

风机水泵节能技术途径(上)

● 湖南省节能监测中心 许亚非

风机、水泵是量大面广的通用机械耗电设备,据统计,我国目前拥有的风机、水泵每年耗电占全国耗电总量的30%以上,占工业总用电量的50%左右,且很多设备运行效率低、设备陈旧,具有较大的节能潜力。

1 泵与风机设备运行现状及存在的问题

泵与风机是将机械能转变为流体的压力能和动能的设备,若流体为液体工质称其为泵,流体为气体工质称其为风机。泵与风机按工作原理分类有容积式、透平式(叶片式)和其他式三类(见表1),透平式又分为高压、中压和低压三种,以透平式的泵与风机应用最为广泛,数量最高、节能潜力最大。泵与风机除其流体密度不同外,有很多共同之处,二者均在国民经济领域中获得广泛的应用,也是将电能转变为机械能的主要应用形式之一。在湖南省,电力、化肥、煤炭、建材、冶金、城建及农业排灌等行业的风机、泵类用电占整个行业用电量比重偏大,据统计,泵与风机占该省工业用电的25%以上。

表1 泵与风机按工作原理分类表

	泵	风机
透平式	离心泵	离心风机
	混流泵	斜流风机
	轴流泵	轴流风机
	旋涡泵	
容积式	往复泵 { 活塞(或柱塞)泵	往复风机(风箱、皮老虎等)
	隔膜泵	
	齿轮泵	回转风机 { 叶氏风机
	回转泵 { 滑片泵	罗茨风机
其它式	螺杆泵	螺杆风机
	真空泵	
	射流泵	
	水锤泵等	

1.1 风机设备生产水平及运行现状

风机据其工作压力不同而划分为通风机、鼓风机和压缩机(见表2),在此仅介绍通风机与鼓风机的运行现状。

(1) 鼓风机

鼓风机包括高炉鼓风机和烧结鼓风机。高炉鼓风机广泛用于输送煤气、烟气、空气或其他腐蚀性混合气体,其流量每分钟几十立方米至几千立方米。我国目前生产的离心式、轴流式鼓、压风机具有运转平稳、效率高的特点,其技术、工艺已十分成熟。烧结鼓风机耗电量占烧结厂总耗电量的40%,因其输送的介质为烧结烟气,含尘量大,故风机转子极易磨损。我国目前生产的烧结鼓风机效率已达83%,转子寿命在2年以上,但在风机转子防磨技术上尚未取得重大突破。

表2 泵与风机按工作压力分类表(在标准状态下)

	压力	分类		
水泵	<2MPa	低压泵		
	2~6MPa	中压泵		
	>6MPa	高压泵		
风	>290~340kPa	压缩机		
	>10~15kPa	鼓风机		
机	<290~340kPa	通风机		
	3~15kPa		高压通风机	
	<10~15kPa		1~3kPa	中压通风机
	<1kPa		低压通风机	

(2) 通风机

通风机主要包括矿井通风机与电站锅炉鼓、引风机,工业蒸汽锅炉鼓、引风机,高温风机与罗茨鼓风机。在风机种类中,通风机的用量最大、用途最广。如中、高压离心机用于电站锅炉、工业锅炉及工业窑炉的送风与排烟,低压离心、轴流风机用于生产车间、宾馆、影剧院空调系统的通风换气以及有害气体场所的送风及排毒;还有用于机力通风冷却塔的轴流风机及供工人操作岗位或专用设备通风降温的岗位风机等等。自上世纪八十年代以来,我国开始逐步淘汰结构复杂、机身笨、效率低、耗电量大的仿苏矿井轴流通风机系列产品,引进国外技术生产出符合我国矿井特点的高效节能新型矿井主通风机、矿井局部通风机也在提高机组电能利用率、降低噪声方面取得了显著成绩。随着我国电力工业的飞速发展,火力发电厂的单机容量不断增加,由60年代5万、10万、12.5万kW机组增加至80年代以后30万kW为主力机组。且随着电站单机容量的增大,电站锅炉风机逐渐向动叶,静叶可调轴流风机方向发展。由于我国近期尚不会发展单机容量100万kW以上的发电站,因而电站锅炉的选用在一段时间内仍然呈现轴流式和离心式同步的局面。目前我国电站锅炉通风机配套情况(见表3)。

