

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЗАПОРІЗЬКА ДЕРЖАВНА ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ

ФАКУЛЬТЕТ _____ МЕТАЛУРГІЙНИЙ _____

(назва)

КАФЕДРА _____ МЕТАЛУРГІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ _____

(назва)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

на тему: Дослідження на фізичній моделі впливу вузла подрібнення на продуктивність дробарки.

Спеціальність _____ «Металургійне обладнання» 8.05050311 _____

(найменування)

Виконавець _____ Козаченко Д.С.

(підпис) (прізвище, ініціали)

Керівник роботи доц таратута К.В.

(прізвище, ініціали, посада, науковий ступінь, вчене звання)

Розглянуто на засідання кафедри

(найменування кафедри)

Рекомендовано до захисту в ДЕК

Протокол № _____

_____ р.

Завідувач кафедри

(підпис) (прізвище, ініціали)

Запоріжжя

2015р.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до магістерської роботи містить: с., 7 частин, рис., таблиць, додатки, 30 джерел літератури.

Об'єкт дослідження – фізична модель шокової дробарки.

Мета – дослідження на фізичній моделі впливу вузла подрібнення на продуктивність дробарки.

В магістерській роботі було проведено огляд та аналіз параметричних розрахунків та розрахунків на міцність шокової дробарки. Представлені аналітичні розрахунки параметрів шокової дробарки. Дана характеристика фізичної моделі дослідної шокової дробарки та представлено дослідження впливу зміни параметрів вузла подрібнення на геометричні розміри та продуктивність дробарки.

В прикладній частині магістерської роботи проведено огляд і аналіз устаткування для дроблення матеріалу, аналіз конструкцій дробарок.

Представлено опис конструкції шокової дробарки та пропозиція щодо її модернізації.

Представлене в роботі дослідження та запропонована модернізація може бути використана та впроваджена на ПАТ „Запоріжсталь” в мартенівському цеху або використана на підприємствах металургійної промисловості, що мають аналогічне устаткування.

ДРОБАРКА, ПРИВОД, ВАЛ, ЩОКА, ПАС, МІЦНІСТЬ, НАПРУЖЕННЯ, ПЛИННІСТЬ, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ПОТУЖНІСТЬ, МОДЕЛЬ, ДОСЛІД, ЗАПОБІЖНИК, ЗАРОБІТНА ПЛАТА, ПЕРЕТИН, МІЦНІСТЬ, КАПІТАЛЬНІ ВКЛАДЕННЯ, ТЕРМІН ОКУПНОСТІ

ВСТУП

Ділянка підготовки розкислювачів організовується на кожному заводі, де існує мартенівське виробництво сталі. Основним завданням ділянки підготовки розкислювачів є зберігання й подача феросплавів заданої фракції в дозатори в сталеплавильного агрегату.

Розкислювачі в цеху підготовки виробництва завантажуються в спеціальні коробки й передаються в мартенівський цех на платформах у міксерне відділення, де їх заливальним краном розвантажують у розвантажувальні жолоба, а з них - у бункери комплексу. Бункери розташовані в 2 ряди - усього 8 бункерів. Розвантажувальні отвори бункерів обладнані віброживильниками, що вивантажують розкислювачі на конвеєр $B=650$ мм. Конвеєром розкислювачі завантажуються в шокову дробарку СМД. Дроблений розкислювач надходить на похилий конвеєр $B=800$ і далі в контейнер саморозвантажний, котрий під завантаження доставляється самохідним візком з розливочного прольоту. Завантажений контейнер вивозиться в розливний проліт у зону дії консольного крана, що завантажує дозатори ДФ8 до сталеплавильного агрегату.

Недоліками функціонуючої лінії подачі розкислювачів є: наявність великої кількості бункерів малої ємності, що ускладнює їхнє завантаження й ремонт віброживильників; великі обсяги просипу розкислювачів при вивантаженні їх на стрічковий конвеєр з бункерів і під час переміщення розкислювачів від дробарки до передатного візка за допомогою похилого стрічкового конвеєра. Існуюче устаткування вимагає обов'язкову присутність дозувальника при завантаженні розкислювача, для організації одночасного керування віброживильниками, конвеєром, дробаркою й відстеження набору заданої ваги.

2 ДОСЛІДНИЦЬКА ЧАСТИНА

2.1 Поняття про процес дроблення

Процес зменшення розмірів пружно-крихкого тіла від вихідних розмірів до необхідних шляхом впливу зовнішніх сил називається дробленням, а машини, застосовувані для цих цілей, дробарками. Залежно від кінцевих розмірів шматків матеріалу розрізняють наступні основні види цього процесу:

- велике дроблення (100 – 350 мм);
- середнє дроблення (40 – 100 мм);
- дрібне дроблення (5 – 40 мм);
- мливо (менш 5 мм).

Для забезпечення ефективності дроблення матеріалу від вихідного до кінцевого розміру цей процес здійснюється в більшості випадків у кілька прийомів, тобто послідовно на декількох дробарках.

Кожна окрема дробарка виконує частину загального процесу, яку називають стадією дроблення.

Одним з основних типів машин для дроблення є щоківі дробарки. Вони застосовуються для великого й середнього дроблення гірських порід середньої й великої міцності. При дробленні в кілька стадій щоківі дробарки звичайно здійснюють першу стадію дроблення, хоча нерідко застосовуються й на наступних стадіях.

2.2 Мета розрахунків щоківих дробарок

Метою є проведення параметричних розрахунків і розрахунків на міцність дробарного устаткування.

При параметричних розрахунках визначають розміри основних елементів конструкцій дробарок, оптимальні режими їхньої роботи й енергетичні витрати, необхідні для процесу подрібнення.

При розрахунках на міцність проводять розрахунки на міцність, стійкість і витривалість основних конструктивних елементів дробарок.

Вихідними даними для параметричних розрахунків звичайно є:

- розміри шматків матеріалу до дроблення D_{\max} і після подрібнення d_{\max} ;
- продуктивність дробарки Q ;
- фізико-механічні характеристики матеріалу, що дробиться, (насипна щільність ρ_H , кут природного нахилу φ , коефіцієнт тертя ковзання матеріалу по робочих органах машини f і ін.

Підлягають визначенню звичайно наступні параметри машини:

- розміри й взаємне розташування основних робочих органів дробарки, що забезпечують задану продуктивність;
- частота кінематичного циклу робочого органу (частота ходу рухливої щоки, обертання ексцентрикового вала за хвилину або за секунду);
- потужність привода дробарки N .

Найбільш складним є розрахунок потужності привода машини, тому що жодна з гіпотез дроблення не дає можливості точно визначити величину роботи на подрібнення.

Тому в практиці інженерних розрахунків широко використовують емпіричні формули обчислення потужності N .

Вихідними даними для розрахунків на міцність є результати, отримані при параметричних розрахунках дробарного устаткування.

2.3 Параметричні розрахунки щоквої дробарки

До основних кінематичних і конструктивних параметрів відносять: ширину B і довжина L завантажувального отвору, висота камери дроблення H , номінальна ширина вихідного отвору b , кут захоплення α , хід рухливої щоки S , частота обертання ексцентрикового вала n , продуктивність Q , робота

дроблення A , потужність привода N , максимальне зусилля дроблення Q_{\max} , маховий момент маховика mD^2 .

2.3.1 Параметри камери дроблення

Головними параметрами шокової дробарки, що визначають її типорозмір, є розмір приймального отвору й розмір вихідного отвору ($B \times L \times b$).

Ширина приймального отвору повинна забезпечити вільний прийом шматків максимальної величини [12]:

$$B = D_{\max} / 0,85, \quad (2.1)$$

де D_{\max} - максимальний розмір початкового матеріалу;

Довжина камери дроблення L знаходиться залежно від B :

$$L = (1,2 \dots 2,3) \cdot B, \quad (2.2)$$

Максимальна ширина b вихідного отвору при використанні стандартних плит дроблення, пов'язана з максимальним розміром шматків у готовому продукті залежністю [11]:

$$b = d_{\max} / K_{OK}, \quad (2.3)$$

де d_{\max} - максимальний розмір шматків у готовому продукті;

K_{OK} – коефіцієнт відносного розміру продукту дроблення в шокових дробарках, $K_{OK} = 1,2 \div 1,9$.

Дробарки залежно від області застосування комплектують плитами, що дроблять, різних конфігурацій і розмірів рифлень. Рифлення вітчизняних дробарок за результатами досліджень ВНИИстройдормаша прийняті

трикутними або трапецієвидними (рисунок 2.1). Рифлення трапецієвидної форми застосовують для попереднього дроблення в дробарках із прийомним отвором шириною 250 і 400 мм. Трикутні рифлення використовують для попереднього дроблення в дробарках із прийомним отвором шириною 600 мм і більше. Для остаточного дроблення в дробарках всіх типорозмірів застосовують рифлення трикутної форми.

Для всіх плит крок t і висоту рифлень h визначають за формулою

$$t = 2 \cdot h = b, \quad (2.4)$$

Оскільки ширина b вихідного отвору – величина змінна, то приймають її середнє (номінальне) значення.

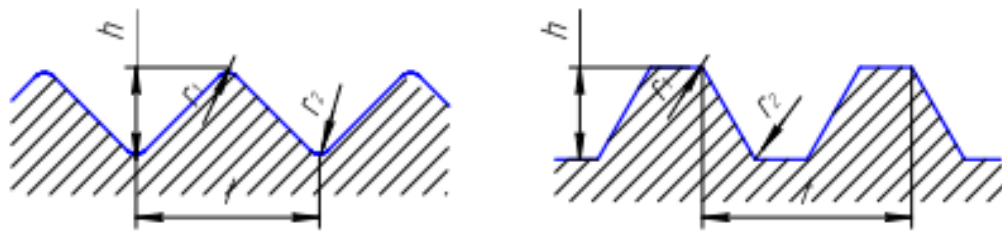


Рисунок 2.1 – Рифлення плит, що дроблять, дробарок

2.3.2 Кут захоплення

Кут захоплення α – кут між нерухливою й рухливою щоками дробарки (рисунок 2.2), що повинен забезпечувати руйнування матеріалу при стисканні, тобто захоплення шматка, а не виштовхування його нагору. На шматок, затиснутий між щоками, діють зусилля P і рівнодіюча R , причому

$$R = 2 \cdot P \cdot \sin \frac{\alpha}{2}.$$

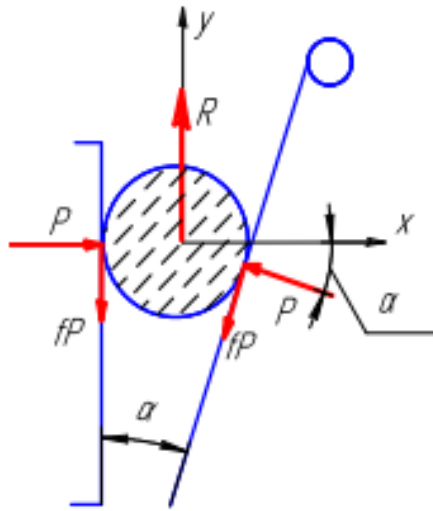


Рисунок 2.2 – Схема для визначення кута захоплення

Сили тертя $F = fP$ діють на шматок матеріалу проти напрямку сили, що виштовхує, тобто, спрямовані вниз. При стисканні шматок матеріалу не буде виштовхуватися нагору, якщо сили тертя будуть більше або дорівнювати силі, що виштовхує:

$$F = f \cdot P \cdot \cos \frac{\alpha}{2}, \quad (2.5)$$

Або

$$2 \cdot f \cdot P \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \geq R, \quad (2.6)$$

Після перетворень одержуємо:

$$f \geq \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (2.7)$$

Оскільки коефіцієнт тертя $f = \operatorname{tg} \varphi$ (де φ – кут тертя шматка матеріалу об щоку), то:

$$2 \cdot \varphi \geq \alpha, \quad (2.8)$$

Тобто нормальне дроблення можливо, якщо кут захоплення дорівнює або менше подвійного кута тертя. Відповідно до лабораторних досліджень [12], коефіцієнт тертя кам'яних матеріалів об сталь становить 0,3, тоді кут зовнішнього тертя $\varphi = 16^\circ$ і $\alpha = 33^\circ$. Кут $\alpha = 33^\circ$ є граничним кутом захоплення, що забезпечує процес дроблення, але за результатами досліджень по збільшенню продуктивності й, виходячи з конструктивних міркувань, рекомендується вибирати кут захоплення в межах $\alpha = 18 \div 20^\circ$.

2.3.3 Рух стискання

Внаслідок нестабільності фізико-механічних властивостей матеріалу, невизначеності форми шматків і їхньої взаємодії з робочими органами дробарки рух стискання обирають з більшим запасом за даними дослідів.

Для дробарок ЩДС:

$$S_B = (0,03 \dots 0,06) \cdot B, \quad (2.9)$$

$$S_H = 7 + 0,1 \cdot b, \quad (2.10)$$

Для дробарок ЩДП:

$$S_B = (0,01 \dots 0,03) \cdot B, \quad (2.11)$$

$$S_H = 8 + 0,26 \cdot b, \quad (2.12)$$

де S_B і S_H – рух щоки при стисканні відповідно у верхній і нижній точках камери дроблення, мм.

B – ширина завантажувального отвору, мм;

b – номінальна ширина вихідного отвору, мм.

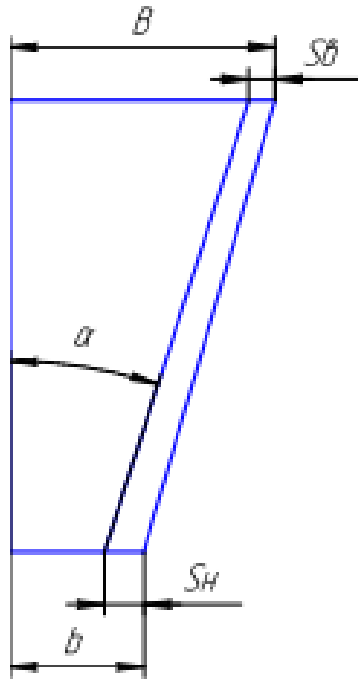


Рисунок 2.3 – Схема для визначення ходу рухливої щоки

2.3.4 Частота обертання ексцентрикового вала

Частота обертання ексцентрикового вала n , що є рівною числу подвійних хитань рухливої щоки, визначається з умови вільного розвантаження призми матеріалу з нижньої зони за час відходу рухливої щоки від нерухливої (рисунок 2.4). Ця умова забезпечує максимальну продуктивність. Якщо ексцентриковий вал робить n обертів у секунду й час відходу щоки дорівнює часу половини оберту, то:

$$t_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{n} = \frac{1}{2 \cdot n} \text{ [с]}, \quad (2.13)$$

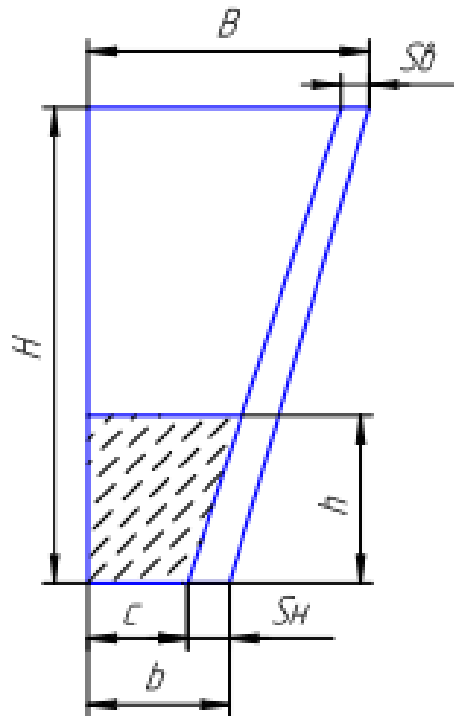


Рисунок 2.4 – Схема для визначення частоти обертання вала

Згідно з рисунком 2.4 висота призми матеріалу, що випадає з камери дроблення:

$$h = \frac{S_H}{\operatorname{tg}\alpha}, \quad (2.14)$$

З іншої сторони

$$h = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2, \quad (2.15)$$

Об'єднавши ці вирази, одержимо:

$$n = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}\alpha}{2 \cdot S_H}}, [\text{об/с}], \quad (2.16)$$

$$n = 60 \cdot \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}\alpha}{2 \cdot S_H}} = 30 \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg}\alpha}{2 \cdot S_H}}, [\text{об/хв}],$$

де α – кут захоплення;

S_H – рух щоки при стисканні в нижній точці камери дроблення, мм.

У даній формулі не враховані сили тертя шматків матеріалу об плити, що дроблять, і один об одного. ВНИИстройдормаш запропонував залежність частоти обертання n [s^{-1}] для дробарок із простим і складним рухом щоки із шириною прийомного отвору до 600 мм включно:

$$n = 17 \cdot b^{-0,3}, \quad (2.17)$$

Для дробарок із шириною прийомного отвору 900 мм і більше:

$$n = 13 \cdot b^{-0,3}, \quad (2.18)$$

де b – номінальна ширина вихідного отвору, мм.

