

STAR-CD 在 3GA2 发动机冷却水套设计中的应用

夏兴兰 王胜利 陈大陆

一汽集团公司无锡油泵油嘴研究所

STAR-CD 在 3GA2 发动机冷却水套设计中的应用

The Application of CFD Technology in the Design of Cooling Jacket in the Gasoline Engine of Model 3GA2

夏兴兰 王胜利 陈大陆
一汽集团公司无锡油泵油嘴研究所

摘要：针对 3GA2 发动机在试验中出现的“拉缸”现象，应用 STAR-CD 软件对该机冷却水套中的流场和温度场进行分析，发现水套中存在大范围的低流速区和高温区，通过调整气缸垫中机体通往缸盖分水孔的大小和分布设计了改进方案，利用 STAR-CD 软件分析得到了最终的优化方案。

关键词：发动机；冷却水套；CFD 分析；温度场

ABSTRACT: Scuffing occurred in the test for the gasoline engine of Model 3GA2. After the flow field and temperature field in the cooling jacket are analyzed with the help of computational fluid dynamics software STAR-CD, it is found that there is low speed and high temperature field in the cooling jacket. The improved designs are introduced after the position and size of the hole in the jacket, in which water flows from cylinder block into cylinder head, are modified. The optimum design is obtained according to the CFD analyzed results in the improved design.

Key Words: Engine; Cooling Jacket; CFD Analysis; Temperature field

前言

发动机的冷却水套是其冷却系统的重要组成部分，它直接影响着缸盖、机体和活塞等零件工作的可靠性。由于冷却水套结构复杂，难于通过试验来对水套流场进行测量和分析，计算流体力学（Computational Fluid Dynamics，简称 CFD）是对水套冷却能力进行分析的有效手段，它通过三维数值模拟的方法获得冷却液在水套中的速度场、温度场和压力场等信息，从而对水套结构的合理性作出判断。

在 3GA2 发动机的开发过程中，在第二缸（尤其是靠近第三缸处）出现了“拉缸”现象，通过 STAR-CD 分析发现该区域存在较大范围流速低于 0.5m/s 的低流速区，因此发动机在大负荷工作时传给缸套的热量不能及时带走，将产生局部高温，高温导致蒸汽泡的产生，而流速低又不能将汽泡及时带走使得汽泡在此处积聚^[1]，从而将冷却水与缸套壁面隔开，不能有效地进行热交换而生产过热。为了改善水套的冷却效果，对缸垫分水孔的大小和位置进行了调整，应用 CFD 技术对改进方案的冷却情况进行了计算分析，从而得到一种优化方案。

1 3GA2 发动机水套的分析模型

1.1 几何结构模型

3GA2 发动机是由 TJ376 两气门汽油机改成四气门后的三缸汽油机，其主要参数如表 1 所示。该机采用整体式冷却方式，即缸盖水套和机体水套内的冷却液是相通的。水泵位于发动机前端，水箱位于发动机后端，冷却液从水箱出来冷却缸盖内的进气道后进入水泵，水泵将冷却液加压后送入机体排气侧。冷却液在机体中一方面从前端流向后端，另一方面由机体流向缸盖，最后从缸盖流出进入水箱，如图 1 所示。计算时将 Pro/E 生成的图 1 所示的三维 CAD 模型导入前处理软件 Hpermesh 中，进行几何清理和表面网格的化分。生成的表面网格导入 STAR-CD 的前处理软件 Pro*am 中化分体网格，图 2 为所生成的水套体网格，为了保证在计算精度和计算时间上取得合理的折中，在水套表面和气缸垫处对网格进行加密，网格总数为 100 万。

表 1 3GA2 发动机主要参数

缸径(mm)	76
行程(mm)	73
排量(l)	1.0
压缩比	10.0
标定点(kW/r/min)	45/6000
扭矩点(N.m/r/min)	89/4000

