Therefore, the communication between the operator and the master diagnostician can recall dialogue of doctor with the patient: operator lists "complaints" on mashine, and diagnostician asks clarifying questions to determine external signs of faults and a set of required information for further diagnosis. Given the above situation, you can give a rational explanation. The increasing complexity of modern technical and man-machine systems (e.g., system operator – harvester") has led to the fact that their "behavior" is similar to the behavior of living organisms: it (the system) is difficult to understand and identify causal relationships without deep knowledge about its structure and organization of all processes. Untrained people might notice only the deviations (or disorders) in behavior on condition that he formed a subjective view about behavior.

Keywords: ***diagnostics, failure, knowledge base, deliberative system, hydraulic system***

УДК 635.82; 631.333.92

УТЁТ СИЛ СУХОГО ТРЕНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ И АНАЛИЗЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИБРАТОРА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНОГО УПЛОТНЕНИЯ БЕТОННЫХ СМЕСЕЙ НА СУБРЕЗОНАНСНЫХ РЕЖИМАХ

Ю. В. Човнюк, И. Н. Сивак, кандидаты технических наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
В. Т. Кравчук, кандидат технических наук
Киевский национальный университет строительства и архитектуры
e-mail: sivakim@ukr.net

Аннотация. *Предложен корректный подход для учёта сил сухого трения при моделировании и анализе вынужденных колебаний вибратора для поверхностного уплотнения бетонных смесей на субрезонансных режимах. Обычно под динамической нелинейностью понимается такая нелинейность, которая проявляется только при движении.*

К вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин виброционного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого супротивления (деформирование) изменяются непропорционально скорости в первой степени (в т.ч.

вибромашины для поверхностного уплотнения, бетонных смесей). В процессе работы вибромашины возникают различные по своей природе неупругие сопротивления: обрабатываемого материала (бетонной смеси); окружающего воздуха; внутренние сопротивления обусловленные расходом энергии в болтовых и заклёпочных соединениях, шарнирах, направляющих, в местах опор и заделки пружин и т.д.

Все эти сопротивления по-разному изменятся в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашин. Кождое из них влияют на форму и амплитуду колебаний, а также на расход энергии.

Результирующуго всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно преставить как многокомпонентное сопротивление, состоящие суммы одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений.

Ключевые слова: ***сухое трение, моделирование, анализ, вынужденные колебания, бетонная смесь, вибратор, поверхностное уплотнение, субрезонансные режимы***

Постановка проблемы. Обычно под динамической нелинейностью понимается такая нелинейность, которая проявляется только при движении [1]. К вибросистемам с динамической нелинейностью относятся колебательные системы большинства машин виброционного действия, применяемых в строительстве, у которых силы неупругого супротивления (деформирование) изменяются непропорционально скорости в первой степени (в т.ч. вибромашины для поверхностного уплотнения , бетонных смесей).

В процессе работы вибромашины возникают различные по своей природе неупругие сопротивления: обрабатываемого материала (бетонной смеси); окружающего воздуха; внутренние сопротивления обусловленные расходом энергии в болтовых и заклёпочных соединениях, шарнирах, направляющих, в местах опор и заделки пружин и т.д.

Все эти сопротивления по-разному изменятся в зависимости от смещения элементов колебательной системы вибромашин. Кождое из них влияют на форму и амплитуду колебаний, а также на расход энергии.

Анализ последних исследований. Результирующуго всех неупругих сопротивлений вибросистемы можно преставить как многокомпонентное сопротивление, состоящие суммы одновременно действующих однокомпонентных сопротивлений. В качестве однокомпонентных сопротивлений рассматриваются

[2, 3, 4]: сопротивления зависящие от скорости, гистерезисное сопротивление, являются функции смещения и зависящие от амплитуды; сопротивления, зависящие только от смещения; постоянное его величине сопротивления сухого трения.

Цель исследований. Направление результирующего много компонентного сопротивления, так же как и направление его отдельных компонентов, всегда противоположно скорости.

