

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРЕССОВ

Розглянуті питання підвищення надійності клинопасових передач механічних пресів. Показано, що підвищення надійності можливе тільки за рахунок зниження максимальної напруги в провідних гілках передачі і постійного контролю початкового натягнення, а також навантаженого резервування ремінної передачі. Найменша величина початкового натягнення ремінів повинна забезпечувати передачу необхідного навантаження. Збільшення кількості ремінів підвищує довговічність передачі тільки при гарячому резервуванні

Ключові слова: прес, передача, ремені, надійність, відмова, напруга, коефіцієнт тяги, число циклів, резервування, комплектність

Рассмотрены вопросы повышения надежности клиноремennых передач механических прессов. Показано, что повышение надежности возможно только за счет снижения максимального напряжения в ведущих ветвях передачи и постоянного контроля начального натяжения, а также нагруженного резервирования ременной передачи. Наименьшая величина начального натяжения ремней должна обеспечивать передачу необходимой нагрузки. Увеличение количества ремней повышает долговечность передачи только при горячем резервировании

Ключевые слова: пресс, передача, ремни, надежность, отказ, напряжение, коэффициент тяги, число циклов, резервирование, комплектность

А. В. Явтушенко
Кандидат технических наук, доцент*
E-mail: Ayav2008@yandex.ru

А. В. Явтушенко
Кандидат технических наук, доцент*
E-mail: Ayav2008@yandex.ru

*Кафедра обработки металлов давлением
Запорожский национальный
технический университет
ул. Жуковского, 64, г. Запорожье,
Украина, 69063

1. Введение

Практика эксплуатации механических прессов показывает недостаточную долговечность клиновых ремней. Преждевременный отказ одного или нескольких ремней приводит к снижению запаса кинетической энергии привода, что, в свою очередь, снижает энергетические возможности пресса и создает опасность отказа пресса в целом из-за заклинивания главного исполнительного механизма.

2. Анализ предшествующих исследований и актуальность темы

Авторы многочисленных исследований обращают внимание на низкую долговечность клиновых ремней привода механических прессов. В одной из первых работ [1] указывается, что динамические нагрузки при включении муфты и рабочем ходе ползуна резко увеличивают рабочее напряжение ведущих ветвей, в результате чего увеличивается величина скольжения, повышается температура ремней и в конечном итоге снижается долговечность. Автор рекомендует в качестве мероприятий по повышению долговечности ременной передачи увеличивать величину начального натяжения до 1,5 МПа и установку упругой муфты между валом двигателя и ведущим шкивом для уменьшения колебания натяжения ветвей передачи. В работе [2] предлагается уточненная методика определения коэффициента, учитывающего характер нагрузки и

режим работы передачи. В работе [3] рассматривается обратная задача – для заданной долговечности ремня определяется максимальное напряжение ведущей ветви и находятся напряжение начального натяжения, окружное усилие и размер сечения, обеспечивающие заданную долговечность. Наиболее полно вопросы расчета долговечности ремennых передач рассмотрены в работах [4, 5].

Долговечность клиновых ремней определяется величиной наибольших напряжений в ведущих ветвях передачи и числом циклов нагружения до отказа.

Средний ресурс работы одного ремня до момента отказа определяется:

$$T_p = \frac{Z_{эф}}{3600n_{эф}}, \tag{1}$$

где $Z_{эф}$ – число циклов нагружения ремня до момента отказа из уравнения усталости

$$Z_{эф} = \left(\frac{C}{\sigma_{max}} \right)^p; \tag{2}$$

σ_{max} – максимальное напряжение в ведущей ветви

$$\sigma_{max} = \sigma_o + \sigma_t + \sigma_g + \sigma_{II}; \tag{3}$$

σ_o – напряжение начального натяжения;

σ_t – напряжение от нагрузки

$$\sigma_t = \frac{N_p}{2V_p z_p S_p}; \tag{4}$$

N_p – передаваемая мощность;
 V_p – линейная скорость ремня

$$V_p = \frac{\pi n_m D_2}{60};$$

где n_m – номинальное число оборотов ведомого шкива (маховика);

