

А.П. Иванова, Н.В. Каряченко

К ВОПРОСУ О СИНТЕЗЕ КРИВОШИПНО - ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА КЛЕТЫ СТАНОВ ХПТ ПО УГЛУ ДАВЛЕНИЯ

Аннотация. В статье выведен ряд зависимостей между линейными и угловыми параметрами кривошипно-шатунного механизма привода клетки станков ХПТ. Приведена методика решения задач проектирования таких механизмов с помощью полученных формул. Рассмотрен пример решения.

Актуальность проблемы. Одним из основных механизмов целого ряда машин металлургического производства является кривошипно – шатунный механизм. Сравнительная простота этого механизма, а также большой опыт в проектировании и эксплуатации, по сравнению с другими шарнирно – рычажными механизмами обеспечили ему широкое применение. Рост производства кованных, штампованных изделий, а также металлопроката, требует как совершенствования технологии производства, так и создания соответствующего оборудования или его усовершенствования [1].

В станках ХПТ привод рабочей клетки осуществляется кривошипно-шатунным механизмом (рис. 1).

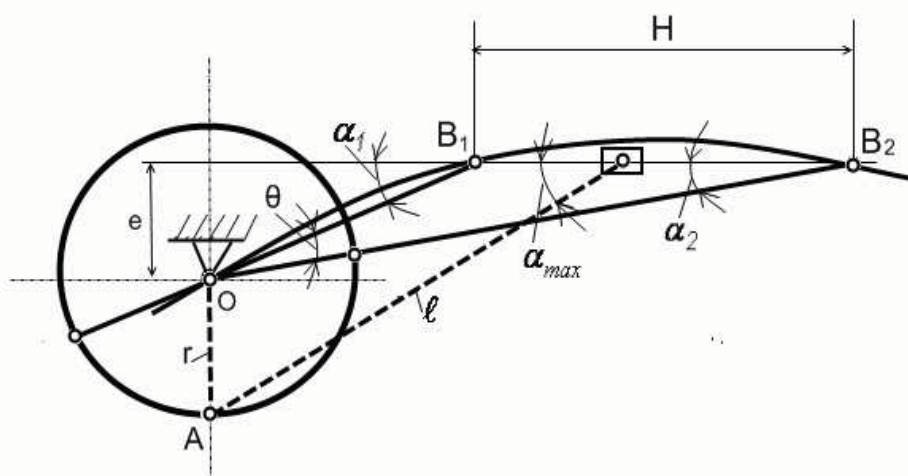


Рисунок 1 – Кинематическая схема кривошипно - шатунного привода клетки станков ХПТ

© Иванова А.П., Каряченко Н.В., 2011

В этом механизме r , l , h , и e - длина кривошипа, шатуна, хода клетки и дезаксиала соответственно; штрихованными линиями показано положение механизма, в котором угол давления имеет максимальное значение α_{\max} (ОА перпендикулярен В1 В2); точки В1 и В2 определяют крайние положения клетки; θ - угол, равный половине разности между углами поворота кривошипа при прямом и обратном ходах клетки.

Постановка задачи. Получить основные зависимости для определения основных параметров кривошипно – шатунного привода рабочих клетим станок ХПТ в зависимости от угла давления.

Методика исследования. Считая H , e и θ заданными, получим выражения для определения r , l и α_{\max} . Из $\triangle OB_1B_2$ (для $e \geq 0$,

$0 \leq \alpha_1 \leq 90^\circ$) $\alpha_1 = e + \alpha_2$, по теореме синусов $OB_1 = \frac{H}{\sin \theta} \cdot \sin \alpha_2$. Тогда

$$e = OB_1 \cdot \sin \alpha_1 = \frac{H}{\sin \theta} \cdot \sin(\alpha_1 - \theta) \cdot \sin \alpha_1 = \frac{H}{2 \sin \theta} \cdot [\cos \theta - \cos(2\alpha_1 - \theta)], \text{ от-}$$

куда и аналогично $\alpha_2 = \frac{1}{2} [\arccos(\cos \theta - 2z) - \theta]$, где $z = \frac{\theta}{H} \sin \theta$.

