

超超临界机组低压缸零出力改造技术研究与应用

张文琪¹, 郝青林², 王艺玮^{3*}

(1.西安西瑞控制技术有限公司, 陕西省西安市, 710075;

2.华能烟台八角热电有限公司, 山东省烟台市, 264000;

3.烟台职业学院, 山东省烟台市, 264670; *通讯作者, 631813701@qq.com)

摘 要: 针对火电机组深度调峰与热电解耦需求, 探讨 670 MW 超超临界机组低压缸零出力改造技术。通过实施中低压连通管密封改造、新增冷却蒸汽系统及优化末级叶片防护优化, 实现机组热电解耦运行。结果表明, 改造后机组的最小电负荷显著降低, 供热能力大幅提升, 发电煤耗同步下降, 验证了该技术的可行性和经济性。

关键词: 超超临界机组; 低压缸零出力; 热电解耦

引言

在“双碳”目标推动下, 新能源大规模接入对火电机组调峰能力提出了更高要求。传统抽凝供热机组受“以热定电”模式制约, 导致冬季供热期调峰能力不足, 弃风弃光问题愈发突出。低压缸零出力技术通过切断低压缸进汽, 保留最小冷却蒸汽流量, 实现供热与发电独立调节。本文结合某 670 MW 超超临界机组改造实例, 深入分析该技术的改造方案、实施过程及运行效果, 为同类机组改造提供参考。

1 改造技术方案

1.1 汽轮机本体改造

1.1.1 中低压连通管密封优化

根据低压缸零出力技术改造方案, 在中低压连通管进汽蝶阀关闭后, 低压缸需要通入少量冷却蒸汽, 以实现低压缸转子及叶片的有效冷却。为此, 该电厂进行现场改造时, 在低压缸进汽蝶阀前增加了低压缸冷却蒸汽管道, 新增了两个低压缸进汽旁路蝶阀。该蝶阀自连通管蝶阀前引出, 经进汽管道接入到低压缸进汽口。每个低压缸设置一根冷却蒸汽管道, 冷却蒸汽进汽流量通过液控蝶阀控制。为确保冷却蒸汽系统的稳定运行和精确控制, 现场新增的低压缸进汽压力测点、低压缸进汽温度测点, 以及流量测量装置, 均通过电缆接入主机数字电液控制系统(DEH系统), 方便运行人员实时监控汽轮机低压缸进汽状态。根据推荐的介质流速, 采用计算公式(1)来精确计算所需的管道内径[1]。

$$D_i = 594.7 \times \sqrt{\frac{Gv}{\omega}} = 18.81 \times \sqrt{\frac{Q}{\omega}} \quad (1)$$

式(1)中,

D_i ——管道内径, mm;

G ——介质质量流量, t/h;

v ——介质比容, m^3/kg ;

ω ——介质流速, m/s;

Q ——介质容积流量, m^3/h 。

随着汽轮机低压缸进汽容积流量逐步降低，汽轮机低压缸末级叶片动应力会经历一个先上升后下降的过程。当低压缸进汽流量降低至汽轮机 5%额定进汽流量时，叶片的动应力会达到一个与设计容积流量相近的水平，这意味着叶片在此状态下仍处于安全运行的范围内。根据汽轮机厂核算的低压缸最低冷却蒸汽流量为 80t/h，单侧为 40t/h，不同工况冷却蒸汽参数取实际供热下中压缸排汽参数，可见表 1。根据核算结果，确定冷却蒸汽管道内径为 DN400，其管道规格 DN400，该管道为两根分别进入双侧低压缸的冷却蒸汽支管管段为低压缸通入冷却蒸汽。同时为了避免两个管道存在抢汽现象，选择无需设置冷却蒸汽母管。

表 1 冷却蒸汽管道核算结果

项目	单位	TMCR	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
蒸汽流量	t/h	40	41	42	43	44
蒸汽压力	MPa	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
蒸汽温度	℃	286.74	292.87	316.77	349.86	372.10
管道数量	个	1	1	1	1	1
流速推荐	m/s	30-60	30-60	30-60	30-60	30-60
流速计算值	m/s	35	35	35	35	35
管道内经(计算)	mm	453.99	462.27	478.11	497.67	512.62
管道内经(圆整)	mm	400	400	400	400	400
工质流速(校核)	m/s	45.09	46.75	50.01	54.18	57.48

1.1.2 末级叶片防护系统

低压缸零出力改造后，低压缸处于小容积流量运行工况，低压缸内运行条件与初始设计工况大幅偏离。特别是在低压缸完全切除运行状态，低压缸末两级叶片在级内流动时，其状态会发生显著变化。为防止低压缸末级叶片出现异常颤振、超温等情况，本次改造特别增设一套叶片健康监测系统，该系统具备实时数据采集功能，能够精准监控低压末级长叶片的运行状态，有助于及时发现末级叶片异常[2]。改造如下：低压缸汽轮机侧及发电机侧末级叶片、次末级叶片均增加两个温度测点，共计增设 16 个温度测点，用于全面地监测末两级叶片的工作状态。在中低压缸连通管处增设两个压力测点和两个温度测点，新增测点全部采用绝压变送器。为了更好地监测低压缸的进汽状态，需要对低压缸进汽参数进行监控，在低压缸进汽口处增加两个进汽压力测点和两个温度测点，均采用绝压变送器。新增的压力测点及温度测点全部接线至机组分散控制系统（DCS），通过汽轮机切缸控制系统显示，可用于切缸过程自动控制对汽轮机低压缸运行情况进行监视。

1.1.3 喷水系统升级

在低压缸排汽室中，做完功的蒸汽处于湿蒸汽状态，蒸汽温度接近该压力下对应的蒸汽饱和温度。汽轮机低压缸零出力运行时，低压缸末端的几级叶片可能会进行负功运转，会导致低压缸末级叶片鼓风发热现象严重，使低压缸排汽温度迅速上升。本次改造期间对低压缸喷水的最大流量重新进行核算，根据所需的喷水流量对原有喷水管道进行改造，分别增设大流量、中流量、小流量喷水管道以达到精细喷水的要求。现有机组低压缸末级已配备雾化喷头（原用于机组启动），本次改造在低压缸喷水总管处增加了流量测点，并为每个低压缸单独设置了一套调节阀管路，喷水减温流量控制可以变得更为精准和灵活，以满足不同运行模式下的需求。现有机组低压缸末级已配备雾化喷头，用于机组启动时使用。

图 1 为汽轮机低压缸喷水系统改造后系统图。为防止低压缸末级叶片喷水存在过量情况，根据机组的不同运行状态，优化汽轮机低压缸喷水逻辑，采取分级投入喷嘴组的策略，减缓末级叶片出汽边根部的水蚀现象，提高了机组的安全性和稳定性，延长低压缸末级叶片寿命。

