

內 部

“748”会议资料选编

五、结 构 工 艺

“七四八”会议秘书处

一九七五年六月

说 明

在批林批孔运动普及、深入、持久发展的大好革命形势下，经国务院、中央军委批准，中国科学院、四机部、国防科委于一九七四年九月二日至十八日，在北京召开了“电子计算机技术经验交流会”（代号为“748”会议）。

根据到会同志的要求和会议领导小组决定，现将十个专业组（总体运控、计算数学、程序系统、内存贮器、结构工艺、外部设备、电源、元器件、模拟计算机、工业控制和数据处理）的技术资料，分别正理选编成册，供参考。如有错误和不妥之处，希望指正。

“748”会议秘书组

目 录

一台大型计算机通风冷却试验总结	(1)
水冷实验情况简介	(11)
一台装车计算机的装车工作总结	(15)
112机热因素设计和试验	(32)
逻辑电路插件的自动测试	(46)
磁芯穿板机简介	(58)
磁芯板真空浸漆工艺简介	(61)
计算机控制光束布线机制板	(64)
指形散热器	(69)

一台大型计算机通风冷却试验总结

七室通风试验小组

一、前言

高速大容量组件计算机，装机密度高、功率大与通风散热存在着矛盾。如何保证计算机元件的工作条件，就成为急待解决的问题。试验的目的：在保证计算机元件工作所需的温湿度情况下，使所需的冷却空气量最少；阻力最小、结构简单可行。

这台机器原设计机架是采用上下向通风；空气进入机架后经八至九排插件排出。由于风路长、通风面积小、造成阻力过大；又由于漏风严重，空气短路和风路长，造成温差过大，冷却空气未被充分利用（见图1）。

在109-丙机（大型晶体管数字计算机）设计时，曾对上下向通风与前后向通风（空气进入机架的进气空间后，从插座两旁的缝隙进入插件，只经一个插件即排出，见图2），进行过试验比较，感到前后向通风比上下向通风优越；主要是阻力小、温差小。但由于丙机通风试验不够充分，尤其是未能很好地总结，对于这种通风方式没有能真正了解，因此丙机虽然采用了前后向通风方式，但仍存在不少问题未能得到解决；而这台机器又有许多条件与丙机不同（如采用组件、装机密度比丙机高、热量集中），因此有必要重新进行试验和总结。毛主席教导我们：“一个正确的认识，往往需要经过由物质到精神，由精神到物质，即由实践到认识，由认识到实践这样多次的反复，才能够完成。”我们遵照毛主席的伟大教导，在丙机通风试验的基础上，吸取了原设计的教训，重新考虑通风方案；对于前后向通风与上下向通风进行了多次试验，尤其对影响前后向通风的各种因素进行试验；根据试验中出现的各种现象，力求找出规律性的东西，以备今后工作参考。但由于我们的水平有限，并受到试验条件的限制，因此仍存在不少问题，有待于进一步研究。

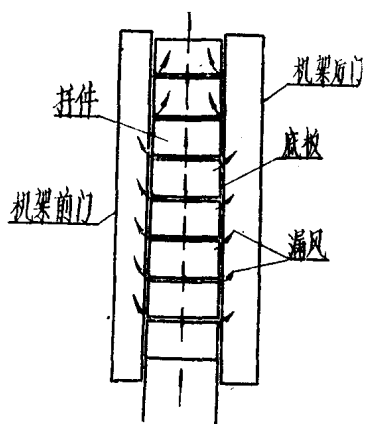


图1 上下向通风示意图

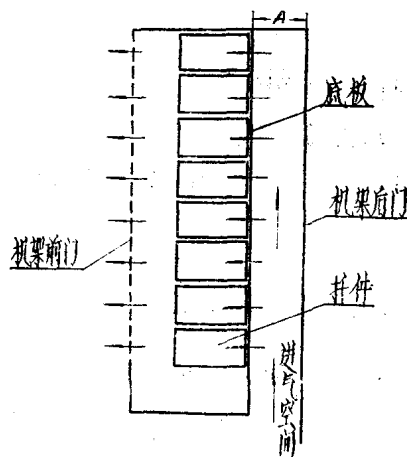


图2 前后向通风示意图

另外, 为保证供给冷却空气, 还需有一套空调冷冻系统。这套系统早已建成, 但存在一些问题; 我们通过试验分析, 采取改进措施, 使空调冷冻系统逐步完善。但由于系统已建成, 只能在原有基础上进行改进, 因此不能很完善, 有些问题(如噪音问题)并未得到解决。因此未来的新建机房勿完全仿照此设计, 只能从中吸取经验教训, 以求作到更完善。

二、试验方法及所用仪器

(一) 试验插件的制作及插件温度风速的测量

本机插件上装有许多组件。由于组件价格高, 而且需低压直流稳压电源, 因此在试验机架若完全采用组件进行通风散热试验有一定困难。遵照多快好省的原则, 采用了模拟的方法: 用环氧树脂将直径为10毫米高的变压器外壳粘在布胶板上, 在变压器外壳上绕镍铬丝, 通入220伏交流电, 用调压器调节电压以改变发热体的功率。只有少量插件是用组件或厚膜装成, 通入直流电。

温度测量: 铜-康铜热电偶作为测头放入插件内, 用701型电位差计配合光点检流计测量温度。

在试验前后向通风时, 可用热电风速仪测量插件前(后)出(入)风速度, 从而得知风速分布情况。在测量风速时模拟元件不用通电。风速分布情况也就反应了温度分布的情况(假定插件的功率是一致的)。因此前后向通风可以较快速的得出结论。