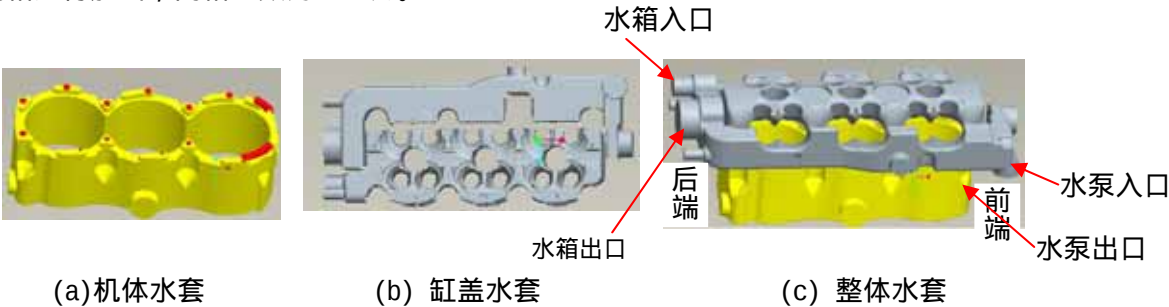


图 1 冷却水套模型

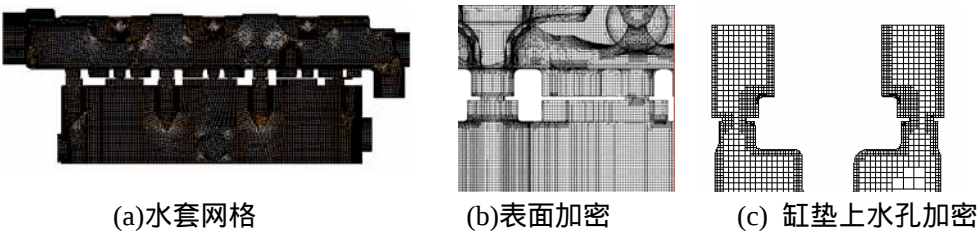


图 2 水套网格

1.2 CFD 计算分析模型

水套内流体的控制方程是一组守恒的偏微分方程，包括质量守恒方程（连续性方程）、动量守恒方程、能量守恒方程。

连续性方程为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = s_m \tag{1}$$

式中, t 为时间, $x_j(j=1,2,3)$ 为坐标, ρ 为密度, u_j 为气流速度在三个坐标上的分量, s_m

为质量源项, $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j)$ 为张量符号, $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = \frac{\partial(\rho u_1)}{\partial x_1} + \frac{\partial(\rho u_2)}{\partial x_2} + \frac{\partial(\rho u_3)}{\partial x_3}$ 。

动量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (i=1,2,3) \quad (2)$$

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u'_j u'_i} \quad (3)$$

式中, p 为气体压力, μ 为动力粘性系数, s_i 为动量源项, τ_{ij} 为作用在与 i 方向相垂直的平面上的 j 方向上的应力。 s_{ij} 为流体变形率张量, u' 为湍流脉动速度, $-\overline{}$ 表示平均, δ_{ij} 为克罗内尔符号。

$$s_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

能量守恒方程为:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h + \overline{\rho u'_j h'}) = \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + s_h \quad (4)$$

式中, h 为气体的比焓, s_h 为能量方程的源项。

在上面的方程中分别出现了 $-\overline{\rho u'_j u'_i}$ 和 $-\overline{\rho u'_j h'}$, 这些项来源于非线性对流项的分解和平均, 它们体现了湍流的输运作用, 通称为湍流输运项 $-\overline{\rho u'_j \phi'}$ 。湍流输运项的出现使得体系中未知数的数目超过了独立方程的数目, 方程变得不封闭, 因此需要建立湍流模型, 使湍流场中均流控制方程封闭, 从而得到均流控制方程的确定解。本文采用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型^{[2][3]}来模拟流体的湍流情况。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) = \mu_t (P + P_B) - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) = \frac{\varepsilon}{k} & \left[(\mu_t (C_{\varepsilon 1} P + C_{\varepsilon 3} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) \right. \\ & \left. - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \right] \end{aligned} \quad (6)$$

其中: η 是无量纲应变率或者平均流时间尺度与湍流时间尺度之比, S 是应变率张量的范数。

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (7)$$

$$S = (2s_{ij}s_{ij})^{1/2} \quad (8)$$

RNG k - ε 模型中的 k 方程与标准 k - ε 模型中的 k 方程相同。它与标准 k - ε 模型的主要区别有两点。(1) 方程中的常数并非用经验方法确定,而是利用 RNG 理论推导出来的精确值,各常数值见表 2。(2) 在 ε 方程式的右边增加了一项 T , 此项代表平均应变率对 ε 的影响。

表 2 RNG k - ε 湍流模型中的系数

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$C_{\varepsilon 4}$	η_0	β
0.085	0.719	0.719	1.42	1.68	0.0/1.42*	-0.387	4.38	0.012

注: *当 $P_B > 0.0$ 时, $C_{\varepsilon 3} = 1.42$; 其它 $C_{\varepsilon 3} = 0.0$

$$T = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \rho \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (9)$$

1.3 方程的求解和边界条件

冷却液为 50%水和 50%乙二醇的混合物,其密度为 1030kg/m^3 , 沸点为 106°C 。在 STAR-CD 软件中,采用稳态模式,利用有限体积法对以上输运方程进行求解^[4]。计算工况为发动机标定点 $45\text{kW}/6000\text{r/min}$, 计算所用的边界条件为:

(1) 与水泵进口相连的缸盖出口边界。采用定流量边界条件,根据水泵的参数得到流量为: 1.442kg/s 。

(2) 与水泵出口相连的机体入口边界。采用流速边界条件,根据水泵的流量和入口面积求得流速为 2.2738m/s 。

(3) 与水箱相连的缸盖出口边界。采用定压边界条件,根据水泵的扬程,选取压力为 $1.5 \times 10^4\text{Pa}$,同时设定水温为 90°C 。

(4) 与水箱相连的缸盖入口边界。采用定压边界条件,选取压力为 $2.5 \times 10^4\text{Pa}$,同时设定水温为 80°C 。

(5) 壁面边界。将整个壁面分为 8 个区域,机体分为三个区域,分别为上部(靠近活塞上止点区域)、中部和底部(靠近活塞下止点区域),其壁温分别为 120°C 、 110°C 和 100°C ;缸盖分为四个区域,从气缸中心算起,靠近排气门附近壁温分别为 120°C ,靠近排气道部份壁温分别为 110°C ,靠近进气门附近壁温分别为 110°C ,靠近进气道部份壁温分别为 100°C ;其余部分的壁温为 90°C 。

2 CFD 计算结果的分析与比较

2.1 原方案计算结果与分析

3GA2 发动机在 S1 样机阶段设计的水套结构如图 3 所示。

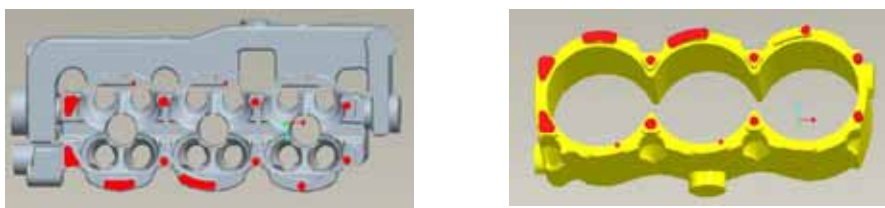


图3 原水套方案

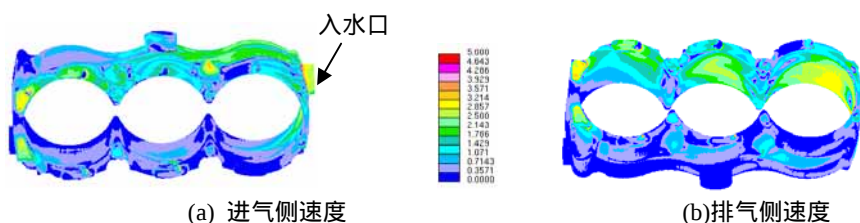


图4 原方案机体水套内流体速度分布

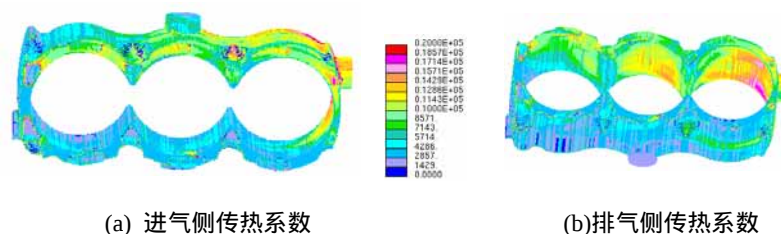


图5 原方案机体与冷却液间传热系数分布

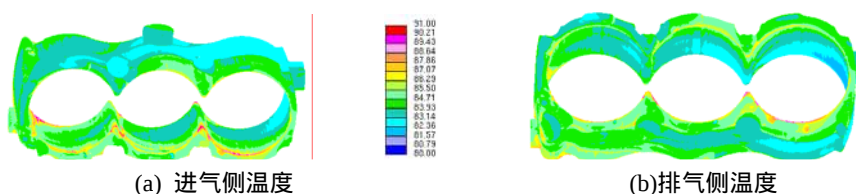


图6 原方案机体水套内冷却液温度分布 ($T_{\max}=94^{\circ}\text{C}$)

