

超临界氦循环泵的设计方法

张小伟 盛林海 白红宇

(中国科学院等离子体物理研究所 合肥 230031)

摘要:超临界氦循环泵用于超导磁体的迫流冷却。从普通离心泵的基本理论出发,分析了低比转速超临界氦循环泵的特性,从提高效率的角度比较了多种设计方法。得出最理想的方法是提高泵的转速,同时也证明了超临界氦循环泵采用高速全流泵和高速部分流泵设计的可行性。

关键词:超临界氦 氦循环泵 全流泵 部分流泵

中图分类号:TB655 **文献标识码:**A **文章编号:**1000-6516(2006)04-0042-05

Design method of supercritical helium circulating pump

Zhang Xiaowei Sheng Linhai Bai Hongyu

(Institute of Plasma Physics, Chinese Academy of Sciences, Hefei 230031, China)

Abstract: The supercritical helium circulating pump is considered to be reasonable and effective in the usage of forced flow cooling loop of superconducting magnets. The design method of the pump as a normal centrifugal pump was described and several methods to improve the pump efficiency were discussed. It is proved that the best method is to enhance the rotor speed and the study shows that the pump can be designed as a full emission or a partial emission pump with a high speed.

Key words: supercritical helium; helium circulating pump; full emission pump; partial emission pump

1 引言

EAST 是一个具有改善等离子体约束状况、大拉长比、非圆截面的等离子体位形全超导托卡马克实验装置,其纵场和极向场超导磁体均采用了大流量迫流冷却的 CICC(Cable in Conduit Conductor)导体。迫流冷却介质为超临界氦,在常规情况下由制冷机节流路直接提供,但当迫流冷却的流量要求非常大时,需采用氦循环泵^[1]。本文主要从离心泵的基本理论出发,结合目前世界上正在应用的氦循环泵,对超临界氦循环泵的设计进行理论分析。

2 超临界氦循环泵的特性

泵的基本参数有流量 Q 、扬程 H 、转速 n 、功率 P 、效率 η 和气蚀余量(又称净正吸头) $NPSH$,此外,比转速 n_s 也是泵设计时的一个重要参数,因为它与泵的几何形状有密切的关系。国内统一的比转速计算式为:

$$n_s = \frac{3.65 \cdot n \cdot Q_v^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

式中: Q_v 为体积流量, m^3/s ; H 为扬程, m ; n 为转速, r/m 。双吸泵的流量除以 2,多级泵的扬程除以级数。

收稿日期:2006-05-08;修订日期:2006-07-01

作者简介:张小伟,男,26岁,硕士。

从式(1)可以看出,对同一型号的泵,比转速越大,意味着扬程越低,流量越大;反之比转速越小,则扬程越高,流量越小。用于超导磁体冷却的超临界氦循环泵往往流量小而扬程高,因此计算的比转速 n_s 都比较低(取普通电机的转速 $n = 2\ 970\ \text{r/m}$),如表1。

表1 超临界氦循环泵的比转速($n = 2\ 970\ \text{r/m}$)

Table 1 Specific speed of supercritical helium circulating pumps

装置	EAST		ITER		
	1	2	1	2	3
入口压力/ $\times 10^5\ \text{Pa}$	3	3	6	6	6
入口温度/K	4	4.8	4.5	4.5	4.5
设计压头/ $\times 10^5\ \text{Pa}$	1	0.2	1.5	2.5	2.5
设计流量/(kg/s)	0.24	0.32	0.35	0.5	0.8
比转速(r/m)	18	67	16	13	16.5

与中、高比转速离心泵相比,低比转速离心泵有其特殊性。低比转速离心泵一般是指比转速 $n_s < 80$ 的离心泵,具有扬程高、流量小的特点,广泛应用于石油、化工、国防、航天等领域。低比转速离心泵小流量高扬程的特征决定了其与一般离心泵不同的结构和水力特性^[2]:

(1) 叶轮直径相对较大,出口宽度小,流道长而窄,致使圆盘摩擦损失(正比于叶轮直径的5次方)和流道内水力损失较大,从而导致效率较低。

(2) 由于叶轮流道扩散严重,在小流量工况下,很容易在叶轮进出口和内部产生回流和脱流,致使损失增加,在外特性上表现为扬程曲线存在驼峰,在小流量工况易产生不稳定现象。

(3) 轴功率曲线随流量的增大而急剧上升,最大轴功率与设计点功率之比远大于一般离心泵的相应值。由于泵的实际运行工况点是经常变动的,该特性很容易在大流量区引起配套电机过载。

