

Министерство образования и науки Российской Федерации
Сибирский федеральный университет

МЕХАНИЗАЦИЯ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Методические указания к практическим занятиям

Красноярск
СФУ
2011

УДК 621.73.02(07)

ББК 34.5Я73

Ф 20

Рецензенты:

Составители Грищенко, Н.А., Пещанский А.С.

Ф 20 Механизация кузнечно-штамповочного производства: Методические указания для практических работ [Текст] / сост. Н.А. Грищенко, А.С. Пещанский – Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2011. – 26 с.

ISBN 978-5-7638-????-? (для внешних работ – дает РИО)

Предназначено для студентов специальности 110600

621.73.02(07)

ББК 34.5Я73

© Сибирский

федеральный

университет, 2011

ISBN 978-5-7638-????-? (повтор)

Содержание

Введение	2
1. Средства автоматизации и механизации процессов листовой штамповки из штучной заготовки	3
1.1.Магазинные загрузочные устройства и их расчет	3
1.2.Автоматические бункерные захватно-ориентирующие устройства (АБЗОУ) и их расчет	8
2. Подающие и передающие устройства, их расчет	17
2.1. Шиберные подачи	18
2.2. Револьверные подачи	20
2.3. Грейферные подачи	22
Список литературы	25

Введение

Холодная листовая штамповка деталей широко распространена во всех областях металлообработки.

Особенность штамповки по сравнению с другими методами обработки – незначительное машинное время, затрачиваемое на обработку одной заготовки, часто измеряемое в долях секунды. Такая скорость обработки обеспечивается конструкцией штамповочных центров.

Именно вследствие незначительной доли машинного времени на обработку изделия в технологическом цикле штамповочного оборудования, вопросы автоматизации процессов загрузки штучных заготовок в штамповочном производстве приобретают особое значение.

При автоматизации транспортно-загрузочных операций повышается производительность машин и труда, культура производства и труда, безопасность работы, качество продукции; уменьшается себестоимость; создаются предпосылки для перехода к автоматическим поточным линиям и комплексно автоматизированному производству.

В группу механизмов для загрузки штучных заготовок входит большое число разнообразных механизмов и устройств, различающихся характером перемещаемых заготовок, способом их транспортировки и другими конструктивно-технологическими признаками.

1. Средства автоматизации и механизации процессов листовой и холодной объемной штамповки из штучной заготовки

Наряду с заготовками из непрерывного материала в кузнечно-штамповочном производстве изделия часто штампуют из штучной листовой и объемной заготовки. Особенностью автоматизированного процесса штамповки из штучных заготовок является необходимость непрерывной ориентации заготовок и периодической подачи их в зону обработки. Ориентирующие устройства обеспечивают выдачу заготовок, ориентированных в заданном положении. Различают автоматические ориентирующие устройства, в которых ориентация деталей производится без вмешательства человека, и неавтоматические (магазинные). Подающие устройства обеспечивают подачу ориентированной заготовки с позиции загрузки и установку ее на рабочую позицию штамповки.

1.1. Магазинные загрузочные устройства и их расчет

В зависимости от конструктивного исполнения различают кассетные, лотковые и штабельные магазинные ориентирующие устройства. Весьма разнообразны по конструктивному исполнению лотки. При проектировании лотков для перемещения заготовок рассчитывают их геометрические размеры и пропускную способность [1,2].

При движении заготовки по направлению ее большой оси ширина (мм) прямоугольного лотка:

$$B_{\text{л}} = (b + \Delta b) \quad (1.1)$$

где b – ширина (диаметр) заготовки, мм; Δb – зазор между заготовкой и бортами лотка, мм; $\Delta b = 1 \div 3$ мм.

Заготовка при перемещении по лотку в направлении, перпендикулярном ее большой оси, в связи с наличием зазора может повернуться на угол $\alpha_{\text{л}}$ (рис 1, а), заняв положение, указанное штриховыми линиями. Этот угол поворота $\alpha_{\text{л}}$ увеличивается с увеличением зазора до тех

пор, пока заготовка не заклинится или не потеряет ориентацию. В этом случае ширина (в мм) лотка (рис 1):

$$B_{л} = (l + \Delta l) \quad (1.2)$$

где Δl - зазор между заготовкой и бортами, мм.

Зазор Δl зависит от формы заготовок. Для заготовок с прямоугольной и частично конической формами или с фасками (рис 1, б):

$$\Delta l = \left(\frac{\sqrt{1 + (l_p / b_p)^2}}{\sqrt{1 + \mu^2}} - \frac{l_p}{b_p} \right), \quad (1.3)$$

где $\mu = 0,10 \div 0,20$ – коэффициент трения скольжения заготовки о борт лотка; l_p - расчетная длина заготовки, мм; b_p - расчетная ширина (диаметр) заготовки, мм. Методика расчета l_p и b_p в зависимости от формы дана [1].

