

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОТИВОВЕСА САМОРЕГУЛИРУЕМОГО ДЕБАЛАНСА ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ*

К.В. Крестниковский, Г.Я. Пановко, А.Е. Шохин

В статье предлагается схема саморегулируемого дебаланса центробежного вибровозбудителя, обеспечивающего автоматическое поддержание постоянства виброскорости рабочего органа вибрационной машины при ее настройке на резонансный режим колебаний вне зависимости от изменения массы обрабатываемой среды (технологической нагрузки). Представлены методика и результаты расчета параметров упругой подвески дополнительного инерционного элемента дебаланса, чувствительного к изменению скорости вращения.

Ключевые слова: вибрационная машина, центробежный вибровозбудитель, саморегулируемый дебаланс, резонансный режим.

DETERMINATION OF ELASTIC CHARACTERISTICS OF THE VIBRATOR ANTI-WEIGHT SELF-REGULATED DEBALANCE

K.V. Krestnikovskii, G.Y. Panovko, A.E. Shokhin

The article proposes the self-regulated unbalance scheme of a centrifugal vibration exciter, which automatically maintains the constancy of the vibration velocity of the vibration machine working body at the tuning to the resonant oscillation mode, regardless of the change in mass of the processed medium (process load). The method and results of calculating the parameters of the elastic suspension of an additional inertial unbalance element, sensitive to changes in the speed of rotation, are presented.

Keywords: vibration machine, centrifugal vibration exciter, self-regulating unbalance, resonant mode.

Введение

Вибрационные машины широко используются в самых разнообразных промышленных технологиях, в биотехнических системах, медицинских и бытовых приборах. В качестве источника колебаний вибрационных машин используются различные типы вибровозбудителей [1]. Широкое распространение получили центробежные вибровозбудители, которые развивают возмущающее усилие, передаваемое на обрабатываемый объект, за счет вращения неуравновешенного элемента (дебаланса) с заданной угловой скоростью [1–7]. В подавляющем большинстве случаев применяются центробежные вибровозбудители с заданным статическим моментом массы дебаланса (дисбалансом).

Центробежные вибровозбудители обладают рядом достоинств, в частности, простотой конструкции, относительно низкой стоимостью изготовления, возможностью достижения весьма высокого отношения амплитуды вынуждающей силы к массе вибровозбудителя (более 1 кН/кг), широким диапазоном частот генерируемой вибрации (примерно в пределах до 1000 Гц), возможностью регулирования частоты вибрации.

Обычно вибрационные машины с дебалансными вибровозбудителями эксплуатируются на зарезонансных частотах возбуждения, что требует использования вибровозбудителей со значительным статическим моментом массы дебаланса и большой мощностью двигателя. В связи с этим главной целью при разработке вибровозбудителей становится снижение мас-

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-19-00708).

совых характеристик дебаланса и уменьшение энергопотребления.

Целью настоящей работы являются:

1) сравнительная оценка инерционно-массовых характеристик дебалансов вибровозбудителей при их использовании на резонансных и зарезонансных режимах работы вибрационных машин;

2) разработка принципиальной схемы саморегулируемого дебаланса;

3) расчетная оценка значений параметров конструктивных элементов дебаланса и, в первую очередь, определение силовой характеристики упругого подвеса дополнительного инерционного элемента.

Режимы работы вибрационной машины и сравнительная оценка параметров дебаланса вибровозбудителя

Рассмотрим схему простейшей вибрационной транспортно-технологической машины и центробежным вибровозбудителем (рис. 1). Рабочий орган такой машины представляет собой лоток 2, закрепленный, например, с помощью пружин 4 на неподвижном основании. На лотке находится обрабатываемый материал (технологическая нагрузка) 1. В данной схеме предполагается, что лоток может совершать колебания только в вертикальном направлении.