(4) 低比转速泵流道狭长,对汽蚀汽泡的通过能力弱,因此其汽蚀特性曲线是急速下降的。

导致上述问题的产生是因为低比转速离心泵没有专门的设计理论及方法,只能采用普通离心泵的设计方法。近二十年来,为了解决低比转速离心泵的特有问题,国内外学者做了大量的研究,文献[3]对此做了比较详细的总结。

3 超临界氦循环泵的设计方法

超临界氦循环泵的效率是一个重要的技术指标。

提高效率可减小泵送介质超临界氦的温升,这对提高被输送超临界氦的品质,减小汽化损失和防止产生两相流有直接的效果影响。因此,本文的设计力求提高泵的效率。

根据离心泵的理论,泵的效率与比转速密切相关。一般比转速越高,泵效率越高。比转速在 $120\ \text{r/m} \sim 210\ \text{r/m}$ 范围内的离心泵具有最高的效率,比转速降低则效率下降^[4]。因此为了提高低比转速泵的效率,需增大其比转速。从比转速计算式(1)可以看出,减小扬程、加大流量和增大转速都可以增大泵的比转速。

当设计点的流量和扬程一定时,可以采用多级离心泵的设计方法来提高泵的比转速,从而获得较高的效率。所谓多级离心泵是指有2个或2个以上叶轮的泵。迄今为止,多级离心泵打回流仍然是实现小流量高扬程介质输送的主要办法之一,但是此种方法浪费能源,不经济。而且多级离心泵由于级数增加了,结构变得复杂,使得可靠性降低。同时也不可避免的造成叶轮的损失增加,从而降低效率。因此,多级离心泵必将被性能更优越、工作可靠性更高的离心泵所代替。

加大流量设计法是对给定的设计流量进行放大,增大比转速使泵的效率较大幅度地提高,同时也提高整个使用范围的平均效率。事实上,这等于将一台具有较大流量的大泵在较小流量处作为小泵使用。加大流量设计法是综合考虑设计工况和最佳工作的一种优化设计方法,主要措施就是适当增加叶片出口角 β_2 、叶片出口宽度 b_2 、压出室喉部面积 F_l 等。这种设计方法的不良后果是使得轴功率在相同流量下有所增加,配套电机在大流量区运行易过载,扬程曲线易出现驼峰等,而且大泵小用也增加了制造成本,不经济^[5]。

因此最理想的设计方法是提高离心泵的工作转速。普通电机(50 Hz、2极)的转速通常被限制在 $3\ 000\ \text{r/m}$ 以内,过去如果要获得高转速,必须使用增速箱。制造高精度的增速器,要解决振动、噪音、寿命等各种问题,不但增加了成本,也给泵带来结构复杂,可靠性差的严重缺点。随着变频调速技术的工业化应用,变频电机得到了迅速的推广。由于变频器的控制质量高、可靠性高、适应性宽,操作方便等优点,使得高速离心泵的结构更紧凑,性能更稳定。

一个特殊泵的设计,如选择转速、叶轮的类型及直径,应综合考虑效率、可靠性和寿命三者的平

衡^[6]。虽然提高泵的转速能获得高效率,但同时泵的寿命和可靠性会相应降低。由文献[7]的特性分析可知,在低比速范围内,高速部分流泵的性能优于传统的全流泵,因此将 $n_s < 80$ 的高速离心泵采取开式叶轮的部分流式结构,而 $n_s > 80$ 的高速离心泵则采用常规全流泵的设计方法进行设计。

3.1 高速全流泵的设计及研究

常规离心泵的设计方法有模型换算法、速度系数法、面积比原理以及自由旋涡理论。目前工程上实用的离心泵设计方法仍然是基于 Euler 理论和一元理论基础上的模型换算法和速度系数法。模型换算法和速度系数法具有可靠、简便和实用的优点,但都受到现有的模型和系数的局限。随着计算机技术的发展,离心泵的优化设计已成为当今离心泵水力设计的发展趋势。有关离心泵的设计参考文献[4,8]。

文献[9]介绍了日本原子能研究所(JAERI)为 ITER 研发的高性能大流量超临界氦循环泵,分3个阶段,设计参数见表2。

从表2可以看出,JAERI研发的超临界氦循环泵转速高,比转速大,因此效率高,叶轮直径小,结构紧凑,重量轻。但是高速旋转的泵对轴承提出了更高的要求,JAERI研发的氦循环泵都选用了动压气体轴

