

УДК 622.673+621.926.74+669.017:539.213

№ держреєстрації 0108U000556

Инв. №

Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
“НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ”
(Державний ВНЗ “НГУ”)

49005, м. Дніпропетровськ, пр. К. Маркса, 19, тел./факс (0562) 47-32-09,
телекс 143457 «AGAT SU», E-mail: HomenkoO@nmu.org.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ :

Проректор з наукової роботи,
д-р техн. наук, проф.

О.С. Бешта

" ____ " _____ 2010 р.

**ЗВІТ
З НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ**

РОЗРОБКА ТЕОРІЇ, МЕТОДІВ РОЗРАХУНКУ ТА ТЕХНОЛОГІЙ
СТВОРЕННЯ ГІРНИЧОГО ОБЛАДНАННЯ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

по темі ГП-414
(заключний)

Начальник НДЧ,
канд. техн. наук, доц.

О.Є. Хоменко

Науковий керівник,
д-р техн. наук, проф.

С.Є. Блохін

2010

Рукопис закінчено 08 грудня 2010 р.

Результати роботи розглянуті науково-технічною радою, протокол № 2
від 16.12.2010 р.

СПИСОК ВИКОНАВЦІВ

Науковий керівник теми, гол. наук. співр., д-р техн. наук	С.Є. Блохін (вступ, розд. 5, висновки, загальне керівництво темою)
Відповідальний виконавець теми, пров. наук. співр., канд. техн. наук	Д.Л. Колосов (вступ, розд. 5, висновки за розділом)
Науковий керівник підрозділу, д-р техн. наук	В.П. Франчук (вступ, висновки за розділом, загальне керівництво за розділом 1)
Науковий керівник підрозділу, ст. наук. співр., д-р техн. наук	К.С. Заболотний (вступ, розд. 2, висновки за розділом, загальне керівництво за розділом 2)
Науковий керівник підрозділу, д-р техн. наук	В.І. Самуся (вступ, висновки за розділом, загальне керівництво за розділом 3)
Науковий керівник підрозділу, гол. наук. співр., д-р техн. наук	В.А. Ропай (вступ, розд. 6, висновки за розділом, загальне керівництво за розділом 6)
Науковий керівник підрозділу, гол. наук. співр., д-р техн. наук	Р.П. Дідик (вступ, розд. 7, 8, висновки за розділом, загальне керівництво за розділами 7, 8)
Пров. наук. співр., д-р фіз.-мат. наук	А.О. Войтенко (розд. 1.4)

Пров. наук. співр.,
канд. техн. наук

І.С. Ільїна (розд. 3.1 – 3.4)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

О.В. Анциферов (розд. 1.1 – 1.3)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

В.Є. Кириченко (розд. 4)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

І.А. Шуляк (розд. 5.2.2)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

Л.В. Грязнова (розд. 7.5)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

О.Г. Лісняк (розд. 7.6)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

К.А. Зіборов (розд. 9)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

І.О. Таран (розд. 9)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

К.М. Бас (розд. 9)

Ст. наук. співр.,
канд. техн. наук

В.В. Проців (розд. 9.3)

Ст. наук. співр., канд. техн. наук	А.О. Самойленко (розд. 9.1)
Ст. наук. співр., канд. техн. наук	Г.К. Ванжа (розд. 9.2)
Ст. наук. співр.	О.Л. Жупієв (розд. 2)
Ст. наук. співр.	В.Я. Кіба (розд. 6.1)
Наук. співр.	Є.М. Сосніна (розд. 2)
Наук. співр.	М.О. Рутковський (розд. 2)
Наук. співр.	О.М. Воробйова (розд. 5.1, 5.3)
Наук. співр.	А.В. Савостенко (розд. 8)
Наук. співр.	В.В. Литвин (розд. 9.2)
Наук. співр.	О.М. Твердохліб (розд. 9.2)
Мол. наук. співр.	І.В. Комарова (розд. 1.1 – 1.3)
Мол. наук. співр.	С.С. Ільїна (розд. 3.3)
Мол. наук. співр.	В.А. Заїченко (розд. 6)
Мол. наук. співр.	В.А. Безрукава (розд. 7.1 – 7.4)

Мол. наук. співр.	О.В. Азаров (розд. 8)
Мол. наук. співр.	К.В. Максименко (розд. 9.1)
Мол. наук. співр.	Р.С. Євстигнєєв (розд. 9.2)
Мол. наук. співр.	О.В. Федоскіна (розд. 9.3)
Пров. інженер	Т.С. Озерянський (розд. 5.2.1, 5.4)
Лаборант	С.О. Федоряченко (розд. 9.1)
Лаборант	В.М. Мар'єнко (розд. 9.3)
Лаборант	О.Є. Гончар (розд. 9.3)
Технік 1 кат.	А.Й. Старков (розд. 1.2)
Нормоконтролер	Л.О. Савостенко

РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 278 с., 170 рис., 8 таблиць, 42 джерела, 4 додатки.

Предмет дослідження – взаємодія між ударником та насипним шаром матеріалу; напружено-деформований стан підкріплених барабанів шахтних підймальних машин (ШПМ); діагностичні параметри взаємодії посудин з армуванням при запобіжному гальмуванні підйомної машини; конструктивні і витратні параметри гідротранспортної установки; напружено-деформований стан плоского гумотросового каната (ГТК) ступінчастої конструкції в бобінном органі намотці; напружено-деформований стан гумової матриці каната в зоні контакту каната та металевій поверхні причіпного барабана шахтної підймальної посудини з урахуванням фізичної нелінійності параметрів гуми; машинобудівні сталі; інформаційні системи автоматизованого проектування технологічних процесів лиття; тягові та гальмівні характеристики важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива з урахуванням складу вагонеток і недосконалої реальної рейкової колії.

Об'єкт дослідження – процес ударного навантаження шару матеріалу у віброзрідженому стані; ШПМ з підкріпленням розрізним барабаном; процес динамічної взаємодії підйомних посудин з армуванням вертикальних стовбурів в режимі запобіжного гальмування; процес транспортування гідротранспортною установкою твердих частинок в потоці гідросуміші; плоский гумотросовий тяговий канат змінного перерізу; плоский гумотросовий зрівноважувальний канат; процес отримання наноструктур; тривимірні моделі виробів, які мають бути використано в якості вхідної інформації для автоматизованої розробки технологічних процесів лиття; процеси формування та реалізації тягових зусиль на вихідних ланках приводу шахтних локомотивів при їх різноманітних компоновальних схемах а також гальмівних сил в гальмівних пристроях з обмеженим фрикційним моментом в точці контакту колеса і рейки важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива.

Мета проекту – аналіз умов роботи гірничих машин з урахуванням сучасних методів їх розрахунку та подальший розвиток на цій основ теорії; розробка та обґрунтування конструкторсько-технологічних рішень щодо створення гірничого обладнання нового покоління.

Основні наукові задачі: обґрунтування нових конструкцій гумотросових канатів для надвеликих глибин підйому на основі створених математичних моделей напружено-деформованого стану канатів; обґрунтування раціональних параметрів системи діагностики підйомного комплексу та його моделі функціонування; теоретичні та експериментальні дослідження ролі сил внутрішнього тертя у русі на формування об'єму утримання частинок віброзрідженого матеріалу; розробка математичної моделі поведінки шару сипкого матеріалу і твердого тіла в умовах вертикальної вібрації; теоретичні та експериментальні дослідження комплексного впливу різних видів ударно-хвильового навантаження та термічної обробки на сталі та сплави, та визначення параметрів, при яких утворюються ультрадрібнокристалічні структури; створення комп'ютерної твердотільної моделі органів намотування шахтних підйомальних машин та дослідження напружено-деформованого стану різноманітного підкріплення їх; теоретичне обґрунтування і вирішення задач синтезу кінематичних схем та побудові технічних рішень раціональних конструкцій підйомно-транспортних машин та спеціалізованих автотранспортних засобів; розробка узагальненої розрахункової схеми та математичної моделі із суттєво нелінійними характеристиками та компонувальні рішення з визначенням конструктивних параметрів тріботехнічних систем; розробка математичних моделей руху багатокомпонентної суміші в трубопроводі гідротранспортної установки та дослідження впливу параметрів руху гідросуміші, технологічних і геометричних параметрів на режими роботи гідротранспортної установки.

У першому розділі отримані залежності коефіцієнта відновлення швидкості від товщини шару порошку в процесі співудару кулі та площини. Отримані залежності споживаної потужності від співвідношення мас

технологічної засипки та подрібнюваного матеріалу у помольній камері. Розроблений алгоритм розрахунку параметрів руху віброударної системи з урахуванням віброзрідженого шару матеріалу. На основі класичної статистики Фермі-Дираку запропонована її модифікація для розрахунку розподілу щільності нестационарних макрочастиць за товщиною у полі вертикальної вібрації. Створено експериментальний комплекс та розроблена методика проведення експериментів.

У другому розділі розроблено комп'ютерну твердотільну модель реберного та косиночного підкріплення лобовин та оболонок розрізних барабанів шахтних підймальних машин (ШПМ) для аналізу напружено-деформованого стану та встановлено основні закономірності напружено-деформованого стану підкріплених барабанів. Вперше встановлена залежність коефіцієнтів концентрації напружень від геометричних параметрів підкріплюючих елементів; отримано нові наукові положення щодо раціонального ресурсозберігаючого підкріплення оболонок барабанів ШПМ. Розроблено методику розрахунку раціональних параметрів підкріплення барабанів ШПМ, яка впроваджена на ЗАО «НКМЗ». Результати будуть використовуватися в проектних роботах при розробці нових барабанів ШПМ із круглим металевим канатом. Застосування нових методів розрахунку підкріплення лобовин та оболонок розрізних барабанів ШПМ дає можливість скоротити кількість підкріплюючих елементів, змогу здешевити виготовлення барабанів, знизити металоємкість та підвищити їх термін роботи.

У третьому розділі сформульовано результати проведених теоретичних і експериментальних досліджень й ідея та алгоритм розробленого методу діагностики системи «піднімальна посудина - армування» та гальмівної системи, що знаходиться в умовах тривалої експлуатації і нерівномірно розподіленого по глибині стовбура зносом армування. Новизна методу полягає в проведенні динамічних випробувань в екстремальних режимах роботи системи з подальшим аналізом одержаних діагностичних параметрів з метою визначення технічного стану системи.

Четвертий розділ роботи присвячений комплексному дослідженню конструктивних та витратних параметрів гідротранспортної установки на базі економіко-математичного моделювання. Розроблена економіко-математична модель гідротранспортної установки, відмінна від відомих урахуванням впливу виду суміші, типу насосів і зносу насоса і трубопроводу в процесі експлуатації установки на значення сумарних приведених витрат. Отримано багатопараметричні залежності відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу гідротранспортної установки при зміні густини транспортованої гідросуміші і від відносного діаметра нагнітального трубопроводу гідротранспортної установки при зміні продуктивності установки за твердим. На базі розробленої економіко-математичної моделі отримана залежність для визначення раціонального діаметра нагнітального трубопроводу проектованої гідротранспортної установки. На основі встановлених залежностей розв'язана задача визначення раціональної швидкості транспортування гідросуміші в магістральному трубопроводі діючих гідротранспортних установок. Розроблені методики розрахунку проектних і експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок.

