

生物质颗粒燃料平模成型机压辊优化设计

王述洋，崔金磊

(东北林业大学机电工程学院，黑龙江哈尔滨150040)

摘要：通过对生物质平模成型机工作原理介绍以及压辊运动分析，得出压辊产生滑动的原因，并提出压辊改进设计；通过对锥辊的特性分析，得出使压辊产生最大挤压力应满足的条件。认为直压辊的滑动作用可以增加生物质的压缩行程，有利于物料的成型。锥辊数学模型的建立，有助于平模成型机相关尺寸的确定，提高其性能和效率。该研究为今后平模成型机的优化设计提供了理论支持。

随着全球石油、煤炭等一次性能源的枯竭，人们居住环境污染问题日益突出，能源、环保等问题得到人们的强烈关注。近年来，发展低碳型、环境友好型、可持续型经济已经势在必行。

作为传统农业

大国，我国有丰富的生物质资源

。截至2010年底，农村剩余秸秆量每年达到 7.26×10^9 t，相当于 3×10^9

t标准煤，减去工业生产、还田、颗粒

饲料加工以及生活燃烧部分，还有 2.5×10^9 t左右。林业废弃物每年可达到3700万 hm^2 。

为了避免资源的浪费，更好地保护环境以及缓解能源危机，生物质成型颗粒燃料得到了广泛的应用。生物质颗粒平模成型机以其结构简单，制造、安装和维护方便且造价低廉，同时对物料粉碎粒度及其含水率范围要求大等优点，在农村个人等小规模生产中得到广泛的应用。作为生产颗粒燃料的关键设备，对生物质成型机的研究、分析和优化必不可少。

1 生物质颗粒平模成型机的关键结构与工作原理

生物质颗粒燃料平模成型机结构如图(1)所示，由电机、减速器(差速器)、传动主轴、物料室、压辊、压辊架、平模盘、成型模具等关键部件组成。

正常工作时，成型机的平模盘固定在机架上，电机通过皮带连接减速器的带轮进行减速变向，使传动主轴得到相应的转速；传动主轴将动力传给压辊架，带动压辊架转动。由于生产过程中压辊和平模盘之间充满生物质物料，在压辊架转动的过程中，压辊和物料以及物料和平模盘之间产生摩擦力，压辊在此摩擦力的作用下实现自传，同时不断将物料挤压到成型模具中。在压辊与平模盘强烈的挤压作用下，物料逐渐被压实，并随着后续挤入物料的压力而脱离模具。成型颗粒燃料脱离模孔后，由切刀切割成一定长度的颗粒后从出料口滚落收集。

