

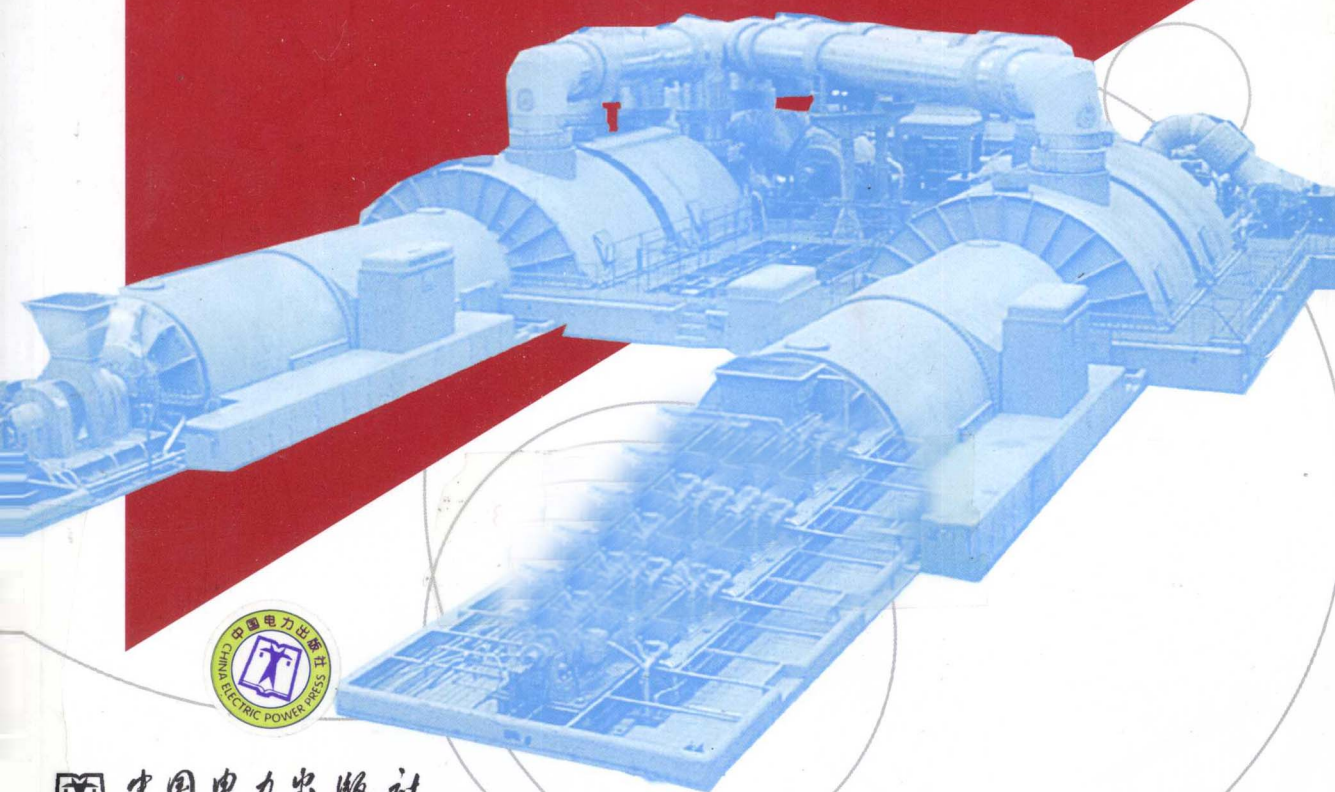
丁有宇 编著

QILUNJI
QIANGDUJISUAN
SHOUCE

汽轮机

强度计算

手册



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

QILUNJI
QIANGDUJISUAN
SHOUCE

汽轮机 强度计算 手册

丁有宇 编著



中国电力出版社
www.cepp.com.cn

内 容 提 要

为了满足火力发电厂汽轮机主要零部件的设计、安装、调试、运行和检修中涉及应力分析、振动分析、结构和材料的合理设计与选用等三方面内容,组织编写《汽轮机强度计算手册》一书。

本书共分九章,主要内容是:汽缸强度计算,介绍阀杆动应力及安全设计,汽缸壁厚及法兰尺寸、螺栓蠕变及初紧力、汽缸端壁应力与位移计算,汽缸引出管处局部、汽缸壁与隔板持环交界处及隔板槽底、汽缸和法兰热应力计算以及汽缸材料和强度校核;隔板强度计算,介绍隔板估算,隔板挠度、静叶斜弯曲、隔板与喷嘴、隔板套计算及安全校核;汽轮机叶片强度计算,介绍叶片结构、安装、型线应力、叶顶及连接件应力、成组弯应力、动态变形应力、截面几何特性、蠕变、轮缘应力等计算及其材料和安全系数选择;叶片振动,介绍叶片激振力及其频率、振动形式和应力、等变截面固有频率、频率修正、共振方法及安全条件、安全校核;长叶片弯曲振动计算,介绍自由叶片弯曲联合振动频率和振型计算、整圈连接叶片组频率和振型计算;轮盘和转子强度计算,介绍力学微分方程,等变厚轮盘、套装轮盘、整体转子、焊接转子等应力分析,轮盘和转子热应力分析、断裂判据与强度校核,转子寿命计算管理;转子动力学计算,介绍计算转子共振转速即临界转速的通用方法、图解法、分析法、初参数法、模化方法,以及转子动平衡要求、转子—轴承系统油膜振荡;实验应力分析,介绍应力实验分析的电测法、电阻应变仪及转换测量原理、应变测量、光弹性法、三维光弹性;汽轮机组安全维护,介绍防止汽轮机本体及相关管道进水或积水、控制热应力和差胀、固体颗粒对汽流通道的冲蚀、汽轮机通道部分积垢和转子强烈振动。书后附有动力工程常用单位换算表。

