

汽轮机强度计算

哈尔滨汽轮机厂研究所 丁有宇 周宏利
南京工学院 徐铸 刘振田

水利电力出版社

TK262
1043

汽轮机强度计算

哈尔滨汽轮机厂研究所 丁有宇 周宏利
南京工学院 徐铸 刘振田

水利电力出版社

内 容 提 要

本书从应力分析、振动分析、结构和材料的合理设计和选用入手,着重对汽轮机的主要部件,如汽缸、隔板、喷嘴和叶片、叶轮和转子等的强度,提出合理且比较正确的计算和校核方法。这些方法既有手算的,也有机算的。此外,本书还从寿命管理出发,对整套汽轮机设备的运行提出要求和保证安全的措施。

本书供工业系统中从事汽轮机设计、制造、运行、检修工作的工程师在实际工作中参考,也可供大专院校有关专业的师生阅读。

汽轮机强度计算

哈尔滨汽轮机厂研究所 司有宇 周宏利

南京工学院 徐 铸 刘振田

*

水利电力出版社出版

(北京三里河路6号)

新华书店北京发行所发行·各地新华书店经售

水利电力印刷厂印刷

*

787×1092毫米 16开本 39印张 888千字

1985年5月第一版 1985年5月北京第一次印刷

印数0001—3190册 定价7.90元

书号 15143·5637

前 言

《汽轮机的强度计算》是为保证汽轮机主要零件的安全运行而编写的。强度计算主要解决三方面的问题，即限制零件的应力，使其不超过零件的实际承载能力；限制零件的变形和位移，使之不超过汽轮机许可的范围；根据外载的情况和构件承载性质确定零件的结构尺寸和选用材料。因此，本书从应力分析、振动分析、结构和材料的合理设计与选用等三方面进行论述。主导思想是零件必须能在预定的使用年限内可靠地工作。

在汽轮机零件中，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。有的除应力危险外，还由于大的变形和位移可能造成本身和其它接配零件的损坏。如隔板太大的变形将会损坏本身及叶轮；转子-轴承系统发生共振，此时转子本身内部应力并没有明显变化，但振幅可能很大从而造成对支座和与转子接配的汽封、隔板、汽缸的损坏。因而，对转子振动的计算，主要目的是限制太大的变形和位移—振幅。

本书主要介绍哈尔滨汽轮机厂多年来实践经验以及国内外同行的试验研究成果。全书共有八章，两个附录。

第一章是汽缸的强度计算。本章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、汽缸上隔板槽底的应力计算、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，也作了介绍。

第二章是隔板的强度计算。这一章除把以往使用的一种近似方法列入之外，还编入了瓦耳计算法、详细计算法、隔板套的应力计算和喷嘴的应力计算。

第三章是叶片的强度计算。该章对各类叶片各部分的应力进行了分析。在叶根计算方法的讨论中，纠正了某些国外书本上的错误公式，给出了正确的公式，并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。

第四章是叶片的振动计算。这里详细介绍了各类叶片的频率计算方法和调频方法。以往对振动倍率的模糊概念，也在本章中得到纠正。

第五章的全部内容哈尔滨汽轮机厂研究所在哈尔滨工业大学黄文虎教授指导下取得的新成果。该章阐述叶片的弯扭联合振动和整圈连接叶片的振动计算。

第六章是轮盘和转子的强度计算。这一章除介绍叶轮、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，还编入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。本章除介绍计算转子共振转速即临界转速的图解法、分析法和

初参数法外，还详细地论述了下列有关转子振动方面的一些重要问题如：

(1) 阻尼对汽轮机转子振动的影响。这里给出了阻尼系数、对数衰减率的物理意义和测定及计算方法，给出了在有阻尼条件下共振振幅的计算公式，为不平衡响应的计算提供了两个重要参数的计算方法。此外，还纠正了以往认为阻尼使转轴临界转速提高的错误概念。

