

Зміст

Умовні позначення	3
Вступ	5
1. Аналітичний огляд	6
2. Цілі та задачі дослідження	49
3. Опис лабораторної установки	50
4. Опис розробленого універсального вібраційного стенду	53
5. Розрахунок на міцність вузлів вібростенду	54
6. Методика проведення експериментів та вимірювань	68
7. Експериментальна частина	72
8. Техніка безпеки при роботі в лабораторії	110
Висновки та рекомендації	116
Література	117

Умовні позначення

A – амплітуда коливань, м;

ω – частота коливань, рад/сек;

β – кут вібрації, град;

g – прискорення вільного падіння, м/сек²;

ν – відносний коефіцієнт демпфирування;

ν_y – коефіцієнт демпфирування внутрішніх в'язких елементів;

P_y – власна частота коливань пружного елемента моделі;

z – коефіцієнт расстройки.

$\eta_{рем}, \eta_{поди}$ - коефіцієнти корисної дії ремінної передачі та підшипників,

C_z - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ременях

F_a – архимедова сила;

F_v – результуюча сила, що діє на частку

a, b – відповідні амплітуди коливань;

ω – кругова частота коливань;

e – зрушення фаз між складовими амплітуди коливань;

φ – кут, що характеризує фазове зрушення переміщень площини по відношенню до вибраного моменту початку відліку часу;

$\dot{\Omega}$ – кутова швидкість тіла;

α – кут нахилу плоскості до горизонту

V - коефіцієнт обертання

X, Y - коефіцієнти радіального і осьового навантаження;

k_δ - коефіцієнт безпеки

k_t - коефіцієнт, що враховує вплив температури на довговічність підшипника

τ_{cp} – час проходження міченими частками сектора з кутом 45°, с.

m_2 – маса дисперсного матеріалу;

x_a, y_a – амплітуда вимушених коливань;

a, b – амплітуди уздовж головних осей еліптичної траєкторії руху апарату;

ω – кутова швидкість обертання дебаланса;

x, y – проекції зсуву центру тяжіння апарату від положення рівноваги;

R – відстань від центру тяжіння апарату до центру тяжіння дисперсного матеріалу;

N – нормальна реакція;

F – сила тертя.

Вступ

Вібрація - рух точки або механічної системи, при якому відбуваються коливання. Іншими словами вібрація - коливання тіла або окремих його частин щодо нейтрального положення, мінливі в часі в певних межах. Розрізняють абсолютну і відносну вібрації. Джерелом вібрації в найпростішому випадку є умовна точкова маса A з заданим ексцентриситетом (призводить до появи при обертанні відцентрової сили), що викликає під час обертання ротора змінні навантаження на опорах і його вигин, звана неврівноваженою масою.

Вібраційне переміщення засноване на передачі періодичних імпульсів від вібраційного робочого органу переміщуваного продукту. Принцип вібраційного переміщення широко застосовується в конструкціях лінійних вагових дозаторів фасувально-пакувальних автоматів. У лінійних вібраційних дозаторах потік дозованого продукту розтягується в лінію і стабілізується у процесі руху на віброрітках, встановлених під невеликим кутом до горизонтальної площини.

Дослідження переміщення в посудинах, що піддаються вертикальній вібрації, показали, що інтенсивний процес починається тільки тоді, коли прискорення дна посудини перевищує земне прискорення. Ступінь інтенсивності залежить від параметрів вібрації, розміру і щільності частинок, повітропроникності шару, висоти шару, вологості коефіцієнта тертя, розмірів і форми робочої камери.

Переміщення в умовах вертикальної вібрації протікає недостатньо інтенсивно і не знаходить промислового застосування. У промислових змішувачах робочий орган піддається круговим у вертикальній площині або просторовим (об'ємним) коливань, а змішувальну камеру виконують циліндричної, коритоподібний або тороїдальної. У цьому випадку при вібрації камери виникає транспортуючий ефект, який, накладаючись на вібраційний, створює кращі умови для перемішування.

1. Аналітичний огляд

1.1 Утворення віброкиплячого шару дисперсного матеріалу і класифікація його різних станів

Віброкиплячий шар дисперсного матеріалу може бути створений в апаратах різних конструкцій при дії на матеріал віброуючої поверхні робочої камери, похилих лотків або шляхом введення безпосередньо шар віброспонукачів (інденторів).

В даний час найбільшого поширення в хімічній промисловості набули вібраційні машини, робочі органи яких здійснюють гармонійні коливання. При цьому форма траєкторії їх коливального руху може бути всіляка: прямою, вертикальною або направленою під кутом до горизонту, еліпсом, колом [1; 2].

Рух віброуючої поверхні в даних апаратах відносно не рухливих координат описується наступним рівнянням [1]:

$$\ddot{x} = A \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \sin(\omega \cdot \tau),$$

$$\ddot{y} = A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \cdot \cos(\omega \cdot \tau),$$

де A – амплітуда коливань;

ω – кутова частота вібрації;

β – кут між напрямом вібрації і віброуючою плоскістю;

τ – час.

Тоді рівняння руху частки, відносно віброуючої плоскої поверхні, що здійснює прямолінійні гармонійні коливання в системі координат, пов'язаній з цією поверхнею [1];

– умовно не рухливій середі

$$m \cdot \ddot{x} = m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \sin(\omega \cdot \tau) - m \cdot g \cdot \sin \alpha + F_{mp},$$

$$m \cdot \ddot{y} = m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \cdot \cos(\omega \cdot \tau) - m \cdot g \cdot \cos \alpha + N,$$

де α – кут нахилу віброуючого лотка до горизонту;

m – маса частки;

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя;

N – нормальна реакція;

g – прискорення вільного падіння.

Для цього випадку Членов В.А. и Міхайлов Н.В. виділяють два достатки шару сипучого матеріалу [1].

Стан віброкипіння – частки періодично відриваються від віброуючої поверхні і один від одного, збільшується об'єм шару, знижується внутрішнє тертя в системі, відбувається перемішування матеріалу.

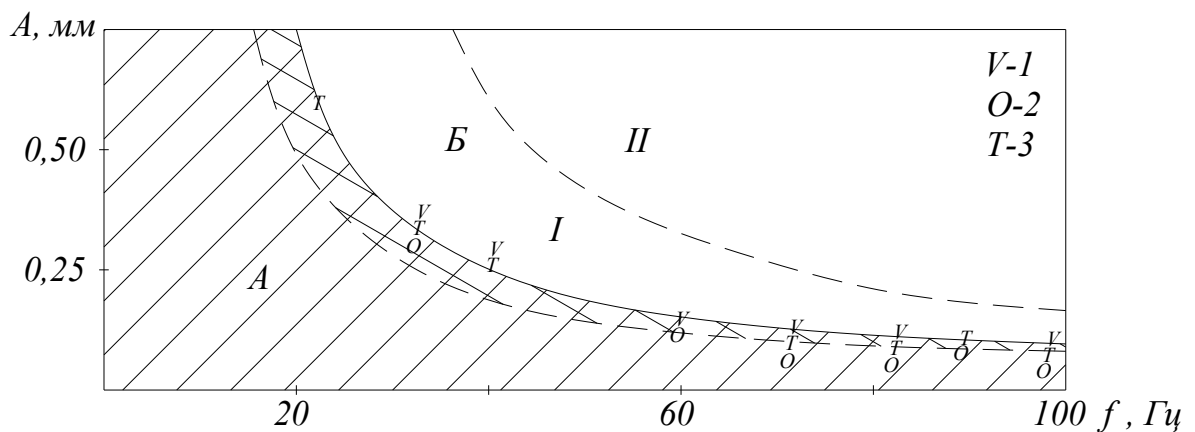
Перехід в область віброкипіння характеризує безрозмірний коефіцієнт [1]

$$K = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha}$$

При $K < 1$ – область віброзрідження,

$K \geq 1$ – область віброкипіння.

На рис. 1.1 з [1] приведено два стану шару сипучого матеріалу того, що піддається вібрації:



A – віброожижений шар

B – віброкиплячий шар

I – область сепарації часток

II – область інтенсивного перемішування часток

1 – кварцевий пісок з розміром часток $0,165 + 0,355$ мм;

2 – кварцевий пісок з розміром часток $0,355 - 0,6$ мм;

3 – сталеві кульки діаметром $0,65 + 7$ мм.

Монографії 1 вказано, що Волік Р.Н. відзначає наявність у віброкиплячому шарі двох областей: I – шар розпушується, але при цьому спостерігається сепарація часток різного розміру і питомої ваги; II – сепарація припиняється, настає інтенсивне перемішування часток.

Тепер розглянемо рівняння руху частки в рухомому потоці середі відносно віброуючої плоскої переровированой поверхні в системі координат, пов'язаній з цією поверхнею. Згідно [1] воно має вигляд:

$$m \cdot \ddot{x} = m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta \cdot \sin(\omega \cdot \tau) - m \cdot g \cdot \sin \alpha + F_a \cdot \sin \alpha + F_{mp} + F_v \cdot \sin \varphi,$$

$$m \cdot \ddot{y} = m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta \cdot \cos(\omega \cdot \tau) - m \cdot g \cdot \cos \alpha + F_a \cdot \cos \alpha + N + F_v \cdot \sin \varphi,$$

де F_a – архимедова сила;

F_v – результуюча сила, що діє на частку, визначена згідно [3], як геометрична сума гідродинамічної сили, що проходить через шар потоку газу або рідини і опору середі, що виникає при переміщенні частки;

φ – кут між вектором сили і перерорированной поверхнею.

В цьому випадку безрозмірний коефіцієнт, що характеризує стан шару дисперсного матеріалу, з врахуванням фільтрованої через нього середі, визначається по формулі [1]:

$$K_v = \frac{A \cdot \omega^2}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} + \frac{F_v}{m \cdot g} \cdot \frac{\sin \varphi}{\cos \alpha} + \frac{F_a}{m \cdot g}$$

При $K_v \geq 1$ – віброкиплячий шар.

Згідно [3] безрозмірний коефіцієнт, що характеризує перебування шару сипкого матеріалу на горизонтальних віброуючих ґратах при продування газу з низу у гору, має вигляд:

$$K_v = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g - \frac{F_v}{m} \cdot \sin \varphi}$$

При $0 < K_v < 1$ – віброзріджений шар;

$1 < K_v < 3$ – віброкиплячий шар;

$K_v > 3$ – віброеронтаніруючий шар.

У роботі [4] розглянуто питання про критичні умови вібропсевдозрідженого дисперсного матеріалу у вертикальній колонці з горизонтальним днищем, що здійснює коливання у вертикальному напрямі.

Рівняння безвідривного руху з врахуванням тертя об стінки колони автор записує таким чином:

$$m \cdot \ddot{y} = m \cdot A \cdot \omega^2 - m \cdot y + N_p + P_{\text{эсп}} - F_{\text{тр}}$$

де m – маса шару дисперсного матеріалу;

$F_{\text{тр}}$ – сила тертя об стінки колони;

N_p – нормальна реакція днища;

$P_{\text{эсп}}$ – сумарна гідродинамічна сила, яка складається з тиску потоку газу P і опору руху часток при переміщенні їх в середі P_c ;

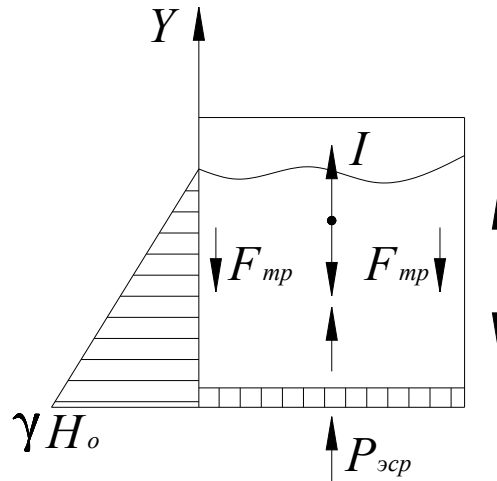
A – амплітуда;

ω – частота.

Величину сили тертя об стінки автор визначає з пропозиції, що тиск на стіни колони змінюється з висотою шару по гідростатичному закону.

Для характеристики стану шару в колоні, що здійснює вертикальні коливання, вводиться відповідно до схеми (рис. 1.2) критерій

$$K_\omega = \frac{A \cdot \omega^2}{g - \frac{P_{\text{эсп}}}{m} + \frac{F_{\text{тр}}}{m}}$$



Ріс. 1.2 – Модель вібропсевдозрідженого шару [4].

1.2 Властивості шару дисперсного матеріалу того, що піддається вібрації

1.2.1 Пористість

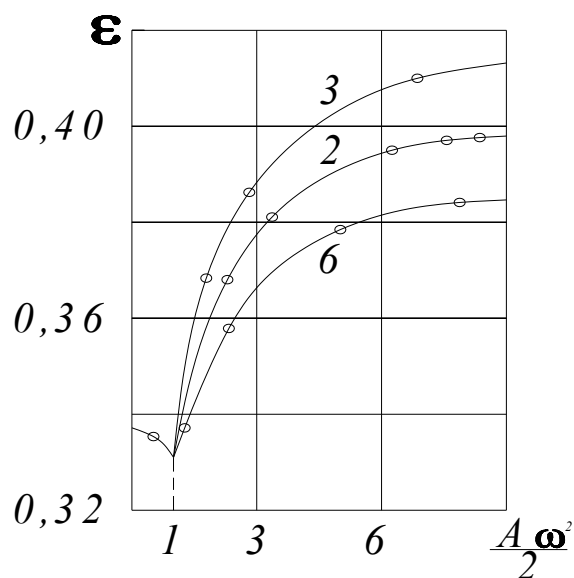
Пористість шару дисперсного матеріалу що піддається вібраційній дії згідно [1] визначається:

$$\varepsilon = \frac{V_{сл} - V_{ч}}{V_{сл}},$$

де $V_{сл}$ – повний об'єм шару;

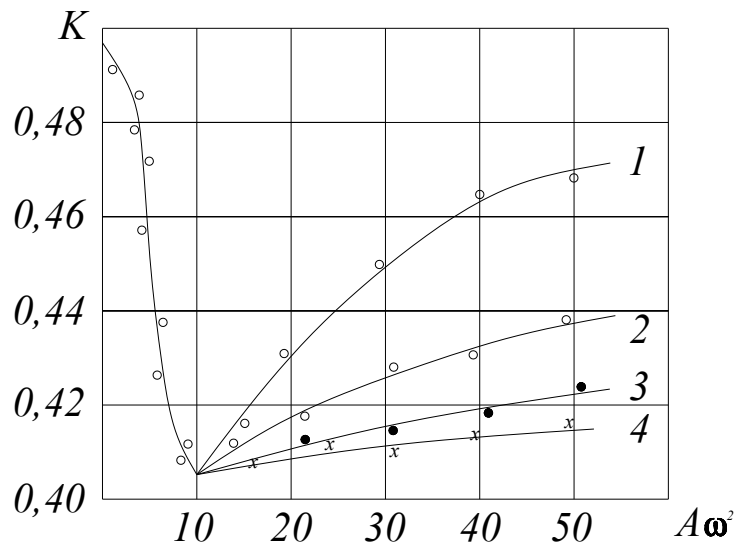
$V_{ч}$ – об'єм відповідно твердих часток.

Членов В.А. и Михайлов Н.В. приводять наступну залежність зміни пористості віброкиплячого шару кварцевого піску від прискорення вібрації майданчика при різних частотах (див. ріс. 1.3) [1]:



З графіка видно, що при дії вібрації з прискоренням нижче прискорення вільного падіння пористість шару сипучого матеріалу знижується, відбувається ущільнення шару. Автори пояснюють це зниженням внутрішнього тертя в системі, що за наявності сили тяжіння та інерційних сил сприяє оптимального самоукладки часток з мінімальними зазорами між ними. Із збільшенням прискорення вище критичного, шар переходить в стан віброкипіння і розпушується. Абсолютна величина пористості залежить від амплітуди і частоти коливання, причому, чим менше частота вібрації майданчика, тим велика пористість шару може бути створена при однакових прискореннях вібраційної дії.

До такого ж виводу приходять і Коган Ф.І. [5]. Він досліджував пористість віброкиплячого шару грубозернистого матеріалу (зеленого горошка) діаметром 6 – 6,5 мм. Висота шару при вільної засипки – 140 мм. Досліди проводилися у вертикальній циліндровій судині діаметром 80 мм з продуванням повітря через шар. Коливання вертикальні, амплітуда 0 – 4 мм. Отримана залежність представлена на рис. 1.4.



Ріс. 1.4 – К – пористість; 1 – 20 Гц; 2 – 30 Гц; 3 – 40 Гц; 4 – 50 Гц.

Автор [5] так само відзначає, що в діапазоні коливань для яких $A \cdot \omega^2 < 9,8 \text{ м/сек}^2$ (віброожижений шар) пористість шару визначається лише прискоренням коливального руху і не залежить однозначно від частоти.

Той факт, що пористість віброкиплячого шару дисперсного матеріалу в інтервалі від 1g до 4g збільшується інтенсивніше (див. мал. 4) чим при подальшому підвищенні прискорення вібрації, автор [1] пояснює дією аеродинамічної сили, яка виникає в результаті появи під віброкиплячому шаром розрядки.

Інтенсивність розпушування шару істотно залежить і від фізичних властивостей сипких матеріалів. Наприклад, пористість шару деяких тонкодисперсних порошоків полімерів помітно збільшується при прискореннях вібрації вище 5 [1]. Згідно даним Лібермана Л.М., приведеним в [1], коефіцієнт розширення шару порошку емульсивного полістиролу при частоті коливань 100 Гц і амплітуді 0,3 мм складає 1,4.

За даними Сергєєва П.А. міра розпушування віброкиплячого шару приблизно пропорційна величині $K = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha}{g}$, що є відносним прискоренням вібрації.

Гінзбург А.С. и Сироедов В.І. досліджували шар піску цукру вологості 0,3 % заввишки 30 мм, в діапазоні частот коливання 30 – 70 Гц і амплітуд 0,5 – 2,5 мм.

Результати, приведені в [1] показують, що висота віброкиплячого шару в основному залежить від амплітуди коливань. Залежність між величиною приросту висоти шару Δh і амплітуди коливань A була прямопорційною і мала вигляд:

$$\Delta h = 5,48 \cdot A$$

Відносне збільшення висоти віброкиплячого шару виражалось по формулі:

$$\frac{\Delta h}{h_{\text{неп}}} = 0,11 \cdot A,$$

де $h_{\text{неп}}$ – початкова висота вільно засипаного нерухомого шару.

Бахнах Г.К., Жирнова Г.Ф., Міхайлов Г.М., Тябін Н.В. проводили досліди з шаром полідисперсного порошку карбїду кремнію ($\rho_m = 3300 \text{ кг/м}^3$; $d = 0,08 - 0,16$; $f = 30 - 50 \text{ Гц}$; $A = 0,1 - 1,3 \text{ мм}$; $q = 0,2 - 1$)[1]. При цьому отримана наступна залежність пористості виброкипляшого шаруючи від основних визначальних її чинників:

$$\varepsilon = K \cdot P_{e_v}^{k_1} \left(\frac{A}{d_s} \right)^{k_2} \cdot \left(\frac{A \cdot \omega^2}{g} \right)^{k_3} \cdot \left(\frac{m}{D^3 \cdot \rho_m} \right)^{k_4},$$

де $P_{e_v}^{k_1} = \frac{\rho_s \cdot d_s \cdot \omega}{\eta_s}$ – вібраційне число Рейнольдса;

$q = \frac{m}{D^3 \cdot \rho_m}$ – питоме навантаження апарату;

m – маса сипкого матеріалу;

D – діаметр апарату.

$K = 0,395$; $k_1 = -0,073$; $k_2 = 0,006$; $k_3 = 0,094$; $k_4 = 0,138$.

У роботі [36] досліджувався віброкиплячий шар залізного порошку – полідисперсного по ГОСТ 9849 – 74 і монодисперсного фракцією 0,2 – 0,16 і 0,05.

Експерименти проводилися на моделі мотора, що є набором транспортуючих лотків укріплених на підставу. Підстава була жорстко закріплена до вібромайданчика з дебалансним вібратором.

Параметри вібрації були наступні: амплітуда 0,5 – 4 мм, частота 1000 – 2500 кол/хв.

Пористість шару (%) визначаємо по формулі:

$$\varepsilon = \frac{h_{\text{эсп}} \cdot h_c}{h_{\text{эсп}}} \cdot 100 \%,$$

де h_c – висота нерухомого шару;

$h_{\text{эсп}}$ – ефективна висота віброкиплячого шару, що оцінюється візуально на моделі і по фотографіях.

В результаті експериментів були отримані наступні залежності пористості віброкиплячого шару залізного порошку від параметрів вібрації (див. рис. 1.5)

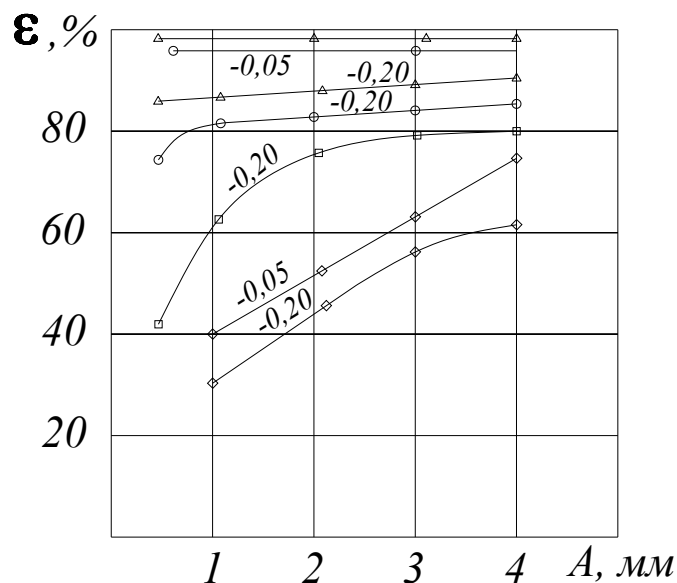


Рис. 1.5 – Зміну пористості віброкиплячого шару (цифри в ліній – розмір фракцій): Δ – 2500 кол/мин; ○ – 2000, □ – 1500, ◇ – 1000.

Автори [36] відзначають, що при малій амплітуді і низькій частоті порошок погано очікується, збільшення параметрів вібрації дозволяє отримати високо пористою структуру віброкиплячого шару.

Стійке і рівномірне псевдозрідження порошку спостерігалось при частоті 2000 – 2500 кол/хв.

Згідно [1] Кансетов В.В., Матросова Л.М., Гарбузова Г.Л. що дослідили віброкиплячий шар порошоків поліпропілену ($\rho_{\text{сл}} = 0,2 \text{ г/см}^3$; $d_{\text{ср}} = 3 \text{ мм}$; $l = 3 - 4 \text{ мм}$) в прозорому циліндрі 70 мм при частоті коливань 100 Гц і амплітудах до 3,2 мм, прийшли до висновку, що шар з підвищенням амплітуди вагання збільшує свою висоту практично однаково, не дивлячись на різні діаметри, щільність часток, початкові рівні засипки матеріалу. При цьому отримана наступна залежність приросту висоти шару від амплітуди:

$$\Delta h \approx k_1 + A^{k_2},$$

де k_1 і k_2 – постійні коефіцієнти.

Необхідно відзначити, що розглянутим закономірностям не підкоряється шар тонкодисперсних порошоків в яких частки володіють високими силами зчеплення. В цьому випадку вібрація сприяє тіснішому зближенню часток, ущільнює шар і створенні агрегати не руйнуються [1].

1.2.3 Гідродинаміка

Загальновідомо, що на характер руху сипучого матеріалу у віброкиплячому шарі має певний вплив наявність в ньому суцільного середовища (повітря, газу).

У роботі [15] була зроблена спроба описати основні закономірності руху шару сипучого матеріалу при вібрації за допомогою розумно побудованій феноменологічній моделі: шар сипучого матеріалу, у вертикальній циліндровій судині, представлявся у вигляді поршня з вертикальним отвором (див. рис. 1.16).

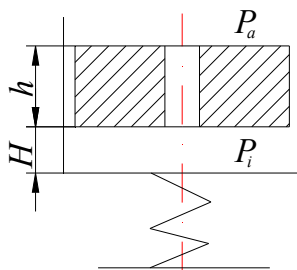


Рис. 1.16 – Феноменологічна модель шару сипкого матеріалу

При цьому робилися наступні допущення:

- пористість сипучого матеріалу при його підйомі і падінні постійна;
- при відриві поршня від дна циліндра повітря дроселює через отвір, причому витрата повітря при цьому пропорційна відносному тиску;
- повітря не стискуване;
- у момент відриву поршня від дна циліндра перепад тиску дорівнює нулю.

В результаті були отримані наступні залежності для переміщення поршня H і перепаду тиску:

$$H = \frac{\beta^2 \cdot \rho \cdot k_1^2}{P_a} \cdot \left[\frac{g \cdot \rho}{P_a} - \frac{A \cdot \omega^2}{\sqrt{\frac{P_a^2}{\rho^2} + \beta^2 \cdot \omega^2 \cdot k_1^2}} \cdot \sin(-\delta) \right] \cdot e^{-\frac{P_a \cdot \tau}{\beta \cdot \rho \cdot k_1}} -$$

$$-\frac{1}{P_a} \cdot g \cdot \beta \cdot \rho \cdot k_1 \cdot \tau - \frac{\beta \cdot k_1 \cdot A \cdot \omega}{\sqrt{\frac{P_a^2}{\rho^2} + \beta^2 \cdot \omega^2 \cdot k_1^2}} \cdot \cos(\omega \cdot \tau - \delta) +$$

$$+ \frac{A \cdot \omega^2}{\sqrt{\frac{P_a^2}{\rho^2} + \beta^2 \cdot \omega^2 \cdot k_1^2}} \cdot \left[-\frac{\beta^2 \cdot \rho \cdot k^2}{P_a} \cdot \sin(-\delta) + \frac{\beta \cdot k_1}{\omega} \cdot \cos(-\delta) \right] + \frac{\rho \cdot \beta^2 \cdot k_1^2}{P_a^2}$$

$$\frac{P_a - P_i}{P_a} = h \cdot \left\{ \left[\frac{g \cdot \rho}{P_a} - \frac{A \cdot \omega^2}{\sqrt{\frac{P_a^2}{\rho^2} + \beta^2 \cdot \omega^2 \cdot k_1^2}} \cdot \sin(-\delta) \right] \cdot e^{-\frac{P_a \cdot \tau}{\beta \cdot \rho \cdot k_1}} - \frac{g \cdot \rho}{P_a} + \right.$$

$$\left. + \frac{A \cdot \omega^2}{\sqrt{\frac{P_a^2}{\rho^2} - \beta^2 \cdot \omega^2 \cdot k_1^2}} \cdot \sin(\omega \cdot \tau - \delta) \right\}$$

де A – амплітуда коливань;

ω – частота;

P_a – тиск среди над шаром;

P_i – тиск среди в просторі між шаром і дном;

$\beta = \frac{R \cdot T}{P_a}$ – питомий об'єм повітря при тиску і температурі;

k – коефіцієнт газопроникності шару;

$$\delta = \arctg\left(\omega \cdot \beta \cdot k \cdot \frac{m}{P_a}\right) - \omega \cdot \tau_o$$

$k_1 = k \cdot h$ – питомий коефіцієнт газопроникності среди.

Отримані залежності добре узгоджуються з випробувальними даними для шару сипучого матеріалу не великої товщини. Істотні розбіжності для шарів великої величини В. Кроль пояснює не лінійним характером розподілу тиску по висоті шару [15;16].

Насправді при підйомі і падіння шару сипучого матеріалу його пористість не однакова [1; 6; 17].

Членов В.А. і Михайлов М.В. показали, що сумарний перепад тиску, що гармонійно змінюється, і розрідження під віброкиплячим шаром не дорівнює нулю, а під шаром матеріалу зберігається деяка розрядка; З'ясували механізм утворення статичної розрядки і «насосної» дії віброкиплячого шару [1; 17; 18; 19]. Інтенсивність насосної дії віброкиплячого шару характеризуються наступними параметрами: розрядкою під і тиском над шаром матеріалу, перепадом тиску в шарі [1].

Авторами [1] розглянутий вплив на інтенсивність насосної дії віброкиплячого шару таких чинників: висота шару, зернового складу, амплітуди коливань і частоти.

Показано, що розрядка під віброкиплячим шаром зростає із збільшенням його висоти, але лише до певної величини останньої. Потім із зростанням висоти шару спостерігається зменшення розрядки. Як вважають Членов В.А. і Михайлов М.В. – це пов'язано з тим, що вага верхніх шарів сипучого матеріалу,

атмосферний тиск перешкоджають руху часток в нижніх шарах. Крім того, у вібраційному русі бере участь не вся маса матеріалу.

Вплив зернового складу сипучого матеріалу на розрядку під шаром визначається газопроникністю шару. Чим менше газопроникність (для монодисперсного матеріалу – чим менше середній діаметр часток), тим більше статична розрядка [1].

У [1] відмічено, що при досягненні певного значення параметрів вібрації залежність розрядки від амплітуди стає лінійною і цей момент може визначати граничну точку достатку віброкиплячого шару. На рис. 1.17 [1] представлена залежність статичної розрядки під віброкиплячим шаром піску Люберецького кар'єру від амплітуди вібрації.