$n_{эф}$ – эффективное число пробегов ремня

$$n_{эф} = \frac{V_p z_{ш}}{L_p \xi_i}; \tag{5}$$

$z_{ш}$ – число шкивов;

L_p – расчетная длина ремня;

ξ_i – коэффициент, учитывающий снижение напряжения изгиба на малом шкиве, т. е. форму цикла нагружения. При передаточном отношении передачи больше 3÷4 коэффициент ξ_i равен примерно числу шкивов ($\xi_i = 2$);

D_2 – расчетный диаметр ведомого шкива (маховика);

z_p – число ремней в передаче;

S_p – номинальная площадь сечения ремня;

σ_0 – напряжение от центробежных сил

$$\sigma_g = \rho V_p^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа};$$

ρ – эквивалентная плотность ремней $\rho = 1230...1300 \text{ кг/м}^3$;

σ_u – напряжение изгиба на малом шкиве

$$\sigma_u = \frac{28,8 h_p}{D_1}; \tag{6}$$

h_p – номинальная высота сечения ремня;

D_1 – расчетный диаметр малого шкива.

Из зависимостей (1) и (2) следует, что увеличение надежности клиноременной передачи может быть обеспечено двумя методами – увеличением долговечности работы отдельных ремней или повышением надежности передачи в целом.

3. Цель работы

В данной работе рассмотрены основные факторы, определяющие долговечность клиноременной передачи в целом и показаны направления повышения долговечности и надежности клиноременных передач механических прессов.

4. Материал и результаты исследований

Клиноременная передача пресса в целом рассматривается как система, состоящая из z_p элементов (ремней). Надежность клиноременной передачи, как системы, определяется в первую очередь надежностью ремней и условием наступления отказа передачи.

Чаще всего считается, что отказ системы происходит при отказе одного из элементов. Если средний ресурс работы i -го ремня T_i , тогда среднее время работы передачи T_n до первого отказа составляет

$$T_n = \frac{1}{\sum_{i=1}^{z_p} \frac{1}{T_i}}.$$

В частном случае, когда все ремни имеют одинаковую надежность, т. е. $T_i = T_p$, ресурс работы передачи при экспоненциальном законе надежности будет

$$T_n = \frac{T_p}{z_p}, \tag{7}$$

где T_p – среднее время работы одного ремня до отказа.

Очевидно, что даже при достаточно большой долговечности работы отдельного ремня долговечность передачи в целом может быть невысокой, особенно при большом числе ремней, поэтому необходимы мероприятия по ее повышению.

Долговечность работы отдельного ремня определяется, прежде всего, величиной наибольшего напряжения ведущей ветви (3). Анализ отдельных составляющих показывает, что долговечность ременной передачи зависит от следующих параметров: начального натяжения, максимальной полезной нагрузки, диаметра ведущего шкива, передаточного отношения, линейной скорости ремней, количества ремней в передаче.

Величина начального натяжения σ_0 выбирается из условия обеспечения заданного коэффициента тяги

$$\psi = \frac{M_2}{D_2 \sigma_0 z_p S_p} \leq \psi_{кр}, \tag{8}$$

где M_2 – крутящий момент на валу маховика;

$\psi_{кр}$ – критический коэффициент тяги, при котором дуга скольжения распространяется на всю дугу обхвата ведущего шкива.

При допустимых значениях критического коэффициента тяги 0,6...0,7 [4] среднее значение начального натяжения принимается 0,8...1,5 МПа.

Число циклов нагружения до момента отказа ремня обратно пропорционально σ_0^q , где показатель q принимается 4...6,8 [5]. Очевидно, что даже незначительное увеличение напряжения начального натяжения приводит к снижению долговечности ремня в несколько раз. Относительно напряжения начального натяжения необходимо иметь в виду следующее. Во-первых, в многоременных передачах всегда имеет место неравномерное распределение напряжений по отдельным ремням. Во-вторых, величина напряжения начального натяжения может изменяться от номинального значения вследствие изменения упругих свойств ремня в процессе работы, отклонений номинальной ширины и длины ремней, отклонений геометрических размеров канавок шкивов и других факторов. Отклонения значений σ_0 может составлять $\pm 10... 17 \%$ по каждому фактору. Поэтому одним из направлений обеспечения достаточной долговечности ремней является уменьшение начального натяжения до значения, при котором удовлетворяется неравенство (8). При этом особенно

важно обеспечивать периодический контроль начального натяжения по величине прогиба f ремня при приложении заданной нагрузки Q

$$\sigma_0 = \frac{Q \cdot l_d}{4f \cdot S_p},$$

где l_d – расстояние между точками сбегания и набегаания ветви ремня на ведущем и ведомом шкиве.

