

УДК 621.979.134

# ОПТИМИЗАЦИЯ ЗУБЧАТОГО ПРИВОДА КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ ПО МАССЕ

**А. В. Явтушенко**

Кандидат технических наук, доцент  
Кафедра обработки металлов давлением  
Запорожский национальный технический  
университет  
ул. Жуковского, 64, г. Запорожье, 69063  
Контактный тел. (061) 228-29-11,  
050-773-29-44  
E-mail: Ayav2008@yandex.ru

*Приведена методика оптимізації зубчатого приводу кривошипних пресів по масі. Визначені критерії оптимальності і показані методи рішення оптимізаційної задачі. Представлені значення оптимальних передавальних стосунків всіх ступенів передачі*

*Ключові слова: прес, привід, передача, оптимізація, передавальне відношення*

*Приведена методика оптимизации зубчатого привода кривошипных прессов по массе. Определены критерии оптимальности и показаны методы решения оптимизационной задачи. Представлены значения оптимальных передаточных отношений всех ступеней передачи*

*Ключевые слова: пресс, привод, передача, оптимизация, передаточное отношение*

*The method of optimization of toothed drive of crancles presses is resulted on mass. The optimality criteria are defined and the methods for solving the optimization problem are shown. The values of optimum transmission relations of all of the stages of transmission are presented*

*Keywords: press, drive, transmission, optimization, transmission relation*

## Введение

Привод кривошипных прессов состоит, как правило, из клиноременной передачи и при необходимости из одной или нескольких зубчатых передач. Масса и габаритные размеры зубчатого привода составляют значительную часть общей массы и, особенно, стоимости пресса. Количество ступеней зубчатой передачи определяется величиной общего передаточного отношения от двигателя до главного вала исполнительного механизма и структурой привода для прессов определенного технологического назначения. Общее передаточное отношение зубчатого привода прессов достигает для крупных листоштамповочных прессов величины 60-80. Поэтому при проектировании привода, прежде всего, ставится задача распределения общего передаточного отношения по ступеням, т. е. определение количества ступеней и передаточного отношения каждой ступени. Оптимальность такого распределения оценивается по нескольким критериям, основными из которых являются равномерность нагружения каждой передачи, удобство компоновки привода, долговечность зубчатых зацеплений, особенности конструкции станины и др. Одним из важных критериев на стадии эскизного проектирования является общая масса привода, которая косвенно определяет его сложность, стоимость изготовления и эксплуатации.

## Анализ исследований и цель работы

На начальной стадии проектирования привода пресса, прежде всего, ставится задача определения не конкретных габаритов и массы привода, а сопо-

ставление различных конструктивных схем и оценка изменения массы привода в зависимости от конструктивных параметров привода по определенным относительным показателям. Задачи оптимального распределения общего передаточного отношения рассматривались в нескольких работах. В работе [1] без теоретического обоснования представлены рекомендации по выбору передаточных отношений для двухступенчатого привода. При этом указывается слишком широкий диапазон рекомендуемых передаточных отношений ступеней, не соответствующий условиям минимума массы привода. В работе [2] имеются более конкретные рекомендации, однако методические неточности, значительно снижают достоверность и область использования результатов расчетов.

В данной статье предпринята попытка разработки методики всесторонней оценки конструктивных особенностей зубчатого привода кривошипных прессов с целью оптимального распределения общего передаточного отношения по условию минимума общей массы привода. В дальнейшем предполагается цикл статей по оптимизации зубчатого привода по критерию минимума инерционности и минимума габаритных размеров.

## Результаты исследований

В зубчатом приводе кривошипных прессов используются в основном несколько типов механизмов, кинематические схемы которых показаны на рис. 1. Всем механизмам присвоены буквенные обозначения соответственно от А до Е. Все механизмы кроме типа В и F могут использоваться в качестве тихо-

ходной, промежуточной или быстроходной ступени. Механизмы типа В и F имеют два входных звена, поэтому не могут использоваться в последней ступени привода, т. е. они могут быть только тихоходными или промежуточными в двух или трех ступенчатом приводе.

Каждый тип механизма может использоваться в прессах с удвоенным числом кривошипов, когда на каждом ведомом колесе устанавливаются два кривошипа и однокривошипный пресс становится двух кривошипным, а начальный двух кривошипный пресс становится четырехкривошипным. Такое увеличение количества механизмов учитывается коэффициентом кратности кривошипов  $k_R$ , равным 1 или 2.

