

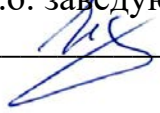
МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Тульский государственный университет»

Политехнический институт  
Кафедра «Промышленная автоматика и робототехника»

Утверждено на заседании кафедры  
«Промышленная автоматика  
и робототехника»  
«17» января 2023 г., протокол № 2

И.о. заведующего кафедрой

  
\_\_\_\_\_ О.А. Ерзин

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПРАКТИЧЕСКИМ  
(СЕМИНАРСКИМ) ЗАНЯТИЯМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ (МОДУЛЮ)  
«Теоретические основы проектно-конструкторской деятельности в  
области технологических машин и агрегатов пищевой  
промышленности»**

**основной профессиональной образовательной программы высшего  
образования – программы магистратуры**

по направлению подготовки  
**15.04.02 Технологические машины и оборудование**

с направленностью (профилем)  
**Машины и агрегаты пищевой промышленности**

Формы обучения: очная, заочная

Идентификационный номер образовательной программы: 150402-03-23

Тула 2023 год

**Разработчик:**

Прейс В.В., профессор, д-р техн. наук, профессор  
(ФИО, должность, ученая степень, ученое звание)

  
(подпись)

## 1. ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

*Целью* практических занятий по дисциплине «Теоретические основы проектно-конструкторской деятельности в области технологических машин и агрегатов пищевой промышленности» является закрепление теоретических знаний, полученных в ходе лекционных занятий.

*Задачами* практических занятий являются:

- освоение методики разработки проектной технической документации на конструкции технологических машин и оборудования;
- закрепление научных основ обеспечения производительности и надежности технологических машин и оборудования на стадии проектирования;
- овладение методологией обеспечения показателей качества и эффективности технологических машин и оборудования на стадии проектирования.

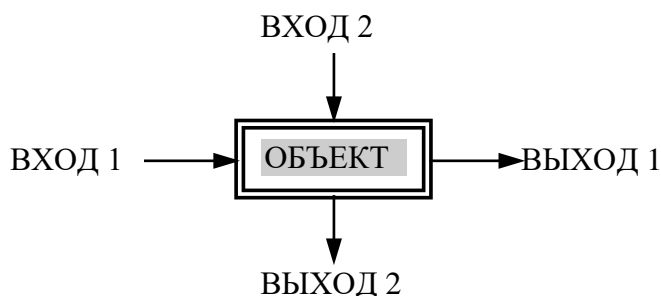
## 2. ТЕМАТИКА И КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

Практические занятия для освоения дисциплины включают следующие темы.

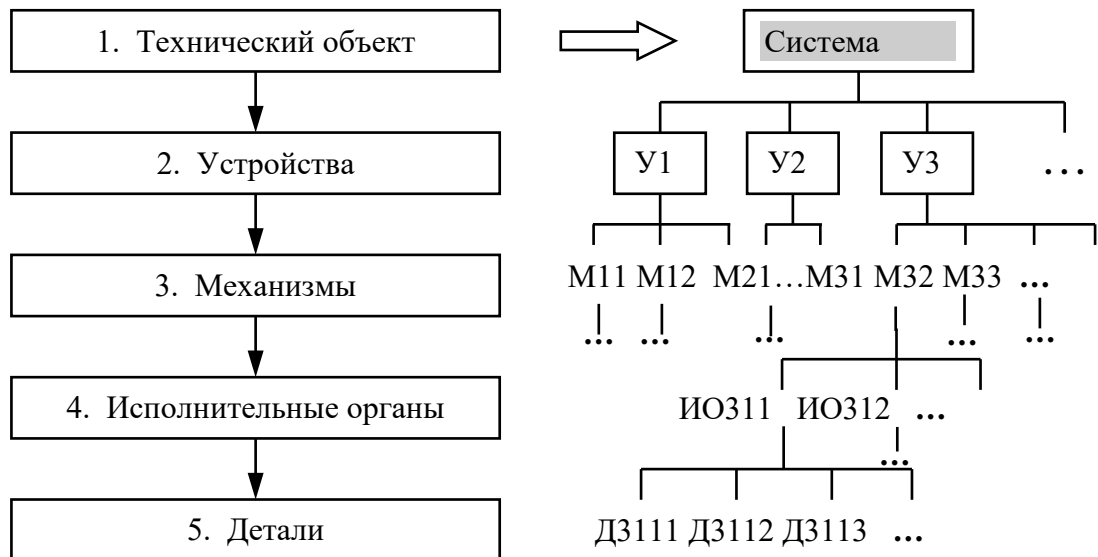
### *Тема № 1. Модели структуры технологических машин и агрегатов*