(二) 机架通风试验设备及风量阻力的测量

试验机架的供风系统要求在整个送风截面上风速均匀、可以调节风量、风量风压的测量方便准确。

1. 方法一(见图3)

(1) 风量的测量

0—0断面与 I—I 断面的伯诺里方程:

$$P_0 + \frac{\gamma v_0^2}{2g} = P_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} + \Delta H_1 \quad (1)$$

P_0 : 大气压力(毫米水柱)

$\frac{\gamma v_0^2}{2g}$: 0—0断面处动压(毫米水柱)

其中 γ 为空气容重(公斤/米³)

g 为重力加速度(米/秒²)

v_0 为0—0断面处空气流速(米/秒)

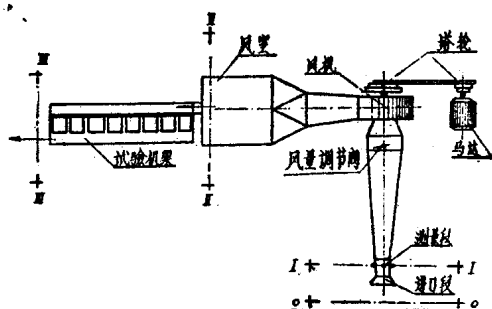


图3 机架通风试验示意图(1)

v_0 很小, 因此 $\frac{\gamma v_0^2}{2g}$ 可以忽略不计

P_1 : I—I 断面处静压

$\frac{\gamma v_1^2}{2g}$: I—I 断面处动压

其中 v_1 为 I—I 断面处空气流速

ΔH_1 : 空气自 0—0 断面流至 I—I 断面

的阻力损失

由于进口段有一流线型进口, 阻力损失很小, 因此 ΔH_1 可忽略不计。

由 (1) 式可得 $v_1 = \sqrt{\frac{2g(P_0 - P_1)}{\gamma}}$ (米/秒)

通过 I—I 断面的流量 $Q_1 = 3600 V_1 F_1$ (米³/时)

其中 F_1 为 I—I 断面的面积 (米²)

若在整个供风系统中风道各接口均密闭不漏气, 则通过试验机架的风量即为通过 I—I 断面的风量: $Q = Q_1$

用微压计测量出 $(P_0 - P_1)$ 即可算出 V_1 和 Q_1 , 即得知通过机架的风量 Q 。

(2) 阻力的测量

II—II 断面与 III—III 断面的伯诺里方程:

$$P_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = P_3 + \frac{\gamma v_3^2}{2g} + \Delta H_2 \quad (2)$$

P_2 : II—II 断面处静压

$\frac{\gamma v_2^2}{2g}$: II—II 断面处动压

由于风室断面积大, v_2 很小, 因此 $\frac{\gamma v_2^2}{2g}$ 可忽略不计。

P_3 : 等于大气压力 P_0

$\frac{\gamma v_3^2}{2g}$ III—III 断面处动压, 即机架出口动压

ΔH_2 : II—II 断面至 III—III 断面的阻力损失

由 (2) 式得: $\Delta H_2 = P_2 - P_0 - \frac{\gamma v_3^2}{2g}$

由于机架出口动压是无法再利用的, 因此机架阻力损失 ΔH 应包括机架出口动压在内, 所以 $\Delta H = P_2 - P_0$ 。用微压计测量 $(P_2 - P_0)$ 即可得知机架阻力损失。

2. 方法二 (见图 4)

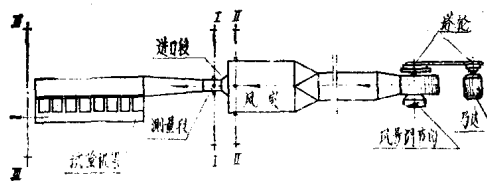


图 4 机架通风试验示意图 (2)

(1) 风量的测量

I—I断面与II—II断面的伯诺里方程:

$$P_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = P_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} + \Delta H_1 \quad (3)$$

有一流线型进口段, 进口阻力损失很小, ΔH_1 可忽略不计。

风室断面积大 v_2 很小, $\frac{\gamma v_2^2}{2g}$ 可忽略不计。

由 (3) 式可得:
$$v_1 = \sqrt{\frac{2g(P_2 - P_1)}{\gamma}}$$

通过机架的风量: $Q = 3600 V_1 F_1$

用微压计测量 II—II 断面与 I—I 断面之间的静压差 ($P_2 - P_1$), 计算出 v_1 和 Q 。

(2) 阻力的测量

II—II 断面与 III—III 断面之间的伯诺里方程:

$$P_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = P_3 + \frac{\gamma v_3^2}{2g} + \Delta H_2 \quad (4)$$

v_2 很小, 因此 $\frac{\gamma v_2^2}{2g}$ 可忽略不计。

P_3 等于大气压力 P_0

由 (4) 式得
$$\Delta H_2 = P_2 - P_0 - \frac{\gamma v_3^2}{2g}$$

机架阻力损失 (包括与机架相接的一段风管的阻力和机架出口动压损失):

$$\Delta H = P_2 - P_0$$

(三) 试验机架

采用铁皮角铁结构, 前后门可开启和关闭严密 (门四周有密封条)。底板上布线 40—50 毫米厚 (模拟正式机架的布线情况)。

用 109 丙机结构做前后向通风试验时, 后门与底板间的距离可调整 (单面底板最大为 190 毫米)。前门与插件间距离为 100 毫米。做上下向通风试验时, 前门内壁粘泡沫塑料, 使前