2.3.5 Визначення продуктивності дробарки

Продуктивність дробарок розраховується за методикою, що припускає, що розвантаження матеріалу відбувається тільки при відході рухливої щоки й при цьому за один оберт вала із дробарки випадає деякий об'єм матеріалу V [m^3], що знаходиться у призмі висотою h (заштрихована ділянка на рисунку 2.4).

$$Q = \mu \cdot V \cdot n, \quad (2.19)$$

де μ – коефіцієнт розпушення матеріалу в об'ємі призми, за експериментальними даними $\mu = 0,5 \dots 0,6$;

n – частота обертання вала, s^{-1} .

Об'єм призми V [м³] визначається по формулі:

$$V = \frac{(c + b) \cdot S_H \cdot L}{2 \cdot \operatorname{tg}\alpha}, \quad (2.20)$$

де c – мінімальна відстань між рухливою й нерухливою плитою, що дробить, у момент зближення плит, м (рисунок 2.4).

Підставивши (2.19) в (2.20), одержуємо вираження для визначення продуктивності [м³/с]:

$$Q = \frac{\mu \cdot (c + b) \cdot S_H \cdot L \cdot n}{2 \cdot \operatorname{tg}\alpha}, \quad (2.21)$$

Підрахована по даній формулі продуктивність у більшості випадків відрізняється від фактичної, тому що вихідні передумови недостатньо повно відображають характер процесу в камері дроблення.

З урахуванням додаткових параметрів остаточно формула продуктивності для щоківих дробарок буде наступною:

$$Q = \frac{\mu \cdot (B - b) \cdot S_{CP} \cdot L \cdot n \cdot b}{2 \cdot D_{CP} \cdot \operatorname{tg}\alpha}, \quad (2.22)$$

де S_{CP} – середній рух стискання, м; $S_{CP} = (S_B + S_H)/2$;

D_{CB} – середньозважений розмір шматків у вихідному матеріалі, м; для дробарок із шириною прийомного отвору 600 мм і менше приймається рівним $D_{CP} = B$; для дробарок із шириною прийомного отвору 900 мм і більше $D_{CP} = (0,3 \div 0,4) \cdot B$.

Для розрахунку продуктивності щоківих дробарок запропоновано кілька емпіричних формул, складених виходячи із припущення, що продуктивність дробарок пропорційна площі розвантажувального отвору.

З них найбільш відомої є формула

$$Q = 0,1 \cdot L \cdot b \text{ [т/год]}, \quad (2.23)$$

де L – довжина завантажувального отвору дробарки, см;
 b – номінальна ширина вихідного отвору, см.

2.3.6 Необхідна потужність електродвигуна

Навантаження на електродвигун при дробленні в щоккових дробарках залежать від багатьох факторів, більшість із яких поки ще не може бути враховано. Цим пояснюється те, що дотепер немає обґрунтованої теоретичної формули, що дозволяє визначити потужність електродвигуна для привода дробарки.

Потужність привода [кВт] дробарки визначається по наступній формулі

$$N = 1,1 \cdot E_i \cdot K_M \cdot \frac{\sqrt{i} - 1}{\sqrt{D_{CB}}} \cdot Q \cdot \rho, \quad (2.24)$$

де E_i – енергетичний показник, кВт·год/т; визначається залежно від виду матеріалу, що дробиться, але через те, що дробарки поставляються з універсальним приводом для роботи на будь-яких породах, на практиці приймається $E_i = 8 \cdot \text{кВт год/т}$;

K_M – коефіцієнт масштабного фактора;

Q – продуктивність, м³/год;

ρ – щільність матеріалу, що дробиться, т/м³;

D_{CB} – середньозважений розмір вихідного матеріалу, мм.

Для дробарки із простим хитанням щоби потужність N , кВт, може бути визначена з емпіричних виражень:

$$N = k_1 \cdot L \cdot B, \quad (2.25)$$

$$N = 11,7 \cdot k \cdot L \cdot H \cdot S_H \cdot n, \quad (2.26)$$

де k_1 – коефіцієнт, що залежить від величини завантажувального отвору
 B , L – ширина й довжина завантажувального отвору, представлені в см для (2.25) і метрах для (2.26);

k – конструктивний коефіцієнт (для дробарок Уралмашзавода $k = 0,56 \dots 0,6$);

H – висота передньої стінки, м.

Для дробарок зі складним хитанням щоби:

$$N = 12 \cdot H \cdot L \cdot e \cdot n, \quad (2.27)$$

де H – висота передньої стінки, м;

L – довжина завантажувального отвору, м;

e – ексцентриситет, м;

n – частота обертання ексцентрикового вала дробарки, хв^{-1} ;

2.4 Розрахунок конструктивних елементів щоківих дробарок на міцність

2.4.1 Визначення максимального зусилля дроблення

Зусилля дроблення Q_{\max} визначається з вираження роботи дроблення. У розрахунку приймається до уваги, що зусилля, що дробить, змінюється протягом робочого руху щоби від 0 у початковий момент до максимального значення в кінці руху:

$$A = \frac{(0 + Q_{\text{MAX}})}{2} \cdot S_{\text{CP}}, \quad (2.28)$$

де S_{CP} – середній рух стискання, м.

За даними ВНИИстройдормаша точка прикладання максимального зусилля розташована на 1/2 висоти камери дроблення від верхнього краю нерухливої щоки (рисунок 2.5).

З формули (2.28) визначається максимальне зусилля:

$$Q_{\text{MAX}} = \frac{2 \cdot A}{S_{\text{CP}}}, \quad (2.29)$$

За експериментальним даними уточнене значення максимального зусилля [Н] визначається по формулі:

$$Q_{\text{MAX}} = 2,7 \cdot 10^6 \cdot F, \quad (2.30)$$

де F – площа плити, що дробить, м^2 , $F = L \cdot H$.

Для запобігання помилкового спрацьовування запобіжних пристроїв отримане значення рекомендується збільшити в 1,5 рази, тому остаточно вираження для максимального зусилля можна записати:

$$Q_{\text{MAX}} = 1,5 \cdot 2,7 \cdot 10^6 \cdot F = 4 \cdot 10^6 \cdot F, \quad (2.31)$$

Розрахункове навантаження роздавлювання, що діє в дробарці із простим хитанням щоки, можна визначити також по формулі:

$$Q_{\text{MAX}} = \frac{(3,42 \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot \eta \cdot \cos \alpha)}{n \cdot S_H}, \quad (2.32)$$

де N – потужність двигуна, кВт;

n – число обертів ексцентрикового вала, об/с;

η – КПД привода дробарки.

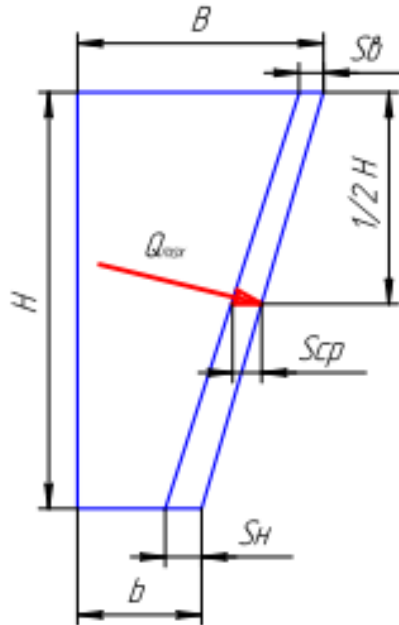


Рисунок 2.5 – Точка прикладання зусилля Q_{max}

Навантаження, що діють на основні вузли дробарки (станину, рухливу щоку, ексцентриковий вал, шатун, розпірні плити), визначаються розрахунковим або графічним способом.

Зусилля у вузлах дробарки із простим рухом визначають по формулах (рисунок 2.6).

Зусилля, що діє по розпірній плиті в момент максимального натискання, дорівнює:

$$T = Q_{MAX} \cdot \frac{1}{L}, \quad (2.33)$$

Зусилля P , що діє в шатуні, визначають по формулі:

$$P = 2 \cdot T \cdot \cos \beta, \quad (2.34)$$

де β – кут між шатуном і розпірною плитою, приймають $(80 \pm 3)^\circ$.

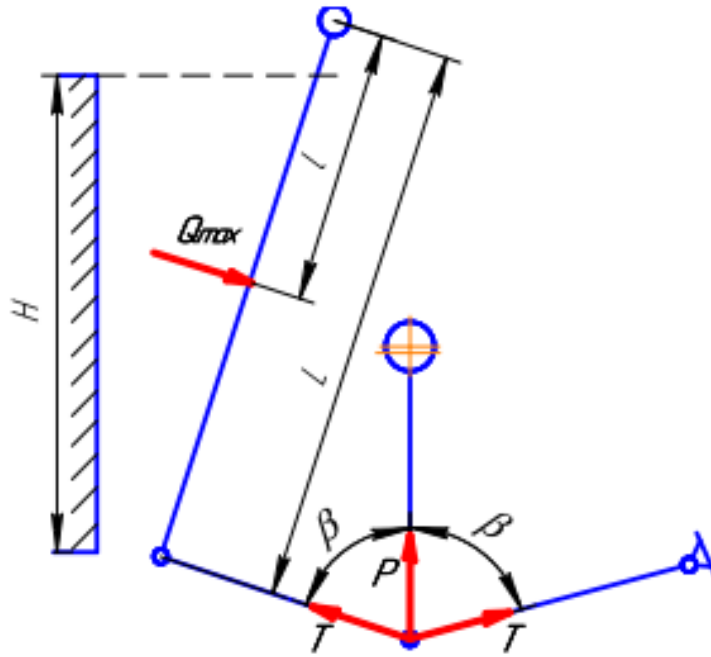


Рисунок 2.6 – Схема для визначення зусиль у вузлах дробарки із простим рухом щоки

У дробарках зі складним рухом щоки (рис. 2.7) найбільше зусилля роздавлювання можна визначити по формулах:

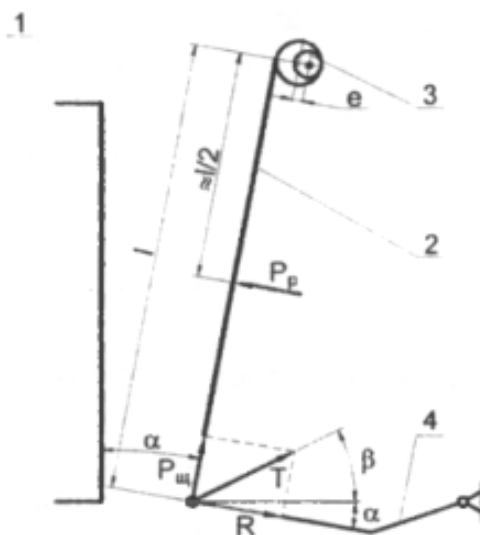
$$P_p = \frac{(2 \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot \eta)}{0,5 \cdot n \cdot S_H}, \quad (2.35)$$

$$P_p = \frac{(4,1 \cdot 10^{-3} \cdot N \cdot \eta)}{n \cdot (S_H + 2 \cdot e) \cdot \cos \alpha}, \quad (2.36)$$

Найбільше зусилля, що діє по розпірній плиті в ЩДС розраховують з виразу:

$$T_{\max} = \frac{P_p}{2 \cdot \cos(\alpha + \beta)}, \quad (2.37)$$

де β – кут між розпірною плитою та горизонтальною площиною, $\beta = 25^\circ$;



1 - щока нерухлива; 2 - щока рухлива; 3 - вал ексцентриковий;
4 - розпiрна плита

Рисунок 2.7 - Схема до визначення зусиль, що виникають у частинах щокових дробарках зi складним рухом щоки (ЩДС)

Зусилля, що дiє уздовж рухливої щоки на ексцентриковий вал, визначають по формулі та використовується для розрахункiв ексцентрикового вала на розтягування.

$$P_{щ\max} = T_{\max} \cdot \sin(\alpha + \beta), \quad (2.38)$$

2.4.2 Розрахунок ексцентрикового вала

Ексцентриковий вал розраховують на складний опiр вiд вигину й крутiння. Можна прийняти, що на вал дiє рiвномiрно розподiлене навантаження, а тому зусилля, що дiють на пiдшипники, будуть однаковi.

Для дробарок iз простим хитанням щоки вигин вiдбувається пiд дiєю сили P , а зi складним хитанням щоки – сили $P_{щ}$.

За цими даними варто побудувати епюри згинаючих і крутних моментів і потім визначити напруги вигину в небезпечному перерізі:

$$\sigma_B = \frac{M_B}{0,1 \cdot d^3}, \quad (2.39)$$

$$\tau_{KP} = \frac{M_{KP}}{0,2 \cdot d^3}, \quad (2.40)$$

де M_B – значення моменту вигину в небезпечному перетині;

M_{KP} – значення крутного моменту на валу в небезпечному перетині;

d – діаметр вала в небезпечному перетині.

Оскільки напружений стан двовісний, то для перевірки міцності застосовують одну з гіпотез міцності.

Умова міцності згідно з четвертої гіпотези міцності:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_B^2 + 3 \cdot \tau_{KP}^2} \leq [\sigma], \quad (2.41)$$

де σ_B – напруження вигину вала;

τ_{KP} – напруження кручення вала;

$[\sigma]$ – максимально допустиме напруження матеріалу вала (відповідно до

межі плинності), $[\sigma] = \frac{\sigma_{доп}}{n} = \frac{\sigma_T}{n}$,

де $n=5$ – коефіцієнт запасу міцності.

2.4.3 Визначення параметрів маховика

Метою справжнього розрахунку є визначення геометричних параметрів і маси маховика. Основною характеристикою маховика є його маховий момент ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$), який визначається за формулою [12]:

$$m \cdot D^2 = \frac{A_m}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta}, \quad (2.42)$$

де m – маса маховика, кг;

D – діаметр маховика, м;

n – частота обертання вала, s^{-1} ;

δ – ступінь нерівномірності роботи маховика дробарки,

$\delta = 0,015 \dots 0,035$;

A_m – робота, виконувана за рахунок накопичення енергії, визначається виходячи з умови, що половина всієї роботи дроблення здійснюється за рахунок енергії маховика

$$A_m = \frac{A}{2}, \quad (2.43)$$

Після визначення махового моменту маховика визначають його конструктивні параметри – масу m і діаметр D .

Діаметр маховика [м] визначається з тою умовою, що окружна швидкість на його ободі за умов міцності не повинна перевищувати 20 м/с:

$$\begin{aligned} \pi \cdot D \cdot n &\leq 20 \text{ м/с}; \\ D &\leq \frac{20}{\pi \cdot n} \end{aligned} \quad (2.44)$$

Масу маховика [кг] визначимо з вираження:

$$m = \frac{A_m}{\pi^2 \cdot n^2 \cdot \delta \cdot D^2}, \quad (2.45)$$

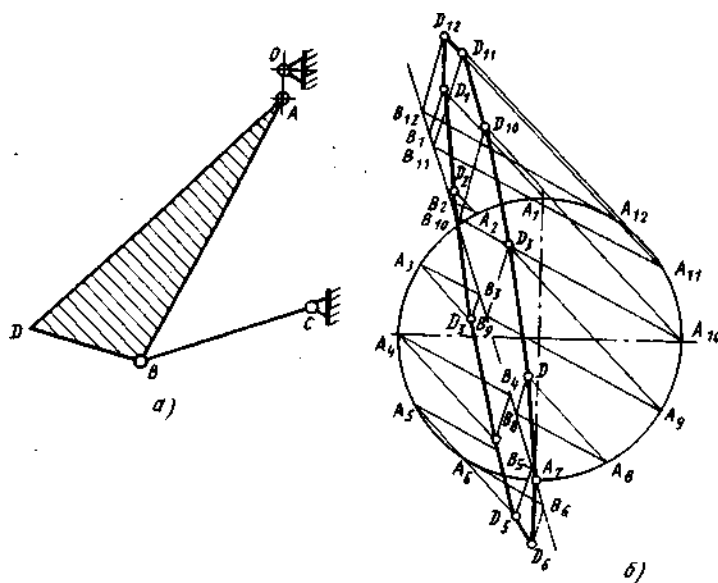
Зазвичай на дробарках встановлюється два маховики на кінцях ексцентрикового вала, один із яких є приводним шківом, але можливе компонування вала одним маховиком. З урахуванням цього зауваження остаточно визначається маса маховика.

2.5 Аналітичні розрахунки параметрів щоквої дробарки

При конструюванні щоквих дробарок, розрахованих по наведених рекомендаціях, значення параметрів (ходу стискання, частоти обертання вала, кута захоплення) необхідно зіставляти з даними аналізу фактичної траєкторії руху рухливої щоки.

У спеціальній технічній літературі містяться деякі рекомендації з даного питання (И. Л. Водопьянов. Определение критического числа оборотов вала щекowych дробилок //Оборудование для промышленности строительных материалов. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1968. Вып. 2). Зупинимося на методах аналізу кінематики дробарок зі складним рухом рухливої щоки.

