

摘 要

在泵的应用过程中，轴向力的大小是影响泵运行稳定性和使用寿命的重要因素之一。从大量的文献资料中不难发现，现有的轴向力平衡装置的应用范围和平衡能力都受到一定程度的限制，而且轴向力计算公式方面的研究也一直是泵设计中的薄弱环节。本文跟踪水泵行业这一难点和热点问题，提出了一种新型轴向力平衡装置，并对新型轴向力平衡装置平衡离心泵轴向力进行理论研究，应用 Fluent 软件对新型轴向力平衡装置轴向间隙的内部流场进行数值计算，分析轴向间隙内部流场的压力分布规律，为轴向力的计算提供理论依据。

本文的研究内容包括：

通过阐述研究离心泵轴向力的重要意义，分析了传统的轴向力平衡方法，跟踪轴向力研究的最新进展，提出了一种新型的轴向力平衡装置。

首先，介绍了新型轴向力平衡装置的工作原理，分析了新型轴向力平衡装置间隙的内部流动，假设间隙内部流动为层流流动，建立了径向间隙和轴向间隙内部流动的数学模型，并应用粘性不可压缩流体的纳维—斯托克斯方程、连续性方程以及水泵的基本方程式，推导出平衡装置间隙内部的理论压力分布及泄漏量的数学表达式，为轴向力的计算提供理论依据。

其次，用 GAMBIT 软件建立了新型轴向力平衡装置轴向间隙的计算模型；并应用 Fluent 软件对不同网格数模型进行计算，得到各自的压力分布云图和截面上的径向速度矢量分布图，分析网格数对数值计算的影响；对轴向间隙内部流动的压力和速度分布图进行分析，得出大约在 $85\text{mm} \leq r \leq 102\text{mm}$ 区域内，存在较大的漩涡，使得轴向间隙外的高压液体不易向内流，从而使轴向力平衡装置的泄漏量很少；对轴向间隙内部流场沿径向的压力分布数据进行分析，采用数据拟合方法得到曲线方程，绘出轴向间隙内部流场的压力沿径向的分布曲线图。

再其次，分析比较两种方法计算得到的压力分布曲线，从曲线中可以看出两者比较接近，且抛物线比较平坦，并提出用线性分布替代理论压力分布曲线，可满足工程应用。

最后，针对工程实例，用理论压力分布曲线和理想直线分别计算了剩余轴向力，分别为 122.5N 和 157.8N ，且平衡轴向力能力都达到 99% 左右；为了更能说明问题，并与开平衡孔方法平衡轴向力相比较，可以看出新型轴向力平衡装置轴向力平衡能力很强，更能满足工程实际。

关键词：新型轴向力平衡装置；内部流场；理论分析；数值计算（CFD）；

Abstract

The axial thrust magnitude must be one of the important factors which impact the operational stability and life in the application process of the pump. Information from the large amount of documentation, it is easy to see that the existing balance devices are subject to a certain degree restrictions in the balance capacity and the application scope. And the study of axial thrust formula has always been weak in the design of pump. A new type axial-balance device is proposed by tracking the difficult and hot question in the water pumps industry. The principle of the new balance device balancing centrifugal pump axial thrust is studied in theory. The interior flow field of axial gap is compute by application FLUENT software, and a theoretical basis is offered to the axial thrust calculation by exploring the pressure distribution law.

The main achievements are listed as follows:

The great significance of studying centrifugal pumps' axial thrust is stated, and traditional balance methods are analyzed. A new type axial-balance device is proposed by tracking the latest progress of studying balance device.

Firstly, the operation of the new type axial-balance device is illustrated. Laminar flow is supposed when the interior flow of the new type axial-balance device gap is analyzed. And the mathematic model of interior flowing are established respectively in radial and axial gap, then the theoretical pressure distribution law in the balance device interior gap and the function of leakage is gained by solving the incompressible flow N-S equation group and the continuity of flow equation and the equation of water pump, the work will be helpful to understand the calculation of axial thrust.

Secondly, building the computing model of the new type axial-balance device axial-gap by applying GAMBIT software, then the interior flow field is calculated by applying FLUENT software. The impact of the various grid numbers on the result is analyzed by comparing their respective press distribution figure and radial velocity vector figure in the section. By analyzing the pressure and velocity figure of the flows within axial gap, it is found that the outer fluid of the axial gap flows uneasily to the interior and the leakage of the balance device decreases because the bigger whirlpool occurs in the radial range of the 85mm to 102mm. By analyzing the data of the pressure distribution along the radial direction and using the data fit method, gains the curve equations, then draws the graph of the pressure distribution.

Thirdly, it can be seen that the two pressure distribution curves of the different calculation methods are very approximate and flat by comparing them. Linear distribution

may be fit to application in engineering calculations.

Finally, aim at the project example, the theoretical pressure distribution curve and the ideality curve are applied to calculate the surplus axial thrust, and respectively 122.5N and 157.8N, and the balance capacity must reach around 99% . Comparing with the method of the drilling balance holes, it is clear that new type axial balance devices must be balanced better and accord with the engineering applications.

Key Words: the new type axial balancing device; interior flow field; theoretical analysis; numerical computation(CFD);

插图索引

图 1.1	平衡盘平衡轴向力工作原理图	4
图 1.2	平衡鼓平衡轴向力工作原理图	5
图 1.3	阀门活塞式平衡盘工作原理图	6
图 1.4	浮动叶轮平衡轴向力工作原理图	6
图 1.5	新型深井潜水泵轴向力平衡装置工作原理图	7
图 2.1	新型轴向力平衡装置结构示意图	9
图 2.2	平行板间隙层流	10
图 2.3	轴对称考虑转速的平行端面径向缝隙流动	12
图 2.4	倾斜平面缝隙流动	14
图 2.5	轴向间隙内流体微团的径向受力图	16
图 2.6	叶轮前后盖板上的压力分布图	20
图 3.1	非结构网格中控制体积 P 及其相邻控制体积 E	24
图 3.2	新型轴向力平衡装置的轴向流动模型	32
图 3.3	计算模型网格划分图	33
图 3.4	质量流量平衡	36
图 3.5	出口总压	37
图 3.6	残差历史	37
图 3.7	流场静压分布图	38
图 3.8	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	38
图 3.9	中间轴面的径向速度矢量分布图	39
图 3.10	流场静压分布图	39
图 3.11	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	40
图 3.12	中间轴面的径向速度矢量分布图	40
图 3.13	流场静压分布图	41
图 3.14	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	41
图 3.15	中间轴面的径向速度矢量分布图	42
图 3.16	流场静压分布图	42
图 3.17	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	43
图 3.18	中间轴面的径向速度矢量分布图	43
图 3.19	流场静压分布图	44
图 3.20	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	44
图 3.21	中间轴面的径向速度矢量分布图	45

图 3.22	流场静压分布图	46
图 3.23	流场速度矢量分布图	46
图 3.24	前沿面附近的径向速度矢量分布图	47
图 3.25	中间轴面径向速度矢量分布图	47
图 3.26	后沿面附近的径向速度矢量分布图	48
图 3.27	垂直 Z 轴 Z=0.5mm 截面径向速度矢量分布图	48
图 3.28	垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图	49
图 3.29	垂直 Z 轴 Z=14.5mm 截面径向速度矢量分布图	49
图 3.30	在 r=98mm 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图	50
图 3.31	在 r=98mm 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图	50
图 3.32	在 r=85mm 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图	51
图 3.33	在 r=85mm 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图	51
图 3.34	在 r=70mm 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图	51
图 3.35	在 r=70mm 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图	51
图 3.36	在 r=55mm 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图	52
图 3.37	在 r=55mm 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图	52
图 3.38	在 r=40mm 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图	52
图 3.39	在 r=40mm 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图	52
图 3.40	理论计算和数值计算的压力分布图	53
图 4.1	作用在叶轮上的动反力	56
图 4.2	平衡孔平衡轴向力的工作原理图	60

附表索引

表 3.1	泵的性能参数	31
表 3.2	叶轮的几何尺寸	31
表 3.3	新型轴向力平衡装置的几何尺寸	31
表 4.1	泵的性能参数	57
表 4.2	叶轮的几何尺寸	57
表 4.3	新型轴向力平衡装置的几何尺寸	57
表 4.4	按数值计算曲线的计算结果	58
表 4.5	按理论压力分布曲线的计算结果	59
表 4.6	按理想直线的计算结果	59
表 4.7	几种计算结果比较表	60

兰州理工大学

学位论文原创性声明

本人郑重声明：所提交的论文是本人在导师的指导下独立进行研究所取得的研究成果。除了文中特别加以标注引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写的成果作品。对本文的研究做出重要贡献的个人和集体，均已在文中以明确方式标明。本人完全意识到本声明的法律后果由本人承担。

作者签名：孙寿航

日期：2006年6月8日

学位论文授权使用授权书

本学位论文作者完全了解学校有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和电子版，允许论文被查阅和借阅。本人授权兰州理工大学可以将本学位论文的全部或部分内容编入有关数据库进行检索，可以采用影印、缩印或扫描等复制手段保存和汇编本学位论文。

本学位论文属于

1、保密口，在_____年解密后适用本授权书。

2、不保密。

(请在以上相应方框内打“√”)

作者签名：孙寿航 日期：2006年6月8日

导师签名：刘在化 日期：2006年6月9日

第 1 章 绪论

1.1 研究背景及意义

泵在国民经济各部门中有着广泛的应用,如水利工程、农业工程、市政工程、环境工程、热能工程、航空航天、冶金化工、核能工程等。在泵的应用过程中,其运行的稳定性和使用寿命是一个不可忽视的问题,而轴向力的大小则是影响泵运行稳定性和使用寿命的重要因素之一,因此轴向力是泵设计、运行中必须考虑的因素,离心泵的轴向力问题很早就引起了国内外学者的关注。

据对离心泵用户的调查表明,在泵的运行过程中,泵的轴向力通常会很大,特别是对于运行条件恶劣或高扬程的多级离心泵,若设计、运行不当,常常导致轴承烧毁、轴封损坏、甚至断轴等事故发生,其严重性也超过了效率、磨损等因素造成的损失,成为离心泵能否稳定运行的决定性因素。因此,研究一种新型轴向力平衡装置具有十分重要的价值。本文跟踪水泵行业这一难点和热点问题,对新型轴向力平衡装置平衡离心泵轴向力进行理论研究,并应用 Fluent 软件对新型轴向力平衡装置的轴向间隙内部流场进行数值计算,分析轴向间隙内部流场的压力分布规律,为轴向力的计算提供理论依据,这无疑具有很大的科学和经济意义。

1.2 国内外研究现状

1.2.1 轴向力产生的原因

离心泵在运转时,在其转子上将产生一个很大的作用力,由于此作用力的方向与离心泵转轴的轴心线平行,故称为轴向力。早在 1915 年, Dautherty 在《Centrifugal Pump》一书中初步讨论了离心泵轴向力产生的原因^[1]。Stepanoff 在 1958 年出版的专著中,更为系统地介绍了单级、多级离心泵的轴向力产生的原因、平衡方法以及影响轴向力的因素^[2]。

查阅几十年来有关离心泵的专业文献,一致认为产生离心泵的轴向力有以下几方面的原因^[3~7]:

1. 水泵叶轮的前后盖板上受液体压力作用的面积大小不相等,前后泵腔中液体压强的分布也不尽相同。因此,作用于前盖板上的液体压力以及作用于吸入口的压力在轴向上不能与作用在后盖板上的液体压力相平衡,从而造成一个轴向的力,这个力是轴向力的主要组成部分。

2. 液体从叶轮吸入口流入又从叶轮出口流出,其速度大小和方向均不相同,液体动量的轴向分量发生了变化。因此,根据动量定理,在轴向方向作用了一个

冲力，或称动反力，这个作用在叶轮上的力也是轴向力的组成部分。

3. 对于立式泵，转子的重量也是轴向力的组成部分，而对于卧式泵，这个轴向力的组成部分则不存在。

1.2.2 研究轴向力的方法

长期以来，离心泵的轴向力一直是泵行业内人士十分关注的问题，而对离心泵轴向力的认识现状正像一些专著中所指出的那样，轴向力“既难准确计算，又难准确测量”。查阅国内外大量的文献知，计算轴向力的公式有十余种，但按照不同的公式算出的轴向力值，有时相差很大，实验实测的轴向力甚至比最大计算值还大很多，可见离心泵的轴向力研究还不完善，常采用经验法估算离心泵的轴向力。研究轴向力的方法有：经验法，实验法和理论计算法。

1. 经验法^[8, 9]

在生产实践中，确定轴向力最常用的方法是经验公式估算法。该方法在泵的设计实践中普遍使用，其缺陷显而易见，其可靠性依赖于大量的成功经验的积累。

经验法首先估算液体旋转角速度和叶轮产生的静压，然后根据模型试验和原型试验的轴向力，确定出真实轴向力和理论轴向力之间的差值，推导出无因次修正项，最后推导出修正项与流量、雷诺数和密封间隙之间的函数关系式，得到计算轴向力的经验公式。虽然这种方法可用来估算不同口径、转速和级数泵的轴向力，但要求泵的水力部件必须满足几何相似。

国内外泵文献介绍了 10 多种常用的离心泵轴向力经验计算公式，用不同的计算公式求得的结果相差很大。查阅大量国内外文献，还没有发现关于在这些计算公式中采用哪个公式的计算结果更符合实际情况的报道。因此，离心泵轴向力的计算是个薄弱环节，期待着科技工作者在理论上有新的突破。

2. 实验法^[10~15]

对于科学实验研究或有重要用途的离心式泵，需要知道泵轴向力的准确值，以保证正确设计轴向力平衡装置，选用合适的轴向推力轴承，防止轴向力装置或轴承破坏引发的失效故障。同时，依据实验还可以获取轴向力准确的数值，用来校正和修正经验计算公式、理论计算模型。

国内外测量轴向力的最常用方法是采用电阻应变片或应变传感器的电测法。在承受轴向力的部位贴上电阻应变片或布置应变传感器直接受力，通过测量电阻应变片电阻变化或应变传感器的应变，就能够测出轴向力的大小。但因泵类产品量大面广，生产厂家很难做到对某种类型泵在出厂前检测轴向力。目前，我国生产厂，特别是生产多级泵的生产厂，一般不测轴向力。

3. 理论计算法

多年来，轴向力的理论计算一直是泵研究领域重要的课题之一。要精确计算离心泵轴向力，只有通过准确求解泵腔中粘滞流动的 N-S 方程，由于泵腔的形状不规则、雷诺数较大、流动很复杂，很难直接求解 N-S 方程，为了求解 N-S 方程，

将泵腔内的液体假设为理想液体，流体流动为层流。许多文献作者假设当泄漏量为零时，泵腔液体像刚体一样旋转，其旋转角速度等于叶轮旋转角速度，当泄漏量为无穷大时，泵腔内液体的旋转角速度为叶轮旋转角速度的一半。求出这两种条件下的泵腔内压力分布曲线，有了泵腔内压力分布曲线，就可以计算出泵轴向力。

理论算法首先要确定泵腔内压力分布（由试验数据或较精确的模型给出），计算出叶轮出口绝对速度在圆周上的分量及密封泄漏量。将前后盖板间隙的速度分布和压力分布作为泵的几何参数、密封泄漏量和叶轮出口绝对速度在圆周上的分量等参数的函数来计算。由于密封的泄漏量取决于压力分布，故需要使用迭代方法来计算求解，最后将压力分布进行积分，得到轴向合力的大小^[16~18]。

随着计算机硬件和软件技术的发展和数值计算方法的日趋成熟，出现了基于现代流动理论的 CFD 软件。它是以理论流体力学与数学物理方程理论、计算数学、数值方法和计算机科学等为基础，以计算机为工具，面对流动现象的控制方程，利用数值模拟的方法得到流动现象的数值解或近似解的应用性科学。Msran 较早使用了基于三维 $k-\varepsilon$ 湍流模型 Tasc-flow 软件，对泵腔内的速度和压强分布进行计算，得到轴向力的计算值，为轴向力的研究开辟了新的途径^[19]。

1.2.3 平衡轴向力的常用方法

多年来，轴向力问题一直是泵研究领域重要的课题之一。许多科技工作者为此付出了很大的心血，提出了各种轴向力平衡方法。平衡轴向力常用的方法有：止推轴承、平衡孔或平衡管、叶轮对称布置、背（副）叶片、平衡盘和平衡鼓等。从大量文献资料中可以看出，目前大多数泵仍然沿用这样传统的轴向力平衡方法来平衡轴向力，这些方法在工农业生产和各行各业中发挥了巨大的作用，而且为新的轴向力平衡方法的研究奠定了理论基础。

1. 采用止推轴承平衡轴向力^[7]

如果止推轴承能可靠的承受轴向推力，这将是最有效的解决方法。对于小型轴向吸入式泵，它的轴向力不太大，所以可采用这种方法。这种方法虽然简单易行，但是所应用的场合局限性大。

2. 采用平衡孔或平衡管平衡轴向力^[7, 20~22]

这种方法通常是在叶轮的后盖板上附设对称的后密封环，平衡腔内的压力通过后盖板上的平衡孔或外接平衡管与叶轮的吸入口处压力相平衡。密封环和平衡孔或平衡管相辅相成，缺一不可。因为在密封间隙以上泵腔内的液体压强分布是相同的，而密封间隙以下部分由于平衡孔或平衡管的存在，平衡腔内的液体压强与吸入口的液体压强是相等的。所以，作用于叶轮前后盖板上的压力相互抵消。因此，用该方法可以平衡绝大部分的轴向力，但是这种平衡轴向力的结构会增加容积损失，平衡孔回流还会破坏叶轮进口处液流的流动状态，因而只在小型单级

泵上使用。

3. 采用叶轮对称布置平衡轴向力

1) 采用双吸式叶轮平衡轴向力^[7]

这种叶轮的构造形式是左右对称分布的，叶轮两边泵腔的内部压力也是相同的。在理论上，这种方法是最完善的方法，由于叶轮两边泵腔内的液体压强相等，可以完全平衡轴向力。

在实际应用过程中，由于加工的原因，叶轮两侧的密封口环不可能完全相同，因而两侧的泄漏量也不相等。而泄漏量的大小将影响盖板上压力的分布，使两侧的轴向压力不相等。因此，双吸叶轮能平衡掉绝大部分的轴向力，剩余的部分仍需止推轴承来承受。该结构常用于单级双吸泵上。

2) 采用叶轮对称布置的方法平衡轴向力^[7, 23]

多级泵的叶轮半数对半数，面对面或背靠背地按一定次序排列起来，可使轴向力相互平衡。由于多级泵中各级泄漏量不同或各级轮毂大小不同，故对称布置并不能完全平衡轴向力，仍有一部分轴向力需由轴承承受。这种方法主要用于蜗壳式多级泵、节段式多级泵和潜水泵中。

4. 采用背（副）叶片平衡轴向力^[7, 24, 25]

在叶轮的后盖板上加做几个径向肋筋，称为背（副）叶片。当叶轮旋转时，背（副）叶片强迫液体旋转，使液体的旋转角速度增加，使后盖板侧的压差降低，从而使作用于叶轮上的一部分轴向力得以平衡。

5. 采用平衡盘平衡轴向力^[7, 26~30]

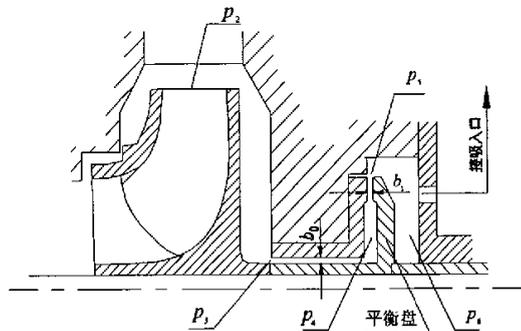


图 1.1 平衡盘平衡轴向力工作原理图

平衡盘通常安装在末级叶轮的后面，如图 1.1 所示。它有两个间隙，一个是径向间隙 b_0 ，一个是轴向间隙 b_1 。平衡盘的工作原理是：当轴向力大于平衡力时，转子向左移动，轴向间隙减小，使径向间隙内的液流速度减小，损失降低，即压差 $\Delta p_1 = p_3 - p_4$ 减小。因为 p_3 不变，所以平衡腔体中的压力 p_4 增大。于是，由压差 $\Delta p_2 = p_4 - p_6$ 产生的平衡力增加。当平衡力增大到和轴向力相等时，达到平衡。同理，当轴向力小于平衡力时，转子在向右移动的过程中，同样可以实现平衡。

6. 采用平衡鼓平衡轴向力^[7, 31~33]

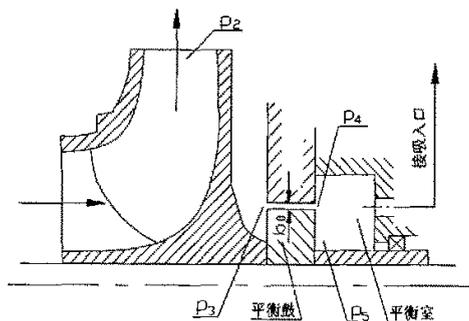


图 1.2 平衡鼓平衡轴向力工作原理图

通常平衡鼓是个圆柱体，装在末级叶轮之后，随转子一起旋转，如图 1.2 所示。平衡鼓外圆表面与泵体间形成径向间隙 b_0 。平衡鼓前面是末级叶轮的后泵腔，内部压力为 p_3 ，后面是与吸入口相连通的平衡室，内部压力为 p_4 。这样作用在平衡鼓上的压差，形成指向右方的平衡力，该力用来平衡作用在转子上的轴向力。采用平衡鼓必需配用外部的推力轴承，由于泵工况的变化和轴向力计算的偏差，因此轴向力不能完全平衡，剩余轴向力由推力轴承承受。

1.2.4 轴向力平衡装置的研究进展

从大量的文献资料中不难发现，国内外研究人员研制了许多不同的轴向力平衡装置。通过对其进行比较分析发现，大多数的平衡装置都是基于对背叶片、平衡盘和平衡鼓的改进或用平衡盘和平衡鼓联合作用等，针对某种类型的泵，这些装置确实起到了良好的平衡作用。近年来，人们提出了新的轴向力平衡方法，这些方法基于改变泵腔内的压力分布，开展平衡装置内部液体流动研究，试图对轴向力进行准确计算。现就轴向力平衡装置研究进展介绍如下：

张俊生等人为了了解决高压多级泵平衡盘的泄漏量大、较易产生研磨的问题，提出了一种新型的平衡装置—阀门活塞式平衡盘^[34]，如图 1.3 所示。该平衡装置在降低泵的泄漏量，提高泵的效率，防止研磨和提高寿命方面较普通的平衡盘结构具有优越性。

阀门活塞式平衡装置是由倒置的前置平衡盘和在它之后的平衡活塞及前部带有承磨端面（平衡环）的平衡套组成。液流通过平衡盘和平衡套前部端面形成的轴向间隙流到平衡活塞的前部，通过平衡活塞和平衡套形成的径向间隙流到泵的平衡室，再流回到泵的入口。液流流过前置平衡盘的轴向间隙 b_0 时，压力由 p_3 下降为 p_4 ，记 $\Delta p_1 = p_3 - p_4$ ；流经平衡活塞外径处的径向间隙 b_1 时，压力由 p_4 下降为 p_5 ，记 $\Delta p_2 = p_4 - p_5$ 。正是在 Δp_2 的作用下，平衡活塞几乎全部平衡叶轮产生的轴向力，而前置平衡盘则像阀门一样调节平衡活塞前部的压力，使该平衡装置产生的平衡力和叶轮产生的轴向力完全相等。当平衡活塞向右移动时，使前置平衡盘处的轴向间隙减小，增加了液流通过该间隙的阻力， Δp_1 增大， Δp_2 减小，平衡

