

УДК 621.01:621-868

О. С. Ланець Інститут інженерної механіки та транспорту Національного університету „Львівська політехніка”

Кафедра “Автоматизація та комплексна механізація машинобудівної промисловості”

ОДИН ІЗ ПІДХОДІВ У СТВОРЕННІ ВИСОКОЧАСТОТНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНОСУМІШЕЙ

© О. С. Ланець, 2007

У статті викладаються принципи створення високочастотних вібраційних майданчиків для ущільнення бетоноsumішей на основі електромагнітного приводу. Новизною даних конструкцій є використання ефекту «нульової жорсткості» в багатомасових механічних коливальних системах.

В статье выкладываются принципы создания высокочастотных вибрационных площадок для уплотнения бетоносмесей на основе электромагнитного привода. Новизной данных конструкций является использование эффекта «нулевой жесткости» в многомассовых механических колебательных системах.

In the article principles of creation of high-frequency vibratory grounds for the compression of concrete mixtures on the basis of electromagnetic occasion are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one «zero inflexibility» in the multimass mechanical oscillating systems.

Вступ. Зростаючі темпи розвитку промисловості, необхідність вигравати конкуренцію на ринку виробництва продукції, усе це вимагає впровадження високоефективного обладнання, яке б характеризувалось низькими затратами енергії, високою надійністю та якістю продукції. Безпосередньо ці тенденції зачепили і вібраційні технології. Вібраційні машини, як і будь-яке інше обладнання, повинні задовольняти високі технічні вимоги до обладнання за наступними критеріями: висока надійність, довговічність, ефективність (значні амплітуди коливань мас за незначних енергозатрат), відповідність санітарним нормам, миттєвість досягнення встановленого режиму роботи, тощо). Дані обставини обумовлюють науковців та інженерів шукати нові шляхи в створенні високоефективного обладнання. На сьогоднішній день існує промислова необхідність у високочастотних (частота вимушених коливань 100 Гц) вібраційних майданчиках з габаритами стола від $900\times 400\text{ мм}$, масою завантаження від 40 кг , максимальною амплітудою коливань робочого органу суто у вертикальному напрямку 0.3 мм , що призначені для виготовлення бруківки, облицювальної плитки, стоків, тощо.

Постановка проблеми. Розробка та виготовлення такого великогабаритного обладнання містить в собі ряд технічно складних та науково містких рішень. В першу чергу це пов'язано з тим, що вібромайданчик повинен працювати на частоті 100 Гц . В такому випадку за наявності рухомих з'єднань у приводі, він буде піддаватись високим динамічним навантаженням на вузли, а отже інтенсивному зношуванню. Ці фактори дещо обмежують використання віброзбудників з рухомими з'єднаннями, таких як інерційні, ексцентрикові, не говорячи уже за поршневі та плунжерні.

З іншого боку, застосування електромагнітних віброзбудників, в яких відсутні рухомі з'єднання, також має ряд проблем. Так, необхідність конструктивно закласти у вібраційній машині вищі амплітуди коливань робочого органу 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

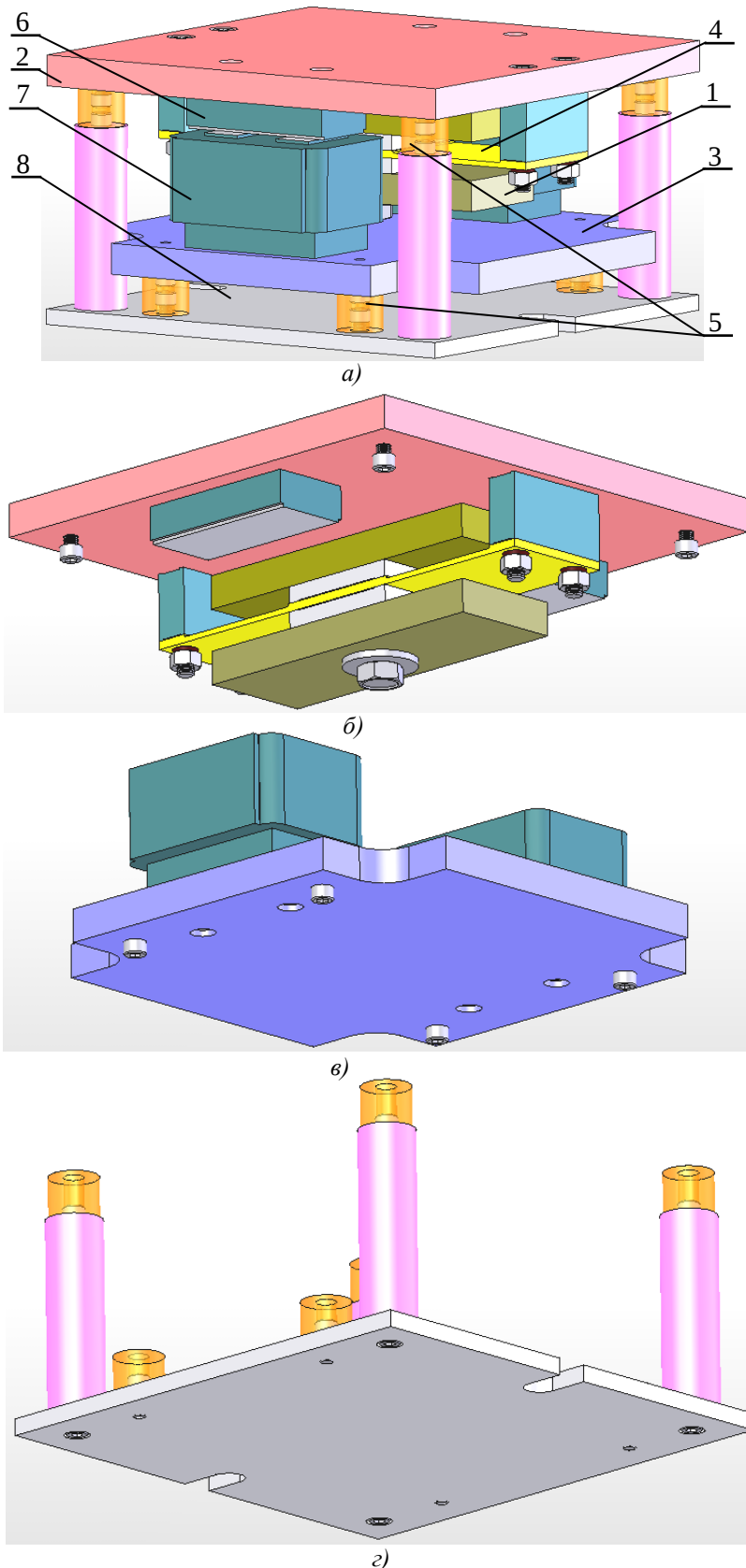


Рис.1. Просторова модель експериментального зразка вібраційного майданчика з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас

між якорем та осердям з котушкою віброзбудника, як у випадку 100-герцових вібраційних майданчиків, де амплітуда робочого органу повинна становити не більше 0.3 мм, може викликати явище прилипання. В такому випадку для існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких маси коливаються в протифазі, рух буде неможливий, або нестійкий. Значні проблеми виникають при забезпеченні рівномірності амплітуди коливань на частоті 100 Гц за усією поверхнею робочого органу.

Огляд літературних джерел. На сьогоднішній день, в переважній більшості, вібраційні машини даного призначення мають дебалансний віброзбудник, причому робоча частота їх коливань 25 Гц та 50 Гц.

Збільшення частоти призводить до різкого зниження надійності дебалансного приводу. Огляд сторінок Internet встановив, що за кордоном зустрічаються дебалансні вібраційні машини, що працюють на частоті 100 Гц.

В цілях підвищення надійності є спроби створення вібраційних майданчиків на основі електромагнітного приводу [1-4]. За принципом роботи вони є дво-масовими або багатомасовими, з гармонійним рухом або віброударні.

