

# 基于 16 MN 伺服热模锻压力机传动系统的伺服电机参数选型分析

王一凡, 石一馨, 孙国强, 曾 琦, 陈宪明

(中国机械总院集团北京机电研究所有限公司, 北京 100083)

**摘要:** 为有效确定伺服热模锻压力机中伺服电机的各项参数选型, 以 3 台伺服电机通过行星减速器驱动的 16 MN 伺服热模锻压力机为研究对象, 对伺服热模锻压力机的传动系统进行分析, 将传动系统分解为曲柄滑块机构和行星减速器机构, 并通过 Matlab/Simulink 建立数学模型。仿真结果表明: 单台伺服电机在最大公称压力下所需的最大扭矩为  $18.83 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , 额定扭矩为  $6.278 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , 峰值功率为  $295.8 \text{ kW}$ 。同时, 以伺服热模锻压力机曲柄滑块的上死点为起点, 运行节拍为  $45 \text{ 次} \cdot \text{min}^{-1}$  时, 曲柄滑块机构的最大等效转动惯量为  $502.232 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 行星减速器的最大等效转动惯量为  $40.98 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , 单台伺服电机输出轴所需的最大负载等效转动惯量为  $15.335 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

**关键词:** 伺服电机; 伺服热模锻压力机; 曲柄滑块机构; 行星减速器; 转动惯量

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2025.04.025

**中图分类号:** TG315

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2025) 04-0206-09

## Parameter selection analysis on servo motor based on transmission system of 16 MN servo hot die forging press

Wang Yifan, Shi Yiqing, Sun Guoqiang, Zeng Qi, Chen Xianming

(China Academy of Machinery Beijing Research Institute of Mechanical & Electrical Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China)

**Abstract:** In order to effectively determine the parameter selection of servo motor in servo hot die forging press, for a 16 MN servo hot die forging press driven by three servo motors through a planetary reducer, the transmission system of the servo hot die forging press was analyzed, which was decomposed into a crank slider mechanism and a planetary reducer mechanism, and the mathematical model was established by Matlab/Simulink. The simulation results show that the maximum torque required by a single servo motor under the maximum nominal pressure is  $18.83 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , the rated torque is  $6.278 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , and the maximum power is  $295.8 \text{ kW}$ . At the same time, taking the upper dead point on the slider of the servo hot die forging press as the starting point, when the operating cycle is 45 times per minute, the maximum equivalent moment of inertia for the crank slider mechanism is  $502.232 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , the maximum equivalent moment of inertia for the planetary reducer is  $40.98 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ , and the maximum load equivalent moment of inertia required by the output shaft of a single servo motor is  $15.335 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

**Key words:** servo motor; servo hot die forging press; crank slider mechanism; planetary reducer; moment of inertia

传统热模锻压力机运行精度与能量利用率较低, 不能满足现代工业对模锻设备打击能量精确控制的伺服化及智能化要求<sup>[1]</sup>, 而伺服热模锻压力机具有根据不同工艺要求定制成形工艺曲线的优势, 因此, 逐渐成为国内外现代智能工业化的主流设备<sup>[2]</sup>。本文研究的伺服热模锻压力机与普通曲柄热模锻压力

机的工作原理类似, 即通过曲柄滑块机构将主传动的旋转运动转换为滑块的往复运动, 区别在于伺服热模锻压力机省去了离合器、制动器、飞轮等机械结构和储能元件<sup>[3]</sup>, 直接由 3 台永磁同步电机通过行星减速器驱动曲柄滑块机构实现锻造过程, 从而使压力机结构得到简化和优化<sup>[4]</sup>。由于伺服驱动系统的引入, 使得压力机在工作行程中可调整滑块的运动过程和速度范围, 因此, 有效提高了热模锻压力机的工艺适用性<sup>[5]</sup>, 保证了工件锻造质量, 提高了模具寿命<sup>[6-7]</sup>。

伺服电机的负载转动惯量变化会直接影响伺服热模锻压力机加减速运动过程中的运行效率, 压力机快速打击和回程时所用的转动惯量越大, 伺服电

收稿日期: 2024-10-25; 修订日期: 2025-01-16

基金项目: 典型等材装备及关键功能部件质量与可靠性评价服务平台 (2022-232-223-02)

作者简介: 王一凡 (1999-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1060369934@qq.com

通信作者: 曾 琦 (1974-), 女, 博士, 研究员

E-mail: laxzengq@163.com

机的加速度和响应速度就越慢<sup>[8]</sup>，若压力机的转动惯量超出所选伺服电机的承受范围，即会导致伺服电机在运行时不能达到额定转速和转矩，压力机无法进行打击生产。同时，压力机的转动惯量偏差会干扰伺服电机的定位精度，转动惯量较大导致伺服电机转子停止旋转时需要消耗较长的时间来稳定，降低了伺服热模锻压力机的运行稳定性<sup>[9]</sup>。本文针对 16 MN 伺服热模锻压力机的性能和参数要求，在对压力机的曲柄滑块机构和行星减速器机构进行分析的基础上，采用 Matlab/Simulink 建立了适用于 16 MN 伺服热模锻压力机的伺服电机参数分析模型，通过输入曲柄连杆及滑块的各项参数指标，确定伺服电机所需的最大扭矩、额定扭矩和峰值功率，以及伺服热模锻压力机在一次打击过程中对应于伺服电机输出轴的等效转动惯量曲线，从而确定伺服电机输出轴在伺服热模锻压力机运行过程中的最大负载等效转动惯量。

### 1 16 MN 伺服热模锻压力机设计概述

本文参考德国 Eumuco 热模锻压力机设计，曲柄转角在 10°时达到最大公称压力 16 MN<sup>[10]</sup>。根据实际锻造工艺需求，本文所研究的伺服热模锻压力机的初始参数如表 1 所示。

表 1 16 MN 伺服热模锻压力机初始参数  
Table 1 Initial parameters of 16 MN servo hot die forging press

