

О. С. Ланець, О. В. Ланець, В. М. Гурський, Я. В. Шпак, А. І. Тіхоміров
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОПЛИТИ З ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ

© Ланець О. С., Ланець О. В., Гурський В. М., Шпак Я. В., Тіхоміров А. І., 2015

Розкрито передумови та етапи створення вібраційної плити з дебалансним приводом. Описано конструкцію віброплити та наведено розрахунок її параметрів, що забезпечують необхідні режими роботи.

Ключові слова: вібраційна плита, дебалансний привод.

The article covers the background and stages of a vibrating flag with a eccentric mass drive. We describe its design and results of the calculation of parameters that provide the necessary modes.

Key words: vibration flag, eccentric mass drive.

Вступ. Виготовлення залізобетонної продукції в будівельній промисловості не обходиться без використання вібротехнологій. Їх застосування дозволяє істотно підвищити міцність та довговічність виробів без вкладання великих капіталовкладень у технологічний процес та обладнання. Саме простота застосування вібротехнологій обумовлює їх значне поширення в промисловості.

Під замовлення виробника будівельних виробів на кафедрі механіки та автоматизації машинобудування Національного університету “Львівська політехніка” розробляли 50-герцові дебалансні віброущільнювальні машини, що здатні працювати із сумарним завантаженням 10200 кг, розрахованим під виготовлення плит перекриття (маса середовища, що обробляється, 8600 кг, маса форми 1600 кг). Максимальна амплітуда коливань робочого органа суто у вертикальному напрямку повинна становити 0.4 мм (еквівалент перевантаженню 4 g на частоті вимушених коливань 50 Гц), достатнього для віброущільнення рідких та напіврідких бетоносумішей.

Для цих цілей на початку було запропоновано виготовити конструкцію вібромашини, що складалась з окремих модулів (рис. 1). У такому разі цільні металеві форми повинні були б встановлюватись на модулі. Приведення їх в рух незалежне, режим роботи зарезонансний. Недоліком є те, що на такій віброустановці утруднене обробляння малогабаритних виробів. Крім того, провібрація форми не однакова, оскільки вона не абсолютно жорстка і матиме нерівномірність коливань по всій довжині. Тому цей проект було відхилено і подальші дослідження спрямували на розроблення суцільних віброплит.

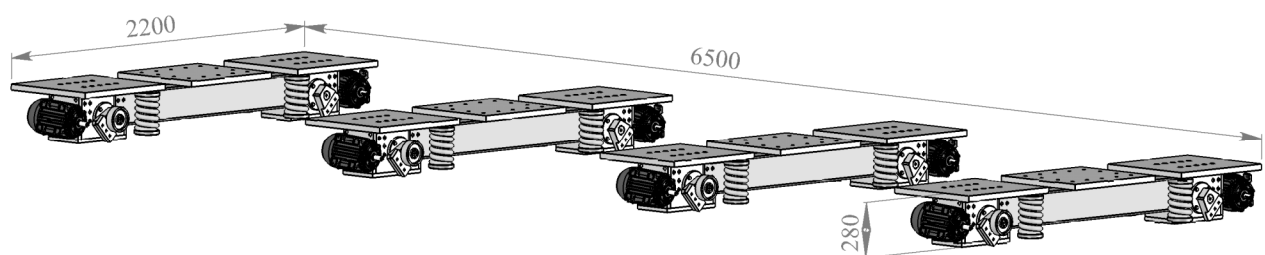
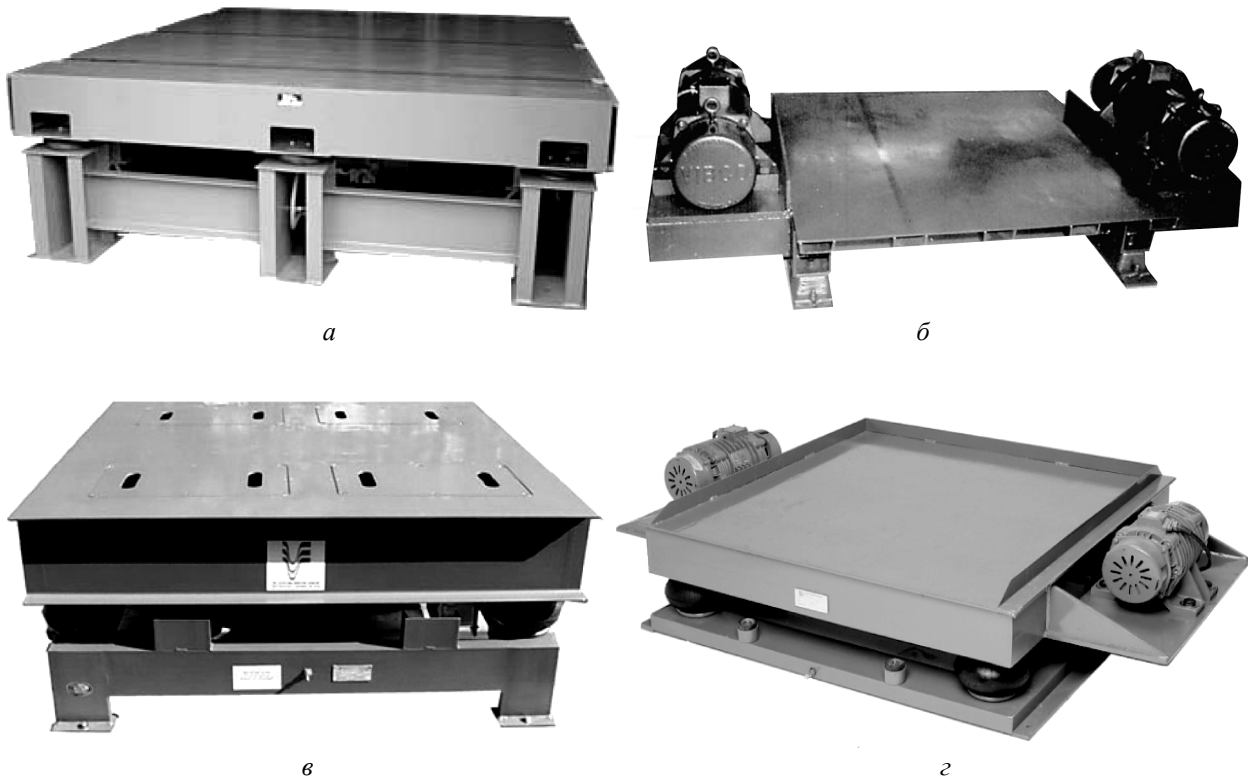


Рис. 1. Проект вібромашини для ущільнення плит перекриття, побудованої за модульним принципом

Огляд літературних джерел. Нині світові виробники сучасного вібраційного технологічного обладнання виготовляють широкий спектр суцільних віброплит, переважна більшість яких реалізована на дебалансному приводі, а їхній режим роботи – зарезонансний [1] (рис. 2). Для оброблення великогабаритних виробів з них можна формувати конструкції необхідних розмірів. У таких вібраційних установках досягаються значні збудувальні зусилля за незначних габаритів дебалансного приводу (переважно сьогодні він реалізується окремим незалежним вузлом – мотор вібратором). Для приведення в рух порівняно великих віброуючих поверхонь використовують кілька мотор-вібраторів, що самосинхронізуються.



