

двигуні. Однак для визначення пріоритетних варіантів числових значень параметрів вібраційних електродвигунів з вібраторами на основі гіперболоїдного торсіона необхідне розроблення спрощеної методики розрахунку таких двигунів з використанням наближених аналітичних розв'язків рівнянь розробленої моделі.

1. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Спрощена модель динаміки вібраційного двигуна з механізмом вільного ходу: Зб. "Динаміка, міцність машин, приладів та апаратури. – К., 2006. – С. 6. 2. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Патент України № и 2006 02654. Вібраційний електродвигун. 3. Білоус Б.Д. А.с. 1418861 (СССР). Вибрационный электродвигатель. 4. Повидайло В.А., Щигель В.А., Мухамеджанов Р.И. А.с. №206395 Вибрационный питатель. 5. Повидайло В.А., Щигель В.А. Конструкция и расчет вибрационных бункерных питателей с гиперболоидным решетчатым торсионом: Сб. "Автоматизация производственных процессов в машиностроении и приборостроении". – Львов: Изд-во Львовского ун-та, 1972, – Вып. 12. – С. 115–122. 6. Білоус А.Б. Диференціальні рівняння руху маятникового вузла вібраційно-імпульсного рушія з гіперболоїдним торсіоном при кінетичному збуренні // *Машинознавство*. – 2005. – С. 3. 7. Білоус А.Б., Кузьо І.В. Математична модель динаміки маятникового вібратора при кінетичному та силовому збуренні // *Машинознавство*. – 2006. – С. 5.

УДК 621.01:621-868

О.С. ЛАНЕЦЬ

Національний університет "Львівська політехніка"

ДЕЯКІ АСПЕКТИ СТВОРЕННЯ СИНФАЗНИХ ТРИМАСОВИХ СЕПАРАТОРІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА НАПРЯМЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНА

© Ланець О.С., 2007

Викладено деякі аспекти у створенні тримасових сепараторів з електромагнітним приводом та напрямленими коливаннями робочого органа. Новизною цих конструкцій є використання ефекту "нульової жорсткості" в багатомасових механічних коливальних системах з синфазним рухом коливальних мас.

In the article some aspects in creation of threemass separators from electromagnetic drive and the directed vibrations of working organ are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one "zero inflexibility" in the multimass mechanical oscillating systems with cophased motion of oscillating masses.

Вступ. Вібротехнології, завдяки своїм унікальним фізичним властивостям, що ґрунтуються на природних закономірностях процесів коливання, дають змогу ефективно застосовувати їх в механіці; на операціях транспортування, сепарування, дозування, орієнтування, зміцнення, фасування, полірування, шліфування, покриття тощо деталей, виробів, сипких середовищ. Прикладне застосування в техніці простого коливального руху, здебільшого гармонійного, надало вібраційним технологіям своєї неповторності, простоти реалізації та в багатьох випадках неперевершеності. Забезпечуючи високу продуктивність та якість продукції, вібротехнології мають низьку собівартість, що є їх вагомою перевагою. Хіба можна порівняти за затратами впровадження технології дробеструйного оброблення деталей та вібраційного об'ємного оброблення, де використовується лише контейнер, заповнений віброобразивним наповнювачем; закупівлю дорогих пресів для ущільнення бетоноsumіші і створення вібраційних майданчиків такого самого призначення; застосування складних технічних засобів для поштучної подачі деталей з навалу, орієнтування та застосування вібраційних бункерних живильників. Саме економічні чинники,

висока виробнича доцільність та легкість виготовлення вібраційного обладнання зумовлює швидке поширення вібраційної техніки.

Сьогодні складно уявити різні галузі промисловості та господарства без використання вібраційного обладнання. З кожним роком воно набуває все більшого поширення на ділянках автоматизації орієнтування та завантаження обладнання штучними виробами, операціях виготовлення будматеріалів, технології змішування сипких речовин в фармацевтиці і сільському господарстві, зміцнювальних і викінчувальних операціях в машинобудуванні тощо.

Постановка проблеми. Досить часто на виробництві виникає необхідність у сепарації різноманітного продукту. Найбільш оптимальним в усіх відношеннях виявився вібраційний спосіб. Сьогодні розроблено безліч конструкцій вібраційних сепараторів на основі різноманітних приводів. Усі вони мають свої певні переваги. Так, циркуляційні сепаратори найоптимальніше можна створювати на основі дебалансного приводу, де вимушені коливання від одного віброзбудника або накладання коливань кількох віброзбудників на пряму передаються в складний рух робочого органа. До недоліків таких конструкцій належать наявність рухомих з'єднань в приводі віброзбудника та відсутність можливості регулювання амплітуди коливань під час роботи вібромашини. Для здійснення напрямлених коливань сепаратора дебалансний привід уже підходить менше, оскільки є необхідність синхронізації кількох віброзбудників. Натомість напрямлені коливання легко генеруються з використанням електромагнітного приводу, в якому енергія магнітного поля на пряму перетворюється в поступальний рух коливальної маси. Основною перевагою такого приводу є відсутність рухомих з'єднань, що дає змогу механічним коливальним системам на його основі працювати в резонансі, істотно знижуючи затрати електроенергії та компенсуючи порівняно незначні вимушувальні сили, створювані електромагнітними віброзбудниками.

Сепаратори з електромагнітним приводом зустрічаються переважно як мало- та середньогабаритне обладнання. Причиною цьому є загальні проблеми у створенні великогабаритного обладнання на основі електромагнітного приводу, а саме: використання значно більшої кількості електромагнітних віброзбудників за співвідношенням вимушувальне зусилля/маса порівняно з найбільш поширеними дебалансними віброзбудниками; необхідність досягнення чітко визначеної резонансної частоти механічної коливальної системи, що дещо ускладнює саме налагодження; значно вищі вимоги щодо усунення паразитних коливань, що пов'язано з порівняно невисокими робочими амплітудами; високі вимоги щодо якості виготовлення та складання пружних систем та їх кріплення. Крім того, застосування електромагнітних віброзбудників додатково має ще ряд інших проблем. Так, необхідність конструктивно закласти у вібраційній машині вищі амплітуди коливань робочого органа вимагає збільшення повітряного проміжку у віброзбудниках, що непропорційно, приблизно за гіперболоїдною залежністю, знижує їх тягове зусилля і призводить до значного споживання електроенергії. Прогнозовано малий повітряний проміжок між якорем та осердям з котушкою віброзбудника може викликати явище прилипання. У такому випадку для існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких маси коливаються в протифазі, рух буде неможливий або нестійкий.

