

文档编号：

火电机组灵活性改造 研究报告（汽轮机部分）

编制

校对

审核

审定

批准



东方汽轮机有限公司

DONGFANGTURBINE Co., Ltd.

目录

1 主机部分.....	1
1.1 中联门参调.....	1
1.2 胀差校核及汽封间隙设计.....	1
1.3 汽封型式.....	2
1.4 启动过程曲线及变负荷运行工况曲线.....	2
1.4.1 温态快速启动:	2
1.4.2 快速变负荷运行.....	5
1.5 连通管旁路.....	6
1.6 静子部件结构优化.....	7
2 热力叶片部分.....	7
2.1 机组通流能力设计.....	7
2.2 进汽参数设计.....	7
2.3 配汽方式及调节级强度.....	8
2.4 宽负荷高效叶型.....	9
2.5 安全性.....	11
2.5.1 叶片安全性.....	11
2.5.2 推力.....	11
2.6 低压叶片.....	11
2.6.1 末叶选型.....	11
2.6.2 水蚀问题.....	12
3 辅机部分.....	13
3.1 低压缸次末级前通入冷却蒸汽的可行性分析.....	13
3.2 疏水系统.....	13
3.3 汽封系统.....	13
3.4 润滑油系统.....	14
3.5 凝汽器.....	14
3.6 回热系统.....	14
4 综合部分.....	14
4.1 低压缸切缸.....	14
4.1.1 温度 200℃时末两级叶片强度振动评估.....	14
4.1.2 末两级转子强度评估.....	15
4.1.3 切缸试验排汽质量流量限制.....	15
4.1.4 低压排汽及末叶温度保护.....	15

2016 年 11 月 7 日，国家发改委、国家能源局正式发布《电力发展“十三五”规划（2016-2020 年）》，以下简称“《规划》”。

为满足可再生能源的快速发展需要，提高可再生能源消纳能力，《规划》中“重点任务”明确加强调峰能力建设，提升火电运行灵活性是工作重点之一。“十三五”期间，热电联产机组和常规煤电灵活性改造规模分别达到 1.33 亿千瓦和 8600 万千瓦左右。当务之急是火电机组灵活性改造及深度调峰技术、深度调峰和快速变负荷改造技术的研究，使得全面推动煤电机组灵活性改造，全面实施煤电机组调峰能力提升工程。

东汽对火电汽轮机组灵活性改造及深度调峰技术、深度调峰和快速变负荷改造技术开展了细致的研究，相关研究课题归纳如下，相关各项研究技术可一定程度上满足汽轮机组灵活性运行和深度调峰的需求，并依据专业独立性强和专业技术交叉等特点将各项研究技术分为如下四个部分予以阐述。

1 主机部分

1.1 中联门参调

通常，在我公司 300MW 机组设计中，中压联合汽阀不参与蒸汽压力的调节，仅具有启停或事故工况下的全开和全关功能。

对于部分供热机组，当机组深度调峰在 25%额定负荷时，中排抽汽的供热量很难保证实际供暖需求，解决此问题的手段之一即是从再热热段抽一部分蒸汽来补偿热负荷。这时，必须通过中压联合汽阀参与蒸汽压力的调节来保证此部分抽汽的成功实施。

若要使中联门参与机组压力的调节，需对其进行改造，根据实际需要更换阀座、及相关阀芯件，调整阀碟、阀座的型线，提供合适的中压进汽配汽曲线，使其具有良好的调节性能。另外，根据调节性能要求，需调整相关的控制逻辑。

1.2 胀差校核及汽封间隙设计

按锅炉最低稳燃负荷为 25%额定负荷为边界条件，本报告中讨论变负荷工况的起点为 25%额定负荷。

对我公司临河（D300P 机组）通流改造项目按最 5%升负荷工况（从 25%THA

升至 100%THA) 计算机组胀差, 所得结果见下图——机组热膨胀曲线。将此曲线与临河项目通流改造施工用热膨胀曲线对比, 启动工况与甩负荷工况的胀差值均有不同程度的增大。

启动工况: 最大胀差值均发生在高压后汽封处, 胀差值由 7.05mm 增大为 8.25mm, 与实际所留的汽封轴向理论间隙 9.1mm 相差较小, 该处需对轴向间隙进行放大。

甩负荷工况: 高压部分负胀差普遍增大较多, 高压末级隔板处发生了 3.63mm 的增大。

由深度调峰带来的升降负荷过快运行时, 静子与转子温差较大, 热胀情况与稳定运行时差异明显, 需对汽封间隙进行调整优化。

轴向间隙: 根据计算所得热膨胀曲线, 高压后汽封处现有轴向间隙偏小, 需对高压部分的轴向间隙放大处理。

径向间隙: 由于变负荷过程时间过短, 且隔板与蒸汽间换热系数较小, 隔板升温缓慢。根据校核结果, 径向间隙也需进行放大处理, 间隙需平均增大约 1mm。

1.3 汽封型式

增大动静间隙的方式分为两种, 一种是减窄城墙齿的设计, 另一种是减少城墙齿数。若采取转子上城墙齿减窄以增大动静间隙的方式, 需考虑:

- 由于负荷升降较快时, 转子、静子温差较大, 汽封径向间隙需放大
- 城墙齿减窄后在实际运行过程中由于热胀容易与汽封齿脱开, 无法形成齿对齿的理想最小间隙
- 综合上述两个因素考虑, 汽封间隙将远比正常设计值大, 对经济性将造成较大影响

目前按机组热膨胀曲线的计算结果来看, 仍采用 DAS 汽封, 但根据热膨胀值放大轴向间隙, 在保证灵活性的同时确保汽封间隙是比较经济的。

1.4 启动过程曲线及变负荷运行工况曲线

1.4.1 温态快速启动:

目前, 我公司 300MW 等级机组温态启动时间的设计值大概在 140 分钟左右

(其中升负荷阶段约为 90 分钟)。考虑到实际启机过程中，升温暖机等过程耗时较理想状况更多且该时间无法压缩，为满足灵活性改造温态 2~3h 启机要求，于升负荷阶段提高负荷变化率并进行相关校核。

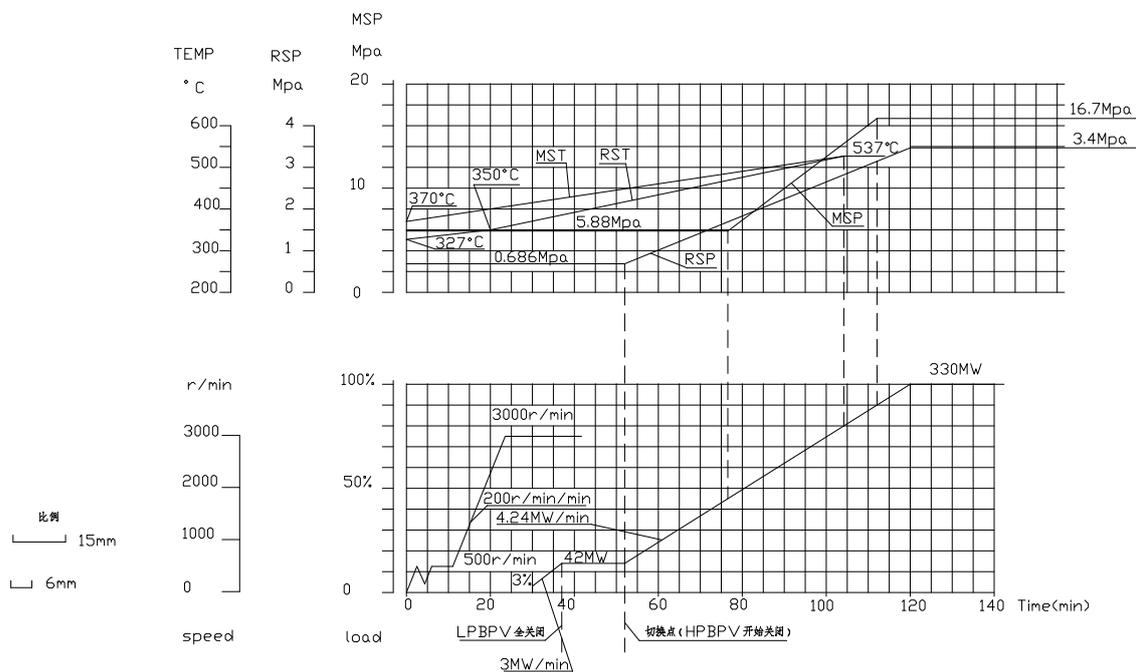


图 2-2-1 温态中压缸启动

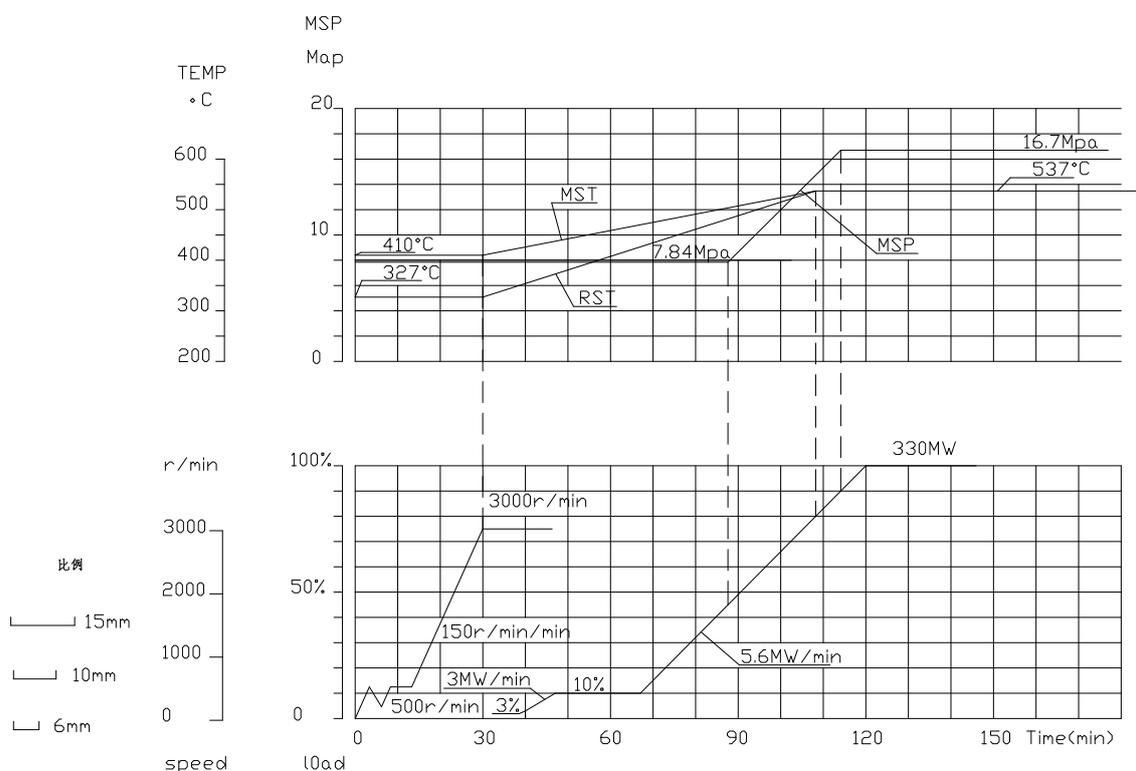


图 3-2-1 温态联合启动曲线

升负荷过程胀差校核:

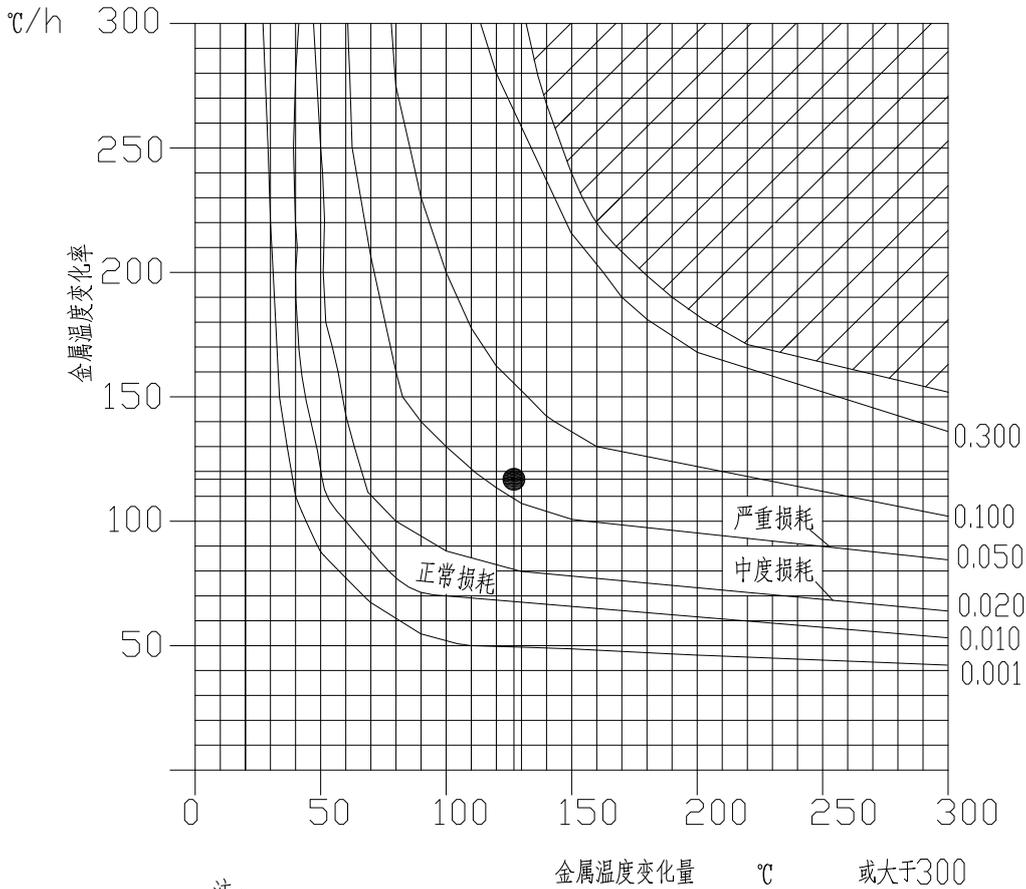
温态启动时温升率远低于变负荷运行工况，故只针对变负荷运行工况进行胀

差校核。

转子寿命管理校核：

若满足启机时间 2 小时，则启机过程中转子金属温度变化率较大，金属温度变化幅度相对不大。经查原“转子寿命损耗曲线”，对高压、中压转子寿命损耗如图所示。

	最危险温升率	最危险温升幅度
高压	116.85℃/h	127℃
中压	193.22℃/h	210℃



- 1 阴影区是转子应力极限区，当金属温度增加时有得进入该区，在金属温度下降时允许进入
- 2 曲线上的寿命损耗值用寿命百分比表示

图 3-1-5 高压转子寿命损耗曲线

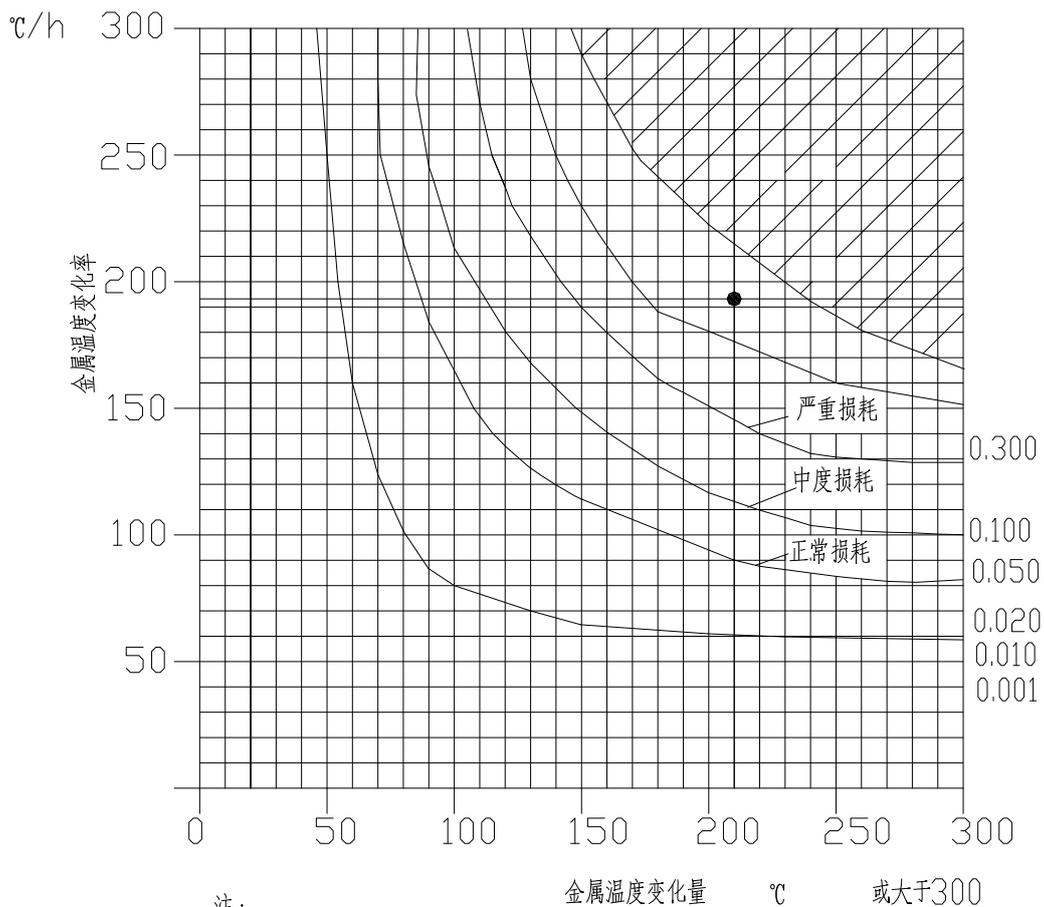


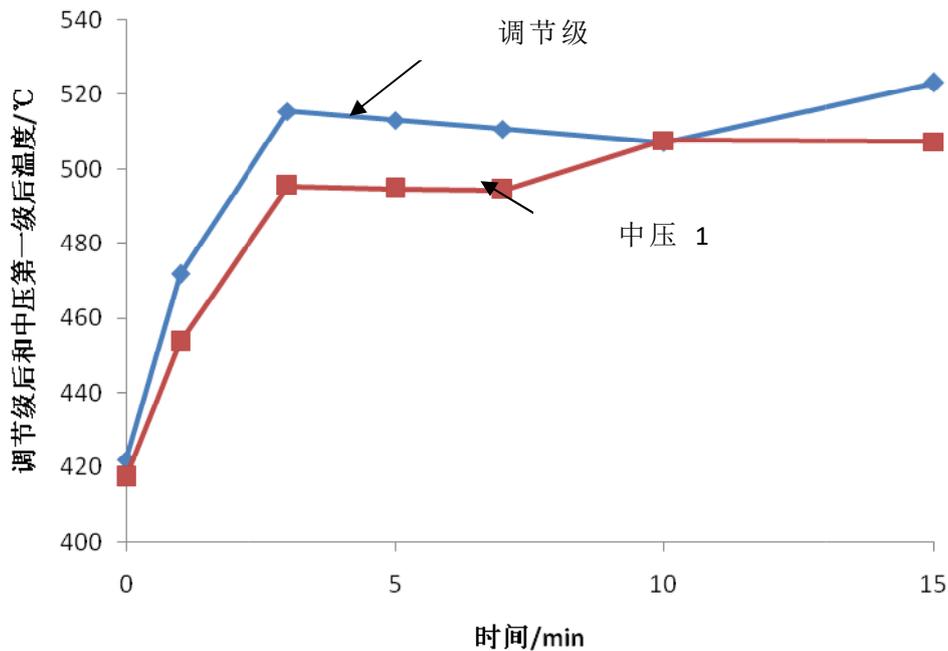
图 3-1-6 中压转子寿命损耗曲线

1.4.2 快速变负荷运行

从 25%THA 负荷升至 100%负荷的过程中，主再热汽温温升幅度不大，但温升率很高。由于负荷增速快，校核时暂认为汽缸等静子部件温度仍等同于 25%THA 负荷时，而转子温度与蒸汽温度相同。

升负荷过程胀差校核：校核结果显示轴向径向间隙均需要相应增大。

