

车辆冷却风道的一维 CFD 仿真研究

One Dimensional CFD Simulation Study for Wind Tunnel of Vehicle

韩恺 赵长禄

(北京理工大学机械与车辆学院军用车辆动力系统技术国防重点学科实验室)

摘 要: 本文利用 GT-Suite 软件的 Cool3D 模块和 GT-Cool 模块离散了车辆冷却风道的 3D 模型, 并采用边界耦合法建立了特殊冷却风道的一维 CFD 仿真模型。在此基础上, 利用主要部件的性能试验数据建立了某装甲车辆冷却系统模型, 研究环境温度和散热器高度变化时对冷却风道主要设计参数之间的影响。仿真结果为冷却风道的设计提供了理论依据。

关键词: 车辆; Cool3D; 冷却风道; 一维 CFD

Abstract : 3D model of wind tunnel of vehicle is discrete by Cool3D module and GT-Cool module of GT-Suite Software, and One Dimensional CFD simulation model of special wind tunnel is built up by boundary coupling method. On the basis, the cooling system simulation model of the armored vehicle is created by utilizing performance experimental data of main components, and the main design parameters of the wind tunnel versus environment temperature and radiator high is investigated. Simulation results provide theory instruction for design of wind tunnel.

Key words: Vehicle; Cool3D; Wind Tunnel; One Dimensional CFD

1 引言

冷却空气从进入车辆到从车辆排出的全流程所掠过的腔道, 称为冷却风道^[1]。在一般的民用车辆上, 冷却空气通常从进气百叶窗进入, 穿过冷却风扇和散热器, 然后流经发动机的外部, 直接排入大气。这是一种敞开式的冷却风道。在军用装甲车辆上, 情况要复杂得多。在这类车辆上, 为了满足车辆严格的防护、涉水及困难路面通过性等方面的特殊要求, 动力舱处于半封闭或全封闭状态, 冷却风道就是处于这样的一个密闭的舱内, 还要在进排气口加装防弹格栅或铁丝网, 而且通道极不规则。所有这些, 都给风道设计带来了许多新的问题, 使之成为冷却系统设计的关键之一。

此外, 装甲车辆必须具有适应各种恶劣环境条件的能力。由于我国幅员辽阔, 南北温差很大, 因此, 这类车辆的工作环境气温变化范围可达-45~+45^[2]。所以, 散热系统的设计还要考虑对环境温度的适应性。而且, 装甲车辆动力舱体积非常有限, 致使冷却风道的结构受到严格限制^[3]。因

此,研究装甲车辆冷却风道的结构以及环境温度变化对冷却风量、风道阻力、风扇耗功等冷却系统的主要设计参数的影响规律显得尤为重要。

但是,通过冷却系统的试验进行研究,试验难度和成本都太大,而且一旦冷却风道的结构发生了变化,很多影响规律和试验数据都难以借鉴。另外,大多冷却风道的仿真研究主要借助于三维流体软件,通过建立有限元的网格模型,分析冷却风道流场的^[4]。但是三维的 CFD 仿真研究需要详细的冷却风道和部件三维 CAD 模型,这当中包括风扇叶片的三维 CAD 数据等^[5]。这在设计初期是很难满足要求的,而且建模和计算时间较长。

GT-SUITE 软件包中的 Cool3D 模块可以方便地把散热器和动力舱的三维模型转换为一维 CFD 模型,而且,采用 Cool3D 离散轿车动力舱进行冷却系统的一维 CFD 分析,试验表明,计算误差为 $\pm 10\%$ ^[6]。虽然计算误差大于三维 CFD 仿真,但是,完全可以满足研究冷却风道与各种设计参数之间的影响规律的需求。为此,本文主要利用 Cool3D 和 GT-Cool 软件,进行冷却风道的一维 CFD 仿真分析,研究冷却风道结构和环境温度变化时对冷却风量、风道阻力、风扇耗功等设计参数的影响规律。