应用STAR-CD软件,通过CFD计算发现该水套在机体中的进气侧(尤其是第二缸和第三缸)有大范围的速度小于 0.5m/s 的低速区,而在排气侧反而不存在低速区,如图4所示,这是由于机体的入水口严重偏向排气侧,而离进气侧较远造成的。由于对流换热系数受流体速度影响较大,因而在第二缸和第三缸中的进气侧传热系数也较小,如图5所示。传热系数小,使得冷却液与缸套得热交换能力下降,不能及时把缸套从燃烧室中吸收的热量带走,从而使得冷却液在第二缸的机体上部存在局部高温区域,最高温度达 94°C ,如图6所示。冷却液温度的提高促使缸套温度进一步提高,这样增加了缸套的变形并使其强度下降,从而产生拉缸现象。原水套方案在缸盖上也生产了局部高温,最高温度达 98°C ,如图7所示。



图7 原方案水套温度场 ($T_{\max}=98^{\circ}\text{C}$)

2.1 改进方案计算结果与分析

原方案中,由于机体冷却液温度偏高而导致缸套拉缸现象,这就需要对水套的布置形式进行改进。造成机体冷却液温度偏高的原因是机体的入水口过分偏向排气侧,所以首先想到将该入水口往进气侧方向移动,但由于 3GA2 发动机是在原 2 气门 TJ376 汽油机基础上改成四气门而得到的,要求尽量不改变机体结构,所以放弃该方案。因为气缸垫的加工比较简单,所以想到通过改变缸垫中机体到缸盖的上水孔的位置和大小来调整机体中冷却液的分布和流向,为此设计了 A、B、C、D 4 种改进方案,如图 8 和表 3 所示。

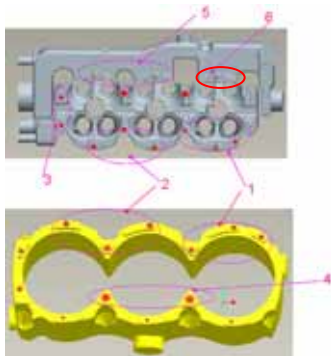


图 8 改进方案模型

表3 改进方案概述(直径:mm)

方案	特征1	特征2	特征3	特征4	特征5	特征6
A	5	6	5	8	3	-
B	6	5	5	8	3	-
C	6	5	5	8	3	3
D	5	6	5	8	3	3

