

# 发动机 FRM 模型和水冷中冷系统的联合仿真及整车动力性研究

## Engine FRM and Water Cooled Charged Air Cooler System

### Co-simulation and Study on Vehicle Dynamic Performance Using

### GT-SUITE

陆渊 郭凯 邢小伟 陈明 徐政  
(上海汽车集团股份有限公司技术中心,  
上海市汽车动力总成重点实验室, 上海 20180)

**摘要:**在 GT-SUITE 中,传统发动机 FRM 模型将中冷系统简化,将通过中冷系统后的气体温度强制冷却至环境温度,忽略了中冷系统冷却性能对发动机进气温度(进气量)的影响,本文为了深入研究中冷器、冷却水泵、整车前端布置对整车动力性的影响,将中冷系统模型与发动机 FRM (Fast Running Model)耦合,进行整车动力性联合仿真,对比了风冷中冷和水冷中冷对整车动力性的影响,分析了不同环境温度、电子水泵、低温散热器、水冷中冷器对发动机进气温度的影响。计算发现:水冷中冷系统在 40-80 kph Tip-in 工况中对整车动力性能提升了 7.6%。耦合水冷中冷系统后,仿真结果可以体现发动机进气温度瞬态变化过程,在计算过程中考虑发动机进气温度、冷却液温度和发动机本体之间相互传热的过程。该仿真模型能够分析整车综合工况,结合 3D CFD 前端进气的仿真结果,指导发动机水冷中冷系统零部件选型。

**关键词:** 水冷中冷系统; 动力性; 发动机仿真; 系统仿真; GT-SUITE

**Abstract:** In GT-SUITE, Traditional Engine FRM simulation model simplifies WCCACS (water cooled charged air cooler system), and cool down the air after WCCACS to the ambient temperature so that the influence of the intercooling system cooling performance on the engine intake temperature (intake volume) has been ignored. In order to study the influence of intercooler, cooling water pump, and front-end layout to the vehicle dynamics, the WCCACS model has been coupled with FRM engine model, and the influence of the air-cooled and water-cooled intercooler has been analyzed. Furthermore, the influence of different ambient temperature, electronic water pump, low-temperature radiator and water-cooled intercooler on the engine intake temperature has been analyzed. The results show that compared with air-cooled intercooling, water-cooled intercooling system improves the vehicle's dynamic performance by 7.6% under 40-80 kph tip-in case. After coupling the WCCACS, the simulation results can reflect the transient response of engine intake temperature. The heat transfer process between engine intake air, coolant and engine block can be analyzed mutually during simulation. Combined with the simulation results of 3D CFD front-end intake system, CAE results can decide the hardware selection of the each WCCACS component.

**Key words:** WCCACS ; Vehicle Dynamics; Combustion Engine Simulation, System Integration Simulation GT-SUITE

随着CAFC法规逐年加严,无论是传统汽车还是新能源汽车,都面临着在控制成本的前提下进一步节能减排、降低能耗的巨大挑战。为了追求更低的排放和油耗,增压发动机被广泛应用,由空滤进入的空气被压气机增压后,进气密度增大,进气温度升高,若不进行中间冷却直接进入燃烧室,

发动机的充气效率会大为降低，并且会导致燃烧温度过高，产生爆震。中冷系统作为一种解决方案，普遍被运用在增压发动机上，相比于风冷中冷器，水冷中冷器由于冷却液具有更大的热惯性，瞬态响应更快，中冷器换热效率更高，因此可以达到更低的中冷器出气温度。

水冷中冷系统作为一种提升功率和低速扭矩的有效手段，逐渐得到了各个OEM厂商的重视。黄流军研究发现，水冷中冷器较风冷中冷器，在适当加大空燃比后，热效率一般可提高约5%，发动机功率提高22%，且排气温度下降，进而改善排放。Robert D. Chalgren, Jr. 研究了柴油机水冷中冷系统，发现在低温状态可提高发动机进气温度，降低气侧压力损失，控制瞬态温度变化。以上论文侧重于中冷系统对发动机性能的影响分析，没有基于整车，缺少对发动机在整车瞬态工况中的响应分析及中冷系统对动力性影响的研究。