*Модели структуры* в зависимости от цели анализа объекта имеют три разновидности: внешняя, иерархическая, внутренняя:

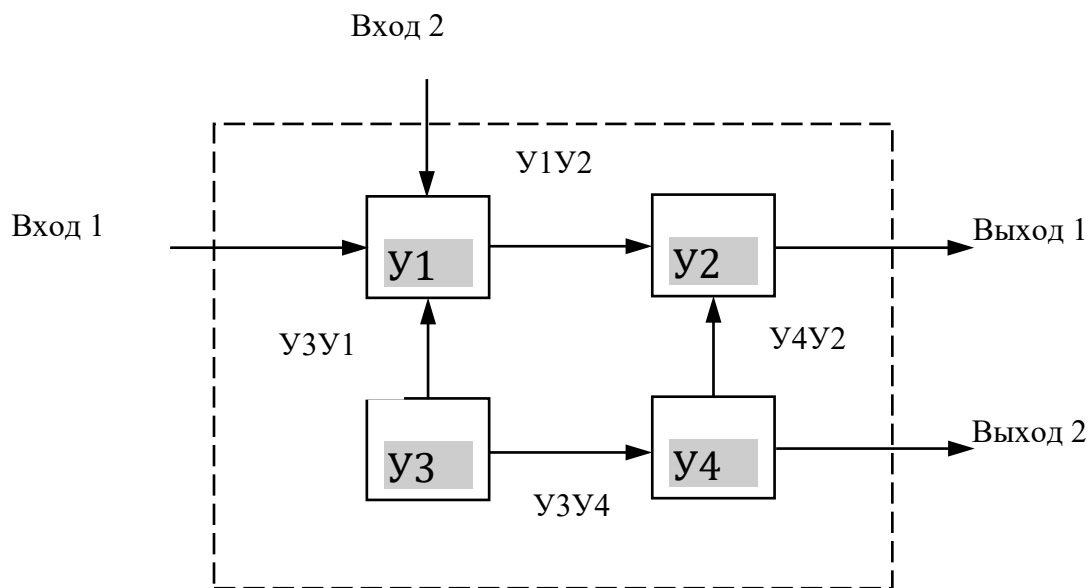
- *внешняя модель*, в которой технический объект представлен в виде «черного ящика», без раскрытия его внутреннего строения, а все его связи с внешней средой выражены посредством «входов» и «выходов»



- *иерархическая модель*, в которой внутренняя структура (состав) технического объекта представлена в виде многоуровневого иерархического «дерева» (системы), построенного на основе принципа приоритетов, т.е. подчиненности низших уровней системы высшим



- *внутренняя модель*, в которой наряду с внутренней структурой (составом) технического объекта отражаются все внутренние связи между его функциональными элементами, обеспечивающие функционирование технического объекта по его прямому назначению, а также внешние связи объекта («входы» и «выходы») в соответствии с его внешней моделью



Модели структуры технического объекта дают полное представление о его конструктивных элементах, их внутренних и внешних связях и реализуемых в них функциях.

## **Тема № 2. Анализ категорий производительности технологических машин и агрегатов**

1. *Технологическая производительность* – это производительность идеальной машины непрерывного действия, бесконечной долговечности и абсолютной надежности. Для многоинструментальной технологической машины

$$P_T = \frac{60}{t_p} u \text{ [шт./мин]},$$

где  $t_p$  – длительность рабочих ходов создаваемой машины, определяемых длительностью конкретной технологической операции, с;  $u$  – число параллельно работающих инструментов.

2. *Цикловая производительность* многоинструментальной машины

$$P_T = \frac{60}{T_p} u = \frac{60}{t_p + t_x} u \text{ [шт./мин]},$$

где  $T_p$  – период рабочего цикла одного инструмента технологической машины, с;  $t_p$  – время рабочих ходов, с;  $t_x$  – время холостых ходов.

Цикловая производительность является инструментом анализа и синтеза на стадии проектирования рациональной структуры и кинематики технологической машины, обеспечивающих минимизацию холостых ходов инструментов машины и числа параллельно работающих инструментов.

3. *Прогнозируемая фактическая производительность*

$$P_{п.ф.} = \frac{60}{t_p + t_x + M\{t_{п}\}} u \text{ [шт./мин]},$$

где  $M\{t_{п}\}$  – математическое ожидание длительности вынужденных простоев машины, приходящихся на каждый предмет труда, с.