装置产生的平衡力就要减小。如果叶轮产生的轴向力不变，轴向力就会大于平衡装置产生的平衡力，转子就会向左移回到原来的位置；反之，亦然。这就是阀门活塞式平衡装置自动平衡轴向力的基本原理。该装置的平衡力是随着轴向间隙的增大而增大的，泄漏量也是随着平衡力的增大而增加，势必会影响泵的效率。

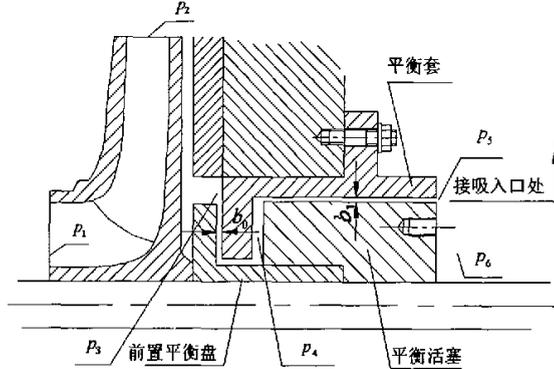


图 1.3 阀门活塞式平衡盘工作原理图

阮志坤等人设计了一种带有双密封环和平衡孔的浮动叶轮平衡装置^[35]，用以实现自动平衡轴向力，如图 1.4 所示。

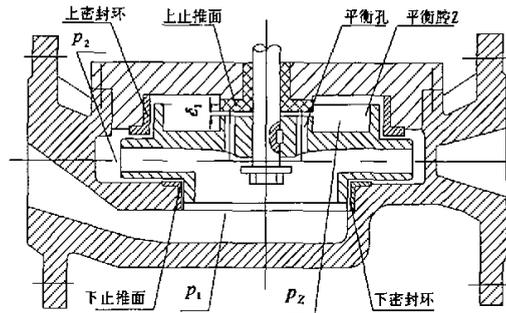


图 1.4 浮动叶轮平衡轴向力工作原理图

在叶轮的后盖板和蜗壳的上侧面之间设置上密封环，在叶轮的前盖板和蜗壳的下侧面之间设置下密封环。叶轮以滑动配合安装在泵轴上，它在轴向力的作用下，可以自由地沿轴向方向上下浮动，所以在蜗壳的上下侧面上设置了上下两个止推面，作为这种叶轮的上下浮动极限。同时，还要在叶轮轮毂上开设若干个平衡孔，这样就在叶轮轮毂、蜗壳的上密封环之间构筑起一个平衡腔，且平衡孔与叶轮的进口相连通。这种装置的平衡原理为：当叶轮向下浮动时，叶轮轮毂和上止推面的间距 δ_1 变大，增大了平衡孔的开启程度，使得平衡腔中的压力 p_2 减小，则作用于上盖板的压力降低，从而有效地抑制了叶轮向下浮动的趋势。同样的道理，当叶轮向上浮动时，仍然可以达到平衡。

关醒凡研制出一种深井潜水泵轴向力平衡装置^[36]，该平衡装置将一对动、静摩擦副安装在末级叶轮之后，可以较好地平衡轴向力，如图 1.5 所示。

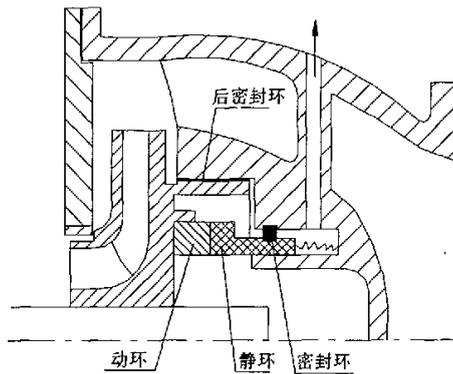


图 1.5 新型深井潜水泵轴向力平衡装置工作原理图

该装置打破了多年使用的传统模式，采用新结构，利用新原理，把一对动、静摩擦副装在末级叶轮之后，端面摩擦副前方是末级叶轮的高压液体，端面摩擦副之后与井腔或某一低压级相连同，密封端面把高压液体与低压区隔开。作用于末级叶轮的高压（等于 $n-1$ 级泵的压力）和作用于末级叶轮后的低压（如等于大气压）之差，构成指向叶轮后方的总压力，用来平衡作用在各级叶轮上指向叶轮前方的总平衡力。

除了以上几种比较典型的平衡装置之外，简要介绍一下另外几种轴向力平衡装置。

Kurokawa 等人研究发现，可以通过控制蜗壳壳壁和盖板间隙内液流的角动量来实现轴向力的平衡，并由此发明了一种利用该原理实现轴向力平衡的新型轴向力平衡装置^[37]。

崔巍提出一种改进结构的平衡盘装置^[30]，制造一个平衡板，两个平衡盘。在泵运行的初期，使用内外径尺寸均较小的平衡盘。运行一段时间后，轴向力不断上升，当这个平衡盘磨损过快，无法维持该泵的正常运行时，改用另一个内外径尺寸较大的平衡盘。这样做既可以减少该泵运行初期的平衡机构泄漏损失，又可以保证该泵运行后期的安全可靠，使泵的大修寿命得以延长。

1.3 本文的工作

从大量文献资料中可以看出：轴向力的研究大多数集中在通过实验改进平衡装置的结构，并常用经验公式分析、估算平衡装置平衡轴向力的大小，其计算的准确性较差。研究轴向力的核心问题是研究泵腔内的压力分布，通过改变泵腔内压力分布规律，提出一些平衡轴向力的措施。本文研究内容如下：

1. 全面系统地分析平衡轴向力的方法，跟踪轴向力研究的最新进展，提出了一种新型轴向力平衡装置。
2. 建立新型轴向力平衡装置径向间隙和轴向间隙内部流动的数学模型，应

用粘性不可压缩流体的 N-S 方程、连续性方程和水泵的基本方程，推导出平衡装置间隙内部的压力分布和间隙泄漏量的数学表达式，为轴向力的计算提供理论依据。

3. 用 FLUENT 软件对新型轴向力平衡装置的轴向间隙内部流场进行数值计算，研究轴向间隙内部流场的压力分布。

4. 分析比较用两种方法计算得出的压力分布规律，从中得出一些有益的结论。

5. 针对某一工程实例，用两种方法计算新型轴向力平衡装置剩余轴向力的大小以及平衡轴向力的能力，为工程计算提供可靠的理论依据。

第 2 章 新型轴向力平衡装置间隙内部流场的理论分析

轴向力的平衡问题是关系到泵正常运转与寿命长短的重要问题。轴向力平衡的方法多种多样，单级泵中常用的方法是在叶轮后盖板上开平衡孔、平衡管、采用背叶片、双吸叶轮等平衡轴向力；多级泵中常用的方法有叶轮对称布置、平衡盘、平衡鼓及平衡盘和平衡鼓联合作用等方法。除了这些传统方法外，近十几年来也提出了一些新的方法，例如，在离心泵上采用浮动叶轮自动平衡轴向力，在磁力传动离心泵上，借助改变磁力传动器中磁钢的安装方式来自动平衡轴向力的方法。由文献[3,4,7]知，造成离心泵轴向力的主要原因是叶轮的前后盖板上液体压力分布不同，所以开展轴向力的平衡方法的研究，实质上就是研究叶轮前后盖板上的压力分布规律，进而提出一些措施，改变其分布规律，达到减少或消除轴向力的目的。本章介绍一种新型轴向力平衡装置，如图 2.1 所示，并对该装置间隙内部流场进行理论分析。

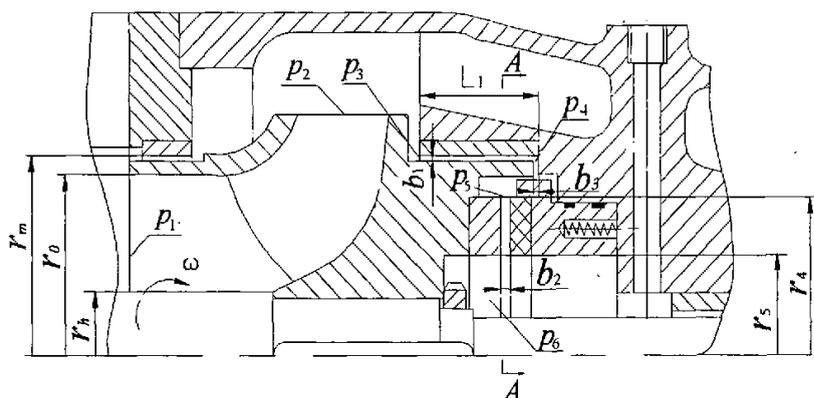


图 2.1 (a) 新型轴向力平衡装置结构示意图

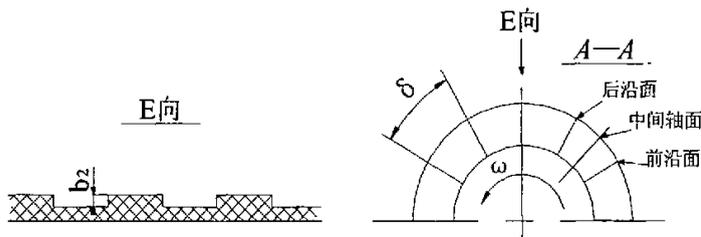


图 2.1 (b)

2.1 新型轴向力平衡装置的工作原理

由图 2.1 可知，该平衡装置的径向间隙由叶轮密封环和叶轮组成，轴向间隙由固定的石墨盘、旋转的不锈钢盘、叶轮和泵体组成。

该平衡装置安装在末级叶轮后面，其不锈钢盘随着泵轴一起旋转。液体从叶轮出口流出，然后流经叶轮后盖板与泵体之间的腔体，压降为 $\Delta p_1 = p_2 - p_3$ ，流体经径向间隙 b_1 后，压降为 $\Delta p_2 = p_3 - p_4$ 。液体从径向间隙流出，流经轴向间隙，由于平衡装置的作用，产生的压降为 $\Delta p_3 = p_4 - p_6$ 。在压差 $\Delta p = p_3 - p_6$ 的作用下，间隙内形成了一定的泄漏量。又因为平衡腔体与大气相通，则腔体中的相对压力为零。这样在末级叶轮上产生了一个与叶轮吸入口流速方向相同的力。因该力与轴向力方向相反，达到了平衡轴向力的目的。

2.2 新型轴向力平衡装置间隙内部流场的理论分析

由图 2.1 知，新型轴向力平衡装置的间隙由径向间隙和轴向间隙构成。径向间隙中除有压差流外还会形成一个圆周方向的剪切流，因为剪切流不影响间隙的轴向流动，可视为平板间隙流动。轴向间隙中的流道复杂，为了便于分析将其划分为以下两部分：在 $r_4 < r \leq r_m$ 区域，为轴对称考虑转速的平行端面径向缝隙流动，在 $r_3 < r \leq r_4$ 区域内，为受压差力和水流微团被转动盘强制作圆周运动共同作用的缝隙流动。

2.2.1 径向间隙内部流场的理论分析

在泵转子的旋转和液体的粘性的作用下，平衡装置的径向间隙中除有压差流外还会形成一个圆周方向的剪切流，则间隙流动的绝对速度应为压差流和剪切流的速度矢量和，很明显剪切流不影响间隙的泄漏量。由于该平衡装置的径向间隙很小，轴向长度较长，在不考虑剪切流影响时，在对其进行流动分析，可认为径向间隙流动为层流。该间隙中的流动的物理模型即可简化为平行平板间隙的层流运动数学模型^[38, 39]，如图 2.2 所示。

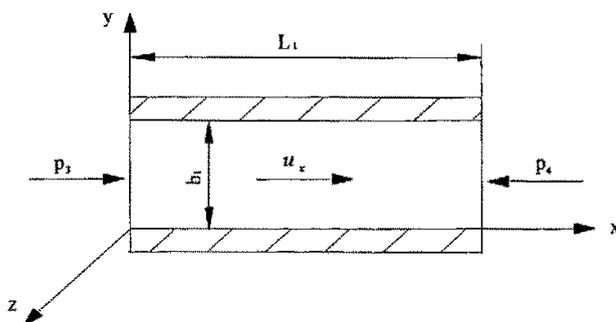


图 2.2 平行板间隙层流

径向间隙内部流动可以利用 N-S 方程求得，并作出下列假设：

- 1) 忽略质量力；
- 2) x 轴与流向一致，且有 $u_x = u(y)$, $u_y = u_z = 0$ 。

在此特定条件下，则粘性不可压流体的 N-S 方程式简化为

$$\begin{cases} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u(y)}{\partial y^2} = 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

由式 (2.1) 中第二式、第三式可知，压力 p 与 y 和 z 无关，它仅是 x 的线性函数，即 $p = p(x)$

$$\text{则} \quad \frac{dp}{dx} = \frac{\partial p}{\partial x} = \text{const}$$

那么沿 L 方向的压强变化率为

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_4 - p_3}{L} = -\frac{p_3 - p_4}{L} = -\frac{\Delta p_2}{L}$$

将上式代入 (2.1) 式得

$$\frac{\partial^2 u(y)}{\partial y^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p_2}{\mu L}$$

积分上式，得

$$u(y) = -\frac{\Delta p_2}{2\mu L} y^2 + c_1 y + c_2 \quad (2.2)$$

利用边界条件：

$$y = 0, \quad u = 0;$$

$$y = b, \quad u = 0;$$

得积分常数 $c_1 = \frac{\Delta p_2}{2\mu L} b$ 及 $c_2 = 0$ ，则得 $u(y)$ 为

$$u(y) = \frac{\Delta p_2}{2\mu L} (b - y)y \quad (2.3)$$

通过间隙的泄漏量 q_v 为

$$q_v = \int_0^b B u(y) dy = \frac{B b^3}{12\mu L_1} \Delta p_2 \quad (2.4)$$

由图 2.1 (a) 知，平衡装置中径向间隙的宽度为 b_1 ，长度为 L_1 ，半径为 r_m 的同心圆环，这样式 (2.4) 中的 $\Delta p_2 = p_3 - p_4$ ， $B = 2\pi r_m$ ，则得出通过径向间隙的泄漏量为

$$q_v = \frac{2\pi r_m b_1^3}{12\mu L_1} (p_3 - p_4) = \frac{\pi r_m b_1^3}{6\mu L_1} (p_3 - p_4) \quad (2.5)$$

2.2.2 轴向间隙内部流场的理论分析

在转动盘的旋转和液体的粘性的作用下，平衡装置的轴向间隙中除有压差流外还有水流微团作圆周运动时离心力引起的流动。由于轴向间隙很小，径向长度较长，在流动方向上流速较小，水又有一定的粘性，在对其进行流动分析时，可认为轴向间隙内部流动为层流^[38, 39]。为了便于分析，将轴向间隙分为以下两部份：

1. 在 $r_4 < r \leq r_m$ 区域，简化为轴对称考虑转速的平行端面径向缝隙流动的数学模型，如图 2.3 所示。

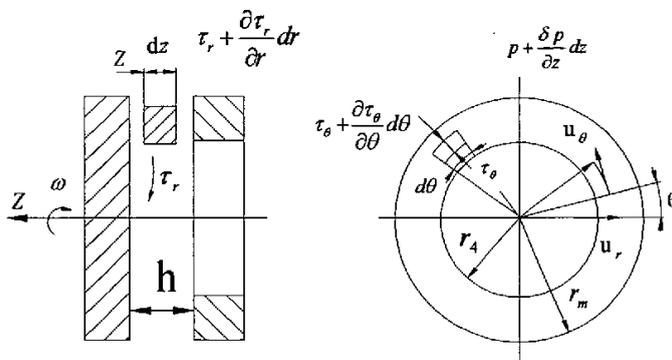


图 2.3 轴对称考虑转速的平行端面径向缝隙流动

为了考虑圆盘转速对径向流动的影响，利用柱坐标 N-S 方程，可以得到端面缝隙中流速关系式，柱坐标 N-S 方程为

$$\begin{cases} R - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \nu(\nabla^2 u_r - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} - \frac{u_r}{r^2}) = \frac{Du_r}{Dt} - \frac{u_\theta^2}{r} \\ T - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \nu(\nabla^2 u_\theta + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta}{r^2}) = \frac{Du_\theta}{Dt} + \frac{u_r u_\theta}{r} \\ z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 u_z = \frac{Du_z}{Dt} \end{cases} \quad (2.6)$$

式中 $\nabla^2 = \frac{\partial}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ——柱坐标用拉普拉斯算子；

设 $u_r = u$ ， $u_z = 0$ ，可简化柱坐标 N-S 方程为

$$\begin{cases} R - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} - \frac{u}{r^2} \right) = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u_\theta^2}{r} \\ T + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} - \frac{u_\theta}{r^2} \right) = \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_r u_\theta}{r} \\ z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = 0 \end{cases} \quad (2.7)$$

由第二式积分得: $u_\theta = \frac{r\omega z}{r}$

由第一式积分得: $\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} - \frac{r\omega^2 z^2}{\nu h^2}$

由第三式积分得: $p = -\rho g z + f(r)$, 从而 $\frac{\partial p}{\partial r} = f'(r)$ 与 z 无关, 则式 (2.7) 可写成

$$\frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{dr} - \frac{r\omega^2 z^2}{\nu h^2} \quad (2.8)$$

将上式对 z 积分并代入速度的边界条件

$z=0$ 时, $u_r = 0, u_\theta = 0$

$z=h$ 时, $u_r = 0, u_\theta = r\omega$

最后可得出 $u_r = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} z(h-z) + \frac{1}{12} \frac{r\omega^2 z}{h^2 \nu} (h^3 - z^3)$

在半径 r 处的泄漏量为

$$\begin{aligned} q_v &= \int_0^h 2\pi u_r dz = \int_0^h 2\pi r \left[-\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dr} (h-z)z + \frac{1}{12} \frac{r\omega^2 z}{h^2 \nu} (h^3 - z^3) \right] dz \\ &= -\frac{\pi h^3 r}{6\mu} \frac{dp}{dr} + \frac{\pi r^2 \omega^2}{20\nu} h^3 = \frac{\pi h^3}{6\mu} \left(0.3\rho r^2 \omega^2 - r \frac{dp}{dr} \right) \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$\text{即 } \frac{dp}{dr} = 0.3\rho r \omega^2 - q_v \frac{6\mu}{\pi h^3 r}$$

上式表明: 径向压力梯度 $\frac{dp}{dr}$ 为泄漏量 q_v 和位置 r 的函数。积分上式可得

$$p = -\frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln r + \frac{3r^2 \omega^2}{20} \rho + C \quad (2.10)$$

考虑边界条件: 当 $r=r_m$ 时, $p=p_4$, 可求得

$$C = p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln r_m - \frac{3r_m^2 \omega^2 \rho}{20}$$

将上式代人 (2.10) 式得径向压力分布为

$$p = p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln \frac{r_m}{r} - \frac{3\omega^2 \rho}{20} (r_m^2 - r^2) \quad (2.11)$$

由上式可看出, 轴对称考虑转速的平行端面径向缝隙流动的径向压力分布为抛物线分布。

将 $r = r_4$ 时, $p = p_5$, 代人式 (2.11) 则得

$$\Delta p_4 = p_4 - p_5 = -\frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln \frac{r_m}{r_4} + \frac{3\omega^2 \rho}{20} (r_m^2 - r_4^2) \quad (2.12)$$

将上式改写为

$$q_v = -\frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} [p_4 - p_5 - 0.15\rho\omega^2(r_m^2 - r_4^2)] \quad (2.13)$$

上式为泄漏量的关系式, 式中符号“—”表示内流式。

2. 在 $r_5 < r \leq r_4$ 区域内, 在弹簧的作用下 (弹簧力稍稍大于液体对石墨盘的作用力), 石墨盘的凸台与不锈钢紧密接触, 转动盘凹槽内水流微团在圆周方向受转动盘凸台的前沿面和后沿面对它的作用力, 在径向受压差力以及水流微团作圆周运动时的离心力的作用。由图 2.1 知, 该间隙流动可简化为倾斜平面缝隙层流运动数学模型, 如图 2.4 所示。

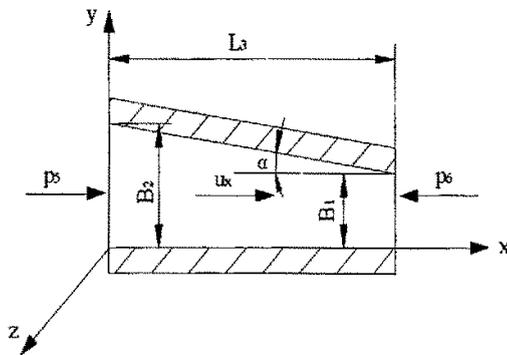


图 2.4 倾斜平面缝隙流动

在不考虑液体旋转离心力效应引起的附加压力差时, 水流在轴向间隙进出口的压力差 $\Delta p_5'$ 为

$$\Delta p_5' = p_5 - p_6$$

由图 2.4 知: $B_1 = \frac{r_5 \delta \pi}{180}$; $B_2 = \frac{r_4 \delta \pi}{180}$; $L_3 = r_4 - r_5$;

则可得出该间隙的高度 B 随 x 变化的数学表达式

$$B = B_2 - x \operatorname{tg} \alpha \quad (2.14)$$

由于间隙高度 B 不是常数, 故 $\frac{dp}{dx}$ 也不是常数, 而是随 x 变化, 由式 (2.4) 可得

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu q_v}{b_2 B^3} = -\frac{12\mu q_v}{b_2 (B_2 + x \operatorname{tg} \alpha)^3}$$

式中, b_2 为间隙的宽度。

$$\text{因此 } dp = -\frac{12\mu q_v}{b_2 (B_2 - x \operatorname{tg} \alpha)^3} dx \quad (2.15)$$

积分后得出

$$p = -\int \frac{12\mu q_v}{b_2} (B_2 - x \operatorname{tg} \alpha)^{-3} dx = \frac{6\mu q_v}{b_2 \operatorname{tg} \alpha} \frac{1}{(B_2 - x \operatorname{tg} \alpha)^2} + C \quad (2.16)$$

利用边界条件, 当 $x=0$ 时, $p=p_5$, 求得

$$C = p_5 - \frac{6\mu q_v}{b_2 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{1}{B_2^2} \right)$$

将上式代人 (2.16) 式即得流体膜压为

$$p = p_5 - \frac{6\mu q_v}{b_2 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{1}{B_2^2} - \frac{1}{B^2} \right) \quad (2.17)$$

当 $x=L_3$ 时, $B=B_1$, $p=p_6$ 且 $\operatorname{tg} \alpha = \frac{B_1 - B_2}{L_3}$, 代人上式可得

$$p_6 = p_5 - \frac{6\mu q_v L_3}{b_2} \left(\frac{B_1 + B_2}{B_1^2 B_2^2} \right) \quad (2.18)$$

将上式改写为

$$q_v = \frac{\Delta p_5 b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)} \quad (2.19)$$

上式为不考虑旋转离心力时, 间隙的泄漏量与压差的关系式, 从中可看出泄漏量的大小与间隙两端的压差有关。

在只考虑旋转离心力效应时，在轴向间隙进出口引起的附加压力差为

$$\Delta p_L = p_{L4} - p_{L5}$$

式中， p_{L5} 为只考虑旋转离心力效应时，在半径 r_5 处引起的压力； p_{L4} 为只考虑旋转离心力效应时，在半径 r_4 处引起的压力。

水流在间隙进出口处的压力差为

$$\Delta p_5 = \Delta p_5' - \Delta p_L = (p_5 - p_6) - (p_{L4} - p_{L5}) \quad (2.20)$$

