

节能技术



JIE NENG JI SHU

第 5 辑

科学技术文献出版社重庆分社

节 能 技 术

第 五 辑

中国科学技术情报研究所重庆分所 编 辑
科学技术文献出版社重庆分社 出 版

重庆市市中区胜利路91号

四川省新华书店重庆发行所 发 行
重 庆 印 制 一 厂 印 刷

开本: 787×1092毫米1/16 印张: 10.50 字数: 33万

1983年3月第一版

1983年3月第一次印刷

科技新书目: 41—247

印数: 5500

书号: 15176·534

定价: 1.10元

目 录

第 一 部 分

蓄热器及其在节能中的应用.....	(1)
提高我国火电厂能源利用率的主攻方向.....	(8)
KZL4-13型快装锅炉横向炉渣含碳量的实测研究.....	(11)
提高采暖锅炉的防爆性和可靠性.....	(15)
提高燃煤电站制粉与除渣系统零件的耐磨性.....	(17)
提高热力管道运行的可靠性.....	(20)
36万千瓦火电机组的数字直接控制.....	(23)
介绍一种非化学净水装置.....	(25)
自然能的利用.....	(26)
太阳能转换的前景.....	(29)
风力海水淡化装置.....	(32)
西欧经济共同体成员国的节能.....	(33)
英国对利用水车发电问题的研究.....	(35)
苏联动力机械制造部各企业在第十一个五年计划期间提高燃料-动力资源利用 率的途径.....	(36)
电极厂提高电能利用率的途径.....	(38)
仪表制造工业节约动力资源的主要方向.....	(39)
利用二次动力资源是提高主要冶金机组生产能力的一个途径.....	(41)
提高二次有色冶金企业的动力资源利用率.....	(41)
变速汽轮机是节能的源泉.....	(43)

第 二 部 分

世界能源的前景和煤炭的地位.....	(45)
煤的沸腾床燃烧(综述).....	(48)
煤气化燃气-蒸汽轮机联合循环发电评述.....	(55)
因地制宜发展城市煤气.....	(61)
煤焦油加工中的节能问题.....	(64)

煤的氯化.....	(68)
褐煤资源及其综合利用.....	(74)
泥炭的综合利用.....	(85)
煤灰利用技术的现状.....	(88)
煤炭利用的经济性及未来的预测.....	(97)
煤的燃烧技术.....	(105)
燃料的多样化及混烧技术.....	(110)
从专烧重油向煤和重油混烧的转换.....	(114)
火力发电厂的煤炭能源利用及公害防止措施.....	(118)
用下水污泥熟化气体发电的方案.....	(121)
利用下水道污泥发电.....	(125)
高炉吹入燃料的多样化技术.....	(127)
煤在水泥工业中的利用.....	(132)
煤在制浆造纸工业中的利用.....	(136)
由煤制备发动机燃料的技术性和经济性.....	(140)
煤用作生成合成燃料适应性的评价.....	(146)
煤炭气化技术的展望.....	(149)
煤炭液化技术展望.....	(154)
由煤制取合成煤气.....	(161)
制取动力燃料用甲醇和高级醇的工艺研究.....	(164)

第 一 部 分

蓄热器及其在节能中的应用

上海机械学院 张昌煜

第一节 概 论

蓄热器是提高使用蒸汽的可靠性和经济性的一种重要设备,能使热管理工作更为合理化。在我国,蓄热器的使用目前还未普及,尚有待进一步发展。为能正确理解蓄热器的工程意义及其简单的工作原理,以促进节能工作的开展,在本文内把蓄热器的作用、一般构造原理、节能效果和使用实例作一简单介绍。

根据所使用的工质,蓄热器可以分为蒸汽蓄热器(蓄汽器)和热水蓄热器(蓄水器)两大类。从它们的本质来看,不管其蓄聚工质是蒸汽或是热水,主要都只是一种为蓄聚和利用热能而设置的设备,因此可以统称为《蓄热器》。

然而,必须指出,蓄汽器和蓄水器彼此还有着重大差异,不仅它们的蓄聚方法和设备的尺寸大小,而且其使用压力范围、温度范围以及各自在用汽设备中的布置和作用、操作方法和使用目的等,也都是不相同的。为便于说明蓄热器的含义,这里首先从其应用和作用开始叙述,以弄清其基本概念。

一、蓄热器的工程意义

(一) 使锅炉蒸发量适应用汽负荷的需要

这时蓄热器的目的是要平衡用汽负荷波动,可使锅炉负荷在较长时期内持久而均匀一致地维持在其平均值上。此外,平衡用汽负荷的最重要作用还在于解脱锅炉负荷。装置蓄汽器后,锅炉机组不必再用来满足高峰负荷的需要,就可以始终以平均负荷运行。这就可避免高峰负荷期间供汽量严重不足,以致损害产品和浪费燃料。解决此问题的关键是要在高峰负荷期间提供足够量的蒸汽,因此在这方面,蓄热器的效果就特别显著。尤其是在由于地位有限及其它各种原因(例如烟囱引风力不足等)而无法进一步扩建锅炉机组的情况下。通常,是否需装设蓄热器或是扩大锅炉蒸发量的决定因素,应根据用汽负荷高峰的持续期长短来确定。

(二) 使多余的蒸汽负荷用来适应热用户的需要

在热电联合生产的热电厂背压机组中,电力负荷的下降,将使蒸汽量多余下来。在绝大多数情况下,电负荷不一定能与用热负荷匹配一致。这时,蓄汽器可担当起热和电两种负荷均衡一致的任务,达到热电联合运转和通过蓄汽来充分利用多余能量的目的。

(三) 以备用蒸汽来适应快速供汽的需要

设置备用蒸汽蓄汽器可在平衡负荷时满足快速供汽或意外高峰蒸汽负荷的需要。此外还有一种瞬间备用蓄汽器,即蓄汽器内装满蒸汽,时刻作好准备,以防止正常供汽中断并在备用锅炉未投入运行前能为最重要的用汽对象提供正常汽量。

(四) 减小锅炉容量和降低设备费用

以前,锅炉的容量都是根据工厂的最大用汽量来决定的。现在如果能与蓄热器联合使用的话,则如前所述,采用平均负荷即已足够了。因而,锅炉容量就可大大减小。此外,由锅炉到蓄热器为止的管路布置,也只需按一定的平均流量而采用小口径管道。这样,便可降低锅炉设备费和配管费用。

除上述情况外,特别是在石油危机后,蓄热器的设计和应用范围又得到进一步发展,在节能、省力、生产合理化、改进产品质量方面都能显出重大效果,此外,蓄热器在防止公害方面还有重大作用。

最近,除了在负荷变动较大的工厂以外,医院和焚烧垃圾的废热锅炉、采暖锅炉等处也广泛采用蓄热器。对于光化学烟雾的防护,也可以采用蓄热器(详情可参阅本文最后使用实例)。目前供采暖和发电厂所使用的蓄热器最大容积已达3000~8000米³。

二、蓄热器发展史

早在数百年前蓄热(汽)器即已被人们所利用。例如在管道和集箱中所存在的蒸汽对于用汽设备来说都是一种有意识或无意识安排好的蒸汽蓄聚现象。但它们并不能被看作为真正的蓄热器。美国的麦克麦虹在1873年首次提出以热水作为间接蓄聚蒸汽的可能性。建议把从锅炉中所生产出来的全部蒸汽通过管道送入

蓄热器中凝结下来,并根据每时每刻的用汽需要,使之重新蒸发汽化。必要时,还用泵把蓄热器中的热水送入锅炉,以增高锅炉功率。这样,在负荷变动时蓄热器与锅炉中的压力变化相互协调,因此这实质上就是依靠扩大锅炉水空间来蓄热的所谓《变压式蓄热原理》。在1900年,德国的爱·拉乌教授就提出了变压式蓄热器。

在1893年,由特鲁依脱·哈尔 併发明了等压式蓄热器并在十年之后付之实践使用。这时,从锅炉中生产出来的全部蒸汽都流入设置在锅炉上面的蓄热器内,并在该处把给水预热。水可以通过重力流入锅炉内,形成《等压式蓄热原理》。

与此同时,还进一步改进直接蓄汽作用。在1921年发展了数千米³空间的大型蓄汽器,并由于瑞典工程师鲁斯的建议,使变压式蓄汽器有效地用来均衡锅炉负荷。从1920年到1929年,德国的马尔摩发电厂和柏林卡洛登堡电厂分别配置了总容量达600吨蒸汽的16台立式蓄热器,直到1961年为止,这些蓄热器还很有效地运行着。

