

PID参数整定 工程常用方法



工程技术部 刘为岭
2022.01.28

1. PID控制的原理

2. PID参数工程整定方法

3. PID整定练习

根据控制目标误差计算调节量：

$$MV(t) = K_c \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right]$$
$$e(t) = SP(t) - PV(t)$$

- 比例（今天）：与当前e成比例 $K_c e(t)$
- 积分（昨天）：与过去e的累积相关 $\frac{K_c}{T_i} \int_0^t e(t) dt$
- 微分（明天）：与e的未来发展趋势相关 $K_c T_d \frac{de(t)}{dt}$

计算机控制处理的是离散采样信号，并采用增量式

$$\Delta MV(k) = K_c [\Delta e(k) + \frac{T_s}{T_i} e(k) + \frac{T_d}{T_s} (e(k) - 2e(k-1) + e(k-2))]$$

$$MV(k) = MV(k-1) + \Delta MV(k)$$

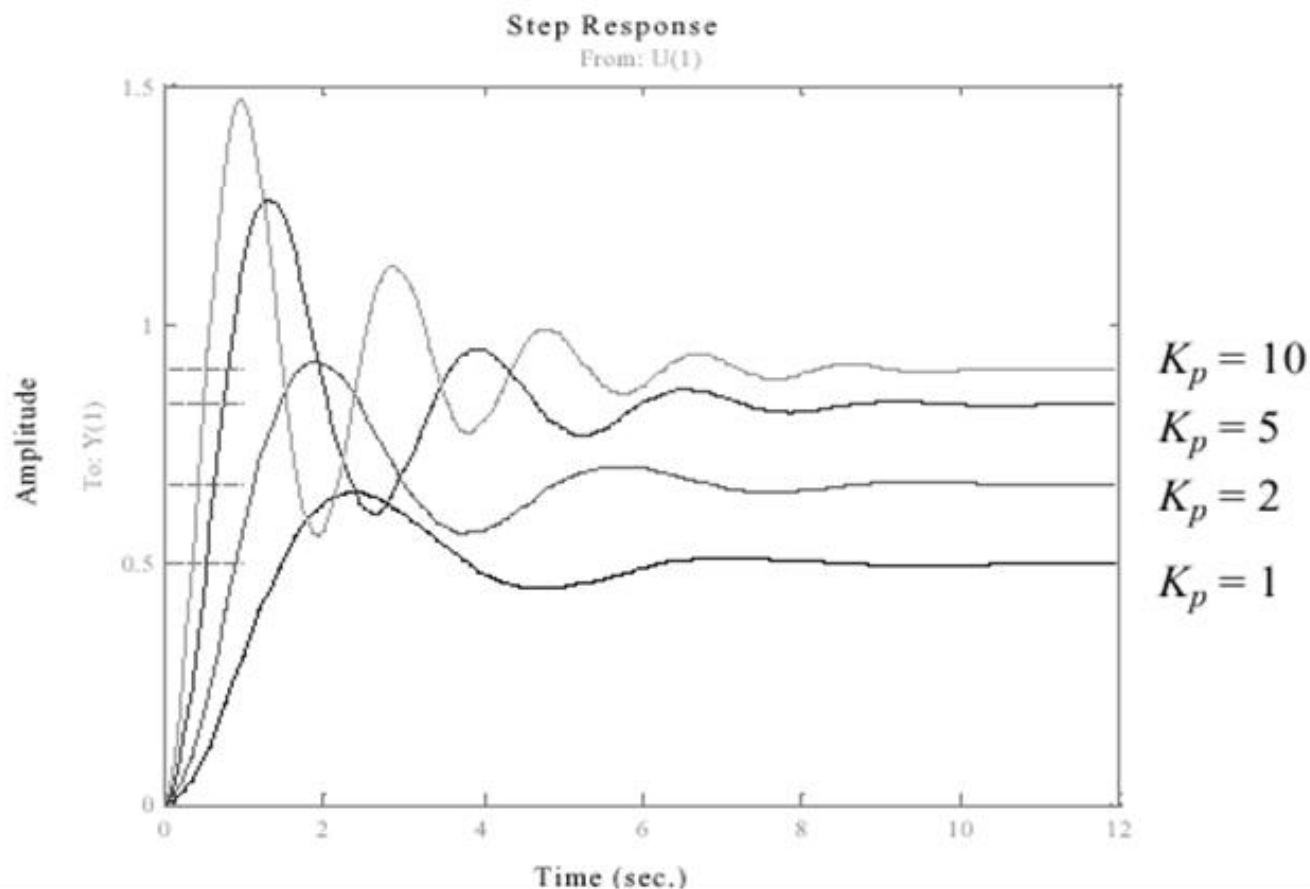
- 相比于位置式，更加适合手自动切换
- 增量式PID具有抗积分饱和的功能

注：控制理论中采用比例增益（比例系数） K_c 表示比例强度，工业界一般用比例度 $P(\%)$

