

南水北调东线工程泵站电机过载问题研究

仇宝云^{1,2}, 黄季艳¹, 袁寿其², 林海江¹

(1.扬州大学 水利学院、江苏省水利动力工程重点实验室, 江苏 扬州 225009;

2.江苏大学 流体机械工程技术研究中心, 江苏 镇江 212013)

摘要:分析南水北调东线工程梯级泵站水位组合、扬程情况及所选用水泵的轴功率特征,从设计制造、施工安装和运行条件等方面研究影响水泵运行轴功率并可能造成配套电机过载的主要因素及其概率特征。提出基于可靠度的水泵配套电机功率备用系数的计算方法,计算本工程三种水泵扬程和两种清污条件的源头泵站和非源头泵站电机功率备用系数。成果对大型泵站电机的合理选用,提高机组运行可靠性和效率,节省设备投资有重要意义。

关键词:南水北调东线工程;梯级泵站;电机;过载;功率备用系数

中图分类号:TV175 **文献标识码:**A

南水北调东线工程从长江下游三江营附近取水,沿京杭大运河及其平行河道送水北上至山东、河北和天津。黄河以南651km,按规划设13级抽水泵站,泵站30处,总扬程65m,总抽水能力10200m³/s,沿线经过洪泽湖、骆马湖、南四湖、东平湖调蓄水量,年均运行时间5000~6000h。梯级泵站是工程的“心脏”,大型水泵机组是泵站的关键。工程宜采用电动机作为水泵的配套动力^[1]。

1 大型泵站电机过载问题

本工程水泵扬程 $H=4\sim 10\text{m}$,电机额定功率 $N_e=800\sim 7000\text{kW}$ 。电机额定功率选用原则是,在不过载的前提下尽量取小值,以节省设备投资,保证较高的负荷率和运行效率。电机额定功率为

$$N_d = KN_{\max} / \eta_c = K \rho g q H / \eta_b \eta_c \quad (1)$$

式中: ρ 为水体密度, g 为重力加速度, N_{\max} 为水泵最大理论运行轴功率, q 、 H 、 η_b 为对应 N_{\max} 的水泵流量、扬程和效率, η_c 为传动效率, K 为功率备用系数。 K 按机组可能过载情况选取,但目前对可能引起大型泵站机组过载的因素研究不多,通常采用水泵设计工况轴功率作为 N_{\max} ,考虑到在偏离设计工况点运行,取 $K=1.05$,防止电机过载,但未考虑水泵及泵站设计、安装、运行条件等因素的影响及其轴功率变化程度,时常发生电机电流过大、温升过高等过载现象,严重时线圈焊接部分熔化,甚至线圈烧损。有些泵站为保证机组不过载,只能在叶片负角度下运行,机组效能不能充分发挥。

在泵站设计阶段需要选用配套电机,在无实物的情况下,原型机组性能通过理论和模型试验推算获得。由于理论的局限性,计算的近似性,制造、施工、安装工艺问题及调节显示误差等因素,不可避免地会造成原型机组性能的计算误差。文献[2]通过设定水泵流量与功率的变化范围,研究了中高扬程水泵配套功率备用系数与可靠度的关系。本文将研究分析主要单个因素对水泵轴功率的影响,然后合成计算电机各种功率备用系数时不过载的概率,为水泵配套电机功率的选择提供合理的理论依据。

收稿日期:2004-02-11

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50179032);江苏省水利科技重点项目(2002025)

作者简介:仇宝云(1962-),男,江苏扬州人,教授,主要从事水泵与水泵站研究。

2 水泵最大理论轴功率

2.1 水泵轴功率特性 本工程泵站适宜选用扬程在10m以下的轴流泵和高比转数混流泵，在正常运行范围内，轴功率 N 随泵扬程 H 增大而增大，用于灌排泵站，则 N 随泵站扬程 H_j 增大而增大，最大轴功率 N_{max} 发生在泵站最大运行扬程 H_{jmax} 时。如果进行变角和变速运行， N_{max} 应按水泵最大运行叶片角、最高运行转速和泵站最大运行扬程确定，以保证机组稳定可靠运行。泵站最大运行扬程等于出水池最高运行水位与前池最低运行水位之差。

