

汽车前端部件结构对冷却性能的影响

贾 青, 杨志刚

(同济大学 上海地面交通工具风洞中心, 上海 201804)

摘要: 为研究汽车前端冷却部件结构对冷却性能的影响, 以某一简化车型为研究对象, 分别对其格栅、风扇、风扇罩及冷却模块相对位置进行了数值研究. 计算采用定常雷诺时均纳维斯托克斯方程. 针对数值计算结果, 通过对冷却参数等数据的分析比较, 归纳总结了汽车前端结构件不同参数的变化对前端进气和汽车冷却性能的影响, 得出了适合所研究车型的前端结构件的参数设置, 为汽车的实际工程应用提供参考.

关键词: 数值计算; 前端进气; 格栅; 风扇; 冷却模块

中图分类号: U462

文献标志码: A

Influence of Front End Structure on Vehicle Cooling Performance

JIA Qing, YANG Zhigang

(Shanghai Automotive Wind Tunnel Center, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To study the influence of front end structure on vehicle cooling performances, a simplified vehicle was constructed. The grill, cooling fans, fan shroud and cooling module layout of the vehicle were simulated by steady Reynolds Navier Stokes (RANS) Navier-Stokes calculation. According to the simulation results the cooling parameters were analyzed. And the influence of changes for front end structure parameters toward front end airflow and cooling performance were summarized. The proper parameter settings suited for the same type vehicles studied in this paper were obtained. The study provides a reference for the vehicle's engineering application.

Key words: numerical simulation; front end airflow; grill; cooling fan; cooling module

发动机燃烧能量 30% 以上都需要由前端的换热器来带走, 很多情况下发动机处在过热的环境下, 这对于汽车的燃油经济性、尾气排放、乘客的热舒适性等都造成了不利的影响^[1-4]. 汽车的冷却性能是事关汽车运行状况的重要问题.

汽车前端通常包括前端结构件、前灯模块和冷却模块三大部分, 其中, 前端结构件、冷却模块都是对发动机舱内流动产生重要影响的部件. 汽车格栅是位于汽车前端的重要部件. 从功能性出发, 它起着引导空气气流进入发动机舱, 同时保护散热器等冷却部件的作用. 从空气动力学的角度来说, 格栅对于汽车前端进气效果、进气质量以及车内流场的分布具有重要的影响; 风扇是汽车冷却系统中用来鼓动车内空气再循环、增强换热器换热能力、加速冷却液冷却的部件. 风扇的压力性能、工作效率直接影响到冷却系统的工作能力^[5]; 冷却模块主要包括冷凝器、散热器、冷却风扇、风扇罩等. 这些是对发动机及空调换热起重要作用的部件. 由于它们工作时的相互联系、匹配作用对冷却性能影响较大, 现在的前端进气模拟中通常将这几个部件集合为一个模块来考虑. 传统的冷却模块中, 习惯将风扇放在散热器之后, 几个部件按空气来流的排列顺序依次为冷凝器、散热器和冷却风扇 (CRFM). 本文采用这一模块形式进行研究.

20 世纪 90 年代到 21 世纪初, 法雷奥冷却系统公司 Ngy Srun Ap 等^[6-8]提出简化的冷却模块及其数值模拟过程. Ngy Srun Ap 等^[7-8]和 Esad Celik^[9]开始针对散热器、风扇、风扇罩、格栅以及进风口形状等前端因素进行以一维为主的数值计算. 通用汽车公司的 Zhigang Yang 等^[10]和德尔福汽车系统的 James A. Acre 针对传统的 CRFM (condenser radiator fan model) 冷却模块提出了新的 CFRM (condenser fan radiator model) 冷却模块概念, 主要从冷却效果与能量消耗 2 个方面将 2 种模块进行比

较,为冷却模块的重新布置提供了新的思路。

就研究对象而言,目前的前端进气和舱内热环境的数值模拟以局部为核心,缺乏对舱内众多因素进行归纳与分类,并缺少前端结构件在前端进气中所起的作用大小和优化性的分析. 本文针对这个问题,通过大量数值模拟对前端部分结构件和冷却模块对前端进气的影响进行了归纳总结。

