

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР

БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Робототехнические системы"

А.Н.ДОМАРЕНКО

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

по курсу "Автоматизация транспортировки,
загрузки и сборки изделий" для студентов
специальности 0636 - "Автоматизация
и комплексная механизация машиностроения"

М и н с к 1 9 8 6

Министерство высшего и среднего специального
образования БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра "Робототехнические системы"

А.Н.ДОМАРЕНКО

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

по курсу "Автоматизация транспортировки,
загрузки и сборки изделий" для студентов
специальности 0636 - "Автоматизация
комплексная механизация машиностроения"

М и н с к 1 9 8 6

В соответствии с учебным планом по курсу "Автоматизация транспортировки, загрузки и сборки изделий" студенты специальности 0636 - "Автоматизация и комплексная механизация машиностроения" выполняют семь лабораторных работ.

Первая часть практикума включает три лабораторные работы (карманчиковые бункерно-ориентирующие устройства и исследование вибрационных и валковых загрузочных устройств). В каждой работе отражены вопросы теоретического плана, порядок экспериментальных исследований и их оформление.

Пособие в значительной степени поможет студентам в освоении теоретического материала и будет способствовать развитию исследовательской направленности в решении конкретных задач.

Рецензенты:

В.В.Березовик, В.В.Бокуть

Александр Николаевич ДОМАРЕНКО

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

по курсу "Автоматизация транспортировки, загрузки и сборки изделий" для студентов специальности 0636 - "Автоматизация и комплексная механизация машиностроения"

Корректор Н.Н.Делеш

Подписано в печать 15.04.86. АТ 15703.

Формат 60x84¹/16. Бумага т. № 2. Офс.печать.

Усл.печ.л. 1,9. Уч.-изд.л. 1,5. Тир.300. Зак. 593. Цена 5 коп.

Отпечатано на ротаприте БПИ. 220027, Минск, Ленинский пр., 65.

Д 270400000-012- 225-86

М 339-86

© Белорусский политехнический институт, 1986.

РАБОТА № I

КАРМАНЧИКОВЫЕ БУНКЕРНО-ОРИЕНТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА (БОУ)

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы бункерно-ориентирующего устройства; теоретическое и экспериментальное определение производительности БОУ и коэффициента заполнения карманов.

Приборы и принадлежности: бункерно-ориентирующее устройство, штангенциркуль, секундомер, детали.

1. Назначение бункерно-ориентирующего устройства

Бункера представляют собой группу механизмов, принимающих заготовки навалом и выдающих их строго ориентированными в пространстве и времени.

Применение БОУ позволяет решить одну из важнейших проблем автоматизации – проблему автоматизации загрузки обрабатываемого и оборочного оборудования, что дает возможность значительно повысить производительность оборудования, качественно изменить процесс труда, широко применять практику многостаночного обслуживания и повысить его безопасность.

Бункерно-ориентирующее загрузочное устройство предназначено:

- ориентировать заготовки относительно рабочей зоны оборудования;
- поштучно выдавать заготовки или детали;
- транспортировать их в рабочую зону;
- обеспечивать возможность многостаночного обслуживания, то есть иметь запас штучных заготовок в количестве, достаточном для работы станка не менее, чем в течение 15 минут.

2. Принцип работы

Принцип работы БОУ (рис.1) основан на том, что заготовки или детали засыпаются в накопитель, образованный неподвижными цилиндрическими стенками кожуха 1 и дном 2, выполненным в виде

диска с карманами, форма которых соответствует профилю заготовки. В процессе медленного вращения диска заготовки западают в карманы и выносятся в верхнюю часть бункера. Когда отверстие в диске с находящейся в нем заготовкой окажется над входом в отводящий лоток 3, заготовка выпадает в отводящий лоток.

Карманы на диске можно располагать тремя способами; как показано на рис. I (а, б, в).

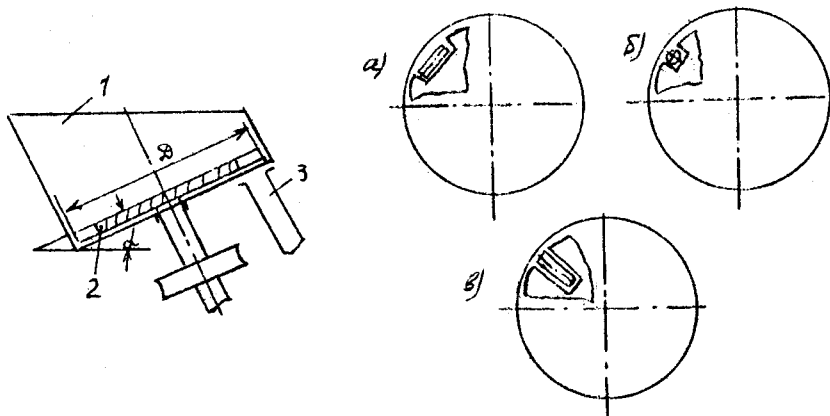


Рис. I.

В зависимости от отношения l/d заготовки при движении диска в бункере будут получать различную преимущественную ориентацию, вызванную стремлением заготовок располагаться так, чтобы оказывать наименьшее сопротивление взаимному перемещению. Заготовки с $l/d \gg 1$ получают преимущественную ориентацию по хорде диска. Чем больше это отношение, тем больше заготовок оказывается ориентированными по хорде и тем устойчивее эта ориентация. Карманы для таких заготовок в БОВ располагаются по хорде (рис. I, а).

Заготовки с отношением $l/d \ll 1$ стремятся расположиться торцом относительно плоскости диска. Карманы в диске расположены соответствующим образом (рис. I, б).

При расположении карманов по хорде количество их невелико;

при этом же диаметре вращающегося диска и той же окружной скорости количество карманов, а следовательно, и производительность бункера можно значительно увеличить, если расположить карман радиально (рис. I, и). Для того, чтобы заготовки располагались радиально, на днище необходимо сделать радиальные выступы.

Процент заполнения захватных органов заготовками, а значит, и производительность БОУ будут тем больше, чем большее количество заготовок будет расположено так, как вырезаны карманы в диске. Поэтому отношение l/d определяет конструктивную форму захватывающих органов БОУ.

Максимальная скорость диска определяется скоростью выпадения заготовки в отводящий лоток. Эта скорость должна дать возможность заготовке во время ее прохождения над лотком выпасть в него, не потеряв ориентации.

Окружная скорость $V_{ок max}$ в мм/с диска по осям подаваемых заготовок ориентировочно определяется по формуле

$$V_{ок max} \leq \Delta t \sqrt{\frac{g \sin \alpha}{\Delta h}},$$

где g - ускорение силы земного притяжения, мм/сек²;

$\Delta h = (0,1 - 0,5)d$ - глубина опускания заготовки в вырез кармана, при которой заготовка считается захваченной, мм;

$\Delta t \leq 0,5d$ - зазор по шагу, мм;

d - диаметр заготовки, мм.

Максимальная установленная практикой величина окружной скорости рабочего диска не должна превышать 200-220 мм/сек.

3. Исследование производительности и коэффициента заполнения карманов БОУ

Фактическая производительность БОУ определяется по формуле:

$$Q_{ф} = k Z \eta \text{ шт/мин} \quad (I)$$

где Z - число карманов, принимающих участие в одном цикле работы (один оборот);

η - число циклов работы (оборотов) в минуту;

k - коэффициент заполнения карманов заготовками.

Теоретическая производительность бункера Q_T определяется по той же формуле при $K = 1$.

Коэффициент заполнения карманов K определяется по формуле

$$K = \frac{Q_{\varphi}}{Q_T} \quad (2)$$

Увеличение производительности БОУ может быть достигнуто за счет интенсивного ворошения заготовок, ведущего к возрастанию K . Влияние увеличения числа ворошителей на K определяется экспериментально.

