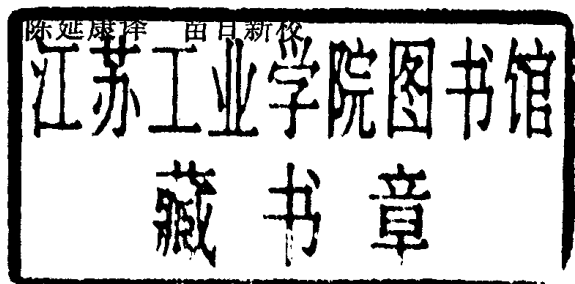


18.272
160

流 体 动 力 系 统

〔英〕A.B.古德文著



内 容 简 介

本书主要论述液压传动的元件和系统的分析与设计理论。书中用瞬态响应理论和分析方法讨论了元件与系统的特性以及参数选择。本书第四章还讨论了蓄能器系统的使用, 参数选择, 热力学和动力学特性。各章都列举了一些实例, 习题和解答, 便于自学。

本书可供从事机械工程, 控制工程, 液压与气压传动和控制方面的科技人员, 工程技术人员阅读, 也可作为工科院校有关专业研究生和大学生的教学参考书。

A. B. Goodwin
FLUID POWER SYSTEMS
Theory, worked examples and problems
The Macmillan Press Ltd
London 1976

流 体 动 力 系 统

陈延康译 苗日新校
责任编辑 殷永龄

煤炭工业出版社 出版

(北京安定门外和平北路16号)

煤炭工业出版社印刷厂 印刷
新华书店北京发行所 发行

开本787×1092 ¹ / ₃₂	印张8 ³ / ₄
字数187千字	印数1—7,000
1980年10月第1版	1980年10月第1次印刷
书号15035·2361	定价0.92元

出版说明

本书是英国的一本高校教材，书中由基本流体动力元件的定义开始，进而对某些流体动力系统进行了较细致的理论分析。书中列有大量的例题和习题，目的是使读者能通过解題来掌握理论，因此本书不仅适用于高校师生，而且对这一专业的工程技术人员也有参考价值。

原书体例比较简单而且零乱，我们进行了适当的编排，但内容和顺序并没有删改。原书的错误较多，我们尽量作了改正或予以指明，并对个别费解之处加了注解。书中所有的页下呼应注都是出版时加的。

为了方便读者，在书前列有符号表，在书后增加了附录。本书采用的是国际单位制(SI)，考虑到这一制度刚在国内推行，在附录 I 中列有工程制单位和国际制单位的换算表。原书某些公式推导过于简略或有错误，为此编写了附录 II，对原书的某些部分加了注解说明。在附录 III 中列有龙格-库塔法和 BASIC 语言程序，简单地介绍了用电子计算机解二阶和一阶常微分方程的方法和程序，这部分内容不但印证了本书图 3.23 和图 4.7abc 的曲线来源和画法，也可供读者在使用电子计算机解类似问题时参考。符号表和附录 I 由陈延康同志编写，附录 II、III 由苗日新同志编写。

由于我们水平有限，书中难免出现缺点和错误，欢迎读者指正。

原 序

自从 Blackburn、Reethof 和 Shearer 的著名著作 (指《Fluid Power Control》, 中文书名为《液动气动控制》一译注) 问世以来, 关于流体动力问题写过很多书。这些书有很多是作者们受到自己的研究和设计工作的激发而写成的。作为一名教师, 我写成了这本书是为了满足学生的需要。我的目的是提供一本教科书, 通过例题来学习分析各种流体动力系统。在每一章都介绍了基本理论, 而所选用的例题则详细地概括了许多具体内容。书中包括有很多留给读者去解答的补充习题, 这些习题可为攻读理学学士学位的人所选用。从事这一专业的研究生, 在他们的研究工作中也可以从这本书中得到很大帮助。

我从介绍作为局部系统的基本流体动力元件开始, 并根据这些元件的稳态特性给它们下定义。然后把这些元件连接起来组成各种系统, 并分析了不同的负载工况下系统的稳态和瞬态响应。

反馈系统一章的内容仅限于系统方程和传递函数的推导、系统的物理解释和图解表示法。书中略而未写响应特性和稳定性判据, 这是因为许多别的书籍已详细地阐述了这一课题的一般理论。有了基本控制理论的知识, 和 Routh, Nyquist, Bode 和 Nichols 的技术以及改进系统性能的办法, 就能够对流体动力系统的性能进行更深入的研究。

Bernard Goodwin

目 录

符号表

第一章 基本流体动力元件

(稳态特性下的定义)

