

6. Занько, М.Д. Удосконалення методів випробувань молотарки зернозбирального комбайна [Текст] : Автореферат дис. канд.техн.наук. / М.Д.Занько. – Глеваха, 2008. – 20 с.
7. Недовесов, В.И. Анализ экономичности технологического процесса зерноуборочного комбайна [Текст] / В.И.Недовесов, Г.А.Хайлис, Н.Д.Занько. – Тракторы и сельхозмашины. – 2011.. – №1 – С. 27-29.
8. Ерохин, Г.Н. Моделирование эксплуатационно-технологических показателей зерноуборочных комбайнов [Текст] / Г.Н.Ерохин, А.С.Решетов, В.В.Коновский. – Тракторы и сельхозмашины 2011. – №1. – С. 30-31.
9. Демко, А. Метод визначення пропускної здатності молотильно- сепарувального пристрою зернозбиральних комбайнів з урахуванням змінитехніко-експлуатаційних характеристик [Текст] / А. Демко, О. Надточій, О. Демко. – Техніка і технології АПК. – 2012. – №2. – С. 32–35.
10. Чаплыгин, М.Е. Повышение эффективности использования зерноуборочных комбайнов путем обоснования оптимальной ширины захвата жатки для условий Юга России: автореферат дис. ... канд. техн. наук [Текст] / М.Е.Чаплыгин. – М., 2015. – 20 с.
11. Аблин, Л.К. К методике определения рабочей скорости движения самоходного зерноуборочного комбайна [Текст] / Л.К. Аблин, М.М. Константинов. – Труды ЧИМЭСХ. – Вып. 65, ч. II. Эксплуатация и техническое обслуживание МТП. – Челябинск, 1973. – С. 20-23.
12. Иксанов, Ш.С. Повышение эффективности прямого комбайнирования зерновых культур на примере комбайна РСМ-101 "Вектор-410" в условиях Челябинской области [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук / Ш.С.Иксанов. – Оренбург, 2016. – 22 с.
13. Непочатенко, А.В. Економіко-математичне моделювання витрат під час збору врожаю залежно від потужності двигуна зернозбирального комбайна [Текст] / А.В. Непочатенко, В.А. Непочатенко. - Економіка та управління АПК, 2013. – Вип.11(106). – С. 130-136.

Dmytro Voityuk, Prof., PhD tech. sci., Stanislav Smolynskiy, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Width of Harvester Header as Project Parameter

The aim of the article is the analysis of the harvester header width as project parameter and the influence the harvesting and harvester parameters on quantity of header width.

In the article there are grounded the technological principles for calculation of the harvester header width on the foundation of the mass serves analysis and analyzed the algorithm for the determination of optimal harvester parameters to take into account the harvesting conditions and the technical date of harvester.

There are got the equation for determination of the width header parameter to harvest with the optimal serve of grain-crops mass for the harvesting conditions and the technical date of harvester and the equation between header width, engine power and mass for modern combine harvesters.

grain-crops harvesting, harvester header, width, project

Одержано 30.10.17

УДК 631.361

Б.М. Гевко, проф., д-р техн. наук, В.М. Клендій, канд. техн. наук,

Л.М. Слободян, асп., О.П., Маруніч, асп.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, E:mail: oleglashuk@ukr.net

Дослідження резонансних коливань горизонтального робочого органу гвинтового завантажувача-змішувача

© Б.М. Гевко, В.М. Клендій, Л.М. Слободян, О.П. Маруніч, 2017

Приведена конструкція гвинтового завантажувача-змішувача і досліджено питання резонансних коливань горизонтального робочого органу цього завантажувача. Визначальним параметром динаміки робочого гвинта завантажувача-змішувача є амплітуда та частота його нелінійних коливань.

Закони зміни вказаних параметрів визначаються геометричними, фізико-механічними властивостями його матеріалу, швидкістю руху вздовж нього зернової суміші, кутовою швидкістю його обертання та зовнішніми чинниками (силами опору та зовнішніми періодичними силами). Виведено залежність резонансних коливань за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання горизонтального робочого органу за різних частот зовнішнього збурення.

Встановлено, що якщо процес перемішування чи транспортування матеріалів проходить у дорезонансній зоні коливань, то шляхом зменшення кутової швидкості обертання ГРО короткочасно можна вийти на резонансну частоту.