*Рис. 2. Конструкції віброплит з дебалансним приводом виробництва світових компаній:
 а – розробка фірми Ball розміром 3000×3000 мм із сумарним збудувальним зусиллям до 474 кН ;
 б – розробка фірми Vibco розміром 910×610 мм із сумарним збудувальним зусиллям до 172 кН ;
 в, г – розробки фірми Cleveland Vibrator Company розміром 1220×1220 мм із сумарним збудувальним зусиллям до 86 кН*

Постановка задачі. Ідея, яку автори планують реалізувати в цій статті, – це створити конструкцію вібраційної плити із площею робочої поверхні $\approx 4 \text{ м}^2$, масою завантаження робочого органа близько 2000 кг, максимальна амплітуда коливань якого суто у вертикальному напрямку 0.4 мм на частоті вимушених коливань 50 Гц. По суті, необхідно реалізувати вертикальний напрямлений рух робочого органа віброплити, забезпечивши однакові коливання по усій його поверхні. Це доволі складне конструкторське завдання з елементами наукових досліджень, яке автори і планують виконати.

Опис принципу побудови вібраційної плити. На рис. 3 показана принципова схема запропонованої віброплити з дебалансним приводом. Робочий орган масою m_{po} встановлюється на нерухому основу через віброізоляційні пружні елементи з коефіцієнтом жорсткості $c_{із}$ у вертикальному напрямку. По обидва боки віброплити розташовані дебалансні вузли, обертальний

рух валів яких здійснюється назустріч один одному. Силowe збурення вимушених коливань у системі відбувається за рахунок примусового обертання з кутовою частотою Ω дебаланса масою m_d , розташованого на радіусі r відносно власної осі симетрії ротора. Відцентрова сила $F = m_d r \Omega^2$, що виникає під час обертального руху кожного з дебалансів, є причиною знакозмінного силового збурення $F^x = 2m_d r \Omega^2 \sin \Omega t$ робочого органа вздовж осі x , а як наслідок – його коливальних рухів у цьому напрямку з амплітудою коливань A . Передбачається, що коливання робочого органа в горизонтальному напрямку, а також рух навколо власного центра мас внаслідок самосинхронізації дебалансів будуть малими і тому цими рухами нехтуємо.

Вважаємо, що під час роботи віброплити до робочого органа масою m_{po} умовно приєднується частиною маси завантаження $m_{зав}$ і вони утворюють при цьому одну масу $m_1 = m_{po} + k_{np} m_{зав}$ (тут k_{np} – коефіцієнт, що відображає частку середовища завантаження, яку робочий орган сприймає як цілком приєднану до нього під час вібрації).

По суті віброплита – це одномасова зарезонансна коливальна система. Власне одномасову механічну коливальну систему утворює робочий орган із завантаженням, що розташований на віброізоляторах. Під час запуску та зупинки віброплити на низьких частотах обертання дебаланса коливальна система проходить через резонанс, спричинений рухом дебаланса з близькою частотою до власної частоти системи. Це і є єдина резонансна частота, яку система повинна пройти і вийти на номінальні далеко за резонансні частоти.

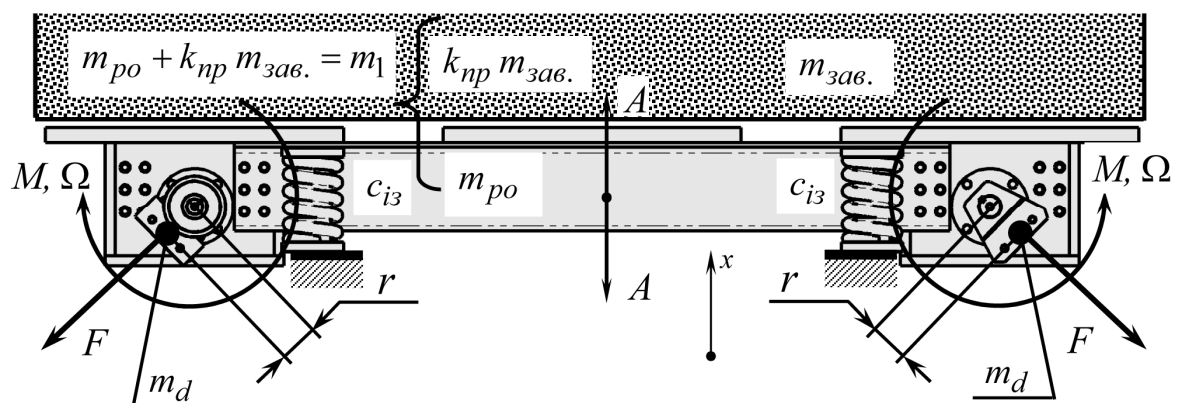


Рис. 3. Принципова схема вібраційної плити з інерційним приводом

Синтез параметрів віброплити. Основним завданням у розрахунку віброплити – це підібрати в комплексі інерційні параметри дебалансів, робочого органа з врахуванням маси завантаження та необхідну потужність електродвигунів так, щоб на робочій частоті конструкція коливалась з заданою амплітудою коливань у вертикальному напрямку.

Обумовимо, що нижченаведений підхід у формуванні параметрів є наближеним, оскільки не враховує дисипативних властивостей матеріалу, втрат у механічних вузлах і, загалом, реальну динаміку вібромашини. Проте запропонований нижче розрахунок доволі точний для інженерних розрахунків.

