

# " АВТОМАТИЗАЦИЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ, ЗАГРУЗКИ ИЗДЕЛИЙ"

Номер варианта состоит из двух цифр. Он определяется в соответствии с двумя последними цифрами шифра студента: по последней цифре номер из табл.1 (находится производительность заданного типа оборудования), по предпоследней из табл.2 (вариант детали). Например, если шифр студента 33-491, то номер задания соответствует 19 (цифра 1- из табл.1; 9- из табл.2).

1. Работа выполняется в ученической тетради. Поля не менее 4-5 см.
2. На обложке указывается наименование дисциплины, специальность, шифр, фамилия, имя и отчество студента, номер варианта.
3. Решение задачи должно предшествовать ее условию с указанием численных значений всех заданных параметров.
4. Записывая формулы, необходимо пояснить каждый буквенный символ.
5. Общий план решения, все математические действия и вычисления должны быть обоснованы и соответствовать указаниям, приведенным ниже.
6. Графический материал работы выполняется в тетради или на отдельных листах /формат А4/ согласно ЕСКД.

Определить основные конструктивные параметры вибрационного бункерного загрузочного устройства и разработать схему систем ориентации и поштучного отделения детали / конфигурация, размеры и материал приведены в табл.2/, которые вводятся в автоматическое оборудование /табл.1/.

1. Обосновать выбор типа /цилиндрический или конический/ бункера вибрационного загрузочного устройства.
2. На основании анализа конструкции детали /эскиз с размерами должен быть приведен/ и требований к загрузке, обусловленных типом оборудования, разработать схему системы ориентации, вычертить ее и привести описание, выбрать форму лотков бункера.

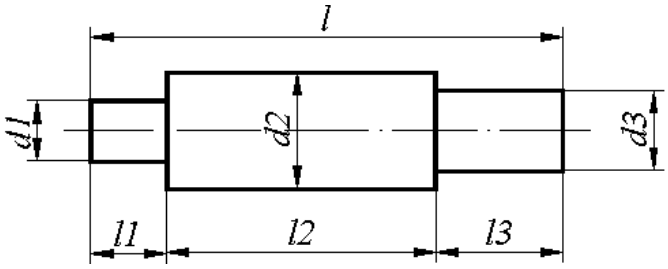
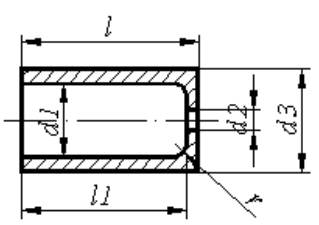
Цикловая производительность оборудования, мин

[illegible]

для счета	800	600	-	-	-	-	-	-	-	-
сборочное	-	-	320	160	120		60		30	-
контрольно-измерительное	-	-	-	-	-	80	-	40	-	15

Таблица 2

Размеры деталей, мм

Эскизы детали										
Варианты детали	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
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	45	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	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2.5
Материал	латунь	сталь	текстолит	текстолит	сталь	медь	латунь	алюминий	алюминий	оргстекло

#### Примечание:

1. В базирующие устройства сборочного оборудования детали устанавливаются по диаметру.
2. В контрольно-измерительном оборудовании автоматически замеряется диаметр d3.
3. Рассчитать по формулам диаметр бункера:

цилиндрического  $D = D_{\text{с}} + 2\delta_{\text{с}} = 3\sqrt{V_{\text{д}}\Pi_{\text{ч}}T / \pi h_{\text{п}}} + 2\delta_{\text{с}}; D_{\text{с}} \geq (5-8)l_{\text{д}}$

конического  $D = D_{\text{с}} \left[ \frac{h}{h_{\text{п}}} \left( \sqrt{24V_{\text{д}}\Pi_{\text{ч}}T / \pi D_{\text{с}}^2 h_{\text{п}}} - 0.75 - 1.5 \right) + 1 \right] + 2\delta_{\text{с}}; D_{\text{с}} = (5-8)l_{\text{д}}$

где: D ? -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, мм<sup>3</sup>;

$\tau$  - цикловая производительность машины-автомата, 1/с;

$\tau$  - регламентированный /нормативный/ период времени между

пополнениями бункера детали /задается разработчиком/,с;

$h_p$  - высота заполнения бункера деталями,мм;

$L_d$  -длина детали в направлении ее движения /в преобладающем положении/,

$h = h_p + (1.0 - 1.5) \cdot t$  -полная высота бункера, мм;

$t$  - шаг подъема спирального лотка, мм.