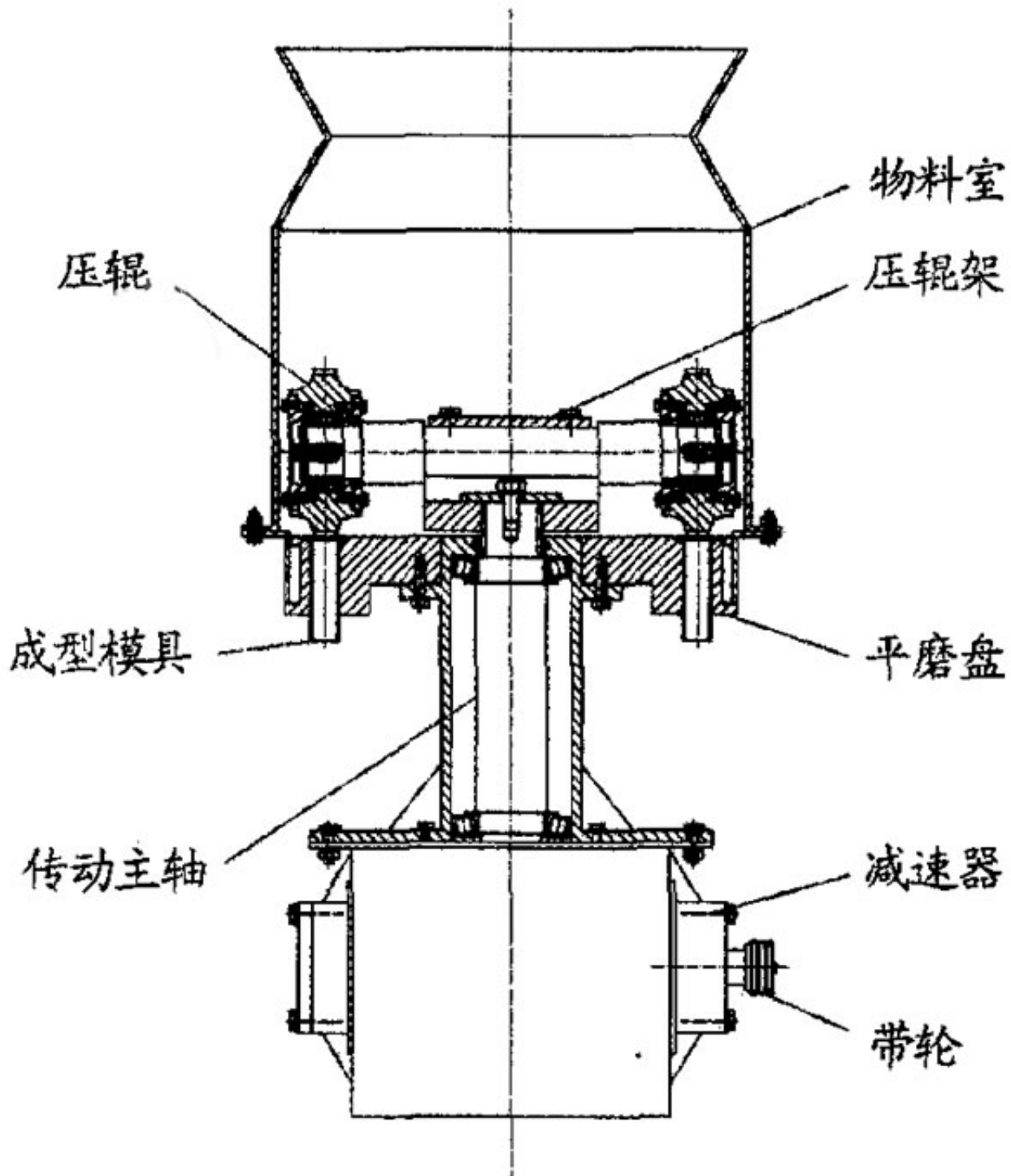


图 1 生物质颗粒平模成型机关键结构

为生产不同直径的生物质颗粒燃料，根据具体尺寸更换相应模孔直径的平模盘和成型模具。同时为更好地满足生产要求，平模盘周围要配备相应的加热装置，适时调节生物质原料的含水率，以保证平模成型机的生产要求。

2 生物质颗粒平模成型机压辊特性

2.1 平模成型机直压辊运动特性 图2为生物质颗粒燃料平模成型机的工作原理图,该机具主要由平模盘和两个压辊组成。设压辊对物料的攫取高度为 h_0 ,传动主轴的转速为 n_1 ,压辊由于与物料间产生的摩擦而引起的自转转速为 n_2 ,压辊对物料的最大攫取角为 φ_0 。如图2(b)所示,压辊圆周表面上各点对物料的挤压力并不是相同的。设压辊与平模盘接触线的内外两端点为A、B、C为其上任一点,则压辊两端点的线速度为^[5]: $V_A = 2n_1 \pi R_{OA}$; $V_B = 2n_1 \pi R_{OB}$ 。

