


---



# **基于可变极限流量的压缩机防喘振控制模型**

同济大学大学生数学建模竞赛 C 题

2022 年 5 月 1 日

## 摘要

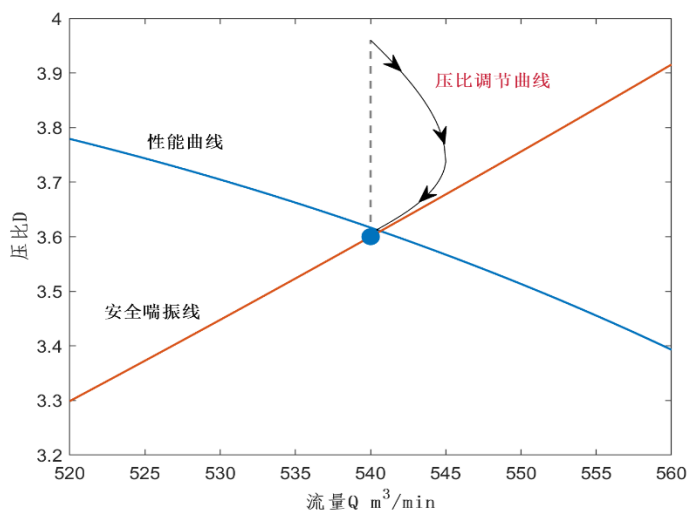
离心压缩机是工业生产中重要器械，但是其结果决定其可能发生喘振现象，会使压缩机及所连接的管网系统和设备发生强烈的振动，甚至使其遭到破坏。本文介绍了离心压缩机喘振控制系统的工作原理，建立了流量和压力控制结构模型，之后利用回归分析法对压缩机的性能数据进行拟合，推导出压缩机的传递函数模型，并利用动态迭代法对防喘振系统进行仿真模拟。

针对问题一，本文首先解释了喘振现象的成因，解释了离心压缩机性能曲线与特性区域的概念，之后依据喘振的原因对防喘振系统进行设计，得到流量和压力控制结构模型，其中对压力控制部分的阐释分为通过导叶进行和将防喘阀与 PI 控制器相结合两个方面，最后根据建立的喘振控制系统，认为自左至右应为  $fT, pT, pT, fT$  安放变送器。

针对问题二，首先根据离心式压缩机的物理构造，利用风机相似定律并引入多变能量头的概念，得到能头  $H$  与流量  $Q$  的线性关系。再结合多变能量头定义中与压比  $D$  的关系式，得到性能曲线的多项式函数形式，并发现压比和流量的次数规律。依据所得规律带入不同的次数值，对题目中所给数据进行拟合，根据拟合情况选出最优次数，并确定出该离心压缩机准确的性能曲线关系式  $D^2 = 40.08 - 0.2595Q + 0.000811Q^2 - 7.834 \times 10^{-7}Q^3$ 。在求解传递函数部分，由于缺少传统传递函数中的时域数据，通过选择不同的激励函数与输出函数进行拉普拉斯变换，最终确定出三种不同形式的传递函数。

针对问题三，首先确定喘振线的二次函数形式，并预留一定安全裕度，将喘振线沿性能曲线平移得到防喘振安全工作线，作为后续控制系统设计的判断标准。其次文章比较两种控制方法并选择可变极限流量控制系统作为设计方向。在此基础上，将当前流量和压比的数据输入 PI 控制器，与当前压比对应极限流量进行比较，依据输出信号线性调控防喘阀的开度。对这一控制系统进行仿真模拟，扰动压比偏离期望值，通过设置流量变化量的步长微元，进行循环动态迭代直到压比返回期望压比，得到如下调节曲线。

最后，本文客观地指出了模型的优缺点，并且提出本文建立的模型可以在引入时域之后增设预测模型，用以增强离心压缩机的稳定性。



**关键词：**离心压缩机，回归分析，传递函数，可变极限流量控制系统，动态迭代法

# 目录

摘要 .....	1
目录 .....	2
一、问题重述 .....	3
1.1 问题背景 .....	3
1.2 需要求解的问题 .....	3
二、前提条件 .....	4
2.1 模型假设 .....	4
2.2 符号说明 .....	4
三、问题一：压缩机防喘振控制结构模型 .....	5
3.1 喘振成因与概念 .....	5
3.2 控制系统工作原理 .....	5
3.3 变送器的位置选择 .....	7
四、问题二：压缩机的传递函数推导与拟合 .....	7
4.1 性能曲线的数学模型建立 .....	7
4.2 数据拟合与回归分析 .....	9
4.3 传递函数的求解 .....	10
五、问题三：防喘振系统的仿真模拟 .....	12
5.1 喘振线与防喘振安全工作线的确定 .....	12
5.2 两类防喘振控制系统简述 .....	13
5.3 仿真模拟压比调节曲线 .....	13
六、模型评价与改进 .....	16
6.1 模型优点 .....	16
6.2 模型缺点 .....	16
6.3 模型改进 .....	16
七、参考文献 .....	17

## 一、问题重述

### 1.1 问题背景

离心压缩机是工业生产中的关键设备，通常与管道配套使用，可以满足工业上气体压缩的各种需求。然而，离心压缩机的控制是一个比较复杂的领域，自动化程度高、性能更加完善、可靠性更高的控制系统可以极大地提高经济效益和压缩机的运行年限。

作为一种旋转式机械，它具有排气流量大、运行效率高等特点。但是，它也有一些固有的、难以消除的缺点，譬如喘振。喘振是离心压缩机的固有特性，是压缩机的运行工况点与压缩机自身性能及管网特性相冲突所产生的气流振荡现象，通常在入口气体流量过低或出口气体压力过高的情况下发生。喘振会造成压缩机主体和管道的不同程度损坏，造成重大事故及经济损失。为了保证压缩机的正常运行，必须配备控制系统将入口流量和压缩机的压比控制在期望的水平，以防止喘振的发生。

### 1.2 需要求解的问题

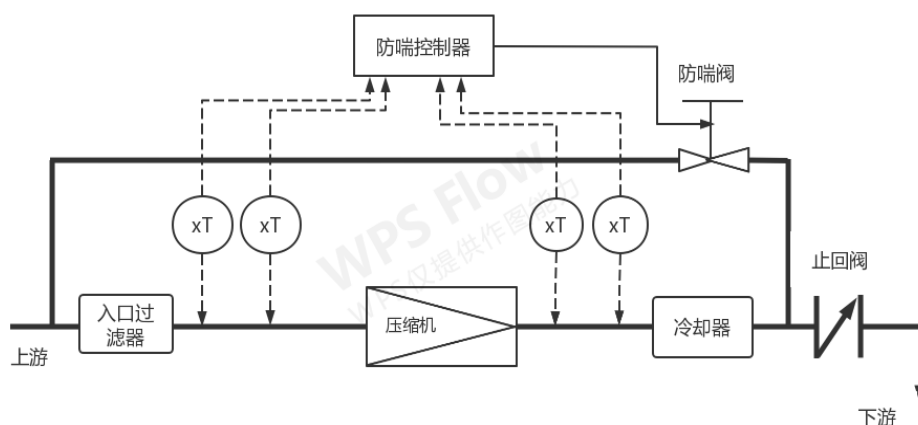


图 1 离心压缩机的喘振控制示意图

(1) 离心压缩机的一种典型防喘振系统如图 1 所示，其中  $xT$  表示流量变送器或压力变送器。本文将根据喘振控制系统的原理进行分析，从而将流量变送器和压力变送器放在合适的位置，并在细化系统结构的基础上画出压力控制的结构方框图模型。

