

УДК 519.216:612.67

М.А. Кузин

ВИБРАЦИОННАЯ НАДЁЖНОСТЬ ЦЕНТРИФУГИ

1. Введение

В настоящее время в России ведутся исследования по разработке центробежных устройств для технологий переработки облучённого ядерного топлива. Объектом исследования данной работы являются элементы вибрационной надёжности центробежных устройств, рассмотренных на примере центрифуги для разделения суспензий с акцентом на вероятностный подход при моделировании данного технического устройства. Это устройство широко используется для центробежного разделения неоднородных сред, например суспензий, эмульсий и является ключевым в одной из технологий ядерного топливного цикла России [1].

2. Результаты исследований и обсуждение.

В данной работе рассматривается вибрация вала центрифуги двумя методами: Дункерлея и Крылова. Также предлагается стохастическая модель для описания некоторых параметров надёжности данного центробежного устройства [2, 3].

2.1. Разработка математической модели центрифуги.

Вал центрифуги расположен на двух шариковых опорах, причём на одном свободном конце его через штангу закреплен сборник, представляющий собой полый тонкостенный цилиндр с открытым нижним основанием для загрузки суспензии, а также четырьмя отверстиями в цилиндрической оболочке для выхода осветленной жидкости. Очевидно, что центр тяжести сборника не совпадает с местом крепления его на валу.

Для простоты расчета представим штангу со сборником как круглый цилиндр с диаметром равным внешнему диаметру сборника. Расчетная схема вращающейся системы вал центрифуги – штанга – сборник приведена на рис. 1.

На вал действуют:

1) инерционные силы от распределенной массы вала;

2) сила инерции от системы штанга – сборник P_{cb} , приложенная в ее центре тяжести S_{cb} , Н:

$$P_{cb} = -m_{cb} \cdot \ddot{x}_{cb}, \quad (1)$$

где m_{cb} - масса системы с его содержимым,

$m_{cb} = 23,3$ кг; x_{cb} - поперечное перемещение точки S_{cb} от геометрической оси вала, для примера примем $x_{cb} = 0,001$ м; \ddot{x}_{cb} - вторая производная от этого перемещения, $\text{м}/\text{с}^2$.

Момент от этой силы M_{cb} , Н·м:

$$M_{cb} = P_{cb} \cdot k_1, \quad (2)$$

где k_1 – расстояние от центра тяжести сборника

S_{cb} до места крепления штанги центрифуги к валу (точка 1 на рис.1):

$$k_1 = \frac{\sum_{i=1}^2 m_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^2 m_i}, \quad (3)$$

где y_i – расстояние от точки 1 до центров тяжести штанги и сборника, $y_1=0,3055$ м, $y_2=0,721$ м; m_i – масса штанги и сборника, $m_1=2,6$ кг, $m_2=20,7$ кг:

$$k_1 = \frac{\sum_{i=1}^2 m_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^2 m_i} = \frac{2,6 \cdot 0,3055 + 20,7 \cdot 0,721}{2,6 + 20,7} = 0,675 \text{ м}$$

Так как будем учитывать влияние только нормальных сил инерции,

$$\ddot{x}_{cb} = -\omega^2 \cdot x_{cb}, \quad (4)$$

где ω – угловая скорость вращения вала, $\omega = 41,9 \text{ с}^{-1}$.

Гирокопический момент системы M_{gb} :

$$M_{gb} = (J_0 - J_q) \cdot \Phi_{cb} \cdot \omega^2, \quad (5)$$

где J_0 – момент инерции сборника относительно оси вращения вала, $J_0=0,003 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; J_q – момент инерции сборника относительно поперечной оси, проходящей через его центр тяжести, $J_q=5,36 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$; Φ_{cb} – угол наклона вала в точке крепления на нем сборника (точка 1 см. рис.1, а), рад.

2.2. Определение критических скоростей методами Дункерлея и Крылова

Для приближенного определения первой критической скорости систему вал-штанга-сборник разделим на 2 подсистемы:

1) с равномерно распределенной массой вала (рисунок 1, б);

2) с невесомым валом, нагруженным силой инерции P_{cb} и гирокопическим моментом M_{gb} от системы штанга-сборник (рис.1, в).

