

低扬程水泵装置水力特性参数换算研究综述

葛 强^{1,2}, 周君亮¹, 李 龙¹, 严登丰³

(1. 河海大学水利水电工程学院, 江苏 南京 210098; 2. 扬州大学信息工程学院, 江苏 扬州 225009;
3. 扬州大学水利科学与工程学院, 江苏 扬州 225009)

摘要 通过对低扬程泵装置水力特性参数换算方法及性能预测的机理进行理论分析研究, 建立低扬程泵装置水力特性参数换算方法及性能预测本构模型. 根据泵内机械摩擦损失、水力摩擦损失、非设计工况“撞击损失”、泵内泄漏损失、不同结构型式进出水流道水力损失机理, 建立各分部效率乘积形式的水泵总效率表达式, 通过与各种损失性质相关的分部效率计算系数的换算实现泵分部效率及总效率的换算. 用计算流体动力学从理论上计算出泵装置内各部分损失与流道型式、雷诺数、比转数、过流部件粗糙度之间的关系, 为效率换算及性能预测提供依据.

关键词 低扬程; 泵装置; 水力特性; 综述

中图分类号 :TV675;TV131.6 **文献标识码** :A **文章编号** :1000-198X(2006)02-0165-06

为抗御洪、涝、旱等自然灾害, 在中国内地平原、河网等区域分布着 50 余万座固定泵站, 其中有 10 多万座为低扬程泵站, 总装机容量 1 000 多万 kW, 约占排灌总动力的 1/6. 如广东东—深供水一期、二期工程, 引滦济津工程, 引黄济青工程, 南水北调东线一期工程中的 34 座泵站等^[1]. 此外, 在其他跨流域调水、市政供排水等方面, 也运行有大量的低扬程泵站. 这些低扬程泵站为农业灌溉、排涝, 区域调水, 城镇供水, 排污, 保障工农业生产和居民生活用水做出了重要贡献^[2].

水泵装置效率是衡量泵站整体动力特性优劣的重要指标. 大型水泵装置效率准确数值不可能通过设计计算确定, 也无现成精确计算理论, 更难以通过现场测试获得. 目前国内外通行的方法是在试验室中通过泵及泵装置模型试验, 将试验结果运用换算公式换算为原型泵及泵装置性能参数^[3-5], 但如何换算还需要进一步研究^[1]. 随着南水北调东线一期工程的开工, 兴建了大量的低扬程大型泵站, 而且泵站规模、性能指标朝着更大、更高的方向发展. 这些都极大地促进了对低扬程泵站整体特性的研究. 由于低扬程泵及泵装置是一种机、电、水联合作用的复杂系统, 但目前其水力学特性、机械特性、电气特性等还无法完全准确且有效地预测和控制, 因此低扬程泵装置性能参数换算中的很多方面仍需进一步研究.

泵站的水力特性根据组成泵站的总体构件可分为 3 部分: 泵水力模型特性(由叶轮水力模型和导叶体水力模型特性决定)、进出水流道水力特性(由流道结构特点决定)、泵站闸门槽、截流闭锁装置、拦污栅、进出水池等特性. 在低扬程泵站中, 泵叶轮、固定导叶、进出水流道、泵站进出水附属设施(包括闸门槽、拦污栅、截流闭锁装置)的水力损失在泵站总水力损失中占有较大比例, 其过水阻力特性与叶轮不同, 其中进出水流道水流受到叶轮旋转和固定导叶的影响. 固定导叶不能全部回收叶轮的出水能量, 出水水流仍有较大的环量.

我国在低扬程大型泵站建设中大都将泵及泵装置模型试验作为泵站建设的前期研究工作, 然而现在采用的模型试验中存在着某些问题. 研究原型泵站水力特性参数换算方法, 正确预测符合实际情况的原型泵装置的扬程、流量、效率和空蚀特性, 掌握原型泵站的真实性能, 对大型泵站的安全经济运行及促进泵站工程建设的科技进步具有重要意义.

