

Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

РАСЧЕТ ВАЛКОВЫХ ПОДАЧ С КИНЕМАТИЧЕСКИМ ЗАМЫКАНИЕМ ЗВЕНЬЕВ

Методические указания
к выполнению практических занятий по дисциплине
"Автоматизация штамповочного производства"
для студентов направления подготовки (15.03.05) "Конструкторско-
технологическое обеспечение машиностроительных производств"

Саратов 2025

Цель работы: ознакомиться с методикой расчета валковых подач для прессов листовой штамповки.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Валковые подающие устройства с кинематическим замыканием звеньев силового привода, в отличие от валковых устройств с механизмами свободного хода, характеризуются двусторонней жесткой кинематической связью приводного вала пресса с ведущим валком подающего устройства. В них отсутствует тормозное устройство для гашения сил инерции валков, а короткая кинематическая цепь механизма привода валков не имеет зазоров в сочленениях, что обеспечивает достаточно высокую точность шага подачи и устойчивую работу при повышенных скоростях.

Среди валковых подающих устройств с кинематическим замыканием звеньев силового привода широкое распространение нашли валково-секторные устройства с колебательным движением подающего вала с приводом от кривошипа пресса.

1.1. Устройство и работа валково-секторного механизма

Валково-секторное подающее устройство (рис. 1) содержит ведущий валок 6, выполненный в виде сектора и соединенный посредством шатуна 7 с кривошипом 8 приводного вала 10. Прижимной валок 5 установлен в стакане 4, подпружиненном относительно корпуса 3. Стакан 4 снабжен регулировочным винтом 1, с которым взаимодействует рычаг 16, связанный тягой 11 с кривошипом 9 приводного вала 10.

Тормозное устройство для фиксации листового материала содержит подпружиненный толкатель 15 с регулировочным винтом, с которым периодически взаимодействует второе плечо рычага 16.

Рабочий цикл устройства протекает следующим образом. При вращении приводного вала 10 с кривошипами 8 и 9 ведущий валок 6, рычаг 16 и тяга 11 совершают колебательные движения. В крайних положениях ведущего вала 6, что соответствует положению осей шарниров O_1 , O_2 и O_3 на одной прямой линии, рычаг 16 своими концами взаимодействует одновременно с двумя регулировочными винтами 1 и 15.

При дальнейшем повороте ведущего вала из левого крайнего положения против часовой стрелки, рычаг 16 продолжает взаимодействовать с винтами 15, перемещает толкатель 13 вниз и освобождает при этом ленту 12. Прижимной валок 5 усилием пружины 2 осуществляет прижим ленты 12 к ведущему валку 6, чем обеспечивается при дальнейшем повороте ведущего вала подача ленты слева направо.

При достижении ведущим валком 6 крайнего правого положения рычаг 16 начинает взаимодействовать с регулировочным винтом 1, сжимает пружину 2 и отводит прижимной валок 5 вниз. Одновременно толкатель 13 под действием усилия пружины 14 осуществляет зажим и фиксацию ленты 12 относительно корпуса устройства. Затем цикл повторяется.

Бесступенчатая регулировка величины шага подачи достигается изменением радиуса кривошипа 8, а настройка подающего устройства на заданную толщину ленты осуществляется регулировочными винтами 1 и 15 при крайнем положении ведущего вала.