2.2 泵站水位特点 如图1，本工程梯级泵站分为首级站、中间站、进湖站和出湖站。首级站出口水位 $h_{1出}$ 、第 i ($i=1, j, k$)级中间站进、出口水位 $h_{i中进}$ 、 $h_{i中出}$ 、第 j ($j=1, i, k$)级进湖站进口水位 $h_{j进湖进}$ 和第 k ($k=1, i, j$)级出湖站出口水位 $h_{k出湖出}$ ，当按设计流量(最大流量)调水时，对应设计水位分别为 $h_{1出}$ 、 $h_{i中进}$ 、 $h_{i中出}$ 、 $h_{j进湖进}$ 、 $h_{k出湖出}$ ，调水流量小于设计流量时，河道水头损失减小，因此

$$h_{1出} = h_{1出} \quad (2)$$

$$h_{i中进} = h_{i中进} \quad (3)$$

$$h_{i中出} = h_{i中出} \quad (4)$$

$$h_{j进湖进} = h_{j进湖进} \quad (5)$$

$$h_{k出湖出} = h_{k出湖出} \quad (6)$$

首级站进口水位受长江潮位影响如表1^[3]，1951~2000年6~9月份平均最高、最低潮位相差达2.34m。全年平均最低潮位发生在冬春季节，为 $h_{1进}=0.5m$ ，此时恰好又是少雨季节，调水量大，河道输水水头损失大，以 $h_{1进}$ 确定水泵最大扬程，保证率达99%，能够满足要求。

表1 长江三江营月平均最高、最低潮位

时间/月份	6	7	8	9
最高潮位/m	4.361	4.853	4.793	4.503
最低潮位/m	1.973	2.571	2.439	2.153

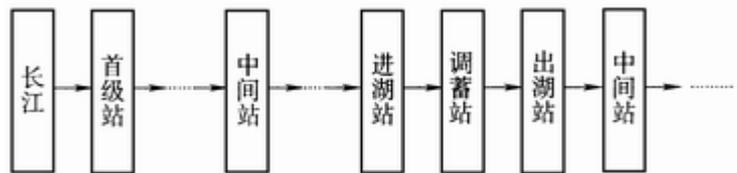


图1 工程梯级泵站调水流程

湖泊调蓄水位随季节和水情、旱情而不同。对应最高蓄水位，进湖站出口水位 $h_{j进湖出}$ 有最大值 $h_{j进湖出}$ ；对应最低蓄水位，出湖站进口水位 $h_{k出湖进}$ 有最小值 $h_{k出湖进}$ 。

2.3 水泵最大理论运行轴功率 首级站、中间站、进湖站、出湖站最大运行扬程分别为

$$H_{1max} = h_{1出} - h_{1进} \quad (7)$$

$$H_{i中max} = h_{i中出} - h_{i中进} \quad (8)$$

$$H_{j进湖max} = h_{j进湖出} - h_{j进湖进} \quad (9)$$

$$H_{k出湖max} = h_{k出湖出} - h_{k出湖进} \quad (10)$$

各泵站水泵最大理论运行轴功率按以上泵站最大扬程确定。

3 泵机组功率过载因素分析

水泵最大轴功率根据水泵功率特性按最大运行扬程确定。考虑到设计、安装、运行、电压波动等因素引起的泵机组运行功率增加和电机额定功率减小，为保证电机不过载，应具有一定的功率储备。

3.1 原模型换算误差 大型水泵装置性能通过模型性能试验，按相似律换算得到原型泵轴功率

$$N = \left(\frac{D}{D_M} \right)^5 \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \frac{\eta_{mM}}{\eta_m} \frac{\rho}{\rho_M} N_M \quad (11)$$

式中：带下标“M”的为模型参数，不带为原型参数；N为水泵轴功率；D为叶轮直径；n为水泵转速； η_m 为水泵机械效率； ρ 为水体密度。测量D精确到1mm， D_M 通常为300mm，故D/ D_M 误差为 $\delta_D = \pm 0.3\%$ 。按水泵试验B级精度^[4]，n/ n_M 误差为 $\delta_n = \pm 0.25\%$ ， N_M 测试误差为 $\delta_{N_M} = \pm 1.1\%$ 。