Вібраційні майданчики з електромагнітними віброзбудниками та гармонійним рухом коливань зустрічаються переважно як малогабаритне лабораторне обладнання.

Цікавою та перспективною з точки зору автора є апробація міжрезонансних коливальних

систем на конструкціях вібраційних майданчиків. Однак такі системи зустрічаються лише як вібраційні грохоти [5].

Постановка задачі. В даній статті автор розкриє етапи та окреслить проблеми, що виникали під час створення великогабаритного високочастотного вібраційного майданчика, новизною якого є застосування багатомасових механічних коливальних систем з використанням ефекту «нульової жорсткості».

Виклад матеріалу. Свого часу був розроблений та виготовлений експериментальний зразок малогабаритного високочастотного вібраційного майданчика для ущільнення бетоносумішей (рис.1 та рис.2), що базується на теорії синфазних коливань з використанням ефекту «нульової жорсткості» [6-8]. З конструктивних міркувань габарити робочого органу (плити) експериментального зразка вибрано $300 \times 300 \times 20$ мм. Такі відносно не великі розміри робочого органу дозволяють легко добитися необхідної його жорсткості на частоті вимушених коливань 100 Гц ; низька металоемність не вимагатиме потужного приводу. Крім того, не затрачаючи великих коштів, можна перевірити усі нові конструктивні рішення та наукові положення закладені в експериментальному зразку.

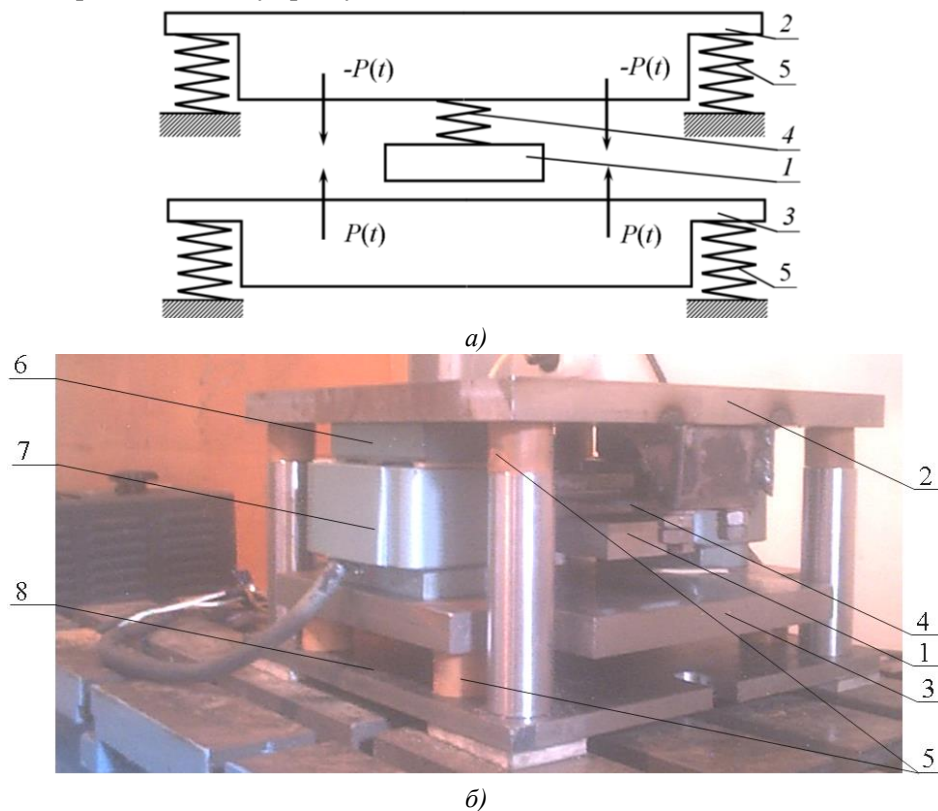


Рис.2. Структурна схема (а) та експериментальний зразок (б) вібраційного майданчика з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас, де нумерація проставлена у відповідності до рис.1

Тримасовий вібраційний майданчик (рис.1а), що призначений для ущільнення бетоносумішей на частоті 100 Гц , складається з трьох основних роз'ємних модулів: проміжної маси 2, яка виступає в якості робочого органу, та активної маси 1, що з'єднані між собою пружною системою 4 (рис.1б); реактивної коливальної маси 3 (рис.1в) та нерухомої стійки 8 (рис.1г). Модель майданчика побудована згідно структурної схеми, що наведена на рис.2а. Проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси окремо встановлюються на нерухомій стійці через віброізолятори 5. Таке конструктивне рішення дозволяє позиціювати ці коливальні маси не залежно одна від одної. Крім того, це унеможливує «просідання» проміжної коливальної маси на реактивну та забезпечує легке розбирання конструкції у випадку необхідності. Активна коливальна маса 1



через пружну систему 4 знизу підвішується до проміжної маси. Маса 1 та пружна система 4 утворюватимуть так званий резонатор. До проміжної маси кріпляться якорі 6, до реактивної маси осердя з котушками 7 електромагнітних віброзбудників.

Вібраційний майданчик працює наступним чином. Дві суміжні маси, а саме проміжна 2 та реактивна 3, позначимо їх відповідно як m_n та m_p , з'єднані через віброізолятори 5 до нерухомої основи 8. Ці суміжні маси приводяться в рух завдяки прикладеному між ними періодично змінному збурюючому зусиллю $p(t)$, що розвивається електромагнітними віброзбудниками. Проміжна та реактивна маси коливатимуться синфазно завдяки певному підбору, згідно теорії синфазних коливань [6-8], інерційного значення реактивної коливальної маси. Активна коливальна маса 1, позначимо її як m_a , кінематично збуджуючись від проміжної маси через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю c_1 , рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас. Необхідно відзначити, 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. Під час розрахунків коливальних систем з «нульовою жорсткістю» використовуються наступні 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. На основі проведених експериментальних досліджень на базі

малогабаритного вібраційного майданчика було спроектовано великогабаритний, принцип роботи якого аналогічний. Однак під час його проектування виникло ряд проблем, котрі необхідно було вирішити.

1. Вибір форми робочого органу вібраційного майданчика та матеріалу з якого він виготовлятиметься. Важливим завданням під час експлуатації будь-якої вібраційної машини, а особливо вібраційних майданчиків для ущільнення бетоноsumішей, є досягнення стабільного значення амплітуди коливань за усією площею робочого органу. Це особливо актуально коли робочий орган працює на високих частотах з малими значеннями амплітуди коливань (як в нашому випадку, коли частота вимушених коливань повинна становити 100 Гц, а амплітуда 0.3 мм). Пояснюється це тим, що під дією збурюючої сили окрім корисного поперечного коливання робочого органу як твердого тіла з'являються додаткові поперечні (паразитні) коливання. Накладання корисних і паразитних коливань на площині робочого органу призводитиме до нерівномірності значення амплітуди на певних ділянках робочого органу, що може спричинити появу бракованого продукту (недостатня і нерівномірна щільність виробів, не достатньо витіснена вода). Ще на стадії розробки є необхідність розрахувати значення першої власної частоти поперечних коливань робочого органу. Щоб розроблена конструкція забезпечувала стабільне та рівномірне ущільнення заготовок необхідно, щоб власна частота була принаймні в 3...4 рази вищою за вимушену. Дані розрахунки можна проводити різними методами. Використання так званих точних методів дуже часто не приводить до повного рішення, тому часто розрахунок доводиться здійснювати за допомогою наближених способів. З таких способів найбільш ефективними є варіаційні методи Рітца-Гальоркіна, Релея-Рітца та метод функцій А. Н. Крилова. Однак ці методи ефективні за умови використання однорідності матеріалу в перерізі, простоти форми перерізу. Найпростішим способом проведення даних розрахунків є використання методу скінчених елементів. Комп'ютерне моделювання механічної коливальної системи з розподіленими масами методом скінчених елементів можна проводити в програмному продукті Cosmos 2006, що працює в оболонці програмного продукту SolidWorks 2006.