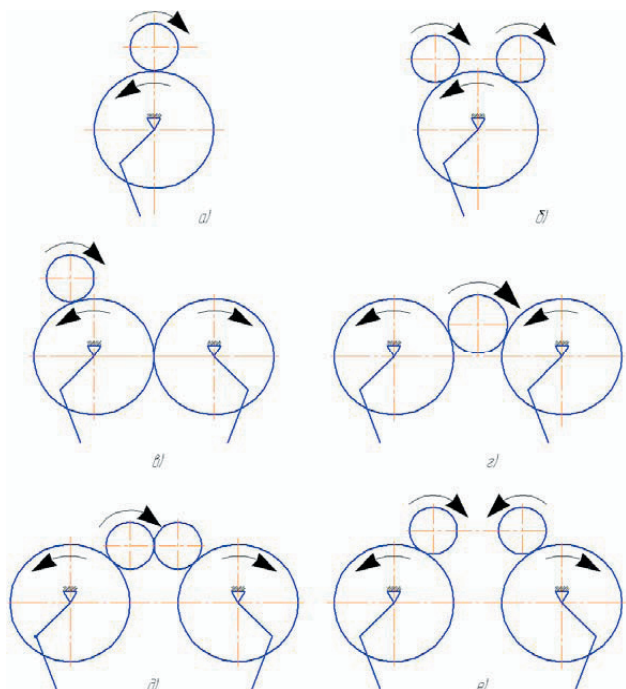


Рис. 1. Типы зубчатых передач кривошипных прессов

Любой тип механизма характеризуется различными вариантами разделения и соединения потоков мощности на ведомом колесе  $k_M$ , количеством колес  $n_k$ , шестерен  $n_{шт}$ , числом зацеплений шестерен с колесом  $n_{зк}$  и числом зацеплений с ведущей шестерней  $n_{зшт}$ . В однокривошипных прессах с приводами типа А или В поток мощности от кривошипного вала передается через одно зубчатое колесо, во всех других приводах – через два колеса. Такое деление потока мощности в тихоходной передаче учитывается коэффициентом деления потока  $k_{Mm}$ , величина которого равна 1 или 2. Каждый тип механизма может состоять из удвоенных колес и шестерен, расположенных симметрично относительно кривошипа или ведущей шестерни предыдущей ступени. Такое разделение пары зубчатых колес обычно используется для уменьшения габаритных размеров передачи и обеспечения равномерной передачи крутящего момента на ведомые валы. Разделение передачи на две пары зубчатых колес учитывается коэффициентом раздвоения  $k_g$ , равным 1 или 2.

Как указано выше, передачи типа В и F не могут быть последним в приводе из-за двух ведущих валов.

Передачи типа В обычно используются в тихоходной ступени для снижения нагрузки на зубчатое зацепление шестерни с колесом (суммирование потока мощности) с целью уменьшения габаритных размеров передачи. Передачи типа F обычно используются в крупных листоштамповочных двух и четырехкривошипных прессах при значительном расстоянии между осями главных валов. В таком случае в двухступенчатом приводе в качестве быстроходной передачи возможно использование механизмов типа С, D или E. В трехступенчатом приводе в качестве промежуточной передачи возможно использование передач типа А или В. На выходе быстроходной передачи в таком случае происходит разделение потока мощности, что учитывается коэффициентом количества потоков мощности промежуточной передачи

$$k_{пп} = \frac{n_{шот}}{n_{кп}} = \frac{k_{Mг} \cdot n_{зшт}}{n_{кп} \cdot n_{зшт}}$$

где  $n_{шот}$  – количество ведущих шестерен тихоходной передачи;

$n_{кп}$  – количество ведомых колес промежуточной передачи.

В табл. 1 приведены значения количественных параметров всех типов привода, а также указаны расчетные коэффициенты, используемые для расчета критериев оптимальности.

Таблица 1

Параметры зубчатых передач кривошипных прессов

Тип передачи	Коэффициент деления потока мощности $k_M$	Число колес $n_k$	Число шестерен $n_{шт}$	Количество зацеплений с колесом $n_{зк}$	Количество зацеплений с шестерней $n_{зшт}$	Коэффициент зацепления $k_з$	Коэффициент числа колес $k_k$
А (рис. 1, а)	1	1	1	1	1	1	1
В (рис. 1, б)	1	1	2	2	1	0,5	2
С (рис. 1, в)	2	2	1	0,5	1	2	0,5
Д (рис. 1, г)	2	2	1	1	2	1	0,5
Е (рис. 1, д)	2	2	2	1	2	1	1
F (рис. 1, е)	2	2	2	1	1	1	1

На ведущем валу кривошипного пресса при выполнении технологической операции возникает крутящий момент, максимальное значение которого  $M_{max}$  является расчетным крутящим моментом на ведомом колесе тихоходной передачи. При предварительных расчетах можно принимать, что максимальное значение крутящего момента  $M_{max}$  соответствует номинальному углу кривошипного вала и равно [3]

$$M_{max} = P_n \cdot m_k(\alpha_n),$$

где  $P_n$  – номинальное усилие пресса;

$m_k$  – приведенное плечо крутящего момента;

$\alpha_n$  – номинальный угол.

