

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра комп'ютерної механіки імені Володимира Марцинковського

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

магістра

на тему: *«Аналіз нелінійних коливань ротора відцентрового компресора
225 ГЦ2-135/2-50М1245»*

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Комп'ютерна механіка

Виконав: студент групи КМ.м-91

Краснянський В.О.

Керівник: проф. Симоновський В.І.

Рецензент: Холод В.Б.

Суми – 2020

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота магістра:

Об'єкт дослідження – 3-масова модель роторної системи відцентрового компресора *225 ГЦ2-135/2-50М1245*.

Мета роботи – провести дослідження впливу на амплітуди і гармонічний склад нелінійних коливань ротора параметрів підшипників та циркуляційних сил.

Методи дослідження – аналітичний метод побудови 3-масової моделі ротора, а також чисельний метод оцінки області стійкості за допомогою застосування програмного комплексу Maple.

На основі отриманих результатів було побудовано області стійкості. Було надано аналіз запасам стійкості обертання безпосередньо в зоні робочих частот турбокомпресора. Як висновок було знайдено закономірності впливу параметрів підшипників на стійкість обертання.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Методика побудови дискретної моделі роторної системи.....	9
1.1 Об'єкт дослідження.....	9
1.2 Розрахунок власних частот і форм СЕ-моделі ротора.....	13
1.3 Висновки.....	18
2. Методика побудови неконсервативної дискретної моделі роторної системи.....	19
2.1 Розрахунок еквівалентних мас 3-масової дискретної моделі ротора.....	19
2.2 Висновки.....	25
3. Дослідження стійкості ротора турбокомпресора.....	26
3.1 Побудова нелінійної 3-масової моделі ротора.....	26
3.2 Обчислення областей стійкості за допомогою застосування програми Maple	29
3.3 Висновки.....	33
Висновки.....	34
Перелік посилань.....	35
Додаток 1.....	37
Додаток 2.....	41
Додаток 3.....	43
Додаток 4.....	48
Додаток 5.....	50
Додаток 6.....	55

СПИСОК ГОЛОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

- ω – частота обертання ротора;
- $q_{\text{п}}$ – коефіцієнт циркуляційної сили в проточній частині;
- $d_{\text{п}}$ – коефіцієнт демпфування в підшипниках;
- q – коефіцієнт циркуляційної сили
- m_i – i -та маса дискретної моделі
- МКЕ – метод кінцевих елементів;
- δ – безрозмірний коефіцієнт циркуляційних сил;
- E – модуль пружності.

ВСТУП

Турбокомпресор – компресор (нагнітач), динамічної дії, в якому дія на потік газу, який знаходиться під тиском, виконується з допомогою обертових Граток лопаток ротора. Дивлячись на це дуже доречним являється аналіз і дослідження динаміки роторів відцентрових машин.

У ролі генераторів вібрацій виступають ротори відцентрових агрегатів внаслідок гідродинамічних процесів, які відбуваються в робочих колесах, а також ущільненнях, з огляду на це часто вони являються більш сильнішими, а також ширшими за спектральним складом, якщо брати до уваги порівняння з роторами інших агрегатів. Із метою зменшення габаритних розмірів, але в свою чергу збільшення потужностей неоднаразово збільшують обертову швидкість роторів. При збільшенні параметру швидкості обертання ротора виникає ситуація, що ротор починає обертатися за першою критичною частотою, що протягом довгого часу вважалося практично неможливим. Розуміючи таку ситуацію ми можемо з впевненістю говорити, що аналіз динаміки, а також визначення таких методів, що напряду мають відношення щодо зниження вібраційної активності є одним із найголовніших напрямків у дослідженнях для того, щоб у подальшому мати змогу продовжити агрегату термін експлуатації та підвищити якість його роботи, що є дуже важливим для його подальшого використання. Із основних джерел вібрацій відцентрових агрегатів являється неврівноважений ротор, із огляду на це для подальшого аналізу, а також прогнозування їхнього вібраційного стану насамперед нам потрібні розрахунки стосовно динаміки роторів, щоб мати уявлення щодо масштабності даного впливу.

Модифікації відцентрових агрегатів із високооборотними роторами, що доволі часто працюють на границі другої критичної частоти, накладають більш жорсткі вимоги до вібраційної надійності, а отже й достовірності даних динамічних розрахунків насамперед ще на стадії проектування. Існують

програми й методи, із допомогою їх використання здійснюються розрахунки стосовно динаміки роторів, вони опираються на те, що проводять розгляд лінійних моделей роторних систем та насамперед надають нам змогу робити розрахунки форм вимушених, а також власних коливань системи ротора й критичні частоти його обертання.

Проектування відцентрових вібронадійних агрегатів в першу чергу вагомо потребує того, що потрібно зробити проведення попередньої оцінки їхньої динаміки. Але ми повинні враховувати те, що потрібна нам точність отриманих результатів буде лиш досягнена тільки в тому разі, якщо будемо застосовувати адекватні моделі, які з потрібною нам достовірністю будуть надавати опис саме тим коливальним процесам, що неодмінно відбуваються в реальних машинах. Однак, все ж таки деяким параметрам коливальних моделей доволі складно надати адекватний аналіз, гарним прикладом на це являються циркуляційні сили та коефіцієнт демпфування в підшипнику.

Опори ротора являються достатньо великим внеском у його динамічному стані, адже в них безпосередньо відбувається обертання валу. Дуже широке розповсюдження у відцентрових машинах набули підшипники ковзання, для таких підшипників властиві як явище демпфування, що приймає немалу участь у підвищенні стійкості ротору, а також явище виникнення циркуляційних сил, що насамперед являється причиною того, що відбувається втрата стійкості. Без врахування цього, їх демпфуючі властивості й жорсткість являються дуже залежними від параметру температури. Самоустановні сегментні вкладиші доволі часто застосовують у підшипниках, у яких підвищена несуча здатність та в підшипниках ковзання навантажених швидкохідних валів із метою уникнення вібрацій валів, які під час появи в підшипнику декількох зазорів, які мають клиновидну форму надають гарантію стійкості роботи підшипників. Дуже значимою перевагою підшипників із сегментними вкладишами також являється їхня спромога самостійно встановлюватись, що в першу ж чергу надає змогу їм на уникнення виникнення кромкового контакту підшипника й

цапфи, а також мати змогу працювати в достатньо широкому діапазоні робочих умов, а саме таких параметрів: робоча температура, частота обертання, величина навантаження та її напрям. Вкладиш в підшипниках ковзання є найбільш відповідальною деталлю, він безпосередньо в першу чергу бере на себе удар навантаження. У вкладишів матеріал повинен являтися достатньо стійким для того, щоб як найкраще протистояти їхньому заїданню та зношуванню, а також має володіти достатньо добрим рівнем пластичності для того, щоб коли будуть відбуватися ударні навантаження, не руйнуватись, при цьому коефіцієнт тертя вкладиша та цапфи має бути мінімальним. Крім того, ми повинні не забувати про те, що дуже бажано також, щоб був достатньо високий показник теплопровідності із метою того, щоб мати змогу як найкраще відводити тепло від поверхні тертя в підшипнику.

Експериментальні, а також натурні дослідження високооборотних турбокомпресорів надали нам дані про те, що доволі часто виникають процеси коливання, які носять властивості несинхронної прецесії, що спровоковані втраченою стійкістю. Дане явище втрати стійкості має можливість бути розглянуте та досліджене за допомогою способу чисельного інтегрування нелінійних диференціальних рівнянь дискретної багатомасової моделі ротора.

У цьому випадку для наближеного аналізу стійкості даного ротора дуже необхідно розглянути відповідну дискретну 3-масову модель. Із огляду на це, доволі актуальною проблемою являється створення дискретної лінійної консервативної, а також неконсервативної моделей, що як найточніше будуть надавати опис одним з основних властивостей реальних роторів, а також вивченню з використанням перелічених моделей динаміки роторів.

Мета роботи – дослідження областей стійкості частот обертання ротора відцентрованого турбокомпресора.

В роботі були дані на розв'язок наступні задачі:

1. За допомогою МСЕ треба оцінити дискретну 3-масову модель ротора.
2. Скласти систему диференціальних рівнянь 3-масової моделі

ротора відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навоїської ТЕС, що враховує вплив циркуляційних сил на динаміку ротора.

3. На основі отриманих результатів оцінити запаси стійкості обертання в зоні робочих частот.
4. Виявити закономірності впливу параметрів підшипників на стійкість обертання.

У магістерській роботі було застосовано два методи дослідження – аналітичний: метод побудови 3-масової моделі; чисельний: метод розрахунку власних частот й форм ротора турбокомпресора з допомогою використання програмного комплексу MathCAD, а ще й розрахунку стійкості роторної системи із застосуванням програми Maple.

Робота магістра була поділена на 3 розділи, висновки, перелік посилань, а також додатки. Перший розділ насамперед був присвячений наведенням даних щодо об'єкту, який досліджується в роботі, а також у ньому були проведені обчислення власних частот та форм коливань ротора з метою подальшого формування дискретної лінійної моделі ротора. У другому розділі було надано безпосередньо опис методу побудування 3-масової моделі ротора. У третьому розділі йдеться стосовно аналізу областей стійкості частоти обертання ротора.

1. МЕТОДИКА ПОБУДОВИ ДИСКРЕТНОЇ МОДЕЛІ РОТОРНОЇ СИСТЕМИ

1.1 Об'єкт дослідження

Об'єктом дослідження являється ротор (Рис. 1.1) відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навойської ТЕС.. Досліджуваний турбокомпресор застосовується на теплоелектростанціях задля перекачування газу для турбін. Схема ротора наведена на (Рис. 1.2). Технічні характеристики відцентрового компресора надані в (Таб. 1.1).

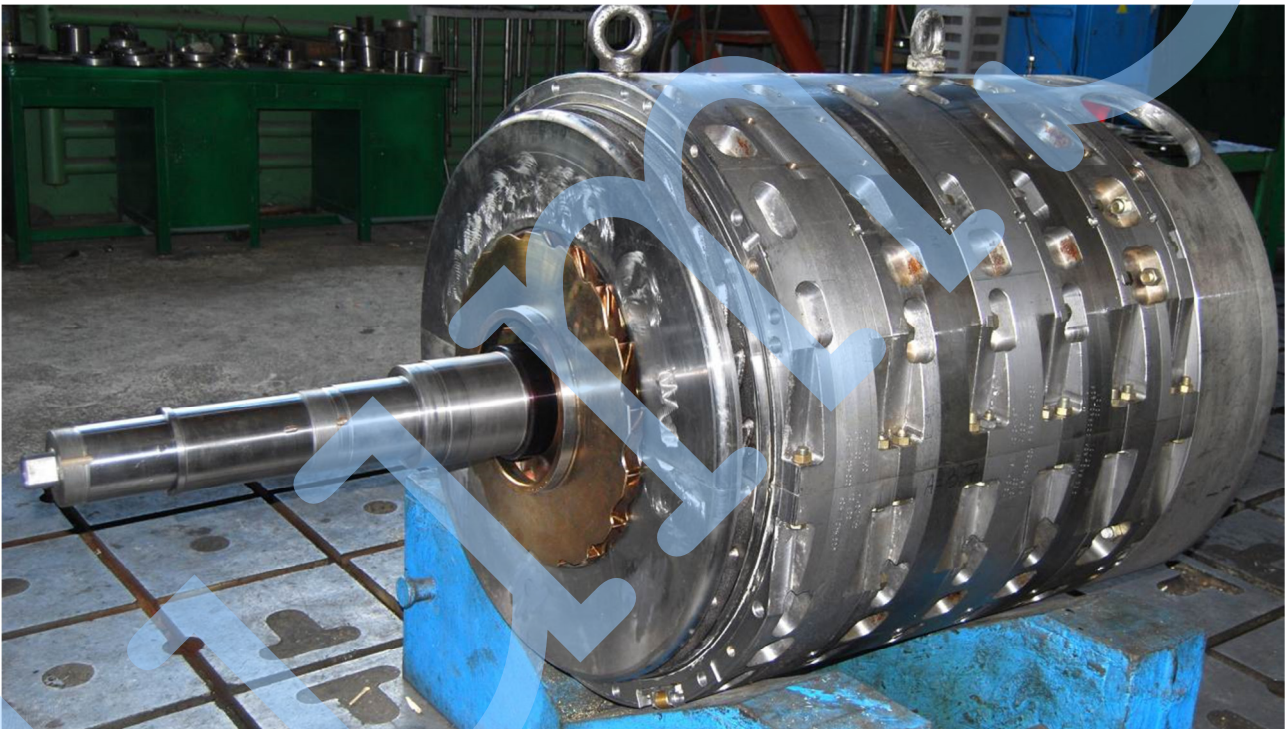


Рисунок 1.1 – Ротор відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навойської ТЕС

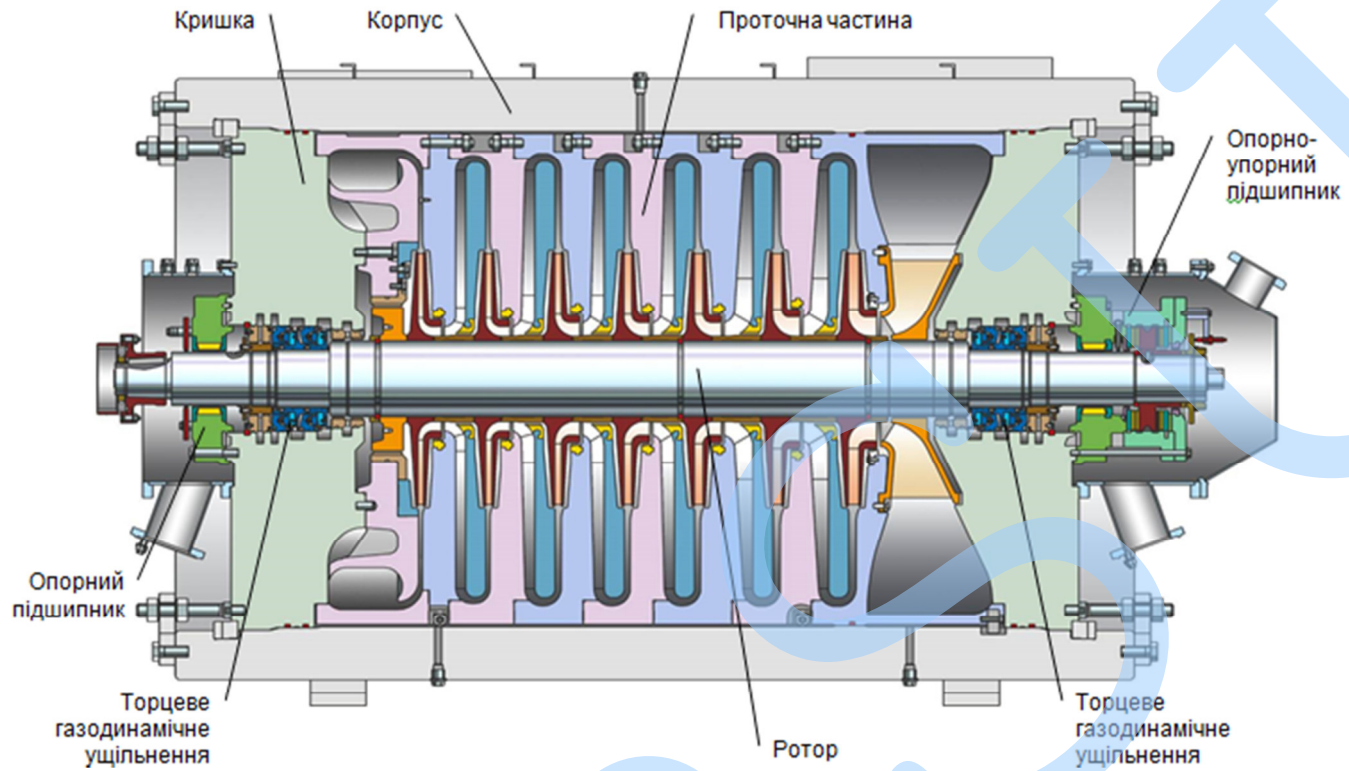


Рисунок 1.2 – Схема відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245
ДКС Навойської ТЕС