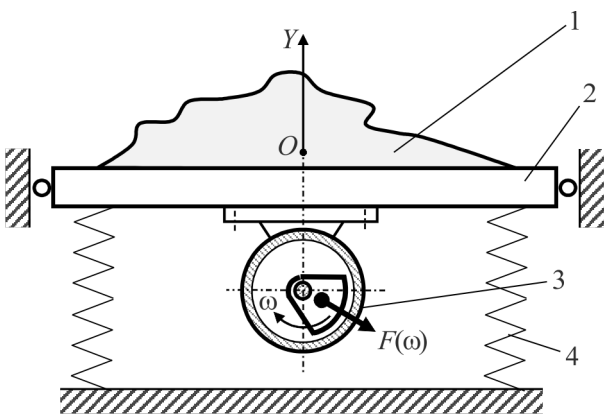


Рис. 1. Схема вибрационной машины с центробежным вибровозбудителем:

1 – технологическая нагрузка, 2 – рабочий орган машины, 3 – центробежный вибровозбудитель, 4 – упругая подвеска рабочего органа вибромашины

Вибровозбудитель 3 представляет собой электродвигатель, на валу которого установлен дебаланс массой m_d и эксцентриситетом r_d . При вращении дебаланса с частотой ω возника-

ет центробежная сила $F(\omega) = m_d r_d \omega^2$, приводящая к возбуждению колебаний рабочего органа с той же частотой ω .

Настройка вибрационной машины на резонансный режим заключается в возбуждении колебаний с частотой ω_p , близкой к частоте собственных колебаний ω_0 рабочего органа машины вместе с технологической нагрузкой. На рис. 2 для сравнения схематично представлены графики амплитудно-частотных характеристик одномассовых вибрационных машин, которые обеспечивают требуемый технологический режим с амплитудой колебаний рабочего органа A_p и частотой его колебаний ω_p ; кривая 1 соответствует зарезонансной машине; кривая 2 – резонансной машине.

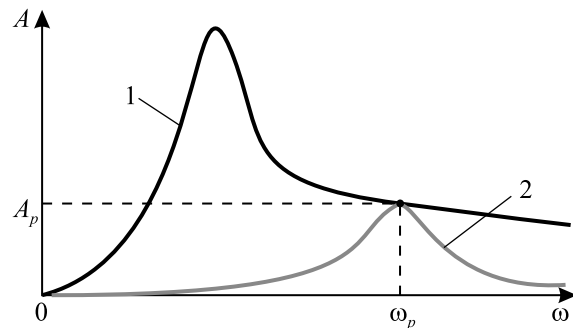


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики зарезонансной (1) и резонансной (2) вибрационной одномассовой машины

Однако такая настройка связана с определенными трудностями, вызываемыми как нестабильностью массы технологической нагрузки и/или упругих свойств подвески рабочего органа вибрационной машины, так и нелинейными динамическими эффектами, возникающими при использовании вибровозбудителей с ограниченной мощностью [8].

Тем не менее, эта проблема может быть решена при использовании системы управления, поддерживающей околорезонансный режим [9, 10]. При относительно медленном изменении массы технологической нагрузки система управления по заданному алгоритму изменяет частоту тока, питающего электродвигатель. Соответственно, меняется и частота вращения дебаланса, приближая ее к частоте собственных колебаний системы.

Необходимые значения дисбалансов вибровозбудителей рассчитывают, исходя из требуемой амплитуды возбуждения [1, 2]. Для зарезонансной одномассовой вибрационной машины, когда частота возбуждения $\omega > \omega_0$ (ω_0 – частота

собственных колебаний машины), статический момент массы дебаланса (дисбаланс)

$$(m_d r_d)_{af\ res} \approx A_p (m_0 + m_g), m_0 \gg m_d,$$

где m_0 – масса рабочего органа вибрационной машины с вибровозбудителем, m_g – масса технологической нагрузки.

Для резонансной вибромашины ($\omega_0 \approx \omega_p$) дисбаланс

$$(m_d r_d)_{res} \approx 2A_p n (m_0 + m_g) / \omega_p, \\ n = b / [2(m_0 + m_g)],$$

где n – коэффициент демпфирования, b – коэффициент вязкого сопротивления.

Из сравнения значений дисбалансов, необходимых для возбуждения колебаний рабочего органа зарезонансной и резонансной вибромашины, следует:

$$\frac{(m_d r_d)_{af\ res}}{(m_d r_d)_{res}} \approx \frac{\omega_p (m_0 + m_g)}{b} \gg 1,$$

т.е. $(m_d r_d)_{af\ res} \gg (m_d r_d)_{res}$.