С учетом указанных коэффициентов суммирования и деления потоков мощности, а также количества колес и шестерен на основе постоянства работ на ведомом и ведущем валах определены зависимости

для расчета крутящего момента на элементах передач каждой ступени.

Крутящий момент на ведомом колесе тихоходной ступени

$$M_{км} = \frac{M_{\max}}{k_{Mm} k_{Rm} k_{gm}};$$

Крутящий момент на ведущей шестерне тихоходной ступени

$$M_{шш} = \frac{M_{\max}}{k_{Mm} k_{Rm} k_{gm} n_{зкт} i_{т}};$$

Крутящий момент на ведущем валу тихоходной ступени

$$M_{вш} = \frac{M_{\max} n_{зшт}}{k_{Mm} n_{зкт} i_{т}};$$

Крутящий момент на ведомом колесе промежуточной ступени

$$M_{кп} = \frac{M_{\max}}{k_{Mm} k_{gp} k_{pi} i_{п}};$$

Крутящий момент на ведущей шестерне промежуточной ступени

$$M_{шп} = \frac{M_{\max}}{k_{Mm} k_{gp} k_{pi} n_{зкт} i_{т} i_{п}};$$

Крутящий момент на ведущем валу промежуточной ступени

$$M_{вп} = \frac{M_{\max} n_{зшт} n_{зшт}}{k_{Mm} n_{зкт} n_{зкт} i_{т} i_{п}};$$

Крутящий момент на ведомом колесе быстроходной ступени

$$M_{кб} = \frac{M_{\max}}{k_{Mб} k_{gб} i_{т} i_{п}};$$

Крутящий момент на ведущей шестерне быстроходной ступени

$$M_{шб} = \frac{M_{\max}}{k_{Mб} k_{gб} n_{зкт} i_{т} i_{п} i_{б}};$$

Крутящий момент на ведущем валу быстроходной ступени

$$M_{вб} = \frac{M_{\max}}{i_{т} i_{п} i_{б}}.$$

Во всех формулах последний индекс (m, п или б) обозначает тип ступени привода – тихоходная, промежуточная или быстроходная ступень. Передаточные отношения ступеней обозначены соответственно  $i_m$ ,  $i_p$  и  $i_b$ .

В практике проектирования зубчатых передач оценку общей массы передачи принято оценивать по суммарной массе всех зубчатых колес и шестерен,

предполагая, что масса валов и вспомогательных деталей при изменении передаточного отношения изменяются незначительно. При этом принимается, что масса любого зубчатого колеса определяется как масса описанного цилиндра, а соответствие расчетных и реальных значений учитывается коэффициентом формы или *коэффициентом конструктивного исполнения* колеса [4, 5]. Тогда общая масса  $G_o$  зубчатого привода будет равна

$$G_o = \sum_{i=1}^S G_{шi} \cdot C_{шi} \cdot n_{ш} + \sum_{j=1}^K G_{кj} \cdot C_{кj} \cdot n_{к},$$

где  $G_{шi}, G_{кj}$  – соответственно, масса цилиндра, описанного вокруг шестерни и колеса;

$C_{шi}, C_{кj}$  – соответственно, коэффициент конструктивного исполнения шестерни и колеса;

$n_{ш}, n_{к}$  – соответственно, количество шестерен и колес в передаче.

Коэффициент конструктивного исполнения представляет собой отношение объема реального зубчатого колеса к объему описанного цилиндрического диска, диаметр которого равен диаметру делительной окружности колеса, а ширина – ширине колеса.

Масса замещающего цилиндра будет равна

$$G = \frac{\pi \gamma}{4} d_{ш}^2 b_{ш} C_{ш}, \quad (1)$$

где  $\gamma$  – плотность материала шестерни;

$d_i$  – диаметр описанного цилиндра, равный диаметру делительной окружности шестерни;

$b_i$  – ширина цилиндра, равная ширине шестерни.