Предбачається, що рух робочого органа гармонійний. У такому разі закон зміни його амплітуди коливань по вертикальній осі x :

$$x(t) = A \sin(\Omega t). \quad (1)$$

Закон зміни прискорення на робочому органі:

$$\ddot{x}(t) = -A \Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (2)$$

Використовуючи (2), амплітудне значення прискорення на робочому органі:

$$\ddot{X} = A \Omega^2. \quad (3)$$

Параметр, що вказує у скільки разів прискорення на поверхні робочого органа вище за земне g , називають перевантаженням і визначають як:

$$\xi = \frac{\ddot{X}}{g} = \frac{A \Omega^2}{g}. \quad (4)$$

Інерційна сила від гармонійного руху робочого органа, використовуючи (2):

$$F(t) = \ddot{x}(t) m_1 = -m_1 A \Omega^2 \sin(\Omega t). \quad (5)$$

Отже, амплітудне значення зусилля F , яке необхідне для приведення робочого органа з певною амплітудою коливань A на заданій частоті Ω вимушених (робочих) коливань, зважаючи на (5), визначається як:

$$F = m_1 A \Omega^2 = (m_{po} + k_{np} m_{зав}) A \Omega^2. \quad (6)$$

а враховуючи (4),

$$F = m_1 \xi g = (m_{po} + k_{np} m_{зав}) \xi g. \quad (7)$$

З іншого боку, амплітудне значення гармонійної сили, з якою діють на робочий орган у вертикальному напрямку дебаланси масою m_d кожний, що розташовані на радіусі r відносно власної осі симетрії приводного вала, згідно з принципами відцентрової сили:

$$F = n m_d r \Omega^2, \quad (8)$$

де n – кількість дебалансів (для віброплит парна кількість). Прирівнявши (6) та (8), можна встановити наближений вираз для знаходження амплітуди коливань A робочого органа:

$$A = \frac{n r m_d}{m_1} = \frac{n r m_d}{m_{po} + k_{np} m_{зав}}. \quad (9)$$

Якщо оперувати не амплітудою коливань A , а перевантаженням на робочому органі ξ , то розв'язуючи сумісно (4) та (9), отримаємо:

$$\xi = \frac{m_d n r \Omega^2}{m_1 g} = \frac{m_d n r \Omega^2}{(m_{po} + k_{np} m_{зав}) g}. \quad (10)$$

Сумарну потужність електродвигунів $N_{зб}$, необхідну на збурення коливальної системи вібростола, можна визначити згідно з [2]:

$$N_{зб} = \frac{\sqrt{6}}{4} \frac{\Omega^3}{\eta} (A^2 m_1 + A^2 k_{np} m_{зав}), \quad (11)$$

η – ККД приводу (електродвигуна). Ця формула якраз враховує коефіцієнти в'язкості в системі і розглядає найгірший випадок під час експлуатації вібраційної машини.

Обґрунтування конструкції робочого органа вібраційної плити. Для стабільного та рівномірного ущільнення будівельних виробів необхідно забезпечити власну частоту коливань робочого органа як тіла з розподіленою масою, що принаймні в 3...4 рази вища за вимушену. Тобто необхідно, щоб на частоті вимушених коливань 50 Гц робочий орган здійснював коливальний рух як абсолютно тверде тіло, тобто був достатньо жорстким і водночас легким, конструктивно простим та дешевим у виготовленні.

Розроблена конструкція робочого органа з габаритами поверхні 2500×1750 мм (4.375 м²) та масою 1.31 т, яка зображена на рис. 4, має першу власну частоту коливань $\nu \approx 118$ Гц (рис. 5), що лише трохи більше ніж у два рази вища за вимушену. Проте ця конструкція є великогабаритною зі значною масою, а тому досягнуте значення першої власної частоти коливань робочого органа як тіла з розподіленою масою є задовільним. Передбачається, що паразитні коливання робочого органа як тіла з розподіленою масою будуть мінімальними на частоті вимушених коливань, близькій до 50 Гц.

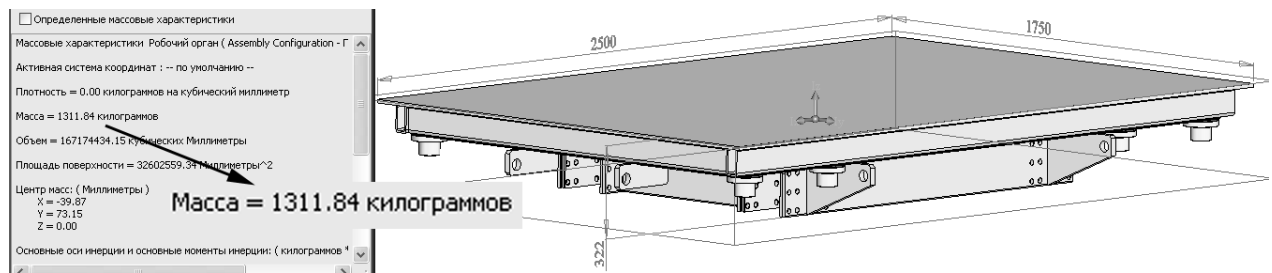


Рис. 4. Встановлення інерційного параметра робочого органа

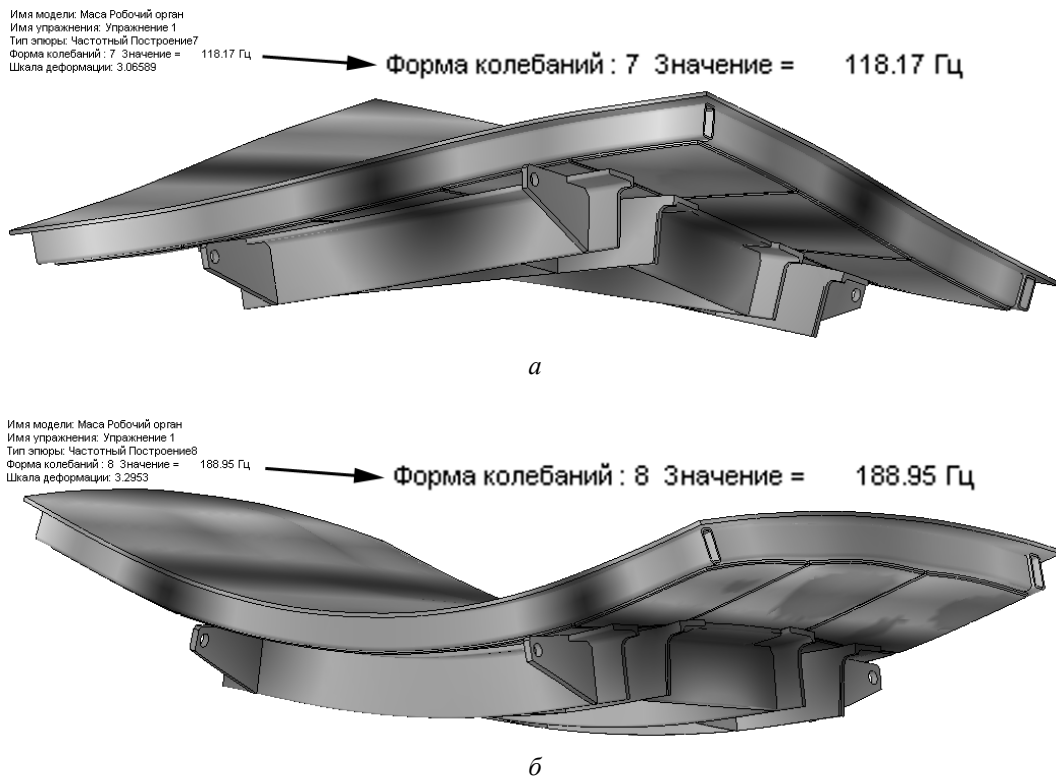
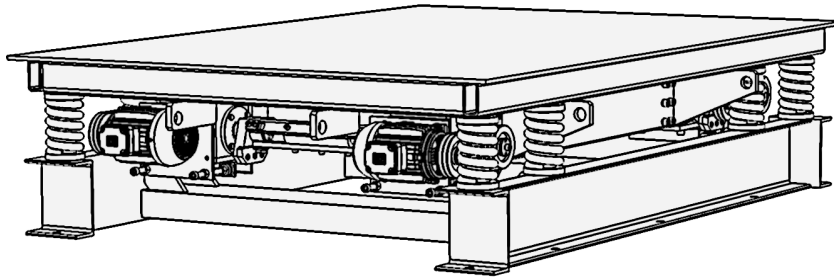


