

4. Характер зависимости момента прокатки от параметра I_d/h_{cp} , полученный расчетным путем по предлагаемой формуле, полностью совпадает с экспериментальной зависимостью удельного давления от того же параметра (I_d/h_{cp}), полученной по данным исследований УкрНИИМет на блюминге-слябинге Алчевского металлургического комбината, блюминге «Азовсталь» и на стане 1700 горячей прокатки металлургического завода им. Ильича. Это подтверждает правильность формулы, полученной в данном исследовании.

5. Полученная формула момента может использоваться для расчета важнейших технологических параметров – уширения – при известных энергосиловых параметрах, полученных экспериментально либо другими теоретическими расчетными методами.

Список литературы: 1. Юхновский Ю.М. Инженерная методика расчета энергосиловых параметров прокатки фасонных профилей // Производство сортовых и гнутых профилей проката: отраслевой сборник. – Харьков, УкрНИИМет, 1996. – С. 30–38. 2. Александров П.А. Исследования и разборка рациональных режимов обжатий на блюминге-слябинге Коммунарского мет. завода / П.А. Александров, И.В. Гунин, Ф.Е. Должиков и др. // Отраслевой сборник трудов УкрНИИМет. Вып. VII. – Харьков, 1960. – С. 46–52. 3. Пиразев Д.И. Исследования давлений металла на валки, крутящих моментов и загруженности двигателя главного привода, при прокатке слитков на блюминге 1150 «Азовсталь» / Д.И. Пиразев, Ф.Р. Волчек, Ю.М. Юхновский // Сборник трудов УкрНИИМет. Вып. VIII. – Харьков, 1962. – С. 12–16. 4. Мелешко А.М. Энергосиловые параметры прокатки на непрерывном тонколистовом стане 1700 завода им. Ильича / А.М. Мелешко, Ю.М. Юхновский и др. // Сборник трудов УкрНИИМет. Вып. XVIII. – Харьков, 1970. – С. 27–32.

Надійшла до редакції 28.10.2013

УДК 621.771

Усовершенствованная методика расчета энергосиловых параметров прокатки / Юхновский Ю. М., Кононенко Д. Ю., Русаков А. С. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 42 (1015). – С. 217–224. Бібліогр.: 4 назв.

Удосконалено методику розрахунку енергосилових параметрів прокатки, більш підходяща сучасним уявленням теорії прокатки про течію металу. У ході розрахунків виведено формулу для визначення моменту прокатки, за допомогою якої можна також визначити тиск металу на валки, або один з найважливіших технологічних параметрів – розширення.

Ключові слова: момент, робота і потужність прокатки, зусилля прокатки, осередок деформації, розширення.

Advancement on the method for calculating energy and power parameters of rolling that is more aligned with the modern presentation of rolling theory on metal flow. Derived during calculations is a formula for determining the rolling point, with the aid of which can also be determined the pressure exerted by metal on the roller, or one of the most important process parameters – broadening.

Keywords: point, work and power rolling, rolling force, deformation zone, broadening.

УДК 621.852.13: 621.73: 621.979.134

А. В. ЯВТУШЕНКО, канд. техн. наук, доц., ЗНТУ, Запорозьє

РАСЧЕТ СКОЛЬЖЕНИЯ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕССА

В статье представлена методика расчета скольжения клиноременной передачи механического пресса. Использование энергетического метода позволило получить приближенное решение зависимости Понселе, на основании которой получены аналитические зависимости для расчета скольжения от касательного и радиального скольжения ремня. Приведено уточнение коэффициента тяги передачи.

Установлено, что максимальное скольжение клиноременной передачи механического прессы достигает 4–6 %, а среднее скольжение значительно превышает рекомендуемое значение.

Ключевые слова: передача, ремень, пресс, привод, маховик, двигатель, скольжение, коэффициент тяги.

Введение. Скольжение клиноременной передачи механических прессов в значительной степени определяет динамические характеристики переходных процессов движения привода при включении и рабочем ходе. От величины скольжения зависит как момент инерции маховика, так и нагрузка двигателя. Скольжение передачи влияет на длительность периода восстановления скорости маховика, т. е. косвенно влияет на производительность прессы. Поэтому даже приближенный расчет величины скольжения клиноременной передачи представляет теоретический и практический расчет. В условиях необходимости энергосбережения поставленная задача является весьма актуальной.

