

Практическая работа № 4

Определение основных параметров вибрационных загрузочных устройств

Цель работы: познакомиться с основными типами загрузочных устройств, обосновать выбор загрузочного устройства для заранее выбранной детали и определить его основные параметры

Место в учебной программе

Работа относится к вариативной части блока дисциплин ОПОП ВО, выполняется в 8 семестре.

При выполнении данной работы студент должен обладать следующими «входными знаниями»:

знать:

- основные физические законы;
- типы и механические свойства конструкционных материалов;
- теоретические основы расчетов деталей машин на прочность;
- устройство, принципы работы и особенности базовых механизмов машин
- технологию изготовления деталей машин;

уметь:

- выбирать оптимальные конструктивные решения при проектировании деталей и машин;
- математически описывать величины нагрузок, возникающие при работе деталей машин и механизмов;
- применять средства вычислительной техники для инженерных задач.

Выполнение данной работы необходимо как предшествующей необходимо для изучения следующих дисциплин и практик: автоматизация конструкторского проектирования, управление роботами и роботизированными комплексами, программирование автоматизированного оборудования, САПР ТП, производственная практика.

Приобретаемые компетенции

Каждый студент выполняет работу, которая является важной составляющей частью изучения и усвоения учебного материала дисциплины. При выполнении работы происходит ознакомление с расчетами и основами проектирования АБ ВП; методам ее регулирования. Формируются ПК – 21, 22, 24, 28, 31, 32.

Теоретическая часть:

Большое применение в различных отраслях промышленности получили вибрационные конвейеры, применяемые для транспортирования всех видов насыпных грузов кроме липких

Их используют обычно для перемещения груза на небольшие расстояния при малой и средней производительности, особенно для перемещения горячих, ядовитых, химически агрессивных грузов при обеспечении полной герметичности, а также металлической стружки.

Большим достоинством вибрационных конвейеров является малый износ несущего элемента (трубы или желоба) даже при транспортировании абразивных грузов; простота конструкции; возможность промежуточной загрузки и разгрузки; малый расход энергии при установившейся работе.

Процессы изготовления деталей машин и их сборка взаимосвязаны и трудоемки. По своему назначению эти процессы являются определяющими во всем цикле производства машин. Значение технологических закономерностей, действующих в процессе изготовления машин, являются основным условием рационального проектирования высокоэффективных технологических процессов. Лишь на базе этих закономерностей может решаться задача автоматизации производства.

В современном автоматизированном производстве бункеры вибрационные получили широкое применение. Они осуществляют равномерную подачу материала в транспортные системы, просты и удобны в эксплуатации, позволяют загружать в них заготовки навалом.

Основной частью вибробункера является бункерная чаша, внутренняя поверхность чаши имеет спиральные выступы, такой ширины, чтобы подаваемые детали могли подниматься по спиральному выступу со дна чаши вверх.

Внизу чаши установлен конус, по поверхности которого детали скатываются к периферии чаши. Чаша установлена на пружинных подвесках на основании и совершает крутильные колебания. Вибрация чаши создается обычно механически, либо с помощью асинхронного электромагнита.

Электромагнит периодически с частотой в 100 Гц притягивает якорь, прикрепленный к периферии чаши. В результате бункер совершает колебания, амплитуда которых может составлять доли миллиметра. В чашу бункера засыпают детали, которые требуется подать к лотку. На выходе бункера перед лотком установлено ориентирующее устройство. Если деталь приняла не правильное положение, то с помощью специальных устройств сбрасывается в бункер.

Определение основных параметров вибрационных загрузочных устройств.

Скорость движения. Производительность загрузочного устройства должна обеспечить работу оборудования с заданной цикловой производительностью. На производительность загрузочного устройства влияет целый ряд эксплуатационных и конструктивных факторов, которые трудно учесть аналитически. Это вызывает необходимость устанавливать расчетную производительность загрузочного устройства, превышающую цикловую производительность оборудования:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{ц}}}{1 - k_{\text{п}}}, \text{ мин}^{-1} \quad (1)$$

где $k_{\text{п}} = 0,2 \dots 0,3$ – коэффициент неустойчивости работы загрузочного устройства.