1 数值计算

1.1 数值模型

采用 1:1 整车模型进行数值计算,整体基本保持了车内外形状与布置的完整性,省去了对汽车内流影响不大的外部设备,如图 1a 所示,格栅采用自行设计的形状布置,如图 1b 所示. 汽车前端底部尽量保持了原有的出风环境,如图 1c. 汽车发动机舱内省去了对流动影响较小的部件,并对空调压缩机、发动机启动装置、转向系统等进行了结构简化,如图 1d. 关键的部件,如冷却风扇、风扇罩、隔热板件、发动机、进排气管、变速器、悬置支撑等都在外形上尽量保证了原有的形状,以满足计算的要求。

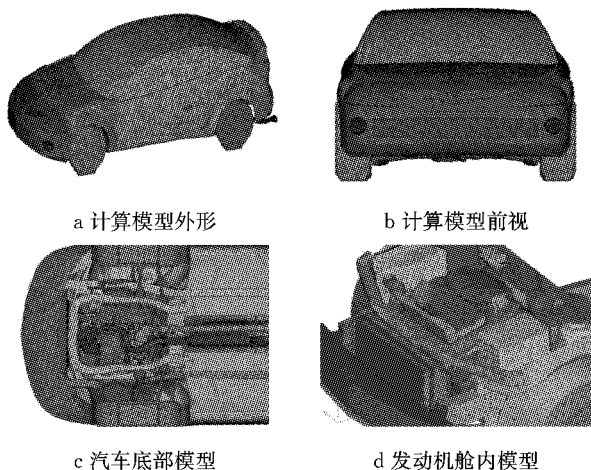


图 1 计算模型
Fig.1 Numerical model

1.2 网格划分及边界条件设置

由于结构复杂,本文均采用非结构化的四面体网格,总数量约为 250 万,由于关心的问题在汽车发动机舱内部,计算域内的地面等边界对舱内计算结果影响很小,故未采用边界层的设置与滑移地面的处理,汽车车轮也被当作静止状态处理。

采用分离式求解器,可实现的 k (湍动能)- ϵ (湍动耗散率)湍流模型进行计算,壁面采用非平衡壁面函数,边界条件设置如表 1 所示。

表 1 边界条件

Tab.1 Boundary conditions					
入口类型	出口类型	风扇流动区域类型	风扇壁面	冷凝器	散热器
速度入口, 湍流强度 1%, 湍动黏度比 100	压力出口, 湍流强度 1%, 湍动黏度比 100	运动参考系 (MRF)	旋转壁面(运用壁面无滑移条件)	多孔介质区	多孔介质区

2 数值计算结果分析

2.1 格栅的研究

格栅对于汽车前端进气状况的影响主要体现在 2 个方面:一是格栅疏密结构所决定的进气面积大小对前端进气量和冷却性能的影响;二是格栅的布置带来的前端气体的压力损失与分离对舱内气流分布所造成的影响。

根据汽车进风口的形状,采用了 3 种不同分布密度的格栅作为研究对象,来对这两方面的影响进行分析. 格栅被处理为薄片结构,且其均为横向布置,如图 2 所示。



图 2 简易格栅布置
Fig.2 Simple grid layout

针对不同的分布区域,按空间将格栅分为上、中、下 3 层. 由于进气面积的大小和计算结果直接相关,在表 2 中给出了 3 层格栅各自的进气面积以及总进气面积(S)与冷凝器进气面积(C)的比值,其中 $C=0.271\ 1\ \text{m}^2$ 。

表 2 格栅进气面积参数

Tab.2 Flow inlet area for varied density grids					
格栅	面积/ m^2			S/m^2	S/C
	上层区域	中层区域	下层区域		
无格栅	0.116 7	0.048 1	0.036 7	0.201 5	0.74
格栅 1	0.085 0	0.039 7	0.027 9	0.152 6	0.56
格栅 2	0.063 7	0.028 9	0.021 4	0.114 0	0.42
格栅 3	0.035 0	0.022 2	0.021 4	0.078 6	0.29

对于每种格栅,采用了 $20\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $50\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $80\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $110\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$, $140\ \text{km} \cdot \text{h}^{-1}$ 5 个速度点进行计算. 为了便于分析,各个速度下风扇的转速保持 $2\ 800\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 不变. 不同速度工况下不同格栅冷却参数的比较如表 3 所示。

