

УДК 621. 373: 62-231. 311

П.И. Штыцко, А.П. Иванова, Н.В. Каряченко
**ВЛИЯНИЕ УГЛА ДАВЛЕНИЯ НА КПД КРИВОШИПНО -
ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА СТАНА ХПТ**

Получены выражения для определения коэффициентов потерь и полезного действия кривошипно-шатунного механизма стана ХПТ. Полезные нагрузки в крайних положениях клетки исключены.

Вышеприведенные результаты позволяют сделать вывод, что для повышения КПД механизма повода рабочей клетки необходимо, чтобы величина угла давления в рабочей зоне приближалась к 90°.

Актуальность проблемы. Одной из основных величин, определяющих экономичность стана, является коэффициент полезного действия. Поэтому необходимо стремиться к тому чтобы при проектировании, реконструкции и ремонте станом эта величина имела бы наибольшее значение.

На коэффициент полезного действия стана в целом оказывают значительное влияние коэффициенты полезного действия его основных механизмов, и поэтому одним из главных требований, которые предъявляются к синтезу этих механизмов, является получение наибольших возможных значений КПД [1], [3, 4]. Так как этот коэффициент будет тем больше, чем меньше будет работа сил вредных сопротивлений, по сравнению с работой сил, производящих полезную работу. При проектировании механизмов следует стремиться к тому, чтобы силы полезных сопротивлений были, возможно большими, по сравнению с силами вредных сопротивлений, величина которых должна быть возможно меньшей.

Постановка задачи. Определить зависимость между коэффициентом полезного действия и величиной угла давления в кривошипно-шатунном механизме.

Методика исследования. В кривошипно-шатунном механизме [1] (рис. 1) работа движущих сил затрачивается, как на производство полезной работы (деформация заготовки при прокатке), так и на преодоление трения в кинематических парах.

Момент трения в кинематической паре 1 - 4 будет равен:

$$M_1 = \mu_1 \cdot F_{14} \cdot \frac{d_1}{2},$$

где μ_1, F_{14}, d_1 - соответственно приведенный коэффициент трения, давление и диаметр цапфы в кинематической паре 1 - 4.

Аналогично для кинематических пар 1 - 2 и 2 - 3:

$$M_{1-2} = F_{12} \cdot \mu_2 \cdot \frac{d_2}{2}, \quad M_{2-3} = F_{23} \cdot \mu_3 \cdot \frac{d_3}{2}.$$

Сила трения при поступательном движении клетки будет [2]: $F_{\delta\delta} = \mu_4 \cdot N$

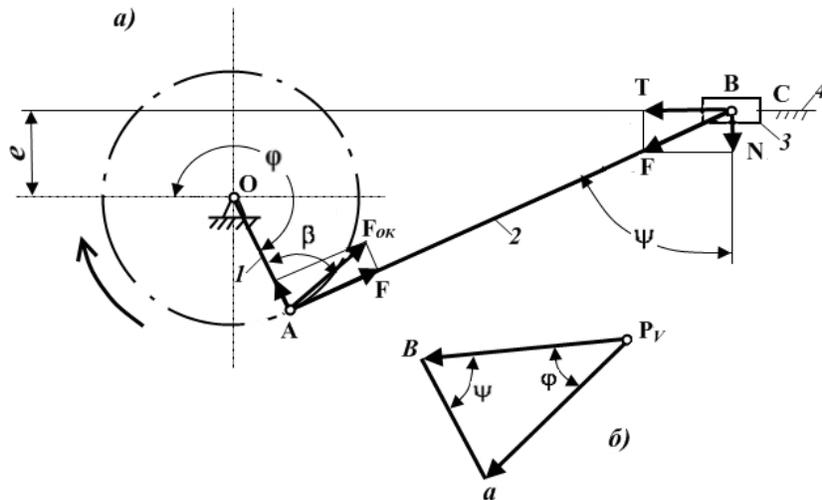


Рисунок 1 – Кривошипно-шатунный механизм привода клетки трубопрокатного стана: а) кинематическая схема; б) план скоростей

