

基于 GT-COOL的某新型增压发动机冷却系统分析

Analysis of Cooling System for a New Turbocharged Engine Based on GT-COOL

黄伟 陈龙华 徐洪昌 张玉银 许敏

(上海交通大学汽车工程研究院汽车发动机研究所)

摘要：以某 1.5L 涡轮增压发动机为研究对象，对其机油冷却器进出水口位置进行了布置，为其匹配了相适合散热器的参数。通过运用三维流体仿真分析软件 STAR-CCM+对该机水套进行了仿真分析，获得了该机水套的流阻性质。基于 CFD 计算结果，利用一维流体分析仿真软件 GT-COOL 对该新型涡轮增压型发动机冷却系统进行仿真分析，结果表明应重新设计发动机水套。

关键词：汽车发动机；冷却系统；仿真分析；GT-COOL

Abstract: The inlet and outlet of oil cooler is adjusted for a new 1.5 L turbocharged engine, which is matched with a suitable radiator. Based on the CFD Software, STAR-CCM+, the cooling water jacket of engine is simulated to obtain the flow resistance properties of water jacket. And then by using the CFD results as boundary conditions, the cooling system is modeled by GT-COOL, 1D simulation software for engine. The results show that the cooling water jacket should be redesigned.

Key words: Automotive engine; Cooling system; Simulation analysis; GT-COOL

0. 前言

发动机冷却系统的主要任务是维持最佳的冷却液温度，保障发动机在最适宜的温度状态下工作。为获得发动机最佳的动力性、经济性以及良好的排放水平，必须使发动机的冷却液温度维持在一个合适范围内。

适宜而稳定的冷却水温度能保证发动机正常使用的可靠性，并能延长其使用寿命。发动机冷却效果差，受热不均匀，局部温度异常升高，则会造成各种问题。发动机内燃烧产生的热对围绕发动机燃烧室的各种零部件加热，在冷却状态差时，燃烧室部分的气缸盖、活塞、排气门等处过分地受热，会使材料强度下降很大，造成磨损加大，影响该部分零件及周围结构的可靠性及使用寿命，严重时甚至发生故障，造成发动机报废。冷却不充分还对发动机各个滑动部分的润滑油产生热影响，随着温度的升高润滑油的动力粘度急剧下降。润滑油动力粘度降低会使润滑作用降低，并且由于机油变质，会发生异常磨损，粘结等故障。

因此必须把发动机的冷却液温度维持在适合的范围内，一般发动机冷却液温度在 85 -95 范围内是合适的。而造成该新型发动机冷却液温度过高的原因，可以归纳为两部分，一部分是内部因素，这个主要是指发动机水套的结构，这部分工作可以利用三维流体仿真分析软件 STARCCM+进行优化分析；造成发动机水温过高的第二部分原因就是外围因素，这主要是指发动机冷却系统的外围设计，

主要包括水泵是否能提供保证发动机冷却所需的冷却液流量，散热器的散热量以及暖风机等外围冷却装置的冷却效果。本文利用一维流体分析软件 GT-COOL，从整个冷却系统出发，对该发动机的冷却系统的冷却效果进行仿真分析，并提出改进方向。

1. 机油冷却器的位置布置

该增压发动机热负荷较大，机油温度也很高，为保证发动机的良好润滑，有必要装配机油冷却器，根据公司提供的匹配的机油冷却器性能参数，在全速全负荷的工况下，机油冷却器的冷却液流量，应该达到 40L/min 左右，而机油冷却器冷却液流量达到 40L/min 时流阻大约为 45Kpa 为使机油冷却器能获得所需要的冷却液流量，必须合理的布置机油冷却器的进水管连接位置。结合该发动机的实际状况，较为可行的方案有 3 套：一是从水泵出口接入，流经机油冷却器后汇入发动机出水总管，即与发动机并联的方式；二是接在散热器后面，采取与散热器串联的方式；三是从发动机出水口接入，经机油冷却器后流回水泵前。

