

# 火电厂单元制循环水系统离散优化模型及其应用

黄新元<sup>1</sup>, 赵 丽<sup>1</sup>, 安越里<sup>1</sup>, 常家星<sup>2</sup>

(1. 山东大学能源与动力工程学院, 山东 济南 250061; 2 黄台发电厂, 山东 济南 250100)

**摘 要:** 对水量不连续变化的单元制循环水系统提出了一种离散优化模型, 该模型以等效益点迭代计算来决定泵组切换时的临界工况。以黄台电厂 7 号机组为例, 利用本模型对循环水系统进行了优化运行研究, 确定了机组在不同季节、不同负荷最经济的循环水泵运行编组方式。效益分析表明, 对于 300 MW 机组, 循环水系统离散优化可使电厂标准煤耗降低 0.5~0.7 g/(kWh)。文中根据热力试验数据, 总结出凝汽器传热系数的一个经验公式, 可供同类机组参考。

**关 键 词:** 循环水系统; 离散优化; 经济运行

中图分类号: O351.2 文献标识码: A

## 1 引 言

循环水系统是火力发电厂一个独立的也是重要的系统。循环水泵所耗用的电能约占电厂总发电量的 1%~1.5%。它又是改变汽轮机真空的唯一可调节因素。合理选择循环水系统的运行方式对于提高发电厂的经济性有重要意义。但目前各电厂在循环水系统的运行方式中缺乏可操作性的理论依据, 对循环水量的调节相当粗略, 并带有一定的随意性。循环水系统远未达到经济运行, 造成了能源的极大浪费。

对循环水系统的运行方式进行优化, 成为电厂节能降耗工作中一个亟待解决的问题。鉴于目前国内绝大多数电厂的循环水泵不能实现循环水量的连续调节, 仅可通过改变循环水泵的组合方式来使循环水量阶跃变化, 传统的连续优化模型不能采用<sup>[1]</sup>。针对此种情况, 笔者提出了一种新的循环水系统优化模型—离散优化模型。

本文以黄台电厂 7 号机的循环水系统为例, 利用离散优化模型对其运行方式进行优化。在总结大量试验、运行数据的基础上, 拟定了泵组控制曲线。优化结果简洁直观, 可直接作为电厂循环水系统运

行的操作指导。机组运行人员可以在任意循环水温、任意负荷下确定最经济的循环水泵运行方式。效益分析及敏感性分析表明, 对于 300 MW 级机组, 循环水系统离散优化可使电厂标准煤耗降低 0.5~0.7 g/(kWh), 并且优化收益随着负荷的增加和泵组间流量偏差而迅速增大。这些结论, 对于促进电厂的节能降耗, 提高发电厂的经济性具有重要意义。

## 2 循环水量的离散优化

在汽轮机排汽量和循环水温一定的情况下, 随着循环水量  $G_w$  的增加, 凝汽器真空升高, 汽轮机增加功率输出, 但同时循环水泵的耗功亦随之增多, 抵偿增发功率的收益, 使汽轮机的增发功量  $\Delta W_T$  与循环泵耗电量  $\Delta W_P$  之差达到最大的循环水量称最佳循环水量, 相应凝汽器真空称最佳真空。图 1 为循环水量可连续调节系统的最佳真空示意图。

但目前我国绝大部分大型电厂的循环水量是不能连续调节的, 而只能通过改变水泵的不同组合方式对水量进行间断调节。对此, 图 1 所示优化模型在原理上仍具有意义, 但无法用于进行实际最优循环水量的一维搜索。

对于循环水量间断调整的单元制系统, 在给定的负荷和水温下, 最佳循环水量(最佳真空)只是若干离散流量(与泵组合方式对应)中的一个, 原则上可以用枚举法确定, 但这样决定最佳流量对于电厂实际操作意义不大。因为它并没有给出最佳循环水量与机组负荷和循环水温的关系, 运行人员则需要根据不同季节(水温)、不同发电负荷来选择最优的循环水流量, 进而控制最佳真空。实际上, 在负荷—循环水温坐标面上, 最优循环水量作为函数只是若干个离散的等高平台, 用枚举法无法确定这些平台