4. *Ожидаемое значение фактической производительности*

$$P_{ф} = \frac{3600}{t_p + t_x + M\{t_{п}\}} u \eta_{п} \text{ [шт./ч]},$$

где  $\eta_{п}$  – вероятность сохранения плотности потока предметов труда на входе, внутри и на выходе технологической машины.

## **Тема № 3. Анализ показателей надежности технологических машин и агрегатов**

1. *Единичные показатели надежности.*

$\lambda = 1/T_0$  (ч) – интенсивность функциональных отказов, характеризующая вероятность появления отказа за рассматриваемый промежуток времени (при экспоненциальном законе распределения вероятности  $\lambda$  – среднее число отказов в единицу времени).

$T_B$  (ч) – наработка на отказ, характеризующая среднее время безотказной работы машины до первого функционального отказа.

$\mu = 1/T_B$  (ч) – интенсивность восстановления, характеризующая вероятность вынужденных простоев машины в единицу времени, вызванных поиском отказа и его устранением (при экспоненциальном законе распределения вероятности  $\mu$  – среднее число простоев).

$T_B$  (ч) – среднее время восстановления, характеризующее среднее время вынужденного простоя машины, вызванного поиском функционального отказа и его устранением.

## 2. Комплексные показатели надежности.

Коэффициент готовности – характеризует вероятность нахождения машины в работоспособном состоянии.

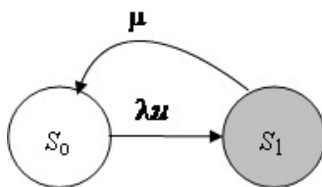
Коэффициент сохранения производительности – обобщенный показатель, характеризующий надежность и производительность технологических машин, определяемый как относительная средняя производительность в установившемся режиме, т.е. как отношение средней фактической производительности машины в течение рассматриваемого календарного промежутка времени к номинальной (цикловой)

$$K_c = \Pi_{\phi} / \Pi_n.$$

Коэффициент сохранения производительности аналогичен показателю сохранения эффективности в случае, когда эффективность функционирования технологической машины определяется её средней фактической производительностью.

## Тема № 4. Аналитические модели надежности технологических машин и агрегатов

Аналитическую модель надежности многопозиционной технологической машины параллельного или параллельно-последовательного действия, у которой преимущественными видами отказов являются отказы функциональных устройств, размещенных на рабочих позициях, а интенсивность отказов других систем невелика, можно представить в виде простейшего замкнутого графа



Интенсивности отказов  $\lambda$  и интенсивности восстановлений  $\mu$  любой рабочей позиции машины равны. Переход машины из состояния работоспособности  $S_0$  в состояние неработоспособности  $S_1$  после первого отказа любой из рабочих позиций будет происходить с интенсивностью  $\lambda\lambda$ , а восстановление машины (одной рабочей позиции) будет происходить с интенсивностью  $\mu$ .

Матрица переходов машины из одного состояния в другое

$$P_i = \begin{matrix} & 0 & 1 \\ \begin{matrix} 0 \\ 1 \end{matrix} & \begin{vmatrix} 1-\lambda u & \lambda u \\ \mu & 1-\mu \end{vmatrix} \end{matrix}$$

Решая матрицу для установившегося режима, когда  $\frac{dP_i}{dt} = 0$ , получим систему линейных уравнений

$$\begin{cases} 0 = -\lambda u P_0 + \mu P_1; \\ 0 = \lambda u P_0 - \mu P_1. \end{cases}$$

Решением системы уравнений с учетом уравнения связи  $\sum_{i=0}^1 P_i = 1$  будут предельные вероятности  $P_i$  нахождения машины в состояниях  $S_i$  ( $i = 0, 1$ ).

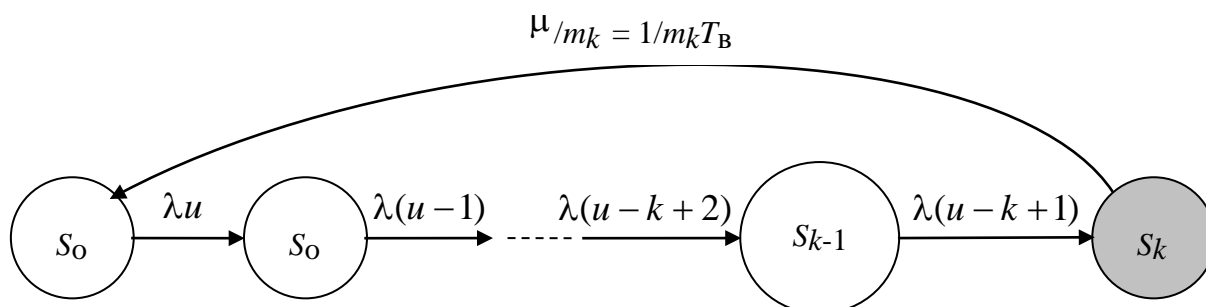
Коэффициент готовности при остановке машины по первому функциональному отказу будет равен вероятности нахождения машины в работоспособном состоянии  $P_1$

