

# 基于 ANSYS 的标准泵蜗壳强度分析<sup>\*</sup>

王 洋 刘 哲

**【摘要】** 为解决国产标准泵蜗壳壁厚较厚问题,用传统公式计算 S50-160/75 型标准泵壁厚,并进行修正。采用 Fluent 模拟小流量与设计工况下蜗壳内沿液流方向的压力分布,分别为由大到小再变大及逐渐增大的趋势。采用 ANSYS 计算 2 种工况下蜗壳所受应力与应变情况,得到易破坏部位分别为蜗壳隔舌与环形部分最大尺寸轴面处。对蜗壳强度进行校核及有限元分析,表明修正后的蜗壳壁厚满足强度要求。并通过水力性能试验,得到计算结果与试验数据相吻合。

**关键词:** 离心泵 蜗壳 强度 有限元分析 数值模拟

**中图分类号:** TH311 **文献标识码:** A

## Analysis of Volute Strength of Standard Pump Based on ANSYS

Wang Yang Liu Zhe

(Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

### Abstract

The thickness of the S50-160/75 standard pump volute calculated by the traditional formula was amended to solve the volute wall of the domestic standard pump. The pressure distributions in the volute along the flowing were simulated by using Fluent software, and the trends were from rising to declining to rising again in low flux condition and rising gradually in rated condition. The stresses and strains have been calculated approximately in different conditions with ANSYS software, it concluded that the throat section and the largest ring of the axial region are the most easily damaged and the most dangerous parts. Strength check on the volute and finite element analysis showed that the amended thickness of the volute met the strength requirements. And the hydraulic performance tests of the pump proved that the calculated results are consistent with the actual results.

**Key words** Centrifugal pump, Volute, Strength, Finite element analysis, Numerical simulation

## 引言

国内设计离心泵时,一般根据传统理论与经验公式计算确定泵体的壁厚尺寸<sup>[1]</sup>,通常认为泵体厚度越大,就越安全耐用,而很多国外先进企业的同类产品,其壁厚通常要比大多数国产泵明显薄些,不仅质量与性能优于国内产品,其耐用程度也毫不逊色,出现如此明显的反差,值得深入细致的研究<sup>[2~6]</sup>。如果能在保证泵蜗壳强度的前提下,降低蜗壳壁厚,将大量节约原材料,有效降低生产成本,显著提高经济效益,为企业适应激烈的市场竞争创造强有力的

条件。因此,研究一种新的准确快捷的强度分析方法至关重要。

本文通过传统公式计算出壁厚值,并进行修正,利用 Fluent 软件模拟出不同工况下泵的压力分布情况,再应用 ANSYS 软件,近似计算泵在不同工况下蜗壳所受的应力与应变,从而分析与校核蜗壳强度,并通过试验加以验证。

## 1 标准泵参数与壁厚的理论计算

### 1.1 材料与设计参数

一般以清水作为输送介质的标准泵材料通常选

收稿日期: 2008-05-09

<sup>\*</sup> 国家“863”高技术研究发展计划资助项目(项目编号:2006AA100211)

王 洋 江苏大学流体机械工程技术研究中心 副研究员, 212013 镇江市

刘 哲 江苏大学流体机械工程技术研究中心 硕士生

择灰铸铁件。本文选用的材料是 HT200 的灰铸铁件,弹性模量为 130 GPa,泊松比为 0.27,密度为  $7 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ ,抗拉强度极限  $\sigma_b$  为 220 MPa。

本文对浙江某企业生产的 S50-160/75 型标准泵进行分析研究,设计流量  $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ ,设计扬程  $H = 32 \text{ m}$ ,转速  $n = 2950 \text{ r/min}$ ,比转数  $n_s = 93$ 。采用闭式叶轮,叶片数为 6 片。

## 1.2 蜗壳壁厚的理论计算及修正

根据文献[1],估算蜗壳壁厚,当量壁厚为

$$s_d = \frac{1545}{n_s} + 0.0084n_s + 7.2 = 24.59$$

蜗壳壁厚理论值为

$$s = s_d \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}} \frac{98066.5}{[\sigma]}} H = 2.7 \text{ mm}$$

