

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2024.01.021

风机水泵应用转差调速设备节能效果分析

杨可银,徐俊峰,黄海,薛勇,刘丽

(江苏磁谷科技股份有限公司,江苏 镇江 212009)

摘要: 风机、水泵调速运行具有很大的节能潜力。阐述液力偶合调速器、涡流永磁调速器及绕组永磁调速器这三类转差调速设备的工作原理,分析其在风机水泵调速运行时的功率损耗。对比相同调速工况下风机水泵应用不同转差调速设备的节能数据及节能效果。

关键词: 风机;水泵;液力调速器;涡流永磁调速器;绕组永磁调速器;节能效果

中图分类号: TH31 **文献标志码:** B **文章编号:** 1671-5276(2024)01-0103-05

Analysis of Energy-saving Effect of Fan and Pump with Differential Speed Regulation Equipment

YANG Keyin, XU Junfeng, HUANG Hai, XUE Yong, LIU Li

(Jiangsu Magnet Valley Technology Co., Ltd., Zhenjiang 212009, China)

Abstract: As fan and pump speed regulation operation has huge energy-saving potential, this paper discusses the working principle of three types of differential speed regulation equipment including hydraulic coupling governor, eddy current permanent magnet governor and winding permanent magnet governor, analyzes the power loss of the three types of differential speed regulation equipment in the operation of the fan and pump speed regulation, and compares the energy saving data and energy saving effect of different fan and pump applications under the same speed regulation conditions.

Keywords: fan; pump; hydraulic governor; eddy current permanent magnet governor; winding permanent magnet governor; energy saving effect

0 引言

目前,风机水泵类负载设备具有平方转矩特性,目前公认调速运行是最佳的节能方式^[1]。风机与水泵常见的调速方式有液力偶合调速、变频调速和永磁调速等,其中液力偶合调速的发展已经有上百年的历史,技术已经比较成熟。变频调速从20世纪70年代出现,其功能越来越全面,调速精度也越来越高。虽然液力偶合与变频调速都有很多的优点,但其固有的缺点也是显而易见的。液力偶合器调速精度差、响应慢、转差损耗较大;变频器电子元器件众多、高压大功率变频调速装置技术含量高、难度大、电力谐波等问题都很难解决^[2]。而新型的永磁调速技术越来越受欢迎。永磁调速器按照转差功率的处理方式分为两类,一类是将转差功率以热能的形式消耗的涡流永磁调速器,另一类是将转差功率进行回收的绕组永磁调速器,两者在调速节能效果上有着较大的差别。本文通过对转差调速设备调速节能原理及节能效果的阐述与计算,完成风机水泵应用转差调速设

备节能效果分析。

1 风机、水泵调速的必要性

风机、水泵的运行曲线如图1所示^[2],当所需流量从 Q_1 减小到 Q_2 时,如果采用调节阀门的办法,管网阻力将会增加,管网特性曲线上移,系统的运行工况点从A点变到B点,所需轴功率 P_2 与面积 $H_1 \times Q_2$ 成正比;如果采用调速方式,负载转速由 n_1 下降到 n_2 ,其管网特性并不发生改变,但负载的特性曲线将下移。因此其运行工况点由A点移至C点,此时所需轴功率 P_3 与面积 $H_3 \times Q_2$ 成正比。从理论上分析,所节约的轴功率 ΔP 与 $(H_2 - H_3) \times (Q_1 - Q_2)$ 的面积成正比^[3]。

文中所涉风机、水泵符合《GB12497 三相异步电动机经济运行》强制性国家标准实施监督指南的要求,设备符合以下计算公式:

流量变化与转速变化成正比:

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2 \quad (1)$$

压力变化与转速变化平方成正比:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2 \quad (2)$$

第一作者简介:杨可银(1986—),男,江苏镇江人,工程师,本科,研究方向为永磁传动,15050893272@163.com。

功率变化与转速变化立方成正比:

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

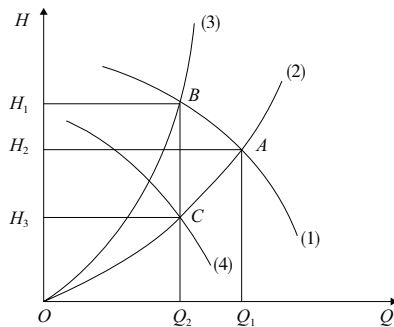


图1 离心式负载的运行曲线

风机和水泵类负载属平方转矩负载,在不同转速 n 下的流量 Q 、压力(扬程) H 和功率 P 符合相似定律。

2 转差调速设备工作原理及主要参数定义

2.1 转差调速设备工作原理

液力耦合调速器、涡流永磁调速器及绕组永磁调速器都属于转差调速设备,可定义为以特定介质将原动机的动力传递给工作机械,并在一定范围内实现输出转速的无级调节的机械调速装置,各自工作原理介绍如下。

1) 液力耦合调速器

液力耦合调速器是一种以液体为工作介质、利用液体动能传递能量的一种叶片式传动机械。液力耦合器主要由泵轮、涡轮、旋转外套和勺管组成。泵轮驱动工作油旋转时把电机的机械能转化为工作油的动能和压力势能,工作油在进入涡轮后由其所携带的动能和压力势能推动涡轮旋转。通过勺管改变工作腔内工作油的充满度,就可以改变液力耦合器输出的转矩和转速,从而实现电机定速旋转情况下对风机或泵的无级变速。虽然液力耦合器用于风机水泵调速时具有显著的节能效果,但是由于液力耦合器的调速效率不大于转速比,产生的转差损耗还是较大的,因此液力耦合器仍属低效调速装置^[2]。

2) 涡流永磁调速器

涡流永磁调速器由导体转子、永磁转子、调节器三部分组成。导体转子安装在电机侧,永磁转子安装在负载侧,与导体转子相对,并由气隙分开。当导体转子旋转时,切割永磁转子的磁力线,在导体转子上产生涡流,涡流产生感应磁场与永磁场相互作用,从而带动永磁转子旋转,最终带动

负载运行。通过调节器调节导体转子和永磁转子之间的相对位置,就可以控制传递转矩的大小,实现负载转速的变化^[3]。永磁涡流调速器的传递效率只与主动盘与从动盘之间的转速差有关,转速差越小,效率越高。永磁涡流调速器功耗与传递功耗成正比,传递功耗大,自身能耗也大^[4]。

3) 绕组永磁调速器

绕组永磁调速器是一种转差调速设备,由调速器和控制器两部分组成。调速器由永磁转子和绕组转子组成。驱动电机驱动调速器永磁转子旋转产生旋转磁场,线圈绕组切割旋转磁场磁力线产生感应电流,进而产生感应磁场。该感应磁场与旋转磁场相互作用传递转矩,通过控制器控制绕组转子的感应电流大小来控制其传递转矩的大小以适应转速要求,实现软起动和调速功能。绕组永磁耦合调速器在传递动力和调速的同时,将转差功率通过集电环和碳刷引出,经整流、逆变后回馈至电机电源端再利用,从而达到节约电能消耗的目的,同时还解决了转差损耗带来的温升问题^[5]。

2.2 转差调速设备参数定义

转差调速设备的特性参数主要有转矩 T 、转速比 i 、转差率 S 和调速效率 η 。

1) 转矩 T

转差类调速设备在忽略风磨损耗下,输入转矩 T_1 等于传递给负载的转矩 T_f , 即 $T_1 = T_f$ 。

2) 转速比 i

转差类调速设备运行时其输出转速 n_2 与输入转速 n_1 之比,称为转速比 i ,其转速比 i 必然小于 1。因为若 $i = 1$,就意味着输入与输出之间不存在转速差,转速比 i 是设备性能的一个重要指标。

3) 转差率 S

转差调速设备工作时,输入转子与输出转子转速差与输入转速之比的百分数称为转差率,即

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \times 100\% \quad (4)$$

转差率除表示相对转速差的大小外,还表示在调速设备功率的传动损失率。在忽略风磨损耗下,输入转矩 T_1 等于传递给负载的转矩 T_f , 可得:

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} = \frac{n_1 \times T_1 - n_2 \times T_f}{n_1 \times T_1} = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_2}{P_1} \quad (5)$$

