

GT-POWER 和 BOOST 热平衡计算对比

Comparison of Heat Balance Calculation between GT-POWER and BOOST

曲 栓

(中国北方发动机研究所, 天津)

摘 要: 针对采用 GT-POWER 软件进行增压中冷柴油机整机性能校核时, 计算涡轮前温度比试验涡轮前温度低几十度的问题, 在缸内传热模型、管路传热模型和气道传热模型等方面与 BOOST 进行了对比, 并进行了热平衡对比计算。计算结果表明, 在 GT-POWER 推荐参数设置下, GT-POWER 计算涡轮前温度比 BOOST 低, 主要原因是 GT-POWER 计算的排气道热流量大。

关键词: 缸内传热模型; 管路传热模型; 气道传热模型; BOOST

Abstract: When using GT-POWER to calibrate the engine model of a turbocharged intercooler diesel engine, the calculated temperature before turbine is usually higher than the measured value by dozens of degrees. As to this problem, the in-cylinder heat transfer model, the pipe heat transfer model and the port heat transfer model of GT-POWER are compared to BOOST, and the resulting heat balance are compared too. The results indicates that, using the recommended parameters, the calculated temperature before turbine by GT-POWER is larger than that of BOOST, the main reason of which is that the exhaust port heat transfer by GT-POWER is larger.

Key words: In-cylinder heat transfer model; Pipe heat transfer model; Port heat transfer model; BOOST

1. 前言

采用 GT-POWER 进行增压中冷柴油机整机性能校核时, 在计算空气流量与试验相当的情况下, 经常出现计算涡轮前温度比试验涡轮前温度低几十度的问题。试验测量的涡轮前温度为热电偶温度, 而 GT-POWER 计算的是质量流量平均温度, 实际上质量流量平均温度 > 热电偶温度[1], 也就是说 GT-POWER 计算的涡轮前温度应该较试验值更高一些。

计算涡轮前温度与缸内传热、进排气道传热和管路传热计算有关。

本文对比分析 GT-POWER 和 BOOST 在计算热平衡方面的差异, 从而揭示 GT-POWER 计算涡轮前温度低的可能原因。首先基于 GT-POWER7.0 自带的 Diesel_WGController.gtm 模型, 进行 GT-POWER 涡轮前温度影响参数的敏感性分析, 揭示对涡轮前温度影响最大的传热参数。然后, 对比两个软件缸内传热模型、管路传热模型和气道传热模型的异同。最后, 对比两个软件的热平衡计算结果, 指出 GT-POWER 计算排气道热流量大是计算涡轮前温度低的主要原因, 并讨论了 GT-POWER 气道传热乘积因子、气缸传热乘积因子和气缸传热模型的影响。

2. GT-POWER 传热参数敏感性分析

2.1 模型

采用图 1 中 GT-POWER 模型“X:\GTI\7.0.0\examples\Engine_Performance\Diesel_WGController\Diesel_WGController.gtm”的 3000r/min 工况进行敏感性分析。

表 1 为该模型与传热相关的设置及修改后设置。修改的主要目的是固定中冷后压力和循环油量。

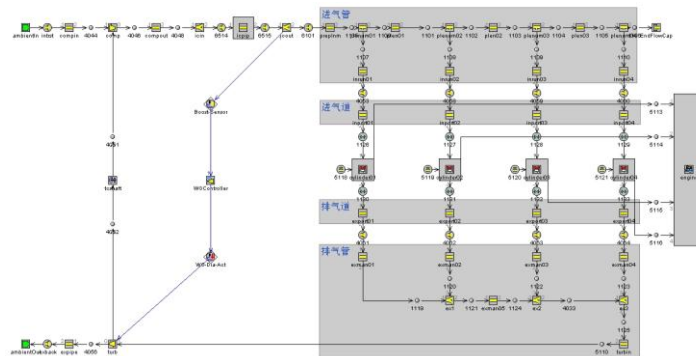


图 1 Diesel_WGController (V7.0) 模型

表 1 Diesel_WGController.gtm 与传热相关的模型设置

	参数	原模型设置	修改后设置
管路和气道传热相关	Run Setup “Flow Control” 标签中 “Flow Settings Object”	def (Nconst=2.62 , Nunst=1, Fht,unst=0)	设置 Nconst=1 , Nunst=1, Mconst=1, Munst=0
管路传热相关	进气管路粗糙度/mm	0	
	排气管路粗糙度/mm	0.25	
	排气管路外壁对流换热系数/(W/m ² K)	20	
气道传热相关	进气道传热乘积修正因子	1.5	
	排气道传热乘积修正因子	2.0	
	进气道壁面温度/K	450	
	排气道壁面温度/K	550	
	气道粗糙度/mm	0.25	
气缸传热相关	气缸传热模型	WoschniGT	WoschniClassic
	对流传热乘积因子	1.0	
	气缸盖底面温度/K	500	
	活塞顶温度/K	520	
	气缸套温度/K	420	
	燃烧模型	two-temp	sing-temp
	循环油量/mg	根据气量和空燃比限值确定	固定为 63.2

	中冷后压力/bar	2.0	
--	-----------	-----	--

2.2 计算结果

表 2 为传热参数敏感性分析结果。表 2 表明：

1) 气缸壁面温度、进气道和排气道壁面温度、气缸对流传热乘积因子、进气道和排气道传热乘积因子对涡前温度影响较大；

2) 气缸壁面温度、进气道壁面温度、气缸对流传热乘积因子、进气道传热乘积因子不但对涡前温度影响大，对充气效率影响也大。而充气效率影响过量空气系数，进而影响涡前温度。因此，这些因素对涡前温度的影响是传热和充气效率（或过量空气系数）的综合影响。由于这些因素与气量有关，在模型校核时，应优先根据气量调节。

综合以上分析，仅排气道壁面温度和排气道传热乘积因子单独影响涡前温度。

表 2 传热参数敏感性分析（定循环油量和进气压力）

影响涡前温度的参数	推荐	涡前温度变化量/参数变化量	充气效率变化量/参数变化量
气缸壁面温度	气缸盖底面 550~600K 活塞顶 550~600K	7℃/50K(缸盖、活塞)	0.5%/50K(缸盖、活塞)
进气道和排气道壁面温度	进气道 450K（全负荷） 排气道 550K（全负荷）	9℃/50K 10℃/50K	1.4%/50K -
气缸对流传热乘积因子	1.1~1.4	24℃/0.3	0.5%/0.3
进气道传热乘积因子	1.5~2.0	7℃/0.5	1.0%/0.5
排气道传热乘积因子	1.5~2.0	22℃/0.5	-
排气管外部对流传热系数	自然对流 5~20	4℃/15	-

3. GT-POWER 和 BOOST 传热模型介绍和对比

3.1 缸内传热模型

缸内传热包括对流传热和辐射传热。

$$Q = \underbrace{\alpha h_g \sum_i A_i (T_g - T_{w,i})}_{\text{对流}} + \text{辐射} \quad (1)$$