$$P = \frac{100}{K_c}$$

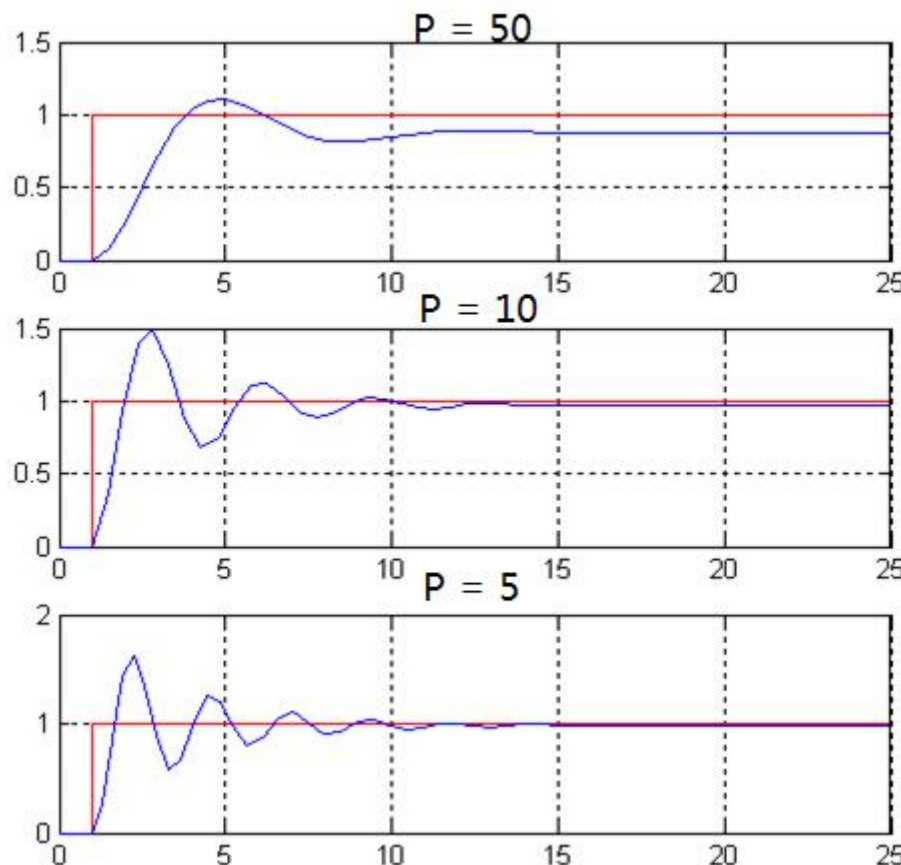
(1) 比例(P)控制

比例控制是一种最简单的控制方式。其控制器的输出与输入偏差信号成比例关系



(1) 比例(P)控制

比例作用： 弱->强



调节速度： 慢->快

超调量： 小->大

余差： 大->小

稳定性： 好->差

纯比例作用下，会有余差！

$$\Delta MV(k) = K_c \Delta e(k)$$

(1) 比例(P)控制

➤ 优点:

克服干扰能力强、控制及时、过渡时间短。

➤ 缺点:

过程终了时存在余差，负荷变化越大，余差越大。

➤ 适用场合:

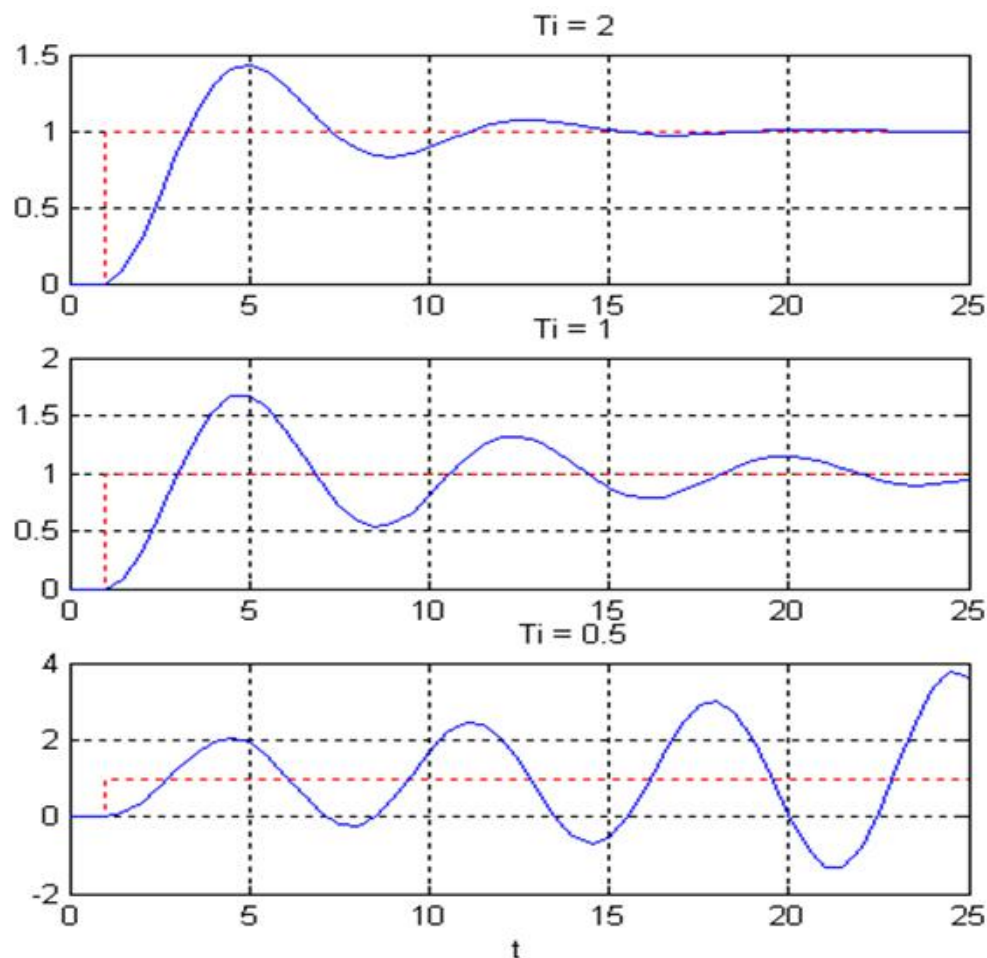
控制通道滞后较小、负荷变化不大、工艺允许被控变量存在余差。

(2) 比例积分(PI)控制

在比例作用基础上引入了积分作用，积分作用的输出与偏差的积分成正比，只要偏差存在，控制器的输出就会不断变化，直到消除偏差为止，在过渡过程结束时无余差

(2) 比例积分(PI)控制

积分作用：弱->强



与比例共同作用，
消除余差

$$\Delta MV(k) = K_c \left[\Delta e(k) + \frac{T_s}{T_i} e(k) \right]$$

稳定性： 好->差

(2) 比例积分(PI)控制

➤ 优点:

过渡过程结束时无余差。

➤ 缺点:

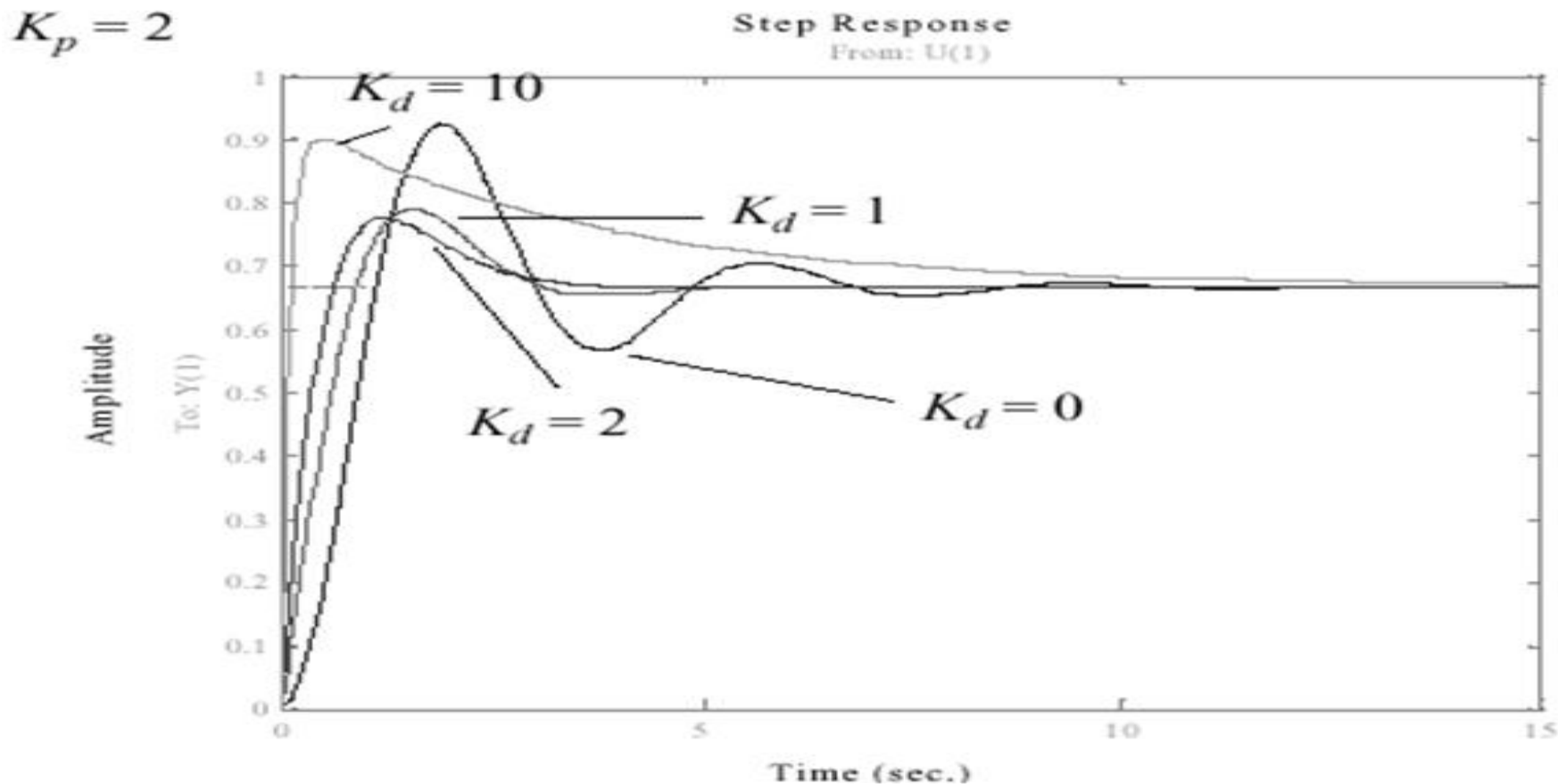
稳定性降低，一般会加大比例度，增加稳定性，但系统的超调量、振荡周期都会相应增大，过渡时间也会增加。

➤ 适用场合:

控制通道滞后小、负荷变化不大、工艺不允许被控量存在余差。

(3) 比例微分(PD)控制

在比例作用基础上引入了微分作用，它能反映偏差的变化速度，具有超前控制作用



(3) 比例微分(PD)控制

➤ 优点:

具有超前控制作用，较大滞后场合下，将有效地改善控制质量。

➤ 缺点:

应用于滞后过小、干扰作用频繁，以及测量信号中夹杂无法剔除的高频噪声的系统时，会产生严重振荡，甚至使系统失控。

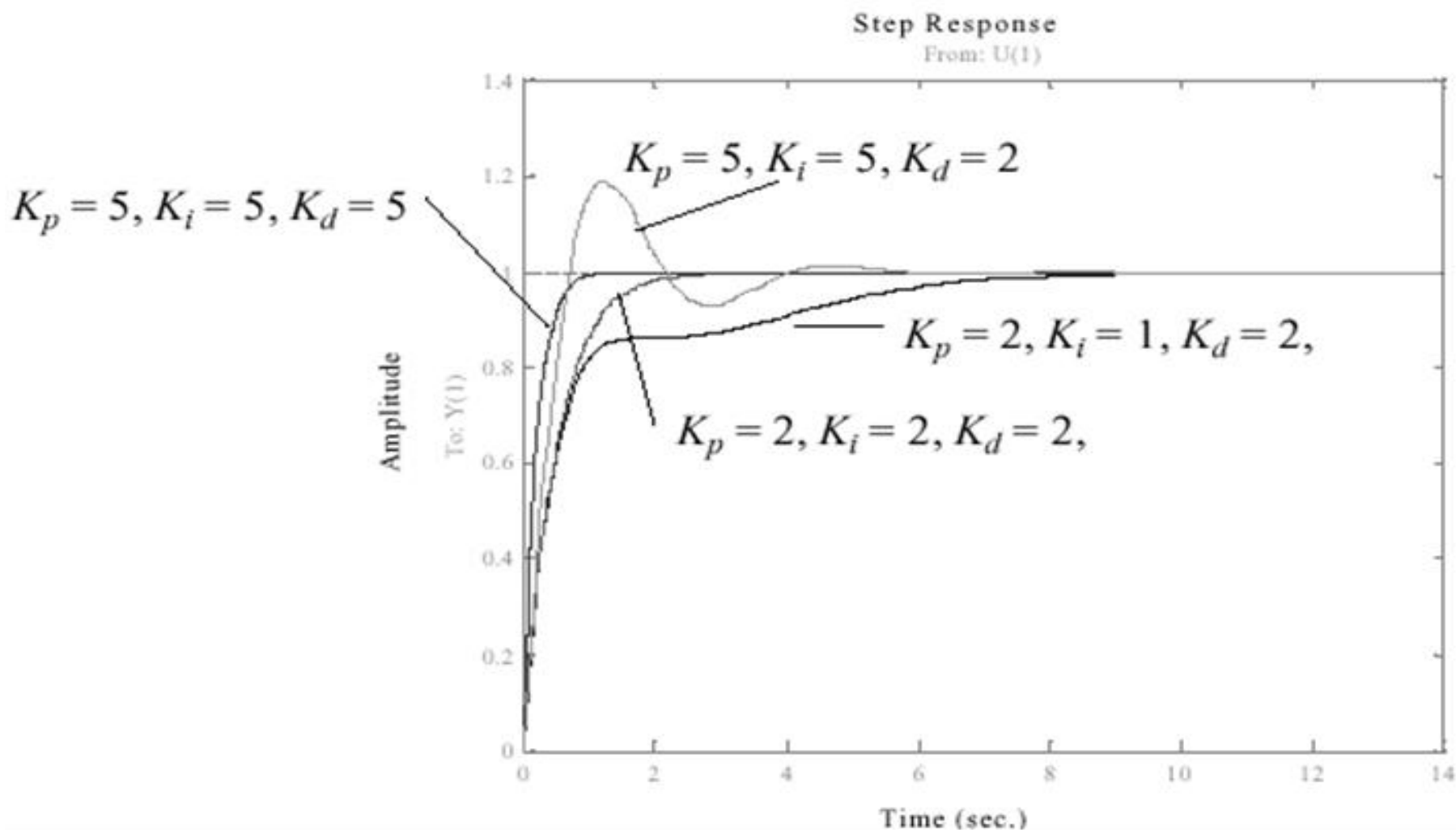
➤ 适用场合:

适用于纯滞后不是过大，被控变量允许有余差的场合。

(4) 比例积分微分(PID)控制

- 综合了比例、积分、微分控制规律的优点
- 适用于容量滞后较大、负荷变化大、控制要求高的场合

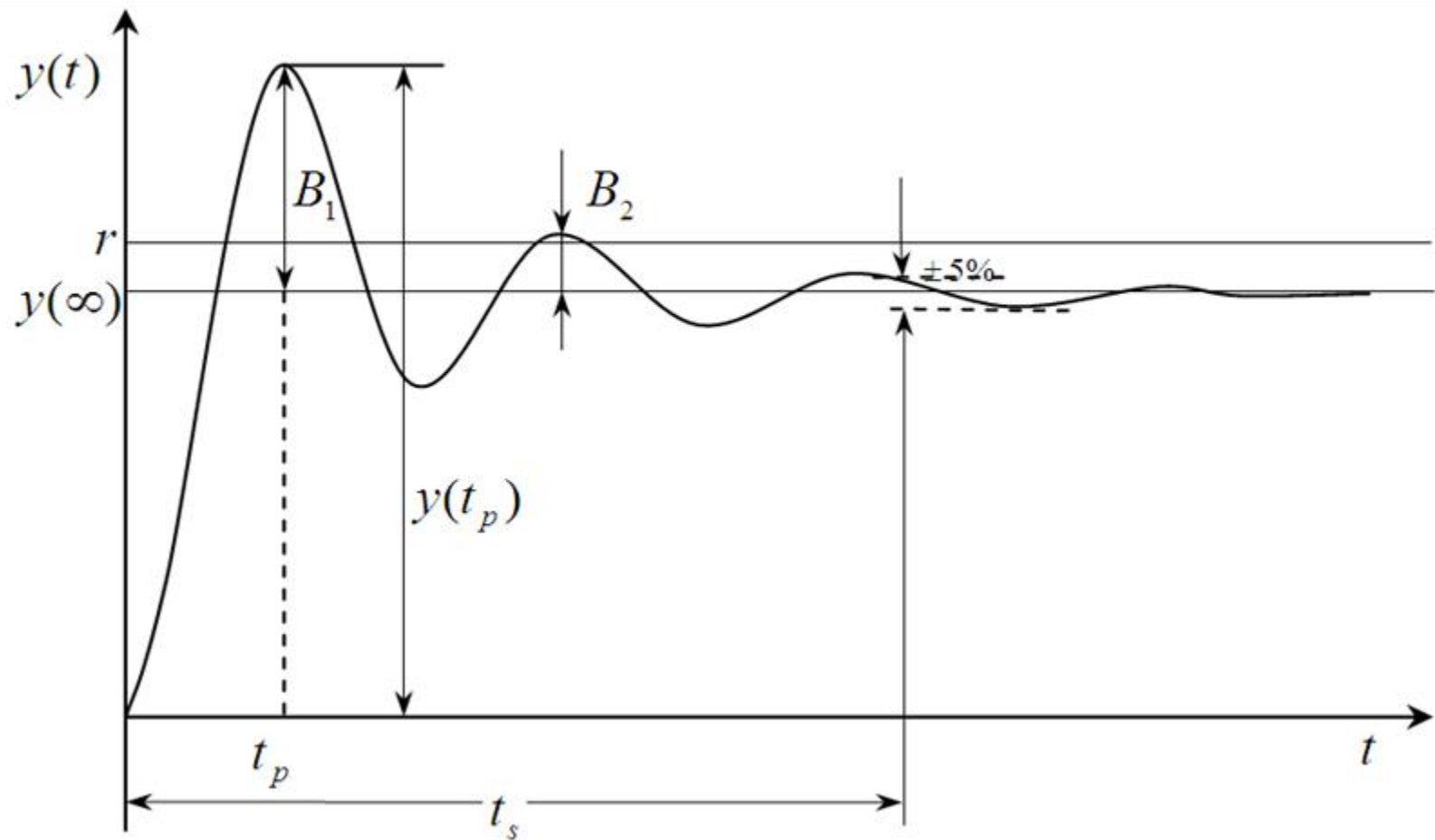
(4) 比例积分微分(PID)控制



	比例	积分	微分
主要功能	消除扰动	消除余差	改进控制性能
指标	比例度P	积分时间Ti	微分时间Td
强度关系	P越大，比例越弱	Ti越大，积分越弱	Td越大，微分越强

- 流量：一般响应速度较快，宜用PI
- 压力、液位：响应速度既有快的，也有慢的，可用PI
- 温度：典型的慢对象，控制精度要求高，建议采用PID

给定值阶跃变化过渡过程曲线



(1) 稳态误差

稳态误差是指系统过渡过程终了时给定值与被控参数稳态值之差，它是反映控制精度的一个稳态指标。

$$e_{ss} = r - y(\infty)$$

稳态误差最理想是等于零，但在实际中往往是无法避免的，一般要求稳态误差不超过预定值。

(2) 衰减比

一般 4:1~10: 1

$$n = \frac{B_1}{B_2}$$

(3) 超调量

—对于定值系统来说，最大偏差是指被控参数第一个波峰值与给定值之差，进一步采用超调量可表示为：

$$\sigma = \frac{y(t_p) - y(\infty)}{y(\infty)} \times 100\%$$

(4) 过渡过程时间

过渡过程时间是指系统从受到扰动作用时起，直到被控参数进入新的稳定值（或）范围内所经历的时间，反映系统快速性能的指标。

在同样的振荡频率下，递减比越大，则稳定时间越短。
在同样的递减比下，振荡频率越高，则稳定时间越短。

响应曲线性能指标之间的关系

- 有些是相互矛盾的（如超调量与过渡过程时间）
- 对于不同的控制系统，这些性能指标各有其重要性。
- 应根据工艺生产的具体要求，分清主次，统筹兼顾，保证优先满足主要的品质指标要求。

影响控制性能的因素：

- 测量传感器的精度、速度
- MV变量精度、速度
- 控制器的数据处理精度
- 被控对象、扰动的特性
- MV、PV组合不合适
- 控制方案
- PID参数
- . . .