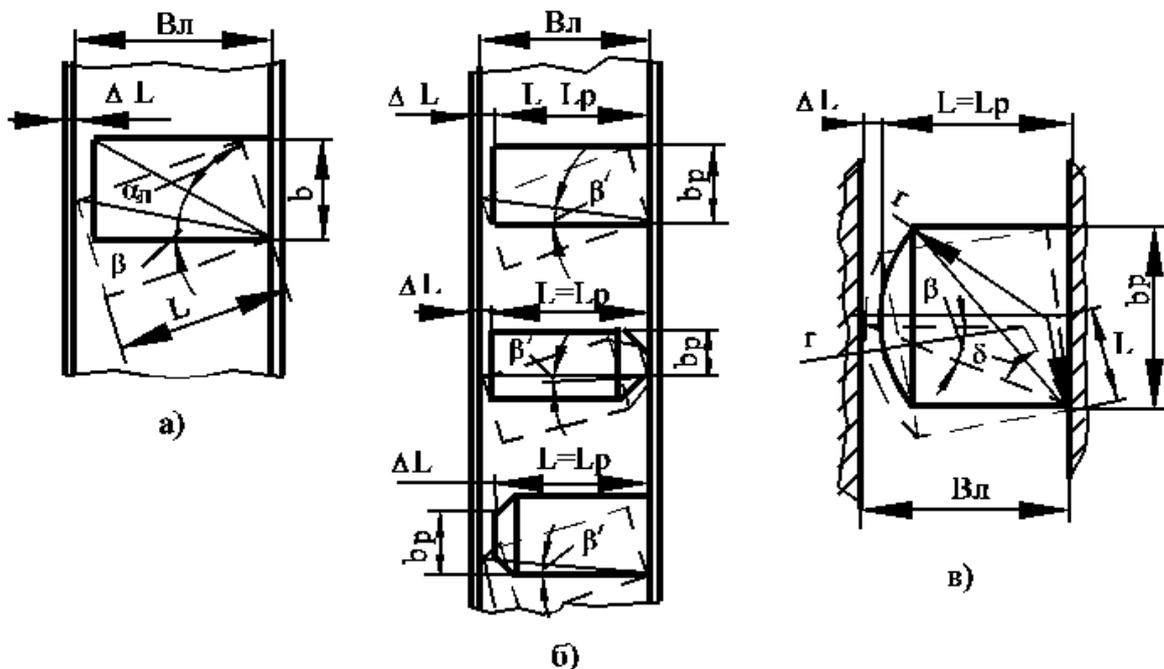


Рисунок 1 - Расчетные схемы движения призматических заготовок в лотках.

Зазор Δl для заготовок со скругленной фаской или при наличии радиуса в углах (рис 1, б):

$$\Delta l = \left(\frac{L' \cdot \sin(\delta' + \beta')}{\operatorname{tg} \beta'} - l_p \right), \quad (1.4)$$

где L' - расстояние от точки поворота заготовки до центра закругления в мм. Методика расчета L' в зависимости от формы дана [1].

Зазоры Δl , рассчитанные по приведенным формулам, являются максимальными. Применяемые на практике зазоры $\Delta l_1 \leq \Delta l$. Зазор Δl_1 в мм определяем по формуле (рис 2):

$$\Delta l = \Delta' + \Delta_{\min} + \Delta B, \quad (1.5)$$

где Δ' - допуск на длину заготовки, мм; Δ_{\min} - наименьший гарантированный зазор, мм; ΔB - допуск на ширину лотка, мм.

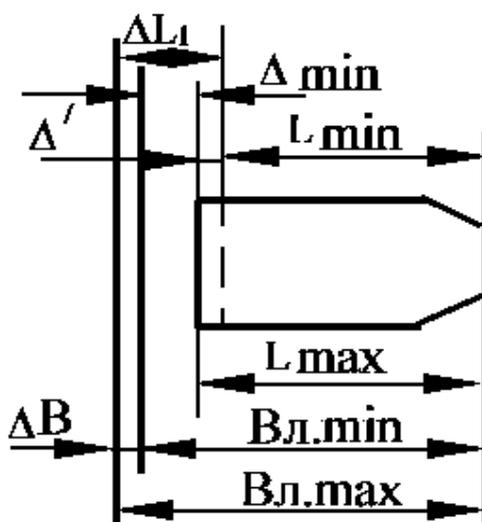


Рисунок 2 - Расчетная схема лотка с учетом допусков.

Высоту бортов и их сопротивление перемещению заготовок по лотку определяют в зависимости от основных положений, занимаемых заготовками в лотке.

Рекомендуемые формы и размеры прямоугольных лотков для перемещения круглых заготовок представлены в таблице 1.

Таблица 1. Формы и размеры лотков для перемещения круглых заготовок.

Форма лотка	Эскиз заготовки и лотка	Рекомендуемые размеры лотка
V – образный		$\varphi_{Л} = 45^{\circ}$ – для пустотелых заготовок $\varphi_{Л} = 60^{\circ}$ – для сплошных заготовок ширина борта лотка $B'_{Л} = (0,7 - 0,8)d$
Открытый коробчатый		$H_{\delta} = (0,5 - 0,6)d$ – для цилиндрических заготовок; $H_{\delta} > 0,6d$ – для колец и дисков; $H_{\delta} = (0,7 - 0,8)d$ – для цилиндрических заготовок с односторонней полостью
Полузакрываемый коробчатый		$H_{\delta} = 0,8d$ $H'_{\delta} = d + \Delta H$ ΔH – зазор, мм
Закрываемый коробчатый		$H_{\delta} = r_3 - \sqrt{r_3^2 - \left(\frac{L + tg \lambda_1}{2}\right)^2}$ $tg \lambda_1 < \mu$ $r_3 = \frac{d}{2}$

По геометрии поперечного сечения лотки, кроме рассмотренных прямоугольных, могут быть круглыми (трубчатыми), V – образными, со сложным поперечным сечением по форме заготовки, открытыми или закрытыми.

Пропускную способность плоского лотка (рис 4) можно определить:

$$П = \frac{60}{t} = \frac{60}{t_{\delta\delta} + t_{\epsilon}}, \quad (1.6)$$

где t – интервал работы подающего устройства, сек; $t_{\delta\delta}$ – продолжительность движения заготовки по лотку; t_{ϵ} – продолжительность выстоя, равная продолжительности рабочего и холостого движения толкателя.

