

# MW 级风力发电机组液压变桨距机构的运动分析和研究

## 摘 要

运用 Solidworks 三维设计软件,建立了风力发电机组变桨机构的三维模型,并对该机构的运动特性进行了分析。为了得到该机构的运行原理简化图,将调节架简化为带速度参数的滑块,变桨轮盘简化为摇杆。依据平面机构运动分析的矩阵法,根据变桨过程中控制油缸和安全油缸动作的先后次序,在变桨初期,对处于静止状态的安全油缸进行简化,建立控制油缸的运动学方程组;在顺桨期间,对处于静止状态的控制油缸进行简化,建立安全油缸动作的运动学方程组;联立两方程组后,则建立了变桨机构的运动模型。

对该模型求一次导数,则得出该机构的变桨角速度矩阵;对其求二次导数,则得出机构变桨角加速度矩阵。以 MATLAB 软件为工具,依据牛顿-辛普森数值方法编写计算程序,对变桨机构运动学方程组进行求解,得到变桨角速度、角加速度数值解,并绘制出变桨角速度、角加速度随时间的变化规律曲线。

研究表明:在给定工况下,该变桨机构能够实现风力发电机组叶片在 $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$ 桨距角范围内的变化;变桨机构运动学建模时,将调节架简化为带速度参数的滑块,并按照油缸运动先后次序分步建模的方法是可行的;控制油缸、安全油缸变速阶段,叶片变桨加速度比较大,且波动剧烈;经过输入参数优化后,加速度波动明显平缓。

根据叶素理论,分析了桨叶截面的受力情况,分析了该力对叶根产生的扭矩情况。将该扭矩沿桨叶轴向进行积分,建立了风力发电机组桨叶对变桨机构的载荷模型。依据变桨机构简化原理图,得到了控制油缸的负载计算方程式。研究发现,对变桨控制精度及风机输出功率有较大影响的因素有:控制油缸受液压油挤压作用产生的纵向变形、液压油受活塞杆施加的轴向载荷产生的轴向变形、液压缸结构原理性泄漏和机构运动副间隙等因素。

分析结果表明,控制油缸的受载变形甚微,对变桨精度的影响可以忽略不计;液压油受载产生的轴向压缩变形和运动副间隙,对变桨精度控制产生了一定的影响。因此,导致 MW 级风力发电机输出功率有轻微的波动,但相对误差不大,在误差允许范围内。

关键词:风力发电机,变桨机构,运动分析,精度分析

# **THE KINEMATIC ANALYSIS AND RESEARCH ON THE HYDRAULIC-PITCH-CONTROLLED MECHANISM OF MW WIND TURBINE**

## **ABSTRACT**

Three-dimensional model of the pitch-controlled mechanism was investigated by means of Solidworks three dimensional design software, and its operation characteristics were analyzed. The kinematic principle of the mechanism was obtained, after the pitch adjuster was simplified into a slider with parameter of speed, and the pitch wheel was simplified into a rocker. Based on the matrix method of the plane mechanism motion analysis and the pitch operation order, in which the control cylinder operate at first and the safety cylinder operate secondly, the kinematic equation of control cylinder was established after the quiescent safety cylinder was simplified in the initial operation of pitch-changing, and the kinematic equation of safety cylinder was established when the blade is feathering. When the equations above were combined, the kinematic equation of pitch-controlled mechanism was obtained.

Matrixes of pitch angle speed and acceleration were deduced by means of the derivation of the kinematic equation. Based on the numerical solution of Newton-Simpson and the method of matrixes calculation, the calculation procedure was established. The results of pitch angle speed and acceleration were given by means of Matlab software. In the meantime, the curves of the pitch angle speed and acceleration were drawn out.

The research results showed that the  $0^{\circ}\sim 90^{\circ}$  range of the pitch angle could be achieved accurately by using this mechanism. The method of simplifying the hydraulic cylinders into sliders with parameter of speed and the method of modeling by steps on movement orders of hydraulic cylinders were turned up to be feasible. When the hydraulic cylinders move variably, the pitch acceleration is big and the fluctuation is violent, but it becomes more stable than before, after optimized.

Based on the blade element theory, the load of the blade section had researched and the torque of the load to blade root was obtained. The load model of pitch-controlled mechanisms was established by means of the integration along

the direction of blade axis. Subsequently, the load model of control hydraulic cylinder was deduced. After comprehensive analyzing and researching, there were some factors which had obvious effect to pitch-control and power output, such as the longitudinal deformation effect of the control hydraulic cylinder, the axial deformation effect of the hydraulic oil, the structural leakage effect of the hydraulic cylinder, the gaps of kinematics pairs and so on.

The analysis results showed that the hydraulic cylinder influence on pitch precision could be neglected because of the little longitudinal deformation. But the deformation of the hydraulic oil and the gaps of kinematics pairs had more effect on pitch precision than hydraulic cylinder, therefore a slight fluctuation of power output was caused, however the pitch error could be accepted.

**KEY WORDS:** wind turbine, pitch-controlled mechanism, kinematics analysis, precision analysis

## 原创性声明

本人郑重声明：所呈交的学位论文，是本人在导师的指导下，独立进行研究所取得的成果。除文中已经注明引用的内容外，本论文不包含任何其他个人或集体已经发表或撰写过的科研成果。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责任由本人承担。

论文作者签名：陈杨 日期：2009年5月

## 关于学位论文使用授权的声明

本人完全了解陕西科技大学有关保留、使用学位论文的规定，同意学校保留或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；本人授权陕西科技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、缩印或其他复制手段保存论文和汇编本学位论文。同时授权中国科学技术信息研究所将本学位论文收录到《中国学位论文全文数据库》，并通过网络向社会公众提供信息服务。

(保密论文在解密后应遵守此规定)

论文作者签名：陈杨 导师签名：常弘毅 日期：2009年5月

# 1 绪论

## 1.1 风力发电机发展概述

人类利用风能的历史比较久远，早在公元前数世纪，我国人民和波斯人就开始利用风能提水，灌溉，碾米。欧洲到中世纪才广泛利用风能，荷兰人发展了水平轴的风车，18 世纪荷兰曾利用近万座风车将海堤内的水排干，造就的良田相当于国土面积的三分之一，成就了著名的风车之国。19 世纪中叶以后，美国大规模开发西部，为了解决人畜饮水问题，制造了金属叶片的风轮，驱动活塞泵用于提水，成为有名的美国农场风车，拥有量曾达到 600 万台。中国沿海沿江地区的风帆船和用风力提水灌溉或制盐的做法，一直延续到 20 世纪 50 年代，仅在江苏沿海利用风力提水的设备曾达到 20 万台。在蒸汽机出现之前，风力机械是动力机械的一大支柱，对当时的世界经济发展作出了不可忽视的功绩<sup>[1]</sup>。

随着风力机械的广泛应用，人们对风能发电奠定了一定的理论基础，1891 年，丹麦 P. L. Cour 教授设计制造了世界上第一台风力发电实验站，采用蓄电池充放电方式供电，获得成功，并得到推广应用<sup>[2]</sup>，从此以后风力发电得到长足发展。风力发电机同水力机械一样，作为动力源替代人力、畜力，对生产力的发展发挥过重要作用。近代机电动力的广泛应用以及二十世纪 50 年代中东油田的发现，使风力机的发展缓慢下来，其中也受到战争和发电成本的影响一度停滞不前。但是自从 1973 年秋，爆发了全球性的石油危机，很多国家面临能源短缺的困境，为了实现能源应用多样化，风能的开发研究又重新得到各国的重视<sup>[3]</sup>。加之火力发电的环境污染和二氧化碳排放，以及燃料资源的日益减少，发电成本的提高，迫使各国开始寻找低成本，可靠性大的可再生能源，风能此时便倍受世界各国的关注。

## 1.2 风力发电机研究的意义

风能资源是清洁的可再生能源，风力发电是新能源中技术最成熟，最具规模开发条件和商业化发展前景的发电方式之一<sup>[4]</sup>。风力发电是利用风能来发电，而风力发电机组是将风能转化为电能的机械。世界上很多国家，尤其是发达国家，已经充分认识到风电在调整能源结构，缓解环境污染等方面的重要性，对风电的开发给予了高度的重视。

全球可利用的风能资源非常丰富，风能总量比地球上可开发利用的水能总量要大 10 倍以上。风力发电在新能源和可再生资源行业中增长最快，平均年增长达到 35%，而美国、意大利和德国的年增长高达 50% 以上。德国风电量已占全国总发电量的 4.7% 以上，丹麦风电已超过总发电量的 20%。丹麦是全世界大型风力发电装机量最多的国家，出口量居世界首位。

我国风力发电于 20 世纪 80 年代才开始发展。我国可开发利用的风能总量为 2.53 亿 kW，仅次于俄罗斯和美国，居世界第三<sup>[9]</sup>。

近 10 年，我国风电装机以年均 55% 的速度增长。2000 年，风电总装机为 34.4 万 kW；2002 年，风电总装机增加到 46.84 万 kW，增长 36.2%，已占全国电力总装机（3.53 亿 kW）的 0.13%。截止 2003 年底，我国除台湾省外，已建成风电场达 40 个，风力发电机组达 1042 台，累计装机总规模为 56.7 万 kW。截止到 2005 年底，全国风能资源丰富的 15 个省、市、特别行政区及自治区（除台湾省外）已建成风电场 59 座，累计运行风力发电机组 1869 台，总容量 1246.315MW。2007 年，全球风力发电的累计装机容量已达 9.41 万兆瓦，比上一年的 7.42 万兆瓦增加 27%。2007 年，中国风电装机为 605 万千瓦，提前 3 年实现 2010 年的规划目标；2001 年到 2007 年的 6 年间，中国风电装机增长了 14 倍；仅 2007 年一年，中国风电装机就增加 344.9 万千瓦，比中国风电有史以来的累积总量还多。随着风电产业的高速发展，风电设备供不应求。

2006 年，中国共有风电机组 6469 台，其中兆瓦级机组占 21.2%，2007 年，这个比例跃升为 38.1%，提高了 16.9 个百分点。

近年来，新兴市场的风电发展迅速。在国家政策支持和能源供应紧张的背景下，中国的风电特别是风电设备制造业也迅速崛起，已经成为全球风电最为活跃的場所。2006 年全球风电资金中 9% 投向了中國，总额达 16.2 亿欧元（约 162.7 亿元人民币）。2007 年，中国风电装机容量已排名世界第五。

如果说 19 世纪是蒸汽机时代，20 世纪是信息时代，那么，从资源环境与经济社会相制衡的角度考虑，有人相信 21 世纪将是新能源时代。在这个世纪，谁掌握了领先的新能源利用技术，谁就能在国际竞争中最终立于不败之地。

按照我国的发展规划，2020 年以前，我国风电发展主要是培育本国的风电设备制造产业，努力降低占风电项目投资 70% 的风电机组成本。

由于自主知识产权的风电技术没有成长起来，近 20 年来，我国风电设备制造陷入带料加工、合作生产或购买许可证国内组装的困境。而且，在这条道路上，我国也走得比较失败。一方面因为外商风电设备制造技术保护非常严格，国内难以掌握风电机组的核心技术；同时，由于人才、技术、工艺和材料原因的制约，国内企业消化、吸收引进技术的能力薄弱。

基于这种情况，对风力发电机组的研制开发迫在眉睫。配合国家积极的风电发展政策，国内多家大型制造企业纷纷上马研制风力发电机组，掌握其核心技术，为我国能源结构比例调整提供坚实的技术装备支持。

### 1.3 风力发电机研究现状

近二十年，国际上大型风电技术的日趋成熟，发电成本持续下降，产业不断成长壮

大。在技术上，国际风电界长期致力于提高风电机组系统安全性和可靠性，提高发电效率，开发更大型风电机组和超大型近海专用风电机组，采用新型机组结构和控制方法以及材料，改善风电场选址和设计技术，以不断降低风力发电成本和扩大可经济利用风能资源量。

基于风力发电机组的迅猛发展，国际国内研究机构、企业、院校等都纷纷投身于该前景明朗的事业中来，发表了大量的科研学术文章。

### 1.3.1 变桨机构研究方向

根据文献[1~4]，变桨距机构是变桨距型风力发电机组的核心，目前国际上大型的风力发电机组的变桨距机构主要有两种实施方案：齿轮传动变桨距和液压驱动变桨距。

#### a 齿轮传动变桨距系统

齿轮传动变距结构简图如图 1-1 所示，利用伺服电机作为原动机，经过减速器和齿轮副，带动桨叶旋转。这种变距方案，每一片桨叶都由一套独立的电动机、减速器和齿轮副驱动，可以实现独立桨叶控制，也可以实现三个桨叶同步控制，此种结构需要的变距力大，电气布线困难，并且如果实现三个电机的同步运行，同样增加了控制上的难度。由于电动机、减速器、齿轮等部件均在轮毂内，增加了风轮重量和轮毂制造的难度，而且维护也不方便。

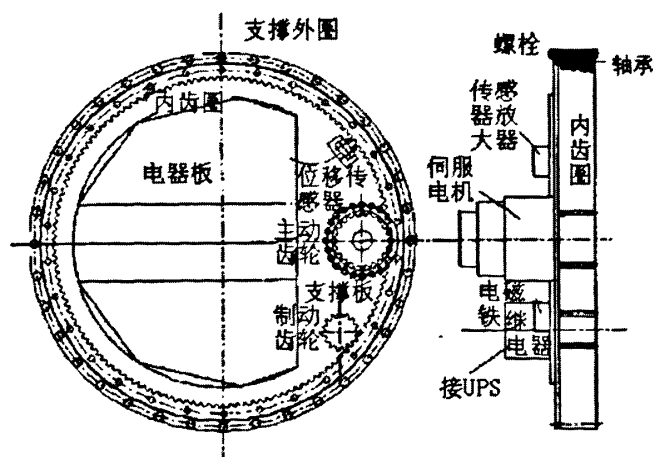


图 1-1 齿轮传动变桨距机构<sup>[9]</sup>

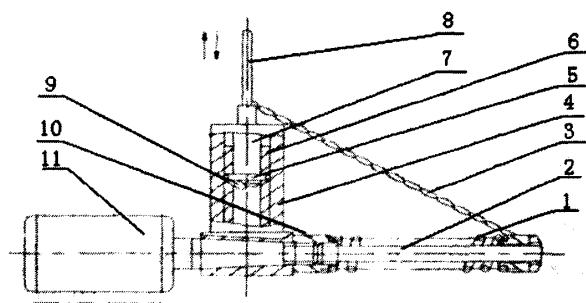
Fig.1-1 Gear driving pitch-controlled mechanism

刘光德<sup>[5]</sup>在国内外研究基础上，分析了电动变桨距系统的结构，从机械和伺服驱动两部分，分别研究了风力发电机组的电动变桨距系统，设计了以三相永磁同步电机为伺服电机的电动变桨距系统。

林勇刚<sup>[6]</sup>等设计出独立桨叶控制系统的机构方案，依据空气动力学分析，提出模糊

控制结合以桨叶方位角作为主体因素的加权系数的控制策略，建立了系统模型，并仿真运算。

程荣香<sup>[7]</sup>阐述了风力机组的调速问题和变桨距调速原理，从简化变桨装置机构、提高风力机调速的可靠性入手，介绍了中央主弹簧离心变桨装置的设计特点。该研究的特色和创新之处就是介绍了一种风力机中央主弹簧离心变桨装置如图 1-2 所示。



1-弹簧，2-回转轴，3-钢丝绳，4-轮毂，5-导向销钉，6-叶柄支承轴，7-叶柄，  
8-叶片，9-旋转槽，10-弹簧座，11-风力发电机

图 1-2 中央主弹簧离心变桨装置<sup>[7]</sup>

Fig.1-2 Center main spring centrifugal pitch-controlled mechanism

### b 液压传动变桨距系统

液压驱动变距是利用液压缸作为源动机，通过曲柄滑块机构推动桨叶旋转，由于液压系统输出力大，变距机构可以做得很紧凑。

液压驱动变距也有两种结构：

一种是通过轮毂内三个液压缸和三套曲柄滑块机构分别驱动三片桨叶，这种方案变距力很大，能够比较灵敏的实行变桨操作，在准确变桨和减少桨叶震动方面都优于其他变桨机构，并且易于并网，对并网冲击较小。因为是多液压缸共同协作，所以对单个液压缸的压力要求不是太高，故可以减小对液压缸的成本投入，并可以达到缓解机舱轮毂布局密度。但是由于统一变桨，所以存在三个液压缸同步控制难、电气布线复杂、轮毂制造难度大、维护不便等问题。

另一种结构是液压站，如图 1-3 液压站放在机舱内，通过一套曲柄滑块机构同步推动三片桨叶旋转，虽然这种结构电气布线方便，降低了轮毂制造困难，维护比较容易，但是这种结构要求传动机构的强度和刚度比较高，在刹车制动和准确变桨上不易控制，对桨叶和并网冲击较大，并且需要比较大的液压缸推力。

田会方<sup>[8]</sup>介绍了风力发电机组变桨距控制原理，在此基础上对变桨距机构进行分析与设计，并应用 Pro/E 建立了变桨距机构的三维实体模型，结合 ADAMS 对该机构进行动态仿真和运动学分析，为进一步对风力机组变桨距机构的优化设计奠定了基础。该研

究设计采用的变桨距机构原理如图 1-4 所示。

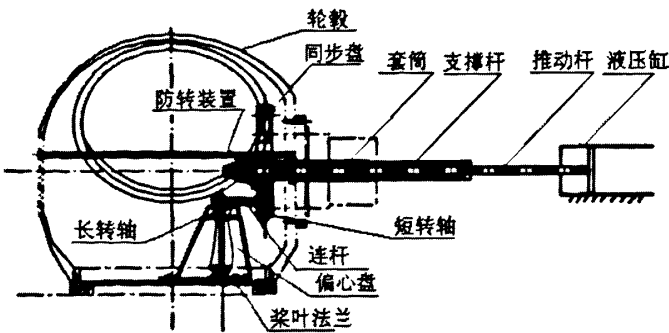


图 1-3 液压站式变桨距机构<sup>[9]</sup>

Fig.1-3 Hydraulic station pitch-controlled mechanism

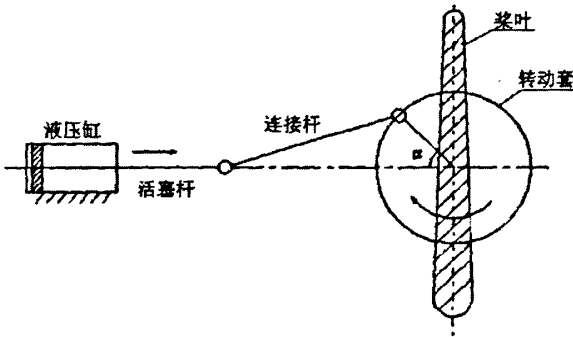


图 1-4 液压变桨距机构简图

Fig.1-4 Figure of hydraulic pitch-controlled mechanism

单光坤<sup>[9]</sup>研究确定了变桨机构的结构形式，通过精练设计校核变桨距机构的技术参数，论证变桨距机构的合理性。其变桨距机构图如图 1-3 所示，变桨距机构运动简图如图 1-5 所示。

吴永忠<sup>[10]</sup>、Kathryn<sup>[11]</sup>针对当前同步变桨距式风力机的变桨特点，总结同步变桨距式风力机缺点，提出要使叶片始终处于最佳升阻比状态必须实现风力机的异步变桨这一观点，并通过对风力机组工作状态的理论分析，得出实现这一目标变桨系统所应达到的要求。

李强<sup>[12]</sup>等以国产化 1MW 风力发电机组为研究对象，利用叶素理论，对变桨距机构进行了分析并对驱动力进行了计算，为风力发电机组的部件选择及进一步分析计算提供了参数，为国产化风机的设计提供了一定的参考。

崔冉<sup>[13]</sup>等在国内外研究基础上分析了电动变桨距系统的结构，从机械和伺服驱动两部分分别研究了风力发电机的电动变桨距系统，设计了以三相永磁同步电机为伺服电机的电动变桨距系统。