门紧靠插件，插座两旁的缝隙挡严，插件前后都不漏风使冷却空气全部通过试验插件。

用本机原结构做前后向通风试验时，冷却空气是从导轨处进入插件的（见图10）。上下向通风试验时，导轨处和插件挡风板间的漏风均未堵死。

机架可做成双面底板或单面底板。双面底板时，两底板之间形成进气空间。单面底板利用后门与底板间形成进气空间。进气空间应当密闭使冷却空气全部经过插件而不造成短路。

无论上下向通风或前后向通风均可采用送风形式或吸风形式，或两种形式合用。无论送风或吸风形式，原理均相同。

试验机架与试验风室相接时可以将机架放倒。若假定在强迫通风时自然对流可忽略不计，则机架放倒所得试验结果可以适用于机架竖放的情况。

前后向通风时空气可从前门排出或前门四周排出，亦可从机架顶部排出。用微压计测量（ $P_2 - P_0$ ）即可得知机架阻力损失。

3. 方法一与方法二比较

（1）方法二所测机架阻力损失包括了一段风管的阻力，因此所测值偏大。

（2）方法一试验机架直接与风室相接，在整个进风断面上流量均匀。

（3）方法二对管道系统密封要求较低，只要求从风室至试验机架的一段管道密封即可；而方法一则要求整个管道系统，包括风机外壳与轴之间均密闭不漏气。

（4）方法二可用一较长管道将风机与风室相连，风机放于室外，减少室内占地面积和减少室内噪音振动；但风机放于室外风量调节较麻烦。

4. 系统风量的调节是用塔轮改变风机转速作为粗调，调节阀作为细调。

5. 供风系统的风室断面面积应足够大，以保证 v_2 足够小，使Ⅱ—Ⅱ断面处动压可以忽略不计。本系统风室直径1米；若试验机架最大送风量为2000米³/时，则 v_2 最大为0.18米/秒，Ⅱ—Ⅱ断面处最大动压为0.002毫米水柱；若用补偿式微压计，最小测量值为0.005毫米水柱；若用倾斜式微压计，最小测量值为0.1毫米水柱，因此本供风系统Ⅱ—Ⅱ断面处动压可忽略不计。

（四）空调冷冻系统的试验方法

1. 静压室模型试验

本机原设计空调系统是采用风道向机架送风，存在许多问题；后改用静压室代替风道向机架送风。虽然从理论上分析，静压室送风方案是可行的；但由于从前未采用过，为了可靠起见，对该方案作了模型试验。

静压室送风是将冷却空气送入机房地板下的夹层中，然后在地板上开口对机架送风。（见图5）

模型试验是根据相似理论进行：在流体强迫运动时，要作到模型与原型中流体的流动情况相似，必需使模型与原型几何相似和雷诺数 Re 相等。但当雷诺数增加到一定数值之后，继续增加雷诺数，流体的流速分布情况不再变化；这种流体流动情况与雷诺数无关的特性叫作“自模性”现象。因此只要保证模型与原型的 $Re > 10^4$ 与几何相似，就可以作到流动情况相似，不必再遵守雷诺数相等的条件。因为要使雷诺数相等，模型尺寸 D_e 往往需要很大或需很高的流速 v ，这两点往往都是不易作到的。

“自模性”现象可用于各种通风试验。

静压室的模型首先要保证几何相似，本试验取模型尺寸等于原型的 $\frac{3}{50}$ ；同时使模型与原型中雷诺数 $Re > 10^4$ 。

$$Re = \frac{vD_e}{\nu}$$

v : 流体流速 (米/秒)

D_e : 当量直径 (米)

$$D_e = 4R = \frac{2ab}{a+b}$$

R : 水力半径 (米)

等于截面积与湿周之比。

a 、 b 为矩形管道的长与宽 (米)

在圆形管道, D_e 等于直径

ν : 流体动力粘滞系数 (米²/秒)

空气20°C时 $\nu = 15.7 \times 10^{-6}$

空气10°C时 $\nu = 13.9 \times 10^{-6}$

模型试验时, 静压室模型与通风试验供风系统相接 (见图6)。风量阻力的测量与第(二)节相同。在静压室模型上, 按比例在未来放机架的相应位置上开孔作为出风口, 用微压计测量各出风口处静压分布情况, 用热风速仪测量各出风口处速度分布情况。

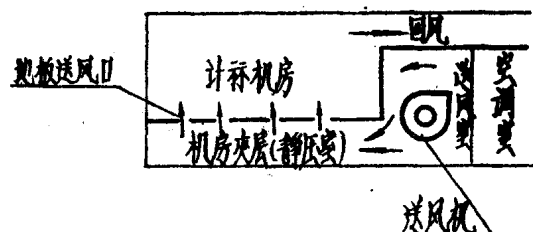


图5 静压室送风示意图

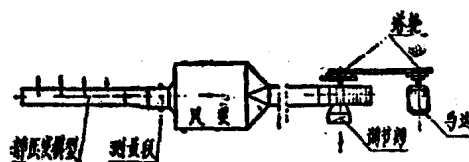


图6 静压室模型试验示意图

2. 本机空调冷冻系统的风量、风压、噪音、制冷量的测量与一般空调冷冻系统相同, 在此不再多叙。

三、试验结果及结论

(一) 本机标准机架通风试验结果及结论

本机原结构通风设计为上下向通风 (见图1); 插件框为铁皮弯成, 空气经由插件框的两个 43×5 毫米²的小窗通过。若机架上下共九排插件, 每个插件的发热量为10瓦, 每瓦发热量送冷却风0.5米³/时, 则空气通过小孔处风速将达29米/秒。由于风速大、风路长, 因此阻力损失很大, 高达140毫米水柱 (见图7、曲线1); 而且很大一部分空气短路了, 并未全部经过九排插件; 若全部经过则阻力还要增加。

