

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

“Допустити до захисту”

Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ.

" ____ " _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему “ **Комп'ютерне моделювання напруженого стану елементів
щелепової дробарки з метою розробки засобів підвищення міцності
деталей .”** ”

Виконав: здобувач
групи ГМ (ДМ) 24Мз спеціальності
133 “Галузеве машинобудування”

_____ Олександр ДУДА

" ____ " _____ 2026 р.

Керівник кваліфікаційної магістерської роботи,
к.т.н., професор

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2025 р.

Кропивницький

2026

Вступ

Виконання програми відновлення України неможливе без створення розвинутої структури удосконалених автомобільних доріг, яке вимагає зростаючої кількості будівельно-дорожніх матеріалів в першу чергу різноманітних видів дроблених щебнів.

У виробництві щебневих матеріалів найважливішою складовою, що в значній мірі визначає якість продукту та енерговитрати, являється дроблення. Для виконання цієї технологічної операції у вітчизняній практиці широко використовуються щелепові дробарки з простим та складним хитанням рухомої щоки, при цьому дробарки із складним рухом щоки (ЩДС) мають менші габарити, матеріаломісткість та енергомісткість і в той же час забезпечують більш високу ступінь подрібнення порівняно з дробарками з простим рухом щоки (ЩДП). Однак дробарки ЩДС мають підвищене навантаження на головний вал та дроблячі плити, внаслідок наявності вертикальною складовою ходу рухомої щоки, що обмежує їх довговічність та використання для дроблення міцних та абразивних порід.

Вплив параметрів кінематичної схеми щелепової дробарки має значний вплив на технічні показники роботи ЩДС і на сьогоднішній час є недостатньо вивченим.

Усі показники надійності виявляються тільки в процесі експлуатації і залежать від методів і умов технічного обслуговування, ремонту і дотримання правил технічної експлуатації.

Підвищення надійності та довговічності щелепових дробарок зі складним рухом щоки, а також розширення галузей їх використання є актуальною науково-технічною проблемою, вирішення якої можливе шляхом упровадження конструктивних і технологічних заходів та застосування нових матеріалів. Сучасні засоби проектування дозволяють здійснювати комп'ютерне моделювання роботи устаткування та його окремих вузлів для забезпечення необхідних показників надійності, міцності, деформації та інших характеристик на стадії проектування та в процесі удосконалення обладнання.

Мета й завдання дослідження. Метою кваліфікаційної магістерської роботи є оптимізація напруженого стану головного валу щелепової дробарки YIFAN (Китай), що може бути вирішено на підставі комп'ютерного моделювання.

Задачі дослідження:

на основі аналізу наявних конструкцій щелепових дробарок встановити найбільш відповідальний елемент, від надійності якого насамперед залежить працездатність усього агрегату;

визначити розрахункові значення навантажень та виконати міцнісний розрахунок головного валу;

здійснити моделювання напружено-деформаційного стану валу в програмному середовищі SolidWorks;

проаналізувати напружено-деформований стан головного валу дробарки, обґрунтовано визначити найбільш небезпечні зони та перерізи;

розробити й упровадити конструктивні та технологічні заходи, спрямовані на оптимізацію напружень, що діють на вал.

- розробити заходи з охорони праці та безпечної експлуатації дробарки.

Об'єкт дослідження – головний вал щелепової дробарки ЩДС 6х9,.

Предмет дослідження – визначення напружено-деформованого стану головного валу щелепової дробарки ЩДС 6х9.

- **Методи дослідження** – розрахунок в середовищі САПР «Solid works 2013» сталевого валу

- **Практичне значення одержаних результатів:**

Запропоновані конструктивні та технологічні заходи, які забезпечують оптимальний рівень напружень, що діють на вал щелепових дробарок, які як проектуються, так і знаходяться в експлуатації.

1. Аналітичний розділ

1.1 Аналіз конструкції щелепової дробарки ЩДС 6х9

Аналіз конструкції та особливостей робочого процесу щелепової дробарки ЩДС 6х9 виконано на підставі джерел [1,2,3]

1.2 Аналітичний огляд актуальних кінематичних схем щелепових дробарок.

Цілим рядом фірм і винахідників були запропоновані схеми машин, у яких була спроба, зберігши простоту і компактність конструкції, зменшити вертикальну складову ходу, тобто звести до мінімуму основний недолік дробарки зі складним рухом щоки.

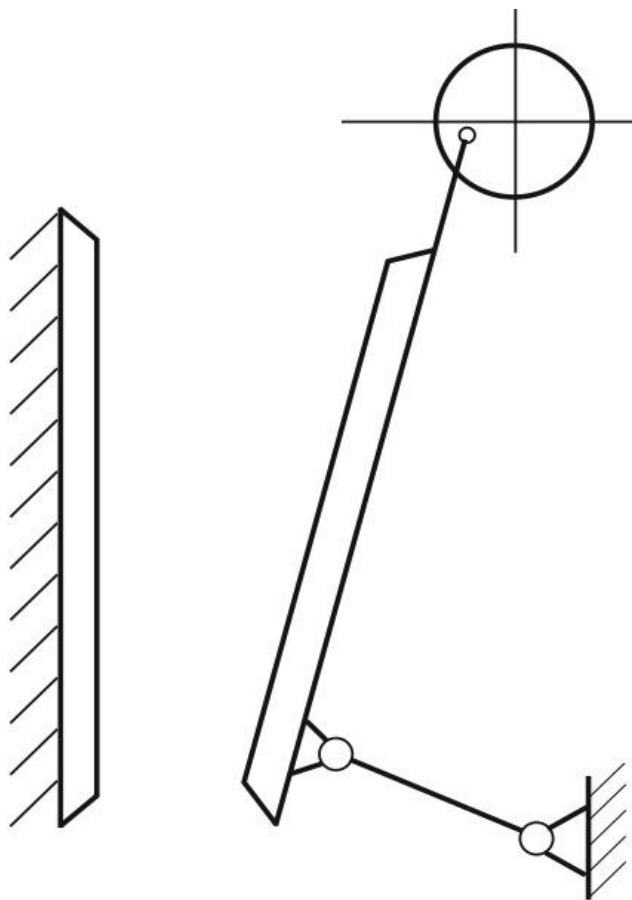


Рисунок 1.6 – Кінематична схема дробарки з негативним кутом нахилу розпірної плити

Дробарку, виконану за схемою рис. 1.6, називають дробаркою зі складним рухом щоки з негативним кутом нахилу розпірної плити. Таке рішення дозволяє знизити вертикальну складову ходу стиснення в нижній частині камери дроблення. Схему використовують в основному для дробарок-грануляторів (для дрібного дроблення). Є спроби фірми "Роксон" (Фінляндія) використовувати дану схему на дробарках великого дроблення, однак даних про роботу таких дробарок в експлуатації немає.

У дробарці фірми "Зонтгофен" (Німеччина) (рис. 1.7), замість розпірної плити використаний ролик. При такій конструкції нижньої опори рухливої щоки не можна, мабуть, розраховувати на застосування дробарки при дробленні міцних порід, тому що зусилля дроблення викликають велику складову силу, що діє на ролик і опорні поверхні, що мають контакт по лінії.

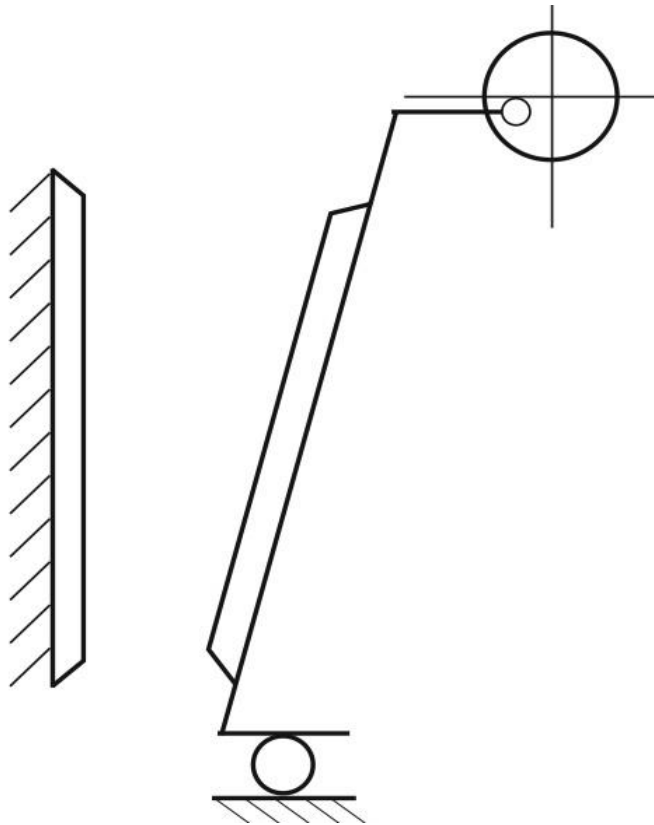


Рисунок 1.7 – Кінематична схема дробарки фірми «Зендгофен» (Німеччина).

Дробарка (рис. 1.8), виконана фірмою "Мюллер" (Німеччина) становить значний інтерес. Рухлива щока спирається на гнучкий пластинчастий елемент. Верхньою частиною він жорстко затиснений у тілі рухливої щоки, а нижнім кільцем шарнірно спирається на вісь. У такому рішенні рухлива щока при обертанні ексцентрикового вала робить рухи, що близькі до горизонтальних, що значно підвищує термін служби плит, що дроблять. Дробарка має підвищену частоту обертання ексцентрикового вала і, за даними фірми, має підвищену продуктивність і ступінь дроблення в порівнянні з дробарками звичайних конструкцій.

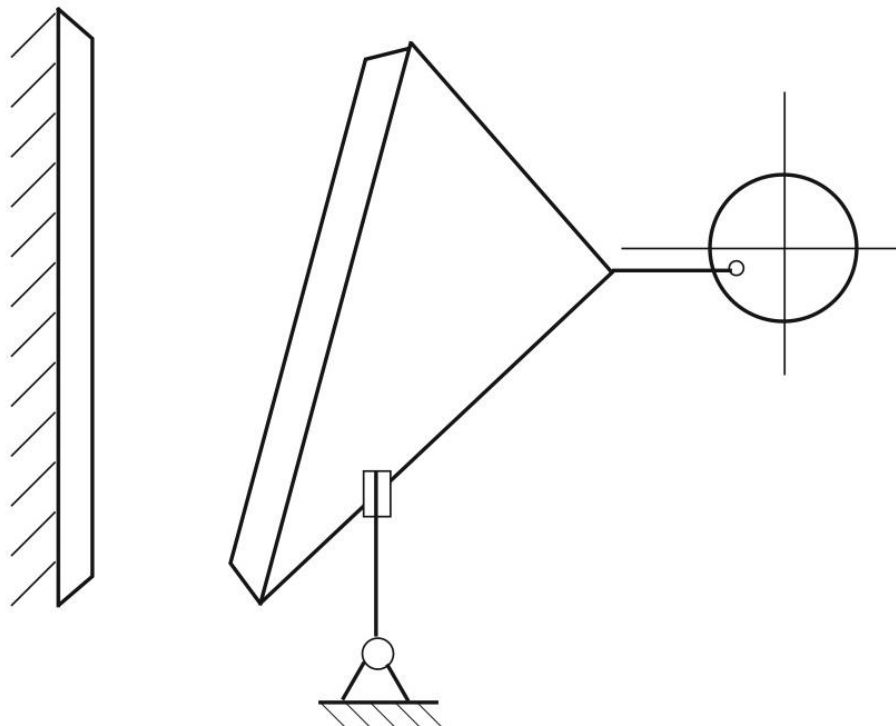


Рисунок 1.8 – Кінематична схема дробарки фірми «Мюллер» (Німеччина).

Чеська дробарка (рис. 1.9) відноситься до машин зі складним рухом рухливої щоки при нижньому її підвісі. Дробарку застосовують для дрібного дроблення різних матеріалів як дробарка-гранулятор.

Розглянемо другу групу машин, що містить кінематичні схеми, основна ідея яких ще більш, ніж у машинах другої підгрупи, має зменшити інтенсивне стирання матеріалу в камері дроблення, і тим самим істотно підвищити термін служби плит, що дроблять.

У дробарках, сконструйованим по схемах даної групи, при достатніх ходах стиску взаємне переміщення плит, що дроблять, по вертикалі практично відсутнє, однак досягається це досить складними конструктивними прийомами, і тому незважаючи на очевидні переваги деяких схем з цієї підгрупи вони дістали дуже обмежене поширення.

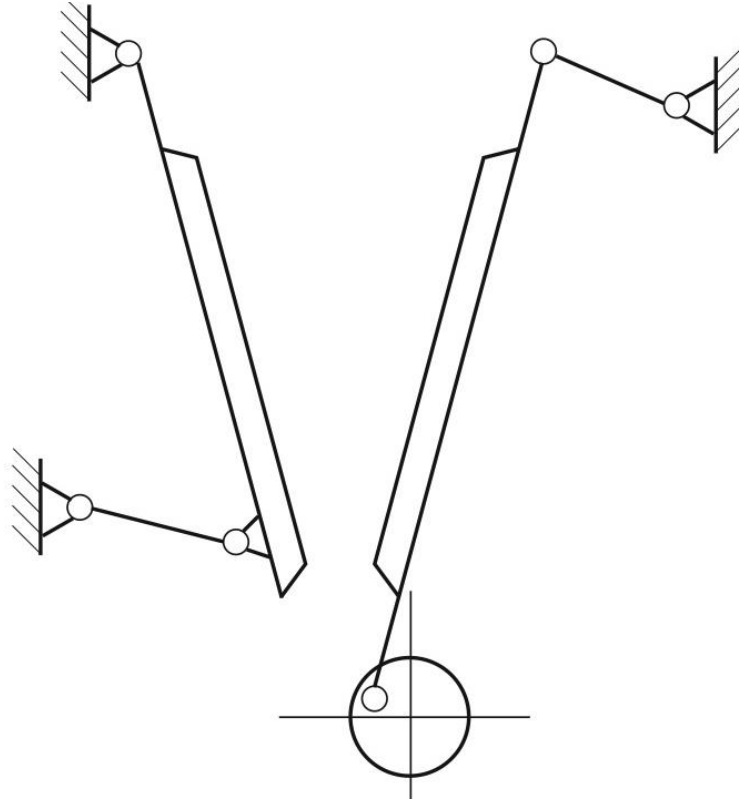


Рисунок 1.9 – Кінематична схема дробарки з нижнім підвісом рухомої щоки (Чехія).