Определим критическую скорость системы (см. рис. 1, а) методом Дункерлея.

Определим критическую скорость вала ω_1 с равномерно распределенной массой m_b по его длине (см. рис. 1, б):

$$\omega_1 = \frac{\alpha^2}{l^2} \sqrt{\frac{E \cdot J}{m_b}} \approx 3,4 \cdot 10^4 \text{ с}^{-1}, \quad (6)$$

где α – коэффициент при τ , определяемый из графика по рисунку 8.26 [1]:

$$\tau = l/3/l \approx 0,448 \Rightarrow \alpha = 2,6,$$

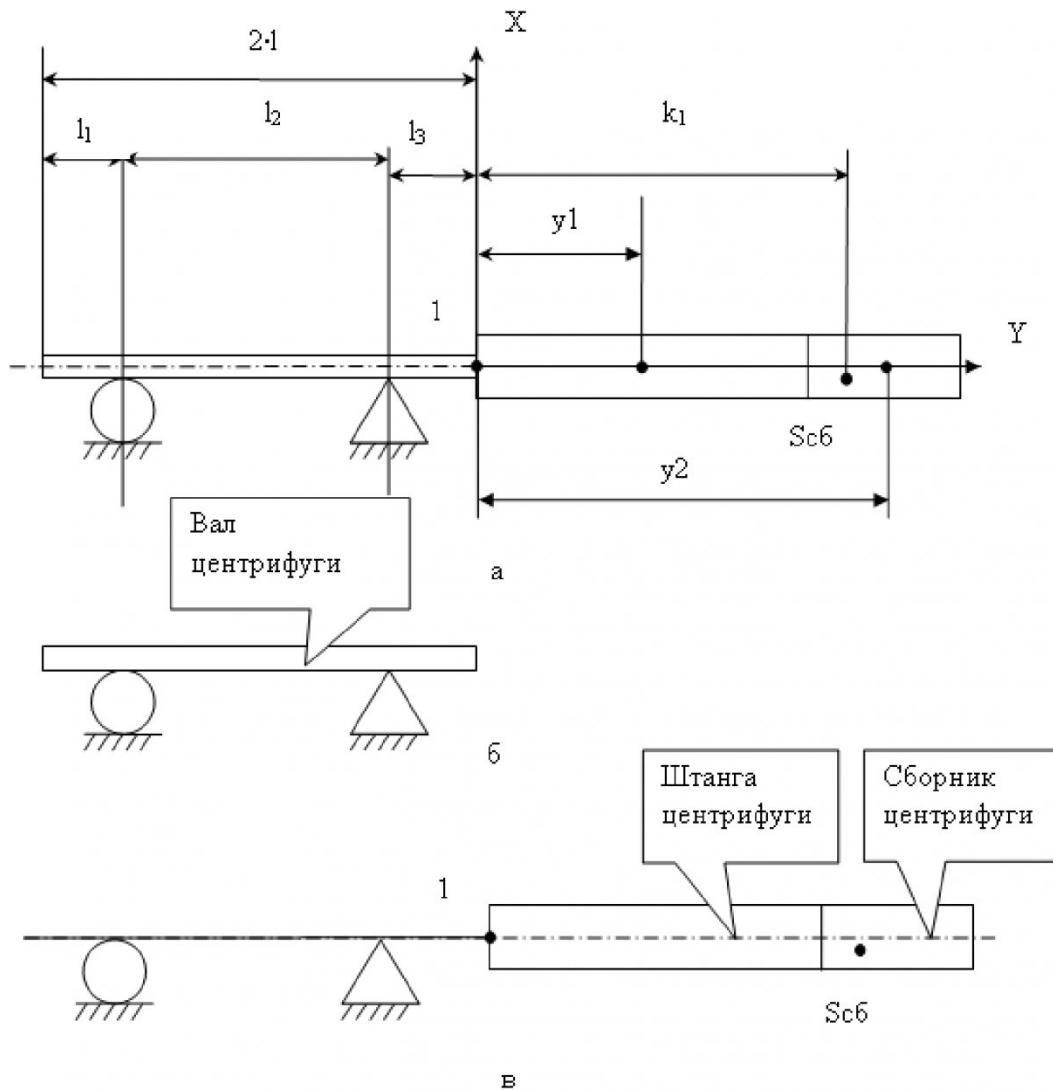


Рис. 1. Расчетная схема системы вал-штанга-сборник (а – схема системы вал-штанга-сборник; б – весомый вал без системы штанга-сборник; в – невесомый вал с системой штанга-сборник)