В п'ятому розділі встановлені умови втрати форми тілом, утвореного багат шаровим намотуванням каната ступінчастої конструкції, досліджено напружено-деформований стан плоского гумотросового каната змінного перерізу в бобінном органі намотування шахтної підйомної машини. Сформульовані умови міцності еластомірної оболонки каната змінного перерізу, намотаного в декілька шарів в бобіну і навантаженого тиском шару меншої ширини.

У шостому розділі встановлено вплив нерівномірності кроку укладання тросів по ширині гумотросового каната і положення армуючих тросів по товщині гумової матриці на напружено-деформований стан гумотросового каната на причіпному барабані шахтної піднімальної посудини.

В цьому розділі було одержано визначення параметрів комплексної обробки, що включає імпульсне ударно-хвильове навантаження чи вибухове зварювання та термічну обробку, при яких сталі набувають нанокристалічну мікроструктуру з унікальним поєднанням високої пластичності з особливо високою міцністю. Експериментально встановлено, що зварювання вибухом є ефективним методом отримання багатошарових (більше 10) композицій з високим комплексом механічних властивостей. На прикладі багатошарової сталі 20 показана можливість одночасного двократного росту ударної в'язкості та міцності, а також підвищення тріщиностійкості при суттєвому зниженні пластичності матеріалів.

У восьмому розділі було розроблено алгоритми аналізу тривимірних параметричних моделей відливок та математичні моделі процесів розташування відливки у формі, визначення стержнів, розташування прибуткових частин з метою використання результатів аналізу для автоматичної генерації технології лиття; розроблено математичну модель визначення міста розташування прибуткових частин та процесу визначення міст підводу металу з формуванням ливникової системи. Також розроблено алгоритми та функції розташування відливки у формі та вибору формувальної оснастки, генерації технологічної карти та креслення.

У дев'ятому розділі визначено процеси формування та реалізації тягових зусиль на вихідних ланках приводу шахтних локомотивів при їх різноманітних компоновальних схемах а також гальмівних сил в гальмівних пристроях з обмеженим фрикційним моментом в точці контакту колеса і рейки важкого шахтного шарнірно-зчленованого локомотива. Для прогнозування динамічних властивостей і оптимізації параметрів ланок приводів і гальмівних пристроїв, а також визначення характеру їх впливу на динамічні показники шахтного локомотива пропонується математична модель, що враховує, в загальному випадку, між собою взаємний вплив перехідних процесів в тяговому двигуні, властивостей передавального механізму і умов взаємодії колеса з рейкою за наявності геометричної, кінематичної і фізичної недосконалості. Встановлено

якісний і кількісний вплив пружньо-дисипативних параметрів вузла з'єднання тягової секції і центральної платформи, обладнаного гумометалевим елементом, на стійкість руху секційного шахтного локомотива в кривій постійного і змінного радіусу.

КУЛЯ, ПОРОШОК, ШАР, УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ, ЕКСПЕРИМЕНТ, РОЗРАХУНОК, БАРАБАН ПІДЙМАЛЬНОЇ МАШИНИ, РЕБРА, КОСИНКИ, НАПРУЖЕННЯ, ПІДЙОМНА ПОСУДИНА, АРМУВАННЯ, ДИНАМІЧНА ВЗАЄМОДІЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ДІАГНОСТИЧНІ ПАРАМЕТРИ, ГІДРОСУМІЩ, ГІДРОТРАНСПОРТУВАННЯ, РАЦІОНАЛЬНИ ПАРАМЕТРИ, ГУМОТРОСОВИЙ КАНАТ, ЗМІННИЙ ПЕРЕРІЗ, БОБІННЕ НАМОТУВАННЯ, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН, УМОВИ ВТРАТИ СТАЛОСТІ, РОЗПОДІЛ НАПРУЖЕНЬ, УМОВИ МІЦНОСТІ, МЕТОД СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ПРИЧІПНИЙ БАРАБАН, ГУМОВА МАТРИЦЯ, ХІМІКО-ТЕРМІЧНА ОБРОБКА, ЦЕМЕНТУВАННЯ, МІКРОТВЕРДІСТЬ, БАГАТОШАРОВІ КОМПОЗИЦІЇ, ЗВАРЮВАННЯ ВИБУХОМ, НАНОКРИСТАЛІЧНА МІКРОСТРУКТУРА, 3D САПР, ЛИВАРНА ТЕХНОЛОГІЯ, ІНФОРМАЦІЙНА СИСТЕМА, ПРИБУТКОВІ ЧАСТИНИ, ПРИПУСКИ, КОМПОНУВАЛЬНА СХЕМА, ТЯГОВИЙ ПРИВОД, ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИЙ (СЕКЦІЙНИЙ) ЛОКОМОТИВ, СТІЙКІСТЬ РУХУ, ГМЕ (ГУМОМЕТАЛЕВИЙ ЕЛЕМЕНТ), ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА.

ЗМІСТ

Вступ	17
1 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ПОДРІБНЕННЯ З УРАХУВАННЯМ ВІБРОЗРІДЖЕНОГО СТАНУ МАТЕРІАЛУ	20
1.1 Експериментальні дослідження процесу співудару кулі та плити крізь шар порошку	20
1.1.1 Стан питання	20
1.1.2 Методика проведення експерименту	21
1.1.3 Результати експериментів	22
1.2 Порівняння з відомими експериментальними даними	26
1.3 Алгоритм розрахунку віброударного режиму	27
1.4 Модифікація статистики Фермі-Дирака і її застосування до опису руху насипного шару на вібруючій площині	31
1.4.1 Стан проблеми і постановка завдання	31
1.4.2 Теоретичне дослідження середнього за часом розподілу частинок по висоті в обмеженому об'ємі камери вертикального вібромлина	33
1.4.3 Нестационарна модифікація статистики Фермі-Дирака для статистичного ансамблю частинок в обмеженому об'ємі віброкамери	37
1.4.4 Результати теоретичного дослідження руху статистичного ансамблю частинок в камері вертикального вібромлина	39
Висновки за розділом 1	42
2 ЗАКОНОМІРНОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТРИНГЕРНОГО ПІДКРІПЛЕННЯ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН	43
Висновки за розділом 2	56
3 РАЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДЙІОМНИХ КОМПЛЕКСІВ У РЕЖИМІ ЗАПОБІЖНОГО ГАЛЬМУВАННЯ	58
3.1 Параметри, що підлягають вимірюванню	61
3.2 Раціональні параметри системи діагностування підйомних посудин,	62

армування стволу та гальмівних пристроїв підйомної машини	
3.3 Розміщення датчиків на піднімальній установці	63
3.4 Порядок проведення динамічних вимірювань	66
3.5 Раціональні параметри діагностування гальмівної система підйомної машини	71
Висновки за розділом 3	71
4 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНИХ ГІДРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ	72
4.1 Комплексне дослідження конструктивних і витратних параметрів ГТУ на базі економіко-математичного моделювання	72
4.1.1 Аналіз відомих в літературі методик визначення раціональних параметрів гідротранспортування	72
4.1.2 Удосконалена економіко-математична модель гідротранспортної установки	77
4.1.3 Визначення раціональних конструктивних параметрів проєктованих гідротранспортних установок	80
4.1.4 Визначення раціональної швидкості транспортування гідросуміші експлуатованими установками	86
4.2 Розробка методик розрахунку раціональних параметрів гідротранспортних установок	89
4.2.1 Розробка методики розрахунку проєктних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання	89
4.2.2 Розробка методики розрахунку експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання	100
Висновки за розділом 4	112
5 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РІВНОМІЦНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА СТУПІНЧАСТОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ НАДВЕЛИКИХ ГЛИБИН В БОБІННОМ ОРГАНІ НАМОТУВАННЯ	113

5.1	Визначення умов втрати сталої форми тіла, утвореного багат шаровим намотуванням каната змінного перерізу	114
5.2	Визначення напруженого стану гумової оболонки каната змінного перерізу під тиском верхнього шару меншої ширини	117
5.2.1	Дослідження напружено-деформованого стану каната з використанням спеціальних програмних продуктів	118
5.2.2	Дослідження напружено-деформованого стану каната аналітичними методами	122
5.2.2.1	Розробка алгоритму визначення напружено-деформованого стану каната	122
5.2.2.2	Напружений стан гумової оболонки каната при рівномірно розподіленому тиску на ділянці взаємодії шарів каната з різною кількістю тросів	126
5.2.2.3	Напружений стан гумової оболонки каната з урахуванням характеру розподіленого тиску окремих тросів на ділянці взаємодії шарів каната з різною їх кількістю	135
5.3	Визначення впливу деформування бобіни на розподіл сил розтягу тросів в канаті	141
5.4	Вимоги до виконавчого органу машини бобінного типу з канатом змінного перерізу	144
	Висновки за розділом 5	148
6	ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГУМОВОЇ МАТРИЦІ ГУМОТРОСОВОГО ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КАНАТА НА БАРАБАНИ ПРИЧІПНОГО ПРИСТРОЮ ВІД КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТА	151
6.1	Вплив нерівномірності кроку укладання тросів за шириною ГТК на НДС гумової матриці ГТК на барабані причіпного пристрою	151
6.2	Вплив товщини гуми під тросом на НДС гумової матриці ГТК	164
	Висновки за розділом 6	173

7 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ УДАРНО-ХВИЛЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА КОМПЛЕКС ВЛАСТИВОСТЕЙ МЕТАЛЕВИХ ВИРОБІВ З БАГАТОШАРОВИХ КОМПОЗИЦІЙ	174
7.1 Металеві композиційні матеріали з шаруватою структурою	175
7.2 Структурні дослідження багатошарових матеріалів, сформованих зваркою вибухом сталевих пластин	177
7.3 Механічні властивості багатошарових матеріалів із структурою, сформованою в процесах холодної пластичної деформації і зварки вибухом	182
7.4 Дослідження міцності біметалічної заготовки	187
7.5 Вплив термічної обробки на структуру і механічні властивості біметалічних труб X18H10T +M ₃ C	194
7.6 Рекомендації по розробці технологічної схеми отримання бішарових та багатошарових труб	199
Висновки за розділом 7	200
8 РОЗРОБКА АЛГОРИТМІВ ТА ФУНКЦІЙ РОЗТАШУВАННЯ ВІДЛИВКИ У ФОРМІ ТА ВИБОРУ ФОРМОВОЧНОЇ ОСНАСТКИ, ФОРМУВАННЯ ОСНОВНИХ ТА ДОПОВНЮВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІДЛИВКИ У ВИГЛЯДІ 3D МОДЕЛЕЙ, ГЕНЕРАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КАРТИ ТА КРЕСЛЕННЯ	201
8.1 Функція розташування відливки у формі та формовки	201
8.2 Функція установки ухилів	207
8.3 Функція установки округлень	209
8.4 Функція розрахунку усадки	210
8.5 Функція проектування знаків	211
8.6 Функція проектування холодильників	213
8.7 Функція генерації креслення	218
8.8 Функція генерації технологічної карти	219
Висновки за розділом 8	222