Графічний аналіз кінематики виконується шляхом побудови траєкторії руху якої-небудь точки рухливої щоки в збільшеному розмірі відомим методом шаблонів, де дуги більших розмірів заміняють прямими лініями. Для цього будують у масштабі кінематичну схему дробарки (рис.2.8, а) і у великому масштабі окружність радіусом, який дорівнює ексцентриситету вала, котру ділять на довільне число частин, у цьому випадку 12 (рис.2.8, б).



а - кінематична схема дробарки; б - траєкторія руху точки рухливої щоки

Рисунок 2.8 – Графічна побудова траєкторії руху точки рухливої щоки

Рух точки В, загальної для рухливої щоки й розпірної плити, відбувається по дузі окружності радіусом ВС. Цю дугу замінюють прямою лінією, яку проводять перпендикулярно до розпірної плити ВС і яка січе окружність у довільному місці. Оскільки точка В жорстко пов'язана із точкою А, що рухається по окружності, то з положень точки А на окружності проводять прямі, перпендикулярні відрізьку АВ до перетинання з лінією руху точки В.

У такий спосіб отримують положення точки В на прямій її руху. Для побудови траєкторії руху точки D, що належить робочій поверхні рухливої плити, що дробить, будують трикутники $A_i B_i D_i$, подібні до трикутника ABD кінематичної схеми дробарки, і з'єднують отримані точки D.

Побудувавши траєкторію руху точки рухливої плити, що дробить, аналізують рухи шматків матеріалу в камері дроблення під дією гравітаційних сил і оцінюють характер їхньої взаємодії з поверхнею плити, що дробить.

Для цього розглянемо рух матеріалу через деякий перетин камери дроблення MC_6 (рис.2.9, а), перпендикулярний бісектрисі кута захоплення. Через точки E траєкторії рухливої плити, що дробить, проводять лінії, що відповідають положенню плити в певні моменти повороту ексцентрикового вала. Перетинання цих ліній с лінією MC_6 дають відстані $M_i C_i$ між рухливою й нерухливою плитами в цьому перетині в певні моменти часу. Графік зміни цієї відстані за один оберт вала наведений на рисунку 2.9, б.

По вертикалі відкладений час одного оберту вала, по горизонталі відстані $M_i C_i$. Крива 1 переміщення рухливої плити, що дробить, з'єднує точки C_i . Через розглянутий перетин при відході плити можуть проходити частки матеріалу розміром від d' до D' , що рухаються під дією сил гравітації. Шлях, який проходять частки за час одного оберту вала дробарки ($KK_1, KK_2, \dots, KK_{12}$), визначають за формулою:

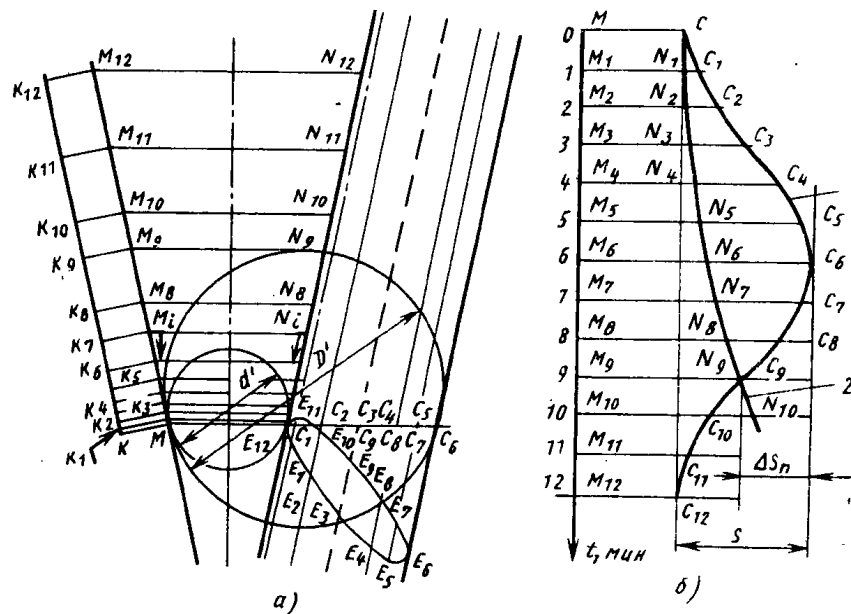
$$KK_i = l_i + \frac{gt_i^2}{2}, \quad (2.46)$$

де t_i – час руху частки;

l_i – вертикальна складова шляху переміщення часток під дією початкової швидкості їхнього руху.

За даними І. Л. Водоп'янова для дробарок зі складним рухом щоби ця швидкість дорівнює половині швидкості точки E в момент звільнення матеріалу (від D_{11} до D_{12}); для дробарок із простим рухом щоби $l_i = 0$.

На відстані KK_1 від перетину MC_6 до верхньої частини камери дроблення розташовуються частки зростаючих розмірів M_iN_i . Відкладаючи ці розміри у відповідні моменти часу руху вниз і з'єднуючи точки N_i , одержимо криву 2 зміни крупності часток, що проходять через досліджуваний перетин у часі. Перетинання кривих 1 і 2 є моментом зустрічі частки матеріалу з рухливою плитою.



а - рух матеріалу через перетин камери дроблення;

б - графік зміни відстані між рухливою й нерухливою плитами за один оберт вала

Рисунок 2.9 – Графік визначення моменту зустрічі шматка матеріалу з рухливою щобою (побудований І. Л. Водоп'яновим)

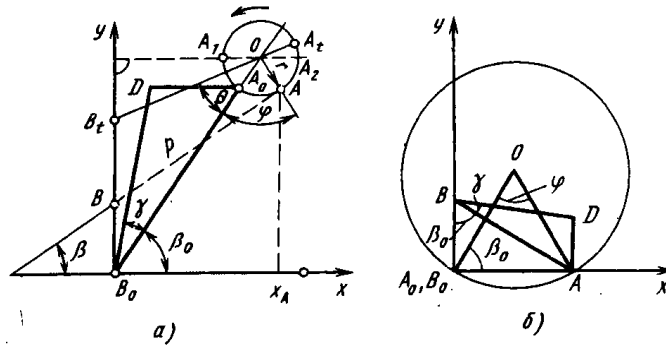


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема руху рухливої щоки

Таким чином, частка матеріалу розміром M_9N_9 входить у контакт із плитою в кінці C_9 , і, отже, частина ходу стискання, яка дорівнює ΔS_H не бере участь у дробленні.

При правильно підібраній частоті обертання вала частки входять у контакт із плитою в точках, розташованих ближче до крайньої точки C_6 , тобто хід стискання використовується більш повно й ефективність дроблення зростає.

Розгляд особливостей траєкторії руху робочого органу може бути виконаний аналітично, для чого, користуючись розрахунковими схемами (рисунок 2.10), складають рівняння руху точок рухливої плити, що дробить, [6].

На схемі точка B – шарнір, що з'єднує розпірну плиту з рухливою щокою; O – вісь ексцентрикового вала; $OA = r$ – ексцентриситет вала; AB – відстань від шарніра A до шарніра $B = p$; A – шарнір, що з'єднує ексцентриковий вал з рухливою щокою; D – довільна точка на поверхні рухливої плити, що дробить.

При побудові схеми й складанні рівнянь використовують звичайні в таких випадках спрощення: рух точок рухливої щоки й плити, що дробить, щодо шарнірних з'єднань A і B і траєкторія руху шарніра B вважаються прямолінійними.

Переміщення точки А щодо точки В при повороті ексцентрикового вала на кут φ

$$S_{AB} = r \left(\frac{1 - \cos \varphi}{\operatorname{tg} \beta_0} + \sin \varphi \right), \quad (2.48)$$

а довільної точки D на плиті, що дробить, щодо точки В:

$$S_{DB} = S_{AB} \frac{BD}{AB}, \quad (2.48)$$

Абсолютне переміщення точки В

$$S_B = r \left(\frac{1 - \cos \varphi}{\sin \beta_0} \right), \quad (2.49)$$

Тоді рівняння руху точки D у проєкціях на осі x і y будуть

$$S_{Dx} = S_{DB} \sin(\beta_0 + \varphi); \quad S_{Dy} = S_B - S_{DB} \cos(\beta_0 + \varphi)$$

або

$$x_D = r \frac{BD}{BA} \left(\frac{1 - \cos \varphi}{\operatorname{tg} \beta_0} + \sin \varphi \right) \sin(\beta_0 + \varphi), \quad (2.50)$$

$$y_D = r \frac{1 - \cos \varphi}{\sin \beta_0} - r \frac{BD}{BA} \left(\frac{1 - \cos \varphi}{\operatorname{tg} \beta_0} + \sin \varphi \right) \cos(\beta_0 + \varphi), \quad (2.51)$$

де φ – кут, що визначає положення точки D;

r – радіус ексцентрикового вала;

β_0 – кут нахилу розпірної плити до горизонту.

2.6 Характеристика фізичної моделі дослідної шокової дробарки

Фізична модель дослідної шокової дробарки призначена для проведення лабораторних і дослідницьких робіт: визначення оптимальних геометричних параметрів дробарок, визначення навантажень, що виникають в вузлах та деталях дробарки, визначені продуктивності, моделювання реальних умов роботи устаткування.

Фотографія моделі дослідної шокової дробарки подано на рисунках 2.11 та 2.12.

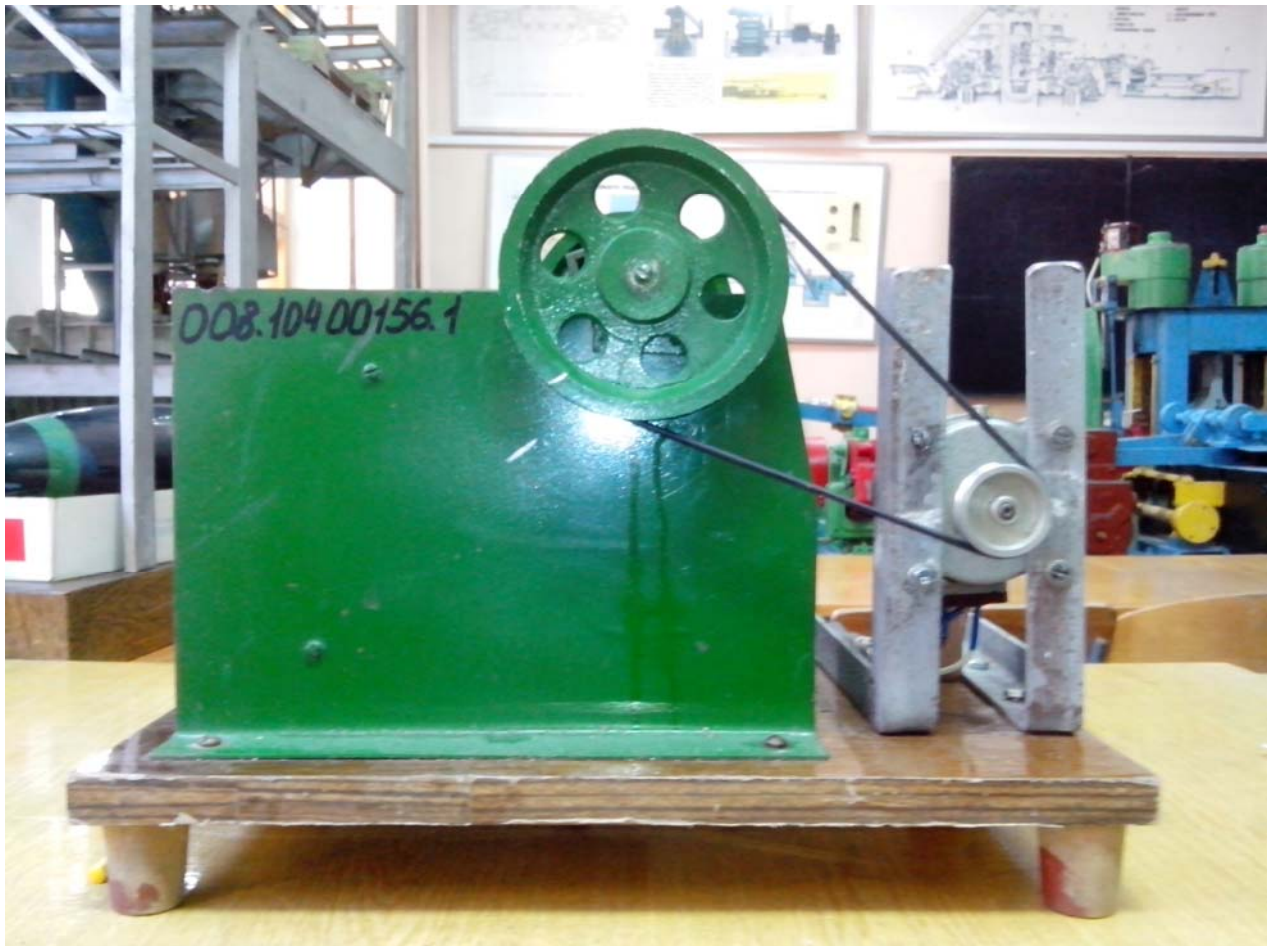


Рисунок 2.11 - Фотографія фізичної моделі дослідної шокової дробарки (вигляд попереду)

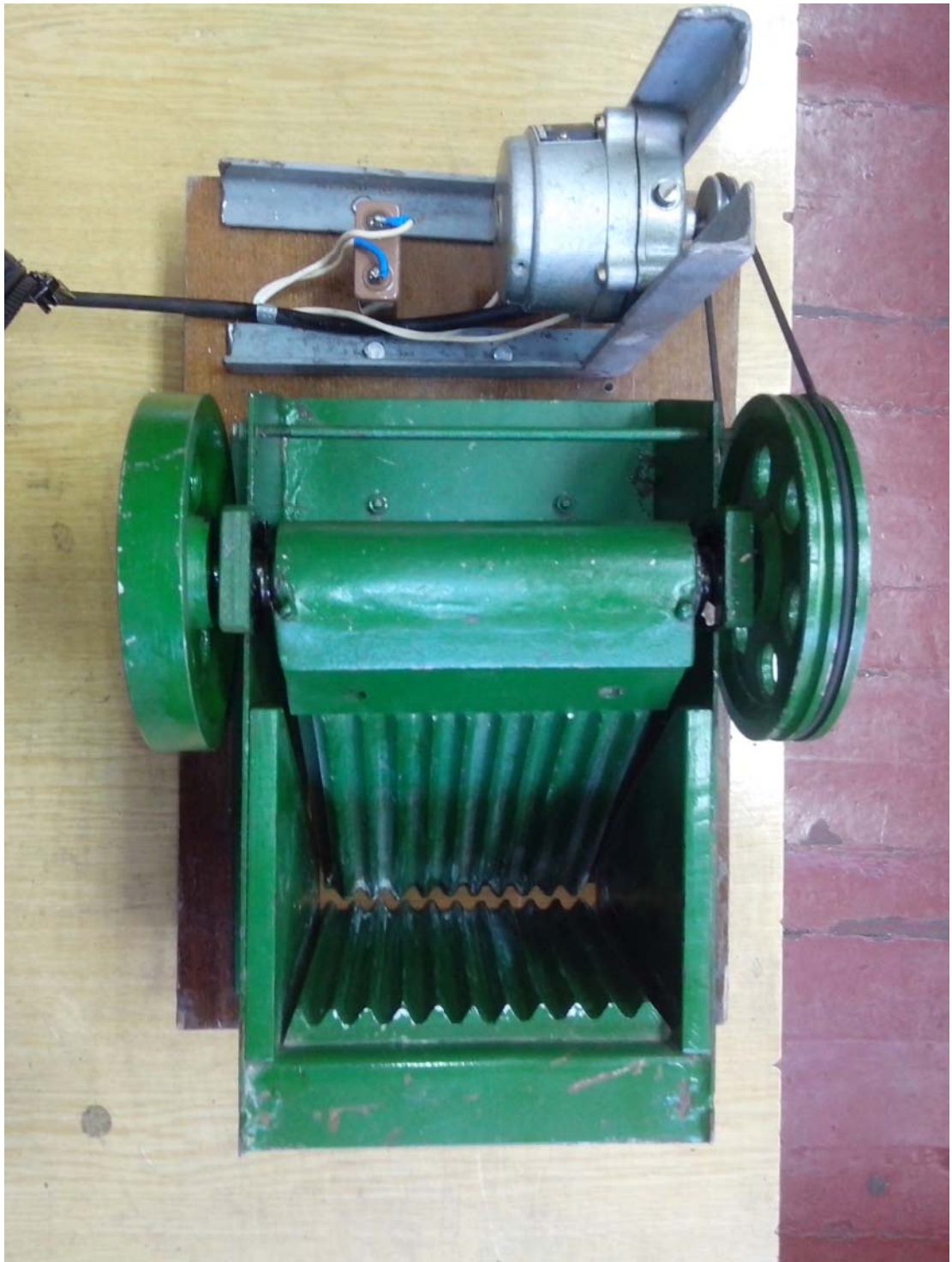


Рисунок 2.12 - Фотографія фізичної моделі дослідної шокової дробарки
(вигляд зверху)

Технічна характеристика дробарки

Габаритні розміри (з приводом):

- довжина, мм	620
- ширина, мм	240
- висота, мм	370
Продуктивність, м ³ /год.	0,025-0,035
Електродвигун, типу	АО-012-6
Потужність приводу	0,8 кВт
Частота обертання вала двигуна, хв ⁻¹	965
Передатне відношення пасової передачі	4
Вага дробарки, кг	7,95
Ширина вихідного отвору, мм	15
Ширина вхідного отвору, мм	120
Ексцентриситет вала, мм	6.

