МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Інститут механічної інженерії та транспорту

кафедра „Проєктування машин та автомобільний інжиніринг”

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до бакалаврської кваліфікаційної роботи

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

на тему

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ РІЗКИ БРУСА-СИРЦЯ НА ЛІНІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ЦЕГЛИ

Виконав студент
групи МБ-31сп _____ Іван МОКРИЙ

Керівник БКР _____ д. т. н., професор Олексій ЛАНЕЦЬ

Консультанти:
економічна частина _____ к. е. н., доцент Леся СТРУТИНСЬКА

охорона праці _____ к. т. н., доцент Ростислав ЯЦЮК

Завідувач кафедри _____ д. т. н., професор Василь ДМИТРІВ

Львів – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Інститут механічної інженерії та транспорту Кафедра „ Проєктування машин та автомобільний інжиніринг ”

Спеціальність 133 “Галузеве машинобудування”

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Завідувач кафедри:

_____ д. т. н., проф. Василь ДМИТРІВ

“ ” _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на бакалаврську кваліфікаційну роботу студента групи МБ-31сп

Мокрому Івану Романовичу

1. **Тема роботи:** “ Обґрунтування параметрів вібраційної установки різки бруса-сирця на лінії виготовлення цегли ”

затверджено наказом по університету № 1399-4-08 від 17.04. 2025р.

1. **Термін здачі студентом закінченої роботи** 10.06.25 р.

2. **Вихідні дані до роботи**: Необхідно розробити вібраційну установку різки бруса-сирця з наступними технічними характеристиками: максимальна амплітуда коливань робочого органу у горизонтальному напрямку $0.6\ мм$; частота вимушених коливань $50\ Гц$; ширина бруса $250\ мм$, висота – $125\ мм$.

4. **Зміст розрахунково-пояснювальної записки**:

4.1	Титульний аркуш. Завдання. Розширена анотація. Зміст. Вступ
4.2	Технічне завдання
4.3	Конструкторська частина
4.4	Висновки. Перелік використаних джерел
4.5	Додатки (економічна частина, охорона праці)

5. **Перелік графічного матеріалу:**

Вібраційна установка різки бруса-сирця (загальний вид)	1 арк. ф. – А1
Резонатор (складальне креслення)	1 арк. ф. – А1
Міст (складальне креслення)	1 арк. ф. – А1
Деталювання елементів вібраційної установки різки бруса-сирця	1 арк. ф. – А1

6. Консультанти проекту із зазначенням розділів:

	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	к.т.н., доц. Леся СТРУТИНСЬКА		
Охорона праці	к.т.н., доц. Ростислав ЯЦЮК		

7. Дата видачі завдання “ _____” _____ 2025 р.

Керівник _____ **Олексій ЛАНЕЦЬ**

Завдання прийняв до виконання _____ **Іван МОКРИЙ**

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Написання вступу, конструктивна розробка та розрахунок основних параметрів вібраційної установки для різки цегли-сирця	30.04.25	
2.	Формування загального вигляду вібраційної установки для різки цегли-сирця та оформлення пояснювальної записки	20.05.25	
3.	Графічна частина	25.05.25	
4.	Економічна частина	01.06.25	
5.	Охорона праці	01.06.25	
6.	Оформлення роботи	09.06.25	

Керівник _____ **Олексій ЛАНЕЦЬ**

Завдання прийняв до виконання _____ **Іван МОКРИЙ**

АНОТАЦІЯ

Мокрий Іван Романович, Ланець О. С. (керівник). Обґрунтування параметрів вібраційної установки різки бруса-сирця на лінії виготовлення цегли // Бакалаврська кваліфікаційна робота. – Національний університет «Львівська політехніка», кафедра «Проєктування машин та автомобільний інжиніринг». – Львів, 2025.

Робота містить пояснювальну записку та графічну частину. Пояснювальна записка складається зі вступу, технічного завдання, конструкторської частин, додатків з: економічною частиною, охороною праці.

Розширена анотація. Згідно технічного завдання розроблено вібраційну установку різки бруса-сирця за заданими такими технічними характеристиками: максимальна амплітуда коливань робочого органу у горизонтальному напрямку; частота вимушених коливань; ширина бруса, його висота.

Запропоновано вібраційну установку різки цегли-сирця, що складається зі стійки, каретки та вібраційної головки. Каретка, до якої через кронштейн та віброізолятори кріпиться вібраційна головка, здійснює зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку по двох циліндричних направляючих за допомогою пневмоциліндрів. Для максимально можливого зменшення вібрацій, що передаються від вібраційної головки на стійку, окрім плоских склотекстолітових віброізоляторів, використано гумові коліщата. Сама стійка разом з кареткою та вібраційною головкою також за допомогою пневмоциліндрів періодично здійснює технологічні рухи вздовж руху бруса цегли-сирця.

Вібраційний рух струни, що натягнута в струнотримачах, здійснює вібраційна головка, яка складається з трьох основних модулів: проміжної маси (вона ж виконує роль робочої), активної маси та

реактивної. Активна та проміжна маси між собою з’єднані резонансною пружною системою із склотекстолітових плоских пружних елементів сумарною жорсткістю c_1. Реактивна маса кріпиться до проміжної за допомогою пружної системи із гумових вставок, виконаних із вакуумного шлангу, сумарна жорсткість яких c_2 на два порядки менша в порівнянні з жорсткістю пружної системи. За рахунок цього і реалізується ефект “нульової жорсткості”.

Принцип роботи вібраційної установки наступний. Гармонійне збурювальне зусилля від електромагнітних віброзбудників, котушки яких ввімкнені в мережу живлення через діоди за двотактною схемою, передається на реактивну та проміжну маси. Активна маса, кінематично збуджуючись від проміжної через пружну систему входить в резонанс з проміжною масою. При цьому рух активної маси відбувається в протифазі до робочої (проміжної) маси, а реактивна маса навпаки рухається синфазно до останньої. Для того, щоб уникнути паразитних кутових коливань струни, установка виготовлялась так, щоб центри мас трьох модулів співпадали.

В роботі проведено обґрунтування інерційних та жорсткістних параметрів віброустаноки. Згідно наведених в записці аналітичних виразів визначені необхідні параметри системи, які і були досягнені в моделі. Промодельована робота конструкції, де підтверджено роботоздатність запропонованої конструкції. Проведено необхідні розрахунки з економіки та охорони праці, що наведені в додатках.

Бакалаврська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки, що містить 50 сторінок основної частини (74 сторінки разом з додатками), 14 рисунків в основній частині, 4 аркуші графічної частини, що складається з 4 листів формату А1.

Ключові слова: механічна коливальна система, електромагнітний привод, напрямлені коливання.

ANNOTATION

Mokryi Ivan Romanovych, Lanets O. S. (supervisor). Justification of the parameters of the vibration installation for cutting raw timber on the brick production line // Bachelor's qualification work. - Lviv Polytechnic National University, Department of Machine Design and Automotive Engineering. - Lviv, 2025.

The work contains an explanatory note and a graphic part. The explanatory note consists of an introduction, technical specifications, design parts, appendices with: economic part, labor protection.

Extended abstract. According to the technical specifications, a vibration installation for cutting raw timber was developed according to the following technical characteristics: maximum amplitude of oscillations of the working body in the horizontal direction; frequency of forced oscillations; width of the timber, its height.

A vibration installation for cutting raw bricks is proposed, consisting of a rack, carriage and vibrating head. The carriage, to which the vibrating head is attached through the bracket and vibration isolators, performs reciprocating movement in the vertical direction along two cylindrical guides using pneumatic cylinders. To reduce vibrations transmitted from the vibrating head to the rack as much as possible, in addition to flat fiberglass vibration isolators, rubber wheels are used. The rack itself, together with the carriage and the vibrating head, also periodically performs technological movements along the movement of the raw brick beam using pneumatic cylinders. The vibrating movement of the string, which is stretched in the string holders, is performed by the vibrating head, which consists of three main modules: an intermediate mass (it also plays the role of a working one), an active mass and a reactive one. The active and intermediate masses are interconnected by a resonant elastic system of fiberglass flat elastic elements with a total stiffness

of c1. The reactive mass is attached to the intermediate mass using an elastic system of rubber inserts made of a vacuum hose, the total stiffness of which is two orders of magnitude lower than the stiffness of the elastic system. Due to this, the effect of “zero stiffness” is realized.

The principle of operation of the vibration head is as follows. The harmonic disturbing force from electromagnetic vibration exciters, the coils of which are connected to the power supply network through diodes in a push-pull circuit, is transmitted to the reactive and intermediate masses. The active mass, kinematically excited from the intermediate through the elastic system, enters into resonance with the intermediate mass. In this case, the movement of the active mass occurs in antiphase to the working (intermediate) mass, and the reactive mass, on the contrary, moves in phase with the latter. In order to avoid parasitic angular oscillations of the string, the installation was made so that the centers of mass of the three modules coincided.

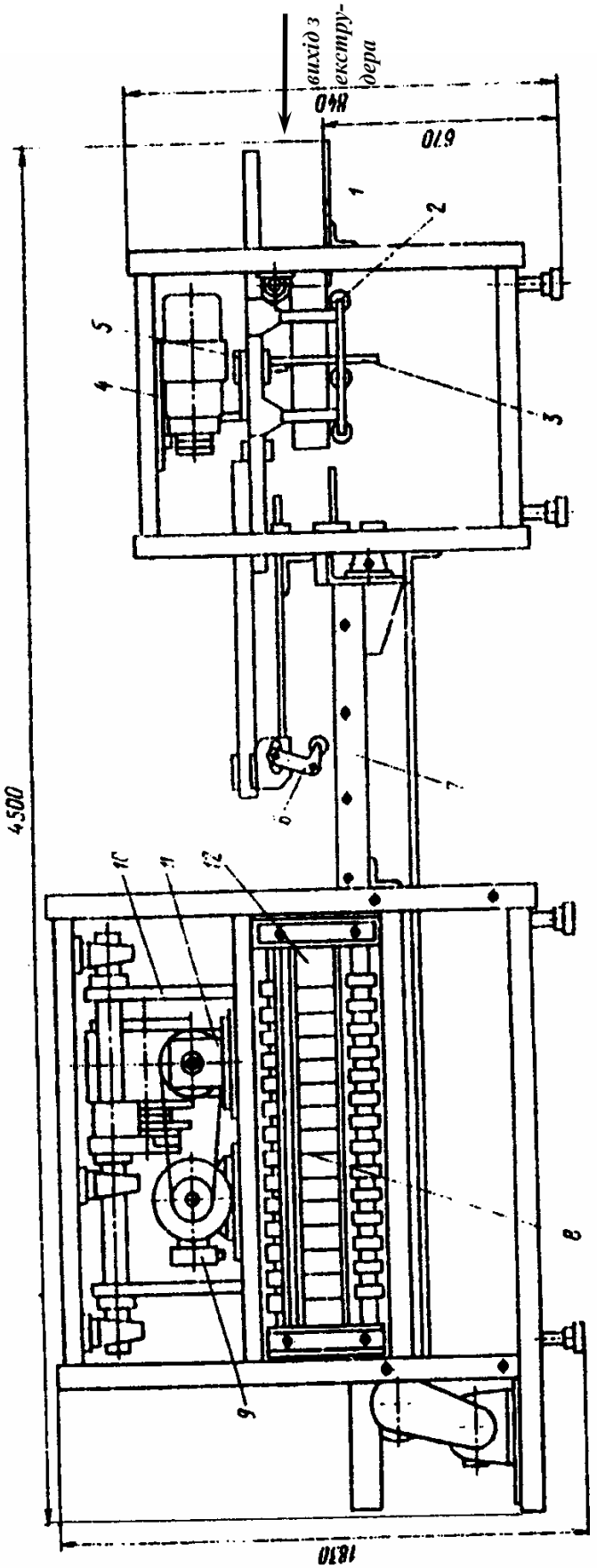
The work provides a justification of the inertial and stiffness parameters of the vibration machine. According to the analytical expressions given in the note, the necessary system parameters are determined, which were achieved in the model. The operation of the vibration separator is modeled, where the operability of the proposed design is confirmed. The necessary calculations on economics and labor protection are carried out.