$$K_{\Gamma} = \frac{1}{1 + (\lambda/\mu)u} = \frac{1}{1 + (\lambda T_B)u}.$$

Коэффициент сохранения производительности  $K_c$  машины можно представить в виде произведения вероятности сохранения плотности потока  $\eta_{\Pi}$  и коэффициента готовности  $K_{\Gamma}$

$$K_c = K_{\Gamma} \eta_{\Pi}.$$

Аналитическая модель функционирования технологической машины с накоплением функциональных отказов и последующим их групповым восстановлением может быть представлена замкнутым графом



Граф включает следующие состояния:  $S_0$  – полной (начальной) работоспособности машины;  $S_1, \dots, S_{k-1}$  – работы машины с неполной производительностью при 1, 2, ... ( $-1$ ) отказавших рабочих позициях;  $S_k$  – неработоспособности машины, когда произошло накопление отказов и машина

останавливается на ремонтное обслуживание, с интенсивностью восстановления  $\mu/m_k = 1/m_k T_B$ , где  $m_k$  – коэффициент совмещения времени группового восстановления  $k$  отказавших рабочих позиций технологической машины ( $k > m_k > 1$ ), т.е. предполагается, что суммарное время группового (одновременного) восстановления нескольких отказавших позиций машины  $m_k T_B$  меньше суммы длительностей индивидуального восстановления  $k$  отказавших позиций машины  $k T_B$ .

Матрица переходов системы из одного состояния в другое

$$P_i = \begin{array}{c|ccccc} & 0 & 1 & \dots & k \\ \hline 0 & 1-\lambda & \lambda u & \dots & 0 \\ 1 & 0 & 1-\lambda(u-1) & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ k-1 & 0 & 0 & \dots & \lambda(u-k+1) \\ k & \mu/m_k & 0 & \dots & 1-\lambda u - \mu/m_k \end{array}$$

Решая матрицу для установившегося режима, когда  $\frac{dP_i}{dt} = 0$ , получим систему линейных уравнений

$$\left. \begin{array}{l} 0 = -\lambda u P_0 + \mu/m_k P_k; \\ 0 = \lambda u P_0 - \lambda(u-1)P_1; \\ \dots\dots\dots \\ 0 = \lambda(u-k+1)P_{k-1} - (\lambda u + \mu/m_k)P_k. \end{array} \right\}$$

Решением системы уравнений с учетом уравнения связи  $\sum_{i=0}^k P_i = 1$  будут предельные вероятности  $P_i$  нахождения технологической машины в состояниях  $S_i$  ( $i = 0, \dots, k$ ).

Коэффициент сохранения производительности  $K_c$  в установившемся режиме работы многопозиционной машины, работающей с неполной производительностью при 1, 2, ... ( $-1$ ) отказавших рабочих позициях с их последующим групповым восстановлением, равен сумме предельных вероятностей  $P_0, \dots, P_{k-1}$  нахождения ее в состояниях  $S_0, \dots, S_{k-1}$

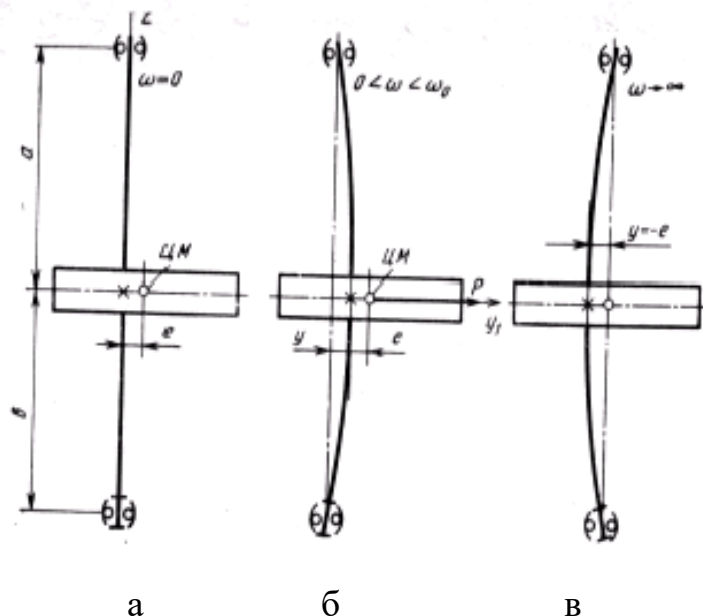
$$K_c = \sum_{i=0}^{k-1} P_i = \frac{k}{\sum_{i=0}^{k-1} \frac{u}{u-i} + (\lambda/\mu)m_k u}.$$



