

ОПТИМІЗАЦІЯ МАСОВО-ЧАСТОТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧОГО ОРГАНА ВІБРАЦІЙНОГО СТОЛА

© Гурський В.М., Махоркін Є.М., 2011

Проведено оптимізацію масових та частотних характеристик робочого органа високочастотного вібраційного стола у прикладному модулі CosmosWorks. Уточнено конструктивні параметри на основі введення масово-частотного показника як критерію оптимізації.

This article describes the optimization of mass and frequency descriptions of worker mass of high-frequency vibratory table in the applied module of CosmosWorks. Specify structural parameters on the basis of introduction of mass frequency index, as to the criterion of optimization.

Вступ. Ущільнення сумішей сипких матеріалів є поширеним процесом у різноманітних галузях промисловості: будівельній – для формування та отримання майбутніх виробів із поліпшеними фізико-механічними властивостями; переробній промисловості – після багатостадійних процесів переробки промислових і побутових відходів (наприклад, полімерних); машинобудуванні – на підготовчих та проміжних операціях; хімічній та легкій – перед процесом спікання та термічного пресування полімерних виробів (деталей народного вжитку) із термо- і реактопластів тощо. Видалення повітря, зменшення вологовмісту та рівномірне компактне розташування складових суміші, і як наслідок, – значне збільшення насипної щільності досягається вібраційним ущільненням на вібростолі. Його робочий орган передає частинкам сипкої суміші коливання малої амплітуди та високої частоти (близько 150 Гц), внаслідок чого вона набуває підвищеної рухливості. Під дією власної ваги частинки суміші займають стійке положення, що сприяє зменшенню внутрішнього тертя (затиснені бульбашки повітря спливають на поверхню), зниженню в'язкості суміші, внаслідок чого вона набуває властивостей, які наближають її до рідини. Тимчасово перейшовши у плинний стан, суміш розтікається у формі та ущільнюється під дією власної ваги та сил інерції. В результаті зменшується об'єм сипкої суміші та забезпечується рівномірність насипної густини (щільності) за висотою шару.

Постановка проблеми. Робочі органи вібраційних столів, що виконують безпосередньо технологічну дію на оброблюване середовище, повинні бути доволі жорсткими за визначених із технологічних принципів масово-інерційних характеристик, мати високу міцність, зносостійкість та довговічність [1]. Важлива проблема щодо забезпечення високої жорсткості робочого органа постає в умовах високочастотних коливань (100 Гц), які використовуються в технології ущільнення багатокомпонентних дрібнозернистих та порошкоподібних сипких сумішей. Для оцінки жорсткості їхніх конструкцій використовується частота власних коливань, в напрямку якої реалізуються коливання. Задовільною умовою достатньої жорсткості конструкції, з практичних міркувань, вважається значення власної частоти коливань робочого органа $f_{p.o.} \geq 4f$ частоти вимушених коливань. За цим критерієм робочий орган проявляє себе як система із зосередженою у точці масою, тобто як абсолютно тверде тіло, кожна інша точка поверхні якого коливається з однаковою амплітудою та фазою. Іншими словами, під час коливального руху робочий орган не проявляє властивостей системи із розподіленими параметрами.

Аналіз останніх досліджень. Загалом з аналізу жорсткості конструкції робочого органа проводиться її повний частотний аналіз, за яким розраховується багато власних частот. Із розрахованого ряду проводиться аналіз впливу частоти збурення на деформацію конструкції. При цьому потрібно враховувати також і вид коливань, який визначає характер руху робочого органа. Найпростішими є задачі з прямолінійними коливаннями робочого органа, у яких останній зазнає деформацій згину, розтягу чи стиску. У монографії [2] для забезпечення високої жорсткості робочого органа високочастотного вібростола використано конструкцію у вигляді сандвіч-панелі у складі сталь-дерево-сталь, що дало змогу також забезпечити малу висоту вібростола. Акцент ставиться на власній частоті згинальних коливань, оскільки коливання збурюються у вертикальному напрямі в площині, перпендикулярній до площини робочого органа. Власна частота крутильних коливань не має практичного сенсу під час роботи вібраційних столів. Поширеними є зварні конструкції робочих органів із використанням ребер жорсткості, які істотно впливають на спектр і значення частотних характеристик. Для зварних робочих органів вібростолів з інерційним приводом оптимальні конструктивні параметри ребер жорсткості наведені у [3]. У [4] здійснюється порівняння аналітичних значень власних частот коливань робочого органа великогабаритного вібраційного конвеєра із значеннями, отриманими методом скінченних елементів (МСЕ) 3D-моделі робочого органа. Розрахункова схема робочого органа моделюється пружним стрижнем із розподіленою масою.