利用式(11)计算时，一般近似认为 $\eta_{mM} = \eta_m = \eta_0$ 。但原型机组安装不同心，轴承磨损大、填料密封过紧，原型泵油润滑轴承和清水润滑导轴承设置的水密封结构会增加机械磨损功率， η_m 较 η_{mM} 低约0.3%~1.5%，即 η_{mM}/η_m 出现正误差 $\delta_{\eta} = +0.3\% \sim +1.5\%$ 。机械损失功率主要与水泵结构型式和大小有关，结构型式和大小相近的水泵，由于扬程高的功率大，故机械损失功率增加值占泵轴功率比例小，扬程H=4, 7, 9.5m可分别取 $\delta_{\eta} = +1.0\% \sim +1.5\%$ ， $+0.5\% \sim +1.0\%$ ， $+0.3\% \sim +0.5\%$ 。

水泵装置模型试验采用清水，原型抽送的河水含有泥沙， $\rho > \rho_0$ ，本工程水源是长江下游水体，水体含沙量较大，常年密度 $\rho = 1001 \sim 1002 \text{ kg/m}^3$ ， ρ/ρ_0 出现正误差 $\delta_{\rho} = +0.1\% \sim +0.2\%$ 。

3.2 水泵与流道特性误差

3.2.1 水泵特性误差 水泵叶片角度越大，轴功率越大。制造安装、调节显示造成水泵叶片角度误差，同时叶片形状误差也会造成水泵实际性能与设计性能的差异。当误差为正，且水泵处于最大叶片角和最高扬程时，容易造成机组过载。两者最大误差可归结为角度误差 $\pm 1^\circ$ ^[5]，经查性能曲线分析，常用的大型低扬程水泵轴功率变化约为 $\delta_a = \pm 3.5\%$ ，与比转数基本无关。

3.2.2 管路特性误差 水泵管路系统性能曲线为

$$H_{\text{需}} = H_J + S q^2 \quad (12)$$

式中S为水泵进出水流道阻力系数。由于流道形状复杂，S只能近似计算^[6]。水泵扬程、功率性能曲线斜率(即

微增率)为 $\frac{dH}{dq}$ 、 $\frac{dN}{dq}$ (二者均小于零)。如图2，设确定水泵工作点时S计算值偏小 ΔS ，计算工作点为A(最

大叶片角最高运行扬程工况点)，实际工作点为B，图中A到B， $\Delta S > 0$ ， $\Delta q < 0$ ， $\Delta H > 0$ ，略去高阶微量， ΔH 为

$$\Delta H = \Delta q \frac{dH}{dq} = (S + \Delta S)(q_A + \Delta q)^2 - S q_A^2 = \Delta S q_A^2 + 2S \Delta q q_A \quad (13)$$

解得

$$\Delta q = \frac{\Delta S q_A^2}{\frac{dH}{dq} - 2S q_A} \quad (14)$$

由此引起的水泵轴功率增加

$$\delta_s = \frac{\Delta q \frac{dN}{dq}}{N_A} = \frac{\Delta S q_A^2}{N_A \left(\frac{dH}{dq} - 2S q_A \right)} \frac{dN}{dq} \quad (15)$$

根据经验,阻力系数最大误差 $S/S = \pm 30\%$, δ_s 与进出水流道水力损失及其计算误差所占泵扬程比例有关,一般水泵扬程 $H=4, 7, 9.5\text{m}$ 时,分别为 $\delta_s = \pm 2.0\%, \pm 1.2\%, \pm 0.8\%$ 。

3.3 泵站运行条件的影响

3.3.1 拦污清污设备 泵站进水流道前设置拦污栅拦截污物,拦污栅及污物阻力形成栅前后水位差。阻力与栅结构、来流污物量与特征、清污设备自动化程度与清污频度等有关。排涝期来流污物较多,如果清污设备不完善,水位差最大达 2.0~3.0m,如安装我国最大水泵的江苏皂河泵站拦污栅前后最大水位差达 2.85m,通常按 1.0~2.0m 考虑^[7]。本工程用于调水,泵站来流污物量适中,清污设备较好与较差的泵站拦污栅水位差分别为 0.5~1.0m、1.5~2.0m。拦污使泵轴功率增加 如表 2。