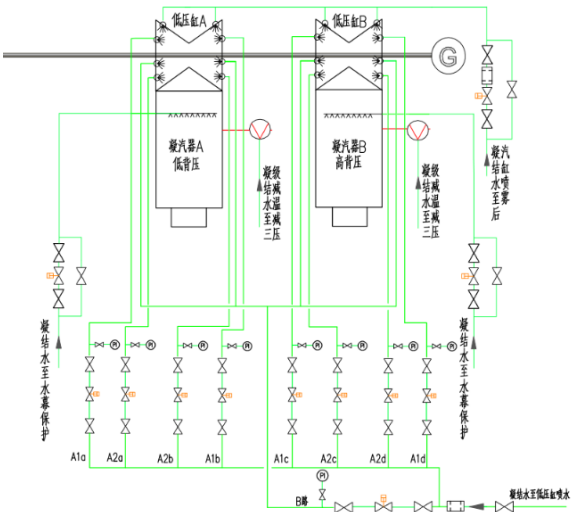


图 1 低压缸喷水系统改造情况

1.2 辅机系统改造

1.2.1 真空系统优化

汽轮机进行低压缸零出力改造后，低压缸进汽流量降至最低冷却流量，排入凝汽器的蒸汽大幅减少，凝汽器热负荷的降低对凝汽器本身无任何影响，但对凝汽器真空系统会产生一定影响。机组供热季运行时该电厂循环水温度最低可降至 0℃，此时机组真空可达到极限真空运行工况。该电厂原设计真空泵为水环式真空泵，水环式真空泵抽真空能力存在高值，在极限真空状态水环式真空泵抽真空能力无法继续提升，可能导致凝汽器中存在不凝结气体聚集，导致凝汽器真空降低。凝汽器中存在不凝结气体也会进一步导致低压缸叶片鼓风情况加重，增加叶片超温的隐患。

由表 2 看出，双侧低压缸零出力运行工况下，凝汽器热负荷为 128MW，循环水泵单泵低速运行，在凝汽器冷却水进口温度 15℃和 10℃条件下，凝汽器压力分别为 2.613kPa 和 1.914kPa。因凝汽器热负荷较小，循环水泵单泵低速运行已完全可以满足机组运行需求，进行计算时仅考虑循环水泵单泵低速运行。

表 2 低压缸零出力运行工况凝汽器变工况特性计算结果

项目名称	单位	切除双低压缸运行	切除单低压缸运行
低压缸进汽流量	t/h	80	230
给水泵汽轮机排汽量	t/h	108	109
凝汽器热负荷	MW	128	197
循环水泵运行方式	/	一台低速循环泵	一台低速循环泵
冷却水进口 15℃条件下 凝汽器压力校核值	kPa	2.61	2.98
冷却水进口 10℃条件下 凝汽器压力校核值	kPa	1.91	2.19

相比于水环式真空泵，罗茨-水环真空泵组可以在凝汽器极限真空运行时继续保持对不凝结气体的抽吸能力，防止其在凝汽器中发生聚集影响机组运行安全[3]。该种真空泵组配备一台罗茨泵和一台水环泵，通过罗茨泵始终保持水环泵工作液体在饱和压力以下，可以有效防止水环泵中的工作液体汽化而影响真空泵的抽吸能力，保障泵组的稳定运行和高效性能。相比原有水环式真空泵，该真空泵功率低，能耗水平低，可有效降

低电厂厂用电率。同时改造后的罗茨-水环真空泵组不仅在冬季供热情况下可投入运行,在非供热季也可投入连续运行,实现全年机组节能降耗。

本次改造计划新增两台罗茨-水环真空泵组，每台泵具备约 25%的额定抽吸能力。新泵组将与原抽空气管道母管相连，在机组正常工作时，两台罗茨-水环真空泵组将独立运作，互不干扰，各自对一台凝汽器进行抽真空。此时机组原设计的三台水环真空泵组可以停止运行作为备用。当机组启动需要建立真空或机组遇到突发情况真空降低时，原水环真空泵组可随时投入使用。由于当前施工条件受限，罗茨真空泵的改造工作将暂未进行。

1.2.2 疏水系统改进

本次改造的汽轮机为引进的西门子机型，采用 8 级抽汽回热，各级疏水通过压差流向下一级的加热器。该电厂的 6 号低压疏水因温度、焓值与 5 号低压出口相近，通过设置两台低加疏水泵将疏水打至凝结水管道。如下图 2，7 号和 8 号低压加热器安装在两侧低压缸的凝汽器喉部位置。这两台低加的疏水汇合后共同进入疏水冷却器进行冷却。在疏水冷却器中，疏水与凝结水进行热交换，并通过水封管进入疏水扩容器完成整个疏水回收。由于 7、8 号低加疏水出口支管上没有隔离阀，无法做到单侧低压缸切除时对单侧疏水进行隔离，为满足汽轮机切单缸运行需要，增加 7、8 号低加疏水出口隔离阀。

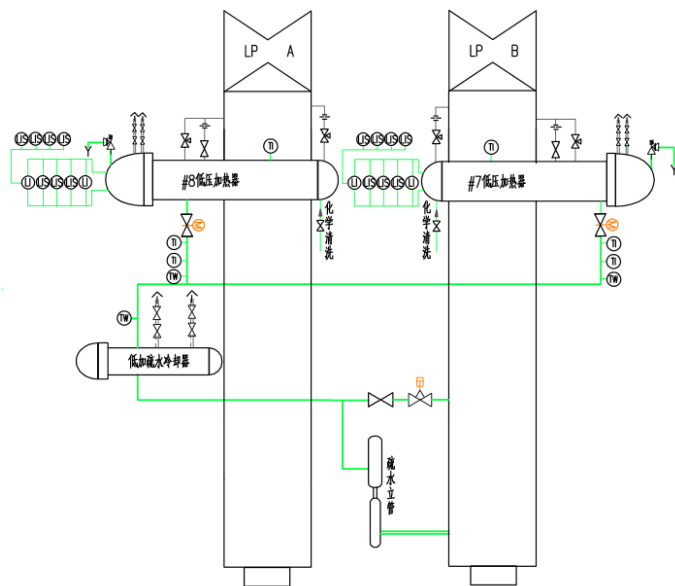


图 2 低加疏水系统改造示意图

1.2.3 控制系统开发

为实现低压缸零出力后低压缸各项参数的远程监视及控制, 机组 DEH 系统新增低压缸柔性运行及切缸控制模块。整合低压缸柔性运行及切缸关键参数与控制逻辑到一个运行画面, 界面友好, 显示直观, 操作方便。切缸运行控制系统操作画面如图 3 所示, 运行人员不需切换界面即可统揽全局, 判断当前运行状态, 有效降低运行人员操作压力。该系统可实现汽轮机低压缸进汽流量柔性调节、采暖抽汽流量调节、低压缸末级叶片动应力危险区间示意、低压缸末级叶片健康监测等参数的控制及监视。通过自动控制逻辑优化, 系统可实现汽轮机抽凝工况-切缸工况一键切换, 切换过程中中排压力、温度无大幅变化, 低压缸末级、次末级叶片振幅、间隙、振动频率等参数可以实时监控, 防止低压缸末级叶片进入超温、颤振等危险工况[4]。