Таким образом, при использовании резонансной вибрационной машины требуется существенно меньшее значение дисбаланса вибровозбудителя. Соответственно, при этом может использоваться двигатель значительно меньшей мощности.

Саморегулируемый дебаланс

В большом числе практических случаев, когда по технологическим соображениям необходимо поддерживать определенную амплитуду виброскорости $V_p = \omega_p \cdot A_p(\omega_p)$ рабочего органа при медленном изменении массы нагрузки, целесообразно использовать центробежный вибровозбудитель с изменяемым статическим моментом массы дебаланса. Применение такого типа вибровозбудителя позволяет стабилизировать виброскорость рабочего органа резонансной вибромашины вне зависимости от изменения технологической нагрузки за счет изменения возмущающей силы вибровозбудителя и, тем самым, обеспечить требуемую эффективность производственного процесса.

Для поддержания постоянной скорости колебаний рабочего органа при изменении массы системы необходимо изменять возмущающее усилие, создаваемое вибровозбудителем. Проблема заключается в том, что при уменьшении

(или увеличении) резонансной частоты в системах, возбуждаемых вибровозбудителем с нерегулируемым дебалансом, будет уменьшаться (или увеличиваться) амплитуда колебаний рабочего органа. Таким образом, основное требование, предъявляемое к саморегулируемому дебалансу, заключается в возможности реализовать автоматически увеличение (или уменьшение) значение дисбаланса при уменьшении (или увеличении) скорости вращения.

Нами была предложена принципиальная схема саморегулируемого дебаланса, у которого автоматически изменяется статический момент при изменении массы технологической нагрузки [11].

Дебаланс центробежного вибровозбудителя состоит из двух частей (рис. 3). Основная часть выполнена в виде твердого тела 1 с полостью, в которой размещается противовес 2, поджатый к основанию полости пружиной 3. Расстояние от центра масс основного тела до оси вращения составляет r_{d1} , а расстояние центра масс противовеса до оси вращения в исходном состоянии – r_{d2} . Причем центры масс основного тела и противовеса расположены противоположно относительно оси вращения. Статический момент основного тела (без противовеса) задается большим, чем статический момент массы противовеса, т.е. $m_{d1} r_{d1} > m_{d2} r_{d2}$, где m_{d1} – масса основного тела, m_{d2} – масса противовеса, для того, чтобы при увеличении массы технологической нагрузки обеспечить увеличение суммарного дисбаланса.

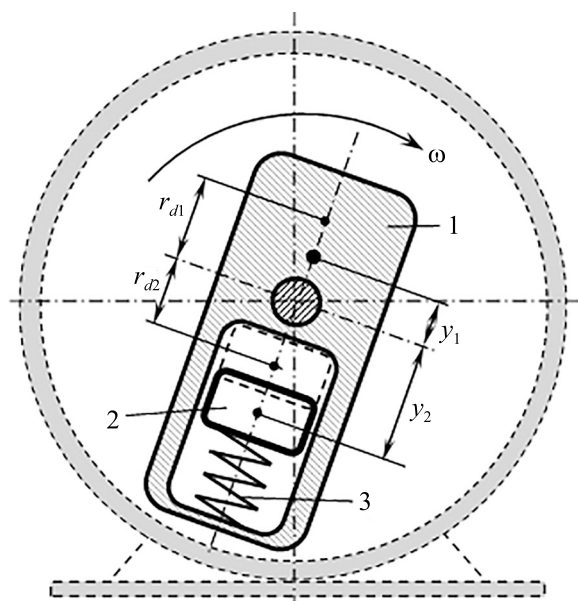


Рис. 3. Саморегулируемый центробежный вибровозбудитель

При разгоне противовес под действием центробежной силы смещается от оси вращения на расстояние $y_2 = y_2(\omega)$, которое определяется из равенства центробежной силы и силы упругости пружины $F(\delta)$, т.е.:

$$y_2(\omega) = \frac{F(\delta)}{m_{d2}\omega^2}, \quad (1)$$

где δ – деформация пружины.

Суммарный эксцентриситет такого составного дебаланса будет:

$$y_1(\omega) = \frac{m_{d1}r_{d1} - m_{d2}y_2(\omega)}{m_d}, \quad (2)$$

где $m_d = m_{d1} + m_{d2}$ – полная масса дебаланса.