承。图1的a,b,c分别为 Pump A, Pump B, Pump C 的转子结构图。

表2 用于 ITER 的 JAERI 超临界氦循环泵的设计参数

Table 2 Parameters of JAERI supercritical helium circulating pumps for ITER

研发阶段	第一阶段	第二阶段	第三阶段
泵名称	Pump A	Pump B	Pump C
设计流量/(kg/s)	0.35	0.5	0.8(1.0 max)
设计压头/MPa	0.15	0.25	0.25
设计效率/%	60%以上	60%以上	70%以上
设计入口压力/MPa	0.6	0.6	0.6
设计入口温度/K	4.5	4.5	4.5
设计转速/(r/m)	26 000	30 500	70 000
最大转速/(r/m)	33 000	32 000	77 000
设计比转速/(r/m)	140	134	389
叶轮直径/mm	37	40	26
叶轮型式	径流式	径流式	斜流式
叶片个数	4	4	4
轴承类型	动压气体轴承	动压气体轴承	动压气体轴承
电机冷却方式	液氮冷却	液氮冷却	水冷
转子全长/m	0.265	0.240	0.236
总质量/kg	~0.4	~0.4	~1.0

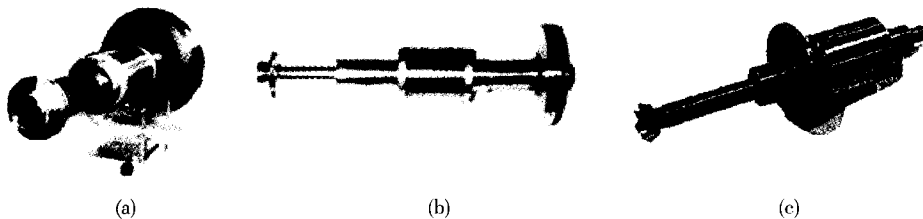


图1 用于 ITER 的 JAERI 超临界氦循环泵的转子结构图

Fig. 1 Structure drawing of JAERI supercritical helium circulating pumps for ITER

因为超临界氦是单相的,在很小的温升范围内不会出现两相流,所以超临界氦循环泵的设计不用考虑气蚀的影响。文献[10]使用 DPCF (Demo Poloidal Test Facility) 装置对 Pump A 和 Pump B 分别进行了测试。测试过程中维持其入口压力和温度在 5×10^5 Pa 和 4.5 K 左右,结果表明超临界氦循环泵的压头和流量运行范围都很广,绝热效率均在 60% 以上,最高绝热效率可达 86%。

文献[11]在 ITER CS model coil test 装置上对 Pump C 进行了测试。测试过程中维持其入口压力和温度在 6×10^5 Pa 和 4.7 K 左右,结果显示泵的运行流量范围为 0.3 kg/s ~ 1.1 kg/s,压头范围为 0.05

MPa ~ 0.27 MPa,转速范围为 40 000 r/m ~ 75 000 r/m。泵在 0.3 kg/s ~ 1.1 kg/s 的流量和 0.1 MPa ~ 0.27 MPa 的压头范围内的绝热效率均高于 70%。

文献[12]介绍了 Barber-Nichols 公司为欧洲联合核子研究中心(CERN)的 ATLAS 装置研制的液氮泵(全流泵),共2台,设计参数如表3。

由于泵送介质为饱和液氮,为了减小气蚀余量,两台泵的叶轮均带有诱导轮。测试结果表明两台液氮泵的性能均满足磁体冷却的要求,在 4 300 r/m 的转速时能获得 1.2 kg/s 的流量、 0.4×10^5 Pa 的压头,整体效率在 60% 左右。

表3 用于ATLAS的Barber-Nichols液氦泵的设计参数

Table 3 Parameters of Barber-Nichols liquid helium pump for ATLAS

泵名称	Pump 1	Pump 2
设计流量/(kg/s)	1.2	1.2
设计压头/ $\times 10^5$ Pa	0.4	0.4
入口温度/K	4.5	4.5
设计转速/(r/m)	4 300	4 300
设计比转速(r/m)	111	111
叶轮直径/mm	112.55	105.1
叶轮型式	径流式(带诱导轮)	斜流式(带诱导轮)
轴承类型	滚珠轴承	滚珠轴承
电机冷却方式	空气自然对流冷却	空气自然对流冷却

