

## РАСЧЕТЫ АМПЛИТУДЫ КОЛЕБАНИЙ В РЕЗОНАНСНЫХ И ОКОЛОРЕЗОНАНСНЫХ ПРОЦЕССАХ ВИБРИРУЮЩЕГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО СЕПАРАТОРА

А. Б. Голованчиков, О. А. Залипаева, Н. А. Меренцов, Ю. Н. Раева

*Кафедра «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»,  
ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»,  
zalipaevaolga@yandex.ru; Волгоград, Россия*

**Ключевые слова:** колеблющаяся масса; коэффициент упругости пружины; пружинный маятник; резонанс; сопротивление среды; центробежный сепаратор; частота и амплитуда колебаний.

**Аннотация:** На основании известных дифференциальных и интегральных уравнений баланса сил, действующих на пружинный маятник, рассмотрен алгоритм расчета амплитуды его колебаний, когда собственная частота колебаний совпадает или близка к частоте колебаний вынужденной силы вибрирующего центробежного сепаратора. Приведен пример расчета амплитуды колебаний вибрирующего центробежного сепаратора в зависимости от коэффициента упругости пружины, колеблющейся массы и сопротивления среды, в которой подвешена колеблющаяся масса.

---

### Введение

Одним из эффективных способов интенсификации технологических процессов, в том числе процессов химической технологии, является вибрация [1 – 12]. Особое внимание здесь обращается на вибрационные процессы в резонансных и околорезонансных режимах колебаний деталей, узлов и всего оборудования, приводящих к резкому снижению срока службы и даже их поломке из-за высоких амплитуд, достигающих десяти и более миллиметров [13, 14].

*Цель работы* – создание алгоритма расчета амплитуды колебаний в резонансном и околорезонансном режимах работы вибрационного центробежного сепаратора, представляющего собой пружинный маятник [15].

На рисунке 1 изображена схема вибрационного центробежного сепаратора, который состоит из цилиндрической емкости 1 с патрубками подвода 2 и отвода 3 жидкости, съемной крышки 4, на которой осесимметрично с емкостью 1 закреплен центробежный сепаратор, содержащий вертикальный цилиндрический корпус 5, тангенциальное устройство 6 подачи очищенного потока в виде жалюзи, центральную газоотводящую трубу 7, отражатель 8 массой  $m$ , выполненный в виде шарового сегмента, обращенного плоскостью сечения вниз и имеющего диаметр края, равный диаметру цилиндрического корпуса 5. Края шарового сегмента отражателя 8 жестко соединены с отсекающей тарелкой массой  $M$ , выполненной в виде кольца 9 с положительной плавучестью и с прикрепленной к его верхней части сеткой 10, причем внешний диаметр кольца 9 несколько меньше (на 4 – 8 %) диаметра емкости 1. К центральной газоотводящей трубе 7 прикреплена верхняя часть цилиндрической пружины 11, на нижнем конце которой свободно подвешены отражатель 8 и отсекающая тарелка. В нижней части емкости 1

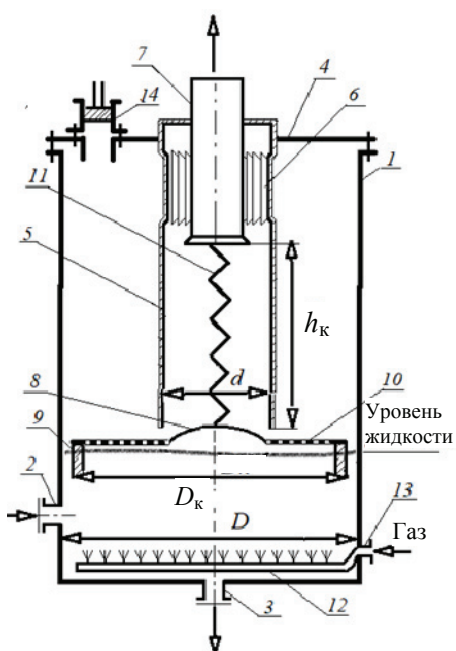


Рис. 1. Конструкция центробежного сепаратора

установлен барботер 12 в виде, например, цилиндрической трубки с отверстиями, свернутой в спираль. Барботер 12 снабжен патрубком 13 для подачи воздуха (или реакционного газа).