的边界。

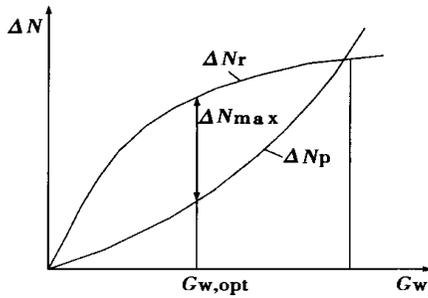


图1 净增功率与循环水流量的关系

为此,我们定义功率净增益:

$$\Delta N = \Delta N_T - \Delta N_P \quad (1)$$

式中:  $\Delta N_T$ —按某一基准计算的汽轮机的增发功率, kW;

$\Delta N_P$ —按某一基准计算的循环泵的功率增量, kW。

离散优化的原理就是在确定最佳循环水量时,用程序计算等效益点的方法来取代简单枚举法,从而可以给出离散的最佳循环水流量与机组负荷、循环水温的函数关系和决定切换时机的临界工况线。所谓等效益点,是指两相邻离散循环水流量产生的功率净增益  $\Delta N$  保持相等的点 ( $N_T, t_1$ )。如果将负荷连续变动,等效益点成为等效益线,由此划分出切换泵组流量的工况区间(见图3)。

在具体实现时需要利用到以下关系式:汽轮机功率变化与凝汽器背压的关系  $\Delta N_T = f(P_k)$ , 循环泵耗功与流量的关系  $N_{P_i} = f(G_{w_i})$ , 凝汽器特性  $t_k = f(D_k, t_1, k)$ , 排汽压力与凝汽器水温关系  $P_k = f(t_k)$ 。这些关系可以通过大量试验或汽轮机厂家提供的曲线得到。

离散优化的具体计算方法、步骤见下面实例。

### 3 计算实例

运用本模型对黄台电厂7号机的循环水系统进行了优化运行研究。

#### 3.1 循环水系统

黄台发电厂7号机为N300-16.2/535/535型凝汽式汽轮机。最大功率330 MW,设计排汽压力5.39 kPa。循环水系统为单元制闭式系统,机组配有三台循环水泵,三台泵并联运行。其中甲、乙两泵为双速泵,丙泵为单速泵。双速泵的转速为334/375 r/min,

单速泵的转速为370 r/min。正常情况下,甲乙两台双速泵运行,丙泵备用。运行中水泵的编组方式有以下4种:单泵低速、单泵高速、双泵一高一低、双泵高速。

凝汽器为N14500型,单回程。冷凝管直径:  $\Phi 25 \times 1.0$  mm,管长:15 110 mm,管子总根数:12 258,冷却面积:14 500 m<sup>2</sup>。

#### 3.2 数据整理与公式拟合

##### 3.2.1 循环水泵的流量与功率

循环水泵的总流量是流经凝汽器的循环水量  $G_w$  (t/h) 与其它辅助流量  $G_f$  之和,后者在优化时作为常数,前者由凝汽器的热平衡得到:

$$G_w = \frac{1000 \cdot D_k \cdot \Delta h}{4187 \cdot \Delta t} \quad (2)$$

式中:  $D_k$ —凝汽器蒸汽冷凝量, t/h, 按式(3)确定;

$\Delta h$ —凝汽器中蒸汽比焓与凝结水比焓之差, kJ/kg,  $\Delta h = 2187$ ;

$\Delta t$ —循环水温升, °C(根据试验值计算),

$$\Delta t = t_2 - t_1.$$

不同泵组合方式下,循环水泵的功率  $N_p$  用泵电机的日耗电统计总量除以24 h得到。表1列出主要试验计算结果。这里指出,循环水泵的总流量、循环水量、泵功率均只与泵的编组方式有关,而不须知道系统的管路特性和循环水泵特性,这是离散优化的一个重要优点。