9 ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ І ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАЖКИХ ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВІВ	223
9.1 Прогнозування динамічних властивостей системи: екіпаж – тяговий привід – рейковий шлях для шахтного локомотиву	223
9.2 Стійкість руху шахтного секційного локомотива в кривих постійного і змінного радіусу	227
9.3 Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контакті колеса та рейки	235
Висновки за розділом 9	251
ВИСНОВКИ	253
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	257
ДОДАТКИ	261
Додаток А Рецензія на звіт з НДР	262
Додаток Б Витяг з протоколу засідання кафедри	264
Додаток В Витяг з протоколу засідання секції ради за науковим напрямом “Гірничі механіка та машини”	265
Додаток Г Впровадження результатів роботи	268

ВСТУП

На кожній стадії технологічного процесу видобутку, транспортування та збагачення корисних копалин використовуються певні групи гірничих машин, для яких розробка методів розрахунку і проектування охоплює багато напрямків. До найважливіших на даний момент відносяться проблеми, що будуть вирішені у даному проекті: розробка наукових основ створення шахтних підйомних машин з погумованими канатами та систем їх діагностики; розвиток теорії ударних процесів, пов'язаних із механічним подрібненням порошкових матеріалів; розробка методів отримання нанокристалічного стану в металевих виробках з метою одержання металів з високим комплексом механічних властивостей; подальше вирішення технічної проблеми проектування нових шахтних підйомальних машин підвищеної надійності, вантажопідйомності та канатомісткості; наукове обґрунтування технічних рішень тріботехнічних систем підйомно-транспортних машин та спеціалізованих автотранспортних засобів; подальше вивчення законів, що визначають роботу устаткування технологічних процесів транспортування твердих матеріалів у складі гетерогенних сумішей.

Останні роки в гірничорудній промисловості України встановилася тенденція зростання обсягів видобутку корисних копалин і збільшення глибин розробки, що потребує підвищення швидкості руху підйомних судин і маси корисного вантажу в порівнянні з відповідними показниками попередніх років.

Таке поєднання підвищення інтенсивності роботи устаткування та рівня його зносу є джерелом потенційної небезпеки аварій з тяжкими наслідками. У зв'язку з масштабністю ситуації виникла науково-технічна проблема з розробки наукових основ створення шахтних підйомних машин нового покоління з гумотросовими канатами та системи діагностики шахтних підйомних комплексів. Таким чином, дослідження навантаження гумотехнічних виробів в екстремальних умовах їх експлуатації (зрівноважувальні гумотросові канати на барабані причіпного пристрою, тягові гумотросові органи на приводному

барабани та ін.) та дослідження процесу динамічної взаємодії підйомних посудин з армуванням у режимі запобіжного гальмування – актуальні задачі.

При експлуатації шахтних підймальних машин (ШПМ) часто виникають тріщини в барабанах у місцях приєднання косинок і ребер. Для запобігання втомленого руйнуванням барабанів шахтних підймальних машин застосовують велику кількість підкріплюючих елементів. Проведені дослідження встановили підґрунтя для подальших досліджень у напрямку розробки теорії проектування органів намотування даних машин. Актуальність роботи пов'язана з тим, що на цей час не існує теоретичних рекомендацій з вибору раціональних підкріплень.

Тонке подрібнення стає однією з основних операцій переробки твердих матеріалів, споживаних сучасним наукоємким і високотехнологічним виробництвом. Ефективними для здрібнення і активації таких порошків є вертикальні вібраційні млини (МВВ), в яких реалізується віброударне навантаження матеріала. Розвинена теорія розрахунку МВВ як віброударної системи. Але при цьому не враховується наявність шару подрібнюваного матеріалу і віброкиплячий стан, в якому він знаходиться в помольній камері. Дослідження цього напрямку з позицій механіки та механохімії – актуальна задача.

На сьогодні, поряд з традиційним підвищенням надійності, довговічності та втомної міцності деталей машин та конструкцій, найбільш актуальною проблемою є зниження маси та енергоємності машин. Для значного покращення цих параметрів необхідні матеріали з принципово новими властивостями, поєднуючи високу пластичність з надвисокими значеннями міцності, твердості та тріщиностійкості.

Підвищення вимог до ефективності ведення гірничих робіт нерозривно пов'язано з оптимізацією параметрів схем і експлуатаційних характеристик засобів підземного транспорту. Особливо це актуально в несприятливих умовах зчеплення коліс шахтного локомотива з рейками. Задовольнити найкращим чином таким суперечливим вимогам можна тільки при ретельному аналізі рухів

в машинах з урахуванням всіх основних силових чинників, що і визначає сучасні задачі динаміки гірничотранспортних машин.

Транспортування твердих матеріалів у складі гетерогенних сумішей є складними багатофакторними процесами і оцінити вплив кожного з факторів можна лише на основі фундаментально розробленої і адекватної теорії. Тому підвищення ефективності гідротранспортування твердих матеріалів на гірничих підприємствах за рахунок вибору на базі встановлених закономірностей раціональних конструктивних і витратних параметрів – актуальна задача.

Стандартний цикл розробки технологічного процесу сталевого лиття в піщано-глинисті форми містить у собі 20 розрахунково-аналітичних операцій, кожна з яких пов'язана з необхідністю вибору даних з безлічі таблиць і графіків. Тому прискорення циклу розробки технологічних процесів ливарного виробництва, а також оптимізування технології, зокрема для найпоширенішого на даний час одиничного типу виробництва за рахунок створення нової інформаційної системи проектування, є актуальною задачею.

Реалізація результатів, одержаних при виконанні проекту, дозволить підвищити ефективність та безпеку роботи гірничовидобувних підприємств України.

Початок виконання НДР – січень 2008 р., закінчення – грудень 2010 р.

Етап III 2010 р. “Розробка методів розрахунку і програмно-алгоритмічного забезпечення вибору раціональних параметрів гірничого підйомно-транспортного та технологічного обладнання”.

1 РОЗВИТОК ТЕОРІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ПОДРІБНЕННЯ З УРАХУВАННЯМ ВІБРОЗРІДЖЕНОГО СТАНУ МАТЕРІАЛУ

1.1 Експериментальні дослідження процесу співудару кулі та плити крізь шар порошку

1.1.1 Стан питання

Характерною особливістю вертикальних вібраційних млинів (МВВ) є можливість забезпечення віброударного режиму навантаження подрібнюваних порошків [1]. Даний процес для крихких матеріалів істотно збільшує кінетику подрібнення і одночасно здійснює їх активацію. Проте підбір технологічних параметрів віброударного режиму здійснюється експериментальним шляхом за наслідками пробних помелів і розсівання отриманих порошків. Теорія роботи МВВ детально викладена в [2]. Але запропонований підхід застосовується для загального динамічного розрахунку машини і визначення її амплітудно-частотної характеристики. Для оціночного розрахунку технологічних режимів МВВ можливе застосування теорії віброударних систем [3]. Але запропонована тут гіпотеза урахування наявності порошкового шару вимагає експериментальної перевірки та подальшого уточнення на основі отриманих даних.

Відзначимо, що перше експериментальне дослідження сумісного урахування технологічного завантаження і порошку, що знаходяться в помольній камері, викладено в [4]. Досліди проводились на МВВ з інерційним приводом і односторонньою взаємодією завантаження з помольною камерою.

Метою даної частини роботи є експериментальне дослідження процесу співудару кулі з площиною через шар порошкового матеріалу та розробка алгоритму розрахунку параметрів віброударної системи з урахуванням віброзрідженого шару матеріалу.

Експерименти проводились у два етапи:

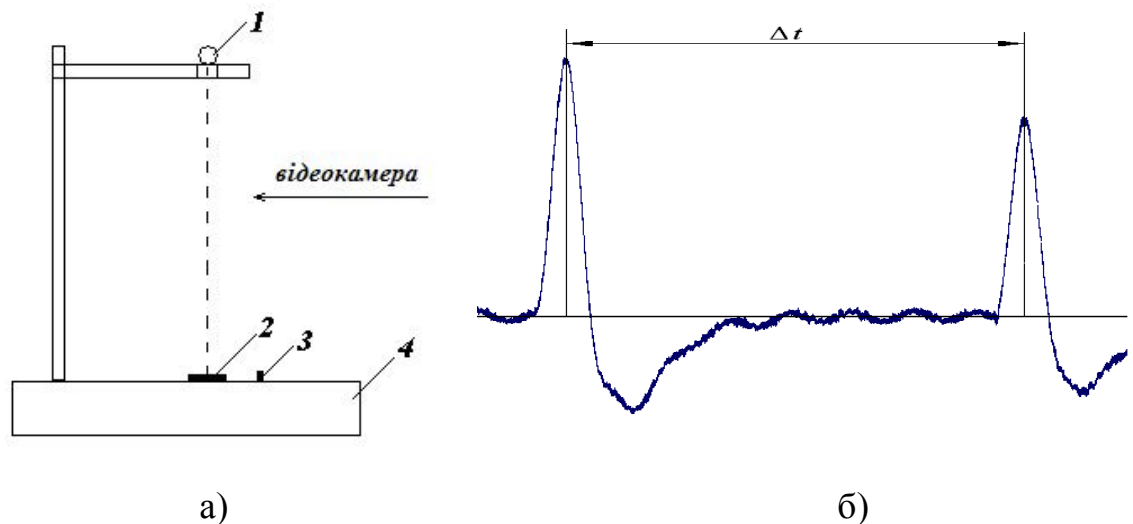
1) вивчення впливу шару порошку на процес співудару кулі і плити;

2) отримання та аналіз характеристик потужності і шуму робочого процесу подрібнення матеріалу в помольній камері МВВ.

1.1.2 Методика проведення експерименту

Експериментальна установка показана на рис. 1.1. Кулі діаметром 20 і 40 мм. Вони падали через калібрований отвір з фіксованої висоти 150, 300 і 450 мм у центр форми з порошком. Товщина шару порошку відповідала висоті форми. Використовувались металевий порошок фракції 100 - 150 мкм та пісок фракції 150 – 200 мкм. Процес співудару реєструвався шумовимірювальним приладом фірми Брюль і Кьєр. На плиті був закріплений п'єзоелектричний акселерометр, сигнал з якого посилювався в приладі і записувався на комп'ютері у звуковому редакторі Sound Forge. На рис. 1.1, б зображено звуковий трек, отриманий за допомогою акселерометра, де Δt - час між ударами. При відомій висоті падіння кулі H і часі між першим і другим ударами Δt , визнавався коефіцієнт відновлення швидкості R .

На якість ударного процесу впливають відхил форми кулі від ідеальної і форма поверхні плити у місці удару. Тому процес удару реєструвався на відеокамеру. Аналіз її записів дозволив відбракувати неякісні удари, коли куля відскакувала не вертикально угору, а в сторону.



