

УДК 625.84:85.068.08

И. М. Ефремов, К. Н. Фигура*

ОСОБЕННОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДА ФИЗИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ К РАСЧЕТУ БЕТОННОГО СМЕСИТЕЛЯ

Посредством метода физического моделирования определены критериальная зависимость эффективной вязкости от параметров вибрации и геометрических размеров смесителя и зависимость мощности привода вибратора для плоскопараллельной и прецессионной установок.

Ключевые слова: эффективная вязкость, физическое моделирование, теория подобия, смеситель, вибрирование.

В настоящий момент к задачам, стоящим наиболее остро в строительной индустрии Российской Федерации, относятся разработка, освоение и ускоренный выпуск наиболее прогрессивных машин с более высокой производительностью. В частности, ключевой является проблема ускоренного создания и освоения серийного выпуска комплектных технологических линий и оборудования для изготовления современных строительных материалов, изделий и сборных конструкций.

В связи с поставленными задачами является актуальным решение вопроса по созданию смесителей, обеспечивающих

высокопроизводительное и качественное приготовление различных смесей, используемых в области дорожного и промышленно-гражданского строительства.

Длительность и качество смешивания теснейшим образом связано с параметрами смешивающих органов и режимом их работы, характером распределения компонентов по объему замеса после загрузки их в смеситель и интенсивностью воздействия рабочего органа на смесь. Таким образом, для усовершенствования конструкции смесителя необходимо решить несколько задач:

* - автор, с которым следует вести переписку.

1. Определить критериальную зависимость эффективной вязкости (касательно-го напряжения сдвига) от параметров вибрации и геометрических размеров смесителя.

2. Определить зависимость мощности привода вибратора для плоскопараллельной и прецессионной установок.

Одним из наиболее перспективных является способ смешивания строительных смесей при наложении вибрационного поля, поэтому авторами предлагается конструкция экспериментальной установки, изображенная на рис. 1. Приняты следующие обозначения: 1 – роторно-вибрационный смеситель, 2 – реометр для измерения касательного напряжения сдвига, 3 – электродвигатель постоянного тока для осуществления привода вибратора, 4 – цилиндрический и червячный редукторы, 5 – электродвигатель постоянного тока для привода лопастного вала, 6 – тиристорный электропривод, 7 – электродвигатель привода реометра, 8 – цилиндрический редуктор, 9 – тензодатчик.

Для решения поставленных выше задач целесообразно использовать метод физического моделирования. Метод физического моделирования является весьма эффективным орудием экспериментального исследования физических процессов, поскольку позволяет на уменьшенной или увеличенной модели промышленного аппарата проводить качественное и количественное изучение процесса, протекающего в образце, который часто бывает малодоступен. При моделировании физические переменные и модели и сама рабочая среда могут отличаться от соответствующих переменных и среды в «образце».

Метод моделирования базируется на теории подобия. Изложению основ теории подобия в различных областях науки посвящены работы М. В. Кирпичева, А. А. Гухмана, Л. М. Седова и др. [1, 2, 3] Фундаментальные исследования этого направления в области строительных и дорожных машин опубликованы в работах В. М. Баловнева [4, 5].

В то время как теория подобия изучает свойства заведомо подобных систем, учение о моделировании призвано решить прикладную задачу, а именно: установить, каким

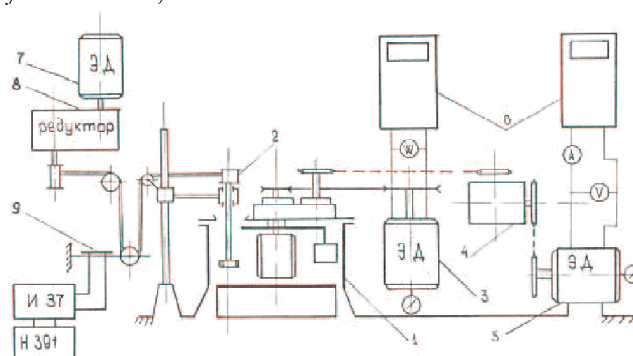


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

требованиям должна удовлетворять модель, чтобы процессы, происходящие в ней, были подобны процессам, протекающим в образце. Можно дать также следующее определение метода моделирования: метод моделирования дает способ обобщения результатов единичного опыта.

Пределы закономерного распространения результатов единичного опыта указываются в теореме теории подобия. Формулируется теорема так: подобными явлениями будут те, которые имеют подобные условия однозначности и одинаковые определяющие критерии. Определяющие критерии состоят из независимых между собой величин, которые входят в условие однозначности (геометрические соотношения, физические параметры, начальные и граничные краевые условия).