Параметри	Числове значення
Продуктивність, приведена до температури 273 К (0 °С) і тиску 0,101 МПа (1,033 кг / см ²), м ³ / с (млн.м ³ / добу), не менше	25 (2.16)
продуктивність об'ємна, наведена до початкових умов, м ³ / с (м ³ / хв), не менше	2.279 (136.76)
Тиск початковий, абсолютний, МПа (кгс / см ²) номінальний	1.20 (12.23)
Тиск кінцевий, абсолютний, МПа (кгс / см ²) номінальний	4.95 (50.46)
Відношення тисків (розрахункове)	4.125
Політропний ККД компресора, %, не менше	70
Частота обертання ротора компресора, розрахункова, з ⁻¹ (об / хв)	148.7 (8919)
Номінальна (розрахункова) потужність, споживана компресором, МВт	7.325
Температура газу на вході в компресор, розрахункова, К (°С)	301.1 (+28)
Підвищення температури газу в компресорі на номінальному режимі, (розрахункове), °С	155.7
Коефіцієнт стисливості за умовами входу в компресор.	0.977

Таблиця 1.2 – Технічні характеристики відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навойської ТЕС

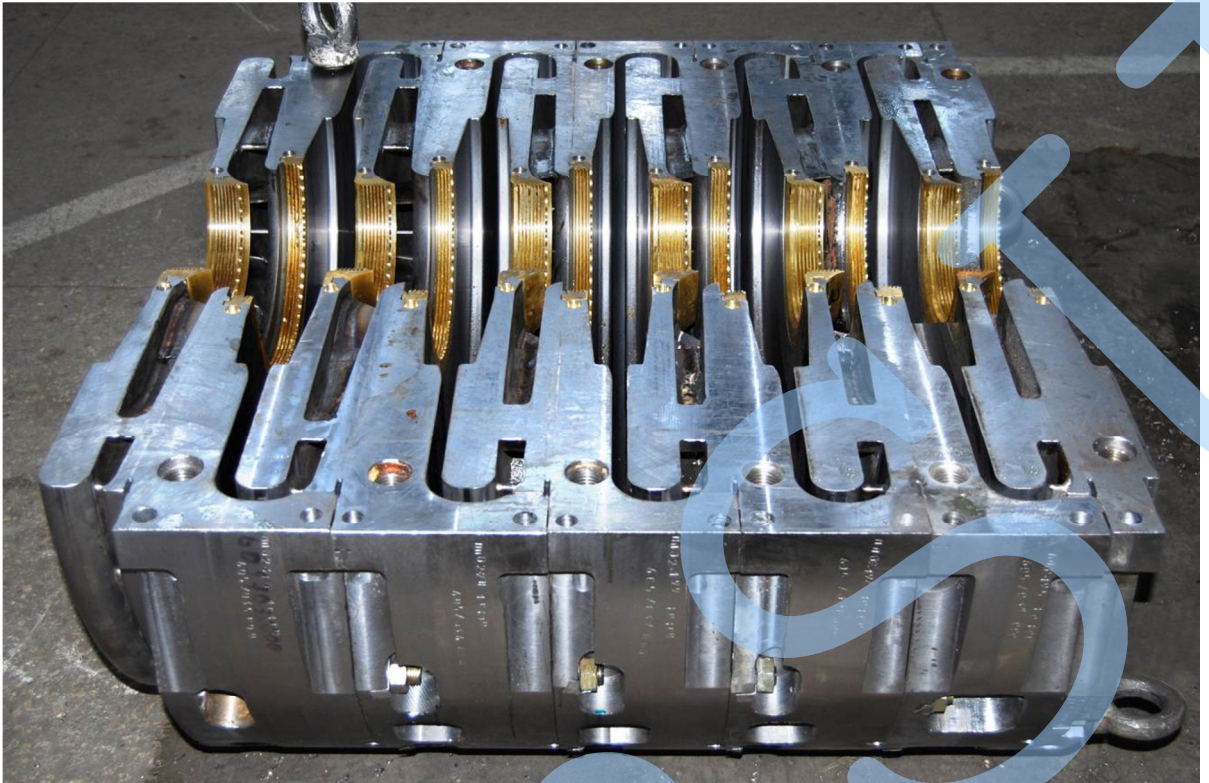


Рисунок 1.3 – Проточна частина відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навоїської ТЕС

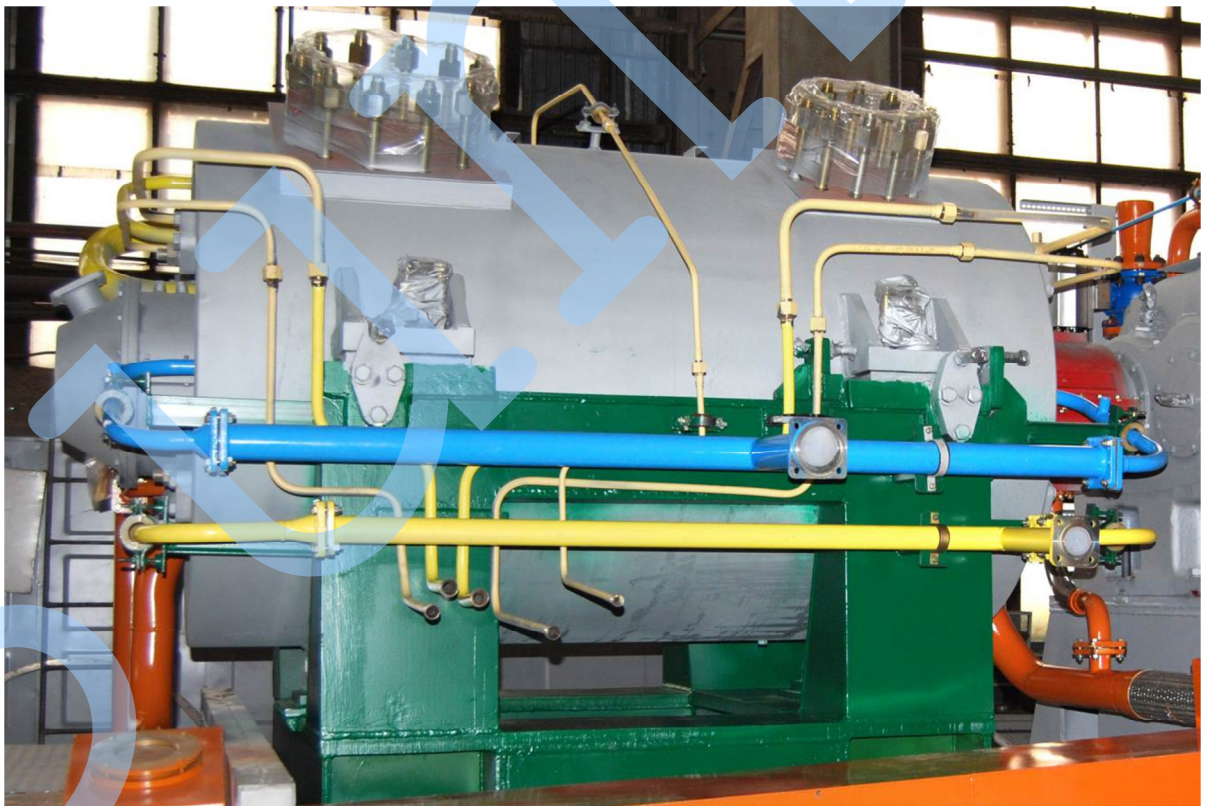


Рисунок 1.4 – Вид в зборі відцентрового компресора 225 ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навоїської ТЕС

1.2 Розрахунок власних частот і форм СЕ-моделі ротора

Для того, щоб мати змогу надати оцінку характеру поведінки ротора нам в першу чергу необхідно скористатися деякими математичними моделями, які отримують на базі кінцевих елементів. Таким чином для того, щоб мати змогу прорахувати власні частоти й форми, було застосовано СЕ-модель (МКЕ), а також програму. Модель ротора було побудовано відповідно з тими параметрами ділянок, які були наведені в (Таб. 1.1). Кожна ділянка ротора компресора описуються наступними параметрами: зовнішнім, а також внутрішнім діаметрами, довжиною, величиною зосередженої точкової маси, а крім названого коефіцієнтом жорсткості на самому початку ділянки. Належна розрахункова схема була представлена на (Рис 1.5). Модуль пружності $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Па, густина матеріалу $\rho = 7.85 \cdot 10^3$ кг/м³.

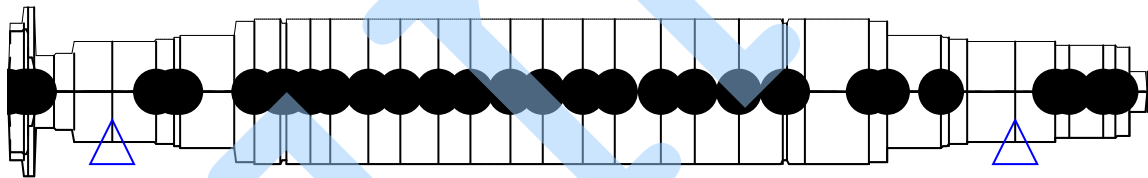


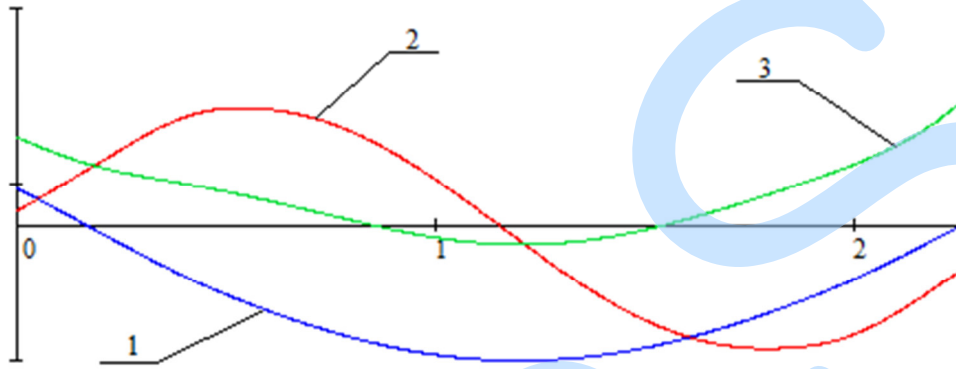
Рисунок 1.5 – Розрахункова схема ротора ;● - місце розташування зосередженої точкової маси;

△ - місце розташування пружної опори ротора.

У результаті обчислень було отримано перші три критичні частоти:

$$\omega = (326 \ 1174 \ 1990) \text{ c}^{-1}.$$

Власні форми коливання ротора, що ми отримали, були наведені в (Граф. 1.1). Значення функцій власних форм були надані в (Таб. 1.2.) Модель ротора, який був побудований згідно з параметрами ділянок, а також значення функцій форм і власні форми на перших 3-х критичних частотах приведені в Додатку А.



Графік 1.1 – Власні форми перших 3-х критичних частот

	1	2	3
1	0.071	0.027	0.166
2	0.057	0.043	0.156
3	0.052	0.048	0.152
4	0.046	0.054	0.148
5	0.027	0.075	0.134
6	0.01	0.094	0.123
7	-0.026	0.134	0.105
8	-0.066	0.178	0.09
9	-0.081	0.193	0.084
10	-0.088	0.198	0.082
11	-0.13	0.221	0.065
12	-0.143	0.222	0.057
13	-0.161	0.219	0.047
14	-0.164	0.219	0.045
15	-0.178	0.212	0.036
16	-0.19	0.204	0.028
17	-0.21	0.181	0.011
18	-0.223	0.156	$-7.664 \cdot 10^{-4}$
19	-0.237	0.118	-0.014
20	-0.246	0.081	-0.024
Y = 21	-0.253	0.032	-0.032
22	-0.255	$-9.831 \cdot 10^{-3}$	-0.036
23	-0.255	-0.06	-0.035
24	-0.251	-0.1	-0.031
25	-0.242	-0.15	-0.02
26	-0.231	-0.18	$-7.755 \cdot 10^{-3}$
27	-0.214	-0.209	0.011
28	-0.193	-0.227	0.033
29	-0.19	-0.228	0.036
30	-0.179	-0.232	0.046
31	-0.141	-0.229	0.081
32	-0.128	-0.224	0.093
33	-0.087	-0.192	0.128
34	-0.081	-0.186	0.134
35	-0.066	-0.168	0.148
36	-0.023	-0.114	0.199
37	0.014	-0.066	0.257
38	0.026	-0.05	0.279
39	0.057	-0.01	0.338
40	0.068	$3.154 \cdot 10^{-3}$	0.358
41	0.08	0.019	0.382
42	0.095	0.039	0.412

Таблиця 1.2 – Значення функцій власних форм коливань ротора, що обчислені із застосуванням МПП

№	Z см	D см	D_0 см	M кг	Жорсткість опори
1	3.35	16.00	14.10	3.50	
2	1.10	19.80	14.80	1.28	
3	1.30	19.80	8.20	0.84	
4	4.50	8.40	0.00	2.50	
5	4.00	8.90	0.00	0.00	
6	8.40	12.00	0.00	0.00	
7	9.60	12.00	0.00	0.00	$C_{оп} = 3 \cdot 10^{-8}$ Н/м
8	3.90	12.30	0.00	4.00	
9	1.60	12.60	0.00	6.40	
10	11.80	13.00	0.00	6.40	
11	4.20	16.50	0.00	0.00	
12	5.80	17.00	0.00	0.62	
13	1.20	15.90	0.00	0.80	
14	5.00	17.00	0.00	25.20	
15	4.50	17.00	0.00	39.20	
16	8.50	17.00	0.00	4.60	
17	6.70	17.00	0.00	39.50	
18	8.30	17.00	0.00	4.80	
19	7.20	17.00	0.00	40.90	
20	8.60	17.00	0.00	4.60	
21	7.10	17.00	0.00	41.20	
22	8.55	17.00	0.00	4.50	
23	7.30	17.00	0.00	41.30	
24	10.00	17.00	0.00	5.50	
25	7.40	17.00	0.00	41.70	
26	9.40	17.00	0.00	5.30	
27	9.50	17.00	0.00	42.20	
28	1.20	15.90	0.00	0.90	
29	4.00	17.00	0.00	1.60	
30	13.60	17.00	0.00	0.00	
31	4.20	16.50	0.00	6.40	
32	11.80	13.00	0.00	6.40	
33	1.60	12.60	0.00	4.00	
34	3.90	12.30	0.00	0.00	
35	10.55	12.00	0.00	0.00	
36	8.90	12.00	0.00	0.00	$C_{оп} = 3 \cdot 10^{-8}$ Н/м
37	3.00	10.70	0.00	9.36	
38	7.50	10.70	0.00	1.60	
39	2.55	10.70	0.00	2.00	
40	3.05	10.20	0.00	1.30	
41	3.80	4.60	0.00	0.00	

Таблиця 1.3 – Розрахункові параметри досліджуваного ротора

У таблиці були надані параметри, які мають пряме відношення до ділянок ротора, на які він поділений, для кожної з ділянок вносяться такі параметри: z – довжина ділянки, D – зовнішній діаметр ротора на ділянці, D_0 – внутрішній діаметр ротора на ділянці, M – зосереджена маса на ділянці, $C_{оп}$ – жорсткість опори на ділянці .