α – 对流传热乘积因子
 h_g – 瞬时传热系数
 A_i – 瞬时壁面面积
 T_g – 气体温度
 $T_{w,i}$ – 壁面温度

3.1.1 GT-POWER v7.0

GT-POWER 有若干传热模型，本文仅介绍常用的 Woschni 传热模型，包括 WoschniGT、WoschniClassic、WoschniSwirl、WoschniHuber。

WoschniGT、WoschniClassic、WoschniSwirl 的传热系数[2]如公式（2）所示，WoschniHuber 的传热系数[2]如公式（3）所示。

$$h_g = K_1 p^{0.8} \left(C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m) \right)^{0.8} B^{-0.2} T^{-K_2} \quad (2)$$

$$h_g = K_1 p^{0.8} \left(C_1 \bar{S}_p + \max \left\{ C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m), 2C_3 C_1 \bar{S}_p \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 (\max(IMEP, 1))^2 \right\} \right)^{0.8} B^{-0.2} T^{-K_2} \quad (3)$$

$$C_1 = 2.28 + 3.9 \min \left(\frac{\text{Net mass flow into cylinder from valves}}{\text{Trapped Mass} * \text{Engine Frequency}}, 1 \right) \quad (4)$$

式中，p 的单位是 kPa，其他均为国际标准单位。

公式（2）~（3）中所用的参数如表 3 和表 4 所示。表 4 中，Sw 为涡流比。

表 3 K1 和 K2 参数

	K1	K2
WoschniGT	3.01426	0.50
WoschniClassic/ WoschniSwirl/WoschniHuber	3.26	0.53

表 4 C1 和 C2 参数

	C1			C2	C3
	WoschniGT	WoschniClassic	WoschniSwirl WoschniHuber	WoschniGT WoschniClassic WoschniSwirl WoschniHuber	WoschniHuber
换气	公式（4）	6.18	6.18+0.417Sw	0	0
压缩		2.28	2.28+0.308Sw	0	1
燃烧和膨胀		2.28	2.28+0.308Sw	3.24E-3	1

3.1.2 BOOST v2013.1

BOOST 提供了两个 Woschni 模型，分别是 Woschni1978 和 Woschni1990[3]。

$$\begin{aligned} \text{Woschni1978: } \alpha_w &= 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} (p_c - p_{c,o}) \right]^{0.8} \\ \text{Woschni1990: } \alpha_w &= 130 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left\{ C_1 \cdot c_m + \max \left\{ C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{c,1}}{p_{c,1} \cdot V_{c,1}} (p_c - p_{c,o}), 2C_3 C_1 \cdot c_m \left(\frac{V_{TDC}}{V} \right)^2 IMEP^{-0.2} \right\} \right\}^{0.8} \end{aligned} \quad (5)$$

$$C_1 = \begin{cases} 2.28 + 0.308 c_u / c_m & , \text{ 压缩、燃烧膨胀过程} \\ 6.18 + 0.417 c_u / c_m & , \text{ 换气过程} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 0.00324 & , \text{ 压缩、燃烧膨胀过程} \\ 0 & , \text{ 换气过程} \end{cases}$$

$$C_3 = \begin{cases} 1 & , \text{ 压缩、燃烧膨胀过程} \\ 0 & , \text{ 换气过程} \end{cases}$$

式中，压力的单位是 bar，其他为国际标准单位， c_u / c_m 为涡流周向速度与活塞平均速度的比值。

考虑到换气过程传热极大的影响充气效率，BOOST 采用了 AVL2000 传热模型，该模型基于 Woschni 模型，换气过程传热系数如公式（6）所示。

$$\text{AVL2000: } \alpha_w = \text{Max} \left\{ \alpha_{\text{Woschni}}, 0.013 \cdot D^{-0.2} \cdot p_c^{0.8} \cdot T_c^{-0.53} \cdot \left[C_4 \left(\frac{d_{\text{in}}}{d} \right)^2 |v_{\text{in}}| \right]^{0.8} \right\} \quad (6)$$

3.1.3 对比

对比公式（2）、（3）和（5）可见：

1) GT-POWER WoschniClassic 和 BOOST Woschni1978 模型是完全等效的；

2) 除了 C1 项，GT-POWER WoschniSwirl 和 BOOST Woschni1978 相同。前者 C1 采用 Sw，后者 C1 采用 c_u / c_m ，两者的关系为

$$c_u / c_m = \frac{\pi D n_D}{2 S n_M} = \frac{\pi D}{2 S} \cdot S_w \quad (7)$$

3) GT-POWER WoschniHuber 和 BOOST Woschni1990 几乎等价；

4) 论文[4]中，作者指出 Woschni 模型至少存在两个问题：一，高压循环和换气过程的不同常数导致 IVC 和 EVO 两个过渡点的传热系数不连续；二，与试验热流相比，Woschni 模型在进气阶段的传热过低，导致计算充气效率过高。针对问题一，GT-POWER 采用了 WoschniGT 模型；针对问题二，BOOST 采用了 AVL2000 模型。

另外，在 GT-POWER 的“EngCylinder”在线帮助中，指出“大多数有经验的发动机模拟人员认为：无涡流的 Woschni 模型低估传热，因此建议对流传热乘积因子定为 1.1~1.4 (Most experienced engine modelers believe that the Woschni models without swirl underpredict the heat transfer, in which case it is recommended to use a Convection Multiplier between 1.1 and 1.4 as a first estimate) ”。

表 5 GT-POWER 和 BOOST 缸内传热修正的对比

	GT-POWER	BOOST
对流传热乘积因子 α	1.1~1.4	

3.2 管路传热模型

两个软件均根据 Nu 数计算对流传热系数 h

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (8)$$

定壁温 Tw 边界条件下，用公式（9）计算管内对流热流量 P。

$$P = hA(T_g - T_w) \quad (9)$$

变壁温 T_w 边界条件下, 根据公式 (10) 计算管路内壁面温度 T_{w1} 、外壁面温度 T_{w2} 、热流量 P 。

$$P = \underbrace{h_g A_1 (T_g - T_{w1})}_{\text{气体} \rightarrow \text{内管壁}} = \underbrace{2\pi\lambda l \frac{T_{w1} - T_{w2}}{\ln(r_2/r_1)}}_{\text{内管壁} \rightarrow \text{外管壁}} = \underbrace{h_{g0} A_2 (T_{w2} - T_0) + \varepsilon \sigma A_2 (T_{w2}^4 - T_R^4)}_{\text{外管壁} \rightarrow \text{环境}} \quad (10)$$