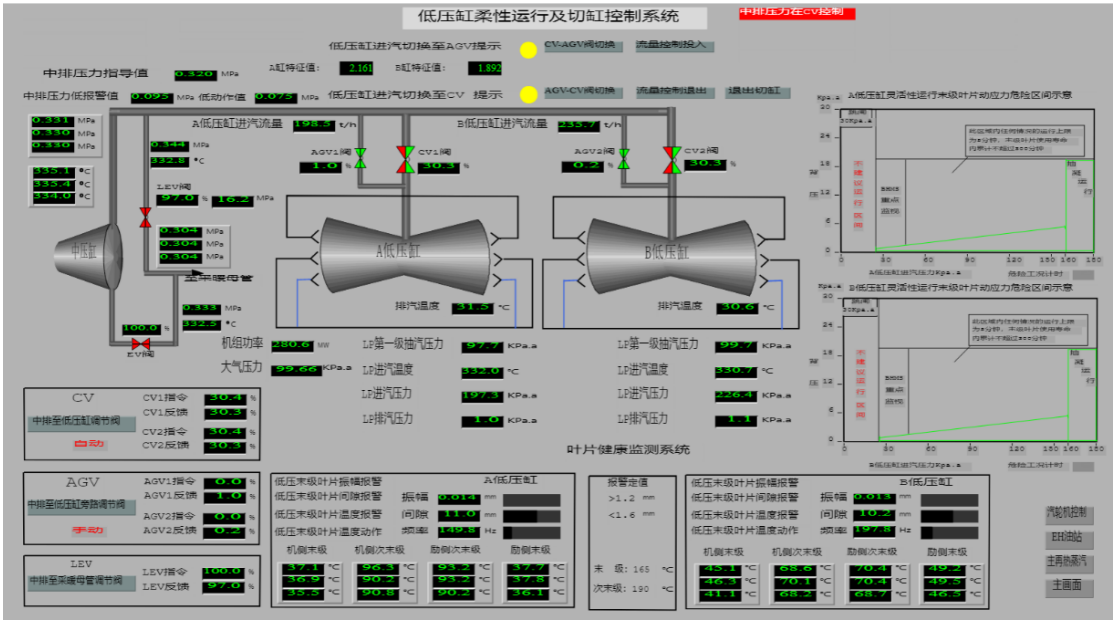


图 3 汽轮机切缸运行控制系统 DCS 控制画面

2 改造后机组运行及安全性分析

2.1 运行情况分析

对热力系统进行相关改造后汽轮机已具备低压缸零出力运行能力，但汽轮机低压缸零出力改造后，在低压缸切缸运行过程中，末级和次末级叶片的蒸汽流动工况有明显的变化，主要表现为低压缸进汽冲角在叶高方向上的剧烈波动，导致叶片压力面出现流动分离现象。此外，叶根处可能出现脱流，使得叶片动应力增大，鼓风现象也更为显著，不仅直接导致低压缸蒸汽效率降低，更可能引发叶片颤振，从而对机组的安全稳定运行构成严重威胁。本章将以某电厂低压缸零出力改造后机组实际运行参数对改造后的安全性进行分析，并对改造后机组运行中可能存在的安全问题提出应对措施及风险防范[5]。

该电厂#2 机组低压缸零出力改造于 2022 年 10 月 1 日机组停运开始，至 11 月 12 日完成所有设备及测点安装后开始进行设备冷态调试。2022 年 11 月 16 日，机组启动并顺利投入采暖抽汽，以进行低压缸零出力系统的热态调试。切缸运行后，各项参数均表现正常，整体效果达到预期。热态调试结束后顺利投入 660MW 等级上汽西门子机型国内首台机组低压缸零出力运行。本次低压缸零出力改造后项目从 2022 年 10 月 1 日开始，历时 35 天完成整个技改工作。切缸改造后，在整个低压缸零出力过程中，机组除氧器水位、凝汽器水位，轴向位移、振动等参数均变化平稳，相对轴振动最大变化量和轴承座振动最大变化量均不超过 20 微米，#1~#6 轴承各测点轴振动均在国标规定的优秀值范围内。机组经历了严寒天气提升供热能力、春节期间单机运行满足采暖用热需求、按照现货交易负荷曲线深调 250MW 等恶劣工况，切换运行期间实现自动控制，机组轴振均在 50 微米以下，汽轮机叶片排汽温度升至 70℃左右，叶片监测系统监视叶片振幅、间隙均在正常范围。表 3 为汽轮机低压缸改造前后相同机组负荷下汽轮发电机组轴承振动变化情况。

表 3 改造前后相同 600MW 负荷时汽轮发电机组振动情况变化

编号	#1 轴承		#2 轴承		#3 轴承		#4 轴承		#5 轴承		#6 轴承	
名称	瓦振	轴振	瓦振	轴振	瓦振	轴振	瓦振	轴振	瓦振	轴振	瓦振	轴振
单位	mm/s	μm	mm/s	μm	mm/s	μm	mm/s	μm	mm/s	μm	mm/s	μm
改造前	0.58	20.28	0.61	33.43	0.64	35.32	0.71	6.72	0.52	25.23	1.61	23.71
改造后	0.69	36.47	1.02	39.65	0.82	36.81	1.84	42.4	1.23	32.74	2.08	30.22

低压缸零出力改造仅对汽轮机低压缸进汽阀门组、抽汽管道及辅助系统进行了相应改造，未对汽轮机本体进行相关改造。汽轮机切缸运行后，低压缸进汽流量可控制在安全范围内，汽轮发电机组振动无明显变化，2022-2023年采暖期汽轮发电机组各项振动参数均在优秀范围内。

2.2 低压缸零出力改造后存在的安全风险

汽轮机低压缸末级叶片蒸汽流动状态，随着低压缸进汽流量变化而改变。这些变化的主要表现为进汽负角度的产生，在末级和次末级动叶片上产生流动分离的情况。同时，叶根处可能出现脱流，叶片动应力增大，鼓风现象和水蚀作用也相应加剧。这些变化都可能对汽轮机的稳定运行产生不良影响，因此需要密切关注并采取相应措施进行预防和控制[6]。Nitin[7, 8]等学者已对低压缸末级叶片运行情况进行研究，通过建立数据模型分析出异常工况下低压缸末级叶片受力情况及应力强度。本次机组进行低压缸零出力改造后各项参数运行稳定，但仍存在以下运行风险：

2.2.1 末级叶片颤振

谷伟伟、盛晨曦、Zhanzhou W等前辈[9, 10]通过建立模型对小容积流量下叶片强度进行分析，确认小容积流量工况汽轮机低压缸末级叶片强度需要进行连续监测，否则可能出现叶片应力超限断裂的可能性。叶片颤振是一种因非稳态气流激振力引发的自激振动现象，其产生的根本原因在于汽固耦合作用。这种振动异常剧烈，其振幅远超过叶片在常规状态下的振动幅度，导致动应力急剧攀升。当叶片长时间处于颤振状态时，其疲劳断裂的风险将显著增加，疲劳断裂的时间也会大大提前，这给汽轮机的稳定运行带来了较大的风险和挑战。通常情况下，叶片颤振更容易发生在小容积流量的工作情况下，特别是在进行汽轮机低压缸切缸运行时，由于此时低压缸的汽量相对减少，流场状态变得不稳定，更加容易引发气流激振力的波动。此次低压缸零出力改造后，为防止机组发生叶片颤振情况，增加叶片健康监测系统，通过监测系统测量汽轮机末级叶片振动情况。当汽轮机末级叶片振动幅值超过限定值时，会发出报警，告知运行人员叶片处于危险状态，运行人员根据叶片振动数值改变低压缸运行工况（例如改变进气流量、压力、背压等），使汽轮机叶片脱离危险区域。