转子寿命管理校核：按照 5%/mim 的灵活性改造升负荷率要求，从 25%负荷升到 100%负荷过程的调节级后和中压第 1 级后蒸汽温度和时间的关系见图 1。调节级和中压 1 级后温度变化范围为 101.2°C 和 89.9°C，升温率分别为 404.8°C/h 和 359.6°C/h。由于变负荷过程升温率非常高，对比上述“高压和中压转子寿命损耗图”，可见其寿命损耗大于 0.1%，寿命损耗严重。



调节级后和中压第1级后蒸汽温度和时间关系

快速变负荷运行过程中，在25%-40%额定负荷阶段温升率过高，需从多方考虑降低温升率。

1.5 连通管旁路

低电负荷情况下，为保证保证采暖抽汽量，可采取低压缸切缸运行，此热电解耦方式可很好地达到灵活性改造目的。考虑到连通管蝶阀设置有机限位，其最小流量仍有无法满足低压缸冷却流量要求，因此，需增设连通管旁路。

低压缸切缸将导致叶片鼓风升温，依据冷却流量的要求进行小旁路的设计，加装次末级和末级叶片温度测点，可监视及保护运行。

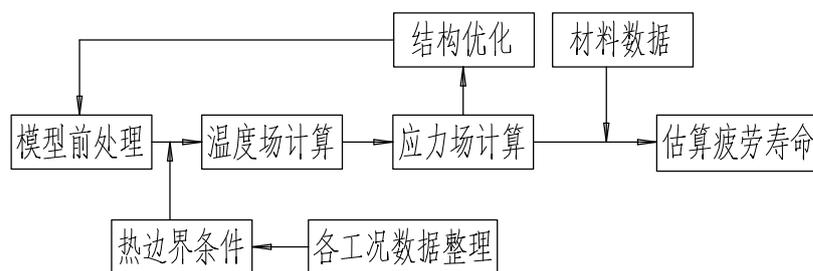


1.6 静子部件结构优化

在汽轮机灵活性运行中，变负荷率达到 5%/Min，蒸汽参数变化大，高压主汽调节阀、中联阀、高中压外缸、高压内缸、低压内缸承受很大的热应力，上述部套寿命评估工作将在后续逐步得到解决。

附优化方法：采用有限元软件对高压主汽阀、中联阀、高中压内外缸及低压内缸进行稳态&瞬态温度场及应力场分析，根据计算结果对静子部件结构进行优化，尽量降低各部件在瞬态及稳态过程中的综合应力，以适应各运行工况的要求。