Так, створивши твердотільну модель робочого органу (квадратної плити) габаритами $300 \times 300 \times 20$ мм та масою $m = 14$ кг, його власна частота коливань становитиме $\nu = 724$ Гц (рис.3а). Для того, щоб досягнути такого ж значення власної частоти коливань для робочого органу з габаритами 900×400 мм, використовуючи монолітну сталеву плиту, нам необхідно плиту товщиною 116 мм (рис.3б), а її маса уже становитиме $m = 327.8$ кг. Тобто, збільшивши площу робочого органу в 4 рази, маса зросла в 23 рази. Як видно з цього прикладу, зростання габаритів установки викликає непропорційне зростання проблем, які інженеру і науковцю необхідно вирішувати. Так, створюючи великогабаритну установку, необхідно знаходити ту “золоту середину”, яка б задовольнила технічні характеристики і можливості самої конструктивної реалізації установки. Звичайно, робочий стіл масою $m = 327.8$ кг практично використати не можливо. В першу чергу це пов’язано з необхідністю приводити його в рух на частоті 100 Гц, що потребуватиме величезних затрат електроенергії. Якщо в експериментальному зразку вібраційного майданчика використовувалось 2 електромагнітних віброзбудники (див. рис.1 та рис.2), то після елементарного підрахунку віброзбудників у великогабаритній установці повинно бути 46 штук, що є просто нереально, оскільки немає стільки місця під плитою, щоб їх розташувати.

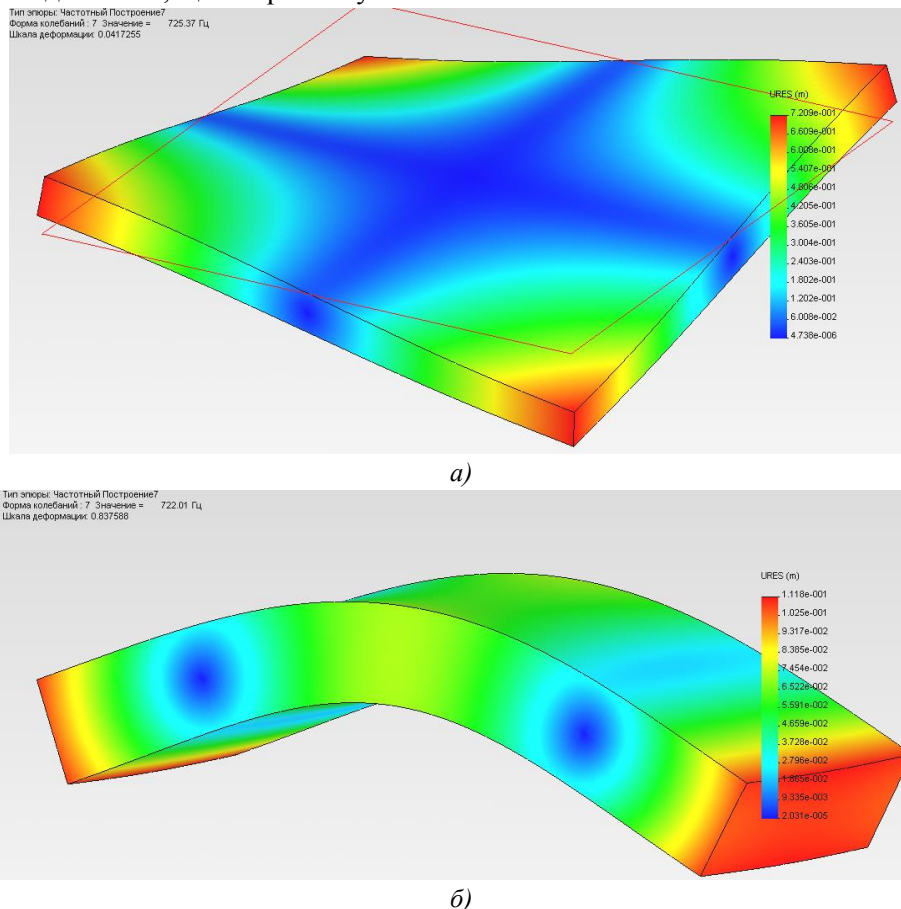


Рис.3. Результат розрахунку частоти власних коливань для робочого органу габаритами:
а) - $300 \times 300 \times 20$ мм; б) - $900 \times 400 \times 116$ мм

Отже, збільшуючи габарити конструкції та дотримуючись тих же технічних параметрів машини, що і в експериментальному її зразку, таке поняття, як “складність” може зростати в кілька разів. Для виходу в даній ситуації необхідно здійснювати наступні кроки: а) полегшуючи конструкцію, і швидше усього втрачаючи у значенні власної частоти коливань, виходити на ті конструктивні



параметри, які будуть прийнятні з технологічної та економічної точки зору; б) використання нових матеріалів; в) використання оригінальних конструктивних рішень і know how.

Робочий орган вібраційного майданчика конструктивно можна виготовляти багатьма способами, головне щоб: були мінімізовані власні коливання робочого органу, як тіла з розподіленою масою, що виникають за рахунок співпадіння частоти вимушених та власних коливань. Тобто необхідно, щоб на частоті вимушених коливань 100 Гц уся його робоча поверхня здійснювала коливальний рух як абсолютно тверде тіло, для чого робочий орган повинен бути достатньо жорстким; водночас робочий орган повинен бути легким, конструктивно простим та дешевим у виготовленні.

Так, щоб досягнути високої жорсткості робочої поверхні $900 \times 400 \text{ мм}$ можна використовувати ребра жорсткості, котрі при відносно невеликій масі конструкції дозволяють отримати її високу жорсткість. Однак, до недоліків такого конструктивного вирішення можна віднести наступне: якщо приварювати сталі ребра жорсткості до плити товщиною, для прикладу $10 \dots 20 \text{ мм}$, технологічно важко добитися того, щоб поверхню не «повело», а це вимагатиме додаткової обробки поверхні, зняття напружень зі зварних швів; значно ускладнюється сама конструкція; в зварних з'єднаннях під час вібрації можуть утворюватись тріщини, що призводитиме до руйнування.

Конструктивним антиподом робочих органів з ребрами жорсткості є використання монолітних плит постійної товщини з легких матеріалів. Таке рішення має наступні недоліки: в переважній більшості такі матеріали є м'якими, що ускладнює кріплення необхідних вузлів, деталей; такі матеріали переважно дорогі. Його перевагами є простота виготовлення. Тому, виходом в даній ситуації може бути поєднання легких м'яких та важких твердих матеріалів, що одночасно зможе забезпечити високу частоту вимушених коливань та прийнятну масу великогабаритного робочого органу.

Широкого поширення в машинобудуванні здобувають матеріали на основі фенольних смол та конструкційних тканин. До таких матеріалів відноситься конструкційний склотекстоліт ГОСТ 10292-74 за ред. 1993 р., недоліком яких можна віднести відносно низькі механічні властивості: модуль пружності першого роду $E_{\text{min}} = 1.7 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, другого - $G_{\text{min}} = 2.6 \cdot 10^9 \text{ МПа}$, коефіцієнт Пуансона $\sigma_{\text{min}} = 0.1$. Позитивними сторонами такого матеріалу є низька густина $\rho_{\text{max}} = 1900 \text{ кг/м}^3$ та здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Можна використовувати сплави на основі алюмінію, де значення модуля пружності першого роду в 3.5 рази вище за значення модуля склотекстоліта і становить $E = 7.1 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, однак їх густина в два рази більша $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$.