在1937年还出现了露天蓄热设备,把现存的大水空间锅炉作为蓄热器,使蓄热器造价大大下降。在我国,1963年前就已经在上海机械学院、设计九院和汽锅所等许多单位开展了有关蓄热器的研究工作。目前正在上海煤气厂和江南造纸厂等处进行蓄热设备设计、制造和调试工作。预期在不久将来当可得到一定的结论,为进一步发展我国的蓄热器型式取得更多的经验。

三、锅炉的蓄汽作用

利用蓄汽作用来均衡负荷波动,不一定非要有特殊设备(容器)不可。相反,在各种蒸汽设备的部件中,特别是在锅炉中,对应其所需运行温度来说,可蓄聚许多热量;这些热量在一定情况下和在有限范围内能直接或间接地转化成蒸汽。实际上也可以根据压力和温度以及运行工况的允许变化来估定锅炉设备的自身蓄热作用。在锅炉中所发生的过程基本相同于特设蓄热设备中的过程。但因为对用汽部门来说,要求在任何运行情况下用汽压力都应尽可能维持不变,而利用锅炉中实际存在的蓄汽作用来维持用汽压力不变的范围却是比较狭小的。

虽则在锅炉的蒸汽空间和水空间中都能进行蓄热,但除非是实际使用压力极高,否则就只考虑水空间的蓄热能力,也即只能考虑间接的蓄汽作用。例如,当锅炉内部水的状态发生变化(也即压力和温度有所改变)后,就会自动地发生合乎变压式蓄热原理的作用。又譬如,若用汽负荷增高从而要从锅炉中抽引出多于在燃烧中所加入的热量时,其不足的热量必

将来自锅炉水空间,也即这样一来,将使水温下降,并意味着锅炉内的压力相应降低。这时,锅炉内贮水量的变化,起着等压式蓄热器的作用。因而,无论是对于变压式和等压式的蓄热过程,锅炉水空间大小都起着决定性作用。从这一角度出发,火管锅炉所具有的蓄热能力是最大的。其水空间愈大,那么用汽负荷的波动,即使在没有特设蓄热器的情况下也能进一步得到均衡。但是随着锅炉的发展,锅炉朝着高压方向发展,且其结构型式大多具有较小的水空间,因此锅炉自身的蓄热作用就日益减小。除此之外,根据变压原理,锅炉的蓄热能力除了锅炉水容量之外,锅炉工作中的允许压降也起着决定性的作用。举例来说,作为比较,若允许压降为10%时,则不同压力下的各锅炉的蓄热能力可从下列数值中得到鉴别。

(一) 运行压力为10表大气压的火管锅炉,其每1吨/时(蒸发量)的水空间约为10米³,足可使它在一分钟期间增大锅炉蒸发量约500%,或在一小时期间使锅炉蒸发量增大8%;

(二) 运行压力为20表大气压的烟管锅炉,其每1吨/时(蒸发量)的水空间约为3米³,足可使它在一分钟期间增大锅炉蒸发量约180%,或在一小时期间使锅炉蒸发量增大3%;

(三) 运行压力为30表大气压的水管锅炉,其每1吨/时(蒸发量)的水空间约为0.5米³,对于一分钟来说,仅足可使它的蒸发量上升约35%;对于一小时来说,仅增大0.6%。

显然,这就清楚表明,实际上所有锅炉型式,如果允许有一定压降存在时,仅只能在为数分钟内起着均衡负荷波动的作用。与此同时还可看出,能够考虑用来均衡长期持续波动的仅只是火管锅炉而已。从蓄热能力来看,火管锅炉之所以优越,不仅是由于其水空间比其它锅炉大许多倍,而且也还是由于它们在较低蒸汽压力下具有较大的单位蓄热能力。

第二节 蓄热器的构造和原理

如图1所示,蓄热器是由控制蒸汽进出的自动调节阀和蓄聚热量(物质)的蓄热器本体二个主要部份所组成的。通常,蓄热器本体都是做成卧置圆筒型式,并在其筒体外侧,有良好保温。在圆筒体内部装设着蒸汽分配管和蒸汽喷嘴以及炉水对流循环套管(图1中G)。

刚开始时蓄热器本体内加入的水量约占50%水位高度。把多余的蒸汽吹入此水容积中,最后并保持着一定压力,使水处在该压力下的饱和温度上,作为饱和热水而蓄聚热量。比之于蓄汽器来说,饱和热水的热量蓄聚容积要小得多,而在同一容积的蓄热器中,

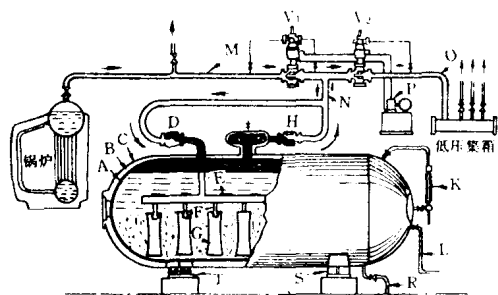


图1 蓄热器的构造

A蓄热器本体；B保温材料；C保温层面板；D进口处蒸汽止回阀；E蒸汽喷管；F蒸汽喷嘴；G对流循环套管；H出口处止回阀；K水位表；L给水管；M高压蒸汽管；N蒸汽连管；O低压蒸汽管；V₁高压自动调节阀；V₂低压自动调节阀；P油压泵；R排空阀；S固定支承架；T可动支承架。蓄水器要比蓄汽器多蓄聚约100多倍的热量。

如前所述，从蓄热器的工作原理来划分，蓄热器有变压式和等压式两大类。等压式蓄热器可以称为《给水蓄聚器》，因为它们是排放出给水的。通常，等压式蓄热器是立式布置的，热水在容器的顶部，冷水在容器的底部，热冷水同时贮存于同一圆筒体容器中。

在进行热量蓄聚时，多余的蒸汽就进入蒸汽空间，并在该处与送入的冷水相混合。蒸汽凝结下来，而给水就被加热到对应于蒸汽压力下的饱和温度上。随着已生产出的热的给水量不断增多，贮留在蓄热器底部的冷水量就减少，也就是说，处于热水与冷水之间的交界面将不断向下移动，一直到整个蓄热器已被充满热的给水为止，这就是说，这时它是已蓄足了热量。

在释放热量时，送入蓄热器的需要预热的进水量要少于锅炉所需的给水量，这就是说，锅炉可以对外部用汽户提供相应预热量的额外蒸汽。在极限情况下，原来用于预热进水的蒸汽量可以在完全不再预热进水的情况下全部作为锅炉对外的蒸汽负荷输送出去。这时蓄热器含有的热水量逐渐减少而冷水量逐渐增多，一直到该容器全部被冷的给水所充满为止。

变压式蓄热器可简称为蓄汽器，因为此种蓄热器将直接排放出蒸汽来。通常此种蓄热器是卧式式。当蓄聚着全部热量时，容器中将充满着90%水量。在蓄聚热量时，多余的蒸汽量将通过图1中E管进入容器。蒸汽迅速凝结下来，因为其温度要比四周的水温高得多。这样一来，热是加入水容积中去了，同时水温就升高。压力也相应地上升，一直达到容器所规定的允许工作压力值为止。

在释放热量期间，可以打开阀门，让蒸汽离开蓄热器的蒸汽空间，并使压力相应地降下来（注意，这就形成相应的压降）。与此同时，水容积的水温就高于相应于降低压力后的饱和水温，也就是说，水将自行沸腾，并使蒸发出来的蒸汽释放出去。此一过程一直持续到容器达到最低工作压力为止，而此最低工作压力也就是用汽户所需的最小压力。

在蓄热期间进入水容积的凝结蒸汽量不断增加，以致水位就升高。在释放热量时，水量因蒸发而减少，使水位重新下降。因而，水位是遵循着蓄热状态而改变的。如果充入的蒸汽是饱和蒸汽，则就会永久性地增大部份水量，也就是说，由于热损失而会有一定量的蒸汽凝结成水，并永远留在容器中。另外一方面，如果充入的蒸汽是过热蒸汽时，则就会有多余热量，可使释放出来的蒸汽始终是干的和过热的。所以蒸发出去的凝结水量将更多，以致必须给蓄热器送入给水，这就是说，如果充汽温度较高，蓄热器向外提供的排汽量要比它所接受到的充汽量更为多。此外，变压式蓄热器的布置必须适合现有的蒸汽设备和用汽目的。根据其工作原理，它必须在较高压力下充汽，而在较低压力下进行排汽。因此，这种蓄热器必须布置成这样：使之能接受较高压力的蒸汽管路，而可把较低压力蒸汽输送出去。