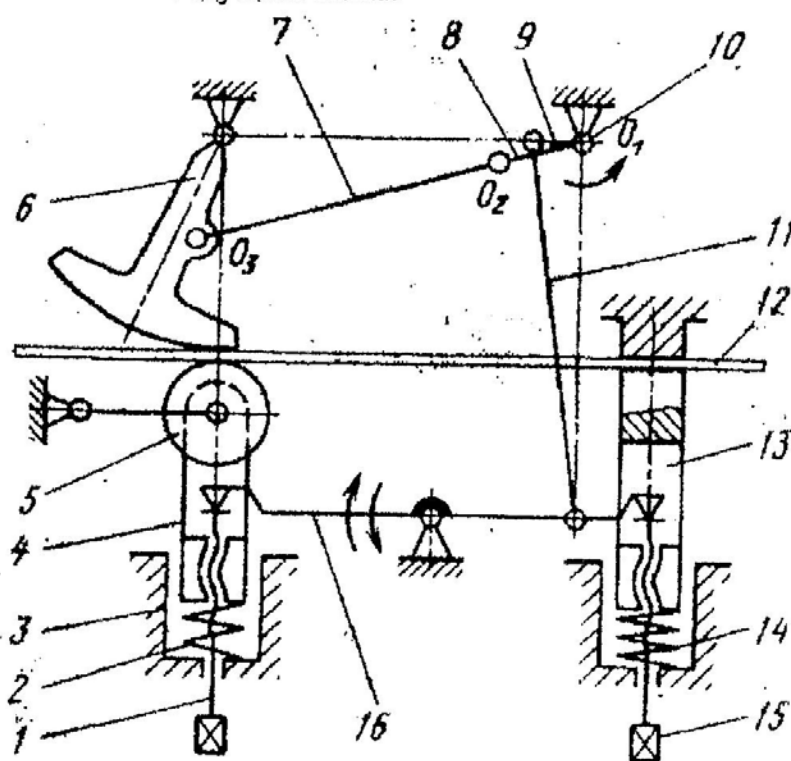


Рис. 1. Кинематическая схема валково-секторного подающего устройства

1.2. Кинематический расчет валкового механизма

Исходными данными для расчета являются H - величина шага подачи, H , толщина листа (ленты), мм.

Рассмотрим расчет валково-секторного механизма. Кинематическая схема валково-секторного подающего устройства приведена на рис. 2.

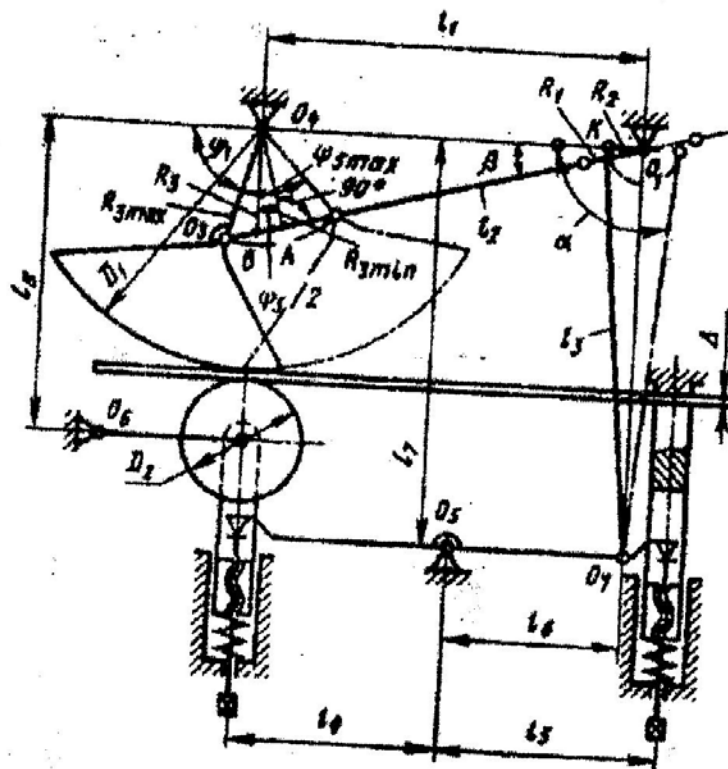


Рис. 2. Расчетная схема валко-секторного подающего устройства

Методика расчета включает следующие основные этапы.

1. Определяется диаметр ведущего вала D_1 . На основе рекомендаций принимается значение $D_1 = 2H_{\max}$ [1].
2. Определяются максимальные и минимальные значения радиуса соединения ведущего вала с шатуном: $R_{3\max} = 0,25 D_1$;

$$R_{3\min} = R_{3\max} \cos\left(\frac{\psi_{\max}}{2}\right) \text{ при } H = 0,$$

где $\psi_{\max}$ – максимальный угол поворота (размах) ведущего вала при максимальном шаге подачи.

