

Секція 2

ДИНАМІКА ТА СИНТЕЗ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН

УДК 621.01:621-868

В.М. БОРОВЕЦЬ, В.Г. БРУСЕНЦОВ, О.Р. СЕРКІЗ, В.С. ШЕНБОР
Національний університет “Львівська політехніка”

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ РОЗРОБЛЕННЯ ДВОМАСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ТРУБЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ

© Боровець В.М., Брусенцов В.Г., Серкіз О.Р., Шенбор В.С., 2011

Розглянуто прикладні проблеми розроблення, розрахунку і налагодження двомасних трубчастих віброконвеєрів з електромагнітним приводом. Наведено результати дослідження швидкостей транспортування і споживаної потужності від амплітуди коливань.

In the articles considered the applied problems of development, calculation and adjusting of two fat tubular oscillation conveyers are with an electromagnetic occasion. The results of research of speeds of transporting and watts-in are resulted from amplitude of vibrations.

Вступ. Вібраційні трубчасті конвеєри можна ефективно застосовувати для транспортування сипких, кускових, пилоподібних, газувальних матеріалів, а також штучних деталей та виробів. Ефективність забезпечується застосуванням закритого трубчастого транспортувального елемента, високими швидкостями вібротранспортування, створенням довговимірних транспортних ліній і систем з окремих конвеєрів (модулів). Перевагами віброконвеєрів з електромагнітним приводом є їхня компактність, мала споживана потужність, безшумність або незначний шум під час роботи, можливість, окрім транспортних, виконувати транспортно-технологічні функції.

Постановка проблеми. Найбільше робіт з розроблення, налагодження і впровадження вібраційних конвеєрів з електромагнітним приводом виконала лабораторія НДЛ-40 НУ “Львівська політехніка”. Широке використання і впровадження конвеєрів гальмується кількома причинами:

1. Недостатня обізнаність розробників з оптимальними конструктивними схемами конвеєрів, методиками їх розрахунку, конструювання, налагодження і обслуговування.
2. Відсутністю на ринку серійних зразків конвеєрів.
3. Практично повною відсутністю технічної і методичної літератури в цій галузі.
4. Розпорошеністю публікацій у десятках збірників науково-технічних праць, тез конференцій, патентів на винаходи.

У зв'язку з цим постає проблема удосконалення і оптимізації структурних, динамічних та конструктивних схем конвеєрів, методики їх розрахунку, конструювання та налагодження.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз структурних і конструктивних схем двомасних вібраційних трубчастих конвеєрів з електромагнітним приводом виявив, що, за винятком публікацій [1, 3, 4], цій проблемі не надавалось достатньої уваги. Оптимальними (ефективними) можна вважати двомасні трубчасті конвеєри типу “труба в трубі” з двотактним електромагнітним приводом опорного типу з робочими частотами коливань 15–50 Гц.

Постановка задачі. Для синтезу (створення) і впровадження у виробництво вібраційних трубчастих конвеєрів необхідно:

1. Удосконалити методику проектування і розрахунку конвеєрів.
2. Підвищити продуктивність подавання матеріалів та виробів.
3. Зменшити споживану потужність віброконвеєрів.
4. Удосконалити методи налагодження окремих модулів віброконвеєрів і віброконвеєрних систем.

Метою роботи є удосконалення конструктивних схем опорних двомасних трубчастих конвеєрів і їх дослідження.

Виклад основного матеріалу. Модернізована схема віброконвеєра зображена на рис. 1. Конструкція складається з робочої маси величиною m_1 і моментом інерції J_1 , в яку входить транспортувальна труба 1 з жорстко закріпленими до неї змінними кронштейнами 2 та двосторонній круговий якір 3. Реактивна маса величиною m_2 і моментом інерції J_2 містить пару труб 4 зі змінними кронштейнами 7 і пару кругових магнітів 5 з проміжною зв’язкою 6, утворюючи жорсткий складений вузол. Маса m_1 і m_2 з’єднані пружними системами 8, в нейтральних зонах яких встановлено амортизувальні опори 9. Напрямок вібрації з кутом b коливальних мас m_1 і m_2 забезпечується встановленням пружних систем під кутом b до вертикалі. Під час подавання синусоїдальної напруги по чергову на пару електромагнітів 5, увімкнених за двотактною схемою живлення [4] і налагодження віброконвеєра на дорезонансний режим роботи з відлаштуванням від резонансу $z = n/n_0 = 0,92 \dots 0,94$ (n – подана частота; n_0 – власна частота конвеєра), реалізуються гармонічні напрямлені коливання з кутом вібрації β до горизонту, чим забезпечується односпрямоване транспортування по внутрішній поверхні труби 1 зліва направо.