(2) 根据题述得到压缩机的流量-压比性能如表 1 所示。

流量 $m^3/min$	360	400	430	470	500	520	540	560	580	600	620
压比	3.9	4	4	4	3.9	3.8	3.6	3.4	3.0	2.8	2

表 1 压缩机的流量-压比性能表

本文将在相关文献的基础上推导出该压缩机的传递函数模型，并根据以上数据利用回归分析对该传递函数模型进行拟合。

(3) 喘振控制器常规上采用具有比例-微分控制规律的 PI 控制器，根据题述其传

递函数为  $G_{c(s)} = 40 + \frac{2}{s}$ 。流量控制部分中的防喘阀是线性调节阀，当它处于全开状态时，通过防喘阀的流量为从上游过来的气体总流量的  $\frac{2}{5}$ 。另外，根据题述其压力控制反馈系数为单位反馈。我们需要以 3.6 为期望压比，考虑出口压力与压比增加 10% 时，通过防喘阀进行调节时的系统流量-压比变化过程，并画出变化曲线。

## 二、前提条件

### 2.1 模型假设

1. 压缩机的工作状况受诸多因素影响，如气体相对分子大小、温度、摩擦系数等，我们认为这些气体性质在工作过程中保持不变。
2. 气体作为流体，其性质受伯努利方程与气体状态方程约束，这意味着流速、压力、密度间存在紧密的物理性质联系，我们在本题中不考虑这些联系，即认为流量控制与压力控制是相互独立的。
3. 假设压缩机工作状态稳定，即不因电源电压、频率等影响导致压缩机转速与功率产生不确定变化。
4. PI 控制器与防喘阀均存在一定反应时间，气体在管道内的传输也需要一定时间，这就会导致工作系统内气体因堵塞而产生压强和流量变化，因此我们假设控制系统反应速度为 0，系统内连通部分气体压强与流量保持一致。

### 2.2 符号说明

符号	含义	单位
$D$	压比	/
$Q$	气体流量	$m^3/min$
$P_1$	入口压力	$Pa$
$P_2$	出口压力	$Pa$
$d$	风机叶轮外径	$m$
$H$	多变能量头	$kJ/kg$
$Q_{s2}$	极限流量	$m^3/min$
$\omega$	阀门开度	/
$\Delta Q$	流量变化步长	$m^3/min$
$N$	压缩机转速	$r/min$

表 2 符号说明

### 三、问题一：压缩机防喘振控制结构模型

#### 3.1 喘振成因与概念

在离心压缩机流量减少或压缩机出口压力异常过高时，随着旋转失速的产生和发展，可能出现一种不稳定的工作状态，离心压缩机的气体流量与出口压力周期性、低频率、大幅度变化，引起机器强烈的振动，这就是压缩机的**喘振现象**。

离心压缩机的实际工作状态是会根据负载需求不断变化的，因为不同工作状态下压缩机会产生不同的特性，在保持入口气体性质（包括气体种类、压强、温度等）不变时，不同转速、入口流量与对应压比的关系使用一组曲线表示出来，称为压缩机的**性能曲线**。

由喘振现象发生的概念可知，在压缩机性能曲线上极大值点左侧的点都因喘振的发生而导致工作压比下降，连接不同转速下极大值点形成一条斜率为正的**喘振线**，喘振线一般为一条抛物线。喘振线左侧称为喘振工作区，简称**喘振区**，对应的喘振线右侧称为**稳定工作区**。

由于压缩机存在工作能力限制，因此还存在一条**流量极限线**，在这条线右侧因流量大于压缩能力，会形成流体堵塞，压比快速下降，称为**堵塞区**。

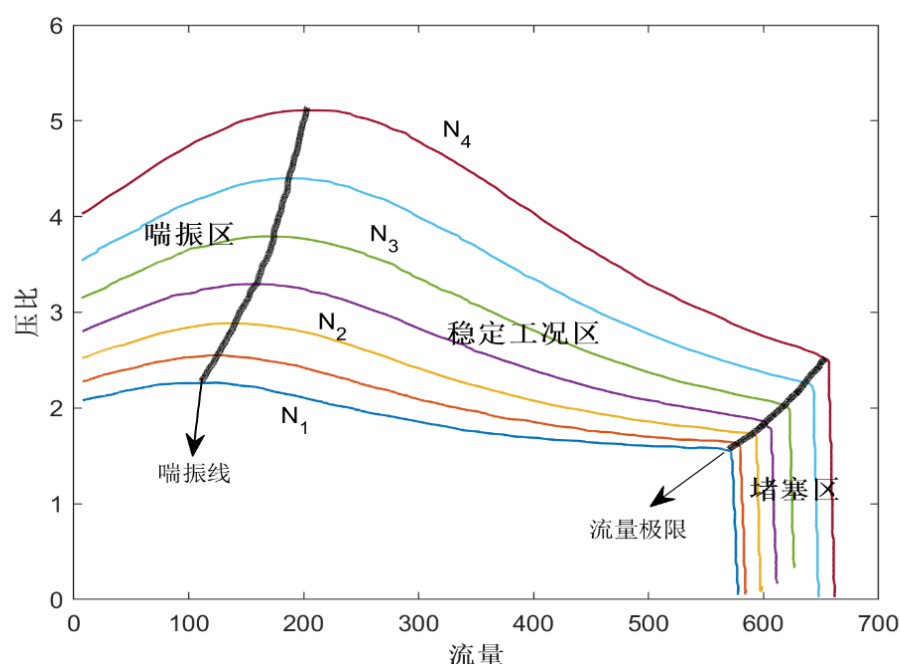


图 2 离心压缩机的性能曲线与特性区域

#### 3.2 控制系统工作原理

喘振控制系统的总体结构如图 3 所示，离心压缩机喘振的原因主要在于入口流量过低和出口气压过高，因此对防喘振系统的设计也从这两个方面进行，分为流量控制部分和压力控制部分。