Результаты исследований. Вынужденные колебания таких динамически нелинейных вибросистем отсноваются уравнениям:

$$\begin{cases} \mathrm{M}\mathrm{x} + F(x, x\,\dot{}, wt) * \frac{x^{\cdot}}{|x^{\cdot}|} + kx \ = Q * \cos(wt + \alpha); \\ x(0) = X0; x^{\cdot}(0) = 0; x\left(\frac{\pi}{w}\right) = -X0; x^{\cdot}\left(\frac{\pi}{w}\right) = 0. \end{cases} \tag{1}$$

Здесь М – общая колебающаяся масса вибросистемы (включает массу собственно поверхностного вибратора для уплотнения и присоединенную к ней массу уплотняемой бетонной смеси); k – суммарная жосткость пружины; Q – амплитуда возмущающей силы; w – частота внужденных колебаний; $F(x, x, wt)$ – дополнительная функция определяющая величину силы неупругого сопротивления; $\frac{x^{\cdot}}{|x^{\cdot}|} = siqm(x^{\cdot})$ – множитель, указывающей что направление силы сопротивления меняется с изменениям направления скорости; X_0 – амплитуда колебаний; α – фазовый угол возмущающей силы в момент максимального смещения системы.

Амплитуда колебаний X_0 и фазовый угол α неизвестны. Точного аналитического решения управления (1) нет. Опубликованные в литературе и приближённые методы могут быть применены только к системам с малым сопротивлениям, т.е. с малой нелинейностью. Указанные приближение методы основаны на предложении, что колебания гармонические.

Метод тем, во многих виброционных машинах, особенно в (поверхностных) виброуложительных, демпфирующие силы изменяются непропорционально скорости, следовательно, что формы являются нелинейными. По величине эти силы имеют порядок возникающей силы и могут значительно превосходить величину силы упругости пружин т.е. являются относительно большими. Такие вибромашины нельзя рассматривать как системы с малым сопротивлениям.

В [4] предложен численный метод решения дифференциального уравнения (1) для самых различных демпфирующих функций, а в [9], на основе работ [5–7] и подходов [8], и предложен аналитический метод решения уравнения (1) для ситуации, когда сила неупругого сопротивления экевивалента силе сухого (кулоновского) трения:

$$\mathrm{F}(\mathrm{x}, \dot{\mathrm{x}}, \mathrm{wt}) \equiv \mathrm{F}^{*}\frac{x^{\cdot}}{|x^{\cdot}|}, \tag{2}$$

где: F= Mq*μ, q – ускорение свободного падения, μ – коэффициент трения скольжения.

Математическая модель, описывающееся установившееся вынужденные колебания вибратора с синусоидальной возмущающей силой при наличии сухого трения, используемого для поверхностного уплотнения бетонных смесей, имеет вид [9]:

$$\begin{cases} \mathrm{M}\ddot{x} + F * \dfrac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + kx \quad = Q * \cos(wt + \alpha); \\ x(0) = X0; \dot{x}(0) = 0; x(t1) = -X0; x^{\cdot}(t1\ ) = 0. \end{cases}$$

где: α – фазовый угол возмущающей силы при t=0; t_1 – время (продольность движения), в течение которого масса M переходит из одного крайнего положения (когда x= X_0) в другое крайнее положение, когда x=-X_0. Очевидно, что продолжительность движения не может быть больше половины колебаний, т.е. 0 < $t_1 \le \frac{\pi}{w}$.
Введём обозначение $F^{\times}=F^{*}\frac{X}{|X|}$.

В работе [9] показано, что существует два режима движения массы M: а) колебания происходят с паузами ($t_1 < \frac{\pi}{w}$); б) колебания происходят без пауз ($t_1 = \frac{\pi}{w}$). При этом получено значение т.н. критической силы трения Fкр*, при которой продолжительность движения t_1 стремится к колебаний возникающей гармонической силы $\frac{\pi}{w}$:

$$\frac{F^{\times}\text{кр}}{Q} = -\ \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} * \ \frac{1}{\sqrt{1+\left(\lambda * tg\frac{\pi}{2\lambda}\right)^2}}, \lambda = \frac{w}{p}, \quad p = \sqrt{\frac{k}{M}}. \qquad (4)$$