此次改造增加低压缸末级叶片运行监测系统后，可有效监视汽轮机末级叶片振动情况。图4为2022年12月27日汽轮机A、B低压缸末级叶片振动随负荷变化情况，该电厂汽轮机低压缸零出力改造后低压缸末级叶片振动均在优秀范围内，未发生叶片振动突增影响机组安全运行情况。

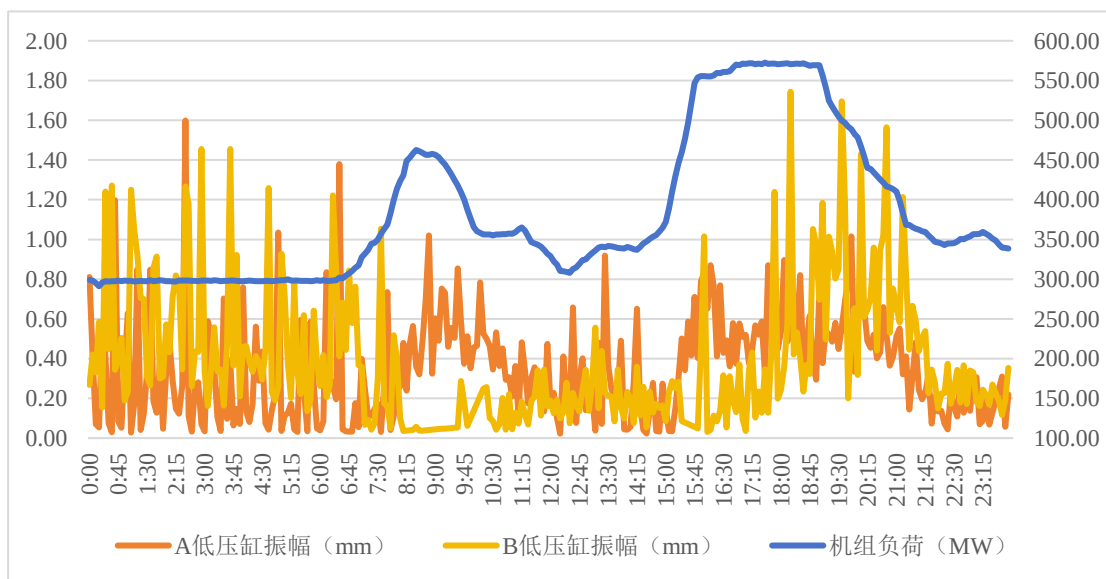


图4 改造后低压缸末级叶片振动随负荷变化情况

2.2.2 末级叶片间隙变小

汽轮机在低压缸切缸工况下长时间运行，会导致末级叶片和内缸的温度发生大幅波动。这种温度的不均匀分布会进一步影响叶顶间隙，使其发生变化。一旦叶顶间隙调整不当，就有可能发生动静碰磨的风险，对汽轮机的安全稳定运行构成威胁。因此，在切缸工况下必须加强对末级叶片和内缸温度的监控，确保温度分布均匀，避免叶顶间隙的改变影响机组运行安全[11]。本次低压缸零出力改造在低压缸内缸末级叶片出增加电涡流探头，可以测量出低压缸末级叶片距离内缸壁间隙。根据上海汽轮机厂给出末级叶片膨胀极限值为 19.9mm。本次低压缸零出力改造后，汽轮机切缸运行末级叶片膨胀极限值在至 12.5mm，距离主机厂给出的安全限值仍有较大安全裕度。图 5 为 2023 年供暖季 12 月 27 日，汽轮机 A、B 低压缸末级间隙随机组负荷变化情况。

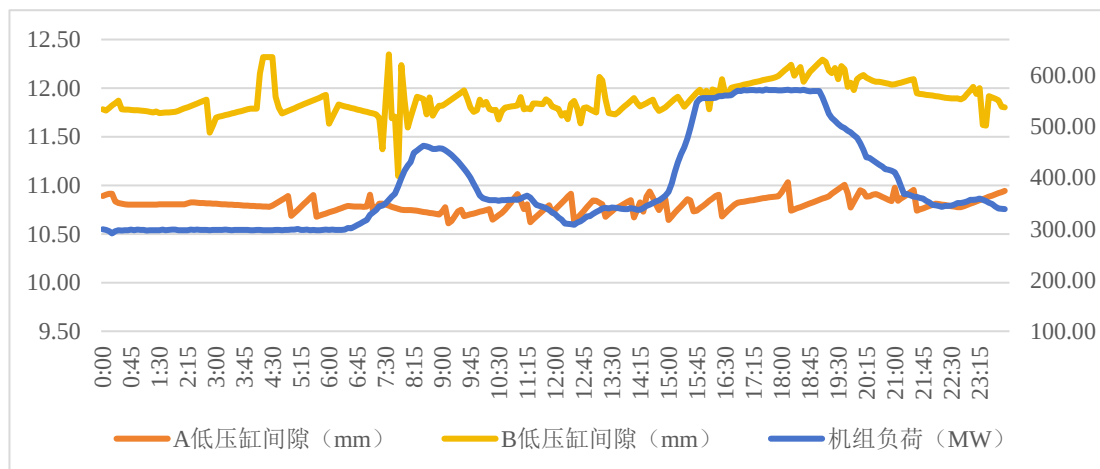


图 5 低压缸末级叶片膨胀量变化情况

2.2.3 末级叶片超温

相关研究中，通过汽轮机低压缸流程数值计算、末级全工况安全特性分析等表明，汽轮机低压缸小容积流量运行时末级、次末级温度存在快速升高可能，叶片超温将产生叶片应力集中、刚度降低等问题[12, 13]。在切缸状态运行时，低压缸的末级、次末级叶片产生鼓风效应可能存在做负功的状态，在此种工况下鼓风发热现象变得尤为严重。末级叶片的温度可能会达到最高允许温度，进而导致叶片的刚度下降。一旦叶片的共振区与工作转速相近，便存在共振的风险。此外，如果排汽温度超过排汽装置或凝汽器的承受极限，容易对凝汽器钛管及凝汽器本体造成不可逆的损害。因此，在汽轮机低压缸零出力运行时必须密切关注低压缸末级叶片的工作状态，确保运行在安全的温度和转速范围内。图 6、图 7 为 2022 年 12 月 27 日汽轮机 A、B 低压缸末级、次末级叶片温度随汽轮机负荷变化情况。