Для зменшення зносу плит, що дроблять, а також для підвищення продуктивності в результаті повідомлення матеріалу, що знаходиться в камері дроблення, додаткової швидкості розвантаження, деякими фірмами розроблені конструкції дробарок із двома рухомими щоками. У цих дробарках взаємне переміщення плит по вертикалі практично відсутнє.

У дробарці фірми "Эжекто" (рис. 1.10) одна з рухомих щік (основна) підвішена на ексцентриковому валі так само, як у дробарці зі складним рухом. Інша рухлива щока спирається на дві розпірні плити і з'єднана тягою з нижньою частиною першої рухливої щоки. Французький фахівець Жуазель відзначає, що єдиною перевагою цієї дробарки в порівнянні з дробаркою складного руху є менший знос плит, що дроблять. Однак схема пристрою важелів істотно ускладнює конструкцію і знижує надійність дробарки в цілому.

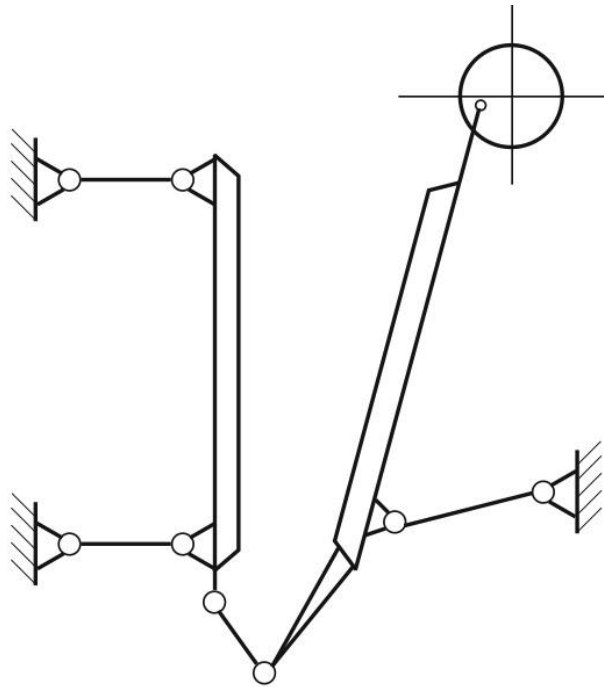


Рисунок 1.10 - Кінематична схема дробарки фірми «Ежекто» (Франція).

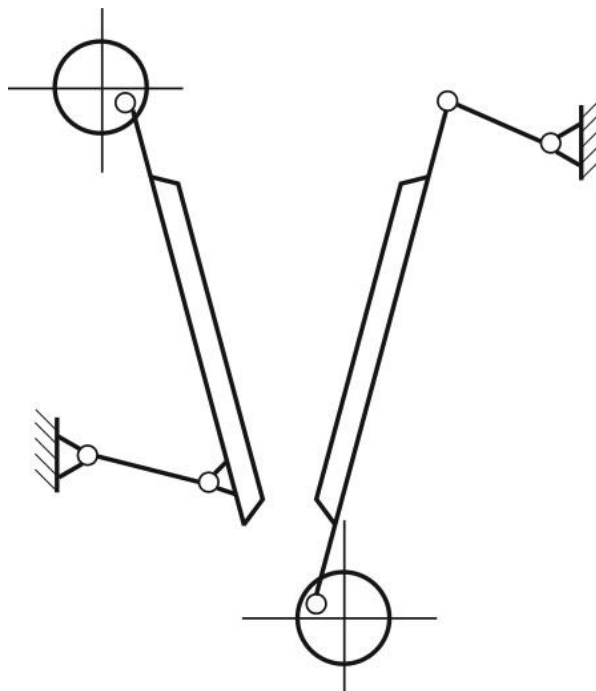


Рисунок 1.11. – Кінематична схема дробарки фірми «Еберсол».

У дробарці фірми "Еберсол" із двома рухомими щоками, сконструйованої за кінематичною схемою рис. 1.11, кожна щока підвішена до ексцентрикового вала - одна вгорі, інша внизу, причому передача руху від одного вала до іншого здійснюється шестерною парою. Схема (рис. 1.12) здійснена німецькою фірмою "Begar". Ці дробарки тривалий час використовували на пересувних дробильно-сортувальних установках.

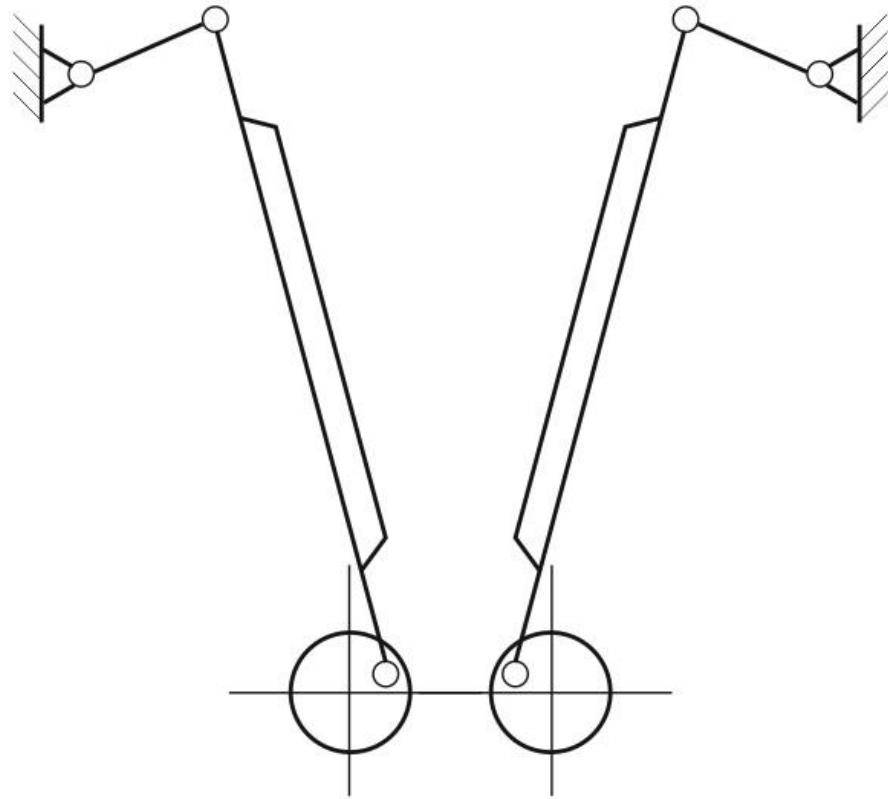


Рисунок 1.12 – Кінематична схема дробарки фірми «Бегар» (Німеччина).

Фірма "Айова-Цедерапидс" (США) сконструювала дробарки за кінематичною схемою рис. 1.13. На відміну від дробарок, виготовлених за схемою рис. 1.12, у дробарці "Цедерапидс" ексцентрикові вали розташовані нагорі, тому дробарка являє собою як би спарену дробарку зі складним рухом. Дробарку подібної конструкції виготовляли в СРСР, однак, тому що два ексцентрикові вали і зубчата (чи ланцюгова) передача для синхронізації обертання валів значно ускладнює механізм дробарки, а отже, різко знижує надійність роботи, ці дробарки широкого поширення не дістали, хоча і мали високі техніко-експлуатаційні показники.

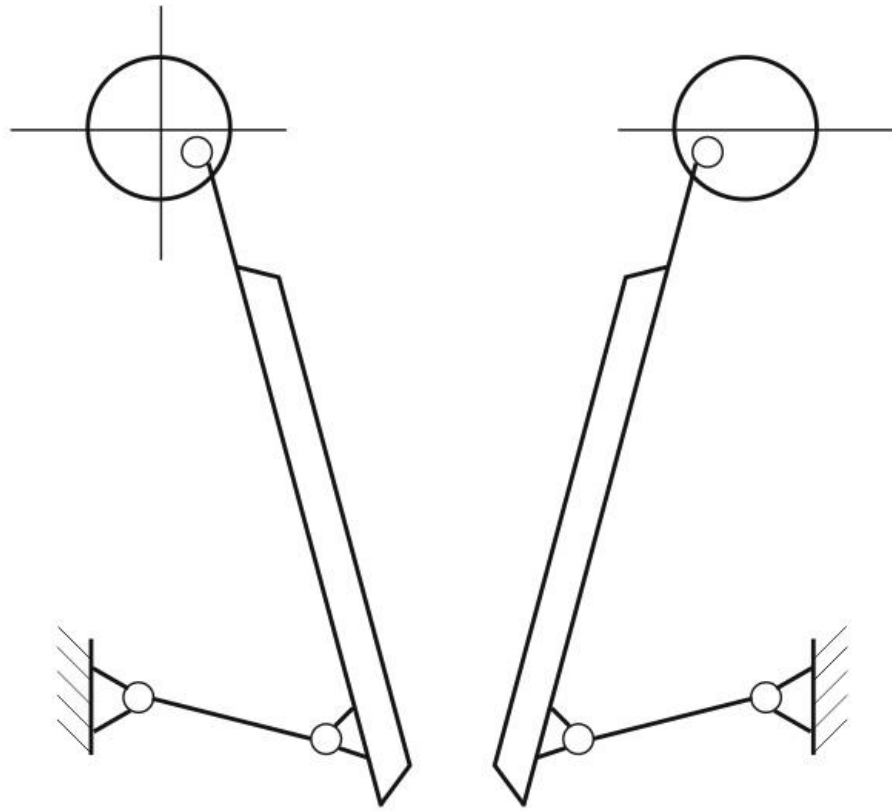


Рисунок 1.13 - Кінематична схема дробарки фірми «Айова-Цедерапидс» (США).

Висновки по розділу.

В аналітичному огляді встановлено, що щелепові дробарки із складним рухом щоки мають підвищене навантаження на дроблячі плити та головний вал, через що зменшується їх довговічність та обмежується використання для дроблення міцних та абразивних порід. Це пояснюється наявністю вертикальної складової хода рухомої щоки. Значна кількість пропозицій по зменшенню вертикальної складової хода рухомої щоки пов'язана з докорінною зміною конструктивної схеми дробарки. В той же час конструктивні та технологічні заходи з метою оптимізації напружень, що діють на найбільш відповідальні деталі щелепових дробарок на підставі комп'ютерного моделювання дозволяють підвищити робочі показники обладнання без значних капіталовкладень.

2. Конструкторський розділ.

2.1 Розрахунок основних параметрів щелепової дробарки зі складним рухом щоки, що досліджується

Кутова швидкість ексцентрикового валу [1,2]

$$w = k_T \cdot \Pi \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2S}}$$

де k_T – коефіцієнт матеріалу при розвантаженні;

$g = 9,8 \frac{м}{с^2}$ – прискорення вільного падіння;

α – кут між рухомою і нерухомою щоками; $\alpha = 20^\circ$

S – найбільший хід щоки по горизонталі у розвантажувального отвору, м.

$$S = 2r \cdot \operatorname{tg} \psi$$

де r - ексцентриситет приводного вала;

$$r = 0,014 \text{ м};$$

ψ - кут нахилу розпірної плити дробарки з простим рухом щоки до горизонталі, $\psi = 30^\circ$

$$S = 2 \cdot 0,014 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 2 \cdot 0,014 \cdot 0,577 = 0,016 \text{ м}$$

Знаходимо кутову швидкість ексцентрикового вала

$$\omega = 0,9 \cdot 3,14 \cdot \sqrt{\frac{9,8 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{2 \cdot 0,016}} = 2,826 \cdot \sqrt{\frac{3,566}{0,032}} = 2,826 \cdot 10,556 = 29,8 \text{ с}^{-1}$$

$$\text{Приймаємо } \omega = 28,7 \text{ с}^{-1}$$

Частота обертання вала

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 29,8}{3,14} = 284,7 \text{ об/хв}$$

$$\text{Приймаємо } n = 275 \text{ об/хв}$$

Ширина розвантажувальної щілини дробарки регулюється в межах відношення

$$l_{\max} : l_{\min} = 3:2$$

Ці межі обираємо так, щоб міг бути отриманий максимальний заданий розмір d щебеню,

$$l_{\max} > d > l_{\min}$$

$$l_{\max} = 130$$

$$l_{\min} = 75$$

$$d = 100$$

$$130 > 100 > 75$$

Висота зіву дробарки, м:

$$H = 1,2 \cdot \frac{D - l_{\min}}{\operatorname{tg} \alpha}$$

- де максимальний розмір вихідного матеріалу

$$H = 1,2 \cdot \frac{0,5 - 0,075}{\operatorname{tg} 20^\circ} = 1,2 \cdot \frac{0,425}{0,363} = 1,2 \cdot 1,17 = 1,4 \text{ м}$$

$$B = D + 0,2 \cdot H \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,5 + 0,2 \cdot 1,4 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 0,5 + 0,2 \cdot 1,4 \cdot 0,363 = 0,6 \text{ м}$$

$$L = 1,5 \cdot B = 1,5 \cdot 0,6 = 0,9 \text{ м}$$

$$N = \frac{\sigma^2 \cdot \omega \cdot L \cdot (B^2 - l^2)}{24000 \cdot E \cdot \eta}$$

де σ - межа міцності дробильного матеріалу, $\sigma = 230 \cdot 10^6$ Па;

ω - кутова швидкість привідного валу, $\omega = 28,7 \text{ с}^{-1}$;

L – довжина камери дроблення, $L = 0,9$ м;

B – ширина завантажувального отвору, $B = 0,6$ м;

l - ширина розвантажувальної щілини, $l = 0,1$ м;

E - модуль пружності дробильного матеріалу

$$E = 2,2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$$

$\eta = 0,9$ - ККД приводу дробарки.