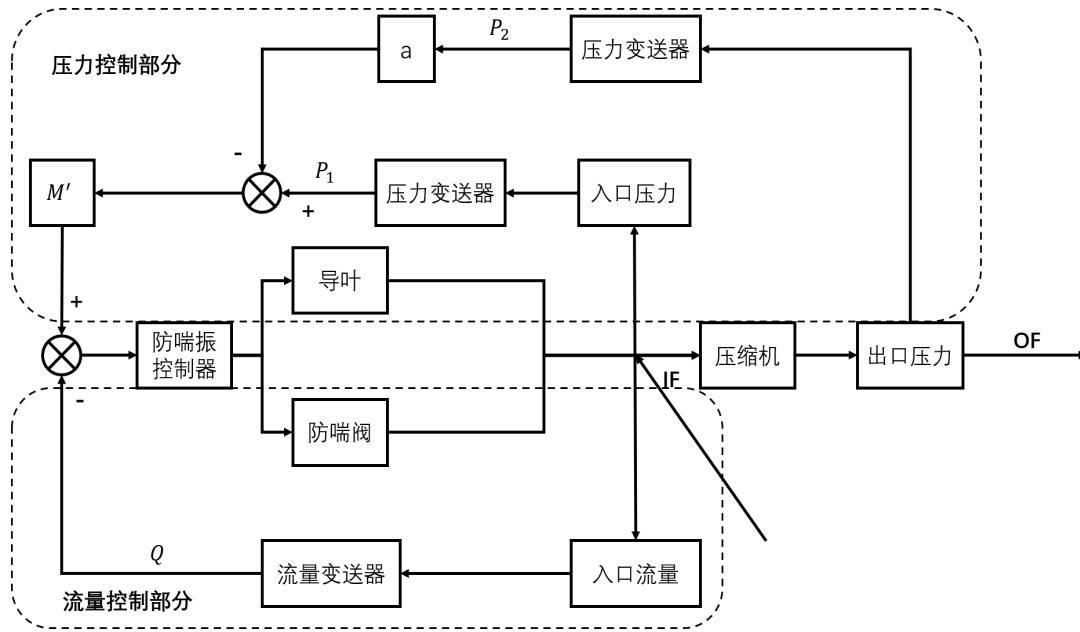


图 3 喘振控制系统结构示意图

入口气流量控制系统的工作原理为：通过压缩机前的流量变送器和压力变送器测量流入气体的入口流量 $Q$ 和入口压力 $P_1$ ，气体流过压缩机后通过压力变送器测量出口压力 $P_2$ 。将 $Q, P_1, P_2$ 输入防喘振控制器，控制器进行计算后对防喘阀的开度进行反馈调节，使得当入口流量过低时，出口气体有一部分通过防喘阀返回入口，以增大气体的入口流量，从而防止入口流量过低（这一系统也可以在一定程度上对过高的出口气压起到调节作用）。

压力控制部分主要通过导叶进行：在压缩机的上游处设置一些进气导向装置，设置出口压力的上限为 $P$ ，将 $P$ 与压力变送器测得的 $P_2$ 输入喘振控制器。当 $P_2 > P$ 时，压力控制器对各导叶输出指令使导叶角减小，具有较小导叶角的压缩机能够提供相同气体流量和较低的排气压力，使得出口压力降低，从而控制气体的出口压强不超过设定上限。

另外防喘阀与 PI 控制器的结合也可以有效控制出口压力。出口压力过高可能引起的结果是在流量较小时进入喘振工作区，流量过大可能对机器造成损害，因此使用最大压力与对应流量范围来限制出口压力，具体判断标准如下。

$$Q_{rest} = \alpha(P_{max} - P_{out}) + Q_{min} \quad (1)$$

式中 $Q_{rest}$ 为限制压力下对应流量值， $P_{max}$ 为出口压力最大值， $P_{out}$ 为出口压力， $\alpha$ 为正的系数， $Q_{min}$ 为最小设定流量。

考虑工作点流量 $Q$ ，当 $Q < Q_{rest}$ 时，认为此时压缩机位于正常工作范围内，不会进行出口压力控制。若压缩机出口压力上升，导致 $Q > Q_{rest}$ ，令 $Q_{rest} = \alpha(P_{max} - P_{out}) + Q_{min}$ ，此时若满足 $Q > Q_{min}$ ，则 $P_{out} < P_{max}$ ，可以认为系统不会进入喘振工作区，因此不进行限制。假设不满足 $Q > Q_{min}$ ，即认为压力上升过快，流量控制部分未及时调节或调节能力不够，则会进行防喘振的 PI 控制，防喘振具有较高优先级，此时进行 PI 运算后控制器输出改变，增加阀门开度，降低出口压力，同时增加 $Q_{rest}$ ，使工作状态恢复正常。

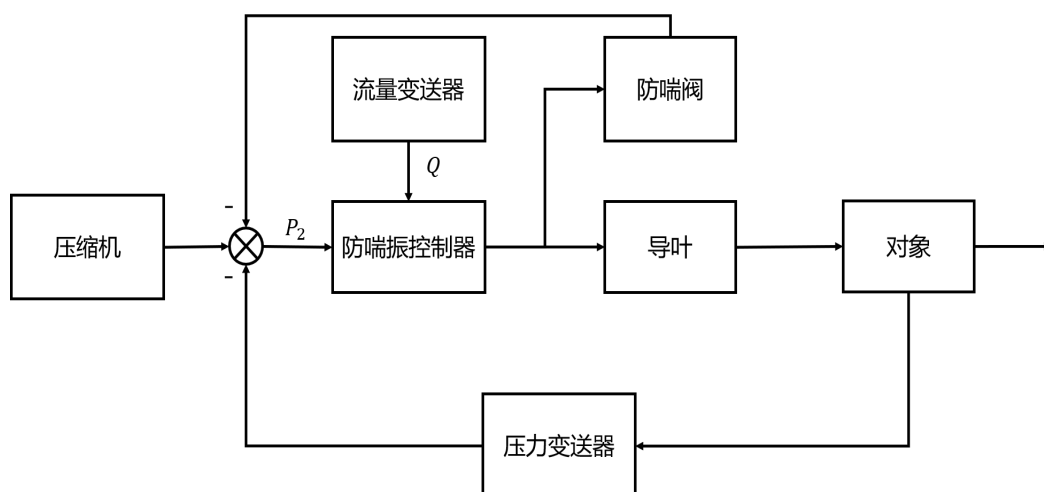


图 4 压力控制结构方框图

### 3.3 变送器的位置选择

根据上述，在压缩机前需要分别设置流量变送器 $fT$ 和压力变送器 $pT$ 测量流入气体的入口流量 $Q$ 和入口压力 $P_1$ ，而在压缩机后也需要分别设置压力变送器 $pT$ 和流量变送器 $fT$ 测量出口压力 $P_2$ 和限制压力下对应流量值 $Q_{rest}$ 。由于压力变送器不宜安装在振动的部位，其安装位置需选择在气体介质流束稳定的管段，即靠近压缩机的位置。另外，将第二个压力变送器 $pT$ 放置在靠近压缩器的位置可以快速反应，保证测量出口压力 $P_2$ 的灵敏性和精确性。因此，变送器的位置选择如图 5 所示。