式中, r_1 和 r_2 分别为圆管内径和外径, A_1 和 A_2 分别为圆管内壁面面积和外壁面面积, h_{g0} 为管外对流换热系数, ε 为发射率。

对于金属壁面, 由于金属导热系数大, $T_{w1} \approx T_{w2}$ 。

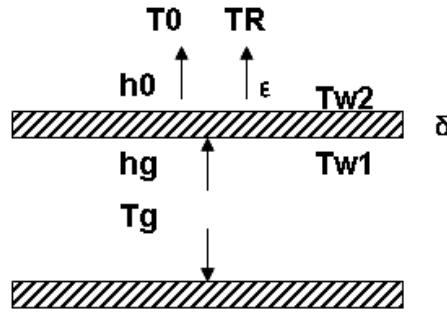


图 2 管路传热计算示意图

3.2.1 GT-POWER v7.0

GT-POWER v7.0 [5] 中, 瞬态对流传热系数 $h_{g, inst}$ 如公式 (11) 所示, 考虑传热乘积修正因子 α_{cht} 修正、非稳态传热修正和粗糙度传热修正。

非稳态传热修正系数为 $N_{const} * (1 + N_{unst} * F_{ht, unst})$ 。其中, $F_{ht, unst}$ 是 Gamma Technologies 公司开发, 考虑流体波动的幅值和频率, 是流体加速度、粘性和其他值的函数。图 3 为某四缸增压中冷柴油机各管路的非稳态传热修正系数, 可见流体波动大的管路该系数也大。

$$h_{g, inst} = h_g \cdot \alpha_{cht} \cdot \underbrace{N_{const} (1 + N_{unst} F_{ht, unst})}_{\text{非稳态传热修正}} \cdot \underbrace{\left(\frac{C_{f, rough}}{C_f} \right)^{0.68 Pr^{0.215}}}_{\text{粗糙度传热修正}}$$

$$h_g = \frac{1}{2} C_f \rho U_{eff} C_p Pr^{(-2/3)} \Leftrightarrow \begin{cases} h_g = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \\ \text{Colburn analogy: } Nu = \frac{C_f}{2} Re Pr^{\frac{1}{3}} \end{cases}$$

$h_{g, inst}$ — 瞬时传热系数
 h_g — 光滑管段的传热系数
 α_{cht} — 传热乘积修正因子, 主要用于气道
 N_{const} — 全局传热乘积因子 (常数项)
 N_{unst} — 全局传热乘积因子 (非稳态项)
 $F_{ht, unst}$ — 瞬时非稳态传热因子
 $C_{f, rough}$ — 粗糙管段的范宁摩擦系数
 C_f — 光滑管段的范宁摩擦系数

(11)

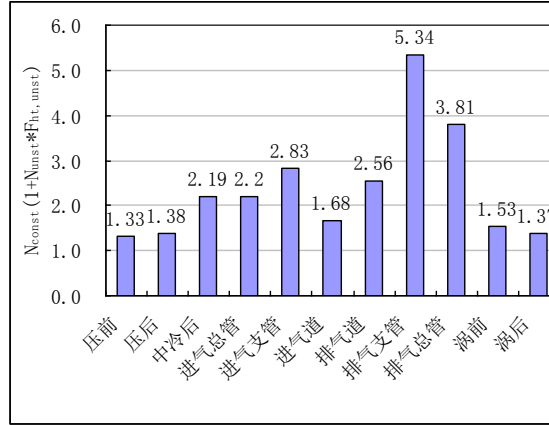


图 3 某四缸增压中冷柴油机 (Diesel_WGController.gtm 3000r/min 工况) 各管路的非稳态传热修正系数

3.2.2 BOOST v2013.1

BOOST 有多个传热公式, 包括 Re-Analogy、Colburn、Petukhov、Gnielinski[3]等。本文仅列出 Colburn 公式。

BOOST 根据波动和弯管参数对瞬态对流传热系数进行修正

$$h_{g,inst} = h_g \cdot \alpha \cdot F_p \cdot F_B \quad (12)$$

$$h_g = \frac{Nu \cdot \lambda}{D}$$

$$Nu = 0.0243 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ (BOOST Colburn)}$$

式中, α 为传热乘积修正因子, F_p 为波动传热修正系数, F_B 为弯管传热修正系数。

需要指出的是:

- 1) BOOST 采用的 Colburn 公式, 实际上是 Dittus-Boelter 公式;
- 2) BOOST 仅在 “Aftertreatment Analysis” 任务下启用波动传热修正, 在 “Cycle Simulation” 任务下不启用。

3.2.3 对比

表 6 为 GT-POWER 和 BOOST 管路传热的对比。可见:

- 1) GT-POWER Colburn 公式和 BOOST Colburn 公式计算结果基本相同 (图 4);
- 2) GT-POWER 不考虑弯管传热修正; BOOST 不考虑粗糙度传热修正和非稳态传热修正;
- 3) GT-POWER 可能有入口段修正。图 5 是 Diesel_WGController 模型 turbin 管路 Re 对比, 一个 Re 是 GT-POWER 后处理中的, 另一个 Re 是根据后处理的密度、速度、动力粘度计算。可见, 前者约是后者的 1.17 倍。需要注意的是, GT-POWER 对 Re 的修正其实是对 Nu 的修正。

图 6 是把 turbin 管路设置为不同的管长计算的 Re 修正系数, 并与公式 (13) 所示的入口段修正系数[6]对比。可见, GT-POWER 的修正系数小。

$$c_l = 1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{0.7} \quad (13)$$

表 6 GT-POWER 和 BOOST 管路传热的对比

	GT-POWER	BOOST
光滑管路稳态传热	Colburn Analogy: $Nu = \frac{C_f}{2} Re Pr^{\frac{1}{3}}$	Colburn: $Nu = 0.0243 Re^{0.8} Pr^{0.4}$
粗糙度传热修正系数	$\left(\frac{C_{f,rough}}{C_f}\right)^{0.68 Pr^{0.215}}$	无
非稳态传热修正系数 (波动传热修正系数)	$N_{const}(1 + N_{unst} F_{ht,unst})$	无
弯管传热修正系数	无	$F_B = 1 + \frac{21}{Re^{0.14}} \cdot \frac{d_{hyd}}{d_B}$
其他修正	疑似入口段修正	
传热乘积修正因子	可设置	可设置

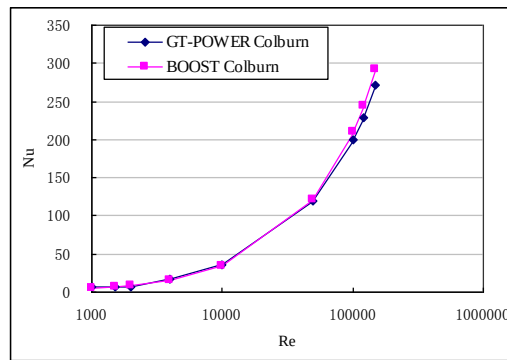


图 4 Nu 对比 (光滑管路)

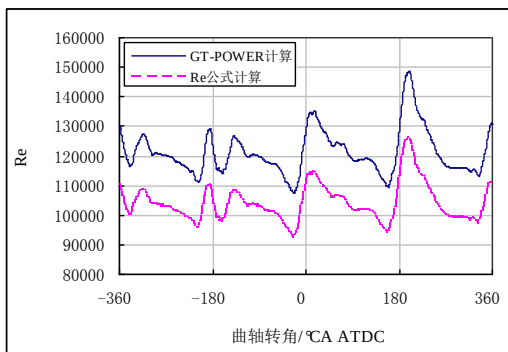


图 5 某管路 Re 对比 (Diesel_WGController 模型的 turbina 管路, 直径 49mm, 长 50mm, 3000r/min 工况)