Для удовлетворения требований производительности вибрационное загрузочное устройство должно обеспечивать соответствующую скорость движения:

$$v_d = \frac{\Pi_{\text{ср}}}{60k_3} l_d = \frac{\Pi_{\text{ср}}}{60P(l_0)c_{\text{п}}} l_d, \text{ мм/с} \quad (2)$$

где l_d – размер детали в направлении движения, мм;

k_3 – коэффициент заполнения лотка бункера деталями, движущимися в требуемом ориентированном положении;

$P(l_0)$ – коэффициент вероятности ориентирования положения деталей на выходном лотке;

$c_{\text{п}}$ – коэффициент плотности потока.

Значение $P(l_0)$ зависит от конфигурации детали, физико-механических свойств материала, принятой системы ориентирования и конструктивного выполнения ориентаторов на лотках бункера, а также от вероятностей захвата деталей в бункере из навала. Аналитическое определение $P(l_0)$ для деталей сложной конфигурации затруднительно. Приблизительно оно может быть подсчитано для деталей простейшей конфигурации (гладкий валик, втулка, валик с симметричными и асимметричными концами) и призматических деталей с одной и двумя плоскостями симметрии.

По данным проф. М. В. Медвидя, при пассивном ориентировании симметричных валиков и втулок по цилиндрической поверхности для случая $l_d > d$:

$$P(l_0) \approx \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{l_d}\right)^2}} \quad (3)$$

где d – базовый диаметр детали, мм.

При пассивном ориентировании валиков с несимметричными концами $P(l_0)$ определяется по формуле (4):

$$P(l_0) \approx \frac{0,5}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{l_d}\right)^2}} \quad (4)$$

При активном ориентировании цилиндрических деталей вероятность движения их в ориентированном положении на выходном лотке может быть определена по формуле (3). Аналогичные формулы для определения $P(l_0)$ могут быть получены для призматических деталей. При загрузке тонких симметричных пластин ($b < l_d > \delta$) и симметричных длинных цилиндрических деталей ($l_d > 10d$) можно принять $P(l_0) \approx 1$. При загрузке асимметричных деталей, требующих сложных систем ориентирования, вероятность $P(l_0)$ удобнее определять экспериментально.

Значение коэффициента плотности потока c_n в основном зависит от режима работы вибрационного бункера. Если загрузочное устройство работает с подпором, то $s = 0$ и $c_n = 1$.

Емкость бункера. Бункер – это емкость, куда засыпают детали, которые при направленных колебаниях перемещаются по спиральному лотку с заданной скоростью. В вибрационных бункерных загрузочных устройствах получили распространение два типа бункеров: цилиндрические, рисунок 1а, и конические, рисунок 1б. Преимуществом цилиндрического бункера является простота изготовления, а недостатком — заклинивание деталей даже самой простой конфигурации между лотками. Конические бункеры лишены этого недостатка, их надежность значительно выше.

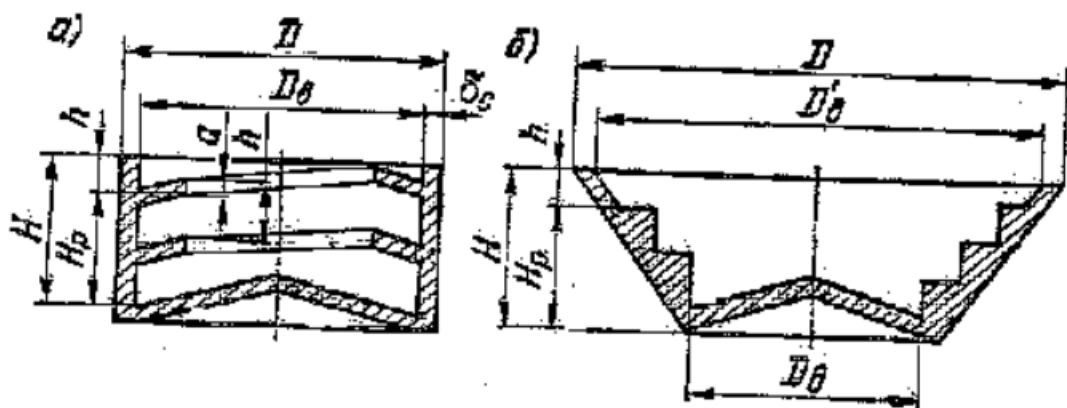


Рисунок 1 – Основные типы бункеров.

Диаметр бункера выбирают в зависимости от размера и конфигурации бункеруемых деталей и величины партии их разовой загрузки.

