

矿用风动水泵的三次设计方法研究

摘 要

本课题采用三次设计方法,以 KFB30-18 型矿用风动水泵为基础,对该产品的风动涡轮系统进行了理论分析和实验研究。通过空气动力学的理论,采用复变函数的保角变换,从理论上分析了涡轮叶片的形式,导出了风动转距的解析表达式,并采用函数求级值的解析方法,求得了喷嘴的最佳安装角度,分析了风动涡轮的理论输出功率和风动效率。同时,根据风动水泵的原始参数,对水泵的效率、扬程和流量进行了理论分析计算,并进行了水轮的水力设计。在理论分析的基础上,对涡轮系统的五个主要影响因素进行了正交试验设计,通过对数据的计算与分析处理,获得了因素参数水平的最佳组合,完成了产品的参数优化设计。

最后进行了产品的容差设计。通过内、外设计的直积分析方法,分析了显著因素的误差对产品性能及稳定性的影响,建立了质量损失函数和确定了显著因素的容差。

利用本文研究结果研制的新样机性能有很大的改善。与原产品相比,新产品效率为 24.30%,提高了 10.75%(原泵为 13.55%),效率提高将近一倍;噪声降低到 81.4,降低了 4.5 分贝(原泵为 85.9 分贝),具有显著的技术经济效益和社会效益。

关键词: 矿用风动水泵, 效率, 噪音, 正交试验设计, 参数优化, 容差设计

STUDY OF THE METHOD ON THREE STAGE DESIGN OF THE MINE PNEUMATIC PUMP

ABSTRACT

The paper employs the method of three stage design to make analysis on the pneumatic turbine system of the mine pneumatic pump in theory and put it into experiment on the base of the KFB30-18 mine pneumatic pump. At first the form of the turbine blade has been analysed under the theory of aerodynamics and the angle kept transformation of complex variable function, and thus the analytic formula of pneumatic moment has been deduced. Meanwhile the analytic approach to function extremum being employed, the optimal installing angle of the jet has been gained, and the output power as well as the pneumatic efficiency has been analysed. At the same time, according to the original parameter of pneumatic pump, the efficiency and flux of the pump have been theoretically analysed and calculated, and after that the waterpower of the water wheel has been designed. And then five main factors of the turbine system have been designed under the orthogonal test. The optimal assemblage of the parameter has been gotten by calculating and analyzing the data, thus the parameters of product have been optimized.

At last The tolerance design has been fulfilled with the method of inner and outer design integral analyse, the effect of the clear factors on the characteristic and stability of the product has been studied, through which the quality losing function has been established, and the tolerance of the clear factors have been made sure.

The characteristic of the new product designed to the results of our research have been improved a lot. In contrast with the old product, the efficiency has been improved by 10.75% (the old is 13.55%), nearly twice as much as the old; and the noise is reduced by 4.5dB (the old is 85.9dB) . The achievement will do much to technical economy benefit and social benefit.

Keywords: mine pneumatic pump, efficiency, noise, design of orthogonal test, parameter optimization, toleramce design

第一章 绪 论

1.1 引 言

矿用风动水泵是一种辅助移动式排水设备,主要用于井下采掘工作面和巷道掘进工作面排除生产过程中的涌水,进行局部排水,及时地把生产中的涌水排至井底水仓,以保证采煤工作面和巷道掘进的安全与正常生产。风动水泵以压缩空气作动力,使用安全、结构简单、重量轻、操作维修方便,能改善通风条件,随着工作面的推进或水位下降便于移动,尤其具有防爆性能等特点,故在许多煤矿广泛使用,在华北地区的煤炭矿山获得了广泛的应用。但据煤矿反映和现场考察,现用的矿用风动泵不仅效率较低,而且噪声较大。如何改进矿用风动水泵的性能,提高效率,降低噪音一直是煤矿机械的研究和技术人员致力于解决的课题。^[14]

产品三次设计法是由日本的著名学者、试验设计专家田口玄一博士 (Dr.Genichi Taguchi) 于二十世纪 70 年代创立的优化设计方法。田口玄一博士认为,无论是设计一个新产品还是一种新工艺,可以分为三个阶段进行:第一阶段——系统设计,提出初始设计方案;第二阶段——参数设计,探求参数的最佳搭配,提高产品性能的稳定性;第三阶段——容差设计,对关键件给以合适的容差(或公差)范围。三次设计法的基本思想是用正交表安排试验方案,用误差因素模拟各种干扰,以信噪比即 SN 比 (Signal-Noise Ratio) 作为衡量产品质量特性稳定性的指标,使产品达到结构参数和性能参数最佳合理搭配、噪音低、效率高、低成本等综合最优效能。三次设计法在日本汽车、电子、仪表、机械、轻工、化工、冶金、制药等行业被广泛应用,创造了巨大的经济效益。1989 年日本天皇授予



田口博士蓝绶褒章。

三次设计法在欧美也得到广泛应用，并被称为田口方法。美国供应者协会（ASI）专门从事推广应用田口方法的工作。田口玄一博士被美国贝尔电话研究所、福特汽车公司、斯坦福大学等聘为名誉研究员和名誉教授。1986 年美国宇航协会授予田口博士小洛克威尔(Rockwell Jr.)奖^[2]。

我国从二十世纪五十年代开始研究试验设计这门科学，六十年代末中国科学院统计数学研究室在正交试验设计的观点、理论和方法上都有新的创见，创立了简单易行的正交试验设计法。1973 年以来，许多研究、生产单位和大专院校应用正交试验设计解决了不少科研和生产的关键问题。产品三次设计在我国起步较晚，我国从 80 年代开始研究产品三次设计法的应用，已在北京、上海、浙江、江苏等地于电子产品方面取得了可喜的成果，但仅在电气产品中有所应用，如北京 761 厂在高步反馈电路的设计中采用了三次设计，创造了可观的经济效益^[1]。

目前在国内很少有人把产品三次设计方法用于机械产品上。本课题拟采用产品三次设计法对矿用风动水泵机械产品进行研究和设计以提高其效率和降低噪音。以此为先导，推广应用到煤矿的其它大中型设备上，逐步改善和提高矿山机械的各项性能指标。

1. 2 产品三次设计简介

1. 2. 1 产品三次设计的基本概念

从质量形成的过程来看，产品质量取决于设计质量、制造质量和使用质量，而设计质量又是形成产品质量的关键。

所谓三次设计（three stage design）就是在专业设计的基础上，用正交试验设计技术方法来选择最佳的参数组合和最合理的容差范围，以尽量用价格低廉的元器件或零部件来组装整机产品的优化设计方法。它由下列三个阶段组成：

- (1) 系统设计 (system design), 也称第一次设计;
- (2) 参数设计 (parameter design), 也称第二次设计;
- (3) 容差设计 (tolerance design), 也称第三次设计。

经过产品三次设计, 一方面能使整机的元器件或零部件各参数搭配合理, 即使采用的部分元器件或零部件性能不稳定、波动大, 但整机的性能却十分稳定、可靠性高; 另一方面, 由于大量采用成本低廉的低级器件或零部件, 使整机产品的成本降低。因此, 经过三次设计的整机产品质量高, 成本低, 能取得显著的技术经济效果。

1. 2. 2 产品三次设计的基本内容

1. 系统设计

系统设计是产品三次设计的第一步, 也称功能设计或方案设计。它是运用系统工程的思想和方法, 包括运用专业技术、优化设计、可靠性、数据统计等通用技术, 对产品的结构、性能、寿命、传动、材料等进行设计, 以制定最合理地满足用户要求的整个设计过程。为了设计出具有某种输出特性的产品, 专业技术人员利用专业知识和技术, 对该产品进行整个结构的设计。因此, 系统设计的质量完全由专业技术水平的高低来决定的。

系统设计是产品三次设计的基础, 可以完成产品的基本结构设计, 选择较合理的因素和水平组合, 使产品满足一定的使用功能。但对结构复杂, 特别是参数多、特性值多的产品, 要全面考察各种参数组合的综合效应, 单凭专业技术进行定性判断是很不够的, 因为它无法定量地找到经济合理的最佳参数搭配, 这就需要在系统设计基础上进行参数设计和容差设计。

2. 参数设计

参数设计是在系统设计的基础上, 以正交表为基本工具, 运用试验设计技术方法来研究各项参数与输出特性值的关系, 在不增加成本, 不提高

元器件或零部件精度的条件下,找出输出特性值波动最小的最佳参数水平组合的一种优化方法。其目的是,在受控因素水平变化时,探讨质量干扰的综合波动会发生多大的变化,以寻求尽可能不受干扰影响的最佳参数水平组合,从而设计出质量稳定可靠、成本合理的产品或系统。

产品三次设计的经验表明,元器件、零部件全部采用优质品,整机质量特性未必达到优质品;若设计方得当,合理搭配使用低质与优质元器件或零部件,也能设计出优质的整机产品来。这是因为,整机产品质量既取决于整机的设计质量,又取决于元器件或零部件及其参数水平的组合。由于参数设计能找出减少参数波动对目标特性值影响的最佳参数水平组合,因此,参数设计既是质量设计的核心阶段,同时又为容差设计提供了基础。

3. 容差设计

在工业生产中,我们把零部件、产品的质量特性值的容许变化范围称为公差,常以 δ 表示;把公差的一半称为容差,常以 Δ 表示,因此 δ 与 Δ 两者有如下关系: $\Delta = \delta / 2$ 或者 $\delta = 2 \Delta$ 。

可以认为,容差是一种允许极限。当产品超过容差时,为不合格产品,则不能出厂;当产品在容差范围内时,认为是合格品,则能够出厂。

容差设计又称公差设计,它是在系统设计、参数设计之后,完成了最佳参数组合的选择,并决定了参数组合的中心值,以各参数水平波动范围为误差因素,去决定容差的设计过程。其主要方法仍然采用试验设计的方法。

容差设计任务,是针对主要的误差因素,选择波动较小的优质元器件、零部件,以减少质量特性的波动,但这将会导致成本提高。所以,只有当参数设计后,产品仍然达不到设计的目标值或输出特性值,或输出特性值的波动仍然比较大时,即参数设计未能使内、外干扰充分缩小时,进一步由容差设计来解决,但通常情况下,参数设计之后,都要进行容差设计。

在容差设计阶段,除了使产品满足容差要求之外,对指标影响大的诸因素(即所谓对总偏差平方和贡献率大的因素),用波较小的优质品代替低质品可使产品质量提高,但对于指标影响较小的因素则可采用质量差一点的元器件,以降低成本。因此,在容差设计中,要对产品的质量和成本进行综合考虑。

在容差设计中,为减少用户的损失,需要进行质量损失函数分析计算,用来对容差设计方案优劣进行评价。

1.3 课题的提出、任务及意义

矿用风动水泵的产品三次设计为原煤炭部科研计划的一般科研项目。

矿用风动水泵以压缩空气为动力,具有安全可靠、体积小、重量轻、结构简单、操作与维护方便等突出优点,能随工作面或巷道掘进的推进而方便地移动,并且具有防爆性能,故在许多煤矿井下得到广泛使用。另据矿井职工反映和研究人员的现场考察,原产品存在的主要问题是:(1)工作噪音很大(高达 90 分贝以上),已超过《工业企业噪声卫生标准》,严重影响了现场人员的身心健康。(2)由于原产品在结构与性能参数上搭配不够合理,使整台设备的性能不能充分发挥作用,工作效率较低,导致能源浪费。针对上述问题,决定在 KFB30—18 型矿用风动水泵的基础上进行试验研究和产品三次设计,意在使原产品提高效率,降低噪声,从而改进产品的技术性能。

本项目的具体研究目标是:通过矿用风动水泵的风动系统有关零部件结构的研究,寻找风动系统有关零部件参数的最佳取值和组合,从而使原有矿用风动水泵风动系统的驱动效率提高 5—10%,噪声下降 3—5 分贝,并降低生产成本。最终提供出优质的产品样机。

为了实现预定目标,本课题组按照拟定的研究方案和技术路线,制定了各个研究阶段的目标实施方案,主要在以下几个方面进行了理论研究和

试验研究，取得了显著成效。

1、课题组多次深入水泵生产厂家和水泵使用单位，了解矿用风动水泵的生产及使用情况，掌握了第一手资料，把握住了问题的关键，找到了解决问题的突破口。同时，还查阅了大量的技术资料，掌握了国内外相关技术的研究现状，并以此为基础进行了理论分析与研究。

2、在理论分析研究的基础上，又对原矿用风动水泵的结构、性能进行了分析研究，找出了影响风动水泵效率和噪声的主要因素，对原风动水泵风动系统有关零部件的结构参数进行了改进设计（产品第一次设计），并确定了试验方案和试验水平，利用正交试验设计的方法（产品第二次设计），对风动泵的风动系统进行了试验研究，根据正交试验设计原理，对水泵风动涡轮及喷嘴等五个结构参数进行了正交试验。利用 $L_{27}(3^{13})$ 正交表，分两批进行了 35 次试验，获得了大量关键试验数据。通过对数据的计算与分析处理，确定了最佳的参数组合，完成了产品的参数设计。经现场验证试验结果表明，效果很好，与原产品比较，其效率提高 10.75%，噪声降低 4.5 分贝。

3、参数设计完成以后，我们又进行了产品的第三次设计——容差设计。考察了各参数对性能指标影响的主次顺序，确定了各主要参数的容差范围。通过控制主要因素的误差波动，在不增加社会总损失的前提下，改善了产品性能特性的稳定性。通过三次设计后的新产品性能稳定、工作可靠，成本低廉，提高了效率，降低了噪声，在质量和成本两个方面取得了最佳平衡，在市场上具有较强的竞争力。

4、采用计算机绘图技术，绘制了矿用风动水泵的全套图纸，并在遵化市潜水泵厂的大力协助下加工制作出一台新产品样机。该新产品样机与原产品相比，效率高，噪声低，达到了研究目标的要求。

第二章 总体方案设计

2.1 风动水泵的结构原理

矿用风动水泵主要由驱动部分、传动及密封件、水泵、消音器及离心式限速器五个部分组成。

驱动部分采用轴流冲击式透平涡轮机构，压缩空气经喷嘴高速喷出，直接喷向涡轮叶片，产生转矩推动涡轮旋转。为提高压缩空气的能量利用率，涡轮后部采用了反风室，它可使离开叶片但仍具有很高速度的气流反向吹向叶片，使气流的动能得到二次利用。二次做功后的气流经排气消音罩排入大气。

涡轮与水轮同轴联接。为增强传动轴的刚度，采用了三轴承支承。密封装置采用两个标准油封，两密封圈间设有溢水环，以便把密封高压水的第一层密封可能泄漏的水降压并经溢水孔排出，使第二层密封处于无压状态，保证水不会泄漏到轴承腔。