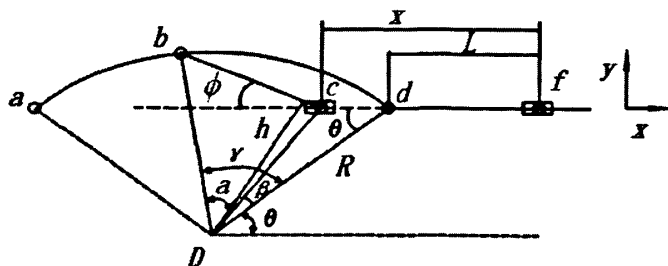


图 1-5 变桨距机构运动简图

Fig.1-5 Figure of pitch-controlled mechanism operation

周欣荣<sup>[14]</sup>等设计出螺旋桨变距系统的执行机构, 该设计保证了机构的运行不发生干涉和一定的变桨速度、变桨范围, 基本实现了变桨的功能需要。吴永忠<sup>[15]</sup>等则着重研究了采用风轮正面风压作为变桨距的控制信号, 实现最大的功率跟踪变桨距, 并设计制造了风压式全程变桨距风能转换装置。汪涌泉<sup>[16]</sup>等具体分析调距桨推进装置的工作特性和特点, 并将其与定距桨进行分析和对比。

### 1.3.2 变桨控制研究方向

高文元<sup>[17]</sup>针对风速风向非线性变化的特点, 采用了一种变论域自适应模糊控制研究在风速变化下的兆瓦级风力发电机组偏航和变桨距系统联合互补工作的控制技术。

夏长亮<sup>[18]</sup>、M A Khan<sup>[19]</sup>等则深入的研究了变速恒频风力发电机的变桨距控制系统的自抗扰能力, 以及预测控制方面的问题, 从理论和实验两方面论证了变桨控制系统的可行性和可靠度。

林勇刚<sup>[20, 21]</sup> Mohd<sup>[22]</sup>等在风力发电机空气动力学特性分析的基础上, 讨论了变速恒频风力机组变桨距机构在低于额定风速阶段和高于额定风速阶段的不同控制策略。并采用支持矢量回归(SVR)算法对风力机非线性模型进行拟合。

朱涛<sup>[23]</sup>、S.M.Muyee<sup>[24]</sup>、Daniel<sup>[25]</sup>等结合风电场的实际情况, 对比分析了变桨距和定桨距叶片气动性能上的差别, 寻找风力发电机组在运行中的问题, 并提出了解决办法, 以及研究了两种风力发电机的功率控制方法。

Jamel<sup>[26]</sup>、Ronny<sup>[27]</sup>、X H Liao<sup>[28]</sup>、M Geyler<sup>[29]</sup>等研究了变风速情况下, 采用不同的控制方法对风力发电机组模型进行对比, 力求在减小风力载荷、维持风机运行稳定性等方面达到理想状态。

### 1.3.3 变桨液压系统研究方向

林勇刚<sup>[30]</sup>针对风力机功率控制的重要性, 设计了电液比例变桨距执行机构, 并结合风力机设计软件 Bladed 组建成了半物理仿真实验台。戴赞<sup>[31]</sup>、Lucian<sup>[32]</sup>对变速恒频风力发电机变桨距系统的传动装置进行了研究。

陈晓波<sup>[33]</sup>等介绍研究了利用多任务控制方法来设计风力发电机液压测试系统。系统

根据不同的要求来模拟风力发电机实际运行中遇到的各种情况，并对其液压系统进行了测试，以确保其安全性。

E Ejiri<sup>[34]</sup>、M.A.Khan<sup>[35]</sup>、Ai Bin<sup>[36]</sup>则对变速风力发电机的技术进行了深入的探讨，并且对发电机的总体性能进行了研究和对比，提出了在总体设计中应该注意的一些问题，并对此给出了建议。

车丽娟<sup>[37]</sup>、潘忠秀<sup>[38]</sup>对液压机械普遍存在的泄漏对机械的正常使用所造成的不良影响进行了分析，找出了泄漏的主要部位和原因，并给出了改进措施。

孙海平<sup>[39]</sup>、穆程明<sup>[40]</sup>等研究液压系统中油液在管道中流动时发生压力瞬变的物理特征。张凤兰<sup>[40]</sup>则应用迈克尔逊干涉仪测量液体的体积弹性模量，得出与理论值相符合的结果。

### 1.3.4 风力发电机建模和仿真研究方向

刘思永<sup>[42]</sup>等利用雷诺平均Navier-Stokes方程，采用高数值稳定性的Baldwin-Lomax湍流模型，模拟可变桨距水平轴风力涡轮在给定工况下全三维混合型流场。林勇刚<sup>[43]</sup>等针对变桨距风力机模型非线性很强的特点，采用支持向量回归(SVR)算法进行辨识，结果表明，SVR算法在变桨距风力机非线性模型辨识上具有很高的准确性。

Thomas<sup>[44]</sup>、叶杭冶<sup>[45]</sup>等讨论了额定风速以下的变速运行控制和额定风速以上的变桨距控制以及变速与变桨距两种控制策略的相互耦合关系；提出了转矩控制对传动系统扭转振动和变桨距控制对塔架前后振动的影响力及控制方案。Ted Brekken<sup>[46]</sup>等建立了包含风力机、双馈发电机及发电机电气控制部分的变速恒频风力发电机组的整体动态数学模型并进行了仿真。

张青雷<sup>[47]</sup>等针对兆瓦级风力发电机组的变桨系统，在SolidWorks和Adams中建立变桨系统的机械系统模型，并在Matlab中建立控制系统模型，通过Adams/Control接口将二者连接起来，实现风力驱动下的变桨运动在软件系统环境下的交互仿真，通过对变桨过程研究，为大型风力机及其控制系统的研制开发与国产化提供指导。

高文元<sup>[48]</sup>、赵文珍<sup>[49]</sup>等建立了变速变桨距风机风轮的数学模型，分析了风速和桨距角的变化对风机扰动的影响，同时找到了风轮动态运行中需要控制的参数。在控制部分，提出了用扰动法解决了风机在低于额定风速时，为寻求功率最大化的风机转速控制。

张小芳<sup>[50]</sup>、邢兰兴<sup>[51]</sup>、Sten Frandsen<sup>[52]</sup>等以双馈风力发电系统为研究对象，利用Matlab/Simulink建立了双馈风力发电系统的动态仿真数学模型，包括风速、风力机、双馈发电机以及补偿电容器四个部分。

通过以上几方面的分析和回顾可知，目前对兆瓦级风力发电机组变桨机构的研究主要集中在机构的设计研究、机构液压系统的控制设计和机构建模仿真等方面，大部分研究都没有深入的对机构的运动特性进行分析，没有综合考虑各种因素对变桨控制精度的

影响。然而, 对于一个工程实际问题, 需要深入的了解变桨机构各部件的运动状况以及产生的变桨控制误差。因此, 基于机构运行的可靠性要求, 还需要做深入细致的研究工作。

## 1.4 论文的选题

根据文献[5-10], 变速恒频风力发电机主要由桨叶、轮毂、变桨机构、偏航机构、机舱以及塔架等组成, 其中变速恒频控制的关键部位就是变桨机构, 该机构决定着此风力发电机组是否具备高性能、高精度、高可靠性的变速控制能力, 以达到风力发电机组功率输出最大化、功率输出稳定化以及风力发电机组运行自我保护最优化。因此国内外除对功率控制研究以外, 对变桨机构的研究和设计是各国研究人员重中之重, 同时它也是各种风力发电机在机械结构方面区别最大的机构之一。

若想拥有风电自主核心技术, 对风力发电核心之一的变桨技术必须进行彻底的消化和吸收, 分析变桨技术的优点所在以及各项性能指标参数, 为自主核心技术的创新和改良提供坚实的理论和技術基础。基于这种情况下, 变桨技术的研究和分析理应作为风电核心技术攻关项目之一。

基于国内外的研究状况, 大部分研究都注重在机构的设计和仿真等方面, 并没有深入的对机构的运动特性以及控制误差方面做出详细的研究, 这就不能不使人们对变桨机构的可靠性和功率输出的稳定性产生怀疑, 故在对变桨机构的设计和仿真基础上, 仍需要对机构的运动参数、控制精度进行研究。

综上所述, 变桨技术的研究存在着巨大的科研价值, 潜在科研成果丰富; 可参考的国内外文献和资料比较齐全, 故选择“MW 级风力发电机组液压变桨距机构”作为论文研究的方向, 着重分析研究该机构的运动情况和变桨控制精度问题。

## 1.5 本文的研究目标和内容

本文的研究作为上海市重点科技攻关项目之一, 受到“上海市重点科技攻关项目”以及“上海市重大技术装备项目”的资助。

通过对目前国内外风力发电机组变桨机构的研究现状的总结和分析, 本人的研究目标是在已有风力发电机组变桨机构研究的基础上, 对引进 MW 风力发电机组的变桨机构进行运动学分析以及变桨精度控制研究。围绕上述目标, 本文研究的主要内容如下:

(1) 基于引进 MW 风力发电机组技术, 在 Solidworks 软件中建立变桨机构模型, 分析其运行原理以及运动特性。

(2) 基于平面机构运动分析的矩阵法, 建立引进 MW 风力发电机组的变桨机构的运动学方程、变桨角速度矩阵以及变桨角加速度矩阵, 并运用 MATLAB 软件进行方程式、矩阵求解。分析运动轨迹以及运动参数, 对风力发电机组变桨机构进行参数优化。

(3) 应用叶素理论, 建立风力发电机组桨叶对变桨机构的载荷模型, 以及控制油缸的负载模型。综合考虑控制油缸缸体、液压油受载变形以及液压缸结构原理性泄露因素, 分析变桨控制的精度。

## 1.6 章节安排

第一章, 绪论。从风力发电机的发展历史、近期国内外研究的现状等方面介绍了风力发电机组的发展过程以及技术水平, 指出我国风电技术自主研发的重要性和紧迫性。并依据国内外风电技术研究的现状, 提出了本文的研究课题。

第二章, 对引进型 1.25MW 变速恒频风力发电机组进行分析, 建立变桨机构的 Solidworks 模型, 并分析出其运行原理和运动特性。

第三章, 运用矩阵法建立了变桨机构的运动方程、变桨角速度矩阵以及变桨角加速度矩阵, 求解得出变桨机构的多项运行指标参数。针对该运行参数, 进行了相关的优化, 使变桨机构运行更加平稳、安全。

第四章, 采用叶素原理建立桨叶对变桨机构的载荷建模, 推导出控制油缸负载方程式。并从控制油缸缸体受载变形、液压油受载变形、运动副间隙等方面, 研究变桨误差的大小。

第五章, 全文总结及展望。

## 2 MW 级风机液压变桨机构在 Solidworks 中的建模

风电技术发展突飞猛进,数十年间风力发电机组技术得到空前的进步。由 20 世纪 30 年代小容量的风力发电机组技术到现在的兆瓦级大功率风力发电机组,由定桨距风力发电机组到变桨距风力发电机组等等,风力发电机组机构设计、控制方法等都得到翻天覆地的变化。分类形式也多种多样,按照电机类型分异步、同步型发电机,按照叶片形式可分为水平轴式和垂直轴式风力发电机组,按照桨距角变化分类又可以分为定桨距失速型风机和变速恒频变桨距风机<sup>[11-15]</sup>,按照桨距角变化控制方法则可以分为齿轮变桨距和液压变桨距等。

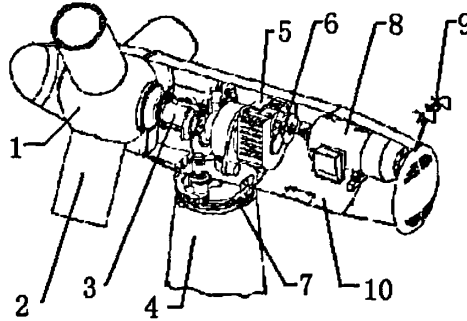
目前,MW 级大功率风力发电先进技术主要被数家大型国际化集团掌握着,其中全球最大的风力机供应商是丹麦的 Vestas Wind System 公司,其次是德国的 Enercon 公司,其他是丹麦的 NEG Micon 公司、西班牙的 Gamesa 公司、美国的 GE Wind 公司、德国的 RE Power 公司和西班牙的 Econtecnia 等公司。各公司在风力发电机组的设计上都遵循着风能与机械能相互转化的基本原理进行着,但是各家公司具体采纳的实现形式又各有不同,包括叶片翼型、变桨机构、功率控制方式、偏航结构等诸多技术方面,加上各国间风电技术的封锁,因而造成了风力发电机组的结构设计等方面因公司不同而独具特色。

鉴于上述情况,十分有必要对本研究中涉及到的引进型风力发电机组的基本机构等进行一个详细的介绍和建模,一方面是便于直观的熟悉风力发电机组的设计构造,为后续的研究打好坚实的视觉理解基础;一方面建立好风力发电机组的三维模型,详细的设置好各部件结构的参数,为准确的分析和研究打好牢固的数据基础。

### 2.1 风力发电机基本组结构组成

该引进型风力发电机组为德国的 Aerodyne Energiesysteme GmbH 公司 1.25MW 变速恒频风力发电机组,其组成基本包括桨叶、轮毂、机舱、塔架等,如图 2-1 风力发电机组基本结构。

其中机舱包容着风力发电机的关键设备,包括齿轮箱、发电机。维护人员可以通过风力发电机塔进入机舱。机舱左端是风力发电机转子,即桨叶和轴。桨叶为捕获风,并将风力传送到转子轴心的设备。现代 MW 级风力发电机上,每个转子叶片的测量长度均超过 20 米,而且被设计得很象飞机的机翼。而轴分高速、低速轴,风力发电机的低速轴将转子轴心与齿轮箱连接在一起,转子转速较慢。轴中有用于液压系统的导管,来激发空气动力闸的运行。高速轴以大约 1500 转每分钟运转,并驱动发电机发电进行功率输出。并且它装备有紧急机械闸,用于空气动力闸失效时,或风力发电机被维修时进行制动。偏航装置的作用是借助电动机转动机舱,以使转子正对着风,以便获取最大的风能。偏航装置由电子控制器操作,电子控制器可以通过风向标来感觉风向。通常,在风改变其



1-轮毂, 2-桨叶, 3-转子轴心, 4-塔架, 5-齿轮箱, 6-高速轴及机械闸  
7-偏航装置, 8-发电机, 9-风速计及风向标, 10-机舱

图 2-1 风力发电机组基本结构<sup>[17]</sup>

Fig.2-1 Basic structure of wind turbine

方向时, 风力发电机一次只会偏转几度。风力发电机塔架载有机舱及转子, 通常高的塔具有优势, 因为离地面越高, 风速越大。现代 MW 级风力发电机组的塔高为 40 至 60 米。它可以为管状的塔, 也可以是格子状的塔。管状的塔对于维修人员更为安全, 因为他们可以通过内部的梯子到达塔顶, 格状的塔的优点在于它比较便宜<sup>[16-18]</sup>。图 2-2 是在 Solidworks2006 软件中机舱的模型图。

轮毂是连接桨叶和转轴轴心的部件, 中间安装有变速恒频风力发电机组关键的机构---变桨机构。它根据风速改变风力发电机组桨叶的桨距角, 以保证风力发电机组在任何风速情况下, 都能获得该风速下最大的风能。图 2-3 是在 Solidworks2006 软件中风力发电机组总成后的模型图。

通过图 2-2 机舱的三维模型可以很清楚分辨各部件的位置情况和相互的连接关系。直观的三维视觉十分清晰明确的表现出实际风力发电机机舱的具体情况。图 2-3 风力发电机组总成图是所有部件组装完成后的三维模型, 从模型上可以看出实际情况中, 风力发电机组桨叶、塔架以及机舱的具体大小比例以及装配关系。

## 2.2 变桨机构的三维建模

变桨机构做为变速恒频风力发电机组的核心之一, 在桨叶桨距角控制和功率调节上发挥巨大的作用。变桨机构功能优良与否, 直接关系着该风力发电机组的品质水平。变桨控制的形式主要分齿轮变桨和液压变桨, 按照变桨控制形式又分为独立变桨和统一变桨两种<sup>[6, 19, 20]</sup>, 论文课题涉及到的引进型 1.25MW 风力发电机组采用的是液压统一变桨机构, 故本文主要针对该形式变桨机构进行研究分析。

根据德国的 Aerodyne Energiesysteme GmbH 公司 1.25MW 变速恒频风力发电机组提供的技术参数, 在 Solidworks2006 软件中建立该机型的变桨机构的三维模型, 如图 2-4 轮毂与液压统一变桨机构三维模型。

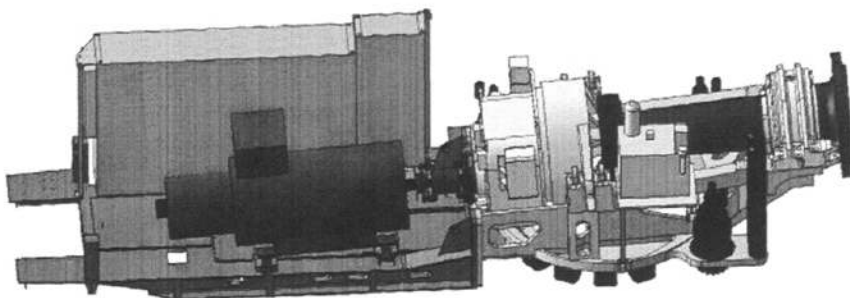


图 2-2 机舱的三维模型图

Fig.2-2 The 3D model figure of the engine room

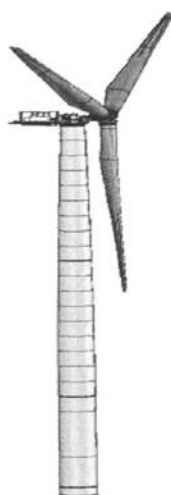


图 2-3 风力发电机总成

Fig.2-4 The 3D model figure of wind turbine

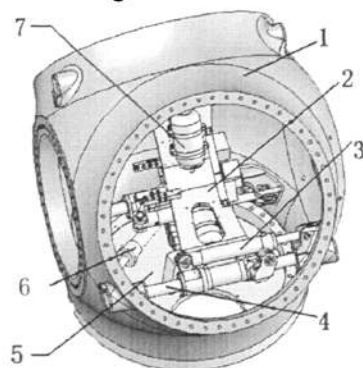
1-轮毂, 2-调节架, 3-控制油缸, 4-导向杆,  
5-变桨轮盘, 6-安全油缸, 7-蓄能器

图 2-4 轮毂与液压变桨机构的三维模型

Fig.2-4 The 3D model figure of

hub and hydraulic pitch-controlled mechanism

图 2-4 中, 调节架 2 受控制油缸 3 的控制, 统一对变桨轮盘 5 进行变桨调节。控制油缸完成行程后, 安全油缸 6 便进行后续的变桨控制。控制油缸的缸体及底座安装在变桨调节架上, 活塞杆头部通过铰链安装在轮毂上。当安装在变桨调节架上的油泵供油使活塞杆相对于油缸体移动时, 由于活塞杆的头部不能移动, 将迫使油缸体推动变桨调节架移动。变桨调节架可以在导向杆中滑动。对应于每个桨叶, 都有一套变桨控制油缸、导向杆、油泵, 并通过变桨调节架固连成一个整体, 因此, 当任意一台油泵驱动某一个活塞与油缸体, 使其相对移动时, 变桨调节架都将发生移动。

调节架 2 安装在导向杆 4 上, 运行方向已经确定, 其运行行程因直接受到控制油缸 3 的调节而确定。图 2-5 变桨调节架组件三维模型则直观的反映出该部件的结构形状。变桨调节组件包含了变桨调节架、各类紧固件、油泵、紧急事故处理控制器、安装控制油缸的铰链座及其附件、安装变桨驱动系统的连杆铰链座等。

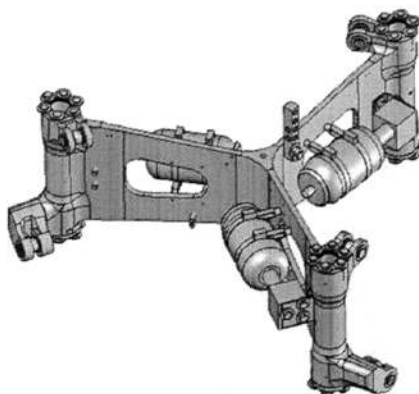
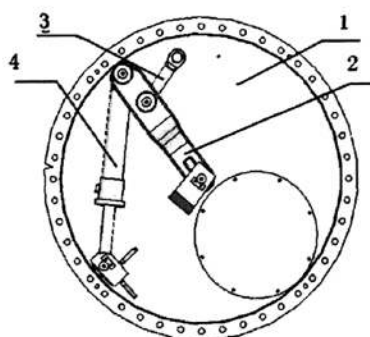