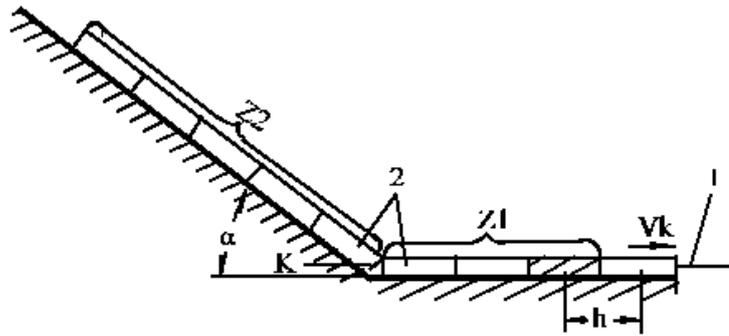


Рисунок 3 - Расчетная схема для определения пропускной способности лотка:

1 – упор; 2 – заготовки.

Продолжительность выстоя берется обычно из циклограммы толкателя; время движения находят расчетным путем (рис 3). Если принять, что движение заготовок по лотку равномерно-ускоренное, то:

$$t_{\text{об}} = 2H / V_K \quad (1.7)$$

Для того, чтобы крайняя (заштрихованная) заготовка заняла положение, исходного для работы подающего устройства (штриховая линия на рис 4), необходимо, чтобы заготовки, находящиеся на наклонной части лотка (Z_2 шт.), могли сдвинуть заготовки, находящиеся на прямом участке (Z_1 шт.). К концу движения, т. е. В момент соприкосновения крайней заготовки с упором, скорость движения заготовок будет равна V_K . Если масса каждой заготовки m , то уравнения действующих сил за период движения может быть представлено в виде:

$$\begin{aligned} m(Z_1 + Z_2)V_K^2 + mg(Z_2 - \frac{1}{2})\sin \alpha \cdot h = \\ = \mu \cdot mg(Z_2 - \frac{1}{2})\cos \alpha \cdot h + \mu \cdot mg(Z_1 + \frac{1}{2}) \end{aligned} \quad (1.8)$$

Используя это уравнение для нахождения скорости v_k и подставляя найденную скорость в выражение $t_{\text{об}} = 2H / V_K$ после преобразований получим:

$$t_{\text{дв}} = \sqrt{\frac{2h}{\frac{Z_2 - 0.5}{Z_1 + Z_2} (\sin \alpha - \mu \cos \alpha) - \frac{Z_1 + 0.5}{Z_1 + Z_2} \mu}}, \quad (1.9)$$

где h – величина перемещения; Z_1 и Z_2 – число заготовок на горизонтальном и наклонном участках лотка; α – угол наклона лотка; μ – коэффициент трения скольжения, принимаемый равным 0,2 – 0,3.

Анализ этого выражения показывает, что для движения заготовок должно быть соблюдены следующие условия:

$$Z_2 > \left[\frac{(Z_1 + 0.5)\mu}{\sin \alpha - \mu \cos \alpha} + 0.5 \right], \quad (1.10)$$

$$\sin \alpha > \mu \cos \alpha, \quad (1.11)$$

Если не соблюдается первое условие, то для того, чтобы осуществить движение заготовок, необходимо установить дополнительный толкатель (показано стрелкой К). В случае невыполнения второго условия движение вообще невозможно. Поэтому для лотковых устройств при перемещении заготовок скольжением принимают угол наклона $\alpha > 0.39$ рад (22°) и $\alpha > 0.21$ рад (12°) – при перемещении качением.

1.2. Автоматические бункерные захватно-ориентирующие устройства (АБЗОУ) и их расчет

АБЗОУ несмотря на большое разнообразие их конструкций, зависящих от формы и размеров подаваемых заготовок, работают по одному и тому же принципу и имеют аналогичную структуру конструктивных элементов (узлов).

Количественными характеристиками работы АБЗОУ является его производительность, т. е. Число заготовок, выдаваемых в единицу времени, и устойчивость этой величины во времени.

Производительность всех типов АБЗОУ с поштучной выдачей заготовок можно определить по формуле:

$$П = Z \cdot n \cdot \eta \text{ шт./мин}, \quad (1.12)$$

где Z – число захватных органов, принимающих участие в одном цикле работы (один поворот, один полный ход вперед – назад); n – число циклов работы (оборотов, полных ходов) в мин; η - коэффициент выдачи.

Определение коэффициента выдачи зависит от многих факторов, учет которых обычно производится на основании законов теории вероятности. Исследования В. Ф. Прейса [2] показали, что коэффициент выдачи можно определить из зависимости:

$$\eta = \eta_{MAX} - \xi V \phi, \quad (1.13)$$

где η_{MAX} - предельное значение коэффициента выдачи, зависящее от типа АБЗОУ (табл. 2); V – скорость движения захватных органов, м/с; ξ , ϕ - коэффициенты, определяемые по таблицам работы [2].

Таблица 1. Основные характеристики бункерных устройств с поштучной выдчей заготовок.

Тип АБЗОУ	Число захватных органов	Предельное значение коэффициента выдачи
Крючковый	10 – 14	0,6 – 0,9
Карманчиковый наклонный	6 – 10	0,6 – 0,9
Карманчиковый вертикальный	20 - 40	0,6 – 0,8

Расчеты по приведенной формуле показывают, что при скоростях $V > 0,3$ м/с $\eta = \eta_{MAX}$, при увеличении скорости η начинает уменьшаться, а при $V \geq 1$ м/с для любого АБЗОУ $\eta = 0$.

Параметры n и Z можно представить в виде (рис 4):

$$n = \frac{60V}{\pi D};$$

$$Z = \frac{\pi D}{\ell + \Delta\ell + a}, \quad (1.14)$$

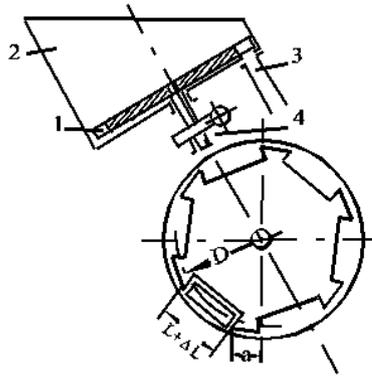


Рисунок 4 - Схема карманчикового АБЗОУ.