Строятся графики зависимости коэффициента заполнения от скорости карманов V , м/мин для следующих случаев:

- 1) работа БОУ без ворошителей;
- 2) работа с установкой ворошителей

$$V = \frac{\pi d n}{1000} \quad (3)$$

где d - наружный диаметр диска;
 n - число оборотов диска в минуту.

Расчет БОУ

По заданным $T, t_{шт}$ и полученному при исследовании K рассчитываются:

- 1) заданная производительность

$$Q_3 = \frac{1}{t_{шт}} \text{ шт/мин} \quad (4)$$

- 2) Число оборотов диска в мин

$$n = \frac{Q}{\pi K} \quad (5)$$

- 3) объем бункера

$$W_3 = \frac{W_3 \cdot T}{K t_{шт}},$$

где W_3 - объем заготовки, см³;
 T - время работы станка, мин;
 $t_{шт}$ - штучное время, мин.

4. Порядок выполнения работы

1. Определить теоретическую и фактическую (экспериментально) производительность БОУ за одну минуту при числах оборотов ($n = 14, 28, 42$). Построить график их зависимости от числа оборотов.

2. Определить коэффициент заполнения карманов k для различных скоростей карманов V м/мин и построить графики зависимости коэффициента заполнения k от скорости V для следующих случаев:

- 1) работа БОУ без ворошителей;
- 2) работа с установкой 2,4,6 ворошителей.
- 3) По заданным $T, t_{\text{вор}}$ (таблица I) и полученному при исследовании k рассчитать: заданную производительность, число оборотов диска в минуту и объем бункера W_3 ориентирующего устройства ($W_3 = 0,5 \text{ см}^3$).

Таблица I

T, мин	10	15	20	25	30
шт/мин	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5

4. На основании экспериментальных зависимостей сделать выводы о влиянии кинематических параметров на производительность БОУ.

5. Контрольные вопросы

1. Назначение БОУ и их основных узлов.
2. Принцип действия БОУ.
3. Определить максимальную окружную скорость.
4. Определить число оборотов диска в зависимости от заданной производительности.
5. Графики зависимостей: $Q_{\text{ф}} = f(n)$; $Q_{\text{т}} = f(n) \cdot k = f(n)$.

6. Порядок оформления работы

1. Указать цель работы.
2. Привести схему БОУ.
3. Привести все необходимые расчеты, используемые при

выполнении работы.

4. Оформить графики зависимостей на миллиметровой бумаге.
5. Выводы.

7. Л и т е р а т у р а

1. Мосолов К.В. и др. Основы механизации и автоматизации производства. Л., "Машиностроение", 1968, стр. 149-150.

2. Рабинович А.Н. Автоматическое ориентирование и загрузка штучных деталей. Киев, "Техника", 1968, с.137-143.

Р А Б О Т А № 2

ВАЛКОВЫЕ ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы валкового загрузочного устройства; теоретическое и экспериментальное определение величины смещения центра заготовки, скорости подачи, производительности устройства и подпора, создаваемого валками.

Приборы и принадлежности: валковое загрузочное устройство, штангенциркуль, индикатор часового типа, детали, секундомер, плоскопараллельные концевые меры, уровень

1. Валковые загрузочные устройства

Валковые устройства отнесены к группе загрузочных устройств с принудительным транспортированием заготовок. Различают две разновидности валковых устройств: одновалковые и двухвалковые. Одновалковые устройства с принудительным транспортированием заготовок не нашли распространения в промышленности.

Двухвалковые устройства, наоборот, широко используются для загрузки подшипниковых колец в бесцентровые круглошлифовальные станки, работающие по методу сквозной подачи. Обрабатываемые кольца наряду с осевым перемещением вращаются, вследствие чего уменьшается относительная скорость скольжения между кругами и обрабатываемым кольцом в момент входа в зону шлифования.

Двухвалковые загрузочные устройства бывают цельновалковыми (а) и секционными (б) рис. I.

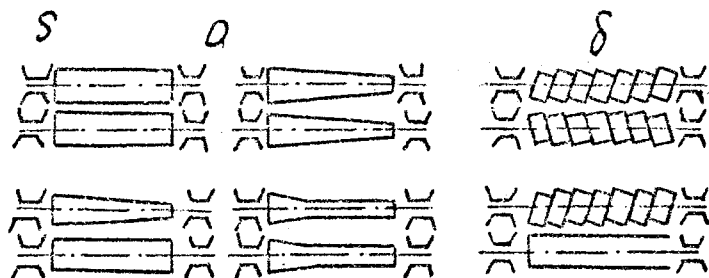


Рис. I.

В цельновалковых устройствах применяют цилиндрические, конические и гиперболоидные валки: в секционных - набор роликов, наклон которых обеспечивается посадкой на втулку, имеющую отверстие, расточенное под углом к торцу.

Принцип работы валковых устройств заключается в следующем. Валки устанавливаются под углом друг к другу так, чтобы ось ведущего валка составляла некоторый угол с осью заготовки. При вращении валков заготовка фрикционным путем приводится во вращение вокруг своей оси, а также перемещается вдоль нее от составляющих окружных скоростей валков. Возможен также вариант, при котором оси обоих валков устанавливаются под углом к оси заготовки.

Валковые загрузочные устройства обладают целым рядом положительных свойств, которые обеспечили широкое применение их: подают заготовки вращающимися, позволяют производить загрузку на небольшой высоте, пригодны для подачи заготовок широкого диапазона размеров, создают регулируемый подпор, легко встраиваются в автоматические линии.

Но им присущ один существенный недостаток, заключающийся в том, что заготовка контактирует с ведущим валком в одной точке и

имеет, относительно этой точки, неустойчивое положение, в результате чего при транспортировании заготовок происходит их поперечное смещение и колебания, что отражается на точности шлифования. Поэтому, в большинстве случаев, валковые устройства используются при черновом шлифовании.

Валковые устройства широко применяются при автоматизации загрузки и межоперационного транспортирования деталей типа колец и валов. В этом случае целесообразно использовать сочетание различных бункерных и лотковых устройств с валковыми. В первых происходит первичная ориентация.

Секционные валковые загрузочные устройства предназначены для подачи преимущественно тяжелых заготовок - крупных подшипниковых колец. Благодаря тому, что валок секционного загрузочного устройства состоит из набора цилиндрических роликов, можно увеличить угол наклона оси валка к оси заготовки (при использовании цельных валков величина этого угла ограничивается условием заклинивания заготовок между ними). Вращающиеся ролики, оси которых установлены под углом к оси заготовки, фрикционным путем передают ей движение вокруг и вдоль оси от составляющих окружных скоростей роликов.

Необходимо отметить, что в подобных устройствах два-три последних ролика (расположенных у рабочей зоны станка) желательно изготавливать меньшей длины, чем остальные, чтобы увеличить устойчивость заготовки на них. Кольцевые канавки на роликах уменьшают площадь контакта их с заготовками, что приводит к уменьшению попадания осадка (шлама) на контактирующие поверхности, а значит к повышению точности шлифования.

Обладая преимуществами цельных валковых, секционные загрузочные устройства имеют тот недостаток, что они сложны в изготовлении и требуют большой точности сборки.

2. Сущность работы валкового устройства

Принцип работы валковых загрузочных устройств заключается в следующем /1,2/. Для транспортирования цилиндрических заготовок в направлении оси X (рис.2) вспомогательный валок II устанавливается горизонтально так, чтобы его ось была параллельна

заданному направлению, а ведущий валок I - под некоторым углом α к нему. При этом заготовка будет соприкасаться с валком II по всей длине общей прямолинейной образующей, а с валком I - иметь точечный контакт. При вращении валков, составляющие окружной скорости ведущего валка V' : по оси $X - V_x$ - будет перемещать заготовку вдоль оси X ; а V_y - будет проводить заготовку во вращение. Изменяя угол наклона валика или число оборотов, либо то и другое, можно регулировать скорость подачи заготовки, т.е. производительность валкового устройства.