变压式和等压式蓄热器的使用范围并不相同。变压式的蓄汽器可以很快地排汽，在数分钟或甚至于在几秒钟内就可以达到极高速率的排汽过程，并且可以与锅炉的实际负荷完全无关。这种蓄汽器可以放在远离锅炉设备的地方。等压式的蓄水器，则必须紧跟着锅炉设备，并且其工作特性是与锅炉的出力有很大关系。最大的排汽速率被限制在实际锅炉蒸发量的15%~30%范围内。当然，如前所述，蓄水器具有很大优点——其蓄热量要比蓄汽器情况下的大得多，因而所需的容器空间和费用就大大减少。此外由蓄水器所提供的额外汽量都处在相同于锅炉的全压力和温度下，而来自蓄汽器的蒸汽却始终是在低于锅炉的压力下，且只能是处在饱和蒸汽温度之下，如果需要过热蒸汽，还得依靠其它方法。

但随着蓄热技术的发展，蓄热器的布置可以按上述两种蓄热原理的联合方式来进行。联合式蓄热器所能获得的蓄热效果介乎上述两方式的中间。可以使一部份蓄热能力按照变压式系统来发挥，也即，可以使之获得较高的排汽速率；而余下的另一部份，则可按等压式系统，保证具有较大的蓄热容量。

当前在工程上广泛使用的蓄热器主要是变压式的蓄汽器。下面就对变压式蓄汽器的蓄热能力和工作原理作进一步说明。

如前所述,从蓄热器中排出的蒸汽是在用汽负荷不足以用锅炉生产的蒸汽量来满足的情况下输送出去的,这时蓄热器中的压力已下降。容器中的高压饱和水变成为低压时就自行蒸发出蒸汽,并与锅炉所发生的蒸汽量一起输送出去。显然,蓄热器的蒸汽蓄聚能力,就是根据蓄热器内的饱和水最高压力与用汽部门所需最小工作汽压之差(即所谓蓄热器的变压范围)所决定的每1米³饱和水的蒸发量。因而,蓄汽能力是与饱和水量(实际持有的水量)成正比的。

在各种变压范围内的每1米³饱和水的蒸发量是根据蒸汽表的焓值(所谓焓值,就是由流体温度和压力所具有的能量。由压力所具有的能量称为压力能,是把流体增压到其现有压力状态下的能量PV,这时,由流体温度所具有的能量称为内能U,是由其分子动能综合得出的能量。于是流体的焓H即为H=压力能+内能=PV+U。)来计算的,如表1和图2所示。

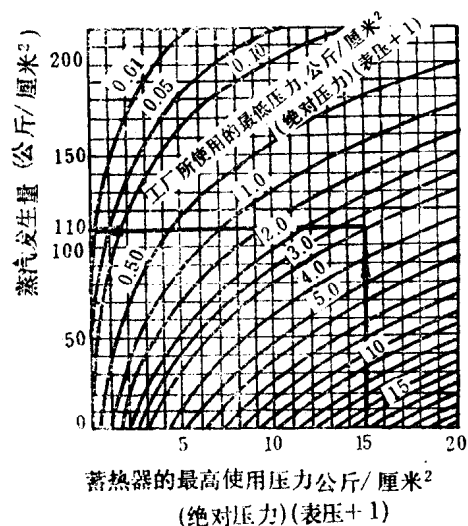


图2 不同变压范围内饱和水的单位蒸发量

蓄热器的内部压力不可能超出锅炉的额定压力。因而,如果锅炉额定压力与用汽压力之间的压差很大时,则蓄热器所产生的蒸汽量就较多,那么这时使用一个小型蓄热器就已足够了,相反,如果锅炉额定压力与用汽压力之间的压差较小,就必需使用较大的蓄热器,经济价值就不大或不理想。

因此,在新设置锅炉的情况下比较适宜的是采用工作压力尽可能高的锅炉。在工业锅炉的情况下宜采用16~20公斤/厘米²左右。此外,用汽部门的蒸汽压力应按高压、中压和低压进行分类,分别配之以必要的蒸汽管路系统,这样便能获得适合于蓄热器所需的和较为经济的压力差。例如在图3中示出某工厂的用汽负荷曲线。锅炉的平均蒸发量为5.5吨/时。根据用

表1 每1米³热水的蒸汽发生量(公斤)

蓄热器的最高压力 公斤/厘米 ² (表压)	7	8	9	10	12	14	15	16
蓄(工 热厂 器所 的需 最低 压力 力) 公斤 厘米 ² (表压)	2	69	74	81	87	99	110	115
	3	48	57	65	71	84	95	99
	4	33	42	50	57	69	81	86
	5	22	31	39	46	59	70	76
	6	10	18	28	34	47	59	65

汽量要求在一定时期内将超出锅炉平均蒸发量,且超额汽量为3000公斤。试根据变压式蓄热器原理计算所必需的蓄热器尺寸。这时假设蓄热器的充气压力为15公斤/厘米²(绝对),而用汽部门的最低工作压力为3

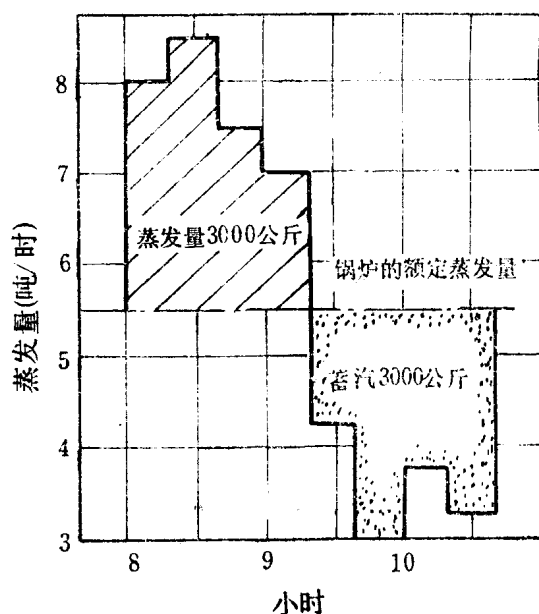


图3 蒸汽负荷曲线

公斤/厘米²(绝对)。从图2中可查得在上述变压范围内(由15公斤/厘米²—3公斤/厘米²)每1米³的热水中可生产出110公斤蒸汽。现在根据图3的用汽负荷变化曲线就可知必须超出额定用汽量达3000公斤蒸汽量,则蓄热器的容量可由下式求得:

$$V = \frac{3000}{110} = 27.2 \text{ 米}^3$$

也即所需设置的蓄热器容量至少应保持净的水容积30米³。

第三节 蓄热器的自动调节阀

蓄热器的动作良好与否,主要取决于自动调节阀的性能,其最有代表性的调节控制方式就如图4所示。这种控制方式是由前述瑞典工程师鲁斯博士创立

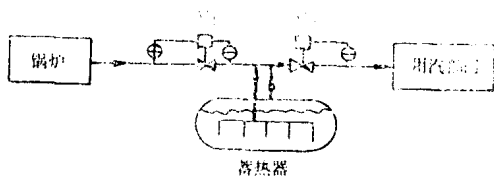


图4 流程示意图

的,因而就以其名(鲁斯式蓄热器)著称于世界各国。在这种蓄热器中的主要部份就是自动调节阀。图4中阀 V_1 就是蓄热器的蒸汽进口阀,它具有下列三种机能。第一种是要使锅炉压力与蒸发量维持不变,就作为旁路阀来进行动作;第二种是使蓄热器在蓄热过剩时维持在最高使用压力下,就作为安全阀来进行动作;第三种是在蓄热器的蓄热量下降以至压力减小到接近于用汽部门最低工作压力时作为下限阀进行动作。锅炉的蒸汽直接经过阀 V_2 而送往用汽部门(旁通过蓄热器),起着优先供应低压蒸汽的作用,防止压力下降。

阀 V_2 是蓄热器的蒸汽出口阀,但也是高性能的减压阀,能使阀 V_2 之后的蒸汽压力维持不变。这个阀门由于其旁路上蓄热器的内压力不断变化着,就要在不同的一次压差(锅炉与用汽部门的压差)和二次压差(蓄热器和用汽部门的压差)下进行减压,而且其特征是可调范围极大。依靠阀 V_1 和 V_2 的作用才能使蓄热器发挥出全部蓄热作用。因此,自动调节阀乃是蓄热器功能的关键部件,切勿等闲视之。从结构上来看,蓄热器上所使用的自动调节阀一般并不是十分复杂的。通常都是利用上述蒸汽管路中的压力变动来控制阀门的开启。其详细结构这里就不再说明,可参阅第九设计院编译的有关资料。