由于元件密度高、通风孔小、风路长，所以空气经过插件的阻力系数 ζ_1 大，则空气通过漏风缝隙的阻力系数 ζ_2 就相对减小，这样就更增加了漏风量；而且越是靠近下部插件，风

压越大，漏风量越大，使许多冷却空气未被充分利用；而漏风量的增加使机架内温度分布更加不均匀。

在同一个插件内部，温度分布也是十分不均匀的，空气在经过每个插件时都有一部分空气从两旁短路了，引起插件中心的温度较四周高了许多（见图8）。

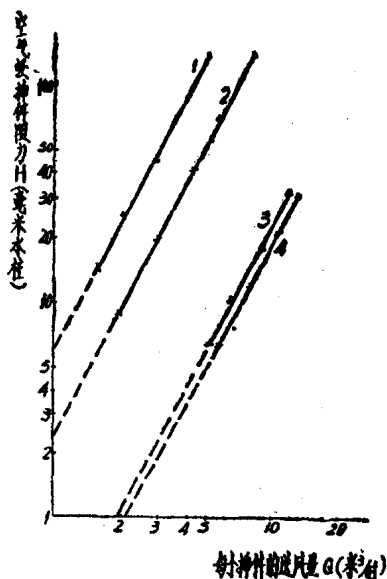


图7 空气经插件阻力曲线图

曲线1：本机原结构，上下向通风，8排插件。 $H=6.1Q^2$

曲线2：本机原结构，前后向通风。 $H=2.45Q^2$

曲线3：丙机结构，上下向通风，经6排插件。 $H=0.28Q^2$

曲线4：丙机结构，前后向通风。 $H=0.24Q^2$

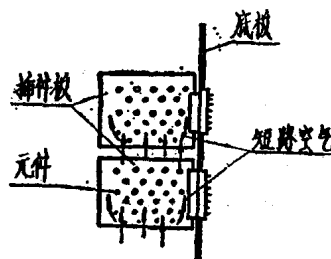


图8 空气在每个插件内的短路情况

风路长、漏风量大、空气短路，造成温度分布很不均匀。若每个插件功率为10瓦，通过 $5.17\text{米}^3/\text{时}$ 的冷却空气，则机架内部最大温差高达 90°C ，最小温差只有 1.2°C （见图9、曲线1）。其中七、八排温度较第六排低是因为前几排的漏风经七、八排插件排出（见图1）。

若将上下向通风改为前后向通风，插件功率、送风量及插件形式均不变，空气经插件导轨处的缝隙进入插件（由于原设计为上下向通风，因此在插座两旁未留进气缝隙。见图10），则最大温差由 90°C 降低到 36°C （见图9、曲线1和2）；但阻力仍过高，在同一个插件内温度分布亦不均匀。后将插件框改用109丙机压铸插件框，对上下向和前后向通风进行试验比较，试验结果表明：

1. 丙机结构无论是上下向通风或前后向通风，空气经过插件的阻力均较小（见图9、曲线3、4）：

上下向通风 $H=0.28Q^2$

前后向通风 $H=0.24Q^2$

若每个插件送风量为 $5\text{米}^3/\text{时}$ ，上下向通风时阻力为6毫米水柱，前后向通风时阻力为5.2毫米水柱。

而原本机结构：（见图9、曲线1、2）

上下向通风 $H=6.1Q^2$

前后向通风 $H=0.24Q^2$

若每个插件送风量为 $5\text{米}^3/\text{时}$ ，上下向通风时阻力为6毫米水柱，前后向通风时阻力为5.2毫米水柱。

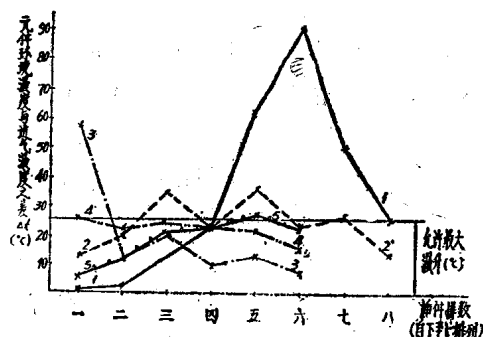


图9 机架内温度分布图

曲线1：本机原结构，上下向通风，每个插件功率10瓦，每个插件送风量 $5.17\text{米}^3/\text{时}$ 。

曲线2：本机原结构，前后向通风，每个插件功率10瓦，每个插件送风量 $5.0\text{米}^3/\text{时}$ 。

曲线3：丙机结构，前后向通风每个插件功率10瓦，每个插件送风量 $8.0\text{米}^3/\text{时}$ 。 $\frac{\Sigma f}{F} = 66\%$ 。

曲线4：丙机结构：前后向通风，每个插件功率10瓦，每个插件送风量 $5.6\text{米}^3/\text{时}$ 。 $\frac{\Sigma f}{F} = 22\%$ 。