由于中冷系统的冷却性能好坏直接影响了进气温度，若进气温度过高，发动机爆震倾向增加，为控制爆震将点火推迟，必将导致排温升高，影响发动机的瞬态扭矩响应。本文基于评估中冷器在整车Tip-in、稳态车速工况下散热性能是否满足进气温度设计要求，指导水冷中冷系统零部件选型。

目前，国内针对汽油机水冷中冷系统对整车动力性影响研究的论文较少，本文将中冷系统模型耦合到整车模型中，进行了整车试验验证，为发动机更高效得工作提供理论和数据支撑。

## 1 整车动力性联合仿真模型建立

### 1.1 整车动力性模型

整车模型中包含发动机、变速箱、车辆、驾驶员等关键模块，采用动力学计算方法，如图 1 所示，将仿真模型分为整车层级和动力总成系统层级，在整车工况下，通过模拟各类工况车速，考虑发动机油门位置、离合器位置、换挡策略等，得到车辆瞬态响应：发动机转速、输出扭矩、发动机进气量、散热量等。

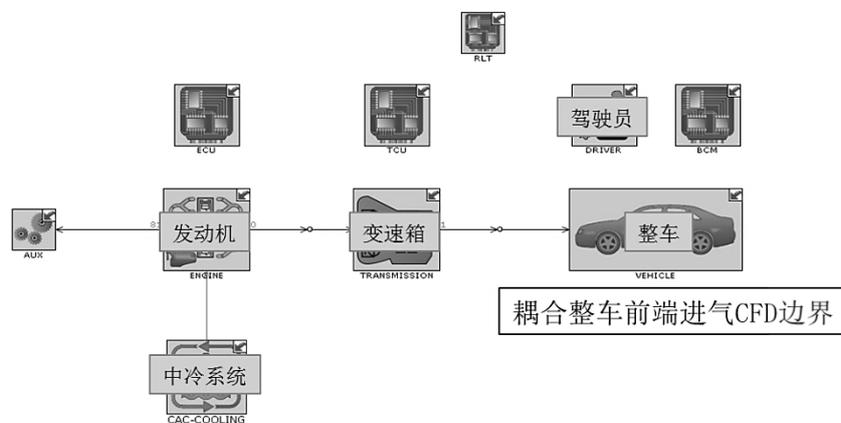


图 1 整车动力性模型

#### (1) 发动机转速计算

发动机转速仅与汽车行驶速度、轮胎半径和传动速比有关，与当前车辆状态（加速、减速或匀速等）没有关系，发动机转速如式 1 求得：

$$U_a = \frac{0.377r \times n}{i_g i_0} \quad (1)$$

式中， $U_a$ ：汽车行驶速度，km/h； $r$ ：发动机转速，r/min； $n$ ：车轮半径，m； $i_g$ ：变速箱速比； $i_0$ ：主减速比；

通过车速、档位既能求出当前发动机转速。

#### (2) 发动机扭矩计算

汽车运动过程中受到驱动力和行驶阻力的影响。驱动力通过曲轴输出，经过传动系传递到驱动轮上。行驶阻力包含滚动阻力、空气阻力、加速阻力和坡道阻力。发动机输出扭矩计算公式如下：

$$T_{tq} = \frac{r}{i_{gto} \eta_T} (F_{滑} + F_j) = \frac{r}{i_{gto} \eta_T} (F_0 + F_1 \times \mu_a + F_2 \times \mu_a^2 + \delta m \frac{du_a}{dt}) \quad (2)$$