参数	数值
曲柄转速/(r·min <sup>-1</sup> )	45
滑块行程/mm	280
曲柄长度/mm	140
连杆长度/mm	1097

16 MN 伺服热模锻压力机的三维模型如图 1 所示，主要由机身、曲柄连杆机构、滑块导向系统、伺服电机与行星减速器等组成。压力机工作时，由伺服电机通过行星减速器驱动曲柄连杆机构，将曲柄的旋转运动转变为滑块的直线往复运动进行打击。通过建立 16 MN 伺服热模锻压力机传动机构的数学模型，分析曲柄滑块机构的运动特性和受力情况，从而确定伺服电机所需的扭矩和功率，并通过分析行星减速器、曲柄滑块等运动部分的转动惯量来评估伺服电机的惯性负载，最终确定伺服电机的合理选型。

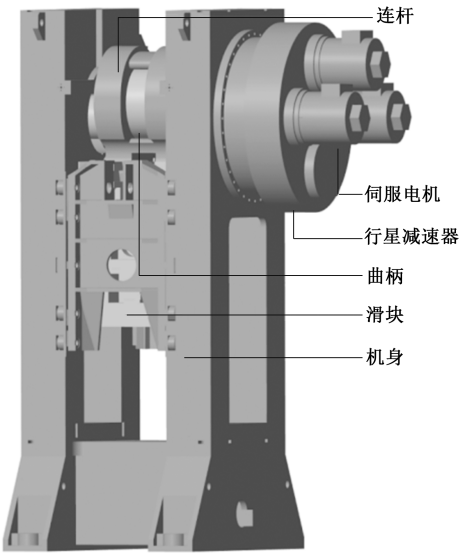


图 1 16 MN 伺服热模锻压力机的三维模型  
Fig. 1 3D model of 16 MN servo hot die forging press

### 2 运动学与受力分析

如图 2 所示，O 点为曲柄转动中心点，A 点为曲柄与连杆的铰接点，B 点为连杆与滑块的铰接点；R 为曲柄长度，L 为连杆长度， $\alpha$  为曲柄转角， $\beta$  为连杆 AB 与滑块运动轴线夹角，S 为滑块与曲柄旋转中心距， $S_a$  为伺服热模锻压力机的压力行程， $F_p$  为公称压力， $F_{AB}$  为连杆作用于滑块的合力， $\theta$  为曲柄连杆夹角， $\omega_1$  为曲柄角速度，H 为曲柄达到最大扭矩时的力臂。曲柄旋转方向为逆时针方向，曲柄旋转至最上方为上死点，当滑块从上死点运动至压力

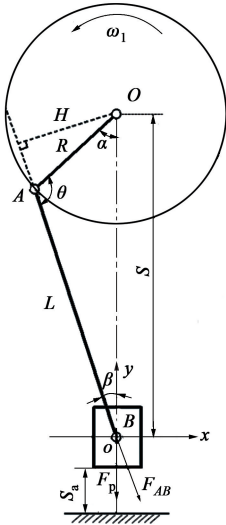


图 2 曲柄滑块机构运动学分析  
Fig. 2 Kinematic analysis of crank slider mechanism

机压力行程初始点时,采用正交分解法<sup>[11]</sup>,构建曲柄连杆机构的矢量方程以及投影于  $xoy$  坐标系的方程式,如式 (1) ~ 式 (3) 所示。

$$\vec{R} + \vec{L} = \vec{S} \quad (1)$$

$$R\cos\alpha + L\cos\beta = S \quad (2)$$

$$R\sin\alpha + L\sin\beta = 0 \quad (3)$$

对式 (2) 和式 (3) 求导得出滑块运动速度。

$$-R\omega_1\sin\alpha - L\omega_2\sin\beta = v_3 \quad (4)$$

$$R\omega_1\cos\alpha + L\omega_2\cos\beta = 0 \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} L\sin\beta & 1 \\ -L\cos\beta & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_2 \\ v_3 \end{bmatrix} = \omega_1 \begin{bmatrix} -R\sin\alpha \\ R\cos\alpha \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中:  $\omega_2$  为连杆角速度;  $v_3$  为滑块线速度。

由正弦定理可计算  $\beta$  值:

$$\sin\beta = \frac{R}{L}\sin\alpha = \lambda\sin\alpha \quad (7)$$

$$\cos\beta = \frac{1}{L}\sqrt{L^2 - R^2\sin^2\alpha} = \sqrt{1 - \lambda^2\sin^2\alpha} \approx 1 - \frac{1}{2}\lambda^2\sin^2\alpha \quad (8)$$

式中:  $\lambda$  为连杆系数,  $\lambda = \frac{R}{L}$ 。

由式 (7) 和式 (8) 可得出伺服热模锻压力机压力行程为:

$$S_a = R + L - (R\cos\alpha + L\cos\beta) \quad (9)$$

当曲柄旋转至公称压力角时,滑块达到公称压力行程,此时可得出曲柄力臂为:

$$H = S \times \sin\beta = \frac{L\sin(\pi - \alpha - \beta)}{\sin\alpha} \times \sin\beta = \frac{L\sin\theta}{\sin\alpha} \times \sin\beta \quad (10)$$

对传动机构进行受力分析,此时曲柄在理想条件下受到的最大扭矩  $M_{\max}^*$  为:

$$M_{\max}^* = F_{AB} \times H = \frac{F_p}{\cos\beta} \times \frac{L\sin\theta}{\sin\alpha} \times \sin\beta = \frac{F_p L \sin\theta}{\sin\alpha} \times \tan\beta \quad (11)$$

考虑到伺服热模锻压力机的摩擦因素,下面计算曲柄在运动过程中所承受的摩擦扭矩。

如图 3 所示,  $d_A$  为曲轴曲柄颈直径,  $d_0$  为曲轴曲柄支撑颈直径,  $d_B$  为连杆梢直径。伺服热模锻压力机在运行过程中,摩擦主要集中在滑块导轨面的摩擦和曲柄支撑颈和轴承之间的摩擦。在近似计算中,摩擦扭矩  $M_f$  可被作为常数,对曲柄滑块机构的摩擦扭矩引用以下近似计算公式<sup>[12]</sup>:

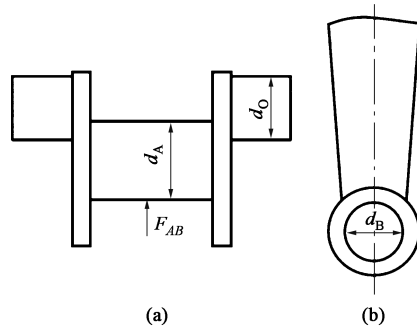


图 3 曲柄 (a) 与连杆梢 (b) 的示意图

Fig. 3 Schematic diagrams of crankshaft (a) and connecting rod tip (b)

$$M_f = \frac{1}{2}F_p\mu[(1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + d_0] \quad (12)$$

式中:  $\mu$  为摩擦因数。

式 (11) 与式 (12) 相加得到考虑摩擦后曲柄在最大公称压力下所传递的扭矩。

$$M_{\max} = M_{\max}^* + M_f =$$

$$\frac{F_p L \sin\theta}{\sin\alpha} \times \tan\beta + \frac{1}{2}F_p\mu[(1 + \lambda)d_A + \lambda d_B + d_0] \quad (13)$$

式中:  $M_{\max}$  为考虑摩擦时曲柄的最大传递扭矩。

基于上述分析,下面采用 Simulink 建立曲柄滑块机构的数学模型,以计算曲柄所需的输出扭矩。如图 4 所示,该模型分为公称压力行程  $S_p$  计算模块、 $\beta$  角计算模块、力臂  $H$  计算模块、 $\theta$  角计算模块、摩擦扭矩  $M_f$  计算模块、 $S$  值计算模块以及理想条件下最大扭矩  $M_{\max}^*$  计算模块。模型输入参数和输出结果分别如表 2 和表 3 所示。计算结果显示,曲柄在理想条件下的最大输出扭矩为 437.9 kN·m,考虑摩擦作用下曲柄的最大输出扭矩为 565 kN·m,该输出扭矩为电机选型提供了设计依据。

### 3 转动惯量分析

#### 3.1 曲柄滑块机构转动惯量分析

伺服热模锻压力机的运行精度和稳定性除了依靠伺服电机性能外,其负载转动惯量与电机转动惯量的匹配程度也会直接影响压力机的运行控制精度,两者转动惯量的匹配偏差过大,压力机的伺服驱动系统会出现振荡、失控等现象。通过精确计算伺服热模锻压力机对伺服电机输出轴的负载转动惯量,可以最大限度提高伺服热模锻压力机的能量控制精度、电机响应速度以及运行稳定性。

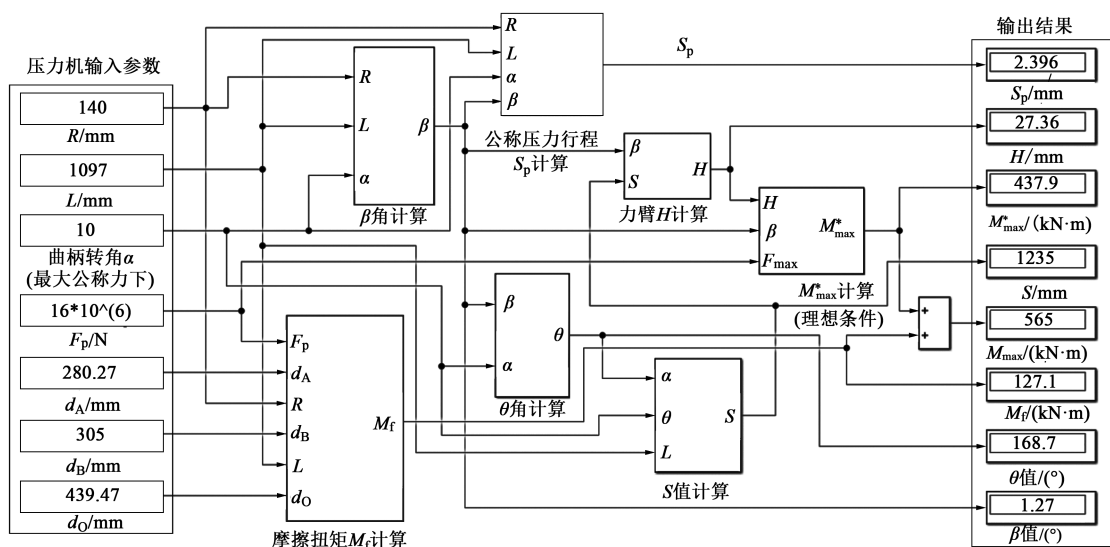


图4 曲柄滑块机构数学模型

Fig. 4 Mathematical model of crank slider mechanism

表 2 曲柄滑块机构数学模型输入参数

**Table 2** Input parameters of mathematical model for crank slider mechanism

参数	数值
曲柄长度 $R/\text{mm}$	140
连杆长度 $L/\text{mm}$	1097
曲柄转角 $\alpha/(\text{°})$	10
公称压力 $F_p/\text{MN}$	16
摩擦因数 $\mu$	0.02
连杆系数 $\lambda$	0.128
曲轴曲柄颈直径 $d_A/\text{mm}$	280.27
连杆梢直径 $d_B/\text{mm}$	305
曲轴曲柄支撑颈直径 $d_0/\text{mm}$	439.47