本手册是从事火力发电厂汽轮机设计、安装、调试、运行、检修和教研等单位的生产人员、工人、技术人员和管理干部等的必备工具书。

图书在版编目(CIP)数据

汽轮机强度计算手册/丁有宇编著. —北京:中国电力出版社, 2010.6

ISBN 978-7-5123-0145-0

I. ①汽… II. ①丁… III. ①火电厂-蒸汽透平-强度-计算-技术手册 IV. ①TM621.4-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2010)第 029291 号

中国电力出版社出版、发行

(北京三里河路 6 号 100044 <http://www.cepp.com.cn>)

汇鑫印务有限公司印刷

各地新华书店经售

*

2010 年 7 月第一版 2010 年 7 月北京第一次印刷

787 毫米×1092 毫米 16 开本 35.75 印张 792 千字

印数 0001—3000 册 定价 75.00 元

敬告读者

本书封面贴有防伪标签,加热后中心图案消失
本书如有印装质量问题,我社发行部负责退换

版 权 专 有 翻 印 必 究

前言



《汽轮机强度计算手册》是为保证火力发电机组中汽轮机主要零部件的安全运行而编写的。强度计算主要解决三方面内容，即：①限制零部件的应力，使其不超过零部件的实际承载能力；②限制零部件的变形和位移，使之不超过汽轮机许可的范围；③根据外载的情况和构件承载性质确定零部件的结构尺寸和选用材料。因此，本手册从应力分析、振动分析、结构和材料的合理设计与选用三方面进行论述，指导思想是零部件必须能在预定的使用年限内可靠工作。

在汽轮机零部件中，有的危险主要来自应力，如汽缸、叶轮及其轮缘、叶根、叶片等。其中叶片的应力是动载荷和静载荷共同作用的结果，故对叶片必须进行振动条件下的安全性计算。有的除应力外，还由于大的变形和位移可能造成本身和其他接配零部件的损坏，如隔板过大的变形将会损坏本身及叶轮；转子—轴承系统发生共振，此时转子本身内部的应力并没有变化，但振幅可能很大，从而造成对支座及与转子接配的汽封、隔板、汽缸的损坏。因而，对转子振动的计算目的主要是限制过大的变形和位移——振幅。

本手册主要介绍国内汽轮机厂多年来的实践经验以及国际同行的试验研究成果。全书共有9章和1个附录，主要内容如下：

第一章是汽缸强度计算。除介绍汽缸壁厚的计算和法兰螺栓的计算外，还对实践中期待解决的问题，如调节阀杆动应力计算和安全校核、汽缸端壁的详细计算、汽缸与引出管交界处的应力计算、汽缸的热应力计算、防止汽缸热疲劳的方法、不同性质的应力对构件安全性的影响、汽缸构件的断裂判据等，都给出了具体的解决方法。

第二章是隔板强度计算。除把以往使用的一种近似方法列入之外，还给出了瓦尔算法、详细算法、隔板套的应力计算和喷嘴的应力计算。

第三章是汽轮机叶片强度计算。主要是对各类叶片各部分的应力进行了分析。在叶根算法的讨论中，纠正了某些国外书本上的错误公式，给出了正确公式。同时，对如何正确地设计叶片才能使叶片性能好、应力低、安全性高等问题作了说明。

第四章是叶片振动。详细介绍了各类叶片的固有频率计算方法、调频方法、安全条件，以及动应力计算和安全考核。对以往振动倍率的模糊概念，也在本章中得到纠正。

第五章是长叶片弯扭振动计算。主要是为大型汽轮机长叶片的设计、计算提供了具体方法。

第六章是轮盘和转子强度计算。除了介绍叶轮、转子的二次计算法和整体计算法之外，为了适应大机组发展的需要，还给出了焊接转子的强度计算、轮盘和转子的热应力计算、轮盘和转子的蠕变计算、轮盘和转子的热疲劳、汽轮机的寿命计算和寿命管理，以及轮盘和转子的断裂判据和断裂安全校核方法。

第七章是转子动力学。本章给出了计算转子共振转速即临界转速的图解法、分析法和初参数法，并详细地论述了有关转子振动方面的一些重要问题，即：①阻尼对汽轮机转子振动的影响；②详细分析了转子—支座刚性相互影响和合理选配问题；③用模化方法求解转子临界转速；④给出了动平衡的振幅限制值，并相应给出了平衡面的布置法和允许的不平衡质量计算方法；⑤阐述了油膜振荡现象的机理和防止方法。