80年代中期后,工业蒸汽锅炉鼓、引风机生产行业为适应我国对节能、环保日趋严格的政策要求,开发出新一代高压头、低噪声、高效节能型锅炉鼓、引风机,其性能曲线平坦、技术成熟、配套规格齐全、节能效果显著。高温风机主要用于炉窑尾气引风、各种加热炉引风及炉内气体循环等,输送气体温度通常在300℃以上。我国高温风机的主要生产厂家的产品效率高、噪声低、性能曲线平坦、高效区宽、流量调节范围大、产品成熟。仿苏制老式罗茨鼓风机被淘汰,新的L系列罗茨鼓风机产品得到全面推广,由其派生的煤气专用系列罗茨鼓风机、

表3 我国电站锅炉通风机配套情况表

5万kW机组	G4-73-11№20D	Y4-73-11№20D
10万kW机组	G4-73-11№25D	Y4-73-11№28D
	G4-73-11№22F	Y4-73-11№20D28D 或 Y4-73-11№22F
15万kW机组	G4-73-11№25F	Y4-73№25F
	G4-73-11№28F	Y4-73№28F
20万kW机组	G4-73-11№20 $\frac{1}{2}$ F	Y4-73№29 $\frac{1}{2}$ F
	G4-73-11№31 $\frac{1}{2}$ F	Y4-73№31 $\frac{1}{2}$ F
30万kW机组	或动叶可调轴流风机	
	鼓风机:动叶可调轴流风机	
	引风机:Y4-2×73G4-73№28 $\frac{1}{2}$ F 或动叶可调轴流风机	
60万kW机组	一次风机:9-36G4-36№15D	
	鼓风机:动叶可调轴流风机	
	引风机:Y4-2×73№37F	
	一次风机:动叶可调轴流风机	

面粉机组系列罗茨鼓风机、罗茨真空泵系列产品也陆续在各行业得到了应用。

1.2 风机运行所存在的问题

进入二十一世纪以来,我国风机技术发展较快,加之引进国外若干先进技术,大部分风机本身的效率已有明显提高,但从我国目前风机使用现状来看,只有注重切实提高风机系统效率才能取得显著的节能收效,否则由于使用和选型不当,即使风机本身效率很高也仍然不能在使用中反映出它的经济性。目前风机使用还存在以下五个方面的问题:

(1) 风机选型不当

近年来,在风机选型中对所需风量与压力层层加码,导致大马拉小车的现象仍然普遍存在。由于某些产品的局部质量问题,使设计人员、现场操作人员不敢相信产品样本提供的数据,甚至习惯于将样本提供的数据乘以1.1~1.2倍的某个系数,造成正常远行的风量过大、风压过高,使风机设备因其使用参数与设备参数相差悬殊而处在低效区运行,以致生产厂家为提高风机效率的努力付诸东流。

(2) 调节手段落后,调节水平低

当风机选型时风量、风压过大或由于生产及工艺需要变风量运行时,需要进行调节。而在需要调节时是否进行调节以及调节方式是否合适,则是风机系统节能的关键一环。现实中,很多企业调节方法单一,对调节手段重视不够或对调节方法知之甚少,造成调节中电能的大量损耗。如很多企业富裕量过大的风机往往采取在出口或进口管路上装设挡板的方法,而在出口管路上装设挡板,节流时使管路阻力特性曲线变得陡峭,工作点移向小流量低效区;在进口管道上设挡板节流,将使风机本身效率下降很多,且由于挡板前后涡旋产生强烈的噪声,往往引起管路和风机的剧烈震动。

(3) 管网布置不合理

若风机性能好,而在现场中管网布置不好也会直接影响风机性能的发挥。风机进、出口管路布置不合理,不仅会增加局部阻力损失,更重要的是使风机本身性能降低。在管路布置环节中,除那些容易发展的多余管接头、弯头、阀门或管路突