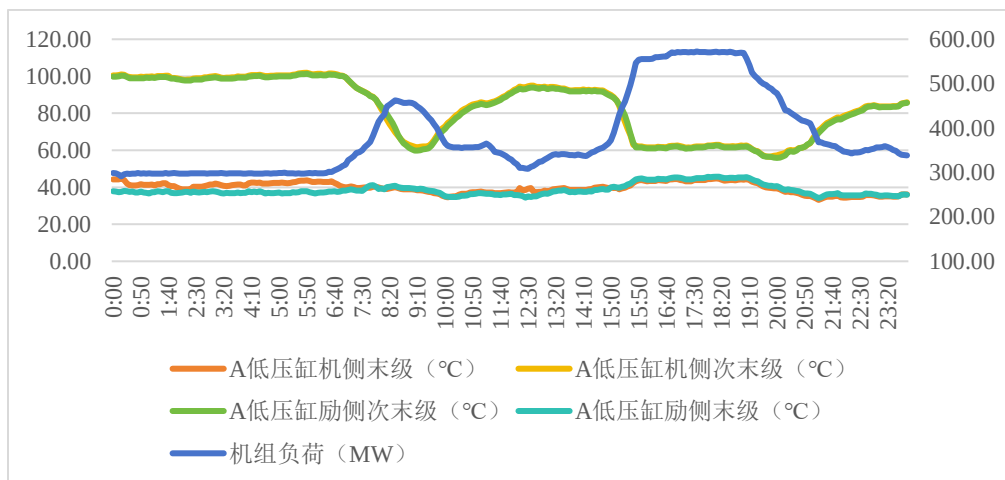


图 6 A 低压缸末级、次末级叶片温度随负荷变化情况

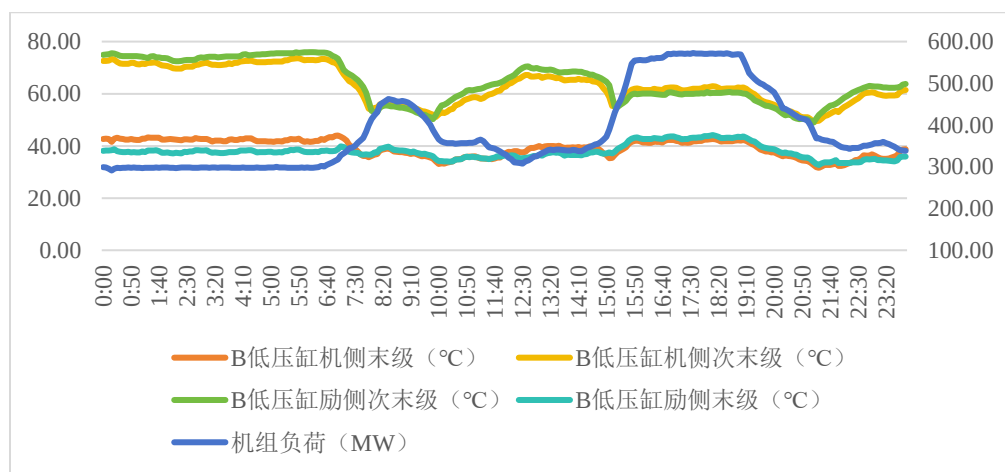


图 7 B 低压缸末级、次末级叶片温度随负荷变化情况

鉴于不同结构和类型的低压缸末级叶片在运行中特性不一致，特别是在小容积流量条件时，低压缸末几级叶片可能出现颤振并导致损坏。为确保其安全运行，建议从以下两方面强化安全保障措施：一是可以委托汽轮机制造厂或者其他科研单位，采用数值计算方法或现场动应力测试的方法对叶片小容积流量工况下叶片动应力进行校核，研究零出力工况及切换过程中进行动叶片安全校核分析及疲劳强度的影响量化分析，确保低压缸叶片运行安全可靠，防止出现意外。二是加强日常检修监督，利用揭缸检修机会对汽轮机低压末级叶片、次末级叶片及次次末级叶片进行无损检测监督。

2.2.4 末级叶片水蚀

汽轮机低压缸零出力改造后，切缸运行中不可避免的存在低压缸末级叶片超温情况，此时为控制末级、次末级叶片温度需要投入低压缸喷水减温，但此时低压缸运行在小容积流量下，喷入的减温水无法被蒸汽携带离开低压转子，在排汽区域极容易出现喷水回流情况[14]。这种回流现象可能对汽轮机末级叶片产生汽水冲刷情况。当蒸汽回流夹带着喷水产生的水滴撞击到末级叶片出汽边的根部时，会引发较为严重的水蚀现象。同时由于汽轮机低压末级叶片离心应力水平较高，叶片发生水蚀产生裂纹后会迅速扩展，对末级叶片的安全产生较大影响。为防止汽轮机末级叶片发生水蚀情况，机组低压缸零出力改造后，新增一套低压缸末级叶片喷施减温系统，该系统可以精细调节低压缸喷水减温量，低压缸末级叶片温度升高时可尽可能减少减温水投入。供热机组低压缸进汽量减少，特别是在低压缸切除工况下末级叶片会严重水蚀，威胁汽轮机安全运行的

问题，本文研究了低压缸切除后末级叶片的水蚀机理，通过采取有效的防治措施，可以最大限度地控制末级叶片水蚀，防止叶片损坏，保证机组深度供热的运行安全。前人已对低压缸零出力工况汽轮机末级叶片水蚀情况有了较多研究。Kang[15, 16]等人对汽轮机末级叶片水蚀问题，通过建立模型分析水蚀原理。提出通过低压缸管路喷水优化、低压缸末级叶片喷涂、精细化喷水等方式减缓末级叶片水蚀情况。本次改造后机组供暖季多次进入切缸运行状态，单低压缸进汽流量最低降低至 40t/h，汽轮机低压缸末级温度最高升至 110℃，次末级温度最高升至 80℃，较汽轮机厂家给出的低压缸末级温度高限制 165℃、次末级温度高限制 190℃有较大安全区间。

2022-2023 年供暖季该电厂暂未投入低压缸喷水运行，低压缸末级、次末级温度均在正常范围内。2023 年 5 月该机组停运 B 修期间，对低压缸末级叶片进行全面检查未发现水蚀情况。通过该供暖季运行参数及设备工况表明，该机组实施低压缸零出力改造后低压缸末级叶片水蚀情况在可控范围内。

2.3 低压缸零出力改造后运行建议

本次低压缸零出力改造技术难度大，在全国超超临界西门子机型机组尚属首次，试验一次成功，该技术能够充分利用低压缸余热供热，节能效益显著，同时具有投资小，相比较高背压供热以及光轴供热方式，运行方式灵活兼顾电网深度调峰能力的特点。

切除低压缸进汽供热技术与改造前相比，将原低压缸做功蒸汽重新利用于供热，有效减少了机组的冷源损失，进而降低了发电煤耗率。在锅炉热负荷保持不变的条件下，通过低压缸零出力改造后机组采暖抽汽能力大幅提升，而在供热量维持稳定的情况下，它还能在一定程度上降低机组的发电功率，从而实现深度调峰，增强了机组的运行灵活性和经济性。相较于高背压供热和光轴供热改造等方案，本技术无需在采暖期更换两次低压缸转子，同时避免了备用转子存放与保养的难题，从而显著降低了机组运行时的维护成本[17]。低压缸零出力改造后运行中应严密监视凝汽器真空、中排温度压力、汽轮机振动、差胀、轴向位移、次末级及末级叶片温度、低压排汽缸温度等参数正常。注意监视各低加运行情况，防止加热器满水；切缸运行后凝结水量减少，注意调整凝结器水位、凝结泵运行方式，防止凝结水压力低备用泵联动，检查凝结水所带用户运行正常。切缸时注意汽泵运行监视，防止四段抽汽压力波动造成汽泵工作异常。切缸运行期间，低压缸进汽蝶阀、旁路进汽蝶阀运行状态应重点监视；切缸运行期间，发现低压蝶阀反馈不跟踪指令时，应立即给出大于反馈的开启指令直至低压蝶阀全开。