图 2-5 变桨调节架组件三维模型图

Fig.2-5 The 3D model figure of pitch adjuster components

引进型 1.25MW 变速恒频风力发电机组采用三片桨叶进行风能捕捉，间隔 $120^\circ$ 安装于轮毂上，因此对每一片桨叶都配置有一套相同的变桨机构，该机构受变桨调节架的支配统一对三片桨叶进行桨距角控制。如图 2-6 变桨转盘组件三维模型表现出各部件的相互关系。组件包括变桨调节转盘、安全油缸、变桨连接杆、变桨短连接杆等。



1-变桨轮盘，2-变桨连接杆，3-变桨短连接杆，4-安全油缸

图 2-6 变桨转盘组件三维模型图

Fig.2-6 The 3D model figure of pitch wheel components

推动桨叶、转盘及其轴承回转的机构是由安全油缸 4、变桨连接杆 2、变桨短连接杆 3 以及安装在桨叶轴承转盘上的机座等组成。当变桨调节在控制油缸驱动下沿导向杆移动时，其端部的铰链座带动变桨短连接杆 3 运动，变桨短连接杆 3 带动变桨连接杆 2 运动。当安全油缸 4 的活塞杆与缸体之间没有相对运动时，安全油缸 4、变桨连接杆 2 和桨叶转盘 1 上的机架就构成了一个缸体三角形。变桨短连接杆 3 带动变桨连接杆 2 运动，就相当于带动桨叶转盘运动，在桨叶轴承外圈的限制下，就可以通过该铰链机构推动转盘和桨叶旋转，从而达到变桨的目的。

## 2.3 小结

通过对德国的 Aerodyne Energiesysteme GmbH 公司 1.25MW 变速恒频风力发电机组进行三维建模,深刻的了解风力发电机组的基本结构和功能,建立了详细的数据模型,为后续分析打好了基础。

### 3 MW 级风机的液压变桨机构的运动分析和优化

#### 3.1 液压变桨机构的设计要求

变距机构是变桨距控制型风电机组实现变距控制和安全刹车的关键机构之一。参考文献[1、4、11~14]内容,按照1.25MW风电机组总体设计方案,变距机构应具有以下设计要求:

(1) 当风轮正常工作时,液压缸在液压系统压力作用下,通过变距机构将叶片拉靠在某一气动角度以适合实际风速的运行状态,保证了风电机组运行中桨距的相对位置,实现电控系统的实时控制,于是确保了叶片上的空气动力流动处于最佳状态,这是对安静、高效和低负荷运行的一个基本要求;

(2) 当风速超过限定值时或其他控制指令需要停机时,三个叶片同时在液压系统压力作用下,通过变距机构,迅速绕桨叶轴旋转 $90^\circ$ 至顺桨位置。此时,叶片由推力面变成了气动阻力板。在叶片气动阻力作用下,风轮转速迅速降低,从而实现风轮叶片的气动刹车。按总体要求,顺桨后,风轮迅速由额定转速降至 $4r/min$ 。为实施机械刹车创造条件。

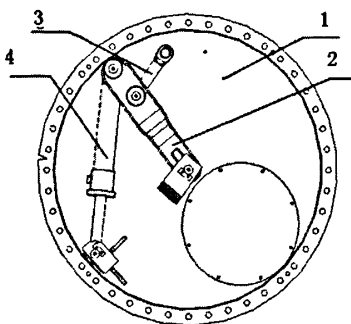
要实现全翼展变桨距调节和气动刹车机构的上述设计要求,除了变距机构范围能满足要求之外,变距机构还必须满足强度、刚度及系统各环节运动协调和安全可靠等设计要求。

因此,为了分析变桨机构的设计是否达到预定的要求,需要对机构进行原理分析和研究。基本思路是:第一步,对机构进行简化;第二步,建立运动学模型;第三步,模型的求解;第四步,分析运动参数。

#### 3.2 变桨机构的简化

液压变桨距系统通过液压油缸推动杆件机构运动,实现桨叶位移或角度的变化<sup>[21]</sup>。在该系统中,需要实现的是统一变桨,因此对于每一个桨叶都有一套相同的变桨机构,三套机构通过三脚架的连接,实现同步动作,达到统一控制的目的。因此三套机构体现的运动特性是一致的,故只需要对一套机构进行分析就能了解三个桨叶的运动情况。

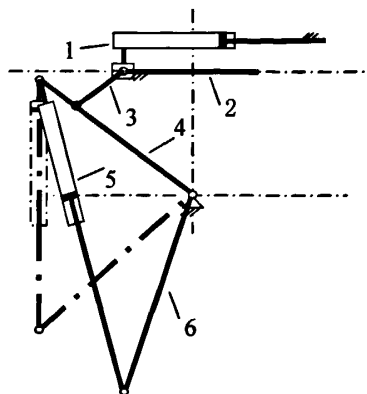
图3-1所示就是其中一套变桨机构组件3D图,其中省略控制油缸实体、导向杆实体。为了对机构进行分析和建模,需要对机构进行简化。将控制油缸、安全油缸(图3-1中构件4)简化成带有速度参数的滑块机构,将变桨轮盘(图3-1中构件1)简化为连杆,这样就得出该机构的原理图以及位置关系,如图3-2所示。



1-变桨轮盘, 2-变桨连接杆, 3-变桨短连接杆,  
4-安全油缸

图 3-1 变桨机构组件 3D 模型图

Fig.3-1 The 3D model figure of  
the pitch wheel components



1-控制油缸, 2-导向杆, 3-变桨短连接杆,  
4-变桨连接杆, 5-安全油缸, 6-变桨轮盘简化杆

图 3-2 变桨机构原理图

Fig.3-2 The principle of pitch-controlled mechanism

分析该原理图 3-2, 发现机构具有两个自由度, 分别是控制油缸 1 和安全油缸 5。根据设计要求, 油缸的运动具有先后次序的特征, 控制油缸先动作, 待运行完毕后安全油缸才启动, 两者结合起来共同完成变桨的全过程。图中虚线所表示的就是控制油缸 1 动作完毕后, 机构的位置情况, 而实线所表示的是安全油缸运行结束后机构的状态。

### 3.3 变桨机构的运动学建模

平面机构运动分析的解析法有很多种, 比较容易掌握且便于应用的方法主要有矢量方程解析法、复数法和矩阵法<sup>[42-44]</sup>。前一种方法可以利用计算器求解, 后两种方法需要借助计算机才能求解。考虑到变桨机构的复杂性, 故采用矩阵法进行变桨机构的建模。

考虑到机构中的部件运动有先后次序这个特点, 对机构进行运动学建模时, 同样按照运动先后分别建模。

#### 3.3.1 控制油缸运动建模

首先考虑控制油缸运动时, 机构的运动情况, 因为安全油缸不动作, 这样可以把安全油缸 5、变桨轮盘简化杆 6 以及变桨连接杆 4 看成一个整体, 原理图可以简化为图 2-3 所示的情况, 图中所示为控制油缸运动过程中某一位置, 其中的原动件是简化后以水平速度  $V_2$  向左运动的滑块 B。

图 2-3 中, AD、AC、AB、AE、BD、BC、BE、OB 的长度分别是  $l_1$ 、 $l_1'$ 、 $S_3$ 、 $l_3$ 、 $l_2$ 、 $l_4$ 、 $S_E$ 、 $l_4'$ 。杆 AC、AB、AE、BD、BC 与  $x$  正轴夹角分别为  $\theta_1$ 、 $\theta_3$ 、 $\theta_3'$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_4$ 。OB 与  $x$  轴距离为  $l$ ,  $V_2$  为控制油缸运动速度。

对各杆件进行矢量化, 可以构造多个矢量封闭图形, 并且可以得到多个矢量封闭方程<sup>[51]</sup>。

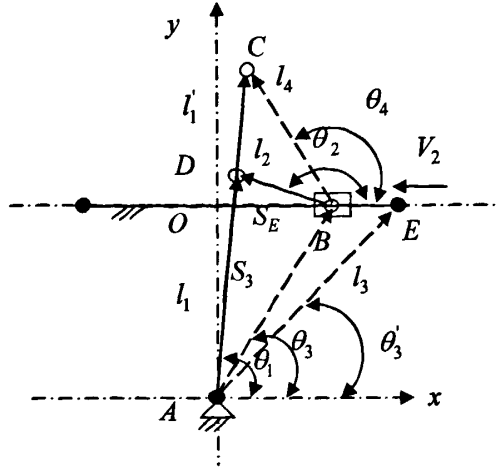


图 3-3 简化安全油缸后的机构矢量图

Fig.3-3 The mechanism vector figure of simplifying safety cylinder

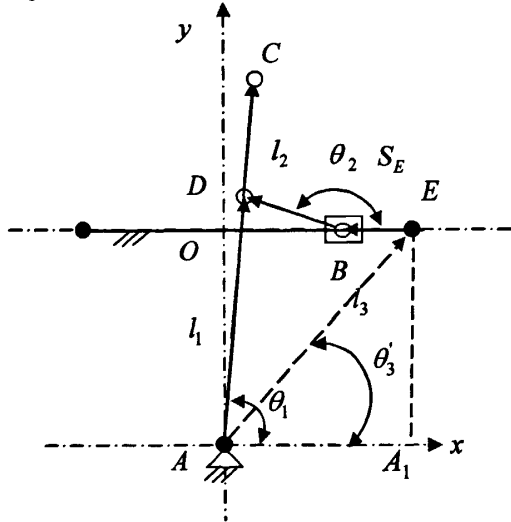


图 3-4 封闭形 AEBDA 矢量简化图

Fig.3-4 The vector simplified figure of closed form AEBDA

在封闭形 AEBDA 中，简化其他部件便得到图 3-4，其中 OE 与  $x$  轴距离即  $EA_1$  和  $AA_1$  的长度为  $l$ 、 $l_4'$ ，则可以得到矢量封闭方程(3-1)：

$$\overrightarrow{AD} = \overrightarrow{BD} + \overrightarrow{EB} + \overrightarrow{AE} \quad \text{即} \quad \vec{l}_1 = \vec{l}_2 + \vec{S}_E + \vec{l}_3 \quad (3-1)$$

$$\text{其中, } \begin{cases} \vec{l}_1 = l_1(\vec{i} \cos \theta_1 + \vec{j} \sin \theta_1) \\ \vec{l}_2 = l_2(\vec{i} \cos \theta_2 + \vec{j} \sin \theta_2) \\ \vec{S}_E = S_E(\vec{i} \cos 180^\circ + \vec{j} \sin 180^\circ) = -S_E \vec{i} \\ \vec{l}_3 = l_3(\vec{i} \cos \theta_3' + \vec{j} \sin \theta_3') = l_4' \vec{i} + \vec{l}_j \end{cases}, \text{ 分别用 } \vec{i}、\vec{j} \text{ 点积式(3-1)两端,}$$

便得出方程组(3-2): 
$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 = l_2 \cos \theta_2 - S_E + l_4' \\ l_1 \sin \theta_1 = l_2 \sin \theta_2 + l \end{cases} \quad (3-2)$$

在封闭形 ABDA 中, 简化其他部件便得到图 3-5, 则可以得到矢量封闭方程(3-3):

$$\overrightarrow{AD} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BD}, \quad \text{即} \quad \vec{l}_2 + \vec{S}_E = \vec{l}_1 \quad (3-3)$$

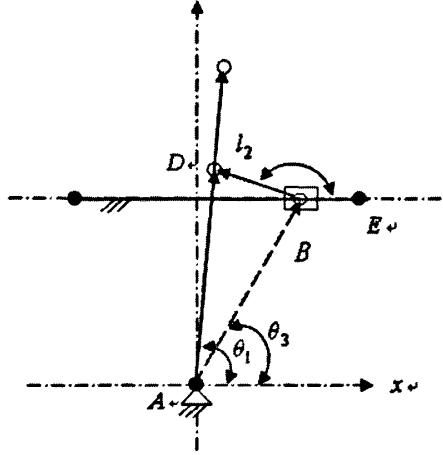


图 3-5 封闭形 ABDA 矢量简化图

Fig3-5 The vector simplified figure of closed form ABDA

其中, 
$$\begin{cases} \vec{l}_2 = l_2(\vec{i} \cos \theta_2 + \vec{j} \sin \theta_2) \\ \vec{l}_1 = l_1(\vec{i} \cos \theta_1 + \vec{j} \sin \theta_1) \\ \vec{S}_3 = S_3(\vec{i} \cos \theta_3 + \vec{j} \sin \theta_3) \end{cases}$$
, 分别用  $\vec{i}$ 、 $\vec{j}$  点积式(3-3)两端, 便得出方

程组(3-4): 
$$\begin{cases} l_2 \cos \theta_2 + S_3 \cos \theta_3 = l_1 \cos \theta_1 \\ l_2 \sin \theta_2 + S_3 \sin \theta_3 = l_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (3-4)$$

在封闭形 ABCA 中, 简化其他部件便得到图 3-6, 则可以得到矢量封闭方程(3-5):

$$\overrightarrow{AC} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} \quad \text{即} \quad \vec{l}_1' = \vec{l}_4 + \vec{S}_3 \quad (3-5)$$

其中, 
$$\begin{cases} \vec{l}_1' = l_1'(\vec{i} \cos \theta_1 + \vec{j} \sin \theta_1) \\ \vec{l}_4 = l_4(\vec{i} \cos \theta_4 + \vec{j} \sin \theta_4) \\ \vec{S}_3 = S_3(\vec{i} \cos \theta_3 + \vec{j} \sin \theta_3) \end{cases}$$
, 分别用  $\vec{i}$ 、 $\vec{j}$  点积式(3-5)两端, 便得出方

程组(3-6)如下: 
$$\begin{cases} l_1' \cos \theta_1 = l_4 \cos \theta_4 + S_3 \cos \theta_3 \\ l_1' \sin \theta_1 = l_4 \sin \theta_4 + S_3 \sin \theta_3 \end{cases} \quad (3-6)$$

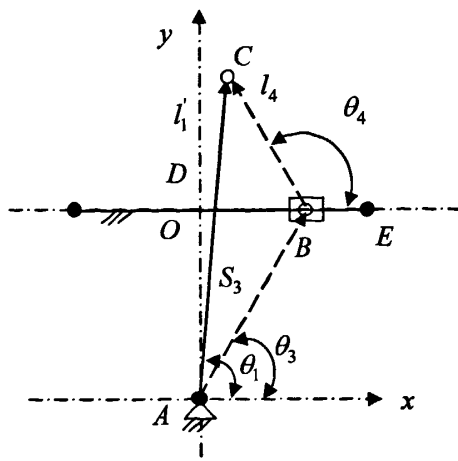


图 3-6 封闭形 ABCA 矢量简化图

Fig3-6 The vector simplified figure of closed form ABCA

结合方程组 2、4、6，则可以得出方程组(3-7)：

$$\begin{cases} l_2 \cos \theta_2 + S_3 \cos \theta_3 = l_1 \cos \theta_1 \\ l_2 \sin \theta_2 + S_3 \sin \theta_3 = l_1 \sin \theta_1 \\ l'_1 \cos \theta_1 = l_4 \cos \theta_4 + S_3 \cos \theta_3 \\ l'_1 \sin \theta_1 = l_4 \sin \theta_4 + S_3 \sin \theta_3 \\ l_1 \cos \theta_1 = l_2 \cos \theta_2 - S_E + l'_4 \\ l_1 \sin \theta_1 = l_2 \sin \theta_2 + l \end{cases} \quad (3-7)$$

其中  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_3$ 、 $\theta_4$ 、 $S_3$ 、 $l_4$  为未知量， $l$ 、 $l_1$ 、 $l'_1$ 、 $l_2$ 、 $l'_4$  为已知量， $S_E = V_2 t_2$ ，

$t_2$  为控制油缸运动时间。又因为  $S_3 = \frac{l}{\sin \theta_3}$ ，方程组(3-7)可以简化为方程组(3-8)。

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 - l_2 \cos \theta_2 = -S_E + l'_4 \\ l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 = l \\ -l'_1 \cos \theta_1 + l_4 \cos \theta_4 = -S_E + l'_4 \\ -l'_1 \sin \theta_1 + l_4 \sin \theta_4 = -l \end{cases} \quad (3-8)$$

其中  $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_4$ 、 $l_4$  为未知量，其余为已知。这样就得出机构的位置关系方程组。对方程组(3-8)关于时间  $t$  求一次、二次导，并写成矩阵形式，则可以得到机构速度矩阵(3-9)和加速度矩阵(3-10)。

$$\begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 & l_2 \sin \theta_2 & 0 & 0 \\ l_1 \cos \theta_1 & -l_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 \\ l_1' \sin \theta_1 & 0 & -l_4 \sin \theta_4 & \cos \theta_4 \\ -l_1' \cos \theta_1 & 0 & l_4 \cos \theta_4 & \sin \theta_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{l}_4 \end{bmatrix} = V_2 \begin{bmatrix} -1 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (3-9)$$

$$A_1 \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{l}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_1 C_1 & l_2 C_2 & 0 & 0 \\ -l_1 S_1 & l_2 S_2 & 0 & 0 \\ l_1' C_1 & 0 & -l_4 C_4 - T_4 & -S_4 \\ l_1' S_1 & 0 & -l_4 S_4 + Z_4 & C_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{l}_4 \end{bmatrix} \quad (3-10)$$

其中

$$A_1 = \begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 & l_2 \sin \theta_2 & 0 & 0 \\ l_1 \cos \theta_1 & -l_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 \\ l_1' \sin \theta_1 & 0 & -l_4 \sin \theta_4 & \cos \theta_4 \\ -l_1' \cos \theta_1 & 0 & l_4 \cos \theta_4 & \sin \theta_4 \end{bmatrix},$$

$C_1 = \dot{\theta}_1 \cos \theta_1$ 、 $S_1 = \dot{\theta}_1 \sin \theta_1$ 、 $C_2 = \dot{\theta}_2 \cos \theta_2$ 、 $S_2 = \dot{\theta}_2 \sin \theta_2$ 、 $C_4 = \dot{\theta}_4 \cos \theta_4$ 、 $S_4 = \dot{\theta}_4 \sin \theta_4$ 、 $T_4 = \dot{l}_4 \sin \theta_4$ 、 $Z_4 = \dot{l}_4 \cos \theta_4$ 。

### 3.3.2 安全油缸运动建模

当控制油缸运动结束后，安全油缸才开始动作，此时控制油缸 1、变桨短连接杆 3 以及变桨连接杆 4 是不运动的，所以在分析安全油缸运动状态时，三者可以简化为一个部件。对各杆件矢量化，则原理图可以简化为图 3-7 所示情况。

其中 AC、AF、AG、CG、GF 长度分别为  $l_1'$ 、 $l_5$ 、 $l_7$ 、 $S_G$ 、 $l_6$ ，AC、AF、AG、CG、GF 与  $x$  正轴夹角分别为  $\theta_1$ 、 $\theta_5$ 、 $\theta_7$ 、 $\theta_6$ 、 $\theta_8$ ， $V_G$  为安全油缸的运动速度。

在矢量封闭形 ACGA 中，简化其他部件矢量便得到图 3-8，则可以得到矢量封闭方程(3-11)：

$$\overrightarrow{AC} + \overrightarrow{CG} = \overrightarrow{AG} \quad \text{即} \quad \vec{l}_1' + \vec{S}_G = \vec{l}_7 \quad (3-11)$$