Поряд з цим сепаратори, як і будь-яке інше обладнання на основі електромагнітних віброзбудників, є не складним, а відсутність рухомих з'єднань робить його високонадійним, безшумним у роботі та безпечним. Тому розробка високоефективних конструкцій віброзбудників на основі електромагнітного приводу, робота яких ґрунтується на унікальному явищі в коливальних процесах – резонансі, що забезпечує мінімальне використання електроенергії, є перспективною інженерною задачею, викликаною потребами виробництва.

Огляд літературних джерел. Сьогодні, вібраційні сепаратори здебільшого мають дебалансний віброзбудник, причому робоча частота їх коливань становить 25 та 50 Гц. Зустрічаються сепаратори і з нижчою робочою частотою. Збільшення частоти для процесу сепару-

вання технологічно не доцільне. З метою підвищення надійності є спроби створення вібраційних сепараторів на основі електромагнітного приводу [1–4]. За принципом роботи вони є двомасовими з гармонійним рухом коливачів і зустрічаються переважно як малогабаритне обладнання. Цікавою та перспективною, з точки зору автора, є апробація міжрезонансних коливальних систем на конструкціях вібраційних сепараторів, де такі системи зустрічаються лише як вібраційні грохоти [5].

Постановка проблеми. У цій роботі розкрито етапи та окреслено проблеми, що виникали під час створення великогабаритного високочастотного вібраційного сепаратора, новизною якого є застосування багатомасових механічних коливальних систем з використанням ефекту “нульової жорсткості”.

1. Розробка просторової моделі вібросепаратора. Для вирішення цієї проблеми було розроблено теорію вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас, що детально викладено в [6–7]. Запропонована теорія придатна для апробації на будь-якому типі вібраційних машин з електромагнітним приводом.

Результатом розрахунку, згідно з запропонованою теорією, є те, що аналітично встановлюються параметри тримасової механічної коливальної системи, виконання яких забезпечить таку картину руху коливальних мас. Дві суміжні маси, а саме: проміжна 2 та реактивна 3 (рис. 1, а) позначені відповідно як m_n та m_p і які з'єднані між собою за допомогою пружної системи 5 з сумарною жорсткістю пружних елементів $c_2 \rightarrow 0$, рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливачів) завдяки прикладеному між ними періодично змінному збуджувальному зусиллю $p(t)$. Активна коливальна маса 1, що позначена як m_a , кінематично збуджується від проміжної маси 2 через резонансну пружну систему 4 з сумарною жорсткістю c_1 , рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас (рис. 1, б). Завдяки наявності синфазного руху повітряний проміжок в електромагнітному вібросбуднику можна робити мінімальним, оскільки в такому випадку відсутні відносні амплітуди коливачів між двома суміжними масами 2 та 3. Це дасть змогу значно знизити величину струму, що протікає в обмотці вібросбудника, а отже, і споживану потужність.

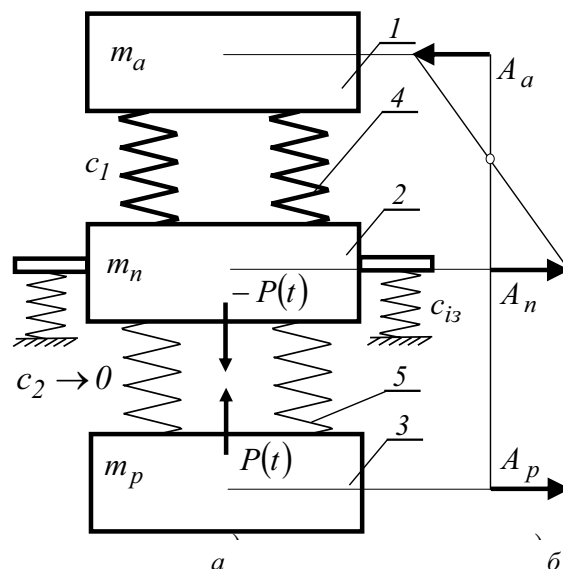


Рис. 1. Структурна схема (а) та розподіл амплітуд коливачів мас (б) для тримасової механічної коливальної системи, що порохована згідно з запропонованою теорією [6–7]

