УДК 625.85.08

© В. А. Кузьмичев, д-р техн. наук, профессор
(Санкт-Петербургский государственный
политехнический университет)

© С. В. Репин, д-р техн. наук, профессор

© С. А. Евтюков, д-р техн. наук, профессор
(Санкт-Петербургский государственный
архитектурно-строительный университет)

E-mail: kuzmichev_va@mail.ru, repinserge@mail.ru,
s.a.evt@mail.ru

DOI 10.23968/1999-5571-2017-14-3-194-199

© V. A. Kuzmichev, Dr. Sci. Tech., Professor
(Peter the Great Saint Petersburg
Polytechnic University)

© S. V. Repin, Dr. Sci. Tech., Professor

© S. A. Evtyukov, Dr. Sci. Tech., Professor
(Saint Petersburg State University of Architecture
and Civil Engineering)

E-mail: kuzmichev_va@mail.ru, repinserge@mail.ru,
s.a.evt@mail.ru

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВИБРОШНЕКОВЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ

IMPROVING THE DESIGN TECHNIQUE OF VIBRO-AUGER MIXERS

Основное направление конструктивной эволюции смесительного оборудования сосредоточено на повышении интенсивности и эффективности процессов смешивания. Одним из путей осуществления вышесказанного является использование вибрации. Представлены описание конструкции виброшнекового смесителя и особенности проектирования. Основную трудность при проектировании вибрационных смесителей вызывает расчет инерционных нагрузок, определяемых колеблющимися массами шнека. Приведена методика расчета инерционных нагрузок с учетом применения противовесов, снижающих нагруженность конструкции вибросмесителя.

Ключевые слова: бетонные смеси, перемешивание, виброшнековый смеситель, инерционные нагрузки, проектирование.

The main direction of the structural evolution of the mixing equipment is focused on increasing the intensity and effectiveness of mixing processes. One of the ways of implementing the above-mentioned is the use of vibration. The article presents the description of the vibro-auger mixer construction and features of its design. The main problem in the design of vibrating mixers involves the calculation of inertial loads determined by the oscillating masses of the auger. The authors suggest using the technique of inertial loads calculation with due account for the use of counterweights reducing the load of the mixer construction.

Keywords: concrete mix, mixing, vibro-auger mixer, inertial loads, design.

Введение

Увеличение объемов строительства предусматривает интенсификацию технологических процессов, в частности процессов производства бетонных и асфальтобетонных растворов и смесей. Одним из способов реализации интенсификации является применение непрерывных процессов и вибрации.

В строительстве и во многих других отраслях промышленности широко используется вибрационное технологическое оборудование. Измельчение строительных материалов, уплотнение, разделение, смешение, укладка, транспортирование — весьма неполный перечень технологических операций с использованием вибрации [2, 3, 7].

При проектировании вибрационных машин и оборудования целесообразно использовать метод внутренней виброзащиты, направленный на снижение воздействия вибрации на окружающую среду, с одной стороны, и на максимальное использование вибрационного воздействия на обрабатываемый материал — с другой. Этот метод успешно используется в строительстве в конструкциях вибрационных смесителей [5, 6, 10].

Основная часть

При проектировании смесителей бетонов вибрационного действия рационально использовать одновальные конструкции [1, 5, 6]. На рис. 1 и 2 представлены схема вибросмесителя непрерывного действия и фрагмент рабочих

Рис. 1. Схема вибросмесителя

чертежей кольцевой заготовки для его изготовления. Смеситель вибрационного действия содержит раму 1, совмещенную со смесительной камерой 2, включающую коренные подшипники 3, на которых размещен вал 4 привода шнека. Шнек 5 закреплен на валу 4 посредством подшипников 6 и 7, установленных на втулках, одна из которых выполнена с эксцентриситетом e , другая — концентрическая. Смеситель снабжен также приводами вращения 8 и 9 вала и перемешивающего органа. Для динамической балансировки установлены противовесы 10.

При включении приводов перемешивающий орган — шнек совершает сложное движение, называемое регулярной прецессией с углом нутации β , включающее медленное вращение вокруг собственной продольной оси и колебательное движение вокруг оси приводного вала с заданной частотой и амплитудой, уменьшающейся от окна загрузки к окну выгрузки.

Конструктивные особенности вибрационного шнекового смесителя с вибровозбудителем прецессионного действия определяются задачей формирования винтовой поверхности, исключаяй неравномерность распределения материала в корпусе вибросмесителя. Скорость транспортирования зависит от угла наклона рабочей поверхности к горизонтали, амплитудно-частотной характеристики, направления и величины возбуждающей силы. В показанном на рис. 1 смесителе частота колебаний и направление возбуждающей силы постоянные, а амплитуда меняется по закону, близкому к линейному (максимальная амплитуда — в зоне загрузки,

минимальная — в зоне выгрузки). Данное обстоятельство следует учитывать при расчете рациональной формы поверхности шнека с целью обеспечения равных скоростей перемещения материала в смесительной камере. Предполагается, что угол наклона винтовой поверхности шнекового органа с уменьшением амплитуды колебаний и, следовательно, уменьшением интенсивности вибрации должен возрастать.