水泵部分采用离心式水轮，高压水经水道及排水管排出。为提高水轮效率，进水口采用集水环，以减少进入水轮时水的涡旋。

泵内设有离心式限速器，控制其最高转速不超过 8000 转/分，避免设备损坏。

泵的上部设有消音器，使噪声降到国家规定的标准 85 分贝以下。

2.2 采用的研究、试验方法和技术路线

2.2.1 采用的研究、试验方法

采用试验研究的方法来优化矿用风动水泵风动叶轮系统结构参数和工作参数。以正交试验方法来实现对风动叶轮系统参数的优化。

2. 2. 2 技术路线

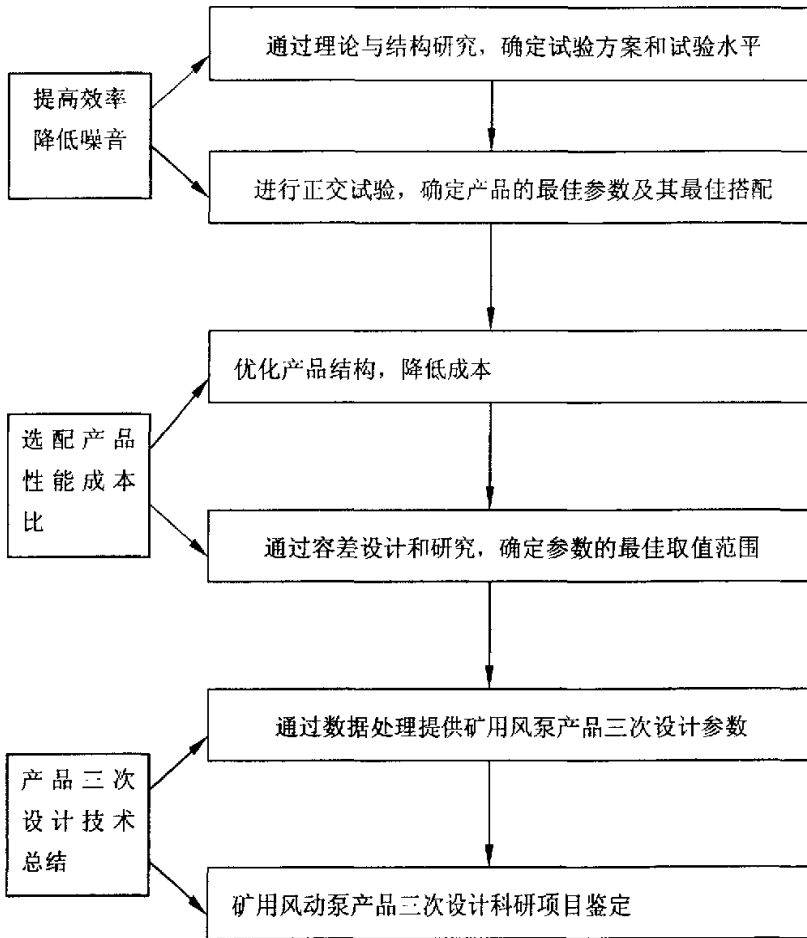


图 2-1 技术路线图

2. 3 试验程序

本试验测试的是 KFB30-18 型风动水泵的整机效率，包括风动系统的效率和水轮系统的效率。测试时，根据正交试验设计方案，首批对不同参

数组合的 27 台泵进行试验测试，通过调节水泵的流量，选择 8—10 个测点，测出风动系统的压力和流量、水泵的出口压力和流量、水泵的转速以及噪声，分别计算出风的输入功率和水的输出功率，得到整机效率。试验系统构成如图 2-2 所示。

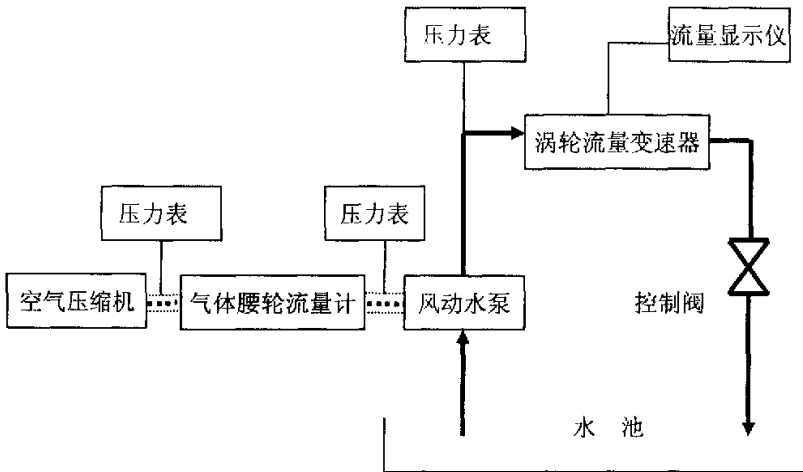


图 2-2 试验系统图

其测试原理如下：

1. 根据压缩空气的压力和流量，计算出风动水泵各种工况下的输入功率；
2. 根据风动水泵的排水压力和流量，计算出相应工况的总扬程，进而计算出水功率和轴功率，并折算成额定转速下的输出功率；
3. 由输出功率和输入风动功率之比，计算出该工况下的整机效率。

2.4 试验方案设计

风动涡轮系统是影响水泵效率和产生噪声的主要因素。我们经过理论

分析并参照生产及使用经验,确定了如下五个因素,每个因素取三个水平,进行正交试验。

1. 叶片弯度 A: 叶片弯度以其骨线的弦高 f 为表征;
2. 叶片数量 B: 涡轮所含的叶片个数;
3. 喷嘴形式 C;
4. 喷嘴角度 D;
5. 喷嘴位置 E。

因素水平表安排和正交试验表头设计^[1]分别如表 2-1 和表 2-2 所示。

考虑到各因素间的交互作用,采用了 $L_{27}(3^{13})$ 正交表,进行了试验方案设计;根据正交表指定的水平组合,第一批进行了 27 个组合条件的试验;对第一批试验的较好条件以及经过分析计算得到的最好条件,又安排了第二批验证试验。

表 2-1 因素水平表

因素 水平	叶片弯度 (mm) A	叶平数量 (个) B	喷嘴形状 C	喷嘴角度 D (°)	喷嘴位置 E
1	3	60	两孔 I	65	前移 10°
2	4	72	两孔 II	70	原位
3	5	88	三喷孔	75	后移 10°

表 2-2 表头设计

列号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
因素	A	B	A×B ₁	A×B ₂	C	A×C ₁	A×C ₂	A×D ₁	D	A×D ₂	e	E	e

2. 5 试验仪器设备

1. 动力源：移动式空气压缩机

额定压力 0.8Mpa； 流量 $10 \text{ m}^3/\text{min}$

2. 气体测量：

① LLQ—40 型气体腰轮流量计（上海自动化仪表九厂）

1.6 Mpa, $50 \text{ m}^3/\text{h}$, 1.0 级

② 压力表（上海宜川仪表厂） 1.0 Mpa, 1.0 级

3. 水压及流量的测量：

① LW—40 涡轮流量变送器（上海自动化仪表九厂）

② SJ—A 智能数字流量计（山令智能仪表厂）

③ 精密压力表（上海田林仪表厂）

1.0 Mpa, 0.4 级

4. 噪声测量：NDZ 型精密声级计和倍频程滤波器（江西红声器材厂）

5. 转速测量：电子转速表

2. 6 技术方案

2. 6. 1 风动叶轮系统的理论分析

风动涡轮系统影响风动水泵机组效率的主要因素和产生噪声的主要根源。本课题理论研究部分主要是对风动系统进行分析计算。风动涡轮系统的工作原理是压缩空气从喷嘴高速喷出，直接喷射在涡轮叶片上，推动涡轮旋转。由于采用了单喷嘴沿涡轮切向斜喷，属于半冲击式工作，其工作方式与轴流式涡轮透平机有一定差别。我们参考了轴流式涡轮透平机原理、飞机机翼理论及叶栅理论，对风动叶轮进行分析，首先对模型进行了必要的合理简化，建立了数学模型，采用复变函数保角变换——茹可夫斯基变换，把叶片的气体绕流问题变换为圆柱形的绕流问题，用解析的方法从理论上解出了叶片绕流的环量，进而得出了气流对叶片作用的周向力的计算公式，并利用函数求极值的数学方法，求出了喷嘴的最佳安装角度。

接着又计算了气流作用于叶片的转矩、功率和涡轮效率。用此理论分析的结论进行了矿用风动水泵的结构设计和指导试验获得了成功。证明该理论是正确的，方法是合理的。计算理论分析见本文第三章。

2. 6. 2 风动叶轮系统的参数设计

产品二次设计——参数设计是产品三次设计的核心，也是该项目的最关键部分。由于原泵是第一次设计——功能设计的产品，在参数搭配上还不够合理，没能达到最佳参数组合，使用过程中发现存在效率低、噪声大等特点。因此我们在功能设计的原产品基础上，参照理论分析的结果，充分考查了影响水泵效率和噪声的主要因素，最后确定了风动叶轮系统的叶片弯度、叶片数量、喷孔形式、喷嘴喷射角度及相对位置五个因素，每个因素各取三个水平来进行正交试验分析，考察其对水泵效率及噪声等性能指标的影响程度。

为了保证试验的成功，首先对试验方案进行了设计。整个试验分两批进行，首先利用 $L_{27}(3^{13})$ 正交表安排了第一批试验。根据正交表指定的因素水平组合，进行了 27 次试验，详细测试了每种条件下 8 至 10 个工况的风压、空气流量、水泵转速、扬程及流量，并对各种条件下的噪声进行了测量，获得了 1000 多个试验数据。通过对试验数据的处理，即通过直观分析和方差分析，求得最佳的水平组合。

在第一批试验及数据处理的基础上，挑出了第一批试验获得的较好条件和方差分析计算得到的最佳条件，进行了第二批验证试验，最后确定了最佳设计方案，形成了第二次设计的新产品。试验测试结果表明，与原产品相比效率有较大提高，而且降低了噪声，技术性能有较大改进。试验分析详见本文第四章。

2. 6. 3 风动水泵的容差设计

在完成了二次设计——参数设计基础上，又进行了产品第三次设计，

即容差设计。经过详细了解和分析了影响风动水泵性能和使用效果的各种因素，发现这些因素可分为两大类：一类是影响水泵的输出特性——效率和噪声的因素，如叶轮参数、风嘴参数及消音装置等；另一类是影响水泵使用、维修性能和因素，如制造、装配精度、密封条件等，找出了影响较大的因素加以控制，进行容差设计。

为了搞好容差设计，使产品有较高的性能价格比，详细了解了生产厂家的加工制造情况，掌握了各主要零、部件制造成本，如材料费、机加工费、钳工费、试验费以及生产成品合格率等。我们还走访调查了东庞煤矿等使用单位，了解了该产品的使用效果、寿命、维修周期和维修性能及费用等。在此基础上进行了容差设计。

为了减少试验次数，缩短试验周期，充分利用了正交试验设计的数据，对显著因素进行了正交多项式回归，求得了回归方程，并以此作为计算依据，利用内、外表直积法分析计算了 SN 比，并进行了方差分析，找出了最佳参数，对影响显著的误差因素进行了分析，建立了质量损失函数，在不增加社会总损失的前提下，确定了误差因素的容差。

同时，还进行了技术经济效益分析，在不增加制造成本的条件下，提高了产品的性能和效率，使产品有良好的技术经济指标，增加了产品在市场上的竞争力。容差设计详见本文第五章。

第三章 一次设计—风动叶轮系统理论分析

3.1 概述

矿用风动水泵主要由驱动部分、传动与密封、水泵、消音器及离心式限速器五个部分组成。驱动部分采用轴流冲击式涡轮机构，以压缩空气为动力推动涡轮旋转。涡轮通过传动轴直接驱动水轮，并设置两道密封环，防止高压水泄漏到轴承腔。为了提高水泵的效率，进水口采用了集水环，以减轻进水的涡旋。泵内设有离心式限速器，控制其最高转速不超过 8000 转/分，避免设备损坏。风动涡轮部分设置了消音罩，以降低泵的噪音。

本项目是在遵化市潜水泵厂生产的 KFB30—18 型矿用风动水泵的基础上进行三次设计，目的是提高泵的效率 and 降低噪音，改进产品性能。该厂的 KFB30—18 型风动水泵，经过多年的生产和改进，已形成比较成熟的产品，但原产品主要是在类比和经验的基础上设计的，缺乏理论分析的依据，所以本次系统设计主要是在原产品的基础上，对风动涡轮系统和水轮系统进行理论分析，为产品提供理论分析的依据，并为下一步的参数设计和容差设计提供理论基础。

为了使试验更具有目的性，减少试验参数的取值范围，提高试验精度，降低试验费用，我们首先对风动涡轮系统进行了理论分析和计算。根据空气动力学的理论，运用复变函数保角变换，从理论上分析了涡轮叶片的形式，并采用函数求极值的方法，用解析法优化了喷嘴的安装角度，分析计算了风动系统的理论输入功率和效率。

对于水轮部分，其设计理论已比较成熟，有关资料、著作很多。本次设计中，根据风动水泵的原始参数，对水泵的效率、扬程和流量进行了理

论分析计算，并进行了水轮的水力设计。在此基础上进行了结构设计，绘制了全套图纸。

3. 2 风动叶轮理论分析

3. 2. 1 喷嘴结构图

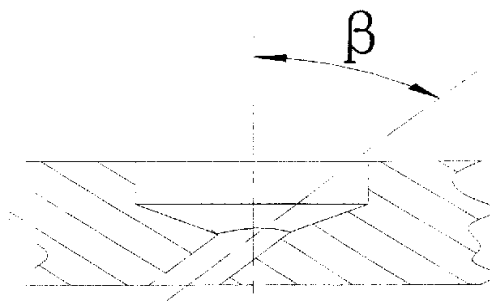


图 3-1 喷嘴结构图

3. 2. 2 原始数据

风 压 $P_1=0.6$ MPa

空气流量 (0.6Mpa 下) $Q_1=0.85$ m³/min

环境温度 $t=20^\circ\text{C}$

空气气体常数 $R=287.1$ J/kg · k

空气比热比 $k=1.4$

空气密度 (0°C 1 atm) $P_0=1.293$ kg/m³

3. 2. 3 喷嘴出口风速及喷口尺寸计算

由于喷嘴出口风速最大只能达到临界流速^[3]

$$v_e = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} R T_1} = \sqrt{2 \times \frac{1.4}{1.4+1} \times 287.1 \times (273+20)} = 313 \text{ m/s}$$

考虑到喷嘴并非理想喷管，空气在喷嘴内流动是不可逆过程，存在能量损失，其实际出口流速小于临界流速，流速系数为 $\Phi=0.9$ ，则喷嘴出口实际气流速度为

$$v_2 = \phi v_e = 282 \text{ m/s}$$

喷嘴出口处的压力为^[3]

$$P_2 = P_1 \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 0.317 \text{ MPa}$$

