

摘 要

基于半山发电有限公司某机组高、中压转子结构, 利用 Ansys 软件, 建立了转子有限元计算模型, 计算得出了转子温度场、应力场。根据应力计算结果, 引进非线性连续力学损伤模型, 计算了复杂应力状态下转子低周疲劳寿命。针对转子表面凹槽、轴肩和叶轮根部等过渡区域, 研究了冷态启动过程中转子调节级和中压叶轮根部过渡圆角处 Mises 热应力、切向热应力集中系数瞬态特性, 指出了热应力集中是影响热应力水平的重要因素, 为在线监测提供了理论依据。

针对目前无中心孔转子在线监测应力计算理论中的不足, 本文理论推导了无中心孔转子应力理论计算公式, 并采用有限元方法进行了验证。根据已推导理论, 对现有在线监测理论切向合成应力评判准则提出了异议, 提出了在线监测应力计算准则, 完善了转子在线监测理论, 填补了国内无中心孔转子在线监测理论空白。

同时, 从系统参数采集、在线应力计算理论和低周疲劳寿命损伤模型选用三方面分析了影响在线寿命监测系统可靠性的因素, 评价了现有在线监测系统可靠性。首先采用有限元计算方法, 建立了转子表面温度修正模型, 计算了汽缸金属监测温度带来的温差, 提出了温度修正公式, 然后对比分析了在线系统应力计算结果与有限元应力计算结果, 最后研究了在线监测系统切向热应力计算转子寿命损耗的依据和不足, 提出了适当的改进方法。

关键词: 有限元 转子 低周疲劳 在线系统 可靠性

Abstract

Based on the structure of certain unit of Banshan Electric Power Cooperation Limited company, the transient temperature and thermal stress fields of rotor under typical cold start was calculated by building the finite element model of the high and low pressure turbine rotor with ansys. On account of the exist of flute and other special transition structure, Transient Characteristics of Thermal Stress Concentration Coefficient on the front root of control stage impeller and root of first compressor stage impeller was studied. Then a nonlinear Continuum Damage Mechanics model(CDM) was proposed to assess the low cycle fatigue life of 135MW steam turbine rotor, in which the effects of mean stress were taken into account and the damage is accumulated nonlinearly.

For the lack of theory of the rotor stress monitor and life management system without center bore, stress theory formula validated by the finite element was deduced. On the basis of theory, Stress security ruler different from certain direction synthesis stress ruler was proposed, filling in the gaps of rotor without center bore on-line theory in china.

Reliability about on-line system was analyzed from its getting parameters, theory adopted and model selection of low cycle fatigue life. Firstly, difference in temperature between rotor surface and measure part in cylinder was calculated by the finite element model. Then the stress result calculated by the finite element methods and the finite difference methods on-line system were analyzed. Finally, better assessing methods was proposed by studying the deficiency about certain direction thermal stress ruler online system.

Keywords:the finite element, rotor, low cycle fatigue life, on-line system, reliability

独创性声明

本人声明所呈交的学位论文是本人在导师指导下进行的研究工作及取得的研究成果。据我所知，除了文中特别加以标注和致谢的地方外，论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得 浙江大学 或其他教育机构的学位或证书而使用过的材料。与我一同工作的同志对本研究所做的任何贡献均已在论文中作了明确的说明并表示谢意。

学位论文作者签名：陈江龙 签字日期：2005年3月9日

学位论文版权使用授权书

本学位论文作者完全了解 浙江大学 有关保留、使用学位论文的规定，有权保留并向国家有关部门或机构送交论文的复印件和磁盘，允许论文被查阅和借阅。本人授权 浙江大学 可以将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、汇编学位论文。

（保密的学位论文在解密后适用本授权书）

学位论文作者签名：陈江龙

导师签名：戚继红

签字日期：2005年3月9日

签字日期：2005年3月9日

学位论文作者毕业后去向：

工作单位：

电话：

通讯地址：

邮编：

第一章 前言

本文主要研究内容为：建立 135MW 转子低周疲劳失效模型，完善寿命在线监测系统应力计算理论，其中包括：

- 1.有限元法建立和完善的汽轮机转子低周疲劳失效寿命计算模型
- 2.对比分析有中心孔转子与无中心孔转子中心部位应力状态，理论推导无中心转子中心部位应力计算公式，完善在线监测应力计算理论。
- 3.根据理论推导和有限元计算，评估在线寿命监测系统可靠性。

1.1 问题的提出及工程意义

能源是国家经济发展的重要支柱，电力在能源生产中起着重要的作用，电力生产是现代工业的基础之一，其产量直接或间接的影响一个国家发展的现代化水平。很多地方由于受到资源环境制约，水利资源缺乏，形成以火电为主的电源结构。文献^[56]指出，在 2003 年，全国发电量 18462 亿千瓦，其中火电发电量 14193 亿千瓦，占全国发电总量的 76.8%，所以工业和生活用电大部分依靠火力电站和核电站。绝大多数火力和核电站发电是以加热蒸汽推动安装于转子上的叶片旋转，给转子施以动力带动连接在转子上的发电机发电生产。随着现代电力资源日趋贫乏，电力生产中将逐步加大对新能源的开发利用，如太阳能发电。有资料显示，国外在太阳能发电技术应用上，德国 Schlaich 教授 1978 年提出利用太阳能加热气流形成的动力驱动涡轮机带动发电机发电。另一方面汽轮机作为原动机械具有功率大、热经济性高、单位功率和制造成本低等一系列优点，所以在冶金、化工等部门广泛应用以作为驱动各种泵、风机等的动力机械。

转子是汽轮机中是带动发电机旋转，间接把热能转化为机械能的部件，是汽轮机中的重要部件之一。大型汽轮机机组转子在运转过程中，工作条件恶劣且复杂，运行中不仅要承受自身、叶片的离心力、稳态汽流以及交变应力的共同作用，还受到湿蒸汽的腐蚀作用以及高温给材料带来的蠕变作用。近年来，用电量随着经济的飞速发展而迅速上升，能源产业作为经济发展支柱，也随之迅速发展。全国各地，相继建立了大批大容量发电机组，为确保能源的合理利用，机组参与调峰运行也是必然。机组参与调峰运行，受启动频繁和大幅度负荷变动的影响，机组的主要部件经常承受大幅度的温差变化，由此引起汽缸、转子等部件承受交变热应力。启动或停机时部件承受热应力的多少，决定于部件内部的温度梯度。对于汽缸等厚壁部件，由于机组高压缸的设计普遍采用了双层缸结构，而且汽缸壁的金属厚度远较转子为薄，蒸汽对汽缸内壁的放热系数也远比转子小，因而启动时的径向温差及热应力远比转子小，汽缸热应力水平已显著下降。而转子的热应力却随着直径的增大而显著增加，况且汽轮机转

子长期在高温区工作, 受力情况复杂, 转子上除了热应力外, 还存在各种机械应力。同时, 在高温高压工质中高速旋转, 转子承受叶片、叶轮及转子自重产生的离心应力, 以及蒸汽压力对转子产生的压应力。另外, 还有转子传递扭矩引起的剪应力, 自重引起的交变拉、压应力等。以一次启停的中心孔转子为例, 在机组启动加负荷时, 转子外表面的温度高于中心孔表面, 外表面承受压应力, 中心孔表面承受拉应力; 当机组稳定运行阶段, 转子外表面与中心孔的温度将逐渐趋于一致, 热应力也将随之趋于零; 而当机组停机降负荷时, 转子温度场和应力场的分布将与启动时相反。这样, 在机组一次启停过程中, 转子外表面和中心孔表面都承受一次交变热应力, 这种交变热应力将对转子产生疲劳损伤。使得金属表面特别是应力集中部位萌生裂纹并逐渐扩展以致断裂。可见转子是工作条件最为恶劣的部件之一, 在一定程度上汽轮机转子的寿命代表了整台汽轮机机组的寿命。

因此对大容量机组转子热应力和寿命进行研究, 合理控制机组的启停不仅关系到机组的经济性, 更涉及到机组的安全性。对转子进行热应力和寿命的有限元计算正是根据传热学, 弹性力学和疲劳强度等基本原理, 通过温度场和应力场的计算, 采用局部应力计算法, 结合金属材料具体的疲劳试验曲线, 而求得转子的低周疲劳损伤, 不仅对转子的寿命进行正确的预测, 更对在线寿命监测系统可靠性做出正确的评价。

1.2 国内外研究概况

一般汽轮机转子所承受的载荷可以模化为起停产生的热应力变化引起的低周疲劳载荷和离心力变化引起的高周疲劳载荷。近年来, 汽轮机机组向不断向大容量、超临界方向发展, 对于汽轮机转子的寿命预测和损耗分析^{[10][32][34][49]}进行了比较多的研究, 荆建平等将 Lemaitre 的非线性低周疲劳连续损伤累积理论用到汽轮机转子的损伤分析和寿命预测, 在考虑多轴应力影响下, 结果接近于工程实际。但到目前为止有关调峰机组运行寿命管理还存在若干问题, 例如对转子各监测部位合成应力计算理论并不成熟, 在《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》一书对在线监测个部位合成应力的计算一律采用切向应力合成计算公式, 没有区分有中心孔转子的外表面与内表面应力计算公式。在中心孔内表面, 假设裂纹为径向裂纹, 得出切向应力是引起裂纹的主要作用力, 评价中心孔部位的安全应以切向合成应力为准则。但实际上, 该书作出此结论的前提模糊, 没有明确表明这个方向是转子周向的径向还是转子轴向的径向。其次, 目前国内对无中心孔转子中心部位应力在线监测计算理论上还是一片空白, 在国外, 根据查阅的现有文献资料, 也没有发现相关的研究。因此, 无中心孔转子在线监测理论还有待进一步完善。

本文的工作主要是根据有限元方法, 计算转子的温度场和应力场, 建立汽轮机转子的有限元低周疲劳寿命预测模型, 对转子目前普遍采用的在线寿命监测系统可靠性做出正确的评价, 进一步完善转子在线监测理论。汽轮机转子的低

周疲劳寿命预测涉及到固体力学、传热学、有限元计算方法、材料力学、断裂力学和热应力线性弹性力学等多学科的综合性课题，包括的内容是极为广泛的，本文将从以下几方面对国内外目前的研究状况作详细的概述。

1.2.1 汽轮机转子的温度场及应力场分析

进行汽轮机转子的寿命分析的方法可以是基于概率研究的统计法，也可以是基于局部应力分析的局部最大应力分析方法。就目前而言，一般局部应力分析法应用比较多，它主要是采用有限元法模拟转子的实际工况，计算出转子在实际工作过程的温度分布，根据温度分布和热应力线性弹性理论计算出转子的热应力分布。

就研究目的而言，主要是准确计算出其应力分布。目前计算方法有两种，一种是利用有限单元法，把复杂的转子结构离散化，建立转子的二维轴对称几何模型，确定边界条件、初始条件以后，根据加载要求，用一系列代数方程代替微分方程，并将介质对转子表面的放热系数及转子金属的物理特性参数作为变数处理，求取不同蒸汽温升率下转子的温度场、应力场，进而可以计算不同工况下的应力危险点及寿命损耗率。这种方法在计算结构及边界条件的处理上较为完善，但是由于计算周期长，中间人为干预的因素多，适宜于离线计算与分析，不适宜对转子进行在线跟踪计算。另一种是适合转子应力及寿命在线计算的方法。通过对模型及计算方法加以适当简化，根据转子结构、热力学参数变化的特性及受力分析确定转子在运行中最容易产生裂纹的最危险的截面，然后根据选定的热边界条件，采用一维有限差分法进行计算。计算中将转子看作无限长的一维模型，根据一维不稳定导热微分方程求得温度分布，再由体积平均温差计算转子内外表面的热应力。简便易行，将其计算结果进行修正后，可以得到工程上所需要的精度，同时还能满足汽轮机转子应力及寿命实时监测和管理的需要。

但目前在线监测系统应力计算理论并不完善，无论是有中心孔转子还是无中心孔转子，理论都存在很大不足。例如在线监测系统应力计算时，文献^[2]采用有限差分法，只计算了切向合成应力，且在产生裂纹的主要应力的判断上，人为的假设转子裂纹为径向，评价监测面安全以切向合成应力为准则，缺乏理论和工程依据。文献^[54]对转子外表面与中心孔内表面部位采用同一热应力计算公式，外表面与内表面所不同之处仅在于外表面多一个应力集中系数。因此目前在线寿命监测理论是否合理，有待理论和现代先进科学计算方法的验证。

有限单元法起源于结构分析，在工程技术领域中的应用十分广泛，几乎所有的弹塑性结构静力学和动力学问题都可用它求得满意的数值结果。因此有限元法为完善在线监测理论提供重要的基础。

1.2.2 汽轮机转子的低周热疲劳分析

疲劳失效是发生在机械工程领域中的一类十分普遍的现象，基本特征即表现为材料在低于其静强度极限的交变应力（或应变）的持续作用下，萌生多种类型的内部缺陷（如位错、滑移、孔洞、微裂纹、应力诱发相变等），并逐渐演化成为宏观裂纹，以及由于裂纹扩展而最终导致结构破坏的过程。

1.2.2.1 疲劳分析现状^[43]

一般来说，疲劳分析的核心问题可归结为：在给定的载荷及环境条件下，如何恰当的描述结构内场（如应力、应变、位移、刚度等）变化史的问题；常规疲劳分析所关心的主要是结构的剩余强度与剩余寿命的求解问题，而这仅仅是前者的一部分。

对汽轮机转子而言，低周疲劳失效的过程可分为裂纹形成与裂纹扩展两个阶段。就裂纹形成而言，现行的方法大致有两种。第一种为完全依靠试验的方法：它将直接通过与实际情况相同或相似的试验来获取所需要的疲劳数据。方法虽然可靠，但在设计阶段，或者构件太复杂、太昂贵时，以及在实际情况的类别（如几何形式、结构尺度、加载方式、环境条件与工艺状况等）数量太庞大时，无论人力、物力，还是从工作周期上来说，他都是步太可行的。第二种是试验与统计相结合的分析方法，着眼于利用已知的标准试验结果，并依照经验性的当量原则或修正办法，来对实际情况的疲劳指标（主要为寿命或强度）进行估算。该方法通常先要对实际结构的疲劳危险部位，按无缺陷材料进行应力或应变分析（所采用的方法如名义应力法、局部应变法及局部应力—应变法等），然后将结果经过多种统计修正（如引入有效应力集中系数、尺寸系数、表面加工系数等），并进一步与已知的标准试验结果（如光滑试样的 S-N 曲线或 $\varepsilon-N$ 曲线）建立当量关系，从而就可以得到所需的寿命。对于复杂载荷谱，还要依据某种经验性的累积损伤理论（如线性累积损伤理论及其修正模型）来进行寿命估算。事实上，由于在使用过程中，结构危险部位的应力、应变分布将随该区域介质的不断劣化而互有差异。由此可见，即使在环境、工艺等状况保持不变的前提下，我们也很难通过有限的修正，在实际危险部位与标准试件的应力、应变史之间建立严格且普遍成立的当量关系。如果仍要从完备前述各种修正的角度出发，则势必要针对千差万别的实际情况进行大量的统计试验，而这往往是不现实的。

对于疲劳裂纹扩展阶段的分析，目前都渐趋采用断裂力学的方法。它所描述的对象通常为一条主裂纹在交变载荷下的扩展规律，其所采用的数学模型主要是应力强度因子或守恒积分所控制的各种类型的裂纹扩展速率公式。这种处理方法的指导思想是：由于在扩展段的疲劳破坏行为将高度集中于裂尖附近，而该区域的应力，应变场的分布模态，可以被认为与结构形状及远场载荷无关，而其幅值仅直接或间接地取决于应力强度因子或守恒积分，从而我们可以用上述裂纹速率公式来描述不同结构与不同外载作用下的裂纹扩展行为。关于应力

强度因子或守恒积分的计算已有不少较为成熟的方法。所以相对而言, 现行对裂纹扩展阶段的分析水平较裂纹形成阶段无论在合理性还是在准确性上都有显著的可取之处。

在现行疲劳分析的框架中, 不论是建模还是试验数据的采集, 尽管裂纹形成与裂纹扩展同属于一个连续的疲劳失效过程, 但它们却是被当作两个彼此独立的过程来分别处理。由此可以看出, 现行疲劳分析方法在下列几个方面有待于进一步的努力:

- 1、研究如何有效降低疲劳分析对于大量试验(特别是有关结构形状、尺寸及载荷等的统计试验)的依赖性, 以及如何减少其处理方法中的经验性成分。

- 2、研究如何建立裂纹形成与裂纹扩展之间的关系, 以期发现其各自的控制参数之间的内在关系, 从而改变两者被独立处理的现状并带来可观的应用价值。

- 3、研究如何获得关于任意疲劳失效过程区内的不断变化着的应力、应变及材料刚度等的细节描述, 从而使我们对该力学现象有一个更为完整的了解。

显而易见, 传统的疲劳分析模式是难以提供对这些问题的满意解答的, 而为此建立起新的理论体系就显得十分必要了, 这一工作不仅有助于解决以上的实际问题, 而且对于固体力学的发展也是非常有价值的。目前统计转子低周疲劳损伤的方法可分为线性统计和非线性计算两种方法。线性统计方法根据 Palmgram—Miner 法则, 依次累计疲劳损耗, 当应变循环比较复杂时, 采用雨流法统计计算低周疲劳损耗。非线性计算方法通过引进非线性连续力学损伤模型, 计算转子的寿命发展过程。近年来正蓬勃发展的连续介质损伤力学的概念与方法, 正好为这项工作的展开提供了极富潜力的思想框架。文献^[32]针对当前汽轮机转子低周疲劳寿命估算存在较大误差的问题, 引进非线性连续力学模型进行了汽轮机转子的低周疲劳损伤分析, 充分考虑了汽轮机转子受力复杂的特点, 合理的引进三轴度因子, 避免了目前工程上广泛采用的线性损伤累积理论模型计算转子寿命带来的高误差。

1.2.2.2 目前低周疲劳研究方法

1.传统方法

总寿命的评估假设法和蠕变—疲劳耦合法, 前者主要计算疲劳消耗的寿命, 对总寿命的评估基于一种经验假设, 该方法由于 1) 蠕变缺乏资料 2) 工程界对二者的耦合缺乏了解 3) 缺乏理论支持(有必要为此而建立一套关于疲劳耦合的理论), 所以目前对于该法还存在很大的异议。

2.精细分析法

主要由疲劳耦合分析法演化而来, 它主要从材料分析的观点来分析其寿命, 它对材料特点、影响疲劳极限的因素、疲劳分析方法有独到的评价方法和步骤, 而且该方法注重蠕变与疲劳两种损伤形式的同时性。

3.局部应力应变疲劳分析法

该方法是 1971 年 wetzel 在 Manson-Coffin 方程的基础上, 提出的根据应力应变分析法估算零件疲劳寿命的方法, 并且建立了使用局部应力应变分析方法

估算零件在复杂载荷历程作用下裂纹形成寿命的程序，此后首先应用于美国航空领域，并迅速推广到汽车、建筑以及电力等各个领域，对结构设计和疲劳寿命分析产生了巨大的推动作用。目前国内外在汽轮机转子的在线寿命预测方面采用了该方法，文献^{[2][22]}对汽轮机转子的低周疲劳在线寿命分析作了研究，研制了汽轮机在线寿命监测系统。文献^{[10][11][32][34]}对汽轮机转子离线寿命预测作了很深入的分析，引进了非线性连续力学损伤模型，较准确的计算了转子的寿命发展过程。

1.2.3 尚未解决的问题

从已有的资料来看，在转子的低周疲劳寿命分析方面，尚存在以下几方面不足，有待完善：

1. 缺乏资料，目前转子材料的各种低周疲劳试验数据还有待进一步完善。

2. 目前在线计算应力计算理论并不成熟，没有严格区分有中心孔转子中心部位应力计算理论与有中心孔转子内表面应力计算，也没有严格区分外表面与内表面、中心部位、中心孔内表面应力计算理论，因此在线监测系统理论还有待进一步完善。

3. 寿命在线计算模型还需根据转子实际受力失效状态进一步研究。

4. 工程界对非线性热—应力的耦合缺乏了解。

1.3 本文工作

完成汽轮机转子低周疲劳寿命预测、寿命在线监测系统可靠性评价，需要进行如下几方面工作：

1. 完成转子温度场和应力场计算，即建立汽轮机转子高、中压缸有限元模型，假设蒸汽对转子表面换热为第三类放热边界条件，通过 ANSYS 对转子进行有限元热—应力耦合计算分析，得出转子温度场分布和应力场分布（第二、三章）。

2. 计算转子外表面调节级和中压叶轮根部过渡圆角部位应力集中系数（第三章）。在转子应力场计算结果基础上，建立应力集中系数光轴公称应力计算模型，采用应力集中系数经典计算公式，计算转子监测部位应力集中系数。

3. 理论推导无中心孔转子外表面、中心部位应力计算理论公式，并采用有限元方法进行验证（第三、五章）。针对目前在线监测系统仅考虑有中心孔转子外表面与内表面应力计算公式，无中心孔转子中心部位应力状态不同于有中心孔转子中心孔内表面应力状态，理论推导了无中心孔转子中心部位应力理论计算公式；针对现有在线监测理论安全评判准则，即认为切向合成应力为评介转子裂纹产生原因的主要应力，本文以 Mises 合成应力计算公式为前提，推导了无中心孔转子中心部位应力合成计算公式。

4. 考虑转子复杂应力状态下低周疲劳寿命模型的建立，采用有限元法完成局部应力状态下转子寿命的预测（第四章）。在第三章有限元应力计算基础上，采

用 Manson—Coffin 寿命—应变关系式、Miner 线性累积损伤准则和 Lemaire 的非线性低周疲劳连续损伤累积理论计算了转子冷态启动时低周疲劳寿命损耗。

5.理论推导分析和有限元计算相结合,完成转子在线寿命监测系统可靠性评价(第五章)。在本文前几部分内容基础上,从系统参数采集、在线应力计算理论和低周疲劳寿命损伤模型选用三方面评价了系统可靠性。首先分析了影响在线寿命监测系统可靠性的各种因素。然后采用有限元计算方法,建立温度修正模型,用汽缸内表面监测金属温度修正转子表面温度,提出具体的温度修正公式。同时理论推导转子外表面和中心部位合成应力计算公式,并将在线系统计算结果与有限元计算结果对比分析,得出适合转子外表面、中心部位致裂应力计算公式。最后研究了在线监测系统切向热应力计算转子寿命损耗的依据和不足,提出了适当的改进方法。

第二章 汽轮机转子热—应力分析的理论基础

有限元温度场分析结果对蠕变寿命分析十分重要,而应力场分析结果的精确性对确定汽轮机转子的低周疲劳寿命有重要影响。本章主要以汽轮机转子二维轴对称平面模型为基础,理论推导转子温度场和应力场有限元计算公式。

2.1 概述

转子是汽轮机中重要的部件,其工作环境复杂,不仅受到由于蒸汽与转子表面对流换热作用产生的热应力作用,而且受到叶片离心力以及自身旋转产生的离心力作用。在设计和分析转子事故中最重要的是转子的热应力、蠕变损伤以及其低周疲劳损耗,因此进行有限元热-应力分析研究转子的应力场和温度场是非常重要的。目前,国内外很多专家和学者对此做了大量的工作,并采用有限元模型对转子进行了分析,但仍有许多问题没有圆满的解决,所采用的求解模型和疲劳失效模型仍具有一定的局限性。

从国内外已有资料看,计算转子热应力的方法主要有两种,一种是直接耦合法,即直接耦合方法和序贯耦合方法。直接耦合方法利用包含所有必须自由度的耦合单元类型,仅仅通过一次求解就能得出耦合场分析结果。序贯耦合方法是按照顺序进行两次或更多次的相关场分析,它是通过把第一次场分析的结果作为第二次场分析的载荷来实现两种场的耦合的。对于不存在高度非线性相互作用的情形,序贯耦合解法更为有效和方便,因为我们可以独立地进行两种场的分析。

2.2 转子温度场有限元平衡方程的推导

计算汽轮机转子不稳定温度场时,认为转子是一个均匀、各向同性且无内热源的物体,根据傅立叶定律和能量守恒定理,温度 $t(y, r, \tau)$ 满足下列偏微分方程式:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho C} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \right) \quad (2-2-1)$$

式中: τ — 时间间隔;

r, y — 径向、轴向坐标轴;

λ — 材料的导热率;

ρ — 材料的密度;

C — 材料的比热。

又根据热力学第一定律，转子无内热源，故取转子上一微元体，则对该微元体热平衡方程为：

$$\rho c \left(\frac{\partial [t]}{\partial \tau} + \{V\}^T \{L\} [t] \right) + \{L\}^T \{q\} = 0 \quad (2-2-2)$$

式中：\$\{v\}\$——热传导率向量

\$[t]\$——温度矩阵

\$\{q\}\$——热流向量

\$[L]\$——Laplace 算子

指定转子表面为对流换热的第三类边界条件

$$\{q\}^T \{\eta\} = \alpha_f (t_s - t_B) \quad (2-2-3)$$

式中：\$\alpha_f\$——放热系数

\$t_B\$——流体温度

\$t_s\$——模型表面温度

\$\eta\$——单位法向量

根据傅立叶定律：

$$\{\eta\}^T [D] \{L\} T = q^* \quad (2-2-4)$$

$$\text{有：} \{\eta\}^T [D] \{L\} T = \alpha_f (T_B - T_s) \quad (2-2-5)$$

式中：\$[D]\$——导热矩阵

\$q^*\$——指定边界热流

如前所述，温度 \$t\$ 是时间和空间位置的函数，在有限元计算中，如下所示：

$$t = \{N\}^T \{t_e\} \quad (2-2-6)$$

式中：\$t = t(x, y, \tau)\$

\$\{N\} = \{N(x, y, z)\}\$，单元形函数

\$\{t_e\} = \{t_e(\tau)\}\$，单元节点温度向量

式 (1-5-6) 对时间 \$\tau\$ 变分可得：

$$\delta t = \{\delta t_e\}^T \{N\} \quad (2-2-7)$$

对式(2-2-2)前乘温度的变分，联立式(2-2-4)和式(2-2-5)，对整个转子求积分可得：

$$\int_{vol} \left(\rho c \delta t \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + \{v\}^T \{L\} [t] \right) + \{L\}^T (\delta t) ([D] \{L\} [t]) \right) d(vol) = \int_{S_3} \delta t \alpha_f (t_B - t_s) dS_3 \quad (2-2-8)$$

$$[C]\{\dot{t}\} + [K]\{t\} = \{Q\} \quad (2-2-9)$$

式中： $[C] = \rho \int_{vol} c\{N\}\{N\}^T d(vol)$ 比热矩阵，考虑系统内能的增加

$$[K] = \rho \int_{vol} c\{N\}\{V\}^T [B] d(vol)$$

传导矩阵，包含导热系数、对流系数及辐射

率和形状系数

$\{t\}$ 为节点温度向量；

$\{\dot{t}\}$ 为温度对时间的导数；

$\{Q\}$ 为节点热流率向量。

对上式通过 Crank-Nicholson/Enther θ 积分，并代入初始边界条件，可得出各节点的温度，求出整个转子的温度分布。在该方法中，方程在瞬态的离散时间点上求解，任意两点时间点之差为积分时间步长。

2.3 转子的有限元计算单元

2.3.1 有限元热分析单元^[19]

对汽轮机转子进行温度场计算分析主要用的单元有 2-D 八节点热单元以及 2-D 四节点热单元。本文采用 2-D 八节点热单元，其位移模式为：

$$u = \sum_{i=1}^n N_i u_i \quad (2-3-1)$$

$$w = \sum_{i=1}^n N_i w_i \quad (2-3-2)$$

2.3.2.1 单元描述^[19]

2-D 八节点热单元是一种高阶版本的 2-D 四节点单元，比 2-D 四节点单元更能提供准确的结果，并且能适应更为不规则的形状，而不会降低计算结果的精确性。2-D 八节点单元能跟位移形状保持一致性，并且能很好的适合模型的弯曲边界条件。

2-D 八节点热单元有八个节点，每个节点有两个自由度，X 和 Y 方向的位移自由度，该单元可被用作平面应力分析，也可用于轴对称分析。单元有弹性、蠕变、塑性、应力刚化、大变形以及大应变能力。单元形状如下图所示。

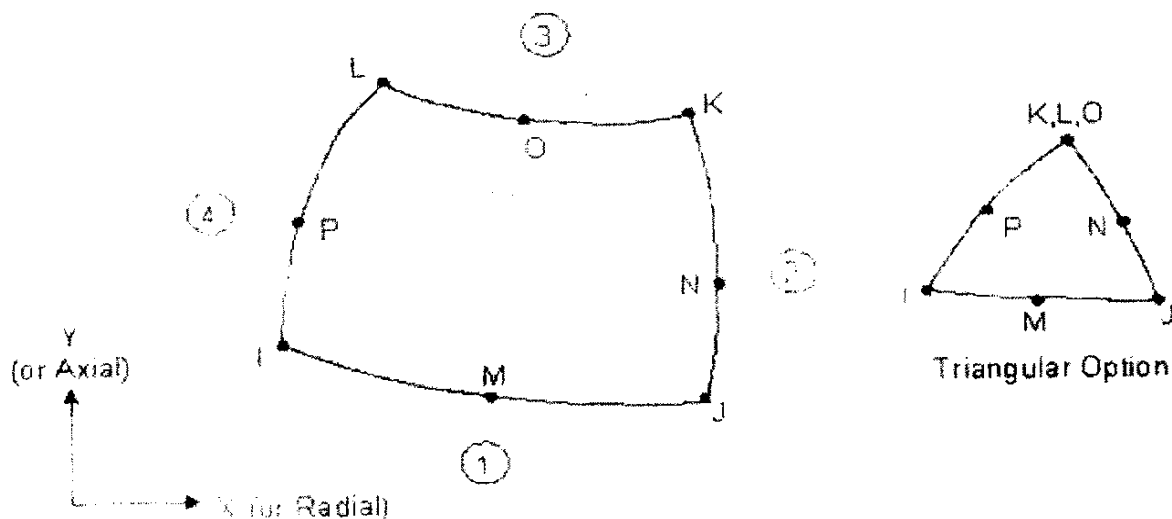


图 2-3-1 2-D 八节点 plane77 热单元

2.3.2 有限元应力分析单元^[19]

对汽轮机转子进行结构分析主要用的单元有 2-D 八节点结构单元以及 2-D 四节点结构单元，也可以是耦合场分析单元。2-D 八节点结构单元以及 2-D 四节点结构单元主要是对于直接耦合分析而言，本文采用 2-D 耦合场分析单元 plane13，单元的位移模式为：

$$u = \sum_{i=1}^n N_i u_i \quad (2-3-4)$$

$$w = \sum_{i=1}^n N_i w_i \quad (2-3-5)$$

2.3.2.1 单元描述^[19]

2-D 八节点结构单元是一种高阶版本的 2-D 四节点单元，比 2-D 四节点单元更能提供准确的结果，并且能适应更为不规则的形状，而不会降低计算结果的精确性。2-D 八节点单元能跟位移形状保持一致性，并且能很好的适合模型的弯曲边界条件。

2-D 八节点结构单元有八个节点，每个节点有两个自由度，X 和 Y 方向的位移自由度，该单元可被用作平面应力分析中，也可用在轴对称分析中。单元有弹性、蠕变、塑性、应力刚化、大变形以及大应变能力。单元形状如下所示。

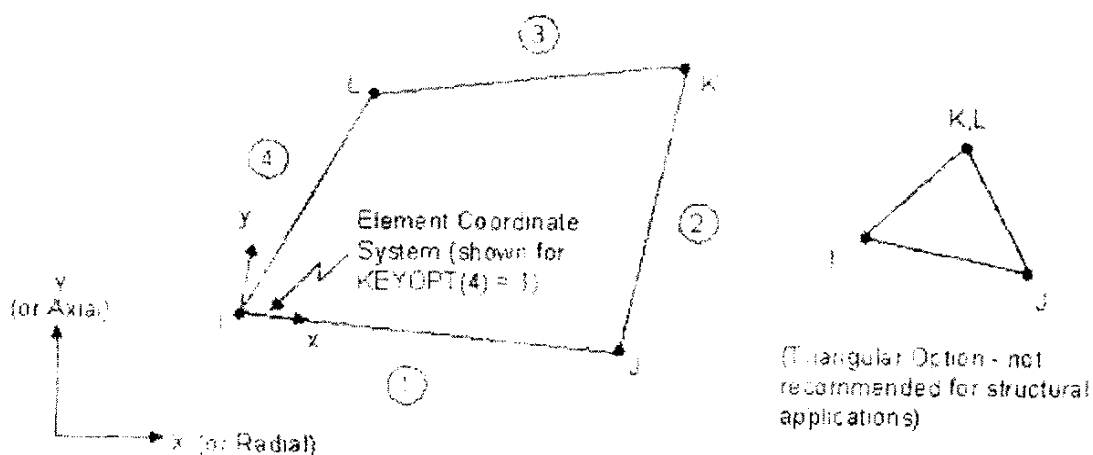


图 2-3-2-Dplane13 耦合单元

2.4 转子热—应力耦合有限元分析基本方程的推导

转子热应力场的求解问题可归结为圆筒的热应力分析,对于无中心孔转子,可认为圆筒的中心孔半径为零。在本节转子热应力分析的理论推导中,首先假设转子为一无限长圆筒,其内径为 a , 外径为 b , 具体模型如下所示:

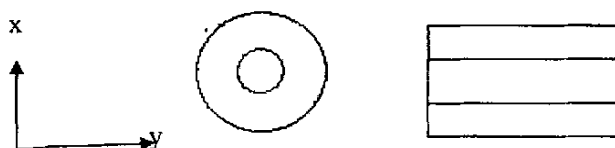


图 2-3-3 转子简化模型

在柱坐标中,温度分布与 θ 无关, $t=t(r,y)$ 的情况下,根据材料热弹性力学应力-应变关系式可知:

$$\sigma_{rr} = 2G \left\{ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\nu}{1-2\nu} \times \left(\frac{u_r}{r} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \right\} - \beta t \quad (2-4-1)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = 2G \left\{ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \cdot \frac{u_r}{r} + \frac{\nu}{1-2\nu} \times \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_y}{\partial y} \right) \right\} - \beta t \quad (2-4-2)$$

$$\sigma_{yy} = 2G \left\{ \frac{1-\nu}{1-2\nu} \cdot \frac{\partial u_r}{\partial y} + \frac{\nu}{1-2\nu} \times \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u}{r} \right) \right\} - \beta t \quad (2-4-3)$$

$$\sigma_{ry} = G \left(\frac{\partial u_r}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial r} \right) \quad (2-4-4)$$

用应力分量表示的平衡方程为:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{yr}}{\partial y} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} = 0 \quad (2-4-5)$$

$$\frac{\partial \sigma_{yr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\sigma_{yr}}{r} = 0 \quad (2-4-6)$$

将 (2-4-5) 与 (2-4-6) 代入 (2-4-1) 到 (2-4-4), 则得:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) + \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 u_r}{\partial y^2} + \frac{1}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 u_y}{\partial r \partial y} - \frac{1+\nu}{1-\nu} \alpha \frac{\partial t}{\partial r} = 0 \quad (2-4-7)$$

$$\frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} + \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \left(\frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r} \right) \frac{\partial u_y}{\partial r} + \frac{1}{2(1-\nu)} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} \right) - \frac{1+\nu}{1-\nu} \alpha \frac{\partial t}{\partial y} = 0 \quad (2-4-8)$$

在温度、应力不仅沿半径方向变化, 也沿轴向变化得较为一般得情况时, 求解较为复杂, 本文为方便说明问题, 仅仅研究温度变化仅是 r 得函数情形。此时, $\sigma_{yr} = 0$, 则平衡方程 (2-4-4) 与 (2-4-5) 可化为:

$$\frac{\partial(r\sigma_{rr})}{\partial r} - \sigma_{\theta\theta} = 0 \quad (2-4-9)$$

$$\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} = 0 \quad (2-4-10)$$

将 (2-4-1) 到 (2-4-4) 代入上式, 有:

$$\frac{d^2 u_y}{dy^2} = \frac{d}{dy} (\varepsilon_{yy}) = 0 \quad (2-4-11)$$

$$\frac{d^2 u_r}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{du_r}{dr} - \frac{1}{r} \cdot \frac{u_r}{r} = \frac{1+\nu}{1-\nu} \alpha \frac{dt}{dr} \quad (2-4-12)$$

由上面式 (2-4-11)

$$\frac{du_y}{dy} = \varepsilon_y = \text{常数 } k_y \quad (2-4-13)$$

式 (2-4-12) 可变成如下形式:

$$\frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \cdot \frac{d(ru_r)}{dr} \right\} = \frac{1+\nu}{1-\nu} \alpha \frac{dt}{dr} \quad (2-4-14)$$

两次积分得:

$$u_r = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha}{r} \int tr dr + C_1 r + \frac{C_2}{r} \quad (2-4-15)$$

将式 (2-4-15) 代入 (2-4-1) 到 (2-4-4), 得到:

$$\sigma_{rr} = \frac{E}{1+\nu} \left(-\frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha}{r^2} \int_a^r t r dr + \frac{C_1}{1-2\nu} - \frac{C_2}{r^2} + \frac{\nu}{1-2\nu} \cdot k_y \right) \quad (2-4-16)$$

由于无外力作用，因此在 $r=a, b$ 处， $\sigma_{rr}=0$ ，由此可得积分常数 C_1, C_2 。

$$C_1 = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha}{b^2-a^2} \int_a^b t r dr - \nu k_y \quad (2-4-17)$$

$$C_2 = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \frac{\alpha a^2}{b^2-a^2} \int_a^b t r dr \quad (2-4-18)$$

所以

$$\sigma_{rr} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left\{ -\frac{1}{r^2} \int_a^r t r dr + \frac{r^2-a^2}{r^2(b^2-a^2)} \int_a^b t r dr \right\} \quad (2-4-19)$$

由式 (2-4-1) 到 (2-4-4)：

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left(\frac{1}{r^2} \int_a^r t r dr + \frac{r^2+a^2}{r^2(b^2-a^2)} \int_a^b t r dr - t \right) \quad (2-4-20)$$

$$\sigma_{yy} = k_y E - \frac{\alpha E t}{1-\nu} + \frac{2\nu\alpha E}{(1-\nu)(b^2-a^2)} \int_a^b t r dr \quad (2-4-21)$$

对于无外力作用的情况，轴向应力的力的平衡式是：

$$2\pi \int_a^b \sigma_{yy} r dr = 0 \quad (2-4-22)$$

将式 (2-4-21) 代入式 (21) 中，得到：

$$k_y = \frac{2\alpha}{b^2-a^2} \int_a^b t r dr \quad (2-4-23)$$

所以

$$\sigma_{yy} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \left(\frac{2}{b^2-a^2} \int_a^b t r dr - t \right) \quad (2-4-24)$$

对于实心圆柱，只需要在式 (2-4-19) ---- 式 (2-4-24) 中令 $a=0$ 即可得到实心圆柱的热应力式。 K_y 不为零的情况下：

$$\sigma_{rr} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left\{ -\frac{1}{r^2} \int_a^r t r dr + \frac{1}{b^2} \int_a^b t r dr \right\} \quad (2-4-25)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left\{ \frac{1}{r^2} \int_a^r t r dr + \frac{1}{b^2} \int_a^b t r dr - t \right\} \quad (2-4-26)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \left\{ \frac{2}{b^2} \int_a^b t r dr - t \right\} \quad (2-4-27)$$

2.5 转子热弹性模型的有限元方法

在前一节中，就热---应力耦合理论计算公式进行了推导，本节将主要就理论公式在有限元中的离散作出具体的说明。

转子的几何形状、边界条件和外载荷都与以其轴线为坐标轴对称，取该轴为 y 轴。根据轴对称条件，在对称面上剪应变和剪应力分别相等，由此推出 $\gamma_{\theta} = \gamma_{r\theta} = 0, \tau_{\theta} = \tau_{r\theta} = 0$ ，由此，应变为：

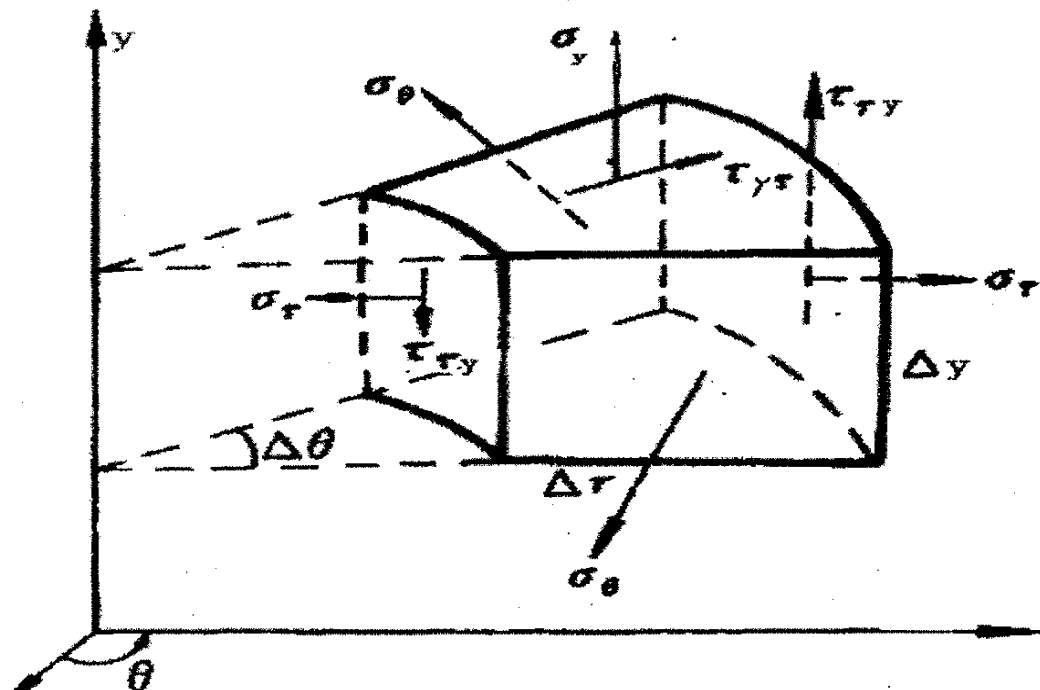


图 2-5-1 转子轴对称模型中某点的应力状态

$$\varepsilon = [\varepsilon_r \quad \varepsilon_y \quad \gamma_{ry} \quad \varepsilon_{\theta}]^T \quad (2-5-1)$$

其中

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r} \quad \varepsilon_y = \frac{\partial w}{\partial y} \quad \gamma_{ry} = \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad \varepsilon_{\theta} = \frac{u}{r} \quad (2-5-2)$$

u, w 分别为沿 r 和 y 轴方向的位移分量，式 (2-5-1) 也可以写成：

$$\varepsilon = LU \quad (2-5-3)$$

式中

$$U = [u \quad w]^T, \quad L = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial r} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{1}{r} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial r} & 0 \end{bmatrix}^T$$

与应变 ε 对应的应力 σ 也有 4 个分量，可以表示为

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_r & \sigma_y & \tau_{ry} & \sigma_\theta \end{bmatrix}^T \quad (2-5-4)$$

图 2-5-1 中给出了这些应力分量。

在柱坐标系中，转子轴对称模型的本构关系为：

$$\sigma = D\varepsilon \quad (2-5-5)$$

式中：

$$D = \begin{bmatrix} c(1-c\nu_2^2)d & c\nu_2(1+\nu_1)d & 0 & c\nu_2(\nu_1+c\nu_2^2)d \\ & (1-c\nu_1^2)d & 0 & c\nu_2(1+\nu_1)d \\ & & G_2 & 0 \\ & & & c(1-\nu_2^2)d \end{bmatrix} \quad (2-5-6)$$

$$\text{其中} \quad c = \frac{E_1}{E_2}, \quad d = \frac{E_2}{(1+\nu_1)(1-\nu_1-2c\nu_2^2)}$$

当取 $E_1 = E_2 = E$, $\nu_1 = \nu_2 = \nu$, $G_2 = G$, 则可得到各向同性轴对称问题的材料矩阵

$$D = \begin{bmatrix} \lambda+2\mu & \lambda & 0 & \lambda \\ & \lambda+2\mu & 0 & \lambda \\ & & \mu & 0 \\ & & & \lambda+2\mu \end{bmatrix}$$

第三章 汽轮机转子非线性热—应力场的有限元计算

大型汽轮机转子是机组工作环境最恶劣的部件之一，为了实施机组优化运行和状态监测，有必要配置转子寿命在线监测和管理系统。该系统的研制分为两个方面，首先采用有限元法对转子典型工况下的瞬态温度场和应力场进行计算，根据热应力的变化特点确定转子危险截面及相关特征参数，然后再根据高中压转子监测面的结构尺寸、运行条件开发在线计算软件，完成对热应力及转子疲劳寿命的计算和统计。

本章有限元计算内容包括：根据半山发电有限公司提供的图纸资料建立转子模型，根据转子结构及运行参数确定热力计算条件，采用国际通用有限元计算分析程序 ANSYS 利用数学近似的方法对转子热力过程进行模拟计算与分析，确定了汽轮机转子的应力危险部位以及应力集中系数，最后理论推导和有限元法相结合分析了中心孔有无对转子应力场的影响。

3.1 转子非线性瞬态热—应力分析有限元模型的建立

有限元计算时的模型主要包括叶片离心力等效计算模型，转子几何模型、材料模型。

3.1.1 叶片离心力的等效转换

本文主要研究汽轮机整锻转子的热应力场及低周疲劳寿命评估，故建立有限元模型时，叶片产生离心力对转子的作用可采用加载等效质量块的简化方法。所谓等效，是指产生的离心力等效。即将转子每一级的叶片和围带，用在叶片根部位置添加同样材料的假想连续环状体代替，此环状体的宽度与原叶根相同，环状体的径向高度按与原叶片和围带产生的离心力相等原则确定。

等截面叶片离心力的计算公式

$$C_d = mR_p\omega^2 \quad (3-1-1) \quad (\text{《汽轮机强度计算》P134 3—14})$$

式中： C_d ---叶片离心力, 牛顿

m ---叶片质量, Kg

R_p ---叶片平均半径, m

ω ---角速度 弧度/秒

等效圆环离心力计算公式：

$$dc = \omega^2 R dm = \rho \omega^2 R y R d\phi dR = \rho \omega^2 R^2 y d\phi dR \quad (3-1-2)$$

其中：y——圆环在半径为 R 处的轴向厚度。

ρ ——材料密度

对式 (3-1-2) 在整个圆环上积分可得：

$$c = \iiint_{\Omega} \rho \omega^2 R^2 y d\varphi dR = \rho \omega^2 y \int_0^{2\pi} d\varphi \int_{R_1}^{R_2} R^2 dR = \frac{2}{3} \pi \rho \omega^2 y (R_2^3 - R_1^3) \quad (3-1-3)$$

根据叶片产生离心力与圆环产生离心力等效原则：

$$m R_p \omega^2 = \frac{2}{3} \pi \rho \omega^2 y (R_2^3 - R_1^3) \quad (3-1-4)$$

由式 (3-1-4) 有

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3nmr}{2\pi\rho y} + R_1^3} \quad (3-1-5)$$

根据式(3-1-5)可分别计算的各级叶轮外缘的等效半径

表 3-1-1 各级叶轮外缘等效半径(单位 m)

部位	第一级	第二级	第三级	第四级	第五级	第六级	第七级	第八级	第九级	第十级
高压	0.485	0.486	0.487	0.489	0.497	0.499	0.502	0.505		
中压	0.571	0.576	0.583	0.59	0.584	0.59	0.598	0.615	0.636	0.645
调节级	0.572									

3.1.2 转子几何模型的建立

为了提高有限元计算的准确性与精度，在建立转子几何模型时，重点注意一下几方面：

1、为准确地对转子进行温度场、应力计算和寿命预测分析，减少边界条件的设定误差对结果可能造成的影响，建模时取高压转子在汽缸内的整段，包括调节级、高压级、中压级，作为研究对象。

2、转子的结构、形状、尺寸及材料取自半山发电有限公司提供的转子加工用图以及总装配图，以尽可能保持计算模型与实物对象的一致性。

3、取转子的轴向剖面为对称面建立转子几何模型如图 3-1-1 所示，本转子无中心孔，为实心结构。

4、汽封处理 在建立转子模型时，汽封主要影响汽流对转子表面的放热系数，因此在建立几何模型时汽封结构简化为直线，然后在其表面施加对应的放热系数即可。

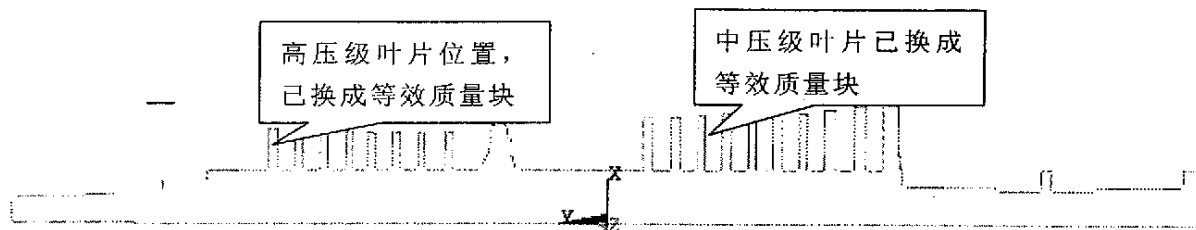


图 3-1-1 转子几何模型

5、倒角处理 为正确反映计算时出现应力集中现象，模型圆角和倒角主要根据半山发电有限公司提供的转子精加工图处理。

3.1.3、有限元网格划分

1、由于假定转子是完全轴对称模型，计算温度场时采用平面轴对称二维八节点四边形高阶单元划分网格，计算应力场时采用热---应力耦合分析与热分析单元对应的结构分析单元来离散模型。

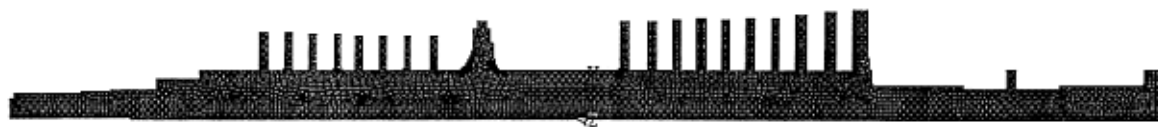


图 3-1-2 网格划分模型

2、整个网格划分采用手工网格划分。由于在转子进汽端的叶轮根部过渡区、轴肩和凹槽等部位蒸汽温度较高且存在应力集中现象，温度梯度及热应力有时可能达到很高的数值，超过材料的屈服极限，并产生疲劳裂纹，导致转子的疲劳寿命损耗，因此这些部位（调节级前后及高中压转子前几级，尤其是几何模型中的过渡圆弧区域）的网格要进一步细化，以提高计算精度，整个计算模型如图 3-1-2。

3.1.4、材料模型

根据电厂提供材料钢种 27Cr1Mo1V-5，查阅了大量材料文献，在国内外文献中与之全部一致的钢种物性参数基本没有。由于其材料组分与 30Cr1Mo1V 相近，根据相近原则，现采用 30Cr1Mo1V 物理性能计算。它是国内外目前机组中用得最广的高、中压转子钢，具有良好的综合性能，锻造工艺性好。具体物性参数如下表：

表 3-1-2 物理性能

线膨胀系数 $\alpha \cdot 10^6$ (与 22℃间) $^{\circ}\text{C}^{-1}$	100℃	200℃	300℃	400℃	500℃	600℃
	11.5	12.0	12.5	13.4	13.8	14.0
导热系数 λ W/(m.k)	38.9	38.1	33.9	33.1	30.1	26.4
弹性模量 $E \cdot 10^{-5}$ MPa	2.14	2.06	1.96	1.87	1.78	1.74
比热	479.53	523.66	563.98	607.48	668.94	760.9
对水相对密度(Kg/m ³)	7750					
泊松比	0.33					

3.2 冷态启动各级蒸汽参数的确定

机组冷态启动通常采用滑参数启动,在升速和加初始负荷阶段,由于主蒸汽流量低,无法利用现有的公式计算出高中压转子各级前后的蒸汽温度。根据电厂使用的操作流程,滑参数启动和加初始负荷阶段,汽轮机高压调速汽门近似全开,新蒸汽直接进入汽轮机,该运行状况与机组带 127MW 负荷时状况基本雷同。因此,在确定冷态启动过程中各级蒸汽参数时,以 127MW 运行点为界,在 127MW 以下根据滑参数特点,采用比例方式求取;在 127MW 以上时段按汽轮机变工况理论确定。每两级之间光轴与汽封处蒸汽的定性温度,取前后两轮面处温度的平均值。具体步骤如下:

- 1) .135MW 时的各级蒸汽参数分布参照半山发电有限公司提供的《135MW—13.2/535/535 型汽轮机热力性》确定。
- 2) .主蒸汽温度、压力和再热蒸汽温度、压力的启动曲线,则根据《半山发电有限公司 4#机操作规程》规定的启动要求,并参照机组“正常启动操作票”实际记录及冷态启动过程蒸汽、金属温度纪录表确定,如图 3-2-1 所示。

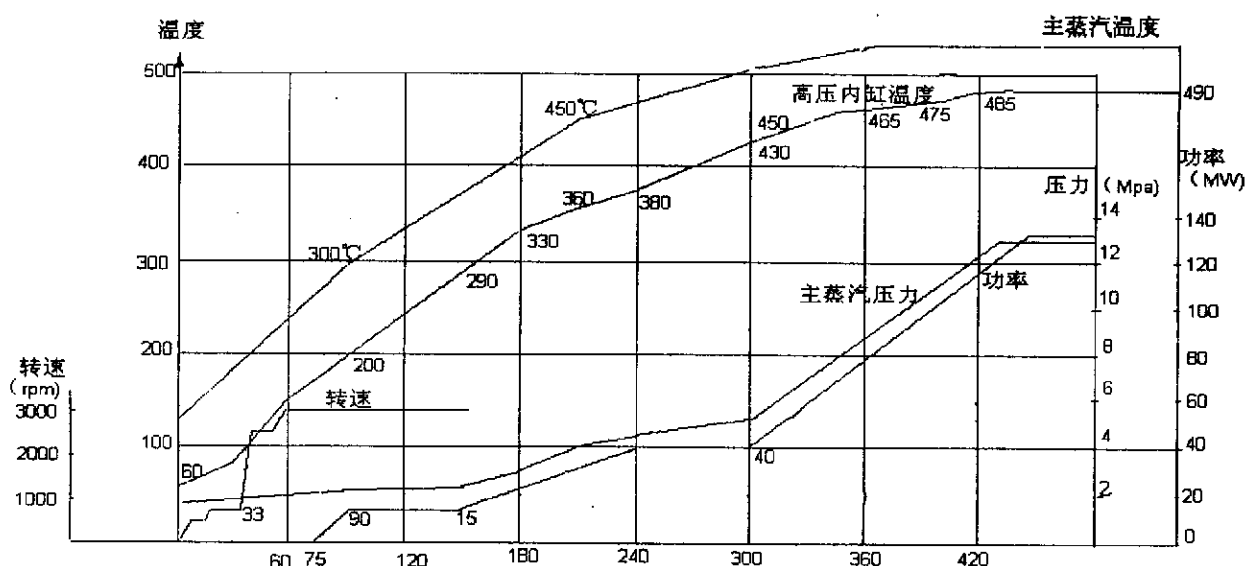


图 3-2-1 主蒸汽与再热蒸汽升压曲线

3) 127MW 为机组定压运行的起点。主蒸汽、再热蒸汽及各级蒸汽温度已基本达到额定工况时的数值。而压力分布按如下规则进行计算：调节级后各级蒸汽压力为 135MW 额定工况时压力乘以流量比，流量比值约为 $127\text{MW}/135\text{MW} = 0.94$ 。调节级前压力为简化计算假定为 9.2MPa。

4) 127MW 以下为滑参数运行，各级的蒸汽温度、压力计算拟以 127MW 为基准，采用各级的温度比系数、压力比系数进行换算。

5) 温度比系数定义为 127MW 工况时各级的蒸汽温度与前一级蒸汽温度之比。相应的压力比系数也定义为后一级压力与前一级压力之比。

6) 根据 5) 的定义，127MW 以下高压各级蒸汽温度为主蒸汽温度为起点，依次乘以各级温比系数；中压各级蒸汽温度则为再热蒸汽进口温度为起点，依次乘以温比系数。同样高中压各级压力也是用相应方法求出。表 3-2-1 列举了主蒸汽温度、压力及调节级、高压第一级参数的变化过程。

表 3-2-1 各级部分温度压力计算值

项目	单位	主蒸汽温度、压力	调节级		高压第一级	
			级前	级后	动叶前	动叶后
135MW 压力	MPa	13.24	9.8	9.4747	8.2448	8.1501
135MW 温度	℃	535	495.7	491.4	469	468.7
压比系数			0.696319	0.673205	0.585817	0.579088
温比系数			0.926542	0.918505	0.876636	0.876075
127MW 压力	MPa	13.24	9.219259	8.913236	7.756219	7.667131
127MW 温度	℃	535	495.7	491.4	469	468.7
120MW 压力	MPa	12.5	8.703983	8.415064	7.322715	7.238606
120MW 温度	℃	533	493.8469	489.563	467.2467	466.9479
100MW 压力	MPa	10.5	7.311346	7.068654	6.15108	6.080429
100MW 温度	℃	528	489.2142	484.9705	462.8636	462.5675
80MW 压力	MPa	8.5	5.918709	5.722244	4.979446	4.922252
80MW 温度	℃	523	484.5815	480.3779	458.4804	458.1871
60MW 压力	MPa	6.5	4.526071	4.375834	3.807812	3.764075
60MW 温度	℃	518	479.9488	475.7854	454.0972	453.8067
50MW 压力	MPa	5.5	3.829753	3.702628	3.221994	3.184986
50MW 温度	℃	515	477.1692	473.0299	451.4673	451.1785
40MW 压力	MPa	5.1	3.551225	3.433346	2.987668	2.953351
40MW 温度	℃	510	472.5364	468.4374	447.0841	446.7981
39MW 压力	MPa	4.6	3.203066	3.096744	2.694759	2.663807
39MW 温度	℃	480	444.7402	440.8822	420.785	420.5159
30MW 压力	MPa	4	2.785275	2.692821	2.343269	2.316354
30MW 温度	℃	450	416.9439	413.3271	394.486	394.2336
20MW 压力	MPa	3	2.088956	2.019615	1.757451	1.737265
20MW 温度	℃	410	379.8822	376.5869	359.4206	359.1907

11MW 压力	MPa	2	1.392637	1.34641	1.171634	1.158177
11MW 温度	℃	370	342.8206	339.8467	324.3551	324.1477
10MW 压力	MPa	1.8	1.253374	1.211769	1.054471	1.042359
10MW 温度	℃	300	277.9626	275.5514	262.9907	262.8224
75 分钟压力	MPa	1.6	1.11411	1.077128	0.937307	0.926542
75 分钟温度	℃	270	250.1664	247.9963	236.6916	236.5402
60 分钟压力	MPa	1.5	1.044478	1.009808	0.878726	0.868633
60 分钟温度	℃	240	222.3701	220.4411	210.3925	210.2579
54 分钟压力	MPa	1.44	1.002699	0.969415	0.843577	0.833887
54 分钟温度	℃	230	213.1047	211.2561	201.6262	201.4972
40 分钟压力	MPa	1.42	0.988773	0.955951	0.83186	0.822306
40 分钟温度	℃	200	185.3084	183.7009	175.3271	175.215
33 分钟压力	MPa	1.41	0.981809	0.949219	0.826002	0.816515
33 分钟温度	℃	185	171.4103	169.9234	162.1776	162.0738
13 分钟压力	MPa	1.4	0.974846	0.942487	0.820144	0.810724
13 分钟温度	℃	150	138.9813	137.7757	131.4953	131.4112
11 分钟压力	MPa	1.4	0.974846	0.942487	0.820144	0.810724
11 分钟温度	℃	145	134.3486	133.1832	127.1121	127.0308
5 分钟压力	MPa	1.39	0.967883	0.935755	0.814286	0.804933
5 分钟温度	℃	135	125.0832	123.9981	118.3458	118.2701
0 分钟压力	MPa	1.38	0.96092	0.929023	0.808428	0.799142
0 分钟温度	℃	125	115.8178	114.8131	109.5794	109.5093

3.3、转子热边界条件的确定及放热系数的计算

机组起停及负荷变化过程中转子表面蒸汽压力、温度、流速及蒸汽和转子间温度差均为时间的函数，随着时间的变化而变化。根据转子起停温度场、应力场数学模型，要计算转子的温度场，必须先确定转子工作的边界条件。本节采用前苏联转子的计算公式，对转子的汽封部位、光轴部位、叶轮部位、轮缘部位的放热系数进行计算。

3.3.1、转子热边界条件的确定

根据汽轮机转子在运行时热量传递特点及热流密度分析，可以合理地确定转子计算的热边界条件。如图 3-3-1 所示。

1、转子左右端面是整锻转子在汽缸中的截断面，由于热流密度小，在有限元计算中作为绝热处理。

2、中心边界在计算中作绝热处理。

3、轴的外表面可作为已知放热系数及介质温度的第三类边界条件。

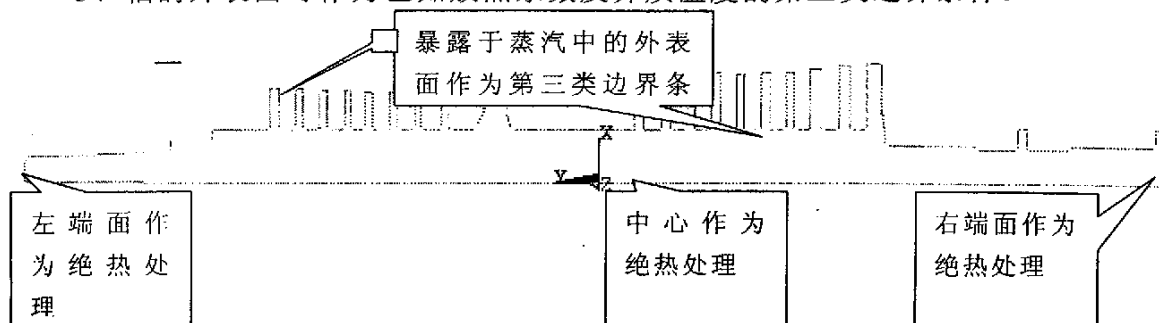


图 3-3-1 转子边界条件

3.3.2 转子放热系数的计算

3.3.2.1 放热系数计算的基本公式^[1]

根据式 (3-3-1)，转子表面温升率取决于流固表面对流放热系数的大小和转子材料的导热强度，因此热分析的最主要任务之一是准确求解对流换热系数。对流换热系数的大小与近表面的流体温度分布梯度成正比，而近表面的流体温度分布与近表面的流体速度分布有关，因此要得到准确的对流换热系数，必须精确求解流体速度分布，尤其是近表面附面层内的速度分布。

根据转子结构特点和蒸汽的流动特性，蒸汽汽流对汽轮机转子表面的放热系数分为四种类型，即 1) 叶轮两侧的放热系数 2) 轮缘放热系数 3) 光轴放热系数 4) 汽封放热系数。各种类型均采用《汽轮机强度计算》(丁有宇编著)提供的放热系数(前苏联公式)经验公式进行计算。

1、汽封部位：对于汽封处的轴段，其放热系数的经验公式比较复杂，不同的汽封结构，汽流与轴的放热系数经验公式也有所不同。如图 1-4-2 所示，汽流与轴表面的放热系数由下列公式求出：

$$\alpha = Nu \cdot \frac{\lambda}{2\delta}$$

(3-3-1)

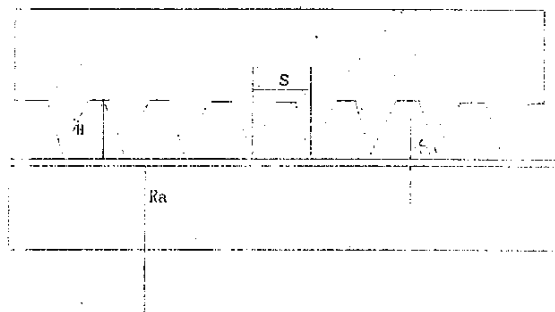


图 3-3-2 汽封结构图 A

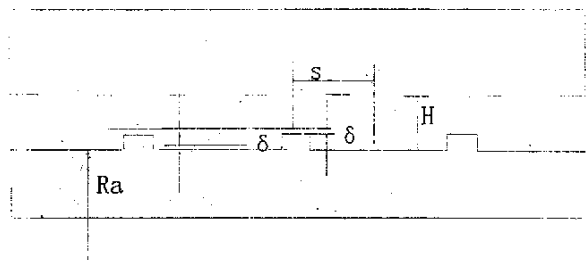


图 3-3-3 汽封结构图 B

式中，努谢尔特数 Nu ，对于不同的雷诺数 Re 有不同的计算公式：

当 $Re = 2.4 \times 10^2 \sim 8.7 \times 10^3$ 时，

$$Nu = 0.22 Re^{0.6} \left(\frac{\delta}{S} \right)^{0.085} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{0.075} \quad (3-3-2)$$

当 $Re = 8.7 \times 10^3 \sim 1.7 \times 10^5$ 时，

$$Nu = 0.039 Re^{0.8} \left(\frac{\delta}{S} \right)^{0.1} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{0.1} \quad (3-3-3)$$

而雷诺数的计算公式为：

$$Re = \frac{V \times 2\delta}{\nu} \quad (3-3-4)$$

式中： V —缝隙中汽流的平均速度；

S —汽封两齿间的距离， mm；

δ —轴与齿间的距离， mm；

H —轴与齿底的距离， mm；

ν —汽流运动粘度系数

对于图 3-3-3 所示的汽封结构,汽流与轴放热系数公式仍用式 3-3-1，但其中的 Nu 用下式计算：

$$Nu = 0.043 \left(\frac{\delta}{H} \right)^{0.3} \left(\frac{\delta}{S} \right)^{0.2} Re^{0.8} \quad (3-3-5)$$