Без значительной погрешности можно принять (при больших углах давления) $F_{14} \approx F_{12} \approx F_{23} \approx F$,

где $F = \frac{T}{\cos(90^\circ - \psi)} = \frac{T}{\sin \psi}$ и так как $N = \frac{T}{\operatorname{tg} \varphi}$, то :

$$M_{14} = \mu_1 \cdot \frac{T_1}{\sin \psi} \cdot \frac{d_1}{2}; \quad M_{1-2} = \mu_2 \frac{T}{\sin \psi} \cdot \frac{d_2}{2}; \quad M_{2-3} = \mu_3 \frac{T}{\sin \psi} \cdot \frac{d_3}{2};$$

$$F_{\delta\delta} = \mu_4 \frac{T}{2\psi}.$$

В выражениях моментов и силы трения $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$ коэффициенты трения и диаметры шарниров d_1, d_2, d_3 в кинематических парах 1 - 4, 1 - 2, 2 - 3, 3 - 4, соответственно.

Мгновенная мощность сил трения в механизме будет [2]:

$$E_{\delta\delta} = M_{14} \cdot \omega_1 + M_{12} (\omega_1 + \omega_2) + M_{23} \cdot \omega_2 + F_{\delta\delta} \cdot V,$$

где ω_1 , ω_2 и V соответственно абсолютные угловые частоты кривошипа, шатуна и скорость клетки.

Внося в полученное выражение для мгновенной мощности найденные ранее значения M_{14} , M_{12} , M_{23} и F_{TP} получим:

$$D_{\dot{O}D} = \left(\frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2} \cdot \omega_1 + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2} \cdot \omega_2 + \mu_3 \cdot V \cdot \cos \psi \right) \cdot \frac{T}{\sin \psi}.$$

Построив план скоростей (рис. 1, а) нетрудно найти зависимость ω_2 и V от ω_1 . Из плана скоростей получим:

$$\frac{V}{\sin(\psi + \varphi)} = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{\sin \psi},$$

откуда

$$\begin{aligned} V &= \omega_1 \cdot l_1 \cdot \sin(\psi + \varphi) \frac{1}{\sin \psi} = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin \psi \cos \varphi + \cos \psi \sin \varphi}{\sin \psi} = \\ &= \omega_1 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi + \operatorname{ctg} \psi \sin \varphi). \end{aligned}$$

Относительная скорость точки В по отношению к точке А определена из уравнения $\frac{V_{\hat{A}\hat{A}}}{\sin \varphi} = \frac{\omega_1 \cdot l_1}{\sin \psi}$, откуда $V_{BA} = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi}$.

Тогда угловая скорость шатуна по отношению к стойке 4 будет равна: $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{l_1}{l_2} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi}$. Или, обозначив $\frac{l_1}{l_2} = \lambda$, получим

$$\omega_2 = \lambda \cdot \omega_1 \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi}.$$

После преобразований силу трения можно определить по формуле:

$$\begin{aligned} D_{\dot{O}D} &= \left(\frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2l_1} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2l_2} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} + \mu_3 \cdot \cos \varphi \cdot \cos \psi + \mu_3 \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} \right) \times \\ &\times F \cdot l_1 \cdot \omega. \end{aligned}$$

Мгновенная мощность движущих сил будет: $P_{\hat{A}\hat{A}} = F \cdot l_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \beta$,

Следовательно, коэффициент потерь определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{P_{\dot{O}D}}{P_{\hat{A}\hat{A}}} = \frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2l_1 \sin \beta} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2l_1 \sin \beta} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} + \\ &+ \mu_4 \cdot \frac{\cos \varphi}{\sin \beta} \cos \psi + \mu_4 \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \beta \sin \psi}. \end{aligned}$$

Из полученного выражения видно, что для уменьшения коэффициента потерь необходимо стремиться к получению возможно больших значений для углов давления передачи механизма.

Так как КПД равен $\eta = 1 - \varphi$, то с увеличением угла давления передачи коэффициент полезного действия увеличивается.