Расчет упругой подвески дополнительного элемента

Сила $F(\delta)$ представляет собой заранее неизвестную нелинейную зависимость от деформации пружины δ . Вид этой функции зависит от конструктивной схемы конкретной машины и требований, предъявляемых к параметрам генерируемой вибрации. Определение зависимости $F(\delta)$ и представляет собой основную задачу данного исследования.

Решение этой задачи будем рассматривать в приложении к схеме простейшей одномассовой резонансной вибромашины (см. рис. 1). Платформа с вибровозбудителем и технологической нагрузкой считается абсолютно твердым телом. Причем масса технологической нагрузки изменяется незначительно за время одного периода колебаний рабочего органа. Движение системы рассматривается в вертикальном направлении вдоль оси OY , начало которой отсчитывается от положения статического равновесия центра масс всей системы. Предполагается, что резонансная настройка поддерживается с помощью системы управления с обратной связью [9, 10].

Уравнение движение рассматриваемой системы при гармоническом возбуждении запишем в следующем виде [12]:

$$(1 + \mu_g) \ddot{Y} + 2n\dot{Y} + \omega_0^2 Y = \mu_d y_1 \omega^2 \cdot \sin(\omega t - \varepsilon), \quad (3)$$

$$\mu_g = m_g / m_0, \quad \mu_d = m_d / m_0,$$

$$n = b / 2m_0, \quad \omega_0 = \sqrt{c / m_0},$$

где $Y = Y(t)$ – смещение центра масс системы от положения статического равновесия; μ_g – от-

носительная масса технологической нагрузки; μ_d – относительная масса дебаланса; ω_0 – круговая частота свободных колебаний системы; c – линейризованный коэффициент жесткости упругой подвески рабочего органа; ε – сдвиг фазы; t – текущее время; точкой обозначена операция дифференцирования по времени t .

Уравнения (1)–(3) образуют замкнутую систему уравнений относительно искомым значений эксцентриситета дебаланса и амплитуды колебаний вибромашины, но при неизвестной функции $F(\delta)$.

Эта неопределенность может быть разрешена, если воспользоваться информацией о требуемой эффективности вибрационного процесса, которая предполагает оптимальное значение виброскорости $V_{opt} = A_p \omega_p = \text{const}$ [13].

Для последующего анализа приведем уравнение (3) к безразмерному виду с помощью масштабов времени $T_* = \sqrt{m_0 / c} = 1 / \omega_0$ и перемещений $Y_* = r_{d1}$.

Тогда в безразмерной форме уравнение (3) запишется в виде

$$(1 + \mu_g) \xi'' + 2\lambda \xi' + \xi = \mu_d v^2 \zeta \cdot \sin(v\tau - \varepsilon), \quad (4)$$

$$\xi = Y / r_{d1}, \quad \lambda = b / (2\sqrt{cm_0}), \quad v = \omega / \omega_0, \quad \tau = \omega_0 t,$$

$$\zeta = \zeta(\mu_g, v) = y_1(\omega) / r_{d1},$$

где ξ – безразмерное смещение центра масс системы; λ – параметр демпфирования; v – отношение частоты возбуждения к собственной частоте ненагруженной вибромашины (безразмерная частота возбуждения); τ – безразмерное время; ζ – безразмерный эксцентриситет суммарного дебаланса; штрихом обозначена операция дифференцирования по безразмерному времени τ .

Из решения уравнения (4) получим выражение для амплитуды колебаний центра масс вибромашины, которое с учетом (2) запишем в виде:

$$\xi_0 = \frac{(\mu_1 - \mu_2 \chi) v^2}{\sqrt{[1 - (1 + \mu_g) v^2]^2 + [2\lambda v]^2}},$$

$$\chi = \chi(\mu_g, v) = y_2(\omega) / r_{d1} \quad (5)$$

где χ – смещение противовеса; $\mu_1 = m_{d1} / m_0$, $\mu_2 = m_{d2} / m_0$ – безразмерная масса основного тела дебаланса и противовеса, соответственно.