表4 用于EAST的IHI超临界氦循环泵的设计参数

Table 4 Parameters of IHI supercritical helium circulating pump for EAST

泵的名称	Pump 5001	Pump 5101
设计流量/(g/s)	240	300
设计压头/ $\times 10^5$ Pa	1	0.2
设计效率/%	74%以上	60%以上
入口压力/ $\times 10^5$ Pa	3	3
入口温度/K	4	4.8
设计转速/(r/m)	76 200	27 000
最大转速/(r/m)	79 800	28 500
叶轮直径/mm	17	24
叶轮型式	径流式	径流式
轴承类型	气体动压轴承	气体动压轴承
电机冷却方式	水冷	水冷

综上所述,提高泵的转速,增大比转速,然后采用常规全流泵的设计方法进行超临界氦循环泵的设计是可行的。日本IHI公司(Ishikawajima Harima Heavy Industries Co., Ltd.)为EAST纵场线圈和线圈盒设计的超临界氦循环泵的基本参数如表4。

3.2 高速部分流泵的设计及研究

部分流泵虽属高扬程、小流量离心泵,但其过流部件的结构形状与一般离心泵不同。可以说部分流泵是基于新的理论研制成功的一种新型泵,有关部分流泵的国内外研究报道参考文献[13]。文献[8]介绍了部分流泵的设计计算。

Barber-Nichols公司为EAST纵场线圈和线圈盒设计的超临界氦循环泵的基本参数如表5。图2为其转子结构图。

表5 用于EAST的Barber-Nichols超临界氦循环泵的设计参数

Table 5 Parameters of Barber-Nichols supercritical helium circulating pump for EAST

泵的名称	BNHeP-27-000	BNHeP-26-000
设计流量/(g/s)	240	320
设计压头/ $\times 10^5$ Pa	1	0.2
设计效率/%	55	62
入口压力/ $\times 10^5$ Pa	3	3
入口温度/K	4	4.8
设计转速/(r/m)	6 640	3 160
最大转速/(r/m)	7 300	3 600
叶轮直径/mm	92.7	92.7
叶轮型式	直径式	直径式
轴承类型	滚珠轴承	滚珠轴承
电机冷却方式	空气自然对流	空气自然对流

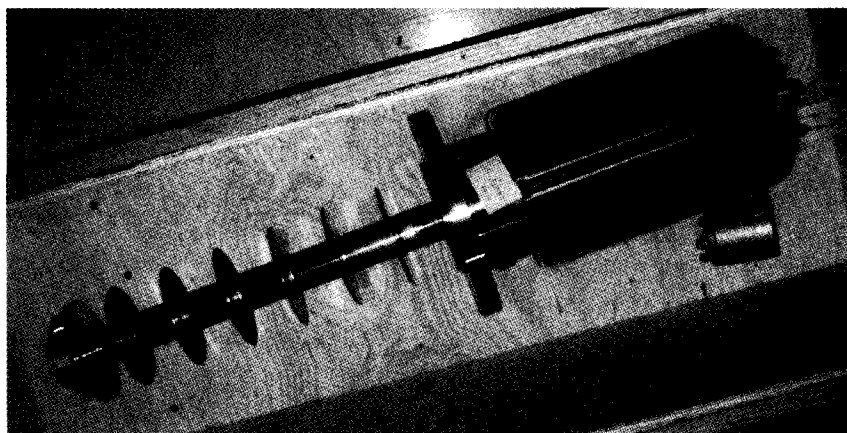


图2 用于EAST的Barber-Nichols超临界氦循环泵的转子结构图

Fig.2 Structure drawing of Barber-Nichols supercritical helium circulating pumps for EAST

Barber-Nichols 公司的测试结果^[14~15]表明,在转速 6 640 r/m 时, BNHeP-27-000 的压头-流量曲线比较平坦,在很大的流量运行范围内压头的变化也很小。在流量为 240 g/s 时能获得 1×10^5 Pa 的压头,与设计工况非常吻合。而且流量在 120 g/s ~ 240 g/s 之间能获得高于 1×10^5 Pa 的压头。BNHeP-26-000 也是类似的情况。

文献[7]详细分析了 Barber-Nichols 氦循环泵的结构和性能特点。高速部分流泵的结构简单紧凑,制造方便。叶轮的密封简单,对称性好,可靠性高。与高速全流泵比较,其设计转速相对较低,因此降低了对轴承的选用,经济性比较好。

