

旋臂式离心机负载转矩及其驱动电机 额定功率的计算方法

尹益辉, 刘远东, 王兴伦, 余绍蓉
(中国工程物理研究院 总体工程研究所, 四川 绵阳 621900)

摘要: 为了解决采用传统方法选择的驱动电机不能为旋臂式动态离心机准确提供所需转矩和功率的问题, 研究了确定旋臂式离心机中驱动电机额定功率的方法。在分析了作用于负载的总转矩和负载消耗的总功率基础上, 根据离心机的运行曲线, 建立了计算离心机最大总负载转矩和最大总负载功率的公式。进而提出了计算驱动电动机额定功率的方法, 给出了一个解析算例, 其结果表明该方法比传统的方法更加准确与合理。

关键词: 旋臂式离心机; 负载转矩; 负载功率; 额定功率

中图分类号: TH4; TH123

文献标志码: A

文章编号: 1001 - 4551 (2011) 06 - 0659 - 04

Calculations of load rotational moment and rating power of centrifuges with rotation arms

YIN Yi-hui, LIU Yuan-dong, WANG Xin-lun, YU Shao-rong
(Institute of Systems Engineering, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621900, China)

Abstract: In order to solve the problem that the chosen electromotor based on previous calculations could not accurately provide needed rotational moment and power for dynamic centrifuges with rotational arms, the method to determine rating power of the driving electromotor of a centrifuge with rotational arms was investigated. After the analysis of total rotational moment acted on and the total power consumed by the load, the formulas of the maximum total load rotational moment and the maximum total load power were established according to the operation curve of the centrifuge. A method was presented to calculate the rating power of the driving electromotor. And an analytical computational example was carried out. The results show that the present method is much more accurate than previous ones.

Key words: centrifuge with rotational arms; load rotational moment; load power; rating power

0 引 言

旋臂式离心机的机械部分主要由机座、传动支承、主轴、转臂、吊篮和模型箱等组成。运行时, 驱动系统驱动主轴和固定在其上的所有部件按预先设定的运行曲线转动, 实现对放置于模型箱中的实验模型的离心加载, 同时转动部件带动机室中的空气做随流运动。

旋臂式离心机的负载指其驱动系统电动机驱动离心机运行过程中需要承担的载荷, 不仅包括试验模型, 还包括旋臂等其他所有依靠电动机驱动而旋转的部件。离心机的负载转矩就是其驱动系统电动机需要克服的负载转矩, 包括负载受到的气体阻力矩、惯性力矩和摩擦阻力矩。与之相应, 负载功率就是其驱动系统电动机克服负载转矩的功率, 包括气动功率、惯性功率

和摩擦功率。为了达到规定能力, 离心机的驱动系统电动机提供的最大转矩不能小于最大负载转矩, 提供的额定功率不能小于离心机的额定负载功率^[1]。在现有的旋臂式离心机的研制中, 在确定驱动系统电动机的额定指标时, 直接将最大负载功率作为电动机的最大功率, 而忽略了负载转矩对电动机最大转矩的要求^[2-4]。对于静态旋臂式离心机而言, 由于其最大负载功率是最大负载转矩与离心机最大转速之积, 所以按最大负载功率选定的电动机, 自然满足最大负载转矩不大于电动机最大转矩的要求^[5-6]。但对于动态旋臂式离心机, 由于惯性转矩与气动转矩相比可能会很大, 因此离心机稳定运行时的最大气动功率对应的最大气动转矩可能比离心机加速过程中的总负载转矩小很多, 这时就不能忽略负载转矩不大于电动机最大转矩

的要求。如果忽略的话,就不可避免地会导致驱动系统的能力达不到预定的要求,出现所选电动机无法启动离心机的问题。而另一方面,为了避免无法启动问题的出现,在以前的研制中就尽量将电动机额定功率值取得很大,如直接将最大气动功率、最大惯性功率和摩擦功率之和作为总负载功率,而其中的最大惯性功率由最大负载转矩与离心机最大转速相乘得到。这样虽然解决了“无法启动”的问题,但不可避免地带来了所选电动机能力过大的浪费。