амплітуда, гвинтова спіраль, гвинтовий завантажувач-змішувач, коливання, резонанс

Б.М. Гевко, проф., д-р техн. наук, В.М. Клендий, канд. техн. наук, Л.М. Слободян, асп., О.П. Маруныч, асп.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, г. Тернопіль, Україна

Исследование резонансных колебаний горизонтального рабочего органа винтового загрузчика-смесителя

Приведена конструкция винтового загрузчика-смесителя и исследован вопрос резонансных колебаний горизонтального рабочего органа этого загрузчика. Определяющим параметром динамики рабочего винта загрузчика-смесителя является амплитуда и частота его нелинейных колебаний.

Законы изменения указанных параметров определяются геометрическими, физико-механическими свойствами его материала, скоростью движения вдоль него зерновой смеси, угловой скоростью его вращения и внешними факторами (силами сопротивления и внешними периодическими силами). Выведены зависимости резонансных колебаний при различных значениях скорости движения зерновой смеси, ее погонной массы, различных угловых скоростей вращения горизонтального рабочего органа при различных частотах внешнего волнения.

Установлено, что если процесс перемешивания или транспортировки материалов проходит в дорезонансной зоне колебаний, то путем уменьшения угловой скорости вращения ГРО кратковременно можно выйти на резонансную частоту.

амплитуда, винтовая спираль, винтовой загрузчик-смеситель, колебания, резонанс

Постановка проблеми. Технічні засоби неперервного транспортування сипких матеріалів є основою комплексної механізації завантажувально-розвантажувальних робіт, які підвищують продуктивність та ефективність виробничих процесів.

Питома вага гвинтових конвєсєрів у завантажувально-розвантажувальних роботах більшості будівельних, дорожніх, сільськогосподарських, переробних та інших машин складає близько 40-50%.

Відомо, що найбільш небезпечними режимами експлуатації машин та обладнання є резонансні коливання. Вони характеризуються значним ростом амплітуди коливань, а значить і динамічних навантажень. Тому вказані режими роботи значною мірою зменшують експлуатаційні терміни машини. Якщо в окремих випадках не вдається уникнути резонансних явищ, то намагаються за рахунок вибору параметрів системи забезпечити мінімальний ріст амплітуди під час переходу через резонанс. Тому питання дослідження резонансних коливань має актуальне значення для удосконалення їх конструкцій.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Взаємодію шнекових механізмів з сільськогосподарськими матеріалами, а також вибір раціональних параметрів ГТТМ і режимів їх роботи, досліджували М.П. Василенко [4], Б.М. Гевко [5, 6], П.М. Заїка [12], Р.М. Рогатинський [29, 30], Ф.Г. Зуєв [16], В.Л. Куликівський [18] та інші. Проблемам визначення раціональних режимів роботи та конструктивних параметрів ГТТМ присвячені роботи Р.Л. Зєнкова [1, 13-15], А.М. Григорєва [8-10], Б.М. Гєвка [6],

К.В. Алферова [1], Г.А. Хайліса [31], В.І. Плавінського [20], Н.В. Остапчука [24, 25], О.Р. Рогатинської [28], І.М. Хорольського [32].

Питаннями обґрунтування параметрів коливань механічних систем присвячені праці І.М. Бабакова [2], О.А. Горошко [7], П.Д. Доценка [11], М.П. Мартинцева [19], М.А. Павловського [26], С.М. Нікіфорова [23], Ю.А. Митропольського [21], М.М. Боголюбова [3], та інші. Однак питання, які стосуються удосконалення конструкцій самих гвинтових механізмів і їх робочих органів, потребують подальшого дослідження.

Постановка завдання. Дослідити резонансні коливання горизонтального робочого органу завантажувача змішувача.

Виклад основного матеріалу. Нами розроблена конструкція гвинтового завантажувача-змішувача (рис.1) [27], який виконано у вигляді рами 1, на якій встановлено завантажувальний горизонтальний 2 і вертикальний 3 циліндричні кожухи з гвинтовими робочими органами горизонтальними 4 і вертикальними 5, приводами 6 з запобіжними муфтами. Причому горизонтальний кожух 2 встановлено під кутом 2-5° до горизонту в сторону подачі сипкого матеріалу, а нижній кінець вертикального кожуха 3 встановлено у вільну зону горизонтального кожуха 2. Горизонтальна завантажувальна секція гвинтового робочого органу виконана у вигляді гвинтових гофрів 7 для покращення процесу змішування сипких матеріалів. Вертикальний гвинтовий робочий орган 5 виконано Г-подібної форми, причому співвідношення горизонтальної полички до вертикальної становить в межах 2-7 мм, при мінімальній величині вертикальної полички 2-4мм.