1.3 Висновки

У даному розділі був проведений розгляд СЕ - модель ротора, на її базі були здійснені обчислення власних форм і частот коливань ротора турбокомпресора, який розглядаємо в роботі та були наведені певні відомості з приводу об'єкту, який досліджуємо. У роботі, що ми провели було отримано перші три критичні частоти, що дорівнюють таким значенням:
 $\omega = (326 \ 1174 \ 1990) \text{ c}^{-1}$.

2.МЕТОДИКА ПОБУДОВИ НЕКОНСЕРВАТИВНОЇ ДИСКРЕТНОЇ МОДЕЛІ РОТОРНОЇ СИСТЕМИ

2.1 Розрахунок еквівалентних мас 3-масової дискретної моделі ротора

Схема неконсервативної 3-масової дискретної моделі ротора надана на (Рис. 2.1). Із допомогою застосування СЕ-моделі у виконаній роботі ми отримали такі дані: коефіцієнти впливу γ_{ij} сил F_j , що прикладені в j -точці на переміщення x_i i -ї точки, в додаток було отримано результати параметрів власних частот, а також власні форми ротора. Маючи ці дані у нас є достатньо умов, щоб перейти до розрахунку еквівалентних мас 3-масової дискретної моделі ротора.

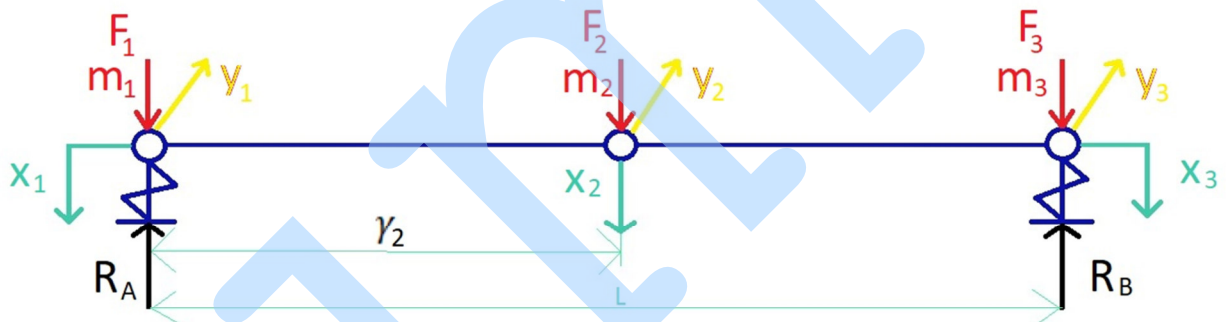


Рисунок 2.1 – Схема 3-масової дискретної моделі ротора

Зробимо запис системи диференціальних рівнянь руху ротора для 3-масової моделі, яка матиме вигляд:

$$\begin{cases} x_1 = \gamma_{11}F_1 + \gamma_{12}F_2 + \gamma_{31}F_3 \\ x_2 = \gamma_{12}F_1 + \gamma_{22}F_2 + \gamma_{32}F_3 \\ x_3 = \gamma_{13}F_1 + \gamma_{32}F_2 + \gamma_{33}F_3 \end{cases} \quad (2.1)$$

У скороченій формі дана система буде мати такий вигляд:

$$x_i = \sum_{j=1}^3 \gamma_{ij} \cdot F_j \quad (2.2)$$

$$\bar{\gamma} = (\gamma_{ij}) = \begin{pmatrix} 3.333 \cdot 10^{-9} & 1.743 \cdot 10^{-9} & 1.441 \cdot 10^{-15} \\ 1.743 \cdot 10^{-9} & 2.098 \cdot 10^{-8} & 1.591 \cdot 10^{-9} \\ 1.441 \cdot 10^{-15} & 1.591 \cdot 10^{-9} & 3.333 \cdot 10^{-9} \end{pmatrix}$$

Із застосуванням принципу Д'Аламбера в останні співвідношення підставимо рівність:

$$F_j = -m_j \cdot \ddot{x}_j \quad (2.3)$$

У результаті підстановки рівності (2.3) у систему рівнянь (2.1), ми отримаємо систему диференціальних рівнянь вільних коливань лінійної 3-масової моделі ротора, що буде мати такий вигляд:

$$\begin{cases} x_1 = -\gamma_{11}F_1\ddot{x}_1 - \gamma_{12}F_2\ddot{x}_2 - \gamma_{31}F_3\ddot{x}_3 \\ x_2 = -\gamma_{12}F_1\ddot{x}_1 - \gamma_{22}F_2\ddot{x}_2 - \gamma_{32}F_3\ddot{x}_3 \\ x_3 = -\gamma_{13}F_1\ddot{x}_1 - \gamma_{32}F_2\ddot{x}_2 - \gamma_{33}F_3\ddot{x}_3 \end{cases} \quad (2.4)$$

З метою, щоб знайти розв'язок переміщення дискретних мас x_i надамо у вигляді таку рівність:

$$x_i = M_i \sin(\omega t) \quad (2.5)$$

Після операції підстановки рівності (2.5) у систему (2.4), є необхідність зробити скорочення на $\sin(\omega t)$, а також потім зробити заміну на $\omega^2 = \frac{1}{W}$, після цього ми отримаємо рівність:

$$W \cdot M_i = \sum_{j=1}^3 \gamma_{ij} \cdot m_j \cdot M_j \quad (2.6)$$

Так як внаслідок розрахунку СЕ-моделі нам стали відомі власні частоти ω_k (а це вказує на те, що й стали відомі й відповідні W_k), а також відносні амплітуди коливань на власних частотах $U_i^{(k)}$ (i – номер маси; k – номер власної частоти;), дивлячись на це ми можемо перейти безпосередньо до розгляду задачі оцінювання, за параметри якої будемо брати маси дискретної моделі (2.7).

Перепишемо рівність (2.6) у вигляді:

$$\bar{G} = \bar{K} \cdot \bar{m} \quad (2.7)$$

Де \bar{K} – матриця розмірністю (9×3) , яка має вигляд:

$$\bar{K} = \begin{bmatrix} \gamma_{11} U_1^{(1)} & \gamma_{12} U_2^{(1)} & \gamma_{13} U_3^{(1)} \\ \gamma_{21} U_1^{(1)} & \gamma_{22} U_2^{(1)} & \gamma_{23} U_3^{(1)} \\ \gamma_{31} U_1^{(1)} & \gamma_{32} U_2^{(1)} & \gamma_{33} U_3^{(1)} \\ \gamma_{11} U_1^{(2)} & \gamma_{12} U_2^{(2)} & \gamma_{13} U_3^{(2)} \\ \gamma_{21} U_1^{(2)} & \gamma_{22} U_2^{(2)} & \gamma_{23} U_3^{(2)} \\ \gamma_{31} U_1^{(2)} & \gamma_{32} U_2^{(2)} & \gamma_{33} U_3^{(2)} \\ \gamma_{11} U_1^{(3)} & \gamma_{12} U_2^{(3)} & \gamma_{13} U_3^{(3)} \\ \gamma_{21} U_1^{(3)} & \gamma_{22} U_2^{(3)} & \gamma_{23} U_3^{(3)} \\ \gamma_{31} U_1^{(3)} & \gamma_{32} U_2^{(3)} & \gamma_{33} U_3^{(3)} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

\bar{G} – вектор-стовпець розмірністю (9×3) :

$$\bar{G} = \begin{bmatrix} \beta_1 U_1^{(1)} \\ \beta_1 U_2^{(1)} \\ \beta_1 U_3^{(1)} \\ \beta_2 U_1^{(2)} \\ \beta_2 U_2^{(2)} \\ \beta_2 U_3^{(2)} \\ \beta_3 U_1^{(3)} \\ \beta_3 U_2^{(3)} \\ \beta_3 U_3^{(3)} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

\bar{m} – вектор-стовпець еквівалентних мас розмірністю (3×1) :

$$\bar{m} = \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_2 \end{bmatrix} \text{ кг} \quad (2.10)$$

Із застосуванням формули лінійної регресії ми отримали величини, котрі шукали:

$$\bar{m} = [K^T \bar{K}]^{-1} \bar{K}^T \bar{G} \quad (2.11)$$

У підсумку розрахунків було отримано значення величин еквівалентних мас ротора, які дорівнюють:

$$\bar{m} = \begin{bmatrix} 409.136 \\ 443.418 \\ 259.965 \end{bmatrix} \text{ кг} \quad (2.12)$$

Адекватність сформованої 3-масової моделі ротора було перевірено на базі застосування порівнянь значень критичних (власних) коливань ротора. Похибки в значеннях були визначені за допомогою формули (2.13):

$$\varepsilon_k = \frac{\omega_k - \omega_k^*}{\omega_k^*} \% \quad (2.13)$$

де ω_k – критична частота коливань дискретної 3-масової моделі;
 ω_k^* - відповідна власна частота коливань ротора СЕ-моделі.

Із використання умови нетривіального розв'язку системи (2.6) відносно амплітуд U_k , було знайдено параметри власних частот дискретної 3-масової моделі після того, як зробили побудову системи, яка має вигляд:

$$\Delta(W) = \begin{bmatrix} \gamma_{11}m_1 - W & \gamma_{12}m_2 & \gamma_{13}m_3 \\ \gamma_{21}m_1 & \gamma_{22}m_2 - W & \gamma_{23}m_3 \\ \gamma_{31}m_1 & \gamma_{32}m_2 & \gamma_{33}m_3 - W \end{bmatrix} = 0 \quad (2.14)$$

У результаті виконаних розрахунків було знайдено параметри критичних частот коливань 3-масової моделі:

$$\omega_k = \begin{bmatrix} 326 \\ 1174 \\ 1990 \end{bmatrix} \text{ рад/с} \quad (2.15)$$

Власні частоти коливань ротора СЕ-моделі дорівнюють значенням:

$$\omega_k^* = \begin{bmatrix} 326.183 \\ 954.687 \\ 1407 \end{bmatrix} \text{ с}^{-1} \quad (2.16)$$

Після розрахунків, які були здійснені, знайдено значення, що як наслідок підставляємо в формулу (2.13), після підстановки ми отримуємо наступні значення величини похибки, які є рівними:

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} 0.056 \\ -18.681 \\ -29.282 \end{bmatrix} \% \quad (2.17)$$

У результаті було виявлено, що похибки в значеннях є прийнятними, що дають нам змогу продовжити розрахунок. Пророблені обчислення були представлені в Додатку 2.

2.2 Висновки

У даному розділі було зроблено опис стосовно методу побудови 3-масової моделі, був проведений розрахунок еквівалентних мас для ротора турбокомпресора, що ми розглядаємо, а також були отримані критичні частоти й власні форми коливання роторної системи за допомогою використання СЕ-моделі.

Також із розрахунків було надано оцінку щодо похибок критичних (власних) частот СЕ-моделі та 3-масової дискретної моделі, які мають такий результат: 0.056%, -18.681% і -29.282% для перших 3-х критичних частот.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РОТОРА ТУРБОКОМПРЕСОРА

3.1 Побудова нелінійної 3-масової моделі ротора

Для проведення дослідів складних нелінійних динамічних процесів роторів відцентрових машин, на сьогоднішній день почали широко використовувати багатомасові дискретні моделі з високим порядком. У проточній частині, підшипниках та щілинних ущільненнях методи розрахунку динамічної стійкості роторів вивчені недостатньо. Це пояснюється тим, що для більшості відцентрових компресорів робочий діапазон швидкостей обертання роторів не перевищує першої подвоєної критичної (власної) частоти обертання, яка обчислена для багатомасової консервативної системи, в якій динамічна стійкість завжди забезпечується. Для таких випадків розрахунки не представляють великого інтересу й у зв'язку з цим не проводяться.

Порушення осьової симетрії відбувається в зв'язку з тим, що існують технологічні відхилення під час виготовлення, неточність складання та конструктивні особливості роторів. Усі похибки під час процесу виготовлення роторів призводять до тих ознак, що центри мас для деяких перетинів не співпадають з геометричним центром мас перетинів.

У представленій роботі буде проводитися дослідження впливу параметрів циркуляційних сил на динамічну стійкість методом чисельного інтегрування рівнянь коливань середньої лінії ротора. Стан вібрацій досліджуваного ротора був взятий за основу аналізу.

Нелінійна 3-масова модель була побудована на базі методики, яку розглянули, із метою надання аналізу динаміці досліджуваного ротора. Диференційні рівняння коливань дискретної моделі ротора в загальній формі мають вигляд (2.2), або в розгорнутій формі (2.5). Розрахункова схема 3-масової моделі була наведена на рисунку (3.1):

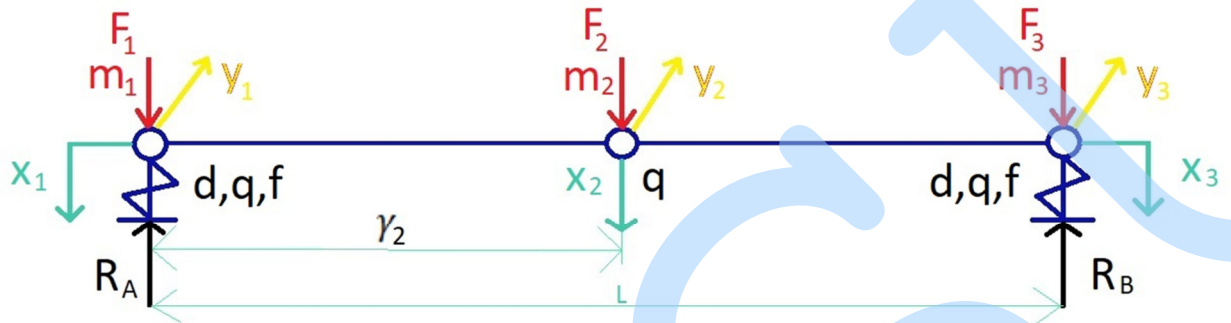


Рисунок 3.1 – Нелінійна 3-масова модель роторної системи

Де d – коефіцієнт демпфування в підшипниках, f – коефіцієнт нелінійної складової жорсткості масляного шару, $q = \delta \omega d$ – коефіцієнт циркуляційної сили в підшипниках, δ – безрозмірний коефіцієнт циркуляційної сили, $q_{\text{п}}$ – коефіцієнт циркуляційної сили в проточній частині. Параметри коефіцієнтів d, q, f були прийняті однаковими для обох опор.

$$\begin{cases} x_1 = \gamma_{11}F_{1x} + \gamma_{12}F_{2x} + \gamma_{13}F_{3x} \\ y_1 = \gamma_{11}F_{1y} + \gamma_{12}F_{2y} + \gamma_{13}F_{3y} \\ x_2 = \gamma_{21}F_{1x} + \gamma_{22}F_{2x} + \gamma_{23}F_{3x} \\ y_2 = \gamma_{21}F_{1y} + \gamma_{22}F_{2y} + \gamma_{23}F_{3y} \\ x_3 = \gamma_{31}F_{1x} + \gamma_{32}F_{2x} + \gamma_{33}F_{3x} \\ y_3 = \gamma_{31}F_{1y} + \gamma_{32}F_{2y} + \gamma_{33}F_{3y} \end{cases} \quad (3.1)$$

Де, F_{ix} – проекції сил, які діють на i -ту дискретну масу, на вісь x ; F_{iy} – проекції сил, які діють на i -ту дискретну масу, на вісь y .