Для механических прессов характерно значительное изменение передаваемой нагрузки в течение одного технологического цикла. Дважды за цикл с частотой, равной частоте вращения главного вала нагрузка достигает максимальных значений (при включении муфты и рабочем ходе), затем снижается до величины холостого движения исполнительного механизма или маховика. Отношение экстремальных напряжений достигает 2...3, а максимальное напряжение от передаваемой нагрузки в 1,5...1,7 раза превышает номинальное напряжение, определяемое по (4). Влияние изменения рабочего напряжения на долговечность рекомендуется учитывать коэффициентом режима работы, расчет которого приведен в работе [2].

Величина напряжения изгиба ремней при заданном размере поперечного сечения в значительной степени зависит от диаметра ведущего шкива. В литературе рекомендуется принимать диаметр ведущего шкива D_1 , по меньшей мере, на 1–2 порядка больше минимального диаметра по ГОСТ 1184.1–89. Однако такое требование не всегда выполнимо, т. к. при заданном передаточном отношении ременной передачи диаметр ведущего шкива может ограничиваться максимальным диаметром маховика. В таком случае снижение долговечности от напряжения изгиба может быть частично компенсировано увеличением передаточного отношения ременной передачи. С увеличением передаточного отношения снижается напряжение изгиба на ведомом шкиве и длительность действия изгибающего момента на ведущем шкиве. Кроме того, при увеличении передаточного отношения увеличивается расчетная длина ремня, следовательно уменьшается число пробегов $n_{эф}$. Число пробегов ремня обратно пропорционально длине ремня, поэтому увеличение долговечности может быть обеспечено увеличением эксцентрового расстояния, что приводит к увеличению длины ремня.

Вопреки распространенному мнению, повышение количества ремней не всегда приводит к увеличению долговечности ременной передачи. Если отказ передачи наступает при отказе всех ремней, то предполагаемое время работы всей передачи до полного отказа

$$T_{но} = \frac{1}{T_1} \left(1 + \frac{1}{2} \dots + \frac{1}{z_p} \right) \cong \frac{1}{T_1} \left(\ln z_p + 0,57712 + \frac{1}{2z_p} \right), \quad (9)$$

и тогда действительно, увеличение количества ремней приводит к увеличению ресурса работы передачи $T_{но}$.

Но если отказ системы происходит при отказе одного из элементов, то по формуле (7), увеличение количества ремней приводит к снижению общей надежности ременной передачи. Отсюда следует, что для передач с большим количеством ремней методом повышения долговечности является не просто увеличение количества ремней, а т. н. *горячее резервирование*, суть

которого состоит в том, что заведомо завышается расчетное количество ремней и отказ передачи наступает, когда отказывают несколько из ремней. До момента отказа любого ремня все ремни участвуют в передаче нагрузки, и отказ всей передачи наступает тогда, когда количество оставшихся ремней будет меньше минимального расчетного значения.

Длительность работы передачи до отказа m ремней, т. е. долговечность передачи до полного отказа определяется по формуле [6–12]:

$$T_n = T_1 \ln \left(\frac{z_p + 0,5}{z_p - m - 0,5} \right). \quad (10)$$

Например, клиноременной привод горизонтально-ковочной машины В-111 номинальным усилием 1,6 МН содержит 8 ремней сечения C . Расчетный диаметр ведущего шкива 166 мм, ведомого – 1550 мм. Номинальная мощность двигателя 14 кВт, частота вращения ведомого шкива (маховика) 80 об/мин. При номинальной долговечности одного ремня 2500 ч время работы передачи до первого отказа составляет 312 ч. Если число ремней z_p увеличить до 9, и считать, что отказ передачи происходит при $m = 1$, ресурс работы передачи увеличивается до 590 ч, а если принять $m = 2$, то ресурс составляет более 840 ч. Таким образом, увеличение числа ремней и работа передачи до отказа нескольких из них, обеспечивает увеличение долговечности передачи в 2...3 раза.