1 水泵装置水力特性参数换算研究现状

各国学者提出的泵装置效率换算公式基本分为适用最优工况条件和适用变工况条件 2 类. 已有泵装置

效率换算研究成果认为,影响原型泵装置性能参数换算的主要因素有尺寸效应、转速效应、传输介质雷诺数影响、过流部件糙率影响等^{[6-18]①}。

对水力机械性能参数换算的试验研究,最早可以追溯到20世纪初,Camerer^②将水轮机流道内水流摩擦阻力视为圆管摩擦阻力,并假定水流形态呈“水力光滑”,首先提出了原型与模型间效率换算公式。近百年来,国内外学者针对水轮机及水泵泵段效率换算已提出数十种公式,国际上代表性的有Connon式^③、Medici式^[8]、瑞士Ackeret提出的适用于轴流式水轮机的Ackeret式^[9]、美国工程师Moody提出的著名的多种形式的Moody式^[19]、Pfleiderer式^[20]、Wislicenus式^[21]、英国Hutton提出的Hutton式^[22]、IEC995—1991推荐式^[23]等;国内学者有河海大学蒋履祥^[24-26]等提出的建议公式。20世纪80年代末,水轮机效率换算课题中已经取得并应用较多的主要成果有欧洲部分国家应用较多的换算公式^[23]、Miyagi公式^[27]、国际电工委员会(IEC)推荐计算式^[28]、挪威学者Brekke提出的建议式^[29]。由于受到现场测试手段的制约,原型(特别是低水头装置)试验结果较模型精度要差,单纯靠试验方法难以准确评价哪个公式更符合真实情况,更不可能进而判断各个公式的优劣。杨建设^[30]根据相似原理及水轮机水力损失的构成,分析并推出一个适用于水轮机变工况条件的效率换算公式,通过几个不同形式水轮机的实际算例,给出了该式与典型常用公式的原型水轮机效率换算的比较情况。郑玉春^[25]从轴流泵装置中各局部效率对性能参数换算的影响出发,结合水泵装置原型测试成果,并考虑水泵效率对水泵装置性能参数影响,提出水泵装置性能参数换算公式及其原型特性曲线的修正方法。

关于雷诺数与水泵能量损失之间的关系,张仁田^[31]在推导效率换算公式时,分析了原型水泵之间雷诺数 Re 不同对效率换算的影响,并通过多组试验,回归出效率换算公式中指数与转速比(即 Re 数之比)的关系,根据该关系对不同型式的泵及装置效率进行预测。Kittredge^[32]通过研究认为,当被输送液体黏度和转速保持不变时,泵几何尺寸的变化将引起雷诺数的变化,从而引起水力损失的变化,即水泵效率的变化。文献[33]对该问题进行了详细的总结。研究表明,当被输送液体黏度和泵几何尺寸不变时,泵转速的变化将引起雷诺数的变化。一般情况下,转速变化引起雷诺数的变化不超过一个数量级,因此研究结果认为,转速对泵效率的影响不大^[33]。Ippen^[34]研究了雷诺数对相似律的影响。在不同黏度和转速条件下,Ippen通过试验发现,当雷诺数 $Re=3\,000\sim4\,000$ 时,相似律依然成立;当雷诺数再减小时,相似律就不再成立。丰仓富太郎的试验结果表明,当 $Re=4\,500$ 时,相似律依然成立,因此,存在相似律成立的临界雷诺数。关于雷诺数对泵效率和能量损失的影响,Sutton^[35]研究得出了离心泵效率随雷诺数的变化规律。Sutton发现当雷诺数减小时,离心泵效率迅速下降,当离心泵效率下降了40%~60%时,泵相似律依然成立。Sutton同时指出,将能量损失分解为与雷诺数相关和不相关两部分的研究方法遇到了比较大的困难。Bullock^[36]研究了能量损失与雷诺数的变化关系,指出:当 $Re>4\times10^5$ 时,若流动处于水力光滑区,则离心泵的能量损失近似与 $Re^{-0.2}$ 成正比;若流道壁面粗糙,流动处于水力粗糙区,则能量损失与雷诺数无关。李文广^[33]根据离心泵雷诺数的定义,研究了雷诺数对相似律和能量损失的影响,并以不同黏度的油品作流动介质,研究离心泵水力损失与雷诺数变化的关系。结果发现,随着雷诺数的减小,水力损失增大,这与Sutton^[35]的研究结果一致。李文广同时指出,相似律成立存在临界雷诺数,但没有最后确定离心泵能量损失与雷诺数的确切关系。