Постановка завдання. Задача оптимізації масово-частотних характеристик робочих органів є важливою в проектуванні вібраційних машин і ґрунтується на основних принципах оптимального [5] та раціонального [6] проектування, які передбачають виведення аналітичних залежностей цільової функції та обмежень від змінних конструктивних параметрів.

Виклад основного матеріалу. У цьому випадку дослідження проводимо на основі 3D-моделі зварного робочого органа (рис. 1) із геометричними параметрами поверхні 600x250 мм. Метою є оптимізація масово-частотних характеристик робочого органа. Для нього неважко отримати аналітичний запис залежності маси конструкції від конструктивних параметрів складових елементів (товщини верхньої плити $DV1$, зварних ребер $DV2$, $DV3$ та висоти ребра $DV4$.) Однак проблемою є встановлення аналітичного виразу для власної частоти згинальних коливань робочого органа як системи із розподіленими параметрами. Тому дослідження проводимо за допомогою МСЕ у програмному додатку CosmosWorks.

Оптимізація конструктивних параметрів робочого органа за допомогою прикладного модуля CosmosWorks програми SolidWorks. Вихідні значення маси та частоти власних згинальних коливань робочого органа, отримані в процесі проектування (рис. 1, 2) за допомогою програми SolidWorks та прикладного модуля CosmosWorks, становлять відповідно 33,36 кг та 449,87 Гц.

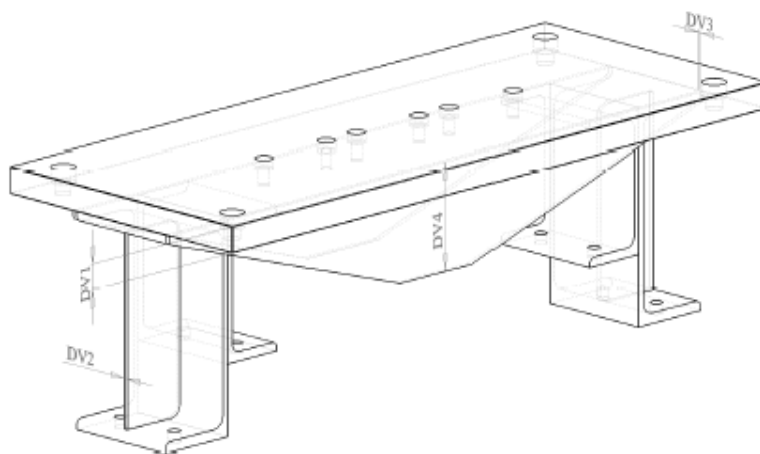


Рис. 1. Вихідні конструктивні параметри робочого органа:
 $DV1=22$ мм, $DV2=3,5$ мм, $DV3=4$ мм, $DV4=90$ мм

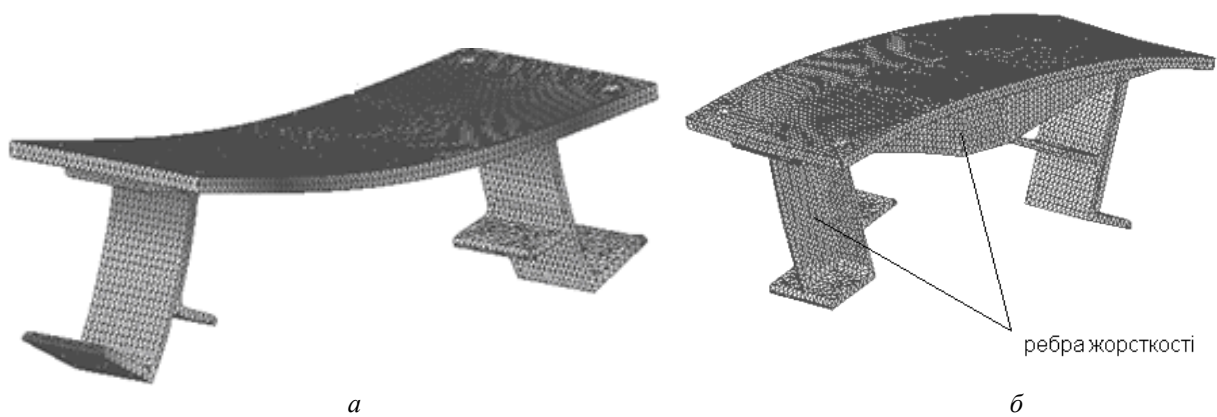


Рис. 2. Власні форми та частоти згинальних коливань робочого органа вібраційного стола без (а) та із (б) ребрами жорсткості: а – 134,4 Гц; б – 449,87 Гц