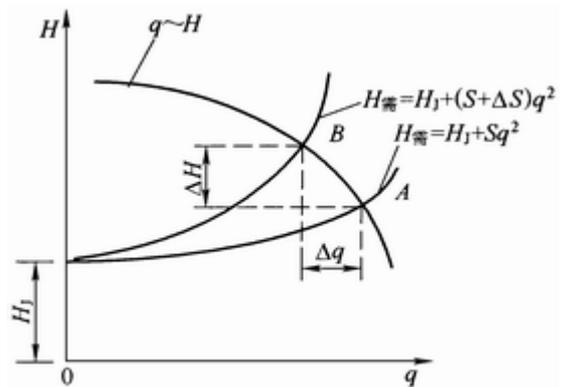


图 2 流道阻力系数 S 计算误差对水泵 H、q 的影响

表 2 泵站拦污对水泵轴功率的影响

水泵扬程/m	4(30ZWQ-30)		7(ZL30-7)		9.5(40CJ95)	
清污设备	较差	较好	较差	较好	较差	较好
来流落差/m	2.0	1.0	2.0	1.0	2.0	1.0
栅	+0.364	+0.125	+0.107	+0.063	+0.067	+0.046

3.3.2 进流旋涡 前池水位低,进水流道进口淹没深度小,或前池设计不合理,侧向、斜向来流时,容易产生进流旋涡。进流旋涡为自由涡,除涡核外,旋转速度与半径成反比。如图 3 水泵进口速度三角形,设进流环量为 Γ ,叶轮半径为 R,轮毂半径为 R_d ,

则叶轮任一半径 r 处来流圆周方向分速为 $v_{u1} = \frac{\Gamma}{2\pi r}$ 。设水泵在最大叶片角最大设计运行扬程 H_{max} 下运行,此时对应最小流量 q_{min} 。

数值计算表明,轴流泵叶栅稠密度较大,来流方向在较小范围内变化时,对出流方向基本无影响。来流有旋时,轴面速度变化很小,而 v_{u2} 较大,因此, v_{u2} 基本不变。设冲角近似不变,根据叶片泵基本方程,轴流泵进流无旋与进流反旋 v_{u1} 时,半径 r 处扬程及其增加分别为

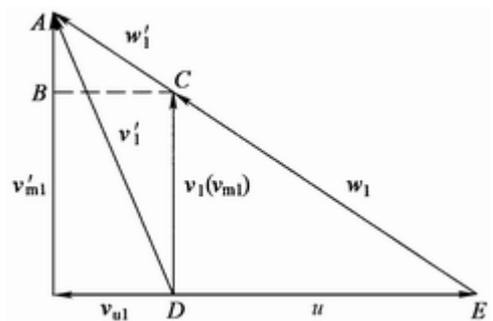


图 3 进口反向旋涡对水泵 H、q 的影响

$$H_{\max} = \frac{uv_{u2}}{g} \quad (16)$$

$$H'_{\max} = \frac{u}{g}(v_{u2} + v_{u1}) \quad (17)$$

$$\delta_H = \frac{\Delta H}{H_{\max}} = \frac{H'_{\max} - H_{\max}}{H_{\max}} = \frac{v_{u1}}{v_{u2}} = \frac{\Gamma / 2\pi r}{gH_{\max} / u} = \frac{n\Gamma}{60gH_{\max}} \quad (18)$$

图3中，ABC CDE，无旋时叶片进口水流绝对速度的轴面分量 $v_{m1}=CD$ ，有反旋时其增量 $v_{m1}=AB$ ，则半径 r 处轴面速度相对变化为

$$\frac{\Delta v_{m1}}{v_{m1}} = \frac{AB}{CD} = \frac{BC}{DE} = \frac{v_{u1}}{u} = \frac{15\Gamma}{\pi^2 nr^2} \quad (19)$$

设无旋时叶片进口轴面速度 v_{m1} 沿半径不变，则来流反旋时轴面速度增量为 v_{m1} ，水泵流量增加

$$\Delta q = \int_{R_d}^R 2\pi r \Delta v_{m1} dr = \frac{30v_{m1}}{\pi n} \int_{R_d}^R \frac{dr}{r} = \frac{30q_{\min}\Gamma}{\pi^2 n(R^2 - R_d^2)} \ln \frac{R}{R_d} \quad (20)$$

$$\delta_q = \frac{\Delta q}{q_{\min}} = \frac{30\Gamma}{\pi^2 n(R^2 - R_d^2)} \ln \frac{R}{R_d} \quad (21)$$

轴功率增加为(水泵效率不变，略去高阶微量)

$$\delta_{\text{满}} = (1 + \delta_q)(1 + \delta_H) - 1 = \delta_q + \delta_H = \frac{30\Gamma}{\pi^2 n(R^2 - R_d^2)} \ln \frac{R}{R_d} + \frac{n\Gamma}{60gH_{\max}} \quad (22)$$