汽轮机低压缸零出力运行，不仅对汽轮机本体运行情况产生影响，因低压缸零出力运行采暖抽汽量大幅增加，低压缸排汽量仅剩最小冷却蒸汽流量，对真空系统、循环水系统、低温省煤器及供热疏水系统均有所影响。为防止低压缸切缸运行时辅助系统异常影响主机安全，对各辅助系统提出运行建议。

对真空系统运行建议：由于机组为双背压凝汽器，低压缸零出力运行时对真空要求较高，因此在供热负荷需要切除单独低压缸时，优先选择靠近凝汽器为循环水入口的低压缸，水温入口较低，使凝汽器维持较高真空，降低末级和次末级叶片鼓风效应，利于机组安全运行。

对循环水系统运行建议：本次改造已进行循环水泵变频改造，将一台循环水泵有高低速改造为变频泵，在低压缸零出力运行时只投运一台泵变频运行。在非供热季则建议循环水泵冷端运行优化，优化循环水泵运行方式，提升运行经济性。冬季运行建议关闭冷却塔内围配水，只通过外围配水冷却，加强防冻措施，例如挡风板、防风卷帘等。当凝汽器的冷却水流量不足，或者冷却管内的流量偏低时，容易引发凝汽器冷却管内部积聚污垢和结垢现象。为了确保凝汽器的正常运行和延长其使用寿命，建议定期对凝汽器的冷却管进行必要的冲洗工作。

对低温省煤器系统运行建议：低压缸零出力运行时凝结水流量较小，可能影响低温省煤器正常运行。切除单侧低压缸运行工况下凝结水流量为 230-300t/h，切除双侧低压缸运行工况下凝结水流量为 114-184t/h，可能无法满足低省水侧的流量需求，汽轮机低压缸零出力运行时，必要时可暂时切除低温省煤器运行。

对给水泵汽轮机系统运行建议：进行低压缸零出力改造后，低压缸在零出力运行工况下，由于低压加热器基本无抽汽，无法对凝结水进行回热加热，导致除氧器热负荷会明显增加，抽汽量随之增大，管道流速相比于纯凝工况有一定上升，最大上升比例为 28%左右，可能会引起管道超速，引发振动。与此同时给水泵由于汽源也来自中压缸排汽，低负荷时如果工业抽汽流量过大，可能会导致中压缸排汽压力较低，导致给水泵

出力不足。建议在低压缸零出力运行时密切监视除氧器和给水泵运行工况，如果给水泵出力不足可考虑切换高压汽源。

对供热首站疏水系统运行建议：汽轮机低压缸零出力改造后凝结水流量大幅增加，没有处理的大量高温疏水进入锅炉对机组的安全经济运行有着很大的影响。由于热力系统在温度变化时会产生热胀冷缩现象，系统中的氧化铁在冷态启动时容易进入凝结水系统，造成启动初期氧化铁含量显著超标。若未能及时清除这些固态杂质，随着系统水温的升高，固态氧化物会逐渐转变为溶解性物质。这一过程将加速水冷壁管等热力系统的结垢过程，进而引发垢下腐蚀现象，给化学监督与管理带来极大的挑战和难度。为提高凝结水疏水回收水质，除去疏水内铁元素，可考虑增加回水过滤器，防止主管网回水温度过高而影响精处理装置运行。

综上所述，尽管低压缸零出力供热运行时可能出现末级叶片鼓风超温、叶片振动增加、湿蒸汽对叶片造成水蚀等问题，但这些问题在实际运行中是可以得到有效控制的。经过本次改造后，机组的运行情况表现良好，各项关键参数均保持在可控的安全范围内，机组的安全性得到了有效保证。针对低压缸末级叶片可能存在超温、颤振、水蚀等风险，提出相应运行建议，低压缸零出力运行采暖抽汽量大幅增加，低压缸排汽量仅剩最小冷却蒸汽流量对汽轮机其他辅机系统也产生一定影响，本文从机组安全运行角度，提出了一系列针对性的建议，以确保汽轮机在低压缸零出力运行期间能够稳定、安全地运行。

3 低压缸零出力改造后机组经济性评估

3.1 低压缸零出力改造后机组供热能力分析

3.1.1 低压缸零出力改造前机组供热能力

根据该电厂汽轮机低压缸零出力改造前机组运行情况，因原中低压缸连通管无法完全密闭，该蝶阀关闭后单侧低压缸仍可有一定进汽量，根据中压缸排汽压力中低压联通管液控蝶阀关闭后单侧低压缸大约仍有150t/h 的蒸汽量。根据改造前单低压缸最小进汽流量测算机组热力特性如下：

（1）机组在汽轮机最大连续工况（TMCR）进汽流量工况，主蒸汽流量 1910.6t/h 时，理论最大供热抽汽能力为 854.7t/h，对应的采暖抽汽热负荷约为 626.3MW，该热负荷折合为损失的电负荷约为 516MW。

（2）机组在 100%汽轮机热力验收工况（THA）进汽流量工况，主蒸汽流量 1799.0t/h 时，理论最大供热抽汽能力为 798.5t/h，对应的采暖抽汽热负荷约为 588.0MW，该热负荷折合为损失的电负荷约为 488.0MW。

（3）机组在 45%THA 进汽流量工况，主蒸汽流量 809.6t/h 时，理论最大供热抽汽能力为 257.7 t/h，对应的采暖抽汽热负荷约为 203.5MW，该热负荷折合为损失的电负荷约为 242.9MW。

表 4 为机组改造前各工况下汽轮机最大采暖抽汽能力参数表。在实际运行过程中，机组低压缸实际排汽流量往往大于设计最小冷却蒸汽流量，以及现有抽汽管道通流能力限制，实际供热抽汽流量可能比理论计算最大供热抽汽能力要小，实际设计最大抽汽能力为 700t/h。

表 4 低压缸零出力改造前机组最大采暖抽汽能力参数表

项目名称	单位	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
发电功率	MW	516.4	488.0	401.7	311.6	242.9
锅炉蒸发量	t/h	1910.6	1799.0	1439.2	1079.4	809.6
锅炉吸热量	MW	1417.9	1345.7	1114.2	869.6	675.5
背压	kPa	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90
高压缸排汽压力	MPa	5.5	5.2	4.3	3.2	2.5
高压缸排汽温度	℃	351.0	348.6	353.5	358.6	362.4
再热热段蒸汽压力	MPa	5.04	4.80	3.96	3.06	2.35
再热热段蒸汽温度	℃	620.0	620.0	620.0	620.0	620.0
中压缸排汽压力	MPa	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
中压缸排汽温度	℃	286.7	292.9	316.8	349.9	385.4

表 4 （续表）

A 侧低压缸排汽流量	t/h	152.2	152.1	152.0	151.8	151.6
B 侧低压缸排汽流量	t/h	147.8	147.9	148.0	148.2	148.4
低压缸排汽流量	t/h	300.0	300.0	300.0	300.0	300.0
中排采暖抽汽流量	t/h	854.7	798.5	619.0	420.2	257.7
总采暖抽汽供热量	MW	626.3	588.0	464.3	323.2	203.5
供热热耗率	kJ/kWh	5517.7	5590.2	5824.1	6311.9	6995.9
供热发电煤耗	g/kWh	206.7	209.4	218.2	236.5	262.1
标煤消耗量	t/h	191.2	181.5	150.3	117.3	91.1

