

高效液力耦合器的设计方法分析

(中国民航学院) 王立文 李国洪 李 荣
(哈尔滨工业大学) 李有义 陆肇达 匡 襄

[摘要] 高效液力耦合器额定工况无滑差的特点,基本上解决了大功率($> 300\text{kW}$)液力耦合器发热的问题,本文就其设计方法进行分析,提出了斗轮及斗叶数的确定方法,并通过样机试验了解该耦合器的特性。

关键词 高效液力耦合器 斗轮 斗叶 设计方法
特性试验

中图分类号 TH137.331

1 前言

高效液力耦合器是一种与普通液力耦合器工作原理完全不同的新型流体耦合器,其额定工况的动力传递是无滑差的,效率可达99.5%左右,0.5%左右为风损及机械摩擦损失,这可使大功率液力耦合器(300kW以上)的发热问题得到根本解决。

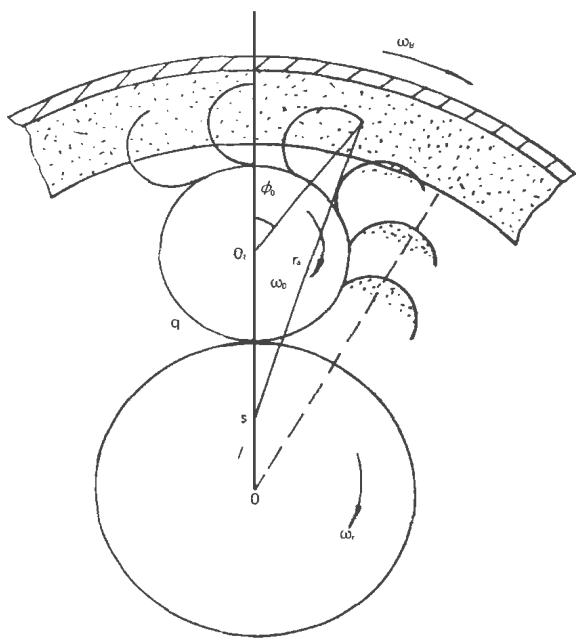


图1 高效液力耦合器原理简图

由图1知,旋转外壳为输入端(ω_B),太阳齿轮

为输出端(ω_F),带有齿轮的斗轮轴 O_1 固定于旋转外壳上,斗轮齿轮与太阳齿轮啮合,斗轮上装有一组斗叶,斗叶在某些位置可盛有液体,在额定工况($i=1$),上述斗叶内的液体产生的离心力的合力对 O_1 轴产生力矩,通过斗轮齿轮与太阳齿轮的啮合作用,此力矩与来自负载的力矩相平衡,此时各部件及液体无相对运动,类似一个“刚体”。在有滑差工况($i < 1$),例如起动及过载时,斗轮一方面绕轴 O_1 转动(自转),同时也随旋转外壳转动(公转),这样斗轮上的斗叶可与旋转油环(假定油环与外壳一起转动)存在相对速度,斗叶在转入油环与转出油环时,在静压力的作用下,有部分液体进入斗叶之间的空间,随着斗轮的旋转,液体被不断地挖出油环之后又甩到油环上,这样就形成了斗叶的过流流动,因此动量矩变化产生的力矩与上述离心力产生的力矩(有滑差时同样存在)之和或与负载力矩平衡(过载)或使负载加速(起动),这时的功率损失全部使工作液体加热,当达到一定温度时,易熔塞熔化,液体喷出耦合器,

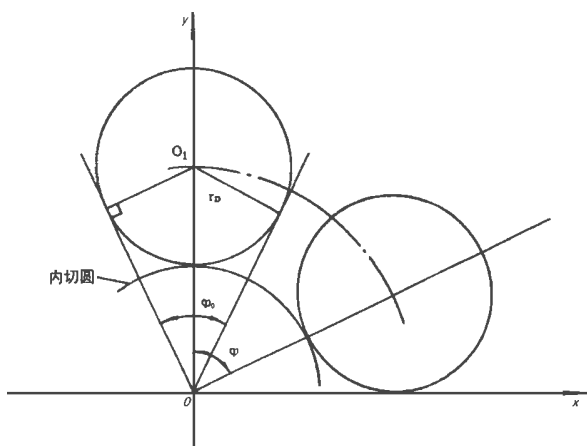


图2 斗轮分布示意图

使原动机与负载脱开^[1]。

高效液力耦合器中斗轮的数量及斗叶的数量及

尺寸是设计时的主要参数, 如何确定这些参数将决定该耦合器的能容量大小(也可用力矩系数表示), 本文就上述系数的确定方法加以分析。

2 斗轮数确定

当斗轮的结构尺寸不变时, 为使受力平衡, 斗轮应均布且至少要有两个斗轮, 见图 2, 假定斗轮数为 Z , 且均布, 则两斗轮轴线之间的夹角为:

$$\Phi = 2\pi / Z \quad (1)$$

而斗轮自身的扇角为:

$$\Phi_0 = 2\arcsin(r_D / d) \quad (2)$$

式中: r_D —— 斗轮半径

d —— 斗轮中心到太阳齿轮轴心的距离 (斗心距)