2、光轴部位：在转子光滑的圆柱表面部位,往往是汽流流动的死区,流动的速度较小，采用光滑旋转圆柱表面的放热系数经验公式：

$$Re = \frac{u r}{\nu} \quad (3-3-6)$$

$$Nu = 0.1 Re^{0.68} \quad (3-3-7)$$

$$\alpha = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda}{r} \quad (3-3-8)$$

式中：u—轴颈圆周速度；

r—光轴半径。

3、叶轮部位：叶轮两侧的放热系数采用在壳中旋转轮盘的经验公式计算：

$$\alpha = \text{Nu} \cdot \frac{\lambda}{r} \quad (3-3-9)$$

当 $\text{Re} < 2.4 \times 10^5$ 时：

$$\text{Nu} = 0.675 \text{Re}^{0.5} \quad (3-3-10)$$

当 $\text{Re} > 2.4 \times 10^5$ 时：

$$\text{Nu} = 0.0217 \text{Re}^{0.8} \quad (3-3-11)$$

4、轮缘部位：

由于文献[1]中没有轮缘部位的放热系数公式，故在轮缘部位暂时忽略了叶片的影响，采用了光轴部位的放热系数公式，定性温度为叶轮左右轮面温度的平均值。

3.3.2.2 放热系数的计算及分析

1、经验公式中的运动粘度系数、导热系数、普朗特数、比容等值随着蒸汽的温度、压力变化而变化，通过编制程序分别计算出它们在各个时刻的数值，最后代入放热系数的经验公式，得出不同时刻对应蒸汽参数、转速下的放热系数值。

2、在转子的不同部位，根据启动过程不同阶段的蒸汽参数，利用上述的公式可以计算出所需的放热系数值。下面列出调节级、高压第一级等比较典型级的放热系数。

3、在温度场计算中，计算的步长取为 120S。各个时刻所需的放热系数应用表 3-3-1 进行插值求取。

4、转子典型部位放热系数随启动时间的变化曲线见图 3-3-4。

表 3-3-1 部分放热系数计算值（单位： $10^{-3} \text{W/m}^2 \text{℃}$ ）

	调节级				中压第一级			
	前侧	轴封	轮缘	后侧	前侧	轴封	轮缘	后侧
0 分钟	0	2956.8	0	0	0	6038	0	0
5 分钟	540.44	2736	361.62	518.28	404	5339	289.693	396.814
11 分钟	479.18	2581.3	323.72	461.23	363.7	4851.5	262.876	357.826
13 分钟	626.96	2511.5	405.45	604.41	478.9	4641.2	331.096	471.494
33 分钟	491.57	2252.9	326.99	476.86	384.7	3861.7	272.796	380.046

40 分钟	1315.9	2211.1	756.16	1278.2	1035	3726.3	633.269	1022.78
54 分钟	1226.4	2172.4	716.75	1192.8	968.9	3586.5	602.63	958.723
60 分钟	1338.3	2236.9	774.41	1301.9	1058	3682.4	651.418	1047.06
75 分钟	1349.6	2333	787.29	1313.6	1069	3809.6	662.995	1058.1
10MW	1441.8	2558.1	841.16	1403.6	1143	4161.2	708.567	1131.34
11MW	1479.3	2776.1	878.97	1440.8	1174	4482.9	740.759	1162.7
20MW	2035.5	3891.1	1168.6	1981.9	1614	6295.2	984.016	1598.6
30MW	2540.7	4952.7	1429	2473.7	2014	8019.3	1202.23	1994.09
39MW	2812.9	5572.3	1571.9	2738.7	2230	9018.7	1322.1	2207.65
40MW	3020.5	6082.7	1683.9	2940.9	2394	9836.4	1416.1	2370.75
50MW	3216.6	6482.5	1779.5	3131.6	2549	10492	1496.1	2523.98
60MW	3719.9	7466.3	2017.5	3620.9	2946	12118	1695.18	2916.75
80MW	4721.9	9394	2480.1	4594.5	3735	15336	2081.29	3696.76
100MW	5724.7	11290	2932.1	5568.1	4523	18539	2457.7	4475.33
120MW	6735.6	13169	3379.4	6549	5315	21752	2829.36	5258.19
127MW	7111.4	13862	3544.1	6913.5	5610	22946	2965.99	5548.8
135MW	7556.4	14649	3736.1	7344.8	5958	24321	3124.95	5892.01

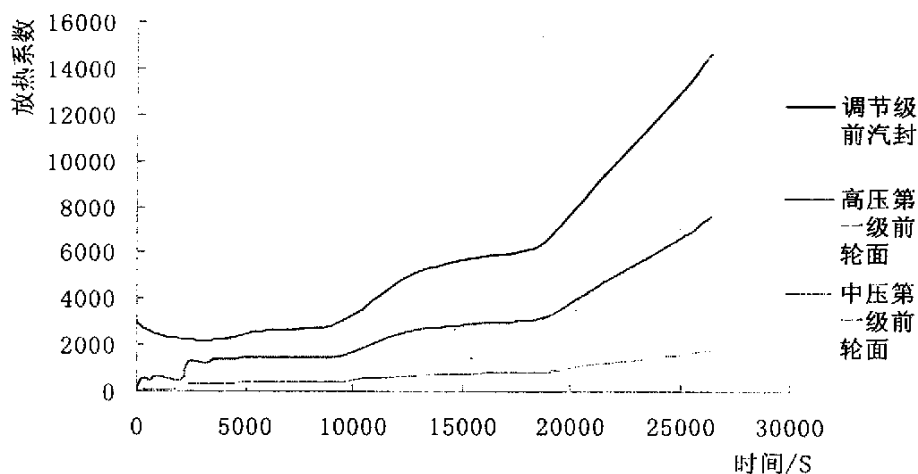


图 3-3-4 转子典型部位放热系数变化曲线

从图中可以看出：

1) 一般放热系数随着蒸汽温度、压力、转速升高而增大，但调节级汽封部位在启动开始时刻有些降低，其原因是在启动起始阶段，随蒸汽参数提高，蒸汽导热系数有一凹形变化和运动粘度有一个凸形变化时段所致。

2) 从放热系数出现最大值的位置分析，调节级前汽封放热系数最大，100%负荷时达到最大值，其最大值达到 $14649 \text{ W/m}^2\text{℃}$ 。主要是调节级叶轮接触的蒸汽，压力、温度都比较高。中压第一级，如轮缘、前轮面与后轮面等部位，虽

然与调节级相应部位采用相同的计算公式，且两级在启动过程中温度相差很小，但由于中压第一级各部位接触的蒸汽压力远低于调节级，故其放热系数都明显低于调节级相应部位，在 100% 负荷时也不大，如前轮面仅为 $1774.68 \text{ W/m}^2\text{℃}$ 。

3) 当从各部位放热系数升高的速度来评判结果的正确性时，根据图上可以看出，在整个启动过程中放热系数升高速度最快的是调节级前汽封，中压级各个部位放热系数变化较小。此外，各部位的放热系数在升速阶段变化很小，在满负荷附近则变化最大，这与给定的计算参数变化相符合。

由此分析，计算结果真实客观的反映了转子运转过程中蒸汽对其表面放热的情况，符合客观规律，满足有限元计算要求。

3.4、转子温度场的计算与分析

转子温度场的计算主要分为初始温度场的计算核瞬态温度场的计算。本节主要是首先确定转子的初始温度场，然后根据初始温度场以及蒸汽对转子表面的放热系数计算瞬态温度场，并对温度场进行分析。

3.4.1、初始温度场的计算

本次有限元分析以冷态启动为例，计算前需确定转子初始温度场。根据半山电厂提供的 #4 号机正常冷态启动操作票，确定高压端轴封第三级抽汽口、中压末末端轴封抽汽口为 125℃ ，以及轴承处温度为 70℃ ，以其作为恒温点，经 Ansys 程序分析计算，稳定后的温度场作为初始温度场，如图 3-4-1 所示。

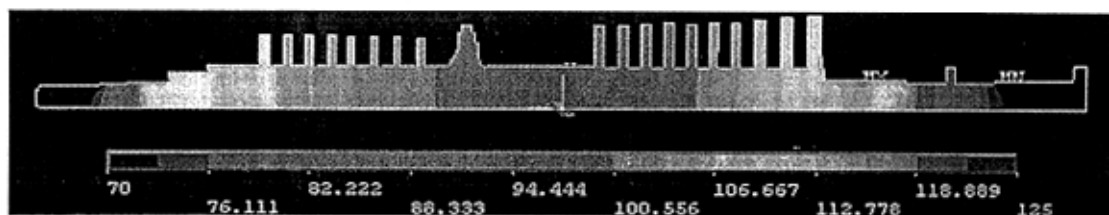


图 3-4-1 初始温度场

3.4.2、非线性瞬态温度场计算分析

3.4.2.1、非线性瞬态温度的计算

根据启动过程的参数动态变化，Ansys 可以计算出任意时刻转子纵截面的温度分布。图 3-4-2~3-4-13 列出了各典型时刻转子温度场，以温度云图表示了不同时刻转子内部温度分布。

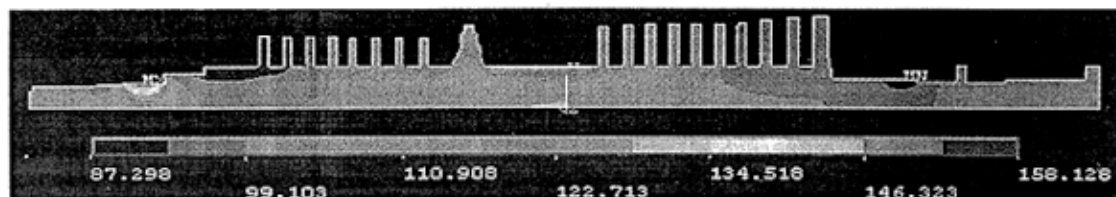


图 3-4-2 启动 6 分钟转子温度分布

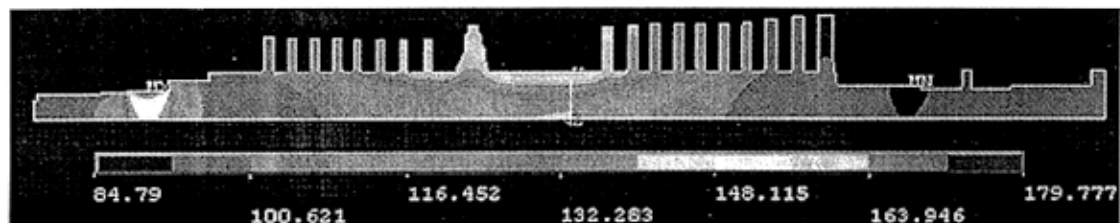


图 3-4-3 启动 30 分钟转子温度分布



图 3-4-4 启动 50 分钟转子温度分布

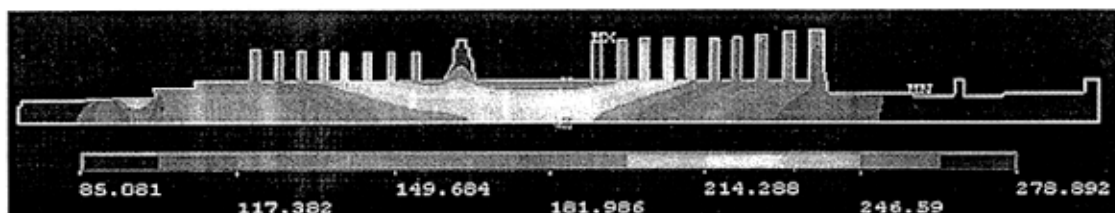


图 3-4-5 启动 90 分钟转子温度分布

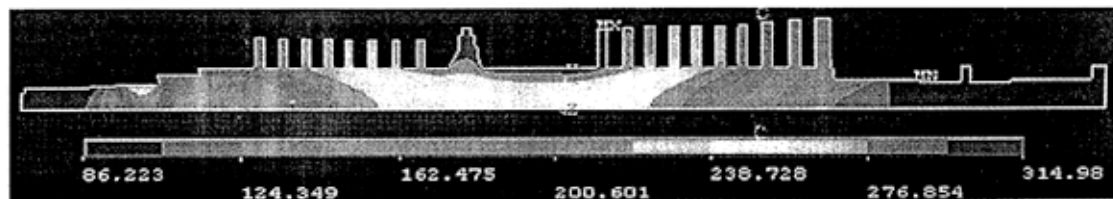


图 3-4-6 启动 2 小时转子温度分布



图 3-4-7 启动 3 小时转子温度分布

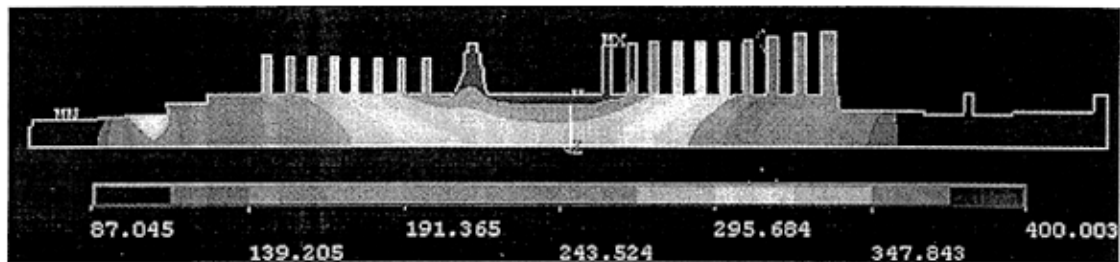


图 3-4-8 启动 3 小时 10 分钟转子温度分布

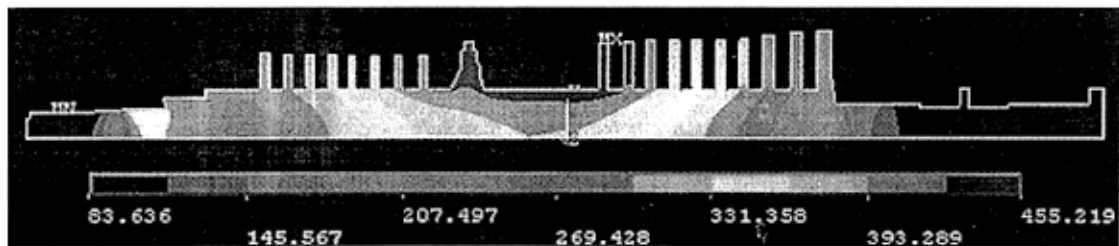


图 3-4-9 启动 4 小时转子温度分布

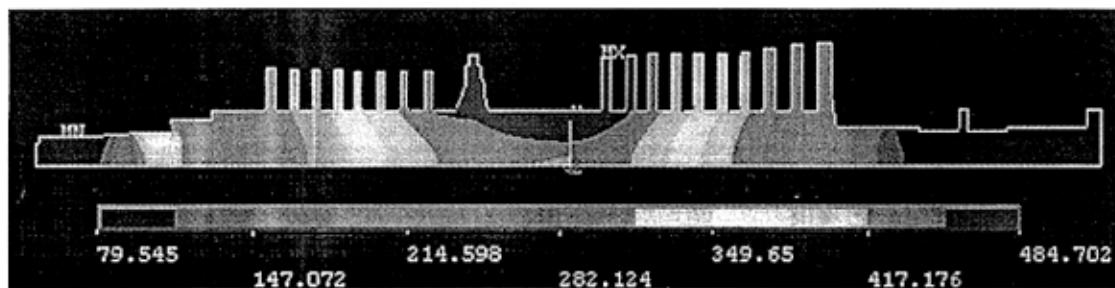


图 3-4-10 启动 5 小时转子温度分布

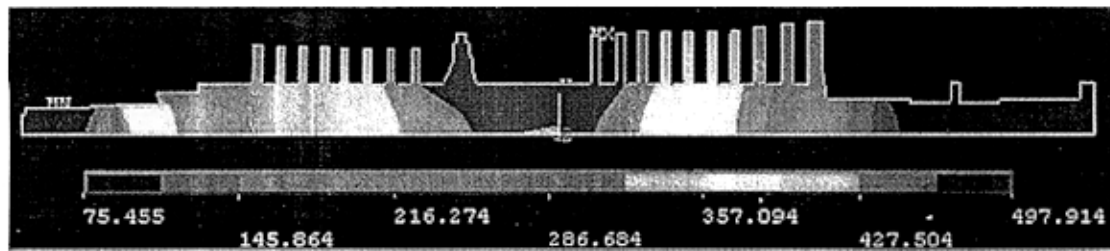


图 3-4-11 启动 6 小时转子温度分布

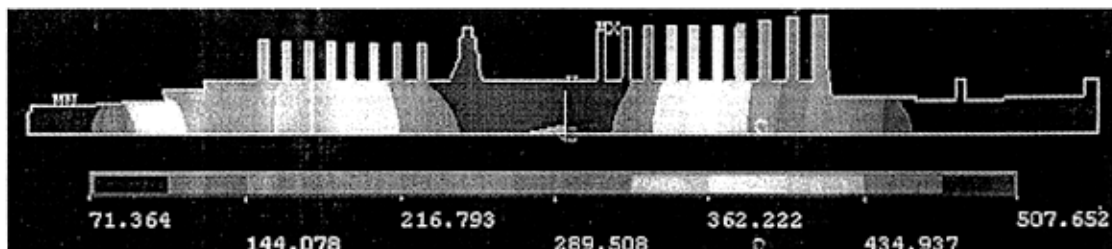


图 3-4-12 启动 7 小时转子温度分布

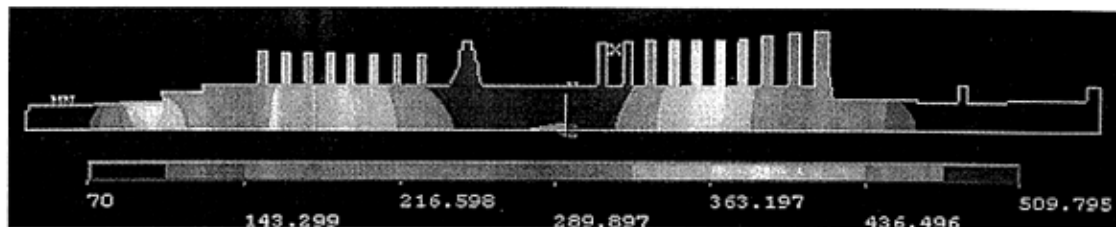


图 3-4-13 启动 7 小时 20 分钟转子温度分布

3.4.2.2、转子温度场分析

1)、从温度分布云图可以看出，调节级和中压第一级是温度变化比较剧烈的区域，并相继达到转子温度最高值，调节级为 499.11°C ，中压第一级为 509.795°C

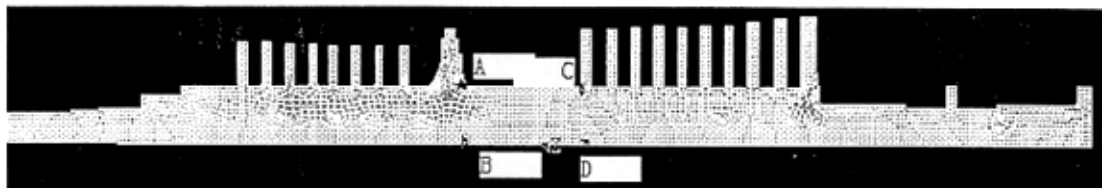


图 3-4-14 调节级和中压第一级关键点标注示意图

2)、为了选定在线应力计算时监测面的位置，根据云图温度分布，选用调节级和中压第一级的温度变化进行对比分析。图 3-3-14 列出了关注的四个特征点位置，图 3-4-15 是相应的温度变化曲线。从图中可以看出，转子外表面温度和内表面温度的升高规律与启动曲线图中主蒸汽和再热蒸汽温度曲线基本相一致，转子内壁温度跟随外表面升高而升高，产生一定的滞后。在 88 分钟，调节级部位内外温差最大为 70°C ；在同一时刻，中压转子部位内外达到最大温差，为 72°C ，两者的温度差将决定热应力的大小。

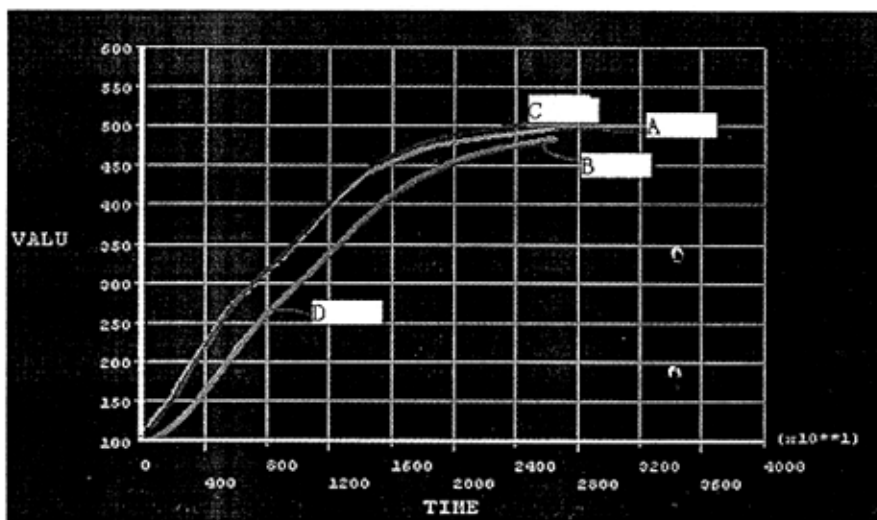


图 3-4-15 调节级和中压第一级关键点温度变化曲线

3.5 转子应力场的计算

转子应力场包括由温差产生的热应力场和由转速产生的离心力场。二者又可以分为切向、径向和轴向应力场，本节主要计算热应力场以及由离心应力和热应力以及二者的合成应力场，即 *Mise* 应力场。

3.5.1 转子离心力的计算

转子在工作转速时的离心力应力计算，不仅揭示了转子结构条件下，离心应力的分布特点，而且对在线监测面的确定及特征参数的选择都有很大的影响。由于该机组采用的是无中心孔的实心转子，沿半径变化的切向离心应力变化规律与有中心孔的转子差别较大，为此进行了对比分析与计算。

在常温下转子作 3000 转/分运转时，转子上离心应力的分布特征不仅受转子质量影响，结构因素也不可忽略，计算结果云图如图 3-5-1 所示。

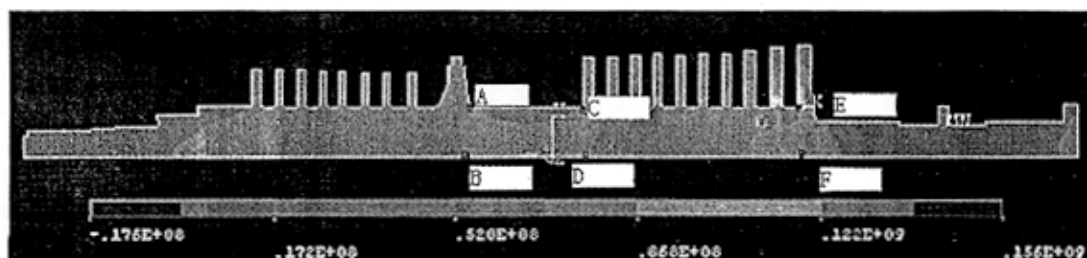


图 3-5-1 无中心孔离心力分布云图

1、转子无中心孔离心力计算

(1) 根据计算云图，转子最大切向离心应力出现在中压末级叶轮与光轴的过渡圆角 E 处，为 156MPa，此时内壁最大切向离心应力为 76MPa。根据理论计算公式 (1-2-4)，得出该处在没有考虑应力集中时的切向离心应力为 115MPa。考虑到该处为过渡圆角而存在应力集中，因此在该处出现最大切向离心应力是正常的，应予以重视。

(2) 调节级叶轮根部 A 处切向离心应力为 58.2MPa，中心位置 B 为 52.2MPa；

(3) 中压第一级 C 处为 69.4MPa，D 处为 50.3 MPa。

2、转子有中心孔离心力计算

为检验计算方法的正确性，对转子进行有中心孔的离心应力对比计算，取中心孔半径为 5mm。其计算结果云图如图 3-5-2 所示。

(1) 由云图可看出，在调节级处叶轮根部 A 处切向离心应力为 61.8MPa，B 为 84. MPa，中压第 1 级 C 处为 113MPa，D 处为 88MPa。

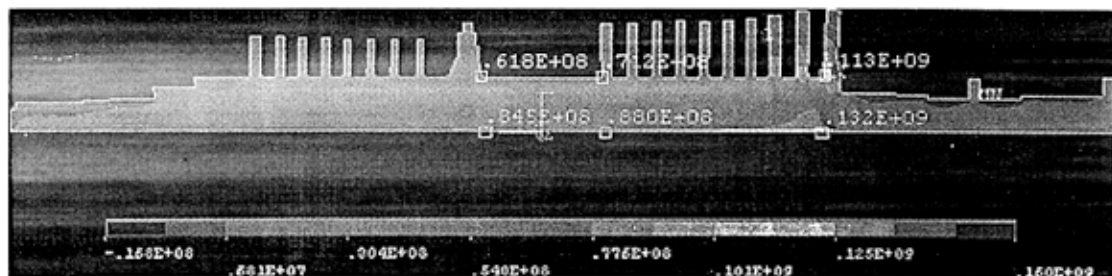


图 3-5-2 有中心孔离心应力分布云图

(2) 整个高中压转子中心孔表面最大切向离心应力为 132MPa, 出现在中压末级的中心孔处, 约为无中心孔孔对应部位切向应力的两倍。

3.5.2 转子 MISE 应力的计算

汽轮机转子在工作过程中的受力情况相当复杂, 所受的力主要有: 温度变化而引起的热应力, 高压蒸汽压力对转子产生的压应力, 传递扭矩引起的剪应力, 自重引起的交变拉压应力, 叶片、叶轮以及转子质量产生的离心应力等。蒸汽压力对转子产生的应力在额定负荷时数值也较小, 同时, 因冷态启动时中心位置的热应力为拉应力, 与该项机械应力符号相反, 合成效果使应力降低。在停机时中心位置的热应力虽为压应力, 但其最大值发生在停机终了, 这时蒸汽压力已很低, 由其产生的压应力已接近于零, 因此该项机械应力, 在研究机组启动特性和寿命损耗时, 一般忽略不计。

在正常启动和运行中, 传递扭矩引起的剪应力数值相对较小, 不足以对转子的低周疲劳造成危害。由自重引起的弯曲应力属于高频交变应力, 如不存在严重的偏心现象, 其数值也相对较小, 故这项应力对转子的疲劳损耗也可以忽略不计。

由转子自身离心力作用而产生的切向应力, 数值相对较大。在估算转子的疲劳损耗时, 需要加以考虑。大机组的高压转子和中压转子的前几级一般都是整锻而成, 由离心力产生的径向应力, 转子中心位置及外表面均为零。在热应力最大区, 由离心力产生的切向力最大值发生在调节级和第一级叶轮根部向轴面过渡区。因此对转子进行应力合成时, 主要考虑离心应力和热应力。

3.5.2.1、Mises 准则

汽轮机转子最基本的破坏形式是屈服和断裂。材料力学中屈服强度和断裂强度的概念是从单项拉伸(或压缩)试验中得来的, 但汽轮机转子在实际工作中的受力情况非常复杂, 所受应力属多向应力。同时, 由于转子承受的热疲劳为低周疲劳, 应力接近或超过屈服极限, 而第四强度理论(能量强度理论)正是控制材料进入塑性阶段的强度条件。

根据第四强度理论, 当一个物体上存在多项应力时, 根据 Mises 准则其合

成应力可由下式确定：

$$\sigma_{\text{mises}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_y - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_y)^2 + 3\tau_{ry}^2} \quad (3-5-1)$$

式中： σ_{mises} 为 Mises 应力；

y, θ, r 分别代表轴向、切向和径向；

τ_{ry} 代表剪切应力。

用 ANSYS 进行热—应力耦合计算时, 根据式 (3-5-1), 程序自动计算出 Mises 应力。

3.5.2.2、转子 MISE 应力场计算结果

转子热应力有限元计算分析主要采用热—应力耦合分析方法, 即在有限元分析过程中考虑了温度场和应力场的交叉作用和相互影响 (耦合), 分为直接耦合分析法和间接耦合分析法。直接耦合方法利用包含所有必须自由度的耦合单元类型, 仅仅通过一次求解就能得出耦合场分析结果。间接耦合分析法是按照顺序进行两次或更多次的相关场分析, 它是通过把第一次场分析的结果作为第二次场分析的载荷来实现两种场的耦合的, 即将热分析得到的节点温度作为“体力”载荷施加在后序的应力分析中来实现耦合的。