假定压辊上任一点C处自转速度与绕OZ旋转速度相同,则: $V_{OC} = V_r = 2n_1 \pi R_{OC}$

$$\Delta V_A = V_A - V_{OC} = 2n_1 \pi R_{OA} - 2n_1 \pi R_{OC} \quad (1)$$

$$\Delta V_B = V_B - V_{OC} = 2n_1 \pi R_{OB} - 2n_1 \pi R_{OC} \quad (2)$$

$$\Delta V_{AB} = V_B - V_A = 2n_1 \pi R_{OB} - 2n_1 \pi R_{OA} \quad (3)$$

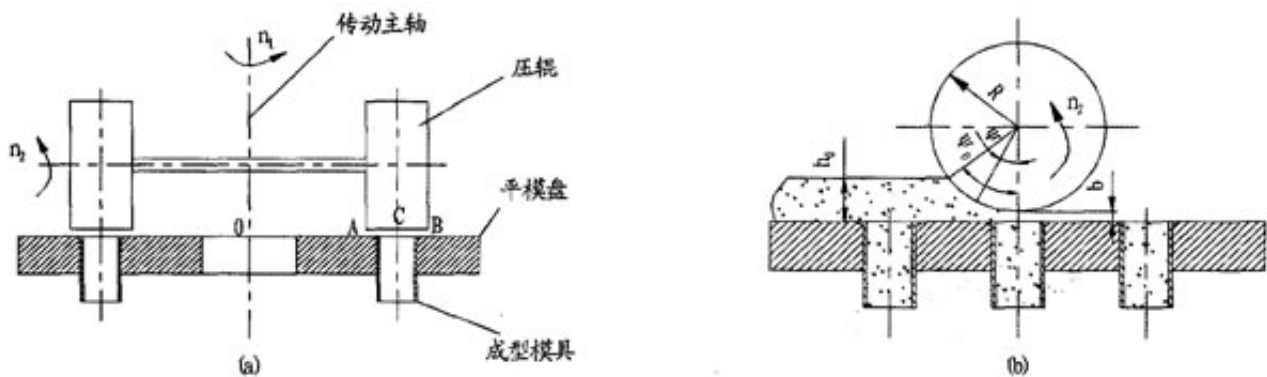


图2 平模成型机的工作原理

由于 ΔV_A 、 ΔV_B 不为0,即在实际工作中,压辊在平模盘上并不是作纯滚动运动,而是一直伴随有滑动运动。由于滑动的存在,一定程度上加速了压辊及平模盘的磨损,降低了成型机的寿命。但这种滑动在生产中能增强成型机的挤压、揉搓性能,在加工含粗纤维较多的生物质材料成型颗粒燃料方面平模成型机的性能更加的优越^[6-7]。

2.2压辊受力特性 由图3可知,在实际生产中,压辊与平模盘间将有一条纯滚动圆周线日。在日线内侧,压辊相对转速较快,这种超前性滑动称作滑转滚动;在H线外侧,压辊相对转速较慢,这种滞后性滑动称为滑移滚动。

由图3的受力分析可知:在物料与压辊接触线上任选一点A点进行受力分析,压辊受到物料的反作用力 N ,其大小受攫取角度 φ 的影响,方向指向压辊中心轴线;同时压辊还受到物料对其产生的摩擦力 F ,具体方向根据工作实际确定,方向过接触点A并与压辊相切。建立柱坐标系,选取压辊外端面圆心为柱坐标系的中心点 O ,压辊的中心轴线为 Z 轴,垂直于平模盘且过压辊端面圆心向下方向为 Y 轴(图3)。由于压辊自身的旋转无外力(矩)作用,属于从动,则压辊自身所有力矩之和为零,建立平衡方程如下^[8]:

$$M_r = \int_0^L \int_0^{\varphi_0} F(\varphi, z) \cdot r d\varphi dz = 0 \quad (4)$$

设压辊上纯滚动线 H 的 Z 坐标值为 z_0 ,则式(4)转化为:

$$\int_0^{z_0} \int_0^{\varphi_0} F(\varphi, z) \cdot r d\varphi dz + \int_0^L \int_0^{\varphi_0} F(\varphi, z) \cdot r d\varphi dz = 0 \quad (5)$$

$$\int_0^{z_0} \int_0^{\varphi_0} F(\varphi, z) \cdot r d\varphi dz = - \int_0^L \int_0^{\varphi_0} F(\varphi, z) \cdot r d\varphi dz \quad (6)$$

式(6)中,等号左边为滑移滚动区摩擦力的和力矩,等号右边为滑转滚动区摩擦力的和力矩,两者大小相等,方向相反。

2.3压辊对生物质原料挤压的力学分析 图4为压辊对生物质原料挤压的力学分析图,选取挤压物料的任一点B点进行受力分析,物料受到压辊对其施加的挤压力 N' 和摩擦力 F' ,其大小和压辊所受力相同,方向相反。同时在生产过程中,平模盘给物料一个水平的摩擦力 F_x 和竖直的支撑力 F_y ,整理得:

$$F_x + \int_0^{\varphi_0} N(\varphi) \sin(\varphi) d\varphi + \int_0^{\varphi_0} F(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi = 0 \quad (7)$$

$$F_y + \int_0^{\varphi_0} N(\varphi) \cos(\varphi) d\varphi + \int_0^{\varphi_0} F(\varphi) \sin(\varphi) d\varphi = 0 \quad (8)$$