Центробежный сепаратор работает следующим образом. Исходную жидкость (реакционную массу) заливают в емкость 1 по патрубку 2 при закрытом патрубке 3, и по патрубку 13 подают воздух или реакционный газ, барботируя им жидкость в емкости 1. Газовые (или паровые) пузырьки, проходя сквозь отверстия в сетке 10, поднимаются вверх, а затем, проходя через щели тангенциального устройства 6 жалюзийного типа, за счет резкого изменения скорости по величине и направлению разделяются на капельки жидкости и частицы дисперсной фазы. Очищенный поток газа (пара) выходит наружу через газоотводящую трубу 7, а уловленные капли и частицы, отброшенные центробежной силой в щелях тангенциального устройства 6 к внутренней стенке корпуса 5 центробежного сепаратора, оседают под действием силы тяжести вниз на поверхность сферического сегмента отражателя 8, а затем с его поверхности на сетку 10. Так как сетка 10 свободно подвешена на цилиндрической пружине 11, то она вместе с кольцом 9 непрерывно совершает вынужденные колебания с частотой [16]

$$v_g = \frac{c}{2h_k}, \quad (1)$$

где  $c$  – скорость звука в очищаемом газе (паре), м/с;  $h_k$  – высота корпуса центробежного сепаратора, м.

После завершения работы загрязненная жидкость удаляется из емкости 1 по патрубку 3, подача очищенного газа (пара) через барботер 12 по патрубку 13 прекращается.

Для увеличения амплитуды колебаний сетки 10 с кольцом 9 целесообразно подобрать цилиндрическую пружину 11 с такой упругостью витков, чтобы она, образуя пружинный маятник с подвешенными на ней массами  $m$  отражателя 8 и  $M$  кольца 9, имела собственные колебания с частотой  $v_m$ , близкой частоте вынужденных колебаний  $v$ , создаваемой потоком очищаемого газа (пара) в корпусе 5 [17],

$$v_m = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M+m}}, \quad (2)$$

где  $K$  – коэффициент упругости пружины, Н/м.

## Расчет амплитуды колебаний центробежного сепаратора

Как известно, при равенстве собственной частоты колебаний пружинного маятника с частотой колебаний вынуждающей силы возникает резонансный режим вибрации с амплитудой в несколько раз больше амплитуды колебаний, создаваемой вынуждающей силой [10 – 14, 18].

Решая совместно алгебраические уравнения (1) и (2), приравнявая левые их части, получаем формулу для упругости витков цилиндрической пружины 11, обеспечивающей резонансный режим колебаний отражателя 8 и кольца 9,

$$K = (M + m) \left( \frac{\pi c}{h_k} \right)^2. \quad (3)$$

И наоборот, зная упругость витков пружины 11, несложно определить необходимую массу  $m$  отражателя 8 или массу  $M$  кольца 9, а также необходимую высоту  $h_k$  цилиндрического корпуса 5. Далее приводится пример расчета упругости цилиндрической пружины 11, обеспечивающей резонансные колебания с высокой амплитудой в центробежном сепараторе.

Дано: очищается углекислый газ. Скорость звука в углекислом газе  $c = 260$  м/с [16]. Принимаем высоту корпуса 5  $h_k = 1$  м и  $M + m = 40$  кг.