Рис. 5. Результат визначення першої та другої власних частот коливань робочого органа як тіла з розподіленою масою з габаритами 2500×1750 мм (4.375 м²) та масою 1310 кг

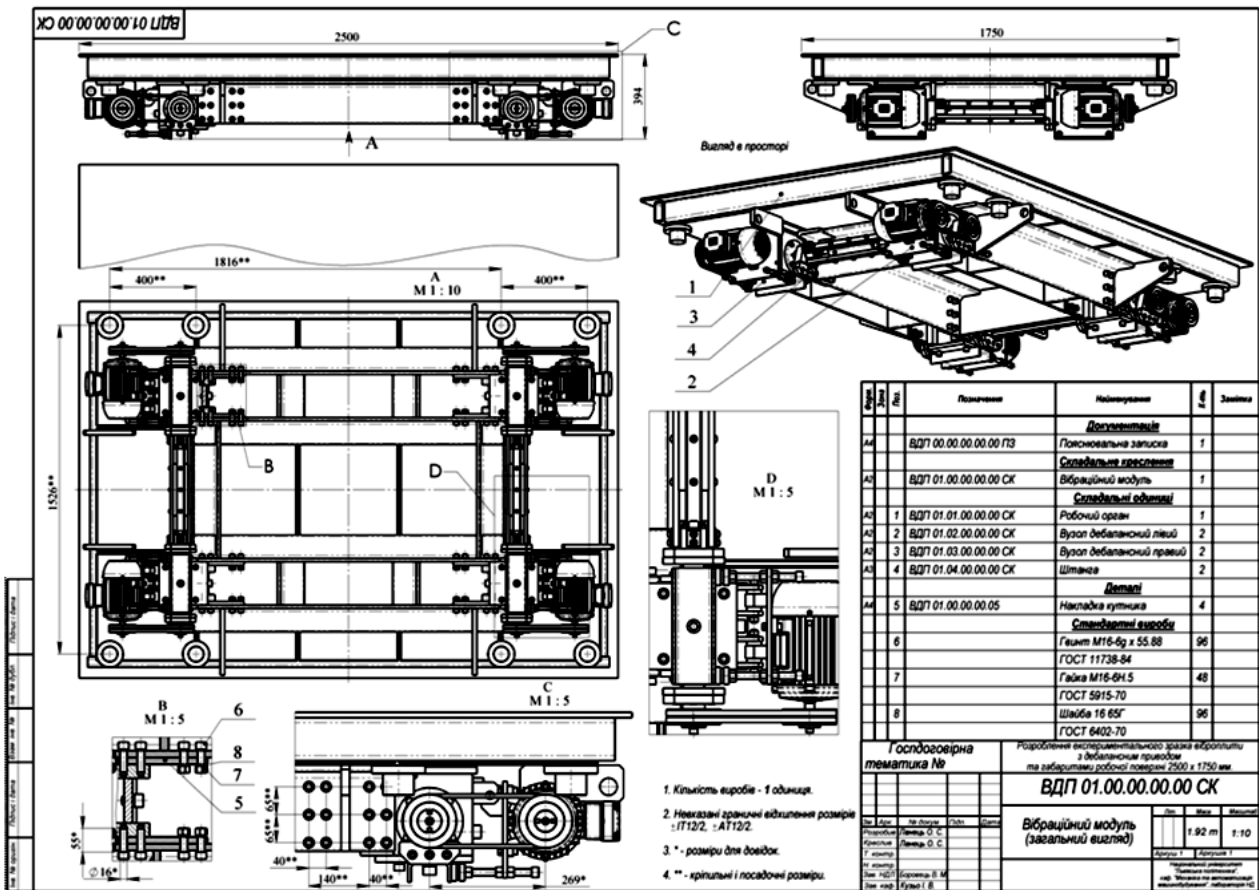
Розроблення твердотілої моделі віброплити. Розроблена віброплита відображена на (рис. 6, а). Вона складається з вібраційного модуля 1, який встановлений на швелерну раму 2 через віброізоляційні кручені пружні елементи. Вібраційний модуль (рис. 6, б) складається з робочого органа 1 (виконаної у вигляді зварної конструкції, рис. 4), лівого та правого дебалансних вузлів 2, 3.

Два лівих та два правих дебалансних вузли жорстко закріплені до робочого органа і приводяться в рух назустріч одні одним. За рахунок цього система коливатиметься практично тільки у вертикальному напрямку, адже дві пари дебалансних вузлів самосинхронізуюватимуться. Для цього достатньо, щоб ліві та праві дебалансні вузли були рознесені між собою. Це і реалізовано в конструкції. Інше питання – чи два дебалансних вузли, що утворюють одну пару, зможуть обертатись як одне ціле. Передбачається, що воно так і буде. Проте страхуючись від непередбаченого, вирішено з'єднувати кожен пару спеціально розробленою штангою 4.