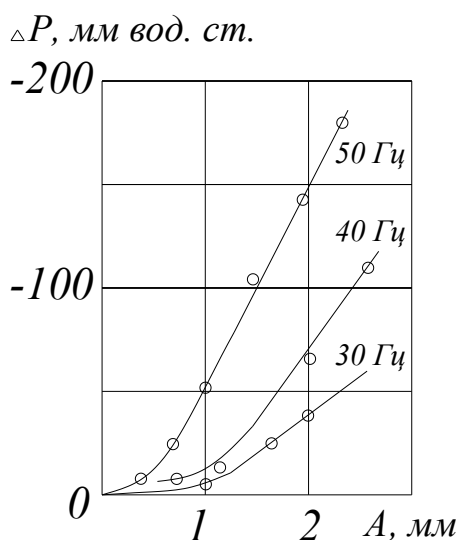


Рис. 1.17

На рис. 1.18 [1] приведена залежність розрядки під віброкиплячим шаром кварцевого піску заввишки 30 мм, розміром часток 0,165 – 0,21 мм, від частоти при постійних прискореннях вібрації.

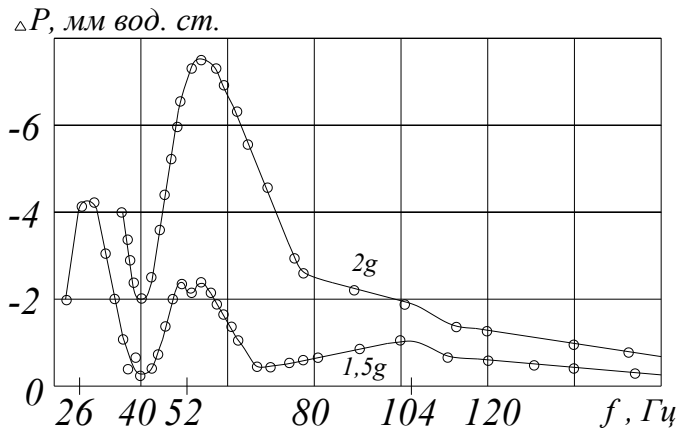


Рис. 1.18

Автори [1] пояснюють списи розрідження резонансними явищами.

Для розрахунку перепаду тиску віброкиплячого шару на початку псевдозрідження, в [20; 21;] приведено емпіричне рівняння:

$$\Delta P_{ov} = \Delta P_o \cdot \left(\frac{A \cdot \omega^2}{g} \right)^{-n},$$

де ΔP_o – перепад тиску на початку псевдозрідження за відсутності вібрації;

n – залежить від властивостей часток і визначається із співвідношення

$$n = 0,41 + 0,196 \cdot d \cdot \rho_m$$

d – діаметр частки;

ρ_m – щільність матеріалі.

1.2.4 Вібраційне переміщення

Блехман І.І. , Джанелідзе Г.Ю, представляють вібраційне переміщення як процес, в результаті якого періодичні (ненапрявлені в середньому) дії викликають однобічний (направлене в середньому) рух [22].

Одним з найважливіших параметрів, що характеризують вібраційне переміщення є швидкість.

Вона залежить від параметрів вібрації, кутів нахилу віброуючої площині і напрям коливань, властивостей матеріалу, висоти шару, напрямі і швидкості руху газу [11].

Фещенко В.З. [37] вважає причиною переміщення частки по вібруючій поверхні – асиметрію імпульсу сил. Розглядаючи безвідривний рух частки по вібруючій поверхні автор показує, що миттєве положення частки визначається рівнодійній горизонтальній складовій Y_x сили інерції і сили тертя $F_{mp} = F_{mp}' \pm F_{mp}''$. На рисунках 1.19 і 1.20 дані графіки зміни сил і імпульсу сил, що діють на частку за один період коливань робочого органу.

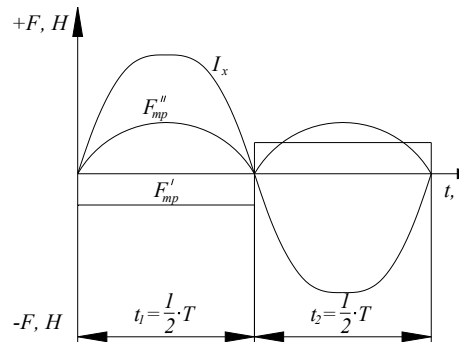


Рис. 1.19

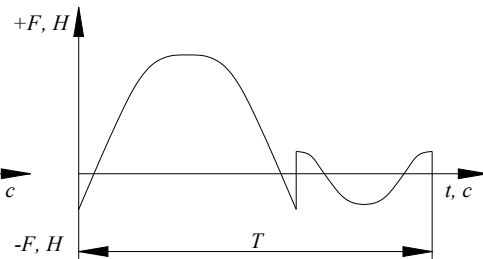


Рис. 1.20

Згідно рис. 1.19 асиметрія сил, що впливають на частку матеріалу, створюється в наслідку дії змінної сили тертя $F_{mp}'' = f \cdot m \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \sin \beta$, яка виникає від пульсацій сили нормального тиску в напрям вібротранспортування. Асиметрія сил – необхідна умова виникнення асиметрії імпульсу сил.

Авторам [37] запропонований критерій подібності для характеристики наявності або відсутності руху в механічній системі:

$$\frac{\Gamma \cdot \text{ctg} \beta}{f},$$

де $\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g}$

A – амплітуда;

ω – частота;

g – прискорення сили тяжіння;

β – кут нахилу траєкторії коливань до площини робочого органу.

Якщо: $\frac{\Gamma \cdot \text{ctg} \beta}{f} > 1$ – частка рухається у напрямі вібротранспортування;

$\frac{\Gamma \cdot \operatorname{ctg} \beta}{f} = 1$ – симетрія імпульсу сил, частка матеріалу знаходиться в

рівномірному коливальному русі;

$\frac{\Gamma \cdot \operatorname{ctg} \beta}{f} < 1$ – частка рухається в напрямі протилежному напрямку

вібротранспортування або знаходиться у відносному спокої.

Автори [23; 21; 1] дають наступну формулу для визначення середньої швидкості переміщення матеріалу по лотку з суцільним дном при кутах горизонтальному напрямі коливань $\beta = 20 - 35^\circ$

$$U_{cp} = k \cdot A \cdot \omega \cdot \cos \theta \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{c^2}}, \frac{m}{сек}$$

де $c = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \theta}{g \cdot \cos \beta}$

θ – кут нахилу площини до горизонту;

k – коефіцієнт залежний від властивостей матеріалу.

Швидкість переміщення матеріалу по перфорірованому лотку, що забезпечує вільну або примусову подачу газу під шар збільшується за одними даними на 5 – 20 % [21; 23], по інших – в 1,5 – 3 рази [1] (менше значення для зернистих, більше, – для пилоподібних матеріалів).

Автор [23] приводить формулу для середньої швидкості переміщення дисперсного матеріалу при режимах з безперервним підкиданням:

$$U_{cp} = \frac{\pi \cdot k \cdot g}{\omega \cdot \operatorname{tg} \beta}, \frac{m}{сек}$$

Осінскім В.П., Сажиним Б.С. згідно [1], отримана залежність для швидкості V_v вібротранспортування матеріалу при подачі повітря під шар:

$$V_v = V_o \cdot \left[2,4 + \left(\frac{V}{V_{кр}} \right)^{1,7} \right],$$

де V – швидкість повітря, рівна йому витраті, віднесеній до площині газорозподільних ґрат;

$V_{кр}$ – швидкість початку псевдозрідження шару.

Кут нахилу лотка до горизонту впливає таким чином: в середньому на кожен градус підйому лотка (до 12°) швидкість вібропереміщення зменшується на 2 – 5 %, а для похилого лотка – зростає на 3 – 10 % на градус [1; 21; 23; 24].

Рижков А.Ф. и Баскаков А.П. досліджували з позиції механіків сипкої среди динаміку засипки у вертикальній – циліндровій судині, що здійснює гармонійні коливання у вертикальному напрямі [25; 26].

На рис. 1.21 [25] представлена схема напруженого достатку засипки контакту з днищем.

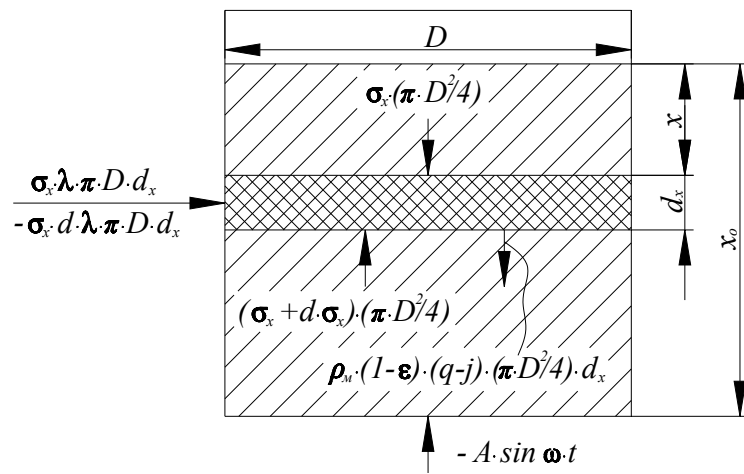


Рис. 1.21

Автори вважали, що розміри апарату істотно перевищують діаметр часток d , а прискорення, повідомлені судині миттєво передаються всьому об'єму шару, мають квазістаціонарний характер, і затухають по експоненціальному закону.

Був отриманий закон розподілу вертикальної напруги по висоті засипки:

$$\sigma_x = \frac{\gamma}{\chi/D} \cdot \left(1 - e^{-\left(\chi/D\right) \cdot x}\right) + \frac{f_u}{n - \chi/D} \cdot \left[1 - e^{-\left(\eta + \chi/D\right) \cdot x}\right] = \sigma_{zp} + \sigma_{ин},$$

де $f_u = \rho_m \cdot (1 - \epsilon) \cdot j$;

$\gamma = \rho_m \cdot (1 - \epsilon) \cdot g$;

$\chi = 4 \cdot \alpha \cdot \lambda$;

ε – пористість шару;

ρ_m – щільність матеріалу;

g – прискорення вільного падіння;

$j = j_o \cdot \exp[-\eta \cdot (x_o - x)] = A \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ – інерціонне прискорення точок сипучого тіла, розташованих на відстані $x_o - x$ від дна судини;

$$j_o = A_o \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t);$$

A_o – амплітуда вібрації;

η – коефіцієнт загасання;

d – коефіцієнт сухого тертя (спокою);

λ – коефіцієнт бічного тиску.

Який показує, що миттєві значення, які приймають вертикальну напругу не лінійно зменшуються по висоті засипці завдяки динамічному загасанню інерціональної складової $\sigma_{ин}$ і розвантажуючому впливу стінок [25].

Момент відриву засипки від днища ($\sigma_x / x_o = 0$), автори знаходили з вираження:

$$\sin(-\omega \cdot t_{отр}) = \frac{\varphi_o}{k_o},$$

де $k_o = \frac{A_o \cdot \omega^2}{g};$

$$\varphi_o = \left(1 - \frac{\eta}{\chi/D}\right) \cdot \frac{1 - \exp\left[-\left(\frac{\chi}{D}\right) \cdot x_o\right]}{1 - \exp\left[-\left(\eta + \frac{\chi}{D}\right) \cdot x_o\right]}.$$

Тобто момент відриву $t_{отр}$ согласно [25] згідно [25] визначається як відносним прискоренням вібрації k_o , так і коефіцієнтом φ_o , який залежить від механічних і геометричних властивостей засипки.

У роботі [26] засипку у польоті розглядали як жорстке тіло, рухи якого змінюється під дією сил тяжіння сухого тертя об стінки.

Автори отримали в безрозмірному вигляді рівняння руху засипки у віброуючій судині:

період підйому:

$$\frac{d^2 \bar{S}_1}{d\theta^2} = \sin \theta - \frac{\psi_{(+)}}{k_o} \text{ при } \theta' < \theta \leq \theta'';$$

$$\bar{S}_1(\theta') = \frac{d\bar{S}_1}{d\theta}(\theta') = \theta_1^\varepsilon;$$

період опускання на днищі:

$$\frac{d^2 \bar{S}_2}{d\theta^2} = \sin \theta - \frac{\psi_{(-)}}{k_o} \text{ при } \theta'' < \theta \leq \theta_{II},$$

де $S_{1/2} = \frac{S}{A_o}$;

S – висота підкидання засипки над днищем;

$\theta = \omega \cdot t$;

θ_{II} – фазовий кут падіння;

$$\psi_{(+)} = \frac{1}{x_o} \cdot \frac{D}{\chi} \cdot \left(\exp \frac{\chi}{D} \cdot x - 1 \right) \cdot \left\{ 1 - \frac{\varphi_o \cdot \exp(-\eta \cdot x_o)}{1 + \frac{\eta}{\chi/D}} \cdot \left[1 - \frac{\chi \cdot (\exp \eta \cdot x_o - 1)}{D \cdot \eta \cdot (\exp \chi/D \cdot x_o - 1)} \right] \right\};$$

$$\psi_{(-)} = \frac{1}{x_o} \cdot \frac{D}{\chi} \cdot \left(1 - \exp \left(-\frac{\chi}{D} \cdot x_o \right) \right) \cdot \left\{ 1 - \frac{\varphi_o \cdot \exp(-\eta \cdot x_o)}{1 + \frac{\eta}{\chi/D}} \cdot \left[1 - \frac{\chi \cdot (1 - \exp(-\eta \cdot x_o))}{D \cdot \eta \cdot \left(1 - \exp \left(-\frac{\chi}{D} \cdot x_o \right) \right)} \right] \right\};$$

де $\psi_{(+)}$ и $\psi_{(-)}$ – коефіцієнти, не залежні в явному вигляді від параметрів вібрації і визначаються механічними і геометричними властивостями сипучого тіла.

Дані експериментів підтвердили припущення про запізнювання підкидання високих шарів в наслідок затискання їх стінками судин [26].

Згідно [26] лише при товщині засипки соізмірною з розміром часток, шар поводитья як тіло Кролля [15; 16].

Сергеев П.А. [6] випробуванням досліджував за допомогою швидкісної кінозйомки рух по вібруючій площості реальної частки і шару сипкого матеріалу.

Досліди проводилися на моделі вібротранспортуючої машини з горизонтальним робочим органом при частотах 12, 23, 46 Гц, діапазон зміни амплітуд від 0,5 до 5,6 мм, кут вібрації складав 30° і 46° . Висота шару матеріалу змінювалася від 20 до 60 мм. Швидкість зйомки була від 700 до 4000 кадрів в секунду.

Показано, що опір повітря і повітропроникність шару чинить великий вплив на вібропереміщення матеріалу по лотку: чим більше опір повітря або чим менше повітропроникність шару, тим скрутніше транспортування таких матеріалів.

Оскільки при відриві шару від площини відбувається його ущільнення, то сили, що виникають при цьому, гальмують рух і затримують момент відриву нижніх часток від площини. Відрив шару відбувається не в момент визначуваний по рівнянню, а пізніше [6]

$$g = A \cdot \omega^2 \cdot \sin \sigma - \sin \alpha,$$

де A – амплітуда;

$\sigma = \omega \cdot t$ – фазне коливання;

ω – кутова частота;

α – кут вібрації.

Сергєєв П.А. відзначає не однаковий характер руху часток в напрям транспортування. Рух верхніх шарів більш рівномірний чим нижніх, причому чим товще весь шар матеріалу, тим більше ця відмінність.

Згідно [6], при режимах вібрації робочого органу $K \leq 3$, формули, отримані для руху матеріальної крапки, з достатньою точністю описують переміщення шарів звичайної товщини. При $K > 3,5$ випробувально отриманий характер руху шару сипучого матеріалу не узгоджується з теоретичним.

При обчисленні середньої швидкості вібротранспортування краще всього відповідали випробувальним даним значення, отримані по формулі з [27].

$$V = k \cdot \frac{30 \cdot g \cdot P^*}{n \cdot t \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

$$P^* = \frac{T}{T_0},$$

де k – коефіцієнт залежний від товщини шару і фракцій матеріалу. Зазвичай $k = 0,6 - 0,8$;

n – число коливань в хвилину;

P^* – 1, 2, 3 і так далі – ціле позитивне число, отримане І.І. Блехманом для спеціальних режимів і час польоту T , що показує в скільки разів, більше періоду коливань площини T_0 .

Автор [6] пропонує використовувати формулу для орієнтовного визначення швидкості транспортування при параметрах вібрації відповідних $K \geq 1,2$, ввівши замість P^* величину $P = \frac{t_1}{T_0}$, не рівну обов'язково цілому числу. Тут t_1 – середній час польоту часток.

У роботі [14] розглянуті деякі питання динаміки вібраційних машин з врахуванням їх взаємодії з сипким матеріалом. Автор відзначає, що удар в реальній системі сипучий матеріал – вібруюча площина триває велику частину часу спільного руху матеріалу і площини. Основну причину не одночасності удару часток сипучого матеріалу автор бачить в їх різному законі руху у польоті зважаючи на відмінність сил аеродинамічного опору з – за відзнаки у формі, площі лобового перетину, орієнтації і тому подібне

На рис. 1.22 представлений зразковий графік руху вібруючої поверхні і часток матеріалу [74]:

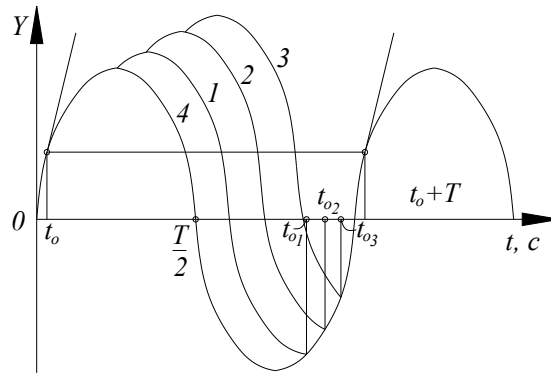


Рис. 1.22

1, 2, 3 – відповідно графіки польоту фракцій величиною D_1, D_2, D_3 ;
4 – графік руху латка;

t_0 – момент відриву сипкого матеріалу від латка;

T – період коливань ($D_1 < D_2 < D_3 \rightarrow t_{D1} < t_{D2} < t_{D3}$).

У роботі [28] отримані залежності середньої швидкості переміщення насіння соняшнику при вібротранспортуванні з продуванням (мал. 1.23) і без продування шару повітрям (рис. 1.24).

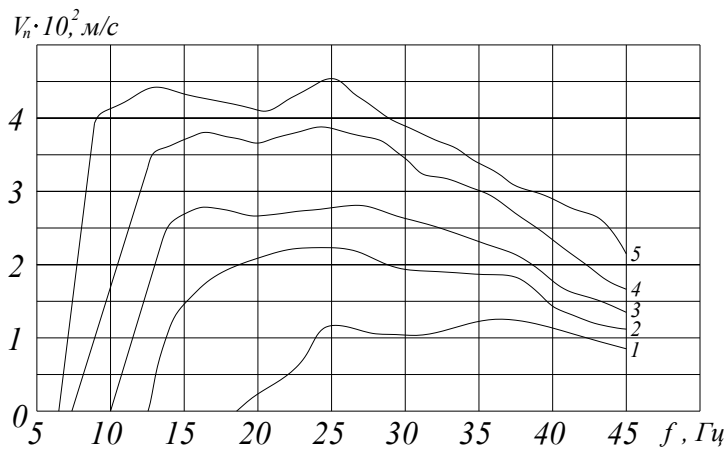


Рис. 1.23

Швидкість повітря $v_b = 1,5$ м/с; амплітуда коливань 1 – 0,6 мм;

2 – 1,5 мм;

3 – 1,5 мм; 4 – 1,8 мм; 5 – 2,2 мм.

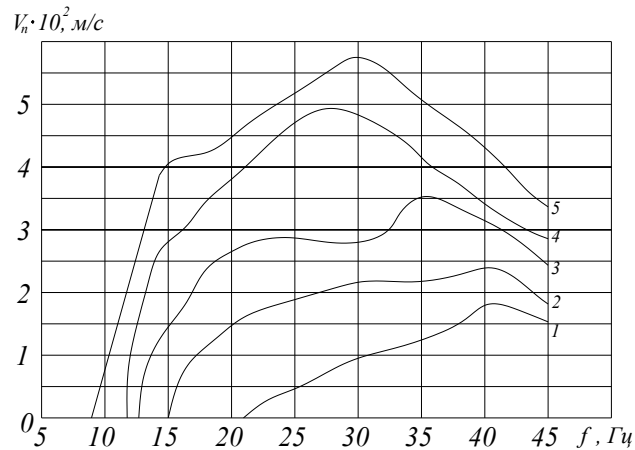


Рис. 1.24

Амплітуда, мм: 1 – 0,6; 2 – 1,2; 3 – 1,5; 4 – 1,8; 5 – 2,2.

Аналіз кривих показує, що в процесі вібротранспортування насіння соняшнику існують певні зони частот для відповідних амплітуд, при яких швидкість переміщення шару максимальна [28] той факт що максимальне значення середній швидкості транспортування при продування шару повітрям настає в 1,6 – 2,3 разу швидше, ніж без продування шару, автор пояснює перебудовою часток в шарі, що пов'язане з розширенням останнього.

У роботі [29] досліджувався вплив параметрів режиму вібрації на швидкість вібротранспортування. Відмічено, що при вібротранспортуванні спостерігаються зрушення фаз в переміщенні шарів і градієнт швидкості по висоті шару, величина яких залежить від властивостей вантажу, висоти шару, співвідношення розміру часток вантажу і висоти шару, частоти і амплітуди вантажотримаючого органу.

Для режимів транспортування, при яких відбувається періодичний контакт вантажу з транспортуючою поверхнею, в [29] приведена формула для визначення середньої швидкості руху матеріалу:

$$V = \frac{\chi}{\omega} \cdot A \cdot \omega^2,$$

де χ – коефіцієнт передачі швидкості, залежний від амплітуди прискорення, кута вібрації, кута нахилу вантажотримаючого органу і так далі

Залежність коефіцієнта передачі швидкості від кута вібрації представлено на рис. 1.25

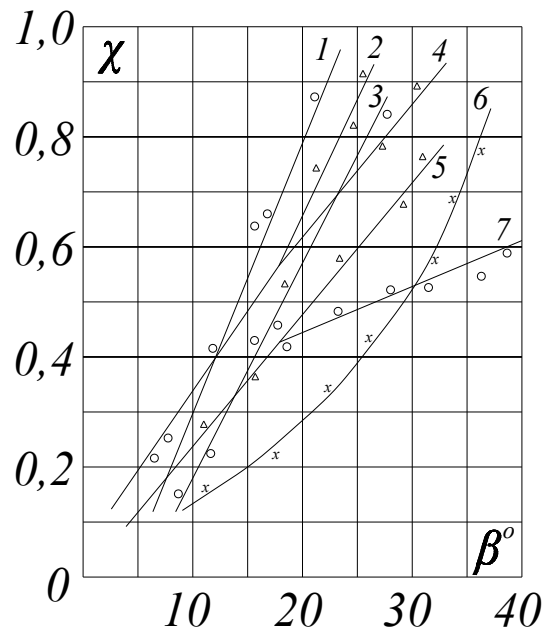


Рис. 1.25

Автор пропонує умовний параметр:

$$A^* = 2 \cdot \pi \cdot A \cdot n^m,$$

де A амплітуда;

n – частота, кол/хв;

$m = 1,37$ – визначений випробувально, який однозначно визначає величину швидкості для даних умов вібротранспортування (див. рис. 1.26)

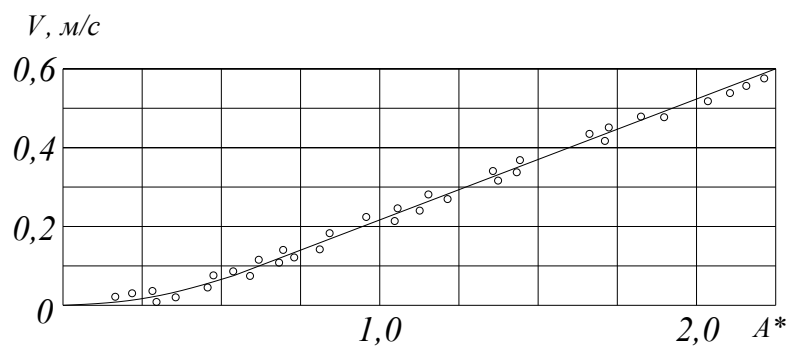


Рис. 1.26

У роботі [36] отримана залежність переміщення шару залізного порошку від параметрів вібрації (рис. 1.27). Швидкість переміщення шару знаходимо за часом проходження відрізання певної довжини «непарною» ділянки шара.

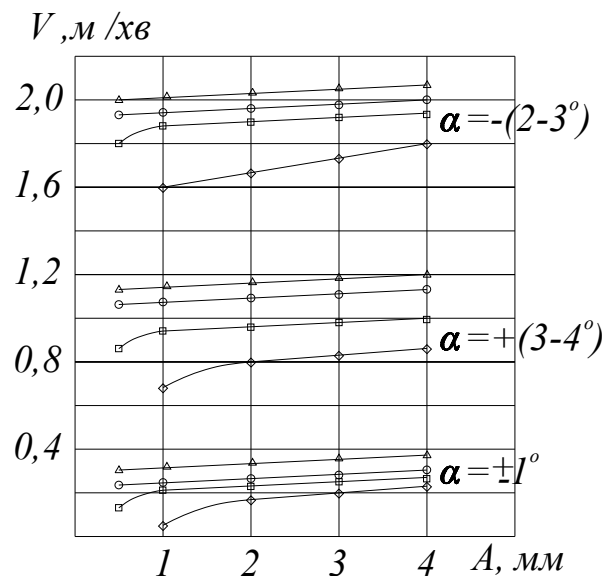


Рис. 1.27: Δ – 2500 кол/хв; \circ – 2000, \square – 1500, \diamond – 1000.

Порівнюючи транспортування порошку в трубі і в прямокутному лотку, автори приходять до висновку, що в першому випадку створюються найбільш сприятливі умови з точки зору розподілу порошку і його перемішування по перетину транспортуючого органу. У прямокутному ж лотку спостерігалися застійні зони в кутах при основі.

Для профілю круглого перетину (труби) була виміряна за допомогою кінозйомки швидкість циркуляції часток по перетину потоку віброкиплячого матеріалу, яка складала 0,1 – 0,35 м/с.

Наголошується, що зменшення кута нахилу транспортуючого лотка α до значення $\alpha = -2^\circ$ дозволяє різко збільшити швидкість вібротранспортування.

Робота [50] присвячена динаміці переміщенню мелкодисперсних вантажів віброконвеєра.

Автор оцінював процес вібротранспортування сипкого матеріалу з використанням методів аналізу динаміки вібропереміщення механореологічної моделі шару вантажу з врахуванням його деформації. Встановлено, що при

падінні матеріалу на плоскість превалуюча дія на початку має його пластична деформація, а при відриві відбувається зміна деформації від пружної до пластичної. Отримано вираження для кута відриву моделі шару вантажу від горизонтальної віброуючої поверхні:

$$\varphi_o = \arcsin \frac{1}{K_p \cdot \sqrt{\left[\frac{2 \cdot v \cdot z^3}{(1-z^2) + 4 \cdot v^2 \cdot z^2} \right]^2 + \left[\frac{1+z^2}{(1-z^2)^2 + 4 \cdot v^2 \cdot z^2} \right]^2}} - \arcsin \frac{\frac{2 \cdot v \cdot z^3}{(1-z^2)^2 + 4 \cdot v^2 \cdot z^2}}{\frac{1+z^2}{(1-z^2)^2 + 4 \cdot v^2 \cdot z^2}},$$

де K_p – динамічний коефіцієнт режиму роботи віброустановки;

$$K_p = \frac{A \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g};$$

$$v = \frac{n_y}{P_y};$$

$$z = \frac{\omega}{P_y};$$

A – амплітуда коливань, м;

ω – частота коливань, рад/сек;

β – кут вібрації, град;

g – прискорення вільного падіння, м/сек²;

v – відносний коефіцієнт демпфирування;

n_y – коефіцієнт демпфирування внутрішніх в'язких елементів;

P_y – власна частота коливань пружного елемента моделі;

z – коефіцієнт расстройки.

Автором [50] встановлено, що знаходження оптимальних параметрів процесу вібропереміщення мілкодисперсних сипучих матеріалів пов'язане з

дослідженням фаз руху вантажу по плоскості і пульсацій тиску газу під шаром матеріалу.

Теоретично і експериментально доведено, що для характеристики вібропереміщення можливо вживанні критеріїв подібності масообмінних процесів, зокрема критерії Струхалія і Шваба.

Критерій Струхалія (характеризує однорідність руху) можна розглядати як співвідношення вертикального переміщення шару до горизонтального. Стосовно швидкості вібротранспортування цей критерій має вигляд:

$$S \cdot h = \frac{A \cdot \omega \cdot \sin \beta}{v},$$

де v – швидкість вібротранспортування.

По цьому критерію зручно оцінювати транспортабельність різних вантажів при однаковій динамічній зовнішності установок.

Аеродинамічну наружність вертикального віброшару характеризують критерій Шваба:

$$S_e = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot P}{\rho_v \cdot (A \cdot \omega)^2},$$

де P – амплітуда пульсацій тиску газу під віброшаром, Н/м²;

ρ_v – ефективна щільність віброшару, кг/м³;

ω – частота коливань, рад/сек.

Експерименти проводилися на стенді – віброконвеєрі. Взаємодії шару вантажу з поверхнею реєструвалося мембранними тензометричними датчиками. Параметри коливань змінювалися в діапазоні: амплітуда 3 – 7 мм, частота 600 – 1200 кол/хв. Висота шару вантажу $h = 10 - 100$ мм. Матеріали: роздроблене вапно, кварцевий пісок, річковий пісок.