表1 不同编组方式下的循环水流量、泵功率

泵组合方式	单泵低速	单泵高速	双泵一高一低	双泵高速
凝汽流量 $D_k / (t \cdot h^{-1})$	553.2	566.1	587.0	596.6
循环水流量 $G_w / (t \cdot h^{-1})$	16511	19250	26780	29675
循环泵日耗电量 $E / \text{kWh}$	23580	34160	57340	66990
循环水泵功率 $N_p / \text{kW}$	982.5	1423.5	2388.9	2791.5

##### 3.2.2 凝汽流量 $D_k$

根据变工况计算原理<sup>[2]</sup>,对于亚临界纯凝汽式再热机组,汽轮机的凝汽量  $D_k$  (t/h) 与汽轮机负荷  $N_T$  存在如下比例关系:

$$D_k = \frac{\eta_{i,e}}{\eta_i} \frac{N_T}{N_{T,e}} D_{k,e} \quad (3)$$

式中:  $\eta_{i,e}$ 、 $\eta_i$ —分别为额定负荷、运行负荷下的汽轮机绝对内效率;

对于本例,  $\eta_{i,e}$ 、 $\eta_i$  由文献[3]查取。将额定负荷  $N_{T,e} = 300$  MW、相应凝汽量  $D_{k,e} = 624.5$  t/h代入式(3),可得到任意负荷下的凝汽流量  $D_k$ 。

##### 3.2.3 排汽温度 $t_k$ 和排汽压力 $P_k$

根据凝汽器的传热特性,排汽温度  $t_k$  可以按下式计算:

$$t_k = t_1 + \Delta t + \delta \tag{4}$$

式中:  $t_1$ —循环水进口温度, °C;

$\Delta t$ —循环水温升, °C;

$$\delta\text{—端差, }^\circ\text{C, } \delta = \frac{\Delta t}{\frac{kH}{e^{\frac{c_p \cdot G}{G_w}} - 1}} \tag{5}$$

很多文献将端差  $\delta$  取作常数,即认为  $\delta$  与循环水量无关,但试验表明(见表 2),这个简化误差过大,不能用于最佳循环水量的计算。为此,必须通过试验给出凝汽器传热系数  $k$  的拟合公式。

凝汽器排汽压力  $P_k$  (kPa) 与排汽温度  $t_k$  有关,按下式计算:

$$P_k = 9.806 \times 10^{-3} \times \left(\frac{t_k + 100}{57.66}\right)^{7.46} \tag{6}$$

### 3.2.4 凝汽器传热系数 $k$

凝汽器传热系数  $k$  的计算公式有很多,但经与试验结果验证,对本文研究的系统均不适用。针对本文特定的循环水系统,笔者根据对 7 号机所作试验数据,拟合出了一个经验公式:

$$k = 2016 \cdot [1 + 0.0051 \cdot (t_1 - 14.33)] \times \left(\frac{G_w}{19250}\right)^{0.2011} \tag{7}$$