然扩大、缩小、分流或急弯等问题外,尤以进口管路布置不合理对风机性能影响最大。在使用中,特别是进气条件受周围自然环境限制的风机管路,风机进口流场的重要性往往更容易被忽略。如有的风机进口面对墙壁、轴向距离不到一个叶轮直径,很短;有的风机进口轴向距离不仅短而且置于墙角处,这种风机管路布置的错误,人为地造成气流畸变,导致风机效率下降,严重的可使效率降至50%以下。

(4) 管理重视不够

在风机使用现场,漏风现象仍十分普遍,造成能源浪费与噪声污染。通常在管网中泄漏处多发生在节流阀门(挡板)、管路连接处以及风机站本身的泄漏上。这类问题的出现,除了技术水平有待提高之外,还反映出企业现场技术管理上的缺陷,即对管道阀门的密封性及各阻力部件的压降未形成有效的巡查制度。为此,科学的管理是降低风机损耗和减少漏风的重要手段,企业应予以足够的重视。

(5) 现有的风机品种规格少

过去由于风机、水泵品种单调,更新缓慢,用户选择余地小,加之新品设计周期长、投资大,故虽然现在品种、规格已大有改观,但现有风机设备的型号规格仍不能满足社会飞速发展对产品需求日益多样化的趋势,特别是引进设备的配套风机、干燥机用风机以及民用炉风机等设备短缺,对生产商来说,还急需开发一些市场需求量大、参数匹配合理的成型风机产品,以满足我国市场对风机设备品种日益变化和增长的需求。

1.3 泵类设备运行现状

泵作为一种通用型机械设备,从火箭、飞机到钻探、采矿、排灌、从南水北调到人工心脏,使用十分广泛。经多次抽样调查结果表明,我国泵类设备所消耗的电能约为全国发电量的20%左右,农用水泵消耗的柴油和汽油约占农用柴、汽油的5%,因此泵类产品的合理用能潜力很大。目前,我国生产的泵产品基本满足国民经济发展的需求,产品能满足30万kW、60万kW大电机组、250万t/a处理量的炼油厂,200万t/a的催化裂化装以及造船业、化工、矿山、洗煤、供水、污水处理、农业排灌等部门的发展需要。

1.4 泵的用户装备情况及存在的问题

在我国,由于泵的用户多、用量大、使用的情况千差万别,大体上,泵的用户分为三类:第一类用户是整套装置从国外引进的,泵也是国外选用的。这类装置中泵的性能、结构和材质选用都比较合理,泵的技术经济指标比较高,节能也比较好;第二类用户的装置是由设计院设计的。一般来说这样的装置选泵情况比较好,但也因为有的设计院本身不能及时掌握泵产品的更新换代情况,或设计院在原来设计规范的基础上增加裕量,增大安全系数,使泵的实际运行点偏离最佳运行工况,也可能因为国内泵产品没有合适的性能与结构,只能凑合使用等,所以这类用户使用泵的情况好坏不一,但其中选用合理的居多;第三类用户的泵是自己选择的。这类泵存在的问题比较多,已经淘汰或接近淘汰的泵选用得比较多,性能匹配情况差。用户装备情况大致存在两方面的问题:一是该淘汰的泵不淘汰,二是没有适合的泵。此外,泵的用户存在比较普遍的现象是泵的性能富裕量比较大,即“大马拉小车”,节能泵处在远离最佳工况点运行,系统运行效率低,能源浪费严重。

(未完待续)

风机水泵节能技术途径(下)

● 湖南省节能监测中心 许亚非

(接上期)

2 风机节能技术途径

2.1 风机及其系统能耗分析

风机运转所耗能量 W 按下式计算:

$$W = K \cdot \frac{P \cdot Q \cdot t}{1000\eta} \quad (\text{kWh})$$

式中: Q 为工艺所需要的风量(m^3/s);

K 为与气体密度有关的系数;

P 为工艺所需要的风压(Pa);

t 为通风时间(h);

η 为风机系统的效率(%)。

$$\eta = \eta_{\text{电}} \cdot \eta_{\text{传}} \cdot \eta_{\text{风}} \cdot \eta_{\text{管}}$$

式中: $\eta_{\text{电}}$ 为电动机效率(%);

$\eta_{\text{传}}$ 为电机与风机之间的传动效率(%);