Анализ предшествующих исследований. Важной характеристикой клиноременной передачи является скольжение ремней при передаче нагрузки. Скольжение передачи приводит к потере скорости ведомого шкива, потере энергии и изменению динамики переходных процессов в приводе. В литературе по расчету маховичного привода механических прессов начиная с первых работ по этой теме [1-3] рекомендуется принимать среднее скольжение S_p клиноременной передачи 0,01. Между тем экспериментальные и теоретические исследования привода реальных передач механических прессов показывают, что величина максимального скольжения передач достигает 0,03–0,05 и более. При этом среднее скольжение за время технологического цикла превышает рекомендуемое значение (0,01). Величина среднего скольжения клиноременной передачи за время технологического цикла прессы определяет величину необходимого момента инерции маховика [4-8]. Максимальное скольжение передачи определяет величину максимального скольжения маховика, время восстановления его угловой скорости, а в результате – производительность прессы. Поэтому расчет действительного скольжения передачи является актуальной задачей, способствующей повышению технического уровня прессов.

Для ременной передачи, как передачи трением характерно наличие т. н. упругого скольжения ξ_y , обусловленного разностью натяжения ведущей и ведомой ветви [9-12]. Как правило, величина упругого скольжения не превышает 0,5-1,2% и именно это значение было принято для расчета маховика механических прессов. Дальнейшие исследования показали, что действительная величина скольжения передачи значительно выше и было установлено, в клиноременной передаче при входе ремня в канавки происходит его упругое сжатие, в результате чего изменяются радиусы расположения нейтрального слоя. С увеличением передаваемой нагрузки расчетный радиус ведомого шкива увеличивается, а ведущего – уменьшается, что приводит к соответствующему изменению передаточного отношения потере угловой

скорости. Относительное снижение угловой скорости ведомого шкива определяет т. н. кажущееся скольжение ξ_k [9-12].

Современные исследования клиноременных передач показали, что кроме упругого и кажущегося скольжения ремней в клиноременных передачах имеют место также скольжение, обусловленное касательным скольжением ремня по мере его набегания на ведущий ξ_1 и на ведомый ξ_2 шкивы [9, 10].

Тяговую способность ременной передачи принято оценивать по т. н.

коэффициенту тяги ψ_m , характеризующими соотношением сил натяжения ремней

$$\psi_m = \frac{F_t}{2F_0}, \quad (1)$$

где F_t – окружная сила

$$F_t = \frac{M_1}{zR_1} = \frac{M_2}{zR_2}; \quad (2)$$

M_1, M_2 – соответственно, крутящий момент на ведущем и ведомом шкиве;

R_1, R_2 – соответственно, расчетный радиус ведущего и ведомого шкива;

F_0 – начальное натяжение ремней

$$F_0 = \sigma_0 S_p;$$

S_p – площадь поперечного сечения ремня;

z – число ремней в передаче.

Зависимость величины скольжения от коэффициента тяги называют кривой скольжения и используют для оценки величины потерь скорости и определения предельной передаваемой нагрузки.

Анализ множества примеров экспериментальных кривых скольжения для различных условий нагружения [12-15] показывает сложную зависимость величины общего скольжения от параметров привода. До некоторого значения коэффициента тяги ψ_{ml} зависимость скольжения от нагрузки почти линейна. При дальнейшем повышении нагрузки скольжение нелинейно увеличивается, при коэффициенте тяги ψ_{max} достигает максимального значения и далее резко возрастает. Сложный характер зависимости кривой скольжения связан с наличием нескольких видов скольжения, обусловленных разными причинами и параметрами передачи. В литературе приводятся примеры кривых скольжения, полученные экспериментальным путем. Исследования проводились, как правило, при условиях, не соответствующих действительным условиям эксплуатации клиноременных передач механических прессов. Экспериментальные кривые скольжения получены для передач с одним ремнем, передаточным отношением близким к единице и относительно невысокой скорости вращения, в то время как передачи механических прессов, как правило, состоят из нескольких ремней (до 10-12). Величина передаточного отношения составляет 3-5, но в некоторых моделях прессов достигает 8-10. Ведомым шкивом привода прессов всегда является маховик значительного диаметра. Режим работы пресса характеризуется резким изменением нагрузки и значительным изменением скольжения маховика. В условиях действующего производства из-за невысокой культуры технического обслуживания контроль

