

SP-1 型三速旋转培养机的设计

医学仪器实验厂 罗建明

该机主要用于各种细胞、病毒的动态培养。动态培养的优点为减少代谢产物在细胞层面上的堆积,以提高细胞培养的质量、病毒的检出率及病毒量(效价)等。上述一切都是静置培养所难以达到的。近些年来在制造干扰素,培养蘑菇菌、海藻以及花卉方面也都采用了动态培养。

所谓动态培养,是在培养过程中人为地使培养瓶中的培养物和培养液处于缓慢的运动状态。目前一般采用使培养瓶震动或旋转的形式,从多年的试用表明,培养效果以后者较为理想。旋转培养方式是将装有培养液和培养物(如细胞、病毒等)的瓶放在蜂窝式转盘架上(以下简称转盘),根据不同的培养物,选择相应的转盘旋转速度进行旋转培养。为了达到上述目的,即是我们所要设计的三速旋转组织培养机。

总体设计

一、主要技术参数

为了达到较满意的使用效果,我们综合了各使用单位的意见,并将其归纳进该机的基本参数内。

1. 培养机转速(r/h)

$$n_1 = 6 \quad n_2 = 12 \quad n_3 = 24$$

2. 工作电压

$$U = 220V \pm 15\%$$

3. 外形尺寸

$$\text{长} \times \text{宽} \times \text{高} \quad 275 \times 375 \times 420 (\text{mm})$$