Потужність приводу дробарки: [1,2]

$$N = \frac{(230 \cdot 10^6)^2 \cdot 29,8 \cdot 0,9 \cdot (0,6^2 - 0,1^2)}{24000 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,9} = \frac{52900 \cdot 10^{12} \cdot 26,82 \cdot (0,36 - 0,01)}{47520 \cdot 10^{11}} =$$
$$= \frac{4965723 \cdot 10}{47520} = 104,5 \text{ кВт}$$

Приймаємо $N = 75 \text{ кВт}$

По [17 т.3 Розділ 10 табл. 1] обираємо

електродвигун ЧА 250S4У3

Максимальне зусилля дроблення

$$Q_{\max} = \frac{\sigma^2 \cdot L}{1,9 \cdot E \cdot S} \cdot (B^2 - l^2)$$
$$Q_{\max} = \frac{(230 \cdot 10^6)^2 \cdot 0,9}{1,9 \cdot 2,2 \cdot 10^{11} \cdot 0,016} \cdot (0,6^2 - 0,1^2) = \frac{52900 \cdot 10^{12} \cdot 0,9}{0,0668 \cdot 10^{11}} \cdot (0,36 - 0,01) =$$
$$= \frac{47610 \cdot 10}{0,0668} \cdot 0,35 = 24945359 \text{ Н}$$

Максимальне зусилля дроблення повинно бути більшим за P_A , необхідне для подрібнення матеріалу, Н:

$$P_d = 0,2 \cdot q \cdot B \cdot H,$$

де $q = 2,6 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ - тиск на нерухому щокі під час руйнування матеріалу;

B і H - ширина і висота камери дроблення відповідно.

$$P_d = 0,2 \cdot 2,6 \cdot 10^6 \cdot 0,6 \cdot 1,4 = 436800 = 436,8 \text{ кН} < Q_{\max} = 2494,5 \text{ кН}$$

2.2 Розрахунок валу [3]

Передумови до розрахунку

1. Розрахунок ведемо по змінним напруженням, з додатковою перевіркою по пластичним деформаціям.

2. Згинаюче зусилля вважаємо однаковим для обох опор і рівними $\frac{1}{2}$ зусилля на вал R.

3. Цикл згину і кручення пульсуючий.

4. Розрахунок ведемо по найбільшому зусиллю дроблення без урахування коефіцієнта завантаження дробарки по продуктивності, а також без урахування вірогідності роботи дробарки на породах твердістю 250 МПа.

5. Осьовим зусиллям нехтуємо

Вихідні дані для розрахунку

Зусилля дроблення $Q = 3764$ кН

Зусилля на вал $R = 2850$ кН

Матеріал вала Ст. 40 X [10]

$\sigma_B = 730$ МПа

$\sigma_T = 500$ МПа

$\tau_T = 280$ МПа

$\sigma_{-1} = 3200$ МПа

$\tau_{-1} = 200$ МПа

$\psi_\sigma = 0,1$

$\psi_\tau = 0,05$

$Q = 2500 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,55 \cdot 0,736 = 3764$ кН

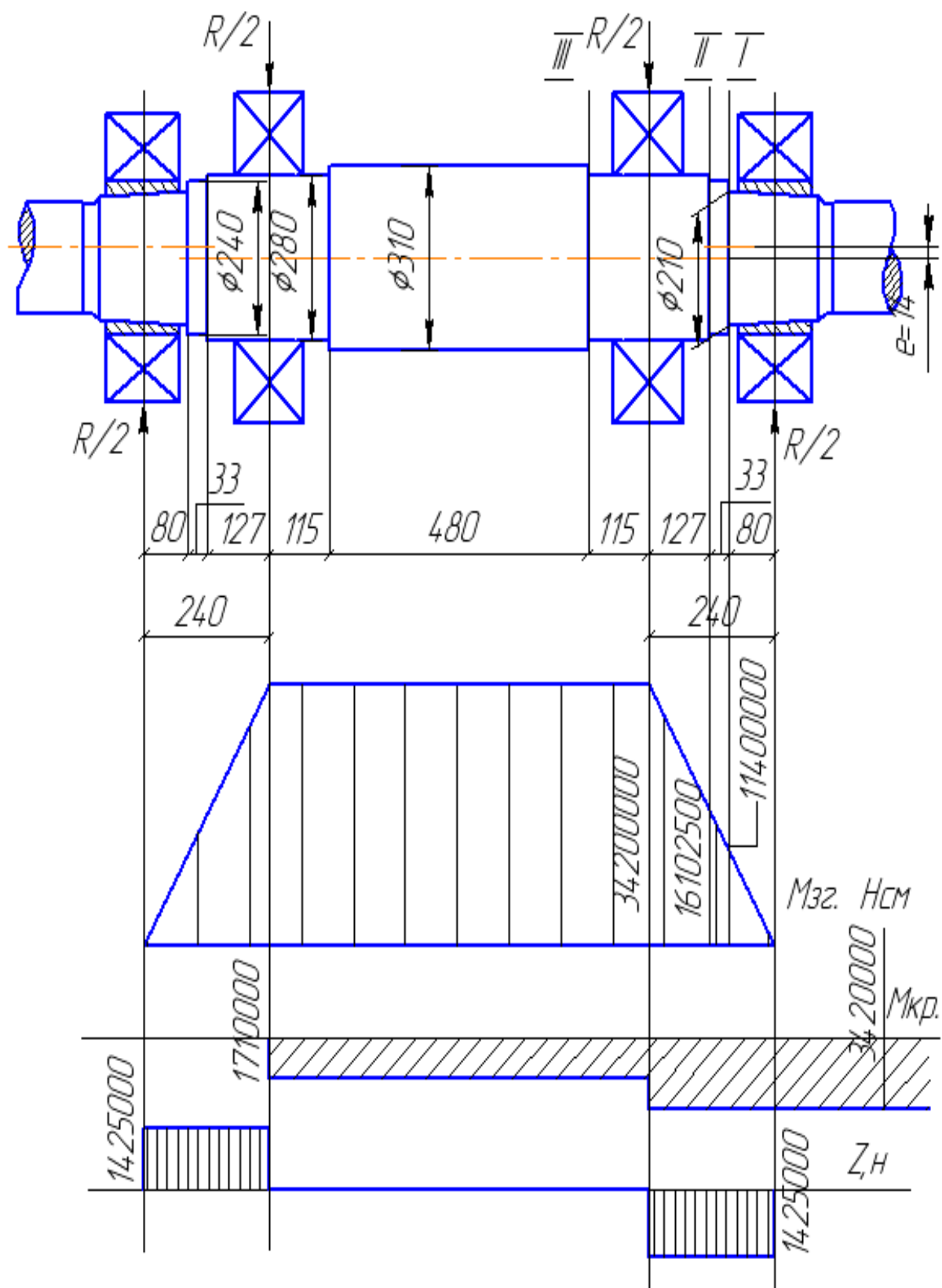


Рис.2.1 Розрахункова схема валу

$$\frac{h}{r_1} = \frac{1,5}{1,2} = 1,25$$

$$\frac{h}{r_2} = \frac{3,2}{1,2} = 2,66$$

$$\frac{h}{r_3} = \frac{1,5}{1,2} = 1,25$$

$$\frac{r}{d_1} = \frac{1,2}{21} = 0,057$$

$$\frac{r}{d_2} = \frac{1,2}{24} = 0,05$$

$$\frac{r}{d_3} = \frac{1,2}{28} = 0,0429$$

$$M_{32} = \frac{R}{2} \cdot l \cdot H \cdot cM$$

$$M_{321} = \frac{2850000}{2} \cdot 8 = 1425000 \cdot 8 = 11400000 H \cdot cM$$

$$M_{322} = \frac{2850000}{2} \cdot 11,3 = 1425000 \cdot 11,3 = 16102500 H \cdot cM$$

$$M_{323} = \frac{2850000}{2} \cdot 24 = 1425000 \cdot 24 = 34200000 H \cdot cM$$

$$W_u = 0,1 \cdot d^3 \cdot cM^3$$

$$W_{u1} = 0,1 \cdot 21^3 = 0,1 \cdot 9261 = 926 \cdot cM^3$$

$$W_{u2} = 0,1 \cdot 24^3 = 0,1 \cdot 13820 = 1382 \cdot cM^3$$

$$W_{u3} = 0,1 \cdot 28^3 = 0,1 \cdot 21450 = 2145 \cdot cM^3$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W}, \frac{H}{cM^2}$$

$$\sigma_{\max 1} = \frac{11400000}{926} = 12310 \frac{H}{cM^2}$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{16102500}{1382} = 11650 \frac{H}{cM^2}$$

$$\sigma_{\max 3} = \frac{34200000}{2145} = 15580 \frac{H}{cM^2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\max}}{2}$$

$$\sigma_{a1} = \frac{12310}{2} = 6155$$

$$\sigma_{a2} = \frac{11650}{2} = 5825$$

$$\sigma_{a3} = \frac{15580}{2} = 7790$$

$$(K_{\sigma})_D = \frac{K_{\sigma} + K_n^{\sigma} - 1}{\varepsilon_{\sigma}}$$

$$(K_{\sigma})_{D1} = \frac{1,69 + 1,1 - 1}{0,591} = \frac{1,69 + 0,1}{0,591} = 3,03$$

$$(K_{\sigma})_{D2} = \frac{1,88 + 1,1 - 1}{0,587} = \frac{1,88 + 0,1}{0,587} = 3,41$$

$$(K_{\sigma})_{D3} = \frac{1,69 + 1,1 - 1}{0,581} = \frac{1,69 + 0,1}{0,581} = 3,08$$

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D} \frac{H}{cm^2}$$

$$(\sigma_{-1})_{D1} = \frac{32000}{3,03} = 10560 \frac{H}{cm^2}$$

$$(\sigma_{-1})_{D2} = \frac{32000}{3,41} = 9380 \frac{H}{cm^2}$$

$$(\sigma_{-1})_{D3} = \frac{32000}{3,08} = 10390 \frac{H}{cm^2}$$

$$(\psi_{\sigma})_D = \frac{\psi_{\sigma}}{(K_{\sigma})_D}$$

$$(\psi_{\sigma})_{D1} = \frac{0,1}{3,03} = 0,033$$

$$(\psi_{\sigma})_{D2} = \frac{0,1}{3,41} = 0,029$$

$$(\psi_{\sigma})_{D3} = \frac{0,1}{3,08} = 0,032$$

$$\eta_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a + (\varphi_{\sigma})_D \cdot \sigma_m}$$

$$\eta_{\sigma 1} = \frac{10560}{6155 + 0,033 \cdot 6155} = \frac{10560}{6155 + 203} = \frac{10560}{6358} = 1,66$$

$$\eta_{\sigma 2} = \frac{9380}{5825 + 0,029 \cdot 5825} = \frac{9380}{5825 + 169} = \frac{9380}{5994} = 1,56$$

$$\eta_{\sigma 3} = \frac{10390}{7790 + 0,032 \cdot 7790} = \frac{10390}{7790 + 249} = \frac{10390}{8039} = 1,29$$

$$M_{kp} = R \cdot e \quad H \cdot cm$$

$$M_{kp1} = 285000 \cdot 1,2 = 342000 \, H \cdot cm$$

$$M_{kp2} = 285000 \cdot 1,2 = 342000 \, H \cdot cm$$

$$M_{kp3} = 285000 \cdot 1,2 = 342000 \, H \cdot cm$$

$$W_k = 0,2 \cdot d^3 \quad cm^3$$

$$W_{k1} = 0,2 \cdot 21^3 = 1852 \, cm^3$$

$$W_{k2} = 0,2 \cdot 24^3 = 2765 \, cm^3$$

$$W_{k3} = 0,2 \cdot 28^3 = 4390 \, cm^3$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_k} \quad \frac{H}{cm^2}$$

$$\tau_{\max 1} = \frac{342000}{1852} = 185 \frac{H}{cm^2}$$

$$\tau_{\max 2} = \frac{342000}{2765} = 124 \frac{H}{cm^2}$$

$$\tau_{\max 1} = \frac{342000}{4390} = 78 \frac{H}{cm^2}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}$$

$$\tau_{a1} = \frac{185}{2} = 92,5$$

$$\tau_{a2} = \frac{124}{2} = 62$$

$$\tau_{a3} = \frac{78}{2} = 39$$

$$(K_{\tau})_D = \frac{K_{\tau} + K_n^{\tau} - 1}{\varepsilon_{\tau}}$$

$$(K_{\tau})_{D1} = \frac{1,46 + 1,1 - 1}{0,666} = \frac{1,46 + 0,1}{0,666} = 2,34$$

$$(K_{\tau})_{D2} = \frac{1,59 + 1,1 - 1}{0,659} = \frac{1,59 + 0,1}{0,659} = 2,56$$

$$(K_{\tau})_{D3} = \frac{1,46 + 1,1 - 1}{0,650} = \frac{1,46 + 0,1}{0,650} = 2,4$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D}$$

$$(\tau_{-1})_{D1} = \frac{20000}{2,34} = 854,7$$

$$(\tau_{-1})_{D2} = \frac{20000}{2,56} = 7813$$

$$(\tau_{-1})_{D3} = \frac{20000}{2,4} = 8333$$

Таблиця 2.1 Результати розрахунків

	1	2	3
d	21,0	24,0	28,0
r	1,2	1,2	1,2
h	1,5	3,2	1,5
$\frac{h}{r}$	1,25	2,66	1,25
$\frac{r}{d}$	0,057	0,05	0,0429
K_{σ}	1,69	1,88	1,69
K_{τ}	1,46	1,59	1,46
K_n^{σ}	1,1	1,1	1,1
K_n^{τ}	1,1	1,1	1,1
ε_{σ}	0,591	0,587	0,581
ε_{τ}	0,666	0,659	0,656
M_{u3}	11400000	16102500	34200000
W	926	1382	2145
$\sigma_{\max}$	12310	11650	15580
$\sigma_a = \sigma_m$	6155	5825	7790
$(K_{\sigma})_D$	3,03	3,41	3,08
$(\sigma_{-1})_D$	10560	9380	10390
$(\psi_{\sigma})_D$	0,033	0,029	0,032
η_{σ}	1,66	1,56	1,29
$(\psi_{\sigma})_D \cdot \sigma_m$	203	169	249
$\sigma_a + (\psi_{\sigma})_D \cdot \sigma_m$	6358	5994	8039
M_{kp}	3420000	3420000	3420000
W_k	1852	2765	4390
$\tau_{\max}$	185	124	18
$\tau_a = \tau_m$	92,5	62	39

$(K_{\tau})_D$	2,34	2,56	2,4
$(\tau_{-1})_D$	8547	7813	8333
$(\psi_{\tau})_D$	0,0214	0,0195	0,0208
$(\psi_{\tau})_D \cdot \tau_m$	2,0	1,2	0,8
$\tau_a + (\psi_{\tau})_D \cdot \tau_m$	94,5	63,2	39,8
η_{τ}	1,63	1,55	1,29
η_{τ}	90,4	123,6	209,4
$\tau_{\text{зріз}}$	4120	3150	2320
F	346	452	615
$\sigma_{\text{сум}}$	1423	1285	1610
η_T	3,48	3,89	2,06
$\eta_{T1,5}$	2,32	2,59	2,06

Запаси міцності близькі. Однак, по абсолютній величині запаси міцності при змінних навантаженнях недостатні. Для наочності зводимо запаси міцності в таблицю 2.2

Таблиця 2.2 Порівняння запасів міцності

Переріз	η
1	1,63
2	1,55
3	1,29

Через недостатній запас міцності (1,29 в сегменті 3) за межею витривалості необхідно застосовувати конструктивні і технологічні заходи збільшення запасів міцності.