据现场实测分析，进流旋涡最大环量 $\Gamma = \pm 0.75\text{m}^2/\text{s}$ 左右。表3为三种典型水泵的 $\delta_{\text{满}}$ 值。来流反旋时，叶栅来流冲角增大($\alpha_1 > 0$)， v_{u1} 减小， v_{u1} 与 v_{u2} 相比很小，上述认为 v_{u1} 不变，则计算出的流量增加偏大，且偏大的流量变化 δ_q 仅为 δ_H 的20%左右(实际更小)，因此认为冲角不变对 $\delta_{\text{满}}$ 影响甚小。事实上，来流有旋时，叶轮需要克服反旋或利用正旋做功，扬程增大(反旋)或减小(正旋)，而流量变化不大，因此，水力功率随之增大或减小，而水泵出口能量基本不变。

3.4 电网压降的影响 大型水泵一般配用同步电动机，工作电压为6~10kV。电网电压波动，端部电压低于额定电压时，电动机额定输出功率减小。如果额定电压时电动机处于满负荷工作状态，则降压后就会过载。按照国家供电标准，电网电压允许波动范围为 $\pm 5\%$ ，则机组相对过载 $\delta_{\text{电}} = \pm 5\%$ 。

表3 进流旋涡对水泵轴功率的影响

水泵型号	30ZWQ-30	ZL30-7	40CJ95
D/m	3.000	3.100	4.000
H_{\max}/m	5.0	8.0	11.0
$n/(r/\text{min})$	115	150	107.1
$\delta_{\text{满}}$	± 0.039	± 0.030	± 0.017

4 过载系数分析计算

4.1 过载因素分析 各因素对水泵轴功率的影响程度在泵站建造前无法知道其准确值，甚至在机组运行

后也无法知道，但选用电动机必须了解其可能的影响值，以使其选用合理。上述分析给出了各单个因素的可能影响范围，而电机选用需要了解主要因素对功率的综合影响，这就需要了解这些因素的特征及其之间的关系，提出合理的计算方法。

表 4 泵机组功率影响因素概率密度分布

序号 <i>i</i>	影响因素	N_i 变化范围	概率密度分布形式	N_{0min}	N_{0max}
1	5 _d	-0.015 ~ 0.015	抛物线分布	0.985	1.015
2	3 _n	-0.0075 ~ 0.0075	抛物线分布	0.9925	1.0075
3	N _M	-0.011 ~ 0.011	抛物线分布	0.989	1.011
4	a	-0.035 ~ 0.035	抛物线分布	0.965	1.035
5	电	-0.050 ~ 0.050	抛物线分布	0.950	1.050
6		0.001 ~ 0.002	均匀分布	1.001	1.002
7'	s ₄	-0.020 ~ 0.020	均匀分布	0.980	1.020
7''	s ₇	-0.012 ~ 0.012	均匀分布	0.998	1.012
7'''	s _{9.5}	-0.008 ~ 0.008	均匀分布	0.992	1.008
8'	m ₄	0.010 ~ 0.015	均匀分布	1.010	1.015
8''	m ₇	0.005 ~ 0.010	均匀分布	1.005	1.010
8'''	m _{9.5}	0.003 ~ 0.005	均匀分布	1.003	1.005
9'	涌 ₄	-0.039 ~ 0.039	均匀分布	0.961	1.039
9''	涌 ₇	-0.030 ~ 0.030	均匀分布	0.970	1.030
9'''	涌 _{9.5}	-0.017 ~ 0.017	均匀分布	0.983	1.017
10 ^c	栅 _{4c}	0.273 ~ 0.364	抛物线分布	1.273	1.364
10 ^h	栅 _{4h}	0.063 ~ 0.125	抛物线分布	1.063	1.125
10 ^{c+}	栅 _{7c}	0.080 ~ 0.107	抛物线分布	1.080	1.107
10 ^{h+}	栅 _{7h}	0.032 ~ 0.063	抛物线分布	1.032	1.063
10 ^{c+} ''	栅 _{9.5c}	0.050 ~ 0.067	抛物线分布	1.050	1.067
10 ^{h+} ''	栅 _{9.5h}	0.023 ~ 0.046	抛物线分布	1.023	1.046