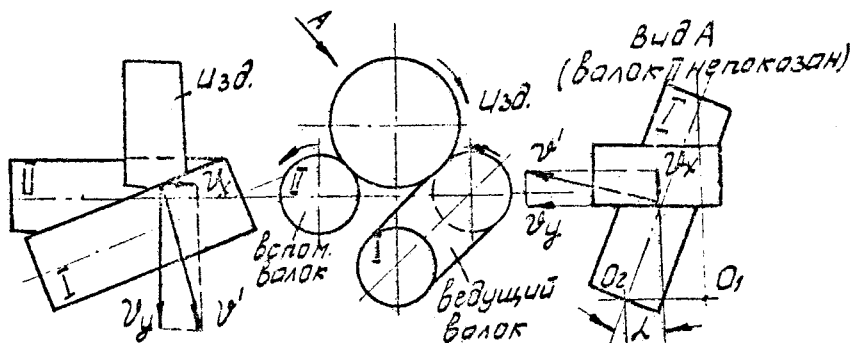


Рис.2

3. Величина смещения центра заготовки

Так как заготовка контактирует с валком в одной точке, то при осевом перемещении она испытывает поперечные смещения.

Смещение центра заготовки можно определить (см.рис.3) по выражению вида:

$$\Delta = \frac{D_2 - d_0}{2} \left\{ 1 - \sin \left[\arccos \left[\frac{C \tan^2 \alpha - \tan^2 \beta}{(R_2 + d_0) \tan \alpha} - \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \right] - \arccos \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} \right] \right\} \quad (I)$$

где D_g - диаметр заготовки;
 d_0 - наименьший диаметр валка;
 β - уклон валка, определяемый из равенства $\tan \beta = \frac{D_g - d_0}{2l}$.

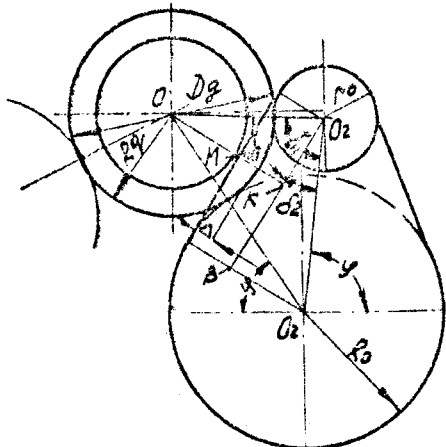


Рис. 3

Из формулы (1) следует, что величина смещения зависит от размеров заготовки и валка, а также угла наклона валка. Угол наклона валка α должен быть больше его уклона β , т.е. $\alpha > \beta$. При $\alpha = \beta$ величина смещения равна нулю и исключается осевое перемещение заготовки. При $\alpha < \beta$ нарушается основная схема установки валка, в соответствии с которой центры двух крайних заготовок должны располагаться на оси подачи.

Подставив в формулу (1) $\beta = 0$, получим величину смещения для цилиндрического валка:

$$\Delta_4 = \frac{D_g + D}{2} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{e^2 \tan^2 \alpha}{(D_g + D)^2}} \right], \quad (2)$$

где D - диаметр цилиндрического валка.

Вследствие точечного контакта ведущего валка с заготовкой последняя имеет неустойчивое положение и может колебаться.

Если принять смещения центров обеих торцовых окружностей примерно одинаковыми, то величина Δ будет представлять собой половину их возможного смещения.

Подставив в формулы (1) и (2) вместо l длину заготовки h

и обозначив амплитуду колебания через Δ_{κ} , получим формулы для определения амплитуды колебания заготовки в момент подачи в рабочую зону станка.

Для цилиндрического вала

$$\Delta_{\kappa\zeta} = (D_g + \delta) \left[1 - \sqrt{1 - \frac{h^2 \tan^2 \alpha}{(D_g + \delta)^2}} \right] \quad (3)$$

Анализ формул показывает, что амплитуда колебания заготовки возрастает с увеличением угла наклона ведущего вала, а также диаметра и длины заготовки.

Существующие валковые устройства рекомендуется использовать для подачи заготовок длиной 5–60 мм. В этом случае амплитуда колебания Δ_{κ} не превышает 0,01+0,02.

При подаче заготовок большой длины, а также пруткового материала целесообразно применять несколько пар коротких валков.

4. Определение скорости подачи заготовок и производительности валковых устройств

4.1. Теоретическая скорость подачи заготовок

Теоретическая скорость подачи заготовки равна проекции скорости вала на ось X, т.е. $V_T = V_X'$. В свою очередь

$$V_X' = \cos \nu' \cdot V',$$

где $\cos \nu'$ – направляющий косинус вектора окружной скорости вала с координатной осью X и его значение равно

$$\cos \nu' = \sin \alpha \cdot \sin (\varphi_x + \varphi) \quad /1,2/$$

$V' = \pi D_x n$ – мм/мин – окружная скорость вала для рассматриваемой точки контакта,

где D_x – диаметр вала в точке контакта в мм.

Из сказанного можно написать, что

$$V_T = \cos \nu' \cdot V' \quad (1)$$

или поставив значения множителя, теоретическая скорость подачи заготовки равна

$$V_T = F \cdot D_x \cdot n \cdot \sin d \cdot \sin(\psi_x + \psi), \quad (2)$$

где d — угол наклона валка;
 ψ_x — текущий угол контакта;
 ψ — угол плоскости разворота валка.

Для определения зависимости $V_T = f(x)$ необходимо выразить значение D_x и $\sin(\psi_x + \psi)$ в функции от X . Зависимость между D_x и D_0 определится соотношением:

$$D_x = D_0 - 2 \frac{x}{\cos d} \operatorname{tg} \beta \quad (3)$$

Значение $\sin(\psi_x + \psi)$ в функции от X можно найти из треугольника O_1O_2 рис.4, определив по теореме косинусов

$$\sin(\psi_x + \psi) = \sqrt{1 - \left[\frac{(R_2 - R_1)^2 + (x \operatorname{tg} d)^2 - (R_2 + R_1)}{2(R_2 + R_1) \cdot x \operatorname{tg} d} \right]^2} \quad (4)$$

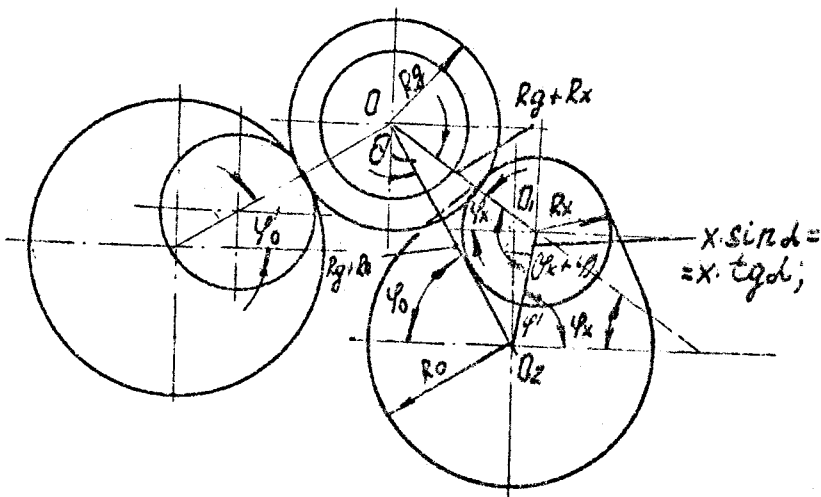


Рис.4. Схема для определения скорости подачи заготовок

$$\text{Теоретическая скорость } V_T = \frac{\pi n (D_0 - 2x \frac{tg \beta}{\cos \alpha})}{D_g + D_0 - 2x \frac{tg \beta}{tg \alpha}}$$

$$\sqrt{(tg^2 \alpha - tg^2 \beta) \left[(D_g + D_0) \left(D_g + D_0 - 2x \frac{tg \beta}{\cos \alpha} \right) - x^2 (tg^2 \alpha - tg^2 \beta) \right]} \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что при определенных значениях входящих в нее величин D_0 , D_g , n , α и β теоретическая скорость не является постоянной величиной и зависит от положения заготовки на валках, т.е. от координаты X .