Дія сил інерції приходить на дискретні маси, на другу масу в добавок до сили інерції приймалась змушуюча діюча сила у вигляді циркуляційної сили, вона приймалась еквівалентній 2-й дискретній масі, у точках 1 та 3 – на місці, де встановлені підшипники до сили інерції підключаються сили, які

виникають у підшипниках, а саме циркуляційна та демпфуюча сили. Вирази сил, що входять у рівняння системи коливань ротора представимо у вигляді:

$$\begin{aligned}
 F_{1x} &= -m_1\omega_H \frac{d^2x_1}{d\tau^2} - d_{\text{п}}\omega_H \frac{dx_1}{d\tau} - f \cdot (x_1^2 + y_1^2) \cdot x_1 - q_{\text{п}}y_1, \\
 F_{2x} &= -m_2\omega_H \frac{d^2x_2}{d\tau^2} + m_2e\omega_{\text{отн}}^2\omega_H^2 \cos \omega_{\text{отн}}\tau - q_{\text{пч}}y_2, \\
 F_{3x} &= -m_3\omega_6 \frac{d^2x_3}{d\tau^2} - d_{\text{п}}\omega_H \frac{dx_3}{d\tau} - f \cdot (x_3^2 + y_3^2) \cdot x_3 - q_{\text{п}}y_3, \\
 F_{1y} &= -m_1\omega_H \frac{d^2y_1}{d\tau^2} - d_{\text{п}}\omega_H \frac{dy_1}{d\tau} - f \cdot (y_1^2 + x_1^2) \cdot y_1 + q_{\text{п}}x_1, \\
 F_{2y} &= -m_2\omega_H \frac{d^2y_2}{d\tau^2} + m_2e\omega_{\text{отн}}^2\omega_H^2 \sin \omega_{\text{отн}}\tau + q_{\text{пч}}x_2, \\
 F_{3y} &= -m_3\omega_H \frac{d^2y_2}{d\tau^2} - d_{\text{п}}\omega_H \frac{dy_H}{d\tau} - f \cdot (y_5^2 + x_5^2) \cdot y_5 + q_{\text{п}}x_5,
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

де буде введено такі параметри: $\tau = \omega_6 t$, $q_{\text{п}} = \delta \omega d_{\text{п}}$;

у якості основної частоти було прийнято: $\omega_6 = \omega_p = 954 \text{ с}^{-1}$.

Система (3.1) разом із виразами для проєкцій сил, що діють на i -ту дискретну масу, на ось x та y : (3.2) як результат представляє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь коливань центра ротора, що має можливість бути проінтегрованою чисельно з допомогою застосування сучасних програмних комплексів, таких як програма Maple.

Із добопомогою використання безпосереднього інтегрування системи диференціальних рівнянь руху (3.1) у роботі було здійснене дослідження впливу циркуляційних сил. При зафіксованому числовому значенні параметру коефіцієнта демпфування d , були змінними параметри: безрозмірний коефіцієнт циркуляційної сили δ , а також коефіцієнт циркуляційної сили проточної частини ротора $q_{\text{п}}$. Відбувався підбір значень частот обертання для кожної пари до тих результатів, поки в ході яких не знаходилась така частота $\omega_{\text{гр}}$, в результаті якої амплітуда субгармонійної складової складала 0.5-2 % від амплітуди оборотної складової.

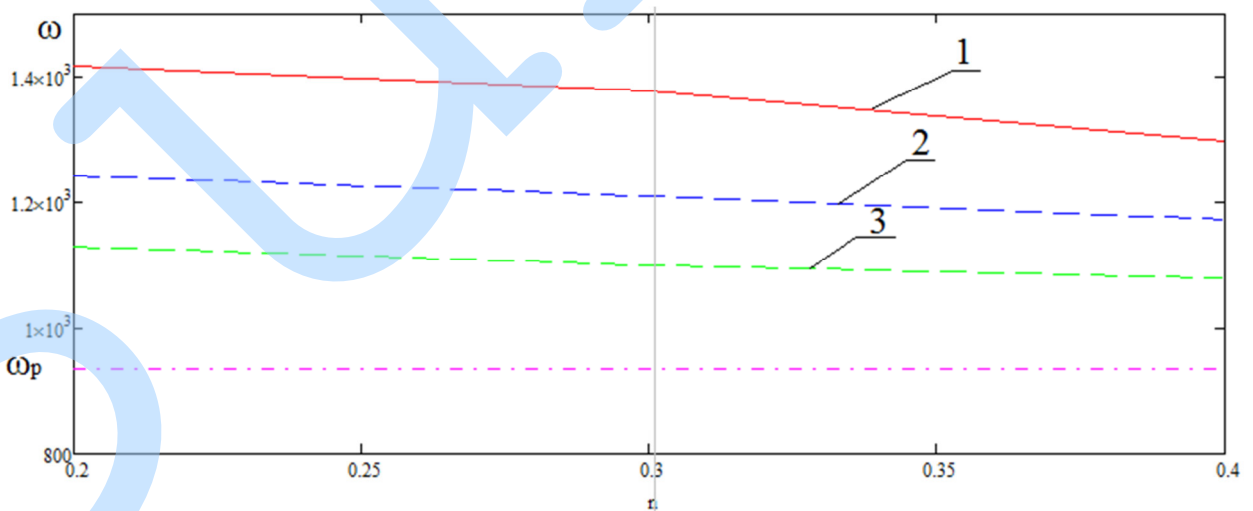
3.2 Обчислення областей стійкості за допомогою застосування програми Maple .

Для мети перевірки впливу циркуляційної сили в проточній частині ротора задамо цей параметр q_{Π} та будемо чисельно змінювати його в межах: $1 \dots 3 \cdot 10^5$.

Після виконаного розрахунку, побудуємо графік. Наглядний приклад впливу q_{Π} на стійкість роторної системи можна побачити в додатку 5.

У дослідженні було проведено ряд обчислень за допомогою використання програмного комплексу Maple з метою точного виявлення залежності впливу чисельно-різних параметрів циркуляційного коефіцієнту проточної частини. Настання автоколивань, а також швидке збільшення амплітуди автоколивальної гармоніки до рівня амплітуди основної гармоніки стала критерієм того, що виникла втрата стійкості роторної системи.

Задля роботи роторної системи в стійкій області коливання повинні здійснюватись лише з обортовою гармонікою, коли відбувається втрата стійкості, то з'являється субгармонійна складова на власній частоті системи. При досягненні граничної по стійкості частоти й відповідно при появі автоколивальної складової – амплітуда обертання ротора дуже стрімко зростає, що показують нам чисельні обчислення.



Графік 3.2 – Граничні частоти стійкості в залежності від параметру коефіцієнта циркуляційної сили в проточній частині ротора турбокомпресора.

На даному графіку було позначено 4 лінії: 1) $q_{\Pi} = 1 \cdot 10^5$; 2) $2 \cdot 10^5$; 3) $3 \cdot 10^5$; штрих-пунктирною лінією було позначено робочу частоту обертання ротора турбокомпресора, що становить: $\omega_p = 954$ рад/с. Як видно з отриманих результатів, такий параметр, як коефіцієнт циркуляційної сили в проточній частині ротора турбокомпресора q_{Π} несе в собі негативний вплив на стійкість роторної системи, це також можна наочно побачити з результатів, які винесено в додатку 6. Таблиця 3.1 – Результати проведених розрахунків для знаходження граничних частот при: $q_{\Pi} = 0$

Таблиця 3.1 – Результати проведених розрахунків для знаходження граничних частот при: $q_{\Pi} = 0$

	$\omega_{\text{суб}} \text{ с}^{-1}$	$\omega_{\text{об}} \text{ с}^{-1}$	$A_{\text{суб}} \text{ м}$	$A_{\text{об}} \text{ м}$
.2	585	1583.5	$0.132 \cdot 10^{-5}$	$6.5 \cdot 10^{-5}$
.3	585	1532.3	$0.124 \cdot 10^{-5}$	$6.3 \cdot 10^{-5}$
.4	585	1581.2	$0.128 \cdot 10^{-5}$	$6.5 \cdot 10^{-5}$

Таблиця 3.2 – Результати проведених розрахунків для знаходження граничних частот при: $q_{II} = 1 \cdot 10^5$

	$\omega_{\text{суб}} \text{ с}^{-1}$	$\omega_{\text{об}} \text{ с}^{-1}$	$A_{\text{суб}} \text{ м}$	$A_{\text{об}} \text{ м}$
.2	585	1459.3	$0.130 \cdot 10^{-5}$	$6.6 \cdot 10^{-5}$
.3	585	1405.8	$0.123 \cdot 10^{-5}$	$6.4 \cdot 10^{-5}$
.4	585	1458.4	$0.123 \cdot 10^{-5}$	$6.33 \cdot 10^{-5}$

Таблиця 3.3 – Результати проведених розрахунків для знаходження граничних частот при: $q_{II} = 2 \cdot 10^5$

	$\omega_{\text{суб}} \text{ с}^{-1}$	$\omega_{\text{об}} \text{ с}^{-1}$	$A_{\text{суб}} \text{ м}$	$A_{\text{об}} \text{ м}$
.2	585	1248.8	$0.131 \cdot 10^{-5}$	$6.5 \cdot 10^{-5}$
.3	585	1211.2	$0.124 \cdot 10^{-5}$	$6 \cdot 10^{-5}$
.4	585	1244.6	$0.122 \cdot 10^{-5}$	$6.1 \cdot 10^{-5}$

Таблиця 3.4 – Результати проведених розрахунків для знаходження граничних частот при: $q_{II} = 3 \cdot 10^5$

	$\omega_{\text{cy6}} \text{ c}^{-1}$	$\omega_{06} \text{ c}^{-1}$	$A_{\text{cy6}} \text{ M}$	$A_{06} \text{ M}$
.2	585	1170.3	$0.129 \cdot 10^{-5}$	$6 \cdot 10^{-5}$
.3	585	1121.2	$0.122 \cdot 10^{-5}$	$5.9 \cdot 10^{-5}$
.4	585	1165.2	$0.121 \cdot 10^{-5}$	$5.84 \cdot 10^{-5}$

3.3 Висновки

У ході роботи було проведено розрахунок на стійкість роторної системи, в якій допомогло використання програми Maple.

На основі отриманих даних, було виявлено, що урахування коефіцієнта циркуляційної сили в проточній частині ротора $q_{\text{п}}$ негативно впливає на стійкість роторної системи.

ВИСНОВКИ

Із допомогою застосування програми Maple було здійснений аналіз впливу коефіцієнту q_{Π} на стійкість обертання ротора відцентрового турбокомпресора.

У ході проведеного дослідження було встановлено, що в тому випадку, коли ми враховуємо коефіцієнт циркуляційної сили в проточній частині ротора q_{Π} , то він негативно впливає на стійкість обертання ротора турбокомпресора.

У зв'язку збільшення частоти обертання ротора турбокомпресора в нестійкій області досить стрімко підвищується субгармонійна складова. При перебільшенні частоти обертання на 20-30% від граничної амплітуда цієї складової наближається до амплітуди синхронної прецесії.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Павленко І.В., Симоновський В.І. Комп'ютерна програма «Forced oscillation of the rotor». Свідоцтво про реєстрацію авторського права на твір №61788 від 23.09.2015.
2. Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин / Марцинковский В.А./ Сумы 2012
3. Симоновський В.І., Хворост В.А. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів. – Суми: Видавництво СумДУ, 2002. – 143с.
4. В. І. Симоновський. Уточнення математичних моделей коливальних систем за експериментальними даними. – Суми, вид-во СумДУ, 2010. – 91 с.
5. Бабаков И.М. Теория колебаний / И.М. Бабаков. – М.: Наука, 1968. – 560 с.
6. Симоновський В.І. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин / В.І. Симоновський. – М. : Изд-во «Вища школа», 1986. – 128 с.
7. Симоновський В. І. Оцінювання коефіцієнтів математичних моделей за експериментальними даними. Теорія і практика. / В.І. Симоновський. – Суми, 2015. – 120 с. Симоновський В.І. Устойчивость и нелинейные колебания роторов центробежных машин / В.І. Симоновський. – М. : Изд-во «Вища школа», 1986. – 128 с.
8. Симоновський В.І. Динамика роторов центробежных машин / В.І. Симоновський. – Суми: СумГУ, 2006. – 126 с.
9. Симоновський В.І. Оцінювання параметрів динамічних моделей роторів / Симоновський В.І., Хворост В.А.. – Суми: СумДУ, 2002. – 144 с.
10. Спицын Н.А. Опоры валов и осей машин и приборов. М.: Машиностроение, 1970. 570с.
11. Симоновський В.І. Коливання нелінійних систем. – Суми: Вид-во СумДУ, 1999. – 130 с..

12. Василевський, В.О. Исследование несинхронных колебаний роторов турбокомпрессоров [Текст] / В.О. Василевский, В.И. Симоновский // Сучасні технології в промисловому виробництві: матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2014. – Ч.1. – С. 147.

ДОДАТОК 1

Обчислення SE-моделі ротора відцентрового турбокомпресора 225
ГЦ2-135/2-50М1245 ДКС Навойської ТЕС за допомогою використання
програмного комплексу MathCAD:

Модуль пружності, Па: $E := 2.1 \cdot 10^{11}$ Густина, кг/м^3 : $\rho := 7850$

L, м D, м d, м m, кг I, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ k, Н/м α , Н·с/м β , $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}$

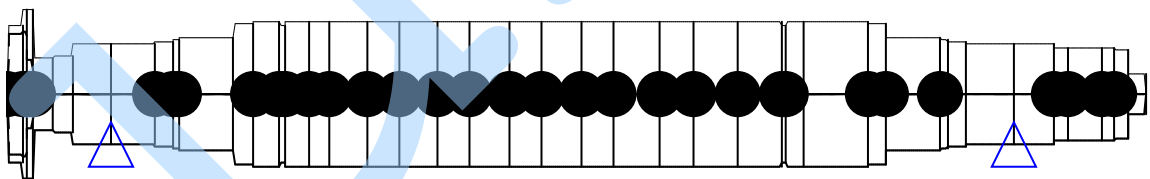
A :=

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0.034	0.16	0.141	3.5	0	0	0	0
2	0.011	0.198	0.148	1.28	0	0	0	0
3	0.013	0.198	0.082	0.84	0	0	0	0
4	0.045	0.084	0	2.5	0	0	0	0
5	0.04	0.089	0	0	0	0	0	0
6	0.084	0.12	0	0	0	0	0	0
7	0.096	0.12	0	0	0	$3 \cdot 10^8$	0	0
8	0.039	0.123	0	4	0	0	0	0
9	0.016	0.126	0	6.4	0	0	0	0
10	0.118	0.13	0	6.4	0	0	0	0
11	0.042	0.165	0	0	0	0	0	0
12	0.058	0.17	0	0.62	0	0	0	0
13	0.012	0.159	0	0.8	0	0	0	0
14	0.05	0.17	0	25.2	0	0	0	0
15	0.045	0.17	0	39.2	0	0	0	0
16	0.085	0.17	0	4.6	0	0	0	0
17	0.067	0.17	0	39.5	0	0	0	0
18	0.083	0.17	0	4.8	0	0	0	0
19	0.072	0.17	0	40.9	0	0	0	0

20	0.086	0.17	0	4.6	0	0	0	0
21	0.071	0.17	0	41.2	0	0	0	0
22	0.086	0.17	0	4.5	0	0	0	0
23	0.073	0.17	0	41.3	0	0	0	0
24	0.1	0.17	0	5.5	0	0	0	0
25	0.074	0.17	0	41.7	0	0	0	0
26	0.094	0.17	0	5.3	0	0	0	0
27	0.095	0.17	0	42.2	0	0	0	0
28	0.012	0.159	0	0.9	0	0	0	0
29	0.04	0.17	0	1.6	0	0	0	0
30	0.136	0.17	0	0	0	0	0	0
31	0.042	0.165	0	6.4	0	0	0	0
32	0.118	0.13	0	6.4	0	0	0	0
33	0.016	0.126	0	4	0	0	0	0
34	0.039	0.123	0	0	0	0	0	0
35	0.106	0.12	0	0	0	0	0	0
36	0.089	0.12	0	0	0	$3 \cdot 10^8$	0	0
37	0.03	0.107	0	9.36	0	0	0	0
38	0.075	0.107	0	1.6	0	0	0	0
39	0.026	0.107	0	2	0	0	0	0
40	0.031	0.102	0	1.3	0	0	0	0
41	0.038	0.046	0	0	0	0	0	0