Враховуючи вище сказане, у якості конструктивного рішення взято наступний варіант робочого органу, що зображено на рис.4а. Як видно, верхня сталеві плита 1, товщиною 21 мм , на краях звужується, що робить її легшою, а разом з тим і жорсткою. Така товщина обумовлена необхідністю ховати головки гвинтів $M12$ під внутрішній шестигранник в плиті. Завужені проміжна та нижня плити забезпечують значне зниження матеріалоемкості, суттєво не впливаючи на жорсткість усієї конструкції. Нижня сталеві плита товщиною 10 мм рознесена з верхньою завдяки вставленій між ними проміжній плиті товщиною 30 мм із м'якого матеріалу.

Таке конструктивне рішення дозволяє досягнути високої жорсткості конструкції при її відносно невеликій вазі. М'який матеріал обмежений твердими сталевими плитами, що оберігають його поверхні від швидкого зношування, підвищують жорсткість конструкції та дозволяють кріпити до них різноманітні вузли. Аналогію цьому конструктивному рішення можна знайти в формі сталевих прокату. Так, для прикладу двотавр, має також дві сталеві полиць, рознесені за висотою і з'єднані між собою тонкою перепонкою. Така конструкція робочого органу виходить легкою. За умови вибору у якості м'якого матеріалу склотекстоліта, сумарна маса органу буде не

велика ($m = 66 \text{ кг}$) і водночас жорсткою (рис.4б). Як видно, його власна частота коливань становить $\nu = 407 \text{ Гц}$, що є прийнятним рішенням, оскільки власна частота коливань робочого органу, як тіла з розподіленою масою в 4 рази вища за вимушену і велика ймовірність того, що робочий орган практично не матиме паразитних амплітуд коливань. Якщо у якості матеріалу для проміжної плити взяти алюмінієвий прокат такої ж товщини густиною $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$, власна частота коливань буде практично тою ж (рис.4в), однак робочий орган буде дещо важчим $m = 72 \text{ кг}$. Таким чином, остаточно вибір зупинився на конструкції робочого органу у вигляді сандвіч-панелі з матеріалом склотекстоліт (марки ВФГ-С, або КАСТ-В) у якості проміжної плити.

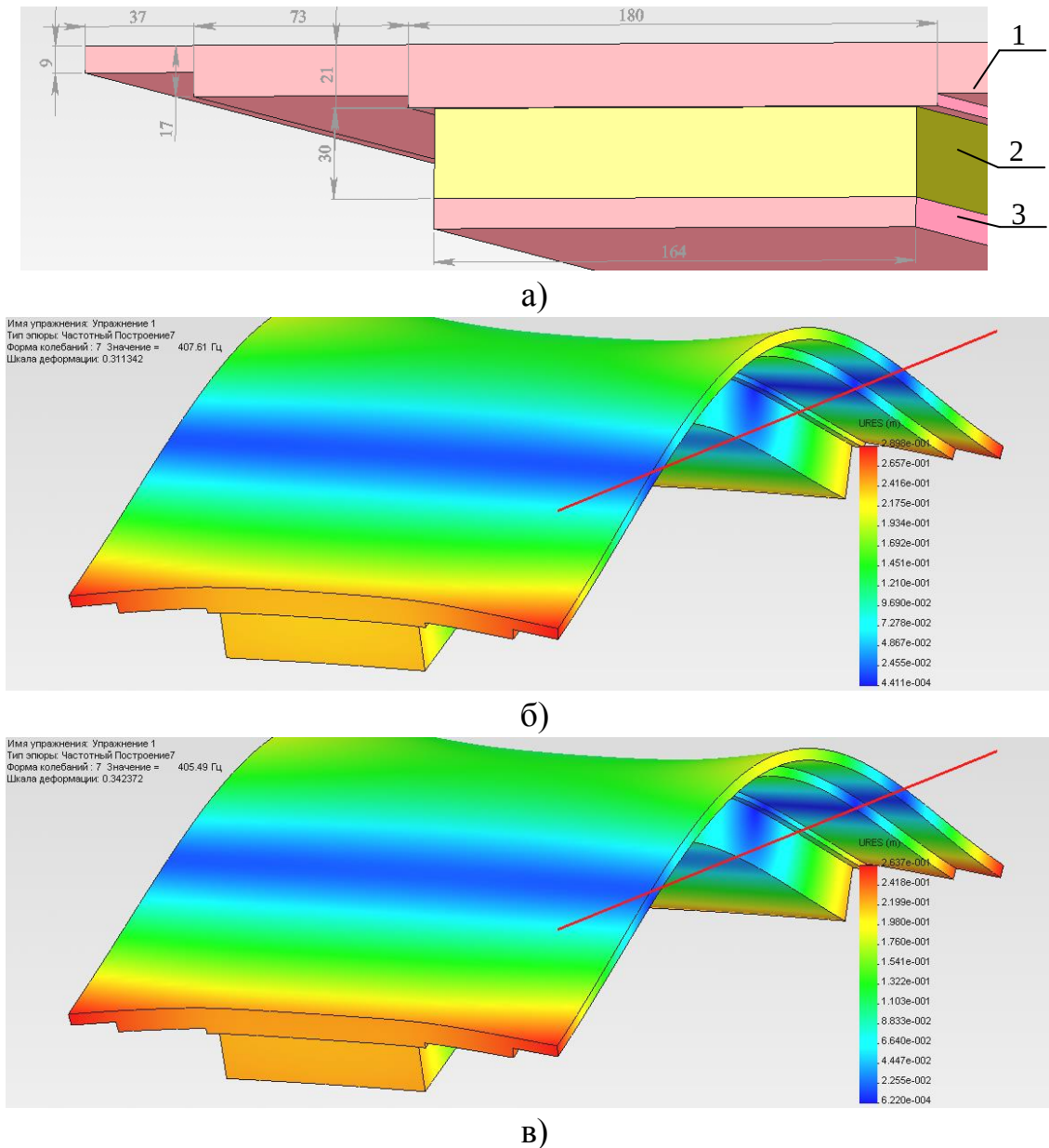
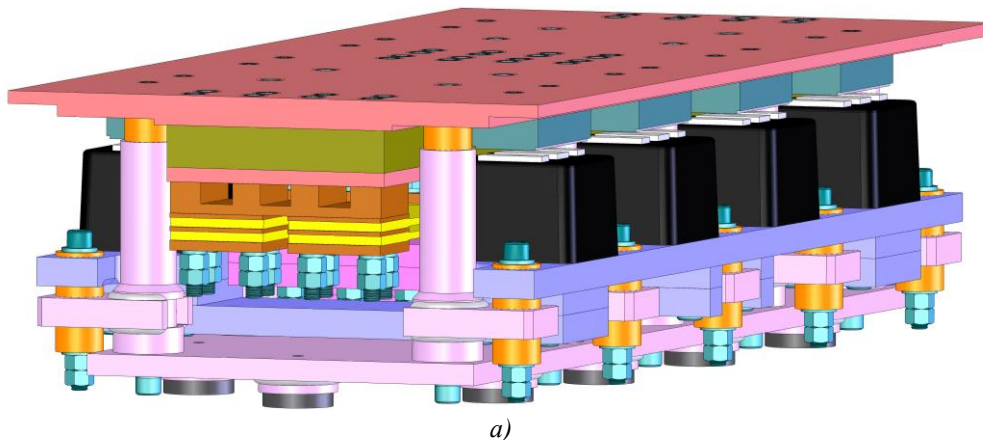


Рис.4. Досліджувана модель робочого органу з розподіленою масою (а), де: 1, 2, 3 – відповідно верхня сталева, проміжна з легкого матеріалу та нижня сталева плити; б), в) - результати розрахунку частоти власних коливань робочого органу з габаритами $900 \times 400 \times 61 \text{ мм}$, де у якості матеріалу проміжної плити було взято відповідно склотекстоліт та алюмінієвий прокат



На основі проведеного аналізу було створено твердотільну модель вібраційного майданчика (рис.5). Однією відмінністю такої конструкції у порівнянні з малогабаритною є те, що для того, щоб долати явище прилипання, викликане наявністю постійної складової коливань, було запропоновано обмежувати рух коливальної реактивної маси гумовими вставками, що з'єднуються з основою. Таке конструктивне рішення усуває значний хід реактивної маси на зустріч робочому органу. Крім того практично відсутня передача вібрації в такому з'єднанні, оскільки коливальна система (реактивна маса-гумові вставки) має значно нижчу частоту власних коливань в порівнянні з вимушеною.