Шаг лотка для цилиндрического бункера определяют по формуле  $t = \pi \cdot D_{cp} \cdot \tan \beta$  и, если лотки без отрицательного угла наклона,проверяют из условия однослойного движения детали по лотку  $t \leq k \cdot D + \delta_l$ , где  $k = (L_d^2 / d^2 + 1)^{1/2} \cdot (f\Delta + 1)^{1/2}$  при  $L_d / d = 1,0 \div 1,5$ ,  $k = 1.6$  при  $L_p / d > 1.5$ ;  $D_{cp}$  -средний диаметр движения по лотку ,мм;

$d$  :-диаметр (высота)детали, лежащей на лотке,мм; $\delta_l$  -толщина лотка, мм. Значение угла  $\beta$  подъема спирального лотка(винтовой линии) выбирают в пределах 0.5-3 град.; значения эффективного коэффициента трения  $f$  - по табл.3.

Таблица 3

Эффективный коэффициент трения

Материал детали	Материал лотка			
	сталь	алюминий	резина	капролон
Сталь	0,21—0,32	0.11—0.33	0.25—0.43	0.12—0.30
Чугун	0.28—0,30	0.35	0.38—0,43	—
Латунь	0,28—0,30	0.18—0.24	0.30—0,37	0.16—0,24
Алюминий	0,28—0,33	0.14—0.30	0,30-0.38	0,14—0,28
Медь	0.28	0,22	0,30—0.40	0.18—0,25
Стекло	0.12—0,14	0,12	0.25	—
Оргстекло	0.32	0.27	0,4	0.20—0.32
Текстолит	0,27—0.37	0,27—0,37	0.40—0.46	0,32—0.40
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  $\beta$ , или постоянное значение угла  $\beta$ , тогда получают переменный шаг. Расчитанные 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.

4. Задаваться частотой вынужденных колебаний ( $V = 100$  ? ? для  $D < 250$  мм;  $V = 50$  ? ? ? ?  $D > 160$  ? ? ).

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

$$V_d = \Pi_{\text{ц}} \frac{L_d + S}{(1 - k_n) \cdot P(L_0)} [\text{мм/сек}]$$

где:  $S$  - среднее значение зазора между движущимися по лотку деталями, мм

$k_n = 0.2-0.3$  - коэффициент неустойчивости работы бункерного загрузочного устройства;

$P(L_0)$  - вероятность ориентированного положения деталей на лотке.

Для круглых стержневых деталей  $P(L_0) \approx a / (1 + d^2 / L^2)^{1/2}$  где  $a = 1$  для симметричных валиков и втулок с несимметричными концами при активной ориентации;  $a = 0.5$  при ориентации деталей с несимметричными концами.

6. Выбрать и обосновать закон колебаний (гармонический или эллиптический, т.е. с раздельными колебаниями) системы вибрационного устройства, обеспечивающий требуемую скорость.

7. Из условия обеспечения необходимой плавности движения деталей по лотку выбрать и обосновать коэффициент режима  $R_0$  ( $R_0 < 1$  - безотрывное движение,  $1 \leq R_0 \leq 1.6$  - плавное движение без заметного отрыва;  $R_0 = 1.16 - 1.17$  - движение с подбрасыванием).

8. Определить коэффициент  $K_v$ , учитывающий снижение скорости движения детали относительно амплитудного значения скорости лотка по одной из формул;

$$K_v \approx 0.185 R_0 (1 - \operatorname{tg} \beta / f); \text{ при } R_0 \leq 1;$$

$$K_v \approx 0.185 R_0 (1 - \operatorname{tg} \beta / f) \cdot [1 + (1/R_0)^2]; \text{ при } 1 \leq R_0 \leq 1.10;$$

$$K_v \approx (0.7 \div 0.8) \cdot (1 - 1/R_0^2) \cdot (1 - R_0^2 \cdot \operatorname{tg} \beta / f); \text{ при } 1.16 \leq R_0 \leq 1.$$

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

$$\alpha = \arctg \frac{R_g \cos \beta K_v}{2\pi v_{\%} v_g}; g = 9.8 \text{ м/с}^2;$$

10. Определить амплитуду колебаний  $A$  по формулам:

для устройств с гармоническим знаком колебаний

$$A = v_g / 2\pi v_{\%} \cos(\alpha - \beta) K_v - \text{ в направлении колебаний,}$$

$A_B = A \sin \alpha$  - вертикальная составляющая и  $A_{\Gamma} = A \cos \alpha$  - горизонтальная составляющая (на среднем радиусе движения деталей по лотку);

для устройства с раздельными колебаниями

$$A_X = v_g / 2\pi v_{\%} K_v; - \text{ в направлении подъема лотка,}$$

$$A_y = \frac{R_0 g \cos \beta}{4\pi^2 v_g^2};$$

- перпендикулярно лотку,

$A_r = A_x \cos \beta$  и  $A_z = A_x \sin \beta$  - горизонтальная и вертикальная составляющие соответствующих амплитуд колебаний.