(2) 详细分析了转子-支座刚性的相互影响和合理选配问题。

(3) 给出了动平衡时的振幅限制值，并相应地给出了平衡面的布置法和允许的不平衡质量计算方法。

(4) 编入了国内试验研究成果，即油膜振荡现象的机理和防止方法。

第八章是试验应力分析，扼要地介绍了常用的应力测试方法，即应变片测量法和光弹测量法。

附录I给出了工程单位和国际单位的换算关系。

附录II列入了几个简单的有限元分析法实用小程序。

在编写本书的过程中，得到同行的许多专家、教授的指导和帮助。他们是西安交通大学轮机教研室、应用力学教研室、基础部，哈尔滨工业大学汽轮机教研室、力学教研室，清华大学燃气轮机教研室，上海汽轮机厂设计科，北京重型电机厂设计科，东方汽轮机厂，水利电力部西安热工研究所，上海电站设备成套所的教授和专家们。在此，编者向同行的教授和专家们表示衷心的感谢。

编写本书时，西安交通大学轮机教研室孟庆集、马致远等老师给予了许多详细、具体的指导和帮助。哈尔滨工业大学汽轮机教研室夏松波老师详细审校了1~7章。在此，特别向上述各位老师表示敬谢。

本书以汽轮机专业大学本科毕业水平的设计、运行和教研人员为读者对象，对制造厂的设计、电厂的运行检修和高等院校的教研工作，都有参考价值。

本书由哈尔滨汽轮机厂丁有宇、周宏利，南京工学院徐铸、刘振田同志联合编写，由丁有宇同志负责统稿。

由于编者水平所限，本书不足和错误之处，仰望读者赐教。

编 者

1984年3月于北京

目 录

前 言

第一章 汽缸的强度计算	1
§ 1-1 调节阀阀杆动应力及安全设计	1
一、阀杆动应力计算	2
二、阀杆的安全设计	4
三、阀杆应力计算实例	6
§ 1-2 汽缸壁厚及法兰尺寸的初步确定及计算	8
一、各部分尺寸的初步确定	8
二、汽缸法兰的初步计算	13
§ 1-3 螺栓的蠕变及初紧力的计算	17
一、根据密封性要求计算螺栓初应力 σ_0	17
二、考虑法兰、螺栓温差时螺栓实际紧应力的计算	19
三、法兰最弱截面处的弯应力和压应力	21
四、法兰对汽缸主筒体应力分布的影响	22
§ 1-4 汽缸端壁的应力与位移计算	23
一、简单估算	24
二、按二维壳体理论计算汽缸端壁的位移和应力	25
§ 1-5 汽缸引出管处局部应力计算	35
一、引出管外段的局部应力计算	35
二、汽缸与引出管交界处的应力计算	37
§ 1-6 汽缸壁与隔板持环交界处及隔板槽底应力计算	43
一、汽缸壁与隔板持环交界处的应力计算	43
二、隔板槽底应力计算	44
§ 1-7 汽缸和法兰的热应力计算	47
一、汽缸热应力计算	48
二、汽缸中分面法兰的热应力	56
三、汽缸构件的热屈服和合理温升的控制原则	62
四、减小热应力的措施	64
§ 1-8 汽缸材料和强度校核	65
一、汽缸构件安全系数的选取	65
二、汽缸构件的断裂判据和断裂安全校核	69
三、汽缸构件的材料	74
第二章 隔板的强度计算	80
§ 2-1 隔板的简易估算	80