应当指出,虽然自动调节阀的应用与蓄热器的发展有着密切关系,但是在用汽工艺过程对供汽质量要求不高或者在负荷虽有变动而各负荷的持续期较长的情况下,也可以不利用自动调节阀便能得出蓄热器的极为优越的运行效果。

第四节 蓄热器的作用与效果

蓄热器的某些作用可以用图5的实例来说明。该图中(1)表示锅炉所生产出的蒸汽已全部送往用汽部门,也即,没有多余的蒸汽量被送入蓄热器中。但在图中(2)-1却有一半的锅炉蒸发量被送入蓄热器中

进行蓄聚,其余的一半是直接送入用汽部门的。如果用汽部门的用汽量增加[参阅图中(2)-2],则锅炉的蒸发量不足以满足用汽负荷的要求,就需要蓄热器蒸发出汽量来进行补充。在图中(2)-3是说明在高压蒸汽需要量增大和低压蒸汽量不足的情况下可以由蓄热器给低压用汽部门补充蒸汽的情况。图中(2)-4表明如果高压蒸汽和低压蒸汽同时减少时,可把多余蒸汽送入蓄热器中进行蓄聚的情况。对于生产过程中发生停电等一系列事故的情况下,可以按图中(3)情况,也即将由蓄热器全部担负用汽部门所需蒸汽量。图中(4)表示,出现光化学烟雾现象发出环境保护警报讯号而使锅炉蒸发量减少约20~40%时从蓄热器中补送入不

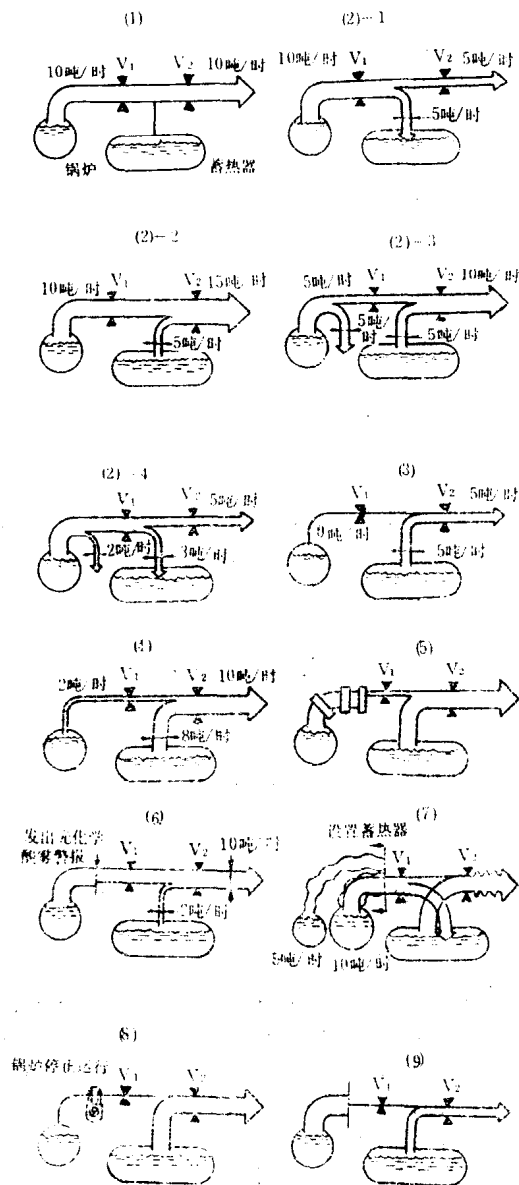


图5 蓄热器的作用

足的蒸汽量,从而使工厂能继续运行下去的情况。图中(5)示出,早晨刚开始运行时由于锅炉蒸汽量不足,需要从蓄热器中把隔天残余蒸汽量放出,从而可使工厂仍能以100%的负荷进行运转的情况。图中(6)是说明燃用木材的锅炉、煤气锅炉和废热锅炉等在生产蒸汽量有所变动或锅炉停止运转时,从蓄热器中不断提供生产所需的蒸汽量。图中(7)表示,原来是燃用二台锅炉来满足负荷变化的,但是由于负荷变动极大,难于燃烧二台锅炉来适应其变化过程,就设置一台蓄热器,并且利用一台锅炉来满足其平均蒸发量的需要。这时负荷变动过程就由蓄热器来承担。图中(8)是在每周休息二天和在深夜时锅炉停用期间为浴室、急救手术室、婴儿室等采暖地点提供少量蒸汽的蓄热器。图中(9)示出锅炉先作短期运行并把蒸汽蓄聚于蓄热器内,随后锅炉便可长期停炉,仅由蓄热器承担连续用汽量。

从上述的蓄热器作用中可以综合得出蓄热器的下列一些效果:

(1) 增大锅炉容量——如果设置了蓄热器,在额定蒸发量为10吨/时的锅炉中可以提供15吨/时、20吨/时的用汽量。在许多工业部门中往往由于环境条件而无法增设锅炉时,就设置蓄热器来满足负荷变动大的要求。这时即使不再增设锅炉,但仍可使生产增大1.5倍或2倍,这种实例是比较多的。可参阅图6;

(2) 节能效果——由于锅炉的燃烧工况维持不变,可使锅炉效率升高,约可节约燃料达5~15%。锅炉在超负荷和低负荷下运行时其效率必下降。负荷变动剧烈时,在锅炉中就无法维持燃料与燃烧所需空气的平衡,从而会有产生黑烟的危险。为了防止黑烟的生成,就得使用较大的过量空气,但与此同时这就会引起燃料的浪费。如果能设置蓄热器,便能使锅炉处在合适的负荷下维持固定不变的燃烧工况,使锅炉在最高效率下发挥作用。此外在新旧锅炉联合使用的情况下,由于设置了蓄热器便可减少锅炉的运转台数,而可只让新型锅炉运行,并减少效率较低的旧锅炉的运行时间。于是整个锅炉房的总的热效率便升高,达到了节能的目的;

(3) 增大生产率和提高产品质量——由于有了蓄热器,锅炉负荷变化缓和。因此,锅炉所提供的蒸汽质量和蓄热器提供的蒸汽质量都比较高,不会产生由于汽水共腾等异常蒸发现象而造成携带水滴等不良后果,以干饱和蒸汽提供给用汽部门,增大了用汽部门的生产率,并可改善产品质量;

(4) 在夜里、休假日和早晨期间可停用锅炉——在夜里、休假日期间使锅炉停止运转,只以蓄

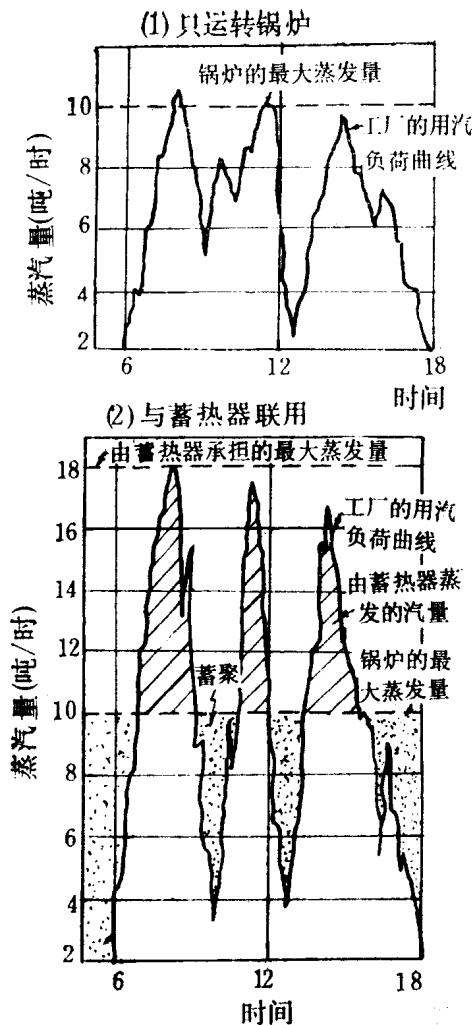


图6 锅炉与蓄热器的对比

热器提供蒸汽。这一点对于医院和每周休息二天的工厂都是非常重要的。此外,早晨在锅炉还未正常供汽之前,都可由蓄热器提供蒸汽。锅炉操作人员不一定需要提早上班;

(5) 延长了锅炉寿命——锅炉与蓄热器联用时,锅炉不会有不合理的燃烧工况(过烧)或者忽烧忽停的现象,便能防止故障发生,避免管子弯曲和炉墙及燃烧器引流墙口等的剥落现象。这就能延长锅炉的寿命;