表3 不同速度工况下不同格栅冷却参数比较

Tab.3 Cooling parameter comparison for varied velocities and grid densities

车速/ ($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)	冷凝器入口流量/($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)			CMM值/($\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1}$)			冷凝器入口速度/($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)			风扇(右)压升/Pa		
	格栅1	格栅2	格栅3	格栅1	格栅2	格栅3	格栅1	格栅2	格栅3	格栅1	格栅2	格栅3
20	0.906	0.901	0.882	44.4	44.1	43.2	2.72	2.70	2.65	185	212	209
50	0.958	0.957	0.910	46.9	46.9	44.6	2.88	2.87	2.73	170	183	200
80	1.092	1.030	0.923	53.5	50.4	45.2	3.28	3.09	2.77	142	159	191
110	1.169	1.153	0.949	57.3	56.5	46.5	3.51	3.46	2.84	120	132	181
140	1.295	1.375	0.987	63.4	67.3	48.3	3.89	4.13	2.96	88	106	161

从表3可以看出,3种格栅的各参数变化趋势均相同:随着车速的增加,前端进气量增加,冷凝器入口速度加大,但风扇的压升作用逐渐减弱,这是由于在高速时候的冷却已经基本不依赖于风扇的引导作用.在较低速时,3种格栅的进气量相差并不大;随着速度的增大,格栅3与格栅1、格栅2之间的差距逐渐明显.对于格栅3而言,其冷凝器入口速度随车速的变化很小,呈现出冷却气流对车速变化的不敏感性.从其风扇的压升可以看出,在车速为 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的高速时候,其风扇仍然提供了高压升,高于前2种格栅在中高速 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时候的压升大小.可见格栅对于进气有显著的阻碍作用.而在进气量方面,格栅1和格栅2在各个速度情况下比较接近,但格栅2的风扇压升作用稍高于格栅1.

在高速(大于 $120 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)的情况下,格栅2的进气量超过格栅1.速度流线如图3,以速度 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 为例,从图3中可以明显看出,在高速情况下,对于格栅1,上、中2层格栅的进气效应互相影响的程度很大,以至于前端进气的走向有明显的向上趋势,这就直接导致了从格栅进入前舱的气流更多地从冷凝器上方与引擎罩板的间隙进入后舱,而没有起到冷却的作用.这也就很好解释了为什么速度很大的时候格栅2的冷却能力反而高于格栅1.

对于中高速,以 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 为例,同样给出速度流线如图4.从图4中可以看出,就进气速度而言,格栅2在中层和底层正对冷凝器的区域比较均匀,且速度值大,这更加有利于气流通过冷凝器和散热器起到冷却的作用.而格栅1和格栅3则相对较小.其中,格栅1是由于上、中2层格栅的气流交汇,相互影响,导致在冷凝器前方的气流在保险杠上部形成了回流涡旋,这对于进气散热是不利的因素;而格栅3则是由于致密的格栅导致的进口气流速度过小,但上、中、下3层格栅的作用比较平均,气流相互影响较小.就冷凝器上方流动状况而言,可以明显地看到格栅2具有抑制后舱热气流回流的作用.这是由于前舱内的上、中层格栅进气速度差异不明显,且