Тогда частота вынужденных колебаний звуковой волны углекислого газа согласно уравнению (1)

$$v_g = 130 \text{ Гц}. \quad (4)$$

Для обеспечения резонансных колебаний упругость витков цилиндрической пружины 11 согласно уравнению (3) должна быть:

$$K = 26,66 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$$

или

$$K = 2,72 \cdot 10^3 \text{ кг/мм}. \quad (5)$$

То есть при нагрузке 2,72 т каждый виток такой пружины должен удлиняться при растяжении или сжиматься при сжатии на 1 мм. Под весом от суммарной массы отражателя 8 и кольца 9 в 40 кг каждый виток статически деформируется

$$\text{на } \delta = \frac{40}{2,72 \cdot 10^3} = 15 \text{ мкм}.$$

Полученная необходимая упругость цилиндрической пружины  $K = 2,72 \cdot 10^3$  кг/мм слишком большая.

В справочнике [19] приведены параметры упругости цилиндрических пружин сжатия и растяжения. Самая большая упругость у приведенной пружины составляет 0,48 т/мм, но наружный диаметр витка – 70 мм, а толщина проволоки, из которой витки изготовлены, – 12 мм.

Для создания низких вынужденных частот колебаний в газе предлагается на крышке 4 установить дополнительно пневматический вибровозбудитель с частотой вибрации от 15 Гц и более и амплитудой от нескольких микрон до 30 мм [11, с. 49]. По таблице из справочников [19, 20] выбираем параметры пружины растяжения 11 (см. рис. 1) с наружным диаметром витков 16 мм, выполненных из проволоки толщиной 3 мм и имеющей упругость витков  $K = 4 \cdot 10^5$  Н/м, то есть под статической нагрузкой в 40 кг силы витки деформируются на 1 мм.

Однако резонансный режим колебаний в отсутствие сопротивления внешней среды теоретически создает бесконечно большую амплитуду колебаний. Так как

кольцо 9 погружено в жидкость (см. рис. 1), то оно создает сопротивление вибрациям и амплитуда колебаний может регулироваться высотой погружения этого кольца в жидкость.

Приведем алгоритм расчета амплитуды колебаний отсекающей тарелки, состоящей из отражателя 8, кольца 9 и сетки 10.

Обозначения и размерности параметров даны в табл. 1.

1. Сила сопротивления жидкой среды, в которую погружено кольцо 9, определяется в виде

$$F_c = \tau \pi D_k h_{\text{п}},$$

где  $h_{\text{п}}$  – глубина погружения кольца 9 в жидкость, м;  $\tau = \mu \frac{d v}{dx} \approx \mu \frac{v}{(D - D_k)/2}$  –

касательные напряжения на наружной стенке кольца в кольцевом зазоре между внутренней стенкой емкости 1;  $v$  – скорость колебаний отсекающей тарелки, м/с.

Таблица 1

**Исходные данные и расчетные параметры резонансной и околорезонансных колебаний пружинного маятника центробежного сепаратора**

Наименование параметра	Обозначение	Величина
<i>Исходные данные</i>		
Диаметр емкости 1 (внутренний), м	$D$	1
Диаметр кольца 9 (наружный), м	$D_k$	0,99
Масса отражателя 8, кг	$m$	8
Масса отсекающей тарелки, состоящей из кольца 9 и сетки 10, кг	$M$	32
Частота колебаний пневматического вибровозбудителя, Гц	$\nu$	15
Вязкость жидкости, в которую погружено кольцо 9, Па·с	$\mu$	$10^{-2}$
Глубина погружения кольца 9 в жидкость, м	$h_{\text{п}}$	0,1
<i>Расчетные параметры</i>		
Общая масса отражателя и отсекающей тарелки, кг	$M_0$	40
Упругость витков цилиндрической пружины, обеспечивающей собственную частоту колебаний пружинного маятника, равную частоте колебаний пневматического вибровозбудителя, Н/м	$K$	$4 \cdot 10^5$
Коэффициент сопротивления воды, Н/(м/с)	$b$	0,62
Удельное сопротивление воды, $\text{с}^{-1}$	$n$	0,000775
Абсолютная величина амплитуды колебаний при резонансе витков цилиндрической пружины, м	$A_0$	6,32
Деформация витков пружины в статическом подвешенном состоянии, м	$A$	0,00098
Относительная величина амплитуды колебаний при резонансе	$A_0/A$	6451,6