Визначення параметрів механічної коливальної системи. Встановимо значення інерційних параметрів коливальної маси робочого органа віброплити та дебалансів. Конструктивно реалізувавши віброплиту, встановлено, що маса робочого органа разом з вузлами, які рухаються як одне ціле з ним, становить $m_{po} = 1800$ кг (рис. 7).



a



б

Рис. 6. Просторовий вигляд віброплити (а) та складальне креслення вібраційного модуля (б)

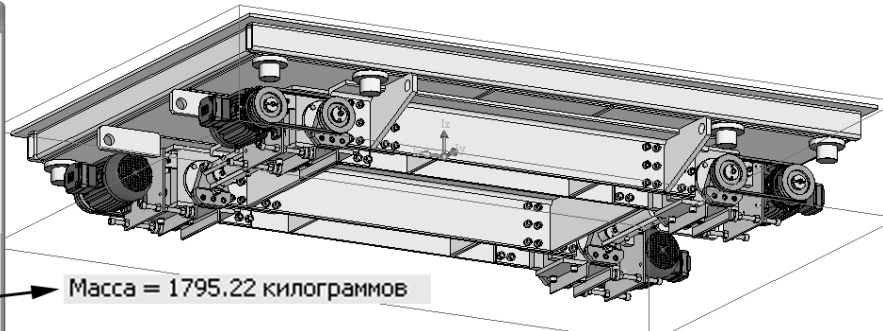
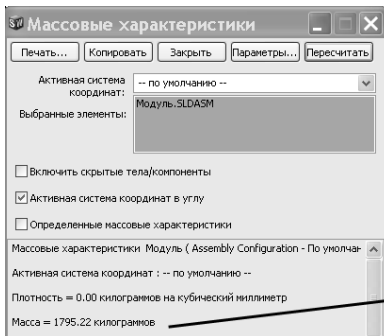


Рис. 7. Фрагменти вікна програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок маси робочого органа віброплити (ця маса відображена темним відтінком)

У даному випадку масами електродвигунів та плитами, на яких вони встановлені, можна було б знехтувати, оскільки вони з'єднані з робочим органом через гумові віброізолятори 14 (рис. 8). Проте врахування маси електродвигунів тільки додадуть запасу під час розрахунків.

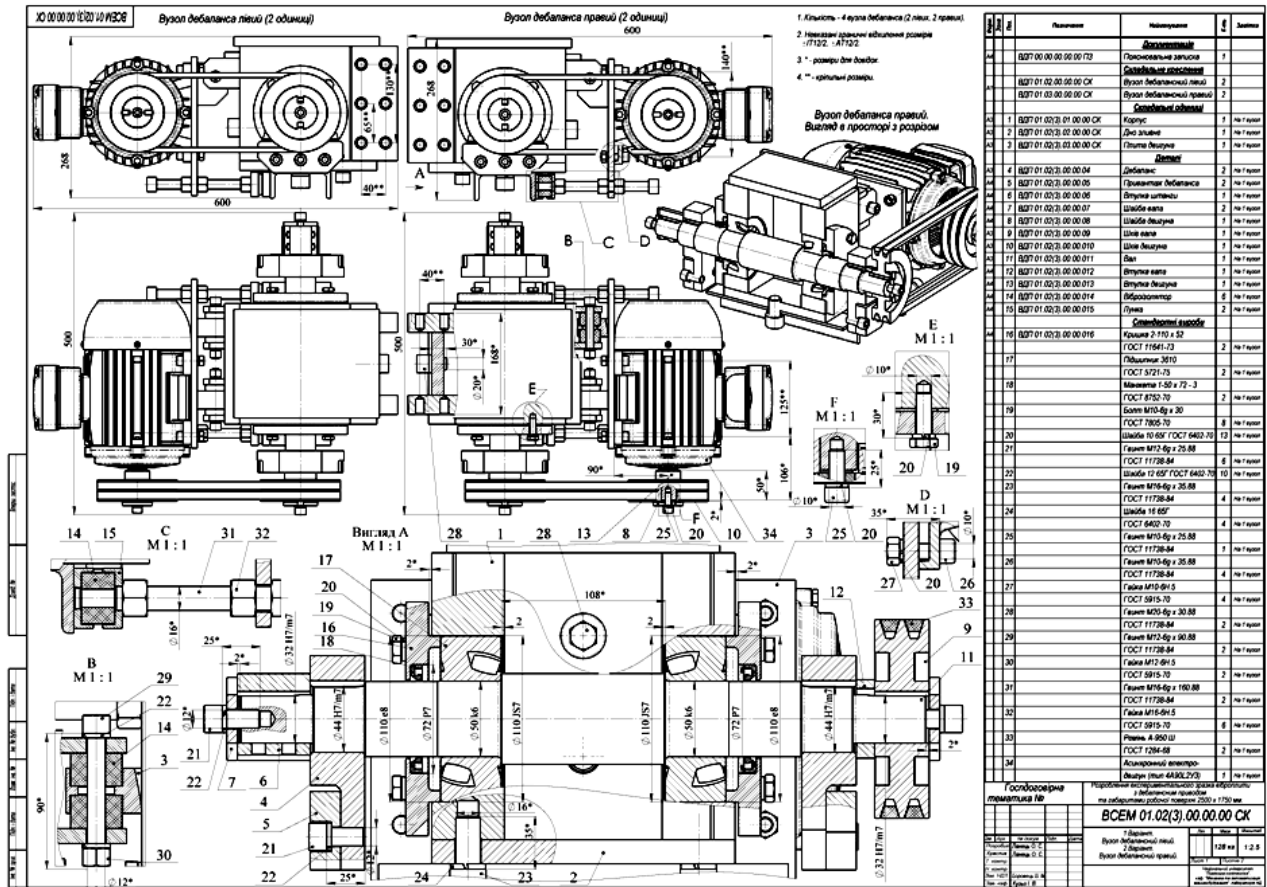


Рис. 8. Загальне складальне креслення дебалансного вузла віброплити

Необхідну масу дебалансів встановлюємо з таких міркувань. Передбачається, що робочий орган приводитиметься від асинхронних електродвигунів з номінальною частотою обертання $n_{ел} = 2850 \text{ об/хв}$ ($\Omega = 298 \text{ рад/с}$) і працюватиме з перевантаженням $\xi = 4 \text{ g}$, достатнім для ущільнення рідких бетоносумішей. У такому разі, користуючись (1), амплітуда коливань робочого органа у вертикальному напрямку:

$$A = \frac{\xi g}{\Omega^2} = \frac{4 \cdot 9.81}{298^2} = 0.00044 \text{ м} = 0.44 \text{ мм}.$$