начального натяжения ремней выполняется не регулярно. Вопреки требованиям ГОСТ 1284.2-89 при выходе одного из ремней из строя заменяется не весь комплект, а только один ремень. Нередко пресс эксплуатируется при выходе из строя даже нескольких ремней. В совокупности указанные причины приводят к тому, что величина скольжения ременной передачи является в течение технологического цикла переменной, а среднее значение за период рабочего хода значительно превышает вышеуказанное значение (0,01).

Цель работы состоит в разработке методики аналитического определения величины скольжения клиноременной передачи механического прессы с учетом всех видов потерь скорости.

Материал и результаты исследований. Клиноременная передача большинства прессов состоит из нескольких ремней, составляющих один комплект. Для упрощения расчетов принимаем, что все ремни идентичны по размерам и механическим свойствам, т. е. имеют одинаковое скольжение.

Величина скольжения ξ_{Σ} клиноременной передачи составляет [9, 10]

$$\xi_{\Sigma} = 1 - [1 - (\xi_y + \xi_1 + \xi_2)](1 - \xi_k) \approx \xi_y + \xi_k + \xi_1 + \xi_2. \quad (3)$$

Расчет величины упругого и кажущегося скольжения не представляет сложности. Упругое скольжение ξ_y определяется только величиной передаваемой нагрузки и параметрами ремней [9]

$$\xi_y = \frac{F_t}{E_p \cdot S_p}, \quad (4)$$

где E_p – модуль упругости ремня при растяжении.

Кажущееся скольжение ремней ξ_k обусловлено углублением ремней при входе в канавки шкивов [9]

$$\xi_{\hat{e}} = \frac{R_{2\hat{o}} + \Delta R_{2\hat{o}}}{R_{1\hat{o}} - \Delta R_{1\hat{o}}} \cdot \frac{R_{1\hat{o}}}{R_{2\hat{o}}} - 1, \quad (5)$$

где R_{1x} , R_{2x} – соответственно, радиус расположения нейтрального слоя ремней в канавках ведущего и ведомого шкивов при холостом ходе;

ΔR_{1x} , ΔR_{2x} – соответственно, величина углубления ремней в канавки ведущего и ведомого шкива

$$\Delta R_{1(2)} = \Pi_c \frac{F_{1(2)} - F_v}{R_{1x(2x)}}; \quad (6)$$

Π_c – приведенная податливость ремня

$$\Pi_c = \frac{b_c}{4E_c h \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} \operatorname{tg} \left(\frac{\varphi}{2} + \rho \right)}; \quad (7)$$

$F_{1(2)}$ – натяжение ведущей и ведомой ветви ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} + KF_v,$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} + KF_v;$$

F_v – натяжение в ремне от центробежных сил

$$F_v = qV_p^2;$$

q – масса погонного метра ремня;

V_p – окружная скорость ремня по нейтральной линии

$$V_p = \omega_1 R_1;$$

K – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил;

b_c – средняя ширина сечения ремня;

E_c – модуль упругости ремня при сжатии;

h – расчетная высота сечения ремня;

φ – расчетный угол профиля канавки шкива;

ρ – приведенный угол трения

$$\rho = \arctg f';$$

f' – приведенный коэффициент трения ремня и шкива.

Для передач с закрепленными валами, к которым относятся передачи всех механических прессов, центробежные силы не увеличивают натяжение ветвей ($K \rightarrow 0$), поэтому в дальнейшем величину F_v не учитываем.