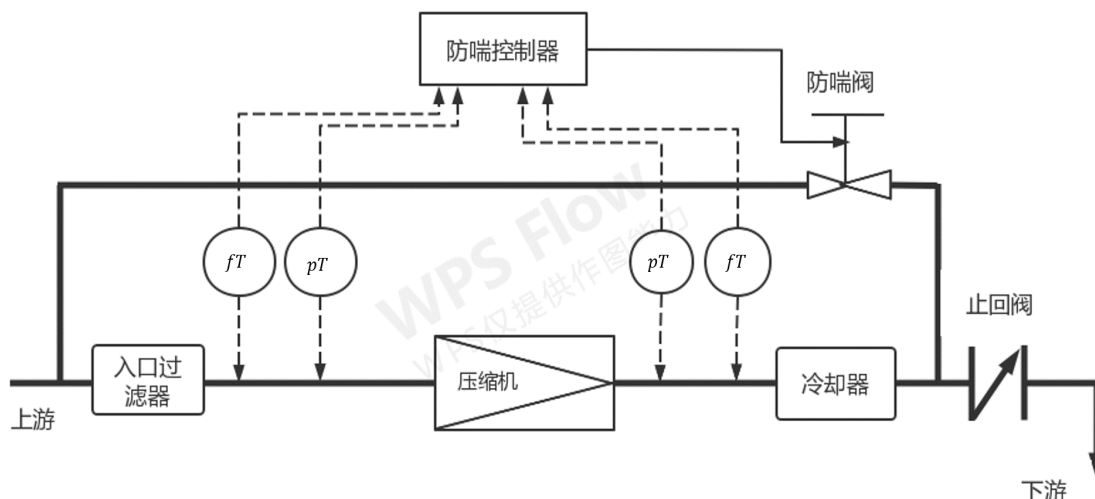


图 5 变送器的位置选择示意图

## 四、问题二：压缩机的传递函数推导与拟合

### 4.1 性能曲线的数学模型建立

在对离心压缩机进行性能曲线的拟合时，题目所给的数据量较小，且不明确压比与流量的函数形式，单纯从数据上进行拟合而不考虑其物理含义所得到的曲线计算准



确性较低，且存在过拟合的可能。因此，本文提出了一种基于压缩机多变能量头、转速及流量之间物理关系的离心压缩机特性曲线模型。

离心压缩机属于叶片旋转式机械，查阅资料可知其满足风机相似性定律，通过相似性进行定量分析。风机相似要求风机机构型与气流在风机内的流动过程均相似，即包含几何相似、运动相似及动力相似三个方面，风机相似定律的计算公式为：

$$\begin{cases} \frac{Q}{Q'} = \frac{N}{N'} \left( \frac{d}{d'} \right)^3 \\ \frac{P}{P'} = \frac{\rho}{\rho'} \left( \frac{N}{N'} \right)^3 \left( \frac{d}{d'} \right)^5 \\ \eta = \eta' \end{cases} \quad (2)$$

式中： $Q$ 和 $Q'$ 为相似风机流量，单位为 $m^3/min$ ， $N$ 和 $N'$ 为相似风机转速，单位为 $r/min$ ； $d$ 为相似风机叶外径； $P, P'$ 为相似风机功率，单位为 $kw$ ； $\eta, \eta'$ 为相似风机效率。考虑对于同一台压缩机，叶轮外径相等，即 $d = d'$ ，因此上式可简化为：

$$\begin{cases} \frac{Q}{Q'} = \frac{N}{N'} \\ \frac{P}{P'} = \frac{\rho}{\rho'} \left( \frac{N}{N'} \right)^3 \\ \eta = \eta' \end{cases} \quad (3)$$

然而，而在实际过程中，气体存在可压缩性，即气体通过风机后密度改变，尤其是在当气体压力过高时，就需要考虑气体可压缩性的影响，此时气体密度 $\rho$ 发生可观测变化，因此，可以引入机械系统常用变量能头 $H$ 代入计算，其计算式为：

$$H = \frac{P}{Q\rho} \quad (4)$$

则可以得到 $H$ 与相似能量头 $H'$ 的比例关系式为：

$$\frac{H}{H'} = \frac{\frac{P}{Q\rho}}{\frac{P'}{Q'\rho'}} = \left( \frac{N}{N'} \right)^2 \quad (5)$$

结合上述方程组可知，在风机效率 $\eta$ 一定的情况下，风机流量 $Q$ 和风机转速 $N$ 成正比，因此可以假设风机效率 $\eta$ 是 $Q, N, \frac{Q}{N}$ 的线性组合，即

$$\eta = \theta_0 + \theta_1 Q + \theta_2 N + \theta_3 \frac{Q}{N} \quad (6)$$

且根据风机定律，给定风机效率的情况下风机能头 $H$ 与风机转速 $N$ 的平方成正比，利用线性回归以得到 $H$ 与 $N^2$ 的比值为 $Q, N, \frac{Q}{N}, \left( \frac{Q}{N} \right)^2$ 的线性组合，由此得到压缩机的特性曲线函数形势应为：

$$\frac{H}{N^2} = k_0 + k_1 Q + k_2 N + k_3 \frac{Q}{N} \quad (7)$$

其中 $k_0, k_1, k_2, k_3$ 为回归过程中各变量对应系数，这一等式也说明在转速 $N$ 一定的

情况下，多变能量头 $H$ 与气体流量 $Q$ 存在线性相关性。

本题考虑转速 $N$ 不变的情况，因此当 $N$ 为常数时上述特性曲线模型可简化为一次函数形式，即

$$H = \alpha + \beta Q \quad (8)$$

其中 $\alpha, \beta$ 为常数。

多变能量头 $H$ 的实际意义是为实现工业用气由进口压力 $P_1$ 至出口压力 $P_2$ 的压缩，单位质量的气体所需的能量，查阅文献可知 $H$ 与压比 $\frac{P_1}{P_2}$ 存在如下关系式：

$$H = \frac{m}{m-1} ZRT_1 \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \quad (9)$$

式中： $m$ 为由工况求得的多变指数，无量纲； $T_1$ 为压缩机进口气体温度，单位为K； $R$ 为实际气体常数，单位为 $\frac{J}{kg \cdot K}$ ； $Z$ 为压缩因子，无量纲； $H$ 的单位为 $\frac{kJ}{kg}$ 。令 $D = \frac{P_2}{P_1}$ 作为压缩机的压比，将式（8）代入式（9）中，得到压缩机压比 $D$ 关于入口流量 $Q$ 的关系式：

$$D^{m-1} = \left[ \frac{m-1}{mZRT_1} (\alpha + \beta Q) + 1 \right]^m \quad (10)$$

考虑到 $\frac{m-1}{mZRT_1}$ ， $\alpha, \beta$ 均为常数，因此右式为一个关于 $Q$ 的 $m$ 次多项式，且注意到等式中 $D$ 的次数总与 $Q$ 的最高次数相差1。