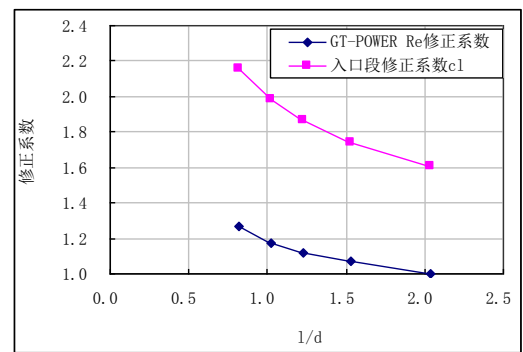


图 6 修正系数对比

3.3 气道传热模型

3.3.1 GT-POWER v7.0

GT-POWER 的气道传热模型与普通管路的传热模型相同。

表 7 为 GT-POWER 推荐的进排气道参数设置。根据 GT-POWER 用户手册[2], “乘积因子用来补偿以下原因造成的换热增加: 弯管、粗糙度、气阀和阀杆导致的其他换热面积和湍流。相对高的壁面

温度是为了描述热气门的传热 (the heat transfer is used to account for bends, roughness, and additional surface area and turbulence caused by the valve and stem...These relatively high temperatures are used to represent the heat transfer from the hot valves) 。”

需要注意的是, 在计算瞬时传热系数时, 已经考虑了粗糙度修正, 因此如果传热乘积修正因子再包含粗糙度修正是不合适的。

表 7 GT-POWER7.0 推荐的进排气道参数设置

	推荐设置
进气道	壁面温度 450K 传热乘积修正因子=1.5~2.0
排气道	壁面温度 550K 传热乘积修正因子=1.5~2.0

3.3.2 BOOST v2013.1

BOOST 采用 Zapf 传热模型[3]计算气道传热。

$$P = \alpha_p A_w \frac{T_d - T_u}{\ln \left(\frac{T_u - T_w}{T_d - T_w} \right)} = \dot{m} c_p (T_d - T_u) \quad (14)$$

$$T_d = (T_u - T_w) \cdot e^{\left(-\frac{\alpha_p}{\dot{m} c_p} \right)} + T_w$$

$$\text{流出气缸: } \alpha_p = [C_4 + C_5 \cdot T_u - C_6 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.44} \cdot \dot{m}^{0.5} \cdot d_{vi}^{-1.5} \cdot \left[1 - 0.797 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}} \right]$$

$$\text{流入气缸: } \alpha_p = [C_7 + C_8 \cdot T_u - C_9 \cdot T_u^2] \cdot T_u^{0.33} \cdot \dot{m}^{0.68} \cdot d_{vi}^{-1.68} \cdot \left[1 - 0.765 \cdot \frac{h_v}{d_{vi}} \right]$$

表 8 Zapf 模型参数

排气阀		进气阀	
C_4	1.2809	C_7	1.5132
C_5	7.0451E-4	C_8	7.1625E-4
C_6	4.8035E-7	C_9	5.3719E-7

BOOST Zapf 模型对气道传热的计算方法是[7]:

- 1) 对于进气道, T_u 指进气道出口截面的温度, $\dot{m}$ 指进气阀瞬时流量, T_d 为进入缸内气体温度。计算 $\dot{m}$ 时, 采用的是 T_u ;
- 2) 对于排气道, T_u 指缸内温度, $\dot{m}$ 为排气阀瞬时流量, T_d 作为排气道进口温度;
- 3) 采用以上处理方法, 则可以保证整机热平衡是正确的。

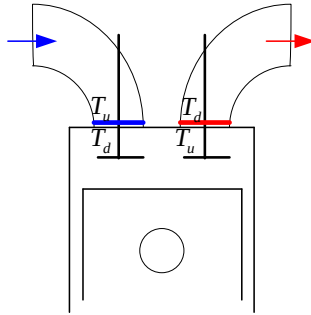


图 7 BOOST 计算气道传热的示意图

3.3.3 对比

从 GT-POWER 和 BOOST 气道传热模型可见：GT-POWER 计算的是气道网格单元壁面的传热，而 BOOST 计算的是气体经过气阀喉口的传热。两种不同处理方法对进气量的影响应该是：对于 GT-POWER，进气道传热会影响进气温度，进而影响进气量；而对于 BOOST，正向流动时，喉口处的传热不影响上游气体温度，倒流时会影响气道内气体温度，但通常倒流量较小。因此，可以推测：1) GT-POWER 进气道传热对进气量影响较大，BOOST 进气道传热对进气量影响较小；2) 进气道无传热时，GT-POWER 和 BOOST 进气量应该基本相同。

表 9 为 GT-POWER 和 BOOST 气道传热模型和修正系数的对比。可见，BOOST 采用 Zapf，不采用其他修正因子。

表 9 GT-POWER 和 BOOST 气道传热模型和修正系数的对比

	GT-POWER	BOOST
光滑管路稳态传热模型	Colburn Analogy: $Nu = \frac{C_f}{2} Re Pr^{\frac{1}{3}}$	Zapf
粗糙度传热修正系数	$\left(\frac{C_{f,rough}}{C_f} \right)^{0.68 Pr^{0.215}}$	无
非稳态传热修正系数 (波动传热修正系数)	$N_{const} (1 + N_{unst} F_{ht,unst})$	无
弯管传热修正系数	无	无
疑似入口段修正	有	无
传热乘积修正因子	进气道 1.5~2.0 (7.0 版本推荐) 排气道 1.5~2.0 (7.0 版本推荐)	无

4. GT-POWER 和 BOOST 热平衡对比

4.1 BOOST 模型

根据图 1 和表 1 中 GT-POWER 模型和修改后设置参数，用 BOOST v2013.1 建立了相应的模型（图 8）。该 BOOST 模型有以下特点：

- 1) 把 GT-POWER 模型进排气管路的三通处理成“Junction”，把三通的容积分配到邻近管路；
- 2) 气道传热模型采用 Zapf，进排气道设置为绝热；

- 4) 采用简单增压器模型, 中冷后压力与 GT-POWER 一致。

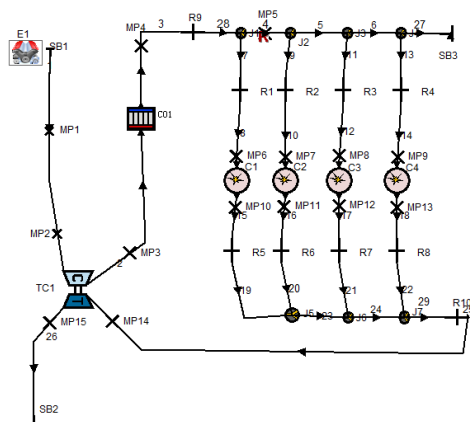


图 8 BOOST 模型 (BOOST v2013.1)