多角度分析，查找主因



1. PID控制的原理

2. PID参数工程整定方法

3. PID整定练习

- **定量（理论）的经验方法：动态特性参数法（响应曲线法）、临界比例度法（临界振荡法）、衰减曲线法（衰减振荡）、继电器法...**

有理论指导，方向明确

方法复杂，现场条件有时不允许

- **工程经验试凑方法：经验值、看曲线调参数**

也需要理论基础和经验积累

操作简便实用

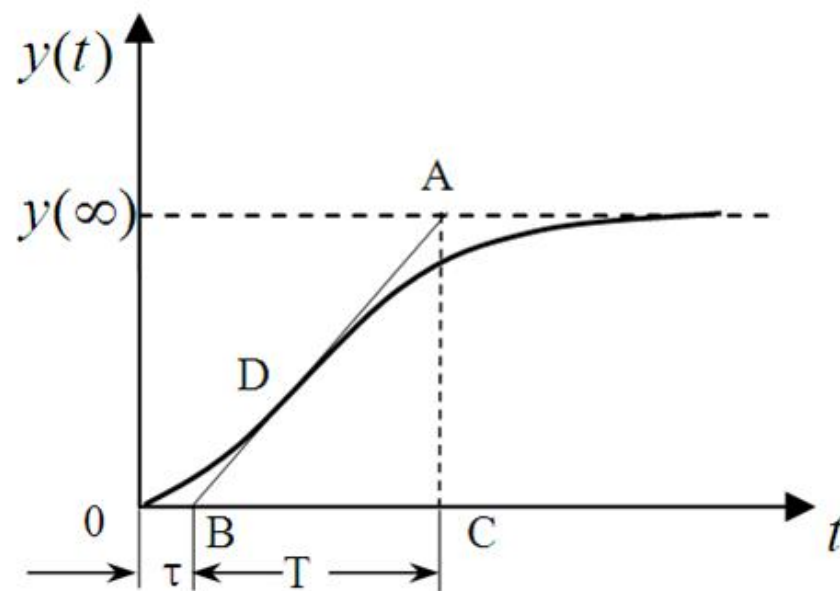
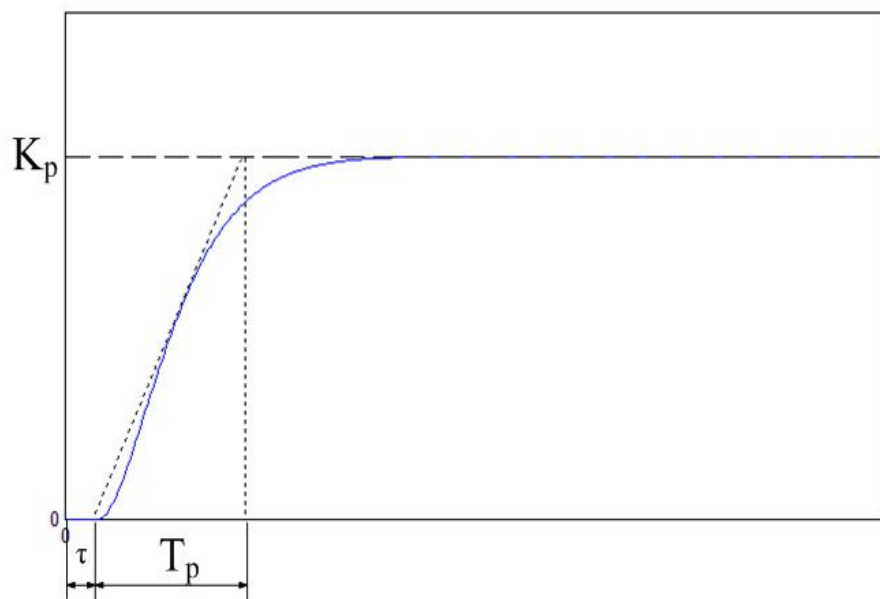
动态特性参数法（响应曲线法）

所谓动态特性参数法，就是根据系统开环广义过程阶跃响应特性进行近似计算的方法，即根据对象特性的阶跃响应曲线测得系统的动态特性参数（ K 、 T 、 τ 等），利用经验公式可计算出对应于衰减率为4:1 时调节器的相关参数

如果被控对象是一阶惯性环节，或具有很小滞后的一阶惯性环节，若用临界比例度法或衰减曲线法就有难度，此时应采用动态特性参数法进行整定比较方便

开环阶跃响应

$$G(s) = \frac{K_p}{1 + T_p s} e^{-\tau s}$$



$$K = \frac{\Delta y / (y_{\max} - y_{\min})}{\Delta p / (p_{\max} - p_{\min})}$$

$$K = \frac{\Delta PV / \Delta MV * (MV_{\max} - MV_{\min})}{(PV_{\max} - PV_{\min})}$$

PID理论值

控制律	P	T_i	T_d
P	$\frac{100K_p\tau}{T_p}$		
PI	$\frac{100K_p\tau}{0.9T_p}$	$3.3 \times \tau$	
PID	$\frac{100K_p\tau}{1.2T_p}$	$2.0 \times \tau$	$0.5 \times \tau$

调节器参数 调节器名称	δ (%)	$T_I(s)$	$T_D(s)$
P	$\frac{K\tau}{T} \times 100\%$		
PI	$1.1 \frac{K\tau}{T} \times 100\%$	3.3τ	
PID	$0.85 \frac{K\tau}{T} \times 100\%$	2τ	0.5τ

例：有一个蒸气加热器单回路温度控制系统，手动输出由60%增加至70%时，加热器温度从原先稳态值85.0℃上升到新的稳态值87.8℃。所用测温仪的量程为50~100℃。试验得 $\tau=1.2\text{min}$ ， $T=2.5\text{min}$ 。若采用PI控制器，其参数整定应为多少？如果改用PID控制器，其参数整定又应为多少？

$$K = \frac{\Delta y / (y_{\max} - y_{\min})}{\Delta p / (p_{\max} - p_{\min})} = \frac{(87.8 - 85.0) / (100 - 50)}{(7 - 6) / (10 - 0)} = 0.56$$

PI:

$$\delta\% = 1.1 \frac{K\tau}{T} \times 100\% = 1.1 * \frac{0.56 * 1.2}{2.5} * 100\% = 29.6\%$$

$$T_I = 3.3\tau = 3.3 * 1.2 = 3.96(\text{min})$$

注：给出了PID参数的参考初始值，一般需要根据控制效果进行细调

PID:

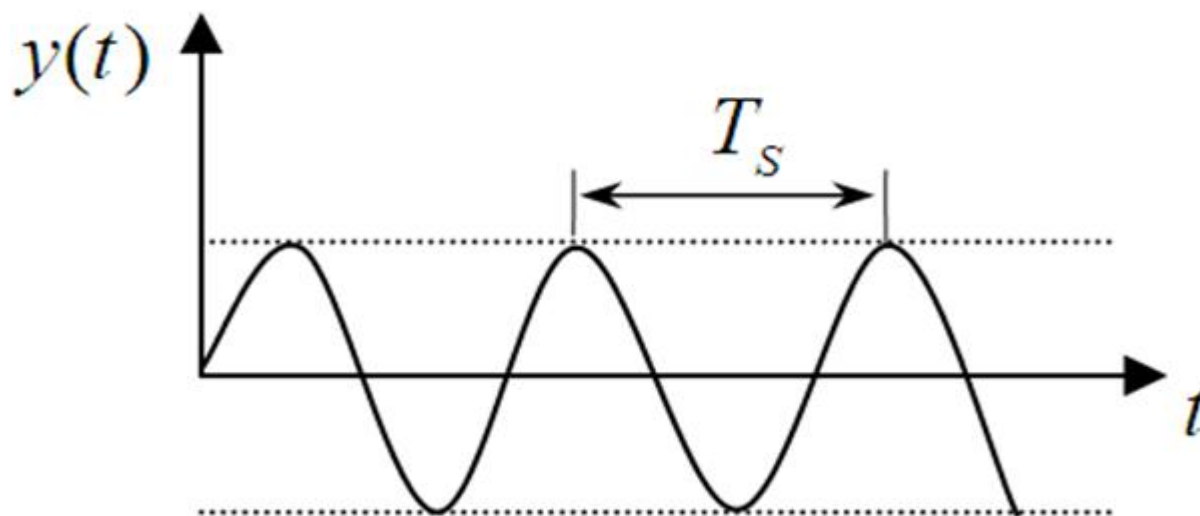
$$\delta\% = 0.85 \frac{K\tau}{T} \times 100\% = 0.85 * \frac{0.56 * 1.2}{2.5} * 100\% = 22.8\%$$

$$T_I = 2\tau = 2 * 1.2 = 2.4(\text{min})$$

$$T_D = 0.5\tau = 0.5 * 1.2 = 0.6(\text{min})$$

临界比例度法（临界振荡法）

先在纯比例作用下（把积分时间放到最大，微分时间放到零），在闭合的调节系统中，从大到小地逐渐地改变调节器的比例度，就会得到一个临界振荡过程，这时的比例度叫临界比例度 δ_K ，周期为临界振荡周期 T_s 。然后按经验公式来确定调节器的各参数值。



调节器参数 调节器名称	δ (%)	$T_I(s)$	$T_D(s)$
P	$2\delta_k$		
PI	$2.2\delta_k$	$T_s/1.2$	
PID	$1.6\delta_k$	$0.5T_s$	$0.125T_s$

PD

$1.8 \delta_k$

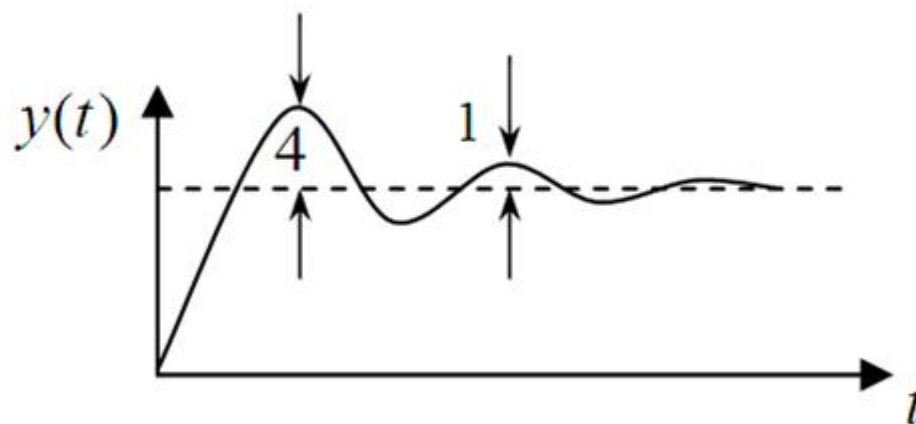
$0.1 T_s$

注意事项

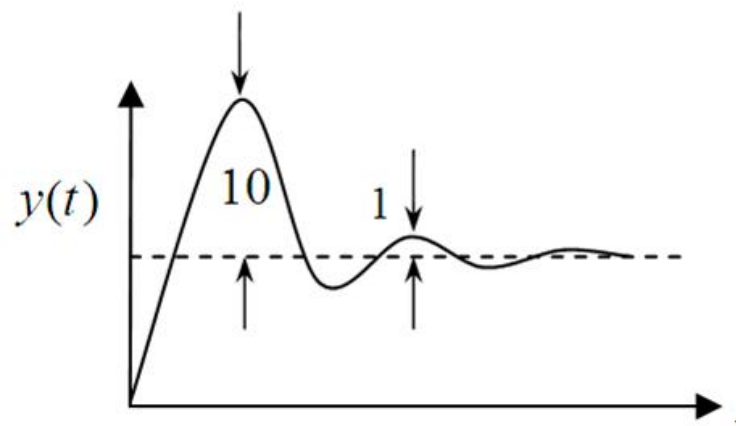
- 受控变量能承受等幅振荡的波动
- 对象应是二阶和二阶以上或具有纯滞后的一阶以上环节，否则在比例控制下，系统是不会出现等幅振荡
- 注意控制阀出现开、关的极端状态。

衰减曲线法（衰减振荡）

在闭环系统中，先把调节器设置为纯比例作用，然后把比例度由大逐渐减小，加阶跃扰动观察输出响应的衰减过程，直至出现4:1 衰减过程为止。这时的比例度称为4:1 衰减比例度，用 δ_k 表示，相邻两波峰间的距离称为4:1 衰减周期 T_s ，然后运用经验公式计算出调节器预整定的参数值。



调节器参数 调节器名称	δ (%)	T_I (s)	T_D (s)
P	δ_s		
PI	$1.2\delta_s$	$0.5T_s$	
PID	$0.8\delta_s$	$0.3T_s$	$0.1T_s$



调节器参数 调节器名称	δ (%)	$T_I(s)$	$T_D(s)$
P	δ_s		
PI	$1.2\delta_s$	$2T_s$	
PID	$0.8\delta_s$	$1.2T_s$	$0.4T_s$

