

系统与附件

非轴带风机冷却系统在厢式柴油发电机组中的应用

葛东风

(宁波中策动力机电集团有限公司, 浙江 宁波 315032)

摘要: 介绍了某 500 kW 厢式柴油发电机组非轴带风冷冷却系统设计特点, 从节省空间、易于布置、节能和方便维修等方面出发, 合理地采用了多风机并联冷却系统; 介绍了其结构特点及主要设计计算过程。台架试验验证: 该风机冷却系统达到预期设计要求。

关键词: 厢式柴油发电机组; 非轴带式风机; 多风机并联冷却系统; 设计

中图分类号: TM624 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2013)03-0033-04

Application of a Cooling System with Non-crankshaft Drive Fans in Box-type Diesel Generator Sets

Ge Dongfeng

(Ningbo C. S. I. Power & Machinery Group Co., Ltd., Zhejiang Ningbo 315032)

Abstract: The layout features of the cooling system with non-crankshaft drive fans used in 500kW box-type diesel generator sets are introduced. In order to realize space-saving, easy layout, energy saving, easy maintenance, etc., the parallel multi-fans cooling system was adopted reasonably. Its structural features and the main design process are introduced. Bench test verifies that it has reached the design requirements.

Keywords: box-type diesel generator sets; non-crankshaft drive fans; cooling system with parallel multi-fans; design

0 引言

柴油发电机组是一种用途非常广泛、地位十分重要的发电设备, 它具备结构紧凑, 经济性好, 操作维护简单方便, 易于实现自动化, 可靠性高等优点, 在电力工业领域起基础支柱作用。

厢式柴油发电机组(以下称厢式机组)是一个小型移动电站, 因其移动方便, 兼有防雨、防晒、防尘和降噪的功能, 适用性强, 已被广泛应用于在高温、干旱、严寒等气候恶劣的地区使用, 更显示出它的优越性。在沙漠缺水的国家, 用多台标准集装箱式的柴油(或天然气)发电机组来建小型电站十分普遍, 需求量也越来越大。

目前, 轴带风机冷却系统运用在发电机组中往

往都是按发动机最恶劣的使用工况进行设计的, 这样在实际使用中, 轴带风机的冷却风量将远远大于实际工况所需风量, 导致轴带风机能量的浪费, 缩短发动机零部件(水温、油温不能很快达到设计值)的更换周期。对此本文通过某 500 kW 厢式机组匹配非轴带多风机并联冷却模块运用, 阐述了其在厢式机组中运用的可行性和优越性。

1 厢式机组的布置特点

1.1 整体布置

厢式机组是由柴油机、发电机、控制系统、进排风道、消音器及油箱等部分组成, 其中柴油机通过高弹性联轴器和发电机连接成一体固定在公共底座上, 其箱体是采用标准集装箱或按标准集装箱的

尺寸制作。在设计时考虑其不同环境的适应性，把冷却系统的冷却方式设计成强制吹风冷却。

本厢式机组功率大，柴油机水冷系统和增压空气采用风扇和散热器强制通风冷却。由于空气的比热比水小得多，因此风冷散热器体积要比水冷散热器要大得多，这就与集装箱空间尺寸相冲突，故风冷散热器的设计是该机组设计的关键^[1]。

1.2 冷却系统的特点

根据风冷散热器在厢式机组中的布置形式，考虑冷却空气的压损，采用吹风式冷却系统（见图 1），图中增压空气首先被空气冷却，其次是循环流经发动机水套的水被空气冷却。这种冷却方式可以使增压空气得到充分冷却。设计时让机油出机温度高出淡水出机温度 5 ~ 8 ℃，淡水通过风冷散热器后将下降至 12 ~ 15 ℃；然后对滑油进行冷却后将上升 3 ~ 5 ℃；再通过柴油机后将上升 8 ~ 10 ℃。通过这样设计可使让机油温度和淡水都处于较高温度以提高发动机的运行经济性。

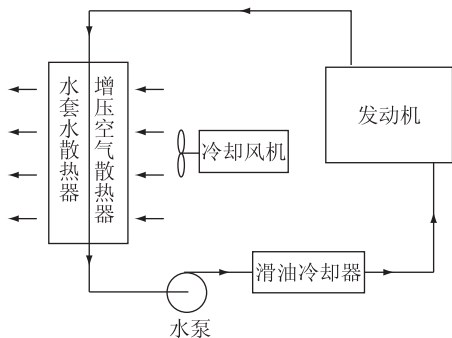


图 1 冷却系统原理图

按冷却风扇是否依靠曲轴拖动来分，其安装形式可分为轴带和非轴带，应用最普遍的轴带形式。这种形式的冷却风扇由曲轴直接驱动或由曲轴皮带变速后拖动，结构简单，成本低，但由于发电机组曲轴转速恒定，在负荷较小时冷却系统会出现“过冷”的情况，既对柴油机不利又浪费能源。若采用非轴带风扇冷却，由三相异步电机直接驱动风扇，则电机体积太大，不好布置，成本也较高，同时也会出现上述的“过冷”情况。若考虑采用变频电机，则系统复杂，成本太高。

