

[美] E. B. 浦尔 著

管路系统
流体流动
计算手册

机械工业出版社



管路系统流体流动计算手册

〔美〕 E. B. 浦尔 著

张春萍 戴 焯 张云龙 译
陈思九 校



机械工业出版社

本手册主要介绍管路系统流体流动参数计算程序。它采用类似计算机编程的模式,按流阻、流量、压力等列出计算程序图和常规计算方法;附有大量数据和图、表,具有数据完整、程序清晰、方法简便等特点。对于一般工程技术人员,运用本手册所介绍的简便方法,在深入熟悉流体力学之前,就能进行管路流体流动参数的计算。本手册可供从事现代工业管路、阀门与管件设计、研究和试验的工程技术人员参考,也可作为大、专院校有关专业师生的教学参考资料。

**FLOW CALCULATION HANDBOOK
FOR PIPING SYSTEMS**

E. B. Pool

Rockwell International Corporation

Fourth Edition(1983)

* * *

管路系统流体流动计算手册

[美] E. B. 浦尔 著

张春萍 戴 焯 张云龙 译

陈思九 校

*

责任编辑:王正琼 版式设计:胡金瑛

封面设计:田淑文 责任校对:熊天荣

责任印制:郭 炜

*

机械工业出版社出版(北京阜成门外百万庄南里一号)

(北京市书刊出版业营业许可证出字第117号)

机械工业出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 787×1092¹/₁₆·印张 8³/₄·字数 200千字

1989年7月北京第一版·1989年7月北京第一次印刷

印数 0,001—4,800·定价:7.20元

*

ISBN 7-111-00805-7/TH·137

译 者 的 话

《管路系统流体流动计算手册》汇集了美国洛克威尔国际公司流体控制分部阀门工程研究中心[⊖]设于匹兹堡的综合试验站30余年来进行的管路和阀门及管件流体试验和理论研究的成果。该公司在研制、生产和销售高性能特殊阀门方面，以其产品在国际市场上具有很强的竞争能力而闻名于世。

本手册是为适应现代工业管路的发展，开发和研制新型的高性能阀门与管件，而汇集编写的管路系统流体计算程序和方法。它具有概念新颖，程序清晰，数据完整，方法简便的特点，是从事流体计算的设计试验和研究人员的一本实用性很强的参考书与工具书。

本手册共分为三章。第一章，采用类似计算机编程的模式，按流阻、流量、压力等分别列出计算程序方框图和常规计算方法。同时，附有计算实例，便于读者迅速掌握所提供的计算方法。第二章，列出计算过程所必需的单位换算与性能数据及参数图表和选用说明。第三章，阐述计算程序和方法所依据的基本理论和公式推导，并阐明所采用的新概念与传统的流体动力学理论之间的相互联系。因而，在理论与试验结合上，具有很强的实用性，使得即便是刚开始从事这方面工作的试验、研究和设计的人员，均能迅速掌握流体的流动计算。

本手册还附有大量的参考文献，可供读者进一步查证、研究和探讨。

本手册是根据原书1983年版（第四版）译出的。在翻译审校过程中，对书中一些艰涩、隐晦及某些错误之处作了必要的注释和订正。清华大学叶宏开老师审阅了本手册译文，并提出了宝贵意见，谨此致谢！

如果本手册能够对于我国工业管路、阀门和管件的设计计算方面有所裨益的话，那么就实现了译者翻译本手册的初衷。

由于译者水平所限，书中难免有不当或错误之处，请读者批评指正。

译者

1987.4

[⊖] Valve Engineering Research, VER, Flow Control Division, Rockwell International, Pittsburgh, U. S. A. ——译者注

Abu 11/02

序 言

本版在某些方面不同于前版。第一章 § 1.1~1.6 节里增加了新的页次。对阀门系数及节流曲线作了变更或删节，以便与现代生产中的管路相一致。为叙述简明起见，对本手册的某些部分重新进行了改写。

在第一章前 6 节中，每一节均增加了“常规计算”专页，它只是提供定量计算的简化方程。利用简化方程，仅仅需要知道阀门或管件的流动系数、管路数据、流体密度或单位换算因数，即可进行计算。这种常规计算较之计算程序方框图的计算方法更为简单。但是，它只限于那些已知为全紊流和单相的流体，并且当压力降较小时才能应用。关于“小压力降”的含义，均在常规计算专页的下面作出了规定。在计算时必须遵循这些规定，否则，使用这些简化方程会得出不准确的结果，并且，更麻烦的是它还可能影响到流动状态，使之产生意外的阻流、气蚀、强噪声或阀门内结构的振动。