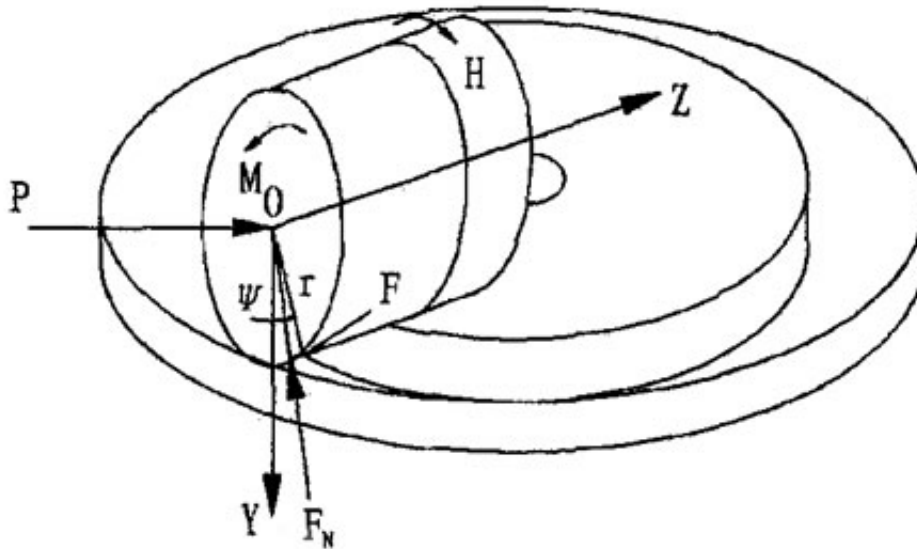


图3 压辊受力分析

由式(5)~式(8)得, 相较于纯滚动, 压辊的滑转、滑移滚动的产生就是把原有作用力重新分配, 不仅使物料水平方向上受力增大, 增长了物料的预压行程, 同时也增强了在竖直方向上的挤压力, 使得生物质颗粒平模成型机的平模盘厚度变薄, 远小于环模盘的厚度。因此, 直压辊所产生的滑动效应并不完全是消极的。

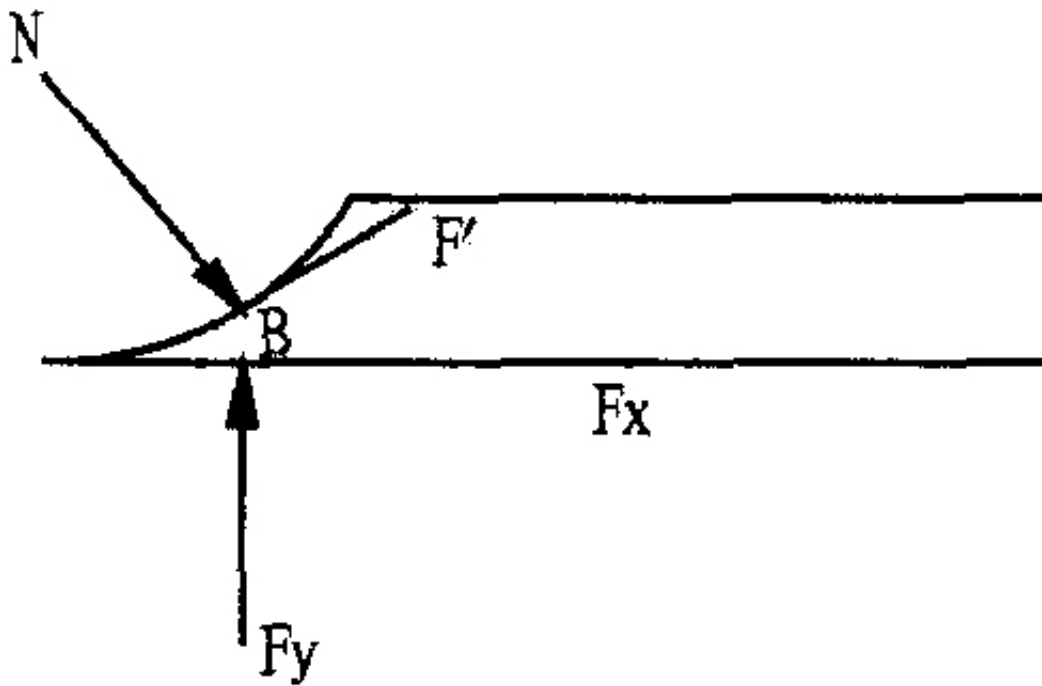


图 4 物料受力分析

由于压辊同时存在滑移滚动和滑转滚动，这就加快了压辊和平模盘的磨损速度。为了节约成本，设计加工时将平模加工成对称结构，正反使用；同时将压辊的形状重新进行设计，改换成锥形压辊，使压辊在宽度范围内线速度一致，消除滑动产生的磨损。