为减少能源流失和解决实际布置空间有限的问题，这里采用非轴带式多台标准风机并联安装的形式，即多风机并联冷却模块。这一结构具备以下优点：①由于不受限于曲轴的拖动，其安装位置十分灵活。②由于采用了多台风机冷却，其单台风机功率较小，体积也较小，整体布置更省空间，更合理。③更加节能，在部分负载工况下，系统自动减

少工作风机的数量，保持内循环水温不至较低，以减少热量流失，同时可以避免因水温较低对缸套等产生的不利影响。④提高总效率，多台风机并联运行能增加有效吹风面积，总体风量损失少。⑤由于减少单台风机功率，风机叶轮直径减小，风扇叶尖线速度小，噪声更低。⑥使用更可靠，维修更方便。即使某一台或某二台风机因故障无法工作，整个机组仍可以带动大部分负载；由于单台风机体积小，给维修更换带来极大的方便。

2 冷却模块的设计计算

冷却模块的设计包括风机流量计算、中冷散热面积计算、水箱散热面积计算，这里只对主要计算过程做简单介绍^[2-4]。

2.1 风机流量计算

根据水箱散热量与柴油机冷却系统总体的匹配要求，参考原母型机设计参数（其中冷器进口空气温度 $T_b = 165\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，中冷器出口空气温度 $T_s = 53\text{ }^{\circ}\text{C}$ ），设计水箱使用环境温度为 $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。中冷器的换热量为：

$$\begin{aligned} Q &= q_{mb} c_{pb} (T_b - T_s) \\ &= 1.10 \times 0.235 \times (165 - 53) \\ &= 28.952 (\text{kcal} \cdot \text{s}^{-1}) = 121.22 \text{ kW} \end{aligned}$$

式中： q_{mb} 为设计工况下增压空气流量，来自柴油机设计参数，为 $1.10 (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$ ； C_{pb} 为增压空气定压比热容，查柴油机设计手册得 $0.235 (\text{kcal} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1})$ 。

设计冷却介质进口温度 $T_{k1} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，冷却介质出口温度 $T_{k2} = 44.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ，温升为 $4.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 。根据热量平衡，冷却介质需求量 q_{mv} 为：

$$\begin{aligned} q_{mv} &= \frac{Q}{c_{pv} \rho_w (T_{k2} - T_{k1})} \\ &= \frac{121.22}{1.009 \times 1.122 \times (44.8 - 40)} \\ &= 22.31 (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}) \end{aligned}$$

式中： c_{pv} 为冷却介质比热容，查表得 $1.009 (\text{kJ} \cdot (\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})^{-1})$ ； ρ_w 为冷却介质密度，查表得 $1.122 (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ 。

考虑到风量的漏损，实际风扇的风量要比计算所得的风量 q_{mv} 大，即：

$$q_v = \varphi_0 q_{mv} = 1.12 \times 22.31 = 25 (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

式中： φ_0 为漏损系数，通常 $\varphi_0 = 1.05 \sim 1.15$ ，取 1.12 。

根据风机厂商提供的选型参数及实际安装空间的限制，选定采用 9 台 CDZ NO. 4.5 轴流式风机并联安装，呈“3×3”的布局方式（如图 2）。该风机额

定风量为 $2.92\text{ (m}^3\cdot\text{s}^{-1}\text{)}$ ，额定功率为每台 2.2 kW 。

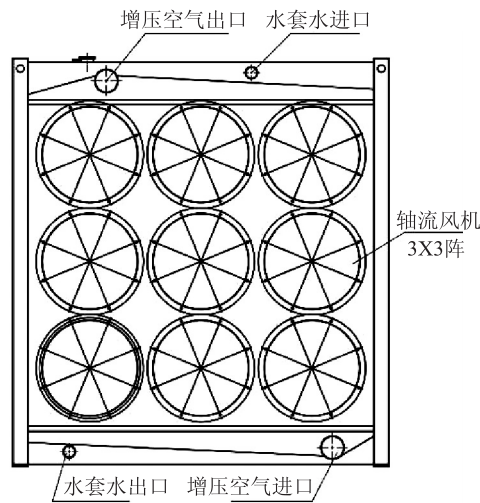


图 2 冷却模块布置图

2.2 中冷器散热面积计算

所需散热面积 F 为：

$$F=\frac{3\,600Q\varphi_m}{K_m\cdot\Delta t_m}=\frac{3\,600\times121.22\times1.2}{70\times66.6}=112.3\text{ m}^2$$