对于锻钢截止阀及角式截止阀、闸阀及旋塞阀的流动系数表格，已经进行了广泛的修订。删去了弹性密封阀门的表格。同样，阀门节流曲线也经过重新绘制，使之成为通用的线图。这些新的数据，反映了现代工业生产管路的要求，并且是基于我们实验室仔细处理过的试验结果而得出的。

为了叙述简明和校正前版出现的错误，对本手册作了多处细小的修改。所发现的一个明显错误，就是在附录中关于阀门流动系数随雷诺数而变化的论述是不够正确的。第二章 V-1（线图）正确地表述了这种相关性，如果不是用该方程代替此线图的话，那么，就不致发生上述错误了。

本手册并未包括下列流动问题，诸如：

- 一般多相流动；
- 多组分流动（泥浆流动除外）；
- 阀门噪声的产生；
- 雷诺数小于 100 的流体流动；
- 阀门下游主管路的喷射。

上述问题及其它型式的复杂流动问题，可参考阀门工程研究中心（VER）的有关文献；洛克威尔公司以外的本手册的读者，可与洛克威尔公司的销售代理机构取得联系。

阀门工程研究中心
主任研究工程师
M. J. Kirik

符号、术语、定义、单位

符号	术 语	定 义 或 说 明	单 位
A_f	摩阻截面	指阀门或管件处于全紊流时的摩阻截面 $A_f = A_m / \sqrt{K}$	in ² ; $A_f = C_V / 38$ (cm ² ; $A_f = C_V / 5.89$)
A_{fr}	摩阻截面	指阀门或管件处于减流时的摩阻截面	in ² (cm ²)
A_m	最小通道截面	指阀门或管件最小通道截面	in ² (cm ²)
A_n	当量喷嘴截面	指阀门或管件处于声阻流时的当量喷嘴截面	in ² (cm ²)
A_o	出口内截面		in ² (cm ²)
A_i	管路内截面或管件进口截面		in ² (cm ²)
α	喷嘴截面比值	气蚀阻流对声阻流的喷嘴截面比	
B	流动方程常数		英制: 2.238 (米制: 500)
c	声速		ft/s (m/s)
c_g	气相内的声速		ft/s (m/s)
C	液-固混合介质中 (泥浆)固体的体积(%)		无量纲
C_V	阀门或管件流量系数	$C_V \left(\frac{\text{in} \cdot \text{gal}}{\text{min} \cdot \sqrt{\text{lb}}} \right) = 38 A_f (\text{in}^2)$ 式中: $38 = \frac{(144 \times 60)}{231} \sqrt{\frac{2 \times 32.174}{62.344}}$	
d_e	常数	极限颗粒直径	英制: 0.039in (米制: 1 mm)
d_s	泥浆颗粒平均直径	指泥浆中固体颗粒的平均直径	in(mm)
D	管路内径		ft(m)
E	求声速的常数	英制: 12 (米制: 100)	
f	每当量管路长度 L/D 摩阻因数		无量纲
f_t	全紊流时每当量管路 长度 L/D 摩阻因数		无量纲
F	力		lbf(N)
G	求雷诺数的常数	英制: $1895 = 1488 \times \frac{4}{\pi}$ (米制: $1273 = 1000 \times \frac{4}{\pi}$)	
Δ	位势高度		ft(m)
H	脉冲压力常数	英制: 32.17 (米制: 10)	
J	气体定律常数	(第二章图 F-6) 英制: 10.73 (米制: 0.08315)	
j	位势高度常数	英制: 144 (米制: $10200 = 100000/9.807$)	
K	压力损失系数	$K = (A/A_f)^2 = fL/D$	无量纲