曲线5：丙机结构，上下向通风，每个插件功率10瓦，送风量 $5.8\text{米}^3/\text{时}$ 。

注： Σf 表示插座旁进气缝隙面积之总和。 F 表示进气空间之横截面积。

而原本机结构：（见图9、曲线1、2）

上下向通风 $H = 6.1Q^2$

前后向通风 $H = 2.45Q^2$

本机原结构上下向通风阻力系数为丙机结构的22倍。前后向通风阻力系数为丙机结构的10倍。

2. 采用前后向通风时，在结构允许的情况下，尽量增大底板后进气空间的横截面积。因进气空间横截面积大，则风速低，动压小，减小了动压在全压中所占的比例（全压=动压+静压），从而使进气空间上下端静压较一致。

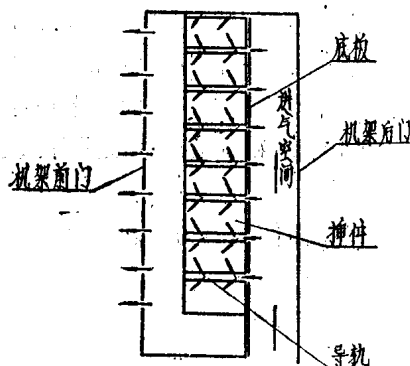


图 10

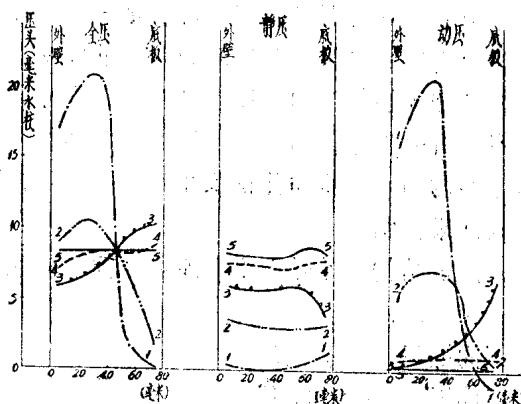


图11 进气空间压力分布情况

曲线1：第一排插件后部进气空间内压力分布情况

曲线2：第二排插件后部进气空间内压力分布情况

曲线3：第三排插件后部进气空间内压力分布情况

曲线4：第四排插件后部进气空间内压力分布情况

曲线5：第五排插件后部进气空间内压力分布情况

要使空气通过各个插件的风量相等，必需使进气缝隙处风速相等（假设各插件进气缝隙大小相等）。而风速的大小取决于进气空间内静压的大小。若进气空间内静压相等，则空气

通过各个插件的风量相等。

图11表示进气空间宽度为80毫米，进气缝隙宽度为3毫米时（此时 $\frac{\sum f}{F}=90\%$ ），进气空间内的压力分布情况：

全压为8.4毫米水柱。

在第一排动压为8.0毫米水柱，静压为0.4毫米水柱。

在第五排动压为0.2毫米水柱，静压为8.2毫米水柱。

第五排与第一排静压之比为 $8.2:0.4=20.5$ 。

由于静压相差大，所以空气通过各排插件的风量不均匀，温差大。

若进气空间宽度增大至160毫米，（此时 $\frac{\sum f}{F}=45\%$ ）在风量不变的情况下，风速为原来的一半 $v = \frac{Q}{3600 F}$ ，而动压为原来的 $\frac{1}{4}$ $H_{动} = \frac{\gamma v^2}{2g}$ 。

则第一排动压减少为2.0毫米水柱，静压增大为6.4毫米水柱。

第五排动压可忽略不计，静压为8.4毫米水柱。

第五排与第一排静压之比为 $8.4:6.4=1.3$ 。

静压分布较一致。

3. 采用前后向通风，在通风阻力不大和加工精度能够保证的情况下，应当尽量缩小插座两旁的进气缝隙。因为缩小进气缝隙即增大空气通过缝隙处的阻力，从而增大进气空间内的静压，使静压在全压中所占比例较大，上下端静压较一致。

当 $\frac{\sum f}{F} \leq 15\%$ 时，可使机架内风速分布均匀。然而要做到 $\frac{\sum f}{F} \leq 15\%$ 是困难的，若增大 F 需增大底板与机架后门间的距离，则增加机架的厚度，在结构处理上往往不允许。若缩小 $\sum f$ 需减小插座两旁进气缝隙，势必增加空气通过机架的阻力和提高加工精度。一般来讲，若可做到 $\frac{\sum f}{F} \leq 40\%$ 即可满足送风均匀的要求。例如双面底板、上下共八排插件、每个插座两旁进气缝隙之总和为1毫米、每个进气缝隙长度为95毫米、插件间距18毫米、进气空间宽度 $A=240$ 毫米，则 $\frac{\sum f}{F}=35\%$ ，即可满足要求。

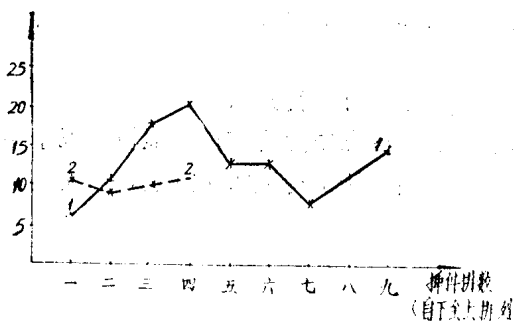


图12 本机模型机与样机温度曲线图
曲线1：运控模型机温度曲线
曲线2：主存样机温度曲线

4. 从结构处理上考虑，选用前后向通风较上下向通风好。因为前后向通风只需保证进气空间密封，使空气只从进气缝隙通过不从别处漏掉，这是较容易作到的。而上下向通风则要求底板与插件前部均不漏风，这是不易作到的，因插件是要拔插的，插件之间必需保留一定的间隙。