2 冷却风道建模

2.1 冷却风道结构方案

如图 1 所示为冷却系统的循环方案,本方案采用单泵单循环。中冷器和发动机的热量由冷却水传递给水空散热器;冷却空气通过水空散热器,把散热器中的热量带到环境中。散热器位于进气百叶窗下,平行于动力舱顶放置,风扇采用三个轴流式吸风风扇,沿发动机轴线方向在动力舱一侧排列。散热器、风扇与动力装置的其他部件一起,在动力舱内形成一个 L 型的冷却风道。如图 2 左边的图所示,在吸风风扇的作用下,冷却空气从进气百叶窗进入、通过散热器和风扇,经排气百叶窗进入环境,所以整个冷却风道的阻力是冷却空气经进气百叶窗、散热器、风道和排气百叶窗的阻力总和。在强迫流动时,空气会沿着线路最短、阻力最小的路径流动,所以,动力舱比较靠下的空间对整个冷却空气系统的流动影响较小。因此,对整个冷却空气系统的结构作进一步简化。如图 2 右边的图所示。

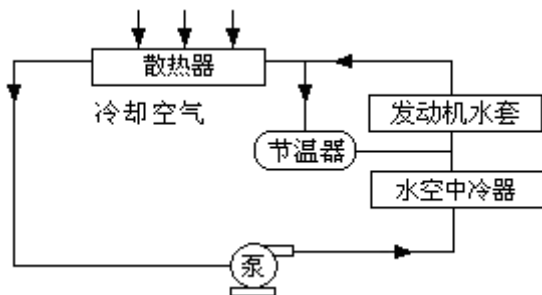


图 1 冷却系统的循环方案示意图

如图 2 左边的图所示,在吸风风扇的作用下,冷却空气从进气百叶窗进入、通过散热器和风扇,经排气百叶窗进入环境,所以整个冷却风道的阻力是冷却空气经进气百叶窗、散热器、风道和排气百叶窗的阻力总和。在强迫流动时,空气会沿着线路最短、阻力最小的路径流动,所以,动力舱比较靠下的空间对整个冷却空气系统的流动影响较小。因此,对整个冷却空气系统的结构作进一步简化。如图 2 右边的图所示。

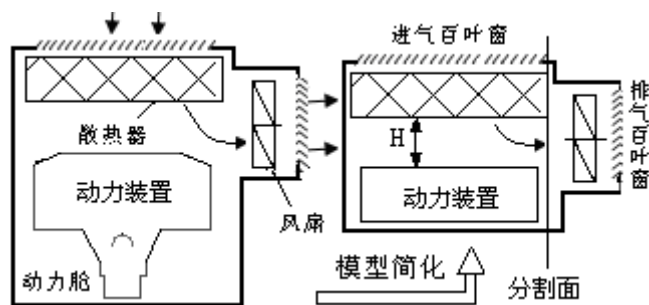


图 2 冷却风道结构及简化示意图

在进行冷却风道一维 CFD 仿真研究时,除了冷却风道的结构数据外,还需要散热器的传热特性数据和阻力特性数据,以及风扇的性能数据。此外,对整个冷却系统的模拟还需要水泵的性能数据,以及管路结构参数等。由于本文主要对冷却风道进行研究,所以,中冷器和发动机仅仅作

为一个热量源进行建模,但要考虑它们的阻力。以上各部件的数据均采用试验数据,结构参数以某车辆动力舱总体布置方案的原型数据作为建模的参考。

2.2 冷却风道仿真模型

首先,利用 GT-Cool 软件建立冷却系统的模型。如图 3 所示,冷却系统模型包括冷却空气系统模型(冷却风道模型)、冷却水循环系统模型、膨胀水箱模型,以及风扇和水泵转速控制模块。

然后,利用 GT-Suite 中的 Cool3D 模块所提供的流动空间、散热器、风扇、障碍物等组件建立动力舱和冷却风道(包括进排气百叶窗、散热器、风扇和动力装置等)的三维模型。并选择合适的离散长度离散成大量的小块体积,自动生成 GT-Cool 一维仿真模型。生成的一维仿真模型采用一维交错网格,将冷却风道各个组成部件分成若干个控制体积,应用有限体积法进行一维 CFD 的数值计算^[7]。