2. Коэффициент сопротивления жидкой среды, в которую погружен пружинный маятник  $b = F_c/v$ , или с учетом обозначений «Н/(м/с)» первого пункта в алгоритме

$$b = \mu \frac{\pi D_k h_{\Pi}}{(D - D_k)/2}. \quad (6)$$

3. Собственная круговая частота пружинного маятника

$$\omega_M = \sqrt{\frac{K}{(M + m)}}. \quad (7)$$

4. Частота колебаний, Гц,

$$\nu_M = \frac{\omega_M}{2\pi}. \quad (8)$$

5. Удельное сопротивление среды относительно колеблющейся массы

$$n = \frac{b}{2(M + m)}. \quad (9)$$

6. Относительная величина амплитуды колебаний пружинного маятника [16, 17, 21]

$$\frac{A_0}{A} = \left( \sqrt{\left[ 1 - \left( \frac{\nu}{\nu_M} \right)^2 \right]^2 + \left( \frac{2n\nu}{\nu_M^2} \right)^2} \right)^{-1}. \quad (10)$$

При резонансной частоте  $\nu = \nu_M$  ( $\omega = \omega_M$ ) относительная амплитуда колебаний зависит от удельного сопротивления среды

$$\frac{A_0}{A} = \frac{\omega_M}{2n}. \quad (11)$$

При отсутствии сопротивления  $n \rightarrow 0$   $A_0 \rightarrow \infty$ , и, наоборот, при сопротивлении среды  $n \rightarrow \infty$   $A_0 \rightarrow 0$ , то есть пружинный маятник неподвижен.

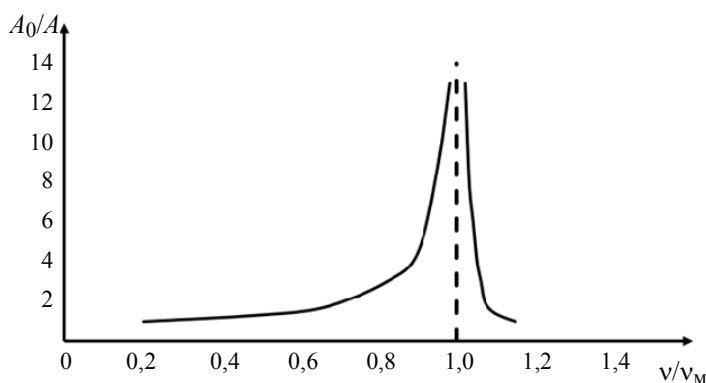
На рисунке 2 представлен график зависимости относительной амплитуды колебаний пружинного маятника рассчитываемого центробежного сепаратора от относительного увеличения частоты вибрации при резонансной и околорезонансной частотах колебаний.

Деформацию цилиндрической пружины в статике силы можно рассчитать по формуле

$$A = \frac{g(M + m)}{K},$$

где  $A$  – статистическая деформация каждого витка пружины, когда частоты гармонической силы и собственная частота колебаний пружинного маятника далеки друг от друга.

Расчеты резонансных и околорезонансных режимов колебаний пружинного маятника, который состоит из отражателя 8 массой  $m$ , кольца 9 массой  $M$  и сетки 10, подтверждают возможность регулирования амплитуды вибрации за счет отклонения собственной частоты колебаний  $\omega_0$  от частоты колебаний пульсатора 14 и сопротивления среды, которую можно регулировать вели-



**Рис. 2. Относительное изменение амплитуды колебаний в зависимости от относительного увеличения частоты вибраций пневмовозбудителя в зоне резонанса**

чиной кольцевого затвора между емкостью 1 и кольцом 9, а также высотой погружения кольца 9 в жидкость.