(6) 在锅炉发生故障或停电时仍能给生产部门提供蒸汽——如果锅炉突然发生故障和停电时,就会停止蒸汽的供应,这时从蓄热器中就可提供生产所必需的蒸汽,不会使生产停顿下来。对于化工厂、橡胶厂、印染厂等不能使工艺过程中断的许多工厂来说,其效果更为显著;

(7) 能降低排烟中 NO_x 和烟黑——锅炉的燃烧稳定,不会产生不合理燃烧现象。能使炉内温度维持在较低范围内而可进行完全燃烧,同时就可抑制烟气中 NO_x 和烟黑的发生。此外,如果能与除硫和除氮化物装置并用时,由于有了蓄热器可更为简便地管理(监督)锅炉的排烟量,并可使排烟温度均匀一致。实际的运行情况表明,为降低 NO_x 量,必须节制烟气中的过量空气或含 O_2 量。但在负荷变动急剧时,要维持低 O_2 量或使低 O_2 量不变是有困难的。因此可以这样说,为了达到低 O_2 量的燃烧工况,除采用蓄热器外别无它法。

综上所述,蓄热器的应用具有明显的经济价值,并且对于满足生产工艺过程的要求,特别是减轻运行人员的劳动强度有着更显著的效果。但是采用蓄热器的经济性必须针对着具体对象作出技术经济比较后才能得出结论。蓄热器容量的选择,也必须根据负荷变动情况以及锅炉的容量,并按照正确的设计方法作出结论。对于蓄热器类型的选择,也应慎重地根据蒸汽负荷变化来确定。一般说来,蒸汽负荷波动极为频繁时宜选用蓄汽器;蒸汽负荷波动较大而各个负荷的持续时间较长时可选用蓄水器。此外也可以通过高温工业用水进行能量蓄聚(俗称暖水蓄热器),这种情况可以适用于工艺上同时需要用汽和用暖水的工厂。有关蓄热器的具体使用实例将在下面说明。

第五节 蓄热器的使用实例

(一) 橡胶工厂实例

这种工厂需设置蓄热器,因为在其制造轮胎所用的加硫装置中蒸汽负荷的变动是非常剧烈的。在图7中示出这种工厂在并联使用锅炉和蓄热器时和不用蓄热器时锅炉蒸发量的变化状况。从此图中也可清楚看

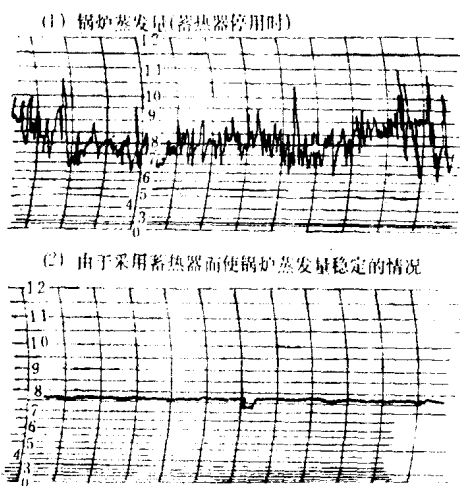


图7 锅炉负荷变化图

出使用蓄热器的效果。此外,有些地方每年会出现二次突然产生的停电事故,使锅炉提供的蒸汽量中断,这时就使其大型的加硫罐容器的工作中断,使制品大量遭受损害。如果采用蓄热器时,则即使锅炉停止送汽,加硫工艺仍能继续下去,使这种损害在未发生之前即可予以防止。

(二) 唱片厂实例

近年来唱片厂添置的新设备中其蒸汽负荷变化剧烈,使锅炉水位面有很大波动,甚至会进入危险操作状态,于是就设置蓄热器,来吸收负荷的变动。此外,在提高生产量时要求24小时连续运转。为此,每八小时要清扫一次燃烧器,所需清扫时间约为12分钟。在此期间锅炉就无法送出蒸汽,改由蓄热器承担厂内的用汽量。这时如果没有蓄热器,则生产只能临时停下来,而一旦停止后要再开工时约需30分钟。从所浪费的时间来看,对生产是很不利的。

(三) 食品工厂实例

蒸馏罐中需要在 130°C 高温下保持24分钟,达到杀菌目的。随着这种操作方式的推行,蒸汽负荷的变动就较大,高峰时就使锅炉容量不足。如果另行添设锅炉,则其蒸汽量会急速地升高或下降,会使运行工况发生危险。因此,就采用蓄热器,并可使原有锅炉提供充份的蒸汽量,保证火腿、香肠等工场(车间)有良好的生产效果。

(四) 防止光化学烟雾的对策

如果夏天的大气中含氧物增大,则根据环境保护法规,就要发出光化学烟雾的警报。这时将勒令锅炉所燃用的燃料减低20%~40%。于是,在此时期的生产就随之而削减下来。但如果在此种工厂中设置蓄热器便可照样完全开工下去。

参 考 文 献

- [1] 前田利春: アキュムレータ 日刊工业新闻社(1980)
- [2] 前田利春: アキュムレータの利用による蒸气の有効利用に就て ボイラ技士 32卷, 2期
- [3] W. Goldstern, Dampfspeicheraulagen, 2 Auflage.(1963)或Steam Storage Installations 2nd edition(1970).
- [4] 龚洪年 顾景贤: 蓄热器的应用与发展 上海机械学院(1963)
- [4] 张昌煜: 工业蒸汽的有效利用技术(下) 上海业余科技进修学院—上海热物理学会(1982)
- [6] P. M. Goodall, The efficient use of steam (1980)

提高我国火电厂能源利用率的主攻方向

——兼论中、低参数机组的出路问题

南京工学院动力系 钟史明

摘要: 论述我国火电厂燃料消耗的历史和现状, 分析供电煤耗高的原因, 从而提出节能的主攻方向是迅速增加高参数大容量机组比重, 改造或淘汰中、低参数小容量机组。最后提出其改造途径与主要方式。

引言

能源是现代化建设的首要的物质基础, 它不单是个技术经济问题, 而且是与人民生活密切相关的重大的政治经济问题。自1973年中东石油战争以后, 油价猛涨, 西方出现了“石油危机”, 一场世界性的能源危机已笼罩着大地。我国为实现“四化”, 能源供求也十分紧张, 而且目前能源增产幅度有限, 很难满足“四化”要求。为此, 国家领导人十分重视能源问题, 成立能委, 制订了能源的总方针“开发与节约并重, 近期把节约放在优先地位”。

火电厂是个能源转换企业, 它是把化石燃料(如煤、石油、天然气等)一次能源转换成二次能源——电能。近几年世界石油供求紧张, 所以燃煤发电厂的比重逐步增加。就我国而言, 矿物燃料发电量占全国总发电量的83%(包括供热机组), 一年消耗燃料约1.1亿吨标准煤(其中煤占~70%, 石油占~25%), 为全国燃料生产总量的18%以上, 所以说火电厂是个耗能的巨型企业。

一、我国火电厂燃料消耗的历史与现状

30年来我国电力工业发展很快, 解放时全国发电设备总装机容量只有185万千瓦, 现在增加了30多倍, 居世界第8位。设备的经济性不断提高, 建国初期全国火电供电标准煤耗率为1130克, 到1966年为498克, 下降了632克, 几乎达1.3倍。相应的厂用电率由9.75%, 下降至7.5%, 创造了历史最好水平。由于“文化大革命”的十年动乱, 火电厂供电煤耗几乎没有多少下降。1977年加强企业整顿, 火电节能工作又受到重视, 技术经济指标才有明显改进。1980年全国6000千瓦以上火电机组供电煤耗率为448克, 比历史上最好水平低50克, 其中1978~1980年三年下降了36克, 相当于节省730万吨标准煤。

但与世界先进工业国供电煤耗为328~388克相

比,(1980年苏火电平均供电煤耗为328克), 我国煤耗仍高出60~120克。所以, 向后看成绩不小可嘉可贺, 向前看差距很大宜急起直追。

二、供电煤耗与国际先进水平差距大的原因

1. 中低压机组比例偏多

1979年全国火电装机容量中10万千瓦以上单机容量共1653.5万千瓦, 占总容量~40%, 中压机组共1245万千瓦, 占~30%, 加上低压机组占~36%, 其余为5万千瓦机组。中压机组比高参数大容量机组, 煤耗要高出100克/度以上, 是目前我国火电厂燃料消耗高的主要原因。