Здесь введено обозначение: $F^{\times}$ кр =Fкр*$\frac{X}{|X|}$. Физической силы λ состоит в том, что эта величина характеризует отношение частоты вынужденных колебаний ω к частоте p собственных колебаний систем (в [9] λ называют кратностью частью). Заметим, что обратная величина $\left(\frac{1}{\lambda}\right) = \frac{p}{\omega}$ определяет (в случае целого её значения, т.е. $\frac{1}{\lambda}$ =2; 3; 4; 5; 6; 7; ...) порядок субрезонанса, возникающего в даной колебательной системе. Такому критическому трению $F^{\times}_{кр}$ должен соответствии определённый критический угол $\alpha_{k\text{р}}$ [9], который можно определить из соотношения:

$$\alpha_{k\text{р}} = \operatorname{arctg} \left\{-\lambda \cdot tg\left(\frac{\pi}{2\lambda}\right)\right\}. \qquad (5)$$

И так, в соответствии с результатами [9]: а) колебания без пауз происходят при F < $F_{кр}$, тогда $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$; б) колебания с паузами происходит при F< $F_{кр,}$ $t_1 \rightarrow \frac{\pi}{\omega}$, α=$\alpha_{кр}$, колебания происходят без пауз.

Для анализа поведения исследуемой системы в субрезонансных режимах необходимо привести сводку основных результатов работы [9].

1. Режим колебаний без пауз $\left(t_1 = \frac{\pi}{\omega}; \quad F < F_{\text{кр}}\right)$.

$$\alpha_{F<F_{\text{кр}}} = \left[\frac{\mathrm{F}^*}{\mathrm{Q}} \cdot \frac{(1-\lambda^2)}{\lambda} \cdot \mathrm{tg}(\frac{\pi}{2\lambda})\right]; \tag{6}$$

$$X_{0_{F<F_{\text{кр}}}} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} \cdot \sqrt{1 - \left\{\frac{(1-\lambda^2)}{\lambda} \cdot tg(\frac{\pi}{2\lambda})\right\}^2}. \tag{7}$$

2. Режим колебаний с паузами $\left(0 < t_1 < \frac{\pi}{\omega}; \; F > F_{\text{кр}}\right)$.

Введём обозначение: $T = \omega t_1 < \pi$. Величина t_1 находится из трансцедентного уравнения:

$$\frac{T}{2} - arccos\left\{\left(\frac{F^*}{Q}\right) \cdot \frac{(1-\lambda^2)\cdot\sin(\frac{T}{2\lambda})}{[cos\left(\frac{T}{2}\right)\cdot\sin\left(\frac{T}{2\lambda}\right) - \lambda\cdot sin\left(\frac{T}{2}\right)\cdot cos\left(\frac{T}{2\lambda}\right)]}\right\} - arctg\left\{\frac{sinT - \lambda\cdot\sin\left(\frac{T}{\lambda}\right)}{cosT - cos\left(\frac{T}{\lambda}\right)}\right\} = 0. \tag{8}$$

$$\alpha_{F>F_{\text{кр}}} = -arctg\left\{\frac{sinT - \lambda\cdot\sin\left(\frac{T}{\lambda}\right)}{cosT - \cos\left(\frac{T}{\lambda}\right)}\right\};. \tag{9}$$

$$X_{0_{F>F_{\text{кр}}}} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \frac{\lambda^2}{(1-\lambda^2)} \cdot (1-\lambda^2) \cdot \left\{\cos\left(\alpha_{F>F_{\text{кр}}}\right) - \left(\frac{F^*}{Q}\right)\right\} = \frac{Q}{M\omega^2} \cdot \lambda^2 \cdot \left\{\cos\left(\alpha_{F>F_{\text{кр}}}\right) - \frac{F\cdot\dot{\mathrm{x}}}{Q\cdot|\dot{\mathrm{x}}|}\right\}. \tag{10}$$

3. Режим колебаний без пауз с критической силой сухого трения:

$$(T \to \pi_2 \, t_1 \to \frac{\pi}{\omega}, \; F = F_{\text{кр}}).$$

В этом случае: α =$F_{=Fkp}$= α_{kp} (5). Для амплитуды колебаний имеем:

$$X_{0_{F>F_{\text{кр}}}} = \frac{F_{\text{кр}}}{M\omega^2} = \frac{Q\cdot(-\lambda^2)}{(1-\lambda^2)\cdot M\omega^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+\left(\lambda\cdot tg\frac{\pi}{2\lambda}\right)^2}}. \tag{11}$$

Анализ выше приведенных результатов для случая функционирования исследуемой системы в режимах субрезонансов даёт следующее.