## 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. К таким факторам относят периодическое изменение напряжения электросети, изменение степени заполнения бункера деталями, непостоянство коэффициента трения, загрязнение лотков, количество загружаемых деталей и т. п. Это вызывает необходимость устанавливать такую расчетную производительность загрузочного устройства  $P_{ср}$ , которая превышала бы цикловую производительность  $P_c$  оборудования, т. е.

$$P_{ср} = \frac{P_c}{1 - K_p} \text{ мин}^{-1}, \quad (1)$$

где  $K_p$  — коэффициент нестабильности работы загрузочного устройства;

$$K_p = 0,2—0,3.$$

Для удовлетворения требований производительности вибрационное загрузочное устройство должно обеспечить соответствующую скорость движения деталей по лотку, определяемую из выражения:

$$v_d = \frac{P_{ср}}{60 K_z} l_d \frac{\text{мм}}{\text{с}}, \quad (2)$$

где  $l_d$  — размер детали в направлении движения, мм;

$K_z$  — коэффициент заполнения лотка бункера деталями, движущимися и требуемом ориентированном положении.

Коэффициент заполнения выражается формулой:

$$K_z = P(l_0) C_p, \quad (3)$$

где  $P(l_0)$  — коэффициент вероятности ориентирования' положения деталей на выходном лотке;

$C_p$  — коэффициент плотности потока деталей:

$$C_p = \frac{l_d}{l_d + s};$$

здесь  $s$  — среднее значение зазора между движущимися деталями, которое определяется экспериментально.

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. Приближенно 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  $l_d > d$

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

где  $d$  — базовый диаметр детали.

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

$$P(l_0) = \frac{0.5}{\sqrt{1 + \left(\frac{d}{l_d}\right)^2}}. \quad (5)$$

При активном ориентировании цилиндрических деталей вероятность движения их в ориентированном положении на выходном лотке может быть определена по формуле (4). Аналогичные формулы для определения  $P(l_0)$  могут быть получены для призматических деталей. При загрузке тонких симметричных пластин ( $b < l_d \leq \delta$ ) 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  $C_p$  в основном зависит от режима работы вибрационного бункера. Если загрузочное устройство работает с подпором, то  $s=0$  и  $C_p$ .

Рассмотрим пример. Пусть требуется определить расчетную среднюю скорость движения цилиндрического валика (рис. 1) диаметром 8 мм и длиной 40 мм по лотку вибрационного бункера при активном ориентировании. Валик подается в перерабатывающие органы машины-автомата, настроенной на цикловую производительность  $\Pi_{\text{ц}}=60$  дет/мин.

1. Принимая  $K_p=0,25$ , по формуле (1) находят  $\Pi_{\text{ср}}=80$  дет/мин.

2. По формуле (4) определяют

$$P(l_0) = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{8}{40}\right)^2}} = 0,98.$$

3. При работе устройства с системой активной ориентации можно принять  $s = 0$ , тогда коэффициент плотности потока  $C_p = 1$ .

4. По формуле (3) определяют  $K_3 = 0,98 \cdot 1,0 = 0,98$ .

5. Средняя скорость движения деталей по лотку согласно формуле (2) равна

$$v_d = \frac{80}{60 \cdot 0,98} \cdot 40 = 54 \text{ мм/с.}$$

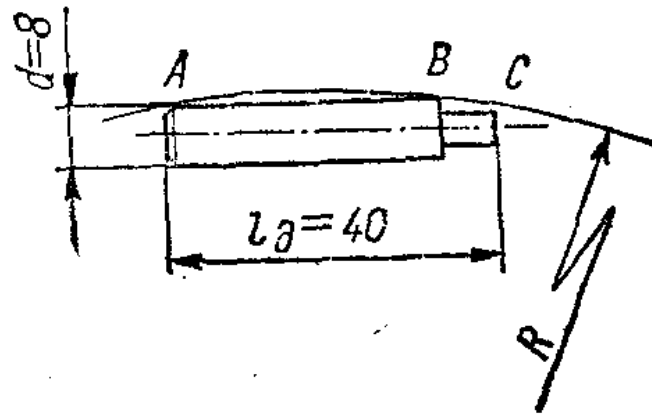


Рис.1. Валик (к примеру определения средней скорости движения детали по лотку).