2.3.Розрахунок рухомої щок

Таблиця 2.3 вихідні дані, згинальні моменти і поперечні сили

перерізи	1	2	3	4
а, см	15,0	38,0	66,0	77,6
L, см	38,5	74,5	113,0	130,0
$I, \text{см}^4$	263810	518660	634000	605800
$W, \text{см}^3$ вниз	15825	23360	26400	26100
$W', \text{см}^3$ вгору	12085	18660	21100	18400
$F, \text{см}^2$	1512	1722	1806	1740
Мзг. Н·см	41000000	78700000	92500000	83400000
Z, Н	-2062000	-1054000	24000	500000

$$M_{z_1} = 4120000 \cdot 15,0 - 28000 \cdot \frac{38,5^2}{2} = 41000000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$M_{z_2} = 4120000 \cdot 38 - 28000 \cdot \frac{74,5^2}{2} = 78700000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$M_{z_3} = 4120000 \cdot 66 - 28000 \cdot \frac{113^2}{2} = 92500000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$M_{z_4} = 4120000 \cdot 77,6 - 28000 \cdot \frac{130^2}{2} = 84300000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$M_{z_5} = 4120000 \cdot 92,5 - 28000 \cdot \frac{150^2}{2} = 66000000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$M_{z_6} = 4120000 \cdot 102 - 28000 \cdot 150 \cdot (161 - 75) = 60000000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$Z_1 = 28000 \cdot 38,5 - 3140000 = -2062000 \text{ Н}$$

$$Z_2 = 28000 \cdot 74,5 - 3140000 = -1054000 \text{ Н}$$

$$Z_3 = 28000 \cdot 113 - 3140000 = 24000 \text{ Н}$$

$$Z_4 = 28000 \cdot 130 - 3140000 = 500000 \text{ Н}$$

$$Z_5 = 28000 \cdot 150 - 3140000 = 1060000 \text{ Н}$$

$$Z_6 = 28000 \cdot 150 - 3140000 = 1060000 \text{ Н}$$

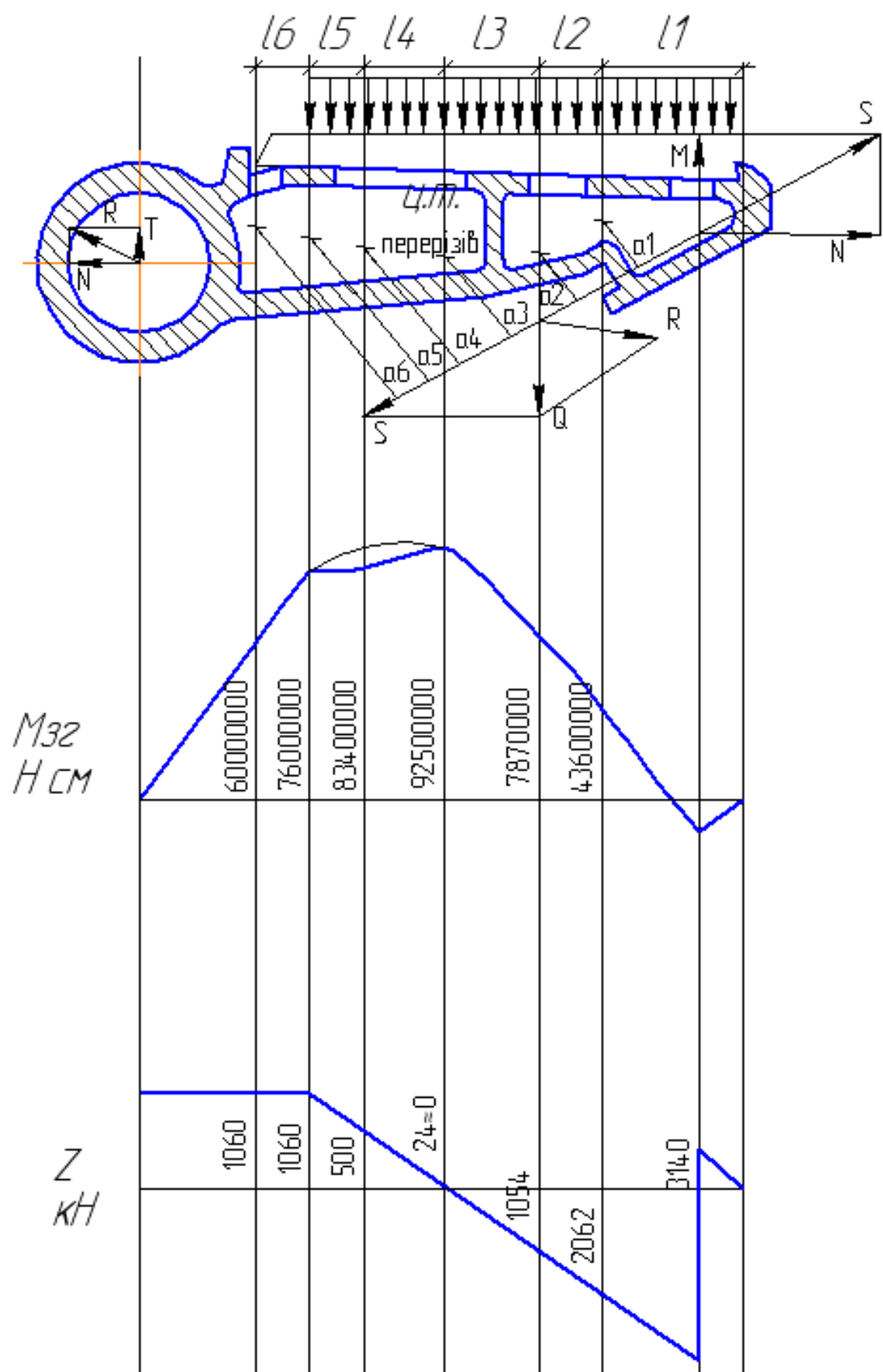


Рис.2.2 Розрахункова схема щоки

Визначення напружень і запасів міцності

Основний розрахунок щоби виготовляємо за змінним напругою вигину і розтягування, що змінюються по пульсуючому циклу. Додатково виробляємо перевірку на міцність з пластичним деформаціям.

При розрахунку за змінним напругою різним впливом на прпочность осьових зусиль і вигину нехтуємо, і перевірку виготовляємо за сумно напруг вигину і розтягування, тому що нульова точка не виходить за межі перетину.

Для сталі 35ГЛ:

$$\sigma_B = 550 \text{ МПа};$$

$$\sigma_T = 300 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1}^n = 220 \text{ МПа} - \text{межа витривалості на згин при симетричному циклі};$$

$\sigma_{-1}^k = 0,22 \cdot \sigma_B = 0,22 \cdot 550 = 121 \text{ МПа}$ - межа витривалості по дотичним напругам(кручення) за симетричного циклу. Вважаємо рівним межі витривалості по дотичним напругам зрізу.

Визначення запасів міцності виробляємо за методикою, розробленої для прямих валів.

Зусилля S, R, N, T, M визначені графічно.

Плечі а визначені графічно.

Розрахункова схема по [3]

Матеріал щоби Ст.35ГЛ

Геометричні характеристики перерізів.

Переріз 1.

Вважаємо, що руйнування може відбутися не по перемичці, а поруч з нею.

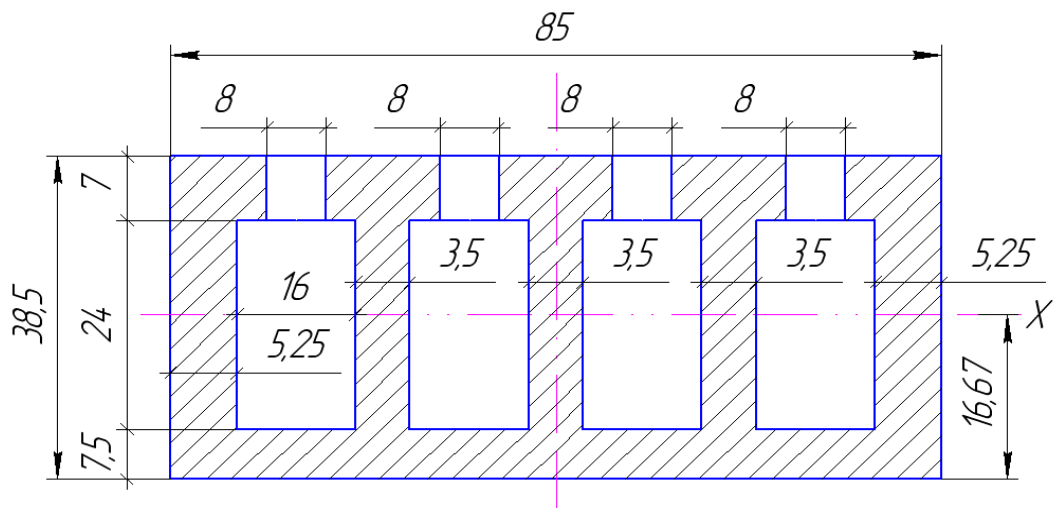


Рис.2.3 Допоміжна схема для визначення напружень і запасів міцності

$$F_1 = (85 - 8 \cdot 4) \cdot (85 - 16 \cdot 4) = 1512 \text{ см}^2$$

$$y_c = \frac{85 \cdot 7,5 \cdot 3,75 + 21 \cdot 24 \cdot 1,95 + 53 \cdot 7 \cdot 35,0}{85 \cdot 7,5 + 21 \cdot 24 + 53 \cdot 7} = \frac{25204}{1512} = 16,67 \text{ см}$$

$$I_x = \frac{85 \cdot 7,5^3}{12} + 638 \cdot 12,92^2 + \frac{21 \cdot 24^3}{12} + 504 \cdot 2,83^2 + \frac{53 \cdot 7^3}{12} + 371 \cdot 18,33^2 = 263810 \text{ см}^4$$

$$W_1 = \frac{263810}{16,67} = 15825 - (\text{см}^3) - \text{в зоні розтягування.}$$

$$W_1' = \frac{263810}{38,5 - 16,67} = 12085 - (\text{см}^3) - \text{в зоні стиску.}$$

Дані зводимо в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 Таблиця напружень і запасів міцності

перерізи	1	2	3	4	5	6
$\sigma_{u \max}^{\text{розтяг}} \text{ Н / см}^2$	2590	3380	3500	3200	2480	2400
$\sigma_{u \max}^{\text{стиск}} \text{ Н / см}^2$	3390	4220	4380	4540	3200	2680
$\sigma_{p \max} \text{ Н / см}^2$	1750	1540	1460	1520	1460	1520
$\sigma_{p \max}^p + \sigma_{p \max} \text{ Н / см}^2$	4340	4920	4960	4720	3940	3920
$\sigma_{p \max}^{\text{стиск}} - \sigma_{p \max} \text{ Н / см}^2$	1640	2680	2920	3020	1740	1160
$\tau_{cp \max} \text{ Н / см}^2$	1360	610	0	290	590	610
$\sigma_a = \sigma_m \text{ Н / см}^2$	2170	2460	2480	2360	1970	1960

n	3,15	3,57	3,64	3,80	4,38	3,48
n_{σ}	3,56	3,67	3,64	3,82	4,58	3,64
$(\sigma_{-1})_D$	7720	9020	9020	9020	9020	7140
$(\tau_{\sigma})_D$	0	0	0	0	0	0
$\psi_{\sigma} = 0$ для ст.45 приймаємо $\varphi_{\sigma} = 0$ і для ст. 35ГЛ, так як механічні характеристики цих сталей близькі за значеннями.						
$(K_{\sigma})_D$	2,85	2,44	2,44	2,44	2,44	3,08
K_{σ}	2	1,5	1,5	1,5	1,5	2
K_n^{σ}	1,22	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
ε_{σ}	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
n_{τ}	5,93	15,19		31,40	15,7	12,03
$(\tau_{-1})_D$	403	471	471	471	471	373
$(\psi_{\tau})_D$	0	0	0	0	0	0
$\psi_{\tau} = \psi_{\sigma}$	0	0	0	0	0	0
$(K_{\tau})_D$	3,00	2,57	2,57	2,57	2,57	3,24
$K_{\tau} = K_{\sigma}$ (запас міцності)	2	1,5	1,5	1,5	1,5	2
$K_n^{\tau} = K_n^{\sigma}$	1,22	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
ε_{τ} [табл.22стр228]	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74	0,74
$\tau_a = \tau_m$	70	31	0	15	30	31
$\sigma_{\text{сум}}$	4930	5030	4960	4750	4320	4060
n_T	6,09	5,96	6,05	6,32	6,94	7,39
$n_{T1.5}$	4,06	3,97	4,03	4,21	4,63	4,93

За абсолютною величиною запаси міцності як по змінним напругам, так і по пластичним деформаціям достатні.

2.4 Розрахунок механізму регулювання щілини

Величина зусилля на механізм дорівнює зусиллю по розпірною плиті.
Максимальне робоче зусилля 4120 кН.