Сумму упругого и кажущегося скольжения назовем кинематическим скольжением

$$\xi_{кин} = \xi_y + \xi_k.$$

В работе [16] предложена методика аналитического расчета кривой скольжения клиноременной передачи с автоматическим натяжением с учетом только упругого и кажущегося скольжения по (4) и (5). Приведенная податливость ремня P_c заменяется некоторой постоянной, которую автор называет модуль просадки и рекомендует принимать по эмпирическим данным. Резкое увеличение скольжения при значении коэффициента тяги, близкого к критическому скольжению, автор объясняет началом буксования ремня. Относительное скольжение ξ_1 и ξ_2 не учитываются и, естественно, теоретический расчет не совпадает с экспериментальными данными.

Задача аналитического определения кривой скольжения с учетом скольжений ξ_1 и ξ_2 решена для плоскоремненных и клиноременных передач с автоматическим натяжением [10, 12].

Исследования изменения усилий натяжения ветвей показывают, что для клиноременных передач с закрепленными валами, которые используются в приводе всех механических прессов, при увеличении нагрузки происходит увеличение суммы натяжений ветвей F_1 и F_2 , в результате чего не выполняется зависимость Понселе [9, 12]

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (8)$$

В таком случае аналитическое построение кривой скольжения для клиноременных передач с закрепленными валами невозможно, т. к. отсутствует зависимость для определения изменения усилий натяжения на дуге скольжения.

Ввиду отсутствия достоверных теоретических данных об изменении усилия натяжения ветвей на дугах обхвата шкивов в работе [12] рекомендуется расчет значений скольжений ζ_1 и ζ_2 с использованием экспериментальной зависимости изменения усилий натяжения ветвей.

Таким образом, аналитический расчет кривой скольжения клиноременных передач механических прессов связан с необходимостью аналитического определения зависимости изменения усилия натяжения на дуге скольжения каждого шкива в зависимости от передаваемой нагрузки.

Из анализа изменения потенциальной энергии элементов контура ремня установлено влияние изгибной жесткости ремней на величину приращения суммарного усилия натяжения [17]. Однако определяется только максимальное значение приращения усилия, и не указывается закономерность его изменение по дуге скольжения. Кроме того, из-за сложности аналитической зависимости и отсутствия опытной проверки авторы не рекомендуют ее для практических расчетов.

Наконец, в работе [18] с использованием гипотезы изменения потенциальной энергии ремня при изменении передаваемой нагрузки установлено, что суммарное приращение усилия натяжения ремней в передаче с закрепленными валами может быть определено по приближенной формуле

$$\Delta F_0 = k_f \frac{F_t^2}{2F_0}, \quad (9)$$

где k_f – параметр передачи, характеризующий степень увеличения суммарного усилия под нагрузкой

$$k_f = \frac{R_{\max} \alpha_{\max}}{L_p} \sin^2 \frac{2\pi - \alpha_{\max}}{2}, \quad (10)$$

R_{\max} – больший из расчетных радиусов ведущего и ведомого шкивов;

α_{\max} – больший из углов обхвата шкивов;

L_p – расчетная длина ремня.

В таком случае зависимость Понселе записывается в виде

$$F_1 + F_2 = 2F_0 + \Delta F_0. \quad (11)$$

Увеличение натяжения ремней при росте нагрузки повышает тяговую способность передачи. Так как в указанных передачах

Тогда значения натяжения ветвей определяются по формулам

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} + k_f \frac{F_t^2}{2F_0}, \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} + k_f \frac{F_t^2}{2F_0}. \end{aligned} \quad (12)$$

Экспериментальные исследования и расчеты показывают, что величина относительного скольжения ζ_1 при набегании ремня на ведущий шкив практически на несколько порядков меньше любого другого скольжения и с

целью упрощения достаточно трудоемких расчетов им можно пренебрегать [12]. Поэтому в дальнейшем рассматриваем только задачу расчета относительного скольжения ξ_2 .

Соотношение усилий натяжения ветвей на каждом шкиве определяется формулой Эйлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha_s f'} = const ,$$

где α_s – величина дуги скольжения;

f' – коэффициент трения на соответствующем шкиве.

Отсюда следует, что текущее усилие $F(\alpha)$ на дуге скольжения ведомого шкива при заданной силе натяжения ведомой ветви ремня будет

$$F_1(\alpha) = F_2 e^{\alpha f'_2} , \quad (13)$$

где f'_2 – приведенный коэффициент трения на дуге скольжения ведомого шкива;

α – текущее значение угла на дуге скольжения.