The bachelor's qualification work consists of an explanatory note containing 50 pages of the main part (74 pages including appendices), 14 figures in the main part, 4 sheets of the graphic part, consisting of 4 sheets of A1 format.

Keywords: mechanical vibration system, electromagnetic drive, directional vibrations.

ЗМІСТ

ДІЛЯНКА АВТОМАТИЗОВАНОЇ ЛІНІЇ РІЗКИ БРУСА ЦЕГЛИ СИРЦЯ



На технологічних лініях з виготовлення цегли, що використовують пластичний спосіб, застосовують автомати для різання глиняного бруса, які працюють таким чином (див. рис. ділянки автоматизованої лінії різки бруса цегли сирця). Відформований глиняний брус, що вийшов із формувального ланцюга шнекового преса, потрапляє на приймальний лоток *1 і* далі доходить до упора і переміщує візок *2 з* розрізним пучком *3* за напрямком свого руху. Вмикається електродвигун *4* привода *5* механізму різання, і розрізний пучок відрізує брусок мірної довжини. Після цього відкидний упор *6* звільняє йому дорогу, і брусок прискореним конвейєром 7 транспортується на пост розрізування цегли. Тут за допомогою кривошипа *10* приводом, що складається з двигуна *9* і редуктора 11, приводиться в рух штовхач, який упирається в бокову грань і нарізує з нього цеглини. Розрізування мірного бруска відбувається шляхом протискування його штовхачем через нерухомі розрізні стрічки *8.*

ФОРМУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО ЗАВДАННЯ

Під час виготовлення цегли є необхідність формувати бруси цегли-сирця, що виходять із екструдера. Досить часто для таких операцій використовують натягнуту струну, що відносно легко входить у в'язкий матеріал. Проблема полягає в тому, що суміш глини містить ряд домішок, серед яких може бути подрібнена цегла. Під час операції розрізання струною на бруси та окремі цегли-сирці, виникають пошкодження лицевої сторони, а саме нерівна кромка та залишається слід від затягнутого струною вкраплення цегли, тощо.

На сьогоднішній день, в переважній більшості для надання зворотно-поступального руху струни вздовж своєї осі використовується привід від кулачка або ексцентрика. Однак, в більшості установках такого руху не передбачено, а ті, що мають цей додатковий рух – швидко виходять з ладу. Перспективним є використання вібраційних установок для приведення в рух струну вздовж своєї осі. Однак проводячи огляд аналогічного обладнання, вібраційних пристроїв на позиції різки струною не було виявлено.

З огляду на сказане, було поставлено наступне технічне завдання:

Необхідно розробити вібраційну установку різки бруса-сирця з наступними технічними характеристиками: максимальна амплітуда коливань робочого органу у горизонтальному напрямку 0.6 *мм*; частота вимушених коливань 50 *Гц*; ширина бруса 250 *мм*, висота - 125 *мм*.

ВСТУП

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

Надзвичайно ефективно вібротехнології використовуються в будівельній промисловості. У повсякденному житті ми можемо зауважити, що перед тим як класти асфальтне чи бетонне покриття на дорозі, бруківку, залізнодорожне полотно, тощо, проводиться обов'язкова вібротрамбовка верхніх шарів ґрунту, піску, щебеню. Сприймаючи знакозмінні навантаження сипуче чи в'язке середовище ущільнюється, інтенсивно заповнюючи пустоти. Саме цей спосіб ефективно попереджує ймовірне подальше осідання ґрунту. У виробництві бруківки, тротуарної плитки, залізобетонних плит перекриття, в обов'язковому порядку використовуються віброущільнюючі технології, що значно покращують якість продукції. При закладанні фундаментів та при прокладанні тунелей різного магістрального призначення, відповідно сваї і бури сприймають знакозмінні навантаження, що значно полегшує їх занурення в ґрунт, гірську породу. Наведені приклади робіт в будівельній промисловості засвідчують єдине. Вібротехнології покликані в першу чергу на підвищення якості продукції. Тому саме їх перспективно брати для вирішення ряду інженерних задач.

Розділ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Математична модель тримасової МКС вібраційної установки різки бруса цегли-сирця

Створення нових ефективних зразків вібраційної техніки неможливе без динамічного аналізу МКС, що базується на диференціальних рівняннях. Такий підхід забезпечує найбільш глибинний аналіз процесів, що протікають в МКС, достовірно встановлює необхідні аналітичні залежності, дає можливість зрозуміти фізику процесу. Тільки моделювання системи з використанням диференціальних рівнянь може гарантувати отримання прогнозованих результатів на реальних зразках обладнання.

Під час формування повної математичної моделі якісно нової МКС можна зіткнутись з певними труднощами, які полягають у наступному. З однієї сторони, самé моделювання роботи МКС обумовлюється наявністю усіх інерційних параметрів мас та параметрів жорсткості пружних систем. Власне механічні параметри, за уже заданої структури, по суті і визначають картину руху МКС, її особливості та переваги. З іншої сторони, більшість параметрів знаходяться з диференціальних рівнянь, приведених до певних умов або ж з виразів, що є утворені з них. Тобто, в основі вибору параметрів лежать знову ж таки диференціальні рівняння.

З огляду на сказане, можна зробити припущення, що для отримання якісно нових співвідношень параметрів, які забезпечать високу ефективність МКС, необхідно “розірвати замкнене коло” дифрівняння-параметри МКС, наклавши на систему принципово нові умови роботи, які відображатимуться в певних значеннях інерційно-

жорсткісних параметрів. Це надзвичайно актуально в тому випадку, коли пропонується нове, з наукової точки зору, вібраційне технологічне обладнання, де наперед відомих аналітичних виразів із визначення необхідних механічних параметрів, немає. Власне отримання аналітичних виразів для раціонального розподілу механічних параметрів і є тим кінцевим результатом наукового пошуку на даному етапі досліджень.

Зупинившись на тримасових МКС, як на найбільш перспективних, ми маємо п’ять визначальних параметрів: інерційні параметри трьох мас та жорсткості двох пружних систем, не враховуючи дисипацію в МКС. Тут і виникає складність у підборі параметрів системи з п’ятьма незалежними змінними: котрі прийняти конструктивно заданими, які визначатимуться з розрахунків і згідно яких аналітичних виразів. Нижче буде запропоновано один з можливих варіантів розрахунку параметрів МКС. Не виключено, що в подальшому будуть розвинені інші підходи, котрі більш раціонально та ефективніше зможуть реалізовувати підбір параметрів МКС з набагато кращими технічними характеристиками.

Викладення почнемо саме з формування математичної моделі та її подальшого аналізу, де притримуватимемось наступних положень. По-перше, вважатимемо, що закон зміни жорсткості в пружних елементах не виходить за межі лінійності і відповідає закону Гука. Це є абсолютно виправдано за умови, що розглядатимемо малі коливання МКС в резонансних режимах.

Зразу ж відзначимо, що у подальших наукових дослідженнях будемо оперувати виключно синусоїдальним законом зміни тягового зусилля електромагнітних віброзбудників, як найбільш оптимальним, та розглядатимемо лише синусоїдальну форму коливань тіла, як основну

несучу форму руху, МКС якого перебуває в резонансі. Причини наступні. Рух МКС в стані резонансу є практично гармонійний, а саме синусоїдальний. Під час резонансу маса, що є складовою певної системи, рухається за синусоїдальним законом, навіть якщо збурювальне зусилля має несинусоїдальну гармонійну форму сигналу. В такому режимі МКС “відгукується” на одну з синусоїдальних гармонік збурювального сигналу, частота якої співпадає з власною частотою коливань самої системи. Тому, логічно, що з точки зору енергетичних витрат найбільш виправдано в резонансних МКС використовувати синусоїдальні сигнали збурення вібрації. Якщо сигнал періодичний, але не синусоїдальний, нерезонуючі гармоніки системою відфільтровуватимуться, а їх енергія проявлятиметься через побічні явища в роботі, такі як виділення тепла, паразитні коливання.

МКС розглядатимемо як систему, що складається з абсолютно твердих тіл (мас), з’єднаних еластичними вузлами (пружними системами, елементами) строго визначеної податливості. Такі припущення нам дозволяють значно спростити викладення, практично не вносячи похибки в реальні МКС.

Щодо врахування середовища в математичній моделі, то приймаємо найпростішу модель Ньютона, де опір руху робочого органа вібраційної машини в математичній моделі відображатиметься в’язкістю μ, а інертність самого середовища – у вигляді приєднаної маси. Тобто, в інерційному значенні робочого органа уже закладена інертність середовища. Така модель багато в чому виправдана. Так, урахування нелінійності середовища, як і нелінійності пружних елементів, не дозволить однозначно встановити параметри МКС: жорсткості пружних елементів та інерційні параметри мас. Саму ж

модель МКС, за допомогою чисельних розрахунків відповідних нелінійних диференціальних рівнянь можна проаналізувати користуючись уже встановленими параметрами з лінійної моделі, що дасть максимально наближені результати до реальних.

У якості досліджуваної МКС взято тримасову конструкцію вібраційної машини (рис. 1.1), в якій реалізовані прямолінійні коливання і динаміка якої відбувається за тримасовою схемою. Верхня (активна) 1, проміжна 2 та нижня (реактивна) 3 маси з інерційними параметрами відповідно m_a, m_n та m_p, здійснюють прямолінійні коливання вздовж вертикальної осі x за узагальненими координатами відповідно x_1, x_2 та x_3. Активна маса приводиться в рух завдяки кінематичному збуренню від проміжної маси. Збурення вимушених коливань відбувається завдяки синусоїдальному вимушеному зусиллю $p(t) = P\sin(\omega t + \varepsilon)$ (тут t - час; ε - зсув фаз сила-переміщення), що прикладається між проміжною та реактивною масами. Активна та проміжна, проміжна та реактивна маси попарно з'єднані між собою пружними системами відповідно 4 та 5 із жорсткостями c_1 та c_2 у напрямку руху, що на рисунку схематично зображені у вигляді витих пружин.

Уся МКС вібраційної машини опирається через проміжну масу на віброізолятори 6 жорсткістю $c_{із}$. Покладаємо, що в системі діють дисипативні сили, для чого в динамічну модель у вигляді демпфера вводяться коефіцієнти в'язкого опору μ_1, μ_2, μ_3, які є пропорційні швидкості і відображають явище гістерезису в пружних елементах відповідно систем 4, 5, 6; коефіцієнти μ_a, μ_n, μ_p, що описують в'язкий

опір руху мас відповідно 1, 2 3 і викликані в’язким тертям деталей між собою та їх тертям об поверхні мас.