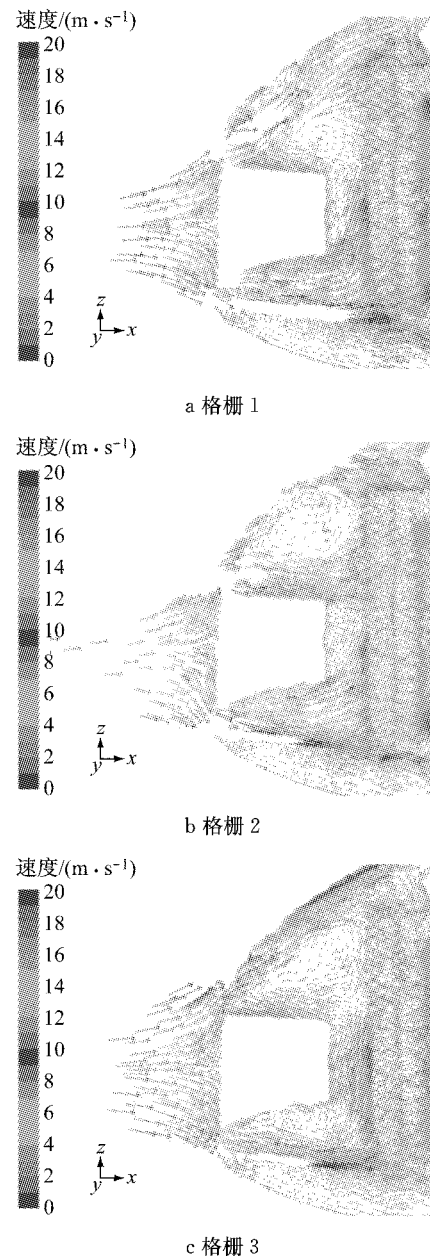


图3 高速情况下不同进气面积近格栅流动状况

Fig.3 Flow near grid at high speed for varied grid densities

相互影响效应小,有利于上层格栅气流抑制后舱的回流.而其他2种格栅在上、中层格栅之间形成低压区,更容易导致回流的发生.

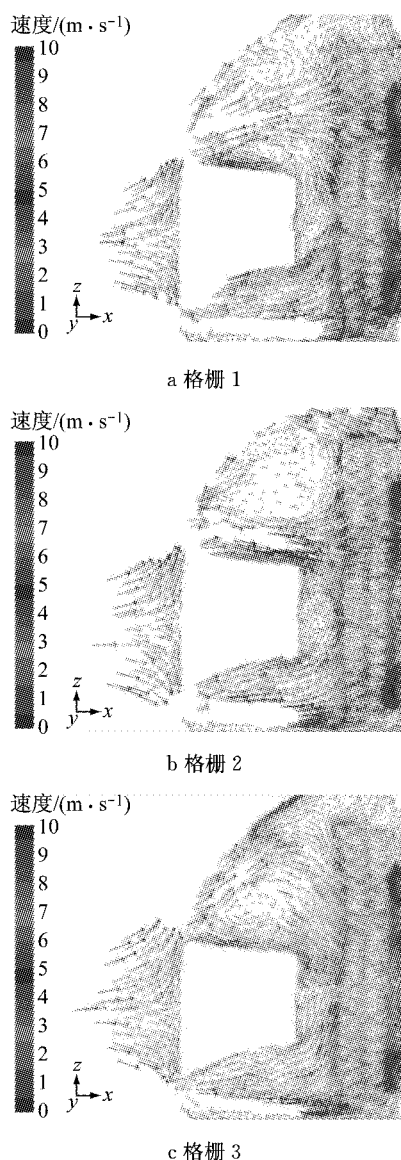


图 4 中高速情况下不同进气面积近格栅流动状况

Fig. 4 Flow near grid at mid speed for varied grid densities

综上,对于本文研究的车型,格栅 2 在高速进气量方面、风扇压升作用、前端进气状况方面均具有更好的特性.从外形等其他方面兼顾考虑,格栅 2 即进气面积与散热器正面积比值约为 0.42 的格栅应该成为该类车型前端格栅中优选的格栅方案,而同时说明格栅过密或过疏都会给前端气流带来不利的影响.

2.2 双风扇系统中风扇转向的影响

在当今汽车的前端冷却模块中往往采用双风扇的结构,故本文也采用这种型式.本文采用的模型左右两侧风扇直径、叶片数、翼型、叶片材料等均相同.由于汽车发动机舱内的部件不具有对称性的特性,且周围部件距离 2 个风扇的距离也不相同,因此,双

风扇系统中风扇各自的转动方向就会互相产生影响,乃至影响到汽车的进气状况.本文就风扇的转向对进气的影响展开研究,着重分析某些影响较大的工况点,给出了实际工程中选择的参考意见.沿着车前进的方向观测,本文采用了同向旋转、同时向内旋转和同时向外旋转 3 种旋转组合,并分别定义为旋转方向 1、方向 2、方向 3.

不同车速下各旋转方向组合冷凝器入口流量如图 5 所示.