喷嘴出口空气的温度为^[3]

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 293 \left(\frac{0.317}{0.6} \right)^{0.4} = 244 \text{ K}$$

由于单位时间内流过喷嘴任意截面的空气质量是不变的,但各处的压力、温度不同,则流过的体积将是不同的。根据^[4]

$$\frac{P_1 Q_1}{T_1} = \frac{P_2 Q_2}{T_2}$$

得喷嘴出口处的体积流量

$$Q_2 = Q_1 \frac{P_1 T_2}{P_2 T_1} = 1.340 \text{ m}^3/\text{min}$$

由此求得喷口截面积为

$$A = \frac{Q_2}{V_2} = 79.18 \text{ mm}^2$$

喷口尺寸可确定如下:

1. 采用两孔喷嘴,直径分别取为 $\Phi 8$ 和 $\Phi 6$,则

$$A = \frac{\pi}{4} (8^2 + 6^2) = 78.54 \text{ mm}^2$$

2. 采用三孔喷嘴,直径分别取为 $\Phi 7$ 、 $\Phi 5$ 和 $\Phi 5$,则

$$A = \frac{\pi}{4} (7^2 + 5^2 + 5^2) = 77.75 \text{ mm}^2$$

3. 2. 4 叶片形状及喷嘴角度计算

1. 复变函数保角变换分析

利用复变函数的保角变换（茹可夫斯基变换）^[5-6]

$$Z = \frac{1}{2} \left(\xi + \frac{c^2}{\xi} \right)$$

可以把如图 3-2 所示的 ξ 平面上圆心在 $O_1(0, if)$ ，与正实轴交于 $(-c, 0)$ 和 $(c, 0)$ 两点的圆，变换成 Z 平面上 $(-c, 0)$ 到 $(c, 0)$ 的一段圆弧，弦高为 f 。反之，也可以把 Z 平面上的圆弧变换为 ξ 平面上的圆。因此，通过变换可把 Z 平面上圆弧 $(-c, 0) - (c, 0)$ 的翼形绕流问题变换为 ξ 平面上的圆形绕流问题，而后者是可以理论的方法进行分析。通过分析计算可得绕流的环量^[7]

$$\Gamma = -4\pi a m_\infty |V_\infty| \sin \alpha$$

式中 $a = \sqrt{c^2 + f^2}$ ， $m_\infty = \frac{1}{2}$ ， V_∞ 为无限远处来流速度，

$$\alpha = \theta_\infty + \delta_o, \quad \delta_o = \text{tg}^{-1} \frac{f}{c}, \quad \theta_\infty \text{ 为来流夹角。}$$

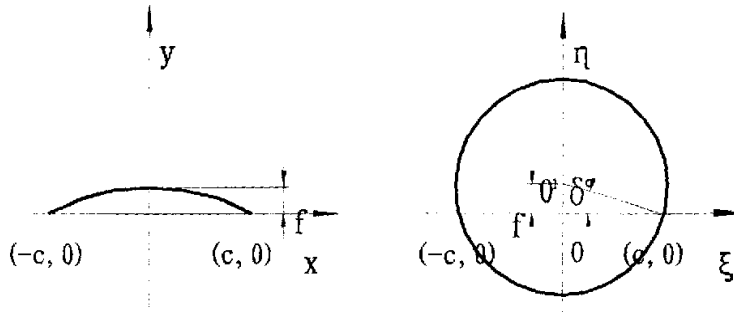


图 3-2 保角变换图

根据库达-茹可夫斯基定理，翼形绕流的升力^[7]

$$\bar{R} = i\rho\bar{V}_\infty\Gamma = -2\pi\rho i|V_\infty|^2 ae^{-i} \sin(\theta_\infty + \delta_o)$$

$$\begin{aligned} |R| &= |\bar{R}| = 2\pi\rho|V_\infty|^2 a \sin(\theta_\infty + \delta_o) \\ &= 2\pi\rho|V_\infty|^2 \sqrt{c^2 + f^2} \sin(\theta_\infty + \delta_o) \end{aligned}$$

2. 叶片尺寸及喷嘴方向角计算

上述升力与来流方向垂直，由于与来流方向相同的摩擦阻力与升力相比小得多，这里仅考虑升力来进行分析。设来流方向与 X 轴的夹角为 θ_∞

(即气流与叶片的相对方向角)，如图 3-3 所示，则升力产生力矩的分量，即叶轮圆周的切向力分量为

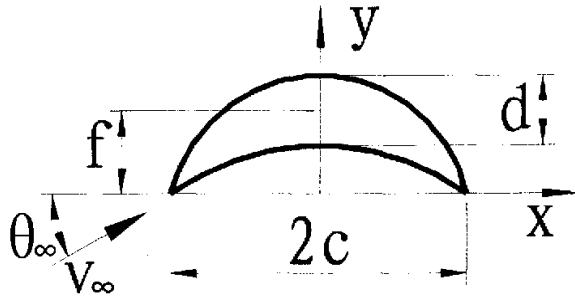


图 3-3 叶片截面图

$$\begin{aligned} R_t &= 2\pi\rho V_\infty^2 a \sin(\theta_\infty + \delta_o) \cos\theta_\infty \\ &= 2\pi\rho V_\infty^2 a (\sin\theta_\infty \cos\delta_o + \cos\theta_\infty \sin\delta_o) \cos\theta_\infty \\ &= 2\pi\rho V_\infty^2 a (\cos\theta_\infty \sin\theta_\infty \cos\delta_o + \cos^2\theta_\infty \sin\delta_o) \end{aligned}$$

为了找到气流与叶片的最佳相对角度，令

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial R_t}{\partial \theta_\infty} &= 2\pi\rho V_\infty^2 a \frac{\partial}{\partial \theta_\infty} \left(\frac{1}{2} \sin 2\theta_\infty \cos \delta_o + \cos^2 \theta_\infty \sin \delta_o \right) \\
 &= 2\pi\rho V_\infty^2 a (\cos 2\theta_\infty \cos \delta_o - 2 \cos \theta_\infty \sin \theta_\infty \sin \delta_o) \\
 &= 2\pi\rho V_\infty^2 a (\cos 2\theta_\infty \cos \delta_o - \sin 2\theta_\infty \sin \delta_o) \\
 &= 2\pi\rho V_\infty^2 a \cos(2\theta_\infty + \delta_o) = 0
 \end{aligned}$$

即 $\cos(2\theta_\infty + \delta_o) = 0$, $2\theta_\infty + \delta_o = 90^\circ$ 。

这时，切向力 R_t 有最大值。

由于采用的是圆弧骨线形叶片，如图 3-3 所示，叶片厚度增加，阻力也将增大，故叶片不宜太厚。根据总体结构设计，取最大厚度 $d=4\text{mm}$ ， $c=6\text{mm}$ ， $f=4\text{mm}$ ，则

$$\delta_o = \text{tg}^{-1} \frac{f}{c} = 33.69^\circ$$

$$\theta_\infty = \frac{1}{2}(90^\circ - \delta_o) = 28.16^\circ$$

气流与叶片相对速度关系如图 3-4 所示。

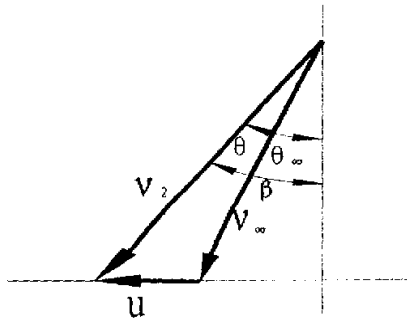


图 3-4 喷嘴角度图

设喷嘴安装角为 β ，则

$$\beta = \theta + \theta_{\infty}$$

叶轮的圆周速度为

$$u = \frac{\pi D_m n}{60} = 43.98 \text{ m/s}$$

式中 叶轮额定转速 $n = 4000 \text{ r} \cdot \text{p} \cdot \text{m}$

气流作用中心直径 $D_m = 210 \text{ mm}$ 。

由正弦定理

$$\frac{u}{\sin \theta} = \frac{V_2}{\sin(90^\circ + \theta_{\infty})} = \frac{V_m}{\sin(90^\circ - \beta)}$$

故得：

$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{u}{V_2} \cos \theta_{\infty} \right) = 7.90^\circ$$

$$\beta = \theta + \theta_{\infty} = 36.06^\circ$$

气流与叶片相对速度为

$$V_{\infty} = V_2 \frac{\cos \beta}{\cos \theta_{\infty}} = 258.58 \quad (\text{m/s})$$

3. 2. 5 叶轮的扭矩及输入功率

根据公式

$$\frac{P_2}{\rho_2 T_2} = \frac{P_0}{\rho_0 T_0}$$

可得喷嘴出口处的空气密度

$$\rho_2 = \frac{P_2 T_0}{P_0 T_2} \rho_0 = \frac{0.317 \times 273}{0.1 \times 244} \times 1.293 = 4.586 (\text{kg/m}^3)$$

式中 ρ_0 为空气在标准状态 (p_0, T_0) 下的密度。

由于压缩空气由喷嘴喷出时的压力高于环境大气压, 喷出后将很快膨胀, 当流出叶片时, 其压力降为与环境气压相等, 其密度也是变化的, 取其平均值为

$$\rho = \frac{1}{2}(\rho_0 + \rho_2) = 2.940 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

可得气流作用于叶片单位长度上的圆周力

$$\begin{aligned} R_f &= 2\pi\rho V_\infty^2 \sqrt{c^2 + f^2} \sin(\theta_\infty + \delta_o) \cos\theta_\infty \\ &= 2\pi \times 2.940 \times 25858^2 \sqrt{0.006^2 + 0.004^2} \times \sin(2816^\circ + 3369^\circ) \cos 2816^\circ \\ &= 69236 \text{ (N/m)} \end{aligned}$$

由于空气由喷嘴喷出时, 压力高于环境大气压, 因此, 气流将继续膨胀, 压力和温度进一步降低, 其能量一部分用于对叶片做功, 产生力矩推动叶轮旋转; 一部分由于摩擦和涡旋损失掉了。同时还有一部分由于流出叶片的空气具有相当的速度, 即以动能的形式带走而消散了。

设采用两孔喷嘴, 其尺寸和位置如图 3-5 所示, 气体在叶片间流动时要向两侧扩散, 这一方面使损失增加, 另一方面使气

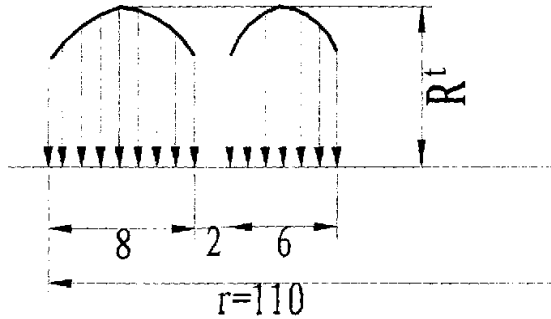


图 3-5 喷嘴位置及周向力分布

流作用于叶片上的圆周力沿长度分布不均匀，其中心点为最大值 R_l ，两侧边将很快降低。由于此分布无法精确计算，只能通过实验的方法来分析。为了从理论上分析气流对叶轮的作用扭矩，这里来进行近似计算。取切向力分布不均匀系数 $\Psi = 0.8$ ，则气流对叶轮的作用扭矩为

$$\begin{aligned} M &= \Psi \left[\int_1^2 R_l r dr + \int_3^4 R_l r dr \right] \\ &= 0.8 \times \frac{R_l}{2} \left[(r_2^2 - r_1^2) + (r_4^2 - r_3^2) \right] \\ &= 7.921 \quad N \cdot m \end{aligned}$$

而气流对叶轮产生的功率为

$$\begin{aligned} N &= \frac{2\pi n}{60} M \\ &= \frac{2\pi}{60} \times 4000 \times 7.921 = 3317 (W) = 3.317 (KW) \end{aligned}$$

由于输入压缩空气的功率为

$$\begin{aligned} N_i &= 1000 PQ \\ &= 1000 \times 0.6 \times 0.85 / 60 = 8.5 (KW) \end{aligned}$$

故得叶轮系统的效率为

$$\eta_a = \frac{N}{N_i} = 0.390 = 39\%$$

由于气体离开叶片时还具有相当高的速度，有很大一部分动能就白白浪费掉了。为了充分利用气体的能量，提高风动泵的效率，在风动泵的结构上采用了反风窝结构，使气流转向再一次冲击叶片，使尾气的能量二次利用。由于这一部分理论分析相当复杂，无法用理论的方法来计算，只

能通过试验来进行分析。

3.3 水泵叶轮部分的设计计算

本产品水泵部分采用离心式叶轮。水泵叶轮（以下简称水轮）是水泵的核心部分，泵的性能、效率、特性曲线的形状、抗汽蚀性能等，均与水轮的水力设计有重要关系^[12]。

3.3.1 风动水泵原始参数

1. 额定扬程 $H=30\text{ m}$
2. 额定流量 $Q=18\text{ m}^3/\text{h}$
3. 额定转速 $n=4000\text{ r/min}$

3.3.2 水泵主要技术参数的确定

1. 泵的比转数 n_s ：比转数是一个假想的叶轮的转速，这个假想的叶轮与该泵的叶轮几何形状完全相似，当它的扬程为 1m、有效功率为 1 马力、流量为 $0.075\text{ m}^3/\text{s}$ 时所具有的转速。它是设计泵时不可少的重要数据，可按 n_s 计算出各种叶轮尺寸比例关系，计算叶轮的各种速度系数。

$$n_s = 3.65 n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 80.54$$

$$2. \text{ 机械效率 } \eta_m = 1 - 0.07 \frac{1}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^{2/3}} = 90.99\%$$

$$3. \text{ 容积效率 } \eta_v = \frac{1}{1 + 0.68 n_s^{-1/3}} = 96.48\%$$

$$4. \text{ 水力效率 } \eta_h = 1 + 0.0835 \lg \left(\frac{Q}{n}\right)^{3/2} = 83.57\%$$

$$5. \text{ 总效率 } \eta_b = \eta_m \eta_v \eta_h = 73.36\%$$

6. 轴功率：动力机通过传动设备及传动轴传递至叶轮轴上的功率，即输入功率。

$$N = \rho g Q H / \eta_b = 2.00(KW)$$

$$7. \text{ 计算轴功率 } N_c = 1.2 N = 2.4(KW)$$

3. 3. 3 水轮主要参数的选择和计算

水轮主要几何参数有水轮进口直径 D_0 、时片进口直径、叶片进口角，叶轮出口直径、叶轮出口宽度、叶片出口角和叶片数 Z 。叶轮进口几何参数对汽蚀有重要影响，叶轮出口几何参数对性能（ H 、 Q ）有重要影响，而二者对效率均有影响。