表 3 曲柄滑块机构数学模型输出参数

**Table 3** Output parameters of mathematical model for crank slider mechanism

参数 (公称压力下)	数值
公称压力行程 $S_p/\text{mm}$	2.396
力臂 $H/\text{mm}$	27.36
理想条件下最大扭矩 $M_{\max}^*/(\text{kN} \cdot \text{m})$	437.9
滑块与曲柄旋转中心距 $S/\text{mm}$	1235
摩擦条件下最大传递扭矩 $M_{\max}/(\text{kN} \cdot \text{m})$	565
曲柄连杆夹角 $\theta/(^{\circ})$	168.7
连杆与滑块运动轴线夹角 $\beta/(^{\circ})$	1.27

由于伺服热模锻压力机驱动及传动系统的转动惯量随着滑块往复运动发生周期性变化, 本文通过建立曲柄滑块机构和行星减速器的等效力学模型来

求解负载转动惯量,从而确定永磁同步电机的转动惯量匹配特性。等效转动惯量的等效条件是相关传动系统的机械结构动能相等<sup>[13]</sup>,即等效机械结构具备的动能与伺服热模锻压力机的其他运动部件动能总和相等,因此,本文将曲柄滑块机构和行星减速器机构的转动惯量等效至永磁同步电机输出轴,最终求解出永磁同步电机的负载转动惯量。

如图 5 所示, 曲柄滑块机构中各个机械部件的动能可以分为质心的平动动能和部件绕质心的转动动能<sup>[12]</sup>,  $P_O$  为曲柄旋转中心点,  $P_A$  为曲柄与连杆连接点,  $P_B$  为连杆与滑块连接点,  $P_C$  为点  $P_A$  在曲柄上的投影位置点,  $P_D$  为点  $P_A$  在连杆上的投影位置点  $O$  设定曲柄以逆时针旋转为正方向, 当滑块做上下往复运动时, 延长连杆长度  $L$  与曲柄旋转中心水平线相交, 延长曲柄长度  $R$  与滑块和连杆铰接点水平延长线相交。整个曲柄滑块机构等效至曲柄旋转中心的动能为:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 \quad (14)$$

式中:  $E$  为曲柄滑块机构的总动能;  $E_1$ 、 $E_2$ 、 $E_3$  分别为曲柄、连杆与滑块的动能。

式 (14) 分解为:

$$\begin{cases} E_1 = \frac{1}{2}J_1\omega_1^2 \\ E_2 = \frac{1}{2}m_2v_2^2 + \frac{1}{2}J_2\omega_2^2 \\ E_3 = \frac{1}{2}m_3v_3^2 \end{cases} \quad (15)$$

式中:  $J_1$ 、 $J_2$  分别为曲柄和连杆的转动惯量;  $m_2$ 、 $m_3$  分别为连杆和滑块的质量;  $v_2$ 、 $v_3$  分别为连杆和



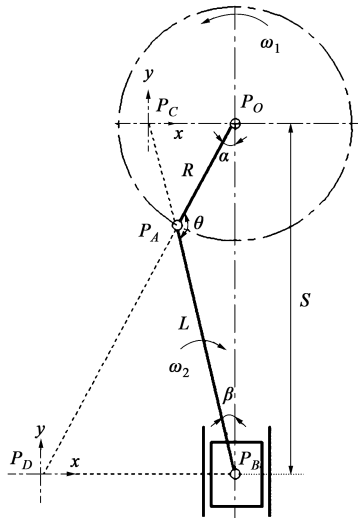


图 5 曲柄滑块机构等效转动惯量分析

Fig. 5 Analysis on equivalent moment of inertia for crank slider mechanism

滑块的线速度； $\omega_2$  为连杆角速度。

曲柄和连杆的角速度关系可表达为：

$$|\overline{P_O P_C} \times \omega_1| = |S \cdot \tan \beta \cdot \omega_1| \quad (16)$$

$$|\overline{P_D P_B} \times \omega_2| = |S \cdot \tan \alpha \cdot \omega_2| \quad (17)$$

式中： $\overline{P_O P_C}$  为曲柄与滑块的相对运动距离； $\overline{P_D P_B}$  为连杆与滑块的相对运动距离。

基于曲柄和连杆质心在滑块往复运动过程中线速度相等，则可求解曲柄和连杆的角速度对应关系。

$$\omega_2 = \left| \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \cdot \omega_1 \right| \quad (18)$$

由图 5 可知，曲柄为转动动能，滑块为平动动能，连杆相对于滑块可以分解为平动动能和绕滑块运动的转动动能，式 (14) 可推导为：

$$E = \frac{1}{2} J_1 \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \cdot \frac{\tan^2 \beta}{\tan^2 \alpha} \cdot \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \times (S \omega_1 \tan \beta)^2 + \frac{1}{2} m_3 \cdot (S \omega_1 \tan \beta)^2 \quad (19)$$

则整个曲柄滑块机构对应至曲柄旋转中心的转动惯量为：

$$J_{\text{曲}} = J_1 + J_2 \cdot \frac{\tan^2 \beta}{\tan^2 \alpha} + (m_2 + m_3) S^2 \tan^2 \beta \quad (20)$$

式中： $J_{\text{曲}}$  为曲柄滑块机构的等效转动惯量。

本文曲柄连杆及滑块均为普通碳钢材质，各运动部件的输入转动惯量等参数如表 4 所示。

表 4 曲柄滑块机构的输入参数

Table 4 Input parameters for crank slider mechanism

参数	数值
曲柄质量 $m_1/\text{kg}$	3316.198
连杆质量 $m_2/\text{kg}$	3712.694
滑块质量 $m_3/\text{kg}$	9258.416
曲柄转动惯量 $J_1/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	243.690
连杆转动惯量 $J_2/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	622.731