但是,由于目前版本的 GT-Suite 软件本身功能方面的局限,直接用 Cool3D 无法建立 L 型冷却风道的三维模型,主要原因是 Cool3D 模块中的散热器与风扇组件的相对位置受限,必须要求散热器迎风面和风扇进风面平行。为了建立特殊类型风道的模型,本文在用 Cool3D 模块建立三维模型时,首先,把动力舱从图 2 右边的图所示的分割面处分为两部分空间,分别建立 Cool3D 模型,如图 4 和图 5 所示,并分别离散为两个独立的一维仿真模型。然后,再采用边界耦合的方法,把两个独立的 1D 仿真模型耦合起来进行 CFD 计算。为了保证流场的连续性,在进行边界耦合时,必须保证两个分割面上的节点数量一致,相邻控制体积的边界方向一致。

3 仿真计算与结果分析

3.1 计算边界条件

在冷却系统设计时,散热器的进水温度,即发动机的最高出水温度,发动机都有明确规定,是已知量;当发动机选定后,其散热量也是已知量,同时为了防止对发动机产生热冲击,一般经过发动机冷却液的进出口温差也有一定的范围,因此,经过发动机的最大冷却水循环流量也基本确定。

当散热器结构与传热性能确定的情况下,要重点考虑的是流经散热器的冷却风量。在散热系统所有参数当中,冷却风量是影响系统性能最重要的参数之一,同时也是最难控制与准确计算的参数,它受到多方面因素的影响,当风扇选定后,在某一固定转速下,冷却风量是由整个冷却风道阻力、

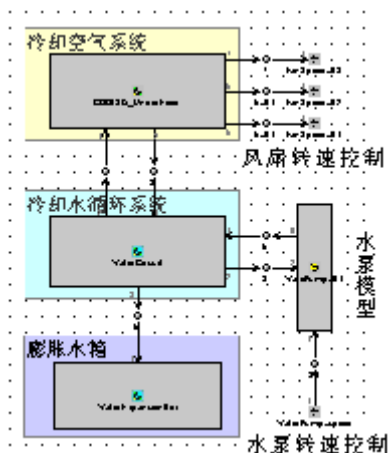


图 3 冷却系统的仿真模型

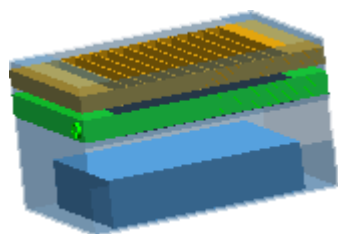


图 4 散热器部分 Cool3D 模型

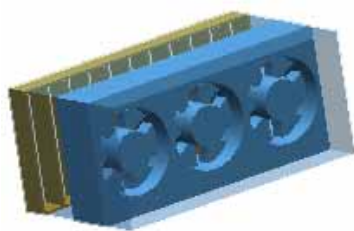


图 5 风扇部分 Cool3D 模型

风扇性能与布置形式来决定的。因此,本文主要是在散热器进水温度、冷却水流量和风扇转速一定的情况下,研究不同环境温度(即散热器进气温度)下,散热器高度 H (如图 2 所示)的变化对整个冷却风道阻力的影响规律,进而研究对冷却系统冷却风量、散热量、风扇耗功等主要设计参数的影响规律。

3.2 仿真结果分析

1) 仿真模型流场连续性和计算收敛性分析

如图 6 所示为冷却风道三维模型分割面处的压力云图,从图上的压力分布情况可以看出,整个冷却风道的一维交错网格模型的计算流场是连续的,证明了本文采用边界耦合法进行特殊风道的仿真建模是可行的。