静子部套优化流程：



2 热力叶片部分

2.1 机组通流能力设计

临河#1 通流改造后铭牌功率为 330MW，在设计时考虑机组宽负荷性能，采用了欠负荷设计，即将机组设计负荷放在了 300MW，通流能力设计裕度降低，通过设置高加调节旁路满足铭牌出力要求。

这样设计的好处就是在现今电厂运行负荷普遍较低，但又必须偶尔满足调峰要求满发铭牌功率的情况下，可以兼顾部分负荷经济性和最大出力要求。在低负荷下，较小的通流面积可以使调阀开度更大，减小节流损失及阀门振动等不利影响。在灵活性改造中，建议推广该设计理念，汽轮机采用小通流设计更能适应火电机组深度调峰需求。

2.2 进汽参数设计

临河#1 机组为亚临界机组，通流改造后额定主蒸汽参数为 16.67MPa/545℃ /545℃，考虑部分负荷经济性并参考同类型亚临界机组进汽参数，初步设计各负

荷主蒸汽参数如下：

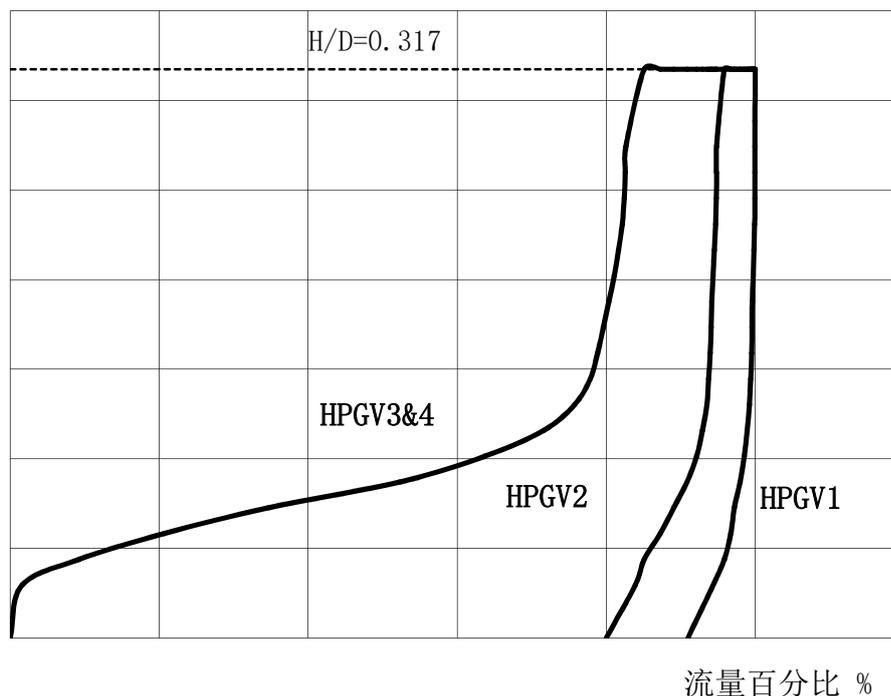
负荷	主蒸汽压力 (MPa)	主蒸汽温度(°C)	再热蒸汽温度 (°C)
≥ 100%THA	16.67	545	545
75%THA	14.51	545	545
60%THA	11.57	545	530
50%THA	9.56	545	530
40%THA	7.61	545	530
30%THA	7.41	516	487
25%THA	7.61	485	450
20%THA	7.41	516	487

机组仍采用定-滑-定运行方式，在保证安全性前提下，通过进汽参数与配汽方式的优化尽可能提高机组运行经济性。以上进汽参数仅为初步设计，后续还需根据锅炉核算情况、升降负荷运行要求及运行经济性等方面综合考虑，进一步优化修改。

2.3 配汽方式及调节级强度

临河#1 机组采用全电调“阀门管理”式配汽，通流改造后，设计的顺序阀配汽曲线如下图所示：

高调阀 H/D



可以看到，在低负荷下，只有两阀开启，且阀门开度较小，存在比较大的节流损失，对经济性不利。另外负荷特别低的情况下，由于阀门开度较小，可能存在阀门振动的风险。

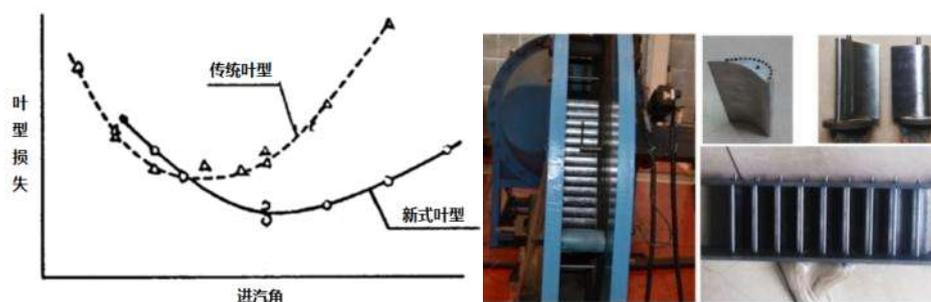
经校核，两阀全开时，在额定压力下调节级强度合格，所以在很大范围内的部分负荷运行工况，都可以通过两阀滑压方式运行，以避免产生节流损失，同时可以提高滑压参数，提高机组运行的经济性，通流改造后提供的定滑压曲线就是按照这一原则计算得出的。

针对顺序阀运行负荷较低时两阀开度小的问题，计算评估了一阀调节的可能性。从校核结果可以看出，在负荷较低，主蒸汽压力降低至 7.41MPa，定压运行工况下，一阀全开调节级强度也合格。所以如果调峰到负荷过低，两阀不能满足调节要求时，可以考虑一阀调节，具体配汽方式及配汽曲线可待试验时配合优化。