1. 2. Визначення параметрів механічної коливальної системи. Перш ніж перейти до розрахунку пружних елементів, необхідно встановити значення інерційних параметрів коливальних мас вібромайданчика. За сучасних методів конструювання, коли використовується програмне забезпечення твердотільного проектування, ці показники визначаються наглядно і автоматично. Так, у нашому випадку, сумарна маса верхнього модуля становить $m = 129 \text{ кг}$ (рис.6а). Верхній модуль (рис.5б) за повною аналогією з малогабаритним майданчиком створений також за двомасовою схемою, яку утворюють проміжна (робочий орган) та активна коливальні маси. Активна маса в сумі з налагоджувальними пластинами, кріпленням, прокладками, частиною пружних елементів, які своєю інертністю додають маси, становить $m_a = 38.4 \text{ кг}$ (рис.6б), з них $m = 5.85 \text{ кг}$ маса налагоджувальних пластин. Маса однієї налагоджувальної пластини $m_1 = 0.7 \text{ кг}$. Таким чином, маса активної коливальної маси може коливатися в межах $m_a = 32.55 \dots 38.4 \text{ кг}$ (рис.6б-в). В свою чергу маса робочого органу $m_n = 90.5 \text{ кг}$ (рис.6г).



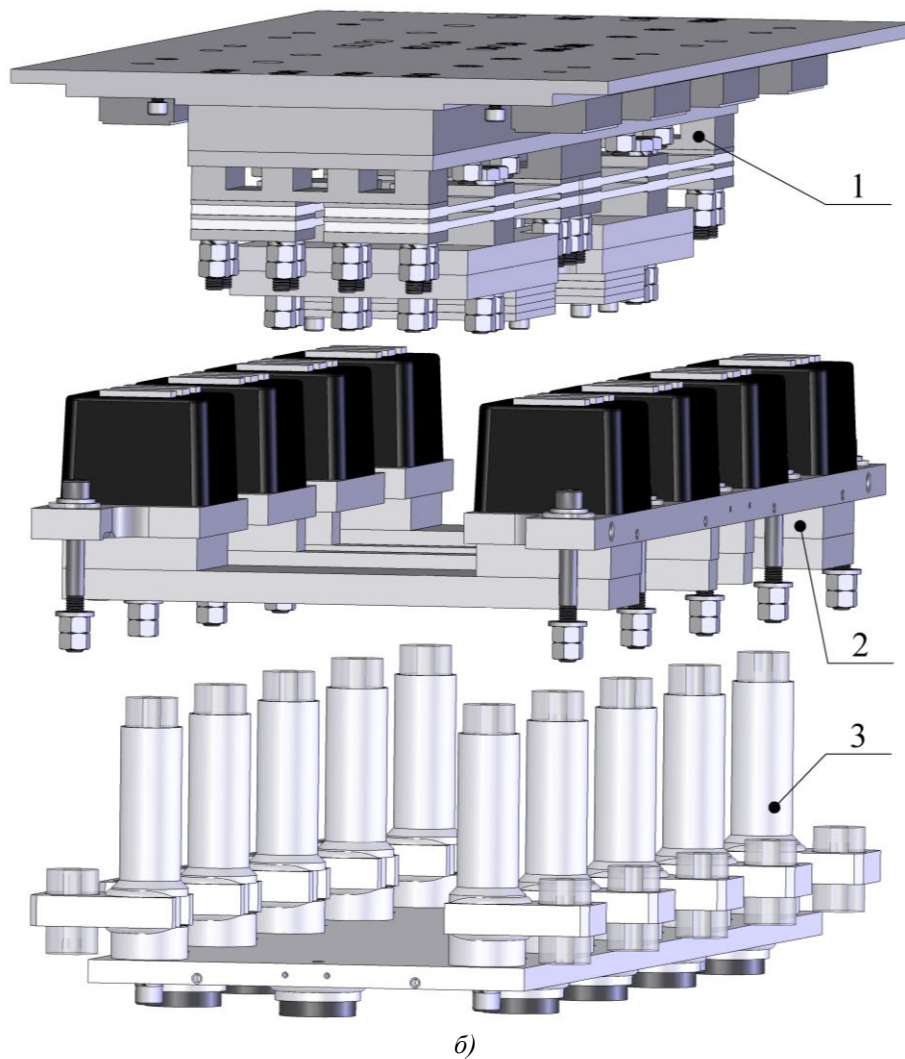
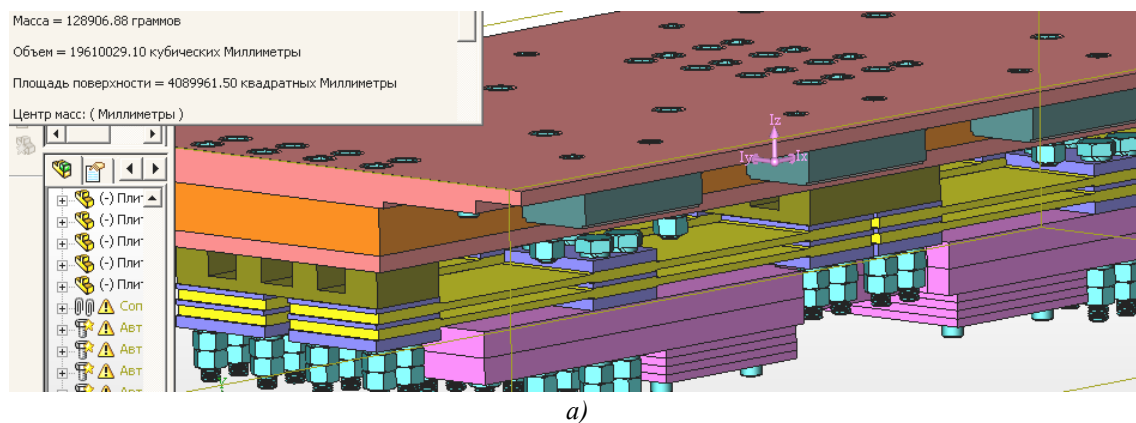


Рис.5. Просторі вигляди твердотільної моделі вібромайданчика: а) загальний; б) з рознесеними модулями, де: 1 – верхній модуль; 2 – проміжний; 3 – стійка