3.1.2 低压缸零出力改造后机组供热能力

该机组经过汽轮机低压缸零出力改造后，原来无法完全关闭的中低压缸连通管液控蝶阀被替换为可以密闭的液控蝶阀。机组切缸运行后可以保留最小单侧低压缸 40t/h 最小冷却蒸汽流量，其余中低压缸联通管的排汽可全部用于供热首站加热循环水。低压缸零出力改造后切缸运行时供热能力提升情况可通过表 5 进行分析。

（1）机组在 TMCR 进汽流量工况，主蒸汽流量 1910.6t/h 时，最大供热抽汽能力为 1092.7t/h，对应的采暖抽汽热负荷约为 801.1MW，该热负荷折合为损失的电负荷约为 473.3MW。相比原设计最大抽汽能力 700t/h 提高约 393t/h，供热能力提升 288MW 左右。

（2）机组在 100%THA 进汽流量工况，主蒸汽流量 1799.0t/h 时，最大供热抽汽能力为 1043.5t/h，折合供热负荷 768.4MW，对应电负荷约 448.0MW。

（3）机组在 45%THA 进汽流量工况，主蒸汽流量 809.6t/h 时，最大供热抽汽能力为 501.3t/h，对应的采暖抽汽热负荷约为 95.9MW，该热负荷折合为损失的电负荷约为 195.3MW。

表 5 低压缸零出力改造后机组最大采暖抽汽能力参数表

项目名称	单位	工况 1	工况 2	工况 3	工况 4	工况 5
发电功率	MW	473.3	448.0	359.9	267.1	195.3
锅炉蒸发量	t/h	1896.3	1799.0	1439.2	1079.4	809.6
锅炉吸热量	MW	1408.7	1345.7	1114.2	869.6	675.5
背压	kPa	4.90	4.90	4.90	4.90	4.90
高压缸排汽压力	MPa	5.5	5.2	4.3	3.2	2.5
高压缸排汽温度	℃	350.7	348.6	353.5	358.6	362.4
再热热段蒸汽压力	MPa	5.01	4.80	3.96	3.06	2.35
再热热段蒸汽温度	℃	620.0	620.0	620.0	620.0	620.0
中压缸排汽压力	MPa	0.50	0.50	0.50	0.50	0.50
中压缸排汽温度	℃	287.5	292.9	316.8	349.9	385.4
A 侧低压缸排汽流量	t/h	39.9	39.9	39.9	39.9	39.9
B 侧低压缸排汽流量	t/h	40.1	40.1	40.1	40.1	40.1
低压缸排汽流量	t/h	80.0	80.0	80.0	80.0	80.0
中排采暖抽汽流量	t/h	1092.7	1043.5	863.5	664.3	501.3
总采暖抽汽供热量	MW	801.2	768.4	647.8	511.0	395.9
供热热耗率	kJ/kWh	4620.8	4638.8	4665.7	4834.4	5154.0
供热发电煤耗	g/kWh	173.1	173.8	174.8	181.1	193.1
标煤消耗量	t/h	190.0	181.5	150.3	117.3	91.1

通过表 4 与表 5 进行对比，可以看出低压缸零出力改造后机组供热能力显著提升，在相同电负荷下，最大采暖抽汽能力得到大幅提升。在相同电负荷下，相比已有设计采暖抽汽能力，如果双侧低压缸零出力运行，最大采暖抽汽能力提升 320t/h 以上；若仅切除单侧低压缸运行，机组最大的供热能力可提升 160t/h 左右。

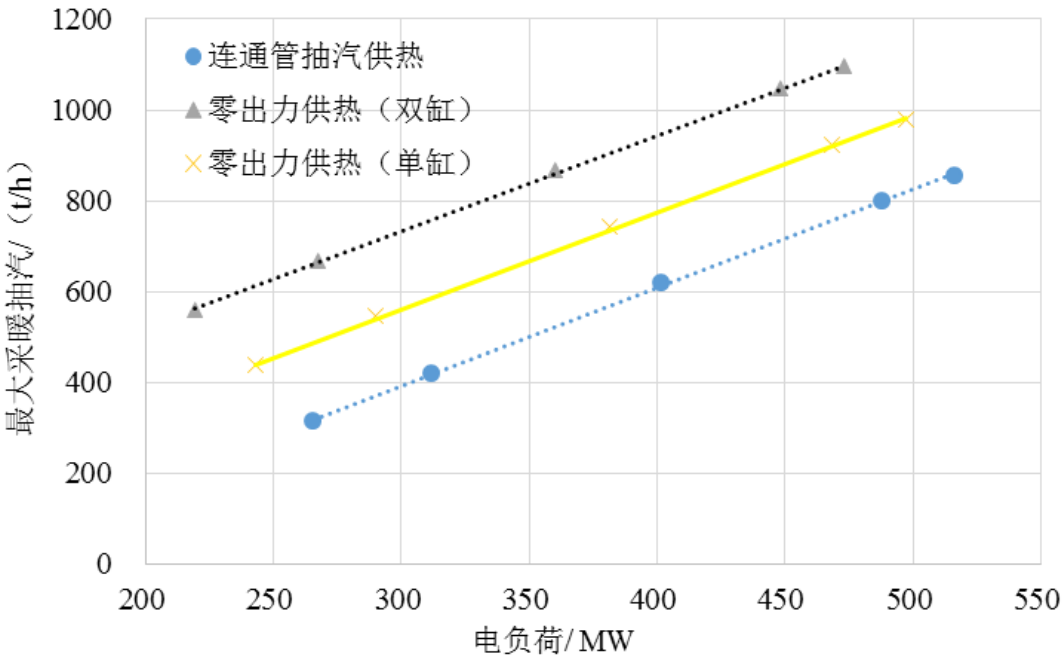


图 8 低压缸零出力供热改造不同采暖抽汽能力及电负荷对应图

从图 8 中可以看出，汽轮机进行低压缸零出力供热改造后：

（1）在相同供热量下，零出力供热模式机组电负荷更低，意味着在机组相同电负荷下调峰能力更强。在相同采暖供热能力下，如果双侧低压缸零出力运行，机组电负荷可下降 160MW 左右；如果单侧低压缸零出力运行，机组电负荷可下降 80MW 左右，调峰能力也提高相同幅度，可以实现一定程度上热电解耦。

（2）随着供热抽汽流量的增加，机组发电煤耗逐渐降低，改造后如果双侧低压缸零出力运行，可使发电煤耗降低 33g/(kW·h)以上。

3.2 综合经济效益分析

3.2.1 低压缸零出力改造后电力市场现货交易收益情况分析

在汽轮机尚未实施低压缸零出力改造之前，为确保汽轮机低压缸维持最小的蒸汽流量，同时满足冬季供暖的负荷需求，该厂在供暖期间机组的电负荷最低限制在了 300MW，约为 44.7%THA 负荷。这在一定程度上限制了机组在供暖季节的灵活运行和深度调峰能力。经过汽轮机低压缸零出力技术改造后，机组具备降负荷至 250MW 以下带采暖抽汽能力。