1. 泵	1
2. 溢流阀	3
3. 单向阀	5
4. 先导式溢流阀	6
5. 管道	6
6. 固定面积节流阀	9
7. 变面积节流阀	10
8. 流量控制阀的串联补偿	11
9. 流量控制阀的并联补偿	12
10. 压力补偿泵	13
11. 马达	15
12. 油缸	16
13. 可压缩性和惯性负载	17
14. 液压刚度	18
15. 气动系统的刚度	22
16. 系统的自然频率	23
实例	24
习题	35

第二章 传动系统

1. 引言	43
2. 原动机	43

3. 传动系统.....	44
4. 负载.....	44
5. 流量控制系统.....	45
5.1 元件的效率	45
5.2 泄漏.....	47
5.3 可压缩性	47
5.4 线性.....	48
5.5 传动回路	48
5.6 速度.....	49
5.7 负载.....	52
实例.....	60
习题.....	77

第三章 阀控系统

1. 通过单一小孔的流量.....	91
2. 应用于控制阀.....	94
2.1 速度控制阀	94
2.2 串联压力补偿	94
2.3 并联压力补偿	96
2.4 方向和流量组合控制阀（无补偿）	98
实例.....	102
稳态反作用力	116
瞬态反作用力	117
习题.....	123

第四章 蓄能器系统

1. 简单分析.....	131
1.1 流量图	131
1.2 蓄能器的尺寸	132
1.3 决定压力 p_2 和 p_3	137
1.4 蓄能器的经济性	138
2. 蓄能器系统的动态分析.....	139

3. 热力学的考虑	146
4. 用于吸收冲击压力的蓄能器	148
实例	150
习题	164

第五章 方块图和信号流程图

1. 说明方块图运算的例题	170
1.1 例题 1	170
1.2 例题 2	173
1.3 例题 3	176
2. 信号流程图	179
实例(续)	179
2.1 例题 4	179
2.2 例题 5	180
2.3 例题 6	180
3. 由信号流程图得出系统的传递函数	181
3.1 简单情况-例题 7	181
3.2 梅逊公式	183
3.3 例题 8	184
习题	186
4. 在非线性系统中的应用	188
习题(续)	189
5. 例题 (续)	192
6.1 例题 9	192
6.2 例题 10	193
6.3 例题 11	195
6.4 例题 12	197
6.5 例题 13	200
习题(续)	202

第六章 反馈系统

1. 压力控制	208
---------------	-----

2. 位置控制	211
3. 油泵-马达系统	214
3.1 采用变量泵和定量马达的位置控制系统.....	214
实例	215
3.2 分析泵的变量机构	219
4. 阀-油缸系统	224
4.1 采用三位五通流量阀和双作用双活塞杆式油缸的位置控制 ...	225
实例(续)	227
5. 速度控制	234
6. 纯惯性负载位置控制系统参数摘要	236
习题	239
附录 I 工程制单位和国际制单位的换算	246
附录 II 注解	248
附录 III 龙格-库塔法和 BASIC 语言程序	253

第一章 基本流体动力元件

(稳态特性下的定义)

1. 泵

泵使流体环绕系统循环，并产生必需的压力克服其出口的负载。所有用于静压系统的泵都是容积式的，即传动轴每转一周，泵扫掠过压油腔的确定容积，这个容积就是泵的排量。泵可以是定量的，即把泵的排量设计成恒定的。或者是变量的，即把泵的结构设计成可通过适当调整变量机构来改变泵的排量。注意：虽然排量是可变的，但泵仍然是容积式的。

例如

定量泵：齿轮泵，柱塞泵，叶片泵

变量泵：一般为轴向柱塞泵和叶片泵。

在稳态条件下，理想泵的供油量（容积/单位时间） Q_p 为

$$Q_p = C_p n_p \text{ (或 } C_p \omega_p \text{)} \quad (1.1)$$

式中 C_p = 泵轴每旋转一周或每旋转一弧度的排量

n_p = 泵轴的转速，单位时间的转数

ω_p = 泵轴的角速度即单位时间转过的弧度 ($\omega_p = 2\pi n_p$)。例如

$$Q_p (\text{ml/s}) = C_p (\text{ml/rad}) \times \omega_p (\text{rad/s})$$

理想的泵是没有的。这是因为在压力作用下通过缝隙总会有泄漏，同时运动表面之间有摩擦存在。泄漏会导致泵单位时间的供油量少于 (1.1) 式的计算值。由于缝隙的尺度

很小，有理由假设液体以层流的形式通过缝隙，于是泄漏量可写为

$$Q_1 = \frac{k \Delta p}{\mu} \quad (1.2)$$

式中 Q_1 = 泄漏量

Δp = 泄漏通道两端的压力差(一般取为泵的输出压力)

