

双流道泵性能预测的研究

刘厚林, 袁寿其, 施卫东, 孔繁余

(江苏大学流体中心, 镇江市 212013)

摘要: 通过对双流道泵叶轮和蜗壳里的水力损失、容积损失、机械损失的分析, 提出了双流道泵扬程曲线、效率曲线的性能预测方法。分别给出了双流道泵叶轮和蜗壳内各种摩擦损失、扩散损失, 及主要局部损失的计算方法。性能预测实例表明预测结果具有较高的精度。

关键词: 双流道泵; 性能预测; 水力损失

中图分类号: S277.9

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2003)04-0133-03

1 引言

性能预测可以减少泵产品的试制费用和生产周期, 因此它一直是泵领域的研究热点之一, 过去很多学者对离心泵性能预测作了大量的研究工作^[1-5], 但是未见双流道泵性能预测研究方面的文献。本文在对双流道泵叶轮和蜗壳内的水力损失、容积损失、机械损失分析的基础上, 对双流道泵扬程曲线和效率曲线的预测进行了研究。

2 损失分析

2.1 水力损失

2.1.1 叶轮内的水力损失

双流道泵叶轮内的水力损失主要有叶轮进口处液流冲击损失 ΔH_{sh} 、液流由轴向变为径向所产生的局部水力损失 ΔH_{j1} 、叶轮流道内水力摩擦损失 ΔH_{fr1} 和扩散损失 ΔH_{fr2} , 以及叶轮出口处局部水力损失 ΔH_{j2} 。

1) 液流进口冲击损失 ΔH_{sh}

$$\Delta H_{sh} = k_1 \frac{W_1^2}{2g} \quad (1)$$

式中 k_1 ——与比转数有关的修正系数; W_1 ——叶轮进口相对速度, m/s; g ——重力加速度, m/s²。

2) 叶轮流道内摩擦损失 ΔH_{fr1}

叶轮流道里的摩擦损失 ΔH_{fr1} 的计算, 可以将叶轮看成 2 个等效静止直圆管通过全部流量时的情况来处理, 然后对由于叶轮旋转、流道弯曲造成的影响进行修正。

$$\Delta H_{fr1} = 2k_{fr1} \lambda_c \frac{l_a W_a^2}{D_{wa} 2g} \quad (2)$$

式中 l_a ——流道水力长度, m; D_{wa} ——流道平均直径, m; W_a ——平均相对速度, m/s; λ_c ——沿程摩擦系数; k_{fr1} ——叶轮旋转、流道弯曲引起的修正系数^[6]。

D_{wa} 取叶轮进、出口当量水力直径的平均值。双流道泵叶轮中流体的雷诺数 Re 在 $10^5 \sim 10^6$ 之间, 流动状

态基本上处于湍流完全发展的阻力平方区^[7], 叶轮流道表面粗糙度对摩擦系数 λ_c 有决定性的影响, 所以降低叶轮流道表面粗糙度有利于减小叶轮内摩擦损失, 提高水力效率^[8]。

3) 叶轮内扩散损失 ΔH_{fr2}

叶轮内由于流道扩散引起了相对速度的停滞, 其产生的水力损失即叶轮流道扩散损失 ΔH_{fr2} , 有

$$\Delta H_{fr2} = \zeta \frac{W_1^2 - W_2^2}{g} \quad (3)$$

式中 W_2 ——叶轮出口相对速度, m/s; 系数 $\zeta = 0.3 \sim 0.6$ 。

双流道叶轮进、出口的相对速度相差不大, 因此叶轮内部扩散损失 ΔH_{fr2} 也相对较小, 当叶轮进口的相对速度 W_1 小于出口的相对速度 W_2 时, 叶轮扩散损失为 0。

4) 液流转向过程产生的水力损失 ΔH_{j1}

液流由轴向转为径向时产生的水力损失 ΔH_{j1} 为

$$\Delta H_{j1} = \xi_1 \frac{v^2}{2g} = \xi_1 \frac{8Q_s^2}{g\pi^2 D_e^4} \quad (4)$$