$\eta_{\text{风}}$ 为风机效率(%);

$\eta_{\text{管}}$ 为管路效率(%)。

由此得知,风机的能耗主要取决于工艺所需风量、风压、运行时间和系统效率等参数。因此,在满足工艺要求的前提下,通过对上述参数的调整,就是最大限度的降低风机的电能消耗,这就是风机系统节能的基本原理。简言之,风机系统节能可以从以下几个方面着手:减少工艺所需风量 Q ;缩短通风时间 t ;降低工艺所需风压 P ;提高电动机效率 $\eta_{\text{电}}$ 、提高电机与风机之间的传动效率 $\eta_{\text{传}}$;提高风机效率 $\eta_{\text{风}}$ 、提高管路效率 $\eta_{\text{管}}$;合理调节风机运行工况等。

2.2 风机及其系统的节能措施

2.2.1 减少工艺所需风量及漏风,挖掘系统节电潜力

在现场,对系统所需风量,可通过测试的方法得出。同时,采取有效措施以减少所需风量,加强风机系统的管理和维护以减少漏风,均可收到节能降耗的效果。降低工艺所需风量的措施如隔开不需通风的场所,封闭采完的矿物,减少通风场所,采用清洁生产法降低生产工艺的粉尘浓度、提高风源清洁度等措施,都可使所需风量减少。从我们对一些企业的测试表明,风机系统的漏风相当严重,部分企业的漏风率达20%以上,这必须引起企业的重视。应定期检查风门风道,及时处理发现的问题。此外,在必要时对大容量的风机系统增设小容量的辅助风机,可在需求减少时缩短大容量风机的运

行时间,或从调整场地、集中生产、改善工艺等方面入手,均可缩短风机运行时间,节能降耗。只有加强风机系统的技术管理,重视风机节能环节,定期巡查维护,就很容易取得显著的节能收效。

2.2.2 降低风压、提高管道输送效率

降低风压包括两个方面的内容:一是降低工艺所需的风压,这需要通过改进工艺来实现,在此不作讨论;二是降低风机系统所损耗的风压,需通过提高管道输送效率和更换小压头风机来实现,提高管道输送效率,重要的是降低管道压力损失,管道压力损失有沿程阻力损失和局部阻力损失,应从这两方面着手采取切实可行的改进措施。管道气流的沿程阻力损失由气流速度、管道长度、管道截面积及管壁粗糙度等因素决定,局部阻力损失与管道截面积及管道过渡形式有关。因此,合理选择管道截面、长度、内壁光滑度、弯管长度及合理选择不同断面风道的过渡形式等,均可有效减少管道压力损失,提高管道输送效率。

2.2.3 提高风机机组的效率

风机机组效率包括风机本身的效率、电动机效率以及电机与风机之间的传动效率。提高电动机效率内容已在《电动机节能》篇中详细讲述。电动机与风机之间的传动效率依两者之间的传动方式不同而在1至0.9之间变化。电机与风机之间传动方式有电动机直联、皮带传动、联轴器传动、齿轮减速器传动等多种,其传动效率以电动机直联最高,为1,其次为联轴器传动(0.98),而一般皮带传动最低,为0.9。如工艺许可,应尽量采用直联传动或联轴器传动,降低传动损耗。

目前国内节能风机最高全压效率已达90%以上,然而选用了高效风机并不等于就可节能,因为还要看实际运行工况是否处在风机性能曲线的最高效率附近。如果实际运行中工况是变化的,还要看实际工况是否全部或大部分落在风机性能曲线的高效区域内,因此正确选择风机型号、规格很重要。此外,从改进风机设计的角度出发,对现场运行的风机进行改造,以提高风机效率也受到广泛的关注。在输送气体相同的条件下,不同的风机有不同的叶片型式、叶弧长、叶展宽度、叶片安装角及叶片与机壳的间隙,因之产生的能量损失也不相同,这种能量损耗包括叶片对气流的阻力损失,气流与风机壳、轮壑、风叶面间的磨擦损失、涡流损失,因此,要提高风机效率,主要要降低上述能量损失(风机叶轮参数对性能的具体影响见表1)。