式中：  $T_{tq}$ ：发动机输出扭矩，Nm；  $\eta_T$ ：传动器效率；  $F_0, F_1, F_2$ ：道路滑行阻力系数；  
  $\delta$ ：汽车旋转换算系数；  $m$ ：汽车质量；

(3) 发动机进气流量计算

$$M_{air} = k \frac{p \cdot n \cdot V_d}{T} \quad (3)$$

式中：  $M_{air}$ ：发动机进气流量，kg/h；  $p$ ：中冷后进气绝对压力，kPa；  $n$ ：发动机转速，r/min；  
  $V_d$ ：发动机排量，L；  $T$ ：发动机中冷后进气绝对温度，K；  $k$ ：与发动机充气效率有关的常数，对于增压中冷发动机该值在0.089~0.103之间，一般额定点比大扭矩点小2%。

(4) 散热量计算公式

$$Q = C \cdot m \cdot \Delta T \quad (4)$$

式中：  $Q$ ：散热量，kW；  $C$ ：冷却介质比热容，kJ/(kg·°C)；  $m$ ：冷却介质流量，kg/s；  $\Delta T$ ：冷却介质出口与入口温差，°C。

根据整车模型中发动机扭矩需求计算得到的进气流量和散热量，为中冷系统匹配提供依据。

## 1.2 水冷中冷系统模型

如图2所示，水冷中冷系统主要零部件为水冷中冷器(WCAC, Water-Cooled Charge Air Cooler)、电子水泵(EWP, Electric Water Pump)、低温散热器(LTR, Low Temperature Radiator)、储液水壶(Tank)。中冷系统工作原理如图3所示：该发动机的水冷中冷器被安置在靠近进气歧管的位置，经过空滤进入的空气被压气机增压后(左侧实线)，空气温度和密度急剧升高，增压空气通过水冷式中冷器进行热交换，其温度逐渐降低，并最终进入缸内参加燃烧。2. 冷却液(右侧虚线)由电子水泵加压后进入中冷器，在中冷器中，冷却液与增压器空气进行热交换，小部分含有气泡的冷却液通过溢气管进入储液水壶，绝大部分冷却液进入LTR，与发动机前舱内部的空气进行热交换，冷却液温度得到降低，最后与水壶的回水汇合，进入水泵。3. 外界空气进过格栅进入机舱，通过低温散热器与冷却液进行热交换。