Кількість власних або критичних частот для пошуку: $N_{\text{max}} := 3$

Граничне значення власної або критичної частоти для пошуку, рад/с: $\omega_{\text{max}} := 1 \cdot 10^5$



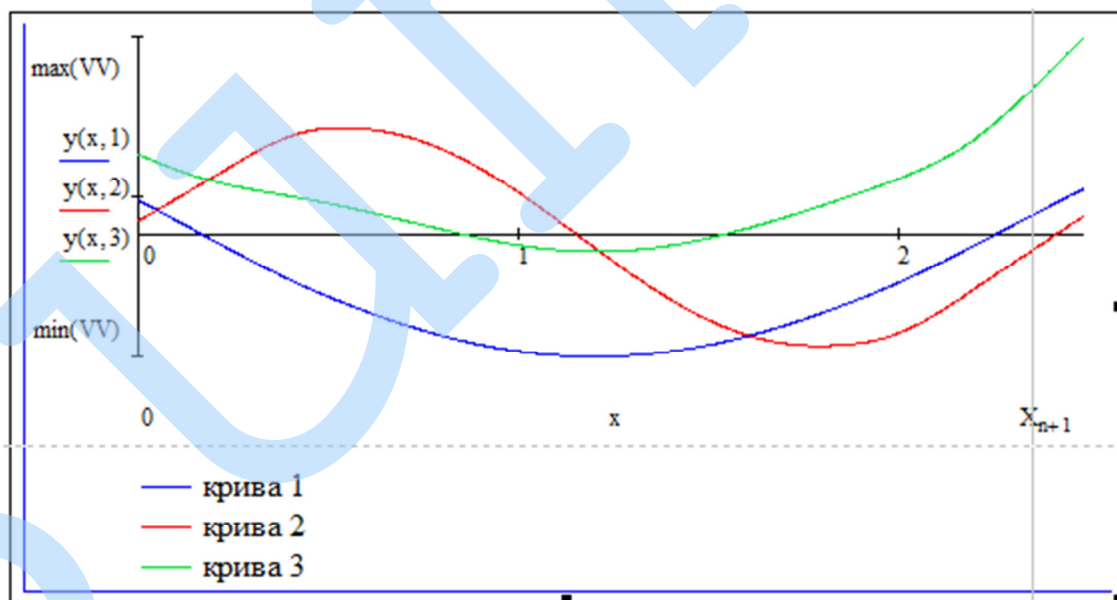
Власні частоти, рад/с:

$$\omega^T = (326 \quad 1.174 \times 10^3 \quad 1.99 \times 10^3)$$

	1	2	3
1	0.071	0.027	0.166
2	0.057	0.043	0.156
3	0.052	0.048	0.152
4	0.046	0.054	0.148
5	0.027	0.075	0.134
6	0.01	0.094	0.123
7	-0.026	0.134	0.105
8	-0.066	0.178	0.09
9	-0.081	0.193	0.084
10	-0.088	0.198	0.082
11	-0.13	0.221	0.065
12	-0.143	0.222	0.057
13	-0.161	0.219	0.047
14	-0.164	0.219	0.045
15	-0.178	0.212	0.036
16	-0.19	0.204	0.028
17	-0.21	0.181	0.011
18	-0.223	0.156	$-7.664 \cdot 10^{-4}$
19	-0.237	0.118	-0.014
20	-0.246	0.081	-0.024
21	-0.253	0.032	-0.032
22	-0.255	$-9.831 \cdot 10^{-3}$	-0.036
23	-0.255	-0.06	-0.035
24	-0.251	-0.1	-0.031
25	-0.242	-0.15	-0.02
26	-0.231	-0.18	$-7.755 \cdot 10^{-3}$

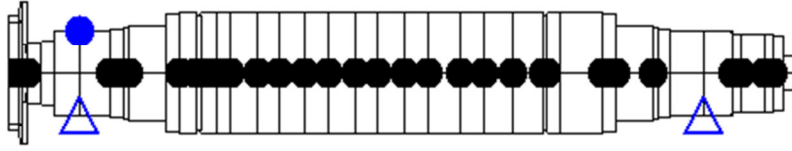
Y =

27	-0.214	-0.209	0.011
28	-0.193	-0.227	0.033
29	-0.19	-0.228	0.036
30	-0.179	-0.232	0.046
31	-0.141	-0.229	0.081
32	-0.128	-0.224	0.093
33	-0.087	-0.192	0.128
34	-0.081	-0.186	0.134
35	-0.066	-0.168	0.148
36	-0.023	-0.114	0.199
37	0.014	-0.066	0.257
38	0.026	-0.05	0.279
39	0.057	-0.01	0.338
40	0.068	$3.154 \cdot 10^{-3}$	0.358
41	0.08	0.019	0.382
42	0.095	0.039	0.412

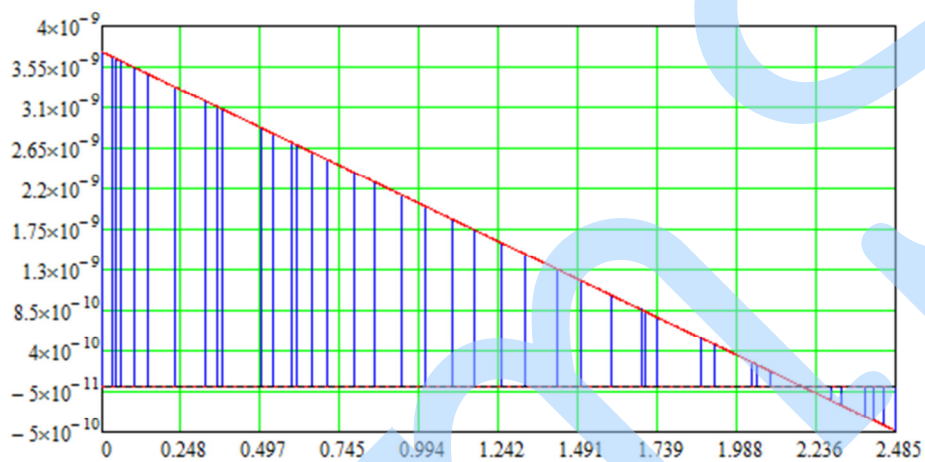


ДОДАТОК 2

F=1, прикладена в ділянці № 7



Форма вимушених коливань, м:



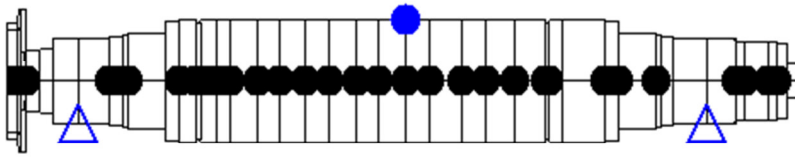
Функція прогину, м:

	1
2	$3.66 \cdot 10^{-9}$
3	$3.641 \cdot 10^{-9}$
4	$3.619 \cdot 10^{-9}$
5	$3.543 \cdot 10^{-9}$
6	$3.475 \cdot 10^{-9}$
7	$3.333 \cdot 10^{-9}$
8	$3.171 \cdot 10^{-9}$
9	$3.105 \cdot 10^{-9}$
10	$3.078 \cdot 10^{-9}$
11	$2.878 \cdot 10^{-9}$
12	$2.807 \cdot 10^{-9}$
13	$2.709 \cdot 10^{-9}$
14	$2.689 \cdot 10^{-9}$
15	$2.604 \cdot 10^{-9}$
16	$2.528 \cdot 10^{-9}$
17	$2.384 \cdot 10^{-9}$
18	$2.271 \cdot 10^{-9}$
19	$2.13 \cdot 10^{-9}$
20	$2.008 \cdot 10^{-9}$
21	$1.863 \cdot 10^{-9}$

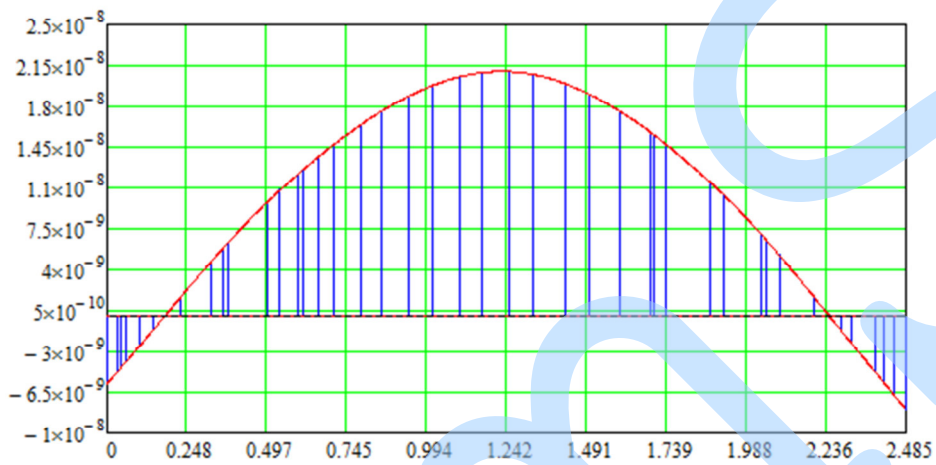
Y =

22	$1.743 \cdot 10^{-9}$
23	$1.598 \cdot 10^{-9}$
24	$1.475 \cdot 10^{-9}$
25	$1.305 \cdot 10^{-9}$
26	$1.18 \cdot 10^{-9}$
27	$1.021 \cdot 10^{-9}$
28	$8.604 \cdot 10^{-10}$
29	$8.401 \cdot 10^{-10}$
30	$7.724 \cdot 10^{-10}$
31	$5.423 \cdot 10^{-10}$
32	$4.712 \cdot 10^{-10}$
33	$2.716 \cdot 10^{-10}$
34	$2.445 \cdot 10^{-10}$
35	$1.785 \cdot 10^{-10}$
36	$1.441 \cdot 10^{-15}$
37	$-1.506 \cdot 10^{-10}$
38	$-2.014 \cdot 10^{-10}$
39	$-3.283 \cdot 10^{-10}$
40	$-3.714 \cdot 10^{-10}$
41	$-4.23 \cdot 10^{-10}$
42	$-4.873 \cdot 10^{-10}$

$F=1$, прикладена в ділянці № 23



Форма вимушених коливань, м:

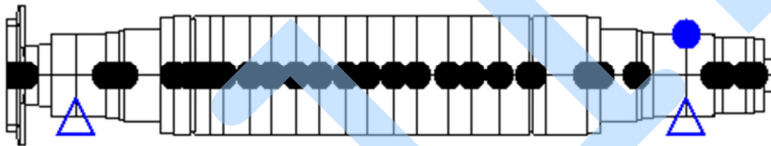


Функція прогину, м:

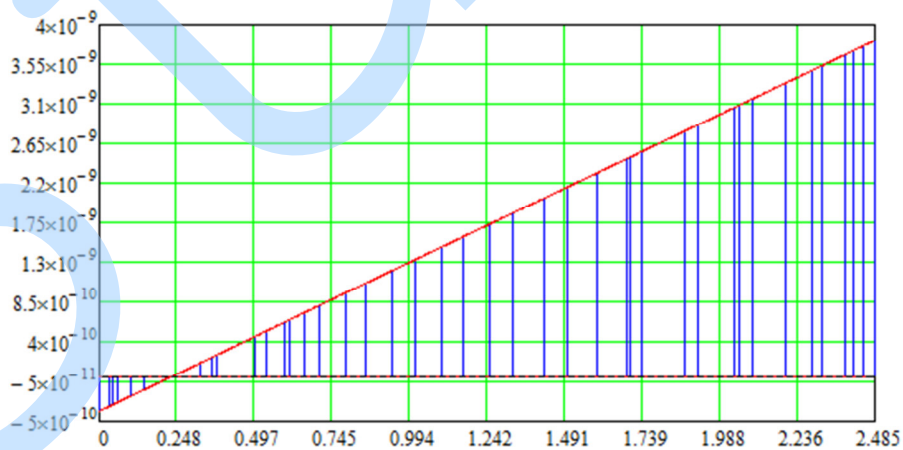
	1
1	$-5.754 \cdot 10^{-9}$
2	$-4.667 \cdot 10^{-9}$
3	$-4.31 \cdot 10^{-9}$
4	$-3.888 \cdot 10^{-9}$
5	$-2.427 \cdot 10^{-9}$
6	$-1.128 \cdot 10^{-9}$
7	$1.598 \cdot 10^{-9}$
8	$4.681 \cdot 10^{-9}$
9	$5.89 \cdot 10^{-9}$
10	$6.375 \cdot 10^{-9}$
11	$9.71 \cdot 10^{-9}$
12	$1.079 \cdot 10^{-8}$
13	$1.222 \cdot 10^{-8}$
14	$1.251 \cdot 10^{-8}$
15	$1.368 \cdot 10^{-8}$
16	$1.468 \cdot 10^{-8}$
17	$1.641 \cdot 10^{-8}$
18	$1.762 \cdot 10^{-8}$
19	$1.89 \cdot 10^{-8}$
20	$1.979 \cdot 10^{-8}$
21	$2.055 \cdot 10^{-8}$
22	$2.092 \cdot 10^{-8}$
23	...

