

离心风机和泵类设备节能与液力耦合器调速和效率

阎德志

(上海交大 南洋机电科技有限公司,上海 201109)

摘要:通过对离心风机和泵类设备的调速节能原理和电动机的调速途径到液力耦合器的调速技术的介绍,阐述了该类生产设备节能的机理。对耦合器的工作效率进行了推演,并阐述了耦合器并非低效节能设备的观点。

关键词:离心风机和泵;节能;耦合器调速与效率

中图分类号:TH137.33 文献标识码:A 文章编号:1008-0813(2012)05-0022-03

The Energy-saving of Centrifugal Fan and Pump and Variable Speed of Fluid Coupling and Efficiency

YAN De-zhi

(Shanghai Jiaoda Nanyang Machinery & Science Co., Ltd., Shanghai 201109, China)

Abstract: This paper elaborates The mechanism of energy-saving equipments by introducing the conditions of centrifugal fan and pump and fluid coupling, and then illustrating that the efficiency of the fluid coupling is not lower.

Key words: centrifugal fan and pump; energy-saving; efficiency of fluid coupling

0 引言

能源消耗的剧增,已经触动了各界人士的神经,全

收稿日期:2011-12-09

作者简介:阎德志(1964-),男,湖南南县人,高级工程师,本科学历,从事液力耦合器设计研发工作。

球节能意识得到大大提高。机械设备的节能,面广量大,不便一一赘述。离心风机和泵类的设备节能正如火如荼地进行着,与之配套的液力耦合器的调速节能概念已经被广泛接受,产品在电力、煤炭、钢铁、水泥等各大行业被广泛使用。随着节能技术的发展,新的节能方式也在不断发展,由此也产生了一些认识上的问题,为

球节能意识得到大大提高。机械设备的节能,面广量大,不便一一赘述。离心风机和泵类的设备节能正如火如荼地进行着,与之配套的液力耦合器的调速节能概念已经被广泛接受,产品在电力、煤炭、钢铁、水泥等各大行业被广泛使用。随着节能技术的发展,新的节能方式也在不断发展,由此也产生了一些认识上的问题,为

由此积极倡导绿色环保液压机应用技术推广,力争为我国大型多功能液压机的长远发展献计出力。

或缺。要遵循科学、有序、高效、创新的维修理念在充分体现绿色环保液压机的前提下,结合相关资料及以上方案分析,展示如下设计效果简明框图如图1所示。

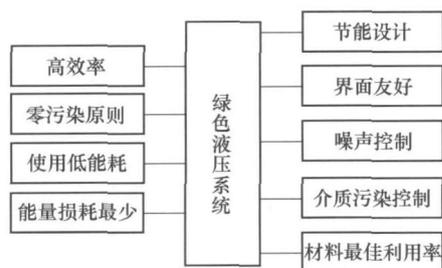


图1 绿色液压系统概念的主要内容组成框图

4 结束语

本文以粉末制品液压机的具体实例,分析了绿色液压系统发展趋势,探讨了绿色液压系统的应用前景。

参 考 文 献

- [1] 许同乐,马金英.液压系统中产生噪音的原因分析[J].煤矿机械,2005,(9).
- [2] 袁野.谈液压系统的现代化改造[J].液压与气动,2009,(6).
- [3] 彭秀英,陈刚,曹阳,邱望标.变频调速功率适应型液压系统的研究[J].液压与气动,2009,(6).
- [4] 韩荟瑾.液压系统的绿色设计及维护探究[J].液压与气动,2011,(9).
- [5] 齐士新.变频调速在工业控制系统中的实际应用[J].中国科技信息,2006,(5).
- [6] 胡学军,滕达,谈宏华.基于MATLAB的液压试验台的数据采集与处理[J].自动化技术与应用,2010,(3).
- [7] 帅长红.液压机设计、制造新工艺[M].石家庄:北方工业出版社,2006.

此有必要再次对耦合器的调速节能技术做正面的阐述。为清楚起见,下面将从离心风机和泵类的调速节能原理和效率和电动机的调速方法与途径,以及耦合器的调速技术与效率等多方面进行表述。