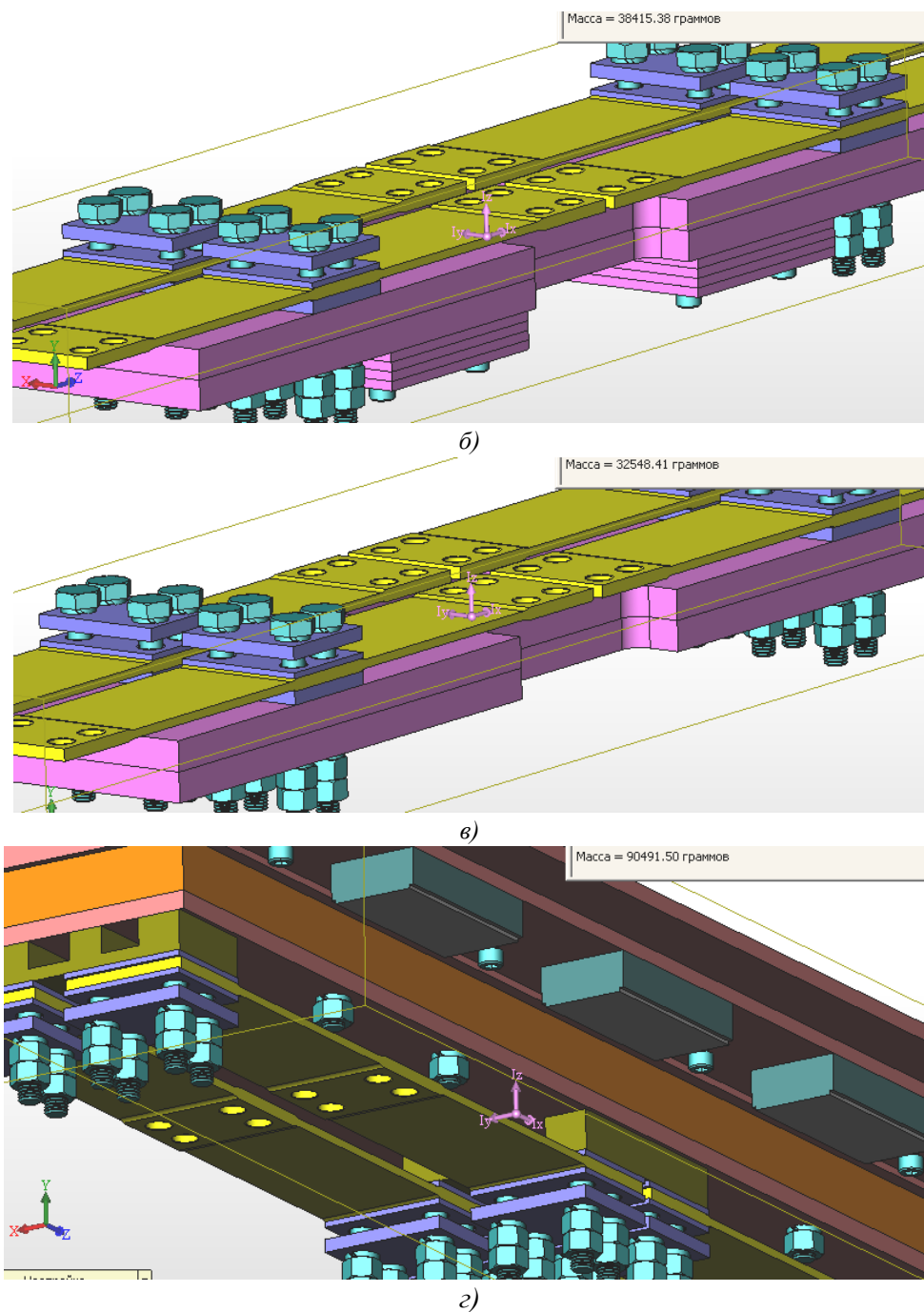


Рис.6. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2003, де проведено розрахунок маси: а) верхнього модуля в цілому; б), в) - відповідно деталей активної коливальної маси з піднагаджувальними пластинами та без них; г) деталей робочого органу без долі активної коливальної маси

3. Розрахунок пружної системи вібраційного майданчика. Приведена маса M лежатиме в межах $M \in 23.94 \dots 26.96$ кг, а в перерахунку на один пружний елемент $M_1 = \frac{M}{n}$, де $n=8$ - кількість пружних елементів, становить $M_1 \in 3 \dots 3.37$ кг. Приймаючи випадок, коли $M = 23.94$ кг, та враховуючи $z = 0.99$ необхідна мінімальна жорсткість пружної системи згідно (1) становитиме $c_1 = 23.94 \cdot \left(\frac{2\pi 100}{0.99} \right)^2 = 9.642892 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а жорсткість однієї пружини $c_{11} = \frac{c_1}{n} = 1.205 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Для вибору параметру товщини b плоскої пружини за

відомої довжини l_c та ширини h пружного елемента з урахуванням кількості i пружних пер, необхідно користуватися наступним кінцевим виразом:

$$b = l_c \sqrt[3]{\frac{c_1}{E h i k}}, \quad (2)$$

де E - модуль пружності першого роду; k - коефіцієнт защемлення, що враховує неідеальну затяжку гвинтами та болтами, що мають свою податливість, крім того саме защемлення не виключає мікролюфти для пружних елементів. Все це знижує жорсткість пружних систем. Тому на практиці необхідно дещо збільшити жорсткість пружної системи відносно розрахункового значення. Взявши коефіцієнт так званого защемлення $k = 0.75$ та користуючись рис.7а, товщина пружного елемента, становитиме:

$$h = 0.132 \cdot \sqrt[3]{\frac{9.642892 \cdot 10^6}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.07 \cdot 16 \cdot 0.75}} = 0.005 \text{ м} = 5 \text{ мм}.$$

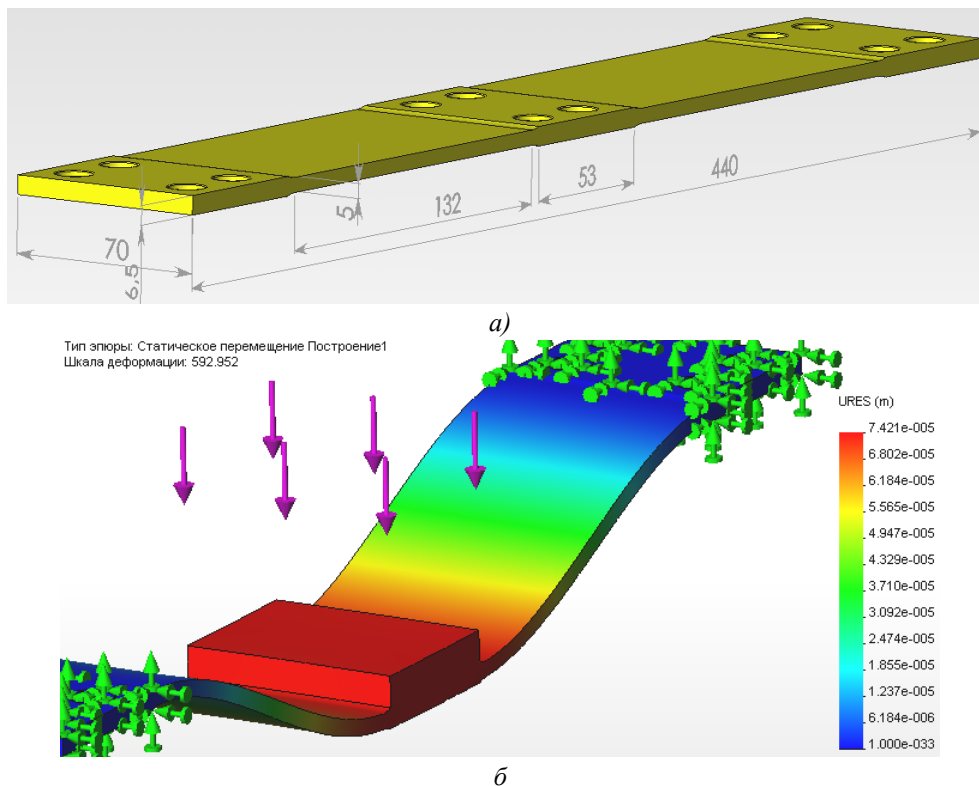


Рис.7. Досліджуваний пружний елемент з проставленими розмірами (а) та результат розрахунку його прогину під навантаженням в 100 Н (б)

Проведемо перевірку жорсткості пружного елемента. Моделювання здійснюватимемо методом скінчених елементів. 3D модель пружного елемента розбито на кінцеві елементи. Жорстко защемивши його по кінцях, навантажуємо середню ділянку тестовим зусиллям в 100 Н, прогин елемента становитиме $\varpi = 4.917 \cdot 10^{-5}$ м (рис.7б), а отже жорсткість одного пружного елемента

$$c_{11} = \frac{100}{7.421 \cdot 10^{-5}} = 1.347527 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ а жорсткість усієї пружної системи буде рівна}$$

$$c_1 = c_{11} \cdot n = 1.0780218 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м}, \text{ що є дещо більше від необхідного значення і є прийнятно.}$$

За допомогою частотного аналізу визначимо власну частоту коливань механічної коливальної системи. Для спрощення розрахунків розглядатимемо одномасову механічну коливальну систему (рис.8а), що складається з одного пружного елемента та приведеної маси, яка припадає суто на нього. В якості матеріалу пружного елемента взято віртуальний густиною



$\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ для того, щоб його маса не впливала на розрахунок, оскільки уже врахована в приведеній. Матеріал вантажу приведеної маси також віртуальний густиною $\rho = 78500 \text{ кг/м}^3$ для зменшення його розмірів, що дозволить точніше розбити систему на скінченні елементи. Враховуючи, що заземлення не ідеальне, дійсні власні частоти будуть нижчими за розрахункові (рис.8б, в) і ми зможемо за допомогою налагоджувальних плиток підійти до необхідної власної частоти коливань $100.5 \dots 101 \text{ Гц}$.