经过分析，我们采取了第三个方案。第一个方案，与发动机并联，我们必须同时满足机油冷却器和水套所需的冷却液流量要求，然而机油冷却器的流阻较大，同时满足两项要求时，对水泵就会提出更高的要求，比如需要更大的扬程和流量；第二个方案机油冷却器接在散热器后，导致流经散热器的冷却液流量减少，影响冷却效果，为达到所需冷却效果，必然又要和第一个方案一样来提高水泵的性能，因此不太可取。第三个方案，比起前两个都好，可以不用对水泵做过多的修改。为了验证上述分析，我也通过软件 GT-COOL 进行了验证，使我的分析得到了印证。

2. 散热器设计

一般把最大功率工况作为冷却系统的计算工况，把最大扭矩点作为校核工况。

2.1 散热器芯子正面面积

根据《汽车设计手册》，发动机散热器芯子正面面积有以下两种算法：

$$(1) F = 0.1 + 0.032V$$

式中 F 代表发动机需要的散热器芯子正面面积；

V 代表发动机排量。

那么根据上式的计算发动机需要的散热器正面面积 $F = 0.1 + 0.032 \times 1.495 = 0.148 \text{m}^2$ 。

$$(2) F = (0.0027 \sim 0.0034)N$$

式中 F 代表发动机需要的散热器芯子正面面积；

N 代表发动机的额定功率，N 小于 73.5kW 取上限，大于 73.5 取下限，本发动机取 0.0027 那么根据上式的计算发动机需要的散热器正面面积 $F = 0.0027 \times 105 = 0.284 \text{m}^2$ 根据计算可知，实际用的散热器芯子正面面积只要大于 0.284m² 就可以了。

2.2 散热器散热量

$$\text{散热器散热量： } Q_w = e_b e_h r P_e$$

式中：

e ——为标定工况下冷却液的散热率，取值为 0.2 ~ 0.35；

b_e ——为标定工况下燃油消耗率(kg / kW· h)；

h_f ——为燃油低热值 (kJ / kg)；

P_e ——为发动机标定功率 (kW)。

那么根据上式的计算，散热器所需散热量大约为： $Q_w = 58\text{KW}$ 。

2.3 散热器散热面积

散热器的散热面积，也即散热芯与空气接触的总表面积，它可按下列式估算：

$$S = \frac{Q_w}{\Delta t K_w} \quad \text{-----}$$

式中：

Q ——代表散热器散热量；

Δt ——代表散热器中冷却水与冷却空气平均温差；

K_w ——代表散热器的传热系数；

其中：

$$\Delta t = \frac{t_{liq} - t_f}{1.5} \quad \text{-----}$$

式中 t_{liq} 为热平衡时冷却液温度，系统压力为 98.7bar 时， $t_{liq}=105 \sim 110$ ； t_f 为沸腾风温，这里取 40 。

$$K = \frac{1}{\frac{1}{a_s} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{a_k}} \quad \text{-----}$$

式中： a_s ——为冷却液侧散热器壁面的对流换热系数

δ_c ——为散热管的壁厚(mm)；

c ——为散热管材料的导热系数；

a_k ——为空气侧散热器壁面的对流换热系数($W / (m^2 \cdot K)$)，主要取决于空气流过散热器的速度，一般可取(70 ~ 112) $W / (m^2 \cdot K)$ 。这里 K 取 $420\text{KJ} / (m^2\text{h})$ ，通过以上各式可求得散热器的散热面积： $S=10.65\text{m}^2$ 。

3 发动机冷却液流量要求

发动机所需的冷却液流量可由下式进行估算：

$$V = \frac{Q}{\rho \cdot c \cdot \Delta T}$$

其中 V 为发动机所需冷却液流量 (L/s), Q 为发动机对冷却液的热流量, 即热阻 (kW) ρ 为冷却液密度 (kg/L), c 为冷却液比热容 (kJ/kg.K), ΔT 为冷却液经过发动机后所升高的温度 (K), 一般取 4~ 5K 热流量 Q 可由下式计算：