第八章是实验应力分析。扼要地介绍了常用的应力、应变测试方法。

第九章是汽轮机组安全维护。介绍了汽轮机运行维护中要着重掌握的技术措施。

附录给出了工程单位和国际单位的换算关系，全书计量单位采用工程计量单位制。

本手册是以汽轮机专业大学本科毕业水平的设计、调试、运行和教研人员为对象的，对制造厂的设计、试验和电厂的运行、调试、检修以及高等院校的教研工作都有参考价值。

丁有宇

2010年2月

目 录



前言

第一章 汽缸强度计算	1
第一节 调节阀阀杆动应力及安全设计	2
一、阀杆动应力计算(2) 二、阀杆安全设计(4) 三、阀杆应力计算实例(6)	
第二节 汽缸壁厚及法兰尺寸初步确定与计算	8
一、各部分尺寸初步确定(8) 二、汽缸法兰初步计算(13)	
第三节 螺栓蠕变及初紧力计算	16
一、根据密封性要求计算螺栓初应力 σ_0 (16) 二、考虑法兰、螺栓温差时螺栓实际紧应力计算(18) 三、法兰最弱截面处弯应力和压应力(20) 四、法兰对汽缸主简体应力分布的影响(21)	
第四节 汽缸端壁应力与位移计算	22
一、简单估算(23) 二、按二维壳体理论计算汽缸端壁的位移和应力(24)	
第五节 汽缸引出管处局部应力计算	32
一、引出管外段局部应力计算(32) 二、汽缸与引出管交界处的应力计算(34)	
第六节 汽缸壁与隔板持环交界处及隔板槽底应力计算	38
一、汽缸壁与隔板持环交界处的应力计算(38) 二、隔板槽底应力计算(39)	
第七节 汽缸和法兰热应力计算	42
一、汽缸热应力计算(42) 二、汽缸中分面法兰热应力(50) 三、汽缸构件的热屈服和合理温升控制原则(55) 四、减少热应力措施(58)	
第八节 汽缸材料和强度校核	58
一、汽缸构件安全系数选取(59) 二、汽缸构件断裂判据和断裂安全校核(62) 三、汽缸构件材料(68)	
第二章 隔板强度计算	73
第一节 隔板简易估算	73
第二节 隔板挠度和应力计算	77
第三节 静叶斜弯曲	82
第四节 隔板详细计算	86
一、隔板各组成元件承载情况(87) 二、力和变形之间的关系(90) 三、各方程组变换(97) 四、微分方程组的解(101) 五、变形、力和力矩计算公式(104) 六、应力计算公式(105)	

第五节 喷嘴计算	107
第六节 隔板套近似计算	110
第七节 隔板、喷嘴、隔板套及汽封体的材料和安全校核	112
第三章 汽轮机叶片强度计算	114
第一节 叶片结构形式	114
一、叶片型线部分(114) 二、动叶叶根(115) 三、动叶顶部(116)	
四、叶片连接件及其连接形式(117)	
第二节 叶片型线部分应力计算	118
一、叶片蒸汽弯应力计算(118) 二、等截面叶片拉应力计算(123)	
三、变截面叶片拉应力计算(126)	
第三节 叶顶及连接件应力计算	129
一、围带应力计算(129) 二、拉金应力计算(131) 三、叶片铆钉头应力计算(132)	
第四节 有限成组叶片弯应力计算	132
一、围带反弯矩及叶片蒸汽弯应力计算(133) 二、拉金反弯矩及叶片蒸汽弯应力计算(137)	
第五节 叶片安装计算	140
一、直叶片和短的变截面叶片安装计算(141) 二、中长变截面叶片安装计算(143)	
第六节 考虑长叶片动态变形时应力计算	156
第七节 叶片截面几何特性计算	161
一、利用快速电子计算机计算叶片截面几何特性的方法(161) 二、计算叶片截面几何特性的切比舍夫法(167)	
第八节 叶片蠕变计算	171
第九节 叶根及轮缘应力计算	174
一、倒T形叶根及轮缘应力计算(175) 二、外包倒T形叶根及轮缘应力计算(177) 三、外包双倒T形叶根及轮缘应力计算(180) 四、叉形叶根及轮缘应力计算(186) 五、枞树形叶根及轮缘应力计算(190) 六、末叶片叶根及轮缘应力计算(195)	
第十节 叶片工作条件及其损伤	198
第十一节 叶片材料及安全系数选择	199
一、叶片材料选择(199) 二、安全系数选择(203)	
第四章 叶片振动	206
第一节 激振力产生原因及其频率	206
第二节 叶片振动形式——振型	209
一、单只叶片振型(210) 二、有限叶片组振型(210) 三、整圈连接叶片组振型(211)	
第三节 等截面叶片固有频率计算	212
一、等截面自由叶片固有频率计算(212) 二、等截面叶片组固有频率计	

