

Ю. О. МАНОЙЛО, В. Ф. МОІСЕЄВ, П. В. КУЗНЕЦОВ

## ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИСМЕМБРАТОРА

В статті розглянуті питання, що стосуються режимів роботи дисмембратора. Встановлено необхідну потужність двигуна для роботи машини. Отримано модель математичного опису роботи пристрою системи живлення. Визначено необхідну кількість робочих елементів – біт.

**1. Визначення необхідної потужності дисмембратора**

Серед конструкційних особливостей схеми машини, яка розглядається в рамках даної статті, слід виділити систему живлення дисмембратора сировинними матеріалами, приводний вал установки та, безпосередньо, розташування контактних органів у статорі та роторі машини. Елементи, які означені вище в своїй сукупності дають змогу стверджувати унікальність даної розробки та безпрецедентність випадку дослідження її роботи.

Знаючи конструктивне оформлення контактних пристроїв у роторі (їх кількість, розташування по рядах, геометричні параметри рядів, масу деталей та вузлів агрегату, які в сталому режимі перебувають у обертаючому русі) можна визначити необхідну для роботи дисмембратора потужність. В загальному вигляді формула для визначення означеної вище величини запишеться наступним чином:

$$\sum N = N_{\text{xx}} + N_{\text{здр}}, \quad (1)$$

де  $N_{\text{xx}}$  – потужність «холостого ходу», яка необхідна для обертання рухомих деталей та вузлів машини із частотою обертання  $n = 3\,000 \text{ хв}^{-1} = 50 \text{ Гц}$ ;

$N_{\text{здр}}$  – власно потужність здрібнення сировинного матеріалу в машині;

Оскільки,  $N = f(M)$ ,  $M = f(F)$ , а  $F = f(m) \Rightarrow N = f(m)$ . Тобто, у випадку, що розглядається для вибору вагомих чинників, які впливають на зміну потужності треба скористатися аналізом «масових» навантажень:

$$m_{\text{здр}} \ll M, \quad (2)$$

де  $m_{\text{здр}}$  – маса сировини, що одночасно перебуває у машині;

$M$  – маса деталей та вузлів дисмембратора, які в сталому режимі перебувають у обертаючому русі.

Засобами трьохвимірною модулювання отримане значення:  $M = 14,3 \text{ кг}$ . Таким чином, можна стверджувати, що:

$$N_{\text{здр}} \ll N_{\text{xx}}. \quad (3)$$

Через це, формула 2 в нашому випадку прийме наступний вигляд:

$$N = N_{\text{xx}}. \quad (4)$$

Для подальших розрахунків необхідно визначити значення маси, яка розподілена поміж усіма бітами ротора  $n_{\text{БР}} = 124$  од (сума біт першого, другого, третього та четвертого рядів відповідно, дорівнює:  $n_{\text{БРI}} = 16$  од.,  $n_{\text{БРII}} = 28$  од.,  $n_{\text{БРIII}} = 36$  од.,  $n_{\text{БРIV}} = 44$  од.):

$$dM = \frac{M}{n_{BP}} = \frac{14,3}{124} = 0,115, \quad (5)$$

Питома маса, яка розподілена між рядами біт ротора може бути визначена, як:

$$dM_N = dM \cdot n_{BPN}, \quad (6)$$

де  $n_{BPN}$  – число біт у відповідному ряду ротора.

Результати розрахунків за формулою 6:  $dM_1 = 1,845$  кг,  $dM_2 = 3,229$  кг,  $dM_3 = 4,152$  кг,  $dM_4 = 5,074$  кг.

Знайдемо кутову швидкість при частоті обертання  $n = 3\,000$  хв<sup>-1</sup> = 50 Гц:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314,159 \text{ Гц}, \quad (7)$$

Визначимо відцентрове прискорення, яке діє на точку, що відповідає за власним віддаленням від вісі обертання, ряду біт ротора за формулою:

$$a_{BN} = \omega^2 \cdot R_{PN}, \quad (8)$$

де  $R_{PN}$  – відстань між головною віссю дисмембратора (вісь привідного валу) та віссю біти відповідного ряду:  $R_{PI} = 0,039$  м,  $R_{PII} = 0,057$  м,  $R_{PIII} = 0,075$  м,  $R_{PIV} = 0,093$  м.

Результати розрахунків за формулою 8:  $a_{BI} = 3,849 \times 10^3$ ,  $a_{BII} = 5,626 \times 10^3 \text{ м/с}^2$ ,  $a_{BIII} = 7,402 \times 10^3$ ,  $a_{BIV} = 9,179 \times 10^3 \text{ м/с}^2$ .