Открытые зубчатые передачи кривошипных прессов при расчете на прочность проверяются по прочности на контактную выносливость и по прочности на выносливость при изгибе [1]. В работе [4] показано, что в большинстве случаев суммарная масса привода, определенная по первому условию больше чем масса привода, определенная по второму условию. Если прочность передачи ограничивается изгибной прочностью зубьев, то имеет место недоиспользование контактной прочности поверхностей зубьев. В таком случае для устранения излишнего увеличения массы привода рекомендуется ряд конструктивных мероприятий по изменению формы и размеров зубьев. Поэтому в первом приближении диаметр делительной окружности ведущей шестерни определяется по условиям контактной прочности по формуле [5]

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{2M_{шi}(i_i + 1)}{\Psi_{d_i} [k_0]_{ш}}}, \quad (2)$$

где  $M_{шi}$  – крутящий момент на ведущей шестерне;

$i_i$  – передаточное отношение ступени;

$\Psi_{d_i}$  – относительная ширина шестерни, равная отношению ширины  $b_i$  шестерни к ее диаметру  $d_i$ ;

$[k_0]_{ш}$  – допустимый силовой фактор для материала шестерни, зависящий от материала шестерни и условий ее работы.

Подставляя значение диаметра шестерни из (2) в зависимость (1), находим

$$G_{ш} = \frac{\pi\gamma M_{ш} C_{ш}}{2[k_0]_{ш}} \cdot \frac{(i_i + 1)}{i_i} \quad (3)$$

Масса зубчатого колеса находится аналогичным образом

$$G_k = \frac{\pi\gamma M_{ш} C_{кi}}{2[k_0]_{ш}} (i_i + 1), \quad (4)$$

В формуле (4) принято, что  $[k_0]_{ш} = [k_0]$ , т. е. принимается, что прочность колес одной ступени конструктивными мероприятиями может быть обеспечена одинаковой для колеса и шестерни.

Суммарная масса зубчатого привода в общем случае состоит из массы тихоходной, промежуточной и быстроходной передач, каждая из которых в свою очередь состоит из нескольких шестерен и колес.

Подставляя соответствующие значения крутящего момента на ведущей шестерне каждой ступени в зависимости (3) и (4), после преобразования находится масса зубчатых колес каждой ступени и масса всего зубчатого привода, соответственно равная массе колес каждой ступени.

В общем случае, когда привод состоит из трех ступеней, его суммарная масса зубчатого привода определяется по зависимости

$$G_{ш} = \frac{\pi\gamma M_{ш}}{2[k_0]_r} \left[ A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2} + A_3 \frac{i_n + 1}{i_r} + A_4 \frac{i_n + 1}{i_r i_n^2} + A_5 \frac{i_6 + 1}{i_r i_n} + A_6 \frac{i_6 + 1}{i_r i_n i_6^2} \right], \quad (5) \quad G_I = \frac{\pi\gamma M_{ш}}{2[k_0]_r} \left[ A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2} \right]. \quad (6)$$

где  $[k_0]_r$  – допустимый силовой фактор для материала шестерни тихоходной ступени;

$i_m, i_n, i_6$  – соответственно передаточное отношение тихоходной, промежуточной и быстроходной ступеней.

Коэффициенты  $A_i$  в зависимости (5) равны

$$A_1 = C_{кр} k_{зт}, \quad A_2 = C_{шт} k_{зт} k_{кр}, \quad A_3 = \frac{C_{кш} k_{зш}}{k_{шт}},$$

$$A_4 = \frac{C_{шт} k_{зш} k_{кш}}{k_{шт}}, \quad A_5 = \frac{C_{кб} k_{зб}}{k_{бт}}, \quad A_6 = \frac{C_{шб} k_{зб} k_{кб}}{k_{бт}}.$$

где  $k_{зи}$  – коэффициент зацепления зубчатого механизма  $i$ -й ступени

$$k_{зи} = \frac{n_{ki}}{k_{Mi} n_{зki}};$$

$k_{ki}$  – коэффициент числа колес в механизме

$$k_{ki} = \frac{n_{mi}}{n_{ki}};$$

$k_{пт}, k_{бт}$  – коэффициент равнопрочности соответственно промежуточной и быстроходной ступеней по сравнению с тихоходной ступенью

$$k_{пт} = \frac{[k_0]_{ш}}{[k_0]_r}, \quad k_{бт} = \frac{[k_0]_6}{[k_0]_r};$$

$[k_0]_n, [k_0]_6$  – соответственно, допустимый силовой фактор для материала шестерни промежуточной и быстроходной ступени.

Коэффициент зацепления  $k_{зи}$  и коэффициент числа колес  $k_{ki}$  являются характеристиками механизмов и приведены в табл. 1.

Коэффициенты конструктивного исполнения колес  $C_{шi}$  и  $C_{кj}$  зависят от формы колеса и его расположения в приводе. В первом приближении можно принимать для всех шестерен  $C_{шi} = 1$ . Коэффициент конструктивного исполнения колеса тихоходной ступени принимается  $C_{кт} = 0,3$ , а для промежуточной и быстроходной, соответственно  $C_{кп} = 0,35$  и  $C_{кб} = 0,4$ .