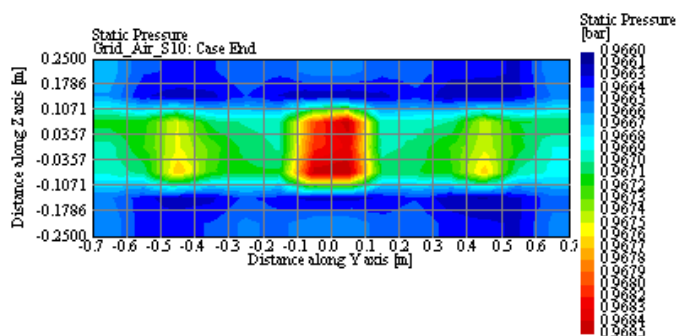


图 6 分割面处的压力云图

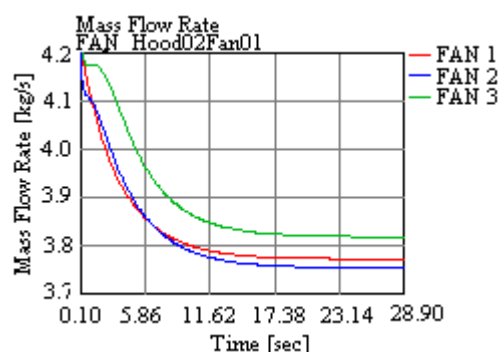


图 7 三个轴流风扇流量

如图 7 所示为三个轴流风扇的质量流量曲线,从图中曲线可以看出,整个冷却风道的一维 CFD 仿真计算已经收敛。此外,从图中曲线还可以看出,虽然三个风扇的性能完全相同,而且是同速运行,但是三个风扇的冷却风量还是不相等。主要原因是三个风扇的位置不相同,致使它们入口处的压力分布情况不尽相同,这从图 6 中分割面处(即风扇入口处)的压力云图可以看出,压力分布梯度变化导致三个并联风扇的运行特性并不完全相同,所以,它们的冷却风量就不相等。

2) 冷却风道各部分阻力变化分析

图 8 和图 9 分别为环境温度 20℃ 下和 40℃ 下进气百叶窗、散热器、风道内和排气百叶窗的空气阻力随散热器高度 H 的变化结果对比。对比图 8 和图 9,可以看出,随着环境温度的变化,冷却风道各部分阻力的变化并不明显。也就是说,当环境温度变化时,对于同样的冷却风道结构,冷却风量的变化并不大。

单从图 8 可以看出,在相同环境温度下,随着散热器高度 H 的变化,进排气百叶窗的阻力变化并不明显。这主要与进排气百叶窗的结构型式和阻力特性有关,而且进排气百叶窗本身的阻力就很小,所以,随着散热器高度 H 的变化,阻力变化比例也很小。从图 8 可以看出,随着散热器高度 H 的增大,散热器的阻力也变大,而风道内的空气阻力除了 $H=100\text{mm}$ 的点外,随 H 的增加而减小。散热器的阻力变化主要与散热器的结构和阻力特性有关。当 $H=100\text{mm}$ 时,由于冷却风道过于狭小,冷却空气在风道内流动过程中突然收缩或突然膨胀、以及气流转向和受阻所造成的局部阻力急剧增加,

致使风扇静压头不足，导致气流流通困难，冷却风量急剧下降，所以系统平衡时风道内的空气阻力由于冷却风量的急剧减小而有所降低。

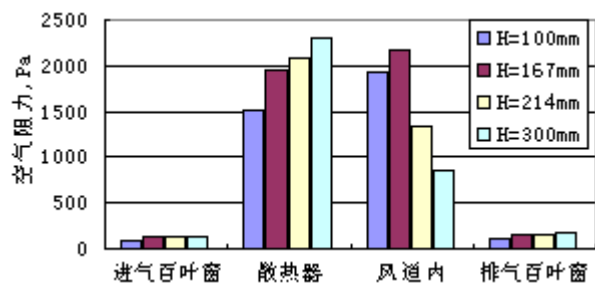


图 8 环境温度 20 下冷却风道各部分阻力对比

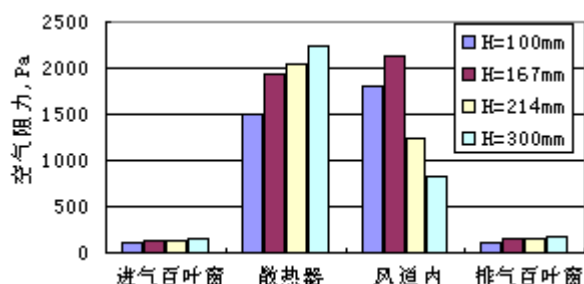


图 9 环境温度 40 下冷却风道各部分阻力对比

应该指出，散热器的阻力，除撞击损失外都是有效阻力。有效阻力系数是反映冷却风道及散热器设计与匹配完善程度的指标，其定义为散热器空气侧的阻力（压降）与冷却风道总阻力（系统阻力）之比^[1]：