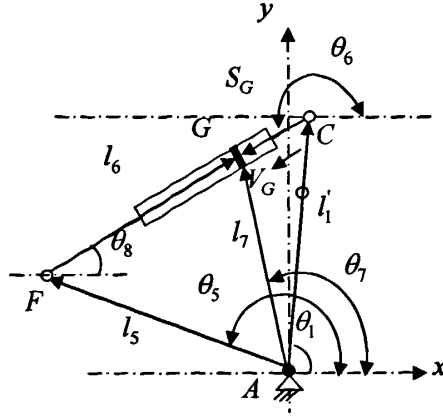


图 3-7 简化控制油缸后的机构矢量图

Fig.3-7 The mechanism vector figure of simplifying control cylinder

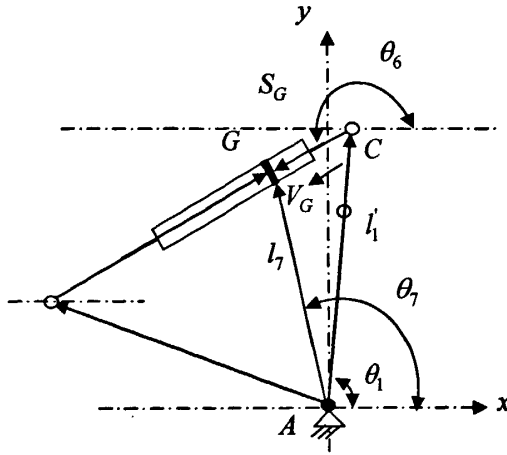


图 3-8 封闭形 ACGA 矢量简化图

Fig.3-8 The vector simplified figure of closed form ACGA

其中,  $\begin{cases} \vec{l}_1' = l_1'(\vec{i} \cos \theta_1 + \vec{j} \sin \theta_1) \\ \vec{S}_G = S_G(\vec{i} \cos \theta_6 + \vec{j} \sin \theta_6), \text{ 分别用 } \vec{i}、\vec{j} \text{ 点积式(3-11)两端, 便得出} \\ \vec{l}_7 = l_7(\vec{i} \cos \theta_7 + \vec{j} \sin \theta_7) \end{cases}$

$$\text{方程组(3-12): } \begin{cases} l_1' \cos \theta_1 + S_G \cos \theta_6 = l_7 \cos \theta_7 \\ l_1' \sin \theta_1 + S_G \sin \theta_6 = l_7 \sin \theta_7 \end{cases} \quad (3-12)$$

在矢量封闭形 ACGFA 中, 简化其他部件矢量便得到图 3-9, 则可以得到矢量封闭方程(3-13):

$$\vec{AC} + \vec{CG} = \vec{AF} + \vec{FG}, \text{ 即 } \vec{l}_1' + \vec{S}_G = \vec{l}_5 + \vec{l}_6 \quad (3-13)$$

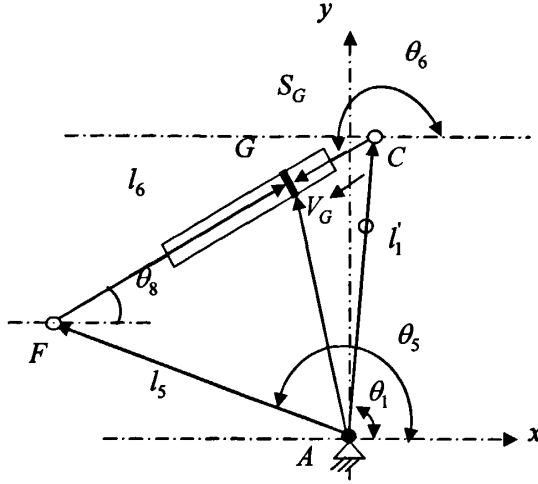


图 3-9 封闭形 ACGFA 矢量简化图

Fig.3-9 The vector simplified figure of closed form ACGFA

其中, 
$$\begin{cases} \vec{l}_1' = l_1'(\vec{i} \cos \theta_1 + \vec{j} \sin \theta_1) \\ \vec{S}_G = S_G(\vec{i} \cos \theta_6 + \vec{j} \sin \theta_6) \\ \vec{l}_5 = l_5(\vec{i} \cos \theta_5 + \vec{j} \sin \theta_5) \\ \vec{l}_6 = l_6(\vec{i} \cos \theta_8 + \vec{j} \sin \theta_8) \\ \theta_8 = \theta_6 - 180^\circ \end{cases}$$
, 分别用  $\vec{i}$ 、 $\vec{j}$  点积式(3-13)两端, 便得出

方程组(3-14): 
$$\begin{cases} l_1' \cos \theta_1 + S_G \cos \theta_6 = l_5 \cos \theta_5 + l_6 \cos \theta_8 \\ l_1' \sin \theta_1 + S_G \sin \theta_6 = l_5 \sin \theta_5 + l_6 \sin \theta_8 \end{cases} \quad (3-14)$$

在矢量封闭形 AGFA 中, 简化其他部件矢量便得到图 2-10, 则可以得出矢量封闭方

程组(3-15):  $\vec{AG} = \vec{FG} + \vec{AF}$  即  $\vec{l}_7 = \vec{l}_6 + \vec{l}_5$  (3-15)

其中, 
$$\begin{cases} \vec{l}_7 = l_7(\vec{i} \cos \theta_7 + \vec{j} \sin \theta_7) \\ \vec{l}_6 = l_6(\vec{i} \cos \theta_8 + \vec{j} \sin \theta_8) \\ \vec{l}_5 = l_5(\vec{i} \cos \theta_5 + \vec{j} \sin \theta_5) \\ \theta_8 = \theta_6 - 180^\circ \end{cases}$$
, 分别用  $\vec{i}$ 、 $\vec{j}$  点积式(3-15)两端, 便得出

方程组(3-16): 
$$\begin{cases} l_7 \cos \theta_7 = l_6 \cos \theta_8 + l_5 \cos \theta_5 \\ l_7 \sin \theta_7 = l_6 \sin \theta_8 + l_5 \sin \theta_5 \end{cases} \quad (3-16)$$

结合方程组(3-12)、(3-14)、(3-16)便可得到方程组(3-17):

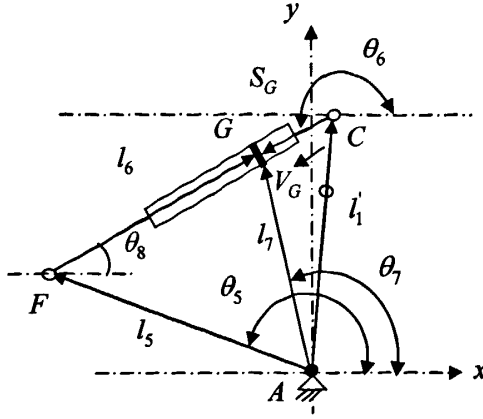


图 3-10 矢量封闭形 AGFA 简化图

Fig.3-10 The vector simplified figure of closed form AGFA

$$\begin{cases}
 l_1' \cos \theta_1 + S_G \cos \theta_6 = l_7 \cos \theta_7 \\
 l_1' \sin \theta_1 + S_G \sin \theta_6 = l_7 \sin \theta_7 \\
 l_1' \cos \theta_1 + S_G \cos \theta_6 = l_5 \cos \theta_5 + l_6 \cos \theta_8 \\
 l_1' \sin \theta_1 + S_G \sin \theta_6 = l_5 \sin \theta_5 + l_6 \sin \theta_8 \\
 l_7 \cos \theta_7 = l_6 \cos \theta_8 + l_5 \cos \theta_5 \\
 l_7 \sin \theta_7 = l_6 \sin \theta_8 + l_5 \sin \theta_5
 \end{cases} \quad (3-17)$$

又因为  $\theta_8 = \theta_6 - 180^\circ$ ，方程组(3-17)可以化简整理为方程组(3-18)。

$$\begin{cases}
 (S_G + l_6) \cos \theta_6 - l_5 \cos \theta_5 = -l_1' \cos \theta_1 \\
 (S_G + l_6) \sin \theta_6 - l_5 \sin \theta_5 = -l_1' \sin \theta_1
 \end{cases} \quad (3-18)$$

其中  $\theta_5$ 、 $\theta_6$  为未知量， $l_1'$ 、 $l_5$ 、 $l_6$  为已知量， $S_G = V_G t_G$ ， $V_G$  为安全油缸运行速度， $t_G$  为安全油缸运行时间。对方程组 (18) 关于时间  $t$  进行一次、二次导，分别得出机构速度矩阵(3-19)和加速度矩阵(3-20)。

$$\begin{bmatrix} -(S_G + l_6) \sin \theta_6 & l_5 \sin \theta_5 \\ (S_G + l_6) \cos \theta_6 & -l_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-19)$$

$$\begin{bmatrix} -(S_G + l_6) \ddot{\theta}_6 \cos \theta_6 & l_5 \ddot{\theta}_5 \cos \theta_5 \\ -(S_G + l_6) \ddot{\theta}_6 \sin \theta_6 & l_5 \ddot{\theta}_5 \sin \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = A_2 \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_5 \end{bmatrix} \quad (3-20)$$

$$\text{其中 } A_2 = \begin{bmatrix} -(S_G + l_6) \sin \theta_6 & l_5 \sin \theta_5 \\ (S_G + l_6) \cos \theta_6 & -l_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix}.$$

至此，变桨距机构的运动学模型推导完毕，现将分别考虑控制油缸运动和安全油缸

运动所生成的运动方程组以及相关的机构速度矩阵、加速度矩阵结合在一起，便得到变桨机构整体的运动方程组(3-21)、加速度矩阵(3-22) 和机构速度矩阵(3-23)如下：

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 - l_2 \cos \theta_2 = -S_E + l'_4 \\ l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 = l \\ -l'_1 \cos \theta_1 + l_4 \cos \theta_4 = -S_E + l'_4 \\ -l'_1 \sin \theta_1 + l_4 \sin \theta_4 = -l \\ (S_G + l_6) \cos \theta_6 - l_5 \cos \theta_5 = -l'_1 \cos \theta_1 \\ (S_G + l_6) \sin \theta_6 - l_5 \sin \theta_5 = -l'_1 \sin \theta_1 \end{cases} \quad (3-21)$$

其中  $l$ 、 $l_1$ 、 $l'_1$ 、 $l_2$ 、 $l'_4$ 、 $l_5$ 、 $l_6$  为已知量， $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_4$ 、 $l_4$ 、 $\theta_5$ 、 $\theta_6$  为未知量。 $S_E = V_2 t_2$ ， $t_2$  为控制油缸运动时间； $S_G = V_G t_G$ ， $V_G$  为安全油缸运行速度， $t_G$  为安全油缸运行时间。当给定  $V_2$ 、 $V_G$ 、 $t_2$ 、 $t_G$  后便可得到对应的为知参数。

$$= \begin{bmatrix} -l_1 C_1 & l_2 C_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -l_1 S_1 & l_2 S_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l'_1 C_1 & 0 & -l_4 C_4 - T_4 & -S_4 & 0 & 0 \\ l'_1 S_1 & 0 & -l_4 S_4 + Z_4 & C_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(S_G + l_6) \dot{\theta}_6 \cos \theta_6 & l_5 \dot{\theta}_5 \cos \theta_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(S_G + l_6) \dot{\theta}_6 \sin \theta_6 & l_5 \dot{\theta}_5 \sin \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{l}_4 \\ \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 & l_2 \sin \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1 \cos \theta_1 & -l_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l'_1 \sin \theta_1 & 0 & -l_4 \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ -l'_1 \cos \theta_1 & 0 & l_4 \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(S_G + l_6) \sin \theta_6 & l_5 \sin \theta_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (S_G + l_6) \cos \theta_6 & -l_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{l}_4 \\ \ddot{\theta}_6 \\ \ddot{\theta}_5 \end{bmatrix} \quad (3-22)$$

其中

$$C_1 = \dot{\theta}_1 \cos \theta_1, S_1 = \dot{\theta}_1 \sin \theta_1, C_2 = \dot{\theta}_2 \cos \theta_2, S_2 = \dot{\theta}_2 \sin \theta_2, C_4 = \dot{\theta}_4 \cos \theta_4, S_4 = \dot{\theta}_4 \sin \theta_4,$$

$T_4 = \dot{l}_4 \sin \theta_4, Z_4 = \dot{l}_4 \cos \theta_4$ ，当基本参数  $V_2$ 、 $V_G$ 、 $t_2$ 、 $t_G$  给定后， $A_1$ 、 $A_2$  为常数。

$$\begin{bmatrix} -l_1 \sin \theta_1 & l_2 \sin \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1 \cos \theta_1 & -l_2 \cos \theta_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ l_1' \sin \theta_1 & 0 & -l_4 \sin \theta_4 & \cos \theta_4 & 0 & 0 \\ -l_1' \cos \theta_1 & 0 & l_4 \cos \theta_4 & \sin \theta_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -(S_G + l_6) \sin \theta_6 & l_5 \sin \theta_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & (S_G + l_6) \cos \theta_6 & -l_5 \cos \theta_5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_2 \\ \dot{\theta}_4 \\ \dot{l}_4 \\ \dot{\theta}_6 \\ \dot{\theta}_5 \end{bmatrix} = V_2 \begin{bmatrix} -1 \\ 0 \\ -1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-23)$$

为了便于表达和书写,

令  $X = [\dot{\theta}_1 \ \dot{\theta}_2 \ \dot{\theta}_4 \ \dot{l}_4 \ \dot{\theta}_6 \ \dot{\theta}_5]^T$ , 其机构的速度关系矩阵式可以表示为式(3-24):

$$A X = N B \quad (3-24)$$

$A$ ——机构从动件的位置参数矩阵;

$X$ ——机构从动件的速度列阵;

$B$ ——机构原动件的位置参数列阵;

$N$ ——机构原动件的速度。

而加速度关系矩阵式可以表示为式(3-25):

$$A \dot{X} = -\dot{A} X + N \dot{B} \quad (3-25)$$

$\dot{X}$ ——机构从动件的加速度列阵;  $\dot{A} = \frac{dA}{dt}$ ;  $\dot{B} = \frac{dB}{dt}$ 。

### 3.4 变桨机构的运动方程在 MATLAB 中的求解

MATLAB(Matrix Laboratory)是美国 Math Works 公司在 1994 年推出的优秀科技应用软件, 它具有强大的科技计算、图形处理、可视化、开放式和可扩展环境, 特别是所附带的几十种面向不同领域的工具箱支持, 已经广泛应用于数值分析、信号与图象处理、控制系统设计、通信仿真、工程优化、数学建模和统计分析等领域, 成为目前市场上强有力的工程问题分析计算和程序设计的桌面工程师系统, 是工科大学生和研究生必须掌握的基本工具<sup>[24-27]</sup>。

在 MATLAB 中对方程组(3-21)、(3-22)、(3-23)进行计算采用的求解方法如下:

(1) 在角位移方程分量形式(3-21)中, 方程组可以改写成非线性超越方程组(3-26):

$$\begin{cases} f(1) = l_1 \cos \theta_1 - l_2 \cos \theta_2 + S_E - l'_4 = 0 \\ f(2) = l_1 \sin \theta_1 - l_2 \sin \theta_2 - l = 0 \\ f(3) = -l'_1 \cos \theta_1 + l_4 \cos \theta_4 + S_E - l'_4 = 0 \\ f(4) = -l'_1 \sin \theta_1 + l_4 \sin \theta_4 + l = 0 \\ f(5) = (S_G + l_6) \cos \theta_6 - l_5 \cos \theta_5 + l'_1 \cos \theta_1 = 0 \\ f(6) = (S_G + l_6) \sin \theta_6 - l_5 \sin \theta_5 + l'_1 \sin \theta_1 = 0 \end{cases} \quad (3-26)$$

则可以借助牛顿-辛普森数值解法<sup>[28-30]</sup>, 求出方程组中未知参数 $\theta_1$ 、 $\theta_2$ 、 $\theta_4$ 、 $l_4$ 、 $\theta_5$ 、 $\theta_6$ 。

牛顿-辛普森数值解法是求解非线性方程的一种迭代法, 它从某一给定的初始量开始不断地给以增量直到所得结果“足够接近”精确解。迭代增量是通过非线性方程的级数展开计算求得, “足够接近”是根据数值精度和工程实际的要求来确定的。

不失一般性考虑, 假设一个包含两个未知数的两个方程联立求解问题, 条件是方程可以根据需要任意展开。此问题可以表述为式(3-27):

$$\begin{cases} f_1(q_1, q_2) = 0 \\ f_2(q_1, q_2) = 0 \end{cases} \quad (3-27)$$

其中,  $q_1$ 、 $q_2$ 为待求未知量。第一步, 将变量 $q_i$ 表述为解的预估值(由变量 $\bar{q}_i$ 表示)与一个描述预估值与方程解之差的微小修正因子(由变量 $\Delta q_i$ 表示)之和, 即:

$$q_i = \bar{q}_i + \Delta q_i \quad (3-28)$$

众所周知, 运用泰勒级数可将由式(3-28)所示变量组合而成的非线性函数 $f_i(q_1, q_2)$ 表示为一个无穷级数的形式, 级数的首项为该函数的在预估值( $\bar{q}_1$ ,  $\bar{q}_2$ )处的函数值。因此, 第一个函数的展开式表示为式(3-29):

$$f_1(q_1, q_2) = f_1(\bar{q}_1, \bar{q}_2) + \left. \frac{\partial f_1}{\partial q_1} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \Delta q_1 + \left. \frac{\partial f_1}{\partial q_2} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \Delta q_2 + [\text{高阶项}] \quad (3-29)$$

该级数将在迭代过程中用来逼近原函数。由于高阶项的存在, 所以 $\Delta q_i$ 项为非线性形式。为了使得其只含有线性形式, 通常高阶项略而不计。值得注意的是, 方程(3-29)中所包含的偏导数均取其预估值( $\bar{q}_1$ ,  $\bar{q}_2$ )处的值, 其目的在于简单易求, 而且该值也就是表达式(3-29)中的系数。对第二个函数也按照上式展开, 即可得到两个函数展开式的矩阵表达形式如式(3-30):

$$\begin{bmatrix} f_1(\bar{q}_1, \bar{q}_2) \\ f_2(\bar{q}_1, \bar{q}_2) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \left. \frac{\partial f_1}{\partial q_1} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} & \left. \frac{\partial f_1}{\partial q_2} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \\ \left. \frac{\partial f_2}{\partial q_1} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} & \left. \frac{\partial f_2}{\partial q_2} \right|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta q_1 \\ \Delta q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3-30)$$

方程(3-30)给出了未知量估计值 ( $\bar{q}_i$ ) 与方程精确解之间的差值的计算方法。为了求差值 ( $\Delta q_i$ ), 解方程(3-30)得式(3-31):

$$\begin{bmatrix} \Delta q_1 \\ \Delta q_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial q_1} \bigg|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} & \frac{\partial f_1}{\partial q_2} \bigg|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial q_1} \bigg|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} & \frac{\partial f_2}{\partial q_2} \bigg|_{\bar{q}_1, \bar{q}_2} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} -f_1(\bar{q}_1, \bar{q}_2) \\ -f_2(\bar{q}_1, \bar{q}_2) \end{bmatrix} \quad (3-31)$$

求解这组非线性方程的流程框图如图 3-11:

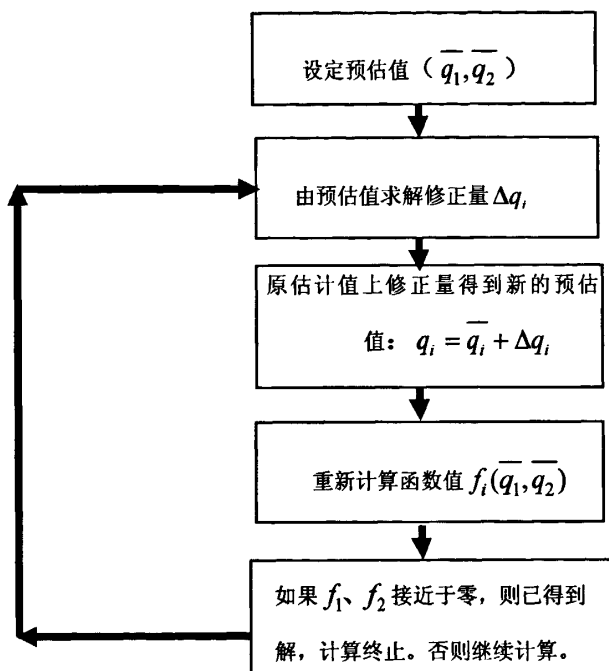


图 3-11 牛顿--辛普森数值解法求解流程框图

Fig.3-11 The solving process diagram of newton-simpson numerical solution

(2) 在速度矩阵和角加速度矩阵中, 可以依据求解具有  $n$  个未知量  $x_i (i=1, 2, \dots, n)$  的线性方程组的方法进行计算:

$$\begin{cases} a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + \dots + a_{1n}x_n = b_1 \\ a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + \dots + a_{2n}x_n = b_2 \\ \vdots \quad \quad \quad \vdots \\ a_{n1}x_1 + a_{n2}x_2 + \dots + a_{nn}x_n = b_n \end{cases} \quad (3-32)$$