Теория подобия исходит из тех же предпосылок, что и аналитический расчет: должны быть заданы начальные (граничные) условия, параметры и координаты исследуемого процесса. Таким образом, теория подобия служит связующим звеном между теорией и экспериментом. Эксперимент, выполненный на ее основе, освобождает от необходимости аналитического решения задачи, не всегда являющегося доступным.

Другое важное и решающее преимуществом теории подобия: постановка и задача эксперимента упрощаются тем, что в этом случае находится функциональная связь между целыми комплексами величин, определяющих явление, т. е. нет необходимости изучать влияние на процесс каждого фактора в отдельности, что позволяет в значительной степени сократить количество опытов.

Вместе с тем, теория подобия, вскрывая ряд связей и взаимоотношений, указывая рациональную форму обработки опытных данных, не может дать больше того, что содержится в уравнениях, описывающих явление, и она не является универсальной теорией. Общего решения она не дает, а лишь позволяет обобщать опытные данные в области, ограниченной условиями подобия.

При физическом моделировании происходит изменение масштаба, но сохраняется природа явления. Качественные и количественные связи подобных явлений устанавливаются в виде критериальных соотношений.

Для того, чтобы смесительный агрегат обеспечивал условие смешивания, частицам структурированной вязкопластичной среды – как в природе, так и в модели – необходимо двигаться по геометрически подобным путям, а физические и механические величины в обоих смесителях должны находиться в одинаковых отношениях между собой, определяемых константами подобия. В случае вибросмешивания это выполняется обеспечением вибрационных режимов и масштабных соотношений между определяющими геометрическими размерами опытной модели и промышленного агрегата.

Для решения задачи о выборе геометрических и кинематических параметров конструкции смесителя необходимо исследовать процесс разрушения структуры материала, загружаемого в смеситель, при наложении поля вибрации. Подобным исследованиям в этой области посвящены работы А. Е. Десова, Г. Я. Кун-

носа, Б. Г. Гольдштейна и др. [6, 7, 8, 9]. Согласно представлениям по этому вопросу, при вибрационном воздействии структурированные системы приобретают свойства текучести. Установлено, что при вибрировании цементно-бетонных смесей между градиентом скорости сдвига и напряжением есть линейная зависимость, т. е. эти смеси при вибрировании подобны ньютоновским жидкостям. С повышением частоты и амплитуды вибрирования вязкость бетона понижается. Чем больше для одной и той же смеси амплитуда и частота колебаний, тем больше разрушение структуры. Для разных смесей одна и та же частота тем больше понижает вязкость, чем больше структурирована система, т. е. чем выше наибольшая статическая вязкость. Установлено также, что с возрастанием водно-цементного отношения изотропное разрушение структуры при воздействии вибрации уменьшается.

На основе вышеизложенных положений для установления геометрических соотношений между вибратором и корпусом смесителя, оптимальных параметров вибрации, при которых обеспечивается однородное разрушение структуры смеси во всем объеме, использовалась теория моделирования.

Определение основных физических и геометрических параметров на основе проведенного анализа позволяет написать функциональную зависимость:

$$\mu = f\left(A, \omega, \frac{F}{V}, g, \rho, \frac{R_x}{R}, \frac{h_y}{h}, \frac{B}{C}\right), \quad (1)$$

где A – амплитуда вибратора, ω – частота вибратора, $\frac{F}{V}$ – отношение площади контакта вибратора со смесью к объему загрузки, g – ускорение свободного падения, ρ – плотность смеси, $\frac{R_x}{R}, \frac{h_y}{h}$ – координаты точки замера вязкости, μ – эффективная вязкость смеси, $\frac{B}{C}$ – водно-цементное отношение.

Преобразуем зависимость (1) к критериальному виду. Для этого выберем в качестве независимых параметров плотность ρ , частоту ω и амплитуду A колебаний, которые имеют независимые размерности. Выразим через них размерности оставшихся параметров:

– ускорение свободного падения

$$[g] = [A] \cdot [\omega]^2;$$

– эффективной вязкости

$$[\mu] = [\rho] \cdot [A]^2 \cdot [\omega]; \quad (2)$$

– геометрического комплекса

$$\left[\frac{F}{V} \right] = [A]^{-1}.$$

Из уравнений размерностей (2) получаем следующие безразмерные комплексы:

$\frac{g}{A \cdot \omega^2}$ – модифицированный критерий Фруда (определяющий критерий);

$\frac{\mu}{\rho \cdot A^2 \cdot \omega}$ – модифицированный критерий Рейнольдса (определяемый критерий);

$\frac{F \cdot A}{V}$ – критерий, определяющий передаточную способность вибрационного воздействия на смесь поверхностью рабочего органа (определяющий критерий).