上式说明，由于旋转离心力效应而引起的附加压力差使得轴向间隙进出口处的压力差减少了 Δp_L 。

为了分析离心力效应引起的在轴向间隙进出口的附加压力差，在间隙内任意半径 r 处取一个六面体流体微团。

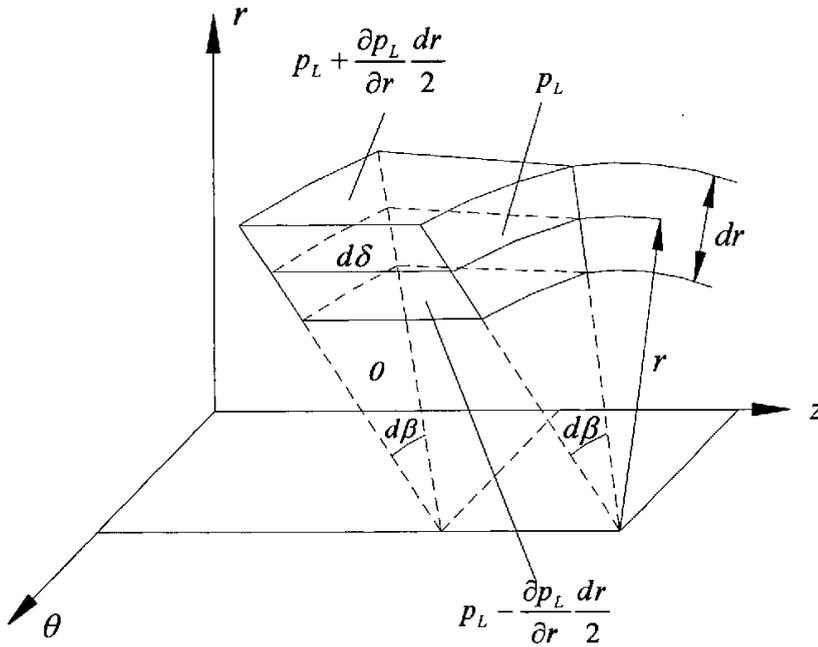


图 2.5 轴向间隙内流体微团的径向受力图

在图示的坐标系中，

dr —流体微团的径向厚度；

$d\delta$ —流体微团的宽度；

p_L —流体微团中心 r 处的压力， P_a ；

$p_L + \frac{\partial p_L}{\partial r} \frac{dr}{2}$ —流体微团上表面所受压力， P_a ；

$p_L - \frac{\partial p_L}{\partial r} \frac{dr}{2}$ —流体微团下表面所受压力， P_a 。

于是，建立径向方向的力平衡方程式

$$\begin{aligned}
 & -\left(p_L + \frac{\partial p_L}{\partial r} \cdot \frac{dr}{2}\right)\left(r + \frac{dr}{2}\right)d\beta d\delta + \left(p_L - \frac{\partial p_L}{\partial r} \cdot \frac{dr}{2}\right)\left(r - \frac{dr}{2}\right)d\beta d\delta \\
 & + \rho \left[\left(r + \frac{dr}{2}\right)d\beta d\delta + \left(r - \frac{dr}{2}\right)d\beta d\delta \right] \frac{dr}{2} \omega^2 r = 0
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

由图 2.5 可看出: $\left(r \pm \frac{dr}{2}\right)d\beta = rd\beta \pm \frac{1}{2}drd\beta$

当流体微团体积 $dv \rightarrow 0$ 时, 忽略高阶无穷小量 $\frac{dr}{2}d\beta$, 则 $\left(r \pm \frac{dr}{2}\right)d\beta = rd\beta$, 代入 (2.21) 式并简化得

$$\frac{\partial p_L}{\partial r} = \rho \omega^2 r \tag{2.22}$$

式中, ω 为叶轮的旋转角速度; ρ 为液体的密度。

考虑间隙流动为轴对称的层流运动, 即

$$\frac{\partial p_L}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial p_L}{\partial z} = 0$$

$$\text{则有 } \frac{\partial p_L}{\partial r} = \frac{dp_L}{dr}$$

由此式 (2.22) 变为

$$\frac{dp_L}{dr} = \rho \omega^2 r \tag{2.23}$$

只考虑离心力效应而引起的附加压力差的边界条件为

$$r = r_4 \text{ 时, } p_L = p_{L4}; \quad r = r_5 \text{ 时, } p_L = p_{L5}$$

对 (2.23) 式两边积分

$$\int_{p_{L5}}^{p_{L4}} dp_L = \int_{r_5}^{r_4} \rho \omega^2 r dr$$

$$p_{L4} - p_{L5} = \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2) \tag{2.24}$$

将式 (2.24) 代入 (2.20) 式得

$$\Delta p = p_5 - p_6 - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2)$$

又因为平衡装置的腔体与大气相通, 所以 p_6 的相对压力为零。因此, 上式简化为

$$\Delta p_3 = p_5 - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2) \tag{2.25}$$

上式为考虑了旋转离心力作用后, 该间隙上的压差关系式。

则间隙上的压力分布为

$$p = p_5 - \frac{\rho\omega^2}{2}(r_4^2 - r^2) \quad (2.26)$$

由上式可知, 在该间隙中压力分布为抛物线分布。

将式 (2.25) 代入 (2.19) 式, 得间隙的泄漏量 q_v 为

$$q_v = \frac{zb_2(B_1B_2)^2}{6\mu L_3(B_1+B_2)} \left[p_5 - \frac{\rho\omega^2}{2}(r_4^2 - r_5^2) \right] \quad (2.27)$$

式中, $L_3 = r_4 - r_5$; z 为石墨盘的槽数。

2.2.3 新型轴向力平衡装置泄漏量的计算

通过前一节的理论分析, 推导出了径向间隙、轴向间隙中的压力分布规律和泄漏量的关系式。但是这些关系式并不能直接用来计算间隙中的压力分布, 还必须计算出平衡装置的泄漏量, 才能计算出轴向间隙中半径 r_m 、 r_4 处的压力 p_4 、 p_5 。

1. 平衡装置泄漏量的计算

由图 2-1 知, 平衡装置是由径向间隙、轴向间隙构成, 且间隙之间是贯通的, 则泄漏液体的流动应满足连续方程。联立方程式 (2.5)、(2.13)、(2.27) 得

$$\begin{aligned} \frac{\pi r_m b_1^3}{6\mu L_1} (p_3 - p_4) &= \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} [p_4 - p_5 - 0.15\rho\omega^2(r_m^2 - r_4^2)] \\ &= \frac{zb_2(B_1B_2)^2}{6\mu L_3(B_1+B_2)} \left[p_5 - \frac{\rho\omega^2}{2}(r_4^2 - r_5^2) \right] \end{aligned} \quad (2.28)$$

方程中 p_3 , p_4 , p_5 是三个未知数, 方程不封闭须补充另一方程。

由文献[7]知, 假设水泵叶轮进口处液体没有旋转即 $v_w = 0$, 水泵势扬程为

$$H_p = H_T \left(1 - \frac{gH_T}{2u_2^2} \right) \quad (2.29)$$

式中, H_p 为水泵的势扬程, H_T 为水泵的理论扬程, u_2 为水泵叶轮出口的圆周速度。

由文献[7]知, 泵腔内的压力分布为抛物线分布, 则径向间隙进口处的压力 p_3 为

$$p_3 = \rho g \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g}(r_2^2 - r_m^2) \right] + p_1 \quad (2.30)$$

联立方程式 (2.28)、(2.29) 和 (2.30), 得平衡装置间隙的泄漏量为

$$q_v = \frac{\rho g [H_T (1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}) - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_m^2) + \frac{p_1}{\rho g}] - 0.15 \rho \omega^2 (r_m^2 - r_4^2) - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2)}{\frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} + \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)}} + \frac{6\mu L_1}{\pi r_m b_1^3} \times \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} \times \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)} \quad (2.31)$$

由上式看出，平衡装置的泄漏量是由其间隙的几何参数和水泵扬程确定的。

2. 新型轴向力平衡装置轴向间隙上压力 p_4 、 p_5 的计算

由式 (2.31) 知，已知间隙的几何尺寸和水泵扬程可以计算出泄漏量，根据泄漏量可求得在半径 r_4 、 r_5 处的压力 p_4 、 p_5 。

将式 (2.31) 代入 (2.5) 式中，则有

$$p_4 = \rho g [H_T (1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}) - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_m^2) + \frac{p_1}{\rho g}] - \frac{\rho g [H_T (1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}) - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_m^2) + \frac{p_1}{\rho g}] - 0.15 \rho \omega^2 (r_m^2 - r_4^2) - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2)}{\frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} + \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)}} + \frac{\pi r_m b_1^3}{6\mu L_1} \times \frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} \times \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)} \quad (2.32)$$

将式 (2.31) 代入 (2.27) 式中，则有

$$p_5 = \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2) + \frac{\rho g [H_T (1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}) - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_m^2) + \frac{p_1}{\rho g}] - 0.15 \rho \omega^2 (r_m^2 - r_4^2) - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r_5^2)}{\frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} + \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)}} + \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_2 (B_1 + B_2)} \left(\frac{\pi h^3}{6\mu \ln \frac{r_m}{r_4}} \times \frac{z b_2 (B_1 B_2)^2}{6\mu L_3 (B_1 + B_2)} + \frac{6\mu L_1}{\pi r_m b_1^3} \right) \quad (2.33)$$

2.2.4 叶轮前后盖板上的压力分布

由文献[7]知，在未安装新型轴向力平衡装置之前，叶轮前后盖板象轮盘一

样带动前后腔内的液体旋转，使液体以叶轮旋转角速度之半 $\omega/2$ 旋转。前后侧泵腔内的压力分布为

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r^2)$$

由上式知，在叶轮前后盖板上，压力呈抛物线分布，在泵的吸入口区域，设液体压强 p_1 为常数，且压力呈均匀分布；叶轮前后盖板的压力分布如图 2.6 (a) 所示。

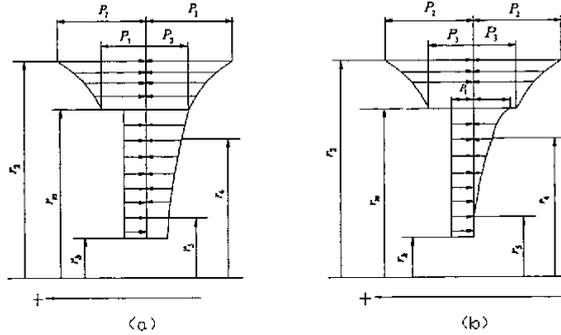


图 2.6 叶轮前后盖板上的压力分布图

(a) 安装新型轴向力平衡装置前 (b) 安装新型轴向力平衡装置后

安装新型轴向力平衡装置后，前盖板上的压力分布不会改变，而在叶轮后盖板上从 r_5 至 r_m 区域内，压力分布情况受到平衡装置的影响，将发生明显的改变，如图 2.6 (b) 所示。由 2.2.2 节分析知：

在 $r_4 < r \leq r_m$ 区域内，其压力分布为

$$p = p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln \frac{r_m}{r} - \frac{3\omega^2 \rho}{20} (r_m^2 - r^2)$$

在 $r_5 < r \leq r_4$ 区域内，其压力分布为

$$p = p_5 - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r^2)$$

由图 2.6 可看出，安装新型轴向力平衡装置后，改变了后盖板侧的压力分布规律。同时，液体在后盖板上从 r_5 至 r_m 区域内，液体产生轴向力的作用面积变为转动盘上流道面积。另外，在设计时需保证弹簧对石墨盘的作用力稍大于液体对石墨盘的作用力，所以该装置能够很好地平衡轴向力。

第3章 轴向力平衡装置间隙内部流场的 FLUENT 计算

第二章详尽地介绍了新型轴向力平衡装置的工作原理以及间隙内部流场的理论分析。新型轴向力平衡装置的间隙是由径向间隙和轴向间隙组成，径向间隙产生了较大的水头损失，降低了轴向间隙的进口压力，轴向间隙的结构形状、几何尺寸大小直接影响着叶轮后盖板的压力分布和承压面积。另外新型轴向力平衡装置的轴向间隙流道结构复杂，难以用实验方法测出间隙内部的压力分布。因此有必要对轴向间隙内部流动进行数值模拟，以验证理论分析是否正确可靠。通过对轴向间隙内部流场的数值模拟，其目的是对新型轴向力平衡装置的结构设计提供更为可靠的理论依据。

数值模拟也叫计算机模拟，它是以计算机为工具通过数值计算和图像显示的方法，达到对工程问题乃至自然界各种问题进行研究的目的。实际上在计算机上实现一个特定的计算，非常类似于履行了一个物理实验。比如某一特定形状物体的绕流，通过计算并将计算结果在显示器上显示出来，可以看到流场的各个细节：如湍流的拟序结构是否存在，它的位置、强度、绕流物体表面的压力分布、受力大小及随时间变化等。

流体力学一般分为实验流体力学和理论流体力学。实验流体力学是研究如何用实验设备来得到某些现象的解。上个世纪七十年代，形成了流体力学的另一分支学科——计算流体力学（Computational fluid Dynamics），简称 CFD。它是以理论流体力学与数学物理方程理论、计算数学、数值方法和计算机科学等为基础，以计算机为工具，面对流动现象的控制方程，利用数值模拟的方法得到流动现象的数值解或近似解的应用性科学。

随着计算机硬件和软件技术的发展和数值计算方法的日趋成熟，出现了基于现有流动理论的 CFD 软件。CFD 软件是计算流体力学（Computational fluid Dynamics）软件的简称，是专门用来进行流场分析、流场计算、流场预测的软件。通过 CFD 软件，可以分析并且显示发生在流场中的现象，在比较短的时间内，能预测性能，并通过改变各种参数，达到最佳设计效果。CFD 的数值模拟，能使我们更加深刻地理解问题产生的机理，为实验提供指导，节省实验所需的人力、物力和时间，并对实验结果的整理和规律的得出起到很好的指导作用。与实验流体力学相比，CFD 有五个显著的优点^[40]：

- ① 费用低
- ② 速度快（设计人员利用计算机可以进行多种结构的流场计算，从中选择最优方案）
- ③ 数据完整
- ④ 能够模拟真实条件

⑤ 能够模拟理想条件

基于以上优点，近几年透平机械内部流动的数值模拟已成为分析和设计泵、水轮机以及间隙流动的有力工具。

3.1 CFD 理论基础知识

计算流体力学（CFD）是以理论流体力学与数学物理方程理论、计算数学、数值方法和计算机科学等为基础，以计算机为工具，面对流动现象的控制方程，利用数值模拟的方法得到流动现象的数值解或近似解的应用性科学。通过计算机数值计算和图像显示的方法，在时间和空间上定量描述流场的数值解，从而达到对物理问题的研究^[41]。

3.1.1 流体力学的基本控制方程

流体运动要受物理守恒定律的支配，基本的守恒定律包括：质量守恒定律、动量守恒定律、能量守恒定律。如果流动处于湍流状态，系统还要遵守附加的湍流输运方程。

1. 质量守恒方程

任何流动问题都必须满足质量守恒定律。即：单位时间内流体微元体中质量的增加等于同一时间间隔内流入该微元体的净质量。则质量守恒方程为

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \tag{3.1}$$

2. 动量守恒方程

动量守恒定律是任何流动系统都必须满足的基本定律。即：流体的动量对时间的变化率等于外界作用在该微元体上的各种力之合。该定律实际上是牛顿第二定律。按照这一定律，可导出 x 、 y 和 z 三个方向的动量守恒方程为

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{v}) = -\frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{v}) = -\frac{\partial \rho}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{v}) = -\frac{\partial \rho}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases} \tag{3.2}$$

3. 能量守恒方程

能量守恒定律是包含有热交换的流动系统必须满足的基本定律。即：微元体中能量的增加率等于进入微元体的净热流量加上体力与面力对微元体所做的功。该定律实际上是热力学第一定律。

流体的能量 E 通常是内能 i 、动能 $K = \frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)$ 和势能 P 三项之和，我们

可针对总能量 E 建立能量守恒方程。但是，这样得到的能量守恒方程并不是很好用，一般从中扣除动能的变化，从而得到关于内能 i 的守恒方程。内能 i 与温度 T 之间存在一定的关系，即 $i = c_p T$ ，其中 c_p 是比热容。则能量守恒方程为

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} T) = \text{div}\left(\frac{k}{c_p} \text{grad} T\right) + S_T \quad (3.3)$$

上式可写成展开形式

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u T)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v T)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho w T)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial y}\right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial T}{\partial z}\right) + S_T \end{aligned} \quad (3.4)$$

其中， c_p 是比热容， T 为温度， k 为流体的传热系数， S_T 为流体的内热源及由于粘性作用流体机械能转换为热能的部分，有时称 S_T 为粘性耗散项。

4. 控制方程的通用形式

为了便于对各控制方程进行分析，并用同一程序对各控制方程进行求解，尽管各方程中因变量不同，但它们均反映了单位时间体积内各物理量的守恒性质，如果用 ϕ 表示通用变量，上述各控制方程都可以表示成以下通用形式

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho \bar{u} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (3.5)$$

其展开形式为

$$\frac{\partial(\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u \phi)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho v \phi)}{\partial z} + \frac{\partial(\rho w \phi)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S \quad (3.6)$$

式中， ϕ 为通用变量，可以代表 u 、 v 、 w 、 T 等求解变量； Γ 为广义扩散系数； S 为广义源项。式 (3.5) 中各项依次为瞬态项、对流项、扩散项和源项。对于特定的方程， ϕ 、 Γ 和 S 具有特定的形式。

所有控制方程都经过适当的数学处理，将方程中的因变量、时变项、对流项扩散项写成标准形式，然后将方程右端的其余各项集中在一起定义为源项，从而化为通用微分方程，只需考虑通用微分方程 (3.5) 的数值解。写出求解方程 (3.5) 的源程序，就足以求解不同类型的流体传动及传热问题。对于不同的 ϕ ，只要重复调用该程序，并给定 Γ 和 S 的适当表达式以及适当的初始条件和边界条件，便可求解。

3.1.2 基于有限体积法的控制方程离散

1. 区域离散化

有限体积法又称控制体积法。其基本思路是：将计算区域划分为网格，并使每个网格点周围有一个互不重复的控制体积；将待解微分方程（控制方程）对每

一个控制体积积分，从而得出一组离散方程。其中的未知数是网格点上的因变量 ϕ 。为了求出控制体积的积分，必须假定 ϕ 值在网格点之间的变化规律。从积分区域的选取方法看出，有限体积法属于加权余量法中的子域法，从未知解的近似方法看出，有限体积法属于采用局部近似的离散方法。

与其他离散化方法一样，有限体积法的核心体现在区域离散方式上。区域离散的实质就是用有限个数离散点来代替原来的连续空间。区域离散化过程结束后，可得到以下四种几何要素：

节点：需要求解的未知物理量的几何位置

控制体积：应用控制方程或守恒定律的最小几何单位

界面：它规定了与各节点相对应的控制体积的分界面的位置

网格线：联结相邻两节点而形成的曲线簇

把节点看成是控制体积的代表。在离散过程中，将一个控制体积上的物理量定义并存储在该节点处。

2. 基于非结构网格的通用控制方程的离散

非结构网格在网格和节点排列方式上没有特别的规则，不同种类、形状和大小的网格可能出现在一个计算问题中，在流场变化比较大的地方，进行局部加密。图是一个在二维非结构网格上使用有限体积法的示意图。

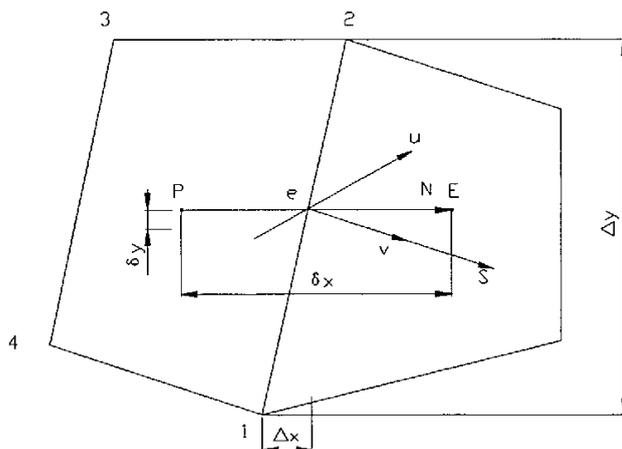


图 3.1 非结构网格中控制体积 P 及其相邻控制体积 E

前面给出了通用控制方程 (3.5)，该方程属于守恒型的控制方程，可以直接在时间域和控制体积上积分。现在暂不考虑对时间域的积分，只考虑对控制体积的积分，则有

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{\Delta V} \text{div}(\rho\vec{u}\phi) dV = \int_{\Delta V} \text{div}(\Gamma \text{grad}\phi) dV + \int_{\Delta V} S dV \quad (3.7)$$

为了得出上式中对流项及扩散项的体积分，引入 Gauss 散度定理。

$$\int_{\Delta V} \text{div}(\vec{a}) dV = \int_{\Delta S} \vec{v} \cdot \vec{a} dS = \int_{\Delta S} v_i a_i dS = \int_{\Delta S} (a_x v_x + a_y v_y + a_z v_z) dS \quad (3.8)$$

式中, ΔV 是控制体积 P 的体积, ΔS 是与 ΔV 对应的闭合边界面, \vec{a} 是任意矢量, \vec{v} 是积分体的面元 ΔS 的表面外法线单位矢量, a_i 和 v_i 是矢量 \vec{a} 和 \vec{v} 的分量。

将式 (3.7) 按照式 (3.8) 所给出的散度定理进行变换, 有

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{\Delta S} \rho\phi v_i v_i dS = \int_{\Delta S} \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_i} v_i dS + \int_{\Delta V} S dV \quad (3.9)$$

对上式中各项讨论如下:

1) 瞬太项

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV = \frac{(\rho\phi)_P - (\rho\phi)_P^0}{\Delta t} \Delta V \quad (3.10)$$

式中, 上标 0 代表在前一个时间步的值, Δt 是时间步长, ϕ_P 是变量 ϕ 在控制体积中心点 P 的值。

2) 源项

$$\int_{\Delta V} S dV = S \Delta V = (S_C + S_P \phi_P) \Delta V = S_C \Delta V + S_P \phi_P \Delta V \quad (3.11)$$

3) 扩散项

$$\int_{\Delta S} \Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x_i} v_i dS = \sum_{E=1}^{N_i} \{ (\phi_E - \phi_P) / \sqrt{\delta x^2 + \delta y^2} \times [\Gamma(v_x \Delta y - v_y \Delta x)] \}_E + C_{diff} \quad (3.12)$$

式中, N_i 是控制体积 P 的总面数, 也就相邻控制体积的数量。变量 E 表示与控制体积 P 有公共界面的各个控制体积, 符号 v_x 和 v_y 表示控制体积各界面的单位法向矢量的分量, 符号 Δx 和 Δy 表示界面的外法线矢量的分量, 符号 δx 和 δy 是两个控制体积之间节点 P 到节点 E 的矢量分量。 C_{diff} 是公共界面上的交叉扩散项, 当图 3.1 中矢量 N 与界面 e 垂直时, 通过该界面的交叉扩散量 C_{diff} 等于 0; 对于一般的准正交网格, C_{diff} 是小量, 可按 0 处理; 若网格高度奇异, 则 C_{diff} 不可忽略。