2.7 Дослідження впливу на моделі зміни параметрів вузла подрібнення на геометричні розміри та продуктивність дробарки

Відповідно до теоретичних положень, що наведено в п.2.5, було проведено дослідження впливу параметрів дробарки на траєкторію руху рухомої щоки (переміщення точки на рухомій щоці), для чого скористалися технічною характеристикою моделі дробарки та даними отриманими при прямих (безпосередніх) вимірах параметрів моделі.

Для визначення геометричних параметрів дробарки було проведено ряд однотипних вимірів, за результатами яких були отримали середні «узагальнені» значення.

Результати вимірів представлено в таблиці 2.1.

Визначення величини ексцентриситету вала було виконано за допомогою лабораторного приладдя (штатива та індикатору часового типу).



Рисунок 2.13 – Визначення ексцентриситету вала дробарки

Після чого були побудовані схеми, що необхідні для визначення траєкторії переміщення щоки.

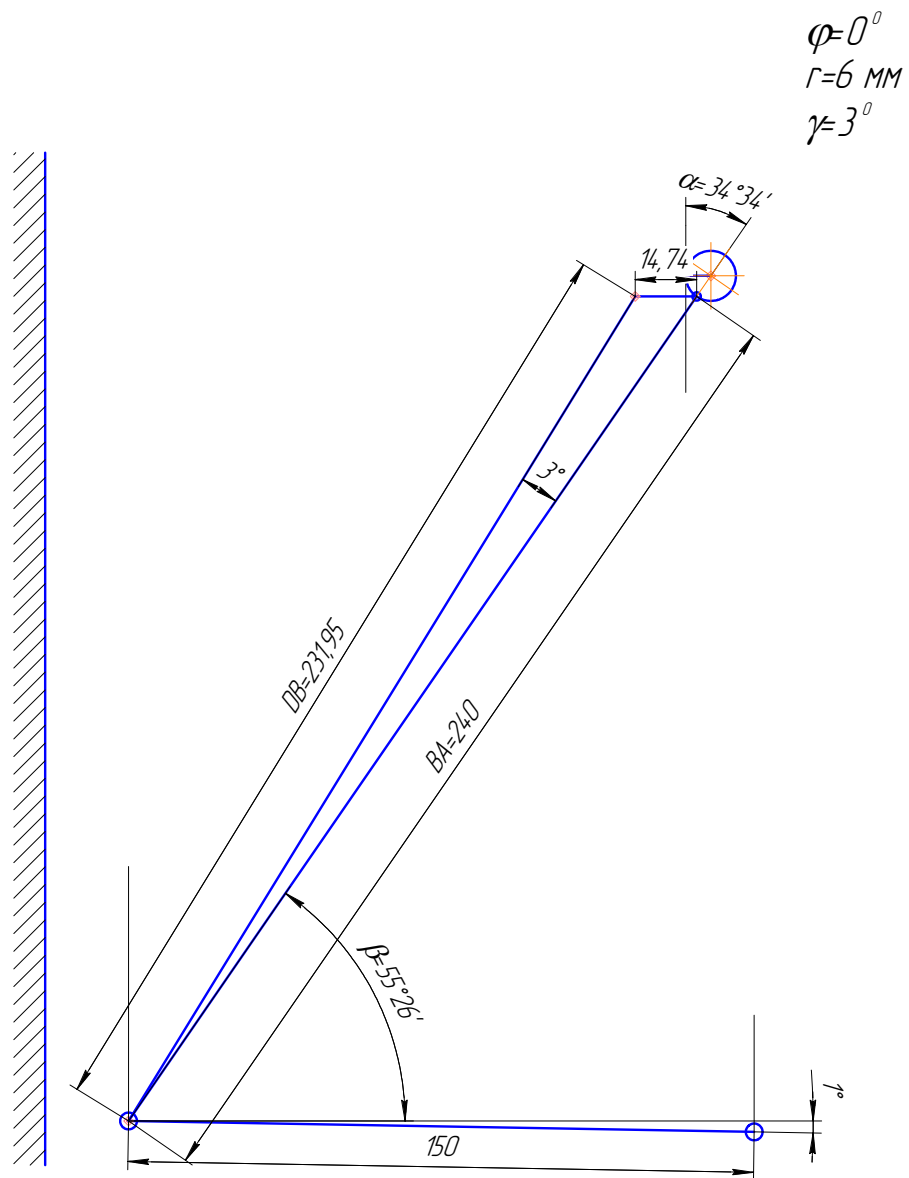


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi=0^\circ$)

Таблиця 2.1 - Результати вимірів параметрів моделі щоквої дробарки

φ , град	α_0 , град			$\beta_{\text{оср}}$, град	γ , град	r , мм	DB , мм	BA , мм
0	34,7	34,6	34,4	55,43	3	6	231,95	240
90	35,8	35,7	35,7	54,27	3	6	231,6	240
180	36,2	36,1	36	53,90	3	6	231,48	240
270	35,4	35,2	35,8	54,53	3	6	232,28	240
360	34,9	34,5	34,3	55,43	3	6	231,95	240

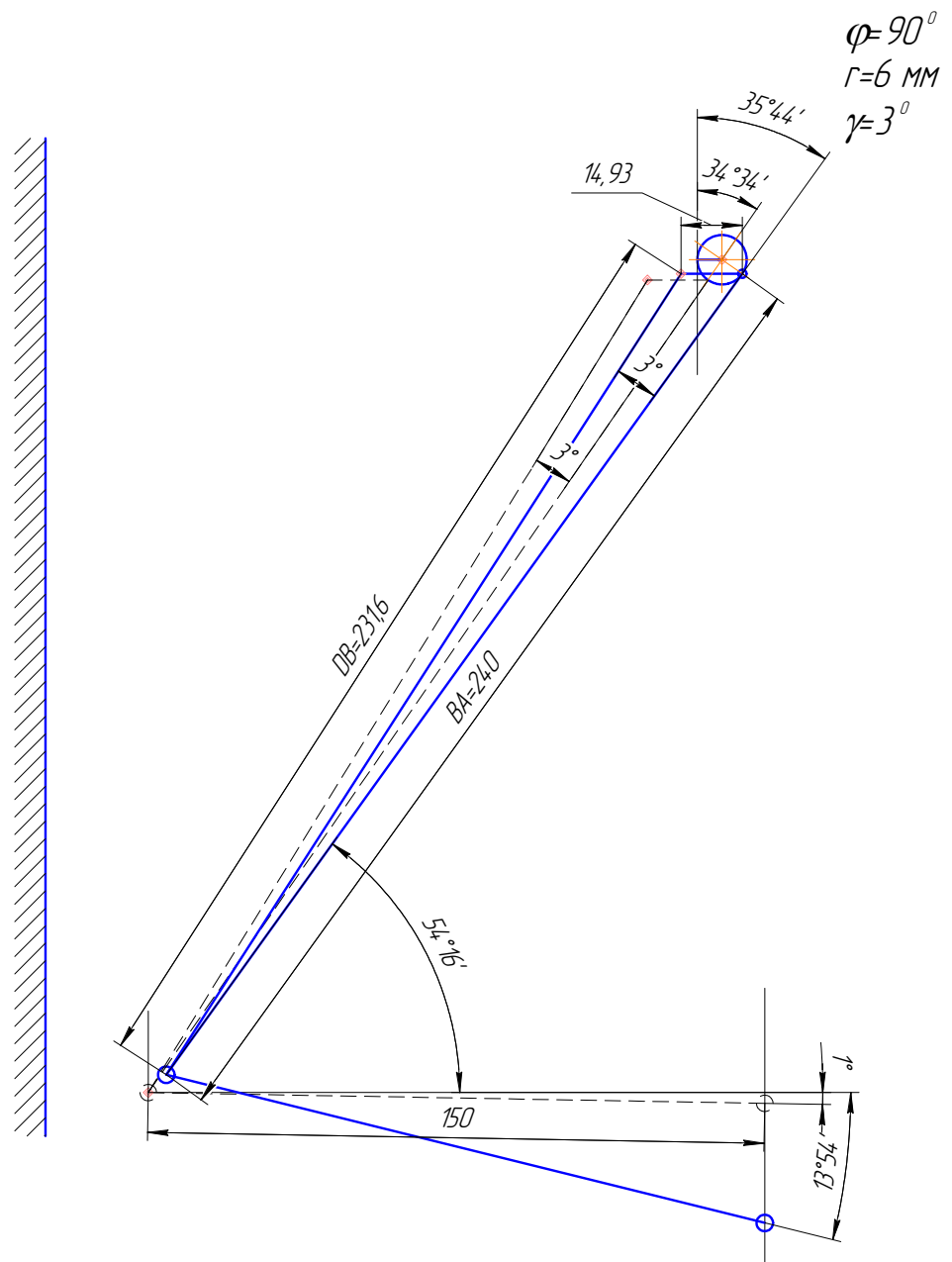


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi=90^\circ$)

$$\varphi = 180^{\circ}$$
$$\Gamma = 6 \text{ мм}$$
$$\gamma = 3^{\circ}$$

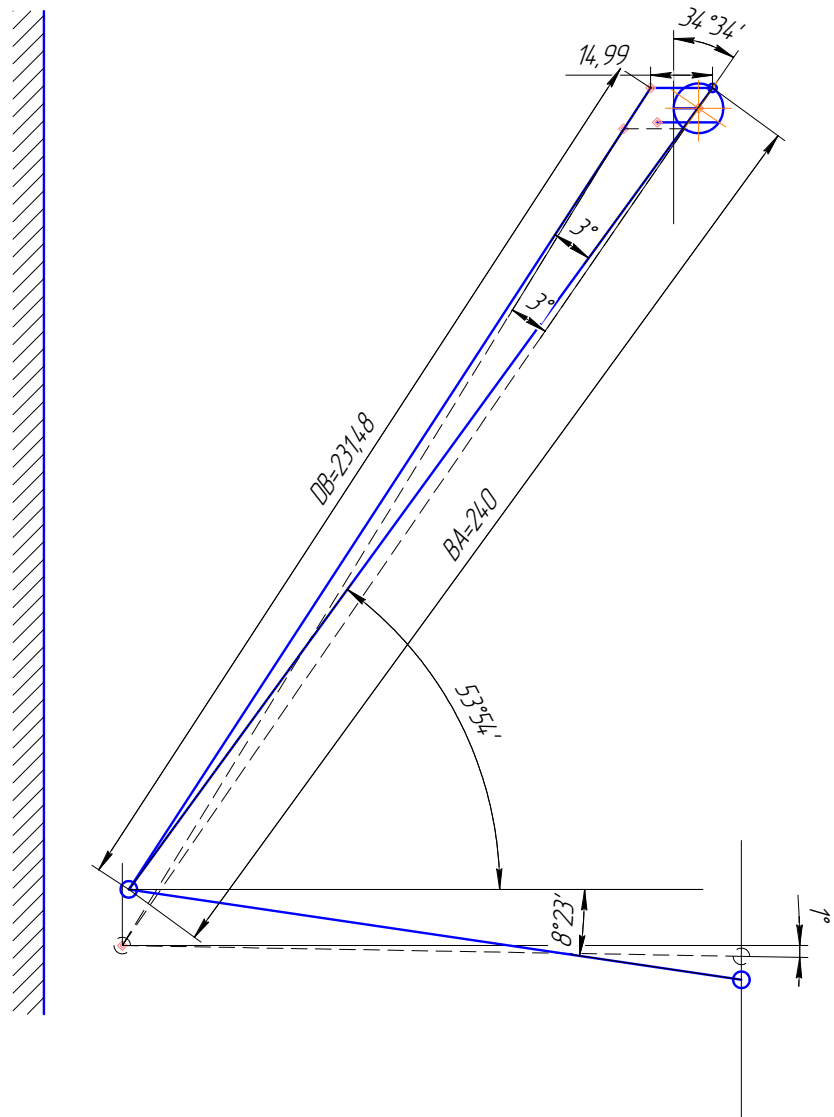


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi = 180^{\circ}$)

$$\varphi = 270^{\circ}$$

$$r = 6 \text{ мм}$$

$$\gamma = 3^{\circ}$$

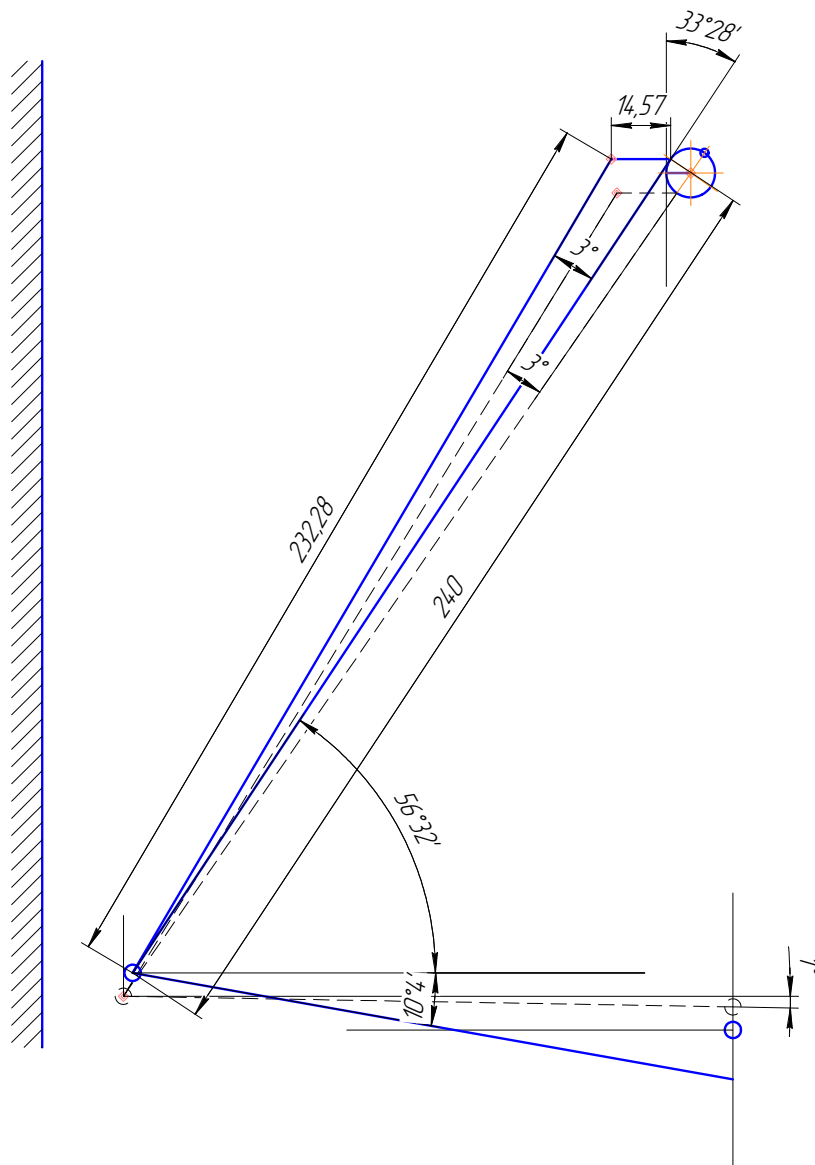


Рисунок 2.17 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки ($\varphi=270^{\circ}$)

Для визначення траєкторії переміщення щоби скористаємося виразами (2.50) та (2.51) для значень кута положення вала 0° , 90° , 180° , 270° , 360° .