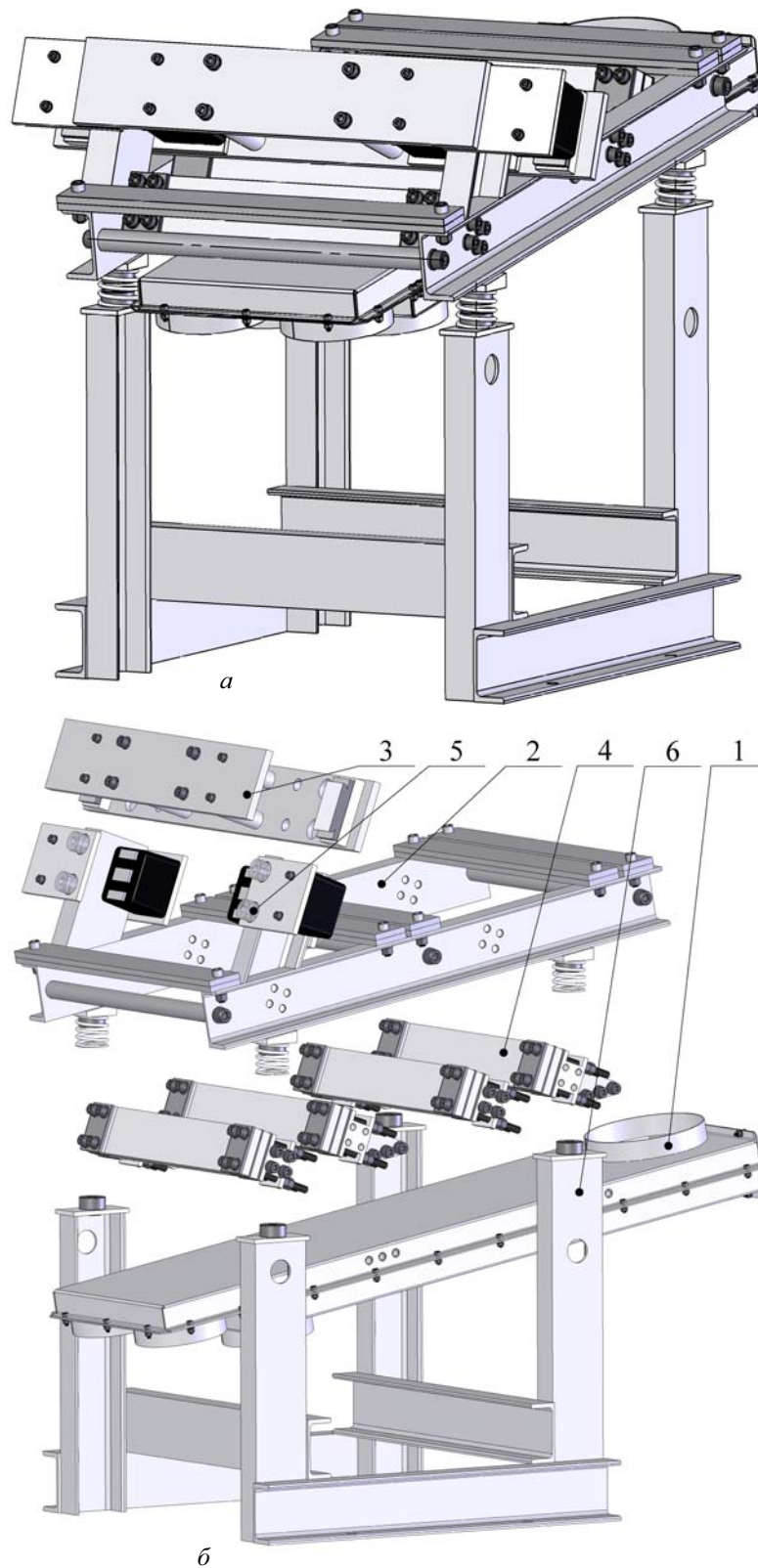


Рис. 2. Просторова модель тримасового сепаратора з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас (а) та його вигляд з рознесеними вузлами (б)

На основі запропонованої теорії було розроблено твердотільну модель вібраційного сепаратора (рис. 2, а), що побудована за структурною схемою рис. 1. Тримасовий вібраційний сепаратор призначений для розділення в'язкого продукту і складається з п'ятих основних роз'ємних модулів: активної маси 1 (рис. 2, б), яка виступає як робочий орган, та проміжної маси 2, що з'єднані між собою резонансною пружною системою 4; реактивної коливальної маси 3 та нерухомої стійки 6. До проміжної маси кріпляться якорі, а до реактивної – осердя з котушками електромагнітних вібророзбудників, що під'єднані до мережі живлення за двотактною схемою. Реактивна та проміжна коливальні маси з'єднані між собою за допомогою м'яких гумових пружних елементів 5.

Вібраційний сепаратор працює у повній відповідності з описаним вище принципом руху коливальних мас для структурної схеми (рис. 1). Необхідно зазначити, що саме проміжна та активна коливальні маси, утворюючи двомасову механічну коливальну систему з певним резонансним налагодженням z , і задають власну частоту коливань $\omega_0 = \omega/z$, де ω – колова частота вимушених коливань механічної системи вібраційного майданчика. Реактивна коливальна маса, що пов'язана з механічною коливальною системою через м'які гумові пружні елементи, на роботу усієї конструкції вібраційного сепаратора практично не впливає.

Маса 1 та пружна система 4 утворюють так званий резонатор. Його функції – не гасити коливання проміжної коливальної маси, а навпаки, підсилювати. За цієї конструкції проміжна маса, через яку встановлюється уся механічна коливальна система, робиться важчою за активну. У такому випадку її амплітуда коливань буде меншою порівняно з активною масою. Основною перевагою такої конструкції є те, що амплітуда коливань активної маси 1 (робочого органу) теоретично не залежить від величини повітряного проміжку в електромагнітних вібророзбудниках. Хоча недоліком цієї конструкції є незначна передача вібрації на основу.

Рух середовища в самому сепараторі зображено на рис. 3. Під час розрахунків коливальних систем з “нульовою жорсткістю” використовуються такі спрощені формули [8]:

$$c_1 = \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 M; \quad c_2 = 0; \quad m_p = \frac{m_n(1-z^2)(m_a+m_n)}{z^2(m_a+m_n)-m_n}, \quad (1)$$

де $M = \frac{m_a m_n}{(m_a + m_n)}$ – приведена маса.