Алгоритм оптимізаційної задачі (рис. 3) ґрунтується на проведеному попередньо частотному аналізі (задача 1– «Frequency») робочого органа (визначення власних частот коливань), з якого вибирається «проблемна» частота власних згинальних коливань робочого органа. Оптимізаційна програма (задача 2 – «Optimization») у процесі розв’язку створює дискретний набір змінних параметрів оптимізації (конструктивних параметрів робочого органа – рис. 4) із вказаного користувачем діапазону значень, за яким здійснює перерахунок значень власних частот коливань та маси. Цільова функція оцінюється за обмеженнями, які вказуються для досліджуваної частоти власних коливань (рис. 2). У цьому випадку першою згинальною є восьма за порядком розрахунку в CosmosWorks частота. Цільова функція має вигляд: $m_2(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \min$. Обмеження, що встановлюються на частоту власних згинальних коливань робочого органа, залежно від частоти вимушених коливань вібростола, визначається як $f_{p.o.} \geq 4f$. Для частоти коливань 100 Гц приймаємо можливий діапазон значень власної частоти $f_{p.o.} = (400 \text{ К } 450) \text{ Гц}$, оскільки його вимагає вказувати оптимізаційна програма. Обмеження також встановлюємо на змінні конструктивні параметри робочого органа.

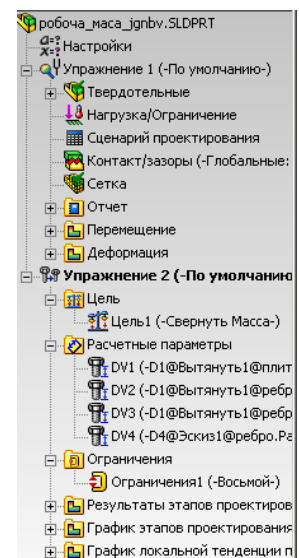


Рис. 3. Алгоритм оптимізаційної задачі в модулі CosmosWorks

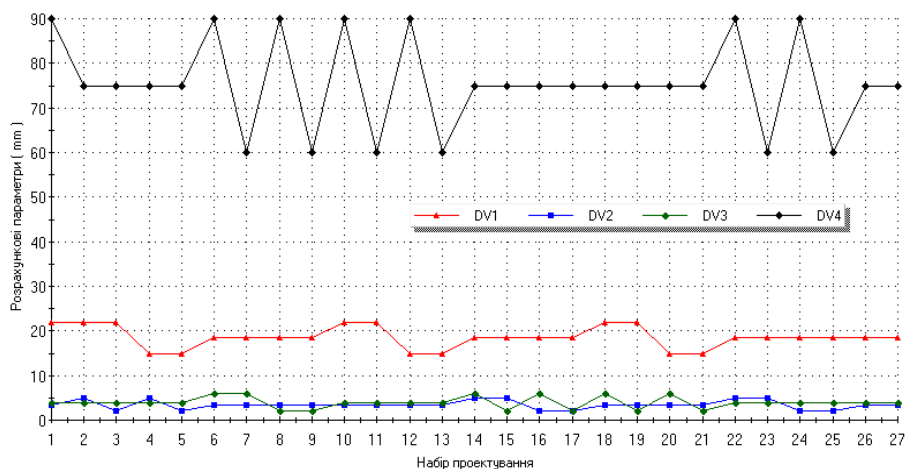


Рис. 4. Дискретний набір змінних конструктивних параметрів робочого органа, встановлений оптимізаційним модулем додатка CosmosWorks