Таким образом, получим:

$$\begin{aligned} & \frac{\mu}{\rho \cdot A^2 \cdot \omega} = \\ & = C_0 \cdot \left(\frac{g}{A \cdot \omega^2} \right)^{n_1} \cdot \left(\frac{F \cdot A}{V} \right)^{n_2} \cdot \left(\frac{R_x}{R} \right)^{n_3} \cdot \left(\frac{h_y}{h} \right)^{n_4}, \quad (3) \end{aligned}$$

где C_0 – коэффициент, учитывающий исходные структурно-реологические свойства смеси. Учитывая геометрическую форму роторно-вибрационного смесителя, критерий, определяющий передаточную способность вибрационного воздействия на смесь поверхностью рабочего органа, можно преобразовать к виду:

$$\begin{aligned} \frac{F \cdot A}{V} &= \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot r_B \cdot h \cdot A}{\pi \cdot (R^2 - r_B^2) \cdot h} = \\ &= \frac{2 \cdot r_B \cdot A}{R^2 \cdot \left(1 - \frac{r_B^2}{R^2} \right)} \cong \frac{2 \cdot r_B \cdot A}{R^2}. \end{aligned}$$

Так как при соотношении $\frac{R}{r_B} > 10$, величина $\frac{r_B}{R^2}$

является малой по сравнению с единицей. В полученном безразмерном комплексе коэффициент «2» можно в дальнейшем не учитывать.

К рассмотрению можно принять критериальную зависимость:

$$\frac{\mu}{\rho \cdot A^2 \cdot \omega} = C_0 \cdot \left(\frac{g}{A \cdot \omega^2} \right)^{n_1} \cdot \left(\frac{r_B \cdot A}{R^2} \right)^{n_2} \cdot \left(\frac{R_x}{R} \right)^{n_3} \cdot \left(\frac{h_y}{h} \right)^{n_4}, \quad (4)$$

устанавливающую зависимость между эффективной вязкостью и геометрическими и кинематическими параметрами смесителя.

Необходимо отметить, что большинство строительных смесей в процессе воздействия вибрации и по мере увеличения амплитуды и частоты колебаний претерпевают значительные изменения.

Без вибрации и при амплитудных значениях ускорений колебаний до 20-30 м/с² они подчиняются уравнению Бингама-Швецова:

$$\tau = \tau_0 + \mu \cdot \frac{d\nu}{dn},$$

где τ_0 – предельное напряжение сдвига.

При амплитудных значениях ускорений колебаний более 30 м/с² их поведение можно условно описывать уравнением Ньютона:

$$\tau = \mu \cdot \frac{d\nu}{dn}.$$

В условиях проведения реологического эксперимента с постоянной скоростью измерение предельного напряжения сдвига представляет определенные трудности. Кроме того, установление точной границы перехода из одного состояния в другое невозможно. Это в целом затрудняет

расчет вязкости. Поэтому целесообразно зависимость (4) преобразовать к виду:

$$\frac{\tau}{\rho \cdot A} = C_* \cdot \left(\frac{g}{A \cdot \omega^2}\right)^{n_1} \cdot \left(\frac{r_B \cdot A}{R^2}\right)^{n_2} \cdot \left(\frac{R_X}{R}\right)^{n_3} \cdot \left(\frac{h_y}{h}\right)^{n_4}, \quad (5)$$

где τ – напряжение сдвига, рассчитывается по величине момента M на роторе реометра, по формуле:

$$\tau = \frac{M}{2 \cdot \pi \cdot r_p \cdot h_p},$$

где r_p и h_p – соответственно, радиус и высота ротора реометра.

Для достоверного и обоснованного перехода от модели к натуре на основании теоремы подобия необходимо, чтобы соблюдалось равенство определяющих критериев при наличии подобия условий однозначности.

Таким образом:

$$\frac{g}{A_1 \cdot \omega_1^2} = \frac{g}{A_2 \cdot \omega_2^2} \Rightarrow \frac{A_1 \cdot \omega_1^2}{A_2 \cdot \omega_2^2} = 1; \quad (6)$$

$$\frac{r_{B1} \cdot A_1}{R_1^2} = \frac{r_{B2} \cdot A_2}{R_2^2}; \quad (7)$$

$$\frac{R_{X1}}{R_1} = \frac{R_{X2}}{R_2}; \quad (8)$$

$$\frac{h_{y1}}{h_1} = \frac{h_{y2}}{h_2}. \quad (9)$$

Если предположить, что условие (6) соблюдается за счет равенства амплитуд и частот колебаний, то из условия (7) следует, что должно соблюдаться геометрическое подобие размеров корпуса смесителя и вибратора, т. е.

$$\frac{r_{B1}}{R_1^2} = \frac{r_{B2}}{R_2^2}.$$

На втором этапе теоретических исследований с применением метода анализа размерностей выводились критериальные уравнения по определению мощности N , потребляемой кинематическим вибратором. Она расходуется на преодоление внешних сопротивлений смеси и механические потери:

$$N = N_1 + N_2,$$

где N_1 – мощность на преодоление внешних сопротивлений цементно-бетонной смеси; N_2 – мощность на механические потери в подшипниках.