Коэффициенты  $k_{пт}$  и  $k_{бт}$  представляют собой отношение допустимого силового фактора для материала шестерни тихоходной передачи к соответствующему показателю для промежуточной и быстроходной ступеней и показывают соотношение прочности промежуточной и быстроходной передачи по отношению к прочности тихоходной. В первом приближении при сравнительном анализе значения коэффициентов  $k_{пт}$  и  $k_{бт}$  можно принимать равными единице, т. е. предполагать, что все ступени равнопрочные. Несложно проверить, что значения коэффициентов  $k_{пт}$  и  $k_{бт}$  практически не влияют на соотношение передаточных отношений ступеней.

Очевидно, что для одноступенчатого  $A_3 = A_4 = A_5 = A_6 = 0$  и суммарная масса такого привода определяется по формуле

Для двухступенчатого привода  $A_5 = A_6 = 0$  и тогда в зависимости (2) исчезают соответствующие составляющие. Суммарная масса двухступенчатого привода определяется по формуле

$$G_{II} = \frac{\pi\gamma M_{ш}}{2[k_0]_r} \left[ A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2} + A_3 \frac{i_6 + 1}{i_r} + A_4 \frac{i_6 + 1}{i_r i_6^2} \right]. \quad (7)$$

При оценке структуры зубчатой передачи и определении рационального распределения общего передаточного отношения значения параметров  $\gamma, M_{ш}, [k_0]_r$  для конкретного пресса остаются постоянными. Тогда сопоставление различных вариантов компоновки привода и разделения передаточного отношения целесообразно осуществлять по относительному безразмерному параметру, названному критерий оптимальности привода по суммарной массе, и представляющему собой

$$R_{gj} = \frac{2G_j [k_0]_r}{\pi\gamma M_{ш}}.$$

Здесь  $j$  обозначает соответственно одно, двух или трехступенчатый привод ( $j = I, II, \text{ или } III$ ).

$$R_{gI} = A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2}; \quad (8)$$

$$R_{gII} = A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2} + A_3 \frac{i_6 + 1}{i_r} + A_4 \frac{i_6 + 1}{i_r i_6^2}; \quad (9)$$

$$R_{gIII} = A_1(i_r + 1) + A_2 \frac{i_r + 1}{i_r^2} + A_3 \frac{i_n + 1}{i_r} + A_4 \frac{i_n + 1}{i_r i_n^2} + A_5 \frac{i_6 + 1}{i_r i_n} + A_6 \frac{i_6 + 1}{i_r i_n i_6^2}. \quad (10)$$

Из зависимости (8) следует, что для одноступенчатого привода всегда существует одно значение общего передаточного отношения, при котором критерий  $R_{g1}$  принимает минимальное значение. Это передаточное отношение можно найти как решение кубического уравнения

$$A_1 + \frac{A_2}{i_t^2} - 2A_2 \frac{i_t + 1}{i_t^3} = 0 .$$

Для указанных значений коэффициентов конструктивного исполнения и параметров механизмов, которые могут быть использованы в одноступенчатом приводе из таблицы, значения передаточного отношения, при котором обеспечивается наименьшая масса привода равны для механизмов типа А и Е  $i_{omin} = 2,459$ , а для механизмов типа С и D  $i_{omin} = 1,86$ . Совпадение значений передаточных отношений для разных пар механизмов показывает, что один механизм является, по сути, разновидностью второго. Изменение критерия оптимальности для одноступенчатого привода показано на рис. 2. Для механизмов типа А и Е критерии оптимальности  $R_{g1}$  полностью совпадают. Из рисунка очевидно следует основной недостаток передач типа С – значительно большая масса по сравнению с другими типами механизмов.

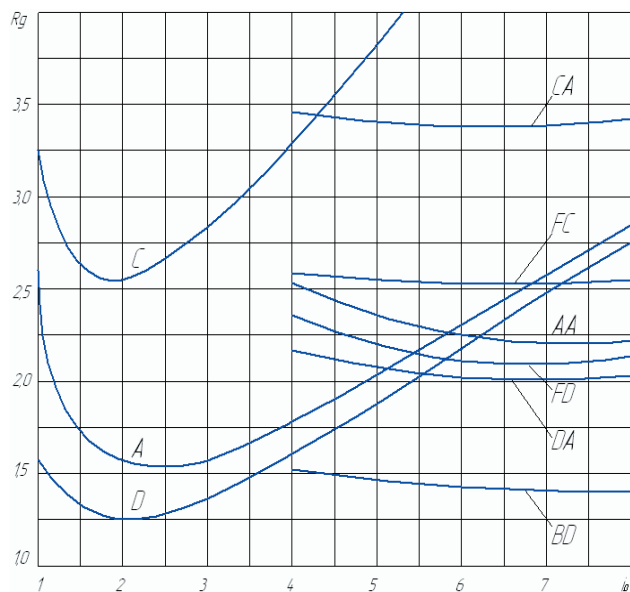


Рис. 2. Зависимость критерия оптимальности от общего передаточного отношения одно и двухступенчатого привода