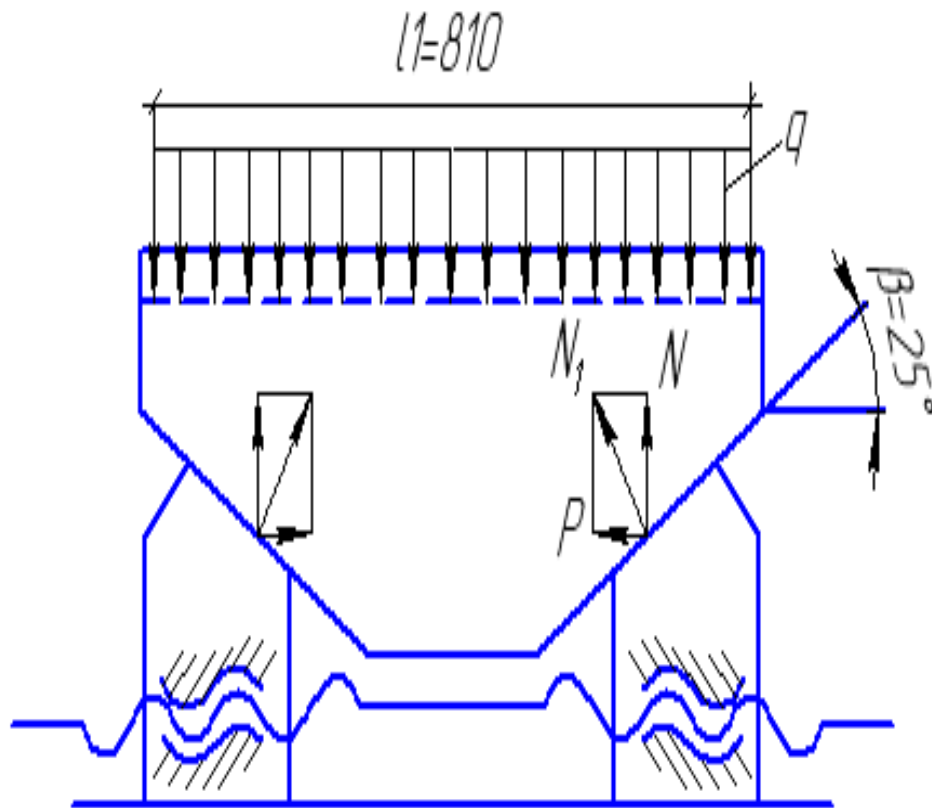


Рис.2.4 Механізм регулювання щілини

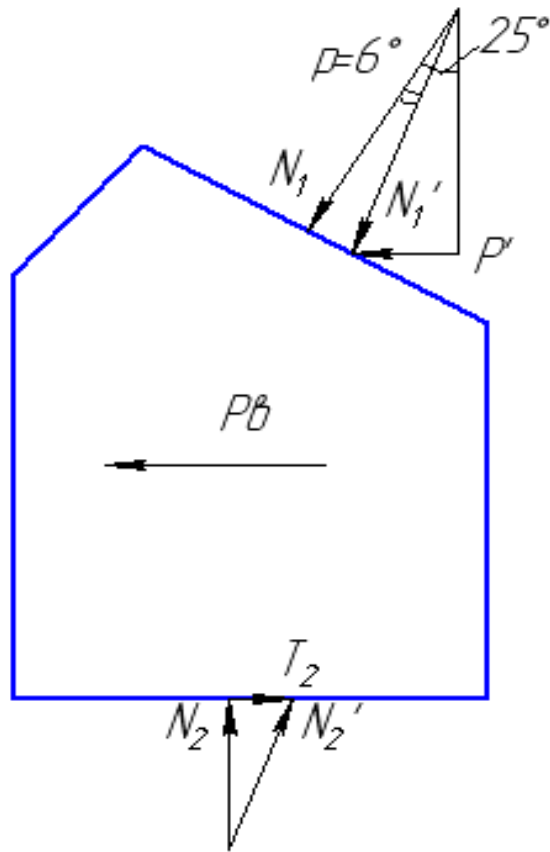


Рис.2.5 Механізм регулювання щілини

T_1, T_2 - сили тертя;

$\rho = 6^\circ$ - кут тертя при коефіцієнті тертя $f = 0,1$;

$l_1 = 810$ - ширина розпірної плити;

P_B - зусилля, яке розтягує гвинт;

$$q = \frac{4120}{80} = 51 \text{ кН/см}$$

$$p = N \cdot \operatorname{tg} 25^\circ = 2060 \cdot 0,466 = 960 \text{ кН}$$

$$N_1 = \frac{N}{\cos \beta} = \frac{4120}{2 \cdot 0,905} = 2280 \text{ кН}$$

$$N_1' = \frac{N_1}{\cos \beta} = \frac{2280}{0,9945} = 2300 \text{ кН}$$

$$p' = N_1' \cdot \sin(\beta - \rho) = 2300 \cdot \sin 19^\circ = 230 \cdot 0,325 = 747 \text{ кН}$$

$$T_2 = N_2 \cdot \operatorname{tg} \rho = \frac{4120}{2} \cdot 0,105 = 217 \text{ кН}$$

$$P_B = P - T_2 = 747 - 217 = 530 \text{ кН}$$

2.5.1 Перевірка гвинта на втомну міцність

Гвинт має трапецеїдальну різьбу 75×10. Матеріал гвинта ст.45, $HB = 170 \div 230$.

$$\sigma_{об} = 70$$

$$\sigma_T = 65$$

$$\sigma_{-1\rho} = 21000 \text{ Н / см}^2$$

Умовно приймаємо характер опору гвинта змінної навантаженні (пульсуючому циклу розтягування) аналогічним опору болтів з трикутною (метричної) різьбленням.

Запас міцності:

$$n_a = \frac{\sigma_{-1\delta}}{\sigma_a} \cdot \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_r}} \geq 2,5 - \text{ для крепешних болтів}$$

$$\sigma_{-1\delta} = \frac{\sigma_{-1\rho}}{K_\sigma}$$

K_σ - коефіцієнт концентрації, що відноситься до з'єднання гвинт - гайка.

σ_B' - межа міцності нарізаного стрижня при розтягу.

Для пластичних матеріалів $\sigma_B' > \sigma_B$. До запасу міцності приймаємо $\sigma_B' = \sigma_B$.

$$K_\sigma = 3,0 \cdot 0,6 = 1,8$$

3,0 - коефіцієнт концентрація для метричної різьблення з'єднання болт-гайка, для вуглецевих сталей. Узятий нижня межа, тому що гайка має можливість самовстановлення.

0,6 = 1-0,4 – зниження значення K_σ на 40% для різьбового з'єднання типу стяжки.

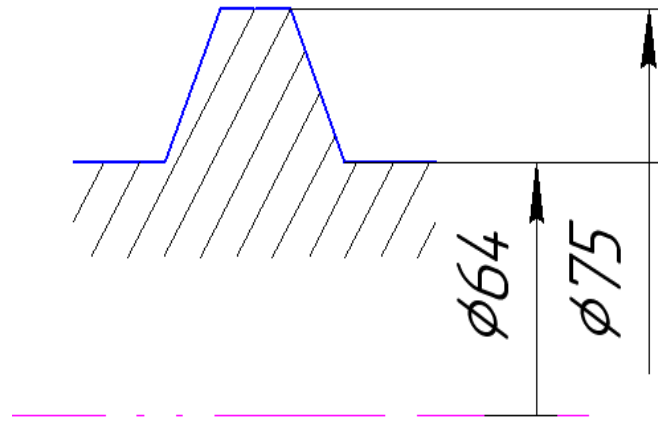


Рис.2.6. Розрахункова схема

$$\sigma_{-1\delta} = \frac{21000}{1,8} = 11700 \text{ H / cm}^2$$

$$\sigma_{p\max} = \frac{P_B}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{530000}{\frac{3,14 \cdot 6,4^2}{4}} = \frac{530000}{32,2} = 1650 \text{ H / cm}^2$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{16500}{2} = 8250 \text{ H / cm}^2$$

$$n_a = \frac{11700}{8250} \cdot \sqrt{1 - \frac{8250}{80000}} = 1,42 \cdot 0,947 = 1,35$$

$$n_T = \frac{55000}{16500} = 3,33$$

Запас міцності на втомність і текучість задовільний.

2.5.2 Перевірка витків різьби на зріз

$$\tau_{cp} = \frac{P_B}{\pi \cdot d_1 \cdot K \cdot S \cdot z}$$

де $d_1 = 6,4$ см;

$K = 0,65$ - коефіцієнт повноти різблення [т.2 стр.224];

$S = 1,0$ см – крок різьби;

$z = 8$ - число робочих витків;

$$\tau_{cp} = \frac{530000}{3,14 \cdot 6,4 \cdot 0,65 \cdot 1 \cdot 8} = 5080 \text{ H / cm}^2 < [\tau]_{cp} = (0,1 \div 0,15) \cdot \sigma_T = 5500 \div 8250 \text{ H / cm}^2$$

Гвинт трапецієвидний 75×10 задовольняє вимоги міцності.

Питомий тиск у різьбі:

$$q = \frac{P_B}{\pi \cdot \frac{d^2 - d_1'^2}{4} \cdot z} = \frac{530000}{3,14 \cdot \frac{7,5^2 - 6,5^2}{4} \cdot 8} = 6000 \text{ Н / см}^2$$

Переміщення при робочому ході щокимало неможливе.

2.6 Розрахунок розпiрної плити

Розрахунок розпiрної плити виконуємо на мiцнiсть по максимальному робочому навантаженнi [3].

Для її дробарки, що досліджується

$$S = 3920 \text{ кН}$$

$$a_{\max} = 9,0 \text{ мм}$$

$$L = 550 \text{ мм}$$

$$B = 810 \text{ мм}$$

$$d = 50 \text{ мм}$$

$$h = 47 \text{ мм}$$

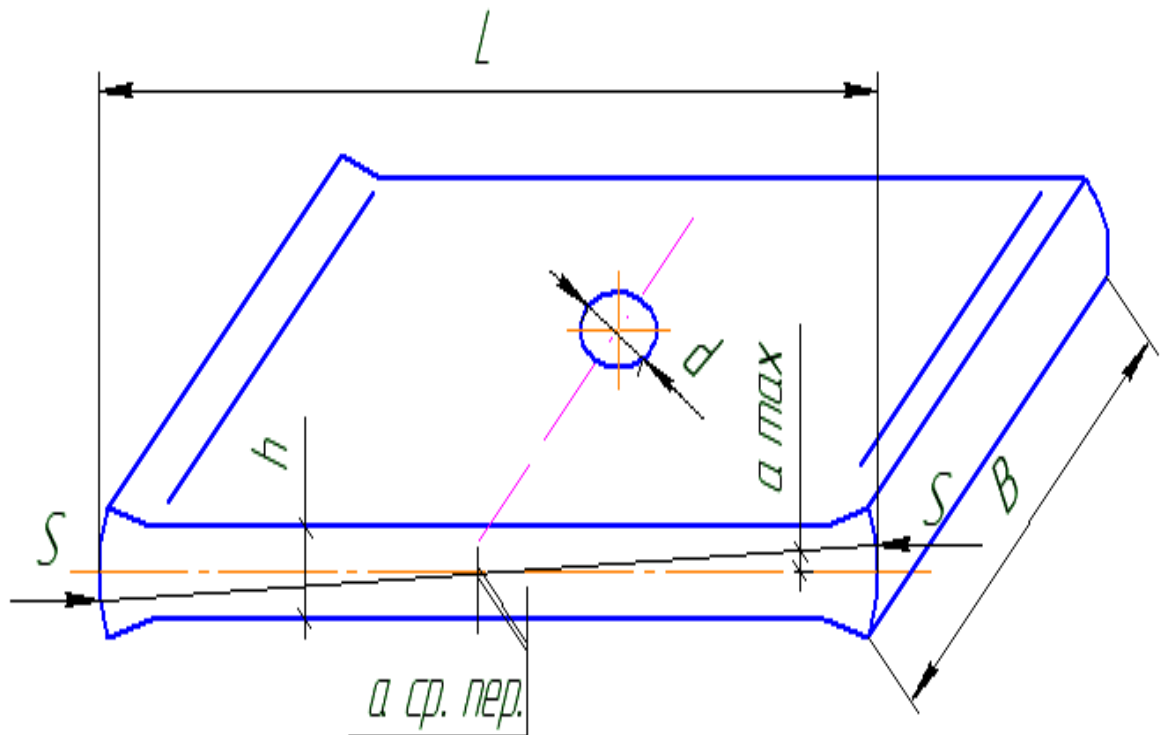


Рис.2.7 Схема для розрахунку розпірної плити

Плече «а» має максимальне значення при щілині 150 мм у верхньому положенні щок. Умовно приймаємо, що і зусилля дроблення максимальне значення має при щілині 150 мм.

Розрахунок ведемо відцентровий стиск.

Непаралельністю сили S осі плити нехтуємо - у запас міцності (строго треба брати проекції S на напрям осі). Цикл пульсуючий. Максимум стискаючих напруг збігається з максимумом згинаючих. Тоді:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{cm} \pm \sigma_u$$

Небезпечним перерізом є переріз на відстані l від краю плити (початок товщини h – кінець потовщення). У запас міцності приймаємо плече сили S у цьому перерізі рівним $a_{\max}$.

Напруга в середньому перерізі виходить менша, не дивлячись на послаблення його отвором, так як $a_{\text{ср.сеч.}} = 3,5$ мм проти 9,0 мм у краю.

Розміри розпірної плити приймаємо рівними плиті дробарки YIFAN (Китай) випуску 2014 р.(плита 426-0-0-2), але матеріал плити – чавун МСЧ-32-52 замість СЧ-18-36.

Переріз плити:

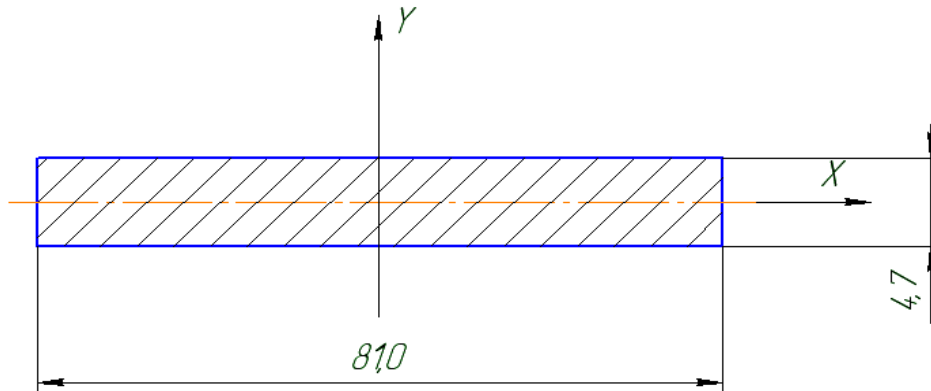


Рис.2.8 Переріз плити

$$I_x = \frac{81 \cdot 4,7^3}{12} = 702 \text{ см}^4$$

$$W_x = \frac{81 \cdot 4,7^2}{6} = 298 \text{ см}^3$$

$$F = 81 \cdot 4,7 = 381 \text{ см}^2$$

$$M_{32} = S \cdot a_{\max} = 3920000 \cdot 0,9 = 3520000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$\sigma_{u \max} = \frac{3520000}{298} = 11800 \text{ Н} / \text{см}^2$$

$$\sigma_{cm \max} = \frac{3920000}{381} = 10300 \text{ Н} / \text{см}^2$$

$$\sigma_{\text{сум}}^- = -10300 - 11800 = -22100 \text{ Н} / \text{см}^2 - \text{ на стиснутій стороні};$$

$$\sigma_{\text{сум}}^+ = -10300 + 11800 = +1500 \text{ Н} / \text{см}^2 - \text{ на розтягнутій стороні}.$$

Для визначення запасу міцності скористаємося основною розрахунковою

формулою:
$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{пред}}{\sigma_{max \delta ii}}$$

$$\sigma_{max \delta ii} = \sigma_{max} \cdot K_{\sigma}$$

$K_{\sigma} = 1$ - коефіцієнт концентрації напружень для чавуну, тим більш, що особливо виразних концентраторів напруг у розрахунковому перерізі немає.

