排灌机械工程学报
Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering
2012 年 11 月 Nov. 2012 | 第 30 卷 第 6 期 Vol. 30 No. 6

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2012.06.012

水泵及泵装置效率换算方法

陆伟刚，严登丰，甄峰
（扬州大学水利科学与工程学院，江苏 扬州 225009）

摘要：分析了传统效率换算公式的理论依据和有关标准推荐的效率换算方法，发现传统水泵效率换算式理论具有表达不完整、经验性重、通用性缺乏等问题；比较了由不同换算公式计算得到的最优工况点泵水力损失比，发现 Medici 式、Fromm 式及两种 Moody 式原模型效率差值较大，其他各式较小，Ackeret 式最小. 研究提出了泵及泵装置“分部效率换算方法”，从流体流动特性出发，介绍了 3 种不同流动区摩阻系数表达式，提出经数学处理的便于应用的简化公式；从泵内流动特性出发，分析和论证了摩阻系数的确定依据，研究了泵比例系数和摩阻系数对水泵效率换算的影响；推导提出了另一种效率常数计算方法；针对相同的原、模型水泵及泵装置实例，给出不同方法的效率换算结果，分析不同方法差异的原因及适用性. 研究结果表明：相较于 Ackeret 式和 Hutton 式，泵比例系数对“分部效率换算法”的影响较小；采用“分部效率换算法”时，以任何流动区的公式计算摩阻系数其总效率并无明显差异.

关键词：水泵效率；泵装置效率；效率常数；效率换算
中图分类号：S277.9　**文献标志码**：A　**文章编号**：1674-8530(2012)06-0677-06

Efficiency scaling method for pumps and their systems

Lu Weigang, *Yan Dengfeng*, *Zhen Feng*
(College of Hydraulic Science and Engineering, Yangzhou University, Yangzhou, Jiangsu 225009, China)

Abstract: The theoretical bases of existing efficiency scaling formulas and several scaling methods recommended in some industrial standards for pumps were analyzed. It was found that those formulas are incompletely mathematical expression, experience-dominated and less universal, etc. The hydraulic loss ratios and efficiency at the best efficiency point computed with different efficiency scaling formulas were compared, and it was identified that the efficiency of the prototypes scaled from the models by using Medici's and Fromm's and Moody's formulas shows quite difference compared with the measurements. The efficiency of the prototypes estimated by the rest formulas is less difference from the tests, in which Ackeret's formula gives a minimum error. A flow regime-depended efficiency scaling method for pump and its system was put forward, in which three formulas of skin friction factor for three flow regimes were introduced according to essentials of fluid mechanics, and then the corresponding mathematically simplified formulas were proposed for they to be applied conveniently. Based on the internal flow characteristics in pumps, the basis for determining the skin friction factor was analyzed and argued, and influences of the proportional constants of pump performance parameters and skin friction factor on the efficiency scaling were studied; eventually an additional method for estimating the efficiency coefficient was resulted. For the same prototype and model of pump and its system, the efficiencies scaled with those different methods were predicted; the reasons for difference in efficiency esti-

收稿日期：2012-08-08
基金项目：国家自然科学基金资助项目(50279045)
作者简介：陆伟刚(1964—)，男，江苏苏州人，副教授，博士(wglu@yzu.edu.cn)，主要从事泵站工程研究.
严登丰(1940—)，男，江苏盱眙人，教授，博士生导师(yzdxydf@yahoo.com.cn)，主要从事泵与泵站工程研究.

mated and feasibility of the methods were analyzed. The results indicate that the proportional constants have less influence on the flow regime-depended efficiency scaling method compared with Ackeret's and Hutton's formulas. Thus, as the flow regime-depended efficiency scaling method is applied, the efficiency scaled with a skin friction factor in any flow regimes doesn't seem to show significant difference.
Key words: pump efficiency; pump system efficiency; efficiency coefficient; efficiency conversion