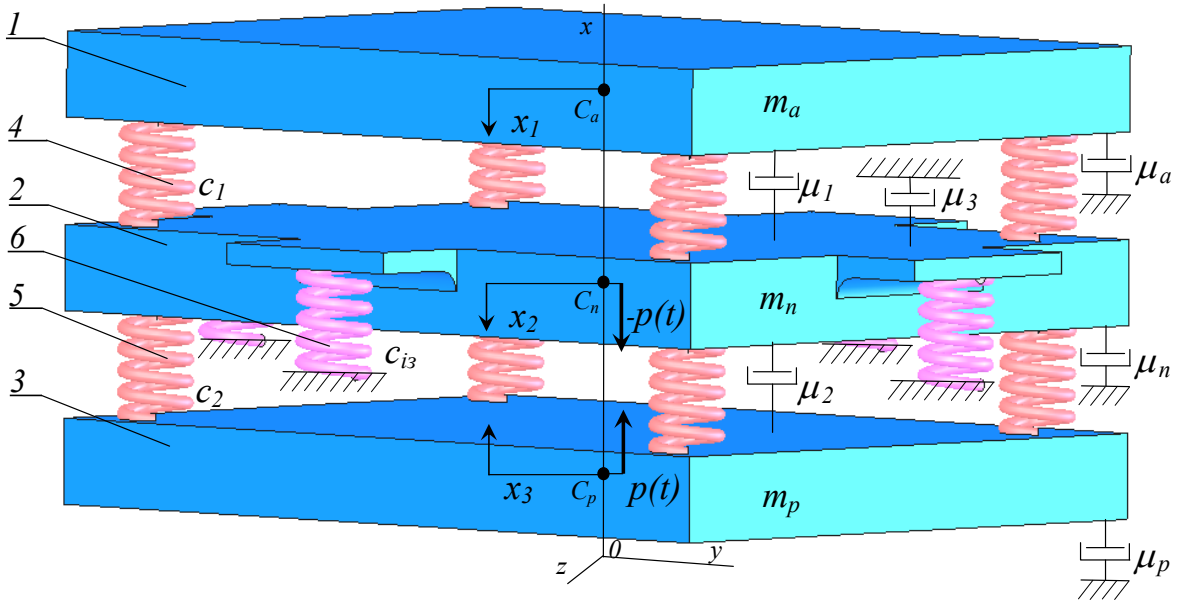


Рис. 1.1. Принципова схема МКС тримасової вібраційної установки

Система диференціальних рівнянь руху за лінійними координатами в тримасовій МКС матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_a\ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_a\dot{x}_1 + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_n\ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + c_2(x_2 - x_3) + c_{із}x_2 + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \\ \qquad + (\mu_3 + \mu_n)\dot{x}_2 = P \cdot sin(\omega t + \varepsilon); \\ m_p\ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) + \mu_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + \mu_p\dot{x}_3 = -P \cdot sin(\omega t + \varepsilon). \end{cases} \quad (1.1)$$

1.2. Розв’язок системи диференціальних рівнянь

Користуючись загальними методами розв’язання добутої системи диференціальних рівнянь (1.1), аналітичні вирази руху мас за трьома

незалежними ступенями вільності шукаємо у вигляді $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$, $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$ та $x_3 = X_3 e^{i\omega t}$, тут X_1, X_2, X_3 – амплітудні значення лінійних вимушених коливань відповідно за узагальненими координатами x_1, x_2 та x_3. Підставляючи ці вирази в (1.8) і скоротивши в кожній частині системи рівнянь член $e^{i\omega t}$, тут $i = \sqrt{-1}$, після деяких перетворень, можна отримати залежності для визначення значень X_1, X_2, X_3. В матричному записі це рішення матиме вигляд:

$$\mathbf{X} = \mathbf{C}^{-1} \cdot \mathbf{P}, \tag{1.2}$$

де $\mathbf{X}$ – матриця стовпець невідомих; $\mathbf{C}^{-1}$ – матриця коефіцієнтів при невідомих; $\mathbf{P}$ – матриця стовпець збурювальних зусиль.

Розписуючи рівняння (1.2) для нашого випадку, маємо:

$$\begin{bmatrix} \begin{pmatrix} c_1 - m_a\omega^2 + \\ + i(\mu_a + \mu_1)\omega \end{pmatrix} & -c_1 - i\mu_1\omega & 0 \\ -c_1 - i\mu_1\omega & \begin{pmatrix} c_1 + c_2 + c_{i3} - m_n\omega^2 + \\ + i(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_n)\omega \end{pmatrix} & -c_2 - i\mu_2\omega \\ 0 & -c_2 - i\mu_2\omega & \begin{pmatrix} c_2 - m_p\omega^2 + \\ + i(\mu_2 + \mu_p)\omega \end{pmatrix} \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 0 \\ P \\ -P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} \tag{1.3}$$

Позначивши:

$$k_{11} = c_1 - m_a\omega^2 + i(\mu_a + \mu_1)\omega; \quad k_{12} = k_{21} = -c_1 - i\mu_1\omega; \; k_{13} = 0;$$

$$k_{22} = c_1 + c_2 + c_{i3} - m_n\omega^2 + i(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \mu_n)\omega;$$

$$k_{23} = k_{32} = -c_2 - i\mu_2\omega; \quad k_{31} = 0; \quad k_{33} = c_2 - m_p\omega^2 + i(\mu_2 + \mu_p)\omega,$$

розв’язок системи (1.3) запишеться у вигляді:

$$X_1 = \frac{P \cdot k_{12}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; \quad (1.4)$$

$$X_2 = \frac{-P \cdot k_{11}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; \quad (1.5)$$

$$X_3 = \frac{P \cdot (k_{11}k_{32} - k_{12}k_{21} + k_{22}k_{11})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}. \quad (1.6)$$

При необхідності, амплітудне значення збурювального зусилля P зручно визначати через значення амплітуд коливань X_1, X_2, або X_3 відповідно активної, проміжної та реактивної мас МКС. Переписавши рівняння (1.4-1.6) маємо:

$$P = \frac{X_1 \cdot (k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32})}{k_{12}(k_{23} + k_{33})}; \text{ або} \quad (1.7)$$

$$P = \frac{-X_2 \cdot (k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32})}{k_{11}(k_{23} + k_{33})}; \text{ або ж} \quad (1.8)$$

$$P = \frac{X_3 \cdot (k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32})}{k_{11}k_{32} - k_{12}k_{21} + k_{22}k_{11}} \quad (1.9)$$

1.3. Визначення та узгодження жорсткостей пружних систем

Визначимо сумарну жорсткість пружних систем c_1 та c_2 тримасової МКС вібраційної машини. Коефіцієнтами в’язкого опору μ_1, μ_2, μ_3, μ_a, μ_n, μ_p, в цілях зменшення громіздкості виразів та полегшення сприйняття теорії при подальших виведеннях, нехтуємо.

Почнемо з віброізоляторів, принцип розрахунку яких наступний. Сумарна їх жорсткість $c_{із}$ вибирається відносно невисокою і визначається з умови, що МКС утворена конструкцією вібраційної машини на віброізоляторах повинна мати власну (в даному випадку вона і парціальною) частоту $\omega_в$ в n разів меншу за колову частоту вимушених коливань ω:

$$\omega_в = \frac{\omega}{n}. \tag{1.10}$$

Чим більша величина n, тим краще. Її мінімальне значення $n = 3\ldots4$. По суті, віброізоляція розраховується за одномасовою схемою, яку утворює віброізолятор і конструкція вібраційної машини. Отже, мінімальне необхідне значення сумарної жорсткості віброізоляторів визначається як:

$$c_{із} = \left(m_a + m_n + m_p\right)\left(\frac{\omega}{n}\right)^2. \tag{1.11}$$

Якщо наперед відома жорсткість віброізоляторів, то резонансне налагодження становить:

$$z = n = \omega\sqrt{\frac{m_a + m_n + m_p}{c_{із}}}. \tag{1.12}$$

Зусилля реакції опор, спричинені коливанням конструкції вібраційної машини на віброізоляторах, будуть в n^2 разів менші за зусилля, які б розвивались на віброізоляторах з резонансним налагодженням $z = 1$. Це прослідковується з формули (1.11), де жорсткість $c_{із}$, яка є прямопропорційна зусиллю реакції в віброізоляторах, в знаменнику містить член n^2. Так, якщо у

віброізоляторах реалізовано значення $n = 4$, передавання вібрації на фундамент, у порівнянні з найгіршим випадком, зменшиться в 16 *разів*. Добре підібрані віброізолятори можуть зводити до мінімуму передавання вібрації на фундамент. У такому випадку немає необхідності проводити додаткові віброізоляційні засоби у вигляді динамічних гасників, тощо.

Другим етапом віброізолятори необхідно перевіряти на статичний прогин. Просідання віброізоляційних пружин під дією ваги усієї МКС повинне бути не більше певного допустимого рівня:

$$\delta_{із} = \frac{\left(m_a + m_n + m_p\right) g}{c_{із}} \le \left[\delta_{із}\right], \tag{1.13}$$

де $\delta_{із}$, $\left[\delta_{із}\right]$ – розрахунковий та допустимий статичні прогини у віброізоляторах.

У випадку, коли використовується незалежна віброізоляція мас, максимальний прогин віброізоляційних систем може визначатись як:

$$\delta_{із\ max} \le \frac{\sum m_i\ g + P_{пост}}{c_{із\ i}} + A_i \le \left[\delta_{із}\right],$$

де m_i – i-та маса (маса, що віброізолюється, і маси, що віброізолюються через неї); $c_{із\ i}$ – i-та віброізоляційна пружна система; $P_{пост}$ – амплітудне значення електромагнітного зусилля спричинене постійною складовою в електромагнітних віброзбудниках; A_i – амплітуда коливань маси, що віброізолюється. Визначивши

максимальний прогин, заключним етапом пружні елементи необхідно порахувати на міцність.

Значення жорсткості віброізоляторів практично не впливатиме на перерозподіл параметрів в МКС і на етапі викладення теорії цим параметром знехтуємо. Однак, з метою усестороннього аналізу, нижче за текстом будуть наведені аналітичні вирази для визначення параметрів МКС з урахуванням жорсткості віброізоляторів.

Використаємо спільний знаменник у виразах (1.4-1.6), він же детермінант системи рівнянь (1.3):

$$c_1^2\left(c_2 - m_p\omega^2\right) - \left(c_1 - m_a\omega^2\right)\left(c_1 + c_2 - m_n\omega^2\right)\left(c_2 - m_p\omega^2\right) + \left(c_1 - m_a\omega^2\right)c_2^2, \tag{1.14}$$

за допомогою якого можна визначити необхідні значення жорсткостей пружних елементів 4 та 5, задовольнивши умову резонансу.

Жорсткість c_2 в аналітичному вигляді визначаємо з (1.14), прирівнявши його до нуля та враховуючи резонансне налагодження z МКС шляхом заміни значення ω на ω/z:

$$c_2 = m_p\left(\frac{\omega}{z}\right)^2\eta, \tag{1.15}$$

де η – безрозмірний коефіцієнт, який називатимемо часткою жорсткості c_2, що математично він собою і являє:

$$\eta = \frac{m_a m_n \left(\frac{\omega}{z}\right)^4 - c_1 \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \left(m_a + m_n\right)}{m_a \left(\frac{\omega}{z}\right)^4 \left(m_n + m_p\right) - c_1 \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \left(m_a + m_n + m_p\right)}. \qquad (1.16)$$

Із виразу (1.16), враховуючи (1.15), визначаємо значення жорсткості c_1:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \left(\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta} \right). \qquad (1.17)$$

Аналітичні вирази (1.15) та (1.17) повністю математично узгоджуються в тому, щоб МКС за довільного підбору механічних параметрів m_a, m_n, m_p та η перебувала в заданому резонансному налагодженні z.

По-суті, сумарні жорсткості c_1 та c_2 пружних систем, що визначені з (1.15) та (1.17), можна переписати у вигляді розрахунку пружних систем за парціальними частотами для тримасової МКС з динамічним гасником:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z_1}\right)^2; \qquad (1.18)$$

$$c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z_2}\right)^2. \qquad (1.19)$$

де

$$z_1 = \frac{z}{\sqrt{\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}}}; \qquad (1.20)$$

$$z_2 = \frac{z}{\sqrt{\eta}}. \tag{1.21}$$

Тобто, за запропонованого підбору параметрів МКС можна, як і в традиційних конструкціях з динамічним гасником, проводити розрахунок системи, як такої, що складається з двох одномасових, використовуючи при цьому виведені аналітичні вирази (1.20) та (1.21) для резонансних налагоджень z_1 та z_2. Значення (ω/z_1) та (ω/z_2) у залежностях (1.18-1.19) відповідно являються парціальними частотами коливань мас m_a та m_p. Здавалося, в цьому проявляється повна аналогія з традиційними конструкціями. Однак відмінність полягає в тому, що МКС не працює на цих парціальних частотах, а входить в резонанс на частотах, утворених взаємовпливом усіх параметрів тримасової МКС.