5. 本机运控模型机与主机样机上的测试结果（见图12）

运控模型机每个插件送风量2米

/时, 插件的平均功率为 5—6 瓦, $\frac{\sum f}{F}=57\%$, 最大温升为 20.6°C。

主存样机每个标准插件送风量为 3.4 米³/时, 插件的平均功率为 5—6 瓦, $\frac{\sum f}{F}=57\%$, 最大温升为 11°C。

温升不高, 温度分布较均匀。温度有些差别的原因在于: 每个插件内元件数量和功率不相等。由于第一排插件功率低, 所以最高温升不在第一排。

(二) 主存机架内小电源抽屉的通风试验结果及结论

小电源抽屉装在机架顶部, 为平面布置。原采用在整个横截面上均匀送风, 这样耗费风量。经试验: 每个小电源抽屉需 100 米³/时的风量; 仅内存 16 个机架共有 224 个小电源抽屉共需送风 22400 米³/时。

对小电源通风问题进行了具体分析后得知: 小电源抽屉只有部分元件需强迫通风冷却, 其他元件如电感等可靠自然对流冷却。只要解决晶体管等部分元件的通风冷却问题, 小电源的通风问题即解决了。通过试验采用只在功率管、可控管、整流管等对温度要求较严格的元件和发热量较大的大电阻下部开小圆孔送风; 每个小电源抽屉只需 13 米³/时的风量即可满足要求, 节约风量 87%, 仅此一项即可节约风量 19400 米³/时。并且由于送风孔小、风速高(达 10 米/秒), 散热效果较好。

(三) 静压室模型试验结果

1. 管道系统送风存生的问题:

- (1) 送、回风管道均布置在地板下夹层内, 管道交叉, 施工困难, 所需夹层层高大。
- (2) 电缆线和信号线亦在夹层中, 由于风道的阻碍, 给检修带来不便。
- (3) 管道系统复杂, 造成调节困难。风口数目多时, 风量调节要花费很长时间。
- (4) 机房布局一旦变动, 作好的管道就要报废重作。
- (5) 管道接口多, 漏风严重。

2. 静压室送风的优点:

- (1) 由于施工简单、节省金属、降低层高, 因此降低了造价。
- (2) 电缆线和信号线检修方便。
- (3) 机房布局变动或机器更换, 静压室不用改建, 可重复使用。
- (4) 试验证明, 静压室送风阻力小, 调节方便, 各点压力均匀; 在地板上五个不同地点的静压值与风速值相差极微(模型试验和正式机房内的测试均证明了这点, 从而也证明了模型试验的正确性)。

参 考 资 料

1. 传热学基础 M·A 米海耶夫著 王补宣译
2. 风室试验报告 一机部通用所向廷仁、王云杰著
3. 通风机试验用风室 沈阳鼓风机厂设计科著

中国人民解放军京字一一六部队

水冷试验情况简介

本文主要介绍我们水冷试验的基本情况。

水冷试验是当我们试图解决一台组装密度高的大型高速计算机的冷却问题时，所考虑的一种方法。我们主要做了以下三种类型的试验：自然通风的水冷试验，接触式水冷试验及水风冷结合试验。从所做的一系列试验来看：水冷对电子计算机的冷却效果应该是肯定的，这是因为水具有热容量大，导热性能好（水的热容量为空气的五倍，导热系数为空气的廿五倍）和便于对热密度高、风阻大的部位进行冷却等优点。但在我们的试验中，由于某些结构工艺上的问题没有解决和热交换的效果还不够理想。因此，目前水冷还没有正式使用在我们的机器上，下面仅就试验的情况，简述如下。

一、试验概况

1. 自然通风的水冷试验

我们最早的试验是采用水腔式的热交换器形式，见图一，水腔材料用1毫米厚的铜皮或铝皮。试验条件是：室温 12°C ，六个插件总功率144瓦，（当时电压16V，通过电流9A）在不通水的情况下，通电10分钟后，模拟组件的陶瓷片表面温度为 110°C 。加水后（进口水温 6°C ，流量1000毫升/104秒）。10分钟陶瓷片表面温度降为 90°C ，15分钟温度降为 74.5°C ，水的出口温度上升到 8.8°C 。此结构的缺点是水腔变形太大，在高水压下甚至成鼓形。

为了解决水腔的变形，我们改用立式排管来代替水腔。见图二。水管材料选用导热系数高的紫铜管，完全解决了变形问题。

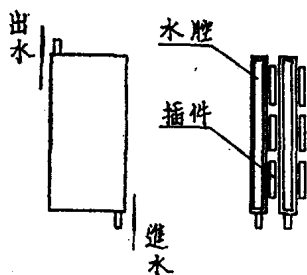


图 一

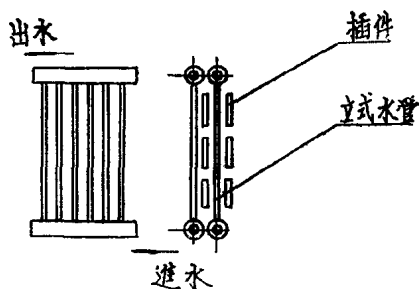


图 二

试验条件：室温 10°C ，六个插件总功率66瓦（当时电压11V，通过电流6A），水由下进上出（因为用上进下出时，每条管内的流量不均匀），进口水温 7°C ，流量1000毫升/60秒。机仓内热平衡时，陶瓷片温度为 58°C ，出口水温 8°C 。而不加水时，陶瓷片温度为 79.5°C 。