水泵及泵装置效率准确值无法通过计算求得，只能通过试验求得，现场试验可以测得原型泵装置效率，但难以获得较为准确的结果[1]. 所以，大口径泵及泵装置原型效率多根据模型试验结果采用一定形式的公式换算求得. 近年，随着 CFD 理论与技术的发展，出现了采用求解 N－S 方程和湍流模型的商用软件模拟泵[2-3]、水轮机[4-6]等水力机械内部流动和预测其性能的方法，但 CFD 计算不能代替试验. 关于效率换算方法，自 20 世纪初以来，国内外学者针对水轮机及水泵提出了数十种公式，代表性的有柯奈恩(Connon)式、梅迪西(Medici)式、两种穆迪(Moody)式、普夫莱德雷尔(Pfleiderer)式、阿克莱特(Ackeret)式、威斯利塞纳斯(Wislicenus)式和胡通(Hutton)式等；国际电工委员会标准 IEC 60193—1999 及日本工业技术标准 JIS B 8327:2002 规定的水泵效率换算式等；文献[7－9]对泵及泵装置原模型效率换算问题进行了研究，文献[10]提出了“分部效率换算法”. 传统的泵效率换算理论存在表达不完整、经验成分重、缺乏通用性以及换算关系涉及众多系数等问题，文中就此对水泵及泵装置的换算方法进行分析研究，并对由不同换算方法得到的结果进行分析比较.

1 传统效率换算公式理论依据及分析

以上效率换算公式除了 JIS B 8327 式和“分部效率换算法”[10]外，实际均为水力效率换算式. 公式推导从圆管沿程(摩擦)损失的尺寸效应出发，以圆管摩阻系数 λ 的差别代表原、模型泵水力损失 δ 的差别，即

$$\delta_r = (1-\eta_{hn})/(1-\eta_{hm}) = \lambda_r, \tag{1}$$

式中：δ_r 为原、模型泵水力损失比；λ_r 为原、模型圆管摩阻系数比；η_{hn}，η_{hm} 分别为原、模型水力效率；下标 r 代表比值. 原、模型水力效率比为

$$\eta_{hr} = \lambda_r + (1-\lambda_r)/\eta_{hm}. \tag{2}$$

水力光滑区摩阻系数 λ 仅与雷诺数 Re 有关，由此可得

$$\delta_r = Re_r^{-\gamma}, \tag{3}$$

式中：γ 为试验指数. 取 $\gamma=0.1$ 即为 Pfleiderer 式. 由布拉修斯(Blasius)公式[11]：

$$\lambda = 0.316\,4Re^{-1/4}, \tag{4}$$

如果原、模型泵介质相同，则

$$\delta_r = \lambda_r = Re_r^{-1/4} = D_r^{-1/4} H_r^{-1/8}, \tag{5}$$

式中：D_r 为原、模型泵叶轮直径比；H_r 为原、模型泵扬程比.

式(5)即 Medici 公式，H 指数取 -0.1 时即为运用于水轮机效率换算的早期的 Moody 公式(1925 年). 其后，有人提出更简单的表达式：

$$\delta_r = \lambda_r = D_r^k. \tag{6}$$

Moody 认为：指数 k 在 $-0.26\sim0$ 之间变化，用于泵全效率换算可取 -0.2，这就是近年仍见应用的 Moody 1/5 方程式(1942 年).

Ackeret 式、Hutton 式和 Connon 式将泵内形状阻力损失和摩擦阻力损失分开，给出另一种换算式：

$$\delta_r = 1-\varepsilon+\varepsilon Re_r^{-\gamma}, \tag{7}$$

式中：ε 为摩擦损失在泵水力损失的比例系数. Ackeret 式中，$\varepsilon=0.5$，$\gamma=0.2$；Hutton 式中，$\varepsilon=0.7$，$\gamma=0.2$；Connon 式中，$\varepsilon=0.5$，$\gamma=0.25$.

已见的水泵效率换算式理论表达不完整或有矛盾，经验性成分重，缺乏通用性. ① 早期的 Pfleiderer 式、Medici 式、Moody 式等均设定摩阻系数为雷诺数的函数；实际上，水泵特别是高比转数水泵，泵内流动多为过渡区或粗糙紊流状态，摩阻系数尚与过流壁面粗糙度有关. Fromm 式和后期 Moody 式、国内学者建议公式计及了粗糙度影响，但仍未区分摩擦损失与其他非摩擦损失的不同作用；Ackeret、Hutton 和 Connon 考虑了不同损失的不同作用，但比例系数 ε、指数 r 的确定并无充分根据. ② 现有从摩擦损失出发推导的各公式只适用水轮机，不完全适用泵. 以光滑紊流或过渡区状态为例，原、模型水轮机效率损失比仅与原模型雷诺数之比有关；但是水泵原、模型效率损失比除与雷诺数影响外，尚与模型效率数值有关. 水泵效率换算移用水轮机公式理论上不严密[10]. ③ 除了 JIS B 8327 式、“分部效率换算”式外的各效率换算式仅针对最优工况点，未计“冲击损失”. 因此，非最优工况点原型泵效

率只能粗略估算，或约定俗成采用“等差增减”法计算，无理论依据.