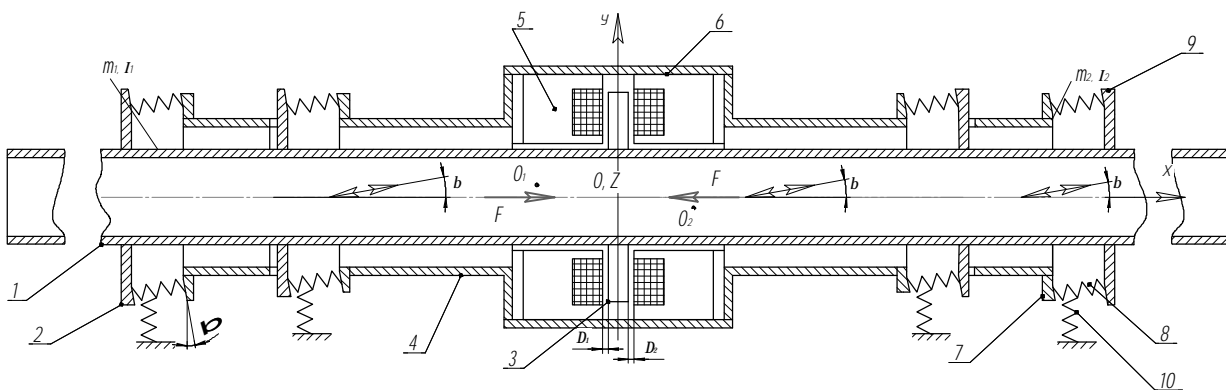


Рис. 1. Схема трубчастого віброконвеєра

Ефективність транспортування залежить від таких параметрів:

1. Режимів вібротранспортування, які залежать від частоти коливань, амплітуди коливань і кута вібрації [1].
2. Стабільності параметрів коливань (амплітуди, частоти) в кожній точці транспортувального елемента.

Для забезпечення параметрів згідно з п.1 і п.2 необхідно виконати такі умови:

1. Конструкція має бути симетричною відносно центра симетрії за координатами x, y, z .
2. Центри мас $0_1, 0_2$ елементів m_1 і m_2 повинні збігатися, чим забезпечується відсутність кутових коливань конвеєра навколо спільного центра мас $t.O$.
3. Центр жорсткості пружної системи Q має збігатися з суміщеним спільним центром мас O .
4. Лінія дії прикладеного зусилля електромагнітних віброзбудників коливань F повинна проходити через спільні суміщені центри мас 0_1 і 0_2 , точку O і центр жорсткості Q .
5. Власні частоти коливань ν_{01} і ν_{02} мас m_1 і m_2 повинні бути в два або більше разів вищими за частоту вимушених коливань ν і не бути кратними до неї.
6. Власна частота кутових коливань маси m_1 відповідно до маси m_2 конвеєра не повинна збігатися з робочою частотою конвеєра або бути кратною до неї і мати відлаштування $>25\%$ від основної робочої частоти конвеєра.
7. Власні частоти коливань консольних частин мас m_1 і m_2 повинні бути в 3–4 рази вищі за робочу частоту конвеєра.
8. Конструктивні елементи мас m_1 і m_2 мають бути достатньо жорсткими, щоб не створювались додаткові вібрації цих елементів.
9. Віброконвеєри повинні спиратися на основу в нейтральних, так званих “нульових” точках пружної системи, в яких амплітуда близька до нуля, через м’які амортизатори.

Виконання на стадії розроблення, розрахунків, складання і налагодження віброконвеєрів всіх вищеперелічених умов забезпечує однакову рівномірність транспортування за довжиною робочого органа, а також максимальну ефективність роботи конвеєра.