斗轮之间不干涉的条件为 $\Phi_0 < \Phi$, 即

$$Z < \frac{\pi}{\arcsin(r_D / d)} \quad (3)$$

Z 个斗轮沿圆周均匀布置, 在轴心处形成一个与各斗轮相切的圆形空间, 以 d_0 表示其直径, 则斗心距 d 为:

$$d = r_D + \frac{d_0}{2} \quad (4)$$

当斗轮与斗轮相切时 d_0 最小, $\Phi_0 = \Phi$, 由式 (2)、(3)、(4) 得到 d_0 应满足如下约束条件:

$$d_0 > 2r_D \left[\frac{1}{\sin(\pi/Z)} - 1 \right] \quad (6)$$

耦合器有效直径 D_0 及最小的有效直径 D'_0 和最小的斗心距 d'_0 分别为:

$$D_0 = 2(d + r_D) = 4r_D + d_0 \quad (7)$$

$$D'_0 = 2r_D \left[\frac{1}{\sin(\pi/Z)} - 1 \right] \quad (8)$$

$$d_0 = \frac{r_D}{\sin(\pi/Z)} \quad (9)$$

在斗轮结构尺寸及油环厚度不变的情况下, 斗轮数量变化时, 有效直径、斗心距、斗轮内切圆直径、力矩、力矩系数是变化的, 为方便分析, 以 C_D 、 C_d 、 C_M 、 C_λ 、 C_{d0} 分别表示相对有效直径、相对斗心距、相对力矩、相对力矩系数、相对斗轮内切圆直径与有效直径之比。因为斗轮不能少于两个, 以 $Z=2$ 时做为基准进行不同斗轮数时各参数的比较, 表 1 为不同斗轮数时, 各参数的相对参数表。

由表 1 看出, 当改变斗轮数而不改变其结构尺寸及油环厚度时, 力矩及力矩系数发生变化, 当 $Z=$

2 时, 当 d_0 为零(未考虑传动轴的尺寸影响, 理论上斗心距可以是斗轮半径), 假定此时的相对力矩及相对力矩系数为 1。当 $Z=3$ 时, 相对力矩系数为 1.197, 斗轮内切圆的直径为有效直径的 0.072 倍, 如果以斗轮半径计算, 则 $d_0 = 0.31r_D$, $D_0 = 4.31r_D$, 此时的力矩系数达到最大。当 $Z=4$ 时, 相对力矩系数为 1.103, 为最大相对力矩系数的 92.1%, 此时 $d_0 = 0.826r_D$, $D_0 = 4.826r_D$ 。随着斗轮数的增加, 相对力矩系数减少得较快, 说明斗轮数多则斗轮内切圆所占的空间大, 不能充分利用耦合器空间至使力矩系数减小。斗轮数为 $Z=3$ 时耦合器的能容量最大, $Z=4$ 时次之。

表 1 相对参数表

Z	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20
C_D	1	1.0781	2071	3511	5011	6531	8111	9632	1183	701
C_d	1	1.1511	4131	7012	0012	3022	6132	9203	2316	405
C_{d0}	0	0.0720	1720	2590	3330	3950	4460	4910	5280	731
C_M	1	1.7262	8294	2536	0048	04310	4311	4216	2563	98
C_λ	1	1.1971	1030	9510	7960	6740	5450	4540	3720	092

3 斗叶数确定

斗叶数过多或过少都会影响耦合器的力矩系数, 斗叶存在最佳值。斗叶延长段称为遮盖, 假定斗内液体与瓣斗不干涉, 且斗内液体自由表面经过斗圆的中心, 当斗圆不前倾时, 单斗力矩可表示为:

$$M_\beta = K_\beta e^2 (r_D - e) \quad (10)$$

式中: e —— 斗叶半径

K_β —— 与充满度、油的重度、宽度、转速及斗叶角有关的系数^[1], 随

M_β —— 单斗所产生的力矩

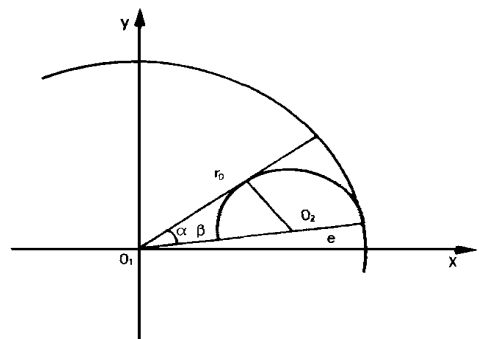


图 3 斗叶在斗轮中的位置
见图 3, 每个斗叶所占斗轮圆周角度为:

$$\alpha_\beta = \arcsin\left(\frac{e}{r_D - e}\right) \quad (11)$$

则斗叶数为:

$$n = \frac{2\pi}{\alpha_\beta} = \frac{2\pi}{\arcsin\left(\frac{1}{Ke - 1}\right)} \quad (12)$$

