

DOI: 10.7652/xjtuxb201808023

发动机水套缸垫水孔局部参数化优化设计

郭迁, 韦静思, 武珊, 丁尚芬, 吕伟, 邵发科
(广州汽车集团股份有限公司汽车工程研究院, 511434, 广州)

摘要: 针对发动机水套缸垫水孔布置对冷却液流动影响较大,传统经验优化需要反复实验且主观性强、效率较低的问题,提出了一种缸垫水孔局部参数化的优化方法:建立缸垫水孔局部参数化的水套冷却模型并对该建模方法进行了实验验证;对水套流动及换热进行求解,基于最优拉丁超立方设计和响应面模型(RSM),建立了各关注量与缸垫水孔半径的近似模型并进行了验证;利用该近似模型约束各部分水路流量,以提高鼻梁区对流换热系数(HTC)、降低 HTC 不均匀度及压损为目标,应用相邻繁殖遗传算法(NCGA)对缸垫水孔的半径进行了优化。研究表明:缸垫水孔局部参数化建模方法简单且据实验表明可信度较高;通过实验设计及 RSM 建立的近似模型能够很好地对各目标值进行预测;利用该近似模型进行优化后,各支路流量分配合理,总压损下降了 18.8%,鼻梁区 HTC 整体提高且不均匀度下降了 57.7%。该方法能够一次性得到缸垫水孔的最优解且优化效果显著,避免了传统经验优化的重复性及主观性,效率较高。

关键词: 发动机水套;局部参数化;响应面模型;相邻繁殖遗传算法;多目标优化

中图分类号: TK42 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2018)08-0154-08

A Local Parametric Optimization Design of Gasket Water Holes for Engine Water Jackets

GUO Qian, WEI Jingsi, WU Shan, DING Shangfen, LÜ Wei, SHAO Fake
(Guangzhou Automobile Group Co., Ltd. Automotive Engineering Institute, Guangzhou 511434, China)

Abstract: A local parametric optimization method for gasket water holes is proposed to solve the problem that traditional experiential optimization methods for gasket water holes need repeated trials, and are of strong subjectivity and low efficiency. Firstly, a cooling model of water jackets for local parametric gasket water holes is established and verified by experiments. Then, the results such as pressure drop, mass flows of cylinder block and oil cooler, and heat transfer coefficient (HTC) of bridge zones are obtained through solution, and an approximation model between the parameters and radiuses of the gasket water holes is established based on the application of optimal Latin hypercube design and response surface model (RSM). The neighborhood cultivation genetic algorithm (NCGA) is applied for the multi-objective optimization of water hole radiuses based on the approximation model. Results show that the local parametric modeling method is simple and has high reliability, and the approximation model predicts target values very well. The performance is high after optimization, e. g., the mass flow distribution is reasonable, the pressure drop reduces by 18.8% and the non-uniformity of HTC in

bridge zone reduces by 57.7% (from 16.3 to 6.9). It is concluded that the proposed method gets the optimal solution of gasket water holes quickly and avoids the repetition and subjectivity of traditional experiential optimization.

Keywords: engine water jacket; local parameterization; response surface model; neighborhood cultivation genetic algorithm; multi-objective optimization

发动机冷却水套直接影响发动机的冷却效果、热量分配及能量利用,合理的冷却水套设计方案不仅可以提高发动机的热效率、减小高温部件的热负荷、延长发动机的工作寿命,并且有利于提高燃油经济性和改善尾气排放^[1-2],因此对水套进行合理的优化设计具有重要的意义。