Для двух и трехступенчатого привода обычный метод поиска минимума функции нескольких переменных с помощью градиентов и матрицы Гессе приводит к неприемлемому результату. При заданных значениях числа шестерен, колес, зацеплений и коэффициентов конструктивного исполнения колес расчетные значения оптимальных передаточных отношений ступеней соответствуют только определенному сочетанию передаточных отношений тихоходной, промежуточной и быстроходной передачи, т. е. одному значению общего передаточного отношения, а главное, выходят за допустимые значения, установленные для цилиндрических

передач. На величину передаточных отношений должны накладываться определенные ограничения. Производство передаточных отношений отдельных ступеней должно равняться общему передаточному отношению  $i_0$ , а величина передаточных отношений ступеней не выходить за установленные пределы.

Тогда минимизация критериев оптимальности сводится к задаче оптимизации нелинейной целевой функции с ограничениями в виде равенств и неравенств. Если принять предельные значения передаточных отношений ступеней, рекомендуемые в зубчатых передачах кривошипных прессов [1], то в общем виде задача записывается в виде

$$\left. \begin{aligned} R_g(i_o, i_t, i_n, i_6) \rightarrow \min; \\ 2 \leq i_t \leq 6; \quad 2 \leq i_n \leq 6; \quad 2 \leq i_6 \leq 6; \\ i_t \cdot i_n \cdot i_6 = i_0. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Как известно [6], такие задачи решаются только специальными численными методами, например методами последовательной безусловной минимизации или методами возможных направлений. В данном случае использован метод проекции градиента (метод Розена), относящийся к группе методов возможных направлений.

На рис. 3 представлены результаты расчетов оптимальных значений передаточных ступеней двух и трех ступенчатых передач при заданном значении общего передаточного отношения.

Анализ зависимостей (8)–(10) показывает, что кроме передаточных отношений наибольшее влияние на величину критерия оптимальности оказывает коэффициент конструктивного исполнения колеса тихоходной передачи  $C_{кт}$ . В двух и трехступенчатых приводах определяющей является масса колес тихоходной ступени. При изменении общего передаточного отношения увеличение общей масса двух или трехступенчатого привода остается практически неизменной. Указанные выводы логично объясняются тем, что все составляющие выражений (8)–(10) кроме первого делятся на величину передаточного отношения и их влияние, естественно с увеличением передаточного отношения снижается. Тем не менее, значения передаточных отношений всех ступеней, обеспечивающие наименьшую массу привода, изменяются в значительных пределах. На рис. 4 показаны оптимальные значения передаточного отношения тихоходной ступени двухступенчатого привода, а на рис. 5 и 6 показаны оптимальные значения передаточного отношения тихоходной и промежуточной ступеней для трехступенчатого привода.

Коэффициент раздвоения передач  $k_g$  не влияет на величину общей массы привода, т. е. раздвоение колес снижает нагрузку на одну пару зубчатых колес, что приводит к уменьшению их габаритных размеров, но общая масса колес остается неизменной.

Если условие равнопрочности ступеней не выполняется (обычно прочность промежуточной и быстроходной ступеней больше, чем прочность тихоходной), то общая масса привода уменьшается, но при этом значительно возрастает доля тихоходной ступени. Например, при увеличении коэффициента равнопрочности  $k_{пт}$  двухступенчатого привода с 1 до 1,5 суммарная



масса привода уменьшается примерно на 7,5%, при этом доля массы тихоходной ступени возрастает с 77% до 83,4%. Указанное обстоятельство показывает, что увеличение прочности промежуточной и быстроходной ступеней способствует некоторому уменьшению массы привода, но при этом значительно ухудшает условия работы наиболее нагруженной тихоходной ступени.