本研究建立了按照旋臂式离心机的运行曲线,计算离心机最大总负载转矩和最大总负载功率的公式,在此基础上提出了计算驱动电动机额定功率的方法。通过算例比较了本研究方法和以前方法的计算结果,表明按本研究方法选择的电动机,既能够避免不必要的浪费,又能够使离心机达到预定的工作要求。

1 旋臂式离心机的负载转矩和负载功率

1.1 负载转矩

对于机室没有开通风口的旋臂式离心机,文献[7]推导出了风阻功率即气动功率的解析计算公式。对于机室开有通风口的旋臂式离心机,在文献[7]的基础上,文献[8]近似忽略进、出风口气流对随流气体流场的影响,但考虑负载将从进风口进入的气体加速到整体随流速度过程中负载受到的附加气动力矩作用,推导出了随流比方程和气动力矩 M_w 分别为:

$$\frac{1-\alpha}{1-\alpha-C_1}(1-\alpha)^2 = K\alpha^2 \quad (1)$$

$$M_w = \frac{\rho K}{2}\alpha^2\omega^2\psi + \frac{\rho}{2}\alpha^2\omega A_1 R_1^2 V_0 \quad (2)$$

式中: α —随流比; C_1 —负载运动过程中,背风面气体流入“即时空区”时气体微团之间的摩擦发热功率与总气动功率之比; ρ —机室内气体的密度,常温常压下为 1.295 kg/m^3 ; ω —转速; A_1, R_1 —分别是出风口中心的面积和径向位置; V_0 —出风口气体流出速度。

且:

$$K = 2C_f R^5 (\pi\eta H/R + 0.4\pi - 0.5A_1 R_1^3/R^5 - 0.5A_2 R_2^3/R^5) / \psi \quad (3)$$

$$\psi = \int_{r_0}^{l_1} [C_m(r)h(r) + C_{j_0}(r)2b(r)]r^3 dr + \int_{r_0}^{l_2} [C'_m(r)h'(r) + C'_{j_0}(r)2b'(r)]r^3 dr \quad (4)$$

式中: C_f —气体与机室平板形壁面的摩擦阻力系数; R ,

H —圆柱形机室的内半径和高度; η —机室圆弧形侧壁的摩擦阻力修正系数; A_2, R_2 —分别是进风口中心的面积和径向位置; $C_m(r), C'_{j_0}(r)$ —分别是工作臂负载和配重臂负载在径向位置 r 处的绕流阻力系数; C_{j_0}, C'_{j_0} —分别是气体与工作臂顺风面和配重臂顺风面的摩擦阻力系数,其计算方法可参见文献[9]; $h(r), h'(r)$ —分别是径向位置 r 处工作臂和配重臂沿轴向上的尺寸,即高度; $2b(r), 2b'(r)$ —分别是径向位置 r 处工作臂和配重臂上、下顺风面沿环向切向的尺寸之和,即上、下顺风面的宽度之和; r_0 —转轴半径; L_1, L_2 —分别是工作臂和配重臂的总长度。

由式(1)求出 α 后,即可由式(2)求出 M_w 。

在离心机加速和减速过程中,离心机负载受到的惯性力矩 M_i 为:

$$M_i = J\dot{\omega} \quad (5)$$

式中: J —负载的转动惯量。

本研究将负载与支座的所有摩擦接触部位等效简化为一个内、外半径分别为 R_{in} 和 R_{out} 的圆环,所有接触摩擦力等效为均匀施加在该圆环面上重力产生的摩擦力,通过等效摩擦系数来实现等效,则负载受到的摩擦力矩 M_f 为:

$$M_f = \frac{2m_l g(r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \quad (6)$$

式中: m_l —负载的质量, g —重力加速度, f_e —接触面间的等效摩擦系数,它与转速 ω 有关,在给定 ω 的情况下,它随时间的变化关系可具体确定。

至此,可求出机室开有通风口的旋臂式离心机的总负载力矩为:

$$M_l = \frac{\rho K}{2}\alpha^2\omega^2\psi + \frac{\rho}{2}\alpha^2\omega A_1 R_1^2 V_0 + J\dot{\omega} + \frac{2m_l g(r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \quad (7)$$