国内外学者在水套优化设计方面做了许多相关研究。Satheesh 等采用实验与数值模拟的方法对某发动机水套进行了研究,肯定了计算流体动力学 CFD 技术在发动机水套设计中应用的正确性^[3]; Jian 等应用 CFD 技术优化改进某发动机缸垫水孔的尺寸大小及位置,提高了该机体水套的冷却性能^[4]。国内学者也利用计算流体力学软件对发动机水套进行了三维数值模拟研究,并对水套内流场、传热系数分布和压力损失等进行了分析^[5-6]。雷基林、张强等针对发动机各缸冷却水不均匀及局部流动死区等问题对水套进行结构优化,优化后冷却均匀性得到改善^[7-8]。此外,由于缸垫水孔的调整改动小、实施简单、成本较低且对水套内的流场影响很大,一部分学者通过缸垫水孔的调整对水套进行优化。其中:刘维针对某机型研究了缸垫水孔的布置方案对水套流场的影响,得到了缸垫水孔布置方案与水套流场分布之间的关系^[9];刘铁刚、唐刚志等对发动机缸垫水孔位置和尺寸进行了 CFD 仿真优化,使得水套的整体冷却能力显著提高^[10-11],但目前缸垫水孔的优化主要是根据经验进行,具有一定的主观性及重复性,效率较低。

本文提出了一种缸垫水孔局部参数化的优化方法:在缸垫水孔局部参数化的基础上,建立了某机型的水套冷却模型并进行实验验证;对水套压损、缸体及机油冷却器流量、鼻梁区对流换热系数(HTC)进行求解;基于最优拉丁超立方设计和响应面模型(RSM)建立了水套整体压损、缸体及机油冷却器流量、鼻梁区 HTC 与各缸垫水孔半径关系的近似模型;约束缸体及机油冷却器流量以提高鼻梁区 HTC、降低 HTC 不均匀度及压损为目标,应用相邻繁殖遗传算法(NCGA)对各缸垫水孔的半径进行优化,找到各缸垫水孔的最优半径,避免经验修改的重

复性及主观性,提高了优化效率。

1 基础理论

1.1 水套分析数学模型

水套三维稳态不可压缩流体对流换热稳态控制方程如下。

质量守恒方程为

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

动量守恒方程为

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = \mu \Delta \mathbf{u} - \nabla p + \mathbf{s} \quad (2)$$

能量守恒方程为

$$\rho \mathbf{u} \cdot \nabla T = \frac{\lambda}{c_p} \Delta T + s_T \quad (3)$$

式中: ρ 为密度; $\mathbf{u}$ 为速度矢量; p 为流体压力; μ 为流体动力黏度; c_p 为比热容; λ 为导热率; s 为动量方程广义源项; T 为温度, s_T 为能量方程广义源项。

国内外学者对流体湍流模型已经做过很多理论研究^[12-13],而 $k-\epsilon$ 湍流模型因具有较高的精度被广泛应用于计算流体力学中,其数学表达式如下。

湍流动能方程为

$$\frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

湍流耗散率方程为

$$\frac{\partial(\rho \epsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

式中: k 为湍动能; ϵ 为湍流耗散率; u_i 为 i 方向的速度分量; x_i 为 i 方向的空间坐标位置分量; μ_t 为湍动黏度; G_k 为有层流速度梯度产生的湍流动能; Pr_k 、 Pr_ϵ 为湍流普朗特数; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 为经验参数。

1.2 响应面模型

响应面法是用一个超曲面来近似地替代实际复杂结构的输入与输出关系的方法^[14-15]。本文采用多元四阶响应面模型,表达式为

$$\begin{aligned} \bar{y} = & \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \cdots + \beta_M x_M + \\ & \beta_{M+1} x_1^2 + \beta_{M+2} x_2^2 + \cdots + \beta_{2M} x_M^2 + \\ & \beta_{2M+1} x_1^3 + \beta_{2M+2} x_2^3 + \cdots + \beta_{3M} x_M^3 + \\ & \beta_{3M+1} x_1^4 + \beta_{3M+2} x_2^4 + \cdots + \beta_{4M} x_M^4 + \end{aligned}$$