算(216)	
第四节 变截面叶片固有频率计算	226
一、变截面自由叶片 A0 型振动频率计算(227) 二、用围带连接的变截面叶片组 A0 型振动固有频率计算(233) 三、用两根拉金连接的叶片组 A0 型振动固有频率计算(237) 四、围带和拉金连接的叶片组 A0 型振动固有频率计算(239) 五、围带连接的叶片组 B0 型振动固有频率计算(242) 六、叶片组 A1 型振动固有频率计算(244)	
第五节 对实际工作叶片频率的修正	266
一、工作温度对叶片固有频率的影响(266) 二、叶根连接刚性的影响(266) 三、离心力对叶片固有频率的影响(268)	
第六节 避免叶片共振方法及安全条件	270
一、避免叶片共振方法(270) 二、避免叶片共振安全条件(278)	
第七节 按静应力和动应力对叶片进行安全校核	280
一、基本概念(280) 二、安全倍率计算(282) 三、不调频叶片振动强度安全准则(283) 四、调频叶片振动强度安全准则(285)	
第八节 叶片振动应力计算	286
一、高频激振力计算(287) 二、单只叶片振动应力计算(289) 三、叶片组振动应力计算(293) 四、动应力公式中有关参数的确定(293)	
第九节 工艺性和运行条件对叶片安全性的影响	297
第五章 长叶片弯扭振动计算	299
第一节 自由叶片弯扭联合振动频率和振型计算	299
一、自由叶片弯扭联合振动微分方程推导(299) 二、弯扭联合振动方程的数值积分解法(314)	
第二节 整圈连接叶片组频率和振型计算	323
一、振动方程推导(323) 二、求叶片动力刚度矩阵(327) 三、求连接件传递矩阵(330) 四、具有一根整圈焊拉金叶片组的频率计算(332) 五、具有一根整圈松拉金叶片组的频率计算(332) 六、具有两根整圈焊拉金叶片组的频率计算(335) 七、具有一根焊拉金和一根松拉金整圈连接叶片组的频率计算(336) 八、具有两根整圈松拉金叶片组的频率计算(338)	
第六章 轮盘和转子强度计算	343
第一节 基本力学微分方程推导	344
第二节 等厚轮盘应力计算	348
一、等厚轮盘一般情况(349) 二、等厚轮盘几个特例(350)	
第三节 变厚度轮盘应力分析	353
一、二次解法求轮盘应力(353) 二、直接解法求轮盘应力(358)	
第四节 套装轮盘应力分析	372
一、套装轮盘过盈量确定(372) 二、轮盘应力计算(375)	
第五节 轮盘设计改进	378

一、轮孔位移—应力分析(378)	二、轮盘设计改进(385)	
第六节 整体转子应力分析		389
一、整体转子分段算法(389)	二、整体算法原理(389)	三、简化整体算法(394)
四、结构因素对整体转子应力的影响(395)		
第七节 焊接转子应力分析		396
一、轮盘与转鼓相接半径选取(396)	二、转鼓部分力学微分方程及其解(397)	三、转鼓位移方程积分常数确定(398)
四、转鼓各截面应力及轮盘应力和型线(402)	五、结构因素对焊接转子应力的影响(403)	
第八节 轮盘和转子热应力分析		405
一、热应力基本方程(405)	二、非稳定工况下的热应力(407)	三、热应力疲劳问题(414)
四、变厚度轮盘热应力计算(416)	五、轮盘蠕变计算(419)	
第九节 汽轮机转子寿命计算和寿命管理		419
一、计算步骤(419)	二、转子寿命管理方法(420)	三、机组寿命管理手段(422)
第十节 轮盘和转子初步强度校核及材料		423
第十一节 轮盘和转子断裂判据与安全校核		427
一、低频率、高应力幅作用下疲劳裂纹的发生(427)	二、轮盘和转子临界裂纹尺寸的确定(429)	三、初始裂纹尺寸 a_0 的确定(434)
四、轮盘和转子断裂判据(435)	五、轮盘和转子剩余寿命估算(435)	六、断裂判据在安全校核中的应用(436)
七、轮盘和转子钢的断裂韧性(438)	八、轮盘和转子材料 K_{Ic} 的测定方法(440)	
第七章 转子动力学		442
第一节 转子振动基本特性		442
一、转子临界转速概念(443)	二、单轮盘转子临界转速(443)	三、阻尼对转子振动的影响(448)
四、多自由度转子振动特性(455)		
第二节 多轮盘变截面转子临界转速的图解法		457
第三节 分析法求两支座转子的临界转速		467
第四节 轮盘回转力矩对临界转速的影响		477
第五节 支座弹性对转子临界转速的影响		480
一、敏感区与非敏感区(481)	二、支座刚度变化(482)	三、稳定区与不稳定区以及刚性和柔性支座(484)
四、转子与支座刚度选取和匹配(486)		
第六节 计算转子临界转速通用方法		487
一、基本原理(487)	二、计算方法及注意事项(490)	三、单跨转子与轴系临界转速的关系(492)
第七节 临界转速模化方法		494
一、模化基本关系式(494)	二、相似方程具体应用(496)	三、支座弹性近似确定(497)
第八节 转子动平衡要求		497

一、转子系统振动基本特点(498)	二、转子允许不平衡偏心力(499)	
三、允许不平衡质量分配(501)		
第九节 转子—轴承系统油膜振荡		503
一、油膜振荡现象和特征(503)	二、油膜振荡机理(504)	三、单质量
系统稳定性判据和失稳转速计算(507)	四、油膜振荡防止方法(516)	
第八章 实验应力分析		517
第一节 电测法		517
第二节 电阻应变片及转换原理		518
第三节 电阻应变仪及测量原理		519
第四节 应变测量		521
一、主应力方向已知(521)	二、主应力方向未知(524)	
第五节 复杂条件下应变测量		527
一、动态应变测量(527)	二、高温电测(527)	三、应变遥测法(529)
第六节 光弹性法		530
一、概述(530)	二、光弹性基本原理(530)	三、平面光弹性应力计算
(533)	四、三维光弹性(536)	
第九章 汽轮机组安全维护		540
第一节 防止汽轮机本体及相关管道进水或积水		540
一、总要求(540)	二、疏水系统(542)	三、主蒸汽系统(542)
四、再热器减温装置(542)	五、机组盘车(542)	六、再热前(冷段)蒸汽管道
系统(543)	七、抽汽系统和给水加热器(544)	八、其他系统(544)
九、检查和维护(544)		
第二节 控制热应力和差胀		546
一、转子温度场(546)	二、蒸汽温度控制(547)	三、转子热应力控制(547)
第三节 避免蒸汽所携带的固体颗粒对汽流通道的冲蚀		548
一、超临界机组高温金属部件的蒸汽氧化(548)	二、固体颗粒对汽轮机	
通流部分的冲蚀(549)	三、减少固体颗粒冲蚀的措施(549)	
第四节 防止汽轮机通道部分积垢		550
一、杂质沉积机理(550)	二、杂质影响(550)	三、水质量要求(551)
四、主机定期检查(554)		
第五节 防止汽轮机转子强烈振动		554
一、转子振动外部因素(555)	二、转子振动内部因素(555)	
附录 动力工程常用单位换算表		556
参考文献		560