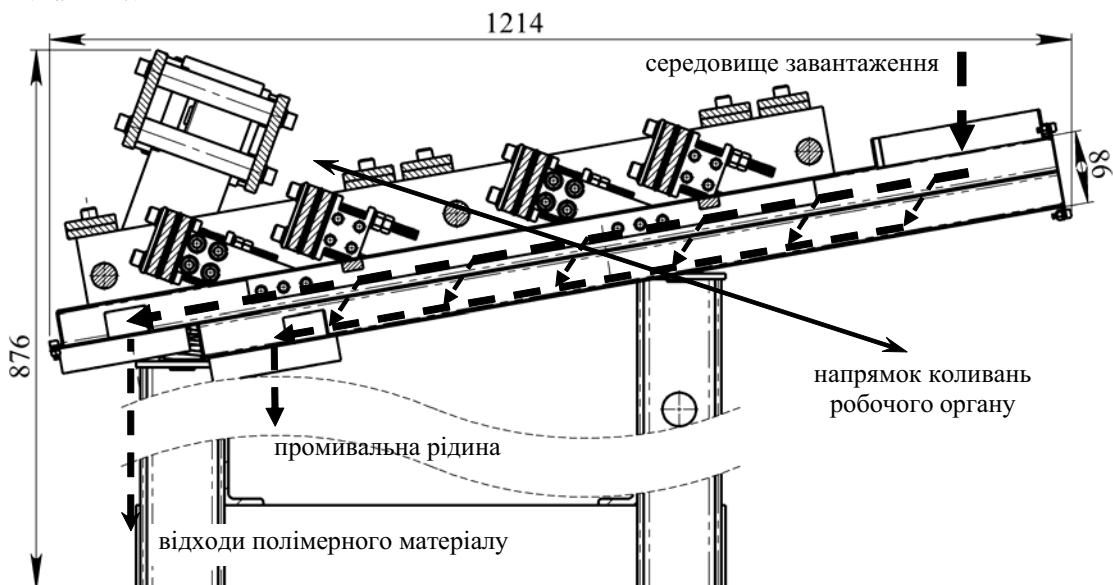


Рис. 3. Технологічна схема завантаження та розвантаження сепаратора

2. Визначення параметрів механічної коливальної системи. Перш ніж перейти до розрахунку пружних елементів, необхідно встановити значення інерційних параметрів коливальних мас вібросепаратора. За сучасних методів конструювання, коли використовується програмне забезпечення твердотільного проектування, ці показники визначаються наочно і автоматично. Так, у нашому випадку, сумарна маса тримасової механічної коливальної системи становить $m_3 = 143 \text{ кг}$ (рис. 4, а), а умовно виділеної двомасової, що відповідає за резонанс, дорівнює $m_2 = 115.7 \text{ кг}$ (рис. 4, б). Отже, маса реактивної коливальної маси $m_p = 27.3 \text{ кг}$. Активна маса в сумі з кріпленням, прокладками, частиною пружних елементів, які своєю інертністю додають маси, становить $m_a = 51.9 \text{ кг}$ (рис. 5, а). Своєю чергою, проміжна маса без налагоджувальних плит становить $m_n = 63.8 \text{ кг}$ (рис. 5, б), а з плитами – $m_n = 91.5 \text{ кг}$ (рис. 5, в), з них $m = 27.7 \text{ кг}$ маса 10 налагоджувальних плит. Отже, маса проміжної коливальної маси може коливатися в межах $\Delta m_n = 27.7 \text{ кг}$. Такий значний можливий розкид параметрів проміжної коливальної маси пов'язаний з трудністю передбачення коефіцієнта защемлення пружних елементів в першому експериментальному зразку вібросепаратора, який необхідно вибирати в такому випадку зі значним запасом. Наступний зразок виготовлятиметься за уже відомого значення коефіцієнта защемлення і налагоджувальних плит можна буде передбачити значно менше. Уся конструкція проектується так, щоб центри мас коливальних мас знаходились на одній лінії дії вимушувального зусилля електромагнітних віброзбудників, що унеможливуватиме виникнення паразитних коливань. З зображених рисунків можна прослідкувати, що цього принципу дотримуються.

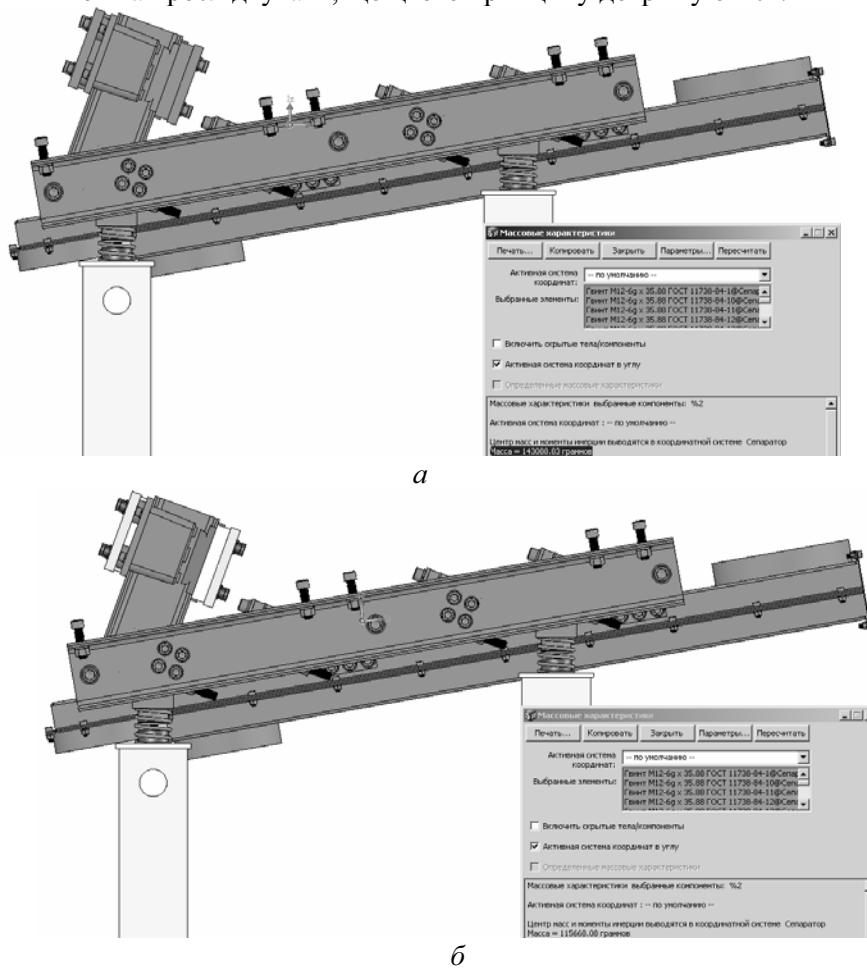
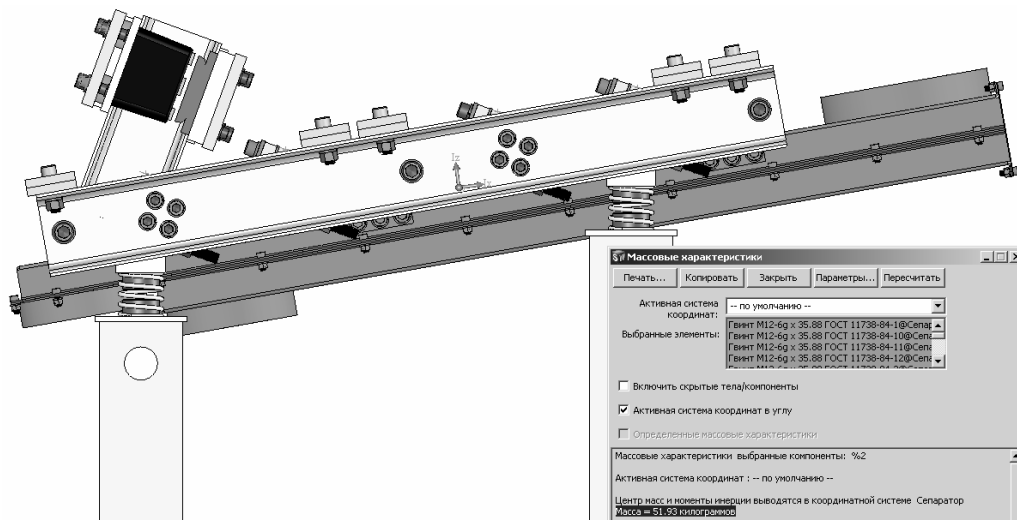
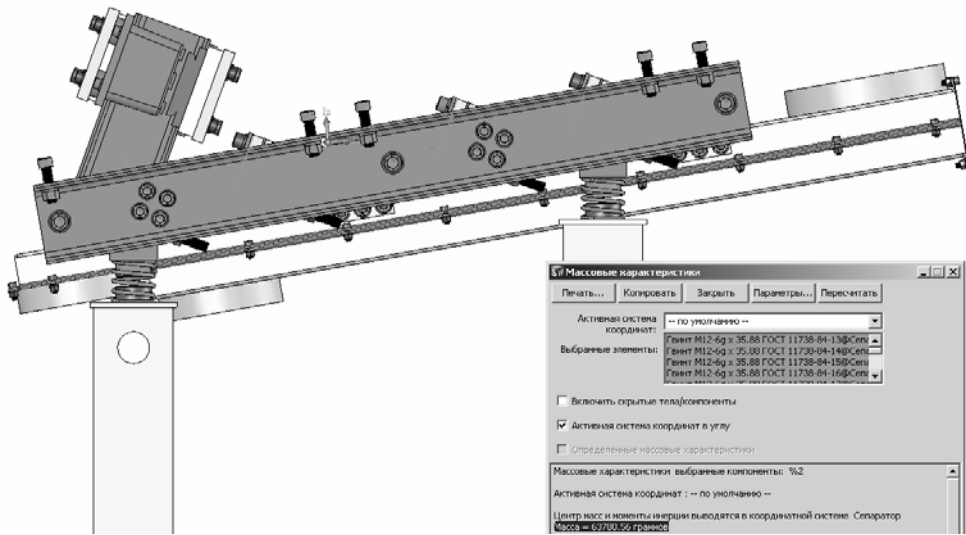