$$\sum_{a \neq b} \beta_{ab} x_a x_b \tag{6}$$

式中： $\hat{y}$ 为输出变量； x_a 为输入变量； β_{ab} 为回归模型表达式中的变量系数； M 为输入变量数。

为提高模型精度，以残差平方和最小作为目标对关键项进行取舍，表达式为

$$R = \sum_{a=1}^n (y_a - \hat{y}_a)^2 \tag{7}$$

式中： y_a 是响应实际值； $\hat{y}_a$ 是响应近似值。

1.3 相邻繁殖遗传算法

NCGA 算法由遗传算法发展而来，通过排序后分组进行交叉的方法实现“相邻繁殖”的机制，使接近帕雷托前沿的解进行交叉繁殖的概率增大，加速计算的收敛过程^[15-16]，主要流程如下。

步骤 1 初始化，令 $t=0$ ，设置第一代个体 P ，种群数为 N ，计算个体对应的适应值函数，记为 A ；

步骤 2 令 $t=t+1, P_t=A_{t-1}$ ；

步骤 3 个体 P_t 按向目标聚集的目标值的方向进行排序， P_t 根据上述排序分组，每组由 2 个个体组成；

步骤 4 在每一组中执行交叉和变异操作，由两个父本产生两个子代个体，同时删除父本；

步骤 5 将所有子代个体组成一组新的 P_t ，将 A_{t-1} 与 P_t 组合，按环境选择机制，从 $2N$ 个个体中选出 N 个个体；

步骤 6 如果满足终止条件，则终止优化程序，否则返回步骤 2。

2 初始模型建立及验证

2.1 初始模型建立

整个水套的计算域包括缸体水套、缸盖水套和缸垫水孔 3 部分。将缸盖及缸体水套模型提取处理后直接导入 CFD 计算软件中，为保留各缸垫水孔的设计参数，缸垫水孔直接在 CFD 计算软件中建立，并提取缸垫水孔 1 到缸垫水孔 5 的半径 $R_1 \sim R_5$ 作为变量，通过交界面将缸体水套和缸盖水套连接起来，实现缸垫水孔的局部参数化建模。

缸垫水孔分布如图 1 所示，冷却液从水泵入口进入缸套后，一部分通过缸垫水孔 1 和缸垫水孔 2 直接进入缸盖，流量记为 m_b ；剩余冷却液直接进入缸体主体，流量记为 m_b ，流经缸体后，其中一部分冷却液通过缸垫水孔 3 和缸垫水孔 4 后进入缸盖，剩余部分流经机油冷却器后通过缸垫水孔 5 进入缸盖，流量记为 m_c ，最后从缸盖总出口流往散热器方向。缸垫水孔的初始半径见表 1。

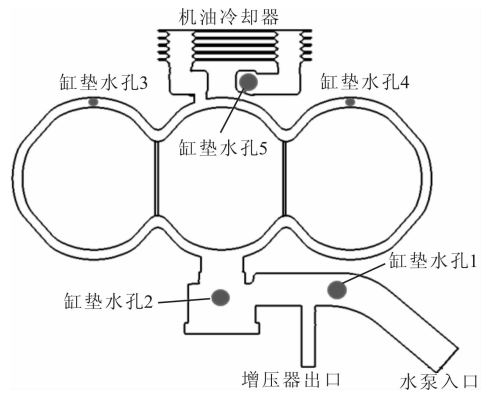


图 1 缸垫水孔分布示意图

表 1 缸垫水孔半径初始设计值 mm

R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
6.5	6	3	3	6.5

采用蜂窝状单元进行网格划分，单元平均尺寸为 3 mm，细化关键位置处（水套鼻梁区位置）及其他小尺寸结构的网格，边界层厚度为 1 mm，共 3 层，采用 1.5 倍的拉伸率，总体网格数约为 199 万。冷却液质量分数为 50% 的水和质量分数为 50% 的乙二醇混合液，物性参数如下所示：密度为 $1\,024\text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ；动态黏度为 $8 \times 10^{-4}\text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，比热容为 $3\,630\text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ，导热率为 $1.493\text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ 。