Значення параметрів оптимізаційної задачі

№ на-бо-ру	Розрахункові параметри, мм				Оптимізаційні параметри		№ на-бо-ру	Розрахункові параметри, мм				Оптимізаційні параметри	
	DV1	DV2	DV3	DV4	маса, кг	частота, Гц		DV1	DV2	DV3	DV4	Маса, кг	Частота, Гц
1	22	3,5	4	90	33,36	449,87	14	18,5	5	6	75	30,03	464,87
2	22	5	4	75	33,27	440,46	15	18,5	5	2	75	28,35	341,72
3	22	2	4	75	32,82	427,84	16	18,5	2	6	75	29,6	446,17
4	15	5	4	75	25,13	390,64	17	18,5	2	2	75	27,9	340,28
5	15	2	4	75	24,68	383,42	18	22	3,5	6	75	33,9	486,17
6	18,5	3,5	6	90	30,3	385,24	19	22	3,5	2	75	32,19	368,4
7	18,5	3,5	6	60	29,35	400,85	20	15	3,5	6	75	25,76	436,39**
8	18,5	3,5	2	90	28,28	350,12	21	15	3,5	2	75	24,05	319,43
9	18,5	3,5	2	60	27,96	300,28	22	18,5	5	4	90	29,52	360,28
10	22	3,5	4	90	33,36	330,69	23	18,5	5	4	60	28,88	358,85
11	22	3,5	4	60	32,73	386,06	24	18,5	2	4	90	29,07	352,14
12	15	3,5	4	90	25,22	345,21	25	18,5	2	4	60	28,43	355,56
13	15	3,5	4	60	24,59	334,15	26	18,5	3,5	4	75	28,97	414,91*

* – значення, оптимізовані програмою (табл. 2);

** – значення, оптимізовані за введеним частотно-масовим показником (рис. 8, а).

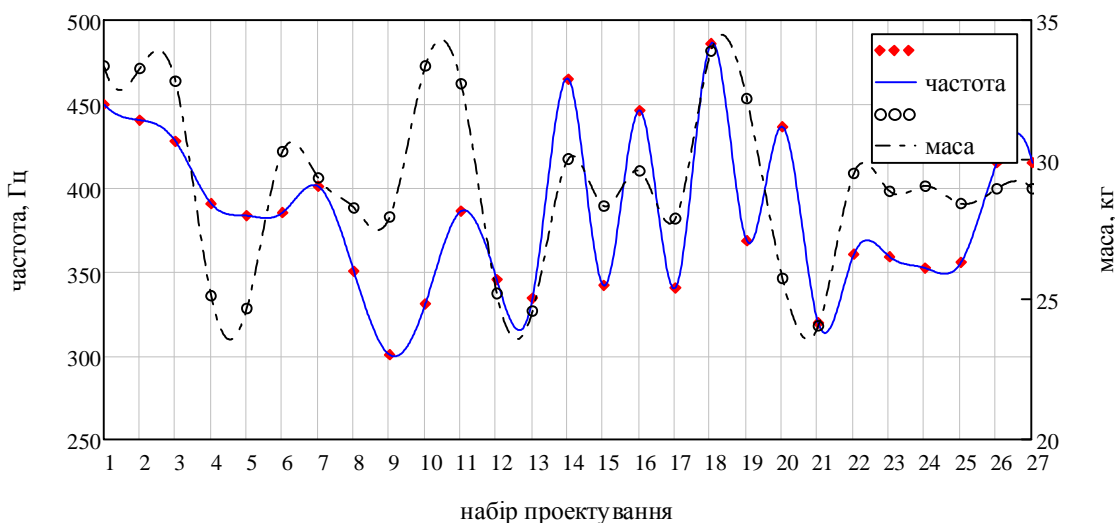


Рис. 5. Апроксимована зміна дискретних значень критерію оптимізації (маси) та власної частоти коливань у межах набору змінних конструктивних параметрів робочого органа (за табл. 1)

Згідно з поставленим оптимізаційним завданням «Optimization» в програмі CosmosWorks, отримаємо для заданого частотного обмеження оптимальні конструктивні параметри робочого органа (табл. 2), що відповідають 26 і 27 наборові даних, забезпечуючи значення маси робочого органа 28,97 кг (рис. 6), а частоту власних згинальних коливань – 414,9 Гц.

Максимальна частота власних коливань робочого органа в межах отриманого набору змінних параметрів становить 486,17 Гц, що відповідає 18 наборові даних, за якого маса робочого органа становить 33,9 кг (рис. 5). Мінімальна маса робочого органа 24,05 кг у 21 наборі параметрів, за якого власна частота коливань буде 319,43 Гц. Останній варіант є придатним для частот вимушених коливань не більше 80 Гц.