## 4.2 数据拟合与回归分析

在明确了压比与流量的函数为多项式形式后，由于 $m$ 的值并不确定，需要对 $m$ 的不同取值进行拟合，并比较其拟合的情况以选定最优 $m$ 的值。本文利用题中所提供的11组数据，通过 $Matlab$ 软件对多项式最高次数 $m$ 分别为2,3,4时的函数关系使用最小二乘法拟合，拟合情况如下：

函数形式	拟合优度 $R^2$	残差平方和 $RSS$
$D = a + bQ + cQ^2$	0.9655	0.144
$D^2 = a + bQ + cQ^2 + dQ^3$	0.9942	0.029
$D^3 = a + bQ + cQ^2 + dQ^3 + eQ^4$	0.9955	0.131

表3 不同 $m$ 值的多项式拟合情况

一方面，由表3可知， $m = 3,4$ 时的拟合优度 $R^2$ 较 $m=2$ 更高，回归曲线的拟合程度更好。另一方面，观察图6发现 $m = 3,4$ 时的拟合曲线与原始数据点的距离均非常接近，但是 $m = 4$ 的曲线在 $Q < 325$ 时， $D$ 随 $Q$ 的减小有上升的趋势，这显然与压缩机性能曲线的走向不符。由于题中所给的数据量非常有限，本文认为 $m = 4$ 时出现的问题是由于多项式设定次数过高，出现了过拟合的问题。

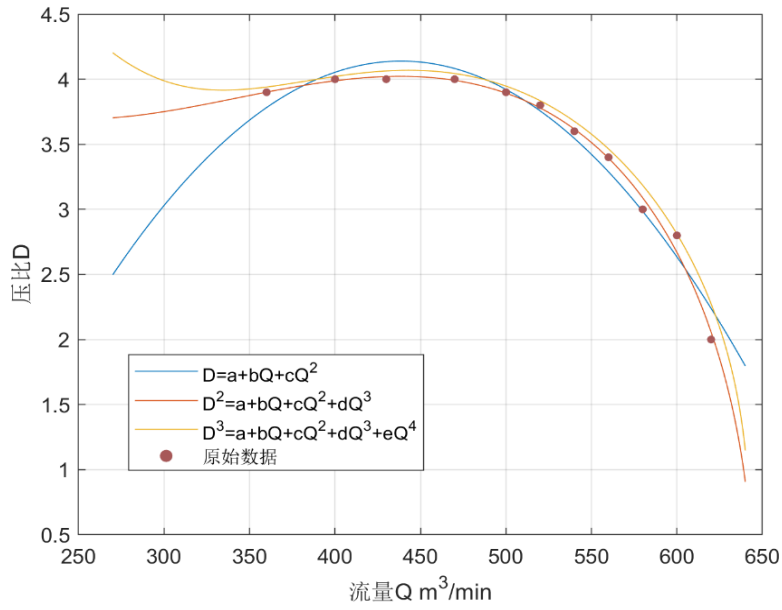


图 6 不同  $m$  值的拟合函数图像

另外，从拟合函数图像可以观察到  $m = 3$  时不在拟合线上的点均匀分布在曲线两侧，而  $m = 4$  时原始数据点则几乎全部分布在拟合线的下侧，其原因在于流量  $D$  次数较高，拟合后进行降次操作时原始数据下降程度大于拟合曲线。

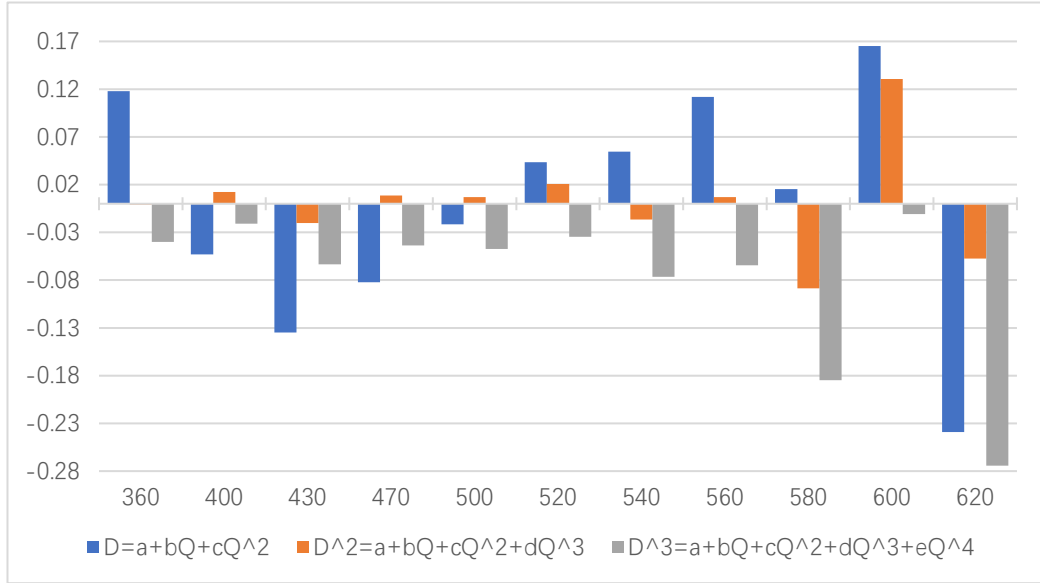


图 7 不同  $m$  值拟合时的残差分布图

如图 7 所示， $m = 3$  时残差均匀分布在  $x$  轴两侧，且大小均在合理范围内，而  $m = 4$  时的残差均小于 0，显然在  $m = 3$  时拟合效果更优。另外通过查阅文献可以发现， $D^2 = a + bQ + cQ^2 + dQ^3$  也正是大多数文献采用特性曲线的模型，于是本文确定  $m$  的值为 3，得到  $D$  与  $Q$  的关系式为：

$$D^2 = 40.08 - 0.2595Q + 0.000811Q^2 - 7.834 \times 10^{-7}Q^3 \quad (11)$$

### 4.3 传递函数的求解

得到离心压缩机的性能曲线方程后，本文对压缩机的传递函数进行进一步求解，因传递函数定义模糊，因此讨论三种对实际应用具有意义的传递函数形式。

考虑机器控制系统中的传统传递函数，其形式为零初始条件下线性机械系统输出量的拉普拉斯变换与输入量的拉普拉斯变换之比，通常记为

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (12)$$

其中 $Y(s)$ 与 $U(s)$ 分别为系统响应量的拉氏变换与激励函数的拉氏变换，即

$$Y(s) = \mathcal{L}\{y(t)\} \quad (13)$$

$$U(s) = \mathcal{L}\{u(t)\} \quad (14)$$

在离心压缩机中，我们考虑激励函数为流量 $Q$ ，响应量为压缩机压比 $D(Q)$ ，进行拉氏变换后有：

$$Y(s) = \text{Laplace} \left\{ \sqrt{40.08 - 0.2595Q + 0.000811Q^2 - 7.834 \times 10^{-7}Q^3} \right\}$$

$$U(s) = \frac{1}{s^2}$$

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = s^2 * \text{Laplace} \left\{ \sqrt{40.08 - 0.2595Q + 0.000811Q^2 - 7.834 \times 10^{-7}Q^3} \right\}$$