兹以原、模型叶轮直径比 $D_r = 10$ 为例，并取原、模型泵内液流相同，平均流速相等，即原、模型动力黏滞系数比 $\nu_r = 1$，原、模型 nD 值比 $(nD)_r = 1$，n 为水泵转速，D 为水泵叶轮直径. 按照以上各换算公式计算得到的最优工况点的泵水力损失比列于表 1.

表 1　不同公式的泵水力损失比 δ_r 计算结果

Tab. 1　Calculated pump loss ratio δ_r with different formulas

换算公式	Pfleiderer	Medici	Fromm	Moody25	Moody42	Ackeret	Hutton	Connon
泵水力损失比 δ_r	0.794	0.562	0.485	0.562	0.631	0.815	0.742	0.781

由表 1 可知，Medici 式、Fromm 式及 2 种 Moody 式原模型效率差值较大，其他各式较小，Ackeret 式最小. 近年新建、改建大型泵站工程招标文件多规定用 Ackeret 公式.

2　有关规范推荐的效率换算法及分析

2.1　IEC 60193—1999 公式

IEC 60193—1999 规定的公式也是我国水利部行业标准 SL 140—2006（水泵模型及装置模型验收试验规程）规定采用的公式. 公式的理论出发点是：设定以叶片外缘线速度计算的泵内最大雷诺数达到 7×10^6. 根据原、模型实际雷诺数及模型最优工况点效率 $\eta_{hm,opt}$ 求原模型泵水力效率差值 $\Delta\eta_h$. 原型水力效率 η_{hn} 为模型水力效率 η_{hm} 与水力效率差值 $\Delta\eta_h$ 之和：

$$\eta_{hn} = \eta_{hm} + \Delta\eta_h , \tag{8}$$

其中：

$$\Delta\eta_h = (1 - \eta_{hm,opt}) \frac{(Re_{uref}/Re_{um})^{0.16} - (Re_{uref}/Re_{un})^{0.16}}{(Re_{uref}/Re_{um,opt})^{0.16} + 2/3}, \tag{9}$$

式中：$Re_{uref} = 7 \times 10^6$ 为叶片外缘线速度计算的泵内最大雷诺数；Re_{un}，Re_{um} 分别为原、模型雷诺数；$Re_{um,opt}$ 为模型最优工况点雷诺数.

IEC 60193—1999 式存在以下几个问题：① 原、模型效率差值仅取水力效率差值，不全面；② 计算水力损失差别仅计及雷诺数而不考虑过流壁面粗糙度，不能概括水泵全部运行工况；③ 雷诺数的表达以叶片外缘线速度而非流动速度，致使所有不同工况点原、模型效率差值相同，不合理.

2.2　JIS B 8327 公式

JIS B 8327 标准早期推荐 Moody 1/5 方程式，2002 年版本提出了式（10）. 具体计算时，先求得泵最优工况点比转数 n_s：

$$n_s = 3.65 n Q_{opt}^{1/2} / H_{opt}^{3/4} , \tag{10}$$

式中：n 为水泵转速，r/min；Q_{opt} 为最优工况点流量，m^3/s；H_{opt} 为最优工况点扬程，m.

给定原、模型泵过流壁面粗糙度比值 $\Delta_r = \Delta_n / \Delta_m$，其中 Δ_n 和 Δ_m 分别为原、模型粗糙度. 依据式（11）-（14）求原、模型泵效率差值 $\Delta\eta$ 及原型效率 η_n：

$$\Lambda = (0.4 + 0.6\Delta_r^{0.18}) D_r^{-0.18} , \tag{11}$$

$$\Delta\eta_{opt} = (1.4 n_s^{-0.1} - 0.07)/10 , \tag{12}$$

$$\Delta\eta = [1.9(Q/Q_{opt} - 0.6)^2 + 0.7]\Delta\eta_{opt} , \tag{13}$$

$$\eta_n = [1 + \Delta\eta(1 - \Lambda)]\eta_m , \tag{14}$$

式中：Λ 为经验系数；$\Delta\eta_{opt}$ 为原、模型最优工况点效率差；Q 为流量；$\Delta\eta$ 为原、模型效率差；η_n，η_m 分别为原、模型效率.