关于水泵装置中的各种损失,前人做了大量的理论与试验研究^[37-42]。Kurokawa^[43]为了确定混流式水轮机和水泵水轮机的容积效率和机械效率,对配备有多个推力平衡装置的转轮的压力面和吸力面水流进行了理论分析,计算了16种不同比转速的模型混流式水轮机和12种不同比转速的模型水泵水轮机的流动特性,将容积效率和机械效率表示为比转速的函数,在确定轴向推力特性的同时分析了几种推力平衡装置对效率的影响。一位现代学者以连续性方程、动量方程和角动量方程为基础,提出了一种分析间隙流动的理论方法。通过理论计算与实测结果相比较,证实这些结果可以精确确定流动特性,揭示出间隙流的压力和速度分布与进入间隙的水流的流量及最初的绕流速度有很大关系^[43]。

国外进行泵装置进水设计时常将水力模型性能与进出水流道特性分开分析,按照机械行业的有关标准专门进行水力模型性能试验,将引渠、前池和进水池(或进水流道)作为整体观察进水流态,重点考察由于进水条件不好而引起的水泵进口处的预旋对装置性能的影响。

① IDA T. An analysis of scale effects on water turbine Characteristics, report of faculty of engineering, Kanagawa University, 1980 403-406.

② CAMERER R. Vorlesungen iiber wasserkraftmaschinen Znd ed. 1924 225-227.

③ PANTELLK. VDI-2 95-4, 1953 97-98.

目前,对原型和模型的泵性能参数(影响泵效率的流量、扬程、轴功率及水温等)定义的内涵不一致.在泵段模型试验中,各性能参数是在标准试验装置下测得(标准试验装置含 60°弯头、叶轮体、导叶体、一定长度的直管段等)的,而现场测试时,则很难测得具有相同内涵下的各个参数.如流量测量方法有压差法、流量计法、五孔测针法、超声波法、热力传递法等;扬程定义为进出水水位差;功率测得的是电机的电功率,再换算成水泵的轴功率.由此可见,在进行效率换算时模型装置的效率与原型装置的效率其内涵有很大区别,客观上为换算结果带来误差.

2 水泵装置损失分析试验计算研究进展

低扬程水泵及水泵装置损失分析计算是水泵性能参数换算和预测的基础,水泵(装置)设计优化应以整体综合性能为目标函数.水泵转轮内的损失一般分为摩阻损失、局部损失、转轮进口撞击损失和出口损失,以及由于叶轮间隙引起的叶端间隙损失;泵装置进出水流道及附属设施内的损失主要表现为局部损失、沿程损失以及附加损失.

确定水力机械内部各种损失通常采用以下两种方法.

a. 模型试验法,即直接将模型试验曲线用经验方程法拟合. Kurokawa^[43]曾精确测定了混流式水轮机和水泵水轮机的容积效率、机械效率及泄漏性能.他用无量纲参量定义止漏密封泄漏量 ΔQ 与密封间隙 δ 的关系,指出模型混流式水轮机和水泵水轮机的容积效率随着比转速的增大而增大,模型混流式水轮机的机械效率约为 99%,而水泵水轮机的机械效率约为 98%. 钱涵欣^[44]通过试验研究了混流泵固定导叶进口安放角及叶轮轮缘间隙变化对泵性能的影响.结果显示,泵的效率随叶轮轮缘处间隙变大而明显减小,并且当固定导叶进口安放角增大时,最优效率工况向大流量方向移动,比转速增大;反之,比转速降低.理论分析说明,固定导叶进口撞击损失是产生上述现象的主要原因.随着流量增大及泵扬程的降低,导叶进口的轴面速度 V_m 增大,圆周速度 V_n 减小,即来流角 α 增大,而增大固定导叶进口安放角 δ_1 ,可以使撞击损失减小,所以效率曲线随 δ_1 的增大而右移.同时文献^[44]也研究了混流泵效率值与叶轮轮缘相对间隙值 δ 间的关系,指出混流泵最优点的效率值与叶轮轮缘相对间隙值 δ 呈抛物线下降.试验研究表明,当 δ 从 0.030% 增大至 0.128% 时,混流泵最优点的效率值将降低 1.6%. 目前,国内一般取 $\delta = 0.10\%$,而国外贯流式水轮机叶片与转轮室间隙 δ 取 0.05%. 如果混流泵间隙 δ 相对值也能达到 0.05%,则比 δ 取 0.1% 时效率可提高 0.8%. 总之,轮缘处间隙大小及角度偏差对泵效率有明显影响,设计时应尽可能取较小的间隙值,以提高泵的效率.

