

超低比转数离心泵叶轮切割的三维流场数值模拟*

王 洋 刘洁琼

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

【摘要】 为研究超低比转数离心泵叶轮直径切割量与泵性能变化的关系,选取 IS 50-32-250 型离心泵为研究对象,利用商业软件 Fluent 对不同叶轮外径下泵的三维流场进行数值模拟,计算出不同叶轮切割量下的叶轮和泵体流场中压力场和速度场的分布。通过对不同叶轮切割量的计算结果分析比较,得出超低比转数离心泵叶轮切割量对泵的效率产生很大影响:叶轮切割量为 0.03 时,泵的效率突然升高;切割量为 0.09 时,效率稍有下降;切割量为 0.15 时,效率突然产生大幅度下降。实际切割中切割量不能大于 0.15,否则性能严重下降。

关键词: 离心泵 超低比转数 叶轮切割 三维流场 数值模拟

中图分类号: TH311 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)05-0079-05

Impeller Trim of Super-low Specific Speed Centrifugal Pump
Based on Numerical Simulation of 3D Flow Field

Wang Yang Liu Jieqiong

(Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract

In order to research the relationship between the size of impeller cutting of super-low specific speed centrifugal pump and the changing pump performance, centrifugal pump IS 50-32-250 was chosen as the research object. By using commercial software Fluent to conduct numerical simulation of three-dimensional flow field, the distributions of pressure and velocity in the impellers and pump bodies under different impeller diameters were calculated. By comparison of calculated results of different diameters, the influence of the size of impeller cutting on pump performance was obtained: when the size of impeller cutting was 0.03, the efficiency raised suddenly; when the size of impeller cutting was 0.09, the efficiency decreased slightly; when the size of impeller cutting was 0.15, the efficiency sudden dropped dramatically. The size of impeller cutting could not be bigger than 0.15 in the practical application, otherwise, the performance of pump dropped dramatically.

Key words Centrifugal Pump, Super-low specific speed, Impeller trim, Three-dimensional flow field, Numerical simulation

引言

在进行泵设计时,为保证设计出来的泵能达到要求,往往使设计使用参数略高于设计参数,以便留下改动的余地。若用户要求泵的性能低于已有泵的性能,或者同一台泵需要安装几种不同直径的叶轮以提高其通用性,可以采用切割叶轮外径的方法解

决这些问题^[1]。而叶轮直径的变化将直接影响泵的性能,为此,必须研究叶轮的切割量与泵性能变化的关系。

离心泵比转数范围通常为: $30 < n_s < 300$, 当 $30 < n_s < 80$ 时称为低比转数离心泵; 当 $14 < n_s < 30$ 时称为超低比转数离心泵^[2-3]。

本文采用 CFD 计算软件 Fluent 对不同叶轮外

收稿日期: 2011-07-08 修回日期: 2011-07-19

* 国家标准化管理委员会项目(2007A4308-T-604)和江苏省科技服务业计划资助项目(BM2008375)

作者简介: 王洋, 研究员, 博士生导师, 主要从事流体机械研究, E-mail: pgwy@ujs.edu.cn

径的超低比转数离心泵进行数值模拟,计算出压力场、速度场等各物理量分布,从而分析泵性能变化。

1 设计思路

1.1 比转数和切割量的关系

叶轮外径切割之后,叶轮内流动状态发生变化,从而引起效率变化。切割叶轮时,随着切割量的增加,一般是效率下降,尤其是高比转数泵更为严重;但对于有的低比转数离心泵来讲,叶轮切割后比转数增加,效率反而有所提高^[4]。

叶轮切割后,叶片重叠的程度随比转数的增加而减小。一般叶轮外径表示为 D_2 , 叶轮进口直径表示为 D_j , 切割后的叶轮外径表示为 D'_2 。设 $\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$ 为叶轮切割量,因此,比转数越小,叶轮直径允许切割量反而越大^[5]。当比转数 n_s 为 60 时,对应切割量为 0.2;当 n_s 为 120 时,对应切割量为 0.15;当 n_s 为 200 时,对应切割量为 0.11;当 n_s 为 300 时,对应切割量为 0.09;当 n_s 为 500 时,对应切割量为 0.07。