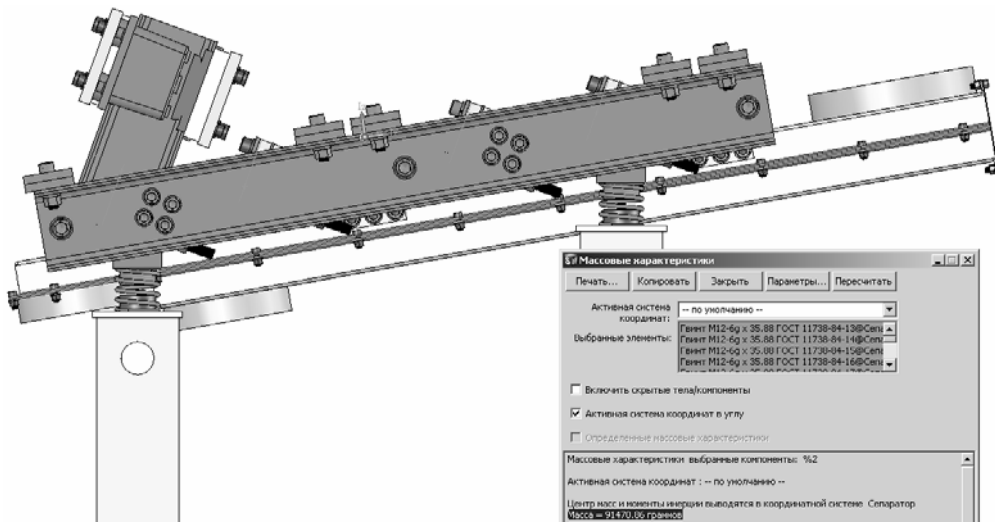
Рис. 4. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок маси: а, б – відповідно тримасової та умовно виділеної двомасової механічних коливальних систем вібраційного сепаратора (вузли, маса яких визначалась, зображена темнішим тоном)



а



б



в

Рис. 5. Фрагменты вікон програмного продукту SolidWorks 2003, де проведено розрахунок маси: а – робочого органа; б, в – відповідно деталей проміжної коливальної маси з налагоджувальними плитми та без них

3. Розрахунок пружної системи вібраційного майданчика. Приведена маса M лежатиме в

межах $M \in 28.61 \dots 33.11$ кг, а в перерахунку на один пружний елемент $M_1 = \frac{M}{n}$, де $n=8$ – кількість пружних елементів становить $M_1 \in 3.58 \dots 4.14$ кг. Зважаючи на випадок, коли $M = 28.61$ кг, та враховуючи $z = 0.99$, необхідна мінімальна жорсткість пружної системи згідно з (1) становитиме

$$c_1 = 28.61 \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 50}{0.99} \right)^2 = 2.888 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ а жорсткість однієї пружини - } c_{11} = \frac{c_1}{n} = 3.61 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для вибору параметра товщини b плоскої пружини за відомої довжини l_c та ширини h пружного елемента з урахуванням кількості i пружних пер, необхідно користуватися таким кінцевим виразом

$$b = l_c \sqrt[3]{\frac{c_1}{E h i k}}, \text{ де } E \text{ - модуль пружності першого роду; } k \text{ - коефіцієнт защемлення, що враховує}$$