表1 风机叶轮参数对性能的影响

型式	前向	径向	后向				
出口安装角	120°	90°	<90°				
速度	>u ₂	=u ₂	<u ₂				
叶轮压力	大	中	小				
静压	>静压	=静压	<静压				
	多叶 窄轮	直板 弯板	单板 机翼				
流量系数 \bar{Q}	0.3~0.6	0.05~0.3	0.1~0.3	0.05~0.2	0.05~0.35	0.1~0.35	
压力系数 \bar{p}	0.9~1.2	0.7~0.9	0.55~0.75	0.55~0.75	0.3~0.6	0.3~0.6	
内部效率 η_i	0.6~0.78	0.7~0.88	0.7~0.88	0.7~0.88	0.75~0.9	0.75~0.92	
b_2/D_2	0.3~0.6	0.05~0.3	0.1~0.3	0.05~0.2	0.05~0.35	0.1~0.35	
比转速 n_s	50~100	10~50	30~60	25~30	40~80	50~80	
特性	体积小, 转速高, 压速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高	叶片简单, 转速高, 效率较高, 噪声较速低, 噪声力高, 噪声速低, 适用于高
适用范围	适用于高, 适用于阻力大的系统	适用于阻力和排尘、排尘、和烧结等	适用于阻力和排尘、排尘、和烧结等	适用于阻力和排尘、排尘、和烧结等	适用于阻力和排尘、排尘、和烧结等	适用于阻力和排尘、排尘、和烧结等	

注: 表中 Cu_2 为叶轮出口处绝对速度的周向分量(m/s);
 U_2 为叶轮出口圆周速度(m/s)。

2.2.4 合理调整风机的运行工况

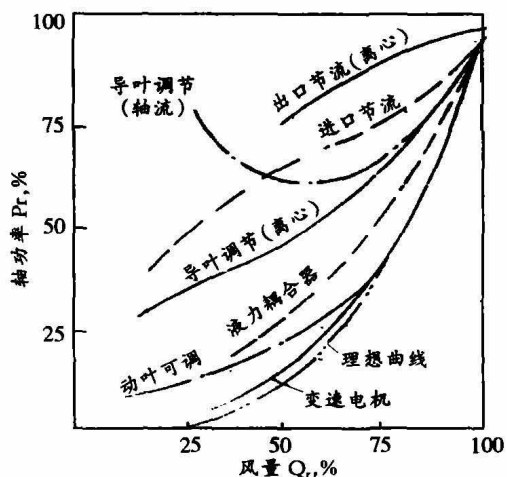
在现场, 当设计选型不当造成风机低效运行或因工艺改变, 对风机输出参数的要求有所变化时, 都必须对风机的运行工况进行调整。但调节不等于节能, 节能工作者又通过有效的调节, 并结合节能技术, 实现风机、水泵在稳定的状态下工作, 既满足用户对运行工况的需求, 又能最大限度地实现节能目标。由此可见, 调节与节能密切相关。仅达到用户对运行参数的要求而不顾及能耗状况, 甚至用户要求都达不到的调节都不能算为有效调节, 所以, 认为调节就能节能是个误区。有效调节的含义是: 满足用户要求, 扩大稳定工作范围, 防止喘振, 实现最大节能。

风机节能调节方法如表 2(不含风机设计本身)。

表2 风机节能调节表

速度	风机节能调节技术
恒速	高效风机换低效风机(耗能低替换耗能高的风机) 小叶轮换大叶轮 截短叶轮外径 减少级数, 折摘叶片 前(中、后)导叶控制, 静叶可调 改变动叶安装角, 动叶可调 台数组合控制, 串一并联 ON-OFF 开关控制 进口节流 出口节流 变叶片宽度 变扩压器安装角 联合调节 优化调节与微机控制 其他
变速	变频调速 调压调速 电液调速 变极对数调节 串级调速(或转子串电阻) 无换向器电动机调速 蒸汽轮机或燃气轮机等原动机的变速 液力耦合器(HKD) 油膜滑差离合器, 又称 HVD(利用液体粘性) 多级液力变速传动装置(MSVD) 机电一体化装置(如微机控制等) 其他(如带传动等)