Розрахунок №1

$$\varphi = 0^{\circ}, 360^{\circ}, r = 6 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

$$x_D = 6 \cdot \frac{232}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 0}{\text{tg} 55,43^{\circ}} + \sin 0 \right) \cdot \sin(55,43^{\circ} + 3^{\circ}) = 0 \text{ мм};$$

$$y_D = 6 \cdot \frac{1 - \cos 0^{\circ}}{\sin 55,43^{\circ}} - 6 \cdot \frac{232}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 0}{\text{tg} 55,43} + \sin 0^{\circ} \right) \cdot \cos(55,43 + 3^{\circ}) = 0 \text{ мм};$$

$$\varphi = 90^{\circ}, r = 6 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

$$x_D = 6 \cdot \frac{231,6}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 90^{\circ}}{\text{tg} 54,27^{\circ}} + \sin 90^{\circ} \right) \cdot \sin(54,27^{\circ} + 3^{\circ}) = 8,375 \text{ мм};$$

$$y_D = 6 \cdot \frac{1 - \cos 90^{\circ}}{\sin 54,27^{\circ}} - 6 \cdot \frac{231,6}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 90^{\circ}}{\text{tg} 54,27} + \sin 90^{\circ} \right) \cdot \cos(54,27 + 3^{\circ}) = 2,008 \text{ мм}.$$

$$\varphi = 180^{\circ}, r = 6 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

$$x_D = 6 \cdot \frac{231,5}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 180^{\circ}}{\text{tg} 53,9^{\circ}} + \sin 180^{\circ} \right) \cdot \sin(53,9^{\circ} + 3^{\circ}) = 7,070 \text{ мм};$$

$$y_D = 6 \cdot \frac{1 - \cos 180^{\circ}}{\sin 53,9^{\circ}} - 6 \cdot \frac{231,5}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 180^{\circ}}{\text{tg} 53,9} + \sin 180^{\circ} \right) \cdot \cos(53,9 + 3^{\circ}) = 10,243 \text{ мм}$$

$$\varphi = 270^{\circ}, r = 6 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

$$x_D = 6 \cdot \frac{232,3}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 270^{\circ}}{\text{tg} 54,53^{\circ}} + \sin 270^{\circ} \right) \cdot \sin(54,53^{\circ} + 3^{\circ}) = -1,409 \text{ мм};$$

$$y_D = 6 \cdot \frac{1 - \cos 1870^{\circ}}{\sin 54,53^{\circ}} - 6 \cdot \frac{232,3}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 270^{\circ}}{\text{tg} 54,53} + \sin 270^{\circ} \right) \cdot \cos(54,53 + 3^{\circ}) = 8,263 \text{ мм}$$

$$\varphi = 0^{\circ}, r = 6 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

$$x_D = 6 \cdot \frac{232}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 360}{\text{tg} 55,43^{\circ}} + \sin 360 \right) \cdot \sin(55,43^{\circ} + 3^{\circ}) = 0 \text{ мм};$$

$$y_D = 6 \cdot \frac{1 - \cos 360^{\circ}}{\sin 55,43^{\circ}} - 6 \cdot \frac{232}{240} \cdot \left(\frac{1 - \cos 360^{\circ}}{\text{tg} 55,43} + \sin 360^{\circ} \right) \cdot \cos(55,43 + 3^{\circ}) = 0 \text{ мм}$$

За результатами розрахунків будемо графік.

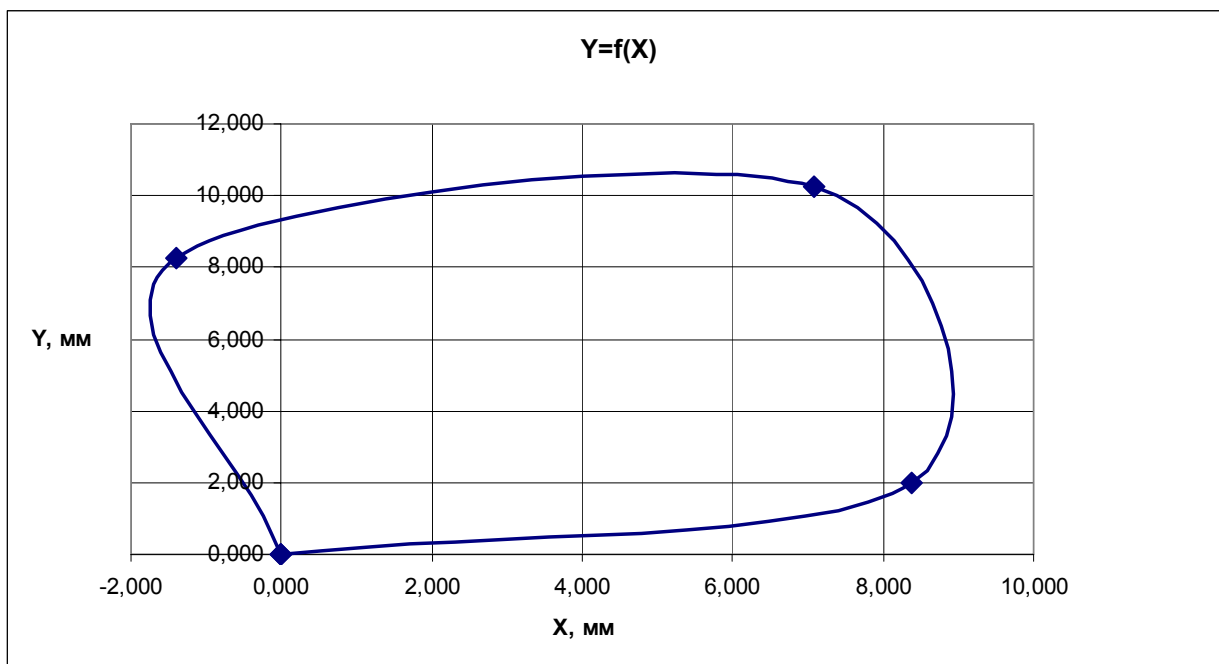


Рисунок 2.18 –Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6\text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$ (розрахунок №1)

Таблиця 2.2 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6\text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$

x	y	φ	$\beta_{\text{ср}}$	γ	BD	BA	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,43	3	232	240	6	34,57
8,375	2,008	90	54,27	3	231,6	240	6	35,73
7,070	10,243	180	53,90	3	231,5	240	6	36,10
-1,409	8,263	270	54,53	3	232,3	240	6	35,47
0,000	0,000	360	55,43	3	232	240	6	34,57

Проведемо дослідження впливу величини ексцентриситету вала величину переміщення щоки.

Для розрахунків приймемо наступні дані

- $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 10\text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$;

- $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 14\text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Розрахунок №2

$$\varphi = 0^{\circ}, 360^{\circ}, r = 10 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

Таблиця 2.3 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 10 \text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$

x	y	φ	$\beta_{\text{оср}}$	γ	BD	BA	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,43	3	231,95	240	10	34,57
13,958	3,347	90	54,27	3	231,6	240	10	35,73
11,784	17,071	180	53,90	3	231,48	240	10	36,10
-2,348	13,772	270	54,53	3	232,28	240	10	35,47
0,000	0,000	360	55,43	3	231,95	240	10	34,57

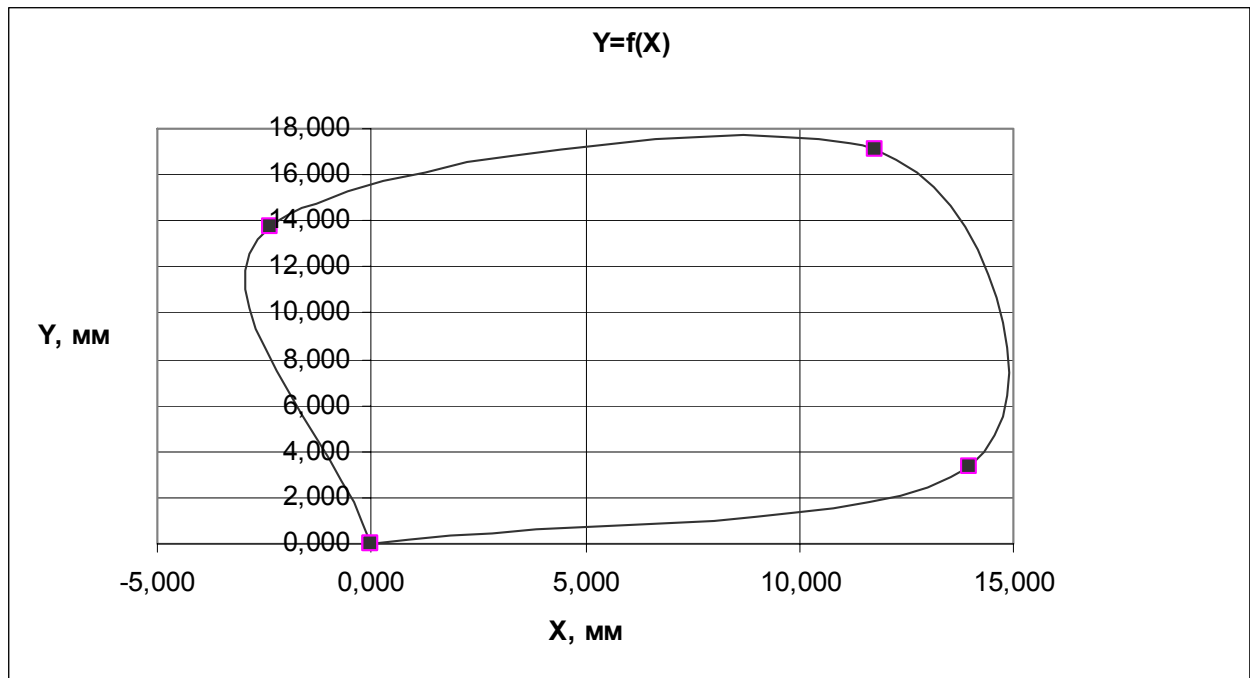


Рисунок 2.19 –Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 10 \text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$ (розрахунок №2)

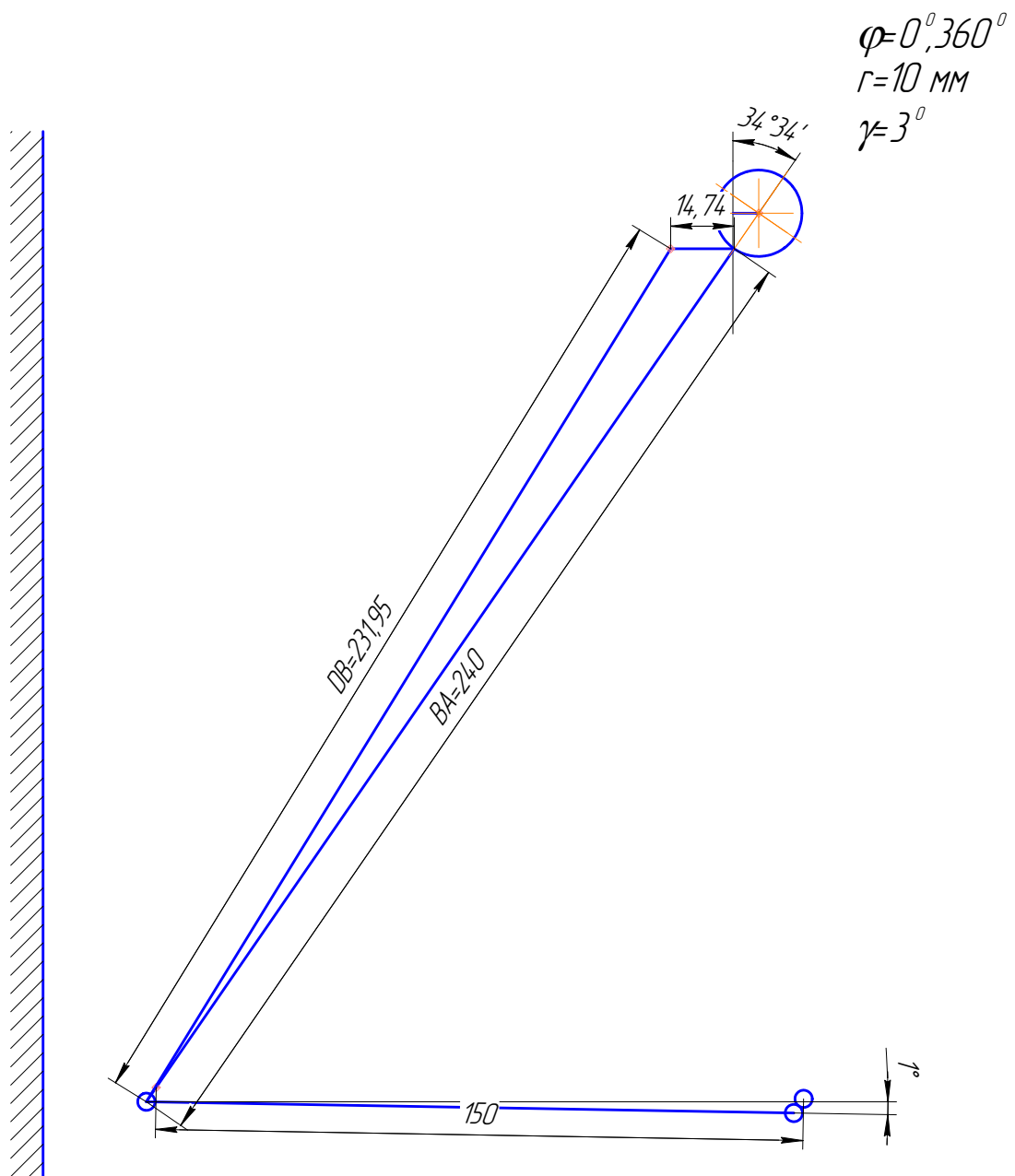


Рисунок 2.20 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки
 $(\varphi = 0^\circ, r = 10 \text{ мм})$

Приймаємо значення ВА і ДВ при $r = 10 \text{ мм}$, такі ж як і при $r = 6 \text{ мм}$, для інших кутів повороту.

Розрахунок №3

$$\varphi = 0^{\circ}, 360^{\circ}, r = 14 \text{ мм}, \gamma = 3^{\circ}$$

Таблиця 2.4 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 14 \text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$

x	y	φ	$\beta_{\text{оср}}$	γ	BD	BA	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,43	3	231,95	240	14	34,57
19,541	4,686	90	54,27	3	231,6	240	14	35,73
16,497	23,899	180	53,90	3	231,48	240	14	36,10
-3,288	19,281	270	54,53	3	232,28	240	14	35,47
0,000	0,000	360	55,43	3	231,95	240	14	34,57

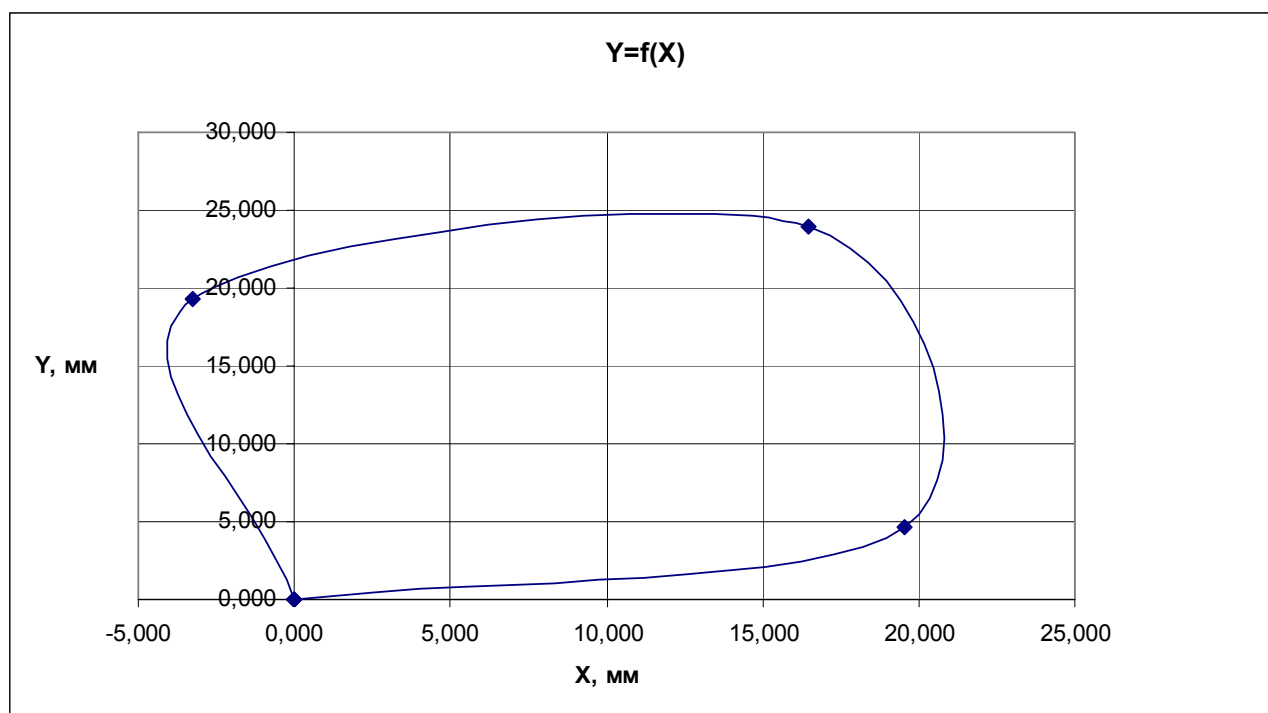


Рисунок 2.21 –Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 14 \text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$ (розрахунок №3)