式中 D_e ——叶轮进口有效直径, m; ξ_1 ——能量损失系数; Q_s ——无冲击损失时的流量^[9]。

5) 叶轮出口水力损失 ΔH_{j2} ^[11]

$$\Delta H_{j2} = \xi_2 \frac{v_{m2}^2 + (v_{2u} - v_{2us})^2}{2g} \quad (5)$$

式中 ξ_2 ——能量损失系数; v_{m2} ——叶轮出口绝对速度的轴向分量, m/s; v_{2u} ——叶轮出口圆周速度, m/s。

由于双流道泵蜗壳的基圆直径 D_3 与叶轮外径 D_2 之间的间隙较大, 考虑到这个间隙对喉部速度的影响, ξ_2 取为

$$\xi_2 = \sqrt{\frac{F_3 + 0.8b_3(D_3 - D_2)/2}{\pi D_2 b_2 \Psi_2 \sin \beta_2}} \quad (6)$$

式中 F_3 ——蜗壳喉部面积, m²; b_3 ——蜗壳进口宽度, m; β_2 ——叶轮外流道出口安放角, (°); Ψ_2 ——叶轮出口排挤系数。

2.1.2 蜗壳里的水力损失

蜗壳里的水力损失主要有摩擦损失 ΔH_{fr} 和扩散损失 ΔH_{ex} 。

1) 蜗壳里的水力摩擦损失 ΔH_{fr}

收稿日期: 2002-10-08

基金项目: 江苏省“九五”工业重大科技攻关项目(BG98007)

作者简介: 刘厚林(1971-), 男, 博士, 江苏省镇江市 江苏大学流体中心, 212013



蜗壳里的摩擦损失 ΔH_{sf} 根据等效圆管损失进行计算, 即

$$\Delta H_{sf} = k_2 \lambda \frac{l}{D} \frac{v_{th}}{2g} \quad (7)$$

式中 k_2 ——与比转数有关的修正系数; D ——蜗壳等效圆管直径, m; l ——蜗壳实际长度, m; v_{th} ——喉部液流速度, m/s; λ ——摩擦系数。

蜗壳从隔舌到喉部面积处为螺旋线扩散形状, 因此计算等效圆管的水力直径时应取喉部面积 F_3 的一半作为等效圆管的过流面积。蜗壳里的流动按阻力平方区的湍流状态来计算, 其摩擦系数主要取决于蜗壳内壁的表面粗糙度, 因此, 为了减小水力损失, 应尽量提高蜗壳内壁表面的光洁度。

2) 蜗壳里的扩散损失 ΔH_{ex}

由于蜗壳流道呈螺旋型扩散状态, 扩散损失 ΔH_{ex} 为

$$\Delta H_{ex} = 0.2k_3 \frac{(v_{u2}^2 - v_{th}^2)}{2g} \quad (8)$$

式中 k_3 ——与比转数有关的修正系数; v_{u2} ——叶轮出口绝对速度的圆周分量, m/s。

式(7)、式(8)表明当蜗壳内平均速度 v_{th} 与叶轮出口液流绝对速度的圆周分量 v_{u2} 相接近时, 扩散损失 ΔH_{ex} 最小, 但摩擦损失 ΔH_{sf} 最大, 因此设计时应取蜗壳里的水力损失最小为设计原则。修正系数 k_3 反映了叶轮出口速度从不均匀变到均匀的过程中, 以及与蜗壳联合工作时出现的回流所造成的能量损失。

2.1.3 总的水力损失 ΔH

总的水力损失由叶轮内的水力损失和蜗壳里的水力损失组成, 根据上面的分析可得

$$\Delta H = \Delta H_{sh} + \Delta H_{f r1} + \Delta H_{j1} + \Delta H_{j2} + \Delta H_{sf} + \Delta H_{ex} \quad (9)$$