4. 一次装瓶数

$$D_1 = \phi 56, 4 \text{只}; \quad D_2 = \phi 43, 12 \text{只};$$

$$D_3 = \phi 34, 24 \text{只}; \quad D_4 = \phi 23, 40 \text{只}$$

5. 温度和相对湿度许用值

$$\text{环境温度} \quad 0 \sim +55^\circ\text{C}$$

$$\text{相对湿度} \quad \text{不大于} 80\% (25^\circ\text{C})$$

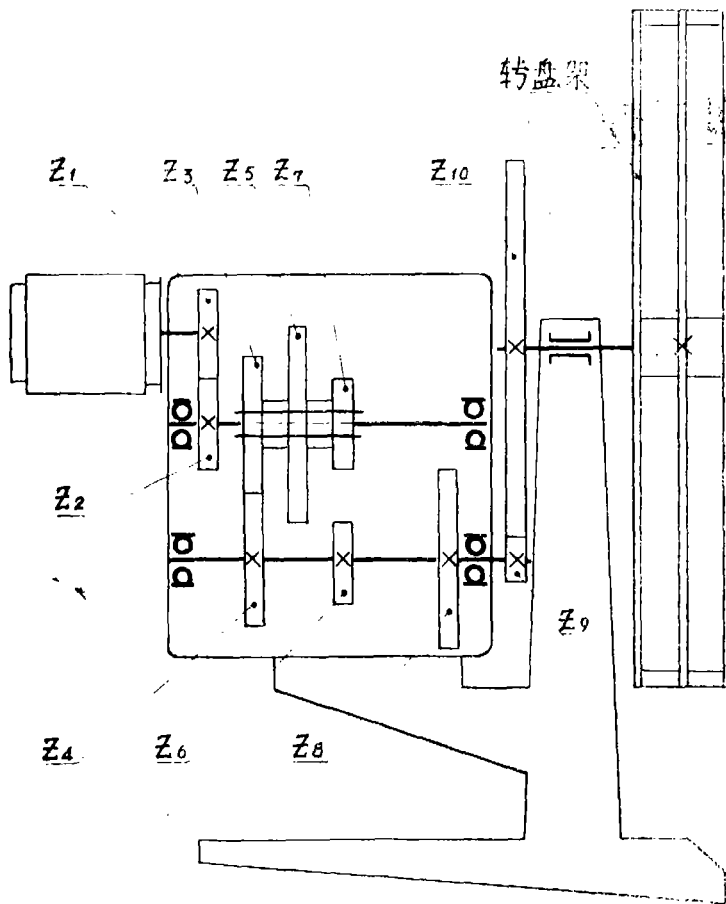
二、旋转培养机的工作原理

该机由电机、变速箱、机架、转盘四部分组成(附图),由前三者组成主机,而转盘与主机脱离较方便。因此,在使用中可根据需要,更换各种不同类型的转盘。

为了确保该机的工作可靠性,以避免不应有的中途停机,故本机采用齿轮调速及减速机构。它的传动原理是,由一只SD-02型交流伺服电机作动力(该电机自带减速器,输出轴转速为2 r/min),经电机轴上的齿轮 Z_1 带动轴I上的齿轮 Z_2 ,然后通过三级滑动齿轮变速,可分别得到三种不同的转速,再经末级输出齿轮 Z_6 传递给与转盘同轴的齿轮 Z_7 。(这是一对减速齿轮,减速比 $i=10$),这样即可使转盘得到三种转速。在转盘的设计中,我们根据各单位常用的培养瓶设置了四种不同规格的孔,共80只(在特殊情况下,孔的规格和数量可根据用户需要而定制)。为了不使瓶中液体从瓶口流出,盘的平面与铅垂方向之间有 $5^\circ \sim 10^\circ$ 的斜角,角度的调节,可通过设置在机座上的调节螺钉来实现。当接上电源,电机轴上的转动,经过各级齿轮传递到转盘轴上,这样转盘不停地运转,即可进行动态培养。

三、传动示意图

1. 本机传动结构系由初级齿轮输入,三级滑动齿轮变速,末级减速齿轮输出,三部分组成(附图)。其传动式如下:



附图 传动示意图

$$N_D \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \left(\frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} \right) \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} = N_c \quad (\text{r/h})$$

式中:

N_D (电机转速)

$N_D = 2 \text{ r/min} = 120 \text{ r/h}$

N_c (转盘转速)

Z (各齿轮齿数)

$Z_1 = Z_2 = Z_6 = Z_7 = 20$;

$Z_3 = Z_4 = 30$; $Z_5 = Z_8 = 40$;

$Z_9 = 23$; $Z_{10} = 230$

2. 应用传动式及上述各参数, 即可求得转盘轴的三种速度。

(一) $N_{c1} =$

$$N_D \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_7}{Z_8} \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} \\ = 120 \times \frac{20}{20} \times \frac{20}{40} \times \frac{23}{230} \\ = 6 \text{ r/h}$$

(二) $N_{c2} =$

$$N_D \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} \\ = 120 \times \frac{20}{20} \times \frac{30}{30} \times \frac{23}{230} \\ = 12 \text{ r/h}$$

$$(三) N_{c3} = N_D \cdot \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} \cdot \frac{Z_9}{Z_{10}} \\ = 120 \times \frac{20}{20} \times \frac{40}{20} \times \frac{20}{230} = 24 \text{ r/h}$$

四、齿轮强度校核计算

在一定的传动比的情况下, 齿轮模数的确定往往直接影响到整机的外型尺寸, 以及原材料的消耗量。因此, 应根据额定载荷, 推算出最佳模数值 m 。在传动及变速部分的总体设计中, 前面几级传动 (自 $Z_1 \sim Z_8$) 由于结构上的原因, 并同时考虑到速比较小, ($i = 1 \sim 2$), 齿数也少, 故均取模数为 $m = 0.8 \text{ mm}$ 。但末级减速齿轮对, 速比较大 ($i = 10$) 如模数取大, 将会使整机体积增大, 故有必要将这对齿轮中强度较差的尼龙齿轮 Z_{10} 的承载能力进行计算, 从而选取较为理想的模数值 m 。

齿轮 Z_{10} 的基本参数由结构设计中给出:

齿数 $Z_{10} = 230$, 齿宽 $b = 0.4\text{cm}$ 。

1. 计算齿轮 Z_{10} 上的圆周力 F_u

要得出齿轮 Z_{10} 上的圆周力 F_u , 必须先求得齿轮轴上所受的最大转矩 M_t , 然后再从下式解出 F_u 。

$$F_u = \frac{2M_t}{d_o}$$

式中 d_o (分度圆直径) $= mZ$

在求 M_t 时, 我们是按载荷在盘上最理想的分布时计算, 即将分布在半圆面上的所有装有培养液和培养物的瓶子对轴心取矩, 并通过求和, 得出转盘轴上所受最大转矩 M_t (支承处由于设置滚珠轴承摩擦所产生的阻力矩很小, 可忽略不计)。培养盘上有四种规格的孔, 分别设在四个不同的分布圆周上, 每一圆周上的孔径和瓶重为:

第一圈, 孔径 $D_1 = \phi 56\text{mm}$,

瓶重 $W_1 = 0.2\text{kg}$ 。

第二圈, 孔径 $D_2 = \phi 43\text{mm}$,

瓶重 $W_2 = 0.11\text{kg}$ 。

第三圈, 孔径 $D_3 = \phi 34\text{mm}$,

瓶重 $W_3 = 0.019\text{kg}$ 。

第四圈, 孔径 $D_4 = \phi 23\text{mm}$,

瓶重 $W_4 = 0.014\text{kg}$ 。

按上述各参数, 计算每半圈中, 瓶对轴心O的转矩 (下列式中 L 为每一瓶对圆心之力臂, 它的值从设计图中直接测得, 这里不再一一列出, n 为相同力臂的瓶数)。

$$M_1 = W_1 L n = 0.2 \times 2.7 \times 2 = 1.08\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_2 = W_2 (L_1 n_1 + L_2 n_2 + L_3 n_3) = 0.11 \times (9.6 \times 2 + 8.5 \times 2 + 5.5 \times 2) = 5.19\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_3 = W_3 (L_1 n_1 + L_2 n_2 + L_3 n_3 + L_4 n_4 + L_5 n_5 + L_6 n_6) = 0.019 \times (3.6 \times 2 + 7.0 \times 2 + 9.8 \times 2 + 12.6 \times 2 + 13.5 \times 2 + 14.0 \times 1) = 2.03\text{kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_4 = W_4 (L_1 n_1 + L_2 n_2 + L_3 n_3 + L_4 n_4 + L_5 n_5 + L_6 n_6 + L_7 n_7 + L_8 n_8 + L_9 n_9 +$$

$$L_{10} n_{10}) = 0.014 \times (2.7 \times 2 + 5.3 \times 2 + 7.6 \times 2 + 10.0 \times 2 + 12.0 \times 2 + 13.8 \times 2 + 15.2 \times 2 + 16.4 \times 2 + 16.8 \times 2 + 17.2 \times 2) = 3.28\text{kg} \cdot \text{cm}$$

M_t 即是上述四转矩之和。

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = 10.8 + 5.19 + 2.03 + 3.28 = 11.58\text{kg} \cdot \text{cm}$$

所以 Z_{10} 齿轮上的圆周力 F_u 为:

$$F_u = \frac{2M_t}{d_o} = \frac{2M_t}{mZ_{10}} = \frac{2 \times 11.58}{230m} = \frac{0.1}{m}\text{kg} \quad (a)$$

2. 计算许用圆周力 F_{uo}

$$F_{uo} = F_u \cdot n$$

式中: n 为安全系数, 取 $n = 1.8$ 故

$$F_{uo} = F_u \cdot n = \frac{0.1}{m} \times 1.8 = \frac{0.18}{m}\text{kg} \quad (b)$$

3. 计算齿轮 Z_{10} 的模数

由于齿轮的许用圆周力还可由下式给出

$$F_{uo} = C \cdot Y_Z \cdot b \cdot m \cdot \pi$$

由上式可解出 m

$$m = \frac{F_{uo}}{C Y_Z b \pi} = \frac{0.18}{C Y_Z b \pi} \text{整理得}$$

$$m = \sqrt{\frac{0.18}{C Y_Z b \pi}}$$

式中:

C = 尼龙齿轮的载荷特性值, 当 $v = 0.5\text{m/s}$ 时, $C = 19$, 由于该机转速最大时 $n_3 = 24\text{r/h}$, 因而齿轮的线速度远远小于 0.5m/s , 故取 $C = 30\text{kg/cm}^2$ 。

Y_Z (齿数系数), $Z = 230$ 时, $Y_Z = 1.75$

b (齿宽) 0.4cm

m (模数)

因此:

$$m = \sqrt{\frac{0.18}{30 \times 1.75 \times 0.4 \times 3.1416}} = 0.052\text{cm}$$