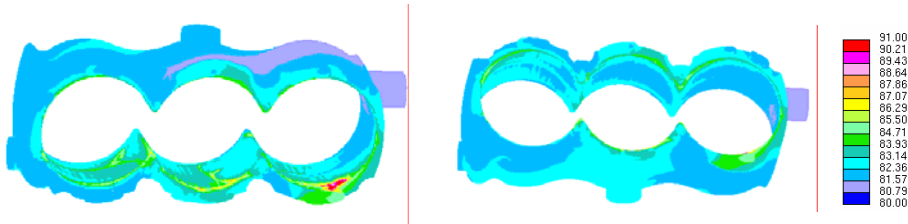


图 9 方案A 机体冷却液温度场 $T_{\max}=95^{\circ}\text{C}$

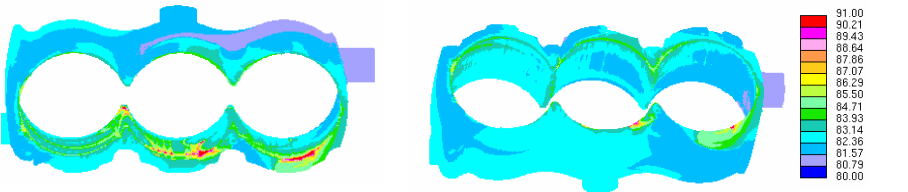


图 10 方案B 机体冷却液温度场 $T_{\max}=95^{\circ}\text{C}$

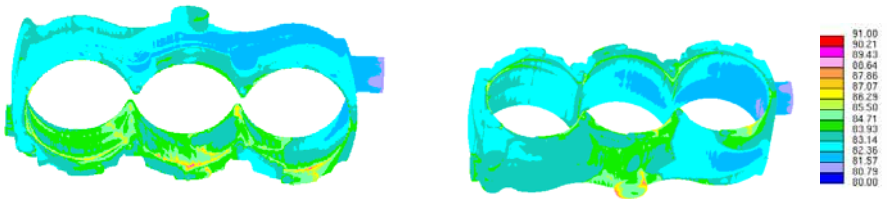


图 11 方案C机体冷却液温度场 $T_{\max}=91^{\circ}\text{C}$

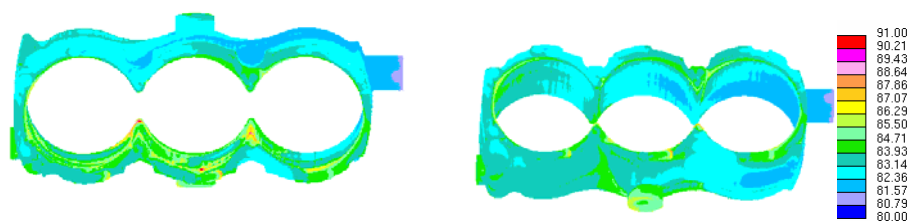


图 12 方案D机体冷却液温度场 $T_{\max}=94.8^{\circ}\text{C}$

对 4 个改进方案进行CFD计算，所得机体中冷却液的温度分布如图 9~12 所示，4 个方案中机体的排气侧温度都不高，均在 $82\sim 83^{\circ}\text{C}$ 左右。在方案A中，在第一缸的进气侧有一小块范围温度偏高，最高达 95°C ；在方案B中，在第一缸和第二缸的上部均有一部分区域温度较高，最高温度也达 95°C ；在方案C中，最高温度只有 91°C ，并且高温区域也较小；在方案D中， 91°C 以上的范围不大，但最高温度有 95°C 。比较A、B、C、D 4 个方案，最后选定方案C为改进方案。图 13、14 分别为方案C的速度大小分布和传热系数分布，对比图 4 和图 5 可知，改进方案和原方案相比，改进方案速度小于 0.5m/s 的区域明显减少，同时传热系数小的区域也大为减少。图 15 为改进方案中缸盖温度场分布，对比图 7 可知，改进方案缸盖温度场也比较均匀，并且最高温度也有所下降，从 98°C 降为 95°C 。从图 16 的流线图可看出：改进方案中有相当一部分的冷却液从机体的排气侧冷却第三缸以后，绕过后端返回进气侧对第二缸进行冷却，这样加强了第二缸的冷却效果。

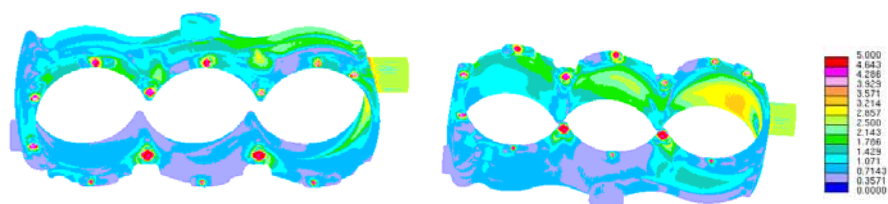


图 13 方案 C 速度大小分布

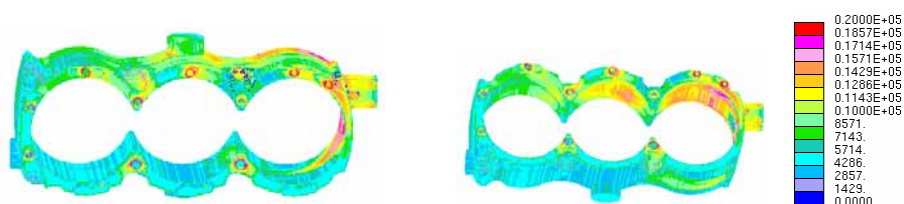


图 14 方案 C 传热系数分布



图 15 方案 C 缸盖温度场

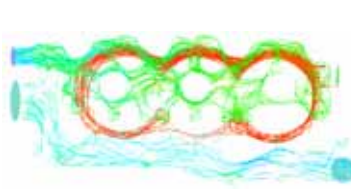


图 16 方案 C 流线分布

3 结论

应用 STAR-CD 软件对 3GA2 发动机冷却系统的多种改进方案进行了分析，得到如下结论：

1 通过 STAR-CD 软件分析计算所得的速度场、传热系数、温度场等信息，可以方便地对各种设计方案进行比较，从而快速地优选出合理的设计方案。

2 3GA2 水套的改进方案只修改了缸垫中缸体通往缸盖上水孔的大小和分布，不对原方案中缸盖和机体的水套结构作任何调整，便于厂家组织生产。

3 改进方案消除了机体进气侧水套中的低流速区，加强了其换热作用，降低了该区域冷却液的温度，从而强化了对缸套的冷却，解决了原设计中所产生的缸套拉缸问题。

参考文献

- [1] 杨世铭主编，传热学，人民教育出版社: 195~210, 1980
- [2] Yakhot V and Orszag S A. Renormalization Group Analysis of Turbulence-I: Basic Theory, J. Scientific Computing, 1:1~51, 1986
- [3] Yakhot V, Orszag S A Thangam S et al. Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique. Phys. Fluids. 7:1510~1520, 1992
- [4] 朱自强，吴子牛著．应用计算流体力学．北京航空航天大学出版社．1998.8