## Тема № 5. Колебания быстро вращающихся валов технологических машин и агрегатов

### 1. Расчет критической скорости вала с одним диском.

Рассмотрим явления, происходящие при вращении вала с одним диском, эксцентриситет центра массы  $m$  которого равен  $e$



а - начальное положение; б - вал в докритической зоне;  
в - вал в закритической зоне

При вращении вала с угловой скоростью  $\omega$  под воздействием центробежной силы инерции  $P$  происходит его прогиб; сила инерции  $P = m\omega^2(e + y)$ , где  $y$  - прогиб оси вала в плоскости приложения силы инерции в системе координат  $x_1 y_1 z$ , вращающейся вместе с валом; силами трения в подшипниковых узлах пренебрегаем. Уравнение перемещений имеет вид

$$y = \delta_{11} P = P/c,$$

где  $c$  - жесткость упругой связи.

Следовательно,  $c y = m\omega^2(e + y)$ , откуда  $y = m\omega^2 e / (c - m\omega^2)$ . Разделив числитель и знаменатель этого выражения на  $m\omega^2$  и обозначив  $c/m = \omega_0^2$ , получим

$$y = e / (\omega_0^2 / \omega^2 - 1) \text{ или } y = \kappa e,$$

где  $\kappa = 1 / (\omega_0^2 / \omega^2 - 1)$  - коэффициент динамичности вращающегося вала с одним диском.

При угловой скорости вала, равной угловой частоте его собственных колебаний, прогиб вала стремится к бесконечности. Эта скорость называется критической.

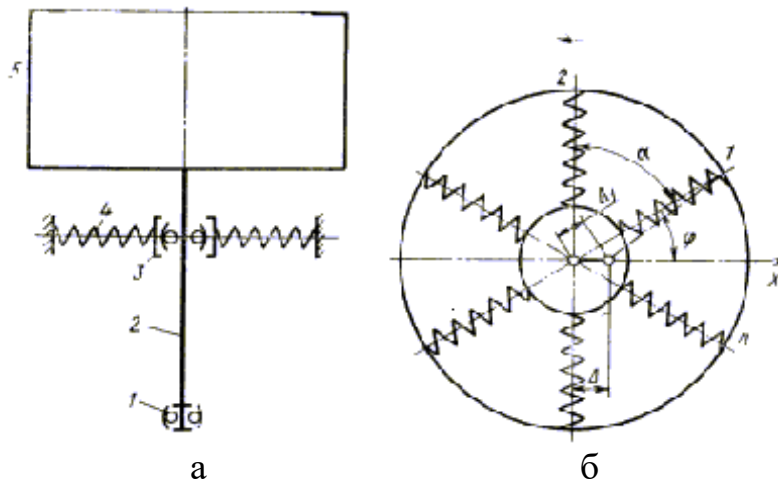
При угловой скорости вала, превышающей критическую (в закритической области), центр масс диска располагается между изогнутой осью вала и осью его вращения и при неограниченном увеличении угловой скорости диска

стремится занять положение на оси вращения, при этом коэффициент  $\kappa \rightarrow (-1)$ . Это явление называется *самоцентрированием вала*, деформация вала при этом уменьшается.

Валы машин, эксплуатируемые в докритической области (угловая скорость которых меньше частоты собственных колебаний), называются *жесткими*, а валы, эксплуатируемые в закритической области ( $\omega > \omega_0$ ), - *гибкими*.

## 2. Расчет упругих опор гибких валов.

Для уменьшения частоты собственных колебаний валов, часто используют упругие опоры



В этом случае в центрифугах и сепараторах ближайший к ротору 5 подшипник вала («горловой») устанавливают в обойме 3, соединяющейся с корпусом через группу радиально расположенных пружин 4. Нижнюю опору 1 выполняют с использованием подшипника, допускающего поворот вала 2.