4) 调速效率 η

调速效率又称为传动效率。它等于调速设备的输出功率 P_2 与输入功率 P_1 之比,因转矩 T_1 等

于传递给负载的转矩 T_f , 故有:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{n_2 \times T_f}{n_1 \times T_1} = \frac{n_2}{n_1} = i = 1 - S \quad (6)$$

$$\eta + S = 1 \quad (7)$$

由上述公式可看出在忽略调速器的机械损失和容积损失等时, 转差类设备的调速效率 η 等于调速百分比 i 。工作时的转速比 i 越小, 其调速效率也越低, 这是不可回收转差调速设备的一个重要工作特性^[2]。

3 转差调速设备在风机水泵调速中的功率损耗计算

因离心式风机符合二次方转矩负载特性^[6], 根据式(1)一式(3), 可得出不同调速 n 转速下的风机轴功率 P_n 及风机轴转矩 T_n 。设风机额定功率为 P_N , 风机额定转速为 n_N , 则 $P_n = (n_n/n_N)^3 \times P_N$ 。

同时根据功率、转速、转矩关系可得: $P_n = T_n \times n_n$ 。

$$\text{则 } T_n = \frac{n_n^3}{n_N^3} \times \frac{1}{n_n} \times P_N = \frac{n_n^2}{n_N^3} \times P_N$$

在忽略风磨损耗下电机输出转矩 T'_n 等于调速器输出转矩 T_n , 即 $T'_n = T_n$ 。

在电机额定转速 n'_N 匹配负载额定转速 n_N 相同的情况下, 即 $n'_N = n_N$, 电机此时输出功率为

$$P'_n = T'_n \times n'_N = T_n \times n_N = \frac{n_n^2}{n_N^3} \times P_N \times n_N = \frac{n_n^2}{n_N^2} \times P_N$$

综上可得在调速 n 转速下转差功率为

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \left(\frac{n_n^2}{n_N^2} - \frac{n_n^3}{n_N^3} \right) \times P_N$$

额定转速下的调速比 $i = n_n \div n_N \times 100\%$, 所以在调速 n 下的转差功率:

$$\Delta P = (i^2 - i^3) \times P_N \quad (8)$$

为求出最大转差功率损耗时的转速比, 可将式(8)的 ΔP 对 i 求导数, 再令导数为 0, 求出其极值点, 即可求出其极大值或极小值:

$$\frac{d\Delta P}{di} = (i^2 - i^3) \times P_N = 0$$

得出取得极大值的极值点为 $i = 2/3 = 0.667$ 。把极大值代入式(8)可求出转差调速设备的最大转差功率损耗为 $0.148P_N$ 。

以上通过理论分析, 推导出风机水泵应用转差调速设备进行调速时, 最大转差功率发生在转速比 $i = 2/3$ 处。据此做出风机、水泵在采用转差调速设备进行调速运行时的调速效率、转差损失功率与转速比的关系曲线, 如图 2 所示。

从图 2 中可以看出随着转速比的减小, 效率较高, 转差损失功率 ΔP 也相应变小, 调速比越大, 调速器的传递功率也迅速减小, 相应的转差损失功率 ΔP 也相应变小。呈现出 ΔP 随调速比两端逐步减小的现象。

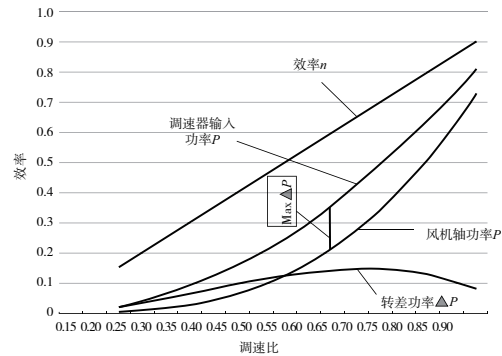


图 2 转差调速设备调速效率、功率与调速比关系曲线

上述推导过程显示转差调速设备在调速运行过程中必然存在转差功率, 在实际应用中涡流永磁调速器与液力耦合调速器都是以发热形式将其散发浪费, 调速效率较为低下。绕组永磁调速则可以将转差功率 ΔP 通过集电环和碳刷引出, 经整流、逆变后回馈至电机电源端再利用, 从而达到节约电能消耗的目的, 避免转差损耗带来的温升问题。

4 风机采用不同转差调速设备的节能数据比较

为检测各设备的节能情况, 下面以某钢厂的在 3 台不同风机设备上应用的三类不同转差调速设备为例, 委托第三方检测应用不同转差调速设备的风机在额定转速及调速模式下的耗电情况。评估测试方法如下。