где $l_3 = 0,028 \text{ м}$ (см. рисунок 1.4, а); l – полудлина вала, $l = 0,0625 \text{ м}$; при этом J – экваториальный момент инерции поперечного сечения вала: $J = 0,05 \cdot d_6^4 = 0,05 \cdot (0,015)^4 = 2,5 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4$, где d_6 – диаметр вала, $d_6 = 15 \text{ мм}$; при этом E – модуль упругости, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$; m_1 – масса единицы длины вала

$$m_1 = \pi \cdot d_6^2 \cdot / 4 = 1,38 \text{ кг/м},$$

где ρ – плотность стали, примем $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Определим критическую частоту ω_2 системы (см. рис. 1, в) [3]:

$$\omega_2^4 (BC - AD) + \omega_2^2 (D - A) + 1 = 0 \quad (7)$$

при этом коэффициенты

$$A = m(a_{11} + k_1 \cdot \alpha_{11}) = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2,$$

$$B = \alpha_{11}(J_0 - J_q) - a_{11}m \cdot k_1 - k_1^2 \cdot \alpha_{11} \cdot m \\ \approx -3,3 \cdot 10^{-5} \text{ с}^2 \cdot \text{м}$$

$$C = m(b_{11} + k_1 \cdot \beta_{11}) \approx 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ с}^2 \cdot \text{м},$$

$$D = \beta_{11}(J_0 - J_q) - b_{11}m \cdot k_1 - k_1^2 \beta_{11} \cdot m \\ \approx -1,6 \cdot 10^{-3} \text{ с}^2$$

причем коэффициенты влияния при $l_2 = 0,072 \text{ м}$, $l_3 = 0,028 \text{ м}$:

$$a_{11} = (l_3 + l_2)l_3^2 / 3EJ \approx 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/Н};$$

$$b_{11} = \alpha_{11} = (3 \cdot l_3 + 2 \cdot l_2) \cdot l_3 / 6EJ \approx 2 \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н}$$

$$\beta_{11} = (3 \cdot l_3 + l_2) / 3EJ.$$

Подставив значения коэффициентов в уравнение (7) получим $\omega_2 = 25 \text{ с}^{-1}$.

Общая критическая скорость системы будет:

$$\omega = \sqrt{\frac{\omega_1^2 \cdot \omega_2^2}{\omega_1^2 + \omega_2^2}} \approx 25 \text{ с}^{-1}.$$

Таким образом, получили критическую ско-

рость, которая ниже скорости, полученной на практике – $73\text{-}83 \text{ с}^{-1}$. Это подтверждает тот факт, что метод Дункерлея дает заниженные значения критических скоростей. В связи с этим рассчитаем критическую скорость указанной выше системы по методу Крылова. Расчет первой критической скорости в данном случае будет вестись из следующих допущений:

1) конструкцию центрифуги представим как вал, опирающийся на две опоры, (см. рис. 1, а);

2) для расчета были приняты следующие значения:

- l - длина вала, $l = 0,125 \text{ м}$;
- aa - длина первого участка, $aa = 0,097 \text{ м}$;
- d - диаметр вала, $d = 0,015 \text{ м}$;
- MM – приведенная масса системы штангаборник (см. рисунок 1.4, б), $MM = 0,00153 \text{ кг}$;
- $m1$ - масса единицы длины вала $m1$, $m1 = 1,378 \text{ кг}$;
- E - введите модуль упругости, $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;
- $a1$ - длина второго участка от начала координат, $a1 = 0,101 \text{ м}$.