При сталому режимі роботи машини на холостому ході для забезпечення умов обертання вузлів та деталей для подолання сил тертя необхідно виконувати додаткову роботу, що і є визначальною для отримання значення потужності. Чисельне значення такої роботи із міркувань динаміки може бути визначена наступним чином:

$$F_N = dM_{PN} \cdot g \cdot k, \quad (9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;

$k$  – коефіцієнт тертя.  $k = 0,15$ .

Таким чином:  $F_1 = 2,714$  Н,  $F_2 = 4,75$  Н,  $F_3 = 6,107$  Н,  $F_4 = 7,464$  Н.

Суперпозиція сил, що діють на деталі та вузли дисмембратора, які обертаються:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = 2,714 + 4,75 + 6,107 + 7,464 = 21,035 \text{ Н}. \quad (10)$$

Момент даної сили визначається, як:

$$M = F \cdot R_{PIV} = 7,464 \cdot 0,093 = 1,956 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (11)$$

Визначимо потужність:

$$N = M \cdot \omega = 1,956 \cdot 314,159 = 614,583 \text{ Вт}. \quad (12)$$

Лінійна швидкість біт ротора на відповідному ряду:

$$v_{PN} = \omega \cdot R_{PN}, \quad (13)$$

Результат розрахунків лінійної швидкості:  $v_{PI} = 12,252$ ,  $v_{PII} = 17,907$ ,  $v_{PIII} = 23,562$ ,  $v_{PIV} = 29,217 \text{ м/с}$ .

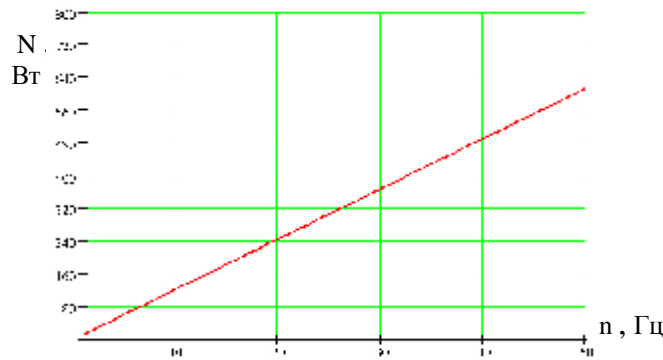


Рисунок 1 – Потужність машини при різних частотах обертів ротора

Визначимо імпульс, яким володіє кожен із чотирьох рядів біт ротора:

$$I_{PN} = M \cdot v_{PN} \cdot (14)$$

Таким чином:  $I_{PI} = 175,207$ ,  $I_{PII} = 256,071$ ,  $I_{PIII} = 336,936$ ,  $I_{PIV} = 417,8 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}}$ .

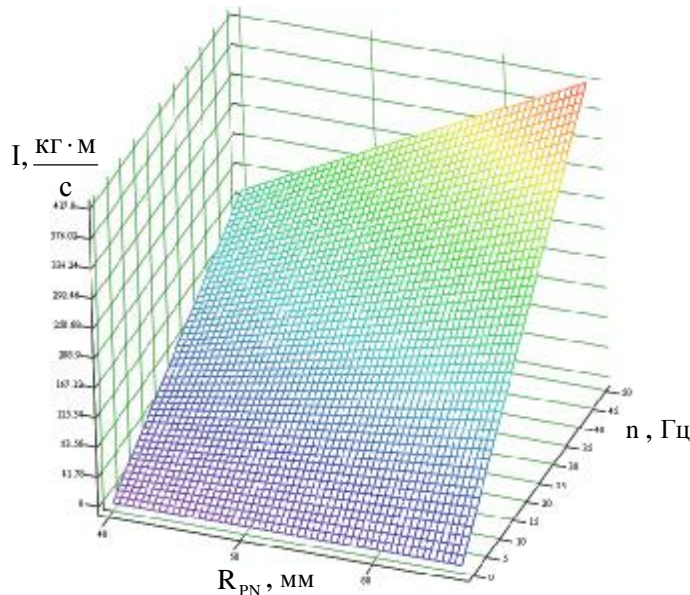


Рисунок 2 – Залежність імпульсу від частоти обертання та віддаленості

## 2. Обґрунтування системи живлення подрібнювача сировиною

Система живлення сировиною дисмембратора являє собою пристрій, що входить до кінематичної схеми вузлів машини, які при сталому режимі роботи дисмембратора перебувають у обертаючому русі, за виключенням спіралі пристрою системи живлення, яка статична під час роботи дробарки та кріпиться до бункеру. Сам принцип роботи системи живлення полягає у наступному. Статична спіраль із стінкою пристрою, яка обертається має функціонувати при виконанні наступної вимоги:

$$m \cdot g < m \cdot a_{ц} \cdot (15)$$

Для моделювання роботи живильного пристрою приймаються частки кубічної форми із гранями від 1 до 5 мм із кроком 1 мм.