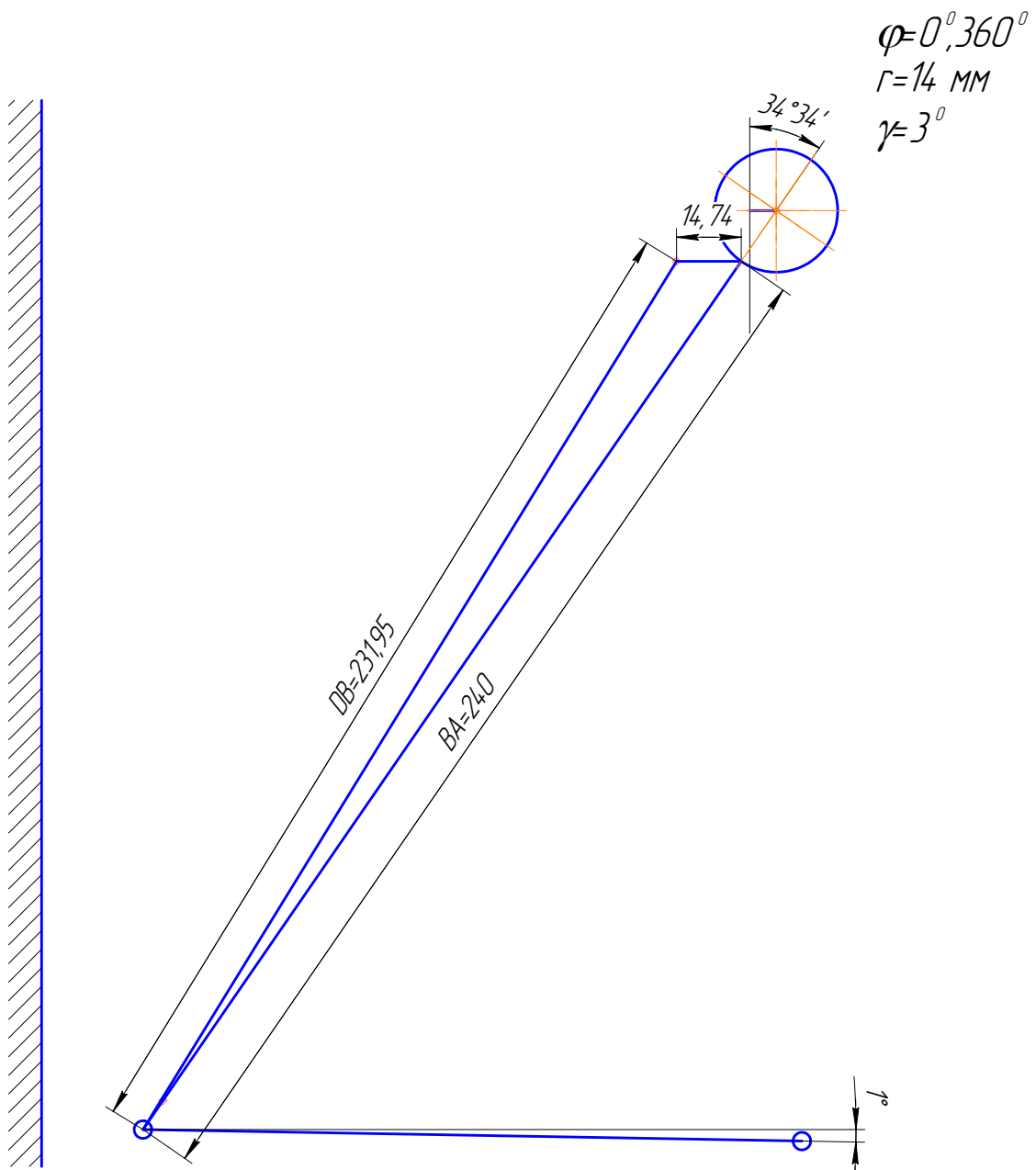
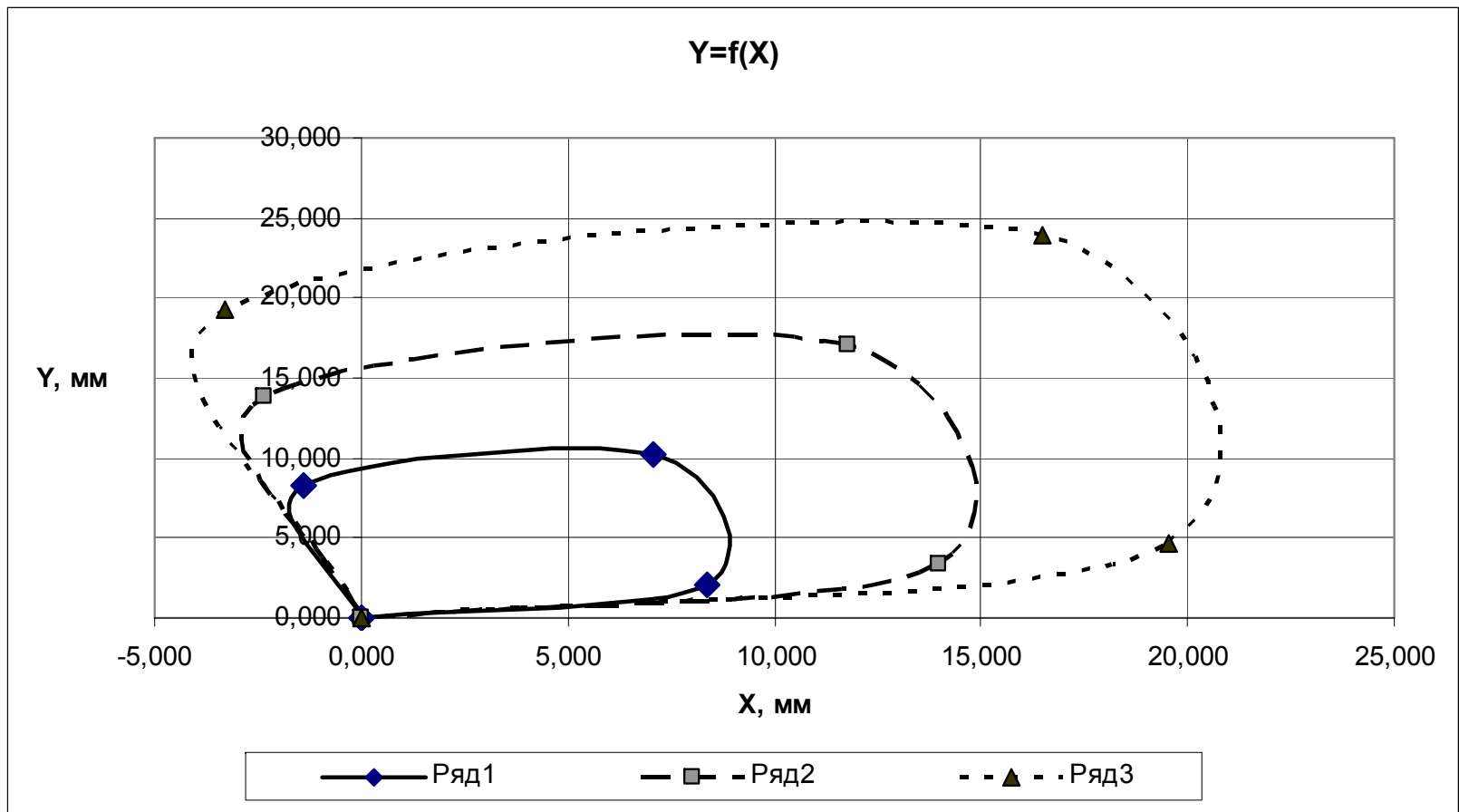


Рисунок 2.22 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки
($\varphi=0^0$, $r=14$ мм)

Приймаємо значення ВА і DB при $r=14$ мм, такі ж як і при $r=6$ мм, для інших кутів повороту.

За результатами отриманих значень будемо комплексний графік (розрахунок №1, №2 та №3).



ряд 1 - $r = 6$ мм; ряд 2 - $r = 10$ мм; ряд 3 - $r = 14$ мм

Рисунок 2.23 - Комплексний графік розрахунків №1, №2 та №3

Проведемо дослідження впливу зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки.

Для розрахунків приймемо наступні дані:

- $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 3^{\circ}$;
- $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 4^{\circ}$;
- $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 5^{\circ}$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Розрахунок №4

Таблиця 2.5 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 4^{\circ}$

x	y	φ	$\beta_{\text{оср}}$	γ	BD	BA	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,43	4	229,53	240	6	34,57
8,374	2,213	90	54,27	4	229,06	240	6	35,73
7,070	10,417	180	53,90	4	228,91	240	6	36,10
-1,410	8,230	270	54,53	4	229,96	240	6	35,47
0,000	0,000	360	55,43	4	229,53	240	6	34,57

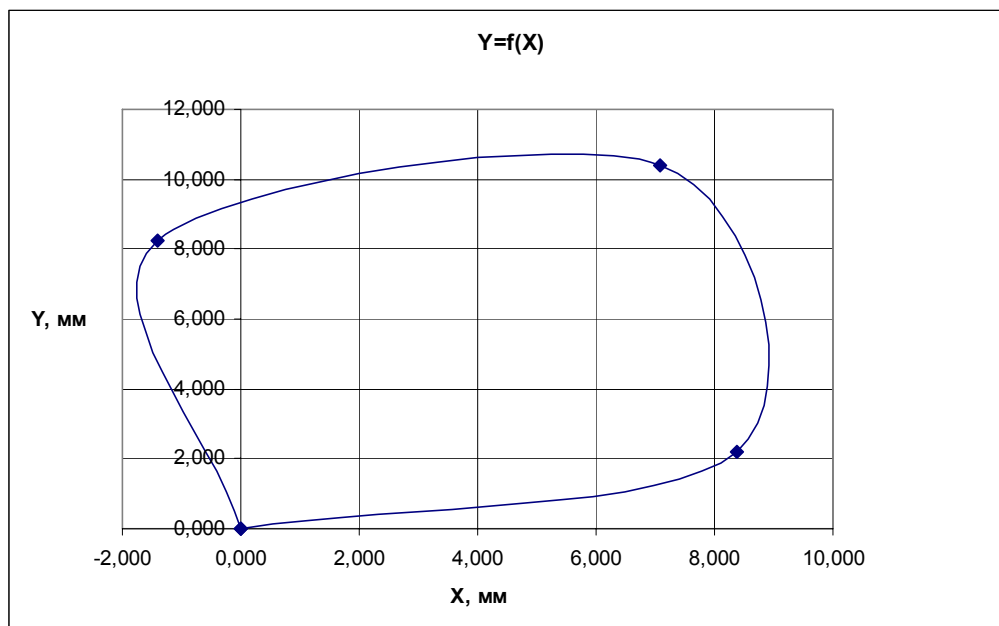


Рисунок 2.24 –Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^{\circ} \div 360^{\circ}$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 4^{\circ}$ (розрахунок №4)

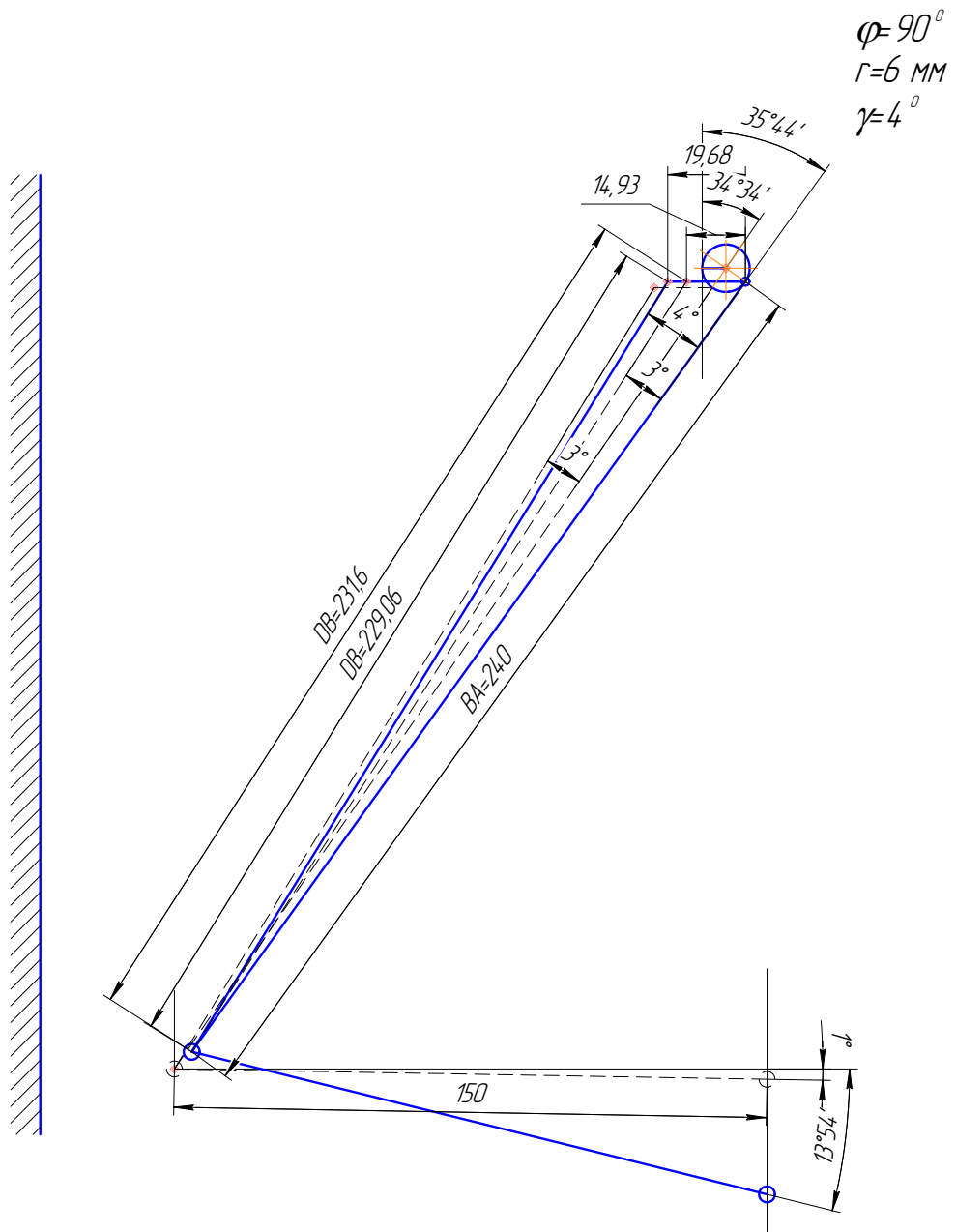


Рисунок 2.25 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки
 $(\varphi=90^\circ, r=6 \text{ мм}, \gamma=4^\circ)$

Розрахунок №5

Таблиця 2.6 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 5^\circ$

x	y	φ	$\beta_{\text{ОСР}}$	γ	BD	BA	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	55,43	5	227,22	240	6	34,57
8,375	2,412	90	54,27	5	226,65	240	6	35,73
7,070	10,587	180	53,90	5	226,47	240	6	36,10
-1,411	8,197	270	54,53	5	227,74	240	6	35,47
0,000	0,000	360	55,43	5	227,22	240	6	34,57

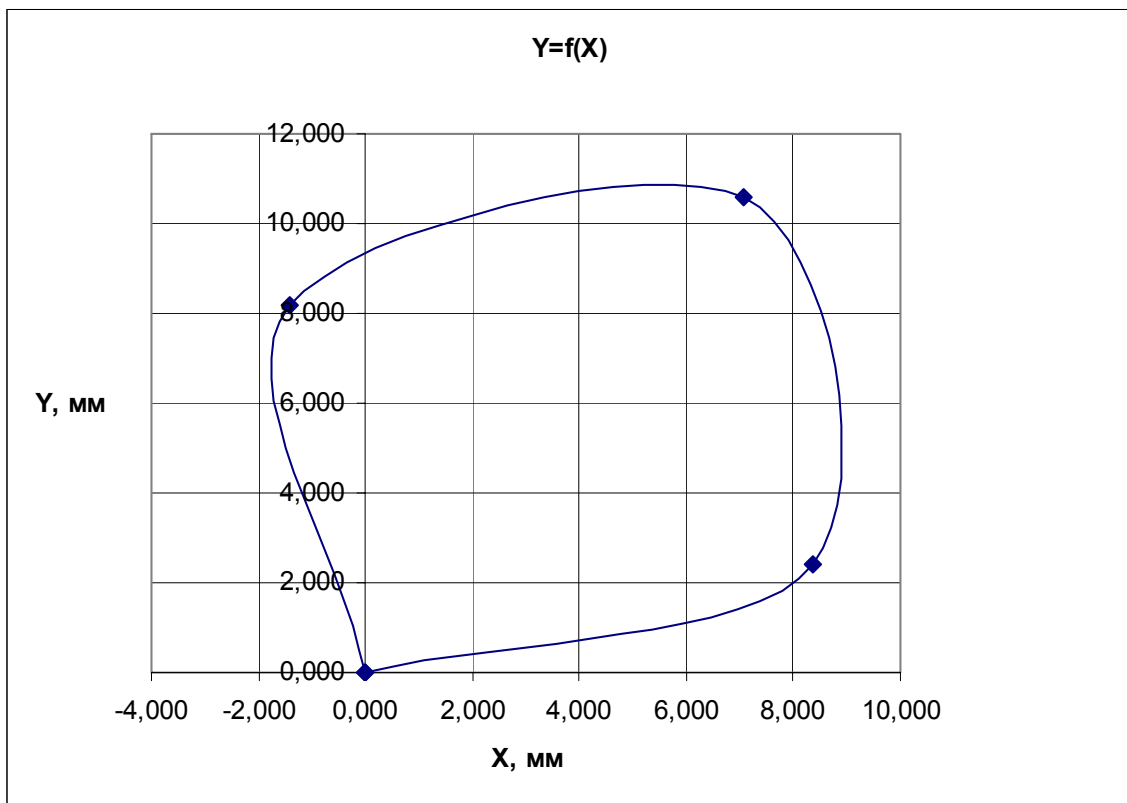


Рисунок 2.26 –Графік переміщення рухомих щоків при $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6 \text{ мм}$, $\gamma = 5^\circ$ (розрахунок №5)