4.2 热平衡计算结果对比

4.2.1 计算结果

表 10 为两软件计算的热流量分布对比。其中，“进气管”、“进气道”、“排气道”、“排气管”的范围参考图 1。热平衡如公式 (15) 所示。

$$\begin{aligned} \text{输入} &= \text{燃料热流量} + \text{压前进气热流量} \\ \text{输出} &= \text{有效功率} + \text{摩擦功率} + \text{涡后废气热流量} + \text{进气道热流量} + \text{缸内热流量} \\ &\quad + \text{排气道热流量} + \text{进排气管路传热} + \text{增压器轴系热流量} + \text{余项} \end{aligned} \quad (15)$$

由表 10 可见:

- 1) GT-POWER 进气道、排气道的热流量绝对值分别比 BOOST 大 1.6kW、12.5kW, 分别是 BOOST 的 3.4 倍、2.8 倍;
- 2) GT-POWER 排气管热流量比 BOOST 大 1.4kW, 是 BOOST 的 1.5 倍;
- 3) GT-POWER 气缸热流量比 BOOST 大 0.9kW。

由表 11 和图 9 可见, GT-POWER 涡前温度比 BOOST 低 57°C , 这至少有两个原因:

1)GT-POWER 进气道、气缸、排气道和排气管的总热流量比BOOST 大 13.2kW。这导致了 GT-POWER 计算的涡前废气热流量低,由公式(16)可见,该热流量可导致涡前温度减小约 74℃。

$$\Delta T = \frac{\Delta Q}{m \cdot c_p} \approx \frac{13.3 \text{ kW}}{0.150 \text{ kg/s} \cdot 1.2 \text{ kJ/kgK}} = 74 \text{ K} \quad (16)$$

在这四个部位中，排气道热流量对涡前温度影响最大。

- 2) GT-POWER 的空气流量比 BOOST 小 1.3%，该热流量可导致涡轮前温度增大约 8°C 。

表 10 热流量分布对比

	GT-POWER	BOOST	GT-POWER-BOOST	GT-POWER/BOOST
燃料热流量/kW	271.8	271.8		
有效功率/kW	94.2	95.8		
摩擦功率/kW	14.0	14.1		
中冷器热流量/kW	9.8	9.8		
废气热流量/kW	91.4	103.3		
进气管热流量/kW	0.08	0.09		
进气道热流量/kW	-2.2	-0.67	-1.6	3.4
缸内热流量/kW	38.6	37.7	0.9	
排气道热流量/kW	19.3	6.8	12.5	2.8
排气管热流量/kW	4.4	3.0	1.4	1.5

表 11 性能参数对比

	GT-POWER	BOOST
进气总管压力/bar	1.98	1.98
空气流量/(kg/s)	0.150	0.152
充气效率	0.910	0.924
涡前温度（时间平均）/℃	636	693

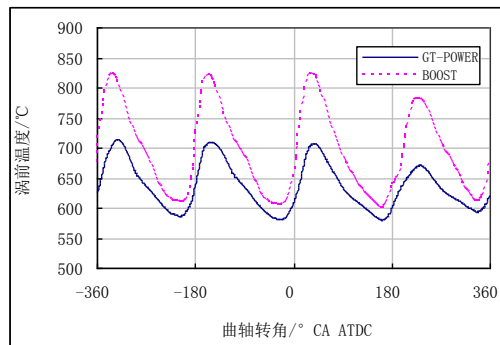


图 9 涡前温度对比

4.2.2 管路传热的对比

以涡前管路为例进行对比。涡前管路即 GT-POWER turbin 管路与 BOOST 管路 25。

表 12 为两软件计算的换热参数对比。可见：

- 1) 光滑管路稳态对流传热系数 h 相当（图 10）；
- 2) GT-POWER 进行了入口段修正、粗糙度传热修正和非稳态传热修正，瞬态修正系数如图 11 所示，其中非稳态传热修正波动较大；
- 3) GT-POWER 修正后的对流传热系数 h 比 BOOST 大（图 12），前者时间平均值是后者的 2.3 倍；
- 4) 尽管如此，GT-POWER 的热流量是 BOOST 的 1.3 倍，原因是两者的气体温度和壁面温度不同。

需要注意的是，在定壁面温度并采用相同的管路参数的前提下，则 GT-POWER 计算热流量与 BOOST 的比例远大于 1.3 倍。假设采用 GT-POWER 管路参数，不同壁面温度下热流量比例如图 14 所示。

表 12 管路换热参数对比

	GT-POWER	BOOST
传热模型	Colburn	Colburn
稳态光滑管路 h (时间平均) $/(W/m^2K)$	310	304
入口段修正系数	1.17	
粗糙度传热修正系数	1.41	
非稳态传热修正系数	1.55	
修正后 h (时间平均) $/(W/m^2K)$	698	304
气体温度 (时间平均) $T_g/^\circ C$	636	693
壁面温度 $T_w/^\circ C$	595	577
热流量 P/kW	0.342	0.265

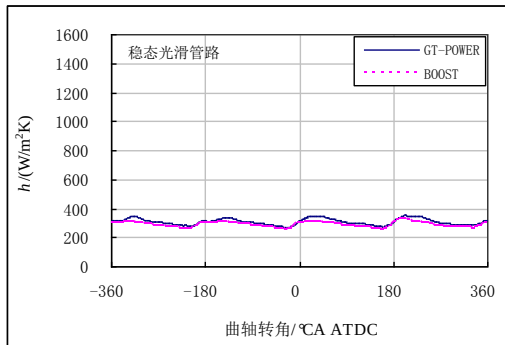
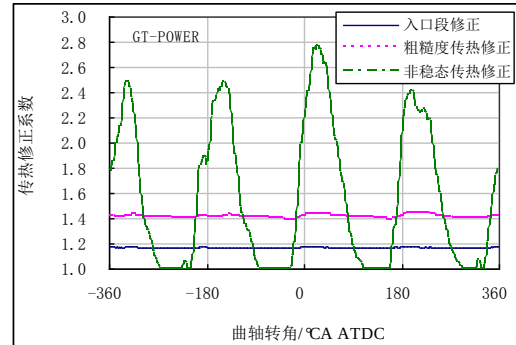
图 10 稳态光滑管路 h 对比

图 11 GT-POWER 传热修正系数

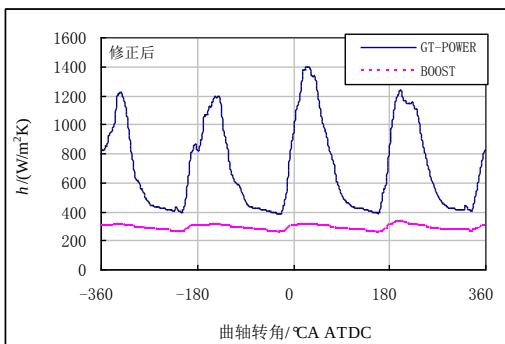
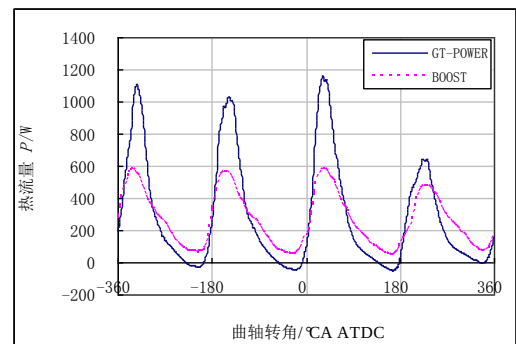
图 12 修正后 h 对比