где V – окружная скорость движения заготовки в захваченном органе в м/с; D – диаметр расположения захватных органов в м; l – длина заготовки в направлении движения, находящейся в захватном органе, в м; Δl – зазор между заготовкой и захватным органом (карманом); a – расстояние между карманами захватного органа в м. Тогда производительность можно записать в виде:

$$\Pi = \frac{60V}{l + \Delta l + a} \eta. \quad (1.15)$$

Выражение $(l + \Delta l + a)$ назовем шагом захватных органов на диске и обозначим через m_3 . Тогда производительность:

$$\Pi = \frac{60V\eta}{m_3} \quad (1.16)$$

Максимальное значение скорости движения захватных органов, при котором бункер работает устойчиво, т. е. отсутствуют повреждения поверхности заготовки и захвата, заготовки успевают ориентироваться и попадать на захват в нужном количестве и положении, называют критической скоростью $V_{кр}$.

Критическая скорость зависит от типа АБЗОУ, размера и материала изделия. Обычно принимают следующие значения скорости $V_{кр}$ в м/с: для мелких (типа метизов) $0,6 \div 0,7$; для средних $0,3 \div 0,4$; для крупных $0,15 \div 0,20$.

При расчете производительности бункера учитывается, что действительная его производительность должна быть на 5 – 20% выше производительности пресса, около которого устанавливается АБЗООУ.

Рабочий объем чаши бункера V , обеспечивающий непрерывность работы бункера в течение назначенного времени:

$$V = \frac{1}{k_1 \cdot V_0 \cdot \Pi_D \cdot t_P} \quad (1.17)$$

где V_0 – объем одной заготовки, м³; Π_D – действительная производительность бункера, шт./мин; t_P – время работы бункера без загрузки, мин; k_1 – коэффициент заполнения объема чаши бункера.

Время работы бункера без загрузки зависит от размеров заготовки и обычно принимается равным 60 – 120 мин. Коэффициент заполнения зависит от отношения длины заготовки к ее диаметру (или к максимальному размеру сечения) и с увеличением этого отношения с 1 до 3 уменьшается с 0,73 до 0,57.

При необходимости увеличения продолжительности работы бункера без загрузки следует установить предбункер, объем которого определяют по формуле [3]:

$$V_{ПБ} = K_2 * V, \quad (1.18)$$

где K_2 – коэффициент увеличения продолжительности работы бункера без загрузки, V – объем бункера, м³.

Расчет захватных органов бункера включает определение шага захватных органов. Шаг захватных органов дискового бункера определяется (рис 5) толщиной перемычки b , диаметром заготовки d и зазором по шагу Δd , т. е. $m_3 = b + d + \Delta d$.

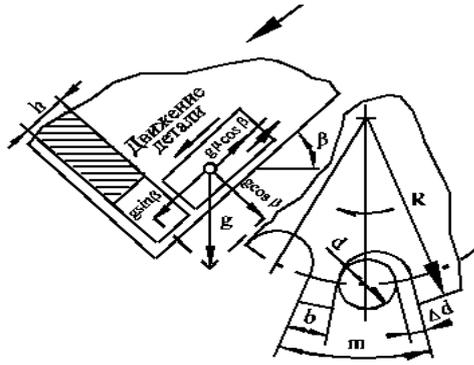


Рисунок 5 - Расчетная схема карманчикового захвата.

Зазор по шагу должен быть таким, чтобы заготовка успела попасть на позицию захвата до подхода перемычки захватного органа. Время, необходимое для перемещения заготовки, скользящей по стенке бункера, которая наклонена под углом β к горизонту, определяется уравнением равноускоренного движения:

$$t = \sqrt{2S / a}, \quad (1.19)$$

где S – путь заготовки; $a = g(\sin \beta - \mu \cos \beta)$ – суммарное ускорение, действующее на заготовку; μ – коэффициент трения скольжения; β – угол наклона стенки бункера к горизонту.

Минимальный путь заготовки, очевидно, равен h – толщине диска, поэтому время попадания заготовки в карман:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g(\sin \beta - \mu \cos \beta)}}. \quad (1.20)$$

За этот же отрезок времени t захватный карман, движущийся с постоянной окружной скоростью V , должен пройти путь равный или меньший, чем зазор по шагу, в противном случае заготовка не успеет попасть в карман, $Vt \leq \Delta d$:

$$m_3 > b + d + V \sqrt{\frac{2h}{g(\sin \beta - \mu \cos \beta)}}. \quad (1.21)$$

Но $V = \omega R = \pi R n / 30$, тогда:

$$m_3 > b + d + \frac{\pi R n}{30} \sqrt{\frac{2h}{g(\sin \beta - \mu \cos \beta)}}. \quad (1.22)$$

Мощность (в кВт) электродвигателя привода вращающихся захватных органов АБОЗУ рассчитывают по известной формуле:

$$N = \frac{M_{KP} \cdot n \cdot k_{II}}{97400 \eta_{MEH}}, \quad (1.23)$$

де M_{KP} – необходимый крутящий момент, Н.м.(кгс.см); k_{II} – коэффициент возможной перегрузки (до 2); n – число оборотов захватных органов в минуту; η_{MEH} – механический коэффициент полезного действия привода.

$$\eta_{MEH} = 0,85.$$

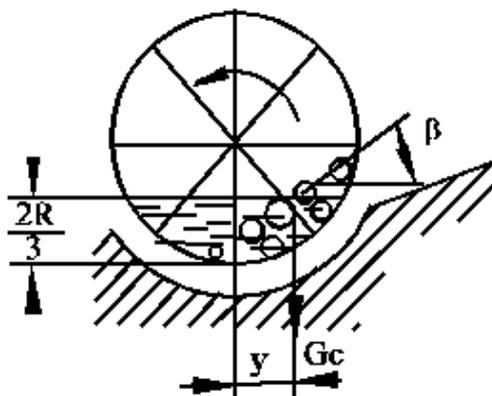


Рисунок 6 - Схема расположения массы заготовок в бункере крючкового АБОЗУ в процессе вращения захватных органов.