将式(7)计算的传热系数与按试验数据整理的传热系数相比较,最大相对偏差未超出 0.033,完全

可用于最佳真空的求解。

### 3.2.5 汽轮机功率增量 $\Delta N_T$

汽轮机功率增量是排汽压力  $P_k$  和负荷  $N_T$  的函数,根据汽轮机制造厂提供的功率—背压关系曲线(见图 2),可分段回归出相应计算公式。

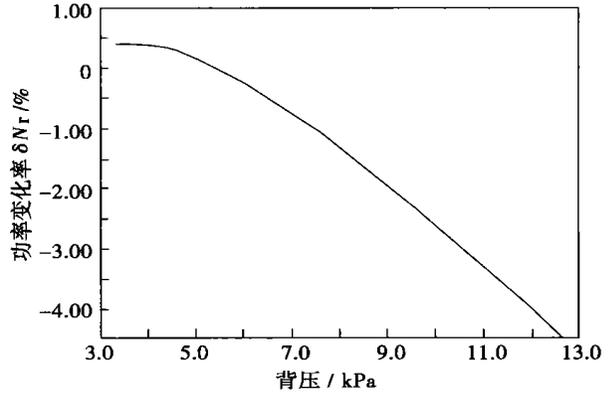


图 2 汽轮机功率与背压的关系曲线

$$P_k < 4.5 \text{ kPa, } \Delta N_T = 100 \frac{\Delta N_T}{N_T} = 0.25 \tag{8}$$

$4.5 < P_k < 5.39 \text{ kPa}$  时,

$$\Delta N_T = 1.5139 - 0.28089 \cdot P_k \tag{9}$$

$$P_k > 5.39 \text{ kPa 时, } \Delta N_T = -3.5903 \times 10^{-3} + 2.8360 \times 10^{-3} \cdot P_k + 1.7892 \times 10^{-4} \cdot P_k^2 -$$

$$1.4012 \times 10^{-4} \cdot P_k + 2.1616 \times 10^{-6} \cdot P_k^4 + 9.3271 \times 10^{-7} \cdot P_k^5 - 4.4172 \times 10^{-8} \cdot P_k^6 \tag{10}$$

表 2 传热系数部分试验结果及计算比较

泵组合方式	单泵低速		单泵高速				双泵一高一低		双泵高速		
负荷 / MW	272.5*	307	272*	207	227	291	282*	312	286.6*	270	300
进水温度 $t_1$ / °C	14.1	15.3	14.9	12.0	15.2	14.3	15.8	17.1	20.2	16.9	19.1
出水温度 $t_2$ / °C	32.1	33.2	29.9	24.1	28.4	30.3	28.9	28.5	30.0	27.3	30.2
排汽温度 $t_k$ / °C	36.9	39.3	35.7	28.7	33.5	36.5	33.9	35	37.2	33.8	36.9
端差 / °C	4.8	6.1	5.8	4.5	5.1	6.2	5.0	6.5	7.2	6.5	6.7
传热系数 $k$ (实测)	1904	1897	1981	1954	1955	2060	21982	2263	2217	2193	2345
传热系数 $k$ (公式)	1951	1961	2022	1992	2022	2012	2216	2227	2260	2227	2269

注:带\* 数据为日平均值,其余数据为即时值。

表 3 效益敏感性分析计算表

负荷 / MW	敏感性	单低与单高切换		单高与一高一低切换		一高一低与双高切换	
		$t_1$ / °C	$\Delta N_{II} - \Delta N_I$ / kW	$t_1$ / °C	$\Delta N_{III} - \Delta N_{II}$ / kW	$t_1$ / °C	$\Delta N_{IV} - \Delta N_{III}$ / kW
200	每 1 °C 流量滞升	21.1	84	25.2	125	32.2	32
	每 1 °C 流量滞降	19.1	-72	23.2	-120	30.2	-40
240	每 1 °C 流量滞升	16.4	161	19.9	185	25.6	54
	每 1 °C 流量滞降	14.4	283	17.9	-273	23.6	-56
300	每 1 °C 流量滞升	10.7	380	14.6	490	18.3	70
	每 1 °C 流量滞降	8.7	-332	12.6	-387	16.3	-74

注:  $\Delta N$  的下标为泵组投切方式代码: I—单低; II—单高; III—一高一低切换; IV—双高

## 4 基于离散模型的优化计算

黄台电厂7号机组循环水泵的4种固定的组合方式,分别对应于4种不同的循环水量。固定负荷 $N_T$ 不断改变循环水入口水温 $t_1$ ,利用式(2)~(10)分别计算在点 $(N_T, t_1)$ 时两种相邻的泵组合(分别以下标1、2代表)的发电功率增量 $\Delta N_{T,1}$ 、 $\Delta N_{T,2}$ 和泵功增量 $\Delta N_{P,1}$ 、 $\Delta N_{P,2}$ ;再用式(1)计算出功率净增益 $\Delta N_1$ 、 $\Delta N_2$ 。这个过程直至 $t_1$ 变化到使循环泵的两种组合方式的功率净增益彼此相等,即: $\Delta N_1 = \Delta N_2$ 得到一个等效益点。当负荷连续变动时,等效益点成为等效益线。等效益点和等效益线的求解是利用计算机循环程序实现的,计算结果整理见图3。