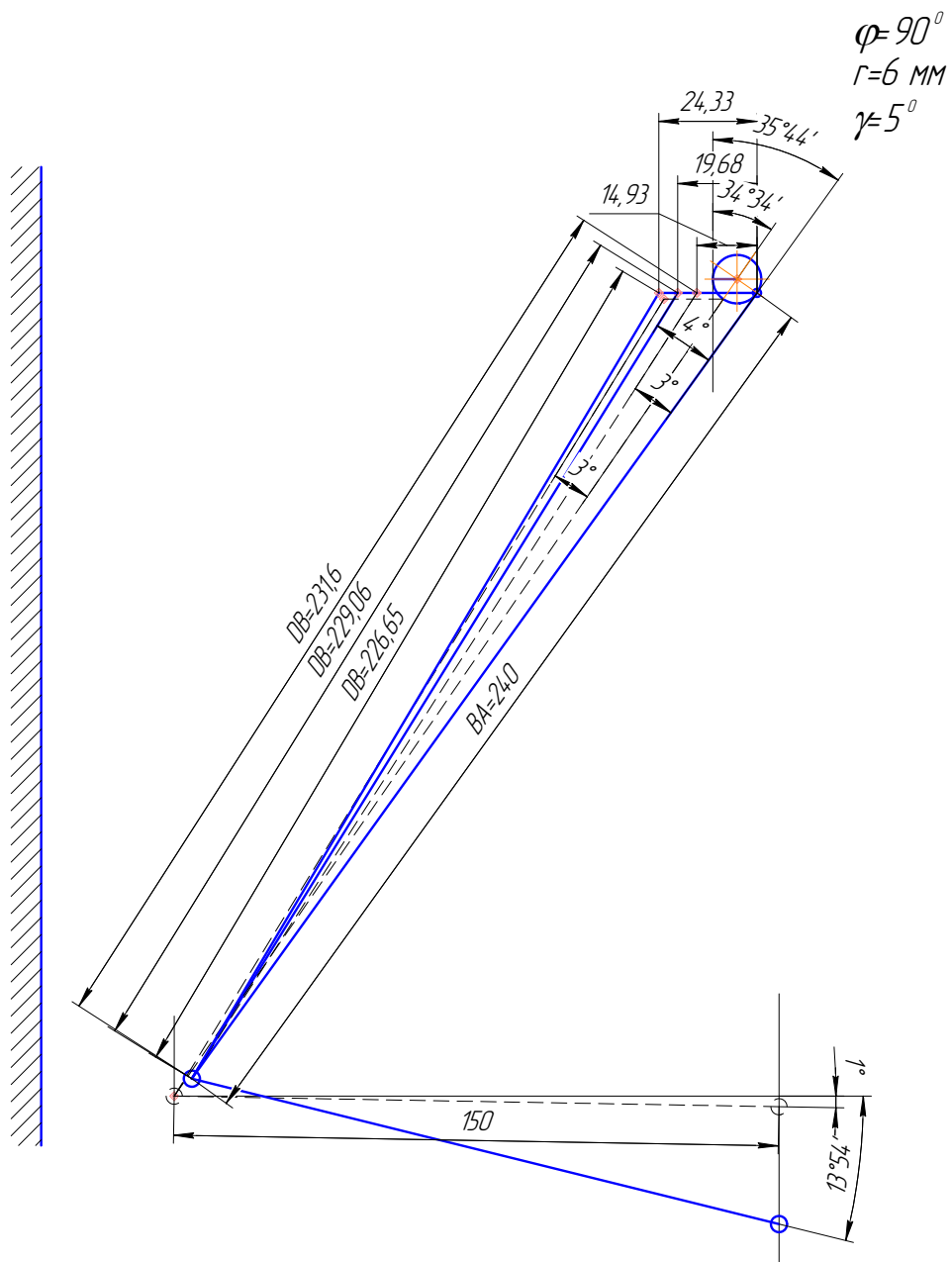


Рисунок 2.27 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки
 ($\varphi=90^\circ$, $r=6 \text{ мм}$, $\gamma=5^\circ$)

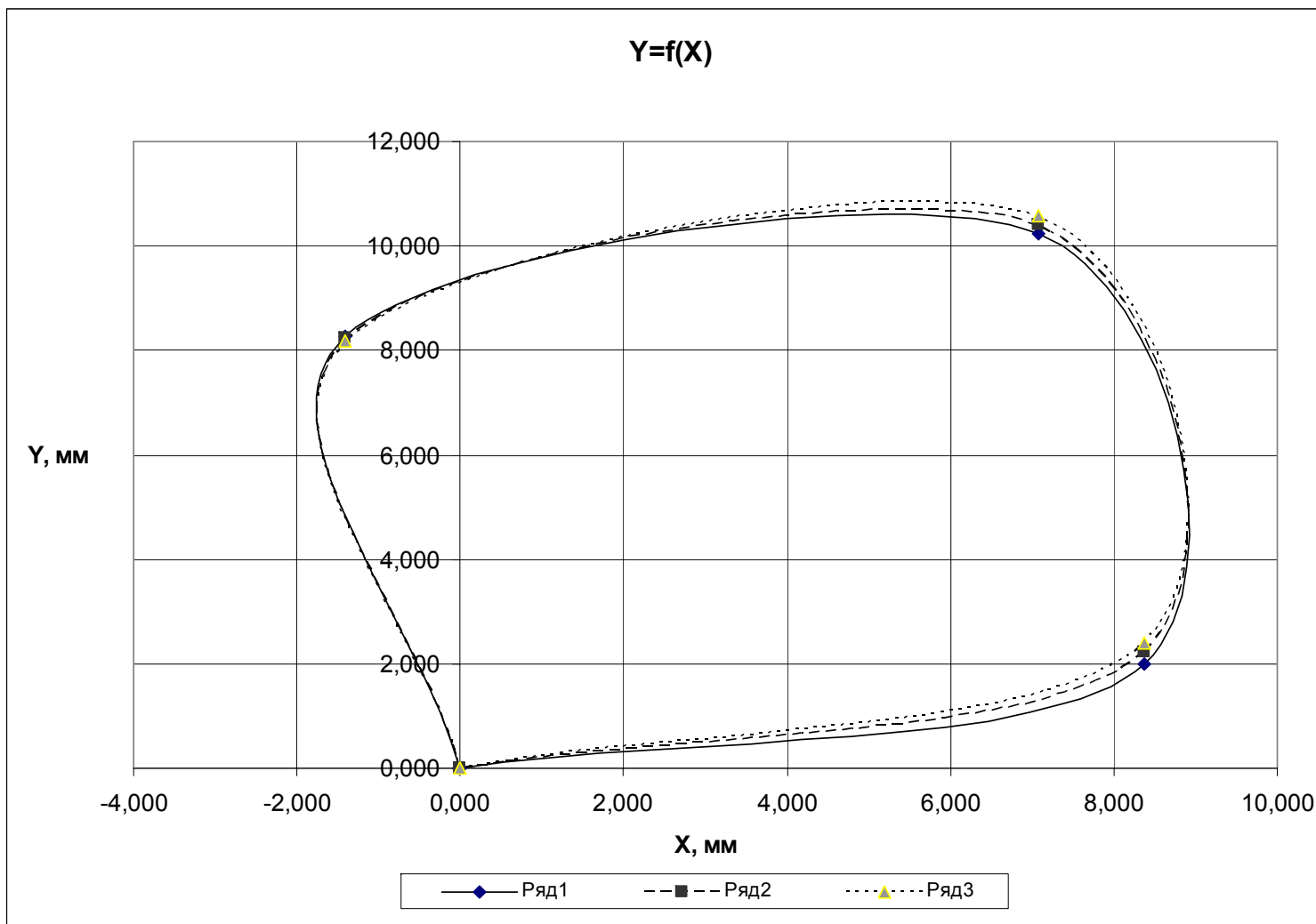


Рисунок 2.28 – Комплексний графік зміни кута нахилу плити, що дробить, на траєкторію переміщення щоки (за результатами розрахунків №1, №4 та №5)

Проведемо дослідження впливу зміни кута захоплення, на траєкторію переміщення щоки.

Для розрахунків прийmemo наступні дані:

- $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^\circ$; $\alpha = 35^\circ$ (розрахунок №1);

- $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^\circ$; $\alpha = 25^\circ$.

Отримані значення для зручності представимо в табличному вигляді.

Розрахунок №6

Таблиця 2.6 – Розрахункові значення при $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6$ мм, $\gamma = 5^\circ$

x	y	φ	$\beta_{\text{оср}}$	γ	ВД	ВА	r	α
мм	мм	град	град	град	мм	мм	мм	град
0,000	0,000	0	65,43	3	234,71	240	6	24,57
8,010	3,304	90	64,27	3	234,41	240	6	25,73
5,215	11,138	180	63,90	3	231,48	240	6	26,10
-2,835	7,818	270	64,53	3	234,31	240	6	25,47
0,000	0,000	360	65,43	3	234,98	240	6	24,57

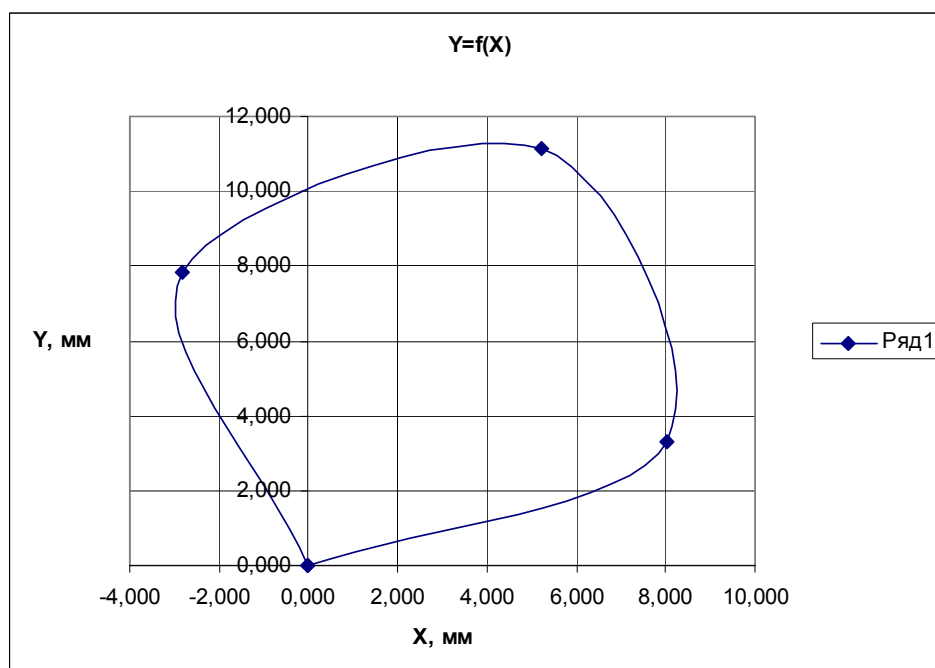


Рисунок 2.29 –Графік переміщення рухомої щоки при $\varphi = 0^\circ \div 360^\circ$, $r = 6$ мм, $\gamma = 3^\circ$; $\alpha = 25^\circ$ (розрахунок №6)

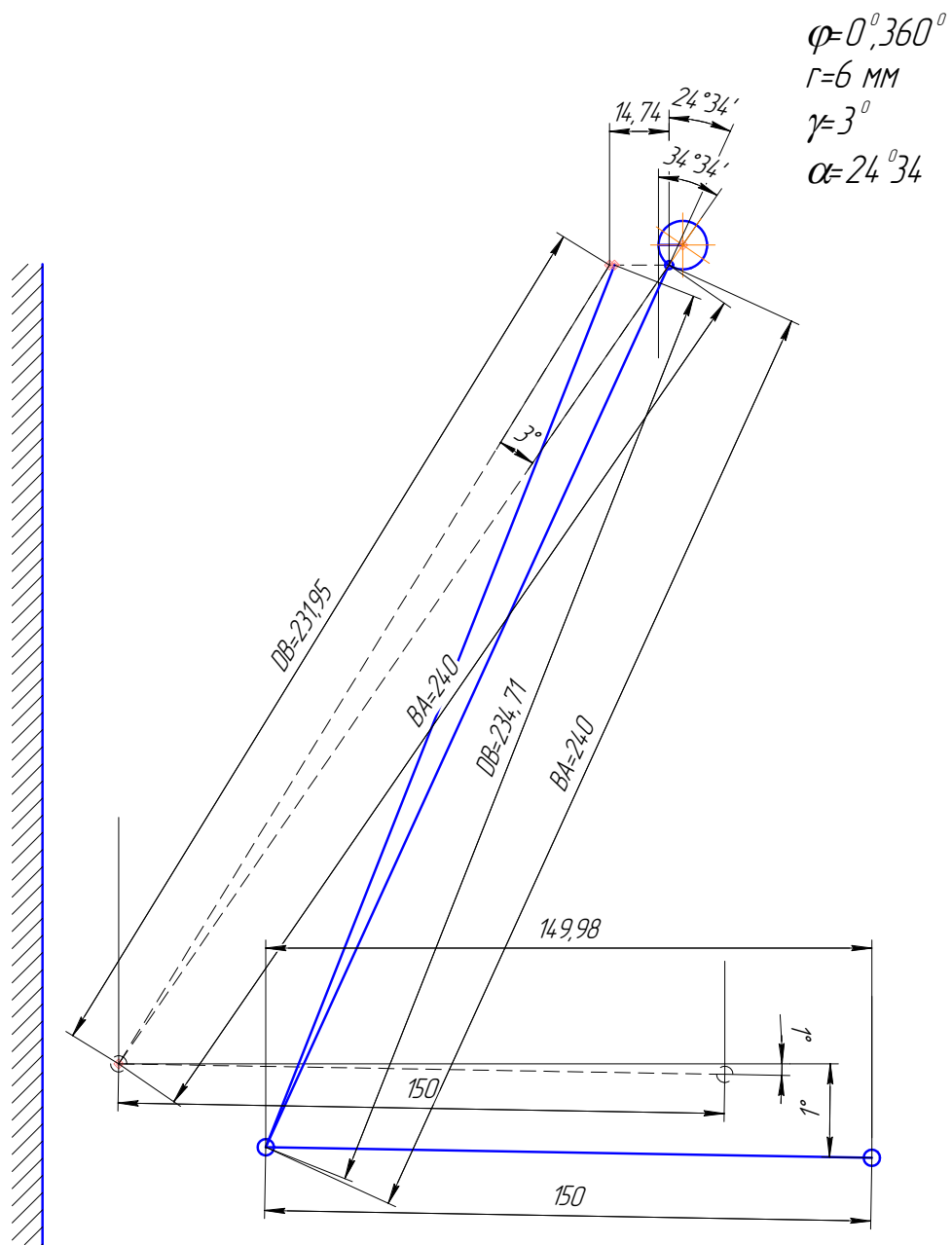


Рисунок 2.27 – Розрахункова схема переміщення рухомої щоки

($\varphi=0^{\circ}$, $r=6 \text{ mm}$, $\gamma=3^{\circ}$, $\alpha=25^{\circ}$)