本文选取 IS 50-32-250 型超低比转数离心泵为研究对象,参数如表 1 所示。

表 1 IS 50-32-250 型离心泵性能参数
Tab.1 Parameters of IS 50-32-250

参数	数值
流量 $Q/\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	12.5
扬程 H/m	80
转速 $n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	2 900
叶轮外径 D_2/mm	248
叶轮出口宽度 b_2/mm	7
叶片数 z	6

已知 IS 50-32-250 型离心泵的比转数为 23,其叶轮允许切割量大于 0.2。切割方式采用叶片和前后盖板一起切割。对于超低比转数离心泵的叶轮 ($D_j/D_2 < 0.6$),在切割后外径比值 $D'_2/D_2 \geq 0.85$ 的情况下,叶片出口角和叶片出口宽度变化较小,可以近似认为 $\beta_2 = \beta'_2, b_2 = b'_2$ ^[3], β_2, β'_2 分别为叶片出口安放角和切割后的叶片出口安放角, b_2, b'_2 分别为叶片出口宽度和切割后的叶片出口宽度,切割前后的速度三角形相似,则流量比、扬程比满足

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{D'_2 \pi b'_2 v'_{m2}}{D_2 \pi b_2 v_{m2}} = \frac{D'_2 v'_{m2}}{D_2 v_{m2}} = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \tag{1}$$

$$\frac{H'}{H} = \frac{u'_2 v'_{u2}}{u_2 v_{u2}} = \left(\frac{D'_2}{D_2} \right)^2 \tag{2}$$

式中 Q' ——切割后泵的流量
 D'_2 ——切割后的叶轮外径
 v_{m2} ——叶片出口轴面速度
 v'_{m2} ——切割后的叶片出口轴面速度

H' ——切割后泵的扬程
 u_2 ——叶片出口圆周速度
 u'_2 ——切割后的叶片出口圆周速度
 v_{u2} ——叶片出口圆周分速度
 v'_{u2} ——切割后的叶片出口圆周分速度

1.2 径向间隙的选择

为保证泵的水力性能,必须使隔舌和叶轮间有一适当的间隙。间隙过大时,除增加径向尺寸外,间隙处存在旋转的液流环,消耗一定的能量,使泵的效率下降(尤其是小流量区域)。通常取基圆直径 D_3 范围为 $1.03D_2 \sim 1.08D_2$,高 n_s 和尺寸较小的泵取大值,反之取小值。由此可见,切割叶轮时, D_2 不能过小,否则,将严重影响泵的水力性能^[4]。

1.3 叶轮切割下的面积比

Anderson 首先明确提出了离心泵的面积比理论,指出叶轮出口过流面积与泵体喉部面积之比是离心泵扬程、流量和轴功率等特性的主要决定因素^[2]。

在水泵叶轮设计中,一般假设叶轮进口无预旋,即 $v_{u1} = 0$,则根据文献[6]可推得水泵基本方程式为

$$H_t = \frac{w^2(Y^2 - 1) + u_2^2}{2g} \tag{3}$$

式中 H_t ——泵的理论扬程 Y ——面积比
 w_2 ——叶轮出口叶片间的相对速度
由式(3)可见,要获得较高的水泵扬程,必须使面积比 $Y \geq 1$ 。

叶轮切割后的面积比 Y' 可表示为

$$Y' = \frac{0.95 \pi D'_2 b'_2 \sin \beta'_2}{F_t} = \frac{D'_2}{D_2} Y \tag{4}$$

式中 F_t ——泵体喉部面积

由式(4)可知,随着叶轮切割量的增加,切割后的面积比随叶轮外径的减小而减小。当叶轮切割量为 0.15 时,面积比仍大于 1,可获得较高的扬程。

因此,综合上述可知,为研究超低比转数离心泵叶轮切割量与性能变化的关系,在叶轮切割后外径比值 $D'_2/D_2 \geq 0.85$ 的情况下,可选取切割量 $\frac{D_2 - D'_2}{D_2}$ 分别为 0、0.03、0.06、0.09、0.12、0.15,即 D'_2/D_2 分别为 1、0.97、0.94、0.91、0.88、0.85 的模型,分别对其进行数值模拟。