Вихідні дані та результати оптимізації конструктивних параметрів робочого органа

Незалежні змінні конструктивні параметри	Діапазон зміни конструктивних параметрів, мм	Оптимальні значення параметрів, мм	Критерій оптимізації	
			Маса, кг	Частота, Гц
товщина верхньої плити DV1	15-22	18,5	8,97	414,9
товщина малого ребра DV2	2-5	3,5		
товщина великого ребра DV3	2-6	4		
висота великого ребра DV4	60-90	75		

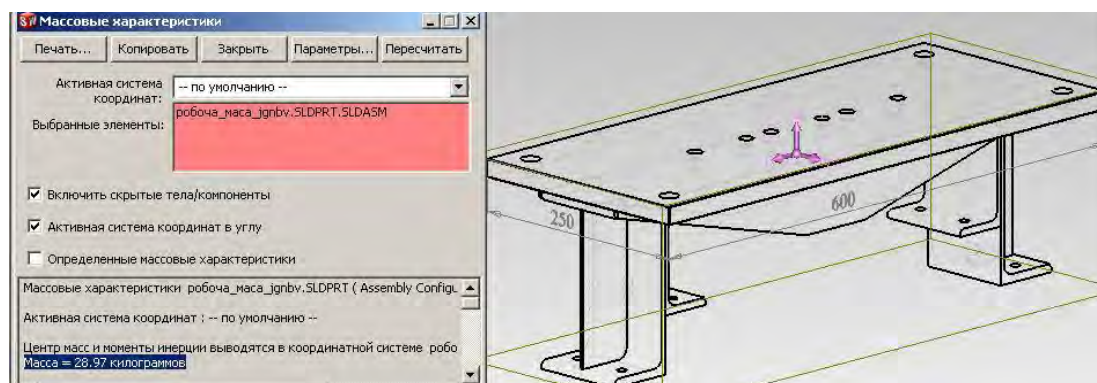


Рис. 6. Масові характеристики робочого органа після оптимізації

Розв'язком оптимізаційної задачі вдалося зменшити масу робочого органа на 4,39 кг (13,16 %), забезпечуючи при цьому потрібну жорсткість його конструкції, зберігаючи вихідні конструктивні дані

Очевидно, із аналізу табличних даних оптимізаційний модуль програми вибрав оптимальним той варіант, за якого мінімальне значення маси є у тому наборі даних, якому відповідає значення власної частоти коливань, найближче до нижньої границі накладеного обмеження. Для підтвердження, після оптимізаційної задачі проведено повторний частотний аналіз робочого органа (рис. 7), згідно з яким встановлено значення власних частот крутильних (305,5 Гц) та згинальних (414,9 Гц) коливань. Отримані значення власної частоти згинальних та крутильних коливань (останні не мають практичного сенсу) є в межах поставлених частотних обмежень та підтверджують працездатність конструкції в умовах високочастотних коливань.

