

Расчет надежности работы бульдозера при  $\Pi_T < \overline{\Pi_B}$  (рис. 3) производится по формуле [4]:

$$H = 50 + \frac{100}{\sigma_B^{\Pi} \sqrt{2\pi}} \cdot \int_{\Pi_T}^{\overline{\Pi_B}} e^{-\frac{(\Pi_B - \overline{\Pi_B})^2}{2\sigma_B^{\Pi 2}}} d\Pi_B. \quad (6)$$

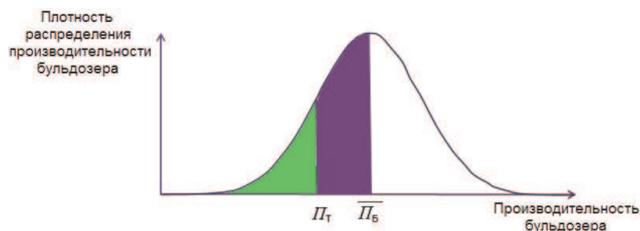


Рис. 3. Плотность распределения производительности бульдозера

### Заключение

Авторами рекомендуется при оценке производительности строительных землеройных машин учитывать надежность их работы, что способствует повышению надежности строительства, составлению более реальных ПОС, ППР и календарных графиков производства строительно-монтажных работ. Для этого в формулу производительности следует подставлять соответствующий коэффициент использования машин по времени: при отказе техники или при организационно-эксплуатационной надежности производства

работ, или общей надежности (при отказе техники и организационно-эксплуатационной надежности производства работ).

### Литература

1. Гусаков А.А., Ильин Н.И. Организационно-технологическая надёжность строительства. М.: Стройиздат, 1984. 169 с.
2. Исаков А.Л., Кузнецова К.С., Кузнецов С.М. Оптимизация работы комплекса машин при строительстве объектов // Изв. вузов. Строительство. 2012. № 1. С. 52–57.
3. Кузнецов С.М., Кузнецова К.С. Обработка результатов натурных испытаний при техническом и тарифном нормировании // Экономика 2010. №7. С. 88–99.
4. Исаков А.Л., Кузнецова К.С., Кузнецов С.М. Оптимизация работы комплекса машин // Экономика 2013. № 1. С. 85–91.

### References

1. Gusakov A.A., Ilyin N.I. Organizational and technological reliability of construction. M.: Stroyizdat. 1984. 169 s.
2. Isakov A.L., Kuznetsova K.S., Kuznetsov S.M. Optimization of a machines group operation in project construction // Izv. vuzov. Stroitel'stvo. 2012. № 1. S. 52–57.
3. Kuznetsov S.M., Kuznetsova K.S. The processing of full-scale tests results at a rate and tariff setting // Ekonomika. 2010. №. 7. S. 88 – 99.
4. Isakov A.L., Kuznetsova K.S., Kuznetsov S.M. Optimization of a machine group operation // Ekonomika. 2013. № 1. S. 85 – 91.

УДК 69.002.5

## Основы методики расчета электромагнитных вибровозбудителей, используемых в смесительных агрегатах

И.М. Ефремов<sup>1, а</sup>, В.А. Кузьмичев<sup>2, б</sup>

<sup>1</sup>Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>2</sup>Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, ул. Политехническая 29, Санкт-Петербург, Россия

<sup>а</sup>sdm@brstu.ru, <sup>б</sup>kuzmichev\_va@mail.ru

Статья поступила 15.05.2013, принята 15.08.2013

Реализация внедрения способа вибрационного перемешивания дающая несомненные перспективы, как в области получения качественных материалов, так и в области создания высокопроизводительных агрегатов, недоходит до практического использования. Одна из причин этих тенденций кроется в отсутствии надежных конструкций и современных методик расчета оптимальных параметров. В статье для устранения обозначенных проблем предлагается использовать в качестве виброактиваторов оболочечные элементы в виде силифонов и наборных конструкций, а для создания вибрационного поля использование электромагнитных вибровозбудителей, отличающихся надежностью, малым энергопотреблением и небольшими габаритными размерами. Кроме того авторами предлагается методика расчета основных параметров вибровозбудителей, опирающаяся на теорию колебаний. Математические зависимости приведенные в статье, плод глубоких теоретических и многочисленных экспериментальных исследований, определяют оптимальные параметры при выборе режимов работы агрегата и его геометрических и кинематических параметров. Полученное в работе сравнение результатов расчетов основных параметров вибровозбудителя колебаний свидетельствует о приемлемости полученных выражений для инженерных расчетов при внедрении электромагнитных вибровозбудителей в качестве привода виброактиваторов в смесительных агрегатах принудительного действия, что позволяет отказаться от трудоемкого конечно-элементного моделирования.