通过上述推导，采用表 4 中转动惯量参数在 simulink 中建立曲柄滑块机构等效转动惯量数学模型。如图 6 所示，该模型分为  $\beta$  变换量计算模块、连杆等效转动惯量计算模块、滑块等效转动惯量计算模块、曲柄滑块机构等效转动惯量计算模块。设定伺服热模锻压力机滑块上死点为起点，曲柄转角为  $0^\circ \sim 180^\circ$  时，滑块运动至下死点，之后在转角  $-180^\circ \sim 0^\circ$  时，滑块进行返程，以此作为条件，对  $\alpha$  角编写程序模拟曲柄转角随压力机打击时间的变化量。由于 16 MN 伺服热模锻压力机打击节拍为  $45 \text{ 次} \cdot \text{min}^{-1}$ ，因此，设定仿真时间为 1.33 s 内，伺服热模锻压力机进行 1 次打击。通过对曲柄滑块机构等效转动惯量数学模型输入对应参数，可得出曲柄滑块机构最终等效至曲柄旋转中心的转动惯量。

如图 7 所示，在  $0 \sim 1.33 \text{ s}$  内，曲柄滑块机构的等效转动惯量随曲柄转角  $\alpha$  旋转时呈周期性变化，最小等效转动惯量为  $253.833 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ，最大等效转动惯量为  $502.232 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。通过模拟曲柄滑块的等效转动惯量，结合行星减速器的等效转动惯量，为最终确定伺服电机输出轴的负载等效转动惯量建立基础。

### 3.2 行星减速器转动惯量分析

行星减速机的等效转动惯量同理，行星减速机的总动能可以分解为行星轮绕自身轴线的旋转动能和绕太阳轮轴线的旋转动能<sup>[14]</sup>，其结构如图 8 所示。其中，D 为太阳轮，P 为行星轮，G 为减速器内齿圈，C 为行星架，K 为太阳轮中心轴线，Q 为行星轮中心轴线。本文伺服热模锻压力机行星减速器有 3 个行星轮，选取太阳轮轴作为等效部件，其整体等效至太阳轮轴的转动惯量  $J_{\text{行}}$  为：

$$J_{\text{行}} = J_D + 3 \cdot J_P \frac{\omega_P^2}{\omega_D^2} + 3 \cdot m_P \frac{v_{\text{QK}}^2}{\omega_D^2} + J_C \frac{\omega_C^2}{\omega_D^2} \quad (21)$$

式中： $J_D$  为太阳轮转动惯量； $J_P$  为行星轮转动惯量； $J_C$  为行星架转动惯量； $\omega_D$  为太阳轮旋转角速

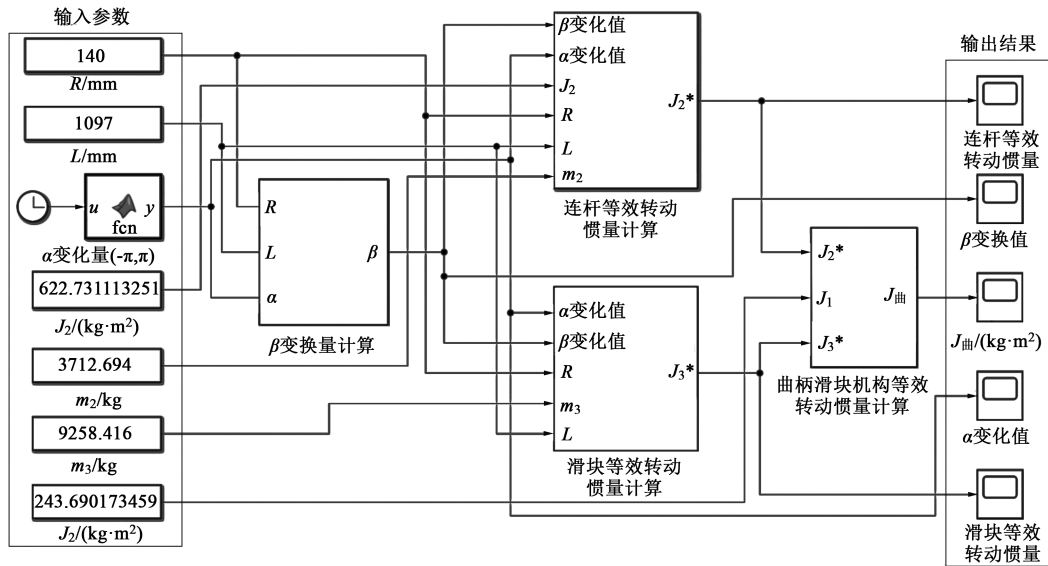


图6 曲柄滑块机构等效转动惯量数学模型

Fig. 6 Mathematical model of equivalent moment of inertia for crank slider mechanism

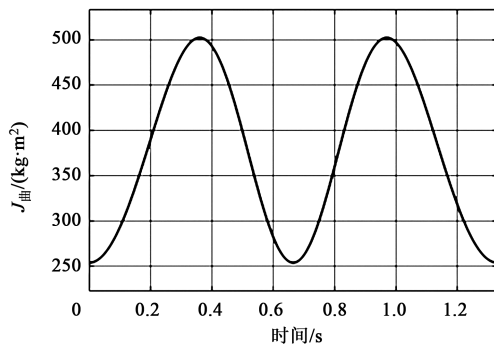


图7 曲柄滑块机构等效转动惯量曲线

Fig. 7 Curve of equivalent moment of inertia for crank slider mechanism

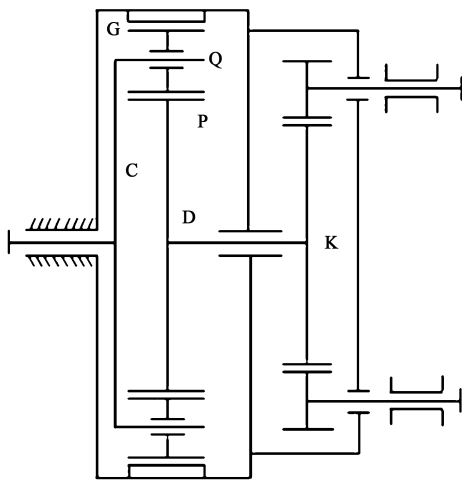


图8 行星减速器转动惯量分析

Fig. 8 Analysis on moment of inertia for planetary reducer

度;  $\omega_p$  为行星轮旋转角速度;  $\omega_c$  为行星架旋转角速度;  $v_{QK}$  为行星轮相对于太阳轮轴的线速度;  $m_p$  为行星轮质量。