2.4 宽负荷高效叶型

高效的汽轮机通流技术是以先进的动静叶型线为基础的，采用当今先进的叶片型线设计手段和计算分析软件，开发了以 DAPL 为代表的高效冲动式动、静

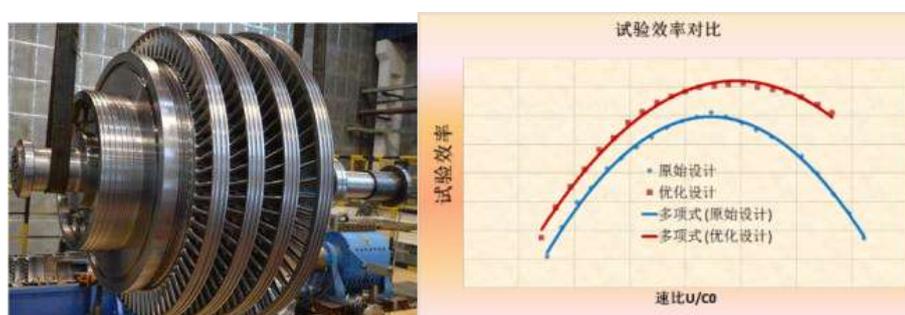
叶型线系列。DAPL 高效冲动式型线适用于冲动式汽轮机设计，静叶型线为高度后加载叶型，负荷最大的位置在静叶通道中的下游，有利于减小叶型损失和二次流损失，动叶型线采用大刚度、小气流折转角，有利于减小动叶的型线损失，并增加相对叶高减小二次流损失。自主设计开发的 DAPL 高效冲动式型线在公司自主建立的高精度平面叶栅试验台上进行了试验研究，试验结果表明东汽第三代高效 DAPL 高效冲动式型线气动性能佳，叶型损失小，攻角适应性好，变工况性能好。



a) 新式叶型与传统叶型型损对比 (b) 平面叶栅试验设备



(a) 多级空气透平平台 (b) 多级空气透平试验件安装



(c) 多级空气透平试验转子 (d) 两种方案级效率 (η) 随速比 (u/c_0) 的变化

东汽第三代高效冲动式叶型及通流技术于 2014 年始应用于各机组通流改造中，取得了良好的效果。部分机组的通流改造后带调节级三阀点缸效率及热耗达到世界一流水平，部分负荷缸效率也有了很大的提高。采用新通流技术的机组经

济性指标全部达到设计值，部分典型改造机组业绩如下：

项目	HP（带调节级）效率	IP 效率	比设计值优
单位	%	%	kJ/kWh
国华三河 3#	88.61	93.61	-19.9
国华三河 4#	88.43	94.31	-4
大唐托克托 3#	89.14	93.5	-36
大唐托克托 4#	88.3	93.27	-30
华润常熟 2#	90.3	93.6	-21

试验表明了东汽自主研发的第三代高效叶型及通流技术是成功的，可以大幅提高机组经济性，满足机组深度调峰后高效宽负荷运行的要求。

2.5 安全性

2.5.1 叶片安全性

调节级和低压末两级叶片强度已单独考虑，对中间级次压力级动叶片来说，动叶片强度校核均按照机组运行的最危险工况进行设计计算，满足调频或不调频叶片的强度设计准则，即便在增大调峰范围及提高负荷变化率的情况下，中间级次压力级动叶片也能保证安全稳定连续运行。

2.5.2 推力

进行灵活性改造后，基本原则是在尽量不改变推力瓦面积情况下，保证各工况推力满足设计规范要求，保证机组安全运行。

2.6 低压叶片

2.6.1 末叶选型

东方亚临界 300MW 机组目前拥有 856mm 和 909mm 长度的湿冷汽轮机末级叶片，单流的排汽面积分别为 6.81m^2 和 7.38m^2 ，方案设计时可以根据不同的排汽压力及运行负荷范围合理选用。

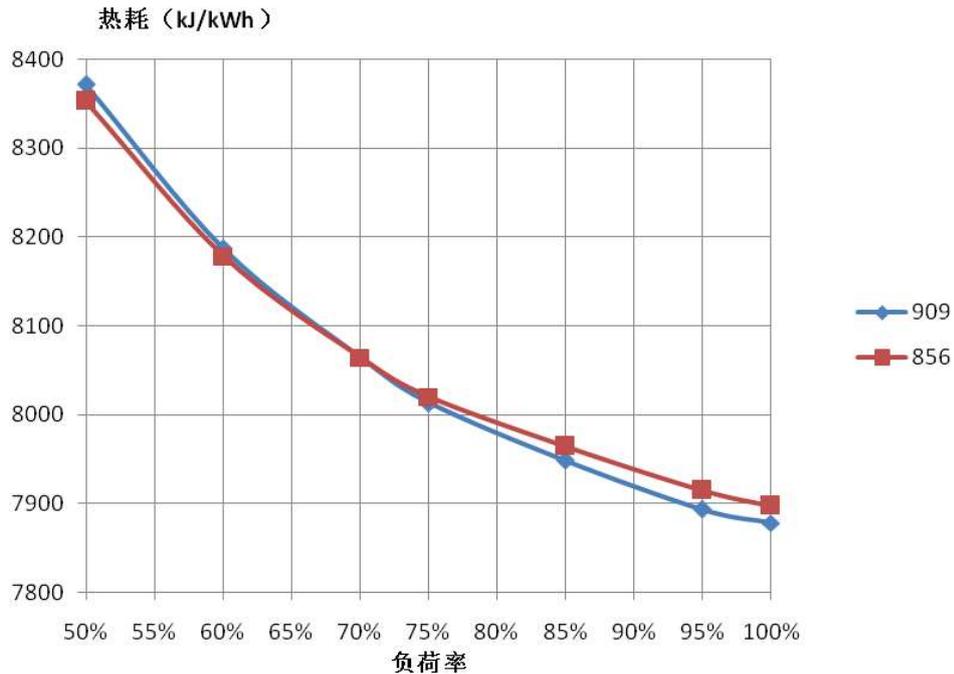


图 6.1.1 2F-856mm 和 2F-909mm 方案机组
热耗随负荷变化曲线（纯凝工况，背压 7kPa）

从上图看，在背压小于 7kPa，>70%额定负荷范围内 2F-909mm 方案热耗均好于 2F-856mm 方案。以临河电厂#1 机组为例，根据电厂统计的机组全年平均负荷率在 70%左右，结合机组负荷情况及运行背压范围，综合比较 2F-909mm 和 2F-856mm 方案热耗，从机组经济性和调峰灵活性考虑，建议 300MW 等级通流及灵活性改造选择 2F-909mm 方案。