本文设计是采用速度系数法对水轮的各主要技术参数进行分析与计算。速度系数法实质上是一种相似设计法，它以一系列相似泵为基础，按相似原理，利用统计系数，计算过流部件的各部分尺寸。

1. 水轮主要几何尺寸的确定

(1) 水轮进口直径 D_0 和叶片进口直径 D_1

水轮进口速度 V'_0 和水轮进口直径有关，一般 V'_0 的范围为 3~4 m/s。

$$\text{进口速度 } V'_0 = K_{v_0} \sqrt{2gh} = 4.00(m/s)$$

式中 K_{v_0} 为水轮进口流速系数，查表得 $K_{v_0}=0.165$ 。

$$\text{水轮进口流量 } Q' = \frac{Q}{\eta_i} = 18.66(m^3/h)$$

$$\text{水轮入口直径 } D_0 = \sqrt{\frac{4Q'}{\pi V'_0} + d_h^2} = 52.97(mm), \text{ 取 } D_0=52mm。$$

那么叶片进口直径 $D_1 = K_1 D_0$

上式中系数 K_1 的数值范围是 $K_1=0.7\sim 1.0$ ，由于本课题产品为低比转

数, 故 K_1 取大值, 即取 $D_1=D_0=52\text{mm}$ 。

(2) 水轮叶片数 Z

叶片数对泵的扬程、效率、汽蚀性能都有一定的影响。选择叶片数, 一方面考虑尽量减少叶片的排挤和表面的磨擦, 另一方面又要使叶道有足够的长度, 以保证液流的稳定性和叶片对液体的充分作用。我们也可以根据经验按比转数选择。

根据水泵的比转数查表, 取 $Z=6$ 。

(3) 水轮出口直径 D_2

叶轮外径 D_2 和叶片出口角 β_2 等几何学参数, 是影响泵扬程的最重要的因素。因为压水室的水力损失和叶轮出口的绝对速度的平方成正比。为了减少压水室的水力损失, 应当减小叶轮的绝对速度, 因此, 把在满足设计参数下使叶轮出口绝对速度最小作为确定 D_2 的出发点。

水轮出口圆周速度:

$$u'_2 = K_{u_2} \sqrt{2gH} = 24.74(\text{m/s})$$

式中 K_{u_2} 为速度系数, 查表得 $K_{u_2}=1.02$ 。

水轮出口直径:

$$D_2 = \frac{60u'_2}{\pi n} = 118.1(\text{mm}), \quad \text{取 } D_2=120\text{mm}。$$

(4) 叶片出口安放角 β_2

离心泵叶片出口安放角 β_2 一般在 $20^\circ \sim 30^\circ$ 范围内选取。根据资料推荐, 取 $\beta_2=25^\circ$ 。

(5) 叶片进口安放角 β_1

设计成液体无旋流入水轮，则液体进入水轮相对速度液流角为

$$\beta'_1 = \arctg \frac{V'_{m1}}{u_1} = 25.5^\circ$$

式中 u_1 为叶片入口处的圆周速度， $u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} = 10.89(m/s)$

V'_{m1} 为叶片入口轴面速度， $V'_{m1} = \varepsilon_1 V'_1 = 5.2(m/s)$

式中 $V'_1 = V'_0 = 4m/s$ ，

ε_1 为叶片入口排挤系数，取 $\varepsilon_1 = 1.3$ 。

叶片进口安放角 β_1 ，通常取之大于进口液流角 β'_1 加一个不大的正冲角 $\Delta\beta$ ，即

$$\beta_1 = \beta'_1 + \Delta\beta$$

冲角 $\Delta\beta$ 一般取 $3^\circ \sim 10^\circ$ ，本设计取 $\Delta\beta = 7.5^\circ$ ，那么 $\beta_1 = 33^\circ$ 。

采用正冲角能提高抗汽蚀性能，并且对效率影响不大。

(6) 叶片厚度 S

水轮材料为 QT600，叶片最小厚度为 3~4mm。由于水轮较小，取 $S = 4mm$ 。

(7) 水轮叶片进口宽度 b_1

$$b_1 = \frac{Q'}{(\pi D_1 - Z\delta_1)V'_{m1}} = 8.6(mm)'$$
 取 $b_1 = 9mm$ 。

式中 $\delta_1 = S / \sin \beta_1 = 8(mm)$

(8) 水轮叶片出口宽度 b_2

$$b_2 = \frac{Q'}{(\pi D_2 - Z\delta_2)V'_{m2}} = 6.06(\text{mm}), \quad \text{取 } b_2=6\text{mm}。$$

式中 $\delta_2 = S / \sin \beta_2 = 9.46(\text{mm})$

$$V'_{m2} = K_{V_{m2}} \sqrt{2gh} = 2.67(\text{mm}), \quad \text{查表得 } K_{V_{m2}} = 0.11$$

2. 水轮的速度三角形

速度三角形是用来分析叶轮内流体运动的重要工具,建立了流体运动参数与叶轮几何参数之间的关系,为水泵的设计计算带来很大的方便。

水轮的几何尺寸确定后,就可计算各速度的实际值。

叶轮内任何一点处液体质点的绝对运动的速度 v 是该点处牵连速度 u 与相对速度 w 的向量和。即

$$v = u + w$$

三种速度的向量和所组成的图形称之为该点液体运动的速度三角形或称速度图。

液体随叶轮以角速度 ω 旋转,如该点与轴线的距离为 r ,则其牵连速度的值很容易求得: $u = \omega r$ 。

牵连速度的方向是沿圆周的切线方向,只要知道绝对速度和相对速度之中的任一个速度向量,就可确定另一个速度向量。为计算方便起见绝对速度又可分为解为两个相互垂直的分速度:

$$v = v_u + v_m$$

式中 v_u —— 圆周分速度

v_m —— 轴面流速度 (或轴面分速)。

(1) 叶片进口速度三角形

作叶片的进口速度三角形是先应求出 u_1 、 V_{m1} ：

叶片进口圆周速度即牵连速度

$$u_1 = \omega * r = \frac{\pi D_1 n}{60} = 10.89(m/s)$$

叶片进口轴面速度

$$V_{m1} = \frac{Q'}{\pi d_1 b_1} \varepsilon_1 = 5.62(m/s)$$

式中排挤系数 $\varepsilon_1 = \frac{\pi D_1}{\pi D_1 - \frac{ZS}{\sin \beta_1}} \approx 1.416$

求出 u_1 、 V_{m1} 后，结合前面已经求得的叶片进口安放角 β_1 就可作出进口速度三角形，如图 3-6。

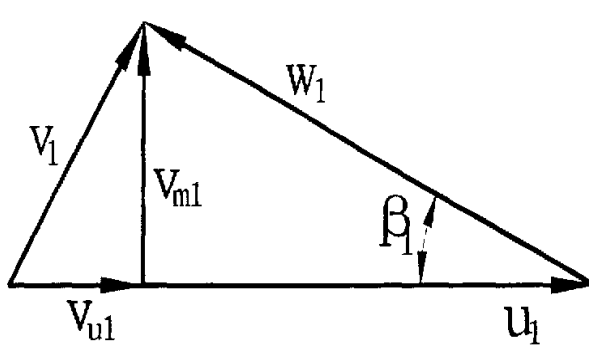


图 3-6 叶片进口速度三角形

(2) 叶片出口速度三角形

作出口三角形所需知道的条件是 u_2 、 V_{m2} 以及相对速度 W_2 方向，

即相对液流角 β'_2 。

1) 叶片出口圆周速度

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = 25.13(m/s)$$

2) 叶片出口轴面速度

$$V_{m2} = \frac{Q'}{\pi d_2 b_2} \varepsilon_2 = 2.70(m/s)$$

式中
$$\varepsilon_2 = \frac{\pi D_2}{\pi D_2 - \frac{ZS}{\sin \beta_2}} = 1.177$$

3) 相对速度 W_2

W_2 的求法可将叶轮中的有涡相流动分解成两部分来计算, 即相对有势流动和轴向旋涡流动两部分。求出相对有势流动在叶轮出口处的相对速度 W_2' , 再求出轴向旋涡流动在叶轮出口处的相对速度 ΔW_2 , 这两速度相加, 即得到叶轮出口处的相对速度 W_2 :

$$W_2 = W_2' + \Delta W_2$$

下面分别来求 W_2' 及 ΔW_2 。

求相对有势流动在叶轮出口处的相对速度 W_2' :

对于一般离心泵叶轮, 相对有势液流的出口液流角总是等于叶片的出口安放角, 即 W_2' 与 u_2 的夹角为 β_2 。由于 V_{m2} 已经求出, 我们可以用作图的方法求出 W_2' 。

求轴向旋涡流动在叶轮出口处的相对速度 ΔW_2 :

$$\Delta W_2 = K \frac{\omega t_2}{2} \varepsilon_2 \sin \beta_2 = 6.57(m/s)$$

式中 K 为修正系数，可取 $K=1$ ；

$$\omega \text{ 为叶轮角速度: } \omega = \frac{2\pi n}{60} = 418.67 \text{ rad/s}$$

$$t_2 \text{ 为叶片出口处的栅距: } t_2 = \frac{\pi D_2}{Z} = 62.8 \text{ mm}, \text{ 取 } t_2=63 \text{ mm}$$

$$\text{排挤系数 } \varepsilon_2 = \frac{\pi D_2}{\pi D_2 - \frac{ZS}{\sin \beta_2}} = 1.178$$

ΔW_2 的方向是与水轮外径相切，并指向叶轮旋转的反方向，现在就可以作出叶轮出口的速度三角形，如图 3-7。

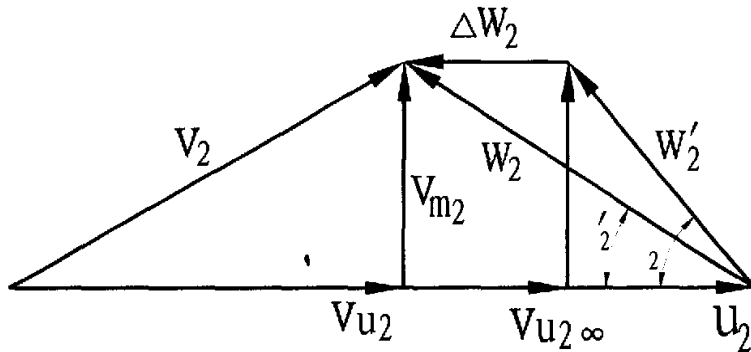


图 3-7 叶片出口速度三角形

3.3.4 校核扬程 H

若叶轮叶片为无限多，叶片厚度则无限薄，不存在滑移，液体流过叶轮，相对液流流线形状与叶片和流面交线的形状一致，叶轮出口处液流角与叶片出口安放角相等，其理论扬程为

$$H_{r\infty} = \frac{u_2 V_{v2\infty}}{g}$$

式中 $V_{u2\infty}$ 为无限叶片数叶轮出口液流的周向速度，其值为

$$V_{u2\infty} = u_2 - \frac{V_{m2}}{\operatorname{tg}\beta_2} = 19.34(\text{m/s})$$

叶片为有限多时，叶片间的液体将产生涡流，考虑到滑移对理论扬程的影响，

$$H_T \frac{u_2 V_{u2\infty}}{g} = \frac{u_2 [V_{u2\infty} - u_2 (1 - \sigma)]}{g} = 41.86(\text{m})$$

式中 $\sigma = 1 - \sin \beta_2 / Z^{0.7} = 0.88$

泵的实际扬程为理论扬程减去泵内的水力损失，可如下计算

$$H = H_T \eta_h = 34.98(\text{m})$$

式中 $\eta_h = 83.57\%$ 为水力效率。

3.4 风动水泵的总效率

通过对风动叶轮的理论分析，我们求得风动叶轮系统的效率 $\eta_o = 39\%$ ，然后在水轮部分的设计计算中，获得水轮系统的总效率为

$\eta_b = 73.36\%$ ，那么风动水泵的总效率为

$$\eta = \eta_o \eta_b = 28.61\%$$

第四章 二次设计—风动叶轮系统参数的优化

为了设计出性能良好的风动泵，我们采用了正交试验设计的方法来进行参数设计，以便找到最佳的参数组合，提高泵的效率、降低噪音。

4.1 试验方案确定和试验结果

影响风动泵效率的原因主要有两大部分，一是风动叶轮及进风系统，即原动力部分；二是水轮部分。由于水轮设计已比较成熟，采用了标准水轮。故本次试验主要针对风动叶轮部分进行。

为了使试验尽量全面、精确，根据以往制造和使用过程中的经验，选取了以下五个因素，每个因素取三个水平。

1. 叶片

叶片采用圆弧形，其骨线和前后边均为圆弧。圆弧形叶片为茹可夫斯基翼形的一种。因采用了反风窝结构，叶轮双面均受风流作用，故采用对称形的圆弧叶片。为减少空气与叶片作用的阻力，叶片不宜太厚。根据整体结构设计，取叶片厚度 $d=4\text{mm}$ 。由于采用单个喷嘴，喷口的角度可以调整。为制造安装方便，降低成本，叶片安装角取为 0° ，即叶片弦与叶轮轴线平行。可调节的参数为叶片弯度（以弦高 f 表示）和叶片栅距（以叶轮的叶片个数表示），即

因素 A 取 A1: $f=5\text{mm}$, A2: $f=4\text{mm}$, A3: $f=3\text{mm}$

因素 B 取 B1: 60 片, B2: 72 片, B3: 88 片

2. 喷嘴

喷嘴是风动系统的关键零件之一，其安装角度和形式都将对风动水泵的功率和效率产生重要影响，而喷嘴是个小零件，比较易于加工制造，故

选取其安装角度和喷孔形状为可调参数进行试验,即因素 C——喷嘴形式和因素 D——喷嘴角度。根据以往生产和使用的经验,考虑到加工制造的方便,喷嘴取如下三种形式

C1: 两喷孔 I 型, 两孔径相同。

C2: 两喷孔 II 型, 外孔径大, 内孔径小。

C3: 三喷孔型, 外、中、内三个喷孔。

尽管前面对喷嘴角度已进行了理论分析,但考虑到气体动力学理论分析复杂,数学模型进行了简化,与实际模型存在差异,再者,该系统为单喷嘴冲击时,并非轴流式,基于这些原因,又根据该产品的实际使用经验,对理论结果进行了修正,取了较大的法向方向角。故

因素 D 取 D1: 65° , D2: 70° , D3: 75°

3. 喷嘴和反风窝相对位置 E

采用反风窝是为了充分利用流出叶轮的高速气流的动能,进一步提高效率。如喷孔与反风窝相对位置不合理,气流冲击不到反风窝,就无法有效利用尾气动能。故以原位为基准前后调整,取三个位置来进行试验,即