Для крючкового АБОЗУ (рис 6):

$$M_{KP} = \mu \cdot G_C \cdot R + G_C \cdot R \cdot \sin \beta, \quad (1.24)$$

где G_C – сила тяжести заготовки в объеме сегмента, кгс; μ – коэффициент трения скольжения заготовок о стенки бункера; R – радиус окружности по оси загнутых осей крючков, см; β – угол естественного откоса.

Силу тяжести заготовок приближенно можно подсчитать по формуле:

$$G_C = G \left(1.13 \frac{R}{d}\right)^2, \quad (1.25)$$

где G – сила тяжести заготовки, кгс; $\left(1.13 \frac{R}{d}\right)^2$ – число заготовок в сегменте высотой $\frac{2R}{3}$; d – диаметр заготовки, см.

Для дисковых АБЗОУ (рис 8) величина крутящего момента:

$$M_{KP} = \mu \cdot G_C \cdot R \cdot \sin \alpha_D, \quad (1.26)$$

где α_D – угол наклона диска АБЗОУ к горизонту; f_l – плечо приложения

силы, $f_1 = \frac{3}{16} \rho \times R \times \cos 45^\circ \gg 0.4R$, откуда :

$$M_{KP} = G_C \cdot R \cdot \sin \alpha_D (\mu - 0.4). \quad (1.27)$$

Сила тяжести заготовок:

$$G_C = \varepsilon \frac{V_\delta}{V_0} G, \quad (1.28)$$

где ε – коэффициент заполнения; V_0 – объем одной заготовки.

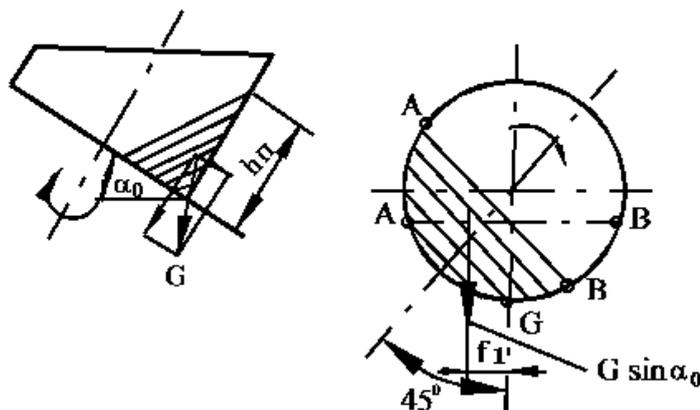


Рисунок 7 - Схема расположения массы заготовок в бункере дискового АБЗОУ.

По аналогичному принципу выполняется расчет крючковых, зубчатых и других бункеров с вращающимися захватными органами.

Производительность бункерных устройств с выдачей заготовок порциями определяется по формуле [2]:

$$P = Z \cdot m \cdot n \cdot \eta \text{ шт./мин}, \quad (1.29)$$

где m – число заготовок, которое может быть захвачено одним захватным органом. Рекомендуемые значения Z , m и η_{MAX} приведены в таблице 3.

Таблица 3. Основные характеристики бункерных устройств с выдачей заготовок порциями.

Тип АБЗОУ	Число захватных органов	Количество заготовок	Коэффициент выдачи
Секторное	1 – 2	8 – 10	0,25 – 0,40
Ножевое	1 – 2	8 – 10	0,30 – 0,40
Щелевое	6 – 12	5 – 8	0,35 – 0,50
Барабанное	4 – 12	1 – 6	0,25 – 0,30

Производительность бункерных устройств типа воронок зависит от времени прохождения заготовок через отверстие в основании бункера, т. е.:

$$P = \frac{60}{t} \eta \text{ шт./мин}, \quad (1.30)$$

где t – время выхода из бункера одной заготовки в сек.

Можно принять, что движение заготовок у входа в питающее устройство подчиняется закону равномерного прямолинейного движения под действием ускорения силы тяжести, для которого:

$$t = \sqrt{\frac{2\ell}{g}}, \quad (1.31)$$

тогда расчетная формула будет иметь вид:

$$P = \frac{60}{\sqrt{(2\ell)/g}} \eta = \frac{4200}{\sqrt{\ell}} \eta \text{ шт./мин}, \quad (1.32)$$

где ℓ - длина заготовки в направлении движения в мм, $g = 9,81$ м/с² – ускорение силы тяжести.

Коэффициент выдачи для рассматриваемых бункеров с числом оборотов (ходов) захватного органа $n = 100 \div 200$ ход/мин может быть принят равным: для АБЗОУ с подвижными втулками $\eta = 0,10 \div 0,20$ и с вращающейся втулкой

$$\eta = 0,12 \div 0,30.$$

В последнее время очень широкое распространение получили вибрационные бункерные устройства (ВЗУ).

Преимуществом вибрационных бункерных устройств является то, что скорость движения заготовки не зависит от ее массы. В таких бункерах отсутствуют движущиеся относительно друг друга части. Заготовки перемещаются только под действием сил инерции, не перемешиваются так интенсивно, как в других устройствах, и поэтому меньше подвергаются повреждениям.

Основными условиями, определяющими движение заготовок в вибробункерах, является соблюдение углов наклона лотка и направления вибрации, скорости и ускорения лотка, а также коэффициентов трения между деталью и лотком.

Исходными данными для проектирования ВЗУ являются геометрические размеры и масса заготовки; производительность, а следовательно, скорость вибротранспортирования; масса загруженных в бункер заготовок.