4) 对流项

$$\int_{\Delta S} \rho\phi v_i v_i dS = \sum_{E=1}^{N_i} [\rho\phi(u\Delta y - v\Delta x)]_E \quad (3.13)$$

式中, 界面处的值要通过插值公式 (空间离散格式) 计算。

3.1.3 SIMPLE 算法

SIMPLE 是英文 Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations 的缩写, 意为“求解压力耦合方程组的半隐式方法”。该方法是有 Patankar 与 Spalding 于 1972 年提出, 是一种主要用于求解不可压流场的数值方法 (也可用于求解可压流动)。它的核心是采用“猜测—修正”的过程, 从而达到求解动量方程 (Navier-stokes

方程)的目的。其求解步骤^[42]:

- 1) 根据经验假设一个压力场的初始猜测值, 记为 p^* 。
- 2) 将待求解动量离散方程, 求出相应的速度 u^* 和 v^* 。
- 3) 根据动量插值公式, 计算界面流速 u_c^* 和 v_c^* 。
- 4) 计算压力修正方程的系数及源项。
- 5) 求解压力修正值方程, 得到节点上的压力修正值 p_p' 。
- 6) 计算各界面上的压力修正值 p_e' 。然后计算节点速度修正值 u_p' 与 v_p' 。
- 7) 计算修正后的速度 u 、 v 和压力 p 。
- 8) 检查结果是否收敛, 若不收敛, 重新回到第 2 步, 开始下一层次迭代计算, 直到得出收敛解。

3.1.4 湍流模型

湍流出现在速度变动的地方, 这种波动使得流体介质之间相互交换动量、能量和浓度变化, 而且引起了数量的波动。由于这种波动是小尺度且是高频率的, 所以在实际工程计算中直接模拟的话对计算机的要求会很高。实际上瞬时控制方程可能在时间上、空间上是均匀的, 或者可以人为的改变尺度, 这样修改后的方程耗费较少的计算机机时。但是, 修改后的方程可能包含有我们所未知的变量, 湍流模型需要用已知变量来确定这些变量。

由于本文在数值计算时, 选用标准 $k-\varepsilon$ 模型, 在此对标准 $k-\varepsilon$ 模型作简单的介绍^[41]:

在关于湍动能 k 的方程的基础上, 再引入一个湍动能耗散率 ε 的方程, 便形成两方程 $k-\varepsilon$ 模型, 称为标准 $k-\varepsilon$ 模型。该模型是由 Launder 和 Spalding 于 1972 年提出的, 在模型中湍动能耗散率的 ε 被定义为:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (3.14)$$

式中, 湍动粘度 μ_t 可表示成 k 和 ε 的函数, 即

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.15)$$

其中, C_μ 为经验常数。

在标准的 $k-\varepsilon$ 模型中, k 和 ε 是两个基本未知量, 与之相对应的输运方程为

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_h - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_h) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.17)$$

其中, G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, G_b 由于浮力引起的湍动能 k 的产生项, Y_M 代表可压湍流中脉动扩张的贡献, $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 和 $C_{3\varepsilon}$ 为经验常数, σ_k 和 σ_ε 分别是与湍动能 k 和耗散率 ε 对应的 Prandtl 数, S_k 和 S_ε 是用户定义的源项。

在标准 $k-\varepsilon$ 模型中, 各项的计算公式如下:

首先, G_k 是由于平均速度梯度引起的湍动能 k 的产生项, 由下式计算:

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial y_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3.18)$$

G_b 由于浮力引起的湍动能 k 的产生项, 对于不可压流体, $G_b = 0$;

Y_M 代表可压湍流中脉动扩张的贡献, 对于不可压流体, $Y_M = 0$;

在标准的模型中, 根据 Launder 等的推荐值及后来的实验验证, 模型常数 $C_{1\varepsilon}$ 、 $C_{2\varepsilon}$ 、 C_μ 、 σ_k 、 σ_ε 的取值为:

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad (3.19)$$

对于不可压流体的流动计算中与浮力有关的系数 $C_{3\varepsilon}$, 当主流方向与重力方向平行时, 有 $C_{3\varepsilon} = 1$, 当主流方向与重力方向垂直时, 有 $C_{3\varepsilon} = 0$ 。

根据以上分析, 当流动为不可压, 且不考虑用户自定义的源项时, $G_b = 0$, $Y_M = 0$, $S_k = 0$, $S_\varepsilon = 0$, 这时标准 $k-\varepsilon$ 模型变为:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.21)$$

这种简化后的形式, 便于我们分析不同湍流模型的特点。

3.1.5 FLUENT 软件介绍

FLUENT 软件是流体力学中通用性较强的一种商品软件, 它不但可以为工程设计服务, 亦可用于科学研究。针对每一种流动的物理问题的特点, 采用适合于它的数值解法在计算速度, 稳定性和精度等各方面达到最佳, 再将不同领域的计算软件组合起来, 成为 CFD 软件群, 从而高效率的解决各个领域内复杂流动的计算问题。这些不同软件可以计算流场, 传热和化学反应, 各个软件之间可以方便地进行数值交换。利用现成的商用软件来研究流场, 可以免去对 N-S 方程求解的过程, 而将精力集中在控制参数, 研究初始边条件对最终流态的影响。对问题研

究的广度和深度都可得到一定的提高^[43]。

FLUENT 软件的结构主要可分为三大块：

1. 前置处理器 GAMBIT

1) 完整的建模能力

GAMBIT 拥有自己的绘图器，可以完成复杂外形的二维/三维建模，并提供了强大的布尔代数运算功能，能够准确模拟出分析对象的几何外形。为了满足一些特定的功能，GAMBIT 集成了一些特殊模块，例如 GAMBIT/TURBO 是集成在 GAMBIT 2.1 里的针对旋转机械的专用前处理模块，提高了分析计算的效率。

由于 GAMBIT 需要非常准确的建立模型，因此，对于模型建立的质量要求很苛刻。为了方便应用，我们对实际问题的模型须进行必要的简化，以达到分析目的为目标，忽略一些结构条件，这样有利于提高分析计算的效率。

2) 强大的网格生成能力

GAMBIT 软件提供了功能强大、灵活易用的网格划分工具，可以划分出满足 CFD 特殊需要的网格。

a) 完全非结构化的网格能力

GAMBIT 之所以被认为是商用 CFD 软件最优秀的前置处理器完全得益于其突出的非结构化的网格生成能力。GAMBIT 能够针对极其复杂的几何外形生成三维四面体、六面体的非结构化网格及混合网格，且有数十种网格生成方法，生成网格过程又具有很强的自动化能力，因而大大减少了工程师的工作量。

b) 网格的自适应技术

FLUENT 采用网格自适应技术，可根据计算中得到的流场结果反过来调整和优化网格，从而使得计算结果更加准确。这是目前在 CFD 技术中提高计算精度的最重要的技术之一。尤其对于有波系干扰、分离等复杂物理现象的流动问题，采用自适应技术能够有效地捕捉到流场中的细微的物理现象，大大提高计算精度。如采用自适应网格后可以有效地分析汽车后视镜附近的气流分离现象，汽车尾部的旋涡区域及发动机水套的温度场等复杂问题。

c) 混合网格与附面层内的网格功能

GAMBIT 提供了对复杂的几何形体生成附面层内网格的重要功能。(附面层是流动变化最为剧烈的区域，因而附面层网格对计算的精度有很大影响)。而且附面层内的贴体网格能很好地与主流区域的网格自动衔接，大大提高了网格的质量。另外，GAMBIT 能自动将四面体、六面体、三角柱和金字塔形网格自动混合起来，这对复杂几何外形来说尤为重要。

3) 丰富的 CAD 接口

GAMBIT 包含全面的几何建模能力，既可以在 GAMBIT 内直接建立点、线、面、体的几何模型，也可以从 PRO/E, UGII, IDEAS, CATIA, SOLIDWORKS, ANSYS, PATRAN

等主流的 CAD/CAE 系统导入几何和网格。GAMB I T 与 CAD 软件之间的直接接口和强大的布尔运算能力为建立复杂的几何模型提供了极大的方便。

2. 计算处理器

1) 求解器

FLUENT 软件采用有限体积方法, 并提供了分离式和耦合式两类求解器, 而耦合式求解器又分为隐式和显式两种。分离式求解器以前主要用于不可压缩流动和微可压缩流动, 而耦合式求解器用于高速可压流动。现在, 两类求解器都适用于不可压缩流动到高速可压的很大范围的流动, 但总的来讲, 当计算高速可压流动时, 耦合式求解器比分离式求解器更有优势。

FLUENT 默认使用分离式求解器, 但对于高速可压流动、由强体积力 (如浮力或者旋转力) 导致的强耦合流动, 或者非常精细的网格上求解的流动, 需要考虑耦合式求解器。耦合式求解器耦合了流动和能量方程, 常常很快可以收敛。

a) 分离式求解器

分离式求解器是顺序地、逐一地求解各方程 (关于 u 、 v 、 w 、 p 和 T 的方程)。也就是先在全部网格上解出一个方程来后, 再求解另一个方程。由于控制方程是非线性的, 且相互之间是耦合的, 因此, 在得到收敛解之前, 要经过多轮迭代。该算法是一种很成熟的算法, 在应用上经过了很广泛的验证, 这种方法拥有流体体积模型、多项混合模型、欧拉混合模型、PDF 燃烧模型、预混合燃烧模型、部分预混合燃烧模型、烟灰和 NO_x 模型、Rosseland 辐射模型、熔化和凝固等相变模型、指定质量流量的周期流动模型、周期性热传导模型和壳传导模型等。

b) 耦合求解器

耦合求解器是同时求解连续方程、动量方程、能量方程及组分输运方程的耦合方程组, 然后逐一求解湍流等标量方程。由于控制方程是非线性的, 且相互之间是耦合的, 因此, 在得到收敛解之前, 要经过多轮迭代。为此, 可采用隐式和显式两种方案实现这一线性化过程, 两种方法的物理意义如下:

隐式对于给定变量, 单元内的未知量用邻近单元的已知和未知量来计算。因此, 每一个未知量会在不止一个方程中出现, 这些方程必须同时求解才能解出未知量的值。

显式对于给定变量, 每一个单元内的未知量只包含已知值的关系式来计算。因此, 因此未知量只在一个方程中出现, 每一个单元内的未知量的方程只须求解一次可以得到未知量的值。

这种方法使用于理想气体模型、用户定义的理想气体模型、NIST 理想气体模型、非反射边界条件和用于层流火焰的化学模型。

2) 湍流模型

湍流是以速度脉动为特性, 速度的脉动引起了与其相关的传输量, 如: 动量、

能量等也出现脉动。由于这些脉动是小尺度、高频率的，在实际的工程计算中要直接模拟需要昂贵的计算资源，替代的方法是将瞬时控制方程时均化，或通过变换从而略去小尺度脉动，于是产生一系列修改后的方程，求解这些方程则需要较少的计算资源；但是，修改后的方程包含了一些附加的未知变量，于是就需要用湍流模型根据已知量来确定这些附加的未知变量。

FLUENT 提供了以下几种计算模型：

零方程模型：该模型不使用微分方程，而是用代数关系式，把湍动粘度与时均值联系起来的模型。它只用湍流的时均连续方程和 Reynolds 方程组成方程组，把方程中的 Reynolds 应力用平均速度场的局部流速梯度来表示。最著名的是 Prandtl 提出的混合长度模型，假定湍动粘度 μ_t 正比于时均速度 u_i 的梯度和混合长度 l_m 的乘积。

单方程模型：为了弥补混合长度假定的局限性，在湍流的时均连续方程和 Reynolds 方程的基础上，再建立一个湍动能 k 的输运方程，而 μ_t 表示成 k 的函数，从而使方程组闭合。

$k-\varepsilon$ 模型：在关于湍动能 k 的方程的基础上，引入一个关于湍流耗散率 ε 的方程，便形成了 $k-\varepsilon$ 两方程模型。该模型又分为标准 $k-\varepsilon$ 模型、RNG $k-\varepsilon$ 模型和 Realizable $k-\varepsilon$ 模型。

$k-\omega$ 模型：这种模型特别适用于低雷诺数的流动，它也解湍流动能 K 的传输方程，但用湍流频率 ($\omega = \varepsilon/\kappa$) 传输方程代替湍流耗散 ε 的传输方程。该模型又分为标准 $k-\omega$ 模型和 SST $k-\omega$ 模型。

雷诺切应力模型：这些模型直接实现湍流切应力 ($\overline{\mu_i \mu_j}$) 的传输方程。这些传输方程的精确形式可以从 Navier-Stokes 方程的解析法获得。但是，这些偏微分方程又包含许多必须由模型近似却又不能直接求解的项。这种方法导致湍流模型有 15 或更多的匹配参数。

大涡模拟模型：为了模拟湍流流动，一方面要求计算区域的尺寸应大到足以包含湍流运动中出现的最大涡，另一方面要求计算网格的尺度应小到足以分辨最小涡的运动。在放弃对全尺度范围上涡的运动模拟，而只将比网格尺度大的湍流运动通过 Navier-Stokes 方程直接计算出来，对于小尺度的涡对大尺度运动的影响则通过建立模型来模拟，从而形成了目前的大涡模拟法。

3. 后置后处理器

后处理的目的是有效地观察和分析流动计算结果。随着计算机图形功能的提高，FLUENT 提供了较为完善的可视化功能（以表面为基础），可以用多种方式显示和输出计算结果，例如，显示速度矢量图、压力等值线图、等温图、压力云图、流线图，绘制 XY 散点图、残差图，生成流场变化的动画，报告流量、力、界面积分、体积分及离散相关的信息等。

3.2 新型轴向力平衡装置轴向间隙流动的数值计算

3.2.1 计算机模型的建立

建立轴向间隙流道的三维模型，是数值模拟的前提。由图 2.1 知，轴向力平衡装置的轴向间隙流道结构较复杂，可以认为是由 $r_4 \leq r \leq r_m$ 区域的轴向间隙和 $r_5 \leq r \leq r_4$ 区域的轴向间隙组成。

泵的性能参数，如表 3.1 所示。

表 3.1 泵的性能参数

扬程 H (m)	流量 Q (m^3/s)	叶轮转速 n (rpm)	效率 η (%)
50	0.2	2875	78

叶轮的几何尺寸，如表 3.2 所示。

表 3.2 叶轮的几何尺寸

密封环半径 r_m (mm)	进口半径 r_0 (mm)	出口半径 r_2 (mm)	轮毂半径 r_h (mm)
110	100	150	22

新型轴向力平衡装置的几何尺寸，如表 3.3 所示。

表 3.3 新型轴向力平衡装置的几何尺寸

径向间隙		轴向间隙					凹槽	
长 L_1 (mm)	宽 b_1 (mm)	长 L_2 (mm)	宽 b_2 (mm)	宽 h (mm)	进口半径 r_4 (mm)	出口半径 r_5 (mm)	夹角 δ ($^\circ$)	个数 z (个)
33	0.15	8	10	2	102	35	5	12

由式 (2.31) 和表 3.1、表 3.2、表 3.3 的参数，可计算出新型轴向力平衡装置的泄漏量 q_v 为

$$q_v = 3.824 \times 10^{-5} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

1. 建立轴向流道模型

根据表 3.2 和表 3.3 的几何尺寸，在 Gambit 软件中完成几何建模。因为轴向流道的进口是一圆柱面，流体从四周向径向流动，不利于确定进口速度方向。因此，在半径 r_m 外加上一段同心圆柱体，以所加同心圆柱体的端面 ($-Z$ 方向) 为模型的进口 (如图 3.2 中 a 图)。在出口方向为了防止主流区域的干扰流，在半径 r_5 外加上一段同心圆柱体，以所加同心圆柱体的端面 ($+Z$ 方向) 为模型的出口 (如图 3.2 中 b 图)。

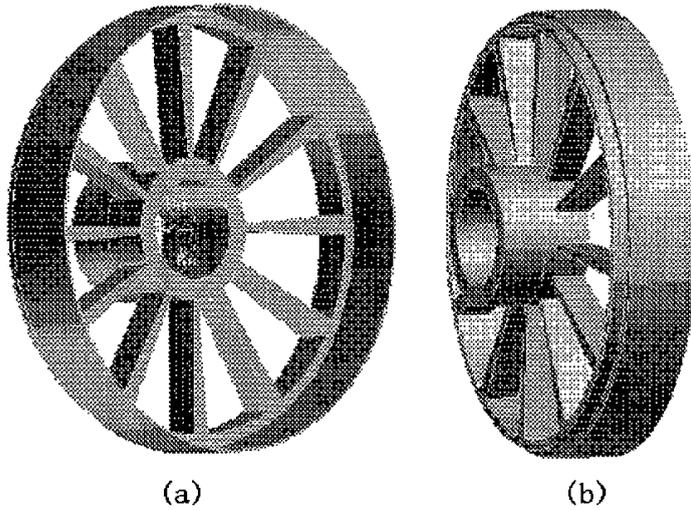


图 3.2 新型轴向力平衡装置的轴向流道模型

2. 计算模型网格的划分

虽然轴向间隙的流道是对称分布的，按理说对具有轴对称分布的结构，在 FLUENT 计算时为了节省计算资源，提高效率通常只计算一个流道就可以了。但为了准确而全面反映整个流场的流速及压力变化规律，所以将轴向间隙的流道进行全面的计算，计算网格划分见图 3.3。

3. 网格划分的检查结果

本文为了对比网格划分的粗细对计算结果及收敛性的影响，进行了五组大小和数量不同网格划分。计算轴向间隙流道采用四面体网格，为了便于划分网格和后处理，将整个流道分为四部分分别划分网格。检查网格合格后，输出 mesh 格式文件。

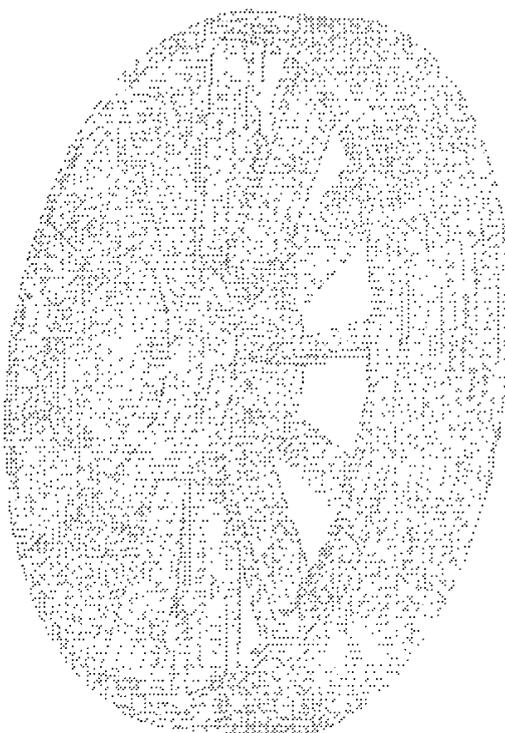


图 3.3 计算模型网格划分图

1) 第一组网格检查, 网格总数为 115090

Summarizing EQUIANGLE SKEW of 3D elements measured for 4 meshed volumes:
 Volume volume 13 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 500000.
 Volume volume 14 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 500000.
 Volume volume 16 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 500000.
 Volume volume 17 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 500000.

From value	To value	Count in range	% of total count (115090)
0	0.1	3597	3.21
0.1	0.2	5406	4.70
0.2	0.3	17319	15.05
0.3	0.4	38063	33.07
0.4	0.5	26048	22.63
0.5	0.6	15885	13.80
0.6	0.7	8446	7.34
0.7	0.8	311	0.28
0.8	0.9	9	0.01
0.9	1	4	0.00
0	1	115090	100.00

Measured minimum value: 0.002252
 Measured maximum value: 0.922569

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for skewed elements (EQUIANGLE SKEW > 0.90)

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for inverted elements

2) 第二组网格检查, 网格总数为 163335

Summarizing EQUIANGLE SKEW of 3D elements measured for 4 meshed volumes:
 Volume volume 13 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 200000.
 Volume volume 14 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 200000.
 Volume volume 16 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 200000.
 Volume volume 17 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2 200000.

From value	To value	Count in range	% of total count (163335)
0	0.1	4660	2.85
0.1	0.2	3266	2.00
0.2	0.3	25553	15.64
0.3	0.4	56354	34.50
0.4	0.5	40821	24.99
0.5	0.6	23498	14.39
0.6	0.7	3812	2.33
0.7	0.8	271	0.17
0.8	0.9	11	0.01
0.9	1	0	0.00
0	1	163335	100.00

Measured minimum value: 0.00045193
 Measured maximum value: 0.877587

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for skewed elements (EQUIANGLE SKEW > 0)

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for inverted elements

3) 第三组网格检查, 网格总数为 180519

Summarizing EQUIANGLE SKEW of 3D elements measured for 4 meshed volumes:
 Volume volume 13 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.100000.
 Volume volume 14 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.100000.
 Volume volume 16 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.100000.
 Volume volume 17 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.100000.

From value	To value	Count in range	% of total count (180519)
0	0.1	6988	3.87
0.1	0.2	11224	6.22
0.2	0.3	26819	14.86
0.3	0.4	62035	34.36
0.4	0.5	47302	26.20
0.5	0.6	23850	13.21
0.6	0.7	2103	1.16
0.7	0.8	202	0.11
0.8	0.9	4	0.00
0.9	1	0	0.00
0	1	180519	100.00

Measured minimum value: 0.000935665
 Measured maximum value: 0.826307

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for skewed elements (EQUIANGLE SKEW > 0.98).
 0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for inverted elements.

4) 第四组网格检查, 网格总数为 216655

Summarizing EQUIANGLE SKEW of 3D elements measured for 4 meshed volumes:
 Volume volume 13 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.000000.
 Volume volume 14 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.000000.
 Volume volume 16 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.000000.
 Volume volume 17 meshed using Tetrahedral scheme and size of 2.000000.

From value	To value	Count in range	% of total count (216655)
0	0.1	7964	3.68
0.1	0.2	11157	5.15
0.2	0.3	39260	18.12
0.3	0.4	80353	37.09
0.4	0.5	58927	27.20
0.5	0.6	16460	7.60
0.6	0.7	2170	1.00
0.7	0.8	362	0.17
0.8	0.9	2	0.00
0.9	1	0	0.00
0	1	216655	100.00

Measured minimum value: 0.00192796
 Measured maximum value: 0.85774

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for skewed elements (EQUIANGLE SKEW > 0.98).
 0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for inverted elements.

5) 第五组网格检查, 网格总数为 239260

Summarizing EQUIANGLE SKEW of 3D elements measured for 4 meshed volumes:
 Volume volume 13 meshed using Tetrahedral scheme and size of 1.900000.
 Volume volume 14 meshed using Tetrahedral scheme and size of 1.900000.
 Volume volume 16 meshed using Tetrahedral scheme and size of 1.900000.
 Volume volume 17 meshed using Tetrahedral scheme and size of 1.900000.

From value	To value	Count in range	% of total count (239260)
0	0.1	9970	4.17
0.1	0.2	12461	5.21
0.2	0.3	42642	17.82
0.3	0.4	98573	41.19
0.4	0.5	62883	26.28
0.5	0.6	18136	7.58
0.6	0.7	2232	0.93
0.7	0.8	349	0.15
0.8	0.9	14	0.01
0.9	1	0	0.00
0	1	239260	100.00

Measured minimum value: 0.00176306
 Measured maximum value: 0.879378

0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for skewed elements (EQUIANGLE SKEW > 0.98).
 0 out of 4 meshed volumes failed mesh check for inverted elements.

3.2.2 用 FLUENT 软件进行数值计算

1. 启动 Fluent 软件, 读入 mesh 格式文件, 控制台窗口显示进程为

Welcome to Fluent 6.1.2

Copyright 2003 Fluent Inc.