Досліди показали, що зміни тиску газу під шаром відбувається синхронно з хвилеподібним рухом матеріалу, що транспортується. Максимальні величини розрядки або тиску газу під шаром досягалося відповідно на етапі польоту або на етапі спільного руху. У момент відриву вантажу від площини тиску газу під

шаром матеріалу набувало максимального або нульового значення. Відмічено, що на пульсацію тиску газу під шаром найбільший вплив надає: висота шару матеріалу h , швидкість $A \cdot \omega$, прискорення $A \cdot \omega^2$ коливань віброплощини. Для матеріалів з поганою газопроникливістю при цьому спостерігається негативна величина середнього тиску.

Для знаходження середньої швидкості вібротранспортування мілкодисперсного газу по горизонтальній площині віброуючою під кутом 30° автором [50] отримана формула:

$$v = \frac{0,14 \cdot A \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi_0}{\eta} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{\omega \cdot \delta}{\eta}\right) \right], \text{ м / сек,}$$

де $\eta = \lambda \cdot n_x$, рад/сек;

δ – кут польоту, рад;

φ_0 – кут відриву, град;

λ – коефіцієнт, що характеризує подачу імпульсу енергії;

n_x – опір переміщенню вантажу в горизонтальному напрямі.

У хімічній промисловості широко використовуються віброапарати з циліндричною горизонтальною робочою камерою [1; 2]. Сипучий матеріал в таких апаратах здійснює циркуляційний рух в площині перпендикулярній подовжньої осі вібратора. Згідно [1] швидкість циркуляції для апаратів з центральним вібратором визначається по формулі:

$$v_y = k_1 \cdot v = k_1 \cdot A \cdot \omega,$$

де $v = A \cdot \omega$ – швидкість вібрації апарату;

k_1 – коефіцієнт передачі руху від стінок апарату до шару.

$$k = k_2 \cdot F_{mp} \cdot A \cdot \omega^2,$$

де F_{mp} – коефіцієнт тертя матеріалу об стінку;

$A \cdot \omega^2$ – прискорення вібрації;

k_2 – коефіцієнт циркуляції.

Швидкість циркуляції залежить від наступних чинників: параметрів вібрації, форми траєкторії коливань, властивостей оброблюваного матеріалу і

його маси, розмірів робочої камери і її маси, розташування вібратора відносно осі робочої камери.

Центр циркуляції приблизно збігається з центром тяжіння всього шару сипкого матеріалу [1].

Дослідження вібраційного млина з виносним вібратором показали, що її кінетична енергія більше кінетичної енергії вібромлина з центральним вібратором. Тому при винесенні вібратора за межі робочої камери швидкість циркуляції сипучого матеріалу збільшується [30; 1]

$$\frac{v'_c}{v_c} = 1 + \frac{m_e \cdot r \cdot l \cdot \sin \theta}{I_c},$$

де m_e – маса дебалансного вібратора;

r – ексцентриситет дебаланса вібратора;

l – відстань від геометричного центру камери апарату до осі дебалансного валу;

θ – кут між площиною камери, що проходить через осі, і вібратора і горизонтом;

I_c – момент інерції підресорної маси відносно центру мас;

v'_c – швидкість циркуляції матеріалу в робочій камері апарату з винесеним вібратором.

Зеленцев Л.К. розглянув у ряді робіт циркуляційний рух дисперсного матеріалу у віброуючій судині з циліндровим дном [32; 33]. Авторам показано, що якщо судина здійснює складно коливальний рух в двох взаємно перпендикулярних напрямках у поєднанні з крутильними коливаннями довкола центру тяжіння системи з такою ж частотою і в тій же площині, то траєкторіями різних точок контейнера є еліпси, по різному орієнтовані відносно осі X і Y (див. рис. 1.28) [33].

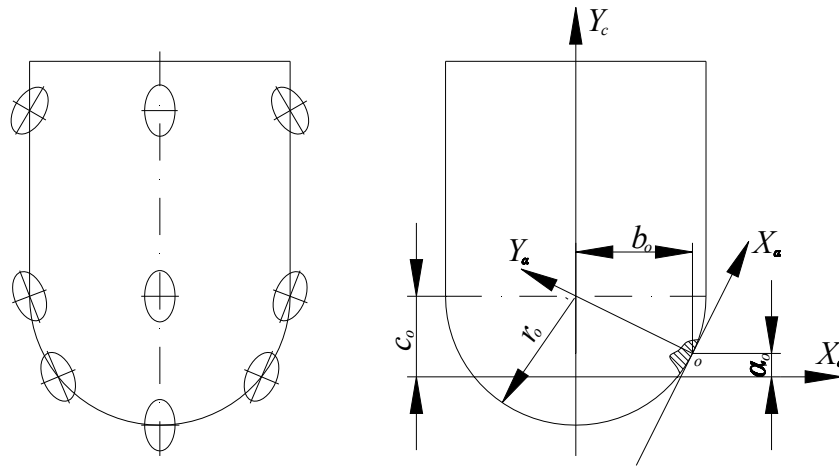


Рис. 1.28

Отримана формула для середньої швидкості циркуляції шару середовища відносно контейнера при русі з підкиданням [32]:

$$v = -0,637 \cdot [A_x \cdot \sin(\delta_o - j) + (1,571 \cdot r_o - l_o) \cdot A_\varphi \cdot \sin(\delta_o - j_\varphi)] \cdot \omega,$$

де $\delta_o = \omega \cdot t$ – фазовий кут, що відповідає в даному режимі моменту відриву часток від віброуючої поверхні:

$$\cos \delta_o = \frac{1}{2} \cdot \left[1 - \sqrt{\frac{1-R}{1+R}} \right];$$

де $R = -\frac{\dot{y}_n}{\dot{y}_o}$ – коефіцієнт відновлення при пружному ударі;

ω – частота;

j, j_φ – зрушення фаз, що викликається наявністю опорів;

\dot{y}_o, \dot{y}_n – проекції швидкості частки на вісь до і після удару;

A_φ – кутова амплітуда крутильних коливань.

Приведена формула показує, що швидкість циркуляції сипучого матеріалу в контейнері з циліндровим дном залежить від частоти і амплітуд коливання, від міри пружності удару часток об дно, від форми і розмірів контейнера [32].

Автори відзначають, що прискорення часток среди у низ (назустріч дну) більший, ніж при русі у гору. Для того, що б отримати максимальну величину сил інерції, що діють на частки сипучого матеріалу, рекомендується додавати робочій камері рух, близький до кола, а робочою камеру розташовувати нижче за центр коливаний системи [34].

Бондаренко І.С. розглянув рух пастоподібного дисперсного матеріалу в апараті лоткового типу з відцентровим вібратором [35].

Розглядаючи оброблюваний матеріал як капілярно – пористе тіло, автор отримав рівняння, що описує його рухи у віброапараті:

$$I \cdot \ddot{\varphi} + K \cdot \ddot{\varphi} + m_2 \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (a - \sin \varphi \cdot \cos(\omega \cdot t - b \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\omega \cdot t))) = 0,$$

$$m_2 \cdot \ddot{x} = m_2 \cdot x_a \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t - \theta_x) - m_2 \cdot g \cdot \sin \alpha + F,$$

$$m_2 \cdot \ddot{y} = m_2 \cdot y_a \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t - \theta_y) - m_2 \cdot g \cdot \cos \alpha + N,$$

де m_2 – маса дисперсного матеріалу;

x_a, y_a – амплітуда вимушених коливань;

a, b – амплітуди уздовж головних осей еліптичної траєкторії руху апарату;

ω – кутова швидкість обертання дебаланса;

x, y – проекції зсуву центру тяжіння апарату від положення рівноваги;

φ – кут повороту апарату від рівноважного положення;

α – кут, що враховує форму днища;

R – відстань від центру тяжіння апарату до центру тяжіння дисперсного матеріалу;

N – нормальна реакція;

F – сила тертя.

З системи рівняння, приймаючи $z = (x^2 + y^2)^{0,5}$; $\theta_x = \frac{\pi}{2}$; $\theta_y = 0$ при $t = \frac{1}{\omega}$ був

знайдений кут повороту φ^* дисперсного матеріалу за час одного циклу коливань:

$$\sin \varphi^* = \frac{z}{R_a}$$

$$z = \left\{ \begin{array}{l} x_a^2 + y_a^2 - \frac{g}{\omega^2} \cdot \left[x_a \left(\sin \alpha + \frac{F}{g \cdot m_2} \right) + y_a \cdot \left(\cos \alpha + \frac{N}{g \cdot m_2} \right) \right] + \\ + \frac{g^2}{4 \cdot \omega^2} \cdot \left[\left(\cos \alpha + \frac{N}{g \cdot m_2} \right)^2 + \left(\sin \alpha + \frac{F}{g \cdot m_2} \right)^2 \right] \end{array} \right\}^{0,5},$$

де R_a – відстань від центру обертання дисперсного матеріалу від стінки апарату.

Потім знаходилася частота циркуляції:

$$v_* = \varphi_* \cdot \omega$$

Автором [35] показано, що рух даної моделі, відбувається як за рахунок взаємодії матеріалу із стінкою робочої камери, так і в наслідку вібраційної підтримки циркуляції, викликаного зміщенням центру маси дисперсного матеріалу від центру апарату, співпадаючого з центром обертання дебалансного вібратора. Необхідна умова вібраційної підтримки циркуляції була отримана після знаходження вирішення рівняння у вигляді:

$$\varphi = \tau_1 + \beta(\tau),$$

де $\tau_1 = \frac{\tau}{n_1}$; $\tau = \omega \cdot t$; $n_1 = \frac{\omega}{v_*}$;

$\beta(\tau)$ – періодична функція.

$$\beta(\tau) = \beta_* + \frac{m_o \cdot R \cdot (a-b)}{8} \cdot \sin[t \cdot (\omega + v_*) + \beta_*]$$

$$\beta_{*1} = \arcsin \frac{2 \cdot K \cdot \pi \cdot (\omega - v_*)}{(a+b) \cdot \omega^2 \cdot m_2 \cdot R \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{v_*}{\omega}\right)} - \pi \cdot \frac{v_*}{\omega}$$

$$\beta_{*2} = \pi \cdot \left(1 - \frac{v_*}{\omega}\right) - \arcsin \frac{2 \cdot K \cdot \pi \cdot (\omega - v_*)}{(a+b) \cdot \omega^2 \cdot m_2 \cdot R \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{v_*}{\omega}\right)}$$

Звідси умова підтримки циркуляції має вигляд [35]:

$$0 < \frac{2 \cdot K \cdot \pi \cdot (\omega - v_*)}{(a + b) \cdot \omega^2 \cdot m_2 \cdot R \cdot \sin\left(\pi \cdot \frac{v_*}{\omega}\right)} \leq 1,$$

де K – коефіцієнт характеризуючий момент імпульсу.

Випробувальні дослідження частоти циркуляції дисперсного матеріалу при круговій вібрації в апараті лоткового типа дозволили отримати наступну емпіричну залежність:

$$\frac{1}{v} = 1,597 - 0,86 \cdot d_{cp} - 0,224 \cdot n - 24 \cdot \alpha + 0,01 \cdot \alpha^2 - 3,27 \cdot A,$$

де v – період циркуляції матеріалу в апараті, сек;

A – амплітуда вібрації, мм;

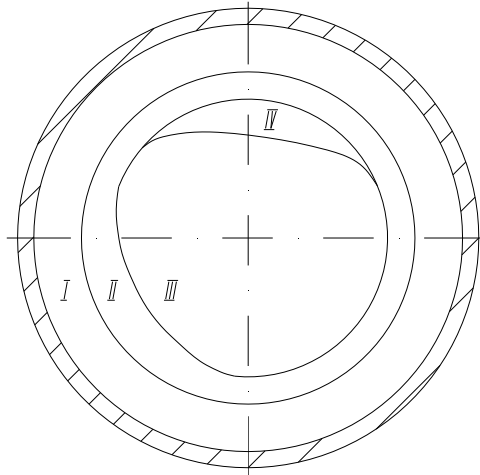
n – частота вібрації; Гц;

d_{cp} – середній діаметр часток досліджуваного матеріалу, мм;

α – кут між бічною стінкою апарату і його днищем, град.

Випробування проводилися в діапазоні частот 5 – 80 Гц і амплітуд 0,1 – 2,5 мм, з наступними матеріалами: пентаеритрит, кальцинована сода, куховарська сіль, анілід саліцилової кислоти [35].

Автор [51] виділяє в поперечному перетині робочої камери при об'ємній віброобробці деталей з орбітальним рухом маси завантаження наступні зони руху маси завантаження (див. рис. 1.29): I – зона безпосередньої взаємодії поверхні камери з масою завантаження; II – зона вібруючих часток з переважанням орбітального руху; III – зона вібруючих часток з мінімальним орбітальним рухом; IV – зона невібруючих часток, що здійснюють рух по параболічних траєкторіях.



Ріс. 1.29

У роботах [51; 52] розглядається вібраційна обробка деталей з орбітальним рухом маси завантаження. Суть якої полягає в тому, що робочій камері повідомляються гармонійні низькочастотні коливання і обертальні рухи. При цьому траєкторія руху будь – якої точки камери описується рівнянням [51; 53; 54]:

$$\frac{x^2}{A_x^2} + \frac{y^2}{A_y^2} = 1; \frac{x^2}{R^2} + \frac{y^2}{R^2} = 1,$$

де A_x – горизонтальна складова амплітуди вібрації;

A_y – вертикальна складова амплітуди вібрації;

R – радіус робочої камери.

Авторами [52] на підставі теоретичної моделі (ріс. 30) і прийнятих допущень отримана необхідна умова відриву частки від поверхні робочої камери:

$$R \cdot \omega^2 = A_{ox}^2 \cdot \omega_o^4 \cos^2(\omega_o \cdot t + \varphi_o) + [g + A_{oy} \cdot \omega_o^2 \cdot \sin(\omega_o \cdot t + \varphi_o)]^2,$$

де A_{ox} – горизонтальна складова амплітуди вібрації, м;

A_{oy} – вертикальна складова амплітуди вібрації, м;

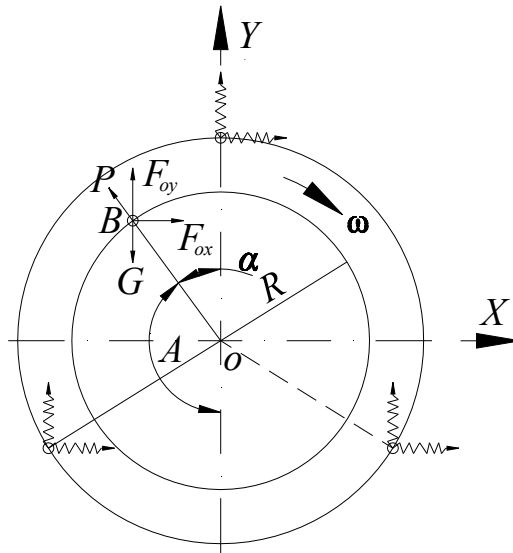
ω_o – кутова швидкість обертання дебалансних вантажів, рад/с;

ω – кутова швидкість обертання робочої камери, рад/с;

φ_o – початкова фаза вібрації;

g – прискорення сили тяжіння, м/с²;

R – радіус обертання частки, м.



Ріс. 1.30 - Принципова схема теоретичної моделі для визначення основних параметрів кінематики процесу орбітальної віброобробки.

Відмічено, що циркуляція робочої середи відбувається довкола осі, приблизно співпадаючого з центром завантаження. Характер руху робочої середи періодично стійкий. Швидкість циркуляції (переміщення) часток робочої середи змінюється від стінок робочої камери до центру. В стінок – найбільша швидкість, в середній частині – найменша.

Автори [55] теоретично і експериментально досліджували рухи робочої камери віброустановки забезпеченою двома відцентровими вібраторами (дебалансами) і призначеною для обробки поверхонь деталей в абразивній середі. Вирішення диференціальних рівнянь, що описують рух робочої камери, показують, що вона здійснює рух в двох напрямках – горизонтальному і вертикальному. А так само обертальний рух довкола центру мас.

У роботі [56] наголошується, що рух зернистого матеріалу у віброшарі пов'язаний не лише з механічною дією на нього вібрруючої поверхні, але і із значними струмами газового середовища, обумовленими пульсаціями тиску газу у віброкиплячому шарі, що особливо істотно для тонкодисперсних матеріалів. Використовувалася і уточнювалася модель Кролля. Випробувально встановлена, що пульсації тиску газу у віброшарі, як правило, не симетричні як по величині, так і за тривалістю періодів позитивного і негативного перепадів тиску.

Періодично можуть змінюватися амплітудні значення перепадів тиску. Автори вважають, що середній тиск, назване Членовым В.А. і Михайловим Н.В. «статичним», не можна розглядати як самостійне явище.

При вертикальній вібрації судини з шаром мілкодисперсного матеріалу [57] великої висоти (до 1 – го м) спостерігається переодичність підкидання сипучої суміші над днищем і з'являється в шарі коливальний рух типу стоячої хвилі.

У пучностях цієї хвилі матеріал розпушується, а у вузлах – ущільнюється. Силова дія днища позначається лише на нижніх шарах заввишки 0,1 – 0,2 м.

Коливання порозності в «пучностях», викликають локальні пульсації тиску газу і повітряні газові потоки, які зменшують тертя між частками і псевдозріджують шари засипки.

У статті [58] вирішено завдання про кочення без прослизання багатогранної призми подовжній розмір якої перевищує поперечний розмір. Отримано диференціальне рівняння рух даного тіла по похилій площині, шорсткій і вібрируючій:

$$\ddot{\theta} \cdot \left(1 + \frac{I_c}{m \cdot R^2}\right) = A \cdot \omega^2 \cos \left[\beta - \left(\frac{A}{n} - \theta \right) \right] \cdot \sin(\omega \cdot t) - g \cdot \sin \left[\alpha + \frac{A}{n} - \theta \right],$$

де m – маса n – кутової призми;

g – прискорення сили тяжіння;

β – кут спрямованості коливань (похилі коливання і площина похилої, коливання – направлені);

α – кут нахилу площини до горизонту;

ω – кругова частота;

t – час;

A – амплітуда коливань похилої площини;

n – число сторін багатокутника;

I_c – момент інерції тіла відносно осі, що проходить через центр тяжіння;

θ – кут повороту тіла довкола осі, що проходить через центр тяжіння;

R – радіус кола, що описане довкола основи багатогранної призми.

У роботі [59] середня швидкість переміщення тіла довільної форми що здійснює сталі плоскопаралельні рухи по похилій площині що коливається по наступному закону

$$x = a \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi + e)$$

$$x = b \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi),$$

Визначається по формулі:

$$v = \sqrt{K \cdot b \cdot g} \cdot [W \cdot \cos(\varphi + e) - v \cdot M \cdot \cos \alpha - N \cdot \sin \alpha]$$

$$\cos \varphi = \mu \cdot N \cdot \cos \alpha - v \cdot M \cdot \sin \alpha,$$

де $K = \frac{b \cdot \omega^2}{g}$ – коефіцієнт кінематичного режиму;

$$v = \text{sign} \dot{\Omega}$$

W, M, N, μ – безрозмірні коефіцієнти, фізикомеханічні властивості даного тіла, що враховують, його розміри, а так само параметри, що характеризують коливальний рух площини;

a, b – відповідні амплітуди коливань;

ω – кругова частота коливань;

e – зрушення фаз між складовими амплітуди коливань;

φ – кут, що характеризує фазове зрушення переміщень площини по відношенню до вибраного моменту початку відліку часу;

$\dot{\Omega}$ – кутова швидкість тіла;

α – кут нахилу площини до горизонту.

Приведені формули справедливі при:

$$(\sin \alpha) - \frac{S + f \cdot (\text{ctg} \alpha + 2 \cdot z \cdot \sin^{-1}(2 \cdot \alpha))}{f \cdot S + \text{tg} \alpha + 2 \cdot z \cdot \sin^{-1}(2 \cdot \alpha)} \cdot \cos \alpha < 0$$

$$f \geq \frac{\sin(2 \cdot \alpha)}{2 \cdot (z + \cos^2 \alpha)},$$

де $S = -\sin \alpha$; $z = \left(\frac{\rho}{r}\right)^2$;

ρ – радіус інерції тіла;

f – коефіцієнт тертя ковзання тіла по площині;

r – відстань між центром тяжіння тіла і точкою зіткнення тіла з площиною.

Автори [59] відзначають, що швидкість вібропереміщення істотно залежить від величини e . Найбільша ефективність вібропереміщення досягається при $e = -\varphi$, де φ визначається по формулі.

1.3 Вібраційні апарати для обробки дисперсних матеріалів

Бобровой Н.Б і ін. [38] запропонований віброзмішувач в якому з метою інтенсифікації процесу перемішування осі полого і дебалансного валів розташовані під кутом і в точці їх пересічення є проміжна опора. Порожнистий вал має гвинтові лопаті виконані із змінною висотою, що змінюється від кінців валу до його центральної частини. Камера змішувача має циліндрову форму і встановлена на рамі з амортизаторами.

Авторами [39] заявлений вібробетонозмішувач, який містить вертикальний циліндровий корпус з виносним вібратором, встановлений за допомогою амортизаторів на рамі. Для підвищення якості суміші і прискорення процесу змішування перемішуючий пристрій виконаний у вигляді двох коаксіальних валів, забезпечених гвинтоподібними лопатями з однаковим напрямом навивки, які можуть обертатися в протилежних напрямках завдяки диференціальній передачі. Внутрішній вал виконаний порожнистим і має радіальне розташовані патрубкі різної довжини.

Змішувач [40] має підпружинений горизонтальний корпус і два лопатеві шнеки з взаємно – лопатями, що перекриваються, що забезпечує ефективне перемішування в'язких липких сумішей.

Багатобарабанный вібраційний змішувач [41] з метою безперервного дозування компонентів і самоудалення що налипає на стінки суміші у верхніх барабанах має шнеки, що обертаються під дією вібрації, а елемент нижнього барабана, що обертається, виконаний у вигляді циліндрового каркаса,

виготовленого з кутового профеля і оберненого обома подовжніми кромками до стінки барабана змішувача

Вібраційний змішувач [42] має робочі камери виконані у вигляді жорстких зв'язаних між собою барабанів, що повідомляються, встановлених на пружинній підставі і таких, що приводяться в рух виносним вібратором. Для поліпшення перемішування компонентів і передачі вібрації від стінок до завантаженої суміші, в барабани вставлені порожнисті каркаси, що обертаються від дії вібрації, з лопатями.

Агрегат [43] включає дезинтеграторний ізмельчитель, вертикальний, подаючий шнек і стираючий конус. Для підвищення якості подрібнення і поліпшення якості обробленої суміші, дезинтеграторний ізмельчитель містить тарілку, що обертається, з пальцями, змонтованими на кінцях турбінних лопаток, встановлених над середньою частиною тарілки на вертикальному валу, що обертається в протилежну тарілці сторону. Крім того суміш додатково перемішується в шнеку, а потім поступає на стираючий конус, забезпечений розташованим під ним з можливістю регулювання ширини щілини вібруючою конусною насадкою.

Віброзмішувач [44] для перемішування бетонних сумішей має корпус у вигляді пари зв'язаних по створюючій циліндрових ємкостей жорстко сполучений з рамою і забезпечений приводними перемішувачими органами. З метою підвищення довговічності і надійності віброапарату і зменшення енергоємності процесу перемішування вібратор виконаний у вигляді труби з розміщеним усередині неї приводним дебалансним валом і закріпленій завдяки амортизаторів в нижній частині корпусу уздовж створюючої в площині симетрії.

У віброзмішувачі безперервної дії [45], що містить встановлений через пружні опори на рамі корпус із завантажувальним і вивантажувальним патрубками, приводним валом з перемішувачими лопатями і вібробудником, для підвищення міри активації і гомогенізації суміші, а також прискорення процесу структуроутворення, пружні опори виконані у вигляді послідовних встановлених

один за одним пружних зв'язків з лінійною і нелінійною характеристиками, що переміщують лопаті встановлені на валу з кутом атаки, направленим убік, протилежну траєкторії переміщення матеріалу. Крім того на корпусі в зоні вивантаження закріплені розрізні електроди, а на валу – кільцевий електрод, і віброзбудник має жорсткий зв'язок з рамою і пружну – з корпусом.

Апарат [46] містить ємкість встановлену на амортизаторах, гвинтову спіральну направляючу і вібратор. Поліпшення якості отримуваних композицій і інтенсифікація процесу перемішування досягається тим, що усередині ємкості вільно встановлений порожнистий ролик, зовнішня поверхня якого футерована еластичним зносостійким матеріалом, а на внутрішній – закріплена гвинтова спіральна напрямна.

Змішувач [47] має підпружинену раму, на якій змонтовані один над одним похилі латки з віброзбудниками і пристосуваннями для зміни кута нахилу. Підвищення якості перемішування без розшарування суміші забезпечується тим, що латки виконані з розташованими в одній площині радикально заломленими кінцями, що мають різні радіуси закруглення: верхній кінець має закруглення догори, а нижній – донизу.

Віброзмішувач [48] – є лопатевий вал, що обертається, встановлений в барабані, що спирається через амортизатори на раму. Для інтенсифікації процесу перемішування лопатевий вал виконаний порожнистим з розміщеним усередині нього вібратором, а привід вібратора винесений за межі барабана.

Змішувач [49] містить ємкість і проходячи крізь неї дебалансний вал. Причому, для інтенсифікації процесу перемішування і полегшення вивантаження суміші з ємкості, остання жорстко закріплена на співісному дебалансному валу, який має підпружинені підшипникові опори і індивідуальний привід.

Установка для контактної сушки сипучих матеріалів [76] містить сушильні камери з вбудованими теплообмінниками і одновальний дебалансний вібратор. Для інтенсифікації процесу сушки камери розміщені одна над іншою симетрично відносно осі валу вібратора і сполучені між собою за допомогою вертикальної

пропускної тічки, а теплообмінники забезпечені форсунками для спалювання палива в шарі матеріалу і заповнені інертним сипким матеріалом.

Вібраційна сушарка [77] включає вібрлоток з суцільним днищем і газо підводний короб, який для спрощення конструкції і полегшення обслуговування виконаний відкритим знизу з бічними стінками, розміщеними в шарі матеріалу і забезпеченими висувними бортами для регулювання величини заглиблення в шар матеріалу. Ширіна короба менше ширини лотка.

Вібросушарка [78] складається з вертикальної камери з розміщеним в ній гвинтовим вібротранспортером, розташованої по вертикальній осі вібротранспортера циліндрової обичайки і нагрівачів, встановлених довкола нього. З метою зниження енерговитрат і запобігання налипанню висушеного матеріалу нагрівачі встановлені від днища камери на висоті 20 – 50 % від висоти вібротранспортера, кришка над ним виконана глухою, а нижня частина камери, вільна від нагрівачів, утворює з вібротранспортером кільцевий зазор для проходу поров вологи, що виділилися у верхній частині камери, видалялися потім через перфорацію виконану в обичайки.

Віброційна контактна сушарка [79] містить вертикальну сушильну камеру, встановлену на амортизатори і нагрівач. У нижній частині камери, для інтенсифікації тепло – масообміну, розміщено лопатевий розкидач, встановлений на валу, забезпеченим дебалансом, а нагрівач розташований зовні камери і виконаний, наприклад, у вигляді кільцевого газоходу забезпеченого пальником.

Віброустановка для сушки і класифікації сипучих матеріалів [80] включає шахту з класифікатором і сушильною секцією, що має полиці для переміщення висушеного матеріалу. Полиці, для підвищення якості сушки виконані у вигляді ступінчасто розташованих перфорованих конусних секторів, сполучених за допомогою радіальних ребер, прикріплених до стінок шахти і до розміщеної по її осі труби для відведення теплоносія, а в ребрах виконані переточні вікна для матеріалу і теплоносія. Крім того, розвантажувальний пристрій виконаний у вигляді збірки з конусною стінкою, що примикає до останнього по ходу матеріалу

сектора, і до конусної поверхні приєднані конічні розподільні ґрати для роздачі теплоносія, а класифікатор виконаний у вигляді розміщених над сушильною секцією конічних сит і піддонів.

Вібросушарка [81] містить сушильну камеру із спіральним лотком в якій для інтенсифікації тепло – масообміну, у верхній частині камери встановлена ґріюча сорочка, на якій закріплений теплообмінний елемент, виконаний у вигляді вертикально розташованої гвинтоподібної зігнутої пластини, що має перфорацію у верхній частині і розміщеної між витками спірального потоку. Нижня кромка теплообмінного елемента виконана пиловидної із зубами, відігнутими в протилежні сторони.

Вібраційна сушарка [82] складається з сушильної камери з транспортуючим пристроєм, виконаним у вигляді похилого вібротранспортера з плоскими перепускними лопатками створюючими каскад, і камери для досушування і охолодження матеріалу з транспортуючим пристроєм. Для інтенсифікації процесу сушки вібротранспортер розташований похило вниз по ходу руху матеріалу, перепускні латки виконані суцільними, а газорозподільні ґрати розташовані під лотками в плоскості, паралельно рамі вібротранспортера. Транспортуючим пристроєм камери досушування і охолодження є вібротранспортер з плоским перфорованим дном.

Індукційна вібросушарка [83] включає вертикальний циліндровий корпус з перфорованим днищем встановлений на амортизаторах і розміщений з наружи індуктором для підведення тепла до проміжного твердого теплоносія. Для підвищення продуктивності і теплового к.п.д. у корпусі встановлені горизонтальні полиці у вигляді дисків, що чергуються, з центральним і кільцевим периферійним отвором, для переміщення матеріалу з теплоносієм зверху вниз. Над днищем із стінці корпусу передбачені отвори, що повідомляються через кільцевий похилий короб з елеватором для повернення теплоносія в корпус.