Резонансная частота системы определяется из условия максимума функции (5):

$$v_{res} = \frac{1}{\sqrt{1 + \mu_g}}. \quad (6)$$

Соответственно, амплитуда резонансных колебаний

$$\xi_{0\ res} = \frac{\mu_1 - \mu_2 \chi}{2\lambda \sqrt{1 + \mu_g}}. \quad (7)$$

В рассматриваемом случае искомый параметр смещения χ противовеса определяется из условия неизменности виброскорости рабочего органа вибромашины при изменении массы технологической нагрузки, т.е.

$$\tilde{V}_p = \xi_{0\ res}(\mu_g) \cdot v_{res}(\mu_g) = \text{const}. \quad (8)$$

Эта скорость задается техническими требованиями, предъявляемыми к параметрам колебаний рабочего органа вибромашины, и она должна быть реализована как для ненагруженной, так и для нагруженной машины, т.е.

$$\tilde{V}_p = (\xi_{0\ res} \cdot v_{res})|_{\mu_g \in [0,1]},$$

где значение виброскорости $\tilde{V}_{opt} = V_{opt} / (r_{d1} \omega_0)$.

Тогда из выражения (7) с учетом (6) и (8) получим выражение, определяющее параметр смещения противовеса:

$$\chi = \frac{\mu_1}{\mu_2} - \frac{2\lambda \tilde{V}_{opt} (1 + \mu_g)}{\mu_2}. \quad (9)$$

Из выражения (6) с учетом (9) получим выражение для резонансной частоты v :

$$v = \sqrt{\frac{2\lambda \tilde{V}_{opt}}{\mu_1 - \mu_2 \chi}}. \quad (10)$$

В результате выражение (1) для силовой характеристики пружины противовеса с учетом (10) запишется в виде:

$$\tilde{F}(\Delta) = \frac{2\tilde{V}_{opt} \mu_2 \lambda \Delta}{\mu_1 - \mu_2 \Delta}, \quad (11)$$

$$\tilde{F}(\Delta) = F / (m_0 r_{d1} \omega_0^2),$$

$$\Delta = \chi - \rho = (y_2 - r_{d2}) / r_{d1}, \quad \rho = r_{d2} / r_{d1},$$

где Δ – безразмерная деформация пружины; ρ – исходное относительное положение центров масс составляющих элементов дебаланса (геометрический параметр дебаланса).

Для построения силовой характеристики пружины $\tilde{F}(\Delta)$ из выражения (9) определяется диапазон возможных смещений противовеса $\chi \in [\chi_{min}, \chi_{max}]$ в зависимости от массы технологической нагрузки $\mu_g \in [0,1]$ (в рассматриваемом случае предполагается, что масса технологической нагрузки не превышает массу рабочего органа машины). Дальнейший расчет силовой характеристики строится по формуле (11) для трех различных значений параметра суммарной массы дебаланса μ_d . На рис. 4 представлены графики силовой характеристики пружины в зависимости от относительной суммарной массы дебаланса μ_d , рассчитанные при следующих значениях параметров дебаланса и технологических требований: $\mu_1 / \mu_2 = 3$; $\lambda = 3,316 \cdot 10^{-7}$; $\tilde{V}_{opt} = 0,1$.

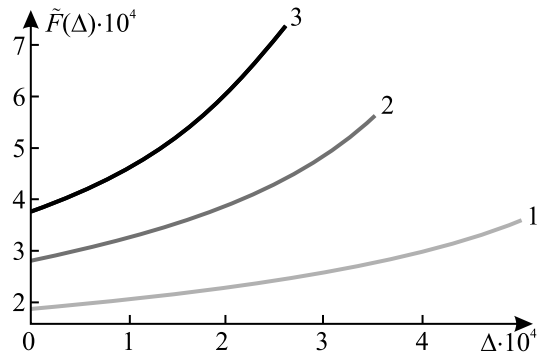


Рис. 4. Силовая характеристика пружины: 1 – $\mu_d = 0,0005$; 2 – $\mu_d = 0,00075$; 3 – $\mu_d = 0,001$

Анализируя полученные графики, отметим, что минимальные значения силы упругости пружины ($\Delta = 0$) характеризуют величину ее предварительного натяга. Относительное исходное положение центра масс противовеса составного дебаланса ρ зависит от заданных конструктивных параметров дебаланса μ_d, μ_1, μ_2 .