При визначенні основних параметрів живильного пристрою застосовують значення фізичних властивостей часток, що досліджуються, які наведені далі. Геометрія та розміри часток обумовлюють необхідність застосування для

розрахунків насипної щільності, яка для означених груп відповідно дорівнює:  $177,75 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $126,29 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $90,12 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;  $64,97 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  та  $46,03 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ .

Маса часток із гранями 1, 2 та 5 мм дорівнює відповідно:  $m_1 = 4,223 \times 10^{-7} \text{ кг}$ ,  $m_2 = 3,379 \times 10^{-6} \text{ кг}$ ,  $m_5 = 5,279 \times 10^{-5} \text{ кг}$ .

В свою чергу, відцентрова сила, що діє на частку під час її просування по системі живлення, в залежності від частоти обертання валу має своє значення.

$$F_{\text{ц}} = m \cdot a_{\text{ц}}, \quad (16)$$

де  $a_{\text{ц}}$  – відцентрове прискорення:

$$a_{\text{ц}} = \left( 2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{60} \right)^2 \cdot R. \quad (17)$$

Проведемо розрахунки при частоті обертання  $n = 1\ 000, 2\ 000$  та  $3\ 000 \text{ хв}^{-1}$ .

Відповідно до (16) та (17) відцентрова сила дорівнює:  $F_{\text{ц}1/1000} = 5,326 \times 10^{-5}$ ,

$F_{\text{ц}1/2000} = 2,13 \times 10^{-4}$ ,  $F_{\text{ц}1/3000} = 4,794 \times 10^{-4}$ ,  $F_{\text{ц}2/1000} = 4,261 \times 10^{-4}$ ,  $F_{\text{ц}2/2000} = 1,704 \times 10^{-3}$ ,

$F_{\text{ц}2/3000} = 3,835 \times 10^{-3}$ ,  $F_{\text{ц}5/1000} = 6,658 \times 10^{-3}$ ,  $F_{\text{ц}5/2000} = 0,027$ ,  $F_{\text{ц}5/3000} = 0,06 \text{ Н}$ .

Визначимо вагу часток:

$$P = m \cdot g. \quad (18)$$

Відповідно до (18) для різних часток із відповідної їм масою, вага дорівнює:

$$P_1 = m_1 \cdot g = 4,223 \times 10^{-7} \cdot 9,81 = 4,142 \times 10^{-6} \text{ Н},$$

$$P_2 = m_2 \cdot g = 3,379 \times 10^{-6} \cdot 9,81 = 3,313 \times 10^{-5} \text{ Н},$$

$$P_5 = m_5 \cdot g = 5,279 \times 10^{-5} \cdot 9,81 = 5,177 \times 10^{-4} \text{ Н}.$$

Як можна бачити із розрахунків, умова (15) – виконується. Графічно залежність відцентрової сили від частоти обертів приведено на рисунку 3.