式中  $Q$ ——流量,  $\text{m}^3/\text{s}$      $H$ ——扬程,  $\text{m}$   
 $[\sigma]$ ——铸铁的许用应力,  $\text{Pa}$

实际生产时需对蜗壳壁厚理论值进行修正。针对这一型号,很多国产泵的蜗壳壁厚通常为 10 mm 左右,本文取安全系数为 2.2,修正后的蜗壳壁厚为 6.0 mm,再进行流场模拟与应力分析,并做试验进行验证。

## 2 蜗壳内部流场的数值模拟

### 2.1 计算模型与方法

考虑到曲面的复杂性,首先利用 ProE 软件分别对叶轮和蜗壳内的过流空间造型,然后导入 Fluent 的前处理软件 GAMBIT 中划分网格,针对蜗壳和叶轮计算区域复杂的特点,采用三维非结构四面体网格划分,蜗壳流道网格数为 222 729,叶轮流道网格数为 147 642。

采用标准  $k-\epsilon$  湍流模型和 SIMPLEC 算法,泵的进口处采用速度进口边界条件(velocity-inlet),假定进口处速度均匀,且速度方向垂直于进口截面。出口处采用出流(outflow)边界条件。叶轮、蜗壳与流体相接触的所有界面均采用无滑移壁面(wall)边界条件。压力取为第二类边界条件。近壁区域采用标准壁面函数处理<sup>[3~5]</sup>。对 S50-160/75 型标准泵进行全流场三维模拟计算,得到泵内流场的压力分布情况。分别取小流量工况(0.4 倍流量)和设计点工况作为蜗壳计算工况,对流场的静压分布进行模拟计算与分析,图 1 为小流量工况与设计点工况流场的静压云图。

### 2.2 计算结果与分析

从计算结果可以看出:当泵工作在小流量区域(0.4倍流量)时,蜗室侧壁沿液流方向从隔舌到出

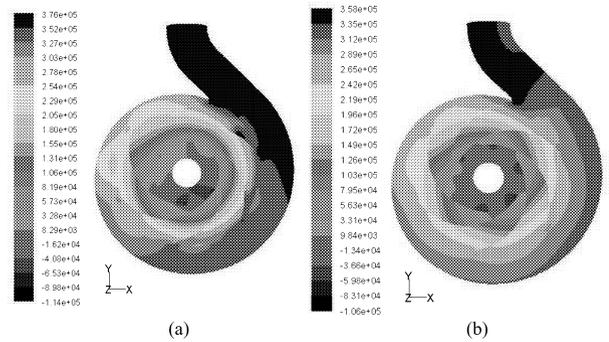


图 1 泵流场的静压云图

Fig.1 Map of static pressure

(a) 小流量工况流场 (b) 设计点工况流场

口,压力分布分为降压区与升压区,压力分布呈现出由大变小再变大的分布规律。设计工况下,压力沿液流方向逐渐增大,至出口附近基本达到平衡,压力大体上恒定。

在泵轴转速一定,小流量工况运行时,蜗壳内部压力分布出现明显的区域性降压现象,随流量的增大,降压现象逐渐削弱直至消失,造成这种压力分布的原因,一方面是由蜗壳的断面尺寸引起的,随着蜗壳内收集流量的增加,半径向排出口逐渐增加,液流速度减小,从而实现了动能向压能的转换;另一方面是由于小流量工况下,出口管内压力较高,同时,喉口区的部分流体从隔舌间隙及泵壳轴向间隙回流到蜗壳内部,引起蜗壳内压力升高。随着蜗壳包角的增大,蜗壳截面积增大,回流的流体与叶轮内的低压出流之间的掺混作用增强,使蜗壳内的压力降低;随着蜗壳包角的进一步增大,蜗壳的降速扩压作用越来越明显,使得蜗壳内的压力逐渐升高。因此,小流量时蜗壳内沿液流方向的压力分布由大变小再变大,而在设计工况下,蜗壳内的压力分布出现了沿液流方向逐渐增大的趋势。

