

# 低比转数离心泵多相位定常全三维数值模拟<sup>\*</sup>

王洋 代翠

(江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013)

**【摘要】** 针对定常流动是否具有全局代表性的疑问,采用多参考系模型对某一低比转数离心泵在设计工况进行了多相位定常流动数值模拟。分析了由于叶轮与蜗壳相对位置的变化引起的泵扬程的变化规律,同时捕捉到了全流场的速度、压力分布以及蜗壳第Ⅷ断面漩涡的结构与演化特征等重要流动信息。结果表明,多相位定常流动数值模拟的结果实际上反映了泵内流场的非定常流动特性。

**关键词:** 离心泵 低比转数 多参考系模型 多相位 数值模拟

**中图分类号:** TH311

**文献标识码:** A

## 3-D Numerical Simulation for Low Specific-speed Centrifugal Pump with Multi-phase Position

Wang Yang Dai Cui

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

### Abstract

To the doubt whether steady flow is endowed with global representativeness, the numerical simulation was performed for a low specific-speed centrifugal pump at multi-phase position, under the designed operating conditions, by multiple reference frame model. Changes of the total head were investigated in detail, due to the relative position of impeller passage to volute. The important flow information, such as velocity, the pressure fields and characteristics of swirling flow and its developing process on the eighth cross-sections of the volute casing, were also gained. It was concluded that the result of steady numerical simulation with multi-phase position truly reflects the unsteady flow features in the pump flow field to a certain degree.

**Key words** Centrifugal pump, Low specific-speed, Multiple reference frame model, Multi-phase, Numerical simulation

### 引言

大量离心泵数值模拟结果与试验数据的对比表明,在多数情况下 CFD 技术能够较真实地反映流场的分布情况<sup>[1~2]</sup>。目前,很多学者应用 CFD 技术在特定的工况下对其扬程、轴功率、效率、汽蚀余量等性能参数进行预测,以检验其性能是否达到设计要求,并且根据流场分析结果对相关元件作进一步的优化设计<sup>[3]</sup>。但同时研究发现在进行定常流动数值模拟时,由于叶轮、蜗壳相对位置的不同,计算和实测的性能参数有所差别。郭鹏程等<sup>[4]</sup>采用“冻结

转子法”对某一设计工况下离心泵内全三维紊流场进行模拟,结果表明在叶轮旋转过程中各叶轮流道的水流流动随其在蜗壳中相对位置的不同而不同,且表现出周期性的加速和减速流动。因此,本文对某低比转数离心泵在设计工况下进行多相位<sup>[5]</sup>定常数值模拟,旨在分析由于叶轮流道与蜗壳相对位置的变化引起泵的性能参数和内部流场的变化规律。

## 1 模型的建立

### 1.1 数学模型

本文旋转叶轮与静止蜗壳之间的耦合采用“时

间冻结法”<sup>[6]</sup>,运用多参考系(MRF)模型<sup>[7]</sup>将离心泵内非定常流场简化为叶轮在某一位置的瞬时流场。应用MRF模型时,利用简单的几何关系将旋转参考系中的相对速度转化为惯性参考系中的绝对速度,使计算得到的速度值直接应用为另一子区域的速度边界条件,从而使动静交界面交换的速度信息连续。进行定常计算时,计算区域分为2个子区域。蜗壳区域选用静止参考系,叶轮区域选用与叶轮同角速度的旋转参考系。雷诺时均方程(RANS)为<sup>[8]</sup>

$$\begin{cases} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \\ \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \rho F_i - \frac{\partial p^*}{\partial x_i} + \mu_{\text{eff}} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{cases} \quad (1)$$

式中  $\rho$ ——流体密度  $\rho F_i$ ——流体质量力  
 $\mu_{\text{eff}}$ ——流体的等效粘性系数,为粘性系数  $\mu$  和 Boussinesq 涡粘系数  $\mu_t$  之和  
 $p^*$ ——包括湍动能  $k$  的折算压力,即  $p^* = p + 2k/3$ ,  $p$  为压力  
 $u_i, u_j$ ——静止参考系中流体的速度分量,  $i=1,2,3; j=1,2,3$  旋转参考系中  $u_i, u_j (i, j=1,2,3)$  对应于各相对速度  $u, v, w$