4.2 过载系数可靠度算法 按可靠度计算泵机组过载系数，更能反应问题的实质。任意时刻水泵实际轴功率为 N ，无因次轴功率为 $N_0=N/N_{max}$ 。由于第*i*因素的作用，轴功率 N_0 为随机变量，变化范围为 $N_{0min} \sim N_{0max}$ 。根据经验和统计确定大型水泵机组运行轴功率影响因素的概率密度近似为均匀分布或抛物线分布如表4(计算表明，当可靠度大于98%时，概率密度分布形式对概率影响很小)。给定单项功率备用系数 $K_i=1+N_i$ ，电机额定功率 $N_{配}$ ，则机组运行可靠度(即不过载的概率)为：

$$P_{ri}=P_i(N \leq N_{配} \cdot K_i)=P_i(N \leq (1+N_i)N_{max})=P_i(N_0 \leq N_i+1) \quad i=1,2,\dots,10 \quad (23)$$

根据第*i*因素概率密度函数分布形式、 N_{0min} 、 N_{0max} 和图形面积等于1求出概率密度函数 $f_i(N_{0i})$ 。影响因素相互独立，设第1、2因素概率密度分布如图4，电机功率备用系数为 K ，在因素1为 N_{01} 时，为保证电机不过载，因素2影响最大只能为 $K-N_{01}+1$ ，当因素1出现在 N_{01} 处 dN_{01} 微段内时，与因素2共同作用的不过载的概率为因素1微段 dN_{01} 面积与因素2值 $K-N_{01}+1$ 左边面积之积，因素1与因素2共同作用时电机不过载的概率(可靠度)为

$$P_{r2} = \int_{01min}^{01max} \left[\int_{02min}^{K-N_{01}+1} f_2(N_{02})dN_{02} \right] f_1(N_{01})dN_{01} \quad (24)$$

式中： \int 取不同 K 值得概率分布函数 $P_{r2}=P_{r2}(K)$ 。将 P_{r2} 与因素3合成得 $P_{r3}=P_{r3}(K)$ ，用 P_{r3} 与因素4求得 $P_{r4}=P_{r4}(K)$ ，...

前 $i-3$ 个因素共同作用时电机不过载的概率为

$$P_{ri} = \int_{N_{oi\min}}^{N_{oi\max}} P_{ri-1}(K - N_{oi} + 1)f_i(N_{oi})dN_{oi} \quad (25)$$

当 $K < \sum_{j=1}^i N_{oj\min} - i + 1$ 时, $P_{ri}=0$; $K > \sum_{j=1}^i N_{oj\max} - i + 1$ 时, $P_{ri}=1$; 当

$\sum_{j=1}^i N_{oj\min} - i + 1 \leq K \leq \sum_{j=1}^i N_{oj\max} - i + 1$ 时, $0 < P_{ri} < 1$ 。连续积分 8 次求得 P_{r10} , P_{r10} 即为电机功率备用系数为

K 时, 在 10 个因素作用下不过载的概率(可靠度)。对扬程、清污各种组合, 计算关系式 $P_r=P_r(K)$ 如表 5。表 5 中, 下标数字表示水泵扬程(m), “h”表示清污条件好, “c”表示清污条件差, “ ”表示源头泵站考虑因潮位扬程按抛物线规律变化, 变化幅度为 2.34m。表中标出的 $P_r=0$ 所对应的 K 值为 $P_r=0$ 的最大 K 值, 该列以上部分 P_r 值全为 0; 标出的 $P_r=1$ 所对应的 K 值为 $P_r=1$ 的最小 K 值, 该列以下部分 P_r 值全为 1。

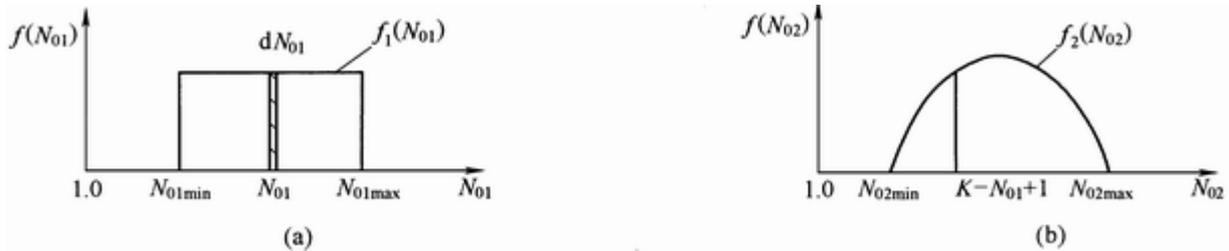


图4 水泵轴功率影响因素概率密度分布

4.3 过载系数简易算法 简易法 : 当所有因素同时发生且为最大正值时, 机组功率过载系数为

$$\delta_N = \sqrt{5\delta_D^2 + 3\delta_n^2 + \delta_{NM}^2 + \delta_a^2 + \delta_S^2 + \delta_{电}^2 + \delta_{\eta m}^2 + \delta_\rho^2 + \delta_{栅}^2 + \delta_{涌}^2} \quad (26)$$