Из $\triangle B_1OB_2$ определяем OB_1 и OB_2 , а затем r , l и α_{\max}

$$r = \frac{H}{\sin \theta} \cdot \sin \frac{\theta}{2} \sqrt{\cos^2 \frac{\theta}{2} - z} = \frac{H}{2} \sqrt{1 - \gamma \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}, \quad (1)$$

$$l = \frac{H}{\sin \theta} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \sqrt{\sin^2 \frac{\theta}{2} + z} = \frac{H}{2} \sqrt{1 + \gamma \cdot \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}}. \quad (2)$$

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left(\frac{Z + \sin \frac{\theta}{2} \sqrt{\cos^2 \frac{\theta}{2} - z}}{\cos \frac{\theta}{2} \sqrt{\sin^2 \frac{\theta}{2} + z}} \right), \quad (3)$$

$$\text{или } \alpha_{\max} = \arcsin \left(\frac{\gamma + \sqrt{1 - \gamma \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2}}}{\sqrt{1 + \gamma \cdot \operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}}} \right). \quad (4)$$

В формулах (1), (2), (4) $\gamma = \frac{2l}{H}$. Параметры e и θ , входящие в правые части формул, по существу являются координатами, определяющими положение центра вращения кривошипа относительно заданного хода клетки. Приведем выражение α_{\max} , когда положение цен-

тра вращения кривошипа относительно хода ползуна определяется декартовыми координатами. За начало координат прямоугольной декартовой системы примем среднюю точку хода клетки (рис. 2), тогда

$$y = e, \quad x = \sqrt{\left(\frac{H}{2 \sin \theta}\right)^2 - \left(\frac{H}{2 \operatorname{tg} \theta} - y\right)^2}, \quad (5)$$

откуда

$$\operatorname{ctg} \theta = \frac{1}{H \cdot y} \left(x^2 + y^2 - \frac{H^2}{4} \right) \quad (6)$$

Заменим переменные e в формуле (4) на переменные x и y , выразив через $\operatorname{tg} \frac{\theta}{2}$ через $\operatorname{ctg} \frac{\theta}{2}$ из формулы (6). После преобразования получим

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left[\frac{2y + \sqrt{H^2 - 2(\sqrt{H^2 y^2 + q^2} - q)}}{\sqrt{H^2 + 2(\sqrt{H^2 y^2 + q^2} + q)}} \right], \quad (7)$$

где $q = x^2 + y^2 - \frac{H^2}{4}$.

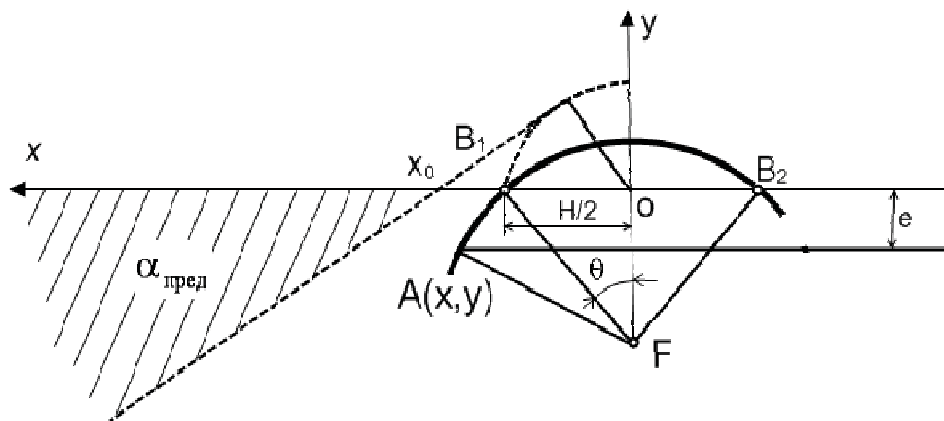


Рисунок 2 – Определение координат, определяющих положение центра вращения кривошипа относительно заданного хода клетки

Формула (7) позволяет раскрывать неопределенность формул (2) - (4) при $e = 0$ и $\theta = 0$, то есть для механизмов, у которых центр вращения кривошипа лежит на направляющей движения клетки; формула (7) при подстановке координат точек направляющей в новой системе $\frac{H}{2} \leq x \leq \infty, \quad y = 0$ принимает достаточно простой вид

$\alpha_{max} = \arcsin\left(\frac{H}{2x}\right)$. Используя формулы (5), (1) и (2) определим:

$$r = \frac{H}{2}, l = x.$$

Зависимости (1) - (4) и (7) справедливы для любых кривошипно-шатунных механизмов и позволяют разработать методику решения ряда задач проектирования таких механизмов. Например по длине хода клетки H и углу θ можно спроектировать кривошипно-шатунный механизм, у которого максимальное значение угла давления будет иметь наименьшую величину. Если угол θ не задан, то его можно определить по коэффициенту изменения скорости хода клетки K по известному выражению $\theta = \frac{\pi \cdot (K - 1)}{(K + 1)}$ [2].