$$Q = q \cdot P$$

其中 q 为比热阻 (kW/kW), P 为发动机功率 (kW), q 一般取 0.5~ 0.6

发动机各转速下功率如图 1, 那么根据发动机的功率曲线, 可以得到发动机所需冷却液流量曲线

如图 2



图 1.发动机功率曲线

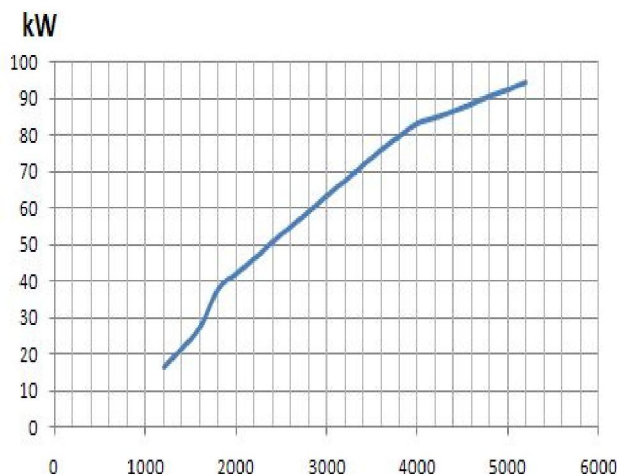


图 2 发动机所需冷却液流量曲线

4. 发动机冷却效果 GT-COOL 仿真计算

4.1 发动机冷却系统 GT-COOL 模型

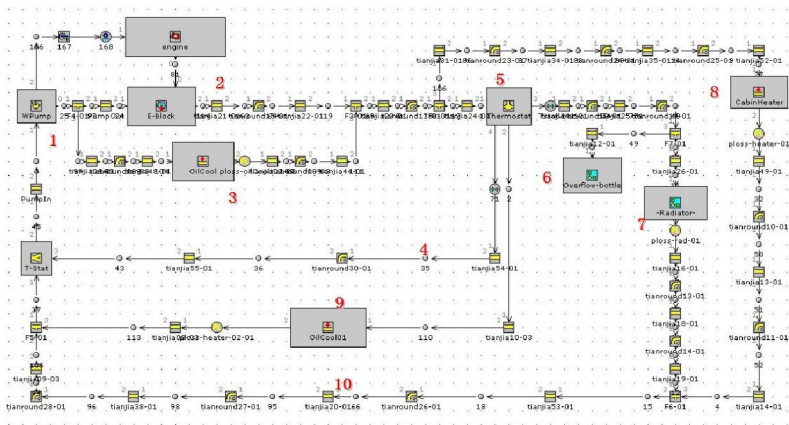


图 3.发动机 GT-COOL 模型图

该发动机的冷却系统 GT-COOL 一维模型如图 3 所示, 下面对该模型进行解释：

图 3 中 1 所示为水泵元件；2 为发动机冷却水套；3 为涡轮增压器，4 为小循环水管；5 为节温器，节温器主要是由两个温度控制阀组成，这两个是成对使用的；6 为膨胀水壶，7 为散热器；8 为暖风装置，9 为机