因素 E 取 E1: 前移 10° , E2: 原位, E3: 后移 10°

由此列出因素水平表如表 4-1 所示。

表 4-1 因素水平表

因素 水平	叶片弯度 (mm) A	叶片数量 (个) B	喷嘴形状 C	喷嘴角度 D ($^\circ$)	喷嘴位置 E
1	3	60	两孔 I	65	前移 10°
2	4	72	两孔 II	70	原位
3	5	88	三喷孔	75	后移 10°

除上述因素对试验指标（效率）单独影响外，各因素间还可能搭配起来对指标产生影响，即因素间可能存在交互作用。根据理论分析、使用经验和初步试验的分析得出，因素之间存在如下交互作用， $A \times B$ 、 $A \times C$ 、 $A \times D$ 。因此这是一个四因素三水平的正交试验，并且存在因素间的交互作用，故选用 $L_{27}(3^4)$ 正交表。第一批需作 27 次试验，试验方案的表头设计^[1]如表 4-2 所示。

表 4-2 表头设计 $L_{27}(3^4)$

列号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
因素	A	B	$A \times B_1$	$A \times B_2$	C	$A \times C_1$	$A \times C_2$	$A \times D_1$	D	$A \times D_2$	e	E	e

根据因素水平表和表头设计，按表 4-3 所示的正交表 $L_{27}(3^4)$ 规定的因素水平组合进行正交试验，并把试验结果填入表内。

4. 2 正交试验设计的直观分析

正交试验设计的直观分析法又称极差分析法，它简单易懂，实用性强，应用广泛。通过参考文献[6]对试验结果的计算、分析得出结论：

1. 因素对指标影响的主次顺序为（主→次）：

D、A、 $A \times D$ 、C、B、 $A \times B$ 、 $A \times C$ 、E。

2. 效率最高的试验条件为：

第 16 号试验 (A_2 、 B_3 、 C_1 、 D_1 、 E_3) ， 效率为 24.22%。

3. 最优的因素水平组合为 $A_2B_3C_2D_1E_2$ 。

表 4-3 试验方案、试验结果及计算分析

因素 列号 试验号	A	B	AX _{B1}	AX _{B2}	C	AX _{C1}	AX _{C2}	AX _{D1}	D	AX _{D2}	e	F	e	试验结果
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	效率 (%)
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	4.46
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	11.94
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3	9.90
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3	3.81
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	10.32
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2	12.63
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2	12.83
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3	18.68
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1	12.57
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	11.87
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1	5.22
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2	21.96
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2	6.15
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3	19.95
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1	10.72
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1	24.22
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2	13.26
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	12.54
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2	9.72
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3	15.14
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1	8.66
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1	9.99
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	10.32
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3	6.96
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3	3.59
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1	8.31
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2	11.22
K ₁	97.14	98.86	103.99	86.24	86.64	100.08	86.37	96.61	138.24	82.25	102.97	94.40	94.47	T=305.93
K ₂	125.88	90.85	88.92	110.30	113.14	110.02	109.45	88.98	86.74	119.43	103.25	108.72	110.02	CF=389.112
K ₃	83.91	117.22	114.42	110.39	107.15	96.83	111.11	121.74	81.95	105.25	100.71	103.81	102.44	Q=494.235
\bar{K}_1	10.793	10.984	11.510	9.582	9.627	11.120	9.597	10.734	15.360	9.139	11.441	10.489	10.407	S=705.03
\bar{K}_2	13.987	10.094	9.880	12.256	12.571	12.224	12.161	9.842	9.638	13.270	11.472	12.080	12.224	
\bar{K}_3	9.323	13.024	12.713	12.266	11.906	10.759	12.346	13.527	9.106	11.694	11.190	11.534	11.382	
R	4.664	2.93	2.833	2.684	2.944	1.465	2.749	3.685	6.254	4.131	0.282	1.591	1.727	
S	102.315	40.616	36.398	43.041	42.918	10.494	42.500	66.513	26.45	78.238	0.431	11.767	13.436	

4.3 正交试验设计的方差分析

方差分析是把试验数据分解为各个影响因素的波动的误差波动,然后将它们的平均波动进行比较。其中心点是是把试验数据总的波动分解为反映因素水平变化引起的波动和反映试验误差引起的波动两部分。前者是由于因素本身的离散性而引起的方差,简称产品方差,它是产品所固有的;后者是由于试验误差(也称残差)而引起的方差,简称试验方差,它是由试验中的随机因素引起的。方差分析亦即把试验数据的总的偏差平方和(S_T)分解为反映必然性的各个因素的偏差平方和(S_A 、 S_B 、 \dots)与反映偶然性的误差偏差平方和(S_e),并计算比较它们的平均偏差平方和,以找出对试验数据起决定性影响的因素(即显著性或高度显著性因素)作为进行定量分析判断的依据。

直观分析法虽然简单明了,计算工作量少,但它不能把试验过程中试验条件改变所引起的数据波动,与试验误差引起的数据波动区分开,同时对影响试验结果的各因素的重要程度,不能给以精确的数量估计。而方差分析能够为分析提供一个标准,判断各因素的作用是否显著,弥补了直观分析法的不足。

根据方差分析的基本原理,各参数计算如下^[1],并将计算结果填入表 4-3 中。

1. 试验数据总和及自由度

$$\text{试验数据总和} \quad T = \sum_{i=1}^n x_i = 306.93$$

$$\text{修正系数} \quad CT = \frac{T^2}{n} = 3489.112$$

$$\text{数据平方和} \quad Q_T = \sum_{i=1}^n x_i^2 = 4194.206$$

$$\text{总偏差平方和} \quad S_T = Q_T - CT = 705.093$$

$$\text{总自由度} \quad f_T = n - 1 = 26$$

2. 各列偏差平方和及自由度

$$S_j = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^m K_{ij}^2 - \frac{T^2}{n} = \frac{1}{r} (K_{1j}^2 + K_{2j}^2 + K_{3j}^2) - CT$$

$$S_{A \times B} = S_{(A \times B)1} + S_{(A \times B)2} = S_3 + S_4 = 79.439 \quad (f_{A \times B} = 4)$$

$$S_{A \times C} = S_{(A \times C)1} + S_{(A \times C)2} = S_6 + S_7 = 52.994 \quad (f_{A \times C} = 4)$$

$$S_{A \times D} = S_{(A \times D)1} + S_{(A \times D)2} = S_8 + S_{10} = 144.741 \quad (f_{A \times D} = 4)$$

$$\begin{aligned} S_e &= S_T - (S_A + S_B + S_C + S_D + S_E + S_{A \times B} + S_{A \times C} + S_{A \times D}) \\ &= S_{11} + S_{13} = 13.867 \quad (f_e = 2 + 2 = 4) \end{aligned}$$

从偏差平方和的大小可看出，因素 A 和因素 D 最为显著，因此可利用正交多项式回归对其偏差平方和再分解，分解成一次项偏差平方和 S_i 和二次项偏差平方和 S_q [3]

$$S_{A1} = \frac{(W_{11}K_{A1} + W_{21}K_{A2} + W_{31}K_{A3})^2}{\gamma\lambda_1^2 S_1} = \frac{(-1 \times 97.14 + 0 \times 125.88 + 1 \times 83.91)^2}{9 \times 2} = 9.724$$

$$S_{Aq} = \frac{(W_{12}K_{A1} + W_{22}K_{A2} + W_{32}K_{A3})^2}{\gamma\lambda_2^2 S_2} = \frac{(1 \times 97.14 - 2 \times 125.88 + 1 \times 83.91)^2}{9 \times 6} = 92.591$$

$$S_{D1} = \frac{(W_{11}K_{D1} + W_{21}K_{D2} + W_{31}K_{D3})^2}{\gamma\lambda_1^2 S_1} = \frac{(-1 \times 138.24 + 0 \times 86.74 + 1 \times 81.95)^2}{9 \times 2} = 176.031$$

$$S_{Dq} = \frac{(W_{12}K_{D1} + W_{22}K_{D2} + W_{32}K_{D3})^2}{\gamma\lambda_2^2 S_2} = \frac{(1 \times 138.24 - 2 \times 86.74 + 1 \times 81.95)^2}{9 \times 6} = 40.405$$

式中各 W 值可查表得^[3]。

因各因素的水平为等间距的，可以用正交多项式回归方法，把 A、D 两因素引起的波动平方和分解为一次项、二次项引起的波动平方和，然后把影响较小的波动平方和加以合并，本试验中将因素 A、因素 E 偏差平方和与误差项合并共同作为试验误差引起的波动平方和，相应的自由度也合并，这样就无须增加试验次数。

3. 纯波动与贡献率

古典的方差分析方法实际上就是 F 检验法。田口玄一博士提出贡献率的概念，并主张显著性检验是以贡献率大小作定量分析，而不要断然作出显著与否的结论^[3]。

据概率统计知识，任何影响因素 N 的偏差平方和 S_N 中，不仅包含因素 N 自身所引起的纯波动偏差平方和 S'_N ，还包含一部分误差引起的波动偏差平方和 S'_e 。纯波动偏差平方和 S'_N ，是从因素的偏差平方和中减去该因素自由度与误差方差的乘积，即

$$S'_N = S_N - f_n \cdot V_e$$

贡献率表示各因素的纯偏差平方和 (S'_N) 和占总的偏差平方和的比例。

$$\rho_N = S'_N / S_T = (S_N - f_n \cdot V_e) / S_T$$

计算各因素的纯波动偏差平方和与贡献率，填入表 4-4 中。

对于误差因素 e' ， $\rho_{e'} = 100\% - \sum \rho_N = 18.627\%$ 。

通过对纯波动和贡献率的计算分析可以看出，由于试验影响因素比较多，故误差因素对试验结果的影响比较大。

4. 列方差分析表 4-4，进行因素显著性检验^[1-3]。

表 4-4 方差分析表

方差来源	偏差平方和 S	自由度 f	平均偏差平方和 V	F 值	显著性	S'	ρ (%)
A ₁	9.724	1	9.724				
A _q	92.591	1	92.591	18.33	**	87.54	12.415
B	40.616	2	20.3080	4.02	(*)	30.514	4.328
C	42.919	2	21.4590	4.25	(*)	32.817	4.654
D ₁	176.031	1	176.031	34.85	**	170.98	24.249
D _q	40.405	1	40.405	8.00	*	35.354	5.014
E	11.767	2	5.884				
A×B	79.439	4	19.8598	3.93	(*)	59.235	8.401
A×C	52.994	4	13.2485	2.62		32.79	4.65
A×D	144.741	4	36.1853	7.16	*	124.537	17.662
e	13.867	4	3.467				
$\left\{ \begin{array}{l} A_1 \\ E \\ e \end{array} \right\}$	35.358	7	5.051			131.326	18.627
T	705.093	26				705.093	100

$$F_{0.1}(1,7)=3.59,$$

$$F_{0.05}(1,7)=5.59,$$

$$F_{0.01}(1,7)=12.25$$

$$F_{0.1}(2,7)=3.26,$$

$$F_{0.05}(2,7)=4.74,$$

$$F_{0.01}(2,7)=9.55$$

$$F_{0.1}(4,7)=2.96,$$

$$F_{0.05}(4,7)=4.12,$$

$$F_{0.01}(4,7)=7.85$$

由方差分析可知，A（叶片弦高）、D（喷嘴角度）对效率起高度显著作用，交互作用 A×D 对效率有显著作用，B（叶片数量）、C（喷嘴形状）及交互作用 A×B 对效率有较小影响，交互作用 A×C 和因素 E（喷嘴位置）在因素水平范围内对效率几乎无影响。因素作用的主次顺序（主

→次) DACBE, 最佳水平组合为 $A_2B_3C_2D_1E_2$ 。即:

叶片弯度 $f=4\text{mm}$

叶片数量 $n=88$ 片

喷嘴形状 两孔 II

喷嘴角度 $\beta=65^\circ$

喷嘴位置 中位

该最佳因素水平组合在 27 次试验的因素水平组合之外, 这充分说明了正交试验的优越性。

4. 4 试验设计的效应估计

在完成对正交试验结果的计算分析后, 获得了最佳因素水平组合。但是在未通过验证试验之前, 在所选的因素水平组合条件下, 可能达到的指标值以及该指标值的波动范围, 尚为未知。现以试验数据的结构为依据, 对所选的最佳组合所能达到的指标值预先作出估计, 并能对指标理论值作出区间估计^[1]。

$$\mu = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i = \bar{T}$$

$$a_i = \bar{A}_i - \bar{T} \quad (ab)_{ij} = \bar{A}_i \bar{B}_j - a_i - b_j - \bar{T}$$

$$b_j = \bar{B}_j - \bar{T} \quad (ac)_{ik} = \bar{A}_i \bar{C}_k - a_i - c_k - \bar{T}$$

$$c_k = \bar{C}_k - \bar{T} \quad (ad)_{il} = \bar{A}_i \bar{D}_l - a_i - d_l - \bar{T}$$

$$d_l = \bar{D}_l - \bar{T}$$

$$e_m = \bar{E}_m - \bar{T}$$

试验结果数学模型:

$$x_{ijklm} = \mu + a_i + b_j + c_k + d_l + e_m + (ab)_{ij} + (ac)_{ik} + (ad)_{il} + \varepsilon_{ijklm}$$

各效应估计值为

$$\mu = \bar{T} = \frac{306.93}{27} = 11.368$$

a_i 、 b_j 、 c_k 、 d_l 、 e_m 、 $(ab)_{ij}$ 、 $(ac)_{ik}$ 、 $(ad)_{il}$ 各效应估计值见文献[6]。

利用效应计算的结果，可选取最佳组合为 $A_2B_3C_2D_1E_2$ 。

由方差分析得知，因素 A、D 为高度显著，交互作用 $A \times D$ 是显著的，因素 B、C 及交互作用 $A \times B$ 有较小影响，因素 E 和交互作用 $A \times C$ 几乎无影响。因此，数学模型可简化为

$$x_{ijklm} = \mu + a_i + d_l + (ad)_{il} + \varepsilon_{ijklm}$$

因而，在 $A_2B_3C_2D_1E_2$ 条件下效率指标的理论估计值为

$$\begin{aligned} \mu_{\text{估}} &= \mu + a_2 + d_1 + (ad)_{21} \\ &= 11.368 + 2.620 + 3.992 + 4.060 \\ &= 22.040 \end{aligned}$$

$$S'_e = S_{A1} + S_E + S_e = 35.358$$

$$f'_e = f_{A1} + f_E + f_e = 7$$

$$V'_e = \frac{S'_e}{f'_e} = 5.051$$

取 $\alpha = 0.05$ ，则 $F_{0.05}(1, 7) = 5.59$

$$n_e = \text{试验总次数} / (1 + \text{显著因素自由度之和}) = 27/9$$

$$\delta = \pm \sqrt{F_{0.05}(1, 7) \times \frac{V'_e}{n_e}} = \pm 3.068$$

因此，所选条件下指标理论值的波动范围为

$$\mu = \mu_{A_2B_3C_2D_1E_2} = \mu_{\text{估}} + \delta = 22.040 \pm 3.068 \quad (1 - \alpha = 0.95)$$