注意事项

- 按照工艺操作要求，给定阶跃值一般不能过大，一般为全量程的5%
- 必须工况稳定情况下才能加设定阶跃干扰信号，否则得不到正确的 δ_K 和 T_s 值
- 注意控制阀出现开、关的极端状态
- 对于快速反应的系统（如流量、管道压力等），想得到理想的4:1 曲线比较难。此时通常以被控变量来回波动两次而达到稳定，就近似地认为是4:1 的衰减过程

PID经验值

- 工程经验值仅供参考，需要进一步修正
- 若需微分，微分时间通常按 $T_d = (1/3 \sim 1/4)T_i$

系统	参数		
	$\sigma(\%)$	$T_I(\text{min})$	$T_D(\text{min})$
温度	20~60	3~10	0.5~3
流量	40~100	0.1~1	
压力	30~70	0.4~3	
液位	20~80		

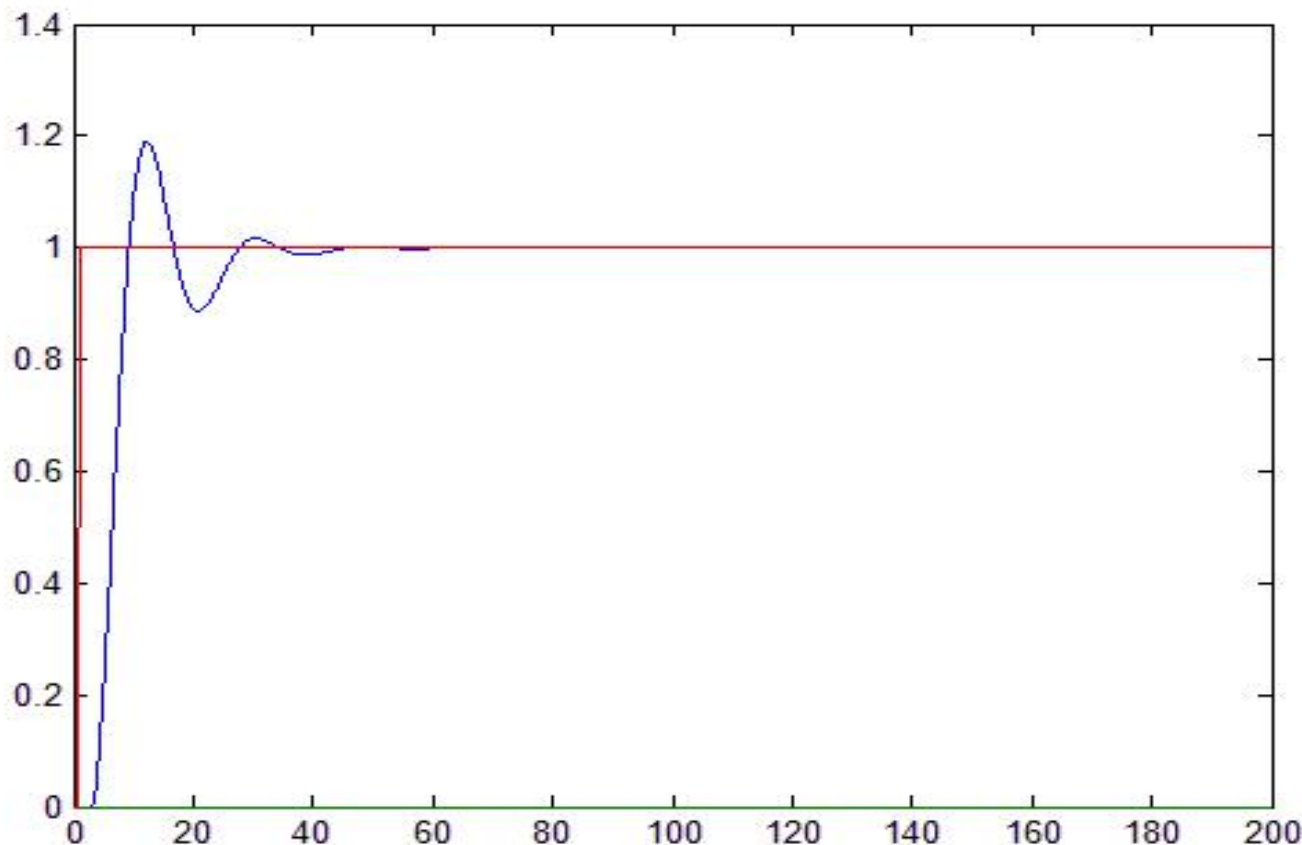
PID经验值，有时，也不一定靠谱

- 特殊情况超出表列的范围，例如有的温度调节系统积分时间长达15 分钟以上，有的流量系统的比例度可到200%以上。。。
- 看曲线，调参数，根据操作经验，看曲线的形状，直接在闭合的调节系统中逐步反复试凑，一直得到满意数据

PID整定顺口溜

- 参数整定找最佳，从大到小顺次查，先是比例后积分，最后才把微分加；
- 曲线振荡很频繁，比例度值要放大，曲线漂浮绕大弯，比例度值应减小；
- 曲线偏离回复慢，积分时间往下降，曲线振荡周期长，积分时间再加长；
- 曲线振荡频率快，先把微分降下来，动差大来波动慢，微分时间应加长；
- 理想曲线两个波，前高后低四比一，一看二调多分析，调节质量不会低。

- 在现场调节中，根据相应曲线，对PID参数进行细调



➤ 以下6个案例，请思考是PID中哪些参数过强、过弱？

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：<https://d.book118.com/227113165024006143>