Из формулы Эйлера следует, что

$$\alpha_{s1} f'_1 = \alpha_{s2} f'_2 ,$$

где α_{s1} , α_{s2} – соответственно дуги скольжения на ведущем и ведомом шкиве.

Если принять, что коэффициенты трения остаются постоянными по всей дуге скольжения и не зависят от нагрузки, тогда величина дуг скольжения определяется из соотношения

$$\alpha_{s1} = \frac{\ln F_1 - \ln F_2}{f'_1} , \quad \alpha_{s2} = \frac{\ln F_1 - \ln F_2}{f'_2} . \quad (14)$$

Значение приведенного коэффициента трения на ведомом шкиве [Пронин]

$$f'_2 = \frac{f \cos \beta}{\sin \varphi/2 + f \sin \beta \cos \varphi/2} , \quad (15)$$

где f – коэффициент трения ремней на шкивах, принимаемый равным 0,35 для ремней без обертки и 0,5 для ремней с оберткой [9];

β – угол наклона силы трения на дуге скольжения к касательной.

Угол наклона β изменяется от 90° в начале дуги скольжения до нуля в конце [9]. Для упрощенных расчетов величину угла β принимают постоянной и равной 45° .

Таким образом, текущее значение усилия $F_1(\alpha)$ в сечении, определяемом углом α , однозначно определяется по формуле (13) с учетом (14) и (15) в зависимости от передаваемой нагрузки, коэффициента трения и угла обхвата ведомого шкива.

Под действием переменного усилия $F(\alpha)$ при набегании ремня на ведомый шкив происходит его постепенное заглубление в канавку шкива. На боковых поверхностях ремня возникает нормальное давление

$$q_n = \frac{-F_1 \operatorname{tg} \varphi + \sqrt{(\mu F_1)^2 + \cos^2 \varphi (\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \varphi) \left(\frac{dF_1}{d\alpha} \right)^2}}{2hR_{2n}(\mu^2 - \operatorname{tg}^2 \varphi)}, \quad (16)$$

где R_{2n} – начальный радиус расположения нейтрального слоя ремня на ведомом шкиве.

Под действием нормального давления q_n происходит поперечная деформация ремня и его просадка в канавку шкива на величину dR . В результате изменяется радиус расположения нейтрального слоя ремня на ведомом шкиве

$$R_2 = R_{2n} + \frac{b_c F_1}{4hR_{2n} E_c} - \frac{q_n b_c}{E_c \sin 2\varphi}. \quad (17)$$

Одновременное действие нормального давления в поперечном сечении и растягивающего усилия элемента ремня по формуле (13) приводят к тому, что при перемещении ремня к центру шкива на величину dR , происходит перемещение на величину dU сечения ремня в направлении, определяемом углом наклона β_u (т. н. угол вдвигания). Угол вдвигания есть угол между направлением перемещения сечения ремня и касательной к окружности нейтрального слоя в центре рассматриваемого сечения. Текущее значение угла вдвигания определяется из соотношения сил

$$\beta_u = \arctan \frac{2q_n h R_{2n} \tan \varphi - F_1}{dF_1 / d\alpha}. \quad (18)$$

Из соотношения $\frac{dR}{du} = \tan \beta_u$ легко определить отношение $\frac{du}{d\alpha}$

$$\frac{du}{d\alpha} = \frac{dR}{d\alpha} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_u}.$$

Бесконечно малое перемещение du ремня относительно ведомого шкива за время поворота на угол $d\alpha$ приводит к изменению его скорости вращения, т. е. к появлению скольжения ξ_2

$$\xi_2 = 1 - \frac{1 - \frac{du}{d\alpha}}{\frac{R_2}{R_{2n}} \left(1 - \frac{F_1 - F_2}{E_p S_p} \right)}. \quad (19)$$

Таким образом, определяя величину скольжения ξ_2 по (19) для дуги скольжения α_{s2} по (14), совместно с зависимостями для расчета ξ_y и ξ_k по (4) и (5), можно определить расчетное значение величины суммарного скольжения

клиноременной передачи при заданной передаваемой нагрузке, т. е. расчетном передаваемом крутящем моменте M_1 , или M_2 .