Заклучение

В работе предложена конструкция саморегулируемого дебаланса центробежного вибровозбудителя, обеспечивающего постоянство виброскорости рабочего органа вибромашины при изменении массы технологической нагрузки, за счет автоматического изменения возмущающего усилия.

Проанализирована динамика одномассовой резонансной вибромашины с саморегулируемым дебалансом при изменении массы технологической нагрузки. Получены аналитические выражения, позволяющие рассчитать параме-

тры упругой характеристики противовеса дебаланса в зависимости от его массовых и геометрических параметров. Показано, что пружина противовеса имеет жесткую упругую характеристику. Полученные выражения позволяют определить значение предварительного натяга пружины при различных геометрических и массовых параметрах дебаланса.

Результаты работы могут быть использованы при разработке саморегулируемых дебалансов центробежных вибровозбудителей и расчете параметров дебаланса.

Список литературы

1. Вибрации в технике: справочник; в 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под ред. Э.Э. Лавендела. 1981. – 509 с.
2. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники. М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.
3. Пат. 727240 СССР, М. Кл. В 06 В1/16. Дебалансный вибровозбудитель / С. А. Кручинин, Л.Г. Ходорковский, Н.Е. Вакатов; опубл. 25.04.80. Бюл. № 38.
4. Пат. 967586 СССР, М. Кл. В 06 В1/16. Дебалансный вибровозбудитель / С.А. Кручинин, В.И. Сонов, Н.Е. Вакатов; опубл. 01.11.82. Бюл. № 39.
5. Пат. 2324548 Российская Федерация, МПК В06В1/16. Дебалансный вибровозбудитель / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов, И.И. Мавзютов; опубл. 20.05.2008. Бюл. № 14.
6. Пат. 2324546 Российская Федерация, МПК В06В1/16. Дебалансный вибровозбудитель / В.Н. Дмитриев, А.А. Горбунов; опубл. 20.05.2008. Бюл. № 14.
7. Пат. 985486 СССР, М. Кл. В 06 В1/16. Гидравлический дебалансный вибратор / В.А. Копаев, Р.С. Косинский; опубл. 30.12.82. Бюл. № 48.
8. Ниселовская Е.В., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. Колебания механической системы, возбуждаемые неуравновешенным ротором асинхронного электродвигателя // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2013. № 6. С. 17–23.
9. Panovko G.Y., Shokhin A.E., Ereimeikin S.A. The control of the resonant mode of a vibrating machine that is driven by an asynchronous electro motor // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2015. Vol. 44. No 2. P. 109–113.
10. Comparative analysis of two control algorithms of resonant oscillations of the vibration machine driven by an asynchronous ac motor / G. Panovko, A. Shokhin, S. Ereimeikin, A. Gorbunov. Journal of Vibroengineering. 2015. Vol. 17. No 4. P. 1903–1911.
11. Пат. 185975 Российская Федерация, МПК В 06 В 1/16. Центробежный вибровозбудитель с регулируемым статическим моментом массы дебаланса / Пановко Г.Я. и др.; опубл. 25.12.2018. Бюл. № 36.
12. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: URSS, 2017. – 416 с.
13. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. М.: Наука, 1981. – 319 с.

КРЕСТНИКОВСКИЙ Константин Владимирович

Аспирант ИМАШ РАН. Сфера научных интересов: вибрационная техника и технологии. Автор пяти научных статей.

E-mail: konstantinkrestnikovskii@mail.ru
Тел.: (499) 135-30-47

ПАНОВКО Григорий Яковлевич

Заслуженный деятель науки РФ, доктор технических наук, профессор, заведующий лабораторией вибромеханики ИМАШ РАН, профессор кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сфера научных интересов: теория нелинейных колебаний, динамика машин, вибрационная техника и технологии. Автор более 180 научных статей, в т.ч. пять монографий, 17 патентов.

E-mail: gpanovko@yandex.ru
Тел.: (499) 135-30-47

ШОХИН Александр Евгеньевич

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник ИМАШ РАН. Сфера научных интересов: теория нелинейных колебаний, динамика машин, вибрационная техника и технологии. Автор 50 научных статей, в т.ч. одна монография и пять изобретений.

E-mail: shohinsn@mail.ru
Тел.: (499) 135-30-47