水泵入口流量为 $137.1\text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，温度为 $95\text{ }^\circ\text{C}$ ，增压器出口流量为 $6.89\text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ ，缸盖出口压力为 0 MPa，参考压力为 2 MPa。水套壁面分为 2 个温度区域，缸体壁面温度为 $100\text{ }^\circ\text{C}$ ，缸盖及缸垫水孔壁面温度为 $110\text{ }^\circ\text{C}$ 。采用稳态计算、分离式求解器、 $k-\epsilon$ 湍流模型及全 Y^+ 壁面处理。

2.2 模型验证

为对以上局部参数化建模方法进行验证，以现有产品中的某款发动机为基础，进行实验与仿真的对比。实验中拆除进口水泵及出水管，通过定制工装与发动机外冷却液循环系统相连，冷却液通过加热箱控制在 $95\text{ }^\circ\text{C}$ ，在定制工装处进行压力的读取，如图 2 所示。对 $126.7\text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$ 流量下的压差进



(a)进口工装及测点 (b)出口工装及测点

图 2 进出口工装及测点

行测量,得到 3 组样本数据分别为 54.3、54.6 和 55.2 kPa,实验数据重复性较好,具有较高的可信度,取 3 组数据的平均值得到实验压差为 54.7 kPa。

以 2.1 节中相同的方法建立该发动机实验条件下的仿真模型,如图 3 所示,进出口边界条件及压力测量点与实验相一致,计算得到 $126.7\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ 流量下压差为 56.9 kPa,与实验相比误差为 4.02%,在 5% 以内,误差较小,表明该建模方法具有较高的可信度,可以进行后续的仿真及优化。

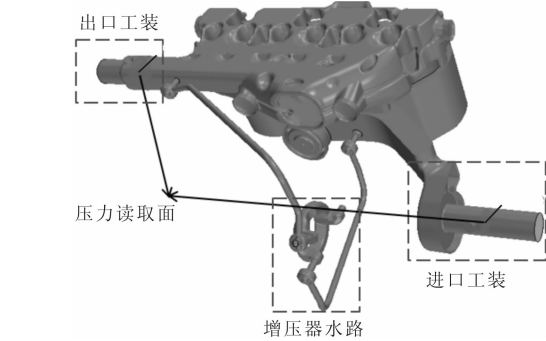


图 3 实验条件下的计算模型

3 初始模型结果分析

压力损失、各部分流量分配及鼻梁区 HTC 是水套优化设计中的重要指标,因此对初始水套流场及换热进行仿真计算,并提取相关数据进行分析。

3.1 水套压损及流量分配

图 4 给出了水套压力分布云图,可见缸体压力较大,从入口到出口压力逐渐减小,总的压损为 56.24 kPa,压力损失较大。

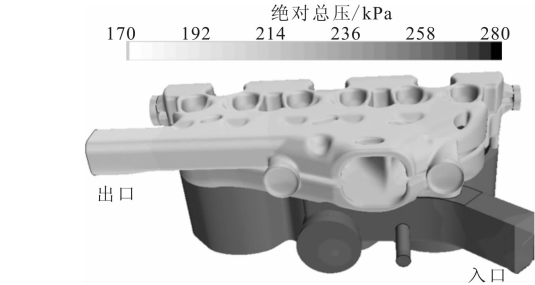


图 4 水套压力分布云图

设计水套时流量的分配影响整个水套的冷却效果。该机型要求缸体流量控制在 $30\sim34\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$,机油冷却器流量控制在 $15\sim16\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$ 之间,而计算结果显示缸体流量 m_b 为 $38.5\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$,机油冷却器流量 m_c 为 $17.74\text{ L}\cdot\text{min}^{-1}$,表明缸体及机油冷却器的流量均偏大,未满足设计要求。