3 生物质颗粒平模成型机压辊改进设计及特性分析

生物质平模成型机工作时, 主轴 OZ 的旋转带动压辊架旋转, 并带动压辊以 ω_i 的角速度绕 OZ 旋转, 由于物料和压辊以及物料和平模盘之间存在摩擦力, 在该摩擦力的作用下, 压辊在公转的同时绕 ξ 轴以 ω_i 的角速度自转。设定压辊的质量为 m , 半径为 R , 对回转轴 ξ 的惯性半径为 ρ , 压辊自转轴 ξ 与公转轴 OZ 的夹角为 θ , 锥辊公转角速度 ω_i , 自转角速度为 ω_i 和 ω 。假定锥辊的转速一定, 当 θ 为何值时锥辊产生的压力值最大^[12]。

在实际生产过程中, 压辊即使是锥辊也很难完全纯滚动工作, 为分析方便, 现假定锥辊在平模盘上作纯滚动运动, 则此刻接触点 D 的速度为零, 直线 OD 就变为锥辊的瞬时传动轴。取过定点 D 且与锥辊主轴方向相同的固连系 $[O, e_1, e_2, e_3]$, 即 $O\xi\eta\xi$ 系(图 5)。得:

$$\omega_i = \frac{\sin(\theta - \alpha)}{\sin\alpha} \cdot \omega_i \cdot e_3 = \left(\frac{l_{OC}}{R} \sin\theta - \cos\theta \right) \cdot \omega_i \cdot e_3 \quad (9)$$

$$\omega = \omega_i + \omega_s = \omega_i e_1 - \omega_i e_2 + \omega_i e_3 = \omega_i \sin\theta \left(e_2 + \frac{e_3}{R} \right) \quad (10)$$

由于锥辊公转规律, 由赖柴定理得^[13]:

$$M_O = [J_3 + (J_3 - J_2) \frac{\omega_i}{\omega_s} \cos\theta] \omega_i \times \omega_s \quad (11)$$

式中: M_O —作用在锥辊上外力的主矩; J_2, J_3 —分别是锥辊对 η 轴和 ξ 轴的转动惯量。

将式(11)向 ξ 轴投影, 规定 ξ 轴的正方向为垂直于纸面向外, 得:

$$M_\xi = [J_3 + (J_3 - J_2) \frac{\omega_i}{\omega_s} \cos\theta] \omega_i \omega_s \sin\theta \quad (12)$$

将式(9)的 ω_s 等式带入到式(12), 得:

$$M_\xi = \left[\frac{l}{R} J_3 \sin\theta - J_2 \cos\theta \right] \omega_i^2 \sin\theta \quad (13)$$

由图 5 可知, 锥辊重力 $P = mg$ 、物料对锥辊的挤压力 F_N 和主轴对锥辊的拉力。忽略外界的静摩擦力和滚动摩擦阻力矩的影响, 得到外力对 ξ 轴的力矩:

$$M_\xi = F_N l \sin\theta - P l \sin\theta \quad (14)$$

联合式(9)和式(10), 得到平模盘的法向反力:

$$F_N = mg + \left(\frac{J_3}{R} \sin\theta - \frac{J_2}{l_{OC}} \cos\theta \right) \omega_i^2 \quad (15)$$

综上所述, 要使得锥辊的挤压力 F_N 最大, 令 $\frac{dF_N}{d\theta} = 0$, 此

时可求得最佳的 θ 值。由 $\frac{dF_N}{d\theta} = 0$ 得:

$$\begin{cases} \cos\theta = 0 \\ \frac{J_3}{R} \cos\theta + \frac{J_2}{l_{OC}} \sin\theta = 0 \end{cases} \quad (16)$$

由于锥辊对各个轴的惯量分别为: $J_1 = J_2 = \frac{1}{2} m \rho^2 + m l_{OC}^2, J_3 = m \rho^2$ (17)

将式(17)带入到式(16), 得:

$$\frac{\rho^2}{R} \cos\theta + \frac{\rho^2 + 2l^2}{2l} \sin\theta = 0, \text{求得 } \theta \text{ 为:}$$

$$\theta = -\arctan \frac{\rho^2}{R} \cdot \frac{2l_{OC}}{(R^2 + 2l_{OC}^2)} \quad (18)$$

所有, 有上述计算可知, 式(16)和式(18)是使锥辊的挤压力最大时的 θ 值的计算公式。由于式(16)求得 $\theta = 90^\circ$, 不满足要求, 所以, 对于锥辊式生物质颗粒燃料平模成型机式(18)满足其设计要求。