Розглянемо розрахунок на міцність. У випадку, коли маса робочого органу $m_n = 90.5 \text{ кг}$, а резонатор (активна) має найменшу масу $m_a = 32.55 \text{ кг}$, співвідношення амплітуд становить 2.78 рази . Відносна амплітуда коливань визначається як $A_{\text{від}} = A \cdot (1 + 2.78)$, де A - амплітуда коливань робочого органу. Згідно технічних умов $A = 0.3 \text{ мм}$, тоді $A_{\text{від}} = 1.13 \text{ мм}$. Розрахунок методом скінченних елементів, коли в твердотільній моделі пружного стрижня жорстко заземлюються його кінці, а середній ділянку надається зміщення $A_{\text{від}} = \varpi = 1.13 \text{ мм}$ (рис.8г), вказує на значний запас за міцністю. Для сталей 60С2, 60С2А, 60С2ХФ4, 65Г мінімальне максимальне допустиме напруження $[\sigma_{-1}] = 330 \text{ МПа}$. Отже дана пружна система витримає навантаження.

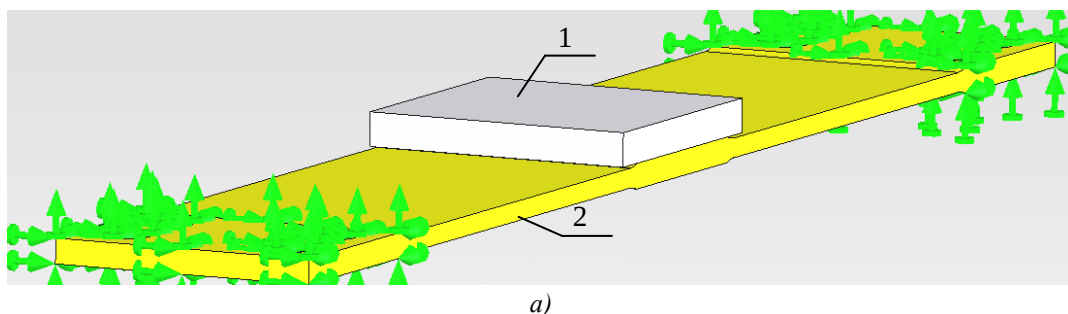
4. Побудова АЧХ. Одним з недоліків даної конструкції є те, що електромагнітні віброзбудники увімкнені за однократною схемою. Це породжує наявність постійної складової притягування електромагнітного віброзбудника, яка з першого наближення визначається з виразу, що описує закон зміни однополярної напруги живлення на клеммах котушок електромагнітних віброзбудників. Розклад цієї функції в ряд Фур'є та вибірка з нього постійного члена дасть частку постійної складової напруги живлення. В такому випадку постійна складова зусилля визначатиметься як:

$$P_{\text{пост}} = \frac{2}{\pi} P_{\text{ел}},$$

де $P_{\text{ел}}$ - максимальне сумарне значення електромагнітних віброзбудників. Так, якщо один електромагнітний віброзбудник, згідно паспортних даних, розвиває максимальне зусилля $P_{\text{ел1}} = 300 \text{ Н}$, а таких віброзбудників конструктивно вибрано $n = 8$, $P_{\text{ел}} = P_{\text{ел1}} \cdot n = 2400 \text{ Н}$, $P_{\text{пост}} = 1528 \text{ Н}$. Отже змінна складова електромагнітних віброзбудників, яка і приводить в коливальний рух систему, становить $P_{\text{ел зм}} = 2400 - 1528 = 872 \text{ Н}$.

Заклавши вище приведені параметри механічної коливальної системи в її математичну модель [6, 7], можна констатувати, що запропонована конструкція буде дієздатною (рис.9). Наведену картину розподілу амплітуд отримано враховуючи дисипації на робочій коливальній масі, викликану використанням у якості віброізоляторів гумових вставок. Значення коефіцієнта в'язкого опору $\mu = 500 \text{ кг/с}$.

На основі проведених розрахунків, математичного моделювання та твердотільної моделі вібраційного майданчика (рис.5), виготовлено його експериментальний зразок (рис. 10).