а - експериментальна установка
 1 – молотне тіло; 2 - форма з порошком;
 3 – п'єзоелектричний датчик; 4 - плита;
 б - сигнал з акселерометра (два відскоки)
 Рисунок 1.1 – Методика проведення експерименту

Проведені наступні експерименти:

- 1) взаємодія кулі з плитою без наявності порошку;
- 2) взаємодія елементів з різною товщиною шару порошку;
- 3) взаємодія елементів з різної висоти падіння кулі.

Другий етап експерименту проводився на лабораторному вертикальному вібраційному млині. Використовувались молотильні тіла діаметром 20 мм, вага яких змінювалась від 4 до 6 кг з інтервалом 0,5 кг. Подрібнювальним матеріалом був пісок, вага якого складала 10 і 20 % від ваги молотильних тіл. За допомогою ватметра знімалися показники споживаної потужності електродвигуна млина для кожного пробного помелу. Мікрофон фіксував шум робочого процесу подрібнення матеріалу в помольній камері, сигнал з якого записувався на комп'ютер звуковим редактором Sound Forge.

Проведені наступні експерименти:

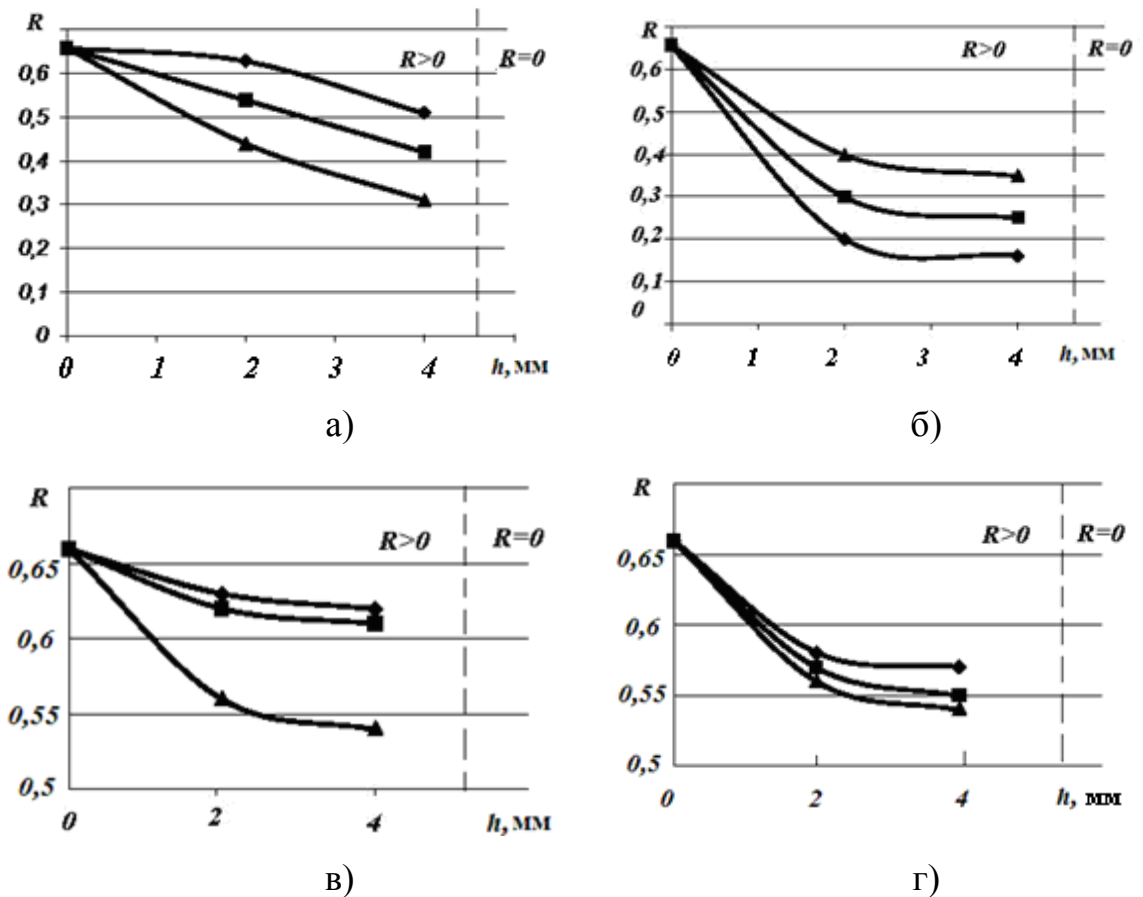
- 1) взаємодія камери і молотильних тіл без наявності порошку;
- 2) взаємодія елементів з різною за масою кількістю порошку.

1.1.3 Результати експериментів

Результати першого етапу експериментів наведені на рис. 1.2. Аналіз їх дозволив зробити наступні висновки.

По-перше, коефіцієнт відновлення швидкості R для «чистого» співудару кулі з плитою (без порошку) для куль діаметром 20 і 40 мм однаковий і знаходиться в діапазоні 0,66 – 0,68.

Далі відмітимо ще один характерний для всіх експериментів результат. Шар металевого порошку і піску до товщини 4 мм зменшує величину R з різною кінетикою в діапазоні від 1,2 рази (рис. 1.2, в, г) до майже у 5 разів (рис. 1.2, б). При подальшому збільшенні товщини шару порошку h параметр R різко зменшується до нуля. Умовно критична величина товщини шару $h_{кр}$ зображена вертикальною пунктирною лінією. Але відмітимо, що вона залежить від висоти кидання кулі H та діаметра кулі – при збільшенні цих величин $h_{кр}$ також збільшується.



а, в) - металевий порошок; б), г) – пісок;

а, б) – діаметр кулі 20 мм; в), г) – 40 мм;

висота падіння: \blacklozenge – 150 мм, \blacksquare – 300 мм, \blacktriangle – 450 мм

Рисунок 1.2 – Залежність коефіцієнта відновлення швидкості R від товщини шару порошку h в процесі співудару кулі з плитою

Для можливості здрібнення приймаємо максимальну товщину нерухомого шару порошку 4 мм, коли ще маємо «ефективний» відскік кулі. Фізична модель, що пояснює процес здрібнення за час удару, зображена на рис. 1.3.

Куля із швидкістю u проникає у шар матеріалу і формує об'єм руйнування діаметром d_p і висотою h_p . Маса утвореного об'єму руйнування m_p залежить від маси кулі m_k . Далі починається процес удару: стиснення - здрібнення порошку із зменшенням швидкості кулі до нуля і подальший відскік кулі із швидкістю v . Зрозуміло, що руйнування частинок практично неможливо, якщо куля загрузне у шар порошку і втратить швидкість при товщині шару $h_{кр}$.

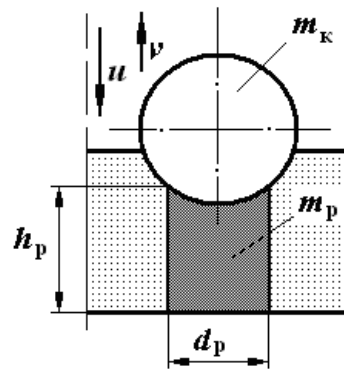


Рисунок 1.3 – Модель утворення об'єму руйнування

Отримані значення коефіцієнту відновлення швидкості R можуть бути використанні у розрахунках за методом, викладеним у [3].

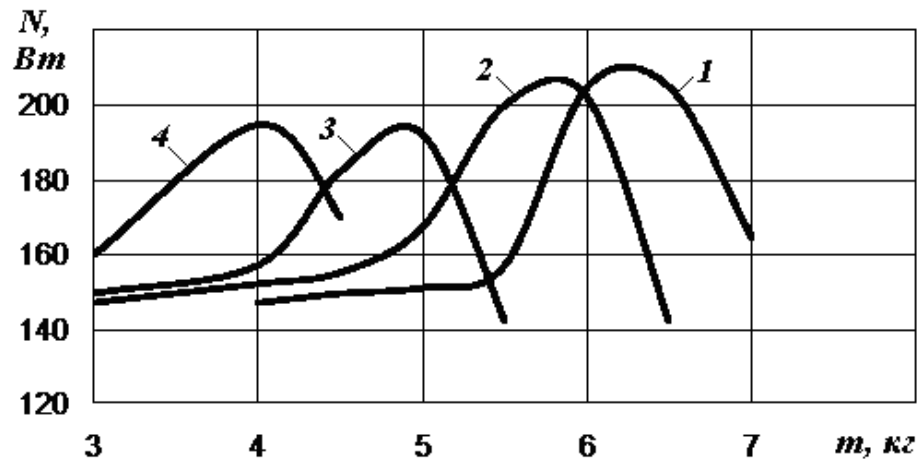
На практиці процес здрібнення в помольній камері МВВ набагато складніший. По перше руйнуємія матеріал знаходиться у віброзрідженому стані, тобто критична товщина нерухомого шару $h_{кр}$ збільшується. По друге у формуванні об'єму руйнування (див. рис. 1.3) бере участь стовпчик куль, тому у розрахунках треба брати еквівалентну масу кулі $m_{ек}$. З метою перевірки цих особливостей і було проведено другий етап експериментальних досліджень.

Результати даних з потужності електродвигуна лабораторного МВВ в залежності від мас технологічної засипки і подрібнюваного матеріалу показані на рис. 1.4. Всі криві мають чітко виражені екстремуми, що здвигаються вліво при збільшенні маси піску: зростання об'єму піску призводить до зменшення кількості молотьних тіл, що можуть бути розміщені в помольній камері.

Аналіз звукових файлів у редакторі Sound Forge для дослідів без подрібнюваного матеріалу показав присутність 34 піків на треках з проміжками часу 1 с для мас куль від 5,5 до 7 кг (рис. 1.5). Це свідчить про наявність віброударного режиму при даному діапазоні технологічного зазору між верхнім рівнем куль та кришкою при нерухомій камері. Найбільша інтенсивність даного режиму припала на максимум кривої 1 на рис. 1.4.

Аналіз звукових файлів дослідів з піском та металевим порошком показав наявність 17 піків при кількості матеріалу 10, 20 і 30 % від маси куль. Але отримані криві зміни потужності все одно мають екстремуми (рис. 1.5). Це

свідчить про те, що і при наявності подрібнюваного матеріалу реалізується віброударний режим. Нагадаємо, що про це кажуть і результати першого етапу експериментів (див. рис. 1.2).



1 - без подрібнюваного матеріалу;
 2 – 10 % подрібнюваного матеріалу; 3 – 20 %; 4 – 30 %
 Рисунок 1.4 – Залежності споживання потужності від ваги молоткових тіл та подрібнюваного матеріалу



Рисунок 1.5 – Трек звукового файлу довжиною 1 с

Аналіз даних на рис. 1.4 дозволяє рекомендувати наступні раціональні співвідношення мас технологічного завантаження млина та подрібнюваного матеріалу: 10 % піску – 5,8 кг куль; 20 % – 4,8 кг; 30 % – 4 кг.