式中, 系数矩阵  $A$  是一个  $n \times n$  阶方阵,

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & \cdots & a_{1n} \\ \vdots & \cdots & \vdots \\ a_{n1} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix}, A \text{ 的逆矩阵为 } A^{-1}; \text{ 常数项矩阵 } B \text{ 是一个 } n \text{ 维矢量}, B = (b_1, b_2, \cdots, b_n)^T,$$

因此，线性方程组解的矢量为：

$$X = (x_1, x_2, \cdots, x_n)^T = A^{-1}B \quad (3-33)$$

式(3-33)便是求解式(3-22)、(3-23)的依据。

为了研究变桨过程中，变桨机构中各杆件的运动情况，下面将在一种特殊风况中，利用 MATLAB 软件对变桨机构运动特性方程进行计算。

当风速高于设计风速时，风力发电机组需要快速顺桨以减小作用在风轮叶片上的扭矩和功率的目的。此时，变桨机构对风叶的作用力最大，产生的冲击和振动剧烈。以叶片从  $0^\circ$  迎风角（启动位置）快速顺桨到  $90^\circ$  迎风角（顺桨位置）为仿真工况，

令  $l = 446\text{mm}$ ， $l_1 = 502\text{mm}$ ， $l'_1 = 700\text{mm}$ ， $l_2 = 221\text{mm}$ ， $l'_4 = 243\text{mm}$ ， $l_5 = 700\text{mm}$ ， $l_6 = 780\text{mm}$ ， $t_2 = 28.3\text{s}$ ， $t_G = 24\text{s}$ 。液压缸运行速度  $V_2$ 、 $V_G$  如图 3-12 所示，编制计算程序得出运算结果。运用 MATLAB 之绘图功能则可以得出桨距角  $\theta_3$  变化范围如图 3-13 所示，桨距角变化速度  $\omega$  如图 3-14 所示，桨距角变化加速度  $\varepsilon$  如图 3-15 所示。运算 M 文件见附件 1。

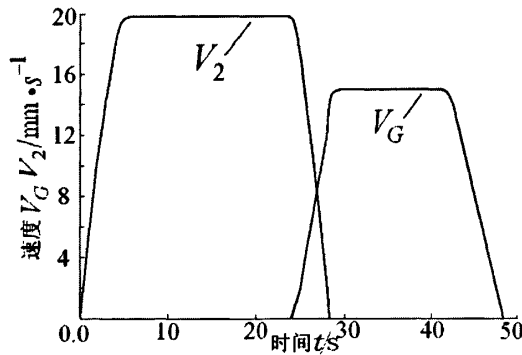


图 3-12 液压缸运行速度图

Fig.3-12 The speed figure of hydraulic cylinder operation

图 3-12 液压缸运行速度图中  $V_2$ 、 $V_G$  分别代表控制油缸和安全油缸的运行速度，为了满足变桨速度设计的需要，两个油缸的运行速度设计是不一样的，稳定时控制油缸的速度  $V_2 = 20\text{mm/s}^{-1}$ ，安全油缸的运行速度  $V_G = 15\text{mm/s}^{-1}$ ，安全油缸的稳定运行速度要小于控制油缸的运行速度，以便于减小顺桨时对桨叶的冲击。

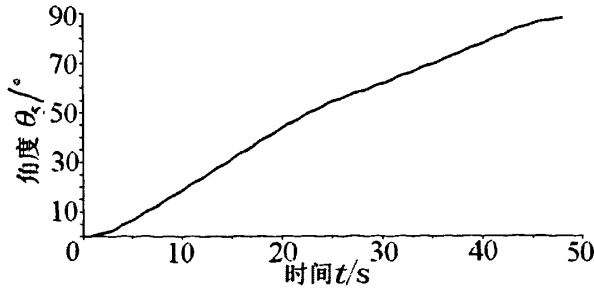


图 3-13 桨距角变化范围  
Fig.3-13 The range of pitch angle

图 3-13 桨距角变化范围图是在图 3-12 速度参数的基础上得出的，从图中可以得知变桨机构能够顺利地实现桨距角从  $0^\circ$  到  $90^\circ$  的变化。变化速率比较平稳。

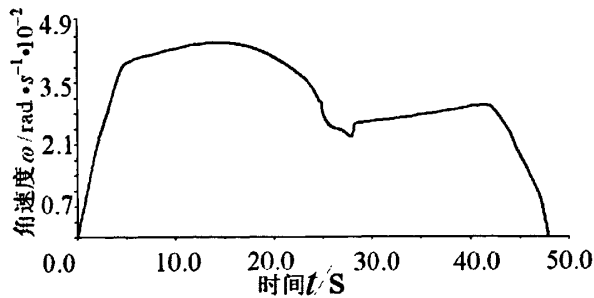


图 3-14 桨距角速度变化图  
Fig.3-14 The speed change figure of pitch angle

图 3-14 桨距角速度变化图描叙了在控制油缸和安全油缸的共同作用下，桨距角的变化速率情况。伴随着油缸速率的变化，桨距角的变化速率也出现类似的曲线变化规律。桨距角最大角速度为  $4.6 \text{ rad/s}^{-1} \cdot 10^{-2}$ ，出现在  $15\text{s}$  时刻左右而没有出现在速度稳定的初期或者是末期，是原因变桨杆件机构的运动规律引起的。其中，在时间段  $25\text{s} \sim 30\text{s}$  间桨距角变化速率出现较为明显的波动，纠其原因为控制油缸和安全油缸在运动衔接时，两油缸减速和增速幅度较大所引起的，主要体现在控制油缸开始减速、控制油缸与安全油缸速度相等两时刻。

图 3-15 桨距角变化加速度图详细的记录了桨距角加速度变化的情况，在运行初期，控制油缸开机运行时角加速度初始值为  $14 \text{ rad/s}^{-2} \cdot 10^{-6}$ ，安全油缸开机运行时角加速度初始值为  $12 \text{ rad/s}^{-2} \cdot 10^{-6}$ 。与桨距角速度变化类似，同样在控制油缸和安全油缸衔接阶段，出现了较大的角加速度波动，最大值为  $60 \text{ rad/s}^{-2} \cdot 10^{-6}$ 。这种剧烈的波动产生的冲击将严重影响叶片的使用寿命，因此在实际的风机运行中应该尽量避免此类情况的出现。

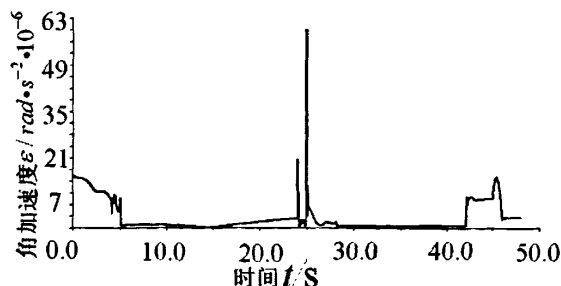


图 3-15 桨距角变化加速度图  
Fig.3-15 The acceleration change figure of pitch angle

### 3.5 变桨机构运动特性的优化

在 3.4 节中, 运用 MATLAB 软件对变桨机构的运动特性方程进行了计算, 得出变桨机构的桨距角的角速度图和桨距角的角加速度图, 分析角速度、角加速度曲线从中发现有局部速率波动剧烈, 主要出现在控制油缸和安全油缸动作衔接时段, 这种现象将产生较大的叶片瞬间载荷冲击, 会严重的影响叶片的使用寿命, 所以在风机运行中, 应该减少这种情况出现。

为了降低变桨对叶片的瞬间载荷冲击所带来的不利影响、延长叶片的使用寿命, 需要对变桨机构进行性能优化, 力求实现变桨的平稳进行。

考虑从外部输入参数入手进行优化。修改、完善控制油缸和安全油缸的运行参数  $V_2$ 、 $V_G$ , 从而达到降低变桨对叶片的瞬间载荷冲击, 延长叶片的使用寿命。

在桨距角速度变化曲线和角加速度变化曲线中, 速率剧烈波动均发生在控制油缸和安全油缸动作衔接处。在变桨过程中, 此时段为了实现桨距角变化的平稳进行, 在控制油缸进行减速停机动作的同时, 安全油缸则进行开机加速动作, 以弥补机构总体速度的损失, 保持变桨过程的连续性。因此出现控制油缸速度和安全油缸速度重叠的现象。从而导致由于两者速度的不协调在动作衔接处变桨机构总体的速度出现较为明显的波动。为了减小变桨机构在此时段的变桨角速度和角加速度出现剧烈波动, 降低对风机运行状态以及叶片的寿命影响, 需要对外部输入参数进行优化。

外部输入参数的优化, 主要从控制油缸和安全油缸的运行速度  $V_2$ 、 $V_G$  方面进行处理。时段集中在控制油缸开始减速和安全油缸开始加速阶段, 优化思路主要是使油缸运动重叠阶段速度能够平滑的从控制油缸稳定速度过渡到安全油缸稳定速度上。在此优化思路的指导下, 对外部输入参数进行重新设计、优化得出液压缸运行速度优化图 3-16。

同样以叶片从  $0^\circ$  迎风角 (启动位置) 快速顺桨到  $90^\circ$  迎风角 (顺桨位置) 为仿真工况,

令  $l = 446\text{mm}$ ,  $l_1 = 502\text{mm}$ ,  $l'_1 = 700\text{mm}$ ,  $l_2 = 221\text{mm}$ ,  $l'_4 = 243\text{mm}$ ,  $l_5 = 700\text{mm}$ ,  $l_6 = 780\text{mm}$ ,  $t_2 = 28.3\text{s}$ ,  $t_G = 24\text{s}$ 。代入式 (3-21)、(3-22)、(3-23) 则有:

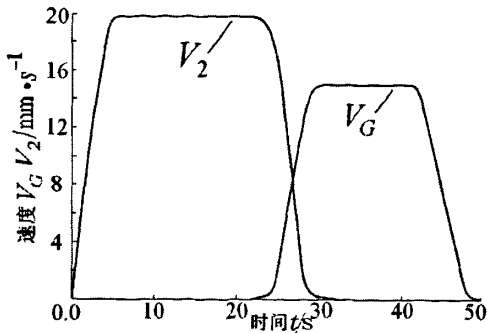


图 3-16 液压缸运行速度优化图

Fig.3-16 The operation speed optimization figure of hydraulic cylinder

将优化后的速度参数重新代入附件 1：变桨机构运动特性方程组计算 M 文件，在 MATLAB 中进行计算后，则可以得到优化后的变桨机构变桨角速度曲线图 3-17 和变桨角加速度曲线图 3-18。

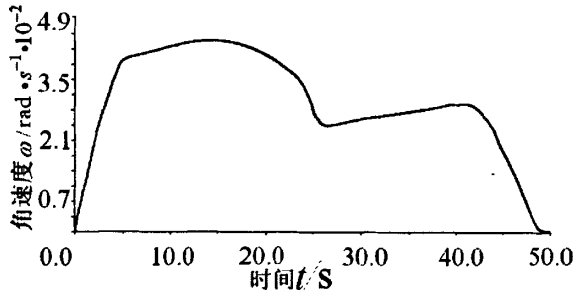


图 3-17 桨距角速度变化优化图

Fig.3-17 The speed optimization figure of pitch angle

从图 3-17 中可以得知桨距角速度变化优化曲线相比图 3-14 桨距角速度变化曲线已经有了较大的改变。在时间段 25s ~ 30s 间即控制油缸和安全油缸动作衔接阶段，曲线波动已经较为平缓，没有出现较大的峰值。

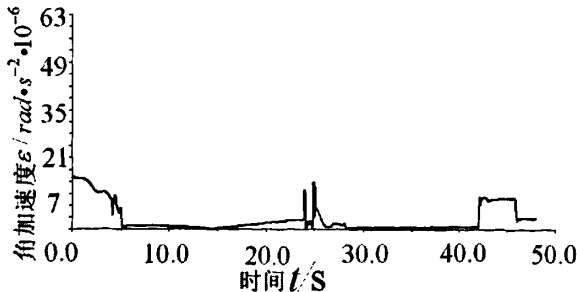


图 3-18 桨距角变化加速度优化图

Fig.3-18 The acceleration change optimization figure of pitch angle

在图 3-18 中可以得知桨距角变化加速度优化曲线相对图 3-15 桨距角变化加速度曲线同样有了明显的变化。首先，在控制油缸启动初期，变桨角加速度曲线相比未优化前

已有收敛，曲线末端峰值已有降低。在时间段  $25s \sim 30s$  间，两油缸动作衔接处曲线波动峰值已经有大幅度的减小，峰值已经降低到启动初期的数值。控制油缸减速末期，相对而言加速度则更为平稳，未出现峰值较大波动。

从以上图形曲线分析可以得知，对外部输入参数控制油缸和安全油缸速度  $V_2$ 、 $V_G$  进行优化后，所得出的变桨速度和变桨加速度波动都有明显的改善，峰值大小也有很大幅度的降低。达到预期设定的通过优化外部参数来降低叶片的瞬间载荷冲击、延长叶片使用寿命、稳定风机运行状态的目的。

### 3.6 小结

(1) 通过对液压变桨机构的分析和简化，建立了机构运动方程组、桨距角速度矩阵和桨距角加速度矩阵。

(2) 运用 MATLAB 软件编辑运算程序计算机机构运动方程组、桨距角速度矩阵以及加速度矩阵。并且绘制出桨距角变化曲线、桨距角速度变化曲线和加速度变化曲线。

(3) 在分析上述曲线变化规律的基础上，从外部输入参数上优化了变桨机构运行性能。

## 4 MW 级风机液压变桨机构的精度分析

根据文献[31-35]的研究,风力发电技术的越发成熟,变桨机构的形式也趋于多样化,随着研究的深入,为了使风力发电机组额定功率点附近输出功率平稳,避免剧烈波动,又要使发电机组传动系统具有良好的柔性,变桨机构的变桨精度问题就越发受到国内外研究机构关注,而该问题在液压变桨距中体现的尤为突出。

液压传动系统中,由于受到载荷的作用,不可避免的液压油将会受压变形,因此传动将不能实现预期的目标,又由于液压缸工作过程中必须保持油膜而产生的结构原理泄漏<sup>[36、37]</sup>、运动副间隙等也会影响变桨精度,出现变桨误差。因此,在液压变桨距机构中也将从以上几方面来研究其精度的变化以及对风力发电机组输出功率的影响。

### 4.1 液压缸负载模型分析

#### 4.1.1 变桨机构负载模型分析

风力发电机组正常运行中,变桨机构的负载来自于桨叶的扭距,而桨叶的受力因攻角、风速等多种因素影响而不同。

根据文献[45、46]中提及的叶素理论(Blade Element Theory)将风力机桨叶简化为由有限个叶素沿径向叠加而成,因而风轮的三维气动特性可以由叶素的气动特性沿轴向积分得到。

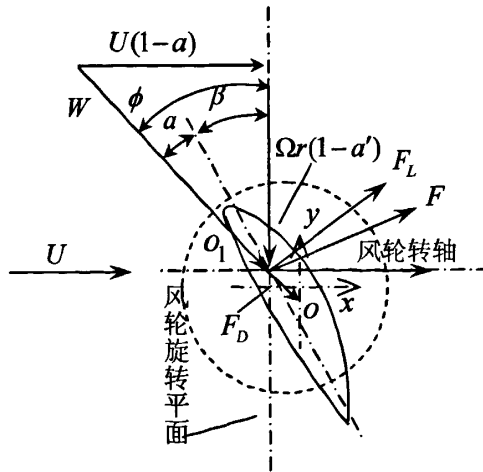


图 4-1 一个叶素上的风速分量<sup>[46]</sup>

Fig.4-1 A wind-speed component of blade element

图 4-1 所示为桨叶上距离风轮旋转中心轴  $r$  处一叶素的风速分量。虚线表示桨叶叶根,  $o$  为桨叶叶根形心,  $o_1$  为叶素的形心,  $F$  为叶素上下叶面气流压力差产生的合力,  $F_L$ 、 $F_D$  为  $F$  竖直方向和水平方向的分力, 即叶素的升力和阻力。通过叶素的气流轴向速度为  $U(1-a)$ , 在风轮旋转平面内, 气流相对于桨叶的角速度为  $\Omega(1+a')$ , 所以在该叶素处气流的切向速度为  $\Omega r(1+a')$ , 轴向速度和切向速度合成就是相对速度  $W$ 。其中  $U$  为来流

风速,  $\Omega$  为风轮转速,  $a=1-V_1/U$  为轴向速度诱导因子,  $a'=\omega/(2\Omega)$  为切向速度诱导因子,  $V_1$  为通过风轮桨叶平面的风速,  $V_1=(U+V_2)/2$ ,  $V_1$ 、 $V_2$  分别为通过风轮桨叶平面的风速和桨叶平面后部尾流内的风速。 $\omega$  为桨叶旋转角速度。

则可知在半径  $r$  处叶素的径向切向力可以用公式(4-1)<sup>[46]</sup>表示:

$$dT = F_L \cos \phi + F_D \sin \phi = \frac{1}{2} \rho W^2 [C_L \cos(\beta + \alpha) + C_D \sin(\beta + \alpha)] c dr \quad (4-1)$$

其中  $\phi = \alpha + \beta$  为来流角,  $\beta$  为桨距角与截面扭角和,  $\alpha$  为攻角,  $\rho$  为空气密度,  $C_L$ 、 $C_D$  分别为叶素翼型的升力系数和阻力系数,  $c$  为叶素弦长。

假设半径  $r$  处叶素的形心坐标为  $(x_r, y_r)$ , 叶素的径向切向力对桨叶叶根的作用力臂可表示为  $L_r = \sqrt{x_r^2 + y_r^2}$ , 则此叶素径向切向力对叶根产生的力矩为  $dQ = L_r (\cos \arctg x_r / x_y) dT$ 。将  $dQ$  沿桨叶径向积分便可得到作用于桨叶叶根处的总力矩  $Q$ , 由于桨叶叶素弦长的不同, 积分时将把桨叶分成  $j$  等份进行运算相加, 则  $Q$  可以用公式(4-2)表示:

$$Q = \frac{1}{2} \rho \left[ \int_0^{r_1} A dr_1 + \int_{r_1}^{r_2} A dr_2 + \cdots + \int_{r_{j-1}}^{r_j} A dr_j \right] \quad (4-2)$$

其中  $A = W^2 (\cos \arctg x_r / x_y) [C_L \sin(\beta + \alpha) + C_D \cos(\beta + \alpha)] c L_r$ , 当桨距角  $\beta$  确定后, 攻角  $\alpha$ 、翼型的升力系数和阻力系数  $C_L$ 、 $C_D$ 、风速的相对速度  $W$  都随着确定, 这样就可以得到与桨距角  $\beta$  相对应的作用于桨叶叶根处的总力矩  $Q$ 。

变桨时, 桨叶随桨叶轮盘做旋转运动, 桨叶作用与叶根处的总力矩应与变桨机构的变桨力矩平衡, 根据力矩平衡原理, 设变桨力作用力臂为  $L$ , 则变桨机构的作用力  $F_a$  即负载可用表达式(4-3)得出:

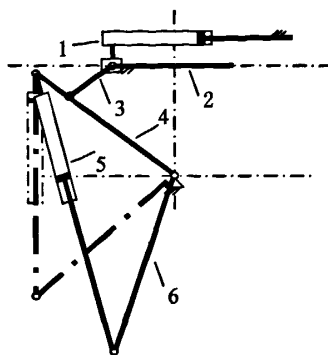
$$F_a = \frac{Q}{L} \quad \text{即:} \quad F_a = \frac{\frac{1}{2} \rho \left[ \int_0^{r_1} A dr_1 + \int_{r_1}^{r_2} A dr_2 + \cdots + \int_{r_{j-1}}^{r_j} A dr_j \right]}{L} \quad (4-3)$$