μ = 流体的动力粘度

k = 特定泵的常数。

在恒温下， $k/\mu = \lambda_p$ ， λ_p 是泵的泄漏系数。

泵的机械损失将使消耗于总排油量的功率小于泵轴的输入功率。

通过泵的总流量为 $C_p \omega_p$ ，其压力将比进油口压力升高 Δp_p 。因此即使存在泄漏量 Q_1 ，消耗于排油的功率仍为 $C_p \omega_p \Delta p_p$ 。

输入的轴功率是 $T_p \omega_p$ ，

式中 T_p = 泵轴上的转矩 (Nm)

ω_p = 泵轴的角速度 (rad/s)。

上述两项功率的关系就是泵的机械效率(也称为转矩效率) η_{mp}

$$\eta_{mp} = \frac{C_p \Delta p_p}{T_p} \quad (1.3)$$

(注： C_p 是泵轴每转一弧度的排量)。

泵的总效率是排油功率和轴功率之比

$$\eta_{op} = \frac{(Q_p - Q_1) \Delta p_p}{T_p \omega_p} \quad (1.4)$$

容积效率为实际流量与理论流量之比

$$\eta_{vp} = \frac{Q_p - Q_l}{Q_p} \quad (1.5)$$

方程 (1.3) 和 (1.5) 相乘得

$$\eta_{mp} \times \eta_{vp} = \frac{C_p \Delta p_p}{T_p} \times \frac{Q_p - Q_l}{Q_p}$$

由于 $Q_p = C_p \omega_p$, 所以

$$\eta_{mp} \times \eta_{vp} = \frac{(Q_p - Q_l) \Delta p_p}{T_p \omega_p} \quad (1.6)$$

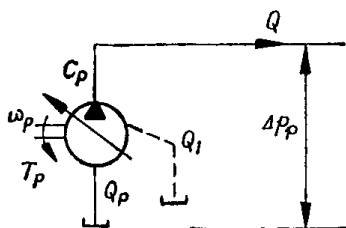


图 1.1

注：此处所定义的效率都是瞬时效率，只是在一定条件下才是准确的。

图 1.1 所示为容积式泵的稳态状态。

2. 溢流阀

溢流阀的功能是限制系统中可能出现的最高压力。在理想条件下，在保持系统中液体的最高压力不变的同时，溢流阀应为系统提供通往油箱的另一条通道。这就是说压力不应随流经溢流阀回油箱的油的流量的变化而变化。因此理想的溢流阀仅由压力来定义。参看图 1.2。

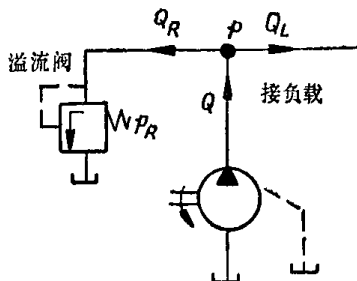


图 1.2

如果 $p < p_R$, 则 $Q_L = Q$ 。如果 $p = p_R$, 则 $Q_R = Q - Q_L$ 。在系统中 $p > p_R$ 。

溢流阀仅是一个节流孔，油液从中通过，其流量由一般

的小孔流量公式确定:

$$Q_R = k a_0 \sqrt{\Delta p}$$

式中 a_0 是节流孔面积, Δp 是节流孔两端的压力差。由于油液是回油箱的, 因此对于溢流阀 $\Delta p = p_R$ 。

对于直动式溢流阀, 当系统压力 p 超过弹簧压力 p_R 时, 节流孔即开启。当流量 Q_R 增大时, 节流孔的面积必须增大。因此压力 p 也必须增大以继续压缩弹簧 (图1.3)。如果取节流孔面积 a_0 与阀芯的位移 x 成正比, 而 x 与 $(p - p_R)$ 成正比, 也就是说 $p = p_R$ 时 $x = 0$, 于是在稳态下

$$Q_R = K(p - p_R) \sqrt{p} \quad (1.7)$$

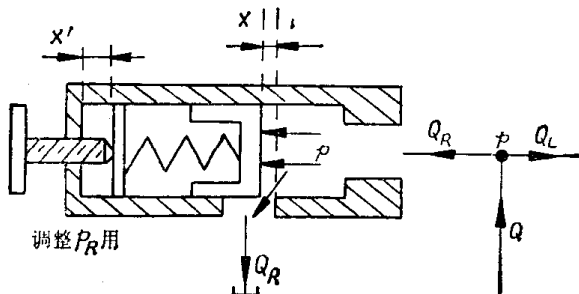


图 1.3

为使弹簧的预压缩量 (x') 不过大, 高压溢流阀 (p_R 值高) 需要高刚度弹簧。在方程(1.7) 中, K 与弹簧的刚度成反比。所以对于高刚度弹簧, 当 Q_R 值大时, $(p - p_R)$ 的值也大。 $(p - p_R)$ 有时称为超调压力。