**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 (рис.2, а) и конические (рис.2, б). 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.

Диаметр бункера выбирают в зависимости от размера и конфигурации бункеруемых деталей и величины партии их разовой загрузки. Для загрузки механически несопрягаемых и несцепляемых деталей диаметр бункера составит:

цилиндрического —

$$D = D_B + 2\delta_c = 3\sqrt{\frac{V_d \Pi_{ц} T}{\pi H_P}} + 2\delta_c; \quad (6)$$

здесь  $D_B \geq (5 \div 8) L_d$ ;

конического —

$$D = D_B \left[ \frac{H}{H_P} \left( \sqrt{\frac{24V_d \Pi_{ц} T}{\pi D_B^2 H_P}} - 0,75 - 1,5 \right) + 1 \right] + 2\delta_c; \quad (7)$$

здесь  $D_B = (5 \div 8) L_d$ ;

где  $D_B$  — внутренний диаметр цилиндрического бункера и конического бункера у дна, мм;

$\delta_c$  — толщина стенки бункера, мм;

$V_d$  — объем загружаемой детали, мм<sup>3</sup>;

$\Pi_{ц}$  — цикловая производительность машины-автомата;

$T$ —регламентированный (нормативный) период времени между пополнениями бункера деталями, мм;

$H_p$ — высота заполнения бункера деталями, мм;

$l_d$  — длина детали в направлении ее движения (в преобладающем положении), мм;

$t$ —шаг подъема спирального лотка, мм;

$H = H_p + (1,0 - 1,5)t$  —полная высота бункера, мм.

Шаг лотка для цилиндрического бункера

$$t = \pi D_{cp} \operatorname{tg} \beta,$$

и если лотки без отрицательного угла наклона, то его проверяют из условия однослойного движения деталей по лотку:

$$t \leq k_d + \delta_{л},$$

где  $k = \frac{\sqrt{\frac{l_d^2}{d^2} + 1}}{\sqrt{f^2 + 1}}$  при  $\frac{l_d}{d} = 1,0 - 1,5;$

$k = 1,5$  при  $l_d/d > 1,5;$

$D_{cp}$ —средний диаметр движения детали по лотку, мм;

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

$\delta_{л}$ —толщина лотка, мм.

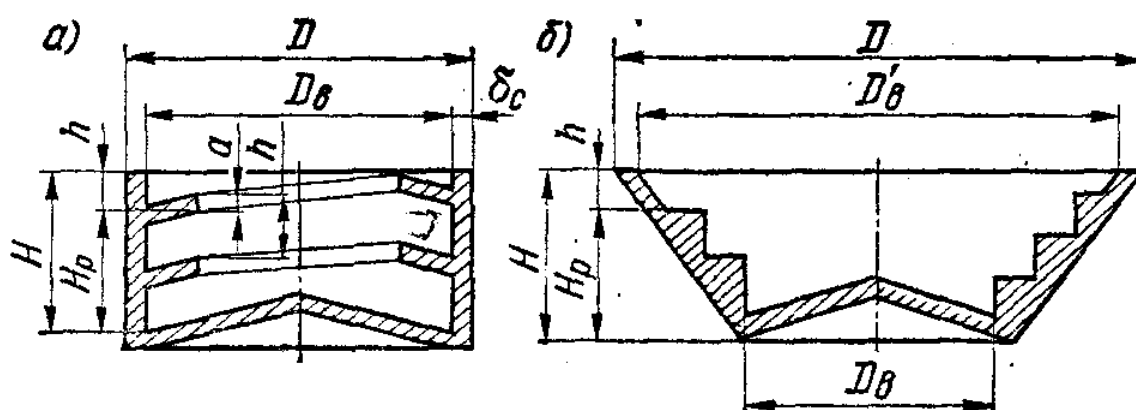


Рис.2. Основные типы бункеров.

Значение угла подъема  $\beta$  спирального лотка выбирают в пределах  $0,5—3^\circ$ ; значение эффективного коэффициента трения  $f$  — по табл.1.