Для решения поставленной задачи целесообразно использовать критериальное уравнение (1), полученное в результате проведения экспериментальных исследований методом физического моделирования и устанавливающее зависимость скорости v транспортирования от рабочих параметров вибросмесителя [4]:

$$v = cA\omega \left(\frac{A\omega^2}{g} \right)^{0,36} \left(\frac{\omega_0 D}{A\omega} \right)^{0,6} \operatorname{tg}^{0,92} \alpha_i, \quad (1)$$

где A , ω , ω_0 — соответственно амплитуда и частота колебаний, угловая скорость вращения; D —

Рис. 2. Кольцевая заготовка для изготовления шнека

диаметр шнека; g — ускорение свободного падения; α_i — угол наклона винтовой спирали шнека; c — коэффициент пропорциональности.

Для построения зависимости изменения шага винтовой линии выделим постоянные $v, \omega, \omega_0, D, g$ и переменные $A_i, \operatorname{tg} \alpha_i$ величины. Преобразуем уравнение (1) к виду: $v = c \omega^{1,12} g^{-0,36} \omega_0^{0,6} D^{0,6} \cdot (A_i^{0,76} \operatorname{tg}^{0,92} \alpha_i)$. Получим

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \left(\frac{v g^{0,36}}{c \omega^{1,12} \omega_0^{0,6} D^{0,6}} \right)^{1,087} \frac{1}{A_i^{0,826}}.$$

Разделим и умножим правую часть на величину $A_0^{0,826}$, где A_0 — максимальная амплитуда колебаний. Получим

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \left(\frac{v g^{0,36}}{c \omega^{1,12} \omega_0^{0,6} D^{0,6} A_0^{0,76}} \right)^{1,087} \left(\frac{A_0}{A_i} \right)^{0,826}.$$

При $A_i = A_0$ $\alpha_i = \alpha_a$. Здесь α_a — угол наклона, соответствующий максимальной амплитуде колебаний и определяемый по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_a = \left(\frac{v g^{0,36}}{c \omega^{1,12} \omega_0^{0,6} D^{0,6} A_0^{0,76}} \right)^{1,087}.$$

Для обеспечения равномерной скорости транспортирования угол наклона винтовой спирали изменяется в зависимости от амплитуды колебаний и должен быть связан с углом наклона α_a соотношением

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \operatorname{tg} \alpha_a \left(\frac{A}{A_i} \right)^{0,826}. \quad (2)$$

Соотношение (2) универсально, т. е. справедливо для любых смешиваемых материалов.

Угол α_a следует принимать: в зоне загрузки компонентов смеси в пределах 20...25 градусов; по длине шнека — по формуле (2).

Очевидно, что в соответствии с формулой (2) имеет место непрерывный характер изменения угла наклона поверхности винтового шнека. Из-за технологических трудностей следует изготавливать винтовой шнек с дискретным изменением угла наклона. Для этого рабочая зона шнека разбивается на отдельные участки. Контрольное значение расчетного угла и амплитуды колебаний соответствует середине каждого участка. Длина участка выбирается на основании допустимого отклонения скорости транспортирования смеси по длине участка не более 10 % от расчетного значения в центре данного участка.

Рекомендуемая технология изготовления шнека: плоская кольцевая заготовка растягива-

ется вдоль оси трубы. Размеры кольцевой заготовки (см. рис. 2) определяются по формулам

$$b = \frac{D-d}{2}; d_0 = \frac{2b\sqrt{S^2 + (\pi d)^2}}{\sqrt{S^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}};$$

$$\beta = \frac{360(\pi d_0 - \sqrt{S^2 + (\pi d)^2})}{\pi d_0},$$

где b, D, d — соответственно ширина, внешний и внутренний диаметры винтовой ленты шнека; d_0 — внутренний диаметр кольцевой заготовки; S — шаг винтовой линии; β — угол плоской кольцевой заготовки.

Шаг определяется соотношением $S_i = \pi d / \operatorname{tg} \alpha_i$. Для расчета угла β_0^* кольцевой заготовки применяется соотношение: $\beta_0^* = \beta_0 L^* / S$, где L^* — длина участка; $\beta_0 = 360^\circ - \beta$.

Для смесителей непрерывного действия следует проектировать двухзаходные шнеки. Для ускорения подачи смеси в рабочую камеру в зоне загрузки компонентов смеси рекомендуется использовать четырехзаходную винтовую спираль.