Расчет по программе [4, 5] дал критическую скорость системы $\omega = 89 \text{ с}^{-1}$. Этот результат немного выше верхнего значения критической скорости, полученной практическим путем, - 83 с^{-1} . Однако такое отклонение вполне допустимо [3].

Определим зону рабочих скоростей, исходя из значения критической скорости, полученной по методу Крылова.

Как известно, условия работы по первой критической скорости имеют вид:

$$\omega_{раб} \leq \omega \cdot 0,7 \quad \omega_{раб} \geq \omega \cdot 1,4.$$

или, подставив значение критической скорости равное 89 с^{-1} ,

$$\omega_{раб} \leq 62,3 \text{ с}^{-1}, \quad \omega_{раб} \geq 124,6 \text{ с}^{-1}.$$

2.3. Определение вибрационной надежности центрифуги.

Так как зона рабочих скоростей центрифуги лежит в интервале от 0 до 300 с^{-1} , возможен отказ устройства с его полным разрушением вследствие вибрации, что в условиях ядерноопасного производства недопустимо. Необходима оценка вибрационной надежности рассматриваемой модели (рисунок 1), которая в значительной степени основана на анализе случайных выбросов колебательных процессов и связанных с ними процессов накопления повреждений, поскольку начальное распределение дефектов, условия эксплуатации и взаимодействие центрифуги с окружающей средой носят случайный характер. Основной характеристикой, определяющей способность системы на заданном отрезке времени к безотказной работе, является функция надежности. Для отыскания оценок функции надежности центрифуги необходимо определить числовые характеристики выбросов случайных процессов из области допусти-

мых состояний, в частности математическое ожидание положительных пересечений $\langle N(t) \rangle$ векторным процессом x предельной поверхности Γ и среднее число выбросов в единицу времени [2].

Рассмотрим непрерывный дифференцируемый одномерный случайный процесс выхода точки S_{cb} (рисунок 1) за границу $|x| = x_{cb}$ с заданной совместной плотностью вероятности $p(x, x', t)$. Учитывая, что $x_{cb} = const$, а также из соображений симметрии решаемой задачи, среднее число выбросов в единицу времени $[\lambda(x_{cb}, t)]$ по таблице [2]:

$$\lambda(x_{cb}, -x_{cb}, t) = \frac{\sigma_x'}{\pi \sigma_x} \exp \left[-\frac{(x_{cb} - M)^2}{2 \sigma_x^2} \right], \quad (8)$$

где M , σ_x , σ_x' – соответственно математическое ожидание, дисперсии рассматриваемого процесса смещения центра масс S_{cb} от геометрической оси вала x за границу $|x| = x_{cb}$ и его производной x' . Для нормального распределения можно записать:

$$M = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \left(\int_{x_{cb}}^{+\infty} x \cdot e^{-\frac{x^2}{2}} dx \right) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x_{cb}^2}{2}} \quad (9)$$

Дисперсии σ_x , σ_x' будут

$$\begin{aligned} \sigma_x^2 &= \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_{x_{cb}}^{+\infty} x^2 \cdot e^{-\frac{x^2}{2}} dx - M^2 = \\ &= \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \left(\int_{x_{cb}}^{+\infty} x \cdot e^{-\frac{x^2}{2}} dx \right)^2 + \int_{x_{cb}}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2}} dx - M^2 \\ &\approx \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \cdot x_{cb} \cdot e^{-\frac{x_{cb}^2}{2}} + 1 - M^2 \end{aligned} \quad . \quad (10)$$

Полагая $x' = \omega \cdot x$ и учитывая $\frac{\partial \omega}{\partial x} = 0$, получим

$$\sigma_{x'}^2 = \omega^2 \cdot \sigma_x^2. \quad (11)$$

При $x_{cb}=0,001 \text{ м}$ и $\omega=41,9 \text{ с}^{-1}$, подставляя значения дисперсий и математического ожидания (9-11) $M=0,8 \text{ м}$; $\sigma_x = 0,36 \text{ м}$; $\sigma_x' = 6,3 \cdot 10^2 \text{ м/с}^2$ в формулу для среднего числа выбросов в единицу времени (8), получим $\lambda(0,001, -0,001, t) \approx 405 \text{ с}^{-2}$.