符号	术语	定义或说明	单位
		(通常 A 的概念不清)	
K_n	损耗比	$K_n = \frac{\text{压力损失}}{\text{压力转换}} = \frac{\Delta P}{P_i - r P_{oap}}$	无量纲
L	管路长度		ft(m)
L_n	自然对数	第二章 §2.1C-5	
M_i	进口端马赫数	流体速度与声速的比值	无量纲
M_o	出口端马赫数		无量纲
m	质量流量		lb/s (kg/s)
m_d	止回阀及截止止回阀设计流量		lb/s (kg/s)
m_{PL}	止回阀全开启流量		lb/s (kg/s)
m_m	止回阀或截止阀最小持续流量		lb/s (kg/s)
m_s	瞬变前稳定状态流量		lb/s (kg/s)
M_n	分子量		无量纲
N_i	进口流动数	$N_i = \sqrt{\frac{\text{进口速度压力}}{\text{进口静压力}}} = \frac{m}{A_i} \sqrt{\frac{B}{P_i \rho_i}} = \frac{\gamma}{2} M_i$	
N_o	出口流动数	$N_o = \sqrt{\frac{\text{出口速度压力}}{\text{出口静压力}}} = \frac{m}{A_i} \sqrt{\frac{B}{P_o \rho_o}} = \frac{\gamma}{2} M_o$	
N_i^*	进口阻流数	流体流动在受阻状态下的流动数	
N_o^*	出口阻流数		
P_a	容器绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
P_t	气体排放终端绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
P_i	进口绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
P_n	喷嘴绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
P_o	出口绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
P_{oap}	蒸汽绝对压力		lbf/in ² (绝对)(bar)
ΔP	总压差		lbf/in ² (绝对)(bar)
ΔP_f	摩阻引起的压差		lbf/in ² (Bar)
ΔP_v	速度改变引起的压差		lbf/in ² (Bar)
ΔP_y	管路截面屈服(最小)压力损失		lbf/in ² (Bar)
ΔP_{PL}	止回阀瓣全开启时的最小压差		lbf/in ² (Bar)
ΔP_{inst}	阀门关闭瞬间脉冲压力		lbf/in ² (Bar)
ΔP_L	位置高度改变引起的压差		lbf/in ² (Bar)
ΔP_{max}	高于 P_i (脉冲) 的最大压升		lbf/in ² (Bar)
ΔP_s	(瞬变前) 定常压差		lbf/in ² (Bar)
Q	泥浆常数	英制: 4.0 (米制: 0.278)	lbf/in ² (Bar)
R	雷诺数	英制: $\frac{1895 m}{\mu D}$, 式中 $1895 = \frac{1488.2}{\pi/4}$ (米制: $\frac{1273 m}{\mu D}$, 式中 $1273 = \frac{1000}{\pi/4}$)	无量纲
r	汽压比		无量纲

(续)

符号	术 语	定 义 或 说 明	单 位
s_g	气体对空气的相对密度	$s_g = MW/28.95$	无量纲
s_w	水对 60 F 水的相对密度		无量纲
T	绝对温度	兰氏°R: $R = F + 460$ (开氏K: $K = C + 273$)	
$t_{v,u}$	均匀速度下当量关闭时间	第二章的 V-7 或 V-8	s (s)
$t_{n,u}$	非均匀速度下当量关闭时间		s (s)
t_o	阀门启闭(操作)时间		s (s)
t_{rr}	阀门当量线性关闭时间		s (s)
t_r	管路内压力波反馈时间		s (s)
U	反冲力常数	英制: 1 (米制: 10)	
V_c	容器体积		ft ³ (m ³)
W	管路壁厚		in(mm)
x	品质系数	液-气混合介质内气体含量(%) 液-固混合介质(泥浆)内固体含量(%)	
Y	膨胀因数		无量纲
Z	压缩因数		无量纲
γ	等熵指数(比热比)	等熵过程的等熵指数等于比热比	
μ	绝对粘度	流体在外力作用下, 阻止内部变形和剪切的度量单位	cP 或 mPa·s (同英制)
ρ	密度		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
ρ_i	进口密度		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
ρ_b	气体排放时中间压力的密度		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
ρ_g	气相密度		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
ρ_L	液相密度		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
ρ_s	固体平均密度 (过滤方法测定)		lb/ft ³ (kg m ⁻³)
e	管壁绝对粗糙度		ft(m)
α	管内壁直径与壁厚之比		无量纲
*	阻流状态表示变量的指数标记		

目 录

译者的话	
序言	
符号、术语、定义、单位	
绪论	1
总计算程序方框图	3
第一章 流体流动计算程序与方法	4
§ 1.1 管路压力损失	4
1.1.1 常规计算	4
1.1.2 计算程序方框图	4
1.1.3 计算例题	4
§ 1.2 管路流量	8
1.2.1 常规计算	8
1.2.2 计算程序方框图	9
1.2.3 计算例题	9
§ 1.3 管路内径	13
1.3.1 常规计算	13
1.3.2 计算程序方框图	14
1.3.3 计算例题	14
§ 1.4 阀门/管件压力损失	16
1.4.1 常规计算	16
1.4.2 计算程序方框图	17
1.4.3 计算例题	17
§ 1.5 阀门/管件流量	21
1.5.1 常规计算	21
1.5.2 计算程序方框图	22
1.5.3 计算例题	22
§ 1.6 阀门/管件口径及摩阻截面 A_f	24
1.6.1 常规计算	24
1.6.2 计算程序方框图	25
1.6.3 计算例题	25
§ 1.7 流体密度恒定的管路系统压力损失	27
1.7.1 计算程序方框图	27
1.7.2 计算例题	27
§ 1.8 流体密度可变的管路系统压力损失	30
1.8.1 计算程序方框图	30
1.8.2 计算例题	31
§ 1.9 止回阀口径	43
1.9.1 计算程序方框图	43