汽缸强度计算

汽缸是汽轮机中最大的部件，它可以近似地看作是承受着温度和压力的密封容器。汽缸内有隔板、隔板套、键以及搭子等零件；汽缸外部还有若干引出管以及支持汽缸的猫爪和定位的键等。过去，绝大多数汽缸都是从水平截面分成上下两半；上下两半由法兰、螺栓连接并密封。现在，也有些汽轮机制造厂将承受高温、高压的汽缸，做成完整的圆筒式，这样，免去了中分面处的法兰、螺栓连接，大大改善了汽缸的工作性能。有些制造厂，则将完整的圆筒式汽缸分成两半，中分面不是用法兰、螺栓连接，而是用若干钢环将汽缸两半紧固和密封。关于后两种形式的汽缸，其应力计算十分简单，本章不予叙述。

在汽轮机的低压汽缸内，压力和温度都较低。一般大型汽轮机的低压缸多数是由钢板构件焊接而成，其主要问题是刚度问题。低压缸的刚度计算十分复杂，故工程中常常通过模型试验来确定其结构的合理与否。

本章只对具有中分面法兰的高、中压汽缸进行分析和计算。

由于汽缸承受内压和温度，因此对于汽缸的强度计算，应当包括内压引起的压应力和由温差引起的热应力，后者在启动和停机过程中尤其显著。同时，由于汽缸形状较复杂，在板、壳交界处由于变形的相互限制，造成汽缸局部应力明显增大。在汽缸法兰连接处，可能存在较大的应力。在汽缸引出管处，由于变形规律不同而可能出现局部尖峰应力。本章将分别就上述各部分的应力，包括热应力进行分析计算，为合理的结构设计提供依据。

当然，对于控制着汽轮机咽喉的调节阀杆，也应予以必要的计算，因为它处于最高温度区，而且受载情况较复杂，它的安全与否是汽轮机能否正常工作的关键。因此，人们首先对阀杆进行动应力计算和强度校核，然后再对汽缸的其他部件进行分析计算。

在设计汽缸时，首先应确定各部分的基本尺寸，其中包括蒸汽室和汽缸的厚度，管道与蒸汽室的法兰连接基本尺寸，汽缸中分面法兰的基本尺寸；根据通流性能的要求，确定汽缸内部的结构形式，如汽缸端壁、隔板持环、隔板槽等结构形式，然后根据初步确定的基本尺寸和结构进行应力分析和强度校核，初步选用合适的构件材料。在上述计算的基础上，进行必要的结构修改之后就可选定汽缸各部分的材料和进行总的安全校核。

应当注意，在进行应力分析和安全校核时，应以材料在工作温度下的性能为依据。

第一节 调节阀阀杆动应力及安全设计

当阀杆将阀碟由关闭位置打开时,必须克服阀碟前后压差所产生的纵向合力,并根据汽轮机调节性能的要求,阀碟打开时必须具有一定的速度。于是,阀杆承受着压差形成的外载力和阀碟、阀杆的惯性力。同样道理,关闭时也受到外载力和惯性力。可见,阀碟在开启和关闭时,对阀杆都产生冲击作用。此外,阀杆还受到蒸汽室内汽流扰动和阀门前后汽流扰动的影响。这些冲击和扰动,没有一定的周期和规律,其载荷强烈程度也没有一定规律。这就使阀杆处在随机冲击、随机加载的十分不利工况之中,使阀杆中产生可观的动应力。因此,在设计阀杆时,切不可用简单拉伸计算法来确定阀杆的结构尺寸和选材,而应当将阀杆当作受随机冲击载荷的杆件来计算其动应力,并按随机加载无限次循环不致破坏的原则来选取阀杆的结构尺寸和材料。

本节将分析阀杆的动应力以及阀杆的安全设计原则。

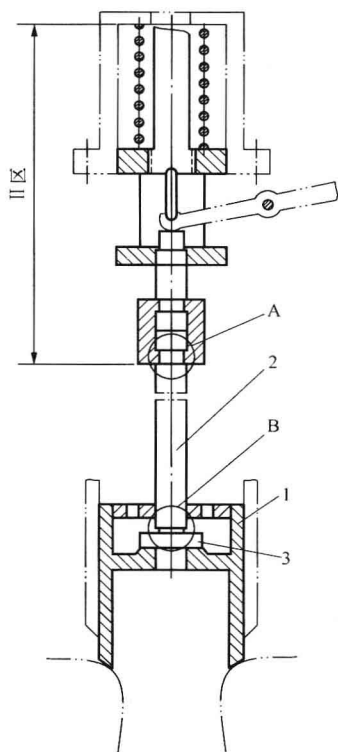


图 1-1 阀杆系统示意图

1—主阀碟; 2—阀杆; 3—预启阀碟;