方程 (1.7)的适用范围是: x 由零到溢流阀全开。令溢流阀全开时的压力为 p_1 , 当这个情况出现时, 开口面积不可能继续增大。此时溢流阀成为节流孔面积固定的阀。其流量方程为

$$Q_R = K(p_1 - p_R) \sqrt{p} \quad (1.8)$$

图 1.4 所示的曲线，是方程 (1.7) 和 (1.8) 当压力小于 p_1 时溢流阀特性的有用部分。角 θ 等于 $\tan^{-1}(p - p_R)/Q_R$ ，即 $\tan \theta$ 与 K 近似地成反比^① 关系。因此弹簧的刚度越大，则 θ 值和超调压力都越大。

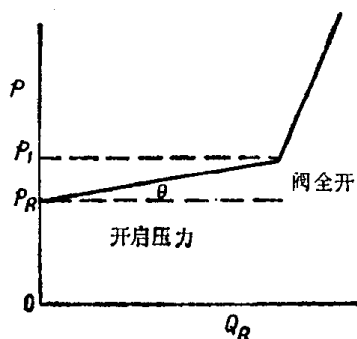


图 1.4

3. 单向阀

单向阀是一种在结构上与直动式溢流阀相似的阀。在系统中与泵串联。而溢流阀与泵是并联的。

图 1.5 中， Δp 是单向阀两端的压力差。 Δp_N 是开启压力。

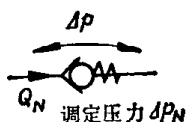


图 1.5

Δp_1 是当阀全开时 Δp 的值。恰当地选择弹簧的刚度和 Δp_N ，可以使单向阀上游的系统压力高于某一最小值 Δp 。

对于单向阀

$$Q_N = K(\Delta p - \Delta p_N) \sqrt{\Delta p} \quad (1.9)$$

当具有最大开口量时

$$Q_N = K(\Delta p_1 - \Delta p_N) \sqrt{\Delta p} \quad (1.10)$$

可以看出方程 (1.7)、(1.8)、(1.9) 和 (1.10) 是相似的。用 Δp 等代替图 1.4 中的 p 等，则图 1.4 也可表示单向阀的稳态特性。

① 原书为正比，疑误。

4. 先导式溢流阀

为了降低压力超调，常采用具有先导级的溢流阀。图1.6是这种阀的作用原理。当作用在先导阀A上的压力超过弹簧B的调整值时（设其为 p_R ），先导阀开启。少量油液流

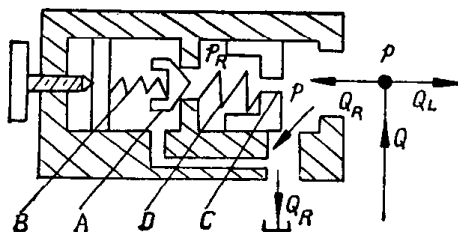


图 1.6

过节流孔C，引起主压力 p 超过 p_R 。阀的这种设计所造成的压力差将压缩主阀芯弹簧D，使油流入油箱。用弹簧B（高刚度弹簧）调整公称溢流压力。而弹簧D

（低刚度弹簧）只是保持阀口的关闭。

主阀口的流量方程与方程（1.7）一样。但是 p_R 不是由弹簧的预压缩（图1.3中的 x' ），而是由油液本身产生的。因为弹簧D的刚度小，所以图1.4中的 θ 角很小，压力超调也很小。 p_1 点（阀全开）同样具有较大的流量 Q_R ，这是由于弹簧没有预压缩因而具有较大的压缩量的原故。

5. 管道

管道是联接液压元件的环节。在稳态下，具有一定的实际尺寸。假如把流体和管路联系起来考虑通常认为管道中的液体有两种流动方式。

（a）层流——在给定的管道长度下，压力损失与流量成正比，即 $\Delta p \propto Q$ 。

（b）紊流——在给定的管道长度下，压力损失与流量的平方成正比，即 $\Delta p \propto Q^2$ 。

对于直圆管，

层流

$$\Delta p = \frac{32\mu l v}{d^2} \quad (1.11)$$

或者

$$\Delta p = \frac{128\mu l Q}{\pi d^4} \quad (1.11)$$

式中 Δp = 压力损失

v = 液体流动的平均速度

Q = 流量, $Q = v \times \frac{1}{4}\pi d^2$

d = 管道直径

l = 管道长度

μ = 液体的动力粘度。

可以认为当雷诺数小于1200时, 上述关系式是正确的。当雷诺数在1200到2500之间时, 是一个过渡区间, 液流变向紊流。超过2500则完全是紊流, 雷诺数 $Re = vd\rho/\mu$ 式中 ρ = 液流密度