Оскільки одними із найважливіших вузлів є електромагнітний віброзбудник і пружна система, найбільшу увагу необхідно звернути на їх належне конструювання, розрахунок і налагодження. Для того, щоб забезпечити потрібну продуктивність конвеєра, слід досягти максимально можливих амплітуд коливань робочої маси. Кругові електромагнітні віброзбуджувачі, які працюють за двотактною схемою, дають змогу розвивати необхідне вимушувальне зусилля. Розрахунки електромагнітних віброзбудників найдоцільніше виконувати за методикою, викладеною в [4]. Максимальні амплітуди коливань обмежуються матеріалом пружних систем, їх компонуванням і обмеженням габаритних допустимих розмірів, що лімітуються місцем встановлення конвеєра.

Розглянемо два варіанти компонування пружних систем, які застосовано в розроблених і впроваджених моделях протяжних вібраційних конвеєрах з довжинами робочих транспортувальних елементів $L=0,5 - 3,5$ м. За першим варіантом пружна система має i плоских пружних ресор, які кінцями жорстко закріплені до коливальних мас, а опорні амортизатори встановлені в “нульових” зонах, де коливання за правильного розрахунку близькі до нуля (рис.2).

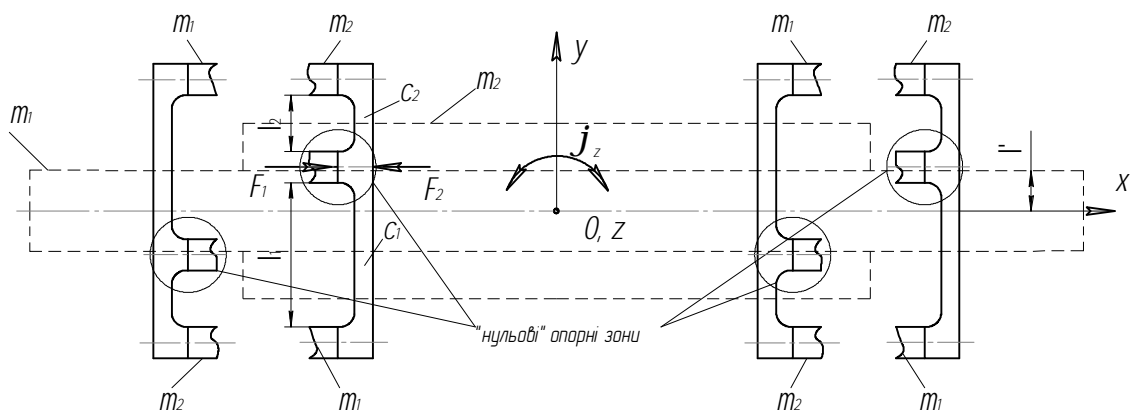


Рис. 2. Схема розташувань пружної підвіски віброконвеєра

Кріплення пружин до мас m_1 і m_2 необхідно розташовувати в шаховому порядку (почергово до мас m_1 і m_2), що не запобігає виникненню кутових коливань ϕ_z відносно центральної осі z . Жорсткість пружного елемента (рис. 3) $c = c_1 + c_2$, де c_1 і c_2 – відповідно жорсткості частин пружин.

Якщо $m_1 = m_2$ то опорні нейтральні зони збіглися б з віссю x , і опори не забезпечували б стійкості встановлення конвеєра. Розміщення опор на віддаль l' забезпечить достатню опорну стійкість конвеєра.

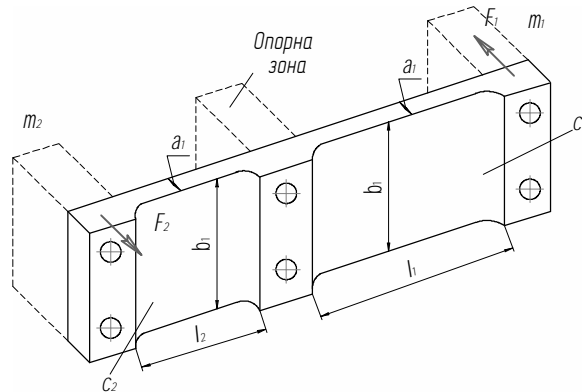


Рис. 3. Пружний елемент віброконвеєра (схема 1)