В конических бункерах, в зависимости от принятой технологии их изготовления, задают или постоянный шаг  $t > d$  и получают переменное значение  $\beta$ , или постоянное значение  $\beta$ , тогда



получают переменный шаг  $t$ .

Рассчитанные диаметры бункеров  $D$  округляют в большую сторону до стандартного размера, соответствующего следующему ряду: 60, 100, 120, 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 640, 800, 1000 мм. Эти размеры являются определяющим параметром конструкции вибрационного загрузочного устройства.

Пусть задана деталь (см. рис.1), которая подается в перерабатывающие органы машины-автомата, работающей с цикловой производительностью  $\Pi_{\text{ц}} = 60$  дет/мин. По условиям работы пополнение бункера может производиться не чаще одного раза за 10 мин. работы. Нужно определить диаметры цилиндрического и конического бункеров. Расчет ведут в следующей последовательности:

1. Определяют минимальный (внутренний) диаметр цилиндрического бункера:

$$D_B = 8l_D = 8 \cdot 40 = 320 \text{ мм.}$$

2. Если деталь несимметрична, вычерчивают в масштабе контур детали и радиусом  $R = D_B/2 = 320/2 = 160$  мм через выступающие точки А и В контура проводят дугу (см. рис.1). Если точка С остается внутри дуги, не касаясь ее, то в качестве расчетной длины можно принять расстояние между точками А и В и вновь определить внутренний диаметр бункера:

$$D_{B1} = 8l_{AB} = 8 \cdot 33 = 264 \text{ мм.}$$

3. Конструктивно задаются высотой заполнения бункера деталями (см. рис.2,а):

$$H_p = 2,5h = 2,5(1,5d + \delta_{\text{л}}) = 2,5(1,5 \cdot 8 + 2) = 35 \text{ мм.}$$

4. Определяют объем загружаемой детали:

$$V_d = \frac{\pi d^2}{4} l_d = \frac{\pi 8^2}{4} 40 = 2000 \text{ мм}^3 = 2 \text{ см}^3.$$

5. По формуле (6) находят диаметр бункера (с учетом толщины стенки  $\delta_{\text{с}} = 2$  мм):

$$D = D_{B2} + 2\delta_{\text{с}} = 3 \sqrt{\frac{2000 \cdot 60 \cdot 10}{3,14 \cdot 35}} + 2 \cdot 2 = 317 \text{ мм.}$$

6. Проверяют полученное значение  $D_{B2}$  по условию проходимости, для чего сравнивают его со значением  $D_{B1}$ . Для рассматриваемого примера  $D_{B2} > D_{B1}$ , что удовлетворяет условию (6).

7. Уточняют размер наружного диаметра по стандартному ряду и принимают  $D = 320$  мм, после чего уточняют внутренний диаметр:  $D_{B2} = 320 - 2 \cdot 2 = 316$  мм.

8. Определяют полную высоту бункера:

$$H = H_p + h = 35 + 14 = 49 \approx 50 \text{ мм.}$$

При расчете конического бункера:

1. Определяют минимальный внутренний диаметр бункера (см. пп. 1 и 2 расчета цилиндрического бункера)  $D_{B1} = 264$  мм.

2. Конструктивно задаются рабочей высотой заполнения бункера деталями  $H_p = 35$  мм.

3. Определяют объем загружаемой детали  $V_d = 2 \text{ см}^3$ .

4. Задаваясь размером высоты бункера  $H = H_p + h = 3,5 + 1,0 = 4,5$  см, по формуле (7) определяют внутренний диаметр бункера, исходя из эксплуатационных требований:

$$D = 264 \left[ \frac{45}{35} \cdot \left( \sqrt{24 \frac{2000 \cdot 60 \cdot 10}{3,14 \cdot 264^2 \cdot 35}} - 0,75 - 1,5 \right) + 1 \right] + 2 \cdot 2 = 346 \text{ мм.}$$

5. Принимают ближайший размер наружного диаметра по стандартному ряду. Ближайшими размерами являются 320 и 400 мм. Принимая больший размер диаметра, графически уточняют конструкцию бункера. Если принимают меньшее значение — 320 мм, то методом последовательного приближения по формуле (7) определяют высоту бункера.

**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:

$$B = B_m \sin \omega_3 t,$$

где  $B_m$  — амплитудное значение индукции;

$\omega_3$  — частота питающего напряжения электросети.