Бункер проектируют исходя из конкретной заготовки. Ориентировочно диаметр бункера выбирают по соотношению: $D_{\delta} \approx 10\ell$, где ℓ - преобладающий размер заготовки.

Окончательно диаметр бункера определяется назначенным шагом h_{δ} и углом наклона спиральной дорожки:

$$D_{\delta} = h_{\delta} / \pi \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\delta}. \quad (1.33)$$

Стенка бункера может быть выполнена тонкой (толщиной 1 – 2 мм). Угол наклона спиральной дорожки следует назначать не более 3° . шаг

дорожки должен обеспечить нормальные условия для захвата заготовок, исключить возможные заклинивания заготовок между двумя соседними витками.

Производительность вибрационных бункеров может быть определена по формуле:

$$P = \frac{60V}{\ell} \eta \text{ шт./мин}, \quad (1.34)$$

где V – средняя скорость движения заготовок по лотку бункера в м/с; ℓ – длина заготовки в направлении движения в м.

В различных конструкциях вибрационных АБЗООУ скорость достигает $0,20 \div 0,30$ м/с при коэффициенте выдачи $\eta = 0,67 \div 0,90$.

Имея параметры бункера и заданную производительность ВЗУ, можно решить вопрос о порции загружаемых заготовок в бункер и о периодичности его загрузки, т. е. о необходимости предбункера. Если предбункер не обязателен, то соотношение масс и моментов инерции бункера в сборе и основания ВЗУ должно быть выбрано в пределах $1/5 - 1/10$. При наличии предбункера, замкнутого на основание, это соотношение должно быть примерно равным $1/3$.

Подробный расчет ВЗУ представлен в литературе [1, 4, 5].

2. Подающие и передающие устройства, их расчет

Подающие устройства обеспечивают подачу ориентированной заготовки с позиции загрузки и установку ее на рабочую позицию штамповки. Функции передающих устройств аналогичны функциям подающих; разница состоит лишь в том, что здесь позицией загрузки служит рабочая позиция предыдущей операции. Поэтому в качестве подающих и передающих устройств могут быть использованы одни и те же средства автоматизации [1, 2].

2.1. Шиберные подачи (питатели).

Шиберные питатели в соответствии с ГОСТ 15824 – 81 применяют для подачи заготовок толщиной свыше 0,5 мм, длиной и шириной (диаметром) до 250 мм, а также цилиндрических и прямоугольных заготовок высотой до 100 мм.

При расчете шиберных подач [3] определяют ход шибера, толщину его и усилие, требуемое для проталкивания заготовок из магазина.

Ход шибера (S в мм) определяется по формуле:

$$S = S_{PX} + S_{ПЕР}, \quad (2.1)$$

где S_{PX} – рабочий ход шибера, мм; $S_{ПЕР}$ – перебег шибера, устанавливаемый конструктивно (рис 8).

Рабочий ход шибера зависит от длины заготовки l_3 в направлении подачи и способа ее перемещения: при подаче заготовок поштучно и «каскадом» (рис 9, б, в) $S_{PX} \approx l_3$, а при подаче заготовок «дорожкой» (рис 9, а) $S_{PX} \geq l_3$.

Толщина шибера при подаче поштучно или «дорожкой»:

$$h_{Ш} = (0,6 \div 0,8)S_3, \quad (2.2)$$

где S_3 – толщина заготовки, мм.

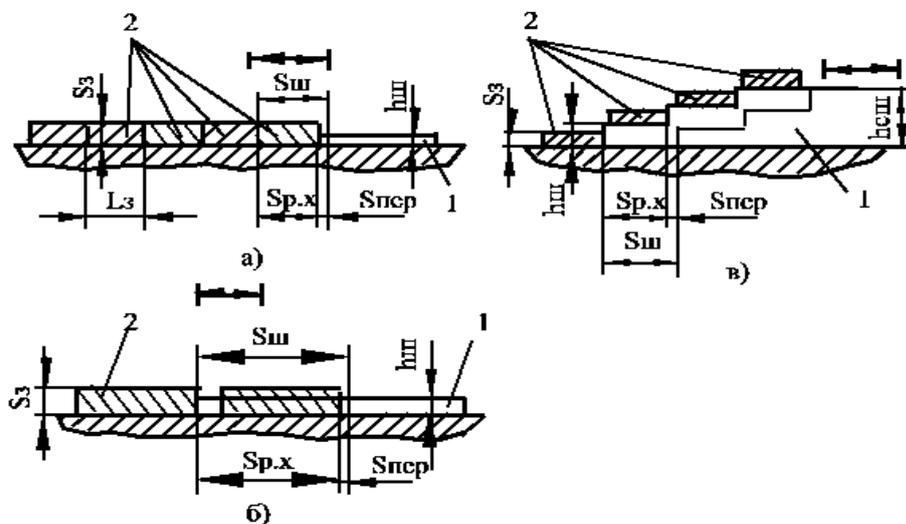


Рисунок 8 - Способы подачи заготовок шиберными подающими устройствами.

В случае подачи «каскадом» толщина ступени шибера:

$$h_{с.ш.} = (2 \div 3)S_3, \quad (2.3)$$

а общая длина ступенчатого шибера:

$$h_{ш} = n * h_{с.ш.}, \quad (2.4)$$

где n – число ступеней шибера.

Шиберные подачи обычно используются с магазинными ориентирующими устройствами, поэтому расчетное усилие $Q_{р.п.}$ определяется как усилие, необходимое для проталкивания изделий из загруженного полностью магазина. При этом, согласно схемы (рис 10), можно записать:

$$Q_{р.п.} = \beta \cdot 2T = 2\beta \cdot \mu \cdot G_N, \quad (2.5)$$

где β - коэффициент запаса, учитывающий возможное слипание заготовок и принимаемый равным 1,5 – 2,0; T – сила трения, развиваемая при движении заготовок; μ - коэффициент трения скольжения, равный для стали по стали со слабой смазкой 0,12 – 0,15; G_N – нормальная составляющая от силы тяжести заготовок, находящихся в магазине, равная $G_N \approx G \cdot \cos \alpha$ (G – сила тяжести заготовок, α - угол наклона магазина).