Згідно з [3, 4] для суцільно виконаних робочих органів співвідношення маси завантаження $m_{зав}$ (вона включає власне саме середовище $m_{сер}$, що обробляється, і масу форми $m_{фор}$, в яку середовище заливається), із масою самої вібраційної машини (у цьому випадку ми розглядаємо робочий орган масою $m_{ро}$) становить:

$$m_{ро} / (m_{сер} + m_{фор}) = m_{ро} / m_{зав} = 0.6 \dots 1.2. \quad (12)$$

Розглянемо випадок, коли:

$$m_{ро} / m_{зав} = 1.2, \quad (13)$$

тобто $m_{зав} = 1.2 m_{ро} = 1.2 \cdot 1800 = 2200 \text{ кг}$. Згідно з [3, 4] здебільшого справджується співвідношення:

$$m_{сер} / (m_{ро} + m_{фор}) = 0.3 \dots 0.7. \quad (14)$$

Якщо прийняти, що $m_{сер} / (m_{po} + m_{фор}) = 0.5$, розв'язуючи сумісно (13) та (14), отримаємо:

$$m_{фор} = 0.22 m_{po}, \quad (15)$$

тобто $m_{фор} = 0.22 \cdot 1800 = 400 \text{ кг}$, а $m_{сер} = 1800 \text{ кг}$.

Для розрахунку прийемо випадок, при якому під час роботи до віброплити умовно приєднується 30 % маси завантаження. Тоді сумарна маса, що приводитиметься в коливальний рух, становить:

$$m_1 = m_{po} + k_{пр} m_{зав} = 1800 + 0.3 \cdot 2200 \approx 2500 \text{ кг}.$$

У такому разі згідно з (6) сумарне амплітудне значення збурювального зусилля, щоб система коливалась з перевантаженням $4g$, становить:

$$F = m_1 A \Omega^2 = 2500 \cdot 0.00044 \cdot 298^2 = 97684 \text{ Н} \approx 100 \text{ кН}.$$

Враховуючи, що в конструкції використано $n = 8$ дебалансів (по 4 на один бік), згідно з (9) статичний момент $r m_d$ одного дебалансу становить:

$$r m_d = \frac{m_1 A}{n} = \frac{2500 \cdot 0.00044}{8} = 0.14 \text{ кг} \cdot \text{м} = 14 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

Цей параметр був забезпечений в конструкції дебаланса (рис. 9, а):

$$r m_d = 3.87 \cdot 3.8 = 14.7 \text{ кг} \cdot \text{см}.$$

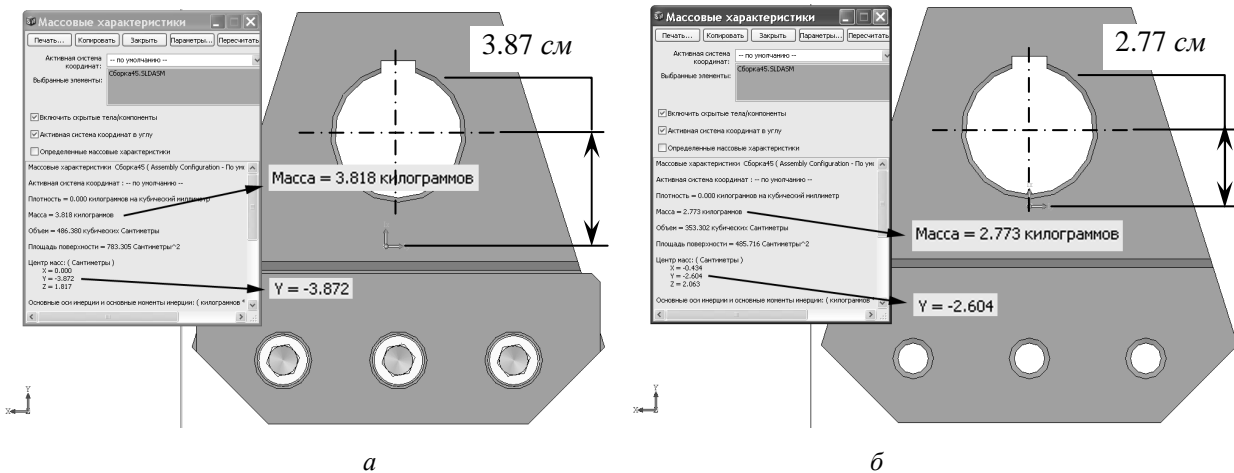


Рис. 9. Визначення інерційного параметра та центра маси дебаланса

Якщо зняти накладку з гвинтами (рис. 9, б):

$$r m_d = 2.77 \cdot 2.6 = 7.2 \text{ кг} \cdot \text{см},$$

що відповідатиме згідно з (10) перевантаженню на робочому органі:

$$\xi = \frac{m_d n r \Omega^2}{m_1 g} = \frac{0.072 \cdot 8 \cdot 298^2}{2500 \cdot 9.81} = 2.1,$$

а амплітуда коливань згідно з (4) становитиме:

$$A = \frac{\xi g}{\Omega^2} = \frac{2.1 \cdot 9.81}{298^2} = 2.3 \cdot 10^{-4} \text{ м} = 0.23 \text{ мм}.$$

Розрахунок вала та підшипників дебалансного вузла. Власне дві незрівноважені маси $m_d = 3.8 \text{ кг}$ дебалансів, що обертаються на двох кінцях вала з ексцентриситетом $r = 38.7 \text{ мм}$ і генерують гармонійне збурювальне зусилля, що і приводить у рух робочий орган з необхідними технологічними параметрами. Найбільш навантаженими деталями є вал, на кінцях якого встановлені дебаланси, та підшипники. Згідно з (8) на вал діє сумарне динамічне навантаження:

$$F = n m_d r \Omega^2 = 2 \cdot 3.8 \cdot 0.0387 \cdot 298^2 = 26120 \text{ Н}.$$

На один кінець вала як і на один підшипник припадатиме динамічне навантаження $F = 13060 \text{ Н}$. Розробивши вал, зімітувавши його закріплення в підшипникових вузлах та навантаживши його розрахованим зусиллям у місцях кріплення дебалансів, бачимо, що максимальне значення напруження вала (рис. 10) $\sigma_{\max} = 111 \text{ МПа}$ і є прийнятним під час експлуатації.