Определение основных параметров движения деталей по вибрационному лотку. При синусоидальном токе в цепи питания электромагнитного возбудителя колебаний индукция в зазоре между якорем и ярмом соответствует гармоническому закону и выражается следующей зависимостью (5):

$$B = B_m \sin \omega_3 t \quad (5)$$

где B_m – амплитудное значение индукции;

ω_3 – частота питающего напряжения электросети.

Возмущающее усилие определяется по формуле (6):

$$Q(t) = Q(1 - \cos pt) \quad (6)$$

где Q – амплитудное значение возмущающего усилия.

При постоянной жесткости упругой системы (пружинных стержней), т.е. $c = \text{const}$, амплитуда колебаний A пропорциональна возмущающему усилию $Q(t)$. Следовательно, закон колебаний лотка вибрационного бункерного загрузочного устройства можно записать в следующем виде:

$$a = A(1 - \cos pt) \quad (7)$$

где a – текущее перемещение лотка в направлении колебаний

A – амплитуда колебаний лотка;

p – вынужденная частота колебаний.

За начало координат принято крайнее нижнее положение лотка.

Если на лоток бункера, направленный к горизонту под углом β , положить твердое тело – деталь, то при направленном колебании лотка под углом α на деталь будут действовать силы, схема которых показана на рисунке 2.

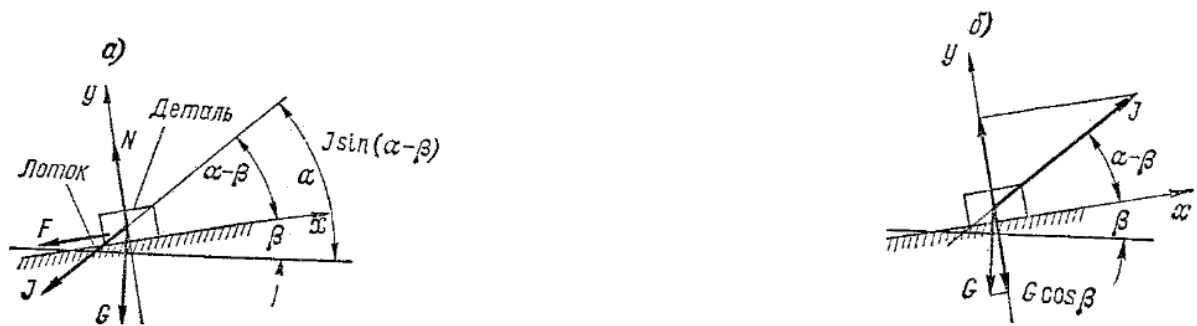


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на педаль при гармоническом колебании лотка.

На деталь действуют сила тяжести G , создающая нормальную реакцию N между лотком и деталью, сила трения F , возникающая при движении детали по лотку, а также сила инерции детали массой m , имеющей ускорение \ddot{a} :

$$I = m\ddot{a} = mA\rho^2 \cos pt \quad (8)$$

Действие силы инерции I совпадает с направлением колебаний лотка.

Рассмотрим в упрощенном виде схему движения детали по лотку, который совершает направленные гармонические колебания (1.9), для чего направим координатную ось x вдоль лотка, а ось y — перпендикулярно ей. Проецируя действующие на деталь силы на координатные оси, записывают систему уравнений относительного движения центра тяжести детали по наклонной поверхности лотка в следующем виде:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -mg \sin \beta - mA\rho^2 \cos pt \cos(\alpha - \beta) + F \operatorname{sign} \dot{x} \\ m\ddot{y} = -mg \cos(\beta) - mA\rho^2 \cos pt \sin(\alpha - \beta) + N \end{cases} \quad (9)$$

где x — текущая координата центра тяжести детали;

Сила сухого трения F пропорциональна силе давления между трущимися поверхностями N и меняет свое направление при изменении скорости.

Для анализа явлений, происходя при перемещении деталей по лотку, пользуют второе уравнение (9), характеризующее действие сил в плоскости, перпендикулярной к направлению лотка. Из него можно определить значение

фазового угла колебательного движения лотка, при котором начинается отрыв детали:

$$\cos pt_0 = \frac{g \cos \beta}{Ap^2 \sin(\alpha - \beta)} \quad (10)$$

Значение $\cos pt_0$ характеризует режим работы вибрационного загрузочного устройства. При $\cos pt_0 < 1$ деталь начнет отрываться от лотка и будет совершать релаксационное движение. Практически удобнее пользоваться величиной, называемой коэффициентом режима работы вибрационного бункерного загрузочного устройства:

$$R_0 = \frac{Ap^2 \sin(\alpha - \beta)}{g \cos \beta} = \frac{4A\pi^2 v_B \sin(\alpha - \beta)}{g \cos \beta} \quad (11)$$

где v_B — частота вынужденных колебаний лотка, Гц.