JIS B 8327 式的优点在于：可对最优工况点和其他任意工况点总效率作出换算，同时考虑了原、模型泵过流壁面粗糙度差别的影响；但是，式中常数、系数、指数过多，其物理意义不清.

2.3　其他标准规定公式

水泵试验验收尚有英国 B. S. 599 等其他标准. 荷兰耐荷（Nijhis）泵业公司承制南水北调淮阴三站贯流泵[12]，投标的标书以泵内流动表达雷诺数，水泵效率[8]可换算得

$$\Delta\eta_h = (1 - \eta_{hm})(1 - Re_r^{-\alpha} D_r^{-\beta}) , \tag{15}$$

$$\eta_n = \eta_m (1 + \Delta\eta_h / \eta_{hm}) , \tag{16}$$

式中：指数 $\alpha = 0.1 \sim 0.2$，$\beta = 0.05 \sim 0.10$，通常用平均值.

式（16）为总效率换算式. 与 IEC 60193 公式对比，除了雷诺数表达以流体流速而非叶轮外缘线速度外，式（16）存在 IEC 60193 公式的其他所有缺陷. 同时，因为无法从总效率中分离出水力效率，故不便应用. 实例计算结果显示，换算所得原模型效率差值较其他公式平均高出 5% 以上.

3　泵和泵装置分部效率换算法

以上效率换算公式均针对水泵效率换算提出.

而在泵实际应用中,其前后均接有管道或流道,例如对于大型低扬程泵站,泵装置由进水流道、水泵和出水流道等3个部分组成,此时,相较与水泵,多出了进、出水流道的水力损失,因此需要在泵装置效率换算时进行分析.

3.1 效率表达式及换算式

文献[10]从泵内及流道损失相似性出发,推导提出水泵及泵装置效率表达式.表达式既适用模型也适用原型,因此,亦可通过求原、模型效率比实现水泵或泵装置效率换算.泵或泵装置效率表达式为

$$\eta=\frac{QH_{sy}}{E_1}, \tag{17}$$

其中:$E_1=K_mH+[H+K_fQ^2+K_z(Q-Q_{opt})^2](Q+K_vH^{1/2})$,

式中:η 为泵或泵装置总效率;H_{sy} 为泵装置扬程(表达泵效率用泵扬程 H_p,$H_p=H_{sy}+SQ^2$);K_m,K_v,K_f,K_z,S 分别为表达泵内机械、泄漏、水力摩擦、冲击损失及流道阻力损失的常数,均可根据分析模型试验数据求得.

式(17)既适用模型也适用原型,如果设 K_d,K_a,K_p,K_s 分别为 K_m,K_v,K_f,S 的换算系数,可得原、模型泵装置效率比:

$$\eta_r=\frac{E_2}{E_3}, \tag{18}$$

其中:$E_2=\{K_mH+[H+K_fQ^2+K_z(Q-Q_{opt})^2](Q+K_vH^{1/2})\}(H-SK_sQ^2)$,

$E_3=\{K_mHK_d+[H+K_fQ^2K_p+K_z(Q-Q_{opt})^2](Q+K_vH^{1/2}K_a)\}(H-SQ^2)$.

用于泵效率时,$S=0$.

3.2 换算系数

式(18)虽是效率换算的数理关系式,但换算系数 K_d,K_a,K_p,K_s 是换算结果可信性、准确性的基础,须作缜密地研究.文献[10]从推力轴承摩擦损失相似性及泄漏损失相似性,推导提出了低扬程泵机械效率和容积效率的换算系数:

$$K_d=d_{mr}D_r^{-1},\ K_a=a_rD_r^{-1}, \tag{19}$$

式中:d_{mr},a_r 分别为原模型推力轴承摩擦直径及叶轮外缘间隙之比.