b. 通过连续性方程、动量方程、能量方程、摩擦理论等进行数值模拟计算. 李龙^[45]应用三维 $k-\epsilon$ 湍流模型,就叶轮表面糙率与泵性能间的关系,首次进行了轴流泵表面粗糙度对性能影响的数值模拟研究. 研究结果表明,泵力矩、扬程、效率随着粗糙度增大而下降,在粗糙度小于 0.1 mm 时,变化梯度较大.粗糙度每变化 0.1 mm(在 0.1 ~ 0.5 mm 范围内),总力矩平均变化约 2.56%,扬程平均变化约 5.38%,效率平均变化约 2.78%. 同时泵内黏性损失随着粗糙度增大而增大,黏性力矩变化梯度最大,增长速率最快.粗糙度每变化 0.1 mm(在 0.1 ~ 0.5 mm 范围内),黏性力矩平均变化 11.88%. 叶轮表面糙率不同可引起水泵效率 2% ~ 3% 的变化.而据目前原型水泵叶轮表面加工精度来看,两者几乎不存在比例关系.目前效率损失的理论计算方法有一维水力损失估算法、边界层损失分析法和基于 N-S 方程直接解的损失计算方法等 3 种^[46-51].

3 水泵装置水力特性参数换算存在的不足

分析已见水泵装置水力特性参数换算所有公式,虽然各有一定的适用性,但存在以下共同的缺陷:

a. 水泵效率 η 包括水力效率 η_h (反映过流部件水力摩阻及撞击损失)、容积效率 η_v (反映泄漏损失)、机械效率(反映轴承、轴封及介质对转动部件的摩擦损失). 现有公式大多为水力效率换算式,以水力效率换算代替总效率换算,不甚合理.

b. 水力效率 η_h 换算公式的推导多从圆管沿程(摩擦)损失的尺寸效应出发,近似以圆管摩阻系数 λ 的差别代表原型泵水力损失 δ 的差别,即取 $\delta_r = \lambda_r^{-1}$,下标 r 表示比值. 泵内水力损失除摩擦损失外尚有撞击损失,仅以摩擦损失代表全部水力损失必有难以估算的误差存在.

c. 水流在光滑紊流状态时摩阻系数 λ 仅与雷诺数 Re 有关,由此可得

$$\delta_r = Re_r^{-n}$$

式中 n 为试验指数. 但对于低扬程大流量水泵, 泵内流动多为粗糙紊流状态, 根据尼古拉兹公式:

$$\lambda^{-\frac{1}{2}} = 2\lg\left(3.7 \frac{D}{\Delta}\right) \approx 0.0697\left(\frac{\Delta}{D}\right)^{\frac{1}{4.5}}$$

即摩阻系数 λ 与过流壁面粗糙度 Δ 有关, 原型泵绝对粗糙度相同时 $\delta_r = D_r^{\frac{1}{4.5}}$. 对于水轮机, Moody^[19]指出, D_r 的指数在 0~0.26 之间变化, 用于泵全效率换算时可取 0.2, 这就是近年仍广泛应用的 Moody 1/5 方程式. 基于光滑紊流状态和粗糙紊流状态的水泵及水轮机效率换算式有多种, 无疑水流状态不同, 换算式不同, 因此对于分属于不同流动状态的泵用何种换算公式均无充分的理论根据.