Приведенная к клетки сила вредных сопротивлений определяется из уравнения:

$$F_{\text{ОД}} = \frac{P_{\text{ОД}}}{V}$$

Так как

$$D_{\text{ОД}} = \left(\frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2} \omega_1 + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2} \cdot \omega_1 + \mu_4 \cdot V \cdot \cos \psi \right) \cdot \frac{T}{\sin \psi},$$

$$\text{то } F_{\text{ОД}} = \left(\frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2} \cdot \frac{\omega_1}{V} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2} \cdot \frac{\omega_2}{V} + \mu_4 \cdot \cos \psi \right) \cdot \frac{T}{\sin \psi}.$$

Учитывая, что скорость точки А:

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_1,$$

а относительная скорость точки А при вращении вокруг точки В – $V_{\hat{A}\hat{A}} = \omega_2 \cdot \ell_2$.

Из плана скоростей (рис. 1 а) можно записать:

$$\frac{\omega_1 \cdot \ell_1}{\sin \psi} = \frac{V_B}{\sin(\varphi + \psi)} = \frac{\omega_2 \cdot \ell_3}{\sin \varphi}.$$

Откуда

$$\frac{\omega_1}{V_{\hat{A}}} = \frac{1}{\ell_2} \cdot \frac{\sin \psi}{\sin(\varphi + \psi)}; \quad \frac{\omega_2}{V_{\hat{A}}} = \frac{\omega_2}{\ell_3} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin(\psi + \varphi)} = \frac{\lambda}{\ell_1} \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin(\psi + \varphi)}.$$

Тогда

$F_{\text{ОД}} = \left[\frac{\mu_1 \cdot d_1 + \mu_2 \cdot d_2}{2\ell_1} \cdot \frac{\sin \psi}{\sin(\psi + \varphi)} + \frac{\mu_2 \cdot d_2 + \mu_3 \cdot d_3}{2\ell_1} \cdot \lambda \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} + \mu_4 \cos \psi \right] \frac{T}{\sin \psi}$, [2] или, рассматривая выражение в скобках, как приведенный коэффициент трения, зависящий от положения клетки $\mu_x = f(x)$, можно выражение для $F_{\text{ОД}}$ представить в виде:

$$F_{\text{ОД}} = \mu_x \cdot \frac{T}{\sin \psi}.$$

Если из всего двойного хода клетки 2Н рабочий процесс происходит на участках $H_1 - H_2$ и $H_3 - H_4$ (в крайних положениях клетки переднем и заднем, соответствующих углу поворота кривошипа

30° прокатка не производится) то работа сил трения за один оборот кривошипа может быть представлена в виде:

$$A_{\text{отб}} = \int_{H_1}^{H_2} \mu_x \cdot \frac{T}{\sin \varphi} \cdot dH + \int_{H_2}^{H_3} \mu_x \cdot \frac{T}{\sin \varphi} \cdot dH.$$

Заключение. Получены выражения для определения коэффициентов потерь и полезного действия кривошипно-шатунного механизма стана ХПТ. Полезные нагрузки в крайних положениях клетки исключены. Коэффициент полезного действия кривошипно-шатунного механизма привода рабочей клетки трубопрокатного стана увеличивается с увеличением угла давления.

Вышеприведенные результаты позволяют сделать вывод, что для повышения КПД механизма привода рабочей клетки необходимо, чтобы величина угла давления в рабочей зоне приближалась к 90°.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гребенник В. М., Шведченко А. А, и др. Механическое оборудование трубных цехов. Никополь. Никопольская городская типография Днепропетровского обл. управления по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, 1974 - 202 с.
2. Озол О. Г. Теория механизмов и машин. М. : Наука 1984. - 429 с.
3. Зельдович Я. Б., Мышкин А. Д. Элементы прикладной математики. М.: Наука, 1967. – 646 с.
4. Иванова А. П. Динамика кривошипно - шатунного механизма, нагруженного переменной силой сопротивления // Системні технології: Регіональний міжвуз. зб. наук. праць. – Д.: НМетАУ.– 2005. – №3(38). – С. 46 - 52.