由于该结构内齿圈固定, 内齿圈角速度  $\omega_c = 0$ , 推导出太阳轮和内齿圈相对于行星架的数比  $i_{DG}^c$ :

$$i_{DG}^c = \frac{\omega_D - \omega_c}{\omega_c - \omega_c} = 1 - \frac{\omega_D}{\omega_c} = -\frac{z_G}{z_D} \quad (22)$$

式中:  $z_D$  和  $z_G$  分别为太阳轮和内齿圈的齿数

行星轮和内齿圈相对于行星架的数比关系  $i_{PG}^c$  为:

$$i_{PG}^c = \frac{\omega_P - \omega_c}{\omega_G - \omega_c} = 1 - \frac{\omega_P}{\omega_c} = \frac{z_G}{z_P} \quad (23)$$

式中:  $z_P$  为行星轮的齿数。

结合式 (24) 和式 (25), 则推导出:

$$\begin{cases} \frac{\omega_c}{\omega_D} = \frac{z_D}{z_D + z_P} \\ \frac{\omega_P}{\omega_c} = \frac{z_P - z_G}{z_P} \end{cases} \quad (24)$$

由式 (24) 推导行星轮和太阳轮的角速度比值以及行星轮相对于太阳轮轴的线速度和太阳轮角速度比值为:

$$\begin{cases} \frac{\omega_P}{\omega_D} = \frac{z_D(z_P - z_G)}{z_P(z_D + z_G)} \\ \frac{v_{QK}}{\omega_D} = \frac{\omega_c R_c}{\omega_D} = \frac{\omega_c}{\omega_D} \times \frac{m}{2}(z_D + z_P) \end{cases} \quad (25)$$

式中:  $R_c$  为行星轮相对于太阳轮轴的运动半径;  $m$  为模数。

行星减速器整体等效于太阳轮轴的转动惯量  $J_{\text{行}}$  为:

$$J_{\text{行}} = J_D + 3 \cdot J_p \left[ \frac{z_D(z_p - z_G)}{z_p(z_D + z_G)} \right] + 3 \cdot m_p \left[ \frac{z_D m(z_D + z_p)}{2(z_D + z_G)} \right]^2 + J_c \left( \frac{z_D}{z_D + z_G} \right)^2 \quad (26)$$

行星减速器整体等效到电机输出轴上的转动惯量  $J_{\text{轮}}$  为:

$$J_{\text{轮}} = \frac{J_{\text{行}} + J_4}{i^2} + J_3 \quad (27)$$

通过上述推导, 结合表 5 测量参数在 Simulink 中建立行星减速器等效转动惯量数学模型, 如图 9 所示, 其中  $z_1$ 、 $z_2$  分别为行星减速器中小齿轮、大齿轮的齿数,  $J'$  为行星轮和行星架的等效转动惯量以及太阳轮和大齿轮的转动惯量的总和。

模型分为行星轮等效转动惯量计算模块和行星架等效转动惯量计算模块, 行星减速器各部件选取材料为普通碳钢, 输入模型的转动惯量及质量参数如表 5 所示。通过输入表 5 中相应参数确定行星减速器等效至太阳轮轴的等效转动惯量, 最终可以得到行星减速器的等效转动惯量为  $40.98 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

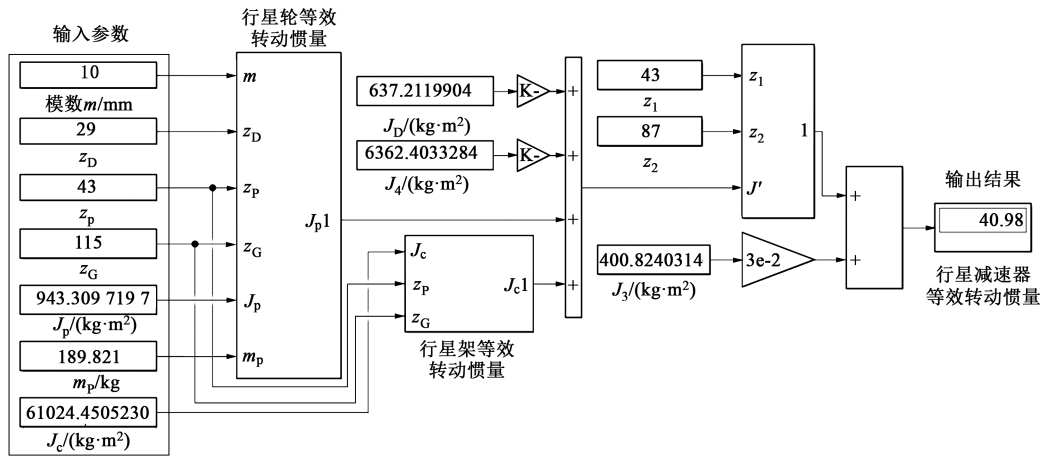


图 9 行星减速器等效转动惯量数学模型

Fig. 9 Mathematical model of equivalent moment of inertia for planetary reducer

表 5 行星减速器输入参数

Table 5 Input parameters of planetary reducer

参数	数值
小齿轮转动惯量 $J_3/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	400.824
大齿轮转动惯量 $J_4/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	6362.403
行星架转动惯量 $J_c/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	61204.450
太阳轮转动惯量 $J_D/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	637.212
行星轮转动惯量 $J_p/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	943.309
行星轮质量 $m_p/\text{kg}$	189.821

#### 4 伺服电机参数选型

伺服热模锻压力机设计采用永磁同步电机作为伺服驱动电机, 而对于永磁同步电机参数确定, 主要围绕输出扭矩和功率两个参数进行<sup>[15-16]</sup>, 为了减少伺服电机的制造难度和制造成本, 本文采用 3 台等功率伺服电机同步驱动策略, 结合式 (13), 传动系统等效至单台伺服电机输出轴的最大扭矩为:

$$T_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{3 \cdot i} \quad (28)$$