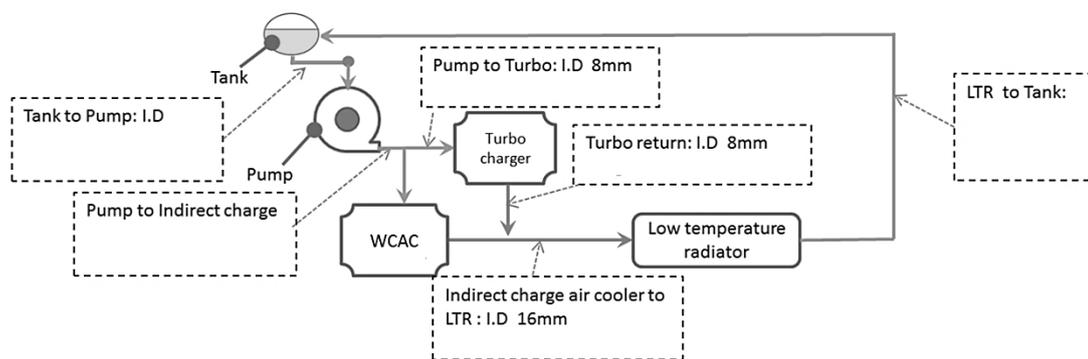


图2 中冷系统主要零部件以及工作原理图

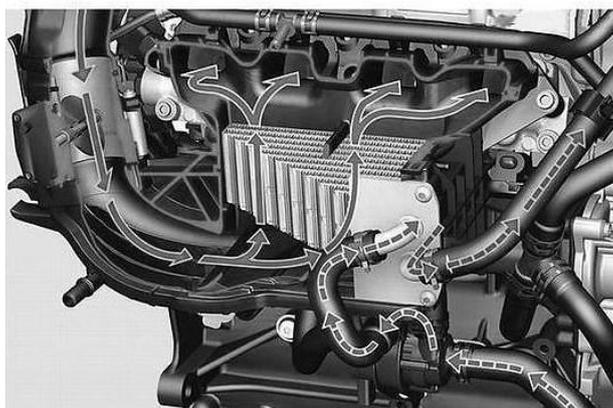


图3 某增压发动机水冷中冷器

## (1) 中冷器散热量

$$Q_{AC} = C_a \cdot \rho_a \cdot A_{AC} \cdot V_{AC} \cdot (T_{c1} - T_0) \quad (5)$$

式中,  $Q_{AC}$ : 中冷器散热量, kW;  $C_a$ : 空气比热容, kJ/(kg·°C);  $\rho_a$ : 空气密度, kg/m<sup>3</sup>;  $A_{AC}$ : 中冷器芯体迎风面积, m<sup>2</sup>;  $V_{AC}$ : 流经中冷器的空气速度, m/s;  $T_{c1}$ : 中冷器与散热器之间的温度, °C;  $T_0$ : 环境温度, °C。

## (2) 散热器散热量

散热器散热量可分为两种表达方式, 一种是通过风扇和冷却空气换热的散热量, 另一种是散热器需要散出的热量。只有两种散热量相同时, 发动机水温才能维持平衡。

和冷却空气换热的散热量:

$$Q_R = C_a \cdot \rho_a \cdot A_R \cdot V_R \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \quad (6)$$

式中,  $Q_R$ : 散热器散热量, kW;  $A_R$ : 散热器芯体迎风面积, m<sup>2</sup>;  $V_R$ : 流经散热器的空气速度, m/s;  $T_{c2}$ : 发动机与散热器之间的温度, °C。

散热器需要散出的散热量:

$$Q_R = A \cdot K \cdot \Delta T_E \quad (7)$$

式中,  $A$ : 散热器与空气接触的面积, m<sup>2</sup>;  $K$ : 传热系数;  $\Delta T_E$ : 对数平均温差, °C。

如图4所示, 利用GT-SUITE搭建水冷中冷系统仿真模型, 根据上述计算, 得到整车稳态工况下的发动机扭矩, 根据中冷器、散热器性能Map, 校核水冷中冷系统冷却性能, 计算中气体和冷却液流动及换热遵循质量守恒、动量守恒、能量守恒定律。

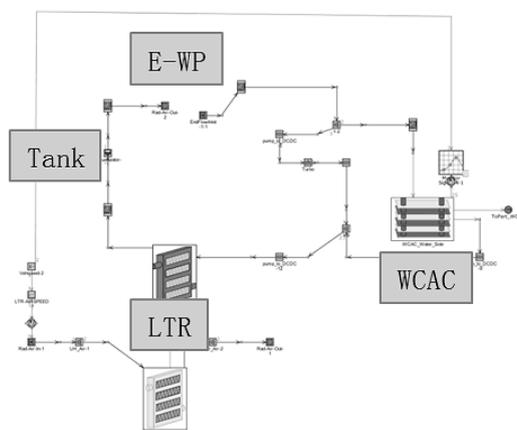


图4 水冷中冷系统计算模型

### 1.3 发动机 FRM 模型与中冷系统模型耦合

本文基于某 1.5T 增压汽油机，采用水冷中冷对增压后的空气进行冷却，其中冷却液采用低温散热器冷却。利用 GT-SUITE 建立发动机 FRM 模型和水冷中冷系统耦合的计算模型。