$\sigma_{пред}$ - для нашого випадку дорівнює границі міцності при пульсуючому циклі стиску для стисненої зони і межі втомленості при пульсуючому циклі розтягу для розтягнутої зони.

Це припущення йде до запасу міцності. Припущення тому, що у нас не чистий розтяг або стискання, а позацентрове стискання.

З діаграми граничних станів [5 рис.623 стр. 738] для чавуну з межами міцності:

$$\sigma_B^+ = 220 \text{ Н / мм}^2 \text{ - границі міцності при розтягу;}$$

$$\sigma_B^- = 780 \text{ Н / мм}^2 \text{ - границя міцності при стисканні.}$$

З діаграми знаходимо:

$$\sigma_0^{сж} = 460 \text{ Н / мм}^2 \text{ - границя втомленості при пульсуючому циклі стискання;}$$

$$\sigma_0^P = 109 \text{ Н / мм}^2 \text{ - границя втомленості при пульсуючому циклі розтягу.}$$

Знаючи, що межа втомленості пропорціональна межі міцності матеріалу, знайдемо значення меж втомленості для чавуну у нашому випадку с

$$\sigma_B^+ = 320 \text{ Н / мм}^2 \quad \text{межа міцності чавуна МСЧ 32-52;}$$

$$\sigma_B^- = 1100 \text{ Н / мм}^2 \quad [10 \text{ т.3 стр. 97 табл.27}];$$

$$\sigma_0^P = 109 \cdot \frac{320}{220} = 158 \text{ Н / мм}^2 = 15800 \text{ Н / см}^2 \quad \text{- межа втомленості при}$$

пульсуючому циклі розтягу;

$$\sigma_0^{сж} = 460 \cdot \frac{1100}{780} = 650 \text{ Н / мм}^2 = 65000 \text{ Н / см}^2 \text{ - межа міцності при}$$

пульсуючому циклі стиску.

Тоді запаси міцності будуть дорівнювати:

У розтягнутій зоні:

$$n_{\sigma}^p = \frac{15800}{1500} = 10,5$$

У стиснутій зоні:

$$n_{\sigma}^{cm} = \frac{65000}{22100} = 2,94$$

Для оцінки значень запасів міцності, які ми отримали у нашому випадку, визначимо запаси міцності розпірної плити дробарки, яка відпрацювала без руйнування 2800 годин і продовжуючи працювати далі [6];

Число циклів: $N = 60 \cdot P \cdot T = 60 \cdot 275 \cdot 2800 = 46000000 = 4,6 \cdot 10^7 > 1 \cdot 10^7$, тому можна вважати, що запаси міцності, які має плита забезпечують її роботу без втомного руйнування. Плита з чавуна СЧ-18-36[6];

$$\sigma_B^+ = 180 \text{ Н / см}^2; \sigma_B^- = 700 \text{ Н / см}^2$$

$$\sigma_0^p = 109 \cdot \frac{180}{220} = 89 \text{ Н / мм}^2 = 8900 \text{ Н / см}^2$$

$$\sigma_0^{сж} = 460 \cdot \frac{700}{780} = 413 \text{ Н / мм}^2 = 41300 \text{ Н / см}^2$$

$$a_{\max} = 9,5 \text{ мм при розмірі щілини } 80 \text{ см};$$

$$W_X = 298 \text{ см}^3$$

$$F = 381 \text{ см}^2$$

$$S = 2400 \text{ кН}$$

$$M_{32} = 2400000 \cdot 0,95 = 2280000 \text{ Н} \cdot \text{см}$$

$$\sigma_{32} = \frac{2280000}{298} = 7650 \text{ Н / см}^2$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2400000}{381} = 6300 \text{ Н / см}^2$$

$$\sigma_{сум}^+ = -6300 + 7650 = 1350 \text{ Н / см}^2$$

$$\sigma_{сум}^{-1} = -6300 - 7650 = 13950 \text{ Н / см}^2$$

Запаси міцності:

$$n_{\sigma}^p = \frac{8900}{1350} = 6,6 - \text{ на розтягнутій ділянці};$$

$$n_{\sigma}^{cm} = \frac{41300}{13950} = 2,96 - \text{ на стиснутій ділянці}.$$

Порівняння отриманих значень запасів міцності розпірних плит дозволяє зробити висновок проте, що обрані розміри і матеріал розпірної плити дробарки, що проектується повинні забезпечити роботу плити без втомного руйнування. Мінімальне значення запасів міцності – 2,94 відноситься до стиснутої ділянки, воно практично однакове в порівнянні з дробаркою [6.12]:. Запас міцності в розтягнутій ділянці – 10,5 достатньо великий. Запаси міцності вважаємо задовільними.

При півтораразовому перевантаженні:

$$\sigma_{\text{сум}}^+ = 1350 \cdot 1,5 = 2020 \text{ Н / см}^2;$$

$$\sigma_{\text{сум}}^- = 13950 \cdot 1,5 = 20950 \text{ Н / см}^2;$$

$$n_B^- = \frac{110000}{20950} = 5,25;$$

$$n_B^+ = \frac{32000}{2020} = 15,8.$$

Більше, ніж по втомленості.

2.7 Розрахунок підшипників

У дробарці, що досліджується надійність підшипникового вузла повинна збільшитися за рахунок застосування сферичних дворядних роликотпідшипників, котрі сприймають осьові навантаження і мало сприймаючі перекося. Тому буде забезпечена більш спокійна робота вузла без осьових переміщень вала під час роботи дробарки. Результати розрахунків заносимо до таблиці. Осьові навантаження не враховуємо, так як діючі осьові навантаження мають імпульсний характер, і по всій ймовірності, дія їх тимчасова.

Таблиця 2.4

	1	2
Челюсний підшипник		
Тип підшипника	3556	2556
Коефіцієнт робото здатності	2600000	1110000
Число обертів вала, <i>об/хв</i>	275	275
Коефіцієнт непостійності навантаження, K_9	0,1	0,1
Максимальне навантаження, κH	1425	840
Еквівалентне навантаження Q_{EKB} , κH	142,5	84
$(nh)^{0,3} = A$	91,23	66,07
$\lg h$	4,0944	3,668
h , годин	12430	4664
Корінний підшипник		
Тип підшипника	3644	3004244
Коефіцієнт робото здатності, С	2600000	1370000
Число обертів вала, <i>об/хв</i>	275	275
Максимальне навантаження, κH	1425	840
Коефіцієнт непостійності навантаження, K_9	0,16	0,16

Еквівалентне навантаження $Q_{EKB}, \kappa H$	228	134,4
$(nh)^{0,3} = A$	57,02	50,97
$\lg h$	3,4144	3,2931
h , годин	2600	1964

Челюстний підшипник

$$Q_{EKB1} = 1425 \cdot 0,1 = 142,5 \kappa H$$

$$Q_{EKB2} = 840 \cdot 0,1 = 84 \kappa H$$

$$(nh)^{0,3}_1 = \frac{C}{Q_{EKB} \cdot K_\sigma \cdot K_T} = \frac{2600000}{14250 \cdot 2 \cdot 1} = A = 91,23$$

$$(nh)^{0,3}_2 = \frac{C}{Q_{EKB} \cdot K_\sigma \cdot K_T} = \frac{1110000}{8400 \cdot 2 \cdot 1} = A = 66,07$$

$$\lg h_1 = \frac{\lg A}{0,3} - \lg n = \frac{1,9601}{0,3} - 2,4393 = 4,0944$$

$$\lg h_2 = \frac{\lg A}{0,3} - \lg n = \frac{1,8200}{0,3} - 2,397 = 3,668$$

Корінний підшипник

$$Q_{EKB1} = 1425 \cdot 0,16 = 228 \kappa H$$

$$Q_{EKB2} = 840 \cdot 0,16 = 134,4 \kappa H$$

$$(nh)^{0,3}_1 = \frac{C}{Q_{EKB} \cdot K_\sigma \cdot K_T} = \frac{2600000}{22800 \cdot 2 \cdot 1} = A = 57,02$$

$$(nh)^{0,3}_2 = \frac{C}{Q_{EKB} \cdot K_\sigma \cdot K_T} = \frac{1370000}{13440 \cdot 2 \cdot 1} = A = 50,97$$

$$\lg h_1 = \frac{\lg A}{0,3} - \lg n = \frac{1,7561}{0,3} - 2,4393 = 3,4144$$

$$\lg h_2 = \frac{\lg A}{0,3} - \lg n = \frac{1,7073}{0,3} - 2,397 = 3,2931$$

Визначення середнього ресурсу до першого капітального ремонту:

$$L = \frac{N \cdot t_y}{A}$$

де N - число циклів роботи.

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \sigma_{-1}}{K_{cl} \cdot \sigma_{\max}} \right)^m \cdot \frac{\lambda^2 \cdot m^2}{1 - e^{-\lambda m} - \lambda m e^{-\lambda m}}$$

N_0 - базове число циклів;

γ - коефіцієнт, який враховує, асиметричність циклу порушення сприйняття матеріалу до асиметрії циклу;

m - показник кривої витривалості матеріалу;

λ - показник, який характеризує інтенсивність режиму навантаження;

K_{cl} - коефіцієнт, який враховує режим навантаження.

$$\gamma = \frac{2}{[(1/2)-1] \cdot \beta + [(1/2)+1] \cdot \varphi_\sigma} = \frac{2}{[(1/0,5)-1] \cdot 2 + [(1/0,5)+1]} = 0,75$$

$z = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ - коефіцієнт асиметрії;

β - ефективний коефіцієнт концентрації напруг;

φ_σ - коефіцієнт чуттєвості матеріалу до асиметрії циклу.

$$N = 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{0,75 \cdot 5000}{1,775 \cdot 3000} \right)^{5,2} \cdot \frac{2^2 \cdot 5,2^2}{1 - e^{-2 \cdot 5,2} - 2 \cdot 5,2 \cdot e^{-2 \cdot 5,2}} = 17 \cdot 10^8$$

$$L = \frac{17 \cdot 10^8 \cdot 0,22}{3600} = 10499$$

Висновки.

З розглянутих та розрахованих деталей щелепової дробарки недостатній запас міцності (1,29 в сегменті 3) за межею витривалості має головний вал.

Тому необхідно більш детально за допомогою комп'ютерного моделювання проаналізувати деформаційно – напружений стан валу та розробити заходи по підвищенню запасів міцності

3. ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

Комп'ютерне моделювання ексцентрикового валу дробарки ЩДС6×9 (YIFAN)

Найважливішим при проектуванні будівельних машин є не лише розрахунок окремих елементів та механізмів на міцність та довговічність, а й оптимізація їх розмірів.

З метою уточнення розрахунків та оптимізації напружено-деформованого стану ексцентрикового валу щелепової дробарки ЩДС-6×9 фірми YIFAN виконано комп'ютерне моделювання вала у середовищі САПР SolidWorks 2013.

На рис. 3.1 наведено розрахункову схему ексцентрикового валу щелепової дробарки, що досліджується

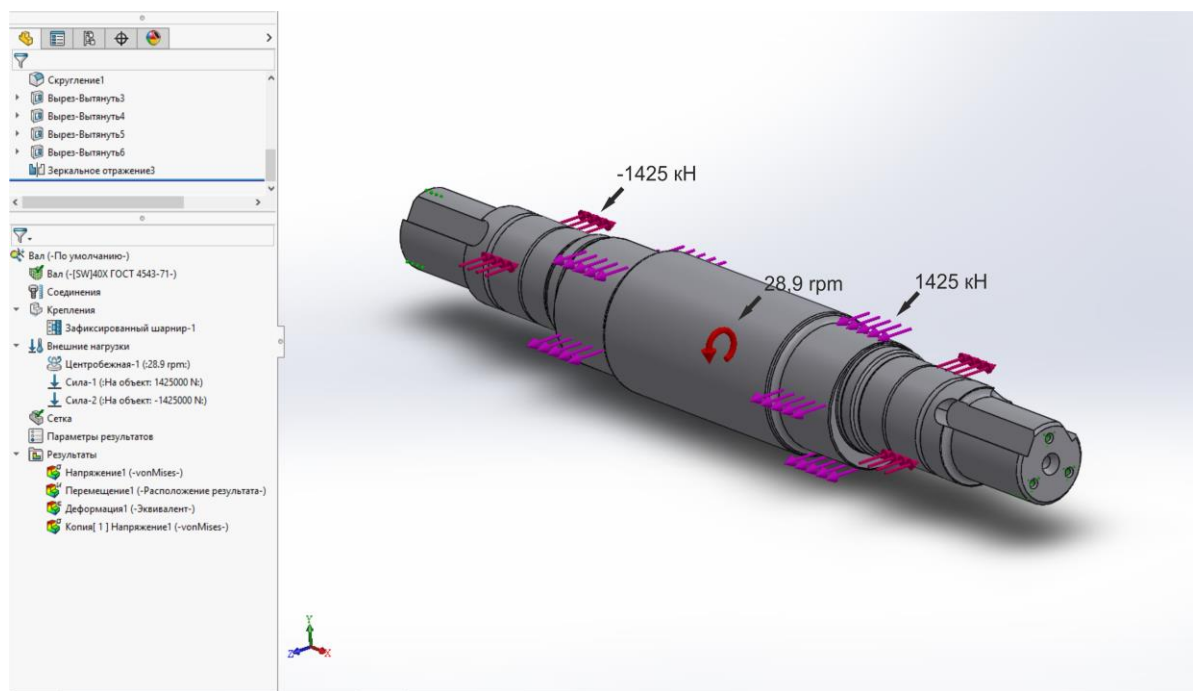


Рис 3.1. Розрахункова схема у середовищі САПР SolidWorks ексцентрикового валу щелепової дробарки

На рис.3.2. наведено результати статичного аналізу поверхневого напруження ексцентрикового валу щелепової дробарки, а на рис.3.3. результати статичного аналізу вузлового напруження