在本次计算中, 采用直接耦合分析法计算。计算云图如下所示。

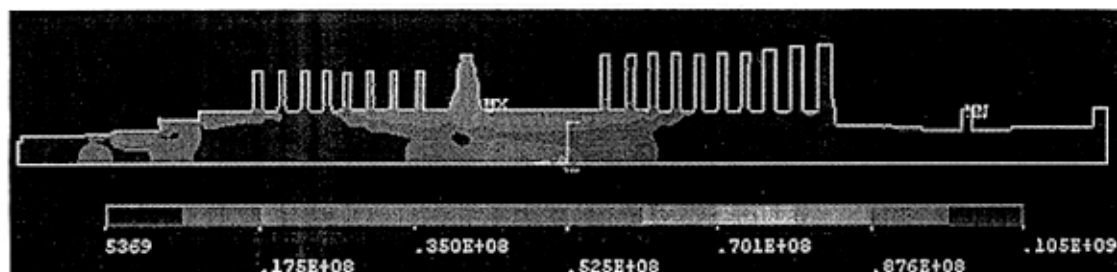


图 3-5-3 启动 6 分钟转子应力分布

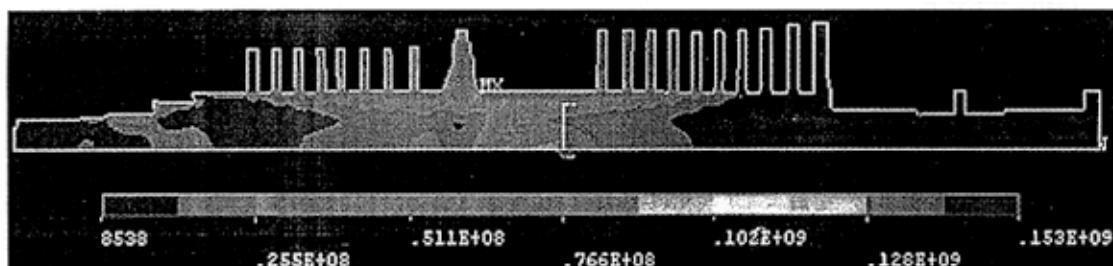


图 3-5-4 启动 30 分钟转子应力分布

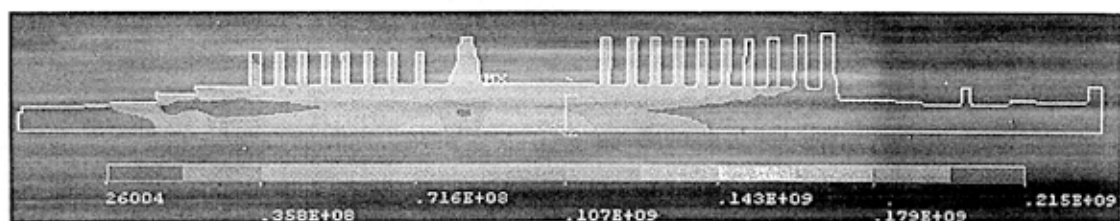


图 3-5-5 启动 50 分钟转子应力分布

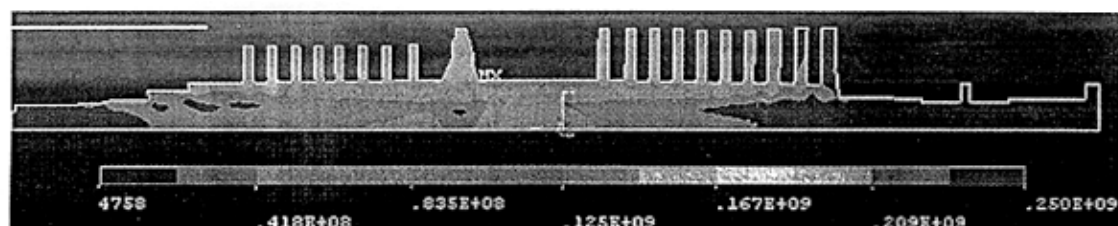


图 3-5-6 启动 90 分钟转子应力分布

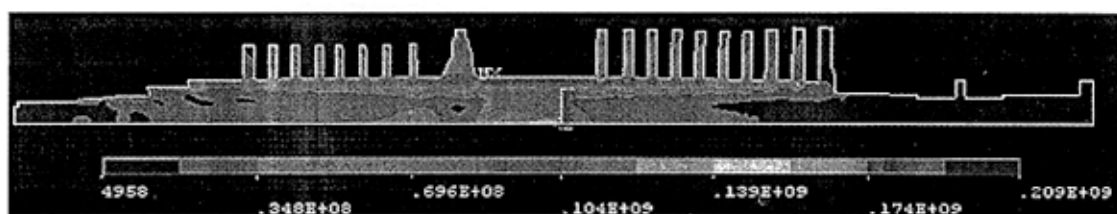


图 3-5-7 启动 2 小时转子应力分布

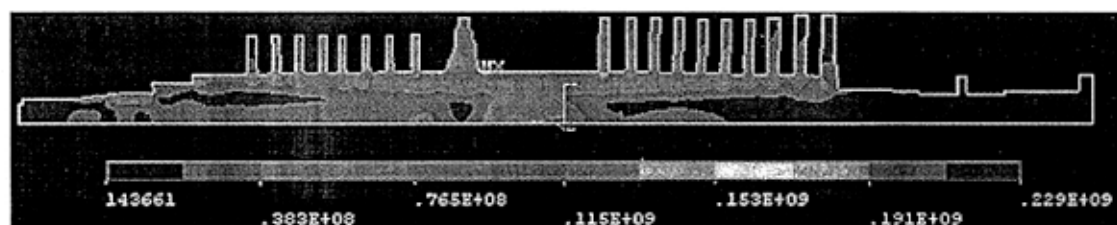


图 3-5-8 启动 3 小时转子应力分布

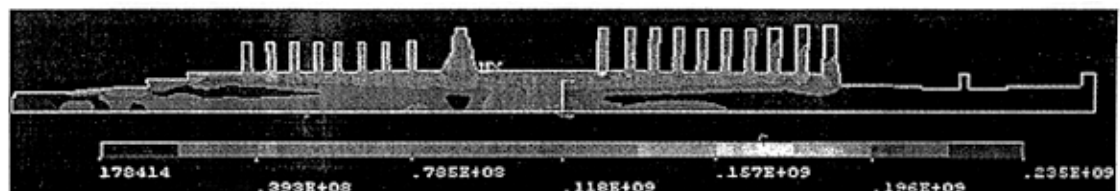


图 3-5-9 启动 3 小时 10 分钟转子应力分布

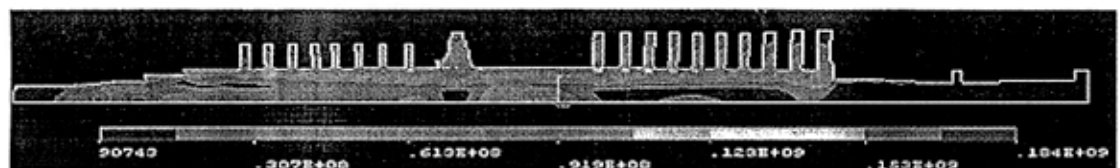


图 3-5-10 启动 4 小时转子应力分布

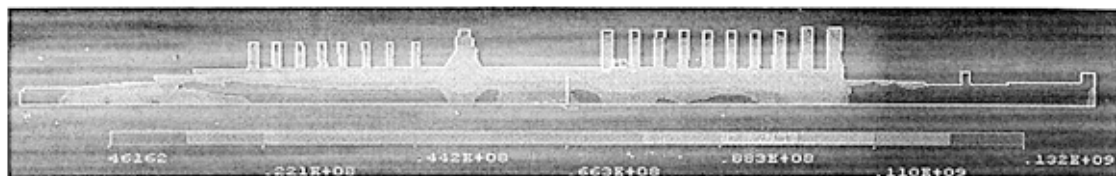


图 3-5-11 启动 5 小时转子应力分布

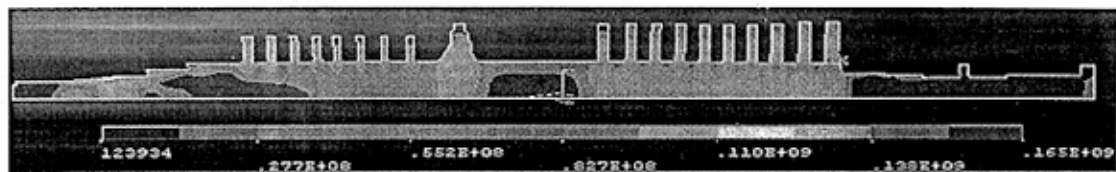


图 3-5-12 启动 6 小时转子应力分布

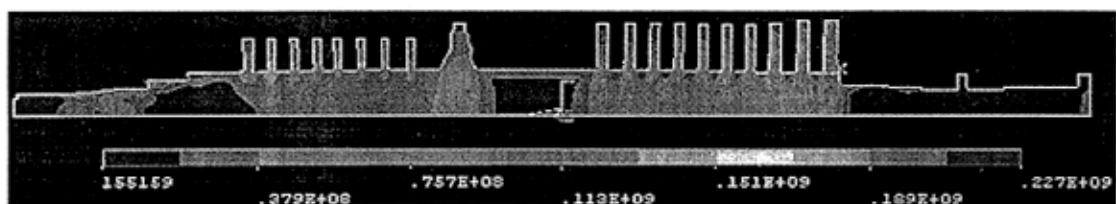


图 3-5-13 启动 7 小时转子应力分布

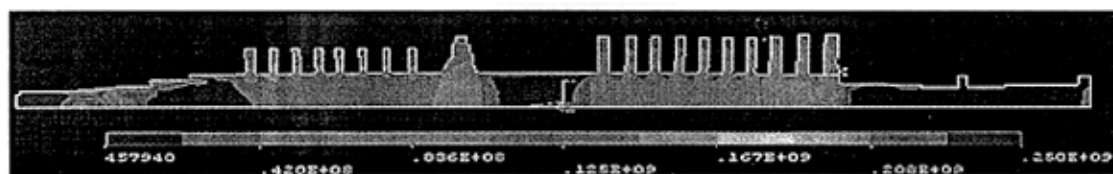


图 3-5-14 启动 7 小时 20 分钟转子应力分布

3.5.2.3、转子应力场分析

1、将图 3-5-3 到 3-5-14 对比温度场图 3-4-2 到图 3-4-13 可以看出，温差越大的部位应力也越大，如调节级前，中压第一级前。应该指出的是，就整个转子而言，结构较为复杂，应力集中部位多，且启动过程中各级的蒸汽参数升高程度不一致，因此在启动过程中应力最大值的位置（图中标 MX）并不是固定于某个特定位置，而是随着启动过程进行而有所变化的。根据计算云图，先后出现在调节级、中压等部位。到机组达到负荷稳定运行后，合成应力的最大值出现在中压末级叶轮根部与汽封过渡圆角处，为 250MPa。这主要是在该处离心应力较大，稳定运行后，热应力变得较小，合成应力中起主要作用的是转子离心力。

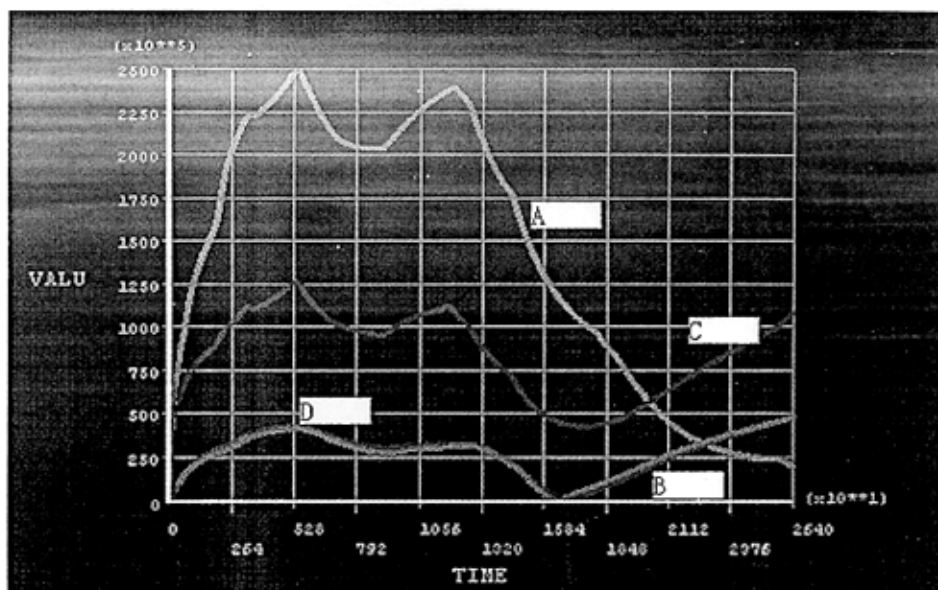


图 3-5-15 四个特征点的 Mises 应力变化曲线

2、综合整个启动过程，对高压转子而言，调节级叶轮进汽侧根部过渡园角处应力最大，这是因为：一方面该处蒸汽参数较高，另一方面过渡园角造成了应力集中。

3、就整个启动过程而言，中压转子的 Mises 应力最大部位出现在中压第一级叶轮的进汽侧根部。

4、图 3-5-15 给出了转子上四个特征点（位置如图 3-4-14）在启动过程中 Mises 应力的变化曲线。从图上可以看出，转子应力值的波动取决于转子表面温升率及内外表面温差的变化，暖机过程将使转子的内外温差及热应力得到缓解。高压转子的应力峰值达 250MPa，中压转子应力峰值达 125MPa，对于材料强度都是安全的。

5、当对调节级叶轮进汽侧根部应力做详细分析时，应力随位置的变化如图 3-5-14 所示，最大值出现在图 3-5-14 所示部位。从应力方向分析，图 3-5-16 到图 3-5-19 显示了转子启动 90 分钟时转子部分级轴向应力、切向应力和径向应力分布。从图中可以看出，调节级叶轮根部与汽封过度圆角处切向应力为 172MPa，轴向应力绝对值为 277 MPa，径向应力绝对值为 80.7 MPa。由此可以看出，转子轴向应力在转子疲劳失效中起着主要作用。从应力组成看，热应力为 253MPa，离心应力为 76.8MPa。

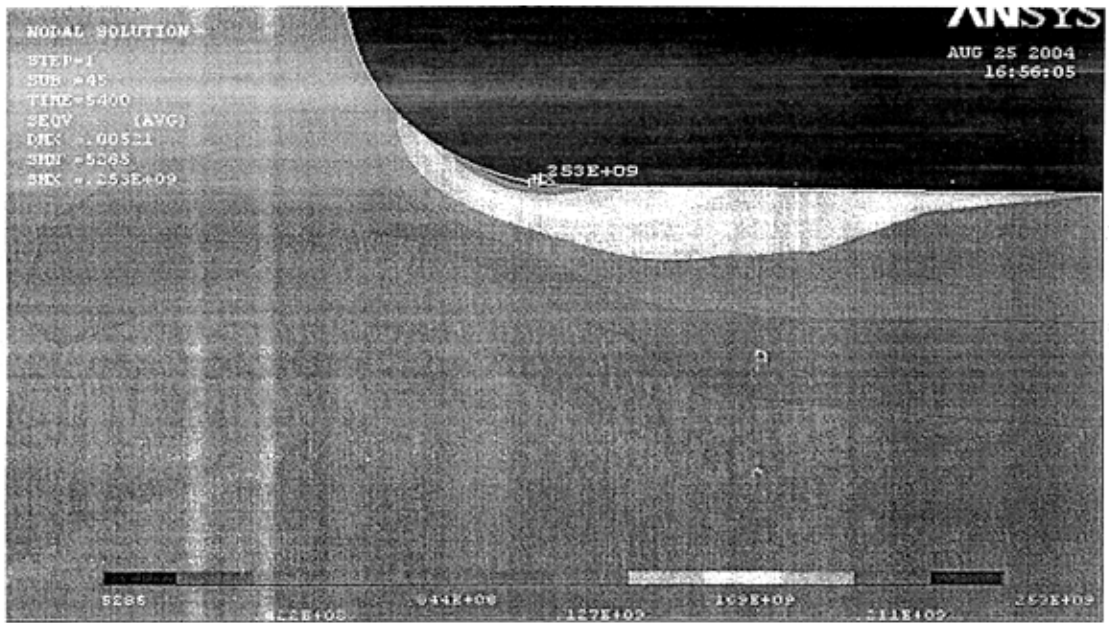


图 3-5-16 启动 90 分钟转子调节级叶轮根部最大 MISE 应力分布

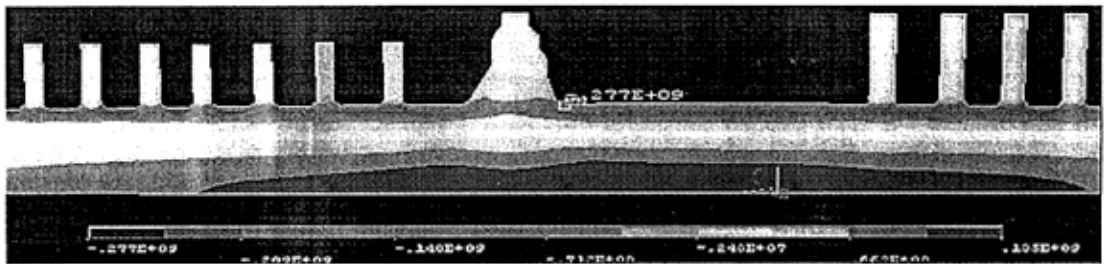


图 3-5-18 启动 90 分钟转子调节级叶轮根部最大轴向应力分布

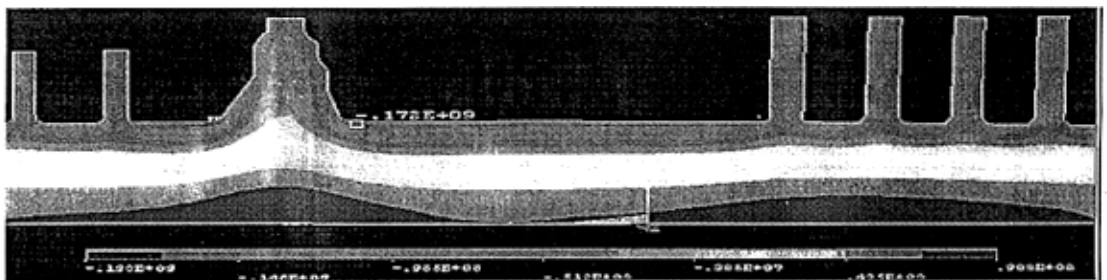


图 3-5-19 启动 90 分钟转子调节级叶轮根部最大切向应力分布



图 3-5-19 启动 90 分钟转子调节级叶轮根部最大径向应力分布

6、图 3-5-20 显示了上述应力最大部位轴向应力随工况的变化曲线。

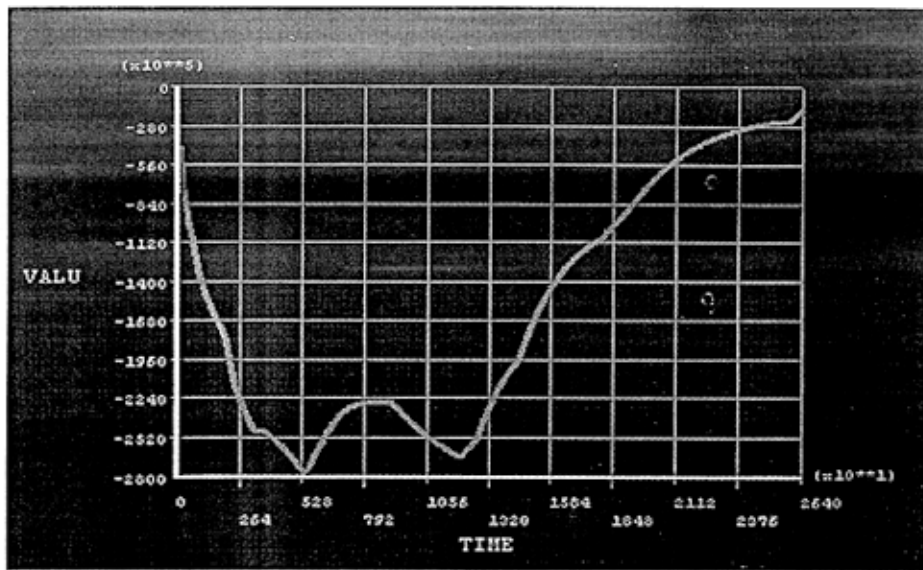


图 3-5-20 调节级叶轮根部 A 处轴向应力变化曲线

7. 图 3-5-20~图 3-5-32 给出了仅仅考虑热应力的应力场分布。

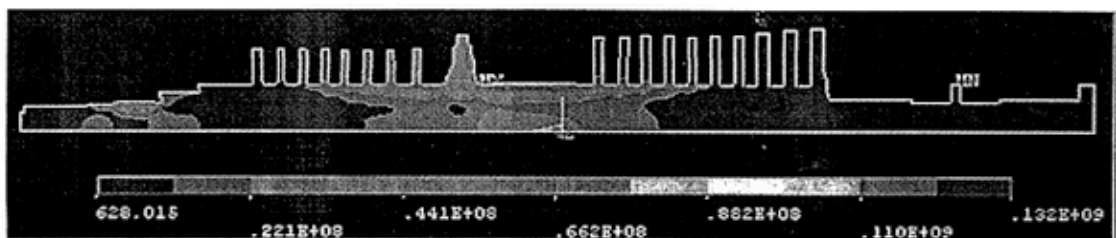


图 3-5-21 启动 6 分钟转子热应力分布

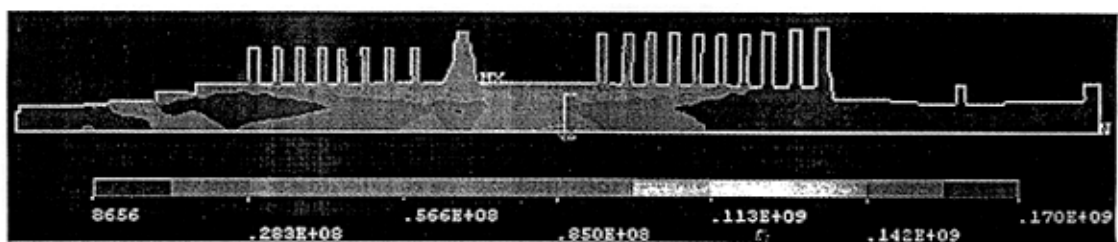


图 3-5-22 启动 30 分钟转子热应力分布

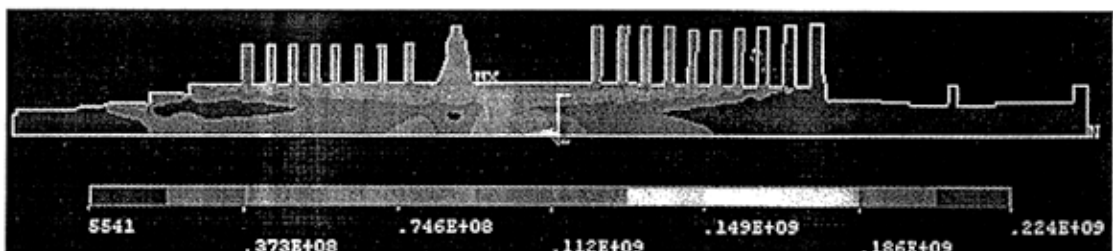


图 3-5-23 启动 50 分钟转子热应力分布

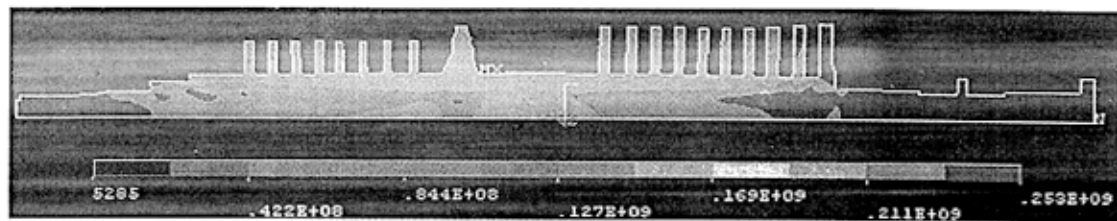


图 3-5-24 启动 90 分钟转子热应力分布

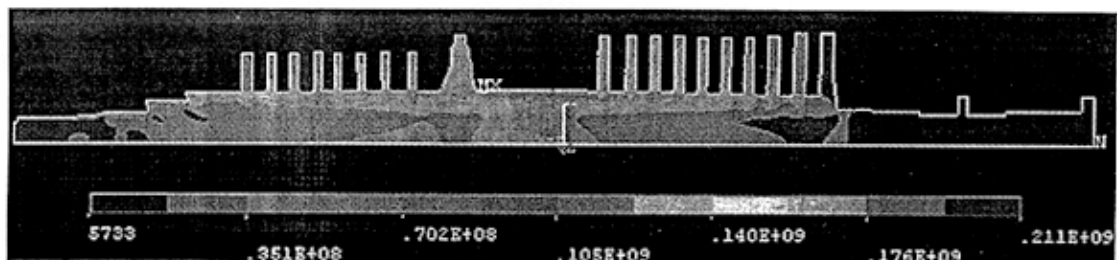


图 3-5-25 启动 120 分钟转子热应力分布

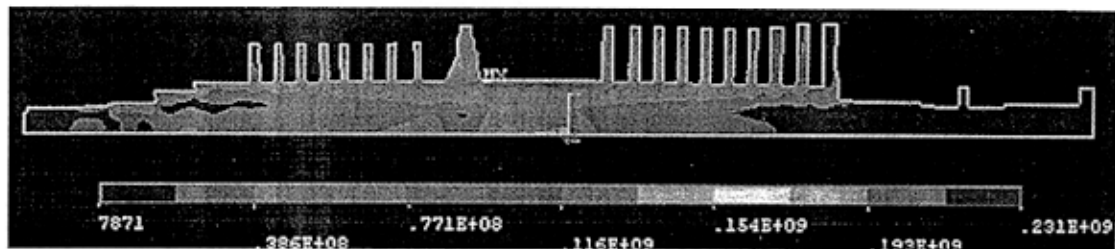


图 3-5-26 启动 180 分钟转子热应力分布

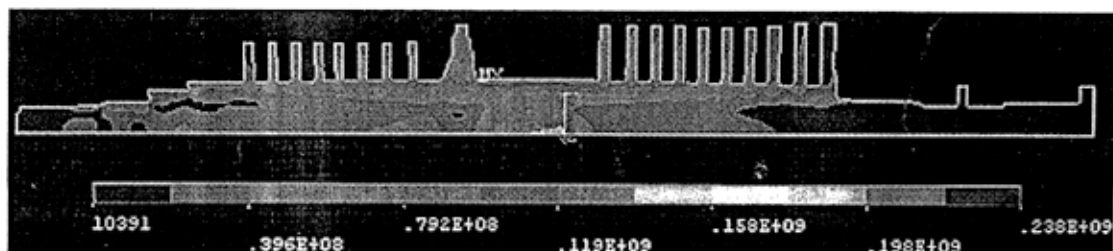


图 3-5-27 启动 190 分钟转子热应力分布

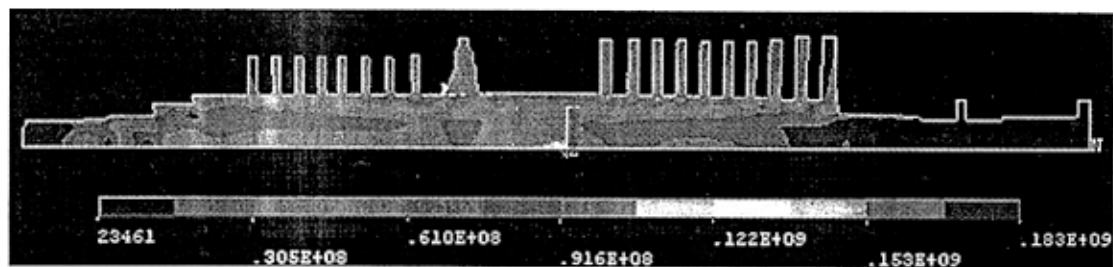


图 3-5-28 启动 240 分钟转子热应力分布

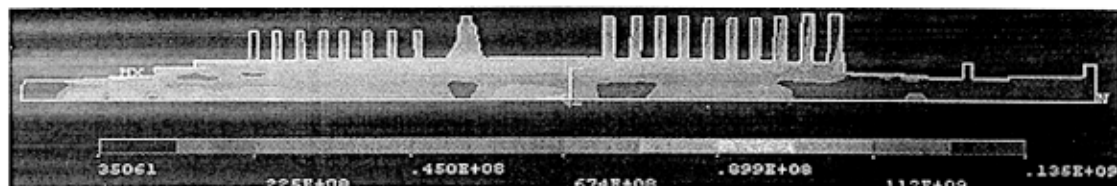


图 3-5-29 启动 300 分钟转子热应力分布

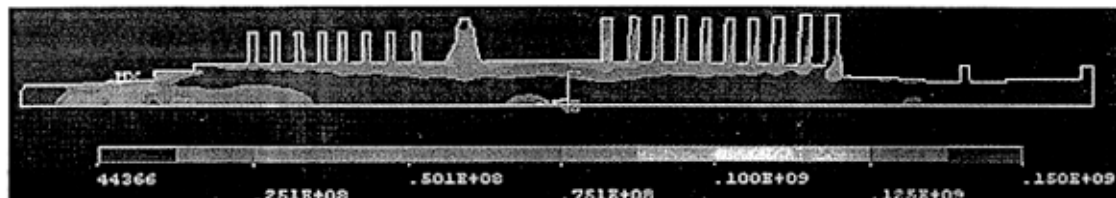


图 3-5-30 启动 360 分钟转子热应力分布

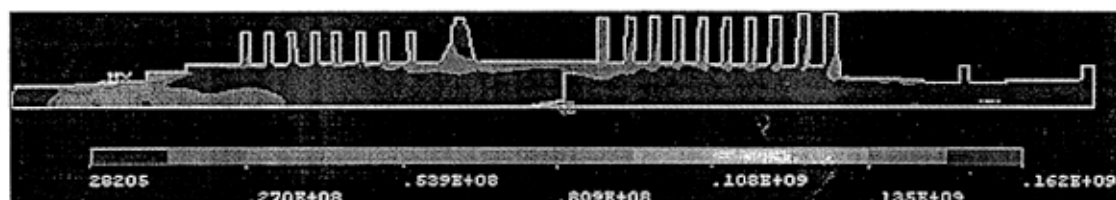


图 3-5-31 启动 420 分钟转子热应力分布

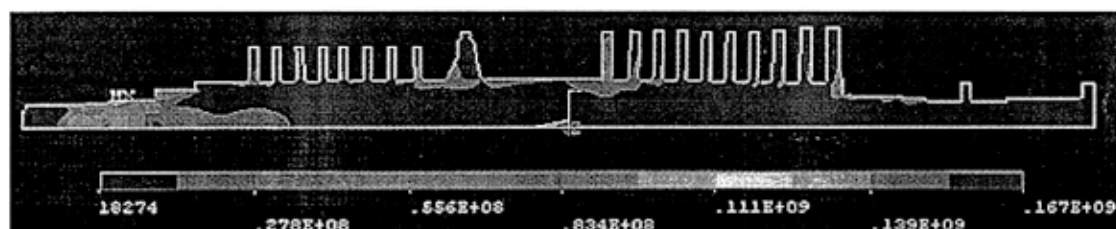


图 3-5-32 启动 440 分钟转子热应力分布

根据上述分析并结合电厂运行实践可以确定在线应力监测及寿命管理时监测面的位置。计算中应力偏高的部位在检修时也应给予特别关注。

3.6 转子应力集中系数的计算分析

3.6.1、热应力集中系数的定义

从前面的计算分析知道，热应力的大小决定于转子上温度变化及形状结构。整体转子在结构发生突变的区域，如转子叶轮根部及汽封凹槽等表面形状变化部位存在较大的局部应力。因此在线监测系统计算应力时，按其算法必须考虑由于应力集中而增加的一部分应力值，大小用热应力集中系数来描述，这是由轴向集中热应变决定的，是在线监测系统中计算应力的主要参数。

热应力集中系数与机械应力集中系数不同，机械应力集中系数主要与几何

形状有关，而热应力集中系数除与几何形状有关外还与热载荷及材料的物理特性有关，是一个极为复杂的多元函数。在汽轮机转子外表面叶轮根部的圆角、轴肩和沟槽等部位，都存在不同程度的热应力集中现象，不同部位的应力集中系数计算公式也不同。

热应力集中系数定义为应力集中部位的最大应力 σ_{\max} 与无应力集中时光轴上的公称应力 σ_{eq} 之比，即：

$$K_{th} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{eq}} \quad (3-6-1)$$

根据需要，热应力集中问题将就 Mises 应力和切向应力分别进行讨论。

3.6.2 Mises 热应力集中系数的计算分析

根据前面有限元分析可知，汽轮机高压转子调节级根部和中压转子第一级根部是整个转子热应力较高区域。从 ANSYS 温度场和应力场分析看，这些部位存在严重的应力集中现象（以后若没有特别说明，文中的应力均指 Mises 应力）。本次计算将对调节级及中压第一级叶轮根部应力集中进行重点分析。

1、调节级叶轮根部热应力集中系数计算

根据热应力集中系数定义式(3-6-1)，热应力集中系数可分别计算转子调节级过渡圆角处最大热应力和等条件下等直径光轴热应力相比求出。

1) 最大应力随工况变化曲线

根据转子启动各时刻应力分布图 3-5-1 到图 3-5-12 可以看出，转子在过渡圆角处的应力集中并非集中于一点，而发生在于一个微小区域，在各个不同时刻，最大热应力在该区域波动。为了得出最大应力的统计规律，在调节级叶轮根部过渡圆角处取四点，如图 3-6-1，作出其应力变化曲线，见图 3-6-2，并计算出各个时刻应力的平均变化值。

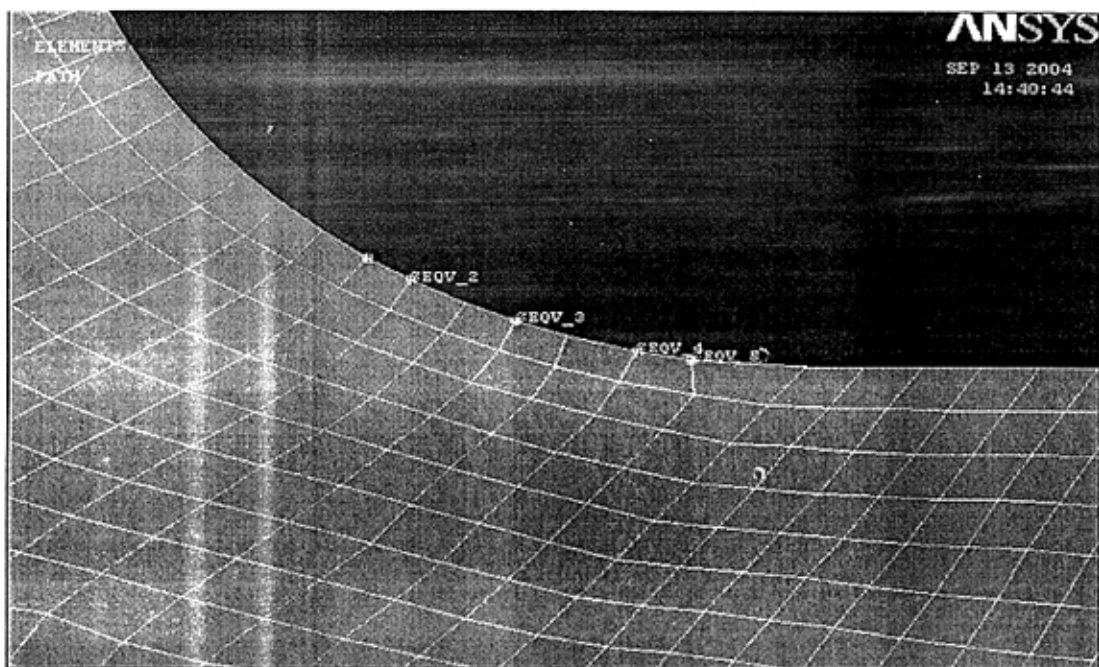


图 3-6-1 调节级叶轮根部四点应力位置

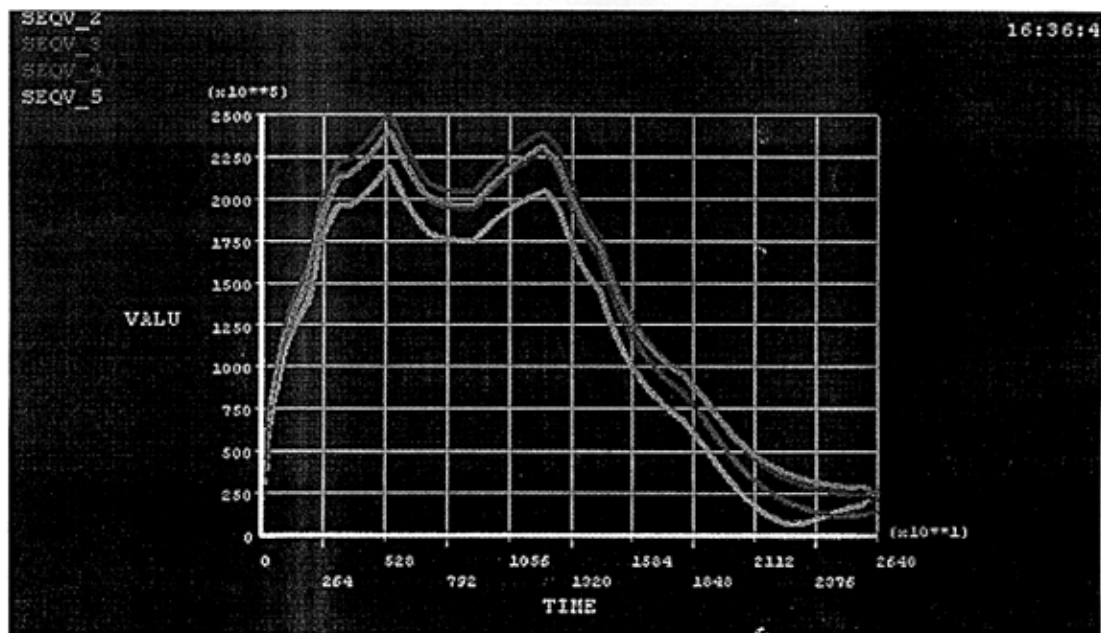


图 3-6-2 调节级四点应力随工况变化曲线

2) 等直径光轴应力随工况变化曲线

建立与调节级前侧面过渡圆角处直径相等、长度为 3 米的等直径几何模型，采用该处在启动工况时的参数变化和放热系数，用有限元计算出与调节级叶轮根部等直径光轴的热应力分布，并描绘出其中间部位热应力随时间变化曲线如图 3-6-3 所示。