**Ключевые слова:** электромагнитные вибровозбудители, оболочечные виброактиваторы, теория колебаний.

# Basic principles of methods for calculating electromagnetic exciters used in a mixing unit

I.M. Yefremov<sup>1, a</sup>, V.A. Kuz'michev<sup>2, b</sup>

<sup>1</sup>Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

<sup>2</sup>Saint-Petersburg State Polytechnical University, 29 Politekhnicheskaya st., St.-Petersburg, Russia

<sup>a</sup>sdm@brstu.ru, <sup>b</sup>kuzmichev\_va@mail.ru

Received 15.05.2013, accepted 15.08.2013

The implementation of the vibratory mixing mode, which gives obvious possibilities in the field of both obtaining high quality materials and the development of high-performance units, do not get any practical application. One of the reasons for this is the lack of reliable designs and modern techniques to calculate the optimal parameters. To eliminate the indicated problems, it has been proposed to use shell elements in the form of syphons and composite structures as vibration activators. To create the vibration field, the electromagnetic exciters notable for their reliability, low power consumption and small dimensions have been used. In addition, the authors have proposed a technique to calculate the main parameters of the exciters based on the vibration theory. The mathematical dependences given in the article are the result of in-depth theoretical and experimental research and determine the optimal parameters when choosing the operating modes of the unit and its geometrical and kinematic parameters. The comparison of the calculation results of the vibratory exciter's main parameters revealed in the paper are indicative of the acceptability of the obtained expressions for engineering calculations while introducing the electromagnetic exciters as a drive for vibratory exciters in the forced mixing units that allows eliminating the time-consuming finite-element simulation.

**Keywords:** electromagnetic vibratory exciters, shell vibration activators, vibration theory.

**Постановка проблемы.** В настоящее время одной из ключевых проблем в строительной индустрии является проблема усовершенствования оборудования, предназначенного для приготовления строительных смесей. Реалии современного строительного рынка предъявляют жесткие требования к технике, в частности к смесительному оборудованию. Наиболее перспективным путем развития смесителей является применение вибрации, обеспечивающей повышение интенсивности рабочего процесса смешивания. В то же время, имеется ряд проблем, препятствующих модернизации вибрационных смесителей: сложность применения существующих моделей поведения бетонных смесей при наложении вибрации для решения прикладных конструкторских задач, разрушающее воздействие вибрации на конструктивные элементы смесителя, высокие энергетические затраты на осуществление вибрационной обработки бетонной смеси, неэффективные режимы вибрирования [1, 7, 9].

Предлагается для устранения обозначенных проблем использовать в качестве виброактиваторов облолочные элементы в виде силифонов и наборных конструкций [7]. Для создания колебаний предлагается использовать электромагнитные вибровозбудители, отличающиеся простотой и надежностью, малым энергопотреблением и незначительными габаритными размерами [2, 3, 4, 5, 6].

**Предлагаемое решение.** С позиций теории колебаний электромагнитные вибровозбудители представляют собой динамическую модель двухмассных вибровозбудителей и, следовательно, систему с двумя степенями свободы. Динамическая схема электромагнитных вибровозбудителей представлена на рис. 1.

Здесь  $m_p$  и  $m_a$  – соответственно реактивная масса (корпус вибровозбудителя с деталями присоединенного к сердечнику электромагнита) и активная масса (рабочий орган с деталями присоединенного к якорю элек-

тромагнита),  $k_2$ ;  $\Delta$  – дополнительный зазор между якорем и сердечником электромагнита для предотвращения их соударений в процессе работы,  $m$ ;  $a_0$  – относительная амплитуда колебаний масс  $m_p$  и  $m_a$ ,  $m$ ;  $c_1$  и  $c_2$  – жесткости упругой системы

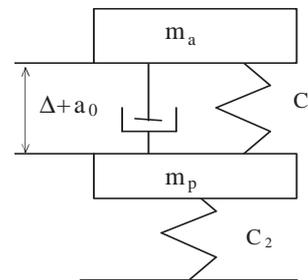


Рис. 1. Динамическая модель

В представленной динамической модели имеем параллельное соединение жесткостей и, следовательно, приведенная жесткость определяется по формуле:

$c = c_1 + c_2$ . Подвеска рабочего органа вибрационной машины осуществляется посредством пружины, жесткость которой  $c_2 \ll c_1$ . Следовательно,  $c \cong c_1$ .