Коэффициент режима R_0 характеризует «отрывность», скорость движения детали по лотку и максимальный угол подъема лотка (угол спирали в вертикальной плоскости). При значении $R_0 \leq 1$ детали движутся без отрыва от лотка с проскальзыванием. При $R_0 = 3,3$ наступает режим непрерывного подбрасывания, и соприкосновения детали с лотком происходят в момент удара. Такой режим работы вибрационного бункерного загрузочного устройства практически непригоден для ориентированной выдачи деталей из бункера.

В практике проектирования вибрационных бункерных загрузочных устройств значения коэффициента режима выбирают из условия обеспечения требуемой плавности движения деталей по лотку: $R_0 < 1$ при безотрывном движении, $1 \leq R_0 \leq 1,16$ при плавном движении без заметного отрыва и $R_0 = 1,16 \dots 1,7$ — при движении с подбрасыванием. При таких режимах определяют все расчетные и конструктивные параметры устройств.

Среднюю скорость движения детали по лотку в установившемся режиме работы устройства определяют по формуле (12):

$$v_d = v \cos(\alpha - \beta) k_v = 2\pi v_B A \cos(\alpha - \beta) k_v \quad (12)$$

где v – амплитудное значение скорости колебательного движения лотка;

K_v – коэффициент, учитывающий снижение средней скорости движения детали относительно амплитудного значения скорости лотка.

Значение коэффициента K_v зависит от конструктивных параметров вибрационного загрузочного устройства и режима его работы, т. е. от значения R_0 . Для практических расчетов можно воспользоваться формулами, определения приближенного значения K_v :

$$\left\{ \begin{array}{l} k_v = (0,18 \dots 0,2) R_0 \left(1 - \frac{\tan \beta}{f} \right) \text{ при } R_0 \leq 1 \\ k_v = (0,18 \dots 0,2) R_0 \left(1 - \frac{\tan \beta}{f} \right) \left[1 + \left(1 - \frac{1}{R_0} \right)^2 \right] \text{ при } 1 \leq R_0 \leq 1,16 \\ k_v = k(c) \left(1 - \frac{1}{R_0^2} \right) \left(1 - \frac{\tan \beta}{f} R_0^2 \right) \text{ при } 1,16 \leq R_0 \leq 1,7 \end{array} \right. \quad (13)$$

Значение $k(c)$ находят по формуле:

$$k(c) \approx 1 - \frac{k_B}{2} \quad (14)$$

где k_B — коэффициент восстановления, представляющий собой отношение проекций скорости детали на ось y до и после удара и зависящий от материала соударяющихся тел.

Значения коэффициентов трения определяют экспериментально. При вычислении K_v для $R_0 < 1$ значение f принимают равным значениям коэффициентов трения скольжения, а при вычислении K_0 для $R_0 > 1$ можно воспользоваться данными, приведенными в табл. 1.2. Коэффициенты трения скольжения f на 20—30% выше значений эффективных коэффициентов f_1 (табл. 3).

Решив уравнение (12) относительно A и подставив полученное выражение в формулу коэффициента режима R_0 (11), получают расчетную формулу определения угла бросания $(\alpha - \beta)$ в следующем виде:

$$\alpha - \beta = \operatorname{atan} \frac{R_0 g \cos \beta \cdot k_v}{2\pi v_B v_D} \quad (15)$$

откуда и находят искомое значение угла направления колебаний α .

Для режимов работы вибрационных грузочных устройств с подбрасыванием величину угла $(\alpha - \beta)$ можно определить по номограмме рисунок 3, в зависимости от требуемой средней скорости движения деталей по лотку и заданной вынужденной частоты колебаний $\nu_B = 50$ Гц и $\nu_B = 100$ Гц.