2.2 容积损失

容积损失是由泄漏造成的, 双流道泵的泄漏损失主要为叶轮前密封环的泄漏损失, 容积效率 η_v 为

$$\eta_v = \frac{1}{(1 + 0.068n_s^{0.667})} \quad (10)$$

式中 n_s ——比转数。

2.3 机械损失

机械损失 P_m 包括轴承损失和密封损失功率 (P_{m1})、圆盘摩擦损失功率 (P_{m2})。

轴承与密封的损失约为 1% ~ 3%。

叶轮圆盘摩擦消耗功率 P_{m2} 是由于叶轮轮盘在旋转过程中克服液体的摩擦力矩而引起的机械损失, 根据文献[10]可得

$$P_{m2} = \frac{1.2 \times 10^{-6}}{1.36} u^3 D^2 \quad (11)$$

上面几式中的 k_1, k_2, k_3 是与比转数 n_s 有关的修正系数, 即

$$k_{i+1} = y_{3i+1} + y_{3i+2} \cdot n_s^{y_{3i+3}} \quad (i = 0, 1, 2)$$

式中 y_j ——特定常数, $j = 1, 2, \dots, 9$ 。

根据我们开发的数台双流道泵的设计参数和性能

试验结果, 用复合形法^[11] 求解出的 y_j 值分别为

$$y_{1-3} = 0.6823, -0.9631, 1.4274$$

$$y_{4-6} = 0.00401, -0.5273, -4.2317$$

$$y_{7-9} = 1.2112, 0.6658, 0.004971$$

3 性能预测模型

3.1 扬程曲线预测

双流道泵实际扬程 H 等于理论扬程 H_t 减掉总的水力损失 ΔH , 即

$$H = H_t - \Delta H \quad (12)$$

根据泵的基本方程, 并假定进口无预旋, 同时利用 Stodola 有限叶片数修正公式, 则理论扬程 H_t 为

$$H_t = \frac{1}{g} \left[\left(\frac{nD_2}{60} \right)^2 \left(1 - \frac{\pi \sin \beta_2}{2} \right) - \frac{nQ_t}{60b_2 \Psi_2 \tan \beta_2} \right] \quad (13)$$

式中 b_2 ——叶轮出口宽度, m; n ——转速, r/min; Q_t ——理论流量, m^3/s 。

3.2 效率曲线预测

双流道泵效率 η 可为有效功率 P_e 与总功率 P 之比

$$\eta = \frac{P_e}{P} \quad (14)$$

总功率 P 包括有效功率 P_e 、容积损失功率 P_v 、水力损失功率 P_h 、叶轮圆盘摩擦消耗功率 P_{m2} 以及轴承和密封的损失功率 P_{m1} 。

$$P = P_e + P_v + P_h + \Delta P_d + P_{m1} + P_{m2} \quad (15)$$

假定机械系统损失的功率 P_{m1} 约占有效功率 P_e 的 3%, 则有

$$\eta = \left(\frac{1}{\eta_v \eta_h} + \frac{P_{m2}}{P_e} + 0.03 \right)^{-1} \quad (16)$$

式中 η_v, η_h, P_e ——容积效率、水力效率和有效功率。

$$\eta_h = \frac{H}{H_t} = \frac{H_t - \Delta H}{H_t} = 1 - \frac{\Delta H}{H_t} \quad (17)$$

$$P_e = \frac{\rho g Q H}{1000} \quad (18)$$

4 性能预测实例

图 1、图 2 分别是 100QW 70-21 型、100QW 90-21 型双流道泵的水力性能预测结果及试验结果图。

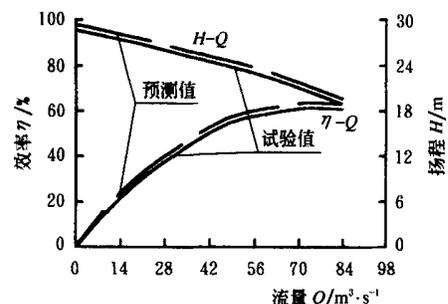


图 1 100QW 70-21 型泵性能预测和试验结果

Fig. 1 Performance prediction and test result of 100QW 70-21 type pump

由图 1、图 2 可以看出: 在设计工况点, 100QW 70-

21 型双流道泵的试验测得效率为 62.1% (预测值为 63.4%), 试验测得扬程为 21.3 m (预测值为 22.5 m); 100QW 90-21 型双流道泵的试验测得效率为 66.2% (预测值为 67.3%), 试验测得扬程为 21.1 m (预测值为 22.2 m)。这说明本文提出的双流道泵性能预测方法是可行的。

