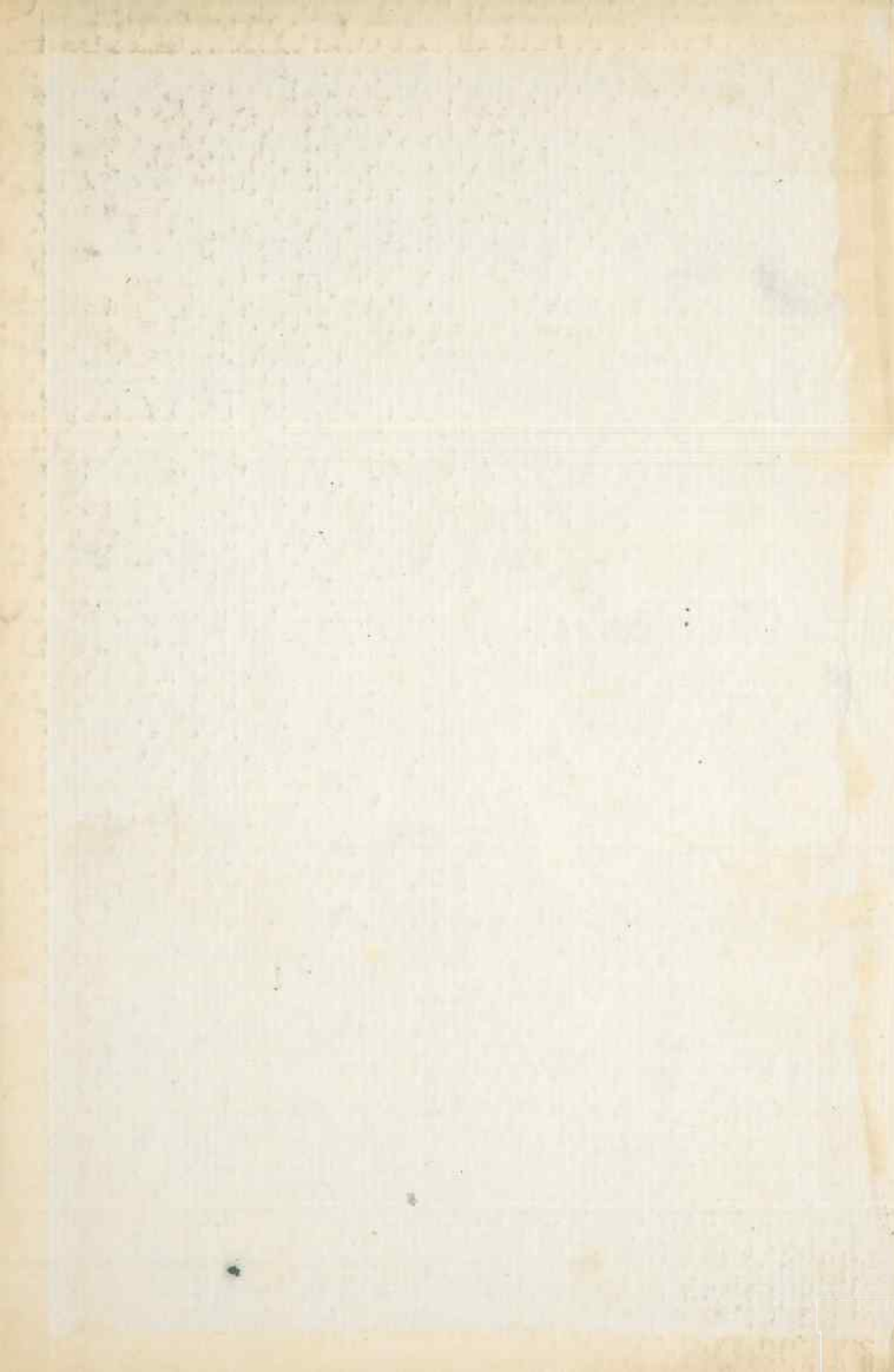




矿井通风学

〔波兰〕维·布德雷克 著

中国工业出版社



[波兰] 維·布德雷克 著

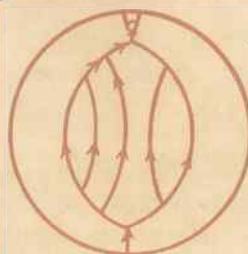
矿井通风学

王省身 譯

Main projectom

2 AGH

na panigtkz



王省身

(Wan Sim-Szen)

IV. 1983 ..

CHINA INSTITUTE OF MINING

XUZHOU JIANGSU CH. RL.

中国工业出版社

本书共分三篇：矿井通风的基础知識；矿內空气的流动；矿內空气的分配。

在这些内容的論述上，本书基本上概括了波兰学者的研究成果。书中的风流运动的基本理論和局部热风压理論均是建立在热力学的基础上的。在通风网路的研究、复杂网路的解算、通风机联合作业的分析等方面，作者都运用了不同于一般通风书籍的方法。书中对矿內空气的分配、通风系統的調节等方面也做了細致的研究。

本书可供矿业院校通风教教室的教师、煤矿系統的通风技术人员和研究人員参考。

Prof. Dr inż. Witold Budryk
WENTYLACJA KOPALNÍ
CZĘŚĆ I PRZEWIETRZANIE WYROBISK
(PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE, KATOWICE, 1951)

※ ※ ※

矿 井 通 风 学

王 省 身 譯

※

煤炭工业部书刊編輯室編輯（北京东长安街煤炭工业部大楼）

中国工业出版社出版（北京修麟閣路丙10号）

（北京市书刊出版事业許可証出字第110号）

中国工业出版社第二印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行，各地新华书店經售

※

开本850×1168 $\frac{1}{2}$ ·印張10 $\frac{3}{8}$ ·字数266,000

1964年8月北京第一版·1964年8月北京第一次印刷

印数0,001—2,240·定价(科七)2.40元

※

統一书号：15165·3021(煤炭-175)

譯 者 序

本书是根据波兰采矿学丛书的第十分册——矿井通风学摘譯而成。原作者維·布德雷克教授系波兰科学院院士。他毕生从事采矿学科的研究工作，具有丰富的理論知識和實踐經驗，在采矿方面的理論著作甚多。

本书为作者名著之一，它的主要内容大多为波兰采矿工作者和作者个人的研究成果，独具特点。“矿內空气的流动”一篇中的风流运动的基本理論和局部热风压理論，均是建立在热力学的基础上的，这些理論是作者本人首先提出的；通风网路的研究，复杂网路的解算，通风机联合作业的分析等，都用了不同于一般通风书籍的方法。在“矿內空气的分配”一篇中，对通风系統的調节方法研究得相当細致。

波文原书第一次出版于1950年，当时曾把它列为波兰采矿高等院校的教科书，1961年經作者的学生斯·克諾特教授修訂后再版发行。新版本就波兰矿井风量計算标准，通风网路电力模拟計算方法，矿井通风管理及压能示意图的繪制方法等内容作了补充。

本书是根据1951年版摘譯的，事后又根据1961年新版作了补充修改。翻譯时选取了原书的特点突出的部分，也适当地照顾了全书的系統性和完整性，因而采取了整章整节摘譯的方法。原书中矿內空气的取样，瓦斯含量和涌出形式，矿尘，局部通风，一般通风构筑物等内容均未譯出。

初稿譯出后經我組黃元平、錢仲德、过熙泳、俞启香和赵以薰等同志作了技术审閱，对于提高本书质量有很大的帮助。但是限于譯者的水平，譯文不确切甚至錯誤之处唯恐难免，希讀者給予指正。

北京矿业学院通风安全教研組

王 省 身 1963.9.

前 言

世界上所有国家的采矿工作者一致认为，矿井通风对于保证正常生产，对于保证矿井安全，都有十分重要的直接作用。随着矿井的开采规模日渐扩大，井下的温度逐渐升高，瓦斯含量的不断增加以及煤的自燃特性愈益加剧，合理地解决矿井通风问题，就显得特别重要了。同时，矿井通风对于提高矿工的劳动效率，保证矿工的安全和健康，也是极为重要的。

在人民波兰，我们亲自看到采矿工业的巨大发展，煤矿工业的建设逐渐进入世界先进行列，与此同时也深刻地体会到矿井通风的重要作用。另外采矿法中明确地提出了对矿井通风的要求，这就更加证明我国政府对通风工作的重视。

矿井通风是采矿工程中一个极为复杂的问题，必须用科学的态度来对待它。近几十年来，世界上许多科学工作者都在这方面进行着积极的研究工作。我们也不是落后的，我们为在这一问题的某些方面所获的居于世界首位的重大成就而感到骄傲。

本书的编写，一方面是为了汇集矿井通风的实际问题，同时也是为了综述有关这方面最重要的具有实际价值的科学成果。在本书的编写过程中，我们引用了一些国外的成果，首先是苏联学者在这方面所获得的成果。近二十年来，苏联学者在矿井通风的科学研究方面完成了巨大的工作，到目前为止，远远超越了其他国家的成就。特别值得提出的是苏联著名学者阿·斯闊成斯基及其学生所获得的重大成就。

維·布德雷克(W. Budryk) 1950年9月于克拉科夫

目 录

譯者序	
前 言	
緒論	1

第一篇 矿井通风的基础知識

第一章 矿內空气的成分	4
第1节 氧气	4
第2节 氮气	6
第3节 二氧化碳	7
第4节 一氧化碳	10
第5节 硫化氫	12
第6节 二氧化硫	13
第7节 氧化氮	13
第8节 矿井瓦斯	14
第9节 矿井瓦斯濃度的測定	21
第二章 矿內空气的湿度	26
第1节 空气的湿度	26
第2节 温度变化对空气湿度的影响	28
第3节 空气湿度及水蒸汽分压力的測量	30
第三章 矿內空气的压力	33
第四章 矿內空气的温度	35
第1节 空气压力的影响	35
第2节 岩石温度的影响	37
第3节 大气温度及通风强度的影响	41
第4节 其他因素的影响	42
第五章 劳动的热条件	43

第1节 卡他計	45
第2节 实效溫度	49
第六章 空气的重率	50
第七章 风流速度	52
第1节 規定的許可风速	52
第2节 风速計	53
第3节 皮托管	58
第4节 普通压差計及精密压差計	62
第5节 风量計及自記风压計	67
第6节 热量风速計	68
第7节 測量风速的其他方法	70
第八章 平均风速的測量及风量計算	71
第1节 风速測量及风量計算方法	71
第2节 測风站	78
第九章 矿井所需风量的計算	79
第1节 根据空气成分变化計算风量	79
第2节 根据炸药消耗量計算风量	81
第3节 根据井下工作人数計算风量	83
第4节 根据产量計算风量	85
第5节 所需风量及主要通风巷道断面計算的实例	86

第二篇 矿內空气的流动

第一章 流体在管路中流动的方程式	91
第1节 不可压缩流体的流动	91
第2节 可压缩流体的流动	93
第二章 机械风压作用下的空气流动規律	95
第1节 通风机风压	95
第2节 用热力图綫研究通风机的靜压	98
第3节 安設通风机的管路中的压降变化情况	101
第4节 通风机的功率	102
第三章 自然因素作用下的空气流动規律	103
第1节 热风压	103

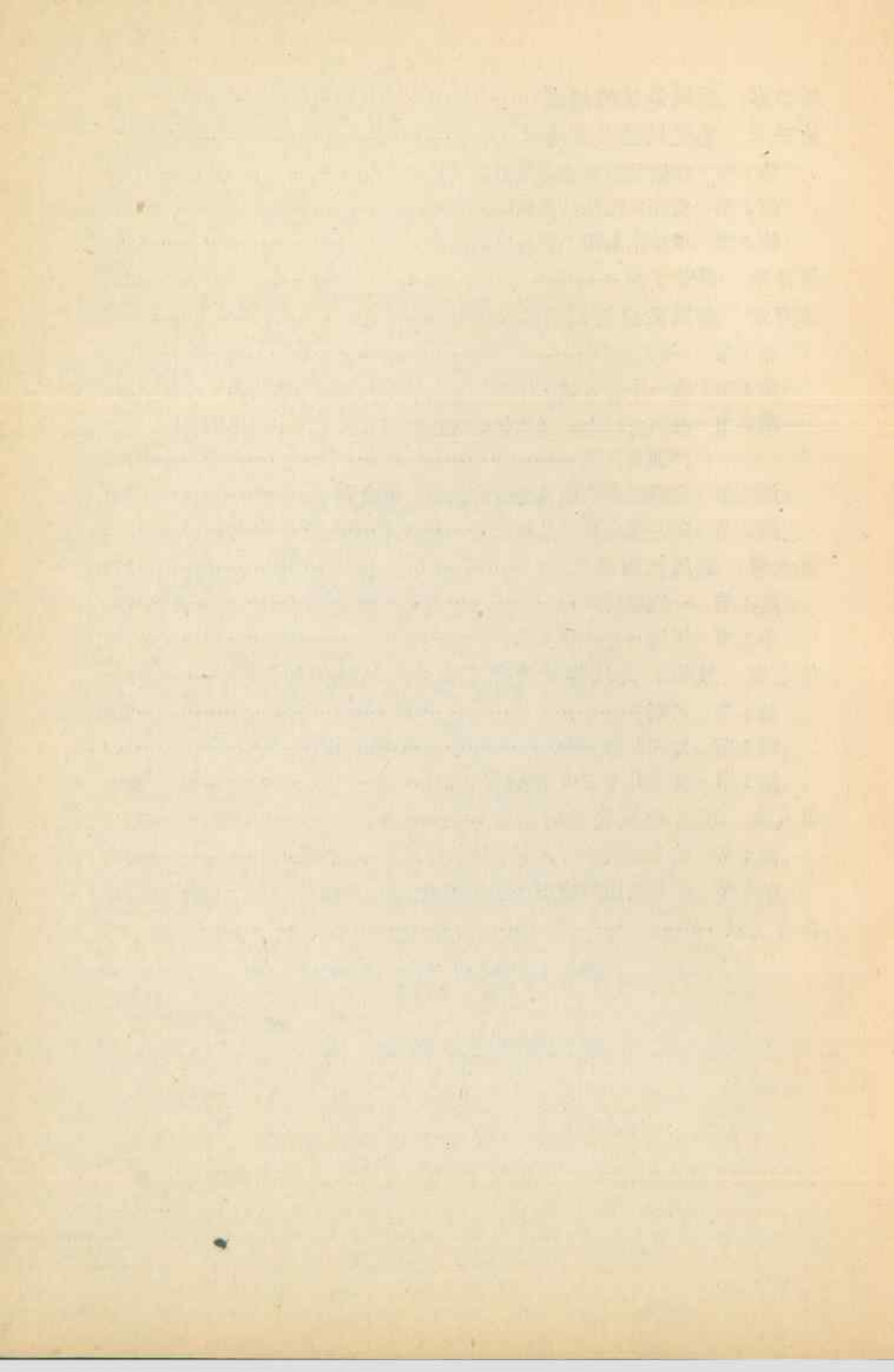
第2节 空气成份变化的影响	109
第3节 自然通风	110
第4节 全矿自然风压的计算	112
第5节 热风压的简化算法	116
第6节 矿内局部自然风压	119
第四章 矿内空气流动时的热交换	121
第五章 流体动力相似定理	126
第六章 风压损失	128
第1节 风压损失的测量	128
第2节 摩擦阻力引起的风压损失的计算方法	134
第3节 摩擦阻力系数	137
第4节 风流内物体的阻力	139
第5节 木支架巷道的阻力系数	143
第6节 阻力系数的实验数据	147
第7节 局部阻力	149
第七章 矿井通风计算单位	157
第1节 阻力单位	157
第2节 表征通风容易度的计量单位	158
第3节 各种计算单位的选择	160
第八章 风路的连接及风阻计算	162
第1节 风路的风阻	162
第2节 风路的串联连接	163
第3节 风路的并联连接	164
第九章 通风网路	166
第1节 通风系统的分类	166
第2节 通风系统图	167
第3节 一台通风机工作的正常连接通风系统的分析	171
第4节 一台通风机工作的简单角联通风系统的分析	177
第5节 一台通风机工作的复杂角联通风系统的分析	187
第6节 两台通风机工作的简单正常连接通风系统的分析	194
第7节 两台通风机工作的, 由二级分支巷道组成的正常连接通风系统的分析	203

第8节	两台通风机工作的简单角联通风系统的分析	207
第9节	多台通风机工作的通风系统的分析	209
第10节	电力模拟在通风网路计算中的应用	212
第11节	漏风的影响	215
第12节	自然风压的影响	217
第十章	通风机	218
第1节	通风机的类型	218
第2节	通风机的特性曲线	226
第3节	空气重率、通风机型号和转速变化的影响	232
第4节	通风机的等效率特性曲线	237
第5节	无因次特性曲线	238
第十一章	在通风网路中只有一台通风机工作时的情况	241
第1节	矿内通风状况的确定	241
第2节	通风机工况的调节	242
第3节	漏风的影响	243
第4节	自然风压的影响	245
第十二章	多台通风机的联合运转	248
第1节	管路特性曲线	248
第2节	串联连接的特性曲线	249
第3节	利用两台通风机串联通风	251
第4节	两台通风机串联连接但作用方向相反时的工作情况	255
第5节	并联连接的特性曲线	258
第6节	正常连接通风系统的特性曲线	259

第三篇 矿内空气的分配

第一章	矿井通风设计的一般原则	265
第1节	井筒位置的选择	266
第2节	压入式或抽出式通风	268
第3节	主扇安设在地面或井下	269
第4节	上行风流或下行风流通风	270
第5节	具有自然特性煤层的通风	271
第6节	降低风阻的方法	272

第二章 通风系統的組成	273
第三章 巷道風阻計算方法	276
第1節 根據巷道基本參量計算風阻法	277
第2節 突測風壓法計算風阻	277
第3節 增設附加阻力物計算風阻法	277
第四章 風量計算	281
第五章 通风系統的調節	282
第1節 一般原則	282
第2節 在一個通風機工作的通风系統中利用調節風門調節風量	283
第3節 在兩台以上的通風機聯合運轉的通风系統中利用調節風門調節風量	288
第4節 安設輔扇的通风系統的調節及混合調節	291
第5節 礦井等積孔及總風阻	294
第六章 通風機的选择	296
第1節 一般原則	296
第2節 舉例	297
第七章 風峒、反風裝置及井下安設通風機的問題	304
第1節 風峒	304
第2節 反風裝置	307
第3節 關於井下安設通風機的問題	309
第八章 礦井通風狀況的檢查	312
第1節 礦井空氣成分，勞動熱條件以及風量的檢查	312
第2節 礦井風壓的檢查	314
參考文獻	318



緒 論

矿井通风学是采矿科学的一个分支，其内容包括：为創造舒适的工作气象环境而应该采取的各种方法与措施；保证人們的健康、安全和高效率地进行劳动而采取的各种方法与措施。

在矿井里，維持一个舒适的工作环境，不仅要从小矿內空气的成份上着眼，使之合乎要求，而且也要使其他的一些因素符合要求，如空气的温度、湿度、压力、流动速度、电离度等。

矿內空气的成份，一方面取决于进入矿井的大气成份，另一方面取决于它在井下流动时所发生的各种变化。

所謂“大气空气”是由下列各种气体混合組成：

氧	20.93%(按所占体积計算)
氮	78.10%
氫，变性氫，氦，氖，氬等	0.93%
二氧化碳	0.03~0.04%

除此而外，大气空气尚含有少量的水蒸气，尘土的微粒，宇宙尘以及其他局部地区出現的少量气体。

在地球上經常进行着一系列的放出与吸收气体的化学物理反应过程。虽然在这些过程中有些气体互相抵消了，如动物吸收氧(O_2)，放出二氧化碳(CO_2)，而植物則相反。但保持大气成份不变的主要原因还是以下两点：

1. 大气的存在量十分巨大 (5.1×10^{15} 吨)，人兽呼吸所消耗的氧量只占其中很少一部分，每年約为其总量的0.00000002%。

2. 大气有特別大的流动性，各种气体具有一定的扩散性。

正是由于以上种种原因，所以人們不需要为地面上空气成份的变化而担心。但是在一个封閉的有限空間內，人兽的呼吸，各种生产过程以及各种物质的聚积，都可能成为产生有害气体的源

泉。为此，就需要不断地从外部输入新鲜空气，排除污浊的空气，使得有害的气体在这个封闭的空间内维持在允许浓度以下，从而保证在其中长久工作的人们不受危害和引起任何疾病。

根据苏联的规定，在空气中各种有害气体，蒸汽和尘埃的允许含量如表 1 所示。

表 1 各种有害气体、蒸气、微尘在空气中的允许浓度标准(苏联)

有 害 气 体	允许浓度 (克/米 ³)	有 害 气 体	允许浓度 (克/米 ³)
丙酮	0.2	铅及其化合物	0.00001
甲醇	0.03	金属汞	0.00001
乙醇	1.0	二硫化碳	0.01
戊醇	0.1	硫化氢	0.01
氨	0.02	硫化气体①	0.02
苯胺	0.005	松节油	0.3
砷化氢	0.0005	一氧化氮	0.005
苯，甲苯	0.1	氧化锌	0.005
汽油，白节油，矿物油	0.3	一氧化碳	0.02
四氯化碳	0.05	三氯乙烯	0.05
二氯乙烷	0.05	烟草微尘	0.003
甲醛	0.005		

① 在熔化和洗选含砷物质时允许含量为0.04。

在矿井里，通风工作具有重要的意义。因为矿井不仅为不透气的岩层所包围，而且它与地面的连通孔道也极为狭小。同时，在井下发生着一系列可吸收氧和放出有害气体、尘粒的过程。另外由于采矿工程不断延深，岩石温度也就逐渐增高，加以井下巷道内缺乏阳光照射，这对人体的生理机能有一定的不良影响。所有这些都会使井下空气成份和性质不同于地面大气。

为了在井下创造一个正常的大气条件，必须对矿井空气进行不断的“净化”，也就是所谓的“矿井通风”，排除有害气体；加热或冷却矿内空气。除此而外，甚致需要将空气干燥或湿润；利用电气化学设备清洗空气。有时在空气里散布带有香味的物质，使之具有松柏的清香气味。

矿内空气中各种气体的特性如表 2 所示。

表 2 矿井空气中各种气体的特性

气 体 名 称	化学符号	分子量	在标准 状态时 的重率	相对于 空气的 比 重	气体 常数 (R)	气体的比热		$\frac{c_p}{c_v}$
						c_p	c_v	
干空气		(28.95)	1.293	1	29.27	0.24	0.172	1.40
氧	O_2	32.00	1.429	1.105	26.50	0.218	0.156	1.4
氮	N_2	28.03	1.251	0.967	30.26	0.249	0.178	1.40
二氧化碳	CO_2	44.00	1.964	1.518	19.27	0.210	0.165	1.28
一氧化碳	CO	28.00	1.250	0.967	30.29	0.250	0.179	1.398
硫化氢	H_2S	34.09	1.523	1.177	24.85	0.245	0.183	1.337
二氧化硫	SO_2	64.07	2.860	2.212	13.24	0.154	0.123	1.25
氨气	NH_3	17.03	0.760	0.588	49.79	0.53	0.41	1.29
沼气	CH_4	16.03	0.715	0.553	52.90	0.590	0.460	1.28
乙烷	C_2H_6	30.05	1.342	1.037	28.21	0.413	0.338	1.22
乙烯	C_2H_4	28.03	1.251	0.968	30.25	0.40	0.32	1.25
乙炔	C_2H_2	26.02	1.162	0.899	32.59	0.37	0.29	1.26
氢	H_2	2.016	0.090	0.069	420.60	3.405	2.420	1.407
水蒸汽	H_2O	18.02	0.804	0.622	47.06	0.500	0.390	1.28

全书共分三篇：

第一篇，矿井通风的基础知识；

第二篇，矿内空气的流动；

第三篇，矿内空气的分配。

第一篇 矿井通风的基础知识

第一章 矿内空气的成分

第1节 氧 气

地面空气中氧的含量按体积计算约为21%，按重量计算约为23%。氧极易与其他元素化合，根据它的反应速度的不同可以分为：

1. 氧化——缓慢的化合。
2. 燃烧——在化合的过程中伴有发光的现象。
3. 爆炸——在化合过程中迅速的燃烧并发出声响。

当氧与其他元素化合时，一般是发生放热反应。放出热量的多少，一方面决定于参与反应的物质，另一方面决定于氧化生成的物质，而与反应速度无关。但是在缓慢氧化过程中，放出的热量由于逐渐被周围的介质所吸收，因此并无显著的热力现象。

一个人所需要的氧量，部分决定于体质和身材，但主要是决定于人的精神状态与劳动强度。矿工在休息的时候需要氧量一般不少于0.25升/分，在工作时则为1~4升/分。在工作班内平均所需氧量为1~1.25升/分。马匹所需氧量为人的6~8倍，但是在采矿规程中所定的量较少，仅为4~5倍。

最利于呼吸的氧气压为159毫米汞柱，相当于大气压力为760毫米汞柱时氧含量为21%时的分压力。由于人体器官具有一定的适应性，所以在氧气分压力相当低时(65~90毫米汞柱)仍能进行正常的呼吸。不过，这必须是空气中的氧气分压力在逐渐降低，而且要求空气中除氧以外的气体由氮气或其他惰性气体所组成不能再渗杂其他有毒有害气体。当空气压力为760毫米汞柱

时，65~90毫米汞柱分压力的氧折合成体积含量，约为9~12%。

矿内空气压力一般是大于地面气压的。因此在氧含量按体积計算較低的情况下，仍然可以保持正常的氧的分压力。

空气中氧含量的降低可能引起人体机能的反应如下：

在17%时，从事紧张的工作会感到心跳和呼吸困难；

在15%时，失去从事重劳动的能力；

在12%时，感到明显的缺氧现象，人的生命开始受到威胁；

在10%时，感到憋气，头疼头量，对人的生命已有严重的威胁；

在9.5%时，如果没有其他有害的气体参与，在半小时之后可能使人失去知觉；

在7%时，在相当短促的时间内即可能使人失去知觉和死亡。

灯焰对于氧含量降低时的反应如下：

空气中的氧含量为19%时，汽油灯焰降低1/3。

为17%时，汽油灯熄灭。

为16%时，电石灯焰变弱并发烟。

12%时，（更严格的說是在11~13%之間）

电石灯熄灭。

从上列数据来看，在汽油灯熄灭的时候，人們还能呼吸并維持生命，所以矿灯的熄灭可以作为危险的預兆。从这一点来看，汽油矿灯比蓄电池矿灯仍有其优越的地方。而电石灯是不能作为測定空气中氧含量的工具的，实际工作中也曾經发现过在窒息死亡的矿工身旁仍有电石灯点燃着。

采矿規程上規定：在井下工作地点，空气中的氧含量不能低于19%（苏联規定不能低于20%）。

在矿井里，空气流动过程中氧含量减少的原因有：

1. 掺入了井下的各种气体；

2. 在各种氧化过程中如人畜的呼吸、火焰灯的点燃、木材的腐烂、煤炭的氧化等吸收了部分的氧，生成了大量二氧化碳（ CO_2 ）。

严重缺氧的空气叫作“浊气”，它含有过量的 $\text{CO}_2 + \text{N}_2$ 的混合气体。

前面已经述及，当空气中氧含量降低时灯焰光度变弱。因此可以利用汽油矿灯作为测定氧含量的工具，氧含量降低 0.1%，

汽油矿灯的灯焰减低 3.5%。

在非瓦斯矿井里，比较准确地测定空气中氧含量的方法是利用海尔达氧气检定管 (Turka Haldane'a) (图 1)。

测定时用很细的蜡烛 (1.5 毫米) 在有刻度的玻璃管中自上而下的移动，由于管内空气受热而产生一股自下而上的气流。空气含氧量愈低，生成的气流愈小。所以蜡烛在管中下移一段较短距离便自行熄灭。根据蜡烛熄灭时所在的位置即可确定空气中的氧含量。海尔达管上的刻度是按空气温度为 18°C 、湿度为 100% 时制成的，其误差仅为 $\pm 0.2\%$ ，

所以在使用过程中，海尔达

管的精确度是受着空气的湿度，温度以及其中 CO_2 ， CH_4 的含量影响的 (当空气的湿度为 100%，温度为 30°C 时，读数即已不准确)。

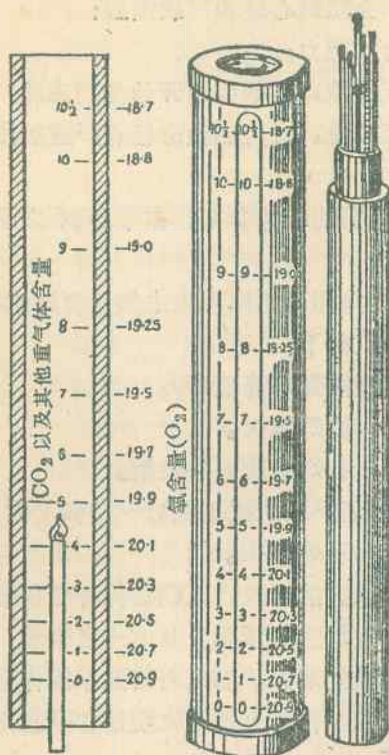


图 1 海尔达 (Haldane'a) 氧气检定管

第 2 节 氮 气

地面空气中氮气的含量按体积计算约为 79%，按重量计算约

占77%。在燃燒和呼吸的过程中，氮气是一种不参与反应的惰性气体。矿井空气中氮气含量多是由于氧含量减少而形成相对的增加。除此而外，井下有机物的分解和放炮工作（1公斤黑火药产生87升 N_2 ，1公斤硝酸铵炸药生成135升 N_2 ）也能使空气中的氮气含量稍有增加。在鉀盐矿床和其他含炭的矿物岩石中有时也放出少量的氮气。

在烟煤矿井从围岩裂隙喷出的沼气中常混有一定量的氮气，有时也会遇到純氮喷出現象。这可能是由于岩石裂缝中的空气在氧化过程中含氧量消耗殆尽，生成的二氧化碳下沉，以致剩下的仅为氮气。从矿床的围岩中也有长期放出氮气的現象。

在生产矿井里，空气中氮气的含量一般是保持不变的(79%)但有时会略有减少。根据多次的調查研究可以认为矿井空气中的氮气含量在77~80%之間。只有在上山盲巷中，由于长久不通风而可能有多量的氮气聚积。这同样是由于空气中的氧气被消耗而二氧化碳下沉所形成的。

第3节 二 氧 化 碳

地面空气中二氧化碳 (CO_2) 的正常含量一般是 0.03~0.04%，在矿井空气中 CO_2 的含量較多，它是由以下原因形成的：

1. 人畜呼吸，火焰灯的点燃，放炮，內燃机运转等。
2. 木材等有机物质和无机物质的分解，有用矿物如煤的緩慢氧化，和 CO_2 与 CH_4 从岩石裂隙和孔洞中一同放出。
3. 火灾与瓦斯煤尘爆炸。

只有在第一条中所列举的各种原因所形成的 CO_2 增加量可以进行粗略的計算。如一个工人在井下每小时平均呼出的 CO_2 量約 50 升。而馬匹为人的 6~8 倍(采矿安全規程規定 4~5 倍)。油灯点燃每小时用油 15 克时生成 CO_2 量約为 20 升/小时。汽油矿灯(耗油量为 6~7 克/小时)与电石灯(消耗电石量为 10~14 克/小时)生成 CO_2 量为 10 升/小时。含有 75% 硝石的 1 公斤的黑火药爆炸时可

以生成 CO_2 120升。硝化甘油炸药在压力为760毫米汞柱，温度为 15°C 时爆炸生成 CO_2 量为250升。1个馬力的汽油原动机每小时产生 CO_2 約620升。但是在矿井里属于第一类因素所产生的 CO_2 量并不多，它只占矿井空气中 CO_2 总量的很少一部分。在各个国家的个别地区也不尽相同。下面列举几个統計数据以便参考：

薩克松尼亚 1/20 (福尔斯特(Forster)和豪斯(Hausse)的統計)。

薩尔矿区 1/9 (斯汉道尔夫(Schondorff)的統計)。

維斯特法利亚 1/9 (布魯克曼(Broockman)的統計)。

頓巴斯 1/10~1/3 (斯闊成斯基(Skoczynski)与博立索夫(Borysow)的統計)。

金属矿井中約为1/3。

如果令： Q_{CO_2} 代表矿井每昼夜放出的 CO_2 总量，

T 代表矿井日产量(吨/日)，

則每生产吨煤所放出的 CO_2 量为：

$$q_{\text{CO}_2} = \frac{Q_{\text{CO}_2}}{T} \text{米}^3/\text{吨} \quad (1)$$

每生产一吨煤所放出的 CO_2 量主要取决于矿体和圍岩的特性以及矿井的开采情况(表3)。

表3 每产吨煤放出的 CO_2 量

煤 田 名 称	q_{CO_2} (米 ³ /吨)	
魯尔(維斯特法利亚)	2.5~30	平均8.8
加尔德(法国南部)	1~36	平均12
下西里西亚	2~70	平均26
上西里西亚(某些矿井)	(4~20)	
頓巴斯：焦煤矿井	1.5~7	
长焰与瓦斯煤矿井	3.0~4.5	
无烟煤矿井	3.5~6.0	
莫斯科近郊煤田(褐煤)	3~7.0	

矿井里 CO_2 放出量与氧消耗量之比叫做矿井呼吸系数(RQ)

$$RQ = \frac{q_{\text{CO}_2}}{q_{\text{O}_2}} \quad (2)$$

这个系数值一般是小于一，但是在某些放出 CO_2 量較多或耗氧量較少的矿井里也可能大于一。

根据頓巴斯煤田的調查，矿井的呼吸系数一般在0.3~0.8之間，平均为0.5。上西里西亚煤田的矿井呼吸系数与之相近。

空气中二氧化碳含量在5~10%时，也具有微弱的毒性，对于人的器官粘膜与皮肤均有刺激作用。 CO_2 极易溶于水，当温度为0°C、压力为760毫米汞柱时，100份的水可以溶解185份的 CO_2 。

二氧化碳含量在1~2%时，一般认为对人是无害的。当其含量为：

1%——人們呼吸次数与深度都略有增加；

3%——呼吸次数增大二倍，在休息状态下还不会引起不良影响，但从事劳动已感沉重；

5%——呼吸次数增大三倍，呼吸感到困难(有憋气現象)；

6%——感觉到明显的悶气和疲憊；

7%——强烈的头疼感和周身不适；

10%——可能发生昏迷；

25%——有死亡的危險。

灯焰的变化情况如下：

3%——火焰变弱并发烟；

5~6%——汽油矿灯熄灭。

因此在灯焰开始熄灭的时候，人們还能維持呼吸。但进入这样的地区是禁止的。

二氧化碳較重，很难与空气混合，它常常聚集在巷道的底部。在空气靜止的地方， CO_2 与空气之間有着明显的分界，用安全火焰灯可以試出。只有較强的风流才能帶走聚集在巷道底部的 CO_2 。

当掘进工作接近老采区的下部时，要特別警惕， CO_2 可能透

过裂缝侵入工作地点。

在通风良好的矿井里，空气中 CO_2 的含量一般不会超过 0.25~0.30%，在个别巷道中可能稍高些。采矿规程中规定：在工作地点，空气中 CO_2 的含量不能超过 1%（苏联规定——0.5%）。

测定空气中 CO_2 的含量可以用安全检定灯（由于空气中含有氧气和其他因素影响，准确度较低），或者使用化学试剂和化学分析的方法。

安全检定灯在下列氧含量与二氧化碳含量中熄灭：

16.3% O_2 和 0% CO_2 。

16.9% O_2 和 5% CO_2 。

17.3% O_2 和 10% CO_2 。

另外测定 CO_2 还可以使用化学试剂：酚酞苏打溶液。

第4节 一氧化碳

一氧化碳是一种无色，无嗅，无味的气体。有人认为一氧化碳是有味的，其实 CO 的气味系来自火灾时期煤炭干馏的产物。在一般的矿井条件下 3 个体积的 CO 能溶于 100 个体积的水中。一氧化碳系可燃性气体（淡蓝色火焰）。与氧混合便组成爆炸性气体。



从以上的反应式可以看出二份的 CO 全部燃烧需要一份的 O_2 ，所以空气中 CO 含量约为 30% 时其爆炸威力最强。在正常条件下 CO 的爆炸下限为 13%，上限为 75%，引爆温度 630~810°C。

一氧化碳是极为强烈的有毒性气体，它与血液中红血球色素的亲合力要比氧大 250~300 倍，人体血液吸收 CO 的最大容积为 300 厘米³。中毒程度的大小也就是 CO 与色素结合的多少，它一方面取决于空气中 CO 的含量，人们在有毒空气中停留时间，另一方面也决定于吸入的有毒空气量和血液的循环速度。在含有

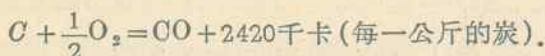
CO 的空气中，安全的停留時間可用下面的經驗公式(汉得 逊-海卡尔德)計算：

$$T = \frac{3}{B} \text{ 小时} \quad (3)$$

式中 B ——CO 的含量以百分数計算。上述公式在 CO 的含量低于 0.4~0.5 % 时有效。

一般可以认为，空气中的 CO 含量低于 0.002% 时对人体无害，如停留時間不长(半小时)允許到达 0.02%。苏联保安規程規定空气中 CO 含量不能大于 0.0016%。

当煤炭不完全燃燒时才产生 CO，其反应式如下：



在其他情况下，如 CO_2 与高温的物体(300°C 以上)：热燬的煤炭，金属物体，水蒸汽等相接触发生还原作用而生成 CO。当煤炭燃燒时(井下火灾时期)先是生成 CO_2 ，然后 CO_2 与热燬的煤炭接触还原而生成 CO。这和安全火焰灯网罩被烤燒时所产生的作用相仿。

在矿井里，CO 的主要来源是地下火灾与爆炸。單純的矿井瓦斯爆炸并不产生 CO。但是，煤尘参与爆炸生成 CO 是不可避免。其他来源尚有火药爆破和內燃机工作等。

如果內燃机工作正常时，生成的 CO 与 CO_2 的比值約为 28:72。工作不正常时可达 73:27。

有的煤层在放出其他瓦斯 (CH_4 , CO_2 , N_2) 的同时也有少量的 CO，例如格兰姆 (Graham) 曾經指出：在英国的某些煤矿里，矿井空气中总是含有少量 CO (最多为 0.0095%)；布魯克曼 (Broockmann) 认为：在某些煤中 CO 含量約占所含其他气体总量 (30~50 厘米³/100 克的煤) 的 5%~9%。

压縮空气机的滑潤油在高温的作用下能分解生成 CO，并且可能随着压气輸送到工作地点。为了防止 CO 中毒，压縮空气机只准使用燃点較高的矿物油，并要經常清洗机械。

檢查空氣中 CO 含量可以採用化學分析法，生物鑒定和比色法等。

第5节 硫化氢

硫化氢 (H_2S) 是一种无色而微甜的气体，具有臭鸡蛋的气味，能燃烧。在空气中的含量为 4.3~46% 时能爆炸，易溶于水。在正常状况下，即压力为 760 毫米汞柱，温度为 15°C 时 1 升水可以溶解 3.23 升的 H_2S 。

硫化氢对眼膜与呼吸器管有刺激作用，进入血液后能伤害神经系统引起一般性中毒，能使呼吸器管麻痺。在不同含量时人体中毒的反应如下：

0.01~0.015%：数小时后呈现轻度中毒现象。

0.02% 5~8 分钟之后，强烈的刺激喉、鼻与眼睛。

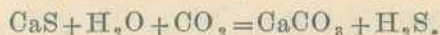
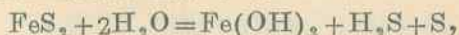
0.05% 虽然不致于引起死亡，但已是威胁生命的含量。

0.08~0.1% 严重的威胁着生命的安全。

0.1~0.15% 很快即能引起死亡。

苏联保安规程规定： H_2S 在空气中的允许含量为 0.00066%。

在有机物质，尤其是木材腐烂时最易放出 H_2S ，其次是石膏与黄铁矿分解也能生成硫化氢 (H_2S)：



硫化氢的其他来源有：从原岩的裂缝中放出（岩盐矿最常见），从地下水中放出，当导爆线燃烧，火药爆破时，尤其在比较潮湿的条件下易于生成硫化氢 (H_2S)，井下火灾时期也能产生硫化氢 (H_2S)。

矿内空气中是否含有硫化氢气体可以根据其特殊的气味加以判断，但比较可靠的检查方法是利用浸过醋酸铅溶液的试纸予以试验，如果试纸在空气中经 1~2 分钟后变黑，则硫化氢的含量已经达到能够威胁人的生命的程度。鼠雀对硫化氢的毒性也很敏感。

在矿内，对于积存的污水井已有 H_2S 气味的地方应特别警惕，因为一旦坑木或岩石垮落其中，即可能引起 H_2S 的大量放出而威胁生命。

硫化矿床的瓦斯含量在一年之内是随季节而变的。据说这是由于泥灰岩具有冬季吸收瓦斯而夏季放出瓦斯的特性所致。

除加强通风外还可以采用化学方法清除空气中的硫化氢，如喷洒氯化钙溶液。

第6节 二氧化硫

二氧化硫无色，但具有强烈的刺激性。人体的粘膜尤其是眼膜最易感受这种刺激 (0.002%)。二氧化硫与呼吸器管的粘膜接触后产生硫酸起浸蚀作用。当其含量为 0.05% 时，在较短的时间内即已能威胁人的生命。苏联规程规定：空气中 SO_2 的允许含量为 0.0007%。

硫化气体不自燃也不助燃，在矿内一般是不多见的。采用含硫炸药爆破或者在高硫份的岩石中放炮时会生成二氧化硫。有时也可能与沼气一起涌出。在火灾发生时或者硫化矿尘(黄铁矿)爆炸时都可能同时产生较多的 SO_2 与 H_2S (有时可达 2~3%)。

在苏联根据制造 CO 检定器的原理制成了二氧化硫检定器。每分钟吸入空气 2 升，经过 7~8 分钟后即能测出二氧化硫的含量。其误差仅为 0.0014%，仪器重 3 公斤，缺点是需要经常的换装试剂。

目前还有利用 SO_2 溶液比纯水具有更大的导电性的特点制成的检定器。

第7节 氧化氮

使用甘油炸药爆破时一般都要生成 CO 与 NO。NO 与空气接触时立即氧化成棕红色的气体 NO_2 。

二氧化氮有剧毒，对于口、鼻、眼、肺等粘膜具有特别强烈的刺激性。当其在空气中的含量为 0.004% 时对人体尚且无害，

如果含量为0.02~0.08%时在极短的时间内即能使人死亡。当空气中的氧化氮含量不大时(0.01~0.02%)如果不小心深深的吸入则可能引起肺部发炎而威胁生命。苏联保安规程规定二氧化氮(NO_2)在空气中的最大含量为0.00025%。

在工作面放炮之后一定要进行通风。人员进入后在开始阶段要避免剧烈的劳动防止引起急促的呼吸。最好是在通风良好以后再进去工作。

为了减少爆破时氧化氮的生成量应禁止使用湿度在0.5%以上的硝酸炸药和导爆线起爆。在炮眼内充填石灰包可以中和 NO_2 。实验证明采用这种方法后,可以缩短为稀释氧化氮而需要的通风时间(从二小时至二小时三十分减少到四十至五十分钟)。

在大多数情况下氧化氮生成后的1小时内都能为空气中的水份所吸收。加速这个过程的方法是在工作面洒水。在凿井时最好在放炮后向工作面施放水蒸汽。

浸过淀粉与碘化钾溶液的试纸在含有氧化氮的空气中迅速变黑,故可作为检定氧化氮的指示剂。

表4 几种主要有毒气体对人体危害程度指示表

中毒的时间与程度	有毒气体在空气中的含量(%)				
	CO_2	CO	SO_2	H_2S	NO_2
在数小时之内对人体无害	0.5~1	0.008	0.0008~0.001	0.0015	0.002
2~3小时内显示轻微中毒	2~3	0.01~0.05	0.002	0.005~0.008	0.003
0.5~1小时内有危险中毒	4~5	0.2~0.3	0.005~0.018	0.04~0.06	0.008
短时间内即能威胁生命	8~10	0.5~0.8	0.08	0.08~0.1	0.015~0.0

第8节 矿井瓦斯

矿井瓦斯的主要成份是沼气(CH_4)。在矿井瓦斯中沼气含量有时可达99.9%。组成矿井瓦斯的其他气体尚有:二氧化碳(一般占5%以下),氮(从百分之几到20~30%或者更多),氢,乙

烷，乙烯等（三者的混合气体一般不超过1~4%，但在含油岩层的巷道中可能较多）。

矿井瓦斯是一种无色，无味，无溴的气体。但有时由于伴生着碳氢化合物和微量的硫化氢，会发出一种类似苹果香的特殊气味。有的矿工认为在空气中可以看到矿井瓦斯如云雾存在。这可能是由于它聚积在巷道的顶部，而沼气与空气的折射率不同所引起的，也可能是由于瓦斯多积聚在通风不良的巷道中与水蒸汽同时存在而形成的。

矿井瓦斯难溶于水（当压力为760毫米汞柱，温度为20°C时，100份水可溶3.5份沼气）。渗透性较空气高1.6倍，容易透过有孔隙的隔离物。

矿井瓦斯多出现于煤矿，但是在岩盐矿井，硫化矿床矿井，碳酸盐矿井以及其他铅，铁，金属矿井也都可能出现矿井瓦斯。瓦斯可以从煤层，从围岩中放出，也可以从采落下来的煤块和遗留在采空区的碎煤中放出。

瓦斯的放出形式有缓慢的涌出，大量的喷出以及突出：

1. 瓦斯涌出：是煤层放出瓦斯的基本形式。在矿井中掘进工作面涌出的瓦斯量比回采工作面一般要多4~5倍。工作面推进的速度愈快则瓦斯涌出量愈大。因此控制工作面的数量，尤其是掘进工作面的数量可以在一定程度上调节矿井瓦斯的涌出量。

瓦斯涌出时常常伴随着类似下雨的声音，或丝丝的声响（好象螃蟹在容器内爬行时发出的声响），甚至象哨音。产生这些声响的原因是由于瓦斯在煤体内具有相当大的压力，而从孔隙中涌出的速度很快所致，同时还可能是由于压力的释放造成煤体碎裂而形成。

瓦斯在煤体中的压力可以采用打钻封闭用压力表测出。煤层中瓦斯压力最高可达40个大气压甚至更高。大量和高压的瓦斯可以降低煤体的强度和增加煤尘的生成量，从而影响采出煤炭的块度。为此预先在工作面打眼排放瓦斯是必要的。

2. 瓦斯喷出：从煤层，顶底板岩石的裂缝或孔洞中大量而长

期的(从几天到数十年)放出瓦斯即謂之噴出。当采掘工程接近地质构造破坏地区时最易发生瓦斯噴出現象。瓦斯噴出时伴随着較大的絲絲声响。噴出的瓦斯量不定。开始时每日最高可达几万立方米,以后逐漸下降。在瓦斯噴出之前往往先噴出一股水流,然后接踵而来的才是瓦斯。

掘进巷道时遇到大量瓦斯噴出,常常会造成矿井局部地区充滿瓦斯,极易发生危險事故。最好利用专用管路或巷道将瓦斯直接引到总回风道或出风井予以排出。如果噴出是大量的与长期的,則可設法用于科学研究或做为工业燃料。

介于噴出与突出之間有时还会出现一种从頂板或底板岩石(硬坚的砂岩)中放出大量瓦斯的現象。这种現象的发生,大多是由于冲击地压作用或者大面积的頂板陷落造成較寬的裂隙而形成。同样,由于底板突然隆起也会造成这一現象的发生。

3.瓦斯突出:大量的瓦斯(从几十立方米到几万立方米的瓦斯)突然噴出并带出大量的煤粉(从几吨到几万吨),同时还伴随着声响和剧烈的冲击地压。由于这种現象具有难以預料的突然性,因此对生产工作威胁很大。瓦斯突出現象在以下各煤田中都陆續发现:蒙斯(比利时)、卡尔德(法国)、雷希察(匈牙利)、魯尔的某些矿井(德国)、南部威利、兰开夏、約克郡(英国)太平洋煤田(美国)等。

从沒有充填的老采空区内,也可能一次放出相当量的瓦斯。其来源可能是相邻煤层也可能是遺留的煤柱或碎煤。

当大气压力或矿井风压发生变化时,透过岩石裂縫或密閉也能从封閉区内放出大量瓦斯。

矿井瓦斯与空气并不是很容易混合的,由于它的比重較空气輕所以常常是聚积在巷道的頂部。因此在頂板冒落的空間常常有瓦斯聚积的危險。在瓦斯矿井开掘上山独头巷道是不适宜的。

在矿井火災时期由于煤的干餾有机物质的分解等也会产生相当量的沼气和的气体。人們曾經发现沼气随压缩空气带入工作面的現象,这部分沼气的来源是由于空气压缩机用油分解而成

的。

不是所有的煤层都具有同样多的瓦斯(CH_4)，甚至在同一煤层的不同区域内瓦斯含量也不相同。但一般的可以认为深度愈大则瓦斯含量愈大。在有些煤田，瓦斯涌出量相当可观(表5)。

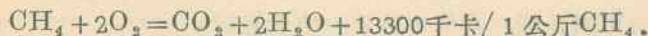
表5 每产吨煤的瓦斯涌出量表($\text{米}^3/\text{吨} \cdot \text{日}$)

煤 田 名 称	q_{CH_4} ($\text{米}^3/\text{吨}$)	
	平 均	最 大
薩 尔	19	100~175
奥斯特拉瓦-卡尔温斯基(捷克)	29	160
英属哥伦比亚(北美)		140~230
魯 尔	7	60
頓涅次(苏联)	5~7	40

随着开采深度的增加，瓦斯涌出量也会增大，在波兰的許多矿井开采浅部煤层时根本没有沼气的微迹，但是当延深后，开采下部煤层时便出现了沼气。因此再往深部开采瓦斯涌出量必然也会有所增加。根据李金进行的近似计算，苏联頓涅次矿区采深到达1000米时相对瓦斯涌出量(q_{CH_4})可能达 $80 \sim 100 \text{ 米}^3/\text{吨}$ ，1500米时 $q_{\text{CH}_4} = 200 \text{ 米}^3/\text{吨}$ 。

沼气对于人体的作用和氮气(N_2)相似，对于人的呼吸器官无毒性。但是当浓度过大时相对的减少了空气中的氧的含量而对人体有害。空气中沼气含量为43%时，氧含量就要下降到12%，这是危及人们生命的含氧标准。在瓦斯矿井，在独头上山内也曾发生过沼气闷死人的事故。

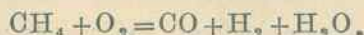
矿井瓦斯是可燃的，并且能与空气混合成为爆炸性气体，其燃烧过程的化学反应式如下：



从上式可见在进行完全燃烧时1个体积的沼气需要2个体积的氧，这就相当于空气在正常含氧量(21%)的情况下沼气浓度为

9.5%，因此当空气中的沼气含量为9.5%时爆炸最为强烈。沼气最易点燃的浓度为8%。

如果空气中沼气含量过大时，由于缺氧不能进行完全燃烧，因此其燃烧过程将按如下的化学反应式进行：



沼气的燃烧过程一方面随矿井瓦斯的成份不同而有所变化，另一方面也受空气成份的影响，如果氧含量过低或者 CO_2 量增多，都阻碍燃烧的进行。

在标准状况下沼气爆炸的下限为5~6%，上限为14~16%，点燃温度为650°C~750°C。

空气中沼气 (CH_4) 含量低于下限时，只在与火焰接触部分燃烧。这种性质可从灯焰的延伸和显现青蓝色的瓦斯光晕得到证实。利用安全检定灯焰判定瓦斯含量其道理也就在于此。

通风不良是造成瓦斯聚积的最基本的原因。为此在开采过程中遇有瓦斯放出或可能聚积的地方必须充分通风，予以稀释并排除。为了消除瓦斯局部聚积，在巷道中应尽力避免发生顶板的局部冒落，开凿盲井与斜巷工程最好是自上而下的进行。

大量涌出瓦斯的煤层，无论在开采方面和实现矿井机械化方面都会受到一定的限制。因此除用通风排除瓦斯的方法外尚应采取其他有效的方法。如利用钻孔预先抽排瓦斯或适当的安排开采程序等。

卫国战争之前，在苏联曾经有人(恰皮拉什(Kapilasz))试验利用生物的方法预防沼气。试验者认为在自然界中当有机物质发酵时，存在着促使沼气生成的细菌，同时也存在着以沼气维持生命能分解沼气的细菌(沼气细菌)。如果能够培养出快速分解沼气的微生物，这种防止沼气的生物法也可能用于实际。

只有具备以下条件时，才可能发生瓦斯爆炸：

- 1) 可燃瓦斯在空气中达到一定含量时。
- 2) 空气具有一定的含氧量，并且没有掺入过多的惰性气体。
- 3) 有明火或高温热源。

4) 明火与高温热源必須存在一定的时间。

5) 爆炸性混合气体必須充滿于一定的自由空間，爆炸不能通过狹縫，窄洞或急轉弯处傳播（一些防爆的电器設備正是利用了这一特点）。

在巷道里沼气含量达 1.5% 时，即应认为具有一定危險。必須加强通风予以充淡。沼气含量为 2~2.5% 时要停止工作并撤出人員（負責处理瓦斯的人員当然例外），与此同时也要切断电源。

矿井瓦斯在空气中的允許含量如下表所列：

表 6 矿井瓦斯最大允許濃度标准

	进入工作面风流中的濃度 (%)	工作面的濃度 (%)	采区回风流中的濃度 (%)	一般风流中的濃度 (%)
上西里西亞①	1.5		1	
亚不罗夫斯基煤田①	0.5	2~2.5	1	
克拉科夫煤管局①	1.5	2.5	1	
波兰②		2	1	0.75
苏联	0.5	2	1	0.35~0.75③

① 第二次世界大战前的規定(波兰的三个地区)。

② 根据1956年波兰統一規定。

③ 根据矿井瓦斯等級不同而定。

含氧量不同的空气与沼气混合时其爆炸界限如图 2 所示。

在煤壁的截槽內充滿了碎煤，由于缺乏一定的自由空間，因此一般是不会发生沼气爆炸的。在采空区内尤其是頁岩頂板冒落后，块度較小，充滿在回采的空間內，沼气爆炸是难以扩展的。砂岩頂板冒落块度大，采空区内保留有較大的空間則爆炸的傳播是完全可能的。一般說来，在采空区内发生沼气爆炸的可能不大。

凡是发现有沼气的矿井都应列为瓦斯矿井。但是沒有列为瓦斯矿的矿井里也可能发生爆炸事故。因为若經严格的考查几乎所有煤矿都有一定量的瓦斯放出。所謂非瓦斯矿井也只是放出的沼气体量較少而已。凡是瓦斯矿井一般都有預防瓦斯爆炸措施，工作

人員也比較警惕。就这一点来讲非瓦斯矿比瓦斯矿有时更具有发生爆炸事故的危險性。

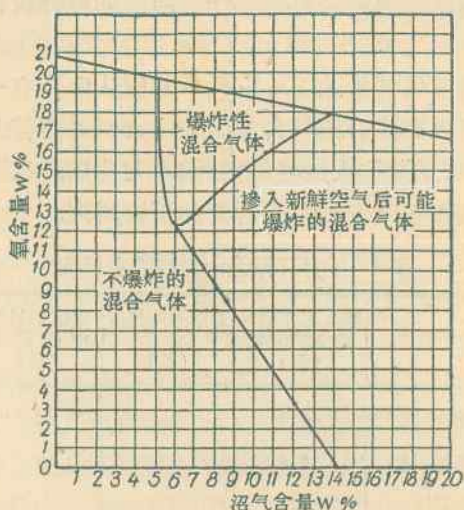


图2 沼气与空气按不同比例混合时的爆炸性能

根据瓦斯涌出量(q_{CH_4} 米³/吨·日)的多少,或者回风道内瓦斯浓度的大小,可将矿井分成几个瓦斯等级(表7)。矿井的瓦斯等级愈高工作规程要求愈为严格。

表7 矿井瓦斯等级表

矿井瓦斯等级	屯布罗夫① 基斯煤田	克拉科① 夫地区	波兰②	苏联	鲁尔	美 国	
	CH ₄ 放出量(米 ³ /吨)				CH ₄ 含有率 (%)		
					主要风流内	所有的巷道中	所有的风流中
I	< 9	<30	< 5	< 5	<0.05	<0.05	—
II	9~18	>30	5~10	5~10	0.05~0.1	0.05~2	<0.25
III	>18	—	>10	10~15	0.1~0.5	>2	>0.25
IV	—	—	—	>15	—		

① 在第二次世界大战前,波兰两个产煤地区。

② 1956年以后的规定。

在工作面上可以利用安全檢定灯檢查瓦斯濃度。一旦發現超過規定極限時則必須停止放炮。

在瓦斯矿井內只准使用安全炸药爆破。一切电器設備都应具有防爆裝置。禁止使用明火灯，只准使用蓄電池安全矿灯或安全檢定灯。絕對禁止在井下吸烟。下井不准攜帶任何发火工具。

第9节 矿井瓦斯濃度的測定

測定矿井瓦斯濃度的仪器按其結構来分有成百种之多。根据它們的作用原理来分有以下几种类型：

1. 根据灯焰或瓦斯光焰的变化来确定瓦斯濃度的仪器有：汽油安全檢定灯；各种形式的檢定灯（德国——Pieler，法国——Chesneau，英国——Clowes）。

2. 根据瓦斯燃燒产生的声响效应来檢定其濃度的仪器（Fleissner, Forbes, Hardy-Haber等）。

3. 利用沒有含瓦斯与含有瓦斯的空气比重不同的原理測定瓦斯的仪器（Wilson, Meissner, Krell等）。

4. 利用瓦斯透过孔隙隔板的速度大于空气的原理制成的檢定仪器（Ansell, Nelly, Krell, Ringrose等）。

5. 根据瓦斯燃燒热量制成的瓦斯檢定器（Della-Santa, Rosen, Gulliford等）。

6. 利用瓦斯与空气混合后的爆炸力測定瓦斯的仪器（Smith, Bing, Fuesse）。

7. 利用白金絲在含有沼气的空气中发热量增大的現象制成的仪器（Liveing, Carbofer, Gnom, Martiensen-Mommerz, “UCC”-Union Carbide Companie等）。

8. 根据含瓦斯空气与純淨空气的光学性质的不同制成的仪器（Habera）。

9. 利用瓦斯燃燒前后空气中的压力差測定瓦斯的仪器（Schröeter, Mac-Luckie）。

第一种类型測定瓦斯的仪器使用的最廣。利用灯焰变化所以

能够测定瓦斯浓度，其道理在于：空气中瓦斯含量低于爆炸下限（5～6%）时与灯焰直接接触便能燃烧，这种燃烧现象在正常灯焰和缩小了的灯焰上反应不完全一样。利用正常灯焰（25～27毫米长度）检查瓦斯时，其变化与瓦斯浓度的关系如图3所示并叙述如下：

- 1～2% CH_4 灯焰伸延2～3毫米。
- 3～4% CH_4 灯焰伸延15～25毫米，光亮变弱。
- 4～5% CH_4 灯焰伸延30毫米，开始发烟。
- 5～6% CH_4 灯焰伸延超出玻璃灯罩，有显著的发烟现象，极不稳定，最后熄灭，有时在灯焰熄灭之后在灯内还会有瓦斯的燃烧，呈淡青色火焰。

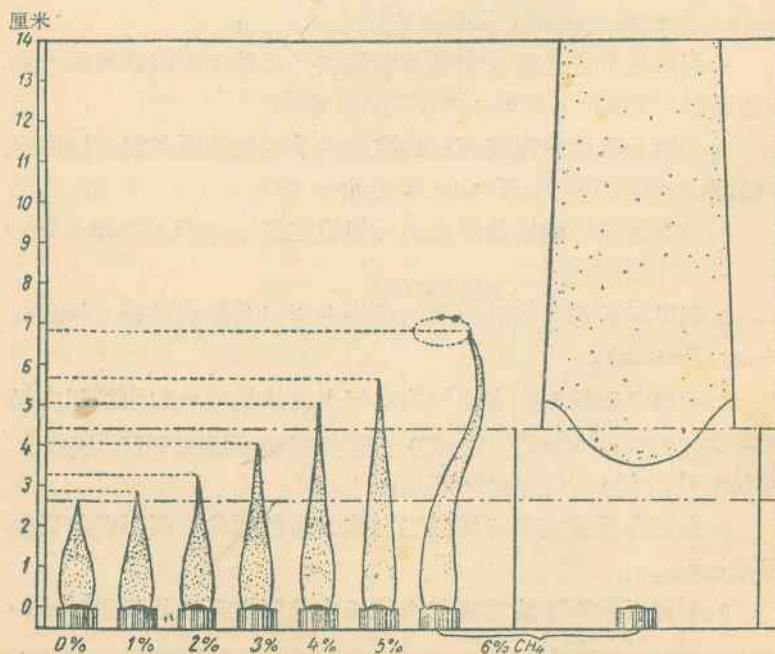


图3 安全检定灯正常灯焰在不同瓦斯浓度中的变化情况

将灯焰縮小至 2 ~ 3 毫米，使之形成一个中心带有黄点的淡藍色灯头。如果空气中含有瓦斯，与灯头接触时便会在其上产生藍色的光帽。光帽的长短与瓦斯濃度之間的关系如图 4 所示并列述如下：

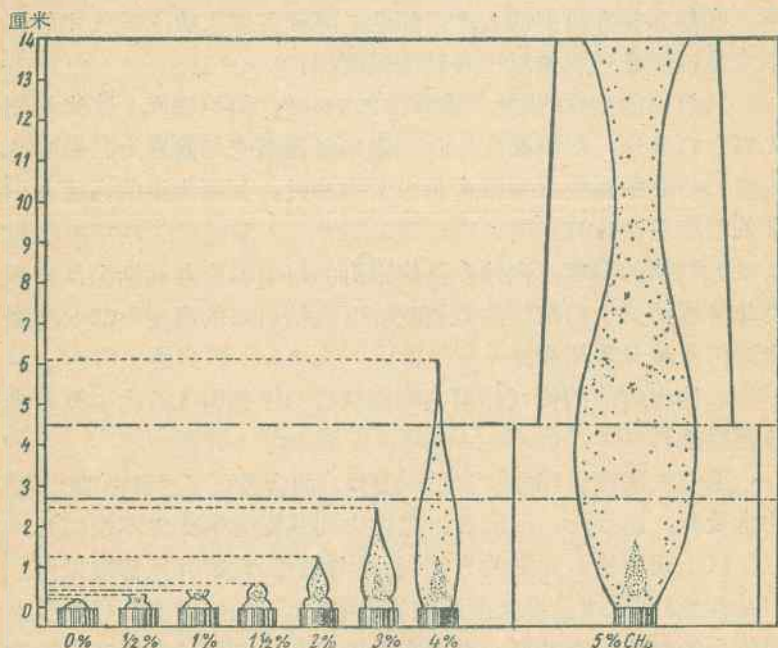


图 4 安全檢定灯縮小灯焰在不同瓦斯濃度中的变化情况

0.75 ~ 1 %CH₄ 縮小的灯焰略显变寬。

1.5%CH₄ 灯焰上藍色光帽約有 7 毫米长，形成切頂狀。

2 %CH₄ 光帽呈完整的圓錐形，高約 12 毫米。

2.5%CH₄ 圓錐形光帽长约 15 ~ 17 毫米。

3 %CH₄ 圓錐形光帽长约 25 毫米 (相当正常灯焰的高度)。

4 %CH₄ 光帽超过玻璃罩高度。

5% CH_4 ，光帽接触灯盖，灯焰熄灭。灯罩内部充满燃烧的瓦斯呈百合瓣状。

当瓦斯浓度为4.5~5%时，瓦斯光焰在灯内能够伸至灯罩顶盖，因此可能烤热灯罩而引起外部瓦斯爆炸。

瓦斯光焰在灯内的大小，颜色，亮度不仅取决于空气中的瓦斯含量，而且还根据以下各种因素变化：

1. 灯焰的高度(当瓦斯含量为2.5%时，灯焰高度2毫米瓦斯光焰为11毫米，灯焰高度为4~5毫米时瓦斯光焰高度为30毫米)。

2. 灯芯的宽度(瓦斯含量为2~4%时，瓦斯光焰的高度与灯芯的宽度成正比)。

3. 灯焰的温度(汽油安全检定灯的灯焰温度与瓦斯光焰高度均比普通油灯或酒精灯的大)和亮度(酒精灯焰的高度为30~35毫米时仍可显见瓦斯光焰)。

4. 检定灯的结构(如果空气是从灯的下部引入灯内则瓦斯光焰较显著)。

5. 空气的成份(如果空气中氧(O_2)的含量低，二氧化碳(CO_2)的含量高，湿度大，温度高，风速大则瓦斯光焰变化不规则)。

以上两种检定瓦斯的方法(长焰与短焰)在矿井里都被采用。但是在战前(二次世界大战之前)上西里西亚的煤矿安全规程要求用缩小的灯焰检查瓦斯。而屯布罗夫斯基和克拉科夫地区煤矿管理局却规定必需先用正常灯焰检查瓦斯，只有在灯焰没有显著延伸时才能用缩小的灯焰作进一步的检查。

先用正常灯焰检查瓦斯是比较安全的。因为当灯内 CO_2 量多时沼气与空气的混合气体量就相对的减少。如沼气达到危险浓度发生灯内爆炸或燃烧时由于量少、威力小，火焰也不致扑出灯罩以外。用缩小的灯焰检查矿井瓦斯却可能发生与此相反的情况。

安全检定灯必须保持清洁，检查瓦斯时要手持灯座保持垂直，由底板面顶板稳举。如果发现瓦斯浓度已达3%左右时即应将灯撤下，但不能过猛以免灯焰扑出灯外。如果在检查中发

現滿灯火焰現象，更不允許突然將灯撤下或吹灭灯焰。應該將灯穩穩撤下并用衣服遮盖，或擰下灯芯使之熄灭。

檢查瓦斯時如遇灯焰突然熄灭，可能是由于瓦斯過多引起的。为此应严格禁止就地重新点燃。

采用圓形灯芯从上部引进空气的安全檢定灯測定最低瓦斯濃度可达1%(当空气中的氧含量为19~20%二氧化碳含量低于2~3%时)。从下部引进空气的偏形灯芯的安全檢定灯比較灵敏，測定最低瓦斯濃度可达0.75%。

矿井內需要測定瓦斯的濃度为0.5%或0.25%，因此为了提高安全檢定灯的灵敏度人們曾經采用过以下的几种方法：

1. 卡得曼法(Cadman)(图5a)，在灯芯旁边安装浸过NaCl溶液的小形石棉板，測定时将石棉板保持在灯焰以上5~7毫米的高度。当沼气濃度为1%时即可出現明显的黄色瓦斯光暈。

2. 罗生法(Roson)(图5b)，在灯芯內插一小黃銅棒，頂端放有盐珠，灯焰正常时，盐珠处于低温的焰心部分。当縮小灯焰进行測定时，盐珠进入外焰部分，使瓦斯光暈具有显而易見的黄色，因此可以測定瓦斯濃度达1%以下。

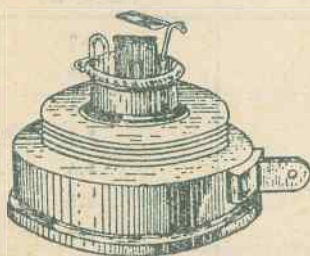


图5a 卡得曼(Cadman)法

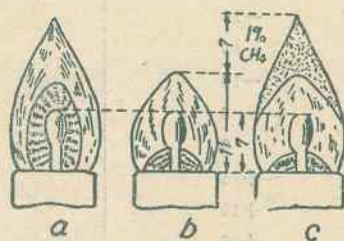


图5b 罗生(Roson)法

3. 貝雷克薩法(Briggs)(图6)，在利用全焰进行瓦斯檢查时，將安在灯焰旁边的黃銅片旋动使之处于灯焰內部。黃銅片导热灯焰冷却，因此在銅片沒有热熾前的短時間內光焰減弱，瓦斯光暈

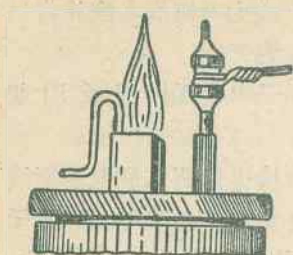


图6 貝雷克薩(Briggs)法

显而易见，可测定瓦斯浓度到0.5~0.75%。

4. 克劳韦斯法 (Clowes)，在火焰上部安置金属丝或金属片，由于瓦斯火焰使之烧红，光晕即显而易见。

第二章 矿内空气的湿度

第1节 空气的湿度

空气中总量含有一定量的水份。当空气呈饱和状态时，单位体积内的水份含量为最高。如果向饱和的空间内再继续加入水蒸汽，则必然会有同量的水析出。

表8 绝对湿度(F)和饱和水气分压力(E)值

温 度 t ($^{\circ}\text{C}$)	绝对湿度 F (克/米 ³)	水蒸汽的分压力 (毫米汞柱)
-20	1.1	0.9
-15	1.5	1.4
-10	2.3	2.1
-5	3.4	3.1
0	4.9	4.6
+5	6.8	6.5
+10	9.4	9.2
+15	12.8	12.7
+20	17.2	17.4
+25	22.9	23.6
+30	30.1	31.6
+35	39.3	41.9
+40	50.8	54.9
+45	64.9	71.4

飽和空气中所含水蒸汽的量 F (克/米³) 和分压力 E (毫米汞柱) 取决于温度, 如表 8 所示。

当飽和空气在不继续加入水蒸汽的情况下加热时, 由于水蒸汽过热在空气中的含量 f (克/米³) 及分压力 e (毫米汞柱) 都将比飽和状态时的 F 和 E 值有所降低。

在一立方米的空气中所含水蒸汽的数量 (以克計) 即称之为绝对湿度。

绝对湿度可以根据气体状态方程予以計算:

$$p \cdot V = R \cdot T. \quad (4)$$

式中 $p = 13.6 \cdot e$ —— 水蒸汽的分压力 (公斤/米²);

$V = \frac{1}{0.001 \cdot f}$ —— 单位重量水蒸汽的体积 (米³/公斤);

$R = 47.06$ —— 水蒸汽的气体常数 (見附表 2);

$T = 273 + t$ —— 绝对温度。

将以上数值代入公式 (4) 即得:

$$f = 289 \cdot \frac{e}{T} = \frac{1.06}{1 + \alpha t} \cdot e, \text{ 即每立方米水蒸汽的克数. } (5)$$

式中 $\alpha = \frac{1}{273}$ 。

为此可以近似的取:

$$f = e. \quad (6)$$

一公斤空气中含有水蒸汽的数量 (以克計) 称为比湿度, 可按下式計出:

$$w = \frac{f}{\gamma} = 622 \cdot \frac{e}{b - 0.378 \cdot e} \text{ (克/公斤)}. \quad (7)$$

式中 γ —— 湿空气的重率 (公斤/米³);

b —— 大气压力 (毫米汞柱)。

空气中所含水蒸汽的重量和在同一温度下飽和空气中所含水蒸汽重量之比称为相对湿度。其表达式如下:

$$\varphi = 100 \cdot \frac{f}{F} = 100 \cdot \frac{e}{E}. \quad (8)$$

在較高溫度的情況下潮濕的空氣對人們的健康是有害的。

當空氣的相對濕度 $\varphi < 40\%$ ，則說明空氣極其乾燥；如果 $\varphi = 40 \sim 60\%$ 空氣比較乾燥； $\varphi = 60 \sim 80\%$ 表明空氣濕度正常比較適宜； $\varphi = 80 \sim 100\%$ 空氣比較潮濕。地表大氣的濕度取決於地區的气象條件。空氣的絕對濕度一般是夏季較冬季大，而相對濕度則相反。在各個礦井里，甚至個別巷道中空氣的相對濕度都不相同。其大小取決於涌水情況；溫度高低；通風強度等多種因素。

礦內空氣的相對濕度變化範圍相當大。在進風井筒，井底車場，由於淋水情況不同相對濕度也有所不同，但 φ 值一般可達 $90 \sim 95\%$ 。在一般的巷道中，出風井筒內， φ 值總是保持在 $90 \sim 100\%$ 。在深井內（ $800 \sim 1000$ 米）由於涌水減少，岩石溫度增高所以深井的空氣總是比淺井乾燥。在岩鹽礦井里，尤其是鉀鹽礦井由於這些礦物的高度吸濕性，所以礦內空氣特別乾燥（ $\varphi = 15 \sim 25\%$ ）。

致於大氣濕度對礦井空氣濕度的影響，只是在比較乾燥的礦井內較為顯著。而地表大氣溫度的變化確對礦井空氣的濕度影響更為顯著。

在潮濕的高溫（ $20 \sim 38^\circ\text{C}$ ）礦井中，對於礦工職業病——條虫病的傳播極為有利。所以高溫而潮濕的空氣對人體是有害的。

第 2 節 溫度變化對空氣濕度的影響

濕空氣在加熱和冷卻過程中的變化情況，用圖綫（圖 7）最易說明。在此圖上不僅表明了空氣的含熱量（ J 千卡/公斤）和比濕度（ W 克/公斤）的關係，而且还表明了溫度（ $t^\circ\text{C}$ ）與相對濕度（ $\varphi\%$ ）之間的關係。在以上的四個參量中，只要已知其二，即可在比圖綫上定出其餘的二個。這個圖綫是對濕空氣中所含干空氣為 1 公斤即相當濕空氣為 $\frac{1000}{1000 - w}$ 公斤時而制訂的。具體考查濕空氣變化情況的方法如下：如果圖中點 1 代表空氣的原始狀態時，當

其水份含量不变即 $W = \text{常数}$ ，当其受到加热作用时则其状态的变化将从点1垂直向上直到点2，受到冷却作用时，将从点1垂直向下(到点3)。同时从此图上可以明显的看出：加热使得空气的相对湿度降低而冷却则使之增高。图中点4为空气状态变化过程线与 $\varphi = 100\%$ 的交点名为露点，从温度座标轴上可以确定出其温度值 t_4 。例如原始状态的温度为 $t = 18^\circ\text{C}$ 相对湿度为 $\varphi = 50\%$ 的空气其露点温度为 8°C (点4)。

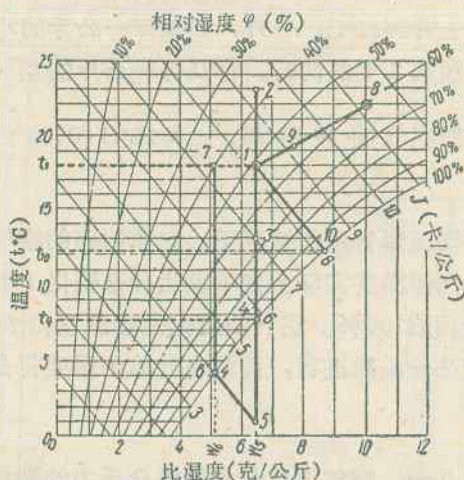


图7 空气温度与湿度变化图

如果将湿空气冷却到露点以下(点5)，则水蒸汽冷凝并产生水雾。因此通过冷凝则可以使空气更加干燥。在冷凝过程中，失却的一部分水分($W_s - W_5$)将可能带走一些热量，但是为量甚微，故空气状态从点5到点6的变化实际是沿着 $I = \text{常数}$ 的线段(即在同一热量线上)进行的。设若在此基础上将空气再从新加热到温度 t_1 ，则可以获得更为干燥的空气(点7)。如将原始状态为点1的1公斤空气与原始状态为点8的 n 公斤空气相混合后，其状态的确定，可以将点1，点8两点之间的连线分成 $n+1$ 等份，然后再从1点量 n 份得座标点(点9)即为欲求的状态点。

两种不同状态的非饱和空气相混之后，完全可能获得过饱和的空气，并从而生成水雾(例如假定点9的座标位置落在 $\varphi=100\%$ 綫之下时即可能出现这种情况)。

在通风的技术领域中，利用洒水的方法既可以使空气干燥又能使之湿润。但是如果洒出水滴的温度低于空气的露点温度则可以使空气干燥，高于空气的露点温度则使之潮湿。在空气的干燥过程中同时进行着空气的冷却，但是在空气的湿润过程中可能有冷却也可能有加热，这要看水的温度情况。例如水的原有温度为 8°C ，与空气接触后上升到 11°C 。另外，如果每一公斤的空气喷洒一公斤的水，当水加热 3°C 的同时，将从每一公斤的空气中吸收3千卡的热量。这样空气将被冷却 $\frac{3}{0.24} \approx 12^{\circ}\text{C}$ (0.24为空气的比热)。

如果在大气压为常压的情况下，向非饱和的空气中加入水蒸汽，混合后的气体温度实际上将不发生什么变化($t=\text{常数}$)，而相对湿度不会到达 100% 。空气的变化过程从它和 $\varphi=100\%$ 綫的交点起将沿着这一曲线进行，而混合气体的温度将会很快的上升。

第3节 空气湿度及水蒸汽分压力的测量

空气绝对湿度的测量可采用化学试剂吸收的方法，使定量的空气通过装有化学吸湿性能药品(CaCl_2 , H_2SO_4 , P_2O_5 等)的容器，然后根据通过试剂前后的空气重量之差即可确定出空气的绝对湿度。

空气的相对湿度与其所含水蒸汽分压力可用毛发湿度计与温度湿度计测定。

1. 毛发湿度计：是根据人的头发受潮，长度延伸的特点制成的湿度计。比较精确的毛发湿度计有旦尼尔型(higrometer Daniella)和阿拉尔达型(higrometer Alluarda)两种，这两种湿度计都是以测定乙醚的露点温度为基础来确定空气湿度的仪器。

2. 温度湿度計：是由两支普通的溫度計組成的，一支为干溫度計另一支則是用沾湿了的棉紗包裹玻璃球而成的湿溫度計。由于水份蒸发($\varphi < 100\%$)使得湿溫度計的溫度降低，根据两支溫度計的差值即可确定空气的湿度。为使水份易于蒸发可将其固定在手搖把上或者另外附加一个小型的吸風扇，这样便制成了矿內常用的手搖式湿度計(图 8)与吸風式湿度計(图 9)。



图 8 手搖式湿度計

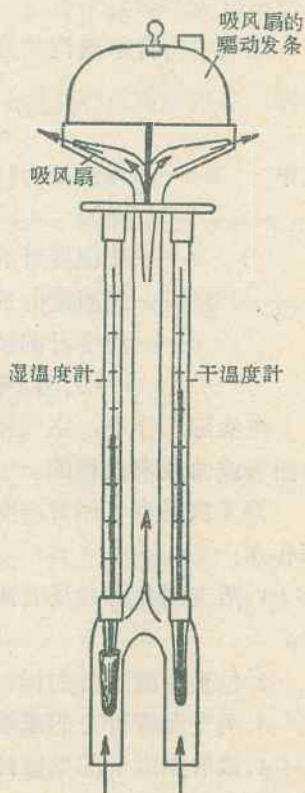


图 9 吸風式湿度計

在图(7)上,既可以根据已知的空气状态来确定湿温度的讀数;又可以根据两支干湿溫度計的讀数来确定空气的湿度(φ 与 W)。例如給定的空气状态为1点,从1点沿着 $J=\text{常数}$ 引一条直綫与 $\varphi=100\%$ 的曲綫交于10点,相应于此点的温度 t_{10} 即应为湿溫度計的讀数。另外,如果干溫度計与湿溫度計的讀数均为已知(湿温度 $t_{10}=12^\circ\text{C}$,干温度 $t_1=18^\circ\text{C}$),这时首先从 $t_{10}=12^\circ\text{C}$ 的座标点划一条水平直綫与 $\varphi=100\%$ 曲綫相交于10点,然后再从10点保持 $J=\text{常数}$ 引一条直綫与 $t_1=18^\circ\text{C}$ 的水平直綫相交于1点,根据1点的座标即可讀出空气的相对湿度 $\varphi=50\%$ 和比湿度 $W=6.5(\text{克}/\text{米}^3)$ 。

空气中所含水蒸汽的分压力可以根据如下的經驗公式計出:

$$e = E' - a \cdot (t - t') \frac{b}{755}, \quad (9)$$

式中 E' ——当温度为 t' 时饱和水蒸汽的分压力(从表8中查出);

t ——干溫度計的讀数;

t' ——湿溫度計的讀数;

a ——湿度計的校正系数:手搖式或吸风式的湿度計取 $a=0.5$,无吸风裝置的湿度計取 $a=0.6$ 。

在实际工作中,空气相对湿度的計算一般是利用附在仪器中的图表或曲綫来进行的。

为了获得空气相对湿度的正确数值,在测量时,必須注意以下各点:

1. 两支溫度計在沒有使用之前(都是干溫度計)其讀数必須一样。
2. 包裹湿溫度計的棉紗要充份潮湿,但不能有水滴流出。
3. 两支溫度計上的讀数达到充分稳定时,才能讀数。
4. 讀取溫度計的数值时要迅速,要先讀湿溫度計的数值,然后再讀干溫度計的数值,不要用灯光直接照射在溫度計上,更不要用手触及溫度計。

第三章 矿内空气的压力

气体在单位面积上的静压力通常可以表示如下:

$$p = \frac{dP}{dS} \text{ (公斤/米}^2 \text{ 或公斤/厘米}^2 \text{)},$$

式中 P ——气体在面积 S 上所施加的压力(公斤);

S ——受压的面积(米²或厘米²)。

其计量单位很多,除以上两种外,尚可用大气压、水柱高度、汞柱高度、空气柱高度等。

物理大气压(Atm)代表空气在海平面上的正常压力,工程大气压(at)即相当于 1 公斤/厘米²的压力。

各种不同压力计量单位之间的换算关系如下:

1 Atm = 1.033at = 1.033 公斤/厘米² = 10330 毫米水柱 = 760 毫米汞柱。

1 at = 0.968Atm = 1 公斤/厘米² = 10000 毫米水柱 = 735.5 毫米汞柱。

1 毫米水柱 = 1 公斤/米² = 0.0001at。

1 毫米汞柱 = 13.596 毫米水柱。

1 米空气柱 = γ 毫米水柱, γ ——空气的重率即 1 立方米空气的重量(公斤)。

在矿井内各点大气压力的大小取决于该点的纬度 φ° ; 相对于海平面的标高 z (米)以及温度 $t^\circ\text{C}$ 。1, 2 两点间的压力比值可用下式计算(拉甫拉斯(Laplace)公式):

$$\lg \frac{b_1}{b_2} = \frac{z_2 - z_1}{18405 \cdot (1 + 0.002552 \cdot \cos 2\varphi) \cdot [1 + 0.002 \cdot (t_1 + t_2)]} \quad (10)$$

纬度对大气压力的影响不大,在一般情况下,温度的影响也不十分显著。因此上式可以简化成如下形式:

$$\lg \frac{b_1}{b_2} = \frac{z_2 - z_1}{18400}. \quad (11)$$

但我們經常运用的是計量大气压的国际标准公式：

$$\frac{b_1}{b_2} = \left(1 + \frac{z_2 - z_1}{44300} \right)^{5.256}. \quad (12)$$

在此公式中，温度梯度 $g_r = \frac{1000}{6.5} = 154$ ，即在 1000 米的高度取其温度为 6.5°C 。

当空气处于流动状态时，由于产生压力降，因此 $\frac{b_1}{b_2}$ 的比值要多少发生一些变化。

空气压力的测量一般是借助于水銀气压計或空盒气压計。空盒气压計在使用之前一定要与标准压力計相校对，在讀数时要用手指輕輕叩击其表面。較好的空盒气压計誤差不应超过 0.2 毫米汞柱。

在大气压力下降期間，在矿井內可以观察到从密闭区内透过岩石裂隙，不严密的风墙或防火墙向外涌出瓦斯的現象。而当大气压力上升时，則可能发生向密闭区内渗透新鮮空气的現象。为此在瓦斯矿井或者煤炭自燃发火的矿井，每当大气压力发生变化时，都要特別提高警惕。在这些矿井里最好設置自記气压計，以便經常記錄大气压力变化情况，并及时告訴下井人員。自記气压計不要放置于阳光直接照射的地方。自記气压計的精度可达 1 毫米汞柱。

根据气体分压定律(道尔屯定律)可知空气压力将等于各个組成成份气体分压力之总和：

$$p_m = p_1 + p_2 + p_3 + \cdots + p_n = \Sigma p. \quad (13)$$

如果任意組成成份的气体体积为 v_i 則其分压将为：

$$p_i = p_m \frac{v_i}{v_m} \quad (14)$$

第四章 矿内空气的温度

矿内空气的温度及其变化范围受以下诸因素的影响:

1. 井下气压增高;
2. 岩石温度;
3. 风流强度;
4. 地表空气温度;
5. 井下各种化学变化。

矿内空气温度的测量可以采用干温度计,也可以采用湿温度计。当矿内空气为水蒸汽所饱和时,两种温度计的读数是相同的。

第1节 空气压力的影响

空气进入井下,一般都是从大气压力较低的地方到达大气压力较高的地方,这样就必然伴随着热动力的变化过程。

比热为定值的气体,其热动力的变化都是按着多方曲线的变化过程进行的。如果不作过分严格的要求,将空气列入比热为定值的气体是不会发生严重的错误的。

多方曲线方程的形式如下:

$$p \cdot \left(\frac{1}{\gamma}\right)^m = \text{常数}. \quad (15)$$

式中 p ——气体压力即空气的压力(公斤/米²);

γ ——空气的重率(公斤/米³);

m ——多方曲线指数。

根据热力状态变化不同其指数值为:

$m=0$ ——等压过程($p=\text{常数}$)

$m=1$ ——等温过程($t=\text{常数}$)

$m = \frac{c_p}{c_v}$ ——絕热过程(无热量的交换), 对空气來說 $\frac{c_p}{c_v} = 1.4$.

