

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

АНАЛИЗ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ОБО- РУДОВАНИЯ

УДК 621.83

СЕРЕДА Б.П., докт. техн. наук, проф., ЗГИА, г. Запорожье

ВАСИЛЬЧЕНКО Т.А., ассистент, ЗГИА, г. Запорожье

МИНИМИЗАЦИЯ РАСХОДА ЭНЕРГИИ НА ВКЛЮЧЕНИЕ И ОСТАНОВКУ ГЛАВНОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА КПМ

Рассмотрены вопросы минимизации расхода энергии на включение и выключение главного исполнительного механизма. Получены аналитические зависимости для расчета критериев оптимальности в зависимости от параметров привода.

Ключевые слова:

Оптимизация, кузнечно-прессовая машина, критерии оптимальности, главный исполнительный механизм, планетарный привод.

Розглянуті питання мінімізації витрат енергії на включення та виключення головного виконавчого механізму. Отримані аналітичні залежності для розрахунку критеріїв оптимальності в залежності від параметрів приводу

Ключові слова:

Оптимізація, ковальсько-пресова машина, критерії оптимальності, головний виконавчий механізм, планетарний привід.

The issue of energy expenditure minimization for switching on and off the main actuating mechanisms is considered. The analytical interrelationship for calculating the criteria of optimality dependent on the drive parameters is obtained.

Key words:

Optimization, the forging press machine, the criteria of optimization, the main actuating mechanisms.

Эффективность КПМ (кузнечно-прессовой машины) в целом и ее отдельных узлов, в частности, возможна при оптимальном выборе ее параметров, обеспечивающих наиболее высокие технические и экономические показатели ее работы.

Один из критериев оптимальности КПМ - это минимизации расхода энергии на включение и выключение ГИМа.

Расход энергии на включение и остановку ГИМа КПМ с планетарным приводом определяется по формуле :

$$A = I_a \omega_{ан}^2 (j_n + j_0), \quad (1)$$

где J_a – момент инерции ведущих частей привода, приведенный к центральной (солнечной) шестерне редуктора;

$\omega_{ан}$ – номинальная угловая скорость центральной шестерни;

j_n, j_0 – соответственно, относительные моменты инерции ведомых частей привода при включении и остановке

$$j_n = \frac{J_b}{J_a p^2}, \quad j_o = \frac{J_h}{J_a (1+p)^2}.$$

J_b – момент инерции наружной шестерни редуктора;

J_h – момент инерции водила, промежуточной зубчатой передачи и деталей ГИМа.

Подставляя значения относительных моментов инерции j_n и j_o , после несложных преобразований формулу можно представить в виде

$$A = \omega_n^2 i_o^2 \left[\frac{J_b}{p^2} + \frac{J_h}{(1+p)^2} \right], \quad (2)$$

где ω_n – номинальная угловая скорость главного вала КПМ.

Моменты инерции J_b и J_h в общем случае зависят от схемы привода (типа планетарного редуктора, наличия промежуточной зубчатой передачи), передаваемой нагрузки, конструктивного исполнения деталей привода и разбивки общего передаточного отношения i_o , т. е. параметров p и i_z .

Получить точные функциональные зависимости для определения моментов инерции J_b и J_h практически невозможно ввиду многообразия и конструктивной сложности деталей привода. Для сравнительных расчетов применяется приближенный метод анализа, согласно которому моменты инерции J_b и J_h определяются как моменты инерции нескольких основных деталей привода (элементов приведения), представляемых в виде простых геометрических фигур. Коэффициенты конструктивного исполнения учитывают соответствие действительных и расчетных моментов инерции и влияние других деталей привода, моменты инерции которых приближенно принимаются кратными моментам инерции элементов приведения.

Момент инерции J_b привода с планетарным механизмом A определяется как момент инерции сплошного кольца, замещающего зубчатое колесо с внутренним зацеплением. Внутренний диаметр d_b и ширина b_b кольца принимаются равными начальному диаметру и ширине зубчатого венца, а наружный диаметр колеса D_b – кратным диаметру d_b , т.е. $D_b = d_b \beta$, где β – коэффициент пропорциональности.

Выражая ширину b_b зубчатого венца через диаметр d_b и относительную ширину венца ψ_b , момент инерции J_b определяется по формуле

$$J_b = \frac{\pi \gamma}{32} k_b b_b (D_b^4 - d_b^4) = \frac{\pi \gamma}{32} k_b \psi_b k_\beta d_b^5, \quad (3)$$

где $k_\beta = \beta^4 - 1$.