此时 $G(s)$ 不具有初等函数表达式，因此这种形式的传递函数不具有直接计算能力。其原因在于传递函数通常写为多项式形式，此时不妨考虑改进响应量为 $D^2$ ，通过Matlab软件进行拉氏变换可得

$$Y(s) = \frac{40.08s^3 - 0.2595s^2 + 1.63 \times 10^{(-3)}s - 4.66 \times 10^{-6}}{s^4}$$

$$U(s) = \frac{1}{s^2}$$

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = 40.08s - 0.2595 + \frac{1.63 \times 10^{-3}}{s} - \frac{4.66 \times 10^{-6}}{s^2}$$

但是通常传递函数的激励函数与响应函数是时间 $t$ 的函数，而对压缩机而言，在入口气体性质确定时流量大小与压比均不是时间 $t$ 的函数，因此若考虑入口气体流量与压比相对 $t$ 均为常数，则传递函数分母分子的拉氏变换均变为对常数进行拉普拉斯变换，即：

$$\mathcal{L}\{D\} = \int_0^\infty D e^{-st} dt = \frac{D}{s} \quad (15)$$

$$\mathcal{L}\{Q\} = \int_0^\infty Q e^{-st} dt = \frac{Q}{s} \quad (16)$$

此时传递函数为

$$G(s) = \frac{\mathcal{L}\{D\}}{\mathcal{L}\{Q\}} = \sqrt{\frac{40.08 - 0.2595Q + 0.000811Q^2 - 7.834 \times 10^{-7}Q^3}{Q^2}}$$

## 五、问题三：防喘振系统的仿真模拟

### 5.1 喘振线与防喘振安全工作线的确定

我们确定了离心压缩机在固定转速下的性能曲线和喘振点，而随着离心压缩机转速的改变，可以得到每一转速所对应的一系列性能曲线和喘振点，将这些喘振点用平滑曲线连接，即可得到喘振线。查阅资料发现，喘振线近似一条抛物线，即喘振点的压比 $D$ 和流量 $Q$ 满足关系：

$$D = b + aQ^2 \quad (17)$$

但是在实际应用情景下，当离心压缩机的工作状态与喘振线过于接近时，PI 调节系统对气流量的调节能力有限，无法保证机器不越过喘振线。因此，在设计控制系统时应要求压缩机的实际工作点与喘振线始终留有一定距离，即设置一定的安全裕度，将喘振线沿曲线向右平移5%~10%，得到的新曲线即为**防喘振安全工作线**，在后续控制系统的设计中，均以防喘振安全工作线为基准进行判断。

本题的求解过程中，喘振线通过上一问中求得性能曲线的喘振点 $(Q_s, D_s)$ ，设置安全裕度为10%（即理想压比 3.6），将喘振线上的任意 $(Q, D)$ 平移至 $(Q + \Delta Q, D + \Delta D)$ ，其中 $\Delta Q, \Delta D$ 满足：

$$(D_s + \Delta D)^2 = 40.08 - 0.2595(Q_s + \Delta Q) + 0.000811(Q_s + \Delta Q)^2 - 7.834 \times 10^{-7}(Q_s + \Delta Q)^3$$

即可解得本题中的防喘振安全工作线为：

$$D = 1.759 \times 10^{-5}(Q - 101.8531)^2 + 0.2235$$

如图 8 所示为本题中离心压缩机的喘振线和防喘振安全工作线，后续所述喘振点均位于这一防喘振安全工作线上。

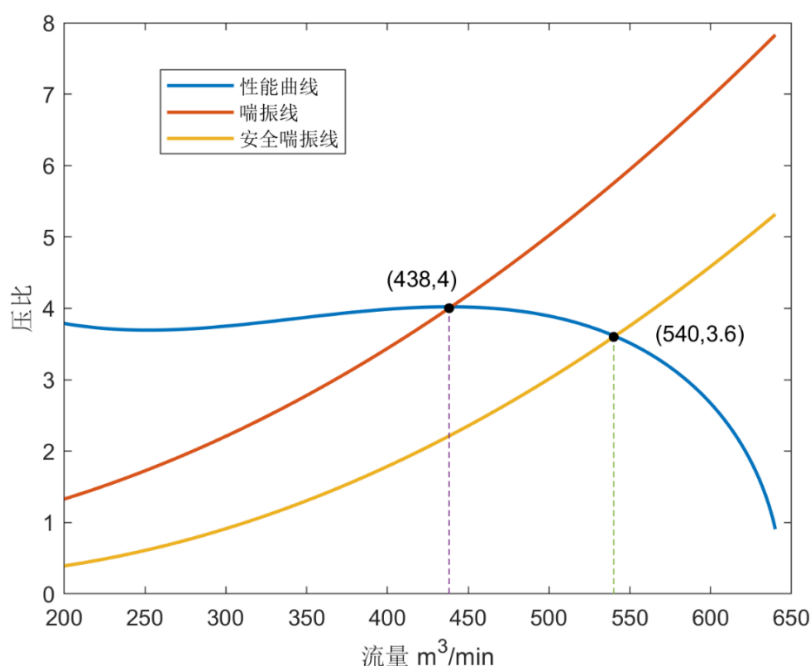


图 8 离心压缩机的喘振线与防喘振工作线

## 5.2 两类防喘振控制系统简述

防喘振控制系统主要有两大类，分别为固定极限流量控制系统和可变极限流量控制系统。固定极限流量控制系统的原理为：对同一离心压缩机而言，随着转速的提高，压缩机喘振点对应的极限流量也会增大，最高的转速即对应着最大极限流量，因此只需要求离心压缩机的流量始终大于最大极限流量，即可保证在转速小于最高转速时压缩机不进入喘振状态，如图 9 所示。

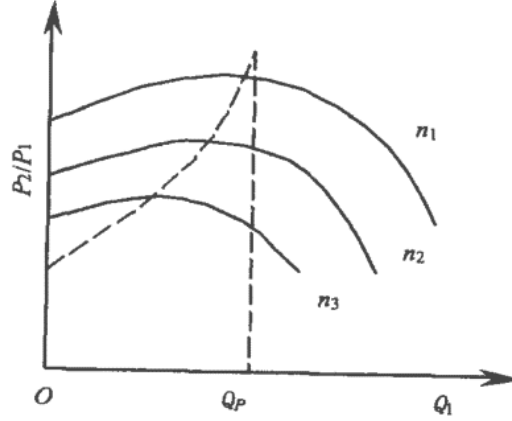


图 9 固定极限流量控制系统原理图

这一方案适合在固定转速的场景，控制方案简单且系统可靠性高，但是在离心压缩机转速改变较大的情况下，当转速偏离最高转速较多时，会出现较大的流量裕量，造成能量的损失，因而更多的场景下，一般使用更加智能，灵活性更强的可变极限流量控制系统。