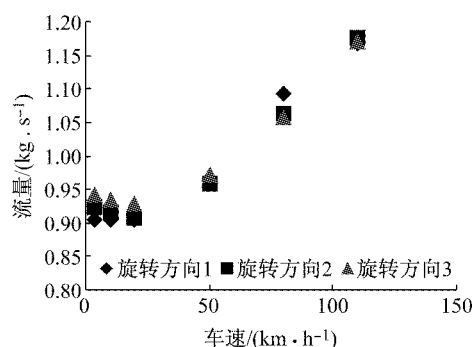


图 5 不同车速下各旋转方向组合冷凝器入口流量

Fig. 5 Mass flow rate for condenser inlet for varied velocities and fan rotation directions

从图 5 看出,旋转方向在低速范围内对进气流量的影响较大.在接近于怠速时($v=3.6 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$),方向 1 和方向 3 的冷却风流量相差为 4% 左右.随着车速逐渐提高,三者差距逐渐缩小.到中速($v=50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)时候,3 种旋转方向的冷却风量相当.此后的高速也大致保持这样的趋势,只是在 $v=80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 附近,旋转方向 1 的冷却效果稍优于其他 2 种.总体而言,旋转方向 3 风扇表现较好,尤其是低速时,且风扇下游的压力、阻力环境在多数情况下较为优越,建议在实际工程中加以考虑.

2.3 风扇罩对于前端进气的影响

风扇罩对于前端进气有 2 个方面的影响,一方面,对气流有引导作用,更有利于风扇在较低压的环境下充分发挥压升的作用,来实现对冷却气流量的提升,也能提高风扇的工作效率,从而节省功率;另外一方面,风扇罩自身对空气的阻力作用也对进气量有一定的影响.本文从进气量入手,研究不同车速以及不同的风扇转速下风扇罩作用的变化情况.

以风扇转速为 $2800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 为研究对象,研究了不同车速下风扇罩对前端进气的影响,对比如图 6 所示.

风扇罩的作用存在着引导和阻力 2 个方面的作用,由图 6 可见,从中低速到较高速的范围内,有风

扇罩的进气效果明显好于没有风扇罩的情况,且速度越低,偏差越大。可以看到,在速度为 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,两者的偏差(以有风扇罩为基准)达到了 36%,充分说明了风扇罩的作用。随着车速增加,两者的差距逐渐缩小,速度为 $110 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时仅为 3%,而达到 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的速度之后,无风扇罩的进气量反而超过了有风扇罩的情况。可以预计,在更高的速度情况下,无风扇罩的进气量与有风扇罩的偏差将越来越大。

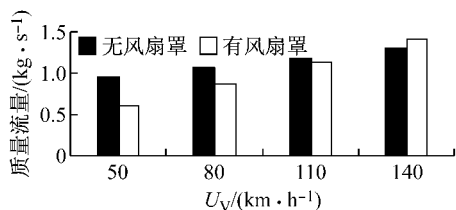


图 6 不同车速下有、无风扇罩的流量比较

Fig.6 Mass flow rate comparison between situation with and without fan shroud for varied velocities

通过 E_{TA} 值找到速度平衡点, E_{TA} 的定义见式(1),其中, U_C 为冷凝器入口平均速度,而 U_V 为汽车运行速度,两者量纲相同。 E_{TA} 反映了汽车在不同速度时的冷却能力的大小。

$$E_{TA} = \frac{U_C}{U_V} \quad (1)$$

从图 7 可见,随着车速的增加, E_{TA} 值的减小,风扇罩的阻力作用逐渐加大,在某一速度点时,有、无风扇罩的进气量相等。这个点被定义为进气平衡速度点。风扇在平衡速度点越高,意味着有风扇罩的结构在越大的速度范围内优于没有风扇罩的结构,这对于汽车在全速度范围内行驶的冷却是有利的。