Сушарка [84] містить віброкороб і поперечні перегородки, встановлені у верхній частині короба. З метою інтенсифікації тепло – масообміну перегородки

мають аеродинамічний профіль і утворюють з віброкоробом канал для відведення суміші відпрацьованого теплоносія з пилоподібними фракціями, що має на виході регулюючу заслінку, а між перегородками і днищем віброкороба поміщена подовжня пластина з щілинними прорізами і козирками над ними для заповнюючого введення теплоносія у віброшар висушувачого матеріалу.

Аналіз літератури показав:

- вібрація досить широко використовується для інтенсифікації процесів в хімічній і інших галузях промисловості;
- вібраційна дія істотно змінює властивості шару сипучого матеріалу;
- циркуляція сипкого матеріалу у віброкиплячому шарі впливає на процеси змішування, віброобразивної обробки, подрібнення, сушки;
- вплив геометричних розмірів робочої камери на циркуляцію сипкого матеріалу у віброкиплячому шарі в літературі не вказаний.

2. Ціль та задачі дослідження

Метою пропонованих досліджень є експериментальне вивчення впливу геометричних параметрів апарата з вимушеними коливаннями на вібраційне переміщення сипкого матеріалу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- розробити експериментальну установку;
- розробити методику визначення параметрів коливання при еліптичній траєкторії вібрації;
- розробити методику визначення швидкості циркуляції;
- провести експериментальні дослідження і виконати статистичну обробку отриманих даних.

3. Опис експериментальної установки



Ріс. 3.1 – Конструкція експериментальної установки

1 – модельний апарат; 2 – рама; 3 – електродвигун; 4 – кліноремена передача; 5 – пружна муфта; 6 – віброплатформа; 7 – пружини; 8 – вібратор; 9 – стробоскоп; 10 – катетометр

Експериментальна установка (ріс. 3.1) складається з вібростенда і модельного апарату 1. Вібростенд має раму 2, на якій змонтований привід вібратора (електродвигун 3, пасова передача 4 і пружна муфта 5). Віброплатформа

6, через пружні елементи (пружини 7) спирається на раму 2. До віброплатформи хомутами прикріплений вібратор 8.

Вібратор (рис. 3.2) складається з кришки 1 і корпусу 2, в якому розташовані два дебалансних вала 3 і один проміжний вал 4. Вали спираються на кулькові радіальні підшипники 5. Обертальний момент передається за допомогою циліндричної зубчастої передачі 6.

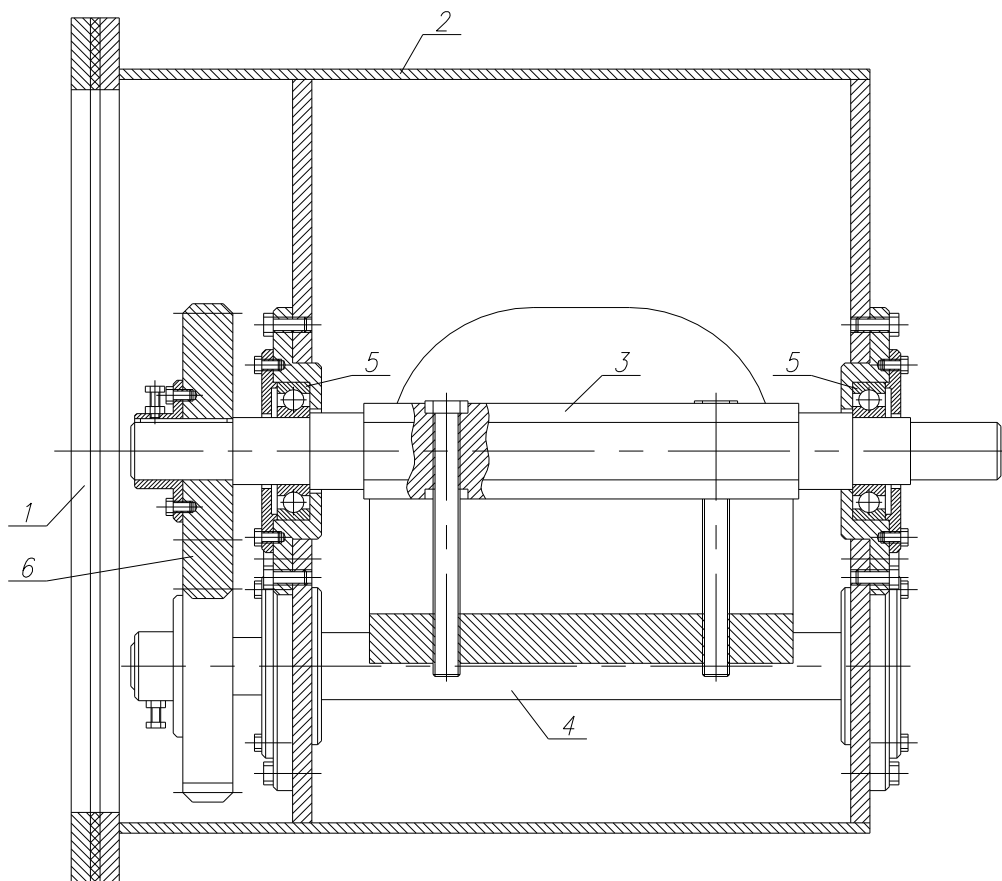


Рис 3.2 – Вібратор

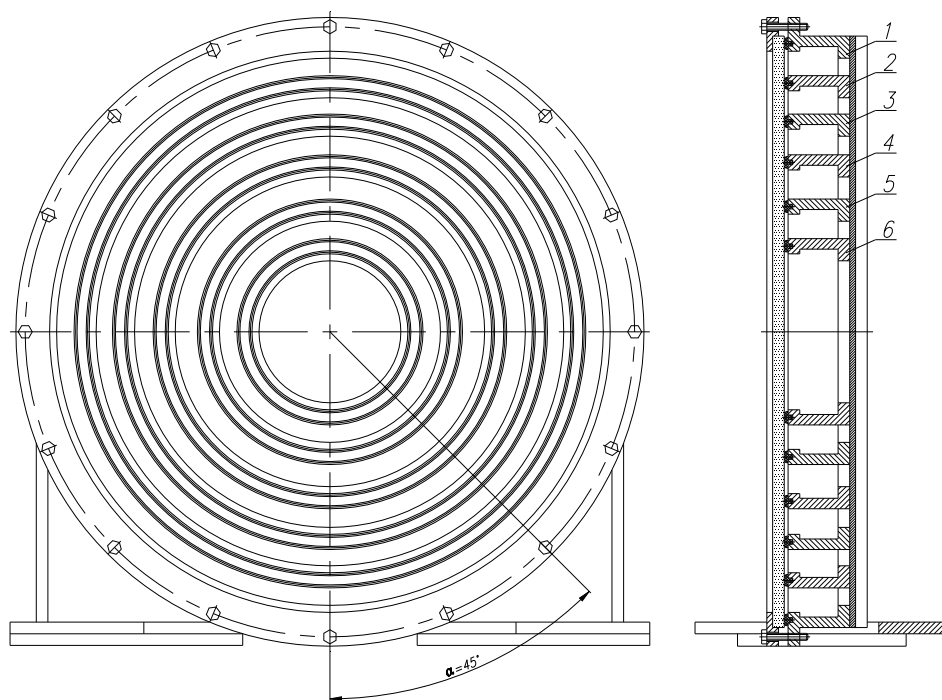
1 – кришка; 2 – корпус; 3 – дебалансний вал; 4 – проміжний вал;
5 – кулькові радіальні підшипники; 6 – циліндрична зубчаста передача

Модельний апарат (рис 3.3) складається з шести концентричних обичаек (Ø 140 – 490 мм).

Для виміру частоти коливання використовуємо стробоскоп 9, а для визначення амплітуди катетометр 10.

В якості сипкого матеріалу було обрано скляний бісер, діаметр часток 0,8

мм



Ріс 3.3 – Модельний апарат

1 – \varnothing 490 мм; 2 – \varnothing 422 мм; 3 – \varnothing 356 мм; 4 – \varnothing 286 мм; 5 – \varnothing 210 мм;
6 – \varnothing 142 мм

4. Опис розробленого універсального вібраційного стенду

Протягом цієї наукової практики був розроблений та заєскізований універсальний вібростенд. Ескіз представлений на рис. 4.1.

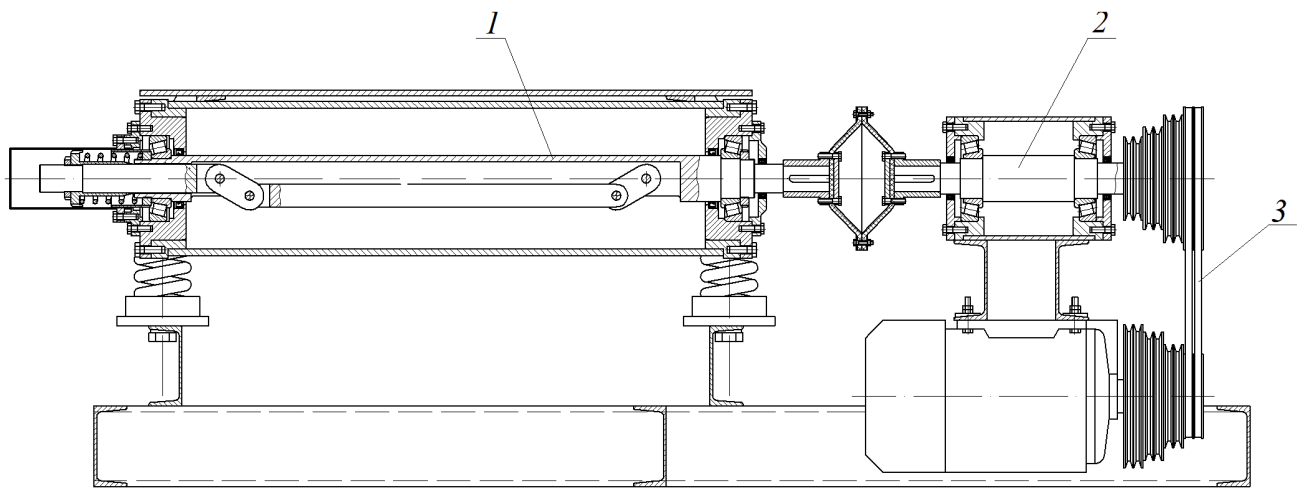


Рис. 4.1. Ескіз універсального вібростенду

Вібростенд складається з наступних частин. На раму монтується електродвигун. Через клиноременну передачу обертальний момент передається на вал, який приєднуються до дебалансного валу через гумову муфту. Дебалансний вал закрито у корпус, на якому зверху приварюється платформа вібростенда. Вібростенд приєднується до рами через пружні елементи.

Конструкція дебалансного валу наступна. В середині вал полий. З допомогою спеціальних шарнірів, у середину вала приєднується дебаланс. Завдяки пружині на одному кінці вала, у вимкненому стані дебаланс підтягується до центру вала, і таким чином зменшується дебалансна дія. Під час роботи, від дії відцентрової сили, дебаланс зміщується до краю, тим самим викликає вібрацію. Така конструкція зменшує навантаження на вузли вібростенда при пуску та зупинці.

5. Розрахунок на міцність вузлів вібростенду

Вихідні дані

Потужність електродвигуна	11 кВт
Частота обертання вала електродвигуна	2900 об/хв
Передатне відношення	$1,8$
Короткочасні перевантаження	$\frac{T_{\max}}{T} = 2$
Час роботи	$L_h = 15 \cdot 10^3 \text{ час}$
Амплітуда коливань	$A = 3 \text{ мм}$
Частота коливань	$f = 60 \text{ Гц}$
Маса вала	$m_{\text{в}} = 23 \text{ кг}$
Маса дебаланса	$m_{\text{д}} = 7 \text{ кг}$

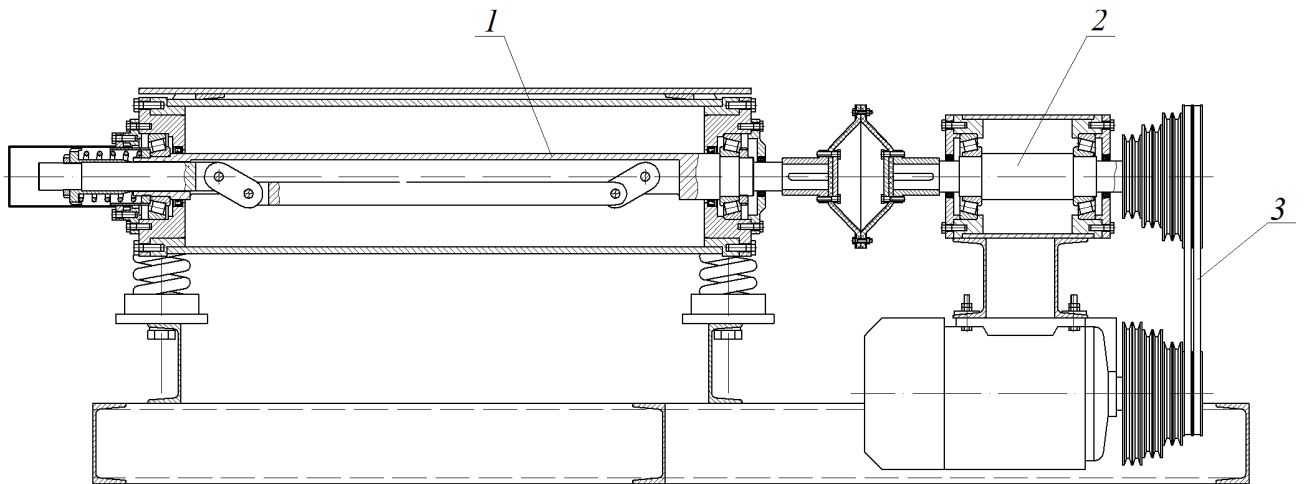


Рис. 5.1 – Розрахункова схема вібростенду

1 – дебалансний вал; 2 – перехідний вал; 3 – клиноремінна передача.

5.1. Кінематичний розрахунок

Кутова швидкість обертання валів:

вала електродвигуна

$$\omega_{\text{ед}} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,5 \text{ рад/с};$$

перехідного вала та дебалансного вала

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{\omega_{\text{ед}}}{i_{\text{рем}}} = \frac{303,5}{1,8} = 168,6 \text{ рад/с}.$$

Потужність на валах:

на валу електродвигуна

$$P_{ed} = 11000 \text{ Вт};$$

на перехідному валу

$$P_1 = P_{ed} \cdot \eta_{рем} \cdot \eta_{подш},$$

де $\eta_{рем}$, $\eta_{подш}$ - коефіцієнти корисної дії ремінної передачі та підшипників,

$$\eta_{рем} = 0,97, \quad \eta_{подш} = 0,995;$$

$$P_1 = 11000 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 10617 \text{ Вт};$$

на дебалансному валу

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_{подш} = 10617 \cdot 0,99 \cdot 0,995 = 10458 \text{ Вт}.$$

Обертальні моменти на валах:

на валу електродвигуна

$$T_{ed} = \frac{P_{ed}}{\omega_{ed}} = \frac{11000}{303,5} = 36,24 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на перехідному валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{10617}{168,6} = 62,97 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на дебалансному валу

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{10458}{168,6} = 62 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.2. Розрахунок клиноремінної передачі

Приймаємо клиноремінну передачу з ременями нормального перерізу. Для обертального моменту $T = 36,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, приймаємо клиновий ремінь перерізу "Б".

Розмір перерізу ремня [95, с.263]:

ширина ремня

$$b = 17 \text{ мм}$$

розрахункова ширина ремня $b_p = 14\text{мм}$

висота ремня $h = 10,5\text{мм}$

площа перерізу ремня $A = 138\text{мм}$

Діаметр провідного шківів

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{T},$$

де C – коефіцієнт, залежний від типу ремінної передачі; для клинових ремнів нормального перерізу $C=38\dots42$. Приймаємо $C=40$;

$$d_1 = 40 \cdot \sqrt[3]{36,2} = 132,3\text{мм}.$$

Діаметр провідного шківів округляємо до стандартного значення $d_1 = 140\text{мм}$ по [95, с.267].

Діаметр веденого шківів

$$d_2 = d_1 \cdot i(1 - \varepsilon),$$

де ε - коефіцієнт ковзання, для клиноремінної передачі $\varepsilon = 0,02$;

$$d_2 = 140 \cdot 1,8 \cdot (1 - 0,02) = 247\text{мм}.$$

Діаметр веденого шківів округляємо до стандартного значення $d_2 = 250\text{мм}$.

Кутова швидкість веденого шківів

$$\omega_2 = \frac{d_1 \cdot \omega_1 \cdot (1 - \varepsilon)}{d_2} = \frac{140 \cdot 303,5 \cdot (1 - 0,02)}{250} = 166,6 \text{ рад/с}.$$

Швидкість ремня

$$V = \omega \cdot \frac{d_1 \cdot 10^{-3}}{2} = 303,5 \cdot \frac{140 \cdot 10^{-3}}{250} = 21,2 \text{ м/с}.$$

Дійсне передатне відношення

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{303,5}{166,6} = 1,82.$$

Відхилення передатного відношення від заданого

$$\Delta_i = \frac{1,8 - 1,82}{1,8} \cdot 100\% = 1,1\%.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_L = \frac{L_K}{L_h} = \frac{24000}{15000} = 1,6.$$

де $L_K = 24000$ – умовна довговічність ременя.

Міжосьова відстань

$$a' = \frac{1,5 \cdot d_2}{\sqrt{i}} = \frac{1,5 \cdot 250}{\sqrt{1,82}} = 278 \text{ мм.}$$

Довжина ременя

$$L' = 2 \cdot a' + \frac{\pi}{2} (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'};$$

$$L' = 2 \cdot 278 + \frac{3,14}{2} (250 + 140) + \frac{(250 - 140)^2}{4 \cdot 278} = 1179 \text{ мм.}$$

Округлюємо довжину ременя до стандартного значення за [95, табл. 9.4].

Приймаємо $L = 1250 \text{ мм.}$

Міжосьова відстань при стандартній довжині ременя

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot L - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8};$$

$$a = \frac{2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (250 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (250 + 140)]^2 - 8 \cdot (250 - 140)^2}}{8} = 314 \text{ мм.}$$

Мінімальна міжосьова відстань, необхідна для одягання ременя

$$a_m = a - 0,02 \cdot L = 314 - 0,02 \cdot 1250 = 289 \text{ мм.}$$

Найбільша міжосьова відстань, необхідна для компенсації відхилень від номіналу по довжині ременя і його подовження

$$a_k = a + 0,0565 \cdot L = 314 + 0,055 \cdot 1250 = 383 \text{ мм.}$$

Кут обхвату на малому шківі

$$\alpha_1 = 180 - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57,3 = \alpha_1 = 180 - \frac{250 - 140}{314} \cdot 57,3 = 160^\circ.$$

Коефіцієнт, що враховує кут обхвату на меншому шківі

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180 - 160) = 0,94.$$

Коефіцієнт, що враховує довжину ремня, для нормальних клинових ременів приймаємо $C_L = 0,93$ [95, табл. 9,6].

Коефіцієнт режиму роботи приймаємо $C_p = 1,1$ [95, табл. 9.7].

Коефіцієнт, що враховує передатне відношення

$$K_i = \frac{1}{2 \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{i+1}{2 \cdot i} \right)^{11,1} \right] \right\}^{0,09} - 1};$$

$$K_i = \frac{1}{2 \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{1,82+1}{2 \cdot 1,82} \right)^{11,1} \right] \right\}^{0,09} - 1} = 1,13.$$

Еквівалентний діаметр шківів

$$d_e = d_1 \cdot K_i = 140 \cdot 1,82 = 158,2 \text{ мм.}$$

Окружна сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 1000}{d_1} = \frac{2 \cdot 36,2 \cdot 1000}{140} = 517 \text{ Н.}$$

Корисна напруга

$$K_0 = a_1 \cdot \left(\frac{K_L}{V} \right)^{0,09} - \frac{a_2}{d_e} - a_3 \cdot V^2.$$

Значення коефіцієнтів приймаємо $a_1 = 5,65$, $a_2 = 247$, $a_3 = 0,963 \cdot 10^{-3}$.

$$K_0 = 5,65 \cdot \left(\frac{1,13}{21,2} \right)^{0,09} - \frac{247}{158,2} - 0,963 \cdot 10^{-3} \cdot 21,2^2 = 2,78.$$

Допустима корисна напруга проектованої передачі

$$[K] = K_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p = 2,78 \cdot 0,94 \cdot 0,93 \cdot 1,1 = 2,67.$$

Кількість ременів

$$Z_0 = \frac{F_t}{[K_0] \cdot A \cdot C_Z},$$

де C_Z - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ременях, приймаємо за [95, с.267] $C_Z = 0,95$;

$$Z_0 = \frac{517}{2,67 \cdot 138 \cdot 0,95} = 1,5.$$

Округлюємо кількість ременів до цілого числа $Z = 2$.

Визначаємо робочий коефіцієнт тяги

$$\psi = \psi_0 \cdot C_\alpha \cdot C_p,$$

де ψ_0 - початковий коефіцієнт тяги;

C_p - коефіцієнт режиму при однозмінній роботі;

$$\psi = 0,67 \cdot 0,94 \cdot 1,1 = 0,69.$$

Визначаємо коефіцієнт m

$$m = \frac{1 + \psi}{1 - \psi} = \frac{1 + 0,69}{1 - 0,69} = 5,45.$$

Сили, що діють в передачі:

натягнення від відцентрових сил

$$F_u = 10^{-3} \cdot \rho \cdot Z \cdot A_1 \cdot V^2 = 10^{-3} \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 138 \cdot 21,2^2 = 149H.$$

натягнення провідної гілки

$$F_1 = F_t \cdot \frac{m}{m-1} + F_u = 517 \cdot \frac{5,45}{5,45-1} + 149 = 782H.$$

натягнення веденої гілки

$$F_{21} = F_t \cdot \frac{1}{m-1} + F_u = 517 \cdot \frac{1}{5,45-1} + 149 = 265H.$$

натягнення гілок у спокої

$$F_0 = 0,5 \cdot (F_1 + F_2) - \chi \cdot F_y,$$

де $\chi = 0,2$,

$$F_0 = 0,5 \cdot (782 + 265) - 0,2 \cdot 149 = 494H.$$

сила, що діє на вал при роботі

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} - 2 \cdot F_y \cdot \sin \alpha;$$

$$F_a = \sqrt{782^2 + 265^2 - 2 \cdot 782 \cdot 265 \cdot \cos 160^\circ} - 2 \cdot 149 \cdot \sin 160^\circ = 933H.$$

сила, що діє на вал у спокої

$$F_{a0} = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 494 \cdot \sin \frac{160^\circ}{2} = 973H.$$

5.3. Розрахунок дебалансного валу на міцність при циклічних навантаженнях

Визначення зусиль, що діють на дебалансний вал.

Відносна кутова швидкість коливань:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot 3,14 \cdot 60 = 376,8 \text{ рад/с}.$$

Прискорення коливань:

$$a = A \cdot \omega^2 = 3 \cdot 10^{-3} \cdot 376,8^2 = 426 \text{ рад/с}.$$

Динамічне навантаження, що виникає від дії маси вала під час вібрації:

$$P_g = a \cdot m_g = 426 \cdot 23 = 9798H.$$

Динамічне навантаження, що виникає від дії маси дебаланса під час вібрації:

$$P_o = a \cdot m_o = 426 \cdot 7 = 2982H.$$

Визначення реакцій опор.

Для визначення реакцій опор складаємо рівняння суми моментів, яка дорівнює нулю.

$$\sum M_A = 0;$$

$$P_{\partial y} \cdot AC + P_{\epsilon} \cdot AD + P_{\partial y} \cdot AE - R_{By} \cdot AB = 0;$$

$$R_{By} = \frac{P_{\partial y} \cdot AC + P_{\epsilon} \cdot AD + P_{\partial y} \cdot AE}{AB} = 0;$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$R_A \cdot AB - P_{\partial y} \cdot CB - P_{\epsilon} \cdot BD - P_{\partial y} \cdot BE = 0;$$

$$R_A = \frac{P_{\partial y} \cdot CB + P_{\epsilon} \cdot BD + P_{\partial y} \cdot BE}{AB} = 0;$$

$$R_A = \frac{1491 \cdot 0,893 + 9798 \cdot 0,435 + 1491 \cdot 0,147}{0,995} = 5842H.$$

Для визначення складової R_{Bx} складаємо рівняння суми проекцій всіх сил на вісь X :

$$\sum F_{xi} = 0;$$

$$P_{\partial x} - P_{\partial x} + R_{Bx} = 0;$$

$$R_{Bx} = P_{\partial x} - P_{\partial x} = 0.$$

Перевірка:

$$\sum F_{yi} = 0;$$

$$R_A - P_{\partial y} - P_{\epsilon} - P_{\partial y} + R_{By} = 0;$$

$$6940 - 1491 - 9798 - 1491 + 5842 \approx 0.$$

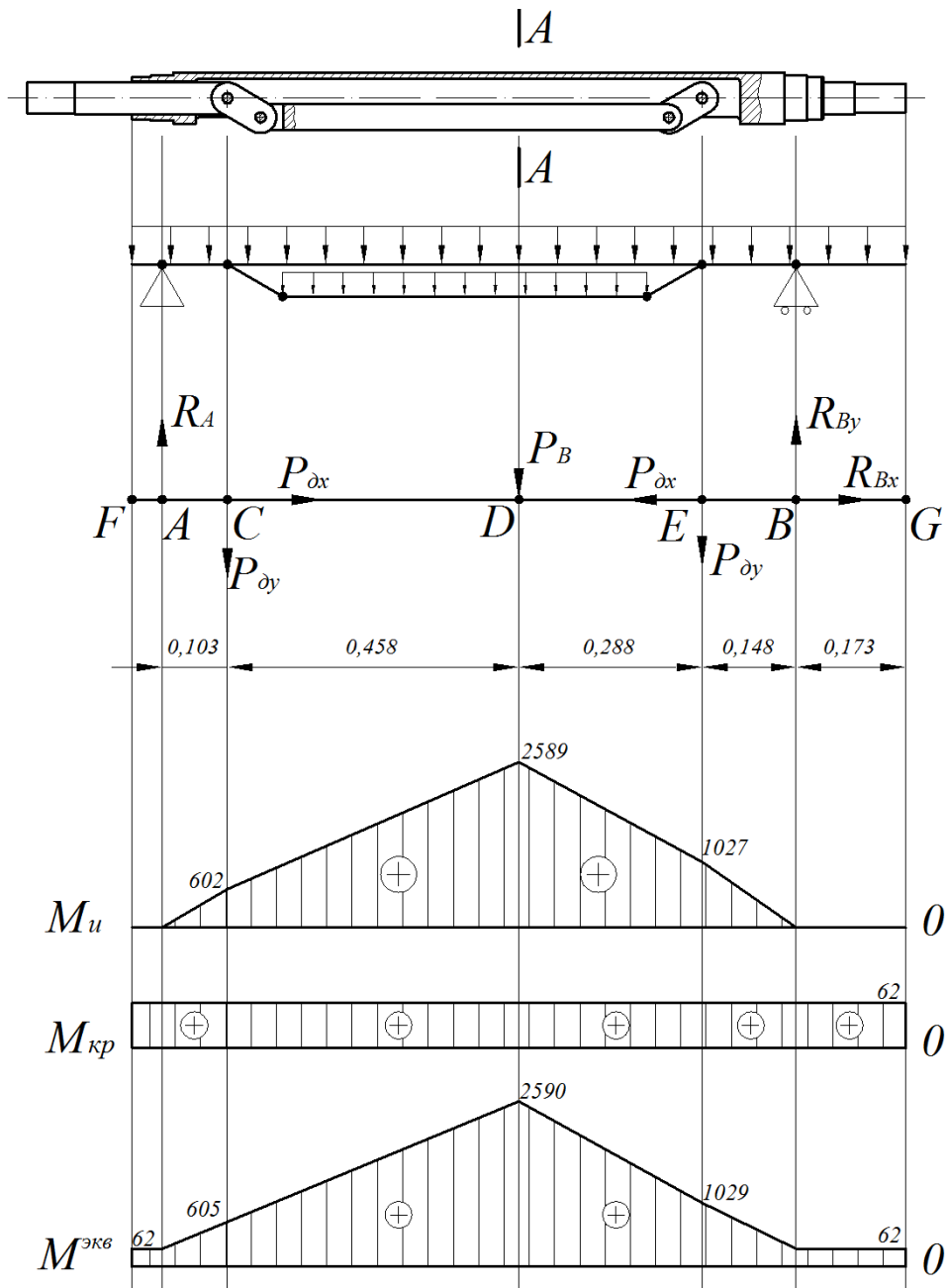


Рис. 5.2. – Розрахункова схема.

Визначаємо згинаючі моменти та будуємо епюри:

$$M_F = 0;$$

$$M_C = R_A \cdot AC = 5842 \cdot 0,103 = 602 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_D = R_A \cdot AD - P_{\partial y} \cdot CD = 5842 \cdot 0,56 - 1491 \cdot 0,458 = 2589 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_E = R_{By} \cdot BE = 6940 \cdot 0,148 = 1027 \text{ H} \cdot \text{м};$$

$$M_G = 0;$$

$$M_B = 0.$$

Будуємо епюру обертальних моментів:

$$M_{кр} = T_2 = 62H \cdot м.$$

Визначаємо еквівалентні моменти або приведені і будуємо епюри:

$$M_A^{экв} = 62H \cdot м;$$

$$M_C^{экв} = \sqrt{602^2 + 62^2} = 605H \cdot м;$$

$$M_D^{экв} = \sqrt{2589^2 + 62^2} = 2590H \cdot м;$$

$$M_E^{экв} = \sqrt{1027^2 + 62^2} = 1029H \cdot м;$$

$$M_F^{экв} = 62H \cdot м;$$

$$M_B^{экв} = 62H \cdot м;$$

$$M_G^{экв} = 62H \cdot м.$$

Визначаємо необхідний діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M^{экв}}{0,1 \cdot [\tau]}}$$

де $[\tau] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{2590}{0,1 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,076 \text{ м} = 76 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр валу в небезпечному перерізі $d = 80 \text{ мм}$.