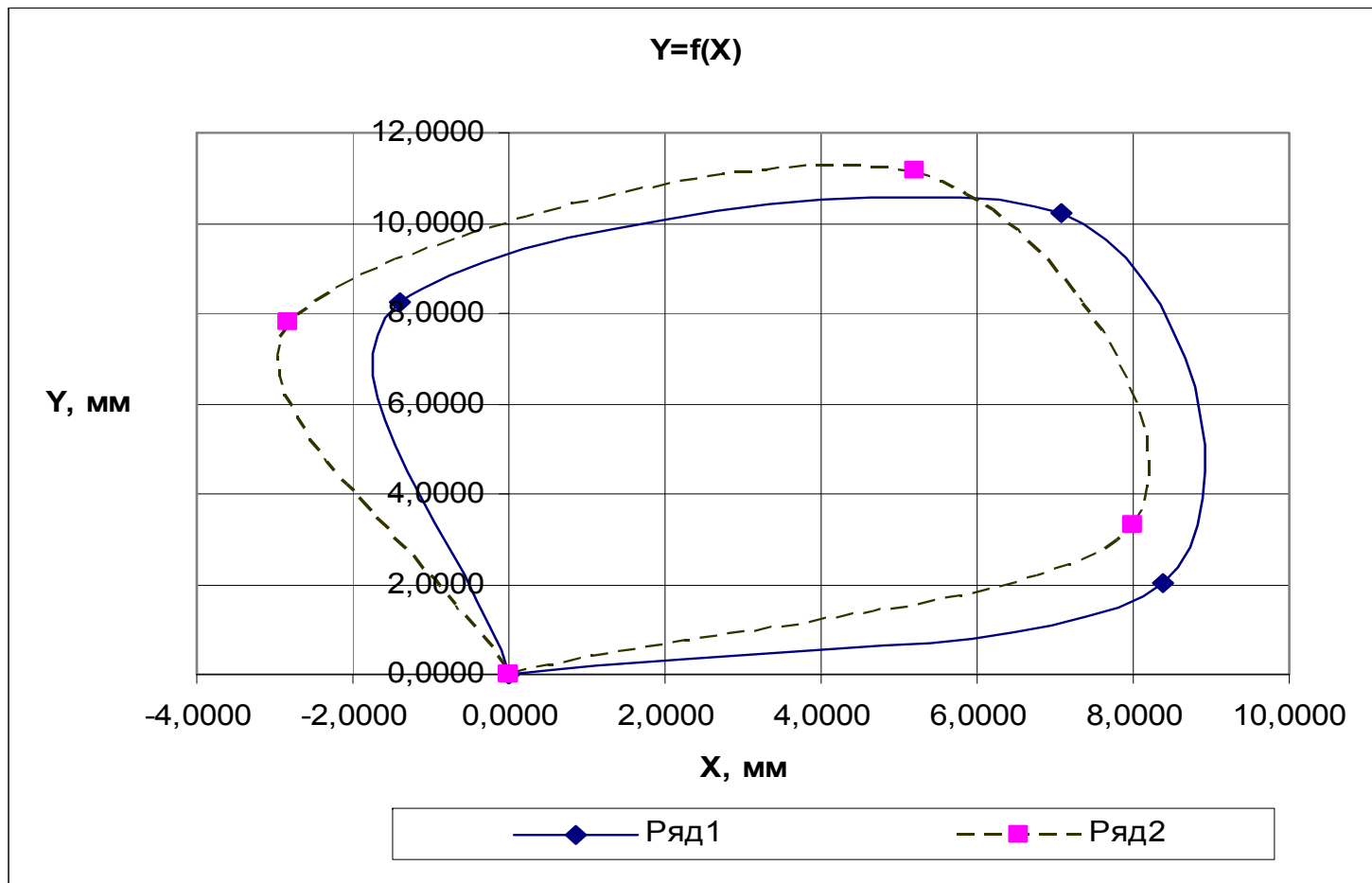


Рисунок 2.30 – Комплексний графік зміни кута захоплення, на траєкторію переміщення щоки (за результатами розрахунків №1 при $\alpha=35^{\circ}$ та №6 при $\alpha=25^{\circ}$)

Висновки по дослідницькій частині

Аналіз отриманих рівнянь дозволяє зробити наступні висновки: при зміні ексцентриситету r виходять геометрично подібні траєкторії руху рухливої щоки; при змінах нахилу розпірної плити, приводять до зменшення кута β_0 , пропорційно зменшується нахил до обрїю великої осі еліпса траєкторії руху точок рухливої плити, що дробить (перший ефект) і збільшуються осі цих траєкторій (другий ефект). Перший ефект приводить до зменшення вертикальної складової траєкторії, а значить і до відповідного збільшення терміну служби плит, що дроблять, але викликає збільшення навантажень на ексцентриковий вал. Обидва ефекти приводять до збільшення руху стискання, і, отже, щоб залишити рух стискання в раніше обраних межах, потрібно зменшити ексцентриситет вала, що вигідно для механізму дробарки.

Також представлена залежність зміни траєкторії переміщення щоки при різних кутах захоплення α , вказує на незначне відхилення траєкторії, а отже і можливу зміну необхідних геометричних параметрів дробарки, та суттєву зміну продуктивності дробарки при розрахованих значеннях.

Продуктивність щокової дробарки буде наступною:

$$Q = \frac{\mu \cdot (B - b) \cdot S_{CP} \cdot L \cdot n \cdot b}{2 \cdot D_{CB} \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot 3600, \quad (2.22)$$

де μ – коефіцієнт розпушення матеріалу в об'ємі призми, за експериментальними даними $\mu = 0,5 \dots 0,6$;

n – частота обертання вала, $n = 4,02 \text{ c}^{-1}$;

S_{CP} – середній рух стискання, м; $S_{CP} = (S_B + S_H) / 2$, $S_{CP} = 0,007$ м;

D_{CB} – середньозважений розмір шматків вхідного матеріалу, $D_{CB} = 0,040$ м;

α – кут захоплення, $\alpha = 35^\circ$; $\alpha = 25^\circ$;

B – ширина завантажувального отвору, $B = 0,120$ м;

b – номінальна ширина вихідного отвору, $b = 0,015$ м.

$$Q_{35} = \frac{0,5 \cdot (0,120 - 0,015) \cdot 0,007 \cdot 0,200 \cdot 4,02 \cdot 0,015}{2 \cdot 0,040 \cdot \operatorname{tg}35^{\circ}} \cdot 3600 = 0,0248 \text{ м}^3 / \text{год};$$

$$Q_{25} = \frac{0,5 \cdot (0,120 - 0,015) \cdot 0,007 \cdot 0,200 \cdot 4,02 \cdot 0,015}{2 \cdot 0,040 \cdot \operatorname{tg}25^{\circ}} \cdot 3600 = 0,0427 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Відхилення становить

$$\Delta = \frac{Q_{25} - Q_{35}}{Q_{25}} \cdot 100\% = \frac{0,0427 - 0,248}{0,0472} \cdot 100\% = 41,9\%.$$

При модернізації дробарок зі складним рухом рухливої щоки необхідно знижувати вертикальну складову траєкторії руху рухливої щоки, для збільшення терміну служби плит, що дроблять, а також зменшувати кут захоплення й підбирати необхідні рух стискання й ексцентриситет вала для щонайефективнішої роботи дробарки та мінімальних витрат на ремонти.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1 Ознайомлення з технологією й устаткуванням мартенівського цеху ПАТ «Запоріжсталь» показало, що одним з «вузьких місць» ділянки підготовки розкислювачів є незадовільна робота механізмів шокової дробарки, що проявляється в аварійних поломках, що приводить до незапланованих простоїв лінії.

2 На основі проведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури, а також виходячи з виробничих можливостей цеху встановлені „вузькі” місця цеху та надано рекомендації щодо усунення де-яких з них.

3 В дослідницькій частині магістерської роботи було проведено огляд та аналіз параметричних розрахунків та розрахунків на міцність шокової дробарки. Представлені аналітичні розрахунки параметрів шокової дробарки. Дана характеристика фізичної моделі дослідної шокової дробарки та представлено дослідження впливу зміни параметрів вузла подрібнення на геометричні розміри та продуктивність дробарки.

Аналіз отриманих рівнянь та розрахунків дозволяє зробити наступні висновки: при зміні ексцентриситету ϵ виходять геометрично подібні траєкторії руху рухливої шоки; при змінах нахилу розпірної плити, приводять до зменшення кута β_0 , пропорційно зменшується нахил до обрїю великої осі еліпса траєкторії руху точок рухливої плити, що дробить (перший ефект) і збільшуються осі цих траєкторій (другий ефект). Перший ефект приводить до зменшення вертикальної складової траєкторії, а значить і до відповідного збільшення терміну служби плит, що дроблять, але викликає збільшення навантажень на ексцентриковий вал. Обидва ефекти приводять до збільшення руху стискання, і, отже, щоб залишити рух стискання в раніше обраних межах, потрібно зменшити ексцентриситет вала, що вигідно для механізму дробарки.

Також представлена залежність зміни траєкторії переміщення шоки при різних кутах захоплення α , вказує на незначне відхилення траєкторії, а

отже і можливу зміну необхідних геометричних параметрів дробарки, та суттєву зміну продуктивності дробарки при розрахованих значеннях.

При модернізації дробарок зі складним рухом рухливої щоки необхідно знижувати вертикальну складову траєкторії руху рухливої щоки, для збільшення терміну служби плит, що дроблять, зменшувати кут захоплення й підбирати необхідні рух стискання й ексцентриситет вала. Для щонайефективнішої роботи дробарки та мінімальних витрат на ремонти.

4 В прикладній частині магістерської роботи проведено огляд і аналіз устаткування для дроблення матеріалу, аналіз конструкцій дробарок.

Представлено опис конструкції шокової дробарки та пропозиція щодо її модернізації.

Приведені розрахунки дробарки шокової СМД-111 (ЩДП), а саме розрахунок потужності електродвигуна привода механізму гойдання щоки й вибір його за каталогом, кінематичні розрахунки привода шокової дробарки, розрахунки деталей шокової дробарки на міцність, розрахунок клинопасової передачі, розрахунок навантажень, що діють на елементи шокової дробарки, які вказують досить високу її надійність.

4 В електричній частині проведено розрахунки вибору потужності двигуна привода дробарки, вибору силової комунікаційної апаратури та наведено опис роботи електросхеми привода, виконані розрахунки підтверджують, що обраний електропривод повністю відповідає умовам роботи дробарки.

5 В організаційній частині дана характеристика ремонтної служби комбінату, зроблені розрахунки обґрунтування чисельності механослужби, річного фонду заробітної плати механослужби. Розроблено мережевий графік капітального ремонту та модернізації ділянки переробки розкислювачів.

6 У розділі охорона праці та техногенна безпека зроблено розрахунок рівня механізації праці ділянки. Проведено аналіз потенційних шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, такі як шум, пил, температура, робочі механізми й надані методи захисту від них. Проведено

дослідження засобів захисту від пилу. Зроблено технологічний розрахунок рукавного фільтра.

7 В розділі техніко-економічне обґрунтування був зроблений розрахунок додаткових капітальних вкладень на модернізацію устаткування, які необхідні для реалізації проекту, розраховано збільшення річного прибутку при експлуатації модернізованого устаткування.

8 Представлені в роботі дослідження та запропонована модернізація може бути використана та впроваджена на ПАТ „Запоріжсталь” в мартенівському цеху або використана на підприємствах металургійної промисловості, що мають аналогічне устаткування.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Притыкин Д.П. Механическое оборудование для подготовки шихтовых материалов. – М.: Металлургия, 1988. – 392 с.
2. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – Минск: Высш.шк., 1983. – 350 с.
3. Байсоголов В.Г., Галкин П.И. Механическое и транспортное оборудование заводов огнеупорной промышленности. – М.: Металлургия, 1972. – 359 с.
4. «Дробилки щековые СМД-111/117/118 с просты движением щеки». Техническое описание и инструкция по эксплуатации / под. ред. В.С. Базарова, - М.: ЦНИИТЭ Строймаш, 1979. – 31с.
5. Расчеты деталей машин: Справ. Пособие/А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.-3-е изд., перераб. И доп.-Мн.: Выш. Шк., 1986.-400 с.: ил.
6. Расчет щековых дробилок: Методические указания /Сост. Ю.А. Федотенко, П.В. Коротких. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2012. – 20 с.
7. Механическое оборудование предприятий стройиндустрии: учеб. пособие/ М.Ю. Абдулханова, А.М. Колбасин, В.И. Марсов. – М.: МАДИ, 2014. – 120 с.
8. Дорожно-строительные машины и комплексы: Учебник для вузов/ Под общей редакцией В.И. Баловнева. – М: Машиностроение, 1988.
9. Оборудование для переработки сыпучих материалов: учебное пособие/ В.Я. Борщев, Ю.И. Гусев, М.А. Промтов, А.С. Тимонин. – М. : «Издательство Машиностроение-1», 2006. – 208 с. – 400 экз. – ISBN 5-94275-298-2.
10. Методичні вказівки до виконання магістерської роботи наукового спрямування (спеціальність 8.090218 "Металургійне обладнання" /Укл. Жук А.Я., Малишев Г.П. Запоріжжя, 2004 – 72 с.
11. Конструкції та розрахунки металургійного обладнання. Навчально-Методичний посібник для студентів ЗДІА спеціальностей 7.090218, 7.050503

денної й заочної форми навчання./ Укл.: Г.О. Федьков, В.М. Хімін.- Запоріжжя: 2008 - 80с.

12. Детали машин в примерах и задачах. Ничипорчик С.Н., Корженцевский М.И., Калачёв В.Ф. и др. – М.: Высшая школа, 1981-432с.

13. Иванов М.Н. Детали машин - М.: Высш. шк., 1984 – 336с., ил.9 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 1985-416с.

14. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.

15. Детали машин. Методические указания к курсовому проектированию./Сост. С.В. Погорелов – Запорожье: Изд-во ЗГИА, 2003.-71с.

16. Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу детали машин и основы конструирования, расчет ременных и цепных передач. Д.Н. Тихонычев, В.В. Игнатова - Москва: Изд-во РГОТУПС, 2005.-63 с.

17. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч./В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов и др. – 6-е изд., перераб. И доп. – Л.:Машиностроение. – Ч.1, 1982 – 543с., Ч.2, 1983 – 448с.

18. Жук А.Я., Желябина Н.К. Теория и практика приводов. В 3-х томах. т.1/ Электро-механический привод. Учебное пособие. Запорожье, издательство ЗГИА,2001,-398с.:ил.

19. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского.-М.: Машиностроение, 1984.-280 с,ил.

20. Выдрин Н.В., Федосеенко А.С. Автоматизация прокатного производства. – М.: Металлургия, 1984. – 472с.

21. Афанасьев В.Д. Автоматизированный электропривод в прокатном производстве. – М.: Металлургия, 1979. – 280с.

22. Таратута К.В. Організація та планування виробництва.-Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2006-33с.

23. Охорона праці і промислова безпека. Навчальний посібник /К.Н. Ткачук та ін. К.: Основа, 2009.
24. Кожемякін Г.Б. Охорона праці та техногенна безпека. Методичні вказівки до виконання розділу магістерських робіт. Запоріжжя, ЗДІА, 2012.
25. Охрана труда в черной металлургии /Бринза В.Н., Зиньковский М.М., М.: Металлургия, 1982.
26. Геврик Є.О. Охорона праці – К.: Єльта; Ніка – Центр, 2003.- 280с.
27. Гандзюк М.П. та інші. Основи охорони праці – К.: Каравела, 2003. – 408 с.
28. <http://sopromat.in.ua/handbook/>
29. http://metallcheckiy-portal.ru/marki_metallov/stk/
30. <http://mehanik-ua.ru/tekhnicheskie-raschety/731-raschet-remennoj-peredachi.html>

Карта опису матеріалу (Kozachenko.pdf)

Назва українською	Дослідження на фізичній моделі впливу конструкції вузла подрібнення на продуктивність щоквої дробарки
Назва російською	Исследование на физической модели влияния конструкции узла дробления на производительность щековой дробилки
Назва англійською	Research on the physical model of the impact of construction site crushing performance jaw crushers
Дані автора українською	Козаченко Дмитро Сергійович
Дані автора російською	Козаченко Дмитрий Сергеевич
Дані автора англійською	Kozachenko Dmytro Sergeevich
Ключові слова	Дробарка
Ключові слова	Щока
Ключові слова	Ексцентриковий вал
Ключові слова	Розпірна плита
Ключові слова	Маховик
Рік захисту	2016
Бібліографічний опис	Козаченко Д.С. Дослідження на фізичній моделі впливу конструкції вузла подрібнення на продуктивність щоквої дробарки: Робота на здобуття кваліфікаційного ступеня магістра; спец.: 8.05010301 – металургійне обладнання / В.В. Кубрак; Наук. Кер. Таратута К.В. – Запоріжжя; ЗДІА , 2016. - с.
Короткий огляд (реферат): (українською)	В роботі проаналізований механізм вузла подрібнення. Досліджено вплив вузла подрібнення на продуктивність щоквої дробарки
Короткий огляд (реферат): (російською)	В работе проанализирован механизм узла дробления. Исследовано влияния конструкции узла дробления на производительность щековой дробилки
Короткий огляд (реферат): (англійською)	The paper analyzed the mechanism of cleavage site. Investigation of the effect of crushing the construction site performance jaw crushers
Вид документа	Магістерська робота