对风扇转速分别为 $2\,500$, $2\,800$, $3\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 这几种较为普遍的情况进行数值模拟。从图 8 中可以看出,随着风扇转速的升高,平衡点的速度也同样加大。风扇为 $2\,500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,车速为 $108 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 左右。而在 $2\,800$ 和 $3\,000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,分别为 $118 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 和 $122 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 。风扇转速越高,平衡点的升高就越迟缓。这个速点则意味着风扇罩的引导作用与其自身的阻力作用达到了平衡。可以推测,风扇达到一定的转速以后,速度平衡点将基本保持不变。这个速度即为一定的风扇结构下平衡点的最高值。对于本文所采用的风扇而言,在风扇转速为 $2\,500 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 以上时,平衡速度点达到 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 以上,因此风扇罩的阻力作用对发动机的冷却性能的影响是可以接受的。

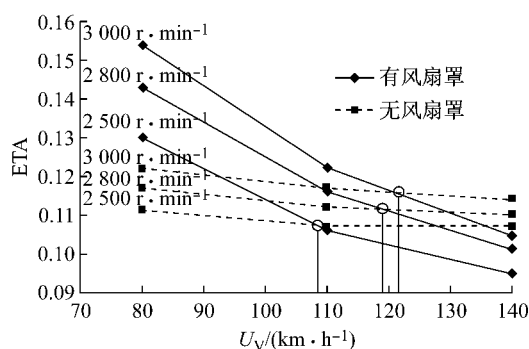


图 7 不同转速下风扇罩平衡速度点

Fig.7 E_{TA} of fan shroud for varied fan rotation speeds

2.4 冷却部件位置对冷却的影响

汽车发动机舱内部件众多,布置复杂,对于相同的格栅结构,舱内部件的相对位置对冷却性能也有着重要的影响。主要体现在冷却模块中的部件顺序、并联风扇的轴线距离、冷却风扇的出口压力、发动机和变速器等主要部件与风扇的相互影响等方面。从风扇与发动机等部件的相对位置着手,研究其变化对于前端进气的影响效果。

参考了文献[11]中所列的一些部件的间隙值,如图 8,图中 d_1 为冷却风扇距离散热器的距离,在文献中的建议值为最小 19 mm ; d_2 为发动机悬置距离散热部件的最近距离,其参考最小值为 16 mm ; d_3 为风扇上端距离上方平衡拉杆之间的距离; d_4 为风扇距离发动机的最近水平距离。

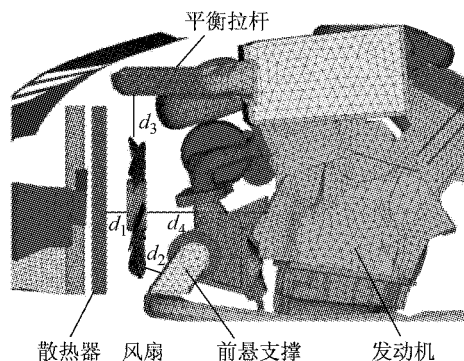


图 8 发动机舱内部件及相对距离

Fig.8 Components layout inside engine

表 4 给出了计算所采用的位置信息。

表 4 冷却部件距离参数

Tab.4 Cooling components distance for varied layouts

位置	d_1/mm	d_2/mm	d_3/mm	d_4/mm
1	40	26	92	243
2	28	35	92	255
3	40	42	62	243
4	28	53	62	255

表 5 给出了计算得出的各速度情况下不同位置

冷却参数的比较.

表 5 不同位置冷却参数比较

Tab.5 Cooling parameter comparison for varied velocities and layouts

车速/ (km · h ⁻¹)	冷凝器入口流量/(kg · s ⁻¹)				CMM 值/(m ³ · min ⁻¹)				冷凝器入口速度/(m · s ⁻¹)			
	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4	位置 1	位置 2	位置 3	位置 4
50	0.616	0.687	0.612	0.674	30.2	33.6	30.0	33.0	1.85	2.07	1.84	2.03
80	0.866	0.924	0.870	0.888	42.4	45.3	42.6	43.5	2.60	2.78	2.61	2.67
100	1.141	1.214	1.161	1.176	55.9	59.5	56.9	57.6	3.43	3.65	3.50	3.50

从表 5 可以看出, d_1 减小可以使进气量增大, 如位置 1 和位置 2 的对比, 其距离减小 12 mm, 可以使进气量增大 6%~12%, 且低速时候的差别高于高速阶段; 而位置 1 与位置 3 的比较说明, 仅 d_3 的变化对进气量的影响不明显; 位置 4 的结果位于位置 1 与位置 2 之间, 与位置 1 的流量差别为 3%~9%, 这是水平距离 d_1 和垂直距离 d_3 共同影响的结果; 同时, d_1 和 d_3 的变化也与 d_2 和 d_4 相关联, 所以风扇周围发动机舱内的压力环境的变化也对结果造成了影响.