All Rights Reserved

Loading "D:\fluent\fluent6.1.22\lib\fl_s117.dmp"

Done.

> Reading "F:\szh\fluent\js13\zhou50.msh"...

2. 在 Fluent 中进行网格的单位转换、网格检查、平滑（和交换）网格

读入网格之后要检查网格：菜单 Grid/ Scale、Check 和 Smooth/Swap...。在检查过程中，可以在控制台窗口中看到区域范围，体积统计、连通性信息及光滑与交换网格信息。

在网格检查过程中，要注意以下几点：

- 1) 在 SI 单位制中，默认单位是 m，先使用“Scale Grid”改变单位为 mm。
- 2) 网格检查列出了 x、y、z 的最大值和最小值；
- 3) 网格检查还报告出网格的其他特性，如单元的最大体积和最小体积、最大面积和最小面积；
- 4) 网格检查还会报告出有关网格的任何错误，特别要求确保最小体积不能是负值，否则 FLUENT 无法进行计算。如果最小体积为负数就需要修复网格以减少域的非物理离散。
- 5) 网格的平滑（和交换）对于非结构网格尤为重要。

3. 选择求解器及运行环境

分离式求解器以前主要用于不可压流动或微可压流动，而耦合式求解器用于高速可压流动。现在，两种求解器都适用于从不可压到高速可压的很大范围的流动，总的来讲，当计算高速可压流动时，耦合求解器比分离式求解器更有优势。

对于本问题，选用分离式求解器、采用非结构化交错网格的 SIMPLE 算法及隐式求解。采用有限体积法离散计算区域，对流项采用迎风差分格式，扩散项采用中心差分格式。

4. 选择流动模型

液体为粘性不可压流体定常流动，液体的运动粘度系数为常数。由于轴向间内部液体随转动盘高速旋转，其雷诺数大。所以选择高雷诺数湍流计算模型，即标准的 $\kappa-\varepsilon$ 模型。

5. 边界条件定义

流动的液体为水，液体密度取 $\rho = 998.2 \text{ Kg/m}^3$ ，水的动力粘度为 $\mu = 1.0 \times 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ 。

进口边界条件：在本文计算中定义进口为速度进口边界条件，由于进口流动湍流发展不充分，选择湍流参数为湍流强度和水力直径。湍流强度按下式计算：

$$I = u' / \bar{u} = 0.16(\text{Re}_{D_H})^{-1/8}$$

式中， D_H 为水力直径，按等效水力直径确定

$$D_H = 4 \frac{A}{\chi}$$

式中： A 为进口面积， χ 为湿周。

出口边界条件：在本文计算中定义出口为自由流动边界条件，即出口相对压力为零。

壁面边界条件：无滑移的壁面边界。

6. 流场初始化

在开始对流场进行求解前，用户必须向 FLUENT 提供对流场的初始猜测值，该初始猜测值对解的收敛性有重要的影响，与最终的实际解越接近越好。用相同的场变量值初始化整个流场的所有单元。初始化并保存.cas 文件：

```
Writing "F:\szh\fluent\js13\zhou50.cas"...
```

7. 进行计算

在 Fluent 中进行计算，求解大约 290 步迭代后收敛，从质量流量平衡（见图 3.4）和出口总压（见图 3.5）的监测情况，可以观察到计算达到稳定值，而残差也达到规定的收敛精度（如图 3.6）。最后保存数据文件（Zhou50.dat）。

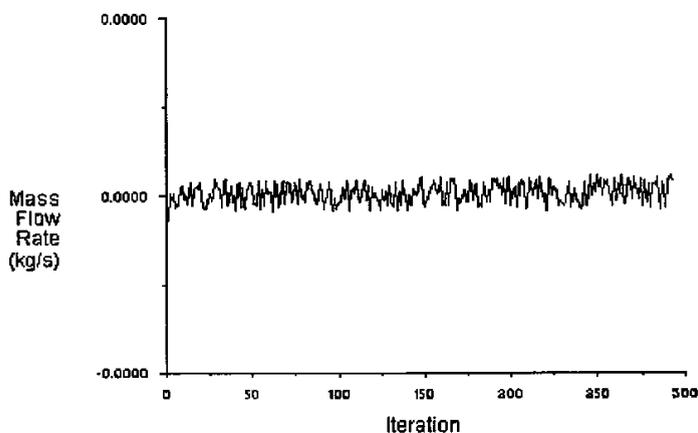


图 3.4 质量流量平衡

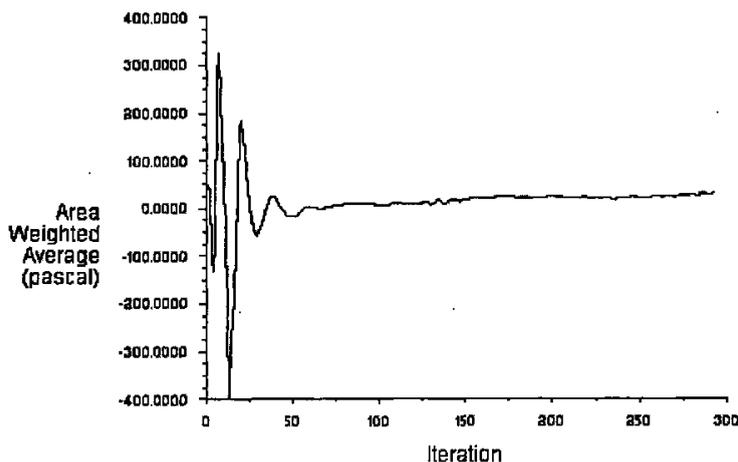


图 3.5 出口总压

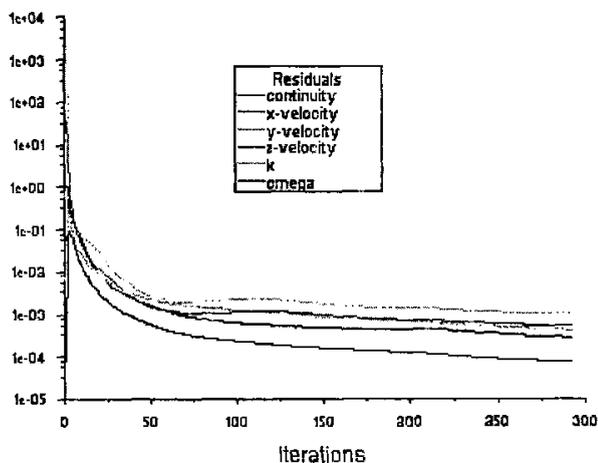


图 3.6 残差历史

3.3 数值计算的结果分析

3.3.1 网格划分对流场计算结果的影响

CFD 方法是把一个连续的流动区域离散化，并在此区域上求解离散化的连续方程、动量方程、及两方程湍流模型中的 $k-\varepsilon$ 方程等方程，所以理论上划分网格越多，就越接近真实情况，但限于可以获取的计算资源，网格数应该有一个合适的范围，另外，对于不同的流道网格多少对计算结果的影响也不一样的，对于压力及速度变化比较剧烈的流场网格多少对计算结果的影响要比流动比较平稳的流场大。为对比网格粗细对流场计算结果的影响，本文采用五组不同网格单元尺寸划分网格，计算结果如下：