$F_i$ ——旋转参考系中的单位质量力,  $F_1 = \omega^2 x + 2\omega v, F_2 = \omega^2 y - 2\omega u, F_3 = g$

由于利用不可压缩牛顿流体的 RANS 方程求解时出现新的变量 Reynolds 应力,为此引入标准  $k-\epsilon$  模型,使 RANS 方程和  $k-\epsilon$  二方程构成非线性封闭方程组,然后离散求解。标准  $k-\epsilon$  二方程湍流模型为<sup>[9]</sup>

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla g(\rho U k) - \nabla g(\Gamma_k \nabla k) = p_k - \rho \epsilon \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla g(\rho U \epsilon) - \nabla g(\Gamma_\epsilon \nabla \epsilon) = \\ \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} p_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \end{aligned} \quad (3)$$

其中

$$\begin{aligned} \Gamma_k &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} & \Gamma_\epsilon &= \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \\ p_k &= \mu_t \nabla U g(\nabla U + \nabla U^T) - \\ & \frac{2}{3} \nabla g U (\mu_t \nabla g U + \rho k) \end{aligned} \quad (4)$$

式中  $C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\epsilon$ ——湍流模型常数,并分别取 1.44, 1.92, 1.0, 1.3  
 $\Gamma_k, \Gamma_\epsilon$ ——耗散系数

$p_k$ ——湍流能量生成项

## 1.2 计算方法及边界条件

应用商用软件 Fluent,采用有限体积法(finite volume method)离散上述基本方程组,湍流模型为标准  $k-\epsilon$  模型,压力和速度耦合方式选用 SIMPLE 算法,数值离散采用二阶精度。为了避免进口漩涡区对流场和流量的影响,叶轮进口加一段进口管;考虑到出口边界条件对蜗壳出口流场和计算收敛性的影响,在蜗壳出口加一段出口管。取进、出口延伸管、叶轮和蜗壳为计算域,通过 Pro/E 进行实体建模,然后导入 Gambit 进行网格划分,计算网格采用非结构化混合网格,如图 1a 所示。经检查,网格的等角斜率和等尺斜率都小于 0.85,网格质量良好。根据文献[6],分析了网格数对扬程的影响,发现随着网格数的增加,由网格引起的求解误差会逐渐缩小,直至消失。按照此原则,网格尺寸为 2,网格总数 467 204,收敛精度  $1 \times 10^{-5}$ ,满足计算与网格无关性要求,可以达到指导设计及应用的精度。

具体边界条件如下:

进口边界条件:进口采用速度进口,在计算域的进口边界上,给定初始速度,假定速度方向垂直于进口面。进口的紊动能和耗散率为<sup>[10]</sup>

$$\begin{cases} k_{\text{in}} = 0.005 v_{\text{in}}^2 \\ \epsilon_{\text{in}} = \frac{c_\mu^{3/4} k_{\text{in}}^{3/2}}{k y_{\text{in}}} \end{cases} \quad (5)$$

式中  $v_{\text{in}}$ ——进口速度

$y_{\text{in}}$ ——近壁计算点到壁面的距离

出口边界条件:对于导出管充分远的位置可选取流动充分发展条件(outflow),即假设所有变量的扩散通量为零。

壁面条件:在叶片表面固体壁面上,速度满足无滑移条件,近壁区采用标准壁面函数法处理。

压力边界条件:计算区域内,为保证计算的稳定性,设某一点的压力值为参考压力,边界上压力法向导数为零。

在迭代计算中,对进、出口流量进行修正,以满足流量相等的连续条件。

## 2 计算结果及分析

所计算的对象是一台比转数 47 的低比转数离心泵,其参数如下:设计流量  $Q_d = 25 \text{ m}^3/\text{h}$ ,设计扬程  $H_d = 54 \text{ m}$ ,转速  $n = 2900 \text{ r}/\text{min}$ ,叶片数  $z = 6$ 。