d. 现有基于摩擦损失理论推导的换算公式, 理论上适用于水轮机而不适用于水泵. 以光滑紊流状态为例, 相同的雷诺数比值 Re_r , 原型水轮机效率 η_n 与模型水轮机效率 η_m 的关系为

$$\eta_n = 1 - \delta_n = 1 - \delta_m Re_r^{-n}$$

而对于水泵, 原型水泵效率 η_n 与模型水泵效率 η_m 的关系为

$$\eta_n = 1 - \frac{\delta_m Re_r^{-n}}{1 + \delta_m Re_r^{-n}}$$

因此水泵与水轮机用相同的效率换算式理论上矛盾.

e. 现有各种效率换算式均针对最优工况点(BEP), 而非最优工况点(NBEP)无公式可用, 实际换算时只能粗略估算, 或约定俗成地采用某做法如“等差增加”法等, 并无理论依据. 对于水轮机, 刘大恺^[52]推荐了“等差增加”法, 但未见适用于水泵的公式.

4 结 语

大型泵装置原型与模型效率换算问题复杂, 目前难以圆满解决, 但可从泵装置中各水力损失理论分析、内流场测试、计算流体动力学(CFD)数值模拟、装置外特性模型试验、原型现场测试等方面对特定低扬程泵站及泵装置原型与模型效率换算进行系统研究.

4.1 理论研究

通过对低扬程泵装置水力特性参数换算方法及性能预测的机理进行理论分析研究, 建立低扬程泵装置水力特性参数换算方法及性能预测本构模型. 根据泵内机械摩擦损失、水力摩擦损失、非设计工况“撞击损失”、泵内泄漏损失、不同结构型式进出水流道水力损失机理, 建立各分部效率乘积形式的水泵总效率表达式, 通过与各种损失性质相关的分部效率计算系数的换算实现泵分部效率及总效率的换算. 综合前人研究成果, 研究不同类型泵装置分部效率系数的变化规律, 预测分析泵装置运行经济性及泵装置的效率特性.

4.2 数值模拟

CFD 及三维黏性湍流理论为构建泵性能换算模型提供了重要的理论工具, 流动计算是构建低扬程水泵装置性能换算及性能预测的重要基础和前提. 用 CFD 从理论上计算出泵装置内各部分损失与流道型式、雷诺数、比转数、过流部件粗糙度之间的关系, 为效率换算及性能预测提供依据.

4.3 物模试验

泵装置原型与模型外特性性能试验是获得泵性能参数的重要手段, 可以为理论研究提供第一手资料. 利用现有通过鉴定的高精度水力机械装置通用试验台为试验平台, 完成不同叶片角度、不同转速、不同叶轮间隙、不同机械摩擦条件、不同叶轮表面粗糙度、不同进出水流道下泵装置特性精确试验, 同时用 PIV 测试装置对泵装置流道、泵体叶轮内流场进行内流场观测试验. 对比分析计算结果和试验数据, 从微细观角度分析水泵特性参数换算和性能预测的机理. 通过 CFD 数值模拟结果进行泵性能预测, 结合大型泵站外特性现场试验结果进行分析比较, 修正理论公式, 提出针对不同泵装置在最优工况与非最优工况时原型与模型水力特性参数换算的实用表达式.

参考文献:

[1] 刘超. 低扬程水泵及其装置的研究与发展[J]. 江苏农学院学报:1998, 19(水利专辑):5-12.