A、B—缩颈段

一、阀杆动应力计算

与其他构件一样,为了解决阀杆的安全性问题,必须首先分析其工作条件及应力情况,然后才有可能对其安全性进行校核和评价。前面已经指出,阀门在打开和关闭时都对阀杆有冲击作用,因此对这两种情况都需进行具体分析。

1. 阀杆快速提升时的动应力

阀杆在提升过程中,必须克服阀杆顶部弹簧的弹性力 Kh 和打开阀门所需的提升力 T_1 , 这两部分力之和等于油动机对阀杆的提升力 T_i , 即

$$T_1 + Kh = T_i$$

或

$$T_1 = T_i - Kh \quad (1-1)$$

式中, h 是某一瞬间弹簧受压缩的长度; K 是弹簧的刚度系数, kgf/cm 。

阀杆在提升过程中,实际承受的最大提升力发生在预启阀碟 3 带动主阀碟 1 的瞬间^①。受冲击最大的是 A 处和 B 处,参见图 1-1。

此时,阀杆实际承受的提升力应当是

$$T_1 = T_{i\max} - Kh_f \quad (1-2)$$

式中, h_f 是刚打开主阀碟时弹簧的压缩长度。

阀杆在受到 T_1 力之后的静变形(伸长)记作 e_1 , 它由下式求得

① 对于全卸载的阀门,最大提升力也可能发生在预启阀碟打开的瞬间。

$$e_1 = \frac{T_1 L}{EF} \quad (1-3)$$

式中 L ——阀杆受拉段的长度，即 A、B 之间的距离，cm；

F ——阀杆横截面积， cm^2 ；

E ——阀杆材料在工作温度下的弹性模量， kgf/cm^2 。

阀杆拉着阀碟以 v_1 的速度提升，它必须克服阀碟的惯性力而做功，于是发生冲击。阀杆发生冲击时的伸长记作 e_2 。

不计冲击时局部发热和温升，则阀碟及阀杆的动能 $\frac{m_1 v_1^2}{2g}$ 以及提升力 T_1 的突然加载使阀杆增加的变形位能 $T_1(e_2 - e_1)$ 之和，等于阀杆动变形位能和静变形位能之差 $\frac{EF}{2L}(e_2^2 - e_1^2)$ ，即

$$\frac{m_1 v_1^2}{2g} + T_1(e_2 - e_1) = \frac{EF}{2L}(e_2^2 - e_1^2)$$

式中， $v_1 \leq f \frac{h_m}{t}$ ，其中 f 是油动机活塞上、下面积比，而 h_m 是阀杆最大升程。

将上式予以整理并注意式 (1-3) 的关系，得

$$e_2^2 - 2e_2 e_1 + e_1^2 = \frac{m_1 v_1^2 L}{EFg}$$

解此方程并注意到式 (1-3)，得到

$$e_2 = H_1 e_1$$

$$H_1 = 1 + \frac{v_1}{T_1} \sqrt{\frac{m_1 EF}{gL}} \quad (1-4)$$

式中， m_1 的值，对于 A 处和 B 处，各不相同。对于 B 处， m_1 是主阀碟和预启阀碟的质量之和；对于 A 处， m_1 是阀杆 2、预启阀 3 和主阀碟 1 的质量之和。

冲击开始时，阀杆中的初始应力为

$$\sigma_0 = \frac{H_1 T_1}{F_{\min}} \quad (1-5)$$

式中， $F_{\min}$ 分别指 A 处或 B 处的最小截面积。

根据阀杆发生纵向冲击的理论分析，由于冲击波在杆中的传播和反射作用，应力波将发生叠加而使应力显著增大，在某一瞬间，将达最大值。此时杆中的最大动应力 σ_d 将由下式确定^[1]

$$\sigma_d = \sigma_0 \left(\sqrt{\frac{m_1}{m_2}} + 1 \right) \quad (1-6)$$

式中， m_1 的取值与式 (1-4) 相同，而 m_2 对于 B 处是阀杆 2 及 II 区域的质量之和，对于 A 处是 II 区域的质量。

注意提升时的动应力是拉应力。

2. 阀门快速关闭时阀杆中的动应力

当汽轮机甩负荷时，阀门必须完全关闭。此时，受冲击最大的也将是 A 处和 B 处。

与阀杆提升时的原理相同, 冲击系统的能量方程是

$$\frac{m_1 v_2^2}{2g} + T_2(e_2 - e_1) = \frac{EF}{2L}(e_2^2 - e_1^2)$$

解此方程得

$$\left. \begin{aligned} e_2 &= H_2 e_1 \\ H_2 &= 1 + \frac{v_2}{T_2} \sqrt{\frac{m_1 EF}{gL}} \end{aligned} \right\} \quad (1-7)$$

式中 v_2 ——阀杆关闭时的速度, $v_2 \approx \frac{h_m}{t}$, cm/s;

T_2 ——阀杆关闭力, 它由下式计算

$$\left. \begin{aligned} T_2 &= Kh_0 + G - P_{ig} \\ G &= G_1 + G_2 - P_1 \text{①} \\ P_{ig} &= \frac{\pi}{4} D^2 P_0 \end{aligned} \right\} \quad (1-8)$$