Если подвес груза образован несколькими упругими элементами (рис. 2 а, б), то общий коэффициент жесткости определяется следующим образом.

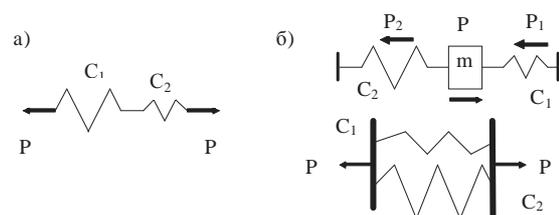


Рис. 2. Модели упругих систем

В случае последовательного соединения (рис. 2а) общая деформация системы:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2,$$

где  $\delta_1, \delta_2$  – соответствующая деформация упругого элемента.

Так как  $\delta = \frac{P}{c}$ , где  $c$  – общий коэффициент жесткости системы,

$$\delta_1 = \frac{P}{c_1}, \delta_2 = \frac{P}{c_2}, \text{ имеем } \frac{P}{c} = \frac{P}{c_1} + \frac{P}{c_2} \Rightarrow c = \frac{c_1 c_2}{c_1 + c_2}.$$

В случае параллельного соединения (рис. 2б) имеем:

$$\delta = \delta_1 = \delta_2; p = p_1 + p_2,$$

где  $p_1, p_2$  – соответствующее усилие, воспринимаемое каждым упругим элементом.

$$c\delta = c_1\delta + c_2\delta \Rightarrow c = c_1 + c_2$$

Дополнительные исходные данные:  $a_a$  – амплитуда колебаний активной массы  $m_a$  (задается технологическим процессом),  $m$ ;  $a_p$  – амплитуда колебаний реактивной массы  $m_p$ ,  $m$ ;  $f$  – частота питающего напряжения, Гц;  $\theta$  – коэффициент отстройки от резонанса;  $\gamma$  – логарифмический декремент затухания колебаний,  $\gamma = 0,5$ ;  $U$  – питающее напряжение, В.

Относительная амплитуда колебаний масс:

$$a_0 = \left(1 + \frac{m_a}{m_p}\right) a_a, \text{ м.}$$

Для смесительных машин, как правило,  $m_p = (0,2 \dots 0,3) \cdot M$  и  $m_a = (0,1 \dots 0,15) \cdot M$ , где  $M$  – масса машины.

Коэффициент отстройки от резонанса определяют по формуле:

$$\theta = \frac{2\pi f}{\omega_0} = \frac{\omega}{\omega_0},$$

где  $\omega$  и  $\omega_0$  – соответственно круговые частоты вынужденных и собственных колебаний системы, рад/с. Принимают  $\theta = 0,88 \dots 0,9$ . В этом случае  $\omega_0 = (55 \dots 57)$  Гц.

Ниже приводится методика определения основных параметров системы, позволяющая выбрать оптимальные значения факторов по предлагаемым формулам.

Приведенная масса:

$$m = \frac{m_p \cdot m_a}{m_p + m_a}, \text{ кг.}$$

Требуемая жесткость упругой системы  $c_1$ :

$$c_1 = \frac{m\omega^2}{\theta^2}, \text{ Н/м.}$$

Коэффициент вязкого трения:

$$h = \frac{m\omega\gamma}{\pi\theta}, \text{ кг/с.}$$

Коэффициент податливости:

$$k_0 = \frac{1}{c_1}, \text{ м/Н.}$$

Коэффициент влияния:

$$k_1 = \frac{1}{\sqrt{(c_1 - m\omega^2)^2 + (h\omega)^2}}, \text{ м/Н.}$$

Тригонометрические функции угла сдвига фаз между вынуждающей силой и перемещением определяют следующим образом:

$$\cos \psi_1 = \frac{c_1 - m\omega^2}{\sqrt{(c_1 - m\omega^2)^2 + (h\omega)^2}} = (c_1 - m\omega^2)k_1.$$

$$\sin \psi_1 = \sqrt{1 - \cos^2 \psi_1}$$

Принципиальная схема питания электромагнита вибровозбудителя представлена на рис. 3.