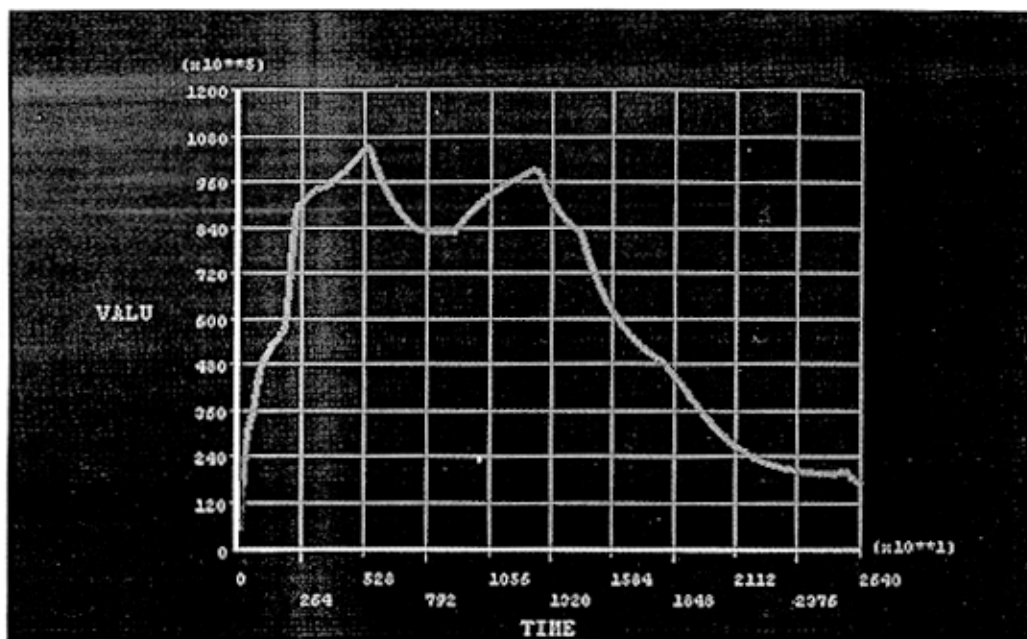


图 3-6-3 等直径光轴应力随工况变化曲线

3) 应力集中系数变化曲线

由(3-6-1)和(3-6-2)两组应力变化曲线,并根据式 3-6-1 可得出转子调节级叶轮根部热应力集中系数如图 3-6-4 所示。

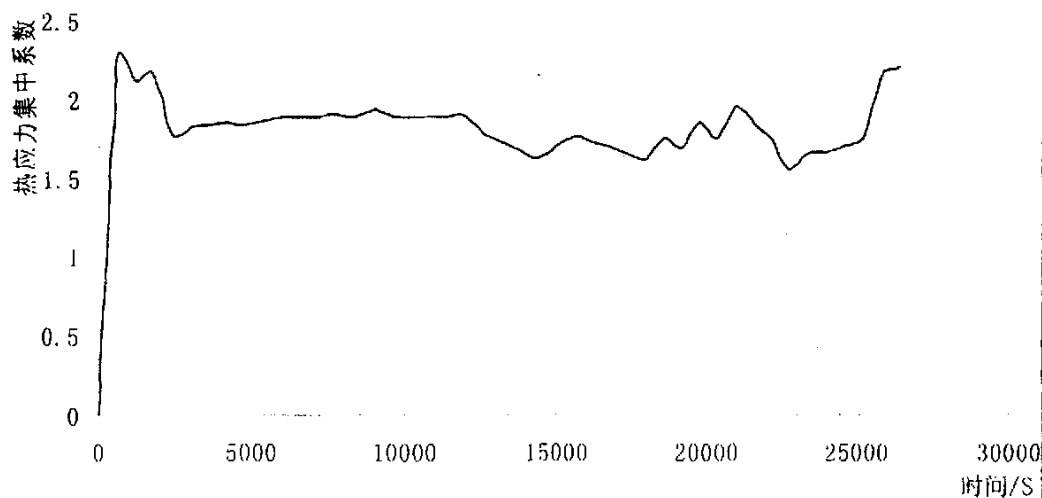


图 3-6-4 调节级叶轮根部热应力集中系数变化曲线

2、中压第一级叶轮根部热应力集中系数计算

与调节级叶轮根部同样处理,在中压第一级叶轮根部过渡圆角处取三点,见图 3-6-5。



图 3-6-5 中压第一级三点应力随工况变化曲线

1) 最大应力随工况变化曲线

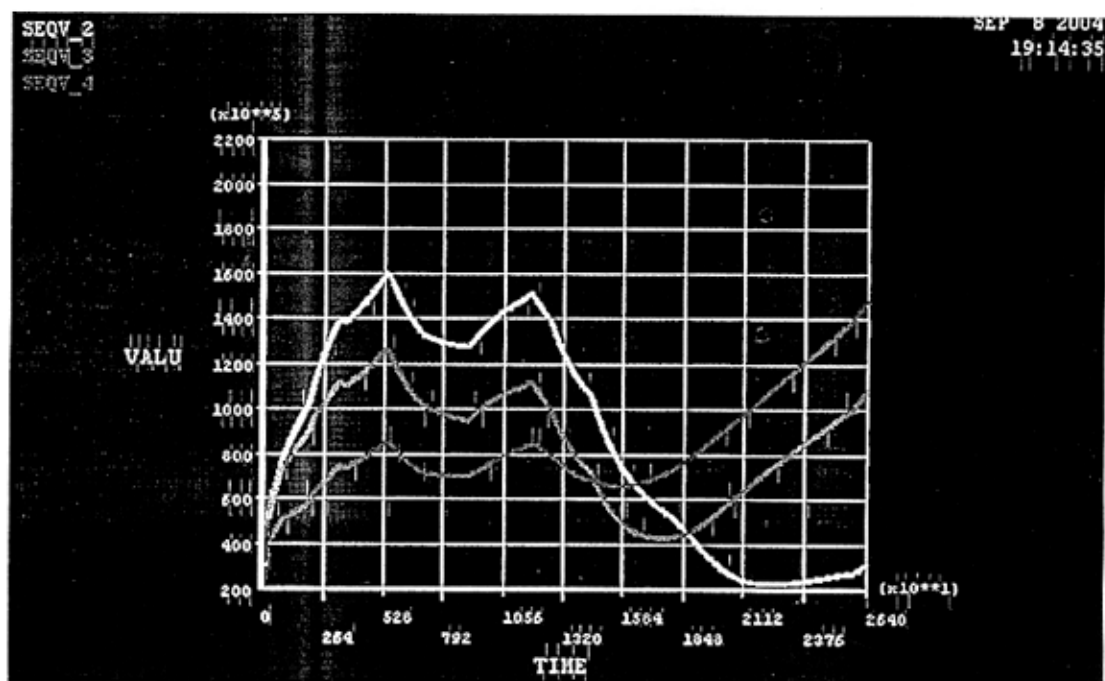


图 3-6-6 中压第一级叶轮根部三点应力变化曲线

2) 等直径光轴应力随工况变化曲线

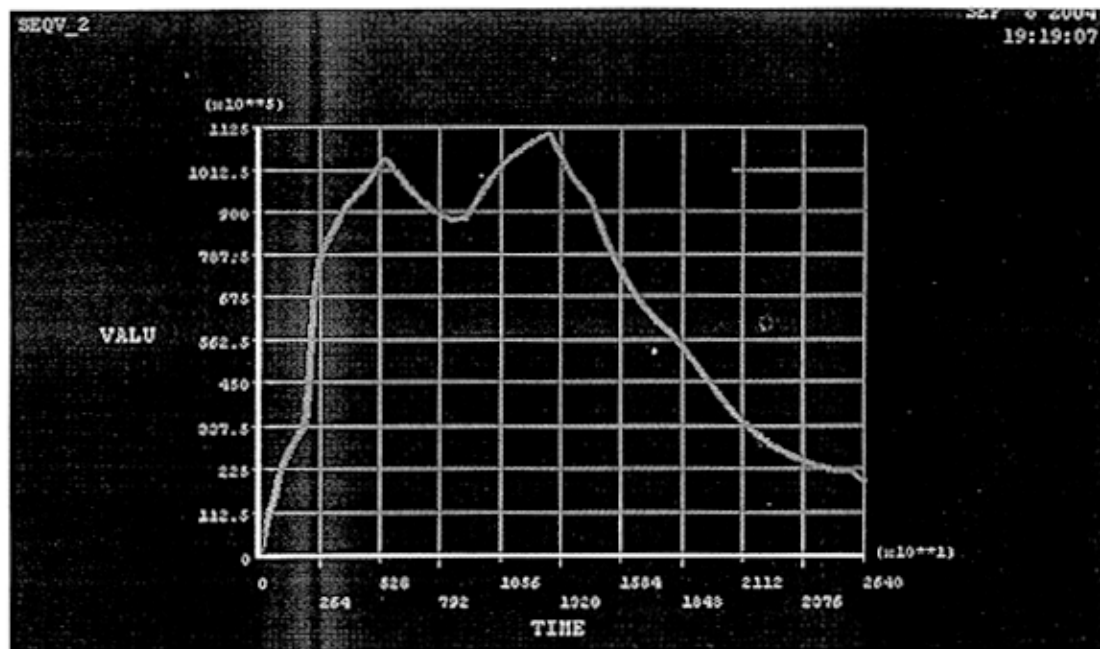


图 3-6-7 等直径光轴应力随工况变化曲线

3) 应力集中系数变化曲线

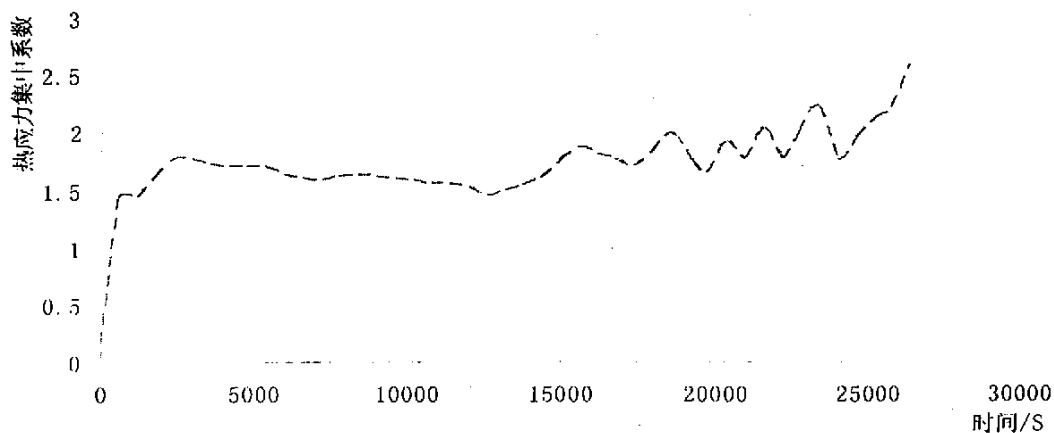


图 3-6-8 中压第一级叶轮根部热应力集中系数变化曲线

3、分析

1) 通过图 3-6-4 和图 3-6-8 知热应力集中系数 k_m 在启动过程的每一瞬时都具有不同的值，具有瞬态特性。

2) 机组启动时，热应力集中系数随着升高。对高压转子监测面而言，在升温阶段初期， k_m 值以较快的速度增大，在 40 分钟以后， k_m 出现一个峰值，进入准稳态后，维持在一个

稳定状态一段时间，然后在 1.7 到 2.3 的区间波动。对中压转子监测面而言，启动后的峰值不明显，进入准稳态后在 1.6 到 2.6 之间波动。

3.6.3 切向热应力及应力集中系数的计算分析

转子裂纹一般多为径向裂纹，促使其扩散的主应力为切向应力，在线监测系统中，评价监测部位的安全性也将以切向合成应力作为准则，因而有必要深入进行切向热应力及应力集中系数的计算与分析。切向合成应力 σ_{com} 为切向热应力

σ_{th} 和切向离心应力 σ_l 的代数和：

$$\sigma_{com} = \sigma_{th} + \sigma_l \quad (3-6-2)$$

下面采用有限元计算出监测部位典型时间点的切向应力，并将切向热应力与切向离心力按公式进行叠加分析。

3.6.3.1、切向应力计算分析

目前多数计算分析资料主要针对有中心孔转子而言，对无中心孔转子并无具体定量的分析。对高温转子而言，有中心孔转子和无中心孔转子外缘应力基本相似；不同点主要是转子中心部位应力，包括切向、轴向、径向应力。

表 3-6-1 切向热应力及离心应力

时间 /s	高压 (Mpa)						中压 (Mpa)					
	外表 面	离心 应力	合成 应力	内壁	离心 力	合力	外壁	离心 力	合力	内壁	离心 力	合力
600	-88.8	1.2	-87.6	25.6	1.4	28	-73.2	1.0	-72.2	22.8	1.3	24.1
2400	-153	28.4	-124.6	58.8	23.1	81.9	-114	26.6	-87.4	56.1	21.1	77.2
4200	-174	58.2	-115.8	76	52.2	128.2	-138	69.4	-68.6	74.9	50.3	125.2
6000	-176	58.2	-117.8	78.8	52.2	131	-143	69.4	-73.6	79.1	50.3	129.4
7800	-160	58.2	-101.8	71.3	52.2	123.5	-129	69.4	-59.6	70.1	50.3	120.4
9600	-167	58.2	-108.8	70.4	52.2	122.6	-136	69.4	-66.6	72.3	50.3	122.6
11400	-186	58.2	-127.8	80.7	52.2	132.9	-152	69.4	-82.6	80.4	50.3	130.7
13200	-165	58.2	-106.8	81	52.2	133.2	-133	69.4	-63.6	78.8	50.3	129.1
15000	-125	58.2	-66.8	61.1	52.2	113.3	-104	69.4	-34.6	58.3	50.3	108.6
16800	-92.8	58.2	-34.6	45.5	52.2	97.7	-79.5	69.4	-10.1	45.6	50.3	95.9
18600	-72.6	58.2	-14.4	37.3	52.2	89.5	-66.3	69.4	3.1	38.2	50.3	88.5
20400	-49.5	58.2	8.7	27.7	52.2	79.9	-48.8	69.4	20.6	29.1	50.3	79.4
22200	-35.2	58.2	23	20.4	52.2	72.6	-38.4	69.4	31	22.4	50.3	72.7

24000	-28.2	58.2	30	16.6	52.2	68.8	-33.6	69.4	35.8	19	50.3	69.3
25800	-25.8	58.2	32.4	14.9	52.2	67.1	-32.5	69.4	36.9	17.6	50.3	67.9
26400	-20.4	58.2	37.8	13.8	52.2	66	-27.6	69.4	41.8	16.5	50.3	66.8

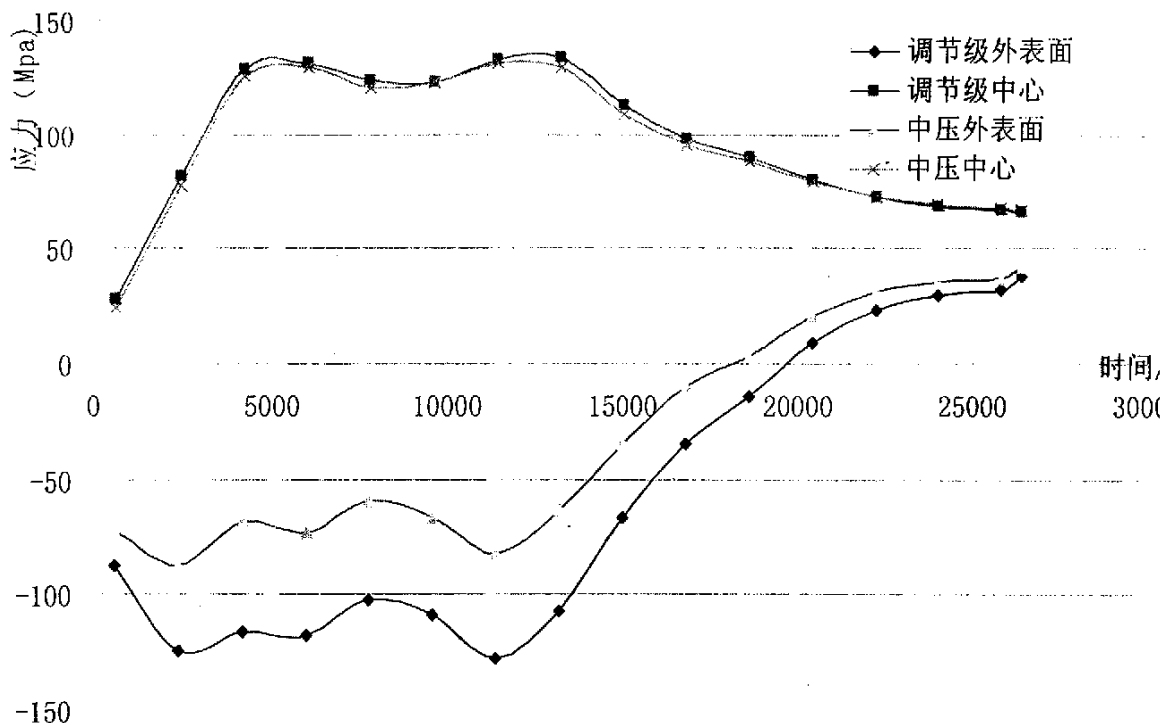


图 3-6-9 四点合成应力变化曲线

1) 表 3-6-1 和图 3-6-9 列出了机组冷态启动时转子调节级和中压第一级外壁与中心四个监测部位切向热应力与切向离心应力及合成切向应力的计算结果。在调节级监测部位外表面，转子切向应力随着时间延续和负荷的增加，向负方向增大。在 1 小时 10 分左右，切向热应力达到比较稳定的状态，为 -174 MPa，合成切向应力为 -115.8 MPa。直到 3 小时 10 分，切向热应力逐渐达到负德最大值，为 -186 MPa，此时切向离心应力为 58.2 MPa，合成切向应力为 -127.8 MPa。此后，应力逐渐向正的方向变化，并最终由于切向离心应力影响大于切向热应力的影响而使合力达到正值。

2) 调节级中心切向应力由启动开始到稳定始终为正值，为拉应力，正好与外表面相反。在 1 小时 10 分后，应力达到一个比较平缓的状态，为 128.2 MPa，直到 3 小时 10 分，达到最大值 132.9 MPa。随后切向合成应力逐渐减小，随着负荷稳定，应力变化趋于稳定。

3) 从图 3-6-9 可以看出，在冷态启动过程中，同一监测面的中心合成切向应力大于相应时刻外表面合成切向应力的绝对值。其主要原因是在启动过程中，中心切向合成应力的两个分量，即切向离心应力和切向热应力符号一致，均为拉应力，而外表面切向热应力为负值，切向离心应力为正值，二者叠加要抵消一部分。在机组停运过程中，应力迭加德方向将刚好相反。

4) 中压第一级监测部位的切向应力变化趋势与调节级部位相似，但绝对值

略小。这是因为监测面直径相同情况下，给出的蒸汽参数变化率及放热系数不同造成的。若运行时过热蒸汽的温度变化率增大，切向热应力也可能大于调节级监测部位

3.6.3.2、切向应力集中系数计算分析

整锻转子叶轮根部圆角不仅存在 MISES 应力集中，在其各个方向，轴向、径向以及切向均存在应力集中现象。在机组起停时，这些部位在各个方向的热应力可能达到较高的水平，导致疲劳裂纹首先在这些部位产生和扩展。根据目前国内相关计算资料显示，大部份转子的裂纹一般为径向，因而在这些部位产生主要破坏作用的是切向应力。

表 3-6-2 调节级监测部位热应力集中系数

时间 S	外壁 4872 热应力	4871	4873	4870	平均热应力	光轴热应力	热应力集中系数
600	-88.8	-85.4	-85.4	-84.1	-85.9	-39.9	2.16
2400	-153	-151	-149	-149	-150.5	-102	1.48
4200	-178	-175	-174	-173	-175	-118	1.48
6000	-180	-177	-176	-175	-177	-117	1.51
7800	-160	-156	-155	-154	-156.3	-101	1.55
9600	-167	-164	-163	-162	-164	-106	1.55
11400	-186	-182	-181	-180	-182.3	-117	1.56
13200	-165	-162	-160	-160	-161.8	-112	1.44
15000	-125	-122	-121	-120	-122	-78.3	1.56
16800	-92.8	-90.6	-89.9	-89.3	-90.7	-55.4	1.64
18600	-75.1	-73.2	-72.6	-72.1	-73.3	-43.9	1.67
20400	-51.8	-51.3	-51.0	-52.3	-51.3	-37	1.39
22200	-39.9	-39.0	-38.6	-38.7	-39.1	-26.9	1.45
24000	-34.8	-33.1	-32.2	-31.7	-33	-22.1	1.49
25800	-30.1	-30.1	-31.1	-31.6	-30.8	-20.5	1.50
26400	-27.2	-25.1	-24.6	-24.6	-25.4	-16.1	1.58

根据应力集中系数定义式 (3-6-1)，切向应力集中系数即为应力集中部位切向应力的最大值与无应力集中时光轴的公称切向应力之比。表 3-6-2 为调节级监测面外表面应力集中部位各时刻切向热应力有限元计算结果。其中光轴切向热应力计算采用的几何模型为 3 米长等直径圆轴，半径等于调节级过度圆角处半径，热交换条件取调节级处蒸汽参数计算得放热系数施加于圆柱外壁。

根据上述模型，按原来启动过程的各项参数，可以求取圆轴外表面中间部位的切向热应力如表 3-6-2 所示。由切向热应力集中系数定义式计算所得结果也列入表 3-6-2。调节级切向热应力集中系数随时间变化曲线如图 3-6-10 所示。

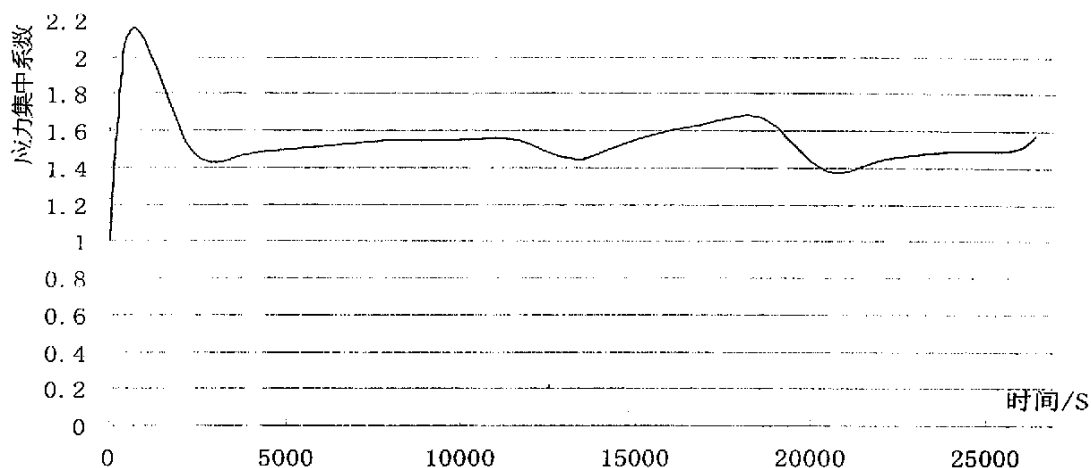


图 3-6-10 调节级热应力集中系数

从上述计算结果可以看出：

1) 在机组开始启动阶段，由于蒸汽参数的突然变化，存在一定得热冲击，切向热应力集中系数出现了一个比较大的波动，在不到 10 分钟的时间里，迅速达到 2.16。

2) 通过图 3-6-10 知调节级叶轮根部切向热应力集中系数在启动过程的每一瞬时也都具有不同的值，具有瞬态特性。

3) 从冲转到中低负荷阶段，随着温度的升高，切向热应力集中系数也随着升高，在升温阶段初期， k_{th} 以较快的速度增大，在 10 分钟以后， k_{th} 接近升温过程的最大值 2.16，随后减小直到进入准稳态，维持在一个稳定状态一段时间，然后在 1.4 到 1.7 的区间波动。

4) 对中压第一级检测面外表面切向热应力作类似计算可得切向热应力集中系数随启动过程德变化趋势，见图 3-6-11, 最大值 1.97, 进入准稳态以后，其值在 1.3 到 1.6 之间波动。

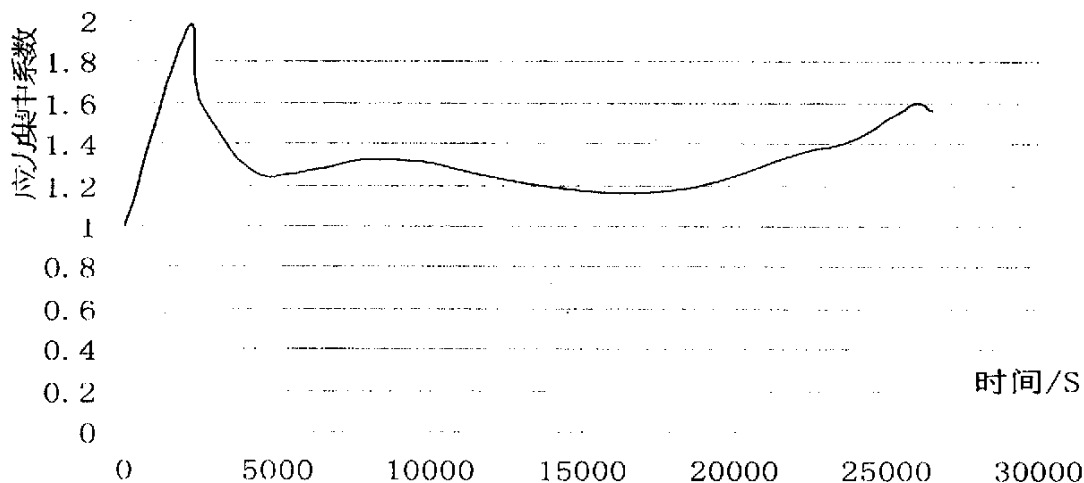


图 3-6-11 中压切向热应力集中系数

3.7 转子中心孔对应力的影响

中小汽轮机普遍都采用无中心孔转子，对于大功率汽轮机，转子是否需要打中心孔，多年来一直是工程上和学术上争论的焦点。本节首先就有无中心转子的优缺点以及研究现状作出对比分析，然后从理论和有限元计算两方面分析中心孔对切向离心应力和切向热应力的影响。

3.7.1 有无中心孔转子特点对比分析

转子中心孔对其应力场分布。在本世纪初，由于技术水平较低，锻造转子中心部位制造缺陷较为严重，转子飞裂事故经常发生。为保证转子的质量，采用中心孔以去除中心部位得冶金缺陷。同时中心孔可方便套取试样、测定材料机械性能，进行超声波和磁粉检查以发现冶金缺陷。但中心孔转子一定的缺点：

1、中心孔转子在运行中内孔壁的切向应力比无中心孔转子要高一倍左右，如图 3-7-1 所示。

2、中心孔转子制造成本增加。主要是制造过程中增加了深孔套料和深孔加工、检查工序，使转子锻件的加工设备、加工难度、生产周期和生产成本都大大增加。有资料介绍增加成本约 10—15%。

3、中心孔转子腐蚀和振动较严重。机组在运行中，中心孔易进水、进油引发中心孔腐蚀、以及转子不明的振动。

4、中心孔转子维修费用增加。中心孔转子服役机组大修时，增加内孔检查项目，转子两端过盈配合的闷头取出和重配，给生产带来麻烦。

5、由于中心孔加工相对于外圆的偏心量，导致动平衡中多余的配重。

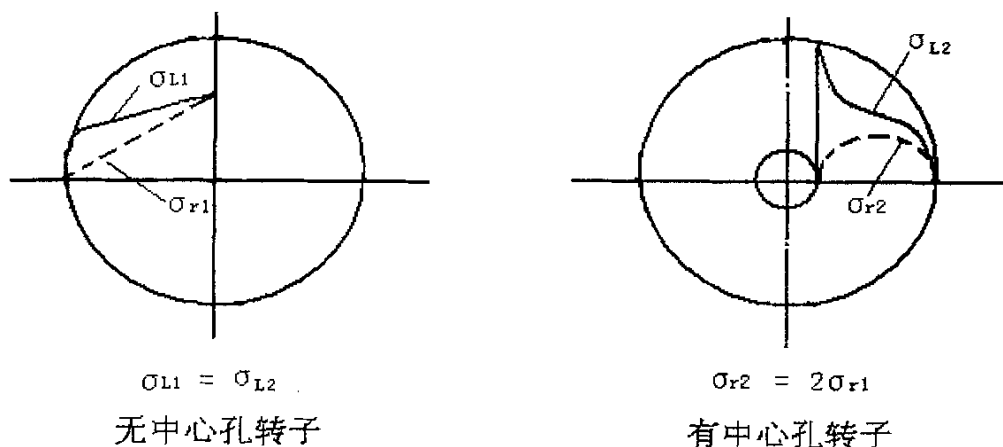


图 3-7-1 有、无中心孔转子的应力比较

随着当今冶金及检测技术的发展,无中心孔转子不仅能在高温、高压、高转速的工作条件下良好的运行,也可简化机组设计,而且无中心孔转子可以缩短生产周期、降低制造成本,因此采用无中心孔转子的汽轮机越来越多。但是有无中心孔对转子寿命到底有多少影响,两者各自的利处是不是足以抵消由自身结构改变而带来的缺陷,本节将从理论和有限元计算两方面进行分析。

国外公司,如德国、原苏联、美国以及日本等公司无中心孔转子生产和应用经历历史较为悠久。西屋公司 80 年代设计出无中心孔转子应用于火电机组,该转子最大直径 1.5m,长 7m,转速 3600r/min。设计目的主要为了降低转子应力腐蚀开裂倾向,将过去应用的材料屈服强度由 760N/min 降至 690N/min,但因末级叶片采用叶根的轴向宽度为 375mm,中心孔内表面切向应力过大,所以选用无中心孔转子。无中心孔转子中心部位有承受高应力的优点。在国内生产的小型汽轮机转子几乎都是无中心孔的,其原因首先是有中心孔转子轴颈尺寸过小不方便加工,另一方面无中心孔结构可以有较大的应力承受能力,较容易通过应力监测。

根据现有文献资料,无中心孔转子与有中心孔转子外缘应力状态相似,主要区别是有中心孔转子中心部位的应力约为无中心孔转子的 2 倍,如图 3-7-1。哈尔滨汽轮机厂计算了 300MW 汽轮机有中心孔的低压转子末级叶轮处近中心(直径约 190mm)部位切向应力,约为无中心孔转子相应部位应力的 2.25 倍。

对比无中心孔转子与有中心孔转子中心部位切向应力状态,应力值相差一半,按断裂力学理论,其脆断缺陷的临界尺寸就相应加大,无中心孔转子的高温蠕变和疲劳寿命显著提高。有资料显示,无中心孔转子的临界缺陷尺寸是有中心孔转子的 6 倍多,而疲劳寿命提高一个数量级以上。日本富士电机公司认为对频繁起停的大型转轴来说,离心应力和循环热应力是影响转子中心部位寿命的主要因素,因而采用无中心孔转子,使中心部位应力水平下降,以提高转子安全性。因此,是否采用无中心孔转子需根据结构和设计的要求,并综合考虑各种因素来决定。