2 三维造型及网格划分

为了对模型的内部流场进行数值模拟,利用三维造型软件 Pro/Engineer 分别对叶轮、蜗壳进行三维实体建模。为使流动更接近于充分发展,对叶轮进口和蜗壳出口分别做一定的延伸,以增加计算的

稳定性。装配之后,导入 Gambit 中划分网格。

网格质量对计算精度和稳定性有很大的影响,网格质量包括节点分布、光滑性以及单元的形状等。所谓高质量网格就是指密度高、光滑性好、单元歪斜小的网格。在选择网格类型时,应考虑初始化的时间、计算的花费和数值的耗散等问题。

综合考虑以上问题,叶轮、蜗壳及进出水段采用适应性强的四面体非结构化体网格划分。经检查,网格的等尺斜率和等角斜率均小于 0.85,网格质量良好。 D_2'/D_2 分别为 1、0.97、0.94、0.91、0.88、0.85 的叶轮和蜗壳的总网格节点数分别为 1 156 667、1 128 116、1 217 101、1 170 139、1 094 211 和 1 176 467,进水段和出水段网格节点数分别为 90 530 和 41 817。计算收敛精度为 10^{-5} 。

3 控制方程及边界条件

3.1 控制方程

超低比转数离心泵内部流动属于大雷诺数流动,由此可以采用标准 $k-\varepsilon$ 模型,建立控制方程如下:

连续方程

$$\frac{\partial v_j}{\partial x_j} = 0 \tag{5}$$

雷诺时均方程

$$\frac{\partial v_i}{\partial t} + v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \overline{\rho v_i' v_j'} \right) \tag{6}$$

湍动能方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j k)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu_t + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \\ &\mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon \end{aligned} \tag{7}$$

湍动能耗散率方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_j \varepsilon)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \\ C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} &- C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{8}$$

其中

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \varepsilon = C_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L}$$

式中 ρ ——流体密度 μ ——动力粘度

k ——湍动能 ε ——湍动能的耗散率

μ_t ——涡粘系数

$C_D、C_\mu、C_{1\varepsilon}、C_{2\varepsilon}、\sigma_k、\sigma_\varepsilon$ ——湍流模型常数

常数 C_D 取 0.08 ~ 0.38, C_μ 取 0.09, $C_{1\varepsilon}$ 取 1.44, $C_{2\varepsilon}$ 取 1.92, σ_k 取 1.0, σ_ε 取 1.3。由式(5) ~ (8)组成封闭的方程组,采用有限体积法离散控制方程,扩散项和对流项采用二阶迎风格式,其他项采

用二阶中心差分格式离散。压力和速度的耦合采用 SIMPLEC 算法。

3.2 边界条件设定

进口边界设定为均匀来流,方向垂直于进口面,大小由流量除以进口截面得出。湍流参数选取湍动能和耗散率,湍动能约为平均动能的 0.5% ~ 1.5%,耗散率经验公式为

$$\varepsilon = (0.08 \sim 0.38) \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L} \tag{9}$$

出口为自由出流,出口各参数满足沿出口截面的法线梯度为零。壁面速度采用无滑移边界条件,近壁区采用标准壁面函数法修正湍流模型。

4 计算及分析

4.1 模拟结果及分析

从图 1 可以看出:尽管叶轮外径有所不同,叶轮内尤其是叶轮进口部分的静压和总压分布没有较大差异。而蜗壳内的静压和总压分布差异较大,并且没有明显的变化规律。随着切割量的增加,相同半径处叶片压力面和吸力面的压差变大。由此说明,叶轮切割以后,叶轮进口部分的流动比较相似,而叶轮出口和蜗壳内的流动有很大差异。叶轮切割量为 0.15 时,静压和总压分布最不均匀。

从图 2 可以看出:叶轮流场具有非对称特性。随着叶轮切割量的增加,叶轮出口和蜗壳内的绝对速度分布产生较大差异。叶轮切割量为 0.15 时,由于轴向漩涡的存在,水力损失增加,速度的分布最不均匀。