一般单个叶道旋转  $360^\circ$  完成一个周期;而整机由于叶轮几何形状的轴对称性,只需旋转  $360^\circ/N$ ,  $N$  为叶轮的叶片数。因而本文整机只需旋转  $60^\circ$ ,

即完成一个周期。相位角指叶轮相对蜗壳转过的角度,定义如图 1b。首先在零度位置进行一次定常流动计算;然后将叶轮网格绕旋转轴逆时针转过一定角度,进行第二个位置的定常流动计算;其余位置以此类推,以得到流道的流场周期性变化信息。

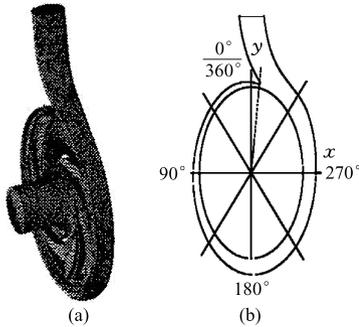


图 1 网格与相位角定义

Fig. 1 Definition of mesh and phase angle

### 2.1 扬程

图 2 显示了该水泵数值计算所得的扬程随相位角即叶轮转过角度的变化。从图中可以看出,扬程随相位角变化很大,其变化的频率为 290 Hz。由于泵扬程的变化频率很高,因此普通压力传感器实际测得的是扬程的平均值。由此可知,某单一相位计

算很难预测出准确的扬程,而多相位计算的平均值能较好地预测扬程;同时也说明,离心泵多相位定常流动数值模拟可反映泵内流动非定常过程。

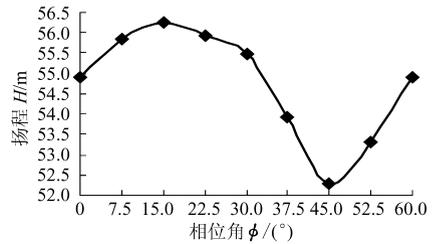


图 2 扬程随相位角的变化

Fig. 2 Change of the total head to phase angle

### 2.2 中间截面上的相对速度变化

图 3 相当于泵在一个周期内的相对速度变化。可以看出,叶轮转动过程中,当流道远离蜗壳隔舌时,速度均匀,规律性较强,没有漩涡;而当流道转至蜗壳喉部附近时,由于蜗壳内充满循环流体,流道内的流体排出受阻,其内部流动趋于复杂,喉部出现明显涡区。随着流道转过蜗壳喉部,隔舌与吸力面间距离减小,该漩涡的强度也逐渐减小以致最后消失。流道在不同位置时相对速度的差别是蜗壳与叶轮相互作用的结果。