Определим эффективную жесткость  $c$ , радиальных пружин горлового подшипника. При числе пружин  $n$  центральный угол между соседними пружинами  $\alpha = 2\pi/n$ . Пусть радиальное перемещение центра вала в горловом подшипнике на величину  $\Delta$  происходит под углом  $\varphi$  к пружине 1. При малом перемещении  $\Delta$  можно принять деформацию этой пружины  $\Delta_1 = \Delta \cos \varphi$ . Для  $i$ -ой пружины  $\Delta_i = \Delta \cos \varphi_i$ , где  $\varphi_i = \varphi + \alpha(i - 1)$  - угол между осью  $i$ -ой пружины и направлением перемещения центра вала.

Предположим, что жесткость и предварительный натяг для всех пружин одинаковые. Предположив также, что пружины скреплены с обоймой и с корпусом, определим приращение усилия в  $i$ -ой пружине при ее деформации  $F_i = c\Delta_i = c\Delta \cos \varphi_i$ , что дает составляющую в направлении перемещения центра вала  $F_{ix} = F_i \cos \varphi_i = c\Delta \cos^2 \varphi_i$ . Суммируя воздействие всех пружин на обойму, получим

$$F_x = \sum F_{ix} = c\Delta \sum_{i=1}^n \cos^2 \varphi_i.$$

В этом выражении при  $n > 2$  и  $\alpha = 2\pi/n$

$$\sum_{i=1}^n \cos^2 \varphi_i = \sum_{i=1}^n \cos^2 [\varphi + \alpha(i-1)] = \cos^2 \varphi + \cos^2(\varphi + \alpha) + \dots + \cos^2 [\varphi + \alpha(i-1)] = n/2,$$

следовательно,  $c_3 = F_x/\Delta = cn/2$ .

Обычно  $n = 6$ ; в этом случае  $c_3 = 3c$ . Если пружины не скреплены с обоймой или поставлены без предварительного натяга, то нагружается лишь половина общего числа пружин и  $c_3 = cn/4$ .

3. *Влияние гироскопического момента, осевой силы и других факторов на критическую скорость вала.*

В центробежных машинах роторы часто устанавливают на валах консольно. При большой угловой скорости вала и значительном моменте инерции диска, закрепленного на валу, необходимо учитывать влияние гироскопического момента на критическую скорость вала.

Из курса теоретической механики известно, что вследствие отклонения оси вала от оси вращения плоскость диска все время меняет свое положение в пространстве, и сумма главных моментов центробежных сил относительно неподвижных осей  $x$  и  $y$  равна не нулю, а гироскопическому моменту

$$M = (J_0 \omega / \omega_0 \pm J_1) \omega_0^2 \vartheta,$$

где  $\omega$  - угловая скорость вращения диска;  $\omega_0$  - угловая скорость изогнутой оси вала, равная угловой частоте собственных колебаний вала с диском;  $J_1$  - поперечный момент инерции диска;  $J_0$  - осевой момент инерции диска;  $\vartheta$  - угол наклона касательной к изогнутой оси вала в точке закрепления диска.

Знак минус в формуле относится к случаю *прямого вращения* (*прямая прецессия*), когда изогнутая ось вала и вал вращаются в одном направлении. Гироскопический момент при прямой прецессии направлен в сторону уменьшения угла  $\vartheta$  и препятствует отклонению диска от исходного положения, т. е. как бы увеличивает жесткость системы и повышает критическую скорость. Для критического состояния при  $\omega = \omega_0$  характерна *прямая синхронная прецессия*; в этом случае угловые скорости вала с диском и изогнутой оси вала по величине и направлению совпадают.

Знак плюс в формуле относится к сравнительно редкому явлению *обратного вращения* (*обратная прецессия*) изогнутой оси, когда направления вращения изогнутой оси и диска противоположны. Гироскопический момент в этом случае направлен в сторону увеличения угла  $\vartheta$ ; критическая скорость вала уменьшается.

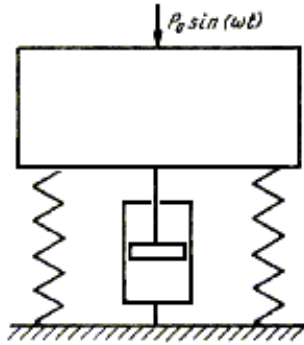
Для определения критических скоростей вала следует принять расчетную схему балки с консольным закреплением массивного тела и использовать аналитический или какой-либо численный метод, например метод начальных параметров.