3. Определяется угол наклона шатуна к линии центров O_1O_4 при крайних положениях ведущего вала. Согласно рекомендациям значение этого угла принимается равным:

$$\beta = 0,2618 + 0,3491 \text{ рад } (15.. 20^\circ).$$

4. Определяется величина эксцентриситета оси шатуна O_3 :

$$e_3 = (R_{3\max} - R_{3\min})/2.$$

5. Определяется радиус кривошипа привода ведущего вала для заданной величины шага подачи H :

$$R_1 = R_{3\min} \operatorname{tg} \left(\frac{H}{D_1} \right).$$

6. Определяется радиус кривошипа R_2 привода механизма зажима ленты. Рекомендуется принимать в пределах [1]:

$$R_2 = (0,01 \dots 0,03) H_{\max}, \text{ но не менее } 3,0 \dots 3,5 \text{ мм.}$$

7. Расстояние между осями вращения приводного вала и ведущего валика

$$l_1 = R_{3\min} / \operatorname{tg} \beta.$$

8. Длина шатуна, связывающего кривошип приводного вала и ось ведущего валика,

$$l_2 = R_{3\min} / \operatorname{tg} \beta.$$

9. Длина плеч рычага механизма зажима $l_4 = l_5 = l_6 = 0,5 l_1$.

10. Диаметр прижимного валика D_2 и расстояние l_7 между осями вращения приводного вала и рычага механизма зажима определяются конструктивно, исходя из общей компоновки узла. Длину рекомендуется принимать в пределах $0,4 \dots 0,6 V_{\max}$ с последующим уточнением данного параметра при проверочном расчете на контактную прочность пары валок-лента.

11. Расстояние между осями ведущего валика и рычага прижимного валика рассчитывают по формуле:

$$l_8 = \frac{D_1 + D_2}{2} + \Delta_{cp},$$

$$\text{где } \Delta_{cp} = \frac{\Delta_{\max} + \Delta_{\min}}{2}.$$

12. Длина тяги привода механизма зажима

$$l_3 = \sqrt{l_7^2 + R_2^2}.$$

13. Угловое положение ведущего валика в начале и конце цикла подачи соответственно:

$$\psi_1 = 0,5(-\psi_s) + \beta;$$

$$\psi_2 = \psi_1 + \psi_s.$$

1.3. Силовой расчет тянущего усилия ведущего валика

Расчетная схема показана на рис. 3.

1. Размеры компенсационной петли ленты можно принять следующими [1]:

$$l_1 = 1,2 \text{ м; } h_1 = 0,6 \text{ м; } \varphi = 0,78 \text{ рад,}$$

где l_1 – расстояние между осями опорных роликов правильно-разматывающего устройства; h_1 – величина провисания ленты в компенсационной петле.

2. Определяется сила тяжести компенсационной петли ленты:

$$G_{1\max} = B\Delta\rho \frac{(l_1 + 2h_1 + \sqrt{4h_1^2 + l_1^2})}{2}$$

Сила тяжести, когда провисание ленты отсутствует,

$$G_{1\max} = B\Delta l_1 \rho,$$

где B - ширина ленты; Δ - толщина ленты; ρ - плотность материала ленты.

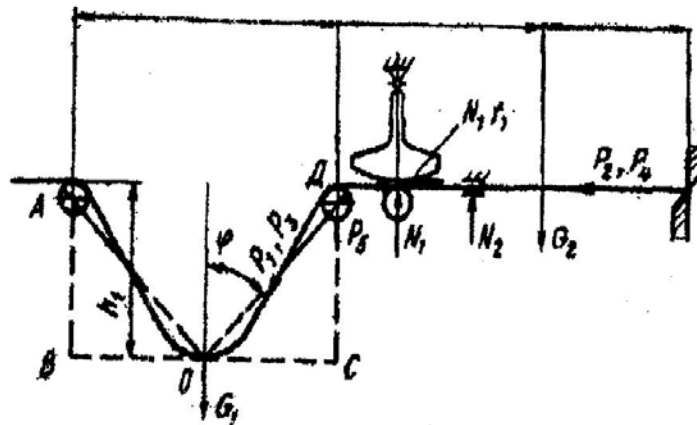


Рис. 3. Схема сил, действующих на ленту

3. Сила сопротивления движению, обусловленная компенсационной петлей, определяется по формуле:

$$P_{1\max} = \frac{G_{1\max}}{2} \cos \varphi.$$

4. Сила тяжести ленты, лежащей на столе прессы,

$$G_2 = B\Delta\rho(l_2 + l_3(l-k)),$$

где k - коэффициент использования материала; l_2 - расстояние между осями приемного ролика подающего устройства и прессы; l_3 - расстояние между осью прессы и линией реза отхода ленты ножницами.

5. Зная величины G_1 и G_2 , определяем силу сопротивления движению, обусловленную трением ленты в подающем устройстве и штампе:

$$P_{2\max} = \left(\frac{G_{1\max}}{2} + G_2 \right) \mu_1,$$

где μ_1 - коэффициент трения скольжения ленты в проводках подающего устройства.

$$P_{3\max} = \frac{G_{1\max} \varepsilon_1 D_1}{4g},$$

$$\varepsilon_1 = R_1 \omega^2 (1 + \lambda) / R_{3\min};$$

$$\lambda = \frac{R_1}{l_2},$$

где λ – безразмерный коэффициент шатуна кривошипно-шатунного механизма; ω – угловая скорость вращения прижимного валика: $\omega = \pi/30$; π – число двойных ходов пресса (справочные или исходные данные).

6. Максимальное угловое ускорение прижимного валика D_2 равно:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 \frac{D_1}{D_2}.$$

7. Сила сопротивления движению, обусловленная ускорением петли ленты,

$$P_{3\max} = \frac{G_{1\max} \varepsilon_1 D_1}{4g}.$$

8. Сила сопротивления движению, обусловленная ускорением участка ленты, лежащей на столе, P_4 и ускорением прижимного валика P_5 :

$$P_4 = \frac{G_2 \varepsilon_1 D_1}{2g};$$

$$P_5 = \frac{2J_2 \varepsilon_2}{D_2},$$

где J_2 – момент инерции прижимного валика относительно оси вращения.

9. Предельные значения усилий сопротивления движению ленты составляют:

$$P_0 = P_{1\max} + P_{2\max} + P_{3\max} + P_4 + P_5.$$

10. После определения P_0 определяются усилия зажима ленты в валах N_1 и тормозе N_2 :

$$N_1 = \frac{k_2 P_{0\max}}{\mu_1};$$

$$N_2 = \frac{k_2 P_{0\max}}{\mu_2},$$

где k_2 – коэффициент запаса ($k_2 = 1,2 \dots 1,5$); μ_1 – коэффициент трения скольжения пары «валок-лента»; μ_2 – коэффициент трения скольжения пары «тормоз – лента».

2. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. В соответствии с вариантом задания для выданных исходных данных составить расчетную схему валковой подачи, произвести расчеты геометрических размеров звеньев передачи; определить величину тянущего усилия ведущего вала.

2. Составить отчет о работе.

3. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Задание на выполнение работы и исходные данные для расчета.
2. Расчетная схема валковой передачи.
3. Результаты расчета.
4. Выводы по работе.

1. Автоматическая загрузка технологических машин: справочник / под ред. И. А. Клусова - М.: Машиностроение, 1990. - 400 с.
2. Розен Г.М. Механизация и автоматизация листовой штамповки в автомобилестроении / Г. М. Розен, А. А. Убрятов, А. А. Петин. - М.: Машиностроение, 1983. - 327 с.
3. Малов А. Н . Механизация штамповочных работ / А. Н. Малов, В. Ф. Прейс. - М.: Машиностроение, 1985. - 308 с.

РАСЧЕТ ВАЛКОВЫХ ПОДАЧ
С КИНЕМАТИЧЕСКИМ ЗАМЫКАНИЕМ ЗВЕНЬЕВ
СИЛОВОГО ПРИВОДА
Методические указания
к выполнению практической работы по курсу
«Автоматизация штамповочного производства»