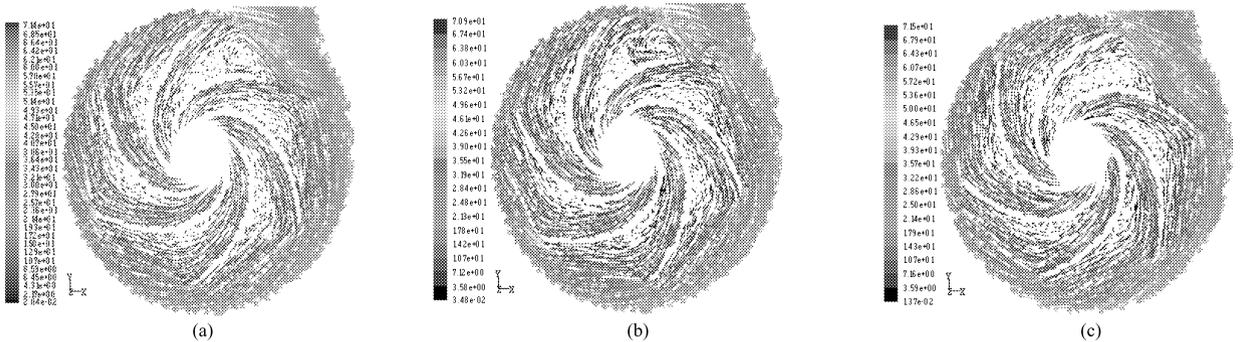


图 3 不同相位角时相对速度分布

Fig. 3 Relative velocity distribution for different phase angles

(a) 0° (b) 15° (c) 45°

### 2.3 中间截面上的速度变化

图 4 相当于泵在一个周期内的速度变化。流体进入叶轮后由于叶轮做功速度增加,但进入蜗壳后速度沿径线逐渐降低。分析流场还可以发现水在蜗壳中做非等速流动,流速随螺旋角的变化而变化,这是由于叶轮出口周围压力分布不均匀,其中隔舌处最高,紧靠隔舌的两边较低,由此将引起叶轮出口速度和流量不均,其影响一直延续到蜗壳。

同一时刻各个流道内速度差别不是很大,但当流道旋转至蜗壳喉部附近时,速度增大,而远离蜗壳喉部时,速度减小。蜗壳喉部为蜗壳内循环流体与流道排出流体的混合区域,受流道出口流动结构

的影响,流动最为复杂。由图 5 可知:当叶片掠过隔舌附近时,从流道中排出的流体分成两部分,一部分流向蜗壳腔,另一部分流向蜗壳喉部,但当叶片远离隔舌时,靠近隔舌最近的流道流出的流体主要流入蜗壳腔;在叶轮旋转过程中,A 区的速度变化较大,说明隔舌与叶片的相互作用是流动非定常特性的主要原因之一,喉部最大速度的位置(B 区)随叶轮的旋转而变化,具体数值也有所不同。

### 2.4 中间截面上的静压变化

图 6 相当于泵在一个周期内的静压变化。可以看出,在每个流道中,随半径的增大静压逐渐增大,呈明显的层状分布。同一半径下压力面的静压大于

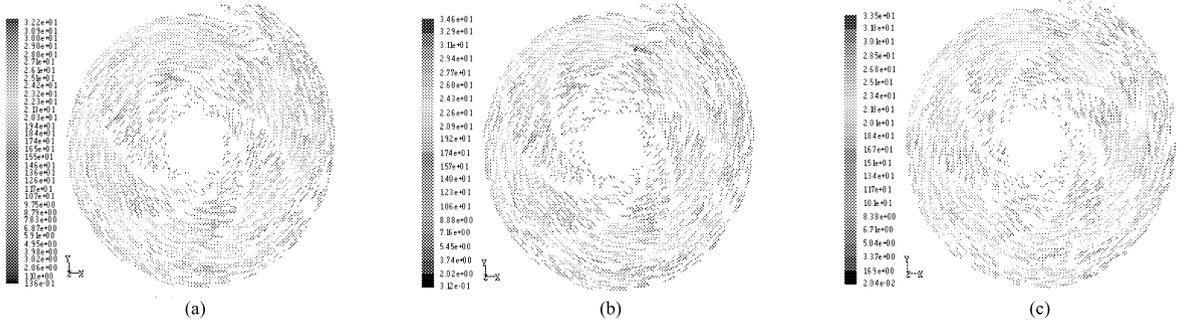


图4 不同相位角时速度分布

Fig.4 Velocity distribution for different phase angles

(a) 0° (b) 15° (c) 45°

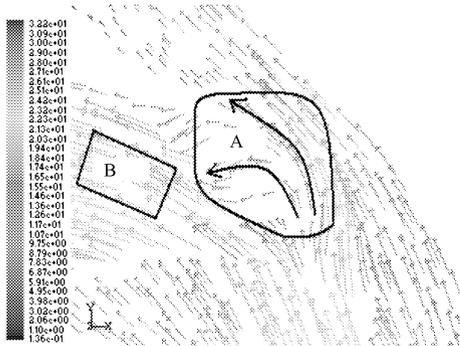


图5 0°相位角时喉部速度分布

Fig.5 Velocity distribution of throat at 0° phase angle

吸力面,而且叶片进口处两侧压差最大。在蜗壳内,静压随半径增加不断增大,最大静压出现在蜗壳外壁。静压在隔舌处变化较为复杂,而在其他区域分布规律性较强。

不同时刻中间截面的静压变化主要发生在蜗壳喉部,远离蜗壳喉部处变化较小。由于水绕过叶片头部时急速转弯流速进一步加快,在叶片进口处形成流场压力最低区,最小静压在距离隔舌最近的叶片吸力面进口处。靠近蜗壳喉部的流道压力面与吸力面的静压差大;远离蜗壳喉部各流道的静压分布差别不大,压力面与吸力面的静压差也较小。