22	$2.092 \cdot 10^{-8}$
23	$2.1 \cdot 10^{-8}$
24	$2.075 \cdot 10^{-8}$
25	$1.996 \cdot 10^{-8}$
26	$1.907 \cdot 10^{-8}$
27	$1.761 \cdot 10^{-8}$
28	$1.581 \cdot 10^{-8}$
29	$1.556 \cdot 10^{-8}$
30	$1.47 \cdot 10^{-8}$
31	$1.145 \cdot 10^{-8}$
32	$1.037 \cdot 10^{-8}$
33	$6.982 \cdot 10^{-9}$
34	$6.486 \cdot 10^{-9}$
35	$5.244 \cdot 10^{-9}$
36	$1.735 \cdot 10^{-9}$
37	$-1.265 \cdot 10^{-9}$
38	$-2.276 \cdot 10^{-9}$
39	$-4.804 \cdot 10^{-9}$
40	$-5.664 \cdot 10^{-9}$
41	$-6.692 \cdot 10^{-9}$
42	$-7.973 \cdot 10^{-9}$

$F=1$, прикладена в ділянці № 36



Форма вимушених коливань, м:



Функція прогину, м:

	1
1	$-3.833 \cdot 10^{-10}$
2	$-3.266 \cdot 10^{-10}$
3	$-3.08 \cdot 10^{-10}$
4	$-2.86 \cdot 10^{-10}$
5	$-2.098 \cdot 10^{-10}$
6	$-1.421 \cdot 10^{-10}$
7	$1.441 \cdot 10^{-15}$
8	$1.624 \cdot 10^{-10}$
9	$2.284 \cdot 10^{-10}$
10	$2.555 \cdot 10^{-10}$
11	$4.552 \cdot 10^{-10}$
12	$5.262 \cdot 10^{-10}$
13	$6.244 \cdot 10^{-10}$
14	$6.447 \cdot 10^{-10}$
15	$7.293 \cdot 10^{-10}$
16	$8.054 \cdot 10^{-10}$
17	$9.493 \cdot 10^{-10}$
18	$1.063 \cdot 10^{-9}$
19	$1.203 \cdot 10^{-9}$
20	$1.325 \cdot 10^{-9}$
21	$1.47 \cdot 10^{-9}$
22	$1.591 \cdot 10^{-9}$

22	$1.591 \cdot 10^{-9}$
23	$1.735 \cdot 10^{-9}$
24	$1.859 \cdot 10^{-9}$
25	$2.028 \cdot 10^{-9}$
26	$2.153 \cdot 10^{-9}$
27	$2.312 \cdot 10^{-9}$
28	$2.473 \cdot 10^{-9}$
29	$2.493 \cdot 10^{-9}$
30	$2.561 \cdot 10^{-9}$
31	$2.791 \cdot 10^{-9}$
32	$2.862 \cdot 10^{-9}$
33	$3.062 \cdot 10^{-9}$
34	$3.089 \cdot 10^{-9}$
35	$3.155 \cdot 10^{-9}$
36	$3.333 \cdot 10^{-9}$
37	$3.484 \cdot 10^{-9}$
38	$3.535 \cdot 10^{-9}$
39	$3.662 \cdot 10^{-9}$
40	$3.705 \cdot 10^{-9}$
41	$3.756 \cdot 10^{-9}$
42	$3.821 \cdot 10^{-9}$

ДОДАТОК 3

Розрахунок еквівалентних мас ротора відцентрового турбокомпресора 225 ГЦ2-135/2-50M1245 ДКС Навойської ТЕС за допомогою використання програмного комплексу MathCAD:

ORIGIN := 1

$$\gamma_{1,1} := 3.333 \times 10^{-9}$$

$$\gamma_{2,1} := 1.743 \times 10^{-9}$$

$$\gamma_{3,1} := 1.441 \times 10^{-15}$$

$$\gamma_{1,2} := 1.743 \times 10^{-9}$$

$$\gamma_{2,2} := 2.098 \times 10^{-8}$$

$$\gamma_{3,2} := 1.591 \times 10^{-9}$$

$$\gamma_{1,3} := 1.441 \times 10^{-15}$$

$$\gamma_{2,3} := 1.591 \times 10^{-9}$$

$$\gamma_{3,3} := 3.333 \times 10^{-9}$$

$$\gamma = \begin{pmatrix} 3.333 \times 10^{-9} & 1.743 \times 10^{-9} & 1.441 \times 10^{-15} \\ 1.743 \times 10^{-9} & 2.098 \times 10^{-8} & 1.591 \times 10^{-9} \\ 1.441 \times 10^{-15} & 1.591 \times 10^{-9} & 3.333 \times 10^{-9} \end{pmatrix}$$

$$U_{1,1} := 1$$

$$U_{1,2} := 1$$

$$U_{1,3} := 1$$

$$U_{2,1} := 9.615$$

$$U_{2,2} := 0.425$$

$$U_{2,3} := -0.267$$

$$U_{3,1} := 0.885$$

$$U_{3,2} := -0.851$$

$$U_{3,3} := 1.895$$

$$U = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 9.615 & 0.425 & -0.267 \\ 0.885 & -0.851 & 1.895 \end{pmatrix}$$

$$\omega := (326 \quad 1.174 \cdot 10^3 \quad 1.99 \cdot 10^3)^T$$

$$\beta_1 := \frac{1}{(\omega_1)^2}$$

$$\beta_2 := \frac{1}{(\omega_2)^2}$$

$$\beta_3 := \frac{1}{(\omega_3)^2}$$

$$\underline{\underline{G}} := \begin{pmatrix} \beta_1 \cdot U_{1,1} \\ \beta_1 \cdot U_{2,1} \\ \beta_1 \cdot U_{3,1} \\ \beta_2 \cdot U_{1,2} \\ \beta_2 \cdot U_{2,2} \\ \beta_2 \cdot U_{3,2} \\ \beta_3 \cdot U_{1,3} \\ \beta_3 \cdot U_{2,3} \\ \beta_3 \cdot U_{3,3} \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{K}} := \begin{pmatrix} \gamma_{1,1} \cdot U_{1,1} & \gamma_{1,2} \cdot U_{2,1} & \gamma_{1,3} \cdot U_{3,1} \\ \gamma_{1,2} \cdot U_{1,1} & \gamma_{2,2} \cdot U_{2,1} & \gamma_{2,3} \cdot U_{3,1} \\ \gamma_{1,3} \cdot U_{1,1} & \gamma_{3,2} \cdot U_{2,1} & \gamma_{3,3} \cdot U_{3,1} \\ \gamma_{1,1} \cdot U_{1,2} & \gamma_{1,2} \cdot U_{2,2} & \gamma_{1,3} \cdot U_{3,2} \\ \gamma_{1,2} \cdot U_{1,2} & \gamma_{2,2} \cdot U_{2,2} & \gamma_{2,3} \cdot U_{3,2} \\ \gamma_{1,3} \cdot U_{1,2} & \gamma_{3,2} \cdot U_{2,2} & \gamma_{3,3} \cdot U_{3,2} \\ \gamma_{1,1} \cdot U_{1,3} & \gamma_{1,2} \cdot U_{2,3} & \gamma_{1,3} \cdot U_{3,3} \\ \gamma_{1,2} \cdot U_{1,3} & \gamma_{2,2} \cdot U_{2,3} & \gamma_{2,3} \cdot U_{3,3} \\ \gamma_{1,3} \cdot U_{1,3} & \gamma_{3,2} \cdot U_{2,3} & \gamma_{3,3} \cdot U_{3,3} \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{m}} := (\underline{\underline{K}}^T \cdot \underline{\underline{K}})^{-1} \cdot \underline{\underline{K}}^T \cdot \underline{\underline{G}} \rightarrow \begin{pmatrix} 159.35265428276559347 \\ 444.61125042631968453 \\ 342.62221671132315474 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 159.353 \\ 444.611 \\ 342.622 \end{pmatrix}$$

$$\underline{\underline{B}}(W) := \begin{pmatrix} \gamma_{1,1} \cdot m_1 - W & \gamma_{1,2} \cdot m_2 & \gamma_{1,3} \cdot m_3 \\ \gamma_{2,1} \cdot m_1 & \gamma_{2,2} \cdot m_2 - W & \gamma_{2,3} \cdot m_3 \\ \gamma_{3,1} \cdot m_1 & \gamma_{3,2} \cdot m_2 & \gamma_{3,3} \cdot m_3 - W \end{pmatrix}$$

$$f(W) := |B(W)|$$

$$\underline{W} := f(W) \text{ solve, } W \rightarrow \begin{pmatrix} 5.0492951584343821349e-7 \\ 0.0000010971800416888668146 \\ 0.0000093989167214351793408 \end{pmatrix}$$

$$\omega^4 := \sqrt{\frac{1}{W}}$$

$$\omega^4 = \begin{pmatrix} 1.407 \times 10^3 \\ 954.687 \\ 326.183 \end{pmatrix}$$

$$\omega_{1k} := \omega_1 = 326$$

$$\omega_{1z} := \omega_3^4 = 326.183$$

$$\omega_{2k} := \omega_2 = 1.174 \times 10^3$$

$$\omega_{2z} := \omega_2^4 = 954.687$$

$$\omega_{3k} := \omega_3 = 1.99 \times 10^3$$

$$\omega_{3z} := \omega_1^4 = 1.407 \times 10^3$$

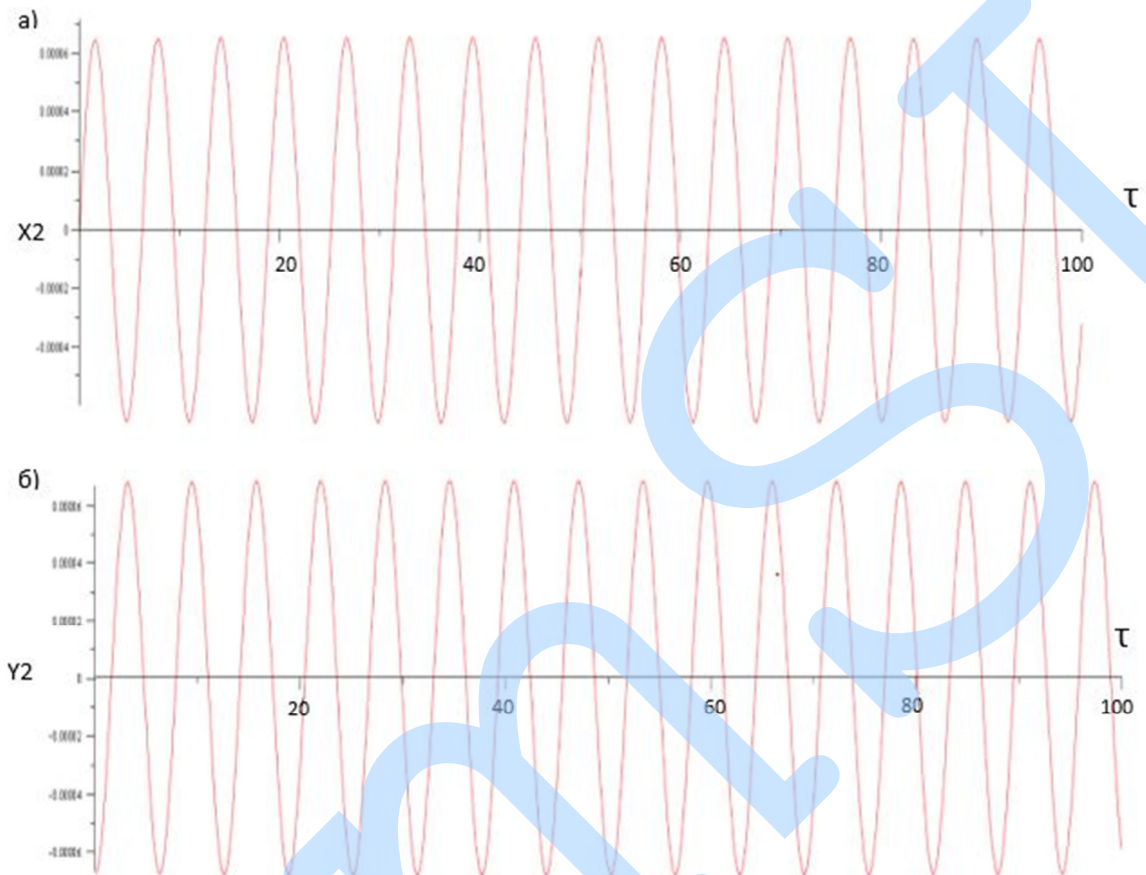
$$\eta_1 := \frac{\omega_{1z} - \omega_{1k}}{\omega_{1k}} \cdot 100 \rightarrow 0.056083470717291411043 = 0.056$$

$$\eta_2 := \frac{\omega_{2z} - \omega_{2k}}{\omega_{2k}} \cdot 100 \rightarrow -18.680826940916183986 = -18.681$$

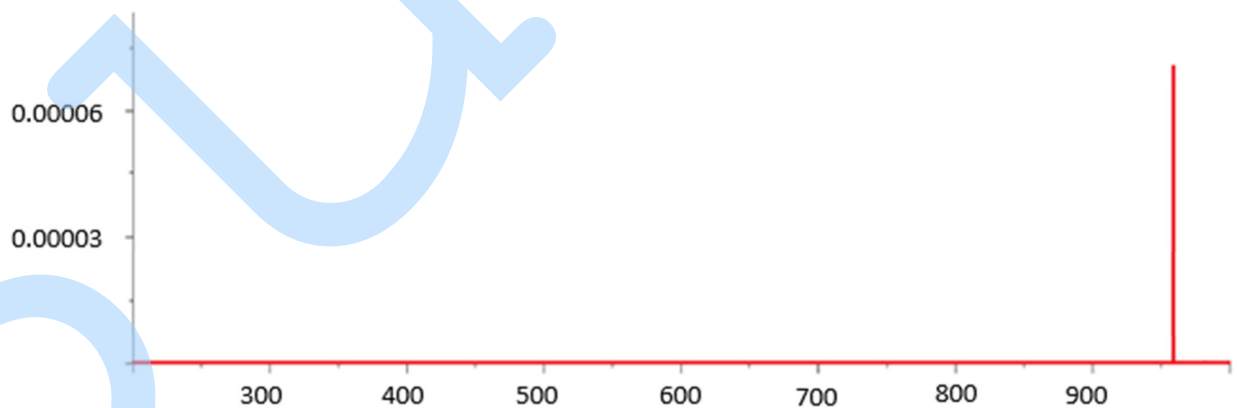
$$\eta_3 := \frac{\omega_{3z} - \omega_{3k}}{\omega_{3k}} \cdot 100 \rightarrow -29.281743584356341709 = -29.282$$

ДОДАТОК 4

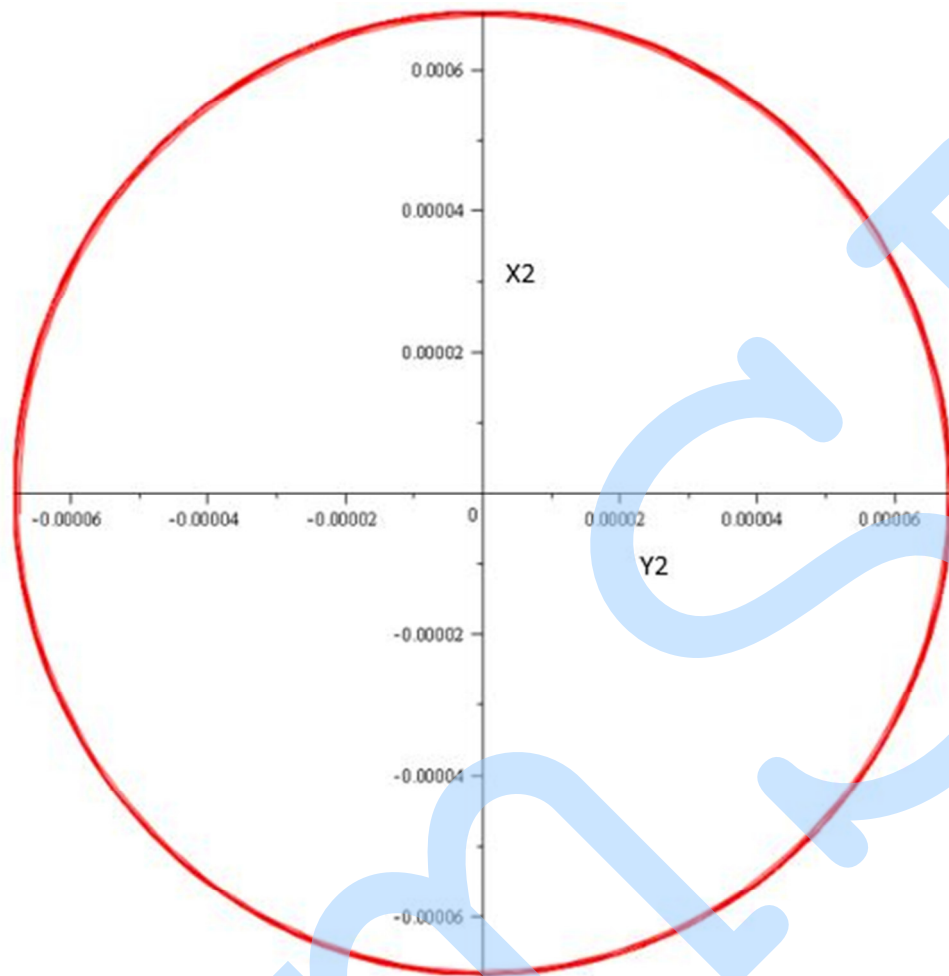
Для $d_{II} = 2.5 \cdot 10^4$, $\delta = 3 \cdot 10^{-3}$, $q_{II} = 0$, $\omega = \omega_{роб}$