Формулу для определения теоретической скорости заготовки на цилиндрических валках получим, приняв в выражении (5) $\beta = 0$

$$V_{T\alpha} = \frac{\pi n D tg \alpha}{D_g + D} \sqrt{(D_g + D)^2 - x^2 tg^2 \alpha}, \quad (6)$$

где D - диаметр цилиндрического вала.

Формула (5) может быть упрощена при пренебрежении членом $x^2 (tg^2 \alpha - tg^2 \beta)$ из-за его малости и принятии $\cos \alpha = 1$

Тогда

$$V_T = \pi n (D_0 - 2x tg \beta) \sqrt{\frac{tg^2 \alpha - tg^2 \beta (D_g + D_0)}{D_g + D_0 - 2x tg \beta}} \quad (7)$$

Формулу (6) для определения теоретической скорости подачи заготовки на цилиндрических валках можно также упростить, так как скорость по длине почти не меняется и ее можно определить по упрощенной формуле

$$V_{T\alpha} = \pi D n tg \alpha \quad (8)$$

При использовании формулами (7) и (8) ошибки не превышают 1,7% и 2,5% соответственно.

Из формул (5) и (7) видно, что при наклоне вала под углом $\alpha = \beta$ скорость равна нулю.

Действительно в этом случае осевая составляющая окружной скорости вала равна нулю, так как вектор окружной скорости в любой точке контакта вала с заготовкой направлен перпендикулярно оси заготовки.

4.2. Производительность валковых устройств

Производительность валковых устройств определяется скоростью потока:

$$Q = Z_n \cdot V_n = Z_n \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot t \cdot g \cdot d \quad \text{мм/мин}, \quad (9)$$

где Z_n - коэффициент проскальзывания потока (0,6+0,7).

Введя в эту формулу длину заготовки h , получим производительность Q в шт/мин.

$$Q = \frac{Z_n \cdot V_n}{h} = \frac{Z_n \cdot \pi \cdot d \cdot n \cdot t \cdot g \cdot d}{h} \quad \text{шт/мин} \quad (10)$$

Как показали эксперименты, наиболее устойчивая работа валковых устройств наблюдается при скоростях подачи заготовок до 2000 мм/мин.

Б. Подпор, создаваемый валками

Подпор - осевое усилие со стороны заготовок, находящихся на валках на столб заготовок, расположенных в зоне шлифования - обеспечивает непрерывность потока в рабочей зоне. Торец детали (кольца), в этом случае выполняет роль установочной базы, а наружная поверхность - роль двойной опорной или центрирующей базы. Это особенно важно в тех случаях, когда технические условия требуют перпендикулярности образующей кольца к ее торцу. Величина допуска на перпендикулярность часто находится в пределах 4-6 мкм.

При отсутствии подпора детали, поданные к шлифованным кругам плотным потокам в зоне обработки, начинают расходиться, причем разрывы между ними увеличиваются по мере прохождения рабочей зоны. При таком перемещении одиночной заготовки технологической базой служит наружная обрабатываемая поверхность, которая лишает заготовку четырех степеней свободы (две опорные точки по ножу и две - по ведущему кругу). С уменьшением отношения длины заготовки к ее диаметру возрастает опасность перекоса заготовки как в момент ввода ее в зону между кругами и ножом, так и в процессе самого

шлифования, вследствие уменьшения двойной направляющей базы и одностороннего приложения усилия подачи.

Итак, подпор – осевое усилие со стороны входа в рабочую зону, действующее на заготовку, можно определить /2/ по выражению

$$P_x = (\epsilon_n + f' \epsilon_f) N, \quad (II)$$

где ϵ_n – косинус угла между вектором нормального давления и осью X;

ϵ_f – косинус угла между векторами силы трения и осью Y;

N – модуль нормального давления;

f' – приведенный коэффициент трения скольжения.

Определим значение каждого члена, входящего в выражение (II). Значение ϵ_n с учетом изменения угла ψ вдоль оси X определяется /2/ по зависимости для валковых устройств (конические валки взяты для общности с цилиндрическими, в последнем случае угол уклона валков $B = 0$):

$$\epsilon_n^* = \sin \delta \cdot \cos B \cdot \cos(\psi + \psi') + \cos \delta \cdot \sin B$$

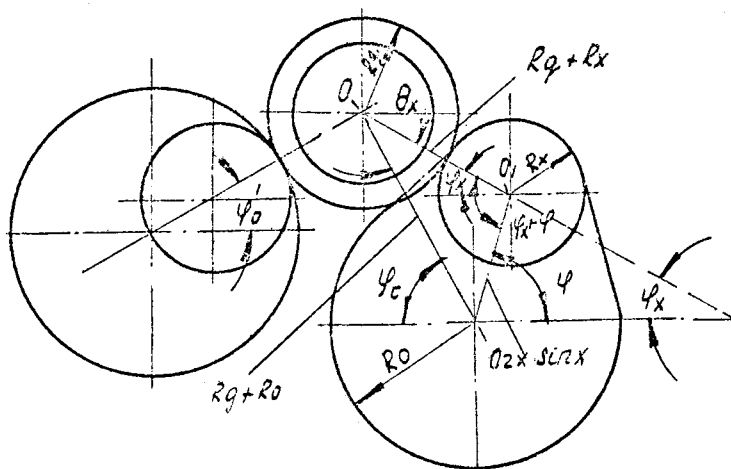


Рис.5. Взаимное расположение заготовки и валков в проекции на плоскость перпендикулярную к оси заготовки

* Направляющий косинус ℓ_n , а также другие направляющие косинусы, встречающиеся в этих работах, рассматриваются как координаты единичного вектора с учетом перехода от одной системы координат к другой. Для практических расчетов при определении максимальной величины подпора можно пользоваться приближенными формулами:

$$P_{max} = \frac{f_x' \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi_0'}{\sin(\varphi_0 + \varphi_0' - \theta_{cp})} \quad (12)$$

$$P_{4max} = \frac{f_x' \cdot G \cdot l \cdot \cos \varphi_0}{\sin(\varphi_0 + \varphi_0' - \theta_{cp})}, \quad (13)$$

где l - число заготовок на валках.

Подпор на цилиндрических валках несколько больше, чем на конических. Кроме того, с увеличением длины валков, подпор, пропорционально растет. Подпор увеличивается также с увеличением веса заготовок.

Средние значения углов θ_{cp} можно определить графически. Для этого нужно вычертить проекцию на плоскость, перпендикулярную движению заготовки (рис.5) при $x = \ell$ и измерить угол θ_x .

По формулам:

$$\cos 2\theta_{cp} = 1 - \frac{2(\tan^2 \alpha - \tan^2 \beta) \ell^2}{(\mathcal{D}_g + \mathcal{D}_o)(\mathcal{D}_g + \mathcal{D}_o - 2\ell \tan \beta)} \quad (14)$$

$$\cos 2\theta_{4cp} = 1 - \frac{2\ell^2 \tan^2 \alpha}{(\mathcal{D}_g + \mathcal{D})^2} \quad (15)$$

Среднее значение приведенного коэффициента трения

$$f_x' = f_x \frac{\cos\left(\frac{\varphi_0 - \varphi_0' - \theta_{cp}}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\varphi_0 + \varphi_0' - \theta_{cp}}{2}\right)} \quad (16)$$

Среднетабличное значение коэффициента трения $f_x = 0,12$ (0,1±0,15).