式中 P_0 ——阀门关闭时阀杆下部的蒸汽压力 (对于第 I 号阀门来说, 关闭时 $P_0 \approx 0$);

P_1 ——阀碟重量;

D ——阀杆直径。

然后, 利用式 (1-5) 和式 (1-6) 求得 A、B 处的最大动应力。

注意此时的应力是压应力。

利用上述能量法和直杆纵向撞击原理, 不难解出其他结构形式的阀杆在打开和关闭阀门时的最大动应力, 这里就不逐一列举了。

二、阀杆安全设计

应当指出, 上述计算, 已将动载作用及冲击波在纵杆内叠加时对增大应力的影响计算在内, 因此不应在强度校核时像静应力计算那样再计及动载的影响而另外加大安全系数。

然而, 上述计算只是计及开启和关闭时受最大冲击的情况。实际上, 阀门在工作过程中, 还可能由于汽流的扰动而受到不规则的汽流干扰力。这些干扰力的幅值通常小于打开或关闭阀门时的冲击力, 但其频率和幅值的变化没有一定规律。因此, 汽流扰动对于阀杆所加的干扰力, 属于随机加载的情况。由于它是随机性质, 对于阀杆材料的疲劳起着不利的影响。因此, 在安全校核时, 应计及随机干扰力 (其力幅值不大于开或关时的冲击力) 的不利影响而加上安全裕量。

关于随机干扰力对疲劳强度的影响, 根据参考文献 [3] 介绍, 试验测得材料在这种情况下抗疲劳破坏能力降低到原来的 $\frac{1}{2.6}$ 。

此外, 阀杆上若有凹槽, 将发生局部应力集中。应力集中区的最大应力值 σ_k 将大于上述所求得的最大动应力 σ_d , 而由下式确定

① 水平布置的阀杆系统, 则 $G=0$ 。

$$\sigma_k = K_i \sigma_d \quad (1-9)$$

这里 K_i 是阶梯式纵杆的动载应力集中系数, 由图 1-2 查得。

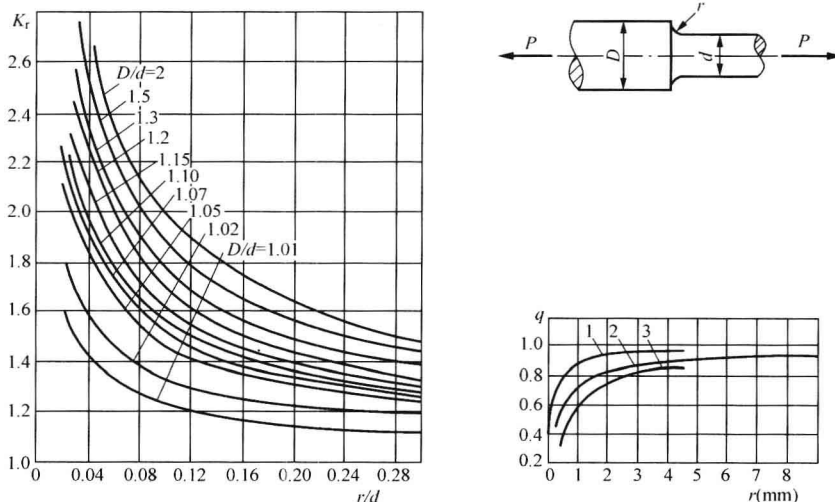


图 1-2 阶梯式纵杆的应力集中系数曲线^[2]

有效应力集中系数 $K_i = 1 + q(K_r - 1)$

1—对于铬镍钢; 2—0.35% C 的碳钢; 3—0.2% C 的碳钢

由于阀杆在工作过程中承受着动应力和应力集中, 为了使其能安全工作, 必须使它具有足够的疲劳强度。在考虑阀杆的疲劳强度时, 应力集中区的最大应力值的影响是十分明显的, 它可能造成阀杆的局部疲劳裂纹并发展到整个截面断裂。因此, 在阀杆的安全校核中, 要以应力集中处的最大应力值 σ_k 来考虑。

考虑上述冲击载荷、随机干扰力加速疲劳、应力集中这些因素的影响, 为使阀杆在无限次应力循环之下也不致破坏, 就要求冲击力所造成的、考虑应力集中之后的最大动应力为

$$\sigma_k \leq \frac{1}{n_p} \sigma_p \quad (1-10)$$

式中, σ_p 是材料的疲劳极限; n_p 是考虑随机干扰力对材料抗疲劳能力的不利影响的安全系数。

上述式子反映了阀杆的安全条件: 考虑应力集中后的最大动应力小于材料的疲劳极限 σ_p , 而且最大动应力 σ_k 不允许超过材料疲劳极限的 $\frac{1}{n_p}$ 。这里 n_p 是考虑随机干扰力对材料抗疲劳能力的不利影响的安全系数, 可取 $n_p = 2.5 \sim 3.0$, 而材料的疲劳极限 σ_p , 可由材料性能表查得。根据大量试验得知, σ_p 也可由下式求得^[4]

$$\sigma_p = 4.55 \times 10^{-2} \sqrt{E \sigma_s} \quad (1-11)$$

式中 σ_s ——材料在工作温度下的屈服极限, kgf/mm^2 ;