4 结论

(1) 超临界氦循环泵往往属于低比转速离心泵,按照常规全流泵的设计方法进行设计,不仅效率低,而且性能不稳定。

(2) 提高转速增大比转速是提高效率最理想的设计方法,根据比转速的高低,高速离心泵可以设计成高速全流泵和高速部分流泵。

(3) 高速全流泵按照常规全流泵的设计方法设计,效率高,结构紧凑,而且技术成熟。但是为了提高可靠性,对轴承和电机的冷却提出了更高的要求,因此造价高。

(4) 高速部分流泵是一种全新的设计方法,在低比转速范围内比传统全流泵的效率,而且其结构简单,制造容易,经济性比高速全流泵要好,是超临界氦

循环泵最理想的设计方法,只是中国国内的设计技术还没有完全成熟,有待进一步研究。

参 考 文 献

- 1 白红宇. HT-7U 超导托卡马克氦制冷系统热力学分析及设计研究[博士学位论文]. 北京:中国科学院研究生院,2002
- 2 张佩芳,袁寿其,等. 低比转速离心泵研究现状及发展趋势. 水泵技术,2004(1):20~24
- 3 袁寿其. 低比转速离心泵理论与设计. 北京:机械工业出版社,1997
- 4 关醒凡. 泵的理论与设计. 北京:机械工业出版社,1987
- 5 袁寿其,张玉臻. 低比转速水力设计原则及优化思想. 农业机械学报,1997,28(2):155~159
- 6 J G Weisend II. Handbook of cryogenic engineering. Germany:1998
- 7 张小伟,白红宇. 部分流超临界氦循环泵的特性分析. 低温工程,2005(4):24~28
- 8 沈阳水泵研究所,中国农业机械化科学研究院. 叶片泵设计手册. 北京:机械工业出版社,1983
- 9 Takashi Kato. Supercritical helium pump. 夕-ボ机械,2000,28(9)
- 10 T Kato, T Takahashi, et al. Cryogenic helium pump system for the development of superconducting magnets in a fusion experimental reactor. Fusion Technology,1992
- 11 Katsumi Kawano, Takashi Kato, et al. Development of a 1 kg/s scale supercritical helium pump. ICEC17,1998
- 12 Pengo R, Junker S, et al. Test results of a 1.2 kg/s centrifugal liquid helium pump for the ATLAS superconducting Toroid. ICEC18,2000
- 13 李新宏. 部分流泵整机非定常流动数值计算及研究[博士学位论文]. 西安:西安交通大学,2003
- 14 AMAC Liquid Helium Pump BNHeP-27-000 Operating, and Maintenance Manual. Barber-Nichols Inc. 2004
- 15 AMAC Liquid Helium Pump BNHeP-26-000 Operating, and Maintenance Manual. Barber-Nichols Inc. 2004

(上接第 18 页)

波级回热器起振温度降低约 50 ℃ 到 100 ℃,可见行波级回热器能够大大改进驻波级的性能。

4 结论

正交试验设计的方法能够大大降低研究级联型热声发动机整机性能的试验次数、简化试验数据处理,并可确定试验因素间的最优组合,同时保持较高的可靠性和准确性,在研究级联型热声系统中得到了成功应用。以声压幅值、起振温度以及谐振频率 3 个测试参数和整机效率估算值作为试验指标,对 3 个主要试验因素, p_m , Q_1 , Q_2 , 并根据声功率和起振温差各自 5 个不同水平上进行了组合试验,初步测试出级联型热声装置的基本性能。通过对正交试验结果的极差分析发现试验因素的重要性次序,如对起振温度为 p_m , Q_2 , Q_1 。根据因素水平趋势图可知,随着 p_m 升高,起振温度降低;随着 Q_2 的升高,起振温度先降低后升

高;随着 Q_1 的升高,起振温度下降。另外,在声压幅值和总效率以及起振温度诸方面折中考虑,确定 Q_1 和 Q_2 的理想配比约为 0.80。进一步的方差分析可量化对各试验指标影响因素的显著性, p_m 对各指标的影响最为显著, Q_2 对起振温度的影响比 Q_1 大,对声压的影响比 Q_1 小。

参 考 文 献

- 1 Gardner D L, Swift G W. A cascade thermoacoustic engine. Journal of Acoustics Society of America. 2003,114:1905~1919
- 2 Hu Zhongjun, Li Qing, Xie Xiujian, et al. Design and experiment on a mini cascade thermoacoustic engine. WCU/UI'05,2005
- 3 方开泰. 正交与均匀试验设计. 北京:科学出版社,2001
- 4 Swift G W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. http://www.lanl.gov/projects/thermoacoustics, 2001
- 5 G Penelet, et al. Investigation of transient nonlinear phenomena in annular thermoacoustic prime-movers. WCU 2003,2000
- 6 中国科学院数学所. 正交试验方法. 北京:科学出版社,1975