以上两种试验结构的热交换形式，主要依靠空气自然对流和热辐射。热交换的效果，取

决于水腔与陶瓷片的温差，温差越大，热交换越好。这从试验中得到了证明，但在计算机中，组件和水的温度都受到一定的限制。另外，水腔（或排管）和插件比较靠近，它们之间形成一狭窄的空间，当小于6毫米时，自然对流就相当微弱，所以要进一步降低温度是困难的。

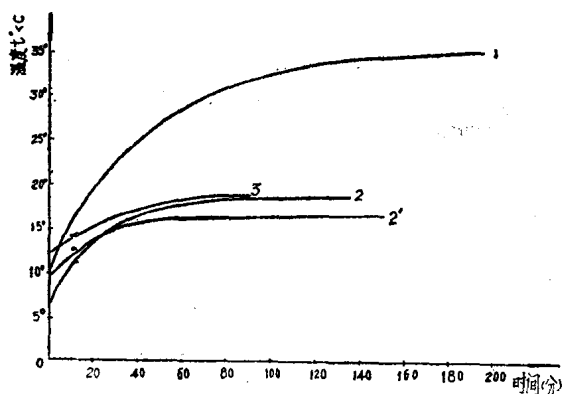
2. 接触式水冷试验

前面的试验尽管通水后使温度下降很多，但热平衡时陶瓷片的温度还很高。因此，我们在原试验的基础上，分别在插件的两侧固定一块铜皮，作为接触式的散热片，然后插入两水腔或两立式排管之间，使铜片的一面与组件的陶瓷片接触，另一面与立式排管接触，用上面的条件重复试验，其效果见图三。

从图中可以看出，接触式的水冷却效果是非常明显的，主要因为铜的导热系数为空气的 1.5×10^4 倍，使陶瓷片表面的热量迅速传给散热片，将陶瓷片的温度控制在 20°C 以下。当然，效果的好坏还取决于散热片与陶瓷片，水腔（或排管）接触的好坏。另外也看出，冷却水的流量对陶瓷片的温度是有影响的。但流量超过一定数值，冷却效果的提高不显著，造成浪费。因此，在使用时应选择一合理流量。

上述结构的缺点是插拔插件时可能造成组件的机械损坏。为此，我们还做了这样的尝试，即在每块散热片上锡焊一外径 $\phi 3$ 毫米的蛇形管，见图四。由于蛇形管的焊接，增加了散热片的刚度，减小了散热片与陶瓷片的接触热阻，所以测量时陶瓷片与散热片的温差极小，效果

较前几种更为显著。但主要缺点是每块插件上都装有进出水的活动接头，增加了漏水的可能，我们曾用医用针头插入弹性良好的橡皮（类似篮球打气的原理），正常情况下是不会漏水的，但每插



- 1 为没加水时陶瓷片的温度随时间变化曲线；
- 2 为加水时陶瓷片的温度随时间变化曲线，（流量：100毫升/100秒）
- 2' 为加水时陶瓷片的温度随时间变化曲线，（流量：100毫升/50秒）
- 3 拆去散热器后加水陶瓷片的温度随时间变化曲线。

图 三

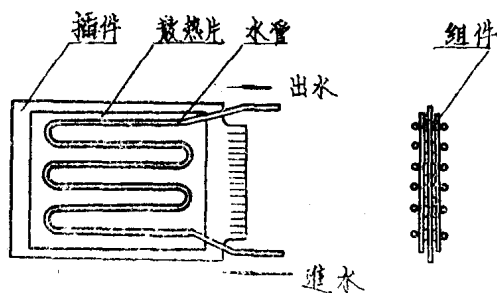


图 四

拔一次插件，水管接头也要插拔一次。一个机器约有3000块插件，使用起来就复杂了。同时，针头直径太小限制了水的流量。

3. 水、风冷结合试验

从上述试验来看，插件部分使用接触式水冷比较困难。因此，我们用强迫通风进行了水、风冷结合的小型 and 大型试验。

小型模拟机仓的体积和功率均为标准机仓的四分之一。结构形式见图五。机仓上部是四排插件，每排十六块，共六十四块，功率为240瓦。中间是模拟磁芯体，功率为119瓦。最下部

是模拟电源，功率为467瓦。模拟机仓的总功率为0.8瓩，体积为 $0.4 \times 0.2 \times 1 = 0.08\text{m}^3$ 。我们根据计算机的通风方式，进行了各种水风冷却结合试验。主要是加水或不加水、水流量的大小、以及上进或上进水的比较。同时也进行了夏季与冬季条件的比较。为了说明水冷的效果，现用加水、抽、吹风和不加水的抽、吹风试验说明，测试数据见表一。

表 1

试验条件 \ 测量项目	插件之间的温度				磁芯体	电源	水温 $^{\circ}\text{C}$		风温 $^{\circ}\text{C}$	
	A $^{\circ}\text{C}$	B $^{\circ}\text{C}$	C $^{\circ}\text{C}$	D $^{\circ}\text{C}$	E $^{\circ}\text{C}$	F $^{\circ}\text{C}$	进	出	进	出
不加水、抽、吹风	50	50	46	45	24	28			12	22
加水抽、吹风	35	37	37	38	21	24	11	11.7	11	18
温度差	15	13	9	7	3	4				