通过对标准泵流场的模拟计算,分别选取小流量与设计点工况下静压强场作为蜗壳结构分析的载荷,对实际工况进行有限元模拟计算。

## 3 有限元模拟计算

ANSYS 软件是美国 ANSYS 公司研制的大型通用有限元分析软件,能够进行包括结构、热、声、流体、电磁场等学科的研究。在机械制造、能源等领域有着广泛的应用,特别是在零部件的结构分析方面<sup>[7~10]</sup>。

### 3.1 有限元模型的建立

为了便于分析蜗壳在一定厚度的强度是否合格,本文对标准泵蜗壳模型做了适当简化。建立合适的有限元模型,选取适当的解题方法和步骤,有利于问题的求解;同时,计算机本身的运算速度和精度

也要求模型简化。由于蜗壳变形的可能性,主要取决于环形部分的变形,因而它是泵壳结构上最“柔软”的部分<sup>[1]</sup>,将其视为对称结构,假设沿蜗壳中轴垂面剖开,取其一侧作为有限元的分析对象。将实体模型导入到 ANSYS 中,选择有 20 节点的三维四面体单元 Solid95 单元,自由网格划分,为提高求解精度,应在蜗壳的大断面处细化网格。整个计算模型共 116 476 个结点,72 867 个单元。网格模型如图 2 所示。

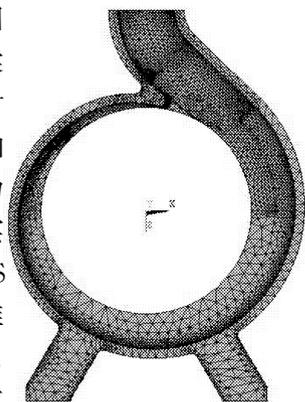


图 2 蜗壳简化的有限元网格  
Fig.2 Mesh of the simplified volute

### 3.2 边界条件与载荷的确定

有限元分析时,其约束条件的选取为在蜗壳底部支撑约束其 3 个方向的位移,在蜗壳中轴垂面切口部位约束其 Y 方向的位移;温度为常温恒定;材料为各向同性。

泵蜗壳工作时受到流体对内壁的压力及蜗壳自身重力的共同作用,根据受力部位的不同将产生不同的压应力与拉应力。将小流量工况和设计点工况作为蜗壳计算工况,分析过程主要考虑流体对蜗壳内壁压强载荷的影响,当泵蜗壳发生疲劳破坏时,其裂纹往往开始出现在隔舌的过渡圆角处。

蜗壳表面的力的分布一般较为复杂,分析时将蜗壳内壁面载荷视为小面积区域内受到的静压大小均匀分布,方向垂直于壁面。将蜗壳有限元模型内表面划分成若干小面域,将 Fluent 计算出的对应小面域的平均数值解施加为压强载荷,近似模拟蜗壳内壁实际压强场的分布情况。

### 3.3 计算结果与分析

在整个计算过程中,利用 ANSYS 分析计算不同工况点下泵蜗壳的第一主应力云图,较为清晰地描述出泵蜗壳在不同工况、不同部位的应力分布情况。泵蜗壳的第一主应力分布如图 3~4 所示。图中虚线表示蜗壳变形前形线,清晰显示出变形趋势。

通过 ANSYS 有限元计算结果可以看出:

(1)在泵蜗壳工作时,其隔舌部位存在着较高的应力水平,是泵蜗壳最容易破坏及最危险的部位。由图中还可以看出,除了隔舌存在最大应力之外,蜗壳环形部分轴面内的轴向变形较大,最大尺寸轴面内的轴向变形最大,即相应的应力也最大,这一结论与鲁吉斯方法校核蜗壳强度时认为最大应力发生在