3.2 鼻梁区 HTC 分析

HTC 反映水套冷却能力的大小,在发动机工作

过程中,鼻梁区热负荷最大,因此在水套设计中,鼻梁区处的 HTC 至关重要,在保证其大小的同时还需关注其不均匀性,使各缸鼻梁区冷却能力相当。

图 5 给出了缸盖底面 HTC 分布云图,可以看出 HTC 整体较高,且不存在冷却死区。各缸鼻梁区 HTC 平均值见表 2,其中 1 缸较大,2、3 缸较小。

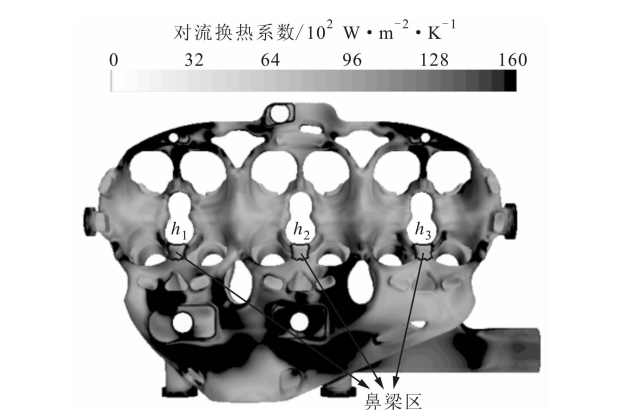


图 5 缸盖水套 HTC 分布云图

采用相对标准偏差系数来表征各鼻梁区 HTC 的分布均匀性,相对标准偏差系数越小,HTC 分布均匀性越好。HTC 不均匀度计算公式为

$$C_h = \frac{100 \sqrt{\sum_{j=1}^3 \left(h_j - \frac{1}{3} \sum_{j=1}^3 h_j \right)^2 / (3-1)}}{\sum_{j=1}^3 h_j / 3} \quad (8)$$

式中: h_j 为第 j 缸鼻梁区位置 HTC 值。由此计算得到鼻梁区的 HTC 不均匀度为 16.3,数值较大表明各缸鼻梁区冷却均匀性较差。

表 2 各缸鼻梁区 HTC 平均值 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$

h_1	h_2	h_3
11 561	8 892	8 746

由上述计算结果可知,水套流量分配未达到设计要求,且压损及鼻梁区 HTC 均有待改善,因此有必要对该水套进行优化。

4 多目标缸垫孔参数优化

为使水套各部分流量分配合理、减小压损及鼻梁区 HTC 不均匀度、提高鼻梁区 HTC,将各缸垫水孔半径作为设计变量,各优化目标作为输出结果,进行实验设计、模型拟合及多目标优化。

4.1 缸垫水孔实验设计方案及结果计算

将各缸垫水孔的半径作为设计变量,根据各缸垫水孔实际位置确定其变化范围,见表 3。

表 3 各缸垫水孔半径变化范围 mm

半径	初始值	范围
R_1	6.5	(4,11)
R_2	6	(4,11)
R_3	3	(2,7)
R_4	3	(2,7)
R_5	6.5	(4,9)

根据上述变量的变化范围,采用最优拉丁超立方设计得到缸垫水孔实验设计矩阵,共 60 组,见表 4。最优拉丁超立方设计是在 n 维空间中,将每一维空间等分为 m 个区间,随机选取 m 个样本点,在保证每一个水平因子只被选取一次的同时使样本点均匀地分布在设计空间中,即得到 n 维空间、样本点为 m 的最优拉丁超立方设计矩阵,该方法具有很好的空间填充性和均衡性。图 6 给出了二维空间、样本点为 9 的最优拉丁超立方设计矩阵。

表 4 部分缸垫水孔半径实验设计矩阵表 mm

编号	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5
1	5.94	10.71	5.87	4.75	5.05
2	10.04	4.37	3.02	4.61	5.79
3	10.09	10.93	6.97	2.87	4.92
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
60	5.47	9.48	5.17	5.29	8.84