图 13 瞬时热流量对比

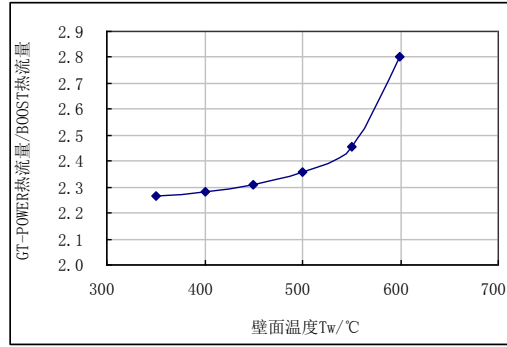


图 14 壁面温度对热流量比的影响

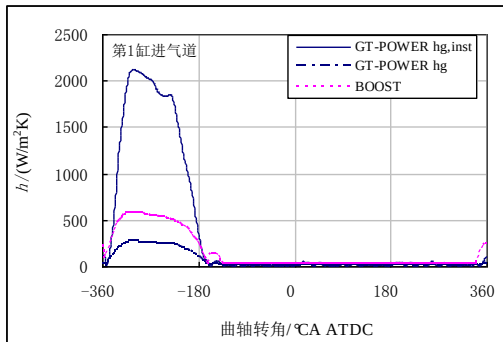
4.2.3 气道传热对比

表 13 是两个软件的换热参数对比。可见：

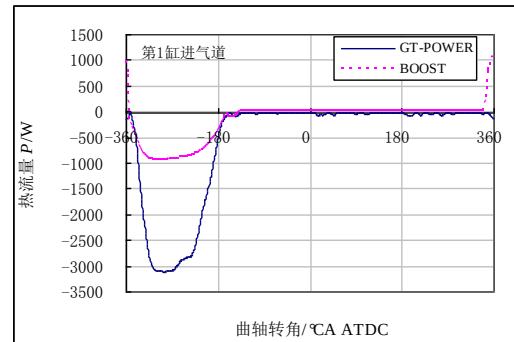
- 1) GT-POWER 气道采用了粗糙度传热修正、非稳态传热修正和对流传热乘积因子修正（表 13）；
- 2) GT-POWER 修正后的对流传热系数 h 比 BOOST 大，导致对流传热量也比 BOOST 大（图 15 和图 16）。

表 13 气道换热参数对比

	进气道		排气道	
	GT-POWER	BOOST	GT-POWER	BOOST
传热模型	Colburn	Zapf	Colburn	Zapf
稳态光滑管路 h (时间平均) $/(W/m^2K)$	59	144	114	362
入口段修正系数	1.0		1.0	
粗糙度传热修正系数	1.1		1.1	
非稳态传热修正系数	1.7		2.6	
对流传热乘积修正因子	1.5		2.0	
修正后 h (时间平均) $/(W/m^2K)$	381	144	1044	362
气体温度 T_g (时间平均) $/^\circ\text{C}$	70	71	589	624
壁面温度 $T_w / ^\circ\text{C}$	177	177	277	277
热流量 (时间平均) P/kW	-0.57	-0.17	4.49	1.71

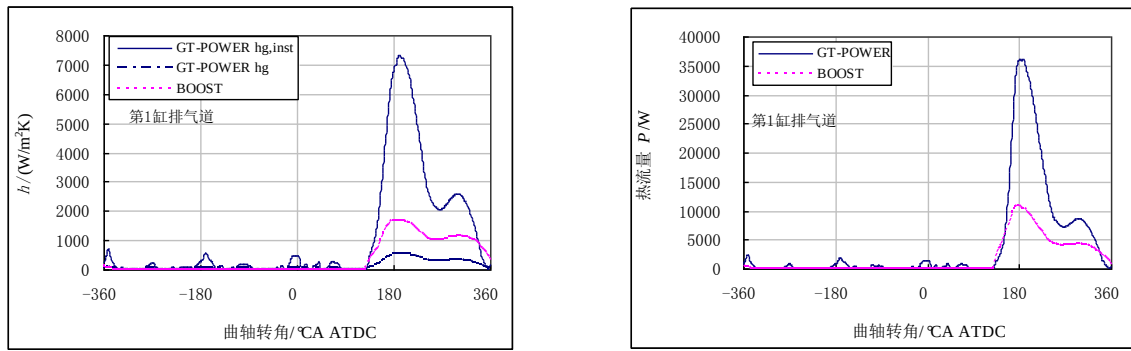


(a) 对流传热系数



(b) 热流量

图 15 进气道换热参数对比



(a) 对流换热系数

(b) 热流量

图 16 排气道换热参数对比

4.3 气道传热乘积修正因子的影响

4.3.1 进气道传热乘积因子

表 14 计算了 GT-POWER 进气道传热乘积因子（或进气道热流量）对空气流量和充气效率的影响，并与 BOOST 对比。计算结果表明（图 17）：

1) 对于 GT-POWER，相对于基准设置，进气道热流量对空气流量和充气效率影响较大；对于 BOOST，相对于基准设置，进气道热流量对空气流量和充气效率影响较小，这与前文的推测相符；

2) GT-POWER 和 BOOST 进气道热流量为 0 时，空气流量和充气效率相差较大，这与前文的推测不符。

对两个软件气道流量的对比分析可参考论文[7]。

4.3.2 排气道传热乘积因子

表 14 也计算了排气道传热乘积因子的影响。当 GT-POWER 排气道传热乘积因子 0.63 时，排气道热流量与 BOOST 基准设置相当。

表 14 GT-POWER 和 BOOST 进气道热流量对空气流量和充气效率的影响

	GT-POWER						BOOST	
	基准						基准	
传热模型	-	-	-	-	-	-	Zapf	None
进气道传热乘积因子	1.5	1.0	0.5	0	1.5	1.5	-	
排气道传热乘积因子	2.0	2.0	2.0	2.0	1	0.63		
进气道热流量/kW	-2.2	-1.6	-0.8	0	-2.3	-2.2	-0.67	0
排气道热流量/kW	19.3	19.1	18.9	18.7	10.5	6.8	6.8	0
空气流量/(kg/s)	0.150	0.152	0.153	0.155	0.150	0.150	0.152	0.153
充气效率	0.910	0.921	0.932	0.944	0.910	0.911	0.924	0.932
涡前温度（时间平均）/℃	636	629	622	615	679	696	693	