Расчет на прочность перемешивающих органов вибросмесителей начинается с определения максимальной нагрузки в зонах взаимодействия со средой. Следует рассматривать нагрузки: рабочего состояния в зоне перемешивания смеси; инерционные, имеющие место при холостом ходе в случае отсутствия смеси в рабочей зоне.

Достижение эффекта вибросмешивания возможно при величине ускорений колебаний порядка 100...200 м/с². Поэтому возникают большие инерционные нагрузки как функция величин амплитуды и частоты колебаний колеблющихся масс шнека. Напряжения в элементах вибросмесителя изменяются по асимметричному циклу в соответствии с рабочей частотой колебаний. Расчет на долговечность производится согласно методике расчета циклично нагруженных машин.

Ниже представлен расчет перемешивающего органа — шнека, выполненного в виде трубы с винтовой спиралью. Расчетная схема представлена в виде двухопорной балки, нагруженной равномерно распределенной массой трубы и неравномерно распределенной массой винтовой спирали (рис. 3), причем левая опора колеблется с известной частотой и амплитудой. Распределение масс по длине шнека подчиняется закону, описываемому формулой (2).

Расчет равнодействующих центробежных сил $Q_1 \dots Q_n^*$ и координат $L_1 \dots L_n^*$ точек их приложения производится согласно формулам:

а) $q_1 = \text{const}$; $Q_1 = \omega^2 q_1 L^2 \text{tg} \beta$; $L_1 = \frac{2}{3} L$;

б) $q_n^* = \text{const}$; $Q_n^* = \omega^2 q_n^* (l_n^{*2} - l_{n-1}^{*2}) \text{tg} \beta$;

$$L_n^* = \frac{2(l_n^{*3} - l_{n-1}^{*3})}{3(l_n^{*2} - l_{n-1}^{*2})}.$$

Результирующая Q_Σ центробежных сил и ее координата L_Σ :

$$Q_\Sigma = Q_1 + \sum_1^n Q_n^*; L_\Sigma = \frac{Q_1 L_1 + \sum_1^n Q_n^* L_n^*}{Q_\Sigma};$$

$$q_n^* = \frac{1}{l} \left[0,785 (D_0^2 - d_0^2) \delta \rho \frac{\beta_0^*}{360} \right],$$

где $D_0 = d_0 + b$ (см. рис. 2).

Рис. 3. Схема действия сил: l — величина рабочей длины участка спирали; $q_1 \dots q_n^*$ — распределенные массы элементов спирали; $Q_1 \dots Q_n^*$ — центробежные силы; $L_1 \dots L_n^*$ — точки приложения центробежных сил

Максимальное напряжение в сечении шнека

$$\sigma_{1\max} = \frac{M}{W},$$

где M — максимальный изгибающий момент по длине трубы; W — момент сопротивления сечения изгибу трубы.

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1k}}{\sigma_{1\max}} \leq 1,2 \dots 1,5,$$

где σ_{-1k} — предел выносливости с учетом концентрации напряжений.

Скручивание шнека в процессе работы вызывает касательные напряжения, определяемые по формуле

$$\tau = \frac{M_k}{W_k},$$

где $M_k = \frac{N_1}{\omega_0}$ — момент сопротивления вращению шнекового органа; W_k — момент сопротивления сечения трубы кручению, $W_k = 2W$.

Запас прочности:

$$а) \text{ по кручению } n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\max}};$$

б) от действия нормальных и касательных напряжений

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq 1,5.$$

Заключение

1. Интенсификация технологических процессов строительства транспортных систем, в том числе и процессов производства бетонных и асфальтобетонных смесей и растворов может быть реализована путем использования вибрационных смесителей непрерывного действия.

2. Основную трудность при проектировании вибрационных смесителей вызывает расчет инерционных нагрузок, определяемых колеблющимися массами шнека.

3. В статье приведена методика расчета на долговечность виброшнека, испытывающего инерционные нагрузки, с учетом применения противовесов, снижающих нагруженность конструкции.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РГНФ в рамках научно-исследовательского проекта «Разработка методики формирования структурных элементов транспортной системы по экономическим и надежностным критериям (на примере парков

транспортно-технологических машин)», проект № 15-02-00512.