Из приведенных исследований 1,2 известно, что коэффициент трения в направлении оси x - f_x зависит от угла наклона вала и от скорости его вращения V' .

Увеличение угла α вызывает уменьшение f_x сначала медленное, затем быстрое. С увеличением скорости вращения вала возрастает и скорость окружного скольжения, вследствие чего f_x падает сначала быстро, затем медленнее. Точки пересечения кривых с осью ординат соответствуют коэффициенту трения покоя. Эксперименты целесообразно проводить при углах наклона цилиндрического вала $\alpha = 1^0, 2^0, 3^0$ и скорости вращения от нуля до 10,26 м/мин.

Заметим только, что повышение скорости за счет увеличения числа оборотов валков более резко уменьшает подпор, чем это достигается за счет увеличения угла наклона ведущего вала (в пределах до $\alpha = 2,5 + 3^0$). Однако увеличить угол наклона на более $\alpha = 3^0$ нет смысла, и в случае необходимости, целесообразнее повысить скорость подачи, увеличив число оборотов валков.

Зависимость $P = f(i)$ линейная, что видно из выражения (12) и (13).

Теоретическое значение подпора определяется по формуле (12) и (13), где значение приведенного коэффициента трения f_x' определяется из среднетабличного значения $f_x = 0,12$.

Величина подпора зависит от углов контакта.

Зависимость величины подпора от вспомогательного угла контакта φ_0' носит устойчивый характер: с увеличением вспомогательного угла подпор уменьшается. Максимального значения подпор достигает (независимо от величины главного угла контакта φ_0 при $\varphi_0' = 0$).

Надо иметь ввиду, что уменьшение φ_0' вызывает увеличение подпора и при этом на каком-то участке движение заготовок ускоряется, вследствие чего может не обеспечиваться непрерывность потока (при свободном потоке или при малых внешних осевых сопротивлениях).

Кроме того, при значениях вспомогательного угла контакта, близких к нулю, ухудшается устойчивость заготовки (она может выскочить в поперечном направлении).

С учетом всего сказанного угол φ_0' следует брать от 22° до 45° .

Вспомогательный угол контакта больше 45° брать не рекомендуется, так как это снижает величину подпора.

Зависимость подпора от главного угла контакта φ_0 не имеет твердой закономерности. Подпор при увеличении φ_0 может падать или увеличиваться в зависимости от вспомогательного угла контакта. Наиболее целесообразное изменение главного угла контакта φ_0 находится в пределах $50^\circ-75^\circ$. Желательно, чтобы на всем протяжении валков соблюдалось условие $\varphi_0 - \theta_x \geq \varphi_0'$. Несоблюдение последнего условия, принципиально возможное, ведет к уменьшению величины подпора.

Во всех случаях необходимо, чтобы центральный угол определялся из условия

$$\pi - (\varphi_{\min} + \varphi_0') \leq (140^\circ - 150^\circ),$$

так как большие значения этого угла могут вызвать заклинивание заготовок между валками вследствие упругих деформаций валков на распор.

При больших осевых сопротивлениях подпор можно увеличить за счет наклона вспомогательного валка, благодаря которому создается точечный контакт между заготовкой и вспомогательным валком, и как было показано выше, увеличивает силу трения в направлении движения заготовки. Угол наклона вспомогательного валка не должен превышать $30'$ для цилиндрических и $\beta + 30'$ для конических валков. Большие углы наклона не дают дальнейшего увеличения подпора.

6. Порядок выполнения работы

Задание I. I.

Произвести расчет амплитуды колебаний центров торцовых поверхностей заготовок для цилиндрического валка $D = 46$ мм по формуле (3).

Диаметр заготовок принять из ряда $D_g = 42, 52, 62, 80$ мм.

№ варианта:	D_g мм	Длина заготовки: h , мм	Амплитуда колебаний			
			$\alpha = 1^\circ$	$\alpha = 1^\circ 30'$	$\alpha = 2^\circ$	$\alpha = 2^\circ 30'$

16
20
32
40
48

Задание 1.2

Построить графики зависимостей:

- амплитуды колебания центров заготовки от длины заготовки (угол наклона валка взять постоянной величиной из задания);
- амплитуды колебания центров заготовки от угла наклона валка при постоянном значении длины h и диаметра D_g заготовки;

Задание 1.3.

Произвести анализ полученных графиков, а также возможность настройки валкового устройства для чистового (чернового) шлифования колец подшипников диаметром $D_g = 42, 52, 62, 80$.

Задание 2.1.

а) Определение скорости подачи заготовки для цилиндрических валков в зависимости от положения заготовки, т.е. координаты X (150, 300, 450, 600, 765). Скорости определить: для конических валков теоретически по формуле (7), для цилиндрических – теоретически и экспериментально. Значения величин взять следующие:

$\beta = 1^\circ$ (обычно принимается от 1° до $1^\circ 30'$) $D_o = 46$ мм, $D_g = 63$ мм, $\alpha = 1^\circ 30', 2^\circ, 2^\circ 30'$ и $n = 14, 28, 45, 56, 71$ об/мин (количество чисел оборотов и само число оборотов, а также углы наклона валка α брать по указанию преподавателя).

Для цилиндрических валков скорость определять по формуле (6).

б) Построить графики полученных зависимостей.

Задание 2.2.

а) Определить скорости подачи заготовки для цилиндрических валков в зависимости от чисел оборотов для $\alpha = 2^\circ$ и $2^\circ 30'$. Число оборотов валков изменять перестановкой сменных зубчатых колес. Скорость подачи определяет теоретически и экспериментально $\mathcal{L} = 600$ м, формула (6).

б) Построить графики полученных зависимостей. Числа оборотов брать $n = 14, 28, 45, 56, 71$ об/мин.

Задание 3.1.

Определить производительность валкового устройства в мм/мин, а также в шт/мин. Длина заготовки $h = 17$ мм. Коэффициент проскальзывания потока \mathcal{E}_n принимать по предыдущему заданию (он может быть $0,6+0,75$) $n = 14; 28; 45; 56; 71$ об/мин. Формулы (9, 10).

Методические указания по экспериментальному определению скорости подачи заготовки

Для определения скорости подачи вспомогательный валок разбит кольцевыми линиями на участки: первые три по 200 мм, последний 165 мм. Заготовку (кольцо) устанавливать в начале первого участка; время прохождения заготовкой каждого участка измерять секундомером. Заготовки, сходящие с последнего участка, переключать в течение всего времени прохождения какой-либо заготовкой всех четырех участков валка. Измерения проводить не менее восьми раз.

Задание 4.1.

Произвести настройку валкового загрузочного устройства с цилиндрическими валками $\mathcal{D}_o = 2\mathcal{R}_o = 46$ мм для транспортирования наружных колец подшипников диаметром $\mathcal{D}_g = 2\mathcal{R}_g = 62$ мм.