§ 2-2 隔板挠度和应力计算	84
§ 2-3 静叶的斜弯曲	90
§ 2-4 隔板的详细计算	94
一、隔板各组成元件的承载情况	94
二、力和变形之间的关系	98
三、各方程组的变换	105
四、微分方程组的解	109
五、变形、力和力矩计算公式	113
六、应力计算公式	114
§ 2-5 喷嘴的计算	115
§ 2-6 隔板套的近似计算	118
§ 2-7 隔板、喷嘴、隔板套及汽封体的材料及安全校核	120
第三章 汽轮机叶片强度计算	122
§ 3-1 叶片的结构形式	122
一、叶片型线部分	122
二、动叶叶根	123
三、动叶顶部	125
四、叶片的连接件及其连接形式	125
§ 3-2 叶片型线部分的应力计算	127
一、叶片的蒸汽弯应力计算	127
二、等截面叶片的拉应力计算	134
三、变截面叶片的拉应力计算	135
§ 3-3 叶顶及连接件的应力计算	138
一、围带的应力计算	138
二、拉金的应力计算	140
三、叶片铆钉头的应力计算	141
§ 3-4 有限成组叶片的弯应力计算	142
一、围带的反弯矩及叶片的蒸汽弯应力计算	142
二、拉金的反弯矩及叶片的蒸汽弯应力计算	147
§ 3-5 叶片的安装计算	150
一、直叶片和短的变截面叶片的安装计算	151
二、中长变截面叶片的安装计算	153
§ 3-6 考虑长叶片动态变形时的应力计算	166
§ 3-7 叶片截面的几何特性计算	172
一、利用快速电子计算机计算叶片截面几何特性的方法	172
二、计算叶片截面几何特性的切比舍夫法	179
§ 3-8 叶片的端变计算	182
§ 3-9 叶根及轮缘的应力计算	186
一、倒T形叶根及轮缘的应力计算	186

二、外包倒T形叶根及轮缘的应力计算	189
三、外包双倒T形叶根及轮缘的应力计算	191
四、叉形叶根及轮缘的应力计算	197
五、枞树形叶根及轮缘的应力计算	200
六、末叶片叶根及轮缘的应力计算	207
§ 3-10 叶片的工作条件及其损伤	211
§ 3-11 叶片材料及安全系数的选择	212
一、叶片材料的选择	212
二、安全系数的选择	216
第四章 叶片的振动	220
§ 4-1 激振力产生的原因及其频率	220
§ 4-2 叶片的振动形式——振型	224
一、单只叶片的振型	224
二、有限叶片组的振型	224
三、整圈连接叶片组的振型	225
§ 4-3 等截面叶片的固有频率计算	226
一、等截面自由叶片固有频率的计算	226
二、等截面叶片组固有频率的计算	230
§ 4-4 变截面叶片固有频率的计算	241
一、变截面自由叶片A ₀ 型振动频率的计算	242
二、用围带连接的变截面叶片组A ₀ 型振动固有频率的计算	248
三、用两根拉金连接的叶片组A ₀ 型振动固有频率的计算	252
四、围带和拉金连接叶片组A ₀ 型振动固有频率的计算	254
五、围带连接叶片组B ₀ 型振动固有频率的计算	258
六、叶片组A ₁ 型振动固有频率的计算	260
§ 4-5 对实际工作叶片频率的修正	282
一、工作温度对叶片固有频率的影响	282
二、叶根连接刚性的影响	282
三、离心力对叶片固有频率的影响	285
§ 4-6 避免叶片共振的方法及安全条件	286
一、避免叶片共振的方法	286
二、避免叶片共振的安全条件	294
§ 4-7 按静应力和动应力对叶片进行安全校核	296
一、几个基本概念	297
二、安全倍率的计算	298
三、不调频叶片振动强度的安全准则	300
四、调频叶片振动强度的安全准则	301
§ 4-8 叶片振动应力的计算	303
一、高频激振力的计算	304

二、单只叶片的振动应力计算	306
三、叶片组的振动应力计算	311
四、动应力公式中有关参数的确定	312
§ 4-9 工艺性和运行条件对叶片安全性的影响	316
第五章 长叶片的弯扭振动计算	317
§ 5-1 自由叶片弯扭联合振动频率和振型的计算	317
一、自由叶片弯扭联合振动微分方程的推导	317
二、弯扭联合振动方程的数值积分解法	333
§ 5-2 整圈连接叶片组的频率和振型计算	341
一、振动方程的推导	341
二、求叶片动力刚度矩阵	346
三、求连接件的传递矩阵	348
四、具有一根整圈焊拉金叶片组的频率计算	351
五、具有一根整圈松拉金叶片组的频率计算	351
六、具有两根整圈焊拉金叶片组的频率计算	354
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	356
八、具有两根整圈松拉金叶片组的频率计算	358
第六章 轮盘和转子的强度计算	362
§ 6-1 基本力学微分方程的推导	363
§ 6-2 等厚轮盘的应力计算	366
一、等厚轮盘的一般情况	368
二、等厚轮盘的几个特例	369
§ 6-3 变厚度轮盘的应力分析	372
一、二次解法求轮盘应力	373
二、直接解法求轮盘应力	377
§ 6-4 套装轮盘的应力分析	389
一、套装轮盘过盈量的确定	390
二、轮盘的应力计算	393
§ 6-5 轮盘设计的改进	396
一、轮孔位移-应力分析	396
二、轮盘设计的改进	403
§ 6-6 整体转子应力分析	407
一、整体转子的分段计算法	407
二、整体计算法的原理	408
三、简化的整体计算法	413
四、结构因素对整体转子应力的影响	414
§ 6-7 焊接转子的应力分析	415
一、轮盘与转鼓相接半径的选取	415
二、转鼓部分力学微分方程及其解	416