1.4. Математичне формулювання умов синфазного руху мас

Умова забезпечення синфазних коливань передбачає, що проміжна та реактивна маси, перебуваючи в силовому збуренні від електромагнітного віброзбудника, якорі та осердя з котушками якого кріпляться до відповідних мас, рухатимуться як одне ціле – синфазно, тобто їхні коливання будуть рівні як за амплітудою, так і за зсувом фаз відносно збурювального зусилля. Це забезпечуватиме енергоощадне споживання електроенергії, оскільки повітряний проміжок між якорем та осердям з котушкою буде мінімальним і не залежатиме від відносної амплітуди коливань проміжної та реактивної мас, а як наслідок і амплітуди коливань активної маси. Для реалізації цієї умови прирівняємо другий та третій аналітичні вирази системи рівнянь (1.11) і

визначимо, як найбільш раціонально, інерційне значення m_p реактивної маси з урахуванням виразів (1.15) та (1.17):

$$m_p = \frac{1}{2\cdot\eta\left(1-z^2\right)}\left[\left(1-z^2\right)\left(m_n - 2\eta m_n - \eta m_a\right) - z^2 m_a + \right.$$

$$\left. \pm\sqrt{z^4\left[2m_a m_n(1-\eta) + m_a^2(1-\eta)^2 + m_n^2\right] + 2z^2\left[m_a^2\left(\eta-\eta^2\right) - m_n^2 - m_a m_n\right] + \left(\eta m_a + m_n\right)^2}\right]. \quad (1.22)$$

Дана умова ґрунтується на припущенні, що в МКС відсутня дисипація. Якщо ж враховувати дисипацію, аналітичний вираз значно ускладниться. Разом з тим, незначна дисипація суттєво не впливає на синфазний рух мас. Тому неврахування коефіцієнтів в'язкості у виразі (1.22) виправдане з точки зору спрощення викладення матеріалу. Знак (+) у виразі, коли використовується значення $z \le 1$, а (–) – коли $z > 1$. На практиці ми користуватимемось підбором параметрів для випадку $z \le 1$.

Послідовність визначення інерційних параметрів, коли при уже встановлених значеннях активної m_a та проміжної m_n мас (вони уже відомі, або наперед задані) визначають значення реактивної маси m_p згідно (1.22), найбільш вигідно застосовувати для розрахунку вібраційних машин, в яких робочий орган є активною або проміжною масами. Пов'язано це з тим, що реактивну масу у якості робочого органа використовувати не доцільно, тому її параметри завжди можна легше змінити, підбираючи під необхідні.

Аналогічно виразу (1.22) можна знайти значення інерційних параметрів як активної, так і проміжної мас, що задовольнятимуть умови синфазного руху. Так, в залежності від вібраційної машини яка

проектується, може бути зручно у якості однієї з трьох мас, яку необхідно підібрати за фіксованих двох інших, приймати активну масу m_a. В такому випадку значення інерційного параметра активної маси становить:

$$m_a = \frac{\left(1-z^2\right)\left(m_n m_p(1-2\eta)+m_n^2(1-\eta)-m_p^2\eta\right)}{\left(1-z^2\right)\left(m_p\eta-m_n(1-\eta)\right)+z^2 m_n}. \qquad (1.23)$$

Якщо уже встановлені значення активної m_a та реактивної m_p мас, зручно визначати значення проміжної маси m_n за допомогою виразу:

$$m_n = \frac{1}{2\cdot(1-\eta)\cdot\left(1-z^2\right)}\left[-\left(1-z^2\right)\left(m_a(1-\eta)+m_p(1-2\eta)\right)+\right.$$
$$\left.+\sqrt{\begin{matrix} z^4\left(-2m_a m_p(1-\eta)+m_a^2(1-\eta)^2+m_p^2\right)-2z^2\left(m_a^2(1-\eta)^2+m_p^2\right)+ \\ +2m_a m_p(1-\eta)+m_a^2(1-\eta)^2+m_p^2 \end{matrix}}\right]. \qquad (1.24)$$

Отже, результатом розрахунку згідно запропонованої теорії є те, що аналітично встановлюють параметри тримасової МКС (рис. 1.2, а), а саме інерційні і жорсткістні показники, виконання яких забезпечить наступну картину руху мас (рис. 1.2, б).

Дві суміжні маси, а саме проміжна m_n та реактивна m_p , які з'єднані між собою за допомогою пружної системи з сумарною жорсткістю c_2, рухатимуться синфазно (як одне ціле з однаковими амплітудами коливань відповідно A_n та A_p) завдяки прикладеному між ними періодично змінному синусоїдальному збурювальному зусиллю $p(t)$. Активна маса m_a, кінематично збурюючись від проміжної маси 2

через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю c_1, рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас з амплітудою A_a.

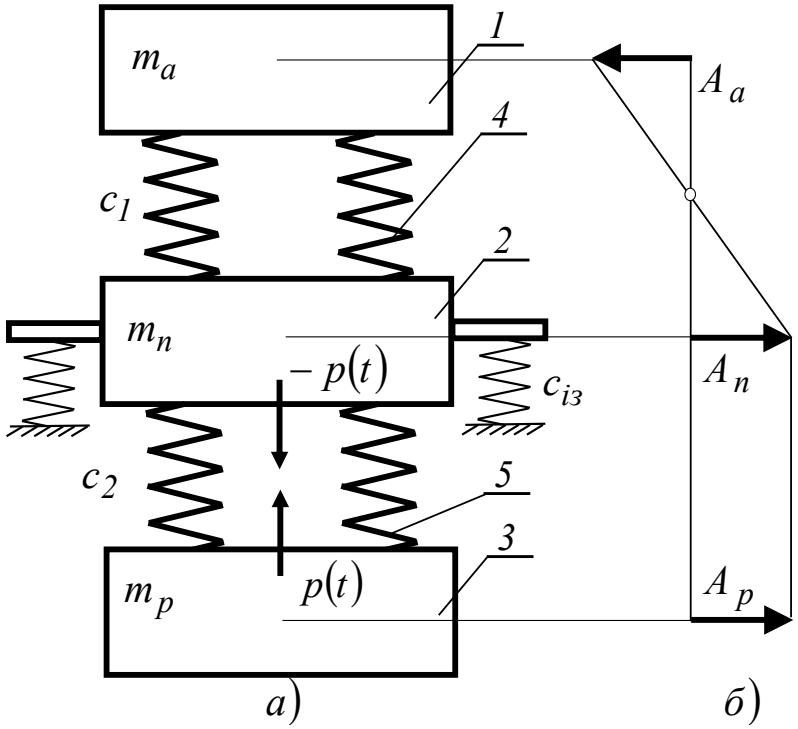


Рис. 1.1. Структурна схема (а) та розподіл амплітуд коливань мас (б) для тримасової МКС, що порахована згідно наведеної вище методики, де позначення ті ж, що і на рис.1.1.

Отже, результатом використання наведених співвідношень параметрів є синфазний рух проміжної та реактивної мас, що перебувають в силовому збуренні. Завдяки цьому повітряний проміжок в електромагнітному віброзбуднику можна робити мінімальним, оскільки в такому випадку відсутні відносні амплітуди коливань між двома суміжними масами. Це дасть можливість значно знизити величину струму, що протікає в обмотці віброзбудника, а отже і споживану потужність.

1.5. Синтез спрощених МКС за умови використання ефекту “нульової жорсткості” пружної системи

1.5.1. Встановлення ефекту “нульової жорсткості”. Часто буває так, що проводячи розробки, науковець, чи інженер, стикається з цікавими теоретичними закономірностями, які на перший погляд не мають під собою практичної реалізації, дещо відходять від напрямку дослідження і носять суто абстрактний характер. Однак, з часом отриманий результат після деякого переосмислення та доповнення виливається в нову методику розрахунку, що готова до конкретного втілення на практиці.

Так, формула (1.15) складається з двох основних частин. Друга частина, позначена як η, виконує функцію правúльного коефіцієнта і за умови, коли в сумарних жорсткостях c_1 та c_2 резонансні налагодження z однакові, підставляючи (1.17) в (1.16), отримаємо, що $\eta = 1$. Якщо ж, резонансне налагодження z_1 пружної системи 4 (рис. 1.1) відрізнятиметься від резонансного налагодження z усієї МКС в цілому, то коефіцієнт η набуватиме значень, що відображені на рис. 1.4.

При цьому використовувалась МКС вібраційної машини з наступними параметрами:

$$c_{із} = 0\ Н/м;\ \ c_1(z_1) = m_a(\omega / z_1)^2\ Н/м;\ \ z_1 \in 0\ldots 2;\ \ m_a = 5\ кг;$$

$$m_n = 20\ кг;\ m_p = 3.6\ кг;\ \omega = 628\ \frac{рад}{с};\ z = 0.98;$$

$$\mu_a = \mu_n = \mu_p = \mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0\ \ кг/с.$$

Фізичний зміст величини η полягає в реагуванні на зміну резонансних налагоджень між двома пружними системами, так, щоб

МКС завжди знаходилась в резонансі. В традиційних конструкціях з динамічним гасником, де тримасова МКС розглядається як така, що складаються з двох одномасових і резонансне налагодження в пружних системах однакове $z = z_1 = z_2$, а тому $\eta = 1$, характеристика, що на рис.1.2 вироджується в одну точку. В такому випадку, розрахунок сумарних жорсткостей можна виконати за спрощеними залежностями (1.3).

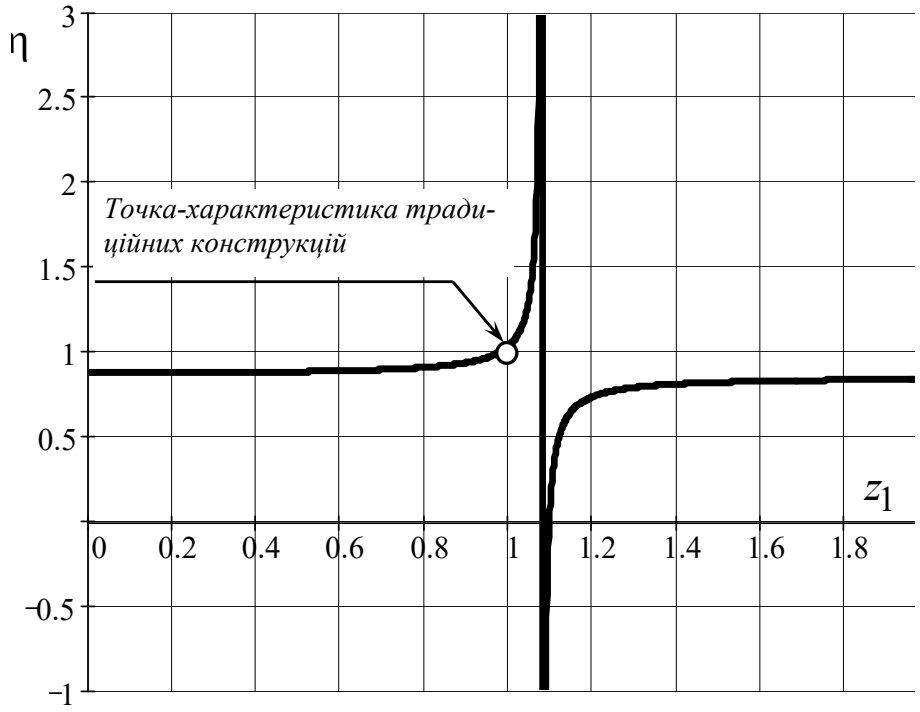


Рис. 1.2. Залежність коефіцієнта η від резонансного налагодження z_1

Цікавим фактом є те, що величина η може бути додатною, дорівнювати нулю і приймати від'ємні значення, які не мають прикладного застосування. Те, що $\eta = 0$, в нашому випадку при $z_1 = 1.096$, означає що жорсткість $c_2 = 0$, а отже пружний елемент може бути відсутній, так званий ефект "нульової жорсткості" ("відсутності жорсткості", або точка "абсолютної м'якості" пружної системи). Для

досягнення цього ефекту необхідно, щоб значення жорсткості c_1 було певної величини, яке можна визначити з виразу (1.16), прирівнявши його до нуля, тоді:

$$c_1 = m_a\left(\frac{\omega}{z_1}\right)^2 = \left(\frac{m_a \cdot m_n}{m_a + m_n}\right)\left(\frac{\omega}{z}\right)^2, \qquad (1.25)$$

де z_1, аналогічно (1.20), становить:

$$z_1 = \frac{z}{\sqrt{\frac{m_n}{m_a + m_n}}}. \qquad (1.26)$$

З (1.25) видно, що МКС перебуває в резонансі з налагодженням $z = 0.98$, тільки уже за двомасовою схемою, де активна маса 1 коливатиметься з проміжною 2, як і в традиційних двомасових схемах, в протифазі. По суті, тримасова конструкція вібраційної машини “виродилась” у двомасову. Реактивна маса 3 має тільки силовий зв’язок з проміжною масою 2, а тому її інерційні параметри не впливають на динамічні характеристики решти мас. Таким чином, досягнення “нульової жорсткості” c_2 у тримасовій конструкції вібраційної машини відбувається шляхом підбору жорсткості c_1 за двомасовою схемою. В таких МКС (рис. 1.3) відсутність однієї резонансної пружної системи значно спрощує конструкцію і її налагодження, що є беззаперечною перевагою таких систем.