K_p,K_s 是反映摩擦损失的换算系数,既与摩阻系数 λ 的表达有关,还与摩擦损失占总损失的权重有关.K_p,K_s 实际即为水泵和流道的原模型水力损失比 δ_r.对照式(1)和(7),设泵内过流通道摩阻系数为 λ_p,摩擦损失权重系数为 ε_p,自可写出 K_p 的理论关系式:

$$K_p=1-\varepsilon_p+\varepsilon_p\lambda_{pr}^{-1}. \tag{20}$$

同理,假如设流道内壁面摩阻系数为 λ_s,内摩擦损失权重系数为 ε_s,则可写出 K_s 的理论关系式:

$$K_s=1-\varepsilon_s+\varepsilon_s\lambda_{sr}^{-1}. \tag{21}$$

4 效率换算系数理论探讨

4.1 关于泵内流动分区

水力损失相似的主要理论根据是原、模型泵内流动区合理认定.不同流动区,作为效率换算主要依据的摩阻系数 λ 的计算方法不同.

1)光滑区公式.式(4)介绍了光滑区的布拉修斯(Blasius)公式.以此式计算 λ,则式(20)与(21)可具体写为

$$K_p=1-\varepsilon+\varepsilon Re_r^{-0.25}, \tag{20-1}$$

$$K_s=1-\varepsilon_s+\varepsilon_sRe_r^{-0.25}. \tag{21-1}$$

2)粗糙区公式.粗糙紊流区 λ 值的尼古拉兹(Nikuradse)公式及经数据处理后变换式为

$$\lambda=\left(2\lg\frac{D}{2\Delta}+1.74\right)^{-2}\text{或}\lambda\approx0.069\,7\left(\frac{\Delta}{D}\right)^{2/9}. \tag{22}$$

由此,式(20)与(21)可具体写为

$$K_p=1-\varepsilon+\varepsilon(\Delta_r/D_r)^{2/9}, \tag{20-2}$$

$$K_s=1-\varepsilon_s+\varepsilon_s(\Delta_{sr}/D_r)^{2/9}. \tag{21-2}$$

3)其他公式.$3\,000<Re<10^6$,水力 λ 值也可用柯列布鲁克-怀特(Colebrook & White)经验公式计算:

$$\lambda^{-1/2}=2\lg\left[2.51/(Re\lambda^{1/2})+\frac{\Delta}{3.7D}\right]. \tag{23}$$

对于新钢管、铁管,壁面粗糙度 $\Delta=0.25\sim0.42$ mm,式(22)粗糙紊流区 λ 又可用式(24)近似计算:

$$\lambda=[2\lg(10^4D)]^{-2}\text{或}\lambda=0.016D^{-2/9}. \tag{24}$$

有欧美学者研究,对于层流区、紊流光滑区及完全紊流区,还有其他形式的摩阻系数表达式,但多属于取不同物理量单位后作数据处理所得公式[13],不详细介绍.

现有各种换算方法均是基于确定不变的分区条件导出的.但是,如需作准确界定,亦可取以下3种情况:① 原、模型均处光滑区;② 原、模型均处粗糙区;③ 原、模型分别处粗糙区和过渡区等.由式(22)-(24)可写出以上3种情况摩阻系数比值表达式:

$$\lambda_r = Re_r^{-1/4} = (n_r D_r^2)^{-1/4}, \tag{25}$$

$$\lambda_r = (\Delta_r / D_r)^{2/9}, \tag{26}$$

$$\lambda_r = 0.49(\Delta/D)^{2/9} Re_m^{0.206}. \tag{27}$$

详细推导略.

4.2　摩擦损失在总水力损失中的比例

Ackeret 式、Hutton 式和 Connon 公式存在泵内水力损失的摩擦损失比例系数 ε,这是合理的处理方式. 但是,因为此系数是针对泵内总损失,对换算结果影响较大. 由表 1,Ackeret 式和 Hutton 式的 ε 由 0.5 变为 0.7,效率差值 1% 以上;但是,"分部效率换算法"影响较小. 为了区分泵与流道,设泵比例系数为 ε_p,举例如下比较其影响.

以南水北调天津同台试验轴流泵水力模型[14]之一 TJ04 - ZL - 23(D_m = 0.3 m,n_m = 1 450 r/min),叶片角 -2°(Q_{opt} = 0.290 9 m^3/s, H_{opt} = 4.349 m, η_{opt} = 86.02%)为例. 经分析,模型效率常数 K_f,K_v,K_z,K_m 分别为 2.141 4,0.008 4,48.191 2,0.016 2,平均效率分析误差 $\Delta\eta_{cp}$ = 0.072%. 取部分试验数据,并取原型泵叶轮直径 D_n = 2.9 m,转速 n = 150 r/min;设原、模型粗糙度比 Δ_r = 2,$K_d = K_a$ = 0.9,则可得计算结果,列于表 2.