При расчете шиберных подач для работы на быстроходных прессах, когда время срабатывания ограничено, следует учитывать динамические нагрузки, возникающие в период разгона. В этом случае расчетная формула принимает вид:

$$Q_{р.п.} = Q_1 + Q_2, \quad (2.6)$$

где Q_1 – усилие, необходимое для проталкивания заготовки из магазина, определяемое по предыдущей формуле; $Q_2 = G_{ш} \frac{a}{g}$ - динамическое усилие,

возникающее в период разгона (G_{III} - сила тяжести шибера и жестко связанных с ним деталей; a – ускорение, развиваемое в период разгона и зависящее от типа привода; g – ускорение силы тяжести).

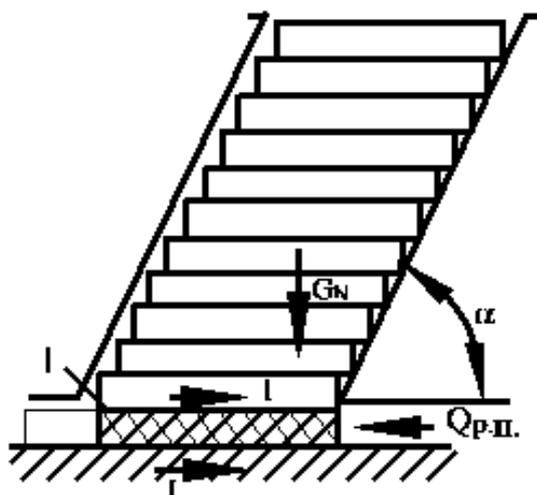


Рисунок 9 - Расчетная схема шиберной подачи: 1 – перемещающаяся заготовка.

2.2. Револьверные подачи

Они применяются для подачи плоских заготовок толщиной свыше 0,5 мм и объемных заготовок диаметром до 60 мм. В данном типе подач обеспечение надежных блокировок является первостепенной задачей, так как в период перемещения револьверный диск перекрывает рабочую зону штампа; при неправильной установке его относительно позиции штамповки может произойти поломка инструмента или самого оборудования.

Периодическое движение револьверного диска осуществляется полувращающим, мальтийским, храповым и фрикционным механизмами.

При расчете револьверных подач [3] определяют основные параметры револьверного диска (рис 11) и тяговое усилие, необходимое для перемещения диска на один шаг.

Диаметр окружности центров гнезд диска:

$$D_0 = \frac{d_2 + b_{II}}{\sin(\alpha / 2)}, \quad (2.7)$$

где d_2 – диаметр гнезда, мм; b_{II} - ширина перемычки по окружности центров гнезд; α - угол поворота диска за один ход прессы.

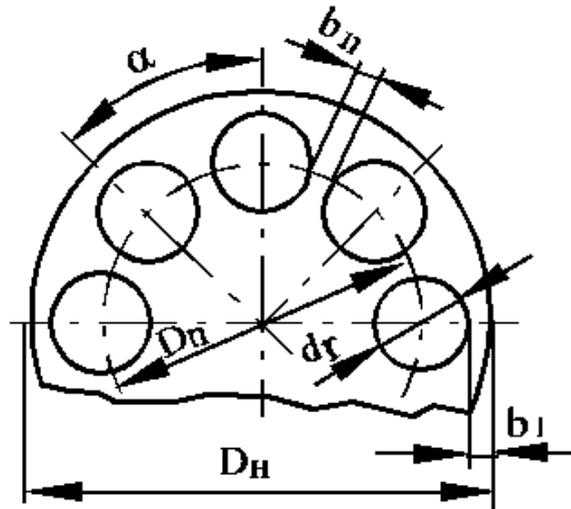


Рисунок 10 - Основные параметры револьверного диска.

Ширина перемычки для круглых заготовок:

$$b_{II} = (0,1 \div 0,3)d_r, \quad (2.8)$$

для квадратных:

$$b_{II} = (0,4 \div 0,5)\ell_3, \quad (2.9)$$

где ℓ_3 - размер стороны квадратной заготовки.

Наружный диаметр диска:

$$D_H = D_0 + d_2 + 2b_1, \quad (2.10)$$

где b_1 - наименьшая ширина перемычки между гнездом и наружным диаметром диска.

Число гнезд в револьверном диске зависит от размеров заготовки и требуемой производительности. При большом числе гнезд угол поворота диска уменьшается и тем самым повышается надежность работы подачи. Однако, это приводит к увеличению размеров диска, которые ограничиваются допустимой угловой скоростью, м/с:

$$V_D = \pi \cdot D_0 \cdot n / (60 \cdot Z) \leq 0.8 \text{ м/с}, \quad (2.11)$$

где n – число оборотов диска, т. е. Число ходов прессы в минуту, Z – число гнезд.

Толщина револьверного диска зависит от размеров загружаемых деталей и способа загрузки.

При ручной загрузке:

$$h_{Д} = (3 \div 5)d_r, \quad (2.12)$$

а при загрузке из магазина, когда диск служит отсекателем:

$$h_{Д} = (0.8 \div 0.9)d_r. \quad (2.13)$$

Тяговое усилие, необходимое для поворота диска на шаг подачи:

$$Q_p = (1/R) \cdot (M_T + I \cdot a/R), \quad (2.14)$$

где R – радиус приложения тягового усилия; M_T – момент, развиваемый замкнутым тормозом; I – момент инерции диска и жестко связанных с ним частей; a – ускорение, развиваемое при разгоне диска.