式中: $Ke = r_D/e$

由斗轮结构知, $r_D > 2e$, 即 $Ke > 2$ 。不同斗叶时 Ke 值见表 2。

表 2 Ke 取值表

n	4	8	10	12	14	16	18	20	22
Ke	2	2.414	2.701	3.012	3.305	3.650	3.921	4.241	4.548

考虑到工艺性及振动等因素, n 取为偶数, 无滑差工况力矩与单斗力矩成正比, 可表示为

$$M = K_M \cdot K_\beta \cdot e^2 (r_D - e) \cdot n$$

$$= \frac{2\pi K_M \cdot K_\beta \cdot e^2 (r_D - e)}{\arcsin\left(\frac{e}{r_D - e}\right)} \quad (13)$$

式中: K_M —无滑差工况力矩与单斗力矩的比例系数。

式(13)中对 e 求导并令 $dM/de = 0$ 得

$$K_p \cdot \sin\left[\frac{K_p}{\left(2 - \frac{3K_p}{1 + K_p}\right) \sqrt{1 - K_p^2}}\right] = 0 \quad (14)$$

式中: $K_p = e/r_D - e$

解得 $K_p = 0.451$, $Ke = 1/K_p + 1 = 3.22$

即取 $Ke = 3.22$ 时, 力矩最大, 由表 2 查得当 $n = 12$ 或 $n = 14$, 力矩最大, 若遮盖系数大, 可取小值, 反之取大值, 所以, 斗轮半径与斗叶半径之比为 3~3.3, 斗叶数分别为 $n = 12$ 和 $n = 14$ 时, 斗轮所产生的力矩是最大的。

4 特性试验

试验样机为四轮结构, 斗叶为 12 个, 是半圆加长型, 具体参数为斗轮数 $Z = 4$, 斗叶数 $n = 12$, 斗叶半径 $e = 23$, 斗轮半径 $r_D = 80$, 斗心距 $d = 120$, 有效直径 $D = 400$, 斗轮有效宽度 $B = 215$, 太阳齿轮齿数 $Z_T = 48$, 斗轮齿轮齿数 $Z_d = 32$, 模数为 $m = 3$, 设计功率为 40kW, 遮盖度为 $Ke = 0.66$ 。试验曲线见图 4。

试验时充液量为两种, $G = 9 \text{ kg}$, $G = 7 \text{ kg}$, 输入

转速 $n_B = 1000 \text{ r/min}$, 由试验知, 当负载力矩小于 98.06 $\text{N} \cdot \text{m}$ 时, 输入转速 n_B 与输出转速 n_T 相同, 耦合器处于无滑差工况, 负载增加使耦合器处于有滑差工况, 制动时力矩在 392.2 $\text{N} \cdot \text{m}$ 左右。满足安全型液力耦合器的特性要求, 但试验时发现当在小滑差区域, 由有滑差向无滑差方向减载时, 转速平稳, 而由无滑差向有滑差加载时, 转速存在波动, 范围在 $i = 0.92 \sim 1$, 此时测不准确最大同步无滑差工况点, 拐点的数值找不到, 这与一般液力耦合器不同, 建议以最大同步无滑差工况力矩的 80%~90% 作为设计工况点, 可避免负载特性与耦合器特性的拐点相交而出现不稳定。

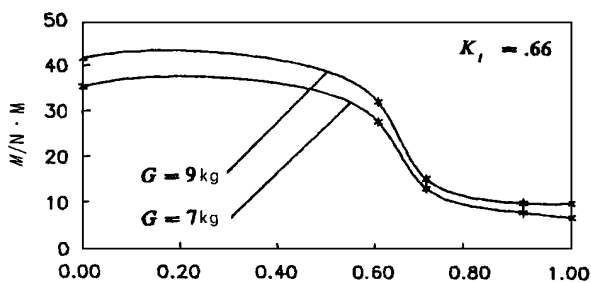


图 4 特性试验曲线

5 结论

- (1) 高效液力耦合器的斗轮数可为 $Z = 3$ 或 $Z = 4$, 斗叶数为 $n = 12$ 或 $n = 14$ 时较为理想。
- (2) 通过试验知, 高效液力耦合器额定工况是无滑差的, 传动效率为 99.5% 左右, 0.5% 为风损及机械摩擦损失, 设计工况可选择在最大同步工况力矩 (拐点力矩) 的 80%~90%。
- (3) 应用该耦合器不必像一般液力耦合器那样在大功率 (300kW 以上) 时需将工作液引至外部冷却, 使结构简化, 可靠性增加。

参考文献

1. 王立文. 无滑差静液力机械耦合器的研究, 哈尔滨工业大学博士学位论文, 1994. 5
2. 王立文. 高效液力传动电机加速过程及过载功率损失分析, 应用能源技术, 1995. (1).