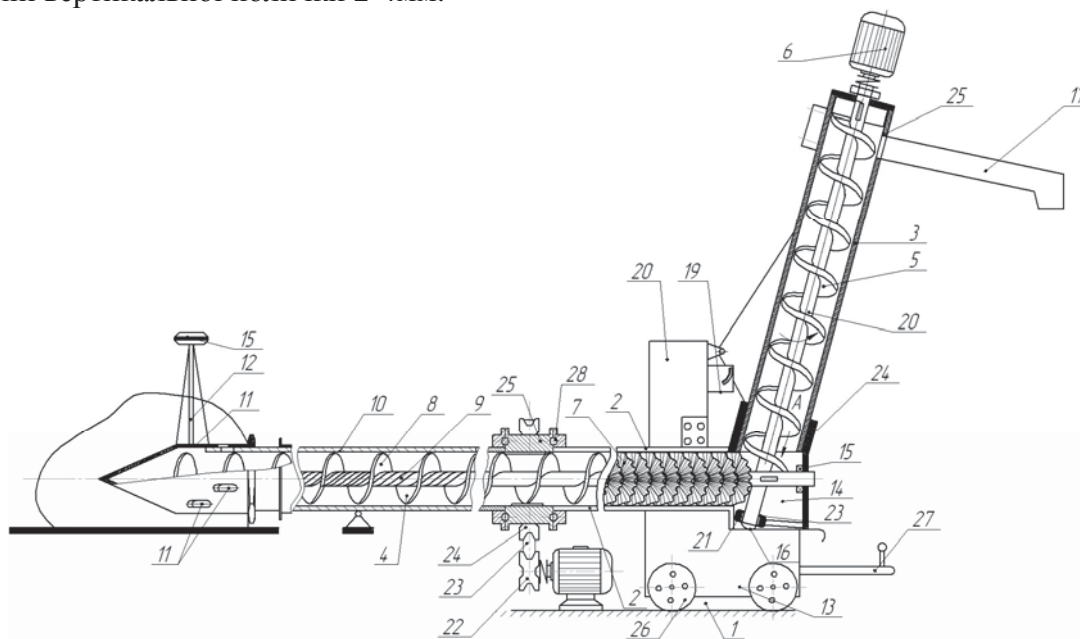


Рисунок 1 – Конструкція гвинтового завантажувача-змішувача [27]

До кінця горизонтального завантажувального робочого органу секції 4 жорстко приєднана гнучка гвинтова спіраль 8 з гнучким валом 9 та гнучким кожухом 10 для збільшення зони завантаження гвинтового конвеєра. На кінці гнучкого циліндричного кожуха 10 жорстко встановлено циліндричний наконечник 11 з конічним кінцем для зручності його введення в купу сипкого матеріалу. Наконечник 11 забезпечує не попадання великих кусків в зону транспортування, які можуть спричинити його поломку і сприяє кращому пересипанню сипких матеріалів в зону транспортування, який виконано у вигляді циліндричних елементів з осьовими пазами, шириною більшою у 2-6 разів найбільших зернин транспортних матеріалів.

Наконечник 11 жорстко прикріплений до рукоятки 12 з можливістю їх переустановлення в інше місце, коли з одного місця купи сипкого матеріалу вибрано певну кількість матеріалу, а зона вивантаження горизонтальної секції 2 розміщена в півкруглому корпусі підставки 14 і утворюють сприятливу об'ємну зону 15, в якій встановлено нижній кінець вертикальною гвинтового робочого органу 5 для вільного транспортування матеріалів вертикальним гвинтовим робочим органом. В зоні правого кінця горизонтального циліндричного кожуха 2 поза його зоною виконана опора циліндрична 14. Завантажувач-змішувач оснащений заслінкою 16 відомої конструкції для кінцевого його очищення після завершення технологічного процесу.

На виході вертикального кожуха 3 жорстко встановлено вивантажувальний лоток 17 для транспортування сипких матеріалів в ємність або кузов машини 18. Вертикальний кожух 3 жорстко встановлено в механізм регулювання кута його нахилу до горизонту 19 відомої конструкції, а до рами 1 жорстко закріплено пульт керування 20.

Вал вертикального гвинтового робочого органу 5 знизу встановлено в упорний сферичний підшипник 21 з можливістю кругового повертання в ємності 15 і зміни кута нахилу відомої конструкції, який по зовнішньому діаметру виконано циліндричної форми та є у жорсткій взаємодії з внутрішньою циліндричною поверхнею нижньої частини кожуха 3. Зверху підшипник закритий ущільнюючим диском. Крім цього, вертикальний вивантажувальний лоток 17 є у взаємодії з зовнішнім діаметром вертикального жолоба 3 в зоні вивантаження сипких матеріалів через гумову прокладку відомої конструкції, яка створює відповідне тертя і сприяє жорсткому утримуванню вивантажувального лотка 17.