Розрахунок валу на міцність при циклічних навантаженнях.

Уточнений розрахунок валу на міцність при циклічних навантаженнях полягає у визначенні дійсного запасу міцності S в імовірно небезпечних перерізах і порівняння його з потрібним $[S]$. Для валів $[S] = 1,5 \dots 3,0$. Приймаю $[S] = 1,5$.

Приймаємо, що нормальна напруга від вигину змінюється по симетричному циклу зміни напруги в часі, а дотична напруга - по віднулевому (пульсуючому).

Матеріал валу приймаємо сталь 45 з термообробкою поліпшення, $\sigma_B = 780 \text{ МПа}$.

Межа витривалості при симетричному циклі нормальної напруги:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \cdot \sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335,4 \text{ МПа}.$$

Межа витривалості при симетричному циклі дотичної напруги

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335,4 = 194,5 \text{ МПа}.$$

Небезпечним є переріз А-А. Діаметр вала в цьому перерізі $d = 80 \text{ мм}$. Концентрація напруги обумовлена наявністю вирізу під дебаланс.

Приймаємо по [95, с.165 табл. 8.5] коефіцієнти концентрації напруги при вигині і крученні, $k_\sigma = 1,6$, $k_\tau = 1,5$.

Масштабні чинники [95, с.166 табл. 8.8]: $\varepsilon_\sigma = 0,75$, $\varepsilon_\tau = 0,63$.

Коефіцієнти $\psi_\sigma = 0,1$, $\psi_\tau = 0,05$.

Обертальний момент $T_2 = 62 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Момент опору крученню

$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{d^3(2,6 \cdot \alpha - 1)}{8(0,3 \cdot \alpha + 0,7)} - 0,346 \cdot b^3;$$
$$W_{\text{Кнетто}} = \frac{80^3(2,6 \cdot 1,05 - 1)}{8(0,3 \cdot 1,05 + 0,7)} - 0,346 \cdot 40^3 = 86940 \text{ мм}^3.$$

Момент опору вигину

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h^2}{6} = 26240 \text{ мм}^3.$$

Амплітуда і середня напруга циклу дотичної напруги

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_{\text{Кнетто}}} = \frac{62 \cdot 10^3}{2 \cdot 86940} = 0,357 \text{ МПа}.$$

Амплітуда і середня напруга циклу нормальної напруги

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{\text{нетто}}} = \frac{2589 \cdot 10^3}{26240} = 98,7 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності по дотичній напрузі

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{194,5}{\frac{1,5}{0,63} \cdot 0,357 + 0,05 \cdot 0,357} = 224,1.$$

Коефіцієнт запасу міцності по нормальній напрузі

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{335,4}{\frac{1,6}{0,75} \cdot 98,7 + 0,1 \cdot 98,7} = 1,52.$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{1,52 \cdot 224,1}{\sqrt{1,52^2 + 224,1^2}} = 1,52 \geq [S] = 1,5.$$

Умова міцності виконана.

5.4. Перевірочний розрахунок підшипників кочення

За умовами роботи підшипникового вузла був вибраний для обох опор підшипник роликовий конічний середній серії 7314А. Для цих підшипників з [96, с.29, Пб] знаходимо базову динамічну радіальну вантажопідйомність

$C_r = 168 \text{ кН}$, коефіцієнти: $e = 0,31$, $Y = 1,94$.



Рис. 5.3. – Розрахункова схема підшипників.

Сумарні радіальні реакції:

$$R_{r1} = R_A = 5842 \text{ Н};$$

$$R_{r2} = R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{6940^2 + 0^2} = 6940H.$$

Осьові складові:

$$R_{S1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 5842 = 1503H;$$

$$R_{S2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,31 \cdot 6940 = 1786H.$$

Розрахункові осьові сили.

Так як у даному випадку $R_{S1} < R_{S2}$ і $F_a = 0$, то по [96, табл. 5.2] маємо:

$$R_{a1} = R_{S2} + F_a = 1768 + 0 = 1768H;$$

$$R_{a2} = R_{S2} = 1768H.$$

Коефіцієнти радіального та осьового навантаження.

Для кожної з опор обчислюємо відношення. Для першої опори відношення складає

$$\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = \frac{1768}{1 \cdot 5842} = 0,3.$$

Так як $\frac{R_{a1}}{VR_{r1}} = 0,3 < e = 0,31$, то приймаю $X_1 = 1$, $Y_1 = 0$.

Відношення для другої опори складає:

$$\frac{R_{a2}}{VR_{r1}} = \frac{1768}{1 \cdot 6940} = 0,25.$$

Так як $\frac{R_{a2}}{VR_{r2}} = 0,25 < e = 0,31$, то також приймаю $X_1 = 1$, $Y_1 = 0$.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження в опорах 1 і 2:

$$R_E = (V \cdot X \cdot R_r + Y \cdot R_a) k_\delta \cdot k_t,$$

де V - коефіцієнт обертання, що враховує залежність довговічності підшипника від того яке кільце обертається; при обертанні внутрішнього кільця $V = 1$;

X, Y - коефіцієнти радіального і осьового навантаження;

k_δ - коефіцієнт безпеки, що враховує вплив характеру навантаження на довговічність підшипника; приймаємо по [96, с.17, табл. 6.1] $k_\delta = 1,2$;

k_t - коефіцієнт, що враховує вплив температури на довговічність підшипника; приймаємо по [96, с.18, табл. 6.2] при $t < 100^\circ\text{C}$ $k_t = 1$.

Відповідно до умов роботи підшипника:

$$R_{E1} = (1 \cdot 1 \cdot 5842 + 0 \cdot 1768) \cdot 1,2 \cdot 1 = 7010H;$$

$$R_{E2} = (1 \cdot 1 \cdot 6940 + 0 \cdot 1768) \cdot 1,2 \cdot 1 = 8328H.$$

Так як $R_{E2} > R_{E1}$, то розрахунок ведуть по R_{E2} .

Необхідна динамічна радіальна вантажопідйомність підшипника:

$$C_{\text{треб}} = R_{E2} \sqrt[m]{\frac{573 \cdot \omega \cdot L_h}{10^6}},$$

де $m = 3,33$ для роликів підшипників;

$\omega = 168,6 \text{ рад/с}$ - кутова швидкість обертання вала;

$L_h = 15 \cdot 10^3 \text{ ч}$ - необхідний час роботи;

$$C_{\text{треб}} = 8328 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{573 \cdot 168,6 \cdot 15 \cdot 10^3}{10^6}} = 74100H.$$

Оцінюємо придатність наміченого типорозміру підшипника:

$$C_{\text{треб}} = 68,9\text{кН} < C_r = 168\text{кН}.$$

Визначаємо ресурс заздалегідь вибраного підшипника:

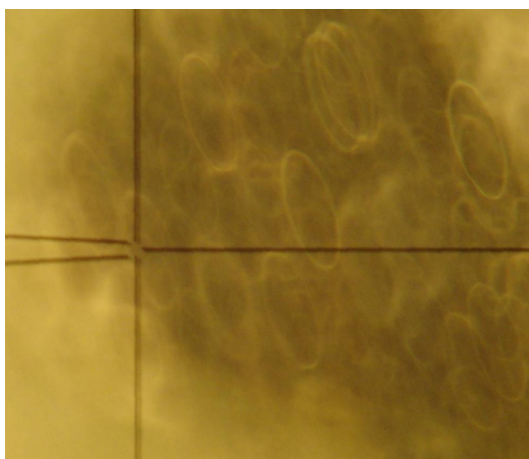
$$L_{10h} = \frac{10^6}{573 \cdot \omega} \cdot \left(\frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = \frac{10^6}{573 \cdot 168,6} \cdot \left(\frac{168 \cdot 10^3}{8328} \right)^{3,33} = 22,9 \cdot 10^4 \text{ час}.$$

Оскільки розрахункова довговічність більша за необхідну ($L_{10h} = 22,9 \cdot 10^4 > L_h = 15 \cdot 10^3$), то підшипник 7314А задовольняє таким умовам роботи.

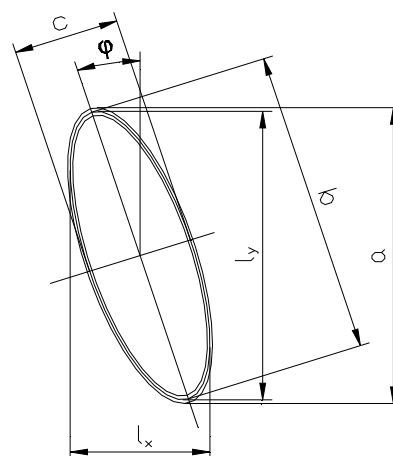
6. Методика проведення експериментів та вимірювань

6.1. Методика вимірювань параметрів коливання модельного вібраційного апарата

Як показали попередні дослідження траєкторія коливання центру тяжіння модельного апарата є еліпсом (рис. 6.1). Фотографію отримуємо таким чином: на кришку модельного апарата необхідно наклеїти шматочок наждачного паперу, і провести вимір за допомогою катетометра КМ – 8 відрізка a (рис. 6.1 б)), далі через оптичну систему катетометра фотоапаратом робиться фотографія вимірюваного еліпса коливань (рис. 6.1 а)). Знімок можна обробити в редакторах CoralDraw та AutoCad. Потім обчислюється масштаб і по знімку знаходяться розміри l_x , l_y , b , c та кут φ .



а)



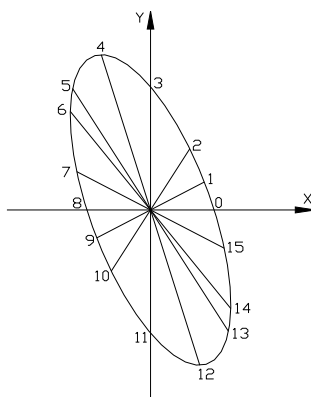
б)

а) – фотографія вимірюваног еліпса коливань; б) – необхідні геометричні розміри

Рис. 6.1 – Еліпс коливань

Щоб визначити амплітудно – частотну характеристику коливань центру тяжіння модельного апарата будуються діаграми. Для їх побудови еліпс ділиться

на 12 частин (рис. 4.2), а також указуються максимальні і мінімальні відхилення від центру.



Ріс. 6.2 – Точки для побудовання амплітуд коливань

6.2. Методика визначення швидкості циркуляції модельного вібраційного апарату

Для виміру швидкості циркуляції в сипкий матеріал додавалися мічені (забарвлені) частки. Швидкість циркуляції визначалася шляхом виміру часу проходження міченими частками сектора з кутом 45°

Знаючи амплітуду коливань знаходиться відносне прискорення Δ :

$$\Delta = \frac{A \cdot \omega^2}{g},$$

де A – амплітуда коливань, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с^2 ;

$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ – відносна кутова швидкість коливань, рад/с

де f – частота коливань, Гц.

Швидкість циркуляції, рад/с:

$$W = \frac{\pi}{4 \cdot \tau_{cp_i}},$$

де τ_{cp} – час проходження міченими частками сектора з кутом 45° , с.

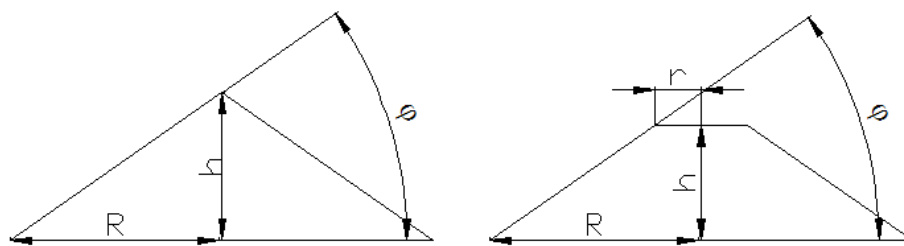
6.3. Методика визначення фізико-механічних властивостей матеріалів

Фізико – механічними властивостями сипких матеріалів є кут природного укосу, насипна вага та середній розмір часток.

Кут природного укосу – кут, утворений вільною поверхнею рихлої гірської маси або іншого сипкого матеріалу з горизонтальною плоскістю. Інколи може бути використаний термін «кут внутрішнього тертя».

Частки матеріалу, насипи, що знаходяться на вільній поверхні, випробовують стан критичної (граничного) рівноваги. Кут природного укосу пов'язаний з коефіцієнтом тертя і залежить від шорсткості зерен, ступеня їх зволоження, гранулометричного складу і форми, а також від питомої ваги матеріалу.

Для визначення кута природного укосу пропонується на горизонтальну поверхню з воронки насипати певну кількість сипкого матеріалу. На поверхні буде утворюватися конус. Необхідно визначити висоту конуса та його радіус. Для скляного бісеру конус буде усічений, тому необхідно ще вчислити верхній радіус. Далі розглядаємо прямокутний трикутник та маючи два катета знаходимо кут природного укосу



Ріс. 6.3 – Кут природного укосу

Насипна вага (об'ємна насипна вага) – це вага сипкого матеріалу в одиниці об'єму разом з порожнечами. Виражається насипна вага в ньютонках на кубічний метр (Н/м^3) і обчислюється за формулою:

$$P_H = \frac{m}{V}$$

Масу m визначають зважуванням, об'єм V визначають в судині (ящику), вільно заповненій сипким матеріалом.

Насипна вага – величина непостійна, така, що змінюється від багатьох чинників (ступені ущільнення, вологості, форми зерен і ін.). Вільно висипаний щебінь має меншу насипну масу, чим ущільнений. Пісок сухий і злегка зволожений має різні насипні маси. У даних випадках на насипну масу робить вплив порожнистість сипкого матеріалу. Чим вище порожнистість, тим менше насипна маса.

Для визначення насипної ваги в досліді використовується скляна колба, яка заповнюється до мітки 500 мл. Зважування слід проводити хоча б по 10 разів на кожен матеріал, після береться середнє арифметичне і визначається насипна вага.

Що стосується розміру часток, в першу чергу необхідно звернути увагу на їх форму. Скляний бісер має форму кулі та частки за розміром однакові, їх середній розмір сягає 0,8 мм

6.4. Методика визначення похибки вимірювань

Для визначення похибки вимірювання необхідно провести хоча б 10 вимірювань. Знаходять середнє арифметичне M . Потім вираховують відхилення α – кожного вимірювання від M , не звертаючи уваги на знаки. Підносять у квадрат – α^2 і знаходять суму квадратів відхилення – $\Sigma\alpha^2$. Величину квадратичної похибки визначають за формулою:

$$\sigma = \pm \sqrt{\frac{\sum \alpha^2}{n-1}},$$

де n – число вимірювань

Якщо $n > 30$, то від n не віднімають одиницю; Якщо $n \leq 10$, то одиницю віднімають обов'язково.

7. Експериментальна частина

7.1. Визначення параметрів коливань модельного вібраційного апарату

Щоб визначити амплітудно-частотну характеристику коливань центру тяжіння модельного апарату будують діаграми. Для їх побудови еліпс ділиться на 12 частин (рис. 7.1), а також указуються максимальні і мінімальні відхилення від центру.

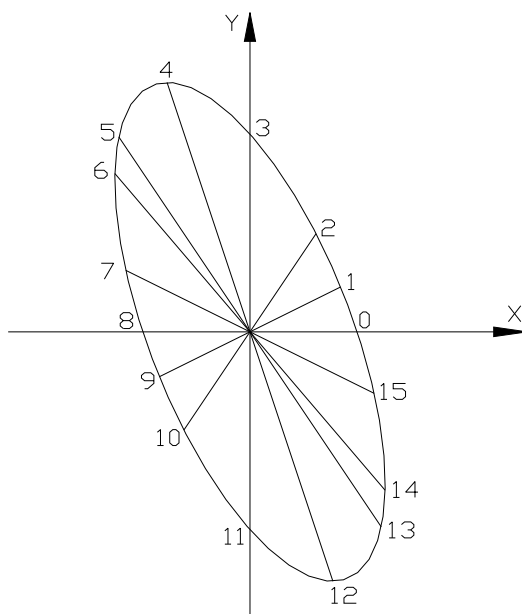


Рис. 7.1 – Точки для побудовання амплітуд коливань

Табл. 7.1 – Координати точок для побудування амплітудно-частотної характеристики коливань

	20 Гц		22,5 Гц		25 Гц	
	X	Y	X	Y	X	Y
0	0,286	0	0,304	0	0,321	0
1	0,24	0,138	0,254	0,147	0,268	0,155
2	0,172	0,298	0,18	0,312	0,188	0,326
3	0	0,57	0	0,575	0	0,581
4	-0,201	0,696	-0,199	0,691	-0,199	0,685
5	-0,328	0,568	-0,335	0,578	-0,337	0,583
6	-0,349	0,412	-0,363	0,398	-0,377	0,383
7	-0,33	0,19	-0,348	0,207	-0,366	0,211
8	-0,286	0	-0,304	0	-0,321	0
9	-0,24	-0,138	-0,254	-0,147	-0,268	-0,155
10	-0,172	-0,298	-0,18	-0,312	-0,188	-0,326
11	0	-0,57	0	-0,575	0	-0,581
12	0,205	-0,696	0,201	-0,691	0,199	-0,685
13	0,328	-0,568	0,335	-0,578	0,337	-0,583
14	0,349	-0,402	0,363	-0,398	0,377	-0,383
15	0,33	-0,19	0,348	-0,207	0,366	-0,211

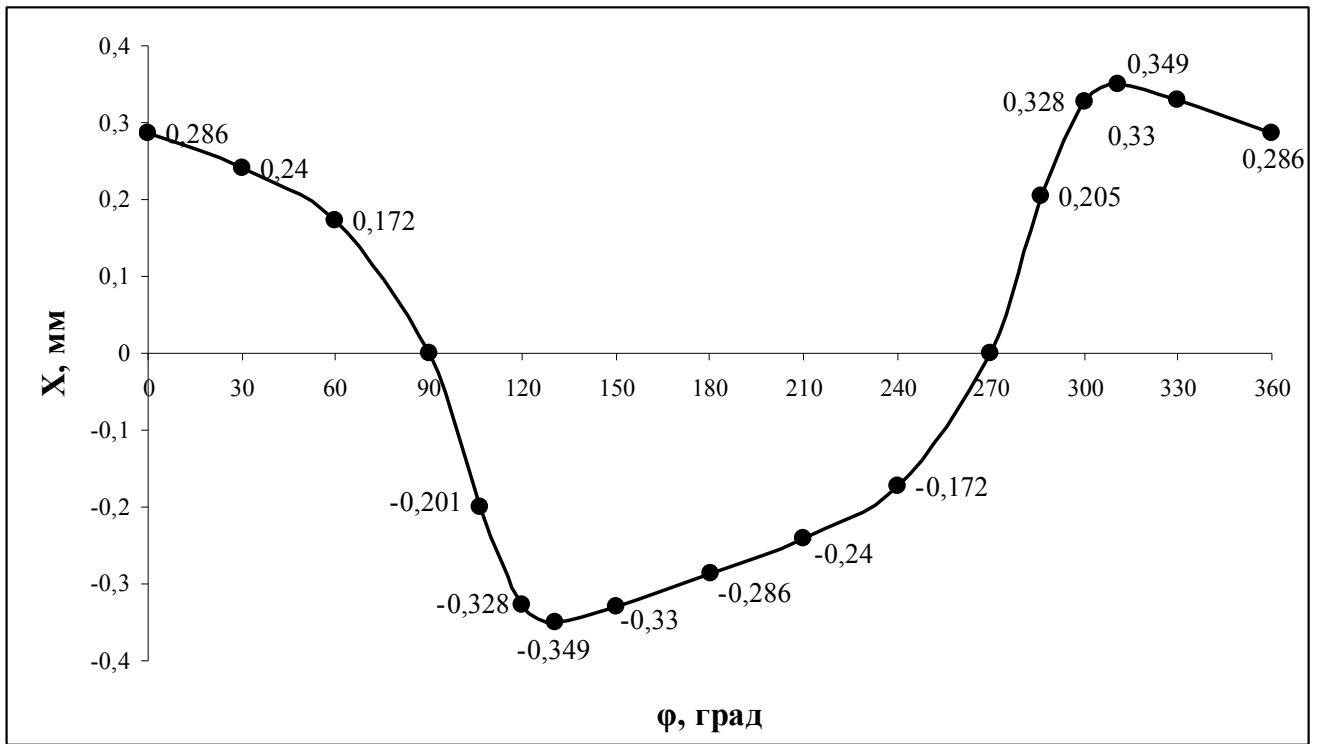


Рис. 7.2. – Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі X для частоти 20Гц

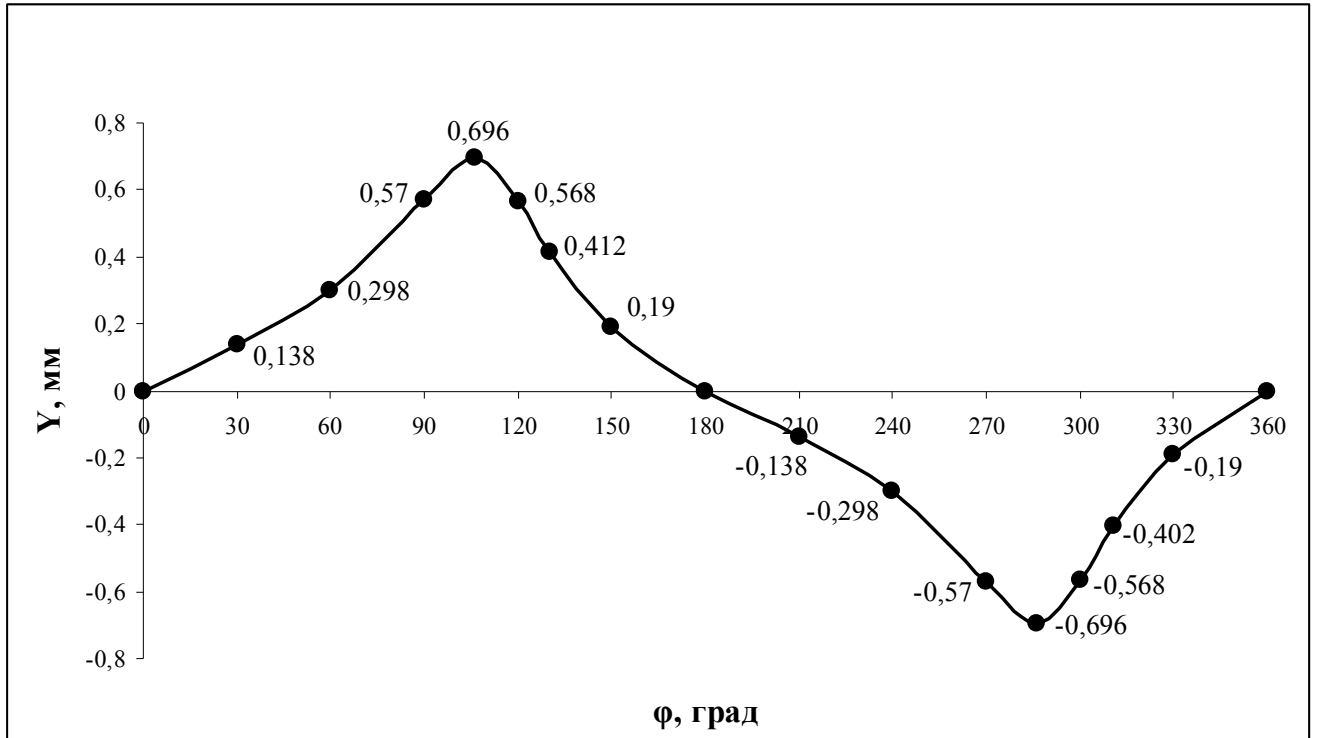


Рис. 7.3. – Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі Y для частоти 20Гц

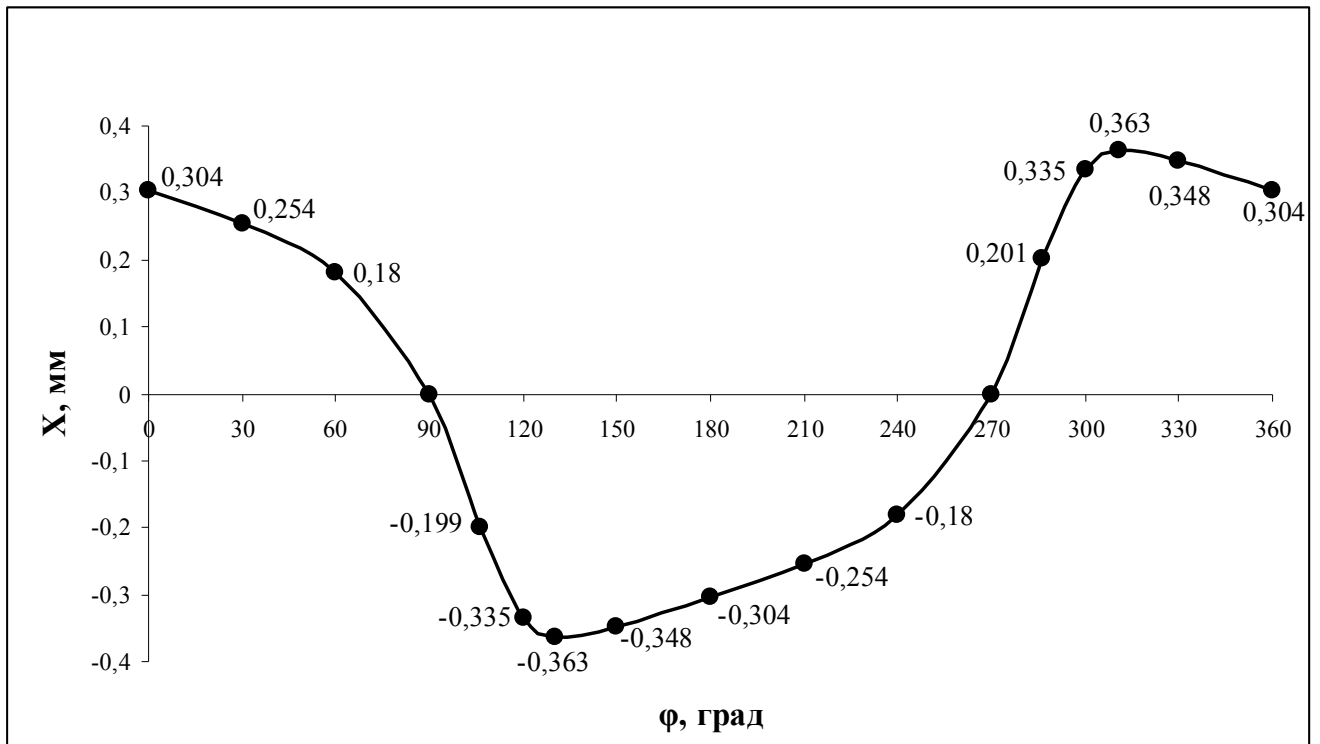


Рис. 7.4. – Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі X для частоти 22,5Гц

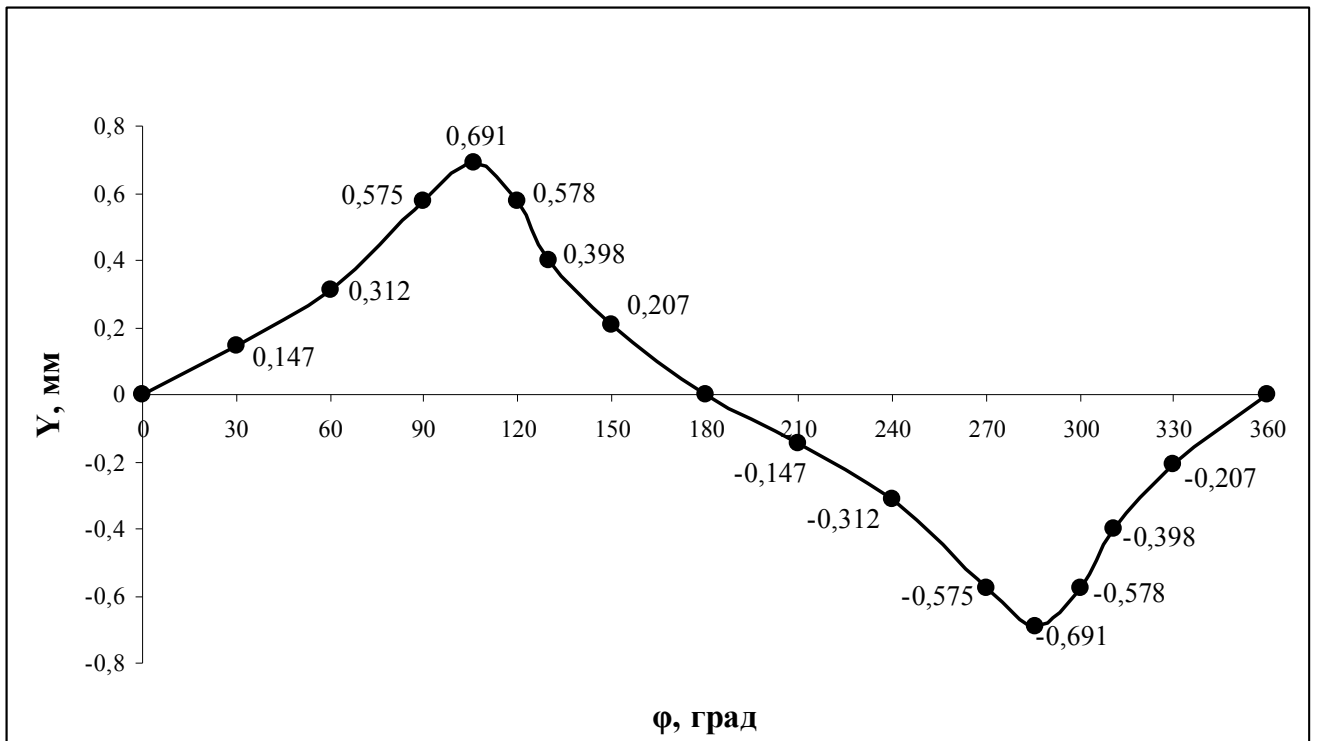


Рис. 7.5– Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі Y для частоти 22,5Гц