简易法 : 如果将所有因素按照平方和开根计算, 则

$$\delta_N'' = \sqrt{(5\delta_D)^2 + (3\delta_n)^2 + \delta_{NM}^2 + \delta_a^2 + \delta_S^2 + \delta_{电}^2 + \delta_{\eta m}^2 + \delta_\rho^2 + \delta_{栅}^2 + \delta_{涌}^2} \quad (27)$$

4.4 计算结果分析与功率备用系数选用 由表 5 知, P_r 随 K 增大而增大, 但由于所有因素同时达到或接近最大正值的可能性很小, 当 K 达到一定值(对应 $P_r=0.99$ 左右)后, P_r 增加很少, K 再增大只会造成设备浪费。可靠度法(取 $P_r=0.99$)和简易法计算的过载系数 δ_N 如表 6。与可靠度法结果相比, 简易法 结果偏大 8.6~12.8 个百分点, 简易法 计算结果则偏小 3.2~6.0 个百分点。

根据表 5 规律和表 6, 常规按备用系数 $K=1.05 \sim 1.10$ 选用电机功率仅适用于 $H>10m$ 的中高扬程泵站。而对 $H=4 \sim 10m$ 的高比转数低扬程水泵, 一方面, 流量-功率曲线较陡, 如果某些原因使泵工作点稍向小流量侧偏移, 则轴功率就会大幅度增加; 另一方面, 在功率影响因素中, 拦污栅水位差影响最大, 由于泵扬程较低, 拦污栅前后一定的水位差及进出水流道水头损失计算误差占泵扬程比例较大, 因此泵机组过载系数大。如某贯流泵站就发生了电机严重过载问题。因此, 泵站扬程越低, 选用电机功率备用系数应越大。

表5 电动机功率备用系数K与可靠度Pr关系

功率备用系数 K	$P_{0.4}$	$P_{0.6}$	$P_{0.7}$	$P_{0.8}$	$P_{0.9}$	$P_{0.95}$	$P_{0.97}$	$P_{0.98}$	$P_{0.99}$	$P_{0.995}$
0.7446									0.0	
0.7902										0.0
0.7926							0.0			
0.8172									0.0	
0.8775				0.0						
0.8835						0.0				
0.8965		0.0								
0.9105					0.0					
0.9255			0.0							
1.04				0.0010		0.2004				0.4008
1.05								0.1321		0.8596
1.06				0.2739	0.0631	0.6153		0.5085	0.1228	0.9264
1.07								0.8540	0.7891	
1.08		0.0027		0.6235	0.5607	0.8484		0.9314	0.9094	0.9807
1.10		0.1235	0.1334	0.8434	0.8110	0.9648	0.2407	0.9769	0.9745	0.9969
1.12		0.3942	0.5447	0.9566	0.9521	0.9962	0.9106	0.9944	0.9956	0.9998
1.14		0.6781	0.7888	0.9928	0.9940	0.9999	0.9674	0.9991	0.9996	
1.16		0.8575	0.9347	0.9994	0.9998		0.9913	0.9999	0.99999	
1.1605	0.0									
1.18		0.9530	0.9873	0.99998			0.9984			
1.1965						1.0				
1.20		0.9887	0.9987				0.9998			
1.2023										1.0
1.2175					1.0					
1.22		0.9982	0.99995							
1.2233								1.0		
1.2355				1.0						
1.24		0.9998								
1.2438								1.0		
1.26		0.99999								
1.2795			1.0							
1.27878							1.0			
1.29	0.0012									
1.31	0.0616									
1.3195		1.0								
1.33	0.2238									
1.35	0.4639									
1.37	0.7081									
1.39	0.8679									
1.41	0.9532									
1.43	0.9876									
1.45	0.9977									
1.47	0.9997									
1.49	0.99999									
1.5585	1.0									