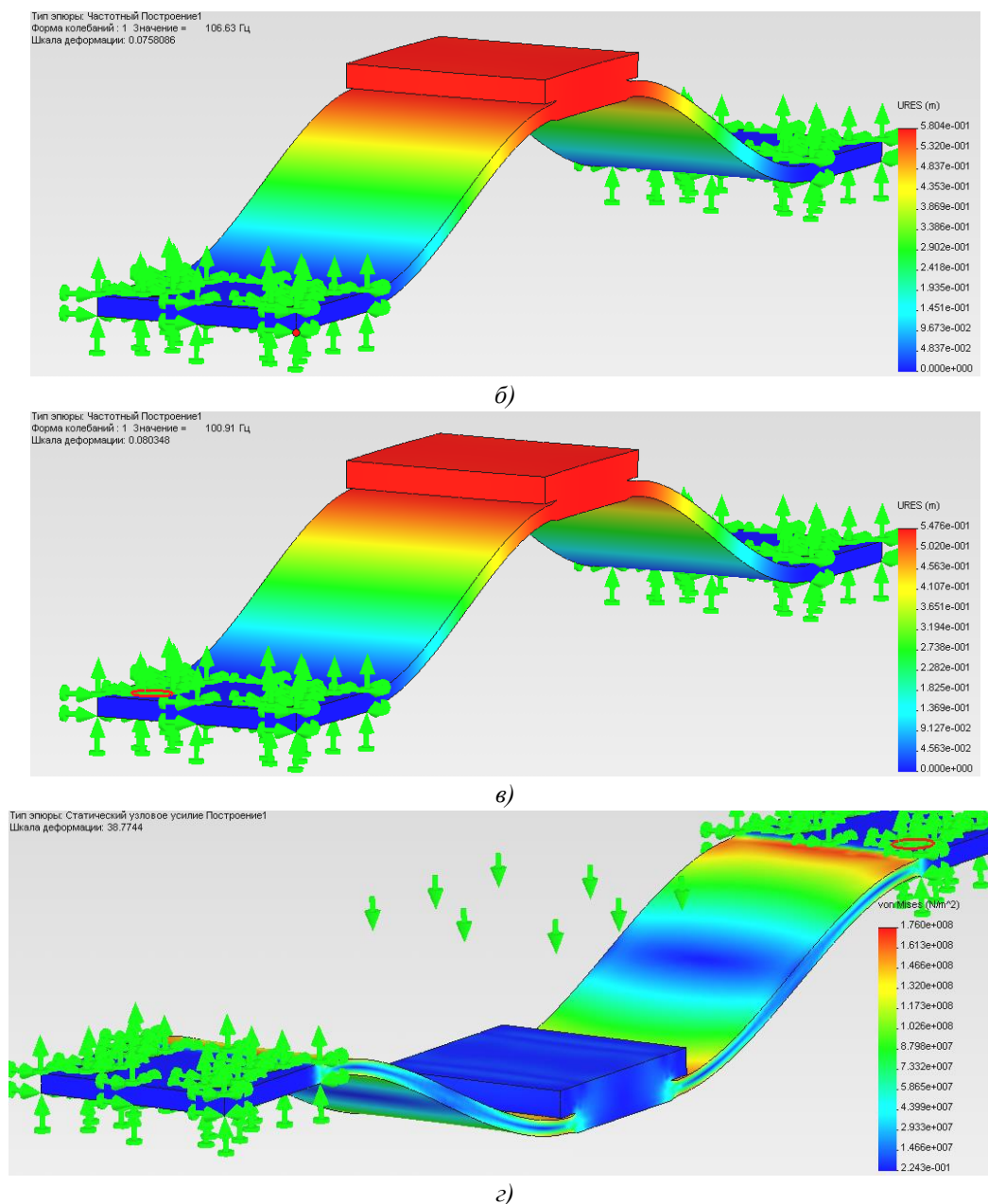


Рис.8. Твердотільна модель перевірки пружної системи на забезпечення необхідної власної частоти коливань механічної коливальної системи (а), де: 1 – пружний елемент; 2 – вантаж, еквівалентний питомій приведеній масі на один пружний елемент; б), в) – результати перевірки механічної коливальної системи на власну частоту коливань відповідно коли питомою приведеною масою $M_1 = 3 \text{ кг}$ та $M_1 = 3.37 \text{ кг}$; г) – картина розподілу напружень під час розрахунку пружного елемента на міцність, де середня його ділянка зміщена відносно жорстко зацемлених кінців на $A_{e\partial} = \varpi = 1.134 \text{ мм}$

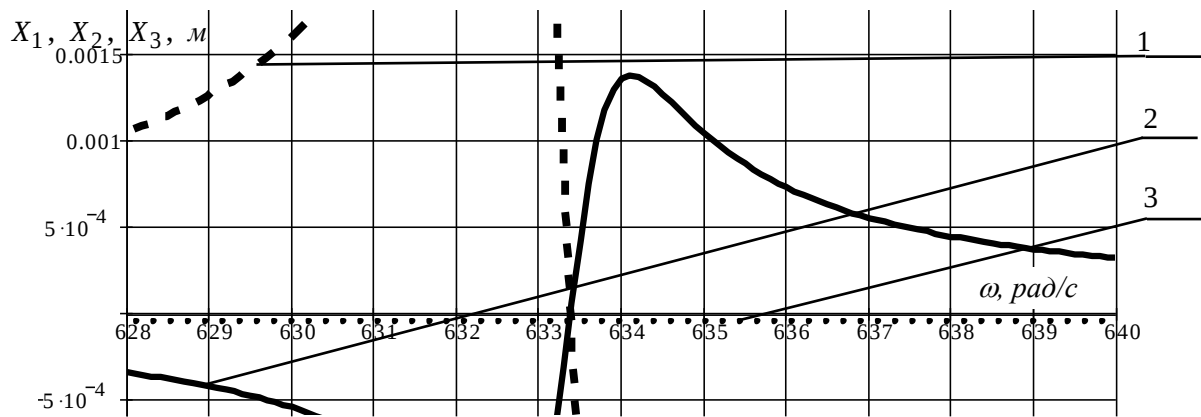


Рис.9. АЧХ тримасового вібраційного майданчика, де 1, 2, 3 – амплітудні значення відповідно активної (резонатора), проміжної (робочої) та реактивної коливальних мас

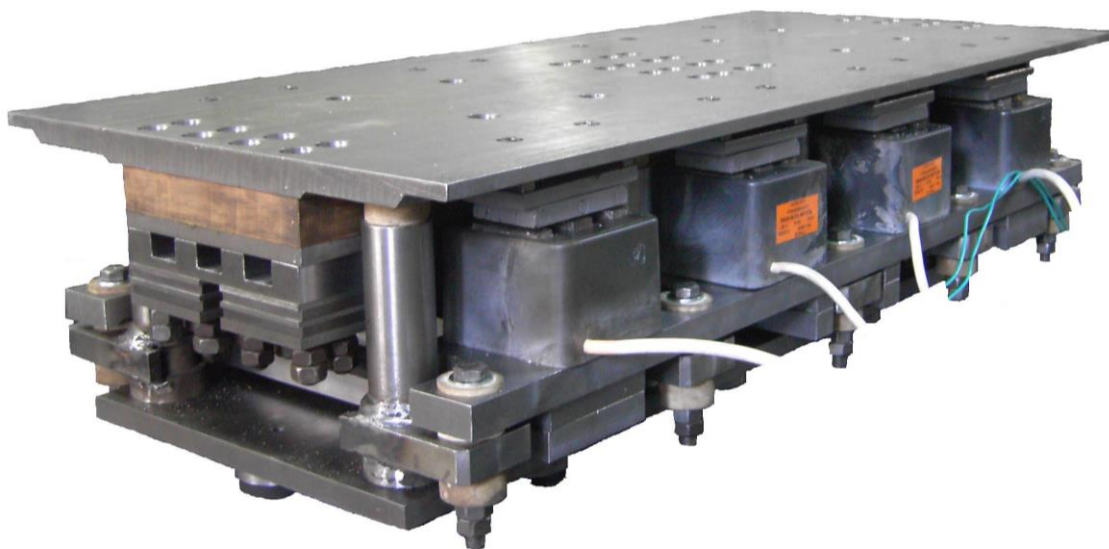


Рис.10. Просторий вигляд вібромайданчика

Левина доля передачі вібрації на фундамент здійснюється від проміжної (робочої) коливальної маси. Уникнути передачі вібрації від коливань 90 - кілограмової плити, що коливається з амплітудою 0.3 мм, використовуючи лише одні гумові вставки, тяжко. Для цього необхідно передбачати досконалішу віброізоляцію, один з варіантів якої є розташування самого вібраційного майданчика на віброгасячій плиті. В такому випадку передачу вібрації на фундамент можна усунути.

Даний вібромайданчик впроваджений на ПП «Політеп» (м. Львів). Машина забезпечила прогнозовані технічні характеристики. Цікавим фактом є те, що її робота не супроводжується сильним шумом. Так, за умови ввімкненої поряд дебалансної вібраційної машини (частота роботи якої в 2 рази нижча), шум від майданчика не чути. В першу чергу пояснюється це відсутністю рухомих з'єднань. По-друге, усі коливальні маси розраховувались з умови уникнення їх резонансу, як твердих тіл з розподіленими масами, на частоті вимушених коливань 100 Гц.

Висновки. На наведеному прикладі проектування високочастотного вібраційного майданчика, автор, наскільки це можливо, старався розкрити та висвітлити наступні принципові положення. Використання запропонованих методів 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 деколи 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 базуються на теорії синфазних коливань, ні в якому випадку не обмежують подальшого використання традиційних конструкцій, а скоріше доповнюють їх, підсилюючи і розширюючи своїм існуванням 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 в основному у якості середньо - та великогогабаритного 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 засвідчує великі перспективи запропонованим схемам машин.

Література.

1. Назаренко И. И. *Высокоэффективные вибротрамбовочные машины.* - К.: Вища шк., 1982. – 200 с.
2. Назаренко И. И., Туманська О. В. *Машины и устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструювання та основи експлуатації.* Підр.: - К.: Вища шк., 2004. – 590 с.: іл.
3. Повідайло В. О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004.
4. Рабинович А. Н., Яхимович В. А., Боечко Б. Ю. *Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа.* Киев: Техника, 1965.
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 // Ж.: 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 жорсткості віброізоляторів // Ж.: 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: НУ «Львівська політехніка», 2005. – Вип. 39. – С.76-82.

ONE OF APPROACHES IN CREATION OF THE HIGH-FREQUENCY ELECTROMAGNETIC VIBRATORY GROUNDS FOR COMPRESSION OF THE CONCRETE MIXTURES

In the article principles of creation of high-frequency vibratory grounds for the compression of concrete mixtures on the basis of electromagnetic occasion are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one «zero inflexibility» in the multimass mechanical oscillating systems.

ОДИН ИЗ ПОДХОДОВ В СОЗДАНИИ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ПЛОЩАДОК