3.7.2 中心孔对应力影响理论分析和计算实例

3.7.2.1、切向离心应力分析

1、切向离心应力理论分析

(1) 根据《汽轮机强度计算》P369 计算公式,边缘自由的等厚轮盘切向离心力通用计算公式为:

$$\sigma_{\theta} = \frac{(3+\mu) \gamma \omega^2}{8g} (R_b^2 + R_a^2 + \frac{R_a^2 R_b^2}{R^2} - \frac{1+3\mu}{3+\mu} R^2) \quad (3-7-1)$$

式中 R_a : 中心孔半径, m

R_b : 外缘半径, m

R : 任意半径 m

μ : 泊松系数

γ : 比重 Kg/m^3

ω : 角速度 弧度/秒

(2)、有中心孔时, 若 $R = R_a$, 则 $\sigma_\theta = \sigma_{\theta \max}$

当 R_a 很小, 且趋近于零, 但不等于零时, 在内孔表面的最大切向应力为

$$\sigma_\theta = \sigma_{\theta \max} = \frac{3+\mu}{4g} \gamma \omega^2 R_b^2 \quad (3-7-2)$$

(3)、无中心孔时, $R_a=0$, 变成外半径自由的等厚实心轮盘, 其任意半径处的应力可由下式求出:

$$\sigma_\theta = \frac{(3+\mu) \gamma \omega^2}{8g} (R_b^2 - \frac{1+3\mu}{3+\mu} R^2) \quad (3-7-3)$$

此时转子中心的切向应力为:

$$\sigma_\theta = \frac{(3+\mu) \gamma \omega^2}{8g} R_b^2 \quad (3-7-4)$$

比较式(3-7-2)和式(3-7-4)可以看出, 在外径和旋转角速度相同的情况下, 有内孔的轮盘(不论孔有多小)的最大应力是实心轮盘的两倍, 并且增大轮孔半径会引起轮孔应力的增大。

2、切向离心应力算例分析

本算例主要用来研究中心孔有无对离心应力的影响, 计算几何模型取外径为 0.57m, 内径分别为 5mm, 40mm, 75mm, 100mm, 长为 3 米的光轴, 材料模型采用表 3-2-1 所示的 30Cr1Mo1V 材料的物理性能, 转速为 3000 转/分。计算结果如表 3-7-1 所示:

表 3-7-1 内径不同内表面离心应力(MPa)

直径/mm	内表面			外表面		
	切向	轴向	径向	切向	轴向	径向
0	28.4	8.6	28.4	8	-7.6	0.04
5	55.7	8.3	0.3	8.1	-7.56	0.05
40	53.7	7.5	0.27	8.4	-7.6	0.36
75	54.9	7.7	-0.0002	9	-7.4	0.06
100	54.7	7.5	0.02	10	-7.1	0.05

3.7.2.2、热应力分析

1、热应力理论分析

为避免结构和其它因素影响, 这部分内容主要讨论定常热传导, 在轴对称情况下定常热传导方程为:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} = 0 \quad (3-7-5)$$

其解:

$$t = A + B \ln r \quad (3-7-6)$$

现假设 $r=a$, $t=t_a$; $r=b$, $t=t_b$ 为定积分常数, 则得到:

$$t = t_a + (t_b - t_a) \frac{\ln(r/a)}{\ln(b/a)} \quad (3-7-7)$$

由上式, 式 (2-4-19) --- (2-4-21) 中的积分为:

$$\int_r^b t r dr = \frac{t_b b^2 - t_a a^2}{2} - \frac{(t_b - t_a)(b^2 - a^2)}{4 \ln(b/a)} \quad (3-7-8)$$

$$\int_r^b t r dr = \frac{t_a r^2}{2} + \frac{t_b - t_a}{\ln(b/a)} \cdot \frac{r^2}{2} \left(\ln \frac{r}{a} - \frac{1}{2} \right) \quad (3-7-9)$$

$$\int_a^r t r dr = \frac{t_a a^2}{2} - \frac{t_a - t_b}{\ln(b/a)} \cdot \frac{a^2}{2} \quad (3-7-10)$$

将以上三式代入式 (2-4-19) --- (2-4-21), 则得到:

$$\sigma_{rr} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \frac{t_a - t_b}{2 \ln(b/a)} \left\{ -\ln \frac{b}{r} + \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(\frac{b^2}{r^2} - 1 \right) \ln \frac{b}{a} \right\} \quad (3-7-11)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \frac{t_a - t_b}{2 \ln(b/a)} \left\{ 1 - \ln \frac{b}{r} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \left(\frac{b^2}{r^2} + 1 \right) \ln \frac{b}{a} \right\} \quad (3-7-12)$$

$$\sigma_{\varphi\varphi} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \frac{t_a - t_b}{2 \ln \frac{b}{a}} \left\{ 1 - 2 \ln \frac{b}{r} - \frac{2a^2}{b^2 - a^2} \ln \frac{b}{a} \right\} \quad (3-7-13)$$

对上面三式分别取极限, 即令 a 无限趋近于零, 则得到当无中心孔时中心的热应力计算公式:

$$\sigma_{rr} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \cdot \frac{t_b - t_a}{2} \quad (3-7-14)$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \bullet \frac{t_b - t_a}{2} \tag{3-7-15}$$

$$\sigma_{xx} = \frac{\alpha E}{1-\nu} \bullet (t_b - t_a) \tag{3-7-16}$$

对比式(3-7-14)--- (3-7-16)，显然在中心处，径向热应力与切向热应力相等，轴向热应力则为径向和切向热应力的两倍。

2、中心孔对切向和轴向热应力影响计算实例

本算例主要用来研究中心孔有无对热应力的影响，为避免复杂结构对应力的影响，本算例分别取外径为 0.56m，内径分别为 5mm，40mm，75mm，100mm，长为 3 米的光轴作为计算的几何模型，材料模型采用表 3-2-1 所示的 30Cr1Mo1V 材料的物理性能，对流换热边界条件采用第三类边界条件，其中外表面放热系数采用图 N 所示变化曲线。

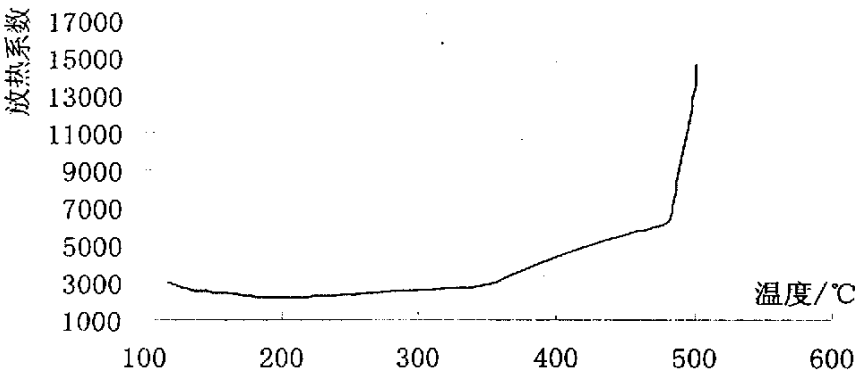


图 3-7-2 放热系数随着温度的变化曲线

根据上述模型，经 ANSYS 计算，计算结果如表 3-7-2

表 3-7-2 中心孔不同时内表面热应力计算结果(MPa)

时间/S	0mm		5mm		40mm		75mm		100mm	
	轴向	切向	轴向	切向	轴向	切向	轴向	切向	轴向	切向
240	16.5	8.3	18.8	18.1	16.3	16.1	17.1	17.1	18.2	18.2
960	66	33	66.4	63.5	63.7	62.3	61.8	61.8	59.9	59.7
1440	78.8	39.4	79	75.5	75.2	73.5	71.6	71.6	68.3	68
2640	98.8	49.4	99.5	95.1	93.7	91.5	88.1	88.1	83.3	83
3600	113	56.7	114	109	107	105	100	100	94.4	93.9
4800	123	61.6	118	119	116	114	109	108	102	101
6000	126	62.9	127	121	119	116	110	110	103	102
7200	112	55.8	113	107	105	102	96.6	95.5	89.7	89.2
9600	115	57.3	116	111	108	105	99.7	99.6	93	92.5

12000	130	64.7	131	125	122	119	113	113	106	105
14400	110	55	111	106	103	100	93.7	93.6	87.1	86.6
16800	74.9	37.5	75.9	72.2	69.5	68.1	63.3	63.3	58.1	57.9
19200	55.9	28	56.5	53.9	52	50.8	40.4	40.4	43	42.8
24000	24.6	12.3	25.1	23.9	22.7	22.3	20.6	20.5	18.7	18.7
26400	19.8	10	20	19.1	18.3	18	16.6	16.6	15.1	15

由表 3-7-2 可以得出如下结论：

- 1)、当中心孔为 0mm 时，轴向热应力为切向热应力的 2 倍
- 1)、当中心孔不为 0 时，轴向热应力与切向热应力相等
- 3)、由表中数据可以看出，当中心孔不为 0 时，在同一时刻，内壁切向热应力随半径增大逐渐减小，与理论计算公式(3-7-16)相符。根据公式，在同样的外半径、热传递条件下，内径减小，温差减小，从而热应力减小。

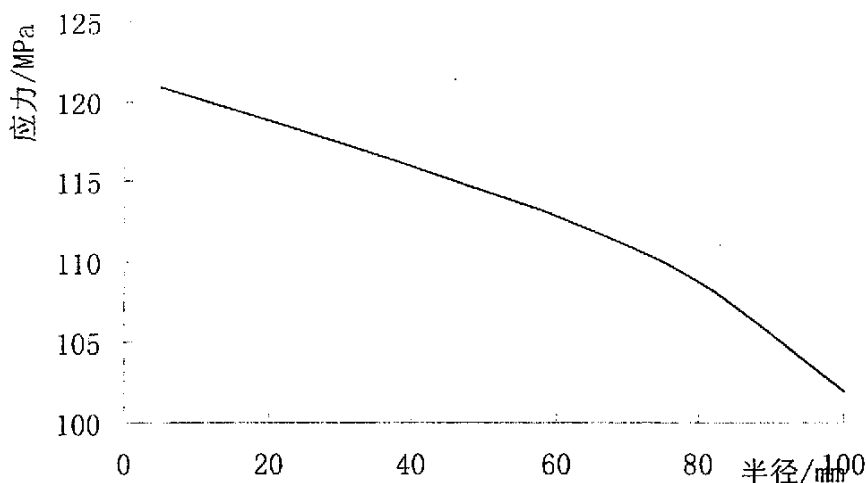


图 3-7-3 冷态启动某时刻内表面切向热应力随半径变化曲线

3、中心孔对转子热应力影响的有限元计算分析实例

在转子原有几何模型和热边界条件基础上，取转子中心孔半径为 40mm，经有限元计算，计算得高压与中压监测部位切向和轴向热应力如表 3-7-3 所示，切向热应力变化以及切向热应力与切向离心应力合力变化曲线分别如图 3-7-4 和图 3-7-5 所示。

表 3-7-3 中心孔 40mm 时调节级和中压内表面热应力

时间/S	调节级		中压	
	轴向	切向	轴向	切向
1200	61.1	58.9	53.4	53.7
9600	111	115	102	119
12000	126	131	118	135
24000	18.8	26	12.5	31.4
26400	14.2	21.7	8.2	27.1

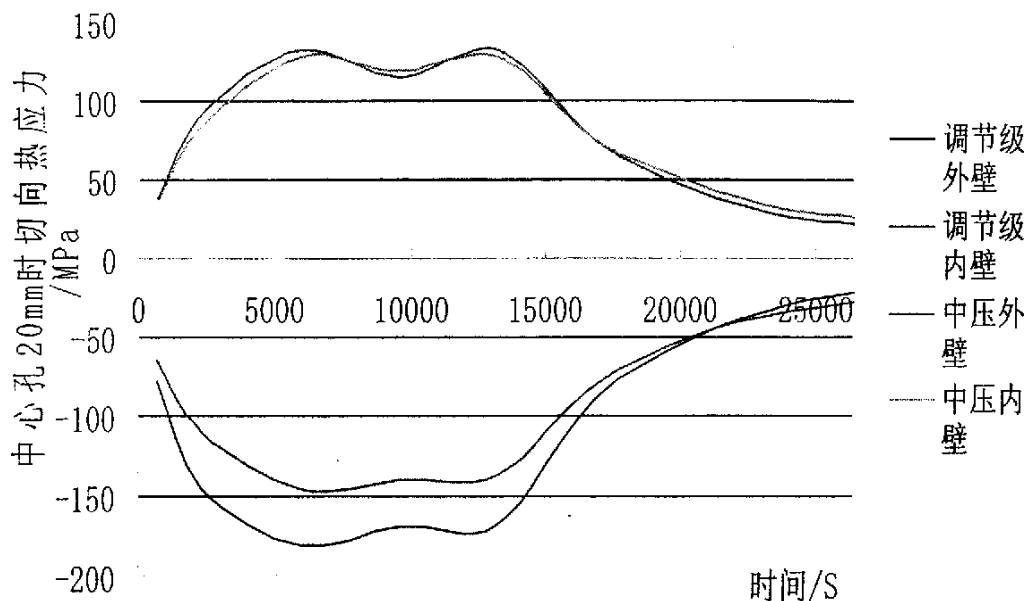


图 3-7-4 中心孔 40mm 时四点切向热应力变化曲线

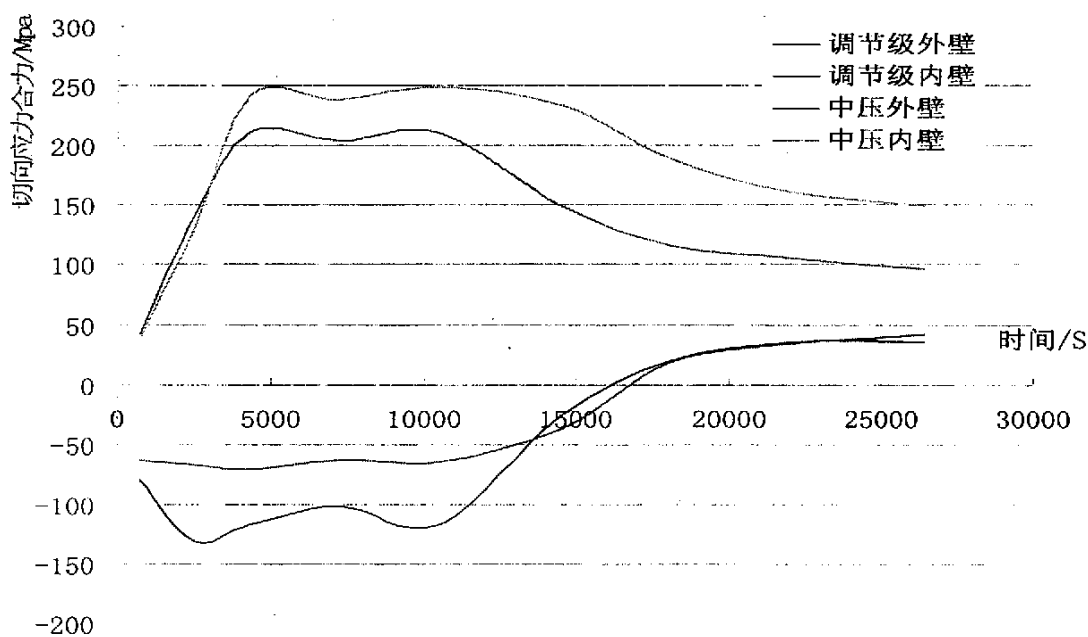


图 3-7-5 中心孔为 40mm 时切向热应力与离心切向应力合力

表 3-7-3 表明在启动开始时刻，轴向热应力与切向热应力基本相等，误差比较小，原因是此时轴向热流远小于径向热流。但随着启动过程的进行，轴向热应力与径向热应力差距逐渐增大，主要因为此时轴向热流与径向热流相比，已经不能忽略。

3.8 本章小结

根据计算分析,可得出转子在冷态启动工况下的几点结论:

1、从温度云图分布看,调节级和中压第一级在启动时交替出现温度最大值。各关键点处的温度变化曲线基本与主蒸汽和再热蒸汽温度变化趋势相一致,存在一定的温差。

2、从应力场计算分析可以看出,因为蒸汽参数和转子结构的变化,在调节级和中压第一级叶轮根部存在较为严重的热应力集中,且根据应力变化曲线可以看出,调节级和中压第一级叶轮根部的 Mises 应力和切向应力在整个启动过程中都经历了一个较高的值。

3、综合转子运行中材料的疲劳损伤和蠕变损伤,从应力与温度两方面考虑,调节级和中压第一级应列为具有代表性的危险监测面。

4、从有限元计算分析,转子在进入准稳态后,调节级的 Mises 热应力集中系数为 1.7~2.3 之间波动,切向热应力集中系数在 1.4~2.16 的区间波动;中压第一级的 Mises 热应力集中系数为 1.6~2.6 之间波动,切向热应力集中系数为 1.2~1.97 之间波动。当蒸汽温度、压力变化剧烈时,应力集中系数就大。

第四章 转子低周热疲劳寿命预测及失效特性分析

汽轮机运行过程中, 转子承受交变热应力: 启动过程加热转子表面承受压应力, 停机过程为拉应力。经过一定周次的交变应力循环, 金属表面将出现疲劳裂纹并逐渐扩展以致断裂。其特点是交变周期长、频率低、疲劳裂纹萌生的循环周次少, 称为低周疲劳, 不仅发生在机组的启动和停机过程, 在机组大幅度负荷变化时也会发生。另外由于转子长期工作在高温环境下, 转子也会产生高温蠕变。因此转子通常处在疲劳和蠕变交互耦合作用之下。

4.1 汽轮机转子低周热疲劳失效

为了提高汽轮机转子设计、运行的安全可靠, 不仅需要掌握扎实的理论知识, 更需要总结以往经验, 分析实际运行转子失效事故中存在的各种设计没有预料的弊病, 所以设计者必须了解转子各种失效的机理

基于安全性, 工程中定义转子的疲劳寿命通常是转子的始裂寿命, 实际上转子的寿命由三个阶段组成, 即裂纹(成核)萌生、裂纹扩展和裂纹扩展到断裂临界尺寸直至断裂。本节主要就裂纹形成机理以及疲劳寿命的计算公式做说明, 具体详细计算将在以后做阐述。

4.1.1 转子裂纹形成的机理

1、金属材料低周疲劳过程

金属弹塑性理论表明零部件热应力与内部温度梯度成正比, 交变的温度场引起交变的应力场, 见图 4-1-1。循环周期取决于机组启停或负荷变化过程时间, 相对于振动等高周波机械应力, 称为低周热应力。

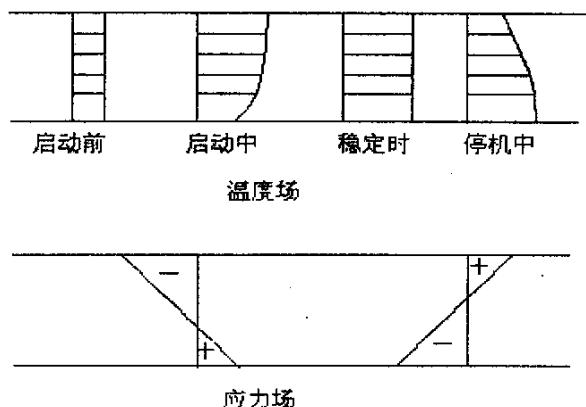


图 4-1-1 温度场与应力场

应力或应变反复作用使得材料性能发生变化, 以至出现裂纹。疲劳裂纹经

历着一个形成和发展过程,并以寿命损耗衡量。致裂寿命即裂纹形成寿命,是指零件从初次投运到出现第一条宏观裂纹所能经历的应力或应变循环数。出现裂纹过程中,循环应变不同,材料产生硬化或者软化现象也表现为以下行为:

1) 循环硬化^[24]

循环硬化是指在恒定的应变循环下,循环试验所需的应力不断增加的现象。材料的硬度增加,屈服点和抗拉强度也提高。循环硬化是材料晶体结构中原有的和新生的晶粒位错交互作用的结果,在有规则的原子品格中这种破坏是应力集中所致,应力集中起着增加局部应力并超过剪切极限的作用。

2) 循环软化^[24]

循环软化是指在恒定的应变循环下,循环试验所需的应力不断降低的现象。材料的硬度、屈服点和抗拉强度也都降低了。循环软化源于微裂纹的成核和萌生。应变能的循环输入改变了品格中热量和内表面的能量,这样位错就趋向于集中到已经包含有一个或多个位错的平面内,不断输入循环,在这平面上就会聚集更多的位错,促使在表面产生微观裂纹。

3) 循环稳定^[44]

本阶段与微裂纹的缓慢扩展相对应,持续时间长,是评价材料抗疲劳性能的主要阶段,约占总疲劳寿命的70%。

4) 循环硬化与软化兼有的混合型

金属材料被硬化或被软化过程在初始阶段发展较快,并迅速达到饱和,一般在总疲劳寿命的20%~25%时达到稳定状态。经过循环稳定阶段后若仍不断的循环或继续输入应变能,将使微观裂纹邻近的晶体变形和歪曲,最终引起裂纹增长,合并成一个张开面,出现宏观裂纹,如果没有足够的面积去支撑载荷则将断裂。

2、转子裂纹形成机理^{[10][11][13]}

汽轮机转子工作在高温、高压的蒸汽环境,同时自身高速旋转,工作环境恶劣,受力一般为复合应力。所承受的力和力矩有:蒸汽焓降引起的转动力矩经叶轮传至主轴的切向和轴向应力;叶片、围带的离心力引起的切向和径向应力,转子自重引起的弯曲应力,叶片前后的压差引起的轴向推力,机组启停和负荷变化时蒸汽温度梯度引起的热应力等。从转子的受力分析状态看,转子的结构应力和稳定运行时产生的热应力都很小,在裂纹形成中扮演着较小的作用。汽轮机转子发生裂纹通常有两种情况:一是机组在启停过程中交变热应力导致的低周疲劳裂纹,多发生在转子表面的应力集中部位,如调节级后的叶轮根部,高、中压转子的弹性槽处等部位;热应力大小取决于温度的变化量和温升率,温升过快或者运行工况不稳定均能引起热应力的剧烈变化,温度下降造成表面拉应力对寿命影响较大,是裂纹形成的重要原因。另一种是转子制造加工时的固有缺陷,如原有微型裂纹、非金属夹杂物(如硫化氢、碳氢化合物)等,通常存在于中心孔表面或靠近中心孔的转子金属内部,为裂纹形成的疲劳源,在转子承受交变应力时会较快发展成为疲劳裂纹。

转子疲劳断裂包括裂纹的起始、扩展和断裂三个阶段^[39]。起始阶段包括微裂纹的成核和扩展至可检验的工程裂纹两个阶段。从微观上看,金属由晶粒组

成，由于晶粒的大小及取向不同，或存在微观缺陷，如金属夹渣、刀痕或残余应力松弛、介质腐蚀等，每颗晶粒强度不同，在交变热应力下（高温下伴随着蠕变）应力集中处的材料经受硬化和软化过程，应力、应变响应变得十分复杂。裂纹的产生一般在微观级由局部塑性区开始，形成微裂纹而后扩展成可资检验的宏观微小裂纹。

低周疲劳的应力、应变响应过程复杂，转子承受的低周疲劳损伤是在应力集中处循环塑性应变所造成的破坏。其特点是：交变应力高，峰值超过材料屈服极限；加载频率低，有效循环周次 $<10^4 \sim 10^5$ ；材料经硬化、软化过程，每次循环均产生一定的塑性应变。应变损伤随循环周次的增加按 Miner 疲劳损伤线性法则累积：

$$\sum_{i=1}^{\mu} \frac{n_i}{N_i} = K_1 \quad (4-1-1)$$

式中： n_i —转子材料在循环应力幅 σ_i 或应变幅 ε_i 作用下的实际循环数；

N_i —在循环应力幅 σ_i 或应变幅 ε_i 作用下的材料失效循环数；

K_1 —疲劳寿命损耗的份额，按机组的负荷大小不同，一般为 $K_1 = 0.75 \sim 0.8$ 。

4.1.2、低周热疲劳影响因素

影响疲劳特性因素多且复杂。在了解了疲劳形成机理以后，本文将从材料、应力和结构等多方面多角度解析疲劳裂纹形成原因。疲劳裂纹形成过程中，循环稳定形式占疲劳寿命的 70% 以上，因此分析时主要考虑影响转子长寿命区域的因素。

1、材料因素^[24]

影响转子低周疲劳特性的内在因素有：化学成分、加工和缺陷。化学成分限制各种热处理及机械加工所能达到的强度和韧性，直接影响材料的疲劳特性。不同材料化学成分不同，原子间结合力性质和强度不同，疲劳强度系数和疲劳韧性系数的可能范围就有很大的变化，这些都反映在疲劳特征曲线上有所不同。

某一特殊加工所引起的硬度及极限强度变化，通常能指示疲劳特性变化的方向及其大致变化量。冶金学理论指出：材料微观处于不同的结构（铁素体、马氏体、奥氏体、珠光体等等）决定了其性质是不相同的，而且，经不同的热处理（淬火、退火、氮化、渗碳等等）材料的性质也会变化。因此，当工程构件的微观结构和热处理方法与试件不同时，就有必要对其进行修正而引入一系数。只有在同质、同材、同工艺的条件下，才可直接应用试件的试验结果。

材料总有不反映通常总体机械特性的某些表征，即缺陷，它对疲劳抗力有很大的影响。缺陷的大小、形状、数量、位置、方向等往往影响着材料微观疲劳裂纹的成核和萌生，对疲劳的影响可以从“无效应”发展到“失效的主要原

因”。对于转子，因为表面受环境影响最大，表面的缺陷对于决定疲劳行为具有极大的重要性，因此常常采用多类表面处理方法修补缺陷，并在表面留下有益的残余应力。但是修补是有限的，材料的缺陷总是不可避免，只能随着技术的提高减少缺陷，而不能完全消灭缺陷。因此如何减轻缺陷程度，减小缺陷带给材料总体特性的影响，是在加工和制造等多领域共同面临的问题。

2、应力因素

零平均应力下的对称循环与存在平均应力时的对称循环过程相比较，即使其应力幅度相同，对材料损伤的影响也是不同的。有专家证实随平均应力的增加，达到破坏所必须的应力幅将下降。但是平均应力只影响弹性应变分量，塑性应变越大，平均应力对寿命的影响越小。由于低周疲劳是峰值应力超过屈服后的塑性应变疲劳，同时这里的平均应力又较小，为简化计算，数学模型中忽略了非对称受力循环的寿命修正。

残余应力是由于物体的不配合产生的，或者是不均匀的塑性形变，如喷丸，或者是冶金学的转化如感应淬火，或者是机械不配合，如缸套。宏观残余应力在大容积内得到平衡，在具体一点可能是张力或压力。对于材料疲劳行为的效应与用机械方法施加的同等量的静应力相似。因此，重要的残余应力如果是压应力，则是有益的，如果是拉应力，则是有害的。在接近疲劳极限时，残余应力实际上不因疲劳载荷而发生变化，在应力大于疲劳极限时，残余应力可能随疲劳过程而缓解；当施加的应力很大时，疲劳寿命很少受原始残余应力的影响。

汽轮机组实际运行过程中，运行工况复杂，影响转子热应力和寿命损耗的因素有起停运行状态、运行参数的合理选取。文献^[55]就蒸汽温升率、升速率以及初始参数三种运行参数对热应力及寿命损耗的影响作了详细的研究。文中分别采用1℃/min、2℃/min和3℃/min三种不同的温升率计算了转子的热应力场，计算结果显示温升率是影响转子径向温差及热应力的主要因素，温升率越大，热应力水平越高，而且热应力迅速达到最大值，随后呈下降趋势。同时该文也计算了升速率不同和初始参数不同对转子热应力的和寿命损耗的影响，指出升速率对转子热应力影响不大，但初始温度参数过低易引起热冲击，增大转子热应力，增大转子寿命损耗。

3、结构尺寸因素^[49]

结构尺寸是指影响疲劳的机组的几何表征，包括总体尺寸、形状等。由于功能和工艺的要求，尖角、孔、键槽、螺纹等结构将造成高的局部应力而产生应力集中效应，所以，应力和应变集中乃是客观存在的物理现象。

4.1.3、疲劳特性试验曲线

估算汽轮机转子的疲劳寿命大多把机组启停过程转子热应变与材料疲劳寿命联系起来，得出一定条件下的 ϵ_f -N关系曲线即低周疲劳曲线，通过此曲线来得到低周疲劳损耗。低周疲劳曲线一般用试棒在恒温及恒应变下，通过对称

拉压试验作出的，未考虑载荷不对称性和因长期运行引起的蠕变与松弛。总应变幅 ε_t 与失效循环数 N_t 的关系，按 Morrow 公式，方程分解为弹性、塑性应变幅与失效循环数之关系两部分，其函数关系^[39]为（以 30Cr2MoV 试验系数为例）：

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_t)^b + \varepsilon_f' (2N_t)^c \quad (4-1-2)$$

式中： ε_t —真实循环稳定总应变幅（ $= \Delta\varepsilon/2$ ）；

ε_e —循环稳定弹性应变幅（ $= \frac{\sigma_e'}{E} (2N_t)^b$ ）；

ε_p —循环稳定塑性应变幅（ $= \varepsilon_f' (2N_t)^c$ ）；

σ_f' —疲劳强度系数（ $\frac{\sigma_f'}{E} \approx 0.000404$ ）；

b —疲劳强度指数（ $b = -0.0902$ ）；

ε_f' —疲劳塑性系数（ $\varepsilon_f' = 1.1311$ ）；

$C(n')$ —疲劳塑性指数（ $C = -0.8131$ ）；

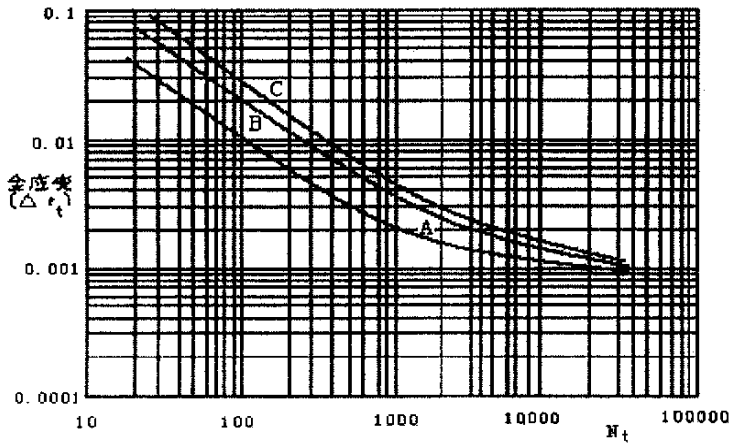


图 4-1-2 P_{2m} 转子钢疲劳特性曲线

通过一组试样的 σ_e 、 ε_e 、 ε_p 、 N_t 相关试验后，用最小二乘法拟合，求得循环应变疲劳四个基本参数 σ_f' 、 b 、 ε_f' 、 C ，从而得疲劳寿命曲线。

135MW 机组高压转子钢材料 30Cr1Mo1V 与前苏联的钢系同类型钢种，机械性能基本相近。转子钢恒温下拉压疲劳试验曲线如图 4-1-2 所示，图中的坐标

以对数坐标表示,横坐标表示致裂周次,纵坐标表示全应变,此特性曲线的失效裂纹深度 A 曲线为 0.1mm,B 曲线为 0.3mm,C 为 0.5mm。

4.2 低周疲劳损伤、寿命分析及模型

汽轮机转子高载低周疲劳损伤分析,目前采用的Manson—Coffin寿命—应变关系式、Miner线性累积损伤准则和Lemaitre的非线性低周疲劳连续损伤累积理论。本节主要就三种模型作简要介绍。

4.2.1 累积损伤模型

目前汽轮机转子损伤和寿命估算普遍采用的是累积损伤理论,其中疲劳寿命预测的是 Manson-Coffin 应变-寿命关系式^[43]

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma_f}{E} (2N_f)^b \quad (4-2-1)$$

$$\varepsilon_p = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (4-2-2)$$

式中 σ_f 为疲劳强度系数; E 为材料弹性模量; b 为疲劳强度指数; N_f 为致裂寿命; ε_f' 为疲劳塑性系数; c 为疲劳塑性指数; ε_p 塑性应变; ε_e 为弹性应变。

损伤的累积采用 Miner 线性损伤累积理论。并假设:

- 1) 在每个载荷块内,载荷必须是对称循环。
- 2) 在给定应力水平下不论在寿命的前期或者后期,每一循环产生等量损伤;
- 3) 无论是由高到低还是由低到高,加载顺序的变化不应该影响寿命;

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} = 1 \quad (4-2-3)$$

当累积损伤趋近 1 时,构件发生破坏。

4.2.2 连续介质损伤模型

疲劳损伤是由塑性应变引起的, Lermaitre 取以下损伤耗散势^[34]

$$\Psi_p(Y, P, \pi, I, \varepsilon_p, \omega) = \frac{1}{2} \cdot \frac{Y^2}{S} \cdot \frac{\dot{P} + \pi}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-4)$$