- [2] 严登丰. 泵站过流设施与截流闭锁装置[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2000: 75-106.
- [3] 李从峰, 金建范, 潘美新. 大型泵站原型装置特性试验探讨[J]. 水力机械, 1983(3): 28-30.
- [4] ASPURN J J, BASSY A. Efficiency results on the pump turbine prototype[M]. Rome: IAHR Symposium, 1972: 89-93.
- [5] 左东启. 模型试验的理论和方法[M]. 北京: 水利水电出版社, 1984: 80-83.
- [6] SPURK J H, GREIN H. 水力机械考虑比尺效应的性能预测[J]. 耿延芳, 寿梅华, 译. 水力发电学报, 1999(3): 100-120.
- [7] GULICH J F. Effect of Reynolds-number and surface roughness on the efficiency of centrifugal pumps[J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(34): 670-679.
- [8] STEPANOFF A J. Centrifugal and axial flow pumps[M]. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons Inc, 1957: 69-75, 308.
- [9] DAVIS C V. Handbook of applied hydraulics[M]. New York: McGraw-Hill, 1952: 555-556.
- [10] 张仁田. 泵装置效率比尺效应及换算方法研究[J]. 水力机械技术, 1996(1): 14-18.
- [11] 朱俊华. 轴流泵水力模型性能参数的确定[J]. 水泵技术, 1989(3): 26-28.
- [12] 张仁田. 低扬程泵站装置特性的理论研究[J]. 排灌机械, 1993(3): 17-19.
- [13] 张仁田, 张平易. 泵站装置效率换算方法的研究[C]//水利系统首届青年学术交流会优秀论文集. 北京: 中国科学技术出版社, 1997: 73-76.
- [14] IDA T. An analysis of scale effects on pump turbine characteristics in pumping model[M]. New York: Institution of Mechanical Engineers, 1981: 28-37.
- [15] DAVIS H, KOTTAS H, MOODY A M G. The influence of Reynolds number on the performance of turbo-machinery[J]. Trans of ASME, 1951, 63: 499-509.
- [16] BALJE O E. A study on Reynolds number effects in turbo-machines[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1964, 86(3): 247-256.
- [17] WIESMER F J. A new appraisal of Reynolds number effects on centrifugal compressor performance[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1979, 101(3): 384-396.
- [18] CASEY M V. The effects of Reynolds number on the efficiency of centrifugal compressor stages[J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1985, 107(2): 541-548.
- [19] MOODY L F. Section on hydraulic machinery of handbook applied hydraulics[M]. New York: McGraw Hill, 1942: 88-90.
- [20] PFLEIDERER C. Die kreiselpumpen für flüssigkeiten und gas[M]. New York: Springer Verlag, 1961: 168, 79-84.
- [21] WISLICENUS G F. Fluid mechanics of turbo-machinery I[M]. New York: Dover Publication Inc, 1965: 54-57.
- [22] HUTTON S P. Component losses in kaplan turbines and the prediction of efficiency from model tests[M]. New York: Institution of Mechanical Engineers, 1954: 168-228, 743-746.
- [23] 仲付维. 泵站工程[M]. 南京: 河海大学出版社, 1994: 93-97.
- [24] 蒋履祥. 水泵效率换算方法的探讨[J]. 河海大学学报, 1989, 17(增刊 1): 70-74.
- [25] 郑玉春, 何忠人, 陈坚, 等. 大型水泵装置性能参数换算方法的探讨[J]. 水利学报, 1995(10): 47-52.
- [26] 张仁田, 张平易, 阎文立. 大型泵站系统性能参数换算方法[J]. 农业机械学报, 1999, 30(2): 49-53.
- [27] HENRY P. Hydraulic machinery model testing current state of technology in hydraulic machinery[M]. New York: John Wiley & Sons Inc Gower, 1989: 79-82.
- [28] 常近时. 水轮机运行[M]. 北京: 水利电力出版社, 1983: 9-13.
- [29] BREKKE H A. Discussion on design criteria for large turbine[M]. Beijing: IAHR Symposium, 1989: 102-108.
- [30] 杨建设. 水轮机效率公式的现状与讨论[J]. 华北水利水电学院学报, 2000, 21(4): 24-28.
- [31] 张仁田, 童利忠, 卜舸, 等. Re 数对水泵效率换算影响的试验研究[J]. 排灌机械, 2001, 19(2): 8-12.
- [32] KITTEDGE C P. Estimating the efficiency of prototype pumps from model tests[J]. ASME of Engineering for Power, 1968, 90(2): 129-139.
- [33] 李文广, 邓德力. 离心泵的雷诺数及其影响[J]. 水泵技术, 1999(3): 11-13.
- [34] IPPEN A T. The influence of viscosity on centrifugal pump performance[J]. Trans ASME, 1946, 68: 823-848.
- [35] SUTTON M. Pump scale laws as affected by individual component losses[J]. Proc Instn Mech Engrs, 1967-1968, 182(Pt3M): 76-82.
- [36] BULLOCK R O. Analysis of Reynolds number and scale effects on performance of turbo-machinery[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1964, 86(3): 247-256.
- [37] ALEXANDRU B. 混流式水轮机和水泵水轮机转轮水力损失的试验研究[J]. 国外大电机, 1996(2): 62-65.
- [38] 单鹰, 唐澍, 蒋文萍. 大型水轮机现场效率测试技术[M]. 北京: 水利水电出版社, 1999: 52-85.
- [39] 钱晓, 徐天茂, 张赛珍, 等. 叶片尖端间隙对混流泵效率特性的影响[J]. 水力发电学报, 1997(4): 61-69.
- [40] 徐天茂, 钱晓, 张赛珍, 等. 关于斜流泵的开发与研究——转轮水力损失计算工况的推求[J]. 云南工学院学报, 1992(12):