三、转鼓位移方程积分常数的确定	417
四、转鼓各截面的应力及轮盘应力和型线	421
五、结构因素对焊接转子应力的影响	422
§ 6-8 轮盘、转子热应力分析	424
一、热应力的基本方程	425
二、非稳定工况下的热应力	426
三、热应力疲劳问题	434
四、变厚度轮盘的热应力计算	437
五、轮盘的蠕变计算	439
§ 6-9 汽轮机转子的寿命计算和寿命管理	440
一、计算步骤	440
二、转子寿命管理方法	441
三、机组寿命的管理手段	443
§ 6-10 轮盘和转子初步强度校核及材料	443
§ 6-11 轮盘和转子的断裂判据和安全校核	447
一、低周、高应力幅作用下疲劳裂纹的发生	448
二、轮盘和转子临界裂纹尺寸的确定	450
三、初始裂纹尺寸 a_0 的确定	455
四、轮盘和转子的断裂判据	456
五、轮盘和转子剩余寿命的估算	456
六、断裂判据在安全校核中的应用	457
七、轮盘和转子钢的断裂韧性	459
八、轮盘和转子材料 K_{Ic} 的测定方法	461
第七章 转子动力学	463
§ 7-1 有关转子振动的基本特性	463
一、转子临界转速的概念	463
二、单轮盘转子的临界转速	464
三、阻尼对转子振动的影响	469
四、多自由度转子振动的特性	476
§ 7-2 多轮盘变截面转子临界转速的图解法	479
§ 7-3 分析法求二支座转子的临界转速	489
§ 7-4 轮盘回转力矩对临界转速的影响	499
§ 7-5 支座弹性对转子临界转速的影响	502
一、敏感区与非敏感区	503
二、支座刚度的变化	504
三、稳定区与不稳定区以及刚性和柔性支座	506
四、转子与支座刚度的选取与匹配	508
§ 7-6 计算转子临界转速的通用方法	509
一、基本原理	510

二、计算方法及注意事项	513
三、单跨转子与轴系临界转速的关系	514
§ 7-7 临界转速的模化方法	516
一、模化基本关系式	516
二、相似方程的具体应用	518
三、支座弹性的近似确定	519
§ 7-8 转子的动平衡要求	519
一、转子系统振动的基本特点	520
二、转子允许的不平衡偏心力	522
三、允许不平衡质量的分配	524
§ 7-9 转子-轴承系统的油膜振荡	525
一、油膜振荡的现象和特征	526
二、油膜振荡的机理	527
三、单质量系统的稳定性判据和失稳转速计算	530
四、油膜振荡的防止方法	535
第八章 实验应力分析	540
§ 8-1 电测法	540
§ 8-2 电阻应变片及转换原理	541
§ 8-3 电阻应变仪及测量原理	542
§ 8-4 应变测量	544
§ 8-5 复杂条件下的应变测量	549
§ 8-6 光弹性法	552
§ 8-7 光弹性的基本原理	553
§ 8-8 平面光弹性的应力计算	555
§ 8-9 三维光弹性	558
附录I 动力工程常用单位换算表	563
附录II 有限元分析法简例	569
参考文献	611

第一章 汽缸的强度计算

汽缸是汽轮机最大部件，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用钢板构件焊成，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，我们首先对阀杆进行动应力计算和强度校核，然后再对汽缸的其它部件进行分析计算。