Библиографический список

1. Вибрация в технике: справочник: в 6 т. М.: Машиностроение, 1981. Т. 6. 456 с.
2. Ефремов И. М., Лобанов Д. В. Вибробетоно-смесители: путь длиной в 70 лет // Строительные и дорожные машины. 2009. № 10. С. 15–19.
3. Ефремов И. М., Лобанов Д. В., Фигура К. Н. Современные технологии интенсификации процессов перемешивания бетонных смесей // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. С. 37–41.
4. Кузьмичев В. А. Методы моделирования и проектирования вибрационных смесительных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Л., 1989. 397 с.
5. Кузьмичев В. А. Основы проектирования вибромиксеров. Verlag / Издатель: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 136 с.
6. Кузьмичев В. А. Основы проектирования вибрационного оборудования: учеб. пособие. СПб.: Лань, 2014. 208 с.
7. Серебренников А. А., Кузьмичев В. А. Вибрационные смесители (конструкции, исследования, расчеты). М.: ОАО «Издательство «Недра», 1999. 148 с.
8. Репин С. В., Сизиков С. А., Скрипилов А. П. Теоретическое и экспериментальное исследования виброударного грохота для фракционирования песка // Вестник гражданских инженеров. 2013. № 5 (40). С. 188–193.
9. Репин С. В., Волков С. А., Литвин Р. А. Гашение резонансных колебаний в вибрационных строительных машинах // Строительные дорожные машины. 2016. № 3. С. 27–32.
10. Demić M. D., Diligenski Đ. M. Numerical Simulation of Shock Absorbers Heat Load for Semi-Active Vehicle Suspension System // Thermal Science. 2016. Vol. 20. No. 5. Pp. 1725–1739.
11. Mohd Sh. et al. Experimental Heat Transfer Study on the Shock Absorber Operation // International Conference on Science & Technology: Applications in Industry & Education, Permatang Pauh, Pinang, Malaysia, 2008.
12. Hrovat D., Hubbard M. Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace, Sprung Mass, and Jerk // ASME. 1982. 81-WA/DSC-23. Pp. 1–9.

References

1. Vibratsiya v tekhnike. Spravochnik [Vibration used in engineering. Reference book]. In 6 vol. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981, vol. 6, 456 p.

2. Efremov I. M., Lobanov D. V. *Vibrobetonosmesiteli: put' dlinoy v 70 let* [Vibro-concrete mixers. A long way of 70 years]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny – Construction and road machines*, 2009, no. 10, pp. 15–19.
3. Efremov I. M., Lobanov D. V., Figura K. N. *Sovremennye tekhnologii intensivifikatsii protsessov peremeshivaniya betonnykh smesey* [Modern technologies of intensifying the mixing processes of concrete mixes]. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny – Construction and road machines*, 2011, no. 1, pp. 37–41.
4. Kuz'michev V. A. *Metody modelirovaniya i proektirovaniya vibratsionnykh smesitel'nykh mashin*. Diss. dokt. tekhn. nauk [Methods of modeling and design of vibration mixing machines. Dr. Sci. Tech. diss.]. Leningrad, 1989, 397 p.
5. Kuz'michev V. A. *Osnovy proektirovaniya vibromikserov* [Basics of vibration mixers design]. LAP LAMBERT Publ., 2013, 136 p.
6. Kuz'michev V. A. *Osnovy proektirovaniya vibratsionnogo oborudovaniya. Ucheb. posobie* [Basics of vibration equipment design. Teaching manual]. St. Petersburg, Lan Publ., 2014, 208 p.
7. Serebrennikov A. A., Kuz'michev V. A. *Vibratsionnye smesiteli (konstruktsii, issledovaniya, raschety)* [Vibration mixers (designs, investigations, calculations)]. Moscow, Nedra Publ., 1999, 148 p.
8. Repin S. V., Sizikov S. A., Skripilov A. P. *Teoreticheskoe i ehksperimental'noe issledovaniya vibroudarnogo grokhota dlya fraktsionirovaniya peska* [Theoretical and experimental study of the vibratory impact screen equipment for fractioning sand]. *Vestnik grazhdanskikh inzhenerov – Bulletin of Civil Engineers*, 2013, no. 5 (40), pp. 188–193.
9. Repin S. V., Volkov S. A., Litvin R. A. *Gashenie rezonansnykh kolebaniy v vibratsionnykh stroitel'nykh mashinakh* [Damping of resonant oscillations in vibration construction machines]. *Stroitel'nye dorozhnye mashiny – Construction road machines*, 2016, no. 3, pp. 27–32.
10. Demić M. D., Diligenski Đ. M. Numerical Simulation of Shock Absorbers Heat Load for Semi-Active Vehicle Suspension System. *Thermal Science*, 2016, vol. 20, no. 5, pp. 1725–1739.
11. Mohd Sh. et al. *Experimental Heat Transfer Study on the Shock Absorber Operation*. International Conference on Science & Technology "Applications in Industry & Education", Permatang Pauh Publ., Pinang, Malaysia, 2008.
12. Hrovat D., Hubbard M. Optimum Vehicle Suspensions Minimizing RMS Rattlespace. Sprung Mass, and Jerk. *ASME*, 1982, 81-WA/DSC-23, pp. 1–9.