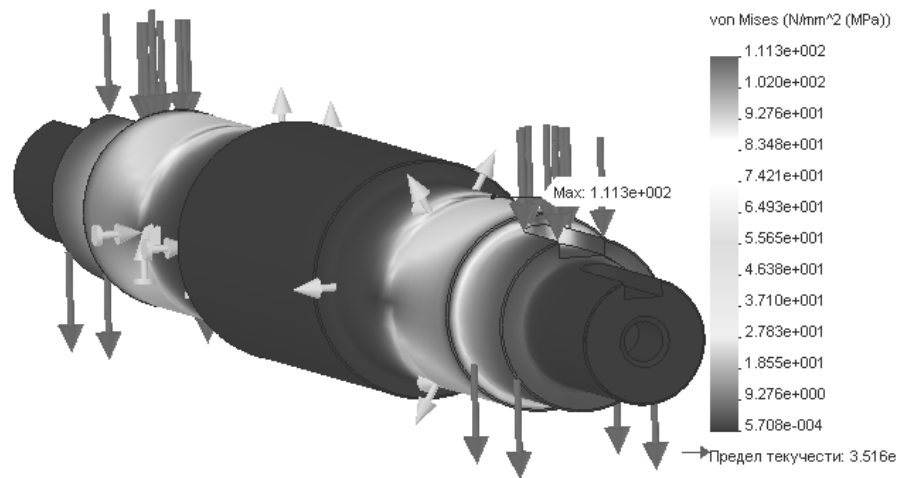


Рис. 10. Результат розрахунку методом скінченних елементів у програмному продукті SolidWorks пружної системи на жорсткість

Підшипники вибрано з умови, щоб закладена в них динамічна вантажонесучість була значно вищою порівняно з діючим навантаженням на них. Так, для опор вала вибрано роликівий конічний однорядний підшипник № 7312, у якого динамічна вантажонесучість $C_d = 115640 \text{ Н}$. Співвідношення навантажень:

$$\frac{C_d}{F} = \frac{115640}{13060} = 8.85.$$

Згідно з довідковою літературою [5] довговічність цього підшипника становить:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n_{ел}} \left(\frac{C_d}{F} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 2850} (8.85)^{10/3} = 8400 \text{ год},$$

що є не високим, проте достатнім ресурсом для роботи.

Підбір електродвигуна та розрахунок параметрів віброізоляторів. Підставляючи дані в (11) за умови, що перевантаження на робочому органі $4 g$, а ККД електродвигуна 0.845, отримаємо:

$$N_{зб} = \frac{\sqrt{6}}{4} \cdot \frac{298^3}{0.845} (0.00044^2 \cdot 1800 + 0.00044^2 \cdot 2200 \cdot 0.3) = 9.2 \text{ кВт}.$$

Приводом взято чотири електродвигуни типорозміром 4A90L2Y3 потужністю $N_{ел} = 3 \text{ кВт}$ кожний. Сумарна потужність віброплити становитиме 12 кВт , що забезпечить задані режими роботи.

Жорсткість віброізоляторів встановлюємо з умови, щоб маса коливальної системи віброплити із завантаженням:

$$M_c = m_1 + m_{зав} = 1800 + 2200 = 4000 \text{ кг}$$

на віброізоляторах повинна мати власну частоту коливань принаймні в 7–10 разів нижчу за вимушену, тобто $\Omega_{i3} = 2\pi\nu_{i3} = \Omega/(7\dots10)$. Отже, розглядаючи віброплиту з завантаженням, розташовану на віброізоляторах жорсткістю c_{i3} , як одномасову коливальну систему, за аналогією з виразом (6) можна записати, що амплітудне значення зусилля R з яким діє робочий орган на віброізоляторі, визначається згідно з:

$$R = M_c A \Omega_{i3}^2. \quad (16)$$

З іншого боку, амплітудне значення зусилля R через жорсткість віброізоляторів можна записати у вигляді

$$R = c_{i3} A. \quad (17)$$

Прирівнявши (16) та (17), отримаємо:

$$c_{i3} = M_c (2\pi v_{i3})^2 = M_c \left[\frac{\Omega}{(7 \dots 10)} \right]^2. \quad (18)$$

Власна частота коливальної системи як твердого тіла на віброізоляторах (розглядається одномасова коливальна система), користуючись (18), визначається як:

$$v_{i3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{i3}}{M_c}}. \quad (19)$$

Прийmemo, що власна частота коливальної системи $v_{i3} = 6$ Гц (в 7.9 разів менше ніж вимушена). У такому разі жорсткість одного віброізолятора (крученої пружини) в осьовому напрямку, враховуючи, що в конструкції віброплити (рис. 7) передбачено $n = 8$ кручених пружин, визначаємо згідно з (18):

$$c_{i31} = \frac{M_c (2\pi v_{i3})^2}{n} = \frac{4000 (2 \cdot \pi \cdot 6)^2}{8} = 710600 \text{ H / м}.$$

Жорсткість крученої пружини через її конструктивні параметри визначається згідно з такою залежністю [6]:

$$c_{i31} = \frac{G \cdot d_\delta^4}{8 \cdot D^3 \cdot i_\delta}, \quad (20)$$

де G – модуль пружності другого роду; d_δ – діаметр дроту, D – середній діаметр намотування витків; i_δ – кількість витків дроту. Щоб забезпечити певне значення жорсткості c_{i31} , корегуємо її довжину. У такому випадку, якщо $d_\delta = 24$ мм, $D = 96$ мм, користуючись (20):

$$i_\delta = \frac{G \cdot d_\delta^4}{8 \cdot D^3 \cdot c_{i31}} = \frac{7.7 \cdot 10^{10} \cdot 0.024^4}{8 \cdot 0.096^3 \cdot 710600} = 5.1, \text{ приймаємо } i_\delta = 5 \text{ витків (рис. 11, а)}.$$

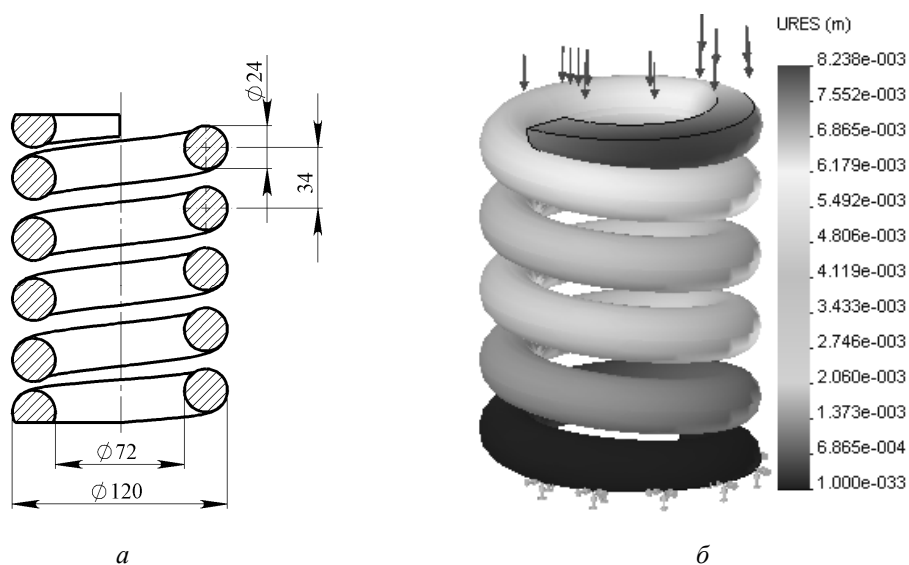


Рис. 11. Габарити крученої пружини, що виконує віброізоляційні функції (а) та встановлення величини її провідання під дією розрахункового навантаження (б)