Угол наклона валка $\alpha = 1^\circ, 1^\circ 30', 2^\circ 30', 3^\circ$ (обычно более 2° не берется для цилиндрических валков). Длина валков $\mathcal{L} = 765$ мм. Настройку валкового устройства осуществлять по величинам $A, A_o, A', C, C_x, B, B_x, M, M_x$. Выражения названных величин получим воспользуясь схемой их настройки, представленной на рис. 7.

$$A_1 = (R_g + R_o) \sin \varphi_o + R_g - R_o. \quad (17)$$

$$A_o = (R_g + R_o) \sin \varphi_e + R_g - R_o. \quad (18)$$

$$A' = (R_g + R_o) \sin \varphi_o' + R_g - R_o. \quad (19)$$

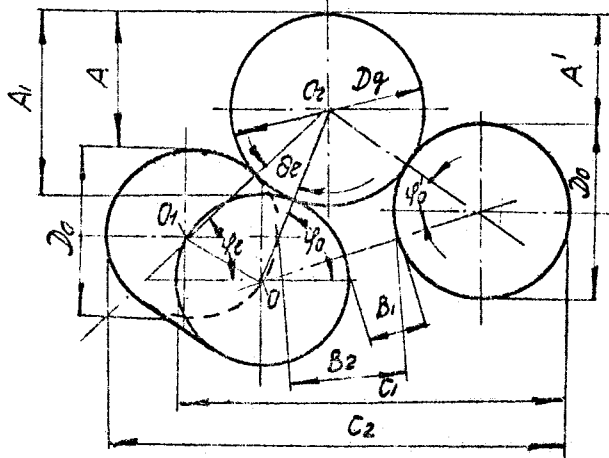


Рис.7

Размеры C_1 и C_2 используются как контрольные и они рассчитываются по следующим зависимостям:

$$C_1 = \left(\frac{D_g + D_o}{2} \right) (\cos \varphi_o' + \cos \varphi_o) + D_o. \quad (20)$$

$$C_2 = \left(\frac{D_g + D_o}{2} \right) (\cos \varphi_o' + \cos \varphi_e) + D_o. \quad (21)$$

Настройку валкового устройства производить с использованием наборов плоскопараллельных мер с размерами B_1 и M_1 для передних концов валков и B_2 , M_2 — для задних концов валков.

Названия размеров определить по следующим зависимостям:

$$M_1 = A_1 - A' \quad (22)$$

$$M_2 = A - A' \quad (23)$$

$$B_1 = \sqrt{(C_1 - D_0)^2 + M_1^2} - D_0 \quad (24)$$

$$B_2 = \sqrt{(C_2 - D_0)^2 + M_2^2} - D_0 \quad (25)$$

$$OO_2 = O_1O_2 = R_9 + R_0; \quad OO_1 = Ctgd;$$

$$\varphi_0 = \varphi_e + B_e; \quad \varphi_e = \varphi_0 - B_e.$$

Угол между главной плоскостью контакта и плоскостью контакта в конце вала B_e определим из треугольника OO_1O_2 по теореме косинусов

$$\cos B_e = \frac{(R_9 + R_0)^2 + (R_9 + R_x)^2 - C^2 \operatorname{tg}^2 d}{2(R_9 + R_0)^2} = 1 - \frac{C^2 \operatorname{tg}^2 d}{2(R_9 + R_0)^2}, \quad (26)$$

$$\text{где } R_x = R_e$$

При определении B_e через диаметры

$$\cos B_e = 1 - \frac{2C^2 \operatorname{tg}^2 d}{(D_9 + D_0)^2} \quad (27)$$

Указание: Для настройки валкового устройства необходимы: набор плоскопараллельных мер (из 87 или 103 шт.), штангенциркуль, уровень.

Задание 5.1.

а) Определить величину подпора для цилиндрических валков в зависимости от изменения вспомогательного угла φ_0' ($\varphi_0' = 10, 20, 30, 40^\circ$) при постоянных значениях $\alpha = 2^\circ$ и $n = 14, 28, 45, 56, 71$ об/мин.

Величина подпора определяется экспериментально и теоретически по уровню (13).

б) Построить график полученных зависимостей.

Задание 5.2.

а) Определить зависимость величины подпора и приведенного

коэффициента трения от главного угла контакта φ_0 (диапазон изменения $\varphi_0 - 50 \div 75^\circ$ через 10°) для $n = 71$ об/мин и $\alpha = 2^\circ$. Значения вспомогательного угла контакта φ_0' принимать $0^\circ, 7^\circ, 15^\circ, 40^\circ$ (по указанию преподавателя).

б) Построить графики полученных зависимостей.

Задание 5.3.

а) Определить зависимость приведенного коэффициента трения и подпора от угла наклона вала ($\alpha = 1 \div 3^\circ$ через $30'$ при $n = 71$ об/мин формулы (21) и (24).

б) Построить графики полученных зависимостей.

Примечание: Повышение скорости за счет увеличения числа оборотов валков более резко уменьшает подпор, чем это достигается за счет увеличения угла наклона ведущего вала (в пределах $\alpha = 2,5 \div 3^\circ$).

Однако увеличить угол наклона и дальше нет смысла, и в случае необходимости целесообразнее повысить скорость подачи, увеличив число оборотов валков. Валковое устройство имеет следующий ряд чисел оборотов: $n = 8; 11; 14; 18; 22; 28; 35,5; 45; 56; 71$ об/мин. При диаметре валков равном 46 мм максимальная окружная скорость валков 10,26 м/мин, минимальная - 1,156 м/мин.

Методические указания по экспериментальному определению подпора

Для экспериментального определения подпора на валках используем приспособление, принципиальная схема которого представлена на рис.8.

Кронштейн 1 несет державку 2 индикатора 3 и пластину 4 с плоской пружиной 5. Измеряемое усилие передается через специальное кольцо 6 и наконечник 7 на пружину 5. Отклонение пружины 5 фиксируется индикатором 3 по показанию которого судят об измеряемой величине подпора. Кольцо 6 устанавливается перед потоком транспортируемых колец. Прогиб пружины 5 ограничивается планкой 8. Приспособление монтируется на валковом устройстве.

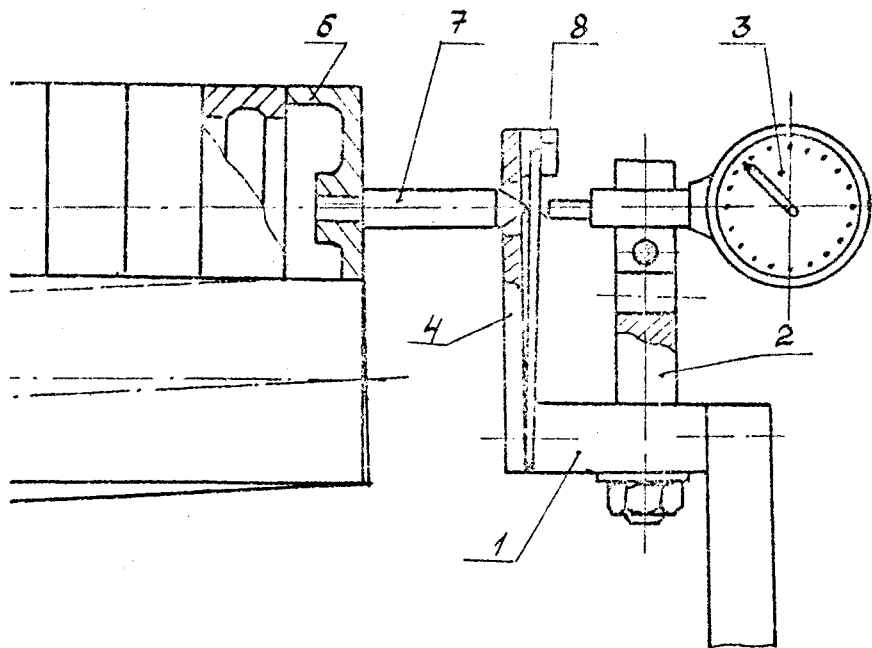


Рис.8.

Л и т е р а т у р а

1. Бобров В.П., Рувинов Д.Я. Руководящие материалы по загрузочно-транспортным устройствам. Расчет и проектирование валковых загрузочных приспособлений. Вып.7 ЭНИМС. М., ЦИТИМАШ, 1959.
2. Рувинов Д.Я. Автоматическая загрузка бесцентрошлифовальных станков. М., МАШГИЗ, 1963.