尺寸最大的轴面内的假设相一致。

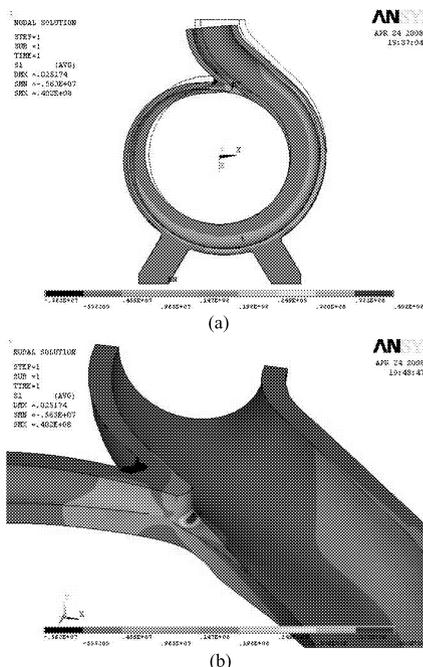


图 3 设计工况时标准泵蜗壳的第一主应力云图  
Fig.3 Map of the 1st principal stress of the volute in rated condition  
(a) 主视图 (b) 喉部视图

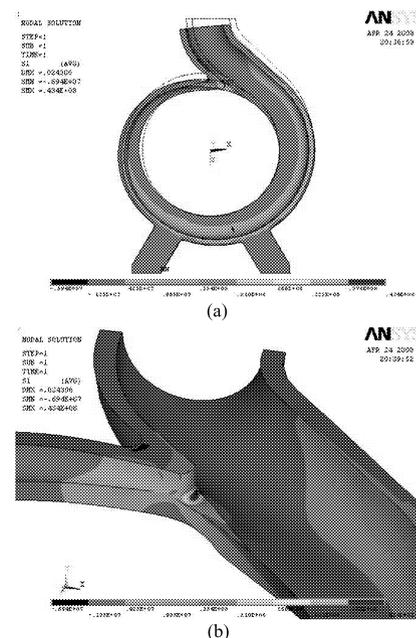


图 4 小流量工况时标准泵蜗壳的第一主应力云图  
Fig.4 Map of the 1st principal stress of the volute in low-flux condition  
(a) 主视图 (b) 喉部视图

(2)云图中显示的是相应截面上的正应力值,其中拉应力为正值,压应力为负值。在设计工况与小流量(0.4 倍流量)的工况下,隔舌部位分别受到最大为 38.926 MPa 与 42.100 MPa 的拉应力;同时在两工况下,隔舌部位均产生较大幅度的位移,这一结论能够很好地解释泵蜗壳隔舌部位最易受损的现象。

(3)由于铸铁材料属于脆性材料,压缩时的强度极限通常是抗压强度极限的4~5倍<sup>[11]</sup>,故只需考虑其所受的最大拉应力是否大于材料的许用应力即可。从ANSYS计算结果分析可知,在设计工况与小流量工况下,其最大拉应力均小于材料的许用应力,满足强度条件。

## 4 蜗壳强度校核

针对标准泵蜗壳结构的传统强度校核方法,采用有限元分析的方法与之进行对比,最后判定强度符合设计要求。

### 4.1 强度校核的理论方法

用鲁吉斯方法进行蜗

壳强度校核<sup>[1]</sup>:  $n = \frac{\sigma_b}{\sigma_d} \geq 4$

即满足强度要求。

式中  $\sigma_d$ ——第三强度理论的当量应力

本方法假定最大应力

发生在尺寸最大的轴面内,角度为  $\theta_m$  处,如图5所示。

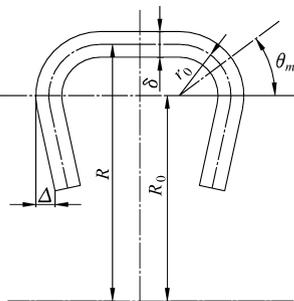


图5 蜗壳轴向截面  
Fig.5 Axial section of the volute

$$\alpha = r_0/R_0 = 0.15 \quad \beta = r_0/\delta = 2.92$$

$$k = \sqrt[4]{12(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{\alpha\beta}{2}} = 0.855$$

尺寸最大轴面内发生最大应力的角度为

$$\theta_m = \frac{1.225}{(2k^2)^{1/3}} = 61.86^\circ$$

$$\sigma_{1u} = 1.52p \frac{\beta}{\alpha} \sqrt{\frac{\beta^2}{\alpha}} = 43\,801 \text{ kPa}$$

$$\sigma_{1p} = p \frac{\beta}{\alpha} \left( 0.61 \sqrt[3]{\alpha\beta} + \frac{0.41}{\sqrt[3]{\alpha\beta}} + 1.5\alpha \right) = 9\,204 \text{ kPa}$$