Обычно при инженерных расчетах для проверки на отсутствие резонанса определяют полный спектр критических скоростей вала для всех возможных вариантов прецессии.

## Тема № 6. Виброизоляция технологических машин и агрегатов

### 1. Передача вибрации на основание машины.

Рассмотрим, как передаются усилия на основание машины в случае, если одномассовая система подвержена воздействию вынуждающей силы  $P_0 = \sin(\omega t)$ , изменяющейся по гармоническому закону



Примем, что колеблющаяся система имеет виброизоляцию, состоящую из упругой связи с жесткостью  $c$  и демпфера вязкого трения с коэффициентом сопротивления  $\alpha$ . На основание через упругую связь передается усилие  $P_y = cx$ , а через демпфер - усилие  $R = \alpha \dot{x}$ . Суммарное воздействие на основание машины

$$R_\Sigma = A_0 [c \sin(\omega t - \gamma) + \alpha \omega \cos(\omega t - \gamma)].$$

Это выражение можно представить в форме

$$R_\Sigma = R_0 \sin(\omega t - \gamma_1).$$

$$\text{где } R_0 = A_0 \sqrt{c^2 + (\alpha \omega)^2}, \quad \gamma_1 = \gamma + \arctg(\alpha \omega / c).$$

Подставив сюда значение  $A_0$ , а также  $c = m \omega_0^2$ , получим после преобразований амплитуду силы, передаваемой на основание:

$$R_0 = \frac{\sqrt{1 + 4\omega^2 n^2 / \omega_0^4}}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_0^2)^2 + 4\omega^2 n^2 / \omega_0^4}} \quad \text{и} \quad \gamma_1 = \gamma - \arctg(2n\omega / \omega_0^2).$$

Отношение амплитуд передаваемой на основание силы  $R_0$  и вынуждающей силы  $P_0$  называется коэффициентом передачи силы на основание

$$\kappa_\Pi = \frac{R_0}{P_0} = \frac{\sqrt{1 + 4\omega^2 n^2 / \omega_0^4}}{\sqrt{(1 - \omega^2 / \omega_0^2)^2 + 4\omega^2 n^2 / \omega_0^4}}.$$

В частном случае, при отсутствии вязкого трения

$$(n = \alpha / 2m = 0), \kappa_\Pi = 1 / |1 - \omega^2 / \omega_0^2| = \kappa,$$

т. е. коэффициент передачи силы численно равен коэффициенту динамичности.

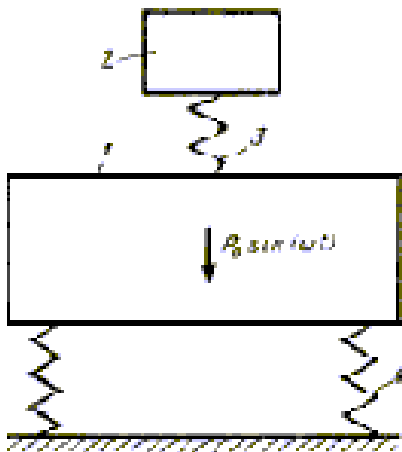
$$\text{При резонансе } \kappa_\Pi = \frac{\sqrt{1 + 4n^2 / \omega_0^2}}{2n / \omega_0}.$$

Анализ зависимости  $\kappa_n = f(\omega / \omega_0)$  позволяет установить, что использование демпферов вязкого трения эффективно для гашения колебаний лишь в резонансной области - при  $\omega \leq \omega_0$ . В зарезонансной области при  $\omega / \omega_0 > \sqrt{2}$  применение демпфера вязкого трения нерационально, так как при больших  $2n/\omega_0$  коэффициент передачи силы при заданном отношении  $\omega / \omega_0$  больше, чем при отсутствии демпфера. Однако при решении вопроса о применении демпфера вязкого трения следует помнить, что последний позволяет значительно уменьшить резонансные перемещения и силы. По этой причине для машин, работающих в зарезонансной зоне, иногда используют виброизоляцию с самоотключающимися демпферами, которые действуют только в резонансной зоне.

Для уменьшения собственной частоты колебаний системы в ряде случаев машину жестко соединяют с дополнительной массой, которую на упругих опорах устанавливают на фундаменте.