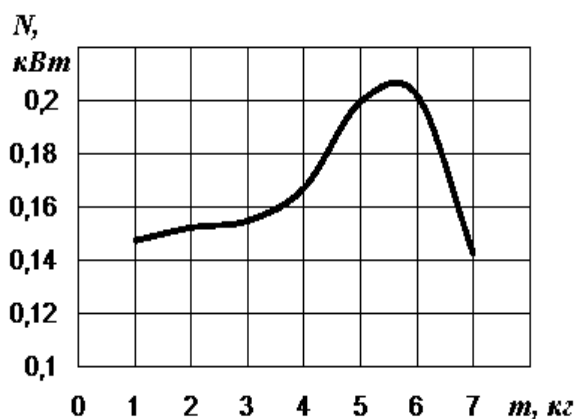
Розглянемо два послідовних імпульси, реєструємі датчиком (рис. 1.1, б).

Різниця площин імпульсів характеризує енергію, що витрачається на утворення об'єму руйнування та руйнування у ньому частинок порошку. Розрахунки для різних висот падіння куль, їх діаметрів та різної товщини шару порошку показали, що ця енергія становить 15-25 % від загальної енергії ударника в момент контакту. Тобто подрібнення у віброударному режимі як і інші види дезінтеграції матеріалів (дроблення, стирання та інші) є енергоємним процесом.

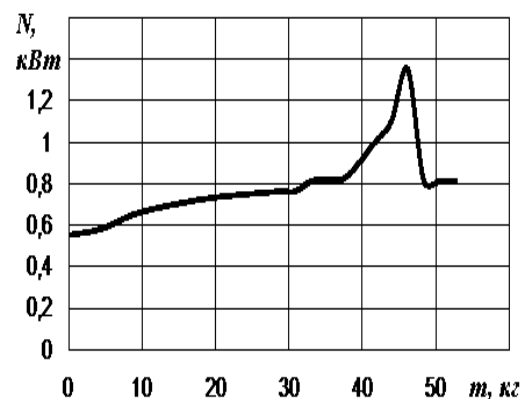
1.2 Порівняння з відомими експериментальними даними

Отримані дані порівнювалися з експериментальними дослідженнями [4]. В цій роботі використовувався вертикальний вібраційний млин з самобалансним вібратором. Кількість завантажених молольних тіл відповідала односторонній їх взаємодії з помольною камерою – тобто тільки з днищем. Зазначимо, що в нашому млині мало місце двостороння взаємодія куль – з днищем і кришкою камери.

На рис. 1.4, а представлена залежність споживаної потужності при роботі млина з наявністю подрібнюваного матеріалу в кількості 10 % від ваги технологічного завантаження (маса куль), а на рис. 1.4, б - результати експериментальних досліджень Пісарєва [4].

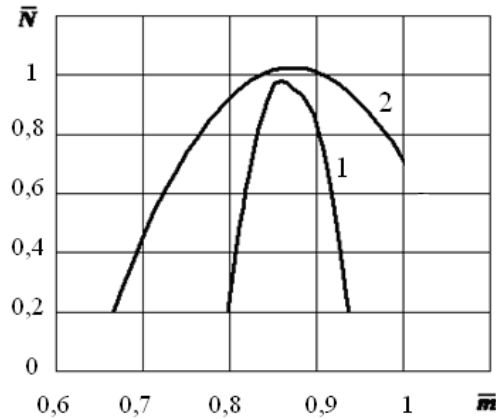


а)



б)

Рисунок 1.6 – Залежність споживання потужності від ваги завантаження



1 - дослідження Писарева;
 2 - дослідження на лабораторному МВВ
 Рисунок 1.7 – Споживання потужності у відносних

Отримані залежності мають екстремальний характер. Для їх порівняння було побудовано два графіки у безрозмірних координатах ($\bar{m} = m/m_{\max.}$, $\bar{N} = N/N_{\max.}$). Отримані криві зображені на рис. 1.7. Можна відмітити, що максимум у них співпадає.

1.3 Алгоритм розрахунку віброударного режиму

Розрахунок параметрів реалізації віброударного режиму проводимо на основі викладеного в [3] з додаванням коефіцієнту відновлення швидкості при ударі кулі о днище камери R_1 , а при ударі о кришку – R_2 .

При цьому приймаємо наступні допущення.

1. Завантаження розглядається у вигляді одиничної маси.
2. Рух маси поза контакту з камерою відбувається в полі сили тяжіння.

Розглянемо один період коливання камери з масою, як одномасної системи (рис. 1.8). У статичному положенні зазор між масою і кришкою камери $2S$. Коливання камери, відбуваються з амплітудою a і частотою ω .

Закон руху камери заданий. Взаємодія з масою на нього не впливає. Маса в точні 1, що характеризується фазовим кутом φ , вдаряється о днище камери зі швидкістю u_1 і відскакує із швидкістю v_1 . Далі маємо роздільний рух елементів системи - ділянка 1-2. Швидкість удару маси о кришку камери - u_2 , швидкість

відскоку - v_2 . Після цього маса рухається до днища камери - ділянка 2-3. Часом удару нехтуємо.

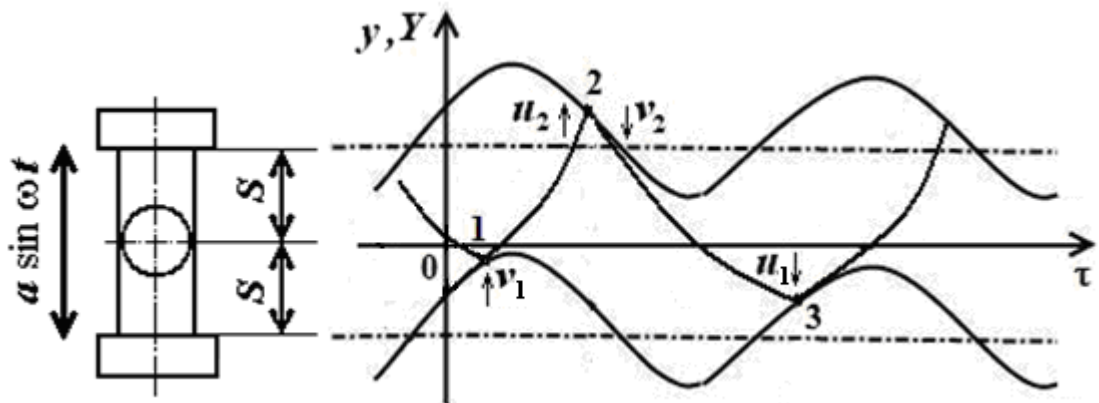


Рисунок 1.8 – Розрахункова схема

При складанні рівнянь руху маси і камери їх координати відповідно Y і y відраховуємо від середнього положення камери. Час відлічуємо від моменту зіткнення маси з днищем. Рівняння руху записуємо в безрозмірному вигляді, для чого прийняті наступні позначення

$$y = \frac{\omega^2}{g} y^*, Y = \frac{\omega^2}{g} Y^*, \Gamma = \frac{a\omega^2}{g}, \tau = \omega t, \sigma = \frac{\omega^2}{g} S.$$

Зірочки при деяких величинах показують те, що вони розмірні. Параметр Γ називається безрозмірною інтенсивністю збудження.

Координата точки зіткнення $y_3^* = \pm S + a \sin \varphi$, а в безрозмірному вигляді

$$y_{з.дн} = -\sigma + \Gamma \sin \varphi;$$

$$y_{з.кр} = \sigma + \Gamma \sin \varphi.$$

У безрозмірній формі закон руху камери має вигляд

$$Y = \Gamma \sin(\tau + \varphi), \quad (1.1)$$

де φ - фазовий кут зіткнення маси з днищем камери. Закон руху маси на ділянці вільного польоту має вигляд

$$y = -\frac{1}{2} \tau^2 + C_{1\pm} \tau + C_{2\pm}. \quad (1.2)$$

Знаки плюс в індексах постійних відповідають інтервалу руху маси з позитивною швидкістю (вгору), знаки мінус – рух маси вниз.

Запишемо граничні умови (координати і швидкості) для ділянок роздільного рухів камери і маси. У точці 1 зіткнення

$$y = -\sigma + \Gamma \sin \varphi, \quad \dot{Y} = \Gamma \cos \varphi. \quad \text{при } \tau = 0. \quad (1.3)$$

Значення u_1 і v_1 у момент зіткнення з днищем пов'язані зі швидкістю руху камери і коефіцієнтом відновлення удару R_1 рівнянням удару

$$v_1 - \Gamma \cos \varphi = -R_1 (u_1 - \Gamma \cos \varphi). \quad (1.4)$$

Розглянемо інтервал 1 - 2 руху маси від днища до зіткнення з кришкою камери. Приймаємо його тривалість τ_1 . При ударі о кришку в точці 2

$$y = \sigma + \Gamma \sin (\tau_1 + \varphi), \\ \dot{Y} = \Gamma \cos (\tau_1 + \varphi), \quad \dot{y}_+ = u_2, \quad \dot{y}_- = v_2, \quad \text{при } \tau = \tau_1. \quad (1.5)$$

Значення u_2 і v_2 у момент зіткнення з кришкою пов'язані зі швидкістю руху камери і коефіцієнтом відновлення удару R_2 рівнянням удару

$$v_2 - \Gamma \cos (\tau_1 + \varphi) = -R_2 [u_2 - \Gamma \cos (\tau_1 + \varphi)] . \quad (1.6)$$

У момент зіткнення з днищем

$$y = -\sigma + \Gamma \sin \varphi, \quad \dot{Y} = \Gamma \cos \varphi, \quad \dot{y} = u_1 \quad \text{при } \tau = 2\pi \quad (1.7)$$

Складемо рівняння для визначення координат маси і кришки камери в момент їх зустрічі, тобто при $\tau = \tau_1$. Із (1.2) з урахуванням (1.3) рівняння висоти маси буде мати вигляд

$$y_{z1} = -\frac{1}{2} \tau_1^2 + C_{1+} \tau_1 + C_{2+} - \sigma + \Gamma \cos \varphi . \quad (1.8)$$

Для точок відриву 1 і зустрічі 2 координати положень камери

$$Y_6 = -\sigma + \Gamma \sin \varphi, \quad Y_3 = \Gamma \sin (\tau_1 + \varphi) + \sigma .$$

Звідси переміщення камери за час τ_1

$$Y_{z1} = \Gamma \sin (\tau_1 + \varphi) - \Gamma \sin \varphi + 2\sigma . \quad (1.9)$$

Прирівнюємо (1.8) та (1.9) і отримуємо вираз для знаходимо значення τ_1

$$-\frac{1}{2} \tau_1^2 + C_{1+} \tau_1 + C_{2+} - \sigma + \Gamma \cos \varphi = \Gamma \sin (\tau_1 + \varphi) + 2\sigma . \quad (1.10)$$