本研究设在 $t = t_M$ 时刻总负载转矩满足条件 $\frac{\partial M_l}{\partial t}(t_M) = 0$,则可求得最大总负载转矩为:

$$M_{l_{max}} = \frac{\rho K_2}{2} [\alpha(t_M)]^2 [\omega(t_M)]^2 \psi + \frac{\rho}{2} [\alpha(t_M)]^2 \omega(t_M) A_1 R_1^2 V_0 + J\dot{\omega}(t_M) + \frac{2m_l g(r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e(t_M) \quad (8)$$

其中, t_M 由将式(7)代入 $\frac{\partial M_l}{\partial t}(t_M) = 0$ 求出。

本研究将上述各式中的 A_1 和 A_2 取为零,即得到机室没有开通风口的旋臂式离心机的总负载力矩为:

$$M_l = \frac{\rho K}{2} \alpha^2 \omega^2 \psi + J \dot{\omega} + \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \quad (9)$$

相应地,其最大总负载力矩为:

$$M_{lmax} = \frac{\rho K}{2} [\alpha(t_M)]^2 [\omega(t_M)]^2 \psi + J \dot{\omega}(t_M) + \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e(t_M) \quad (10)$$

在给定离心机运行曲线即负载的离心加速度-时间曲线($a \sim t$ 曲线)后,就可由式(8)或式(10)求出最大负载转矩,从而依此确定电动机必须提供的最大转矩。

1.2 负载功率

由式(9)可得机室开有通风口时,离心机的总负载功率为:

$$N_l = \frac{\rho K}{2} \alpha^2 \omega^3 \psi + \frac{\rho}{2} \alpha^2 \omega^2 A_1 R_1^2 V_0 + J \dot{\omega} \omega + \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \omega \quad (11)$$

类似地,本研究设在 $t = t_N$ 时刻总负载功率满足

条件 $\frac{\partial N_l}{\partial t}(t_N) = 0$, 则可求得最大总负载功率为:

$$N_{lmax} = \frac{\rho K}{2} [\alpha(t_N)]^2 [\omega(t_N)]^3 \psi + \frac{\rho}{2} [\alpha(t_N)]^2 [\omega(t_N)]^2 A_1 R_1^2 V_0 + J \dot{\omega}(t_N) \omega(t_N) + \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \omega(t_N) \quad (12)$$

同样,由式(10)可得机室没有开通风口时,离心机的总负载功率为:

$$N_l = \frac{\rho K}{2} \alpha^2 \omega^3 \psi + J \dot{\omega} \omega + \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e \omega \quad (13)$$

类似地,本研究可求得最大总负载功率为:

$$N_{lmax} = \frac{\rho K}{2} [\alpha(t_N)]^2 [\omega(t_N)]^3 \psi + J \dot{\omega}(t_N) \omega(t_N) + L \frac{2m_l g (r_{out}^3 - r_{in}^3)}{3(r_{out}^2 - r_{in}^2)} f_e(t_N) \omega(t_N) \quad (14)$$

1.3 确定驱动系统电动机额定指标的方法

本研究以三相异步电动机为例来说明确定驱动系统电动机额定指标的方法。为了叙述方便,忽略驱动系统中的减速器环节。

电动机的第1个基本指标是额定转矩 M_{motorN} 或最大转矩 $M_{motormax}$, 这里,额定转矩与最大转矩的对应关系由电动机的机械特性确定^[10], 与之相应,电动机满足正常工作要求的第1个基本条件是 $M_{motormax} \geq M_{lmax}$ 。因此,本研究根据由式(8)或式(10)求出的最大总负载转矩 M_{lmax} , 可以确定离心机驱动系统电动机的最大

转矩 $M_{motormax}$, 再利用所要求的过载系数 λ , 就可以确定电动机的额定转矩 M_{motorN} , 即:

$$M_{motorN} = M_{motormax} / \lambda \quad (15)$$

电动机的第2个基本指标是额定功率 N_{motorN} , 同样与之相应,电动机满足正常工作要求的第2个基本条件是 $N_{motorN} \geq N_{IN}$ 。这里 N_{IN} 是额定负载功率,对于离心机,可取 $N_{IN} = N_{lmax}$ 。