Центральний привід механізму 22 встановлений на рамі 1 по середині довжини горизонтальної секції і за допомогою передачі 23 і зірочки 24 передається на корпус 25 і горизонтальний гвинтовий робочий орган 2. Плоскі гвинтові секції центрального приводу жорстко встановлені на валу і приварені до корпусу 25, а його вал є у взаємодії з основним валом 4 через шліци відомим способом і є його приводом. Крім цього завантажувач-змішувач встановлено на підставку 14 з опорними колесами 26 з гальмівними елементами і рукояткою його переміщення 27. Крім цього корпус 24 центрується кульками 28, а гвинтові гофровані елементи 7 жорстко встановлені на валу, який є у взаємодії з основним горизонтальним валом 2 через шліци відомим способом.

Робота завантажувача-змішувача гвинтового типу здійснюється наступним чином. Кінець гнучкої спіралі 8 з гнучким кожухом 10 з наконечником 11 вводять в купу сипкого матеріалу 29 разом з рукояткою 13. Після цього включають привід за допомогою пульта керування 20. За допомогою гнучкої спіралі 8 сипкий матеріал переміщується по горизонтальній трасі в жолобі 2 за допомогою плоских гвинтових елементів корпусу 25, де він інтенсивно змішується гвинтовим гофрованим робочим органом 7 і подається в зону вивантаження об'ємного збірника циліндричної форми і звідси вертикальним гвинтовим робочим органом 5 в зону вивантаження, вивантажувальний лоток 17 і в ємність для збору матеріалу (кузов машини) 18 або різного типу тари. В разі вибору сипкого матеріалу з даної зони, завантажувальну секцію за допомогою рукоятки 13 переставляють в нове місце.

Відомо [10], що найбільш небезпечними режимами експлуатації машин та обладнання є резонансні. Вони характеризуються значним ростом амплітуди коливань, а значить і динамічних навантажень. Тому вказані режими роботи значною мірою зменшують експлуатаційні терміни машин (мова не йде про спеціальні машини, принцип роботи котрих побудований на резонансних явищах). Якщо ж в окремих

випадках не вдається уникнути резонансних явищ, то намагаються за рахунок вибору параметрів системи забезпечити мінімальне значення (ріст) амплітуди під час переходу через резонанс. Звідки випливає, що дослідження резонансних явищ горизонтального робочого органу завантажувача-змішувача має не тільки теоретичне, але й практичне значення.

Із умови існування резонансних коливань, яку для випадку головних згинальних робочого органу можна записати у вигляді

$$\nu \approx \Omega - \frac{3\mu \pi^2 a^2}{32 l^2 \Omega} + \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{m}{m + \rho} \frac{u^2}{8\Omega}. \quad (1)$$

Таким чином, резонансне явище за різних значень швидкості руху зернової суміші, її погонної маси, різних кутових швидкостей обертання горизонтального робочого органу буде мати місце за різних частот зовнішнього збурення. Як було наголошено вище, реальний вплив малих амплітуд поперечних коливань горизонтальної вітки завантажувача-змішувача на власну частоту незначний. Із вказаного випливає, що домінуючу роль входження у резонанс відіграють: кутова швидкість обертання робочого органу, швидкість руху зернової суміші та її погонна маса. Таким чином, для різних значень вказаних параметрів амплітуда переходу через резонанс буде приймати різні значення. До того ж, як показано у [10], амплітуда проходження через резонанс залежить від різниці фаз власних та вимушених коливань, у нашому випадку $\varphi = \psi - \theta$. Перше резонансне наближення для сформульованої вище крайової задачі будемо шукати у вигляді асимптотичного подання, проте на відміну від нерезонансного випадку, амплітуда при переході через резонанс визначається співвідношенням вигляду

$$\frac{da}{dt} = \mu A_1(a, \varphi), \quad (2)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \Omega - \nu + \mu B_1(a, \varphi), \quad \varphi = \psi - \theta.$$