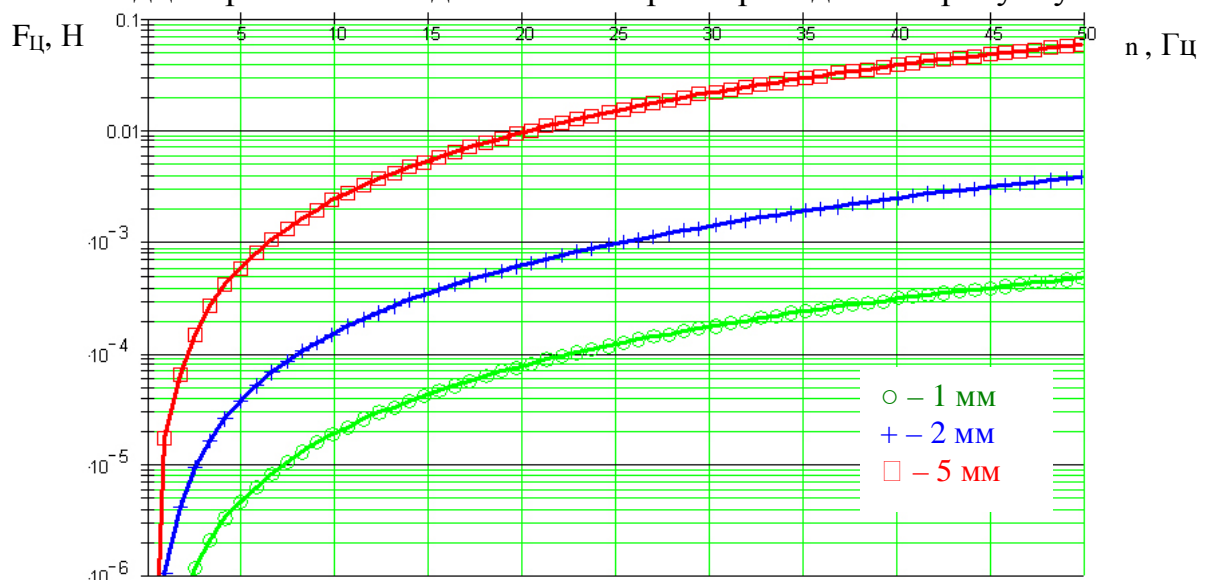


Рисунок 3 – Залежність відцентрової сили від частоти обертання для різних часток вихідної сировини

Очевидно, що значення відцентрових сил зростає, як при підвищенні частоти обертання валу, так і при збільшенні їхнього розміру. Характер зростання зображено на рисунку 3. Крім того, із урахуванням того, що на відцентрову силу впливають

одночасно і маса часток і частота обертання було створено графік, що дозволяє оцінити вагомість впливів (рисунок 4).

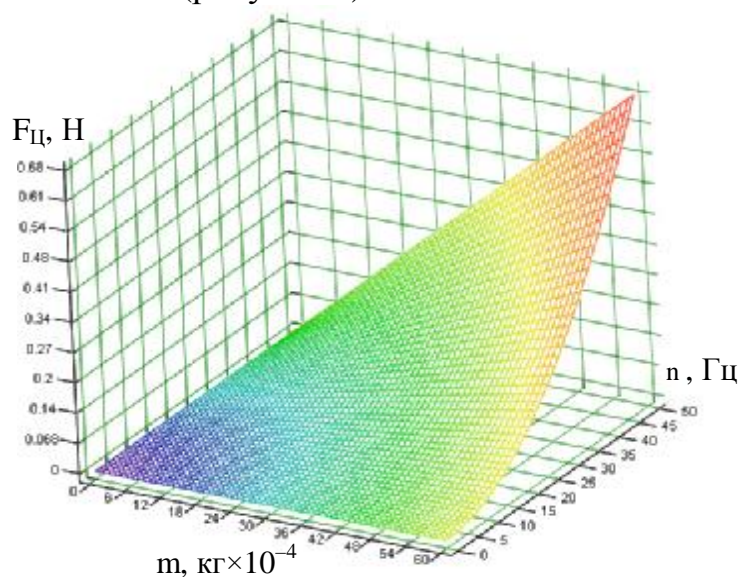


Рисунок 4 – Залежність відцентрової сили від частоти обертання та маси часток

Рисунок 4 дозволяє наочно продемонструвати та оцінити перемини у значеннях відцентрових сил при одночасному зростаанні, як частоти обертання валу, так і розміру часток.

Конструктивне оформлення системи живлення (рисунок 5) можна описати наступним чином. Пристрій складається із двох деталей (1 – стінка пристрою живлення, 2 – спіраль пристрою живлення), які виконані таким чином, що тертя між двома деталями – мінімальне на протязі всієї довжини спіралі. Стінка пристрою системи живлення з'єднана посадкою із натягом із валом машини та обертається із ним із тією ж самою частотою.

На рисунку 5 зображено декілька можливих конструкцій живильного пристрою, які відрізняються числом витків  $n$  спіралі із яких слід обрати оптимальну за своєю функціональністю.