1. 计算结果

1) 网格数为 115090 的计算结果

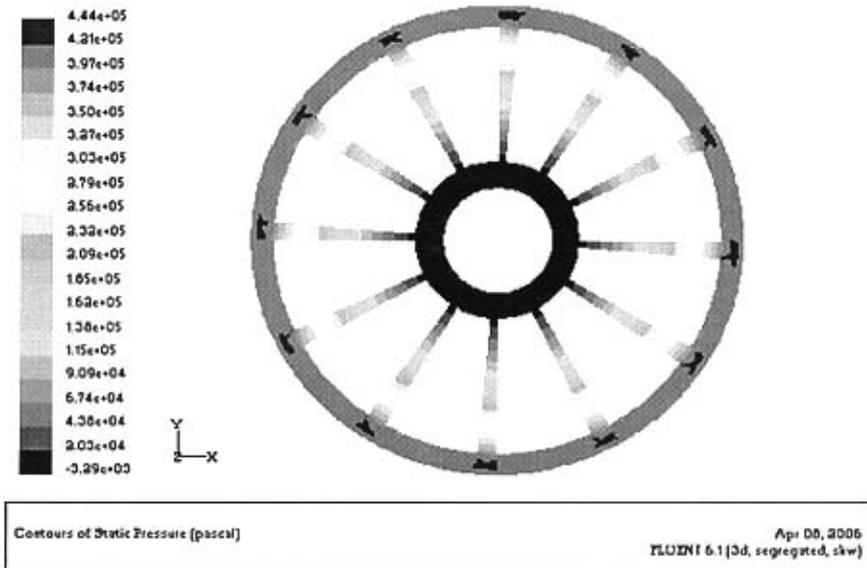


图 3.7 流场静压分布图

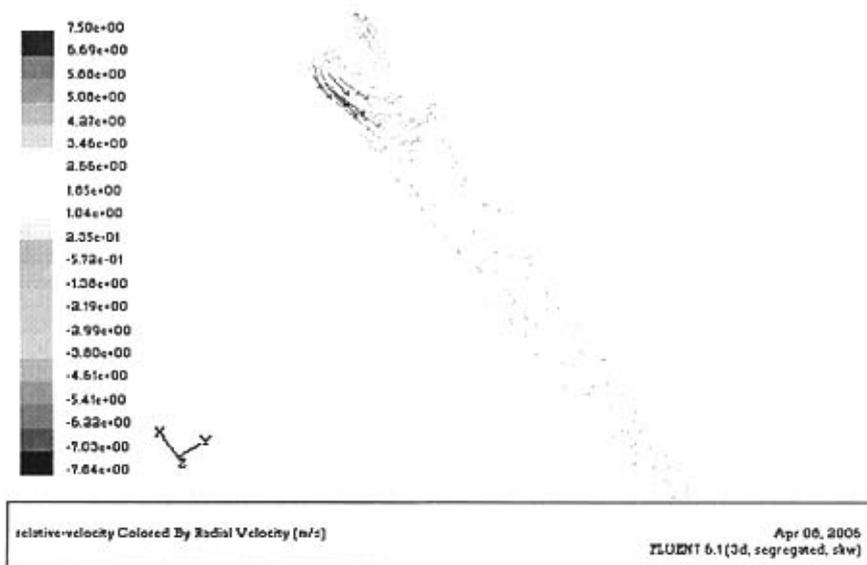


图 3.8 垂直 Z 轴 $Z=7.5\text{mm}$ 截面径向速度矢量分布图

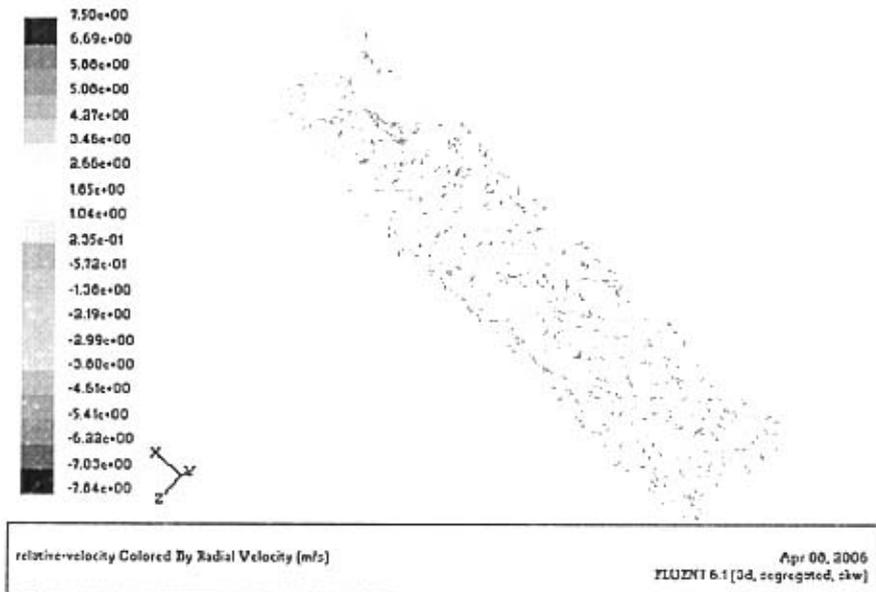


图 3.9 中间轴面的径向速度矢量分布图

2) 网格数为 163335 的计算结果

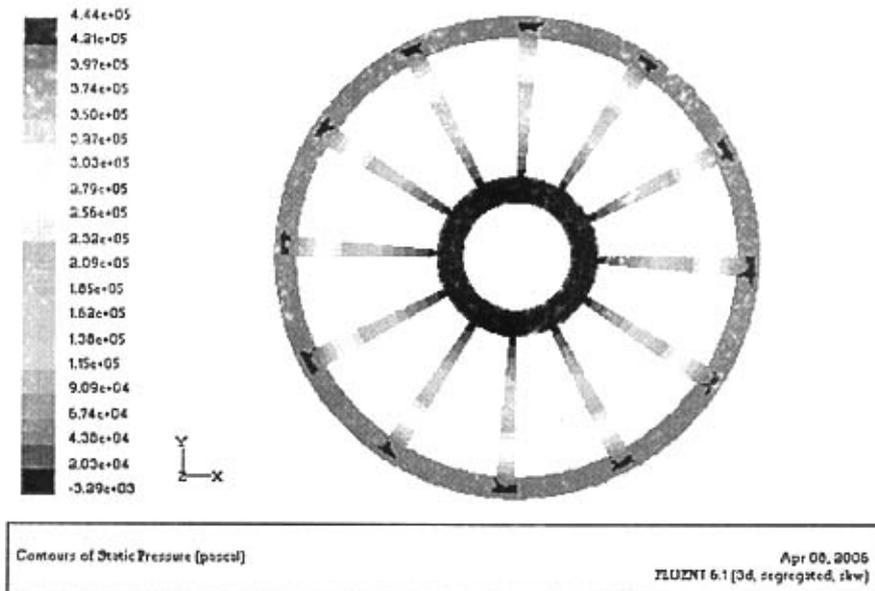


图 3.10 流场静压分布图

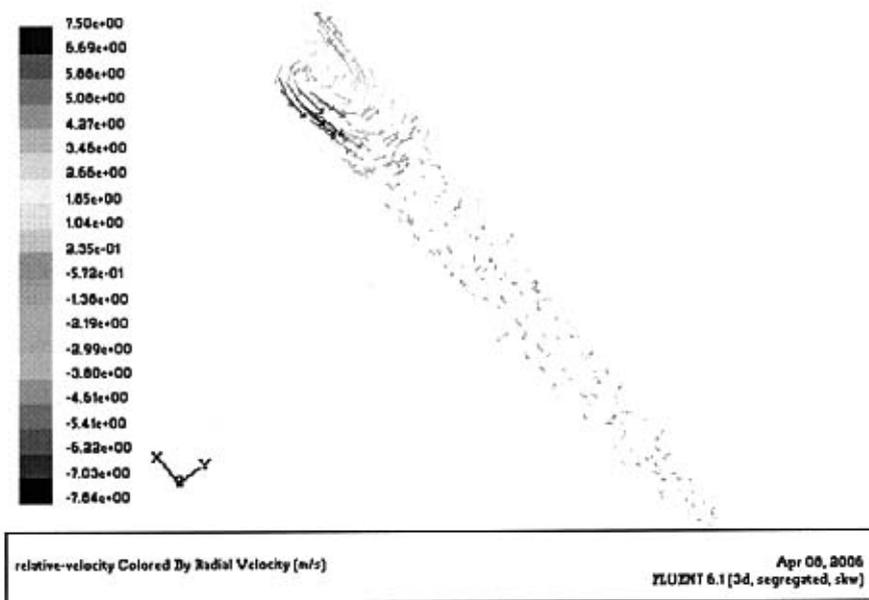


图 3.11 垂直 Z 轴 $Z=7.5\text{mm}$ 截面径向速度矢量分布图

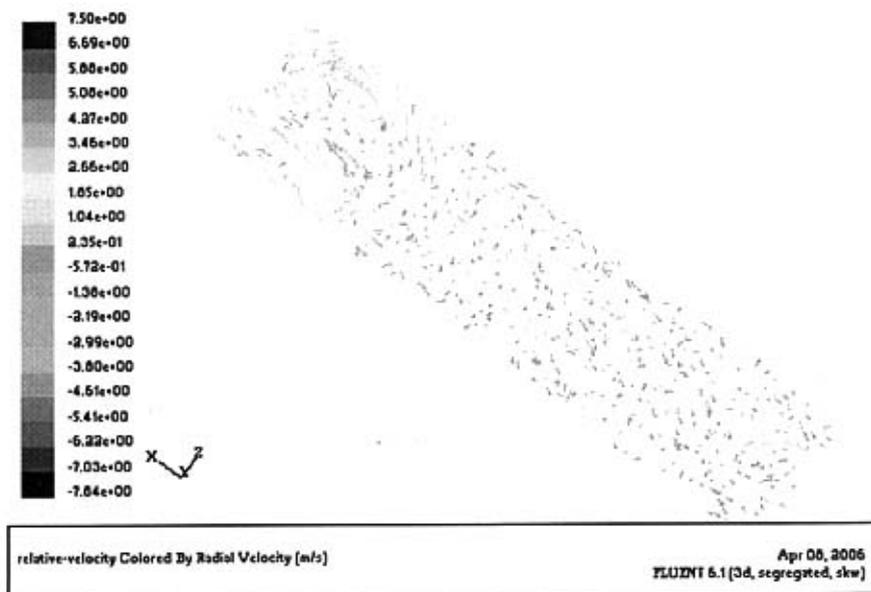


图 3.12 中间轴面的径向速度矢量分布图

3) 网格数为 180519 的计算结果

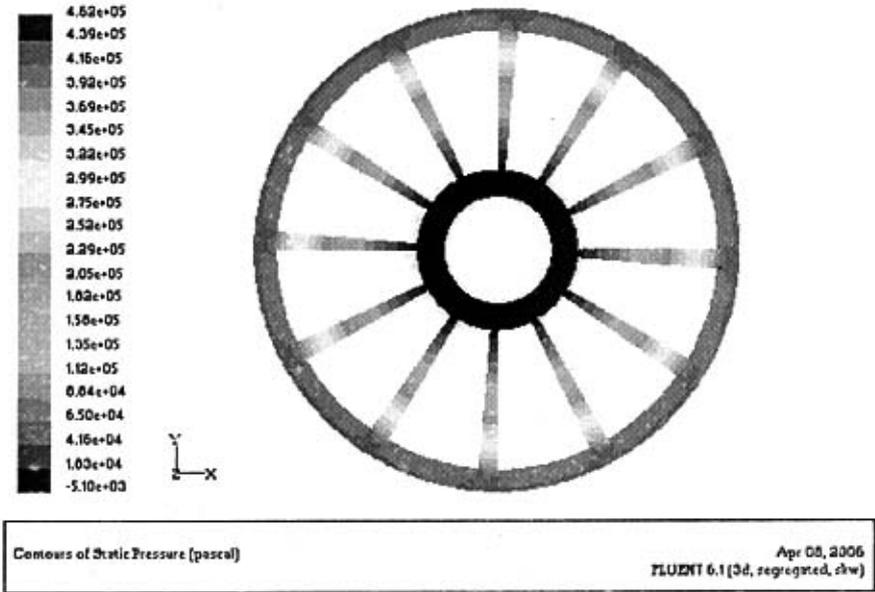


图 3.13 流场静压分布图

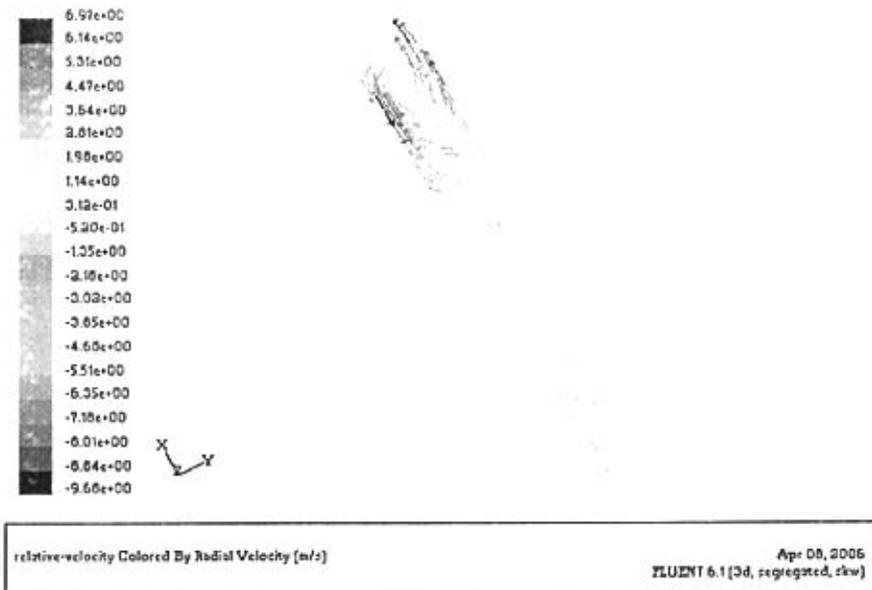


图 3.14 垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图

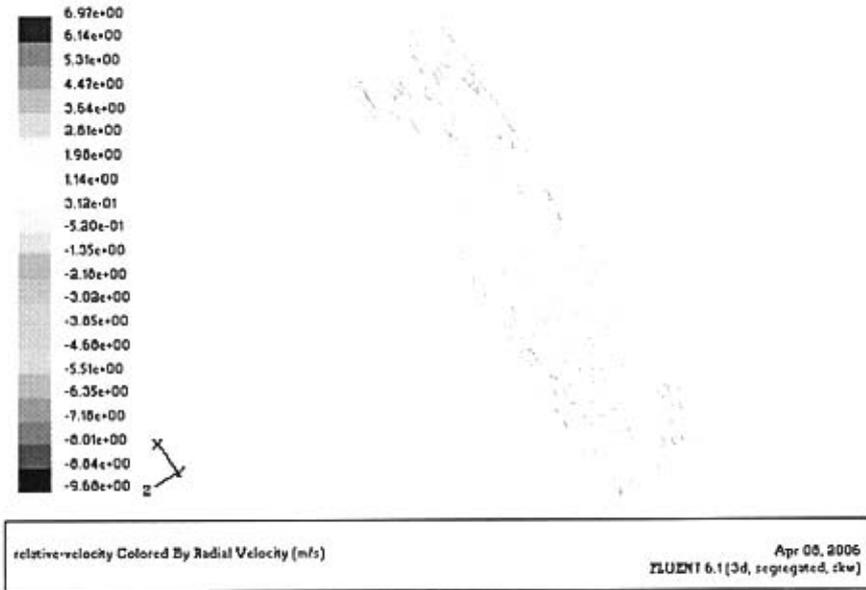


图 3.15 中间轴面的径向速度矢量分布图

4) 网格数为 216655 的计算结果

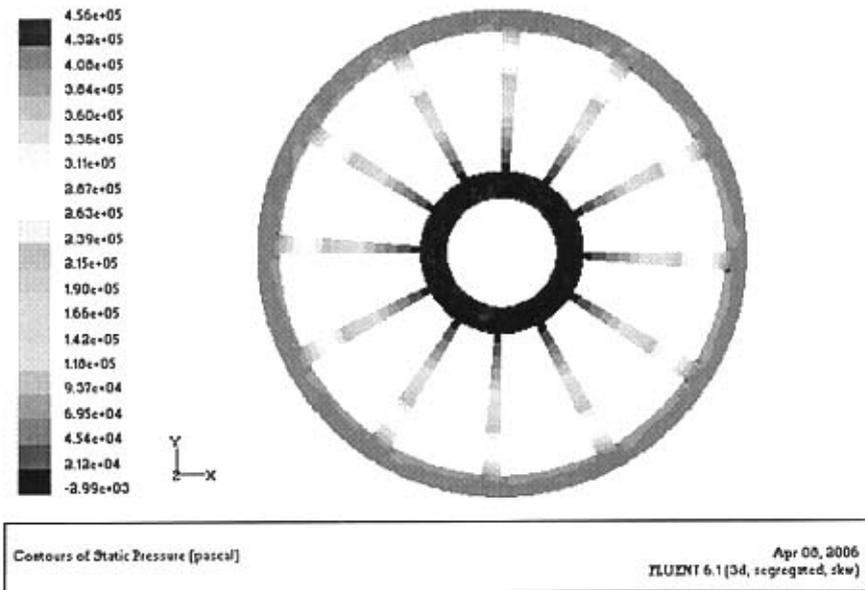


图 3.16 流场静压分布图

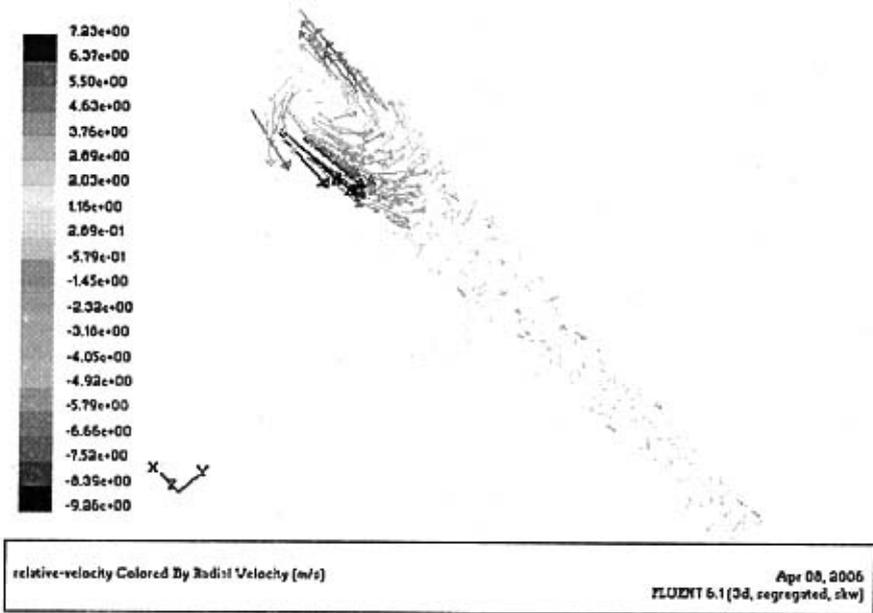


图 3.17 垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图

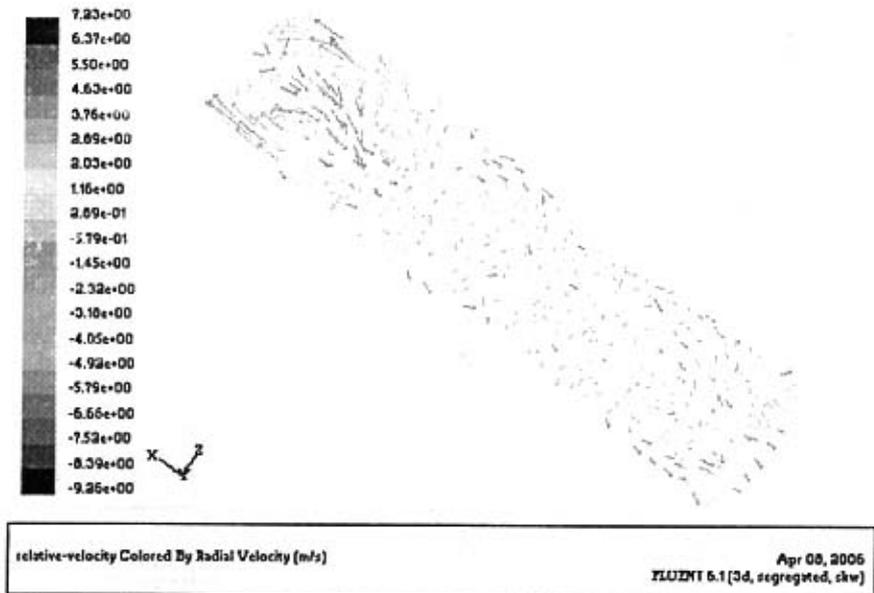


图 3.18 中间轴面的径向速度矢量分布图

5) 网格数为 239260 的计算结果

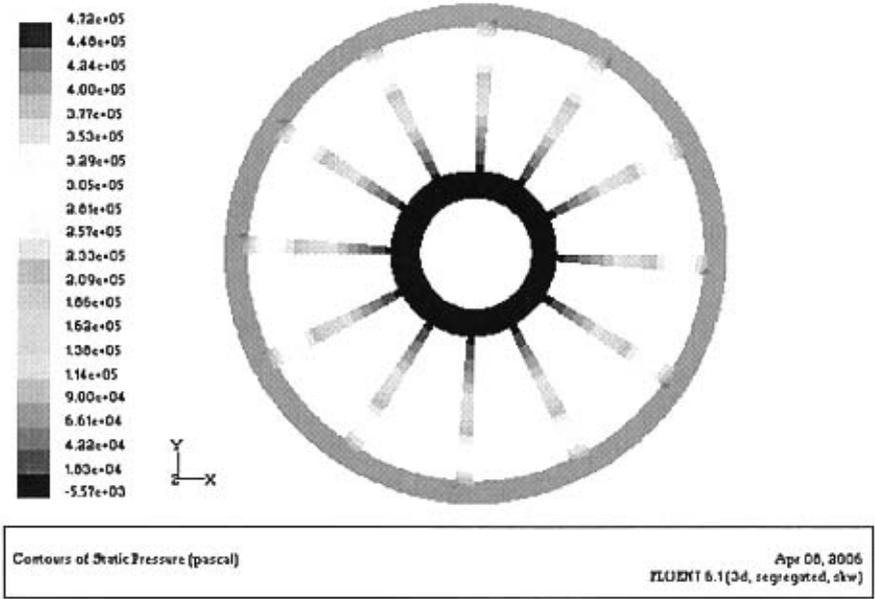


图 3.19 流场静压分布图

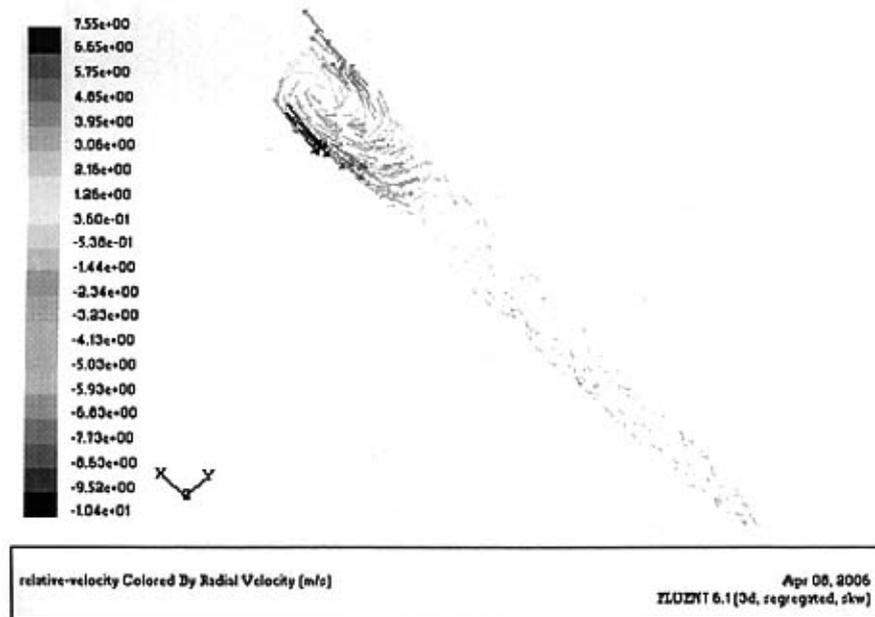


图 3.20 垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图

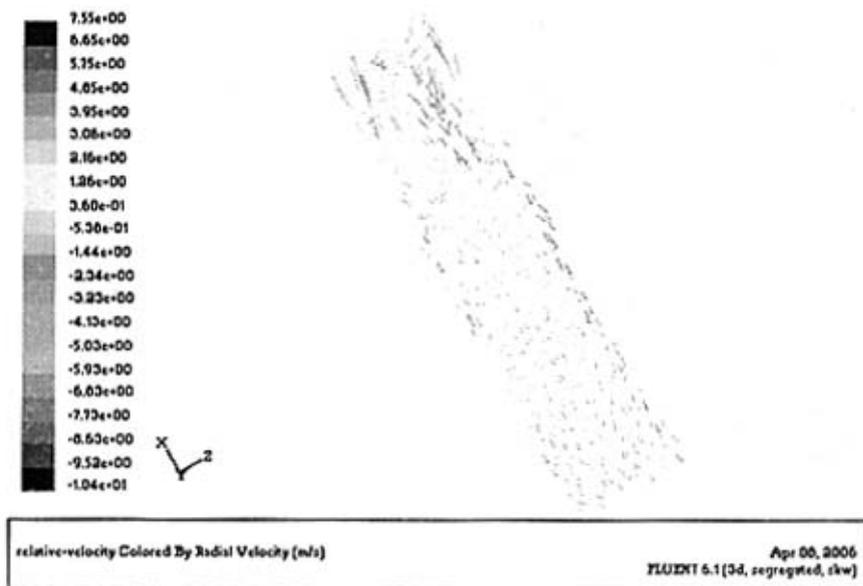


图 3.21 中间轴面的径向速度矢量分布图

2. 结果分析

通过上面的计算，可知网格的划分对数值求解的精度和收敛性影响都很大，网格取得较少会使计算精度大大下降，甚至发散。但网格取得太多，则会使计算机内存和计算时间大大增加。因此，为了选取能保证要求精度的最小网格数，以便节省内存和时间，必须对网格的安排进行调试。前人的实验表明，可以取不均匀的网格划分，例如在流动情况复杂和变量变化梯度较大的地方和壁面附近，网格划分可较密，而在那些变量变化慢的地方，网格则可分得较少。

从图 3.7 到图 3.21 分析知道，网格的多少对计算的结果影响比较明显，不同网格下的速度分布明显的不同，压力场也有细微的不同。由第四组和第五组比较知，计算结果可以表现出流场内的速度局部变化，而更细微流动结构对分析新型轴向力平衡装置的内部流场计算没有实际的参考价值，故本文采用第五组网格数的计算结果来分析内部流场。

3.3.2 轴向间隙内部流场的数值计算结果

本文应用 FLUENT 软件，对新型轴向力平衡装置轴向间隙模型进行数值计算，得到该间隙内部流动的压力场和速度场。轴向间隙内部流动的压力场和速度场，如图 3.22 到 3.29 所示。

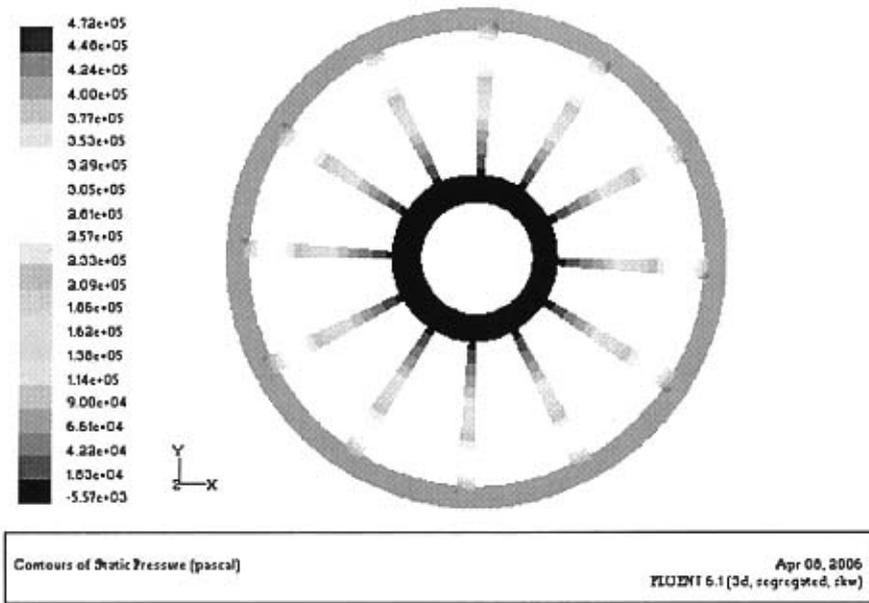


图 3.22 流场静压分布图

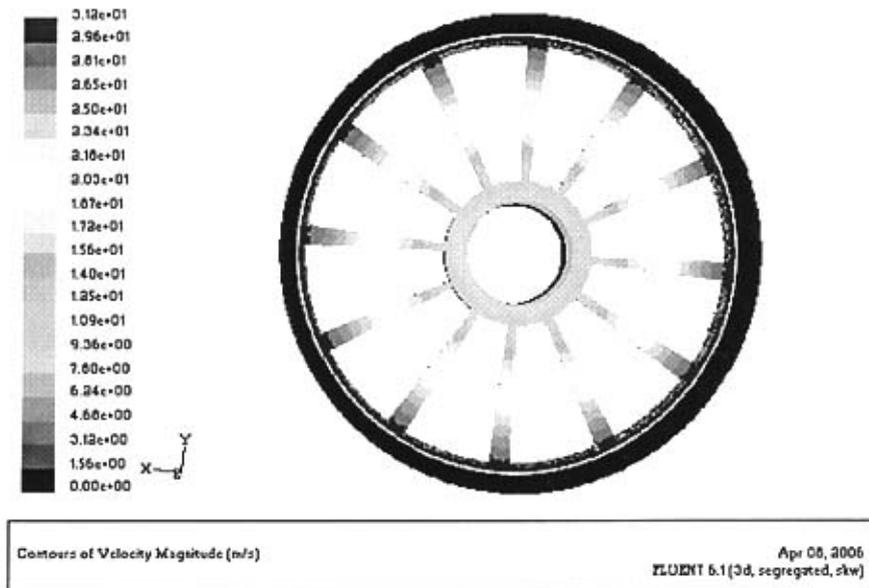


图 3.23 流场速度矢量分布图

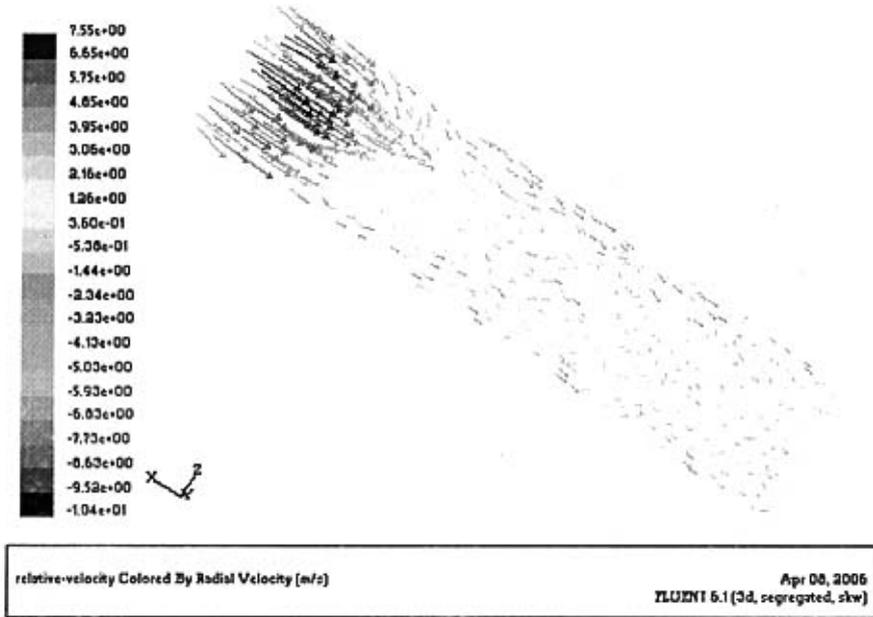


图 3.24 前沿面附近的径向速度矢量分布图

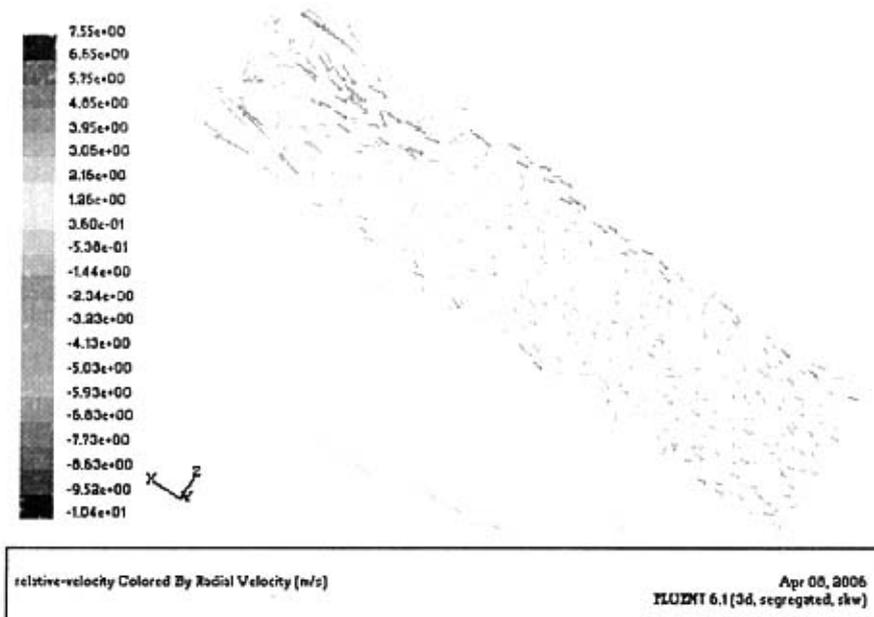


图 3.25 中间轴面径向速度矢量分布图

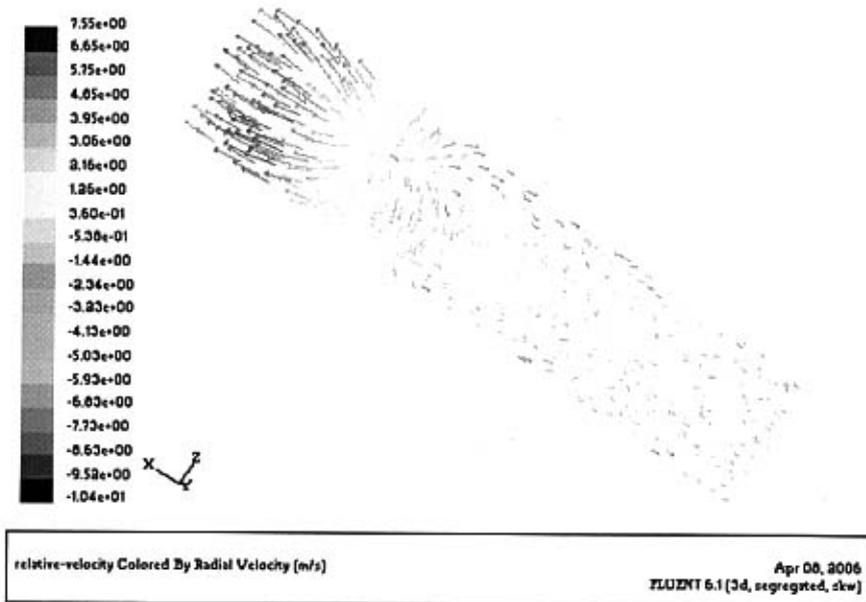


图 3.26 后沿面附近的径向速度矢量分布图

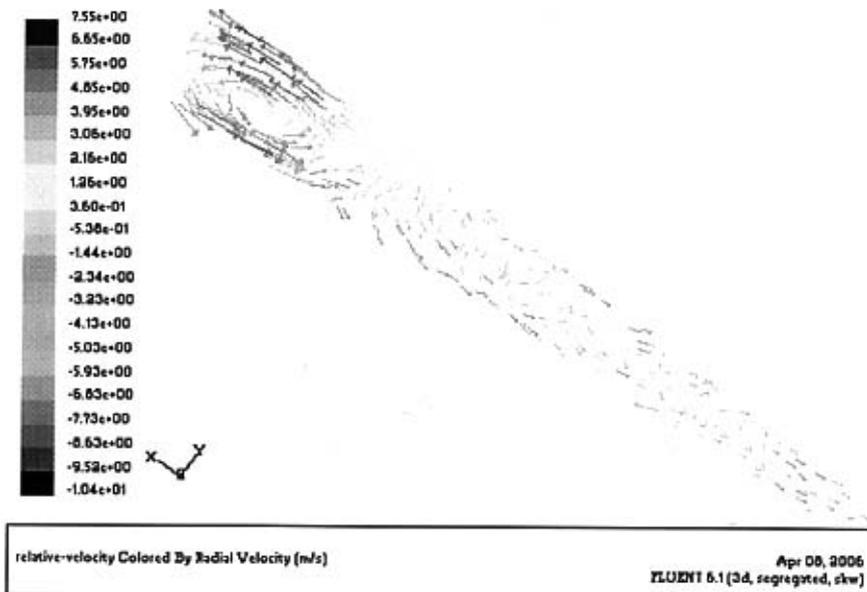


图 3.27 垂直 Z 轴 Z=0.5mm 截面径向速度矢量分布图

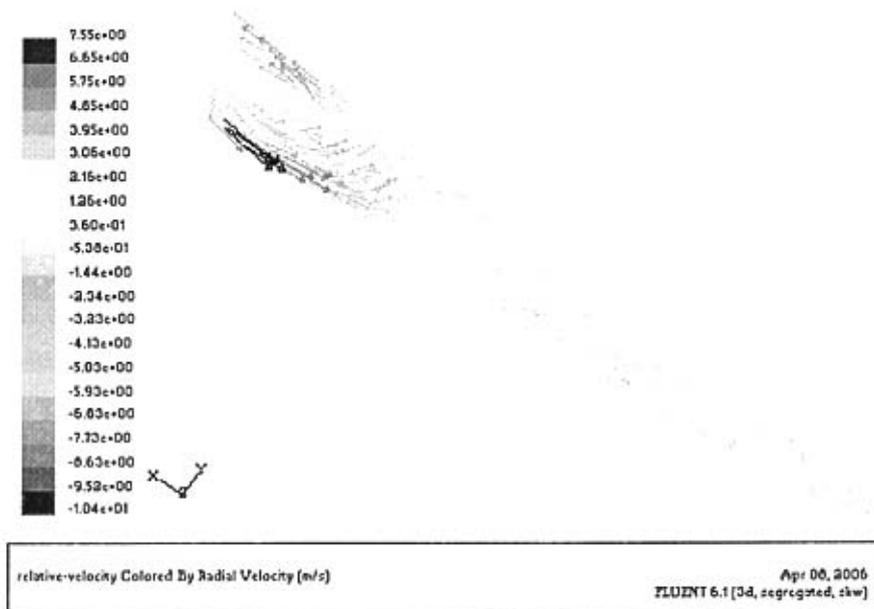


图 3.28 垂直 Z 轴 Z=7.5mm 截面径向速度矢量分布图

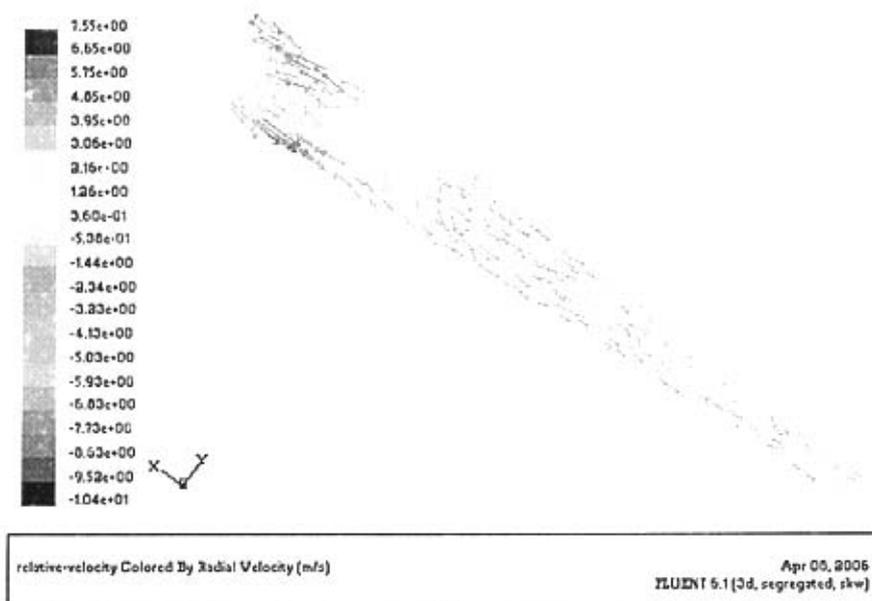


图 3.29 垂直 Z 轴 Z=14.5mm 截面径向速度矢量分布图

图 3.22 所示为新型轴向力平衡装置的内部静压压力场。在转动盘的最大外径处局部地方出现最大静压，是由于旋转离心力的作用。从整个流道上看，随着半径的减少，压力明显下降。