Задача полягає у визначенні такого виду функцій $A_1(a, \varphi), B_1(a, \varphi)$ із урахуванням (1), (2), яке б для першого наближення задовольняло базовому рівнянню. Поступаючи подібним чином, як і для нерезонансного випадку із урахуванням (2), знаходимо

$$\begin{aligned} \frac{\partial y}{\partial t} &= \mu A_1(a, \varphi) (\cos(\kappa x + \psi) - \cos(\kappa x - \psi)) - \\ &- a (\Omega + \mu B_1(a, \varphi)) (\sin(\kappa x + \psi) + \sin(\kappa x - \psi)) + \mu \frac{\partial y}{\partial \theta} \nu + \mu \frac{\partial y}{\partial \psi} \Omega \\ \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= \mu \frac{\partial A_1(a, \varphi)}{\partial \varphi} (\Omega - \nu) (\cos(\kappa x + \psi) - \cos(\kappa x - \psi)) - \\ &- 2\mu \Omega A_1(a, \varphi) (\sin(\kappa x + \psi) + \sin(\kappa x - \psi)) + \frac{\partial^2 y}{\partial \psi^2} \Omega^2 + \frac{\partial^2 y}{\partial \theta^2} \nu^2 + 2 \frac{\partial^2 y}{\partial \theta \partial \psi} \nu \Omega \end{aligned} \quad (3)$$

Отримані співвідношення дозволяють записати диференціальне рівняння, яке зв'язує шукані функції у вигляді

$$L\left(\frac{\partial^2 y_1}{\partial \psi^2}, \frac{\partial^2 y_1}{\partial \theta^2}, \dots, \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4}\right) = aV^2 \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sin \frac{\pi}{l} x \cos \psi - \quad (4)$$

$$-2V \frac{\pi}{l} \cos \frac{\pi}{l} x \cos \psi + F(x, a, \psi, \theta) + \mu \sin \frac{\pi}{l} x \times$$

$$\times \left(\cos \psi \left(-\frac{\partial A(a, \phi)}{\partial \phi} (\Omega - \nu) + 2a\Omega B \right) + \sin \psi \left(a \frac{\partial B(a, \phi)}{\partial \phi} (\Omega - \nu) + 2A(a, \phi) \Omega \right) \right)$$

Таким чином, для резонансного випадку функція $y_1(x, t)$ повинна бути розв'язком рівняння та задовольняти однорідні крайові умови, якщо представити її у вигляді

$$y_1(x, a, \psi, \theta) = \sum \sin \frac{k\pi}{l} x Y_{1k}(a, \theta, \psi). \quad (5)$$

В такому разі коефіцієнти її розкладу $Y_{1k}(a, \theta, \psi)$ зв'язані диференціальними рівняннями

а) при $k=1$ -

$$\frac{\partial^2 Y_{11}}{\partial \psi^2} \omega^2 + 2 \frac{\partial Y_{11}}{\partial \psi \partial \theta} \nu \omega + \nu^2 \frac{\partial^2 Y_{11}}{\partial \theta^2} + (\alpha^2 \left(\frac{\pi}{l} \right)^4 + \omega^2) Y_{11} =$$

$$= aV^2 \left(\frac{\pi^2}{2l} \right) \cos \psi + \frac{1}{p} \int_0^l \sin \frac{\pi}{l} x F(a, x, \theta, \psi) dx +$$

$$+ \left(\cos \psi \left(-\frac{\partial A(a, \phi)}{\partial \phi} (\Omega - \nu) + 2a\Omega B \right) + \sin \psi \left(a \frac{\partial B(a, \phi)}{\partial \phi} (\Omega - \nu) + 2A(a, \phi) \Omega \right) \right); \quad (6)$$

б) при $k \neq 1$ -

$$\frac{\partial^2 Y_{1k}}{\partial \psi^2} \omega^2 + 2 \frac{\partial Y_{1k}}{\partial \psi \partial \theta} \nu \omega + \nu^2 \frac{\partial^2 Y_{1k}}{\partial \theta^2} + (\alpha^2 \left(\frac{k\pi}{l} \right)^4 + \omega^2) Y_{1k} =$$

$$= aV^2 \frac{(k\pi)^2}{2l} \cos \psi + \frac{1}{p} \int_0^l \sin \frac{k\pi}{l} x F(a, x, \theta, \psi) dx \quad (7)$$

Подібним чином, як і для нерезонансного випадку, умови відсутності у розкладах функції $y_1(a, x, \psi, \theta)$, а значить і у $Y_{1k}(a, \psi, \theta)$ ($k \neq 1$), перших гармонік ψ дозволяють отримати співвідношення, які визначають праві частини залежностей (6)

$$(\Omega - \nu) \frac{\partial A}{\partial \phi} - 2a\Omega B = \frac{1}{p} \frac{1}{4\pi^2} \sum_s e^{is\phi} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} F(a, x, \psi, \theta) \sin \frac{k\pi}{l} x e^{-is\phi} \cos \psi dx d\psi d\theta, \quad (8)$$

