试析大型泵站技术供水设计中存在的问题

朱建军，吕省三

（江苏省江都水利工程管理处）

摘　要：作者针对并不鲜见的主电动机上油缸缺油故障，经过分析，指出了油冷却器运行寿命短的原因在于国内大型泵站技术供水设计扬程过高和布置不合理等；并提出了切实可行的方案，以达到节约能源、保证工程安全经济运行的目的。

关键词：泵站，机组，油缸

文献标识码：B　　文章编号：1005-6254(2001)02-0022-03

1　从设备事故中想到的

去年 2 月 10 日，江都一站在开机前检查中发现 1# 号机上油缸缺油。解体上油缸，检查后确认，油缸缺油是因冷却器出口侧一根铜管有约∅1.5 mm 的孔洞，润滑油经由此孔流失造成的。该冷却器仅运行约 1 万小时，怎么被破坏了呢？

联想到某泵站 5# 机组 1 600 kW 电动机曾同样发生油缸缺油而导致推力瓦烧损的重大事故。当晚开机前检查油缸油位正常，但因可控硅励磁故障而启动失败，待励磁故障排除后于次日早上开机时，没有再次检查油位，启动后，仅运行 20 分钟，即产生推力瓦严重烧损、上油缸出现明火的重大事故。经检查，油缸缺油。缺油的原因同样是冷却器破坏，使润滑油从破坏的孔洞处流失造成的。

类似上述的油缸润滑油流失事故时常发生。笔者认为这是泵站技术供水设计中普遍存在的问题。因此有必要分析其发生的原因并提出改进意见，供大型泵站设计与运行管理参考，从而杜绝此类事故的继续发生。

2　大型泵站技术供水设计和运行状况

经实际观察和理论计算，笔者以为，大型泵站技术供水设计普遍存在着供水压力过高和冷却器中负压过高两大失误。

2.1　设计供水压力过高

表现为设计供水压力远高于实际需要供水压力。表 1 列出了湘、鄂、苏、皖四省的五座大型泵站技术供水泵的技术参数。由表可知，不管是直接供水还是水塔间接供水方式，供水泵扬程均在 30 m 以上。而据实际运行和理论计算需要供水泵扬程仅为：直接供水方式在 15 m 左右，水塔间接供水方式在 20 m 左右，即可完全达到冷却器供水压力要求。

表 1　泵站技术供、排水泵设计参数

站　名	装机容量 (kW)	设计供水量 (m^3/h)	供水泵参数			供水泵参数			说　明
			型　号	数量	参　数	型　号	数量	参　数	
江苏 江都四站	7×3 000	115.5	6BA-8 30 kW	2	$H=32.5$ m $Q=170$ m^3/h	6BA-12 17 kW	2	$H=18$ m $Q=170$ m^3/h	水箱间接供水
湖南 汨罗磊山站	4×800	80	3BA-9 22 kW	2	$H=32.6$ m $Q=45$ m^3/h	6BA-12A 17 kW	2	$H=17.8$ m $Q=95$ m^3/h	
安徽 驷马山站	8×1 600	136	4BA-8A 22 kW	3	$H=36.8$ m $Q=109$ m^3/h	4BA-18 10 kW	1+8	$H=20$ m $Q=90$ m^3/h	主泵检修独立排水，故排水泵多
湖北 金口站	6×1 600	102	4B54A 22 kW	2	$H=36.8$ m $Q=109$ m^3/h	8B13 17 kW	3	$H=12.7$ m $Q=270$ m^3/h	
湖北 沉湖站	6×1 600	102	6BA-8 30 kW	2	$H=35.8$ m $Q=140$ m^3/h	8K-18 22 kW	3	$H=18$ m $Q=285$ m^3/h	

由于供水压力远高于实际需要的供水压力，因而在运行中特别是冬春季运行时，为保证轴承

万方数据

第一作者简介：朱建军(1975.8—)，男，江苏省江都水利工程管理处 助理工程师；江苏省江都市(邮编：225200)。

运行温度不致过低,不得不用供水闸阀减压节流,以保证经济、安全运行。不仅浪费了供水泵可观的电能,而且减压节流的结果使冷却器中出现较高负压对机组安全运行带来危害。

2.2 冷却器在过高负压值下运行

上述由于供水压力过高,不得不采用供水闸阀减压节流的运行操作,在图1所示(我国大型泵站较普遍采用的系统图)的供水系统中,冷却器运行中会出现较高负压值,特别是在泵站低水位运行时,负压值可能很高,因而冷却器可能在汽蚀状态下运行,事实上在冬春季运行时,调节供水闸阀时可以听到闸阀后汽蚀声响,这就不难理解冷却器运行寿命很短的原因了。