Возмущающее усилие определяется по формуле:

$$Q(t) = 4,06 \cdot 10^{-2} \cdot S (B_m \cdot \sin \omega_3 t)^2,$$

где  $S$  — площадь сечения пакета (железа) магнитопровода.

Обозначим:  $4,06 \cdot 10^{-2} S B_m = Q_3$ , тогда

$$Q(t) = Q_3 \sin^2 \omega_3 t = \frac{Q_3}{2} (1 - \cos 2\omega_3 t),$$

откуда следует, что частота изменения возмущающего усилия электромагнита в 2 раза выше частоты сети. Это может быть наглядно представлено графиком (рис.3).

$$\frac{Q_3}{2} = Q$$

Если принять, что  $2\omega_3 = p$ , то выражение для возмущающего усилия электромагнита будет:

$$Q(t) = Q(1 - \cos pt),$$

где  $Q$  — амплитудное значение возмущающего усилия.

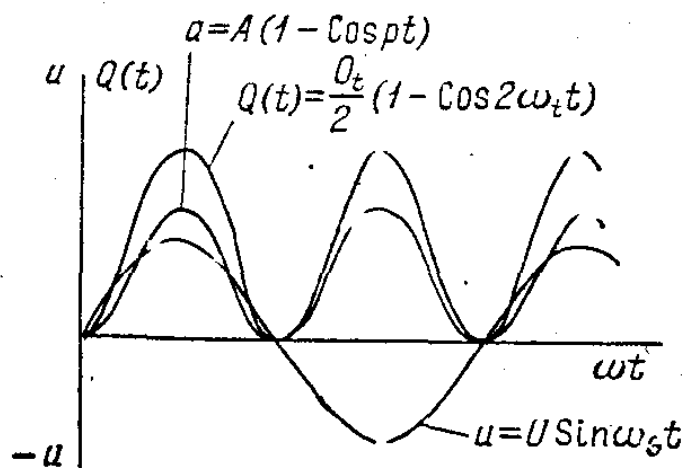


Рис.3.

Кривые изменения напряжения сети  $U$ , усилия возбудителя колебаний  $Q$  и амплитуды колебаний  $a$ .

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:

$$a = A(1 - \cos pt),$$

где  $a$ —текущее перемещение лотка в направлении колебаний;

$A$  — амплитуда колебаний лотка;

$p$  — вынужденная частота колебаний.

За начало координат принято крайнее нижнее положение лотка.

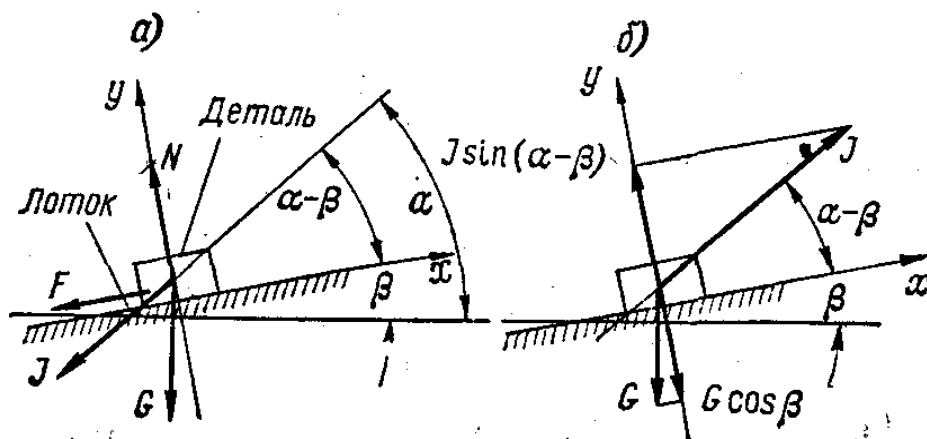


Рис.4.

Схема сил, действующих на деталь при гармоническом колебании лотка:

$a$  — начальный момент — движение детали вместе с лотком;  $б$  — момент отрыва детали от поверхности лотка при  $y = 0$ .

Если на лоток бункера, направленный к горизонту под углом  $\beta$  положить твердое тело—деталь, то при направленном колебании лотка под углом  $\alpha$  на деталь будут действовать силы, схема которых показана на рис.4. 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  $\ddot{a}$ :

$$I = m\ddot{a} = mA p^2 \cos pt.$$

Действие силы инерции  $I$  совпадает с направлением колебаний лотка.