РАБОТА № 3

ВИБРАЦИОННЫЕ ЗАГРУЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы вибрационного бункера; теоретическое и экспериментальное определение производительности вибробункера

Приборы и принадлежности:

вибробункер, измеритель амплитуды, счетчик деталей, реле времени, детали.

I. Основные положения

Вибрационные устройства (лотки, бункеры, подъемники-накопители) в последнее время широко применяются в машиностроении благодаря тому, что они обладают целым рядом преимуществ по сравнению с другими типами питателей.

Эти устройства просты по конструкции. Отсутствие в них движущихся захватно-ориентирующих органов исключает возможность заклинивания заготовок, в связи с чем отпадает необходимость в дополнительных предохранительных механизмах.

Характер движения деталей по лоткам вибрационных питателей не зависит от массы деталей, а это значит, что как крупные, так и мелкие детали двигаются в вибрационных питателях с одинаковой скоростью.

В вибрационных устройствах детали движутся только силами инерции; при этом отсутствует интенсивное перемешивание заготовок, и поэтому детали меньше повреждаются.

Постоянная равномерная скорость движения деталей по лотку создает благоприятные условия для осуществления ориентации сложных деталей.

В любом вибрационном устройстве движение заготовок вверх по лотку осуществляется под действием сил, возникающих при его вибрации. В зависимости от закона и направления колебательного движения заготовки по лотку можно изменить характер движения.

Вибрационные бункера предназначены для захвата деталей, ориентации и последующей выдачи их в ориентированном положении в питатель. Они обеспечивают деталями отдельно работающие станки

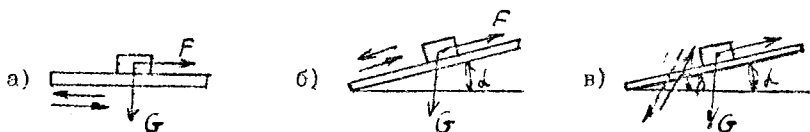
или группу станков, встроенных в автоматические линии.

2. Способы и режимы работы вибропитателей

Существует несколько способов транспортирования заготовок по колеблющемуся лотку, которые бывают с несимметричным и с симметричным гармоническим законом колебательного движения лотка. Решимы движения заготовки по поверхности колеблющегося лотка можно разделить на две группы: безотрывные, при которых заготовка все время находится в контакте с поверхностью лотка, и отрывные, при которых заготовка - часть каждого цикла - следует, не касаясь поверхности транспортируемого лотка.

Рассмотрим условия, при которых осуществляется движение заготовки по лотку, имеющему несимметричный закон колебательного движения.

Рис. I.



Горизонтальный лоток (Рис. Iа) перемещает в горизонтальном направлении заготовку весом G с ускорением a .

Сила F , действующая на заготовку, будет равна

$$F = \frac{G}{g} a$$

где g - ускорение свободного падения.

Так как перемещение заготовки происходит под действием силы трения, которая может быть больше, чем Gf , то наибольшее ускорение заготовки $a_{кр}$ определяется из уравнения

$$\frac{G}{g} a_{кр} = Gf,$$

откуда $a_{кр} = gf$,

где f - коэффициент трения заготовки по лотку.

Ускорение $a_{кр}$ называется критическим. Если ускорение лотка будет больше критического, то произойдет проскальзывание заготовки по лотку в направлении, обратном движению лотка. Для того, чтобы заготовка непрерывно двигалась по лотку вперед, ему необходимо сообщить колебательное движение с разными ускорениями в прямом и обратном направлениях. Например, если при ходе лотка вперед его ускорение будет меньше $a_{кр}$, т.е. $a_1^* < a_{кр}$, то заготовка будет двигаться с лотком без проскальзывания, а если при ходе назад $a_1^* > a_{кр}$, то будет происходить скольжение заготовок по лотку вперед.

Так же можно заставить двигаться заготовки вверх по лотку, наклоненному к горизонту под небольшим углом α (рис.1б).

В этом случае критическое ускорение, превышение которого будет создавать скольжение заготовки относительно лотка назад - вниз, будет равно

$$a_{кр}^K = g(l \cos \alpha - \sin \alpha).$$

Критическое ускорение, превышение которого будет создавать скольжение заготовки относительно лотка вперед - вверх, будет равно

$$a_{кр}^B = g(l \cos \alpha + \sin \alpha).$$

При несимметричном законе колебаний заготовка перемещается по лотку, как правило, в безотрывных режимах.

При симметричном законе колебательного движения лотку, наклоненному под углом α , сообщается гармоническое движение под углом β , причем $\beta > \alpha$ (рис.1в). Этот способ дает возможность работать при резонансной и околорезонансной настройках системы, поэтому требует минимальных возмущающих усилий вибратора. Колебательная система питателя довольно проста и надежна в эксплуатации.

Наиболее эффективными режимами работы вибрационного питателя, позволяющими получить высокие скорости движения при высоких к.п.д. и сохранении большой стабильности движения заготовок, являются отрывные режимы.

3. Определение производительности вибробункера

Правильно разработанная конструкция вибрационного питателя должна обеспечить надежную его работу в оптимальном для данных заготовок режиме и иметь требуемую производительность при минимальной потребляемой энергии.

Параметры оптимального режима работы питателя зависят от частоты колебаний, характера загружаемых заготовок и скорости их движения, которая должна обеспечить требуемую производительность питателя.

Производительность вибрационного питателя определяется по формуле:

$$Q = \frac{60 V_3}{e_3} \cdot k \text{ шт./мин}, \quad (1)$$

где V_3 - скорость движения заготовки по лотку в мм/сек;
 e_3 - длина заготовки;
 k - коэффициент заполнения, учитывающий разрывы в потоке заготовок, движущихся по лотку.

Производительность вибропитателя не является величиной строго постоянной, а может колебаться в определенных пределах в зависимости от колебаний величины скорости движения заготовок и коэффициента заполнения.

Для обеспечения бесперебойной работы станка вибрационный питатель, подающий заготовки в станок, рассчитывают на работу с "переполнением", т.е. расчетную производительность питателя Q берут несколько большей производительности станка $Q_{ст}$

$$Q = k_n Q_{ст} \quad (2)$$

где k_n - коэффициент переполнения, учитывающий превышение производительности питателя над производительностью станка.

В зависимости от стабильности работы питателя и количества заготовок, вмещающихся в магазин, устанавливаемый между питателем и рабочим органом станка, величина коэффициента переполнения будет в пределах $k_n = 1,1 + 1,3$.

Требуемая скорость движений заготовок по лотку определяется из формулы

$$V_3 = \frac{Q \ell_3}{60k} \quad (3)$$

Коэффициентом заполнения k называется отношение фактической производительности питателя Q к минимально возможной теоретической Q_T

$$k = \frac{Q}{Q_T} \quad (4)$$

Максимально возможная теоретическая производительность определяется как производительность питателя при движении заготовок (имеющих требуемую ориентацию) сплошным потоком без промежутков

$$Q_T = \frac{V_3}{\ell_3} \quad (5)$$

Коэффициент заполнения зависит от количества степеней ориентации заготовки, соотношения ее габаритных размеров, конфигурации ее поверхности и способов ориентирования заготовки.

Коэффициент заполнения для гладких цилиндрических заготовок находится в пределах $K = 0,90 \pm 0,98$.

Коэффициент заполнения гладких заготовок с отношением $\ell/d < 1$ равен $k = 0,7 \pm 0,9$, а при $\ell/d \approx 1$ равен $k = 0,35 \pm 0,55$.