2.6.2 水蚀问题

东方采取了完善的防水蚀及抗应力腐蚀措施来确保机组长期安全、经济地运行，主要措施有：

- (1) 采用自防水蚀的性能优良的叶片材料；
- (2) 适当增大动、静叶间的轴向距离，使水滴碎化，降低水滴半径，减小对动叶进口的冲击能量；

(3) 汽机低压段设有足够的疏水口。由于低压末级、次末级蒸汽湿度大，本机组低压末级、次末级隔板出汽边外沿径向汽封体处装有去湿装置，汽流中的小水滴在离心力的作用下落入去湿孔中，绕过动叶，直接进入下 1 级或低压缸排汽口。去湿装置可以有效地减轻末两级动叶的水蚀现象。

- (4) 末三级动叶叶身进行喷丸表面处理，提高其抗水蚀特性；

(5) 909 末叶片为较高的根部反动度设计，大大推迟了根部脱流工况的出现，从气动设计上保证了末叶片根部不会出现严重水蚀。

(6) 末级动叶对靠近动叶顶部进口区域进行高频淬火工艺处理，大幅提高其抗水蚀特性。

通过以上措施，可使得末几级动叶水蚀处于较低水平，不会对叶片安全可靠造成影响。

3 辅机部分

3.1 低压缸次末级前通入冷却蒸汽的可行性分析

经过分析，原低加本体设置的汽封溢流口径过小，不足以满足冷却蒸汽进汽量要求，如对低加本体实施改造，增设一蒸汽进口，考虑到蒸汽流量过大，低加内部结构无法同时兼顾管系防冲及保证通流流道的问题，存在安全隐患；同时喉部抽汽管到膨胀节不允许反向流动，同样无法满足蒸汽的通流要求。

因此，辅机室认为低压次末级及末级叶片冷却蒸汽无法利用原有系统，需考虑其他进汽方式。

3.2 疏水系统

机组灵活性改造后将长期处于低负荷工况下进行，根据原设计逻辑，高、中、低压疏水阀分别将于机组 30%、20%、10%负荷工况打开，在此工况下长期处于疏水阀打开工况，将影响机组的经济性，后期可联合主机室对疏水阀的开启逻辑进行优化。

3.3 汽封系统

机组灵活性改造后汽封系统需注意以下问题：

- 机组将长期处于非自密封状态运行，需保证参数合适且稳定的辅助蒸汽长期供汽以满足机组轴封要求。
- 原汽封加热器设计冷却水需满足最低 300t/h 的冷却水量方能保证轴封需求，在低负荷给水量不足 300t/h 时，需开启凝结水再循环，以保证轴封系统正常投入，建立真空，或者重新设计一套汽封加热器以满足小流

量工况运行。

3.4 润滑油系统

原有润滑油系统可适应机组的灵活性改造。

3.5 凝汽器

灵活性改造后机组可能长期处于低负荷状态，凝汽器可以采用以下两种运行方式：

- 半侧运行
 - 小水量运行：需对低流速下管侧结垢的解决方案进行研究
- 采用何种运行方式需联合水工专业共同进行评估选择最优的方案。

3.6 回热系统

原有低压加热器部分可适应机组的灵活性改造。

4 综合部分

本部分的研究技术涉及到不同专业技术相互交叉，重点包括机组冬季采暖供热时的低压缸切缸等内容。

4.1 低压缸切缸

临河电厂拟对#1 机组进行低压切缸试验，低压切缸工况下，低压进汽量急剧减小，低压末两级动叶鼓风造成温度上升，根据初步试验情况及对低压末两级强度振动评估计算，建议将低压末两级温度监测点保护值定为 200℃。

为了防止小容积流量工况下，低压末级叶片发生颤振，造成动应力升高发生破坏，对可安全连续运行的低压排汽质量流量进行限制，以保证末叶安全。

4.1.1 温度 200℃时末两级叶片强度振动评估

温度升高到 200℃后，低压末两级材料弹性模量发生变化，造成整圈频率变化，评估后确认末两级在 200℃整圈振动频率仍满足调频要求。

温度升高到 200℃后，低压末两级材料屈服强度降低。经校核，次末级 492mm

叶片来说，温度升高到 200℃后，常规强度校核结果仍合格，但挤压应力基本已达到材料极限。

考虑临河#1 低压采用旧转子及温度升至 200℃等不利因素影响下，新 909 末叶叶根强度情况仍优于原 909 叶片，从运行业绩评估认为在 200℃下，新 909 末叶叶根强度可保证安全运行。

有限元分析计算得，新 909 叶身最大等效应力、型根最大等效应力均小于 909 末叶材料在 200℃的屈服强度，强度安全。

4.1.2 末两级转子强度评估

依据末两级动叶片的离心力数据校核转子强度。对于末级叶片，原 909 叶片要求在 110℃时手动打闸停机，即可以运行在 100℃附近，此时轮缘应力的安全系数为 1.66。新 909 叶片在 200℃时的轮缘应力安全系数为 1.66，可初步将我的新 909 末级叶片温度限制保护值定为 200℃报警或停机。