如图 5 所示，水冷中冷系统为简化模型，计算中将中冷后气体温度强制冷却至环境温度，无法考虑水冷中冷系统冷却性能，中冷器出口温度为固定值。集成水冷中冷系统模型后，如图 6 所示，中冷器出口气体温度为基于模型计算的实际情况，在整车瞬态工况中，模拟发动机进气温度瞬态变化过程，考虑气体、流体、固体之间互相传热，仿真结果更贴近实际情况。中冷器进气温度、低温散热器进风温度、低温散热器进风量，中冷系统冷却液流量是影响发动机进气温度的重要因素。

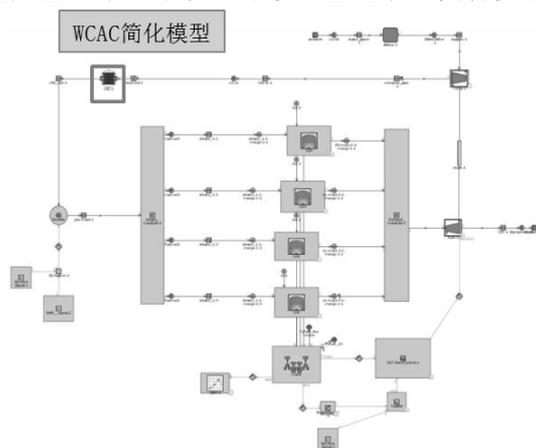


图 5 传统发动机 FRM 模型-简化中冷水冷系统模块

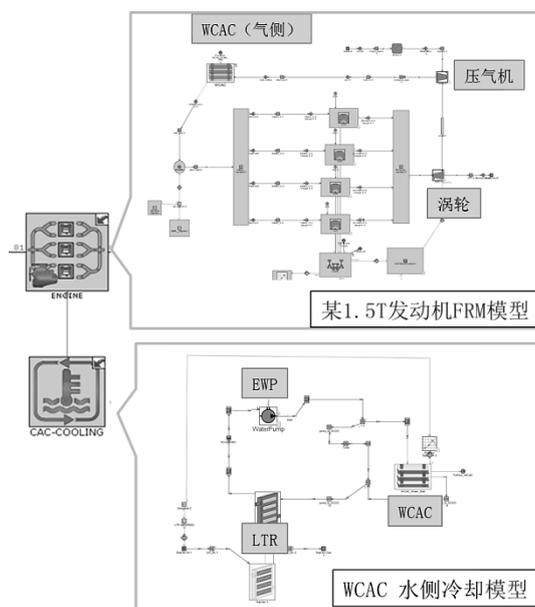


图 6 发动机 FRM 模型耦合水冷中冷系统

### 1.4 分析工况

最终，结合 3-D CFD 整车前端进气布置边界，整车动力性模型如图 1 所示。本文针对不同的分析目的，分析了瞬态加速、稳态车速两种工况。

(1) 瞬态工况：40-80 kph Tip-in——在不同环境温度下，初始速度 80kph，缓慢减速并稳定至 40kph，全油门 Tip-in 加速至 80kph。

(2) 稳态工况：车辆在 120、180、最高车速下匀速行驶。

## 2 仿真结果

为研究水冷中冷系统对整车动力性的影响，本文采取的方法是：首先利用 GT-SUITE 搭建基于发动机 FRM 模型的整车动力性模型，将仿真结果与整车试验结果对标，如图 7 所示对比发动机扭矩、转速和车速，确认仿真结果误差在可接受范围内。第二步建立了系统层级的模型，将中冷系统耦合到整车模型中，对比风冷空冷和水冷空冷对整车动力性的影响。第三步，将仿真模型细化至零部件层级，研究环境温度、水冷系统中关键零部件，包含电子水泵、低温散热器、中冷器性能对整车动力性的影响。