1.9.2 计算例题	43
§ 1.10 容器排放(降压)时的最大流量、总排放时间及反冲力	44
1.10.1 计算程序方框图	44
1.10.2 计算例题	44
§ 1.11 液体在管路阀门关闭时的最大脉冲压力	47
1.11.1 计算程序方框图	47
1.11.2 计算例题	47
§ 1.12 气体和混合气体在管路阀门关闭时的最大脉冲压力	49
1.12.1 计算程序方框图	49
1.12.2 计算例题	49
§ 1.13 泥浆管路压力损失	52
1.13.1 计算程序方框图	52
1.13.2 计算例题	52
第二章 计算数据及图表	55
§ 2.1 单位换算	55
C-1 长度、截面、体积、流速、力的换算	55
C-2 压力、温度、密度、比容的换算	56
C-3 流量换算	57
C-4 粘度换算	58
C-5 自然对数(降压时)	59
C-6 标准试验筛(美国标准系列)的筛孔公称尺寸	59
§ 2.2 流体特性	61
F-1 相应温度下石油的密度	61
F-2 相应温度下其它液体的密度	62
F-3 固定温度下其它液体的密度	62
F-4 空气的密度	63
F-5 水蒸气的密度	63
F-6 气体的密度和其它特性	64
F-7 气体压缩因数	65
F-8 泥浆颗粒的特性	65
F-9 水和石油的粘度	66
F-10 各种液体的粘度	67
F-11 蒸汽的粘度	67
F-12 各种气体的粘度	67
F-13 各种液体的汽化压力	68
F-14 各种液体内的声速	69
F-15 蒸汽的等熵指数	70
F-16 喷嘴的阻流蒸汽或水的比流量	71
§ 2.3 管路特性	71
P-1 钢制管路数据	71
P-2 摩阻因数与 Moody 曲线图	80
P-3 相应流量比的膨胀因数	81

P-4	相应 ΔP 比的膨胀因数	82
§ 2.4	阀门和管件特性	83
V-1	雷诺数的修正	83
V-2	摩阻截面与喷嘴截面的关系	83
V-3	相应流量比的膨胀因数	84
V-4	相应压差比的膨胀因数	84
V-5	管件的摩阻截面和喷嘴截面	85
V-6	典型阀门的摩阻截面和喷嘴截面	85
V-7	相应位置下节流阀门的摩阻截面 (非阻流流动)	87
V-8	相应位置下节流阀门的喷嘴截面 (阻流流动或可变密度流动)	87
V-9	截面变化时的气体压力比 (无摩阻、完全绝热—等熵)	88
V-10	串联部件的出口端流体密度	88
V-11	最大脉冲压力与瞬时脉冲压力之比	89
V-12	锻造截止阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	90
V-13	锻造角式截止阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	92
V-14	铸钢截止阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	93
V-15	铸钢角式截止阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	94
V-16	铸钢止回阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	95
V-17	止回阀和截止止回阀全开启时的最小压差	96
V-18	铸钢闸阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	97
V-19	Hypresphere 球阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	98
V-20	旋塞阀的摩阻截面和喷嘴截面, $\text{in}^2(\text{cm}^2)$	99
第三章	附录——基本原理	101
§ 3.1	单位	101
§ 3.2	基本流动方程	102
§ 3.3	管路内的流体摩阻损失	102
§ 3.4	阀门与管件内的流体摩阻损失	103
§ 3.5	管路的流体膨胀因数	105
§ 3.6	阀门与管件的流体膨胀因数	107
§ 3.7	阻流气体或混合气体的流动	110
§ 3.8	阻流液体的流动	110
§ 3.9	A_0 及 A_f 对压力恢复的关系	112
§ 3.10	流体密度恒定的管路系统	113
§ 3.11	流体密度可变的管路系统	114
§ 3.12	止回阀及泄压阀	115
§ 3.13	容器排放 (降压)	116
§ 3.14	在阀门关闭时流体的脉冲压力	117
§ 3.15	在阀门关闭时气体或混合气体的脉冲压力	120
§ 3.16	泥浆流动	121
参考文献		125
计量单位换算表		127

绪 论

本手册系按照统一格式汇集了用于解决管路系统中流量及压力损失问题所需的方法与数据。借助于袖珍计算器，利用手册中预先计算得出的图表，不仅可以解决管路、阀门及管件中不可压缩流体的一般问题，而且对可压缩流体、声阻及气蚀阻流、沸腾液体及非稳定流动（水锤）问题，也可按规定程序逐步予以解决。

本手册第一章是由类似计算机编程的计算程序方框图所组成，用以顺序解决各类问题。每个计算程序方框图后附有一个或几个计算例题。选择这些例题并非由于它们简单，而是为了阐明程序方框图的使用方法及曲线图、表和数据的依据。