Оскільки оптимальне співвідношення мас $\frac{m_1}{m_2} = 2 \dots 4$ [4] і враховуючи, що амплітуди коливань обернено пропорційні до мас $\frac{m_1}{m_2} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{l_2}{l_1}$, схема забезпечить зрівноваження коливань пружин у зонах закріплення (опорних зонах). Прикладені сили рівні між собою $F_1 = F_2$. Беручи до уваги, що $F_1 = c_1 \cdot A_1$, а $F_2 = c_2 \cdot A_2$, жорсткості матимуть співвідношення $\frac{c_2}{c_1} = \frac{A_1}{A_2}$, де $c_1 = \frac{6EI_1}{l_1^3}$; $c_2 = \frac{6EI_2}{l_2^3}$; E – модуль пружності матеріалу пружин, Па (для пружини зі сталі $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па); I_i – момент інерції поперечного перерізу певної частини пружини, що залежить від її товщини a_i і ширини b_i (для прямокутного перерізу $I_i = \frac{a_i^3 \cdot b_i}{12}$, m^4).

Якщо $a_1 = a_2$ і $b_1 = b_2 = b$, враховуючи, що приведена маса конвеєра $M = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$, необхідна робоча товщина дорівнюватиме

$$a = l \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot p^4 \cdot n_0^2 \cdot M}{E \cdot b \cdot i \cdot k_s}}, \text{ м} \quad (1)$$

де $l = l_1 + l_2$; i – кількість пружин (треба приймати парну кількість); $k_s = 0,7 - 1,0$ – коефіцієнт защемлення пружин, який точно можна визначити тільки експериментально. Якщо $b_1 \neq b_2$ тоді $a_1 \neq a_2$ й обчислення можна виконати як для двох одномасових систем, врахувавши, що власна

$$\text{частота коливань конвеєра } n_0 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{c_1}{m_1}}; \quad n_0 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{c_2}{m_2}}.$$

Напруження, що виникає в пружинах, не має перевищувати допустимого $[S_{-1}]$

$$S = \frac{3E \cdot a \cdot (A_1 + A_2)}{l^2} \leq [S_{-1}], \quad (2)$$

де для пружини зі сталі марки 60С2 $[S_{-1}] = 3 \cdot 10^8 \text{ Па}$.

За схемою 2 (рис. 4) пружні елементи центрами закріплені до коливальних мас, а кінці пружин з'єднані між собою. Якщо маса $m_1 \neq m_2$, то товщина пружини a_i , що кріпиться до певної маси m_i , визначається за формулою

$$a_i = l^3 \cdot \sqrt{\frac{p^2 \cdot V_0^2 \cdot m_i}{4 \cdot E \cdot b_i \cdot i \cdot k_3}}, \quad (3)$$

де b_i – ширина пружини, що кріпиться до маси m_i ; i – кількість пар пружин конвеєра (кількість пружин, що кріпляться до кожної з мас).

Напруження у пружині

$$S_i = \frac{12E \cdot a_i \cdot A_i}{l^2} \leq [S_{-1}]. \quad (4)$$

Необхідна амплітуда коливань робочої маси A_1 визначається на основі заданої потрібної продуктивності конвеєра $Q, \text{ м}^3/\text{с}$.

$$A_1 = \frac{1,2Q}{2p \cdot v \cdot \cos b \cdot S \cdot k_{ш} \cdot k_Q}, \quad (5)$$

де S – площа перерізу труби; $k_{ш}$ – коефіцієнт швидкості під час вібротранспортування ($k_{ш}$ приймаємо 0,5; максимальне значення, яке можна досягти $k_{ш}=0,8-0,9$); k_Q – коефіцієнт заповнення труби ($k_{Q_{min}}=0,5$); коефіцієнт 1,2 враховує нерівномірність завантаження перерізу труби.

Вибір кута вібрації b є одним з головних чинників ефективної роботи конвеєра. Відомо, що параметр перевантаження

$$w = \frac{A_g \cdot \omega^2}{g \cos a}, \quad (6)$$

де A_g – амплітуда коливань у вертикальному напрямку; $\omega = 2p\nu$ – кругова частота коливань; a – кут нахилу конвеєра до горизонту.