### 2.1 整车动力性模型与整车试验结果对标

选用评估车辆动力性典型工况 40-80 kph Tip-in，对比试验结果和 CAE 仿真结果如下：

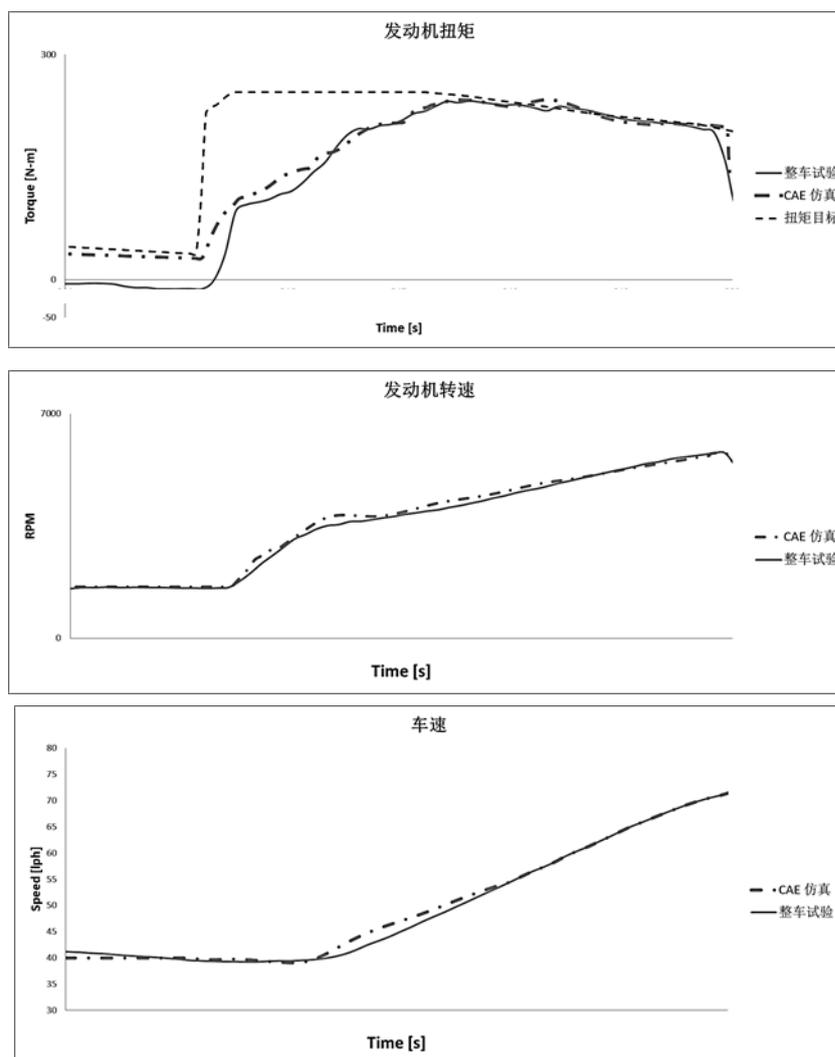


图 7 仿真结果和试验结果对标

通过对比，仿真结果的趋势与试验值基本吻合，所建立的模型精度也在一定的范围内，能够用于下一步与中冷系统耦合的分析模型中。

### 2.2 风冷中冷和水冷中冷对整车动力性的影响

水冷中冷系统对发动机舱前端布置、管路布置影响较大，如表 2 所示，与风冷中冷系统主要差异体现在芯体容积和中冷后管路容积。由于容积变小，气体通过中冷后进入节气门的流速变快，如

图 8 所示，耦合水冷中冷系统后，发动机进气量增加，扭矩响应速度变快，使整车在 40-80 kph Tip-in 工况下动力性能提升了 7.6%

表 2 风冷中冷系统和水冷中冷系统结构对比

| 系统&零部件 |       | 单位    | 风冷中冷 | 水冷中冷  |
|--------|-------|-------|------|-------|
| 中冷器    | 进气室容积 | L     |      | +0.11 |
|        | 芯体容积  | L     |      | -2.66 |
|        | 扁管长度  | mm    |      | 无     |
|        | 扁管内截面 | mm*mm |      | 无     |
|        | 出气室容积 | L     |      | -0.38 |
| 中冷后管道  | 管径    | mm    |      | 无     |
|        | 长度    | mm    |      |       |