油冷却器；10为回水总管。

为了便于在一张图片中能全部显示冷却系统的全部元件，其中的6膨胀水壶和7散热器元件进行了集合处理，其具体的GT-COOL模型图分别是图4和图5：

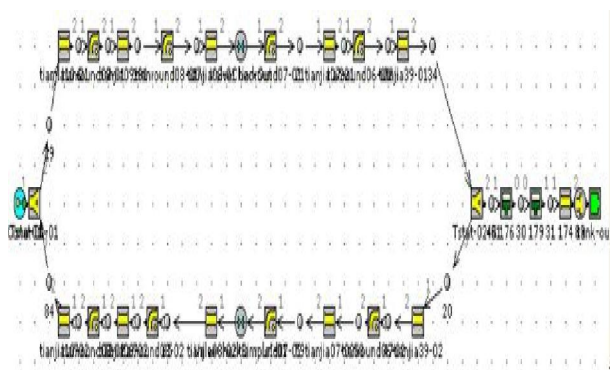


图4.膨胀水壶 GT-COOL 模型

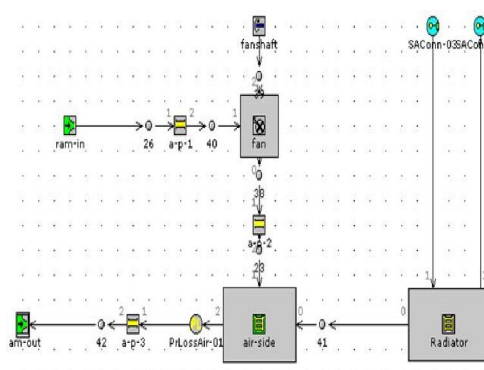


图5.散热器 GT-COOL 模型

4.2 STAR CCM#水套计算结果

GT-COOL进行冷却系统计算时，需要 STAR CCM#对水套进行仿真计算，获得水套的流量流阻性质，通过 STAR CCM#对水套的仿真计算，得到的本发动机水套流量流阻曲线如图6所示：

通过图6,我们可以看到，水套流量超过170L/min以后，流阻增加过快，流阻也过大，240L/min的时候流阻到了140.2Kpa，这流阻是很大的，可能导致冷却液流量不足，冷却效果不好。

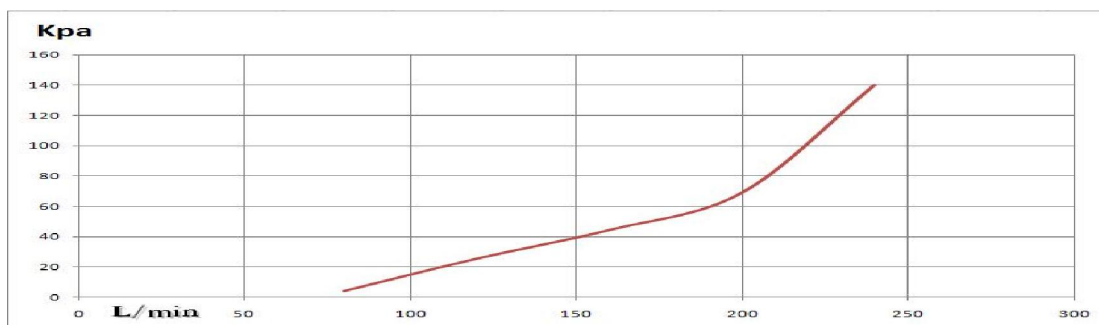


图6 水套流量流阻曲线

4.3冷却效果仿真计算

通过 STAR CCM#的仿真结果，利用 GT-COOL对本发动机冷却系统进行仿真，分别取发动机的转速5800RPM、5000RPM、4200RPM、3400RPM、2600RPM和1800RPM 6个转速进行仿真计算，此时对应水泵的流速大约分别为6800RPM、6000RPM、5000RPM、4000RPM、3000RPM和2000RPM。

下面是仿真计算结果：

流经发动机的冷却液流量随转速的变化关系如图7所示，红色线为发动

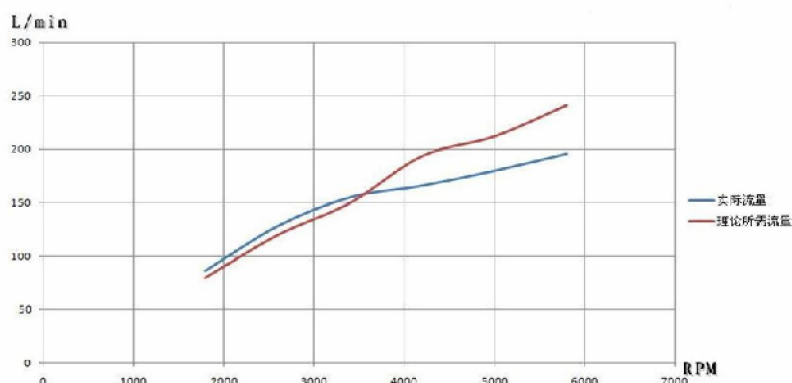


图7发动机实际流量曲线

机所需的理论流量，蓝色线为发动机实际的冷却液流量。

通过图我们可以发现，中低转速下发动机冷却液流量还是能满足发动机冷却的要求，中高转速以后发动机的冷却液流量不足，这必将导致中高转速下的发动机出水温度过高。这个可以由上面的发动机出水温度来得到验证，由上一节得到的冷却结果图，我们得到发动机出水温度随转速的变化关系如下图所示。