图 3.23 所示为轴向流道的速度矢量图，因为整个流动过程中，由于泄漏量小，径向速度小，总体速度趋势是以圆周速度为主。

图 3.24 到图 3.26 所示为流道不同轴面径向速度矢量分布图。由图可知，在前沿面主流区，由于前沿对流道内流体的作用，使得流体离开该面，外部的高压液体流向该区域，该面附近的径向速度方向向内。在中间流面的主流区域远离壁面，在压差力的作用，迫使液体向内流。在后沿面主流区，从前沿流来的液体受到该面的阻滞作用，压力升高，迫使该面附近的液体向外流。

图 3.27 到图 3.29 所示为垂直于 Z 轴，且 $Z=0.5\text{mm}$, $Z=7.5\text{mm}$, $Z=14.5\text{mm}$ 的截面上径向速度矢量图。由图可知，大约在 $85 \leq r \leq 102$ 区域内，存在较大的漩涡，而漩涡会消耗一定的能量，轴向间隙外的高压液体不易向内流，从而使液体向内流的趋势减弱；大约在 $35 \leq r \leq 85$ 区域内，流动比较紊乱，总体的流动趋势向内。

3.3.3 数据分析

1. 轴向间隙内部流动的分析

为了分析流道内部的流动情况，在不同半径上截取一个圆柱面，再用垂直于 Z 轴的不同面截取圆柱面，则得该面与圆柱面的交线。取交线的平均压力和平均径向速度，则得平均压力和平均径向速度沿 Z 轴的分布，如图 3.30 到图 3.39 所示。

1) 在 $r=98\text{mm}$ 处截面上的平均压力和平均径向速度沿 Z 轴方向分布图

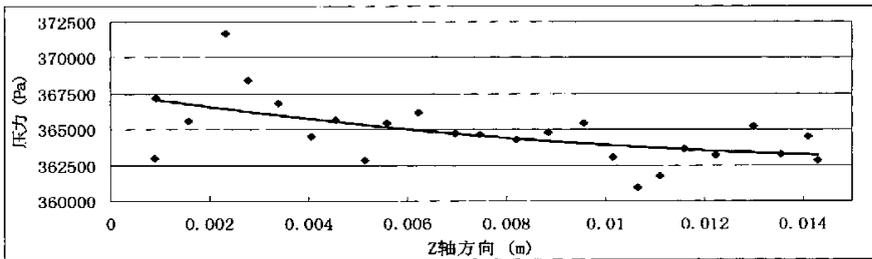


图 3.30 在 $r=98\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图

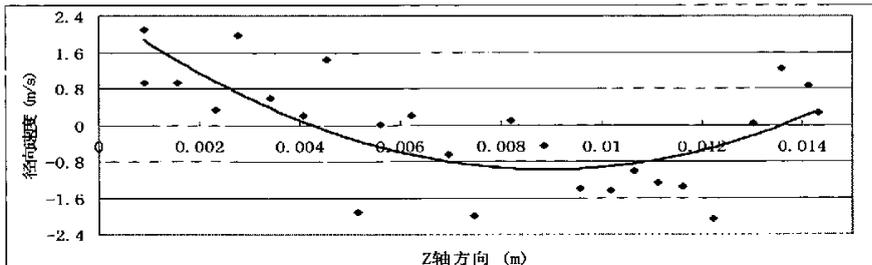


图 3.31 在 $r=98\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图

2) 在 $r=85\text{mm}$ 处截面上的平均压力和平均径向速度沿 Z 轴方向分布图

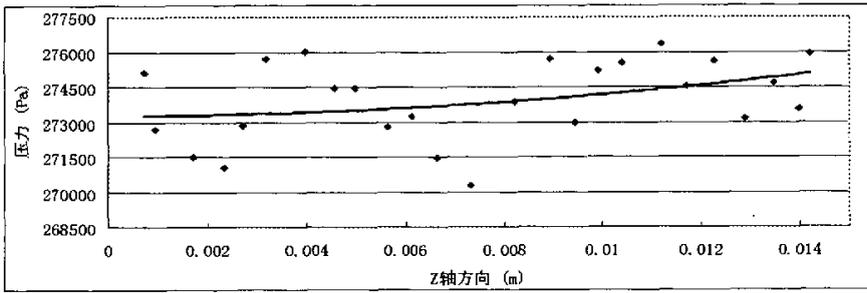


图 3.32 在 $r=85\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图

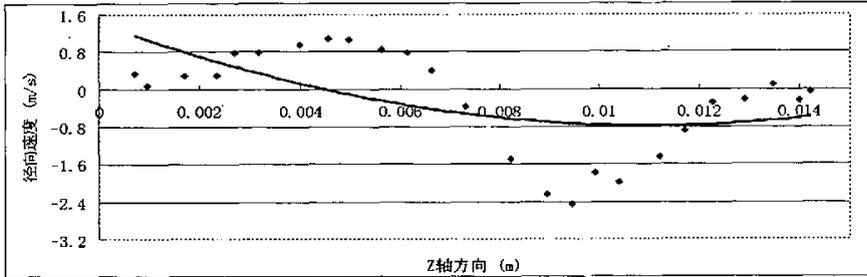


图 3.33 在 $r=85\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图

3) 在 $r=70\text{mm}$ 处截面上的平均压力和平均径向速度沿 Z 轴方向分布图

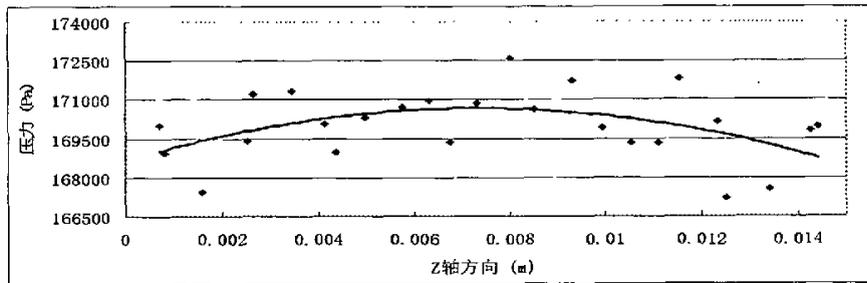


图 3.34 在 $r=70\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图

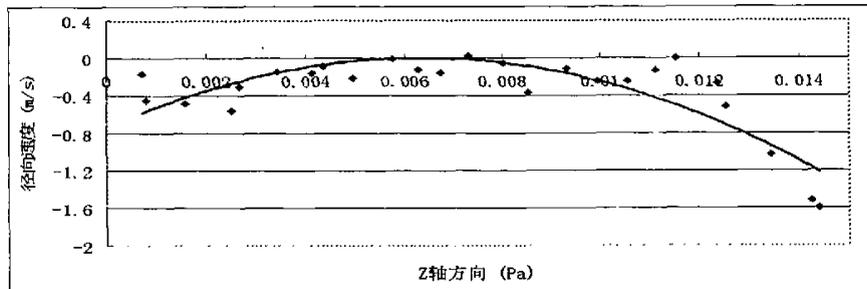


图 3.35 在 $r=70\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图

4) 在 $r=55\text{mm}$ 处截面上的平均压力和平均径向速度沿 Z 轴方向分布图

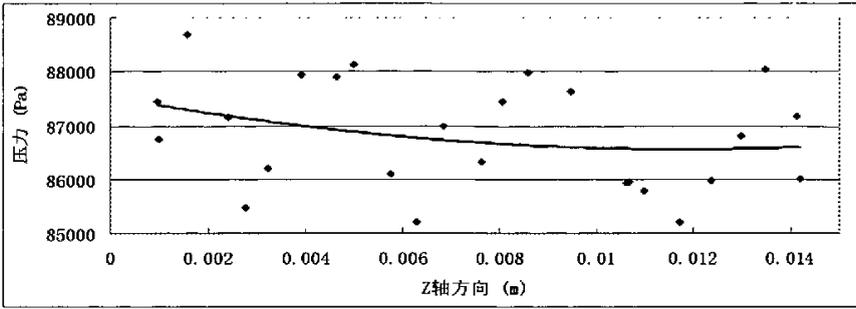


图 3.36 在 $r=55\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图

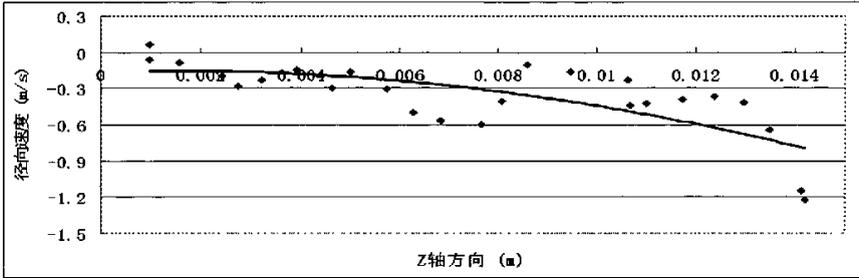


图 3.37 在 $r=55\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图

5) 在 $r=40\text{mm}$ 处截面上的平均压力和平均径向速度沿 Z 轴方向分布图

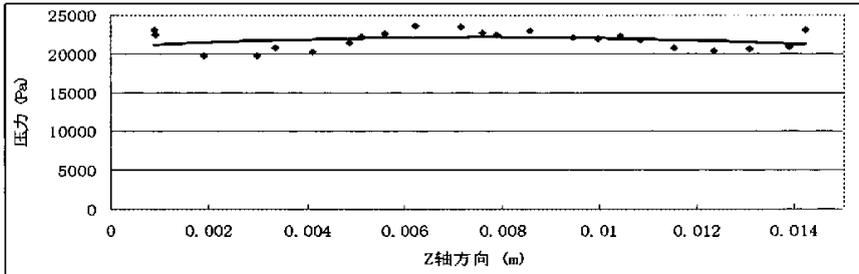


图 3.38 在 $r=40\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均压力分布图

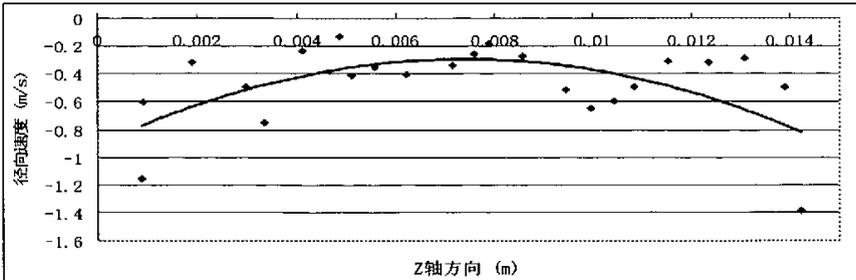


图 3.39 在 $r=40\text{mm}$ 处截面沿 Z 轴方向平均径向速度分布图

从以上的压力分布图可看出，在某一半径的圆柱面上，压力沿轴向的分布是变化的，在 $Z=4\text{mm}$ 到 $Z=11\text{mm}$ 范围内的变化比较平坦，所以可以用 $Z=7.5\text{mm}$ 面上的压力作为计算轴向力时的压力。

从以上的径向速度分布图可看出，在受压差力和水流微团圆周运动作用下，径向速度沿轴向方向的分布是变化的。在两侧由于受到壁面的影响，径向速度变化比较明显。

在某一半径的截面上，从 $Z=4\text{mm}$ 到 $Z=11\text{mm}$ 的主流区域内受壁面的影响较小，径向速度变化很小。

2. 数据处理

从以上分析知，计算轴向间隙内部的压力，可以用 $Z=7.5\text{mm}$ 面上的压力来计算轴向力。通过数值计算得到平均压力沿径向分布的数值，其压力分布，如图 3.40 所示，并采用数据拟合的方法[44]得到压力分布的曲线方程式。

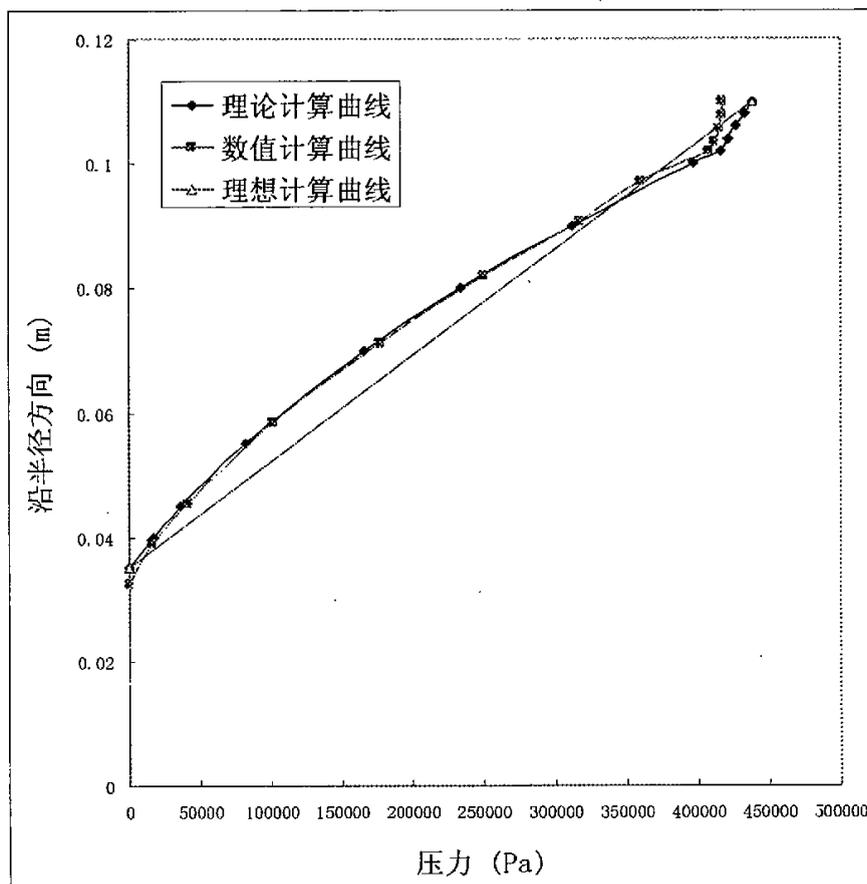


图 3.40 理论计算和数值计算的压力分布图

1) 在 $r_4 \leq r \leq r_m$ 区域内，采用最小二乘法拟合线性函数（计算程序见附录 B），

拟合得到的直线方程为

$$P = 285455 + 1211879 \cdot r$$

2) 在 $r_3 \leq r \leq r_4$ 区域内，采用最小二乘法拟合曲线函数（计算程序见附录 C），

拟合得到的曲线方程为

$$P = -56929 + 308193 \cdot r + 4162420 \cdot r^2$$

从图 3.40 可知, 在 $r_4 \leq r \leq r_m$ 区域内理论计算和数值计算的压力分布几乎相等; 在 $r_5 \leq r \leq r_4$ 区域内, 有一点微小的差别。因此, 可将理论计算曲线的起点与终点用一条直线连起来, 得一条理想计算直线。

通过两种方法计算的分析比较知, 对新型轴向力平衡装置的理论分析结果是正确的。为计算轴向力的方便起见, 用线性分布的压力曲线替代理论压力分布曲线, 能满足工程计算的需要。

第 4 章 轴向力的计算

4.1 轴向力的组成

新型轴向力平衡装置的轴向力由四部分组成：

1. 叶轮入口处的液体产生的轴向力 F_1 ，作用在 r_h 到 r_m 范围内；
2. 轴向间隙内液体产生的轴向力 F_2 ，作用在后盖板的 r_3 到 r_m 范围内；
3. 液体作用在叶片上的动反力 F_3 ；
4. 弹簧产生的力，设计时需保证弹簧对石墨盘的作用力稍大于液体对石墨盘的作用力，所以弹簧产生的力可忽略不计。

4.2 计算轴向力的相关公式

在轴向力的计算中，首先规定轴向力的方向，规定叶轮吸入口流速方向相同的轴向力为负，反之为正。

1. 泵腔内的压力

在 $r_m < r \leq r_2$ 区域，泵腔内的压力分布为

$$p = p_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r^2) \quad (4.1)$$

由于在该区域内叶轮前后两盖板上的压力呈对称分布，且前后两盖板受液体压力的面积大小相等，所以在该范围内这一部分轴向力相互抵消。

2. 叶轮入口处液体产生的轴向力

在 $r_h < r \leq r_m$ ($r_m \approx r_4$) 区域内，设叶轮吸入口处的压力呈均匀分布，该区域内的轴向力 F_1 为

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_m^2 - D_h^2) p_1 \quad (4.2)$$

3. 轴向间隙内液体产生的轴向力

在 $r_3 < r \leq r_m$ 区域，由于安装了新型轴向力平衡装置，改变了该区域内液体的作用面积和液体的压力分布。根据其结构特点，划分为以下两个计算区域：

在 $r_4 < r \leq r_m$ 区域内，其压力分布为

$$p = p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln \frac{r_m}{r} - \frac{3\omega^2 \rho}{20} (r_m^2 - r^2) \quad (4.3)$$

则该区域内液体产生的轴向力 F_2' 为

$$\begin{aligned}
 F_2' &= \int_{r_4}^{r_m} 2\pi p r dr = \int_{r_4}^{r_m} 2\pi \left[p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \ln \frac{r_m}{r} - \frac{3\omega^2 \rho}{20} (r_m^2 - r^2) \right] r dr \\
 &= \pi r^2 \left\{ p_4 + \frac{6\mu q_v}{\pi h^3} \left[\ln r_m - \left(\ln r - \frac{1}{2} \right) \right] - \frac{3\omega^2 \rho}{20} \left(r_m^2 - \frac{1}{2} r^2 \right) \right\} \Big|_{r_4}^{r_m}
 \end{aligned} \quad (4.4)$$

在 $r_5 < r \leq r_4$ 区域内，其压力分布为

$$p = p_5 - \frac{\rho \omega^2}{2} (r_4^2 - r^2) \quad (4.5)$$

则该区域内液体产生的轴向力 F_2' 为

$$F_2' = \frac{z\delta}{360} \int_{r_5}^{r_4} 2\pi P r dr = \frac{z\pi\delta}{360} r^2 \left[p_5 - \frac{\rho \omega^2}{2} \left(r_4^2 - \frac{1}{2} r^2 \right) \right] \Big|_{r_5}^{r_4} \quad (4.6)$$

则轴向间隙内液体产生的轴向力 F_2 为

$$F_2 = F_2' + F_2'' \quad (4.7)$$

4. 作用在叶轮上的动反力

假设液体沿轴向进入叶轮，沿着径向或斜向流出，液体通过叶轮方向发生变化，是因为液体受到叶轮作用力的结果。反之，液体给叶轮一个大小相等方向相反的作用力，即为动反力。

假设液体沿着轴向流入，按图 4.1 所示方向流出。由动量定理得

$$F_3 = \rho Q_t (v_{m0} - v_{m2} \cos \varepsilon) \quad (4.8)$$

式中， ρ —液体密度， kg/m^3 ；

Q_t —泵的理论流量， m^3/s ；

v_{m0} —叶轮进口处的轴面速度， m/s ；

v_{m2} —叶轮出口处的轴面速度， m/s ；

ε —叶轮出口轴面速度与轴线方向的夹角。

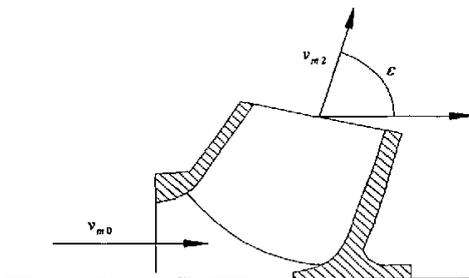


图 4.1 作用在叶轮上的动反力

当 $\varepsilon = 90^\circ$ 时, 公式 (4.8) 变为

$$F_3 = \rho Q_i v_{m0} \quad (4.9)$$

5. 泵的总的轴向力

由以上分析知, 泵的总的轴向力 F 为

$$F = -F_1 + F_2 - F_3 \quad (4.10)$$

4.3 工程实例

4.3.1 泵的性能参数及新型轴向力平衡装置的几何尺寸

1. 泵的性能参数, 如表 4.1 所示。

表 4.1 泵的性能参数

扬程 H (m)	流量 Q ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	叶轮转速 n (rpm)	效率 η (%)
50	0.2	2875	78

2. 叶轮的几何尺寸, 如表 4.2 所示。

表 4.2 叶轮的几何尺寸

密封环半径 r_m (mm)	进口内半径 r_0 (mm)	出口半径 r_2 (mm)	轮毂半径 r_h (mm)
110	100	150	22

3. 新型轴向力平衡装置的几何尺寸, 如表 4.3 所示。

表 4.3 新型轴向力平衡装置的几何尺寸

径向间隙		轴向间隙					凹槽	
长 L_1 (mm)	宽 b_1 (mm)	长 L_2 (mm)	宽 b_2 (mm)	宽 b_3 (mm)	进口半径 r_4 (mm)	出口半径 r_5 (mm)	夹角 δ ($^\circ$)	个数 z (个)
33	0.15	60	10	2	102	35	5	12

已知水泵在设计工况下, 叶轮入口处的压力为 $P_1 = 0.049 \times 10^6 \text{Pa}$; 水的动力粘度为 $\mu = 1.0 \times 10^{-3} \text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$ 。