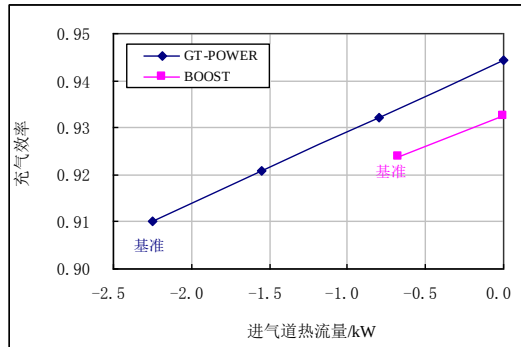


图 17 进气道热流量对充气效率的影响

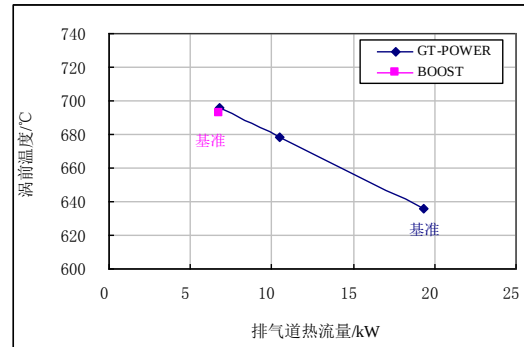


图 18 排气道热流量对涡前温度的影响

4.4 气缸传热乘积修正因子的影响

表 10 中热平衡计算结果，GT-POWER 气缸对流传热乘积因子设置为 1.0。

如果按照 GT-POWER 在线帮助“建议对流传热乘积因子定为 1.1~1.4”，则涡前温度会更低，总指示油耗率 ISFCg 和油耗率 BSFC 也会变差，如表 15 所示。

因此，在进行模型校核时，对该参数需要审慎设置。

表 15 气缸对流传热乘积因子对性能的影响（Diesel_WGController.gtm 3000r/min 工况）

气缸对流传热乘积因子	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
气缸热流量/kW	38.6	42.0	45.3	48.5	51.7
充气效率	0.910	0.909	0.907	0.905	0.904
η_{ig}	0.429	0.426	0.423	0.420	0.416
ISFCg(g/kWh)	194.2	196.5	198.0	199.5	201.0
BSFC/(g/kWh)	241.6	243.8	246.0	248.2	250.4
涡前温度（时间平均）/°C	636	627	618	609	600

4.5 气缸传热模型的对比

本节对比分析 WoschniClassic/Woschni1978、GT-POWER WoschniGT 模型和 BOOST AVL2000 模型。

表 16 为计算结果，重点分析传热模型对充气效率和高压循环做功能力（用 η_{ig} 和 ISFCg 表征）的影响。

表 16 气缸传热模型对比

	GT-POWER		BOOST	
计算方案	WoschniClassic	WoschniGT	Woschni1978	AVL2000
气缸热流量/kW	38.6	35.9	37.7	37.2
充气效率	0.910	0.909	0.924	0.908
η_{ig}	0.429	0.425	0.435	0.433
ISFCg(g/kWh)	194.2	196.2	192.6	193.5
BSFC/(g/kWh)	241.6	244.8	237.6	238.1
涡前温度（时间平均）/°C	636	651	693	704

4.5.1 GT-POWER WoschniGT 和 WoschniClassic 模型的对比

WoschniGT 模型是 GammaTechnologies 公司提出, K1 和 K2 与经典 Woschni 模型(WoschniClassic 和 WoschniSwirl) 不同, 具体表现在:

- 1) K2 采用-0.5, 目的是提高计算效率[2];
- 2) 与 WoschniClassic 相比, 换气过程排气和进气倒流时 C1 减小。

图 19、图 20、图 21 分别为 WoschniClassic 和 WoschniGT C1 参数、传热系数、热流量的对比。可见:

- 1) 与 WoschniClassic 相比, WoschniGT 模型排气过程和进气过程后期的 C1 小, 导致传热系数小;
- 2) WoschniGT 的传热系数峰值大。

对于 Diesel_WGController.gtm 模型 3000r/min 工况, WoschniClassic 和 WoschniGT 最大传热系数和平均热流量 $\bar{P}$ 的关系是:

$$\begin{aligned} h_{\max, \text{WoschniGT}} &= 1.13 * h_{\max, \text{WoschniClassic}} \\ \bar{P}_{\text{WoschniGT}} &= 0.93 * \bar{P}_{\text{WoschniClassic}} \end{aligned} \quad (17)$$

表 17 为 WoschniClassic 和 WoschniGT 对应整机性能的对比。同时列出了 WoschniGT F1 和 WoschniGT F2 两个计算方案。其中:

1) 与 WoschniClassic 相比, 采用 WoschniGT 模型时, 气缸热流量减小 7%, 但总指示油耗率 ISFCg 增大 2.0g/kWh, 涡前温度增大 15℃。这是因为, 采用 WoschniGT 模型时, 燃烧和做功行程的热流量大(图 21), 做功能力差, 导致总指示热效率 η_{ig} 低, 总指示油耗率 ISFCg 和油耗率 BSFC 差;

2) WoschniGT F1 的气缸对流换热乘积因子为 1.085, 气缸热流量与 WoschniClassic 方案相同, 但 ISFCg 增大 3.4g/kWh;

3) WoschniGT F2 的气缸对流换热乘积因子为 0.88, η_{ig} 和 ISFCg 与 WoschniClassic 方案相同, 但气缸热流量减小 17%。

因此, 在进行性能预测时, 需要注意 WoschniGT 和 WoschniClassic 模型的差别。

表 17 WoschniClassic 和 WoschniGT 对应整机性能对比 (Diesel_WGController.gtm 3000r/min 工况)

计算方案	WoschniClassic	WoschniGT	WoschniGT F1 (等气缸热流量)	WoschniGT F2 (等 η_{ig})
气缸对流换热乘积因子	1.0	1.0	1.085	0.88
气缸热流量/kW	38.6	35.9 (7%↓)	38.6 (→)	32.0 (17%↓)
充气效率	0.910	0.909	0.908	0.911
η_{ig}	0.429	0.425	0.422	0.429
ISFCg(g/kWh)	194.2	196.2(2.0↑)	197.6 (3.4↑)	194.2 (→)
BSFC/(g/kWh)	241.6	244.8	246.9	241.8
涡前温度(时间平均)/℃	636	651 (15↑)	644	661