$m = \pm \infty$ ——等容过程($\gamma = \text{常数}$)。

p 与 γ 的关系可在功率座标图(克拉派隆座标图)上予以表明(图10)。在此图上横座标軸以 γ 的倒数来表示, 即以比容 V 为量度, 纵座标軸表示 p 量度。

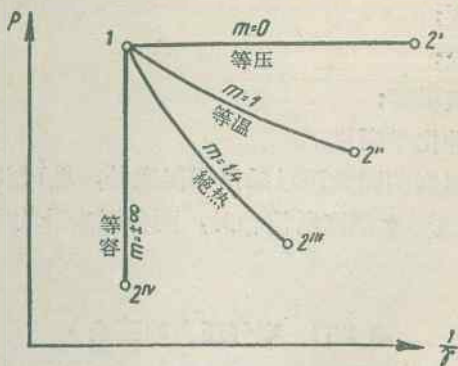


图 10 几种主要热力变化曲线图

为了在多方曲线方程(15)中消除 γ 参数, 可以利用气体状态方程(4)。而在气体状态方程中以 γ 的倒数代换比容 V :

$$\frac{p}{\gamma} = R \cdot T, \quad (16)$$

式中 $R = 29.27$ (干空气)。

从公式(15)、(16)得空气在压力分别为 p_1 和 p_2 状态时的多方曲线方程为:

$$p_1 \left(\frac{R \cdot T_1}{p_1} \right) = p_2 \left(\frac{R \cdot T_2}{p_2} \right)^m, \\ \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{m-1}{m}}. \quad (17)$$

如果令: z_1 ——地面标高(米);

z_2 ——井下某点的标高(米)。

这时空气柱的压力增量将为:

$$dp = -\gamma \cdot dz; \quad dz = -\frac{dp}{\gamma}.$$

取 z_1 、 z_2 为上下限进行积分则得:

$$z_1 - z_2 = \int_{p_1}^{p_2} \frac{dp}{\gamma} = R \int_{p_1}^{p_2} T \cdot \frac{dp}{p}. \quad (18)$$

考虑到(17)式的关系, 将 T 值代入上式积分则得:

$$z_1 - z_2 = R \cdot T_1 \cdot \frac{m}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]. \quad (19)$$

$$\text{或者是:} \quad T_2 - T_1 = \frac{m-1}{m} \cdot \frac{z_1 - z_2}{R}. \quad (20)$$

相当于温度增高 1°C 时的深度, 称之为温度梯度 g_r 。根据上式应为:

$$g_r = \frac{m}{m-1} \cdot R. \quad (21)$$

对于均质大气 $m = \infty$, $g_r = R = 29.27$ 。

对于绝热大气 $m = 1.4$, $g_r = 102$ 。

对于等温大气 $m = 1$, $g_r = \infty$ 。

从以上的结论中不难看出, 如果不考虑吸热或放热因素的影响, 只看井下压力的增长(绝热过程), 则每延深100米(更严格的说是102米)空气的温度将增加 1°C 。当空气从井下排出地面时, 将会出现相反的情况, 这就是说压力降低空气的温度同样的也要下降。

从(19)式还可以导出计算大气压力的公式:

$$\frac{b_2}{b_1} = \frac{p_2}{p_1} = \left(1 + \frac{z_1 - z_2}{RT_1 \cdot \frac{m}{m-1}} \right)^{\frac{m}{m-1}}. \quad (22)$$

第2节 岩石温度的影响

地表气温变化的影响范围不会超出地层25~30米的深度, 在此深度内岩石的温度一般等于地区的常年平均温度(t_s) (在上西

里西亚煤田 $t_s = +7.5^\circ\text{C}$)。从此深度水平向下延伸, 岩石的温度将随深度的增加而逐渐增长。岩石温度 t_o 与深度 x 的关系可用地温率 g_r 表示(g_r ——地温率, 即地温每增长 1°C 的相应增加的垂直深度(米))。影响地温率的因素很多, 不同地层的地温率平均数为:

瀝青地层, $15\text{米}/1^\circ\text{C}$ ($6\sim 28$)。

含煤地层, $30\sim 35\text{米}/1^\circ\text{C}$ ($15\sim 58$)。

金属矿床地层, $40\sim 45\text{米}/1^\circ\text{C}$ ($22\sim 139$)。

为了近似的计算岩石温度可用如下的公式:

$$t_o = t_s + \frac{x - x_o}{g_r} \quad (23)$$

式中 t_o ——所求深度为 x (米) 处的岩石温度($^\circ\text{C}$);

t_s ——常年平均温度即恒温水平的温度($^\circ\text{C}$);

x_o ——恒温水平的深度(米);

g_r ——地温率。

表 9 几个煤矿与金属矿区的地温率统计表

地区名称(煤矿矿区)	g_r (米/ 1°C)	地区名称(金属矿区)	g_r (米/ 1°C)
法国北部煤田	15~27	亚希莫夫, 铀矿区	22~35
鲁尔煤田	28	澳大利亚金矿区	33~34
顿涅兹煤田	30~33	弗赖贝格铅矿区	42
比利时煤田	32~35	普日布腊姆铅矿区	59~79
上西里西亚煤田	33~35	巴西金矿地区	75
英国煤田	22~65	上湖铜矿区	123
(英国部份地区)	(33~38)	南非金矿地区	139

空气进入矿井后是冷却还是加热取决于它和岩石接触时的本身温度(如图11, 12中的 t'_1, t'_2, t'_3 所示)。不过在深井内, 井底車場的气温就已不再受地面空气温度的影响(图11)。在矿井的深空气温度虽然有所提高, 但总还是低于岩石的原温。到达水平

巷道后逐渐与岩石温度接近。在出风井内空气温度降低，但一般是高于岩石的温度。

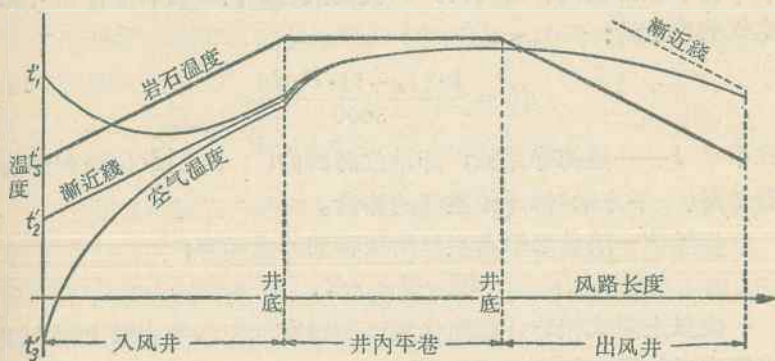


图 11 大型深矿井的空气温度变化曲线

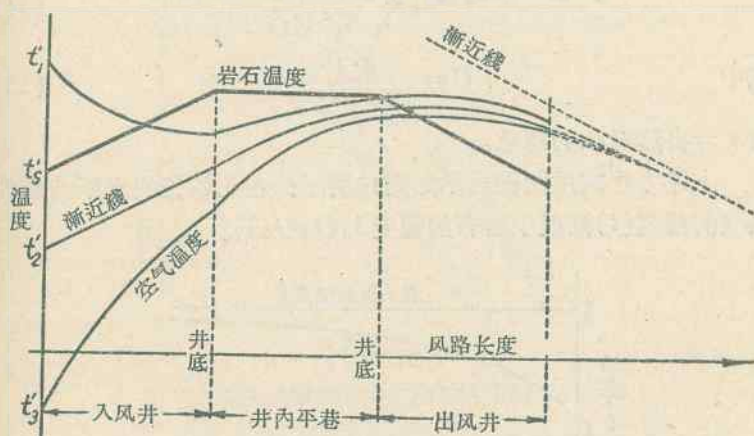


图 12 小型浅矿井的空气温度变化曲线

在水平巷道内，空气的温度可用下法计算：

令： t_0 ——岩石的原始温度；

t' ——在巷道始点的空气温度；

t ——距始点 m 米处的空气温度；

P ——巷道的周界长度(米)；

G ——通过的空气量(公斤/秒);

c_p ——定压比热。

在单位时间内(1秒钟), dx 长度的巷道内从岩石壁面传导给空气的热量为:

$$dQ = \frac{k \cdot (t_0 - t) \cdot P \cdot dx}{3600}$$

式中 k ——热传导系数, 即单位时间内(1小时)单位面积的岩石壁面(1平方米)传导给空气的热量。

当然这一热量必须与空气所获得的热量相等:

$$dQ = G \cdot c_p \cdot dt.$$

使以上两式相等并简化整理即得空气在水平巷道中流过 x 米距离后的温度计算公式如下:

$$t = t_0 - \frac{t_0 - t'}{e^{C \cdot x}} \quad (24)$$

$$\text{式中} \quad C = \frac{k \cdot P}{3600 \cdot G \cdot c_p} \quad (25)$$

而 e 为自然对数的底数。

上述方程式用图线表示如图13所示: 在比较长的水平巷道内空气的温度(t)渐近于岩石的温度 t_0 ($t = t_0$)。

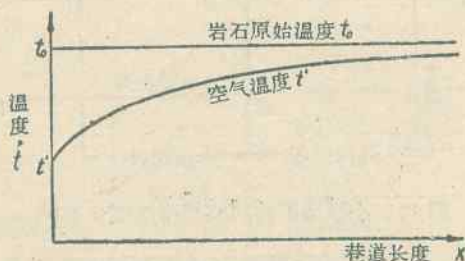


图 13 在平巷内空气温度的变化曲线

在竖井的井筒内, 计算空气在 x 米深处的温度可用下式:

$$t = t_s + \frac{x}{g_r} - \frac{1}{g_r \cdot C} + \frac{1}{g_r \cdot C \cdot e^{C \cdot x}} - \frac{t_s - t'}{e^{C \cdot x}} \quad (26)$$

式中 t_s ——地面的常年平均温度；

t' ——进入井筒的空气温度；

g_r ——空气的温度梯度。

随着矿井深度 x 值的增加，上式的最后两项逐渐趋近零值，而 t 值渐近于：

$$\lim t = t_s + \frac{x}{g_r} - \frac{1}{g_r \cdot C} \quad (27)$$

上述方程代表一条平行于 AB 线的直线(图14)，是方程式(26)的各条曲线的渐近线。图(14)中各条温度曲线的变化过程说明：到达矿井的一定深度后，井筒内空气的温度即已不再受地面空气温度的影响。

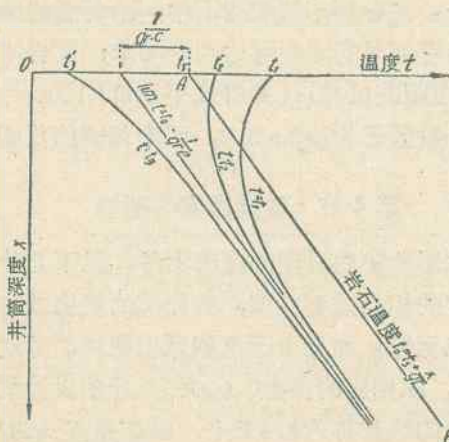


图 14 在进风竖井井筒内空气温度的变化曲线

在井筒开凿完工之初，井筒内空气的温度梯度基本上与地温率相近。但是经过几年后，井筒周壁的岩石温度被冷却，空气的温度梯度将渐近于绝热梯度($g_r=100$)。

第 3 节 大气温度及通风强度的影响

根据上节的叙述可知，只有在浅井(50~100 米)大巷不是很长的情况下，矿内空气温度才会受地表大气温度的影响。而在深

井进风大巷較长的矿井内，工作面及出风井的温度一般总是常年不变，不受地面大气温度变化的影响。从进风井口或者平峒口到达气温不受地面大气温度影响的距离大約为1200~1500米。

从图(11, 12)上可見，在深矿井内，絕大多数的情况都是空气的温度低于岩石的温度。同时也不难証明，通过矿井的风量愈多，风速愈大，則二者的差值愈大。因此空气的流通对巷道壁起着冷却的作用，从而形成一个圍繞巷道深入岩层一定深度的冷却圈。

根据对深井(煤矿矿井，魯尔区)岩温变化的观察，証实圍繞井筒壁的岩温冷却深度在通风之初进展的相当快(每昼夜圍繞井筒深入岩壁5厘米)，以后逐渐变慢，經過1~2年之后，冷却作用甚致完全消失。在各种不同的岩石中，冷却圈的深度也有所不同：在砂岩地层冷却圈的深度可达12~20米；頁岩地层8~10米；煤层3~5米。在距进风井口(井口或平峒口)1200~1500米的地方，空气温度一般低于岩温2~3°C，而冷却圈的范围已很小。

第4节 其他因素的影响

除以上所述影响矿内温度的諸因素外，以下几种現象有时也是影响矿内温度的相当重要原因，例如煤的氧化放热，木材的腐烂以及岩石的风化等。如果由于这些原因使得矿井空气中的CO₂濃度增加0.1%，即相应的将有0.00055公斤的炭被氧化，而放入每立方米空气中的热量将达4.4千卡，取矿井空气的重率 $\gamma=1.2$ 公斤/米³，比热 $c_p=0.24$ ，則空气温度将要上升

$$\Delta t = \frac{4.4}{1.2 \cdot 0.24} \approx 15^\circ\text{C}.$$

因此，如果完全由于碳的氧化而使矿井空气中的CO₂濃度增加0.5%，即可能使空气温度增到75°C。所幸矿内CO₂的放出并不完全是由于碳的氧化而形成，所以实际温度也沒有这样高。不过从此可以看出氧化对矿内空气温度的影响是不可忽視的。另外在矿内与氧化放热反应同时进行的尚有一些吸热反应，如水的蒸

发：1公斤的水蒸发到一立方米的空气中将吸收热量0.58千卡，降低气温約 1.9°C ，所以它能在一定程度上起均衡作用。

在井下，人和牲畜，各类灯光，电气机械設備，放炮，岩石垮落等都是热的源泉，对空气起着增温的作用。例如工人在休息时每小时放出热量約为80千卡，而在劳动中为250~400千卡。但是在良好的通风矿井内这些因素对提高矿井空气的温度所起的作用不大。

萊曼(Lehman)在一个深为1000米；产量2000吨/日；风量10000米³/分的矿井中进行了实际調查，茲将各种增温因素所占比重列成下表：

表 10 矿内各种热源增热比重表

热 源	%	热 源	%	热 源	%
岩石温度	50	人	4	放 炮	0.13
煤的氧化	30	机械設備	3.3	电气照明	0.07
水 流	12	岩石崩落	0.5	总 計	100

正是由于以上因素的影响，所以在矿井的最远采区空气的温度也往往是最高的。

在出风井内空气的温度較井下最高温度稍低，而且总是保持常年不变。空气从井下排出的过程一般是伴随着膨胀过程进行的，因而温度稍有降低。

第五章 劳动的热条件

人体总是要經常的散发一定的热量，劳动强度愈大，散发的热量就愈多。例如成年人在休息时每小时散发的热量为70~75千卡，輕微劳动时为100千卡，中等强度的劳动时为120~140千卡，而进行重体力劳动时为210~230千卡。

人体热量的散发可以通过如下的三个途径：

1. 对流；2. 辐射；3. 汗液的蒸发。

在对流过程中起主导作用的是人体与周围空气的温度差和空气的流动速度。在辐射过程中，人体与其周围介质的热交换是与二者的绝对温度差的四次方成正比。通过皮肤表面汗液的蒸发和肺部水份的排放而散发的热量则取决于空气的温度、湿度和风速。因此人体的感觉情况是受着空气的温度、周围介质的温度、风流速度、空气的相对速度等多种因素综合的影响。

在维持人体的热平衡过程中，辐射起着重要的作用。但是当人体温度高于周围介质温度的条件下才能通过辐射作用向外不断地散发热量。如果在人体附近存在着高温度的物体时不仅不能通过辐射作用向外散发热量；而且相反的会获得一部分热量。人体单位表面积可以承受长时间辐射的热量范围约为 0.4~0.8 卡/分钟。在炎热的夏季太阳光的辐射热量为 1.0~1.5 卡/分/厘米²。在高温冶炼车间辐射热量可达 0.5~10 卡/分/厘米²。当辐射热量高于 5 卡/分/厘米² 时人们就已很难适应，在这种情况下人们维持正常的精神状态不会超过 2~5 秒钟。

莫斯科劳动保护研究所确定的适宜劳动的温度、湿度与风速列表如下：

表11 适宜劳动的温度、湿度与风速表

轻 体 力 劳 动			重 体 力 劳 动		
t°C	φ%	V米/秒	t°C	φ%	V米/秒
18	40~50	0	13~14	40~50	0
20	40~50	0.17~0.25	18~19	40~50	0.58~0.87
22	40~50	0.33~0.50	20	40~50	1.00~1.17
24	40~50	0.84~1.0	22	40~50	1.17~1.33
26	80	1.33~1.5	24	40~50	1.33~1.50
28	40~50	1.7	24~25	80~85	1.50~1.92
28	70	1.75	26	40~50	2.00~2.16
30~32	40~50	>2.0	26	80	2.00~2.50
			28	40~50	2.17~2.34

在絕大多數的矿井尤其是深井，高溫矿井，劳动的热条件距上述标准往往相差很大。因此进行空气调节是非常必要的。

第1节 卡他計

卡他計是一种量度空气温度，湿度以及风速对人体综合作用强度的仪表。它是一种酒精温度计，但只具有两个温度刻度：

35°C和38°C，这两个温度刻度的平均值为36.5°C，恰好与人体的正常温度相当。因此它在一定程度上起着模拟人体的作用，其结构如图15所示。使用之前，首先要在暖水瓶中（水温50~70°C）加热，使下部貯液球內的酒精上升至上部空間的1/3为止。然后取出并悬于测定的地点，随即观察并记录酒精柱从38°C下降到35°C的时间（ T ）。酒精柱下降的愈快，时间（ T ）愈短則說明空气的冷却强度愈大。因此冷却强度 K 与时间成反比：

$$K = \frac{F}{T}, \quad (28)$$

式中 F 为卡他常数，即酒精柱从38°C下降到35°C期間卡他計每平方厘米表面所散发的热量（以毫卡計量）。

空气冷却作用的强弱，即所謂冷却强度（ K ）是以卡他計每平方厘米的表面在单位時間內（一秒）所散发的热量表示的。因此其計量单位为：

$$1 \text{ 卡他度} = 1 \text{ 毫卡/厘米}^2 \cdot \text{秒}.$$

用卡他計进行测量时有干式与湿式之分。所謂干式卡他計就是当测量之前，在暖水瓶中加热取出后将其擦干，然后再进行测定。干卡他度（ K ）只反应通过对流及辐射作用而产生的散热效果。所謂湿卡他計則是于测定时，将其貯液球用湿棉紗包裹。但



图 15 卡他計

棉紗的湿度以不滴水為宜。濕卡他度(K')反應了對流,輻射以及蒸發三者的綜合散熱效應。濕卡他度與干卡他度之差($K' - K$)則表示單純由於蒸發作用而散發的热量。在確定勞動的熱條件時,通常是以濕卡他度為準。每次測定都要進行2~3次甚至5次,最後取其平均讀數值。使用卡他計時應注意以下幾點:

1. 沒有使用時不要經常置放於暖水瓶中,暖水瓶中的水溫不能高於酒精的沸點溫度(80°C);

2. 在暖水瓶中加熱時要使卡他計垂直的置放於熱水中,開始時稍微加熱,取出稍微冷卻,然後再浸入熱水中加熱直到酒精液充滿上部空間的 $1/3$ 時為止;

3. 測定時卡他計要與觀測者保持一定的距離,以不受觀測者的體溫影響為宜。卡他計的第一次讀數總是最不精確的。

根據多次測量確定不同勞動狀況下的舒適標準如下表所示:(英國資料)。

表12 舒適的勞動標準(英)

勞 動 狀 況	干 卡 他 度 (K)	濕 卡 他 度 (K')
辦公室勞動	5	14~15
輕微勞動	6	18
一般勞動	8	25
繁重勞動	10	30

表13 南非金礦裝載工效率與干、濕卡他度的關係表

干卡他度(K)	6	4	2	1
濕卡他度(K')	16	11.2	6.4	4
裝載工的勞動效率(%)	100	80	60	50

卡他度愈大時人體感覺愈冷,愈小時愈熱,在這兩種極端的情況下都會影響工作效率。表(13)是根據南非金礦的調查,表

(14)是根据德国矿井中的調查而列出的:

表14 德国矿井劳动热条件的調查表

湿卡他度 K'	<5	5~13	13~25	25~35	>35
矿工的自身感觉	煩悶	热	正常	較涼	較冷
劳动效率	低	中等	較好	需要进行繁重劳动	
人体表皮状况	湿	发潮		干	很干燥
衣着情况	无衣着	穿长裤	不穿內衣	全部衣着	衣着温暖

卡他度与风速和空气的温度之間的关系可根据如下的經驗公式进行計算:

$$\text{当 } v < 1 \quad K = \frac{F}{T} = (0.2 + 0.4 \cdot \sqrt{v}) \cdot (36.5 - t). \quad (29)$$

$$\text{当 } v > 1 \quad K = \frac{F}{T} = (0.13 + 0.47 \cdot \sqrt{v}) \cdot (36.5 - t). \quad (30)$$

$$\text{当 } v < 1 \quad K' = \frac{F}{T} = (0.35 + 0.85 \sqrt[3]{v}) \cdot (36.5 - t'). \quad (31)$$

$$\text{当 } v > 1 \quad K' = \frac{F}{T} = (0.1 + 1.1 \cdot \sqrt[3]{v}) \cdot (36.5 - t'). \quad (32)$$

$$\text{当 } v = 0.16 \sim 9.1 \quad K = \frac{F}{T} = (0.14 + 0.49 \cdot \sqrt{v}) \cdot (36.5 - t). \quad (33)$$

$$K = \frac{F}{T} = (0.10 + 0.403 \cdot \sqrt{v}) \cdot (36.5 - t)^{1.05}, \quad (34)$$

式中 K ——干卡他度(毫卡/厘米²·秒);

K' ——湿卡他度(毫卡/厘米²·秒);

F ——卡他常数(毫卡/厘米²·秒);

T ——酒精柱从38°C降至36°C的时间(秒);

v ——风速(米/秒);

t ——干溫度計的溫度($^{\circ}\text{C}$);

t' ——濕溫度計的溫度($^{\circ}\text{C}$)。

(29~32)式是卡他計創制人英人赫爾(Hill)所提出的。(33)式為韋斯(Weiss)所提出的,(34)式是布拉笛克(Bradtke)提出。

圖(16)各條曲線表明了濕卡他度與風速和濕溫度計溫度之間的關係。

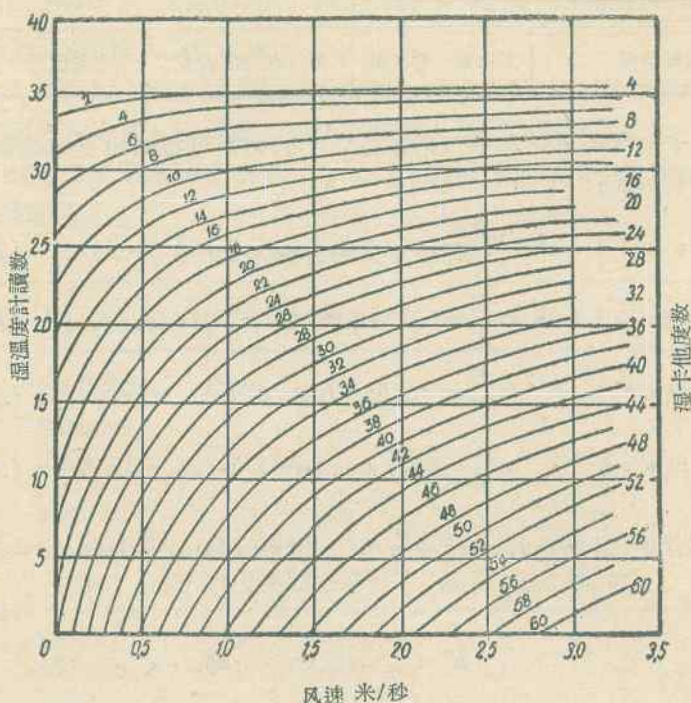


圖 16 濕卡他度與風速和濕溫度計讀數之間的關係曲線

采礦技術規程中並沒有根據風速,空氣的溫度,濕度三種因素的綜合作用來規定標準的勞動熱條件,而僅是根據溫度一項提出了一定要求:空氣溫度 $>30^{\circ}\text{C}$ (上西里西亞規定 $>28^{\circ}\text{C}$)縮短井

下工人的工时为 6 小时, 空气温度 $>40^{\circ}\text{C}$ (最高 60°C) 时除搶險工作外一律停止。苏联学者斯闊成斯基(Skoczynski)建議以干湿卡他度作为劳动热条件的标准, 并且提出: 当湿卡他度为 $18\sim 25$, 干卡他度为 $6\sim 8$ 时为最适宜的劳动热条件。

第 2 节 实效温度

上面我們已經指出, 卡他計只是在一定程度上模拟了人体的机理。实际上它和人体对风速和湿度的反应并不完全相同, 它对风速的反应要比人体敏感, 而对湿度的反应却比較迟鈍。同时人的衣着情况对于热量的散发影响很大, 另外人們还有适应自然环境的能力。这样就形成了卡他計和人体对周围自然条件反应有所差别的主要原因。

为了比較更确切的反应劳动的热条件, 在美国曾經提出一种所謂实效温度的概念。它是以劳动者在各种不同温度, 湿度和风速中的感觉与生理反应为基础而制訂的一种数据。例如在相对湿度为 100% 的静止空气中进行劳动时, 人体温度的增高与脉搏跳动的加快和在温度等于实效温度的环境里完全相同。

在成千次的試驗与測量的基础上。人們繪制了实效温度諾模图(图 17), 在此图上根据干湿溫度計的度数和风速即可确定出給定环境中的实效温度。莫斯科劳动保护研究所根据試驗提出进行輕体力劳动时的最优实效温度标准为 $15\sim 17\sim 20^{\circ}\text{C}$, 重

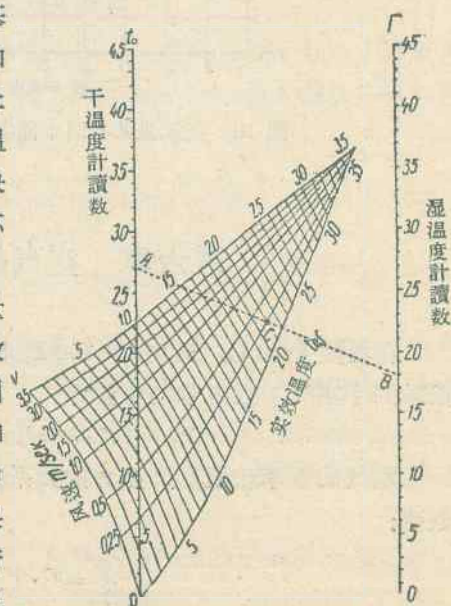


图 17 实效温度諾模图

体力劳动降低 3°C 。

图(18)表明了实效温度和湿卡他度之间的关系, 从此图上可以看出二者之间并没有一个固定的关系, 同一实效温度下的湿卡他度都有其相当宽的变化范围, 而且反之情况也完全相同。例如相应于湿卡他度为20的实效温度是从 8°C 直到 30°C , 当然更多的是从 $10^{\circ}\text{C} \sim 20^{\circ}\text{C}$ 。

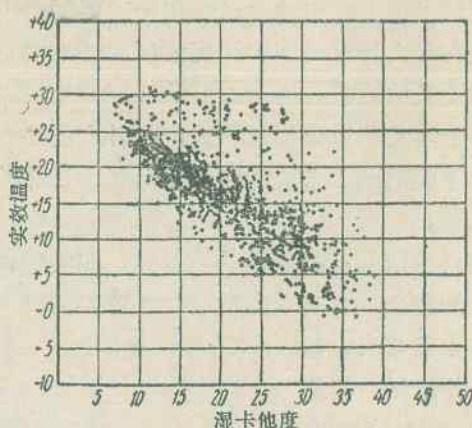


图 18 实效温度与湿卡他度之间的关系图

第六章 空气的重率

在温度 $t=0^{\circ}\text{C}$, 压力 $b=760$ 毫米汞柱的条件下, 组成成分正常的干空气 1 立方米的重量为:

$$\gamma_0 = 1.293 \text{ 公斤/米}^3.$$

空气的重率和温度, 压力的关系在气体状态基本方程中得到表明:

$$\frac{p}{\gamma} = R \cdot T.$$

因此干空气的重率在大气压力为 b 毫米汞柱 ($P=13.6 \cdot b$ 公

斤/米³), 温度为 $T = 273 + t$, $R = 29.27$ 时:

$$\gamma_0 = \frac{13.596 \cdot b}{29.27 \cdot T} = 0.4645 \cdot \frac{b}{T} = 0.0017 \cdot \frac{b}{1 + \alpha t} \text{ 公斤/米}^3. \quad (35)$$

如果組成混合气体的各种气体其重率 and 分压力 分别为 $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$; $p_1, p_2, \dots, p_n$ (或者为 $b_1, b_2, \dots, b_n$ 毫米汞柱) 而气体常数分别为 $R_1, R_2, \dots, R_n$ 时, 則計算混合气体的重率应这样进行: 即 1 立方米混合气体的重量 (γ) 等于所有組成混合气体的各种气体重量 ($\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$) 的总和。

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 + \dots + \gamma_n.$$

根据气体状态基本方程可将上式写成如下形式:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{p_1}{R_1 \cdot T} + \frac{p_2}{R_2 \cdot T} + \dots + \frac{p_n}{R_n \cdot T}; \\ \gamma &= \frac{1}{T} \cdot \sum_1^n \frac{p_i}{R_i} = \frac{13.6}{T} \cdot \sum_1^n \frac{b_i}{R_i}. \end{aligned} \quad (36)$$

湿空气的重率就是按上式計算的。

如果取大气压力为 b 毫米汞柱, 水蒸汽的分压力为 e 毫米汞柱, 从气体分压力律可知干空气的分压为 $b - e$ 毫米汞柱, 将相应的 b_i 与 R_i 值代入上式, 則得:

$$\begin{aligned} \gamma &= \frac{13.6}{T} \left(\frac{b - e}{29.27} + \frac{e}{47.06} \right), \\ \gamma &= \frac{0.4645}{T} \cdot (b - 0.378 \cdot e) = 0.0017 \cdot \frac{b - 0.378 \cdot e}{1 + \alpha t}. \end{aligned} \quad (37)$$

在矿井内由于空气的組成成分发生变化所以其重率也将有所变动 (約 1%)。另外, 在矿井不同深度的大气压力与温度均有所不同。因此空气的重率变化范围可达 6~8%, 但大多数的情况下不超过 5%。风流速度在 20 米/秒, 范围之内对空气的重率影响不大。

考虑到以上的一些因素, 如果不作过分精确的計算則可认为空气在矿内流动时的重率不变, 其值为:

$$\gamma = 1.2 \text{ 公斤/米}^3. \quad (38)$$

不过应该指出：这是当温度为 $+15^{\circ}\text{C}$ ，压力为760毫米汞柱，湿度为60%的条件下的空气重率。

第七章 风 流 速 度

第1节 规定的许可风速

由于考虑到灯焰不被吹灭(明火灯)，不被吹出纱罩之外(安全檢定灯)以及不致由于风速过大而危害人体健康，增加通风阻力和造成煤尘飞揚等，在矿井巷道里必须将风速限制在一定范围之内。如果令：

Q ——通过巷道的风量(米³/秒)；

S ——巷道的断面积(米²)。

则巷道内的平均风速应为：

$$v = \frac{Q}{S} \text{ (米/秒)} \quad (39)$$

根据技术规程的规定，巷道的类别与性质不同其允许的最大平均风速值也有所不同。

1. 在运输大巷或石门内各个国家规定的允许风速值的差别也相当显著，例如：

美国	3 米/秒
波兰的上西里西亚(战前)	4 米/秒
解放后波兰新规定	6 米/秒
	1956年以后又改为 8 米/秒
苏联	8 米/秒

近几年来总的趋势是许可风速限度不断在提高，这是和矿井产量增大，所需风量必然增多的现象分不开的。

2. 在回风大巷中许可风速的数值一般是较大的，例如第二次世界大战之前在美国规定为4.5米/秒，在波兰的上西里西亚——

6 米/秒，克拉科夫矿区——10 米/秒，在苏联規定不超过 8 米/秒，但在实际工作中往往高于这一数值。

3. 在提升人員的井筒內 苏联規定的 风速不能超过 4 米/秒，53 年后改为 8 米/秒。

4. 在生产井筒內如果不提升人員时，苏联規定最大风速不能超过 12 米/秒。

5. 在专用的通风井筒內苏联規定最大許可风速为 15 米/秒，第二次世界大战之前在波兰的上西里西亞規定为 6 米/秒，克拉科夫矿区 10 米/秒，美国为 9 米/秒。

6. 苏联規定在风峒里最大风速不超过 15 米/秒，通过风桥时为 12 米/秒。

在設計矿井时考虑到應該留有一定的余地，所以各类巷道內的风速不宜超过如下界限：

1. 在提升人員的井筒內，运输和通风的石門和大巷內 6 米/秒。

2. 在不提升人員的井筒內和风流通过风桥时 9 米/秒。

3. 在沒有提升設備的井筒內，在风峒內 12 米/秒。

無論在什么情况之下，在矿井巷道中最低风速不能小于 0.15 米/秒。

第 2 节 风 速 計

风速計是一种基于风流速度不同时，对迎面的擋板或叶片所呈現的压力作用不同而測定风流速度的仪器。总括起来可以分为两种类型：靜力风速計：摆式与簧式；动力风速計：翼式与杯式。

1. 摆式风速計(图 19)：在风流的正面压力作用下，叶片 A 随风流速度的不同呈一定角度的摆动。这类风速計的使用需要有熟練的技术。它的結構簡單，价格便宜，制作精細时其誤差为 1%~3%。缺点是叶片的摆动范围愈小讀数的誤差愈大（即低风速时誤差大）。另外，测量的范围有限。提高精度的方法是增加叶

片数或者在叶片下部边缘增加重边(图中B)。

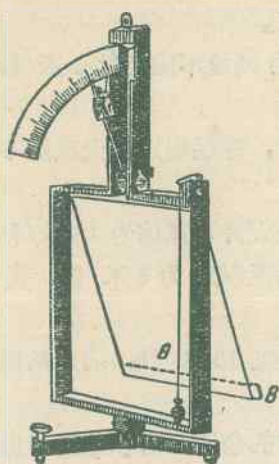


图19 摆式风速计

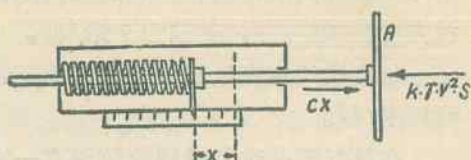


图20 簧式风速计

$$k \cdot \gamma \cdot v^2 \cdot s = c \cdot x \quad (40)$$

式中 γ ——空气的重率;
 s ——迎风板的面积;
 c ——挤压弹簧使之位移单位距所需之力;
 x ——迎风板位移的距离;
 k ——校正系数。

簧式风速计的缺点与摆式的相同。

3.翼式风速计(图21): 是一种使用最为广泛的测风仪表, 它的主要构成部分为一在风流作用下能转动的小风扇。在单位时间内小风扇的旋转数和风速呈正比关系, 因此单位时间内的风速可以根据一次测定中指針的指示数(以米计)除以时间来确定。

如果当小风扇旋转时机械的传动部分没有摩擦阻力, 则极微小的风流都能使风速计转动, 但实际上这种摩擦阻力是不可避免的。为使风速计正常旋转就需要有一定的风流速度 b , 因此风速计所指示的风速是小于实际风速 v 的其值为 $(v - b)$ 。

如果令 v_0 ——代表测得的风速(即风速计所指示的风

速), 則:

$$v - b = a \cdot v_0$$

式中 b ——取决于风速計旋动时, 运动阻力的校正系数;

a ——取决于风速計的結構, 小风扇叶片傾斜度的校正系数。

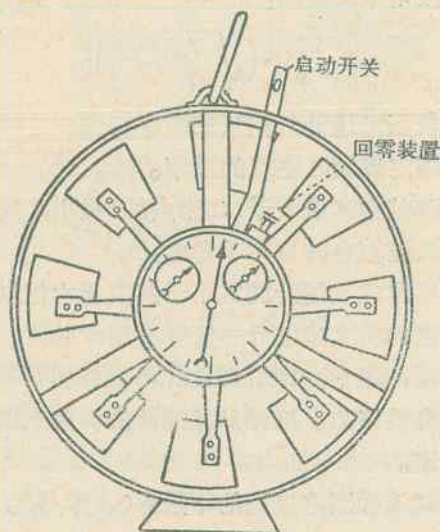


图 21 翼式风速計

上式整理后得:

$$v = a \cdot v_0 + b. \quad (41)$$

每一个风速計在出厂时都应給出修正系数 b 与 a 的数值。有时也用风速修正值 Δv 代替 a, b 值。然后再将 Δv 与测得风速 v_0 相加即得实际风速 v :

$$v = v_0 + \Delta v.$$

从如上两式可列出等式:

$$v_0 + \Delta v = a \cdot v_0 + b.$$

从而得出計算修正值 Δv 的公式如下:

$$\Delta v = (a - 1) \cdot v_0 + b. \quad (42)$$

这是一个风流速度 v_0 的线性函数式。

在测得风速的基础上计算实际风速时，一般是根据公式(41)，(42)所绘制的风速计校正曲线加以校正。风速计的校正曲线除风速低于0.3米/秒以下部分外一般的是一条直线。

根据理论证明，空气密度的变化也能引起风速计测量时的误差，误差比可以用下式算出：

$$\frac{200}{v} \cdot \left(\sqrt{\frac{\gamma_0}{\gamma}} - 1 \right) \quad (43)$$

式中 γ_0 ——校正风速计时空气的重率；

γ ——测定风速时空气的重率。

但是这一误差在风速大于1.5米/秒时很小，完全可以忽略不计。实际上在风速较小时也不予考虑。

不能够使用翼式风速计测定小于其直径六倍以上的管路内的风速。较为精密的翼式风速计一般都有定时装置，当测定风速时将定时装置开动，经半分钟后风速计指针自动开启，再经1分钟风速计指针又自动停止。这样从风速计的表盘上便可以直接读出单位时间的风速。

一般翼式风速计测定风速的下限为0.5米/秒。精密翼式风速计（具有较大的直径和极薄的风扇叶片）可以测定的最低风速为0.1~0.2米/秒，翼式风速计测定风速的上限一般为12~15米/秒（很少也可达6或者20米/秒）。

一般的翼式风速计由于机械阻力的影响不能用于测定微小的风速。为了消除机械阻力的影响，提高测定风速的精度，制出了一种差式风速计(图22)。这种风速计在其下部，增添了一个发条启动的小型吹风机，吹风机的风流经过小管 R ，吹动风速计的叶片 F ，使之进行均衡的转动（相当0.5米/秒的风速），这样就克服了风速计的机械阻力。如果在测量风速时，将风速计迎着风流置放(如图中 B 箭头的指向即风流来向)，由于迎面风力的作用风速计转数将会减低。根据以上两种风速的差值便可确定所测定，风速。这种差式风速计可以测量的最低风速达0.02~0.5米/秒的

如果想利用这种风速計測定較高风速时($0.4 \sim 8$ 或 12 米/秒), 即不必开动小型吹风机而将风速計以相反的方向置放在风流中(如图中 A 箭头的指向即风流方向)。

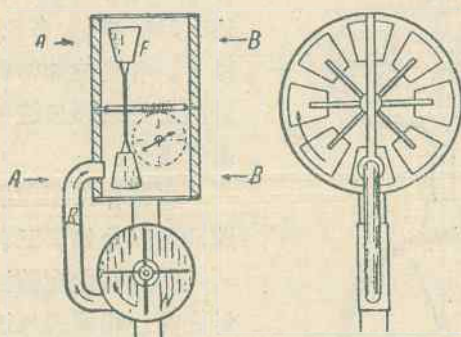


图 22 差式风速計

翼式风速計測定风速时, 其叶片的旋轉較真实风速往往有一段滞后的時間(約为 5 秒或更多一点)。所以使用校正相当精确的风速計測定不断变化的风速时所获得的平均风速較实际平均风速大 $7 \sim 33\%$ 。因此, 在矿井里使用翼式风速計測定巷道风速时, 要从讀数中减去 10% 作为实际风速。

如果风速的变化不大(相对于平均风速的变化比例不大于 10%), 当变化的頻率每分钟不超过 2 周期, 則对风速計的測定精度影响很小。

翼式风速計在井下使用时其结构的脆弱性, 主要表现在易于被岩尘污染和磨損, 所以在使用时要特別小心注意保护。另外由于其机件的微小变化都会明显的影响測定的准确度。为此在正常情况下每半年要校正和檢修一次。

只要风速計保护的好, 測定风速的方法正确, 从实用观点看来其測定結果是相当可靠的。如果当风速有些变化时, 虽然会引起一定的誤差, 但它还是比使用皮托管所获得的精度高。在測量时风速計的中心綫与风流方向如稍有偏斜(在 $5 \sim 10^\circ$ 的范围内)时

影响很微小。偏斜角度约为 20° 时误差也不会超过1%。

4. 杯式风速计(图23)，当测定风流的风速大于10~15米/秒

时则使用杯式风速计。精密的杯式风速计可以测量的最低风速达0.3米/秒(大多数可达0.9米/秒)。有些特殊结构的杯式风速计测定的最高风速可达100米/秒或者更多。

根据作用原理的不同杯式风速计可以分如下三种类型：

1) 风杯的旋转轴直接带动指针旋动：和翼式风速计的机械传动机构大致相同，在测风的同时还需要测定时间。

2) 离心式风速计：根据其指针位置可以直接读出测定瞬间的风速，在测风时无需计时。

3) 电力风速计：风杯的旋转轴与一微型发电机相连，风速的大小借助于电流计表示出来。

杯式风速计很少用于井下测量，一般在风峒内测风时使用。

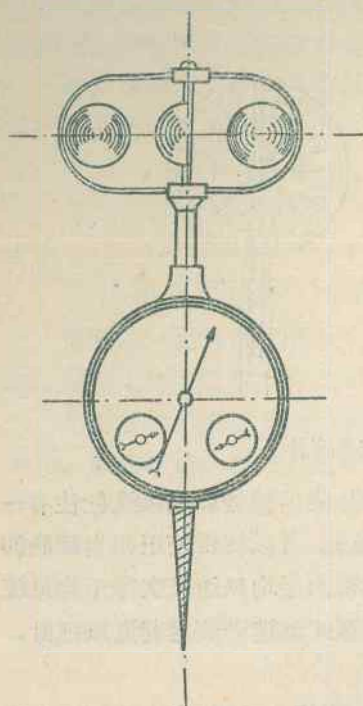


图 23 杯式风速计

第3节 皮托管

伯诺利的流体运动方程式如下：

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = \text{常数} \quad (44)$$

式中 z ——流束中心距基准水平的高度；
 p ——给定点的流体静压(公斤/米²)；
 γ ——流体(空气)的重率(公斤/米³)；

v ——流束的流速(米/秒)。

如果在风流中(或者液流)置放一个固定的物体(图24)。写出从气流内一点到物体表面的伯諾里方程式为:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} = z + \frac{p_1}{\gamma} + 0.$$

$$p_1 = p + \gamma \cdot \frac{v^2}{2g} = p + \rho \frac{v^2}{2g} \quad (45)$$

式中 $\rho = \frac{\gamma}{g}$ ——空气的密度其单位为

公斤·秒²/米⁴。

在公式(45)中 p_1 代表气流停滞点

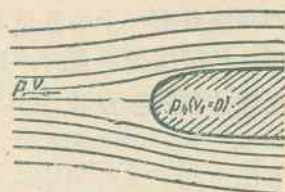


图 24 固体物在风流中受压示意图

处的全压, 从而可见全压 p_1 等于静压 p 与速压或称动压 $(\rho \cdot \frac{V^2}{2g})$ 之和。

根据气流滞点的全压与速压值即可计算出风流速度:

$$v = \sqrt{\frac{2g \cdot (p_1 - p)}{\gamma}}. \quad (46)$$

这一理论在 1733 年第一次被学者皮托特(Pitot)应用于计算风流速度。

静压(p)这一概念可以作如下理解: 在气流里平行流向有一极薄的平板(图25), 作用于平板上的压力即谓之静压。如果有一物体以与风流相同的速度在静止的空气中移动时同样受静压的作用。

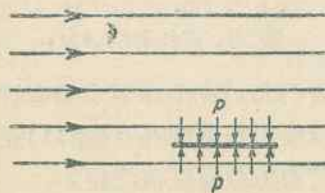


图 25 静压示意图

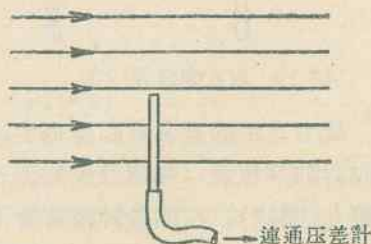


图 26 普通静压管

靜压可以借助于压差計(精密压差計)与靜压管量出。靜压管就是一个垂直置放于风流內的普通圓管(图26)。这种靜压管的缺点在于当其在风流中放置稍有偏斜时即会引起测量的誤差。圓管的两側各有一个小孔以承受压力的靜压管(图27)較好。但是利用这种靜压管测量时,即使在风流內置放位置正确,其測定結果也往往較实际为低。

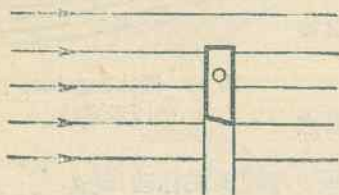


图 27 双孔靜压管

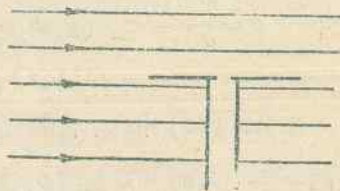


图 28 盘式靜压管

較好的靜压管是在普通圓管的頂端水平的連接一个具有小孔的圓形薄盘(图28)或垂直的連接一个具有兩側开孔的圓盘(图29)。这种兩側开孔的靜压管每个小孔均与一个脚管各自相通,利用精密压差計与之連通可以校正其在风流中置放的是否正确,但是缺点在于增大了承受压力的圓盘厚度。

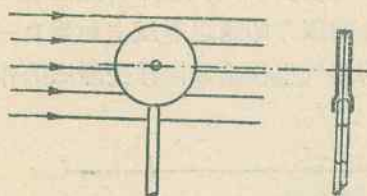


图 29 双孔圆盘靜压管

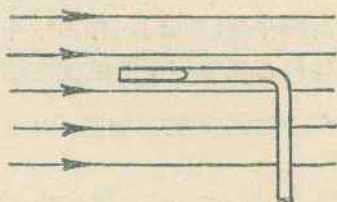


图 30 皮托管(Pitot)

最为常用的是具有圓錐形尖端弯管(图31)或半球形末端弯管(图32)的靜压管,在弯管的周圍开有承受靜压的圓孔 b (图31)或隙縫 b (图32),在测量时使弯管平行流向的放置在风流中。

全压(靜压+速压):借助于弯曲的圓管迎着风流流向来测出(图30),这种弯管即名之为皮托管。

根据皮托特 (Pitot) 的理論风速的測量可用由皮托管与靜压管共同組成的一种联合測管来进行的。具有圓錐形尖端的联合測管(图31)名为勃累別(Prabée)式測管, 具有半圓球体尖端的(图32)名为波倫德特爾(Prandtl)式測管。

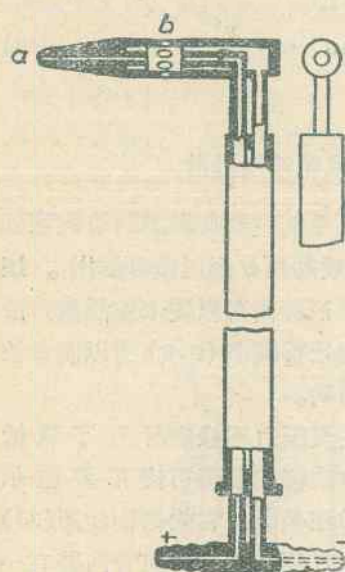


图 31 皮托特—勃累別 (Pitot-Prabée) 測管

測量时要使弯管平行的置放于风流內, a 孔迎着风流来向, b 孔与风流相切。 a 与 b 孔各自通向一个脚管并分別在脚管上用“+”“-”符号予以标明。再分別与压差計两个开口連接即可量出压力 ($p_1 - p$) 之差值。其单位以毫米水柱或公斤/米²計之。

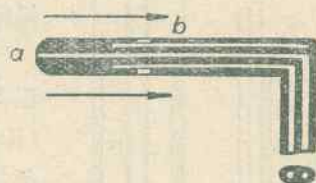


图 32 皮托特—波倫德特爾 (Pitot-Prandtl) 測管

全压与靜压管的尺寸搭配适当, 則測得 ($p_1 - p$) 差值的誤差不会超过 $\rho \cdot \frac{v^2}{2}$ 值的 0.1%, 如欲修正这项誤差在計算风速的公式中可以增加校正系数 (ξ):

$$v = \sqrt{\frac{2g \cdot \xi \cdot (p_1 - p)}{\gamma}} \quad (47)$$

系数 (ξ) 值一般是接近 1, 变化在 0.98 ~ 1.02 的范围之内。

上面所介紹联合測管的两种形式其中以半圓球形較好, 因为圓錐形的易于折損同时也延长了弯管部分的长度。

利用联合測管測量风速时其置放位置即使稍有偏斜影响也不

大。例如当偏斜 15° 时测得风速的误差值不超过 1% ， 20° 时不超过 2% 。

如果使测孔 a 背向风流，则会产生吸力 $p_2 < p$ ，其值永远小于 $\rho \cdot \frac{v^2}{2}$ 的理论值。一般用下式算出：

$$p - p_2 = 0.37 \cdot \gamma \cdot \frac{v^2}{2g} = 0.37 \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (48)$$

因此测定风速时不用上法。

第4节 普通压差计及精密压差计

在矿井里测量两点间的空气压力差（例如在风门两边的空气

压力）一般是用U形压差计测出。压差计的U形管内可以装水或酒精，由于酒精的比重较小（0.8）所以测量结果较为精确。

当空气压力不稳定时为了减低压差计中液面的震荡可使用罗色尔（Russel）压差计。它的结构如图(33)所示，在U形管的一边粗管内装有一个空心的浮尺，浮尺上有刻度，零度永远与液面保持在一个水平上。

在测定较小的空气压力时，一般的U形压差计已不能满足要求，为了提高其精度和灵敏度，人们制成了各种类型的精密压差计：

1) 利用有游标的刻度尺和采用特殊的光学方法以确定压差计两端液面差的精密压差计（如波伦特尔精密压差计及阿斯卡尼亚精密压差计等）。

2) 一边弯管具有倾斜角度的变形“U”形压差计（如倾斜式精密压差

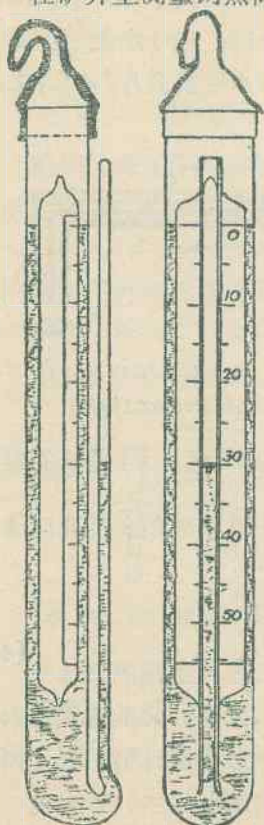


图33 罗色尔(Russel)压差计

計)。

3) 利用两种或三种比重不同的液体的压差計 (如瓦列式 (Wahlen), 哈陶克 (Chattok) 式精密压差計等)。

1. 阿斯卡尼亚精密压差計 (Askania) (图34): 有两个連通的容器 A 与 B , 在容器 A 內有一电镀的箭形指針, 它反映在水面上和反射鏡 L 內就显出两个一正一倒的箭形影象。向容器內注入的水量能够恰使两个箭影的尖端相接触。当我們将容器 A 与压力較高的点連通时, 則其中水面受压下降, 箭形指針外露出水面, 而在反射鏡內則看到两个箭形指針的影象互相重迭相交。这时提高容器 B 的位置就能够使箭影的尖端重新相接。根据提高容器 B 的高度即能确定出 $p_1 - p$ 的数值。测量的精度可达 0.01 毫米水柱甚致到 0.002 毫米水柱。

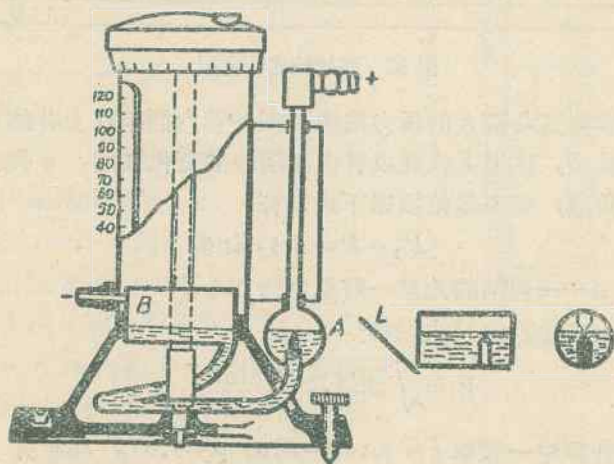


图34 阿斯卡尼亚 (Askania) 精密压差計

因为容器 A 的断面較大, 所以液体凹面影响完全消失。但同时由于 A B 容器內液面差距大, 所以在测量微小压差时調节液面波动的能力較小。

2. 斜管精密压差計 (图35) 由一个較大的容器 A 和另一傾斜的細玻璃管 B 連通共同組成。因为容器 A 与玻璃管 B 的断面相差悬

殊，所以容器A内酒精液面变化不大而压差值的测量通过倾斜玻璃管B内酒精柱的高低变化而读出。

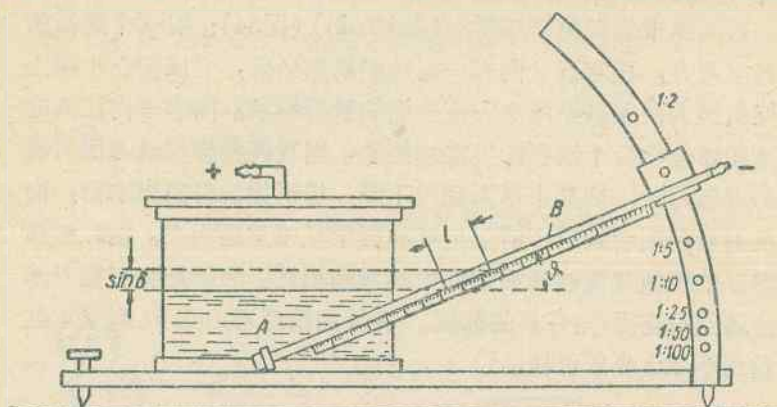


图 35 斜管精密压差计

当容器A与较大的压力连通时则B管内酒精柱上升的垂直高度为 $l \cdot \sin \theta$ ，这里 l 代表玻璃管内酒精柱的变化长度， θ 代表玻璃管的倾斜角度，而压差值根据下式计算：

$$P_1 - P = \Delta \cdot l \cdot \sin \theta \quad (49)$$

式中 Δ ——酒精的比重一般取其为0.8。

将上式代入(47)式则得：

$$V = \sqrt{\frac{2g \cdot \xi \cdot \Delta \cdot l \cdot \sin \theta}{\gamma}} \quad (50)$$

在计算中一般取 $\xi = 1$ ； $\Delta = 0.8$ ； $g = 9.81$ 。在矿井条件下 $\gamma = 1.2$ ，故上式可以化简为：

$$v = 3.62 \sqrt{l \cdot \sin \theta} \quad (51)$$

倾斜压差计的测量范围和斜管的倾斜位置如下：

$p_1 - p = 160 \sim 80$ 毫米水柱	玻璃管取垂直位置
$p_1 - p = 80 \sim 40$ 毫米水柱	玻璃管倾斜比为1:2
$p_1 - p = 40 \sim 20$ 毫米水柱	玻璃管倾斜比为1:4
$p_1 - p < 20$ 毫米水柱	玻璃管倾斜比为1:8

傾斜比为1:20是最低的界限

另外尚有一种在傾斜单管上的刻度可以直接讀出风速值的精密压差計。

3. 异液精密压差計(图 36): 即普通U形压差計, 但是在其两臂的上端各有一个扩大部分A与B。压差計內裝有两种比重相近的溶液($\frac{\Delta_2 - \Delta_1}{\Delta_1} \approx 0.05$), 同时要求两种溶液互不相混, 扩散系数尽可能的小, 而且相近。例如甲苯酒精和氯化鈣溶液; 石油与重油的混合液和酒精等。

在异液精密压差計中, 两个扩大部分的液面略有差別时, 即能引起下部溶液(比重为 Δ_2) 在細管内液面的显著差別。令:

s_1 和 s_2 ——分別代表扩大部分和細管的断面。

h_1 和 h_2 ——分別代表在扩大部分和細管內的液面高差。

p_1 和 p ——分別代表A, B扩大部分內的压力(毫米水柱)。

因为在U形管内比重为 Δ_1 的液面高差 h_1 引起比重为 Δ_2 的液面高差为 h_2 , 所以我們可以列出下面的等式:

$$h_1 \cdot s_1 = h_2 \cdot s_2.$$

列出压力平衡的条件式为:

$$p_1 + \Delta_1 \cdot H = p + \Delta_1 (H + h_1 - h_2) + \Delta_2 \cdot h_2.$$

从如上两式得:

$$p_1 - p = \left(\Delta_2 - \Delta_1 \cdot \frac{s_1 - s_2}{s_1} \right) \cdot h_2. \quad (52)$$

如果是一般的U形压差計, 內装比重为 Δ_2 的单一液体, 則液面的高差为 h_0 則上式可写成:

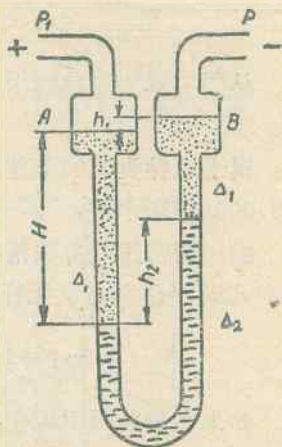


图 36 异液精密压差計

$$p_1 - p = \Delta_2 h_0$$

从以上两式的比較中可以看出，如果使用异液精密压差計与普通 U 形压差計测量同一压差时，其液柱的高度比为：

$$\frac{h_2}{h_0} = \frac{1}{1 - \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \left(1 - \frac{s_2}{s_1} \right)} \quad (53)$$

例： 当： $\frac{\Delta_1}{\Delta_2} = 0.95$ ， $\frac{s_2}{s_1} = \frac{1}{50} = 0.02$ 时，則：

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{1}{1 - 0.95(1 - 0.02)} = 15.$$

从而可以明显地看出异液精密压差計的测量精度是相当高的。

属于这种类型的某些牌号的压差計，测量精度可达 0.025 甚至 0.0025 毫米水柱。

如果精密压差計的精度为 0.01 毫米水柱，当风速 $v = 2$ 米/秒。 $\gamma = 1.2$ 时，用之与皮托管相連測定出的压差，根据〔45〕式应为：

$$p_1 - p = 1.2 \frac{2^3}{2 \times 9.81} = 0.245 \text{ 毫米水柱.}$$

如果在讀数时由視差造成的誤差为 0.01 毫米水柱，将 0.245 讀成 0.255 毫米水柱，根据〔46〕式計出风速为：

$$v = \sqrt{\frac{2 \times 9.81 \times 0.255}{1 \times 2}} = 2.042 \text{ 米/秒.}$$

因此造成的誤差为实际风速的 2.1%。根据相同的方法和条件，我們計算出用皮托管測定风速的测量誤差比如下所列：

当风速为：	1.5 米/秒	誤差約为 3.6%，
	1.0 米/秒	誤差約为 8.2%，
	0.75 米/秒	誤差約为 14.8%，
	0.5 米/秒	誤差約为 33.4%.

如果根据一般規定允許誤差为 5%，則不难作出如下結論：皮托管与精密压差計只能用来測定 1.2~1.5 米/秒以上的风速。

第5节 风量計及自記风压計

当我们將皮托管安放在已知断面为 S 米²的巷道中，測得的压力差 $p_1 - p$ 将与风速的平方 (v^2) 成正比关系。同时和通过巷道的风量 $Q = v \times S$ 的平方同样也是成正比关系，风量計的作用原理就基于此。

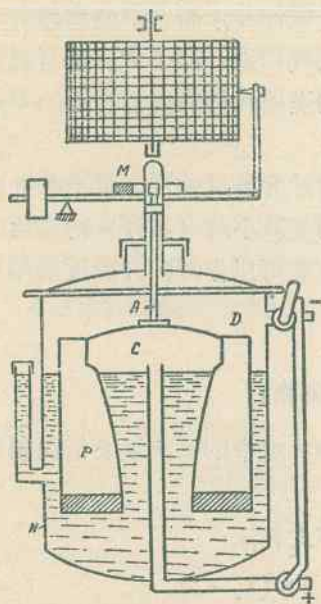


图 37 自記风量計

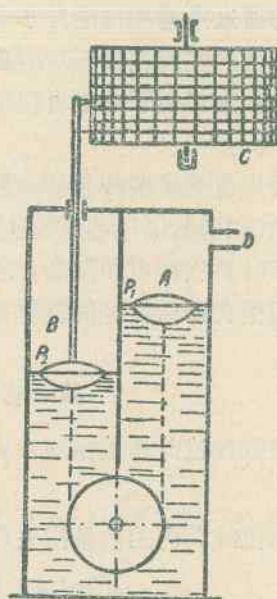


图 38 奥赫瓦特(Ochwaldt)
自記风压計

例如，图37所示的风量計，就是由密封的容器 N 和浮筒 P 組成的。使浮筒內的空間 C 与皮托管的“+”号脚管相通，外部空間 D 与“-”号脚管相通，在浮筒上面固定一个連杆 A ，它将随浮筒的沉降而上下移动，然后可以用多种方法使 A 杆的移动与自記設备連接(在图37是运用磁鉄 M 将 A 杆与外部相連的)。因为空間 C

与 D 內的压力差是风速平方的函数，因此在自記设备的記錄圓輪上所貼的記錄紙分格綫是用函数值画出，或者使浮筒結構呈拋物綫形（如图 37）而采用一般的方格記錄紙，这样都能直接讀出风量。容器 N 內装水也可以装其他溶液。

很多风量計同时也帶有自記风压計，能够同时記錄测风地点的风压。

图(38)所示为奧赫瓦特 (Ochwadta) 自記风压計，容器 A 与 B 互相連通，其作用正如 U 形压差計的两个管臂。在其中有两个从下部通过滑輪相連的浮子 P_1 与 P_2 ，飄浮在水面上。使容器 A 与測定压力的空間相接通，容器 B 和大气相通，浮子 P_2 与自記設備相連。为了便于校正自記风压計的准确性特別附有普通的 U 形压差計。

运用自記风压計能够連續的觀察矿井通风情况。每当矿井风阻增大（主要的通风巷道发生冒落时）或减小时（打开风門发生风流短路时）立刻自动記錄。記錄的曲綫可以作为矿井发生爆炸事故时期檢查通风状况的重要文件。

第 6 节 热量风速計

热量风速計是根据觀察发热体在风流中的热量散发情况制定的。

单位時間內的热量損失 K 可用下式表示：

$$K = (A + B \cdot \sqrt{v}) \times (t_1 - t). \quad (54)$$

式中 A 与 B ——分別代表发热体与气体的散热常数（其大小取决于热的傳导性，比热和气体的密度等）。

$t_1 - t$ ——代表发热体与气体的温差。

从上式可見，根据温差 $t_1 - t$ 和热量損失 K 可以計出风流速度 v 。

基于这种作用原理的測量风速仪表有：

1. 卡他計：使用卡他計測量风速时，热量的損失 K 是根据卡

他常数 F 和卡他計从 38°C 冷却到 35°C ($t_1 = \frac{38+35}{2} = 36.5$) 所需

的时间 T 并按照公式 [29]~[34] 計算, 除此而外还需要测定风流的温度 t 即能計算出风速。測量风速时一般都是使用干式卡他計。

当风速过大时卡他計的冷却時間較短, 因此在記錄的时间誤差为 1 秒时即可能引起相当显著的风速誤差 (6~7% 或更多)。当风速較小时冷却時間較长誤差数值有所降低。因此卡他計首先是适于测定較低的风速 (3~5 厘米/秒), 当然也可以用之于测定較大的风速。另外由于卡他計受到不同风向和渦流的影响其測定結果也有所不同, 因此它不仅反映了风速而且也反映了风流的紊乱状态。这样在风速較小时也会产生較大的影响, 使得測定結果不規則。

将卡他計垂直的置放在风流里測得的結果較为准确。如果平行的或傾斜的置放在风流中測量結果就不正确, 所以在上行或下行风流的巷道中用卡他計測定风速很难得出正确的結果。

2. 电热风速計: 当电流通过电阻絲时单位時間內所产生的热量为:

$$q = 0.24 \cdot i^2 \cdot R \quad (55)$$

式中 i ——电流强度;

R ——电阻絲的电阻。

如果产生的热量 (q) 等于其热量損失 (K) 則根据 [54] 和 [55] 式可以写出如下等式:

$$0.24 \cdot i^2 \cdot R = (A + B \cdot \sqrt{V}) \cdot (t_1 - t). \quad (56)$$

电阻絲的电阻值随温度而有所改变:

$$R = R_0 [1 + \alpha(t_1 - t) + \beta \cdot (t_1 - t)^2]. \quad (57)$$

式中 A 、 B 、 α 、 β , 都是一些系数。

从如上的几个公式中可見, 利用电热风速計測定风速可能有两种方法。

1) 电阻固定: 如在測定期間温度不变 ($t_1 - t = \text{常数}$) 則 [57] 式 $R = \text{常数}$ 而 [56] 式:

$$i^2 = C + D \cdot \sqrt{V} \quad (58)$$

式中 C, D ——表示不同的常数項。

因此风速的測量可以变为电流的測定。

电阻的固定不变可以通过調节电流强度实现。

2) 电流强度固定：如果 $i = \text{常数}$ 則 $R = f(V)$ ，因此风速可以根据电阻 R 計出。

从外观上看来，电热风速計好象是一个带把的网状放射体，圓把的直徑 10~12 毫米，长度根据需要而定。放射状的网網是用錳銅絲做成的。在网網上盘有鉑絲，通电后可以加热到 400~500°C，作为惠斯頓电桥的一臂。

电热风速計适于測定 0.1 到 10~15 米/秒的风速。当风速低于 0.1 米/秒时空气的对流作用会引起一些不規則的变化，但是經過細致的校正后仍能用于測定較小的风速。当风速大于 10~15 米/秒时測定的精度即将降低，虽然如此但測定 90 米/秒的风速仍是可能的。由于热电风速計的結構复杂、价高，需要經常校正等缺点所以始終沒有得到广泛的应用。

第 7 节 測量风速的其他方法

在矿井里測量风速主要是使用翼式风速計即风表。在扇风机风峒內要用皮托管。最近几年卡他計的使用逐漸被推广，尤以用于測定較小的风速为多。

在矿上由于沒有卡他計，而且用普通的风表測定 0.5 米/秒以下的风速有困难时不得不采用一些較原始的測风办法：如气味法，烟雾法等。

測风的进行方法如下：两个观测者站立在风流中相隔一定的距离，前者抛出有特殊气味的粉末或者击碎装有特殊气味溶液（醋酸或氨水）的玻璃瓶。后者持秒表观测气味出現所經歷的时间。两个观测者站立的位置以前后相距 5~15 米为宜。当风速在 0.2~1 米/秒的範圍內，利用这种方法測得风速的結果与卡他計測定結果相同。

烟雾法测量风速是用橡皮球吹动化学药剂（四氯化铅或发烟硫酸）产生浓烟随风流移动而观察计算其速度，烟雾法所测得的风速较之使用风表测得的数值大22%，有人认为误差约为10%。烟雾测风法的适用范围为0.1~0.5米/秒最高到1米/秒的风速。

第八章 平均风速的测量及风量计算

第1节 风速测量及风量计算方法

在巷道断面的各点上其风速并不完全一致。如果想列出一个包括多种影响风速变化因素的函数式以代表给定巷道断面上的风速的不一致性是不可能的。根据理论分析与实际观察都证明最大风速一般是在巷道断面的中心，而最小风速则是集中在边缘。在矿井巷道中风速的分布在同一断面上一般是非对称的(图39)。

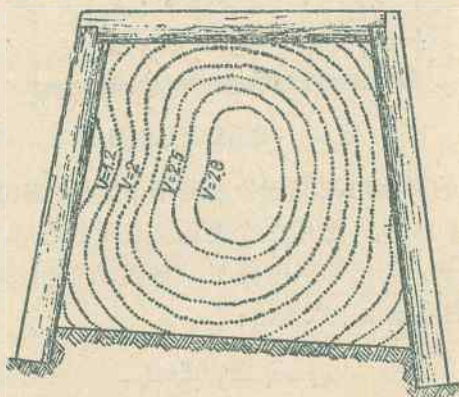


图 39 等风速线分布图

正是由于这种在同一断面上的各点风速的不一致性，所以给平均风速的测量和风量的计算带来了一定的困难。

在矿井巷道里，最大和平均风速的比值变化很大。按照繆尔格(Murgue)和斯闊成斯基(Skoczynski)的調查。在磚砌的巷道中这一比值变化在1.16~1.25的范围内，而平均为1.20；在木支架的巷道中变化范围为1.22~1.47，平均1.37；无支架的巷道中，1.24~1.36，平均1.33。根据闊馬洛夫(Komarow)和爱洛若尔(Mc Elroy)的意見，在非常平整的木支架巷道中最大与平均风速的比值約为1.25。

测量平均风速与計算风量的方法很多，下面介紹几个主要的方法：

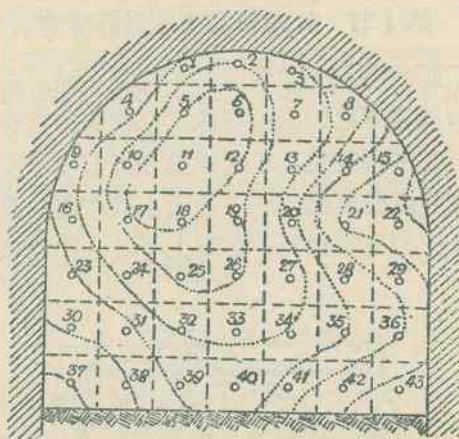


图 40 巷道断面分格图

1. 将巷道的断面用細綫划分成若干个方格(图40)，在每个方格的中心测出风速 v_i ，然后在代表巷道断面的图形上将所有的等风速点連接起来，繪出等风速綫图。通过两条相邻等风速綫 (v_i 和 v_{i+1}) 之間的风量用下式計出：

$$q_i = s_i \frac{v_i + v_{i+1}}{2}$$

式中 s_i ——代表两个相邻的等风速綫 v_i 和 v_{i+1} 之間所包括的面积，可以用求积仪在断面图上求得。

通过巷道断面的全部风量应为：

$$Q = \sum_1^n q_i = \sum_1^n s_i \cdot \frac{v_i + v_{i+1}}{2}. \quad (59)$$

而平均风速为:

$$V = \frac{1}{S} \cdot \sum_1^n s_i \cdot \frac{v_i + v_{i+1}}{2} \quad (60)$$

式中 $S = \sum_1^n s_i$ ——代表巷道断面的积分值。

2. 更为精确的方法是建立在几何图形积分法的原理上。令 v_i 代表断面上任一微小单元面积 A (其座标为 x, y , 如图41所示) 上的风速。通过单元面积 ($dS = dx \times dy$) 的风量应为:

$$dQ = v_i \cdot dS = v_i \cdot dx \cdot dy.$$

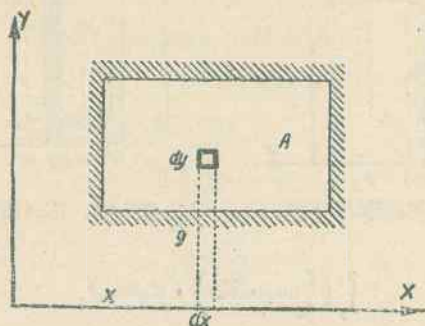


图 41 几何图形积分图

而通过巷道断面的全部风量为:

$$Q = \int_s v_i \cdot dS = \int_y \left(\int_x v_i \cdot dx \right) \cdot dy.$$

如果风速的测点沿着巷道断面排列成水平的平行线 (图42a) (或垂直的平行线) 即平行于 X 座标轴的一系列平行线 (或平行于 Y 座标轴的一系列平行线)。这样根据每一列测点都能绘制出以 X, v_i 为座标的风速的分布图 (图42b)。

在 (42-b) 图上的每一个单元面积为 $v_i \cdot dx$, 而包括在 v_i 曲线的全部面积等于:

$$\int_x v_i \cdot dx.$$

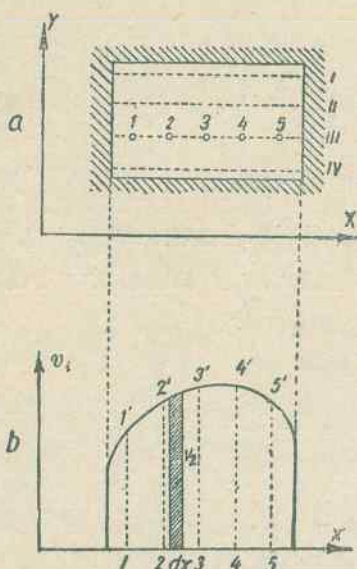


图 42 几何图形积分图

用求积仪求出相应于每一列测点的这样的面积之后再以 Y ,

$\int_x v_x \cdot dx$ 为座标轴繪出如图 (43) 所示的曲线。然后将相应点 I' , II' , III' , IV' 用曲线连接起来并用求积仪再求出曲线所包括的面积, 即得所求之风量:

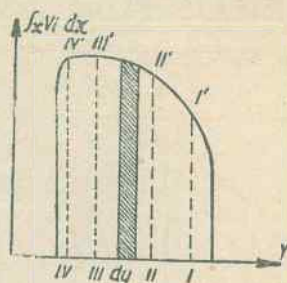


图 43 几何图形积分图

$$\int_y \left(\int_x v_i \cdot dx \right) \cdot dy = Q. \quad (61)$$

如果在繪制上述曲线时取如下的比例关系:

在 X 轴上 1 厘米相当于实际的 α 米长度;

在 Y 轴上 1 厘米相当于实际的 β 米长度;

在 V_i 轴上 1 厘米相当于实际的 γ 米/秒;

在 $\int_x v_i dx$ 轴上 1 厘米相当于实际的 δ 米²/秒。

如果用求积仪求得的面积值以平方厘米计时则:

$$Q = \int_y \left(\delta \int_x \gamma \cdot v_i \cdot \alpha \cdot dx \right) \cdot \beta \cdot dy = \left(\alpha \cdot \beta \cdot \gamma \cdot \delta \right) \cdot \int_y \left(\int_x v_i \cdot dx \right) \cdot dy. \quad (62)$$

平均风速仍然是根据 [39] 式求出:

$$v = \frac{Q}{S}.$$

测点布置不能过份靠近巷道的周壁，太近时风速测量的精度会受到影响。但是边缘的测点也不能距周壁过远，否则计算出的平均风速将不准确。根据经验边缘测点距巷道壁以不超过0.25米为宜。最好取其为0.10~0.20米之间。

测点数目在一个断面内不应少于20个，平均取30个，在大断面巷道中可达70个。

3.为了避免作图及使用求积仪起见，我们令 $v_1, v_2, \dots, v_n$ 代表将整个巷道断面分割为 $s_1, s_2, \dots, s_n$ 个正方形空间后的相应风速(图40)。

通过其中一个正方形空间 s_i 的风量为：

$$q_i = s_i \cdot v_i.$$

通过巷道全部断面的风量为：

$$Q = \sum_{i=1}^n s_i \cdot v_i. \quad (63)$$

巷道断面积为：

$$S = \sum_{i=1}^n s_i.$$

平均风速为：

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{\sum_{i=1}^n s_i \cdot v_i}{\sum_{i=1}^n s_i}. \quad (64)$$

在一个断面内分多少个方格，应视面积的大小而定。观测证明，如果分的过多则平均风速值偏小。如果方格的面积取的过大则平均风速值偏大。这主要是由于分割的方格过小时，边缘测点距巷道周壁近测得风速较低所致。

在实际测量工作中分割巷道断面的方格面积以0.1~0.35米²为宜，即边长0.3~0.6米为宜。

4.如果分割巷道断面的方格面积相等即 $s_1 = s_2 = \dots = s_n = s$ 则：

$$\bar{Q} = s \cdot \sum_{i=1}^n v_i \quad (65)$$

$$S = n \cdot s.$$

則平均风速应为:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n v_i \quad (66)$$

利用此法計算出来結果其精度和上法相同, 平均約为 3 % (較实际值偏小), 影响精度的因素与上法完全相同。

5. 在巷道断面的中心及四个偶角共取 5 个测点 (偶角测点位置距頂底板和两壁应为其全高和全寬的 $1/11 \sim 1/9$), 获得平均风速的誤差并不比上法大。与布置 30 个测点所得的結果相同。

6. 在测风站内最为簡便的测风方法是通过比較精确的测量定出 $\frac{v}{v_{max}}$ 的比值 (此处 v 为平均风速; v_{max} 断面中心点的最大风速)。在以后的测量中只需测定断面中心点的风速即可算出平均风速值。这是根据繆尔格 (Murgue) 的理論提出的。他认为: 在一个給定的断面內, 各点的风速比例关系是固定不变的。

7. 在矿內一般常用的测风方法是通风員手持风速計在一定時間內 (1 分钟或者 2~3 分钟) 使之沿着一定的綫路在巷道的全部断面內移动 (图 44)。

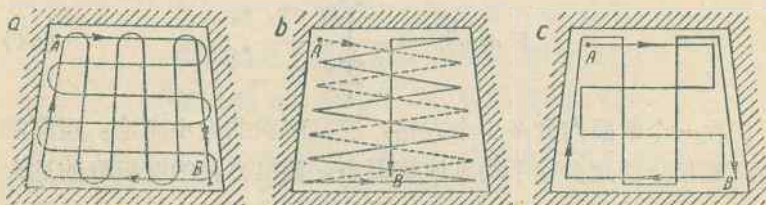


图 44 测定巷道平均风速时风表移动路线图

在这种情况下, 移动风速計的均匀性非常重要。

如果测风員站立在测风断面內, 由于其身体遮住了断面 $0.4 \sim 0.5 \text{ m}^2$ 所以使通过风速增大。当测风員站立位置距风速計始終保持 $1 \sim 1.5$ 米时对测量风速的影响将会相对减小。因此可以有兩

种不同的测风方式:

1) 迎面法: 测风員面向风流来向站立, 伸臂与肩平, 手持风速計。保持这样姿式使风速計在同一断面內作平行移动, 从巷道壁的一側到另一側。然后稍微下蹲再以同等速度作平行移动通过全部断面, 最后由底板到頂板再作垂直移动直到通过全部断面为止。

2) 側身法: 测风員面向巷道壁側身站立在巷道內, 伸直手臂, 使风速計从巷道壁一側移向另一側。如果巷道断面不大, 在到达另一側时, 测风員可以藏身于巷道支架之間或者背紧紧地靠在壁面上并始終保持风速計在自己的正面部位。在較大的断面的巷道內测风时, 則应将巷道断面分为两个相等的对称部分进行测量。最好是将风速計固定在长度为 1 米的测杆上进行测量。每一次都要测定 3~4 次。如果其中某一次测得的数值相差太远时, 則应补测。

采用如上两种不同的测风方式时, 为了获得真实风速要乘以不同数值的修正系数(k)。

1) 用迎面法手持风速計测量风速时, 取 $k=1.14$;

用迎面法将风速計固定在較短的测杆上时, 取 $k=1.05 \sim 1.10$ 如果固定在一米长的测杆上, 則 $k=1.0$ 。

2) 用側身法测量时, k 值的大小取决于巷道断面积的大小(图 45); 如果测风員隱身于巷道支架之間或者将巷道断面分为两部分测量則取 $k=0.9$ 。

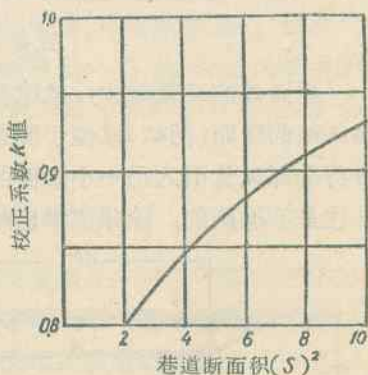


图 45 校正系数 k 值曲线

如果采用点测的方法(1~4法)應該注意在测量过程中, 风速可能发生变化。为此最好在巷道断面的固定点上設置一个风速計或皮托管作連續观测, 以便最后将各个测点所得数值相对于一个

固定值加以校正。

第2节 测风站

测量风速应该选择在断面规整保持一段平直的巷道内，并且尽可能的要求壁面光滑(例如砌碹的部分)。

如果每隔一定期间都要在固定的地点进行风速测量时最好能在该处建立测风站(图46)。在巷道的5~6米长度内用板条紧贴两帮及顶板予以严密的封闭，使全部风流通过。测风点取在距其末端0.5米的断面上。

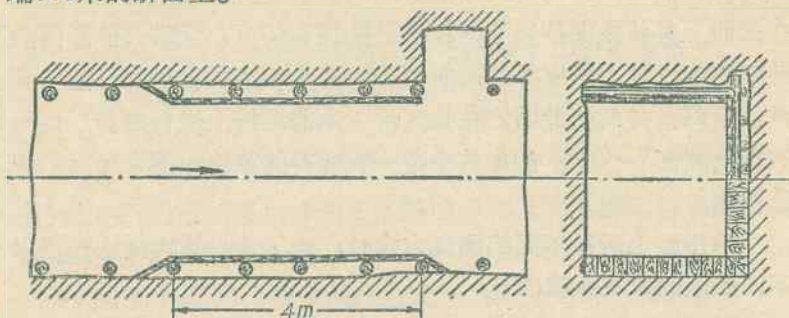


图 46 测风站

当通过的风量较少，风速低于0.5米/秒时，可以适当的缩小测风站的断面(图47)以便于测定。甚至还可以采取在测量期间临时将全部风量引入另一小断面的巷道的措施。但这样测定的结果往往是不准确的，除非不得已时采用，一般的不采取这一措施。

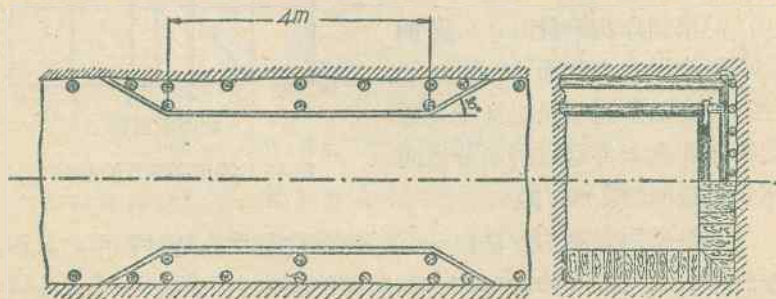


图 47 缩小断面的测风站

测风站經常是建立在磚礮的巷道內。测风站的前后至少要保持5~10米的平直与規整的巷道。为了便于观测者隱身，最好在测风站末端的一側掘一小洞。

空气在井下由于受到加热作用，扇风机的負压作用，以及湿度的增加和混入各种气体（包括从岩石或煤层中放出的瓦斯及压缩空气的廢气）等因素的影响，所以出风量总是比进风量大一些（10~13%）。因此测风站不仅要建立在矿井和采区的进风巷道中而且在回风巷道中也应建立。

第九章 矿井所需风量的計算

第1节 根据空气成分变化計算风量

送入井下的风量(Q 米³/分钟、 G 公斤/分钟)应以保証能够冲淡有害气体到无害程度为准。因此在确定矿井所需风量时，首先要定出单位時間內井下生成的有害物质量(或者毫氧量)。如用 C 代表有害物质的生成量或者矿井的毫氧量； c_1 代表进风流中的有害物质含量或氧含量； c_2 代表回风风流中允許的有害物质含量或氧含量，則所需风量应为：

$$Q = \frac{C}{c_2 - c_1} (\text{米}^3/\text{分钟}).$$

在实际工作中虽然送入矿井的风量很多，但却不能說明矿井的通风情况良好。因为真正送到工作地点的风量还要依赖于通风管理的好坏；风門、风桥等通风构筑物的质量高低而有所不同。事实証明主要漏风都是发生在通风构筑物的附近。根据調查送到工作地点的实际风量仅为总进风量的百分之几十，在自然条件好通风管理好的矿井中可达80~85%，在通风条件比較困难、管理水平差的矿井甚至仅有百分之十几。

我們认为所謂通风良好的矿井至少应有50%以上的风量送到

工作地点，如果取矿井的漏风率为50%，则在计算矿井所需风量的公式中应该选取一个数值不小于2的安全系数(k)。

$$Q = k \frac{C}{c_2 - c_1} \text{ (米}^3\text{/分钟)}. \quad (67)$$

1. 根据有害气体(物质)的生成量计算矿井所需风量:

若令: n_1 ——进风风流中的有害气体含量;

n_2 ——回风风流中允许的有害气体含量;

q_g ——每昼夜产煤一吨的有害气体生成量(米³/吨);

T ——矿井日产量(吨/日);

Q ——矿井所需风量(米³/分)。

则矿井每分钟的有害气体生成量应为:

$$C = \frac{q_g \cdot T}{24 \times 60} = \frac{q_g \cdot T}{1440}.$$

如果将 c_1 , c_2 表示如下:

$$c_1 = \frac{n_1}{100}, \quad c_2 = \frac{n_2}{100}.$$

将以上三个数值代入公式〔67〕即得计算矿井所需风量的公式如下:

$$Q = \frac{100 \cdot k}{1440} \cdot \frac{q_g \cdot T}{n_2 - n_1} = \frac{k}{14.4} \cdot \frac{q_g \cdot T}{n_2 - n_1} \quad (68)$$

2. 根据耗氧量计算矿井所需风量:

若令: n_1 ——进风流中的氧含量($n_1 = 21\%$);

n_2 ——回风流中允许的最低氧含量;

q_{o_2} ——每昼夜产煤一吨时的氧气消耗量(米³/吨)。

采取与公式〔68〕相同的推导步骤可得计算矿井所需风量的公式如下:

$$Q = \frac{100 \cdot k}{1440} \cdot \frac{q_{o_2} \cdot T}{n_2 - n_1} = \frac{k}{14.4} \cdot \frac{q_{o_2} \cdot T}{n_1 - n_2}. \quad (69)$$

如果考虑到公式(2)的关系则得

$$Q = \frac{k}{14.4} \cdot \frac{q_{co_2} \cdot T}{RQ \cdot (n_1 - n_2)}. \quad (70)$$

式中 q_{CO_2} ——矿井的相对二氧化碳放出量；

RQ ——矿井呼吸系数。

第2节 根据炸药消耗量计算风量

在炸药爆破时生成的气体有 CO_2 , CO , H_2S , SO_2 , NO_2 等。其中除 CO_2 外都是一些强烈的有毒气体。不过当 CO 在空气中的含量低于 0.002% 时对人不会发生任何危害，即使高达 0.02% 时还可以作短时间的逗留。 H_2S 和 SO_2 的毒性要比 CO 强烈五倍以上， NO_2 十倍以上。如果所用炸药，爆破时生成气体的成分和含量均为已知，并且取：

1 升 H_2S 和 SO_2 相当于 5 升 CO

1 升 NO_2 相当于 10 升 CO

则不难折算出相当于 CO 的各种有毒气体发生量（6 升 / 1 公斤炸药）。斯闊成斯基 (Skoczyński) 根据一系列的试验确定出各种炸药的有毒气体生成量列如下表：

表15 炸药爆破后产生的有毒气体量(换算为CO后的当量)

炸 药 名 称	折算成CO后的有毒气体含量： b 升/公斤
黑色火药	180
硝化甘油炸药(硝化甘油含量在65%以上)	60~100
硝化甘油炸药(硝化甘油含量在65%以下)	30~40
硝酸炸药	20~30

波兰在战前使用的各种矿用炸药爆破时的有毒气体生成量如下表所列：

根据炸药消耗计算矿井所需风量的方法如下：

若令： a ——每产一吨煤的炸药消耗量(克/吨)一般可取 $a = 50 \sim 100$ (在金属或岩盐矿井 $a = 100 \sim 300$)；

m ——在爆破最为集中期间的炸药消耗量占全部炸药消耗量的比率(%)；

表16 波兰常用炸药爆破后的气体成份

炸 药 名 称	CO ₂	CH ₄	CO	NO ₂	b
	每公斤炸药有毒有害气体发生量(升)				
矿用安全炸药 L型	134	32	18	2	38
矿用安全炸药 G型	112	—	12	12	132
矿用安全炸药 F型	136	22	16	8	96
矿用安全炸药 C型	158	18	16	7	86
甘油炸药 3 型	164	微迹	8	12	128
黄色炸药 6 型	184	30	16	12	136

T ——日产量(吨)。

因此得爆破集中期的炸药消耗量为:

$$A = \frac{a}{1000} \cdot T \cdot \frac{m}{100} = \frac{a \cdot T \cdot m}{100000} \text{ 公斤.}$$

如果令: b ——每公斤炸药爆破后产生的有毒气体折算为 CO 的量(升/公斤), (从表15和16可以查得)。

则得爆破集中期有毒气体的发生总量为:

$$A \cdot b \text{ (升)} = \frac{A \cdot b}{1000} \text{ (米}^3\text{)}.$$

如果爆破后生成有毒气体的成分与含量不知时, 也可以取 $b=100$ 。除此而外再令:

K ——稀释有毒气体后无害程度的风量系数 (由于作短时间的逗留, CO 的允许为 0.02% 因此 $K = \frac{1}{0.0002} = 5000$);

t ——放炮后工作面通风所需的时间 (掘进工作面一般取 $t=15 \sim 30$ 分钟, 回采工作面 $t=45 \sim 60$ 分钟);

k ——漏风系数。

最后得计算矿井所需风量的公式为:

$$Q = k \cdot \frac{A \cdot b}{1000} \cdot \frac{K}{t} = \frac{k}{20000} \cdot \frac{a \cdot T \cdot m \cdot b}{t}. \quad (71)$$

如果利用这一公式计算局部工作面所需风量, 由于没有考虑到气体扩散能力和其他有利于通风现象, 所以结果一般是偏大的

(約 2 倍以上),但是用于計算全矿所需风量一般是和实际相符的。

第 3 节 根据井下工作人数計算风量

各个国家虽然对于井下工作人員所規定的供风标准不同,但是以井下最多工作人数为計算矿井所需风量的基础則是一致的。

下表列出几个国家以及波兰的井下工作人員的供风标准(q 米³/分/每人)。

表17a 井下每个工人的供风标准(q 米³/分)

国家名称	矿井类别	q (米 ³ /分)	附 注 說 明
捷 克	瓦斯矿(褐煤煤矿)	6~10	根据 CH ₄ 的涌出量大小而有所变动
美 国	非瓦斯矿	2.83~4.25	} 每一分支风流的风量不能低于280米 ³ /分钟
	瓦斯矿	5.7	
德 国	鲁尔矿区	3	} 送达工作面的风量①
苏 联	非瓦斯矿	3	
澳大利亚	金属矿	2	
	煤 矿	2.83	
英 国	非瓦斯矿	0.57	
波兰上西里西亚 1939年以前	瓦斯矿	3	} 送达矿内每个掘进工作面
		5	
波兰屯不罗夫斯 煤田:	非瓦斯矿	1	} 送达工作面的风量
	I 級瓦斯矿	2.5	
	II 級瓦斯矿	3	
波兰克拉科夫地 区采矿监察局	III 級瓦斯矿	3.5	} 送达每个通风区的风量
	I 級瓦斯矿	3	
	II 級瓦斯矿	5	
波兰(新規程)	瓦斯矿	2	} 送达工作地点风量
	非瓦斯矿	2	
	瓦斯矿	3	
	深度小于 400m 的所有矿井	3	} 送达采区的风量。
	深度大于 400m 的所有矿井	4	

① 1951年苏联規定1953年改为6米³/分。

井下最多人数的选取是以生产班的人员配备为准，在波兰生产班的人数一般为全矿井下总人数的一半。

如果令： q ——按人计算时的供风标准，米³/分/每人；

n_c ——同时在井下工作的最多人数；

l_c ——同时在井下运行的内燃机车数；

k_c ——牲畜数；

k ——漏风系数。

一般我们认为牲畜的呼吸量比人大4倍，而内燃机车的消耗空气量大25倍，最后得计算风量公式为：

$$Q = k \cdot q \cdot (n_c + 25l_c + 4k_c) \quad (72)$$

这种计算方法最简单，但是最为缺乏根据。因为在井下空气消耗的主要原因并不是人和牲畜的呼吸，而主要是煤的氧化，支架木材的腐烂等。除此而外，矿井机械化的程度逐渐提高，井下工作人员相对的减少，如果按上述方法计算所需风量，也将会是逐渐减少。自然这是非常错误的。

实际在矿井里的进风量比标准所订风量要大的多，在金属矿按人员的供风量 $q = 15 \sim 20$ 米³/分，在瓦斯煤矿 $q = 20 \sim 40$ 米³/分，在波兰各矿区平均 q 值为6米³/分。

在进行通风设计时，应该采用比上表所列供风标准较大的数值。

根据波兰1959年的规定，设计矿井的总进风量应按下式计算：

$$Q = q_a \cdot (n_c + 25l_c + 4k_c) \quad (\text{米}^3/\text{分}). \quad (73-a)$$

式中 q_a ：为设计矿井按人员的供风标准（已经包括了漏风系数）其值列如下表：

在设计矿井送往采区的风量应按下式计算：

$$Q_r = q_r \cdot (n_r + 25l_r + 4k_r) \quad (\text{米}^3/\text{分}) \quad (73-b)$$

式中 q_r ——按人计算时，采区的供风标准（米³/分）；

n_r ——采区人数；

l_r ——运行在采区范围内的内燃机车数；

k_r ——采区内的牲畜数。

表17b 波兰設計标准規定的按人或按产量供风量(1959)

矿 井 类 型	供 风 标 准	
	q_a	q_b
非瓦斯矿井, 深度 $H < 400$ 米	7~10	1.2~1.7
非瓦斯矿井, 深度 $H > 400$ 米	9~12	1.7~2.5
瓦斯涌出量不大或者仅个别煤层有瓦斯涌出的矿井		
瓦斯涌出量較大或高瓦斯矿井	11~15	2.5~3.7

采区供风量标准根据矿井类型不同規定如下:

非瓦斯煤层, 开采深度 $H < 400$ 米的采区 $q_r = 3.5 \text{米}^3/\text{分}$

非瓦斯煤层, 开采深度 $H > 400$ 米的采区 $q_r = 4.5 \text{米}^3/\text{分}$

瓦斯煤层, 开采深度 $H < 400$ 米的采区 $q_r = 5.0 \text{米}^3/\text{分}$

瓦斯煤层, 开采深度 $H > 400$ 米的采区 $q_r = 5.5 \text{米}^3/\text{分}$

第 4 节 根据产量計算风量

按照产量計算矿井所需风量是比较正确的。这一計算方法的提出是以矿井产量愈大涌出的瓦斯量愈多为基础。計算公式如下:

$$Q = k \cdot q_1 \cdot T, \quad (74)$$

式中 q_1 ——日产吨煤的最低供风量;

T ——日产量;

k ——漏风系数。

捷克对开采褐煤的瓦斯矿井規定 q_1 为 $2 \text{米}^3/\text{分}$

苏联对 q_1 值的規定是以矿井的 CO_2 或 CH_4 涌出量不同而有所变动:

当 q_{CO_2} = 到 $5 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 0.75 (\text{米}^3/\text{分})$

$q_{\text{CO}_2} = 5 \sim 10 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 1.25 (\text{米}^3/\text{分})$

$q_{\text{CO}_2} = 10 \sim 15 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 1.50 (\text{米}^3/\text{分})$

当 q_{CH_4} = 到 $5 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 1.00 (\text{米}^3/\text{分})$

$q_{\text{CH}_4} = 5 \sim 10 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 1.25 (\text{米}^3/\text{分})$

$q_{\text{CH}_4} = 10 \sim 15 (\text{米}^3/\text{吨煤})$ $q_1 = 1.50 (\text{米}^3/\text{分})$

在波兰如果按产量计算设计矿井总风量时，可按下式进行：

$$Q = q_b \cdot T (\text{米}^3/\text{分}). \quad (75)$$

式中 q_b ——设计矿井按吨煤产量的供风标准（已经包括了漏风），其数值见表 17b；

T ——矿井的设计日产量。

第 5 节 所需风量及主要通风巷道断面计算的实例

某矿设计开采水平的深度为 340 米，试根据以下具体条件计算出所需风量以及主要通风巷道的断面积：

矿井日产量 $T=2000$ 吨/日。最大工作班的人数 $l=350$ 人。

牲畜数 $C=10$ 头骡马。炸药消耗量 $a=80$ 克/吨煤。

集中放炮期内炸药消耗量占全部耗量的比率 $m=40\%$ 。

放炮后工作面的通风时间 $t=15$ 分。

放炮后有毒气体折算成 CO 后的生成量 $b=40$ 升/公斤。

CO_2 相对涌出量。 $q_{\text{CO}_2}=9$ 米³/昼夜-吨煤。 CH_4 相对涌出量。

$q_{\text{CH}_4}=6$ 米³/昼夜-吨煤。

矿井呼吸系数 $RQ=0.45$ 。漏风系数 $k=2$ 。

矿井只有一个入风井筒，和一个出风井筒，主要进风大巷与回风大巷也只有一条，煤层开采使用 V 型水砂充填长壁采煤法。

1. 根据耗氧量计算风量(70)

$$Q = \frac{2}{14.4} \cdot \frac{9 \cdot 2000}{0.45 \cdot (21-19)} = 2780 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

2. 根据 CO_2 涌出量计算风量(68)

$$Q = \frac{2}{14.4} \cdot \frac{9 \cdot 2000}{1-0.04} = 2600 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

3. 根据 CH_4 涌出量计算风量(68)

$$Q = \frac{2}{14.4} \cdot \frac{6 \cdot 2000}{1-0} = 1670 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

4. 根据炸药消耗计算风量(71)

$$Q = \frac{2}{20000} \cdot \frac{80 \cdot 2000 \cdot 40 \cdot 40}{15} = 1710 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

5. 根据井下工作人数计算风量(73-b)

$$Q = 10 \cdot (350 + 4 \cdot 10) = 3900 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

6. 根据产量计算所需风量(75)

$$Q = 2.5 \cdot 2000 = 5000 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

7. 最后确定的风量:

$$Q = 5000 \text{ 米}^3/\text{分}.$$

如果说矿井总入风量为5000米³/分, 则至少应有50%的风量即2500米³/分的风量送到工作面。

当掘进采煤率为8%时, 回采煤量应为: $0.92 \cdot 2000 = 1840$ 吨/日。如果生产在两个班内进行, 则需开辟8个工作面, 或者说4个双工作面。

掘进工作面每采吨煤所需的风量约为回采吨煤所需风量的2.5倍, 因此将有20%的风量送往各个掘进工作面, 而供给回采工作面的风量为 $0.80 \cdot 2500 = 2000$ 米³/分, 分到每一个工作面的风量为 $2000:8 = 250$ 米³/分。

回采工作面通风可以有三种方式, 如图(48, 49, 50)所示。采用第一种方式通过工作面的风量为250米³/分, 第二种方式为500米³/分, 第三位方式为1000米³/分。

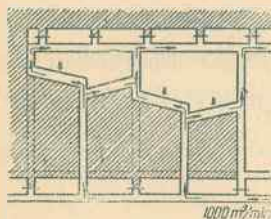


图 48 独立风流通风的工作面

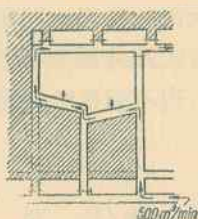


图 49 串联风流通风的工作面

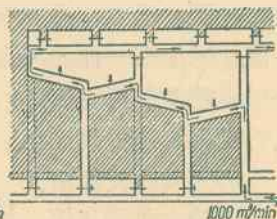


图 50 多工作面串联通风

矿内空气的温度可以根据岩石温度进行粗略的估算, 一般的情况下可以认为在距入风井最远的工作面(1000米左右)上的空气温度基本上与岩石温度相等, 开采深度为340米处的岩石温度在波兰地区取其常年平均温度为7.5°C 地温率为35米/1°C, 衡温水平25米的情况下根据公式(23)计得为:

$$t = t_0 = 7.5 + \frac{340 - 25}{35} = 16.5^\circ\text{C}.$$

当相对湿度 $\varphi = 95\%$ 时, 湿温度计的温度约为:

$$t' = 16^\circ.$$

工作上的风速是决定风流冷却强度的重要因素, 由于煤层的开采厚度为 3 米。最大控顶距为 10 米, 最小控顶距为 3 米, 所以工作面的通风断面变化在 $30 \text{ 米}^2 \sim 7.5 \text{ 米}^2$ 之间。根据以上各个给定数值计算出各种不同通风方式下工作面的风速和冷却强度如下表所示:

表 18 工作面风速与冷却强度关系表

通 风 方 式	工作面风量 (米 ³ /分钟)	工 作 面 风 速 (米/秒)		冷 却 强 度 (湿卡他度数)		
		最大	最小	最大	最小	平均
1.按照图48所示的方法	250	0.55	0.14	21.1	16.0	18.5
2.按照图49所示的方法	500	1.11	0.28	24.8	18.2	21.5
3.按照图50所示的方法	1000	2.22	0.56	30.5	21.1	25.8

从允许风速来衡量以上三种通风方式都符合要求, 如果从劳动的热条件来衡量, 则第二种通风方式最为有利, 不过这是按照距离井筒最远工作面的条件计算的。因此当工作面比较靠近进风井筒时采用第一种通风方式还是更加合理, 当然, 如果矿井开采水平向着深部再发展时, 岩石温度势必随之增加, 所以第三种通风方式也可能得到应用。

8. 入风井筒断面:

取最大允许风速 $V = 6 \text{ 米/秒}$, 则

$$S = \frac{5000}{60 \cdot 6} = 14 \text{ 米}^2.$$

9. 出风井筒断面:

取最大允许风速 $V = 9 \text{ 米/秒}$, 则

$$S = \frac{5000}{60 \cdot 9} = 9.3 \text{ 米}^2.$$

10. 主要进风与回风大巷的断面, 可参考入风及回风井筒断面选取。

第二篇 矿内空气的流动

欲使矿井通风良好，就必须让空气流过所有的巷道。要想维持矿内空气不断的流动，新鲜空气不断的引入，污浊空气不断的排出，则要求矿井至少有两个以上与地面连通的出口，有的入风而有的出风。这是所有国家的采矿规程上所规定的。

引入新鲜空气的井筒称为进风井或入风井。排出污浊空气的井筒称为出风井或回风井。安设有通风机的井筒简称风井。

通风的方式有抽出与压入两种：抽出式通风就是利用通风机将矿内的污浊空气抽出去，压入式通风是指利用通风机将新鲜空气压入矿内需要通风的地点。

1. 抽出式通风：抽出式通风有局部与整体之分，当污染空气中的物质或气体在其发生地点尚未散布开来，极为集中的情况下，用少量的新鲜空气予以排除，这就是局部抽出式通风。局部抽出式通风应用很广，例如在车间或作坊里常见的吸除有害物质或气体的各种形式的吸气罩（图 51-a, b）以及地沟排气装置（图 51-c）等，在井下如掘进工作面放炮后为了排除炮烟而采用的抽出式通风等（图 51-d）。

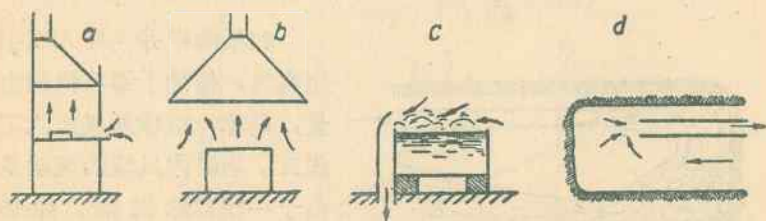


图 51 局部抽出式通风

如果污染空气的物质散布范围较广，采用局部抽出的通风方法难以达到目的时，则用整体抽出式通风。这种通风方式在全矿

通风中运用最广，将污浊的空气从其散布较广的空间通过专用巷道导出。例如在瓦斯矿井里，沼气(CH_4)具有在上部空间聚集的趋势，则采用从矿井的上部水平回风的方法。如果是二氧化碳(CO_2)涌出矿井，由于二氧化碳较空气重，则采用从矿井的下部水平回风的方法。

2. 压入式通风：压入式通风同样可以分为局部通风与整体通风两种。全矿的整体压入式通风，其目的主要在于将新鲜空气送到工作地点。局部压入式通风的主要作用是为了在一个有限的空间内改善气候条件。例如，在高温炉前采用喷风淋头向人体直接吹风(图52)，或者在高温车间的入口构筑风棚(图53)。在矿井的掘进工作面上采用局部压入式通风(图54)，则能起到输送新鲜空气和改善气候条件的双重作用。



图 52 吹风喷头

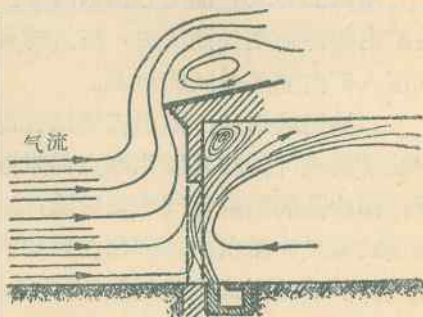


图 53 风棚装置

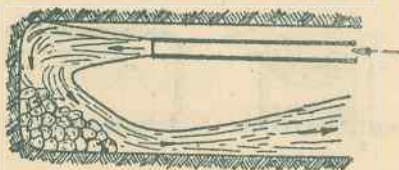


图 54 掘进工作面局部压入式通风

如果向矿井内导入或引出空气，借助于通风机的力量，则称为机械通风或人工通风。当矿内风流的流动是由于一些自然因素，如热力、风力等所促成，则谓之自然通风。

第一章 流体在管路中流动的方程式

表示流体（气体与液体）在管路中流动规律的微分方程式如下：

$$\frac{dz}{ds} + \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{dp}{ds} + \frac{d\left(\frac{v^2}{2g}\right)}{ds} + i = 0. \quad (76)$$

式中 z ——管路的标高(米)；
 s ——管路的长度(米)；
 p ——压力(公斤/米²)；
 γ ——重率即一立方米流体的重量(公斤/米³)；
 v ——流速(米/秒)；
 i ——水力坡度，即流体在单位长度的管路内流动时的压头损失(米流体柱)。

第1节 不可压缩流体的流动

重率(γ)等于常数的流体称为不可压缩的流体。一般液体都是不可压缩的流体，当液体流过管路的1, 2两点(图55)时，将上

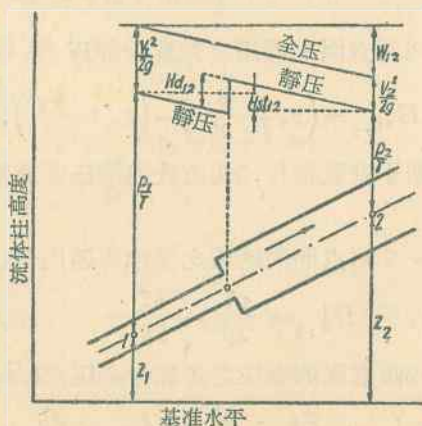


图 55 管路中液流压力分布图

式积分即得表达液体在管路中流动规律的基本方程，通常称为伯諾里方程：

$$z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + W_{1,2} = 0 \quad (77)$$

式中 $W_{1,2} = \int_1^2 i ds$ ——在管路1, 2两点間流动阻力高度的总和 (压头损失或称风压损失)；

$\frac{p}{\gamma}$ ——相当于給定点压力的液体柱高度(米)；

$\frac{v^2}{2g}$ ——相应于給定点流速的液体柱高度(米)。

上述方程通常写成如下形式：

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + W_{1,2}. \quad (78)$$

式中每一項虽然都是以液体柱高度来表示，但实际它都代表1公斤液体流动时的能量(公斤·米/公斤=米)，因此(78)式是能量守恒规律的一种表达形式。 $z + \frac{p}{\gamma}$ 兩項之和，在水静力学中($v=0$, $W=0$)代表全压，而在此处它仅是全压的一部分。在通风学中称为静压， $\frac{v^2}{2g}$ 項称速压，二者之和($z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g}$)称全压。

在管路1~2两点間的静压之差称为静压差($H_{st,1,2}$)：

$$H_{st,1,2} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right). \quad (79)$$

它可以借助于安置在1, 2两点处的静压管連接于压差計上量出。

在管路1~2两点間的速压之差称为速压差($H_{d,1,2}$)：

$$H_{d,1,2} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}. \quad (80)$$

在管路1~2两点間的全压之差称为全压差($H_{1,2}$)：

$$H_{1,2} = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right). \quad (81)$$

因此:

$$H_{12} = H_{st12} + H_{d12} . \quad (82)$$

用文字說明即: 全压差等于靜压差与速压差之和。

全压差可以借助安設在1, 2两点处的皮托管与压差計連接而量出。

根据公式(78)与(81), 对于图(55)所示的情况可以得出:

$$H_{12} = W_{12} . \quad (83)$$

因此全压差(H_{12})等于管路中1, 2两点間流动液体的压头損失(流动阻力高度的总和)。不过这一規律, 只有在1, 2两点間不存在另外的压源时才能成立。

第2节 可压缩流体的流动

对于可压缩的流体 $\gamma = f(p)$, 在通风学中即指空气而言, (76)式积分之后得:

$$z_2 - z_1 + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + W_{12} = 0 . \quad (84)$$

如果在1, 2两点間沒有另外的压源則全压差将等于压头損失(W_{12}), 因此上式可以写成如下形式:

$$\begin{aligned} H_{12} = W_{12} &= z_1 - z_2 - \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \right) . \quad (85) \\ &= H_{st12} + H_{d12} \end{aligned}$$

其中靜压差为:

$$H_{st12} = z_1 - z_2 - \int_1^2 dp / \gamma . \quad (86)$$

速压差用公式(80)表示为:

$$H_{d12} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} . \quad (87)$$

当气体流动时, 只有在已知参数 p 、 γ 之間的关系, 即气体在流动中的热力变化过程属于什么类型时, 积分式 $\int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ 才能得解。而 p 与 γ 之关系可在功率座标图(克拉派隆座标图)上以图

綫表示(图 56)。图中横座标以 γ 的倒数值量度, 纵座标以压力 (p) 值量度。

設若空气在管路中从 1 到 2 点是自下而上的流动 ($dp < 0$), 則图中带状面积为:

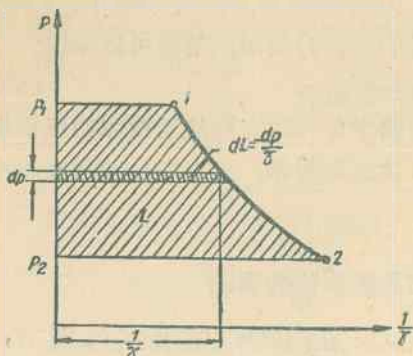


图 56 气体热力功率图

$$dL = -\frac{dp}{\gamma}$$

积分之后得:

$$L = -\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \quad (88)$$

上式表示使 1 公斤的气体, 从 1 点流到 2 点所需的机械功。

虽然压力值 (p_1, p_2) 为已知, 但是由于 1~2 两点間曲线的形状不同, 即热力

变化过程不同, 机械功 L 值的大小也会有所不同。

在研究矿井通风問題时, 由于相邻测点間的压力 p 和重率 γ 变化范围有限, 所以无论是按那一种热力过程变化, 其代表变化过程的曲线实际上与直线相差不大。因此在功率座标图上确定出 1, 2 两点的位置后, 以一个连接两点的直线綫段来代替热力变化过程的曲线, 对于计算结果影响不会很大。

当然, 在风流的某一个区段內, 如果空气的热力变化按照一定的过程曲线进行, 那么根据这一区段始末两点的温度与压力用下式计算出热力变化过程指数 (m) 并确定出其变化过程的类型 (参阅本篇第四章):

$$m = \frac{\lg p_2 - \lg p_1}{(\lg p_2 - \lg p_1) - (\lg T_2 - \lg T_1)} \quad (89)$$

式中 $\frac{p_2}{p_1}$ 一項原以公斤/米³为計量单位, 自然可以用以毫米汞

柱为計算单位的 $\frac{b_2}{b_1}$ 比值所代替。所以:

$$\lg p_2 - \lg p_1 = \lg b_2 - \lg b_1 .$$

指数(m)还可以用其他的公式計算, 例如:

$$m = \frac{1}{1 - R \frac{T_2 - T_1}{z_1 - z_2}} . \quad (90)$$

压头損失即流动阻力高度的总和($W_{1,2}$)一般是正值。如果一旦出現負值則說明风流的方向发生了逆轉; 空气将从 2 点流向 1 点。至于速压差($\frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}$)可能是正值也可能是負值, 这要看 v_1 与 v_2 值的大小而定。

如果速压差($H_{d,1,2}$)为正值, 而且当 v_1 很大时, 則可能会出现速压差超过全压差的情况($H_{d,1,2} > H_{1,2}$)。如此, 从 (82) 式可以得出靜压差 ($H_{st,1,2}$)为負值。在这种情况下, 空气的流动将不是沿着靜压降低的方向, 而是依照靜压升高的方向流动。

在比較长的管路中, 速压差一般是只占全压差的很小一部分。因此在矿井里靜压差通常总是正值 (空气沿压力降低的方向流动)。只有在巷道断面突然变化的地方 (扩大), 才能观察到靜压增大的現象。

第二章 机械风压作用下的空气流动規律

第 1 节 通风机风压

在机械通风的矿井里, 通风机可以安設在出风井的地面上 (抽出式) 或者入风井的地面上 (压入式)。当然也有安設在井下的。

1. 压入式通风: 当通风机安設在入风井的地面上, 从大气中吸入空气而送入井下时 (图 57-a) 即形成了压入式通风。压入式通风使得矿井內的空气压力比原始气压 (通风机沒有运轉时井下各

点的气压)增高。如图(57-b)所示。如果将矿井的原始气压分布綫展成水平(图57-c),即获得矿井内各点的正压分布图綫。从此图上可見:由通风机所产生的机械全压(H_m)大于正静压(H_{st})而等于它与速压之和。根据公式(80)知:

$$H_{d1} = \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

式中 v_1 ——管路始点(通风机出口处)的风流速度;

v_2 ——管路末端的风流速度,由于空气进入大气可取其值为零,故速压可表示如下:

$$H_d = \frac{v_1^2}{2g}$$

由此得通风机的全压(H_m),即促使1公斤空气流过矿井时所消耗的通风机能量为:

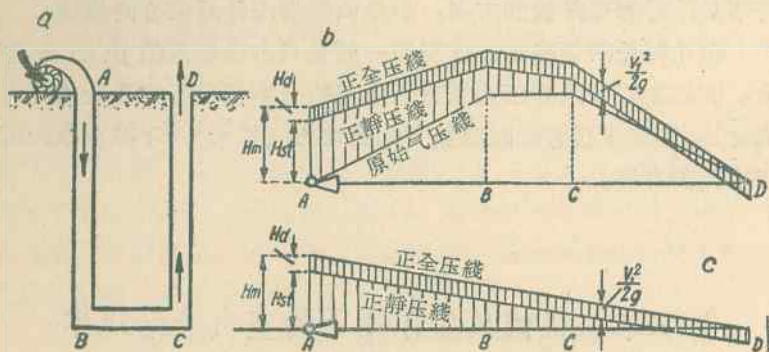


图 57 压入式通风

$$H_m = H_{st} + H_d = H_{st} + \frac{v_1^2}{2g} \quad (91)$$

2. 抽出式通风:如果通风机安置在出风井的地面上(图58-a),空气从井下被抽出,则形成抽出式通风。由于通风机的抽吸作用,矿井内的空气压力比原始气压有所降低(图58-b),所以在矿内各点便呈现负压(图58-c),从负压分布图綫上可見:通风机的全压(H_m)低于负静压(H_{st})而等于它和速压之差:

$$H_m = H_{st} - H_d = H_{st} - \frac{v_2^2}{2g} \quad (92)$$

由于空气从大气进入矿井时可取 $v_1 = 0$ ，而在管路的末端（通风机的吸风口处）风流具有速度 v_2 ，因此速压差是负值。

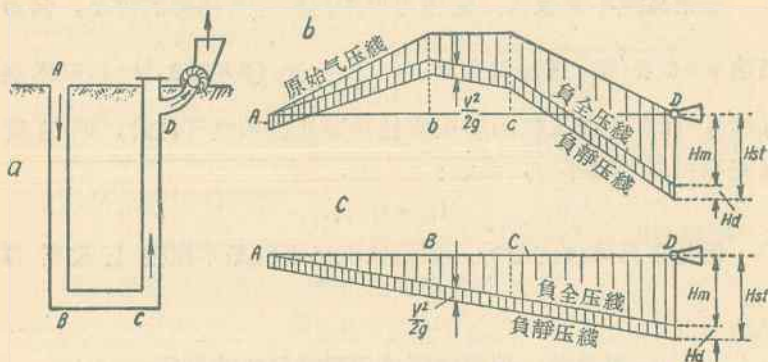


图 58 抽出式通风

〔注意〕 有人在计算抽出式通风矿井的风机全压时，往往取其为负静压与速压之和，实际上这是错误的。

3. 通风机安装在井下：如图(59-a)所示，在通风机之前呈现负压，而在其后呈现正压(图 59-b, c)。通风机的全压为：

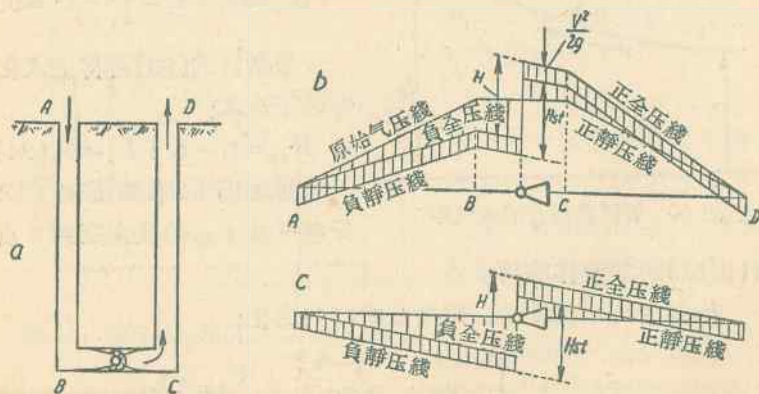


图 59 通风机安装于井下

$$H_m = H_{st} + H_d = H_{st} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (93)$$

式中 v_1 ——扇风机后面(出风口处)的风速;

v_2 ——扇风机前面(吸风口处)的风速。

如果风速不是很大, 速压与静压比较起来相对的较小, 例如风速 $v=6$ 米/秒, 速压仅为 $H_d = \frac{v^2}{2g} = 36/(2 \times 9.81) = 1.8$ (米空气柱), 而矿井通风机的静压值往往为几百米空气柱时, 则速度压完全可以忽略不计, 而取:

$$H_m = H_{st}.$$

但是在高风速的地方, 如通风机风峒内是不能按上式计算的。

第2节 用热力图线研究通风机的静压

如果取热力变化过程的指数 m 为常数, 不随气体运动的条件而变化, 同时假设空气在管路 $1 \sim 2$ 内 (图60) 是静止的 ($v_1 = v_2 = 0$, $W_{12} = 0$), 这时从基本公式 (84) 可以看出代表静压值的部分 (86) 将等于零:

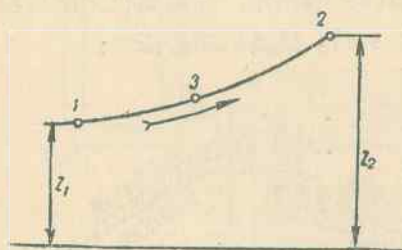


图 60 管路在静止的大气中

$$H_{st} = z_1 - z_2 - \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} = 0.$$

根据公式 (88) 可将上式化为如下形式:

$$H_{st} = z_1 - z_2 + L_0 = 0. \quad (94)$$

在这里 L_0 代表促使 1 公斤空气从 1 点的状态变到 2 点

时 (图61) 所需要作的功。

如果空气开始流动, 则按公式 (84) 变化:

$$z_2 - z_1 + \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + W_{12} = 0.$$

因此静压值将不等于零而为:

$$H_{st} = z_1 - z_2 - \int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$$

式中 $z_1 - z_2$ 不变, 但在空气流动时 $-\int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ 将代表另一个机械功 L_{12} , 而与公式(94)中的 L_0 有区别。上式可以写成如下形式:

$$H_{st} = z_1 - z_2 + L_{12}$$

但从公式(94)可得:

$$z_1 - z_2 = -L_0$$

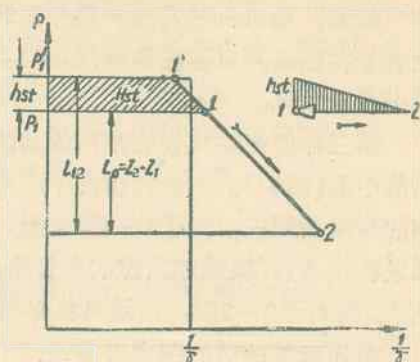


图 61 通风机按压入式工作时的静压

因此当空气流动时的静压值可以表示如下:

$$H_{st} = L_{12} - L_0 \quad (95)$$

对于矿井整体通风来说, 促使空气流动的静压值总是要大于零 ($H_{st} > 0$), 因此列出不等式: $L_{12} - L_0 > 0$ 从而得 L_{12} 与 L_0 的关系为:

$$L_{12} > L_0$$

从图(61)上可以看出: 只有在 1 点的压力从 p_1 提高到 p'_1 公斤/米³(毫米水柱)时, 上面的不等式才能成立。这就是说: 在管路的始点要造成正压才会使空气流动:

$$h_{st} = p'_1 - p_1$$

另一种促使空气沿着管路 1~2 方向流动的方法是: 在管路的末端 2 点上(图 62)降低压力而形成负压:

$$h_{st} = p_2 - p'_2$$

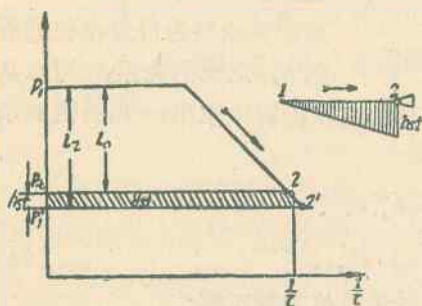


图 62 通风机按抽出式工作时的静压

在图(61)和(62)上, 阴影部分的面积代表 $L_{12} - L_0$ 之差, 根据公式(95)看来也就是静压 H_{st} 。同时它还代表促使空气流动所需之机械功。因此为使矿内

空气流动，通风机的安設必須保証能在入风井口造成正压(图61)或者是在出风井口造成负压(图62)。前者称压入式通风，后者叫抽出式通风^①。

第三种促使空气在管路内流动的方法是：将通风机安設在管路的中間(图63)。在这种情况下，可以认为管路1~2是由互不影响的两段所組成。对于1~3段来说，为了促使空气在其中流动，通风机在3点(象前面所說的在管路的末端)需要造成负压($p_3 - p'_3$)。而对于3~2段，則通风机必須造成正压($p''_3 - p_3$)。

而通风机前后的压力差将为：

$$h_{st} = (p_3 - p'_3) + (p''_3 - p_3) = p''_3 - p'_3.$$

静压值(机械功)为：

$$H_{st} = H'_{st} + H''_{st}.$$

空气一般是沿着静压的降落方向而流动，因此在管路内沿着空气流动的方向必須有风机所造成的压力的降落。

以空气柱高度为計量单位的静压 H_{st} 与以公斤/米³ 或毫米水柱为計量单位的静压 h_{st} 之間的关系，可以从

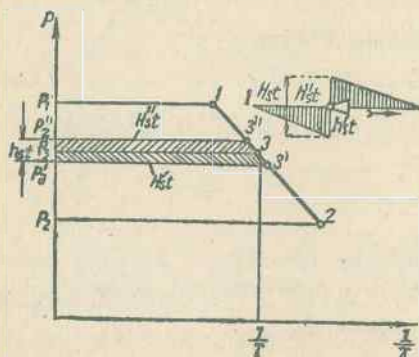


图 63 通风机安設于井下时的静压

图中(图61, 62, 63)影綫部分的面积换算中求出，用公式表示如下：

$$H_{st} = h_{st} \cdot \frac{1}{\gamma}.$$

即：

$$h_{st} = \gamma \cdot H_{st}. \quad (96)$$

式中 H_{st} ——以米空气柱为計量单位的静压值；

h_{st} ——以毫米水柱为計量单位的静压值。

① 同一个通风机，根据它与矿井的连接方式不同，既可以按抽出式工作又可以按压入式工作。不过采矿规程上要求：通风机必須有反风装置，所以它既能抽出又能压入。

在矿上实际应用的通风机，其风压值常是高达几百毫米水柱，我們所讲的靜压也正是通风机前后两点上的靜压之差，将安設于两点处的靜压管連接于压差計上即可量出。不过当风机是安設在风路的始端或末端时，必然会有前后的一个出口处于大气之中。故利用压差計測量通风机风压时也可以使其一个管口开放与大气相通。

第3节 安設通风机的管路中的压降变化情况

如果在管路的1, 2两点間有空气流动，而在其間又安設了机械压源(通风机)时(图64)，从图綫上可見：压降 W_{12} 将等于这一段管路的全风压 H_{12} 与通风机风压(H_m)之和。

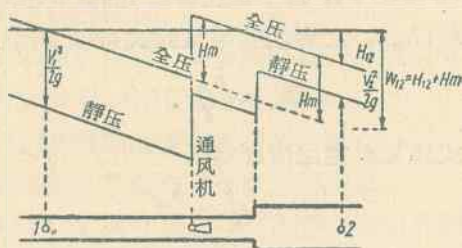


图 64 通风机在管路中的压力坡綫

$$W_{12} = H_{12} + H_m.$$

在1, 2两点間安有数个通风机时，則应以其风压的总和 ΣH_m 代替 H_m 。

$$W_{12} = H_{12} + \Sigma H_m. \quad (97)$$

如果把空气的流动看作是在一个閉合循环的管路內，亦即从管路的任意一点开始，沿着空气流动的方向仍可以回到这个始点。則在此风路內的全风压 H_{12} 将等于零($H_{12}=0$)，而公式(97)可以写成如下形式：

$$\Sigma H_m = \Sigma W. \quad (98)$$

这就是說：在一个閉合循环的管路(风路)內，所有通风机风压的总和将等于管路內压降(运动阻力高度)的总和。

我們將矿井通风也可以看作是空气在一个閉合循环的管路內的流动，因为矿井的入风井口和出风井口都是与大气相通的，而大气部分又可以看作是一段风阻等于零而断面无限大的管路。

第4节 通风机的功率

为了克服空气在矿井中流动时的阻力 ΣW ，通风机必須产生风压 H_m (米空气柱)。这就是說：欲使 1 公斤的空气流过矿井，則需付出 H_m (公斤-米) 的能量。如果通过矿井的空气为 G 公斤/秒，在单位時間內消耗的能量应为：

$$N_u = G \cdot H_m \text{ (公斤-米/秒)}. \quad (99)$$

但是在实际工作中，对风量 (Q) 的量度不是以公斤，而是以米³/秒为单位 ($G = Q \cdot \gamma$)，对于风压 (H_m) 的量度不是以米空气柱而是以毫米水柱 (h_m)，二者的关系从 96 式可以写出：

$$H_m = \frac{h_m}{\gamma}. \quad (100)$$

故将 (99) 式換算单位之后即得：

$$N_u = Q \cdot \gamma \cdot \frac{h_m}{\gamma}.$$

$$N_u = Q \cdot h_m \text{ (公斤-米/秒)}. \quad (101)$$

从上式可知：以毫米水柱为計量单位的风压 (h_m) 也就是促使 1 立方米空气流动时需作的功 (公斤-米)。

功率 N_u 称为有效功率，如果以馬力为計量单位則可写成：

$$N_u = \frac{G \cdot H_m}{75} = \frac{Q \cdot h_m}{75} \text{ (馬力)}. \quad (102)$$

如果以瓩为計量单位則可写成：

$$N_u = \frac{G \cdot H_m}{102} = \frac{Q \cdot h_m}{102} \text{ (瓩)}. \quad (103)$$

除有效功率之外，为了克服通风机与电动机的机械阻力和空气流过通风机时的阻力仍需消耗一部分能量。因此通风机组的全部功率 N 要大于有效功率 N_u ，二者的比值即为通风机组的效率。效率系数用公式表示如下：

$$\eta = \frac{N_u}{N}. \quad (104)$$

欲使效率系数最大，通风机必须严格的适应于它所工作的条件。如果通风机选择恰当，十分适应于它所工作的条件，则效率系数 $\eta = 0.5 \sim 0.8$ 。

第三章 自然因素作用下的空气流动规律

第1节 热风压

本书作者第一次用热力学的原理解释空气在自然因素作用下的流动规律是在1929年。

如果没有机械的压源，并假设管路内外的空气都处于静止状态 ($v_1 = v_2 = 0$, $W_{12} = 0$) (图60)，同时令

m_0 ——外部空气热力变化过程的指数；

m ——管路内空气热力变化过程的指数。

则根据公式(90)对于外部与内部空气可以分别写出如下的公式：

$$z_2 - z_1 + \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_{m_0} = 0,$$

$$z_2 - z_1 + \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_m = 0.$$

上式中括弧外面的符号 m_0 与 m ，是表示热力变化过程按着指数 m_0 或 m 而进行。

从以上两个公式中知道，只有当：

$$\left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_{m_0} = \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_m \text{ 时，管路内的空气才会处于静止状态。}$$

如果这个等式不存在时，虽无机械能的作用空气也要开始流动。

如果管路内部的空气是流动的而外部是相对静止的，则根据公式(84)可以写出下列两个方程式：

$$z_2 - z_1 + \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_{m_0} = 0. \quad (105)$$

$$z_2 - z_1 + \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_m + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + W_{12} = 0. \quad (106)$$

空气在管路中流动，依据同理也可以列出与公式(98)相仿的公式：

$$H_t = W_{12}. \quad (107)$$

在此式中： H_t 代表促使空气流动的各种热力因素所作的功，即热风压。

从(105)式减去(106)式，整理后得：

$$H_t + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = - \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_m + \left[\int_1^2 \frac{dp}{\gamma} \right]_{m_0}.$$

由于管路的始端与末端均与大气相通，故取 $v_1 = v_2 = 0$ 。同时以(88)式代入即得：

$$H_t = L - L_0, \quad (108)$$

在这里始点的压力 p_1 和末端的压力 p_2 对于管路内部的空气和外部的空气都是一样的。

当 $L > L_0$ 时， $H_t > 0$ ，而空气将按照1~2的方向流动。在图(65)中影线部分的面积即代表 H_t 。由于气体状态变化过程曲线1~2 (对于内部的空气来说) 较之1~2₀ 更为偏向右边，所以管路内部(矿井内)气温较高而空气吸收部分热量。

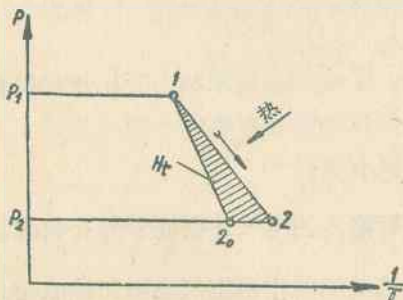


图 65 空气从1点流向2点时的热风压图线

与以上情况相反的是：

当 $L < L_0$ 时，则 $H_t < 0$ 。空气将沿着2~1的方向流动(图66)。管路内部(气体状态变化过程曲线2~1)的温度较低，空气在流动过程中要放出一部分热量。

面积1, 2, 2₀(图65)和1, 1₀, 2(图66)可以看作是一个封闭的过程(循环)，空

气在其中的流动方向是按照钟表指针的转动方向进行的。而图中：

1~2(图65)或2~1(图66)——代表空气在管路内的状态变化过程。

2~2₀(图65)或1~1₀(图66)——代表当空气从矿井内出来与大气相混时形成的定压过程。

2₀~1(图65)或1₀~2(图66)——代表在外部大气内从2点到1点状态(或从1点到2点状态)所形成气体状态变化过程。

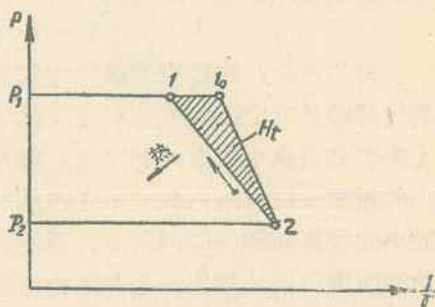


图 66 当空气从 2 点流向 1 点时的热风压图线

由于地面与井下温差不同，而使空气流动方向变换的现象，可在具有两个不同水平出口的矿井(如图67所示：矿井由竖井与平峒共同组成)内观察到。在冬季冷空气从平峒进入，受热后经竖井流出(如图65所表示的情况)，在夏季空气流动的方向恰恰相反(如图66所示)。

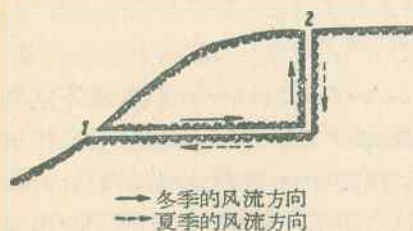


图 67 由于温度不同而发生风流方向的变化

前面已经讲过，在通风机安装地点可以造成负压(图62)也可以造成正压(图61)。如果通风机是安在风路的中間(图63)，甚至可以在一边造成负压而另一边为正压。无论怎样，通风机前后所产生的压差 h_s ，总是不难量出。但是要想用相同的方法量出在热力影响作用下空气流动时的压差是不可能的。

因此，在这里对热风压一詞与在通风机作用下所产生的，同样可以促使风流流动的压差或称风压并不是同意义。

为了比較两种不同的流动可用功量值 H_t (图65和 66)。在热力变化过程中这个功就是热风压, 它同时也代表着以米空气柱为計量单位的风压。 H_t 与以毫米水柱为計量单位的 h_t 之間的关系, 可以仿照公式(96)写出为:

$$h_t = \gamma \cdot H_t. \quad (109)$$

到此为止, 在研究管路中空气的流动时, 都认为其热力变化是按照具有定值的气体状态变化过程指数(m)而进行的。实际上在矿井里这个指数并非定值。但为了实际应用方便起见, 我們在較短的一段风路內取其不变还是可以的。为此将整个风路分成較小的段落如图(68a)所示, 再按照相应的气体状态变化过程在功率图坐标图上繪出一个封閉的循环(图68b), 其面积即代表热风压量。

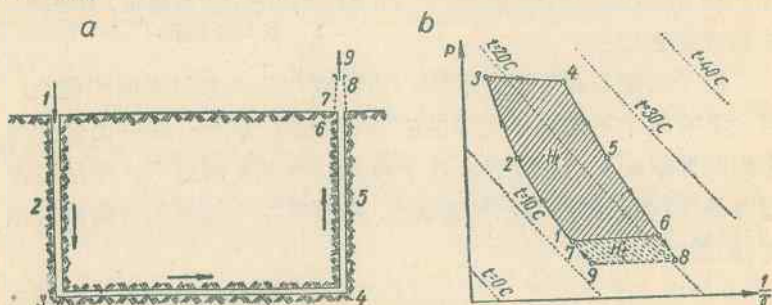


图 68 矿井的热风压图

在此图上, 綫段 1~2, 2~3, 3~4, 4~5, 5~6, 代表井下空气流动时的热力状态变化过程。綫段 6~7 代表空气从出风井口排出与大气相混时的定压变化过程。綫段 7~1 表示从出风井口(7)到入风井口(1)在大气中发生的状态变化, 但是在这个例子中出风井口与入风井口同在一个水平, 所以这两点在图綫上是重迭的。

在有些情况下可以获得象(69)图所示的图綫。在此图綫上一部分面积 2~3~4~5~6~e 是正值(空气的流动順着时針的轉动方向进行), 而另一部分 1~e~7 为負值。

如果在井下所有的相应地点都测量出压力 p 和空气的重率 γ ,

則不难繪制出功率图，并依其面积的大小計算出热风压值。測量压力利用气压計。空气重率可以根据公式 (35) (36) (37) 計算出来。

为了工作方便起見，可以利用已有的等温图綫（图 74）。在繪制时，最好将以公斤/米³为計量单位的压力 p 值，换算为以毫米汞柱計量的压力 b 值 ($p=13.6 \cdot b$)。

热风压值的大小决定于图上閉合循环的面积，也就是說决定于矿井的深度（压

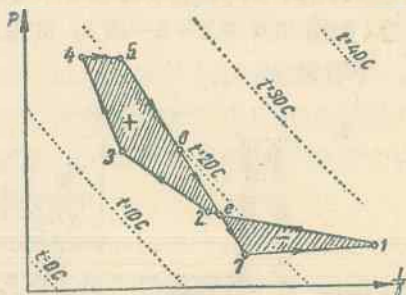


图 69 热风压图的正值与負值面积

力的变化)和温度的变化。下行风流 1~2~3(图68)的温度愈低，上行风流 4~5~6 的温度愈高閉合循环的面积愈大，則促使空气流动的热风压愈为有效。在冬季热风压一般是大于夏季的热风压。設計矿井通风时应力求热风压最大，而尽量避免由于引导热风流下行所产生的負值面积(图69)。

最有利的通风方法是将空气从入风井經由最短的路程引导至矿井的最深地点，然后再經各个工作地点一直保持上行的路綫到达出风井排至地面。这种通风方法对于排除比空气輕的矿井瓦斯來說也是有利的。当然，在某些特殊情况下(如放出 CO_2 的矿井)，工作面是需要下行风流通风的。

除此而外，污浊的空气必須直接引向回风巷道。所以提升井筒、主要运输大巷，石門应该用来通过新鮮的风流。

为了增大热风压的效应，可在出风井口上端构筑类似烟筒的风筒(图68)。这样能使热风压增加，如图 (68b) H'_1 部分所示。

加热上行风流而促进通风的原理，在“通风火炉”中得到应用。通风火炉可以建筑在地面或井下。

1. 地面火炉(图70)：在出风井口附近构筑火炉与烟筒，热风压的增加一方面是由于烟筒的作用(如图(68b)和(70b)中 H'_1 部

分所示), 另一方面是由于回风流温度的增加(如图70b中 H'' 部分所示)。在个别情况下, 甚至可用地面锅炉房的烟囱代替通风火炉。地面火炉的缺点是增加的热风压不大, 因为它加热的空气柱太低(如图70b中6~8一段)。优点是比較井下火炉安全, 构造简单, 管理容易。

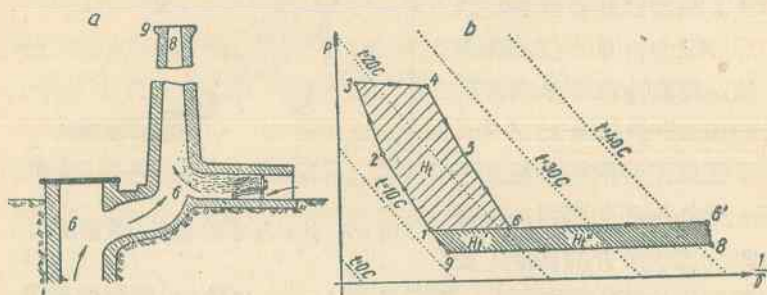


图70 地面通风火炉

2. 井下火炉(图71): 一般是建筑在井下出风井筒的附近。它所加热的空气柱相当于整个井筒的深度, 因此增加的热风压力 H_T'' (图71b) 较为显著。但缺点是矿井排出的瓦斯可能与火焰相接触而不安全。为了在一定程度上消除上述缺点, 可将火炉 C 与回风道 A 隔离, 同时加长火墙 B 使火焰与火花不至到达出风井内。

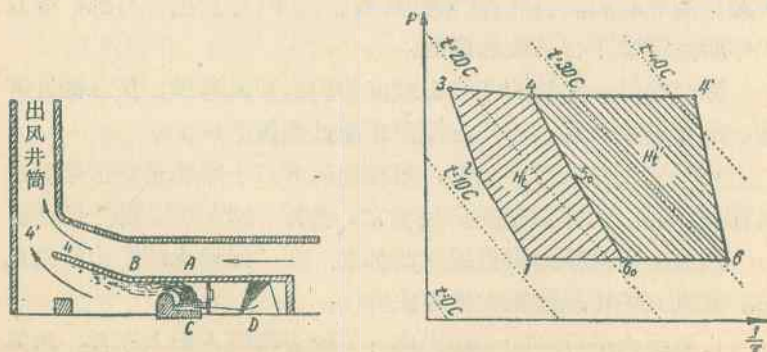


图71 井下通风火炉

在最早的时候，这种通风火炉甚至用在瓦斯矿井。当时，人们一方面是为火炉供风开辟了专用巷道 D 使之从入风井方面直接引入新鲜风流。另一方面是加长了火墙使火炉距气流汇合点远达15~30米。

这种火炉加热气流可达35~40°C，很少能够到达50~75°C。如果按加热到40°C计算，在100米深的矿井中可以获得14毫米水柱的热风压。根据英国矿井的统计，每昼夜1米³/分钟空气的耗煤量为1~9公斤平均为2.6公斤。

利用火炉通风必需经常保持燃烧。在井下，尤其是在瓦斯矿井的井下总是不安全的。因此在近代化的矿井中已经不再使用。采矿规程上已经规定禁止使用火炉通风。

第2节 空气成份变化的影响

空气在矿井内流动时，影响其重率(γ)变化的除热力因素外尚有空气的成份与湿度。

如果已知矿内空气的成份，根据道尔顿(Dalton)定律可以计算其气体常数为：

$$R_m = \frac{\sum_1^n R_i \cdot G_i}{\sum_1^n G_i} \quad (110)$$

式中 G_i ——组成空气的各种气体的重量；

R_i ——组成空气的各种气体的常数，从表2查出。

根据 R_m 和测得的温度与压力计算空气的重率可采用下式，

$$\frac{p}{\gamma} = R_m \cdot T.$$

对于不同的 R_m 等温图线也不相同。例如图(74)的等温图线就是对 $R=29.27$ 的干空气绘制的。如果想利用现成的等温图线(图74)绘制自然风压功率图时，必须以换算温度 T_0 代替实测的温度 T 。在既定的压力 p 和气体重率 γ 下，换算温度 T_0 的求解如下：

$$\frac{p}{\gamma} = 29.27 \cdot T_0.$$

$$\text{因此} \quad T_0 = \frac{1}{29.27} \cdot \frac{p}{\gamma} = 0.4645 \frac{b}{\gamma}. \quad (111)$$

$$\text{或者} \quad t_0 = 0.4645 \cdot \frac{b}{\gamma} - 273. \quad (112)$$

如果混入空气中的其他气体不很多，其成份的变化对重率(γ)的影响不大，而只考虑到空气湿度的影响，换算温度的计算可用下式：

$$T_0 = \frac{1}{b - 0.378 \cdot e} \cdot T. \quad (113)$$

空气湿度的影响只是在温度较高时才比较显著。如果温度 $t < -3^\circ\text{C}$ ，即如处于完全饱和状态， $T_0 - T$ 也不会超过 0.5°C 。

计算出换算温度之后，即可以利用干空气(正常组成成份)的等温线图绘制出风流的循环过程。闭合循环的面积将代表由于热风压和空气成份变化所引起的自然风压的总和。

第3节 自然通风

空气在矿井内流动时，既有热力的变化又有成份的变化。在这些自然变化过程的作用下，没有通风机或其他机械的运转也能促使空气在矿井中流动。

除了上述各种促使空气流动的自然因素外，井筒内淋水也有一定的影响。淋水一方面冷却空气同时也具有带动风流下行的机械作用。因此淋水只是在入风井中有利于自然通风。

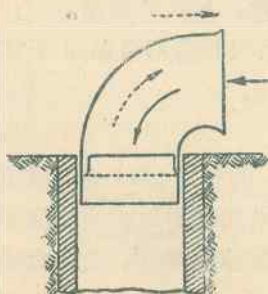


图 72 借风力增大自然风压

在地面安设各种定向装置可以借风力促进通风。在小井上面装置如图(72)所示的曲形筒。调整其与风流的相对位置则能使之呈现压入式(实线箭头)作用或抽出式(虚线箭头)作用。

以上各种自然因素对于一公斤或一立方米的空气所作的功即謂之自然风压。

自然风压还可以这样理解：在一条既定的风路里，由于各种自然因素的作用所通过的风量和机械风压（通风机风压）作用时通过的风量完全相等。

在矿井里，有无通风机运转均可能产生自然风压。有通风机运转时，所产生的自然风压与无通风机运转时，所产生的自然风压其值的大小当然不同。但是差别不大，仅为百分之三、四。自然风压还随大气条件不同而有所变化，即大气的压力和温度不同而有所变化。实际在矿井里自然风压一般为几个或十几个毫米水柱，有时可达30~40毫米水柱。

对自然风压值影响最大的是热风压。为此在一般情况下计算自然风压的大小多局限于对热风压的计算。同时还考虑到空气成份变化的影响。

自然风压对风流的作用可以与通风机作用一致，也可能不一致。一致时则有利于矿井通风，相反时则不利于矿井通风。

如果自然风压与通风机风压的作用不一致时，将会使通风机的部分能量用于克服自然风压的反作用力而造成无益的消耗。这时在功率图上代表自然风压大小的面积呈负值。也可能出现自然风压造成的反作用力大于通风机风压的情况，这时，就会发生通风机正常运转而风流却逆向流动的不正常现象。

但无论在什么情况下，矿井的总风压（促使空气流动的全能）均为通风机全风压（ H_m 或 h_m ）与自然风压（ H_n 或 h_n ）的代数和：

$$H_m + H_n \text{ 或 } h_m + h_n.$$

十分明显，如果矿井采用上行风流通风时，由于自然风压与通风机风压作用方向一致，则能得到良好的通风效果。

在一个闭合循环的风路里，或者说沿着矿井的某一条风路，从入口到出口，同时既有通风机的作用又有自然风压的作用。那么它们二者的作用总和将等于选定风路的压降（这和公式（104），（113）的道理相同）。

$$\Sigma H_m + H_n = \Sigma W. \quad (114)$$

在深井通风时，自然风流常常可能起主导作用。根据鲁尔煤田各矿的调查，在自然风压的作用下，通风机停止运转时通过矿井的风量平均为通风机运转时的总进风量的20~30%，有时甚至高达62%。在英国的某一矿井，深度约为1000米，通风机运转时送入矿井的总风量为5400米³/分。但是当通风机停止运转时，在夏季天气最炎热的日子，风量降到1200米³/分。在冬季天气最冷时，风量降到3900米³/分。这就相当于总进风量的72%，而通风机的风压为75毫米水柱。

更有趣的是，在这个矿井里的某一采区，在冬季，由自然风压所供给的风量和通风机与自然风流共同作用时供给的风量完全相等。这一表面上看来相当矛盾的现象可作如下解释：

依靠自然风流通风时，较之使用通风机通风导向出风井筒的短路漏风量大为降低。特别是由于出风井口封闭不够严密而产生的漏风量可以完全消除。实际观察证明井口漏风常常可达总风量的30%。

一般说来，自然风流对于矿井风量影响并不是很大（在鲁尔区的矿井自然风流送入矿井的风量约为总进风量的5~10%）。但是它却能显著的降低功率消耗（16~35%）。

在某些大型的开采深度较大的金属矿井至今仍然不用通风机而仅靠自然通风。送入矿井的风量可达4000~5000米³/分。不过在煤矿里开采技术规程上明确的规定必需使用机械通风。

第4节 全矿自然风压的计算

1. 热动力法

在矿井内为了测定某一条风路的自然风压，必需沿风路各个不同地点量出气压 b ，温度 t 以及湿度 e 。测点选择应包括：井口，井底（最好在井筒内也选取一两个测点），上山与下山巷道的上端与下端，调节风门的前后，通风机的前后（前是指抽出式通风机的风峒内，后是指扩散器内），各个风流温度有显著变化

的地点，风流分合点的前后等(图73)。考虑到地面大气气候条件不断变化对测定工作的影响，要求测定工作能够不间断的在尽可能短的时间内完成。为了校正测定结果应该在地面观察和记录大气压力变化情况。在各个测点于测量 b, t, e 的同时还要测出风速，以计算风量 Q 米³/秒，并记下时间。

在 $b, \frac{1}{\gamma}$ 坐标图上(图74)预先绘出等温线，然后根据各个测点的测定结果标出相应的坐标点。顺序连接各点即获得闭合的功率曲线，它所包括的面积用求积仪量出即是自然风压值 H_n 。在此闭合的曲线中或者在其中某一部分，如果风流流动的方向是顺时针，则取其为正值，相反取其为负值。

用这种方法计算出来的自然风压值，只代表在给定地面大气条件下的自然风压。为了掌握它的变化情况应在全年的各个季度特别是冬夏两季都要进行测定。

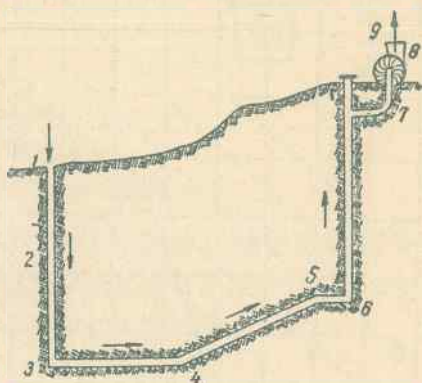


图73 测定自然风压时矿内测点布置示意图

在此表示自然风压值的功率图上同时还可以确定出代表作用在同一给定风路上的机械风压值(H_{st})的面积(图74a)。

在绘制出连通进风与出风井筒之间的各条风路上的自然风压功率曲线图之后，即可根据相应自然风压值 H 计算出全矿自然风压值。

在实际工作中，进行矿井风压测量时往往忽略自然风压不计，而仅仅是利用压差计测定静压 h_{st} 作为通风机前后的压力差。如果说矿井的自然风压相对于通风机风压确实很小时，这种忽略当然是允许的。就象在通风机风压较大($h > 100$ 毫米水柱)而开

采深度較小(在 300 米以內)的矿井常常可以遇到如此作法。然而在深井, 通风机风压較低的矿井就應該考虑自然风压。

例: 在連通进出风井的一条风路上(图 73), 用压力表和温度計进行測量, 各个測点的測定結果与換算溫度 t_0 如下表所列:

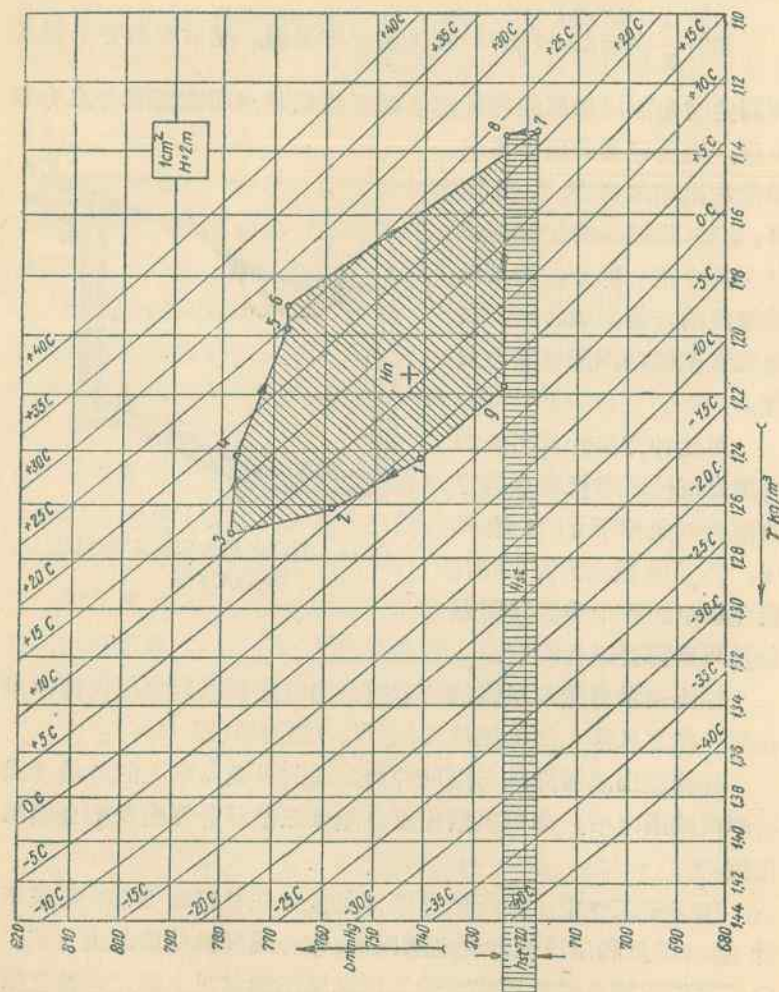


图 74 a 干空气的等温线图

测点 编号	实 测 数 据			计 算 数 据	
	压力表压力(b) (毫米汞柱)	温 度 计 读 数		水蒸汽分压力 ^o (毫米汞柱)	换算温度 $t^{\circ}\text{C}$
		干温度 $t^{\circ}\text{C}$	湿温度 $t'^{\circ}\text{C}$		
	实测数据			公式(9)	公式(113)
1	741.2	3	2.1	4.9	3.7
2	758.5	5.5	4.4	5.7	6.3
3	778.3	10.0	9.3	8.4	11.1
4	777.6	15.5	14.6	12.0	17.2
5	767.0	22	20.9	18.0	24.6
6	766.8	23	22.4	20.0	25.9
7	718.7	18.5	18.5	16.0	21.0
8	725.0	20.5	20.3	17.8	23.2
9	725.0	2.5	2.4	5.4	3.3

另外尚测得：通风机的静压 $h_{st}=84$ 毫米水柱。

风管内风速 $v_2=9.6$ 米/秒。

根据测得的数据 b 和计算出的换算温度 t ，绘出功率图（图 74a）。然后用求积仪求得循环面积折算成自然风压为：

$$H_n = 36 - 0.2 = 35.8 \text{ 米空气柱。}$$

从公式(92)计算出通风机的全压为：

$$H_m = \frac{h_{st}}{\gamma} - \frac{v_2^2}{2g} = \frac{84}{1.135} - \frac{9.6^2}{2 \times 9.81} = 69.3 \text{ 米空气柱。}$$

式中 γ 为通过通风机时的空气重率，其数值从图(74a)上取得。

因此在矿井测定风路内的风流实际上是在如下两种风压的作用下而不断在运行：

$$H_m + H_n = 69.3 + 35.8 = 105.1 \text{ 米空气柱，}$$

相当于以毫米水柱为计量单位的数值为：

$$h_n = \gamma \cdot H_n = 1.21 \times 35.8 = 43.3 \text{ 毫米水柱。}$$

此处空气的重率 γ 是按代表自然风压 H_n 的闭合循环面积的重心取得。

$$h_m = \gamma \cdot H_m = 1.135 \times 69.3 = 78.7 \text{ 毫米水柱，}$$

$$h_m + h_n = 122 \text{ 毫米水柱。}$$

2. 其他计算自然风压的方法：

1) 普罗托地亚克諾夫公式(Protodiakonow)。

$$h_n = 353 \times \left(\frac{Z_1}{T_1} - \frac{Z_1 - Z_2}{T} - \frac{Z_2}{T_2} \right). \quad (115)$$

式中 Z_1, Z_2 ——分别代表进风井筒与出风井筒内的深度。

T_1, T_2 ——分别代表进风与出风井筒内的平均绝对温度。

T ——表示进风井井底車場和通风机风峒内的平均绝对温度。

2) 韦克斯公式(Weeks): 計算結果比較精确。

$$h_n = 10000 \cdot p \cdot \left(e^{\frac{Z}{RT_1}} - e^{\frac{Z}{RT_2}} \right), \quad (116)$$

式中 p ——在进风井口水平的大气压力(公斤/厘米²) (当 $b = 760$ 毫米汞柱时 $p = 1.033$)。

3) 同上公式只是按級数展开, 舍去高阶項得如下計算自然风压公式:

$$h_n = 10000 \cdot p \cdot \frac{Z}{R} \left[\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{Z}{R} \left(\frac{1}{T_1^2} - \frac{1}{T_2^2} \right) \right]. \quad (117)$$

3. 直接測量自然风压法:

直接測量矿井自然风压的步驟如下: 停止通风机运轉之后用风門截断主干风流(例如在风峒内关闭閘門), 然后再借助于压差計測出风門前后的压差即得自然风压值。

4. 最簡單的确定矿井自然风压的方法是在已知矿井风阻或等积孔值的基础上再測出通风机停止运轉时矿井总的排风量然后計算出自然风压。

第 5 节 热风压的簡化計算法

1. 运用 p, t 座标計算热风压:

全矿热风压值在 $p, 1/\gamma$ 系統的座标中, 可用下式表示:

$$H_t = - \oint \frac{dp}{\gamma} \quad (117-1)$$

式中 “ $\oint$ ”表示沿閉合环路积分。

考虑到气体状态方程(16)的关系, 可将上式写成如下形式:

$$H_i = -R \oint T \cdot \frac{dp}{p} = -R \oint T \cdot d(\ln p). \quad (117-2)$$

这一积分式可以变换成如下形式(部分积分)。

$$\oint T \cdot d(\ln p) = T \cdot \ln p - \oint \ln p \cdot dT.$$

在閉合环路中左端第一项为零, 故

$$H_i = R \oint \ln p \cdot dT. \quad (117-3)$$

如果令 p_0 代表某一平均压力值, 例如热风压面积的重心压力值(图74)同时取

$$p = p_0 + p'.$$

则上式可写成:

$$\begin{aligned} H_i &= R \oint \ln(p_0 + p') \cdot dT = R \cdot \oint \ln\left(p_0 \cdot \frac{p_0 + p'}{p_0}\right) \cdot dT \\ &= R \cdot \left[\ln p_0 \oint dT + \oint \ln\left(1 + \frac{p'}{p_0}\right) \cdot dT \right]. \end{aligned}$$

对于一个閉合环路, 括号内第一项为零。故上式可进一步写为:

$$H_i = R \oint \ln\left(1 + \frac{p'}{p_0}\right) \cdot dT.$$

在矿井的条件下, p'/p_0 的比值很小, 因此可将对数式按级数展开并近似相等的取其首项:

$$\ln\left(1 + \frac{p'}{p_0}\right) \approx \frac{p'}{p_0}.$$

$$\begin{aligned} \text{故: } H_i &= R \oint \frac{p'}{p_0} \cdot dT = \frac{R}{p_0} \oint (p - p_0) \cdot dT \\ &= \frac{R}{p_0} \left[\oint p \cdot dT - p_0 \oint dT \right]. \end{aligned}$$

由于:

$$\oint dT = 0.$$

$$\text{所以: } H_i \approx \frac{R}{p_0} \oint p \cdot dT \approx \frac{R}{p_0} \oint b \cdot dT. \quad (117-4)$$

热风压单位换算成毫米水柱表示, 则:

$$h_t = \gamma_o \cdot H_t \quad (117-5)$$

γ_o ——为与热风压 (H_t) 面积重心相对应的空气重率。用下式計算:

$$\gamma_o = \frac{p_o}{R \cdot T_o} \quad (117-6)$$

将上式計出的 h_t 和 γ_o 值代入公式 (117-5) 得:

$$h_t = \frac{1}{T_o} \oint p \cdot dT = \frac{13.6}{T_o} \oint b \cdot dT \quad (117-7)$$

式中 T_o 为与热风压閉合曲綫面积的重心相对应的平均绝对温度值。

从上式中不难看出, 以毫米水柱为单位的 h_t 值, 在計算时与气体常数 R 无关。即組成矿井空气的成份可以不再考虑。

图 (74b) 是以 b, t 座标系統所表示的热风压閉合曲綫。它是根据用 $b, 1/\gamma$ 座标所繪制的自然风压曲綫 (图 74a) 相同数据繪制而成。最后运用面积仪量出热风压值为:

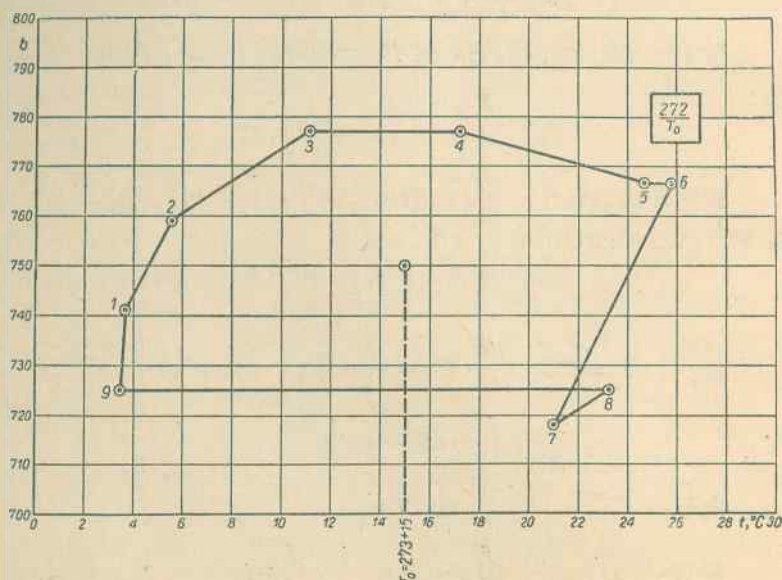


图 74b 在 b, t 座标系統內的热风压曲綫图

$h_t = 43$ 毫米水柱。

而运用上节所介绍的方法(图74a)求得自然风压为43.3毫米水柱,相差甚小。

2. 运用 Z , t 座标计算热风压。

为了进一步的简化可以认为:空气压力 p 是和空气柱的高度 Z 成正比关系,从而获得公式:

$$p = \gamma_{sr} \cdot Z.$$

式中 γ_{sr} 代表空气的平均重率。

将 p 值代入(117-7)式得:

$$h_t = -\frac{\gamma_{sr}}{T_o} \oint Z \cdot dt. \quad (117-8)$$

因此在深度 Z 和温度 t 座标系统上绘制出热风压曲线。然后再用面积仪量出曲线所包含的面积值,乘上空气的平均重率 ($\gamma_{sr} = 1.20$ 或 1.25) 并除以与面积重心相对应的温度值 ($T_o = 273 + t_o$) 即可得出热风压值 h_t 。

第6节 矿内局部自然风压

矿井局部自然风压的概念是作者在1950根据如下的理论提出的。

假设空气在矿井巷道内既不吸收热量也不放出热量,将在矿内各点(图75)所测的压力与温度数值载入压容座标图内必定是落在一条绝热线 $1-2_o-3_o-4_o$ 上,热力曲线所包括的面积为零。矿井的自然风压值亦为零。但是当风流沿途发生热交换时,则测定各点在压容座标图上将要偏离绝热线而产生相应的位移,从起始点1开始得出代表热风压值面积 $1-2-3-4_o$ 。

在风路的1-2段落,热风压量是由 $1-2-2_o$ 的负值面积(因为闭合曲线的运行方向是逆时针进行的)所确定。而它在矿井内,对空气流动所起的作用,正如同在此风路段落(1-2)内安设了一台具有相同风压 ($H_{1,2,o}$) 而作用方向与空气流动方向相反的辅扇。

在风路的2-3段落,局部热风压量是由 $2_o-2-3-3_o$ 的正值

面积所确定。其作用也正如在 2, 3 两点之間安設了一台风压为 $H_{2_0-2-3-3_0}$ 而作用方向与空气流动方向相同的輔扇。在 3—4 段落, 局部热风压量由正值面积 $3_0-3-4-4_0$ 所确定, 其作用与輔扇 $H_{3_0-3-4-4_0}$ 相同。最后根据各个风路段落內局部热风压的总和即得出矿井的全部热风压, 其量的大小由面积 1—2—3—4 所确定。

这里应该特別指出: 局部热风压不一定产生在风流发生热交换的地方, 如图 75 所示, 风流吸收热量一部分是在风路的 1—2 段落內, 但是絕大部分是在 2—3 段落內。在上行风流的 3—4 段落內一般是放出热量, 这样从表面上看来似乎在此段落內应该生成負值的热风压。其实不然, 在 3、4 两点之間却产生最大的局部热风压 ($3_0-3-4-4_0$), 而在傾斜較小的 2—3 段落內生成的局部热风压值为最小 ($2_0-2-3-3_0$)。这說明决定局部热风压量大小的不仅是空气的温度, 而且还有这一段风路始末两点的标高差。在近水平的巷道內虽然空气受热較大, 但并不出現或出現很少量的局部热风压。相反的是, 在受热的风流所通过的傾斜巷道中却生成了显著的热风压。

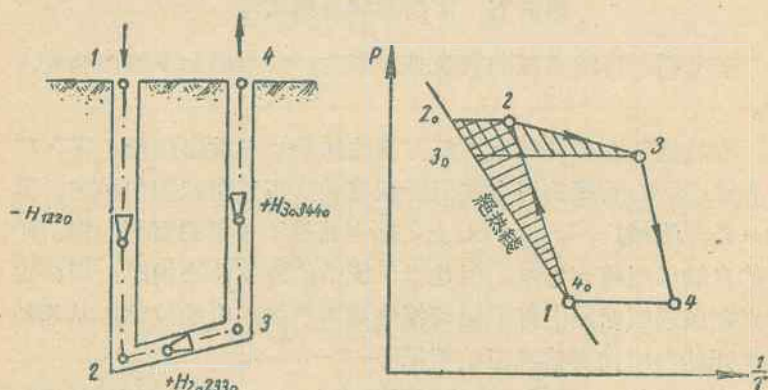


图 75 矿內局部热风压

根据以上分析可作如下結論: 在矿井里, 正值局部热风压只出现在空气受到加热作用而且呈上行流动的地段, 即从高压流向低压的地方。或者是空气受到冷却作用而呈下行流动的地段, 即

从低压流向高压的地方。

通风机运转时，在机体前面产生负压，后面正压。为此风流通过时如同在下行巷道中运行，所以受热的空气流通过风机时将产生负值局部热风压，而与通风机的作用相反。基于如上分析便导致了一个在表面上看来相当矛盾的结论，在通风机的风筒内热空气的流通对通风起反作用。

当在风路上安设有调节风窗时，其情况完全相反。调节风窗本身多少总会产生一些风阻，这就在其前后引起一定的压差。空气通过时，是从高压点到低压点，正如同在上行通风的巷道中流动一样。因此受热的空气在通过调节风窗时必然要引起正值的热风压。

第四章 矿内空气流动时的热交换

从前面的叙述中可知，空气在流动中总是要从矿井的各个地点吸收或放出热量的。这一热的交换过程究竟在风路的那些段落内进行，最好是用熵(TS)曲线图予以表示^①。

在热动力学中我们知道，1公斤介质的热增值量(以公斤-千卡计量)，可用下式表示：

$$dq = T \cdot dS,$$

式中 T ——绝对温度；

S ——熵。

由于熵的绝对值是未知的，所以在其座标系统中作为始点熵的绝对值是可以任取的。从这一任取的始点沿着横座标的方向量出熵的增值量(S)，而沿着纵座标的方向量出绝对温度(T)。在这样的座标系统中由热力变化过程曲线1—2(图76a)以及其始末两点纵座标所包括的面积 $S_1-1-2-S_2$ 即表示介质所吸收的热量。

① 第一次利用 TS 曲线图来研究矿井通风问题的是波兰学者 H. 貝斯特朗，在1950年。

如果繪出气流成一个閉合循环(1—2—3—4)时的温熵曲綫图(图76b)。則不难看出,在进风井筒的段落1—2內吸入空气的热量如面积 $S_1-1-2-S_2$ 所示。在井下巷道中为面积 $S_2-2-3-S_3$ 所量度,而在出风井筒的段落內空气放散的热量为面积 $S_3-3-4-S_4$ 所表示。当空气流出风井后, 剩余的热量 $q_a = S_4-4-1-S_1$ 全部放入大气, 而部分作功消耗的热量即产生热风压 (H_t) 的热量可用如下的面积值来表示:

$$q_u = A \cdot H_t = 1-2-3-4.$$

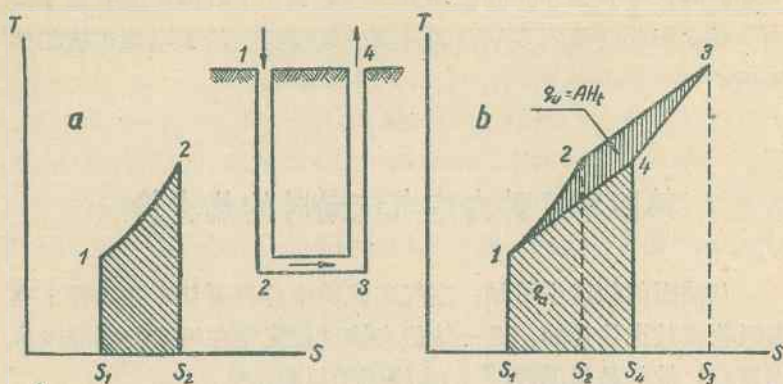


图 76 空气在矿內流动时的温熵曲綫图

式中 $A = \frac{1}{427}$ 为热功当量。

从以上分析中得出結論如下: 在矿井中空气流动时吸入的热量为:

$$q_u + q_a = AH_t + q_a.$$

而变为有用功的热量为:

$$q_u = AH_t.$$

从此可以得出表示自然风流效率的公式如下:

$$\eta = \frac{AH_t}{AH_t + q_a}. \quad (118)$$

为了便于繪制温熵曲綫我們在 TS 座标系統中还制出了等压

綫图(图77)。

在矿井风路的任意段落內 1 公斤空气所放出的热量可以用下式計出(李特維尼申于1950年提出):

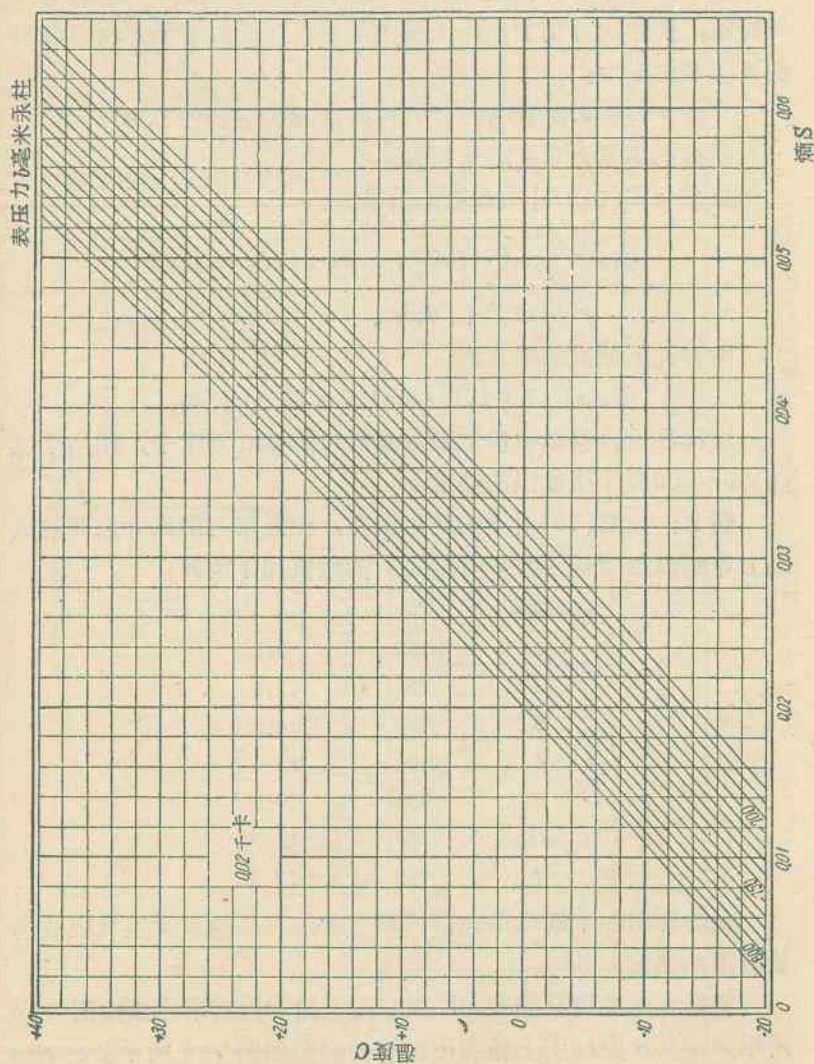


图 77 干空气的等压綫溫熵图(1 厘米²的面积相当热量 0.02 千卡)

$$q_{12} = A \left(\frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g} + z_2 - z_1 \right) + c_p (t_2 - t_1) \quad (119)$$

式中 c_p ——空气的定压比热，取其为0.24。

例 1：在某矿井筒的100米长度内($z_1 - z_2 = 100$ 米)敷设有压气管路，经常向井筒放散出大量的热量，在此段落始末两点测得的风速与温度为：

$$v_1 = v_2 = 4.2 \text{ 米/秒} \quad t_1 = 11.8^\circ\text{C}; \quad t_2 = 17.4^\circ\text{C}.$$

通过的风量为 $Q = 20 \text{ 米}^3/\text{秒}$ 。

根据公式(119)计算出放散的热量为：

$$\begin{aligned} q_{12} &= \frac{1}{427} (-100) + 0.24 \cdot (17.4 - 11.8) \\ &= 1.11 \text{ 千卡/公斤}. \end{aligned}$$

每秒钟所放散的热量为：

$$q_{12} \cdot Q \cdot \gamma = 1.11 \cdot 20 \cdot 1.2 = 27 \text{ 千卡/秒}.$$

这样在一昼夜里放散的热量总计可达 230 万千卡，相当于燃煤 300~400 公斤所放出的热量。

例 2：如图(78)所示的简化矿井，在进风与出风井之间的风路上布置测点测得压力 b 与温度 t 的数值如下所列：

测点编号	b	t
1	735	5.0
2	752	11.0
3	789	14.5
4	791	28.0
5	730	19.0
6	760	17.5
7	735	17.5

试计算出在个别风路段落内产生的热风压值以及空气吸收与放散出的热量。

根据如上实测数据在 PV 座标图上绘制出功率曲线如图 78 a 所示，在 TS 座标图上绘制出温熵曲线图如图 78 b 所示。在 78 a 图上通过 1 点绘出绝热线，然后用求积仪通过相应的各点和与绝

热曲线测出各个段落的局部热风压值。从温熵图上再量出各个风流段落的热交换量，计算结果如表中所列。

表 19

风流段落的编号	局部热风压 H_t (以米空气柱计)	热的交换量 (千卡/公斤)
1~2	-1.12	+0.955
2~3	-4.95	0
3~4	-0.69	+3.119
4~5	+38.00	-0.534
5~6	0	-0.360
6~7	-2.24	-0.156
7~1(地面大气)	0	-2.956 = $-q_a$
沿风流全部过程	+29.0	+0.068 = q_u

当然如下关系必需保持：

$$A \cdot H_t = q_u.$$

$$\frac{1}{427} \cdot 29 = 0.068.$$

为此根据公式 (118) 计算出风流循环过程的自然风压效率为：

$$\eta = \frac{0.068}{0.068 + 2.956} = 0.022.$$

从而可以看出，只有 2.2% 的热量用来促进风流流动，其余大部热量均放入大气中。

第五章 流体动力相似定理

相似定理在近代科学技术的各个领域内都起着相当重要的作用。正是由于发现了这一定理才能够使人们在体积较小的模型上获得的试验结果用来解释自然界中发生的各种现象。同时它还能够使我们在一种介质(例如水)中试验得来的结果用之于研究在其

他介质(例如空气)中所发生的各种现象。并且能够确定出在给定条件下的各种系数。

所谓流体的动力相似即指在两种不同的流体中各种现象既存在着几何的相似又有机械的相似(方向及作用力的关系等)。

一般形式的力条件相似定理在牛顿时期即已确立。而在1872年海尔姆荷尔茨(Helmholz)发现了水动力学相似定理。后来到了1883年雷诺兹提出了管路内液体运动的动力相似条件。并且确定了无因次的参数 Re ，即是通常称之为雷诺兹数：

$$Re = \frac{v \cdot y}{\nu} \quad (120)$$

式中 y ——决定液流特征的特性长度(米)如管路的直径，沟渠的宽度等；

v ——特征速度(米/秒)如液流的平均速度；

ν ——动力粘性系数，在矿井条件下当温度为 15°C 压力为760毫米汞柱时 $\nu = 14.4 \cdot 10^{-6}$ 。

对于直径为 d 的圆形管路雷诺兹数通常表示如下：

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (121)$$

对于任意形状断面的管路：

$$Re = 4 \cdot \frac{S}{P} \cdot \frac{v}{\nu} \quad (122)$$

式中 S ——管路的断面积(米²)；

P ——管路的周界长度(米)。

在两个几何相似的管路中流体动力相似的条件是雷诺兹数值相等：

$$\frac{S_1 \cdot v_1}{P_1 \cdot \nu_1} = \frac{S_2 \cdot v_2}{P_2 \cdot \nu_2}$$

如果上述条件保持不变，则无论是什么液体(空气、水或油)其流动状态(层流或紊流)和阻力系数将会完全相同。

例：在尺寸为 2×3 的矩形断面矿井巷道中($S_1 = 6 \text{米}^2$ ， $P_1 = 10 \text{米}$)风流的速度 $v_1 = 3 \text{米/秒}$ ，试问在尺寸为 1.5×2.25 的矩

形断面巷道中($S_2=3.375$, $P_2=7.5$)风流速度 v_2 多大时才能保持相同的风阻系数?

因为 $\nu_1 = \nu_2$ 所以 $\frac{6.3}{10} = \frac{3.375 \cdot v_2}{7.5}$; 而 $v_2 = 4$ 米/秒。

第六章 风压损失

空气在巷道内流动时引起压力损失的各种风阻都可以概括在如下的三种类型里:

1. 巷道周壁的摩擦风阻;
2. 巷道内物体所引起的正面风阻;
3. 巷道弯曲, 断面突然缩小和扩大所引起的局部风阻。

第 1 节 风压损失的测量

全矿或者某一闭合风路的风压损失测量是通过对安设于风路上所有通风机的风压 ΣH_m 和自然风压 H_n 的测量而获得的。根据公式(114)得:

$$W = \Sigma H_m + H_n.$$

如果在矿井风路的1, 2两点间没有通风机存在时, 计算两点间的风压损失可用公式(85):

$$W_{12} = H_{st12} + H_{d12}.$$

如果在此两点间有多台通风机存在, 而且其风压总和为 ΣH_m 时, 则计算风压损失应用公式(97)

$$W_{12} = H_{st12} + H_{d12} + \Sigma H_m.$$

速压差 (H_{d12}) 可以根据风路始末两端的平均风速用公式(87)算出:

$$H_{d12} = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}.$$

当风流速度很小时, 速压差 H_d 一般可以忽略不计。如果风

速較大則对速压 H_v 的影响严重, 这就需要对它加以精确的测定。

根据公式 (86): $H_{st} = z_1 - z_2 - \int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$ 可知, 静压差 H_{st} 的

計算必須測出标高差 $(z_1 - z_2)$ 和确定出积分值 $L_{12} = - \int_1^2 \frac{dp}{\gamma}$

(根据公式 (88) 計出)。而从图 (56) 可知, 积分值 (L_{12}) 是可以由某一面积表示, 面积的大小取决于連接 1, 2 两点間的空气热力变化曲线形式。为了繪出这一曲线, 必須在 1, 2 两点間再选取适当的测点 ($1'$, $2'$) 测出压力 p 和温度 t 以及湿度 (水蒸汽分压力 e)。经过計算得出相应于矿井某一段风路 1-2 的空气热力变化曲线。这样根据热力变化过程曲线的方向不同获得正值或負值的面积 (图 79) 也有所不同。用求积仪量出此面积值即得 L_{12} , 最后将 L_{12} 与 $(z_1 - z_2)$ 相加得出测定风路的静压损失为:

$$H_{st} = L_{12} + (z_1 - z_2)$$

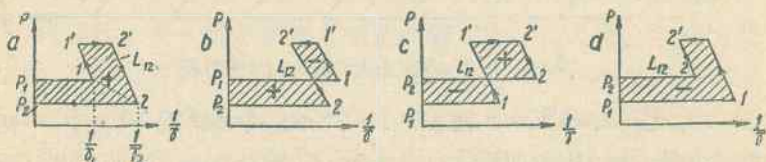


图 79 局部区段风路的功率图

如果代表全矿风流的功率曲线图已经作出 (例如图 74 所示), 则不难从其中找出相应于矿井某一段风流所需机械功 L 的面积。首先在功率曲线上定出相应于此段风流起始两点的空气热力状态点, 然后从这两个状态点作横坐标的平行线即得出代表机械功的面积。例如在图 (74) 中, 代表 2~5 两点的机械功 L_{25} 在图 (80) 上即影线部分所示的面积。

根据上法計算静压损失时应注意在我们研究的风路段落内 (2-5 点) 所有各个中间测点 (图 80 中的 3, 4 点) 压力测定的精度对于机械功 L 面积大小的影响不大, 但是始末两端 (2, 5 点) 的压力测定的精度却十分重要, 即 $(p_2 - p_5)$ 之差值起决定作用。在全矿

测量时同样是如此，所以通风机风压的测量要求尽可能的精确。

在实际工作中一般是使用如下简化了的静压损失计算方法：

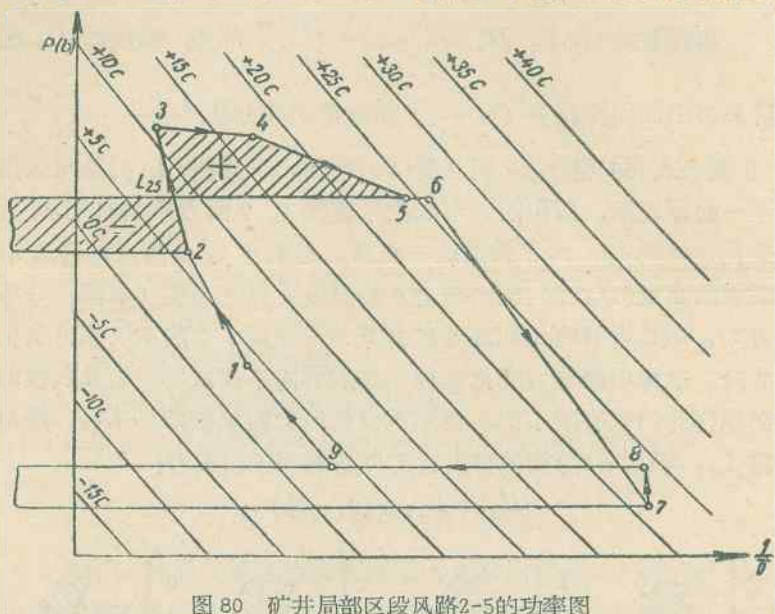


图 80 矿井局部区段风路2-5的功率图

1)如图(79a)所示，面积1-1'-2'-2在许多情况下(如 $p_1 - p_2$ 的差值较大时)比较面积 $p_1-1-2-p_2$ 相对的很小。为此采用了简化的方法时只要计算和测量后者的面积即可获得足够精确的静压损失值。根据上述简化方法得 L_{12} 值如下：

$$L_{12} = \frac{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2}}{2} \cdot (p_1 - p_2) = \frac{1}{\gamma_{sr}} \cdot (p_1 - p_2),$$

而静压损失可根据下式算出：

$$H_{st} = \frac{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2}}{2} \cdot (p_1 - p_2) + (z_1 - z_2). \quad (123)$$

如果在测定的风路段落1-2内，空气的热力变化是按着同一种状态进行的（这种情况在巷道全长内，倾斜角度完全一致时是完全可能的），则利用上式计算出的静压损失值将是十分精确的。

以毫米水柱为单位表示静压损失值时，上式可以化为如下形式：

$$h_{st} = \gamma_{sr} \cdot H_{st} = \frac{2}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2}} \cdot H_{st} = (p_1 - p_2) + \frac{2 \cdot (z_1 - z_2)}{\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2}} \quad (124)$$

式中 γ_1 和 γ_2 可以根据公式(37)算出。而 p_1 , p_2 可用各种不同类型的气压计予以测出。

空盒气压计，最高的精度可以测到 0.5 毫米汞柱，约为 7 毫米水柱。

精密气压计：是一种特制的空盒气压计，测量精度可达 3~5 毫米水柱（读数可以达 0.1 毫米汞柱即 1.4 毫米水柱）。

沸点气压计：是一种根据受压作用不同水的沸点之一，而制定的气压计。测量精度可达 0.025 毫米汞柱即相当 0.35 毫米水柱。

风压仪：将一定量的空气封闭在容器内，当外部空气压力变化时，其容积将随之变化。为了不使内部空气的体积受到外部温度变化的影响，在容器外部充以冰块。这种类型的风压仪测定精度可达 0.1 毫米水柱，测量工作最好由两个人持两台仪器在测定段落的首末两端同时进行。

2) 在实际工作中一般可以取 $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma = \text{常数}$ ，这样公式(124)可以进步简化为如下形式：

$$h_{st} = (p_1 - p_2) + \gamma(z_1 - z_2) \quad (125)$$

而 h_{st} 值可用一般压差计或精密压差计直接测量。如图(81)所示，在测点 1, 2 安置两个静压管，用胶皮管（厚壁胶管）将之分别连接于压差计的两端开口上，这时在压差计上所显示的压差 $p'_3 - p''_3$ 即为测定段落 1-2 的静压损失值。证明如下：

由于在胶管 3-1 和 3-2 内空气不流动，因此没有静压损失 ($h_{st} = 0$)。公式(130)可以写成如下形式：

$$(p'_3 - p_1) + \gamma \cdot (z_3 - z_1) = 0,$$

$$(p_3'' - p_2) + \gamma \cdot (z_2 - z_1) = 0.$$

以上两式相减:

$$(p_3' - p_3'') - (p_1 - p_2) - \gamma \cdot (z_1 - z_2) = 0,$$

将此式与公式(125)比较即得出:

$$h_{st} = p_3' - p_3''. \quad (126)$$

因此精密压差计可以直接测出静压损失,但是在使用此法时,

要注意务必让胶管内外空气温度相等。因此,测定前,应将胶管在测定地点置放一段时间,除此而外,在测定前最好不要将胶管接至压差计上。

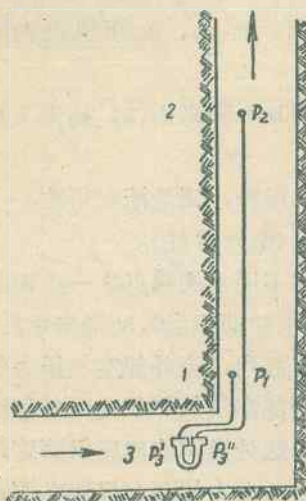


图 81 利用压差计测量风压

举例: 如图(81)所示,测得数据有1, 2两点的标高差 $z_1 - z_2 = -93.6$ 米; 气压 $b_1 = 814.9$ 毫米汞柱; $b_2 = 806$ 毫米汞柱; 干温度 $t_1 = 23.3^\circ\text{C}$, $t_2 = 21.9^\circ\text{C}$; 湿温度 $t_1' = 22.5^\circ\text{C}$, $t_2' = 21.4^\circ\text{C}$; 风速 $v_1 = 2.1$ 米/秒, $v_2 = 4.0$ 米/秒。

根据公式(9)及表(8)计算出空气中的水蒸气分压力为:

$$e_1 = 20.5 - 0.5 \times (23.3 - 22.5) \times \frac{814.9}{755} = 20.1 \text{ 毫米汞柱.}$$

$$e_2 = 19.1 - 0.5 \times (21.9 - 21.4) \times \frac{806.0}{755} = 18.8 \text{ 毫米汞柱.}$$

根据公式(37)计算空气的重率为:

$$\gamma_1 = \frac{0.4645}{273 + 23.3} \times (814.9 - 0.378 \times 20.1) = 1.264 \text{ 公斤/米}^3;$$

$$\gamma_2 = \frac{0.4645}{273 + 21.4} \times (806.0 - 0.378 \times 18.8) = 1.260 \text{ 公斤/米}^3.$$

根据公式(123)得静压损失值为:

$$H_{st} = \frac{1}{1.264} + \frac{1}{1.260} \times (814.9 - 806.0) \times 13.6 - 93.6$$

$$= 2.3 \text{ 米空气柱.}$$

根据公式(85)和(87)得风压损失值:

$$W = H_{st} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = 2.3 + \frac{2.1^2 - 4.0^2}{2 \times 9.81} = 1.7 \text{ 米空气柱,}$$

如果以毫米水柱为计量单位, 根据公式(124)得风压损失值:

$$h_{st} = (814.9 - 806.0) \times 13.6 - \frac{2 \times 93.6}{\frac{1}{1.264} + \frac{1}{1.260}} = 2.9 \text{ 毫米水柱.}$$

$$w = \frac{2}{\frac{1}{1.264} + \frac{1}{1.260}} \times 1.7 = 2.1 \text{ 毫米水柱.}$$

当压力变化较快时, 使用空盒气压计测量往往有一滞后现象, 即从一个测点移至高差较为显著的另一测点时, 需要停留20~30分钟后气压计指针才能正确的反映出压力的真正变化。两个测点的高差愈大则滞后时间就愈长。

在矿井里风压仪是最为精确和适用的测压仪表, 为门得里也夫(Mendelejew)于1875年首先设计成功, 当时命名为高差计。后来为来卡他乌(Recateau)和海威特(Hauveta)引用于矿井风压测量。图(82)所示者为考马洛夫(Komarow)和盖斯

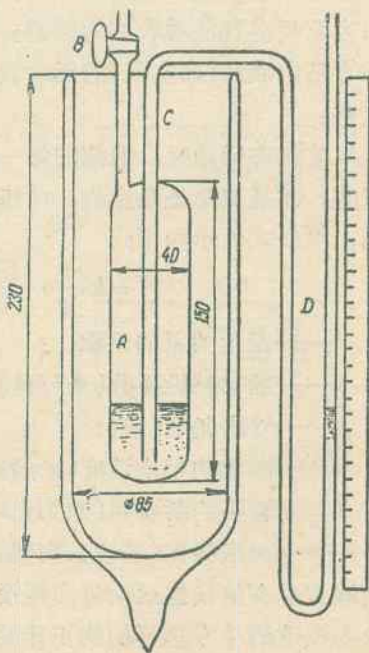


图 82 考马洛夫与盖斯金型风压仪 (1937)

金(Geskina)所設計的风压仪。带有开关 B 的玻璃瓶 A 置放在絕热瓶內，玻璃管 C 一端伸入玻璃瓶，另一端与“ U ”形玻璃管 D 相接，在玻璃管 C 和玻璃瓶 A 內充入着色的煤油。当开关 B 开启玻璃瓶 A 与大气連通时則“ U ”形管 D 內液柱高度与玻璃瓶 A 內油面保持同一水平。使用时將絕热瓶內充填冰块，待15~20分钟后关闭开关 B ，然后携至测点即可开始測定。将两个相邻测点的液柱高差乘以煤油比重，即得以毫米水柱为計量单位的压力差。由于玻璃瓶 A 与“ U ”形管的直徑相差悬殊，故測量时玻璃瓶 A 內的油面变化可以忽略不計。

第2节 摩擦阻力所引起的风压損失的計算方法

风压損失亦即促使单位重量或容积的空气流动时所消耗的功。对于每一个管路來說都是不一样的，一方面随管路的风阻而变，另方面受空气流动状态的影响。

在管路內液流(即空气)的运动状态可分为两类：层流状态，紊流状态。

呈层流状态运动时，液流的每一个分子的运动軌迹都是和管壁平行的，而且流动是稳定的，风压損失和流速 v 的一次方成正比关系。用公式表示如下：

$$W = k \cdot \frac{\nu}{g} \cdot \frac{L \cdot v}{S} \quad (127)$$

式中 k ——正比关系的系数；

ν ——运动粘性系数(米²/秒)；

L ——管路长度(米)；

v ——液流的平均速度(米/秒)；

S ——管路的断面积(米²)；

W ——风压損失(米液柱高度)。

当液流呈紊流状态运动时出現摆动現象，流动极不稳定，风压損失与风速的平方呈近似的正比关系。如果以毫米水柱作为計量风压損失的单位則可用几拉尔达(Girarda)(1821)和奥布松(d'Aubuissona)(1828)的經驗公式計算风压損失如下：

$$w = \lambda \cdot \frac{L \cdot P}{S} \cdot \frac{v^3}{2g} \cdot \gamma \quad (128)$$

如果以米空气柱作为計量单位則上式可写成:

$$W = \frac{w}{\gamma} = \lambda \cdot \frac{L \cdot P}{S} \cdot \frac{v^3}{2g} \quad (129)$$

式中 λ ——风阻系数(无因次系数),

P ——管路长度(米)。

风压损失(W)和平均风速(v)之間的关系如图(83)所示。当风速低于临界风速值 v_{kr} 时流动呈层流状态, 而大于 v_{kr} 时呈紊流状态。两种不同的流动状态在管路中其速度的分布也各不相同, 如图(84)所示, 在紊流状态时风速分布比較均匀(靠近管壁部分除外)。与管壁直接接触部分的风速等于零, 空气就好像贴在管壁上, 形成一個附面层。在附面层的范围内流动总是呈层流状态, 随着距管壁距离的增加风速急剧的加大。

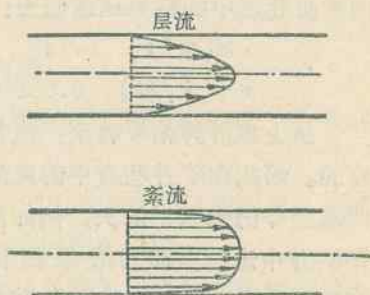
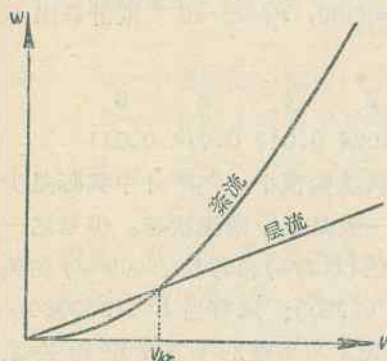


图 83 风压损失与平均风速的关系图 图 84 层流、紊流的速度分布图

在层流状态时, 管路中风速的分布具有二次抛物綫的形状(图83), 平均风速等于最大风速(沿管路的軸心)的一半:

$$v = 0.5 v_{max}$$

在紊流状态时平均风速与最大风速之間的关系为:

$$v = 0.838 v_{max} \sim 0.875 v_{max}$$

同时雷諾数愈大时取其值愈大。

根据动力相似原理,当雷诺数达某一数值时,流动从层流转入紊流状态。这一流动状态变化时的雷诺数值称之为临界值 Re_{kr} 。当管路相当长时:

$$Re_{kr}=2300.$$

严格的說来,当 Re 值处于 $2000 < Re < 3000$ 的范围内,流动状态往往是很不稳定的。

当雷诺数为临界值时的风速称之为临界风速(122)

$$v_{kr}=0.25 \cdot Re_{kr} \cdot \frac{P}{S} \cdot \nu. \quad (130)$$

在矿井一般的梯形巷道中 P 与 S 之间的关系可用下式表示之(什维尔可夫):

$$P=4.16 \cdot \sqrt{S}. \quad (131)$$

上式計算誤差在 3 % 以下。

根据公式(130)如果取 $Re_{kr}=2300$, $\nu=15 \cdot 10^{-6}$ 則計算出不同断面巷道中的临界风速值为:

$S(\text{米}^2)$	1	2	4	6	8
$v_{kr}(\text{米/秒})$	0.035	0.024	0.017	0.014	0.011

从上述計算結果看来,临界风速值很小,在矿井中实际是少有的。因此在矿井巷道中的风流一般是属于紊流状态。但是这一問題至今仍未获得解决,例如海依(Haya)和考改(Cookeá)在英国矿井中进行試驗的結果指出(1923):只有当 $Re > 300000 \sim 350000$ ($v > 1.5 \sim 1.8$) 时风压損失才与风速的平方成正比关系(紊流状态)。当风速較小时风流状态往往是不稳定的处于两种状态之間。在矿井巷道内层流状态的界限是不能确定的,但根据我們的設想它是較低的。

管壁愈为光滑从层流轉入紊流状态的风速值愈小。这也是在矿井中风流极少呈层流流动的另一个理由。只有当风流通过充填物的隙縫,岩石裂縫以及采空区时才可能出现层流流动。

綜上所述,空气在巷道中的流动应该是更接近于紊流状态。为此,在以后有关空气流动規律的討論中我們采用了 几 拉 尔 达

(Girarda)和奥布松(d'Aubuissona)的公式(128), 并令

$$v = \frac{Q}{S}; \quad \frac{\lambda \cdot \gamma}{2g} = \alpha \text{ (公斤} \cdot \text{秒}^2 / \text{米}^4 \text{)} \quad (132)$$

代入該式(128)即得計算管路中风压損失的公式:

$$w = \frac{\lambda}{2g} \cdot \gamma \cdot \frac{L \cdot P}{S^3} Q^3; \\ w = \alpha \frac{L \cdot P}{S^3} Q^3. \quad (133)$$

在测量 S 和 P 时应取确有风流通过部分的断面及周界, 即取巷道的淨断面及其周界而不是取其毛断面及周界。

第3节 摩擦阻力系数

摩擦阻力系数值一方面取决于雷諾数, 另外尚决定于管壁粗糙程度。对于圓形管路來說, 所謂管壁的粗糙度应作如下理解:

$$n = \frac{k}{r},$$

式中 n ——管壁的粗糙度,

k ——管壁上突起的平均高度,

r ——管路的半徑 (对于非圓形断面的管路应以 $\frac{2 \cdot S}{P}$ 代替 r)。

根据尼庫拉茲(Nikuradze)在1929年发表的研究成果, 制出表达摩擦系数与雷諾数之間的关系曲綫图如图85。

在图上从曲綫Ⅱ到Ⅶ代表液流在各种不同粗糙度的圓形管路中流动时的試驗結果, 从以上曲綫变化情况不难作出如下結論:

1. 当 Re 值較小时 (低于 2000 即 $\lg Re = 3.3$ 时) 液流呈层流状态流动 (在斜綫的左边部分) 摩擦阻力系数随 Re 值的增大 (即流速 v 的增大) 而减小, 并且不取决于管壁的粗糙程度。 α 和 Re 的关系可用下式表示:

$$\alpha = \frac{0.98}{Re}. \quad (134)$$

2. 随着 Re 值的增加, 液流逐渐过渡到紊流状态, 摩擦阻力系数也随之增大并且同时既取决于 Re 值又受管壁粗糙度的影响。

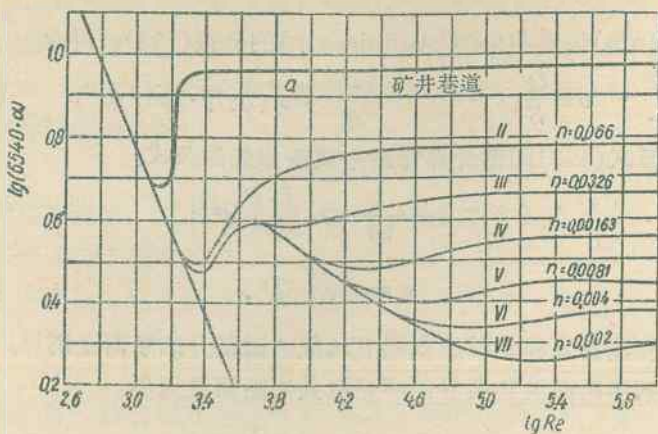


图 85 摩擦系数与雷诺数的关系图

3. 当 Re 值增加到超过一定限度时(100000 以上), 摩擦阻力系数将保持一个常数而且仅仅取决于管壁的粗糙程度。

苏联学者穆斯切立(Mustel)在试验中取得了相似的结论, 并获得了风流在矿井巷道中的 α 曲线(图85上 α 曲线)。他认为由于巷道中支架的存在具有较大的粗糙度, 为此在雷诺数较小时 ($Re = 1500$, $\lg Re = 3.17$) 风流即已过渡到紊流状态。

当 Re 值很大时, 尼库拉兹给出计算 α 的公式如下:

$$\alpha = \frac{0.015}{\left(1.67 + 2.04 \lg \frac{r}{k}\right)^2} \quad (135)$$

根据雷赫特尔(Richter)试验得出不同材料管路的 k 值为

铁皮管路的 $k = 2.5$ 毫米

未经刨光的木板管路的 $k = 7$ 毫米

砖砌管路的 $k = 10$ 毫米

如果巷道的部分周界 P_1 具有一种粗糙度 (例如混凝土壁面) 而部分周界 P_2 具有另一种粗糙程度 (例如无支架的岩石壁面) 这时 α 值应按下式计算:

$$\alpha = \alpha_1 \frac{P_1}{P} + \alpha_2 \cdot \frac{P_2}{P} + \dots = \frac{\sum_1^n \alpha_i P_i}{P} \quad (136)$$

式中 $P = \sum_{i=1}^n P_i$

在实际应用中, α 值可按表20选取。

表 20 各种粗糙度管路的摩擦阻力系数

粗 糙 度 的 类 型	$\alpha \cdot 10^{-4}$
经过抹光的混凝土壁面	1.5
未经抹光的混凝土壁面, 未经刨光的木板或砖砌壁面	2.5
无支架的煤壁	7.0
底板光洁的巷道	6.0~8.0
底板散布有岩石碎屑的巷道	8.0~10.0
底板不光洁, 不平整的巷道	10.0~15.0
无支架的巷道:	
在沉积岩石中 { 最小	5.7
{ 中等	10.4
{ 最大	13.3
在火成岩中 { 最小	17.0
{ 中等	27.5
{ 最大	35.9

例: 底板光洁的巷道 ($P_1 = 3$; $\alpha_1 = 7 \cdot 10^{-4}$); 顶板与两壁为未经抹光的混凝土砌碛 ($P_2 = 7$; $\alpha_2 = 2.5 \cdot 10^{-4}$) 试计算其 α 值。

$$P = P_1 + P_2 = 3 + 7 = 10.$$

$$\text{根据公式 (136) 得 } \alpha = \frac{7 \cdot 3 \cdot 10^{-4} + 2.5 \cdot 7 \cdot 10^{-4}}{10} \\ = 3.85 \cdot 10^{-4}.$$

第 4 节 风流内物体的阻力

如果在风流内有物体存在时, 则在物体表面的临近空间将会产生一层厚度很小的空气附面层。在附面层与物体表面直接相邻的地方风流速度将等于零, 随着附面层的厚度增加风速很快在变化。到达附面层的外部表面风流速度将与巷道内的风流相同。正是由于这一附面层流过物体时, 在其后面的变化情况才决定了物体所产生的阻力大小和类型。

如果物体具有空气动力断面(即流线型的断面,如机翼状)而且其长轴与风流方向一致时,则相对于风流产生的阻力并不大,风阻的产生只是由于在附面层中风速的急剧变化而出现的表面摩擦。

将圆形断面的物体适当的加以改装使之具有流线型的断面,则风阻将大为减小(仅为原有风阻的 $1/27$)。

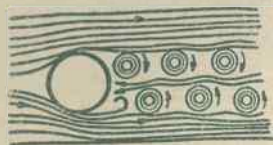


图 86 圆柱体后面的涡旋流动

如果将一圆柱体或平板横置于风流中,当空气流过时在其后面产生一系列的涡旋。附面层遭到破坏(图86),则必然会产生较大的合成阻力。其计算公式如下:

$$P_x = C_x \cdot F \cdot \frac{v^3}{2g} \cdot \gamma \cdot (\text{公斤}) \quad (137)$$

式中 F ——物体的最大断面积(米²);

C_x ——无因次的正面风阻系数,取决于物体的形状与雷诺数,在一般情况下可以取其为常数。

为了克服这一阻力,在单位时间内所消耗的能量应为:

$$N = P_x \cdot v = C_x \cdot F \cdot v^3 \cdot \frac{\gamma}{2g}$$

如果将此能量折算到通过巷道的单位体积的风量上(1米³的风量)则获得由于在风流内存在物体所引起风压损失值(以毫米水柱计量):

$$\begin{aligned} w = \frac{N}{Q} &= \frac{N}{(S-F) \cdot v} = C_x \cdot \frac{F}{S-F} \cdot \frac{v^3}{2g} \cdot \gamma \\ &= \frac{C_x}{2g} \cdot \gamma \cdot \frac{F}{(S-F)^3} \cdot Q^2 \end{aligned} \quad (138)$$

实际在矿井中,引起这类阻力的多是巷道内的中间立柱。对于圆形的木立柱来说 C_x 值一般可取1.2。

例:在规格为2×2米的巷道中,中间立柱的直径为0.2米,巷道风速为 $v=5$ 米/秒,试求其所引起的风压损失值 w ?

因为 $S = 4 \text{ 米}^2$; $F = 0.2 \times 2 = 0.4 \text{ 米}^2$; $\gamma = 1.2$, 代入公式 (138) 得

$$w = 1.2 \cdot \frac{0.4}{4 - 0.4} \cdot \frac{5^3 \cdot 1.2}{2 \cdot 9.81} = 0.2 \text{ 毫米水柱}.$$

除了这一部分风压损失之外, 尚需加上由于缩小了风流通过断面所引起的损失, 但是在这种情况下由于其值很小, 故忽略不计。

如果在风流中前后相邻的有两个圆形断面的立柱 (图 87) 其直径均为 d 二者的间距为 L_0 , 则其各自正面阻力系数均不相同, 而且和单独的一个立柱存在于巷道中时的阻力系数也不相同。第 I 个立柱的 C'_x 值与第 II 个立柱的 C''_x 值取决于所谓纵口径 (图 88)

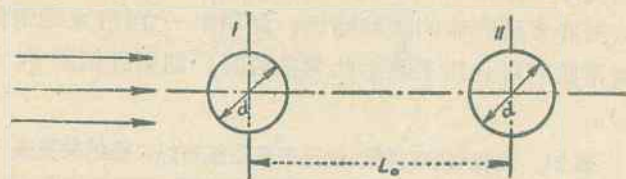


图 87 位于巷道风流中的两个立柱

$$\Delta = \frac{L_0}{d}. \quad (139)$$

从 88 图的曲线可得出如下结论:

1. 处在后面的第 II 个圆形断面立柱对前面的第 I 个圆形断面立柱的影响要比前面立柱对后面立柱的影响为显著。

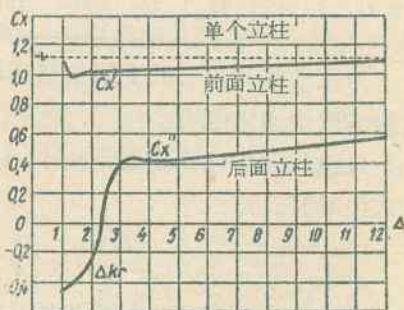


图 88 正面阻力系数与纵口径的关系曲线

2. 木支柱的巷道风阻在很大程度上取决于支柱间的纵口径 Δ 值。

3. 后面立柱正面阻力系数 C_x 的数量变化具有独自的临界范围 Δ_{kr} 。在此范围内的特点是阻力系数具有很大的变动可能性和不稳定性。

4. 由于前面立柱的吸压影响, 后面立柱的 C_x 系数 可能是負值。所謂吸压即是在风流內的物体附近所产生的压力降低現象。

两个矩形断面支柱(如井筒罐道梁)互相之間的影响和上述圓形断面立柱情况相同。弗兰克和馬特斯(Franke和Mathes)提出 Δ_{kr} 等于 5.5。当 $\Delta < \Delta_{kr}$ 时, 第 I 个罐道梁对第 II 个的影响使得其正面阻力系数 C_x'' 具有負值 ($\Delta > \Delta_{kr}$ 的情况沒有观察到这种現象), 但是第 III 个罐道梁的正面阻力系数仍是正值, 不过其数值較第 I 个为小。以后各个罐道梁的正面阻力系数 C_x 值随着距第 I 个罐道梁的距离增加而逐漸减小, 最終漸近于一个常数值。实际上可以认为到第 VII 或 X 个罐道梁即已开始达到此常数。

根据許多研究者的試驗結果, 如用单一立柱(或罐道梁)的正面风阻系数的百分比来表示此常数值时, 則可近似的列如下表(表21)。

表 21 立柱(或罐道梁)的正面风阻值与纵口徑的关系表

Δ	3	4	5	6	8	10	12	15	18	20
% C_x	19	22	22	24	28	32	36	41	43	46

用木板复背起来的支架甚至是用板条不完全复背的支架都能显著的减小通风阻力。

风流內的立柱或罐道梁在 L_0 长度內所引起的风压損失 根据公式(138)应为:

$$w = \frac{C_x}{2g} \cdot \gamma \cdot \frac{F}{(S - F)^3} \cdot Q^3.$$

这一风压損失同样可以根据公式(133)表示为:

$$w = \alpha \cdot \frac{L_0 \cdot P}{(S - F)^3} \cdot Q^3.$$

从以上两式相等的关系中可以得出一列立柱或罐道梁增加巷道风阻系数 α 的值为:

$$\Delta \alpha = \frac{C_x}{2g} \cdot \gamma \cdot \frac{F}{L_0 P} = 0.06 \cdot C_x \cdot \frac{F}{L_0 P}. \quad (140)$$

在风流内矩形断面的物体较之流线型断面物体的正面阻力大15~20倍,为此若想降低罐道梁或方形立柱的正面阻力,可以在其上下复盖半圆木如图(89)所示。

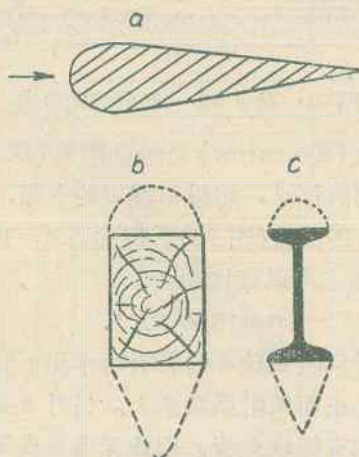


图 89 流线体形图

第 5 节 木支架巷道的阻力系数

在矿井巷道中使用木支架时,可以观察到两种不同的空气流动形式:

1. 当支架的纵口径 Δ 小于5~6时,则在两架棚子支柱之间靠近巷道壁的空间内可以观察到一部分空气呈缓慢的回旋运动(图90),而与巷道中的风流主体相分离。

2. 当支架的纵口径较大时,巷道中的风流与壁面相接触(图91),而支柱的正面嵌入风流对其流动起阻擋作用。

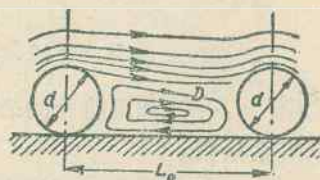
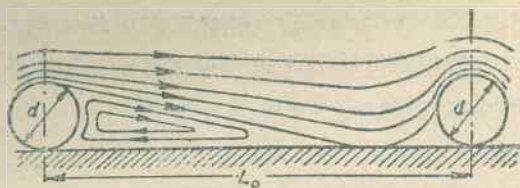


图 90 当 $\Delta < 5 \sim 6$ 时的流动形式

試驗結果証明当 $\Delta = 4 \sim 5$ 时,系数 α 获得最大值。同时支柱的直径 d 起相当重要的作用,随着 d 值的增加 α 值亦增大。巷道断面积 S 起一定的作用, S 值愈大则系数 α 值略有减小。

图 91 当 $\Delta > 5 \sim 6$ 时的流动形式

根据考馬洛夫 (Komarow) 和鮑里索夫 (Berysow) 的試驗結果可以繪制出不同直徑 d , 和縱口徑 Δ 的支架, 以及巷道断面为 S 时, 确定系数 α 的图綫 (图 92)。例如当 $d=17$ 厘米, $\Delta=5$, $S=5$ 米² 时从图綫上可以查找到

$$\alpha = 15.4 \cdot 10^{-4}.$$

支架縱口徑对风阻系数 α 的影响可作如下解釋: 一方面是当支架間距愈大时其正面风阻系数愈大。另外支架間距愈大时, 則单位长度巷道內的支架数愈少。因此無論是支架縱口徑較小或較大时风阻系数都比較小。在第一种情况下, 正面阻力起主要作用。在第二种情况下, 支架間距起主要作用。

当 $\Delta < 5 \sim 6$ 时, 用沃罗宁 (Woronin, 1949) 的公式計算风阻系数是比較簡便的。在此公式中, 不用縱口徑值而直接将支架的間距值 L_0 和巷道断面面积 S 代入即可:

$$\alpha \cdot 10^4 = \sqrt{75 + 542 \frac{L_0}{\sqrt{S}}}. \quad (141a)$$

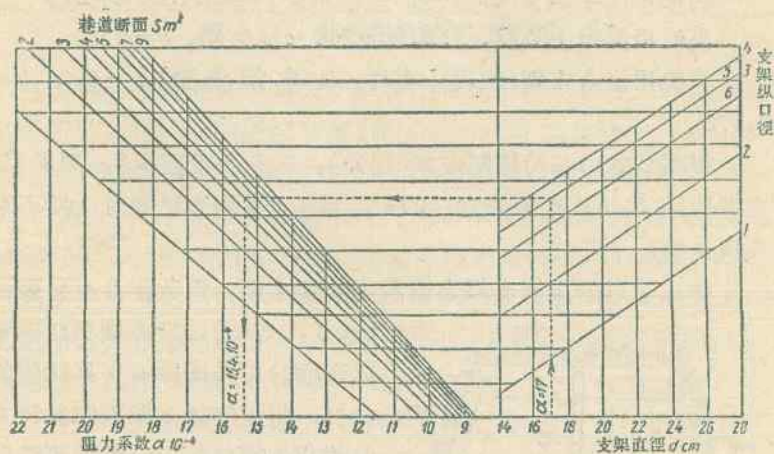
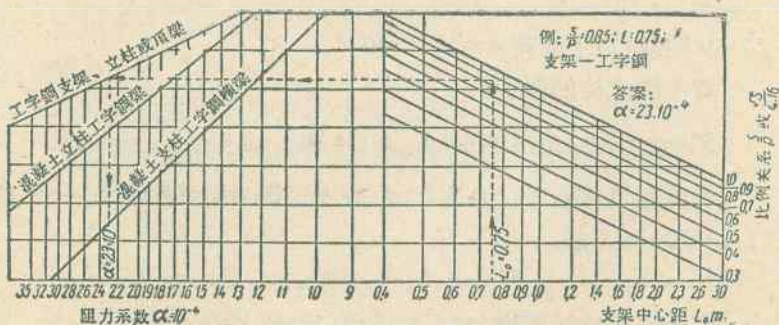
当 $\Delta > 5 \sim 6$ 时:

$$\alpha \cdot 10^4 = 10.2 + \frac{6}{\Delta} (\alpha_6 \cdot 10^4 - 10.2) \quad (141b)$$

式中 α_6 ——利用前面的公式取其 $\Delta=6$ 即 $L_0=6d$ 时計算出来的风阻系数值。

如果巷道支护是用鋼支架 (縱口徑 < 6) 风阻系数 α 值的計算可用卡申巴茲 (Kaszybadze, 1949) 的公式:

$$\alpha = \frac{1}{\left(a + b \cdot \lg \frac{2S}{P \cdot L_0} \right)^2} \quad (141c)$$

图 92 普通木支架的 α 系数计算图图 93 鋼支架的 α 系数计算图

式中 a 和 b ——是根据鋼支架的类型不同而变的两个系数:

当使用工字鋼支架时(弓形或金属梁) $a=0.135$, $b=0.2$

当使用混凝土立柱, 工字鋼梁时, $a=0.20$, $b=0.12$

当使用混合支架(混凝土支柱, 工字鋼横梁) $a=0.25$, $b=0.098$ 。

根据公式(141c)繪制成綫(图93), 当巷道断面积 S , 周界 P , 支架間距 L_0 (从支架的立柱的中心到中心) 均为已知时, 則不难查找 α 值。

如在巷道的金属支架之間背上半圓木則 α 系数将会有显著降低(3, 5倍), 只在横梁之間予

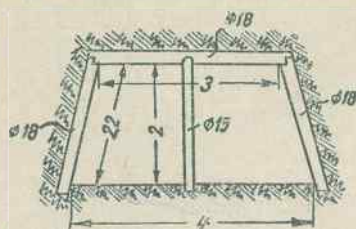


图 94 巷道断面

以充填时可降低原有 α 系数值的 24%, 将工字鋼支架面向风流方向的凹入部分予以充填則可降低 α 值 25~30%。

例: 巷道支护是利用具有中間立柱的支架(图94), 支架的間距 $L_0=0.7$ 米, 每間隔一架棚子之間有一个中間立柱。无中間立柱的棚子的断面

$$S = \frac{4+3}{2} \cdot 2 = 7 \text{ 米}^2, d=18 \text{ 厘米}, \Delta = \frac{0.70}{0.18} = 3.9.$$

从图綫117上查得 $\alpha=15.5 \cdot 10^{-4}$ 。

有中間立柱的棚子:

$$F = 0.15 \cdot 2 = 0.3 \text{ 米}^2, L_0 = 1.4 \text{ 米}, \Delta = \frac{1.4}{0.15} = 9.3.$$

在此纵口徑值下, 从表 21 中查得正面风阻系数为单一立柱(1.2)的31%, 故

$$C_x = 0.31 \cdot 1.2 = 0.37.$$

由于中間立柱而增加 α 系数的值(140式)为:

$$\Delta\alpha = 0.06 \cdot 0.37 \cdot \frac{0.3}{1.4 \cdot 11.4} = 4.2 \cdot 10^{-4}.$$

因此得巷道的风阻系数

$$\alpha = 15.5 \cdot 10^{-4} + 4.2 \cdot 10^{-4} = 19.7 \cdot 10^{-4}.$$

第6节 阻力系数的实验数据

上述有关研究风阻系数的理论已有几十年的历史，在这方面从事研究工作的有斯闊成斯基 (Skoczynski) 考馬洛夫 (Komarov) 鮑利索夫 (Barysow) 盖斯金 (Geskin) 以及什維尔可夫 (Szwyrkow) 等人，至于在矿井巷道中进行风阻系数的实测工作，从1853年(英国人阿特肯逊 (Atkinson) 和克拉尔克 (Clarc)) 即已开始。根据他们采用相当简陋的观测方法获得的结果如下：矿井巷道的风阻系数 α 值平均约为 $40 \cdot 10^{-4}$ ，但是比利时人 (拉烏赫 (Raux) 和德維来茲 (Devinez)) 认为 $\alpha = 18 \cdot 10^{-4}$ 。

1920年以后在许多国家 (苏联、美国、英国、德国) 都进行了这方面的工作，综合他们一系列的调查结果可以列出 α 值如下：
(以下所给 α 值应用时需乘以 10^{-4})

1. 无支架的巷道

在火成岩层内开凿的平峒或石门 15~18

在沉积岩层内开凿的平峒或石门 10

在火成岩层中沿走向开掘的平巷 13

在沉积岩层中沿走向开掘的平巷 8

挑顶或卧底的煤巷 7~8

煤巷 5~6

2. 混凝土或砖石支护的巷道

用砖砌或混凝土砌经过抹光的巷道 3~4

一般的混凝土砌的巷道 5~7

3. 木支架巷道

可以根据92图的曲线查找

4. 金属支架巷道

可以从93图的曲线上查找

5. 中间立柱或井筒内罐道梁对于风阻系数的影响 可用公式 (140) 予以计算

6. 巷道內敷設有皮帶運輸機時應增加風阻系數值 15~20

7. 在敷設有各種設備管路或遺留碎木碎煤的巷道中，應視其被堵塞的程度而增大風阻系數值

堵塞不嚴重的巷道（如鋪設有壓氣管路，有少數的中間立柱，底板上遺留碎煤不多時）則增加風阻系數值為 1

中等程度堵塞的巷道（如有風筒、加強支架、斷面個別地方縮小、底板堆積岩石等）則增加風阻系數值為 3

嚴重堵塞的巷道（有冒頂，堆積木料，部分地區支架已經折損等）則增加風阻系數值為 10

8. 彎曲的巷道，根據彎曲度不同增加風阻系數值為 2~5

9. 薄煤层的工作面

支架情況良好的 30~35

支架情況不好的 40~45

有人在工作時 60~65

10. 豎井

圓形斷面，混凝土支护無罐道梁和人梯 2

圓形斷面，磚礮支护無罐道梁和人梯 4

圓形斷面磚礮支护有罐道梁無人梯 15~25

圓形斷面，磚礮支护有罐道梁及人梯 20~30

圓形斷面，無支护，無人梯及罐道梁 15

圓形斷面，無支护，無人梯但有罐道梁 20~30

矩形斷面，木支架，無人梯及罐道梁 10~15

矩形斷面，木支架，無人梯有罐道梁 20~25

矩形斷面，木支架，有人梯和罐道梁 30~35

11. 風筒

圓形金屬風筒直徑為200毫米 5

圓形金屬風筒直徑為300~400毫米 4

圓形金屬風筒直徑為500~600毫米 3

圓形金屬風筒直徑為1000毫米 2.5

如果風筒有破損，鋪設不平整，應增加風阻系數值的

25~30%

方形木质风筒(曾經刨光) 2.5~3

方形木质风筒(未經刨光) 3~4

布风筒 4~8

第7节 局部阻力

由于巷道条件的变化,如断面的突然扩大和縮小、轉弯等而引起的通风阻力即謂之局部阻力。

1. 风流断面突然扩大所引起的风压损失。

当巷道断面突然扩大从 S 到 S_1 时(图95),則风流速度必然会从 v 降至 v_1 。这时从小断面部分涌出的空气分子将撞击其前面的分子,并因此而产生速度的损失($v \sim v_1$)和风压损失,根据卡尔諾-包尔达(Carnot-Borda)的公式計算出风压损失为:

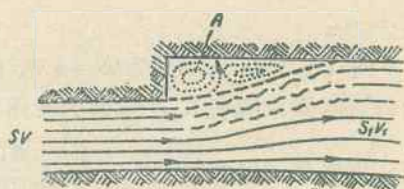


图 95 风流断面突然扩大

$$W = \frac{(v - v_1)^2}{2g} \text{ (米空气柱)}. \quad (142)$$

将 $v = \frac{Q}{S}$, $v_1 = \frac{Q}{S_1}$ 的关系代入上式得:

$$W = \frac{Q^2}{2g} \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{S_1} \right)^2. \quad (143)$$

若以毫米水柱为計量单位得:

$$w = \frac{Q^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{S_1} \right)^2 = 0.061 \cdot Q^2 \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{S_1} \right)^2. \quad (144)$$

利用米賽斯(Mises)的計算公式能够获得更为精确的結果:

$$W = \left[1 + 2 \left(\frac{v_1}{v} \right)^3 - 3 \left(\frac{v_1}{v} \right)^2 \right].$$

不过在一般情况下,在矿井里巷道断面突然扩大所引起的阻力所占比重并不是很大,所以人們一直运用着比較简单的卡尔

諾——包尔达公式。

經常可以見到，有人用小断面(S)部分的巷道等长(L_e) 来表示局部阻力。因此将公式(138)与(144)比較之即得：

$$w = \alpha \frac{L_e \cdot P}{S^3} \cdot Q^2 = \frac{Q^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{S} - \frac{1}{S_1} \right)^2 \cdot$$

$$\text{而 } L_e = \frac{0.061}{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{S}{S_1} \right)^2 \cdot \frac{S}{P}. \quad (145)$$

根据公式(131)可以近似的取 $P = 4.16 \sqrt{S}$ 代入上式得：

$$L_e = \frac{0.0148}{\alpha} \cdot \left(1 - \frac{S}{S_1} \right)^2 \sqrt{S}. \quad (146)$$

在出风井口，当风流排出时可以认为风流断面从 S 变化到 $S_1 = \infty$ 。

例 1： 风流从断面为 $S = 4$ 米² 的巷道中流入断面 $S_1 = 8$ 米² 的巷道时試求等长 L_e ？巷道内使用木棚支架 $\alpha = 15 \cdot 10^{-4}$ 。

$$\text{根据公式(146)得：} \quad L_e = \frac{0.0148}{15 \cdot 10^{-4}} \cdot \left(1 - \frac{4}{8} \right)^2 \sqrt{4}$$

$$= 5 \text{ 米.}$$

例 2： 試求风流从直径为 $d = 5$ 米的井筒排出时的 L_e ？ $\alpha = 12 \cdot 10^{-4}$

$$\text{根据公式(146)得：} \quad L_e = \frac{0.061}{12 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{\pi \cdot 5^2}{4 \cdot \pi \cdot 5} = 64 \text{ 米.}$$

为了减少风流从风井排出时所造成的风压损失，在抽出式工作的通风机上常常按有扩散器。由于扩散器的断面逐渐扩大，所以能够消除形成风压损失主因的风流涡旋区(图95的A)。在扩散器内的风压损失决定于器壁的散角及出风与进风断面的比例。一般取其散角为 $8 \sim 10^\circ$ ，两断面的比值为 $3 \sim 4$ 。结构良好的扩散器在排风速为 $25 \sim 30$ 米/秒时，可以降低通风机能量消耗的 $35 \sim 40\%$ 。

2. 风流断面突然縮小所引起的风压損失。

当巷道断面突然縮小时，首先出現风流断面由 S 压缩到 S_2 ，然后再扩大到 S_1 (图96)。从大断面 S 过渡到小断面 S_2 时所引起

的风压损失并不很大，甚至可以忽略不计。但是风流从收缩区域以较大速度 v_2 过渡到小断面范围巷道的风速 v_1 时却能引起相当大的风压损失。这部分风压损失的计算可用(144)式：



图 96 风流断面突然缩小

$$w = \frac{Q^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{S_2} - \frac{1}{S_1} \right)^2.$$

式中 $S_2 = \varphi \cdot S_1$ ，而 φ 为收缩系数，决定于 $\frac{S_1}{S_2}$ 的比值（见表22）；这一收缩系数同时还可以用公式(153)计算之，将这一关系代入上式得计算风压损失值公式如下：

$$W = \frac{Q^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{\varphi \cdot S_1} - \frac{1}{S_1} \right)^2 = \frac{Q^2}{2g \cdot S_1^2} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)^2$$

$$w = 0.061 \cdot \frac{Q^2}{S_1^2} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)^2 \quad (147)$$

与小断面 S_1 巷道的等长值可以根据(133)和(147)式计算之：

$$\alpha_1 \cdot \frac{L_e \cdot P_1}{S_1^3} \cdot Q^2 = \frac{Q^2}{2g \cdot S_1^2} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)^2.$$

$$L_e = \frac{0.061}{\alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)^2 \cdot \frac{S_1}{P_1}. \quad (148)$$

考虑到公式(131)的关系可得近似的计算公式：

$$L_e = \frac{0.0148}{\alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right)^2 \cdot \sqrt{S_1}. \quad (149)$$

例3： $S = 8 \text{ 米}^2$ ； $S_1 = 4 \text{ 米}^2$ ； $\alpha_1 = 15 \cdot 10^{-4}$ 试求其阻力等长？

从表22查得：当 $\frac{S_1}{S} = 0.5$ 时 $\varphi = 0.69$ 。

根据公式(149)得： $L_e = \frac{0.0148}{15 \cdot 10^{-4}} \cdot \left(\frac{1}{0.69} - 1 \right)^2 \cdot \sqrt{4}$
 $= 4 \text{ 米}.$

例 4: 风流从大直径流入 $d = 5$ 米的矿井, $d = 12 \cdot 10^{-4}$, 试求其阻力等长?

$S = \infty$ 所以根据公式 (153) 得:

$$\varphi = \frac{1}{1.7 - 0.7 \cdot 0} = 0.6.$$

而根据公式 (148) 得:

$$L_e = \frac{0.061}{12 \cdot 10^{-4}} \cdot \left(\frac{1}{0.6} - 1 \right)^2 \cdot \frac{\pi \cdot 5^3}{4 \cdot \pi \cdot 5} = 31 \text{ 米}.$$

3. 调节风窗所引起的风压损失。

调节风窗就是在普通的木板风门或风墙上开有一个可以活动的

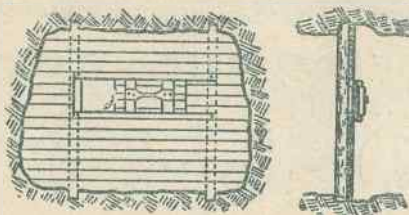


图 97 调节风窗

的窗口 (图 97), 能够根据人们的需要随意调节窗口的面积, 从而控制风流通过的流量。调节风窗的窗口一般是开在风门或风墙的上部, 最常见的宽度为 $0.50 \sim 1.00$ 米, 高度 $0.25 \sim 0.70$ 米。

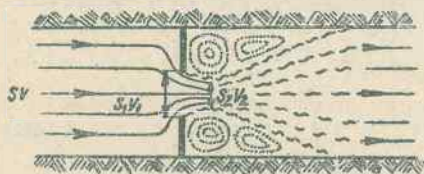


图 98 风流通过调节风窗

调节风窗的阻力主要的表现在使风流断面突然收缩从 S 到 S_2 (图 98) 然后又使之扩大到 S 。因此它所引起的风压损失可以根据公式 (144) 计算

$$w = \frac{Q^2}{2g} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{S_2} - \frac{1}{S} \right)^2.$$

但是 $S_2 = \varphi \cdot S$, 因此:

$$w = \frac{Q^2}{2g \cdot S^2} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{S}{\varphi \cdot S_1} - 1 \right)^2 = 0.061 \cdot \frac{Q^2}{S^2} \left(\frac{S}{\varphi \cdot S_1} - 1 \right)^2. \quad (150)$$

根据公式 (133) 和 (150) 求其阻力等长:

$$\alpha \cdot \frac{L_e \cdot P}{S^3} \cdot Q^2 = \frac{Q^2}{2g \cdot S^2} \cdot \gamma \cdot \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{S}{S_1} - 1 \right)^2.$$

$$L_e = \frac{0.061}{\alpha} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{S}{S_1} - 1 \right)^2 \cdot \frac{S}{P}. \quad (151)$$

考虑到公式(131)的关系, 可得近似的计算公式如下:

$$L_e = \frac{0.0148}{\alpha} \cdot \left(\frac{1}{\varphi} \cdot \frac{S}{S_1} - 1 \right)^2 \cdot \sqrt{S}. \quad (152)$$

其中收缩系数 φ 取决于 $\frac{S_1}{S}$ 的比值(见表22), 或者是根据如下方法计算求得(什维尔柯夫提出 Szwyrkow):

通过调节风窗时风流速度的变化一般具有如下的比值关系:

$\frac{v_2 - v}{v_1 - v} = 1.6 \sim 1.8$ 。这一比值的变动幅度较之收缩系数 φ 为小 ($\varphi = 0.6 \sim 1$), 因此在误差允许的范围內我們可以取其为:

$$\frac{v_2 - v}{v_1 - v} = 1.7.$$

将 $v = \frac{Q}{S}$; $v_1 = \frac{Q}{S_1}$; $v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q}{\varphi \cdot S_1}$ 代入上面的关系式, 得:

$$\varphi = \frac{1}{1.7 - 0.7 \cdot \frac{S_1}{S}}, \quad (153)$$

根据上面的公式计算出来的收缩系数值与其他一些学者所提出的数值相比较列如表22:

表 22 收缩系数值

提出者 \ $\frac{S_1}{S}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
韦斯巴赫	0.63	0.64	0.65	0.67	0.69	0.72	0.77	0.85	0.92	1.0
韦克斯	0.62	0.63	0.64	0.67	0.69	0.72	0.75	0.80	0.88	1.0
儒科夫斯基	0.61	0.615	0.62	0.63	0.645	0.66	0.685	0.725	0.78	1.0
什维尔科夫 (153式)	0.61	0.64	0.67	0.70	0.74	0.78	0.83	0.88	0.93	1.0

例 5: 巷道断面面积 $S = 5 \text{ 米}^2$, $\alpha = 15 \cdot 10^{-4}$ 安設調節風窗的面积为 $S_1 = 0.5 \text{ 米}^2$ 試求其阻力等长?

根据公式(152)得:

$$L_e = \frac{0.0148}{15 \cdot 10^{-4}} \cdot \left(\frac{1}{0.62} \cdot \frac{5}{0.5} - 1 \right)^2 \cdot \sqrt{5} = 5100 \text{ 米}.$$

从而可以看出調節風窗的阻力是相当大的。

4. 巷道弯曲所引起的風压損失:



图 99 轉弯巷道

如果令 S_2 代表在巷道轉弯处風流收縮到最小时的断面面积 (图 99); S 代表巷道的正常断面; v_2 与 v 代表相应断面处的风速, 根据公式(142)計算風压損失如下:

$$\begin{aligned} w &= \left(\frac{v_2 - v}{2g} \right)^2 \cdot \gamma = \left(\frac{v_2}{v} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \\ &= \left(\frac{S}{S_2} - 1 \right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma = \xi \frac{v^2}{2g} \gamma. \end{aligned} \quad (154)$$

根据以上步骤化为阻力等长, 則得近似計算公式:

$$L_e = 0.061 \cdot \frac{\xi}{\alpha} \cdot \frac{S}{p} = 0.0148 \cdot \frac{\xi}{\alpha} \cdot \sqrt{S}. \quad (155)$$

系数 ξ 决定于巷道的弯曲角度 θ , 根据考克 (Cooke) 的試驗二者的关系可用下式表示:

$$\xi = 0.57 \theta^2 \quad (156)$$

式中 θ ——巷道弯曲角以弧度計量; $\theta = \frac{\pi \cdot \theta^\circ}{180}$ 。

例 6: 当 $S = 6 \text{ 米}^2$; $\alpha = 15 \cdot 10^{-4}$ 試求在以下各种不同弯曲度时的阻力等长?