由于要同时满足上述两个条件,电动机才能按预定要求正常工作,因此建立同时满足这两个条件的一个关系式。为此,首先按离心机的运行曲线确定其稳定运行的转速 ω_{lmax} , 由此确定电动机的额定转速 $\omega_{motorN} = \omega_{lmax}$ 。再由 $N_{motorN} = M_{motorN} \omega_{motorN}$ 确定电动机的额定功率 N_{motorN} , 即:

$$N_{motorN} \geq \frac{M_{lmax} \omega_{lmax}}{\lambda} \quad (16)$$

显然由式(15)确定的电动机额定功率 N_{motorN} 不小于 N_{lmax} , 且转矩条件 $M_{motormax} \geq M_{lmax}$, 能够得到满足。该式就是依据离心机负载转矩和转速计算其驱动系统电动机额定功率的公式,与之相应的方法就是确定电动机额定功率的方法。

值得一提的是,商用电动机给出的是额定转速和额定功率,因此在选择电动机时,要先确定额定转速,再由公式(16)确定额定功率。

2 解析算例与分析

作为算例,本研究计算一台机室没有开通风口的旋臂式动态离心机的负载力矩和负载功率及其驱动系统电动机的额定转矩和额定功率。该离心机的转动惯量 $J = 30 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 根据运行曲线,加速过程分为4个阶段,各阶段的转速-时间关系为:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega = \sqrt{\frac{gt}{20}}, (t = 0 \sim 3.250 \text{ s}) \\ \omega = 4.503t - 13.372, (t = 3.250 \text{ s} \sim 3.727 \text{ s}) \\ \omega = \sqrt{1.25gt - 3.90g}, (t = 3.727 \text{ s} \sim 5.921 \text{ s}) \\ \omega = \frac{1}{4} \sqrt{-25gt^2 + 316.05gt - 938.88g}, (t = 5.921 \text{ s} \sim 6.321 \text{ s}) \end{array} \right. \quad (17)$$

首先计算摩擦转矩和摩擦功率。由于缺乏支撑部件与旋转部件之间的摩擦力作用关系,但考虑到摩擦转矩和摩擦功率与总负载转矩和总负载功率相比都分别较小,因此本研究采用近似方法计算摩擦转矩和摩擦功率。假设支撑部件与旋转部件之间的总摩擦力矩在离心机加速、平稳运行和减速过程中都保持不变,摩擦功率按离心机以最大转速平稳运行时总负载功率的

7% 计算,则由气动功率公式计算得到 $N_w = 93.0 \text{ kW}$,而此时惯性功率 $N_i = 0$,因此摩擦功率约为 $N_f = 7.0 \text{ kW}$,对应的摩擦力矩为 $M_f = 1.155 \text{ kN} \cdot \text{m}^{[11-12]}$ 。

然后计算总负载转矩和总负载功率。由阶段函数式(17)可确定,式(9)在 $t = 3.272 \text{ s}$ 时有最大值 $1353.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,式(13)在 $t = 5.921 \text{ s}$ 时有最大值 1928.9 kW 。即该动态离心机的最大总负载转矩 $M_{lmax} = 1353.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,最大总负载功率 $N_{lmax} = 1928.9 \text{ kW}$ 。

最后计算电动机额定转矩和额定功率。考虑到该离心机的动态实验要求,参考文献[5],取过载系数 $\lambda = 2.2$,且已知离心机的最大转速 $\omega_{max} = 6.062/\text{s}$,从而由式(15)计算得到电动机的额定转矩 $M_{motorN} = 615.0 \text{ kN} \cdot \text{m}$,由式(16)计算得到额定功率 $N_{motorN} = 3728.1 \text{ kW}$ 。

事实上,若直接取离心机最大总负载功率 $N_{lmax} = 1928.9 \text{ kW}$ 作为电动机额定功率 $N_{motorN} = 1928.9 \text{ kW}$,就会出现以前出现过的离心机不能按预定运行曲线工作的情况,因为在转速较大时电动机轴输出的转矩就不满足条件 $M_{motormax} \geq M_{lmax}$;若直接将离心机最大负载转矩与最大转速之积 $M_{lmax}\omega_{max} = 8201.9 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 作为电动机额定功率,又会导致“大马拉小车”的浪费。因此,按本研究中的方法确定电动机的额定指标来选择的电动机,既能够避免不必要的浪费,又能够使离心机达到预定的工作要求。而以前直接用最大总负载功率或最大负载转矩与最大转速之积来作为电动机额定指标的方法都是不合理的。