1) 风机风门全开, 调速器最高输出转速为额定转速 n_N 。

2) 最高输出转速工况下有功率值 P_1 为基准有功耗电功率。

3) 依次将风机转速调整至 $90\% n_N$ 、 $85\% n_N$ 、 $80\% n_N$ 、 $75\% n_N$ 、 $70\% n_N$ 、 $65\% n_N$ 并稳定运行, 分别记录风机转速瞬时有功率 P 。

4) 测试数据显示如表 1—表 3, 表中计算公式及说明如下:

转速百分比为风机转速 n_2 与电机额定转速 n_N 之比的百分数, 电机额定转速为 995 r/min 。

耗电比为调速工况运行功率 P 与 P_1 之比。

相对节电率为 1 与耗电比之差的百分数。

节电率(A 相对 B)为 A 耗电量与 B 耗电量 的差值与 A 耗电量之比的百分数。

表 1 评估检测数据

设备类型	测试项目	额定转速	调速一	调速二	调速三	调速四	调速五
液偶调速器 800 kW	风机转速/(r/min)	932	895	860	785	746	696
	转速百分比/%	93.8	90.0	86.5	79.0	75.0	70.0
	运行功率/kW	685.4	632.0	593.0	486.4	452.0	398.2
	相对节电率/%	—	9.02	13.48	29.03	34.05	41.90
涡流永磁调 速器 1 800 kW	风机转速/(r/min)	953	896	846	790	756	686
	转速百分比/%	95.8	90.0	85.0	79.4	76.0	68.9
	运行功率/kW	1 667.0	1 501.0	1 345.0	1 186.0	1 114.0	914.0
	相对节电率/%	—	9.96	19.32	28.85	33.17	45.17
绕组永磁调 速器 1 000 kW	风机转速/(r/min)	960	897	824	792	743	693
	转速百分比/%	97.0	90.6	85.0	80.0	75.0	70.0
	运行功率/kW	963.0	816.3	651.9	571.5	475.5	397.5
	相对节电率/%	—	15.23	32.31	40.65	50.62	58.72

表 2 不同调速比下三类调速设备的耗电量

单位:%

分类	90%		85%		80%		75%		70%		65%	
	实际 调速比	耗电量	实际 调速比	耗电量	实际 调速比	耗电量	实际 调速比	耗电量	实际 调速比	耗电量	实际 调速比	耗电量
液偶 调速器	90.0	90.9	86.5	86.5	78.9	70.9	75.0	65.9	70.0	58.0	64.9	50.7
涡流 调速器	90.0	90.0	85.0	80.6	79.4	71.1	75.9	66.8	68.9	54.8	64.2	48.2
绕组 调速器	90.6	84.7	85.0	67.6	80.0	59.3	75.0	49.3	70.0	41.2	65.0	33.9

表 3 不同调速比下相关调整设备节电率 单位:%

分类	90%	85%	80%	75%	70%	65%
绕组相对液偶	6.8	21.7	16.4	25.1	28.9	33.0
涡流相对液偶	1.0	6.7	-0.3	-1.3	5.6	4.8
绕组相对涡流	5.9	16.1	16.6	26.1	24.7	29.6

检测评估数据显示涡流永磁调速器与液力偶合调速器的耗电量基本一致,绕组永磁调速器相对于其他两种调速设备具有更高的节电效果,这得益于绕组永磁调速器将转差功率 ΔP 回收重新利用。

本文检测评估数据是离心式风机负载,但是应该注意的是对于离心式水泵,其静扬程一般都比较大,所以调速前后的流量比不一定完全等于调速比,往往是流量比大于调速比。因为调速比

变化小,所以功率减小量也少。因此水泵的调速节能效果要比风机差些。

5 结语

风机、水泵采用调速方式运行可提高系统的效率,节约大量能源,符合我国节能减排政策的必然趋势,特别是在使用较多风机水泵类负载的大型高能耗的电力、钢铁、冶炼石化、水泥行业更应采用先进的节能设备。目前调速节能技术种类较多,液力偶合器由于其较低的效率和较高的维护费用,正逐渐被市场淘汰;涡流永磁调速技术是近几年发展起来的技术,可靠性高、维护费用低、传动性能好、环境适应能力强,但同属转差调速设备,转差功率均以发热方式进行消耗,大功率需外加冷却装置;绕组永磁调速器成熟度及认可度正逐步提高,且调节精度和效率高,虽初始投资略