表 2　不同比例系数对泵效率的影响

Tab. 2　Influence of proportional constant on pump efficiency

Q_m/($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_m/%	η_n/%		
		ε_p = 0.5	ε_p = 0.7	ε_p = 1.0
0.355 55	77.21	78.55	78.78	79.13
0.345 30	80.58	82.05	82.25	82.56
0.336 29	82.48	84.16	84.35	84.62
0.327 43	83.84	85.58	85.74	85.99
0.314 13	85.25	86.76	86.89	87.10
0.309 94	85.65	86.94	87.07	87.26
0.301 56	85.58	87.08	87.19	87.36
0.298 26	85.73	87.06	87.17	87.33

由表 2 中结果并参照 Ackeret 式、Hutton 式和 Connon 公式,取 ε_p = 0.7 可能是适当的;但是,即使取 ε_p = 1.0,效率增大也非常有限. 关于流道的比例系数 ε_s,根据实际计算,低扬程泵站流道水力损失主要是局部损失,因此摩擦损失的权重所占比例 $\varepsilon_s \approx 1/4$.

4.3　关于摩阻系数对效率的影响

仍以 TJ04 - ZL - 23 模型、叶片角度 -2°为例,计算摩阻系数对效率的影响. 取比例系数 ε_p = 0.7,计算结果列于表 3.

表 3　不同摩阻系数对泵效率的影响

Tab. 3　Influence of skin friction factor on pump efficiency

Q_m/($m^3 \cdot s^{-1}$)	η_n/%		
	光滑区效率式(25)	粗糙区效率式(26)	不同区效率式(27)
0.355 55	79.16	78.89	78.78
0.345 30	82.58	82.35	82.25
0.336 29	84.64	84.43	84.35
0.327 43	86.01	85.82	85.74
0.314 13	87.12	86.96	86.89
0.309 94	87.28	87.13	87.07
0.301 56	87.38	87.24	87.19
0.298 26	87.34	87.22	87.17

由表 3 可见,各式计算结果很接近,平均偏离在 0.2% 以内,其中式(26)与(27)平均偏离仅 0.08%. 计算结果说明:采用"分部效率换算法"时,以任何流动区的公式计算摩阻系数总效率并无明显差异. 但是,针对常规泵工作条件,因正常运行的水泵内流动多处粗糙紊流区,运用式(22)及(26)计算摩阻系数或其比值更符合工程实际.

5　效率常数确定方法

以式(18)换算水泵及泵装置效率有突出的优点,但需已知各效率常数. 为了简化应用,对反映水力效率的常数 K_f 与 K_z 作必要的分析,求得其近似值. 以轴流泵为例,最优工况点的水力效率 η_{hopt} 可用式(28)估算[15]:

$$\eta_{hopt} = 0.42(\log D + 2.828)^{-2}. \tag{28}$$

对于叶轮直径 D = 0.3 m 的模型轴流泵,$\eta_{hopt} \approx 0.921$. 对照最优工况点的水力效率公式即可以求得效率系数为

$$K_f \approx 1.086 H_{opt}/Q_{opt}^2. \tag{29}$$

对于 K_z,因不同工况点 K_f 不变,如果认为各工况点总效率差值主要系水力效率差值. 取任意具有总效率 η_i 的非最优工况点,设水泵水力效率的降低与总效率的降低成相同比例,则可求得该工况点的水力效率 $\eta_{hi} = \eta_{hopt}(\eta_i/\eta_{opt}) = 0.921\eta_i/\eta_{opt}$. 则水力效率公式为

$$\eta_{hi} = H_i/[H_i + K_f Q_i^2 + K_z(Q_i - Q_{opt})^2],$$

式中:Q_i,H_i 分别为相应工况点的流量和扬程. 由此可求得效率常数为

$$K_{zi} = \frac{H_i(1.086\eta_{opt}/\eta_i - 1) - K_f Q_i^2}{(Q_i - Q_{opt})^2}. \tag{30}$$

代入以上效率常数,可得水泵效率比公式为

$$\eta_r = \frac{E_4}{E_5}, \tag{31}$$

其中:$E_4 = K_m H + [H + K_f Q^2 + K_{zi}(Q - Q_{opt})^2](Q + K_v H^{1/2})$,

$E_5 = K_m H K_d + [H + K_f Q^2 K_p + K_{zi}(Q - Q_{opt})^2](Q + K_v H^{1/2} K_a)$.