$$\xi_x = \frac{\Delta p_a}{\Delta p} \quad (1-1)$$

式中， Δp_a 为散热器空气侧的阻力；

Δp 为冷却风道的系统阻力。

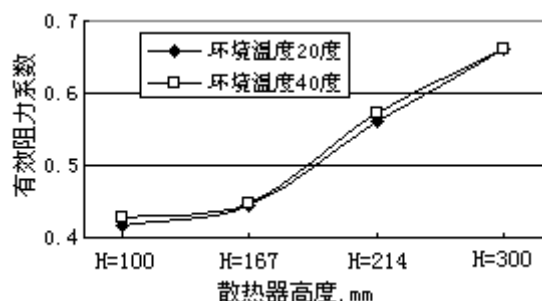


图 10 有效阻力系数随散热器高度的变化

有效阻力系数的值越大越好，一个完善的冷却风道，其有效阻力系数应该不小于 45%。从图 10 可以看出，当散热器高度 $H < 167\text{mm}$ 时，有效阻力系数小于 45%，冷却风道的设计不合理。但是，由于受到整车高度的限制，同时还要考虑的整个动力舱结构的紧凑性，散热器高度也不能太大。

3) 冷却系统主要设计参数的影响规律分析

如图 11 和图 12 所示，同样的散热器高度，随着环境温度的增加，冷却空气体积流量降低 1.7% 左右，系统阻力减小 3.1% 左右。随着散热器进气温度的提高，风道内空气温度上升，虽然导致空气密度减小，但是，由于系统阻力的下降，受风扇性能的影响，使得冷却空气的质量流量也有所下降，而且冷却空气质量流量的减少要比密度的降低大，所以，冷却空气体积流量随环境温度增加而减小。

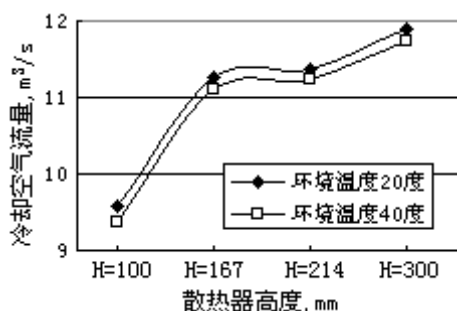


图 11 冷却空气流量随散热器高度的变化

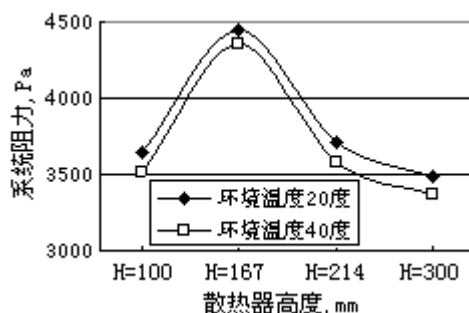


图 12 系统阻力随散热器高度的变化

从图 13 和图 14 可以看出,随着环境温度的增加,相同结构的冷却风道,散热量降低 23.5%左右,风扇耗功降低 4.5%左右。由于风扇耗功与系统的体积流量、阻力和风扇效率有关,而且冷却空气体积流量和系统阻力随温度的增加都有所降低,所以,风扇耗功降低更多。但是,散热量的降低不但与冷却风量的减小有关,更重要的是受到散热器进气温度升高的影响。当 $(t_{w,in} - t_{a,out}) / (t_{w,out} - t_{a,in})$ 2 时,可用算术平均温差代替对数平均温差^[1],那么散热量的计算变为如式(1-2)所示:

$$\Phi = KA \left[(t_{w,in} - t_{a,in}) + \frac{\Delta t_a - \Delta t_w}{2} \right] \quad (1-2)$$