按标准模数圆整后, 取模数为:

$$m = 0.05\text{cm} = 0.5\text{mm}, \text{将 } m = 0.05\text{cm}$$

代入(a) (b) 两式即得:

$$F_u = \frac{2M_t}{mZ} = \frac{0.1}{m} = \frac{0.1}{0.05} = 2\text{kg}$$

$$F_{u0} = F_u \cdot n = 2 \times 1.8 = 3.6 \text{ kg}$$

从上可以看出当, $m = 0.5 \text{ mm}$ 时, 齿轮可承受的许用圆周力大于实际圆周力, 即 $F_{u0} > F_u$ 。

五、电机转矩校核计算

电机转矩的校核, 主要是检查在总体设计时, 经估算所选用的电机转矩是否合适, 如电机转矩过小整机就无法工作, 但过大也不经济, 因此有必要根据强度最差的齿轮所能承载的最大负荷来计算电机的实际所需转矩 M_D , 由于 SD 系列电动机特性参数是给出一组额定转矩值 (SD-02 的转矩为 $5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$), 因此, 只要将 Z_{10} 上的许用圆周力 F_{u0} 对轴心取转矩, 求得 Z_{10} 轴的转矩 M' , 然后根据各级传动比及各级齿轮传递效率, 即能推算出 M_D 。

$$M_D = \frac{M'}{i_z \eta_z \eta_g} \quad (c)$$

$$\text{式中: } M' = F_{u0} \cdot \frac{d_0}{2} = F_{u0} \cdot \frac{mZ}{2}$$

$$= 3.6 \times 0.05 \times 230/2 = 20.7 \text{ kg}$$

i_z 是齿轮的总传动比, 我们取其三组中最小的一组, 即是:

$$i_{21} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{20}{20} = 1$$

$$i_{65} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{20}{40} = 0.5$$

$$i_{109} = \frac{Z_{10}}{Z_9} = 10$$

$$i_z = i_{21} \cdot i_{65} \cdot i_{109} = 1 \times 0.5 \times 10 = 5$$

η_z (齿轮传动效率)

$$\eta_z = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

以上 $\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$ 为各级齿轮传动效率, 这里均取 0.98, 代入上式即:

$$\eta_z = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0.98 \times 0.98 \times 0.98 = 0.94$$

η_g 为考虑轴承摩擦损耗的效率,

$$\eta_g = 1 - \psi$$

在使用滚动轴承时 $\psi_1 = 0.005$,

在使用滑动轴承时 $\psi_2 = 0.01$ 。

由于本设计的传动系统中, 有两对滚动轴承和一只滑动轴承, 故:

$$\eta_g = (1 - \psi_1)^2 (1 - \psi_2)$$

$$= (1 - 0.005)^2 (1 - 0.01) = 0.98$$

将上述各结果代入 (c) 式即:

$$M_D = \frac{M_1}{\eta_z \eta_g i_z} = \frac{20.7}{0.94 \times 0.98 \times 5} = 4.49 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

这就是电机实际所需转矩, 前面已讲所选用的 SD-02 交流伺服电机的转矩为 $5 \text{ kg} \cdot \text{cm}$, 略大于 M_D , 故选用该电机是合适的。

改进完善

为了适应较大批量培养的需要 (如批量培养蘑菇菌、海藻等), 最近我们在原设计的基础上又增设了一个加长支架, 这个支架加长轴上可安放两只转盘, 即一机带两盘工作。这样该机即要增加一倍的负载, 原设计的电机和传动系统是否能够承受。对于这个问题, 我们在前面作齿轮的强度计算时, 齿轮轴所受转矩值, 是按培养瓶在转盘上单侧面分布即是最不理想分布时求得的最大值, 但实际使用中并不会这样安置, 一般都是在整个盘上均布的, 因此各瓶对齿轮轴心的合力矩很小, 趋于平衡, 又由于在齿轮的承载能力计算时, 我们曾选取安全系数 $n = 1.8$, 故齿轮的许用圆周力 F_{u0} 是实际圆周力 F_u 的 1.8 倍, 因此动力系统驱动两只盘的潜力是有的, 这样设计后, 基本完善了该机的性能, 使其应用范围更广。

结 语

经上一系列的设计计算后, 基本上确定了整机的各主要参数和尺寸, 在这基础上设计出来的机器, 具有结构合理, 性能可靠, 体积小, 重量轻等优点, 该机在 1979 年初试制成功, 年底开始批量生产经销各地, 经几年的使用表明, 性能良好, 无故障。