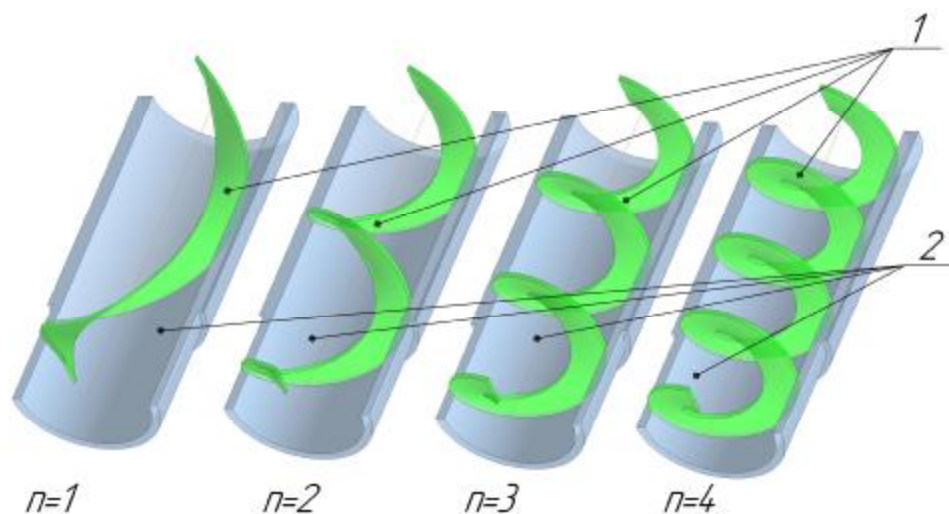


Рисунок 5 – Схеми пристроїв живлення із різним числом витків спіралі

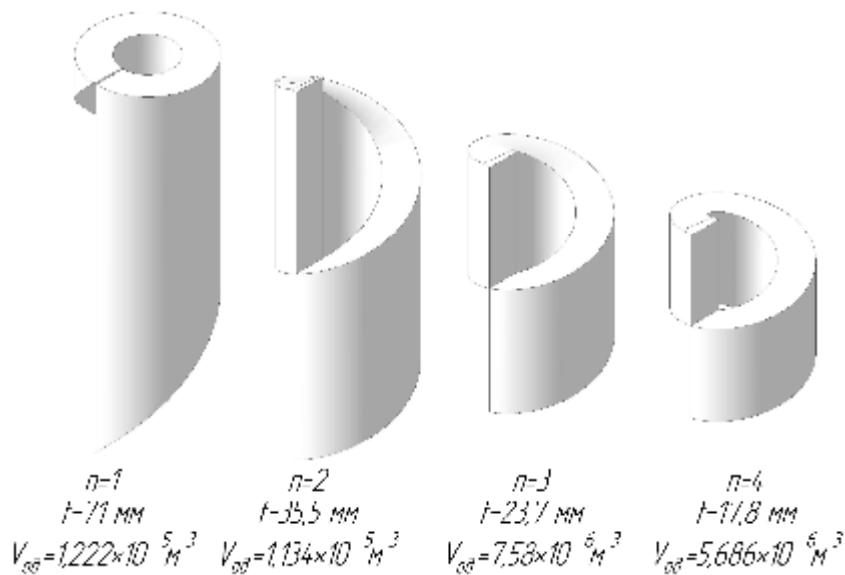


Рисунок 6 – Варіації одиничних об'ємів в залежності від спіралі пристрою

Як видно із рисунка 6, найоптимальніше (з точки зору продуктивності) число витків  $n = 1$  при кроці спіралі  $t = 71$  мм – при цих параметрах значення одиничного об'єму – найбільше. Саме такі параметри спіралі 2 гарантують безперебійність та надійність роботи системи живлення.

Цей одиничний об'єм (рисунок 6 та на рисунку 7 сірим кольором) може бути визначений як об'єм, який укладається між двома витками у випадку із декількома витками або границею витка спіралі та кінцем стінки живильного пристрою.

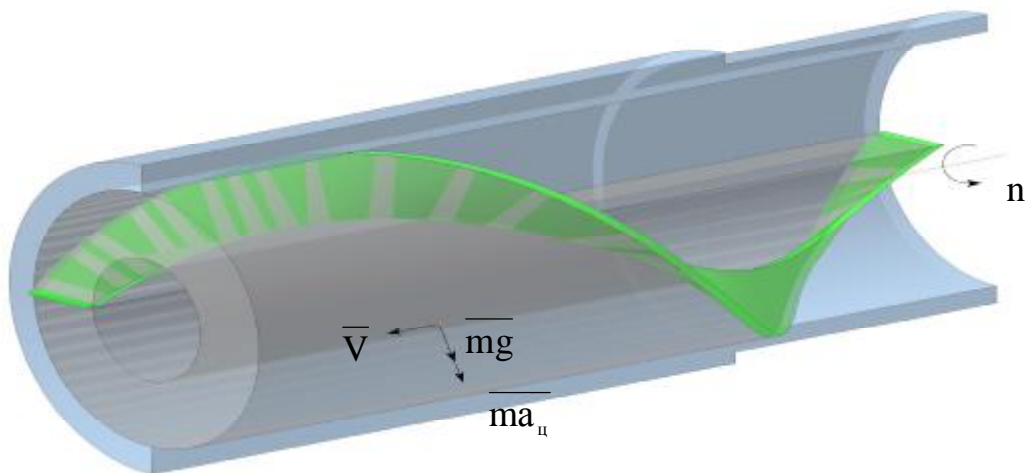


Рисунок 7 – Схема живильного пристрою та одиничного об'єму

Виготовлення пристрою живлення окремо від валу дисембратора дає змогу змінювати продуктивність замінивши тільки живильний пристрій, та не виготовляючи новий вал, складної конструкції.