З першого погляду можна вважати, що МКС розрахована з умови “нульової жорсткості”, це двомасова система, а отже на неї

поширюються усі принципи таких систем. Однак, це не так. Для збурення проміжної маси необхідна реактивна маса (проміжній масі згідно закону Ньютона повинна протидіяти інша маса) і не вважати її складовою масою МКС лише через те, що вона не з'єднана з іншою пружним зв'язком, не коректно. Крім того, в традиційних двомасових конструкціях кінематичне збурення взагалі відсутнє, на відміну від тримасових МКС, в тому числі і тих, в яких застосовується ефект "нульової жорсткості".

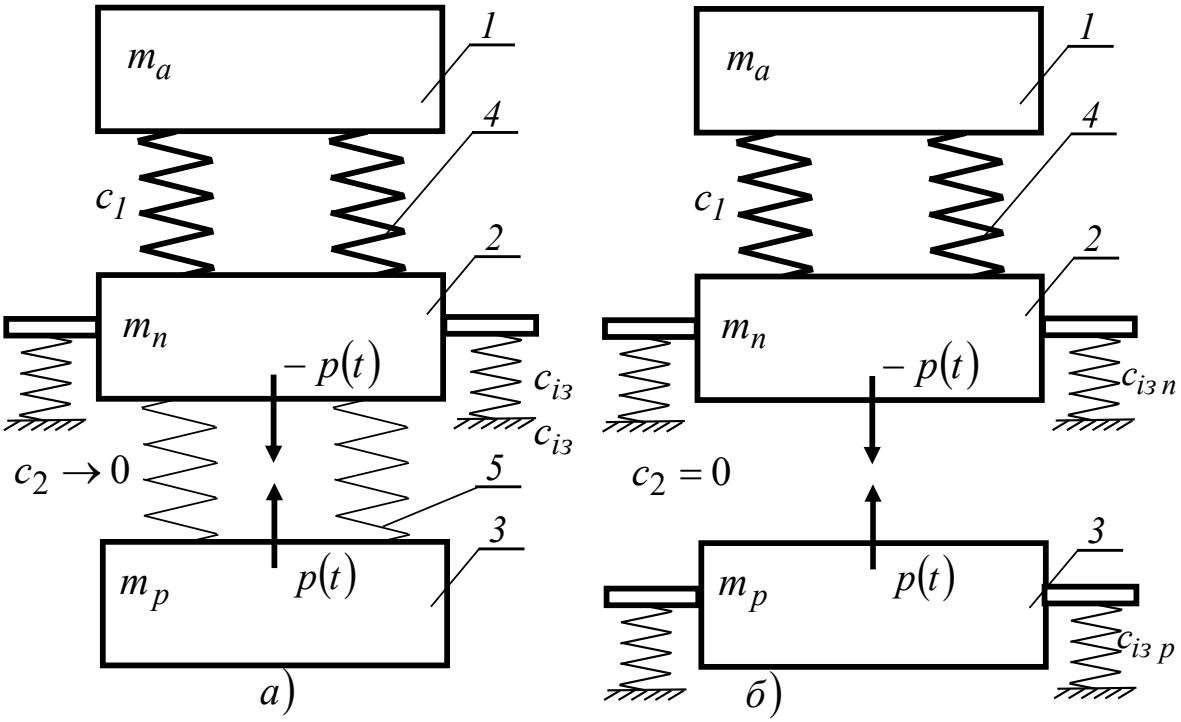


Рис. 1.3. Можливі структурні схеми тримасових МКС з використанням ефекту "нульової жорсткості", де позначення аналогічні рис.1.1

На практиці "нульову жорсткість" отримати неможливо, а тому на багато раціональніше, на погляд автора, використати жорсткість c_2 на величинах $\eta = 0.1 \ldots 0.2$. В такому випадку в якості пружної системи

можна застосовувати м’які пружні елементи. При більших значеннях η, а саме $\eta \in (0.7 \ldots 1)$, система веде себе менш стабільно та потребує ретельніших розрахунків та налагоджень. Однак, як буде показано дальше, саме на такому діапазоні η проявляється найбільша ефективність тримасових вібраційних машин. При $\eta > 1$, користуючись звичними значеннями дорезонансного налагодження, коли $z \le 1$, МКС не зможе існувати, забезпечуючи синфазний рух мас. Формули для випадку, коли $\eta > 1$ і $z > 1$ можна було б навести, однак це не має ніякого змісту, оскільки результати розрахунку ідентичні, а фізичний зміст губиться.

1.5.2. Визначення параметрів спрощених МКС. Отже підбір механічних параметрів МКС, в яких використовується ефект “нульової жорсткості”, зводиться до виключення з розрахунків пружної системи 5 (рис.1.3), коли її жорсткість

$$c_2 = 0 . \tag{1.27}$$

Тобто теоретично пружний елемент може бути відсутній. Щоб виконувалась ця умова необхідно, щоб частка η сумарної жорсткості c_2, дорівнювала 0. На це вказує аналіз формули (1.15). Тоді аналогічно (1.21)

$$z_2 = \frac{z}{\sqrt{0}} = \infty . \tag{1.28}$$

Жорсткість c_1 визначається згідно (1.25). Таким чином, для тримасової МКС, у якій застосований ефект “нульової жорсткості”, пружна система 4 розраховується за класичною двомасовою схемою без урахування реактивної маси. Такого ж результату можна отримати з (1.16), встановлюючи, що для виконання умови $c_2 = 0$ необхідно, щоб чисельник

$$m_a m_n \left(\frac{\omega}{z}\right)^4 - c_1 \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 \left(m_a + m_n\right) = 0 . \qquad (1.29)$$

Щоб виконувалась дана умова, з рівняння (1.29) встановлюємо значення c_1, аналітичний вираз якого збігається з (1.25).

Для реактивної маси m_p, що визначається згідно формули (1.22), застосовуючи умову $\eta \to 0$ та враховуючи знак (+), щоб отримати додатні числа при (при $z < 1$), спрощений вираз набуде вигляду:

$$m_p = \frac{m_n \left(1 - z^2\right)\left(m_a + m_n\right)}{z^2 \left(m_a + m_n\right) - m_n} . \qquad (1.30)$$

Аналітичний вираз для активної маси m_a, що визначається згідно (1.23), за умови, що $\eta \to 0$ набуде спрощеного вигляду аналогічного (1.30):

$$m_a = \frac{m_n \left(1 - z^2\right)\left(m_n + m_p\right)}{z^2 \left(m_n + m_p\right) - m_n} . \qquad (1.31)$$

Спрощений вираз для проміжної маси m_n, що визначається згідно (1.24), за умови, що $\eta \to 0$, набуде вигляду

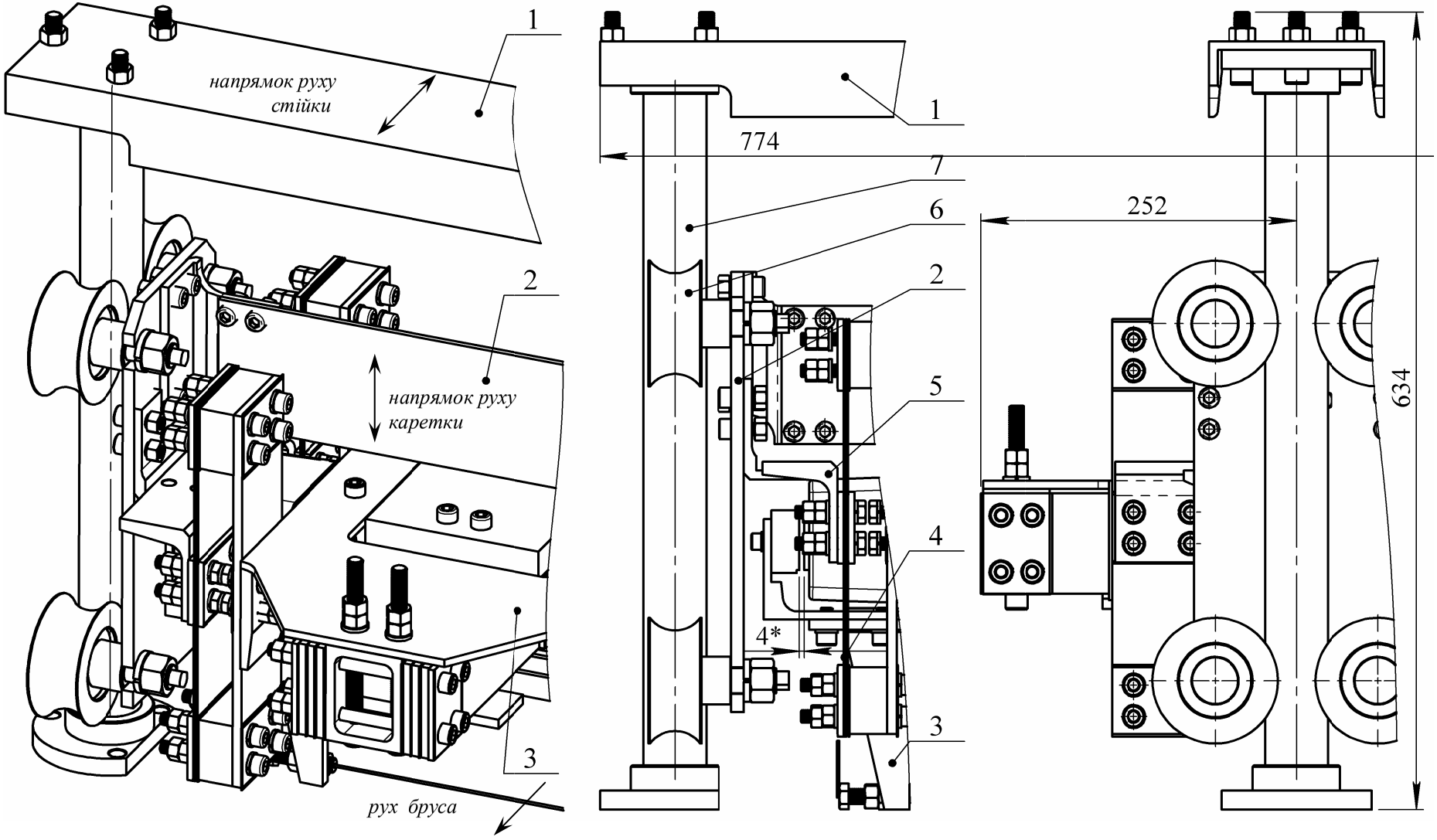
$$m_n = \frac{1}{-2\left(1-z^2\right)}\left[\left(1-z^2\right)\left(m_a+m_p\right)-\sqrt{z^4\left(m_a-m_p\right)^2-2z^2\left(m_a^2+m_p^2\right)+\left(m_a+m_p\right)^2}\right] \quad (1.32)$$

Таким чином, для розрахунку тримасових МКС в яких присутній ефект “нульової жорсткості”, необхідно користуватися виразами (1.25-1.28), (1.30-1.32).