Рассмотрим в упрощенном виде схему движения детали по лотку, который совершает направленные гармонические колебания (8), 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:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= -mg \sin \beta - mA p^2 \cos pt \cos(\alpha - \beta) + F \sin \alpha; \\ m\ddot{y} &= -mg \cos \beta - mA p^2 \cos pt \sin(\alpha - \beta) + N. \end{aligned} \quad (9)$$

где  $x$  — текущая координата центра тяжести детали;

$y$  — текущая координата нижней поверхности детали.

Сила сухого трения  $F$  пропорциональна силе давления между трущимися поверхностями  $N$  и меняет свое направление при изменении скорости. Для рассматриваемой задачи, когда деталь находится на поверхности лотка, т. е.  $y = 0$ , силу трения в функции скорости можно выразить следующим образом:

$$F \sin \alpha = \begin{cases} +fN \operatorname{sign} \dot{x} < 0, \\ -fN \operatorname{sign} \dot{x} > 0. \end{cases}$$

где  $f$  — коэффициент трения детали по лотку при движении.

Для анализа явлений, происходящих при перемещении деталей по лотку, используют второе уравнение (9), характеризующее действие сил в плоскости, перпендикулярной к направлению лотка. В начальный момент движения лотка (при начальных условиях  $t=0$  и  $y=0$ ) это уравнение примет вид:

$$-mg \cos \beta - mA p^2 \sin(\alpha - \beta) + N = 0,$$

откуда следует, что в этот момент деталь прижимается к поверхности лотка усилием

$$N = m[g \cos \beta + A p^2 \sin(\alpha - \beta)]$$

что обуславливает в свою очередь значительную силу трения между деталью и лотком

$$F = -fN = -fm[g \cos \beta + A p^2 \sin(\alpha - \beta)],$$

направленную в сторону, противоположную направлению движения лотка. Увеличению силы трения способствует суммарное действие силы тяжести  $G$  и силы инерции детали  $I$ . Поэтому в начальном этапе колебательного движения, когда скорость лотка еще мала, деталь перемещается совместно с лотком.

При дальнейшем возрастании скорости движения лотка возрастает и сила инерции детали, что способствует уменьшению значения  $N$ . Если же значение нормальной составляющей силы инерции сравняется с нормальной составляющей силы тяжести, то деталь может оказаться в состоянии невесомости, что характеризует начало отрыва детали от лотка (рис.4, б). Это соответствует начальным условиям: при  $t = t_0$  и  $y=0$  и  $N=0$  и  $F=0$ . Тогда из второго уравнения (9) следует:

$$Ap^2 \cos pt_0 \sin(\alpha - \beta) = g \cos \beta,$$

и можно определить значение фазового угла колебательного движения лотка, при котором начинается отрыв детали:

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

Значение  $(\cos p t_0)$  характеризует режим работы вибрационного загрузочного устройства. При  $(\cos p t_0) < 1$  деталь начнет отрываться от лотка и будет совершать релаксационное движение. Практически удобнее пользоваться величиной, называемой коэффициентом режима работы вибрационного бункерного загрузочного устройства:

$$R_0 = \frac{Ap^2 \sin(\alpha - \beta)}{g \cos \beta} = \frac{4A \pi^2 x_B^2 \sin(\alpha - \beta)}{g \cos \beta}, \quad (10)$$

где  $p=2\pi \nu$  — круговая частота вынужденных колебаний;

$\nu$  — 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  $R_0 = 1,16—1,7$  — 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:

$$v_{\text{д}} = v \cos(\alpha - \beta) k_v = 2 \pi x_B A \cos(\alpha - \beta) k_v, \quad (11)$$

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  $k_v$ :

$$k_v = (0,18 - 0,2)R_0 \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{f} \right),$$

$$\text{при } R_0 \leq 1;$$

$$k_v = (0,18 - 0,2)R_0 \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{f} \right) \cdot \left[ 1 + \left( 1 - \frac{1}{R_0} \right)^2 \right],$$

$$\text{при } 1 \leq R_0 \leq 1,16;$$

$$k_v = k(c) \cdot \left( 1 - \frac{1}{R_0^2} \right) \cdot \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \beta}{f} R_0^2 \right),$$

$$\text{при } 1,16 \leq R_0 \leq 1,7.$$

где  $k_v$  — коэффициент восстановления, представляющий собой отношение проекций скорости детали на ось  $y$  до и после удара и зависящий от материала соударяющихся тел. График значения коэффициента  $k(c)$

в функции  $k_B$  приведен на рис.5.