式中 ω 为损伤； \dot{P} 为累积塑性应变率； $\dot{\pi}$ 为累积塑性应变率； Y 为损伤能量释放率； T 为温度； ε_p 为塑性应变； S ， a 为材料常数。

$$\text{损耗率为 } \dot{\omega} = -\frac{\partial \psi_{\omega}}{\partial Y} = -\frac{Y}{S} \frac{\dot{P} + \dot{\pi}}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-5)$$

在塑性范围内 $\dot{\pi} = 0$

$$\dot{\omega} = -\frac{\partial \psi_{\omega}}{\partial Y} = -\frac{Y}{S} \frac{\dot{P}}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-6)$$

损伤能量释放率取：

$$Y = -\frac{\sigma_{eq}^2}{2E(1-\omega)^2} R_v \quad (4-2-7)$$

式中 E 为弹性模量； R_v 为三轴度因子；

$$R_v = \frac{2}{3}(1+\nu) + 3(1-2\nu)\left(\frac{\sigma_H}{\sigma_{eq}}\right)^2 \quad (4-2-8)$$

式中 $\sigma_{eq} = \left(\frac{3}{2}S_{ij}S_{ij}\right)^{1/2}$ ； $S_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_H\delta_{ij}$ ； $\sigma_H = \frac{1}{3}\sigma_{kk}$ ； ν 为泊松比； σ_{kk} 为正应力之和。

取以下应变硬化率

$$\frac{\Delta\sigma_{eq}}{(1-\omega)} = K\Delta P^{1/M} \quad (4-2-9)$$

式中 M 为硬化指数； ΔP 为累积塑性应变幅； K 为材料常数。

设在某一循环中， ω 不变，则在某一瞬时：

$$\frac{\sigma_{eq}}{(1-\omega)} = K(P - P_i)^{1/M} \quad (4-2-10)$$

将上式代入 得：

$$Y = -\frac{R_v}{2E} K(P - P_i)^{1/M} \quad (4-2-11)$$

式中 P_i 为初始累积塑性应变； P 现今累积塑性应变。

将式 (4-2-11) 代入 (4-2-6) 得：

$$\dot{\omega} = -\frac{R_v}{2ES} K^2 (P - P_i)^{2/M} \frac{\dot{P}}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-12)$$

令 $A = 2ES / K^2$, $2/M=r$ 则:

$$\dot{\omega} = -\frac{R_v (P - P_i)^r}{A} \frac{\dot{P}}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-13)$$

在比例加载条件下, R_v =常数, 忽略一周内的损伤变化, 积分式 (4-2-13) 得:

$$\frac{\delta\omega}{\delta N} = \frac{R_v}{A(r+1)} \cdot \frac{\Delta P^{r+1}}{(1-\omega)^a} \quad (4-2-14)$$

在周期比例加载时, R_v =常数, ΔP 不变, $N=0$, $\omega=0$; 破坏时, 破坏时, $N = N_f$, $\omega=1$ 积分式 (4-2-14) 得:

$$N_f = \frac{A(r+1)}{(a+1)R_v} \Delta P^{-(r+1)} \quad (4-2-15)$$

以及疲劳损伤演化规律:

$$\omega = 1 - \left(1 - \frac{N}{N_f}\right)^{\frac{1}{a+1}} \quad (4-2-16)$$

上述非线性连续损伤模型考虑了平均应力对低周疲劳损伤的影响, 可以处理多轴复杂应力下的疲劳损伤问题。

4.3 135MW 汽轮机转子低周疲劳寿命预测

根据第三章汽轮机转子有限元温度场和应力场的计算分析得知, 调节级叶轮根部以及中压第一级叶轮根部在机组起停和变负荷过程中存在较大的温度梯度和交变热应力。因此在该两处的寿命代表着该转子的使用寿命。本节主要根据前述低周疲劳寿命计算模型, 计算 135MW 汽轮机转子低周疲劳寿命, 危险点数值分析结果如表 4-3-1。

表 4-3-1 危险点数值分析结果

项目	单位	调节级叶轮前根部	中压第一级叶轮根部
塑性应变	ε_p (m)	0.00044	0.00032
三轴度因子	R_v	1.512	1.484434

由文献资料^[31] 30Cr1Mo1V 转子钢低周疲劳特性试验数据, 通过拟合可得到 495℃时材料的低周疲劳特性数据, 如表 4-3-2:

表 4-3-2 低周疲劳特性计算参数

温度 ℃	σ_f / E	b	ε_f'	c	K'	n'	γ	K	a
室温	0.00541	-0.0804	1.823	-0.825	749.4	0.0505	0.396	955.8	6.0872
495	0.00468	-0.0854	0.602	-0.719	597.5	0.06435	0.3108	666.3	6.0872
510	0.00466	-0.0856	0.5635	-0.716	592.7	0.0648	0.3086	657.1	6.0872
538	0.00375	-0.0697	0.8176	-0.755	494.7	0.0458	0.4367	603	6.0872

由表 4-3-2 数据, 根据公式 (4-2-2), 取 495℃ 时 $c=-0.719$, $\varepsilon_f'=0.602$, 得到 135MW 机组转子 Manson-Coffin 塑性应变-寿命关系式:

$$\Delta\varepsilon_p = 0.602(2N_f)^{-0.719} \quad (4-3-1)$$

又由损伤力学理论以及表 (4-3-2) 30Cr1Mo1V 转子钢的低周疲劳试验结果, 由式 (4-2-14) 得到 495℃ 下该材料多轴应力下的损伤演变方程 (4-3-2) 和寿命估算式 (4-3-3):

$$\frac{\delta\omega}{\delta N} = \frac{R_v}{0.4580} \cdot \frac{\Delta\varepsilon_p^{1.3108}}{(1-\omega)^{6.0881}} \quad (4-3-2)$$

$$N_f = \frac{0.458}{R_v} \Delta\varepsilon_p^{-1.3108} \quad (4-3-3)$$

单轴损伤时, $R_v=1$

$$N_f = 0.458\Delta\varepsilon_p^{-1.3108} \quad (4-3-4)$$

损伤演变规律为:

$$\omega = 1 - (1 - N/N_f)^{0.1411} \quad (4-3-5)$$

分别采用 Manson-Coffin 计算公式 (4-3-1) 与连续损伤计算模型 (4-3-2)、(4-3-3)

计算 135MW 机组冷态启动时, 转子调节级与中压第一级叶轮根部屈服点的寿命见表 (4-3-3)。

表 4-3-3 冷态启动各屈服点寿命

项目	调节级叶轮前根部	中压第一级叶轮根部
Manson-Coffin 公式	11502	17911
单轴损伤模型	11499	17454
多轴损伤模型	7605	11758

从表中数据计算可以看出, 采用 Manson-Coffin 计算公式与单轴损伤模型计算的低周疲劳寿命基本一致, 而与多轴连续损伤模型计算的寿命结果有较大的差距, 表明 Manson-coffin 计算模型并没有考虑多轴应力的影响, 过高估算

了转子的低周疲劳损伤，只适用于单轴受力的简单计算模型，无法有效解决多轴应力问题。而多轴连续损伤模型通过引进三轴度因子，考虑了多轴应力对寿命损伤的影响，将单轴疲劳试验结果应用于多轴应力状态，从而准确的描绘了复杂应力状态对转低周疲劳损伤的影响。

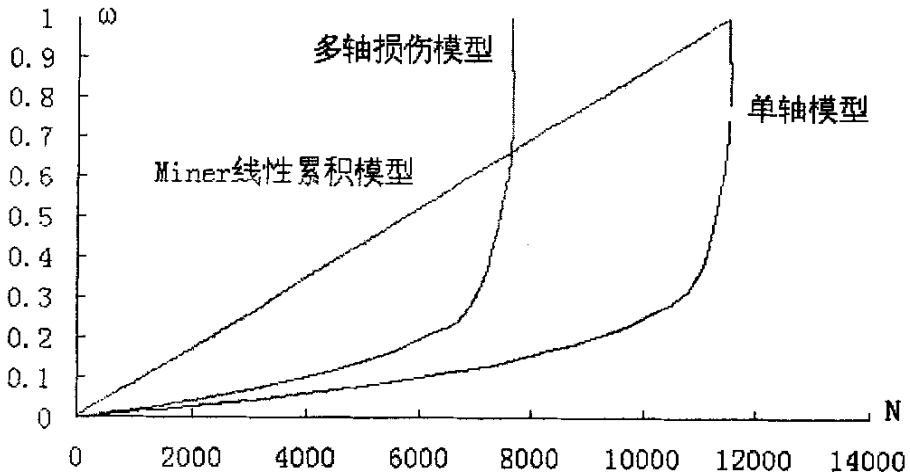


图 4-3-1 调节级损伤演化曲线

从寿命损伤累积来看，以冷态启动调节级叶轮前根部为例，分别采用 Miner 线性累积损伤模型和单轴连续损伤演变方程（4-3-3）计算出损伤累积过程，如图 4-3-1 所示。由图分析，Miner 线性累积损伤模型是一个线性累积过程，是对各循环疲劳损伤的简单叠加，与实际损伤累积过程存在较大的误差。当线性损伤值达到 0.66119 时，调节级叶轮前根部寿命实际损伤已达到 1，已经产生裂纹，但线性损伤模型依然显示转子处于安全运行期。另一方面从损伤累积大小比较分析，多轴连续损伤模型损伤结果大于单轴连续损伤结果，表明复杂应力状态对转子低周损伤有较大的影响。因此连续损伤模型所表征的演化规律是非线性的，与转子实际损伤有较大的相似性，是比较合理的寿命损耗模型。

4.4 结论

本章主要通过引进非线性低周疲劳连续损伤模型和三轴度因子，将材料简单应力状态试验结果应用于复杂应力状态，采用有限元法对135MW机组转子寿命损耗进行计算分析，结论如下：

1、Miner线性累积损伤准则是以单轴应力假定为基础，忽略了复杂应力状态和非线性因素对寿命的影响，过高的估算了转子的低周疲劳寿命，导致转子估算寿命与实际寿命存在很大的误差。。

2、单轴非线性损伤模型虽然考虑了非线性影响因素对寿命的影响，但始终只是单轴应力损伤结果，因此计算结果也不能代表转子的实际低周疲劳寿命，但相对Miner损伤模型合理。

3、多轴损伤累积模型，较为准确的反映了转子低周疲劳寿命非线性累积损

伤过程，考虑了多轴应力状态对低周疲劳寿命的影响。显然，从计算结果看出，多轴应力状态缩短了转子的寿命，加快了转子材料的损伤过程，所以多轴应力损伤模型在寿命损耗计算中是最为合理的模型，其结果更接近于工程实际。

第五章 基于有限元分析的在线寿命预测系统可靠性评价

系统可靠性分析，需要借助可靠性工程学方法，进行系统可靠性、安全性、可用性、可信性、效能的综合权衡和分析，反映工程系统的整体性、相关性、环境影响等因素，寻找工程系统的薄弱环节、采取相应措施，控制故障的发生，达到最佳的安全可靠性效果。

本章将从系统参数采集、在线应力计算理论和低周疲劳寿命损伤模型选用三方面来评价系统可靠性。本章主要研究内容：

- 1、分析影响在线寿命监测系统可靠性的各种因素。
- 2、采用有限元计算方法，建立温度修正模型，用热电偶监测温度修正转子表面温度，提出具体的温度修正公式。
- 3、理论推导转子外表面和中心部位合成应力计算公式，并将在线系统计算结果与有限元计算结果对比分析，得出适合转子外表面、中心部位致裂应力计算公式。
- 4、根据理论推导和有限元计算分析，研究切向热应力计算转子寿命的依据和不足，提出适当的改进方法。

5.1 概述

当电力峰谷差矛盾日益突出时，大容量机组参与调峰运行已成必然趋势。由于频繁的起停及负荷变动，汽轮机组经常处在起动、停机、变载等非稳态工况，机组温度变化大，部件间及部件内部温差也大，因而往往产生较大的温度梯度，并产生交变热应力，导致机组低周疲劳损伤。研究表明，汽轮机组起动和停机产生热应力以及稳定运行过程中高温蠕变损伤已成为导致机组低周疲劳破坏的主要原因，因此，对汽轮机转子进行可靠的寿命在线监测和疲劳损伤分析，可为汽轮机组经济和安全运行提供可靠性依据。本节将对在线寿命监测系统作简要的概述，分析出影响系统可靠性的主要因素。

寿命管理在线监测的关键技术首先是如何采集蒸汽压力、温度、负荷和转速，适时的计算出监测面的温度场、应力场，并在转子应力接近材料许用应力时，系统发出报警信号。其次是采用何种寿命损耗模型才能更合理的反映转子低周疲劳寿命与蠕变寿命损耗，得到更合乎实际的寿命状态，提供延长老化设备寿命、机组合理改造的依据。以高压转子为例，监测过程框图如图5-1-1。

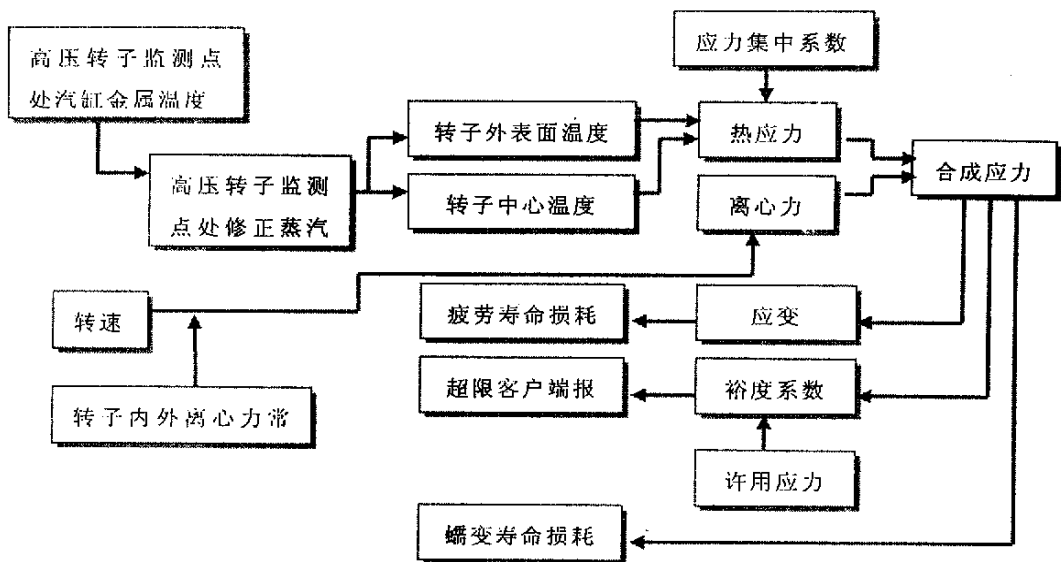


图 5-1-1 高压转子监测面计算流程

- 1) 转子危险部位的确定，采用有限元计算确定转子应力最大部位；
- 2) 根据确定的危险部位，选择合理的测点，如调节级部位的高压内上缸金属壁温策点；

3) 在线数据采集监测，包括采集各测点的温度、压力、负荷和转速；

数据采集系统包括DCS数据采集、PI数据库服务器数据保存、Server端程序运行和计算结果保存的服务器、数据传输网络。系统需要连续运行，所以硬件系统的可靠性是很重要的指标。

4) 数据分析与计算机数据处理，包括温度场、应力场、低周疲劳寿命损耗和蠕变寿命损耗的计算。

由以上分析，在线监测系统可靠性主要体现在以下几方面：

- 1) DCS 采集数据是否真实反映了转子表面温度、压力，机组负荷
- 2) 采用切向应力计算转子低周疲劳寿命是否符合材料复杂应力状态下损伤演化规律
- 3) 采用局部应力法是否能客观的评价转子的真实寿命，即局部寿命与整体寿命关系
- 4) 寿命损耗准则的采用是否符合转子复杂应力状况下材料的损伤规律

5.2 在线系统温度的修正

本节主要采用有限元计算方法，用监测的汽缸金属壁温修正转子表面温度，提出计算修正公式。

5.2.1 温度数据采集模型

根据在线监测系统原理，温度采集采用如下模型，其中 ABCD 为调节级部分汽缸，CDEF 为通流部分，EF 为与之对应的转子叶轮根部与光轴过渡部位，G 为温度采集热电偶安放位置，其中热电偶距离汽流通流部分大概 5mm。

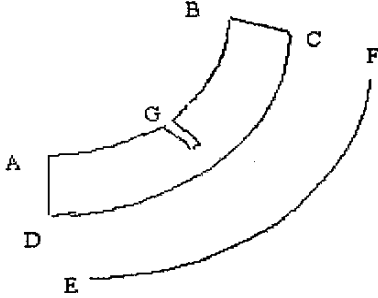


图 5-2-1 温度采集系统有限元计算模型

汽缸内壁与转子表面与蒸汽的换热存在相似性，由于金属热传导存在滞后，当蒸汽温度变化时，热电偶所测温度滞后于汽缸内壁温度，因此为了准确反应汽缸内壁温度，准确计算出转子危险部位热应力，必须对采集的温度进行修正。

5.2.2 温度有限元计算

假设曲线①、②、③分别表示机组冷态启动时，调节级部位汽缸内表面、距离汽缸内表面 5mm、10mm 界面的温升曲线，横坐标为时间，纵坐标为温度，I、II、III 分别表示温度变化过程中三个不同时刻，其中 t_i 、 t_{i-1} 分别表示在时刻 t_i 和

时刻 t_i 前 120S。

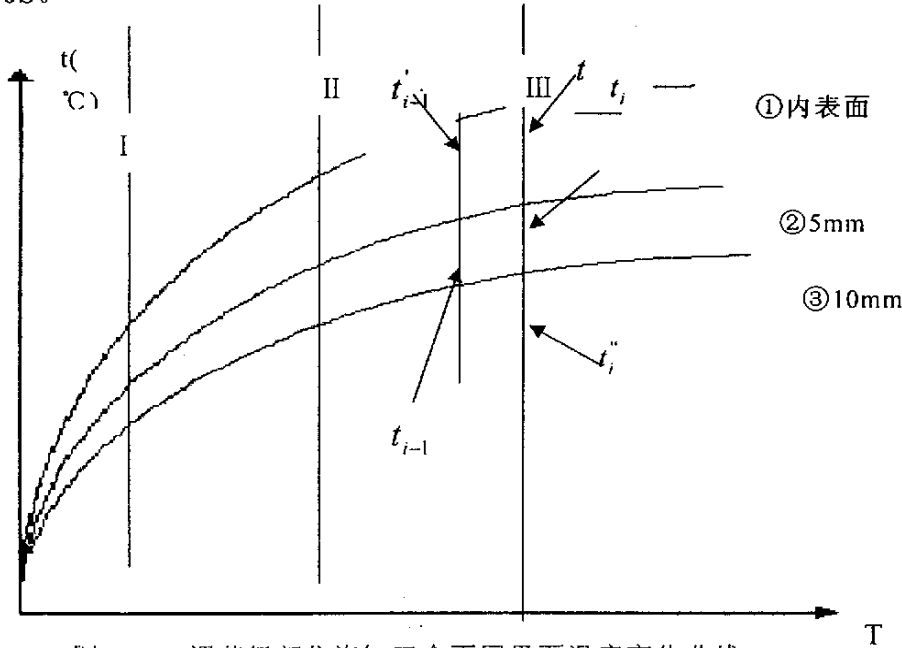


图 5-2-2 调节级部位汽缸三个不同界面温度变化曲线

根据上述假设, 采用有限元方法, 以图 5-2-1 为有限元计算模型, 可得在时刻 I、II、III 的温度和各时刻前 120S 的温度如表 5-2-1 所示。

表 5-2-1 温度修正有限元计算值

测点	I (960s)	II (13200s)	III(18400(s)
t_i'	128.9	420.0	472.7
t_i	127.5	417.4	471.4
t_i''	125.9	414.7	470.0
t_{i-1}	124.5	415.4	470.7
t_{i-1}'	125.8	418.0	472.0
$t_i - t_{i-1}$	3.0	2	0.7
$t_i' - t_i$	3.1	2	0.7

表 5-2-1 中数据表明, 热电偶采集温度与转子表面实际温度存在一定的温差, 在开始启动时刻温差较大, 随着机组的运行, 温差开始减小。在启动 960S 时, ①、②界面的温差为 3℃, 当时刻达到 13200S 时, 温差减小到 2℃, 当达到 18400S 时, 温差仅为 0.7℃。

5.2.3 在线计算温度的修正

假设转子表面温度在某时刻为 t_i' , 热电偶所测温度为 t_i , 则

$$t_i' - t_i = a(t_i - t_{i-1})^b \quad (5-2-1)$$

式中 a,b 为待定系数, 根据有限元计算结果确定。

根据上式、表 5-2-2 中 I、II、III 时刻数据以及在线系统数据采集时间间隔 10S, 可得 a=12,b=1, 所以在线温度修正方程为:

$$t_i' = 13t_i - t_{i-1} \quad (5-2-2)$$

温度采集上, 存在一定的误差, 采用该方法修正可有效消除滞后误差, 更真实的反映汽缸内壁温度。

5.3 转子监测面应力分析

物体上存在多项应力时，其合成的当量应力可由 Mises 公式确定：

$$\sigma_{eq} = \frac{\sqrt{2}}{2} \times \sqrt{(\sigma_y - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_y)^2 + 3\tau_{ry}^2} \quad (5-3-1)$$

式中 y , r , θ 分别代表轴向、径向和切向应力， τ_{ry} 为剪应力。

对于无中心孔转子，外表面应力与有中心孔转子相似，下面就有中心孔转子和无中心孔转子分别讨论转子中心和外表面合成应力场计算公式，并分析在线寿命监测系统应力计算公式的合理性。

5.3.1 应力理论分析

1、转子外表面应力理论分析

(1) 根据多轴应力合成理论，由第三章转子分析可知，转子外表面只存在轴向及切向应力，径向应力为零，当忽略轴向热流影响时，由式 (5-3-1)，其当量应力计算式为：

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_\theta^2 + \sigma_y^2 - \sigma_\theta \sigma_y} \quad (5-3-2)$$

此处轴向应力 σ_y 主要是热应力 σ_{th} ，切向应力 σ_θ 为切向热应力与切向离心应力的代数和，代入上式可得：

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{th}^2 + \sigma_t^2 + \sigma_{th}\sigma_t} \quad (5-3-3)$$

式中 σ_{th} 为热应力

σ_t 计算部位离心应力

(2) 《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》在线检测理论假设裂纹为径向裂纹，促使裂纹扩展的应力为切向应力，因而评价其安全应以切向合成应力为准则，其值为切向热应力与切向离心应力代数和：

$$\sigma_{com} = K_{th}(\sigma_{th} + \sigma_t) \quad (5-3-4)$$

该公式是否能作为转子外表面裂纹形成的主要因素将在后面作理论和实例计算分析。

2、无中心孔转子中心部位合成应力理论分析

根据第三章无中心孔转子中心部位热应力和离心应力理论推导公式，可知无中心孔转子中心部位切向热应力 $\sigma_{\theta h}$ 等于径向热应力 σ_{rh} ，轴向热应力 σ_{yh} 为切向热应力 $\sigma_{\theta h}$ 两倍，中心部位离心切向应力 σ_{θ} 与径向离心应力 σ_r 相等。另外假设轴向无热流，轴向离心应力为零，且存在如下关系：

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{\theta h} + \sigma_{\theta} \quad (5-3-5)$$

$$\sigma_r = \sigma_{rh} + \sigma_{r\theta} \quad (5-3-6)$$

$$\sigma_y = \sigma_{yh} = 2\sigma_{\theta h} = 2\sigma_{r\theta} \quad (5-3-7)$$

将(5-3-5)、(5-3-6)和(5-3-7)代入(5-3-3)，可得：

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{\theta h}^2 + \sigma_{\theta}^2 - 2\sigma_{\theta h}\sigma_{\theta}} \quad (5-3-8)$$

即：

$$\sigma_{eq} = |\sigma_{\theta h} - \sigma_{\theta}| \quad (5-3-9)$$

应用式(5-3-9)时应注意 $\sigma_{\theta h}$ 的符号，当启动加热时，中心部位 $\sigma_{\theta h}$ 、 σ_{θ} 值为正，为拉应力，合成应力 σ_{eq} 为切向热应力与切向离心应力代数差。当停机时，中心部位 $\sigma_{\theta h}$ 值为负，是压应力、 σ_{θ} 值为正，故机组停机时，中心部位为危险应力之一，应予以严格控制。根据 G.E 公司统计，若将中心部位应力的切向应力合力控制在 $0.9\sigma_s$ (屈服极限，30CrMoV 钢在 500℃ 时约为 392MPa) 以下，将不会由中心部位发生断裂事故。据报道，由于国外近年来曾有多台机组于中心部位发生断裂，因此国外一些厂家将中心部位应力限定值减小至 $0.65\sigma_s$ 。

3 计算实例

本算例主要用来研究中心孔有无对热应力的影响，为避免复杂结构对应力的影响，本算例分别取半径为 0.56m，长 3 米的长圆柱体光轴作为计算的几何模型，如图 5-3-1，材料模型采用表 3-2-1 所示的 30Cr1Mo1V 材料的物理性能，对流换热边界条件采用第三类边界条件，外表面放热系数采用图 5-3-2 所示变化曲线。转速变化曲线如图 5-3-3 所示。

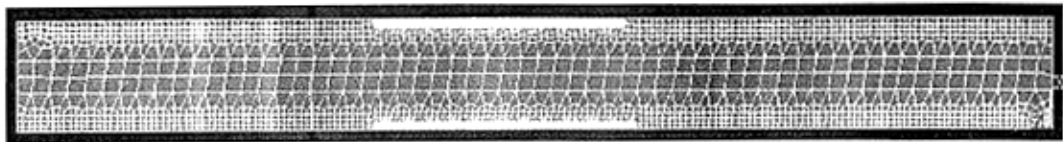


图 5-3-1 圆柱几何模型

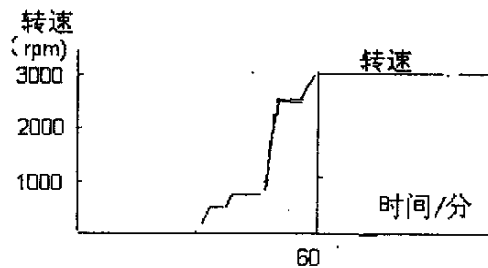


图 5-3-2 转速升速曲线

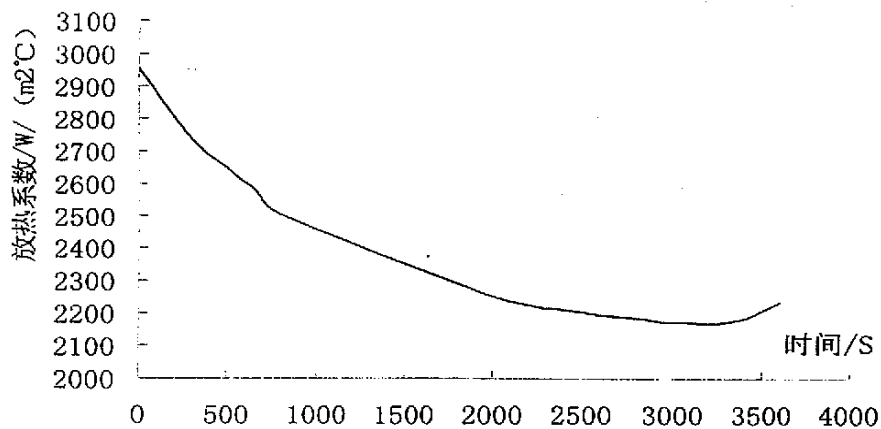


图 5-3-3 放热系数变化曲线

根据上述模型，计算结果如表 5-3-1 和表 5-3-2 所示。

表 5-3-1 转子外表面合成应力(MPa)

时间 S	热应力、离心应力 叠加时应力场计算				热应力与离心力单独计算						公式 5-3-4 计算
					三方向热应力			合成 热应 力	离心应力		
	切向 应力	轴向 应力	径向 应力	合成 应力	轴向 热应力	切向 热应力	径向 热应力		切向 应力	径向 应力	
720	-226	-227	0.06	226	-218	-218	0.001	218	0.3	0.007	-217.7
1200	-191	-193	0.017	192	-189	-188	0.03	188	0.9	0.02	-187.1
2400	-147	-154	0.084	150	-155	-155	0.01	155	3.6	0.08	-151.4
3600	-130	-146	0.19	139	-137	-137	0.02	137	8.1	0.2	-128.9

表 5-3-2 转子中心部位合成应力(MPa)

时间 S	热应力离心应力叠加 时 应力场计算				热应力与离心力单独计算								5-3-9 与 叠 加 误 差 %
					三方向热应力			合 成 热 应 力	离心应力		公式	公式	
	切 向	轴 向	径 向	合 成	切 向	轴 向	径 向		切 向	径 向	5-3-4 计算	5-3-9 计算	
720	110	212	110	102	106	208	107	38.5	1.2	1.2	107.2	104.8	2.74
1200	109	208	109	100	108	213	109	103	3.1	3.2	111.1	104.9	4.9
2400	93	163	92.8	68.9	82.5	162	82.3	80.7	12.7	12.7	95.2	69.8	1.31
3600	101	153	101	51.9	74.2	145	73.7	70.9	28.4	28.4	102.6	45.8	11.7

对比表 5-3-1 和表 5-3-2 中转子有限元叠加应力场计算结果与公式 5-3-4 计算应力结果,就外表面而言,在 1200S 时,叠加切向应力为-191MPa,公式 5-3-4 计算为-187.1,误差 2.04%,在误差允许范围之内,其它时刻同样如此,所以公式 5-3-4 可以等效计算其切向应力。

从中心部位应力分析,公式 5-3-9 计算结果与叠加应力法合成应力计算结果比较接近,在 720S 时,叠加应力法计算结果的合成应力为 102MPa,公式 5-3-9 计算为 104.8,误差为 2.74%,相应在其它各时刻误差如表 5-3-2 所示。计算结果显示,公式 5-3-9 可计算无中心孔转子中心部位的合成应力。

表 5-3-1 表明机组开始运行时,转子外表面轴向热应力与切向热应力值相等,在转子启动时,由于切向离心应力为正,切向热应力为负,叠加削弱了转子合成切向应力,而转子轴向离心力可以认为是零,对轴向合成应力并无削减作用,轴向应力绝对值大于切向合成应力。因此,根据《材料力学》P322 第一强度理论^[28],此时轴向应力是转子裂纹产生的主要原因。该结论有待于工程实际的进一步完善。

上述分析表明在线监测系统采用公式 5-3-4 作为监测面应力计算公式,虽然计算数值上比较接近,但没有客观真实地反映出引起转子裂纹产生的主要应力状态,过低估算了引起转子裂纹产生的主要应力,降低了系统可靠性。《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》在线监测理论应力计算公式(5-3-4)将切向应力作为转子外表面裂纹产生的主要应力是不正确的,它不适应于转子外表面裂纹产生主要应力的计算,只适应于有中心孔转子中心孔内表面裂纹为轴向裂纹时应力的计算。

5.3.2 转子在线监测应力和应变理论计算^[2]及评价

汽轮机在启动、运行、停机过程中,转子受到温度梯度产生的热应力、蒸汽压力对转子产生的压应力、传动扭矩引起的剪应力、自重引起的弯曲应力、叶片、叶轮以及转子旋转产生的离心力。

1. 离心力计算

A. 转子外表面离心力应力计算

汽轮机转子外表面叶轮根部向轴面过渡区离心应力计算表达式:

$$\sigma_t = \rho r_2^2 \omega^2 \frac{3m-2}{4(m-1)} \left[1 + \frac{m+2}{2m-2} \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] \quad (5-3-10)$$

式中: m —泊桑数的倒数;
 r_1 —转子内径, m;
 r_2 —转子外径, m;
 ω —转动角速度, rad/s。

B. 转子中心孔表面离心力应力计算

转子中心孔表面的离心应力采取二次算法, 它包括两项: 转轴旋转时自重引起的切向离心应力和由于叶轮作用、径向负荷所产生的切向离心应力。

a. 旋转时, 转轴自重引起的切向离心应力:

$$\sigma_t = \frac{\rho \omega^2 R_2^2}{4} [(1-\nu) \cdot k_2^2 + 3 + \nu] \quad (5-3-11)$$

式中: ν —泊桑数;
 k_2 —半径比, $k_2 = R_1/R_2$, R_1 内径, R_2 外径。

b. 叶轮半径上径向负荷在转子半径处的切向应力:

$$\sigma = \frac{\frac{2\sigma_{bi}}{1-k_2^2} + \frac{\rho \omega^2 R_{bi}^2}{4} (1-k_1^2 \cdot k_2^2)}{\eta \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_1^2} - \nu \right) + \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} + \nu \right)} \quad (5-3-12)$$

式中: σ_{bi} —所计算的第 i 个轮盘外径 R_{bi} 处的径向应力, 具体的计算可参阅《汽轮机强度计算》第三章汽轮机叶片强度的计算和第六章轮盘和转子的强度计算。

ω —转动角速度, rad/s;