РОЗДІЛ 2
КОНСТРУКТИВНА РОЗРОБКА ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ Д ВІБРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ РІЗКИ ЦЕГЛИ-СИРЦЯ

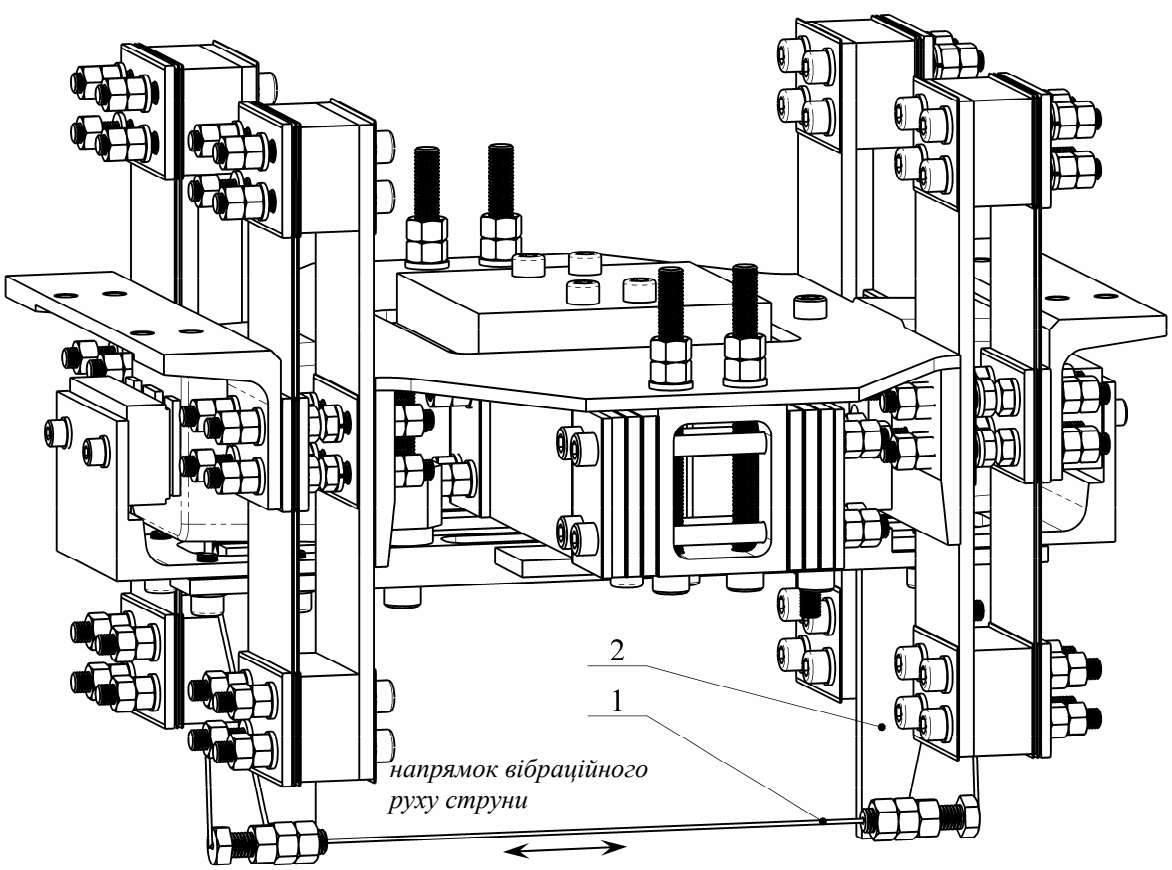
2.1. Конструкція вібраційної установки різки цегли-сирця

Запропоновано вібраційну установку різки цегли-сирця, що складається зі стійки 1, каретки 2 та вібраційної головки 3 (рис. 2.1). Каретка 2, до якої через кронштейн 5 та віброізолятори 4 кріпиться вібраційна головка, здійснює зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку по двох циліндричних направляючих 7 за допомогою пневмоциліндрів (на рис. їх не зображено). Для максимально можливого зменшення вібрацій, що передаються від вібраційної головки на стійку, окрім плоских склотекстолітових віброізоляторів 4, використано гумові коліщата 6. Сама стійка разом з кареткою та вібраційною головкою також за допомогою пневмоциліндрів періодично здійснює технологічні рухи вздовж руху бруса цегли-сирця. Вібраційний рух струни 1 (рис. 2.2), що натягнута в струнотримачах 2, здійснює вібраційна головка, яка складається з трьох основних модулів: проміжної маси (рис. 2.3, а) (вона ж виконує роль робочої), активної маси (рис. 2.3, б) та реактивної (рис. 2.3, в). Активна та проміжна маси між собою з’єднані резонансною пружною системою із склотекстолітових плоских пружних елементів 4 сумарною жорсткістю c_1. Реактивна маса 3 кріпиться до проміжної 2 за допомогою пружної системи із гумових вставок 5, виконаних із вакуумного шлангу, сумарна жорсткість яких c_2 на два порядки менша в порівнянні з жорсткістю пружної системи 4. За рахунок цього і реалізується ефект “нульової жорсткості”.

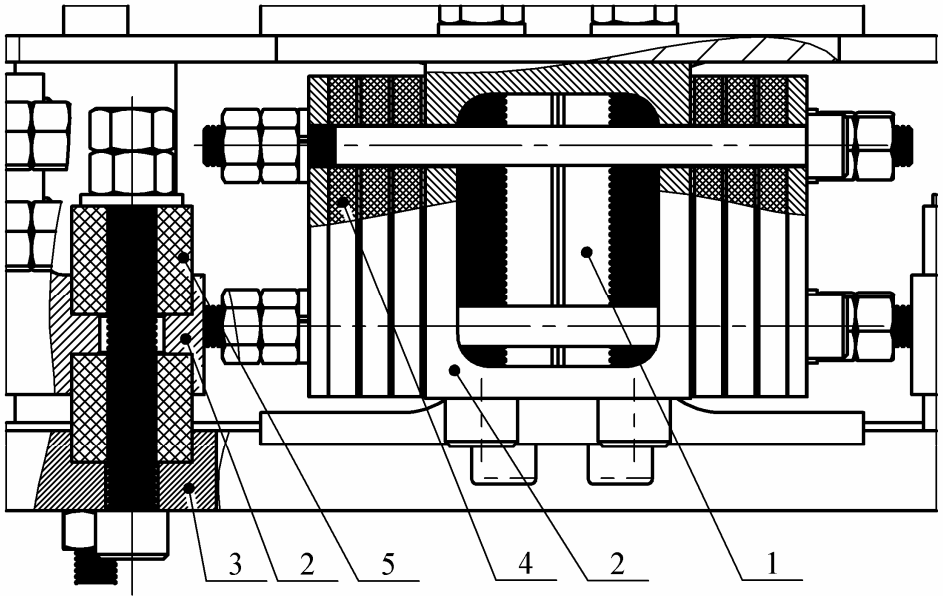


а) *б)*

Рис. 2.1. Просторовий (а) та проекційні (б) вигляди вібраційної установки різки цегли



а)



б)

Рис. 2.1. Просторовий вигляд твердотільної моделі вібраційної установки а), де: 1 – струна, 2 – струнотримач; б) фрагмент кріплення пружних елементів

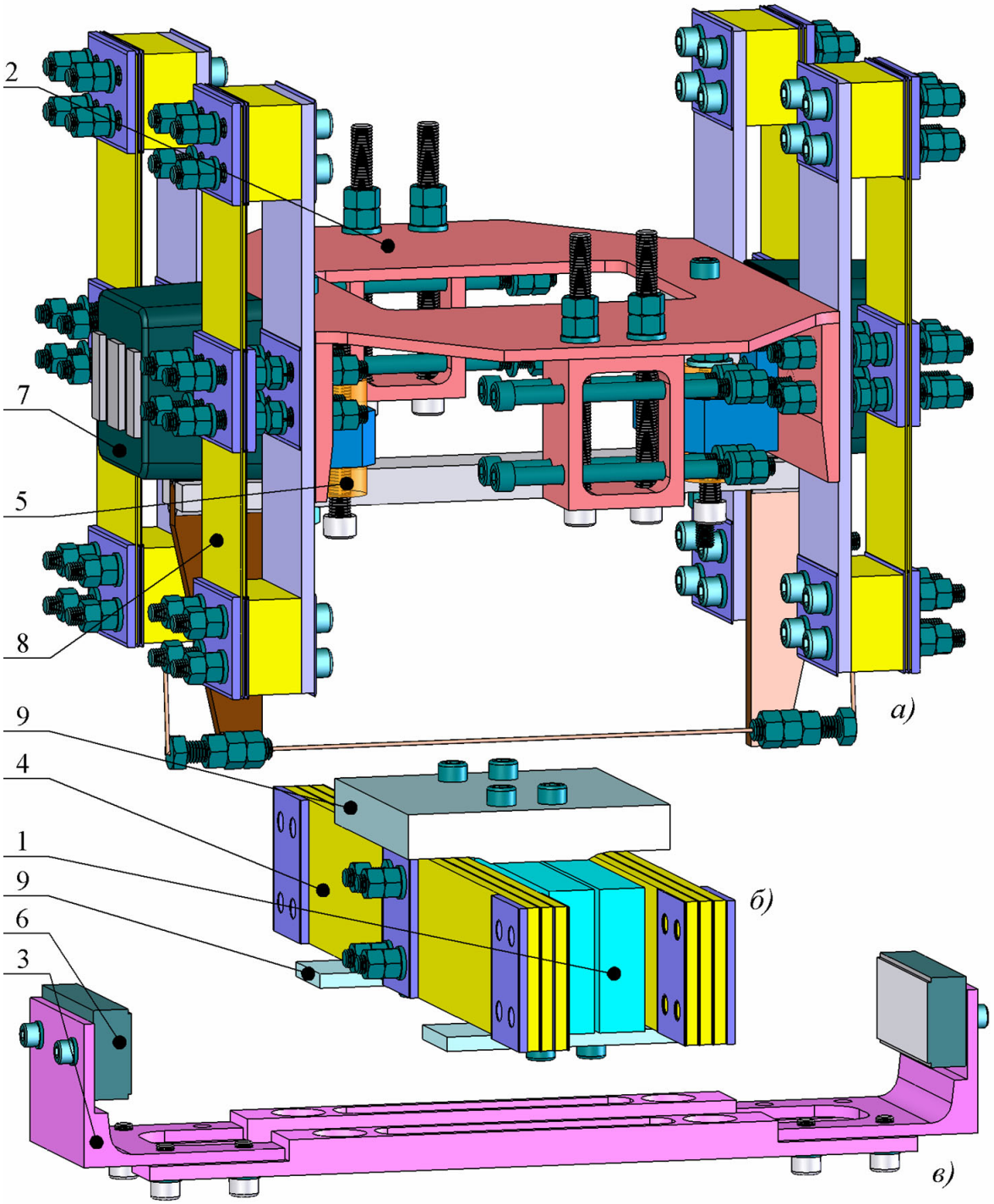


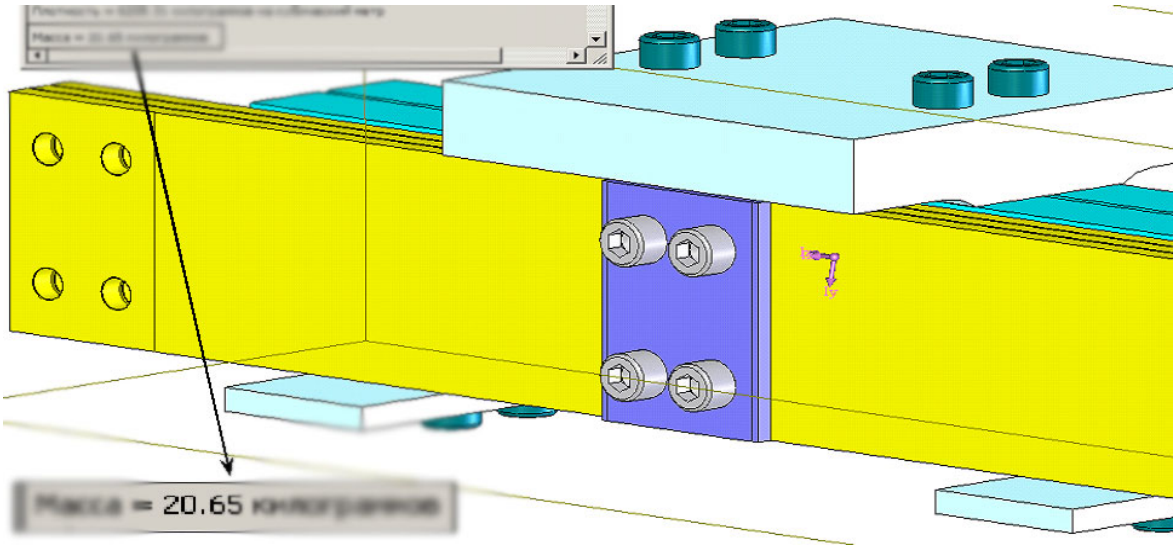
Рис. 2.2. Вигляд з рознесеними модулями твердотільної моделі вібраційної установки, де:

а), б), в) – відповідно проміжна, активна та реактивна маси

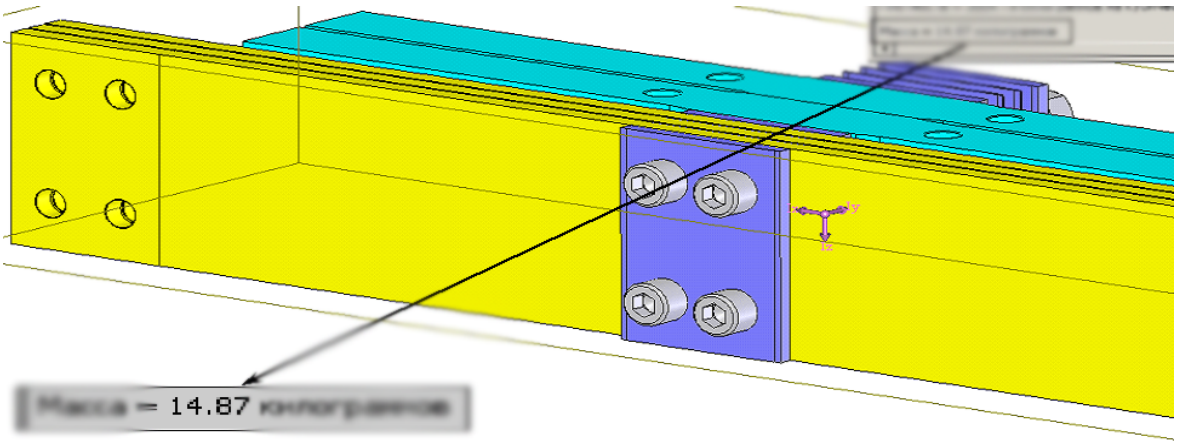
Принцип роботи вібраційної установки аналогічний попереднім установкам. Гармонійне збурювальне зусилля $p(t)$ від електромагнітних віброзбудників, котушки 7 яких ввімкнені в мережу живлення через діоди за двотактною схемою, передається на реактивну 3 та проміжну 2 маси. Активна маса 1, кінематично збуджуючись від проміжної через пружну систему 4 входить в резонанс з проміжною масою. При цьому рух активної маси відбувається в протифазі до робочої (проміжної) маси, а реактивна маса навпаки рухається синфазно до останньої. Для того, щоб уникнути паразитних кутових коливань струни, установка виготовлялась так, щоб центри мас трьох модулів (рис. 2.3) співпадали.

2.2. Визначення інерційних параметрів. Маючи в наявності просторову модель тримасової вібраційної установки, легко провести відповідне моделювання її роботи, перевірку жорсткості та міцності окремих вузлів. Перш за все визначимо інерційні параметри мас. Активна маса в сумі з налагоджувальними пластинами 9 (рис. 2.3, б), кріпленням, прокладками, частиною пружних елементів, які своєю інертністю додають маси, становить $m_a = 20.65\ кг$ (рис. 2.4, а). Її маса без налагоджувальних пластин $m_a = 14.87\ кг$ (рис. 2.4, б). Дана можливість зміни інерційних параметрів активної маси дозволяє підналагоджувати частоту власних коливань МКС вібраційної головки. В свою чергу маса робочого органа (проміжної маси) становить $m_n = 40.17\ кг$ (рис. 2.5, а). Задовольняючи умову синфазного руху коливальних мас та зважаючи на те, що активна маса може змінювати свої інерційні параметри в межах $m_a = 14.87 \ldots 20.65\ кг$, згідно формули (1.30) значення реактивної маси повинне становити в межах $m_p = 6.9 \ldots 5.26\ кг$ при $z = 0.98$. Тому, конструктивно реактивна маса

спроектована так, що її інерційне значення становить $m_p = 6.13$ *кг* (рис. 2.5, б). За цієї умови буде присутній синфазний рух між реактивною та проміжною масами.

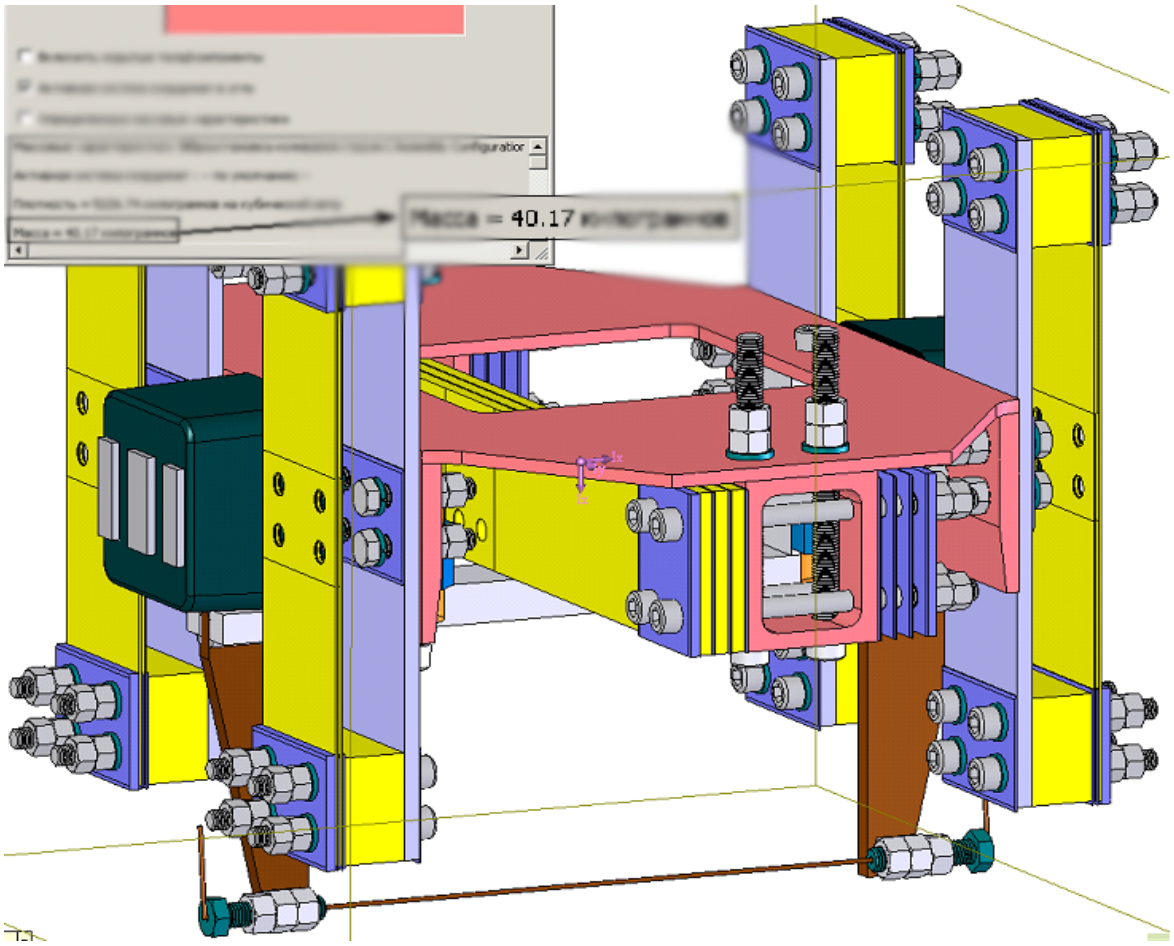


а)

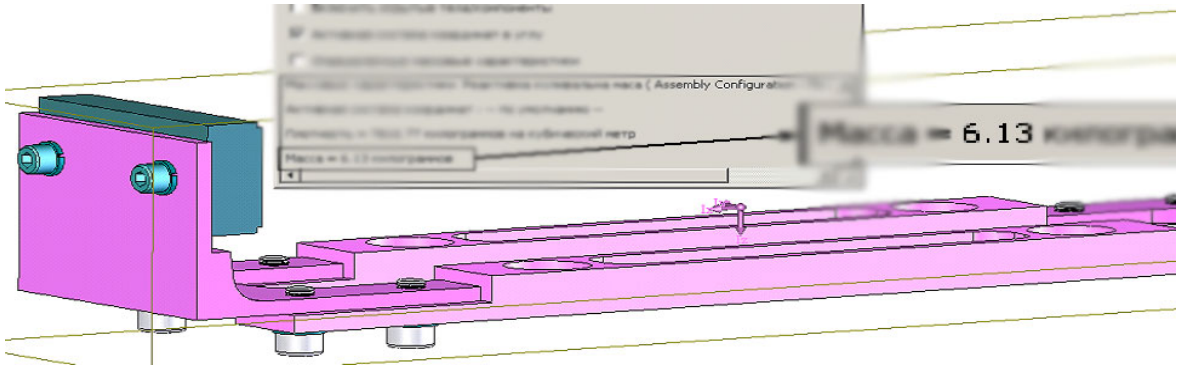


б)

Рис. 2.4. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок інерційних параметрів деталей активної маси з налагоджувальними пластинами (а) та без них (б)



а)



б)

Рис. 2.5. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2006, де проведено розрахунок проміжної маси (а) та деталей реактивної маси (б)

2.3. Визначення жорсткості пружного елемента. Взявши випадок, коли активна маса $m_a = 14.87\ кг$, необхідна жорсткість пружної системи згідно (1.29) становить $c_1 = 1.115 \cdot 10^6\ Н/м$. Приймаємо пружний елемент з наступними параметрами: $l_c = 0.17\ м$; $h = 0.08\ м$. У якості матеріалу вибираємо конструкційний склотекстоліт позитивними сторонами якого є здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Врахувавши, що коефіцієнт защемлення $k = 0.8$, кількість робочих ділянок пружного елемента $i = 12$ та значення модуля пружності ІІ-го роду вздовж основи $E = 2.1 \cdot 10^{10}\ Па$:

$$b = \sqrt[3]{\frac{c_1 l_c^3}{E h i k}} = 0.007\ м,$$

Чисельне моделювання здійснюватимемо методом скінчених елементів. Розбивши 3D модель пружного елемента на кінцеві елементи, за умови жорстко защемлених кінців, навантажуємо його по середині. Прогин від тестового зусилля в $P = 100\ Н$ (рис. 2.6) становитиме $\delta = 4.981 \cdot 10^{-4}\ м$.

Отже, жорсткість усієї пружної системи з шести пружних елементів:

$$c_1 = \frac{100 \cdot 6}{4.981 \cdot 10^{-4}} = 1.2 \cdot 10^6\ Н/м,$$

що є з певним запасом у порівнянні з розрахунком згідно (1.29) і є допустимо.

2.4. Розрахунок на міцність пружного елемента. Враховуючи, що маса робочого органа $m_n = 40.17$ *кг*, а активна має масу $m_a = 14.87$ *кг*, співвідношення амплітуд становить $n = 2.7$ *рази*. Враховуючи, що амплітуда коливань робочого органа (струни) згідно технічних умов $A = 0.5$ *мм*, отримаємо $A_{від} = 1.87$ *мм*. Жорстко защемивши в твердотільній моделі пружного елемента кінці, середній його ділянці надається зміщення $A_{від} = 2$ *мм* (рис. 2.7). Враховуючи, що для склотекстоліту $[\sigma_{-1}] = 60$ *МПа*, отримане напруження в $\sigma_{max} = 49$ *МПа* вказує на значний запас за міцністю. Користуючись спрощеною формулою (2.8), максимальне значення напруження в пружному елементі становить $\sigma_{max} = 30.5$ *МПа*. Цей результат суттєво відрізняється від розрахунку чисельним методом, що свідчить про не врахування ряду контактних умов.