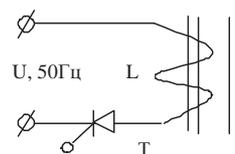


Рис. 3. Схема подключения

Здесь  $L$  – катушка электромагнита,  $T$  – тиристор.

Амплитудное значение первой гармоники вынуждающей  $Q_1$  силы определяется по формуле:

$$Q_1 = \frac{a_0}{k_1}, \text{ Н.}$$

Постоянная составляющая магнитного потока при принятой допустимой индукции  $[B] = 1,5 \text{ Тл}$  (Тесла):

$$\alpha = \Phi_0 = \frac{\mu_0 Q_1}{[B]}, \text{ Вб.}$$

Здесь  $\mu_0$  – магнитная проницаемость воздушного зазора,  $\mu_0 = 1,256$  [Ом с/м];  $\Phi_0$  – амплитудное значение магнитного потока, Вб.

Площадь сечения магнитопровода электромагнита:

$$S = \frac{2\mu_0 Q_1}{[B]}, \text{ м}^2.$$

Количество витков катушки электромагнита:

$$n = \frac{U}{4,44 f \Phi_0}.$$

Величина  $n$  округляется до ближайшего большего значения.

Постоянная составляющая электромагнитной силы для данной схемы питания электромагнита

:

$$Q_0 = \frac{1}{\mu_0 S} \left( \alpha^2 + \frac{\Phi_0^2}{2} \right), H.$$

В рассматриваемом случае  $\alpha = \Phi_0$ .

Деформация сильфона под воздействием постоянной составляющей электромагнитной силы определяют по формуле:

$$W_0 = k_0 Q_0, м.$$

Амплитудное значение второй гармоники электромагнитной силы определяют по формуле:

$$Q_2 = \frac{\Phi_0^2}{2\mu_0 S}, H.$$

Номинальный зазор между якорем и сердечником электромагнита определяют по формуле:

$$\Delta = 1,2(a_0 + W_0), м.$$

Магнитное сопротивление воздушного зазора под одним из полюсов сердечника (обычно применяют сердечники П-образной либо Ш-образной формы) определяют по формуле:

$$R_\sigma = \frac{\Delta}{\mu_0 S}, [Гн^{-1}].$$

Магнитное сопротивление сердечника принимается равным:

$$R_c = 0,3R_\sigma, [Гн^{-1}].$$

Полная МДС электромагнита определяется по формуле:

$$F_c(t) = F_{c0} + F_{c1} \cos \omega t + F_{c1}^* \sin \omega t + F_{c2}^* \cos \omega t + F_{c2}^* \sin 2\omega t,$$

где

$$F_{c0} = \alpha \left[ R_c + \frac{2(\Delta - W_0)}{\mu_0 S} \right] - \frac{\Phi_0 a_0}{\mu_0 S}$$

$$F_{c1} = \frac{2a_0 \alpha}{\mu_0 S} \cos \psi_1 - \Phi_0 \left[ R_c + \frac{2(\Delta - W_0)}{\mu_0 S} \right]$$

$$F_{c1}^* = \frac{2a_0 \alpha}{\mu_0 S} \sin \psi_1$$

$$F_{c2} = \frac{\Phi_0 a_0}{\mu_0 S} \cos \psi_1$$

$$F_{c2}^* = \frac{\Phi_0 a_0}{\mu_0 S} \sin \psi_1.$$

Величину тока в обмотке электромагнита определяют:

$$i(t) = \frac{F_c(t)}{n} = \frac{F_{c0}}{n} + \frac{F_{c1}}{n} \cos \omega t + \frac{F_{c1}^*}{n} \sin \omega t + \frac{F_{c2}}{n} \cos 2\omega t + \frac{F_{c2}^*}{n} \sin 2\omega t, \quad A$$

Амплитудное значение тока первой гармоники:

$$J_{1m} = \sqrt{\left( \frac{F_{c1}}{n} \right)^2 + \left( \frac{F_{c1}^*}{n} \right)^2}, A.$$

Эффективное значение тока первой гармоники:

$$J_1 = \frac{J_{1m}}{\sqrt{2}}, A.$$

Коэффициент мощности первой гармоники:

$$\cos \varphi = \frac{F_{c1}^*}{F_{c1}}.$$

Амплитудное значение тока второй гармоники:

$$J_{2m} = \sqrt{\left( \frac{F_{c2}}{n} \right)^2 + \left( \frac{F_{c2}^*}{n} \right)^2}, A.$$