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。

§ 1-1 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气流扰动和阀门前后

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。

一、阀杆动应力计算

与其它构件一样，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

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

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，公斤/厘米。

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 $\bullet$ 。受冲击最大的是A处和B处，参看图1-1。

此时，阀杆实际承受的提升力应当是：

$$T_1 = T_{imax} - Kh_r, \quad (1-1b)$$

式中 h_r 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：

$$e_1 = \frac{T_1 L}{EF}, \quad (1-2)$$

式中 L —— 阀杆受拉段的长度，即A、B之间的距离，厘米；

F —— 阀杆横截面积，厘米²；

E —— 阀杆材料在工作温度下的弹性模量，公斤/厘米²。

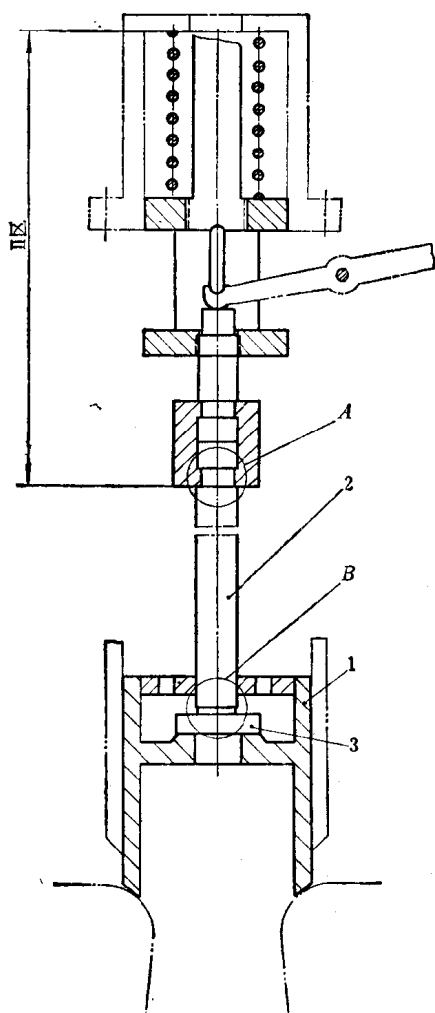


图 1-1 阀杆系统示意图
1—主阀碟；2—阀杆；3—预启阀，
A、B：缩颈段

① 对于全卸载的阀门，最大提升力也可能发生在预启阀打开的瞬间。

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 $\frac{G_1 v_1^2}{2g}$ 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

$$\frac{G_1 v_1^2}{2g} + T_1(e_2 - e_1) = \frac{EF}{2L}(e_2^2 - e_1^2),$$

式中 $v_1 \leq f \frac{h_m}{t}$, 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(1-2)的关系,得:

$$e_2^2 - 2e_2 e_1 + e_1^2 = \frac{G_1 v_1^2 L}{EFg}.$$

解此方程并注意到式(1-2),得到:

$$\begin{aligned} e_2 &= H_1 e_1; \\ H_1 &= 1 + \frac{v_1}{T_1} \sqrt{\frac{G_1 EF}{gL}}, \end{aligned} \quad (1-3)$$

式中 G_1 的值,对于A处和B处,各不相同。对于B处, G_1 是主阀碟和预启阀碟的重量之和;对于A处, G_1 是阀杆2、预启阀3和主阀碟1的重量之和。

冲击开始时,阀杆中的初始应力为:

$$\sigma_0 = \frac{H_1 T_1}{F_{min}}, \quad (1-4)$$

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]:

$$\sigma_d = \sigma_0 \left(\sqrt{\frac{G_1}{G_2}} + 1 \right), \quad (1-5)$$

式中 G_1 的取值与式(1-3)相同,而 G_2 对于B处是阀杆2及II区域的重量之和,对于A处是II区域的重量。

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:

$$\frac{G_1 v_2^2}{2g} + T_2(e_2 - e_1) = \frac{EF}{2L}(e_2^2 - e_1^2).$$

解此方程得:

$$\left. \begin{aligned} e_2 &= H_2 e_1 \\ H_2 &= 1 + \frac{v_2}{T_2} \sqrt{\frac{G_1 E F}{g L}} \end{aligned} \right\}, \quad (1-6)$$