Сировина під дією власної ваги надавлює на бункер та ліву кришку корпусу дисембратора та потрапляє до внутрішнього об'єму пристрою системи живлення.

Частки, які потрапили на стінку системи живлення починають обертатися із частотою обертання валу та під дією відцентрової сили, яка значно перевищує вагу часток придавлюється до стінок. Таким чином, статична спіраль виконує функції направляючої, по поверхні якої сировина пересувається у Т-подібному отворі валу до внутрішнього об'єму дисмембратора. Крім того, обертання біт ротора та повітря внутрішнього об'єму створюють явище розрядження у центрі робочого об'єму та надлишкового тиску повітря на його периферії. Забір повітря можливий лише через пристрій системи живлення, що в значній мірі полегшує весь процес завантаження сировини. Засобами трьохвимірного модулювання було отримано значення одиничного об'єму, яке складає  $V_{од} = 1,12 \times 10^{-5} \text{ м}^3$  (рисунок 6).

При умові, що середній лінійний розмір часток  $\bar{d} \rightarrow 0$  мм, вищезазначений об'єм можна було б напряму використовувати для визначення продуктивності живильного пристрою. Проте в випадку, що розглядається в даній роботі, ми маємо декілька геометричних груп часток матеріалу, які завантажуються – кубічні частки із гранями відповідно 1; 2; 3; 4 та 5 мм, тому є необхідність застосування насипної щільності для визначення моментальної продуктивності.

Задачу по розрахунку живильного пристрою слід сформулювати наступним чином. Визначити теоретичну продуктивність пристрою для геометричних груп часток при частотах обертів валу :  $n \in [1\ 000; 3\ 000] \text{ хв}^{-1}$  із кроком  $500 \text{ хв}^{-1}$ .

Розв'язання даної задачі зводиться до визначення кількості часток, які укладаються до одиничного об'єму. Причому, оскільки процес здрібнення не може відбуватися в живильному пристрою, число часток, які укладаються в одиничному об'ємі – має бути цілим.

Для виконання цієї вимоги математичними засобами слід виділяти цілу частину числа, що є результатом розрахунків.

$$n_1 = \left[ \frac{V_{од}}{V_1} \right], \quad (19)$$

де  $V_1$  – об'єм однієї кубічної частки із гранню  $a_1 = 0,001$  мм.

Результати розрахунків за (19) при різних значеннях  $a_N - n_1 = 1,2 \times 10^4$ ;  $n_2 = 1,4 \times 10^3$ ;  $n_3 = 414$ ;  $n_4 = 175$ ;  $n_5 = 89$  (індекс при позначенні числа часток – довжина грані дослідної групи у мм).

Таким чином, маса часток сировини заданою геометрією, що із значною ймовірністю одночасно перебувають в одиничному об'ємі живильного пристрою може бути визначена наступним чином:

$$\sum m_N = n_N \cdot V_N \cdot \rho_N, \quad (20)$$

де  $\rho_N$  – визначена раніше насипна щільність груп часток.

За результатами розрахунків за (20), отримано:  $\sum m_1 = 1,991 \times 10^{-3}$  кг,  $\sum m_2 = 1,414 \times 10^{-3}$  кг,  $\sum m_3 = 1,007 \times 10^{-3}$  кг,  $\sum m_4 = 7,277 \times 10^{-4}$  кг,  $\sum m_5 = 5,121 \times 10^{-4}$  кг. Отримані дані нанесені на графік рисунка 8, де також представлений графік, отриманий аналогічними розрахунками миттєвої продуктивності живильного пристрою при коливанні розміру кубічної грані в межах  $[0,9 \times 10^{-3}; 5,0 \times 10^{-3}]$  м.