Эффективное значение тока второй гармоники:

$$J_2 = \frac{J_{2m}}{\sqrt{2}}, A.$$

Эффективное значение полного тока в обмотке электромагнита:

$$J = \sqrt{J_1^2 + J_2^2}, A.$$

Активная мощность, потребляемая из сети:

$$P = \frac{\sqrt{2}}{2} U \frac{F_{c1}^*}{n}, Bm.$$

Механическая мощность, необходимая для перемешивания смеси и компенсации потерь, возникающих при синусоидальной электромагнитной силе и трении, пропорциональной скорости определяют по формуле:

$$N = \frac{m_a a_0^2 \omega^3 \gamma}{2\pi \theta} \cdot \frac{k+1}{k}, Bm.$$

Здесь  $k = \frac{m_p}{m_a}$ .

Площадь сечения обмоточного провода определяют из условия:

$$j = \frac{J}{S_n} \leq [j],$$

где  $j$  – плотность тока, А/мм<sup>2</sup>;  $S_n$  – площадь поперечного сечения обмоточного провода, мм<sup>2</sup>;  $[j]$  – допускаемое значение плотности тока для электромагнитов вибровозбудителей принимают равным 1,8...2,0 А/мм<sup>2</sup>.

Обычно применяют провод типа ПСД и ПСДЛ ГОСТ 7019-80 круглого или прямоугольного сечения.

**Обсуждение результатов.** Сравнение полученных результатов расчетов основных параметров вибровозбудителя колебаний свидетельствует о приемлемости полученных выражений для инженерных расчетов при внедрении электромагнитных вибровозбудителей в качестве привода виброактиваторов в смесительных агрегатах принудительного действия, что позволяет отказаться от трудоемкого конечно-элементного моделирования.

## Литература

## References

1. Ефремов И.М. Интенсификация процесса и выбор параметров роторно-вибрационного смесителя: дис ... канд. техн. наук. Л., 1985. 240 с.
2. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Савонь В.М., Янин В.С. Роторный смеситель с электромеханическим вибровозбудителем: пат. 2292943 Рос. Федерация. № 2005117300/15; заявл. 06.06.05; опубл. 10.02.07, Бюл. № 11. 2 с.
3. Ефремов И.М., Янин В.С., Никифоров Р.Е., Огородников В.С. Роторный смеситель с электрогидравлическим вибровозбудителем: пат. 74081 Рос. Федерация. № 2006123298/22; заявл. 29.06.06; опубл. 20.06.08, Бюл. № 12. 2 с.
4. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Савонь В.М., Янин В.С. Роторно-вибрационный смеситель с кольцевым магнитоstrictionным преобразователем: пат. 2318586 Рос. Федерация. № 2006107843/15, заявл. 13.03.06, опубл. 10.03.08, Бюл. № 10. 3 с.
5. Ефремов И.М., Савонь В.В. Смеситель-дозатор конусный с электромеханическим вибровозбудителем: пат. 2366498 Рос. Федерация. № 2008110288/15; заявл. 17.03.08; опубл. 10.09.09, Бюл. 12. 2 с.
6. Лобанов Д.В., Ефремов И.М. Роторно-вибрационный смеситель с магнитоstrictionным преобразователем пластинчатого типа: пат. 80358 Рос. Федерация. № 2008104482/22; заявл. 05.02.08; опубл. 10.02.2009, Бюл. 9. 2 с.
7. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения // Строительные и дорожные машины. 2008. № 9. С. 7-9.
8. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новый экспериментальный роторно-вибрационный смеситель // Строительные и дорожные машины. 2011. № 9. С. 16.
9. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Механическая активация бетонных смесей при интенсификации процессов перемешивания // Механизация строительства. 2011. № 2. С. 6-8.
1. Efremov I.M. Enhancement of the process and selection of rotor vibration mixer parameters: dis...kand. tekhn. nauk. L., 1985. 240 s.
2. Efremov I.M., Lobanov D.V., Savon' V.M., Yanin V.S. A rotor mixer equipped with an electromechanical vibration exciter: pat. № 2292943 Ros. Federatsiya. № 2005117300/15, yayavl. 06.06.2005, opubl. 10.02.2007, Byul. № 11. 2 s.
3. Efremov I.M., Yanin V.S., Nikiforov R.E., Ogorodnikov V.S. A rotor mixer equipped with an electrohydraulic vibration exciter: pat. № 74081 Ros. Federatsiya. № 2006123298/22, yayavl. 29.06.2006, opubl. 20.06.2008, Byul. № 12. 2 s.
4. Efremov I.M., Lobanov D.V., Savon' V.M., Yanin V.S. A rotor vibration mixer equipped with a ring magnetostrictive transducer: pat. № 2318586 Ros. Federatsiya. 2006107843/15, yayavl. 13.03.2006, opubl. 10.03.2008, Byul. № 10. 3 s.
5. Efremov I.M., Savon' V.V. A cone-shaped mixer-proportioner equipped with an electromechanical vibration exciter: pat. № 2366498 Ros. Federatsiya. № 2008110288/15, yayavl. 17.03.2008, opubl. 10.09.2009, Byul. № 12. 2 s.
6. Lobanov D.V., Efremov I.M. A rotor vibration mixer equipped with a plate-type magnetostrictive transducer: pat. № 80358 Ros. Federatsiya. № 2008104482/22, yayavl. 05.02.2008, opubl. 10.02.2009, Byul. № 9. 2 s.
7. Efremov I.M., Lobanov D.V. New type rotor mixers equipped with different vibroexcitation systems // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2008. № 9. S. 7-9.
8. Efremov I.M., Lobanov D.V. A new type rotor vibration mixer // Stroitel'nye i dorozhnye mashiny. 2011. № 9. S. 16.
9. Efremov I.M., Lobanov D.V., Figura K.N. Mechanical activation of a concrete mix while intensifying mixing processes // Mekhanizatsiya stroitel'stva. 2011. № 2. S. 6-8.