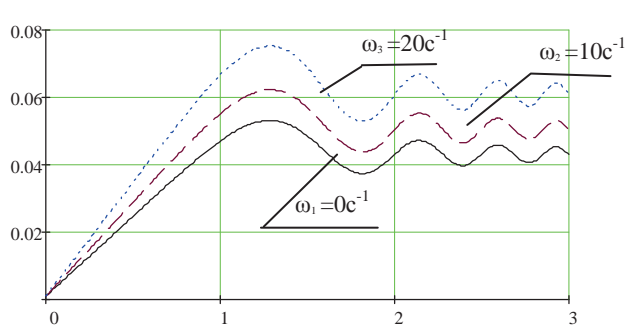
$$a \frac{\partial B}{\partial \phi} (\Omega - \nu) - 2A\Omega + V^2 \frac{\pi^2}{l^2} = \frac{1}{p} \frac{1}{4\pi^2} \sum_s e^{is\phi} \int_0^l \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} F(a, x, \psi, \theta) \sin \frac{k\pi}{l} x e^{-is\phi} \cos \psi dx d\psi d\theta.$$

Для випадку, коли на гвинтовий змішувач діє періодичне збурення, яке не залежить від його прогину, а малі нелінійні сили визначаються як і для випадку власних коливань, диференціальні рівняння у резонансній області можна привести їх до вигляду

$$\frac{da}{dt} = -\frac{\bar{\delta}}{m + \rho} (\Omega)^{s-1} a^s - \frac{2\mu H}{\pi(\Omega + \nu(t))} \cos \varphi, \quad (9)$$

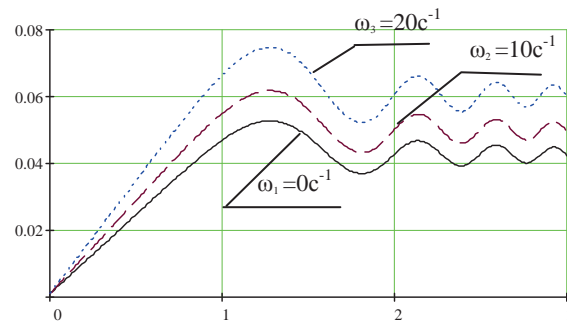
$$\frac{d\phi}{dt} = \Omega - v - \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \frac{mu^2}{8\Omega(m+\rho)} + \mu \left(\frac{2H}{\pi(\Omega+v(t))a} \sin \phi - \frac{3}{32} \frac{\pi^2 a^2}{l^2 \omega} \right).$$

Відповідно до (9) на рис. 2 представлені резонансні криві амплітуд при швидкому та повільному переходах через резонанс ($s = 1$).



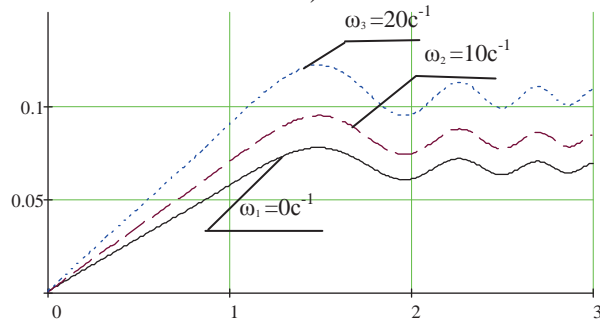
$\rho=10, m=10, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, H=0.005, u=4, l=6$

а)



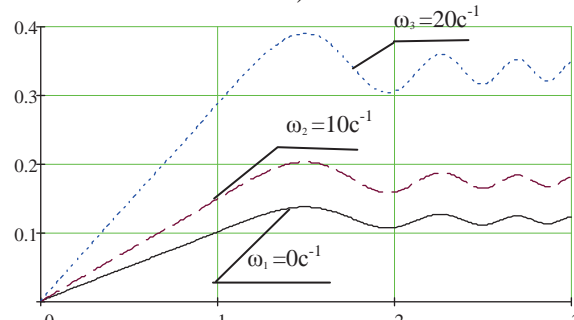
$\rho=10, m=10, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, H=0.005, u=10, l=6$

б)