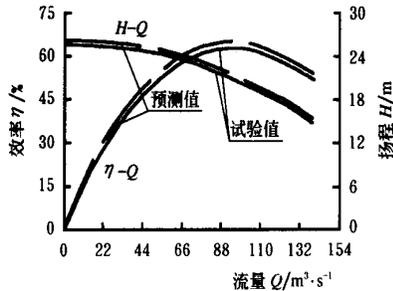


图2 100QW 90-21 型泵性能预测和试验结果
Fig. 2 Performance prediction and test result of 100QW 90-21 type pump

5 结论

1) 通过对双流道泵叶轮和蜗壳里的水力损失、容积损失、机械损失的分析, 提出了双流道泵扬程曲线、效率曲线的性能预测方法。

2) 分析了双流道泵叶轮进口处液流冲击损失 ΔH_{sh} 、液流由轴向变为径向所产生的局部水力损失 ΔH_{j1} 、叶轮流道内水力摩擦损失 ΔH_{f1} 和扩散损失 ΔH_{f2} , 以及叶轮出口处局部水力损失 ΔH_{j2} , 并给出了

计算方法。同时还分析了蜗壳里的摩擦损失 ΔH_{sf} 和扩散损失 ΔH_{ex} , 并给出了计算方法。

3) 性能预测与试验结果的对比表明本文提出双流道泵性能预测方法是可行的, 并具有较高的性能预测精度。

[参考文献]

- [1] 骆大章, 刘树洪. 低比数离心泵性能预测[J]. 水泵技术, 1989, (1): 1~8
- [2] 朱祖超. 超低比转速高速复合叶轮离心泵的设计方法[D]. 杭州: 浙江大学, 1997.
- [3] Patel D P. Performance prediction in complete range of centrifugal pumps [C]. Pump—the Developing Needs, 7th Technical Conference of the B.P.M.A., 1981.
- [4] Takagi T, et al. Performance prediction of single-suction centrifugal pumps of different specific speeds[Z]. Performance Prediction of Centrifugal Pump and Compressor, ASME, 1980.
- [5] 袁卫星, 张克威, 贾宗谟. 离心泵性能预测[J]. 水泵技术, 1991, (2): 9~14.
- [6] 刘厚林. 流道式无堵塞泵 CAD 软件开发及三维不可压湍流计算[D]. 镇江: 江苏理工大学, 2001.
- [7] 赵学端. 粘性流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
- [8] 沈阳水泵研究所. 离心泵叶轮流道粗糙度对效率的影响研究报告[R]. 84, 841051(部), 1985.
- [9] 沈阳水泵研究所, 中国农机研究院. 叶片泵设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [10] 关醒凡. 现代泵技术手册[M]. 北京: 宇航出版社, 1995.
- [11] 马履中. 机械优化设计[M]. 南京: 东南大学出版社, 1993.

Performance prediction of double-channel pumps

Liu Houlin, Yuan Shouqi, Shi Weidong, Kong Fanyu
(Fluid Center, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: On the basis of analyses of hydraulic losses, volume losses and machinery losses of impellers and volutes of double-channel pumps, the performance prediction methods of the head curve and efficiency curve of double-channel pump were provided. The calculation methods of friction losses, diffuser losses and main local hydraulic losses of impellers and volutes of double-channel pumps were given. The examples of performance prediction show the performance prediction methods provided by this paper have a high precision.

Key words: double-channel pump; performance prediction; hydraulic loss