实际取 110 m^2 。式中： Q 为中冷器换热量，同上，为 121.22 kW ； K_m 为散热器的传热系数，取 $70\text{ (kJ}\cdot\text{(m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{℃)}^{-1}\text{)}$ （由制造厂商提供）； φ_m 为贮备系数，一般取 $1.1\sim1.15$ ，这里取 1.2 ； Δt_m 为冷却介质与空气的平均温差，经计算 $\Delta t_m=66.6\text{ ℃}$ 。

2.3 水箱散热面积计算

本机组为闭式强制冷却系统，设计冷却部件时以散入冷却系统的热量 Q_w 为原始数据，来配算冷却系统的循环水量和冷却面积，用经验公式：

$$Q_w=\frac{Ag_eP_eh_u}{3\,600}=\frac{0.18\times0.210\times600\times41\,870}{3\,600}=263.781\text{ kW}$$

式中， A 为燃料热能传给冷却系统的系数，取同类机型的统计量，柴油机 $A=0.10\sim0.25$ ，取 $A=0.18$ ； g_e 为柴油机燃料消耗率， $\text{(kg}\cdot\text{(kW}\cdot\text{h)}^{-1}\text{)}$ ，根据试验数据取 0.210 ； P_e 为柴油机有效功率，取最大功率 600 kW ； h_u 为燃料的低热值，对柴油而言为 $41\,870\text{ (kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\text{)}$ 。

故所需散热面积 F_w 为：

$$F_w=\frac{3\,600Q_w\varphi_w}{2.8K_w\Delta t_w}=\frac{3\,600\times263.78\times1.15}{2.8\times72\times25.5}=212.4\text{ m}^2$$

实际取 210 m^2 。式中： K 为散热器的传热系数，取 $72\text{ (kJ}\cdot\text{(m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{℃)}^{-1}\text{)}$ （由制造厂商提供）； φ_w 为贮

备系数，考虑水垢及油泥影响等，一般 $\varphi_w=1.1\sim1.15$ ，取 1.15 ； Δt_w 为冷却水与空气的平均温差，考虑水箱的不同部位，其冷却水与空气温差不同，通常采用平均温差，计算得 $\Delta t_w=25.5\text{ ℃}$

2.4 冷却模块总体参数

该冷却系统各配套参数如表 1 所示。

表 1 冷却系统总体主要参数

水泵	流量/(m ³ ·h ⁻¹)	35	离心式
中冷散热器	散热面积/m ²	110	板翅式
水箱散热器	散热面积/m ²	210	管带式
风机	总风流量/(m ³ ·s ⁻¹)	25	轴流式
	总功率/kW	9×2.2	

3 冷却系统的电路设计

电路的设计从安全、可靠、节能等方面考虑。

以下附图是实现该功能的实例， 500 kW 厢式机组电路图局部（冷却风扇控制部分，其他部分省略）。

图 3 为主控制电路原理图。因发动机在空负载时散热量少，水温 and 油温都比较低，其中六台风扇电机的一次回路接在发电机的出线端，而其二次回路接在主开关合闸后的送电端，并设置一个温控开关，这样主开关不送电时散热风扇不会工作；而当水温达到某一设定值时温控开关闭合，通过信号转换让 $KM1$ 、 $KM2$ 交流接触器吸合，这六台散热风扇才工作。这种方式能起到较好的节能效果。

柴油机在刚起动时一般要求怠速运转几分钟，同样地，在卸载后关机前也要怠速运转几分钟，让柴油机充分冷却。考虑到这一功能要求，设计 $M4\sim M6$ 风扇不通过接触器而直接连在发电机出线端上，这样，即使主开关分闸，风扇仍工作，此时线电压在 120 V 左右，但转速也只有额定转速的 $1/3\sim1/2$ ，不会引起电机绕组过热烧毁。

为保证较好的通风散热效果， $M4\sim M6$ 风扇一般是装在散热器的中间部位。

图 3 中： TF 为发电机； Q 为塑壳空气开关，带分励线圈，为发电机组的主负荷开关，合闸后向外送电； $Q1$ 为小型空气开关，二次回路的短路保护； $Q2\sim Q3$ 为小型空气开关，风扇电机一次回路的短路保护； $KM1$ 、 $KM2$ 为交流接触器，控制风扇电机 $M1\sim M3$ 的运转； $KM2$ 为交流接触器，控制风扇电机 $M7\sim M9$ 的运转； $JR1\sim JR2$ 为风扇电机的热保护继电器； $M1\sim M9$ 为冷却风扇风机； $KA3$ 为中间继电器触点，闭合时主负荷开关分闸；