Центр вращения кривошипа O (рис. 2), должен лежать на окружности, проходящей через точки $B1$ и $B2$ и быть таковым, что центральный угол дуги $B1B2$ равнялся бы 2θ [2, 3].

В функциональной зависимости

$$\sin \alpha_{max} = \frac{z + \sin \frac{\theta}{2} \sqrt{\cos^2 \frac{\theta}{2} - z}}{\cos \frac{\theta}{2} \sqrt{\sin^2 \frac{\theta}{2} + z}}, \quad (8)$$

где z является аргументом, θ - заданным параметром. Обычный метод определения точек экстремума [4] функции $\alpha_{max} = \alpha_{max}(z)$ приводит к уравнению

$$z^3 + \left(4\sin^2 \frac{\theta}{2} - \cos^2 \frac{\theta}{2}\right) \cdot z^2 + \left(4\sin^4 \frac{\theta}{2} - 4\sin^2 \frac{\theta}{2} \cdot \cos^2 \frac{\theta}{2}\right) \cdot z + \sin^2 \frac{\theta}{2} - 4\sin^4 \frac{\theta}{2} \cdot \cos^2 \frac{\theta}{2} = 0.$$

Графическое исследование кривошипно-шатунного механизма привода клетки позволило установить, что одним из корней этого уравнения будет $z = \cos \theta$ (при то есть функция принимает наибольшее значение $z = \cos \theta$ $\alpha_{max} = 90^\circ$). Разделив это уравнение на $\left[z - \left(\cos^2 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2}\right)\right]$ (обоснование делимости в [7]), получим

$$z^2 + 3 \cdot \sin^2 \frac{\theta}{2} \cdot z - \sin^4 \frac{\theta}{2} - \sin^2 \frac{\theta}{2} \cos^2 \frac{\theta}{2} = 0,$$

откуда

$$z = \frac{1}{2} \cdot \sin \frac{\theta}{2} \cdot \left(-3 \cdot \sin \frac{\theta}{2} \pm \sqrt{4 + \sin^2 \frac{\theta}{2}} \right).$$

Учитывая, что $z \geq 0$, заключаем: при заданных H и θ максимальное значение угла давления есть функция дезаксиала; минимальная величина максимального значения угла давления $\min \alpha_{max}$ будет получена при значении дезаксиала определяемом по выражению

$$e = \frac{z \cdot H}{\sin \theta} = \frac{H}{4} \left(\sqrt{4 + 5tg^2 \frac{\theta}{2}} - 3tg \frac{\theta}{2} \right). \quad (9)$$

При этом значении дезаксиала, по формулам (1), (2), (8), получим:

$$r = \frac{H}{4} \left(\sqrt{4 + 5tg^2 \frac{\theta}{2}} - 3tg \frac{\theta}{2} \right), \quad (10)$$

$$l = \frac{H}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{4ctg^2 \frac{\theta}{2} + 5} - 1 \right)}. \quad (11)$$

$$\min \alpha_{min} = \arcsin \left[\frac{\sqrt{4ctg^2 \frac{\theta}{2} + 5} - 2}{ctg \frac{\theta}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \left(\sqrt{4ctg^2 \frac{\theta}{2} + 5} - 1 \right)}} \right]. \quad (12)$$

Таким образом, поставленная задача может быть решена аналитически с любой степенью точности. Функция $\min \alpha_{max}$ как функция аргумента θ в интервале $0 \leq \theta \leq 90^0$ есть функция непрерывная, монотонно возрастающая (сплошная кривая на рисунке 3). Штрихпунктирной линией на этом рисунке приведен график зависимости

$$\lambda(\theta) = \frac{l(\theta, H)}{r(\theta, H)}, \quad (13)$$

где r и l определены по формулам (10) и (11).