Диаметр d_b определяется по условию контактной прочности рабочих поверхностей зубьев

$$d_b = p^3 \sqrt[3]{\frac{2M_{zm}}{p i_z (p-1) \psi_b n_\omega [K_0]_R}}, \quad (4)$$

Подставив значения d_b в формулу (3) и обозначив

$$E_b = \frac{\pi \gamma}{32} k_b \psi_b k_\beta^3 \sqrt[3]{\frac{2}{\psi_b n_\omega}},$$

получим зависимость для определения момента инерции J_b в виде

$$J_b = E_b \left(\sqrt[3]{\frac{M_{zm}}{[K_0]_R}} \right)^5 \left(p^3 \sqrt[3]{\frac{1}{p i_z (p-1)}} \right)^5. \quad (5)$$

Момент инерции J_h представляет собой сумму моментов инерции водила и приведенного момента инерции промежуточной зубчатой передачи

$$J_h = J_{hR} + J_{hZ}$$

Если водило представить в виде сплошного цилиндра с размерами D_h и d_h кратными размерам зубчатого зацепления колеса b , т.е. $D_h=k_d d_b$, $b_h=k_b b_b$ момент инерции J_{hR} можно определить по формуле

$$J_{hR} = \frac{\pi\gamma}{32} k_h k_b D_h^4 = \frac{\pi\gamma}{32} k_h k_b k_d^4 \psi_b d_b^5 \quad (6)$$

где k_d, k_b - коэффициенты пропорциональности.

Подставив значение d_b по формуле (4) и обозначив

$$E_{hR} = \frac{\pi\gamma}{32} k_h k_b k_d^4 \psi_b \left(\sqrt[3]{\frac{2}{\psi_b n_\omega}} \right)^5,$$

формулу (6) представим в виде

$$J_{hR} = E_{hR} \left(\sqrt[3]{\frac{M_{zM}}{[K_0]_R}} \right)^5 \left(p \sqrt[3]{\frac{1}{p i_Z (p-1)}} \right)^5. \quad (7)$$

Момент инерции J_{hZ} определяется как приведенный к ведомому валу планетарного редуктора момент инерции зубчатых колес промежуточной зубчатой передачи, представляемых в виде сплошных дисков с размерами, равными размерам зубчатых венцов соответствующих колес и деталей ГИМа. Для одноступенчатой зубчатой передачи при одинаковой ширине зубчатых венцов шестерни и колеса момент инерции J_{hZ} определяется по формуле

$$J_{hZ} = \frac{\pi\gamma K_G}{32} b_1 (k_1 d_1^4 + k_2 d_2^4 i_Z^{-2}) = \frac{\pi\gamma K_G}{32} \psi_2 i_Z d_1^5 (k_1 + k_2 i_Z^2). \quad (8)$$

Коэффициент K_G учитывает величину момента инерции деталей ГИМа в общем моменте ведомых масс. Его среднее значение составляет 1,2-1,4.

Диаметр шестерни d_1 обычно ограничивается контактной прочностью рабочих поверхностей зубьев, поэтому, используя соответствующие зависимости формулу (8) можно представить в виде

$$J_{hZ} = E_{hZ} \left(\sqrt[3]{\frac{M_{zM}}{[K_0]_R}} \right)^5 \left(\sqrt[3]{i_Z + 1} \right)^5 (k_1 + k_2 i_Z^2) i_Z^{-4} \quad (9)$$

где $E_{hZ} = \frac{\pi\gamma}{32} \psi_2^2 \left(\sqrt[3]{\frac{2}{\psi_2^2}} \right)^5$

Если зубчатые зацепления планетарного редуктора и промежуточной зубчатой передачи выполнить равнопрочными (т.е. принять $[K_0]_R=[K_0]_Z$), что обеспечивает как наименьший общий вес привода, так и наименьшую его инерционность, расход энергии на включение и остановку можно определить по формуле

$$A = \omega_n^2 i_Z (1+p)^{-1} \left(\sqrt[3]{[K_0]_R} \right)^5 \left[\frac{E_{hZ}}{(1+p)^2} \left(\sqrt[3]{i_Z + 1} \right)^5 (k_1 + k_2 i_Z^2) i_Z^{-4} \right]$$

(10)

Величина $\omega_n^2 \left(\sqrt[3]{\frac{M_{zM}}{[K_0]_R}} \right)^5$ не зависит от параметров привода и для каждой КПМ является постоянной. Поэтому отношение

$$R_A = \frac{A}{\omega_n^2} \left(\sqrt[3]{\frac{[K_0]_R}{M_{zM}}} \right)^5 \quad (11)$$

представляет собой зависимость относительного расхода энергии на включение и остановку ГИМа от параметров привода и принимается в качестве второго критерия оптимальности параметров R_A .