一般来说, 风机采取不同的调节方式都可达到同一目的, 但节能效果各不相同。附图测试风机采取几种不同调节方式下的轴功率消耗对比图。



附图 测试风机不同调节方式对比图

从图中可看出: (1)对鼓、引风机, 出口节流调节方式与其他调节方式相比耗功最多; (2)如果相对流量变化不大时(或调节深度小时), 几种调节方式耗功差别不大, 即调节方式对节能效果影响不大; (3)一般来说, 调节深度愈大, 节能效果愈明显。因此在选择调节方式时, 愈要慎重, 以期节能效率最大化; (4)变速调节曲线接近于理想曲线, 所以, 变速调节方式优越, 特别是采用变频调速的节能方案最佳, 但需要变频装置。

总之, 在风机工况调整中, 既要调节性能上, 也要从所需设备的初投资、可靠性、经济性等方面综合评价调节方式的优劣, 以达到最佳的综合经济效益。

3 水泵节能技术途径

水泵节能可分本身的节能、系统节能、运行节能三个方面, 水泵节能是一项系统工程, 它不仅要求制造厂生产高效的节能水泵产品, 更需要管理部门与用户等多方面的配合才能实现。作为泵的用户来说, 选用高效率的水泵产品或通过技改提高泵效率, 提高水泵机组的运行效率, 是水泵节能工作取得实效的重要内容。

3.1 泵及其系统的能耗分析

与风机及其系统相似, 泵及其系统所需能量 A 按下式计算:

$$A = \frac{P \cdot g \cdot H_s \cdot Q \cdot t}{1000\eta} \quad (\text{kWh})$$

式中: P 为液体密度(kg/m^3);

H_s 为工艺所需扬程(m);

Q 为工艺所需流量(m^3/s);

t 为工艺所需供液时间(h);

η 为泵系统效率(%)。

$$\eta = \eta_{\text{电}} \cdot \eta_{\text{传}} \cdot \eta_{\text{泵}} \cdot \eta_{\text{管}}$$

式中: $\eta_{\text{电}}$ 为电动机效率;

$\eta_{\text{传}}$ 为电动机与泵的传动效率;

$\eta_{\text{泵}}$ 为泵效率;

$\eta_{\text{管}}$ 为管网输送效率。

由此可知,影响泵及其系统耗电量的因素主要有工艺所需流量、工艺所需扬程、泵及其系统运行时间与系统各个环节的效率。因此,在满足生产工艺要求前提下,采取有效措施降低流量和扬程,提高各个环节的效率、缩短泵的运行时间,就能减少泵及其系统的耗电量,这即是泵及其系统节能的基本途径。

3.2 泵的节能途径

由于泵及其系统的节能原理与节能措施和风机及其系统有很多相似,上面所述风机及其系统的各种节能措施,原则上也都适用于泵及其系统,在此不再赘述,仅介绍某些不同之处。

3.2.1 选择可靠性高、效率高的水泵

用户在选择泵产品时应注意,现在执行的目标与机械行业标准中规定泵的效率值只是先进值而不是最高值,高效就是泵本身的效率要达到或超过这些标准规定值。泵本身损失包括水力损失、容积损失与机械损失。在泵结构确定之后,可以认为其机械损失和容积损失基本不变,因此泵选择的重点应放在泵内水力损失较少的一类产品上。

水泵是水系统的核心,水泵的选型也是决定水泵运行效率的关键。只有对水系统有非常深入的研究,才能给出合理的水泵在系统中的运转参数,才能从现有的泵资料中筛选出正确型号的泵,并使其在运转中始终处于高效区内,满足用户要求及节能的双重功效。

合理选型包括以下4项内容:

- (1)能满足设计扬程和流量的要求;
- (2)在泵工作期间(非设计工况等)应在高效率范围内;
- (3)泵的水力特性和抗汽蚀性好;
- (4)泵的公数和机组大小应使泵或泵站投资合理,便于维修和管理,运行费用少,即总费用最省。