неідеальну затяжку гвинтами та болтами, що мають свою податливість, крім того, саме защемлення не виключає мікролюфти для пружних елементів. Усе це знижує жорсткість пружних систем. Тому на практиці необхідно дещо збільшити жорсткість пружної системи щодо розрахункового значення. Узявши коефіцієнт так званого защемлення $k = 0.66$ та скориставшись параметрами з рис. 6, а,

$$\text{товщина пружного елемента становитиме } b = 0.372 \cdot \sqrt[3]{\frac{2.888 \cdot 10^6}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.08 \cdot 8 \cdot 0.66}} = 0.0115 \text{ м}.$$

Проведемо перевірку жорсткості пружного елемента. Моделювання здійснюватимемо методом скінченних елементів. 3D-модель пружного елемента розбито на кінцеві елементи. Жорстко защемивши один з його кінців, навантажуємо середню ділянку тестовим зусиллям в 100 Н , прогин елемента становитиме $\varpi = 2.573 \cdot 10^{-4} \text{ м}$ (рис. 6, б), а отже, жорсткість одного пружного елемента

$$c_{11} = \frac{100}{2.573 \cdot 10^{-4}} = 3.8865 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ а жорсткість усієї пружної системи}$$

дорівнюватиме $c_1 = c_{11} \cdot n = 3.109211 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, що є дещо більше від необхідного значення і є прийнятно.

Розглянемо розрахунок на міцність. У разі, коли маса робочого органа має найменше значення $m_n = 63.8$ кг, а активна маса дорівнює $m_a = 51.9$ кг, співвідношення амплітуд становить 1.23 рази. Відносна амплітуда коливань визначається як $A_{eid} = A \cdot (1 + 1.23)$, де A – амплітуда коливань робочого органа. Згідно з технічними умовами, $A = 1.8 \text{ мм}$, тоді $A_{eid} = 4 \text{ мм}$. Розрахунок методом скінченних елементів, коли в твердотільній моделі пружного стрижня жорстко защемлюється один з його кінців, а другому надається зміщення на величину $A_{eid} = \varpi = 4 \text{ мм}$ без повертання (рис. 6, в), вказує на значний запас на міцність. Для сталей 60С2, 60С2А, 60С2ХФА, 65Г мінімальне максимальне допустиме напруження $[\sigma_{-1}] = 330 \text{ МПа}$. Отже, ця пружна система витримує навантаження.

За допомогою частотного аналізу визначимо власну частоту коливань механічної коливальної системи. Для спрощення розрахунків розглядатимемо одномасову механічну коливальну систему (рис. 7, а), що складається з пакета (двох) пружних елементів та приведеної маси, яка припадає суто на нього. Як матеріал пружного елемента взято віртуальний густиною $\rho = 1 \text{ кг/м}^3$, для того, щоб його маса не впливала на розрахунок, оскільки вона уже врахована в приведеній. Матеріал вантажу приведеної маси також віртуальний густиною $\rho = 78500 \text{ кг/м}^3$ для зменшення його розмірів, що уможливить точніше розбити систему на скінченні елементи. Враховуючи, що защемлення не ідеальне, дійсні власні частоти будуть нижчими за розрахункові (рис. 8, б, в), крім того, ми зможемо за допомогою налагоджувальних плит підійти до необхідної власної частоти коливань $101 \dots 102 \text{ Гц}$.

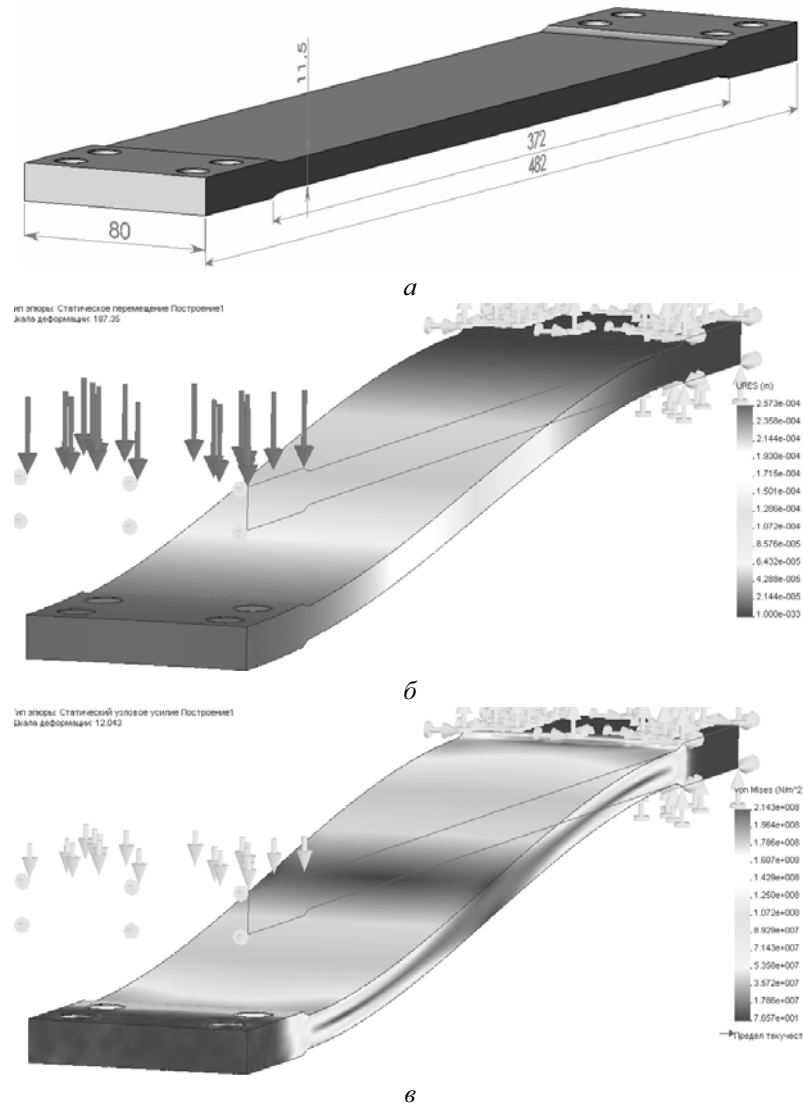


Рис. 6. Досліджуваний пружний елемент з проставленими розмірами (а) та результат розрахунку його прогину під навантаженням в 100 Н (б); картина розподілу напружень під час розрахунку пружного елемента на міцність (в)