Для примера на рис.1 показаны зависимости величины упругого и кажущегося скольжения для клиноременной передачи кривошипного горячештамповочного прессы (КГШП) усилием 25 МН модели К 8544. Клиноременная передача прессы состоит из 6 ремней сечения D . Передаваемая мощность $N_p = 125$ кВт, передаточное отношение 2,97. Расчетный диаметр ведущего шкива $D_1 = 600$ мм, диаметр ведомого шкива $D_2 = 1780$ мм. Число оборотов ведомого шкива (маховика) $n_n = 326$ об/мин. Напряжение начального натяжения $\sigma_0 = 1,1$ МПа. Номинальный крутящий момент двигателя относительно оси маховика составляет 3660 Н·м.

Экспериментальные данные и результаты расчетов для различных типов механических прессов показывают, что при максимальной нагрузке суммарная величина упругого и кажущегося скольжения составляет 0,6...1,2 %. Отсюда можно сделать вывод, что рекомендуемое в технической литературе [4–8] скольжение клиноременной передачи (1 %) в приводе механических прессов является максимальной величиной кинематического скольжения $\xi_{кин}$. При этом необходимо отметить, что доля кажущегося скольжения сильно зависит от технических параметров передачи. Если для указанного КГШП величина кажущегося скольжения ξ_k составляет примерно 20% от упругого скольжения ξ_y , то для других прессов она составляет $(0,5-0,8)\xi_y$, а в некоторых случаях и превышает ξ_y . Как указано в [9] величина кажущегося скольжения зависит от диаметров шкивов, ширины ремней, модуля упругости при сжатии и других параметров.

Величина скольжения ξ_2 для большинства механических прессов оказывается соизмеримой с величиной кинематического скольжения $\xi_{кин}$. При номинальном крутящем моменте двигателя относительно оси маховика 1560 Н·м для клиноременной передачи двухкривошипного обрезающего прессы К 9036 номинальным усилием 4 МН величина скольжения $\xi_{кин}$ и ξ_2 составляют соответственно 0,478% и 0,417%. Для некоторых моделей механических прессов величина скольжения достигает 3-5%. Например, экспериментально-теоретические исследования привода горизонтально-ковочной машины (ГКМ) модели В-111 номинальным усилием 1,6 МН показывают крайне неудовлетворительные характеристики клиноременной передачи. В силу технических причин клиноременная передача ГКМ В-111 выполнена со значительными отклонениями от рекомендаций по проектированию передач. Из-за относительно невысокой скорости вращения маховика (75 об/мин) передаточное отношение составляет 9,34. При наличии 8 ремней сечения C расчетный диаметр ведущего шкива принят равным 166 мм. Опыт эксплуатации показывает низкую надежность передачи, частое буксование ремней при пуске двигателя и максимальной нагрузке. В итоге при номинальном крутящем моменте на валу маховика 4050 Н·м величина кинематического скольжения составляет 1,023 %, а величина скольжения ξ_2 –

1,745%. При максимальном крутящем моменте, равном критическому моменту двигателя, суммарное скольжение ξ_{Σ} достигает 3,343%.

Тяговая способность передачи характеризуется так называемой *кривой скольжения*, представляющей собой зависимость общего скольжения передачи от коэффициента тяги. Однако при расчете коэффициента тяги необходимо иметь в виду то, что для клиноременных передач с закрепленными валами не соблюдается зависимость Понселе и зависимости (1) для расчета коэффициента тяги требует уточнения.