大,但节电优势明显。

在选择调速节能设备时要充分考虑负载的调速运行情况、现场的安装条件、投资回报周期等因素,在保证系统能够长期稳定运行的同时,达到降本增效的目的。

参考文献:

- [1] 李宏涛,黄伟,徐俊峰,等. 绕组式永磁耦合调速器在调速节能中的应用[J]. 高科技与产业化,2017(2): 42-45.
- [2] 徐甫荣,朱修春. 风机水泵变频调速和液力耦合器调

速节能比较[J]. 变频器世界,2008(2):65-70,74.

- [3] 李建杰,王向东,周丽萍. 离心式风机和泵调速节能技术研究[J]. 科学与信息化,2018(36):131.
- [4] 姜盼,陈华伟. 永磁涡流调速器工作与能耗特性分析[J]. 广东化工,2022,49(2):68-70.
- [5] 方剑,徐俊峰. 绕组式永磁耦合调速技术及应用分析[J]. 能源研究与利用,2018(3):50-53.
- [6] JB/T 12219—2015 YFP 系列(IP55)风机专用变频调速三相异步电动机技术条件(机座号 80-400)[S].

收稿日期:2022-07-05

(上接第 102 页)

5 结语

1) O形密封圈摩擦接触有限元分析表明,O形密封圈材料硬度是影响O形密封圈接触压力、Mises应力、接触面积以及与马达轴间接触面积的综合因素,因此在液压马达密封结构设计时应综合考虑优化设计,在保证接触压力的前提下合理降低O形密封圈材料硬度以保证密封结构的可靠性。

2) O形密封圈与马达密封副间的接触压力分析表明,接触压力随O形密封圈材料硬度的变化呈“驼峰”式变化,而且在“驼峰”位置随材料硬度的增加而增大。故在马达密封结构设计时O形密封圈材料硬度不能过低,以保证O形密封圈与马达密封副间的有效接触压力。

3) O形密封圈与马达密封副间的摩擦接触分析表明,O形密封圈材料硬度小于85 HA时,对O形密封圈Mises应力的影响并不明显;但当材料硬度大于85 HA时,Mises应力增大幅度变大,容易导致密封圈损坏。

4) 密封圈与马达轴间接触面积整体趋势上随密封圈材料硬度的增大而减小,故应在保证密封圈与密封副间接触压力的基础上尽量减小密封圈硬度,保证密封圈与马达轴接触面间足够的接触面积。

参考文献:

- [1] 李尚义,赵克定,吴盛林,等. 三轴飞行仿真转台总体

设计及其关键技术[J]. 宇航学报,1995(2):63-66,105.

- [2] 马建设,李尚义,怯军,等. 仿真转台用连续回转电液伺服马达低速摩擦特性研究[J]. 航空学报,2000,21(4):361-363.
- [3] 胡殿印,王荣桥,任全彬,等. 橡胶O形圈密封结构的有限元分析[J]. 北京航空航天大学学报,2005,31(2):255-260.
- [4] 张婧,金圭. O形密封圈接触压力的有限元分析[J]. 润滑与密封,2010,35(2):80-83.
- [5] 黄建龙,解广娟,刘正伟. 基于Mooney-Rivlin模型和Yeoh模型的超弹性橡胶材料有限元分析[J]. 橡胶工业,2008,55(8):467-471.
- [6] LEE B S, RIVIN E I. Finite element analysis of load-deflection and creep characteristics of compressed rubber components for vibration control devices[J]. Journal of Mechanical Design,1996,118(3):328-336.
- [7] CHARLTON D J, YANG J, TEH K K. A review of methods to characterize rubber elastic behavior for use in finite element analysis[J]. Rubber Chemistry and Technology,1994,67(3):481-503.
- [8] 杨晓翔. 非线性橡胶材料的有限单元法[M]. 北京:石油工业出版社,1999.
- [9] 危银涛,杨挺青,杜星文. 橡胶类材料大变形本构关系及其有限元方法[J]. 固体力学学报,1999,20(4):281-289.
- [10] 饶建华,陆兆鹏. O形橡胶密封圈配合挡圈密封的应力与接触压力有限元分析[J]. 润滑与密封,2009,34(5):65-68.

收稿日期:2022-08-19