3 结束语

本研究介绍了确定旋臂式离心机中驱动电机的额定功率的方法。在现有计算旋臂式离心机气动功率公式的基础上,针对机室没有开通风口和开有通风口的旋臂式离心机,分析了作用于负载的总转矩和由负载

消耗的总功率,然后建立了按照旋臂式离心机的运行曲线,计算离心机总负载功率、最大总负载转矩和总负载转矩、最大总负载功率的公式。在此基础上建立了同时满足功率和转矩要求的驱动电机的额定功率计算公式,基于该公式提出了确定离心机驱动电机额定功率的方法。最后给出了一台机室没有开通风口的旋臂式动态离心机的计算实例,结果表明按本研究方法选择的电动机,既能够避免不必要的浪费,又能够使离心机达到预定的工作要求。

参考文献 (References):

- [1] 秦曾煌. 电工学(下册)[M]. 北京:人民教育出版社,1983.
- [2] NICOLAS-FONT J. Design of geotechnical centrifuges[C]//Centrifuge 88, Corte J F (ed.). Paris: [s. n], 1988:9-16.
- [3] SCHOFIELD A N, TAYLOR R N. Development of standard geotechnical centrifuge operations[C]//Centrifuge 88, Corte J F (ed.). Paris: [s. n],1988:29-32.
- [4] 刘守华. 美国科罗拉多大学 400gt 土工离心机的概括[J]. 水利水电科技情报,1988(3):1-13.
- [5] 向 旭,何 闻,贾叔仕,等. 离心力环境下振动台的控制[J]. 机电工程,2001,18(5):122-124.
- [6] 黄 鹏,尹益辉,徐建国. 振动复合离心机风阻功率及启动过程分析[J]. 工程设计与力学环境,2006(3):38-44.
- [7] 尹益辉,余绍蓉,冯晓军,等. 密闭机室型土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报,2010,29(2):1-5.
- [8] 尹益辉,余绍蓉,冯晓军,等. 机室开有通风口的土工离心机的风阻功率[J]. 绵阳师范学院学报,2010,29(5):1-5.
- [9] 沈 鸿. 机械工程手册(第二卷):基本理论[M]. 北京:机械工业出版社,1982.
- [10] 赵 晓,冯 浩. 基于二相模型的三相异步电机机械特性的研究[J]. 机电工程,2010,27(8):30-35.
- [11] 胡 静,丰宋波. 三相混合式步进电机驱动器设计[J]. 机电技术,2010,33(2):70-72.
- [12] 张洪民,胡夏夏,高爱兵. 超声波电机摩擦驱动模型及其有限元仿真[J]. 轻工机械,2010,28(6):82-84.

[编辑:柴福莉]

(上接第 658 页)

- [4] ZHENG Li-ming, YANG Shen-hua, DENG Chun-ping. Dynamics simulation and test of pincers mechanism for fracture splitting of connecting rod[J]. **Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition**, 2010, 40(3): 714-719.
- [5] WEI Zhan-guo, LIU Jin-hao, YU Ying. The Design of Forestry Harvesting, Machines Connecting Rod based on Finite Element Analysis [C]//2010 - 2010 International Conference on Mechanical and Electrical Technology. USA: IEEE Computer Society, 2010:201-204.
- [6] WANG Yan-ju, KOU Shu-qing, YANG Shen-hua, et al.

- Effect of connecting rod thickness on fracture split processing [J]. **Neiranji Gongcheng/Chinese Internal Combustion Engine Engineering**, 2009, 30(3): 80-85.
- [7] 刘耀东,郭金宝,刘 瑞. 发动机活塞液压强脉冲机械疲劳试验方法研究[J]. 内燃机,2009(4):30-32.
- [8] 李慧远,何 才. 汽车发动机连杆疲劳试验方法[J]. 汽车工艺与材料,2005(10):30-31.
- [9] 张莉瑶,朱 泓,郭正刚,侯永强. 汽车前轴应力采集系统的设计[J]. 汽车零部件,2009(12):66-67.
- [10] 杨连生. 内燃机设计[M]. 北京:中国农业机械出版社,1981.

[编辑:李 辉]