通过图我们看到中高转速以后发动机的出水温度都过高，5800RPM出水温度已经达到了105度。

同时我们可以根据GT-POST仿真结果图得到冷却系统的各处压力值，取发动机进出水口，涡轮增压器出口，散热器三处为例得到它们的压力值随转速的变化曲线如下，各处均为绝对压力：

发动机进出水口压力如图9，涡轮增压器出口压力曲线如图10，水箱压力随转速变化关系如图11：

通过以上各图，我们不难发现，中高转速以后由于水套流阻过大的原因，导致冷却系统内部压力过高，中高转速涡轮增压器出口压力已经超出警戒值，水箱的压力也变高，暖风装置和水箱也差不多，压力过高会使这些机构有爆裂的危险，因此应想方设法降低冷却系统内部压力，修改水套是一个很好的选择，既可以保证流量，也不会使得冷却系统内部压力过高。

5. 发动机改进方向建议

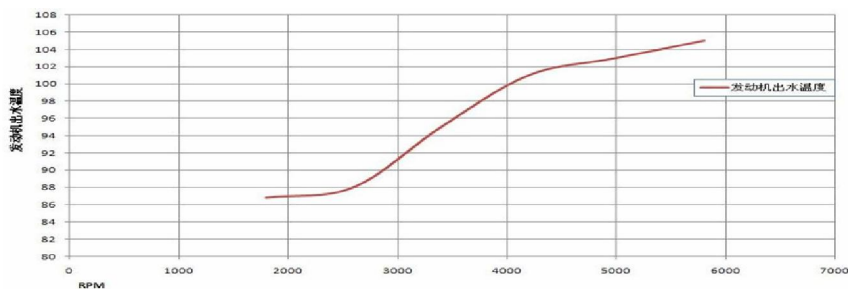


图8发动机出水温度曲线

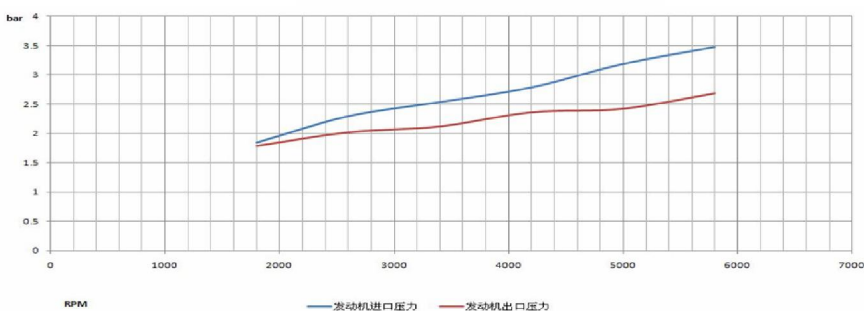


图9发动机进出水口压力

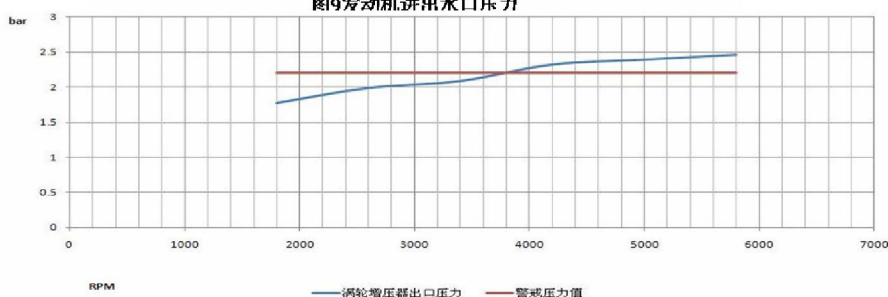


图10涡轮增压器出口压力

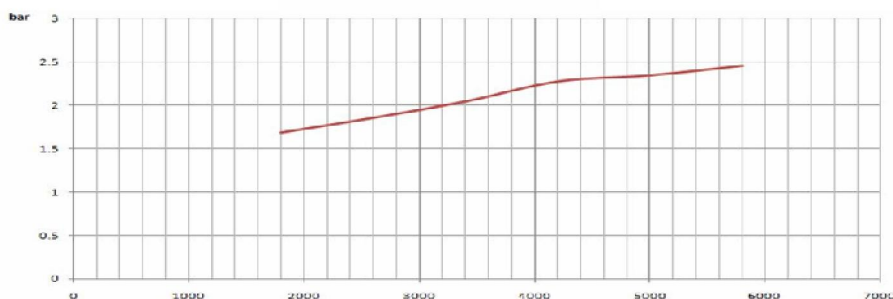


图11水箱进口压力曲线

通过上面的分析,可见发动机的冷却效果不好,中高转速以后冷却液不足,那么自然我们就可以想到两个改进方向,第一个改进方向就是增加水泵的性能,使冷却液流量达到发动机的要求,第二个就是对水套进行适当的修改,以降低其流阻。但是第一个并不是很可取,因为为了使冷却液流量达到发动机所需冷却液的流量要求,那么必然要增加水泵的扬程,这样会导致冷却系统内部压力过大,比如涡轮增压器、散热器、暖风机等各处压力过大,随时可能有爆裂的危险,这会对发动机带来严重的后果,同时增加水泵的扬程也会增加发动机的功率损耗。而第二个改进建议才可以从根本上改进发动机的冷却效果,在原机水泵不变,或者稍微增加一些扬程就能满足发动机的冷却要求,同时冷却系统各处压力不至于过高而工作在恶劣的工况之下。为了验证上述分析,我们可以利用软件仿真验证一下。我们都以发动机 5200RPM为例对这两个改进方向进行比较。