1 离心风机和泵类的调速节能原理和效率特点

离心风机和泵类(以下简称工作机)与大的主机协同工作,一般情况下采取满负荷方式运行,但是有时如夜间或特殊情况需要减负荷运行。随着负荷的下降,此时需要减少风机的流量和泵类的水量。而降低负荷的方式有多种,过去往往采用出口门控制技术,即早期的出口节流调节,后来采取改变工作机转速的方法进行调节。这里介绍一下两种调节方式的差异。图1是离心风机和泵类调速节能原理示意图,其中曲线1为工作机转子恒速 n_1 下的压头流量即 $H-Q$ 特性曲线,假定 n_1 就是额定转速,曲线2为管网阻抗特性曲线(出口门全开),系统的额定运行工况点为A点,所需功率 $P_1 \propto Q_1 \times H_1$ 。设备需要降负荷运行,假如所需流量从100%减小到额定流量的60%即从图中的 Q_1 减小到 Q_2 ,若采用出口节流调节时,则管网阻抗特性将从曲线2变到曲线3(关小出口风门),此时系统工作点从A点移至B点,此时所需功率 $P_2 \propto Q_2 \times H_2$ 。可以看出虽然流量降低了,但压力从 H_1 增加到 H_2 ,轴功率基本没有减小,这取决于 $(Q_1 - Q_2)H_1$ 与 $Q_2(H_2 - H_1)$ 两者的差值,差值为正时功率节省,差值为负时功耗增加。如果采用调节转速来调节流量,则工作机的转速由原来的 n_1 下降至 n_2 。根据工作机参数比例定律可以画出转速 n_2 下的压头流量即 $H-Q$ 特性曲线4,此时工作机工作在C点,此时所需功率 $P_3 \propto Q_2 \times H_3$ 。从图中可以看出在满足同样流量 Q_2 的情况下,压力 H_3 比压力 H_1 有大幅度下降,轴功率也大幅度下降。通过降低转速进行调节节省的功率可以表述为: $P_1 - P_3 = (Q_1 - Q_2)H_1 + Q_2(H_1 - H_3)$ 。可见调速节能效果显著。由两种方式比较可知,调速控制比节流调节功率要大大节省,其功率差值可以表述为: $Q_2(H_2 - H_3)$ 。

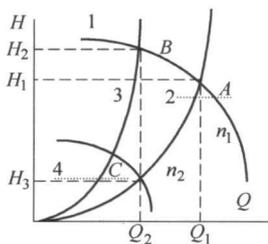


图1 离心风机和泵类调速节能原理示意图

图2是4-72型离心式通风机转速为2900r/min时的特性曲线即压头流量 $H-L$ 曲线、功率流量 $N-L$ 曲线和效率流量 $\eta-L$ 曲线。在不同阻力的系统中它所输送的风量也可能不相同。系统的阻力小时,要求风机的风压低,输送的风量就大;反之,系统阻力大,要求的风压高,输送的风量就小。从特性曲线图可以看出,在一定转速下,风机的效率随着风量的改变而变化,但其中必对应一个最高效率点。相应于最高效率下的风量、风压和轴功率称为风机的最佳工况,在选择风机时,应使其实际运转效率不低于 $0.9\eta_{\max}$ 。此范围称为风机的经济使用范围。

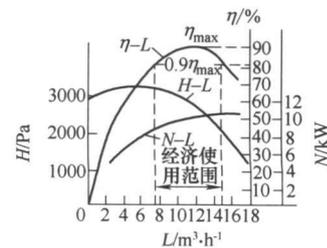


图2 离心式通风机特性曲线

通常在通风系统设计完成后,会计算得出一个系统阻力,根据这个系统阻力来选择风机压力,选型时风机压力会放15%~20%的余量。而系统实际阻力将小于设计阻力,风机正常工作时转速就必须降低以适应压力要求,此时风机将偏离高效区工作。这就是常说的“大马拉小车”现象。这种现象不仅使得设备选型过大,造成浪费,而且使得设备长期低效工作,没有达到节能的最佳效果,因此这方面应引起足够重视以尽量避免。但是即使如此,调速节能的功能和方向却是不容置疑的。

2 电动机的调速原理及途径

了解了调速节能的基本原理和好处,对调速节能的快速发展就不难理解了。如何实现工作机速度的改变或调节呢?工作机是与其驱动设备电动机直连的,当然直接改变电动机的转速就可以达到调速的目的。从三相异步电动机转速 $n=60f/p(1-s)$ 可以看出,通过改变供电频率 f 或电动机的极对数 p 或转差率 s 均可达到改变电动机转速 n 的目的。于是变频调速、变极调速、串级调速等等调速方式应运而生。这种调节方式的原理比较简单易懂,只需改变电机本身的内在结构,对电机定子或转子绕组附加一些附件即可达到目的。其中尤以变频调速的发展相对较快。

3 耦合器的调速节能原理和技术

调速节能的另一种选择方式则是不改变电动机的

转速而只改变工作机转速,即采用间接方式,引入中间设备。偶合器调速、液黏调速等方式就属于这种类型。液力偶合器,简而言之,它是一种特殊的联轴器,其输入输出轴两端分别与电动机和工作机连接,内部分别连接泵轮涡轮,泵轮涡轮之间以油介质实现软连接。通过控制油介质在泵涡轮之间的充满度,实现在输入转速不变的条件下改变输出转速达到调速控制负荷大小的目的,此时,电动机一直处于额定转速也是高效点工作。偶合器调速节能技术比较简单成熟,发展形势也很好。