由于空气质量流量热容小于水的热容,故空气的温度变化较快,当进气温度 $t_{a,in}$ 增大时, Δt_a 的减少量要大于 Δt_w 的减少量,故而式(1-2)中括号内两项都减少,所以整个散热量也减少。

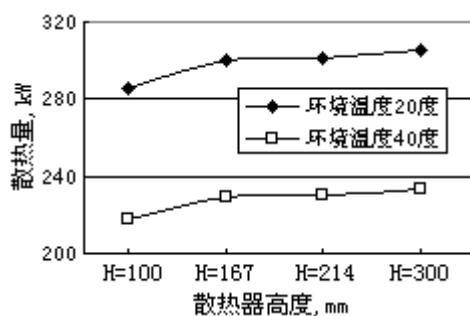


图 13 散热量随散热器高度的变化

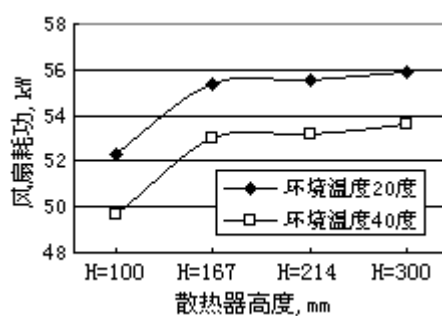


图 14 风扇耗功随散热器高度的变化

4 结论

本文利用 GT-Suite 的 Cool3D 模块和 GT-Cool 模块可以方便地把装甲车辆的冷却风道的 3D 模型转换为 1D 模型,并采用边界耦合法建立了 L 型冷却风道的一维交错网格的 CFD 仿真模型。以某装甲车辆冷却系统循环方案为例,给定各部件的性能试验数据,研究环境温度和散热器高度变化时冷却风道主要设计参数之间的影响规律,得到如下结论:

(1) 该一维 CFD 模型计算流场连续,能够模拟装甲车辆特殊冷却系统,进行冷却风道流场的一维仿真分析。

(2) 仿真结果表明,由于三个并联轴流风扇的位置不同,导致三个相同性能风扇的运行特性并不相同。

(3) 环境温度的变化对整个冷却风道的阻力影响不大,但是,散热器高度 H 的变化对风道内的空气阻力影响较大,致使整个冷却风道的阻力变化较大。仿真结果表明,当 $H < 167\text{mm}$ 时,冷却风道的有效阻力系数小于 45%,风道设计不完善。

(4) 随着环境温度的升高,风道内空气温度上升,虽然导致空气密度减小,但是,由于系统阻力的下降,受风扇性能的影响,使得冷却空气质量流量的减少要比密度的降低大,所以,冷却空气体积流量随环境温度增加而减小。

(5) 仿真结果表明,随着环境温度的增加,相同结构的冷却风道,散热量降低 23.5%左右,这说明散热量的降低不但与冷却风量的减小有关,更重要的是受到散热器进气温度升高的影响。

5 参考文献

- [1]姚仲鹏,王新国.车辆冷却传热[M].北京:北京理工大学出版社,2001
- [2]章惠锦,李仁业译.车辆冷却系统设计手册[M].北京:国防工业出版社,1984.7.
- [3]杨占华,装甲车辆辅助系统发展趋势及途径探讨[J].车辆与动力技术,2003.3.
- [4]李云龙,王湘卿,王敬等.车辆动力舱冷却风道流场的仿真研究[J].车辆与动力技术,2005.3.
- [5] M. Henner, A. Levasseur and S. Moreau, Detailed CFD Modeling of Engine Cooling Fan Systems Airflow, SAE Paper 2003-01-0615.
- [6]G Seider, Design of Automotive Cooling Systems with GT-Cool and Cool3D, 11th GT User Conference 2007.
- [7]CD-adapco JAPAN Co.LTD,GT-Cool User's MANUAL[M], CD-adapco JAPAN ,2007.