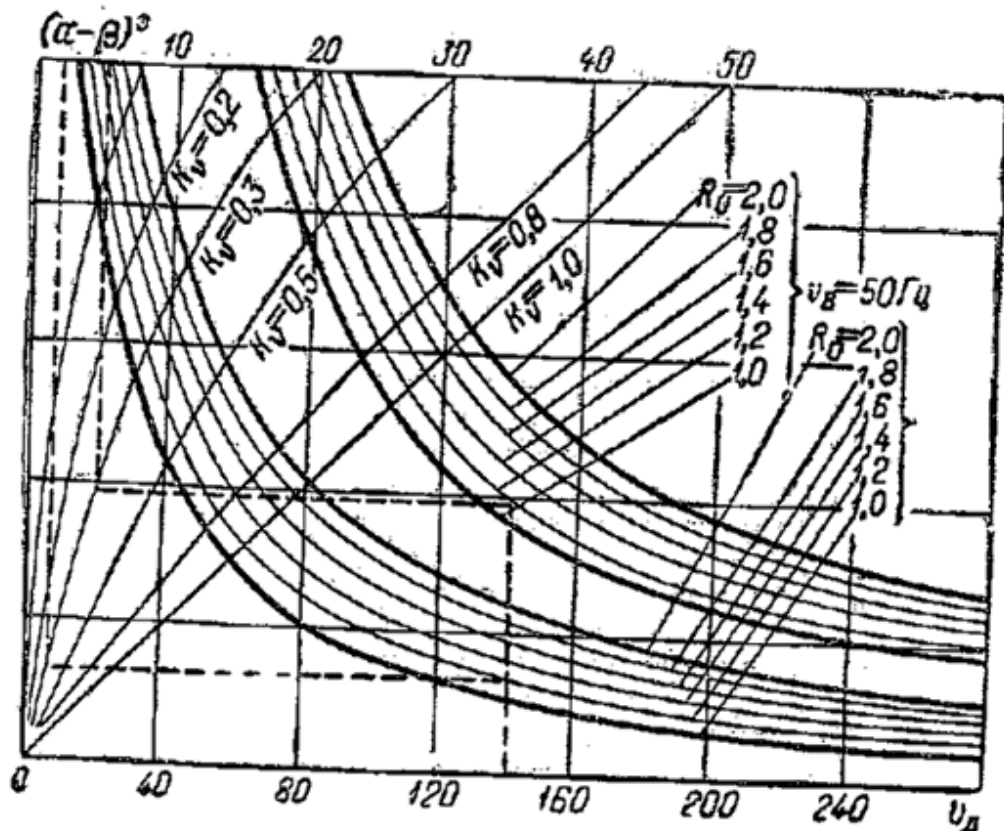


Рисунок 3 – Номограмма определения значений угла $(\alpha - \beta)$.

Амплитуду колебаний можно вывести из формулы скорости, и она будет определяться из соотношения:

$$A = \frac{v_d}{2\pi\nu_B \cos(\alpha - \beta) k_v} = \frac{vg}{2\pi\nu_B \cos(\alpha - \beta) k_v} \quad (16)$$

Ее горизонтальная и вертикальная составляющие определяются по формулам:

$$A_r = A \cos \alpha \quad (17)$$

$$A_B = A \sin \alpha \quad (18)$$

В вибрационных бункерных загрузочных устройствах с гармоническим законом колебаний лотка средняя скорость движения деталей при $R_0 > 1$ достигает 250...300 мм/с, при безотрывном движении ($R_0 < 1$) — не превышает 20...50 мм/с. Повысить скорость до 1000...1500 мм/с можно созданием устройств с эллиптической траекторией движения лотка. Эллиптическую траекторию получают сложением двух простых гармонических колебаний (с одинаковой частотой), совершаемых со сдвигом по фазе во взаимно перпендикулярных направлениях, рисунок 4.