其中:  $A = W^2 (\cos \arctg x_r / x_y) [C_L \sin(\beta + \alpha) + C_D \cos(\beta + \alpha)] c L_r$ 。

#### 4.1.2 控制油缸负载模型分析

风力发电机组液压变桨精度的研究主要是在执行机构的动作完毕后, 其执行结果和预期目标之间的误差分析, 因此在研究过程中, 研究的重点是变桨结束后, 变桨机构受桨叶扭矩作用导致液压缸内液压油变形而产生的变桨误差。

图 4-2 所示的是液压变桨机构原理图, 该机构具有两个自由度, 分别是控制油缸 1 和安全油缸 5, 并且油缸的运动具有先后次序的特征, 控制油缸先动作, 实现桨距角  $0^\circ \sim 35^\circ$  的变化, 待运行完毕后安全油缸才启动, 实现  $35^\circ \sim 90^\circ$  范围内的桨距角变化。两者结合起来共同完成变桨的全过程。图中虚线所表示的是控制油缸 1 动作完毕后, 机构的位置情况, 而实线所表示的是安全油缸运行结束后机构的状态。



1-控制油缸, 2-导向杆, 3-变桨短连接杆, 4-变桨连接杆, 5-安全油缸, 6-变桨轮盘简化杆

图 4-2 变桨机构原理图

Fig.4-2 The principle of pitch-controlled mechanism

在实际的风能发电中, 桨距角的变化是随着风速的变化进行调整的, 在强调风能利用率最大化、风机保护的前提下, 当风速大于  $23.5m/s$  时, 风机就要进行顺桨保护, 此时的桨距角为  $35^\circ$ 。根据该变桨机构的设计原理,  $0^\circ \sim 35^\circ$  范围桨距角变化是由控制油缸 1 来完成的, 因此桨叶的载荷主要作用于控制油缸 1 上, 变桨误差也主要从此处产生。

为了方便研究控制油缸的受力, 变桨机构原理图作如下简化, 并进行受力分析, 如图 4-3 所示, 因为安全油缸在顺桨前不影响变桨精度的分析, 因此给予简化, 杆 AB、BC、AC 组成一个稳定的三角形, 绕 B 点转动副可做旋转运动。D、E 点处分别有一转动副, 杆 DE 可绕其转动; 并且 E 处有一移动副, 杆 DE 可进行水平运动。桨叶产生的载荷垂直 AB 杆作用于 A 点, 该机构中杆 AB 与杆 BC 是等长的, 故力  $F_a$  的作用效果可以等效于  $F'_a$  垂直作用于 C 点, 杆 DE 对杆 BC 有作用力 F。

若令杆 BC 长为  $l_1$ , 杆 BD 长为  $l_2$ , 力 F 到 B 点的力矩臂长为  $l = l_2 \cos \theta_1$ ,  $\theta_1$  为力 F 的力矩臂与杆 BC 的夹角。根据力矩和为零原理便可以得出作用力 F 的表达式(4-4):

$$F = \frac{F'_a l_1}{l_2 \cos \theta_1} \quad (4-4)$$

又因为在控制油缸的全部行程中,  $\theta_1$  角的变化范围为  $4.6^\circ \sim 9.2^\circ$  间,  $\cos \theta_1 \approx 1$ , 因此公式(4-4)可以近似为式(4-5):

$$F = \frac{F'_a l_1}{l_2} \quad (4-5)$$

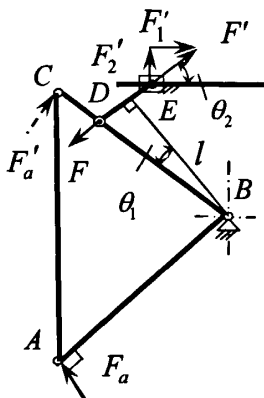


图 4-3 变桨机构简化受力图

**Fig.4-3 The simplified load figure of pitch-controlled mechanism**

杆 DE 是受力平衡单元, 故在 E 点存在反作用力  $F' = F$ , 把作用力  $F'$  沿水平和垂直方向分解为  $F'_1$ 、 $F'_2$ , 若令作用力  $F'$  与水平方向夹角为  $\theta_2$ , 便可以得到水平方向作用力  $F'_1$  的表达式(4-6):

$$F_1' = F' \cos \theta, \quad (4-6)$$

将  $F' = F$ ,  $F = \frac{F'_a l_1}{l_2}$ 、 $F_a = F'_a = \frac{Q}{L}$  代入式(4-6)得到式(4-7):

$$F_1' = \frac{l_1}{l_2} \frac{Q}{L} \cos \theta_2 \quad (4-7)$$

液压变桨精度的研究重点主要集中在桨距角  $0^{\circ} \sim 35^{\circ}$  范围内, 而在此范围内作用力  $F'$  与水平方向夹角  $\theta, \leq 3.5^{\circ}$ ,  $\cos \theta, \approx 1$ , 则式(4-7)可以简化为式(4-8):

$$F_1' = \frac{l_1}{l_2} \frac{Q}{L} \quad (4-8)$$

将桨叶轴向推力 $T$ 代入式(4-8)便得到控制油缸的负载 $F'$ 表达式:

$$F_1' = \frac{l_1}{l_2} \frac{\frac{1}{2} \rho \left[ \int_0^{r_1} A dr_1 + \int_{r_1}^{r_2} A dr_2 + \dots + \int_{r_{j-1}}^{r_j} A dr_j \right]}{L} \quad (4-9)$$

## 4.2 液压缸受载变形分析

平衡杆 DE 在 E 点的作用力  $F'$  沿水平方向的分力  $F'_1$  是最终施载在研究重点控制油缸上的载荷。为了分析油缸中液压油的变形情况, 将运用有限单元分析法对其受力变形情况进行分析。

有限单元法是随着电子计算机的发展而迅速发展起来的一种现代计算方法。它是 50 年代首先在连续体力学领域——飞机结构静、动态特性分析中应用的一种有效的数值分析方法，随后很快广泛地应用于求解热传导、电磁场、流体力学等连续性问

题。ANSYS 软件以它的多物理场耦合分析功能而成为 CAE 软件的应用主流, 在工程分析应用中得到了较高的认可。

因此在对液压缸受载变形分析中, 将采用 ANSYS10.0 软件进行有限元分析, 对控制油缸以及液压油的有限元分析, 将采用静力分析模式进行。

静力分析是计算在固定不变的载荷作用下结构的响应, 它不考虑惯性和阻尼的影响, 也不考虑载荷随时间的变化。但是, 静力分析可以计算那些固定不变的惯性载荷对结构的影响(如重力和离心力), 以及那些可以近似为等价静力作用的随时间变化的载荷。静力分析既可以是线性的也可以是非线性的。非线性静力分析包括所有的非线性类型, 既大变形、塑性、蠕变、应力刚化、接触单元、超弹性单元等。因此在进行有限元分析的时候, 必须指定出单元类型是线性的还是非线性的。

分析控制油缸的受力情况, 控制油缸中液压油承受来自桨叶作用力的轴向均布面载荷, 有轴向压缩变形。液压缸缸壁则承受液压油挤压作用, 有径向挤压变形。因此对 MW 级风力发电机变桨精度的研究必须将控制油缸缸体和液压油两者的影响因素均考虑进来。

在控制油缸中, 液压油会随着桨距角的改变而发生体积变化。为了很好的研究变桨精度的变化情况, 故取风力发电机最大功率输出时的控制油缸受力为研究对象。此时的控制油缸载荷最大, 液压油的受力变形也最大, 因此变桨误差值最大。

#### 4.2.1 控制油缸受载分析

首先分析控制油缸缸体承受桨叶作用力的轴向缸体变形情况。

控制油缸缸体为一圆柱体, 在 ANSYS10.0 中分析的时候, 可以取横向剖面的 1/4 建立有限元分析模型进行求解。

第一步, 建立工作文件名和工作标题, 并将 New log and error files 设置为 Yes。完成文件的建立。

第二步, 创建几何模型。

因为圆柱体的对称性, 控制油缸缸体受力和变形同样是对称出现和受载。因此在建立模型时只需要取控制油缸缸体模型横向剖面的 1/4 建立求解模型, 便可以清晰的表达出整个实体在受载情况下的变形等情况。

故在软件中选择 Main Menu/Preprocessor/Modeling/Create/Areas/Circle/Partial/Annulus Circle 命令进行几何模型的建立。根据实际控制油缸的尺寸参数情况, 在模型建立命令中, 输入参数分别为 Rad-1 文本框中输入 0.014, Theta-1 文本框中输入 0, 在 Rad-2 文本框中输入 0.026, 在 Theta-2 文本框中输入 90。完成后便生成了液压油的有限元分析几何模型。

第三步, 定义单元类型。

控制油缸缸体为实体模型，在定义单元类型时选择 Quad 8node 82 为分析的单元类型。选择 Preprocessor/Element Type/Add 命令，出现 Element Types 对话框后，在第一个列表框中选择 Structural Solid，在第二个列表框中选择 Quad 8node 82 单元类型，并且在 Element type reference number 文本框中输入 1。点击 OK 后，回到上一级对话框中，进行单元属性选择，因为是分析控制油缸缸体的受压变形情况，所以在 Element Behavior K3 下拉列表框中选择 Plane Strain 模式。单击 Close 按钮后，则完成了对单元类型的定义。

第四步，定义材料性能参数。

根据实际控制油缸缸体的材料，查询资料可知缸体的弹性模量为  $220\text{ GPa}$ ，泊松比为 0.26。选择 Preprocessor/Material Props/Material Models 命令，弹出 Material Models Behavior 窗口，在 Material Models Available 一栏中双击 Structural 选项，并且依次点击相继出现子目录中的 Linear、Elastic、Isotropic 选项，最后在 Linear Isotropic Properties for Material Number 1 对话框。在 EX 文本框中输入材料的弹性模量  $2.2\text{E}11$ ，在 PRXY 文本框中输入材料的泊松比 0.26，然后单击 OK，完成对材料性能的定义。

第五步，划分网格。

采用映射网格方法进行网格划分，将缸体的有限元模型的弧形边均分 28 等份，直线边均分为 4 等份。利用 Utility Menu/Plot/Lines 命令，显示所有线段，并选中 Utility Menu/PlotCtrls/Numbering 命令中的 LINE Line numbers，使所有线段显示编号。选择 Preprocessor/Meshing/Size Cntrls/ManualSize/Lines/Picked Lines 命令，弹出 Element Size on Picked Lines 对话框。在屏幕上选取编号为 2、4 的线段，点击 OK，出现 Element Sizes on Picked Lines (单元尺寸大小) 对话框。在 NDIV No. of element divisions 文本框中输入 4，点击 OK，则完成对直线段的均分。以同样的步骤对弧线段进行 28 等份均分。

然后，选择 Main Menu/Preprocessor/Meshing/Mesh/Areas/Free 命令，选中编号为 1 的面，点击 OK 关闭对话框完成对有限元模型的网格划分。

第六步，加载求解。

由于控制油缸缸体有限元模型是实体模型的  $1/4$  横向剖面，实际中直线段是存在约束的，因此在进行加载时，需要对该模型的直线段进行约束。根据不同的位置关系，对竖直的直线段应该施加坐标轴  $x$  向的完全约束；对水平的直线段施加坐标轴  $y$  向的完全约束。

完成约束后，则施加载荷，缸体的压力主要来自液压油传导的挤压作用力。因此力是从内部作用的面力，施加位置为内弧线段。

选择 Main Menu/Solution/Define Loads/Apply/Structural/Displacement/On Nodes 命令，出现 Apply U, ROT on Nodes 对话框。选择水平直线段，出现 Apply U, ROT on Nodes 对话框，在 Lab2 DOFs to be constrained 列表框中选择 UY，在 Apply as 下拉列表框中选

择 Constant value, 在 VALUE Displacement value 文本框输入 0, 单击 OK, 完成对水平直线段的约束设置。以同样的操作步骤对竖直直线段进行约束设置, 但是注意在 Lab2 DOFs to be constrained 列表框中则应该选择 UX 选项。

选择 Main Menu/Solution/Define Loads/Apply/Structural/Pressure/On Nodes 命令, 出现 Apply PRES on Nodes 对话框, 选择内弧线段, 出现 Apply PRES on Nodes 对话框。在【SF】Apply PRES on nodes as a 下拉列表框中, 选择 Constant value, 在 VALUE load PRES value 文本框中输入  $1.425E6$ , 单击 OK 完成对载荷的施加。

完成约束和载荷施加后, 就可以求解结果。选择 Main Menu/Solution/Solve /Current LS 命令, 出现 Solve Current Load Step 对话框, 同时出现 STATUS Command 窗口。选择 File/Close 命令, 关闭该窗口。单击 Solve Current Load Step 对话框中的 OK 按钮, ANSYS 开始求解计算。

第七步, 查看计算结果。

当运算完成后, 便可以查看计算结果。选择 Main Menu/General Postproc/Plot Results/Contour Plot/Nodal Solu 命令, 弹出对话框 Contour Nodal Solution Data。在 Item to be contoured 栏中选择 DOF solution, 以及下级列表中的 Displacement vector sum, 并且在 Undisplaced shape key 下拉列表中选择 Deformed shape with undeformed edge, 点击 OK。则可以屏幕显示合位移场分布图 4-4, 虚线表示的是初始的位置。

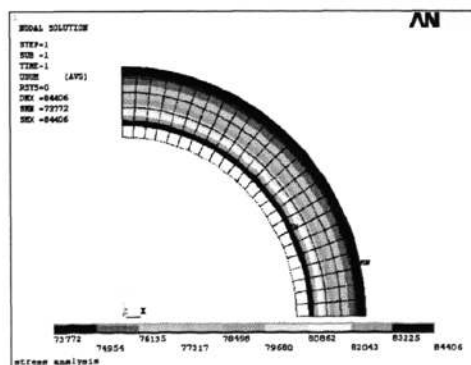


图 4-4 合位移场分布图

Fig.4-4 The composite displacement field distribution figure

从图中可以看出, 变形受力最大在内部接触面位置上, 最大的位移为  $0.084406mm$ 。在最大输入功率、最大载荷情况下, 控制油缸缸体变形甚小, 近乎忽略。故可以得出结论, 在其他功率输出、桨距角大小、其他载荷情况下, 叶片作用力对缸体所造成的载荷变形可以忽略, 因此对液压变桨机构的精度影响可以忽略。

#### 4.2.2 液压油受载分析

排除控制油缸缸体对变桨精度的影响后, 在来分析液压油受载变形对变桨精度的影

响。

液压油的压缩变形与载荷  $F'_1$ （叶片对变桨机构的作用力）、作用面积  $S$ （控制油缸横截面积）以及受载体积  $V$ （液压油的体积）有关系，因此在分析液压油压缩变形时，将按照桨距角变化而产生的载荷、体积不同，分步进行有限元分析，得出与桨距角相对应的液压油轴向压缩变形。

因为液压油的压缩变形将导致液压缸的行程误差，这种误差将会影响变桨的精度控制。将液压油轴向变形造成的液压缸行程误差设为  $\Delta l_3$ ，则得出与桨距角相对应的控制油缸行程误差值。

液压油在控制油缸中为一圆柱体，因为控制油缸缸体的载荷变形可以忽略，故在 ANSYS10.0 中分析的时候，液压油的变形主要是轴向的压缩变形，所以分析建模时，只需取纵向剖面的 1/2 建立有限元分析模型进行求解便可以反映出整体的变形情况。

因为需要根据不同的载荷、体积分析液压油的压缩变形，故建模时，体积和载荷的大小则按照桨距角的变化进行设置。表 4-1 是理论推算出来的功率、风速和桨距角的对应关系。

以风速  $13.5\text{ m/s}$ 、功率  $1250\text{ kW}$ 、桨距角  $8^\circ$  为例进行分析。参考控制油缸体的有限元分析过程，选用 Quad 8node 82 为分析的单元类型，根据文献[38-41]取液压油的体积弹性模量为  $1.125\text{ GPa}$ ，泊松比为  $0.45$ ，载荷为  $1.3\text{ MPa}$ 。

当运算完成后，便可以查看计算结果。从结果中可以看出，液压油有限元模型轴向变形最大为  $0.8071\text{ mm}$ 。因此造成的控制油缸行程误差值为  $\Delta l_3 = 0.8071\text{ mm}$ 。

然后依次根据表 4-1，理论风机的功率、风速、桨距角关系中风速和对应的桨距角以及对应的控制油缸负载  $F'_1$  重复代入上述的算例中，分别得出对应风速、桨距角的控制油缸行程误差值  $\Delta l_3$ 。

ANSYS 软件的在进行程序操作时，有两种实施方案，第一种方案为上述算例应用的 GUI 方式，既直接通过操作窗口选择操作命令完成有限元模型的建立和分析等工作；另一种方案则为命令流方式，该种方式是通过书写命令的形式，在命令操作栏中直接完成有限元模型的建立和分析等工作。

因此为了避免有限元模型的重复建立、简化分析步骤、节约操作时间，可以修改算例 ANSYS 命令流中有关液压油有限元模型建立参数 Width、Height 文本，以及线载荷 VALUE load PRES value 文本的命令，然后复制到命令栏中运行，则可以得到相对应的合位移场分布图，从而获得对应的控制油缸行程误差值。算例 ANSYS 命令流如附表 2。

表 4-1 理论风机的功率、风速、桨距角关系表

Table4-1 The relation among power, wind-speed and pitch-angle of wind turbine in principle

单位: 风速 (m/s)、功率 (kW)、桨距角 (度)

Units: wind-speed (m/s)、power (kW)、pitch-angle (deg)

| 风速  | 功率  | 桨距角 | 风速   | 功率   | 桨距角 | 风速   | 功率   | 桨距角 | 风速   | 功率   | 桨距角 |
|-----|-----|-----|------|------|-----|------|------|-----|------|------|-----|
| 0.0 | 0   | 0   | 6.0  | 181  | 0   | 12.0 | 1231 | 8   | 18.0 | 1154 | 25  |
| 0.5 | 0   | 0   | 6.5  | 249  | 0   | 12.5 | 1250 | 8   | 18.5 | 1036 | 25  |
| 1.0 | 0   | 0   | 7.0  | 311  | 0   | 13.0 | 1250 | 8   | 19.0 | 1036 | 25  |
| 1.5 | 0   | 0   | 7.5  | 386  | 0   | 13.5 | 1250 | 8   | 19.5 | 930  | 25  |
| 2.0 | 0   | 0   | 8.0  | 464  | 0   | 14.0 | 1250 | 12  | 20.0 | 930  | 35  |
| 2.5 | 11  | 0   | 8.5  | 554  | 0   | 14.5 | 1250 | 12  | 20.5 | 812  | 35  |
| 3.0 | 22  | 0   | 9.0  | 650  | 0   | 15.0 | 1250 | 12  | 21.0 | 812  | 35  |
| 3.5 | 33  | 0   | 9.5  | 753  | 4   | 15.5 | 1250 | 12  | 21.5 | 705  | 35  |
| 4.0 | 50  | 0   | 10.0 | 860  | 4   | 16.0 | 1250 | 20  | 22.0 | 705  | 35  |
| 4.5 | 73  | 0   | 10.5 | 973  | 4   | 16.5 | 1250 | 20  | 22.5 | 605  | 35  |
| 5.0 | 101 | 0   | 11.0 | 1092 | 4   | 17.0 | 1250 | 20  | 23.0 | 605  | 35  |
| 5.5 | 145 | 0   | 11.5 | 1188 | 8   | 17.5 | 1154 | 20  | 23.5 | 0    | 90  |