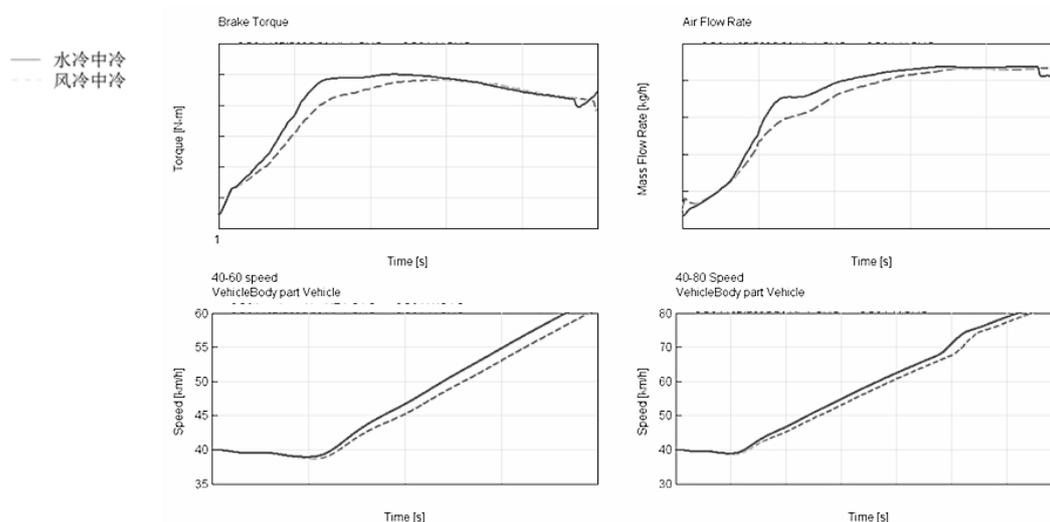


图 8 水冷中冷和风冷中冷整车动力性对比

### 2.3 环境温度的影响

在发动机开发过程中，中冷后温度可通过试验台架控制，在整车工况中，中冷后温度受试验环境、整车工况、发动机负荷影响，直接影响了发动机在实车上的性能表现，通过耦合仿真，可以得到发动机在各种整车试验条件下的扭矩响应。

如图 10 所示，对比了 25°C、45°C 和 65°C 环境温度下中冷后气体温度、发动机充气效率、扭矩响应和车速，对比结果如表 3 所示，环境温度 45°C 以下，该整车 40-80 kph Tip-in 加速都能满足动力性目标。

表 3 不同环境温度 40-80 kph Tip-in 时间

| 环境温度                | 25°C | 45°C      | 65°C     |
|---------------------|------|-----------|----------|
| 40-80 kph Tip-in 时间 |      | +0.52 [s] | +1.5 [s] |

## 2.4 水冷中冷系统零部件的影响

为评价水冷中冷系统在整车上的表现，本文将整车动力性模型细化成基于零部件层级的仿真模型。为了更直观的体现零部件性能更改对动力性的影响，将原有零部件性能缩小至 70%，分别对比更改中冷器、低温散热器性能和电子水泵转速对整车动力性的影响趋势，结果如表 4 所示。

表 4 零部件性能对 40-80 kph Tip-in 时间影响

| 40-80 kph Tip-in | BASE | 零部件 70%性能 | 影响因子 |
|------------------|------|-----------|------|
| 水冷中冷影响           |      | +0.15 [s] | +    |
| 低温散热器影响          |      | +0.5 [s]  | ++   |
| 电子水泵影响           |      | +0.48[s]  | ++   |