На одну пружину припадатиме навантаження:

$$Q = \left(\frac{M}{n} \right) g = \left(\frac{4000}{8} \right) \cdot 9.81 = 4900 \text{ Н} .$$

Склавши модель крученої пружини під навантаженням 4900 Н , встановлено її просідання $\delta_{cm} = 0.00824 \text{ м}$ (рис. 11, б). Тоді значення коефіцієнта жорсткості в осьовому напрямку:

$$c_{i31} = \frac{Q}{\delta_{cm}} = \frac{4900}{0.00824} = 594800 \text{ Н / м} .$$

Власна ж частота коливальної системи віброплити на восьми віброізоляторах згідно з (19) становитиме:

$$\nu_{i3} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{i3}}{M_c}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{594800 \cdot 8}{4000}} = 5.5 \text{ Гц} ,$$

що в 8.6 разів менше за вимушену і, безумовно, задовольняє вимоги віброізоляції. Так, за таких показників передавання вібрації на фундамент знижується в $8.6^2 = 74$ рази.

Напруження, яке виникає в пружному елементі [6]:

$$\tau = \frac{8 \cdot k_\partial \cdot D \cdot Q}{\pi \cdot d_\partial^3} = \frac{8 \cdot 1.28 \cdot 0.096 \cdot 4900}{\pi \cdot 0.024^3} = 110 \text{ МПа} ,$$

що є допустимо для статичного навантаження. Тут $k_\partial = 1.28$ – коефіцієнт, що залежить від форми перерізу і кривизни витка.

Перспективи використання віброплити. Якщо є необхідність обробляти вироби, що перевищують габарити робочої поверхні віброплити, можна використовувати принцип модульної побудови. Так, встановивши в ряд з невеликим зазором між робочими поверхнями 4 віброплити, можна обробляти в формах великогабаритні вироби, такі як плити перекриття. **Технічна характеристика:** робочий амплітуди коливань 0,26 мм та 0,44 мм; максимальне перевантаження, що діє на деталь на поверхні віброплит – 4g; маса завантаження ≈ 8800 кг; споживана потужність – 48 кВт; напруга живлення електродвигунів 380 В від мережі 50 Гц; габаритні розміри віброустановки, мм: ширина – 2500, довжина – 7036, висота – 584; маса 8000 кг (рис. 12). Збурення кожного з чотирьох модулів (віброплит) незалежне, що дає змогу вимикати деякі з них за необхідності, економлячи електроенергію.

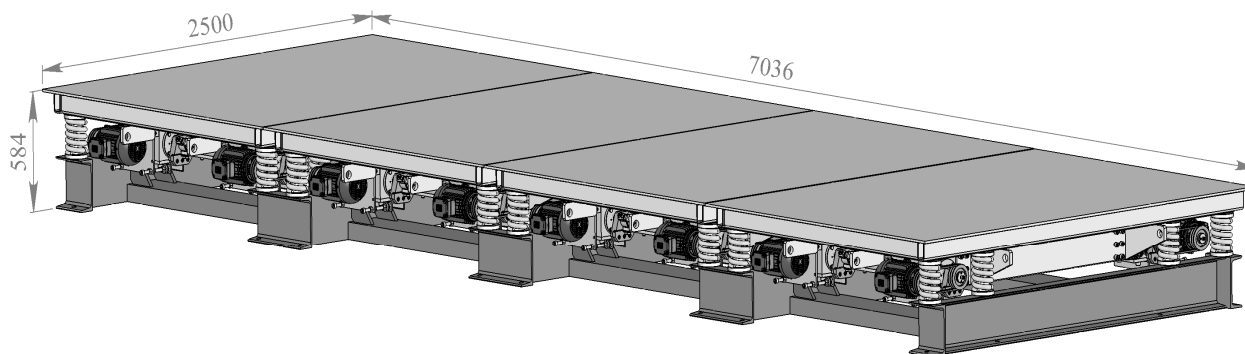


Рис. 12. Конструкція віброустановки з дебалансним приводом для ущільнення залізобетонних виробів, що складається з чотирьох незалежних віброплит

Висновки. Отже, використовуючи запропоновані підходи у проектуванні та розрахунку, можемо створити конструкцію віброплити з дебалансним приводом із площею суцільної робочої поверхні понад 4 м^2 , масою завантаження робочого органа близько 2200 кг та максимальною амплітудою коливань суто у вертикальному напрямку 0.44 мм на частоті вимушених коливань 47.5 Гц (збурення від асинхронних електродвигунів з синхронною частотою 3000 об/хв). Передбачається, що реалізуватиметься строго вертикальний напрямлений рух робочого органа віброплити, рівномірний по усій його поверхні за рахунок самосинхронізації дебалансних віброзбуджувачів.

За допомогою модульного набору з розроблених віброплит можна формувати конструкції вібромашин для ущільнення великогабаритних виробів, таких як плити перекриття. По суті, запропонована конструкція є універсальною і придатна для виготовлення широкого спектра будівельних виробів.

1. Вибрации в технике: справочник: [в 6 т.] / под. ред. Э. Э. Лавендела. – М.: Машиностроение, 1981. Т. 4: Вибрационные процессы и машины. – 509 с. 2. Ланець О. В. Реалізація ефекту Зоммерфельда у вібраційному майданчику з інерційним приводом / О. В. Ланець, Я. В. Шпак, В. І. Лозинський, П. Ю. Леонович // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2013. – Вип. 47. – С. 12–28. 3. Назаренко И. И. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И. И. Назаренко. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с. 4. Назаренко И. И. Машины для производства строительных материалов: учебник / И. И. Назаренко. – К.: КУНБА, 1999 г. – 488 с. 5. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 3 / под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с. 6. Справочник машиностроителя: в 3 томах / под ред. С. В. Серенсена и Н. С. Ачеркана. – М., 1951. – Т. 3. – 1098 с.