З рівняння (1.1) і другої умови (1.5) отримуємо

$$C_{1+} = \tau_1 + \Gamma \cos(\tau_1 + \varphi). \quad (1.11)$$

З рівняння (1.1) і першої умови (1.5) з урахуванням (1.2) маємо

$$C_{2+} = \frac{1}{2} \tau_1^2 - [\tau_1 + \Gamma \cos(\tau_1 + \varphi)] \tau_1 - \sigma. \quad (1.12)$$

Після підстановки (1.11) та (1.12) в (1.2) отримаємо рівняння руху маси вгору після відриву від днища. Швидкість завантаження u_2 при ударі о кришку

$$u_2 = \tau_1 + C_{1+}. \quad (1.13)$$

Тоді з рівняння (1.6) швидкість маси після удару дорівнює

$$v_2 = -R [-\tau_1 + C_{1+} - \Gamma \cos(\tau_1 + \varphi)] + \Gamma \cos(\tau_1 + \varphi) \quad (1.14)$$

Далі розглядаємо учасок 2 – 3. Виходячи із умов періодичності час польоту на даному участку та швидкість удару

$$\tau_2 = 2\pi - \tau_1, \quad (1.15)$$

$$u_3 = u_1. \quad (1.16)$$

Рівняння (1.2) для участку 2 – 3 приймає вигляд

$$y_{1-2} = -\frac{1}{2} \tau_2^2 + C_{1-} \tau_2 + C_{2-}. \quad (1.17)$$

З (1.2) та умов (1.7) аналогічно як показано вище отримаємо

$$C_{1-} = \tau_1 + v_2, \quad (1.18)$$

$$C_{2-} = C_{1+} \tau_2 + C_{2+} - C_{1-} \tau_2. \quad (1.19)$$

Вираз для швидкості маси при ударі з днищем

$$u_1 = -\frac{1}{2} (2\pi - \tau_1)^2 + C_{1-} (2\pi - \tau_1) + C_{2-}. \quad (1.20)$$

Далі проводиться дослідження (1.20) на екстремум. Для різних вихідних значень параметрів віброударної системи визначається максимальні значення швидкості u_2 .

1.4 Модифікація статистики Фермі-Дирака і її застосування до опису руху насипного шару на віброуючій площині

1.4.1 Стан проблеми і постановка завдання

У літературі описана стаціонарна функція розподілу Фермі-Дирака, яка застосовується зазвичай в квантовій статистиці, наприклад, до електронів провідності в металі або квантово-акустичних хвиль Дебая в твердому телі. Статистика Фермі-Дирака є адекватною математичною моделлю для статистичних ансамблів, що мають дві відмітні ознаки. Це, по-перше, наявність того або іншого правила заборони, що дозволяє знаходитися на одному і тому ж енергетичному рівні частинкам, кількість яких не перевищує деякого граничного для даної системи числа [5, 6]. Прикладом такої заборони є принцип Паулі для електронів. По-друге, це наявність випадкового стохастичного розкиду енергій частинок і їх напрямку руху, як, наприклад, у молекулах газу під впливом температури.

У даному підрозділі пропонується застосувати статистику Фермі-Дирака до статистичного ансамблю частинок сипкого середовища на віброплощині [7]. В цьому випадку заборона має чисто геометричну природу, оскільки тверда частинка займає деякий об'єм і тому знаходиться на певному енергетичному рівні, тобто на певній висоті, може тільки обмежена кількість частинок. Відповідно середня щільність сипкого середовища обмежена її насипною щільністю. Що стосується стохастичності руху частинок, то вона є наслідком великої кількості випадкових зіткнень між ними. Наявність цієї стохастичної частини руху частинок віброшару, зрозуміло, не виключає динамічно певного вертикального руху центру мас всіх частинок. Автор даного розділу звіту досліджував такий рух кулі (одномасна система) над віброплощиною. Удар тіл і виникнення стохастичності в динамічних системах розглянуті в роботах [8, 9].

У раніше виконаній роботі автора [7] є обтяжливі обмеження і допущення. Амплітуда вібрації передбачається малою, розподіл частинок

характеризується середнім значенням за багато періодів вібрації, функція розподілу розглядається в необмеженому напівпросторі.

Для усунення вказаних обмежень статистичної математичної моделі віброшару були поставлені наступні основні завдання:

1. Отримати функції розподілу усередненої за часом щільності частинок для обмеженого по висоті об'єму віброкамери.

2. Розробити нестационарну модифікацію функції розподілу типу Фермі-Дирака.

3. Використовуючи нестационарну функцію розподілу, досліджувати рух статистичного ансамблю частинок сипкого середовища у віброкамері.

Статистика Фермі-Дирака при виконанні цих завдань піддалася значній модифікації, розрахункові формули змінилися. Проте, ці зміни не торкнулися основної концепції статистики Фермі-Дирака: є ліміт кількості частинок на енергетичному рівні і відбувається часткова хаотизація руху частинок.

Розглядаємо механічну систему, схематично зображену на рис. 1.9: а – сипке середовище у віброкамері у відсутності вібрації, б – сипке середовище у віброкамері при вібрації, в – сипке середовище на віброплощині. У останньому випадку висота підйому частини не обмежена. Термін «сипке середовище» в даній роботі має сенс або «кульове завантаження», або «подрібнюваний матеріал».

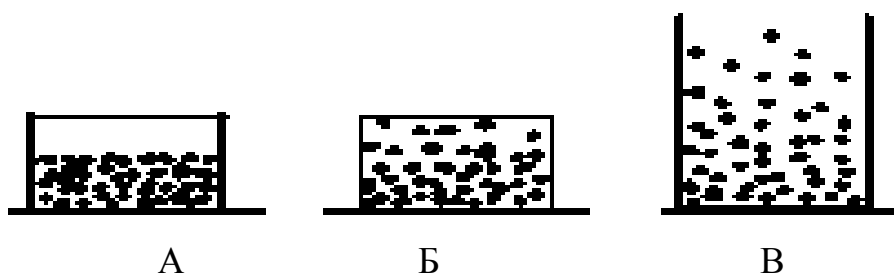


Рисунок 1.9 – Схематичний розподіл частин у камері вертикального вібраційного млина

1.4.2 Теоретичне дослідження середнього за часом розподілу частинок по висоті в обмеженому об'ємі камери вертикального вібротрена

У статистичній фізиці основна формула статистики Фермі-Дирака в канонічному виді записується таким чином [5, 6]

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1}{e^{\frac{U}{\theta} + \frac{\mu}{\theta} + 1}}, \quad (1.21)$$

де ρ – середня щільність, що створюється частинками в даній крапці;

ρ_0 – максимальна середня щільність при щільному упакуванні частинок;

U – енергія частинки в даній точці;

θ – модуль розподілу;

μ – постійна нормування.

У термодинамічних термінах постійна μ є хімічним потенціалом.

Іноді формула (1.21) записується в наступному вигляді

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1}{C e^{\frac{U}{\theta} + 1}}, \quad (1.22)$$

де постійні C і μ зв'язані таким чином

$$C = e^{\frac{\mu}{\theta}}. \quad (1.23)$$

Для досліджуваного випадку потенційна енергія частинок в полі земного тяжіння рівна

$$U = mgx, \quad (1.24)$$

де m – маса частинки

g – постійна земного тяжіння

x – вертикальна координата частинки.

З урахуванням (1.24) формула (1.21) набуває вигляду

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1}{e^{\frac{mgx}{\theta} + \frac{\mu}{\theta} + 1}}. \quad (1.25)$$

Для визначення μ використовується умова нормування по масі

$$\int_0^H \rho dx = \int_0^H \frac{\rho_0}{e^{\frac{mgx}{\theta} + \frac{\mu}{\theta} + 1}} dx = \rho_0 h, \quad (1.26)$$

де h - початкова товщина шару сипкого середовища (до вібрації).

Останній інтеграл заміною

$$\frac{mgx}{\theta} + \frac{\mu}{\theta} = y, \quad (1.27)$$

зводиться до табличного

$$\int \frac{1}{e^y + 1} dy = y - \ln(e^y + 1), \quad (1.28)$$

Використовуючи формули (1.26) - (1.28), отримуємо

$$\frac{\mu}{\theta} = \ln \left(\frac{e^{\frac{mgH}{\theta}} - 1}{e^{\frac{mgh}{\theta}} - 1} \right) - \frac{mgH}{\theta}, \quad (1.29)$$

Підставивши (1.29) в (1.21) отримуємо основну розрахункову формулу

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1}{\left[\frac{\exp\left(\frac{mgH}{\theta}\right) - 1}{\exp\left(\frac{mgh}{\theta}\right) - 1} \right] \exp\left(\frac{mg(x-H)}{\theta}\right) + 1}. \quad (1.30)$$

Далі наведені характерні графіки, отримані по приведених формулах.

На рис. 1.10 представлені результати розрахунку по формулі (1.30) залежності відносної щільності від висоти для конкретної лабораторної віброкамери з наступними параметрами: висота $H = 20$ см, кулі масою $m = 10$ г, товщина шару куль без вібрації $h = 14$ см. Енергія підйому кулі від дна до кришки камери $mgH = 20$ мДж. Ця енергія є природним масштабом енергії в проблемі, що вивчається, зокрема, для модуля розподілу θ . На рис. 1.10 приведені результати розрахунку для наступних значень модуля розподілу: 2, 20, 200 мДж.

У першому випадку енергія хаотичного руху відносно невелика і розмиття щільності у вертикальному напрямку невелике. У другому випадку розмиття поверхні шару істотно більше, а в третьому розподіл щільності по

висоті віброкамери наближається до рівномірного. Така залежність розподілу від його модуля уявляється абсолютно природною. Дійсно, якщо середня хаотична енергія частинки недостатня для підйому до кришки камери, то досягти кришки можуть тільки ті частинки, які в результаті випадкових зіткнень придбали енергію, яка багато більше середньої енергії. Якщо ж середня енергія частинки порівнянна з енергією, необхідною для підйому до кришки, то велика частина частинок матиме можливість піднятися на цю висоту. Ця ситуація в термінах середньої щільності розподілу частинок і підтверджується даними графіка на рис.1.10.

На рис. 1.11 показано для тих же умов тривимірний графік залежності відносної щільності від модуля розподілу і висоти. При малому модулі частинки лежать на дні камери у вигляді щільного шару. У міру збільшення чисельного значення модуля розподіл частинок по висоті стає більш рівномірним.