Таким образом, разработана модель центрифуги, определены методами Дункерлея и Крылова

критические скорости при случайному отклонении от оси вращения центра масс, представлена аналитическая форма функции случайнных выбросов колебательного процесса для центрифуги – функции теории вибрационной надежности –, рассчитано среднее число выбросов в единицу времени для случайногого отклонения центра масс от оси

вращения центрифуги.

Разработанная модель и значения критической скорости соответствуют практическим результатам, полученным при исследовании центрифуги на стенде. Более надежной является конструкция с меньшим числом выбросов в единицу времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попков Г. П. и др. Разработка оборудования для реализации замкнутого топливного цикла на основе пироэлектрохимической технологии и подготовки гранулята для изготовления виброуплотненных твэлов // 1 Международная научно-техническая конференция "Атомная энергетика и топливные циклы", Москва-Димитровград, 1-5 дек., 2003. - М. : Изд-во НИКИЭТ, 2003. - С. 38-39.
2. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1: Колебания линейных систем / Под ред. В.В. Болотина. 1978. 352 с., ил.
3. Расчет и конструирование машин прядильного производства: Учебник для вузов / А.И. Макаров, В.В. Крылов, В.Б. Николаев и др. – М.: Машиностроение, 1981 – 464 с., ил.
4. Кузин М.А., Белинис С.М. Актуальность применения визуального программирования при проектировании машин текстильной отрасли на примере создания пакета прикладных программ – MOW // Вестник Всероссийской научно-технической конференции студентов и аспирантов: Дни науки – 2002 (Санкт-Петербург, февр. 2002). – Санкт-Петербург: РИЦ СПГУТД, 2002. – С. 122.
5. Надёжность 2002 / (Ульяновский государственный технический университет). - №2002611045; Заявл. №2002610807 от 6.05.2002 // Реестр программ для ЭВМ. - 2002. Кузин М.А., Белинис С.М.

□ Автор статьи

Кузин

Михаил Александрович
-научный сотрудник ОАО «ГНЦ
НИИАР», г. Димитровград. e-mail:
DisputFuzzy@yandex.ru

УДК 621.78.669.55

В. В. Трухин

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЧУГУНОВ

Одним из основных препятствий к широкому применению износостойких чугунов является их низкая обрабатываемость из-за наличия в структуре большого количества твердых карбидов и прочной матрицы. Трудности, связанные с механической обработкой сложных деталей из износостойких чугунов вынуждают отказываться от них.

На диаграмме рис. 1 показаны сравнительные данные по износостойкости и обрабатываемости износостойких хромистых чугунов и различных конструкционных материалов.

Попытки улучшить обрабатываемость износостойких чугунов предпринимались рядом исследователей.

В работах по выбору режущих материалов большинство авторов рекомендуют применять при механической обработке износостойких чугунов вольфрамокобальтовые твердые сплавы, хотя при выборе оптимальной марки сплава имеются определенные разногласия.

Некоторые авторы [2, 11, 3] считают что наилучшими сплавами являются ВК2, ВК4, обладающие достаточно высокой износостойкостью, в то время как другие отдают предпочтение мелкозернистым сплавам ВК3М, ВК6М, а при чистовых операциях даже минерально – керамическим сплавом ЦМ332. Нет единого мнения и при выборе оптимальных параметров режущей части инструмента. Так, в работах [11, 4, 5] приводятся рекомендации по выбору переднего угла при обработке белых чугунов, при этом разброс рекомендуемых значений переднего угла охватывают широкий диапазон от -9 до $+10^0$ (для черновой обработки) и от 0 до $+10^0$ (для чистовой обработки). Такие же расхождения в рекомендации по выбору угла фаски (от -20 до $+10^0$), главного угла в плане (от 4 до 60^0), вспомогательного угла в плане (от 5 до 15^0) и других параметров. Безусловно, такое несответствие в рекомендациях по выбору оптимального режущего материала и геометрических пара-