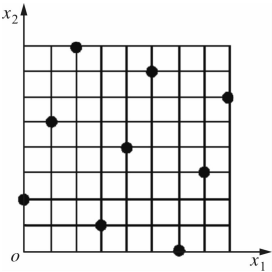


图 6 最优拉丁超立方设计示意图

根据上述实验设计矩阵分别对缸垫水孔半径进行调整并重新进行计算,从计算结果中提取各缸鼻梁区 HTC(h_1 、 h_2 、 h_3)、水套压损 d_p 以及 m_b 和 m_c ,部分实验设计计算结果见表 5。

表 5 部分缸垫水孔实验样本计算结果

编号	$h_1/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_2/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_3/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	d_p/Pa	$m_b/L \cdot min^{-1}$	$m_c/L \cdot min^{-1}$
1	8 383	8 720	9 094	29 155	33.57	7.00
2	14 525	9 514	8 462	35 862	33.73	11.25
3	9 811	11 296	9 863	22 444	23.76	5.33
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
60	7 972	9 334	8 811	34 655	39.83	9.81

4.2 近似模型的建立及验证

将各缸垫水孔半径作为输入,计算结果作为输出,应用 4 阶响应面模型,建立各缸垫水孔半径与 h_1 、 h_2 、 h_3 、 m_b 、 m_c 及 d_p 的关系的近似模型。采用最优拉丁超立方设计方法选取 5 组缸垫水孔设计参数并分别建立模型进行计算,模型计算结果及近似模型预测结果见表 6,两者误差见表 7。可以看出,近似模型预测结果误差控制在 5% 以内,说明采用 4 阶响应面法建立的预测模型具有较高的精度,可采用该近似模型进行后续缸垫水孔半径的参数优化。

4.3 多目标参数优化

利用式(8)将不均匀度 C_h 与 h_1 、 h_2 及 h_3 关联起来,进行缸垫水孔的多目标参数优化。

约束函数为

$$\left. \begin{aligned} 30 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1} &\leq m_b \leq 34 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1} \\ 15 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1} &\leq m_c \leq 16 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1} \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

优化目标函数为

$$\left. \begin{aligned} \max h_1 \\ \max h_2 \\ \max h_3 \\ \min C_h \\ \min d_p \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

优化方法采用 NCGA 算法,参数配置如下:种群规模为 25,代数为 150。根据式(9)(10)约束及目标进行多目标优化,得到一组帕雷托最优解集,即目标函数的帕雷托前沿,结合经验赋予优化目标 h_1 、 h_2 、 h_3 、 C_h 、 d_p 不同的权重,分别为 1、1、1、500、2,计算得到最终的最优解及相应的缸垫水孔半径,见表 8。

根据优化结果对缸垫水孔半径进行调整并对水套进行流动计算,得到优化后缸盖水套 HTC 分布云图,如图 7 所示,各优化目标结果见表 9。可以看出:①优化后 m_b 为 $30.76 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$, m_c 为 $15.01 \text{ L} \cdot \text{min}^{-1}$,相对于初始设计均有所减小且达到设计要求,主要是因为缸垫水孔 1 和缸垫水孔 2 的增大所致;②优化后水套压损明显下降,由 56.24 kPa 降

表 6 5 组缸垫水孔设计参数的模型计算结果与近似模型预测结果

	编号	$h_1/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_2/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_3/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	d_p/Pa	$m_b/L \cdot min^{-1}$	$m_c/L \cdot min^{-1}$
计算结果	1	14 134	10 733	8 815	36 460	32.08	12.65
	2	11 769	11 195	9 251	34 257	28.94	11.19
	3	8 332	9 951	8 900	31 409	36.00	8.38
	4	10 711	10 521	8 869	29 803	39.81	8.37
	5	10 794	11 033	9 489	24 288	28.48	7.16
近似模型预测结果	1	14 627	10 948	8 882	37 265	31.35	12.72
	2	11 331	11 182	9 190	33 915	28.90	11.07
	3	8 426	10 116	8 858	31 949	36.56	8.72
	4	10 482	10 505	8 756	29 964	39.96	8.42
	5	10 702	11 113	9 355	24 265	28.72	7.13