当 $\theta = 20^\circ \ 40^\circ \ 60^\circ \ 80^\circ \ 90^\circ \ 100^\circ \ 120^\circ$

$L_e = 1.7 \ 6.8 \ 15 \ 27 \ 34 \ 42 \ 61 \text{ (米)}$

根据公式(155), (156)計算出相应的阻力等长。

如果将巷道的弯角作成圓弧形 (图 100), 則可以显著的降低系数值。下面給出直角轉弯巷道在各种弧度下的相应 ξ 系数值:

$\frac{r}{b}$	ξ	$\frac{r}{b}$	ξ
0.25	0.30	1.5	0.09
0.50	0.18	2.0	0.08
0.75	0.13	3.0	0.075
1.00	0.10	4.0	0.070

在上面的例子中，如果取 $\frac{r}{b}=1.0$ 时，则计算出其阻力 等长 (155) 为：

$$L_0 = 0.0148 \cdot \frac{0.1}{15} \cdot \sqrt{6} = 2.4 \text{ 米 (但在上面的例子中计得结果 为 34 米)。$$

在某些情况下，如果不允许我们将直角转弯的巷道刷圆，在不妨碍使用的前题下也可以在转弯处安置翼形导风板的装置 (图 101)。根据苏联空气动力学研究所提供的资料，计算最佳效应时的导风板数可用下式。

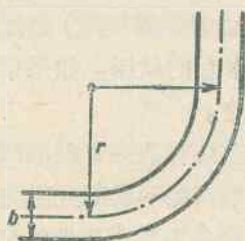


图 100 弧形弯角

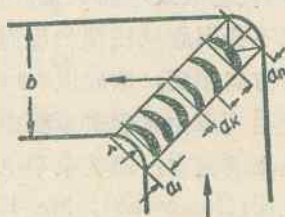


图 101 翼形导风板

$n = 1.4 \frac{b}{r}$ ，而计算应该安装的最少导风板数为：

$$n = 0.9 \frac{b}{r}.$$

在直角转弯的巷道中使用翼形导风板时，系数 ξ 值的选取随 $\frac{r}{b}$ 的比值而变，其相应数值如下：

$\frac{r}{b}$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
---------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

最佳效应导风板数量的 ξ 值: 0.27 0.21 0.21 0.22 0.28 0.36

最少导风板数量的 ξ 值: 0.38 0.34 0.30 0.25 0.21 0.17

在通风机风峒内也可以設置按圓柱表面弯曲的弧形薄鉄板以代替翼形导风板, 这时系数 ξ 值应提高80%。

5. 矿車、罐籠或箕斗所引起的风压損失:

矿車在巷道中(罐籠, 箕斗在井筒内)所引的风压損失应该是正面阻力損失, 局部阻力損失(突然縮小或扩大风流断面)以及摩擦阻力損失(空气与車壁摩擦)三者的总和。而其中又以正面阻力損失为主, 其余两种阻力所引起的风压損失在大多数情况下是忽略不計的。因此在計算其风压損失时可按公式(138)进行, 不过选取的正面阻力系数应稍大些, 例如矿車的正面阻力系数原为 $C_x=0.9$, 但我們取其为 $C_x=1.1$ 。

如果矿車順着风流方向运行时, 应以 $v-v_w$ 值(v_w ——行車速度)代替公式中的 v 值。当車速(或者罐籠速度)超过风速时, 不仅不会引起风压損失反而会形成附加的风压。如果車行方向与风流方向相反, 則应以 $v+v_w$ 代替 v 值。

当列車由 n 辆矿車組成时, 那么只有第一节矿車(車头)才会形成全部阻力, 而其余 $(n-1)$ 辆矿車只能形成部分阻力。根据試驗証明(Greenwald, Mc-Elroy)其余各节矿車应取 $0.5C_x$ 的正面阻力系数。

6. 进行矿井通风設計时如何考虑局部阻力:

在設計矿井通风計算风压損失时对于风速較小地区的局部阻力一般是不予以考虑, 因为在这些地区阻力損失不会超过十分之几个毫米水柱。但是在风速較大地区(如通风机风峒内、风桥内)局部阻力較大的地方就不能忽略不計了。

另外, 在通风設計中不考虑局部阻力所减少的总风压值是由于不考虑漏风所計算出的风压值較实际风压大的原故。

在采用房式开采的矿井内(如岩盐矿)风流断面突然扩大与縮

小所引起的局部阻力是不能忽略不計的。因为在这些矿井里巷道断面較大，摩擦阻力相对的較小，而局部阻力往往占有极大的比重。

第七章 矿井通风計算单位

在评价矿井通风的难易程度时，人們使用了多种計算单位，但是綜合起来可以分成如下两类：

1. 表征巷道通风困难程度的計算单位即其风阻。
2. 表征巷道通风容易程度的計算单位。

第1节 阻力单位

在一段給定的管路內(或者說风路的 α, L, P, S 均为已知)，如果通过的空气重率 γ 不变，則从公式 (133) 可以写出如下的关系式：

$$\frac{w}{Q^2} = \alpha \cdot \frac{L \cdot P}{S^3} = \text{常数}. \quad (157)$$

由此可見风压损失和在单位時間內通过风量的平方的比值是一个常量。換言之，即在給定的管路內每通过一定的风量，就要相应的引起一定的风压损失。

1. 比阻：上述給定管路內的定比关系即謂之比阻。可用下式表示之：

$$R = \frac{w}{Q^2} \left(\frac{\text{公斤} \cdot \text{秒}^2}{\text{米}^8} \right). \quad (158)$$

为了紀念学者古巴尔 (Guibal) 有时称之为拉特伍-古巴尔 (Rateau gibaleu)。但是通常总是称之为比阻或单位风阻。

2. 等值长度：为了更形象化的表征阻力，达維來茲 (Dewillez) 提出了等值长度的概念。所謂标准的单位等值长度即直徑 $D = 1$ 米，阻力系数 $\alpha = 0.000202$ 的鍍鋅鉄管的长度。根据公式 (157)

得等值长度与比阻 R 之间的关系式为:

$$L = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{S^3}{P} \cdot \frac{w}{Q^2} = \frac{1}{0.000202} \cdot \frac{\pi^3}{4^3 \cdot \pi} \cdot \frac{w}{Q^2}$$

$$= 763 \cdot \frac{w}{Q^2} = 763 \cdot R.$$

3. 繆尔格 (Miurg) 以比阻为计量单位在计算时经常出现小数点以后的几位数值, 应用起来很不方便。1900 年皮托特 (Petit) 建议使用比阻的千分之一为计量单位, 并且为了纪念学者繆尔格 (Murgue) 而命名。通常简称“繆”。根据公式 (158) 它与比阻为计量单位的关系可以下式表示:

$$M = 1000 \cdot R = 1000 \cdot \frac{w}{Q^2}. \quad (159)$$

因此当作用风压为 0.001 毫米水柱时, 通过的风量为 1 米³/秒的管路其风阻即为之一繆。

所以“比阻”是比较“繆”大 1000 倍的计算单位, 因此 R 即是以千繆为计量单位的管路风阻。

4. 阿特肯逊 (Atkinson), 1925 年英国采矿工程师学会为了纪念学者阿特肯逊而建议使用以其名字命名的风阻计量单位。

$$Atk = \frac{p}{Q_a^2}$$

式中 p ——空气压力以磅/呎²为计量单位;

Q_a ——风量以 1000 呎³/秒为计量单位。

它与以米制为计量单位的换算关系如下:

由于: $w = 4.88 \cdot p;$

$Q = 28.3 \cdot Q_a;$

将之代入 (164) 式得

$$M = 1000 \cdot \frac{4.88 \cdot p}{28.3^2 \cdot Q_a^2} = 6.09 Atk.$$

第 2 节 表征通风容易度的计量单位

风阻是表征通风的困难程度, 它的倒数即其反面就是通风的

容易程度。

1. 古巴尔通过度 (Temperament Guibala): 比阻的倒数即是古巴尔通过度。

$$T' = \frac{1}{R} = \frac{Q^2}{w} (\text{米}^8 / \text{公斤} \cdot \text{秒}^2). \quad (160)$$

为学者古巴尔 (Guibal) 所提出故名之古巴尔通过度。

2. 达维来兹通过度 (Temperament Devilleza): 因 T' 在实用中不便, 学者达维来兹 (Devilleza) 加以变换, 命名相同但在量上有差别:

$$T = \frac{Q}{\sqrt{w}} (\text{米}^4 / \text{公斤}^{\frac{1}{2}} \cdot \text{秒}) \quad (161)$$

3. 等积孔: 为了更显明清晰的表征出矿井通风的容易程度学者繆尔格 (Murgue) 在 1873 年提出了等积孔的概念。

所谓管路 (矿井) 等积孔就是想象的在薄壁上有一个圆孔, 在给定风压下通过这一圆孔的风量和通过管路 (矿井) 的风量完全相同。设若给定的风压为 H 米空气柱, 则通过薄壁上圆孔的风速可用下式计算:

$$v = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

式中 φ —— 无因次的收缩系数, 变化在 0.57 到 0.70 之间, 通常取其为 $\varphi = 0.65$ 。

因此等积孔 A 应表示如下:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{0.65 \cdot \sqrt{2 \cdot 9.81 \cdot H}} = 0.35 \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}} (\text{米})^2. \quad (162)$$

以 $H = \frac{h}{\gamma}$ 代入上式, 并取 $\gamma = 1.2$ 则得:

$$A = 0.347 \cdot \frac{Q}{\sqrt{\frac{h}{1.2}}}.$$

化简后:

$$A = 0.38 \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}}. \quad (163)$$

在上述条件中风压 h 等于压降 w ，故还可以写成如下形式：

$$A = 0.38 \cdot \frac{Q}{\sqrt{w}}. \quad (164)$$

借助等积孔的概念，既可以表征矿井某一条风路的通风容易程度，又可以代表全矿的通风容易程度。为此根据等积孔的大小可将矿井分为：

窄级通风矿井

$$A < 1 \text{ 米}^2.$$

中级通风矿井

$$A = 1 \sim 2 \text{ 米}^2.$$

宽级通风矿井

$$A > 2 \text{ 米}^2.$$

4. 等流断面：在计算等积孔时关于收缩系数 φ 的选取 ($\varphi = 0.65$) 并不是十分严格的，因为实际上它有一个相当大的变化范围 (从 0.57 到 0.70)。为了消除这种情况，学者布拉斯 (Blaess) 提出用等流断面的概念以代替等积孔。所谓等流断面就是当风流通过薄壁上的圆孔时，我们考虑的不是圆孔的面积，而是风流收缩到最小处的断面积 (图 102)，因此等流断面和等积孔之间的比例关系实际上就等于收缩系数 φ 。

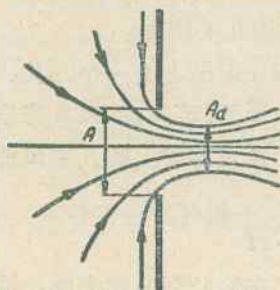


图 102 等流断面

$$\frac{A_d}{A} = \varphi = 0.65.$$

根据公式 (167)，(168) 和 (169) 获得等流断面的计算公式如下：

$$\begin{aligned} A_d &= \frac{Q}{\sqrt{2g \cdot H}} = 0.226 \cdot \frac{Q}{\sqrt{H}} = 0.25 \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}} \\ &= 0.25 \cdot \frac{Q}{\sqrt{w}}. \end{aligned} \quad (165)$$

第 3 节 各种计算单位的选择

在进行矿井通风计算时，以上两种类型的表征通风难易程度的单位均同时使用。应该特别指出，上述表征通风困难程度即其

风阻的各种计算单位，除了选取的系数略有差别外，实质上并无不同之处，如公式(158)和(159)：

$$R = \frac{w}{Q^3}; \quad L = 763 \cdot \frac{w}{Q^3}; \quad M = 1000 \frac{w}{Q^3}.$$

同样根据公式(161)，(164)，(165)可见，表征通风容易程度的各种计算单位，除古巴尔通过度之外(160)，实质上也都是相同的：

$$T = \frac{Q}{\sqrt{w}}; \quad A = 0.38 \cdot \frac{Q}{\sqrt{w}}; \quad A_d = 0.25 \frac{Q}{\sqrt{w}}.$$

表征通风容易程度的计算单位是基本的使用单位，而表征通风困难程度的计算单位则是辅助使用便利计算而运用的单位。而其中使用最为广泛的为：“等积孔”，“单位风阻”，和“繆”。

根据如上所述，综合矿井通风计算中使用的阻力单位如下：

1. 等积孔，(163)，(164)：

$$A = 0.38 \frac{Q}{\sqrt{h}} = 0.38 \frac{Q}{\sqrt{w}} \cdot (\text{米}^2).$$

2. 单位风阻：

$$R = \frac{h}{Q^3} = \frac{w}{Q^3} (\text{千繆}).$$

3. 繆尔格：(159)

$$M = 1000 R = 1000 \frac{h}{Q^3} = 1000 \frac{w}{Q^3}.$$

在计算中，繆或千繆与等积孔的换算关系如下：

$$MA^3 = 144. \quad (166)$$

$$RA^3 = 0.144. \quad (167)$$

第八章 风路的连接及风阻计算

第1节 风路的风阻

在一条给定的风路里，当空气流动时，如果通过的风量 Q 和风压损失 w 均为已知时，则根据前章所介绍的公式不难计算出该风路的阻力。

在一个生产矿井里， Q 和 w 值均可借助各类仪表予以直接测出。

由于在风路中漏风现象的存在，所以在计算风路风阻时如果不考虑漏风，则获得的风阻值较实际高出 25~50%，甚至更多。消除这一误差的最简单方法是取风路始末两端的风量的数学平均值作为计算时的风量值：

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}.$$

更为精确和严格的计算方法是根据布瑞格斯(Briggs)提出的线性平方根公式：

$$Q^2 = \frac{Q_1^2 + Q_1 Q_2 + Q_2^2}{3}.$$

根据前面所导出的计算各种风压损失的公式还可以列出计算各种风阻的公式如下：

1. 如果巷道的阻力系数 α ，以及其他参量， S ， P ， L 均为已知时，根据公式 (158)，(159)，和 (133) 得计算巷道风阻公式为：

$$R = \alpha \cdot \frac{L \cdot P}{S^3} \quad \text{或者} \quad M = 1000 \cdot \alpha \cdot \frac{L \cdot P}{S^3}. \quad (168)$$

2. 根据公式 (138) 得计算风流中存在物体时的正面风阻公式为：

$$M = 61 \cdot C_x \cdot \frac{F}{(S - F)^3}. \quad (169)$$

3. 根据公式(144)得計算巷道断面由 S 突然扩大到 S_1 时的局部风阻公式为:

$$M = 61 \cdot \left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S} \right)^2. \quad (170)$$

4. 根据公式(147), (153)得計算巷道断面由 S 突然縮小到 S_1 时的局部风阻公式为:

$$M = 30 \cdot \left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S} \right)^2. \quad (171)$$

5. 根据公式(150)和(153)得計算当风窗面积为 S_1 时的調节风窗的风阻为:

$$M = 176 \cdot \left(\frac{1}{S_1} - \frac{1}{S} \right)^2. \quad (172)$$

6. 根据公式(154)得計算巷道轉弯时的局部风阻公式为:

$$M = 61 \cdot \xi \cdot \frac{1}{S^2}. \quad (173)$$

式中, ξ 值可以用公式(152)計算出来。

第 2 节 风路的串联連接

設若某条风路由 n 个分支串联連接所組成, 則通过每个分支风路的风量必然相同 ($Q = \text{常量}$)。如果令 $w_1, w_2, \dots, w_n$ 分別代表促使 1 米³ 的空气通过各个相应分支风路所消耗的单位能量(即风压损失)。則促使同一风量通过全部风路所需能量将为:

$$w = w_1 + w_2 + \dots + w_n = \sum w_i \quad (174)$$

从而可以作出結論: 在串联連接的风路中, 全部的风压损失将等于各个分支风路风压损失的总和。

如果令 $R_1, R_2, \dots, R_n$ 代表各个相应分支风路的风阻(以千繆为单位)。根据公式(158)可以列出各个分支风路的阻力公式如下:

$$w_1 = R_1 \cdot Q^2; \quad w_2 = R_2 \cdot Q^2; \quad \dots \quad w_n = R_n \cdot Q^2. \quad (175)$$

分別代入公式(174):

$$w = \sum w_i = Q^2 \cdot \sum R_i.$$

若令 R 代表全部风路的风阻, 則

$$w = R \cdot Q^3.$$

将如上两式比較之, 則不难写出如下等式:

$$R = \sum R_i \quad \text{或} \quad M = \sum M_i. \quad (176)$$

因此可作結論如下: 在串联連接的风路中, 总风阻等于各个分支风路风阻的总和。

若令 $A_1, A_2, \dots, A_n$ 代表串联連接的风路中各个相应分支的等积孔, 采用与上相同的步骤与方法, 可以导出全部风路等积孔 (A) 与各个分支风路等积孔的关系式如下:

$$A = \frac{1}{\sqrt{\sum \frac{1}{A_i^2}}}. \quad (177)$$

这一計算公式較之上式 (176) 为复杂, 因此在計算串联連接的风路风阻时, 最好使用单位风阻的概念。如果需要换算为等积孔时, 可根据公式 (166) 进行:

$$A = \frac{12}{\sqrt{M}}.$$

从公式 (175) 可以写出如下的方程式:

$$w_1 : w_2 : \dots : w_n = R_1 : R_2 : \dots : R_n = M_1 : M_2 : \dots : M_n.$$

这就是說: 在串联連接的风路中, 如果通过各个分支风路的风量相同时, 則每个分支风路中的风压損失 (w) 和其风阻大小成正比关系。

第 3 节 风路的并联連接

如果风路从 C 点分开 (图 103) 成为数个并行的分支风路 $b_1,$

$b_2, \dots, b_n$, 然后又在 D 点汇合, 这样便形成了一个并联連接的系統。

設若在 C, D 两点間存在着一定的风压 h , 則在其

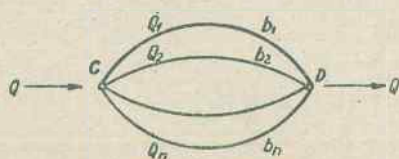


图 103 并联連接

作用下通过每一个并行的分支风路必然有相应的风量在流动。同时再假定在任何一个分支风路内都没有附加的压源作用，那么在 C ， D 两点間对于所有的分支风路其风压消耗都将等于风压值 ($w=h$)。

由于风流在 C 点被分开，所以总的风量应等于各个分支风量的总和：

$$Q = Q_1 + Q_2 + \cdots + Q_n = \sum Q. \quad (178)$$

令 $A_1, A_2, \cdots, A_n$ 分别代表相应分支风路的等积孔，根据公式 (164) 可以列出如下一系列的等式：

$$Q_1 = \frac{1}{0.38} \cdot A_1 \cdot \sqrt{w}; \quad Q_2 = \frac{1}{0.38} \cdot A_2 \cdot \sqrt{w}; \quad \cdots;$$

$$Q_n = \frac{1}{0.38} \cdot A_n \cdot \sqrt{w}. \quad (179)$$

代入上式得：

$$Q = \sum Q_i = \frac{1}{0.38} \cdot \sqrt{w} \cdot \sum A_i.$$

如果令 A 代表并联风路的等积孔，则根据公式 (164) 得

$$Q = \frac{1}{0.38} \cdot A \cdot \sqrt{w}.$$

从以上两式中可以获得如下的关系：

$$A = \sum A_i. \quad (180)$$

这就是說：并联連接风路的等积孔等于其各个組成分支风路等积孔的总和（当然这里有一个先决条件，即在任何一个分支风路内都没有另外的压源存在）。

根据相同的步骤与方法，也可以推导出并联风路中总风阻和分风阻的关系式如下：

$$R = \frac{1}{\left(\sum \frac{1}{\sqrt{R_i}}\right)^2} \quad \text{或者} \quad M = \frac{1}{\left(\sum \frac{1}{\sqrt{M_i}}\right)^2}. \quad (181)$$

当然这个公式較之等积孔的计算公式更为复杂，因此在计算并联风路时，最好是运用等积孔的概念。如果需要将等积孔值换

算为风阻值，則可根据公式(166)和(167)进行：

$$M = \frac{144}{A^3} \quad \text{或者} \quad R = \frac{0.144}{A^3}.$$

从公式(179)可以写出如下的关系式：

$$Q_1:Q_2:\dots:Q_n=A_1:A_2:\dots:A_n. \quad (182)$$

这就是說，在并联的分支风路中，当风压相同时，其风量的分配是和每个分支风路的等积孔成正比关系。

从如上的推导中，我們不难作出如下結論：在計算串联連接的风路时使用风阻概念較为方便，而并联連接的风路使用等积孔概念較为方便。这也說明为什么在通风理論中两种計算单位能够而且需要并存。

第九章 通风网路

第1节 通风系統的分类

矿井通风系統可作如下分类：

1. 不分支通风系統：由数条通风巷道首尾互相串联衔接組成。

2. 分支通风系統：包括正常联接通风系統与角联連接通风系統。

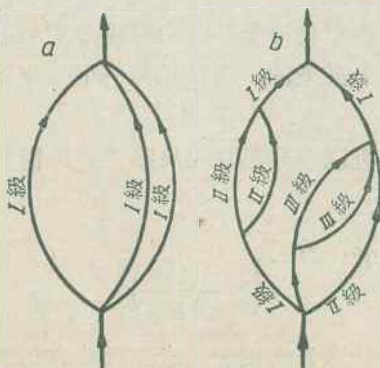


图104. 正常連接通风系統

1) 最简单的正常連接通风系統(图104a)是由部份不分支連接的通风巷道，与平行分支的通风巷道互相串联衔接組成。简单正常連接通风系統中的并联分支巷道我們把它叫作一級巷道。

每一条一級巷道都可以再分支，从而形成二級巷

道。二級巷道以下又分成三級，如此以至更高的級別。这样也就形成了一个复杂的正常連接通风系統(图104b)。在这样的通风系統中每一組高一級的通风巷道，就其本身來說，都是一个简单的正常連接通风系統，但是它也是組成前一級巷道的串联部份。

正常連接通风系統的特点在于：同一級的分支巷道总是由低一級巷道的同一点分开，而后在低一級的另一点汇集。

2)角联連接的通风系統，就是在分支的通风系統中，存在着連接两个不同分支巷道的分支。

由一条角联分支接連起来的两条正常連接的巷道組成最简单的角联通风系統(图105a)。如图(105b,c)所示的其余各种形式的均謂之复杂角联通风系統。

無論在正常連接或角联連接的通风系統中，每一个分支都可能由一組高一級的正常連接或角联連接的分支巷道所組成(图106a,b)。

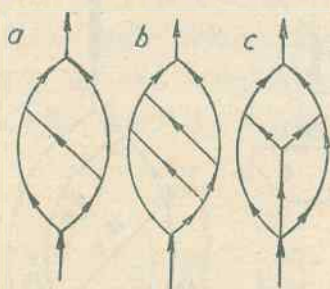


图 105 角联通风系統

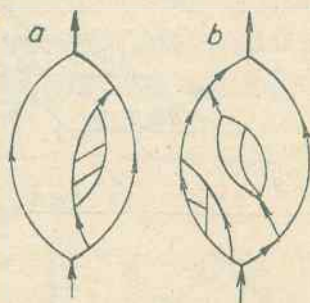


图 106 复杂連接通风系統

第 2 节 通风系統图

为了便于了解风流在矿井中的分配情况和便于进行計算起見，經常使用的通风图有：通风系統立体示意图，通风系統水平連接示意图以及风流結構图。作为輔助的尚有风量分配图和风流結構表。

1.通风系統立体示意图：在图 107a 上，除繪出各个通风的

分支巷道外，尚須繪出風門和風流。它便於人們了解礦井的通風方法。

2. 通風系統水平連接示意图：(圖 107b) 在比較複雜的通風礦井僅僅用立體示意图來表示礦井的通風系統有時還不容易為人們所了解。這就需要借助於簡化的水平連接示意图，在此示意图上，並不要求繪出所有的分支巷道。而只是繪出：井筒，水平，采區以及其他需要通風的特殊地點(機修峒室，火藥庫等)。例如從圖(107b)上，我們可以很明顯的看出風流從入風井直接進入礦井的第Ⅱ水平，然後流經三個采區和火藥庫到第Ⅰ水平，從出風井到達地面。

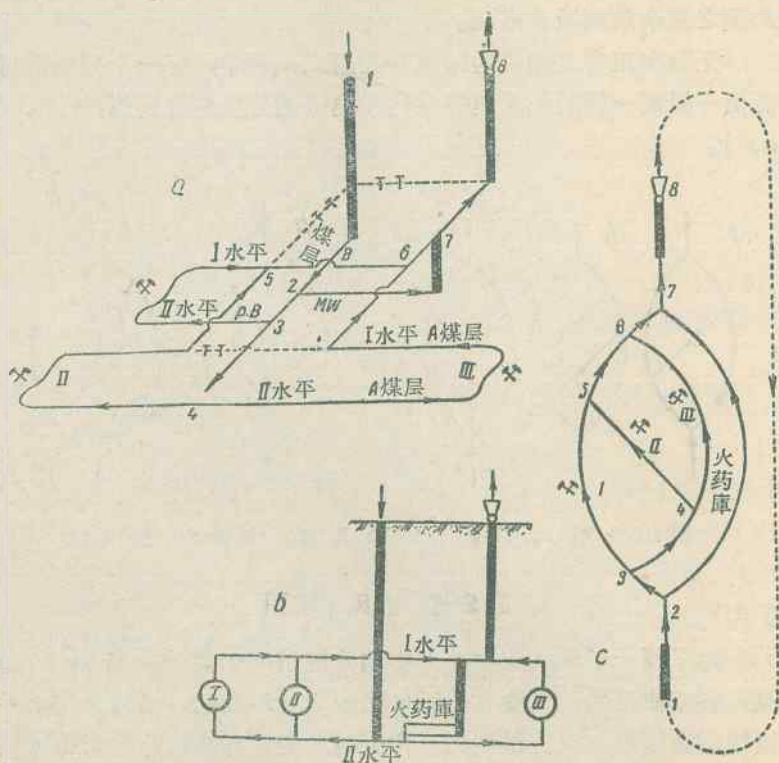


圖 107 具有二个井筒(一个出風，另一个進風)的礦井通風系統

3. 风流结构示意图: (图 107c) 为了更清晰地表示出通风系统以便于进行通风计算及分析起见, 需要绘制风流结构图。在此图上要标明通风机的安设位置、通风机的风压、风流方向、采区位置、调节风门的位置、巷道风阻、通过的风量以及各个连接点的压力。如果矿井是上行风流通风, 在此图上就要将入风井放在下面而出风井放在上面, 如图 108c 所示。如果矿井使用下行风流通风, 则应将入风井放在上面而出风井放在下面, 如图 (108) 所示。

如果矿井具有数个入风井与出风井(图 109 a), 当我们把地表当做一个断面无无限大而风阻无限小的巷道时, 在风流结构图上也可以将所有入风井的进口连接于同一结点。而所有出风井的出口连接于另一结点, 如图(109b)所示。同理, 也可以将进风井的入口与出风井的出口用虚线连接起来(图 107c)而将一个敞开式的风流结构示意图改绘成闭合式风流结构图(图 110)。闭合式风流结构图是作者在 1930 年提出并开始使用的, 有时又称为闭合网络图。



图 108 下行风流通风的风流结构图

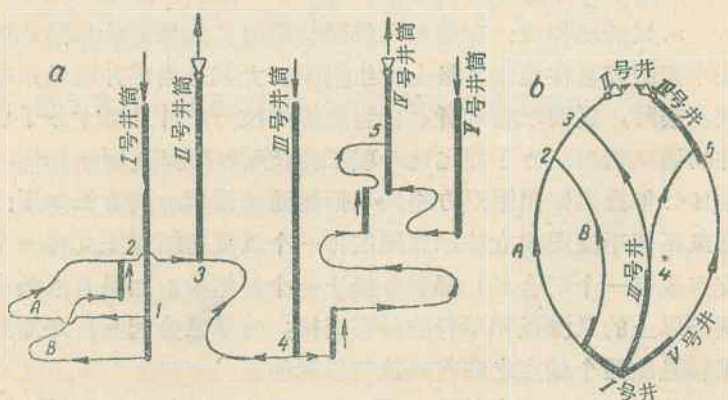


图 109 具有五个井筒的(2 个出风, 3 个进风)矿井通风系统

4. 风量分配图：为了比较形象化地表示出流过各条风路的风量，比较明显的表示出通过短路连接的漏风量，人们按一定的宽度比例绘制出通过风量不同的各个巷道如图（图 111），即是风量示意图。

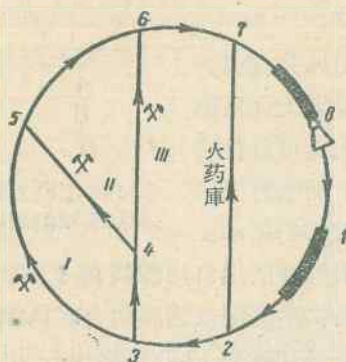


图 110 闭合式风流结构图

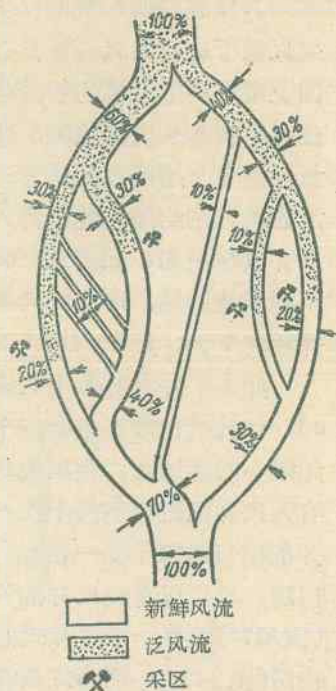


图 111 风量分配图

5. 风流结构表：在绘制风流结构图时，如果直接根据通风系统平面图容易在连接风路上发生错误。尤其是当矿井通风系统比较复杂时，更要求绘制者有相当熟练的技巧，并且要十分了解矿井的通风情况。为了简化这一项工作，李特维尼申(Litwiniszyn)在 1949 年提出使用矩形方格表来描述通风系统。其方法如下：在通风系统平面图或立体示意图的每一个风流连接点上（每一个分支点或每一个汇合点）都顺序标上一个自然数。如果有两条或者两条以上的风流互相平行的并联连接，为了区分起见，还需要另用符号在两个结点之间将风流加以标明。

将所有结点的自然数，填入矩形方格表的第 1 行与第 1 列。这样方格表的每一格都对应着两个自然数而表示一条分支风路。

正如下表所示。

通风系統风流結構表(根据图107制成)

	1	2	3	4	5	6	7	8
1		X						
2			X				X	
3				X	X			
4					X	X		
5						X		
6							X	
7								X
8								

第1行的每一个自然数代表一条分支风路的起始結点，第1列的每一个自然数代表一条分支风路的末端結点。如果在两个对应的自然数之間有分支风路存在时，則在表的相应方格內繪一个“×”形符号。不存在分支风路时則将方格空下来。此表即是108a图的通风系統的风流結構表。借助于結構表就可以比較容易的繪制风流結構图。先繪出风路1—2，然后从2点分別向2—3，2—7两个方向繪出两条分支风路。再从3点繪出3—4，3—5两条分支风路。如此按照表內凡有“×”形符号的方格依次繪出各条风路即得正确无誤的风流結構图。

第3节 一台通风机工作的正常連接通风系統的分析

进行通风系統計算的目的在于确定：

- 1) 分支风路中的风流方向。
- 2) 通风系統的总风阻。
- 3) 各个分支风路中的风量分配情况。

1. 当通风机安設在地面时：

1) 风流方向問題：取通风網路如閉合风流結構图(图112a)所示，由于它是仅有一条风路所組成的单一的閉合網路(这时假設尚无风路 a_1 与 a_2)。而且促使风流流动的压源(即通风机)只有一个，

安設在 h 点处。在此閉合網路中，風流將沿着通風機作用的方向即風壓作用的方向不斷的循環流動。在風路 $1-2-3-a-4-5-6$ 中，由高壓點(1)流向低壓點(6)。兩點之間的壓差即為通風機的風壓。因此在此閉合的網路中，當空氣流動時所產生的(風壓損失)壓力降就等於通風機的風壓。

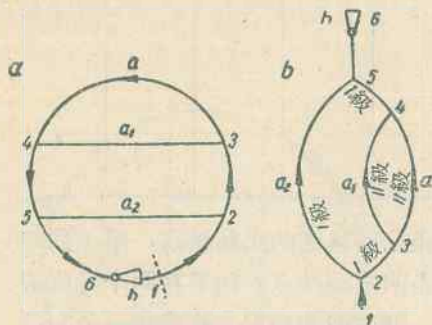


圖 112 一台通風機工作的正常連接通風系統

如果在此單一的閉合網路內，再附加兩條分支風路 a_1, a_2 (圖 112a)，這時我們無論取那一個環路， $h-a_1$ 或者 $h-a_2$ 。看來，只要風壓的作用方向已定，則正常連接的每一個分支風路中的風流方向都將為已知。而且無論在那一個環路中，沿着風流的方向其壓力降都將相同且等於通風機的風

壓。相反的是，如果我們取一個無壓源的環路 $3-a-4-a_1-3$ 來研究，在此環路的分支風路 $3-a-4$ 中順着風流的方向壓力降為 $+h_a$ ，在分支風路 a_1 中逆着風流的方向壓力降為 $-h_{a_1}$ ，而壓力降的總和為：

$$+h_a - h_{a_1} = 0, \text{ 從而得:}$$

$$h_a = h_{a_1}.$$

因此，在兩點之間(3、4連結點)的分支風路中如果沒有壓源存在，則兩結點間的壓降值將不因選取的風路不同而變化。所以當壓源是出現在通風系統的一個點上時，在所有正常連接的每一個分支風路中其風流方向均是確定不變的，而且不隨分支風路的风阻大小和風壓作用的強弱而改變。

2) 系統總風阻的計算：將閉合風流結構示意圖(圖112a)，從1點分開，便構成一般的敞開式風流結構示意圖(圖112b)。然後根據各個分支風路的风阻按下法即可計算通風系統的總風阻以及

等积孔。

将分支风路 3— a —4 和 3— a_1 —4 (二級) 的风阻换算为等积孔值。然后相加即获得并联系統 3—4 的等积孔值。将此等积孔值再换算为以繆为單位的风阻值与分支风路 2—3, 4—5 (一級) 的风阻值相加即获得一級风路 2—3—4—5 的风阻值。由于它和分支风路 2— a_2 —5 成并联連接, 故将其风阻值再换算为等积孔值相加得并联系統 2—5 的等积孔总值。将此等积孔总值仍换算为以繆为單位的风阻值与和其成串联連接的分支风路 1—2, 5—6 的风阻值相加即获得通风系統的总风阻。从以上的計算程序中不难看出, 加减与换算的过程是从最高級的分支风路开始, 逐步进行, 最終即能得出整个系統的总风阻。

为了使以上計算过程系統化和比較明显易懂起見, 可以按照一个阶梯式表格进行。如图 (113) 所示的通风系統, 各个分支风路的风阻如图中所載明。列出阶梯式表格, 其中包括各个分支风路的标号 (第一栏), 各級分支风路的风阻与等积孔 (第二、三、四栏), 計算时从最后一栏即最高級分支风路开始。风阻与等积孔值的换算根据下式,

$$M \cdot A^2 = 144,$$

从以上計算結果, 可以看出, 如果通风机 (压源) 是安設在地面 (通风系統的外部) 如图 112 及 113 所示, 則系統总风阻仅为各个分支风路的风阻函数。并不随通风机的风压而改变。另外, 对于系統总风阻值有着决定影响的是通过风量較大的一級分支风路及主干风路。較高級別分支风路的风阻值影响較少。为此在計算整个通风系統的总风阻时, 主干风路, 一級风路以及通过风量較大的分支风路其风阻值一定要建立在精确的基础上。

3) 风量分配: 各个分支风路內的风量分配是按公式 (182) 进行的。也就是說: 并联連接的通风系統, 各个分支內的风量是和其

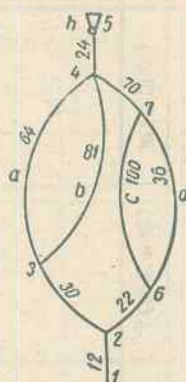


图 113 风流結構图

图 113 的阶梯表

风 路	主 干 风 路		I 级 风 路		II 级 风 路	
	A (等积孔值)	M (风阻值)	A (等积孔值)	M (风阻值)	A (等积孔值)	M (风阻值)
1-2		12.0				
2-3				30.0		
3-a-4					1.3 ←	64
3-b-4					1.3 ←	81
3-4					2.8	
2-3-4			1.7 ←	48.5		
2-6				22.0		
6-c-7					1.2 ←	100
6-d-7					2.0 ←	36
6-7					3.2	
7-4				14.1 ←		
2-6-7-4				70.0		
2-4		17.1 ←	1.2 ←	106.1		
4-5		24.0				
全部系统	1.6 ←	53.1				

各自的等积孔值成正比关系。因此我們可以列出分支风路2—3—4与2—6—7—4的风量比率如下(参看风阻計算阶梯表)

$$1.7:1.2 = \left(100 \cdot \frac{1.7}{2.9}\right) : \left(100 \cdot \frac{1.2}{2.9}\right) = 58.6\% : 41.4\%.$$

在分支风路3-a-4和3-b-4内风量分配比率为:

$$\left(58.6 \cdot \frac{1.5}{2.8}\right) : \left(58.6 \cdot \frac{1.3}{2.8}\right) = 31.4\% : 27.2\%.$$

在分支风路6-c-7和6-d-7内风量分配比率为:

$$\left(41.4 \cdot \frac{1.2}{3.2}\right) : \left(41.4 \cdot \frac{2.0}{3.2}\right) = 15.5\% : 25.9\%.$$

图113的风量分配表

风 路	通 风 机	I 級 风 路	II 級 风 路
1—2—4—5	100%	58.6%	
2—3—4			
3—a—4			31.4%
3—b—4		41.4%	27.2%
2—6—7—4			
6—c—7			15.5%
6—d—7			25.9%

2. 当通风机安設在通风系統的某一支风路內。

如果通风机不是安設在通风系統的主干风路出入口, 而是在其中某一支风路內(图114a), 这时无論是各分支风路內的风流方向, 系統总风阻以及风量分配等都将有所变化。

为了进行通风計算起見, 必需將系統图加以变换, 最終使通风机处在整个系統的外部。变换的方法与程序正如图(114b, 114c)所示。先将入风井口与出风井口通过大气予以連接, 这样就形成了閉合式风流結構图(图114b), 然后在通风机出口处予以分开(即图114b中虛綫处), 整理即得另一新的敞開式风流結構示意图(图114c), 其风向的确定, 风阻的計算与风量的分配将不会有任何困难。同时我們也可以看出, 虽是同一通风系統

(图113, 图114)如果通风机安設地点不同其风阻, 风量分配以及各个分支风路中的风方都将有所变化。

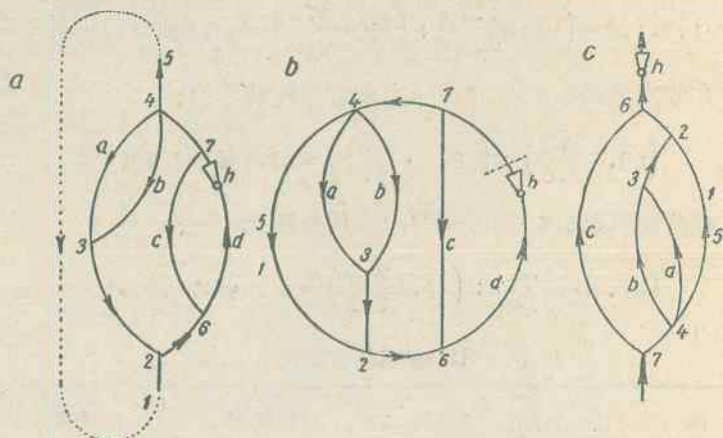


图 114 通风机安設在通风系統的某一支风路內

从 114 图的通风系統可見, 当通风机不是与主干风路連接而是安設在其中的某一支內时, 通过通风机的风量只是一部分来自外部的新鮮空气。而其余大部分則是在矿內形成的循环风流。这样就造成矿井的相当地区为污浊空气所通风。这种情况不仅在正常通风时期有害, 而且当矿井发生火灾时其危害更为突出。整个矿井都有可能为火烟所侵襲, 巷道內充滿着各种有毒有害的气体。因此, 这是一种极不安全的通风方法。

在某些将主扇安設在井下通风的矿井, 我們經常可以看到人們将連通入风井与出风井的巷道用风門予以隔离 (图 115)。但是理想严密的风門是沒有的, 多少总要有一定的漏风存在。在正常情况下可以說完全感受不到这点漏风的危害, 但是当火灾时期, 少量的 CO 就可能毒化整个的矿井。为此, 从这一点看来, 将主扇安設在地面与主干风路相連接 (图 113) 是比較有利的。

从以上的討論中, 我們知道, 在一个通风系統里, 各个分支风路內的风流方向风量分配以及系統的总风阻都将随通风机安設的位置不同而有所变化。除此而外, 还可以明显的看出, 如果主

扇安設在通风系統的某一支路風路內，其吸入礦井的新鮮風量較主扇安設在地面要少的多，即如通風機風壓是完全相同的。因此，將扇風機安設在地面從經濟方面比較也是有利的。

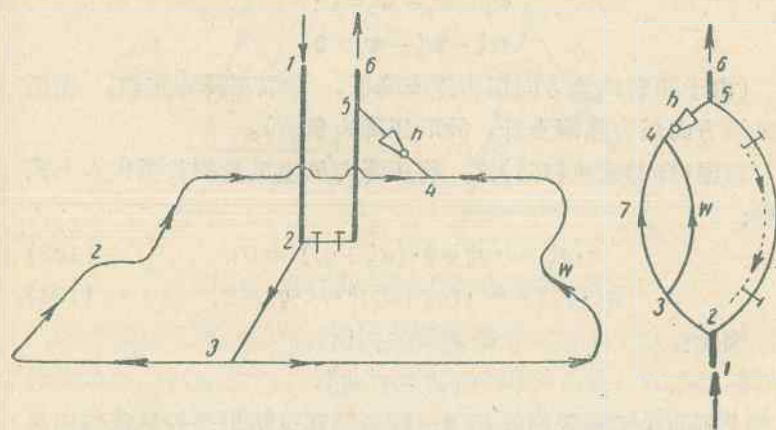


图 115 通風機安設于井下

第 4 节 一台通風機工作的簡單角聯通風系統的分析

1. 風流方向問題：在礦井里除正常連接的通風巷道外，尚有角聯連接的通風巷道，如图(116a)的 c 分支風路即為角聯風路。在角聯風路里風流的方向是不固定的，可以從 K 流向 L 也可能從 L 流向 K (图116)，為了確定角聯巷道里的風流方向，必須掌握組成角聯系統各個分支的風阻。H. 柴操德在 1908 年曾經發表了關於角聯風流的理論。

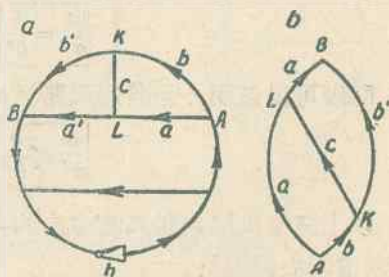


图 116 角聯通風系統

在图(116b)中，令：

a, a', b, b', c ——分別代表相應分支風路的風阻；

$w_a, w'_a, w_b, w'_b, w_c$ ——分別代表相應風路中的壓力降；

$q_a, q'_a, q_b, q'_b, q_c$ ——分別代表相应风路中的风量。

如果，当角联巷道里的风流方向是从 K 到 L ，則沿着閉合风路 $A-L-K-A$ 和 $K-B-L-K$ 写出其压降方程为：

$$w_a - w_c - w_b = 0;$$

$$w'_b - w'_a - w_c = 0.$$

(由于順着风流方向压力逐漸降低，故取压降为正值，而逆着风流方向压力逐漸上升，故取压降为負值)。

根据(158)式或(159)式，将压降与风阻风量的关系代入上式即得：

$$a \cdot q_a^2 - c \cdot q_c^2 - b \cdot (q'_b + q_c)^2 = 0; \quad (183)$$

$$b' \cdot q'^2_b - a' \cdot (q_a + q_c)^2 - c \cdot q_c^2 = 0. \quad (184)$$

因此：

$$a \cdot q_a^2 > b \cdot q'^2_b;$$

$$b' \cdot q'^2_b > a' \cdot q_a^2.$$

上面两个不等式两端相乘，即得角联风路里保持风流方向从 K 到 L 的条件式如下：

$$a \cdot b' > a' \cdot b \text{ 或者 } \boxed{\frac{a}{a'} > \frac{b}{b'}}. \quad (185)$$

令 $q_c = 0$ 代入公式 (185)，(184) 即得角联风路里风流停滯的条件式如下：

$$\boxed{\frac{a}{a'} = \frac{b}{b'}}. \quad (186)$$

同理可以証明，当角联风路里风流方向从 L 到 K 的条件式：

$$\boxed{\frac{a}{a'} < \frac{b}{b'}}. \quad (187)$$

以上三个决定角联风流方向的条件式可以用几何图形表示如下(勃雷索夫提出)：

繪出三角形如图(117)所示，用 $a + a'$ ， $b + b'$ 分別代表三角形的两边(底边为任意长)，在 KL 間連一直綫，直綫 KL 的傾斜方向即代表风流方向。但是此一規律不能推广到复杂角联通风系統中去使用。

通过 a , b , a' , b' 风阻的变化即可使分支 c 内风流具有不同的流向。因此在角联连接的巷道里, 风流方向不决定于其本身风阻的大小, 而取决于其相邻风路的风阻。

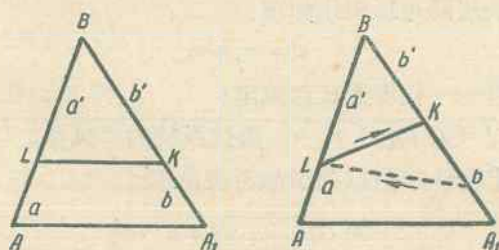


图 117 用作图法确定角联巷道的风流方向

根据如上特点即可区分风流的类型究竟是属于角联或正常连接的风路。例如在(118)图所示的三个通风系统, 凡是粗线段所代表的分支风路都是正常连接的风路, 而细线段则代表角联风路。

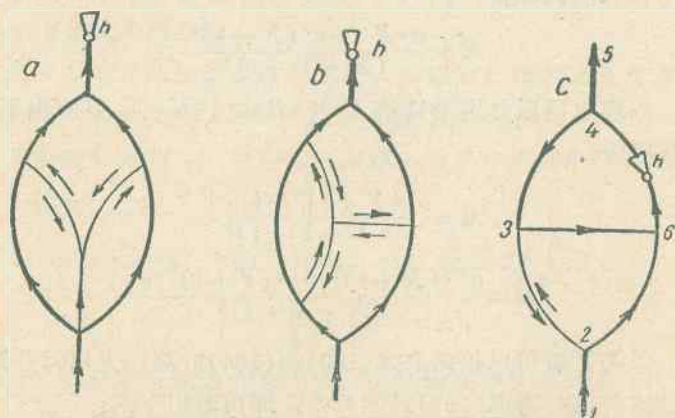


图 118 正常连接风路(粗线)角联风路(细线)

区别分支风路的类型时, 和通风机的安设位置有密切关系, 如图(118c)的通风系统 3-6 分支, 看来好像是角联风路, 但实际上仔细研究一下将此通风系统按前述 114a 图变换为 114c 图的方法, 使通风机处于整个系统的外部, 则发现分支 2-3 才是真正的

角联风路。

2. 系統总风阻：角联系統两端点 $A-B$ 間 (图116b) 的压降值 (w) 等于通过任意一条风路的各个分支压降的总和。例如风路 $A-L-B$ 的压降可以表示如下：

$$w = w_a + w_{a'}.$$

令： M ——代表系統总风阻；

$Q = q_a + q_c + q_b'$ ——通过系統的总风量。

根据 (159) 式可以列出如下关系式：

$$M \cdot Q^2 = a \cdot q_a^2 + a' \cdot q_{a'}^2.$$

$$M = \frac{a \cdot q_a^2 + a' \cdot q_{a'}^2}{Q^2} = \frac{a \cdot q_a^2 + a' \cdot (q_a + q_c)^2}{(q_a + q_c + q_{b'})^2}.$$

上式分母，分子分別除以 q_c^2 ，并令：

$$\frac{q_a}{q_c} = X; \quad \frac{q_{b'}}{q_c} = Y. \quad (188)$$

代入前式即得：

$$M = \frac{a \cdot X^2 + a' \cdot (X+1)^2}{(X+Y+1)^2}. \quad (189)$$

同理也可以分別沿风路 $A-K-B$ 和 $A-K-L-B$ 写出系統的总风阻为：

$$M = \frac{b \cdot (Y+1)^2 + b' \cdot Y^2}{(X+Y+1)^2}; \quad (190)$$

$$M = \frac{a' \cdot (X+1)^2 + b \cdot (Y+1)^2 + c}{(X+Y+1)^2}. \quad (191)$$

X 与 Y 值可以根据公式 (183) 和 (184) 計算；先用 q_c^2 分別除該两公式各項并考虑 (188) 式的关系，即可写出下式：

$$a \cdot X^2 - b \cdot (Y+1)^2 - c = 0,$$

$$b \cdot Y^2 - a' \cdot (X+1)^2 - c = 0.$$

用代数方法解以上两方程将会导出四次代数方程，解算比較繁雜。如果用几何图解以上两方程則比較簡單。以上两方程代表两组双曲线；

$$\frac{X^2}{\left(\frac{c}{a}\right)^2} - \frac{(Y+1)^2}{\left(\frac{c}{b}\right)^2} = 1 \dots\dots C_1, \quad (192)$$

$$\frac{Y^2}{\left(\frac{c}{b'}\right)^2} - \frac{(X+1)^2}{\left(\frac{c}{a'}\right)^2} = 1 \dots\dots C_2, \quad (193)$$

根据这些公式得出:

双 曲 线	C_1	C_2
双曲线的中心坐标	$(0, -1)$	$(-1, 0)$
实半轴	$a_1 = \sqrt{\frac{c}{a}}$	$a_2 = \sqrt{\frac{c}{b'}}$
虚半轴	$b_1 = \sqrt{\frac{c}{b}}$	$b_2 = \sqrt{\frac{c}{a'}}$
渐近线与横坐标轴夹角的正切	$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{b_1}{a_1} = \sqrt{\frac{a}{b}}$	$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{a_2}{b_2} = \sqrt{\frac{a'}{b'}}$

以上两组双曲线有四个交点: O_1, O_2, O_3 和 O_4 (图 119)。即是如上两式的四个解。

由于 X 与 Y 的比值必定为正值, 所以双曲线的四个交点只有第一象限中的 O_1 点对 X, Y 才具有实值 (图 119)。

双曲线 C_1 和 C_2 , 在座标系统第一象限中相交的条件是其渐近线的相交:

$$\alpha_1 > \alpha_2; \operatorname{tg} \alpha_1 > \operatorname{tg} \alpha_2; \sqrt{\frac{a}{b}} > \sqrt{\frac{a'}{b'}}.$$

$$\frac{a}{b} > \frac{a'}{b'}.$$

这一条件式, 如同 (185) 式, 同是鉴别在分支风路 c 内风流从 K 流向 L 的条件式 (图 116b)。如双曲线不在第一象限内相交, 则说明在分支 c 内原取风流方向是错误的, 而风流的实际流向是从 L 到 K ; 因此在用符号 a, a', b, b' 标志分支风路时, 应该注意满足如下条件式 (185):

$$\frac{a}{a'} > \frac{b}{b'}.$$

双曲线的绘制可以采用多种几何作图的方法，也可以采取先定出渐近线与端点然后用手描画，其结果误差不会超出5%。

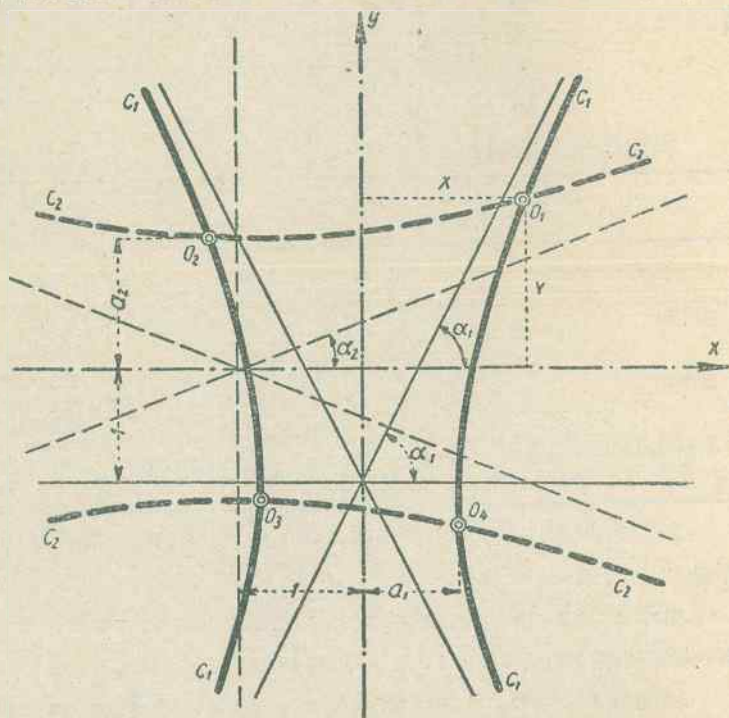


图 119 几何图解法计算角联通风系统的风阻

3. 风量分配: 有了 X 与 Y 值不仅可以根据公式(189)、(190)或(191)计算出系统总风阻，同时根据下式也可以计算出各个分支风路内的风量。

$$\begin{aligned} q_a : q_{a'} : q_{b'} : q_c &= \frac{q_a}{q_c} : \frac{q_a + q_c}{q_c} : \frac{q_{b'} + q_c}{q_c} : \frac{q_{b'}}{q_c} : \frac{q_c}{q_c} \\ &= X : (X + 1) : (Y + 1) : Y : 1. \end{aligned} \quad (194)$$

举例: 简单的角联通风系统如图(120)所示，各个分支的风阻如图上所表明。由于 $\frac{12}{337} < \frac{481}{51}$ 故风流方向从 $K-L$ 。并且取如下的符号:

$$a=481; a'=51; b=12; b'=337; c=721.$$

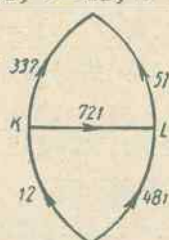


图 120 角联系统

双曲线要素:

双 曲 线	C_1	C_2
中心坐标	$(0, -1)$	$(-1, 0)$
实半轴	$\sqrt{\frac{721}{481}} = 1.22$	$\sqrt{\frac{721}{337}} = 1.46$
虚半轴	$\sqrt{\frac{721}{12}} = 7.51$	$\sqrt{\frac{721}{51}} = 3.76$
渐近线正切	$\sqrt{\frac{481}{12}} = 6.33$	$\sqrt{\frac{51}{337}} = 0.39$

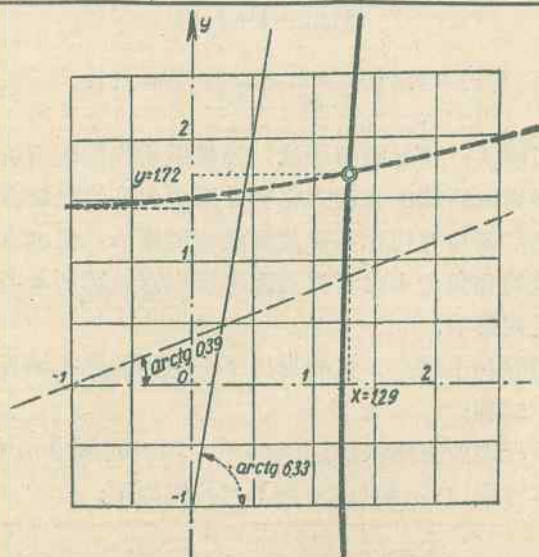


图 121 几何图解法计算实例

根据以上数据繪出双曲綫图 (121), 双曲綫 C_1 与 C_2 的交点

$$X=1.29. \quad Y=1.72.$$

角联系統总风阻根据(189)式計算如下:

$$M = \frac{481 \cdot 1.29^2 + 51 \cdot (1.29 + 1)^2}{(1.29 + 1.72 + 1)^2} = 66.5.$$

风量分配根据(194)式計算如下:

$$q_a : q_{a'} : q_b : q_{b'} : q_c = 1.29 : 2.29 : 2.72 : 1.72 : 1.$$

如果通过角联系統的总风量 $Q = 6.6$ 米³/秒, 由于 $Q = q_a +$

$q_c + q_{b'}$

故得:

$$q_a = 6.6 \times \frac{1.29}{1.29 + 1 + 1.72} = 2.1;$$

$$q_b = 6.6 \times \frac{2.72}{1.29 + 1 + 1.72} = 4.5;$$

$$q_{a'} = 6.6 \times \frac{2.29}{1.29 + 1 + 1.72} = 3.8;$$

$$q_{b'} = 6.6 \times \frac{1.72}{1.29 + 1 + 1.72} = 2.8;$$

$$q_c = 6.6 \times \frac{1}{1.29 + 1 + 1.72} = 1.7.$$

4. 近似解法: 正如前面所述, 如果采用代数的解析方法解算简单的角联通风系統的方程式将会导至四次高阶代数方程, 解算是相当繁难。运用几何作图解法虽然比較简单, 但也有缺点; 如果当双曲綫的交角太小或者交点距座标原点过远则 X 与 Y 值的精确度将要受到影响。

为了消除如上缺点, 人們提出了一系列的逐次漸近解法。下面介紹其中二种:

1) 普罗托地亚克諾夫法: (Sposób Protodiakonow)

解基本方程(192)和(193)得 X 与 Y 值如下:

$$X = \sqrt{\frac{b \cdot (1 + Y)^2 + c}{a}}; \quad (195)$$

$$Y = \sqrt{\frac{a' \cdot (1+X)^2 + c}{b'}}. \quad (196)$$

从上式不难得出:

$$X > \sqrt{\frac{c}{a}} \text{ 和 } Y > \sqrt{\frac{c}{b'}}. \quad (197)$$

以此作为方程式的第一次近似解, 将此 X 、 Y 值代入上式 (195), (196) 右端, 解算之获得第二次近似解, 然后反复的解算得出第三次的近似解。

“举例”: $a=481$; $a'=51$; $b=12$; $b'=337$; $c=721$ 。

(1) 第一次近似解: (197)

$$X_1 = \sqrt{\frac{721}{481}} = 1.22; \quad Y_1 = \sqrt{\frac{721}{337}} = 1.46;$$

(2) 将 X_1 , Y_1 代入 (195) (196) 式解算之得第二次近似解:

$$X_2 = \sqrt{\frac{12 \times (1+1.46)^2 + 721}{481}} = 1.28;$$

$$Y_2 = \sqrt{\frac{51 \times (1+1.22)^2 + 721}{337}} = 1.70;$$

(3) 将 X_2 , Y_2 代入 (195) (196) 式解算之得第二次近似解:

$$X_3 = \sqrt{\frac{12 \times (1+1.7)^2 + 721}{481}} = 1.29;$$

$$Y_3 = \sqrt{\frac{51 \times (1+1.28)^2 + 721}{337}} = 1.71;$$

在前面运用图解法得: (图121)

$$X = 1.29 \quad Y = 1.72.$$

因此二者相差已经很小。

2) 寶宝任斯基法: (Sposób Doborzyńskiego)

此法系建立在如下形式的已知近似解公式上:

$$\sqrt{A^2 - B^2} = \alpha \cdot A - \beta \cdot B.$$

对于公式 (192) 和 (193) 可写成如下形式:

$$\alpha \frac{X}{\sqrt{\frac{c}{a}}} - \beta \frac{(Y+1)}{\sqrt{\frac{c}{b}}} = 1;$$

$$\alpha' \frac{Y}{\sqrt{\frac{c}{b'}}} - \beta' \frac{(X+1)}{\sqrt{\frac{c}{a'}}} = 1. \quad (198)$$

为了选取系数 α 和 β ，应该近似的定出：

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} h\varphi &= \frac{Y+1}{X} \cdot \sqrt{\frac{b}{a}} \\ \operatorname{tg} h\varphi' &= \frac{X+1}{Y} \cdot \sqrt{\frac{a'}{b'}} \end{aligned} \right\}. \quad (199)$$

然后根据附表选取适当的 α 、 β 、 α' 、 β' 值。

在计算第一次近似解时，应该按最宽的限度选取，即，当 $\operatorname{tg} h\varphi = 0.00 \sim 1.00$ 从附表得 $\alpha = \beta = \alpha' = \beta' = 2.0$ 。

$\operatorname{tg} h\varphi$	α	β
0.00~0.10	1.00	0.05
0.10~0.20	1.01	0.15
0.20~0.50	1.01	0.17
0.50~0.75	1.25	0.79
0.75~0.995	3.10	2.99
0.00~1.00	2.00	2.00

“举例” 仍用前例， $a=481$ ； $a'=51$ ；

$b=12$ ； $b'=337$ ； $c=721$ ，

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{c}{a}}} = \sqrt{\frac{481}{721}} = 0.82 \quad \frac{1}{\sqrt{\frac{c}{b}}} = \sqrt{\frac{12}{721}} = 0.14.$$

$$\frac{1}{\sqrt{\frac{c}{b'}}} = \sqrt{\frac{337}{721}} = 0.69 \quad \frac{1}{\sqrt{\frac{c}{a'}}} = \sqrt{\frac{51}{721}} = 0.26.$$

(1) 第一次近似解：当 $\alpha = \beta = \alpha' = \beta' = 2$ 时，则公式(198)可写为：

$$2 \times 0.82 \times X - 2 \times 0.14 \times (Y + 1) = 1;$$

$$2 \times 0.69 \times Y - 2 \times 0.26 \times (X + 1) = 1.$$

解之得: $X_1 = 1.04; Y_1 = 1.49.$

(2) 第二次近似解: (199)

$$\operatorname{tg} h\varphi = \frac{1.49 + 1}{1.04} \times \sqrt{\frac{12}{481}} = 0.425;$$

$$\operatorname{tg} h\varphi' = \frac{1.04 + 1}{1.49} \times \sqrt{\frac{51}{337}} = 0.54.$$

根据附表选取:

$$\beta = 0.17; \alpha' = 1.25;$$

$$\alpha = 1.01; \beta' = 0.79.$$

同时根据(108)式写出基本方程:

$$1.01 \times 0.82 \times X - 0.17 \times 0.14 \times (Y + 1) = 1;$$

$$1.25 \times 0.69 \times Y - 0.79 \times 0.26 \times (X + 1) = 1.$$

解上式得 $X_2 = 1.27; Y_2 = 1.70$

(这一结果和普氏近似算法第二次近似值极为相近)。

第 5 节 一台通风机工作的复杂角联

通风系统的分析

在解算复杂的角联通风系统时, 需要列出的二次方程数决定于组成网路的分支巷道的数目, 即在风流结构图中闭合网眼的数目。最少需要列出二个以上的二次方程式。其结果将是导致 8 次或 16 次高阶方程的解算。除此而外, 当方程数较多时, 将不能在笛卡尔座标系统内解算。因此, 对复杂角联系统的解算一般说来尚无严密的精确方法, 无论是运用几何作图或者是代数解析法都不理想, 这就不能不使人采用了各种的近似解法:

1. 简化系统法: 这是解算复杂角联系统的近似法之一, 具体作法如下:

1) 如图(122a)所示的复杂角联通风系统, 如果其中某一支的风阻特别小时, 可以将其两端的连接点合而为一;

2) 如果某一分支的风阻特别大 (相对于其余的分支风路而言), 同时流过的风量可以不予考虑时, 则可以将此分支风路从整的系统中予以取消。这样简化将可能获得一个比较容易解算的

通风系统, 如图(122b)所示。但有时也不一定能够成功。

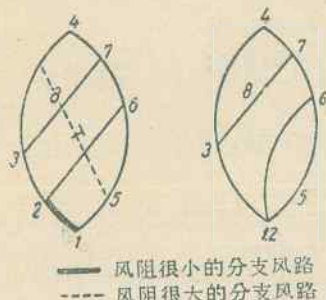


图 122 复杂系统的简化

2. 支解风流法: 如图(123a)所示的通风系统中, 第 m 分支风路可以支解为两条并联的分支 m_a 和 m_b (图123b)。并且使通过两条并联分支的风量总和保持原有风量不变通过每个分支的风量要与原通风系统中 a, b 两个分支的风量分别相等。

$$q_m = q'_m + q''_m; \quad q'_m = q_a; \quad q''_m = q_b.$$

为了保证通过整个系统的风量不发生任何变化, 则必需使支解后的并联分支的风阻 m_a, m_b 和原来分支的风阻 m 保持如下关系:

$$\frac{1}{\sqrt{m}} = \frac{1}{\sqrt{m_a}} + \frac{1}{\sqrt{m_b}} \quad (200)$$

式中 m, m_a, m_b ——分别代表相应分支风路的风阻。

同时还要使分解后的并联分支风路内的压力降相等:

$$m_a \cdot (q'_m)^2 = m_b \cdot (q''_m)^2;$$

$$m_a \cdot q_a^2 = m_b \cdot q_b^2;$$

$$\frac{m_a}{m_b} = \left(\frac{q_b}{q_a} \right)^2. \quad (201)$$

从(200)和(201)式得:

$$m_a = m \left(1 + \frac{q_b}{q_a} \right)^2;$$

$$m_b = m \left(1 + \frac{q_a}{q_b} \right)^2. \quad (202)$$

经过对风路的支解和合并之后(在 K 点)就将通风系统变的较

为简单了(如图123c)。

如果风量的分配(即风量比值 $\frac{q_a}{q_b}$)为已知, 则风路的支解应当不会有任何困难。但是由于风量比值并不是已知, 为此就要采用预先选取的办法进行计算(一般取第一次近似为 $\frac{q_a}{q_b} = 1$)。经支解风路和变换复杂的角联通风系统为简单的角联系统或正常连接的系统之后再计算风量的分配。并依此风量分配数值作为再一次支解风路和计算第2次近似值的根据。一般的经过两次近似计算后其结果即相当准确。

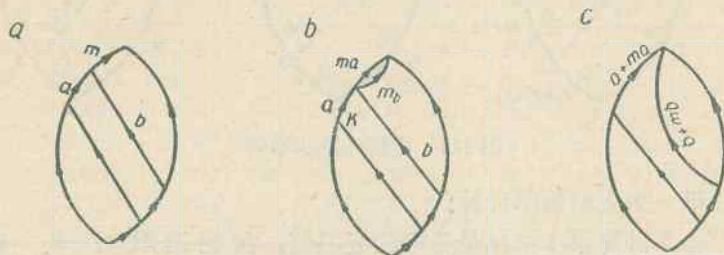


图 123 支解风流法

在运用此一方法时, 应选取风阻较小的分支进行支解。

知道风量的分配后再计算系统总风阻 M 应当不会有任何困难。在网路两端间选取任意一条风路, 列出压降的方程式, 然后象前面推导公式 (189), (190), (191) 那样即可计算出系统总风阻 M , 对于任意一条风路的压降方程列出如下:

$$M \cdot Q^2 = \sum m \cdot q^2,$$

令: $\frac{q_1}{Q} = x_1; \quad \frac{q_2}{Q} = x_2$ 代入上式

则得: $M = \sum m \cdot x^2. \quad (203)$

最后在网路两端点间选取多条风路分别计算出 M 值, 进行比较, 即可知道运用此法计算出来的风量是否正确, 及其精度如何。

利用支解风流的方法计算复杂的角联通风系统并不很难, 进

行起来也相当的快。但是它需要预先确定角联巷道中的风流方向。如果风流方向选取的有誤，則計算出的风量分配与风阻值都可能不正确。

例 1: 試解算如图(124a)所示的通风系統。

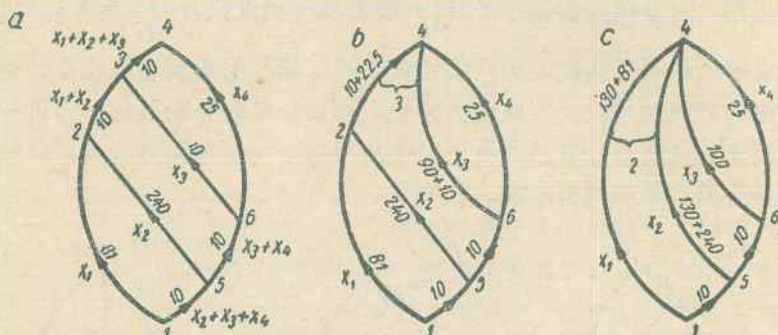


图 124 支解风流法举例

第 1 次近似值的計算:

为了計算第 1 次风量分配的近似值，我們选取 $x_1 = x_2 = x_3 = x_4 = 0.25$ 。和支解风流 3-4。根据公式(202)得支解后的并联分支风阻各为:

$$\begin{aligned}
 m'_{34} &= m_{34} \times \left(1 + \frac{x_3}{x_1 + x_2} \right)^2 \\
 &= 10 \times \left(1 + \frac{0.25}{0.50} \right)^2 = 22.5; \\
 m''_{34} &= m_{34} \times \left(1 + \frac{x_1 + x_2}{x_3} \right)^2 \\
 &= 10 \times \left(1 + \frac{0.50}{0.25} \right)^2 = 90.
 \end{aligned}$$

支解风流 3-4 之后将原有通风系統(图124a)变换成新的通风系統如图(124b)所示。然后再支解新系統中的 2-4 风流。同样根据公式(202)得支解后的并联分支风阻为:

$$m'_{24} = m''_{24} = 32.5 \times \left(1 + \frac{0.25}{0.25} \right)^2 = 130.$$

最后变换出的通风系统如图 (124c) 所示。计算此一正常连接的通风系统获得风量分配数值如下:

$$x_1 = 0.251; x_2 = 0.144; x_3 = 0.201; x_4 = 0.404.$$

第 2 次近似值的计算:

取上面所得结果, 作为计算第 2 次近似风量分配的原值, 同样按上述步骤得新的风量分配数值如下:

$$x_1 = 0.279; x_2 = 0.124; x_3 = 0.201; x_4 = 0.396.$$

依此逐步进行得第 3 及第 4 次的风量分配近似法, 列如附表:

	x_1	x_2	x_3	x_4	M 1234	M 1524	M 1634	M 1564	M 平均
原取初值	0.25	0.25	0.25	0.25	13.2	28.7	14.5	9.7	16.5
第一次近似值	0.251	0.144	0.201	0.404	10.2	15.7	12.2	13.3	12.9
第二次近似值	0.279	0.124	0.201	0.396	11.6	14.2	12.8	12.7	12.8
第三次近似值	0.290	0.114	0.198	0.398	12.1	13.4	12.6	12.5	12.7
第四次近似值	0.295	0.108	0.197	0.400	12.3	12.9	12.5	12.5	12.6
实际值	0.30	0.10	0.20	0.40	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5

为了进行风量分配计算精度的比较, 我们还取所有可能的各条风路进行总风阻的计算并将结果列在附表中, 计算方法是根据 (203) 式进行的。例如: 在获得第一次风量分配的近似值后, 计算出如图 124c 所示 1-2-3-4 风路的风阻为:

$$M_{1234} = 81 \times 0.251^2 + 10 \times (0.251 + 0.144)^2 + 10 \times (0.251 + 0.144 + 0.201)^2 = 10.2.$$

在附表的最末一行, 我们还列出了此一通风系统的实际风量分配数值及总风阻值。

例 2: 除角联风路中的风流方向与实际相反外 (图 125), 其他数据均如前例, 支解风流 6—4 和 5—4, 计算结果列如下表。从表中可见沿各条风路所计算出来的

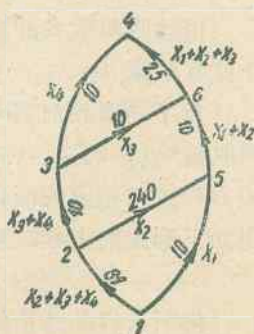


图 125 错误的选取了风流方向

风阻差别很大，故风量分配的结果是完全错误的。

	α_1	α_2	α_3	α_4	M_{1234}	M_{1364}	M_{1254}	M_{1564}	$M_{平均}$
原取初值	0.25	0.25	0.25	0.25	48.1	62.7	77.1	17.2	51.4
第一次近似值	0.368	0.082	0.094	0.456	37.5	42.9	43.4	10.8	33.6
第二次近似值	0.542	0.046	0.040	0.372	20.1	28.6	30.8	16.2	23.9
第三次近似值	0.577	0.022	0.015	0.386	17.6	25.5	27.6	16.3	21.8
实际值	0.70	-0.10	-0.20	0.60	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5

3. 逐次渐近法：(1935年巴尔切克(S. Barczyk)提出)，在通风系统的每一个分支风路内预先任选风流方向之后，沿着所有的闭合风路列出其压降方程，如果有 n 个预求的风量比值，则可以列出 n 个二次方程：

$$\sum m \cdot x^2 = 0. \quad (204)$$

式中 $m_1; m_2; \dots m_n$ ——代表分支风路的风阻(繆)；

$x_1; x_2; \dots x_n$ ——代表在相应分支风路内的风量与总风量的比值。

任取 $x_1, x_2, \dots x_n$ 正值： $x_{01}, x_{02}, \dots x_{0n}$ ，代入方程(204)得出如下的 n 个函数式：

$$f = \sum m x_0^2 \neq 0. \quad (205)$$

用这些函数式计算出改正值 $dx_1, dx_2, \dots dx_n$ ，然后分别加在原取数值 $x_1, x_2, \dots x_n$ 上。

为了计算改正值 $dx_1, dx_2, \dots dx_n$ 将(204)式微分，并以原取值 $x_{01}, x_{02}, \dots x_{0n}$ 代替 $x_1, x_2, \dots x_n$ 代入方程式，然后使方程式与相应的函数值 $f_1, f_2, \dots f_n$ 取相反的符号相等，列出如下形式的方程式解算之即得改正值：

$$2 \cdot \sum m \cdot x_0 dx = -f. \quad (206)$$

将所求得的改正值 $dx_1, dx_2, \dots dx_n$ 加在原取值 $x_{01}, x_{02}, \dots x_{0n}$ 上即得第一次近似值。

$$x_1 = x_{01} + dx_1; x_2 = x_{02} + dx_2; \dots x_n = x_{0n} + dx_n. \quad (207)$$

根据以上数值按照同样的方法再計算 $x_1, x_2, \dots, x_n$ 的第二次近似值。

在第一次近似計算中要求的精度不一定很高，但在最后的几次漸近計算中要求精度愈来愈大。

逐次漸近計算法的优点在于运用解决問題的面比較广泛，不仅能够用来解算有一台风机工作的任意类型的通风系統，而且要是考虑风机特性曲綫时还能够解算多台风机工作的通风系統（見后面）。

在解算过程中如果所取风流方向与实际有所出入，影响也不会很大。因为在第一次或者第二次近似計算結果中将会出現負值。这样就可以使我們及时改正风流方向。并重新列出基本方程。如果一开始所取风流方向是正确的，則很快就能获得精确的結果。

“举例” 試計算如图(124a)所示的通风系統。

在考虑到 $x_4 = 1 - (x_1 + x_2 + x_3)$ 的同时，根据(204)式列出如下三个閉合风路的基本方程：

閉合风路1-2-5-1：

$$81 \times x_1^2 - 240 \times x_2^2 - 10 \times (1 - x_1)^2 = 0.$$

閉合风路5-2-3-6-5：

$$240 \times x_2^2 + 10 \times (x_1 + x_2)^2 - 10 \times x_3^2 - 10 \times (1 - x_1 - x_2)^2 = 0.$$

閉合风路6-8-4-6：

$$10 \times x_3^2 + 10 \times (x_1 + x_2 + x_3)^2 - 25(1 - x_1 - x_2 - x_3)^2 = 0.$$

第一次近似計算：取 $x_1 = x_2 = x_3 = x_4 = 0.25$ 根据(205)式得：

$$f_1 = 81 \times 0.25^2 - 240 \times 0.25^2 - 10 \times 0.75^2 = -15.56.$$

$$f_2 = 240 \times 0.25^2 + 10 \times 0.50^2 - 10 \times 0.25^2 - 10 \times 0.50^2 = +14.38.$$

$$f_3 = 10 \times 0.25^2 + 10 \times 0.75^2 - 25 \times 0.25^2 = +4.69.$$

根据(206)式列出計算改正值的方程式：

$$1. \quad 2 \times [81 \times 0.25 \times dx_1 - 240 \times 0.25 \times dx_2 - 10 \times 0.75 \times (-dx_1)] = +15.56;$$

$$55.5 \times dx_1 - 120 \times dx_2 = +15.56;$$

$$2. \quad 20 \times dx_1 + 140 \times dx_2 - 5 \times dx_3 = -14.38;$$

$$3. \quad 27.5 \times dx_1 + 27.5 \times dx_2 + 32.5 \times dx_3 = -4.69.$$

$$\text{解之得:} \quad dx_1 = +0.054; \quad dx_2 = -0.114;$$

$$dx_3 = -0.100.$$

根据(207)式得:

$$x_1 = 0.25 + 0.054 = 0.304;$$

$$x_2 = 0.25 - 0.114 = 0.136;$$

$$x_3 = 0.25 - 0.100 = 0.150;$$

$$x_4 = 1 - (x_1 + x_2 + x_3) = 0.410.$$

根据第一次近似值用相同的方法再计算第二次及以下各次的风量分配的近似值(和系统风阻)。计算结果列如下表:

	x_1	x_2	x_3	x_4	M_{1234}	M_{1524}	M_{1634}	M_{1564}	$M_{\text{平均}}$
原取初值	0.25	0.25	0.25	0.25	13.2	28.7	14.5	9.7	16.5
第一次近似值	0.304	0.136	0.150	0.410	12.9	13.7	11.7	12.2	12.6
第二次近似值	0.261	0.122	0.214	0.403	10.5	14.0	13.3	13.3	12.7
第三次近似值	0.308	0.109	0.173	0.410	12.8	12.9	12.0	12.4	12.5
第四次近似值	0.303	0.104	0.194	0.399	12.7	12.6	12.4	12.3	12.5
实际值	0.30	0.10	0.20	0.40	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5

第6节 两台通风机工作的简单正常连接

通风系统的分析

如果有两台通风机安装在一个通风系统的不同分支巷道中(图126)同时运转时,则只有在那些两个压源作用方向一致的分支风路中风向才是固定不变的,如图(126)中的 a_1 和 CD 分支。而在其余的分支中(a, a_2)风流同时受到来自相反方向的作用,其情况就不一样了。在 a_2 分支由于风机 A 的作用风流将从 D 流向 C ,

但是由于风机 B 的作用又促使风流从 C 流向 D 。因此风流方向将取决于通风机的风压以及分支巷道的风阻值。

如果风流方向和给定的压源作用方向一致时，我们称之为相对于压源的正流，反之称为反流。

在图127所示的通风系统中，分支 a 和 a_2 的风流方向固定不变。而在安有通风机的分支风路 a_1 和 C 内，则风流可能是变化的。

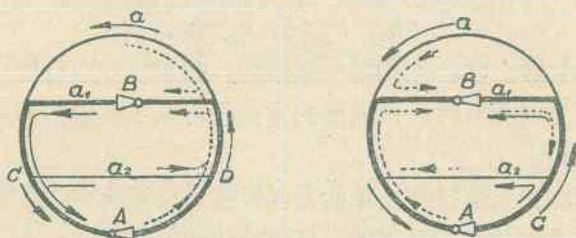


图 126 两台通风机作用方向一致 图127 两台通风机作用方向相反

如图(126)所示的情况，在安有通风机的 CD 和 a_1 分支内，风流将是相对于两个压源的正流。这类通风系统的特点是两台通风机的风压作用方向一致。但是图127所示的情况，就是两台通风机的风压作用相反了。

当两台通风机的风压作用方向一致时(图126)，只有在安设通风机的风路 $A-D-B-C$ 中，风流方向是固定不变的。我们称之为主干风流(在图中用粗线条表示)。其余的风流(a, a_2)称为旁侧风流。

明确了如上的一些概念之后，总括叙述如下：在一个通风系统里，有两台通风机工作时，如果其风压的作用方向一致，则主干风流的风向将是稳定的，固定不变的。风压的作用方向不一致时，则傍侧风流的风向将是固定不变的。

在通风系统的分支巷道内风流方向不定，随两台通风机的风压作用可能是正

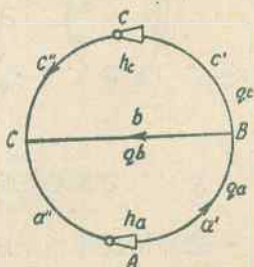


图 128 两台通风机作用方向相反

流，反流，也可能是停滯流動。當風流在分支巷道內停滯時，兩台通風機的风压比例关系称之为极限比。

在閉合的风路內(圖128)安有兩台通風機，假設風流的方向和 h_a 通風機的作用方向一致。根據(98)式可知，兩台通風機的风压代数和($+h_a$ 和 $-h_c$)將等於風路內的压降总和：

$$+h_a - h_c = a' q_a^2 + c' q_c^2 + c'' q_c^2 + a'' \cdot q_a^2.$$

由於上式的右边為正值，故可寫成：

$$+h_a - h_c > 0; h_a > h_c.$$

這就是說：在任意的單一風路內，如果安設兩台通風機其風压的作用方向相反時，則風流的方向將與風压較大的通風機作用的方向一致。

只有在正常連接或簡單的角聯連接通風系統中，才能導出某一分支巷道的風流是正流，反流或停滯的條件式。

1. 兩台通風機的风压作用方向一致時的情況：通風機 h_c (圖129a)安設在主干風路，而 h_a 安設在一級正常連接的支風流內，這時， a, b, c 風路可能是一條也可能是由多條風路組成的一個複雜的系統。

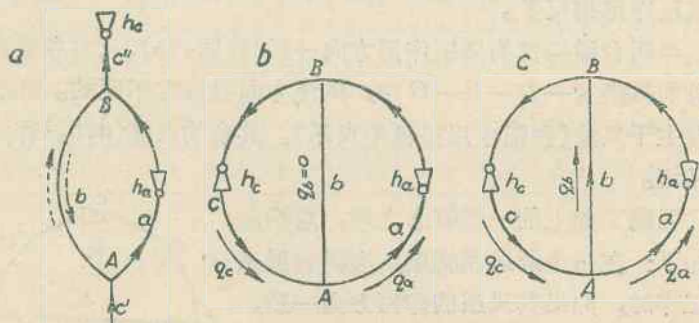


圖 129 在簡單的正常連接通風系統中兩台通風機作用方向一致

這種情況相當於兩台風压作用方向一致的通風機同時在一個通風系統內運轉。可能發生風流變化的只是傍側風流 b ，在礦井里如果井上和井下有主扇與輔扇同時運轉即是這種情況。

1) 风流方向問題: 在这种情况下应该先确定出极限条件式, 即风流 b 停滞 ($q_b=0$) 时的条件式。当风流 b 停滞时全部风流都通过 a 分支, 故 $q_a=q_c$ 。将风流结构示意图 (129a) 改变为闭合示意图 (129b) 然后分别写出风路 ab 与 cb 的压降方程:

$$\text{沿风路 } ab: h_a = a \cdot q_a^2 + b \cdot q_b^2 = a \cdot q_c^2;$$

$$\text{沿风路 } cb: h_c = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_b^2 = c \cdot q_c^2.$$

$$\text{从而得风流停滞的条件式: } \frac{h_a}{h_c} = \frac{a}{c}. \quad (208)$$

当风流 b 从 A 流向 B , 即相对于风机 h_c 为正流时 (图 129a 和 129c):

則 $q_c = q_a + q_b$; $q_c > q_a$; 写出压降方程:

$$\text{沿风路 } ab: h_a = a \cdot q_a^2 - b \cdot q_b^2 < a \cdot q_a^2 < a \cdot q_c^2;$$

$$\text{沿风路 } cb: h_c = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_b^2 > c \cdot q_c^2.$$

从而得出风流 b 从 A 流向 B 的条件式:

$$\frac{h_a}{h_c} < \frac{a}{c}. \quad (209)$$

同理得出风流 b 从 B 流向 A , 即相对于通风机 h_c 为反流时条件式:

$$\frac{h_a}{h_c} > \frac{a}{c}. \quad (210)$$

从以上的結論中不难看出: 当增加风阻 c 或者减少风阻 a 时, 則风流 b 可能由原来相对于通风机 h_c 为正流的情况, 经过停滞而转变为反流。相反的也可以通过减少风阻 c 或增加风阻 a 使原来的反流 b 转变为正流方向。

确定傍侧风流 b 的流向的条件式, 为 T·考古特 (T·Kogut) 于 1927 年第一次提出。

2) 系統总风阻: 在这样的通风系統中 (图 129) 每台通风机 (h_a, h_c) 都作了一定的功, 用来克服巷道风阻促使空气流动。

为了計算应由通风机 h_c 所克服的风阻 R_c , 我們沿风路 cb 可以写出其压降方程:

$$h_c = R_c \cdot q_c^2 = c \cdot q_c^2 \pm b \cdot q_b^2.$$

并得出:
$$R_c = c \pm b \cdot \left(\frac{q_b}{q_c} \right)^2. \quad (211)$$

同理可以得出应由通风机 h_a 所克服的风阻 R_a , 不过在列出压降方程时应取风路 ab :

$$R_a = a \mp b \left(\frac{q_b}{q_a} \right)^2. \quad (212)$$

在以上两个公式中, 其正负符号如果取上面的则相当于在风路 b 内风向从 A 流向 B 即正流。下面的符号相当于 b 风流为反流。

如果风阻 a, b, c 是以繆为单位, 则应将公式(211), (212)中的以千繆为计算单位的风阻 R 换算为以繆为单位的 M_c 和 M_a 。

3) 风量分配: 关于风量的分配可以从解算如下的方程组中求得:

$$h_a = a \cdot q_a^2 \mp b \cdot q_b^2 \dots\dots 1;$$

$$h_c = c \cdot q_c^2 \pm b \cdot q_b^2 \dots\dots 2;$$

$$q_c = q_a \pm q_b. \dots\dots 3.$$

从上面第 3 式计算出 q_c 代入 1, 2 两式, 然后 1, 2 两式相除并以 $\frac{q_b}{q_c}$ 的关系代入即得如下的方程式:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{a \cdot (q_c \mp q_b)^2 \mp b \cdot q_b^2}{c \cdot q_c^2 \pm b \cdot q_b^2} = \frac{a \cdot \left(1 \mp \frac{q_b}{q_c} \right)^2 \mp b \cdot \left(\frac{q_b}{q_c} \right)^2}{c \pm b \cdot \left(\frac{q_b}{q_c} \right)^2}. \quad (213)$$

如果将上面第 3 式的 q_c 代入 1, 2 两式, 然后 1, 2 两式相除, 并以 $\frac{q_b}{q_a}$ 的关系代入得方程式如下:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{a \cdot q_a^2 \mp b \cdot q_b^2}{c \cdot (q_a \pm q_b)^2 \pm b \cdot q_b^2} = \frac{a \mp b \cdot \left(\frac{q_b}{q_a} \right)^2}{c \cdot \left(1 \pm \frac{q_b}{q_a} \right)^2 \pm b \cdot \left(\frac{q_b}{q_a} \right)^2}. \quad (214)$$

同时根据上面方程组的第 3 式还可以写出如下的风量比例关系式:

$$\frac{q_a}{q_b} = \frac{q_c}{q_b} \mp 1;$$

$$\frac{q_b}{q_a} = \frac{1}{\frac{q_c}{q_b} \mp 1}. \quad (215)$$

例：如图(129)的通风系统，两台通风机的风压： $h_a=30$ ； $h_c=60$ ，各个分支风路的风阻： $a=100$ ； $b=10$ ； $c=50$ (繆)

$\frac{h_a}{h_c} = \frac{30}{60} < \frac{a}{c} = \frac{100}{50}$ 符合(209)的条件式，故 b 风流为正流(流向从 A 到 B)，在以下的计算中运用以上公式时应取上面的符号，根据公式(213)得：

$$\frac{30}{60} = \frac{100 \cdot \left(1 - \frac{q_b}{q_c}\right)^2 - 10 \cdot \left(\frac{q_b}{q_c}\right)^2}{50 + 10 \cdot \left(\frac{q_b}{q_c}\right)^2} \quad \text{解算之得：}$$

$$\frac{q_b}{q_c} = 1.88 \text{ 或 } \frac{q_b}{q_c} = 0.468.$$

将以上结果代入公式(215)：

$$\frac{q_b}{q_a} = -2.14 \text{ 或 } \frac{q_b}{q_a} = 0.877.$$

从上面的解式中显然可见，第二个解是正确的：

$$\frac{q_b}{q_c} = 0.468; \quad \frac{q_b}{q_a} = 0.877.$$

代入(211)式得： $M_c = 50 + 10 \times 0.468^2 = 52$ (繆)。

通风机 h_c 必需符合如下网路等积孔值(166式)

$$A_c = \frac{12}{\sqrt{52}} = 1.66 (\text{米}^2).$$

通过通风机的风量为：

$$q_c = A_c \cdot \frac{\sqrt{h}}{0.38} = 1.66 \times \frac{\sqrt{60}}{0.68} = 34 (\text{米}^3/\text{秒}).$$

将上面的解代入(212)式得：

$$M_a = 100 - 10 \times 0.877^2 = 92 (\text{繆}).$$

因此:

$$A_a = \frac{12}{\sqrt{92}} = 1.25 (\text{米}^2).$$

$$q_a = 1.25 \times \frac{\sqrt{30}}{0.38} = 18 (\text{米}^3/\text{秒});$$

$$q_b = 34 - 18 = 16 (\text{米}^3/\text{秒}).$$

2. 两台通风机的风压作用方向相反时的情况:

1) 风流方向问题: 如果矿井有两个出风井两台主扇同时运转时(图130a), 就相当于两台通风机在同一个通风系统中风压作用方向相反的情况(图130b)。这时在风路 c 内的风流方向将固定不变, 而在 a , b 风路内风流方向将根据条件的变化而有所变动。如果在 b 风路内风流相对于通风机 h_b 来说是正流, 则导出 a 风流的各种情况如下:

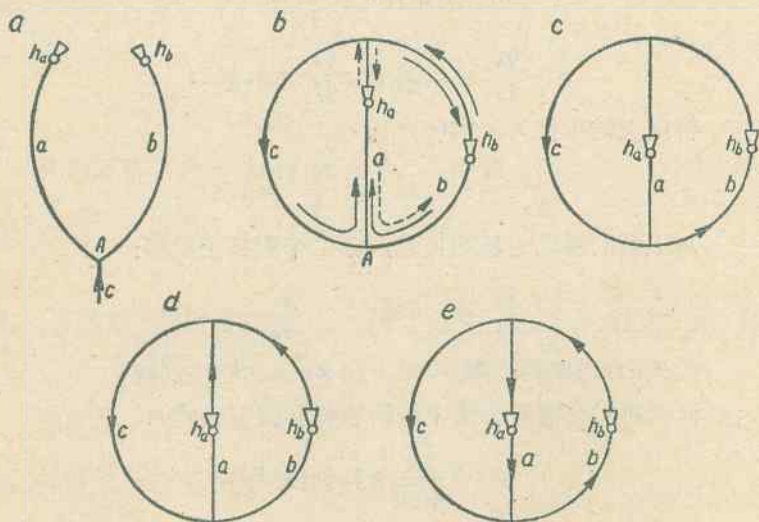


图 130 两个出风井的通风系统

极限条件——风流 a 停滞时的条件(图130c)

$$q_a = 0, \quad q_c = q_b.$$

沿风路 cb 列出压降方程:

$$h_b = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_b^2 = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_c^2.$$

沿风路ca列出压降方程:

$$h_a = c \cdot q_c^2 + a \cdot q_a^2 = c \cdot q_c^2.$$

从而得出风流a停滞的条件式为:

$$\frac{h_b}{h_a} = 1 + \frac{b}{c}. \quad (216)$$

如果在此通风系统中, a为正风流(图130d), 则:

$$q_c = q_a + q_b, \quad q_c > q_b.$$

沿风路cb列出压降方程: $h_b = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_b^2 < c \cdot q_c^2 + b \cdot q_c^2$;

沿风路ca列出压降方程: $h_a = c \cdot q_c^2 + a \cdot q_a^2 > c \cdot q_c^2$ 。

从而得出在a风路中是正流流动的条件式为:

$$\frac{h_b}{h_a} < 1 + \frac{b}{c}. \quad (217)$$

同理可以得在a风路中为逆流流动的条件式为:

$$\frac{h_b}{h_a} > 1 + \frac{b}{c}. \quad (218)$$

运用类似的方法, 可以求出b风流的各种变化条件。

从以上諸条件式可见, 当矿井有两个出风井分别安有两台主扇并联通风时(如图130a), 如果风路c的风阻过大, 或者分支风路a、b的风阻过小, 则可能出现虽然两台通风机都在运转而由其中一个出风井入风的反常现象。

同时从(216)和(218)式可见, 当:

$$\frac{h_b}{h_a} > 1; \quad h_b > h_a.$$

则可能出现通风机风压较小的(h_a)分支风流(a)停滞或逆转的现象。

以上諸条件式是由H·柴操德(H·Czeczott)导出的。

2) 系统风阻: 每台通风机应克服的风阻按下式计算。例如对于 h_a 通风机(图130a)来说:

$$h_a = R_a \cdot q_a^2 = c \cdot q_c^2 \pm a \cdot q_a^2.$$

$$R_a = c \cdot \left(\frac{q_c}{q_a} \right)^2 \pm a. \quad (219)$$

3) 风量分配: 当 $h_b > h_a$ 时, 风量的分配从下列方程组中计算出:

$$h_a = c \cdot q_c^2 \pm a \cdot q_a^2;$$

$$h_b = c \cdot q_c^2 + b \cdot q_b^2.$$

$$q_c = q_b \pm q_a.$$

解以上方程组得:

$$\frac{h_b}{h_a} = \frac{c \cdot \left(\frac{q_c}{q_a}\right)^2 + b \cdot \left(\frac{q_c}{q_a} \mp 1\right)^2}{c \cdot \left(\frac{q_c}{q_a}\right)^2 \pm a} \quad (220)$$

$$\frac{q_c}{q_b} = \frac{1}{1 \mp \frac{q_a}{q_c}} \quad (221)$$

例: 矿井通风系统如图(130a)所示, 两台通风机的风压分别为 100 和 80 毫米水柱($h_a=80$; $h_b=100$), 分支风路的风阻为: $a=50$; $b=30$; $c=10$ (繆), 试问欲使 a , b 分支风路二者之一风流停滞应在那个分支中安设调节风窗? 调节风窗的风阻应为若干?