### 4.3 液压缸结构原理泄漏模型

控制液压缸与液压杆的相对运动属于往复式动密封运动, 为了保证动密封良好的运动特性和一定的使用寿命, 运动件和密封件应该设计在充分润滑的条件下工作。

在往复动密封中, 如往复运动液压杆的密封, 杆的外伸部分带着一层油膜, 这表明运动面和密封面存在油膜润滑, 这是正常的也是期望的。这层油膜在液压杆返回行程中又被带入密封。但是液压杆往复运动行程时, 表面油膜厚度是不等的, 造成一种液体“运输”引起的泄漏, 这种为了润滑而造成的泄漏称之为结构原理性泄漏。所以往复动密封不能保证绝对不泄漏。往复动密封的泄漏量可以用公式(4-10)计算得出:

$$\Delta q = \pi d l (h_1 - h_2) \quad (4-10)$$

式中  $\Delta q$  为往复运动一个循环的泄漏体积;  $d$  运动件直径;  $l$  为往复运动行程;  $h_1$ 、 $h_2$  为往复运动向外、向内运动时的油膜厚度; 油膜厚度  $h_1$  与油缸压力  $p$  即液压缸负载成反比, 则  $h$  可以用式(4-11)表达:

$$h = 2\sigma / p = 2\sigma / F'_1 \quad (4-11)$$

由于液压变桨精度的研究主要是在开桨（即液压杆向外运动过程）过程中，因此对于液压杆向内运动时液压油泄漏所造成的精度影响将不予考虑。故液压油泄漏量的计算变成式(4-12)：

$$\Delta q' = \pi d l h_1 \quad (4-12)$$

假设  $A'$  为液压缸有杆腔的活塞面积，由于泄漏造成液压缸行程上的误差  $\Delta l_4$  可表达为式(4-13)：

$$\Delta l_4 \frac{\Delta q'}{A'} = \frac{\pi d l h_1}{A'} = \frac{\pi d l}{A'} \frac{2\sigma}{F_1'} \quad (4-13)$$

#### 4.4 运动副间隙分析

根据文献[54、55]的研究，为了保证两构件有相对运动，运动副元件之间一般需要动配合，这就必须存在运动副的间隙。变桨机构部件之间存在多个运动副，所以机构中运动副的间隙是不可避免的。因此，由运动副间隙产生的变桨误差是必须给予考虑的。此外，经过一定时间的运转，由于摩擦、磨损现在存在，运动副间隙将产生变化，这些变化也将再次影响到变桨精度的控制。

由图 2-4 轮毂与液压变桨机构的三维模型以及图 4-2 变桨机构原理图可知，变桨机构含有多个运动副，分别是轮毂与控制油缸间的一个转动副和一个球面副；控制油缸和调节架之间的一个转动副和一个球面副；调节架与导向杆之间的一个滑动副；调节架与变桨短连接杆之间的一个转动副和一个球面副；短连接杆与变桨连接杆之间的一个转动副和一个球面副；变桨连接杆、旋转轴心以及安全油缸三者间的两个转动副和一个球面副；安全油缸和变桨轮盘基座间的一个转动副和一个球面副。因此，一套变桨机构中含有 7 个转动副、6 个球面副和 1 个滑动副。

根据文献[56]的研究，取转动副的间隙为 0.2mm，球面副的间隙为 0.25mm，滑动副的间隙为 0.2mm，设由于运动副间隙造成的变桨控制误差为  $\Delta l_5$ ，则变桨机构的运动副间隙  $\Delta l_5 = 3.1\text{mm}$ 。

#### 4.5 桨距角变桨精度分析

液压变桨精度的研究主要是控制油缸行程和桨距角之间的关系问题，因此首先明确两者间的联系。因为研究的重点集中在  $0^\circ \sim 35^\circ$  桨距角和控制油缸上，所以可以简化变桨机构原理图，如图 4-5，图中只保留变桨连接杆 BC、变桨短连接杆 DE，BC 杆绕 B 点转动副做旋转运动，D、E 两点有一转动副，杆 DE 可绕其旋转，并且 E 点处有一移动副，杆 DE 可进行水平运动。虚线表示的是桨距角为  $0^\circ$  时，各杆件的相对位置关系，实线表示的是桨距角为  $\beta$  时，各杆件的相对位置关系。其中杆 BC、BD、DE 长为  $l_1'$ 、 $l_1$ 、 $l_2$ ，OE 的长度为  $l_4'$ ，OE 到 x 轴的距离为  $l$ ， $S_E$  为控制油缸行程，EM 为控制油缸总行程长

为  $l_4$ ，O 点为其中点， $\theta_3$  角为杆 BC 与  $x$  轴正向的夹角， $\theta_4$  表示杆 DE 与 OE 间的夹角， $\beta$  表示杆 BC 的变化幅度，即桨距角。

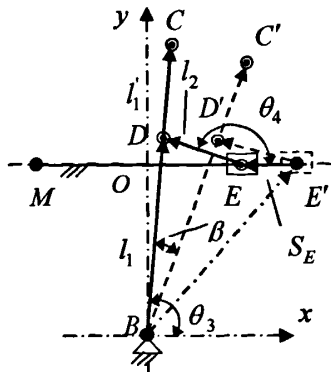


图 4-5 桨距角变化关系图  
Fig.4-5 The relation figure of pitch-angle

对各杆件进行矢量化，可以构造多个矢量封闭图形，并且可以得到多个矢量封闭方程。

由封闭形  $BE'EDB$  可得矢量封闭方程  $\overrightarrow{BD} = \overrightarrow{BE'} + \overrightarrow{E'E} + \overrightarrow{ED}$ ，

将上述各矢量封闭方程向  $x$ 、 $y$  轴投影，则可以得出方程组(4-14)：

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_3 = l_2 \cos \theta_4 - S_E + l_4' \\ l_1 \sin \theta_3 = l_2 \sin \theta_4 + l \end{cases} \quad (4-14)$$

则解上列方程可以得到  $\theta_3$  角的表达式(4-15)：

$$\theta_3 = \frac{l_4' - S_E + l_2 \cos \theta_4}{l_1} \quad (4-15)$$

将式(4-15)进行转换，并考虑到  $0^\circ \sim 35^\circ$  间桨距角变化时，角  $\theta_4$  变化范围在  $172^\circ \sim 180^\circ$  间，其  $\cos \theta_4 \approx -1$ ，且桨距角为  $0^\circ$  时，杆  $BC'$  与  $x$  轴夹角为  $88^\circ$ ，则桨距角  $\beta$  与控制油缸行程  $S_E$  间的关系可由式(4-16)表达：

$$\beta = \theta_3 - 88^\circ = \frac{\frac{1}{2}l_4 - 2S_E - l_2}{l_1} - 88^\circ \quad (4-16)$$

如若将控制油缸液压油受载变形产生的油缸行程误差  $\Delta l_3$ 、液压缸机构原理性泄漏产生的油缸行程误差  $\Delta l_4$  以及运动副间隙  $\Delta l_5$ ，考虑到关系式(4-16)中，则得到实际的桨距角值，如式(4-17)：

$$\beta' = \frac{\frac{1}{2}l_4 - 2(S_E - \Delta l_3 - \Delta l_4 - \Delta l_5) - l_2}{l_1} - 88^\circ \quad (4-17)$$

将  $\beta$  与  $\beta'$  进行比较便得出变桨精度  $\Delta\beta$  值。

## 4.6 算例

下面以 1.25MW 变速恒频风电机组相关数据进行计算，翼型为 Wortmann FX77/79Mod 系列，桨叶材质为玻璃钢，将桨叶按照叶素弦长分成若干等份积分向加便可以得到对应桨距角时的桨叶作用于叶根处的总力矩  $Q$ ，从而得到控制液压缸的负载  $F'_1$ ，其截面几何参数如表 4-2 所示。

空气密度  $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$ ，设变桨连接杆 BC 长度  $l_1 = 700 \text{ mm}$ ，变桨短连接杆 DE 长度  $l_2 = 221 \text{ mm}$ ，控制油缸液压杆向外运动时油膜厚度  $h_1 = 2.5 \mu\text{m}$ ，液压杆直径  $d = 60 \text{ mm}$ ，控制油缸总行程 EM 长  $l_4 = 486 \text{ mm}$ ，液压缸有杆腔的活塞面积  $A' = 11304 \text{ mm}^2$ ，变桨力作用力臂为  $L = 700 \text{ mm}$ ，仿真运算则可以得到风速和桨距角关系曲线图如图 4-6、风速和功率之间的关系曲线图如图 4-7。

表 4-2 1.25MW 叶片各截面几何参数  
Tabel4-2 The section geometric parameters of 1.25MW wind turbine blade

| 截面位置 | 弦长    | 扭角    | 形心坐标     | 形心坐标     | 叶素力臂     |
|------|-------|-------|----------|----------|----------|
| /m   | /m    | /deg  | $x_r$ /m | $y_r$ /m | $L_r$ /m |
| 0.0  | 1.885 | 5.00  | -0.000   | -0.000   | 0.000    |
| 3.0  | 2.049 | 7.74  | -0.117   | 0.016    | 0.118    |
| 5.0  | 2.485 | 9.73  | -0.378   | 0.065    | 0.384    |
| 8.0  | 3.097 | 14.02 | -0.420   | 0.226    | 0.477    |
| 12.0 | 2.772 | 10.44 | -0.474   | 0.162    | 0.500    |
| 16.0 | 2.171 | 7.31  | -0.277   | 0.065    | 0.236    |
| 20.0 | 1.804 | 5.52  | -0.226   | -0.036   | 0.229    |
| 24.0 | 1.521 | 4.28  | -0.182   | -0.197   | 0.268    |
| 27.0 | 1.360 | 3.67  | -0.167   | -0.340   | 0.379    |
| 31.0 | 1.181 | 3.09  | -0.118   | -0.573   | 0.585    |
| 34.0 | 0.008 | 2.68  | -0.009   | -0.781   | 0.782    |

图 4-6、4-7 中实线 1 和 4 表示未考虑液压油压缩变形、运动副间隙等因素时风速和桨距角、风速和风力机功率之间的关系曲线，虚线 2、3 表示考虑上述影响因素时风速和桨距角、风速和风力机功率之间的关系曲线。

从图 4-6 中可以得知当风速大于  $9.5 \text{ m/s}$  时变桨机构开始动作，进行变桨。随着风速的增大，风力机为了保证最大功率输出，桨叶也将有所改变以获取最大的风能，当风速大于  $23.5 \text{ m/s}$  时，风力机实施顺桨动作进行自我保护，桨距角迅速增大至  $90^\circ$ 。其中虚线 2 是考虑液压油压缩变形、运动副间隙等因素时桨距角与风速的实际关系曲线，相对实线 1，最大的桨距角误差值为  $1.5^\circ$ ，出现在风速为  $13.5 \text{ m/s}$  处。

## 5 全文总结

### 5.1 本文主要工作

本文在国内外风力发电机组研究的基础上,对德国的 Aerodyne Energiesysteme GmbH 公司 1.25MW 变速恒频风力发电机变桨机构进行了深入的分析和研究。主要内容包括以下三部分:第一部分为风力发电机组变桨机构进行了三维建模;第二部分对变桨机构进行原理分析;第三部分对变桨机构的变桨控制精度进行了研究。

本文的主要研究工作和结论为:

(1) 基于 Solidworks2006 三维设计软件,建立了风力发电机组变桨机构的三维模型,深刻细致的了解了机构的运行模式和功能。

(2) 应用矩阵法,建立引进 MW 风力发电机组的变桨机构的运动学方程组,并推导出变桨角速度矩阵以及变桨角加速度矩阵,运用 MATLAB 软件编写运算程序进行方程组、矩阵求解并优化输入参数。结果表明该变桨机构在设定工况下,能够实现风力发电机组叶片  $0^{\circ} \sim 90^{\circ}$  桨距角范围的变化。变桨机构运动学建模时,将液压缸简化为带速度参数的滑块,并按照油缸运动先后次序分步建模的方法证明是可行的。控制油缸、安全油缸变速阶段,叶片变桨加速度比较大,且波动剧烈;经过输入参数优化后,加速度波动明显平缓。

(3) 应用叶素理论,建立风力发电机组桨叶对变桨机构的载荷模型,以及控制油缸的负载计算方程式。综合考虑控制油缸缸体受载变形、液压油受载变形、液压缸结构原理性泄露以及运动副间隙等因素,分析变桨控制的精度。结果表明控制油缸缸体的受载变形甚微,对变桨精度影响可以忽略;液压油受载产生较大的轴向压缩变形和运动副间隙,对变桨精度控制有一定的影响。因此,风力 MW 级风力发电机输出功率受变桨误差的影响,有轻微的减小,但相对误差不大,可以忽略。

### 5.2 工作展望

由于 MW 级风力发电机组变桨机构结构的复杂性和工况的不确定性,决定着变桨机构依然有很多问题有待进一步深入探讨:

(1) 风力发电机组变桨机构的动力学分析。进行动力学分析可以了解在特定工况下,机构受力和负载的整体情况,为分析机构部件的强度和应力等提供数据资料。

(2) 对风力发电机组变桨机构的参数优化时,可以从机构部件参数入手进行优化。分析各部件在变桨过程中的作用,优化其尺寸参数和位置参数,配合外部输入参数优化结果,期望获得更加平稳的变桨过程。

(3) 对变桨精度分析时,可以分析变桨机构的弹性变形对变桨精度的影响。

## 致 谢

在论文完成之际，首先向辛勤栽培我的恩师张锁怀教授致以由衷的感谢和崇高的敬意。恩师深厚的理论功底、严谨的治学态度和严于律己、宽厚待人的优秀人格和刚正不阿的作风使我终生受益，这也将成为我日后学习和工作的楷模。在这三年的学习和生活中，恩师都给予我无微不至的关怀和照顾；在论文撰写过程中，恩师更是付出了大量的精力，给我耐心细致的指导，并提出许多富有建设性的意见，论文字里行间无不凝聚着导师的心血和智慧。

师恩如海，终生不忘，于此，在次向尊敬的恩师表示最诚挚的敬意和感谢！

感谢母校陕西科技大学对我的培养，感谢机电工程学院、研究生部的各位老师对我的关心和帮助。

感谢上海应用技术学院机械与自动化工程学院，给我提供了良好的学习和生活环境。同时还要感谢师承同门的王开专、张文礼以及师弟郭军等对我支持和激励。

深深的感谢父亲、母亲和家人给予我无私的爱和全力支持，使我无后顾之忧全心投入学习科研中，顺利完成学业，并且能在人生前进的道路中走的更远！！

感谢我的挚友庄淑瑾、唐娇、徐海林、杨斌、王群等对我的鼓励和支持，在我前行的道路中与我相伴！

并且感谢上海电气中央研究院的张青雷博士对我的帮助！！

谢谢！！

学生：陈 杨

2009 年 3 月 18 日

## 参考文献

- [1] 熊礼俭. 最新风力发电新技术与发电工程设计、运行、维护及标准规范实用手册 [M]. 香港: 中国科技文化出版社, 2007.
- [2] 姚兴佳, 王士荣, 董丽萍. 风力发电技术讲座(二)风力机的工作原理[J]. 可再生资源, 2006, 126(2): 87-90.
- [3] 刘国喜, 赵爱群, 刘晓霞. 风能利用技术讲座(二)风力机的基础知识(2)[J]. 农村能源, 2001, (6): 24-27.
- [4] 刘国喜, 赵爱群, 刘晓霞. 风能利用技术讲座(三)风力机的基础机构[J]. 农村能源, 2002, (1): 31-34.
- [5] 刘光德, 邢作霞, 李科等. 风力发电机组电动变桨距系统的研究 [J]. 电机与控制应用, 2006, (10): 31-34.
- [6] 林勇刚, 李伟, 陈晓波等. 大型风力发电机组独立桨叶控制系统[J]. 太阳能学报, 2005, 26(6): 780-787.
- [7] 程荣香, 张瑞强. 风力机中央主弹簧离心变桨装置 [J]. 可再生能源, 2005, (124): 59-60.
- [8] 田会方, 高指林, 周祖德. 风力机变桨距机构的设计与仿真 [J]. 机械与电子, 2007, (3): 21-22.
- [9] 单光坤, 刘颖明, 姚兴佳. 大型风力发电机组变桨距机构分析与实验研究 [J]. 沈阳工业大学学报, 2007, (2): 209-212.
- [10] 吴永忠, 苏志勇, 张丽娜. 风力机异步变桨的初步研究[J]. 节能, 2007, 298(5): 23-27.
- [11] Kathryn E. Johnson, Lee Jay Fingersh. Adaptive Pitch Control of Variable-Speed Wind Turbines[J]. J Sol Energy Eng, August 2008, Volume 130, Issue 3, 031012 (7 pages). DOI:10.1115/1.2931505.
- [12] 李强, 姚兴佳, 陈雷. 兆瓦级风电机组变桨距机构分析[J]. 沈阳工业大学学报, 2004, 26(2): 146-148.
- [13] 崔冉, 王维庆, 赵春平. 风力发电机组变桨距系统研究[J]. 现代商贸工业, 2008, (7): 763-765.
- [14] 周欣荣, 王勇. 螺旋桨变距机构的设计[J]. 装备制造技术, 2008, 7: 72~73.
- [15] 吴永忠, 贾斌, 刘伟. 全程变桨距风能转换装置的研究 [J]. 节能, 2005, 124(6): 24-28.
- [16] 汪涌泉, 聂延生. 调距桨推进装置特性及控制原理分析[J]. 世界海运, 2003, 26(5): 44-46.

- [17] 高文元, 褚金, 井名波等. 大型风电机组偏航和变桨距控制系统研究[J]. 中国制造业信息化, 2008, 37(3): 59-64.
- [18] 夏长亮, 宋战锋. 变速恒频风力发电系统变桨距自抗扰控制 [J], 中国电机工程学报, 2007, (14): 91-95.
- [19] M A Khan. On Adapting a Small PM Wind Generator for a Multiblade, High Solidity Wind Turbine[J]. IEEE TRANSACTIONS ON ENERGY CONVERSION, 2005, 20(3) : 685-693.
- [20] 林勇刚, 李伟, 叶杭冶等. 变速恒频风力机组变桨距控制系统[J]. 农业机械学报, 2004, 35(4): 110-114.
- [21] 林勇刚, 李伟, 崔宝玲. 基于SVR风力机变桨距双模型切换预测控制[J]. 机械工程学报, 2006, 42(8): 101-106.
- [22] Mohd. Hasan Ali, Toshiaki Murata, Junji Tamura. Stabilization of Power System Including Wind Generator By Fuzzy Logic-Controlled Superconducting Magnetic Energy Storage[J]. IEEE PEDS , 2005: 1611-1616.
- [23] 朱涛. 对变桨距及定桨距叶片气动性能与功率控制方法的分析[J]. 科技情报开发与经济, 2006, 16(16): 175-176.
- [24] S. M. Mueeen, Mohd. Hasan Ali. Transient Stability Analysis of Wind Generator System with the Consideration of Multi-Mass Shaft Model[J]. IEEE PEDS, 2005: 511-516.
- [25] Daniel J Trudnowski. Fixed-Speed Wind-Generator and Wind-Park Modeling for Transient Stability Studies[J]. IEEE TRANSACTIONS ON POWER SYSTEMS, 2004, 19(4): 1911-1918.
- [26] Jamel Belhadj, Xavier Roboam. Investigation of Different Methods to Control a Small Variable-Speed Wind Turbine With PMSM Drives[J]. J Energy Resour Technol, September 2007 Volume 129, Issue 3, 200 (14 pages).
- [27] Ronny Ramlau, Jenny Niebsch. Imbalance Estimation without Test Masses for Wind Turbines[J]. J Sol Energy Eng, February 2009 Volume 131, Issue 1, 011010 (7 pages). DOI: 10.1115/1.3028042
- [28] X. H. Liao, Z. Sun, Y. D. Song. Variable Speed Control of Wind Turbines Via Memory-Based Firing Angle Sequence Adjustment[J]. J Sol Energy Eng, August 2008, Volume 130 Issue 3 031019 (8 pages). DOI:10.1115/1.2931498 .
- [29] M Geyler, P Caselitz. Robust Multivariable Pitch Control Design for Load Reduction on Large Wind Turbines[J]. J Sol Energy Eng, August 2008, Volume 130 Issue 3 031014 (12 pages). DOI:10.1115/1.2931510.