南水北调东线工程梯级泵站大都采用 $H < 10\text{m}$ 的低扬程水泵，电机应采用较大的功率备用系数。 $H=4, 7, 9.5\text{m}$ 左右时，分别取 $K=1.20 \sim 1.44, 1.14 \sim 1.19, 1.11 \sim 1.14$ ，清污设备好的取小值，差的取大值。采用效果好、效率高的清污设备，可使功率备用系数减小 $0.02 \sim 0.23$ ，扬程越低效果越显著。为降低水泵运行扬程，减小机组过载的可能，提高机组运行可靠度和泵装置运行效率，应采用自动化程度高、清污效果好的清污设备。

表 6 三种方法计算的泵机组功率过载系数比较

水泵扬程/m	4(30ZWQ-30)		7(ZL30-7)		9.5(40CJ95)	
清污设备	较差	较好	较差	较好	较差	较好
N	0.561	0.322	0.280	0.236	0.220	0.199
N	0.373	0.148	0.129	0.096	0.095	0.081
$n(P_r=0.99)$	0.433	0.202	0.182	0.138	0.134	0.113
N- N	12.8%	12.0%	9.8%	9.8%	8.6%	8.6%
N- N	-6.0%	-5.4%	-5.3%	-4.2%	-3.9%	-3.2%

5 结语

本文在电机工作状况正常的前提下，分析了外界因素和水泵装置的设计、计算、制造、安装、调节误差等因素引起的水泵轴功率与设计值的差异，提出了基于可靠度的机组过载系数与功率备用系数的计算方法，研究得到如下结论：(1)南水北调东线工程采用轴流泵和高比转数混流泵，轴功率随扬程增大而增大，应以水泵在最大叶片角最大泵站运行扬程对应的轴功率作为选用电机功率的基值。(2)泵扬程 $H>10m$ 时，可以按功率备用系数 $K=1.05 \sim 1.10$ 选用电机。(3)泵扬程越低、清污设备越差，机组过载系数越大。本工程泵站水泵扬程 $H<10m$ ， $H=4, 7, 9.5m$ 左右时，可分别取 $K=1.20 \sim 1.44, 1.14 \sim 1.19, 1.11 \sim 1.14$ ，清污设备好的取小值，差的取大值。(4)先进的清污设备可使拦污栅水位差减小至 $0.5m$ 以下，过载系数减小 $0.02 \sim 0.23$ 以上。(5)改善泵站进水设计，避免旋涡发生，提高水泵设计、制造、试验和调节精度及原模型装置性能换算准确性，改善流道设计、施工与机组安装质量，可以提高机组运行可靠性和泵装置效率。

参考文献：

- [1] 仇宝云, 黄季艳, 袁寿其, 等. 南水北调东线工程水泵机组结构选择[J]. 机械工程学报, 2003, 39(1): 69-73.
- [2] 张子贤, 刘家春. 水泵机组运行的可靠度研究[J]. 水利学报, 2000, (2): 54-59.
- [3] 仇宝云, 黄海田, 莫岳平, 等. 高港泵站1~3号机组变频调速效益分析[J]. 灌溉排水, 2000, 19(4): 56-60.
- [4] GB 3216-82, 离心泵、混流泵、轴流泵和旋涡泵试验方法[S].
- [5] 仇宝云. 大型立式轴流泵导轴承荷载分析计算[J]. 农业机械学报, 2000, 31(1): 58-61.
- [6] 陈炎炉. 大型电力排灌站[M]. 北京: 水利电力出版社, 1984.
- [7] GB/T50265-97, 泵站设计规范[S].

Study on overload of electric motor in pumping stations of South-to-North Water Transfer East Route Project

QIU Bao-yun^{1,2}, HUANG Ji-yan¹, YUAN Shou-qi², LIN Hai-jiang¹

(1. Yangzhou University, Yangzhou 225009, China; 2. Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

Abstract: The main factors influencing the overload of electric motors in cascade pumping stations of

South-to-North Water Transfer East Route Project are analyzed from the view points of manufacture, installation and operation. The probability of occurrence is analyzed. A method for calculating the reasonable spare coefficient of motor capacity based on reliability theory is proposed. The calculated spare coefficients for the pumps with different lifting heads and different ways of trash cleaning are given.

Key words: South-to-North Water Transfer East Route Project; cascade pumping stations; electric motor; overload; spare coefficient of motor capacity