$\theta_m$  在截面内的轴面应力为

$$\sigma_1 = \sigma_{1u} + \sigma_{1p} = 53\,005 \text{ kPa}$$

壳体内的最大工作压力(相应关死扬程)为

$$p = \rho g H = 385 \text{ kPa}$$

径向应力为

$$\sigma_3 = -p = -385 \text{ kPa}$$

铸铁材料拉伸和压缩强度极限之比  $\nu = 0.25$ , 则

$$\sigma_d = \sigma_1 - \nu\sigma_3 = 53\,101 \text{ kPa}$$

$$n = \frac{\sigma_b}{\sigma_d} = 4.14 \geq 4 \text{ (满足强度要求)}$$

在压力作用下,蜗壳最大尺寸轴面内的轴向变形为

$$\Delta = \frac{\pi}{2} \sqrt{12(1-\mu^2)} \frac{\beta^2}{\alpha^2} \frac{p}{E} r_0 = 1.68 \text{ mm}$$

通过应用鲁吉斯方法进行理论计算分析,标准泵 S50-160/75 型蜗壳壁厚为 6 mm 时,选用牌号为 HT200 的灰铸铁材料,满足  $n \geq 4$  的强度要求,泵蜗壳能够可靠工作。

### 4.2 强度校核的有限元分析

应用 ANSYS 软件分析得到泵蜗壳危险部位隔舌的有关计算结果如表 1 所示。

表 1 泵蜗壳隔舌的主应力及安全系数

Tab.1 Principle stresses of the volute's throat and the assurance coefficient

	主应力/MPa			安全系数
	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	
小流量工况	42.100	7.999	4.357	5.22
设计工况	38.926	7.428	4.052	5.65

根据第一强度理论,要使结构满足强度要求,必须使构件危险点处的最大拉应力不超过材料的许用拉应力<sup>[11]</sup>,即强度条件为  $\sigma_1 \leq [\sigma]$ 。通过本次分析可知,S50-160/75 型标准泵蜗壳在小流量工况下最大工作应力为 42.100 MPa,位于隔舌部位,大于材料的许用应力,与使用传统理论进行分析的结论一致。

同时,由于在分析蜗壳受力时,进行了适当简化,只选取沿蜗壳中轴垂面剖开的半个环形作为分析对象,而实际蜗壳内壁在受压时,与泵体相连接的法兰、端盖等部位将起到一定支撑作用,即蜗壳实际应力会略有降低,隔舌处的形变也将比计算值略微小些。由此可见,ANSYS 计算结果略有偏大时,蜗壳壁厚尚且能满足强度要求,则实际情况下更能满足要求。

### 4.3 试验验证与分析

根据传统理论与经验计算,针对 S50-160/75 型标准泵,选取 6 mm 作为蜗壳壁厚,对内部流场进行模拟预测之后,再对泵的水力性能进行了试验验证。

根据计算结果对泵的性能进行预测,与试验数据进行对比,图 6 为泵性能的 CFD 预测值与试验值性能曲线对比。

从图 6 可以看出,预测值和试验值在趋势上大致相同,高效点的位置和两者的相对值基本相同。在小流量区试验值与模拟值基本一致,在大流量区有一定的误差,是由于在数值计算过程中,计算模型的简化、网格质量和计算模型的精度等问题所致。