KA5 为中间继电器触点，控制 KM1 ~ KM2 吸合；FU1 为熔断器；SB1 为手动风扇开关，有两个作用：①作为自动控制故障时备用；②在试车时检验风扇的正反转。

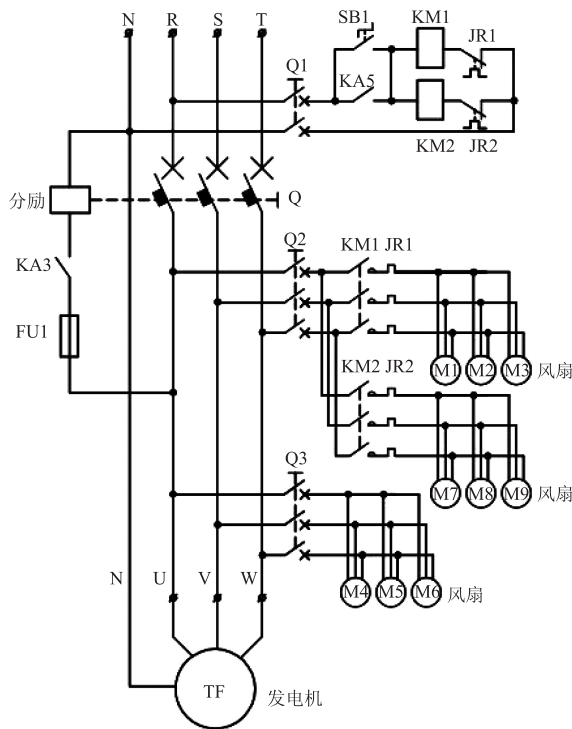


图 3 冷却风扇主电路原理图（局部）

在实际应用中，为节省成本、简化系统结构，利用机组智能控制模块中闲置的功能接口来实现对冷却风扇的自动化控制，图 4 是该部分的控制原理图。

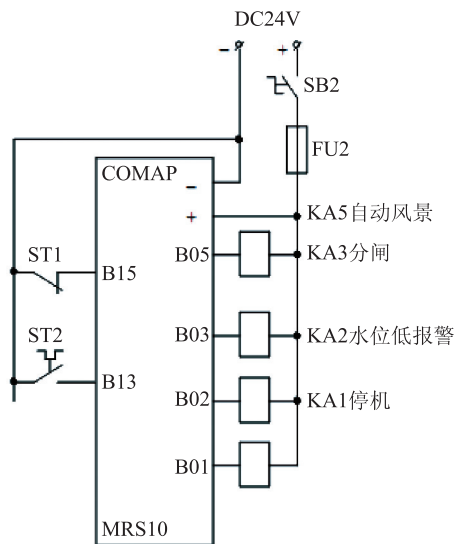


图 4 冷却风扇控制部分路原理图（局部）

图 4 中：COMAP 为科曼 MRS10 柴油机智能控制模块；ST1 为水位报警开关，通过 B15 点输入，

程序设计由 B02 输出，报警不停机；ST2 为电极点温度控制开关，温度到达某一设定值时闭合，通过 B13 点输入，程序设计由 B05 输出，KA5 动作，KM1、KM2 吸合，风扇 M1 ~ M3、M7 ~ M9 运转；FU2 为熔断器；SB2 为旋钮开关；KA1、KA2、KA3、KA5 为 DC24V 中间继电器。

通过柴油机智能控制模块来实现温控功能更合理。由于厢式机组本身要显示各项状态及参数，已经装了智能模块，再开发一项温控功能并不增加成本。

4 台架试验验证

根据机组出厂配套试验规范，在额定负载工况下连续运行 1 h，在 110% 负载工况下连续运行 0.5 h，机组运行正常，各项性能参数达到设计指标。台架试验测得基本数据见表 2。

表 2 测试数据

项目	流量	冷却前/℃	冷却后/℃
增压空气	1.05 (kg·s ⁻¹)	136	31
水套水	34.2 (m ³ ·h ⁻¹)	83.5	78.5
冷却介质	25 (m ³ ·s ⁻¹)	19.0	30.2