УДК 691.327

## Оценка надежности работы гидротранспортных систем

В.Б. Пермяков<sup>1, а</sup>, В.Н. Анферов<sup>2, б</sup>, С.М. Кузнецов<sup>2, с</sup>, С.И. Васильев<sup>3, д</sup><sup>1</sup>Сибирская автомобильно-дорожная академия, ул. Мира 5, Омск, Россия<sup>2</sup>Сибирский государственный университет путей сообщения, ул. Д. Ковальчук 191, Новосибирск, Россия<sup>3</sup>Сибирский федеральный университет, пр. Свободный 82, Красноярск, Россия<sup>а</sup>kaf\_edm@sibadi.org, <sup>б</sup>avn43@mail.ru, <sup>с</sup>ksm56@yandex.ru, <sup>д</sup>S-vasilev1@yandex.ru

Статья поступила 12.04.2013, принята 15.08.2013

*Авторами предложена модель оценки надежности работы гидротранспортных систем. С помощью этой модели можно оценить эффективность и надежность работы гидротранспортных систем и других строительных машин на любом объекте. Это позволит наиболее точно прогнозировать сроки производства отдельных видов работ и их стоимость еще на стадии проектирования. В статье определены комплексные показатели надежности – коэффициенты готовности, оперативной готовности, технического использования и сохранения эффективности. Для оценки надежности транспортно-технологического процесса предложено понятие надежности как вероятности достижения комплексом машин и механизмов конечной цели при производстве строительного-монтажных работ. Одним из основных факторов надежности работы строительных машин является коэффициент использования их по времени. Во всех нормативных документах приводятся устаревшие (25-летней давности) данные по коэффициентам использования машин в течение рабочего времени, которые требуют обновления, так как машины постоянно совершенствуются. Для оценки надежности работы строительных машин создана база данных на основе результатов натурных испытаний земснарядов, кранов, экскаваторов, бульдозеров и трубоукладчиков. Для обоснования базы данных по результатам натурных испытаний проводились два этапа проверки, логической и математической. После формирования выборки в соответствии с ГОСТ 8.207-76 проверялась ее принадлежность к закону нормального распределения с помощью критерия согласия Пирсона. Далее рассчитывались надежность и риск завершения запланированного объема земляных работ гидротранспортными системами в планируемый промежуток времени.*

**Ключевые слова:** гидротранспортная система, надежность, модель, комплексные показатели, коэффициент готовности, коэффициент оперативной готовности, коэффициент технического использования, коэффициент сохранения эффективности, организационно-технологическая надежность, организационно-технологический риск.