所以效率的 95% 置信区间为 (18.972, 25.108)。

4.5 验证试验

通常,各因素最好的水平组合在一起就是最好的组合,同时还要考虑因素的主次,对于主要因素,一定要按照有利于指标要求选取,对于次要因素可以考虑实际生产条件(如生产率、成本、劳动条件等)来选取水平,从而得到符合生产实际的最好或较好的水平组合。

为了考察较好条件的再现性,根据直观分析、方差分析及效应估计得到的最好的水平组合条件和第一批试验得到的直接最好条件同时试验,进行验证对比,以确定其中的优劣。

验证试验结果如下:

试验条件	效率 (%)
直接最好条件 ($A_2B_3C_1D_1E_3$)	24.22
计算最好条件 ($A_2B_3C_2D_1E_2$)	24.30
加消音罩后 ($A_2B_3C_2D_1E_2$)	24.19

以上验证试验结果表明,符合正交试验的直观分析、方差分析及效应估计的结果。并且通过正交试验得出的新样机效率比原来风动泵效率高出 10.75% (原泵效率 13.55%)。

特别指出,在验证的基础上还可以根据趋势图安排第二批、第三批试验,进一步寻求更好的条件。

4.6 性能曲线

根据水泵的性能曲线,可以帮助我们知道选用的水泵型号是否适当。水泵运转时也需要知道泵的性能曲线,以便知道水泵是否在高效区运转等等。另外,如果能对性能曲线的形状作出正确的分析,则对于掌握叶片泵的理论以及设计时改进性能曲线的形状,会有很大帮助。

泵的特性曲线不能用理论计算求得,而只能用试验的方法求得。

4.6.1 风动马达性能曲线

做风动马达的性能试验时, 选择了 11 个工况点。转速区域的选择是在使风动马达效率比较的范围, 即转速在 2500~5500 r/min 的范围内大致等分了 11 个工况点, 分别测量出各工况点的效率和输出功率。转速从 2500r/min 开始自小向大的方向调节至 5500r/min。

根据试验数据(试验记录一), 绘制了风动水泵马达的性能曲线, 见图 4-1。

风动马达的性能包括风马达效率与转速的关系曲线 $\eta \sim n$, 风马达输出功率与转速的关系曲线 $N_{出} \sim n$ 。

4.6.2 风动水泵性能曲线

在做水泵的性能试验时, 我们选择了 9 个工况点, 测量计算出各不同工况时的流量、扬程、功率及效率。做试验时, 为了防止真空计接管进水, 首先流量调节阀关闭, 使流量为零值, 而后测量流量、扬程及功率, 然后将流量大致地分成 9 等分, 调大流量至各等分点附近, 再测量流量、扬程及功率, 这样自小流量向大流量做去, 直做到流量调节阀全开即流量达到最大为止。

根据试验数据(试验记录二), 绘制了风动水泵的性能曲线, 见图 4-2。

风动水泵的性能曲线包括水泵的扬程与流量的关系曲线 $H \sim Q$, 输入功率与流量的关系曲线 $N \sim Q$, 以及效率与流量的关系曲线 $\eta_* \sim Q$ 。

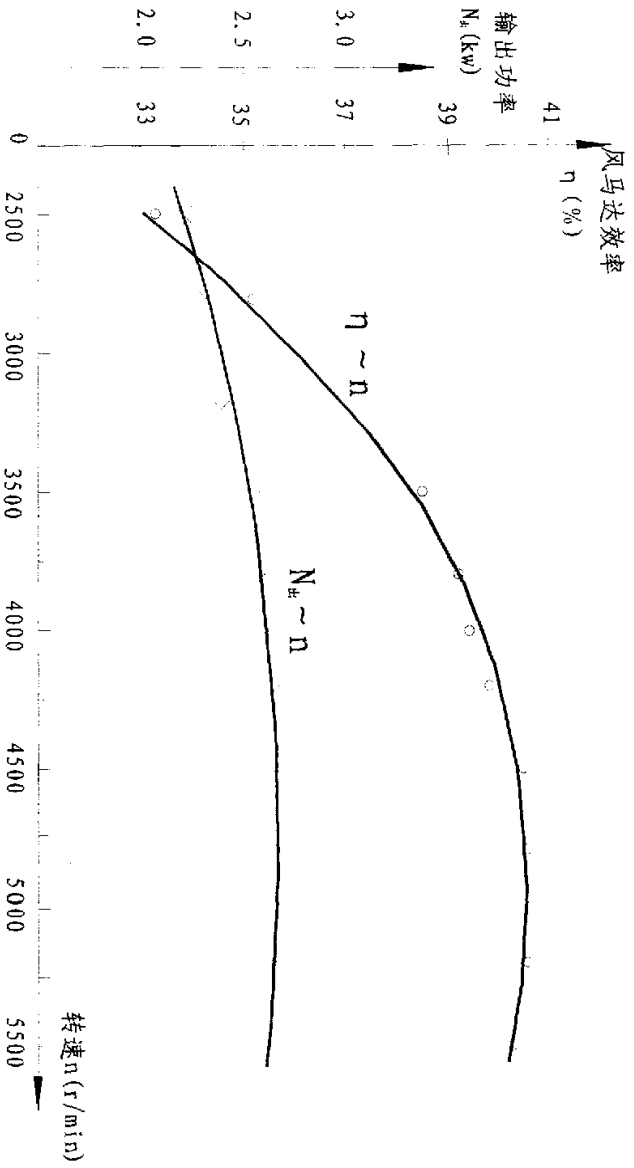


图 4-1 KFB30 — 18 矿用风动泵风马达性能曲线

KFB30 — 18 矿用风动水泵性能试验记录二

试验项目	水泵性能测试		制造厂	遵化潜水泵厂	室温	28 °C									
	试验日期	2001 年 8 月 10 日	试验编号	23212	水温	24 °C									
流量计系数			78.16	压力表标高	1.6 m										
测试序号	实 测 值			计 算 值			换 算 至 额 定 转 速								
	表压 力 (MPa)	流量 计 Hz	转 速 r/min	流 量 m ³ /h	流 速 m/s	动 扬 程 m	总 扬 程 m	水 功 率 kW	轴 功 率 kW	流 量 m ³ /h	扬 程 m	轴 功 率 kW	水 效 率 %	风 功 率 kW	总 效 率 %
1	0.6	0	5025	0	0	0	61.6	0	2.60	0	39.03	1.31	0	6.59	0
2	0.52	122	4728	5.62	3.90	0.78	54.38	0.83	2.61	4.75	38.92	1.58	31.8	6.61	12.6
3	0.44	187	4463	8.61	5.98	1.83	47.43	1.11	2.61	7.72	38.10	1.88	42.5	6.60	16.8
4	0.36	258	4235	11.88	8.25	3.47	41.07	1.33	2.60	11.22	36.64	2.19	51.2	6.62	20.1
5	0.28	325	4102	14.97	10.40	5.51	35.11	1.43	2.59	14.60	33.39	2.40	55.2	6.61	21.6
6	0.21	403	4061	18.56	12.89	8.48	31.08	1.57	2.59	18.28	30.15	2.48	60.6	6.62	23.7
7	0.16	454	3956	20.91	14.52	10.76	28.36	1.61	2.58	21.14	28.99	2.67	62.4	6.63	24.3
8	0.12	480	3905	22.11	15.35	10.23	25.63	1.54	2.59	22.65	26.89	2.78	59.5	6.64	23.2
9	0.08	502	3874	23.12	16.06	13.15	22.75	1.43	2.60	23.87	24.25	2.86	55.0	6.63	21.6

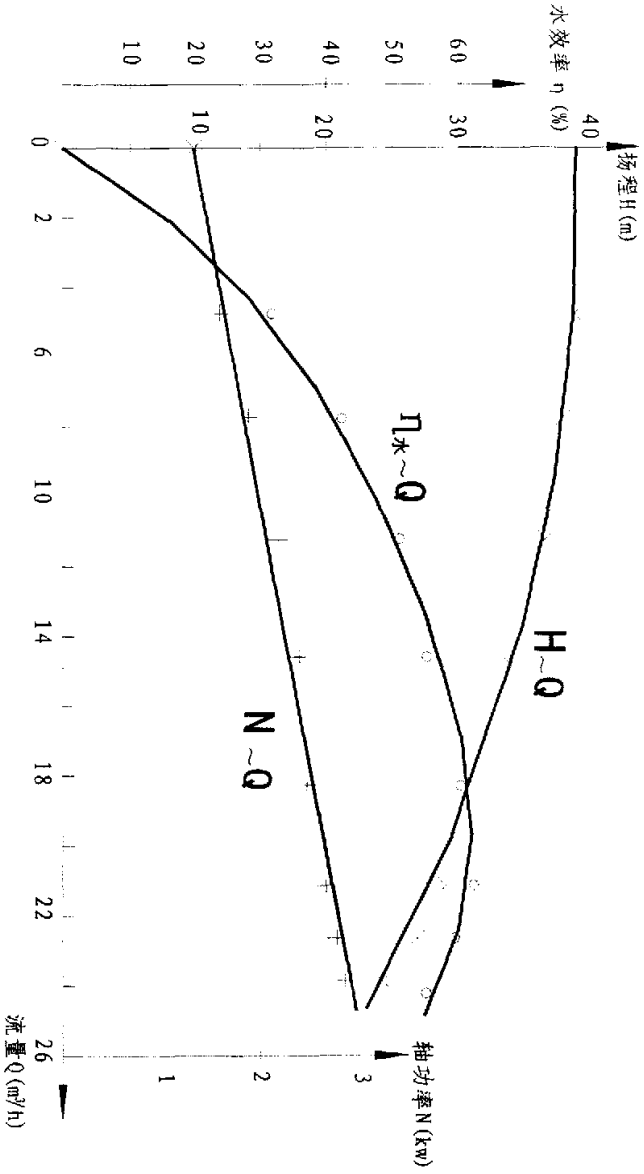


图 4-2 KFB30 18 矿用风动水泵性能曲线

4.7 噪声测试分析

4.7.1 矿用风动泵技术简介

风动泵技术参数见表 4-5 所示。

表 4-5 风动水泵技术参数

产品型号	KFB30—18	样机制造	遵化市潜水泵厂	动力类型	风动
额定流量	18m ³ /h	额定扬程	30m	额定转速	4000r/min
效 率	58.9%	输出功率	2.54Kw	工作介质	清水

4.7.2 测量项目和测量仪器

本试验的噪声测量，主要是测定风动水泵的 A 声级。

测量仪器采用江西红声器材厂生产的 ND2 精密声级计，标准声源校准，误差不大于 0.5dBA；频率计权采用 A 计权网络，因为 A 计权网络测得的噪声对高频敏感，对低频较迟钝，这与人耳对噪声的主观感受近似一致，近年来国际上一致采用 A 声级作为一种基本依据；时间计权选“慢”，读数精度为 0.5dBA。

4.7.3 测量环境条件

测量地点在遵化市潜水泵厂内 实 验 室，实验室长 12m，宽 7m，高 3.5m，四壁反射率略高，对测试影响在 0.5~2 dBA，背景噪声 68~71 dBA，相对湿度<80%，工作湿度 25° C。

4.7.4 测量方法

(1) 布置测点位置，如图 4-3 所示。选择十二个主要测定点（图示“O”），三个辅助测定点（图示“△”）， $Z_1 \sim Z_{12}$ 距泵各 1m， Z_{13} 、 Z_{14} 、 Z_{15} 距泵分别 0.5m、1.5m、2m。地面标高±0m，水泵置于-0.1m，测点高度+0.5m。

(2) 首先测量各测点的背景噪声值并记录。

(3) 风机水泵在额定转速工况下工作。

(4) 声级计的传声器指向声源，测量者侧向声源。传声器不能离电机、墙壁和地面太近，以减少电机和壁面反射声对测试的干扰而提高精度。

(5) 在计算最好条件 ($A_2B_3C_2D_1E_2$) 下，在规定的测点上做水泵无消音罩情况下的噪声测量，每个点测 2 次，取其读数平均值。

(6) 在计算最好条件下，在规定的测点上做水泵有消音罩情况下的噪声测量，每个点测 2 次，取其读数平均值。

4. 7. 5 测量数据和计算分析

测试数据见表 4-6。

表 4-6 A 声级噪声测量记录 (单位 dBA)

测点 编号	背景 噪声	读 取 值		测定值
		无消音罩	有消音罩	
Z ₁	68.5	99.5	83.0	83.0
Z ₂	68.0	99.0	82.0	82.0
Z ₃	69.0	98.0	82.5	83.0
Z ₄	69.5	97.5	81.0	81.0
Z ₅	69.0	97.0	80.0	80.0
Z ₆	70.0	96.0	79.5	80.0
Z ₇	70.5	96.5	80.5	80.5
Z ₈	70.0	96.5	80.5	80.5
Z ₉	69.5	97.5	80.5	80.5
Z ₁₀	69.0	97.0	79.5	80.0
Z ₁₁	69.5	98.0	81.0	81.0
Z ₁₂	69.0	99.0	80.0	80.0
Z ₁₃	68.0	101.0	82.5	82.5
Z ₁₄	68.5	96.0	84.0	84.0
Z ₁₅	71.0	95.5	80.0	80.0

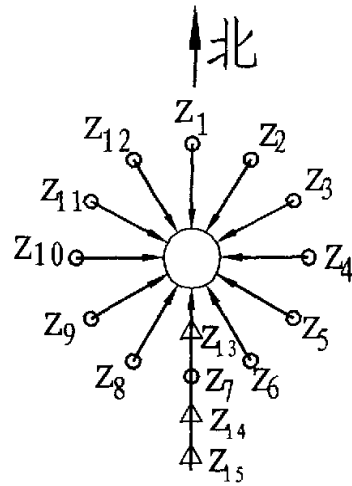


图 4-3 噪声测点位置布置

风机水泵的平均 A 声级, 可采用下式计算^[13]:

$$\bar{L}_p = 10 \lg \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{pi}} \right)$$

式中 n ——测点个数;

L_{pi} ——泵加消声罩各测点的噪声 A 声级 ($i=1, 2, \dots, n$)。

$$\text{那么 } \bar{L}_p = 10 \lg \left(\frac{1}{15} \sum_{i=1}^{15} 10^{0.1L_{pi}} \right) = 81.4 \quad dBA$$