式中:  $T_{\text{max}}$  为单台伺服电机的最大扭矩;  $i$  为行星减速器的减速比。

则单台伺服电机的峰值功率  $P_{\text{max}}$  为:

$$P_{\text{max}} = \frac{n T_{\text{max}}}{9550} \quad (29)$$

式中:  $n$  为单台伺服电机额定转速。

本文选用行星减速器为二级减速, 计算伺服电机输出轴的等效转动惯量所需的一级减速比和二级减速比为:

$$\begin{cases} i = i_1 \cdot i_2 \\ i_1 = \frac{z_2}{z_1} \\ i_2 = (z_D + z_G)/z_D \end{cases} \quad (30)$$

式中:  $i_1$  和  $i_2$  分别为行星减速器一级和二级减速比。

结合式 (28), 单台永磁同步电机输出轴的负载等效转动惯量  $J$  为:

$$J = \frac{J_{\text{曲}}}{(i_1 \cdot i_2)^2} + \frac{J_{\text{轮}}}{i_1^2} \quad (31)$$

永磁同步电机过载倍数结合伺服热模锻压力机工作状态, 参照 GB/T 30549—2014<sup>[17]</sup>, 选取为 3 倍过载; 在行星减速器减速比 1 : 10 条件下, 3 台永磁同步电机的额定转速为  $450 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ ; 建立的伺服电机参数计算模型如图 10 所示。

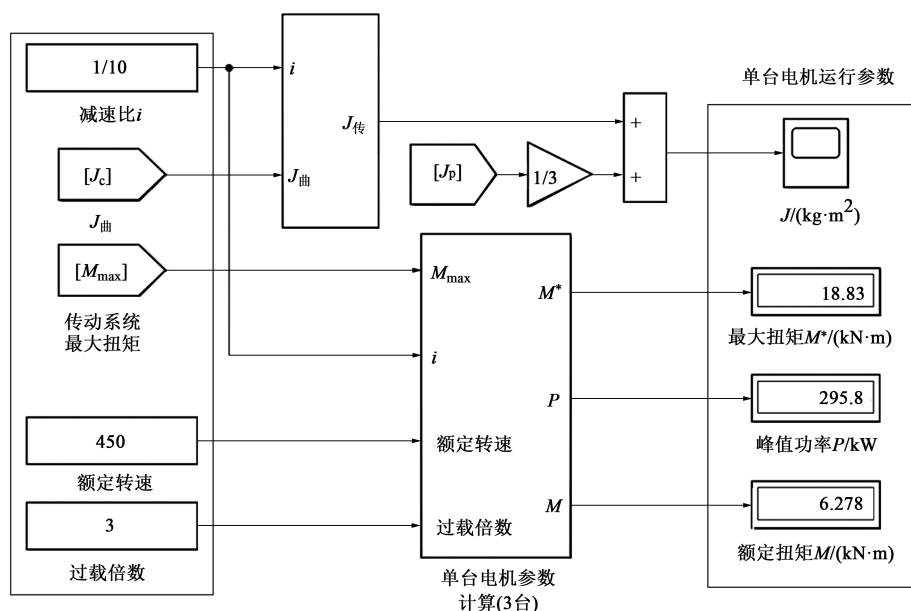


图 10 伺服电机参数计算模型

Fig. 10 Calculation model of servo motor parameters

如图 10 所示, 结合前文模型输出的行星减速器的等效转动惯量、曲柄滑块机构的最大输出扭矩以及等效转动惯量曲线, 输入伺服电机所要求的额定转速和过载倍数, 最终通过伺服电机参数计算模型可以得到单台伺服电机所需峰值扭矩为  $18.83 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , 所需峰值功率为  $295.8 \text{ kW}$ , 所需额定扭矩为  $6.278 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。单台伺服电机输出轴的等效转动惯量如图 11 所示。图 11 为伺服热模锻压力机在 1 次打击周期内, 单台伺服电机输出轴随曲柄旋转 1 周所承受的负载等效转动惯量; 在  $0 \sim 1.33 \text{ s}$  内, 单台伺服电机在  $0.36$  和  $0.97 \text{ s}$  时, 由于伺服热模锻压力机滑块在下降和回升过程中达到最大速度, 此时电机输出轴负载等效转动惯量最大, 为  $15.335 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ ; 在  $0.665 \text{ s}$  时, 伺服热模锻压力机滑块到达下死点位置, 速度趋近于 0, 此时电机输出轴负载等效转动惯量最小, 为  $14.507 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。

## 5 结语

本文选取永磁同步电机作为伺服驱动电机, 以

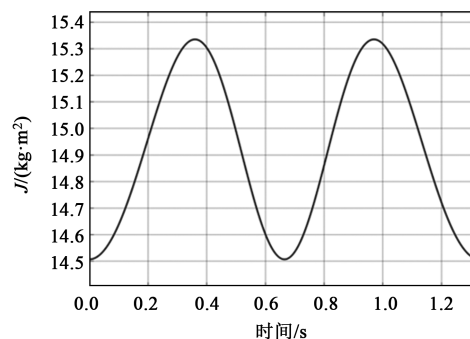


图 11 伺服电机等效转动惯量曲线

Fig. 11 Curve of equivalent moment of inertia for servo motor

3 台永磁同步电机通过行星减速器驱动的 16 MN 伺服热模锻压力机为研究对象, 对伺服热模锻压力机传动系统的机械结构和行星减速器进行分析, 推导单台永磁同步电机最大扭矩、峰值功率以及永磁同步电机输出轴的最大负载等效转动惯量, 通过 Matlab/Simulink 建立伺服热模锻压力机的传动系统和转动惯量数学模型, 最终验证: 伺服热模锻压力机在 1 : 10 减速比条件下, 单台永磁同步电机最大输出扭矩为  $18.83 \text{ kN} \cdot \text{m}$ , 峰值功率为  $295.8 \text{ kW}$ , 额定