Закон руху 2-ї маси в проекції на координатну вісь а) X та б) Y, в стійкій зоні, при $\omega = \omega_p = 954$



Спектральний склад коливань 2-ї маси в стійкій зоні, при $\omega = \omega_p = 954$

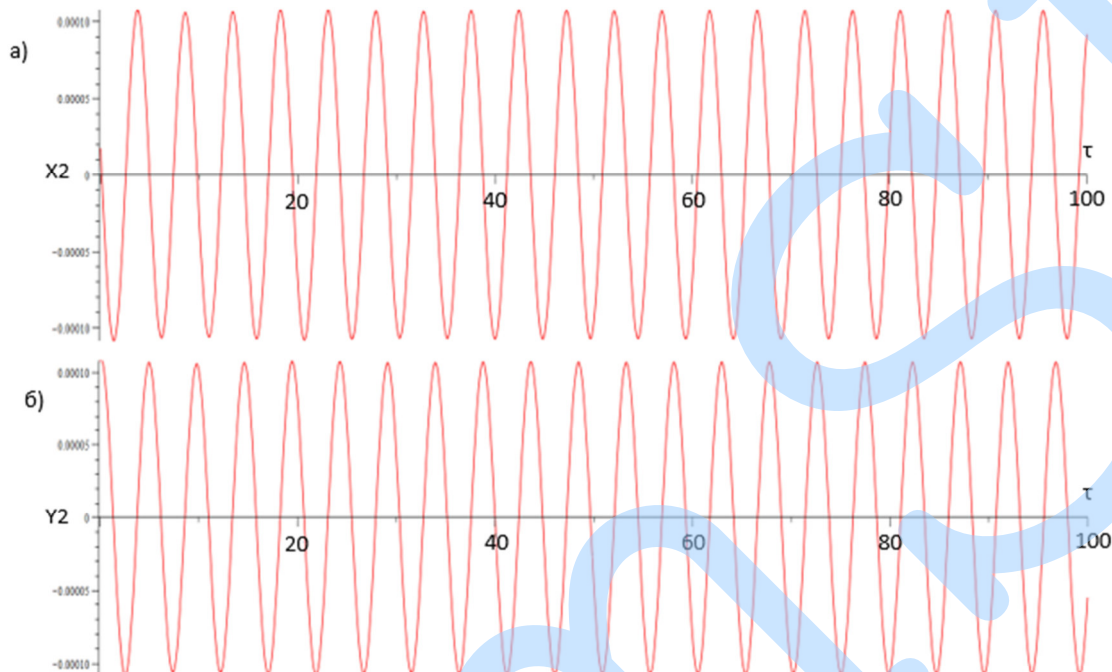


Орбіти 2-ї маси в стійкій зоні, при $\omega = \omega_p = 954$

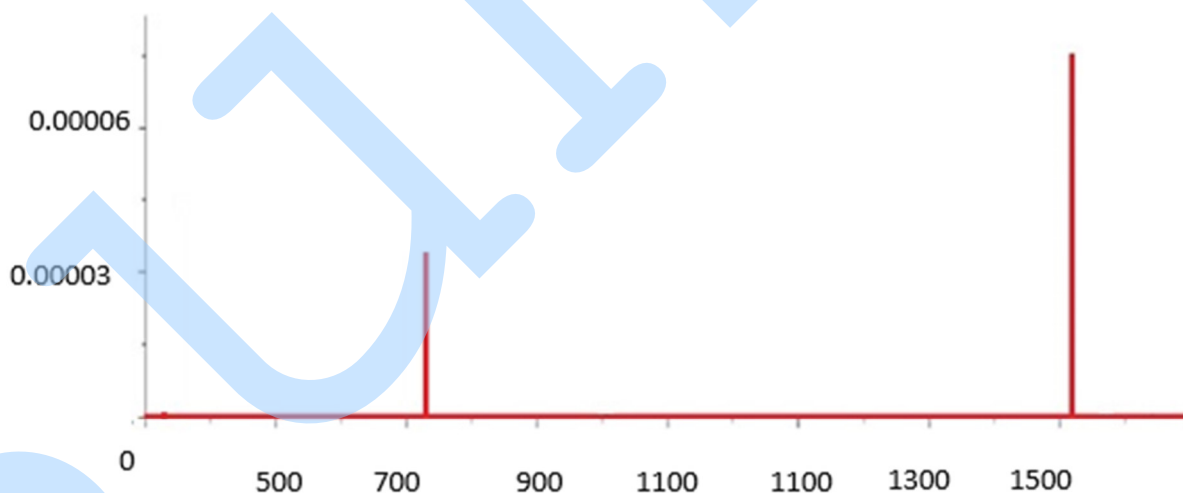
ДОДАТОК 5

Обчислення стійкості із врахуванням коефіцієнта циркуляційної сили в проточній частині ($d_{\text{п}} = 2.5 \cdot 10^4$):

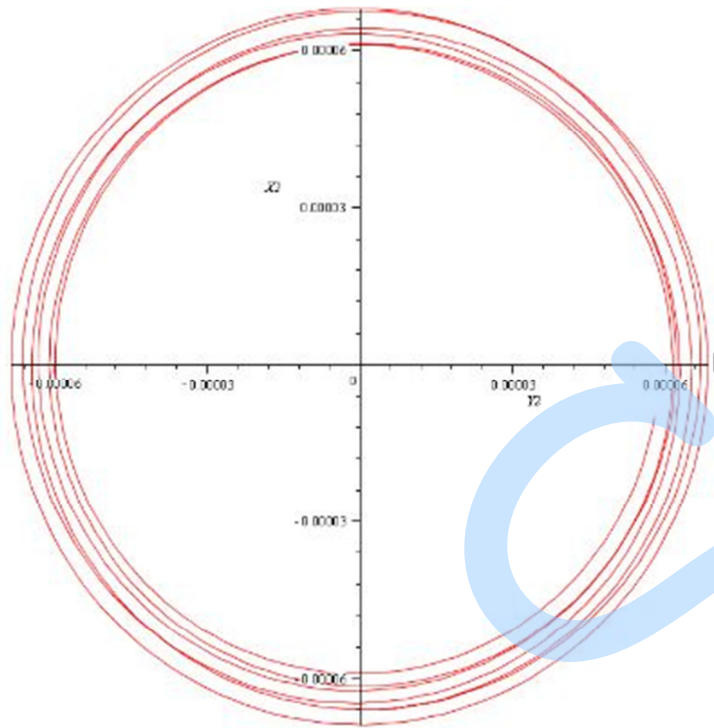
- у першому випадку задаємо параметр $q_{\text{п}} = 1 \cdot 10^5$



Закон руху 2-ї маси в проекції на координатну вісь а) X та б) Y, на границі стійкої зони при $\omega = 1.2\omega_{\text{гр}} = 1512.4$

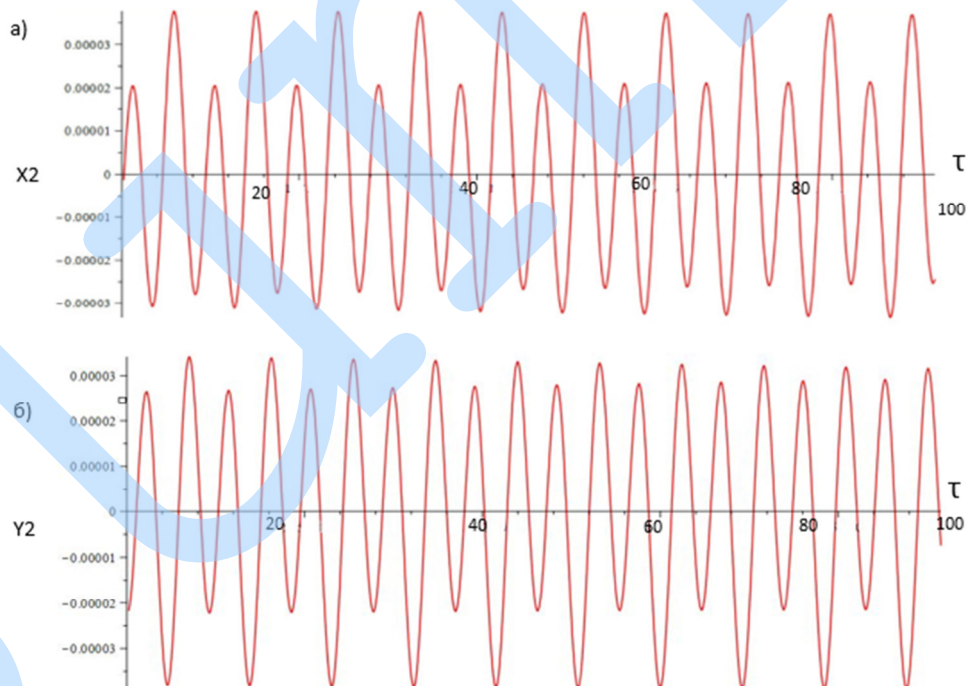


Спектральний склад коливань 2-ї маси за границею стійкої зони, при $\omega = 1.2\omega_{\text{гр}} = 1512.4$

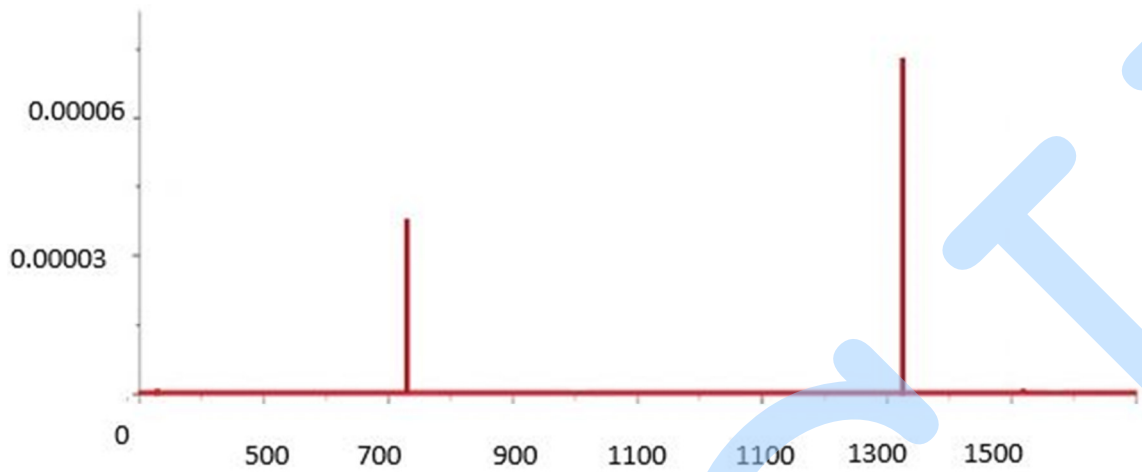


Орбіти 2-ї маси на границі стійкої зони $\omega = 1.2\omega_{гр} = 1512.4$

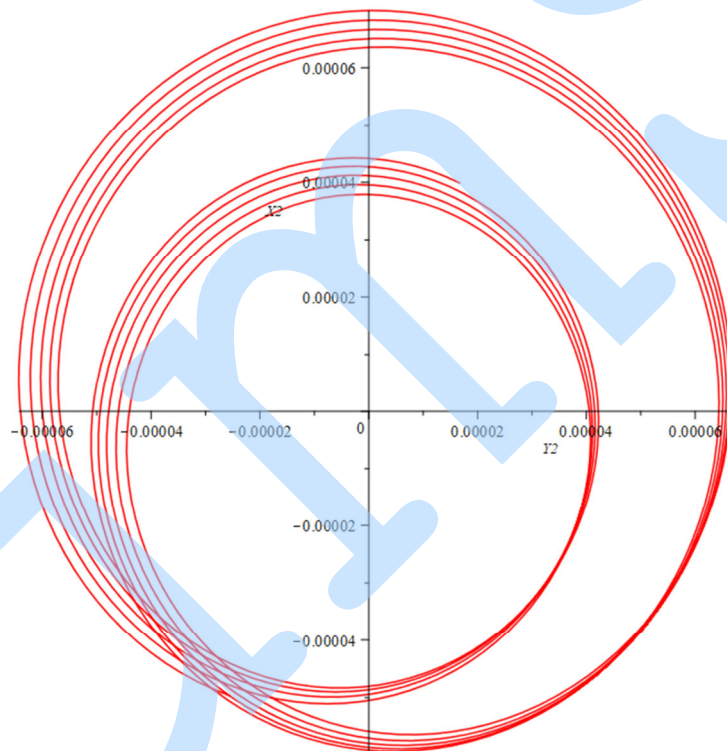
- у 2-му випадку $q_{II} = 2 \cdot 10^5$



Закон руху 2-ї маси в проекції на координатну вісь а) X та б) Y, за границею стійкої зони при заданих параметрах q_{II} при $\omega = 1.2\omega_{гр} = 1372.2$

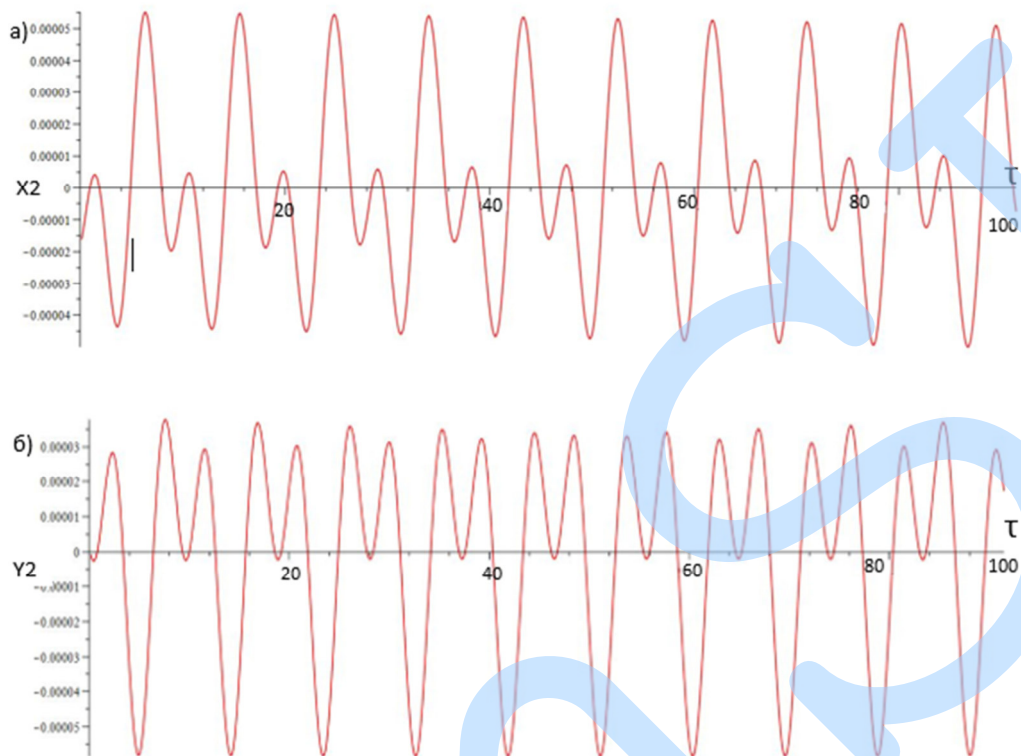


Спектральний склад коливань 2-ї маси за границею стійкої зони, при
 $\omega = 1.2\omega_{\text{гп}} = 1372.2$