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

T_2 ——阀杆关闭力, 它由下式计算:

$$\left. \begin{aligned} T_2 &= K h_0 + G - P_{tg} \\ G &= G_1 + G_2 - P_1 \text{ ④} \\ P_{tg} &= \frac{\pi}{4} D^2 P_0 \end{aligned} \right\}, \quad (1-7)$$

这里

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 (1-4) 和 (1-5) 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, 不难解出其它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、阀杆的安全设计

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, 不应在强度校核时象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, 气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 将大于上述所求得平均最大动应力 σ_d , 而由下式确定:

$$\sigma_k = K_i \sigma_d. \quad (1-8)$$

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。

④ 水平布置的阀杆系统, 则 $G = 0$ 。

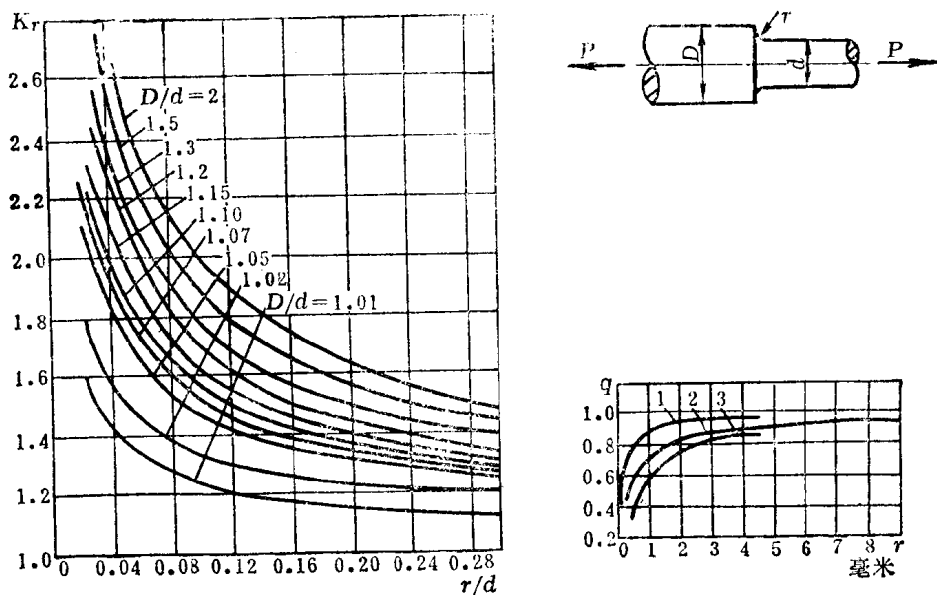


图 1-2 阶梯式纵杆的应力集中系数曲线[2]

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：

$$\sigma_k \leq \frac{1}{n_p} \sigma_p, \quad (1-9)$$

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]：

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

式中 σ_s ——材料在工作温度下的屈服极限，公斤/毫米²；

E ——材料在工作温度下的弹性模量，公斤/毫米²。

利用式(1-9)，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（1-9）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（1-9）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它构件的损坏。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#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	$P_1 = 32.29$ 公斤；
阀杆重量	$P_2 = 2.8$ 公斤；
预启阀碟重量	$P_3 = 0.24$ 公斤；
II区总重量	$P_{11} = 29.8$ 公斤；
阀碟升程	$h_m = 4$ 厘米；
行程时间	$t = 0.3$ 秒；
阀杆直径	$D = 2.4$ 厘米；
阀杆长度	$L = 75.83$ 厘米；
最小直径	
A处	$d = 1.65$ 厘米； $r = 0.1$ 厘米；
B处	$d = 2.2$ 厘米； $r = 0.1$ 厘米；
弹簧刚度	$K = 100$ 公斤/厘米；
预压长度	$h_0 = 0.7$ 厘米；
油动机对阀杆的最大提升力	
T_{max}	$= 2331.5$ 公斤；