Обычно при работе в околорезонансных режимах целесообразно частоту вынужденных колебаний  $\nu$  выбирать меньше, чем собственная частота колебаний  $\nu_M$ . Так как  $\nu_M = 15,92$  Гц, а частота вынужденных колебаний пневматического вибратора 15 Гц, то, согласно расчетам (10), амплитуда околорезонансных колебаний  $A_0$  будет в 9 раз больше амплитуды вынужденных колебаний (см. рис. 2). Тогда при амплитуде вынужденных колебаний  $A = 0,1$  мм каждый виток цилиндрической пружины растяжения 11 будет иметь амплитуду  $A_0 = 0,9$  мм. При пяти витках общая амплитуда колебаний составит 4,5 мм.

Для уменьшения амплитуды колебаний пружинного маятника, каким является в центробежном сепараторе отражатель 8 с отсекающей тарелкой, состоящей из кольца 9 и сетки 10, целесообразно увеличить глубину погружения кольца 9 в жидкость, увеличив тем самым сопротивление среды. Так, увеличение глубины погружения кольца в 2 раза уменьшает резонансную амплитуду колебаний также в 2 раза. В рассматриваемом центробежном сепараторе резонансный режим колебаний необходимо исключить, так как амплитуда колебаний по сравнению с амплитудой вынужденных колебаний возрастает более чем на 3 порядка из-за малого сопротивления окружающей среды.

Амплитуду колебаний пружинного маятника можно уменьшить, увеличивая или уменьшая частоту вибрации внешнего вибровозбудителя, в частности пневматического пульсатора. Так, уменьшая частоту пневматического пульсатора с резонансной частоты к частоте 14 Гц, амплитуда колебаний пружинного маятника в центробежном сепараторе может быть снижена с резонансной амплитуды в 1000 и более раз.

### Заключение

Таким образом, разработанный алгоритм расчета геометрических и технологических параметров центробежного сепаратора позволяет определить резонансные частоты колебаний и регулировать амплитуду колебаний отражателя 8 и отсекающей тарелки, состоящей из кольца 9 и сетки 10, за счет варьирования массы пружинного маятника, упругости пружины, величины кольцевого зазора между емкостью 1 и кольцом 9, глубины погружения кольца 9 в жидкость, а также величины рассогласования частоты колебаний пневматического пульсатора и собственной частоты колебаний пружинного маятника, каким являются цилиндрическая пружина 10 с отражателем 8 и отсекающей тарелкой.