6 不同换算方法的比较

为作比较,仍以TJ04-ZL-23、叶片角-2°为例,几种换算方法的效率换算结果、计算条件同第4.2节.以粗糙区公式计算摩阻系数,换算结果示于图1.由图1可知,叶片角-2°最优工况点的效率换算时,Hutton式换算的效率差值最大,Connon式换算的效率差值次之,Ackeret式和IEC 60193—1999换算的效率差值很接近,分部效率换算法和JIS B 8327:2002换算的效率很接近;非最优工况点的效率换算时,几种换算方法按照效率换算差值的大小排序依次为Hutton式、Connon式、Ackeret式、IEC 60193—1999式、分部效率换算法和JIS B 8327:2002式.

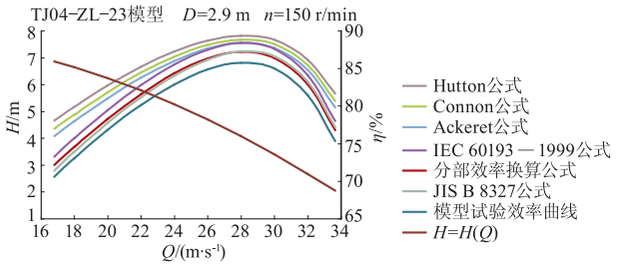


图1 主要效率换算公式比较

Fig. 1 Comparison of main efficiency scaling formulas

7 结 论

全面介绍和分析了各种泵效率换算公式.分析计算结果如下:

1)早期移用于水轮机的部分公式如Moody公式已不适用.

2)已有个别公式例如耐荷(Nijhis)泵业公式,换算结果过大,不宜应用.

3)曾广泛应用的Hutton式、Connon式、Ackeret公式换算结果,尤其是非设计工况点换算结果也偏大,不宜推荐应用.

4)IEC 60193公式虽然是国际标准,也是我国行业标准,但存在诸多缺陷,除应用不便之外,换算结果似亦偏大,建议我国泵行业不以此为据.

5)建议我国泵行业采用日本JIS B 8327:2002规定公式或"分部效率换算法"公式,并推荐"分部效率换算法"公式.

6)"分部效率换算法"效率常数K_f与K_z亦可按第5部分中的方法确定,改用式(31)进行水泵效率换算.

参考文献(References)

[1] 葛强, 周君亮, 李龙. 基于黑箱法的泵装置水力特性换算[J]. 河海大学学报:自然科学版, 2009, 37(6): 727-730.
Ge Qiang, Zhou Junliang, Li Long. Conversion of hydraulic characteristics of pump sets based on black box method[J]. Journal of Hohai University: Natural Sciences, 2009, 37(6): 727-730. (in Chinese)

[2] Jafarzadeh B, Hajari A, Alishahi M M, et al. The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump[J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35(1):242-249.

[3] Zhang Desheng, Shi Weidong, Chen Bin, et al. Unsteady flow analysis and experimental investigation of axial-flow pump[J]. Journal of Hydrodynamics, Ser B, 2010,22(1):35-43.

[4] Santolin A, Cavazzini G, Ardizzon G, et al. Numerical investigation of the interaction between jet and bucket in a Pelton turbine[J]. Journal of Power and Energy, 2009,223(6):721-728.

[5] Ferro L M C, Gato L M C, Falcão A F O. Design and experimental validation of the inlet guide vane system of a mini hydraulic bulb-turbine[J]. Renewable Energy, 2010,35(9):1920-1928.

[6] Qian Zhongdong, Wang Yan, Huai Wenxin, et al. Numerical simulation of water flow in an axial flow pump with adjustable guide vanes[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2010,24(4):971-976.

[7] 张仁田, 张平易, 阎文立. 大型泵站系统性能参数的换算方法[J]. 农业机械学报, 1999,30(2): 49-53.
Zhang Rentian, Zhang Pingyi, Yan Wenli. Research on conversation method of performance parameters for large-scale pumping station system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 1999, 30(2): 49-53. (in Chinese)

[8] 李彦军, 黄良勇, 袁寿其, 等. 大型泵与泵装置效率特性预测理论分析[J]. 农业机械学报, 2009, 40(1): 44-49.

(下转第689页)