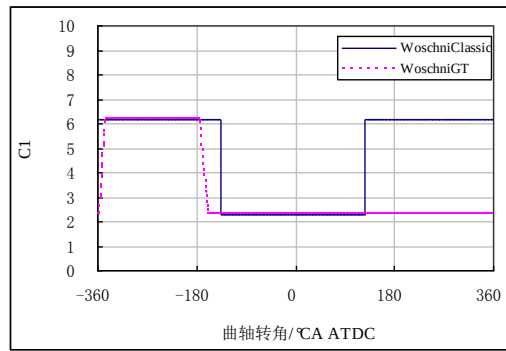


图 19 WoschniClassic 和 WoschniGT C1 的对比

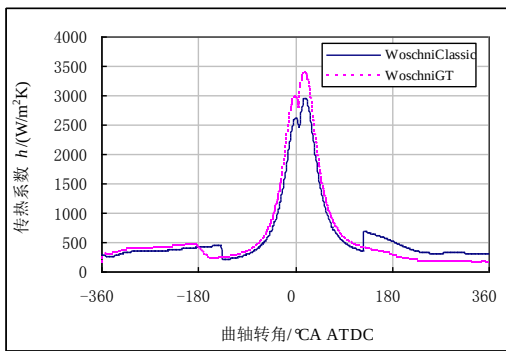


图 20 WoschniClassic 和 WoschniGT 传热系数的对比

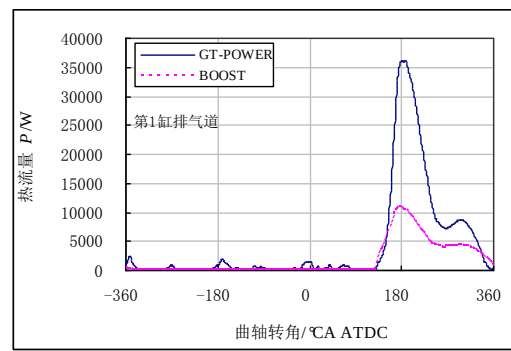


图 21 WoschniClassic 和 WoschniGT 热流量的对比

4.5.2 BOOST Woschni1978 和 AVL2000 模型的对比

图 22、图 23 分别为 Woschni1978 和 AVL2000 传热系数、热流量的对比。可见，AVL2000 在进气过程的传热系数和热流量均比 Woschni1978 大。

由表 16 可见，与 Woschni1978 相比，AVL2000 的充气效率小 1.6 个百分点，气缸热流量小 0.5kW，但高压循环阶段传热略微增大，使 ISFC_g 增大 0.9g/kWh。

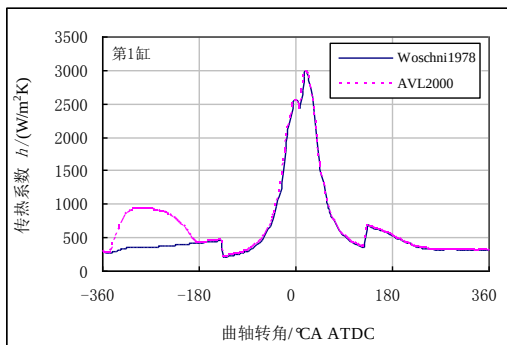


图 22 Woschni1978 和 AVL2000 传热系数的对比

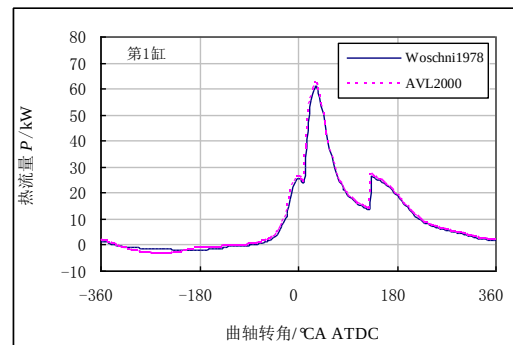


图 23 Woschni1978 和 AVL2000 热流量的对比

5. 结论

1) 对传热参数的敏感性分析表明:

气缸壁面温度、进气道和排气道壁面温度、气缸对流传热乘积因子、进气道和排气道传热乘积因子对涡前温度影响较大。

其中, 气缸壁面温度、进气道壁面温度、气缸对流传热乘积因子、进气道传热乘积因子不但对涡前温度影响大, 对充气效率影响也大。

仅排气道壁面温度和排气道传热乘积因子单独影响涡前温度。

2) 对比 GT-POWER 和 BOOST 的缸内传热、管路传热和气道传热模型表明:

在缸内传热方面, GT-POWER WoschniClassic 和 BOOST Woschni1978 模型是完全等效的。GT-POWER WoschniSwirl 和 BOOST Woschni1978 几乎相同, 前者 C1 项采用涡流比, 后者采用速度比。GT-POWER WoschniHuber 和 BOOST Woschni1990 几乎相同。

在管路传热方面, GT-POWER 采用了粗糙度传热修正、非稳态传热修正、疑似入口段传热修正, 而 BOOST 仅采用了弯管修正。

在气道传热方面, GT-POWER 采用了与管路相同的算法, 而 BOOST 采用 Zapf 模型。两软件对气道传热处理方法的不同会影响进气量。

3) GT-POWER 和 BOOST 热平衡对比计算表明:

在 GT-POWER 采用推荐参数设置(进气道传热乘积因子 1.5, 排气道传热乘积因子 2.0)并与 BOOST 采用相同缸内传热模型情况下, GT-POWER 和 BOOST 进气道、排气道和管路热流量, 以及充气效率存在较大差别。GT-POWER 计算涡前温度比 BOOST 低 57℃, 主要原因是 GT-POWER 计算排气道热流量大。

GT-POWER 在线帮助“建议对流传热乘积因子定为 1.1~1.4”, 需审慎采纳。

与 WoschniClassic 相比, 采用 WoschniGT 模型时, 气缸热流量减小 7%, 涡前温度增大 15℃, 但总指示油耗率 ISFCg 增大 2.0g/kWh。

GT-POWER 采用进气道传热乘积因子 1.5 和 WoschniClassic 模型的组合, 与 BOOST 采用 Zapf 模型和 AVL2000 模型组合, 得到的充气效率相当。

4) 通过本文的研究表明:

传热模型及参数设置影响气道、缸内、管路传热量, 并间接影响充气效率, 而传热量和充气效率又影响涡前温度。

GT-POWER 计算涡前温度高的可能原因之一是推荐排气道传热乘积因子 1.5~2.0 过大, 可最低下调至 0.63, 此时计算排气道热流量与 BOOST 相当。

建议 GT-POWER 进气道传热乘积因子设置为 1.5, 此时尽管进气道传热量与 BOOST 差别较大, 但充气效率与 BOOST (Zapf+AVL2000) 相当。

6. 参考文献

- [1] 顾宏中, 涡轮增压柴油机热力过程模拟计算[M], 上海交通大学出版社, 1985
- [2] Gamma Technologies, “GT-SUITE—Engine Performance Application Manual VERSION 2016”
- [3] AVL, “Theory—AVL BOOST VERSION 2013.1” [M]

- [4] Claudia Schubert, Andreas Wimmer and Franz Chmela, Advanced Heat Transfer Model for CI Engines[C], SAE2005-01-0695
- [5] Gamma Technologies, “GT-SUITE Flow Theory Manual—VERSION 7.0” [M]
- [6] 杨世铭, 陶文铨, 传热学[M], 高等教育出版社, 1998
- [7] 曲栓, GT-POWER 和 BOOST 气道流量计算对比[C], 2018 年 IDAJ 中国 CAE/CFD 技术年会