扭矩为  $6.278 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ; 在伺服热模锻压力机打击 1 次周期内, 单台永磁同步电机输出轴最大负载等效转动惯量为  $15.335 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。由此确定 16 MN 伺服热模锻压力机所需的伺服电机参数选型标准, 为大吨位伺服热模锻压力机的电机参数选型方法提供参考。

#### 参考文献:

- [1] 陈超, 赵升吨, 崔敏超, 等. 伺服式热模锻压力机驱动电机的研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2016, 51 (1): 13-16.  
Chen C, Zhao S D, Cui M C, et al. Research on the drive motor of servo hot die forging press [J]. Forging Equipment and Manufacturing Technology, 2016, 51 (1): 13-16.
- [2] 杜俊雷, 韩浩然, 余朝辉, 等. 热模锻压力机智能化发展探讨 [J]. 中国重型装备, 2023 (2): 35-39.  
Du J L, Han H R, Yu C H, et al. Discussion on the intelligent development of hot die forging press machine [J]. China Heavy Equipment, 2023 (2): 35-39.
- [3] 周超. 基于振动特征提取的热模锻压力机传动系统故障诊断研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2019.  
Zhou C. Research on Fault Diagnosis of Transmission System of Hot Die Forging Press Based on Vibration Feature Extraction [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2019.
- [4] 于学宏, 申刚, 仇建军, 等. 热模锻压力机的创新应用 [J]. 锻造与冲压, 2021 (5): 77-80.  
Yu X H, Shen G, Zhang J J, et al. Innovative application of hot die forging press machine [J]. Forging & Metalforming, 2021 (5): 77-80.
- [5] 张南, 张浩, 石一磬, 等. 数字孪生技术在锻造自动化生产线上的应用 [J]. 锻压技术, 2024, 49 (10): 150-156.  
Zhang N, Zhang H, Shi Y Q, et al. Application of digital twin technology in forging automation production line [J]. Forging & Stamping Technology, 2024, 49 (10): 150-156.
- [6] 陈超, 赵升吨, 崔敏超, 等. 伺服式热模锻压力机关键技术的探讨 [J]. 机床与液压, 2017, 45 (7): 158-161.  
Chen C, Zhao S D, Cui M C, et al. Discussion on key technologies of servo hot die forging press [J]. Machine Tool and Hydraulic, 2017, 45 (7): 158-161.
- [7] 王晓伟, 李洪光, 孙谱, 等. 一种盘式铝合金汽车轮毂锻造工艺设计及锻件组织力学性能分析 [J]. 塑性工程学报, 2023, 30 (7): 55-61.  
Wang X W, Li H G, Sun P, et al. Design of a disc-type aluminum alloy automobile wheel hub forging process and analysis of microstructure and mechanical properties of forging [J]. Journal of Plasticity Engineering, 2023, 30 (7): 55-61.
- [8] 牛志存, 汪锐, 胡志力. 基于自抗扰扭矩分配算法的伺服凸轮式压力机双电机同步控制 [J]. 锻压技术, 2024, 49 (3): 161-170.  
Niu Z C, Wang R, Hu Z L. Synchronous control of dual-motor in servo cam press based on active disturbance rejection torque allocation algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2024, 49 (3): 161-170.
- [9] 高建波, 李琦, 王启武, 等. 机械压力机伺服化改造的设计与研究 [J]. 现代制造工程, 2021 (6): 122-129, 56.  
Gao J B, Li Q, Wang Q W, et al. Design and research on servo transformation of mechanical press [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2021 (6): 122-129, 56.
- [10] 李忠民, 卢喜, 刘雨耕, 等. 热模锻压力机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.  
Li Z M, Lu X, Liu Y G, et al. Hot Die Forging Press Machine [M]. Beijing: China Machine Press, 1990.
- [11] Zhang X, Bi G J, Li L W, et al. Optimization design of crank rocker mechanism for a torque exciter [J]. Applied Mechanics and Materials, 2011, 89 (3): 592-595.
- [12] 中国机械工程学会塑性工程分会. 锻压手册: 第 3 卷, 锻压车间设备 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2007.  
China Society for Technology of Plasticity, CMES. Forging Handbook: Volume 3, Forging Workshop Equipment [M]. Beijing: China Machine Press, 2007.
- [13] 王航, 郑雪山, 周挺, 等. 含多间隙曲柄滑块机构动力学建模与特性分析 [J]. 黑龙江大学自然科学学报, 2021, 38 (2): 218-227.  
Wang H, Zheng X S, Zhou T, et al. Dynamic modeling and characteristic analysis of crank slider mechanism with multiple clearances [J]. Journal of Natural Sciences of Heilongjiang University, 2021, 38 (2): 218-227.
- [14] 吴铭, 王宇航, 邢化友. 行星减速器传动效率分析 [J]. 陶瓷, 2023 (11): 65-68.  
Wu M, Wang Y H, Xing H Y. Analysis of transmission efficiency of planetary reducer [J]. Ceramics, 2023 (11): 65-68.
- [15] 贾得山. 双电机联合驱动伺服曲柄压力机的协调控制研究 [D]. 兰州: 兰州理工大学, 2017.  
Jia D S. Research on Coordinated Control of Dual Motor Joint Drive Servo Crank Press [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2017.
- [16] Liu Z R, Yang M, Xu D G. A novel algorithm for on-line inertia identification via adaptive recursive least squares [A]. IEEE Industrial Electronics Society. IECON 2017-43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society [C]. Beijing: IEEE, 2017.
- [17] GB/T 30549—2014, 永磁交流伺服电动机 通用技术条件 [S].  
GB/T 30549—2014, General specification for permanent magnet AC servo motor [S].