自60年代以来, 国外大容量发电机组发展十分迅速, 每隔5~8年单机容量就增加一倍, 蒸汽参数也已提高到临界参数上下, 公用火电厂中, 中低参数机组, 几乎全部被淘汰。目前美、日、英、法等国主力机组单机容量都在50~60万千瓦, 苏为15~30万千瓦, 我国只有5~12.5万千瓦。

欧美各国及日本单机容量在20万千瓦以上占全国火电总容量~60%以上, 苏占44%, 但其供热机组比例达35.5%。我国单机20万千瓦及以上机组比例只有13%, 供热机组为11%, 大大低于上述国家水平。

2. 供热机组少, 节能效果不显著

我国供热发电热电厂主要是第一个五年计划兴建的。至1978年全国500千瓦以上供热机组总容量~440万千瓦, 其中500~6000千瓦小机组约40万千瓦, 均为自备电厂。6000千瓦以上有196台, 总容量~440万千瓦。全国供热机组在500千瓦以上仅占总容量11%, 其余都是凝汽式发电厂。

工业企业生产用热和生活用热的绝大部分依靠锅炉房供应。这些锅炉容量小, 但却消耗全国燃料达20%左右, 而热效率只有50~60%, 且对环境造成极为严重的污染。

已有供热机组, 其品种、参数、容量及产品质量还不能满足各种工艺设备要求, 热网落后于热电厂的建设, 原定热负荷偏大, 甚至热用户不建或转移, 致

使热化机组脱离原设计工况,甚至长期凝汽运行,增加煤耗。以及热、电价不够合理,技术经济政策等管理上的问题,结果使集中供热、热电联产的发展阻力很大,发展缓慢,节能效果不显著。

3. 设备落后,能耗水平较高

与国外比,相同容量的发电机组设计热耗我国设备偏高1~12%,大机组约偏高1~2%。实际运行还要偏高些,(如国产30万千瓦机组发电效率为36.2%,而国外同类机组为38.4%)。

辅机效率相差更大,锅炉给水泵,送、引风机效率一般比国外产品低10~15%。而且设备设计容量偏大,运行偏离最佳值,流量特性与管道特性未很好配合,节流损失大。磨煤机效率差且设计煤种变更等致使电耗几乎比国外高一倍。

4. 电网偏小,且经济调度不佳

几乎没有例外,世界各国公用发电设备都是并网运行,许多国家全国统一电网,甚至跨国联网,跨海联网,电网规模很大。水、火配合,机组多,备用容量充裕,可充分实行经济调度,全国煤耗相应下降。

我国以行政区划割成网,容量小,调度工作既受技术条件所限,又常受行政干预,加之调度、通讯手段落后,都在一定程度上影响电网煤耗。

5. 管理落后,某些技术政策易变

我国多数火电厂只求安全发电,对经济性的提高往往无暇顾及,节能工作未引起全厂职工的重视,技术管理不够完善,节能与奖励制度未尽合理。某些技术政策的变化也影响火电厂的燃料消耗水平。例如燃料政策的反复,从燃煤—→燃油,又从燃油—→燃煤。迫使火电设备改造或变更运行方式去适应燃料品种的变化,从而降低了经济性。燃烧劣质燃料方针,总的看来是正确的,但应以当地燃料为主,避免过多的运输耗费。现今情况问题不少,劣质燃料热值低交通负荷增加很大,且来煤亏吨亏卡十分严重,往往造成煤质普遍下降,既影响安全运行,又造成煤耗虚升等毛病。

在燃料分配上,由于种种原因,绝大多数电厂不能得到设计煤种,在安全经济上都造成很大损失,如江西、云南等地一些火电厂由于燃煤品种偏离设计值过大,致使煤耗上升一、二百克[3]。

6. 设计、制造水平低,科研基地薄弱

国内新型机组设备多数只按引进样机照比例放大,简单仿制。关键技术未通过科研试验。制造工艺往往达不到设计要求,以致安全性和经济性的问题不少。特别是汽机通流部分效率低,锅炉汽温达不到额定值,漏风、漏烟、保温不良等缺陷,热力系统未能按优化设计,辅机容量偏大等等使燃料消耗增加。

7. 辅助设备、仪表及附件质量差

高压加热器投入率低,或者就没有(除望亭电厂外,国产30万千瓦机组就无高压加热器),使煤耗增加2~3%。锅炉吹灰器可靠性差,且无配套供应,使煤耗增加1~2%,胶球清洗未定点生产,管道阀门流阻大性能差,易泄漏,仪表不准,致使运行操作带来困难,自控水平差,使运行煤耗比设计值还要高些。

8. 我国发电燃料以煤为主与国外比也影响煤耗的增加。一般燃油(气)电厂比同类机组燃煤电厂煤耗低~4%。国外主要先进工业国家燃油气电厂占常规发电燃料总量如下:

美: 41%	法: 59%
日: 97%	意: 94%
中: 27.5%	

上述种种,供电煤耗高的主要原因在于参数低,容量小的机组太多。如前所述,我国4000多万千瓦火电装置中,中低压机组占36%,单机容量在6000千瓦以下有300万千瓦,6000千瓦以上的火电机组平均单机容量仅有3.26万千瓦。1980年我国高压电厂平均供电煤耗在~390克,中压电厂平均在540克左右。其中网外及网内非统一调度的电厂(机组容量从数百千瓦到1.2万千瓦)平均供电煤耗为740克左右,这部分电厂发电量占全国仅4%以下,却影响全国煤耗上升10克以上。如无这部分中低压机组,目前我国火电煤耗相当于美、英、加拿大七十年代中期水平。因此,要大幅度降低供电煤耗的根本办法是:除了积极发展新建高参数、大容量先进机组和供热机组外,首先必须重视中、低压机组的出路问题——改造和淘汰入手。

三、降低火电厂供电煤耗的主要措施之一——改造老电厂,淘汰小机组

1. 我国政策与经济效益

为降低能耗,国家决定“六五”期间拿出相当一部分投资用于节能项目[6],这是十分必要的。若把其中相当一部分集中起来,改造中、低压发电设备,则可以在短期内取得显著的经济效果。

全国1200万千瓦中低压机组,煤耗比大型机组高150克,相当于一年多用 $1200 \times 0.15 \times 6000 \div 1000 \approx 1100$ 万吨标准煤。如果用国产20万千瓦机组来代替或改造成供热机组,令其煤耗为~330克/度,那末,在1980年煤耗水平全国火电厂将多发电330亿度,全国供电煤耗也将下降70克(则平均煤耗可达~378克),从而与先进工业国的煤耗水平大体相当。所以,以中低压机组为重点进行技术改造,节能意义是巨大的。

参照苏联经验,将凝汽式中小电厂改造成热电站,投资省,收效快,是发展热电站和大幅度节能的

一种重要措施。苏联从1958年以来已将350台左右10万千瓦以下凝汽机组改为热电站,其电功率总共已达1200万千瓦。平均每10万千瓦一年可节煤5万吨标准煤,投资一年左右即可回收。在施工图完成后,一般仅1.5~2年就可改造完毕。据报导目前对15万、20万千瓦凝汽机组也在改造中,30万千瓦凝汽机组的改造设计也已完成。

依据我国情况测算改造投资(包括必要的输变电工程)扣除相应煤矿及铁路建设费用,可以在6~7年时间内回收,个别机组改造投资1~2年内即可回收。问题还在于近期内我国能源生产不可能有明显增长,为了保证国民经济发展要求,电力工业必须在节能的前提下增加发电量。而每改造一个千瓦中低压机组的节煤可供主力机增发年2500度电($6000 \times \frac{0.15}{0.39} \approx 2500$ 度),这在现阶段有非常现实的意义。

2. 中压凝汽式机组主要采用改造方案为宜

有人主张中低压机组主要是淘汰。笔者认为我国能源紧张,电力供应不足,国产大容量机组安全经济问题不少,有待改进提高;而大量引进与购买国外大容量机组经济上又有困难的情况下,中压机组是否主要采取淘汰方针,值得商榷。毫无疑问网外或网内非调峰机组应采用不同方式:网外中小机组,在有热负荷时应改成抽汽式或背压式机组,一边供热,一边供电,缺电部分宜新增供热机组,如无热负荷,在联网前仍得运用它发电。电网建成后,应予淘汰或拆迁。而网内中小机组,如有热负荷地区,仍应改成热化机组为宜,像江苏省新海电厂中压机组,将一台0.6万千瓦机组改为低真空抽汽供热机[5],80年下半年进行改造方案论证计算,81年初完成了热力计算、强度校核和调节方案的拟定,上半年完成了机组的施工设计,8月底施工完毕,9月初一次启动成功并投入运行。通过一个多月的运行和一系列试验,证明机组的改造符合设计要求。改造后经济得益是大的:该机最大供热量为35T/H,发电2600千瓦,发电热耗为1250大卡/度,比原机3250大卡/度,降低约2000大卡/度,热能利用率从原来23.8%提高到61.9%,还可多发无功1000千伏安以上。这样改造煤耗比大容量机组甚至更低些。只有当大容量高效机组能承担时,这些中小凝汽式机组才能给予淘汰。至于网内低压机当然优先考虑拆除淘汰。个别低压机组如容量参数合适的汽机,可能用于新建电厂或老电厂的给水泵以及送、引风机的原动机,少数锅炉可能在地区集中供热工程中用于供热设备。总之视情况而异,不宜一刀切。