Сравнивая конструкцию кинематического вибратора с конструкциями глубинных вибраторов для уплотнения смесей, можно проследить их функциональную аналогию.

В работах ряда авторов [6, 9, 10] рассмотрен процесс глубинного вибрирования бетонных смесей. Отмечается, что наибольшие затруднения, вследствие отсутствия достаточно полных данных о величине и законе их изменения, вызывает определение мощности, идущей на преодоление внешних сопротивлений.

Очевидно, для того, чтобы бетонную смесь привести в состояние тиксотропного разжижения, необходимо затратить определенную работу – тем больше, чем жестче бетонная смесь. В связи с этим способность вибратора передавать энергию колебаний смеси и условия передачи этой энергии в смесь должны играть важную роль при определении эффективности вибратора.

Как показали исследования [9, 11], лишь совокупность таких параметров, как амплитуда, частота и форма колебаний, а также величина активной поверхности корпуса целиком определяют как величину энергии, развиваемой внутренним вибратором, так и условие передачи и воздействия колебаний на бетонную смесь.

На основе приведенного анализа можно записать функциональную зависимость мощности N_1 кинематического вибратора:

$$N_1 = f\left(A, \omega, \frac{F}{V}, h, g, \rho, \alpha\right), \quad (10)$$

где h – высота вибратора, находящегося в контакте со смесью, α – угол прецессии.

Введен дополнительный параметр α – угол прецессии, поскольку конструкция вибратора предусматривает в случаях не-

обходимости устанавливать различные амплитуды колебаний по высоте слоя. Воспользовавшись принципами, изложенными выше для получения критериального уравнения (3) для определения вязкости, можно получить критериальную зависимость для двух установок вибратора.

Для плоскопараллельной:

$$\frac{N_1'}{\rho \cdot \omega^3 \cdot A^5} = C' \cdot \left(\frac{g}{A \cdot \omega^2}\right)^{m_1'} \cdot \left(\frac{F \cdot A}{V}\right)^{m_2'} \cdot \left(\frac{h}{A}\right)^{m_3'} \quad (11)$$

Для прецессионной:

$$\frac{N_1''}{\rho \cdot \omega^3 \cdot A^5} = C'' \cdot \left(\frac{g}{A \cdot \omega^2}\right)^{m_1''} \cdot \left(\frac{F \cdot A}{V}\right)^{m_2''} \cdot (\text{ctg } \alpha)^{m_3''} \quad (12)$$

Таким образом, применение метода физического моделирования при расчете роторно-вибрационного смесителя позволит решить следующие задачи:

1. Определить критериальную зависимость эффективной вязкости (касательного напряжения сдвига) от параметров вибрации и геометрических размеров смесителя.

2. Определить зависимость мощности привода вибратора для плоскопараллельной и прецессионной установок.

Литература

1. Гухман А. А. Введение в теорию подобия. 2-е изд. М.: Высшая школа, 1975. - 295с.
2. Кирпичев М. В., Конаков П. К. Математические основы теории подобия. М.; Л.: Изд-во АН СССР, 1949. 98 с.
3. Седов Л. И. Метод подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1972. 324 с.
4. Баловнев В. И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин: учеб. пособие для студентов вузов. М.: Высшая школа, 1981. 335 с.
5. Десов А. Е. Вибраторы для бетона. М.: Машиностроение, 1949. 200 с.
6. Десов А. Е. Вибрированный бетон. М.: Госстройиздат, 1956. 229 с.
7. Куннос Г. Я., Скудра А. М. Теория и практика виброперемешивания бетонных смесей. Рига: Изд-во АН Латв.ССР, 1962. 216 с.
8. Гольдштейн Б. Г. Выбор параметров глубинных вибраторов для уплотнения бетона. М.: Машиностроение, 1968. 66 с.
9. Гольдштейн Б. Г., Петрунькин Л. П. Глубинные вибраторы для уплотнения бетона. М.: Машиностроение, 1966. 172 с.
10. Шмигальский В. Н. Станковое вибрирование бетонных смесей. Ростов н/Д, 1961. 48 с.
11. Теория подобия и размерностей. Моделирование / П. М. Алабужев [и др.]. М., 1968.