2.3. Грейферные подачи

Грейферные механизмы предназначены для транспортировки в ориентированном положении штучных заготовок в рабочую зону штампов и из штампов. Эти механизмы используют: при однооперационной штамповке толстолистовых деталей; для переноса деталей по позициям штампа последовательного действия; при многопозиционной штамповке на одном или нескольких универсальных прессах простого действия; в многопозиционных прессах – автоматах.

При расчете грейферных устройств [3,6] определяют число обслуживаемых ими позиций, ход линеек, усилие, необходимое для удерживания заготовок или их извлечения.

Общее число позиций Z_p обслуживаемых грейфером, складывается из рабочих Z_p и холостых Z_x позиций.

Число рабочих позиций определяется технологическим процессом штампуемых деталей и конструктивными особенностями пресса, для которого предназначен грейфер, и может достигать до 17 и более. Однако в большинстве случаев $Z_p \leq 9$ для крупных и $Z_p \leq 12$ для мелких деталей при

их штамповке на одном прессе. При обслуживании грейфером линии прессов их число обычно не превышает 5 – 7 единиц, т. е. $Z_p \leq 7$. У выпускаемых промышленностью многопозиционных листоштамповочных автоматов усилием до 630 кН число позиций составляет 12, а при больших усилиях – 8.

Число холостых позиций также зависит от конструкции пресса или от расположения прессов в линии. Число холостых позиций между двумя прессами в линии определяется расстоянием между этими прессами L_{Π} и продольным ходом грейфера ℓ_r , т. е.:

$$Z_x = L_{\Pi} / \ell_r - 1. \quad (2.15)$$

Ход линеек грейфера зависит от размеров штампуемых деталей, конструкции штампов, а также от хода ползуна пресса.

Продольный ход грейфера ℓ_r должен быть больше наибольшего размера заготовки в направлении ее перемещения. Для круглой заготовки диаметром d ход $\ell_r = (1,10 \div 1,35)d$, для прямоугольной заготовки $\ell_r = (1,10 \div 1,35)B$, где B – наибольший размер в направлении перемещения.

Наибольшая высота детали h_d , вытянутой на прессе, не превышает $0,35 H_{\Pi}$ (где H_{Π} – ход ползуна пресса). Такое соотношение обусловлено необходимым запасом хода ползуна после окончательного освобождения детали от инструмента для перемещения ее грейфером.

Используя известные соотношения [7] между размерами детали и общим коэффициентом вытяжки m_{OB} , учитывая, что $h_d = 0,35 H_{\Pi}$ и вводя поправочный коэффициент $K = 1,1 \div 1,2$ на припуск при вытяжке с фланцем и на обрезку детали, можно получить соотношение хода пресса и продольного хода грейфера в виде:

$$\ell_r = [(1,7 + 2,25)m_{OB} / (1 - m_{OB}^2)]H_{\Pi}. \quad (2.16)$$

Это соотношение при $m_{OB} = 0,33 \div 0,45$ имеет вид $\ell_r = (0,8 \div 1,0)H_{\Pi}$. Продольный ход грейфера рекомендуется выбирать из ряда 75, 100, 120, 160, 200, 250, 315, 500, 630, 750, 1000, 1200, 1600, 2000 мм.

Поперечный ход линеек при совершении обратного продольного хода их в период выполнения технологической операции выбирается с учетом того, чтобы обеспечить беспрепятственное движение линеек относительно штампа:

$$\ell_{II} = B_{III} - b_3 + 2(\delta + c), \quad (2.17)$$

где B_{III} – размер верхнего штампа в плоскости движения линеек, измеряемый в направлении, перпендикулярном к направлению движения; b_3 – размер детали в направлении, перпендикулярном к направлению ее перемещения; δ – минимальный допустимый зазор между захватами и элементами штампа в направлении поперечного хода линеек; c – глубина захода захвата для удерживания заготовки, зависит от конфигурации захвата (для плоского захвата $c=0$).

Поперечный ход линеек при совершении им обратного продольного хода в период выстоя ползуна:

$$\ell_{II} = B'_{III} + \delta, \quad (2.18)$$

где B'_{III} – размер верхнего штампа в зоне поперечного движения линеек.

Усилие, необходимое для захвата деталей:

$$Q_3 = n \cdot G_3 \cdot \cos \alpha / (2\mu), \quad (2.19)$$

где n – число одновременно транспортируемых заготовок; G_3 – вес транспортируемой заготовки; α – угол профиля захвата; μ – коэффициент трения по поверхности захвата.

Рабочее усилие привода подъема:

$$Q_{P.II} = (n \cdot G_3 + G_r)(1 + a_r / g), \quad (2.20)$$

где G_r – вес деталей в грейферном устройстве, перемещаемых при подъеме линеек; a_r – максимальное ускорение, развиваемое при подъеме линеек; g – ускорение свободного падения.

Список литературы

1. Прейс В. Ф. И др. Автоматизация загрузки прессов штучными заготовками. Расчет и проектирование. – М.: Машиностроение, 1975.
2. Норицын И. А., Власов В. И. Автоматизация и механизация технологических процессовковки и штамповки. – Машиностроение, 1967.
3. Смирнов А. М., Васильев К. И. Основы автоматизации кузнечно-прессовых машин. – М.: Машиностроение, 1987.
4. Медвидь М. В. Автоматические ориентирующие загрузочные устройства и механизмы. Машгиз, 1963.
5. Автоматизирующие устройства для холодной листовой штамповки штучных заготовок. РТМ 70-63-РТМ 81-61. Стандарт, 1964.
6. Розен Г. М., Убрятов А. А., Петин А. А. Механизация и автоматизация листовой штамповки в автомобилестроении. – М.: Машиностроение, 1983.
7. Романовский В. П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979, с. 465-488.

Грищенко Николай Андреевич
Пещанский Алексей Сергеевич

Механизация кузнечно-штамповочного производства

Методические указания к практическим занятиям