## 2. Динамические гасители и виброопоры.

Динамическое виброгашение может быть эффективным лишь в тех случаях, когда вынуждающая сила изменяется по гармоническому закону. Действие виброгасителя можно пояснить следующим образом



Предположим, что корпус машины 1, находящийся под воздействием вынуждающей силы  $P_0 \sin(\omega t)$ , соединен с фундаментом пружинами 4, жесткость которых невелика. Динамический гаситель представляет собой массу 2, соединенную с корпусом пружиной 3, причем массу  $m$  и жесткость  $c$  пружины подбирают таким образом, что  $\omega_0 = \sqrt{c/m} = \omega$ . При работе корпус машины остается неподвижным, поскольку пружины гасителя действуют на него с силой, равной и противоположной вынуждающей силе.

Возможности таких гасителей ограничены: их можно использовать лишь при заданной частоте  $\omega$  вынужденных колебаний. Для расширения диапазона частот иногда используют динамические гасители с демпфером вязкого трения, который устанавливают между корпусом машины и массой гасителя.

Для установки машин часто используют стандартные виброизолирующие опоры.

При выборе фундамента под машину, подверженной вибрации, учитывают передаваемую на фундамент вибрационную нагрузку. В простейших случаях площадь основания фундамента рассчитывают по формуле

$$F_{\phi} \geq [(m_1 + m_2)g + \kappa_{\pi} P_0] / [\sigma]_{\text{сж}},$$

где  $m_1$  и  $m_2$  - масса машины и фундамента;  $[\sigma]_{\text{сж}}$  - допускаемое напряжение сжатия для фундамента.

В ответственных случаях рассчитывают амплитуду колебаний и собственную частоту колебаний фундамента для проверки на резонанс.

### **3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ПОРЯДКУ ПОДГОТОВКИ И ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**

При подготовке к занятию студент должен разобрать вопрос; ознакомиться с кратким описанием темы; просмотреть дополнительную литературу по данным вопросам.

В ходе практических занятий студент выполняет практические задания, предложенные преподавателем.

По завершению практического занятия студент обязан предъявить выполненные задания и ответить преподавателю на контрольные вопросы, сопровождая свой ответ демонстрационными примерами.

Перед началом занятия студент должен изучить содержание данных методических указаний.

1. Получить у преподавателя исходные данные по теме занятия.
2. Составить программу расчета анализируемых параметров, используя программный пакет MathCad.
3. Рассчитать и проанализировать полученные результаты.
4. Сделать выводы по результатам работы.
5. Оформить отчет.

### **4. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА**

Текст отчета по практической работе выполняют на листах формата А4. Текст должен быть набран в текстовом редакторе MS Word. Тип шрифта – Times New Roman, размер шрифта 14 пт, междустрочный интервал полуторный.

Параметры страницы: верхнее и нижнее поля – 2 см; левое поле – 2,5 см; правое поле – 1,5 см; расстояние от края верхнего и нижнего колонтитулов – не менее 1 см. Номер страницы ставится вверху страницы в центре.

Основной текст набирают с отступом слева первой строки 1,25 см и выравниванием текста «по ширине страницы». Автоматическая расстановка переносов слов: ширина зоны переноса слов – 0,63 см, максимальное число последовательных переносов – 3.

## 5. СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Баранов А.А., Булатов Л.А., Кутепов В.С. Основы динамики технологических машин: учеб. пособие для вузов. Тула: Изд-во ТулГУ, 2002. 100 с.
2. Бушуев В.В. Практика конструирования машин: справочник. М.: Машиностроение, 2006. 448 с.
3. Васин С.А., Кошелева А.А. Эргономические основы проектирования: учеб.-метод. пособие. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010 . 96 с.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для вузов. 12-е изд., стер. М.: Академия, 2009. 496 с.
5. Компьютерные технологии при проектировании и эксплуатации технологического оборудования: учеб. пособие для вузов / Г.В. Алексеев [и др.]. 2-е изд., испр. и доп. СПб.: ГИОРД, 2006. 296 с.
6. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования М.: Машиностроение-1, 2003. 384 с.
7. Методология проектной деятельности инженера-конструктора: учебное пособие для бакалавриата и магистратуры / А. П. Исаев [ и др.] ; под редакцией А. П. Исаева, Л. В. Плотникова, Н. И. Фомина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Издательство Юрайт, 2019. 211 с.
8. Половко А.М., Гуров С.В. Основы теории надежности: учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 704 с.
9. Прейс В.В. Основы методологии проектирования технологических машин и оборудования: учебное пособие. Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. 216 с.
10. Судаков С.П., Панченко Е.В. Основы проектирования деталей и узлов машин: учебное пособие для вузов. Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. 408 с.