Коэффициенты конструктивного исполнения зубчатых колес и коэффициенты пропорциональности принимаются равными: $k_b=1,3..2,4$; $k_h=1,08..1,85$; $k_1=1,4..2,5$; $k_2=0,27..0,42$; $\beta=1,1..1,17$; $k_d=0,7..0,82$. Для относительно узких зубчатых колес ($\psi_b \leq 0,15$) принимаются меньшие значения коэффициентов k_d , β и большие значения коэффициентов k_b , k_1 , k_2 .

На рис. 1, а) показана зависимость критерия R_A от параметров p и i_Z , а на рис. 1, б) от параметра p при определенном общем передаточном отношении p и i_O . Графики на рис. 1,а) показывают степень влияния каждого из параметров p и i_Z на величину расхода энергии A . Из рис. 1,б) видно, что для каждого передаточного отношения i_O существует единственное сочетание p и i_Z при которых величина R_A будет наименьшая. Оптимальные значения параметра p находятся как координата точки пересечения кривой R_A для соответствующего значения i_O с линией S_A , которая представляет собой линию минимальных значений критерия R_A .

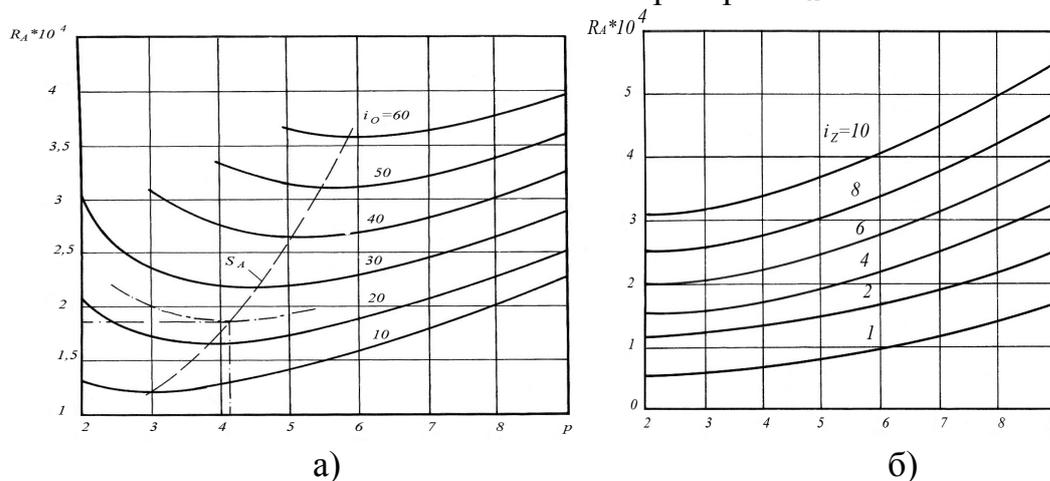


Рис. 1. Зависимость критерия R_A от передаточных отношений привода

По рис. 1,б) также можно оценивать степень завышения расхода энергии по сравнению с минимальным значением при неоптимальных параметрах привода. Например, при $i_O=25$ наименьший расход энергии будет при $p=4,12$ и $i_Z=4,88$ (показано на рис. 2 штрихпунктирной линией). Если принять $p=3$ и $i_Z=6,25$, расход энергии будет завышен в 1,06 раза.

Таким образом, получены аналитические зависимости для расчета критериев оптимальности в зависимости от параметров привода.

Список литературы: 1. Явтушенко А.В., Руденко А.В., Рыбинок В.А. Совершенствование систем включения кривошипных кузнечно-прессовых машин. –К.: Знание, 1980. –24 с. 2. Тынянов В. Н. О проектировании зубчатых приводов с наименьшей массой для кривошипных прессов // Кузнечно-штамповочное производство –1976, № 9, – С.31-34. 3. Планетарные передачи. Справочник. Под ред. В.Н.Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. –Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.

УДК 621.791:539

ЛОБАНОВ В.К., докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПИ», г. Харьков

ПАШКОВА Г.И., канд. техн. наук, ГП «Завод им. В.А. Малышева», г. Харьков