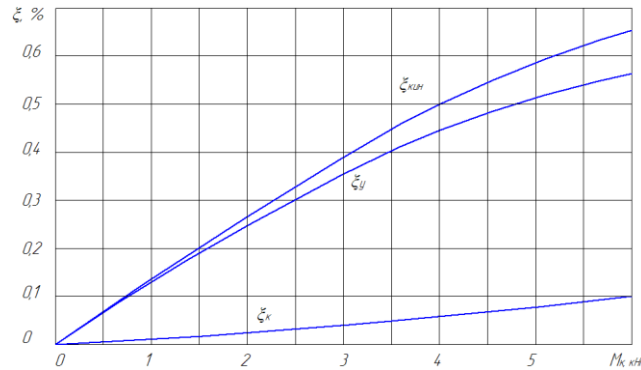


Рис. 1 – Зависимость упругого и кажущегося скольжения от передаваемой нагрузки для клиноременной передачи КГШП усилием 25 МН

Действительно, так как при увеличении нагрузки происходит увеличение натяжения ремней, фактический коэффициент тяги должен определяться по уравнению

$$\psi_f = \frac{F_t}{2F_0 + k_f \frac{F_t^2}{2F_0}} \quad (20)$$

Сравнивая с зависимостью (1), легко установить, что между фактическим коэффициентом тяги ψ_f по (20) и теоретическим коэффициентом ψ_m по (1) существует взаимосвязь

$$\psi_f = \frac{\psi_m}{1 + k_f \psi_m^2} \quad (21)$$

Указанное соотношение легко объясняет тот факт, что передача сохраняет работоспособность при значениях коэффициента тяги ψ_m больше единицы [9]. Очевидно, что при значениях коэффициента k_f больше 0,25 величина коэффициента тяги ψ_f всегда меньше единицы. При значениях $k_f \leq 0,25$ величина фактического коэффициента тяги ψ_f при определенных значениях коэффициента ψ_m становится больше единицы, что свидетельствует о начале буксования ремней.

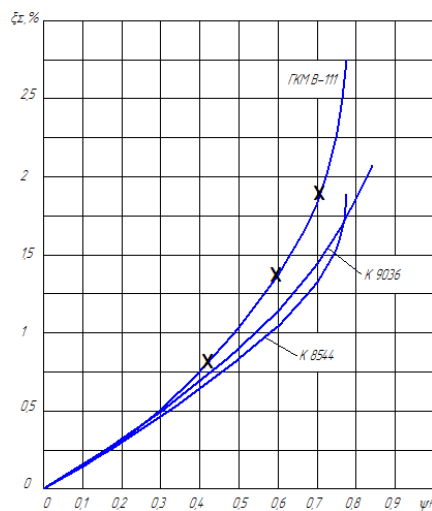


Рис. 2 – Расчетные кривые скольжения

На рис. 2 показаны расчетные кривые скольжения для ГКМ В-11, КГШП К 8544 и обрезающего пресса К 9036. Для ГКМ крестиками показаны экспериментальные значения. Величина фактического коэффициента тяги составляет для ГКМ В-111 соответственно при номинальном и критическом крутящем моменте двигателя – 0,698 и 0,755, для КГШП К 8544 – 0,555 и 0,76, для обрезающего пресса 0,491 и 0,785.

Кривые наглядно показывают, что для нагрузки, не превышающей величину критического скольжения двигателя, величина суммарного скольжения клиноременной передачи значительно превышает рекомендуемые значения и достигает величины 2...4 %.

Выводы:

1. Суммарная величина скольжения клиноременной передачи представляет собой сумму упругого, кажущегося скольжения и скольжения на ведомом шкиве при одновременном углублении ремней в канавки и тангенциальном проскальзывании.

2. Для передач с закрепленными валами предложена приближенная зависимость для определения силы натяжения ветвей.

3. Представлены аналитические зависимости для определения всех составляющих суммарного скольжения передачи.

4. Фактическое максимальное скольжение клиноременной передачи механических прессов превышает рекомендуемые значения (1 %) и достигает не менее 2...4 %, при среднем скольжении порядка 1,5...2,5 %.

5. Коэффициент тяги должен определяться с учетом увеличения усилия натяжения ремней.

6. Расчетные кривые скольжения позволяют производить оценку качества передачи по величине суммарного скольжения и определять изменение динамических параметров переходных процессов при рабочей нагрузке пресса.