综合以上可知:叶轮未切割之前,隔舌和叶轮间的间隙较小,容易产生液流阻塞,从而在蜗壳内产生几处轻微的高压区。叶轮切割量为 0.03 时,间隙适当,叶轮和蜗壳的匹配性最好,流场分布最为均匀,所产生水力损失最小。叶轮切割量为 0.09 时,隔舌和叶轮间的间隙增大,间隙处旋转的液流环消耗一定的能量,从而使叶轮出口和蜗壳内出现明显的速度分布不均现象。叶轮切割量为 0.15 时,叶轮和蜗壳的匹配性最差,流场分布最不均匀,叶轮出口处的速度分布不均现象非常明显,所产生的水力损失最大;动静干涉最为剧烈,从而使叶轮出口的速度迅速降低,压强突然大幅度升高。

4.2 计算结果及分析

从表 2 可以看出:叶轮切割量为 0.03 时,泵的效率突然升高;切割量为 0.09 时,效率下降;切割量为 0.15 时,效率突然产生大幅度下降。

初步分析泵的效率突然升高、之后又突然大幅度下降的原因,可从泵的总效率是容积效率、机械效

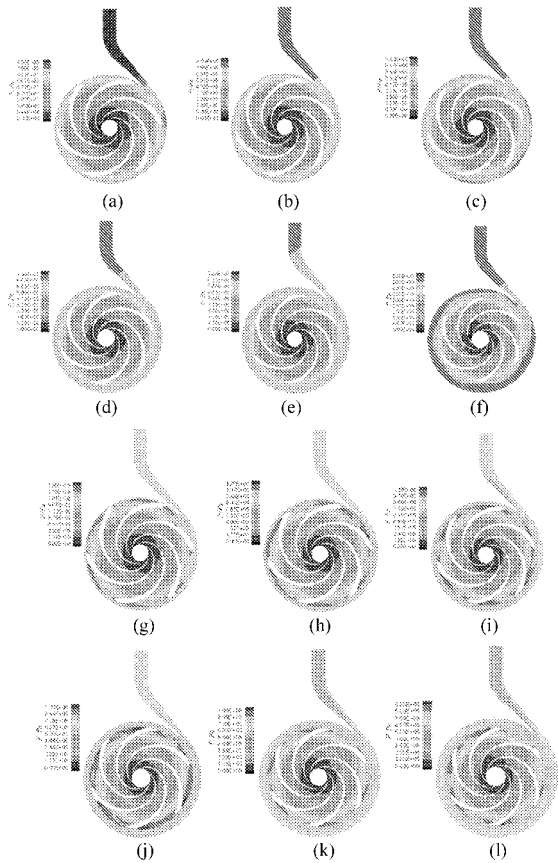


图1 不同叶轮外径泵中间面压力分布
Fig.1 Pressure distribution on middle face of pumps with different impeller diameters

- (a)1.00D₂,静压 (b)0.97D₂,静压 (c)0.94D₂,静压
(d)0.91D₂,静压 (e)0.88D₂,静压 (f)0.85D₂,静压
(g)1.0D₂,总压 (h)0.97D₂,总压 (i)0.94D₂,总压
(j)0.91D₂,总压 (k)0.88D₂,总压 (l)0.85D₂,总压

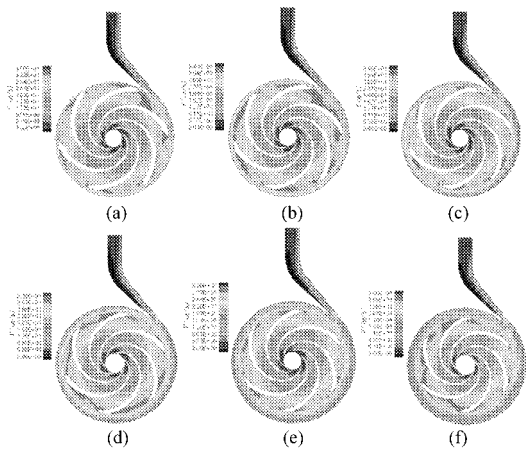


图2 不同叶轮外径泵中间面绝对速度分布
Fig.2 Velocity distribution on middle face of pumps with different impeller diameters