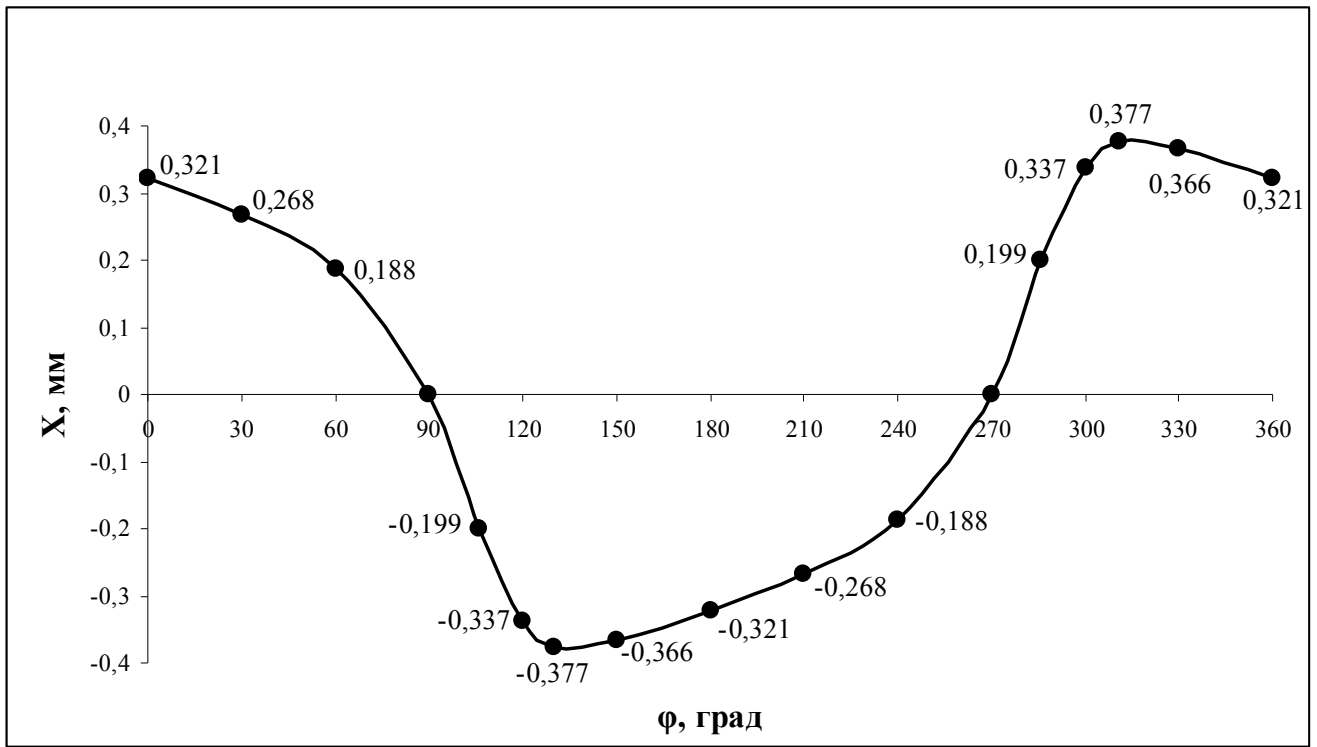


Рис. 7.6 – Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі X для частоти 25Гц

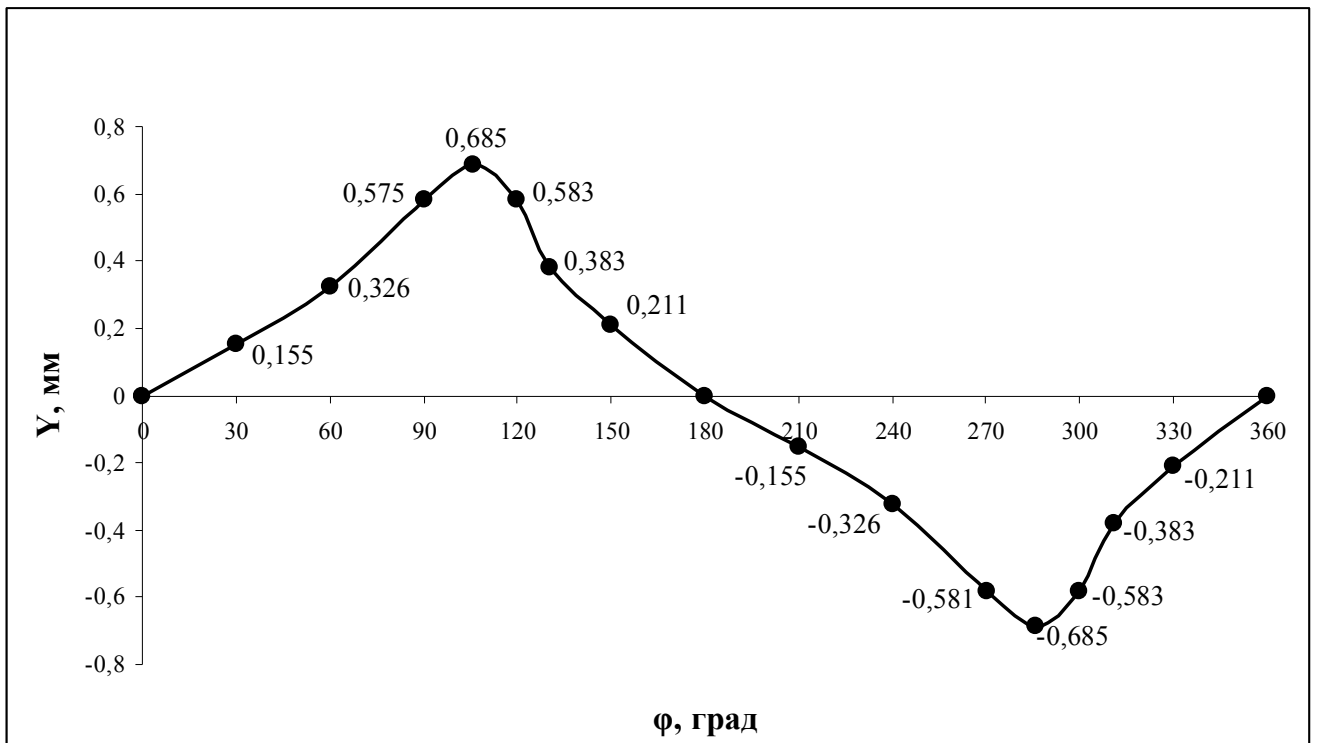


Рис. 7.7– Графік амплітудно-частотної характеристики коливань центру тяжіння модельного апарату по осі Y для частоти 25Гц

7.2. Визначення швидкості циркуляції скляного бісеру в модельних апаратах

7.2.1. Визначення швидкості циркуляції скляного бісеру в модельних апаратах з коефіцієнтом заповнення 0,5

Табл. 7.2 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 142 мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	3,81	3,81	3,33
2	3,86	3,63	3,08
3	3,82	3,58	3,19
4	4,38	3,57	3,21
5	4,07	3,40	3,48
6	3,87	3,52	3,71
7	3,69	3,75	3,27
8	3,77	3,79	3,02
9	3,83	3,58	3,29
10	4,38	3,53	3,34
τ_{cp}	3,95	3,62	3,29
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

Табл. 7.3 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 210$ мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	5,11	4,28	4,24
2	5,30	4,73	4,38
3	5,01	4,94	4,40
4	4,91	4,76	4,26
5	4,85	4,74	4,30
6	4,80	4,77	4,31
7	5,25	4,54	4,35
8	5,01	4,77	4,37
9	5,15	4,50	4,39
10	4,93	4,97	4,19
τ_{cp}	5,03	4,70	4,32
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

Табл. 7.4 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 286$ мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	7,73	5,78	5,21
2	7,64	5,92	5,27
3	7,38	6,12	5,64
4	7,16	5,93	5,45
5	7,39	5,90	5,49
6	7,89	6,18	5,56
7	7,58	6,04	5,85
8	7,61	6,10	5,69
9	7,71	5,91	5,44
10	7,31	5,88	5,31
τ_{cp}	7,54	5,98	5,49
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

Табл. 7.5 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 356$ мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	9,66	6,99	6,16
2	9,20	6,75	6,07
3	8,86	7,50	6,22
4	9,16	7,19	6,63
5	9,06	6,83	6,53
6	9,22	6,94	5,91
7	9,04	6,81	6,52
8	9,13	7,06	6,87
9	9,03	7,05	6,43
10	9,04	6,97	6,35
τ_{cp}	9,14	7,01	6,37
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

Табл. 7.6 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 422$ мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	12,47	9,39	8,85
2	12,24	9,21	8,49
3	11,80	9,47	8,38
4	11,79	9,35	9,10
5	11,28	9,37	10,20
6	11,38	9,49	9,13
7	11,42	9,28	9,97
8	11,09	9,16	8,89
9	10,65	10,05	9,84
10	11,27	9,61	9,12
τ_{cp}	11,54	9,44	9,20
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

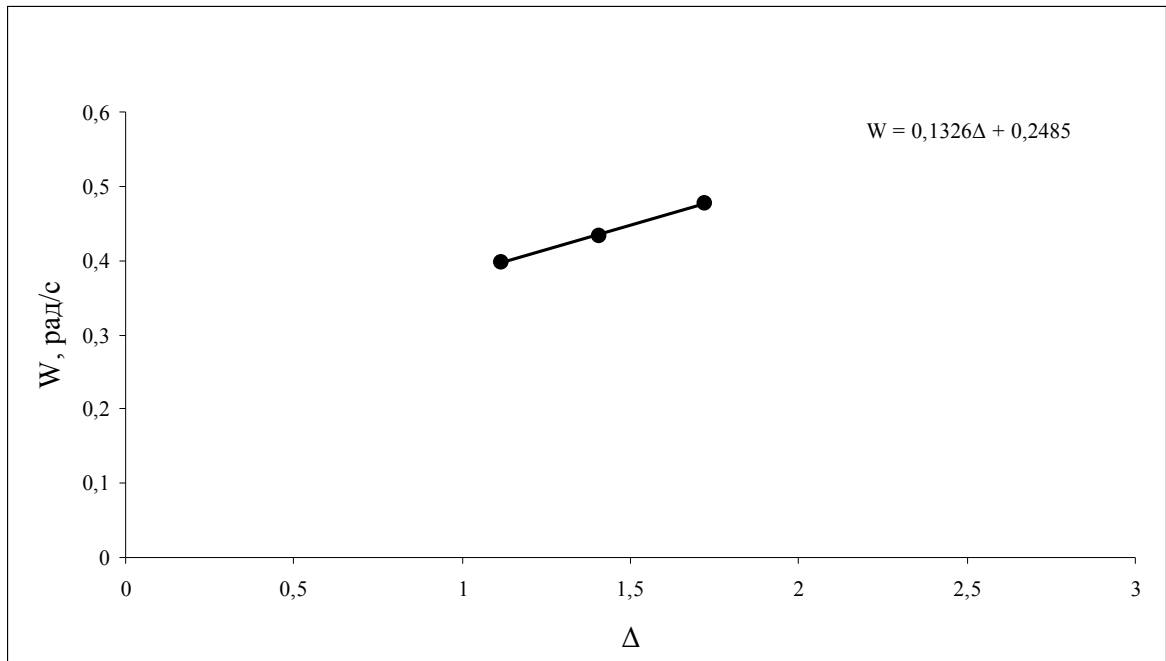
Табл. 7.7 – Результати виміру часу проходження кута α при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 490 мм

	20Гц	22,5Гц	25Гц
1	17,79	14,15	12,48
2	17,24	15,92	11,90
3	16,03	14,55	12,66
4	16,97	14,82	11,38
5	17,54	14,54	11,63
6	16,43	15,34	12,22
7	17,70	14,05	12,59
8	16,13	15,14	11,26
9	16,60	14,50	12,30
10	16,90	15,63	13,22
τ_{cp}	16,93	14,86	12,16
φ	19°	20°	20°
α	90°	90°	90°

Після обробки експериментальних даних знаходимо кутову швидкість циркуляції W і відносне прискорення Δ . Результати розрахунків заносу в таблиці.

Табл. 7.8 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 142 мм

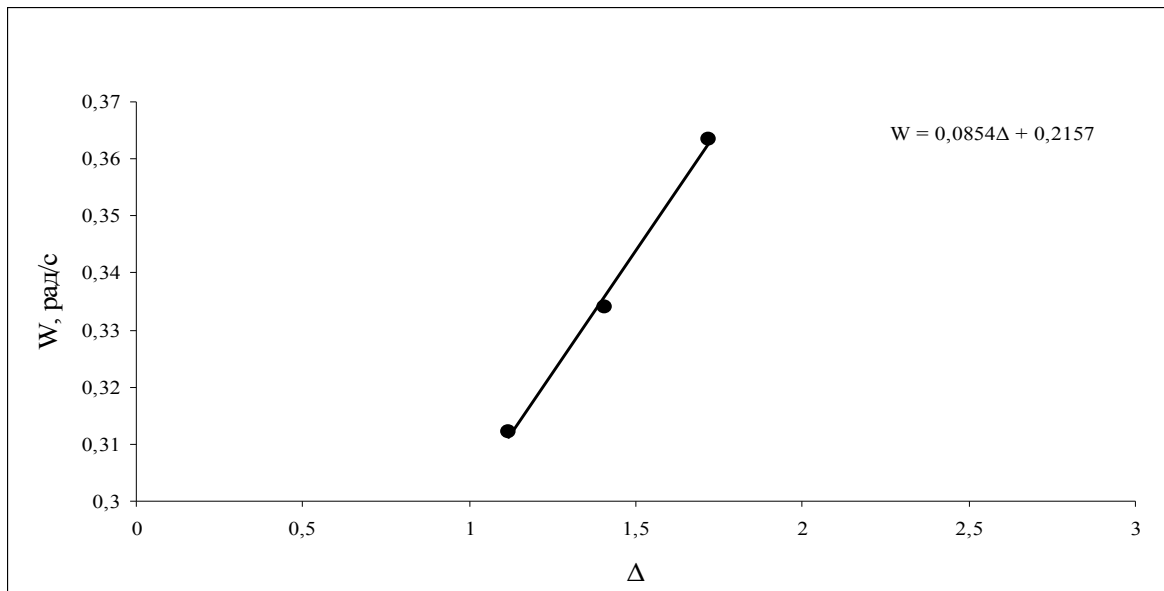
f , Гц	A , м	τ_{cp}	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	3,95	125,6	1,119	0,397
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	3,62	141,3	1,406	0,433
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	3,29	157,0	1,721	0,477



Ріс. 7.8 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 142 мм

Табл. 7.9 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 210 мм

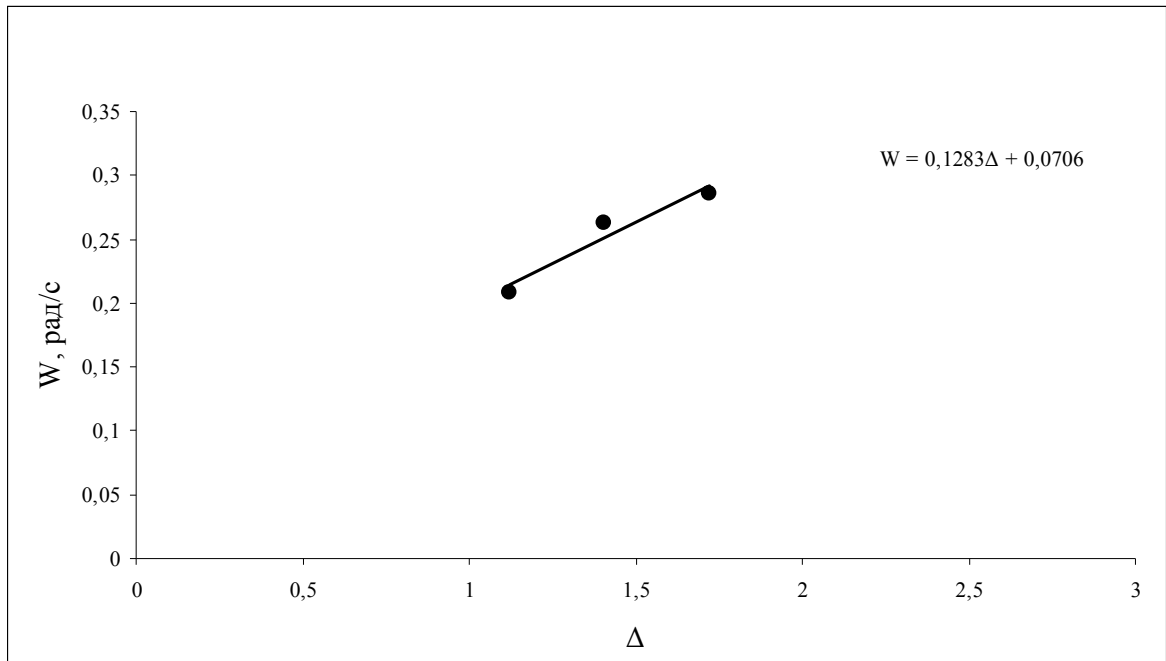
f , Гц	A , м	$\tau_{\text{ср}}$	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	5,03	125,6	1,119	0,312
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	4,70	141,3	1,406	0,334
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	4,32	157,0	1,721	0,363



Ріс. 7.9 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 210 мм

Табл. 7.10 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 286 мм

f , Гц	A , м	$\tau_{\text{ср}}$	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	7,54	125,6	1,119	0,208
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	5,98	141,3	1,406	0,263
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	5,49	157,0	1,721	0,286



Ріс. 7.10 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 286$ мм

Табл. 7.11 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 356$ мм

f , Гц	A , м	τ_{cp}	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	9,14	125,6	1,119	0,172
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	7,01	141,3	1,406	0,224
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	6,37	157,0	1,721	0,246

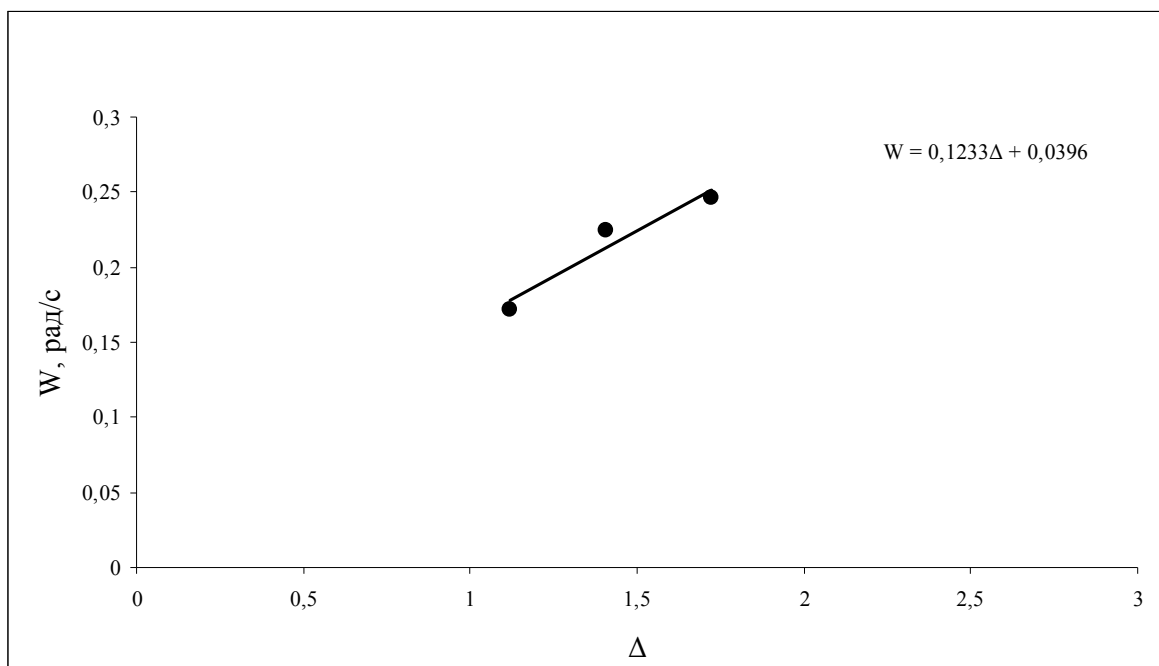
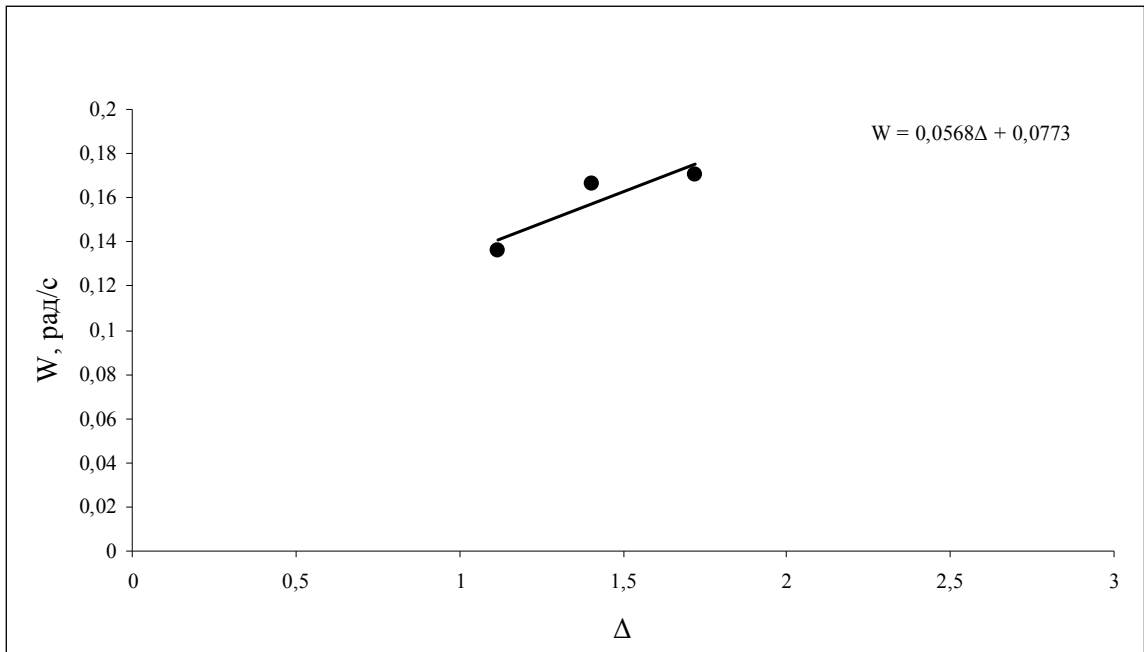


Рис. 7.11 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 356 мм

Табл. 7.12 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату \varnothing 422 мм

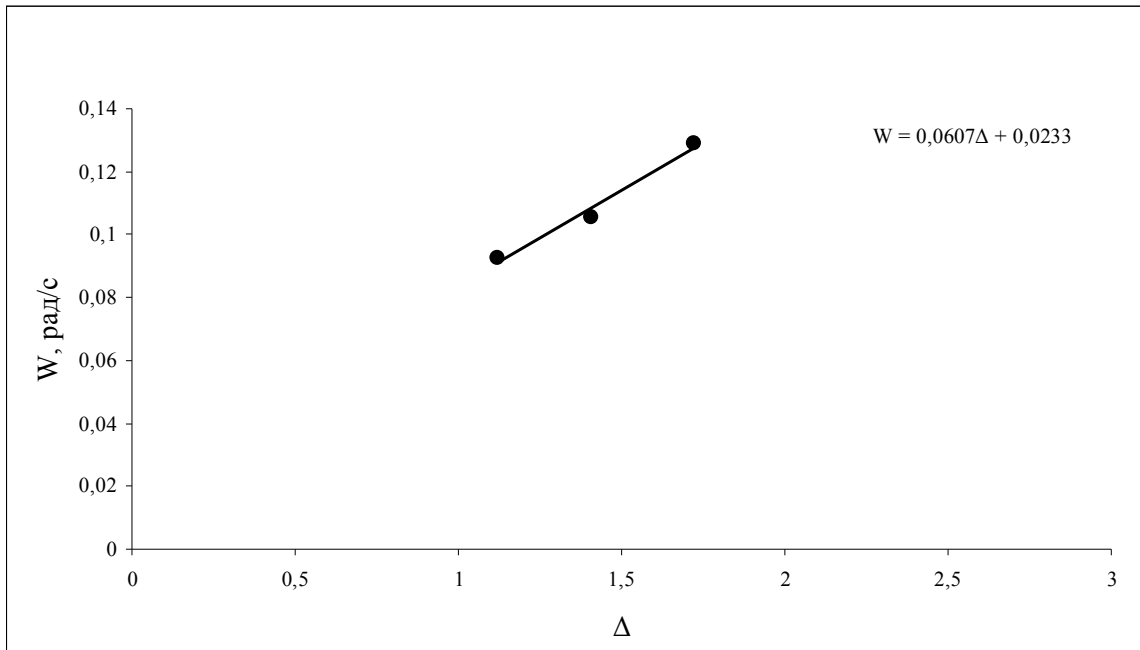
f , Гц	A , м	τ_{cp}	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	11,54	125,6	1,119	0,136
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	9,44	141,3	1,406	0,166
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	9,20	157,0	1,721	0,171



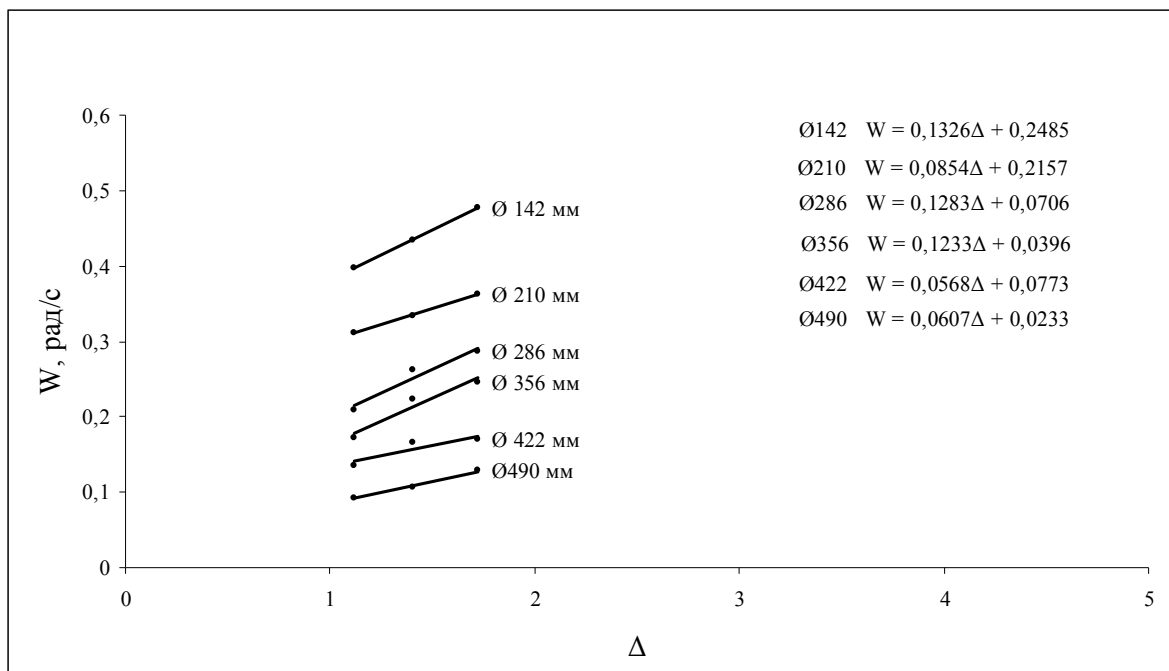
Ріс. 7.12 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 422$ мм

Табл. 7.13 – Результати розрахунків при геометричних розмірах модельного апарату $\varnothing 490$ мм

f , Гц	A , м	$\tau_{\text{ср}}$	ω , рад/с	Δ	W , рад/с
20	$0,696 \cdot 10^{-3}$	16,93	125,6	1,119	0,093
22,5	$0,691 \cdot 10^{-3}$	14,86	141,3	1,406	0,106
25	$0,685 \cdot 10^{-3}$	12,16	157,0	1,721	0,129



Ріс. 7.13 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ при геометричних розмірах модельного апарату $\text{Ø } 422$ мм



Ріс. 7.14 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від відносного прискорення Δ (загальний графік)

Табл. 7.14 – Залежність кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_1 = 1,119$