5.1改进水泵性能

通过运行结果,发现改进水泵以后冷却液流量和发动机出水温度基本正常,但是这是以增大水泵扬程得到的,带来的结果就是导致冷却系统内部压力过大,涡轮增压器出口压力已经超出大气压 1.5bar,水箱处也超出大气压 1.6bar,这都是很危险的,因此这种方案并不可取,我们不能以牺牲系统的安全性来换取好的冷却效果,同时增大水泵扬程还会增加发动机功率的损耗,而且这也只是从整个冷却系统整体来看冷却效果,即便增大了水泵的扬程,使冷却液流量达到要求,水套内部结构如果不合理,也会带来一些其他的问题。

5.2改进水套结构

将发动机的水套结构改进,为和上个方案进行比较,适当修改水套结构,以使发动机冷却液流量达到和上一方案相近的水平,发动机 5200RPM时,得到如下结果:

在达到和上一方案相近的冷却效果时,此时两个方案的冷却液流量和发动机出水温度几乎相同,但是修改水套方案的冷却系统内部压力要比前一个方案小很多,平均压力比改进水泵性能方案低 40Kpa左右,这对系统的安全性是很重要的。

6 结论

通过 GT-COOL 仿真分析,我们发现该型发动机在中低转速下冷却效果良好,中高转速以后冷却效果变差,发动机出水温度过高,这主要是由于水套结构的设计问题,导致中高转速下冷却液流量不足,同时也使得冷却系统内部压力过高,一些地方的压力已经超出了允许的限值。

进行改进的话,应以优化水套的结构为重点,这也是从根本上解决本发动机冷却效果差的途径,而单纯的靠提高水泵扬程来增大冷却液流量是不可取的,因为这样会带来其他的负面问题,比如系统内部压力过高,增加了发动机功率损耗,更重要的是某些地方的高压力超出限值,会带来安全隐患,我们当然不能靠牺牲发动机的安全性来达到我们所要的冷却效果。

参考文献

- [1] 郭新华编 《汽车构造》高等教育出版社 2008.9
- [2] 倪计民编 《汽车内燃机原理》同济大学出版 1996.6
- [3] 汽车工程手册编辑委员会编 《汽车工程手册》设计篇第一版.人民交通出版社, 2001. 6