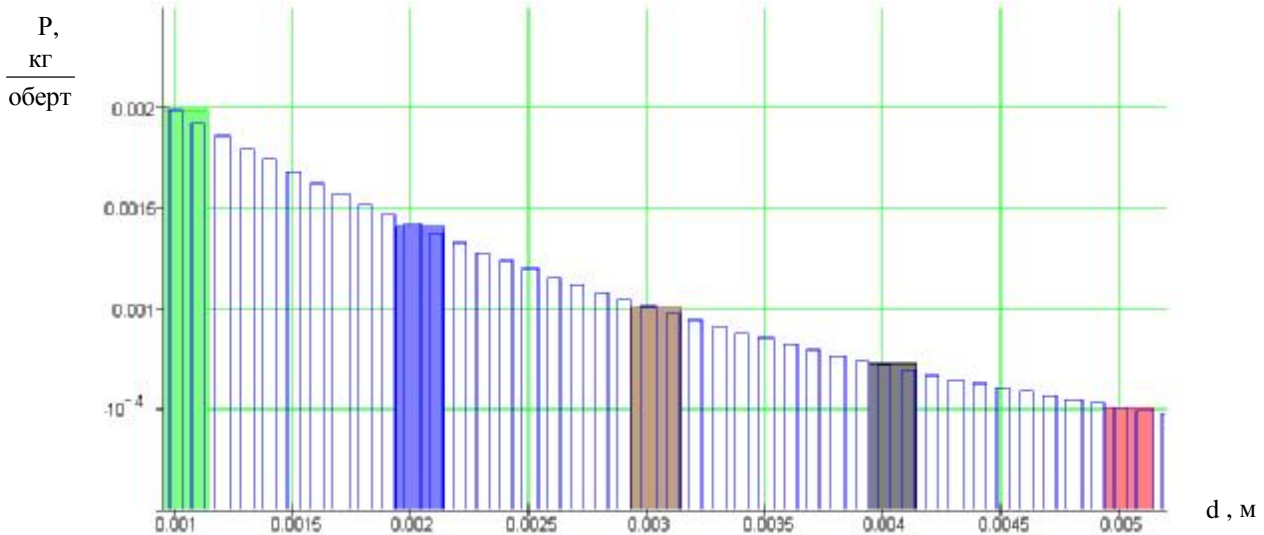


Рисунок 8 – Залежність продуктивності від розміру часток

Із рисунка 8 очевидно, що із збільшенням розміру часток продуктивність знижується.

Проведена апроксимація даних, отриманих аналітичними розрахунками визначає закон залежності миттєвої продуктивності  $P$  від розміру часток  $d$ .

$$P = f(d) = 2,8 \times 10^{-3} \cdot e^{-340 \cdot d} \quad (21)$$

На графіку рисунка 8 рішення рівняння  $P = f(d)$  нанесене стовбцями гістограми синього кольору.

Із урахуванням частоти обертів валу (із живильним пристроєм у зборці)  $n \in [1\,000; 3\,000] \text{ хв}^{-1}$  із кроком  $500 \text{ хв}^{-1}$ , нескладно перейти від миттєвої продуктивності до продуктивності за одиницю часу.:

$$P_r = 60 \cdot P \cdot n, \quad (22)$$

На рисунку 9 зображено залежність продуктивності від розміру часток та частоти обертання валу.

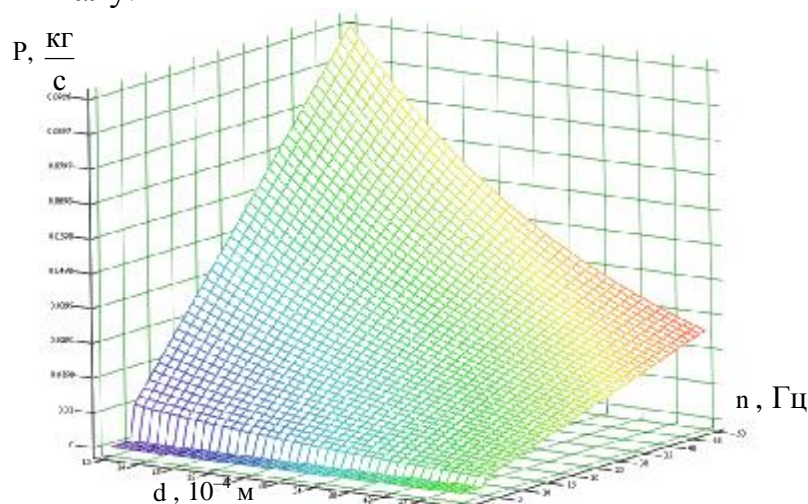


Рисунок 9 – Залежність продуктивності від розміру часток та частоти обертання валу із врахуванням меж застосування

### 3. Обґрунтування параметрів робочих органів дисмембратора

Робочі органи, які забезпечують процес здрібнення в дисмембраторі є циліндричні біти, які закріплено по концентричним окружностям статора та ротора. Ряди біт статора та ротора взаємно чергуються.



Для отримання на дослідному дисмембраторі сухої будівельної шпатлівки треба вказати вихідний розмір часток сировини та виходячи від нього робити подальші розрахунки – встановлення теоретичного ступеня здрібнення. Для прозорості розрахунків будемо використовувати в якості сировинного матеріалу монодисперсний матеріал – кубічні частки з гранями по 1; 2 та 5 мм суміші ідентичної за складом будівельній шпаклівці. Практичними методами встановлено для матеріалу межу міцності при стисканні, яка складає  $\sigma = 3,36$  МПа.