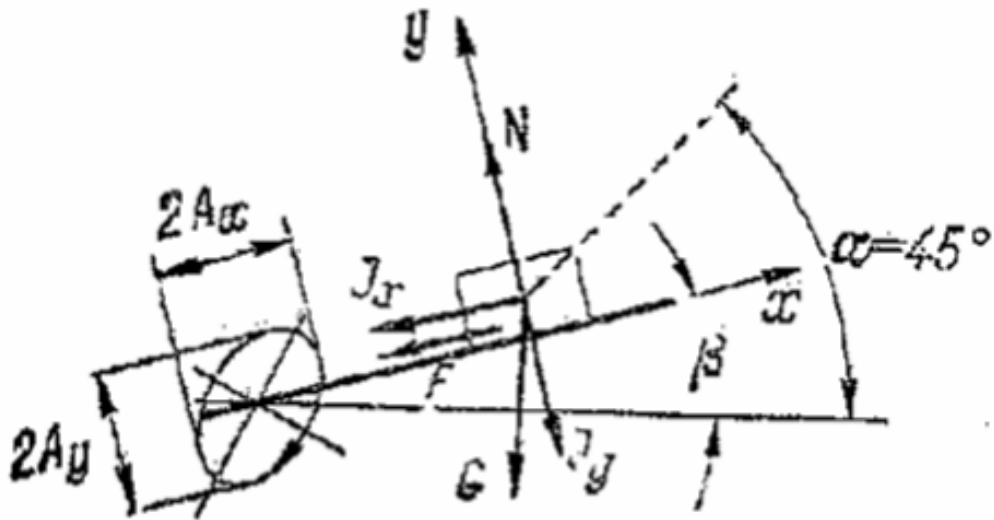


Рисунок 4 – Схема сил, действующих на деталь при эллиптической траектории движения лотка

J_x и J_y — силы инерции детали в направлении координатных осей.

Система уравнений движения лотка записывается следующим образом:

$$\begin{cases} a_x = A_x(1 - \cos(pt + \varepsilon)) \\ a_y = A_y(1 - \cos pt) \end{cases} \quad (19)$$

где A_x , A_y — амплитуды колебаний в направлении координатных осей x и y ;

ε — угол сдвига фаз между амплитудными составляющими.

Практически траекторию движения лотка, описываемую системой уравнений (19), получают работой двух групп электромагнитных вибраторов, установленных во взаимно перпендикулярных плоскостях. Одна группа вибраторов создает колебания в горизонтальной плоскости, а вторая (обычно один вибратор) — в вертикальной плоскости. Поэтому такие

вибрационные грузочные устройства получили название устройств с раздельными колебаниями.

Уравнения относительного движения центра тяжести детали по лотку с углом подъема β (см. рис. 6) имеют вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -mg \sin \beta - mA_x p^2 \cos(pt + \varepsilon) + F \operatorname{sign} \dot{x} \\ m\ddot{y} = -mg \cos \beta - mA_y p^2 \cos pt + N \end{cases} \quad (20)$$

Момент начала отрыва детали от лотка определяется следующими начальными условиями: $t=t_0$, $N = 0$, $F = 0$ при $y = 0$. Из второго уравнения системы уравнений (20) найдем фазовый угол pt_0 начала отрыва:

$$\cos pt_0 = \frac{g}{A_y p^2} \cos \beta \quad (21)$$

обратную величину которого обозначим R_0 . Значение R_0 является коэффициентом режима работы вибрационного устройства с раздельными колебаниями. Обозначив $p = 2\pi\nu_B$, получим:

$$R_0 = 4 \frac{A_y \pi^2 f_B^2}{g \cos \beta} \quad (22)$$

Среднюю скорость движения детали по лотку v_d в направлении оси x определим по формуле, аналогичной (12):

$$v_d = 2\pi\nu_B A_x k_v \quad (23)$$

где k_v — коэффициент скорости, который может быть определен при приближенных расчетах по формулам (13).

Для обеспечения заданной скорости движения детали необходимо создать определенную амплитуду колебаний лотка (в направлении оси x), которую находим из формулы (23):

$$A_x = \frac{v_d g}{2\pi f_B K_v} \quad (24)$$

и амплитуду колебаний в направлении оси y , которую определяют из выражения (22):

$$A_y = \frac{R_0 g \cos \beta}{4\pi^2 f_B^2} \quad (25)$$

где A_{Γ} и $A_{\text{в}}$ – горизонтальная и вертикальная составляющие амплитуды колебаний, значения которых обеспечиваются соответствующими возбудителями колебаний и могут быть определены по формулам:

$$A_{\Gamma} = A_x \cos \beta \quad (26)$$

$$A_{\text{в}} = A_x \sin \beta \quad (27)$$

Задание:

Определить основные конструктивные параметры вибрационного бункерного загрузочного устройства и разработать схему систем ориентации и поштучного отделения детали. Конфигурация, размеры и материал детали приведены в таблице 1. Цикловая производительность и тип автоматического оборудования, используемого для расчета приведены в таблице 2.

Номер варианта состоит из двух цифр. По последней цифре номера в списке выбирается вариант детали. По последней цифре в студенческом билете выбирается тип и цикловая производительность автоматического оборудования.

Таблица 1 – Размеры деталей, мм.