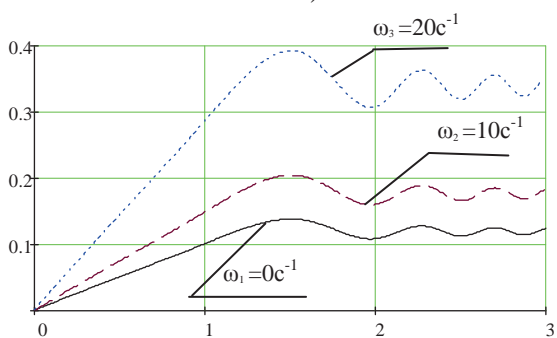
$\rho=10, m=20, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, H=0.005, u=10, l=6$

в)



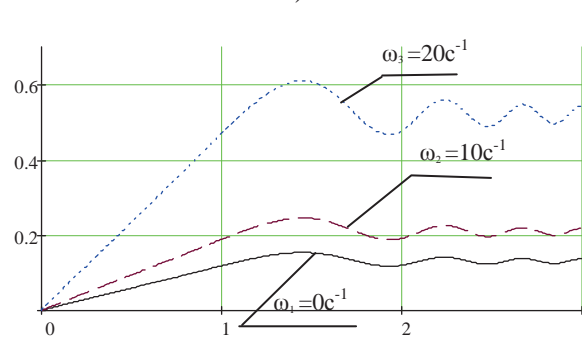
$\rho=10, m=20, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, H=0.005, u=10, l=8$

г)



$\rho=10, m=20, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, H=0.005, u=4, l=8$

д)



$\rho=10, m=30, I=6 \cdot 10^{-6}, E=2,06 \cdot 10^{11}, v=5, H=0.005, u=10, l=8$

е)

9. Григорьев, А. М. Винтовые конвейеры [Текст] / А. М. Григорьев. – М. : Машиностроение, 1972. – 184 с.
10. Григорьев, А. М. Гибкие шнеки [Текст] / А. М. Григорьев, П. А. Преображенский. – К. : Знание, 1967. – 98 с.
11. Доценко, П.Д. О колебаниях и устойчивости прямолинейного трубопровода [Текст] / Доценко П.Д. // Прикладная механика. – 1971. – Вип. 3. – С.85- 91.
12. Заика, П. М. О выборе параметров винтовых транспортеров зерновых комбайнов [Текст] / П. М. Заика // Сельхозмашина, 1958. – № 2. – С. 22–24.
13. Зенков, Р. Л. Механика насыпных грузов [Текст] / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.
14. Зенков, Р. Л. Бункерные устройства [Текст] / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1972. – 182 с.
15. Зенков, Р. Л. Машины непрерывного транспорта [Текст] / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М. : Машиностроение, 1987. – 320 с.
16. Зуев, И. М. Монтаж, эксплуатация и ремонт машин в животноводстве [Текст] / И. М. Зуев, Э. П. Сорокин, А. В. Шпыро. – М. : Агропромиздат, 1988. – 447 с.
17. Каудерер, Г. Нелинейная механика [Текст] / Каудерер Г.: [пер. с нем. Я.Г. Пановко]. – М.: ИЛ, 1961.-777 с.
18. Куликівський, В. Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищеним ресурсом для зерноочисних машин [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 «Машини і засоби сільськогосподарського виробництва» / В.Л. Куликівський. – Вінниця, 2012. – 20 с.
19. Мартинців, М.П. Одне узагальнення методу Д'Аламбера для систем, які характеризуються позовжнім рухом [Текст] / М.П. Мартинців, М.Б. Сокіл // Науковий вісник: Збірник науково-технічних праць. – Львів: УДЛТУ, 2003. - Вип. 13.4.- С. 64-67.
20. Машины непрерывного транспорта / Под ред. В. И. Плавинского. – М. : Машиностроение, 1969. – 719 с.
21. Митропольский, Ю.А. Асимптотические решения уравнений в частных производных [Текст] / Ю.А. Митропольский., Б.И. Мосеенков. - Киев: Вища школа, 1976.- 84 с.
22. Моисеев, Н.Н. Асимптотические методы нелинейной механики [Текст] : [Учеб. пособие для ун-тов] / Моисеев Н.Н. [2-е изд., перераб.]. – М.: Наука, 1981. – 400
23. Никифоров, С.Н. Сопротивление материалов [Текст] / Никифоров С.Н. - М.: Высшая школа, 1966. – 584 с.
24. Остапчук, Н. В. Оптимизация технологических процессов на землеперерабатывающих предприятиях [Текст] / Н. В. Остапчук. – М. : Колос, 1974. – 144 с.
25. Остапчук, Н. В. Основы математического моделирования процессов пищевых производств: учебн. пособие для вузов [Текст] / Н. В. Остапчук. – К. : Вища школа, 1981. – 304 с.
26. Павловский, М.А. Теоретическая механика: для студ. вузов [Текст] / М.А. Павловский, Т.В. Путьята. – К.: Вища школа, 1985. - 328 с.
27. Патент №99245, Україна Завантажувач гвинтовий з пересипом Клендій В.М та інші. Бюл.№10,2015.
28. Рогатинська, О. Р. Обгрунтування параметрів навантаження і конструкцій гвинтових конвеєрів [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.05 «Піднімально-транспортні машини» / О. Р. Рогатинська. – Тернопіль, 2006. – 20 с.
29. Рогатинський, Р. М. Моделювання роботи малогабаритного лопатєво-гвинтового змішувача [Текст] / Р. М. Рогатинський, І. Б Гевко, Д. В. Дмитрів // Сільськогосподарські машини: зб. наук. статей. – Луцьк, 2000. – Вип. 6. – С. 129–135.
30. Рогатинський, Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва [Текст] : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05.20.01 «Піднімально-транспортні машини», 05.05.05 «Механізація сільськогосподарського виробництва» / Р. М. Рогатинський. – Київ, 1997. – 52 с.
31. Хайлис, Г. А. Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин [Текст] / Г. А. Хайлис. – К. : Изд-во УСХА, 1992. – 240 с.
32. Хорольський, І. М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту [Текст] / І. М. Хорольський. – Львів : вид. ДУ «Львівська політехніка», 1999. – 194 с.