根据图3,运行人员可以在任意循环水温、任意负荷下确定最经济的循环水泵运行方式。例如,当负荷为255 MW,循环水温为16.6 °C时,在图3上确定一点A,它在单泵高速运行区,此时投用一台高速泵运行是最经济的,相应的最佳循环水量为19 250 t/h。

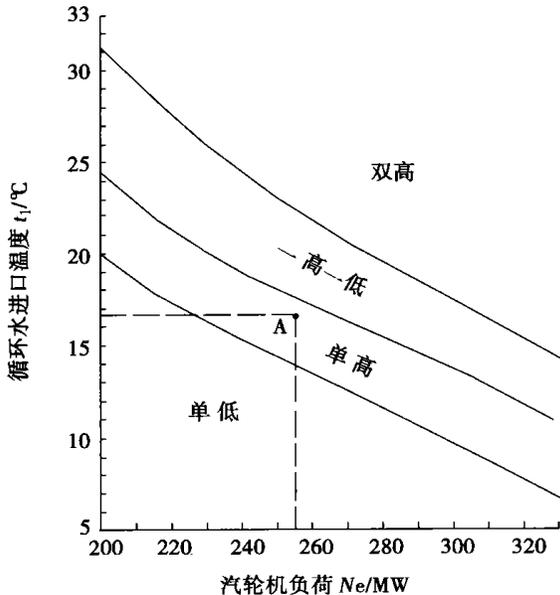


图3 循环水系统离散优化结果图

## 5 效益与敏感性分析

在任一汽轮机负荷和循环水温下(对应图3上的一个点),计算最佳流量与相邻流量的功率净增益 $\Delta N$ 的差值,即可得到采用最佳流量的节能效益。取平均负荷270 MW,按不同季节循环水温进行效益的加权平均计算,年节能收益71.54万元,供电标煤耗降低0.6042 g/(kWh)。

为判断每推迟1 °C切换泵组方式所带来的损失大小(即进行敏感性分析),可将计算点移到等效效益线的上、下各1 °C的位置进行计算。表3是敏感性分析主要计算结果。由表看出,随着负荷的增加,每推迟1 °C切换泵组方式所形成的损失增大,即优化效益增加;由于泵组流量的级差不同,在单高方式和一高一低方式之间切换时,其敏感性(优化效益)要明显大于其它几种编组方式。

## 6 结论

(1) 提出了以等效益点迭代计算为主要特征的循环水系统离散优化模型。此优化模型对循环水量不可连续调节的循环水系统普遍适用。

(2) 以黄台电厂7号机为例,对国产300 MW机组进行了循环水系统优化运行研究,所得到的优化曲线图直观简洁,可直接作为电厂循环水系统的操作依据,具有很强的实用性。

(3) 根据热力试验数据,总结出凝汽器传热系数的一个经验公式,可供同类机组参考。

(4) 本优化平均可降低供电标煤耗0.5~0.7 g/(kWh)。敏感性分析表明:随着负荷升高,敏感性增强;而在确定负荷下,单高与一高一低方式的区域敏感性最强。因此,运行人员在操作过程中,更应密切注意在高负荷时和单高、一高一低方式的区域运行时,泵组合方式的及时切换,以取得更多的节能效益。

### 参考文献:

- [1] 郭丙然. 最优化技术在热动力工程中的应用[M]. 北京: 水利电力出版社, 1986.
- [2] 郑体宽. 热力发电厂[M]. 北京: 电力出版社, 1998.
- [3] 黄台发电厂. 黄台发电厂7号机组运行规程[R]. 济南: 黄台发电厂技术资料, 2002.

design, information integration, general assembly drawing integration.