А. Нечётные субрезонансы (2n+1)- го порядка.

$$\lambda = \frac{\omega}{\mathrm{p}} = \frac{1}{3}; \frac{1}{5}; ; \frac{1}{7}; \ldots; ; \frac{1}{(2n+1),}, \text{ n e N}; \; \mathrm{tg}\left(\frac{\pi}{2\lambda}\right) \to \infty \tag{12}$$

Тогда имеем $F^{\times}_{кр}$=0⇔ $F_{кр}$ =0. Для колебаний без пауз должно быть F< $F_{кр}$, но F<0 означает, что в системе существует отрицательное сухое трение, т.е. в этом случае возникают автоколебания вместо колебаний без пауз, а формы (6) и (7) не справедливы . Для колебаний с паузами должно бить F >$F_{кр}$ ⇔ F >0. В этом случае имеем для вычисления t_1 (8), для α $_{F>0}$ формулу (9), а для $X_{0\ F>0}$ – (10).

При F=0, т.е. при критическом значении силы сухого трения колебания отсутствуют в соответствии с формолой (11).

Б. Чётные субрезонансы 2n-го порядка.

$$λ= \frac{ω}{\text{p}} = \frac{1}{2}; \frac{1}{4}; \frac{1}{6};….; ; \frac{1}{2n,}, \text{ n є N; tg } \left(\frac{π}{2λ}\right) = 0. \tag{13}$$

Тогда имеем:

$$\frac{F^{\times}\text{кр}}{Q} = -\frac{λ^2}{(1-λ^2)} <=> \frac{F\text{кр}}{Q} = -\frac{λ^2}{1-λ^2}. \tag{14}$$

Для колебаний без пауз (F <Fкр), т.е. при отрицательном сухом трении, возникают автоколебания в рассматриваемой системе. При этом α=0, а для амплитуды автоколебаний справедливо выражение:

$$X_{0F<Fкр} = \frac{Q}{Mω^2} \cdot \frac{λ^2}{(1-λ^2)},$$

т.е. автоколебания происходят с амплитудой, которая соответствует режиму колебаний даной системы при отсутствии в ней каких-либо сопротевлений (F=0).

При (F> $F_{кр}$), т.е. F>-$\frac{λ^2 * Q}{(1-λ^2)}$, в системе возможны колебания с паузами. Причём величина t1 определяется соотношением (8),α $_{F>Fкр}$ находим из (9), а $X_{0\ F>Fкр}$ из соотношения (10).

При ($F=F_{кр}$), т.е. F= - $\frac{λ^2 * Q}{(1-λ^2)}$ (опpиделяющое сухое трение) возможен также режим колебаний без пауз :

$$T=ω^* t_1 \rightarrow π,\ α_{кр}=0,\ X_0=-\frac{Q * λ^2}{Mω^2 * (1-λ^2)}. \tag{16}$$

В. Динамические коэффициенты (или коэффициенты усиления) для колебательной системе с сухим трением, функционирующей в субрезонансом режиме.

В соответствии с роботой [9], отношение амплитуды колебаний X_0 к смещению системы от действия статический системы Q принято называть динамическим коэффициентом или коэффициентом усиления:

$$X= \frac{X0}{(Q/k)} = \frac{X0}{A * (1-λ^2)},\ A= \frac{Q}{Mω^2} * \frac{λ^2}{(1-λ^2)}. \tag{17}$$

В общем виде динамические коэффициенты для колебательной системе с сухим трениям находятся из следующих выражений:

$$X_{\ F<Fкр} = \frac{\cos α}{1-λ^2} =. \frac{\sqrt{1-\left(\frac{F}{Q} * \frac{1-λ^2}{λ} * tg\frac{π}{2λ}\right)^2}}{1-λ^2}; \tag{18}$$

$$X_{\ F<Fкр} = \frac{1}{λ} * \left(\frac{F\text{кр}}{Q}\right); \tag{19}$$

$$X_{\ F<Fкр} = \cos α - \frac{F^{\times}}{Q},\ α= \text{arctg}\left\{\frac{\sin ωT - λ \cdot \sin pt1}{\cos ωt1 - \cos pt1}\right\}, \tag{20}$$

где: t_1 находим согласно решению трансцедентного уравнения (8) для T= $ωt_1$.