- (a)1.00D₂ (b)0.97D₂ (c)0.94D₂
(d)0.91D₂ (e)0.88D₂ (f)0.85D₂

率和水力效率的乘积,分别分析容积效率、机械效率和水力效率随叶轮切割量增加产生的变化,最终确定泵总效率的变化。

表2 不同叶轮外径泵参数计算值对比
Tab.2 Comparison of the calculated values of pumps with different impeller diameters

D_2'/D_2	n_s	$Q/m^3 \cdot h^{-1}$	H/m	$\eta/\%$
1.00	23.32	12.50	80.56	38.62
0.97	23.67	11.76	76.92	39.57
0.94	24.04	11.04	71.35	38.26
0.91	24.43	10.35	66.89	36.15
0.88	24.86	9.68	62.36	32.96
0.85	25.29	9.03	57.83	27.03

(1)切割叶轮直径之后,叶轮口环两侧压力差降低,通过口环的液体泄漏量也随之减少,从而提高了泵的容积效率。所以随着叶轮外径的减小,容积效率一直升高。

(2)泵机械损失的主要部分是叶轮盖板两侧的圆盘摩擦损失。叶轮切割后,圆盘摩擦损失随着叶轮直径的减小而减小。因此,机械效率随叶轮直径的减小而升高。

(3)叶轮和隔舌间隙处的流动混合以及蜗壳侧壁的摩擦损失是重要的水力损失,大小随径向间隙的增大而升高。因此,水力效率随叶轮直径的减小而降低。

从以上分析和表3可知:叶轮切割量为0.03时,容积效率、机械效率的升高大于水力效率的降低。因此,泵的效率突然升高。随着切割量的增加,水力损失逐渐增大,进而水力效率的降低大于容积效率、机械效率的升高,从而使效率产生下降。叶轮直径切割的越多,流道表面摩擦水力损失越大。当切割量为0.15时,叶轮外径过小,叶轮控制液体流动能力严重不足,引起较大的水力损失,叶轮性能较差,因此水力效率急剧下降,使泵的效率突然产生大幅度下降。

表3 各部分流动损失比例对比
Tab.3 Comparison of the flow losses of parts %

D_2'/D_2	口环泄漏	叶轮盖板两侧圆盘	水力
	损失	摩擦损失	损失
1.00	7.69	38.26	32.25
0.97	7.62	37.60	31.36
0.94	7.55	36.93	34.27
0.91	7.47	36.24	38.53
0.88	7.39	35.50	43.82
0.85	7.32	34.81	52.97