表 7 5 组缸垫水孔设计参数的模型计算结果与近似模型预测结果的误差对比 %

编号	误差					
	h_1	h_2	h_3	d_p	m_b	m_c
1	3.49	2.00	0.76	2.21	2.28	0.53
2	3.72	0.12	0.66	1.00	0.13	1.07
3	1.13	1.66	0.47	1.72	1.55	3.92
4	2.14	0.16	1.28	0.54	0.38	0.66
5	0.85	0.72	1.41	0.10	0.84	0.38

表 8 优化后各个变量最终的最优解及相应的缸垫水孔半径

$R_1/$ mm	$R_2/$ mm	$R_3/$ mm	$R_4/$ mm	$R_5/$ mm	$d_p/$ Pa	$m_b/$ $L \cdot min^{-1}$	$m_c/$ $L \cdot min^{-1}$	$h_1/$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_2/$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_3/$ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	C_h
6.73	7.68	3.13	2.62	8.36	45 760	31.06	15.02	9 991	10 571	9 126	7.3

表 9 约束及优化目标最终的计算结果

d_p/Pa	$m_b/L \cdot min^{-1}$	$m_c/L \cdot min^{-1}$	$h_1/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_2/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	$h_3/W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	C_h
45 642	30.76	15.01	9 761	10 456	9 105	6.9

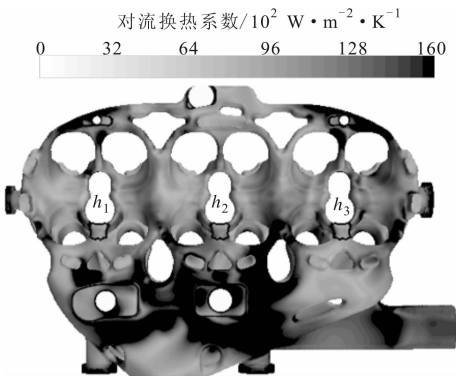


图 7 优化后缸盖水套 HTC 分布云图

为 45.64 kPa,而从缸垫水孔的半径变化可以看出,除去缸垫水孔 4 略有减小外,其余缸垫水孔半径相对于初始值都有所增大,缸体往缸盖流通面积增加,水套压损降低;③云图及鼻梁区 HTC 平均值均显示,在 1 缸鼻梁区 HTC 稍下降的情况下,2、3 缸 HTC 上升明显且整体数值较大,同时缸盖鼻梁区位

置 HTC 不均匀度由 16.3 降为 6.9,HTC 不均匀性得到明显改善,这主要是因为缸垫水孔 2 增加较大,使得流往 2、3 缸鼻梁区的流量增加,HTC 上升。总的来说,优化效果显著,各目标均得到明显改善。

5 结 论

在水套缸垫水孔局部参数化的基础上,对缸垫水孔半径进行实验设计并采用 RSM、NCGA 的方法对缸垫水孔半径进行了多目标优化,结果表明:

(1)缸垫水孔局部参数化建模避免了全参建模的复杂性,方法简单且压损结果与实验值相近,具有较高的可信度。

(2)通过实验设计及 RSM 方法建立的近似模型能够很好地对各目标值进行预测且误差控制在 5%以内,以此进行优化具有较高的精度。

(3)利用 NCGA 进行优化后,流量分配合理;水套压损降低了 18.8%(压损由 56.24 kPa 降为 45.64

kPa);鼻梁区 HTC 整体呈上升趋势,不均匀度降低了 57.7%(HTC 不均匀度由 16.3 降为 6.9),HTC 不均匀性得到明显改善。

总的来说,水套缸垫水孔局部参数化优化效果显著,避免了经验优化的重复性,提高了水套优化效率,节约了设计时间。

参考文献:

- [1] 张焕宇,郝志勇,郑旭. 柴油机冷却系统散热性能优化设计[J]. 浙江大学学报(工学版), 2014, 48(1): 70-75.
ZHANG Huanyu, HAO Zhiyong, ZHENG Xu. Optimization design of heat transfer performance for diesel cooling water jacket[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2014, 48(1): 70-75.
- [2] 何联格,左正兴,向建华. 气缸盖中两相流沸腾换热热机耦合仿真分析[J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(7): 23-28.
HE Liange, ZUO Zhengxing, XIANG Jianhua. Cylinder head thermo-mechanical coupling simulation on two-phase flow boiling heat transfer system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47(7): 23-28.
- [3] SATHEESH M, STEVE P, ZAFAR S. Coolant velocity correlations in an IC engine coolant jacket [C]// Proceedings of the SAE 2002 World Congress and Exhibition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2002: 2002-01-1203.
- [4] JIAN Y, JIM C, DANIEL D. Coolant flow optimization in a racing cylinder block and head using CFD analysis and testing [C]// Proceedings of the 2004 SAE Motorsports Engineering Conference and Exposition. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2004: 2004-01-3542.
- [5] 李宝童,洪军,孙静,等. 发动机冷却液流动与传热的数值模拟[J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(3): 17-21.
LI Baotong, HONG Jun, SUN Jing, et al. Numerical simulation for flow and heat transfer of engine coolant[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(3): 17-21.
- [6] 刘巽俊,陈群,李骏,等. 车用柴油机冷却系统的 CFD 分析[J]. 内燃机学报, 2003, 21(2): 125-129.
LIU Xunjun, CHEN Qun, LI Jun, et al. Automotive diesel engine water jacket CFD analysis[J]. Transactions of CSICE, 2003, 21(2): 125-129.
- [7] 雷基林,申立中,陈志娥,等. 卧式柴油机冷却水套结构优化与流动特性分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(11): 19-26.
LEI Jilin, SHEN Lizhong, CHEN Zhi'e, et al. A structural optimization cooling water jacket and an analysis of its flow characteristics of new-type horizontal diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(11): 19-26.
- [8] 张强,王志明. 基于 CFD 的船用柴油机缸体水套设计[J]. 内燃机学报, 2005, 23(6): 548-553.
ZHANG Qiang, WANG Zhiming. Designing of body water jacket by CFD in marine diesel engine[J]. Transactions of CSICE, 2005, 23(6): 548-553.
- [9] 刘维. 缸垫分水孔布置对发动机水套速度场和压力场分布影响研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2013: 31-59.
- [10] 刘铁刚,李君,高莹. 498 型柴油机冷却水套优化设计[J]. 吉林大学学报(工学版), 2008, 38(4): 778-781.
LIU Tiegang, LI Jun, GAO Ying. Optimization design for water jacket of 498 diesel engine[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2008, 38(4): 778-781.
- [11] 唐刚志,张力,焦志盛. 发动机冷却水套设计及改进[J]. 内燃机工程, 2014, 35(4): 91-96.
TANG Gangzhi, ZHANG Li, JIAO Zhisheng. Design and improvement of engine cooling water jacket[J]. Chinese Internal Combustion Engine Engineering, 2014, 35(4): 91-96.
- [12] 陶文铨. 数值传热学[M]. 2 版. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 333-376.
- [13] JONES W P, LAUNDER B E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence[J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972, 15(2): 301-304.
- [14] 王登峰,卢放. 基于多学科优化设计方法的白车身轻量化[J]. 吉林大学学报(工学版), 2015, 45(1): 29-37.
WANG Dengfeng, LU Fang. Body-in-white lightweight based on multidisciplinary design optimization[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2015, 45(1): 29-37.
- [15] 雷德明,严新平. 多目标智能优化算法及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2009: 41-50.
- [16] 郑赞韬,方杰,蔡国飙. 应用于工程设计的多目标优化方法比较[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(7): 860-864.
ZHENG Yuntao, FANG Jie, CAI Guobiao. Comparison of multi-objective optimization methods on engineering design[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2006, 32(7): 860-864.

(编辑 武红江)