3. 老厂改造的主要方式

(1) 中小凝汽式机组改成供热机组有:

a) 扩大非调节抽汽孔,改成抽汽凝汽式:如天津一厂把2×1.5万千瓦凝汽式改为抽汽供热凝汽式,抽汽量20~30T/H供热;

b) 低压缸抽去几级叶轮和隔板,改成背压供热机组;

c) 低真空运行循环水供热:像长春第一汽车厂动力分厂,于1971年对国产31—12型凝汽式汽轮机进行技术改造。从71年开始冬季采暖期,将机组投入低真空运行,利用汽机排汽潜热加热全厂采暖水,每年平均采暖期供热量达95028百万大卡,占全厂总采暖热量~45%,大大地节省能源。近几年东北沈阳、鞍山、大连等城市凝汽电厂相继改成低真空运行,直接用循环水供暖,收到了显著的经济效益。但供水温度>90℃,如不二次加热,热网投资相应较大,宜作技术经济比较,苏联地处寒冷,多数采用二次抽汽加热,以节省热网投资;

d) 低真空抽汽供热式机组:如前述江苏省新海电厂对一台31—6凝汽机进行供热改造,用停供循环水降低真空的办法来加热全厂补水和邻机的部分凝结水;用增加抽汽口和封堵隔板喷嘴办法扩大一级抽汽量。

(2) 高压迭置:中、低参数机组前加装高压背压机,使其排汽供原有中、低参数机组。这样,可使原有机组电厂的蒸汽参数提高到“准高压机组”电厂水平。用新装高压锅炉代替中、低压锅炉,原中、低压锅炉可移至他处使用,或保留部分作为备用。像上海杨树浦电厂和江苏戚墅堰电厂的改造就属这种方式。戚墅堰电厂在2.5万千瓦中压凝汽机组前迭置一台1.2万千瓦高压背压机,排汽供中压机进汽,在低压(13ata, 350℃)凝汽机前又迭置了一台B3中压背压机,二次迭置。这样,该厂的蒸汽参数由中、低压提高到“准高压”级水平,发电标准煤耗由原来530克/度,降低到414克/度。

但这种改造,热经济上比新建高压厂差些,但投资省些。在运行和设计上比较复杂,要经过仔细处理才能保证安全经济。所以,应结合具体条件,进行技术经济比较后才能定论。

(3) 燃气—蒸汽联合循环改造

我国现有~600万千瓦燃油机组,其中中压~36万千瓦,这些机组多数在城市担负地区负荷,往往难以油改煤。因此,在燃油机组前加装燃气轮机使其排气经余热锅炉产生蒸汽再驱动中压汽机,组成燃气—蒸汽联合循环发电,这样,一方面可使发电效率由原来25%提高到~36%。近期改造,每度电可节油108克,节能效果显著,另方面为今后发展燃煤(煤气化)

燃气—蒸汽联合循环发电积累设计运行的实践经验。

燃气—蒸汽联合循环改造也可改成热电厂，像南斯拉夫贝尔格莱德电厂一方面发电，一方面供热，热利用率可达60~70%。

(4) 改成高压大机拖小机

中、低压小容量机组如参数适合，可改成高压大容量机组抽汽(扩孔)供应小机组进汽。这样使中、低参数机组变成相当高压机组。虽我国尚无高压大机拖小机改造经验，但如江苏省张渚电厂一台13ata 1500千瓦凝汽机改由中压6000千瓦一级抽汽供应，是有成功经验。或节省能源多发电，或改成拖动全厂给水泵，节省厂用电量，提高供电经济性，如江苏省连云港电厂。这些低参数机组(13ata, 350℃)有时也可置于调整抽汽汽轮机组成迭置(联合)系统，由调整抽汽供应驱动。此时，不但改造工作量最小，而且对热负荷不足时可用于多发电，对缓和电力供应是有一定作用，对节能也是可观的。

4. 改造老厂步骤

首先应结合国民经济发展进行全面规划，特别要综合考虑能源生产的前景，电力负荷需求状况以及国家财力、物力、建设能力等等因素全面研究做出规划。并且要把节能资金集中使用，避免零敲碎打，阵线过长，长期收不到节能与经济效益。

整个改造工程要分阶段进行。优先对燃料短缺地区，以及目前还在燃油的中小机组进行改造是适宜的，然后对有利于迅速降低全国供电煤耗水平，考虑对火电厂比较集中或厂容量较大而煤耗水平较高的地区进行改造，以大量节能为目的，以投资少改造易为手段。

改成供热机组，一定要有稳定的热负荷，一定要有发展热化事业的规划，并解决好有关政策问题(如热、电价等)外，就应突破行业、系统的界限，在综合部门的主持下发展集中供热，切实在节能上、经济上、管理上和环保上都得到好处。

结 语

1. 我国火电厂供电煤耗比国际先进水平高60~120克/度。原因颇多，但降低能耗的主攻方向乃是：迅速增加高参数、大容量高效机组的比重，改造与淘汰中、低参数小容量高耗机组的比重。

2. 改造与淘汰中、低参数机组，应视实际条件而异，结合目前国情，应优先考虑改造，其次予以淘汰。

3. 在有稳定热负荷地区，中、低压机组宜改成供热机组，这在国内外都有成熟经验，节能效果显著。

总之，火电厂在节能的全局中占有重要的地位，为降低电力工业的能耗，如何抓主要矛盾是一个值得大家认真研究、认真对付的课题。

参 考 文 献

- [1] 能源问题是举国上下关注的大事——当前能源研究中的若干论点
《能源研究》第一期1981年
- [2] 对我国火电设备节能的一些意见
《动力工程》№1 1981年
- [3] 火力发电厂节能的途径
《能源》№5 1981年
- [4] 日本节能的现状与今后的可能性
《能源译丛》№3 1981年
- [5] 新海发电厂 31—6 型汽轮机改造为低真空抽汽供热式机组技术总结
江苏新海电厂、南京工学院动力系1981年10月
- [6] 赵紫阳同志对集中供热和热电联产建议的批示
1980年8月1日
- [7] 苏《热力动力学》№2 1980年
- [8] 苏《电站》№1 1980年

KZL4-13型快装锅炉横向炉渣含碳量的实测研究

上海市能源研究所 秦留臣

KZL4-13型快装锅炉运行热效率一般在60~70%，而设计热效率却达80%。造成运行热效率低的主要因素为：煤种不符、使用管理不善、以及锅炉设备结构上的缺陷等。根据锅炉热平衡的分析，热量主要损失在排烟和机械不完全燃烧两方面。因此，为了

提高快装锅炉的热效率，除了降低锅炉散热损失(q_s)，炉渣物理显热损失(q_6)和化学不完全燃烧热损失(q_3)以外，重点应该放在努力降低排烟热损失(q_2)和机械不完全燃烧热损失(q_4)上。例如，当锅炉平均运行热效率为65%及 q_3 、 q_5 、 q_6 三项热损失总和和平

均为7%时, q_2 和 q_4 二项热损失之和即高达28%。锅炉气密性差和配风不均是导致 q_2 和 q_4 升高的原因。从锅炉配风角度来看, 当锅炉密封性较好时, 锅炉配风问题就显得更加突出。若锅炉配风装置欠佳, 则势必造成排烟热损失偏高, 或者 q_2 和 q_4 同时偏高, 从而使锅炉热效率极大地降低。

快装锅炉的机械不完全燃烧热损失主要原因是配风装置结构不良, 使煤炭得不到充分燃烧, 形成炉渣中的含碳量比例增高。如果不注意炉排下部横向配风的均匀性, 单用增加送风量来控制炉渣中的含碳量, 就会增加锅炉排烟中的空气过剩系数, 使排烟热损失上升, 即使炉渣含碳量达到较低水平, 最后也不能起到提高锅炉热效率的作用。在保证合理的排烟处过剩空气系数的条件下, 研究降低层燃炉炉渣含碳量的有效措施是工业锅炉的重要研究课题之一。通常, 快装锅炉热工测试中的炉渣含碳量是一个平均值。由于沿链条炉排下部宽度方向的配风不均匀, 促使炉排横向煤层燃烧不均匀, 最终使炉排宽度方向上炉渣含碳量高低不等。