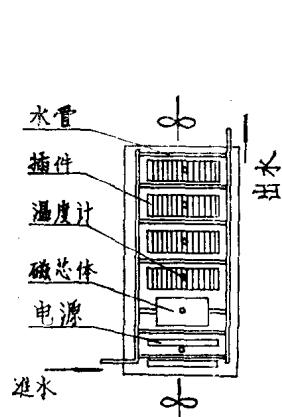


图 五

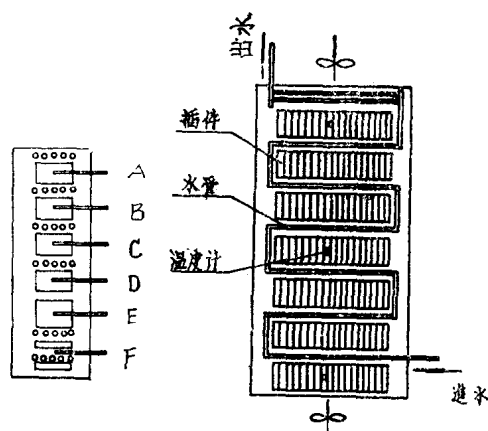


图 六

热平衡时送水与不送水各点的温度比较

下面再来谈谈大型水风冷结合试验，模拟机仓是按原标准机仓要求设计的，见图六。共有798块插件，分别装在前后两块大底板上（各装399块），每块大底板由七排小底板组成。在前后大底板的最上排、中间及最下一排小底板的中间各插入一水银温度计。冷却水管加在每两排小底板之间，共八排，各排水管串联，最上一层水管为双排并联。水管表面发黑处理，增加吸热性能。前大底板功率为1.364瓩，后大底板功率为1.672瓩，总功率为3.036瓩。我们同样做了各种试验，下面仅举夏季条件送冷风，送水和不送水的试验来说明水冷的效果。试验条件：室温 27°C ，湿度72%，前后大底板水的流量均为1000毫升/25秒，下进上出，测试数据见表二。

前后大底板热平衡时，送水与不送水各点的温度比较

从大小型水风冷试验可以看出：小型试验不送水时，随着热气的上升，机仓顶部尽管它靠近抽风机，但温度还是最高。通水后，顶部温度低于中部。大型试验也是这样，顶部效果明显，温差为 5°C ，而下部温差小，温度下降幅度也小，甚至在机仓的底部的温度没有什么降低。因此，我们将底下三排水管去掉，重复上面的试验，效果基本一样。所以，水冷对机

表 2

试 验 条 件	前 底 板			后 底 板			风 温 °C		水 温 °C	
	A °C	B °C	C °C	D °C	E °C	F °C	进	出	进	出
送 冷 风	42	36.5	21	45	35	22	18	27.5		
送 冷 风, 送 水	37	33	21	40	32.7	22	19	26	21	22.5
温 度 差	5	2.5	0	5	2.3	0				

仓内串联式的通风, 可将大底板上部的温度下降, 使整个底板温度趋于均匀。

另外, 用自然通风的水冷试验和水风冷试验作比较, 可以看出, 强迫通风加速了发热体与水管的热交换, 温度有较显著的下降。

二、对几个问题的一些看法

1. 插件部分的冷却

在插件上采用接触式水冷, 前面说了, 效果都是很显著, 可以将陶瓷片的温度控制在 20°C 以下。但实际使用时, 却存在不少问题。

(1) 为装散热片就要在每块印制板上固定一框架, 这样框架的数量多, 结构复杂, 给机械加工带来困难。同时, 由于框架和散热片的安装, 不仅增加了插件的重量, 而且不利于线路检查。

(2) 插拔插件时, 散热片与水腔(水管)表面有较大的摩擦阻力, 散热片的微小滑动, 容易造成组件的机械损坏。

(3) 散热片结构仅适用于元件高度一致的插件。若一块插件上同时焊有组件、电容、电阻等元件, 其高度不一, 就无法使全部元件接触散热片。因此, 我们认为, 插件部分的冷却, 用水风冷结合的方式比较适合, 这主要是因为插件部分具有热密度小, 分布较均匀, 风阻小的特点。从水风冷结合的效果看, 见表一、二, 是完全可以满足其冷却要求的。

2. 集中发热元件的冷却

集中发热元件的冷却, 在热设计中一直比较困难, 因为它热密度大, 风阻也大, 所以采用风冷的热交换方式效果差。例如电源中的大功率管, 散热片的体积比它本身大几倍。因此, 我们认为集中发热元件的冷却一般来说用接触式水冷比较适合。即将发热元件装在冷却板上, 冷却板的背面焊有蛇形水管。这种结构比散热片的体积小, 而冷却效果显著。

3. 对管壁结露现象的分析

管壁会不会结露, 这在我们水冷试验的初期是最担心的问题。通过大量的试验, 我们认为结露现象是完全可以控制和避免的。要想避免结露, 只要将水温控制在周围空气的露点温度以上即可。例如: 在 I—d 图中, 当大气压为 760 毫米水柱, 空气温度 25°C, 湿度 40% 时, 进水温度就不能低于此时空气的露点温度 10°C。