Широкого поширення в машинобудуванні набувають матеріали на основі фенольних смол та конструкційних тканин. До таких матеріалів належать конструкційний склотекстоліт ГОСТ 10292-74 за ред. 1993 р., недоліком яких можна назвати порівняно низькі механічні властивості: модуль пружності першого роду $E_{\min} = 1.7 \cdot 10^{10}$ МПа, другого – $G_{\min} = 2.6 \cdot 10^9$ МПа, коефіцієнт Пуансона $\sigma_{\min} = 0.1$. Позитивними сторонами такого матеріалу є низька густина $\rho_{\max} = 1900$ кг/м³ та здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Саме з таких матеріалів можна виготовляти пружні елементи. У цьому випадку, використовуючи замість пружної сталі склотекстоліт, товщина пружних елементів становитиме $b = 25.5$ мм. Конструктивною перевагою таких елементів є те, що немає необхідності залишати потовщення для кріплення. Пружина виготовляється лишень розкромом листа без будь-якої механічної обробки робочих поверхонь. Недоліком використання таких пружних елементів є шкідливість їх виготовлення, дороговизна самого матеріалу та можливий значний розкид заводом-виробником товщини листа.

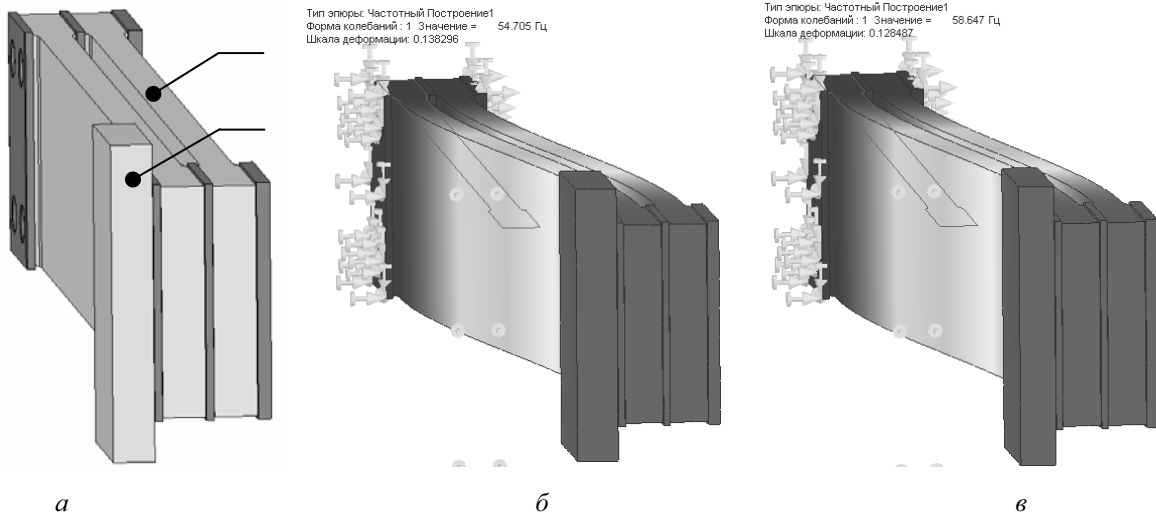


Рис. 7. Твердотільна модель перевірки пружної системи на забезпечення необхідної власної частоти коливань механічної коливальної системи (а): 1 – пружний елемент; 2 – вантаж, еквівалентний питомій приведеній масі, що припадає на два пружних елементи; б, в – результати перевірки механічної коливальної системи на власну частоту коливань, відповідно коли питома приведена маси $M_1 = 7.16$ кг та $M_1 = 8.28$ кг

4. Побудова АЧХ. Заклавши вищенаведені параметри механічної коливальної системи в її математичну модель [6, 7], можна констатувати, що запропонована конструкція буде дієздатною (рис. 8). На основі проведених розрахунків, математичного моделювання та створеної твердотільної моделі вібраційного сепаратора (рис. 5) виготовлено його експериментальний зразок (рис. 9).

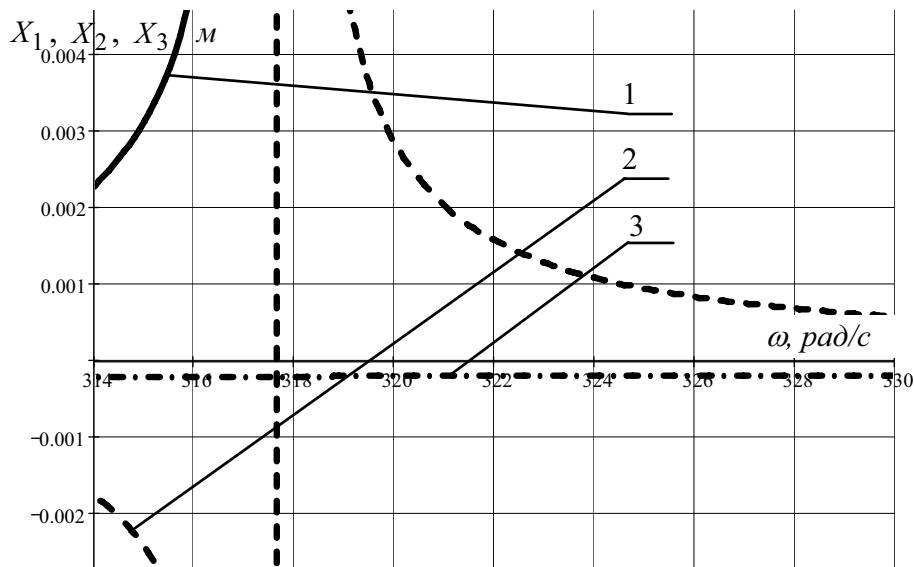


Рис. 9. АЧХ тримасового вібраційного майданчика:
1, 2, 3 – амплітудні значення відповідно активної (резонатора),
проміжної (робочої) та реактивної коливальних мас

Цей вібросепаратор впроваджений на ТзОВ “Інтер-РЕТ” (м. Львів). Машина забезпечила прогнозовані технічні характеристики. Цікавим фактом є те, що її робота не супроводжується значним шумом. Передусім пояснюється це відсутністю рухомих з’єднань. Конструкція проста та

технологічна з точки зору експлуатації та ремонту. Недоліком сепаратора є незначна передача вібрації на фундамент, яка здійснюється від проміжної (робочої) коливальної маси. Уникнути передачі вібрації від коливань 90-кілограмової маси, що коливається з амплітудою 2 мм, використовуючи лише одні виті пружини, важко. Для цього необхідно передбачати досконалішу віброізоляцію, один з варіантів якої є розташування самого сепаратора на віброгасній плиті. У такому випадку передачу вібрації на фундамент можна буде усунути.