Коэффициент заполнения для заготовок более сложной формы, ориентация которых осуществляется на нескольких этапах (общим числом Z) определяется по формуле

$$k = k_1 \cdot k_2 \cdot \dots \cdot k_Z \quad (6)$$

где k_1, k_2, \dots, k_Z - относительные коэффициенты заполнения после соответствующего этапа ориентирования

4. Частота колебаний

При выборе частоты колебаний, на которой будет работать питатель, исходят из следующих соображений. Наиболее просто осуществить колебания чаши питателя при помощи электромагнитных вибраторов, работающих с частотой 50 и 100 Гц.

Частоту 100 Гц целесообразно применять у вибрационных

питателей для мелких заготовок с диаметром чаши до 200 мм.

У вибрационных питателей с диаметром чаши до 500 мм целесообразно применять частоту 50 Гц, а для более крупных размеров желательнее применять частоту 16–25 Гц, так как при этих частотах, лежащих на пороге слышимости, шум, вызываемый работой питателя, значительно меньше.

5. Угол подъема спирали лотка

С увеличением угла подъема спирали лотка уменьшается величина коэффициента скорости и увеличивается чувствительность режимов к изменению величины коэффициента трения, так как движение заготовки становится менее устойчивым. Обычно угол подъема лотка α для стальных заготовок, движущихся по стальному лотку принимается в пределах $\alpha = 1+3^\circ$.

Увеличение угла α можно допустить для заготовок с высоким коэффициентом трения по поверхности лотка.

6. Конструкция и размеры чаши питателя, форма и шаг спирального лотка

Форма и размеры чаши питателя зависят от размеров загружаемых заготовок, способа ориентации и объема одновременно загружаемой партии заготовок. Чаша питателя может иметь цилиндрическую или коническую форму. Предпочтение отдают цилиндрической форме чаши как более технологичной. Спиральный лоток обычно выполняют на внутренней цилиндрической поверхности чаши. Форма и шаг спирального лотка выбирается в зависимости от способа ориентации и размеров заготовок.

Для плоских и цилиндрических заготовок, имеющих толщину 10 мм и более, можно рекомендовать плоский лоток. Рабочая плоскость лотка должна быть наклонена в сторону стенки чаши под углом $3-4^\circ$ для более устойчивого движения заготовок, которые при этом прижимаются к стенке чаши.

Шаг лотка в этом случае должен быть таким, чтобы на лоток не могли попасть одновременно две заготовки одна над другой. Шаг определяется по формуле

$$t = 1,5h + \delta \quad (7)$$

где l_3 - меньший из габаритных размеров заготовки;
 δ - толщина лотка.

Ширина лотка $B = b + (2+3)$ мм, где b - ширина и диаметр заготовки.

Минимальный средний диаметр спирального лотка определяется исходя из шага t и угла подъема спирали α :

$$D_{cp} = \frac{t}{\pi \tan \alpha} \quad (8)$$

Минимальный внутренний диаметр чаши будет равен

$$D = D_{cp} + B,$$

где B - ширина лотка.

С другой стороны для обеспечения высокого коэффициента заполнения диаметр чаши должен быть

$$D \geq (8 + 12) l_3,$$

где l_3 - наибольший размер заготовки

Высота чаши H при наличии предбункера выбирается в пределах

$$H = (0,2+0,4) D.$$

При отсутствии предбункера высота чаши выбирается в зависимости от объема одновременно загружаемой партии заготовок.

7. Экспериментальное определение производительности вибробункера

Регулирование производительности вибробункеров осуществляется, как правило, путем изменения амплитуды колебаний. Амплитуду колебаний можно регулировать, изменяя тяговое усилие электромагнита, изменяя напряжение питания вибратора.

Для измерения амплитуды микроперемещений деталей используется индуктивный преобразователь, который подключен к прибору СИ-69. Диапазон контролируемых амплитуд микроперемещений 0-2 мм, а диапазон контролируемых частот от 20 до 10000 Гц.

7.1. Принцип работы прибора

Принцип работы прибора основан на измерении приращения .

вторичной Э.Д.С., наводимой в обмотках первичного преобразователя при изменении зазора между токопроводящей поверхностью и преобразователем.

На выходе преобразователя включен осциллограф, форма и амплитуда кривой на экране дадут полную информацию о процессе микроперемещений деталей на лотке.

7.2. Лабораторная установка

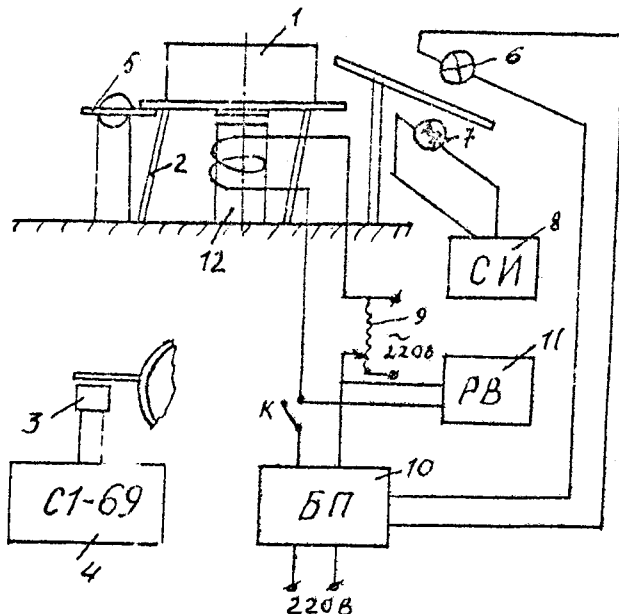


Рис.2.

Лабораторная установка (рис.2) состоит из: вибробункера, который содержит чашу I, подвешенную на плоских пружинах 2 и вибратора 12; измерителя амплитуды, который состоит из индуктивного преобразователя 3 и осциллографа 4 и пластины 5 из немагнитного материала, которая прикреплена к чаше вибробункера; счетчика деталей, который состоит из осветителя, фотодиода 7 и счетчика импульсов 8.

Напряжение питания регулируется автотрансформатором 9 блока питания 10. Для отключения питания вибратора служит реле времени (II).

7.3. Порядок выполнения работы

1. Включить питание лабораторной установки и с помощью автотрансформатора установить напряжение 180 В.
2. Установить диапазон амплитуд на предел I и переключателем "Развертка" на предел 0,06...0,02 кГц.
3. Ручками "синхрон", "яркость", "фокус" получить четкое изображение на экране для наблюдения и измерения амплитуды.
4. Произвести отсчет амплитуды колебаний вибробункера на экране (цена деления $4 \frac{\text{мкм}}{\text{дел}}$).
5. Включить питание вибробункера на время, необходимое для полного заполнения лотка деталями и выключить, когда первые детали начнут поступать в отводной лоток.
6. Установить счетчик на ноль.
7. Включить питание вибробункера через реле времени (реле времени установлено на 30 сек.).
8. Показания счетчика занести в таблицу.
9. Операции 5...8 повторить трижды.
10. Операции 2...8 повторить для напряжений 200 В и 220 В по три раза и результаты занести в таблицу I.
11. Найти средние значения производительности вибробункера для напряжений 180 В, 200 В и 220 В.
12. Построить графики зависимости производительности Q от амплитуды колебаний.

Таблица I

Напряжение В	Амплитуда мкм	Производительность шт/мин	Средняя произво- дительность
180			
200			
220			

8. Контрольные вопросы

1. Принцип работы вибропитателей.
2. Какие режимы работы обеспечивают максимальную производительность.
3. Как регулируют производительность вибробункера.
4. Что такое коэффициент заполнения.
5. Конструкция и размеры чаши.
6. Устройство лабораторной установки.
7. Анализ графиков зависимости $Q = f(A)$.

9. Литература

1. В.П.Бобров. Проектирование загрузочных транспортных устройств к станкам и автоматическим линиям. Машгиз. 1964.
2. В.А.Повидайло. Расчет и конструирование вибрационных питателей. Машгиз. М., 1962.