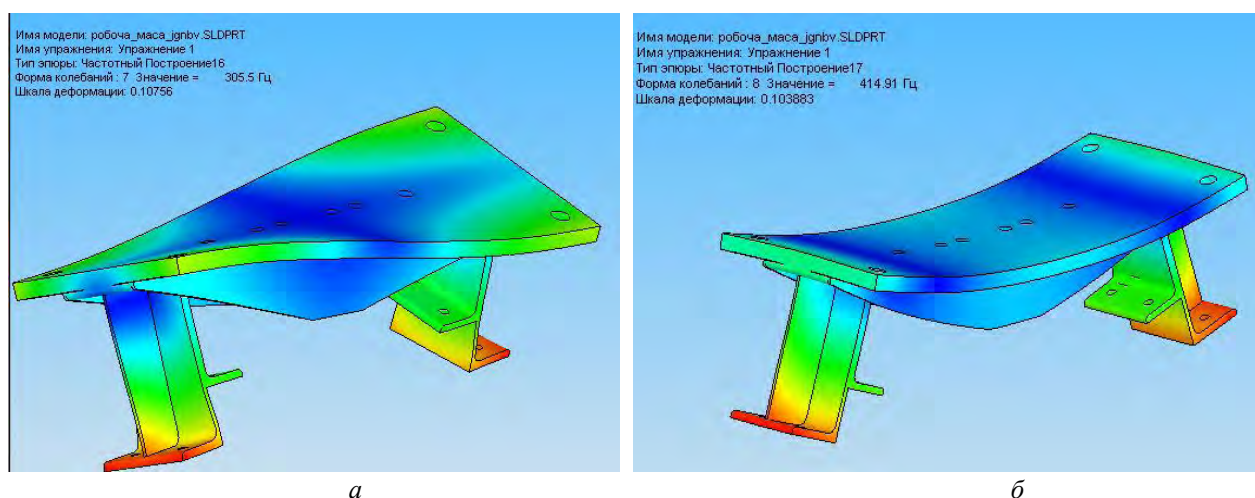


Рис. 7. Перші дві власні форми та частоти коливань оптимізованого робочого органа: крутильних (а – 305,5 Гц) та згинальних (б – 414,9 Гц)

Оптимізація конструктивних параметрів робочого органа вібростола за питомим частотно-масовим показником. Прикладний модуль «Optimization» в програмі CosmosWorks дає змогу встановлювати тільки одну цільову функцію цієї системи. За поставлених обмежень на власну частоту коливань та вибраної цільової функції отримано (рис. 5) багато дискретних значень власної частоти коливань та цільової функції, які можна оцінити, ввівши (поділивши) питомий частотно-масовий показник, який характеризує відношення власної частоти коливань, що припадає на одиницю маси конструкції. Використання цього показника доцільне у комплексній оптимізаційній постановці такого вигляду:

$$\{m_2(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \min; f_2(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \max\}.$$

Для введеного частотно-масового показника $k_{f/m}$ цільова функція матиме вигляд: $k_{f/m}(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \max$. Із рис. 8, а зрозуміло, що за цим показником максимальні жорсткісні характеристики отримаємо за 20-го набору даних: маса робочого органа – 25,76 кг, власна частота коливань – 436,39 Гц, питомий частотно-масовий показник – 16,941 Гц/кг. Причому значення власної частоти коливань задовольняє поставленим частотним обмеженням на систему, а маса робочого органа порівняно із отриманим значенням зменшилась на 3,21 кг (1%). Для вибраного системою оптимального набору даних (26-й) значення показника становить 14,322 Гц/кг. Найменш раціональним є випадок за 10-го набору, коли питомий частотно-масовий показник становить 9,913 Гц/кг (маса – 33,36 кг, частота – 330,69 Гц).

Для оберненого масово-частотного показника $k_{m/f} = 1/k_{f/m}$ (рис. 8, б) оптимізаційна задача має такий вигляд: $\{k_{m/f}(DV1, DV2, DV3, DV4) \rightarrow \min; f_{\min} \leq f \leq f_{\max}\}$.