W , рад/с	0,397	0,312	0,208	0,172	0,136	0,093
D , мм	142	210	286	356	420	490

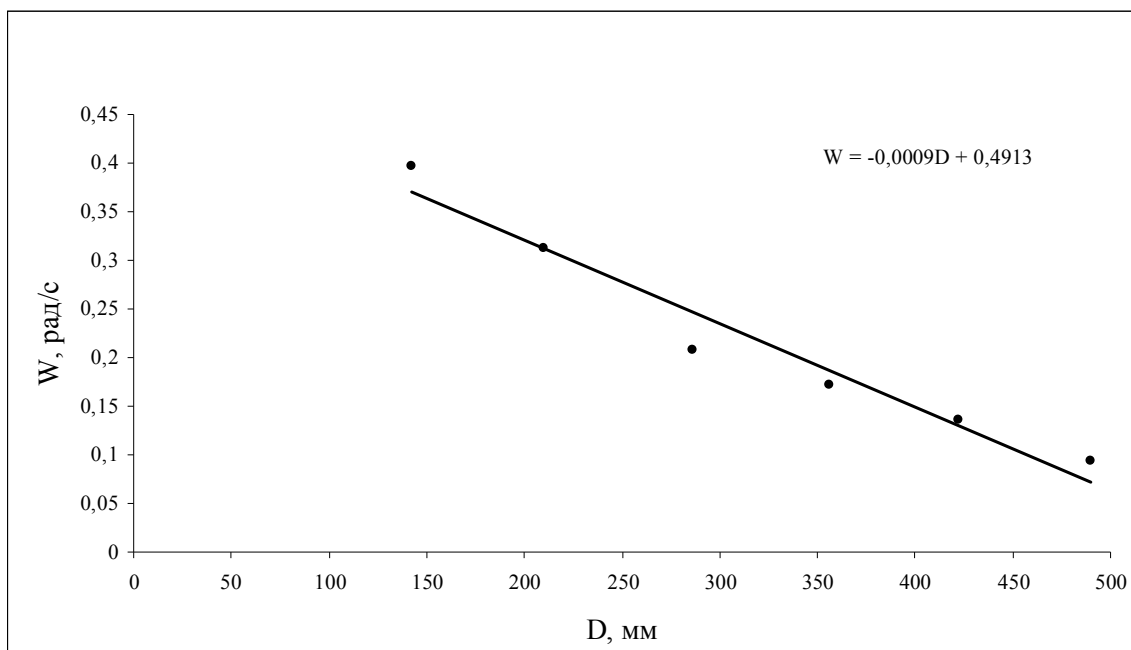


Рис. 7.15 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_1 = 1,119$

Табл. 7.15 – Залежність кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_2 = 1,406$

W , рад/с	0,433	0,334	0,263	0,224	0,166	0,106
D , мм	142	210	286	356	420	490

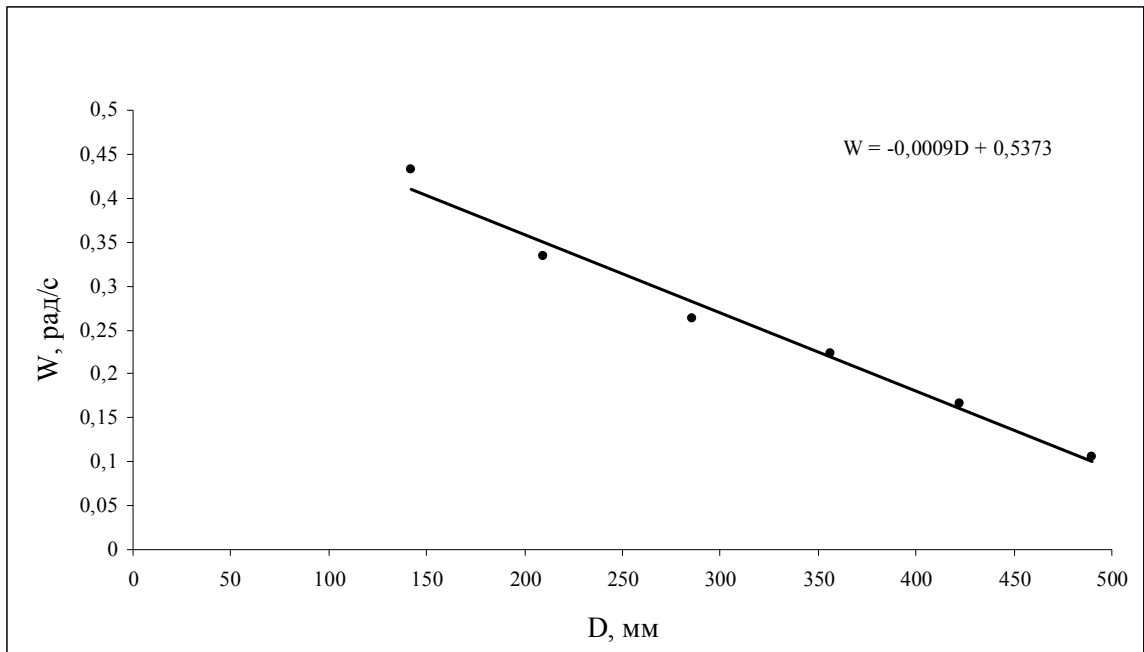


Рис. 7.16 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_2 = 1,406$

Табл. 7.16 – Залежність кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_3 = 1,721$

W , рад/с	0,477	0,363	0,286	0,246	0,171	0,129
D , мм	142	210	286	356	420	490

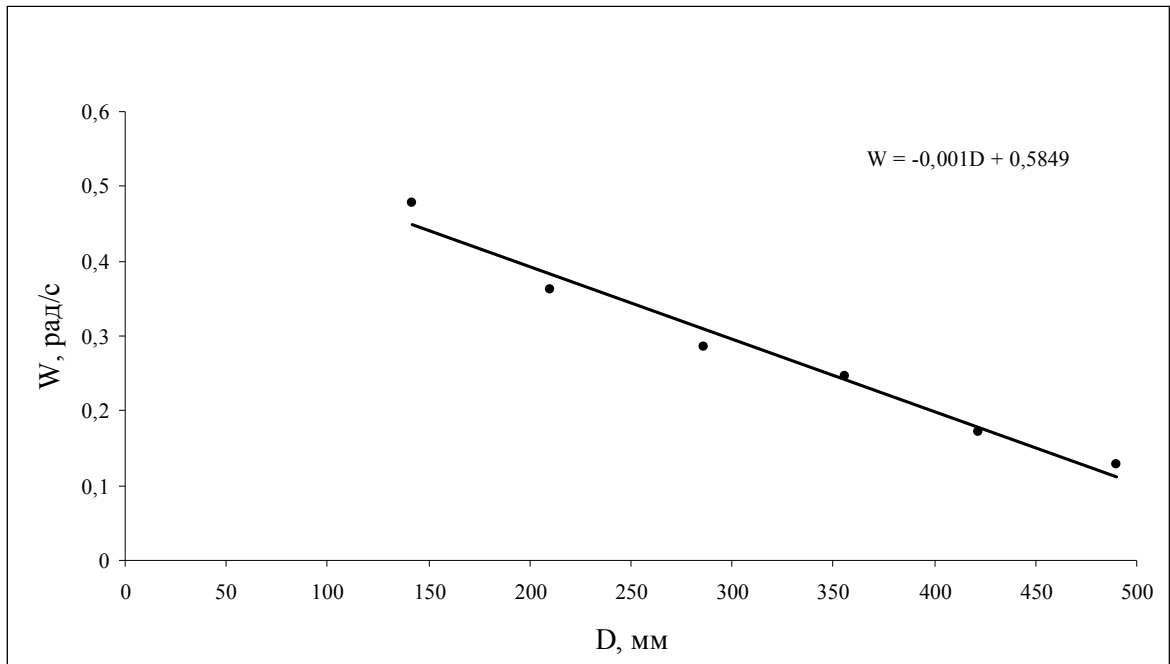


Рис. 7.17 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D при відносному прискоренні $\Delta_3 = 1,721$

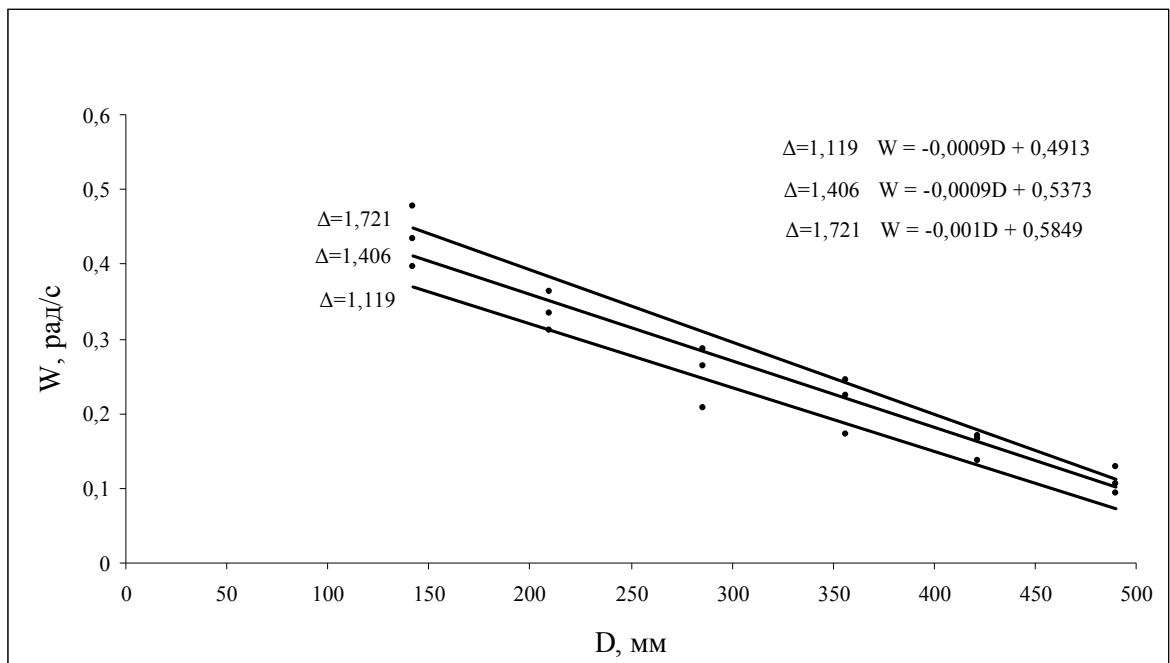


Рис. 7.18 – Графік залежності кутової швидкості циркуляції W від діаметра модельного апарата D (загальний графік)

7.3. Визначення фізико-механічних властивостей матеріалів

Табл. 7.40 – Кут природного укусу φ

Скляний бісер					
	R (мм)	r (мм)	h (мм)	φ	$\varphi_{\text{ср}}$
1	73,5	39	19	28,84	30,247
2	73,5	39	22	33,29	
3	75,0	41	20	30,47	
4	76,0	40	20	29,05	
5	74,5	40	19	28,84	
6	75,0	41	20	30,47	
7	74,0	40	20	30,47	
8	75,0	41	20	30,47	
9	75,5	41	20	30,10	
10	75,0	41	20	30,47	

Табл. 7.41 – Насипна вага

Скляний бісер			
	m (кг)	$m_{\text{ср}}$ (кг)	$P_{\text{н}}$ (Н/м ³)
1	0,782	0,775	15210,41
2	0,772		
3	0,767		
4	0,772		
5	0,767		
6	0,770		
7	0,787		
8	0,782		
9	0,777		
10	0,777		

7.4. Визначення похибки вимірювань

7.5.1. Визначення похибки вимірювань при проведення дослідів вимірювання кута природного укошу

Табл. 7.42 – Визначення похибки вимірювань при проведення дослідів вимірювання кута природного укошу

	Скляний бісер			
	φ	M (мм)	α^2	σ
1	28,84	30,247	1,980	1,288
2	33,29	30,247	9,260	
3	30,47	30,247	0,050	
4	29,05	30,247	1,433	
5	28,84	30,247	1,980	
6	30,47	30,247	0,050	
7	30,47	30,247	0,050	
8	30,47	30,247	0,050	
9	30,10	30,247	0,022	
10	30,47	30,247	0,050	

7.5.2. Визначення похибки вимірювань при проведенні дослідів вимірювання часу проходження мічених часток у скляному бісері з коефіцієнтом заповнення 0,5

Табл. 7.43 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 142 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	3,81	3,95	0,14	0,0196	0,5496	9	0,247
2	3,86		0,09	0,0081			
3	3,82		0,13	0,0169			
4	4,38		-0,43	0,1849			
5	4,07		-0,12	0,0144			
6	3,87		0,08	0,0064			
7	3,69		0,26	0,0676			
8	3,77		0,18	0,0324			
9	3,83		0,12	0,0144			
10	4,38		-0,43	0,1849			

Табл. 7.44 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 142 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	3,81	3,62	-0,19	0,0361	0,1542	9	0,131
2	3,63		-0,01	0,0001			
3	3,58		0,04	0,0016			
4	3,57		0,05	0,0025			
5	3,40		0,22	0,0484			
6	3,52		0,1	0,01			
7	3,75		-0,13	0,0169			
8	3,79		-0,17	0,0289			
9	3,58		0,04	0,0016			
10	3,53		0,09	0,0081			

Табл. 7.45 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 142 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	3,33	3,29	-0,04	0,0016	0,3504	9	0,197
2	3,08		0,21	0,0441			
3	3,19		0,1	0,01			
4	3,21		0,08	0,0064			
5	3,48		-0,19	0,0361			
6	3,71		-0,42	0,1764			
7	3,27		0,02	0,0004			
8	3,02		0,27	0,0729			
9	3,29		0	0			
10	3,34		-0,05	0,0025			

Табл. 7.46 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 210 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	5,11	5,03	-0,08	0,0064	0,2526	9	0,168
2	5,30		-0,27	0,0729			
3	5,01		0,02	0,0004			
4	4,91		0,12	0,0144			
5	4,85		0,18	0,0324			
6	4,80		0,23	0,0529			
7	5,25		-0,22	0,0484			
8	5,01		0,02	0,0004			
9	5,15		-0,12	0,0144			
10	4,93		0,1	0,01			

Табл. 7.47 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 210 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	4,28	4,70	0,42	0,1764	0,3884	9	0,208
2	4,73		-0,03	0,0009			
3	4,94		-0,24	0,0576			
4	4,76		-0,06	0,0036			
5	4,74		-0,04	0,0016			
6	4,77		-0,07	0,0049			
7	4,54		0,16	0,0256			
8	4,77		-0,07	0,0049			
9	4,50		0,20	0,04			
10	4,97		-0,27	0,0729			

Табл. 7.48 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 210 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	4,24	4,32	0,08	0,0064	0,0457	9	0,071
2	4,38		-0,06	0,0036			
3	4,40		-0,08	0,0064			
4	4,26		0,06	0,0036			
5	4,30		0,02	0,0004			
6	4,31		0,01	0,0001			
7	4,35		-0,03	0,0009			
8	4,37		-0,05	0,0025			
9	4,39		-0,07	0,0049			
10	4,19		0,13	0,0169			

Табл. 7.49 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 286 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	7,73	7,54	-0,19	0,0361	0,4494	9	0,223
2	7,64		-0,1	0,01			
3	7,38		0,16	0,0256			
4	7,16		0,38	0,1444			
5	7,39		0,15	0,0225			
6	7,89		-0,35	0,1225			
7	7,58		-0,04	0,0016			
8	7,61		-0,07	0,0049			
9	7,71		-0,17	0,0289			
10	7,31		0,23	0,0529			

Табл. 7.50 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 286 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	5,78	5,98	0,2	0,04	0,145	9	0,127
2	5,92		0,06	0,0036			
3	6,12		-0,14	0,0196			
4	5,93		0,05	0,0025			
5	5,90		0,08	0,0064			
6	6,18		-0,2	0,04			
7	6,04		-0,06	0,0036			
8	6,10		-0,12	0,0144			
9	5,91		0,07	0,0049			
10	5,88		0,1	0,01			

Табл. 7.51 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 286 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	5,21	5,49	0,28	0,0784	0,3603	9	0,2
2	5,27		0,22	0,0484			
3	5,64		-0,15	0,0225			
4	5,45		0,04	0,0016			
5	5,49		0	0			
6	5,56		-0,07	0,0049			
7	5,85		-0,36	0,1296			
8	5,69		-0,2	0,04			
9	5,44		0,05	0,0025			
10	5,31		0,18	0,0324			

Табл. 7.52 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 356 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	9,66	9,14	-0,52	0,2704	0,3978	9	0,21
2	9,20		-0,06	0,0036			
3	8,86		0,28	0,0784			
4	9,16		-0,02	0,0004			
5	9,06		0,08	0,0064			
6	9,22		-0,08	0,0064			
7	9,04		0,1	0,01			
8	9,13		0,01	0,0001			
9	9,03		0,11	0,0121			
10	9,04		0,1	0,01			

Табл. 7.53 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 356 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	6,99	7,01	0,02	0,0004	0,4235	9	0,217
2	6,75		0,26	0,0676			
3	7,50		-0,49	0,02401			
4	7,19		-0,18	0,0324			
5	6,83		0,18	0,0324			
6	6,94		0,07	0,0049			
7	6,81		0,2	0,04			
8	7,06		-0,05	0,0025			
9	7,05		-0,04	0,0016			
10	6,97		0,04	0,0016			

Табл. 7.54 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 356 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	6,16	6,37	0,21	0,0441	0,7379	9	0,286
2	6,07		0,3	0,09			
3	6,22		0,15	0,0225			
4	6,63		-0,26	0,0676			
5	6,53		-0,16	0,0256			
6	5,91		0,46	0,2116			
7	6,52		-0,15	0,0225			
8	6,87		-0,5	0,25			
9	6,43		-0,06	0,0036			
10	6,35		0,02	0,0004			

Табл. 7.55 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 422 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	12,47	11,54	-0,93	0,8649	2,6601	9	0,544
2	12,24		-0,7	0,49			
3	11,80		-0,26	0,0676			
4	11,79		-0,25	0,0625			
5	11,28		0,26	0,0676			
6	11,38		0,16	0,0256			
7	11,42		0,12	0,0144			
8	11,09		0,45	0,2025			
9	10,65		0,89	0,7921			
10	11,27		0,27	0,0729			

Табл. 7.56 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 422 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	9,39	9,44	0,05	0,0025	0,5768	9	0,253
2	9,21		0,23	0,0529			
3	9,47		-0,03	0,0009			
4	9,35		0,09	0,0081			
5	9,37		0,07	0,0049			
6	9,49		-0,05	0,0025			
7	9,28		0,16	0,0256			
8	9,16		0,28	0,0784			
9	10,05		-0,61	0,3721			
10	9,61		-0,17	0,0289			

Табл. 7.57 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 422 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	8,85	9,2	0,35	0,1225	3,4189	9	0,616
2	8,49		0,71	0,5041			
3	8,38		0,82	0,6724			
4	9,10		0,1	0,01			
5	10,20		-1	1			
6	9,13		0,07	0,0049			
7	9,97		-0,77	0,5929			
8	8,89		0,31	0,0961			
9	9,84		-0,64	0,4096			
10	9,12		0,08	0,0064			

Табл. 7.58 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 490 мм на частоті 20 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	17,79	16,93	-0,86	0,7396	3,6121	9	0,634
2	17,24		-0,31	0,0961			
3	16,03		0,9	0,81			
4	16,97		-0,04	0,0016			
5	17,54		-0,61	0,3721			
6	16,43		0,5	0,25			
7	17,70		-0,77	0,5929			
8	16,13		0,8	0,64			
9	16,60		0,33	0,1089			
10	16,90		0,03	0,0009			

Табл. 7.59 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 490 мм на частоті 22,5 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	14,15	14,86	0,71	0,5041	3,5152	9	0,625
2	15,92		-1,06	1,1236			
3	14,55		0,31	0,0961			
4	14,82		0,04	0,0016			
5	14,54		0,32	0,1024			
6	15,34		-0,48	0,2304			
7	14,05		0,81	0,6561			
8	15,14		-0,28	0,0784			
9	14,50		0,36	0,1296			
10	15,63		-0,77	0,5929			

Табл. 7.60 – Результати обчислення похибки вимірювань при геометричних розмірах модельного апарату Ø 490 мм на частоті 25 Гц

	τ	$M = \tau_{cp}$	$\alpha = M - \tau$	α^2	$\Sigma \alpha^2$	$n - 1$	σ
1	12,48	12,16	-0,32	0,1024	3,451	9	0,619
2	11,90		0,26	0,0676			
3	12,66		-0,5	0,25			
4	11,38		0,78	0,6084			
5	11,63		0,53	0,2809			
6	12,22		-0,06	0,0036			
7	12,59		-0,43	0,1849			
8	11,26		0,9	0,81			
9	12,30		-0,14	0,0196			
10	13,22		-1,06	1,1236			

7.6 Аналіз результатів експериментів

7.6.1. Аналіз результатів експериментів при коефіцієнті заповнення 0,5

Результати дослідження показали:

Із збільшенням відносного прискорення вібрації Δ швидкість циркуляції W зростає (рис. 7.14). Залежності носять пропорційний характер вигляду:

$$W = a \cdot \Delta + b$$

У даній залежності коефіцієнт a характеризує швидкість зростання швидкості циркуляції сипкого матеріалу W від відносного прискорення вібрації Δ . Чим більше a тим більше збільшується швидкість циркуляції W зі збільшенням відносного прискорення Δ .

Тобто можна вважати, що коефіцієнт a характеризує міру перетворення передаваної кінетичної енергії шару в кінетичну енергію циркуляції руху

Табл. 7.87 – Залежність коефіцієнта a від діаметра модельного апарата D

a	0,1326	0,0854	0,1283	0,1233	0,0568	0,0607
D , мм	142	210	286	356	422	490

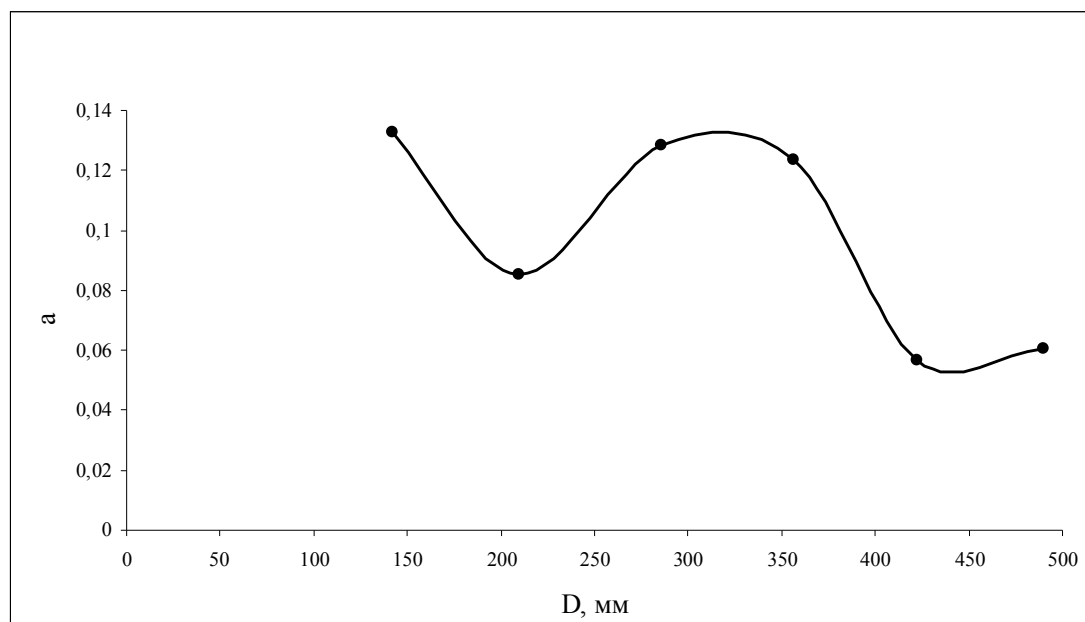


Рис. 7.35 – Графік залежності коефіцієнта a від діаметра модельного апарата D

На рис. 7.35 в діапазоні діаметрів $D = 142 \dots 210$ мм і $D = 356 \dots 490$ мм просліджується оберненопропорційна залежність $a = f(D)$, при цьому із збільшення діаметру D коефіцієнт a зменшується.

Розглянемо це детальніше.

Поверхня модельного апарату, яка передає вібрацію розраховується за формулою:

$$S = \frac{\pi \cdot D}{2} \cdot h,$$

де D – діаметр модельного апарату, м;

h – ширина модельного апарату, м.

Маса матеріалу, що завантажується в апарат (коефіцієнт заповнення 0,5) знаходиться за формулою:

$$M = \frac{\pi \cdot D^2}{8} \cdot h \cdot \rho_{\text{нас}},$$

де $\rho_{\text{нас}}$ – насипна щільність сипкого матеріалу (скляного бісеру), Н/м³;

Маса матеріалу, що приходить на одиницю поверхні, яка передає вібрацію, складає:

$$\gamma = \frac{M}{S} = \frac{D \cdot \rho_{\text{нас}}}{4}.$$

Тоді з вищевикладеного виходить, що $a \sim \frac{1}{\gamma}$, тобто $a \sim \frac{4}{D \cdot \rho_{\text{нас}}}$.

У діапазоні діаметрів $D = 210 \dots 356$ мм спостерігається екстремум значень a . З'ясування цього явища вимагає додаткових досліджень. Можна передбачити, що це пов'язано з резонансними явищами в шарі сипкого матеріалу (скляного бісеру).

Значення b змінюються таким чином (рис. 7.18):

Табл. 7.88 – Залежність константи b від діаметра модельного апарата D

b	0,2485	0,2157	0,0706	0,0396	0,0773	0,0233
D , мм	142	210	286	356	422	490

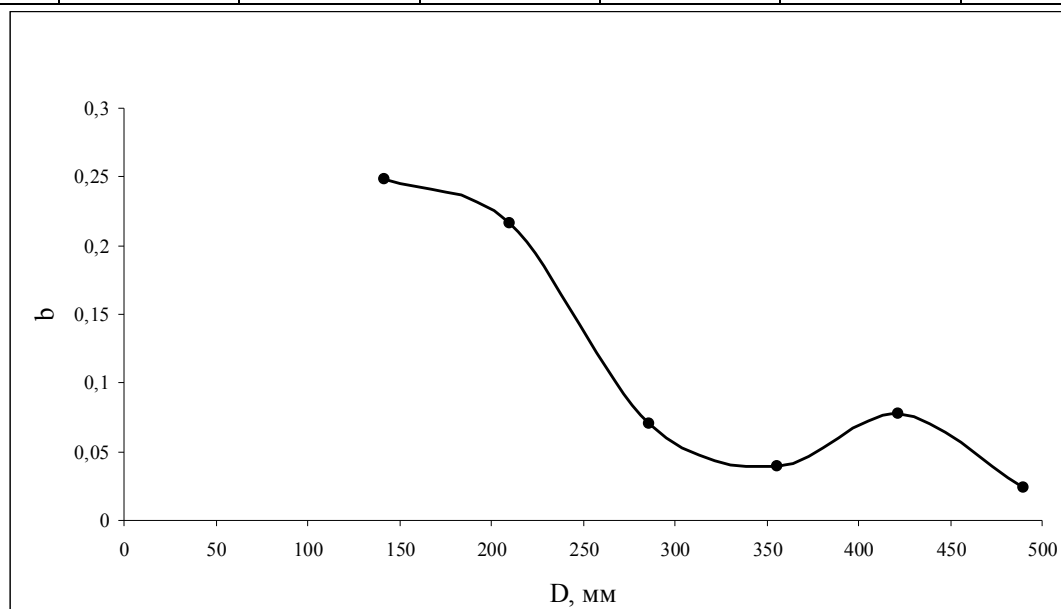


Рис. 7.36 – Графік залежності константи b від діаметра модельного апарата D

Порівняння графіків рис. 7.35 і рис. 7.36 показує, що в даних діапазонах діаметрів зменшення значень a відповідає збільшенню значень b і навпаки.

Тобто чим менше значення b , тим вище ефективність перетворення кінетичної енергії вібрації в циркуляційний рух.