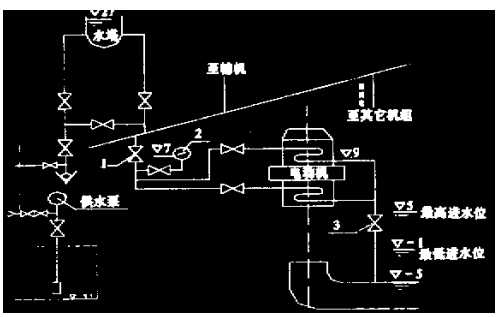


图1 某泵站技术供水系统简图

1. 供水闸阀 2. 供水压力表 3. 检修闸阀

需要特别指出的是,由于排水口为淹没出流,当停机关闭供水闸阀时,冷却器中将出现绝对真空。实践证明,这一绝对真空值,可以保持很长很长时间。当冷却器中出现绝对真空时,受汽蚀破坏的铜管,其薄弱部分被击穿,润滑油通过击穿孔洞流入主泵进水流道而不为人知,只有待再次开机前例行检查油位,才可能发现油缸缺油。如果疏予检查,或检查不细致,就可能导致推力瓦严重烧损事故。下面让我们通过实例进一步说明这个问题。

3 技术供水设计与运行实例

某泵站装置7台ZL30-7型立式轴流泵,配用TDL325/58-40型3 000 kW同步电动机,技术供水的主要对象是同步电动机上油缸及下油缸的冷却器,用水量分别为15 m^3/s及1 m^3/s,设置6BA-8型供水泵两台,一台运行,另一台备用,经水塔间接供水。图1为该站技术供水系统图,水塔设计水位高程为27 m。同步电动机上油缸冷却器装置高程0 m,排水管出口高程为−5 m,埋设在进水流道中;供水压力表装置高程为7.5 m,设计供水表压力不低于18.5 m水柱,供水量由压力表前闸阀1调节。该站技术供水设计值和实际运行参数见表2。

由于冷却水排出管口高程在−5 m处,与上油缸冷却器的高差有14 m,当主机调相运行时,主泵进水流道排空,此时排水落差水头在14 m水柱,在重力自排作用下,致使上油缸冷却器出口出现很高负压值。表3列出该站调相运行时,在不同供水表压下排水管中实测负压值。

表2 某站技术供水设计和运行参数

内 容	设计参数	运行参数	说 明
供水泵最大运行扬程(m)	32.13	32.13	
供水压力表压力(m水柱)	18.5	<10	抽水运行时
		<8	调相运行时
冷却器出口压力(m水柱)		+1.9	站进口水位5m时计算值
		−10	调相运行时实测值
轴瓦运行温度(℃)	50～60	<50	
空压机等辅机供水压力(m水柱)	13	2～3	
其它			供水泵作排水泵运行时,有明显汽蚀振动。

表3 某站调相运行时,冷却排水管中负压测量值

供水表压力(m水柱)	排水管中负压(m水柱)	说 明
5	−7.9(冷却器出口处负压约−10)	1、测量真空表装置高程在7米处; 2、关闭供水闸阀瞬间,排水管中出现绝对真空值。
8	−7.2	
10	−6.7	
12	−6.04	
17	−5	

从表2、表3可以清楚看出:

(1) 该站设计供水表压力18.5 m水柱,实际运行表压为夏季10 m水柱、冬季8 m水柱。我们知道,轴瓦允许最高运行温度为70℃,一般运行温度在50℃～60℃之间时既安全又经济;当运行温度低于50℃时,说明冷却水量过大,不仅浪费用水、消耗能量,而且由于瓦温过低,油的粘度提高,摩擦损耗增大,影响经济运行。该站冬季运行供水压力表压在8 m水柱左右时,轴瓦运行温度在40℃以下;夏季供水压力表压在10 m水柱左右,轴瓦运行温度低于50℃,说明冷却水量偏大,即供水表压力10 m水柱仍偏高,当然设计供水压力就更高了。

(2) 在站进口低水位运行时,冷却器出口负压值过高,影响冷却器运行寿命,甚至可能引起严

万方数据

重事故。当调相运行时，冷却供水表压在 5 m 水柱左右，实测排水管高程 7 m 处负压值达 7.9 m 水柱，冷却器高程为 9 m，负压值在 10 m 水柱左右。冷却器中出现如此高真空，不能不产生汽蚀破坏。该站上油缸冷却器的运行寿命只有 10 000 小时左右，比其它泵站低，这与高真空度汽蚀破坏是有关系的。

值得指出的是，在泵站进口低水位运行时，减小供水表压力，排水管中也会出现明显的汽蚀声响。当关闭供水闸阀 1 切断冷却水时，冷却器中将出现绝对负压，可能引起冷却器的薄弱部分破坏穿孔，从而使油缸中润滑油经破坏处被吸入进水流道，产生缺油烧瓦事故。以上在江都一站、三站早已有过严重教训。

4 对该泵站技术供水的改进意见

综合泵站运行经验和有关资料，泵站技术供水设计必须保证满足设备的供水压力和冷却器中不出现负压或仅出现低负压值，以确保设备安全、经济运行，据此对该站技术供水设计提出如下改进意见。