### Список литературы

1. Щербаков, А. С. Основы строительного дела / А. С. Щербаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Высшая школа, 1994. – 390 с.
2. Ахвердов, И. Н. Ультразвуковое вибрирование в технологии бетона / И. Н. Ахвердов, М. А. Шалимо. – М. : Стройиздат, 1969. – 135с.
3. Полевой, С. Н. Упрочнение машиностроительных материалов : Справочник / С. Н. Полевой, В. Д. Евдокимов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1994. – 495 с.
4. Добыча и переработка камня на щебень / А. П. Аверченков, Ю. Д. Буянов, Г. П. Гилевич [и др.]. – М. : Стройиздат, 1964. – 220 с.
5. Механизированный инструмент, отделочные машины и вибраторы : Каталог-справочник / Авт.-сост. В. Т. Бойко, И. В. Николаев, Е. П. Парфенов [и др.]. – М. : Машиностроение, 1993. – 192 с.
6. Бауман, В. А. Вибрационные машины в строительстве / В. А. Бауман, И. И. Быховский. – М. : Высшая школа, 1977. – 255 с.
7. Борщевский, А. А. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий / А. А. Борщевский, А. С. Ильин. – М. : Высшая школа, 1987. – 208 с.
8. Игнатович, Э. Химическая техника. Процессы и аппараты Часть 1 / Э. Игнатович ; пер. с нем. Л. Н. Казанцевой. – М. : Техносфера, 2007. – 656 с.
9. Конструирование и расчет машин химических производств / Под ред. Э. Э. Кольмана-Иванова [и др.]. – М. : Машиностроение, 1985. – 408 с.
10. Новицкий, Б. Г. Применение акустических колебаний в химико-технологических процессах / Б. Г. Новицкий. – М. : Химия, 1983. – 191 с.
11. Кардашев, Г. А. Физические методы интенсификации процессов химической технологии / Г. А. Кардашев. – М. : Химия, 1990. – 205 с.
12. Тимонин, А. С. Машины и аппараты химических производств / А. С. Тимонин, Б. Г. Балдин, В. Я. Борщев [и др.]. – Калуга : Изд-во Н. Ф. Бочкаревой, 2008. – 872 с.
13. Ворсановфьев, В. Д. Вибрационная техника в химической промышленности / В. Д. Ворсановфьев, Э. Э. Кольман-Иванов. – М. : Химия, 1985. – 240 с.
14. Вибрационные массообменные аппараты / И. А. Городецкий, А. А. Васин, В. М. Олевский, П. А. Луканов ; под ред. В. М. Олевского. – М. : Химия, 1980. – 190 с.
15. ПМ 208946 Российская Федерация, МПК В01D 45/02, В01D 45/12. Массообменный аппарат / Голованчиков А. Б., Залипаева О. А., Шишкин Е. В., Меренцов Н. А., Прохоренко Н. А., Залипаев П. П. ; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «ВолГТУ». – № 2021119982; заявл. 07.07.2021; опубл. 24.01.2022., Бюл. № 3. – 8 с.
16. Элементарный учебник физики : учеб. пособие. В 3 томах. Т. 3. Колебания и волны. Оптика. Атомная и ядерная физика / Под ред. Г. С. Ландсберга. – 13-е изд. перераб. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2009. – 656 с.
17. Яворский, Б. М. Справочник по физике для инженеров и студентов вузов / Б. М. Яворский, А. А. Детлаф, А. К. Лебедев. – 8-е изд., перераб. и испр. – М. : Оникс ; Мир и Образование, 2006. – 1056 с.
18. Физические эффекты в машиностроении : справочник / В. А. Лукьянец, З. И. Алмазова, Н. П. Бурмистрова [и др.] ; под общ. ред. В. А. Лукьянца. – М. : Машиностроение, 1993. – 212 с.
19. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1967. – 688 с.
20. Упругие постоянные и модули упругости металлов и неметаллов. Справочник / И. Н. Францевич, Ф. Ф. Воронов, С. А. Бакута ; под ред. И. Н. Францевича. – Киев : Наукова Думка, 1982. – 286 с.

21. Поль, Р. В. Механика, акустика и учение о теплоте / Р. В. Поль ; пер. с нем. К. А. Леонтьева и В. М. Южакова с изм. и доп. по 13-му изд. ; под ред. Н. П. Суворова.– М. : Гостехиздат, 1957. – 479 с.

---

## Calculations of the Amplitude of Oscillations in Resonance and Near-Resonance Processes of a Vibrating Centrifugal Separator

A. B. Golovanchikov, O. A. Zalipaeva, N. A. Merentsov, Yu. N. Raeva

*Department of Processes and Apparatus of Chemical and Food Industry, Volgograd State Technical University, zalipaevaolga@yandex.ru; Volgograd, Russia*

**Keywords:** oscillating mass; spring elasticity coefficient; spring pendulum; resonance; environmental resistance; centrifugal separator; frequency and amplitude of oscillations.

**Abstract:** Based on the known differential and integral equations of the balance of forces acting on a spring pendulum, the paper considers an algorithm for calculating the amplitude of its oscillations when the natural frequency of oscillations coincides or is close to the oscillation frequency of the forced force of a vibrating centrifugal separator. An example is given of calculating the amplitude of oscillations of a vibrating centrifugal separator depending on the elasticity coefficient of the spring, the oscillating mass and the resistance of the medium in which the oscillating mass is suspended.