因为 $h_b > h_a$, 所以只有 a 分支内风流可能发生停滞现象。如果在通风系统中尚未安设调节风窗, 由于

$$\frac{h_b}{h_a} = \frac{100}{80} < 1 + \frac{30}{10};$$

所以根据(217)的条件式在 a 分支内为正流。为使此正流停滞必需保持(216)的条件式, 即在 c 风路内设置风窗增大风阻至 m (繆):

$$\frac{100}{80} = 1 + \frac{30}{10+m} \quad \therefore m=110 \text{ (繆)}.$$

尚未安设风窗时的风量分配, 根据(220)式计算如下:

$$\frac{100}{80} = \frac{10 \cdot \left(\frac{q_c}{q_a}\right)^2 + 30 \cdot \left(\frac{q_c}{q_a} - 1\right)^2}{10 \cdot \left(\frac{q_c}{q_a}\right)^2 + 50}$$

解算之得二解如下:

$\frac{q_c}{q_a} = 2.63, \frac{q_c}{q_a} = -0.45$, 代入(221)式得解如下:

$$\frac{q_c}{q_b} = \frac{1}{1 - \frac{1}{2.63}} = 1.61, \frac{q_c}{q_b} = 0.31.$$

实际只有第一对解是正确的: $\frac{q_c}{q_a} = 2.63; \frac{q_c}{q_b} = 1.61$

将以上解代入(219)式得系统风阻值如下:

$$M_a = c \cdot \left(\frac{q_c}{q_a} \right)^3 + a = 10 \times 2.63^3 + 50 = 119 (\text{繆});$$

$$M_b = c \cdot \left(\frac{q_c}{q_b} \right)^3 + b = 10 \times 1.61^3 + 30 = 56 (\text{繆}).$$

通过通风机的风量应根据(159)式计算($w=h$):

$$q_a = \sqrt{1000 \times \frac{80}{119}} = 25.9 (\text{米}^3/\text{秒});$$

$$q_b = \sqrt{1000 \times \frac{100}{56}} = 42.3 (\text{米}^3/\text{秒});$$

$$\text{而 } q_c = 42.3 + 25.9 = 68.2 (\text{米}^3/\text{秒}).$$

在风路 c 内安设了风阻为 $m=110$ (繆) 的风窗之后, 风流 a 停滞, 则 $q_a=0$; $q_b=q_c$, 因此根据(219)式计算出的系统风阻为:

$$M_a = \infty; M_b = (10 + 110) \times 1^3 + 30 = 150 (\text{繆}).$$

(此时 M_b 代表着以下三个风阻串联的总和: $M_b = c + m + b$.)

$$\text{而 } q_b = q_c = \sqrt{1000 \times \frac{100}{150}} = 25.8 (\text{米}^3/\text{秒}).$$

第7节 两台通风机工作的, 由二级分支巷道组成的正常连接通风系统的分析 [H·柴操德 (H·Czeczott)]

1. 两台通风机的风压作用方向一致时的情况: 在二级分支巷道组成的正常连接通风系统中, 如果有两台通风机工作而且其风压作用方向相一致时 (图131a), 则在分支巷道 C', c', a, c'' , C'' 内的风流方向将是固定不变的呈正流流动, 而在分支 b 和 B 中风流方向将是不定的。

b 分支风流的停滞条件式可以从沿风路 cb ; $C'BC''$, $Bc''bc'$ 列出的压降方程组中导出:

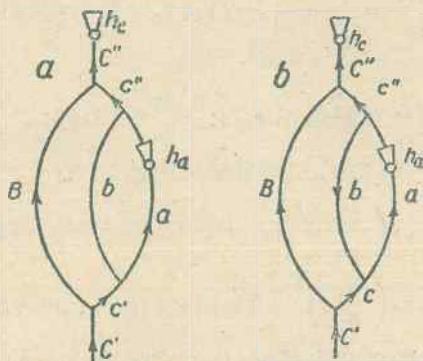


图 131 在二級分支組成的正常連接系統中，
两台通風機的作用方向一致

沿风路 ab $h_a = a \cdot q_a^2$ (因为 $b \cdot q_b^2 = 0$);

沿风路 $C'BC''$ $h_c = C \cdot q_c^2 + B \cdot q_b^2$ (此处 $C = C' + C''$);

沿风路 $Bc''bc'$ $B \cdot q_b^2 \cdot c \cdot q_c^2 = 0$ (此处 $c = c' + c''$);

$$q_c = q_b + q_c \quad q_c = q_a + q_b = q_a.$$

解如上方程组得:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{a \cdot q_a^2}{C \cdot q_c^2 + B \cdot q_b^2} = \frac{a \cdot q_c^2}{C \cdot \left(q_c \cdot \sqrt{\frac{c}{B}} + q_c \right)^2 + B \cdot \frac{c}{B} \cdot q_c^2}.$$

因此风流 b 停滞的条件式为:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{a}{C \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{c}{B}} \right)^2 + C}. \quad (222)$$

在逐渐增大 $\frac{h_a}{h_c}$ 比值时 b 风流就可能逆转, 而 B 风流仍保持正流方向, 但是再继续增大 $\frac{h_a}{h_c}$ 的比值时, B 风流同样也会出现停滞和逆转的现象。 B 风流停滞 ($q_b = 0$) 的条件式, 可以从沿如下的风路分别列出的方程组中导出 (图 130b):

$$\begin{aligned}
 \text{沿风路 } C'BC'' & \quad h_c = C \cdot q_c^3; \\
 \text{沿风路 } c'ac''B & \quad h_a = c \cdot q_c^3 + a \cdot q_a^3; \\
 \text{沿风路 } c'bc''B & \quad c \cdot q_c^3 - b \cdot q_b^3 = 0; \\
 & \quad q_c = q_c = q_a - q_b.
 \end{aligned}$$

B 风流停滞的条件式为:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{c + a \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{c}{b}}\right)^2}{C} \quad (223)$$

式中 $C = C' + C''$ $c = c' + c''$

2. 两台通风机的风压作用方向不一致时的情况:

当两台通风机的风压作用方向相反时

(图 132), 随着 $\frac{h_a}{h_c}$ 的比值逐渐增大, 在分

支 a, c, C 内风流将会相继逆转。风流停滞的条件式如下:

(其推导方法和(222)和(223)式相同)

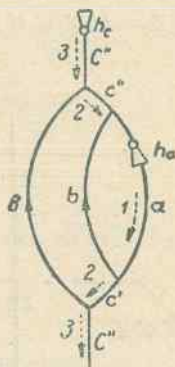


图132 在Ⅱ级分支组成的正常连接系统中, 两台通风机的作用方向相反

$$a \text{ 风流停滞的条件式: } \frac{h_a}{h_c} = \frac{b}{C \cdot \left(\sqrt{\frac{b+c}{B}} + 1 \right)^2 + (b+c)} \quad (224)$$

$$c \text{ 风流停滞的条件式: } \frac{h_a}{h_c} = \frac{B \cdot (a+b)}{b \cdot (B+C)} \quad (225)$$

(a 风流逆转)

$$C \text{ 风流停滞的条件式: } \frac{h_a}{h_c} = \frac{a \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{b}{B+c}} \right)^2 + b}{B \cdot \left(\frac{b}{B+c} \right)} \quad (226)$$

关于风量分配和系统风阻的计算, 需要解算两个含有两个未知数的二次方程, 是相当麻烦。所以我们运用 S. 巴尔切克的逐次渐近法, 后面在解算多台通风机系统中将作出示范。

例: 某矿利用井下通风机通风, $h_1 = 80$ 毫米水柱, (图 133a),

为了开采下一水平，安設了第2台通风机 h_2 。試問在风門 T 打开的情况下也能保証所要求的风流方向，保証两个生产水平都有新鮮风流通风(图133a,b)，通风机 h_2 的风压应该选在多大的范围之内？将风流結構示意图(图133b)进风和出风点用虛綫連接起来，然后再从 K 点予以展开，使通风机 h_1 处于外部端点即获得与(132)图完全一样的风流結構示意图(图133c)

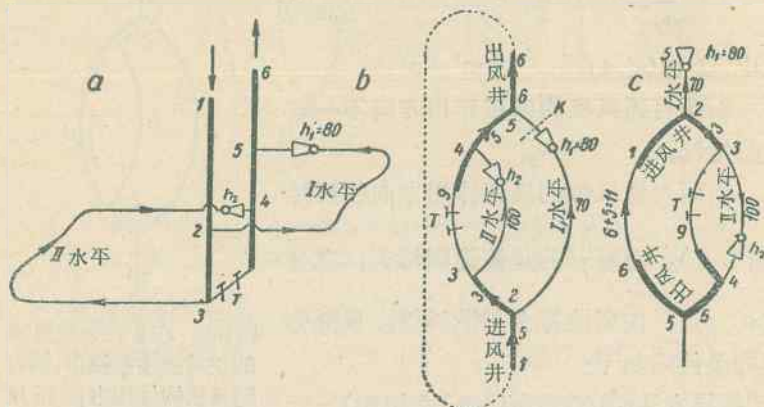


图 133 两台通风机安設在井下的通风系統

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{h_2}{h_1}; \quad h_1 = 80 \text{ 毫米水柱.}$$

$$a = 100 (\text{繆}); \quad b = 9; \quad c = c' + c'' = 5 + 3 = 8; \quad B = 11; \\ C = 70.$$

根据例題所提出的要求，在风流結構示意图(133c)中，风流 c 应该保持逆轉的流向（同样风流 b 也应逆轉），亦即当打开风門时，(225)式的条件式也要得到保証：

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{h_2}{80} > \frac{11 \cdot (100 + 9)}{9 \cdot (11 + 70)} = 1.645.$$

$$h_2 > 131.6 \text{ 毫米水柱.}$$

如风門 T 关闭时即 $b = \infty$ 則为了保証(225)的条件式得扇风机风压为：

$$h_2 > 80 \times \frac{11 \times \left(\frac{100}{\infty} + 1 \right)}{1 \times (11 + 70)} = 10.9.$$

(这种情况和前面(130-d图)公式(217)完全类似)

但是根据例题的要求, 风流 C 应保持正流向(图133c), 因此当风门打开时亦应保证条件式(222)的实现:

$$\frac{h_a}{h_c} = \frac{h_2}{80} < \frac{100 \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{9}{11+8}} \right)^2 + 9}{11 \cdot \left(\frac{9}{11+8} \right)} = 56.4.$$

$$h_2 < 4512 \text{ 毫米水柱.}$$

当风门 T 关闭时, 即 $b = \infty$ 保证条件式的实现, 通风机 h_2 的风压应为:

$$h_2 < 80 \cdot \frac{100 \cdot \left(\frac{1}{\infty} + \sqrt{\frac{1}{11+8}} \right)^2}{11 \cdot \left(\frac{1}{11+8} \right) \sqrt{+1}} = 866 \text{ 毫米水柱.}$$

根据上面的计算结果, 我们认为通风机 h_2 的风压范围应选在:

$$131.6 < h_2 < 866 \text{ 毫米水柱之间.}$$

第8节 两台通风机工作的简单角联通风系统的分析

运用与前节类似的方法, 也可以推导出简单角联通风系统中有两台风机工作时角联风流停滞或变化的条件式。

下面我们推导一部分作为示范的例子。通风系统的风流结构如图(134)所示, 两台通风机 (h_a 和 h_b) 分别安设在分支 d 和 a 中, 其风压的作用方向一致, 可能发生停滞的风流有: c (相对于风机 h_b 是角联风流) b' (相对于通风机 h_a 是角联风流) 以及 b 三个分支。下面我们只给出角联风流 c 停滞的条件式:

当 c 风流停滞时, 则 $q_c = 0$; $q_a = q_a'$ 和 $q_b = q_b'$ 。列出如下风路的压降方程式:

$$\text{沿风路 } acb \quad h_a = a \cdot q_a'^2 - b \cdot q_b'^2;$$

$$\text{沿风路 } d'b b'd'' \quad h_d = d \cdot q_d^3 + (b + b') \cdot q_b^3;$$

$$\text{沿风路 } a'b'c \quad a' \cdot q_a^3 - b' \cdot q_b^3 = 0;$$

$$q_d = q_a + q_b.$$

解以上方程組得风流 c 停滞的条件式:

$$\begin{aligned} \frac{h_a}{h_d} &= \frac{a \cdot \frac{b'}{a'} \cdot q_b^3 - b' \cdot q_b^3}{d \cdot \left(\sqrt{\frac{b'}{a'}} + 1 \right)^2 \cdot q_b^3 + (b + b') \cdot q_b^3} \\ &= \frac{a \cdot b' - a' \cdot b}{d \cdot (\sqrt{a'} + \sqrt{b'})^2 + a' \cdot (b + b')} \end{aligned} \quad (227)$$

如果 $\frac{h_a}{h_d}$ 的比值小于上式右端数值则风流 c 从 k 流向 L , 大于此值则风流 c 从 L 流向 k 。

利用相同的方法, 还可以推导出当风机安設在任意分支, 风压作用方向呈任意情况时的风流停滞条件式。

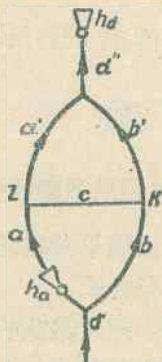


图 134 两台通风机在简单角联系统中工作

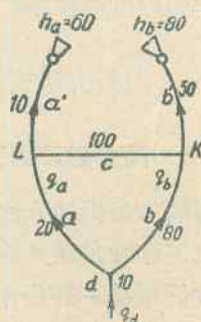


图 135 两个出风井的通风系统

例: 某矿通风系统的风流结构如图 (135) 所示。通风机的风压及各分支风路的风阻如图中所載明試求在分支 KL 內的风流方向?

当 KL 分支內风流停滞时, 列出沿如下风路的压降方程为:

$$\text{沿风路 } daa' \quad h_a = 10 \cdot q_a^3 + (20 + 10) \cdot q_a^2;$$

$$\text{沿风路 } dbb' \quad h_b = 10 \cdot q_b^3 + (80 + 50) \cdot q_b^2;$$

$$\text{沿风路 } acb \quad 20 \cdot q_a^3 + 0 - 80 \cdot q_b^3 = 0;$$

同时

$$q_d = q_a + q_b.$$

解上列方程組得风流 c 停滞的条件式为:

$$\frac{h_a}{h_b} = \frac{10 \cdot \left(\sqrt{\frac{80}{20}} + 1 \right)^2 \cdot q_b^3 + (20 + 10) \cdot \frac{80}{20} \cdot q_b^2}{10 \cdot \left(\sqrt{\frac{80}{20}} + 1 \right)^2 \cdot q_b^3 + (80 + 50) \cdot q_b^2} = 0.95.$$

由于

$$\frac{h_a}{h_b} = \frac{60}{80} < 0.95.$$

故风流 C 受风机 h_b 的风压作用从 L 流向 K 。

第 9 节 多台通风机工作的通风系统的分析

如果在通风系统的不同风路里有多台通风机 (两台以上的通风机) (图 136), 要使所有通风机的风压作用方向全部一致是不可能的。只有当多台通风机都是安设在同一风路里 (主干风流里, 图 137) 才可能出现风压作用方向一致的现象。

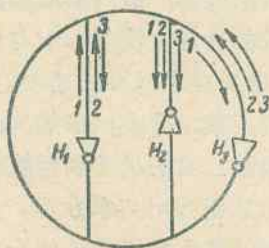


图 136 三台通风机同时工作的通风系统

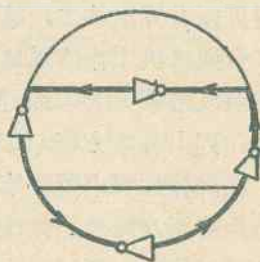


图 137 多台风机作用方向相同

在通风系统的一条风路里 (主风流里) 如有多台风压作用方向一致的通风机, 其特点是只有在这一风路里风流方向将是固定不变的。

对于有多台通风机工作的复杂通风网路一般是沒有精确的計

算方法的。因此我們不能不使用前面所介紹的逐次漸近法 (S. 巴尔切克)。

在一个閉合的风路里，如果有多台通风机 $h_1, h_2, \dots, h_n$ 則其风压的代数和将等于該风路的压降代数总和。

$$\left. \begin{aligned} \Sigma h &= \Sigma RQ^2; & \Sigma RQ^2 - \Sigma h &= 0 \\ \Sigma MQ^2 - 1000 \Sigma h &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (228)$$

对于每一个通风系統都可能列出 n 个这样的含有 n 个未知数的基本方程。如果任取风量 ($Q_{o1}, Q_{o2}, \dots$) 代入上述方程則不会得到滿足并且会产生 n 个誤差值：

$$f = \Sigma RQ_o^2 - \Sigma h. \quad (229)$$

根据所得数值 $f_1, f_2, \dots, f_n$ 运用和 (206) 式相同的方法，列出如下形式的方程組并計算出 n 个改正值：

$$2 \Sigma RQ_o \cdot dQ = -f. \quad (230)$$

解如上方程組得改正值 $dQ_1, dQ_2, \dots, dQ_n$ ，然后加在原取风量值 $Q_{o1}, Q_{o2}, \dots, Q_{on}$ 上，如此即得出第一次的风量漸近值：

$$Q = Q_o + dQ. \quad (231)$$

同理可以計算出第二，第三次漸近值，直到最后逐漸接近真值。有多台通风机工作的通风系統的計算方法基本上与只有一台通风机的通风系統无大区别。差别也只在于計算的过程更繁一些。

如果在列出基本方程 (228) 时，某一支风路的风流方向取的不对，在計算过程中所得第一或第二次的风量漸近值将会出現負值。为此必須及时改正风流方向从新列出基本方程。如果原取风流方向是正确的，則經几次漸近計算之后很快地便能获得精确的結果。

在第一次漸近計算中精度可以稍差，但最后几次漸近計算要求有較高的精确度。計算的精度和接近真值的程度可以通过各条风路中的压降代数总和相应通风机的风压值的比較而判定。

除如上所述巴尔切克 (Borczyk) 法之外，尚有 T. 考赫曼斯基 (T. Kochmański) 所提出的以克拉科夫积分法 (rachunek Kra-

kowianowy)为基础的复杂网路算法。

例：某矿部分通风系统的风流结构如图 138 所示，在 A B C 三点的风压值分别为： $h_a=1.65$ 毫米水柱； $h_b=1.94$ 毫米水柱， $h_c=0$ ，各分支的风阻已载明在图中。试求风量分配？

只要我们认为在此通风系统的部分地区 A 与 B 点确有相应于 h_a 和 h_b 的压源（通风机）存在时，即可将此部分通风系统视为一个独立完整系统进行计算。设若所取风流方向如图（138-a）所示，则：

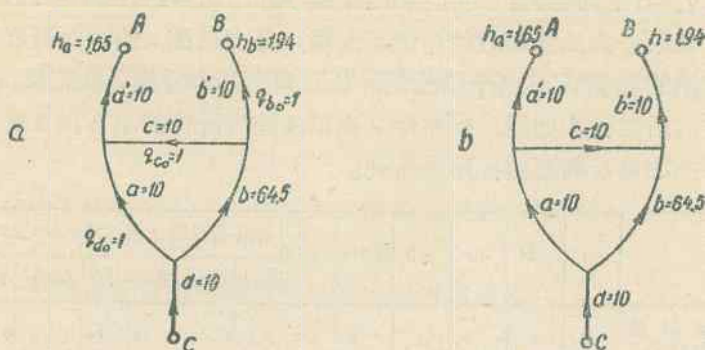


图 138 复杂通风系统的风量分配计算实例

$$q_a' = q_a + q_c; \quad q_b = q_b' + q_c; \quad q_d = q_a + q_b' + q_c.$$

根据(228)式列出基本方程(压降方程)如下：

$$\text{沿风路: } d-a-a' \quad 10 \cdot (q_a + q_b' + q_c)^2 + 10 \cdot q_a^2 + 10 \cdot (q_a + q_c)^2 - 1650 = 0.$$

$$d-b-b' \quad 10 \cdot (q_a + q_b' + q_c)^2 + 64.5 \cdot (q_b' + q_c)^2 + 10 \cdot q_b'^2 - 1940 = 0.$$

$$a-c-b \quad 10 \cdot q_a^2 - 10 \cdot q_c^2 - 64.5 \cdot (q_b' + q_c)^2 = 0.$$

设原取风量初值： $q_{a0} = q_{b'0} = q_{c0} = 1$ 根据(229)式得：

$$f_1 = 10 \times 3^2 + 10 \times 1^2 + 10 \times 2^2 - 1650 = -1510;$$

$$f_2 = 10 \times 3^2 + 64.5 \times 2^2 + 10 \times 1^2 - 1940 = -1582;$$

$$f_3 = 10 \times 1^2 - 10 \times 1^2 - 64.5 \times 2^2 = -258.$$

根据(230)列出計算改正值的方程为:

$$2 \cdot [10 \times 3 \times (dq_a + dq_b' + dq_c) + 10 \times 1 \times dq_a + 10 \times 2 \times (dq_a + dq_c)] = 1510.$$

$$2 \cdot [10 \times 3 \times (dq_a + dq_b' + dq_c) + 64.5 \times 2 \times (dq_b' + dq_c) + 10 \times 1 \times q_b'] = 1582.$$

$$2 \cdot [10 \times 1 \times q_a - 10 \times 1 \times q_c - 64.5 \times 2 \times (dq_b' + dq_c)] = 258.$$

解之得: $dq_a = +16$; $dq_b' = +13$; $dq_c = -12$; 根据(231)式得第一次风量渐近值为:

$$q_a = 1 + 16 = 17; \quad q_b' = 1 + 13 = 14; \quad q_c = 1 - 12 = -11.$$

从第一次风量渐近值中便可发现, 分支风流 c 的方向原取的是錯誤的。为此必須予以改正并重新列出基本方程, 改正风流 c 的方向后其结构如图138b所示。改正风流后計得的第2, 3及以后各次的风量渐近值如附表所列。

	q_a	q_a'	q_c	q_b	q_b'	q_d	在各条风路上的压降 $0.001 \Sigma m q^2$					
							$d_{aa'}$	$d_{ba'}$	平均	$d_{bb'}$	$d_{ac'b'}$	平均
原 取 初 值 (图138a)	1	2	1	2	1	3	0.14	0.40	0.27	0.36	0.10	0.23
第一次渐近值	17	6	-11	3	14	20	7.25	3.73	5.49	6.54	10.06	8.30
原 取 初 值 (图138b)	17	6	11	3	14	20	7.25	3.73	5.45	6.54	10.06	8.30
第二次渐近值	10	4	6	2	8	12	2.60	1.50	2.05	2.34	3.44	2.89
第三次渐近值	7.3	3.9	3.4	3	6.4	10.3	1.74	1.67	1.70	2.05	2.12	2.08
第四次渐近值	7.07	4.18	2.89	3.00	5.89	10.04	1.68	1.68	1.68	1.94	1.94	1.94
第五次渐近值	6.997	4.005	2.992	3.001	5.993	9.998	1.65	1.65	1.65	1.94	1.94	1.94
实 际 值	7	4	3	3	6	10	1.65	1.65	1.65	1.94	1.94	1.94

① 改正风流 c 后計得的数值。

第10节 电力模拟在通风网路計算中的应用①

最近几年以来, 在研究通风网路的问题中电模拟的运用愈来愈为广泛。一般都是用电阻模拟风阻, 直流电源模拟风机。而用

① 本节是根据1961年本书修訂版本譯出。

电流电压表讀出模拟计算机的每个分支电路的电压与电量，以确定被模拟的风网的相应风路的压降和风量。

运用电模拟不仅能够精确的解算任何复杂的通风网路，确定其风流方向；自然分风量；风路的压降以及总风阻。而且可以对通风中的多种問題进行研究，如考查多台通风机通风网路的通风机互相影响，自然风压的影响，火风压的影响以及考查火灾或其他事故时期采取任何通风措施的合理与正确性。

运用电力网路模拟通风网路时，应满足如下两点要求：

电流 I 与风量 Q 相似，而电压降 U 与风压损失 W 相似。

$$Q = I; \quad w = U.$$

用电阻 S 模拟风阻 R ，而在风网和模拟风网的电网中各自保持如下的关系时：

$$w = R \cdot Q^2; \quad U = S \cdot I.$$

如果使模拟元件的电阻和风路的风阻能够保持如下关系：

$$S(\Omega) = R \cdot I.$$

則模拟元件的电压将和电流的平方成正比：

$$U = R \cdot I^2.$$

而电力模拟网路的电流与电压将完全相似于所模拟的风网的风量和风压损失。

但是在制作通风网路电模拟机的过程中，最困难的就是选择具有二次方特性的电阻元件。有人采用普通白熾灯泡作为这种元件，但是它仅在某一范围内(約为 $0.3V \sim 0.9V$ 的标定电压)具有二次方特性。在經過选定后尚按照所模拟的风路风阻值加以并串连接才能应用。模拟装置的电路连接可以根据风流結構表(見根据图108制成的风流結構表)进行。

白熾灯泡模拟计算机的优点是造价便宜，但是由于白熾灯泡只有在标定电压范围内工作才具有二次方特性，因此在制作模拟计算机时为了选择給定风阻值的元件需要在大量的灯泡中进行繁重的試驗挑选工作。

采用伺服电动机自动調节的电阻元件制作通风网路模拟計算

則:
$$I \cdot S_2 = \frac{U_0}{k \cdot R} \cdot (S_1 + S_2).$$

在 I 号电路 A, B 两点間电阻元件的电压为:

$$U = I \cdot (S'_1 + S_2).$$

从最后两组方程可以写出如下关系式:

$$U = \frac{k \cdot S_2}{U_0} \cdot R \cdot I^2.$$

因为 k, S_2, U_0 均为常量, 故电阻元件的电压降将与电阻 R 和电流 I 保持正比关系:

$$U = c \cdot R \cdot I^2$$

式中
$$c = \frac{k \cdot S_2}{U_0}.$$

这种类型的模拟计算机, 造价极贵 (伺服电动机和自动调节系统价格较高), 对于一个中型矿井就需要 100~150 个这样的电阻元件。但是它具有使用方便, 运算迅速, 一台计算机能够模拟多个矿井的优点。

第11节 漏风的影响

漏风发生在废弃的巷道里, 通过不严密的风门, 风墙, 通风构筑物以及采空区, 充填区和岩石的裂缝。

在矿井里漏风量一般是相当大的, 有时可达总进风量的 80%。在采区范围内漏风量甚至可能占总进风量的 50%。

大量漏风产生的原因在于风量分配管理不当。通风设备状况不良再加上对采空区缺乏适当的隔绝。

漏风将会造成矿井总风阻的降低(等积孔加大)和工作面新鲜风量的减少。

根据漏风发生的地点不同可以分成二种类型:

1. 发生在新风风流与泛风流之间的短路连接巷道中的漏风,
2. 发生在采区内部的漏风。

1. 短路漏风: 通过没有密闭的废弃巷道的漏风, 以及通过不

严密的风門,风墙和由于出风井口封閉不严密(在压入式通风的矿井入风井口封閉不严密)从大气漏入风峒的风量均属于这种类型的漏风。它在較大的程度上起着减少矿井总风阻扩大等积孔的作用。矿井等积孔愈小时这种影响作用就愈为显著。如果矿井等积孔用 A_k 表示,相当于并联分支的漏风风路的等积孔用 A_u 表示。当风峒风阻較小时,則漏风风量 Q_u 与通过矿井的风量 Q_k 比与等积孔的关系可以近似的写成如下形式:

$$\frac{Q_u}{Q_k} = \frac{A_u}{A_k}.$$

当 A_u 值固定不变时則这一比值将随矿井等积孔的 A_k 减小而增大。一般說来,这一类型的漏风对于送达工作面的风量影响并不很大。但它却严重的增加通风机能量消耗(在后面第十一章中将詳細說明)。使用自然通风的矿井較使用机械通风漏风量要少一些。这主要是由于沿风路各点間压差較小以及消除了井口(抽出式一出风井,压入式一入风井)漏风所致。

2.采区内漏风:这类的漏风主要发生在风流結構图中較高級別的分支风路中(三、四級以上的分支风路),对矿井总风阻影响不大,但它对于减低工作面的风量起主要作用。在前进式的回采工作面的采空区漏风是这类漏风的典型。根据矿井实测証明,这类漏风主要发生在进风巷道距工作25~35米的地区內。距离再远一些漏风量就会显著的下降,超过50~75米以外漏风量很小。但有时距工作面100~150米时仍有漏风。减少这类漏风的方法是沿着通风巷道构筑充填带,但比較有效的方法是扩大工作面进风与回风巷道的断面。例如将巷道断面从原有4米²扩大到8米²則压降将会到 $\left(\frac{8}{4}\right)^{\frac{5}{2}} = 5.6$ 倍,这对于减低进风与回风巷道之間的风压,减少漏风起显著作用。

应该指出,在瓦斯矿井中漏风起着冲淡采空区瓦斯濃度的好作用。为此如果在送往工作面的风量大于所需时,使部分多余的风量以漏风的形式通过采空区是应该被允許的。

第12节 自然风压的影响

在制出分支通风系统的自然风压图线之后人们不难相信，通过每一条分支风路的自然风压值是不尽相同的(图 139)。因为在每一个矿井里空气在流动中都要发生温度与成份的变化。严格说来，即如当风机安设在通风系统的外部在其两端间每条风路的压降值也是不相同的。在正常的条件下，这种差别一般是很小的可以忽略不计。但是例如一旦发生矿井火灾时，自然风压的作用就会相当显著，甚至可能全部改变矿井的通风条件。

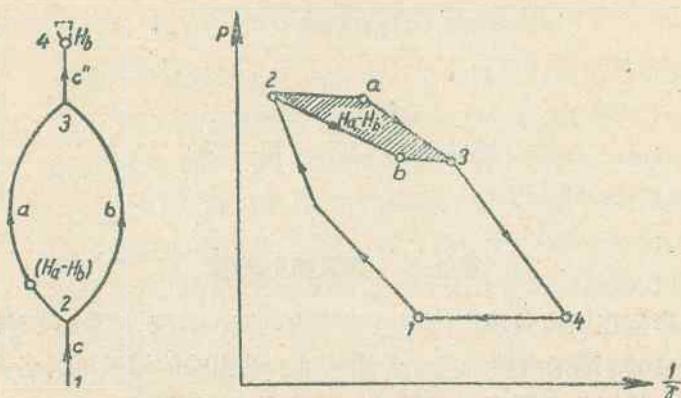


图 139 自然风压对风流方向的影响

如图 (139) 所示，如果风路 a 的自然风压 (H_a) 大于风路 b (H_b)，这就相当于在主干风路上安设风压为 H_b 的通风机和在分支风路 a 内又安有风压为 $H_a - H_b$ 的辅助通风机。根据前面所介绍的风流逆转的条件式 (210) 可知，当此两个压源保持如下的关系时， b 风流即可能发生逆转：

$$\frac{H_a - H_b}{H_b} > \frac{a}{c}.$$

如果在通风系统的外部尚有风压为 H_m 的通风机作用时，则上面的条件式还可以改写如下：

$$\frac{H_a - H_b}{H_b + H_m} > \frac{a}{c}.$$

在一般的情况下，正如在自然通风一章中所述，矿井的自然风压从其作用上可以看作是安设在巷道中的一系列风机。正是由于这些风机的局部风压的作用，可能使通风系统的个别分支甚至全部系统发生风流的逆转。尤其当发生矿井火灾时，热风压可以达到相当高的数值，风流的逆转更是容易。消除这种危险的有效方法则是调节分支风路的风阻。例如在图139所示的通风系统中，为了防止 b 风流的逆转。应将上面的不等式右端加大，即增大 a 分支的风阻(m_a)使之保持(209)的条件式：

$$\frac{H_a - H_b}{H_b + H_m} < \frac{a + m_a}{c}$$

第十章 通 风 机

第 1 节 通风机的类型

产生正压或负压促使空气流动的机械，其压力值一般不超过 500~1000 毫米水柱者称之为通风机。抽出式的通风机又名排风机。根据作用原理不同通风机可以分成如下两类：

1. 离心式通风机 (图 140)：离心式通风机具有一个放射状或呈一定弯曲度叶片的工作轮 A 、其作用原理在于工作轮旋转时产生离心力，在其中心造成负压通过吸气孔口 B 吸入空气，在其边缘造成正压将空气排出。因此空气在通风机体内的流向并不取决于工作轮的旋转方向。这类的通风机可以从机体一边吸风也可以从两边同时吸风。工作轮由一个具有扩散状出口 D 的外壳 C 所包裹。工作轮的叶片有向前弯曲的 (图141a)，放射状的 (图141b) 以及向

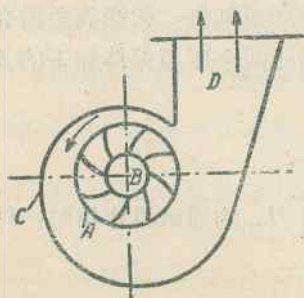


图 140 离心式通风机

后弯曲的 (图141c)。工作轮的叶片有向前弯曲的 (图141a)，放射状的 (图141b) 以及向

后弯曲的(图141c)。根据所产生的风压不同还可以分为:

- | | |
|----------|------------------------|
| 1) 低压通风机 | $h=100$ 毫米水柱以下。 |
| 2) 中压通风机 | $h=100 \sim 200$ 毫米水柱。 |
| 3) 高压通风机 | $h=200 \sim 500$ 毫米水柱。 |

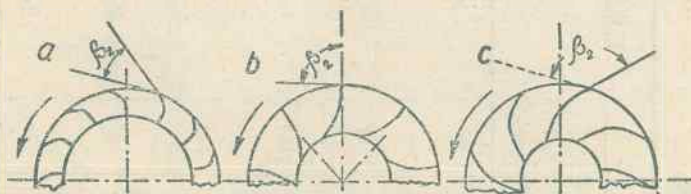


图 141 离心式通风机的叶片弯曲形式

工作轮叶片向前弯曲的通风机产生的风压较高但通过的风量不大。在矿井里使用的通风机大多数是这种类型的叶片〔如几奈斯特-黑尔斯海型(Geneste-Herschel), 拉特伍型(Rateau)和西老口型(Siroco)等通风机], 工作轮叶片向后弯曲的通风机产生的风压低但通过的风量较大〔例如百卢色尔型(Pelser)通风机]。离心式通风机风量的调节都是通过改变工作轮的转数来进行的。但是工作轮的转数大小是和其结构强度直接有关的。西老口型(Siroco)通风机工作轮的圆周速度一般不超过 $20 \sim 30$ 米/秒。几奈斯特-黑尔斯海型(Geneste-Herschel)通风机—— 65 米/秒。拉特伍型(Rateau)通风机—— 80 米/秒。为了获得同等的风量, 向前弯曲叶片的通风机较之放射状叶片的通风机其转数应减少 $15 \sim 25\%$ 。向后弯曲叶片的通风机应增大 $30 \sim 40\%$, 除此而外, 向前弯曲叶片的通风机体积较小, 所以在矿井里应用广泛。

大型通风机的效率较之小型通风机的效率为高, 例如当风量为:

300米 ³ /分钟	效率系数	$\eta=0.40$
300~600米 ³ /分钟	效率系数	$\eta=0.45$
600~1000米 ³ /分钟	效率系数	$\eta=0.50$
1000~2000米 ³ /分钟	效率系数	$\eta=0.60$
2000~5000米 ³ /分钟	效率系数	$\eta=0.67$ (有时可达 $0.7 \sim 0.8$)

表 23 拉特伍型(Rateau)离心式通风机的规格及参数

工作輪 直 徑 (米)		等积孔 A (米 ²)	風 壓 (毫米水柱)									適用矿井的等积孔 A (米 ²)
			$h=48$			$h=108$			$h=192$			
			n (轉/分)	Q (米 ³ /秒)	N (千馬力)	n (轉/分)	Q (米 ³ /秒)	N (千馬力)	n (轉/分)	Q (米 ³ /秒)	N (千馬力)	
4.0	3.0	95	56	48	144	84	160	191	112	380	4.0~2.6	
3.4	2.0	112	40	35	169	60	115	225	80	280	2.6~1.85	
2.8	1.5	137	28	24	205	42	80	274	56	190	1.85~1.3	
2.4	1.0	159	20	17	238	30	57	318	40	140	1.3~0.92	
2.0	0.75	191	14	12	287	21	40	382	28	95	0.92~0.65	
1.7	0.5	225	10	8.5	336	15	28	450	20	70	0.65~0.46	

在图 142 中所载的各种类型的通风机都是矿井比较常用的几种离心式通风机。在上表中我们列出拉特伍型 (Rateau) 离心式通风机的规格及参数。

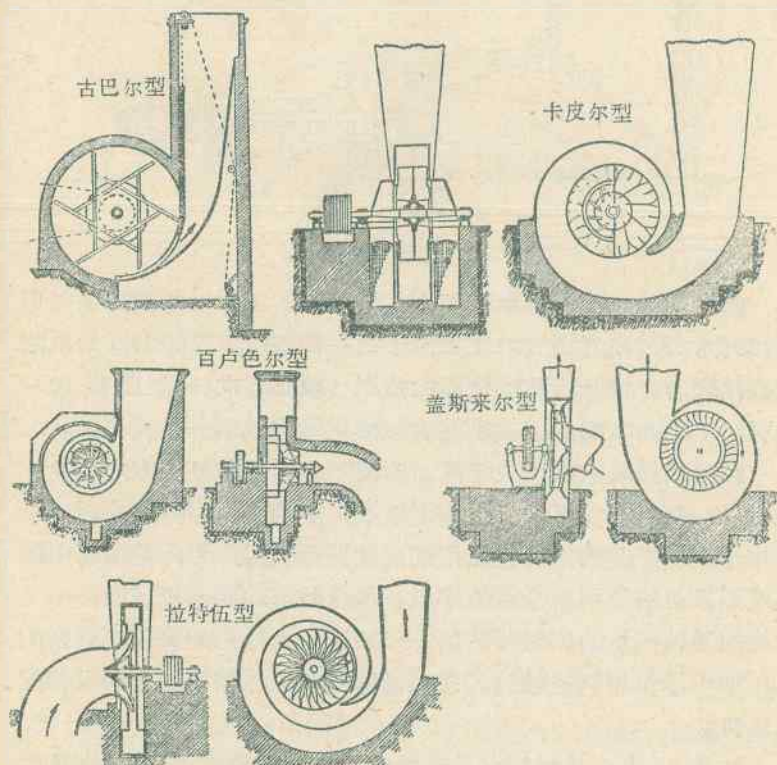


图 142 矿井常用各种离心式通风机

2. 轴流式通风机 (图 143), 轴流式通风机和离心式通风机的基本差别即是工作轮的结构形式。轴流式通风机的工作轮是由轮毂以及和旋转平面呈一定角度而固定于轮毂之上的叶片 (翼片) 所组成。空气的流动方向与工作轮的轴向相平行, 因此得名为“轴流式”通风机。风流方向的改变可以通过改变工作轮的旋转方向来实现, 与此同时最好还能够将叶片的安装角度扭转 180° 。风量的调节可以通过改变工作轮的转数和叶片的安装角来进行。

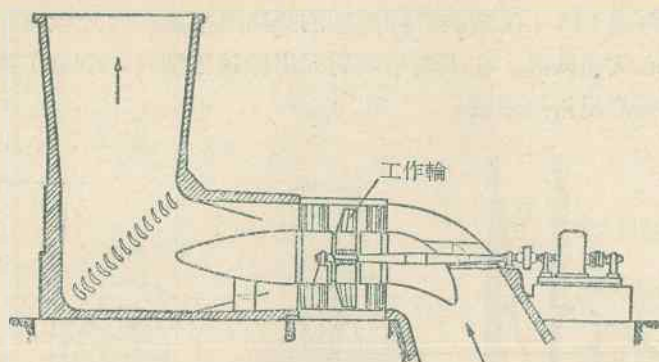


图 143 軸流式通風機

軸流式通風機的轉數較离心式為高，其工作輪的圓周速度可達120(米/秒)或者更大。正是由於這一特點所以它能與電動機的軸直接聯動，並從而獲得較高的效率（較离心式一般高出10~20%， η 可達0.8）。但在礦井實際使用時的效率一般是65%。

軸流式通風機除了效率高，改變工作條件和風流方向容易等特點外，尚具有如下優點：體積較小，重量小。當軸流式通風機使用於大型礦井的通風時這些優點就更為突出，為此在現場中軸流式通風機的使用愈來愈為廣泛。單級軸流式通風機（即一個工作輪的通風機）的風壓可達150~200毫米水柱，如果需要更高的風壓則可以使用雙級軸流式通風機即兩個工作輪串聯起來運轉的通風機。

在表 24 中，我們給出了蘇聯產品 B 型軸流式通風機（在蘇聯稱為 W 型）的規格及其參數。

軸流式通風機的选择可以根据一定的圖綫来进行，圖 144 和 145 是儒拉夫列夫在 1947 年為选择 CAGI, B 型軸流式通風機所制訂的諾謨圖綫。

一般在選擇通風機時需要掌握如下數據：

1. 應由通風機送入井下的風量， Q (米³/秒)；
2. 通風機應該產生的風壓， h (毫米水柱)；
3. 通風機工作等積孔， A (米²)。

表 24 B型軸流式通风机的参数

工 作 輪 直 徑 (米)	轉 数/分 钟	圓 周 速 度 (米/秒)
1.2	1500	94.2
	1000	63.0
1.4	1500	110.0
	1000	73.5
1.8	1000	94.5
	750	71.0
2.0	1000	105.0
	750	78.5
2.4	1000	126.0
	750	94.5
2.8	750	110.0
	600	88.5

在图(144)的图綫中, 曲綫 $A=f(D_2)$ (左图) 和 $A=f(u_2)$ (右图) 都是根据叶片最大与最小的安装角(細綫)和最有利的安装角(粗綫)三种情况不同而繪制的。

根据等积孔 A 值在左图上先确定出通风机的作輪直徑 D_2 , 然后根据 A 与 h 值在右图上找出通风机的作輪轉数 n 。

运用图綫(144)选扇风机的具体步骤如下:

1. 在纵座标軸上定出相应于給定的等积孔 A 值点。从这一点向左作横座标軸的平行綫与曲綫 A_n (粗綫) 交于一点, 然后再从这一点向下作垂綫与横座标軸相交得出的一点即是所选通风机的直徑 D_2 。

2. 从相应于給定的等积孔 A 值点向右作横座标的平行綫, 然后再从相应于給定的风压 h 值点向上作垂直綫。根据两綫交点的位置即可讀出所需通风机的作輪轉数 n 轉/分钟。如两綫的交点并不直接落于一定轉数的曲綫上, 則应选取与其最近的轉数曲綫。如果最后选定的轉数曲綫是在两綫交点的右边, 这时原选的通风机作輪直徑 D_2 点也要相应的离开 A_n 綫(粗綫)向右移动一段距离, 但又不能超出 A_{max} 和 A_{min} 曲綫范围之外。这就是說适当的修正了原选的通风机作輪直徑 D_2 , 将之略微的增大了一些。

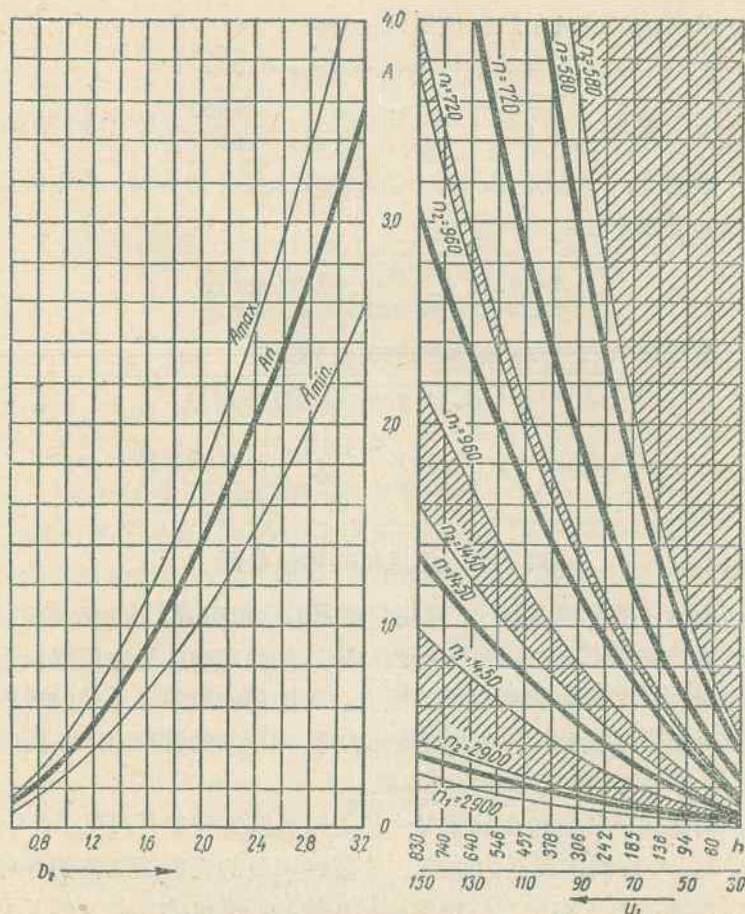


图 145 选择 B 型双级轴流式通风机的诺模图

的通风机，或者使用皮带与齿轮联轴器，使通风机转速符合于标准化的转速。

关于利用上述图线选择通风机的方法最好通过如下实例说明：

举例 1： 给定的参量： $Q=4200$ 米³/分钟= 70 米³/秒；
 $h=170$ 毫米水柱。

$$A = 0.38 \cdot \frac{70}{\sqrt{170}} = 2.04 (\text{米}^2).$$

从图綫(144)(单級軸流通风机)得:

$$D_2 = 2(\text{米}); n = 960(\text{轉/分钟}).$$

$$\text{圓周速度: } u_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n}{60} = 3.14 \times \frac{2 \times 960}{60} = 100(\text{米/秒}).$$

举例 2: 給定參量: $Q = 6300 \text{ 米}^3/\text{分钟} = 105 \text{ 米}^3/\text{秒};$
 $h = 360 \text{ 毫米水柱}.$

$$A = 0.38 \cdot \frac{105}{\sqrt{360}} = 2.1(\text{米}^2).$$

从图綫(145)(双級軸流式通风机)得:

$$D_2 = 2.4(\text{米}); n = 720(\text{轉/分钟});$$

$$\text{圓周速度: } u_2 = 3.14 \times \frac{2.4 \times 720}{60} = 91(\text{米/秒}).$$

第 2 节 通风机的特性曲綫

通风机的排风量(Q), 风压(h 或 H), 功率(N)以及效率(η)一方面决定于其类型, 每分钟的轉数, 尺寸大小, 另方面取决于工作条件: 即通风机所克服的阻力。工作条件即通风系統的等积孔或风阻发生变化时, 虽然通风机仍保持相同的轉数(n)不变其 Q , h , N 和 η 值也都将有所不同。

所謂通风机特性曲綫就是一組表示在既定轉数 N 时 $Q, h; Q, N; Q, \eta$ 之間的关系的曲綫。它能够明显的表明通风机的各种工作性能。为了实用方便起見有时还繪制通风机的 Q 与 A 的关系曲綫。

通风机特性曲綫的形状随輪翼叶片的結構不同而异。輪翼叶片向后弯曲的通风机, 其风压与风量的特性曲綫($h-Q$ 綫)将随风量的增加一直下降(图146-a)。一般离心式通风机的 $h-Q$ 曲綫如图(146-b)所示。軸流式通风机的 $h-Q$ 特性曲綫如图(146-c)所示。

当矿井只有一台通风机工作时, 仅需用其特性曲綫的一部分, 即其在 Q, h 座标系統中的第一象限部分(图146)。在这种情况下, 风流从低压点(通风机的吸风口)流向高压点(通风机的出

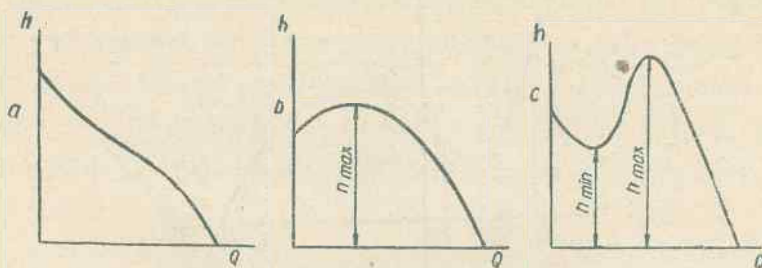


图 146 各种类型的通风机特性曲线

风口)(如图147所示)。因此取通风机前后的压差(正压或负压)为正值($+h$)；而风流从吸风口到扩散器，所以取风量为正值($+Q$)。

如果有两台以上的通风机在同一矿井工作，则可能在其中一台通风机的进风口出现较之出风口压力为低的现象，这时其风压(h)将取负值($-h$)。当然，在通风机联合运转时，也可能出现风流从扩散器出口倒向流动的现象，在这种情况下取其风量为负值($-Q$)。因此，在多台通风机联合运转的矿井或者说多台通风机同时联接在一个通风系统上时，则所需用的特性曲线就不仅是它在第一个象限中的部分了，在其余象限中的部分也是完全必需的。

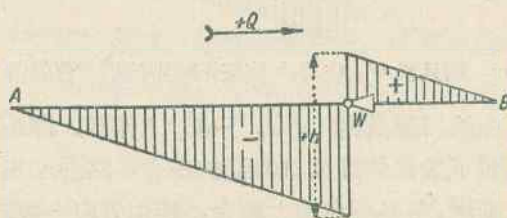


图 147 矿井借助一台风机通风

在矿井里最常使用的通风机，其完整的特性曲线如图(148)所示，最低风压点(h_{min})往往是在第二象限(有时也会出现在第一象限内如图146c所示)。

通风机 W_1 ，只有在与另一台风压较大，作用方向相反的通风机 W_2 联合运转时，才可能出现在第二象限内($-Q, +h$)工作的

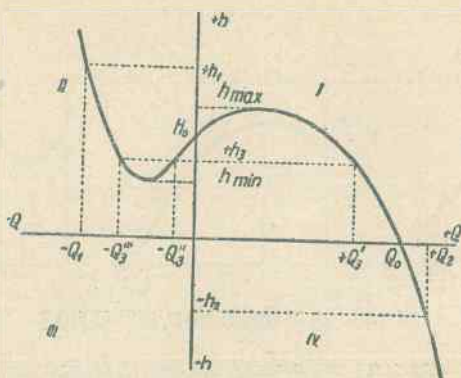


图 148 完整的通风机特性曲线

可能(图149)。在这种情况下,从能量的观点来看,通风机 W_1 好象是连接在风路上的风阻,为了克服它就需要作一定量的功。当风流逆转时,除了产生压降,还存在着动轮倒转的趋向。这和利用反向电流阻止电动机转动时的作功情况类似。

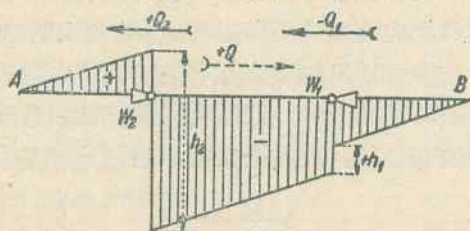


图 149 通风机 W_1 在 Q_1h 座标系统中的第二象限内工作

通风机在第四象限内 ($+Q, -h$) 工作时,即是在其扩散器出口反而出现了较机体进风口为低的压力,这种不正常情况,通常是在通风机 W_1 与另一台能力较大,作用方向一致的通风机 W_2 串联运转时可能发生(图 150)。通风机 W_1 的作用方向虽然与 W_2 一致,但是非但起不到有利作用而且对 W_2 来说就类似一个附加的风阻并引起一定的压降($-h_1$)。

关于通风机在第三象限内 ($-Q, -h$) 工作的可能是难以想象的。无论怎样组合通风机的联合运转,都不可能使其扩散器出口的压力低于机体进风口的压力,而同时风流呈反向流动。因此

我們认为只有在多台通风机联合运转而需要研究或分析它们的組合情况时在理論上可能存在着第三象限內的特性曲綫。例如在图(149)中, 通风机 W_2 实际上是在第一象限中工作($+Q_2, +h_2$), 但是当我們假定沿着虛綫箭头所指的方向为正风量($+Q$)时, 則在此整个的組合中通风机 W_2 将相应的在第三象限中工作($-Q_2, -h_2$)。

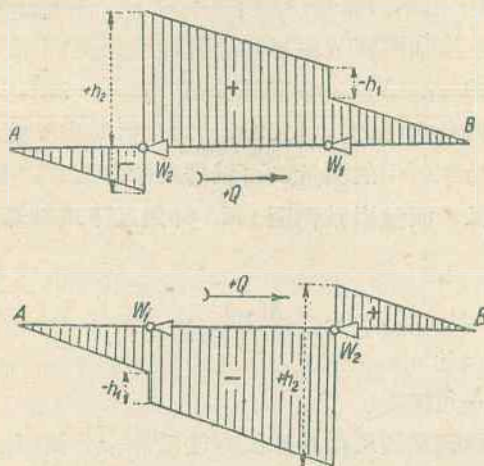


图 150 通风机 W_1 在 Q_1h 坐标系統中的第四象限內工作

有了一个完整的通风机特性曲綫之后, 則不难确定出既定压差(h)下通过通风机的风量。例如当通风机在扩散器出口处的压力大于机体进风口的压力而压差为(h_1)时(正值压差), 从其特性曲綫上(图 148)可以看出其风量 Q_1 反而是負值即风流呈反向流动。如果当通风机所創压差为 h_2 时(負值风压)其风流反而保持正常流向而风量为 Q_2 (图148)。

当通风机的特性由具有“駝峰”变化时(图148)。如果說 $h = +h_2$, 則存在着三种可能的风量: $+Q'_3$, $-Q''_3$ 和 $-Q'''_3$ 。因此当通风机在这种情况下运转时, 虽然預計风量为 $+Q'_3$, 而实际在矿井中获得的风量并非 $+Q'_3$, 以致形成不良的通风。由于在通风网路中存在着两台以上的通风机同时运转, 或者存在着其他压

源时，才可能发生通风机在第二象限内工作的现象，所以在这种情况下通风网路可能有多个稳定状态。这一事实不仅可以从理论上获得解释，而且在试验中也得到了证明。

在通风机特性曲线上不但要表示出 Q, h 的关系，而且还需要表明在给定转速下的 Q 与 N ； Q 与 η 的关系。

通风机特性曲线的绘制需要借助于闸门的调节（即风阻的调节），从而测定出不同风量（ Q ）下的 h 与 N 。在一般情况下，测定的步骤如下：当闸门调节在不同位置时，分别测量 $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ 以及相应的 h_i 和 N 。然后根据公式 (91), (92), (93), (100) 计算出 h 并用公式 (102), (103), (104) 计算出 η 值。

通风机功率（ N ）的测量，可以借助于电流表，也可以用特殊的动力测定仪表测量出轴转矩（ M ）并通过下式计算出相应的 N 值：

$$N = \frac{M \cdot \omega}{75} \text{ (馬力)}$$

式中 ω ——角速度。

用电流表测定通风机功率的方法虽然十分简便，但是应该注意用电流表实际上所测定的功率并不是通风机的功率而是电动机的输入功率。因此在利用公式 (110) 计算功率系数 $\eta = \frac{N_u}{N}$ 时，就不仅是通风机本身的功率系数，而是包括了电动机的全部通风设备的系数：

$$\eta_{\text{设备}} = \eta_{\text{通风机}} \cdot \eta_{\text{电动机}} \quad (232)$$

例：为了绘制某矿一台抽出式通风机的特性曲线（ $n=200$ 转/分），通过闸门调节测得如下各项数据：风洞内的风速 v （米/秒）。风压 h （毫米水柱）风洞断面积 $S=2.4$ 米²，以及功率消耗 N （馬力），测定时的空气重率 $\gamma=1.2$ ，各项实测和计算数值列表如下：

	代 表 符 号	1	2	3	4
实测数据	风速 v (米/秒)	0	1.80	3.55	5.35
	静压 h_{st} (毫米水柱)	30	31	30	25
	功率 N (馬力)	3.5	5.0	6.5	7.5
计算数据	风量 $Q=v \cdot S$ (米 ³ /秒)	0	4.3	8.5	12.8
	全压: (根据公式[98]、[100]算出)				
	$h=h_{st}-\frac{v^2}{2g} \cdot \gamma$	30	30.8	29.2	23.3
	有效功率: (根据公式[102]算出)				
	$N_u = \frac{Q \cdot h}{75}$	0	1.78	3.32	4.00
	效率 (根据公式[104]算出)				
	$\eta = \frac{N_u}{N}$	0	0.36	0.51	0.53

根据如上所列数值繪出通风机特性曲线如图 (151) 所示。当 $Q=12$ (米³/秒) 和 $h=25$ (毫米水柱) 时, 工作效率最大 $\eta_{max}=0.54$ 。同时根据公式 (163) 计算出該通风机最适应的矿井等积孔为:

$$A=0.33 \cdot \frac{12}{\sqrt{25}}=0.91 \text{米}^2.$$

因此我們认为該通风机适用于窄級等积孔的矿井通风。

从图 (151) 上可以明显的看出, 通风机的 $N \sim Q$ 特性曲线是一条不断上升的曲线。这是离心式和双級軸流式通风机 $N \sim Q$ 特性曲线的特点。单級軸流式通风机的 $N \sim Q$ 特性曲线在 $h \sim Q$ 特性曲线的“驼峰”以右是逐渐下降的。因此在矿井风阻减小时 (大巷风門开启发生风流短路等原因), 对于离心式通风机的电动机可能发生过負荷的

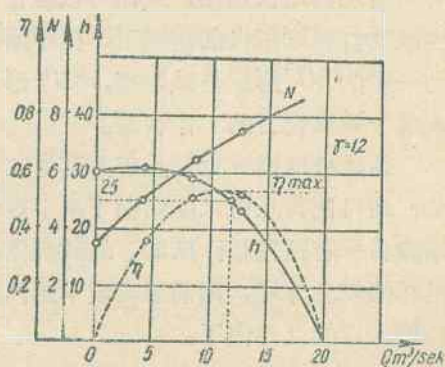


图 151 繪制通风机特性曲线实例

現象(有燒毀電動機的危險)。在測定通風機特性曲線的過程中，也要特別注意這一問題。當然對單級軸流式通風機來說就不存在這一問題，所以啟動時完全可以将閘門全部開啟。

通風機最有利的工作狀態是在特性曲線靠近 h_{max} 點的右方，一般說來相對於該點的效率也是最高的。如果通風機的工作點落在 h_{max} 的左邊，特別是軸流式通風機將會出現不穩定的工作狀態，從而影響整個通風機設備的正常運轉。為了確保通風機工作的穩定性，不使其工作點由於偶然事故而落在“駝峰”的左邊，在選擇通風機時應使其風壓不超過 $0.9 \cdot h_{max}$ 。

為了繪制通風機特性曲線而進行測量時，如果將靜壓管安設在閘門的前面，則讀出的壓力是促使空氣通過礦井的風壓。無論閘門處在全開或部分開放的位置都可以用這一讀數來計算礦井等積孔。如果將靜壓管設在閘門與通風機之間，則獲得的壓力讀數為通風機所造成的風壓。只有用這一讀數才能確定通風機的工作。在調節閘門的過程中，當閘門逐點封閉時，處於閘門前的靜壓管讀數逐漸減小即作用於礦井的風壓降低，而處於閘門與通風機之間靜壓管讀數卻逐漸增大，即通風機所造成的風壓升高。因此在礦井里通常最好安設兩個靜壓管，並使位於閘門之前的靜壓管與自記風壓儀連接，這樣可以經常檢查井下的變化情況。如果在缺乏自記風壓儀的情況下，位於閘門與通風機之間的靜壓管可與一般的“U”形壓差計連接，“U”形壓差計將能隨時指示通風機或整個通風設備的工作狀態。

通風機風峒究竟算是礦井巷道的一段或者是通風設備的一部分？到目前為止仍未能明確下來。在蘇聯的有關文獻中，所謂通風設備一般是包括：風峒、通風機體，擴散器三部分。如果說以這樣的概念為準，則前述安設於閘門前的靜壓管就需要移到靠近風峒入口的風井內了。

第3節 空氣重率、通風機型號和轉數變化的影響

如果通風機是在一個具有固定風阻（或等積孔）的網路中工

作，风压损失与风速 v (或风量 Q) 的平方成正比关系即风流是紊流状态，这时当轉数 n 变化时，則：

1. 通风机风量 Q 与轉数成正比关系：

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (233)$$

2. 风压 h 或 H 与轉数的平方成正比关系：

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (234)$$

3. 功率消耗 N (不包括由于通风机軸瓦的摩擦以及其他机械损失所消耗的功率) 与轉数的三次方成正比关系：

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2 \cdot h_2}{Q_1 \cdot h_1} = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (235)$$

4. 如果机械损失不計，当网路风阻固定时，則根据公式(104)

計算的效率系数 $\eta = \frac{N_u}{N}$ 将保持不变。

如果风压损失不是和风速的平方成正比关系 (例如空气在岩石裂縫中流动或者是呈渗透流动，风压损失与风速的一次方成正比关系) 則上述結論不能应用。

当通风机的型号即尺寸发生变化，但轉数和工作条件 (即网路风阻) 保持固定时，則：

1. 同一类型通风机的风量和工作輪直径 D 的三次方成正比关系：

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (236)$$

2. 风压与工作輪直径 D 的平方成正比关系：

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (237)$$

3. 功率消耗与工作輪直径 D 的五次方成正比关系：

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q_2 \cdot h_2}{Q_1 \cdot h_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (238)$$

由于通风机结构强度的限制，当尺寸增大并維持动輪的圓周速度不变 (u 米/秒 = 常数) 时，必須保持如下的比例关系：

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_1}{D_2}.$$

所以

1. 根据公式(233), (236)得:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3. \quad (239)$$

这就是說: 当通风机的圆周速度不变, 网路风阻固定, 則同类型通风机的风量是和直徑的平方成正比关系。

2. 根据公式(234), (237)得:

$$\frac{h_2}{h_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 1. \quad (240)$$

即相同类型通风机的风压保持不变。

3. 根据公式(235), (238)得:

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3. \quad (241)$$

即功率消耗与直徑的平方成正比关系。

如欲保持通风机在单位時間內的排风量不变 (Q 米/秒), 則通风机所造成的风压应随空气的重率 γ (或者密度 ρ) 改变:

$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}. \quad (242)$$

如果将风压以 H 米空气柱高度表示之則得:

$$\frac{H_2}{H_1} = \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = 1. \quad (243)$$

因此可以看出: 以米空气柱高度为計量单位的风压是与空气的重率无关的。

不考虑机械損失时, 則可以写出通风机功率消耗与空气重率的关系:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{Q \cdot h_2}{Q \cdot h_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}. \quad (244)$$

如果当机械損失显著, 不能忽略时 ($N_{\text{机械}}$), 則应将上式写成如下比較复杂的形式:

例：根据前例（图151）所获得的测定结果，试计算并绘制出同类型通风机当其转速增大1.4倍（从200转/分增大到280转/分），

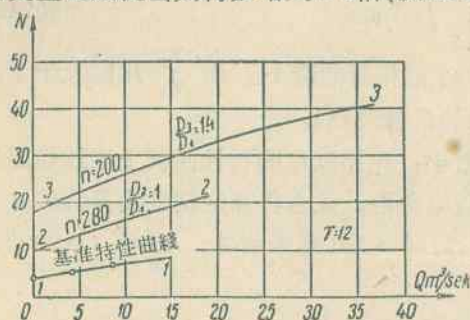


图 153 增大通风机体型或转速时的
 Q, N 特性曲线

或者当其动轮直径增大1.4倍时的特性曲线。

计算过程及结果如表中所列，绘制出相应的特性曲线如图（152）和（153）所示。

应该指明一点，即在计算功率消耗时〔根据公式（235）和（238）〕，由于在公式中没有考虑

说 明		数 据			
		1	2	3	4
当转速 $n_1 = 200$ 时的通风机特性曲线	$Q_1 =$ $h_1 =$ $N_1 =$	0 30 3.5	4.3 30.8 5.0	8.5 29.2 6.5	12.8 23.3 7.5
当转速 $n_2 = 280$ 时增加 $\frac{n_2}{n_1} = 1.4$ 倍	根据公式[233]得 $Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} =$ 根据公式[234]得 $h_2 = h_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 =$ 根据公式[235]得 $N_2 = N_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 =$	0 58.8 9.6	6.0 60.3 13.7	11.9 57.2 17.8	17.9 45.6 20.5
当动轮直径增大 $\frac{D_3}{D_1} = 1.4$ 倍时	根据公式[236]得 $Q_3 = Q_1 \cdot \left(\frac{D_3}{D_1}\right)^3 =$ 根据公式[237]得: $h_3 = h_1 \cdot \left(\frac{D_3}{D_1}\right)^2 =$ 根据公式[238]得: $N_3 = N_1 \cdot \left(\frac{D_3}{D_1}\right)^5 =$	0 58.8 18.8	11.8 60.3 26.9	23.3 57.2 35.0	35.1 45.6 40.4

到机械损失故所得结果只是近似值。

第4节 通风机的等效率特性曲线

在研究通风机转速改变的影响时，通常是将一系列不同转速(n)的通风机特性曲线绘制在同一个 Q, h 的座标系统中(图154)，而等效率曲线 η 则是作为这一系列特性曲线的补充曲线。

如前节所述，当我们只考虑流体功率(即是不包括机械损失)时。在给定矿井通风网路等积孔 A 的情况下，效率系数 η 是固定不变的。因此，对于相应等积孔 A 的效率曲线将是等效率曲线。

根据公式(163)可知，对于某一固定的 A_1 值，表征 h 与 Q 的关系式如下：

$$h = \left(\frac{0.38}{A_1} \right)^2 \cdot Q^3.$$

它是一个抛物线方程(图154中的 A_1)，是和通风机的给定效率 η_1 相对应。

这样我们就能够在(154)图上绘出一系列的等效率曲线：

$$\eta_{max} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \cdots \circ$$

由于通风机轴瓦摩擦而产生的机械损失($N_{机械}$)是和转速的一次方成正比关系。但是根据公式(235)可以看出，通风机的流体损失(功率)是与转速的三次方成正比关系。因此在等积孔不变的情况下，效率系数 η 具有固定性的规律是不能完全成立的，尤

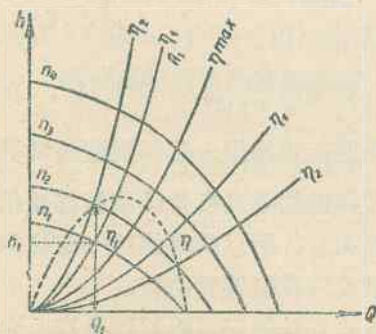


图 154 机械损失忽略不计时的等效率曲线

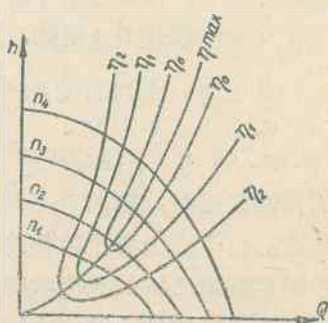


图 155 考虑机械损失时的等效率曲线

其当轉数值較低的情况下更是如此。在低轉数的条件下流体功率較小，机械損失的影响将会相对的显得很大。这就必然会引起效率系数的减小。为此，在考虑到机械損失时，等效率曲綫具有如图 (155) 所示的形状。

第 5 节 无因次特性曲綫

当等积孔 $A = \text{常数}$ ，同时根据公式 (236) ~ (238) 和 (233) ~ (235) 以及 (242)，(244) 既考虑到通风机直徑、轉数的变化，又考虑到空气重率 γ (密度 $\rho = \frac{\gamma}{g}$) 的变化时，則可以获得如下的一系列关系式：

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_2}{Q_1} &= \frac{n_2}{n_1} \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3, \text{ 从而得: } \frac{Q_1}{n_1 \cdot D_1^3} \\ &= \frac{Q_2}{n_2 \cdot D_2^3} = \frac{Q}{n \cdot D^3} = \text{常数.} \\ \frac{h_2}{h_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}, \text{ 从而得:} \\ \frac{h}{\rho \cdot n^2 \cdot D^2} &= \text{常数.} \\ \frac{N_2}{N_1} &= \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}, \text{ 从而得:} \\ \frac{N}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} &= \text{常数.} \end{aligned} \right\} \quad (247)$$

以及 $\eta = \text{常数}$ 。

从上面一系列的关系式可見，如果以 $\frac{Q}{n \cdot D^3}$ 为横座标，以 $\frac{h}{\rho \cdot n^2 \cdot D^2}$ ， $\frac{N}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5}$ 和 η 为纵座标来繪出一套同类型通风机的特性曲綫时，則所有不同直徑和轉数的通风机特性曲綫将互相重迭。由于以上各个数值均为无因次量，所以获得的这一曲綫称为同类型通风机的无因次特性曲綫或称典型特性曲綫。

在不同的技术领域內运用着各式各样的无因次特性曲綫。它比个体特性曲綫的优越性表现在：以一个表征同类型內各种型号

通风机的特性曲线来代替了许多个体特性曲线。

在采矿界一般使用的是拉特伍式(Rateau)无因次特性曲线,其横坐标轴是以如下的风量系数(或称流量系数)来量度:

$$\xi = \frac{Q}{k \cdot u \cdot R^2} = \frac{240}{k \cdot \pi} \cdot \frac{Q}{n \cdot D^3}, \quad (248)$$

式中 k ——通风机的进风口数;

$$u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \text{——动轮圆周速度(米/秒);}$$

$$R = \frac{D}{2} \text{——动轮半径(米)。}$$

而纵坐标轴是以如下的风压系数(压力系数)来量度:

$$\psi = \frac{h}{\rho \cdot u^2} = \frac{h \cdot g}{\gamma \cdot u^2} = \frac{3600 \cdot g}{\gamma \cdot \pi^2} \cdot \frac{h}{n^2 \cdot D^2} \cdot \quad (249)$$

在拉特伍式(Rateau)无因次特性曲线上,没有使用功率系数。因为通风机的功率 N 可以根据 Q , h 和 η 值计算出来。

如果不考虑空气重率变化的影响,则上述座标系统可以简化成如下形式:

$$\text{以 } \xi = \frac{Q}{k \cdot u \cdot R^2} \text{ 为横坐标轴的量度, 以 } \psi = \frac{h}{u^2} \text{ 为纵坐标轴的量度。} \quad (250)$$

根据所需风量(Q)、风压(h),运用无因次特性曲线选择通风机的方法如下:以所取 $\frac{\eta}{\eta_{max}}$ 的允许比值为基础,在无因次特性曲线上(图156),确定出风量系数 ξ_{min} 和 ξ_{max} 的允许界限,以及与之相对应的风压系数值 ψ_a 和 ψ_b 。然后用每一对系数(ξ_{min} 和 ψ_a , ξ_{max} 和 ψ_b)都能解出含有两个未知数 n 和 D 的方程组:

从公式(248)得:

$$Q = C_1 \cdot n \cdot D^3.$$

从公式(249)得:

$$h = C_2 \cdot n^2 \cdot D^2.$$

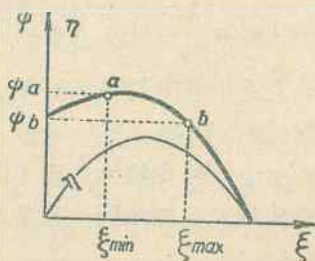


图 156 无因次特性曲线

近几年来，为了简化运用典型特性曲线选取通风机起见，常用如下的相应等积孔系数作为横座标的量度。

$$\begin{aligned}\varphi &= 0.38 \cdot \frac{\xi}{\sqrt{\psi}} = \frac{1.52}{k} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{g}} \cdot \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{h}} \\ &= \frac{A}{k \cdot R^2} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{g}}.\end{aligned}\quad (251)$$

如果不考虑空气重率的影响上式可以简化成如下形式：

$$\varphi = \frac{1.52}{k} \cdot \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{h}} = \frac{A}{k \cdot R^2}.\quad (252)$$

而以 ψ 与 η 作为纵座标的量度。

运用这种类型的无因次特性曲线，首先是确定出最有利的 φ 值(或者是界限值)和 ψ 值。然后，在已知 φ 值和等积孔 A 的基础上，根据公式 (251) 和 (252) 计算通风机的直径。最后根据公式 (249) 和 (250) 将已知的 D 值， φ 和 h 代入即得转数：

$$n = \sqrt{\frac{h}{C_2 \cdot D^2}}.$$

在轴流式通风机的计算中，对于不同的叶片安装角应该运用各自的无因次特性曲线。

除无因次特性曲线外，还使用百分比特性曲线，在其横座标轴上以

$$Q\% = \frac{Q}{Q_0} \cdot 100 \text{ 来量度.}$$

在纵座标轴上以

$$h\% = \frac{h}{h_0} \cdot 100; \quad N\% = \frac{N}{N_0} \cdot 100; \quad \eta\% = \frac{\eta}{\eta_0} \cdot 100 \text{ 来量度.}$$

上式中各个符号 Q_0 , h_0 , N_0 , η_0 都是相应于最高效率系数的数值。

由于百分比特性曲线不随通风机的转数和型号大小而变，所以它同时又能反映同一类型不同几何尺寸通风机的工作情况。

第十一章 在通风网路中只有一台通风机工作时的情况

第1节 矿内通风状况的确定

当通风机在给定等积孔 A 或风阻 R 的通风网路中工作，同时假定在此网路中没有其他压源存在时，根据公式(163)和(158)可以列出含有两个未知数 Q 和 h 的方程式如下：

$$A = 0.38 \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}} \text{ 或 } R = \frac{h}{Q^3}.$$

当然也可以用 $Q-h$ 特性曲线来代替上述第二个方程。

这样就可以运用作图的方法通过通风机特性曲线与等积孔曲线 $A = 0.38 \cdot \frac{Q}{\sqrt{h}}$ ，即通风系统的特性曲线的交点来定出 Q 与 h 值。在给定 A 或 R 值的情况下通风系统特性曲线的方程如下：

$$h = \left(\frac{0.38}{A} \right)^2 \cdot Q^3 \text{ 或者 } h = RQ^3. \quad (253)$$

它是一个抛物线方程。

不同的矿井等积孔（例如 $A = 1, 2, 3 \dots$ (米³)）都有其相应的不同参数的抛物线（图 152），只要将适当的 A 值代入公式(253)即可绘出，不过当风量 Q 很小时（呈层流流动时）实际上通风系统的特性曲线将变为一条直线如图(83)所示。

为了绘制上述表征不同等积孔值的抛物线组，计算出其中一条抛物线的座标点值（例如 $A_1 = 1$ 时各点的座标值）。然后在等纵座标值 h 的条件下，以 Q_1 乘 $\frac{A_k}{A_1}$ 即得另外一条抛物线 A_k 的横座标值 Q_k 。例如在图(152)上所示，当 $A_2 = 2$ 其横座标值 BD 即等于 $2 \cdot BC$ ，当 $A_3 = 3$ 时其横座标值 BE 即等于 $3 \cdot BC$ 。

通风系统的特性曲线和相应的通风机特性曲线的交点座标，就直接的指示出了风压和通过的风量。

举例：从图(152)上所示的三个通风机特性曲线可见，当矿井等积孔 $A = 1$ 时如果使通风机的转速 $n = 200$ 转/分时则 $Q_1 = 12.8$ 米³/秒， $h_1 = 23.3$ 毫米水柱； $n = 280$ 转/分时，则 $Q_2 = 17.9$ 米³/秒， $h_2 = 45.6$ 毫米水柱。如果转速保持不变 $n = 200$ 转/分，而通风机动轮直径增大 1.4 倍则得 $Q_3 = 20.5$ 米³/秒， $h_3 = 58.8$ 毫米水柱。

第 2 节 通风机工况的调节

通风机的排风量可以通过下列措施加以改变。

1. 改变通风机动轮转速。
2. 改变通风机工作网路的等积孔。
3. 如上两种方法的综合措施。
4. 改变轴流式通风机的叶片安装角。

例如在如下的诸种情况发生时，都可能出现减低通风机排风量的要求：

1. 改变通风网路增加了新的出风井和通风机。
2. 当通风机的排风量大于矿井所属风量。矿井通风巷道断面窄小，不能通过通风机所创的过大风量。
3. 电动机负荷过大(离心式通风机)。

如图(157)所示，通风机的特性曲线为 C_0 ，矿井等积孔为 A_0 ，工作点为 P_0 时，通过矿井的风量 $Q_0 = 18$ 米³/秒。欲使风量减小至 $Q_1 = 12.5$ 米³/秒时，可以采取降低通风机转速从 n_0 到 n_1 的措施(工作点为 P'_1)，或者是调节闸门减小矿井等积孔从 A_0 到 A_1 (工作点为 P''_1)。如果采用前一措施通风机的功率消耗为 8 瓩，采用后一措施将为 18 瓩。但是从图上可以看出，调节闸门时通风机所造成的风压 $h''_1 = 56$ 毫米水柱，而实际用于促使空气通过矿井的风压仅为 $h'_1 = 23$ 毫米水柱，其余一半以上的风压 ($h''_1 - h'_1 = 33$ 毫米水柱) 均消耗于克服闸门的阻力。因此在这种情况下闸门所消耗的能量反而比用于矿井通风的能量还要大。

尤其在使用大型通风机的矿井其功率达到几百瓩时，用减低

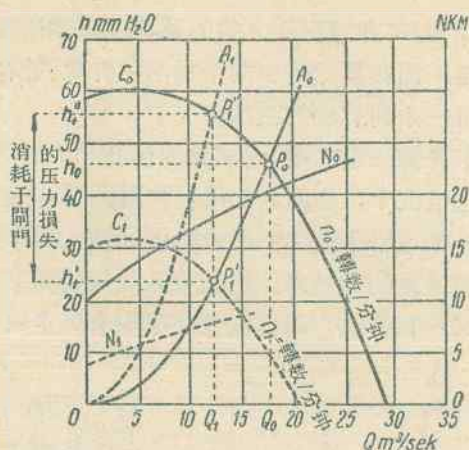


图 157 通风机的调节

动輪轉數的方法以達到減少風量的目的是比較有利的。

相反的是在增加風量時，在可能的情況下最好是採用擴大礦井等積孔(減低礦井風阻)的措施。

改變軸流式通風機的工作制度除上述一些方法外，還可以採用反轉甚致是去掉幾個葉片的方法，這樣對於其效率並無多大影響。

第3节 漏风的影响

正如前面在第九章中所述。漏風，尤其是通過礦井主要進風與回風巷道之間的短路漏風能夠顯著的降低礦井風阻，增大通過通風機的風量。從而引起過量的電能消耗造成電動機過負荷或燒毀事故（使用軸流式通風機，工作點在其特性曲線“駝峰”的右邊不會發生這類事故）。同時這種看來似乎是通風機效能的提高實際給采區帶來的卻是風量的減少。

當短路漏風消除之後通風機的風量減少而風壓將會有所增加。除此之外離心式通風機的電能消耗也將會顯著減少。不過消除短路漏風對於采區風量的增加作用不大。

在考慮到漏風的影響時，通過通風機的全部風量 ($Q_{全}$) 和采

区的风量($Q_{采}$)与矿井等积孔 A 的关系可以概略用如图(158)的曲线来表明。这一图线虽然是根据个别的矿井数据所绘制的,但是都能够从中得一系列有趣的结论:

1. 随着矿井漏风量的增加(矿井等积孔加大), $Q_{全}$ 也将增大。
2. 在某些情况下, 当漏风的最初阶段, $Q_{全}$ 的增大甚至会在一定程度上为采区带来较多的风量, 例如图(158)所示, 当漏风量没有超过总风量的40%时, 送入采区的风量几乎是保持不变。漏风量到达60~75%时, 采区风量才较原有风量减少87~65%。

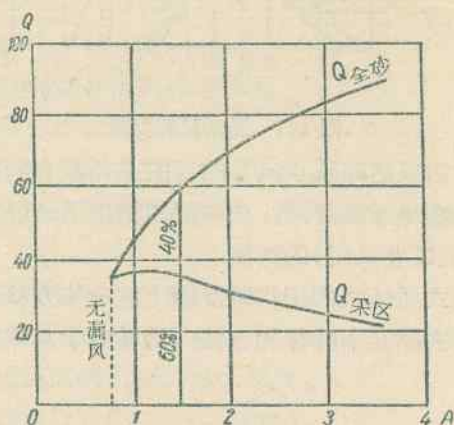


图 158 漏风对矿井风量的影响

3. 当漏风量较大时(占总风量的60~70%以上时)采用加固通风设备的措施(提高风门、风桥、井口防爆门、风峒等的密闭性)即能达到提高采区风量的目的。但是当漏风量较小时(占总风量的40%以下)单纯采用这一措施就不能满足要求。这就需要开大风峒闸门或者增加通风机转数以提高通风机的能力来提高采区的风量。

实际在矿井里不应使漏风超过总风量的20%以上, 这主要是从节约通风的电能消耗出发。当通风机风压增高时, 应该考虑到短路可能同时加多。

采区内的漏风对矿井风阻和通风机的工作一般是影响不大

的，但是对于减少工作面风量却十分有害。

第4节 自然风压的影响

自然风压的工作条件与通风机的工作条件相类似，同样的可以用 $Q_1 \sim h_n$ 特性曲线予以表示。

矿井自然风压量主要取决于矿井空气的温度及其压力（即矿井深度），大气压力的变化对其影响很小，可以忽略不计。因此在一定深度的矿井中，也可以说自然风压仅仅取决于空气的温度。在出风井筒内全年的温度一般是保持不变的，只是当风量有所增减时才会出现细微的变化。矿井空气温度的变化主要是发生在入风井筒和主要进风的巷道中。

冬季，在入风井内进风量较少时受到加热的程度比进风量大时要严重的多，如图(159-a)所示，大量进风的 $h_n = 1-2'-3-4$ 而少量进风的 $h_n = 1-2-3-4$ 。因此随着矿井风量 Q 的增加，自然风压 h_n 将有所增高。自然风压的特性曲线(图 160)将是一条逐渐上升的线段。

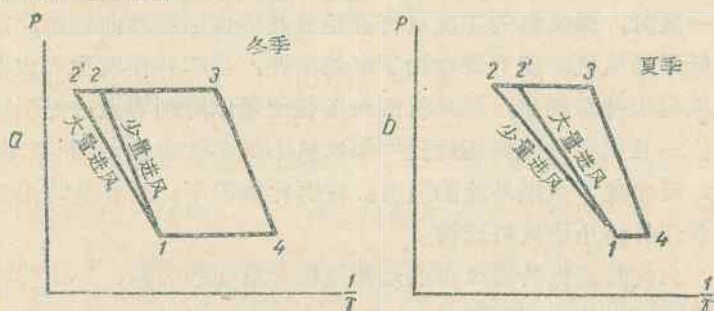


图 159 在冬季或夏季自然风压的变化

夏季，所观察到的现象与上述情况恰恰相反。如图(159-b)所示，在入风井内少量的进风较之大量进风更易被冷却。所以少量进风的 $h_n = 1-2-3-4$ 要小于大量进风的 $h_n = 1-2'-3-4$ ，而在图(160)上其特性曲线是一条逐渐下降的线段。

为了简化通风计算起见，一般取自然风压特性曲线为一条平

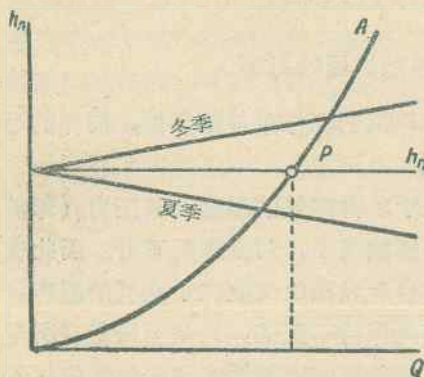


图 160 自然风压特性曲线

行于横座标轴的直线。而自然风压所造成的风量是根据其特性曲线 h_n 与矿井等积孔特性曲线 A 的交点 P 所确定的，当然在不同的年度季节中自然风压的大小是不相同的。

将一台特性曲线为 h_m 的通风机安设在等积孔为 A 的矿井上。其工况点为 P_1 而风量和风压各为 Q_1 和 h_1 (图

161)。如果该矿井的自然风压为 h_n ，则全部风压将等于 $h_m + h_n$ ，而工况点将由 P_1 点沿着等积孔曲线 A 移至 P_2 点，风量变化到 Q_2 。而风峒内压差计读数将由 h_2 降低到 h_1 (如果通风机是在特性曲线的驼峰右边工作)。这样对离心式通风机来说功率消耗将有所增加。

因此，在矿井内如果自然风压的作用方向和通风机的作用方向一致时，通风机的工况点将会沿着其特性曲线移向右边，这样减低了通风机的压力却增加了电能消耗，当矿井在发生火灾期间上述现象特别明显，通风机的风压甚至可以降到零点进而出现负值。一旦出现负值风压就说明通风机不仅不能有助于向矿外排烟，反而成了火烟外流的阻力。在这种情况下，最好是将出风井口打开并停止通风机运转。

火灾时期保持通风机的运转是极为重要的问题，为此要特别加强管理以免损坏电动机。

不过这里出现了另一个问题：自然风压是否影响通风机的鉴定结果？正如以前曾经说明的，安设在风峒内的压差计并不能测出自然风压，在图(161)上可以看出，当风量从 Q_1 变化到 Q_2 时，压差计的读数将从 h_1 变为 h_2 。也就是说在鉴定中所获得的通风机工况点不是 P_1 而将是 P'_1 ，不过它仍是通风机特性曲线 h_m 上的一个点。因此发生变化的只是工况点的位置而不是通风机的特

性曲线。正如同矿井等积孔改变时所引起的结果相同。当自然风压与通风机的作用一致时，相当于扩大了等积孔，不一致时相当于减小了矿井等积孔。

如果有自然风压作用时，通过闸门的调节，在闸门之前测得相应的 Q 与 h 值，绘出矿井特性曲线如图(162)所示。当矿井内无自然风压作用时曲线 A_1 将根据方程式 $h = RQ^2$ 变化。而有自然风压作用的矿井特性曲线 (A_2) 方程式将具有如下形式：

$$h = RQ^2 \mp b, \text{ 或者}$$

$$h = RQ^2 + aQ \mp b \quad (254)$$

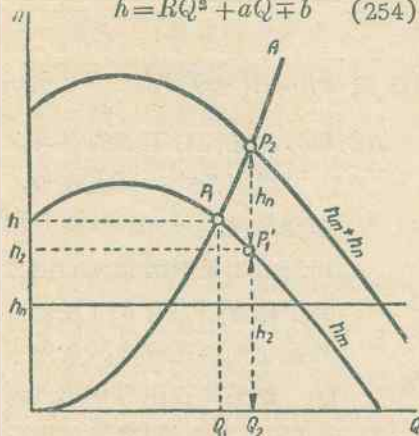


图 161 自然风压对通风机的影响

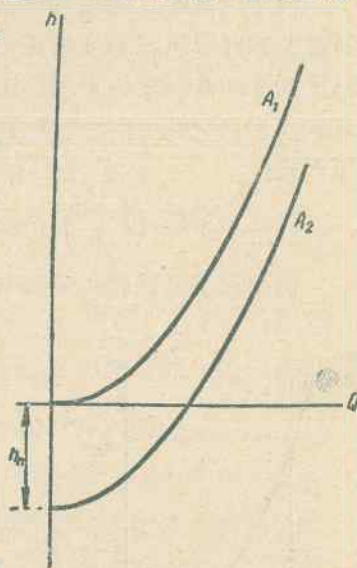


图 162 矿井特性曲线

在上面的方程式中，当自然风压与通风机的作用一致时 ($+h_n$)，取上面的符号，相反时 ($-h_n$) 取下面的符号。

考虑到自然风压的作用，矿井特性曲线的方程式将具有如下形式：

$$h + h_n = RQ^2. \quad (255)$$

将上述方程式加以比较不难得出：

$$h_n = b \text{ (常数) 或者 } h_n = aQ + b.$$

(如图(160)所示，当 $a > 0$ 时， $Q \sim h_n$ 特性曲线是一条逐渐上升的线段，而当 $a < 0$ 时则逐渐下降)。

第十二章 多台通风机的联合运转

第1节 管路特性曲线

由于风流通过通风机是从低压点到高压点，所以在绘制风机特性曲线时取风压(h)为正值。但是在管路中(即矿井的巷道中)风流的流动是从高压点到低压点，所以当风量(Q)为正值时，则风压(h)为负值。因此正确表达管路特性曲线的方程式应写成如下形式：

$$\mp h = \left(\frac{0.38}{A} \right)^2 (\pm Q)^2 \text{ 或 } \mp h = R(\pm Q)^2. \quad (256)$$

使用以上公式时，或同取上边的符号，或同取下边的符号。

以上公式用图线表示，

则是两段二次抛物线(图163)。如果管路起点的压力高于终点压力为 h_1 (压差为负值)则得正流其风量为 $+Q_1$ 。如果终点压力比起点高 h_2 (压差为正值)则风流为反流而风量为 $-Q_2$ 。

抛物线的形状取决于方程式的参数值，即随风阻 R 而改变。风阻愈大，抛物线愈陡立。

在以下的讨论中，将用 $|R|$ 代表管路特性曲线(巷道特性曲线)(图163)，而通风机的特性曲线用 $|W|$ 来表示。

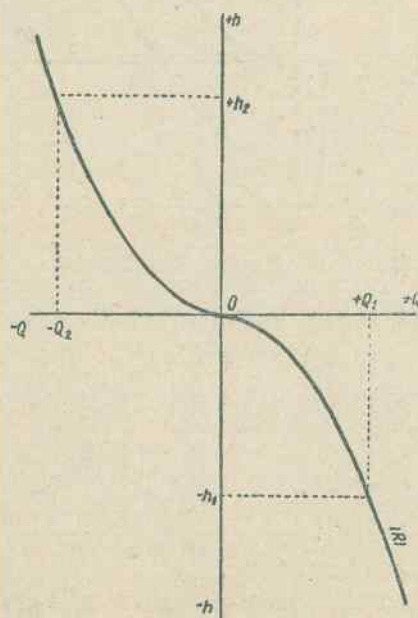


图163 完整的管路特性曲线

所有风路上的附加风阻如调节风門都具有与巷道相同的特性曲线。

不运转的通风機在风路上其作用正如附加风阻，所以当通风機的轉数为零时($n=0$)也具有与巷道相同的特性曲线。

第2节 串联連接的特性曲线

无论是两条巷道串联連接，两台通风機串联运转或者通风機与巷道串联連接，通过各单元的风量(Q)都是一样的。

当风量(Q)一定时，串联連接系統的始末两点的压差，将等于同一风量(Q)通过每个单元所产生的压差的总和。

因此，串联連接时的特性曲线是根据个别单元的特性曲线纵坐标相加繪制而成的。

如果組成串联連接的单元为 e_1 和 e_2 ，則用 $\left| \frac{e_1}{e_2} \right|$ 来代表它們的合成特性曲线。因为纵坐标相加的顺序可以任意，所以用符号 $\left| \frac{e_1}{e_2} \right|$ 或 $\left| \frac{e_2}{e_1} \right|$ 均可，都是代表同一合成特性曲线。

将特性曲线为 $|W|$ 的通风機(图164)与特性曲线为 $|R|$ 的管路(风路) AB (图163)串联連接。其合成特性曲线的繪制，需通过等风量下的对应纵坐标(即风压)相加。为了便于繪制起见，可将两个特性曲线 $|W|$ 与 $|R|$ 繪于同一个坐标上(图164a)然后使其中一个沿坐标軸扭轉 180° ，例如将 $|R|$ 繞 Q 軸扭轉 180° ，得另一条对称的特性曲线以 $|R|_q$ 表示。包括在两条特性曲线 $|W|$ 和 $|R|_q$ 之間的纵坐标长度(影綫部分)就是二者在同风量下的相应风压的代数之和。这样便可以借助于双脚規等量的将其移于另一坐标图上，

从而获得合成特性曲线 $\left| \frac{R}{W} \right|$ (图164b)。

从图(164b)上，可以获得通风機与风路串联連接后始末两点間任意压差和与其相对应的风量和风向，如 $-h_1$ 則为 $+Q_1$ 。

从图(164a)上，根据 $+Q_1$ 可以讀出通风機所造成的风压 $+h_m$ 和管路 AB 中的压降 h_m (升压 $-h_m$)。压降的讀出可以根据

曲綫 $|R|$ 或 $|R|_q$ ，如果根据 $|R|_q$ 曲綫則应注意 h_m 前面正負号的变动(把 $+h_m$ 变为 $-h_m$)。

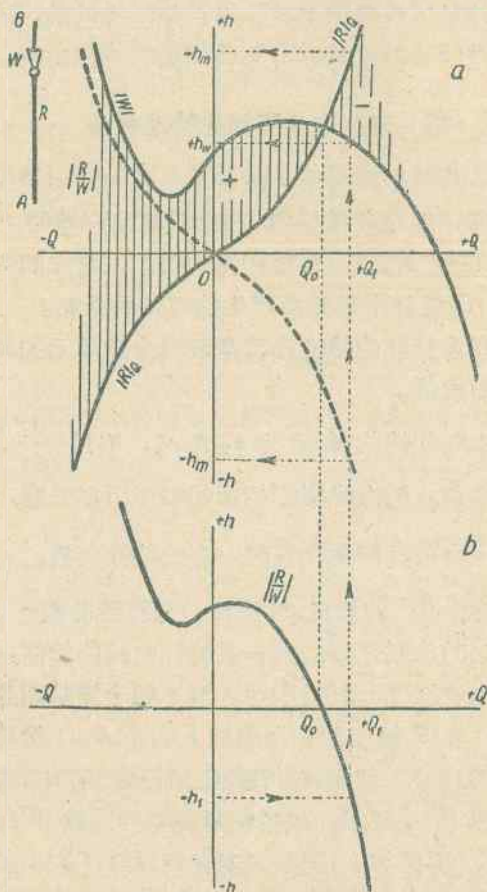


图 164 串联連接的特性曲綫

如果在串联系統的两端 AB 与大气相通， AB 之間的压差总和 $\Sigma h = 0$ ，則从图(164b)中可見通过系統的风量为 Q_0 ，在这种情况下繪制图(164b)是多余的。因为从图(164a)中，根据两条曲綫 $|R|_q$ 和 $|W|$ 的交点立即可以得出 Q_0 ，当矿井使用一台风机通风时，多采用这种方法来确定风机的工作制度(工况点)，但如果在

通风系统中同时有多台风机运转，其合成特性曲线图(164b)的繪制就成为必不可少的了。

合成特性曲线(图164b)与通风机的原有特性曲线有所不同。在风机原有特性曲线上 h_{max} 与 h_{min} 的差别(图148)表现在合成特性曲线上受到了一定程度的抵消就不十分显著了。当风路的风阻 R 愈大，这种抵消现象愈为明显。

第3节 利用两台通风机串联通风

矿井利用两台通风机串联通风时，由进风井口到最后一台通风机的扩散器出口组成了一个共同的串联连接系统。串联连接系统的起点 A 与末点 B 均处于大气中，因此 AB 间的压差总和将等于零($\Sigma h=0$)。为此，在研究两台风机的工作情况时，只要繪制出风机的合成特性曲线 $\left| \frac{W_1}{W_2} \right|$ 就足够了。没有必要繪制与矿井的合成特性曲线。其工作制度的确定正如图(164a)所示，为风机合成特性曲线与矿井特性曲线的交点。

在图(165a)上，繪有兩台通风机的特性曲线 $|W_1|$ 和 $|W_2|$ 。为了便于纵座标相加，将設在沿 Q 座标軸扭轉 180° 并用 $|W_2|_q$ 表示之。在曲线 $|W_1|$ 与 $|W_2|_q$ 之間的纵座标长度(影綫部分)，即是兩台通风机串联連接时合成特性曲线 $\left| \frac{W_1}{W_2} \right|$ 的纵座标量。将它移置于图(165b)上即得合成特性曲线 $\left| \frac{W_1}{W_2} \right|$ 。

合成特性曲线 $\left| \frac{W_1}{W_2} \right|$ 与风阻曲线 $|R|_q$ (图165b)的交点，即是通风系统的工况点。根据其座标位置从而确定出兩台风机串联运转时的风量 Q 、风压 h ($h=h_1+h_2$)。然后再根据所求的 Q 值，在图(165a)上找出每台通风机在現有工作制度下的风压 h_1 和 h_2 。

从图(165a,b)上可以看出，当 $R=R''$ 时， W_2 通风机的风压 $h_2''=0$ 。因此它的存在和运转，对通风不起任何作用。矿井风阻較大时($R=R''$)，兩台通风机的风压均具有正值($+h_1''+h_2''$)，加

在一起得出較高的風壓值($h=h_1''+h_2''$)。因此,對於礦井通風比每台通風機單獨運轉時,所獲得的情況要好一些。當礦井風阻小於 $R''(R=R')$,則風機 W_2 的風壓呈負值($-h_2'$)。其作用如用一個調節風門,不利於礦井通風。這樣,風機 W_2 的存在對礦井通風反而有害。

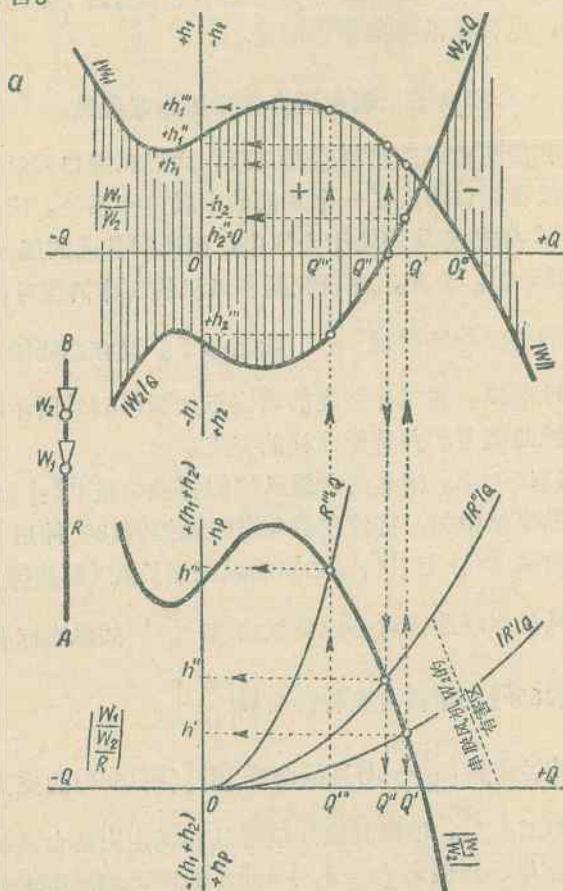


图 165 两台通风机串联通风

为了更进一步的说明,在图(166)上同时绘出两台风机的个体特性曲线 $|W_1|$ 和 $|W_2|$,以及其合成特性曲线 $\left|\frac{W_1}{W_2}\right|$ 。从此图

上可以看出, 只有当矿井风阻较大(等积孔较小)时, 采用两台通风机在一个井口上串联运转才比较有利。如果矿井风阻较小, 增设第二台能力较小的风机 W_2 串联工作, 不仅不发生任何好的作用, 反而会产生坏的影响。

当两台通风机串联工作时, 所产生的最大风量 (Q^0) (图166), 无论如何是不会比一个能力较大的风机单独运转时所生成的风量 (Q_1^0) 为大。

如果想要获得比能力较小的风机 W_2 在最有利的条件下 ($R=0$) 单独运转所能通过的风量 (Q_2^0)

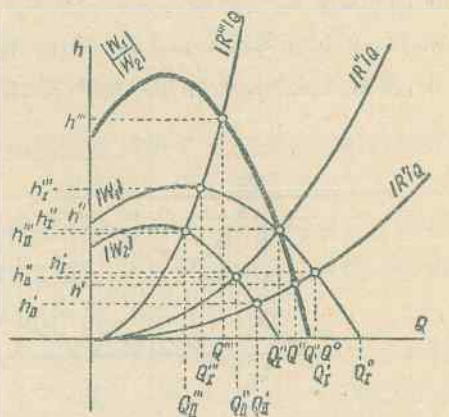


图 166 两台通风机并联运转时的特性曲线

还要更多的风量时, 采用两台通风机串联工作是没有意义的。

两台通风机串联的工作效率, 总是低于每台通风机单独运转效率的总和。

为了分析串联机组中一台通风机 (W_2) 调整转速时的影响, 可以调换一下纵坐标相加的顺序, 将图(165a)和(165b)中的顺序:

$$\left| \frac{W_1}{W_2} \right| \text{ 换成 } \left| \frac{R}{W_1} \right|. \quad (257)$$

合成特性曲线 $\left| \frac{R}{W_1} \right|$ 的座标是根据特性曲线 $|W_1|$ 与 $|R|_q$ (图167) 串联确定的。在图(167b)上绘出的合成特性曲线是已经绕 Q 轴扭转了 180° 所以用符号 $\left| \frac{R}{W_1} \right|_q$ 表示。它与通风机 W_2 的特性曲线的交点就代表了串联连接系统的工作制度。从此图上可以看出, 当风机 W_2 的转速为 n 时, 不仅不利于通风, 且形成了与空气流动相反的阻力(风压为负值 $-h_s$)。当通风机转速增加时, 不

利的作用逐渐消失，提高到 n' 时不起任何作用 ($h_2=0$)，通过整个串联系统的风量 (Q') 和没有它时相同。如果继续增加其转数则风压 ($+h_2$) 增高便逐渐起有利于通风的作用。但与此同时通风机 W_1 的风压 h_1 都逐渐降低。当通风机 W_2 的转数增至 n'' 时通风机 W_1 的风压降至零点 ($h_1=0$)，有继续提高其转数，则通风机 W_1 将对风流起阻碍作用，而不利整个系统的通风。

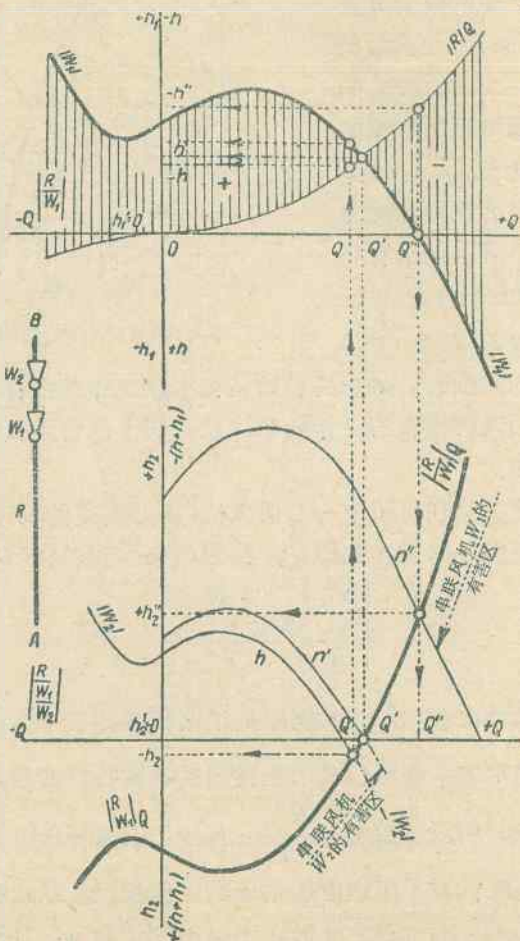


图 167 两台串联通风机的转数变化时的影响

所以在两台通风机串联运转的矿井中，如果一台通风机的轉数固定不变而增加另一台通风机的轉数时，只有在某一定范围内 (n' 和 n'') (图167b) 才是对通风有利的。矿井的风阻 R 愈大，等积孔愈小这一范围的界限愈宽广。

第4节 两台通风机串联连接但作用方向相反时的工作情况

使两台规格和类型完全相同的通风机 W_1 和 W_2 同时连接于一条管路 R 的两端 (图168)，一般看来，在这种类型的组合中不会有空气的流动，但仔细分析之后，并非如此。实际上由于各种因素的作用，风流总是要有流动的，至于流动的方向可能是顺着通风机 W_1 ，也可能是顺着通风机 W_2 。

与前节的情况相同的是在这种由通风机 W_1 ， W_2 与风路 R 共同组成的串联连接系统中，由于两端均与大气相通，故两端点之间的压差总和等于零。所以只要绘出两台通风机 W_1 和 W_2 的合成特性曲线就足以分析整个通风系统的工作情况了。两台通风机的工作制度 (工况点) 可以根据它们的合成特性曲线和风路特性曲线 R 绕 Q 轴扭转 180° 后的交点予以确定。由于两台通风机的作用方向相反，故在同一座标系统内，对一台通风机是正值的 h 和 Q 对另一台则是负值。通风机 W_1 特性曲线的第三工作象限对通风机 W_2 来说将是第一工作象限，如图 (168a) 所示。

通风机 W_2 的特性曲线在图上以 $|W_2|$ 表示，为了便于与串联连接的通风机 W_1 纵座标相加使之绕 Q 轴扭转 180° 得 $|-W_2|_q$ 的曲线。根据两条特性曲线 ($|W_1|$ ， $|-W_2|_q$) 之间所夹的纵座标长度绘出合成特性曲线 $\left| \frac{W_1}{W_2} \right|$ 如图 (168b) 所示。合成特性曲线与风阻曲线 $|R|_q$ 在 a 、 b 、 c 三点相交，这说明此串联连接系统可能有三个工作点，而不是如我们一般所想象的只有一个工作点 c 。

为了确定这个串联组合究竟在 a 、 b 、 c 的那一个点上工作，或者在什么条件下在其中的某一个点上工作，我们假设风机 W_2 正以 n 轉数在运转中，而风机 W_1 当未起动作。

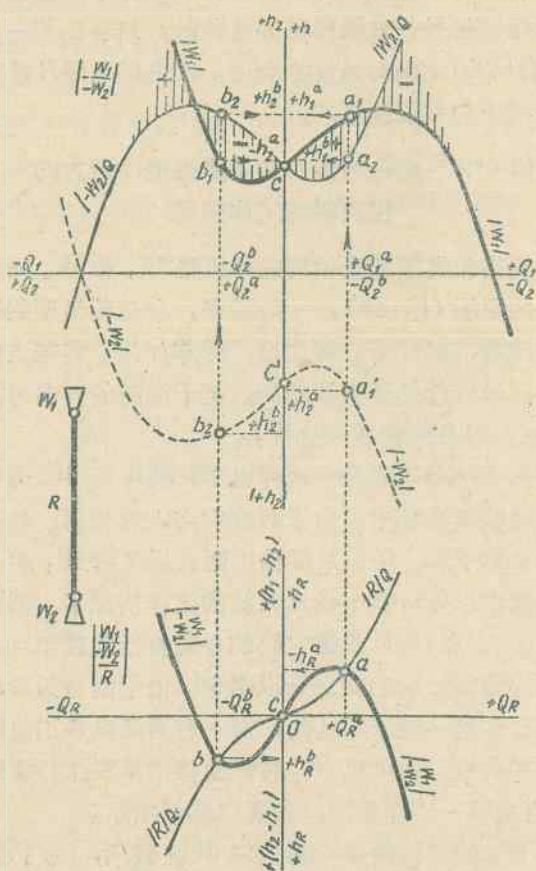


图 168 两台通风机串联运转、但作用方向相反

根据曲线 $|-W_2|_q$ 和 $|R|_q$ (图169a) 繪出合成特性曲线 $\left| \frac{R}{-W_2} \right|_q$ (图169b), 然后再从合成特性曲线 $\left| \frac{R}{-W_2} \right|_q$ 与风机特性曲线 $|W_1|$ 的交一点定出工作点 a 、 b 、 c 。

从图(169b)上不难看出, 如果没有安設通风机 W_1 , 工作点在 b_0 , 但是安設了通风机 W_1 之后工作点由 b_0 轉移到了 b'_0 。通风机 W_1 开始运转之后, 随着轉数的增加, 从零到 n_1 、 n_2 最后

到 n ，则此串联组合将由原始工作点 b'_0 经 b_1, b_2 最后到 b 点。这样便获得了在第二象限内的稳定工作制度。风流方向与通风机 W_2 的作用方向相一致，与通风机 W_1 的作用方向相反。这种风流方向一直保持到通风机 W_1 的转数增加到额定转数以上。

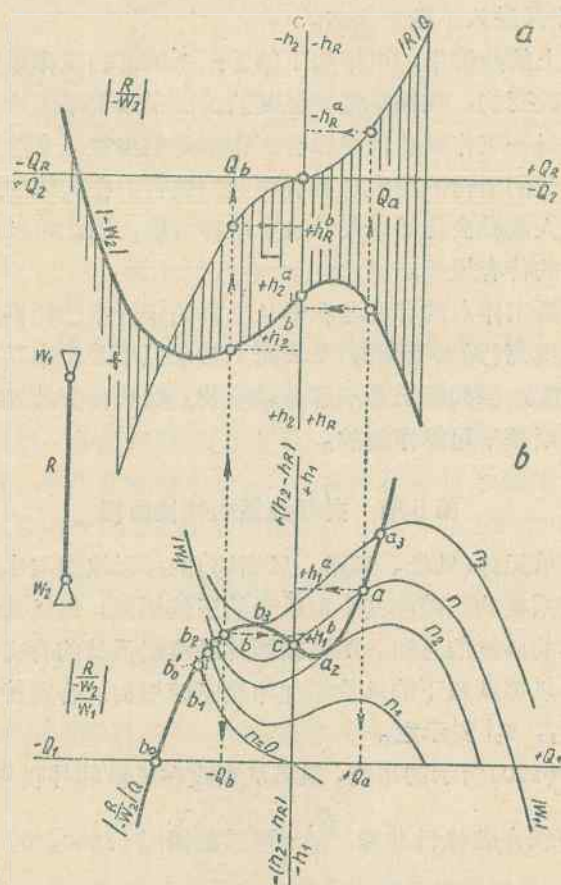


图 169 两作用方向相反的串联通风机转数变化的影响

因此风流方向甚至可能保持与弱通风机的作用方向相一致，这样直到某一界限为止。当通风机 W_1 的转数 $n_2 > n$ 时进入不稳定工作点 b_0 ，无论再稍微提高风机 W_1 的转数，减低通风机

W_2 的轉數或者增大風阻 R 都可能形成工作點的突變，將由第二象限跳動進入第一象限（從 b_2 點到 a_2 點），風流方向也隨之改變，開始與通風機 W_1 的作用方向一致。這種情況不僅可以保持到通風機 W_1 的轉數減低到額定轉數 n （工作點 a ），而且直到 n_2 （工作點 a_2 ）才又進入不穩定狀態。

從如上的分析中，可作如下結論：通風機的工作制度並不是那麼容易改變的，往往是需要顯著的超出了運轉平衡狀態，才可能出現以另一工作制度代換原有工作制度的現象。自然通風的礦井中，風流的逆轉的現象也具有相似的過程。在其他的技術領域中。在個人或社會生活中同樣也有這種現象，因此可以認為這是一種自然的特有規律。

a 、 b 兩工作點的存在與獲得從上面的分析中已經得到說明，至於 C 工況點（無風流流動）從表面上看來似乎是此串聯機組的唯一工作制度，但實際上是容易獲得的。如果沒有特殊的方法與措施，甚至是不可能作到的。

第 5 節 并聯連接的特性曲線

通風單元體（風機、風路、風窗等）的并聯連接與串聯相反，并聯連接系統的壓差和其個別單元的壓差相同。但風量為通過每個單元體的風量的總和。所以繪制并聯連接系統的合成特性曲線時，應是以等風壓下的風量相加即橫座標相加。合成特性曲線應以符號 $|e_1, e_2|$ 表示之。

如圖(170)所示的系統，通風機安設在風路的并聯分支 R_1 中，二者的串聯合成特性曲線 $\left| \frac{R_1}{W} \right|$ 可以根據圖(164a, b)的方法繪出，它們和并聯分支 R_2 的特性曲線的再次合成可以通過等風壓下的橫座標 Q 值相加而獲得。為了便于橫座標相加，要求繪出一條繞縱座標軸扭轉 180° 的 $|R_2|_A$ 曲線。包括在曲線 $\left| \frac{R_1}{W} \right|$ 和 $|R_2|_A$ 之間的橫座標長度即為再次合成的總特性曲線的橫座標值

(图170b), 用符号 $\left| \frac{R_1}{W}, R_2 \right|$ 表示。

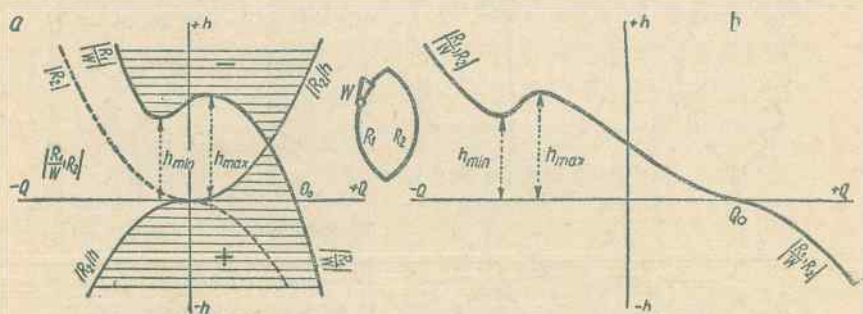


图 170 并联连接的特性曲线

第 6 节 正常连接通风系统的特性曲线

所谓正常连接的通风系统即是由并串联连接的风路和通风机共同组成的一种通风系统(没有角联巷道)。因此整个系统的合成特性曲线, 可以根据每个单元体的特性曲线 用作图法并按一定顺序将纵横坐标相加而成。例如在图(171)中, 欲求其整个系统的合成特性曲线。首先要画出串联连接 $\left| \frac{R_1}{W_1} \right|$ 和 $\left| \frac{R_2}{W_2} \right|$ 的合成特性曲线, 然后再进而画出并联连接系统的合成特性曲线 $\left| \frac{R_1}{W_1} \cdot \frac{R_2}{W_2} \right|$, 最后是串联连接, 其合成特性曲线为:

$$\left| \frac{R_1}{W_1} \cdot \frac{R_2}{W_2} \right| \cdot R_0 \quad (258)$$

当然最后一步串联连接的合成特性曲线的绘制也可以省略。

正如前面所述, 曲线 $\left| \frac{R_1}{W_1} \cdot \frac{R_2}{W_2} \right|$ 和 $|R_0|_Q$ 的交点实际上即已定出了整个系统的通风制度。如将 $\left| \frac{R_1}{W_1} \right|$ 和 $\left| \frac{R_2}{W_2} \right|$ 两条曲线同时绘于一个座标系统内, 则可以据以分析当 R_0 值变化时对整个通风

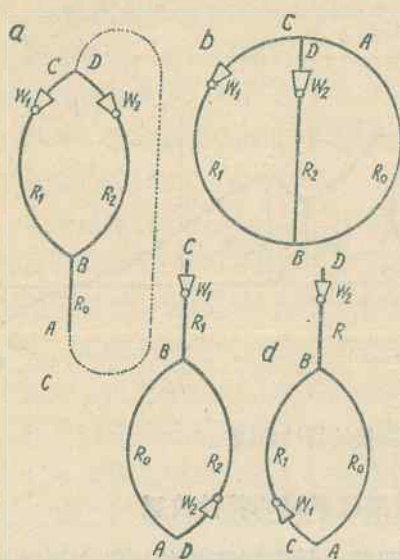


图 171 正常通风系统的变换

系统的影响。

同理，为了便于探讨通风系统中某一组成单元体（风路或风机）发生变化时对整个系统的影响。最好是将它排列在合成顺序的最后。事实上，每个系统都可按这种方法予以整理。例如将图（171）的通风系统变换为闭合风流结构图（171b）之后，从C或D点再予以分开，则可以组合成如图（171c）和（171d）所示的两种形式的通风系统。根据图（171c）合成的顺序可以有两种：

$$\left| \begin{array}{c} -\frac{R_2}{W_2} \cdot R_0 \\ \frac{W_1}{R_1} \end{array} \right| \cdot \quad (259)$$

$$\left| \begin{array}{c} -\frac{R_2}{W_2} \cdot R_0 \\ \frac{R_1}{W_1} \end{array} \right| \cdot \quad (260)$$

根据图（171d）则可以同样的获得另外的两种不同的合成顺序：

$$\left| \begin{array}{c} -\frac{R_1}{W_1} \cdot R_0 \\ \frac{W_2}{R_2} \end{array} \right| \cdot \quad (261)$$

$$\left| \begin{array}{c} -\frac{R_1}{W_1} \cdot R_0 \\ \frac{R_2}{W_2} \end{array} \right| \cdot \quad (262)$$

这样便能据依分析各个单元体如 R_0, R_1, W_1, R_2, W_2 等发生变化时, 对整个系统的影响。

为了便于说明, 试举如下的实例: 通风系统如图 (171a) 所示, 令 $R_1 = R_2 = 0$, 这样便成为一个由两台通风机在出风井口并联运转进行通风的系统。通过两台通风机的特性曲线等风量下的纵坐标值相加, 即获得如图 (172) 所示的合成特性曲线 $|W_1, W_2|$ 。合成特性曲线 $|W_1, W_2|$ 与矿井 A 的特性曲线的交点即确定了此通风系统的工作制度。

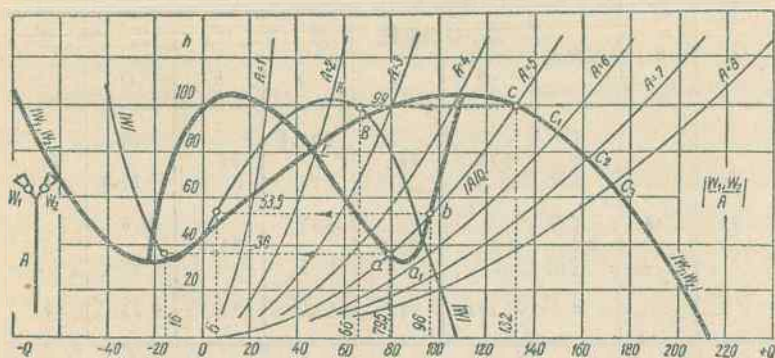


图 172 两台通风机在同一井口上并联运转时的合成特性曲线

从图 (172) 上不难看出, 如果矿井等积孔 $A < 2.8$ (即两台通风机的合成特性曲线 $|W_1, W_2|$ 与一台通风机特性曲线 $|W|$ 的交点 B 处), 使用两台通风机并联运转是毫无意义的。因为其工作情况比使用一台风机通风还要差一些。例如矿井等积孔 $A=2$ 时, 用一台通风机通风获得的风量 $Q=54$ (米³/秒)、风压 $h=102$ (毫米水柱), 而使用两台通风机联合运转其工作点在 L , 获得风量 $Q=48$ (米³/秒)、风压 $h=82$ (毫米水柱)。

所以采用两台通风机并联运转的通风方法, 完全不适于小等积孔的矿井 (即风阻很大的矿井)。与此相反的是, 只有当矿井等积孔愈大 (风阻愈小) 安设两台并联运转的通风机进行矿井通风才较为有利 (当然这是指在需要的情况下)。

从图(172)上还可以看出, 当矿井等积孔 $A > 6$ 时, 合成特性曲线 $|W_1 W_2|$ 与每个等积孔 $|A|_Q$ 曲线只有一个交点 (c_1, c_2, c_3)。但是当矿井等积孔 $A < 6$ 时, 就出现了两个或者三个交点。因此采用两台通风机并联运转只有在等积孔比较大的矿井才具有稳定的工作制度。而在等积孔较小的矿井通风机工作的稳定性就难以保证。如图中当 $A=5$ 时, 就有三个工况点: a, b, c 。与这三个工况点相应的风量, 风压列表如下:

单通风机运转		双 通 风 机 并 联						
Q	h	工况点	整个并联系统		风 机 W_1		风 机 W_2	
			Q	h	Q	h	Q	h
+92	48	$a \begin{cases} a' \\ a'' \end{cases}$	+79.5	36	+95.5	36	-16	36
					-16		+95.5	
		$b \begin{cases} b' \\ b'' \end{cases}$	+96	53.5	+90	53.5	+6	53.5
					+6		+90	
		c	+132	99	+66	99	+66	99

从上表所列可以看出, 图上的三个工况点对通风机来说实际上是五个工况点。

为了进一步研究当 $A=5$ 时, 确定工况点的具体条件。我们根据图(171c)和(171d)所示的系统绘出了如图(173)所示的合成特性曲线。在此曲线图上可以对其中一台通风机转数发生变化时所有可能引起的影响进行探讨。

如果在这样的系统中, 通风机 W_2 没有运转只有 W_1 以额定转数 ($n_1=287$) 在运行, 则工况点为 a'_0 。但是当通风机 W_2 开始运转后, 则工况点将逐渐转移, 从 a'_1, a'_2 直到 a' 。在 a' 工况点上, 虽然通风机 W_2 也以相同的额定转数 ($n_2=287$) 在运行, 但风流方向仍将保持与通风机 W_1 的作用方向相一致, 而在通风机 W_2 中逆向流动 ($Q_2=-16$)。如果继续提高风机 W_2 的转数至 $n_2=325$ 时, 则会发生工况点的突然跳跃从 a'_2 到 a''_2 。这时在通风机 W_1 中的风流

綜上所述，如欲获得比較好的工况点 c ，只开启一下风井井盖然后再把它加以关闭就可以了。

但是从图(173)上看出，工况点 c 并不是稳定的。无论是两台风机之中的任意一台增加轉数至 325 即原来額定轉数的 13.2% (工况点 c_2)，或者降低轉数至 256 即原来額定轉数的 10.8% (工况点 c_3)，馬上就可能出現工况点的跳跃而进入工况点 a_2'' 或 a_3' 。

这种在一个井口上安設两台风机并联作业的不稳定現象，很早就为矿山通风工作者所发现。同时在前人著作中也都曾經指出。因此在实际工作中，采用两台通风机并联作业的矿井并不多見。以上的探討也仅具有理論上的意义。同时如果矿井使用的通风机其特性曲綫沒有 h_{max} 与 h_{min} 点即不具有“駝峰”的特征时，上述情况也不会发生。另外我們认为在等积孔較大的矿井内也沒有必要作出禁止使用通风机并联运轉的决定。因为在这种情况下工况点只有一个，通风机的运轉还是比較稳定的。

第三篇 礦內空氣的分配

第一章 礦井通風設計的一般原則

在進行礦井通風設計時，首先要確定礦內空氣的分配方法和通風系統。在此通風系統中，要給出分支風路的风阻。如果某些主干分支風路是由幾條高級別的分支（ⅢⅣ級以上分支風路）所組成，而在其中無需進行風量分配時，則可看作是一條風路。其風阻的大小可以根據每一個高級分支風路的风阻按着不同的連接方式計算得出。然後再按照風量分配的要求對通風系統進行調整。即確定在那一條分支風路內安設調節風門或輔扇，並計算礦井等積孔 A 和所需通風機的风壓 h 。

在已知， A 、 Q 、 h 的基礎上，選擇適當的通風機。必要時，還需計算通風機的轉數及直徑。

如果礦井為多風機聯合運轉的通風系統，由於通風機之間的互相作用可能影響其工作制度的穩定性。因此對個別通風機所進行的單獨計算即如是相當精確的，也是不能滿足要求的，必須對多風機通風的礦井進行聯合運轉性能分析。

在多通風機聯合運轉的礦井中，影響其工作制度穩定性的因素很多，促成通風機之間互相影響的原因也是相當複雜的，例如通風系統中風路的风阻發生變化、風機的轉數變動、火災時期附加火風壓的生成以及其他某些偶然事故的发生等都能促成某些料想不到的情況出現。另外在前面（多台通風機的聯合運轉一章中）也曾經談過，由於通風機的起動順序和方法不合理或者通風系統中某些分支風阻和全礦風阻的偶然變化也可能形成不合理的工作制度，使得風流發生逆轉，同時在恢復其正常工作時又往往需要

采取相当复杂的措施。

当然在使用一台通风机通风的矿井中，如果没有严重的附加压源出现时，这些情况是难以发生的。即如通风系统中个别风路的风阻发生变化，所引起矿井通风状况的变化也是微小的。因此，使用一台风机通风的矿井，对于保证工作面所需风量和在比较长的时期内确立一个固定的通风机工作制度都是比较容易的。

以上的分析，说明了在矿井通风设计中为什么要首先考虑尽可能的使用一台通风机通风。在窄等积孔的矿井，同时将两台风机串联的安设在一个出风井筒上，或者在宽等积孔的矿井，将两台风机并联的安设在同一出风井筒上，只在必要时才可以考虑使用。

为此从通风的观点看来，在矿井设计中一个矿井最好组成一个完整的通风系统。如果由于其他原因，需要分成二个或更多的通风系统，则应使之互相独立，互不影响。

第1节 井筒位置的选择

进风和出风井筒的布置可以使之相距较近，也可以很远（如一个井筒在井田的中央，另一个井筒位于井田的边界）。按着前一种方法布置井筒位置称为中央式（图174），按后一种方式布置井筒位置称之为对角式或两翼式（图175），另外还有多井筒通风矿井的翼式布置方式（图176）。

中央式的井筒布置方法，进出风井之间容易贯通。井筒建成之后，很快的就可以建立正常的通风。对角式的井筒布置方法，进出风井之间的贯通比较困难，需要开凿较长的巷道费时较久。另外中央式的井筒布置方法可以使矿山设备与地面建筑集中便于修建及管理。但是这种方法具有一个主要缺点，即当井田开采工程逐渐向边界发展时（图174）风路将要随之加长。矿井的空气动力阻力在各个开采阶段将会发生较大的变化。如果采用对角式的井筒布置方法就不致于出现这类现象，在井田的整个开采过程中通风阻力几乎不会发生变化。这样通风机的工作制度也将长久的

处于稳定状态。

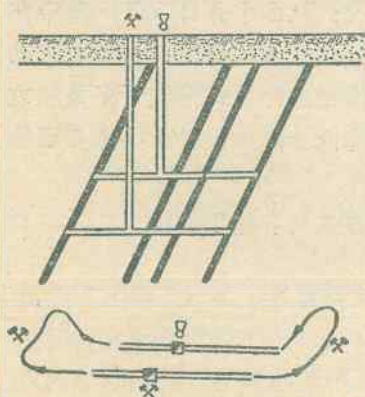


图 174 中央式井筒布置方式

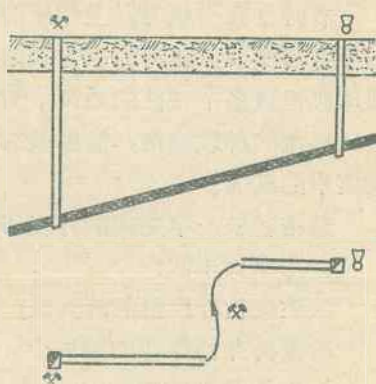


图 175 对角式井筒布置方式

井筒布置方式的选择取决于许多自然条件，如果煤层倾斜平缓，埋藏深度较浅，凿井费用不大，一个井田常常分成几个井区开采，这就比较容易形成对角的通风方式。但是当煤层埋藏较深（超过200米）或者倾角较大时，采用石门开拓，凿井费用较高，所以一般都是尽可能的减少凿井数目而选取中央式的井筒布置方式。这也是开采深度和井型逐渐增大，中央式的布置井筒方式日渐增多的原因之一。

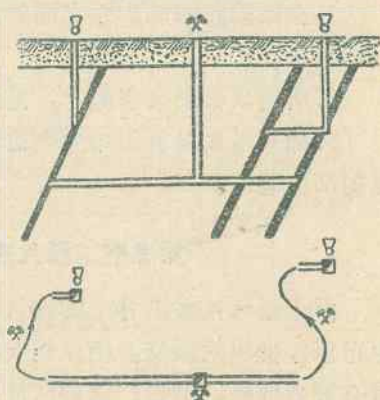


图 176 多井筒两翼式布置方式

在一般情况下，一个矿井往往具有两个以上的井筒。提升井筒作为进风井位于井田的中央，出风井布置在井田的两翼（图176）。这种通风方式只有在使用一个井筒回风，风路过长风阻过大而且维持巷道的费用较高时才考虑采用。同时采用这种两翼式的通风方式时，应力求风流共同区段的风阻较小。如此方能减少

两台风机的互相影响。

有时也会出现与以上相反的情况；从多个井口入风，集中在一个井筒出风。这种通风方式的优点在于能够使用一台抽出式的通风机担负多个井区的通风。另外采用这种方式形成了多条独立进风风流的并联连接，能够显著的降低全矿风阻并减小主要运输巷道中的风速。

总结起来，中央式的井筒布置方式具有如下的优点：

1. 基建费用低；
2. 达到设计产量的时间短；
3. 维持井筒煤柱的损失少；
4. 便于井筒延深；
5. 如果采用从井田边界到中央的后退式回采程序，可以逐渐缩短运输巷道和回风巷道。

对角式的井筒布置方式的优点如下：

1. 在运输和回风水平之间的漏风少，因此自然发火的可能性小。
2. 所需风机的风压较小，同时风机的工作条件比较稳定。
3. 如果采用从井田中央到边界的前进式回采程序，可以逐渐缩短回风巷道。

第2节 压入式或抽出式通风

由于通风机在风井上的安装方法不同，可以作压入式通风，也可以作抽出式通风。但在绝大多数矿井都采用抽出式通风。它具有许多优点，例如：新鲜风流由提升主井进入井下，穿过一系列人员和重要设备集中的地区：井底车场、各种峒室、主要运输大巷等，对于保证矿井的安全有重大的作用。除此而外，提升主井一般是开凿到矿井的最深水平，所以空气进入井内后便可能保持上行的流动。

比较理想的压入式通风，要求风机也安装在提升井上，但是这就需要有封闭井口的设施，从而给提升带来一定的影响。如果

采用抽出式通风，需要封闭的是出风井口，而出风井口的密闭是比较容易实现的。因此从这一点看来抽出式通风也是比较优越的。

另外采用抽出式通风当通风机一旦损坏停止运转时，井下压力升高，在较短的时间内，可以减少采空区的瓦斯涌出。

正是由于抽出式通风具有如上一些优点，所以不少国家的采矿规程明确的规定瓦斯矿井必须使用抽出式通风。甚至在许多非瓦斯矿井也引用了这一原则。如果在压入式通风矿井的相邻矿井是抽出式通风，由于显著的压差的影响通过采空区或隔离煤柱的裂缝将会形成严重的漏风，从而引起压入式通风矿井煤柱的自然火灾，为此相邻矿井的通风方式应力求一致。

只有在某些特殊的情况下，例如为了减低矿井空气的电离度，在战争时防止毒气侵入矿井（采用压入式通风可以构筑烟囪从高空吸取无毒的空气），在浅部开采的矿井防止从地表裂隙和采空区吸入有害气体等，采用压入式才是比较有利的。

在某些金属矿采用压入式通风时，从主井即提升井回风。这样在寒冷地区可以防止冬季立井井筒冻结，不过在有自燃发火危险和有害气体涌出的矿井是不适宜的。

采矿技术规程一般要求主扇都有反风设备，随时可以变抽出式为压入式通风，这在矿井发生火灾，尤其当入风井筒或进风大巷发生火灾时，对控制火灾危害具有重要的作用。

第3节 主扇安设在地面或井下

主扇安设在井下的好处是出风井口无需密闭，风井可以兼作提升井，这对于某些产量较大主副井需要同时提升的矿井是相当重要的。或者是在井下与地面连通井巷较多的矿井借助于一台通风机以压入式工作时安设在立井井下也是必要的。

但是将主扇安设在井下具有如下的严重缺点：

1. 从回风巷道排出的泛风可能在矿内形成循环，如图(177)中虚线箭头所示。这就需要在主要大巷内，至少安设两个极为严

密的风門。但是在一般情况下风門总不容易保証絕對的严密，因此，如果发生火灾时就可能使井下全部受到火烟的侵襲。尤其是在抽出式通风的矿井，当采区内发生火灾时更易发生此类危險（如图 178 所示），因此当主扇安設在井下时采用压入式是比较有利的（图 179）。

2. 如果在井下一旦发生爆炸事故，主扇安設在井下較之在地面更易受到破坏。

3. 火灾时期采取反风措施或接近主扇都是比较困难的，尤其是抽出式工作的主扇更是如此。

为此，某些国家的采矿規程規定在煤矿主要是瓦斯矿，主扇只准安設在地面，而在金属矿井主扇可以安設在地面也可以安設在井下。

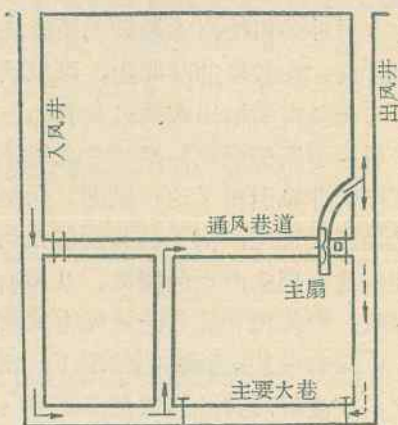


图 177 主扇安設于井下

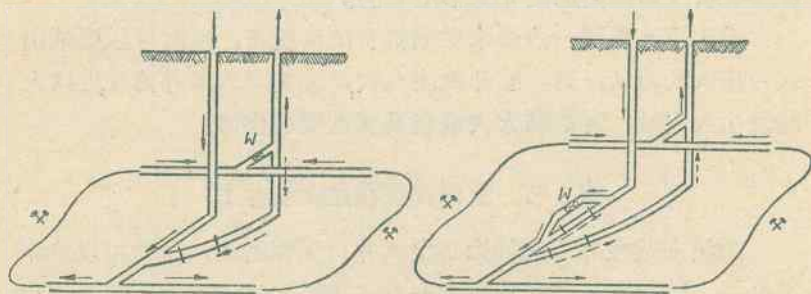


图 178 安設于井下的抽出式通风机 图 179 安設于井下的压入式通风机

第 4 节 上行风流或下行风流通风

地表大气进入矿井以后逐渐受到加热，吸收大量水份，比重变輕。因此具有向上流动的趋势，并且产生与风流方向作用一致

的自然风压，对于通风机的工作起辅助作用。正是如此，絕大多數矿井都是采用上行通风。所謂上行通风就是新鲜空气在受到最少加热阶段即已到达矿井的最深水平，并且从此开始流经采区和回风巷道一直保持上行的路綫。这种引导风流的方法在瓦斯矿井以及当矿井发生火灾时都是比較有利的。

在有二氧化碳涌出的矿井，或者当地表大气进入矿井后受到严重的冷却作用时，空气进入矿井后比重愈来愈大，这样在采区内采用下行风流量比較合理的。

自然风压与通风机风压作用方向一致除了具有經濟上的好处外，如果风机一旦停止运转风流仍能保持原有方向不致发生变动，从而能在一定程度上維持矿井通风的正常性。

第5节 具有自燃特性煤层的通风

經驗証明，在极易自燃的矿井合理的組織通风工作能够显著的降低自燃发火次数。

矿井自燃火灾大多是发生在煤柱严重受压碎裂并且渗入空气的地带。因此防止自燃火灾首先要避免如下情况的发生：勿使遺留有大量碎煤或殘柱的老采空区以及严重受压破坏的煤柱处于两条风压悬殊的巷道之間。从这一点看来，中央式通风的矿井，井筒保护煤柱留的过小是不适宜的，两条平行的巷道一个进风，另一个回风，二者之間所留的隔离煤柱过小也是不利的。采用前进式回采程序的矿井取对角式的布置形式(图180a)。比中央式(图180b)更为合理。在中央式布置风井的矿井中采用后退的回采程序較为合理(图180c)。

为了减少裂隙漏风应该尽可能的采用低风压的通风机，而矿

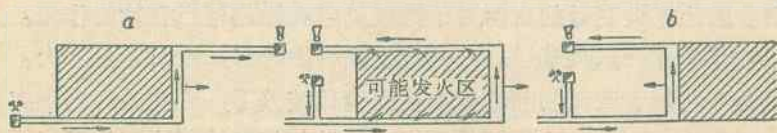


图 180 井筒布置对自燃发火的影响

井等积孔要求尽可能的大。

扩大矿井等积孔一方面要求通风巷道有足够大的断面，另一方面要求风流在靠近井筒的地方尽早的形成并联的分支。当然利用所有与地面贯通的井巷进行通风也是必要的。

当然，如果为了降低工作面的空气温度，则应使新鲜风流在主要进风大巷内保持较高的风速，而且要尽可能的在靠近工作面的地方再开始形成并联的分支。

第6节 降低风阻的方法

为了降低矿井风阻应尽量减少各种附加阻力，如风流的急转弯、调节风门、堵塞回风巷道等。每一个调节风门都能引起一定的阻力损失，因此在矿井里的风量分配应尽可能的采用自然分风，少设置调节风门，即使送达工作面的风量与规定所需风量稍有差别也是可以的。

对矿井风阻大小起决定作用的是主要风路的状况，因为在主要风路中要通过全矿的风量。一般的情况下，Ⅰ级分支风路比Ⅱ，Ⅲ级对矿井总风阻的影响要来的显著。为此，凡是通过风量较大的巷道都应予以特别注意：要维持其完整状态；要有适当大的断面；而且要使其总长尽可能的短。作到早分风（尽量在靠近进风井的地方就开始分风）晚合风（尽量在靠近出风井的地方再使风流汇合）是降低全矿总风阻的关键。如果全矿风路的总长度相同。但是高等级分支风路的长度所占比重较大时，其总风阻也将显著的减少。

巷道风阻和 $\frac{P}{S^3}$ 成正比关系，亦即与 $\frac{\sqrt{S}}{S^3} = \frac{1}{S^{2.5}}$ 成正比关

系。因此扩大巷道的断面对于降低风阻就能起相当有效的作用。运输巷道作为入风巷道，一般都是维护的较好，断面也足够大。但是专门用来回风的巷道维护情况就比较差了，这就是我们在实际工作中，不止一次的可以观察到输送新鲜风流到达工作面所需能量仅占通风机总能量的百分之十左右，而排除泛风却占百分之

九十左右的主要原因。为此，不仅要把进风大巷维护好，将回风巷道维持在良好状态更显得重要。采区以内的巷道都属于较高级别的分支风路，它们对全矿总风阻影响较小，所以在某些情况下对维修工程不一定作过份严格的要求。

综合以上各节所述，我们认为：如果不考虑某些特殊需要，矿井最好还是采取通风机安设在地面的抽出式通风方式较好。如果有数个风井回风应尽可能的分为数个独立的系统。并要作到早分风晚合风，风流共同区段愈短愈好。这样既能减小风阻而且又能减少通风机间的相互干扰。另外使新鲜风流以最短的路径流到矿井的最深水平保持工作面上行通风也是相当重要的。

第二章 通风系统的组成

不应使一条风流连续不断的通过矿井所有的工作面，否则将会使最后一个工作面上的工人处于极为污浊的空气中。尤其当矿井一旦发生火灾，爆炸等事故时，将可能危害及于全矿。为了避免这一缺点，在矿井里应尽可能的采用独立风流分区通风。

二次世界大战之前，我国采矿技术规程规定每支风流中允许的最大工作人数为：

在上西里西亚地区：无瓦斯矿100人、瓦斯矿80人。

在屯不罗夫斯基地区：瓦斯矿100人

在克拉科夫地区：一级瓦斯矿100人，二级瓦斯矿70人^①。

除此而外，采用分区通风的系统，总风阻最低。因此，无论从有利于通风或经济观点都要求将风流在尽可能靠近入风井的地方就予以分开。

通风系统的组成，应该保证在经常的情况下以及发生火灾时期都极易控制。所谓通风系统的极易控制，即是指在平常易于调

① 波兰煤矿瓦斯矿的分级参看第一章第八节表7。

节送往采区的风量，在火灾时期易于稳定风流不使发生逆转流动，易于封闭火区阻止火势发展等。

組成一个理想的通风系統的基本条件是：每个采区都用一条独立风流通风，这就是說受其他风流影响最小。严格說来，独立风流是不能与其他风流有任何連系的。为此，要采用 100 % 的独立风流通风，則每个矿井有多少采区就需要同等数量的进风与出风井。实际上，这种要求是不能实现的，尤其在大型矿井中更难作到。而一般都是从总进风巷道分开，通过各个采区之后再在总回风巷道中汇合。所謂独立仅是相对的。

为此所謂独立风流即是从新鮮风流分开通过工作地点或峒室之后又在泛风流中汇合的风流。

图(181)和(182)都是采用独立风流通风的矿井风流結構图。前者是正常連接的通风系統，后者是角联連接的通风系統。从易于控制风流的观点来看，当然前者較好。但是由独立风流組成的角联通风系統其缺点也不是很严重的。

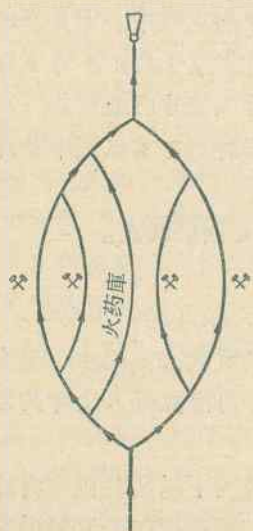


图 181 独立的正常
連接通风系統

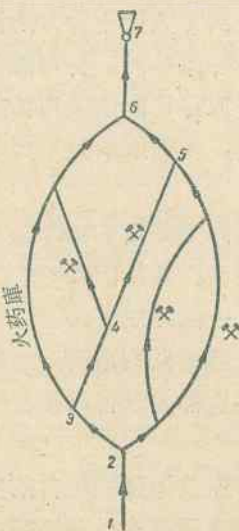


图 182 独立的角联
連接通风系統

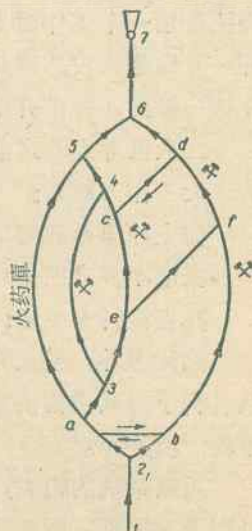


图 183 不合理的
通风系統

在通风系统中的某一支路风路(例如图(182)中的4—5分支)受其他风流变化影响的大小,主要是取决于它的独立程度即稳定性:

$$\sigma = \frac{w_w}{w_e} \quad (263)$$

式中 $w_e = w_{14} + w_{57}$, 即给定分支风路(4—5分支)的外部区段的压降总和;

$w_w = w_{45}$ 是给定分支风路(4—5分支)内部区段的压降总和。

w_e 比 w_w 值相对的愈小则其他风流对4—5分支风路的影响也愈小。

为使 σ 值尽可能的大, 则要求总进风愈早分开愈好, 总进风路的断面愈大愈好。

连通两条新鲜风流的分支风路(图 183 的 $a-b$)和连通两条泛风流的分支风路(图 183 的 $c-d$), 从通风观点来看都是不利的。一方面造成调节采区风量困难, 另外在发生火灾时, 可能是形成危险事故的因素。例如假定在分支风路 $2-b$ 内发生了火灾, 由于 $a-b$ 分支风路内风流方向根据火情发展情况而变动。因此, 受到火烟侵袭的不仅是 $b-f$ 和 $f-d$ 两个采区, 而且 $e-c$, $3-4$ 两个采区以及火药库也可能受到火烟侵袭。在矿井火灾时期严重事故的发生多是由于这类风路的存在而引起的。 $c-d$ 风路的危险性可能小一些, 因为靠近出风井地区工作人员不多, 但是对于这类风路也应消除, 因为无论 $e-c$ 或 $f-d$ 采区发生火灾时, $c-4-5-6-d$ 区域都会受到火烟的侵袭。

象 $e-f$ 这样向 $f-d$ 采区渗入新鲜风流的分支风路, 从安全的观点上看也不是有利的。但是在矿上确经常应用, 而且某些采矿技术规程当中, 对此竟明确的规定准予使用看来是不够妥当的。

在矿井里, 有时象 $2-a-b$ 这样的风路连接方式是很难避免的。例如井底车场或各个采区的调车和停车场。为调度车辆方便

起見，必須開掘這類的分支巷道而且有風流通過。但是我們認為如果巷道距離較短，局限於一個範圍較小的地區，從通風方面看來可以將它們看作是一個點而允許這樣作。

除以上各情況之外，還應當切實注意不要利用非獨立風路向采區供風，當然這一原則在采區內分風是不適用的。采區以內的分風情況在通風系統圖上一般是不要求載明的。

有些巷道的存在，從通風的觀點看來雖然是不利的。但是由於運輸或其他工作的需要又是必不可少時，則應設法從其兩端用風門予以封閉，而在風流結構圖上則用虛綫標明這類巷道的存在。

最後應當確立這樣的一個原則，即在礦井內所有不必要的巷道都要予以嚴密的充填或封閉，從通風系統中予以消除。經驗證明，很多不必要存在而又沒能予以封閉的巷道，往往是火災時期形成重大事故的因素。

第三章 巷道風阻計算方法

在進行礦井通風設計時需要計算通風系統中每條巷道的風阻，其計算方法是按下式進行的：

$$M = 1000 \cdot \alpha \frac{L \cdot P}{S^3} \text{ 或者 } M = 1000 \cdot \frac{w}{Q^3}.$$

如果在給定的分支風路中，沒有附加的壓源存在時，則上面的第二式可以寫成如下形式：

$$M = 1000 \cdot \frac{h}{Q^3}.$$

獲得巷道風阻值的方法有兩種：以量出巷道的 L 、 P 、 S 值為基礎的計算方法和以量出 h 和 Q 為基礎的測量方法。除此而外，尚有第三種方法：即在某一個或數個分支風路中增加一個風阻值為已知的附加構築物，如調節風門。然後根據增加附加調節

风門之前和以后的风量变化計算出巷道中的风阻值。

第1节 根据巷道基本参量計算风阻法

用此方法計算风阻要首先将风路中按断面相同、阻力系数相同的巷道归并成若干段落，然后根据已知的 P 、 S 、 L 值分段計出其风阻值。最后以串联連接方法計算出整个风路的风阻。如果在此风路中尚包含有以其它的連接形式組成的段落，在計算整个风路的风阻时，还应采用相应的方法进行計算。对現有生产矿井进行通风改善时，如果采用这种方法計算风阻，則在計算表格中，最好将計算結果与实测数据同时列出以便进行校驗。

由于矿井巷道的断面和方向变化較多，支架种类繁多，同时經常出現局部区段阻塞，坍塌等現象，故运用此法計算风阻，結果往往是不完全与实际相符的。虽然具有这些缺点，但仍为人們所常用，而且也是設計新井时計算通风的唯一方法。在极少的情況下計算的通风机风压可以达到90%的精确度。在一般情况下計算风压和实际相差約为25~50%，有时甚至相差100%。

第2节 实测风压法計算风阻

。在生产矿井中計算风阻最好是建立在实测的基础上，在风路的始末两端測出风压和风量进行計算。測量风压用靜压管与精密压差計，但是由于精密压差計的測定范围有限，故在实际应用中多采用一般精密度較低的风压仪、精密气压計、空盒气压計等。在通风系統的每一个风流連接点(交汇或分支点)都要进行风压測量。另外，在連接点之間根据需要还应增加一些測点。例如，风路沿途漏风現象比較严重的地段就需要适当增加測点。如果巷道风阻是根据实测的最大风量計算，則当其漏风量为25%时，应增加其风阻值15%。漏风量为50%时，增加风阻值40%。

第3节 增設附加阻力物計算风阻法

在一个簡單的并联通风系統中，如果两条分支风路的风阻各

为 a 与 b (图184), 则可列出其压降的等式为:

$$a \cdot q_a^2 = b \cdot q_b^2. \quad (264)$$

q_a 、 q_b 分别代表通过相应风路的风量, 可以直接测出。因此, 在上面的等式中有两个未知数 a 、 b 。如果在其中一条分支风路中 (例如 a 分支) 增加一个已知数值的风阻 m_a , 并测得风量为 q'_a 和 q'_b , 则可以列出另一个包括两个未知数 a 与 b 的压降方程为:

$$(a + m_a) \cdot q'^2_a = b \cdot q'^2_b.$$



图 184 简单的并联通风系统

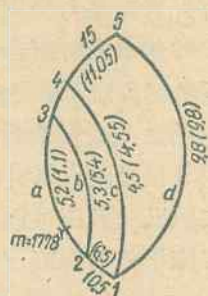


图 185 利用附加阻力物计算风阻法举例

解以上两方程得:

$$\left. \begin{aligned} a &= m_a \cdot \frac{q'^2_a \cdot q_b^2}{q_a^2 \cdot q'^2_b - q'^2_a \cdot q_b^2} \\ b &= m_a \cdot \frac{q_a^2 \cdot q'^2_b}{q_a^2 \cdot q'^2_b - q'^2_a \cdot q_b^2} \end{aligned} \right\}. \quad (265)$$

增加的阻力物最好是调节风门, 其风阻值的大小可以利用公式计算出来, 也可以根据实测确定。这一方法是日莫达 (W. žm-uda) 在 1933 年首创的。

例: 通风系统的风流结构如图 (185) 所示, 在尚未增加风阻之前测得各个分支风路中的风量如图上所标明的, 增加风阻之后

测得风量如图中括号内所标明的数值。附加风阻值： $m=1778$ 繆。根据公式 (265) 可知，在分支风路 2— a —3 中其风阻值为：

$$M_{2a3} = 1778 \times \frac{1.1^3 \times 5.3^2}{5.2^3 \times 5.4^2 - 1.1^3 \times 5.3^2} = 80 \text{ (繆)}.$$

将计算结果填入附表 a ，增加风阻后的巷道风阻值为 $80 + 1778 = 1858$ (繆)，填入附表 b 。

根据同法得：

$$M_{2b3} = 78 \text{ (繆)}.$$

在增加风阻之前，2, 3 两点间并联风路的风阻根据公式 (181) 计得为 19.6 (繆) (附表 a)。在增加风阻之后为 53.1 (繆) (附表 b)，因此增大数值为 $m_{23} = 53.1 - 19.6 = 33.5$ (繆)。依次再计算风路 1—2—4 和 1— c —4 的风阻值得：

$$M_{124} = 33.5 \times \frac{6.5^3 \times 4.5^2}{10.5^3 \times 4.55^2 - 6.5^3 \times 4.5^2} = 20.1 \text{ (繆)}$$

在增加风阻之后，其风阻值增至：

$$20.1 + 33.5 = 53.6 \text{ (繆)}.$$

(分支风路 1—2 和 3—4 的风阻共为 $20.1 - 19.6 = 0.5$ (繆))。

根据公式 (265) 计算出分支风路 1— c —4 的风阻为：

$$M_{1c4} = 110 \text{ (繆)}.$$

与其相并联的分支风路 1—4，在未增加风阻之前其 $M_{14} = 10$ (繆)，增加风阻之后，其 $M_{14} = 18.6$ (繆)，增加的风阻值为 $m_{14} = 18.6 - 10 = 8.6$ (繆)。

同样根据公式 (264) 得分支风路 1—4—5 的风阻值为：

$$M_{145} = 8.6 \times \frac{11.05^3 \times 9.8^2}{15^3 \times 9.8^2 - 11.05^3 \times 9.8^2} = 10.2 \text{ (繆)}.$$

在增加风阻之后，其风阻值增至：

$$10.2 + 8.6 = 18.8 \text{ (繆)}.$$

(分支风路 4—5 的风阻为 $M_{45} = 10.2 - 10 = 0.2$ (繆))。

根据公式 (265) 得：

$$M_{1d5} = 8.6 \times \frac{15^3 \times 11.05^2}{15^3 \times 9.8^2 - 11.05^3 \times 9.8^2} = 23.9 \text{ (繆)}.$$

最后从附表 a, b 中不难看出, 在未增加风阻之前整个通风系统的总风阻为 3.7 (繆), 而在增加风阻之后为 5.3 (繆)。

附表 a 在如图 236 所示的通风系统中未增加风阻
(即未安设调节风门之前)各级分支风路的风阻值

分支风路标号	全部系统	1 级风路	2 级风路	3 级风路
	风阻值 (繆)			
2-a-3	3.7	10.0	19.6	{ 80 78
2-b-3			(0.5)	
(1-2)+(3-4)			20.1	{ 110.0
1-2-4			(0.2)	
1-c-4			10.2	{ 23.9
(4-5)			23.9	
1-4-5				
1-d-5				

附表 b 在如图 236 所示的通风系统中, 增加风阻
(安设调节风门之后)后, 各级分支风路的风阻值

分支风路标号	全部系统	1 级风路	2 级风路	3 级风路
	风阻值 (繆)			
2-a-3	5.3	18.6	53.1	{ 1858 78
2-b-3			(0.5)	
(1-2)+(3-4)			53.6	{ 110.0
1-2-4			(0.2)	
1-c-4			18.8	{ 23.9
(4-5)			23.9	
1-4-5				
1-d-5				

角联通风系统的风阻同样可以运用上法进行计算: 例如对于一个如图 (116) 所示的简单角联通风系统, 可以列出包含有 5 个未知数(a, a', b, b', c)的两个压降方程如下:

$$a \cdot q_a^2 = b \cdot q_b^2 + c \cdot q_c^2;$$

$$c \cdot q_c^2 = b' \cdot q_b'^2 - a' \cdot q_a'^2.$$

其中 q_a , q_b , q'_a 均可通过实测获得。

然后在此通风系统中的任意一个分支风路中增加已知大小的风阻，并测定风量从而列出相似的两个压降方程。变换增加风阻的位置又可以列出两个压降方程。总计列出六个方程式，包含有五个未知数，当然可以求解。

这里应该指出，在风流 a' 或 b 内增加风阻可能引起 c 分支风路内的风流方向发生变化，因此在方程式中需要适当的改变正负号。如果将增加的风阻(调节风门)安设在风流 a , b' 或 c 中，则不会引起角联风流的方向变化。

在进行生产矿井的通风改善工作中，常常需要把以上三种计算通风系统风阻的方法同时并用。例如在计算断面规整而较大的巷道风阻运用第一种方法较为适宜，在风压损失较大的巷道中采用第二种方法，通过实测计算巷道风阻较为适用。

第四章 风量计算

关于矿井所需总风量的计算已在前面第一篇第九章中述及，不过采用前面所介绍的方法计算出来的总风量应视为矿井所需的最低风量，而且仅只是一个参考数据。在进行细致的通风设计时，根据各个工作区所需的风量总计之后，可能发现采用上法所计算出的风量是较少的。应该注意在任何巷道中风速均不能低于 0.15 米/秒。利用局扇进行独头巷道通风时，通过供风巷道的风量不能小于局扇所吸风量的三倍。另外尚应注意除生产工作面需要供风之外，所有备用工作面亦应按生产工作面供风标准的一半供风。这样累积下来，矿井所需风量常常是超过每人每分钟供风 4 米³ 的标准数倍以上。但是最好还是不要将供风量限制在如上计算结果范围之内，可能的情况下应予以提高。如此作法对工作面温度较高的矿井特别有利。尤其是在深度较大的矿井内，只要不超过规定风速，风量愈大愈好。对于改善工人的工作条件、提

高劳动生产率都是有利的。

在计算出每一个通风区所需风量之后，应将各个分支风路通过的风量在风流结构示意图上标明。然后选取风路中最小断面校验风速，如果在通风系统中的所有巷道中风速都不超过规定极限，则说明矿井的通风能力尚未充份发挥，风量还可以适当增加。所谓矿井通风的通过能力即是指：在不超过巷道允许风速的限度下，矿井所能通过的最大风量。

如果根据设计风量，在某些风路中超过了允许风速，则应适当的减少风量或者整修巷道扩大断面，甚至是增添并联巷道。在矿井内通风的狭窄地段往往是在主要回风道内，很少是在运输大巷或石门内。

在设计矿井通风时，不仅要计算所需最低限度的风量，而且还应计算矿井的最大通过能力，设计风量要在这两个限度之内。最后再确定每一支独立风流所通过的风量。

第五章 通风系统的调节

第1节 一般原则

为了向各个采区，每一条巷道供给必要的风量，就需要对风量的分配进行调节。调节风量可以采用增加或减少风路风阻的方法，也可以采用安设辅扇或增添其他压源的方法。前者一般称为直接调节法，后者称为间接调节法，采用增加风路风阻的调节法又称为正值调节法，减少风路风阻的调节法又称为负值调节法。通过减低风路上的风阻以增加风量和安设辅扇所获得的结果相同。因此辅扇调节也可以列入负值调节法。利用辅扇作正值调节（辅扇的作用方向与风流方向相反）实际上不被应用，因为采用增加风阻的方法可以更为经济的获得相同结果。综上所述，风量调节的方法可以分成如下的几种类型：

1. 直接正值調節；
2. 直接負值調節；
3. 間接負值調節；
4. 混合調節，即同時運用多種方法調節。

1. 直接正值調節法：通過減少通風系統中的并聯巷道或者安設調節風門實現風量調節，如圖(97)所示。

2. 直接負值調節法：採取增加并聯巷道，擴大巷道原有斷面以及改善支架形式等措施實現風量調節。

3. 間接負值調節法：包括增設輔扇或其他壓源的措施，以及提高或降低局部區段的溫度來實現風量調節。這種方法只有在通風系統中某一分支風路上的風阻特大而需要通過的風量較多時才被應用。在這種情況下，如果使用正值調節法(安設風門)往往會增大通風系統的總風阻而引起主扇能力的過多消耗。當然在運用正值調節可能顯著的降低現有主扇的有效功率系數時也可以考慮採用間接負值調節法。

由於利用局扇對獨頭巷道通風不影響整個通風系統的风流運動，所以不列入整個通風系統風量調節範圍之內。

以下所介紹的風量調節方法為波蘭學者薩烏斯托維支(A. Sałustowicz)於1930年所發表，但是在蘇聯學者普羅托地亞克諾夫(Protodiakonow)的通風理論中也有相同的概念。

第2節 在一個通風機工作的通風系統中 利用調節風門調節風量

取任意一個只有一台主扇工作的通風系統，如果不採用人工調節，其風量的分配將按照自然分配的法則進行，但是在礦井里自然分風往往不能滿足工作需要，為此必需予以變動。如果採取正值調節法實現這種變動即是在適當的分支風路中安設調節風門。在大多數的情況下，究竟應該在通風系統中的那幾條風路中安設或者不安設調節風門往往不是預先可以確定的。因此我們只有姑且假定在每條風路中，都安設風門并且假設欲使風阻為 M_1 、

$M_2, \dots$ 的风路中通过的相应风量为 $q_1, q_2, \dots$ 时, 在其中安設的調节风門风阻应为 $m_1, m_2, \dots$ 。

如此經過調节之后, 通风系統中每条风路的风阻将为: $(M_1 + m_1), (M_2 + m_2), \dots$ 等。这样沿着每一条通向主扇的风路都可以列出如下形式的压降方程:

$$h = 0.001 \cdot \Sigma (M_i + m_i) \cdot q_i^2.$$

令: M 代表整个通风系統的总风阻; Q 代表通风这一系統的总风量 ($h = 0.001 \cdot M Q^2$), 則 $M Q^2 = \Sigma (M_i + m_i) \cdot q_i^2$ 。

$$\text{并令: } \frac{q_1}{Q} = x_1, \frac{q_2}{Q} = x_2, \dots, \frac{q_n}{Q} = x_n.$$

这样便可以獲得由 n 个如下形式的方程式組成的方程組:

$$M = \Sigma (M_i + m_i) \cdot x_i^2 = \Sigma M_i \cdot x_i^2 + \Sigma m_i \cdot x_i^2. \quad (266)$$

如果在通风系統的始末两端之間, 順着风流有 n 条风路則可以列出 n 个如上形式的方程。

而在其中任意一个方程式里, 风阻 M 值都将等于整个通风系統調整后的数值, 为此其大小也将是相同的。由于在計算中取其順着风流方向, 总是 $\Sigma m_i \cdot x_i^2 \geq 0$ 。所以风阻值 M 在任何情况下均不会小于 $\Sigma M_i \cdot x_i^2$ 的数值, 因此可以列出如下的不等式:

$$M \geq \max \Sigma M_i \cdot x_i^2. \quad (267)$$

从方程組(266)可以求出 n 个未知数, 因此

1. 如果当总风阻 M 为未知数, 則从方程組中可以求得 M 值及 $n-1$ 个調节风門的风阻值 (m)。

2. 如果总风阻 M 已經給定, 則可以求得在 n 条风路中的調节风門的风阻值 (m)。

如果方程組(266)中出現了較多的未知数 m 值, 則說明我們設置的調节风門过多。其中一定有不必要設置的而且完全可以取消, 并取其风阻值 $m=0$ 。这和“調节风門数应尽可能少”的原則是一致的。因为根据如上方法列出的方程式都是一次方程, 所以在給定风量分配的基础上进行調节計算时可以解算任何类型的通风系統。

在进行通风設計时，应力求系統总风阻为最小，为此根据不等式(267)可以写出如下等式：

$$\min M = \max \sum M_i \cdot x_i^2 \quad (268)$$

同时在通风系統的始末两端之間的风路中，其 $\sum M_i \cdot x_i^2$ 值为最大者无需設置調节风門。所以从公式(268)确定出 M 值之后，依次代入方程組(266)的各个方程式中，并进而計算調节风門的风阻。如果在某一方程式中出現了两个或更多的未知数时，則証明在这种情况下存在着两个或更多的調节方法。

当我们列出方程組(266)时，如果能够預先确定在某些分支风路中无需設置調节风門，則可以大为簡化調节的計算工作。关于风量的調节方法在下面的实例中将会得到进一步的理解。