在第一章 § 1.1~1.6 节中，对于已知为简单流动状态时，如：全紊流、单相及基本属于不可压缩的流体等，均增加了“常规计算”专页。常规计算可以避免按照严格的程序图进行计算，但对于非简单流动，这种常规计算会导致一定的误差。如果根据经验不能判断用哪一种方法适宜时，则上述两种计算方法均应采用。

对于需要了解所有计算方法的原理、公式推导及其应用范围的读者，可参阅第三章——附录。

本手册未包括流体计量。读者可适当参阅《ASME流体计量》(1970年版)的有关章节。所采用的符号与该文件是一致的。因此，本手册仍采用希腊字母 γ 、 ρ 及 μ 表示物理量的符号。

本手册编写时，正值美国向米制单位的过渡时期。当时，仅仅单一地采用米制单位制的条件尚未成熟，因此，采用了双重单位制。即每个方程所包含的常数，既采用英制单位(英尺、英寸、磅、秒)，又采用米制单位。每次计算时应采用其同一组单位制。例如，方程中的流量以英制单位的磅每秒 (lb/s) 来表示。其它单位，例如：加仑每分 (USgal/min)、桶每天 (桶/d)、百万标准立方英尺每天 (10^6 Nft³/d)，都必须首先按照第二章的 C-1~C-4 进行换算。计算后所得的数值，如压力损失的单位可以由磅每平方英寸换算至要求的相应单位。

米制方程不是国际单位制机构 (SI) 认可的齐次方程，齐次方程的所有常数均是无量纲的，而米制方程的常数则包括厘米或米 (cm、m) 和巴或帕 (bar、Pa)。在所有方程中使用 SI 单位制则要求采用科学计数法，并要避免借助于普通袖珍计算器的小数点自动定位。

流体动力学的两个常用概念，即速度和压头，经过审慎地考虑，而未予采用。其原因是考虑到，在管路系统中，流体速度与流过一定的管内截面积有关，压头与一定的流体密度有关。在管路系统中，流体通过的截面积与流体密度是可变的情况下，原先的那些概念易与流体的参考截面及密度相混淆。因此，在表示压头的地方，采用了压力；在表示速度的地方，采用了质量流量。在没有歧管的管路中，质量流量在任何位置均是不变的。但是，速度或单位截面的流速不可能完全不予考虑，因而用质量流速 ($\text{lb}\cdot\text{s}^{-1}/\text{in}^2$) 的形式，即用质量流量除以适当的实际截面或假想截面来表示。

通常，阀门及管件流量系数这些无量纲数值，是利用假想的流动截面积进行试验所得到的数据而推导出来的。但是假想的截面积往往与其它截面积的概念混淆不清，特别是对于厚壁阀门，其实际采用的截面积与公称口径并没有联系。避免这种现象的唯一办法，就是采用

阀门流动系数 C_v ，它既包含参考截面积，又包含无量纲系数。然而，这个定义给出一个不便于使用的度量值，即英寸·加仑·分· $\sqrt{\text{磅}[(\text{in}\cdot\text{gal})/(\text{min}\cdot\sqrt{\text{lb}})]}$ 。将它转换成米制单位是不容易的，尽管如此，它仍然得到了广泛的承认和使用。本手册建议给予 C_v 一个简单的面积度量值，其办法是定义一假想的摩阻截面 A_f ，即假想截面，它使管件形成的摩阻损失等于用该假想截面计算出的速度损失。这样， $A_f = C_v/38 = A\sqrt{K}$ ，式中， K 是速度压力里的压力损失， A 是在此 K 值时的参考截面。采用 A_f 的唯一不便之处，是在流体密度恒定的管路系统中，各个部件的 A_f 值不能相加。这些问题，已经在第一章 § 1.7 节里进行了论述和处理。

关于阀门与管件的另一个新概念，是它的当量喷嘴截面积 Θ 。它是在阻流状态下测定的，即该处的气体流速或是达到了声速，或是形成气蚀（沸腾）的液体流动受到了限制。

当量喷嘴截面用以计算阀门及管件中气体流动的膨胀因数及预测气体或液体的阻流。然而，当量喷嘴截面的定义不如摩阻截面那样完备，这是由于这个概念是新近提出来的，并且可供应用的试验数据还不够充分的缘故。

蒸气特性通常是以线图表示。这些线图仅仅考虑到流量计算，所以，湿蒸气或干蒸气均被视为具有可变等熵指数的理想气体。传统上，习惯于采用密度的倒数，即比容。在本手册中，认为气体与液体两者的计算没有根本的区别，所以全部采用密度。蒸气密度是以具有足够精度的线图形式给出，而不用表格。