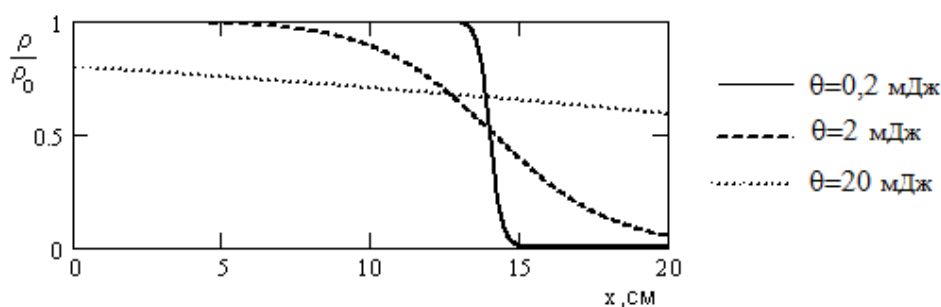


Рисунок 1.10 - Залежність від висоти x середньої за часом відносної щільності ρ/ρ_0 в віброкамери для різних значень модуля θ . Висота віброкамери $H = 20$ см, маса частинки 10 г

Розподіл частинок віброшару характеризується також положенням центру мас цього сипкого середовища. Загальна формула для обчислення координати центру мас системи твердих тіл [5] стосовно нашого випадку розподілу мас, згідно формулі (1.21), записується так

$$X = \frac{1}{h} \int_0^H \frac{x}{\left(\frac{\exp(E)-1}{\exp(E)-1} - 1 \right) \exp\left(\frac{mg(x-H)}{\theta} \right) + 1} dx, \quad (1.31)$$

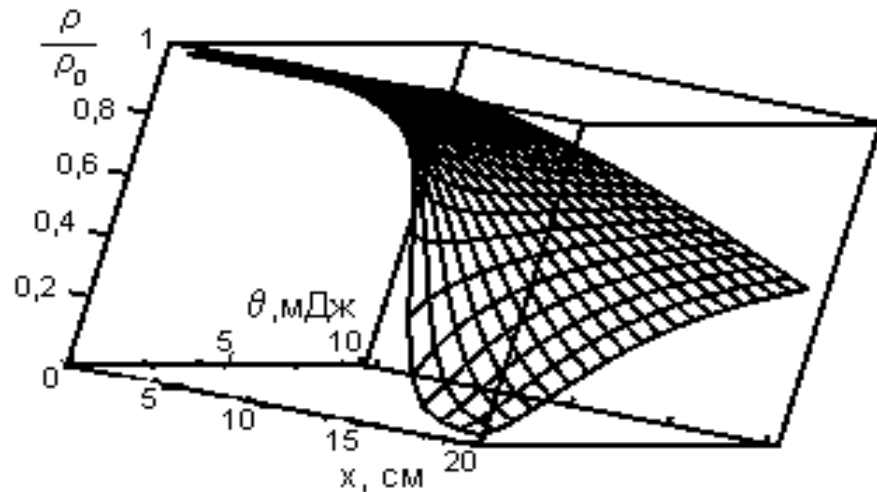


Рисунок 1.11 - Залежність відносної щільності від висоти x і модуля розподілу θ . Висота віброкамери 20 см, маса частинки 19 г.

де x – координата центру мас частинок віброшару ($E = mgh / \Theta$).

На рис. 1.12 приведені результати одного з розрахунків по формулі (1.34). При нульовому значенні модуля центр тяжіння розташовується, природно, посередині товщини шару сипкого середовища. При збільшенні модуля, яке викликається збільшенням вібрації, центр мас асимптотика наближається до центру віброкамери. Це узгоджується з фізичним уявленням про те, що із збільшенням вібрації розподіл частинок за об'ємом віброкамери стає все більш і більш рівномірним.

Аналогічні результати виходять для віброкамер з іншими параметрами.

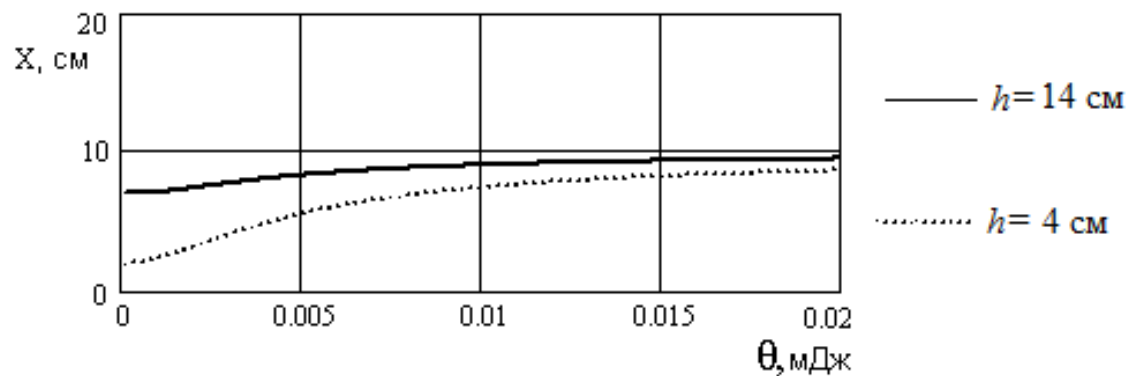


Рисунок 1.12 - Залежність координати центру мас X частинок сипучого

1.4.3 Нестационарна модифікація статистики Фермі-Дирака для статистичного ансамблю частинок в обмеженому об'ємі віброкамери.

У даному підрозділі пропонується покращена математична модель опису розподілу щільності сипкого середовища у віброкамері, яка також основана на статистиці Фермі-Дирака, але додатково враховує зміну розподілу частинок в часі. На відміну від звичайної статистики Фермі-Дирака функція розподілу явно залежить від часу.

При побудові математичної моделі прийнято спрощуюче припущення, що розподіл квазістационарно в тому сенсі, що в кожен момент в неінерціальній системі координат встановлюється стаціонарний розподіл Фермі-Дирака, відповідний повному прискоренню у цей момент.

Передбачається, що координати віброкамери в лабораторній системі координат від часу залежать таким чином

$$x = a \sin(\omega t), \quad (1.32)$$

де x – вертикальна координата довільної точки віброкамери

t – час

a – амплітуда вібрації

ω – кругова частота вібрації.

Відповідне прискорення

$$g_1 = -a\omega^2 \sin(\omega t). \quad (1.33)$$

Інтенсивність вібрації прийнято характеризувати безрозмірною величиною – відношенням амплітуди вібраційного ускорення до прискорення земного тяжіння

$$\Gamma = \frac{a\omega^2}{g}, \quad (1.34)$$

де Γ - відношення амплітуди вібраційного прискорення до прискорення земного тяжіння (інтенсивність збудження).

Переходимо з інерціальної, лабораторної системи координат в неінерціальну систему координат, пов'язану з віброкамерою. У цій системі

координат віброкамера нерухома, а на частинки сипучого середовища, окрім сили земного тяжіння, діє сила, пропорційна прискоренню (1.33). Повне прискорення

$$G = g + g_1 = g + a\omega^2 \sin(\omega t) = g(1 + \Gamma \sin(\omega t)), \quad (1.35)$$

де G – сумарне прискорення.

Далі прийнято спрощуюче припущення, що в кожен момент часу миттєво встановлюється стаціонарний стан, що описується формулами (1.21) і (1.31). При цьому допущенні нестационарний, залежний від часу, розподіл щільності і зміну координати центру мас отримуємо, замінивши у формулах (1.21) і (1.31) прискорення в нерухомій системі координат g на повне прискорення в неінерціальній системі координат G . У системі координат, пов'язаній з віброкамерою, отримуємо

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{1}{\left[\frac{\exp\left(\frac{mgH(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) - 1}{\exp\left(\frac{mgh(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) - 1} \right] \exp\left(\frac{mg(x - H)(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) + 1}, \quad (1.36)$$

$$X = \frac{1}{h} \int_0^H \frac{x}{\left(\frac{\exp\left(\frac{mgH(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) - 1}{\exp\left(\frac{mgh(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) - 1} \right) \exp\left(\frac{mg(x - H)(1 + \Gamma \sin(\omega t))}{\theta}\right) + 1} dx, \quad (1.37)$$

Перехід від формул (1.21) і (1.31) до формул (1.36) і (1.37) формально зводиться до заміни

$$g \rightarrow g(1 + \Gamma \sin(\omega t)). \quad (1.38)$$

Така заміна не порушує умову нормування (1.26). Це ясно з того, що умова (1.26) не залежить від чисельного значення g , а також може бути перевірене безпосередньою інтеграцією по x функції у формулі (1.36).

Формула (1.36) в безрозмірному вигляді записується таким чином

$$p = \frac{1}{\left[\frac{\exp\left(\frac{(1+\Gamma \sin(\phi))}{\xi}\right) - 1}{\exp\left(\frac{\eta(1+\Gamma \sin(\phi))}{\xi}\right) - 1} - 1 \right] \exp\left(\frac{(\chi-1)(1+\Gamma \sin(\phi))}{\xi}\right) + 1}, \quad (1.38)$$

де $p = \frac{\rho}{\rho_0}$, $\xi = \frac{\theta}{mgH}$, $\eta = \frac{h}{H}$, $\chi = \frac{x}{H}$, $\phi = \omega t$.

Позначення: p – безрозмірна відносна щільність, ξ – безрозмірний модуль розподілу, η – безрозмірна товщина сипкого шару у відсутності вібрації, χ – безрозмірна координата, ϕ – фаза коливань.

1.4.4 Результати теоретичного дослідження руху статистичного ансамблю частинок в камері вертикального віброліна

Викладена в попередньому підрозділі методика створення нових математичних моделей опису сипкого середовища в умовах вібрації застосована до конкретних умов. Ілюстративний приклад застосування формули (1.38) приведений на рис. 1.13 – 1.14.

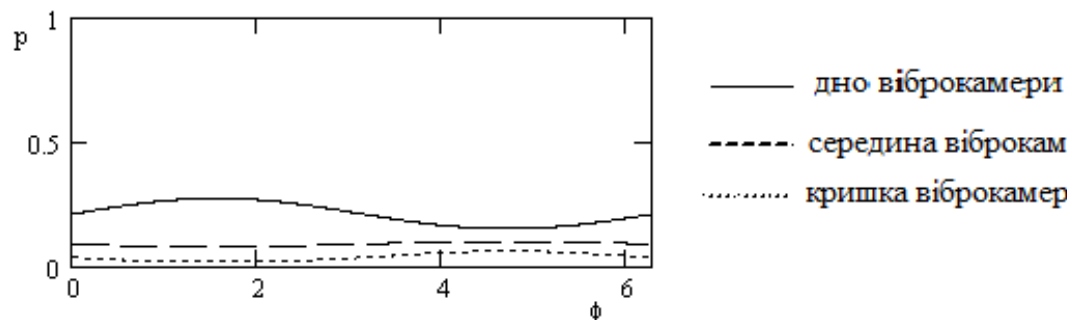


Рисунок 1.13 - Залежність щільності від фази коливання (безрозмірний час) протягом одного періоду коливань на різній висоті.

Параметри розрахунку: $\xi = 0,5$; $\eta = 0,1$; $\Gamma = 5$

На рис. 1.13 наведена залежність безрозмірної щільності на різній висоті залежно від фази коливання для малої інтенсивності коливань $\Gamma = 0,5$. Представлені на рис. 1.13 результати розрахунку відповідають початковій

товщині шаруючи, що становить 0,1 висот віброкамери, і значенню безрозмірного модуля розподілу 0,5; ці ж параметри використані і при розрахунках, зображених на рис. 1.14 – 1.16. Прийняті параметри розрахунку: $\xi = 0,5$; $\eta = 0,1$; $\Gamma = 5$.