本试验工作的KZL4—13型快装锅炉系采用机械送风。送风机型号为4-62-1/4A型。它的配风结构是: 风机把风送到炉排两侧的左、右风道, 然后通过10个小风门送至炉排下部的10个小风室(图1)。根据锅炉燃烧情况, 调节送风机的风门开度来控制进入炉室的总风量; 炉排上各区的燃烧用五个调节手柄控制10个小风室风门的开度, 使进入各小风室的风量与炉排上该段煤层的燃烧情况相吻合。

经验证明, KZL4—13型快装锅炉炉排下部的配风结构, 在运行中经常发生沿炉排纵向各风室间的相

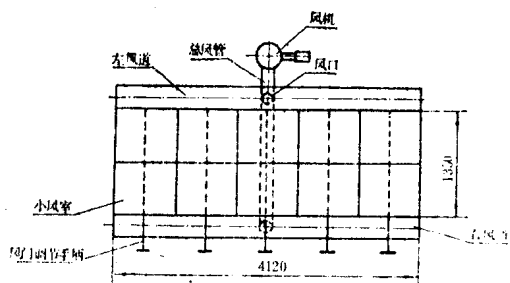


图1 KZL4—13型快装锅炉配风结构

互窜风现象, 以及沿炉排宽度方向上的风量分配不均匀, 使煤炭燃烧区燃料与风量的匹配存在一定的困难。分段送风可以满足链条炉排上燃料燃烧不同区域(干燥、着火、燃烧和燃尽)所需的风量。沿炉排纵向各风室间的窜风对燃料的完全燃烧影响不大, 相反, 却能使炉排纵向阶梯型送风曲线趋于缓和型送风曲线。采用双面送风, 可以使炉排宽度方向上的风量

分配不均匀性得到很大的改善。如果每个小风室由专用调节手柄来控制进风量, 则炉排横向的配风还可以得到进一步的改善。因为只用一个调节手柄控制同段左右两个小风室风门开度时, 往往由于机械故障, 达不到两个小风室风门开度一致的目的; 其次, 当炉排宽度方向上煤层厚度不一致时(例如: 煤闸门的偏斜), 需要改变同段左、右两个小风室的进风量, 用一个调节手柄就无法进行有效的控制。实践证明, 随着工业锅炉容量的增加, 炉排宽度也相应增大, 双面送风和各小风室进风量的个别调节, 对于沿炉排宽度方向上的风量分配不均匀性仍没有获得根本解决。

本试验的KZL4—13型快装锅炉炉排长为4120毫米, 宽为1350毫米。炉渣取样装置为一特制的不锈钢小箕。每次取样, 同时取炉排尾部老鹰铁处左、中、右三个渣样。取样点的位置及取样小箕结构尺寸如图2所示。在锅炉热工测试的四小时内取样4至5次。每个取样点一次取渣量为1.5—2公斤, 一次试验的总

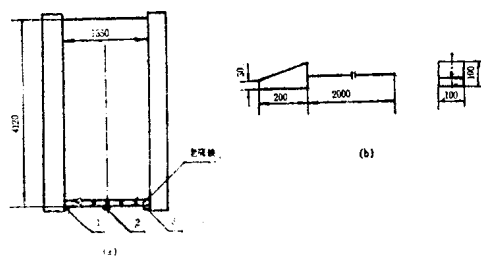


图2 (a) 取样点位置简图。1、2、3为取样点
(b) 取样小箕结构尺寸图。

取渣量约为6~10公斤, 最后用四分法缩样得到平均渣样半公斤左右, 进行炉渣含碳量的工业分析。作为比较, 还从锅炉热工测试结果中摘取蒸发量、煤炭低位发热值、炉渣平均含碳量、机械不完全燃烧平均热损失、锅炉排烟处过剩空气系数及排烟热损失等有关数据。

试验期间, 各种负荷下的煤层厚度范围在95~120毫米之间, 炉排速度为6米/时。试验时开足中间三段六个小风室的风门, 关闭前后二段四个小风室的风门(但由于风门不严密, 即使关闭仍有少量漏风)。根据试验负荷的变化, 调节风机的总风门来控制炉排面上的燃料燃烧。炉膛火焰温度一般在1200℃左右。按运动流体的能量方程, 在两个不同的截面上, 它们的能量是守恒的(不计能量损失时), 即动能增加, 则位能必然减少(动压增加, 静压下降), 反之亦然。当空气通过调节风门进入小风室时, 由于流通截面突然收缩, 因此在小风室的进口处, 空气沿小风室轴向流动的动压骤然增大, 静压变小, 甚至出现负压。以后, 沿小风室轴向流动的空气以渐变流的形式, 减慢

测试结果汇总表

序号	名称	符号	单位	来源或计算公式	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	锅炉蒸发量	D	公斤/时	取自热工测试数据	2850	3212	3406	3664.4	3858	4185	4545	4598	4876	5498
2	煤的低位发热值	Q_{dw}^*	大卡/公斤	化验数据	5455	5580	5276	5626	5406	5665	5568	5628	6009	5785
3	排烟处空气过剩系数	$\alpha_{p,r}$	—	取自热工测试数据	2.41	2.02	1.88	1.59	1.86	1.55	1.36	1.45	1.44	1.21
4	排烟热损失	q_2	%	取自热工测试数据	9.51	8.29	7.8	6.99	8.96	7.72	7.21	7.29	7.27	6.41
5	平均炉渣含碳量	C_{LZ}	%	取自热工测试数据	15.73	15.37	25.11	14.78	14.51	14.31	15.37	17.73	16.40	20.39
6	平均机械不完全燃烧热损失	q_4	%	取自热工测试数据	8.81	8.01	18.54	8.84	11.90	7.01	8.16	11.12	9.83	11.24
7	1号渣样含碳量	C_{1Z}	%	化验数据	22.83	16.53	22.54	19.01	25.61	19.61	14.81	18.79	14.43	21.52
8	2号渣样含碳量	C_{2Z}	%	化验数据	13.15	17.17	15.54	12.05	15.42	15.66	14.23	15.63	10.03	18.55
9	3号渣样含碳量	C_{3Z}	%	化验数据	23.15	19.37	25.90	16.62	19.76	15.81	15.47	17.07	22.37	22.10
10	比值	A_1	—	C_{1Z}/C_{LZ}	1.45	1.08	0.898	1.29	1.77	1.37	0.97	1.06	0.98	1.05
11	比值	A_2	—	C_{2Z}/C_{LZ}	0.84	1.12	0.619	0.816	1.06	1.08	0.93	0.89	0.63	0.91
12	比值	A_3	—	C_{3Z}/C_{LZ}	1.47	1.26	1.032	1.115	1.36	1.09	1.01	0.96	1.43	1.08
13	机械不完全燃烧热损失 (1号渣样)	q_1^1	%	$\frac{78.3A'}{Q_{dw}^*} \left(\frac{a_{LZ}}{100-C_{LZ}} + \frac{C_{LZ}}{100-C_{LZ}} + \frac{a_{Lh}}{100-C_{Lh}} + \frac{C_{Lh}}{100-C_{Lh}} \right)^*$	12.0	8.59	16.82	11.14	19.2	10.3	7.77	11.92	9.2	11.77
14	机械不完全燃烧热损失 (2号渣样)	q_1^2	%	同上	7.9	8.82	12.04	7.17	12.57	7.86	7.34	10.19	7.8	10.45
15	机械不完全燃烧热损失 (3号渣样)	q_1^3	%	同上	12.1	9.63	19.12	9.8	15.4	8.0	8.27	10.13	11.8	13.32
16	差值	Δq_1^1	%	$q_4 - q_1^1$	-3.19	-0.58	1.74	-2.3	-7.3	-3.29	0.39	-0.8	0.63	-0.53
17	差值	Δq_1^2	%	$q_4 - q_1^2$	0.91	-0.81	6.5	1.67	-0.67	-0.85	0.82	0.93	2.03	0.79
18	差值	Δq_1^3	%	$q_4 - q_1^3$	-3.29	-1.62	-0.59	-0.96	-3.5	-0.99	-0.11	0.99	-1.97	-2.08

注：表中 A' 、 a_{LZ} 、 a_{Lh} 、 C_{Lm} 、 q_4 及 C_{Lh} 值均取自热工测试数据，本文未列出。