可变极限流量控制系统的原理为：当离心压缩机流量过小，防喘振控制系统发挥作用时，压力变送器和流量变送器会收集流量  $Q$  和压比  $D$  的数据并输入 PI 控制系统中，PI 控制器可以将当前的压比  $D$  带入安全工作线，分析转速变化并求得这一转速下新的极限流量  $Q_{s2}$ ， $Q_{s2}$  即可作为新的判断标准参与控制系统的运行。这一变化使得系统能够实时监控离心压缩机的运行状态，并根据当前其受到的控制效果（即压比  $D$  的变化情况）对防喘振系统快速做出反馈调节，改变防喘阀的开度，从而使得流量裕量大大减少，更加节能，且能适应离心压缩机转速的各种变化。而本文考虑到离心压缩机转速  $N$  的改变，选用适应性更强的节能型可变极限流量系统进行防喘振控制及仿真模拟。

## 5.3 仿真模拟压比调节曲线

由 5.1 节相关描述不难获得防喘振安全工作线的函数方程式为：

$$D = b + a(Q - 101.8531)^2 \quad (18)$$

其中  $a, b$  为相应的多项式系数。设压缩机处于期望压比  $D_0=3.6$  时对应的入口气体流量为  $Q_0$ ，由出口压力增高了 10% 且实际压比也增高了 10% 可知，进口压力不变，此时实际压比为  $D = 1.1D_0$ ，代入式 (18) 中可得  $D$  对应的极限流量为

$$D_2 = \sqrt{\frac{1.1D_0 - b}{a}} + 101.8531 \quad (19)$$

为了在上述情况下对压比的变化过程进行仿真模拟，本文给出喘振控制器关于防喘阀门开度的判断。

考虑变化过程中的某一个状态，设此时的压比和流量分别为 $D_{s0}$ 和 $Q_{s0}$ ，将 $D_{s0}$ 代入式（19）中得到对应的新极限流量 $Q_{s2}$ ，而阀门全开时的流量为 $Q_{s1} = \frac{7}{5} Q_{s0}$ 。根据 $Q_{s2} - Q_{s0}$ 的值得到以下三种情况：

当 $Q_{s2} - Q_{s0} \leq 0$ 时，压缩机不会发生喘振，防喘阀处于关闭状态即可；

当 $Q_{s2} - Q_{s0} \geq \frac{2}{5} Q_{s0}$ 时，喘振控制器需要将阀门全开以保证压缩机的状态尽快到达安全工作线外；

当 $0 < Q_{s2} - Q_{s0} < \frac{2}{5} Q_{s0}$ 时，为了防止多余气体的浪费，阀门无需全开，由于PI控制器中的防喘阀为线性调节阀，不妨将阀门开度设置为 $\omega = \frac{Q_{s2} - Q_{s0}}{\frac{2}{5} Q_{s0}}$ （ $0 < \omega < 1$ ）。

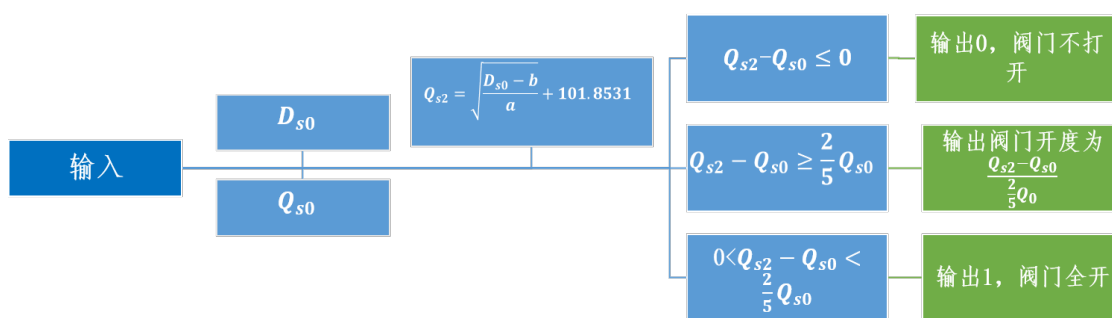


图 10 阀门开度流程图

下面考虑喘振控制器的传递函数 $G_c(s)$ ，其激励函数为

$$y(t) = \omega \left( \frac{Q_{s2}}{Q_{s0}} \right) \quad (20)$$

进行拉氏变换后有

$$Y(s) = -\frac{5(s-1)}{2s^2} \quad (21)$$

得到响应量为

$$u(t) = \mathcal{L}^{-1}\{G_c(s) \cdot Y(s)\} = \frac{5}{2} t^2 + 95t - 100$$

则根据响应量 $u(t)$ 的值可以确定防喘阀门的开度为：

$$\omega = \begin{cases} 0, u(t) \leq -2.5 \\ \frac{Q_{s2} - Q_{s0}}{\frac{2}{5} Q_{s0}}, -2.5 \leq u(t) \leq 37.9 \\ 1, u(t) \geq 37.9 \end{cases} \quad (22)$$

此时入口流量发生改变， $\Delta Q = \omega * 0.4Q$ ， $Q' = 540 + \Delta Q$ ，考虑到一旦入口流量发生改变，出口压比将立即发生改变，因此令 $\Delta Q \rightarrow 0$ ，可得到系统的微分状态变化方程。

将上述的防喘振控制系统在给定初始条件下进行模拟仿真，此时将微分进行离散化，设置步长为 0.1，并进行动态迭代得到压比 $D$ 的调节曲线，算法的具体执行过程如

下:

**Step1:** 向防喘振系统中输入当前压比 $D_0$ 和流量 $Q_0$ ，系统判断离心压缩机是否处于正常工作区，若处于正常工作区，则控制系统不发挥作用

**Step2:** 若判断离心压缩机处于喘振状态，系统输出防喘阀门进气量 $\Delta Q$ ，将 $Q_{t0} = Q_0 + \Delta Q$ 入特性曲线得到对应的压比 $D_{t0}$ ，则压缩机在极短时间内将会快速的从状态 $(Q_0, D_0)$ 向状态 $(Q_{t0}, D_{t0})$ 转移（几何上表现为沿直线变化）

**Step3:** 设置变化步长 $deltQ$ ，变化单位步长后，有

$$\begin{cases} Q_t = Q + \frac{\Delta Q}{|\Delta Q|} deltQ \\ D_t = D + \frac{D_{t0} - D_0}{Q_{t0} - Q_0} (Q_t - Q) \end{cases} \quad (23)$$