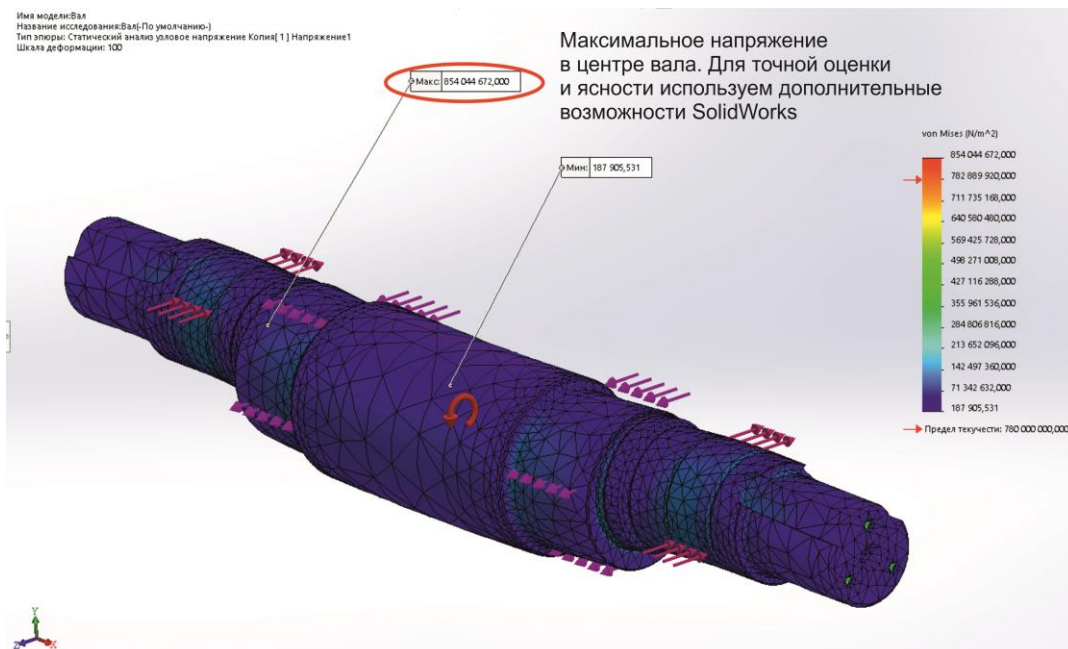


Рис. 3.2. Результаты статического анализа у середовищі САПР SolidWorks
поверхневого напруження ексцентрикового валу щелепової дробарки

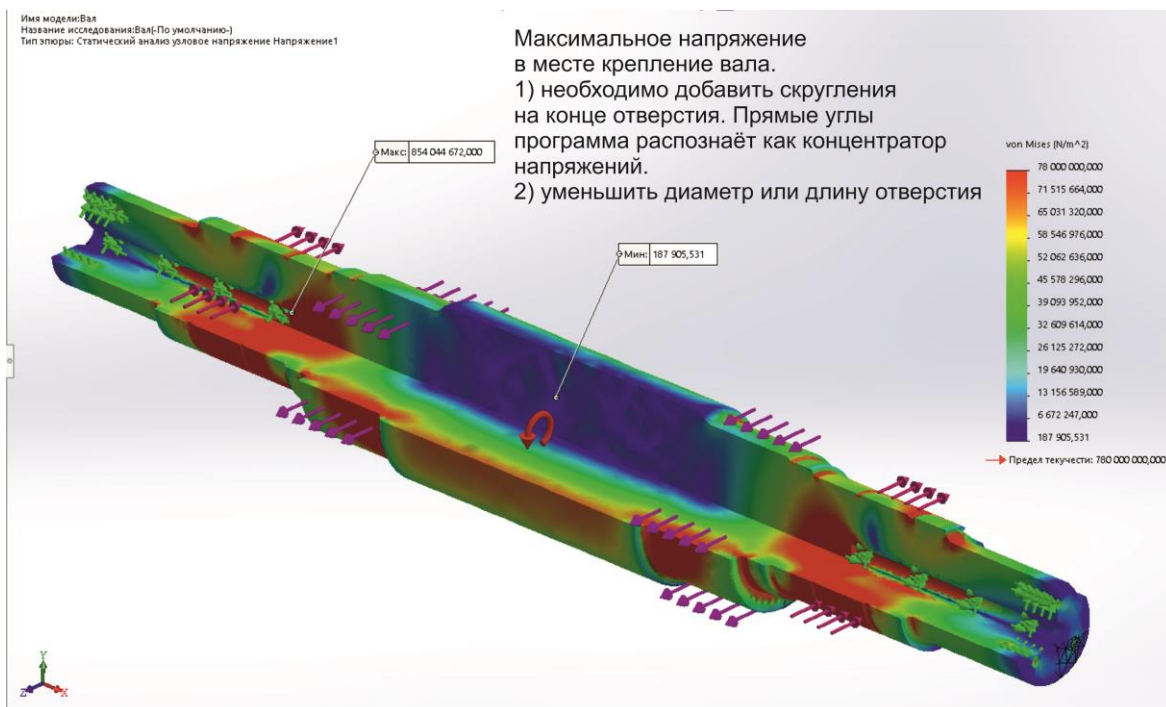


Рис. 3.3. Результаты статического анализа у середовищі САПР SolidWorks
вузлового напруження ексцентрикового валу щелепової дробарки .

Результати аналізу свідчать, що максимальні напруження зосереджуються в зоні перетину вертикального та горизонтального отворів, призначених для подачі мастила. Навіть після виконання рекомендацій програмного забезпечення та заокруглення кутів рівень напружень у мастильному отворі перевищує допустиме значення.

Для вибору оптимальних поєднань параметрів застосовується утиліта «Дослідження проектування», у якій визначаються дві змінні — довжина та діаметр отвору. Для кожної з них задаються мінімальні й максимальні значення, а також крок варіювання.

На наступному етапі встановлюється ціль оптимізації — зменшення напружень, а також задається гранично допустиме значення напруження, яке дорівнює 680 МПа.

Після запуску програма виконує підбір оптимальних значень змінних з метою мінімізації напружень. За результатами досліджень (рис. 3.4) визначено оптимальні значення змінних для сценарію 31: довжина отвору становить 200 мм, діаметр отвору — 27 мм, що забезпечує допустимий рівень напружень 631,5 МПа.

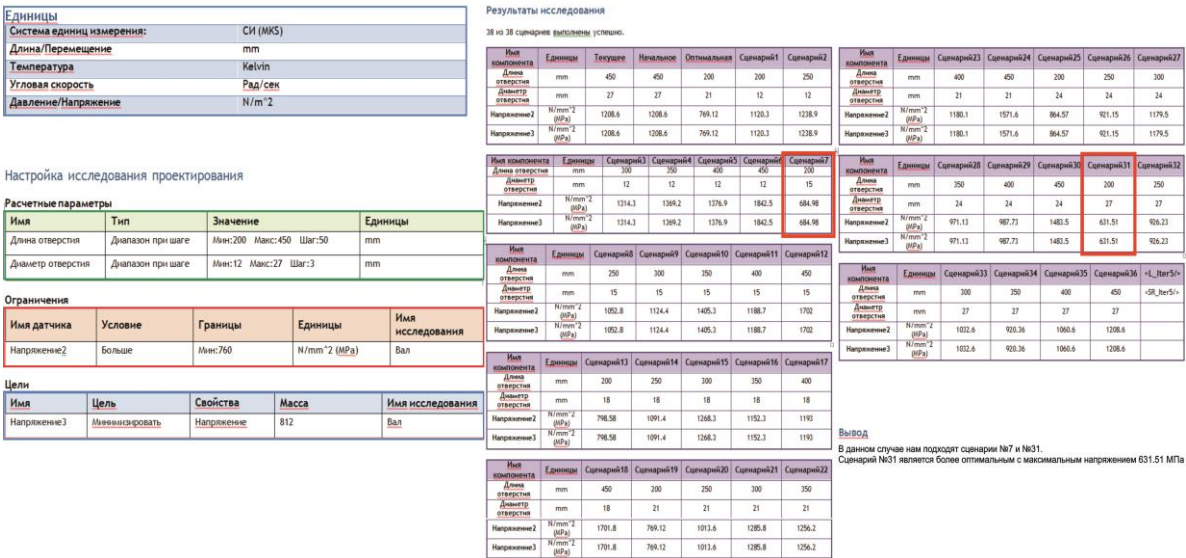


Рис. 3.4. Результаты підбору у середовищі САПР SolidWorks оптимальних значення змінних параметрів для мінімізації напружень ексцентрикового валу щелепової дробарки .

На рис. 3.5 наведено результати аналізу вузлових напружень ексцентрикового валу щелепової дробарки після підбору оптимальних значень змінних параметрів. Отримані результати свідчать, що максимальне значення напружень для всіх ділянок вала становить 631,5 МПа. На рис. 3.6 представлено графічне зображення коефіцієнта запасу міцності після оптимізації змінних, при цьому значення коефіцієнта запасу міцності в небезпечному перерізі дорівнює 1,533.

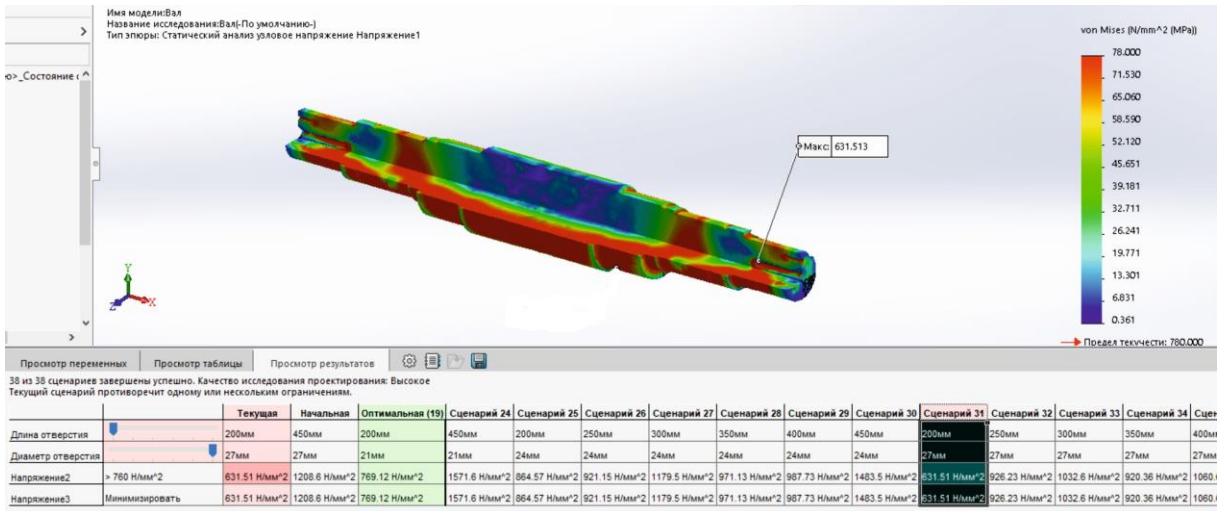


Рис. 3.5. Статичний аналіз у середовищі САПР SolidWorks вузлового напруження ексцентрикового валу щелепової дробарки після підбору оптимальних значення змінних параметрів .

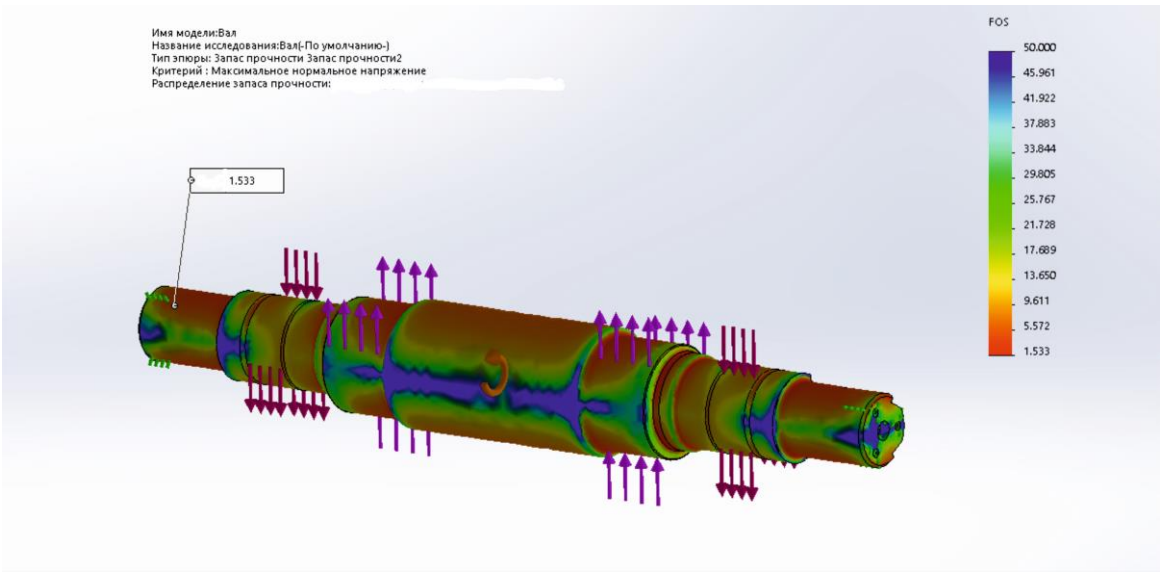


Рис.3.6. Графічне зображення запасу міцності ексцентрикового валу щелепової дробарки після підбору оптимальних значення змінних.

На рис.3.7. наведене графічне зображення деформацій валу щелепової дробарки, згідно якої максимальне переміщення має значення 1,572 мм.