对于不同制造厂家，同一种型式的阀门，其摩阻损失性能是很不相同的。即使是同一制造厂家，阀门的口径不同，摩阻损失性能也是不一样的。对于 Rockwell 公司的产品，其摩阻截面系通过几百个试验项目进行测定的。30 多年来，在 Rockwell 公司，至少有一个工程师和协助其工作的若干技术人员、制图人员及模型工人自始至终地参与阀门流量特性的试验与改进工作。其它产品的流量特性均根据这些试验数据进行了准确的估算，并按阀门的不同口径和形式给出了具体的数值。

Rockwell 公司的产品用这种计算程序所得到的流量性能，与市场上典型的普通阀门不同。对此，为便于读者使用，本手册已给出广泛应用于普通阀门的典型数值。这些数据是基于我们对当前工业平均水平的分析而进行估算的。关于更具体的说明，可以询问专门的制造厂家。

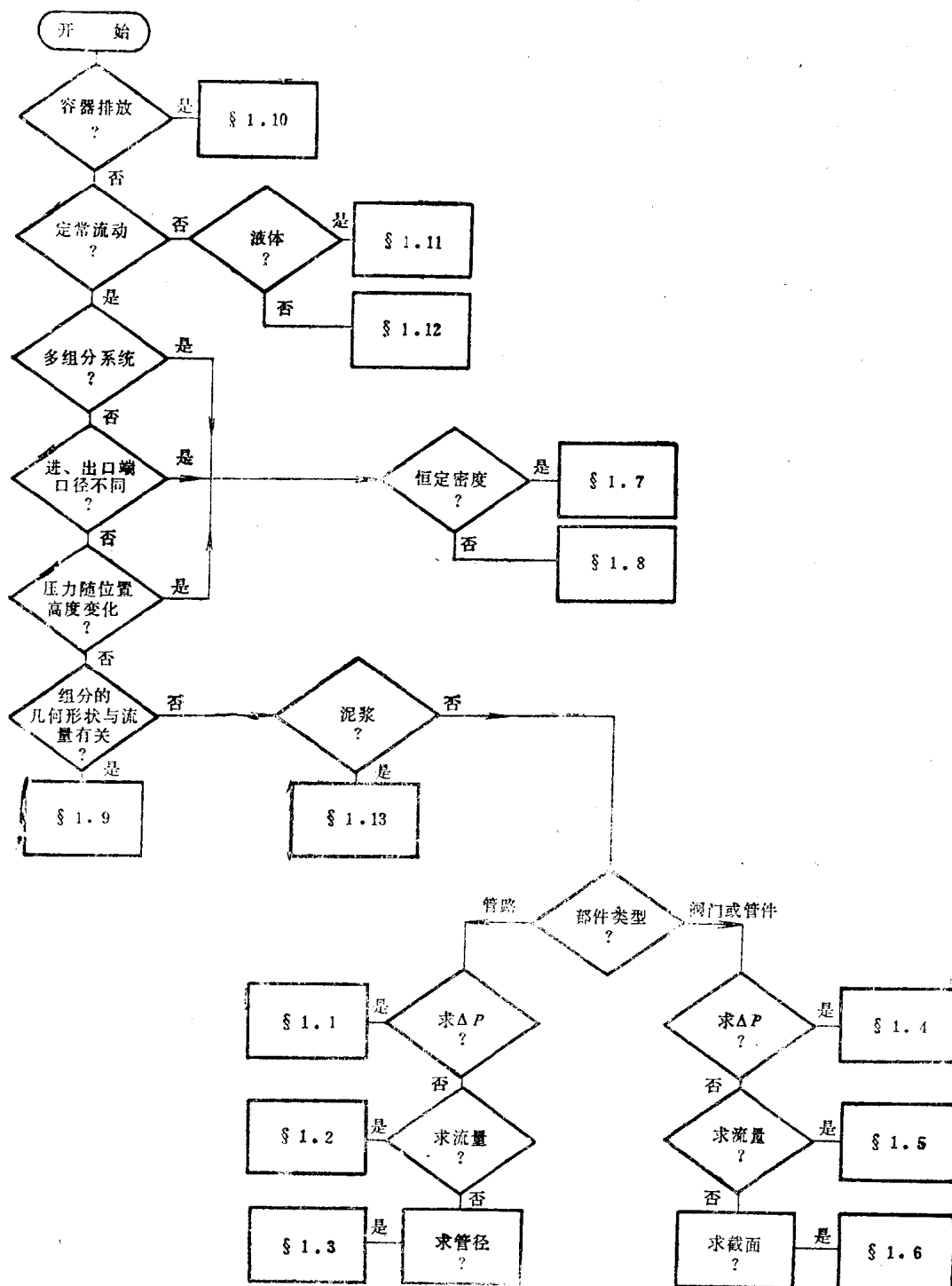
总计算程序方框图将指导使用者对所需的压力损失、流量或口径使用第一章 § 1.1~1.3 节进行管路的计算。同样，§ 1.4 节至 § 1.6 节用于阀门和管件计算。第一章 § 1.7 节和 § 1.8 节，分别论述具有恒定流体密度和可变流体密度的多部件组成的管路系统。§ 1.9 节专门论述阀门启闭位置取决于流体流向的止回阀。§ 1.10 节主要是用于解决容器压力排放问题。§ 1.11 节和 § 1.12 节分别论述了液体和气体（包括混合气体）在阀门关闭时，所产生的脉冲压力。§ 1.13 节则论述有关泥浆管路的问题。