Одновременное задание θ и $\alpha_{пред.}$, как параметров кривошипно-шатунного механизма не всегда допустимо по формуле (12), так как

значение $\min \alpha_{max} = \alpha_{пред.}$ решение будет и при том единственное; если $\min \alpha_{max} \leq \alpha_{пред.}$ будет два решения; при $\min \alpha_{max} \geq \alpha_{пред.}$ решение не может быть найдено. Это станет очевидным, если указать в плоскости проектирования кривошипно - шатунного механизма область, любая из точек которой может быть принята за центр вращения кривошипа и при этом максимальное значение угла давления спроектированного механизма не превысит заданного значения $\alpha_{пред.}$

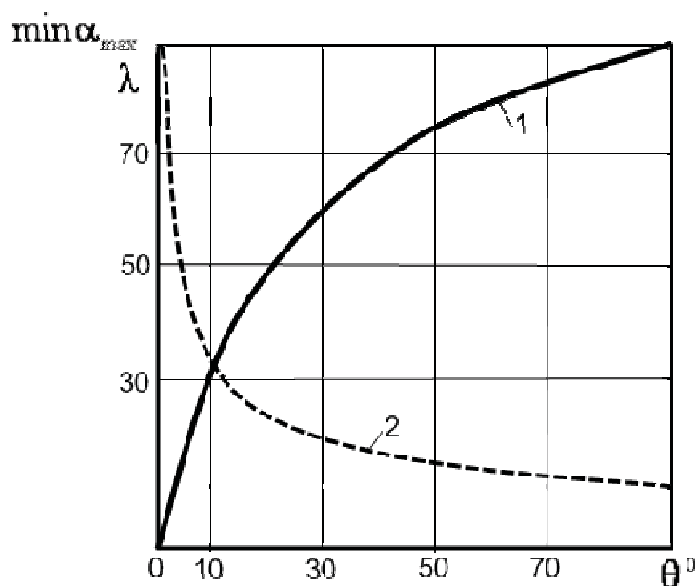


Рисунок 3 - Графики изменения функций:

кривая 1 - $\alpha_{max} = f(\theta)$ и кривая 2 - $\lambda = f(\theta)$

Такой областью, как показывают численные исследования зависимости (7), является часть плоскости, заключенная внутри угла с

вершиной в точке $x = \frac{H}{2 \cdot \sin \alpha_{пред.}}$; одна из сторон угла направлена по

оси x в положительном направлении, вторая образует с этой осью угол $\alpha_{пред.}$

Если поместить центр вращения кривошипа в любую точку этой второй стороны угла, то максимальный угол давления проектируемого механизма будет равен с очень небольшим отклонением $\alpha_{пред.}$.

Легко видеть, что вторая сторона угла может касаться окружности

радиуса $FB_1 = \frac{H}{2 \cdot \sin \theta}$ с центром в точке F, пересекать или проходить

вне её (рис.2) и, следовательно, будет иметь место один из трех перечисленных ранее случаев.

Заключение. Возможность определить по заданным H и $\alpha_{пред.}$ область, точки которой могут быть приняты за центр вращения кривошипа, позволяет решить ряд задач проектирования кривошипно - шатунных механизмов с учетом габаритов.

Определение l , r и $\alpha_{max.}$ по формулам (1), (2) и (4) для стана ХПТ 32 - 2 и их сравнение с размерами, приведенными в характеристике станом [6] составило $\Delta r = 0,3 \%$, $\Delta l = 0,16 \%$ и $\alpha_{max.} = 0\%$.

Приведенная методика синтеза кривошипно - шатунных механизмов может быть применена и в других машинах металлургического производства, например, ножницах для холодной и горячей резки металла, подъемно-качающихся столах, кантователях, лебедках маневрирования конусами доменных печей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Штыцко П.И., Иванова А.П. Совершенствование приводного механизма рабочей клетки станом ХПТ \ \ Системні технології: Регіональний міжвуз. зб. наук. праць. – Д.: НметАУ. – 2008. - №5 (38). – С. 50 – 55.
2. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1967 - 583 с.
3. Озол.О.Г. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1984 - 432 с.
4. Курант Р. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т.1. М.: Наука, 1967 - 704 с.
5. Корн Г., Корн Т. - Справочник по математике. - М: Наука, 1973 - 832 с.
6. Гребенник В.М., Шведченко А.А., Цапко В.К. Механическое оборудование трубных цехов. Днепропетровское областное управление по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, 1974 - 202 с.

Получено 28.12.2010г.