Рис. 10. Просторовий вигляд сепаратора

Висновки. Отже, використання запропонованого методу розрахунку багатомасових конструкцій дає значні переваги саме великогабаритному обладнанню. Якщо основна причина, яка обмежувала його поширення, було високе споживання електроенергії, що виливалось у значні, а подеколи й недопустимі значення струмів в котушках вібробудників, то на даному етапі, з впровадженням нових принципів побудови, цю проблему усунуто. Великогабаритне обладнання з електромагнітним приводом стає привабливим для виробників, про що яскраво свідчить наведений приклад. До цього додаються відомі усім вагомі переваги самих вібраційних машин з електромагнітним приводом, серед яких можна виділити відсутність рухомих з'єднань.

Використання запропонованих конструкцій та підходів у розрахунку вібраційних машин з електромагнітним приводом, що ґрунтується на теорії синфазних коливань, доповнюють традиційні конструкції, підсилюючи і розширюючи цілий клас цих машин. Так, якщо традиційні конструкції вібраційних машин з електромагнітним приводом всесторонньо досліджені і апробовані в своїй більшості як малогабаритне обладнання, то запропоновані претендують на використання переважно як середньо- та великогабаритного обладнання.

Наведений вище приклад ще раз довів реальність створення віброобладнання на основі теорії синфазних коливань. Зняті технічні характеристики з такого обладнання підтверджують ефективність застосування запропонованих методів в проектуванні багатомасового обладнання. Усе це свідчить про великі перспективи запропонованих схем машин.

1. Повідайло В.О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Вид-во Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. 2. Рабинович А.Н., Яхимович В.А., Боечко Б.Ю. *Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа.* – К.: Техніка, 1965. 3. Назаренко И.И. *Высокоэффективные вибротрамбовочные машины.* – К.: Вища шк., 1982. – 200 с. 4. Назаренко І.І., Туманська О.В. *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструювання та основи експлуатації: Підручник.* – К.: Вища шк., 2004. – 590 с. 5. Вайсберг Л.А. *Проектирование и расчет вибрационных грохотов.* – М.: Недра, 1986. – 144 с. 6. Ланець О.С. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях.* – 2005. – № 2(40). – С. 46–59. 7. Ланець О.С. *Теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас з врахуванням жорст-*

ткості віброізоляторів // *Машинознавство*. – 2005. – №9. – С. 19–26. 8. Ланець О.С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: Вид-во НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76–82.

УДК 621.01:621-868

О.С. ЛАНЕЦЬ, Я.В. ШПАК, Ю.П. ШОЛОВІЙ

Національний університет “Львівська політехніка”

МІЖРЕЗОНАНСНІ ВІБРАЦІЙНІ ПРИТИРАЛЬНІ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ, РОЗРОБЛЕНІ НА ОСНОВІ ЕФЕКТУ “НУЛЬОВОЇ ЖОРСТКОСТІ”

© Ланець О.С., Шпак Я.В., Шоловій Ю.П., 2007

Викладено етапи побудови та методика розрахунку міжрезонансних вібраційних притиральних машин з електромагнітним приводом, що створені з використанням ефекту “нульової жорсткості”. Розкрито переваги таких вібраційних притиральних машин.

In the article the stages of construction and the method of calculation of interresonances vibrations grinded machines with an electromagnetic occasion, which are created with the use of effect “zero inflexibility”, are laid out. Advantages of such vibrations grinded machines open up.

Вступ. З кожним роком у машинобудівній, гірничій, нафтовій, газовій промисловостях та приладобудуванні зростають вимоги до якості та точності виготовлення деталей. Під час оброблення плоских поверхонь деталей з твердих матеріалів (гартованих сталей, твердих сплавів, феритів, кераміки тощо), окрім точності розмірів та необхідної якості поверхневих шарів, потрібно забезпечувати відповідну шорсткість та високу точність їх геометричної форми (площинність). Остаточні значення цих показників досягаються на викінчувальних операціях оброблення, частка технологічного часу для яких серед механічних операцій в машинобудуванні коливається в межах 30–40 %. Показники якості оброблення площинних, циліндричних, фасонних внутрішніх та зовнішніх поверхонь деталей після операцій притирання є вищі, ніж після тонкого шліфування, суперфінішування та хонінгування. Це обумовлює потребу у поглибленому вивченні процесів та розробленні нових ефективних одиниць обладнання, призначеного для операцій притирання.

Серед широкої гами різних способів механічного притирання поверхонь деталей одне з провідних місць за своїми характеристиками та можливостями займає притирання з використанням абразивних порошоків та паст. Встановлено, що додаткові колювання під час робочого руху притирачи деталі збільшують продуктивність процесу абразивного притирання приблизно на 100 %, а шорсткість поверхні зменшується. За допомогою такого методу притирання можна досягати відмінної якості (площинності та шорсткості) плоских поверхонь деталей (неплощинність $\Delta N = 0.3$ мкм на діаметрі 100 мм та шорсткість $R_z = 0.050 - 0.010$ мкм), яку іншими механічними способами, забезпечуючи таку саму продуктивність, досягнути важко.

Постановка проблеми. Найбільш ефективними, як показала практика, серед вібраційних притиральних машин для двостороннього притирання плоских поверхонь деталей є машини з коловими колюваннями притирів. В таких конструкціях притири здійснюють плоскопаралельний рух по колу в площині притирання, а усі точки на їх поверхнях мають однакові відносні швидкості. Зношування притиру за таких умов практично рівномірне за усією його поверхнею.