Bogdan Hevko, Prof. Dr.Sc. Eng., Volodymyr Klendiy, PhD tech. sci., Lyubomir Slobodian, post-graduate, Alexander Marunych, post-graduate

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Research Resonant Oscillations of the Horizontal Working Body of the Screw Loader-mixer

The design of the screw loader-mixer is presented and resonance oscillations of the horizontal working body of this loader are investigated. The defining parameter of the dynamics of the worker screw of the mixer loader is the amplitude and frequency of its nonlinear oscillations.

The laws of changing these parameters are determined by the geometric, physical and mechanical properties of its material, the velocity along its grain mixture, the angular velocity of its rotation, and external factors (forces of resistance and external periodic forces). The dependence of the resonance oscillations on various values of the speed of the grain mixture, its linear mass, and the various angular velocities of the rotation of the horizontal working body for different frequencies of external perturbation is derived.

It is established that if the process of mixing or transporting materials takes place in the pre-resonant zone of oscillation, then by reducing the angular velocity of rotation of the GS can be obtained for a short time on the resonant frequency.

amplitude, screw spiral, screw loader mixer, oscillation, resonance

Одержано 04.12.17

УДК 681.513.5

Б.М. Гончаренко, д-р техн. наук, О.П. Лобок, канд. фіз.-мат. наук, М.А. Сич, асп.

Національний університет харчових технологій, м. Київ, Україна

E-mail: goncharenkobn@i.ua

Л.Г. Віхрова, проф. канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна

Математичне моделювання процесу біологічного очищення забруднених вод як об'єкта автоматичного керування

Наведені та обґрунтовані прийняті припущення при складанні математичної моделі процесу. Представлена і розглянута структурно-параметрична схема технологічного процесу біологічного очищення забруднених вод. Наведена в диференціальному вигляді математична модель та дані роз'яснення складових. Вибрані вхідна (керувальна) та вихідна (керована) величини моделі за каналом керувального діяння. З метою подальшого полегшення розв'язку наводяться вираз математичної моделі у векторному вигляді та вираз керованої величини. Проведена лінеаризація моделі та наведений її лінеаризований вигляд. Наведені вирази дискретних операторів критерія якості керування процесом очищення, дробового $PI^{\lambda}D^{\mu}$ - регулятора та системи керування вцілому. Наведені результати чисельного моделювання системи керування процесом очищення води на основі розробленої моделі.

біологічне очищення води, математичне моделювання, оптимальне керування, чисельне моделювання, дробовий регулятор

Б.Н. Гончаренко, проф., д-р техн. наук, А.П. Лобок, канд. фіз.-мат. наук, М.А. Сыч, асп.

Національний університет пищевых технологий, г. Киев, Украина

Л.Г. Вихрова, проф., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Украина

Математическое моделирование процесса биологической очистки загрязненных вод как объекта автоматического управления