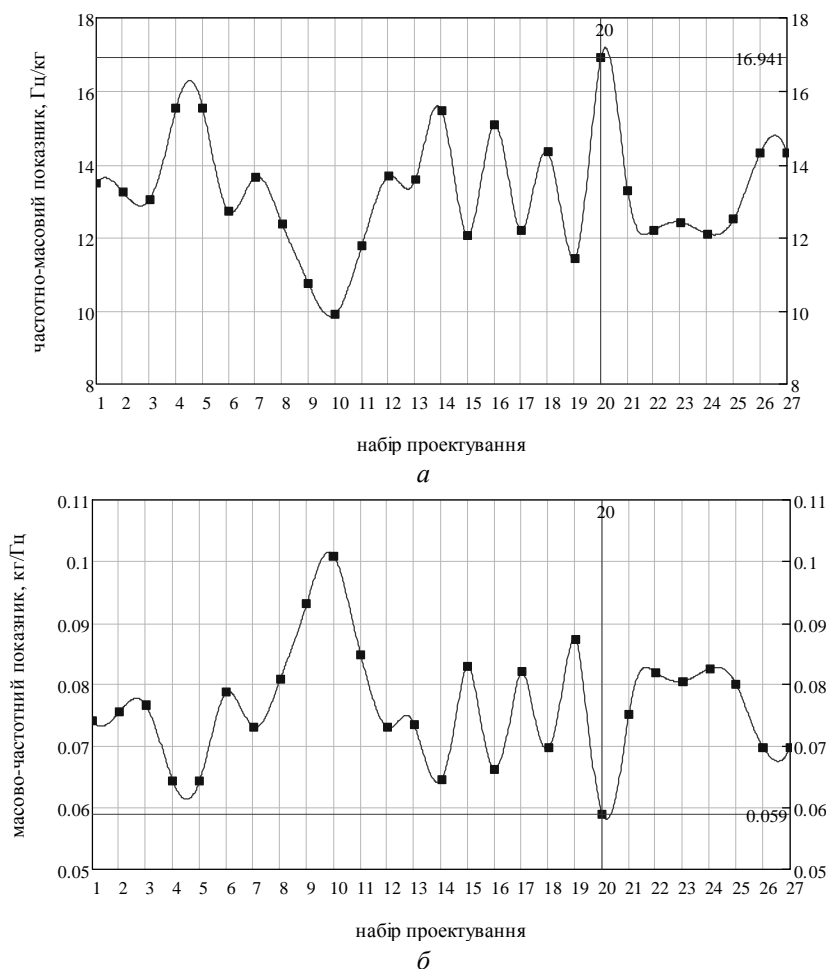


Рис. 8. Графічна інтерпретація та екстремуми питомих показників:
а – частотно-масового $k_{f/m}$; б – масово-частотного $k_{m/f} = 1/k_{f/m}$

Висновок. Встановлено оптимальні конструктивні параметри робочого органа вібраційного стола, які забезпечили допустимі значення власної частоти згинальних коливань, зменшення маси робочого органа на 13,16 % порівняно із масою за вихідних значень конструктивних параметрів. Введено частотно-масовий критерій для проведення подальшої оптимізації конструктивних параметрів, який дав змогу зменшити масу робочого органа ще на 3,21 кг (11 %). Оптимізація робочих органів вібраційних столів повинна ґрунтуватися на введеному критерії, за яким забезпечується їхня максимальна поперечна жорсткість та оптимальним буде співвідношення між масою конструкції та частотою власних коливань.

1. Потураев В.Н. Динамика и прочность вибрационных транспортно-технологических машин / В.Н. Потураев, А.Г. Червоненко, Ю.Я. Ободан; ред. К.М. Рагульскиса. – Л.: Машиностроение, 1989. – 113 с. 2. Ланець О. С. Високоэффективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2008. – 324 с. 3. <http://www.brecon-vibration.com>. 4. Michalczyk J. Natural vibrations of long vibratory conveyers / J. Michalczyk, P. Czubak // Archives of metallurgy and materials. – 2006. – Volume 51. – Issue 1. – P. 145–154. 5. Носко П.Л. Оптимальное проектирование машиностроительных конструкций. – Луганск: Изд-во ВУГУ, 1999. – 392 с. 6. Кіндрацький Б. І., Сулим Г. Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій: монографія. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2003. – 280 с.

УДК 621.548

І.В. Кузьо, В.М. Корендій, Н.І. Прокпець
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРІЇ ЛОПАТЕЙ ТИХОХІДНОГО ВІТРОКОЛЕСА З МЕТОЮ МАКСИМІЗАЦІЇ ВІДБОРУ ПОТУЖНОСТІ З ПОТОКІВ ПОВІТРЯ

© Кузьо І.В., Корендій В.М., Прокпець Н.І., 2011

Наведено і реалізовано методику розрахунку та оптимізації кута атаки плоских лопатей і профільного кута лінійчастих лопатей тихохідного вітроколеса для забезпечення максимального відбору потужності з потоку повітря; подано графічні та аналітичні залежності оптимальних значень вказаних кутів.

Methods of calculation and optimization of angle of attack of flat blades and profile angle of linear blades of low-speed wind-wheel for maximum power takeoff from the air flow are set and realized, graphical and analytical expressions of optimum values of these angles are provided in the article.

Постановка проблеми. Енергія повітряних мас є одним із найперспективніших видів альтернативних джерел енергії. На фоні постійного зростання цін на природне паливо та інші енергоносії дослідження роботи, розробка нових конструкцій та вдосконалення методик розрахунку дешевих вітряків малої одиничної потужності, які працюють за слабких середньорічних вітрів, є доволі актуальними.

Особливий науковий інтерес становить дослідження обертального руху тихохідного вітроколеса, кутова швидкість якого змінюється за допомогою повороту лопатей навколо своїх осей або за рахунок зміни кута встановлення лопатей у площині, перпендикулярній до площини обертання. У таких випадках необхідно розробляти оптимальні закони керування залежно від швидкості набігаючих потоків повітря.