注 1：增压空气流量为测试后计算所得。
注 2：测试环境：大气温度 19 ℃；大气压力 101.5 kPa；相对湿度 53%。

从表中可以看出，厢式机组匹配多风机并联冷却模块，达到设计预期。

5 综合评价

该系统与传统的轴带风扇冷却系统相比优缺点如表 3 所示。

表 3

冷却方式	轴带风扇冷却	多风机并联冷却
紧凑性	一般	好
布置灵活性	差	好
节能性	差	好 (根据工况，分段运行)
低噪声	差	好
效率	低	高
维护性	一般	好
安全性	一般 (叶片大、线速度快)	好 (叶片小、线速度低)
可靠性	一般	好
经济性	好	差
是否依赖 外围设备	否	依赖外围电力及控制器

根据 MAP 图确定扭振最优化的工作参数：25% 负荷喷油提前 2°，进气开启时刻推迟 10°；50%、75% 和 100% 负荷喷油推迟 4°，进气开启时刻提前 20°；结合初始参数值，得到扭振优化控制参数见表 5。

表 5 不同工况的扭振优化控制参数

工况	25%	50%	75%	100%
喷油定时/(°)	-10	-6	-9	-7
进气定时/(°)	316	286	286	286

优化前后各负荷下曲轴最大扭振应力对比如图 6 所示。可见：100% 负荷时扭振应力减幅最大，为 23.6%；25% 负荷时扭振应力减幅最小，为 8.5%。

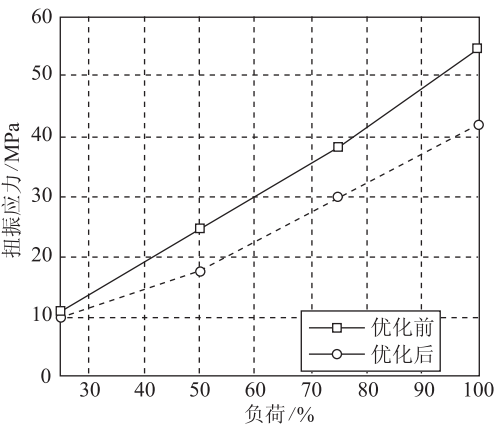


图 6 优化前后曲轴应力随负荷变化曲线

3 结 论

本文提出利用智能柴油机可控运行参数对轴系扭振进行优化控制的方法，建立扭振优化计算模型并验证了其准确性。单个参数对扭振的影响表明：在 25% 负荷推迟进气门和提前喷油可减小扭振；而 100% 负荷的情况相反。联合优化结果表明，在高负荷工况下，要减小曲轴应力，应在柴油机工作状态允许的情况下尽量推迟喷油和提前进气正时，优化后的曲轴扭振应力最大减幅为 23.6%。因此，通过调整柴油机工作参数进行扭振优化控制是可行的。

参考文献

[1] 王棋. 内燃机轴系扭转振动[M]. 大连:大连理工大学出版社,1988.

[2] 吴金源,唐小亚. 国外舰船柴油机技术展望[J]. 柴油机, 2005(2) .

[3] 杜剑维,汤建华,李南. 国外舰船动力装置技术发展现状及趋势[J]. 舰船科学技术,2010(8).

[4] WartsilaTurning Guidelines for RT-flex engine[R].

[5] 林杰伦. 内燃机工作过程数值计算[M]. 西安:西安交通大学出版社, 1986.

[6] 李艳红. 直喷式柴油机的特性预测及参数优化[D]. 镇江:江苏大学, 2003.

(上接第 36 页)

这种冷却系统在布置方式上更加紧凑、灵活，节能性也更好；但结构复杂，制造成本比传统的轴带风扇系统高，需要外部控制设备。这些特点正符合厢式机组的设计要求，具备合理性和优越性。

6 结 语

综上所述，非轴带式风机有许多优点，风量均匀，噪音低；出风方向和安装位置灵活，可多种选择；电路上分段控制，可达到节能效果；改造简单可行。该多风机并联冷却模块与 500 kW 厢式机组配套性能较好，各项指标均满足设计要求。其节能、紧凑和灵活性等特点也为厢式机组的设计提供

了一个新的解决方案和设计理念。但它的前提是要具备三相电源，所以还不能在所有柴油机冷却系统上推广。

参考文献

[1] 安军,牟恕宽. 8V240ZD 柴油发电机组的设计和研制[J]. 铁道机车车辆,2005(25):35-42.

[2] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社, 1981.

[3] 柴油机设计手册编辑委员会. 柴油机设计手册(中册)[M]. 北京:中国农业机械出版社,1984.

[4] 王兆媛. 散热器、中冷器和风扇的选型校核计算[J]. 柴油机设计与制造,2009(04):20-31.