E ——材料在工作温度下的弹性模量, kgf/mm^2 。

利用式 (1-10), 可以推算出符合无限次应力循环也不致断裂的阀杆截面尺寸。

必须说明, 在式 (1-10) 中所反映的条件, 已计及最大冲击应力、应力集中和随机干扰力加速疲劳等各种恶劣条件; 而且在求冲击载荷所引起的动应力时, 不计局部发热、摩擦的能量损失和油动机内油的缓冲作用, 即考虑的冲击较大, 故偏于安全。所以, 由式 (1-10) 所确定的应力条件, 从阀杆强度方面来看, 有足够的安全性。

关于解决阀杆安全性问题, 上述从强度方面的分析以及所得到的安全条件, 虽足以保证其安全, 但对设计者来说, 它并不是解决问题的唯一方法。

前面已经指出, 汽流扰动所造成的随机干扰力, 使得阀杆抗疲劳能力大大下降。如果能够减少 (要完全消除是很困难的) 这种由于汽流扰动所产生的随机干扰力, 则阀杆的抗疲劳强度将大大提高, 从而提高阀杆的安全性。目前, 国内外对改进阀门结构, 减小阀门在小开度时的汽流扰动等方面, 做了许多试验, 取得了一些有益的成果。关于这方面的具体讨论, 已属于气体动力学方面的专题分析和应用, 这里就不多加叙述了。

最后, 还要注意阀门的结构以及各构件的组合对中不好也可能造成阀杆的断裂和阀门其他构件的损坏。例如, 当阀杆与阀碟对中不好, 则阀门打开和关闭过程中, 除了受纵向冲击外, 还由于对中不好而产生附加力矩, 这对于阀杆的安全性也是很不利。而阀杆上不用环形凹槽, 将改善应力状况, 延长使用寿命。

三、阀杆应力计算实例

国产 34 号汽轮机调节阀, 原设计的阀杆在实际运行中多次发生断裂, 对机组安全性带来不利影响; 现已改善设计, 并用新的计算方法校核其安全性。现将具体计算结果列出如下。

1. 原设计的应力水平

(1) 已知数据如下:

阀碟重量	$P_1 = 32.29 \text{kgf};$
阀杆重量	$P_2 = 2.8 \text{kgf};$
预启阀碟重量	$P_3 = 0.24 \text{kgf};$
Ⅱ区总重量	$P_{II} = 29.8 \text{kgf};$
阀碟升程	$h_m = 4 \text{cm};$
行程时间	$t = 0.3 \text{s};$
阀杆直径	$D = 2.4 \text{cm};$
阀杆长度	$L = 75.83 \text{cm};$
最小直径	
A 处	$d = 1.65 \text{cm}; r = 0.1 \text{cm};$
B 处	$d = 2.2 \text{cm}; r = 0.1 \text{cm};$
弹簧刚度	$K = 100 \text{kgf/cm};$
预压长度	$h_0 = 0.7 \text{cm};$
油动机对阀杆的最大提升力 T_{imax}	$= 2331.5 \text{kgf};$
最大提升力所对应的阀杆升程 h_f	$= 1.495 \text{cm};$

油动机活塞上下面积比 $f=0.715$ 。

(2) 计算结果如下:

提升时动应力

A 处	B 处
$\sigma_0=1295\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_0=722\text{kgf/cm}^2$;
$\sigma_d=2705\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_d=1443\text{kgf/cm}^2$;
$\sigma_k=5450\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_k=2746\text{kgf/cm}^2$ 。

阀杆材料屈服极限 $\sigma_s=5000\text{kgf/cm}^2$, 弹性模量 $E=1.77\times 10^6\text{kgf/cm}^2$;

由式 (1-11) 求得 $\sigma_p=4280\text{kgf/cm}^2$ 。

危险截面是 A 处, $n_p = \frac{4280}{5450} < 1$; $n_s = \frac{\sigma_s}{\sigma_k} = \frac{5000}{5450} < 1$ 。

即在快速打开阀门时, 由于发生冲击, 在 A 处的应力已超过材料屈服极限, 阀杆不能长期安全地工作。

快速关闭阀门时阀杆的动应力

A 处	B 处
$\sigma_0=-416\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_0=-236\text{kgf/cm}^2$;
$\sigma_d=-869\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_d=-472\text{kgf/cm}^2$;
$\sigma_k=-1751\text{kgf/cm}^2$;	$\sigma_k=-898\text{kgf/cm}^2$ 。
$n_p = \frac{4280}{1751} = 2.44$ 。	

可见, 对于关闭时的冲击, A 处仍没有足够的安全性。

实际运行中, 该型号汽轮机调节阀杆多次发生断裂, 造成颇大损失, 现已改进设计。

2. 改进设计后的应力水平

(1) 已知数据如下:

阀碟重量	$P_1=38.03\text{kgf}$;
阀杆重量	$P_2=8.86\text{kgf}$;
预启阀碟重量	$P_3=0.84\text{kgf}$;
Ⅱ区总重量	$P_{\text{II}}=59.08\text{kgf}$;
弹簧刚度	$K=246.6\text{kgf/cm}$;
弹簧预紧力	$Kh_0=1825\text{kgf}$;
阀杆直径	$D=4.4\text{cm}$;
最小直径	$d_A=3.6\text{cm}$ 。

其余数据不变。

(2) 计算结果 (只给出 A 处) 如下:

提升时动应力

$$\sigma_0=125\text{kgf/cm}^2$$