3 结论

首先讨论了格栅的进气面积变化对前端进气的影响; 采用了入口面积与散热器面积之比作为选择的参数; 对各个速度的进气情况进行了数值仿真计算, 并从流量、 E_{TA} 值、近格栅区域的流动状况等方面比较分析了计算结果. 建议格栅进风面积与换热器迎风面积之比为 0.40~0.45. 格栅过密或过疏都会给冷却进气带来不利的影响.

对双风扇系统中风扇转向问题进行了研究. 采用了 3 种不同的旋转组合, 考察进气情况随之的变化情况. 由风扇周围的流动矢量以及冷凝器入口速度的分布分析了各种方案的优劣. 建议使用两风扇都向汽车外侧旋转的组合方式, 它使风扇在大多数情况下都体现出了良好的做功能力.

再对风扇罩的引导作用和阻力作用进行了研究, 分别对由低速到高速情况下的汽车前端冷却情况进行了计算, 得出了有风扇罩和无风扇罩 2 种情况下流量、风扇效率的变化趋势, 对不同风扇转速下产生的变化进行了分析, 分析可知, 随着转速的增加, 2 种情况的速度平衡点逐渐增大.

最后对发动机前端部件的相对位置进行了变动, 主要是冷却模块中风扇相对于换热器以及风扇相对于发动机、上端平衡拉杆等之间的距离. 根据文献[11]中推荐的数值范围, 采用了 4 种不同的位置

作为分析对象. 对于计算结果, 通过分析冷却状况得知, 风扇相对于散热部件水平距离的减小对于前端进气效果的提高具有最为显著的影响.

参考文献:

- [1] 卢广峰, 郭新民, 孙运柱, 等. 汽车冷却系统水温对发动机性能的影响[J]. 山东内燃机, 2002(1): 29.
LI Guangfeng, GUO Xinmin, SUN Yunzhu, *et al.* The influence of automotive cooling system on engine performance [J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2002(1): 29.
- [2] Melzer F, Hesse U, Rocklage G, *et al.* Thermomanagement [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 1999: 1999-01-0238.
- [3] 李玉平. HF5 整车热平衡研究[D]. 长春: 吉林大学, 2006.
LI Yuping. HF5 The vehicle thermal equilibrium research [D]. Changchun: Jilin University, 2006.
- [4] 杨小松. 汽车冷却系统匹配性探讨[J]. 汽车研究与开发, 1999(2): 24.
YANG Xiaosong. Research on automobile cooling system matching [J]. Automobile Research & Development, 1999(2): 24.
- [5] 陈家瑞. 汽车构造[M]. 北京: 机械工业出版社, 2003.
CHEN Jiarui. Automobile structure [M]. Beijing: China Machine Press, 2003.
- [6] Ngy Srun A P. A simple engine cooling system simulation model [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 1999: 1999-01-0237.
- [7] Ngy Srun Ap, Guerrero P, Jouanny P. Influence of front end vehicle, fan and shroud on the heat performance of A/C condenser and cooling radiator [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 2002: 2002-01-1206.
- [8] Ngy Srun Ap, Guerrero P, Jouanny P. Influence of fan system electric power on the heat performance of engine cooling module [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 2003: 2003-01-0275.
- [9] Esad Celik. Truck airflow management influence on cooling module performance-experimental and numerical Study [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 2000: 2000-01-0969.
- [10] Yang Zhigang, Bozeman J, Shen F Z, *et al.* CFRM concept for vehicle thermal system [C]//SAE. [S.l.]: SAE, 2002: 2002-01-1207.
- [11] 贾粮棉, 任杰, 王瑞玲. 轿车发动机舱内各部件主要间隙确定 [J]. 现代机械, 2003(4): 31.
JIA Liangjin, REN Jie, WANG Ruiling. Determining of the main intervals between the parts in car's engine cabin [J]. Modern Machinery, 2003(4): 31.