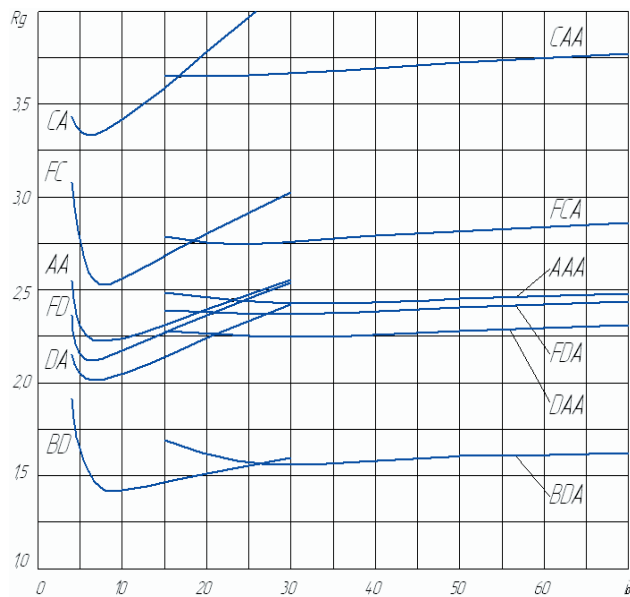


Рис. 3. Зависимость критерия минимума массы от общего передаточного отношения двухступенчатого и трехступенчатого привода

Сопоставляя значения критерия оптимальности для двухступенчатого и для трехступенчатого привода можно определить величину общего передаточного отношения, при котором масса одного привода становится больше чем другого, и становится рациональным включение или исключение одной ступени. Для этого достаточно сравнить критерии оптимальности  $R_{gII}$  и  $R_{gIII}$  и определить величину общего передаточного отношения  $i_{o23}$ , обеспечивающего равенство  $R_{gII} = R_{gIII}$ . Однако задача осложняется тем, что сопоставление критериев оптимальности необходимо производить для тех значений передаточных отношений ступеней, при которых обеспечивается минимум соответствующего критерия. Такая задача решается итерационным процессом, когда для первого приближения  $i_{o23}$  находят оптимальные передаточные отношения ступеней  $i_T$  и  $i_H$ , затем сравниваются значения  $R_{gII}$  и  $R_{gIII}$  и, если их разность больше некоторой установленной точности расчета (например, меньше 0,01), производится корректировка общего передаточного отношения  $i_{o23}$  и расчет повторяется. Аналогично, определяются значения общего передаточного отношения  $i_{o12}$ , при котором рационально переходить с одноступенчатого привода на двухступенчатый, и обратно. Для этого сопоставляются критерии оптимальности  $R_{gI}$  и  $R_{gII}$ . Найденным значениям величины  $i_{o12}$  соответствуют точки пересечения кривых на рис. 2. Для возможных комбинаций механизмов, приведенных на рис. 1 найдены следующие значения передаточных отношений  $i_{o12}$  и  $i_{o23}$ .

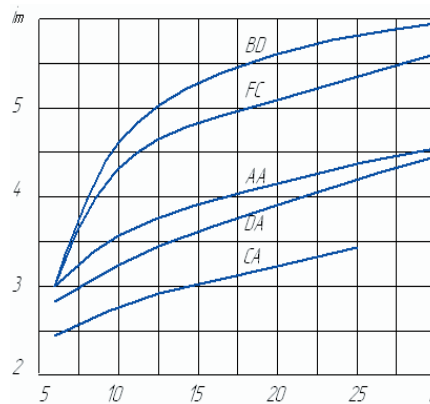


Рис. 4. Оптимальные значения передаточного отношения тихоходной ступени двухступенчатого привода

Двухступенчатый привод: передачи А – АА, F – FE и E – EA  $i_{o12} = 5,84$ ; передачи C – CA  $i_{o12} = 4,21$ ; передачи D – DA  $i_{o12} = 5,402$ ; передачи F – FC  $i_{o12} = 6,895$ ; передачи F – FD  $i_{o12} = 5,42$ .

Трехступенчатый привод: АА – ААА, FE – FEA и EA – EAA  $i_{o12} = 21,92$ ; передачи BD – BDA  $i_{o12} = 27,8$ ; передачи CA – CAA  $i_{o12} = 15,83$ ; передачи DA – DAA  $i_{o12} = 20,1$ ; передачи FC – FCA  $i_{o12} = 18,68$ ; передачи FD – FDA  $i_{o12} = 20$ .

Значения передаточных отношений ступеней легко определить для найденных общих передаточных отношений из решения общей оптимизационной задачи (1).

Из рис. 1 – 3 и зависимостей (8)–(10) следует, что в области минимума значения критерия оптимальности в достаточно большом диапазоне передаточных отношений ступеней изменяются незначительно (не более 7–10%). Поэтому без значительного увеличения общей массы привода, рекомендуемые значения передаточных ступеней можно изменять в большую или меньшую сторону, если это вызвано конструктивными или технологическими требованиями.