根据 2022 年山东省电网现货交易模式，机组深度调峰期间交易电价约为-70 元/MW 用于消纳新能源的政策，在机组深度调峰期间，发电成本不但无法收回，同时还要向电网缴纳-70 元/MWh 费用，此时火电厂更加愿意尽可能降低负荷减少成本损失，但由于民生供暖的要求不得不将最低负荷限制在 40%以上工况运行。2022 年完成汽轮机低压缸零出力改造后，该厂#2 机组接带相同采暖供热时机组负荷仍可以继续降低至 250MW，较改造前调峰深度增加 50MW。以冬季工况每日平均 3 小时深度调峰时长测算每日火电企业减亏效益为：

- （1）电力市场现货交易模式下每日少发电减亏效益：
 $70 \text{ 元/MWh} \times 50 \text{ MW} \times 3 \text{ 小时} = 1.05 \text{ 万元/每日}$
- （2）发电成本无法收回少发电效益：

根据该厂 2021 年耗用标煤单价及机组低负荷发电煤耗, 该电厂#2 机组发电成本约 435 元/MWh, 汽轮机低压缸零出力改造完成后, 进一步实现了深度调峰, 可将发电负荷降低 50MW, 每日都能带来显著的减亏效益:

$435 \text{ 元/MWh} \times 50 \text{ MW} \times 3 \text{ 小时}$ (每天中午及夜间深调时长) = 6.5 万元/每日。

综上, 该厂汽轮机低压缸零出力改造后单日电力市场现货交易减少损失约为 7.5 万元/每日, 供热季平均每月减损接近 200 万元, 整个供热季减亏近 900 万元, 效益提升显著。

3.2.2 低压缸零出力改造后净碳排放收益分析

机组在额定进汽流量工况, 主蒸汽流量 1910.6 t/h 时, 供热抽汽能力为 1100t/h, 相比设计最大抽汽能力 700t/h 提高约 400t/h, 供热能力提升 288MW 左右, 发电煤耗降低 33g/kWh。以该厂#2 机组 2022 年 12 月份为例: 该月#2 机组供热量 9.7 万 GJ, 供热煤耗 39.51kg/GJ; 2021 年同期供热煤耗 41.96kg/GJ, 低压缸零出力改造后供热煤耗同比降低 2.45 kg/GJ, 发电煤耗降低约 33g/kWh。2022-2023 供暖季该电厂低压缸零出力改造后的机组共供热 136 天, 累计供热量为 471.4 万 GJ, 以 12 月份供热煤耗降低量可得出 2022-2023 供暖季节约标煤约 1.155 万吨。#2 机组 2022-2023 供暖季 4 个月的时间内, 节约标煤约 1.155 万吨, 净碳排放减排约 2879.24 吨, 环保效益明显。

4 结论

本技术改造通过中低压连通管密封优化、冷却蒸汽系统创新及叶片防护升级, 成功实现 670MW 超超临界机组低压缸零出力运行。改造后机组最小电负荷降至 250MW, 供热能力提升 56% (达 1092.7t/h), 发电煤耗降低 33g/kWh, 构建了热电解耦双模式灵活切换系统。创新性采用分级喷水控制与叶片健康监测技术, 有效抑制了末级叶片颤振、超温及水蚀风险, 振动幅值稳定在 $50 \mu\text{m}$ 以内, 保障了机组安全运行。实践表明, 该技术较传统高背压改造投资减少 60%, 年节约标煤 1.15 万吨, 单供热季减亏 900 万元。特有的“双模式”运行机制使机组在 100%THA 工况下深度调峰能力提升 50MW, 为同类型机组提供了可复制的改造范式。其系统简单、无需更换转子的特点, 显著降低维护成本, 特别适用于北方供热期长且需深度调峰的火电机组。当前技术尚存季节性应用局限, 非供暖期调峰效能受限。后续需重点突破全年候运行适应性改造, 开发智能预警系统强化叶片寿命管理。建议完善辅助服务补偿政策, 建立基于动态应力监测的叶片健康评估体系, 为大规模推广提供技术标准支撑。该技术的深化应用将推动火电由基荷电源向灵活调节电源转型, 助力新型电力系统构建。

参考文献

- [1] 高平立. 大屯热电厂供热改造分析与研究 [D]. 北京: 中国矿业大学, 2021.
- [2] 吴昕, 李祥勇, 薛常海, 等. 汽轮机低压缸零出力工况下末级流场测量研究 [J]. 节能技术, 2022, 40(05): 444-449.
- [3] 刘文达. 某 350 MW 超临界机组低压缸零出力运行分析 [J]. 吉林电力, 2020, 48(05): 49-50. DOI: 10.16109/j.cnki.jldl.2020.05.022.
- [4] 张继文, 张培杰, 何青尔, 等. 135 MW 机组供热系统改造 [J]. 内蒙古电力技术, 2020, 38(02): 95-97.
- [5] 陈建国, 谢争先, 付怀仁, 等. 300 MW 机组汽轮机低压缸零出力技术 [J]. 热力发电, 2018, 47(05): 106-110.
- [6] 张学延, 何国安, 曾立飞, 等. “双碳”目标下火电机组故障及应对措施综述 [J]. 热力发电, 2022, 51(12): 10-17.
- [7] NITIN S, SUSHILA R. Failure investigations of last stage low-pressure steam turbine blade [J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(8): 4017-4023.
- [8] FAN S, WANG Y, YAO K, et al. Research on Water Droplet Movement Characteristics in the Last Two Stages of Low-Pressure Cylinder of Steam Turbine Under Low Load Conditions [J]. Frontiers in Energy Research, 2021, 9.
- [9] 谷伟伟, 张永海, 余小兵, 等. 某电厂汽轮机低压缸零出力供热工况低压末级叶片动强度分析 [J]. 热力发电, 2018, 47(05): 63-70.
- [10] 盛晨曦, 段鹏, 金喆, 等. 600MW 汽轮机低压缸末级叶片的强度分析 [J]. 汽轮机技术, 2021, 63(03): 197-200.

- [11] WANG Z, SHI H, CAO L, et al. Analysis on strength performance of the last stage blade in steam turbine under low mass flow conditions [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2022, 236(13): 7095-7106.
- [12] 杨阳. 切除低压缸运行风险分析及应对策略探索 [J]. 热力透平, 2020, 49(02): 93-98.
- [13] WANG Z, LIU, LUO R. Study on water erosion and preventive measures of last stage blade of steam turbine [C]. Journal of Physics: Conference Series, 2021, 2076(1): 012071
- [14] ZHANG Z, XIE Y, ZHANG D. Experimental Study on Water Erosion Resistance Characteristics to Steam Turbine Blade Material[C]. MATEC Web of Conferences, 2018, 23804007.
- [15] 刘博, 王威彪. 汽轮机叶片损坏原因及其预防措施 [J]. 黑龙江科学, 2017, 8(13): 25-26.
- [16] 卫鑫. 350MW CFB 机组切缸深调控制系统的研究 [D]. 太原: 山西大学, 2020.
- [17] KANG Y, GUO J, MAN C, et al. Operation optimization of high back pressure series extraction steam heating unit under multivariate factors [C]. IOP Conference Series Earth and Environmental Science, 2019, 227(3): 032017.