Список литературы: 1. *Механик В.П.* Расчет электропривода одноударных автоматов / В.П. Механик // Кузнечно-штамповочное производство. – 1961. – № 11. – С. 32–37. 2. *Механик В.П.* Расчет электропривода кривошипных кузнечно-прессовых машин / В.П. Механик, И.В. Харизоменов //

Кузнечно-штамповочное производство. – 1964. – № 6. – С. 32–37. **3.** Lindner H. Die Berechnung von Schurengren-antrieben an Umformmaschinen // Werkstatt und Betrieb, 1958, Jg. 89, № 12. **4.** Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Л.И. Живов, А.Г. Овчинников, Е.Н. Складчиков / Под ред. Л.И. Живова. – М.: Изд-во МГТУ, 2006. – 560 с. **5.** Ланской Е.Н. Элементы расчета узлов и деталей кривошипных прессов / Е.Н. Ланской, А.Н. Банкетов. – М.: Машиностроение, 1966. – 380 с. **6.** Бочаров Ю.А. Кузнечно-штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Ю.А. Бочаров. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 480 с. **7.** Свистунов В.Е. Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы / В.Е. Свистунов. – М.: МГИУ, 2008. – 704 с. **8.** Электрооборудование кузнечно-прессовых машин: Справочник / В.Е. Стоколов, Г.С. Усышкин, В.М. Степанов и др. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 304 с. **9.** Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с. **10.** Вирабов Р.В. Тяговые свойства фрикционных передач / Р.В. Вирабов. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с. **11.** Вирабов Р.В. Скольжение в плоскоремненной передаче / Р.В. Вирабов // Машиноведение. – 1967, – № 4. – С. 43–51. **12.** Вирабов Р.В. Тяговые свойства клиноременной передачи / Р.В. Вирабов, С.И. Чепурной // Вестник машиностроения. – 1981, – № 4. – С. 20–27. **13.** Буланов Э.А. Расчет ременных передач / Э.А. Буланов // Вестник машиностроения, 2001, № 12. С. 14–21. **14.** Вирабов Р.В. Экспериментальное исследование скольжения клинового ремня / Р.В. Вирабов, Р.С. Галаджев, В.А. Чаков, С.И. Чепурной // Вестник машиностроения. – 1979, – № 5. – С. 12–14. **15.** Пронин Б.А. Об определении скольжения в клиноременной передаче / Б.А. Пронин, А.Н. Шмелев // Вестник машиностроения. – 1973, – № 9. – С. 15–16. **16.** Чернов В.Л. Уравнение кривой скольжения клиноременной передачи / В.Л. Чернов // Каучук и резина. – 1971, – № 8. – С. 29–32. **17.** Пронин Б.А. Влияние изгибной жесткости ремня на силовые параметры ременной передачи / Б.А. Пронин, В.В. Верницкий // Вестник машиностроения. – 1977, – № 12. – С. 39–42. **18.** Мартынов В.К. К вопросу решения задачи Понселе для ременных передач / В.К. Мартынов // Тракторы и сельхозмашины. – 1972, – № 12. – С. 39–42.

Надійшла до редколегії 20.10.2013

УДК 621.852.13: 621.73: 621.979.134

Расчет скольжения клиноременной передачи механического преса / Явтушенко А. В. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 42 (1015). – С. 224-235. Бібліограф.: 18 назв.

У статті представлена методика розрахунку ковзання клинопасової передачі механічного преса. Використання енергетичного методу дозволило одержати наближене рішення залежності Понселе, на основі якої отримано аналітичні залежності для розрахунку ковзання від стосовного і радіального ковзання ремня. Наведено уточнення коефіцієнта тяги передачі. Встановлено, що максимальне ковзання клинопасової передачі механічного преса досягає 2...4 %, а середнє ковзання значно перевищує рекомендоване значення.

Ключові слова: передача, ремінь, прес, повний привід, маховик, двигун, ковзання, коефіцієнт тяги.

The article presents a method of calculation of the slip belt transmission of mechanical presses. Using the energy method allows us to obtain an approximate solution dependence Poncelet, on the basis of which the analytical dependences for calculation of the slip from the tangential and radial slipping belt. Given the refinement of the coefficient of transmission rod. It is established that the maximum glide belt transmission of mechanical presses reaches 2...4 %, and the average slip significantly exceeds the recommended value.

Keywords: transmission, belt press, drive, flywheel, engine, slip coefficient of traction.