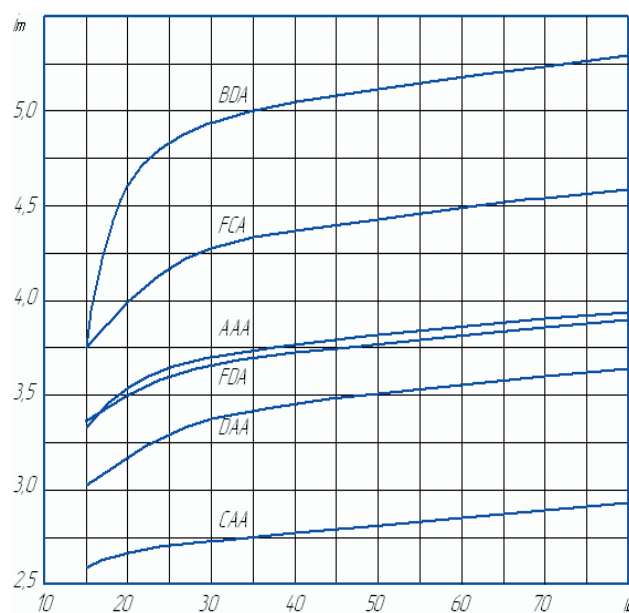


Рис. 5. Оптимальные значения передаточного отношения тихоходной ступени трехступенчатого привода

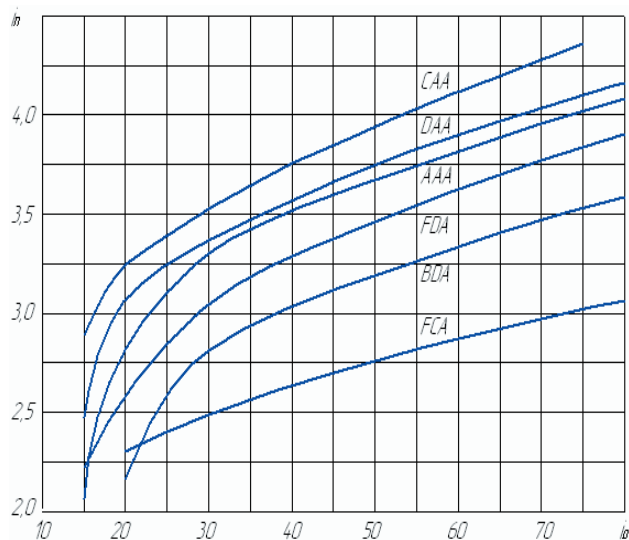


Рис. 6. Оптимальные значения передаточного отношения промежуточной ступени трехступенчатого привода

Более того, предлагаемые рекомендации по выбору передаточных отношений ступеней не носят декларативный характер, т. к. не учитываются изменения массы валов, опорных конструкций и др. и могут использоваться только в качестве одной из оценок при выборе и сопоставлении типов передач.

## Выводы

1. Представлена математическая модель для оптимального распределения передаточного отношения зубчатого привода кривошипных прессов по условию минимума общей массы привода и методика ее решения.
2. Масса привода зависит от конструктивного исполнения зубчатых колес, структуры передаточных механизмов и передаточных отношений отдельных ступеней при заданном общем передаточном отношении привода.
3. Количество и конструктивное исполнение шестерен всех ступеней практически не оказывают влияния на общую массу привода.
4. Масса двух и трехступенчатого привода определяется, в первую очередь массой зубчатых колес тихоходной передачи и соотношением передаточных отношений ступеней.
5. При проектировании зубчатого привода кривошипных прессов следует отдавать предпочтение передачам типа В, как обеспечивающим наименьшую массу привода и избегать использования механизмов типа С, имеющих массу в несколько раз больше, чем масса механизмов любого другого типа.
6. Использование сдвоенных зубчатых колес в любой ступени уменьшает габаритные размеры передачи, но не изменяет общей массы привода.

## Литература

1. Кривошипные кузнечно-прессовые машины [Текст] / Под ред. В.И. Власова. — М.: Машиностроение, 1982. — 424 с.
2. Тынянов В.Н. О проектировании зубчатых приводов с наименьшей массой для кривошипных прессов [Текст] // Кузнечно-штамповочное производство, 1976. № 9. — С. 31-34.
3. Живов Л.И. Кузнечно-штамповочное оборудование [Текст] / Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н.; под общ. ред. Л.И. Живова. — М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2006. — 560 с.
4. Повышение несущей способности механического привода. [Текст] / Под ред. В.Н. Кудрявцева. — Л.: Машиностроение, 1973. — 224 с.
5. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. Справочник. [Текст] / под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кирдяшева. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.
6. Пантелеев А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах. [Текст] / Пантелеев А.В., Летова Т.А. — М.: Высш. шк., 2002. — 544 с.