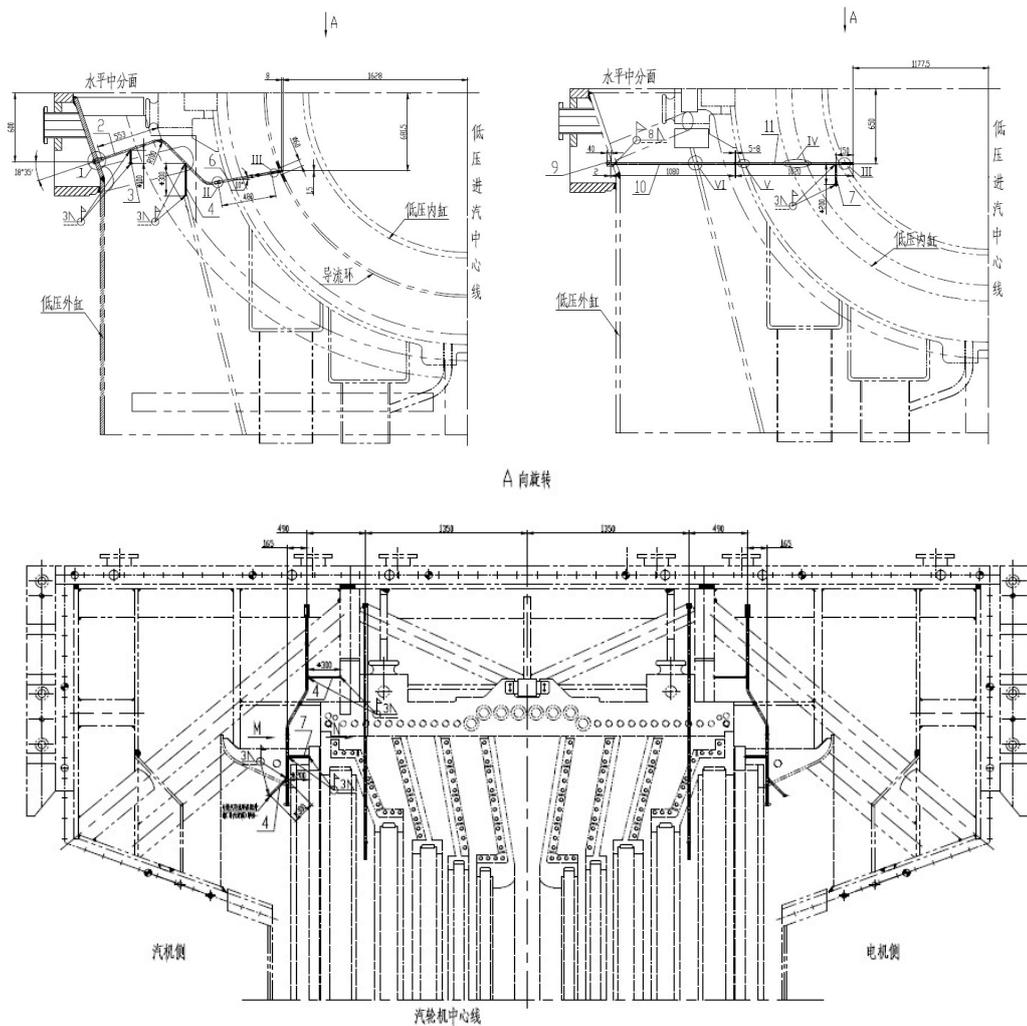
4.1.3 切缸试验排汽质量流量限制

为了防止小容积流量工况下，低压末两级叶片发生颤振，造成动应力升高发生破坏，对低压切缸试验时排汽容积流量进行限制，要求在%6 及%20 容积流量区间内不得长期运行。

经校核，为保证低压切缸试验安全，汽轮机不允许低压排汽质量流量在 20t/h 到 100t/h 区间范围内长期运行，每次允许 15min，全年共 25 次。建议切缸试验时蝶阀全关，从中低压连通管旁路进汽即可（旁路设计最大质量流量 20t/h）。

4.1.4 低压排汽及末叶温度保护

为监视机组低负荷及切低压缸运行时次末级及末级温度，分别在次末级和末级后设置温度测点（其中次末级测点可不揭缸更换测温元件），其安装位置及结构如下图所示：

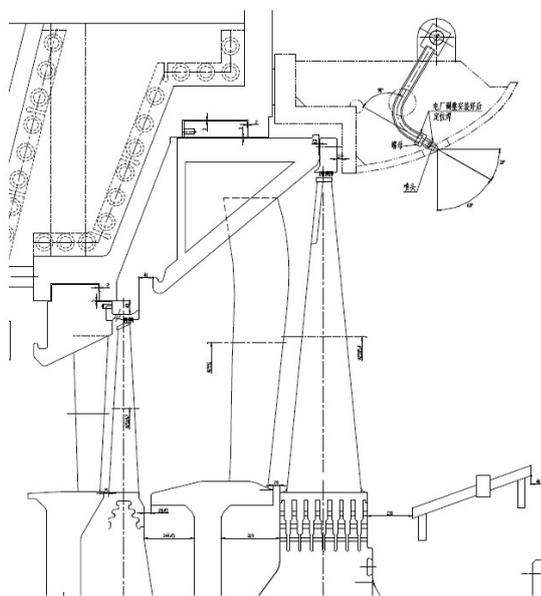


低压末级、次末级测点布置图

根据对转子轮缘强度、末级、次末级叶片强度及振动分析，确定温度保护值如下：

- 低压末级叶片温度：报警值: 120℃（投喷水） 停机值: 200℃
- 低压次末级叶片温度：报警值: 200℃ 停机值: 210℃

- 低压缸排汽温度：正常值:小于 36℃
- 报警值: 80℃（投喷水） 停机值: 110℃(手动)
- 低压末级叶片温度与低压排汽温度保护逻辑联调，当二者任一温度达到报警值时，应投喷水减温。



低压缸冷却喷水结构示意图