用图表形式汇总的数据资料列入本手册第二章，分为四类：C 类（单位换算）、F 类（流体特性）、P 类（管路特性）、V 类（阀门或管件特性）。无论数据资料是由线图（一个或两个），还是由表格组成，我们均以类号为基础进行编号。

对于那些习惯于传统计算方法的人们，本手册所介绍的新颖的计算方法，可能会被认为是不必要的麻烦。然而，当美国采用米制单位时，必须对流体流动计算方法进行修改。因而，本手册介绍了一些新的计算方法，以打破传统计算方法的束缚。如果，本手册有助于促进管路流动计算的改革，那么，洛克威尔公司及作者将感到非常欣慰和荣幸。

总计算程序方框图

(用于本手册)



总计算程序方框图

第一章 流体流动计算程序与方法

§ 1.1 管路压力损失

1.1.1 常规计算

〔已知〕 流体、管路进口压力与温度、质量流量、管径及长度。

〔假设〕 全紊流、单相、不可压缩性流体。

〔公式〕 压力损失计算公式：

$$\Delta P_f = f_i \frac{L}{D} \left(\frac{B}{\rho_i} \right) \left(\frac{m}{A_i} \right)^2$$

式中 $B = 2.238$ (米制时为 500)；

ΔP_f ——摩阻压力损失, lbf/in² (bar)；

f_i ——管路摩阻因数；

L ——管路长度, ft(m)；

D ——管路内径, ft(m)；

ρ_i ——流体密度, lb/ft³ (kg/m³)；

m ——质量流量, lb/s (kg/s)；

A_i ——管路内的流动截面, in² (cm²)。

若进行单位换算, 可参阅第二章 § 2.1 节。

〔注意〕

1. 当压降超过管路入口压力的下述比率时：

气体：当 $f_i L/D \leq 15$ 时的 $1.3\sqrt{f_i L/D} \%$

当 $f_i L/D > 15$ 时的 5%

液体：1%

由于介质的可压缩性或瞬间射流的影响, 按上式计算可能得出不正确的结果。

2. 当压降超过上述极限比率时, 则可采用 § 1.1.2 中的程序方框图 (见例题 1C)。

1.1.2 计算程序方框图 (图1-1)

〔求解〕 由于管路摩阻而形成的压力损失 ΔP_f 。

〔已知〕 流体、管路入口端条件、流量、管路材料、管径及长度。

1.1.3 计算例题

例 1A:

〔求解〕 摩阻压力损失 ΔP_f 。

〔已知〕 管径 $\ominus 10$ in, 壁厚系列编号为 40, 长 300ft 的钢制管路; 介质为 60°F 的水, 流量为

\ominus 除特殊指明外, 管径均为公称管径。——译者注

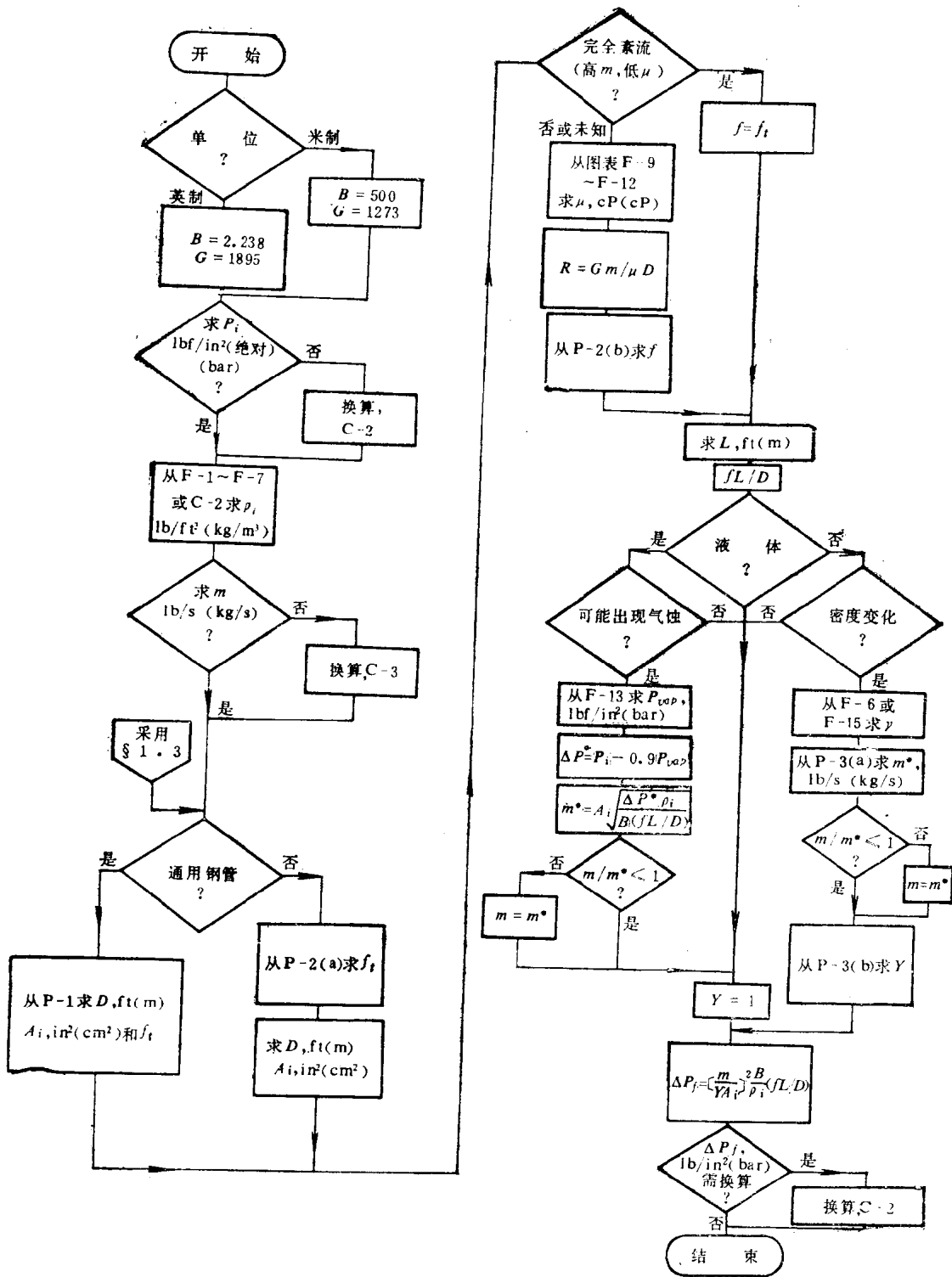


图1-1 计算程序方框图

1200 gal/min, 管路入口端压力为 20 lbf/in² (表压)。

〔解〕

B、G 采用英制时，

$$B = 2.238$$

$$G = 1895$$

P_i 从第二章 C-2 求出，

$$P_i = 14.7 + 20 = 34.7$$

ρ 从第二章 F-2 求出，当水为 60°F 时，

$$\rho = 62 \text{ lb/ft}^3$$

m 从第二章 C-3 求出，

$$m = \frac{1200 \times 62}{448.8} = 166 \text{ lb/s}$$

D、A_i、f_t 从第二章 P-1 求出，对于管径为 10 in、壁厚系列编号为 40 的管路，

$$D = 0.835 \text{ ft}$$

$$A_i = 78.85 \text{ in}^2$$

$$f_t = 0.0134$$

由于流量低，应计算雷诺数值 R：

μ 从第二章 F-9 求出，

$$\mu = 1.02 \text{ cP 或 mPa} \cdot \text{s}$$

R 从第二章 P-2 (b) 求出，

$$R = \frac{1895 \times 166.5}{1.02 \times 0.835} = 370500$$

f 从第二章 P-2 (b) 求出，当 f_t = 0.0134 时，f = 0.0156。

$$fL/D \quad f = 0.0156$$

当 L = 300 ft 时，

$$f \frac{L}{D} = \frac{0.0156 \times 300}{0.835} = 5.6$$

P_{out} 从第二章 F-13 求出，

$$P_{out} = 0$$

m* 当 ΔP* = 34.7 lbf/in² 时，

$$m = 78.85 \sqrt{\frac{34.7 \times 62}{2.238(5.60)}} = 1033 \text{ lb/s}$$

m/m* 由于 m/m* < 1，流体呈非阻流流动状态，所以可得如下 Y 值。

$$Y \quad Y = 1$$

$$\Delta P_f \quad \Delta P_f = \left(\frac{166}{78.85} \right)^2 \frac{2.238 \times 5.60}{62} = 0.90 \text{ lbf/in}^2$$

例 1B:

〔求解〕 摩阻压力损失 ΔP_f。

〔已知〕 管径为 10 in、壁厚为 0.5 in、长为 260 ft 的管路，在温度为 60°F，压力为 960 lbf/