Вывод. Анализируя формулы (18)–(20) для режимов функционирования исследуемой системы, описываемых соотношениями (12) и (13), получаем следующее, что режимы нечётных субрезонансов (2_n +1)-го порядка: а) X $_{F<Fкр}$ не существует; б) X $_{F=Fкр}$ =0; в) X $_{F>Fкр}$ находим по аналогии со случаем нечётных субрезонансов (2_n +1)-го порядка.

Список литературы

1. *Курдюмов А. А.* Вибрация корабля / *А. А. Курдюмов*. – Л.: Машиностроение, 1961. – 302 с.
2. *Сакович В. Л.* Об учёте сил сопротивления в вибраторах для бетона / *В. Л. Сакович* // Известия вузов. Строительство и архитектура. – 1961. – №6. – С. 26–41.
3. *Сакович В. Л.* Исследование машин виброционного действия / *В. Л. Сакович* // Научные труды Киевского инженерного-строительного института. – К., 1961. – Вып. 17. – С. 109–121.
4. *Сакович В. Л.* Метод решения уравнения динамически нелинейных вибросистем / *В. Л. Сакович* // Научные труди Киевского инженерно-строительного института. – К., 1964. – Вып. 20. – С. 91–105.
5. *Ден. Гартог Дж. П.* Механические колебания / *Ден. Гартог Дж. П.* – М.: Физматиз, 1960. – 280 с.
6. *Den-Hartog J.P.* Forced Vibratious witl Combined Coulomb and Viscous Friction // Transactious of ASME. APM-53-9. – 1931. – P. 107–115.
7. *Стрекис А. М.* Вынужденные колебания с одной степенью свободы при наличии сухого трения и при произвольной возмущающей силе / *А. М. Стрекис* // Вопросы динамики и динамической прочности. – Рига: РПИ,1956. – Вып. IV. – С. 240–253.
8. *Крымов А. Н.* О некоторых дифереренциальных уравнениях математической физики / *А. Н. Крымов*. – М.-Л.: Машиностроение, 1950. – 368 с.
9. *Сакович В. Л.* Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения / *В. Л. Сакович* // Научные труды Киевского-инженерного-строительного института. – К., 1964. – Вып. 20. – С. 116–127.

References

1. *Kurdyumov, A. A.* (1961). Vybratsyya korablya [Vibration of the vehicle]. L.: Mashynostroenye, 302.
2. *Sakovych, V. L.* (1961). Ob uchete syl soprotyvlenyya v vybratorakh dlya betona [On account of the resistance forces in vibrators for concrete]. Building and architecture, 6, C. 26–41.
3. *Sakovych, V. L.* (1961). Yssledovanye mashyn vybrotsyonnoho deystvyya [Study of machines vibracionnogo activity]. Proceedings of the Kiev Civil Engineering Institute, K., Vip. 17, 109–121.
4. *Sakovych, V. L.* (1964). Metod reshenyya uravnenyya dynamychesky nelyneynikh vybrosystem [Method of solving the equation to dynamically nonlinear VibroSystM]. Proceedings of the Kiev Civil Engineering Institute, K., Vip. 20, 91–105.
5. *Den. Hartoh Dzh. P.* (1960). Mekhanycheskye kolebanyya [Mechanical vibrations]. M.: Fyzmatyz, 280.
6. *Den-Hartog J. P.* (1931). Forced Vibratious witl Combined Coulomb and Viscous Friction. Transactious of ASME. APM-53-9, 107–115.