4 偶合器的效率

过去人们对液力偶合器的效率存在一些认识上的误区,有的将液力偶合器的效率简单理解成输出转速与输入转速的比值,这一点应该加以澄清。严格来说,对于恒扭矩性质的载荷与离心机械载荷的功率损失是不一样的,恒扭矩载荷所用限矩型液力偶合器的功率损失可以说与速比是一致的,速比为0.5时,功率损失也就是0.5,效率为0.5。离心机械载荷所用调速型液力偶合器在速比0.5时,只能说其传动效率为0.5,但效率不是0.5,这是另一个概念,为了说明这一问题,先得从离心机械的功率以及功率与转速的关系说起,离心机械功率与自身转速三次方成正比,不妨假设:

$$P_2 = Kn_2^3 \quad (1)$$

式中 P_2 ——工作机功率;

K ——正常数;

n_2 ——工作机转速。

液力偶合器输入功率为:

$$P_1 = P_2 / \eta \quad (2)$$

式中 P_1 ——液力偶合器输入功率;

η ——液力偶合器效率。

又 $\eta = P_2 / P_1 = n_2 M_2 / n_1 M_1$, 其中 M_1 、 M_2 分别为输入、输出轴端扭矩。

忽略机械损失,稳定运行时,输入输出扭矩是相等的,即 $M_1 = M_2$, 此时 $\eta = n_2 / n_1$, 则式(2)可以写成:

$$P_1 = P_2 / \eta = P_2 n_1 / n_2 = Kn_1 n_2^2 \quad (3)$$

式中 n_1 ——液力偶合器输入转速。

则功率损失为:

$$dP = P_1 - P_2 = Kn_1 n_2^2 - Kn_2^3 = K(n_1 n_2^2 - n_2^3) = Kn_1^3 (i^2 - i^3) \quad (4)$$

式中 i ——液力偶合器速比。

对式(4)求导:

$$dP' = Kn_1^3 (2i - 3i^2)$$

令 $dP' = 0$, 则有两解, $i = 0$; $i = 2/3$ 。

$i = 0$ 时,为制动工况,功率损失最大,这里不讨论。

$i = 2/3$ 时,也是极值点,损失达到最大,符合离心载荷工况。

在此引入相对损失的概念,故液力偶合器功率相对损失为:

$$XP = dP / P_1 \quad (5)$$

液力偶合器输入功率也可以用下式表示:

$$P_1 = Kn_1^3 \quad (6)$$

将式(4)和式(6)代入式(5)可得:

$$XP = Kn_1^3 (i^2 - i^3) / Kn_1^3 = i^2 - i^3 \quad (7)$$

将 $i = 2/3$ 代入式(7)得:

$$XP = (2/3)^2 - (2/3)^3 = 0.148$$

也就是说,液力偶合器除了被制动的情况,其余最大功率损失为14.8%,可见其最低相对效率为85.2%。在速比为0.5时,其相对效率在87.5%,而不是50%。所以说偶合器是低效节能设备是不成立的。

5 结论

离心风机和泵类设备的节能效果很好,需要大力推广,变频调速和液力偶合器调速作为两种主要的调速手段或工具也需要加以宣传与推广应用。变频调速和液力偶合器调速两种方式有共同之处,都是改变工作机的工作转速,达到设备调节负荷的目的。

从离心风机和泵类设备节能原理以及特性曲线可以看出,由于风机或泵类工作机工作速度改变或由于选型不当致工作区域偏离高效区所产生的损失,与调速设备变频器或液力偶合器无关,也不会因两者的更替而改变。至于节能效果如何,工作机设备的选型或负荷的匹配非常重要。

参 考 文 献

- [1] 王春杰. 偶合器转速控制系统在石灰窑尾排烟风机中的应用[J]. 液压气动与密封, 2010, (3).
- [2] 刘应诚. 液力偶合器使用与维护 500 问[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2009.
- [3] 陆元章. 现代机械设备设计手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 1996.
- [4] 杨文华. 液控原理[M]. 北京: 学术书刊出版社, 1990.
- [5] 任冰璇, 等. 双腔型液力偶合器的特性分析[J]. 液压气动与密封, 2011, (7).
- [6] 杨乃乔, 严纯伟. 新型调速型液力偶合器[J]. 液压气动与密封, 2010, (3).
- [7] 杨乃乔. 液力偶合器的新发展[J]. 液压气动与密封, 2010, (9).