例1：通风系統的风流結構以及各个分支的风阻均如图(186)中所标明，工作面在 a' ， c ， b 三个分支风路中。各个工作面所需的风量比如下：

$$x_1 = 0.4; x_2 = 0.3; x_3 = 0.3.$$

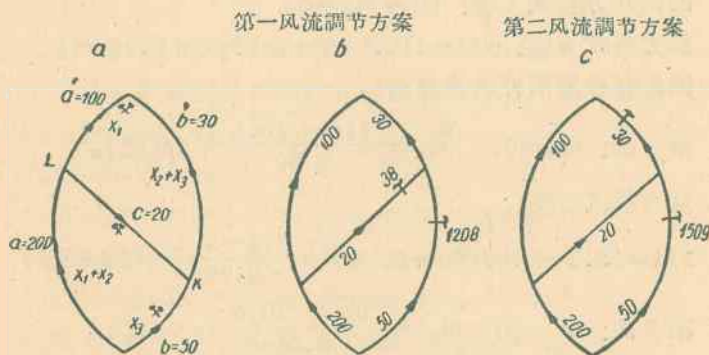


图 186 风流調节举例

在原有通风系統中未采用人工調节之前，由于：

$$\frac{a}{b} = \frac{200}{50} = 4 > \frac{a'}{b'} = \frac{100}{30} = 3.3.$$

所以角联风流将从 K 点流向 L 点，这样将会出現一条风流通过所有各个工作面的不合理現象。为此在进行风流調节时首先要

設法改变角联风流的流向使之从L点流向K点，从而形成三个独立的风流。在各个分支巷道中风量的分配如图中所标明的。設若調节风門 m_a , m'_a , m_b 設置在相应的分支巷道 a , a' , b 中，根据公式(266)可以列出各条风路的基本方程如下：

沿风路 aa' ：

$$1. M = [a \cdot (x_1 + x_2)^2 + a' \cdot x_1^2] + [m_a \cdot (x_1 + x_2)^2 + m'_a \cdot x_1^2] \\ = 200 \cdot 0.7^2 + 100 \cdot 0.4^2 + m_a \cdot 0.7^2 + m'_a \cdot 0.4^2 = 114 + 0.49 \cdot m_a + 0.16 \cdot m'_a;$$

沿风路 acb'

$$2. M = 200 \cdot 0.7^2 + 20 \cdot 0.3^2 + 30 \cdot 0.6^2 + m_a \cdot 0.7^2 + 0.3^2 \cdot m_c \\ + 0.6^2 \cdot m'_b = 110.6 + 0.49 \cdot m_a + 0.09 \cdot m_c + 0.36 \cdot m'_b;$$

沿风路 bb'

$$3. M = 15.3 + 0.09 \cdot m_b + 0.36 \cdot m'_b。$$

根据公式(268)确定通风系統的总风阻为：

$$M = \max \sum M_i \cdot x_i^2 = 114 (\text{繆}).$$

因此从方程式 1 得： $m_a = m'_a = 0$ 。

从方程式 2 得： $114 = 110.6 + 0 + 0.09 m_c + 0.36 \cdot m'_b$ 。

因此存在着两种調节方法：

$$\text{第 1 法: } m'_b = 0; \quad m_c = \frac{114 - 110.6}{0.09} = 38 (\text{繆}).$$

从方程式 3 得：

$$114 = 15.3 + 0.09 \cdot m_b + 0; \quad m_b = \frac{114 - 15.3}{0.09} = 1208 (\text{繆}).$$

$$\text{第 2 法: } m_c = 0; \quad m'_b = \frac{114 - 110.6}{0.36} = 9 (\text{繆}).$$

从方程式 3 得：

$$114 = 15.3 + 0.09 \cdot m_b + 0.36 \cdot 9; \quad m_b = 1059 (\text{繆}).$$

在图(186b)及(186c)上分別标明了两种不同的調节方法，我們可以从其他有利的角度任选其一。

必需注意的一点是：如果当調节风門的风阻值过小时，完全可以予以取消。例如在本例中， $m'_b = 9 (\text{繆})$ 和 $m_c = 38 (\text{繆})$ 的两

个調节风門即可以取消。

例 2：通风系統的风流結構如图 (187) 所示，各个通风区的风量分配比如下：

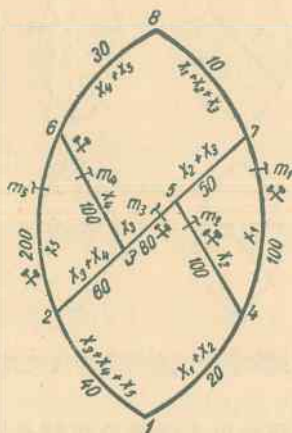


图 187 风流調节举例

$$x_1=0.2; x_2=0.2; x_3=0.2; x_4=0.1; x_5=0.3.$$

为了簡化計算起見我們取其一种調节方法，即所有調节风門將安設在独立风流中，如图(187)中所示。

列出基本方程如下：

$$1. \text{沿风路 } 1-4-7-8. \quad M = 10.8 + 0.04 \cdot m_1;$$

$$2. \text{沿风路 } 1-4-5-7-8. \quad M = 18.8 + 0.04 \cdot m_2;$$

$$3. \text{沿风路 } 1-2-3-5-7-8. \quad M = 34.6 + 0.04 \cdot m_3;$$

$$4. \text{沿风路 } 1-2-3-6-8. \quad M = 25.6 + 0.01 \cdot m_4;$$

$$5. \text{沿风路 } 1-2-6-8. \quad M = 37.2 + 0.09 \cdot m_5.$$

經過調节之后，系統总风阻应等于如上方程式中 $\sum M_i \cdot x_i^2$ 的最大值(根据公式(268))即

$$M = 37.2 (\text{繆}).$$

將此数值代入上列方程中，获得調节风門的风阻值为：

$$m_1=660; m_2=460; m_3=65; m_4=1160; m_5=0 (\text{繆}).$$

根据計算在此通风系統中，将存在着 8 种可能的調节方法，如图(188)所示。

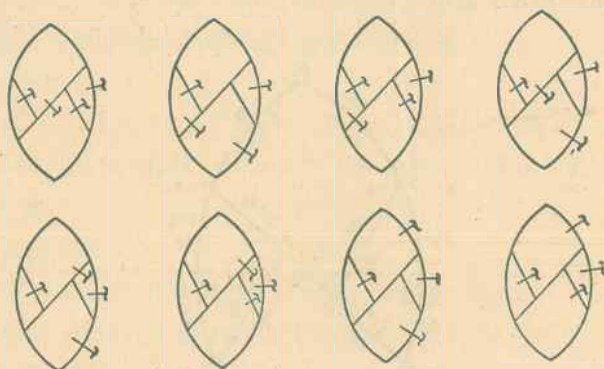


图 188 通风系統的各种可能风流調节方法

第 3 节 在两台以上的通风机联合運轉的通风系統中利用調节风門調节风量

当矿井采用两台以上的风机联合運轉进行通风时，在通风系統两端之間的每条风路上的风压将决定于給定风路上的风机能力。因此沿着通往风机 h_1 的每条风路都可以列出如下的压降方程：

$$h_1 = 0.001 \cdot \Sigma (M_i' + m_i') \cdot q_i'^2.$$

而沿着通往通风机 h_2 的各条风路列出压降方程如下：

$$h_2 = 0.001 \cdot \Sigma (M_i'' + m_i'') \cdot q_i''^2.$$

如果通过每一台通风机的风量分别为： $Q_1, Q_2, \dots$ ，当通风机應該克服的风阻为 $M_1, M_2, \dots$ 时，則：

$$M_1 \cdot Q_1^2 = \Sigma (M_i' + m_i') \cdot q_i'^2;$$

$$M_2 \cdot Q_2^2 = \Sigma (M_i'' + m_i'') \cdot q_i''^2.$$

令： $x_1 = \frac{q_1}{Q}$ ； $x_2 = \frac{q_2}{Q}$ ；代表在各个风路分支中的风量分配比。

$X_1 = \frac{Q_1}{Q}; X_2 = \frac{Q_2}{Q}$; 代表通过各个风机的风量分配比。

其中 Q 为通过整个通风系统的总风量, 列出基本方程为:

$$\left. \begin{aligned} M_1 \cdot X_1^2 &= \sum M'_i \cdot x_i'^2 + \sum m'_i \cdot x_i'^2; \\ M_2 \cdot X_2^2 &= \sum M''_i \cdot x_i''^2 + \sum m''_i \cdot x_i''^2. \end{aligned} \right\} \quad (269)$$

以下的计算方法与单一风机工作的通风系统中风量调节相同, 即首先取

$$\begin{aligned} M_1 \cdot X_1^2 &= \max \sum M'_i \cdot x_i'^2; \\ M_2 \cdot X_2^2 &= \max \sum M''_i \cdot x_i''^2 \text{ 等} \dots \end{aligned} \quad (270)$$

并计算调节风门的风阻, 但是这里仍需指出, 风机的风压必需是已经给定的。

例: 通风系统的风流结构, 风路风阻, 各个分支风路中通过的风量, 风量的分配比值均如图(189)所标明。总风量为:

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 = 20 + 10 + 5 + 15 = 50 \text{ 米}^3/\text{秒}.$$

分风比为:

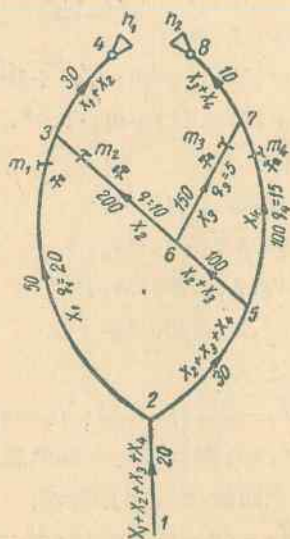


图 189 两台风机通风系统的风流调节

$$x_1 = \frac{20}{50} = 0.4; \quad x_2 = \frac{10}{50} = 0.2;$$

$$x_3 = \frac{5}{50} = 0.1; \quad x_4 = \frac{15}{50} = 0.3.$$

$$X_1 = x_1 + x_2 = 0.6; \quad X_2 = x_3 + x_4 = 0.4.$$

如图(189)所示, 調节风門仅安設在所有的独立风流中, 因此可以任选一种調节方法。根据公式(269)列出沿各个风路的基本方程如下:

1. 沿风路 1—2—3—4

$$M_1 \cdot 0.6^2 = (20 \cdot 1^2 + 50 \cdot 0.4^2 + 30 \cdot 0.6^2) + m_1 \cdot 0.4^2;$$

2. 沿风路 1—2—5—3—4

$$M_1 \cdot 0.6^2 = (20 \cdot 1^2 + 30 \cdot 0.6^2 + 100 \cdot 0.3^2 + 200 \cdot 0.2^2 + 30 \cdot 0.6^2) + m_2 \cdot 0.2^2;$$

3. 沿风路 1—2—5—6—7—8

$$M_2 \cdot 0.4^2 = (20 \cdot 1^2 + 30 \cdot 0.6^2 + 100 \cdot 0.3^2 + 150 \cdot 0.1^2 + 10 \cdot 0.4^2) + m_3 \cdot 0.1^2;$$

4. 沿风路 1—2—5—7—8

$$M_2 \cdot 0.4^2 = (20 \cdot 1^2 + 30 \cdot 0.6^2 + 100 \cdot 0.3^2 + 10 \cdot 0.4^2) + m_4 \cdot 0.3^2.$$

以上方程整理后得:

$$1. \quad 0.36 \cdot M_1 = 38.8 + 0.16 \cdot m_1;$$

$$2. \quad 0.36 \cdot M_1 = 58.6 + 0.04 \cdot m_2;$$

$$3. \quad 0.16 \cdot M_2 = 42.9 + 0.01 \cdot m_3;$$

$$4. \quad 0.16 \cdot M_2 = 41.4 + 0.09 \cdot m_4.$$

根据公式(270)取:

$$0.36 \cdot M_1 = 58.6; \quad 0.16 \cdot M_2 = 42.9;$$

$$M_1 = 163(\text{繆}); \quad M_2 = 268(\text{繆}).$$

将以上数值代入上面整理后的方程式:

$$0.36 \cdot M_1 = 58.6 \text{ 以及 } 0.16 \cdot M_2 = 42.9.$$

获得調节风門的风阻为:

$$m_1=124; m_2=0; m_3=0; m_4=17(\text{繆}).$$

第4节 安設輔扇的通风系統的 調節及混合調節

在安設有輔扇进行間接負值調節的通风系統中，其基本方程的列出与正值調節时大致相同，不同之处在于：沿安設輔扇的风路列出方程时，在其左端不仅要列出主扇应担負的全矿风阻 M ，而且要列出輔扇应克服的风阻 M_1 。如果沿此风路不只是增設一台輔扇，而是多台时，在其基本方程中均应列出，为此基本方程具有如下形式：

$$M \cdot X^2 + \sum M_1 \cdot X_1^2 = \sum M_i \cdot x_i^2. \quad (271)$$

采用混合調節法时，在通风系統中不仅有安設輔扇的风流，而且还要出現安設調節风門的风流，故其基本方程将具有如下的形式：

$$M \cdot X^2 + \sum M_1 \cdot X_1^2 = \sum M_i \cdot x_i^2 + \sum m_i \cdot x_i^2. \quad (272)$$

例：如图(190)所示的通风系統，主扇的风压为 $h=75$ (毫米

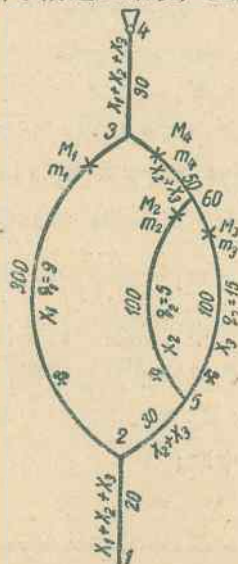


图 190 混合調節法举例

水柱) 风量为 $Q=30$ (米³/秒)。采用混合调节, 辅扇与调节风门

设在图中有“X”形符号处。其分风比值为: $x_1 = \frac{9}{30} = 0.3$;

$$x_2 = \frac{6}{30} = 0.2; \quad x_3 = \frac{15}{30} = 0.5; \quad X=1。$$

主扇应克服的系统风阻为:

$$M = 1000 \frac{h}{Q^2} = 1000 \cdot \frac{75}{30^2} = 83.3 (\text{繆}).$$

由于我们并不知道辅扇或调节风门究竟应安设在什么地方, 因此姑且取其位置为图中“X”符号处。在这种情况下, 根据公式 (272) 列出其基本方程如下:

1. 沿风路 1—2— x_1 —3—4。

$$83.3 \times 1^2 + M_1 \times 0.3^2 = (20 \times 1^2 + 300 \times 0.3^2 + 30 \times 1^2) + m_1 \times 0.3^2;$$

$$0.09 \times M_1 = -6.3 + 0.09 m_1;$$

2. 沿风路 1—2—5— x_2 —6—3—4。

$$0.04 \times M_2 + 0.49 \times M_4 = 9.9 + 0.04 \times m_2 + 0.49 \times m_4;$$

3. 沿风路 1—2—5— x_3 —6—3—4。

$$0.25 \times M_3 + 0.49 \times M_4 = 30.9 + 0.25 \times m_3 + 0.49 \times m_4。$$

从上面第一个方程式中不难看出: 如果在此风路中安设辅扇则 $M_1 > 0$ 将同时需要安设调节风门, (因为必须保持 $0.09 \cdot m_1 > 6.3$) 当然如此作法是没有必要的, 为此应取:

$$M_1 = 0; \quad m_1 = \frac{6.3}{0.09} = 70 (\text{繆}).$$

从上面 2, 3 方程式中可以看出: 在任何情况下, 无论调节风门安设与否, 都应在此风路中安设辅扇, 因为:

$$0.04 \times M_2 + 0.49 \times M_4 > 0. \text{ 和 } 0.25 \times M_3 + 0.49 \times M_4 > 0;$$

为此在第三方程式中取:

$$m_3 = m_4 = 0。$$

$$\text{则得: } 0.25 \times M_3 + 0.49 \times M_4 = 30.9。$$

这样就有两种可能, 即两种调节方法:

$$1. M_4 = 0; \quad M_3 = \frac{30.9}{0.25} = 123.6;$$

$$\text{从第二方程式得:} \quad M_2 = \frac{9.9}{0.04} = 247.5; \quad m_2 = 0.$$

(当然安设风阻为 m_2 的调节风门是没有意义的)。

$$2. M_3 = 0; \quad M_4 = \frac{30.9}{0.49} = 63;$$

$$\text{从第二方程式得: } 0.004 \times M_2 = -21 + 0.04 \times m_2。$$

在这种情况下没有必要安设辅扇, 因此。

$$M_2 = 0; \quad m_2 = 525.$$

根据相同方法, 从第二方程式得:

$$m_3 = m_4 = 0.$$

$$\text{这时:} \quad 0.04 \times M_2 + 0.49 \times M_4 = 9.9.$$

而再次出现两种新的调节方法:

$$3. M_2 = 0; \quad M_4 = \frac{9.9}{0.49} = 20.2;$$

$$\text{从第三方程式得: } 0.25 \times M_3 + 9.9 = 30.9 + 0.25 \times m_3;$$

$$\text{当然必需是:} \quad m_3 = 0; \quad M_3 = 84.$$

$$4. M_4 = 0; \quad M_2 = \frac{9.9}{0.04} = 247.5;$$

$$\text{从第三方程式得: } 0.25 \times M_3 = 30.9 + 0.25 \times m_3。$$

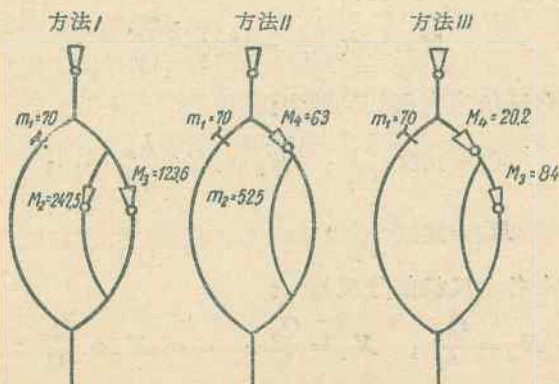


图 191 图190通风系统的三种可能风流调节法

因此: $m_a = 0$; $M_a = \frac{30.9}{0.25} = 123.6$.

最后的这种调节方法与第一种方法完全相同, 为此实际上存在着三种调节方法如图(191)所示。

第5节 矿井等积孔及总风阻

当促使某一风量通过管路所消耗的有用功与其通过矿井消耗的有用功相同时, 则此管路的风阻(等积孔)即称为矿井总风阻(矿井等积孔)。由于矿井通风的目的就在于向井下输送新鲜空气并井下排除污浊的空气, 因此在计算矿井总风阻时所考虑的应该是通过全矿的风量, 而在矿井内部循环流通的风量不应计入。

如果在一个通风系统中有数个压源: $h_1, h_2, \dots, h_n$, 通过相应压源的风量为 $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ 时, 则所有压源完成的总功应为:

$$N_u = \sum Q_i \cdot h_i \text{ 公斤} \cdot \text{米/秒}.$$

这就是促使 Q 米³的风量通过矿井时所需的总功。如果化为促使单位体积的空气(即 1 米³的风量), 通过矿井时所需的功即谓之总风压, 则应为:

$$h_w = \frac{\sum Q_i \cdot h_i}{Q}. \quad (273)$$

而矿井的总风阻应为:

$$M = 1000 \frac{h_w}{Q^2} = 1000 \frac{\sum Q_i \cdot h_i}{Q^3}. \quad (274)$$

每一台风机应克服的风阻为:

$$M_1 = 1000 \frac{h_1}{Q_1^2}; \quad M_2 = 1000 \frac{h_2}{Q_2^2} \dots \dots;$$

$$M_n = 1000 \frac{h_n}{Q_n^2}.$$

如果令各台风机的分风比为:

$$X_1 = \frac{Q_1}{Q}; \quad X_2 = \frac{Q_2}{Q}; \quad \dots \dots X_n = \frac{Q_n}{Q}.$$

则(274)式可以化为如下形式:

$$\begin{aligned}
M &= 1000 \cdot \frac{Q_1 \cdot h_1}{Q^3} + \dots + 1000 \cdot \frac{Q_n \cdot h_n}{Q^3} \\
&= M_1 \cdot \left(\frac{Q_1}{Q} \right)^3 + \dots + M_n \cdot \left(\frac{Q_n}{Q} \right)^3; \\
M &= M_1 \cdot X_1^3 + M_2 \cdot X_2^3 + \dots + M_n \cdot X_n^3 \\
&= \sum M_i \cdot X_i^3.
\end{aligned} \tag{275}$$

如果矿井使用一台风机通风，则 $Q_1 = Q$

而
$$X_1 = \frac{Q_1}{Q} = 1.$$

$$M = M_1.$$

则矿井风阻将等于风机应行克服的风阻。正如前面已经指出，这一风阻值的大小并不取决于风机的风压，而仅决定于通风系统的类型以及各个分支风路的风阻。

如果风机并不是要设在总风流中，也就是说通过矿井的总风量 Q 小于通过风机的风量 Q_1 时，根据公式 (275) 则可以写出如下的关系式：

$$\begin{aligned}
X_1 &= \frac{Q_1}{Q} > 1; \\
M &= M_1 \cdot X_1^3 > M_1.
\end{aligned}$$

这就是说：矿井风阻将大于为风机所担负的通风系统的风阻，并且随风机安装的位置不同而变化。

采用多台通风机通风的矿井，其风阻的大小既取决于通风机的安装位置，又取决于通风机的风压。关于自然风压，正如前面已经指出的：在通风系统的始末两端之间，每条风路都有其各自不同的自然风压值。因此，矿井的总自然风压同样可以利用公式 (273) 进行计算。

例：如图 (130a) 所示。矿井借助于两台通风机通风其风压分别为：

$h_a = 80$ 毫米水柱和 $h_b = 100$ 毫米水柱，各个分支风路的风阻分别为：

$$a = 50; b = 30; c = 10 (\text{繆}).$$

根据图(130a)的例题所提供的数据:

$M_a=119$; $M_b=56$; $Q_a=25.9$; $Q_b=42.3$; $Q=68.2$ 。得风机的分风比为:

$$X_a = \frac{25.9}{68.2} = 0.38; \quad X_b = \frac{42.3}{68.2} = 0.62.$$

根据公式(273)得:

$$M = 119 \times 0.38^3 + 56 \times 0.62^3 = 20(\text{繆}).$$

当两台通风机的风压相同时 ($h_a=h_b$), 则正如一台通风机安設在总风流中进行通风一样, 其风阻将为:

$$M = 19.5(\text{繆}).$$

第六章 通风机的选择

第1节 一般原則

如果矿井的风阻 M 和通过的风量 Q 均为已知, 則根据以下的基本方程不难计算出所需的风压:

$$h = 0.001 \cdot M \cdot Q^3.$$

当我们选择通风机时, 所考虑的风量不仅是通过矿井的风量 Q , 而且还应包括由于井口密閉不严而漏入的风量 Q_1 , 因此通过通风机的总风量应为:

$$Q_w = Q + Q_1. \quad (276)$$

根据苏联的采矿技术規程規定: 在豎井通风的矿井里, Q_1 不应超过矿井风量的 10%; 在斜井通风的矿井里 Q_1 不应超过 20%。而在实际工作中 Q_1 常常高达 25~30%, 甚致更多。例如考馬洛夫 (Komarov) 对卡拉甘达煤田的 60 个矿井进行調查的結果, 証实除通过井口密閉不严漏入一部分风量之外, 还存在着如下的几种漏风: 通过风峒閘門隙縫的漏风; 通过备用风机閘門的漏风以及通过反风設備的漏风等。各种不同程度的漏风所占調查矿井总数的比率如附表所示。

漏 风 与 总 进 风 之 比	占 矿 井 总 数 的 百 分 比
达20%者	10.2%
20~50%	23.7%
50~100%	22.0%
超过100%者	44.0%

关于通风机的风压计算尚应加上风峒的风压损失。如果令风峒的风阻为 M_k 则通风机的风压应为:

$$h_w = h + 0.001 \cdot M_k \cdot (Q + Q_1)^2. \quad (277)$$

当 h_w 和 Q_w 均为已知时,选择通风机可以根据个体特性曲线也可以根据类型特性曲线。

如果矿井需用多台通风机联合通风时,不仅要进行一般的计算及选型,而且应根据前面所讲的关于通风机联合运转的理论进行检验。检验设计通风系统的缺点以及通风机工作制度的稳定性。检验不要局限于一个通风阶段,应根据矿井发展的各个不同阶段普遍进行检验计算。

对于多台通风机联合运转通风的矿井,为了检验其通风的可靠性与稳定性需用通风机的完整个体特性曲线,即包括在I、II、IV,三个象限内的曲线。但是在生产矿井中绘制风机的完整特性曲线是有困难的,为此在订购通风机时,即应向厂家提出此项要求。这一问题到目前为止所有使用单位都还注意不够,在此我们特别提出。

第2节 举 例

通风系统的风流结构、各个分支风路的风阻值、以及风量分配均如图(192a)所示。

1.通风系统的调节:如果调节风门设置在所有的独立风流中(图192a)列出2-3, 4-5两个分支系统的压降方程,计算调节风门的风阻:

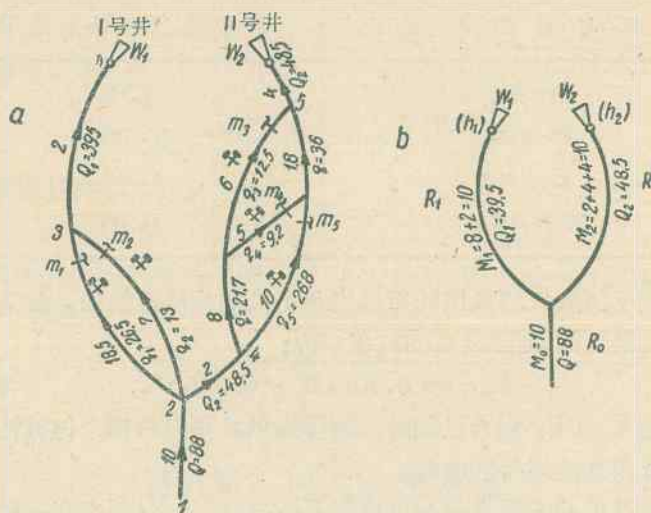


图 192 风流调节举例

令 M_{23} ——代表分支系统2-3的风阻，则：

$$\begin{aligned} M_{23} \times 39.5^3 &= 18.5 \times 26.5^3 + m_1 \times 26.5^3 \\ &= 13000 + 702 \times m_1; \end{aligned}$$

$$M_{23} \times 39.5^3 = 7.13^3 + m_2 \times 13^3 = 1180 + 169 \times m_2;$$

整理后得： $M_{23} \times 39.5^3 = 13000;$

$$M_{23} = 8(\text{繆}).$$

$$m_1 = 0; m_2 = 70.$$

令 M_{45} ——代表分支系统4-5的风阻，则：

$$\begin{aligned} M_{45} \times 48.5^3 &= 8 \times 21.7^3 + 6 \times 12.5^3 + m_3 \times 12.5^3 \\ &= 4700 + 156 \times m_3; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{45} \times 48.5^3 &= 8 \times 21.7^3 + 5 \times 9.2^3 + 1.8 \times 36^3 + m_4 \times 9.2^3 \\ &= 6520 + 85 \times m_4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{45} \times 48.5^3 &= 10 \times 26.8^3 + 1.8 \times 36^3 + m_5 \times 26.8^3 \\ &= 9510 + 713 \times m_5; \end{aligned}$$

整理得： $M_{45} \times 48.5^3 = 9510; M_{45} = 4(\text{繆}).$

$$m_3 = 31; m_4 = 35; m_5 = 0.$$

将图(192a)所示的通风系统简化成如图(192b)所示的通风系统。

风机 W_1 的风压应为:

$$\begin{aligned} h_1 &= 0.001 \cdot M_0 \cdot Q^3 + 0.001 \cdot M_1 \cdot Q_1^3 \\ &= 0.001 \times 10 \times 88^3 + 0.001 \times 10 \times 39.5^3. \\ h_1 &= 94 (\text{毫米水柱}). \end{aligned}$$

风机 W_2 的风压应为:

$$\begin{aligned} h_2 &= 0.001 \cdot M_0 \cdot Q^3 + 0.001 \cdot M_2 \cdot Q_2^3 \\ &= 0.001 \times 10 \times 88^3 + 0.001 \times 10 \times 48.5^3. \\ h_2 &= 101 (\text{毫米水柱}). \end{aligned}$$

根据公式(163)计算相应于每个分支系统的等积孔为:

$$A_1 = 0.38 \times \frac{39.5}{\sqrt{94}} = 1.55 (\text{米})^2;$$

$$A_2 = 0.38 \times \frac{48.5}{\sqrt{101}} = 1.83 (\text{米})^2.$$

2. 选择风机: 在一号风井安设单面吸风的拉特伍型(Rateau)离心式通风机, 动轮直径 $D_1 = 3.5$ (米); 在二号风井安设双面吸风的几奈斯特-黑尔斯海型(Geneste-Herscher)离心式通风机, 动轮直径 $D_2 = 2$ (米), 两台通风机的类型特性曲线如图(193)和(194)所示。每台通风机的相应等积孔系数为:

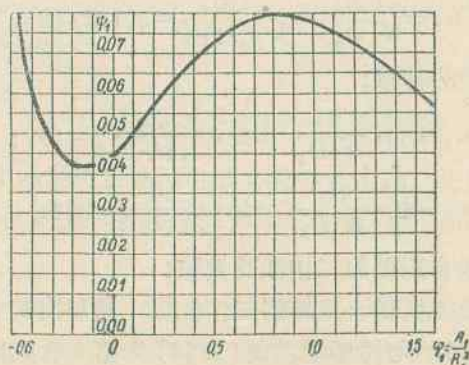


图 193 拉特伍型(Rateau)离心式通风机类型特性曲线

$$\varphi_1 = \frac{A_1}{k_1 \cdot R_1^2} = \frac{1.55}{1 \cdot \left(\frac{3.5}{2}\right)^2} = 0.51;$$

$$\varphi_2 = \frac{A_2}{k_2 \cdot R_2^2} = \frac{1.83}{2 \cdot \left(\frac{2}{2}\right)^2} = 0.92. \quad \text{然后}$$

在类型特性曲线上确定出相应的风压系数:

$$\psi_1 = 0.073; \quad \psi_2 = 0.115.$$

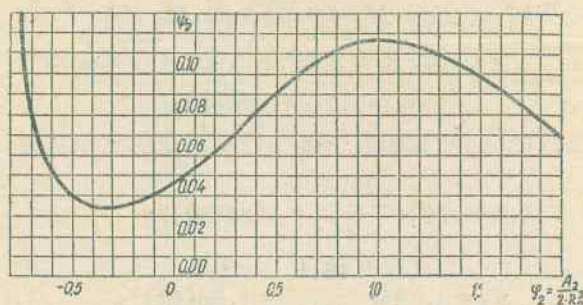


图:94 几奈斯特-黑尔斯海型(Geneste-Herschel)
离心式通风机电型特性曲线

根据公式(250)计算出风机的动轮圆周速度为:

$$u_1 = \sqrt{\frac{h_1}{\psi_1}} = \sqrt{\frac{94}{0.073}} = 36 \text{ (米/秒)};$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_2}{\psi_2}} = \sqrt{\frac{101}{0.115}} = 30 \text{ (米/秒)}.$$

动轮每分钟的转数:

$$n_1 = 60 \cdot \frac{u_1}{\pi \cdot D_1} = 60 \cdot \frac{36}{3.14 \cdot 3.5} = 197;$$

$$n_2 = 60 \cdot \frac{u_2}{\pi \cdot D_2} = 60 \cdot \frac{30}{3.14 \cdot 2} = 287.$$

3. 通风机电联合运转的工作性能检验:

为了检验通风机电联合运转的工作性能, 绘制出其各自的个体特性曲线如图(195a与b)所示。图(195a)为第一台通风机电当转数 $n_1 = 197$ 时的个体特性曲线。图(195b)为第二台通风机电当转数

$n_2=287$ 时的个体特性曲线。个体特性曲线的座标值 h 与 Q ，都是根据类型特性曲线的系数 ψ 与 φ 值按下式算出的：

$$h = \psi \cdot u^2; \quad Q = \frac{\varphi}{1.52} \cdot k \cdot D^3 \cdot \sqrt{h}.$$

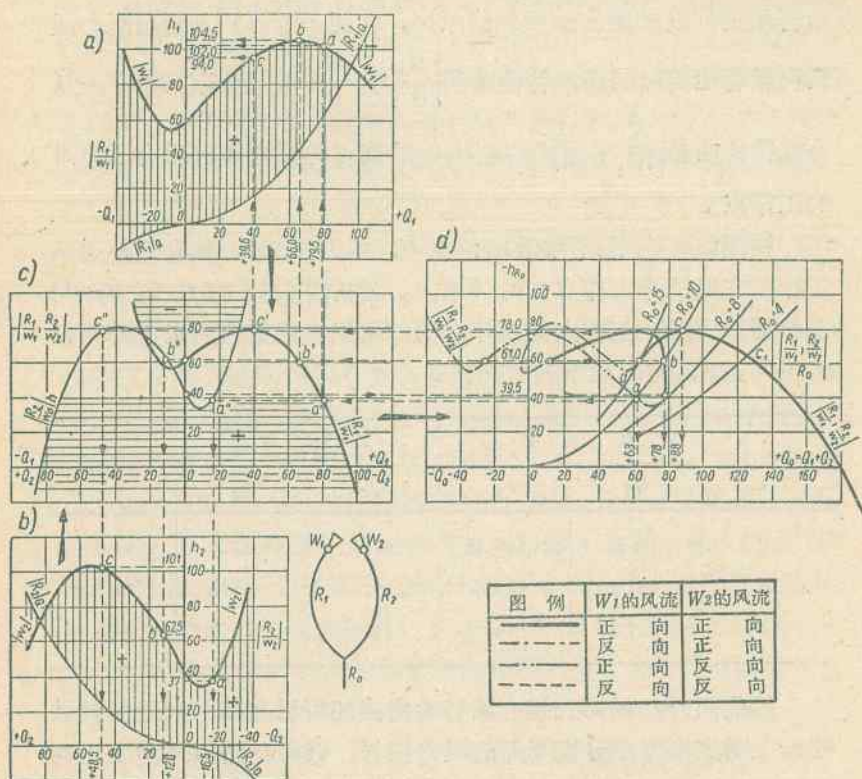


图 195 通风机联合运转的工作性能检验

为了便于绘制两台通风机的合成特性曲线，将第 2 台通风机 W_2 的个体特性曲线以 h 座标轴为中心旋转 180° 如图 (195b) 所示。

由于这一通风系统(图192b)和前面多台通风机联合运转一节中所介绍的(图171a)完全相同，因此我们将根据公式 (258) 的步骤进行计算。

为了获得合成特性曲线 $\left| \frac{R_1}{W_1} \right|$ 和 $\left| \frac{R_2}{W_2} \right|$ ，需在(195a)和(195b)图上分别绘出风阻特性曲线 $|R_1|_Q$ 和 $|R_2|_Q$ ，然后根据串联纵座标相加(即风压相加)将两条合成特性曲线移置于图(195c)上，最后再根据并联横座标值相加的原则，在图(195d)上绘出两台通风机联合运转时的合成特性曲线 $\left| \frac{R_1}{W_1}, \frac{R_2}{W_2} \right|$ 。在图(195d)上从合成特性曲线 $\left| \frac{R_1}{W_1}, \frac{R_2}{W_2} \right|$ 与 $|R_0|_Q$ 的交点得出通风机联合运转时的工作点。

在图(195d)上不难看出：当 $R_0 = 10$ (繆)时，具有三种通风工作状态即三个工作点： a 、 b 和 c 。而从图(195的 a 、 b 、 c 、 d)上根据以上三个工作点的座标位置即可确定出每台通风机的相应风压 h 与风量 Q 值如下表所列：

工作点位置	风 机 W_1		风 机 W_2		Q_0
	Q_1	h_1	Q_2	h_2	
a	79.5	102.0	-16.5	37.0	63.0
b	66.0	104.5	12.0	62.0	78.0
c	39.5	94.0	48.5	101.0	88.0

除此而外，根据上述合成特性曲线还可以在相应风阻曲线纵座标上确定出每个分支巷道的阻力损失，例如从图(195d)上可得相应于 a 、 b 、 c 三个工作点，分支巷道 R_0 的阻力损失为： $-h_{R_0} = 39.5$ 、 61.0 和 78.0 。但是从上面的附表中所给数值只相当于工作点 c 。

在(195d)图上还绘制了 R_0 分支风路为不同风阻值(4, 6, 10和15繆)时的特性曲线。从这些曲线上可以看出，如果当 R_0 风阻值小于6(繆)时的特性曲线和合成特性曲线仅有一个交点，这就是说通风制度在给定的相应风量下是非常稳定的。但是当 R_0 风阻值较大时，则可以存在着数个工作点，即数种通风制度。

因此，在通风机联合运转的通风系统中，风流共同区段风路的风阻 R_0 值愈小则通风机工作的愈稳定。

当共同区段风路的风阻 R_0 值很小时（小于6繆以下），例如 $R_0=4$ （繆）。则工作点 c_1 将会是十分稳定的。这时如果逐渐增大 R_0 值则可获得所要求的工作点 c ，但是在这一工作点上的通风制度并不是十分稳定的。一旦 R_0 值增到15（繆）则工作点就可能跳跃到 d 点而出现通风系统总风量急骤下降以及 R_1 分支风流逆转和通风机 W_1 风量倒流的现象。 R_0 值的增高可能由多种原因造成，例如在主要进风大巷中列车逆风运行，在入风井筒中矿车的提升等。因此两台通风机的选定虽然都是经过精确计算但是并不能充分保证矿井通风的可靠性。

根据公式(259)，(260)，(261)，(262)采用多种特性曲线合成的程序与方法即可能考查各个通风单元体（风阻 R_1 ， R_2 ，通风机 W_1 ， W_2 的转速）变化对整个通风系统的影响。从对如上实例的分析中曾经获得相当有趣的结论：

1) 分支风路 R_2 的风流最不稳定：当 R_1 分支风路的风阻值降至7繆， R_2 分支风路的风阻值增加到20繆，或者当通风机 W_1 的转速加快5.1%，通风机 W_2 的转速减低5.9%时，都可能发生 R_2 分支风路内风流的突然逆转，甚至不经过风流的停滞过程①。

2) 在 R_2 分支风路内的风流方向逆转之后，如果仅是通过恢复风路的风阻和通风机的原有转速，是难以恢复风流方向的。

3) 由于某种原因， R_2 分支风路内的风流发生停滞时。为了恢复正常流动可采取如下措施：

(1) 短时间的增大 R_1 的风阻；例如在 R_1 分支风路内安有风门时，可以暂时关闭然后再开启。

(2) 降低通风机 W_1 的转速到172（转/分），然后再逐渐恢复

① 这一结论从表面上看来似乎与公式(216)，(217)，(218)的结论有所矛盾，因为在这些公式中一再证明分支风路 R_2 风阻的变化对其本身风流方向不应有所影响，但是应该指明的是这些公式推导的前提条件：即当 R_2 风阻值变化时两台通风机的风压并无变化。

其原有轉數(197轉/分)。

(3)提高通風機 W_2 的轉數到330(轉/分)，然後再降低到原有轉數(287轉/分)。

4)當 R_0 風路的風阻增加5繆，通風機 W_1 的轉數降低7%或者通風機 W_2 的轉數增高11.5%時，則 R_1 分支風路內的风流將會首先停滯然後逆轉(不是突然的逆轉)。

5)只要恢復 R_0 ， n_1 ， n_2 的原有數值， R_1 風流即可恢復原有流向。

4. 結論：從以上的敘述中我們認為這一礦井通風設計並不令人十分滿意，因為分支風路內風阻值的稍微變化就可能引起全礦通風系統的紊亂。另外我們知道隨著開采工程的進展礦井巷道的風阻一年一年都在變化中。為此在不長的時期內選用的通風機就很不適用。今後在通風設計中必需對礦井的發展予以充份的估計。

如上實例的選取主要是為了幫助讀者理解使用多台通風機通風的複雜性，在實際工作中雖然有可能但確很少會出現現象在實例中所列舉的複雜現象。應該說多通風機聯合通風的條件在實際工作中還是比較好的。

如果礦井具有三個或者更多的通風井，其通風機的選擇和通風狀況的分析與校驗，仍可按上面實例中所用的方法進行。不過難以預料的情況一定會出現的更多。

第七章 風峒、反風裝置及井下安設 通風機的問題

第1節 風 峒

在地面上安設通風機一般都是在出風井口的旁邊，在井筒和通風機之間構築象圖(196)所示的風峒設備。

通過風峒的風量不僅是流入或流出礦井的全部風量，而且还

包括通过井口的漏风。因此风峒内任何一点附加的风阻都可能引起严重的阻力损失和能量的无谓消耗。这就是在建筑风峒时必须采取一切可能降低风阻措施的原因。良好的风峒应符合如下各项要求：

1. 为使风峒内的风速不超过 10~12 米/秒，最高不超过 15 米/秒，应有足够大的断面；

2. 断面形状最好接近圆形（风阻较小）；

3. 长度应尽可能的小，但是考虑到矿内瓦斯、煤尘爆炸时，对通风机的损害最短不能小于 7.5 米；

4. 风峒与井筒的连接要有一个平缓的转弯，从井筒的断面要逐渐的缩小到风峒的断面，如果出风井筒还要作其他用途，最好在接近风峒的水平进行井筒的封闭，在风峒轴线转弯的地点最好都安装导风叶片；

5. 风峒壁面要用水泥抹光；

6. 如果通风机是单面进风，则风峒的轴线和通风机轴线要在一个面上。两面进风的通风机，风峒与通风机的轴线要互相垂直，但是在紧靠通风机之前风峒不应转弯；

7. 风峒闸门位置不要距通风机太近；

8. 为了清理和检查风峒，测定风速等需在风峒一边留有进出的门洞，但是为了防止漏风应用双层门密闭。

在满足如上各项要求的情况下，大断面的风峒其风阻值约为 0.5~2 (繆)，中等断面的风峒 5~10 (繆)，结构良好的风峒，其阻力损失不应超过 5~10 毫米水柱。在实际工作中由于设计不好，结构不良，风峒的风阻常常高达 40~50 (繆)，甚至最高达 200 (繆)。在这种情况下，必需进行风峒的改建。

例：通风机的风量 $Q = 50 \text{ 米}^3/\text{秒}$ (3000 米³/分)，风峒的风阻

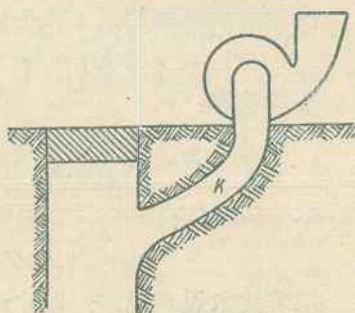


图 196 风峒示意图

鋼梁支撐因而增大了風峒風阻。圖 198 是安設兩台離心式通風機的風峒結構形式，這種結構形式的風峒可以通過閘門的調節改變通風機的運轉方式。例如 I 號通風機單獨運轉時，則開啟閘門 T_1 ，II 號通風機單獨運轉時，開啟閘門 T_2 ，而 I、II 兩台通風機聯合作業時，則同時開啟閘門 T_2 和 T_1 ，形成並聯連接。同時開啟閘門 T_2 和 T_3 ，則形成串聯連接。

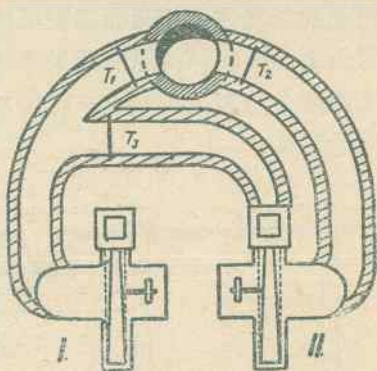


圖 198 在同一井口上安設兩台離心式通風機的風峒

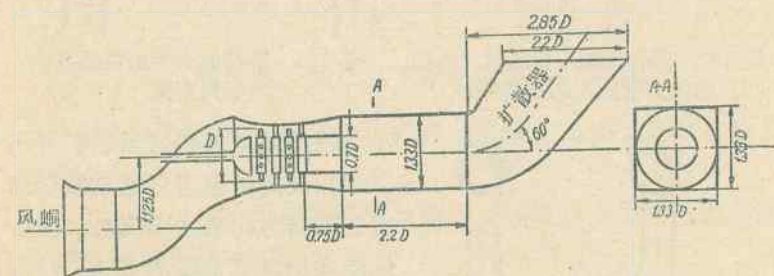


圖 199 軸流式通風機和風峒的連接示意圖

第 2 節 反風裝置

經驗證明，當礦井發生火災或爆炸事故進行急救工作時，需要在極短的時間內（2~3 分鐘，最多 10 分鐘）完成反風。根據通風機類型的不同，可以有多种反風方法。

離心式通風機通風的礦井，一般是通過調節反風風道的閘門實現反風工作。採用這種方法，在反風的同時礦井通風方式也要隨之改變。例如原為抽出式通風的礦井，在反風之後則變成壓入式通風，如圖 200 所示。不過有時採用這種方法，在反風的時期

仍可保持矿井的原有通风方式不变。例如中央式的井筒布置方法采用如图 201, 202, 203 所示的反风道结构形式即可保持原有抽出式的通风方式不变而实现反风。当然, 如果是对角式的井筒布置方法, 要想保持原有通风方式不变而实现反风, 则必须在进出风的两个井筒上各安设一台通风机, 一台经常运转而另一台专门用于反风。

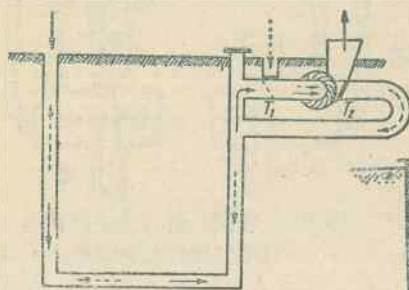


图 200 离心式通风机通过反风道由抽出变压入的反风系统

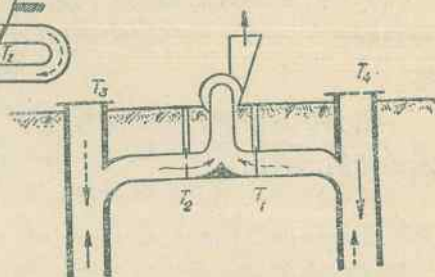


图 201 维持原有抽出式通风的反风系统

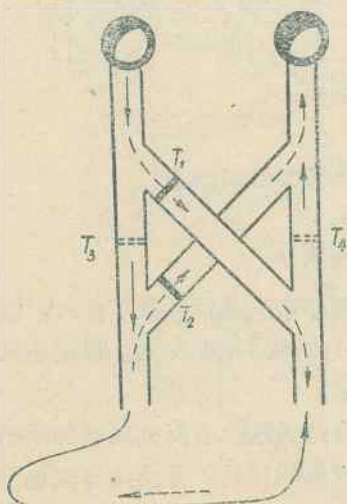


图 202 维持原有通风方式(抽出或压入)的反风系统

轴流式通风机通风的矿井可以采用反风道也可以通过改变动轮的旋转方向来实现反风。改变轴流式通风机动轮的旋转方向相当简便, 只要改变电动机线路即可实现。如果动轮叶片是对称形的, 改变旋转方向并不降低通风机的能力。但目前矿用通风机的动轮叶片多为翼型(由于在正常运转下效率较高)即非对称形的, 故改变旋转方向而不倒转其叶片的安装位置时, 往往会显著的降低通风机的能力(约为 40%)。

人們安全的进入通风峒室—风机各种控制設備、仪表以及电动机的所在地。确实是一个相当重要的問題。为此在通风設計中一定要注意尽可能設法使为通风峒室通风的风流具有較大的稳定性，极不容易逆轉。这样，不仅可以保証人們在非常时期安全的进入通风峒室，而且也避免从通风峒室排出的烟流到达入风井而危及全矿。

图(204)是一种錯誤的布置通风峒室的通风方法。峒室 K 借助风筒 L 通风，风流从通风峒室不經過通风机直接回到出风井。这样就形成了如图(204b)所示的通风系統。显然当矿井一旦发生火灾或爆炸时、风流 b 逆轉，烟流将会通过通风峒室到达入风井而波及到全矿井。

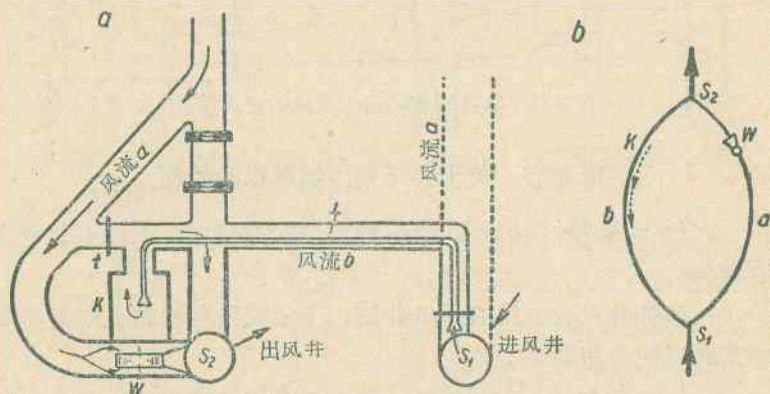


图 204 井下通风机(抽出式)峒室的錯誤通风方法

正确布置通风峒室的通风方法如图(205)所示。峒室的风流和总回风流相連通，构成如图(205b)所示的通风系統。由于通风机对它的抽吸作用，只有当 0 分支系統內产生巨大火风压时，才有可能使之逆轉。

如果将主扇安設在主井(提升井)井下，形成全矿压入式的通风系統，則上述缺陷即可消除。如图(206)所示，将风机安設在和主要进风巷道(运输大巷或石門)相平行的巷道內。即如在主要进风巷道中不設置风門，虽然会形成 b 区段风流的經常逆轉和循环

流动，但是新鲜风流的循环不具有任何危险性。致于在进出风井之间的短路风流 EF ，当然是比较容易逆转的，这和在井下安设抽出式工作的通风机无大差异。不过比较起来压入式通风仍比抽出式的优越。例如当矿井发生火灾时，保持通风机正常运转是非常重要的，然而在井下安设抽出式工作的通风机，在火灾时期人们想进入或接近通风硐室都是不可能的。除此而外在多井口回风的矿井，井下安设一台压入式通风机即可满足通风的需要。

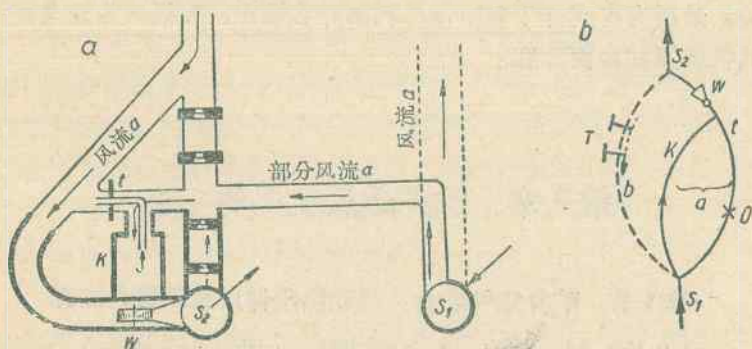


图 205 井下风机(抽出式)硐室的正确通风方法

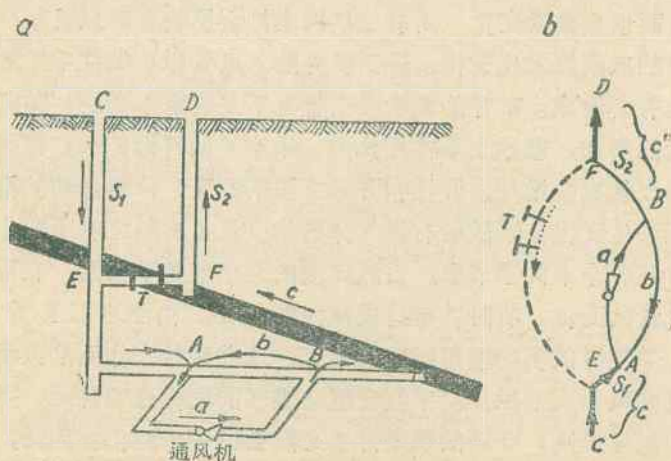


图 206 压入式通风机安设在井下时的布置方法

b 区段内风流循环带来的缺点是过多的消耗通风机的能量，然而采取一定的措施，如在其中建立风門或增加长度，使用特殊支架以提高其风阻值等則可能减少循环风量而降低通风机的电能消耗。不过建立风門对大巷运输是有影响的。究竟采取什么措施还需根据具体情况加以分析。但是無論在任何情况下，使通风机所在巷道 a 内的风阻最小，以扩大矿井等积孔則是非常重要的。

在井下安設通风机，其反风方法与地面安設通风机无大差异。最后考虑到井下安設通风机的許多缺点，我們认为还是将通风机安設在地面为宜。

第八章 矿井通风状况的檢查

第1节 矿井空气成分，劳动热条件以及风量的檢查

随着新水平的延深，新煤层的投入生产，矿井的通风与运输巷道的长度是在不断的变化中。矿井的通风网路结构，通风巷道的断面也在經常变化，所有这些因素都会影响全矿以及某些分支风路的风阻值发生变化。进入矿井的总风量以及供往采区的分风量也有所增减。矿井的瓦斯涌出量也不是固定不变的，随着开采深度的增加，基本上是在增长的。采空区的日漸扩大，使得 CO_2 的涌出量也在增加。开拓和开采方法的改变，使得炸药的消耗量可能发生变化。爆破后有毒气体的生成量也将随之有所变化。在一年的各个不同季节里，自然风流的大小也是不同的，它可能引起风量的变化，有时甚至造成风向的改变。由于岩石压力的作用，采空区的密閉墙可能受到破坏，这样送往工作面的风量由于形成漏风而大为减少。采空区遺留煤炭的氧化过程加强，井下空气的温度提高，劳动的热条件也必然会进一步恶化。因此，經常定期的对矿井空气成份，劳动热条件，矿井进风量，甚至防火防尘的一点措施进行檢查是非常必要的。

一、矿井空气成份的检查

矿井空气成份的检查可以借助于专门的仪表在井下直接测定，也可以采取空气试样在地面化验室内进行分析。瓦斯矿井通风检查员必须在每日早班工人下井之前，在所有的工作地点检查瓦斯。所有的掘进工作面在开始工作之前，放炮之后，都要检查瓦斯。每隔一定的时期(几个月)在主要进风和回风风流中，采区进回风风流中采取空气试样，携至井上交化验室进行分析。

二、劳动热条件的检查

矿内劳动热条件的检查可以借助卡他计。如果没有卡他计，也可以根据温度与风速来检测劳动的热条件。为了维持井下舒适的劳动条件，在温度较高时应保持较大的风速。例如在苏联保安规程上规定：当回采或掘进工作面上的空气温度为 18°C 时，风速不应低于1米/秒； $18\sim 24^{\circ}\text{C}$ 时不应低于1.5米/秒。大于 25°C 时，工作地点的干卡他度不能小于5。

三、矿井风量的检查

风量检查的目的在于掌握进入矿井的总风量，以及送达工作面的风量，并且为了查明漏风情况。从而最后确定是否符合按人或按产量计算的供风标准。测风站位置的选择应该确保测出如下的风量：

矿井的总进风及总回风量；

采区的进风和回风量；

送达工作地点，特别是回采工作面的风量。

测风站上应挂有木牌、写明编号、断面积、测定日期以及风量。为了掌握通风机的能力，在风峒或扩散器口还要测定风量。

矿井风量的测定每月进行1—3次，每次测定应力求在1天之內完成。如果测风方法正确，则总风量应该与各个独立风流的分风量和漏风量的总和相等，但在实际工作中，由于以下的原因往往会有有一定的差别：

在矿井的各个不同地点，由于空气温度和压力的差异，所以

空气的重率是不一样的；

在测风的过程中，由于风門的开启，缶籠和矿车的运行，风流状况是不稳定的；

测量中的誤差。

对于其中空气重率变化所引起的誤差，可按下式进行校正：

$$Q_0 = Q \cdot \frac{b}{b_0} \cdot \frac{273 + t_0}{273 + t}$$

式中 Q_0 ——校正后的风量；

Q ——实测的风量；

b_0 ——标准状况的空气压力 $b_0 = 760$ 毫米汞柱；

b ——测量地点的空气压力；

t_0 ——标准状况的温度， $t_0 = 15^\circ\text{C}$ 。

这就是說，通过上式将各个不同测风地点不同空气状态下实测的风量都换算为标准状况 ($b_0 = 760$ 毫米汞柱， $t_0 = 15^\circ\text{C}$) 的风量，以消除由于空气重率变化而引起的测量誤差。

第2节 矿井风压的检查

一、通风机风压的检查

矿井的主要风机，特别是瓦斯矿井的主要通风机，一定要配置自記风压計，以记录通风机风压的变化情况。Ⅲ級瓦斯矿井还要配置自記风量計以记录风量的变化。但是有的矿井缺乏这些自記仪表，那就要求通风机司机經常记录风机的风压风量变化。如果通风机的轉数不变，根据风压的变化則可以推知矿井风阻的变动情况。如果风阻突然增大，則可能是由于主要风路中发生了冒頂或其他堵塞事故。如果风阻突然变小，則可能是由于风流发生了短路，风門状况不佳。这样以便及时采取必要的措施。同时风压，风量自記曲綫也是一个重要的记录文件，它可以在需要时，查对当时的通风状况。因此自动记录紙要保存3个月以上。

处理矿井火灾时期，对通风机风压的变化尤应予以特別注意。由于火风压的作用，可能显著的降低风压，增加风量，同时

增加电动机的输出功率。对于驱动离心式通风机的电动机这就可能发生烧毁事故。

记录通风机的风压一方面可以检查矿井的通风状况，另外也便于掌握通风机本身的工作情况。为了检查矿井的通风状况，应将自记风压计的测管安设于风峒闸门之前（按风流方向来说）甚至风峒之外，出风井筒内。为了检查通风机的工作情况，应将静压测管安设于闸门与通风机之间。一般情况下最好在以上两个地方都安设测管，而通风机与闸门之间的测管只要与普通的“U”形压差计连接就足够了。

二、全矿风压分布的检查

全矿风压分布状况的检查，在于查明通风机所产生的风压在各个风流分支的消耗情况。通过全矿风压分布状况的检查可以进一步查清通风窄狭地段的所在，以便采取措施减少通风阻力改善通风状况。

凡是风压不低于20~25毫米水柱的矿井，每年均应进行一次风压分布状况的检查。进行全矿风压分布状况检查时，首先要进行通风阻力测定。在测定时，测点的选择应保持前后测点间的风压损失约在10~20毫米水柱之间。全矿测点总数以不超过15~20个为宜，最好能够在一个工作班内完成测量工作。

在进行通风阻力测量时，除了使用专门的仪器外（空盒气压计，精密压差计，风压仪等）尚应注意利用压风管路。在停止生产的假日压风机停止运转后，打开贮气缶的保险阀，使压风管路与大气连通。然后在测量地点附近打开压风管接头，使与普通的压差计连接，便可以直接读出测点的风压。

为了表明压力的分布状况，可以绘制压能示意图（图207）。压能示意图和风流结构图的区别在于连接点之间的垂距是按比例绘制的。同时还应将局部热风压，辅助通风机和主要通风机的风压表示出来。

例如某矿通风系统如图207-a所示。图中载明了主要风机 h_{10-11} 的安设位置，局部热风压的出现地点： h_{n-1-2} ， h_{n-4-5} ，

$h_{n_{8-7}}$, $k_{n_{9-10}}$, 测得的各点风压损失如下表所列:

风路编号	风压损失(毫米水柱)	压源	风压值(毫米水柱)
1-2	10	$h_{n_{1-2}}$	15
2-3	15		
3-4	35		
4-5	25	$h_{n_{4-5}}$	10
5-8	15		
3-6	45		
6-7	25	$h_{n_{6-7}}$	15
7-8	10		
8-9	20		
9-10	20	$h_{n_{10-11}}$	25
		h_{10-11}	130

图 207-b 为风流结构图, 根据上表所列数据绘出压能示意图如图 207-c 所示。

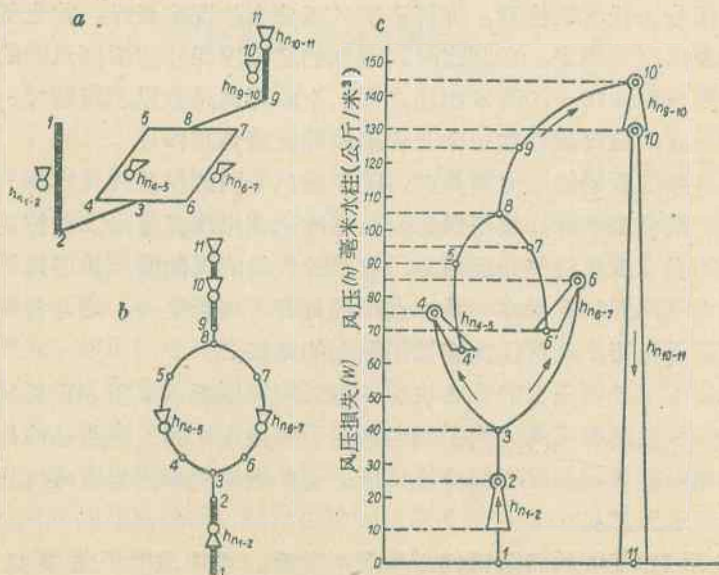


图 207 压能示意图

压能示意图对于分析通风网路风流的稳定性，对于设计自然发火矿井的通风和采用通风的方法消灭井下火灾，消除通风窄狭地段以及解决其他通风网路的问题都是十分有用的。

参考文献

一、波文参考文献

1. Barczyk S.: Depresja cieplna w układzie ciśnienie-temperatura. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej, Górnictwo nr 1, 1956, str. 53.
2. Bes W.: Branie próbek powietrza spoza tam wlotowych. Przegląd Górniczy nr 1, 1958, str. 25.
3. Borecki M.: Zasady elektrycznego przeliczania wentylacji kopalń. Przegląd Górniczy nr 7—8, 1952, str. 267.
4. Budryk W.: Depresja cieplna. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 11, 12, 1929, str. 291.
5. Budryk W.: Naukowe zasady prowadzenia akcji przeciwpożarowej na kopalniach. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 2, 3, 4, 1930, str. 50.
6. Budryk W.: Wybuchy w czasie pożarów na kopalniach. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 12, 1930, str. 605.
7. Budryk W.: Ruch gazów w szczelinach a pożary podziemne. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 4, 1931, str. 201.
8. Budryk W.: Przewietrzanie kopalń, wyd. 1 (litogr.), Kraków 1932.
9. Budryk W.: Nomogramy dla obliczania przewietrzania kopalń, Kraków 1933.
10. Budryk W.: Zwiększenie ilości powietrza i depresji w kopalni. Technik nr 1, 1933, str. 1.
11. Budryk W.: Wspólna praca kilku wentylatorów w normalnych systemach wentylacyjnych. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 3, 1935, str. 69.
12. Budryk W.: Przewietrzanie kopalń, wyd. 2 (litogr.), Kraków 1936.
13. Budryk W.: Górnictwo, tom I, Katowice 1947.
14. Budryk W.: Nowe drogi określenia stanu pożaru w przestrzeni otamowanej. Przegląd Górniczy nr 1, 2, 1945, str. 29.
15. Budryk W.: Odwracanie się prądów powietrza w czasie pożarów kopalnianych. Zbiór referatów pt. „Pożary podziemne”, Katowice 1947.
16. Budryk W.: Wentylatory osiowe dla polskich kopalń węgla kamiennego. Przegląd Górniczy nr 12, 1949, str. 1195.
17. Budryk W.: Dorobek Polski w światowej nauce wentylacji kopalń i pożarów podziemnych. Zeszyty naukowe AGH nr 1, 1954.
18. Bystron H.: Dobór wentylatora na podstawie krzywej pracy użytecznej. Przegląd Górniczy nr 6, 1952, str. 219.
19. Bystron H.: Parametryczny sposób obliczania sieci wentylacyjnej. Przegląd Górniczy nr 5, 1955, str. 170.
20. Bystron H.: Parametryczny sposób regulacji sieci wentylacyjnej. Przegląd Górniczy nr 12, 1955, str. 436.
21. Bystron H.: Sposób kreślenia kanonicznych schematów przewietrzania. Przegląd Górniczy nr 3, 1956, str. 86.
22. Bystron H.: Przelicznik elektryczny IBG-Bartana do obliczeń sieci wentylacyjnych. Przegląd Górniczy nr 5, 1956, str. 185.
23. Bystron H.: Wyniki badania sieci przewietrzania kopalni Nowa Ruda. Przegląd Górniczy nr 10, 1957, str. 49.
24. Bystron H.: Przepływ powietrza lutniociągłem. Przegląd Górniczy nr 12, 1957, str. 602.
25. Bystron H.: Potencjalny schemat przewietrzania. Przegląd Górniczy nr 2, 1958, str. 73.
26. Bystron H.: Graficzne rozwiązywanie systemów przewietrzania. Przegląd Górniczy nr 5—6, 1958, str. 255.
27. Bystron H.: Sposób uniezależnienia kopalni od wahań ciśnienia powietrza. Przegląd Górniczy nr 10, 1958, str. 511.
28. Bystron H.: Ścisłe rozwiązywalne systemy przewietrzania. Przegląd Górniczy nr 12, 1958, str. 678.
29. Bystron H.: Przewietrzanie kopalń. Poradnik Górnika tom II, cz. 2, 1959.

30. *Bystroń H.*: Wspólna praca wentylatorów w przekątnych systemach przewietrzania. Przegląd Górniczy nr 7—8, 1959, str. 332.
31. *Bystroń H.*: Wspólna praca głównych i pomocniczych wentylatorów w systemach przewietrzania kopalń. Przegląd Górniczy nr 10—11, 1959, str. 504.
32. *Cis J.*: Tapania i wyrzuty gazowo-skalne jako skutek dynamicznych obciążeń górotworu. Przegląd Górniczy nr 12, 1958, str. 669.
33. *Cybulski W.*: Badania nad hamowaniem wybuchów pyłu węglowego zaporami z pyłu kamiennego. Przegląd Górniczy nr 5—6, 1948, str. 523.
34. *Cybulski W.*: Badania nad zapoczątkowaniem wybuchu pyłu węglowego otwartym światłem. Przegląd Górniczy nr 5—6, 1948, str. 535.
35. *Cybulski W.*: Badania nad hamowaniem wybuchu pyłu węglowego zaporami z pyłu kamiennego. Biuletyn Instytutu Węglowego Koź. nr 61, 1950.
36. *Cybulski W.*: Uwagi w związku z artykułem inż. St. Kormana pt. „Porównanie sposobów ochronnego stosowania pyłu kamiennego. Przegląd Górniczy nr 12, 1950, str. 635.
37. *Czczott H.*: Przewietrzanie robót podziemnych w kopalni Saturn. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 1, 2, 7—12, 1905, str. 1, nr 2—4, 16—18, 20, 21, 23, 1907, str. 30, nr 2—8, 10, 12, 14, 16—21, 24, 1908, str. 33, nr 1/5, 1909, str. 1.
38. *Czczott H.*: Teoria prądów przekątnych. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 1, 4, 5, 8, 10, 14—16, 1910, str. 5.
39. *Czczott H.*: Teoria prądów przekątnych. Kraków 1927.
40. *Czczott H.*: Niebezpieczeństwo wentylatorów podziemnych. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 14—15, 1927, str. 425.
41. *Czczott H.*: Obliczenie wentylacji kopalń w systemach normalnych. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 14—15, 1928, str. 437.
42. *Czczott H.*: Regulacja za pomocą depresji dodatkowej w systemach normalnych prostych. Kraków 1931.
43. *Czerwanka Z.*: Odpylanie przestrzenne zakładów przerobczych. Przegląd Górniczy nr 3, 1950, str. 125.
44. *Doborzyński St.*: W sprawie obliczania oporu przekątnych systemów przewietrzania. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 15, 1912, str. 538, nr 17, 1914, str. 772.
45. *Frycz A.*: Zagadnienie wysokich temperatur w głębokich kopalniach węgla. Przegląd Górniczy nr 4, 1959, str. 181.
46. *Hankus E.*: Analiza chemiczna gazów w kopalniach węgla. Przegląd Techniczny nr 50, 1897, str. 820.
47. *Hankus E.*: Wpływ wydzielających się w kopalniach węgla gazów na organizm ludzki i płomieni lampy. Przegląd Techniczny nr 49, 50, 1899, str. 839.
48. *Hozier J.*: W sprawie leczenia krzemicy płuc pyłem glinu. Przegląd Górniczy nr 4, 1947, str. 287.
49. *Hozier J.*: Walka z górniczą krzemicą płuc. Przegląd Górniczy nr 3, 1949, str. 320.
50. *Herman S.*: Ruchome sprawdzanie poprawności opylania pyłem kamiennym. Przegląd Górniczy nr 10, 1950, str. 519.
51. *Herman S.*: Porównanie sposobów ochronnego stosowania pyłu kamiennego. Przegląd Górniczy nr 11, 1950, str. 558.
52. *Hruby J.*: Opory dynamiczne powietrza przy urządzeniach wyciągowych. Przegląd Górniczy nr 1—2, 1959, str. 12.
53. *Klisiewicz A.*: Zalecenia Bureau of Mines w niektórych kwestiach bezpieczeństwa kopalń. Technik nr 13, 1930, str. 332.
54. *Klisiewicz A.*: Wnioski i zalecenia dotyczące przewietrzania kopalń węgla wydane przez Bureau of Mines. Technik nr 21, 1930, str. 583.
55. *Kondratowicz H.*: Górnictwo t. II, Warszawa 1918.
56. *Kowalski M.*: Komfort atmosferyczny w małopolskich kopalniach soli. Technik 1931.
57. *Krok E.*: Elektronowe urządzenia do badania pyłów kopalnianych. Przegląd Górniczy nr 9, 1952, str. 340.
58. *Krok E.*: Elektryczne analizatory gazów kopalnianych. Przegląd Górniczy nr 2, 1957, str. 98.
59. *Kruciński B., Bromowicz R.*: Niektóre wytyczne projektowania przewietrzania kopalń. Przegląd Górniczy nr 1, 1957, str. 3.
60. *Kruciński B.*: Zasady projektowania kopalń, cz. I, rozdz. X. Przewietrzanie. Katowice 1957.
61. *Krzyżanowski J.*: Tamy izolacyjne około-szybów i węzłowe. Tama przenośna Wagnera. Przegląd Techniczny nr 14, 1897, str. 232.
62. *Kulejewski S.*: Osłowe wentylatory kopalniane. Przegląd Górniczy nr 2, 1948, str. 138.

63. Kurzawa S. i inni: Prototyp polskiego metanomierza. *Przegląd Górniczy* nr 7—8, 1954, str. 274.
64. Litwiński J.: Zasady wentylacji kopalń. Zbiór referatów pt. „Pożary podziemne”. Katowice 1947.
65. Litwiński J.: Przewietrzanie w polach odbudowy. Zbiór referatów pt. „Odbudowa górnicza”. Katowice 1948.
66. Litwiński J.: Temperatura powietrza w płonowych wyrobiskach kopalniach. *Przegląd Górniczy* nr 12, 1943, str. 1369.
67. Litwiński J.: Wpływ temperatury skał na temperaturę powietrza kopalni. *Biuletyn Instytutu Węglowego*, Komunikat nr 26, 1948.
68. Litwiński J.: Stan przewietrzania polskich kopalń węgla kamiennego. *Przegląd Górniczy* nr 4, 1949, str. 410.
69. Litwiński J.: Przewietrzanie kopalń. Wiedza Powszechna. Warszawa 1950.
70. Litwiński J.: Pomiar wydzielonego ciepła w kopalni jako metoda oznaczania stanu samozgrzewania węgla. *Przegląd Górniczy* nr 7—8, 1950, str. 370.
71. Litwiński J.: Z zagadnień dynamiki przepływu powietrza w kopalnianych sieciach wentylacyjnych. *Przegląd Górniczy* nr 7—8, 1951, str. 272.
72. Litwiński J.: Wpływ oporu uszczelnień wentylatora na przewietrzanie kopalni. *Przegląd Górniczy* nr 12, 1951, str. 482.
73. Litwiński J.: Prądy wsteczne w wyrobiskach. *Przegląd Górniczy* nr 6, 1952, str. 212.
74. Lisowski A., Pawłowicz K.: Notatka o projektowaniu wentylacji w kopalniach węgla. *Przegląd Górniczy* nr 8, 1959, str. 349.
75. Małecki J.: Ostatnie nowości w dziedzinie wykrywania tlenu węgla w powietrzu. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 5, 1936, str. 321.
76. Matuszewski J.: Przyrząd do pobierania próbek powietrza spoza tam pożarowych kopalni. *Przegląd Górniczy* nr 1, 1958, str. 24.
77. Nowicki R.: O przyrządach wykazujących w powietrzu kopalnianym obecność gazów wybuchowych (metanu) i tlenu węgla. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 9, 1936, str. 346.
78. Olpiński W., Muzyczuk J.: Zastosowanie kontroli składu powietrza kopalni. *Przegląd Górniczy* nr 11, 1958, str. 617.
79. Olszewski J.: Wpływ wahań ciśnienia atmosferycznego na wydobywanie się gazów kopalnianych. *Przegląd Górniczy* nr 11, 1950, str. 584.
80. P.: Wentylacja wtórna w kopalniach za pomocą rurowciągów giętkich. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 3, 1930, str. 155.
81. Parysiewicz S.: Wysokie temperatury powietrza w kopalniach i sposoby ich zwalczania. *Przegląd Górniczy* nr 9, 1951, str. 357.
82. Piekarczyk S., Kostka B.: Uwagi o przewietrzaniu kopalń rud żelaza. *Przegląd Górniczy* nr 2, 1957, str. 78.
83. Poborski Cz.: Wyrzuty CO_2 i skał w kopalniach węgla kamiennego. *Przegląd Górniczy* nr 7—8, 1957, str. 336.
84. Poborski Cz.: Gazy w polskich kopalniach soli. *Przegląd Górniczy* nr 1—2, 1959, str. 51.
85. Pogoda W.: Budowa tam przeciwpożarowych. Katowice 1948.
86. R.: Sprawa nagłego wydzielania się metanu. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 1, 1931, str. 55.
87. Sałustowicz A.: Obliczanie oporu ogólnego i regulacji ilości powietrza w złożonych systemach wentylacyjnych. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 6, 1930, str. 287.
88. Sałustowicz A.: Regulacja odjemna i mieszana w złożonych systemach wentylacyjnych. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 9, 1930, str. 426.
89. Sałustowicz A.: Przewietrzanie kopalń za pomocą kilku szybów wentylacyjnych. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 11, 1931, str. 614.
90. Sielawa W.: Występowanie i wybuchy gazu CO_2 w dolnośląskich kopalniach węgla oraz środki zapobiegawcze. *Przegląd Górniczy* nr 2, 1946, str. 1.
91. Sielawa W.: Zagadnienie wybuchów dwutlenku węgla. *Przegląd Górniczy* nr 7, 1948, str. 730.
92. Skoczyński A.: Współczesne poglądy na naturę nagłych wyrzutów węgla i gazu w kopalniach i sposoby ich zwalczania. *Przegląd Górniczy* nr 10, 1954, str. 330.
93. Stow. Pol. Inż. Górn. i Hut., Techniczny Kalendarz Górniczy, Katowice 1938.
94. Strusiewicz R.: Uwagi o przewietrzaniu pokładów węgla skłonnego do samozapalenia. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 9, 1930, str. 449.
95. Strzeszewski W.: Wpływ powietrza zapyłonego na zdrowie robotników pracujących w kopalniach. *Przegląd Górniczo-Hutniczy* nr 3, 1937, str. 120.
96. Strzeszewski W.: Ujęcie metanu. *Przegląd Górniczy* nr 9, 1951, str. 362.

97. Tarnowski J.: Ssące i tłoczące przewietrzanie za pomocą lutni. Archiwum Górnictwa nr 1, 1956, str. 55.
98. Tarnowski J.: Przewietrzanie lutniami. Przegląd Górniczy nr 6, 1956, str. 221.
99. Tarnowski J.: Określenie gazowości pokładów węgla z własności sorpcyjnych węgla. Przegląd Górniczy nr 2, 1957, str. 83.
100. Tarnowski J.: Zasady prowadzenia wentylacji odrębnej i proste metody obliczeń. Przegląd Górniczy nr 5—6, 1958, str. 267.
101. Tarnowski J.: Miejsca powstawania nagromadzeń metanu przy wybieraniu ścianowym prowadzonym do granic. Przegląd Górniczy nr 12, 1958, str. 696.
102. Tarnowski J.: Prognoza wydzielania metanu do wyrobisk oparta na danych z otworów wiertniczych. Przegląd Górniczy nr 4, 1959, str. 172.
103. Urban J.: Automatyczny wskaźnik metanu patent Ringrose. Technik nr 2, 1935, str. 56.
104. Urban J.: O niebezpiecznych gazach w kopalniach węgla. Biblioteczka Górnictwa. Katowice 1950.
105. Wilk St.: Wyznaczenie wielkości depresji naturalnej i wpływ jej na przewietrzanie kopalń. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 10, 1931, str. 523.
106. Windakiewicz E.: Solnictwo. Część IV. Kraków 1930.
107. Wójcik W.: Walka z nadmiernym ciepłem na kopalni Morro Velho w Brazylii. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 22, 1924, str. 1293.
108. Zajac E.: Przewietrzanie kopalń. Biblioteczka Górnictwa. Katowice 1948.
109. Zalewski F.: Kesonowe przewietrzanie chodników. Przegląd Górniczy nr 1, 1954, str. 15.
110. Zachatowski W.: Graficzna metoda oznaczania granic zapłonu gazów pożarowych. Przegląd Górniczy nr 12, 1947, str. 889.
111. Zych W.: Dobór i praca wentylatora osiowego dla rozwojowej kopalni. Przegląd Górniczy nr 8, 1957, str. 300.
112. Zyzak J.: Opis ćwiczeń obrony przeciwgazowej kopalni. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 2, 1938, str. 85.
113. Zmuda W.: Pomiar oporu wentylacyjnego bocznicy. Przegląd Górniczo-Hutniczy nr 12, 1933, str. 631.
114. Zyla J.: Charakterystyka wentylatora jako wskaźnik ekonomii pracy. Technik 1931.

二、外文参考文献

115. Abramowicz Ch.: Turbulentnyje swobodnyje strui żidkosti i gazow. Gosenergoizdat 1948.
116. Baturyn W.: Promyszlennaja wientilacija. Strojizdat 1948.
117. Beldizsar T.: Wpływ wielkości przekroju wyrobiska i prędkości powietrza na wzrost temperatury powietrza w kopalniach. Archiwum Górnictwa nr 4, 1957, str. 197.
118. Budryk W.: Le travail de la chaleur — moteur de l'aérage dans les mines. Congrès International des Mines, Liège 1930, str. 307.
119. Bykow Ł.: Teoria wniezapnych wydelenij gaza i osnovnyje mlyery borby s nimi. Mak NII t. 1, DNTWU 1936.
120. Dzasochow A. Ch. i Dzasochow L. W.: Rudnicznaja wientilacija i metody jejo kontrola. Moskwa 1954.
121. Hinsley F. B.: Air flow in mines and thermodynamic analysis. Colliery Guardian, 1934, nr 4299—4310 i 1944 nr 4380.
122. Hinsley F. B.: Some aspects of deepmine ventilation. Transactions of the Institution of Mining Engineers, lipiec 1944.
123. Heise F., Herbst F. i Frische C. H.: Bergbaukunde, t. I, Berlin 1957.
124. Jarowoj I.: Rukowodstwo po razrabotke plastow, opasnych po wybrosam ugla i gaza. Ugletiechizdat 1949.
125. Karpow A.: Wniezapnyje wydelenija gaza na szachtach centralnogo reiona. Mak NII, t. I, DNTWU 1936.
126. Komarow W., Borysow D.: Rudnicznaja wientilacija, ONTI 1938.
127. Ksenofontowa A., Berman L.: Metody podsczota koliczestwa wozducha dla prowietriwania rudnikow, cz. I. Akademia Nauk ZSRR 1941.
128. Ksenofontowa A., Karpuchin W., Charew A.: Wientilacjonnoje soprotiwlenije gornych wyrabotok. Ugletiechizdat 1950.
129. Ksenofontowa A. i Woropajew A.: Prowietriwanie gluchich wyrabotok w szachtie. Ugletiechizdat 1947.

130. Pak W. S. i Geier W. G.: Rudnicznije wientilatornyje i wodootliwnyje ustanowki. Ugletiechizdat 1955.
131. Pawłow K.: *Tiechnika bezopasnosti w gornom dziele*. Miedialurgizdat 1949.
132. Peele R.: *Mining Engineers' Handbook*, Nowy Jork 1947.
133. Penman D. i J. S.: *The principles and practice of mine ventilation*. Londyn 1947.
134. Pieczuk I.: Wientilacja i borba s gazom na szachtach Kuzbassa. Ugletiechizdat 1946.
135. Prawdienko D.: Wientilacja i oswieszczenie rudnikow, borba z pożarami i gornospasatielnoje dieło. Ugletiechizdat 1949.
136. Skoczyński A.: Rudnicznij wozduch i osnovnoj zakon dwizenia jego po rudnicznym wyrobokam. Gornyj Żurnal 1904.
137. Skoczyński A.: Rudnicznaja atmosfera. ONTI 1933.
138. Skoczyński A., Komarow W., Geskin A. i in.: Wientilacja rudnikow. ONTI 1933.
139. Skoczyński A., Komarow W.: Rudnicznaja wientilacja. Ugletiechizdat 1951.
140. Stoces B. i Cernik B.: *Bekämpfung hoher Grubentemperatur*, Berlin 1931.
141. Szczerba A. N., Jagielski A. N.: Kondiejonirowanie rudnicznego wozducha. Ugletiechizdat 1956.
142. Terpigoriew A.: Rudnicznaja aerologia i bezopasnost, ruda w szachtach. Ugletiechizdat 1949.
143. Woronin W. i Woronina L.: Prowietriwanie mietalliczeskich rudnikow posle wzrywnych rabot. Akademia Nauk ZSRR cz. I, 1943, cz. II 1945.
144. Woropajew A.: Tiepiłowaja diepressaja szachtnoj wientilacji. Akademia Nauk ZSRR 1950.

矿井通风学

中国工业出版社

统一书号:

15165·3021(煤炭-175)

定价: 2.40 元