简言之,能做到满足设计(用户)参数、裕量合理、避免汽蚀、工况点落在高效区内,就是成功的选型。

泵的类型及结构型式比较可参看表3、表4。

表3 常用泵型及性能参数表

泵型	离心泵	混流泵	轴流泵
比转数	40~300	180~500	500以上
扬程范围(m)	10~2000	5~30	1~15
口径(mm)	40~2000	100~6000	300~4000
流量范围	流量小,但可以 $0 \sim Q_{\text{max}}$	流量较大,可以 $0 \sim Q_{\text{max}}$	流量大,不能在小流量区工作
轴功率变化	零流量功率最小,具有上升型功率曲线	具有平坦的功率曲线,电机可满载运行	零流量时功率较大,具有陡降型功率曲线
效率变化	高效率范围广,能适应扬程变化	高效率范围广,能适应扬程变化	高效率范围窄,扬程变化后效率下降快
效率	较好	好	高
汽蚀性能	好	好	较差
结构与重量	同口径时结构复杂,重量大	同口径时结构较简单,重量较大	同口径时结构简单,重量较轻
辅助设备	较少	对中小型而言少,对大型而言多	对中小型而言少,对大型而言多
维修保养	较易	较易	较麻烦
使用寿命	较长	较长	较短

表4 水泵结构形式比较表

序号	卧式泵	立式泵
1	中轮如不淹没,启动时需抽真空	叶轮淹没,启动简单
2	主要部件在水面以上,不易被腐蚀,易维护保养	主要部件在水面以下,易腐蚀,保养维护麻烦
3	叶轮垂直旋转	叶轮水平旋转,工作合理
4	在水面以上的叶轮,吸水高度大,易引起汽蚀	吸水高度小,无真空出现
5	中小型泵水管路长,水力损失大	管路短,损失小
6	卧式机组,造价较低	立式机组,造价较高
7	占地面积大,泵房高度小	占地面积小,泵房高度大
8	主轴挠度大,轴承磨损不均匀	挠度小,磨损均匀

在水泵选型时,除需对性能参数、效率、泵的结构形式进行定性分析之外,还应进行经济指标分析与可靠性评估,有资料表明,泵站总造价主要受机电设备控制,均占造价一半以上,因此选型必然涉及到机组台数及规格,如必要时结合水泵联合运行理论,恰当地选择串联或并联工作方式,以达到提高泵系统工作可靠性和投资、运行经济性的目的。

由此可知,泵的合理选型是一个综合优化的过程,对泵系统的工作举足轻重。因此,泵的选型尤其是对大型泵(泵组)的选型,更要慎重和全面。

3.2.2 泵系统的合理匹配

水泵是泵及其系统的主机,在系统节能中,除首先应具有高效节能水泵之外,系统节能也是关键。因此,应开展系统工程设计,从节能角度作到系统各组成环节的匹配最佳,如对泵、电机及其联接方式,管网相关附件等做到最大限度的合理、可靠性高,寿命长,节能高效等,这对于关键泵或大型成套装置尤为重要。

3.3.3 泵系统运行节能

节能的泵系统是实现运行节能的必要条件,但不能说建立了泵节能系统就能实现泵的运行节能。这是因为泵在实际工作中,由于工艺流程的变化或者本身就作为调节工艺参数而设置的,泵就要适时调节。相对于风机而言,由于泵输送的介质密度远远大于气体,耗能多,因此采用合理的调节方法实际节能效益更大,更具有实用价值。对于经常需要改变工艺的泵系统,在调节中要注意能量回收或减少能量消耗,尽量不用节流调节方式,应采用调速以及分流的方法,使泵机电机仍处在高效工况下工作。我国已制定的泵的运行标准,企业应确保其在役水泵行动中都达到标准规定值。此外,对于那些处在恒定工况或基本不变工况运行的泵,只要选择了合理的泵系统,即又实现泵的运行节能。同时,在泵系统运行过程中,还必须严格管理,加强对泵系统的维护和监控。企业通过对泵系统中各个主要参数进行实时监控(如发电厂对泵的监控),可以随时掌握泵与电机的工作状态,并能及时发现隐患,排除故障,使泵系统在寿命周期内一直处于最佳运行状态。对中小功率的泵系统也应经常检测与维护,做到心中有数,使技改方案同时具备及时与针对性,以收到良好的节能效益。