### References

1. Shcherbakov A.S. *Osnovy stroitel'nogo dela* [Fundamentals of the construction business], Moscow: Vysshaya shkola, 1994, 390 p. (In Russ.).
2. Akhverdov I.N., Shalimo M.A. *Ul'trazvukovoye vibrirovaniye v tekhnologii betona* [Ultrasonic vibration in concrete technology], Moscow: Stroyizdat, 1969, 135 p. (In Russ.).
3. Polevoy S.N., Yevdokimov V.D. *Uprochneniye mashinostroitel'nykh materialov: Spravochnik* [Hardening of machine-building materials: a Handbook], Moscow: Mashinostroyeniye, 1994, 495 p. (In Russ.).
4. AVerchenkov A.P., Buyanov Yu.D., Gilevich G.P. [et al.]. *Dobycha i pererabotka kamnya na shcheben'* [Extraction and processing of stone for crushed stone], Moscow: Stroyizdat, 1964, 220 p. (In Russ.).
5. Boyko V.T., Nikolayev I.V., Parfenov Ye.P. [et al.]. *Mekhanizirovannyy instrument, otdelochnyye mashiny i vibratory : Katalog-spravochnik* [Mechanized tools, finishing machines and vibrators: Catalog-reference book], Moscow: Mashinostroyeniye, 1993, 192 p. (In Russ.).
6. Bauman V.A., Bykhovskiy I.I. *Vibratsionnyye mashiny v stroitel'stve* [Vibration machines in construction], Moscow: Vysshaya shkola, 1977, 255 p. (In Russ.).
7. Borshchevskiy A.A., Il'in A.S. *Mekhanicheskoye oborudovaniye dlya proizvodstva stroitel'nykh materialov i izdeliy* [Mechanical equipment for the production of building materials and products], Moscow: Vysshaya shkola, 1987, 208 p. (In Russ.).
8. Ignatovich E. *Khimicheskaya tekhnika. Protsessy i apparaty Chast' 1* [Chemical engineering. Processes and Apparatus Part 1], Moscow: Tekhnosfera, 2007, 656 p. (In Russ.).
9. Kol'man-Ivanov E.E. (Ed.) *Konstruirovaniye i raschet mashin khimicheskikh proizvodstv* [Design and calculation of machines for chemical production], Moscow: Mashinostroyeniye, 1985, 408 p. (In Russ.).