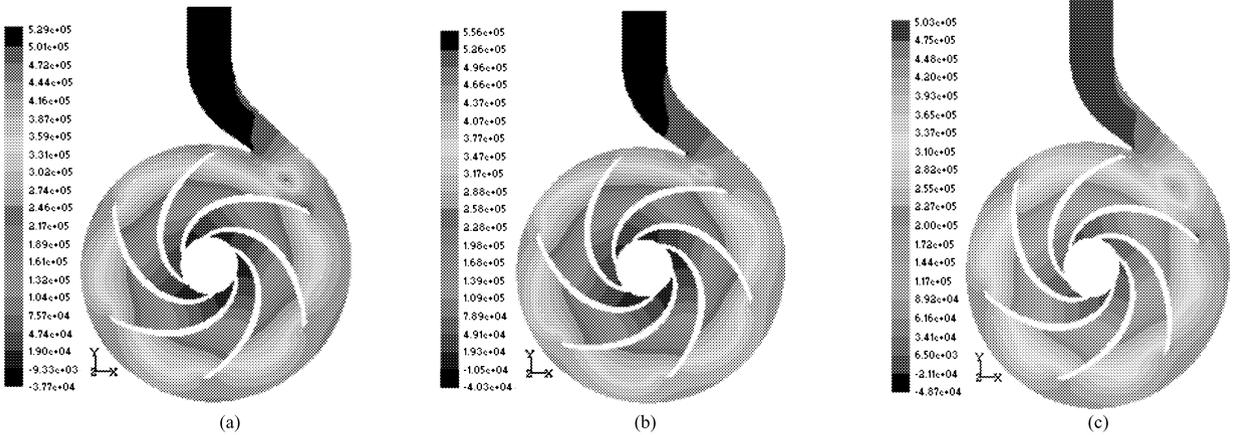


图6 不同相位角时静压分布

Fig.6 Static pressure distribution for different phase angles

(a) 0° (b) 15° (c) 45°

### 2.5 蜗壳第Ⅷ断面二次流的变化

图7相当于泵在一个周期内蜗壳第Ⅷ断面二次流的变化。可以看出,蜗壳内的水流流动是一种不稳定的漩涡流。0°位置时,水从叶轮流后能顺利进入蜗室,产生以蜗壳对称面为对称轴的一对旋向相反的涡,该涡对涡心与叶轮出口距离大致相同,强度几乎相同。15°位置时,该对反向涡充分发展覆盖整个断面,涡心距叶轮出口较0°位置时有所增大,强度有所减小。45°位置时水从蜗室回流到叶轮流道,涡流强度进一步增大。

### 3 结论

(1) 离心泵的瞬时扬程、相对速度与速度场和压力场随叶轮与蜗壳相对位置的变化反映了内流场的非定常流动。设计工况下多相位定常计算的扬程平均值可较准确地预测离心泵的扬程。