29-36.

- [41] 妹尾泰利, 石田正弘. 远心および轴流羽根车翼端すきまに基づく压力损失[C]//大阪:日本机械学会论文集, 1976: 1060-1069.
- [42] 汤方平, 袁家博, 周济人. 轴流泵站进出水流道水力损失的试验研究[J]. 排灌机械, 1995(3): 13-14.
- [43] KUROKAWA J U. 关于混流式水轮机和水泵水轮机的容积效率、机械效率及泄漏性能的精确测定[J]. 国外大电机, 1997(1): 58-65.
- [44] 钱涵欣, 何成连. 固定导叶安放角及轮缘间隙对混流泵性能影响的研究[J]. 水力发电, 1997(4): 59-62.
- [45] 李龙, 王泽. 粗糙度对轴流泵性能影响的数值模拟研究[J]. 农业工程学报, 2004, 20(1): 132-135.
- [46] NAGANO Y, TAGAWA M. An improved $k-\epsilon$ model for boundary layer flow[J]. ASME Journal of Fluid Engineering, 1990, 112: 33-39.
- [47] TSUKAMOTO H. Off-design performance prediction for diffuser pump[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers-Part A—Power & Energy, 2001, 215(2): 191-194.
- [48] 彭国义, 罗兴琦, 郭齐胜. 水轮机转轮三维边界层计算及性能预估[J]. 水利学报, 1996(10): 80-87.
- [49] SKOTAK A. 灯泡式水轮机水头损失分布的 CFD 计算[J]. 国外大电机, 2000(2): 28-31.
- [50] 手土家光太郎. 水泵水轮机的性能预测与模型试验结果[J]. 国外大电机, 2000(3): 74-77.
- [51] ANDERSON H H. Statistical records of pump and water turbine efficiencies: performance predication conference Proc[J]. J Mech E, 1977, C1: 72.
- [52] 刘大恺. 水轮机[M]. 3版. 北京: 中国水利水电出版社, 1997: 69-74.

Advances in study of hydraulic characteristic parameter conversion for low-lift pumping devices

GE Qiang^{1, 2}, ZHOU Jun-liang¹, LI Long¹, YAN Deng-feng³

- (1. College of Water Conservancy and Hydropower Engineering, Hohai University, Nanjing 210098, China;
2. School of Information Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China;
3. School of Water Conservancy & Hydraulic Engineering, Yangzhou University, Yangzhou 225009, China)

Abstract Based on the theoretical study, a method for hydraulic characteristic parameter conversion and a constitutive model for their performance prediction were developed. According to the mechanism of mechanical friction loss, hydraulic friction loss, impact loss under non-designed working condition, leakage loss, and hydraulic loss in inflow and outflow channels of different types, an expression for the total efficiency of pumping devices in the form of the product of efficiency of each part was established. Thus, the total efficiency of pumping devices could be obtained by conversion of the efficiency of each part relative to different kinds of losses. Finally, the relationships between the loss of each part of pumping devices, the type of flow channel, Reynolds number, specific speed, and roughness of overflowing parts were calculated by use of CFD, providing a basis for efficiency calculation and performance prediction.

Key words low-lift; pumping device; hydraulic characteristic; review