7. *Strekys, A. M.* (1956). Vinuzhdennie kolebanyya s odnoy stepen'yu svobodi pry nalychyy sukhoho trenyya y pry proyzvol'noy vozmushchayushchey syle [Forced vibrations with one degree of freedom with dry friction and an arbitrary perturbing force]. Problems of dynamics and dynamic strength, Ryha: RPY, Vip. IV, 240–253.
8. *Krimov, A. N.* (1950). O nekotorikh dyfererentsyal'nikh uravnenyyakh matematycheskoy fyzyky [In some differentsialnykh equations of mathematical physics]. M.-L.: Mashynostroenye, 368.
9. *Sakovych, V. L.* (1964). Vinuzhdennie kolebanyya vybratora pry nalychyy sukhoho trenyya [Forced oscillations of the vibrator in the presence of dry friction]. Proceedings of the Kiev Engineering-construction Institute. K., Vip. 20. – 116–127.

ОБЛІК СИЛ СУХОГО ТЕРТЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ТА АНАЛІЗІ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ВІБРАТОРА ДЛЯ ПОВЕРХНЕВОГО УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ НА СУБРЕЗОНАНСНИХ РЕЖИМАХ

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак, В. Т. Кравчук

Анотація. *Запропоновано коректний підхід для врахування сил сухого тертя при моделюванні та аналізі вимушених коливань вібратора для поверхневого ущільнення бетонних сумішей на субрезонансных режимах. Зазвичай під динамічної нелінійністю розуміється така нелінійність, яка проявляється тільки при русі.*

До вибросистемам з динамічною нелінійністю відносяться коливальні системи більшості машин виброционного дії, застосовуваних у будівництві, у яких сили непружного супротивления (деформування) змінюються непропорційно швидкості в першій мірі (у т. ч. вібромашини для поверхневого ущільнення бетонних сумішей). У процесі роботи вібромашини виникають різні за своєю природою непружні опору: оброблюваного матеріалу (бетонної суміші), навколишнього повітря, внутрішні опору обумовлені витратою енергії в болтових і заклепочних з'єднаннях, шарнірах, направляючих, в місцях опор і закладення пружин і т. д.

Всі ці опору по-різному змінюватися в залежності від зміщення елементів коливальної системи вібромашин. Кождое з них впливають на форму і амплітуду коливань, а також на витрату енергії.

Результирующуго всіх непружних опорів вибросистемы можна преставить як багатокомпонентне опір, що складаються суми одночасно діючих однокомпонентних опорів.

Ключові слова: ***сухе тертя, моделювання, аналіз, вимушені коливання, бетонна суміш, вібратор, поверхневе ущільнення, субрезонансні режими***

ACCOUNT OF FORCES OF DRY FRICTION IN MODELING AND ANALYSIS OF FORCED VIBRATIONS OF VIBRATOR FOR SURFACE COMPACTION OF CONCRETE MIXES FOR SUBRESONANCE MODES

Yu. V. Chovnyuk, I. M. Sivak, V. T. Kravchuk

Abstract. *The correct approach is proposed to account for the dry friction forces in the simulation and analysis of forced vibrations of the vibrator for surface compaction of concrete mixes for subresonance modes. Usually, the dynamic nonlinearity is used to represent this nonlinearity, which appears only when driving.*

To vibrosystems dynamic nonlinearity are oscillatory system most cars vibracionnogo actions used in construction, whose strength inelastic soprotivlenie (deformation) speed change disproportionately in the first degree (including vibrators for surface compaction of concrete mixes). In the process, there are various vibrators in nature of inelastic resistance of the processed material (concrete mixture), ambient air, internal resistance caused by the flow of energy in bolted and riveted joints, hinges, rails, ground poles and incorporation of springs, etc.

All these resistance different changes depending on the displacement of the elements of the oscillating system vibrators. Each of them affect the shape and amplitude of oscillations, and power consumption.

Resultgroup all inelastic resistances VibroSystM can be reposed as multi-component resistance, consisting of the amount of concurrent single-label resistances.

Keywords: ***dry friction, modeling, analysis, forced oscillations, concrete mixture, vibrator, surface compaction, subresonance modes***

УДК 631.354.2

АНАЛІЗ КРИТЕРІЇВ СТІЙКОСТІ ПРИ РОБОТІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ НА СХИЛАХ

С. В. Смолінський, кандидат технічних наук
e-mail: s_smolinskyy@meta.ua

Анотація. *В статті наведено результати оцінки забезпечення стійкої роботи зернозбиральних комбайнів на схилах. Для аналізу стійкості роботи були охарактеризовані критерії*