Таким чином, для отримання універсальної шпатлівки ( $d_k = 80$  мкм), із часток розміром ( $d_{\Pi} = 5\ 000$  мкм) дійсний ступень здрібнення  $\lambda$  повинен перевищувати теоретичний  $\lambda_T = 0,005/80 \times 10^{-6} = 62,5$ .

Інакше кажучи, вихідна частка повинна зменшитися у розмірах в  $\lambda_T$  разів.

Проблема модулювання даного виду здрібнення пов'язана із неможливістю достовірного визначення числа часток, на яке розпадеться вихідна частка після одного удару. Приймаємо для розрахунків найгірший для кінцевого результату випадок, коли вихідна частка після удару перетворюється на дві рівних половини. В такому випадку, на відміну від усіх інших, процес протікає повільніше, так як отримані еквівалентні поверхні в результаті здрібнення не покращують загальної картини гранулометричного складу помелу після удару. Крім того, ґрунтуючись на уявленні про конструктивну схему та принцип роботи дисмембратора, випадок, який описано вище, виключає можливість обхідних шляхів для заново отриманих часток.

В такому разі для отримання кінцевого теоретичного ступеня  $\lambda_T = 62,5$  частка повинна випробувати на собі кількість ударів, що дорівнює – рішенню пропорції, складеної із наступних міркувань. За один удар вихідна частка втрачає 50% свого об'єму (0,5); рішення пропорції – кількість ударів, за які частка зменшиться на 625% ( $\lambda_T = 62,5$ ).

$$N_y = \frac{\lambda_T \cdot 1}{0,5}. \quad (23)$$

Таким чином,  $N_y = 125$  ударів. Оскільки основними контактними пристроями є біти ротора, доцільно в конструкції дисмембратора передбачити 125 біт ротора. Однак, дане число не може бути рівномірно розподілене по концентричним окружностям, тому приймаємо число біт ротора – 124. Це на не багато зменшить ступень здрібнення, проте дозволить компенсувати ймовірне виникнення вібрацій, до яких машина, що проектується є чутливою. Із міркувань економії конструкційних матеріалів пропонуємо розташувати біти ротора у 3 ряди по концентричним окружностям із діаметрами 78, 114, 150, 186 мм по 20, 32, 40 біт у ряду відповідно. Значення діаметрів отримані виходячи із товщини біт – 8 мм та зазорів між бітами статора та ротора.

Біти статора (особливо на периферії) не значно впливають на процес здрібнення. Їх функція – стримувати потік часток в процесі здрібнення, чим самим, збільшувати час перебування сировини у внутрішньому об'ємі машини. Тим не менш, рівномірний розподіл біт по концентричним окружностям – є важливим чинником. Втримання потоку часток повинно проходити рівномірно по всій окружності в противному випадку велика маса сировини буде концентруватися в окремих точках та створювати дисбаланс маси, а як наслідок – вібрації. Тому,

приймаємо число біт статора – 92 одиниці (у три ряди по діаметрам 96, 132, 168 у кількості 20, 32, 40 одиниці біт відповідно). На рисунку 7 приведено зображення виготовлених з металу дисків статора та ротора.



Рисунок 7 – Знаряджені бітами диски статора та ротора

#### **4 Висновки**

Дана стаття є результатом проведення розрахункової, проектної та виробничої частин. У процесі виконання розрахунків, з метою встановлення найважливіших параметрів машини для здрібнення сировинного матеріалу для потреб виробництва сухої будівельної шпатлівки, були отримані дані, які дали змогу спроектувати та виготовити лабораторний зразок машини – дисмембратора. Досліджуючи роботу системи живлення були отримані підтвердження попередніх теоретичних міркувань, щодо організації завантаження сировини до внутрішнього об'єму машини. Встановлені залежності та границі в яких доцільно використовувати означену конструкцію пристрою системи живлення дисмембратора сировиною. Значення продуктивності задовольняють потребам, висуваються до машини.

**Список літератури:** 1. А. А. Савин, В. Ф. Моисеев, Ю. А. Манойло. Процесс измельчения материалов в химической промышленности. Типология методов и моделей математического описания. Восточно-европейский журнал современных технологий. №6 (12), 2004. 2. Ю. А. Манойло, В. Ф. Моисеев, П. В. Шапоров. Сухие строительные шпатлевки. К вопросу о рецептуре и технологии производства. Восточно-европейский журнал передовых технологий № 6/1 (24) 2006. 3. Манойло Ю. А., Савина К. А., Моисеев В. Ф. Применение САД для проектирования и промышленного дизайна оборудования химического машиностроения. Восточно-европейский журнал передовых технологий №6/1(18) 2005

*Поступила в редколлегию 04.04.2008*