Для деталей і виробів w не повинно перевищувати величини $w=1,8\dots 2$. Для сипких і кускових продуктів W може досягати $w=4\dots 5$.

На підставі максимальної продуктивності, враховуючи, що $\operatorname{tg} b = \frac{A_g}{A_2}$, приймають оптимальний кут b (A_2 – горизонтальне значення амплітуди).

Під час виготовлення і налагодження трубчастих конвеєрів необхідно максимально дотримуватись таких умов:

1. Зазори (щілини) між електромагнітом і якорем D_1 і D_2 можуть різнитися не більш ніж на 5 %.
2. Під час складання труби мають бути співвісними; для цього застосовують пару додаткових кілець, яку після жорсткого з'єднання труб пружною системою знімають.
3. Пружини при з'єднанні мас повинні прилягати до площини кронштейнів без натягів.
4. Опорні амортизатори мають мати малу жорсткість.

Дослідження, які виконані на кількох десятках моделей конвеєрів, показали, що для досягнення високих швидкостей транспортування ($V > 200 \text{ мм/с}$) необхідно розвивати амплітуди $A_1 > 2 \text{ мм}$ (для робочої частоти $\nu = 25 \text{ Гц}$). За таких амплітуд споживані потужності у разі зростання амплітуд A_1 від 3 мм до 5 мм (розмах коливань робочої маси дорівнює $2 A_1$) конвеєр переходить у віброударний режим роботи, що є неприйнятним, тому, щоб не допустити цього, необхідно застосовувати еластичні демпфери, які обмежують амплітуду коливань і забезпечують стабільний режим роботи та потрібну продуктивність.

Демпфер (рис. 5) складається з двох кілець 1 і 3 з еластичними гумами 2 і 4. Кільця кріпляться до труб мас m_1 і m_2 з можливістю регулювання зазору d .

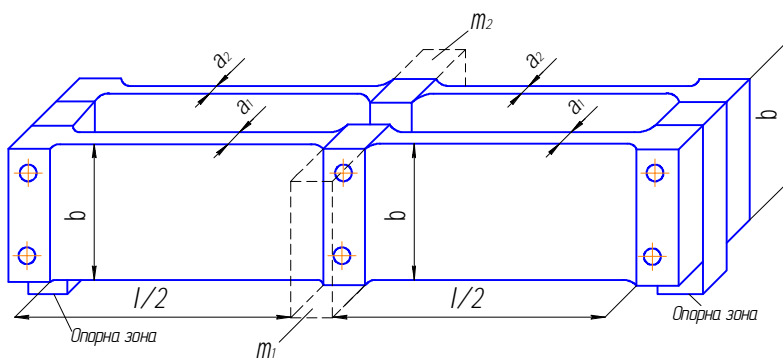


Рис. 4. Блок пружних елементів конвеєра (схема 2)

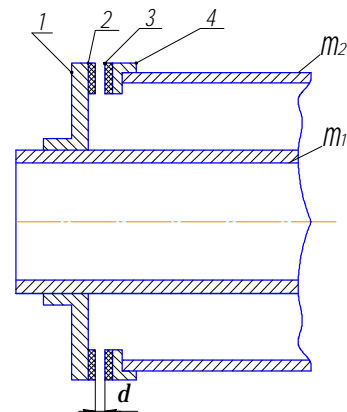


Рис. 5. Схема встановлення демпфера

Дослідження проводили на двох моделях конвеєрів. На рис. 6 зображено конвеєр з робочою довжиною транспортувальної труби $l=3,5 \text{ м}$ і внутрішнім діаметром труби $d_{\text{вн}} = 120 \text{ мм}$, масами $m_1=60 \text{ кг}$ і $m_2 = 180 \text{ кг}$.



Рис. 6. Вібраційний конвеєр

Робоча маса 1 з'єднання з реактивною масою 2, чотирма пружинами 3, нахиленими під кутом $b = 15^\circ$. Завдяки точному суміщенню центрів мас (з відхиленням 1% , що перевірено експериментально), прикладенню зусилля через центр мас, віддаленню власних кутових коливань системи на велику відстань від резонансу, необхідним жорсткостям мас m_1 і m_2 незбіг центра мас з центром жорсткості незначно впливає на рівномірність поля коливань за довжиною робочого елемента і становить $6-8 \%$ у вертикальному напрямку, що на низьких частотах ($\nu=15...30 \text{ Гц}$) є прийнятним.