通过性能对比可以得出,验证 CFD 计算结果正确可靠,进而可知,在应用 ANSYS 软件进行结构强度分析时,所施加的载荷与实际泵运行工况条件相

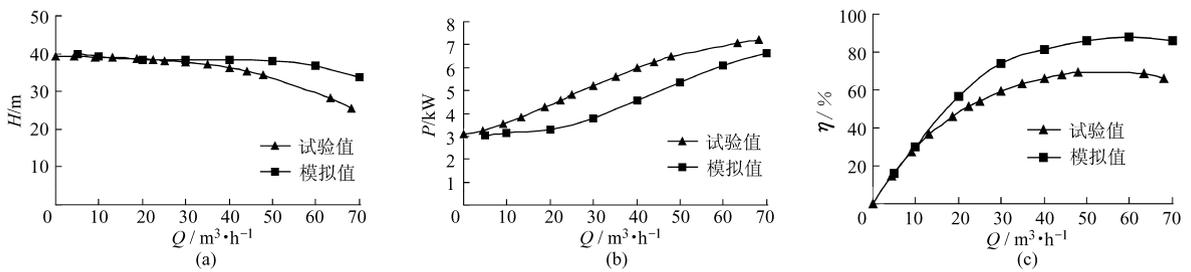


图6 CFD预测值与试验值性能曲线对比

Fig. 6 Contrast of the performance curves about head, power and efficiency between CFD and test

(a) 扬程 (b) 功率 (c) 效率

似,较为准确地模拟出在不同工况下标准泵蜗壳内壁的应力分布情况,较为清晰地显示出蜗壳在工作时的变形的大小和位置,为蜗壳强度计算分析提供了一种新的思路。

从实泵试验可以看出,此标准泵从零流量到大流量不同工况下均能正常工作,证明对于不同工况下,蜗壳内壁可以承受不同压强的载荷而不损坏,所选取的蜗壳壁厚适宜,可以满足强度要求。

## 5 结论

(1) 基于 ANSYS 有限元分析与传统泵蜗壳强度计算理论,提出了一种蜗壳强度分析方法。与传

统算法相比,此法可以比较准确地了解蜗壳应力和变形的大小和位置,从而找到危险截面和危险点的位置,进行较精确的强度计算。

(2) 还可以建立参数化分析方程,改变不同的泵蜗壳参数来满足实际强度分析需要,省工、省时,又可降低制造及修理成本,缩短试制周期。该方法可以为泵蜗壳优化设计和强化工艺设计提供参考依据。

(3) 有限元模拟计算中,由于载荷的计算是建立在小面域内压强均布假设基础上的,小面域划分的大小将影响模拟压强分布的数值结果,因此有时会影响到最终的计算准确性。

## 参 考 文 献

- 1 关醒凡. 现代泵设计手册[M]. 北京:宇航出版社,1995.
- 2 Worster R C. The flow in volutes and its effect on centrifugal pump performance[J]. Proc. IEChE,1963,177(31):843~875.
- 3 Yan J, Smith D G, Karanjkar A. CFD simulation of 3-dimensional flow in turbo-machinery applications[C]//Proc. of 3rd Internet. Conf. on Eng. Comput. Technol., 2002:91~92.
- 4 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.
- 5 黄思, 吴玉林. 离心泵内三维流场非对称性及泵受力的数值分析[J]. 流体机械,2006,34(2):30~33.  
Huang Si, Wu Yulin. Analysis of flow field asymmetry and force on a centrifugal pump by 3-D numerical simulation[J]. Fluid Machinery,2006,34(2):30~33. (in Chinese)
- 6 钱健, 刘超, 汤方平, 等. 离心泵叶轮内部三维紊流数值模拟与验证[J]. 农业机械学报,2005,36(1):32~34.  
Qian Jian, Liu Chao, Tang Fangping, et al. Numerical simulation and verification of the 3D turbulent flow in centrifugal pump impeller[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery,2005,36(1):32~34. (in Chinese)
- 7 Diewald W, Nordmann R. Dynamic analysis of centrifugal pump rotors with fluid-mechanical interactions[J]. Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 1989,111(10):370~378.
- 8 Saeed Moaveni. 有限元分析——ANSYS理论与应用[M]. 2版. 王崧, 董春敏, 金云平, 等,译. 北京:电子工业出版社,2005.
- 9 Manna M, Magistrali F, Maini M, et al. Finite element method applied to stress simulation of high power 980 nm pump lasers[J]. Microelectronics and Reliability,1997,37(10~11):1 667~1 670.
- 10 ANSYS Inc. . ANSYS programmer's manual[M]. ANSYS Inc. , U. S. A. , 2003.
- 11 北京科技大学, 东北大学. 工程力学[M]. 北京:高等教育出版社,2003.