1、提高排水管出口高程，大幅度降低冷却器中负压值。

将图 1 中排水管出口高程由 −5 m 提高至 ▽3 m处(经常水位以上)，与冷却器高差为 6 m，排水管水力损失约 4 m 水柱。这样，在重力自排作用下，冷却器中能够出现的负压值约在 2 m 水柱左右，可以保证冷却器在没有汽蚀的状态下运行，而且保证出水口经常大气出流，在停机停水时冷却器中不会出现更高的负压值，进一步保证安全运行。

2、减小供水压力，即降低水塔设计水位。

$$H_{塔} = \sum \Delta h_{进} + \Delta h_{冷} + \sum \Delta h_{排} + H_{排} + v^2/2g$$

式中 $H_{塔}$ —— 水塔设计水位高程，m

$\sum \Delta h_{进}$ —— 水塔至上油缸冷却器进口管路水力损头之和，m

$\Delta h_{冷}$ —— 冷却器中水力损失，m

$\sum \Delta h_{排}$ —— 冷却器出口排水管路水力损失之和，m

$H_{排}$ —— 排水管口高程，m

$v^2/2g$ —— 动能水头，m

设 $\sum \Delta h_{进} = 3.94$，$\Delta h_{冷} \approx 1.95$，$\sum \Delta h_{排} = 4$，$H_{排} = 3$，$v^2/2g = 0.24$

则水塔设计水位高程：

$$H_{塔} = 3.94 + 1.95 + 4 + 3 + 0.24 \approx 14 \text{ m}$$

理论计算表明，该站水塔设计水位可以下降 13 m，考虑安全裕度及结合实际运行供水情况，该站水塔设计水位下降 10 m，应当说是足够安全的。

3、降低供水泵扬程，减少电动机功率。

前述水塔设计水位降低 10 m 以后，无需计算，供水泵扬程亦可降低 10 m，其最大扬程约为 21 m。由表 1 显见，供水泵可以选用排水泵 6BA-12型离心泵，配用 17 kW 电动机，有可能将供排水泵进行完美结合，为泵站附属设备的减少、备品备件的降低创造了条件。

5 结束语

笔者计算过国产 800～3 000 kW 同步电动机冷却器在额定供水量下的水力损失，均在 3 m 水柱以下。进水管路损失按经济管径设计约在 4 m 左右，排水管路损失也可控制在 4 m 左右，因此应纳入供水泵扬程的排水管路损失实际很小。一般泵站排水口距供水泵吸水最低水位在 3～5 m。如果本文第 4 节意见无误的话，对于直接供水方式的供水泵扬程在 15 m 左右、对水塔间接供水方式的供水泵扬程(考虑吸水水位变化的影响)在 20 m 左右，已足够保证冷却器的额定供水压力。

那么，已建大型泵站供水泵扬程为什么选用那么高呢？笔者以为，可能是受书本上裕量较大的观点的影响。例如，某书中就提出："机组供水进口压力应在 1.5～2 kg/cm² 左右"。按此要求，许多泵站技术供水设计中又未进行水力计算，因而习惯性沿用过高的供水泵扬程。

供水泵扬程过高，不仅浪费电能，而且对机组安全运行有害。本文提出的大型泵站中普遍存在的问题，期望引起讨论。

参 考 文 献

1 江苏省江都四站工程处编．江苏省江都四站设计书(上册)．江都：江都水利工程管理处，1977：10-1～10-6

2 湖北省水利勘测设计院．大型电力排灌站．北京：水利电力出版社，1984：450

其他作者简介：

吕省三(1937.10—)，男，江苏省江都水利工程管理处 工程师。

万方数据

(上接第 26 页)

投药时，先把输药塑料管下口送到取水段的上端，上口与药桶之间利用虹吸方法把药注入井内。为避免底部积酸量过于集中，应当放慢注药速度。投药结束后，为了使药物尽量向滤水管均匀渗透，提高化学反应效果，可借助机械作用加快分解物质的排出，扩大径向冲洗范围。采用的机械设备有振动仪、活塞、空压机及抽水机泵等。金属井管解除泥浆糊壁时，应先用空压机加压，把溶液挤到填砾层直至孔外，参与泥浆的化解作用，然后再通过拉活塞将水流孔隙疏通。

万方数据

机械作用完毕后，将井口封住，待药物稳定作用 30 小时左右后，抽出药物进行洗井。

4.3 洗井效果

临清市 40 眼机井的化学洗井试验资料表明：机井使用年限多数在 10 年以上，成井时平均出水量 47.2 m^3/h，到洗井时平均降至 26.82 m^3/h，出水量平均减少 43.2%。经醋酸洗井后，出水量平均恢复到 34.89 m^3/h，达到原出水量的 73.9%，平均每井增水 8.07 m^3/h，平均增水 30%。ST