比原泵的噪声 (85.9 分贝) 降低了 4.5 分贝。

从测试结果分析可以看出, 该泵加消音罩后, 用平均噪声 A 声级评价, 符合工业企业噪声卫生标准 85 分贝。

4. 7. 6 噪音降低的主要原因分析

1. 传输路径的控制

增加了消音罩, 减少了噪声源向外传播。

2. 声源的噪声控制

噪声控制的最根本办法, 是使声源的噪声降低。本次风动马达结构上的优化设计是噪声降低的重要原因。

(1) 风动马达叶片采用的是茹可夫斯基圆弧骨线形叶片, 这会使气流与叶片的冲击和涡流噪声降低;

(2) 风动马达的结构上采用了反风窝结构, 使气流转向再一次冲击叶片, 使尾气能量二次利用。此结构也使空气动力产生的冲击和涡流噪声降低。

3. 从能量守恒的角度分析, 在输入功率一定的情况下, 效率的提高意味着能量损失的减少, 必然会导致噪声的降低。

本章小结:

(1) 正交试验设计用于风动泵的参数设计是成功的, 得出了最佳因

素水平组合，为该产品的继续开发，进一步提高其技术性能指明了方向。

(2) 根据理论研究和试验分析的结论，试制的新产品其技术性能有较大提高，效率提高 10.75%，噪声降低了 4.5 分贝，达到了预期的效果。

第五章 三次设计—容差设计及经济效益分析

为了使产品具有良好的使用性能和技术经济效益,在产品主要部件的结构改进设计和正交试验设计的基础上,又进行了产品的第三次设计——即容差设计。通过内、外设计的直积分析方法,分析了显著因素的误差对产品性能及稳定性的影响,建立了质量损失函数和确定了显著因素的容差,并在此基础上进行了产品的技术经济效益分析。

5.1 多项式回归分析

在第四章中,通过对正交试验结果进行方差分析得出结论,因素 A(叶片弦)、D(喷嘴角度)对效率起高度显著作用,因素 B(叶片数量)、C(喷嘴形状)对效率影响较小、E(喷嘴位置)对效率几乎无影响。并且因素 C 为定性因素,不能作为误差因素,故选取 A、D 为误差因素进行容差设计,而因素 B、C、E 保持最好水平固定不变。由于 A、D 的水平选择是等间距的,为了减少试验次数,利用正交多项式对因素 A、D 进行回归分析,寻找出其对效率影响所呈现的规律,求出回归方程,并以此来作为计算误差效应的依据。

由正交试验设计方差分析知, S_{Aq} 、 S_{Dl} 、 S_{Dq} 显著, S_{Al} 不显著,故回归方程可写成^[3]

$$y = \bar{T} + b_{2A} \left[(A - \bar{A})^2 - \frac{k^2 - 1}{12} h_A^2 \right] + b_{1D} (D - \bar{D}) + b_{2D} \left[(D - \bar{D})^2 - \frac{k^2 - 1}{12} h_D^2 \right] + (ad)_{21}$$

式中: 效率平均值: $\bar{T} = u = 1.137$; 水平数: $k = 3$;

$$\text{A 因素平均值: } \bar{A} = \frac{3+4+5}{3} = 4; \quad \text{A 因素平均值: } \bar{D} = \frac{65+70+75}{3} = 70;$$

$$\text{A 因素水平间距: } h_A = 1; \quad \text{D 因素水平间距: } h_D = 5;$$

$$\text{交互作用 A} \times \text{D 对效率的效应估计值: } (ad)_{21} = 4.06;$$

$$b_{2A} = \frac{(W_{12}K_{A1} + W_{22}K_{A2} + W_{32}K_{A3})}{r \lambda_2 s_2 h_A^2} = \frac{(1 \times 97.14 - 2 \times 125.88 + 1 \times 83.91)}{9 \times 2 \times 1^2} = -3.93$$

$$b_{1D} = \frac{(W_{11}K_{D1} + W_{21}K_{D2} + W_{31}K_{D3})}{r \lambda_1 s_1 h_D} = \frac{(-1 \times 13824 + 0 \times 8674 + 1 \times 8195)}{9 \times 2 \times 5} = -0.63$$

$$b_{2D} = \frac{(W_{12}K_{D1} + W_{22}K_{D2} + W_{32}K_{D3})}{r \lambda_2 s_2 h_D^2} = \frac{(1 \times 13824 - 2 \times 8674 + 1 \times 8195)}{9 \times 2 \times 5^2} = 0.10$$

所以，回归方程为：

$$\begin{aligned} y &= 11.37 - 3.93 \left[(A-4)^2 - \frac{2}{3} \right] - 0.63(D-70) + 0.1 \left[(D-70)^2 - \frac{50}{3} \right] + 4.06 \\ &= 1638 - 3.93(A-4)^2 - 0.63(D-70) + 0.1(D-70)^2 \end{aligned}$$

5.2 参数设计

由于 A、D 为高度显著的因素，他们对效率的影响是主要的，并且是可控因素。所谓可控因素，是为改进产品质量，减少特性值波动，以选取最佳水平为直接目的而提出考察的因素，它在技术上应具有不同水平，并能任意选定其水平。所以本试验选取显著因素 A、D 为误差因素，以考察其误差变动对效率的影响^[3]。

在参数设计过程中，采用内、外设计的直积方法安排正交试验，分析

了显著因素的误差对产品性能及稳定性的影响。这种方法的特点是两类因素（即可控因素和误差因素）的组合简易，每一可控因素的水平组合与误差因素的水平组合相配，在操作上也是比较简单易行。

5. 2. 1 可控因素水平表

5-1 可控因素水平表

因素 水平	叶片弯度 f A (mm)	喷嘴角度 D (°)
1	3	65
2	4	70
3	5	75

此为二因素三水平试验，且不考虑交互作用，因此可选用 $L_9(3^2)$ 正交表安排试验。

5. 2. 2 内设计

安排可控因素的正交表称为内表（或称内侧正交表），相应的设计称为内设计，由于误差因素没有交互作用，选用 $L_9(3^2)$ 正交表进行内设计，其表头设计如下：

表 5-2 $L_9(3^2)$ 表头设计

因素	A	D	e	e
列号	1	2	3	4

其中的第 1、2 列安排因素，第 3、4 列用以分析试验误差。

内表见表 5-6 所示。

5. 2. 3 误差因素水平表

本试验中，叶片弯度 A 和喷嘴角度 D 均有误差。在参数设计时把它们

当作可控因素考虑时，实际上是优选它们的名义值（公称值），由于它们均有误差，故亦可作为误差因素来考虑，用以考察它们对输出特性波动的影响，当它们作为误差因素考虑时，分别记为 A' 、 D' ，以示于可控因素 A、D 相区别，误差因素水平表如表 5-3 所示。

表 5-3 误差因素水平表

因素 \ 水平	A' (mm)	D' ($^{\circ}$)
1	名义值 -0.2	名义值 -5
2	名义值	名义值
3	名义值 +0.2	名义值 +5

各因素的误差是根据生产制造工艺误差和实践经验等综合因素确定。

以内表 5-6 中 №9 试验为例，相应的误差因素水平表见表 5-4。

表 5-4 内表中 №9 试验的误差因素水平表

因素 \ 水平	A'	D'
1	4.8	70
2	5	75
3	5.2	80

5. 2. 4 外设计

安排误差因素的正交表称为外表（或称外侧正交表），相应的设计称为外设计，仍选用 $L_9(3^4)$ 正交表安排试验，内表中 №9 试验的外设计

即外表如表 5-5 所示。

表 5-5 内表中№9 试验的外表及输出特性

因素 列号 试验号	A'	D'	e	e	y (%)
1	1	1	1	1	13.21
2	1	2	2	2	13.86
3	1	3	3	3	17.56
4	2	1	2	3	12.45
5	2	2	3	1	11.80
6	2	3	1	2	16.15
7	3	1	3	2	10.72
8	3	2	1	3	10.07
9	3	3	2	1	14.42

5. 2. 5 输出特性值的计算

输出特性 y 即水泵总效率，对每张外表，各号条件下的输出特性 y 按在 5.1 节中求得的回归方程计算获得。

下面以表 5-5 中的第一号条件为例，说明输出特性的详细算法。

由表 5-5 第一号条件知，各误差因素均取 1 水平，从表 5-4 中查出相应值为：

$A' = 4.8, D' = 70$ ，代入回归方程得

$$y = 16.38 - 3.93(4.8 - 4)^2 - 0.63(75 - 70) + 0.1(75 - 70)^2 = 13.21$$

对应于内表中的每一方案，都相应的有一张外表，共要进行 $9 \times 9 = 81$ 次试验（或计算），相应的数据如表 5-6 所示，采用内、外表直积法可求

得各号试验的 SN 比。

表 5-6 内表及 SN 比数据

因素 列号	A	D	e	E	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	y_7	y_8	y_9	η (dB)
	1	2	3	4										
1	1	1	1	1	27.02	16.37	10.72	28.75	18.10	12.45	30.00	19.51	13.86	-21.88
2	1	2	2	2	16.37	10.72	10.07	18.10	12.45	11.80	19.51	13.86	13.21	-24.24
3	1	3	3	3	10.72	10.07	14.42	12.45	11.80	16.15	13.86	13.21	17.56	-24.51
4	2	1	2	3	27.02	21.87	16.22	30.00	22.03	16.38	30.00	21.87	16.22	-19.32
5	2	2	3	1	21.87	16.22	15.57	22.03	16.38	15.37	21.87	16.22	15.57	-21.86
6	2	3	1	2	16.22	15.57	19.92	16.38	15.37	20.08	16.22	15.57	19.92	-22.18
7	3	1	3	2	30.00	19.92	13.86	28.75	18.10	12.45	27.02	16.37	10.72	-21.88
8	3	2	1	3	19.51	13.86	13.21	18.10	12.45	11.80	16.37	10.72	10.07	-24.24
9	3	3	2	1	13.21	13.86	17.56	12.45	11.80	16.15	10.72	10.07	14.42	-24.51
K_1	-70.63	-63.08	-68.30	-68.25	$T = -204.62$ $C_T = 4652.15$ $S_T = 25.028$									
K_2	-63.36	-70.34	-68.07	-68.30										
K_3	-70.63	-71.20	-68.25	-68.07										
S	11.75	13.26	0.009	0.009										

5. 2. 6 SN 比的计算

由于表 5-6 中各输出特性 y 是水泵的总效率，要求越大越好，但效率不会超过 100%，故不能按照望大特性计算 SN 比。在本产品试验中，由理论分析和试验结果都表明，水泵总效率不超过 30%，因此在计算各 y 值时，若计算值大于 30，则按 30 计，并且以 $30-y$ 作为计算依据，这样可按照望小特性计算 SN 比，其 SN 比计算公式为^[3]

$$\eta = -10 \lg \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n (30 - y_j)^2 \quad \text{dB}$$

对于表 5-6 中 №1 试验，其 SN 比为

$$\begin{aligned} \eta &= -10 \lg \frac{1}{9} [(30-27.02)^2 + (30-16.37)^2 + (30-10.72)^2 + (30-28.75)^2 \\ &\quad + (30-18.10)^2 + (30-12.45)^2 + (30-30.00)^2 + (30-19.51)^2 + (30-13.86)^2] \\ &= -2188 \quad \text{dB} \end{aligned}$$

同理可计算其它各号试验的 SN 比，见表 5-6。

5. 2. 7 SN 比的方差分析

把表 5-6 中的计算结果列出方差分析表如表 5-7 所示^[3]。

方差分析表明，因素 D 对 SN 比的影响（即对水泵效率波动的影响）最大，因素 A 次之，而且均为高度显著。由于 SN 比以大为好，

表 5-7 SN 比的方差分析表

来源	S	f	V	F	显著性	S'	ρ (%)
A	11.75	2	5.875	1305.6	* *	11.741	46.91
D	13.26	2	6.63	1473.3	* *	13.251	52.94
e	0.018	4	0.0045			0.036	0.15
T	25.028	8				25.028	100

由表 5-6 可知，最佳因素水平为 A₂D₁，这与二次设计（正交试验设计）分析所得的结果一致，结合二次设计对其它因素的分析结论，同样得到最佳方案为 A₂B₃C₂D₁E₂，即叶片弯度为 f=4mm，叶片数量为 88 个，喷嘴形式为 II 型，喷嘴安装角度为 65°，喷嘴安装位置为中位。

5.3 容差设计

5.3.1 概述

在工业生产中,我们把零部件、产品的质量特性值的容许变化范围称为公差,常以 δ 表示;把公差的一半称为容差,常以 Δ 表示,因此 δ 与 Δ 两者有如下关系: $\Delta = \delta / 2$ 或者 $\delta = 2\Delta$ 。

可以认为,容差是一种允许极限。当产品超过容差时,为不合格产品,则不能出厂;当产品在容差范围内时,认为是合格品,则能够出厂。

参数设计阶段确定了产品可控因素的最佳参数组合以后,参数的波动范围较大。容差设计是在考虑下面将进一步考察各参数的波动对效率的影响,从经济性的角度进行分析,在不增加社会总损失的前提下,对影响显著的参数,给出合理的容差范围^[3]。

容差设计又称公差设计,它是在系统设计、参数设计之后,完成了最佳参数组合的选择,并决定了参数组合的中心值,以各参数水平波动范围为误差因素,去决定容差的设计过程。其主要方法仍然采用试验设计的方法。

容差设计任务,是针对主要的误差因素,选择波动较小的优质元器件、零部件,以减少质量特性的波动,但这将会导致成本提高。所以,只有当参数设计后,产品仍然达不到设计的目标值或输出特性值,或输出特性值的波动仍然比较大时,即参数设计未能使内、外干扰充分缩小时,进一步由容差设计来解决。在容差设计阶段,除了使产品满足容差要求之外,对指标影响大的诸因素(即所谓对总偏差平方和贡献率大的因素),用波较小的优质品代替低质品可使产品质量提高,但对于指标影响较小的因素则可采用质量差一点的元器件,以降低成本。因此,在容差设计中,要对产品的质量 and 成本进行综合考虑。

本课题参数设计阶段确定了产品可控因素的最佳参数组合以后,参数

的波动范围较大。在容差设计中将进一步考察各参数的波动对效率的影响,从经济性的角度进行分析,在不增加社会总损失的前提下,对影响显著的参数,给出合理的容差范围^[3]。

5.3.2 误差因素的选取

本课题以最佳条件下显著因素叶片弯度 A 和喷嘴角度 D 为误差因素,记为 $A' = A_2 = 4 \text{ mm}$, $D' = D_1 = 65^\circ$ 。