4. 相关参数的计算

$$\text{叶轮旋转角速度 } \omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \times 3.14 \times 2875}{60} = 301 (\text{rad} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$\text{叶轮出口处的圆周速度 } u_2 = \frac{\pi n r_2}{30} = 3.14 \times \frac{2875}{30} \times 0.15 = 45.2 (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$\text{叶轮进口速度 } v_{m0} = \frac{Q}{\pi(r_m^2 - r_h^2)} = 6.693(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

$$\text{泵的比转速 } n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3.65 \times 2875 \times \sqrt{0.2}}{50^{3/4}} = 250$$

$$\text{泵的机械效率 } \eta_m \approx 1 - 0.07 \frac{1}{\left(\frac{n_s}{100}\right)^{7/6}} = 1 - 0.07 \times \frac{1}{\left(\frac{250}{100}\right)^{7/6}} = 97.6\%$$

$$\text{泵的容积效率 } \eta_v = \frac{1}{1 + 0.68n_s^{-2/3}} = \frac{1}{1 + 0.68 \times 250^{-2/3}} = 98.3\%$$

$$\text{泵的水力效率 } \eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \eta_m} = \frac{0.78}{0.976 \times 0.983} = 81.3\%$$

$$\text{泵的理论扬程 } H_T = \frac{H}{\eta_h} = \frac{50}{0.813} = 61.5\text{m}$$

$$\text{泵的势扬程 } H_p = H_T \left(1 - \frac{gH_T}{2u_2^2}\right) = 52.43\text{m}$$

$$\text{径向间隙的进口压力 } P_3 = \rho g \left[H_p - \frac{\omega^2}{8g} (r_2^2 - r_m^2) \right] + P_1 = 445129.2\text{Pa}$$

$$\text{轴向间隙上半径 } r_m \text{ 处的压力 } P_4 = 438634.3\text{Pa}$$

$$\text{轴向间隙上半径 } r_4 \text{ 处的压力 } P_5 = 415597\text{Pa}$$

$$\text{平衡装置的泄漏量为 } q_v = 3.824 \times 10^{-5} (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

4.3.2 新型轴向力平衡装置剩余轴向力的计算

1. 按数值计算曲线计算剩余轴向力，其计算结果如表 4.4 所示。

表 4.4 按数值计算曲线的计算结果

叶轮入口处液体产生的轴向力 F_1 (N)	轴向间隙内液体产生的轴向力 F_2 (N)	作用在叶轮上的动反力 F_3 (N)	剩余轴向力 F (N)
1787.5	3202.8	1361.8	56

2. 按理论压力分布曲线计算剩余轴向力，其计算结果如表 4.5 所示。

表 4.5 按理论压力分布曲线的计算结果

叶轮入口处液体产生的轴向力 F_1 (N)	轴向间隙内液体产生的轴向力 F_2 (N)	作用在叶轮上的动反力 F_3 (N)	剩余轴向力 F (N)
1787.5	3271.8	1361.8	122.5

3. 按理想直线计算剩余轴向力，其计算结果如表 4.6 所示。

表 4.6 按理想直线的计算结果

叶轮入口处液体产生的轴向力 F_1 (N)	轴向间隙内液体产生的轴向力 F_2 (N)	作用在叶轮上的动反力 F_3 (N)	剩余轴向力 F (N)
1787.5	3307.5	1361.8	158.2

由表 4.4、表 4.5 知，按数值计算曲线计算得到的剩余轴向力与按理论压力分布曲线计算得到的剩余轴向力都比较小，可用轴承来承受剩余轴向力。同时可以看出，按两种方法计算得到的剩余轴向力相差 66.5N，由此更加能说明，对新型轴向力平衡装置内部流场的理论分析结论是正确的。

由表 4.5、表 4.6 知，按理想直线计算得到的剩余轴向力与按理论压力分布曲线计算得到的剩余轴向力相差 35.7N。而泵的总的轴向力为 13836.6N，按理想曲线计算得到的剩余轴向力相对于总的轴向力是很小，由此说明，我们在工程应用中，用线性分布的压力曲线替代理论压力分布曲线来计算轴向力，是符合工程实际的。

4.4 新型轴向力平衡装置平衡轴向力效果的比较与分析

1. 平衡轴向力能力的定义

$$\text{平衡轴向力能力} = \frac{\text{总轴向力} - \text{剩余轴向力}}{\text{总轴向力}} \times 100\%$$

式中，总轴向力为未采取任何平衡措施时，液体作用在叶轮上的轴向力。

2. 平衡轴向力能力的分析与比较

1) 总轴向力的计算

泵的总轴向力是指未采取任何平衡措施时，液体作用在叶轮上的轴向力。在这种情况下，叶轮入口处液体产生的轴向力 F_1 和液体作用在叶轮上的动反力 F_3 仍然与表 4.4 中的大小相等，方向相同。由文献[7]知，未采取任何平衡措施时，在后盖板上 $r_h \leq r \leq r_m$ 区域内，液体产生的轴向力 F_2 为

$$F_2 = \int_{r_h}^{r_m} p_l(r) dr = \int_{r_h}^{r_m} 2\pi r \left[P_2 - \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r^2) \right] dr = 16985.9\text{N}$$

由式 (4.10) 可计算总轴向力 $F_{\text{总}}$ 为

$$F_{\text{总}} = -F_1 + F_2 - F_3 = 13836.6\text{N}$$

由上式知，叶轮上未采取任何平衡措施时泵的轴向力非常大，是一般的止推轴承所不能承受的。由此可知，如果轴向力得不到有效的平衡将会严重影响泵的安全运行。

2) 采用开平衡孔方法剩余轴向力的计算

为了说明问题起见，将平衡装置取消，在叶轮后盖板上附设密封环，密封环的直径一般与前密封环相等，同时在后盖板下部开孔，或设专用连通管与吸入侧连通，如图 4.2 所示。

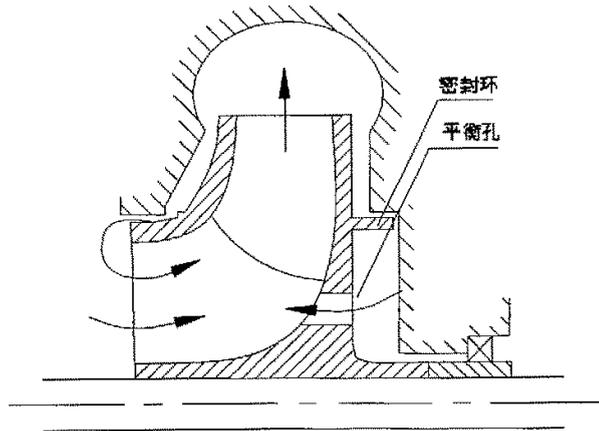


图 4.2 平衡孔平衡轴向力的工作原理图

一般在叶轮的后盖板上开 5~6 个小孔，小孔直径一般为 $\phi 3 \sim \phi 8$ ，通常取平衡孔总面积为密封环间隙环形面积的 4~5 倍。用这种方法平衡轴向力可以平衡大部分的轴向力，但是完全平衡轴向力是不可能的。

由文献[7]知，用这种方法平衡轴向力，仍然有 10%~15% 的剩余轴向力。则剩余轴向 F 为

$$F = F_{\text{总}} \times (10\% \sim 15\%) = 1383.7\text{N} \sim 2075.5\text{N}$$

此值为估算值，而实际的轴向力比此值大。

3) 平衡轴向力能力的分析比较

为了分析新型轴向力平衡装置平衡轴向力能力，将该装置与开平衡孔平衡轴向力进行了分析比较，计算结果见表 4.7。

表 4.7 几种计算结果比较表

平衡轴向力的方法	剩余轴向力	平衡轴向力的能力
未采取任何平衡措施	13836.6N	0
采用开平衡孔平衡轴向力	1383.7~2075.5N	85~90%
安装新型轴向力平衡装置	157.8N	98.86%

由表 4.7 知, 在未采取任何平衡措施时, 泵在设计工况下所产生的轴向力为 13836.6 N , 是一般的止推轴承所不能承受的, 为了使泵能够安全的运行, 必须采取平衡轴向力的措施, 而安装新型轴向力平衡装置或开平衡孔之后, 剩余轴向力将大大的减少, 但是新型轴向力平衡装置的剩余轴向力远远小于采用开平衡孔方法后的剩余轴向力, 说明新型轴向力平衡装置平衡轴向力能力强。

综上所述, 新型轴向力平衡装置平衡轴向力的能力强, 且泄漏量小, 可以提高泵的容积效率; 另外, 因轴向力的大小与平衡装置径向间隙和轴向间隙以及石墨盘的尺寸参数有关, 如果设计合理, 可以平衡掉绝大部分轴向力, 甚至可以实现水泵在微轴向力下工作。

结 论

本文建立了新型轴向力平衡装置的径向间隙和轴向间隙内部流动的数学模型,应用粘性不可压缩流体的纳维—斯托克斯方程、连续性方程以及水泵的基本方程,推导出轴向间隙内部流场的压力分布及泄漏量的数学表达式。在此基础上,用 FLUENT 软件对轴向力平衡装置轴向间隙内部流场进行数值计算。本文完成的工作和结论及后续工作的展望如下:

1. 主要工作

1) 全面系统分析平衡轴向力方法,跟踪轴向力研究的最新进展,提出一种新型的轴向力平衡装置。

2) 建立了新型轴向力平衡装置的径向间隙和轴向间隙内部流动的数学模型,应用粘性不可压缩流体的纳维—斯托克斯方程、水泵基本方程,推导出了平衡装置间隙内部的压力分布和间隙泄漏量的数学表达式。

3) 用 FLUENT 软件对轴向间隙内部流场进行数值计算,得到内部流场的压力分布,采用数据拟合的方法得到轴向间隙内部流场压力分布曲线方程。

4) 分析比较用理论计算方法和数值计算方法得到的轴向间隙内部流场压力分布,从中得出一些有益的结论。

5) 针对某一工程实例,用两种方法计算新型轴向力平衡装置剩余轴向力的大小,以及平衡轴向力的能力,为工程计算提供可靠的理论依据。

2. 主要结论

1) 与其它平衡装置相比,新型轴向力平衡装置的平衡原理在于巧妙地利用了轴向间隙液流在旋转过程中受到的离心力所引起的压力。该压力起到了阻碍间隙泄漏量的作用。又因平衡腔与大气相通,所以该装置能有效地平衡轴向力。

2) 由于其它轴向力平衡的泄漏量比较大,势必会影响泵的容积效率,导致泵的效率下降。而新型轴向力平衡装置能有效地降低泵的泄漏量,从而提高了泵的容积效率。

3) 从压力和速度云图发现,大约在 $85 \leq r \leq 102$ 区域内,存在较大的漩涡,而漩涡会消耗一定的能量,轴向间隙外的高压液体不易向内流,从而使液体向内流的趋势减弱。大约在 $35 \leq r \leq 85$ 区域内,流动比较紊乱,总体的流动趋势向内。

4) 通过用 FLUENT 计算,采用数据拟合的方法得到轴向间隙内部流场压力分布,并与理论计算的压力分布相比较,证明了内部流场的理论分析是正确的。

5) 通过对理论压力分布曲线与理想直线的计算,比较计算得到的剩余轴向力,其差对总的轴向力来说是非常小的,由此说明,我们在理论计算中,提出将轴向间隙内部流场的压力分布简化为线性分布是可行的,这为实际工程计算提供了简单便捷的方法。

6) 为了分析新型轴向力平衡装置平衡轴向力能力,将该装置与开平衡孔平衡轴向力进行了比较分析,得出新型轴向力平衡装置平衡轴向力能力强,其平衡轴向力的能力达

到 99%左右。

7) 因轴向力的大小与平衡装置径向间隙和轴向间隙以及石墨盘的各尺寸参数有关, 如果设计合理, 可以平衡掉绝大部分轴向力, 甚至可以实现水泵在微轴向力下工作。

3. 展望

1) 本文仅仅针对某一工程实例, 开展了新型轴向力平衡装置间隙内部流场的研究, 并应用 FLUENT 进行计算, 得到该装置平衡轴向力的能力, 具有一定的局限性。

2) 在今后的工作中, 在条件允许的情况下, 将该装置应用于多种型式的泵上, 特别是高扬程的多级泵上, 并用实验的方法测出泄漏量和剩余轴向力的大小, 如果能说明该装置是可靠的, 将是一件很有意义的工作。

参 考 文 献

- [1] Dautherty, R. L., Centrifugal Pump[M], McGraw—Hill Book Co., Inc., NewYork, 1915
- [2] Stepanoff, A. J., Centrifugal and axial flow pumps[M], 1958, John Wiley and Sons, Inc., NewYork.
- [3] 洛马金. A. A., 离心泵与轴流泵[M], 梁厚荣译, 北京: 机械工业出版社, 1978
- [4] 丁成伟, 离心泵与轴流泵[M], 北京: 机械工业出版社, 1981
- [5] 特罗斯科兰斯基. A. T, 叶片泵计算与结构[M], 耿慧彬译, 北京: 机械工业出版社, 1981
- [6] Konno, D. and Ohno, T., Experimental research on axial thrust loads of double suction centrifugal pumps, Radial Loads and Axial Thrusts on Centrifugal Pumps[J]. 1986 Sponsored by: Inst of Mechanical Engineers, Power Industries Div, Fluid Machinery Committee, London, Engl Mechanical Engineering Publ Ltd: 65—72
- [7] 关醒凡, 现代泵技术手册[M], 宇航出版社, 1995
- [8] Florjancic, D., Eichorn, G. and Frei, A. 50 Jahre Entwicklung von Sulzer-Kesselspeisepumpen[J]. VGB-Krafterkstechnik, 1982: 861—873
- [9] 高红俐, 杨继隆, 叶力等, 分段式多级离心泵的轴向力计算[J], 水泵技术, 2000, 2: 8—12
- [10] Turton, R. K. and Goss, M., The fluctuating radial and axial thrusts experienced by a centrifugal pump, proceedings, Operating problems of Pump Stations and Power Plants[J], 11th Symposium of the Section on Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation, IAHR. V 1 1982
- [11] Konno, D. and Ohno, T., Experimental research on axial thrust loads of double suction centrifugal pumps, Radial Loads and Axial Thrusts on Centrifugal Pumps[J]. 1986 Sponsored by: Inst of Mechanical Engineers, Power Industries Div, Fluid Machinery Committee, London, Engl Mechanical Engineering Publ Ltd: 65—72
- [12] Jery, B., Acosta, A. j., Brennen, C. E., and Caughey, T. K., “Forces on Centrifugal Pump Impellers” [J], Pro. Second Int. Pump Symp., Houston, Texas, April 1985:21-23
- [13] Vance, J. M. and Laudadio, F. J., “Experimental Measurement of Alford’s force in Axial Floe Turbomachinery” [J], ASME 84-GT-140
- [14] Baun, D. O. and Flack, R. D, A plesiglas research pump with calibrated magnetic bearings/load cells for radial and axial hydraulic force measurement[J], Journal of Fluids Eengineering, T ransactions of the ASME v 121 n 1 1999 ASME p126-132
- [15] 陆雄, 单级单吸离心泵轴向力的实验研究[J], 水泵技术, 1998.3: 3-9
- [16] Guelich, J., Jud, W. and Hughes, S. F., Review of parameters influencing

- hydraulic forces on centrifugal impellers[J], Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Power and Process Engineering Vol.201 No. 3, 1987:163-174
- [17] Lino, T., Sato, H., and Miyashiro, H., Hydraulic axial thrust in multistage centrifugal pumps[J], ASME Journal of Fluids Engineering, Vol 102 No. 1 Mar 1980:64-70
- [18] 从小青, 离心泵轴向力的迭代计算方法[J], 排灌机械, 1998.3: 9-12
- [19] Marjan, G., Dusan, F. and Brane, S., Hydraulic axial thrust in multistage pumps—origins and solutions[J], Proceedings of ASME FEDSM' 01, ASME 2001 Fluids Engineering Division Summer Meeting, New Orleans, Louisiana, May 29—June 1:2001
- [20] 马威, 邹立莉, 屏蔽电泵轴向力自动平衡装置的研究[J], 流体机械, 2002, 30(5):35-37
- [21] 刘在伦, 潜水泵加大叶轮后密封环平衡轴向力的探讨[J], 机械研究与应用, 1995, 4: 28-29
- [22] 陆雄, 范宗霖, 薛建欣, 用改变平衡孔位置改善单级单吸离心泵轴向力[J], 水泵技术, 1998, 6: 7-13
- [23] 崔巍, 对称布置型多级煤水泵的轴向力分析及结构改进[J], 流体机械, 1999, (10): 18-23
- [24] 贺琪华, 汪嘉敏, 梁树珍 用背叶片平衡多级离心泵轴向力的试验研究[J], 水泵技术, 1996, 3 :22-25
- [25] 周连考, 叶轮前后盖板上设副叶片的试验研究[J], 水泵技术, 1994. 2:18-21
- [26] 劳松欢, 水泵平衡盘结构的研究[J], 水泵技术, 1986, 8, 15
- [27] 赵万勇, 多级泵平衡盘间隙流动的理论分析[J], 水泵技术, 2001.1: 21-23
- [28] 陈长江, 周广山, 张希望等, 平衡盘几何参数的优化设计[J], 水泵技术, 2003, (9): 28-31
- [29] 江焕章, 平衡盘机构在注水泵中的应用及优化设计[J], 石油机械, 1994, 22 (7): 39-42
- [30] 崔巍, 多级离心泵输送渣浆时的轴向力分析及技术改进[J], 煤炭学报, 2000, 2 :100—104
- [31] 张翼飞, 王建辉, 杨从新, 平衡鼓直径的实验确定法[J], 水泵技术, 1997, 1: 34-36
- [32] 汪建华, 周志宏, 赵子传, 注水泵双平衡鼓装置的优化设计[J], 石油机械, 2000, 28 (8): 8-12
- [33] 许德忠, 赵静, 乔红雨等, 用面积比方法设计多级泵平衡鼓[J], 水泵技术, 2000, 3: 17-20
- [34] 张俊生等, 多级离心泵平衡盘的新结构—阀门活塞式平衡盘[J], 水泵技术, 1987, 2 :1—7
- [35] 阮志坤, 周淑萍, 浮动叶轮自动平衡离心泵轴向力的原理和实践[J] 水泵技术 2002, 5: 29-32

- [36] 关醒凡, 新型深井潜水泵轴向力平衡装置的原理和计算[J], 中国机械工程, 1995, 6, 15-17
- [37] Kurokawa, J., A new device to control axial thrust of radial flow turbomachinery[J], Bulletin of the JSME, Vol 19 ,No.128 ,February, 1976 :110—117
- [38] 顾永泉, 流体动密封[M], 山东, 石油大学出版社, 1996
- [39] 陈卓如, 工程流体力学[M], 高等教育出版社, 1992
- [40] 李文广, 计算流体力学[M], 2000
- [41] 王福军, 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用[M], 北京, 清华大学出版社, 2004
- [42] 刘顺隆, 郑群, 计算流体力学[M], 哈尔滨工程大学出版社, 1998
- [43] 韩占中, 王敬, 兰小平. FLUENT——流体工程仿真计算实例与应用[M], 北京, 北京理工大学出版社, 2004
- [44] 丁丽娟. 数值计算方法[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1997

致 谢

本人在撰写论文的过程中，得到指导老师刘在伦老师的悉心帮助。刘老师的认真负责的态度和不厌其烦的讲解让我深为感动。在此，我表示深深的谢意。

此外，感谢所有为我完成论文提供资料和设备支持的老师和同学。

最后，向参加本人硕士学位论文答辩的各位老师和同学表示感谢。

孙章虎

2006. 4. 25

附录 A 攻读学位期间所发表的学术论文目录

刘在伦, 孙章虎, 李琪飞, 改变叶轮外径调节泵站工况的理论分析与实践, 兰州理工大学学报, 已接收待刊出。

附录 B 最小二乘法线性拟合计算程序

```

#include<stdio. h>
#include"conio. h"
#define Max_N 25 /*最大拟合数据点个数*/
main()          /*主函数*/
{
    int i,n;
    double x[Max_N], y[Max_N];
    double u11=0, u12=0, u21=0, u22=0, c1=0, c2=0;
    double a, b;
    printf("\n Please input n value:");/*输入点数 n*/
    do
    {
        scanf("%d", &n);
        if (n>Max_N)
            printf("\n Please re-input n value:");
    }
    while (n>Max_N || n<=0);
    /*输入*/
    printf("Input x[i], i=0, ... %d:\n", n-1);
    for (i=0; i<n; i++)
        scanf("%lf", &x[i]);
    printf("Input y[i], i=0, ... %d:\n", n-1);
    for (i=0; i<n; i++)
        scanf("%lf", &y[i]);
    for (i=0; i<n; i++)
    {
        u21+=x[i];
        u22+=x[i]*x[i];
        c1+=y[i];
        c2+=x[i]*y[i];
    }
    u12=u21;
    u11=n;
    /*求解*/
    a=(c1*u22-c2*u12)/(u11*u22-u12*u21);
    b=(c1*u21-c2*u11)/(u21*u12-u22*u11);
    printf("Solve: p(x)=%f+%fx\n", a, b);
    getch();
}

```

附录 C 最小二乘法二次曲线拟合计算程序

```

#include <stdio.h>
#include <math.h>
#include "conio.h"
#define Max_N 30 /*最大拟合数据点个数*/
#define M 3

/*列主元消去法*/
void ColPivot(float A[M][M], float B[], int n )
{
    int i, j, k, m_i;
    float m_x, temp;
    for (i=0; i<n-1; i++)
    { /*列主元*/
        j=i+1; m_i=i; m_x=fabs(A[i][i]);
        for (; j<n; j++)
            if (fabs(A[j][i])>m_x) /*找主元*/
                {
                    m_i=j;
                    m_x=fabs(A[j][i]);
                }
        if(i<m_i) /*交换两行*/
            {
                temp=B[i]; B[i]=B[m_i]; B[m_i]=temp;
                for (j=i; j<n; j++)
                    {
                        temp=A[i][j]; A[i][j]=A[m_i][j]; A[m_i][j]=temp;
                    }
            }
        /*消元*/

        for(j=i+1; j<n; j++)
            {
                temp=-A[j][i]/A[i][i];
                B[j]+=B[i]*temp;
                for (k=i; k<M; k++)
                    A[j][k]+=A[i][k]*temp;
            }
    }
}

main() /*主函数*/
{

```

```

int i, j, k, n;
float x[Max_N], y[Max_N], b[M], a[M][M], c[M];
printf("\n Please input n value:"); /*输入数据点数*/
do
{
scanf("%d", &n);
if (n>Max_N)
printf("\n Please re-input n value:");
}
while(n>Max_N || n<=0);
/*输入*/
printf("Input x[i], i=0, ... %d:\n", n-1);
for (i=0; i<n; i++)
scanf("%f", &x[i]);
printf("Input y[i], i=0, ... %d:\n", n-1);
for (i=0; i<n; i++)
scanf("%f", &y[i]);
for(i=0; i<M; i++) /*构造正规方程组*/
{
for (j=0; j<M; j++)
{
a[i][j]=0; b[i]=0;
for (k=0; k<n; k++)
{
a[i][j]=a[i][j]+pow(x[k], i+j);
b[i]=b[i]+pow(x[k], i)*y[k];
}
}
}

/*输出正规方程组*/
for (i=0; i<M; i++)
{
for (j=0; j<M; j++)
printf("%f", a[i][j]);
printf("%f", b[i]);
printf("\n");
}
ColPivot(a, b, M);
c[M-1]=b[M-1]/a[M-1][M-1];
for(i=M-2; i>=0; i--)
{
c[i]=b[i];
for(j=i+1; j<M; j++)
c[i]-=a[i][j]*c[j];
}

```

```
c[i]/=a[i][i];
}
printf("Solve is:\n");
for(i=0;i<M;i++)
{
    printf("c[%d]=%f\n", i, c[i]);
}
printf("Result: y=%f+(%f) x+(%f) x^2\n", c[0], c[1], c[2]);
getch();
}
```