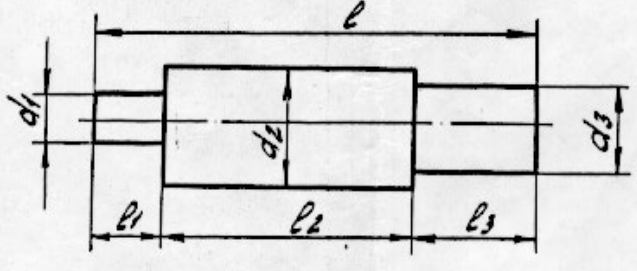
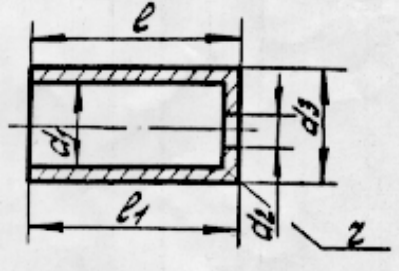
Эскизы детали										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Варианты детали	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
L	20	30	60	80	100	15	15	30	10	25
L1	2	5	20	20	0	10	5	29	10	24.5
L2	18	5	5	30	40	3	5	—	—	—
L3	0	20	35	30	60	2	5	—	—	—
d1	5	8	8	12	0	3	2	9	11	9
d2	8	12	12	8	20	15	12	6	11	0
d3	8	6	8	12	8	5	2	10	11.5	10
r	—	—	—	—	—	—	—	x	x	2.5
Материал	латунь		текстолит		сталь		медь	алюминий	оргстекло	

Таблица 2 – Цикловая производительность оборудования, шт. в мин.

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
Оборудование:	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
для счета	800	600	–	–	–	–	–	–	–	–
сборочное	–	–	320	160	120		60		30	–
измерительное	–	–	–	–	–	80	–	40	–	15

Порядок выполнения работы:

1. Обосновать выбор типа бункера вибрационного загрузочного устройства (цилиндрический или конический), исходя из требований, предъявляемых к бункеру.

2. На основании анализа конструкции детали и требований к загрузке, обусловленных типом оборудования, разработать схему системы ориентации, вычертить ее и привести описание, выбрать форму лотков бункера.

3. Рассчитать по формулам (25-26) диаметр бункера:

Формула для цилиндрического бункера:

$$D = D_{\text{в}} + 2\delta_{\text{с}} = 3 \sqrt{\frac{V_{\text{д}} \cdot \Pi_{\text{ц}} \cdot T}{\pi \cdot h_{\text{р}}}} + 2\delta_{\text{с}}; D_{\text{в}} \geq (5 - 8)l_{\text{н}} \quad (25)$$

Формула для конического бункера:

$$D = D_{\text{в}} \left[\frac{h}{h_{\text{р}}} \left(\sqrt{\frac{24V_{\text{д}}\Pi_{\text{ц}}T}{\pi D_{\text{в}}^2 h_{\text{р}}}} - 0,75 - 1,5 \right) + 1 \right] + 2\delta_{\text{с}}; D_{\text{в}} = (5 - 8)l_{\text{н}} \quad (26)$$

где: $D_{\text{в}}$ – внутренний диаметр цилиндрического бункера и конического бункера (у днища), мм;

$\delta_{\text{с}}$ – толщина стенки бункера, мм (задается конструктивно);

$V_{\text{д}}$ – объем загружаемой детали, мм³ (определяется самостоятельно);

$\Pi_{\text{ц}}$ – цикловая производительность машины-автомата, с⁻¹;

T – регламентированный (нормативный) период времени между пополнениями бункера детали (задается разработчиком), с;

$h_{\text{р}}$ – высота заполнения бункера деталями, мм;

L_d – длина детали в направлении ее движения (в преобладающем положении);

h – полная высота бункера в мм, определяемая по формуле (27):

$$h = h_p + (1.0 - 1.5) \cdot t \quad (27)$$

t – шаг подъема спирального лотка, мм.

Шаг лотка для цилиндрического бункера определяют по формуле (28):

$$t = \pi D_{cp} \tan \beta \quad (28)$$

Также лотки без отрицательного угла наклона необходимо проверить из условия однослойного движения детали по лотку по формуле (29):

$$t \leq k \cdot d + \delta_l \quad (29)$$

где $k = \sqrt{\frac{L_d^2}{d^2 + 1}} \cdot \sqrt{f + 1}$ при $\frac{L_d}{d} = 1 \dots 1,5$, $k = 1,6$ при $\frac{L_d}{d} > 1,5$

D_{cp} – средний диаметр движения по лотку, мм;

d – диаметр (высота) детали, лежащей на лотке, мм;

δ_l – толщина лотка, мм.