得到单位步长变化后的状态 $(Q_t, D_t)$

**Step4:**  $Q_t, D_t$ 作为新的初始值重新输入防喘振系统，返回Step1，形成循环进行迭代，以此类推直到压比 $D$ 重新回到期望压比。

---

#### 算法 1: 压比变化路径

---

输入: 理想压比 $D_0$ ，初始压比 $D$ ，初始流量 $Q_0$

输出: 初始压比至理想压比变化曲线

```

1:  $deltax = 0.1$     %设置步长为 0.1
2:  $x = Q_0$ ;
3:  $y = D$ ;
4: for  $i=1:10e3$ 
5:    $t = 101.85 - x + \sqrt{\frac{y-b}{a}}$ ;    %计算极限流量与初始流量差
6:   if  $t \leq 0$ 
7:     break;    %若已处于正常工作区，停止计算
8:   else
9:      $xx = 540 + U(t)$ ;    %计算压比变化方向
10:     $yy = polyval(q, xx)$ ;
11:  end;
12:   $x' = x + \frac{xx-x}{abs(xx-x)} \times deltax$ ;
13:   $y' = y - \frac{y-yy}{xx-x} \times (x' - x)$ ;    %向变化方向前进单位步长后的流量、压比
14:  if ( $abs(y' - D_0) < 10^{-3}$ )
15:    break;    %当前压比与理想压比差小于 0.001 时认为已到达理想压比
16:  end;
17:   $x = x'$ ;
18:   $y = y'$ ;    %以新的气体状态为初始值进行循环
19: end
```

---

使用Matlab运行仿真模拟程序，得到压比调节曲线如图 11 所示。在压比突然增高后管道流量将先增加后降低，且流量增加速度较慢，降低过程较快，而压比则持续下降直至理想压比，这一过程涉及压缩机转速的相对稳定，说明了防喘振控制系统有效控制压缩机工作状态。值得一提的是，若压比快速增高，一方面可能直接进入喘振区发生喘振现象引起相关危害，另一方面也可能因防喘阀通气能力限制而长时间处于喘振控制线上方，若发生堵塞现象可能压比上升速度大于防喘振能力，而导致压比继续上升，进入喘振状态。



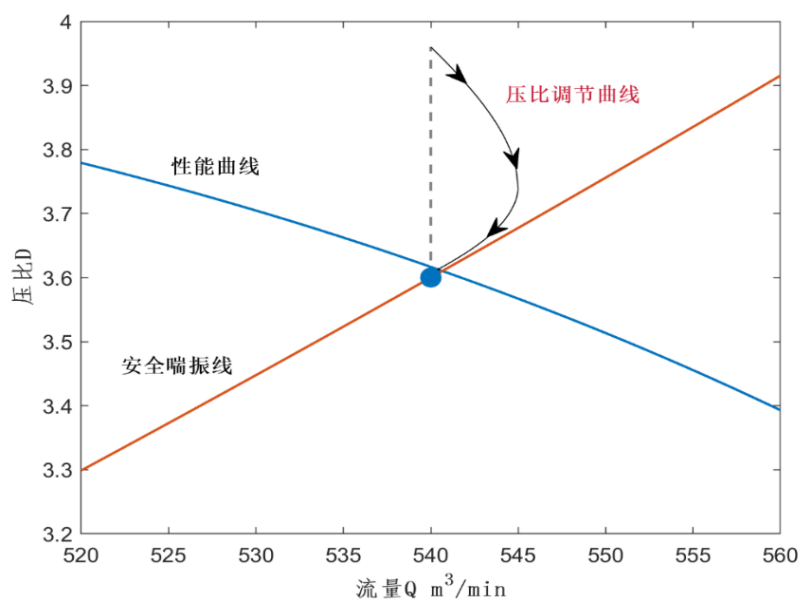


图 11 防喘振系统调节曲线

## 六、模型评价与改进

### 6.1 模型优点

1. 模型建立与压缩机机械原理相吻合，同时与性能曲线、控制系统的现存研究相结合，具有实际参考意义。
2. 控制系统选择可变控制流量法，可以不断根据机器状态调节极限流量与压缩机转速，降低不必要的回流流量，节约能源，降低生产成本。
3. 出入口压力与流量均通过不同方法进行合理限制，能较大程度地保证压缩机及防喘振系统的稳定运行，使整体过程更加稳定高效。

### 6.2 模型缺点

1. 模型假设限制较多，实际生产过程中气体性质与机器运行状态不大可能保持稳定，同时控制系统的反应时间所导致的堵塞现象是生产过程中影响生产效率的重要问题，本模型建立过程中选择了忽略。
2. 因数据量较小，且包含信息有限，因此模型在具体求解过程中存在不准确问题，尤其是转速与功率所产生影响通过本模型所获得信息几乎缺失。

### 6.3 模型改进

本文的一个优化方向在于引入时域，由于缺少时间的数据，无法对流量和压比随时间的变化进行分析。而在实际应用过程中，可以收集充足的时间数据以增设预测模型，根据流量、压比随时间变情况的历史数据，使用时间序列等模型对未来其关于时

间的变化趋势进行预测。当预测到离心压缩机的运行状态即将接近喘振线时，防喘振控制系统可以提前对流量和压比进行干预，做到防患于未然，使防喘振控制系统具有更强的调节能力，同时也大大增加了离心压缩机运行的稳定性。

## 七、参考文献

- [1]. 余世玲，固定转速离心压缩机的喘振控制系统. 中国石油大学胜利学院学报, 2012(第4期): 第25-27页.
- [2]. A., A.M., Experimental Investigation and Mathematical Modelling of Pressure Transfer Function for Air Compressor. International Journal of Engineering & Technology, 2018. 7(4.19).
- [3]. 张轩等，基于回归分析法的离心式压缩机性能模型. 油气储运, 2018. 37(02): 第197-203页.
- [4]. 赵玉峰等，离心式压缩机操作曲线及防喘振控制系统. 佳木斯大学学报(自然科学版), 2006(01): 第31-33页.
- [5]. 张佰伦，离心式压缩机防喘振控制系统的研究, 2017, 厦门大学. 第67页.
- [6]. 刘佳佳，离心式压缩机防喘振控制研究, 2015, 东北大学. 第71页.
- [7]. 庞天照，离心式压缩机防喘振模糊PID控制系统研究. 科技创新导报, 2011(13): 第51-52页.
- [8]. 肖军等，离心压缩机喘振特性及喷射扩稳研究. 流体机械, 2021. 49(01): 第67-72页.
- [9]. 赵丰，离心压缩机防喘振控制系统研究, 2006, 大连理工大学. 第70页.
- [10]. 林扬等，离心压缩机特性曲线研究. 石油化工自动化, 2017. 53(01): 第27-29+68页.
- [11]. 赵勇，压缩机性能变化的通用分析方法. 石化技术, 2018. 25(07): 第169页.
- [12]. shenlan118, 压缩机基本方程, <https://max.book118.com/html/2017/1007/136330216.shtm#:~:text=%E4%BB%8E%E5%9B%BE%E4%B8%AD%E5%8F%AF%E4%BB%A5%E7%9C%8B%E5%87%BA%EF%BC%8C,%EF%BC%8C%E6%95%88%E7%8E%87%E9%83%BD%E8%A6%81%E9%99%8D%E4%BD%8E%E3%80%82>, 2022. 4. 28