**基于谐波小波变换的4-73风机压力侧失速特性分析 = An Analysis of Pressure-side Stalling Characteristics of a 4-73 Air Fan Based on Harmonic Small-wave Transformation** [刊, 汉] / WANG Song-ling, HOU Jun-hu, AN Lian-suo (Power Engineering Department, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 295 ~ 298, 315

Based on a qualitative analysis of the pressure-side stalling formation mechanism of a centrifugal fan, the authors have through an experimental study of 4-73 air fan discovered the pressure-side stalling phenomenon of the latter. The time-frequency characteristics of the pressure-side stalling are analyzed by using a harmonic small-wave transformation. During the analysis the orthogonal harmonic small waves, which have a relatively poor time-domain locating ability, underwent a frequency-domain smoothing processing. In the analysis of the rotating stall introduced was a non-orthogonal harmonic small-wave transformation. The results of the analysis have demonstrated the effectiveness of harmonic small-wave transformation for analyzing the rotating stall characteristics of centrifugal fans. **Key words:** centrifugal fan, harmonic small wave, rotating stall, characteristics analysis

**船用锅炉方形翅片管经济器的试验与应用 = Experimental and Applied Research of the Square Finned-tube Economizer of a Marine Boiler** [刊, 汉] / LIU Xiang-yuan, LI Yu-hong, WU Xiao-bing (Thermal Energy Engineering Department, Tsinghua University, Beijing, China, Post Code: 100084), JIANG Xiao-yan (Naval Materiel Research and Demonstrative Center, Beijing, China, Post Code: 100073) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 299 ~ 301

A discussion is conducted regarding the necessity to upgrade a marine main boiler economizer along with the analysis of the application circumstances and merits of square finned tubes. On a heat-transfer wind tunnel test rig an experimental research of the air-side flow resistance and heat transfer was performed of square finned tube banks. The results of the research indicate that in case of air speed greater than 25 m/s it is necessary to revise heat transfer factors through tests. Finally, a rational design scheme was decided for the economizer with square finned tubes on the basis of the test results. **Key words:** marine boiler, economizer, square finned tube

**火电厂单元制循环水系统离散优化模型及应用 = A Discrete Optimized Model for the Monobloc Configured Circulating Water System of a Thermal Power Plant and Its applications** [刊, 汉] / HUANG Xin-yuan, ZHAO Li, AN Yue-li (College of Energy and Power Engineering under the Shandong University, Jinan, China, Post Code: 250061), CHANG Jia-xing (Huangtai Power Station, Jinan, China, Post Code: 250100) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 302 ~ 305

A discrete optimized model was proposed for a monobloc configured circulating water system featuring non-continuous change of water flow rate. By conducting iterative calculations of equivalent profit points the model can determine the critical operating conditions at the juncture of switch-over of circulating water pumps. With the power unit No. 7 of the Huangtai Power Station serving as an example the present model was used to study operation optimization in order to determine the most economical grouping-mode of operation for the circulating water pumps at different seasons and at various loads of the power unit. A profit analysis indicates that for a 300 MW power unit through the introduction of discrete optimization for a circulating water system it is possible to achieve a reduction of coal consumption by 0.5 - 0.7 g/(kWh). On the basis of thermodynamic test data an empiric formula is determined for the heat transfer factor of a steam condenser, which can serve as a guide for other similar units. **Key words:** circulating water system, discrete optimization, economic operation

**充气热管空气预热器的设计分析及应用 = Design Analysis and Application of a Gas-filled Heat-pipe Air Preheater** [刊, 汉] / SHI Cheng-ming, HU Hui-li, LI Ling-bo (College of Power Engineering under the Chongqing University, Chongqing, China, Post Code: 400044) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2004, 19(3). — 306 ~ 308