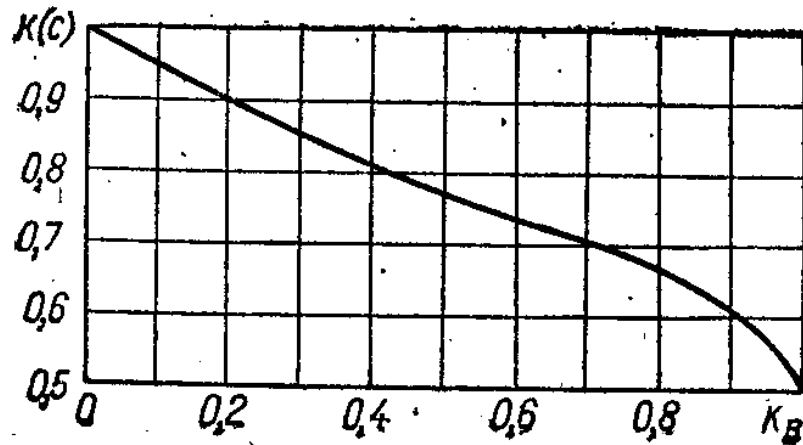


Рис.5.

График значений коэффициента  $k_c$  в зависимости от коэффициента восстановления  $k_B$ .

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

Решив уравнение (11) относительно  $A$  и подставив полученное выражение в формулу коэффициента режима  $R_0$  (10), получают расчетную формулу определения угла бросания  $(\alpha - \beta)$  в следующем виде:

$$\alpha - \beta = \operatorname{arctg} \frac{R_0 g \cos \beta}{2 \pi R_B v_d},$$

откуда и находят искомое значение угла направления колебаний  $\alpha$ . Для режимов работы вибрационных грузочных устройств с подбрасыванием величину угла  $(\alpha - \beta)$  можно определить по номограмме (рис.6) в зависимости от требуемой средней скорости движения

деталей по лотку и заданной вынужденной частоты колебаний  $\nu$  в = 50 Гц и  $\nu$  в = 100 Гц. (нижнее семейство кривых, обозначенное  $R_0$ ).

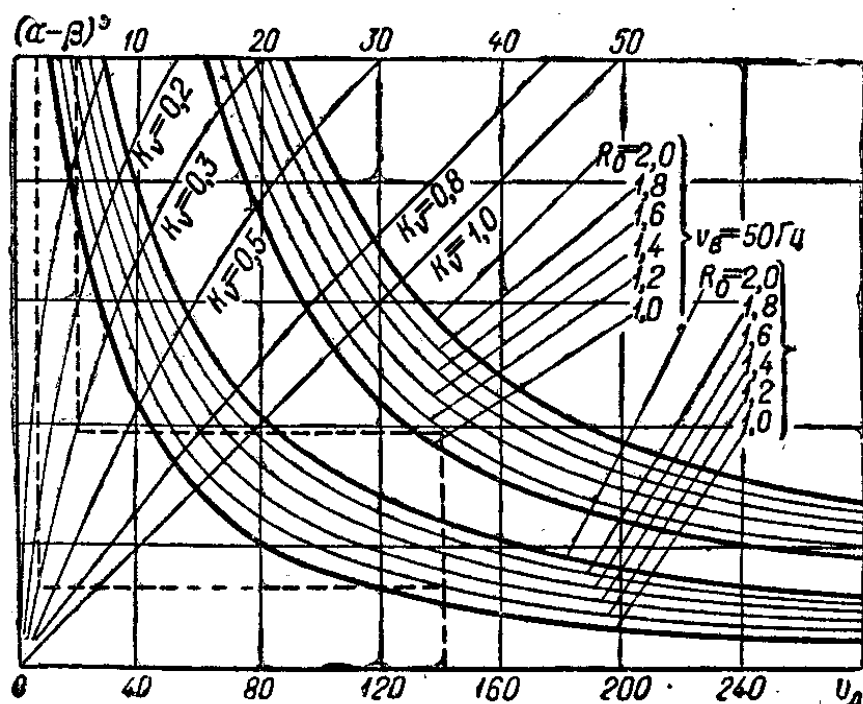


Рис. 6.17. Номограмма определения значений угла  $(\alpha - \beta)$ .

### 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.