Значение угла подъема β спирального лотка выбирают в пределах 0,5–3°; значение эффективного коэффициента трения f – по табл. 3.

Таблица 3 – Эффективный коэффициент трения

Материал детали	Материал лотка бункера			
	сталь	алюминий	капрон	резина
Сталь	0,21–0,33	0,11–0,33	0,12–0,3	0,25–0,43
Чугун	0,28 – 0,30	0,35	0,38 – 0,43	–
Латунь	0,28–0,3	0,19–0,25	0,16–0,24	0,3–0,37
Алюминий	0,28–0,33	0,14–0,30	0,14–0,28	0,3–0,38
Медь	0,28	0,22	0,18–0,25	0,3–0,40
Стекло	0,12 – 0,14	0,12	0,25	–
Оргстекло	0,32	0,27	0,21–0,32	0,4
Текстолит	0,27–0,37	0,27–0,57	0,32–0,4	0,40–0,46
Керамика	0,22 – 0,46	–	0,42 – 0,52	0,38 – 0,44

В конических бункерах в зависимости от принятой технологии их изготовления, задают или постоянный шаг ($t > d$) и получают переменное значение β , или постоянное значение угла β , тогда получают переменный шаг. Рассчитанные диаметры бункеров D округляют в большую сторону до стандартного размера, соответствующему ряду: 60, 100, 120, 160, 200, 250, 320, 450, 500, 640, 800, 1000 мм. Эти размеры являются определяющим параметром конструкций вибрационного загрузочного устройства.

4. Установить частоту вынужденных колебаний ($V_B = 100$ Гц для $D < 250$ мм; $V_B = 50$ Гц для $D > 160$ мм).

5. Определить среднюю скорость движения деталей по лотку по формуле:

$$v_d = \Pi_{\text{ц}} \frac{L_d + S}{(1 - k_H) \cdot P(L_0)}, \text{ мм/с}$$

6. Выбрать и обосновать закон колебаний (гармонический или эллиптический) системы вибрационного устройства, обеспечивающий требуемую скорость.

7. Из условия обеспечения необходимой плавности движения деталей по лотку выбрать и обосновать коэффициент режима R_0 .

8. Определить коэффициент K_v , учитывающий снижение скорости движения детали относительно амплитудного значения скорости лотка по одной из формул (13).

9. Начертить схему сил, действующих на деталь при перемещении ее по лотку. Для загрузочного устройства с гармоническим знаком колебаний определить угол направления колебаний по формуле 15.

10. Определить амплитуду колебаний A по формулам. Для устройств с гармоническим знаком колебаний используем формулы (16-18):

Для устройств с раздельными колебаниями используем формулы (24-27).

Содержание отчета:

1. Цель работы.
2. Эскиз детали с размерами по варианту.
3. Данные о цикловой производительности оборудования по варианту.
4. Расчет размеров бункера.
5. Расчет скорости работы бункера.
6. Выбор и обоснование закона колебаний бункера.
7. Схема сил, действующих на деталь при перемещении ее по лотку.
8. Расчет амплитуд колебаний.

Контрольные вопросы:

1. Для каких целей предназначены автоматические загрузочные устройства?
2. Параметрические способы выноса деталей из навала используются в АЗУ?
3. Как выдают детали АЗУ на позицию обработки или сборки?
4. Как ориентируются детали в магазинных и шибберных АЗУ?
5. Как осуществляется вынос деталей из навала в трубчатых бункерах?
6. . Как осуществляется транспортирование детали на вибрлотке?
7. Какими способами можно изменять производительность вибробункера?
8. Что можно транспортировать, используя вибролоток?
9. Основная цель автоматического ориентирования деталей?

Литература:

1. М.С.Лебедевский, А.Ф.Федотов Автоматизация в промышленности. Л., "Лениздат" 1976, 121-142 с.
2. М.С.Лебедевский А.Ф.Федотов Автоматизация сборочных работ. Л.,: "Лениздат", 1970, с.281-317.

3. М.С.Лебедевский Автоматические загрузочные устройства. Учебное пособие. Ленинград, изд.СЗПИ, 1980, 75с.