本文联系人: 王立文, 男, 37 岁, 副研究员, 中国民航学院空港系。天津滨海国际机场 (邮编 300300)

sistance under the conditions of in-tube intensified convection heat transfer. Thus obtained are functional relations between thermodynamic performance indexes Q/Q_s , P/P_s and F/F_s on one side and in-tube convection heat transfer Nu and in-tube resistance factor l on the other side. On this basis an analysis was conducted of the thermodynamic performance of the intensified in-tube heat transfer inside spirally corrugated tubes. **Key words:** intensified in-tube heat transfer, convection heat transfer, thermodynamic performance, spirally corrugated tube

高效液力偶合器的设计方法分析 = **The Design Method and Analysis of a High-efficiency Fluid Coupling** [刊, 中] / Wang Liwen, Li Guohong, Li Rong (China National Civil Aviation Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14 (2). — 108~110

The problem of excessive heat generation in a high-capacity (> 300 KW) fluid coupling was resolved by the use of a high-efficiency coupling with a no-slip feature at rated operating conditions. This paper analyses the design method of such a coupling with the method for determining the number of buckets and bucket wheels being proposed. Furthermore, through tests of a sample unit the features of the coupling are identified. **Key words:** high-efficiency fluid coupling, bucket, bucket wheel, design method, test of characteristics

盘管式蓄冰空调系统评价 = **Evaluation of an Coiled-tube Ice Storage Air-conditioning System** [刊, 中] / Zhou Wei, Yin Gang, Liao Mingyi, et al (Heilongjiang Provincial Commercial Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14 (2). — 111~112

Four schemes of coiled-tube ice storage air-conditioning systems are presented in this paper with an analysis and comparison being conducted by the use of specific examples. It is noted that all these four schemes are economically feasible. The one based on a direct evaporation of refrigerant and low-temperature air supply system enjoys the best economy. Compared with a conventional system its peak-clipping rate is 40% with investment cost and operating expenses being reduced respectively by 15% and 48%. **Key words:** cold storage rate, ice storage air-conditioning system, electric tariff structure

SAYVOL-EC2 燃油全能增效剂掺入重油在燃气轮机上的燃烧试验 = **Heavy Oil-fired Gas Turbine Combustion Test with the Heavy Oil being admixed with SAYVOL-EC2 All-purpose Fuel Oil Synergist** [刊, 中] / Liu Ming, Wen Xueyou, Chen Hongfa (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14 (2). — 113~118

SAYVOL-EC2 all-purpose fuel oil synergist is a product developed by British Sayvol Chemicals Ltd. Combustion tests were conducted on a gas turbine combustion test rig, firing heavy oil admixed respectively with conventional magnesium salt vanadium inhibitor and SAYVOL-EC2 additive. Test results indicate preliminarily that the SAYVOL-EC2 all-purpose fuel oil synergist is superior to the conventional magnesium salt vanadium inhibition agent in terms of combustion efficiency, vanadium inhibition effectiveness, NO_x reduction, etc. **Key words:** synergist, vanadium inhibition, heavy oil combustion, gas turbine

适用于舰用汽轮机的准三维设计体系 = **A Three-dimensional Design System Applicable to Naval Steam Turbines** [刊, 中] / Huang Hongyan, Feng Guotai, Wang Zhongqi (Harbin Institute of Technology), Ma Yunxiang, Lin Zhihong, Wen Xueyou (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14 (2). — 119~121

A naval steam turbine design system has been set up based mainly on a multi-stage S_2 stream surface calculation and assisted by a S_1 stream surface calculation program and single-row cascade full three-dimensional Euler equation solution program. In the S_2 stream surface calculation a variable specific heat is taken into account with a loss model being introduced. This is done so that the machine efficiency can be evaluated in a relatively accurate way and a matching calculation of the steam turbine both in terms of interstage as well as between rotating blades and stator vanes may be performed. The S_1 stream surface and three-dimensional viscous and non-viscous calculation programs can be employed to verify and check cascade space flow passage performance. The system under discussion is suited for the naval steam turbine verification calculation and performance analysis for off