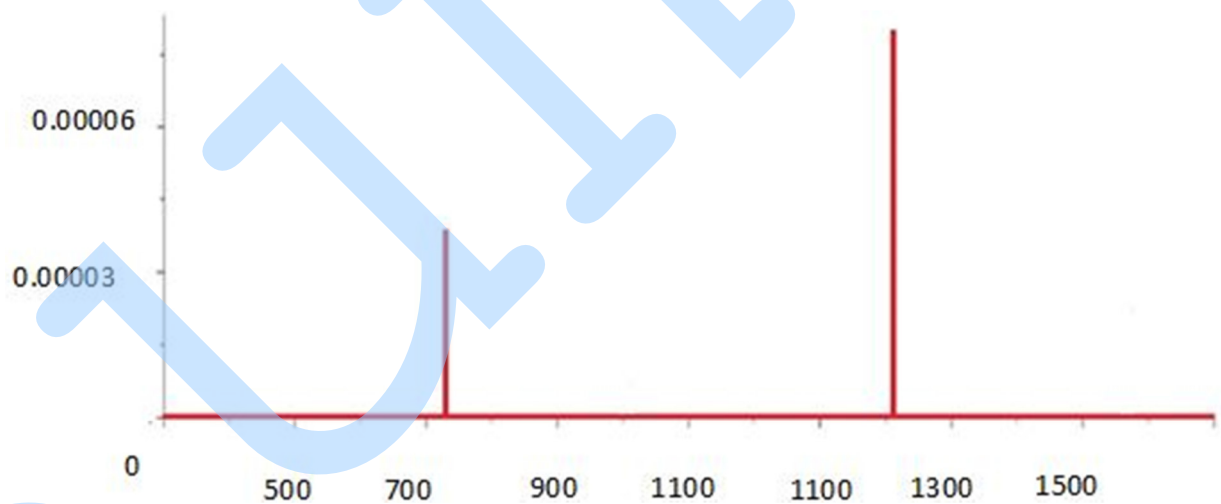


Орбіти 2-ї маси за границею стійкої зони при заданих параметрах q_{II}
 при $\omega = 1.2\omega_{\text{гп}} = 1372.2$

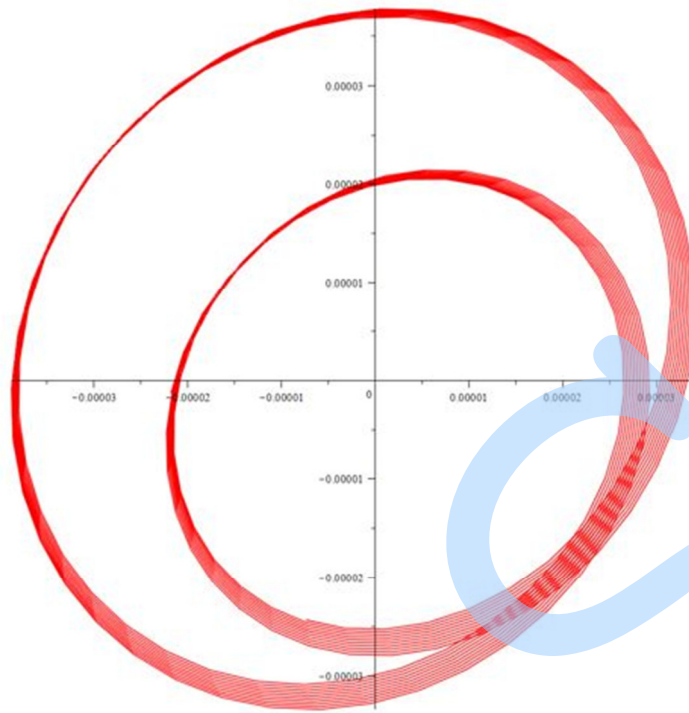
- у 3-му випадку $q_{II} = 3 \cdot 10^5$



Закон руху 2-ї маси в проекції на координатну вісь а) X та б) Y, за границею стійкої зони при заданих параметрах q_{II} при $\omega = 1.2\omega_{гр} = 1226.5$



Спектральний склад коливань 2-ї маси за границею стійкої зони, при $\omega = 1.2\omega_{гр} = 1226.5$



Орбіти 2-ї маси за границею стійкої зони при заданих параметрах
 q_{II} при $\omega = 1.2\omega_{gp} = 1226.5$

ДОДАТОК 6

```
> restart;
with(DiscreteTransforms):
Digits := 8:
> dp := 2.5·104; f := 0.5·106; δ := 0.32; ωδ := 1.2; ωb := 107; qp := δ·ωδ·ωb·dp;
```

 $dp := 25000.0$
 $f := 500000.0$
 $\delta := 0.32$
 $\omega\delta := 1.2$
 $\omega b := 107$
 $qp := 1.027200000 \cdot 10^6$

```
> a := matrix([ [4.1E-8, 1.9E-8, 3.5E-13], [1.9E-8, 3.5E-8, 2.2E-8], [3.5E-13, 2.2E-8, 4.1E-8] ]);
δ := 0.32;
L := 4.142;
m := matrix([ [386.196, 2080, 493.363] ]);
DI := 0.5·10-4·m[1, 2]
```

$$a := \begin{bmatrix} 4.1 \cdot 10^{-8} & 1.9 \cdot 10^{-8} & 3.5 \cdot 10^{-13} \\ 1.9 \cdot 10^{-8} & 3.5 \cdot 10^{-8} & 2.2 \cdot 10^{-8} \\ 3.5 \cdot 10^{-13} & 2.2 \cdot 10^{-8} & 4.1 \cdot 10^{-8} \end{bmatrix}$$
 $\delta := 0.32$
 $L := 4.142$
 $m := \begin{bmatrix} 386.196 & 2080 & 493.363 \end{bmatrix}$
 $DI := 0.1040000000$

```
> F1x := -m[1, 1]·ωb2·diff(X1(τ), τS2) - dp·ωb·diff(X1(τ), τ) - f·(X1(τ)2 + Y1(τ)2)·X1(τ) - qp·Y1(τ);
F2x := -m[1, 2]·ωb2·diff(X2(τ), τS2) + DI·ωδ2·ωb2·cos(ωδ·τ);
F3x := -m[1, 3]·ωb2·diff(X3(τ), τS2) - dp·ωb·diff(X3(τ), τ) - f·(X3(τ)2 + Y3(τ)2)·X3(τ) - qp·Y3(τ);
F1y := -m[1, 1]·ωb2·diff(Y1(τ), τS2) - dp·ωb·diff(Y1(τ), τ) - f·(X1(τ)2 + Y1(τ)2)·Y1(τ) + qp·X1(τ);
F2y := -m[1, 2]·ωb2·diff(Y2(τ), τS2) + DI·ωδ2·ωb2·sin(ωδ·τ);
F3y := -m[1, 3]·ωb2·diff(Y3(τ), τS2) - dp·ωb·diff(Y3(τ), τ) - f·(X3(τ)2 + Y3(τ)2)·Y3(τ) + qp·X3(τ);
```

$$F1x := -4.421558004 \cdot 10^6 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} X1(\tau) \right) - 3.7450000 \cdot 10^6 \left(\frac{d}{d\tau} X1(\tau) \right) - 5.000000 \cdot 10^5 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 2.396800000 \cdot 10^6 Y1(\tau)$$

$$F2x := -23813920 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} X2(\tau) \right) + 4762.784000 \cos(2\tau)$$

$$F3x := -5.648512987 \cdot 10^6 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} X3(\tau) \right) - 3.7450000 \cdot 10^6 \left(\frac{d}{d\tau} X3(\tau) \right) - 5.000000 \cdot 10^5 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 2.396800000 \cdot 10^6 Y3(\tau)$$

$$F1y := -4.421558004 \cdot 10^6 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} Y1(\tau) \right) - 3.7450000 \cdot 10^6 \left(\frac{d}{d\tau} Y1(\tau) \right) - 5.000000 \cdot 10^5 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 2.396800000 \cdot 10^6 X1(\tau)$$

$$F2y := -23813920 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} Y2(\tau) \right) + 4762.784000 \sin(2\tau)$$

$$F3y := -5.648512987 \cdot 10^6 \left(\frac{d^2}{d\tau^2} Y3(\tau) \right) - 3.7450000 \cdot 10^6 \left(\frac{d}{d\tau} Y3(\tau) \right) - 5.000000 \cdot 10^5 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 2.396800000 \cdot 10^6 X3(\tau)$$

```
> syS := {
X1(τ) = a[1, 1]·(F1x) + a[1, 2]·(F2x) + a[1, 3]·(F3x),
Y1(τ) = a[1, 1]·(F1y) + a[1, 2]·(F2y) + a[1, 3]·(F3y),
X2(τ) = a[2, 1]·(F1x) + a[2, 2]·(F2x) + a[2, 3]·(F3x),
Y2(τ) = a[2, 1]·(F1y) + a[2, 2]·(F2y) + a[2, 3]·(F3y),
X3(τ) = a[3, 1]·(F1x) + a[3, 2]·(F2x) + a[3, 3]·(F3x),
Y3(τ) = a[3, 1]·(F1y) + a[3, 2]·(F2y) + a[3, 3]·(F3y) }
syS := \left[ X1(\tau) = -0.1812838782 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} X1(\tau) \right) - 0.1535450000 \left( \frac{d}{d\tau} X1(\tau) \right) - 0.0205000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 0.09826880000 Y1(\tau) - 0.452464480 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} X2(\tau) \right) \right. \\ \left. + 0.00009049289600 \cos(2\tau) - 0.000001976979545 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} X3(\tau) \right) - 0.000001310750000 \left( \frac{d}{d\tau} X3(\tau) \right) - 1.75000000 \cdot 10^{-7} (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 8.388800000 \cdot 10^{-7} Y3(\tau), X2(\tau) = \right. \\ \left. -0.08400960208 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} Y1(\tau) \right) - 0.0711550000 \left( \frac{d}{d\tau} Y1(\tau) \right) - 0.0095000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) - 0.04553920000 Y1(\tau) - 0.833487200 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} X2(\tau) \right) + 0.0001666974400 \cos(2\tau) \right. \\ \left. -0.1242672857 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} X3(\tau) \right) - 0.0823900000 \left( \frac{d}{d\tau} X3(\tau) \right) - 0.0110000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 0.05272960000 Y3(\tau), X3(\tau) = -0.000001547545301 \left( \frac{d^2}{d\tau^2} Y1(\tau) \right) \right.

```

```

-0.000001310750000  $\left(\frac{d}{dt} X1(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 8.388800000 \cdot 10^{-7} Y1(\tau) - 0.523906240 \left(\frac{d^2}{dt^2} X2(\tau)\right) + 0.0001047812480 \cos(2\tau)
-0.2315890325 \left(\frac{d^2}{dt^2} X3(\tau)\right) - 0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} X3(\tau)\right) - 0.0205000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 0.09826880000 Y3(\tau), Y1(\tau) = -0.1812838782 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right)
-0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right) - 0.0205000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 0.09826880000 X1(\tau) - 0.452464480 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.00009049289600 \sin(2\tau) - 0.000001976979545 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right)
-0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 8.388800000 \cdot 10^{-7} X3(\tau), Y2(\tau) = -0.08400960208 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right) - 0.0711550000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right)
-0.0095000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 0.04553920000 X1(\tau) - 0.833487200 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.0001666974400 \sin(2\tau) - 0.1242672857 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right) - 0.0823900000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right)
-0.0110000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 0.05272960000 X3(\tau), Y3(\tau) = -0.000001547545301 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right) - 0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau)
+ 8.388800000 \cdot 10^{-7} X1(\tau) - 0.523906240 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.0001047812480 \sin(2\tau) - 0.2315890325 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right) - 0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right) - 0.0205000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau)
+ 0.09826880000 X3(\tau) \}
> fens := {X1(\tau), X2(\tau), X3(\tau), Y1(\tau), Y2(\tau), Y3(\tau)}
fens := {X1(\tau), X2(\tau), X3(\tau), Y1(\tau), Y2(\tau), Y3(\tau)}
> ICS := {X1(0) = 0, D(X1)(0) = 0, Y1(0) = 0, D(Y1)(0) = 0,
X2(0) = 0, D(X2)(0) = 0, Y2(0) = 0, D(Y2)(0) = 0,
X3(0) = 0, D(X3)(0) = 0, Y3(0) = 0, D(Y3)(0) = 0}
ICS := {X1(0) = 0, X2(0) = 0, X3(0) = 0, Y1(0) = 0, Y2(0) = 0, Y3(0) = 0, D(X1)(0) = 0, D(X2)(0) = 0, D(X3)(0) = 0, D(Y1)(0) = 0, D(Y2)(0) = 0, D(Y3)(0) = 0}
> sysdiff := sys union ICS
sysdiff := {X1(0) = 0, X1(\tau) = -0.1812838782 \left(\frac{d^2}{dt^2} X1(\tau)\right) - 0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} X1(\tau)\right) - 0.0205000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 0.09826880000 Y1(\tau) - 0.452464480 \left(\frac{d^2}{dt^2} X2(\tau)\right)
+ 0.00009049289600 \cos(2\tau) - 0.000001976979545 \left(\frac{d^2}{dt^2} X3(\tau)\right) - 0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} X3(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 8.388800000 \cdot 10^{-7} Y3(\tau), X2(0) = 0, X2(\tau) =
-0.08400960208 \left(\frac{d^2}{dt^2} X1(\tau)\right) - 0.0711550000 \left(\frac{d}{dt} X1(\tau)\right) - 0.0095000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 0.04553920000 Y1(\tau) - 0.833487200 \left(\frac{d^2}{dt^2} X2(\tau)\right) + 0.0001666974400 \cos(2\tau)
-0.1242672857 \left(\frac{d^2}{dt^2} X3(\tau)\right) - 0.0823900000 \left(\frac{d}{dt} X3(\tau)\right) - 0.0110000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 0.05272960000 Y3(\tau), X3(0) = 0, X3(\tau) = -0.000001547545301 \left(\frac{d^2}{dt^2} X1(\tau)\right)
-0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} X1(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) X1(\tau) - 8.388800000 \cdot 10^{-7} Y1(\tau) - 0.523906240 \left(\frac{d^2}{dt^2} X2(\tau)\right) + 0.0001047812480 \cos(2\tau)
-0.2315890325 \left(\frac{d^2}{dt^2} X3(\tau)\right) - 0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} X3(\tau)\right) - 0.0205000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) X3(\tau) - 0.09826880000 Y3(\tau), Y1(0) = 0, Y1(\tau) = -0.1812838782 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right)
-0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right) - 0.0205000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 0.09826880000 X1(\tau) - 0.452464480 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.00009049289600 \sin(2\tau) - 0.000001976979545 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right)
-0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 8.388800000 \cdot 10^{-7} X3(\tau), Y2(0) = 0, Y2(\tau) = -0.08400960208 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right) - 0.0711550000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right)
-0.0095000000 (X1(\tau)^2 + Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 0.04553920000 X1(\tau) - 0.833487200 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.0001666974400 \sin(2\tau) - 0.1242672857 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right) - 0.0823900000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right)
-0.0110000000 (X3(\tau)^2 + Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 0.05272960000 X3(\tau), Y3(0) = 0, Y3(\tau) = -0.000001547545301 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y1(\tau)\right) - 0.000001310750000 \left(\frac{d}{dt} Y1(\tau)\right) - 1.750000000 \cdot 10^{-7} (X1(\tau)^2
+ Y1(\tau)^2) Y1(\tau) + 8.388800000 \cdot 10^{-7} X1(\tau) - 0.523906240 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y2(\tau)\right) + 0.0001047812480 \sin(2\tau) - 0.2315890325 \left(\frac{d^2}{dt^2} Y3(\tau)\right) - 0.1535450000 \left(\frac{d}{dt} Y3(\tau)\right) - 0.0205000000 (X3(\tau)^2
+ Y3(\tau)^2) Y3(\tau) + 0.09826880000 X3(\tau), D(X1)(0) = 0, D(X2)(0) = 0, D(X3)(0) = 0, D(Y1)(0) = 0, D(Y2)(0) = 0, D(Y3)(0) = 0}$ 
```