紊流

$$\Delta p = \frac{4fl\rho v^2}{2d} \quad (1.12)$$

式中 f 是由试验确定的管道摩擦系数。应该指出, 在许多水力学文献中用 f 代替 $4f$, 则

$$\Delta p = \frac{f l \rho v^2}{2d} \quad (1.13)$$

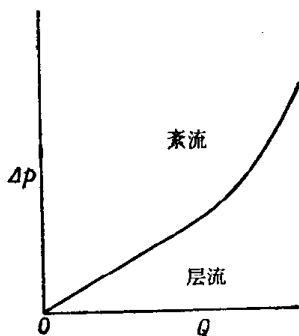


图 1.7a

这一点必须十分注意。

当雷诺数 Re 在2500到 10^5 之间时, 方程 (1.12) 中的 f

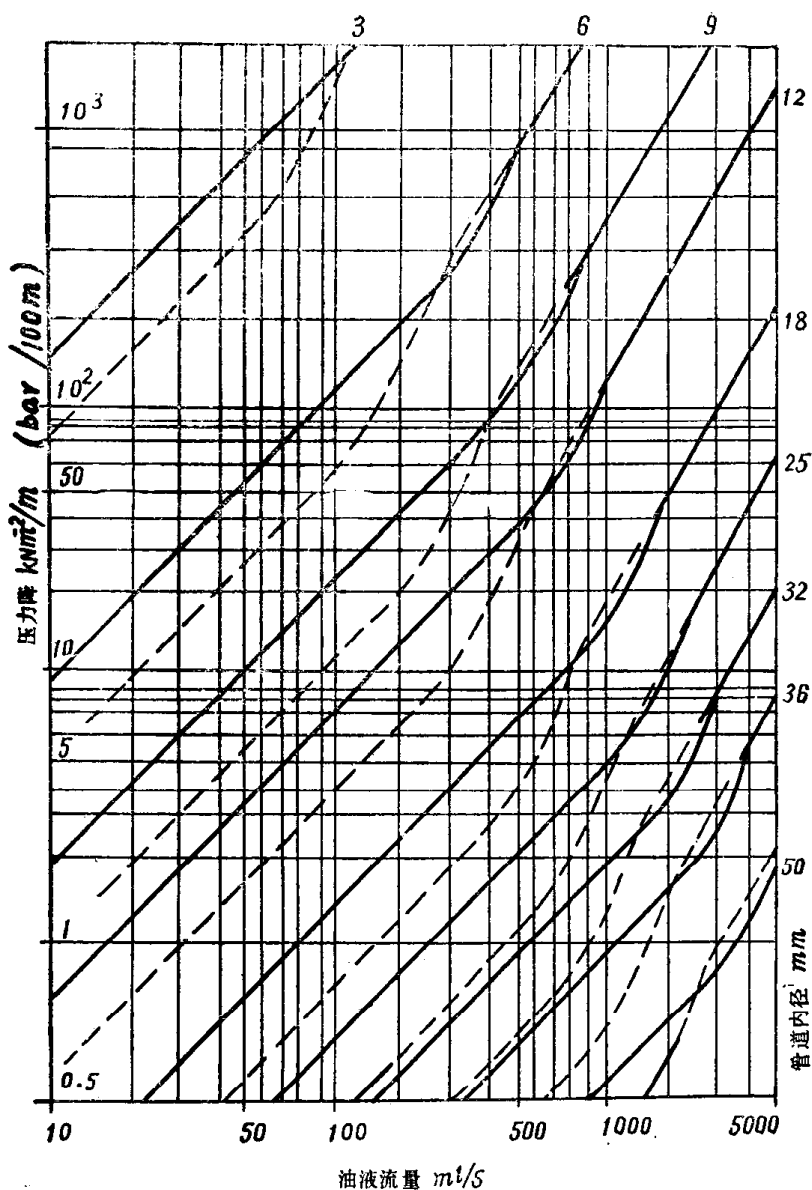


图 1.7b

油液粘度 $\eta = 0.01 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 密度 $\rho = 850 \text{ kg}/\text{m}^3$ 粗糙度 $\lambda = 0.025$