(2) 蜗壳与叶轮间相互作用使得整机流场不对称。同一流道在旋转过程中流动结构不断变化;蜗壳喉部表现出较强的非定常特性且蜗壳内的水流流动是一种不稳定的漩涡流。

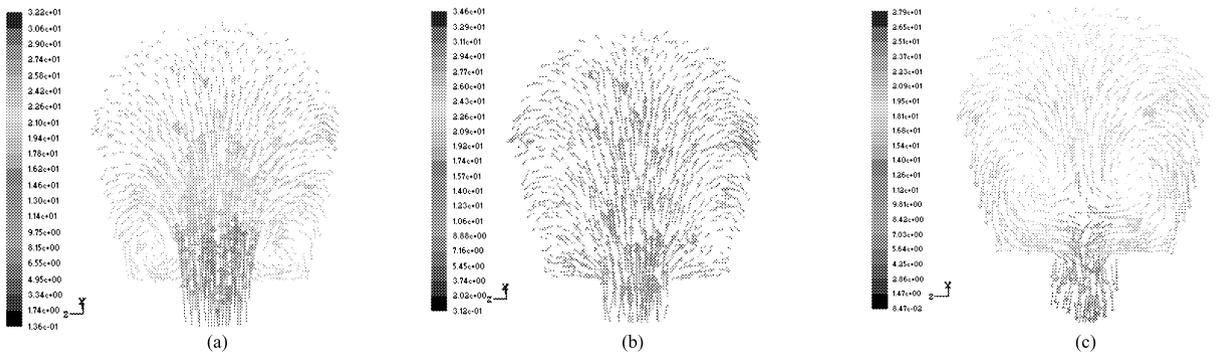


图 7 不同相位角时蜗壳第Ⅷ断面二次流分布

Fig. 7 Secondary flow distribution on the eighth cross-section for different phase angles

(a)  $0^\circ$  (b)  $15^\circ$  (c)  $45^\circ$ 

## 参 考 文 献

- Shojaee Fard M H, Ehghaghi M B, Boyaghchi F A, et al. Experimental and numerical investigation of centrifugal pump performance when handling viscous fluids[C] // ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2005.
- Byskov Rikke K, Jacobsen Christian B, Pedersen Nicholas. Flow in a centrifugal pump impeller at design and off-design conditions—part II: large eddy simulations[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(1): 73~83.
- 王秀勇, 王灿星. 基于数值模拟的离心泵性能预测[J]. 流体机械, 2007, 35(10): 9~13.  
Wang Xiuyong, Wang Canxing. Performance prediction of centrifugal pump based on the method of numerical simulation [J]. Fluid Machinery, 2007, 35(10): 9~13. (in Chinese)
- 郭鹏程, 罗兴■, 刘胜柱. 离心泵内叶轮与蜗壳间耦合流动的三维紊流数值模拟[J]. 农业工程学报, 2005, 21(8): 1~5.  
Guo Pengcheng, Luo Xingqi, Liu Shengzhu. Numerical simulation of 3D turbulent flow fields through a centrifugal pump including impeller and volute casing[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2005, 21 (8): 1~5. (in Chinese)
- 李新宏, 黄淑娟. 切线泵整机多相位定常流动数值模拟[J]. 工程热物理学报, 2003, 24(4): 595~598.  
Li Xinhong, Huang Shujuan. Numerical analysis of flow features for a tangent pump with multi-phase position[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2003, 24(4): 595~598. (in Chinese)
- Miguel Asuaje, Farid Bakir, Smaïne Kouidri, et al. Numerical modelization of the flow in centrifugal pump: volute influence in velocity and pressure fields[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2005, 11(3): 244~255.
- Jin Yan, Smith D G. CFD simulation of 3-dimensional flow in turbomachinery applications[R]. Turbomachinery Flow Prediction VIII, 2000: 34~38.
- 张兰金, 纪兴英, 常近时. 水泵水轮机泵工况转轮流场分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(4): 69~72, 82.  
Zhang Lanjin, Ji Xingying, Chang Jinshi. Flow analysis of the pump-turbine runner in the pump mode[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(4): 69~72, 82. (in Chinese)
- Zhou Weidong, Zhao Zhimei, Lee T S, et al. Investigation of flow through centrifugal pump impeller using computational fluid dynamics[J]. International Journal of Rotating Machinery, 2003, 9(1): 49~61.
- 王福军. 计算流体动力学分析——CFD软件原理与应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- 黎义斌, 鄢国秀. 低比转数冲焊接离心泵三维湍流数值模拟[J]. 农业机械学报, 2008, 39(7): 72~75.  
Li Yibin, Wu Guoxiu. Numeric simulation of three-dimensional turbulent flow in low specific-speed centrifugal pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(7): 72~75. (in Chinese)