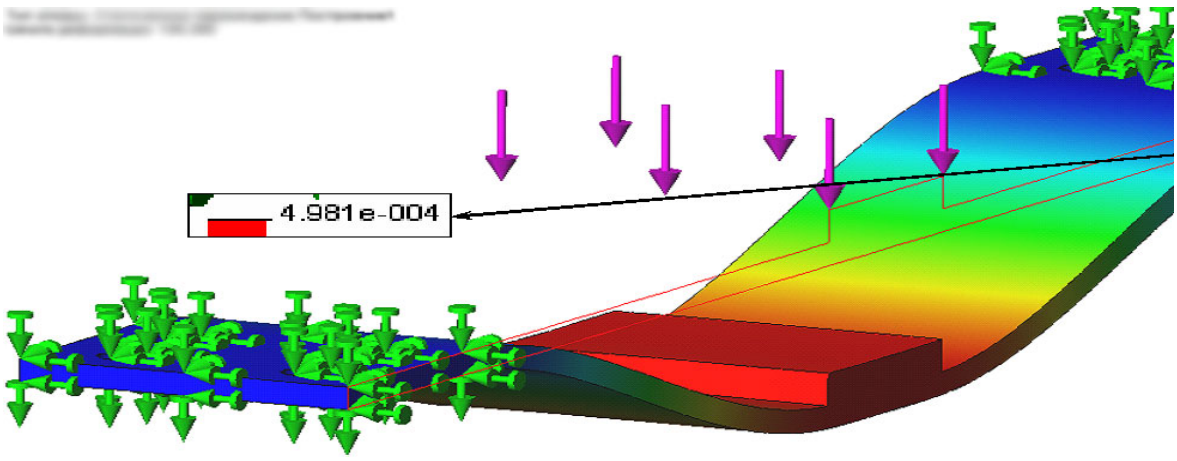


Рис. 2.6. Результат розрахунку досліджуваного пружного елемента на прогин під навантаженням в 100 *Н*

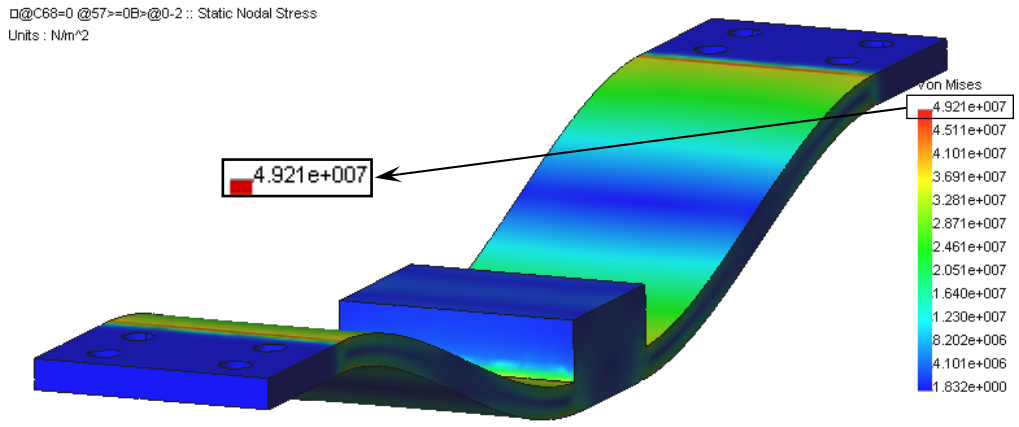


Рис. 2.7. Картина розподілу напружень під час розрахунку пружного елемента на міцність, де середня його ділянка зміщена відносно жорстко защемлених кінців на $A_{від}$

2.5. Аналіз АЧХ системи (рис. 2.8), для побудови якої було використано наступні параметри: амплітудне збурювальне зусилля, що розвиває електромагнітний віброзбудник, згідно паспортних даних, $P = 300\ H$ на повітряному проміжку $\delta = 3\ мм$. Мінімально ж необхідне згідно (1.33) або (1.34) становить $P = 430\ H$. Коефіцієнти в'язкого опору в пружних елементах $\mu = 10\ кг/с$ та на ділянці протидії руху струни в в'язкому середовищі $\mu_c = 100\ кг/с$.

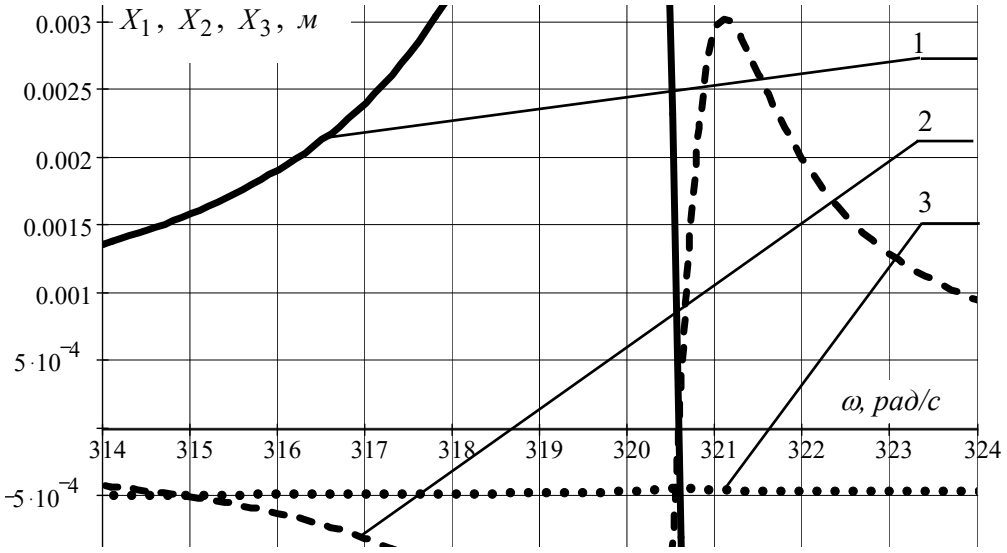


Рис. 2.8. АЧХ тримасової вібраційної установки, де 1, 2, 3 – амплітудні значення відповідно активної , проміжної (робочої) та реактивної мас

Підставляючи значення $P = 300\ H$, наведені вище коефіцієнти в'язкого опору та попередньо визначені параметри в математичну модель тримасової МКС (1.11), бачимо, що вібраційна головка працездатна (рис. 2.8). Спостерігається синфазний рух проміжної та реактивної мас на частоті збурення $\omega = 314\ рад/с$. Зважаючи на те, що повітряний проміжок буде зведений до мінімуму, збільшивши при цьому суттєво тягове зусилля, можна очікувати на значно вищі амплітуди коливань

На основі проведеного дослідження було виготовлено експериментальний зразок вібраційної установки (рис. 2.9), який успішно пройшов випробовування, забезпечивши необхідні технічні характеристики. Зріз поверхні гладкий. Руйнування кромки від виходу струни з бруса-сирця відсутнє.

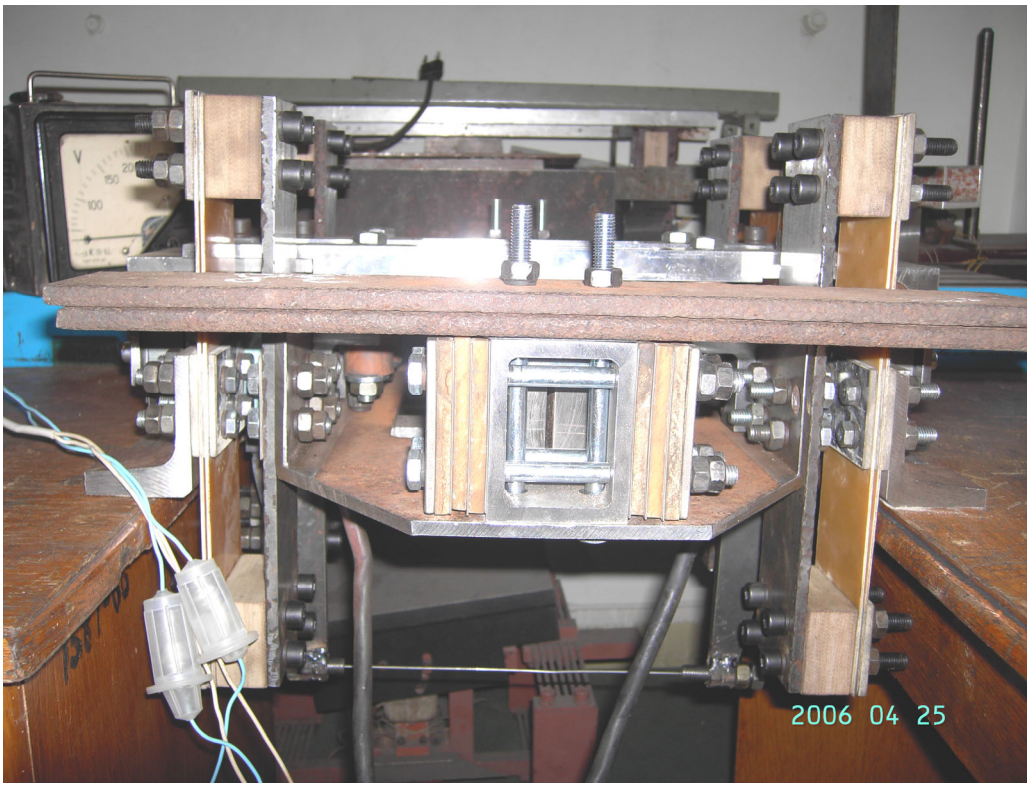


Рис. 2.9. Експериментальний зразок вібраційної установки різки бруса цегли-сирця

ВИСНОВКИ

1. Запропоновано вібраційну установку різки цегли-сирця, що складається зі стійки, каретки та вібраційної головки. Каретка, до якої через кронштейн та віброізолятори кріпиться вібраційна головка, здійснює зворотно-поступальний рух у вертикальному напрямку по двох циліндричних направляючих за допомогою пневмоциліндрів (на кресленнях їх не зображено). Для максимально можливого зменшення вібрацій, що передаються від вібраційної головки на стійку, окрім плоских склотекстолітових віброізоляторів, використано гумові коліщата. Сама стійка разом з кареткою та вібраційною головкою також за допомогою пневмоциліндрів періодично здійснює технологічні рухи вздовж руху бруса цегли-сирця.

2. В роботі проведено обґрунтування інерційних та жорсткістних параметрів вібросепаратора. Згідно наведених в записці аналітичних виразів визначені необхідні параметнри системи, які і були досягнені в моделі. Так, для резонансної пружної системи, взявши випадок, коли активна маса $m_a = 14.87\ кг$, необхідна жорсткість пружної системи згідно становить $c_1 = 1.115 \cdot 10^6\ Н/м$. Прийнято пружний елемент з наступними параметрами: $l_c = 0.17\ м$; $h = 0.08\ м$. У якості матеріалу вибрано конструкційний склотекстоліт позитивними сторонами якого є здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Врахувавши, що коефіцієнт защемлення $k = 0.8$, кількість робочих ділянок пружного елемента $i = 12$ та значення модуля пружності ІІ-го роду вздовж основи $E = 2.1 \cdot 10^{10}\ Па$, товщина пружного елемента становить $b = 0.007\ м$.

3. При розрахунку на міцність пружного елемента при $A_{від} = 2$ *мм*, для склотекстоліту коли допустиме $[\sigma_{-1}] = 60$ *МПа*, отримане напруження в $\sigma_{max} = 49$ *МПа* вказує на значний запас за міцністю.

4. Промодельована робота віброустановки, де підтверджено роботоздатність запропонованої конструкції. В роботі розглянуті питання з економічної частини та з охорони праці.