Виходячи з цього, можна передбачити, що на величину константи b впливає стан віброкиплячого шару матеріалу (порізність, коефіцієнт внутрішнього тертя, можливо і форма часток);

Із збільшенням діаметру модельного апарату D швидкість циркуляції W зменшується (рис. 7.18). Залежності носять пропорційний характер вигляду:

$$W = a_1 \cdot D + b_1$$

Табл. 7.89 – Залежність коефіцієнта a_1 від відносного прискорення Δ

a_1	-0,0009	-0,0009	-0,001
Δ	1,119	1,406	1,721

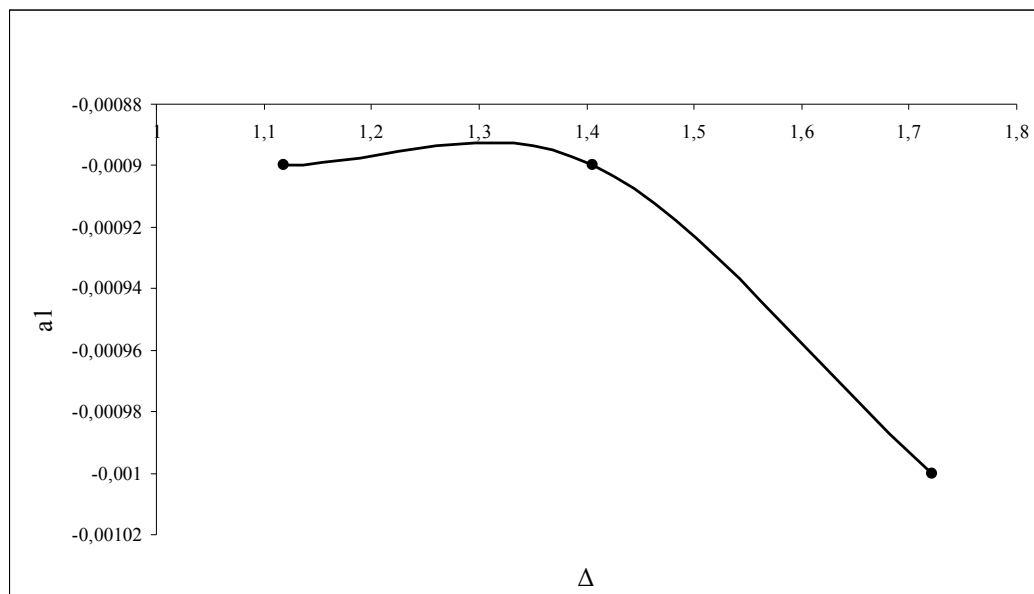


Рис. 7.37 – Графік залежності коефіцієнта a_1 від відносного прискорення Δ

З графіка на рис. 7.37 видно, що коефіцієнт a_1 зменшується зі збільшенням відносного прискорення вібрації Δ . Тобто чим більше Δ , тим менша частина енергії підводима до шару перетворюється на кінетичну енергію циркуляційного руху. Може це пов'язано із збільшенням порізності шару сипкого матеріалу, що приводить до погіршення можливості передачі направлено руху шару матеріалу

Значення b_1 змінюються таким чином (рис. 7.18):

Таблиця 7.90 – Залежність константи b_1 від відносного прискорення Δ

b_1	0,4913	0,5373	0,5849
Δ	1,119	1,406	1,721

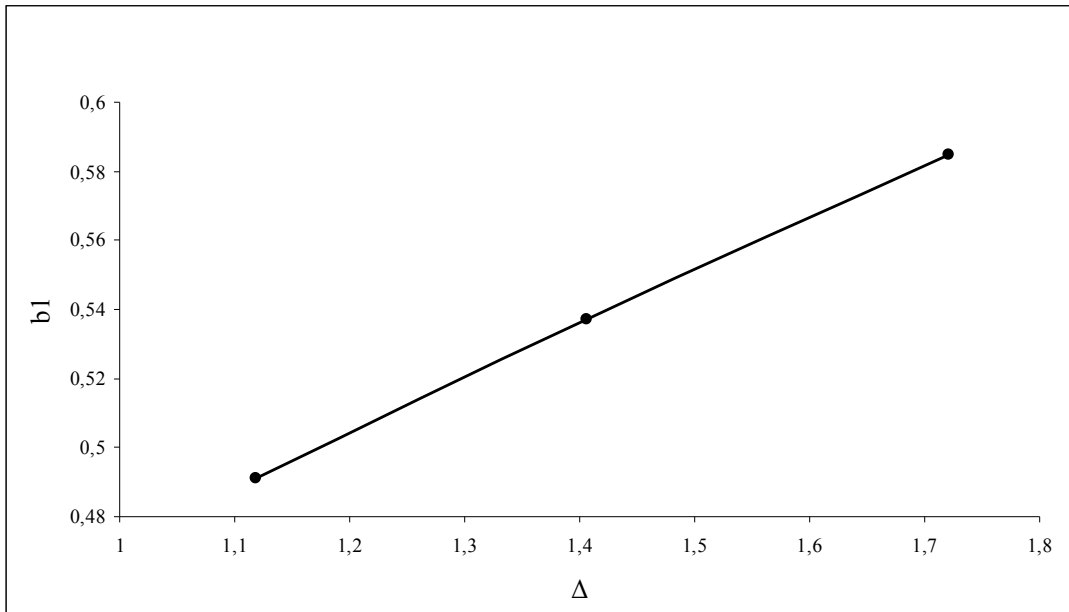


Рис. 7.38 – Графік залежності коефіцієнта b_I від відносного прискорення Δ

З графіка на рис. 7.38 видно, що константа b_I зростає зі збільшенням відносного прискорення вібрації Δ . Це можна пояснити таким чином: у дослідах амплітуда коливань практично не змінювалася, а збільшення відносного прискорення вібрації Δ досягалась збільшенням частоти коливань f . Чим більше частота коливань f , тим більше імпульсів, в одиницю часу, збуджуючих циркуляційний рух, отримує шар сипкого матеріалу.

Можна передбачити, що на величину b_I має вплив частота коливань апарату f . Чим більше f , тим більше b_I

8. Техніка безпеки при роботі в лабораторії

До роботи з електроприладами допускаються особи, що минули інструктажі, навчання і перевірку знань по питаннях охорони праці і що мають групу по електробезпеці не нижче 2.

Студенти, що беруть участь в НІРС, допускаються до виконання робіт тільки в присутності і під безпосереднім керівництвом викладача, ведучого НДРС.

Забороняється працювати в лабораторії в нетверезому стані, вживати алкогольні напої, наркотичні і токсичні речовини під час роботи і після закінчення роботи на території інституту.

Спецодяг і інші засоби індивідуального захисту повинні зберігатися в спеціально відведеному місці. Забороняється знаходитися в лабораторії у верхньому одязі і класти одяг на випробувальні установки, прилади і устаткування.

При роботі в лабораторії необхідно дотримувати правила особистої гігієни. Забороняється приймати їжу на робочому місці.

У лабораторії має бути аптечка для надання першої допомоги при порізі, опіку і інших нещасних випадках.

Для гасіння можливих займань і пожеж лабораторія має бути оснащена необхідними засобами пожежегасіння (вогнегасник, ящик з піском)

8.1. Вимоги безпеки перед початком роботи

Перед початком роботи мають бути перевірені з'єднання устаткування з контуром захисного заземлення, справність електроприладів, інструменту, автоматичних вимикачів, розеток, вилок, освітлення, а також наявність первинних засобів пожежегасіння.

Заземлюючі контакти розеток мають бути надійно сполучені з контуром захисного заземлення.

Перед початком роботи переконатися в тому, що всі електроприлади, використовувані в експерименті, правильно підключені і надійно заземлені.

При експлуатації електроприладів необхідно керуватися правилами, викладеними в технічному паспорті.

При виявленні несправностей електроприладів, стендів, захисного заземлення повідомити про це науковому керівникові лабораторії, або зав. лабораторією

8.2. Вимоги безпеки під час виконання робіт

Дозволяється працювати тільки із справними електроприладами.

При роботі з електроприладами можливі випадки ураження людей електричним струмом. Причинами цього можуть бути:

- одночасний дотик руками або металевим предметом до корпусу електроприладів і оголених проводів;
- робота з несправними електроприладами;
- порушення правил користування електроприладами.

Забороняється працювати з електроприладами і вимірювальними приладами при знятому кожусі.

Забороняється висмикувати штепсельні роз'єми, вилки і фішки, узявшись за провід. Відключення проводити тільки узявшись за роз'єм, вилку або фішку, щоб уникнути короткого замикання і можливого при цьому нещасного випадку (опіку).

Забороняється працювати з електроприладами у вогкому одязі, вогкими руками, перекривати вентиляційні отвори, якщо вони є на приладах.

Куріння в лабораторії заборонене.

Забороняється залишати без спостереження, ремонтувати і переносити включені в мережу електроприлади.

Забороняється підключати декілька споживачів електроенергії до однієї штепсельної розетки.

Забороняється заміна згорілих запобіжників «жучками». Необхідно застосовувати запобіжники заводського виготовлення, що калібруються.

Забороняється захаращувати підступи до електричних пристроїв (шафам, автоматичним вимикачам, розеткам), а також відкривати їх.

При раптовому припиненні подачі електроенергії всі вимикачі і рубильники мають бути негайно вимкнені.

Не допускається залишати неізольованими оголені проводи, перевантажувати електромережу, користуватися розбитими вилками, розетками і вимикачами.

Електроприлади мають бути розташовані на відстані не менше 1 м від нагрівальних приладів і не повинні піддаватися дії прямих сонячних променів

Робоче місце утримувати в сухому і чистому стані, не допускати запиленої електроприладів, вимірювальних приладів, стендів.

Забороняється проводити очистку від пилу і грязі включених в мережу 220V електроприладів, вимірювальних приладів, стендів.

При виявленні несправностей електроприладів, вимірювальних приладів, стендів, за відсутності їх заземлення, а також при появі іскріння або характерного запаху перегрітої ізоляції, негайно знеструмити їх. Повідомити про це науковому керівникові лабораторії або його заступникові.

Приступати до роботи дозволяється тільки після усунення відмічених несправностей електроприладів, вимірювальних приладів і стендів.

При проведенні профілактичних і ремонтних робіт дозволяється використовувати ізопропиловий або етиловий спирт.

Дозволяється зберігати запас легкозаймистих рідин, що не перевищує 0,5 літра. Зберігання запасу дозволяється в тарі, що не згоряє, з щільно закритою кришкою

8.3. Вимоги безпеки після закінчення роботи

Після закінчення роботи вимкнути електроприлади, вимірювальні прилади, стенди.

Вимкнути всі автоматичні вимикачі, відключити використовувані подовжувачі мережі 220 V.

Привести в порядок робоче місце, прибравши пил, що з'явилися, і сміття.

При відході з приміщення лабораторії необхідно вимкнути всі споживачі електроенергії.

При виявлених під час роботи і після закінчення роботи несправностях і неполадках електроприладів повідомити наукового керівника лабораторії або його заступника

8.4. Вимоги безпеки в аварійних ситуаціях

При роботі з електроприладами і вимірювальними приладами в лабораторії можливі наступні аварійні ситуації:

- загоряння горючих матеріалів;
- ураження електричним струмом.

Джерелами спалаху в лабораторії можуть бути вузли приладів, пристроїв електроживлення, електропаяльники, де в результаті різних порушень перегріваються електронні компоненти схем, проводи, утворюються електричні іскри і дуги, здатні викликати загоряння горючих матеріалів.

Співробітники і викладачі, що користуються електроприладами в лабораторії, зобов'язані знати розташування засобів пожежогасінні і уміти ними користуватися.

При пожежі:

- негайно знеструмити всі електроприлади спільним автоматичним вимикачем;
- негайно евакуювати в безпечне місце людей що були ушкоджені;
- повідомити за телефоном 101 в пожежну команду;

- видалити в безпечне місце непошкоджені електроприлади;
- приступити до гасіння пожежі первинними засобами пожежогасінні;
- повідомити керівництво інституту про те, що сталося;
- електроприлади гасити вуглекислотними вогнегасниками, порошковими вогнегасниками або сухим піском;
- гасити електроприлади і дроти водою забороняється.

В разі ураження електричним струмом слід негайно знеструмити електроприлади і викликати швидку допомогу по телефону 103. Співробітники, що працюють в лабораторії, зобов'язані знати заходи надання першої допомоги людині яка була ушкоджена при ураженні електричним струмом і уміти надати її при необхідності.

Негайно повідомити про нещасний випадок керівництво лабораторії, декана факультету.

8.5. Заходи по зниженню шуму від вібрації

Шум багатьох машин, механізмів і агрегатів можна понизити, закривши їх звукоізолюючими кожухами. Кожух може закривати машини повністю або її невелику галасливу частку. Застосування кожухів може вирішити завдання зниження шуму з найменшими витратами в порівнянні з іншими методами.

При облицюванні внутрішніх поверхонь кожуха звукопоглинальним матеріалом ефективність звукоізоляції кожуха збільшується.

При оцінці акустичної ефективності стінок кожуха необхідно враховувати, що обгороджування, що мають кривизну або циліндрову форму володіють на 5 – 10 дБ більшою звукоізоляцією на низьких частотах, чим плоскі тієї ж товщини, і тому циліндрові кожухи ефективніші, ніж прямокутні [94].

У зв'язку з вище сказаним для зниження шуму вібростенда пропонується зробити кожух, який зміг би накрити весь вібростенд разом з модельним апаратом. Для спостереження, відбору проб і обслуговування пропонуємо на кожусі зробити два люки. Для збільшення ефективності на внутрішню поверхню

кожуха завтовшки 1 – 1 мм має бути нанесена мастика ВД 17 – 59 завтовшки 6 – 7 мм.

Висновки та рекомендації

1. В даній роботі розроблено універсальний вібраційний стенд, який може бути використано при проектуванні віброапаратів з горизонтальною робочою камерою.
2. Розроблені методики визначення параметрів коливання при еліптичній траєкторії вібрації і методика визначення швидкості циркуляції.
3. Проведені експериментальні дослідження залежності циркуляційного руху матеріалу від діаметру робочої камери і від параметрів коливань апарату.
4. Аналіз експериментальних даних дозволив виявити вплив на швидкість циркуляції модельного матеріалу діаметру робочої камери горизонтального віброапарату і відносного прискорення вібрації апарату.
5. Опрацьовані питання охорони праці і техніки безпеки при роботі в науково – дослідній лабораторії. Запропоновані заходи по зниженню шуму.
6. Отримані результати можуть бути використані при розробці віброапаратів з горизонтальною робочою камерою.

Літэратура

- [1] – Членов В.А, Михайлов Н.В. Виброкипящий слой. М.: Наука, 1972. – 344 с
- [2] – Техника и применение виброкипящего слоя. Кармазин.
- [3] – Сыромятников Н.И., Васанова Л.К., Шинанский Ю.Н. тепло – и массообмен в кипящем слое. М., «Химия», 1967.
- [4] – И.Л. Замниус «О критических условиях вибропсевдооживления» в сб. «Тепло – и массоперенос в аппаратах с дисперсными системами». изд. «Наука и техника». Минск. 1970.
- [5] – Ф.И. Коган «Пористость виброкипящего слоя крупнозернистого материала» в кн. «Исследование тепло – и массообмена в технологических процессах и аппаратах». Минск. 1966.
- [6] – Сергеев П.А. исследование поведения насыпных материалов при вибрационной транспортировке. Изв. АН СССР серия «Механика и машиностроение», 1960, № 5.
- [7] – Ковенский Г.И. влияние колебаний на качество вибропсевдооживленного слоя полимеров. В кн. Тепло – и массоперенос в аппаратах с дисперсными системами. Изд. «Наука и техника». Минск. 1970.
- [8] – Биркан Д.Д. Виброметод в строительстве. М. Госстандарт, 1959.
- [9] – Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. М. «Наука», 1964.
- [10] – Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. «Об эффективных коэффициентах трения при вибрациях». Известия АН СССР, отделение технических наук, июль, № 7, М. 1958.
- [11] – Урьев Н.Б., Михайлов Н.В., акад. Ребиндер П.А. «Исследование реологических свойств высокодисперсных порошков в процессе вибрации». Докл. АН СССР, физическая химия, 1969, т. 184, №2.

[12] – Урьев Н.Б., Михайлов Н.В., акад. Ребиндер П.А. «О влиянии добавок поверхностноактивных веществ на процессы разрушения дисперсных структур и течение тонкодисперсных порошков при вибрации».

[13] – Карташев Н.Н., Членов В.А., Урьев Н.Б., Михайлов Н.В. Исследование вязкости виброкипящего слоя сыпучих материалов. Тезисы докладов (дополнения) конференции «Физико – химическая механика дисперсных материалов». М. Минск, 1969.

[14] – Михайлов Н.В., Урьев Н.Б., Шмундак Е.М., Членов В.А., Батищев В.Ф. Ротационный вискозиметр. Авт. свид. № 225532, бюлл. изобр. 1968, № 27.

[15] – Kroll. W. Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1954, 20, № 1.

[16] – Kroll. W. Chemic – Ing. – Technik, 1955, 33, № 1.

[17] – Членов В.А., Михайлов Н.В. Виброкипящий слой и некоторые его свойства. – Химическая промышленность, 1964, № 12.

[18] – Членов В.А., Михайлов Н.В. Сушка сыпучих материалов в виброкипящем слое. М., Стройиздат, 1967.

[19] – Членов В.А., Михайлов Н.В. Вибронасос для газов. Авт. свид. № 175595, Б.И. 1965, № 20.

[20] – Миштаев В.И., Чевиленко В.А., Коротков Б.М. Теоретические основы химической технологии, 1974, т. 8, № 6, с. 861 – 871.

[21] – Плановкин А.Н., Муштаев В.И., Ульянов В.М. Сушка дисперсных материалов в химической промышленности. М. Химия, 1979 г.

[22] – Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. «Теория вибрационного перемещения и ее приложения». Труды II всесоюзного съезда по теоретической и прикладной механике. Обзорные доклады; выпуск 2, изд. «Наука», М. 1965 г.

[23] – Лыков М.В. Сушка в химической промышленности. М. Изд. «Химия», 1970 г.

[24] – Дьячков В.К. Исследования и основы расчета и проектирования виброконвейеров. В сб. «Скребковые и вибрационные транспортеры», вып. 3. М., ВНИИПТ Маш, 1963.

[25] – Рыжков А.Ф., Баскаков А.П. «Влияние размеров аппарата на отрыв сыпучего материала от днища при виброкипении». Теоретические основы химической технологии. 1974, 8, № 6.

[26] – Рыжков А.Ф., Баскаков А.П. «Вывод уравнений движения засыпки в вибрирующем аппарате». Инж. – физ. Журн., июль, т XXVIII, № 1.

[27] – Блехман И.И. О выборе основных рабочих параметров вибрационных конвейеров. Обогащение руд. № 2, Л., 1959 г.

[28] – Старчеус В.П. «Исследование скорости перемещения сыпучего материала при вибротранспортировании». Механизация производственных процессов пищевой и химической промышленности, вып. 2. Воронеж, ВТИ, 1976. с. 162.

[29] – Гончаревич И.Ф. «Основные зависимости скорости вибротранспортирования от параметров режима вибрирования». Изв. АН СССР, ОТН. Механика и машиностроение, 1962, № 3.

[30] – Овчинников П.Ф. «К теории вибрационных машин с учетом свойств перерабатываемых сред». Автореферат докт. дис. Институт коллоидной химии и химии воды. АН УССР. Киев, 1969.

[31] – Овчинников П.Ф., Трофенковский А.П. «Экспериментальное исследование кинетики мелющих тел в вибромельницах» ИВУЗ. Строительство и архитектура № 3, 1959, стр. 1 – 19.

[32] – Зеленцов Л.К. «Взаимодействие вибрирующей поверхности рабочей камеры с рабочей средой». Сборник работ НИИТМ «Прогрессивные методы отделочной обработки деталей машин», выпуск XII, Ростов – на – Дону, 1968 г.

[33] – Зеленцов Л.К. «Некоторые вопросы расчета виброустановок для обработки деталей в абразивной среде». Сборник работ НИИТМ «Прогрессивные

методы отделочной обработки деталей машин», выпуск XII, Ростов – на – Дону, 1968 г.

[34] – Зеленцов Л.К. «К теории взаимодействия вибрирующей камеры объемной обработки с рабочей средой». Всесоюзная научная конференция «Вибрационная техника в машиностроении и приборостроении», Львов, 10 – 12 октября 1973 г., тезисы докладов.

[35] – Бондаренко И.С. «Исследование виброперемешивания и сушки некоторых промежуточных продуктов красителей в аппаратах с круговой вибрацией», канд. дис. с. КПИ, Калинин, 1974 г.

[36] – Люлька В.Г., Сухомлинов Ю.Н. «Исследование виброкипящего слоя железного порошка». Прочность, устойчивость и колебания элементов машин и сооружений. Сборник статей Ростовского – на Дону института сельскохозяйственного машиностроения. Ростов – на – Дону, 1977, стр. 195 – 170.

[37] – Фещенко В.З. «Асимметрия импульса сил – основа вибрационного перемещения материалов». Химическое машиностроение, вып. 25. Республ. межведомственный н – т сборник, «Техника», Киев, 1977 г., стр. 64 – 69.

[38] – Боброва Н.Б., Степанов В.Л., Бобров Ю.Л., Лашков Б.М. вибросмеситель. А. с. СССР № 196585 1967 г., Б. И. № 11.

[39] – Аузиньш П.П., Куннос Г.Я., Линденберг Б.Я. Вибробетоносмеситель. АС СССР № 282105, 1970, Б. И. № 29.

[40] – Моргулис М.Л., Петров К.Г., Столов Ю.И. Вибрационный смеситель непрерывного действия. АС СССР № 133381, 1960 г., Б. И. № 21.

[41] – Залипаев Е.В. Многобарабанный вибрационный смеситель непрерывного действия для приготовления жестких бетонных смесей. АС СССР № 130329, Б. И. № 14, 1960 г.

[42] – Кон И.И. Вибрационный смеситель. АС СССР № 122694. Б. И. № 18.

[43] – Максимовский Н.П. Вибросмеситель для обработки мелкозернистых смесей. АС СССР № 149049, 1962 г., Б. И. № 14.

[44] – Каминский В.В., Кузьмичев В.А.. Вибросмеситель. АС № 364452, 1973 г., Б. И. № 5.

[45] – Бирюков А.И., Воробьев Ю.Л., Лишанский Б.А., Богомолов А.А., Михайлов Н.В.. Вибрационный смеситель непрерывного действия. АС СССР № 328929 Б. И. № 7, 1972 г.

[46] – Ковшик А.В.. Вибросмеситель. АС СССР № 368046, 1973 г., Б. И. № 9.

[47] – Левин М.В., Раецкий Н.Н.. Вибросмеситель. АС № 368046, 1973 г., Б. И. № 9.

[48] – Мандрик П.Е., Шурыгин А.А.. Вибромешалка. АС № 117603. Заявлено 12 мая 1955 г. за № 359/576658/29 Гр. 265 в Министерство строительства СССР.

[49] – Щукин Г.П.. Вибросмеситель. АС № 346134, 1972 г., Б. И. № 23.

[50] – Архипенко В.П. «Динамика перемещения мелкодисперсных грузов». Автореферат канд. дис., МНСИ, 1977.

[51] – Трунин В.Б.. «Экспериментальные исследования некоторых параметров кинематики и динамики процесса вибрационной обработки с орбитальным движением массы загрузки». Отделочно – упрочняющая механическая обработка, качество поверхности и эксплуатационные свойства деталей машин. Сборник статей РИСМ. Ростов – на – Дону, 1978 г., стр. 7 – 13.

[52] – Бабичев А.П., Трунин В.Б., Устинов В.П., Самодумский Ю.М., Кравчик В.Г., Луценко В.В.. Теоретические и экспериментальные предпосылки к исследованию основных параметров процесса вибрационной обработки с орбитальным движением массы загрузки. (там же где и 51) стр. 30 – 39.

[53] – Бабичев А.П. и др. Установка для объемной вибрационной обработки с орбитальным движением массы загрузки. Ворошиловград, 1978 (Тезисы докладов Всесоюзного научно – технического семинара).

[54] – Бабичев А.П. и др. Теоретические и экспериментальные исследования процесса вибрационной обработки с орбитальным движением

массы загрузки. Ворошиловград, 1978 (Тезисы докладов Всесоюзного научно – технического семинара).

[55] – Ярошевич Г.О., Ростов А.А., Яковенко М.М., Костин К.И., Крюков Р.Н., Свирский М.М., Столяр Д.И.. Исследование движения рабочей камеры вибрационной установки. Технология и автоматизация производственных вопросов в машиностроении. Межвузовский сборник научных трудов. В. 7. ППИ, Пенза, 1978. стр. 72 – 76.

[56] – Сыромятников Н.И., Сапожников Б.Г.. Гидродинамика и теплообмен в вибропсевдооживленном слое. Процессы переноса в неподвижных и псевдооживленных зернистых слоях. Тезисы докладов международной школы – семинара. Минск, 1976. стр. 51 – 54.

[57] – Рыжков А.Ф., Баскаков А.П., Мунц В.А., Ракова Л.Н.. Гидродинамика и тепломассоперенос в вибропсевдооживленном слое большой высоты. Процессы переноса в неподвижных и псевдооживленных слоях. Тезисы докладов международной школы – семинара. Минск, 1976., стр. 79 – 80.

[58] – Заика П.М., Сметанки В.А., Ильин В.Я.. «Исследование плоскопараллельного движения твердого тела в безотрывном режиме по вибрирующей шероховатой плоскости». Динамика, прочность, надежность тракторов и сельскохозяйственных машин. Сборник научных трудов, том XII, выпуск 12, МИИСП, Москва, 1976, стр. 66 – 71.

[59] – Заика П.М., Завгородний А.И.. «К выбору оптимального угла наклона сепарирующей фрикционной плоскости». Динамика, прочность, надежность тракторов и сельскохозяйственных машин. Сборник научных трудов, том XII, выпуск 12, МИИСП, Москва, 1976, стр. 72 – 77.

[60] – Kovats F.A. vibracio vegyipari allkal – mazasa I. Magyar Kemikusok darja, 1969 г., kot. 24, № 1. I 12 – 16.

[61] – Kovats F.A. vibracio vegyipari allkal – mazasa I. Magyar Kemikusok darja, 1969 г., kot. 24, № 2. I 88 – 93.

[62] – Вибрации в технике: Справочник, В 6 – ти т./Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) – М., Машиностроение, 1978.

[63] – Быховский И.И.. Основы теории вибрационной техники. М., «Машиностроение», 1969 г.

[64] – Гончаревич И.Ф., Сергеев П.А.. Вибрационные машины в строительстве. М., Машгиз, 1963.

[65] – Куннос Г.Я., Скудра А.М.. Теория и практика вибросмешивания бетонных смесей. Рига, изд – во АН Латвийской ССР, 1962.

[66] – Лесин А.Д.. Вибрационные машины в химической технологии. М., Ц Интихимнефтемаш, 1968.

[67] – Повидайло В.А.. Расчет и конструирование вибрационных питателей. М. – Киев, Машгиз, 1962 г.

[68] – Басов Н.И., Любартович С.А., Любартович В.А.. Виброформование полимеров. Ленинград, «Химия», Ленинградское отделение, 1979.

[69] – Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф.. Вибрационные конвейеры, питатели и вспомогательные устройства. М., «Машиностроение», 1972.

[70] – Урьев Н.Б., Михайлов Н.В.. Коллоидный цементный клей и его применение в строительстве. М., Стройиздат, 1967 г.

[71] – Шаталова И.Г., Горбунов Н.С., Лихман В.И.. Физико – химические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов. М., «Наука», 1965 г.

[72] – Нагаев Р.Ф.. Периодические режимы вибрационного перемешивания. М., «Наука», 1975 г.

[73] – Бабичев А.П.. Вибрационная обработка деталей. М., «машиностроение», 1975 г.

[74] – Филер З.Е.. О динамике вибрационных машин с учетом их взаимодействия с сыпучим материалом. Респ. межвед. научно – технич. сборник. Обогащение полезных ископаемых. Вып. 22, Киев, 1978 г.

[75] – Авдеев Д.Т., Хоперская Р.П.. Полимерное тело на плоскости, совершающей гармонические колебания.

[76] – Михайлов Н.В., Членов В.А., Залипаев Е.В.. А. с. СССР № 245665, Б. И. № 19, 1969 г.

[77] – Фрегер Ю.Л., Ровный Г.А., Авдеев А.В.. А. с. № 434243, Б. И. № 24, 1974 г.

[78] – Фрунин В.М., Ткач Г.А.. А. с. № 436218, Б. И. № 26, 1974 г.

[79] – Мокшанов В.И., Тюмиров А.И., Поклонский П.С., Нестеров В.Г., Полонский В.М., Зайцев М.Г.. А. с. № 317880, Б. И. № 31, 1971 г.

[80] – Потураев В.Н., Иваницкий Р.П., Тарасенко А.А., Миронюк А.Ф., Червоненко А.Г.. А. с. № 314985, Б. И. № 28, 1971 г.

[81] – Фешенко В.З., Чернобыльский И.И.. А. с. № 344245, Б. И. № 21, 1972 г.

[82] – Герчиков И.З., Дундар Я.А., Лаже Я.Я., Лайвиньш Я.А., Плешаков М.З.. А. с. № 262709, Б. И. № 5, 1970 г.

[83] – Тюмеров А.И., Поклонский П.С., Карташев Н.Ф., Дудник А.А., Шуклин А.М., Колбин А.А., Мокшанов В.И.. А. с. № 412451.

[84] – Кудренков Б.И., Сементовский Ю.М., Гартаковский Ю.Э., Никольский В.В., Курсаков И.Б., Кузин Ю.З., Берселавский Я.М.. А. с. № 395685, Б. И. № 35, 1973 г.

[85] – Авдеев А.В.. «Влияние вибрации на изменение порозности слоя сыпучих сельхозматериалов». Материалы седьмой научно – технической конференции молодых ученых «Теоретические и экспериментальные исследования в области сельскохозяйственного машиностроения», Москва, 1979 г., с. 9 – 12.

[86] – Яшин А.Ф., Шишаев С.В.. «Движение частицы груза при вибрационной очистки вагона». Вопросы рационального использования вагонов и обеспечение сохранности грузов. Межвузовский сборник научных трудов. под. ред. проф. Бешкетто В.К. Выпуск 189/2. Новосибирск, 1978, стр. 116 – 127.

[87] – Лавендел Э.Э.. О выборе параметров оптимального закона вибротранспортировки. Изв. вузов. Машиностроение, 1963, № 12.

[88] – Лавендел Э.Э.. О выборе параметров оптимального закона вибротранспортировки. Изв. вузов. Машиностроение, 1964, № 14.

[89] – Лавендел Э.Э.. Безотрывное вибротраспортирование с ограниченными ускорениями и перемещениями лотка. Изв. АН СССР, ОТФ, 1965, № 3.

[90] – Лавендел Э.Э.. Оптимальный закон движения лотка с заданными пределами ускорения при вибротранспортировки в режиме с подбрасыванием. Изв. АН СССР. Механика и машиностроение, 1964 г., № 6.

[91] – Гулбе А.К., Лавендел Э.Э.. Оптимальный закон движения вибрлотка при безотрывной прямой транспортировки деталей при одновременном действии сил сухого и вязкого трения. В. сб.: Вопросы динамики и прочности, вып. 15, Рига, «Зинанте», 1967 г.

[92] – Гулбе А.К., Раскин Х.И.. «Оптимальный закон движения вибрлотка при вибротранспортировке в режиме с непрерывным подбрасыванием при одновременном наличии сил сухого и вязкого трения». – В. сб.: Вопросы динамики и прочности, вып. 17, Рига, «Зинанте», 1968 г., с. 13 – 20.

[93] – Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. Пособие для машиностроит. спец. Техникумов. – М. Высш. школа, 1984. – 336 с., ил.

[94] – Погодин А.С. Шумоглушащие устройства. М., «Машиностроение», 1973, 176 с.