### (1) 水冷中冷的影响

对比了 BASE 和 70% 中冷器性能的中冷后气体温度、发动机充气效率、扭矩响应和车速，关注水冷中冷系统在整车动力性试验中的表现。与低温散热器和电子水泵转速相比，本文中水冷中冷器在 40-80 kph Tip-in 工况中对整车动力性的影响最小，若满足整车 VTS 目标，可以适当减小中冷器规格、性能。

### (2) 低温散热器的影响

反映了散热器出口温度随着散热器性能的衰减而温升速度更快，导致中冷后温度更高，整车动力性变差。本文未集成发动机舱前端进气 3-D 模型，该项对比只考虑了降低散热器散热性能，未考虑因性能降低导致的散热器体积、前端进气风速变小等因素，在进行涉及整车布置的仿真分析时，可利用 GEM-3D 模块进行联合仿真。

### (3) 电子水泵转速的影响

电子水泵的转速直接影响了散热器出口水温、中冷器出口气温，本文中分析的工况为全油门加速工况，水泵转速设置为最大值。在整车循环工况，例如 NEDC 或者 WLTC，结合电子水泵控制策略，能够反映电子水泵转速在整车工况中的瞬态变化，指导 EWP 选型、转速控制标定。

## 2.5 稳态工况计算

发动机台架试验时，未能结合前舱布置和考虑环境因素，利用仿真计算，可以模拟环境温度 45°C 时，分析稳态车速下中冷器出口、增压器出口气体温度、发动机进气量和扭矩是否满足该车速下运行的设计要求。如表 5 所示，为车辆行驶在 120、180、最高车速三种工况下，中冷器出口气温、增压器出口气温。

表 5 稳态工况下气体温度

|              |     |     |           |
|--------------|-----|-----|-----------|
| 车速 [kph]     | 120 | 180 | 195 (max) |
| 中冷器出口气温 [°C] |     | +5  | +9        |
| 压气机出口气温 [°C] |     | +36 | +58       |

### 3 结论

(1) 利用 GT-SUITE 搭建了中冷水冷系统和发动机 FRM 联合仿真的模型，并将其运用到整车动力性的分析中，与风冷中冷相比，水冷中冷在 Tip-in 工况中使整车动力性提升了 7.6%。

(2) 研究了不同环境温度对发动机扭矩响应的影响，在发动机开发阶段就能预测其在整车上的性能表现，指导发动机标定。

(3) 得到了发动机瞬态响应结果，包含扭矩、转速、进气量等关键参数，该仿真方法为发动机中冷系统硬件选型和优化方向提供了理论基础。在整车瞬态加速工况中，使整车加速时间满足 VTS 目标。在稳态工况中，中冷器出口、压气机出口气温满足需求。

### 4 参考文献

- [1] 杨勇, 沈惠贤, 曾庆强等. 基于CFD的水冷中冷系统仿真及冷却性能研究, 2018年IDAJ年会论文集, 2018.
- [2] 朱江苏, 刘刚, 吕文芝等. 车用发动机冷却系统匹配优化方法研究, 内燃机与动力装置, 2018
- [3] 黄流军. 中冷技术对涡轮增压柴油机性能的研究. 小型内燃机与摩托车, 2010.
- [4] Robert D. Chalgren, Jr. et al. A Controllable Water Cooled Charge Air Cooler for Diesel Trucks. SAE Paper 2004-01-2614.
- [5] 陶文铨. 数值传热学. 西安交通大学出版社, 2005.
- [6] Xu Song, John Myers, et al. Integrated Low Temperature Cooling System Development in Turbo Charged Vehicle Application. SAE Paper, 2014-01-0638.
- [7] Wamei L and Bengt S. Vehicle Cooling Systems for Reducing Fuel Consumption and Carbon Dioxide: Literature Survey. SAE Paper 2010-01-1509.
- [8] Sammer S, Jean-Francois H and Alain M, et al. Combined Modeling of Thermal Systems of an Engine in the Purpose of a Reduction in the Fuel Consumption. SAE Paper 2013-24-0142.