На рис. 7 наведено результати отриманих досліджень залежностей швидкості транспортування та споживаної потужності (рис. 8) від горизонтальної амплітуди коливань.

На рис. 9 показано конвеєр з довжиною робочого органа $l=2$ м, масами $m_1=22$ кг і $m_2 = 44$ кг та внутрішнім діаметром транспортувальної труби $d_{\text{вн}} = 60$ мм із суміщенням центрів мас з центром жорсткості. За рахунок розміщення чотирьох пар пружних систем зверху і знизу реактивної труби прикладання зусилля нижче від рівня центрів несуттєво впливає на рівномірність транспортування.

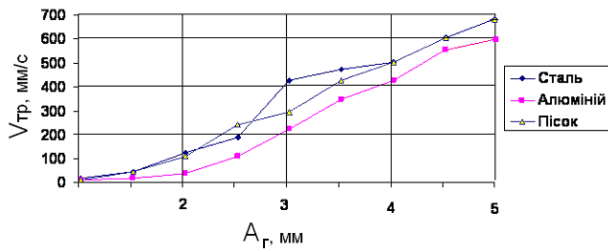


Рис. 7. Залежність швидкості транспортування від горизонтальної амплітуди коливань

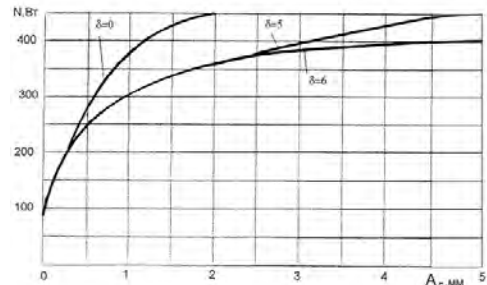


Рис. 8. Залежність споживаної потужності від горизонтальної амплітуди коливань за різних значень демпфування

На рис. 10 показано елемент транспортної лінії, змонтованої з 20 модулів завдовжки 2 м кожний, яка уможливує завантаження і розвантаження продуктів і деталей в заданих зонах, які розміщені в проміжних вставках між робочими органами протяжних конвеєрів.



Рис. 9. Вібраційний конвеєр

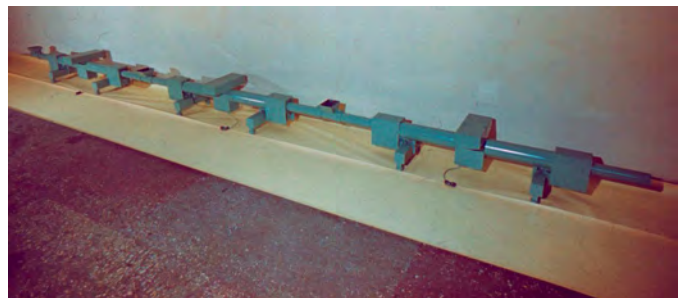


Рис.10. Транспортна лінія

Дослідження показали високу ефективність роботи лінії під час транспортування піску, що становить 2 т/год за споживаної потужності лінії 2–2.2 кВт довжиною 42 м.

1. Боровець В.М., Серкіз О.Р., Шенбор В.С. Аналіз і дослідження структурних і конструктивних схем вібраційних трубчастих конвеєрів з електромагнітним приводом // Всеукр. наук.-техн. журнал "Вібрація в техніці та технологіях". – № 2 (54), 2009. – С. 9–14. 2. Вибрації в техніці: Справочник. / Под ред. Лавендела Э.Э. – М., 1981. В 6-ти т. Т.4. Вибрационные процессы и машины 1981. – 509 с. 3. Повідайло В.О., Шенбор В.С. Протяжні вібраційні транспортні системи // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів: Вид-во Держ. ун-ту "Львівська політехніка", 1999. 4. Повідайло В. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. – Львів. Видавництво Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2004. – 248 с. 5. Шенбор В.С., Беспалов А.Л. Розробка структурних схем вібраційних конвеєрів-сепараторів // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів: Вид-во ДУ "Львівська політехніка", 1998. Вип. 33. – С. 20–23.