- [30] 林勇刚, 李伟, 崔宝玲等. 风电机组电液比例变桨距技术研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(6): 658-663.
- [31] 戴赞, 王志新, 朱亦帆. 变速恒频风力机桨叶电液比例控制系统研究[J]. 机电一体化, 2006, (1): 16-20.
- [32] Lucian Mihet Popa, Birgitte-Bak Jensen, Ewen Ritchie. Condition Monitoring of Wind Generators[J]. IEEE, 2003: 1839-1847.
- [33] 陈晓波, 林勇刚, 李伟. 基于Bladed的电液比例变桨距风力机半物理仿真平台[J]. 机床与液压, 2006, (12): 116-119.
- [34] E. Ejiri, S. Yabe, S. Hase. Unsteady Flow Analysis of the Vertical Axis Cross-Flow Wind Turbine[R]. ASME 2006 2nd Joint U.S.-European Fluids Engineering Summer Meeting Collocated With the 14<sup>th</sup> International Conference on Nuclear Engineering (FEDSM2006). July 17–20, 2006, Miami, Florida, USA. Paper no. FEDSM2006-98208 pp. 769-775 (7 pages) . DOI: 10.1115/FEDSM2006-98208.
- [35] M A Khan, L Dosiek, P Pillay. Design and Analysis of a PM Wind Generator with a Soft Magnetic Composite Core [J]. IEEE ISIE, 2006: 2522~2528.
- [36] Ai Bin, Yang Hongxing, Shen Hui. Computer Aided Design For PV/WIND Hybrid System [J]. 3rd World Conference on Photovoltaic Energy Conversion, 2003: 2411-2415.
- [37] 车丽娟. 浅谈工程机械液压系统的泄露问题[J]. 农业装备与车辆工程, 2007, (8): 58-60.
- [38] 潘忠秀, 徐献. 液压缸早期活塞杆外泄露原因分析及改进措施[J]. 建筑机械, 2008, (2): 111-113.
- [39] 孙海平, 邓景流. 液体弹性模量和异管径连接面对压力瞬变影响[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2000, 28(6): 100-105.
- [40] 张凤兰, 计新. 液体的体积弹性模量测试[J]. 延边大学学报(自然科学版), 2002, 28(3): 168-171.
- [41] 穆程明. 液压油对液压系统的影响[J]. 黑龙江交通科技, 2006, (2): 66-68.
- [42] 刘思永, 方祥军, 王屏. 可变桨距水平轴风力涡轮混合型流场算法与性能研究[J]. 太阳能学报, 2003, 24(3): 365-371.
- [43] 林勇刚, 李伟, 崔宝玲. 基于 SVR 增量学习算法的变桨距风力机系统在线辨识[J]. 太阳能学报, 2006, 27(3): 223-229.
- [44] Thomas Zambrano, Tyler MacCready, Taras Kiceniuk Jr. .Dynamic Modeling of Deepwater Offshore Wind Turbine Structures in Gulf of Mexico Storm

- Conditions[R]. 25th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2006), June 4-9, 2006, Hamburg, Germany. Paper no OMAE2006-92029 pp, 629-634 (6 pages), DOI:10.1115/OMAE2006-92029.
- [45] 叶杭冶, 潘东浩. 风电机组变速与变桨距控制过程中的动力学问题研究[J]. 太阳能学报, 2007, 28(12): 1321-1327.
- [46] 刘雄, 陈严, 叶枝全. 水平轴风力机气动性能计算模型[J]. 太阳能学报, 2005, 26(3): 792~800.
- [47] Ted Brekken, Ned Mohan. A Novel Doubly-fed Induction Wind Generator Control Scheme for Reactive Power Control and Torque Pulsation Compensation Under Unbalanced Grid Voltage[J]. IEEE, 2003: 760-764.
- [48] 张青雷, 郭井宽. 兆瓦级风力发电机组变桨机构建模和仿真[J]. 上海电机学院学报, 2008, 11(2): 550-556.
- [49] 高文元, 卢晓光, 王鹏等. 变速变桨距风机风轮的建模和控制[J]. 机械与电子, 2008, (9): 72-76.
- [50] 赵文珍, 秦立学, 姚兴佳等. MW 级风力发电机组变桨距系统建模研究[J]. 机床与液压, 2006, (6): 157-159.
- [51] 张小芳, 王爱龙, 田俊梅. 风力机的 MATLAB 模型及其应用[J]. 电力学报, 2004, 19(2): 114-116.
- [52] 邢兰兴, 罗均, 周焱等. 基于 CATIA 软件非对称变桨装置的建模与分析[J]. 机械制造, 2006, 44(506): 21-24.
- [53] Sten Frandsen, Hans E. Jørgensen. Relevant Criteria for Testing the Quality of Models for Turbulent Wind Speed Fluctuations[J]. J Sol. Energy Eng August 2008 Volume 130 Issue 3 031016 (7 pages). DOI:10.1115/1.2931511.
- [54] 张义民, 黄贤振, 张旭方等. 含运动副间隙平面机构位姿误差分析[J]. 东北大学学报(自然科学版), 2008, 29(8): 1147-1151.
- [55] 张蕾, 申焱华, 江建. 汽车转向机构间隙运动副的碰撞接触分析[J]. 计算机仿真, 2008, 25(11): 288-293.
- [56] 余良栋, 李宁, 王胜等. 含间隙轧机中心距调整机构运动副的接触位置分析[J]. 冶金设备, 2008, (3): 14-19.

## 附录 A: MATLAB 运算M文件

```

%风力发电机组变桨机构运动特性的分析
% (1) ——计算变桨连接杆 4 输出角 th1 和变桨短连接杆 2 输出角 th2
%设定各杆的长度（单位：毫米）
l=446;           %设定导向杆 2-OE 到转动固定点 A 的垂直距离
l(1)=502;        %设定变桨连接杆 4-AD 上 AD 间的长度
l(1')=700;       %设定变桨连接杆 4-AD 的长度
l(2)=221;        %设定变桨短连接杆 3-BD 的长度
l(4')=243;       %设定导向杆 2-OE 的长度
l(5)=700;        %设定变桨轮盘简化杆 6-AF 的长度
l(6)=780;        %设定安全油缸推杆 FG 的长度
dth=pi/180.0     %角度与弧度的转换系数
%设定初始推测的输入
%机构的初始位置
se=0;            %控制油缸初始位置为 0
sg=0;            %安全油缸初始位置为 0
th(1)=87.2*dth;  %设定变桨连接杆 4-AC 初始位置角
th(2)=174.4*dth; %设定变桨短连接杆 3-DB 的初始位置角为 174.4 度
th(4)=128*dth;   %设定虚拟杆 BC 的初始位置角为 128 度
l(4)= 300;        %设定虚拟杆 BC 的初始长度为 300 毫米
th(5)=210*dth;   %设定控制油缸运动完毕后变桨轮盘简化杆 6 的初始位置角
th(6)=222.7*dth; %设定控制油缸运动完毕后变桨短连接杆 3 的初始位置角
dse=9;           %控制油缸位置循环增量
%按照油缸动作的先后次序性，控制油缸运动位置参数从 0 毫米变化到 486 毫米，步进
%9 毫米，计算 th12
%安全油缸保持静默状态
for i=1:54
    [th1,th2,th4,l4]=ntrps(th,l);
    %调用牛顿—辛普森方程求解机构位置解非线性方程函数文件中控制油缸运动方程
    %组
    %在矩阵 th12 中储存结果，以度为单位；
    %(i,:)表示第 i 行所有列的元素；(:,i)表示第 i 列所有行的元素
    th12(i,:)=[se th1/dth th2/dth th4/dth l4];

```

```

%矩阵[控制油缸行程 连接杆 4 转角 连接杆 3 转角 虚拟杆 BC 转角 虚拟杆 BC 长度]
se=se+dse; %控制油缸运动位置递增
th(1)=th1; %变桨连接杆 4 转角中间计算值
th(2)=th2; %变桨短连接杆 3 转角中间计算值
th(4)=th4; %虚拟杆 BC 转角中间计算值
l(4)=l4; %虚拟杆 BC 长度中间计算值
end
dsg=10; %安全油缸位置循环增量
%按照油缸运动先后次序性, 控制油缸停止后, 安全油缸运动, 从 0 变化到 300 毫米,
%步进 10, 计算%th56
%控制油缸保持静默状态
for j=1:30;
    [th5,th6]=ntrps(th,l);
    %调用牛顿--辛普森方程求解机构位置解非线性方程函数文件中安全油缸运动方程
    %组
    %在矩阵 th56 中储存结果, 以度没单位;(j,:)表示第 j 行所有列的元素; (:,j)表示第 j
    %列所有行的元素
    th56(j,:)= [sg th5/dth th6/dth]; %矩阵[安全油缸行程 变桨轮盘简化杆 6
    %转角 安全油缸 5 缸体转角]
    sg=sg+dsg; %安全油缸运动位置递增
    th(5)=th5; %变桨轮盘简化杆 6 转角中间计算值
    th(6)=th6; %安全油缸 5 缸体转角中间计算值
end
%绘制变桨角度变化曲线, 即变桨轮盘简化杆 6 转角变化曲线
subplot(2,2,1) %选择第一个子窗口绘制曲线
plot(th12(:,1),th12(:,2)) %绘制控制油缸全行程桨距角变化曲线
hold on
plot(th56(:,1),th56(:,2)) %绘制安全油缸全行程桨距角变化曲线
hold off
axis([0 50 0 20])
title(' 桨距角变化范围')
xlabel(' 时间 t/s')
ylabel(' 角度 theta5/度')

```

% (2) ----- 计算各杆件角度变化速度以及 BC 点距离变化速度

% 按照油缸动作的先后次序性, 控制油缸运动位置参数从 0 毫米变化到 486 毫米, 步进 9 毫米, 计算 om12

% 安全油缸保持静默状态

% 设定初始条件

om1=0; % 变桨连接杆 4 初始角速度为 0

om2=0; % 变桨短连接杆 3 初始角速度为 0

om4=0; % 虚拟杆 BC 初始角速度为 0

v4=0; % BC 点初始距离变化速度为 0

for i=1:54

t(i)=i\*28.3/54;

v(2)=se/t(i);

A=[-l(1)\*sin(th12(i,2)\*dth), l(2)\*sin(th12(i,3)\*dth), 0, 0;

l(1)\*cos(th12(i,2)\*dth), -l(2)\*cos(th12(i,3)\*dth), 0, 0;

l(1')\*sin(th12(i,2)\*dth), 0, -l(4)\*sin(th12(i,4)\*dth), cos(th12(i,4)\*dth);

-l(1')\*scos(th12(i,2)\*dth), 0, l(4)\*cos(th12(i,4)\*dth), sin(th12(i,4)\*dth)];

B=[-V(2); 0; -V(2); 0];

om=inv(A)\*B; % 输出角速度矩阵

om1=om(1); % 变桨连接杆 4 角速度计算中间值

om2=om(2); % 变桨短连接杆 3 角速度计算中间值

om4=om(3); % 虚拟杆 BC 角速度计算中间值

v4=om(4);

om12(i,:)= [se om1 om2 om4 v4];

% 矩阵 [控制油缸位移 连接杆 4 角速度 短连接杆 3 角速度 杆 BC 角速度 BC 点间距

% 离速度]

end

% 按照油缸运动先后次序性, 控制油缸停止后, 安全油缸运动, 从 0 变化到 300 毫米, % 步进 10, 计算 %om56

% 控制油缸保持静默状态

% 设定初始条件

om6=0; % 安全油缸 5 之缸体初始角速度为 0

om5=0; % 变桨轮盘简化杆 6 初始角速度为 0

for j=1:30

```

t(j)=j*24/30;
v(g)=sg/t(j);
C=[-(th56(:,1)+l(6))*sin(th56(:,3)*dth),l(5)*sin(th56(:,2)*dth);
    (th56(:,1)+l(6))*cos(th56(:,3)*dth),-l(5)*cos(th56(:,2)*dth)];
D=[0;0];
om5=inv(C)*D;           %输出角速度矩阵
om6=om5(1);             %安全油缸 5 缸体角速度中间计算值
om7=om5(2);             %变桨轮盘简化杆角速度中间计算值
om56(j,:)=[sg om6 om7];
                        %矩阵[安全油缸位移 安全油缸 5 缸体角速度 变桨轮盘简
                        %化杆角速度]

end
%绘制变桨角加速度曲线，即变桨轮盘简化杆角速度
subplot(2,2,2)          %选择第 2 个子窗口绘制变桨角加速度曲线
plot(t(i),om12(:,2))
hold on
plot(t(j),om56(:,2))
hold off
axis([0 50 0 4.9])
title(' 变桨角速度变化图')
xlabel(' 时间 t/s')
ylabel(' 角加速度 omega/rad\cdot s^{-1}*10^{-2}')
%(3)-----计算各杆件角加速度以及 BC 点距离变化加速度
%按照油缸动作的先后次序性，控制油缸运动位置参数从 0 毫米变化到 486 毫米，步进
%9 毫米，计算%a12
%安全油缸保持静默状态
%设定初始条件
a1=15;                  %变桨连接杆 4 的初始角加速度为 15rad/s^{(-2)}*10^{(-6)}
a2=2;                   %变桨短连接杆 3 的初始角加速度为 2rad/s^{(-2)}*10^{(-6)}
a4=-1.4;                %虚拟杆 BC 的初始角加速度为-1.4rad/s^{(-2)}*10^{(-6)}
al(4)=0.5;              %虚拟杆 BC 长度增长初始加速度为 0.5rad/s^{(-2)}*10^{(-6)}
for k=1:54
    t(i)=i*28.3/54;

```

```

E=[-l(1)*sin(th12(:,2)*dth),l(2)*sin(th12(:,3)*dth),0,0;
l(1)*cos(th12(:,2)*dth),-l(2)*cos(th12(:,3)*dth),0,0;
l(1')*sin(th12(:,2)*dth),0,-l(4)*sin(th12(:,4)*dth),cos(th12(:,4)*dth);
-l(1')*cos(th12(:,2)*dth),0,l(4)*cos(th12(:,4)*dth),sin(th12(:,4)*dth)];
F=[om12(:,2);om12(:,3);om12(:,4);om12(:,5)];
G=[-l(1)*om12(:,2)*cos(th12(:,2)*dth),l(2)*om12(:,3)*cos(th12(:,3)*dth),0,0;
-l(1)*om12(:,2)*sin(th12(:,2)*dth),l(2)*om12(:,3)*cos(th12(:,3)*dth),0,0;
l(1')*om12(:,2)*cos(th12(:,2)*dth),0,
-l(4)*om(:,4)*cos(th12(:,4)*dth)-om12(:,5)*sin(th12(:,4)*dth),-om12(:,4)*sin(th12(:,4)*dth);
l(1')*om12(:,2)*sin(th12(:,2)*dth),0,
-l(4)*om(:,4)*sin(th12(:,4)*dth)+om12(:,5)*scos(th12(:,4)*dth),om12(:,4)*cos(th12(:,4)*dth)];
;
a=inv(E)*F*G;          %输出角加速度矩阵
a1=a(1);                %变桨连接杆 4 角加速度计算中间值
a2=a(2);                %变桨短连接杆 3 角加速度计算中间值
a4=a(3);                %虚拟杆 BC 角加速度计算中间值
al(4)=a(4);             %虚拟杆 BC 长度变化加速度计算中间值
a12=[k a1 a2 a4 al(4)]; %矩阵[序号 连接杆 4 角加速度 连杆 3 角加速度 杆 BC
                        %角加速度 杆 BC 长度变化加速度]

end
%按照油缸运动先后次序性,控制油缸停止后,安全油缸运动,从 0 变化到 300 毫米,%
%步进 10,计算%a56
%控制油缸保持静默状态
%设定初始条件
a6=14;                  %安全油缸 5 缸体的初始角加速度为 14rad/s^(-2)*10^(-6)
a5=12;                  %变桨轮盘简化杆的初始角加速度为 12rad/s^(-2)*10^(-6)
for h=1:30
    t(j)=j*24/30;
    H=[-(th56(:,1)+l(6))*sin(th56(:,3)*dth),l(5)*sin(th56(:,2)*dth);
        (th56(:,1)+l(6))*cos(th56(:,3)*dth),-l(5)*cos(th56(:,2)*dth)];
    J=[om56(:,2);om56(:,3)];
    K=[th56(:,1)+l(6))*om56(:,2)*cos(th56(:,3)*dth),l(5)*om56(:,3)*cos(th56(:,2)*dth);
        th56(:,1)+l(6))*om56(:,2)*sin(th56(:,3)*dth),l(5)*om56(:,3)*sin(th56(:,2)*dth)];

```

```

e=inv(H)*K*J;
a5=e(1);           %变桨轮盘简化杆的初始角加速度计算中间值
a6=e(2);           %安全油缸 5 缸体的初始角加速度计算中间值
a56=[h a6 a5];     %矩阵[序号 安全油缸 5 缸体的初始角加速度 变桨轮盘
                    %简化杆的初始角加速度]

end
%绘制变桨角加速度变化曲线，即变桨轮盘简化杆角加速度
subplot(2,2,3)      %选择第三个子窗口绘制角加速度曲线
plot(t(i),a12(:,2))
hold on
plot(t(j),a56(:,2))
hold off
axis([0 50 0 63])
title(' 桨矩角变化加速度图')
xlabel(' 时间 t/s')
ylabel(' 角加速度 omega/rad\cdot s^{-1}*10^{-6}')

```

## 附录 B: ANSYS 命令流

```

/FILNAME,ANALYSISSTRESS01,1          ! 定义工作文件名
/BATCH
/COM,ANSYS RELEASE 10.0    UP20050718    21:25:09    10/14/2008
/PREP7                                  ! 进入前处理器
BLC4,, ,15,60                          ! 生成模型
!*
ET,1,PLANE82                            ! 定义单元类型
!*
KEYOPT,1,3,2                            ! 设置单元关键字
KEYOPT,1,5,0
KEYOPT,1,6,0
!*
!*
MPTEMP,,,,,,,,
MPTEMP,1,0
MPDATA,EX,1,,4.359E4                    ! 输入材料弹性模量
MPDATA,PRXY,1,,0.45                     ! 输入材料泊松比
LPLOT                                    ! 显示线段
/PNUM,KP,0                              ! 显示线段编号
/PNUM,LINE,1
/PNUM,AREA,0
/PNUM,VOLU,0
/PNUM,NODE,0
/PNUM,TABN,0
/PNUM,SVAL,0
/NUMBER,0
!*
/PNUM,ELEM,0
/REPLOT
!*
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,1

```

```

FITEM,5,3
LSEL,S,,P51X
NSLL,S,1
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,1
FITEM,5,3
CM,_Y,LINE
LSEL,,,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1,,,8,,,1
!*
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,2
FITEM,5,4
LSEL,S,,P51X
NSLL,S,1
FLST,5,2,4,ORDE,2
FITEM,5,2
FITEM,5,4
CM,_Y,LINE
LSEL,,,P51X
CM,_Y1,LINE
CMSEL,,_Y
!*
LESIZE,_Y1,,,28,,,1
!*
MSHKEY,0
CM,_Y,AREA
ASEL,,,,1
CM,_Y1,AREA
CHKMSH,'AREA'

```

```

CMSEL,S,_Y
!*
AMESH,_Y1                                ! 对面进行网格划分
!*
CMDELE,_Y
CMDELE,_Y1
CMDELE,_Y2
!*
FINISH
/SOL                                       ! 进入求解器
LSEL,S,, 1
NSLL,S,1
FLST,2,17,1,ORDE,2
FITEM,2,1
FITEM,2,-17
!*
/GO
D,P51X,,0,,,UY,,,,                      ! 施加位移约束
LSEL,S,, 3
NSLL,S,1
FLST,2,17,1,ORDE,3
FITEM,2,18
FITEM,2,74
FITEM,2,-89
/GO
!*
SF,P51X,PRES,1.3E6                       ! 施加载荷
/STATUS,SOLU
SOLVE                                     ! 开始求解
FINISH
/POST1                                    ! 进入后处理器
!*
/EFACET,1

```

PLNSOL, U,SUM, 0,1.0

! 显示合位移场分布

!\*  
.

/EFACET,1

PLNSOL, U,SUM, 1,1.0

SAVE

## 攻读学位期间发表的学术论文目录

- [1]陈杨, 张锁怀, 张文礼, 王开专. MW 级风力机液压变桨精度的分析和研究. 现代机械, 2009, (1):39-42.
- [2]张锁怀, 陈杨, 张文礼, 王开专. MW 级风力机液压变桨机构运动特性的分析. 起重运输机械, 2009, (1): 38-42.
- [3]张锁怀, 陈杨. 风力发电机组在 Solidworks 中的建模. 机械设计与制造, 已录用.