5 结论

(1)叶轮直径切割量为0.03时,泵的效率最高;切割量为0.09时,效率下降;切割量为0.15时,效率剧烈下降。

(2)实际切割中,如果要保持泵的稳定运行,叶轮切割量不能大于0.15;否则,泵的性能将会严重下降,不能稳定运行。

参 考 文 献

- 1 王春林,李进府,杨敏官,等. 离心式渣浆泵叶轮切割定律[J]. 金属矿山,2004(10):439~441.
Wang Chunlin, Li Jinfu, Yang Minguan, et al. Law of impeller trim for centrifugal slurry pump [J]. Metal Mine, 2004(10):439~441. (in Chinese)
 - 2 袁寿其. 低比速离心泵理论与设计[M]. 北京:机械工业出版社,1997.
 - 3 朱祖超,王乐勤,吕不方,等. 超低比转数复合叶轮高速泵的加大流量设计[J]. 农业机械学报,1998,29(2):53~57.
Zhu Zuchao, Wang Leqin, Lü Bufang, et al. Increasing flow design on superlow specific speed centrifugal pump with complex impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 1998,29(2):53~57. (in Chinese)
 - 4 关醒凡. 现代泵设计手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
 - 5 胡彬彬,王春林,阮劲松,等. 低比转速离心泵叶轮切割定律的研究[J]. 农机化研究,2006(5):81~83.
 - 6 魏清顺,刘在伦. 面积比原理在潜水泵设计中的应用研究[J]. 流体机械,2009,37(9):23~26.
Wei Qingshun, Liu Zailun. Application of area-ratio principle in diving pump design [J]. Fluid Machinery, 2009,37(9):23~26. (in Chinese)
 - 7 李文广,叶志明,苏发章. 离心液压泵叶轮切割后效率分析[J]. 技术与应用,2003(11):28~32.
 - 8 谈明高,刘厚林,王勇,等. 叶轮外径对离心泵内流影响的 CFD 分析[J]. 排灌机械,2009,27(5):314~318.
Tan Minggao, Liu Houlin, Wang Yong, et al. CFD analysis on effects of impeller outlet diameter on flow field in centrifugal pump [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009, 27(5):314~318. (in Chinese)
 - 9 齐学文,胡家昕,田亚斌. 超低比转速离心泵复合式叶轮的正交设计[J]. 排灌机械,2009,27(6):341~346.
Qi Xueyi, Hu Jiaxin, Tian Yabin. Orthogonal design of complex impeller of centrifugal pump with super-low-specific-speed [J]. Drainage and Irrigation Machinery, 2009,27(6):341~346. (in Chinese)
 - 10 陈红勋,刘卫伟,见文,等. 基于流动控制技术的低比转速离心泵叶轮研发[J]. 排灌机械工程学报,2011,29(6):466~470.
Chen Hongxun, Liu Weiwei, Jian Wen, et al. Development of low speed centrifugal pump impellers based on flow control technique[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery, 2011,29(6):466~470. (in Chinese)
-
- (上接第 21 页)
- 4 谢辉,陈礼勇. 电控柴油机标定中空间填充试验设计的应用研究[J]. 小型内燃机与摩托车,2008,37(6):66~68.
Xie Hui, Chen Liyong. Application research on space-filling experiments design in calibration of diesel engine[J]. Small Internal Combustion Engine and Motorcycle, 2008,37(6):66~68. (in Chinese)
 - 5 Subramaniam M N, Dean Tomazic, Marek Tatur, et al. An artificial neural network-based approach for virtual NO_x sensing [C]. SAE Paper 2008-01-0753,2008.
 - 6 Brahma I, Rutland C J. Optimization of diesel engine operating parameters using neural networks [C]. SAE Paper 2003-01-3228,2003.
 - 7 Claes Ericson, Björn Westerberg. Modeling diesel engine combustion and NO_x formation for model based control and simulation of engine and exhaust aftertreatment systems [C]. SAE Paper 2006-01-0687,2006.
 - 8 Claes Ericson, Björn Westerberg. Transient emission predictions with quasi stationary models [C]. SAE Paper 2005-01-3852,2005.
 - 9 HJ437—2008 车用压燃式、气体燃料点燃式发动机与汽车车载诊断(OBD)系统技术要求[S]. 2008.
HJ437—2008 Technical specification for on-board diagnostic (OBD) system of compression ignition and gas fuelled pasitive ignition engines of vehicles[S]. 2008. (in Chinese)
 - 10 Ehsan Majd Faghihi, Shamekhi A H. Development of a neural network model for selective catalytic reduction (SCR) catalytic converter and ammonia dosing optimization using multi objective genetic algorithm [J]. Chemical Engineering Journal, 2010,165(2):508~516.
 - 11 Staiano A, Tagliaferri R, Pedrycz W. Improving RBF networks performance in regression tasks by means of a supervised fuzzy clustering [J]. Neurocomputing,2006,69(13~15):1 570~1 581
 - 12 朱凯,王正林. 精通 MATLAB 神经网络[M]. 北京:电子工业出版社,2010.
 - 13 辛喆,张寅,王顺喜,等. 柴油机 Urea-SCR 催化器转化效率影响因素研究[J]. 农业机械学报,2011,42(9):6~9.
Xin Zhe, Zhang Yin, Wang Shunxi, et al. Influence factors of DeNO_x behavior in Urea-SCR catalytic converter of diesel [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011,42(9):6~9. (in Chinese)