Для действующего оборудования надежность передачи можно повысить в некоторых случаях изготовлением дополнительных одной или двух канавок и использованием дополнительных ремней.

Для многоремненных передач важно соблюдение требований ГОСТа 1184.2–89 о замене отказавших ремней. После отказа передачи оставшиеся ремни следует или заменять только новым комплектом, или комплектом ремней, находившихся в эксплуатации с подбором допустимых длин ремней.

5. Выводы

1. Долговечность клиноременных передач механических прессов определяется совокупностью технических параметров, зависящих от качества ремней и условий их эксплуатации.

2. Основное направление повышения долговечности клиновых ремней состоит в снижении максимальных действующих напряжений в ведущей ветви передачи, прежде всего напряжения начального натяжения и напряжения изгиба.

3. Необходимо обеспечивать систематический контроль величины начального натяжения ремней

4. Замена отказавших ремней должна производиться в соответствии с требованиями ГОСТа только комплектно с последующей перекомплектацией оставшихся ремней.

5. Эффективным направлением повышения надежности клиноременных передач является использование нагруженного резервирования. Увеличение количества ремней при допустимом отказе двух из них увеличивает долговечность более чем в два раза.

Литература

1. Кулаков, Н. Д. О путях повышения долговечности клиновых ремней в приводе кривошипного горячештамповочного пресса [Текст]/ Н. Д. Кулаков // Кузнечно-штамповочное производство. – 1965, – № 1. – С. 38–41.
2. Пожидаев, Н. Н. К расчету клиноременных передач кривошипных прессов на долговечность [Текст]/ Н. Н. Пожидаев, Э. Ф. Богданов // Труды МВТУ, № 263. – М.: Машиностроение. - 1978. - С. 88–100.
3. Буланов, Э. А. Расчет ременных передач на заданный ресурс [Текст]/ Э. А. Буланов, А. А. Зубарев // Вестник машиностроения. – 1995, – № 1. – С. 18–20.
4. Буланов, Э. А. Расчет ременных передач [Текст]/ Э. А. Буланов// Вестник машиностроения. – 2001. – № 12. – С. 14–21.
5. Вирабов, Р. В. Тяговые свойства клиноременной передачи [Текст]/ Р. В. Вирабов, С. И. Чепурной // Вестник машиностроения. – 1981, – № 4. С. 20–27.
6. Вирабов, Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач [Текст]/ Р. В. Вирабов. – М.: Машиностроение, 1982. – 263 с.
7. Пронин, Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) [Текст]/ Б. А. Пронин, Г.А. Ревков. – М.: Машиностроение, 1980. – 320 с.
8. Самошкин, С. Л. Влияние отклонений геометрических размеров канавок шкивов на нагруженность ремней клиноременных передач [Текст]/ С. Л. Самошкин // Вестник машиностроения. – 1987, – № 2. – С. 30–32.
9. Самошкин, С. Л. Определение неравномерности распределения окружного усилия при отклонении ширины ремней многоручьевой передачи [Текст]/ С. Л. Самошкин // Вестник машиностроения. – 1977, – № 8. С. 24–26.
10. Самошкин, С. Л. Распределение начального натяжения по ремням многоручьевой клиноременной передачи [Текст]/ С. Л. Самошкин, С. Е. Петраков // Вестник машиностроения. – 1975. – № 8. - С. 34–36.
11. Явлинская, Р. Г. О распределении нагрузки между параллельно работающими ремнями в клиноременном приводе [Текст]/ Р. Г. Явлинская Под ред. Б. А. Пронина и В. Ф. Мальцева // Передаточные механизмы. – М.: Машиностроение, 1971. С. 327–331.
12. Гнеденко, Б. В. Математические методы в теории надежности [Текст]/ Б. В. Гнеденко, Ю. К. Беляев, А. Д. Соловьев. – М.: Наука, 1965. – 524 с.