表 5-8 误差因素及其波动范围

误差因素	波动范围
A'	$\pm 0.2 \text{ mm}$
D'	$\pm 5^\circ$

5.3.3 误差因素水平的确定

以参数设计选出的最佳参数为名义值,按误差因素的波动范围,设计相应最佳条件下的误差因素水平表。

误差因素取三水平,则

第一水平 = 名义值 - 波动值

第二水平 = 名义值

第三水平 = 名义值 + 波动值

按上述方法计算出各因素水平值,误差因素水平表如表 5-9 所示。

表 5-9 最佳条件的误差因素水平表

因素 \ 水平	A'	D'
1	3.8	60
2	4	65
3	4.2	70

5. 3. 4 试验方案的设计

对于误差因素无须考虑交互作用, 选用正交表 $L_9(3^4)$ 正安排试验方案, 其表头设计如表 5-10

表 5-10 表头设计 $L_9(3^4)$

列号	1	2	3	4
因素	A'	D'	e	e

试验方案和结果如表 5-11 所示。

试验号	因素	A'	D'	e	e	结果 y (%)
	列号	1	2	3	4	
1	1	1	1	1	1	27.02
2	1	2	2	2	2	21.87
3	1	3	3	3	3	16.22
4	2	1	2	2	3	30.00
5	2	2	3	3	1	22.03
6	2	3	1	1	2	16.38
7	3	1	3	3	2	30.00
8	3	2	1	1	3	21.87
9	3	3	2	2	1	16.22

5. 3. 5 方差分析

由表 5-10 可以看出, 由于误差因素的干扰使得产品的输出特性 y 有较大的波动, 最大波动幅度达 45.94 %, 为了分析误差因素的主次关系, 进行下面的方差分析。

1、总偏差平方和 S_T 及自由度 f_T

试验结果总和： $T = \sum_{i=1}^n y_i = 201.61$

修正系数： $CT = \frac{T^2}{n} = \frac{(201.61)^2}{9} = 4516.29$

各数据平方和： $Q_T = \sum_{i=1}^n y_i^2 = 4766.47$

偏差平方和： $S_T = Q_T - CT = 250.18$

自由度： $f_T = n - 1 = 8$

表 5-12 试验方案和试验数据

因素 列号 试验号	A'	D'	e	e	结果 y_i (%)	$y_i - 30$
1	1	1	1	1	27.02	-2.98
2	1	2	2	2	21.87	-8.13
3	1	3	3	3	16.22	-13.78
4	2	1	2	3	30.00	0
5	2	2	3	1	22.03	-7.97
6	2	3	1	2	16.38	-13.62
7	3	1	3	2	30.00	0
8	3	2	1	3	21.87	-7.13
9	3	3	2	1	16.22	-13.78
K ₁	65.11	87.02	65.27	65.27	T = 201.61 CT = 4516.29 S _T = 250.18	
K ₂	68.41	65.77	68.09	68.25		
K ₃	68.09	48.82	68.25	68.09		
S	2.21	244.23	1.87	1.87		

2、各列波动平方和及自由度

$$S_j = \frac{1}{r} \sum_{i=1}^m K_{ij}^2 - \frac{T^2}{n} = \frac{1}{r} (K_{1j}^2 + K_{2j}^2 + K_{3j}^2) - CT$$

$$f_{A'} = f_{D'} = 2; \quad f_e = 2 + 2 = 4$$

计算各列偏差平方和，计算结果填入表 5-12 中。

3、方差分析表

把表 5-12 中的计算结果列出方差分析表，如表 5-13 所示。

表 5-13 方差分析表

项目 来源	S	f	V	F	显著 性	S'	ρ (%)
A'	2.21	2					
D'	244.23	2	122.12	123.35	* *	242.25	96.83
e	3.74	4					
e' { A' e	5.95	6	0.99			7.93	3.17
T	250.18	8				250.18	100

由方差分析可知，对效率及稳定性影响最大的误差因素是 D'，其贡献率 $\rho_{D'} = 96.83\%$ 。因此，为提高产品的性能，应主要控制因素 D 的容差。

5. 3. 6 望小特性的质量损失函数

产品的功能（输出特性）Y 不仅与目标值 m 之间存在差异，而且由于来自于生产条件，使用环境以及时间因素等多方面的干扰而发生变化，产生波动，造成损失。

功能波动客观存在，有波动就会有损失。如何度量由于功能波动所造成的损失呢？田口玄一博士建议采用质量损失函数来进行。

设产品的输出特性值为 Y，目标值为 m。若 $Y \neq m$ ，则造成损失，且

$|Y - m|$ 越大, 损失越大。设输出特性为 Y 的产品, 相应的损失为 $L(Y)$, 则质量损失函数为:

$$L(Y) = k(Y - m)^2$$

式中 k 是不依赖于 Y 的比例常数, 其表达式为: $k = \frac{A}{\Delta^2}$

其中 A ——质量波动给用户带来的损失, 由经验估计取值;

Δ ——用户要求的容差。

望小特性就是不取负值, 希望越小越好, 且波动越小越好的计量值。特性。望小特性也可以作为目标值为零的望目特性来处理。

由于本课题产品设计的输出特性是效率, 当然希望其越大越好, 但如前所述, 不会超过 30%, 因此用实际效率与 30%之差, 作为望小特性进行分析, 可得其质量损失函数为

$$L_1 Y_1 = k(30 - Y)^2$$

5. 3. 7 容差的确定

若产品的质量特性为 Y , 目标值为 m , 当 $|Y - m| \leq \Delta$ 时产品为合格品, 若 $|Y - m| > \Delta$ 时产品为不合格品, 则 Δ 称为容差。如何确定容差 Δ , 通常根据质量损失函数, 按照“使社会的损失最小”这一原则来确定。

设 Δ_0 为产品的功能界限, A_0 为产品丧失功能时 (即报废) 的损失, Δ 为产品的容差, A 为工厂处理不合格产品的费用。则有下式成立^[3]:

$$k = \frac{A_0}{\Delta_0^2} = \frac{A}{\Delta^2}$$

从本文以上分析计算可看出, 当喷嘴角度变化 10° 时, 其效率将降低约 46%, 就以此作为产品的功能界限, 而在实际生产中产品丧失功能时,

用户所承受的损失（即产品价格）为 514 元，由此得系数 k 为

$$k = \frac{A_0}{\Delta_0^2} = \frac{514}{10^2} = 5.14$$

另外，工厂处理不合格产品的损失（即喷嘴的制造成本）为 19.5 元，由此可得喷嘴角度的容差为

$$\Delta = \sqrt{\frac{A}{A_0}} \Delta_0 = \sqrt{\frac{19.5}{514}} \times 10 \approx 1.95^\circ$$

既产品为合格品的范围是：喷嘴角度为 $(65 \pm 1.95)^\circ$ 。

5.4 经济效益分析

本次产品设计是在遵化潜水泵厂生产的 KFB—18 型矿用风动水泵的基础上进行设计的，经三次设计后的新产品与老产品比较，主要有如下几个方面的优点：

1. 轮叶片形状的改进，提高了效率。老产品的叶片采用大弯度的异型断面，制造比较困难，材料消耗大，效率也较低。新产品采用茹可夫斯基变换进行了理论分析，采用了圆弧骨线的中弯度叶片，不但降低了材料消耗和制造成本，经试验验证还使效率大幅度提高。

2. 喷嘴角度的改进，大大降低了成本。原产品喷嘴角度为 72° ，新产品采用正交试验设计确定了最佳角度为 65° 。

根据质量损失函数，原产品的平均质量损失为

$$\overline{L_1(Y)} = k\Delta_1^2 = 5.14 \times 7^2 = 251.86 \quad \text{元}$$

而新产品的平均质量损失为

$$\overline{L_2(Y)} = k\Delta_2^2 = 5.14 \times 2^2 = 20.56 \quad \text{元}$$

$$\overline{L_1(Y)} - \overline{L_2(Y)} = 231.3 \quad \text{元}$$

仅此一项就降低社会总损失 231.3 元。

另外，采用较小的喷嘴角度还降低了产品的空载最高转速，提高了产品的使用安全性。

3. 由于改善了产品的维修性能，减少了使用维修费用，而且由于使用寿命的提高和维修时间的减少，提高了采煤机掘进的生产率。

本章小结：

1. 新产品整机效率较老产品提高了 10.75%，对用户来说，按年工作 300 天，每天工作 8 小时计，每台泵一年就可降低能耗 1700kWh，一个煤矿一般都有多台泵在工作，节约运转费用是相当可观的。

2. 新产品较老产品噪声降低了 4.5 分贝，改善了工作环境，具有良好的社会效益。

第六章 结 论

通过本课题的研究,运用三次设计的方法,使矿用水泵的设计水平达到国内领先,使矿用水泵具有较低的噪声、稳定的性能、可靠的工作和较长的寿命。改善矿用水泵的噪声环境,提高其工作效率、降低其运行成本。这必将为矿用水泵开辟更广阔的应用前景。

利用本文研究结果研制的新样机性能有很大的改善,在遵化市潜水泵厂的大力协助下加工制作出一台新产品样机。与原产品相比,新产品的效率为 24.30%,提高了 10.75%(原泵为 13.55%),效率提高将近一倍;噪声降低到 81.4 分贝,降低了 4.5 分贝(原泵为 85.9 分贝),达到了目标要求,具有客观的技术经济效益和社会效益。

而今后的主要目标是,将这一新的科研成果尽快转化为生产力,发挥出其应有的效力。我们将加强与生产经营企业的技术合作,形成批量生产规模,扩大风动水泵在国内的销售渠道,占领煤矿井下市场。

本文的最大意义是,探索和尝试采用三次设计的方法对矿用风动水泵机械产品的系统效率和噪声进行研究和设计,并取得了一定的成功;由于目前国内很少有人采用这种方法应用于矿用机械产品的研究,这种方法的应用可能还不成熟;另外由于时间限制未能对它的应用进行更加深入、完善的分析研究,今后尚须使用更高级的手段进行研究,比如采用设计计算机程序模块来进行仿真和数据处理,以进一步提高产品性能和研究效率。

致 谢

本论文是在太原理工大学机械工程学院李文斌教授的悉心指导下完成的。李老师对论文初稿进行了逐字逐句、耐心细致的修改。导师渊博的学识、严谨的工作作风、孜孜以求的治学精神，使我受益非浅；值此，向李老师表示衷心的感谢。

在课题的研究和试验过程中，得到了河北建筑科技学院机械系于治福教授的大力支持和帮助。在本论文的工作期间，任建华老师提出了不少宝贵的意见，在此对她的热情帮助深表谢意。

另外，在本论文的完成过程中，还得到了其他同学、好友的大力帮助，在此一并深表谢意。

参 考 文 献

- [1]. 吴贵生、于治福, 试验设计与数据处理, 冶金工业出版社, 1997. 1
- [2]. 王武义、徐定杰、陈健翼, 误差原理与数据处理, 哈尔滨工业大学出版社, 2001. 10
- [3]. 韩之俊, 三次设计, 机械工业出版社, 1992. 10
- [4]. 白铭声, 流体力学及流体机械, 煤炭工业出版社, 1980
- [5]. 罗大海、诸葛茜, 流体力学简明教程, 高等教育出版社, 1991. 8
- [6]. 任建华, 矿用风动水泵的试验研究及参数优化, 太原理工大学, 2002. 03
- [7]. 郭敦仁, 数学物理方法, 人民教育出版社, 1978. 9
- [8]. 于慎根, 复变函数, 南开大学出版社, 1991. 5
- [9]. 刘天宝, 流体力学及叶栅理论, 机械工业出版社, 1983. 6
- [10]. 金树德、陈次昌, 现代水泵设计方法, 兵器工业出版社, 1993. 5
- [11]. 查森, 叶片泵原理及水力设计, 机械工业出版社, 1988. 6
- [12]. 丁成伟, 离心泵与轴流泵, 机械工业出版社, 1981
- [13]. 杨惠宗等, 泵与风机, 上海交通大学出版社, 1992. 7
- [14]. 白铭声、陈祖苏, 流体机械, 煤炭工业出版社, 1986. 4
- [15]. 田胜元, 试验设计与数据处理, 中国建筑工业出版社, 1988
- [16]. 陈兆能, 试验分析与设计, 上海交通大学出版社, 1991
- [17]. 田口玄一, 测量技术的试验设计法, 机械工业出版社, 1988
- [18]. 黎克英、陆祥生, 叶片式液压泵和马达, 机械工业出版社, 1993. 2
- [19]. 何希杰, 水泵技术, 轴流泵的现状与发展, 1998 (6), -29~
- [20]. 李文广, 离心泵叶片设计理论与应用研究进展综述, 水泵技

术, 1998(5), -20~26

[21]. 付振英, 煤矿用水泵的技术改造, 液体机械, 1995(6), -6~8

[22]. 陈宏志, 水泵运行与节能, 东北煤炭技术, 1999(6), -44~45

[23]. 孙惠成, 怎样正确选择和调整离心泵, 矿山机械, 2000(11), -47~48

[24]. 刘桂贤, 轴流风机噪声源和消声器, 煤炭技术, 2002(4), -5~7

[25]. 任效乾, 通风机消声器性能研究和选配安装, 非金属矿, 2000(6), -36~39

[26]. 程勒, 一种矿井局部通知风机消声器, 矿山机械, 2000(11)-21

[27]. 平面跨音速叶栅的优化设计, 西安交通大学学报, 1994, 28(6) 55-61

[28]. 轴流风机薄板叶型设计方法之比较, 流体机械, 2001(3) -23~24

[29]. Theoretical modeling of central air-jet pump performance for pneumatic transportation of bulk solids; Author: Wang, D.; Wypych, P.W. Source: Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME v 121 n 2 1999. p 365-372

[30]. Choi Wnjoon, Turbine-blade balancing problem. International Journal of production Economics v 60 1999 Proceedings of the 1997 14th International conference on Production Research, International conference on Production Research-97, Osaka, Jpn, Elsevier Science B. V., Amsterdam, Netherlands, Elsevier science B. V., p405~410

[31]. PARK, S.J., Automatic pneumatic pump used in waste-water disposal system accordance with sensed lip level in tank, patent No: WO9635880

[32]. Application of orthogonal testing method to studying of rail end

hardening,Gao,zhongyong,Kang Tieh/Iron and steel(Peking) v 32 n 8 Aug 1997 p33~37

[33]. Yang,Hanxiang,Robust design-tolerance design method, conceptual and Innovative Design for Manufacturing-1999(The ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition),1999

[34].Li Zhaohui.,Orthogonal test approach based control panparameter optimization and its application to a hydro-turbine governor,Malik,o.p.Institute of Electrical and Electronics Engineers Trans Energy Convers v 12 n 4 Dec 1997, Institute of Electrical and Electronics Engineers,Pascataway,NJ,USA, p388~393

[35].Gao,zhongyong,Application of orthogonal testing method to studying of rail end hardening , Kang Tieh/Iron and Steel(Peking)v 32 n 8 Aug 1997 p33~37