10. Novitskiy B.G. *Primeneniye akusticheskikh kolebaniy v khimiko-tekhnologicheskikh protsessakh* [Application of acoustic oscillations in chemical and technological processes], Moscow: Khimiya, 1983, 191 p. (In Russ.).
11. Kardashev G.A. *Fizicheskiye metody intensivifikatsii protsessov khimicheskoy tekhnologii* [Physical methods of intensification of chemical technology processes], Moscow: Khimiya, 1990, 205 p. (In Russ.).
12. Timonin A.S., Baldin B.G., Borshchev V.Ya. [et al.]. *Mashiny i apparaty khimicheskikh proizvodstv* [Machines and apparatus for chemical production], Kaluga: Izdatel'stvo N.F. Bochkarevoy, 2008, 872 p. (In Russ.).
13. Vorsanofyev V.D., Kol'man-Ivanov E.E. *Vibratsionnaya tekhnika v khimicheskoy promyshlennosti* [Vibration technique in the chemical industry], Moscow: Khimiya, 1985, 240 p. (In Russ.).
14. Gorodetskiy I.A., Vasin A.A., Olevskiy V.M. (Ed.), Lukanov P.A. *Vibratsionnyye massoobmennyye apparaty* [Vibratory mass transfer apparatus], Moscow: Khimiya, 1980, 190 p. (In Russ.).
15. Golovanchikov A.B., Zalipayeva O.A., Shishkin Ye.V., Merentsov N.A., Prokhorenko N.A., Zalipayev P.P. *Massoobmennyy apparat* [Mass transfer apparatus], Russian Federation, 2022, UM 208946. (In Russ.).
16. Landsberg G.S. (Ed.). *Elementarnyy uchebnyy fiziki : ucheb. posobiye*. In 3 vols. *Vol. 3. Kolebaniya i volny. Optika. Atomnaya i yadernaya fizika* [Elementary textbook of physics: textbook. allowance. In 3 volumes. Vol. 3. Oscillations and waves. Optics. Atomic and Nuclear Physics], Moscow: FIZMATLIT, 2009, 656 p. (In Russ.).
17. Yavorskiy B.M., Detlaf A.A., Lebedev A.K. *Spravochnik po fizike dlya inzhenerov i studentov vuzov* [Handbook of physics for engineers and university students], Moscow: Oniks; Mir i Obrazovaniye, 2006, 1056 p. (In Russ.).
18. Luk'yanets V.A. (Ed.), Almazova Z.I., Burmistrova N.P. [et al.]. *Fizicheskiye efekty v mashinostroyeni* : *spravochnik* [Physical effects in mechanical engineering: a reference book], Moscow: Mashinostroyeniye, 1993, 212 p. (In Russ.).
19. Anur'yev V.I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitel'ya* [Handbook of a mechanical engineer], Moscow: Mashinostroyeniye, 1967, 688 p. (In Russ.).
20. Frantsevich I.N. (Ed.), Voronov F.F., Bakuta S.A. *Uprugiye postoyannyye i moduli uprugosti metallov i nemetallov. Spravochnik* [Elastic constants and moduli of elasticity of metals and non-metals. Reference book], Kiyev: Naukova Dumka, 1982, 286 p. (In Russ.).
21. Pol' R.V., Suvorov N.P. (Ed.). *Mekhanika, akustika i ucheniye o teploty* [Mechanics, acoustics and the theory of heat], Moscow: Gostekhizdat, 1957, 479 p. (In Russ.).

---

## **Berechnungen der Schwingungsamplitude in Resonanz- und Naheresonanzprozessen des vibrierenden Zentrifugalseparators**

**Zusammenfassung:** Basierend auf den bekannten Differential- und Integralgleichungen des Gleichgewichts der auf ein Federpendel wirkenden Kräfte ist der Algorithmus zur Berechnung der Amplitude seiner Schwingungen betrachtet, wenn die Eigenfrequenz der Schwingungen mit der Schwingungsfrequenz der erzwungenen Kraft übereinstimmt oder nahe des vibrierenden Zentrifugalabscheiders liegt. Es ist ein Beispiel für die Berechnung der Schwingungsamplitude eines vibrierenden Fliehkraftabscheiders in Abhängigkeit vom Elastizitätskoeffizienten der Feder, der oszillierenden Masse und dem Widerstand des Mediums gegeben, in dem die oszillierende Masse aufgehängt ist.

## Calculs de l'amplitude des oscillations dans les processus quasi résonnants et résonnants du séparateur centrifuge vibrant

**Résumé:** A la base des équations différentielles et intégrales connues de l'équilibre des forces agissant sur le pendule à ressort, est examiné l'algorithme du calcul de l'amplitude de ses oscillations lorsque la fréquence propre des oscillations coïncide ou est proche de la fréquence des oscillations de la force forcée du séparateur centrifuge vibrant. Est cité l'exemple de calcul de l'amplitude des vibrations d'un séparateur centrifuge vibrant en fonction du coefficient d'élasticité du ressort, de la masse oscillante et de la résistance du milieu dans lequel la masse oscillante est suspendue.

---

**Авторы:** *Голованчиков Александр Борисович* – доктор технических наук, профессор кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Залипаева Ольга Александровна* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Меренцов Николай Анатольевич* – кандидат технических наук, доцент кафедры «Процессы и аппараты химических и пищевых производств»; *Раева Юлия Николаевна* – магистрант, ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет», Волгоград, Россия.