η —修正系数;

k_1, k_2 —转子的半径之比。

中心孔的切向应力为上述两个应力之和。

C. 在线监测时, 如果每次计算都采用二次算法, 不仅编程麻烦, 而且影响计算速度。可事先由有限元法离线计算出额定转速即 $N_0=3000\text{r/min}$ 时的离心应力, 在其它转速下的离心应力可采取下式进行计算:

$$\sigma_t = \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \sigma_0 \quad (5-3-13)$$

式中: N —转子的转速, r/min;

N_0 —转子的额定转速, r/min;

σ_t, σ_0 —转速 N 下应力和额定转速下应力, MPa。

2. 转子热应力计算

汽轮机在启动、停机和负荷变动过程中, 由于蒸汽温度变化得很快, 转子内外表面必然存在着较大的温差, 产生热应力。热应力的计算基本方程:

$$\sigma_{th} = \frac{E\alpha}{1-\nu} \Delta t_m \cdot K_{th} \quad (5-3-14)$$

式中: E —材料的弹性模量;

α —材料线胀系数;

ν —泊桑比;

K_{th} —考虑结构的热应力集中系数;

Δt_m —体积平均温度 t_m 与内外表面温度之差, 计算外表面应力时, $\Delta t_m = t_m - t_{is}$; 计算内表面应力时, $\Delta t_m = t_m - t_i$ 。

根据《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》一书 p75 公式 (1-61), 该公式为计算热应力的通用公式。

3. 在线应力合成及合理性分析

(1) 合成应力场的计算, 首先假设转子外表面及中心部位只存在轴向应力与切向应力。其中切向应力包括热应力与离心应力, 轴向应力只有热应力。然后假设转子表面裂纹为径向裂纹, 促使裂纹生成与扩展主要是切向热应力。其当量热应力计算公式采用(5-3-4)。

根据前述分析, 第二条假设并不存在理论基础, 也不存在经验基础。《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》一书 p81 表明转子的中心孔部位裂纹多为径向, 并未指出转子外表面裂纹也为径向裂纹, 也没有指出无中心孔转子中心部位裂纹为径向。而且, 对于无中心孔转子, 应力状态不同于有中心孔转子, 根据式(5-3-5)到式(5-3-9)推导, 无中心孔转子中心部位的等效力计算公式应为式(5-3-9)。

(2) 根据 5.3.1 中无中心孔转子中心部位应力状态理论推导和计算实例分析, 转子外表面若不考虑轴向热流影响, 轴向应力绝对值大于切向应力, 在裂纹形成中起主要作用, 因此在线监测外表面应力计算公式应修正为:

$$\sigma_{com} = K_{th} \sigma_{yth} = k_{th} \sigma_{\theta h} \quad (5-3-15)$$

中心部位应力计算公式应修正为式(5-3-9)。

4. 热应变的计算

根据弹塑性理论, 可由热应力 σ_i (σ_{eq}) 求热应变 $\Delta \varepsilon_i$

$$\text{当 } |\sigma_i| < \left| \frac{\sigma_c}{1.5} \right| \text{ 时: } \Delta \varepsilon_i = \frac{1+\nu}{1.5E} \sigma_i \quad (5-3-16)$$

$$\text{当 } |\sigma_i| > \left| \frac{\sigma_c}{1.5} \right| \text{ 时, } \Delta \varepsilon_i = A \sigma_i^n \quad (5-3-17)$$

$$\text{其中: } \left| \overline{\sigma}_r^c \right| = (A\overline{E})^{\frac{1}{\mu-1}} \quad (5-3-18)$$

$$A = \frac{0.002\overline{E} + \sigma_{0.2}^c}{E(\sigma_{0.2}^c)^\mu} \quad (5-3-19)$$

$$\overline{E} = \frac{1.5E}{1+\nu} \quad (5-3-20)$$

$$\sigma_{0.2}^c = 0.8\sigma_{0.2}^t \quad (5-3-21)$$

$\sigma_{0.2}^t$ 、 E 与温度有关。

对于 $\frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_B} > 0.8$ 时, $\mu = 5$

其中: σ_B —拉伸强度。

当 $|\sigma_i| > \left| \overline{\sigma}_r^c \right|$ 时, 式 (5-1-8) 可化为

$$\Delta\varepsilon_i = \left[0.002 + \frac{(1+\nu)\sigma_{0.2}^c}{1.5E} \right] \left[\frac{E\alpha}{1-\nu} (t_m - t_i) K_{th} + \sigma_0 \left(\frac{N}{N_0} \right)^2 \right]^5 / (\sigma_{0.2}^c)^5 \quad (5-3-22)$$

如忽略离心应力影响, 上述可进一步简化为:

$$\Delta\varepsilon_i = \left[0.002 + \frac{(1+\nu)\sigma_{0.2}^c}{1.5E} \right] \left[\frac{E\alpha}{1-\nu} (t_m - t_i) K_{th} \right]^5 / (\sigma_{0.2}^c)^5 \quad (5-3-23)$$

5.3.3 应力对比分析

从切向热应力计算公式分析, 对比公式 (3-7-14)、(3-7-15) 和 (3-7-16), 本系统所计算热应力只有在转子外表面才相当于转子切向热应力, 而在转子中心部位只计算了转子切向热应力, 式 (5-3-14) 相当于式 (3-7-16), 此时, 该公式表示轴向热应力, 轴向热应力为切向热应力的两倍。

寿命在线监测系统把切向应力作为估算转子寿命的依据。在线计算所用放热系数与有限元法计算一致, 计算时, 将转子看为无限长圆柱, 离散为 15 层, 采用有限差分法计算出表面与中心部位温度差, 根据公式 (5-3-4) 即可求出机组启动各时刻热应力随时间变化曲线如图 (5-3-5)。

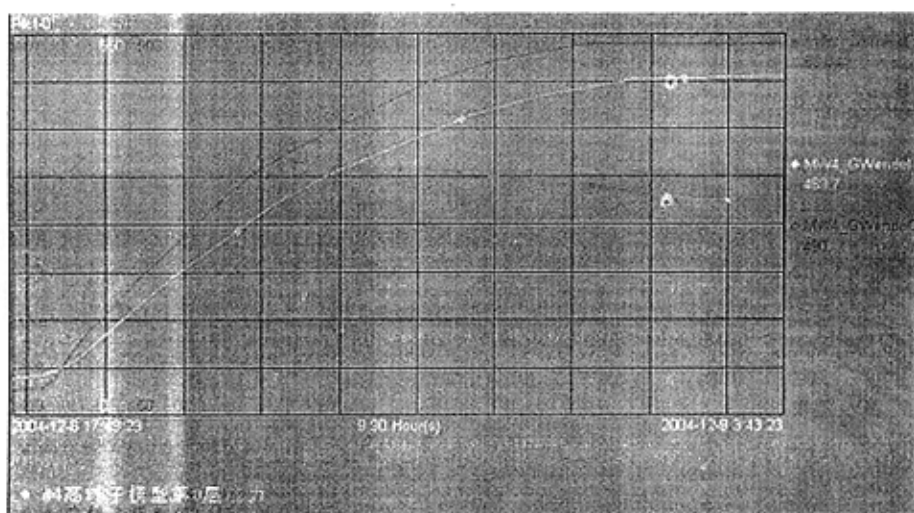


图 5-3-5 按规程拟订的启动过程高压转子监测面在线输出计算结果

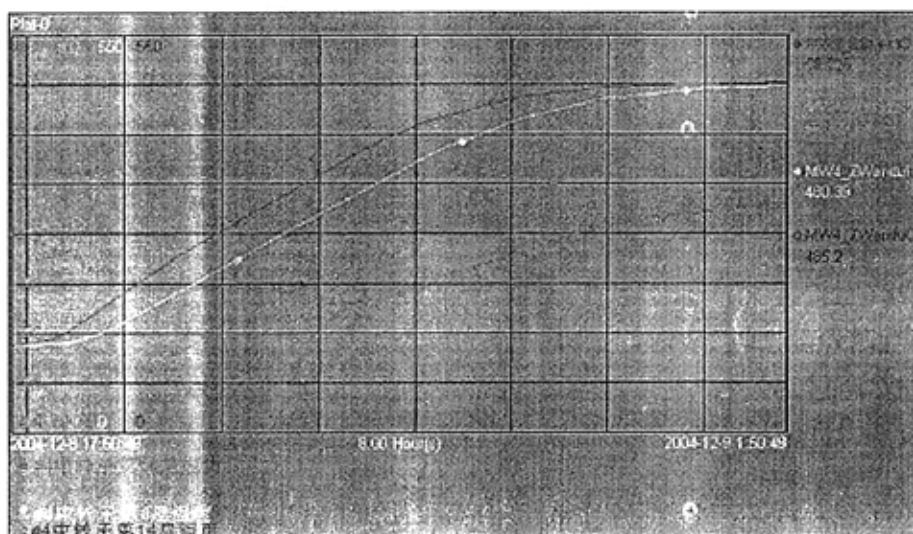


图 5-3-6 按规程拟订的启动过程中压转子监测面在线输出计算结果

分析图 5-3-5、图 5-3-6 与图 3-2-1、图 3-6-9，可以看出，在蒸汽参数、转速、负荷的变化规律一致时，两种计算方法计算出的高压和中压转子监测面的切向应力变化趋势一致，均为在启动一段时间达到一个较大值，并维持在一个相对稳定的水平，然后逐渐减小，且最大切向应力比较接近。

考虑转子应力集中系数的选用来看，外表面切向应力计算结果与有限元计算基本一致，系统表现出较高的可靠性。但该系统考虑中心部位的应力计算时，误将《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》一书中有中心孔转子中心孔内表面应力计算公式应用于本系统中，根据前面分析，中心部位应力状态比外表面复杂，不单存在切向热应力、径向热应力，而且轴向热应力更是切向热应力的两倍，所以中心部位也是一个值得注意的危险部位。

5.4 系统寿命损耗可靠性分析

本节主要从在线低周疲劳寿命损耗计算角度，从模型选择是否合理性角度出发，对有限元计算与在线监测计算的应力和寿命进行对比分析。

在线计算时，把图 5-4-1 拟合成 N_i 与 $\Delta \varepsilon_i$ 的多项式。启动或停机时每个应变峰值所造成的疲劳损耗为 $1/2N_i$ ，根据 Palmgram—Miner 法则，累计疲劳损耗为

$$\omega = \sum \frac{n_i}{2N_i} \quad (5-4-1)$$

式中： N_i —应变幅值为 $\Delta \varepsilon_i$ 时，材料出现第一条宏观裂纹的应变循环数，由材料疲劳曲线查得；

n_i —实际经历的应变幅值为 $\Delta \varepsilon_i$ 的应变循环数。

当应变循环比较复杂时，应该用雨流法进行统计计算。

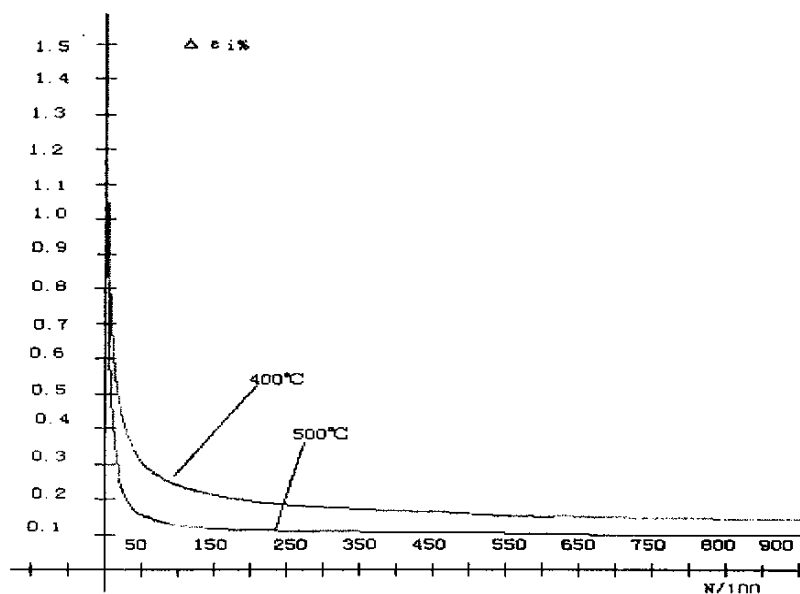


图 5-4-1 转子材料的实验疲劳曲线

根据图 5-4-1，假设三种启动方式：

1) 简化启动，假设匀速升温升压，温升率调节级蒸汽为 $1.538^{\circ}\text{C}/\text{分}$ ，再热蒸汽为 $1.356^{\circ}\text{C}/\text{分}$ 。然后分别把启动参数输入软件，按实时系统的流程进行计算，并输出各项结果。

2) 按规程启动，兼顾机组启动的快速性和安全性，不同时段主蒸汽及再热蒸汽采用不同的温升率，调节级蒸汽温升率亦同步变化，最高约为 $1.30^{\circ}\text{C}/\text{分}$ ，暖机过程只有 $0.697^{\circ}\text{C}/\text{分}$ ，主蒸汽、调节级蒸汽、再热蒸汽的压力亦分段变化。

据此拟订的启动过程参数变化更接近机组的实际工况，不仅可以测试程序运行的正确性，其计算结果还可以作为启动过程优化分析的依据。

3) 实际启动，从电厂数据库中录取了一次完整的冷态启动过程，并按系统实际运行的方式，进行了参数读入。

根据上述方式，计算结果如表 5-4-1。

表 5-4-1 冷态三种启动方式转子温度、压力、疲劳寿命损耗统计表

监测部位	考核方式	转子内外表面最大温差℃	转子表面应力峰值 MPa	对应的转子应变 mm	疲劳寿命损耗%
高压转子	方式一	101.54	328.63	0.21018	0.011288
	方式二	52.0	173	0.07	0
	方式三	3.0	80.111	0.0439	0
中压转子	方式一	109.93	326.26	0.19572	0.012059
	方式二	57.28	139.71	0.066	0
	方式三	10.92	134.82	0.0679	0

注：方式一为简化启动，方式二为按规程的启动，方式三为实际启动

弹塑性理论表明应力达到材料屈服极限时，材料将产生塑性变形，塑性变形是低周疲劳寿命损耗的主要因素。从表 5-4-1 启动方式三看出，转子表面切向热应力为 144MPa，该应力并没有达到材料的屈服极限，所以根据单轴损伤模型计算，得出相应的疲劳寿命损耗高压转子为 0%，中压转子为 0%。但单轴应力没有达到材料屈服点，并不表明合成应力小于材料屈服应力。

从有限元低周疲劳寿命估算公式可以看出，采用切向应力估算低周疲劳寿命等价于连续损伤力学单轴应力损伤计算模型或者 Manson-Coffin 计算模型估算，从第四章考虑复杂应力状态对转子低周疲劳寿命影响的连续力学多轴损伤模型分析可知，采用切向应力评价转子寿命，没有考虑多轴应力对转子寿命的影响，估算得出的转子低周疲劳寿命损耗偏低，存在较大的误差。因此，为确保寿命估算的可靠性，可在在线监测系统中引入三轴度因子，考虑多轴应力的影响。该方法有利于将简单的单轴应力试验结果应用于多轴应力损伤分析，更好的提高转子寿命预测的准确性，提高系统可靠性。

5.5 本章小结

按《大容量火电机组寿命管理与调峰运行》一书在线监测理论研制的汽轮机转子寿命在线监测系统可为启动优化和实际运行提供重要的依据。但根据前述分析，存在如下几点不足，在一定程度上降低了系统可靠性。

1、混淆了有中心孔转子与无中心孔转子中心部位应力理论计算公式。无中心孔转子中心部位与有中心孔转子中心孔内表面应力状态完全不相符，应力计算公式也完全不同，但本系统依然采用有中心孔转子中心孔内表面应力计算公式计算无中心孔转子中心部位应力计算。

2、没有明确外表面促使裂纹形成的主要作用力，虽然计算结果相似，但原

理上存在不足。

3、对比公式(3-7-14)、(3-7-15)和(3-7-16)，本系统所计算热应力在转子中心部位只计算了转子的切向热应力，实际上式(5-1-14)相当于式(3-7-16)，只有在转子外表面才相当于转子切向热应力，而在中心部位，它表示轴向热应力，此时轴向热应力为切向热应力的两倍。

4、轴向应力是促使转子外表面裂纹形成的主要作用力，在线计算中外表面应力计算应修正为公式(5-3-15)，无中心孔转子中心部位等效应力计算应为公式(5-3-9)。

5、低周寿命损耗模型的选择也存在很大不足。本系统中，采用切向应力计算寿命损耗，相当于单轴损伤模型，根据有限元计算分析，该模型忽略了复杂应力状态对转子寿命的损耗，过高估算了转子低周疲劳致裂寿命。也即当转子已经产生裂纹时，在线监测系统可能仍然显示转子可以安全运行。

6、虽然在线系统只能计算出切向应力，但可以根据假设将切向应力计算结果应用于轴向应力，并在在寿命计算中引进多轴度因子，考虑多轴应力对寿命影响，提高系统可靠性。

7、在线监测系统中没有严格区分中心部位和外表面热应力计算理论公式，无中心孔转子中心部位径向、切向和轴向热应力计算公式分别为式(3-7-14)、(3-7-15)、(3-7-16)，外表面切向热应力公式为式(5-3-14)，从计算公式形式分析，式(3-7-14)与式(3-7-15)等价，式(3-7-16)与式(5-3-14)等价，且式(3-7-15)中表征的中心部位切向热应力为式(5-3-14)表征的热应力的二分之一，但在线监测系统中并没有将二者区分，依然只采用(5-3-14)。

第六章 结论和建议

论文计算了 135MW 机组冷态启动时转子温度场和应力场,确定了转子在线寿命监测危险截面,研究了转子低周疲劳寿命,理论分析并推导了转子在线监测理论,其核心的工作主要有以下几个方面:

1、利用 Ansys 软件,进行转子温度场和应力场有限元计算。基于半山发电有限公司 4# 机高、中压转子结构,建模时取整个高、中压转子通流部分为计算对象,将叶片旋转产生的离心力以离心力等效原则施加在转子上建立计算有限元模型。高压和中压蒸汽对转子表面对流换热假设为第三类边界条件,通过 ANSYS 对实际启动全过程的模拟计算,得出了机组运行不同时刻下转子温度场和应力场,真实反映了汽轮机转子运行特点,为在线监测系统研制提供了依据。

2、转子表面存在凹槽、轴肩和叶轮根部等过渡区域,而且实践证明转子最大应力区域一般出现在这些部位,因此,在这些部位,热应力集中系数是影响热应力水平的因素。其值不同于机械应力集中系数,是一个复杂的多元函数,解析法一般难于求得其准确结果。本文采用有限元法计算得到过渡部位 σ_{\max} ,通

过取 σ_{\max} 与光轴的公称应力之比来获得,并绘出了机组冷态启动过程中转子调节级与中压级叶轮根部过渡部位 Mises 热应力、切向热应力集中系数变化曲线,为在线监测系统转子调节级与中压外表面过渡部位应力计算提供了基础。

3、针对杭州半山发电有限公司 4# 机组转子为无中心孔转子,目前尚缺无中心孔转子在线监测应力计算理论,而无中心孔转子中心部位应力状态不同于有中心孔转子中心孔内表面应力状态,本文理论推导了无中心孔转子中心部位应力理论计算公式,并采用有限元方法进行了验证。根据已推导理论,对现有在线监测理论以切向合成应力为评介转子安全运行的准则提出了异议,提出了在线监测应力计算准则,进一步完善了转子在线监测理论。

4、疲劳裂纹有一个形成和发展过程,本文研究转子的致裂寿命。疲劳形成过程以微观为主,从疲劳形成机理分析,转子疲劳寿命的形成归根结底是金属材料原子间作用力平衡改变的结果。影响疲劳寿命的因素很多,本文对材料、应力、结构尺寸等主要因素作了讨论。

5、转子承受的疲劳载荷是一个连续而复杂的过程。本文引进了 Lemaire 的非线性低周疲劳连续损伤累积理论,通过引进三轴度因子,建立了汽轮机转子低周疲劳寿命损耗计算模型,将材料简单试验的低周疲劳试验结果应用于计算复杂应力状态下转子低周疲劳寿命损耗,计算了汽轮机转子在复杂应力状态下的低周疲劳寿命损耗,并将其和 Manson—Coffin 寿命—应变关系式、Miner 线性累积损伤准则计算结果进行了对比分析。分析结果表明多轴损伤累积模型,较为准确的反映了转子低周疲劳寿命非线性累积损伤过程,考虑了多轴应力状态

对低周疲劳寿命的影响，而Miner线性累积损伤准则和单轴非线性损伤模型过高的估算了转子的低周疲劳寿命，不能代表转子的实际低周疲劳寿命。

6、在本文前几部分内容基础上，从系统参数采集、在线应力计算理论和低周疲劳寿命损伤模型选用三方面评价了系统可靠性。首先分析了影响在线寿命监测系统可靠性的各种因素。然后采用有限元计算方法，建立温度修正模型，用热电偶监测温度修正转子表面温度，提出具体的温度修正公式。对比分析了在线系统应力计算结果与有限元计算结果，最后研究了在线系统切向热应力计算转子寿命损耗的依据和不足，提出了适当的改进方法。

当然，本文推导的在线监测应力计算公式，还只是做了理论推导和有限元计算验证，要将其应用于在线监测系统，不仅需要在工程实际中进一步验证和完善，更要做好以下几方面工作：

1、本套理论还只是在定常热传导条件下推导而得到的，对于非定常条件下的推导尚需进一步深入研究。

2、有限元计算还只是研究了转子致裂寿命，对转子裂纹形成以及扩展的研究还有待进一步深入，特别是有限元模拟转子裂纹扩展。

3、虽然在寿命损耗计算模型中引入了三轴度因子，但复杂应力状态下转子的寿命损耗依然是一个复杂的问题，多轴应力对寿命损耗模型还有待继续研究和改进。

4、温度修正模型以蒸汽对汽缸表面与转子表面放热的对称性为前提，假设蒸汽对监测部位转子表面放热与对汽缸放热一样还有待进一步验证。

参考文献

- 【1】丁有宇、周宏利、徐铸、刘振田, 汽轮机强度计算, 水利电力出版社, 1985. 5
- 【2】张保衡, 大容量火电机组寿命管理与调峰运行, 水利电力出版社, 1988. 10
- 【3】任浩仁、徐旭、陈坚红、盛德仁、沈锋, 裂纹转子剩余寿命的研究进展, 机电工程, 1997. 3
- 【4】汽轮机转子寿命的研究, 水利电力部西安热工研究所, 1985. 5
- 【5】李维特、丁常富、张宝衡、赵军、祁智明、李贵元, 神头二电厂捷制 500MW 机组的热应力预测, 热力发电, 1998. 3
- 【6】谭士林, 日本汽轮机转子材料发展近况, 河南省电力试验研究所
- 【7】安江英、卞双、周兰欣、张宝衡, 汽轮机转子合成应力公式, 华北电力大学学报, 1998. 4
- 【8】葛晓霞、缪国钧, 汽轮机启动过程中转子温度的计算分析, 热力发电, 1997. 10
- 【9】R. Viswanathan、R. I. Jaffee, Toughness of Cr-Mo-V Steels for Steam Turbine Rotors, Journal of Engineering Materials and Technology, 1983. 8
- 【10】I. Klevtsov、R. Crane, Evaluation of Accumulated Fatigue in Metals Due to Random Oscillating Thermal Stresses, Journal of Pressure Vessel technology, 1998. 2
- 【11】V. P. Swaminathan、N. S. Cheruvu、A. Saxena, Life Assessment of an HP-IP Rotor Under Creep Service Conditions, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1990. 4
- 【12】N. E. Dowling, Fatigue Life Prediction for Complex Load Versus Time Histories, Journal of Engineering Materials and Technology, 1983. 7
- 【13】西南电力设计院、张晋斌, 汽机应力计算及寿命损耗预测, 热力发电, 1996. 5
- 【14】赵敬禄, 汽轮机无中心孔转子的应用, 汽轮机技术, 1994. 12
- 【15】丁皓江 等, 弹性和塑性力学中的有限单元法, 机械工业出版社, 1989. 11
- 【16】Woehler A. Über die festlgkeit-sveruche mit eisen and stabl. Z. fur Bauwesen, 8. 1858—1870
- 【17】大野、裕司等, 汽轮机转子轴封部位的放热系数, 火力原子发电厂, 1978. 7
- 【18】陈飞, 多维应力状态下的高温低周疲劳寿命预测, 大连理工大学硕士学位论文, 2002. 3
- 【19】Ansys 公司, Ansys 技术报告
- 【20】郭成壁 等, 有限元及其在动力机械中的应用, 国防工业出版社, 1984. 12
- 【21】饶寿期, 有限元和边界元法基础, 北京航空航天大学出版社, 1990. 6
- 【22】任容, 汽轮机调峰运行寿命监测与优化, 浙江大学硕士学位论文, 2002. 2
- 【23】安江英、张宝衡, 关于汽轮机转子寿命预测中的若干问题, 华北电力大学学报, 1996. 10
- 【24】J. A. 格兰汉主编, 孟少农译, 零件疲劳设计手册, 人民交通出版社, 1984. 3
- 【25】黄仙、倪维斗, 汽轮机转子热应力的“复频法”建模研究, 动力工程, 1995. 12
- 【26】徐鸿、任宏, 材料退化影响下汽轮机转子寿命损耗的探讨, 中国电机工程学报, 1992. 1
- 【27】魏先英、余耀, 调峰机组汽轮机转子热应力及寿命损耗的计算, 上海汽轮机
- 【28】刘鸿文, 材料力学, 高等教育出版社, 1991. 5

- 【29】倪维斗、黄仙、张宝衡, 汽轮机转子热应力的在线监控模型, 清华大学学报, 1998.4
- 【30】倪维斗、黄以腾、汤云柯、寇可新, 汽轮机转子优化运行的热应力在线实时监控系
统, 动力工程, 1997.4
- 【31】李雅武、李长宝、王海英、王忠谦, 30Cr1Mo1V 转子钢低周疲劳性能及损伤演变规
律研究, 汽轮机技术, 1998.7
- 【32】荆建平, 孙毅, 夏松波, 冯国泰, 非线性连续损伤模型在汽轮机转子低周疲劳分析
中的应用, 中国电机工程学报, 2001.10
- 【33】Chaboche J L, Lesne P M, 1998. A Non-linear continuous fatigue damage model[J].
Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct. 1988, 11(1):1-17
- 【34】Lemaitre J, Chaboche J L. Mechanics of Solid Materials[M]. Cambridge
University Press, Cambridge, 1998.
- 【35】Madelaine, Chaudonneret. A simple and efficient multi-axial fatigue damage
model for engineering applications of macro-crack initiation[J]. Trans ASME,
J. Eng. Materials and Tech, 1993, 115(4):373-379.
- 【36】黄丹、许聪平、郭乙木, 汽轮机转子热-力耦合非线性分析及低周疲劳损伤评估, 热
力发电, 2003.7
- 【37】赵敬禄, 汽轮机无中心孔转子的应用, 汽轮机技术, 1994.12
- 【38】上海发电设备成套研究所. 汽轮机无中心孔整锻扎译文集
- 【39】赵名洋等, 应变疲劳分析手册, 科学出版社, 1987.8
- 【40】王平修, 热应力与热疲劳(基础理论与设计应用), 国防工业出版社, 1984.11
- 【41】[苏]Л.М.什科利尼克, 疲劳试验方法手册, 机械工业出版社, 1983.4
- 【42】王竹内洋一郎, 热应力, 科学出版社, 1977.8
- 【43】赵少津, 抗疲劳设计, 机械工业出版社, 1994.1
- 【44】张行, 赵军, 金属构件应用疲劳损伤力学, 国防工业出版社, 1998.11
- 【45】蔡永恩, 热弹性问题的有限元方法及程序设计, 北京大学出版社, 1997.10
- 【46】唐雪松、杨继运、蒋持平、张行, 轴对称构件疲劳寿命预测的损伤力学--附加载荷
--有限元法, 航空学报, 2002.3
- 【47】张光, 汽轮机转子热应力集中系数瞬态特性分析, 中国电力, 1996.8
- 【48】戈小牧、何光新、寇可新, 考虑中心孔影响的汽轮机转子热应力解析递推算法,
工程热物理学报, 1997.7
- 【49】Jayanta Das, Srinivasan M. Sivakumar. Multi-axial fatigue life prediction of
a high temperature steam turbine rotor using a critical plane approach.
Engineering Failure Analysis. 2000.7
- 【50】黄树华, 汽轮机转子低周疲劳寿命的可靠性设计, 汽轮机技术, 1991.6
- 【51】朱凯明、孔祥谦、曹维平, 汽轮机转子热应力的有限元法分析和研究, 华北电力, 1993.5
- 【52】万嘉礼. 机电工程金属材料手册[M]. 上海: 上海科技出版社, 1990.
- 【53】陈坚红、阮伟、任浩仁、盛德仁、徐旭, 冷态启动温升率对汽轮机转子寿命影响的
研究, 动力工程, 1997.12
- 【54】王建梅、蔡凯、王国防、黄庭辉等, 调峰汽轮机转子热应力及寿命损耗在线监测系
统, 汽轮机技术, 2001.10

- 【55】毕仲波、杨建柱、王学同，影响汽轮机转子热应力及寿命的因素分析，山东电力技术，2002.3
- 【56】新中企产业研究中心，2004 年中国电力生产行业研究报告

硕士期间发表论文

- 【1】陈江龙、盛德仁、陈坚红、李蔚、任浩仁，汽轮机 T 型叶根有限元模态分析边界条件的研究，动力工程 2004, 24(4)
- 【2】陈江龙、盛德仁、陈坚红、李蔚、任浩仁，基于模态分析的汽轮机叶片有限元拓扑结构优化 电站系统工程 2005 (1) (录用)

硕士期间完成项目

- 【1】2003/3-2003/12 300MW 机组叶片断裂原因分析及结构改进 采用 ANSYS 对黄埔电厂国产 300MW 汽轮机低压末三级叶片在各种不同边界条件下的模态作了计算分析，分析了各种边界条件对叶片自振频率的影响，得出了各种边界条件与叶片固有频率的变化关系，提出了弹性模拟叶片边界约束的计算模型，确定了该级叶片故障的原因，提出了结构改进方法，为叶片结构改进及故障分析提供了理论基础。
- 【2】2004/3-2004/12 大型汽轮机组转子应力和寿命在线分析系统 完成了转子有限元建模，计算了非线性状态下转子的温度场和应力场，确定了转子高速旋转状态下的危险截面，并对转子寿命进行了预测。
- 【3】2004/6—2004/7 汽轮机转子裂纹原因有限元计算分析及机组启动方式优化 根据有限元计算结果，分析了裂纹产生原因，优化了机组启动方式。

致 谢

金秋送爽、丹桂飘香的零二年九月，带着一颗求知的心我来到了以秀丽湖光山色和众多名胜古迹闻名中外的西子湖畔。西湖的景是美丽迷人、引人入胜的，而我却无心恋风景，惟有有将自己全身心投入到硕士学业的学习中，终日奔波于教室、图书馆、实验室。硕士学习期间学习生活是丰富的，虽然大多数时间在实验室度过，但实验室的良好条件和丰富的业余活动令人流连忘返；硕士学习期间学习生活是快乐的，让我两年多来一直保持着一颗健康向上的快乐之心度过了人生中令人难忘的黄金时期；硕士期间学习生活是紧张的，书到用时方恨少，进入书海，方才领略到所学越多，所知越少的真正内涵；硕士期间学习生活是充实的，每天与书为伴，以实验室为家，在求是园浓厚的学习氛围中耳濡目染，不断在陶冶情操中丰富自我、完善自我、提升自我。

回首过去两年多的学习，感觉自己无论在独立学习能力、独立生活能力还是工作能力都有了质的飞跃。过去的两年多是美好的，有所得也有所失，但我不会因所得而自鸣得意，也不会因所失而悲泣，唯保留一颗平常心。研究生的生涯即将结束，要感谢的人实在太多，首先我要感谢我现在的两位导师，一位是盛德仁教授，一位是任浩仁教授，两位导师平凡而伟大，感谢他们两年多来的谆谆教导和耐心指导，正是他们悉心的指导、广博的知识和严谨的治学风格让我受益菲浅，他们诲人不倦的高尚师德，学生永铭记于心。在此，我谨向他们致以我最诚挚的谢意。其次我要感谢陈坚红老师、李蔚老师两年来在我学习生活中无私的帮助和指导；感谢李涌、袁鹏飞和赵洪宇等同窗学友的帮助；感谢黄雪峰、陈丽丽、杨璋等学弟学妹们陪我度过这两年多的风雨历程；还要感谢电厂热能动力及自动化研究所所有给予我关怀和指导的老师，其他同学以及曾经关心和帮助我的人。不想忘记，也不会忘记这两年多的美好时光。一方水土养育一方人，我会深深爱着求是园这片热土和曾经伴我一起走过的各位老师、同学和朋友。

最后我要特别感谢我父母二十多年的养育之恩，感谢他们无论在什么时候都默默的关心我、鼓励我、支持我。正是他们的关心、支持和鼓舞，我才能顺利完成硕士阶段的学业。

2005 年 1 月于求是园