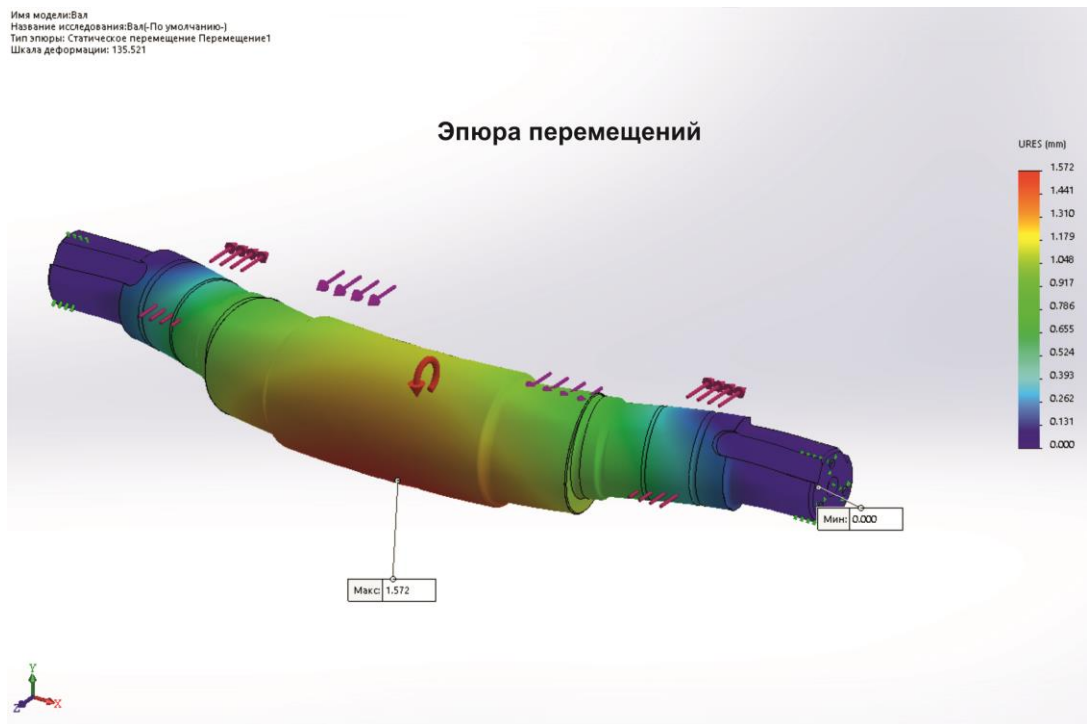


Рис. 3.7. . Графічне зображення деформацій валу

Допустима величина прогину валу $[\delta]$ визначається за формулою [7]

$$[\delta] = (1/500 \dots 1/700) L$$

де L —довжина валу.

Для валу щелепової дробарки, що досліджується

$$[\delta] = (1/500 \dots 1/700) \cdot 2130 = 4,26 \dots 3,04 \text{ мм}$$

Таким чином, прогин валу за номінальних навантажень перебуває в межах допустимих значень.

Висновки.

Комп'ютерне моделювання ексцентрикового валу щелепової дробарки дало змогу визначити зони найбільшої концентрації напружень, однією з яких є ділянка перетину горизонтального та вертикального отворів системи мащення. Застосування утиліти «Дослідження проєктування» дозволило встановити оптимальні геометричні параметри отвору, а саме: довжину 200 мм і діаметр 27 мм, що забезпечує рівень еквівалентних напружень 631,5 МПа.

У перерізі III–III у зоні посадки головних підшипників (рис. 2.1) коефіцієнт запасу міцності є недостатнім. Це свідчить про те, що конструкція в цьому місці не забезпечує необхідного рівня надійності під час експлуатації.

Підвищити запас міцності можна шляхом впровадження технологічних заходів.

4. Технологічні заходи по підвищенню запасів міцності.

У наш час проблема підвищення опору зношування стає все більш актуальною, в зв'язку з інтенсифікацією роботи устаткування.

Підвищення опору зношуванню забезпечує надійність і довговічність деталей машин і механізмів. Підвищення строків експлуатації деталей досягається за рахунок поліпшення характеристик шорсткості поверхневого шару поверхнево-пластичним деформуванням (ППД).

У даному розділі виконано аналіз методів підвищення міцності і зносостійкості ексцентрикового валу дробарки методом обкатування роликом.

4.1. Вибір оптимального методу обробки ексцентрикового валу дробарки ЩДС 6×9.

4.1.1. Огляд методів зміцнення поверхневого шару сталевих деталей із застосуванням механічного деформування.

Поєднання чистового і зміцнювального обкатування роликами забезпечує оптимальні показники шорсткості обкатаної поверхні та значну глибину зміцненого шару, що, у свою чергу, сприяє підвищенню як зносостійкості деталей, так і їхньої втомної міцності. Значне збільшення зносостійкості також спостерігається при наклепі чавуну в умовах змішаного тертя. У цих дослідженнях зношування оцінювали при питомому тиску 1,3 МПа і швидкості ковзання 0,2 м/с на машині зі зворотно-поступальним рухом, що моделює роботу направляючих металорізальних верстатів. Зразки наклепували кульковою голівкою.

Встановлено, що при певному рівні деформації знос спочатку зменшується, а потім знову збільшується. Деякі автори вважають, що підвищення зносостійкості деталей після наклепу відбувається через активізацію дифузії кисню з повітря в зміцнений метал та утворення в ньому оксидів певних типів FeO , Fe_2O_3 і Fe_3O_4 . Ці сполуки характерні також для окисного зносу, за якого зносостійкість досягає максимуму.

Підвищення зносостійкості пар тертя за допомогою обкатки їх роликами

Розглянемо більш детально результати досліджень з урахуванням режимів обкатування та умов тертя. В [11] дослідження на знос проводились на машині тертя типу МІ шліфованих і обкатаних зразків діаметром 55 мм і шириною 10 мм. Обкатування здійснювалося за допомогою роликів діаметром 170 мм з профільним радіусом 40 мм і зусиллям обкатування від 10 до 20 кН. За його даними при сухому терті в парі з чавунним вкладишем при питомому тиску 1,35 МПа обкатані зразки з сталі 45 виявилися більш зносостійкими в порівнянні з шліфованими. При цьому збільшення зусилля обкатування призводило до зниження зносостійкості, що обумовлює явище перенаклепу. У разі подачі мастила у обкатаних зразків також спостерігається підвищення зносостійкості на 75% у порівнянні з шліфованими. В [12] досліджувався знос оброблених зразків (діаметром 30 мм) із сталей 45 і У8 при значному змащенні веретенним маслом. Зразки попередньо піддавалися відпусканню у вакуумі. Частина зразків випробували після шліфування, інші - після обкатування кулькою (діаметром, рівним 12 мм; при зусиллі обкатування - 0,6 кН). Випробування на знос, проведені на машині типу МІ при питомому тиску 1,2 МПа і швидкості 200 об / хв в парі з чавунними колодками, показали, що обкатані кулькою зразки зі сталі 45 отримали знос, приблизно в 2,5 рази більший у порівнянні з зносом шліфованих зразків. У обкатаних зразків із сталі У8, навпаки, знос виявився приблизно в 2,5 рази нижче, ніж у шліфованих; це пояснюється тим, що на поверхні зразка з сталі 45 виявилася велика мікронерівність поверхні.

В [12] випробувались на знос сегментні зразки з вуглецевих сталей 15; 35; 45 в парі з чавунними циліндричними пластичними при змащенні автомобільним маслом. Зразки вирізали з втулок, внутрішній діаметр яких шліфували або обкатували роликом. Зношування проходило протягом 6 годин при питомому тиску 10 МПа, швидкості ковзання 34,5 м/хв. Обкатані зразки з усіх сталей виявилися більш зносостійкими в порівнянні з шліфованими. При цьому найбільшу зносостійкість (в 2,8 рази вище шліфованих) придбали зразки зі сталі 45, а найменшу - із сталі 15. Зниження ефективності обкатування зразків з мало-вуглецевої сталі 15, на думку [12] пояснюється її високою чутливістю до перенаклепу, яка виникла в процесі зносу.

Експериментами, виконаними в Білоруському інституті механізації сільського господарства [16], при терті з подачею мастила, було встановлено зниження зносу обкатаних зразків зі сталей 15; 35; 45 і 45Г2 в порівнянні з шліфованими. Найбільшу зносостійкість отримали зразки, обкатані з зусиллям, що забезпечує створення мінімальної шорсткості.

З огляду на наявність суперечливих даних, були проведені спеціальні дослідження з вивчення впливу обкатування торообразним роликом на зносостійкість пар тертя. При терті ковзання зразки з нормалізованої сталі 45 випробовувалися на знос в парі з вкладишем з сірого чавуну марки СЧ 18-36, а зразки з загартованої сталі 40Х - у парі з бронзовим вкладишем. Випробування відбувалися на машині тертя МІ протягом восьми годин з щільним змащуванням. Зразки діаметром 40 мм обкатувалися роликом при різному тиску обкатування. Для порівняння випробували також шліфовані зразки. Випробування показали, що зміцнення обкатуванням є надійним засобом підвищення зносостійкості деталей. Не дивлячись на високий питомий тиск при ковзанні (зразки з сталі 45 випробували при тиску 10 МПа, а зразки зі сталі 40Х-при тиску 2,5 і 5,0 МПа), знос після обкатування в порівнянні з зносом після шліфування зменшився для сталі 45 на 26%, а для сталі 40Х - на 37%. Найвищу зносостійкість в обох випадках набули зразки, обкатані при оптимальному тиску в контакті (від 150 до 200 МПа).

Перевищення цього тиску робить поверхню вже менш зносостійкою. Наприклад, збільшення тиску при обкатуванні зразків зі сталі 45 від 220 до 240 МПа призвело до деякого збільшення зносу.

Вивчення стану поверхневого шару загартованих зразків показало його структурну неоднорідність, що є наслідком дефектів шліфування. У результаті обкатування розкид твердості значно скорочується і це свідчить про утворення більш однорідного (у структурному відношенні) поверхневого шару. Це свідчення варто вважати одним з основних чинників підвищення зносостійкості.

Підвищення зносостійкості у обкатаних загартованих зразків встановлено також в [14], де випробувались зразки з легованої сталі 5XB2C в парі з обоймою зі сталі P18 на машині тертя типу МІ при тиску 5,0 МПа з мастилом, і було отримано підвищення зносостійкості в результаті обкатування. Оптимальною, з точки зору зносостійкості, виявилася сила обкатування, рівна 2,0 кН (при діаметрі ролика 50 мм і його профільному радіусі 8 мм). Підвищення зносостійкості характеризується більш високою структурної однорідністю і наявністю залишкових стискаючих напружень, утворених при обкатуванні. Дослідження зносостійкості напрямних блоків штампів зі сталі ШХ15, термічно оброблених до твердості HRC 62-64, проведено при зворотньо-поступальному переміщенні з частотою 230 хід/хв. Знос напрямних, зміцнених обкатуванням вібруючою кулькою (з частотою 18 - 24 кГц), у порівнянні з зносом шліфованих, знижується в 2 - 4,7 рази.

В [15] випробувались шліфовані і обкатані зразки зі сталі 9Х, загартовані струмами високої частоти. Обкатування здійснюється роликом з профільним радіусом 4,5 мм і зусиллям обкатування від 0,5 до 4,0 кН. Найбільша зносостійкість, в 2,5 рази вище ніж для шліфованих, встановлена у зразків, обкатаних із зусиллям 2,0 кН. Цьому зусиллю відповідало й найбільше збільшення твердості. Збільшення зносостійкості пов'язується з підвищенням структурної однорідності поверхневого шару і наявністю в ньому остаточних стискаючих напруг.

Була випробувана також партія обкатаних роликом валків 12-валкового стану. Обкатані валки при прокатці латуні виявилися на 38% довговічніші шліфованих. Випробування на зносостійкість при терті кочення проводили на машині МІ-1М. Досліджували зразки зі сталей 14Х2НЗМА і ШХ15 діаметром 40 мм і шириною 10 мм. Верхні зразки були виготовлені в ідентичних умовах з тих самих матеріалів. У нижніх зразків, виготовлених при різних режимах, був різний поверхневий шар.

Зразки зі сталі 14Х2НЗМА після цементації і термічної обробки шліфували. Частина зразків була випробувана безпосередньо після шліфування, а інші перед випробуванням обкатувалися при різному тиску. Твердість зразків перед обкатуванням становила HRC 58-59. Зразки зі сталі ШХ15 (HRC 61-62) після гарту і відпустки обробляли за трьома варіантами: піддавали шліфуванню, шліфування з подальшим поліруванням і шліфування з подальшим обкатуванням кулькою діаметром 10 мм.

При випробуваннях навантаження на нижній зразок здійснювалася притисненням до нього ролика за допомогою тарованої пружини. Контактний тиск становив 85 МПа. Під час зносу зразок обертався зі швидкістю 416 об /хв.

Зносостійкість зразків оцінювали шляхом зважування зразків на аналітичних вагах. Досліджуваний зразок занурювали в ванночку з моторним мастилом. Тривалість випробування зразків зі сталі ШХ15 становила 32 години , а зі сталі 14Х2НЗМА - 8 годин. Найбільший знос отримали зразки після шліфування по застосовуваній на заводах технології. У зразків, обкатаних після шліфування, знос знизився на 32 - 57%. Підвищення тиску при обкатування забезпечує більш високу зносостійкість. Так, у зразків зі сталі 14Х2НЗМА, обкатаних при тиску 150 МПа, знос в порівнянні з шліфованими знизився на 32%, а обкатаних при тиску 280 МПа - на 51%.

Висновки:

1. В кваліфікаційній магістерській роботі проаналізовано область застосування, принцип роботи, будову та особливості конструктивних схем щелепових дробарок, обґрунтовано доцільність розробки теми магістерської роботи.
2. Розраховано на міцність основні деталі щелепової дробарки, встановлено що недостатній запас міцності ($k=1,29$ в одному з перерізів) за межею витривалості має головний вал, що являється підставою для більш детального аналізу за допомогою комп'ютерного моделювання деформаційно – напруженого стану валу та розробки заходів по підвищенню запасів міцності.
3. Комп'ютерне моделювання ексцентрикового валу дробарки дозволило встановити місця найбільшої концентрації напружень, одним з яких являється місце перетину горизонтального і вертикального отвору для подачі мастила. Використання уліти «Дослідження проектування» дозволило визначити оптимальні значення, а саме довжина отвору 200 мм, діаметр отвору 27 мм, що забезпечує рівень напружень 631,5 Мпа.
4. Недостатнім являються коефіцієнт запасу міцності галтелей в місці посадки головних підшипників, де збільшення запасу міцності може бути досягнуто технологічними засобами.
5. Обґрунтована необхідність обкатки галтелей роликом (кулькою). При цьому межа коефіцієнту запасу міцності в нашому випадку може бути збільшена в 1,6 рази.
6. Підвищення запасу міцності визначає підвищення строків експлуатації деталей
7. Доцільність прийнятих конструктивних рішень підтверджена розрахунком економічної ефективності на стадії проектування.
8. Основні заходи з безпечної експлуатації щелепової дробарки висвітлено в розділі з охорони праці.