На рис. 1.13 видно, що щільність на дні камери менше насипної щільності і міняється протягом періоду коливань. Це природно, оскільки передбачається розпушування шару внаслідок наявності хаотичного руху частинок. При прискоренні віброкамери вгору шар сипкого середовища декілька ущільнюється, а при прискоренні вниз – розпушується, що також є природним.

У центрі камери середня щільність менша, ніж у дна, а біля кришки ще менше. Періодичні зміни щільності в цих точках знаходяться в протифазі із зміною щільності поблизу дна камери. Це природно, оскільки зменшення кількості частинок біля дна неминуче призводить до збільшення їх кількості в інших областях віброкамери.

Показове зіставлення результатів розрахунків при малій інтенсивності вібрації (рис. 1.13) і великої інтенсивності вібрації (рис. 1.14). У другому випадку зростає роль вібраційного прискорення в порівнянні з прискоренням земного тяжіння впливом стохастичного руху частинок. У фазі прискорення камери вгору щільність біля дна зростає у декілька разів, залишаючись, зрозуміло, менше початкової насипної щільності. У фазі руху вниз щільність біля дна різко падає, в масштабі рисунка до нуля. Одночасно різко зростає щільність біля кришки, залишаючись в максимумі декілька менше максимальної щільності біля дна. Це свідчить про те, що шар сипкого середовища в цих умовах різко підкидається вгору в першому наближенні як одне ціле. В центрі камери збільшення щільності протягом одного періоду коливань відбувається двічі: один раз, коли шар сипкого середовища рухається вгору, другий раз – коли вниз.

На рис. 1.15 і 1.16 наведені тривимірні графіки залежності щільності від вертикальної координати і часу (у безрозмірних величинах).

Залежності на рис. 1.13 – 1.16 є типовими. Для інших параметрів сипкого середовища, камери і вібрації результати розрахунків якісно аналогічні.

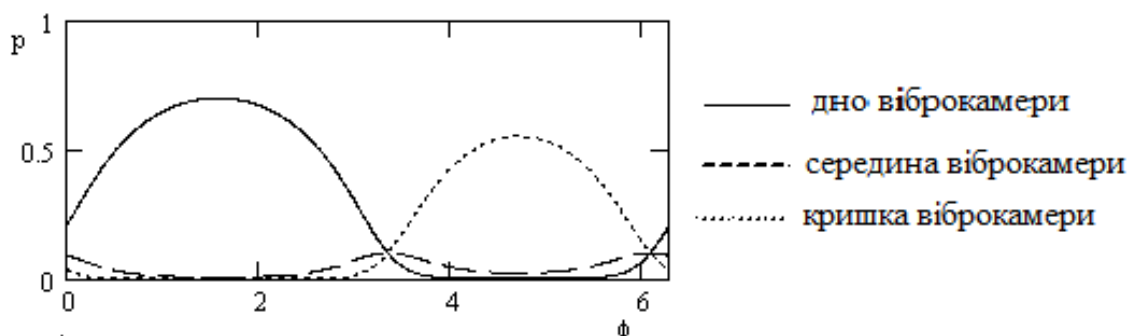


Рисунок 1.14 - Залежність щільності від фази коливання (безрозмірний час) протягом одного періоду коливань на різній висоті.

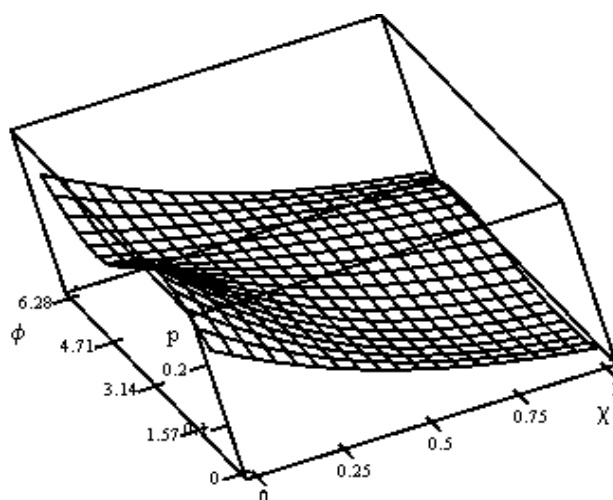


Рисунок 1.15 - Тривимірний графік залежності безрозмірної щільності від безрозмірної фази коливань

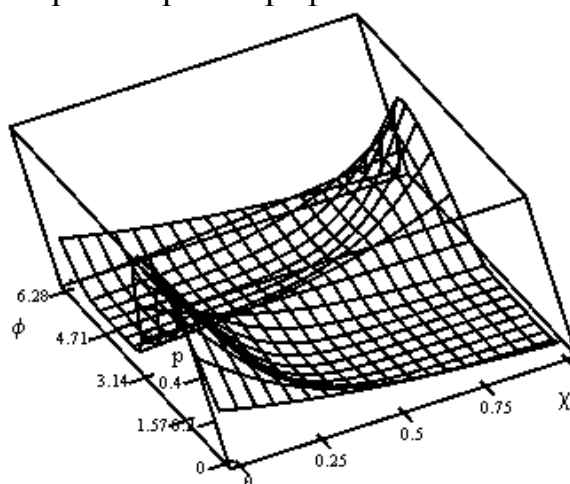


Рисунок 1.16 - Тривимірний графік залежності безрозмірної щільності від безрозмірної вертикальної координати і фази коливань

Висновки за розділом 1

1. Експериментальним шляхом отримані залежності коефіцієнта відновлення швидкості від товщини шару порошку в процесі співудару кулі та площини. Показано, що енергія, яка витрачається кульовим ударником на утворення зони утримання матеріалу та його диспергування становить 15-25 % від загальної енергії ударника в момент контакту.

2. Розроблений алгоритм розрахунку параметрів руху віброударної системи з урахуванням віброзрідженого шару матеріалу.

3. Вперше використана статистика Фермі-Дирака для опису віброшару сипкого середовища, тобто для статистичного ансамблю макроскопічних частинок. Раніше ця статистика застосовувалася в статистичній фізиці тільки для опису ансамблів елементарних частинок, наприклад, електронів.

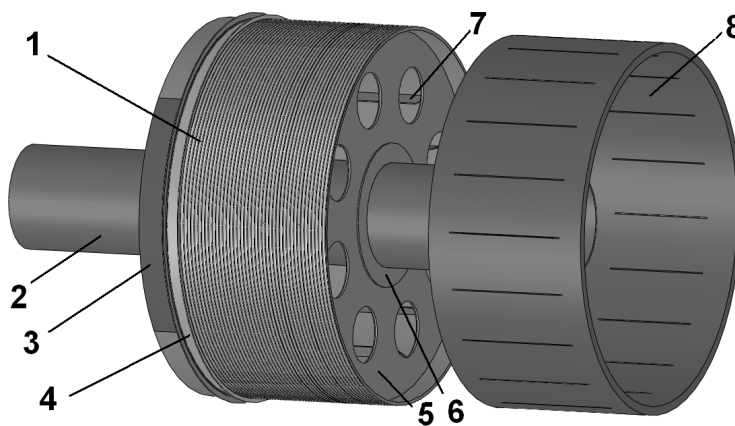
3. Запропонована модифікація класичної статистики Фермі-Дирака, що відрізняється від останньої тим, що описує нестационарні статистичні ансамблі мікрочастинок в полі вібрації.

4. Запропонована теорія застосована до дослідження параметрів віброшару у вібромлині з урахуванням власного об'єму частинок віброшару і їх стохастичного руху. Теорія застосовна і до інших вібропристроїв.

2 ЗАКОНОМІРНОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ СТРИНГЕРНОГО ПІДКРІПЛЕННЯ БАРАБАНІВ ШАХТНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН

Аналіз реберного й косиного підкріплення оболонок і лобовин барабанів шахтних підйимальних машин (ШПМ) був виконаний в 2008 і 2009 роках. Для складання методики розрахунку раціональних параметрів підкріплення барабанів ШПМ необхідно розглянути вклад у напружено-деформований стан стрингерного підкріплення.

Геометрична модель заклиненого барабана наведена на рис. 2.1 Для оцінки власної згинальної жорсткості барабана вал моделюється трубою з згинальною жорсткістю значно меншої згинальної жорсткості вала. Для урахування маси навитого каната створено складання з заклиненого барабана й твердого тіла, що моделює масу навитого каната із жорсткістю, рівній жорсткості гуми.



1 – модель обичайки з кільцевими канавками; 2 – модель вала; 3 – гальмівні поля; 4 – дві кільцеві реборди і кільцева область для розміщення витків тертя й запасного каната; 5 – лобовина; 6 – маточина; 7 – стрингери; 8 – модель навитого каната.

Рисунок 2.1 - Твердотільна модель заклиненого барабана:

Розрахункова схема наведена на рис.2.2.

Максимальний питомий тиск q гальмової колодки на обід при аварійному гальмуванні – 0,365 МПа, гальмовий момент дорівнює 711000 Н·м.

Навантаження від каната, що набігає й збігає, моделювалося моментом, розподіленим по дну канавки по дузі 60° і рівним 998000 Н·м для вантажного каната й 717000 Н·м для порожнякового.

Натяг вантажного каната обчислювався по формулі:

$$S_i = (M_k k - (i - 1) \cdot M_g + M_c + M_z) \cdot g,$$

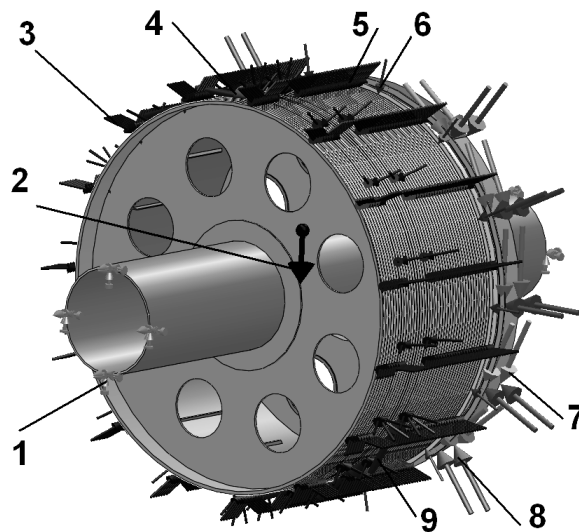
де i – номер витка;

$M_k = 10000$ кг – маса каната при висоті підйому 722 м;

$M_g = 263$ кг – маса одного витка каната;

$M_c = 12000$ кг – маса скіпа;

$M_z = 15300$ кг – маса породи.



1 – жорстке закріплення вала; 2 – власна вага барабана й каната; 3 і 5 – тиск намотаного вантажного й порожнякового канатів; 6 – тиск від витків тертя; 4 і 9 – модель натягу каната, що набігає й збігає, вантажного й порожнякового; 7 – гальмовий момент; 8 – гальмовий тиск.

Рисунок 2.2 – Розрахункова схема

Натяг порожнякового каната обчислювався по формулі:

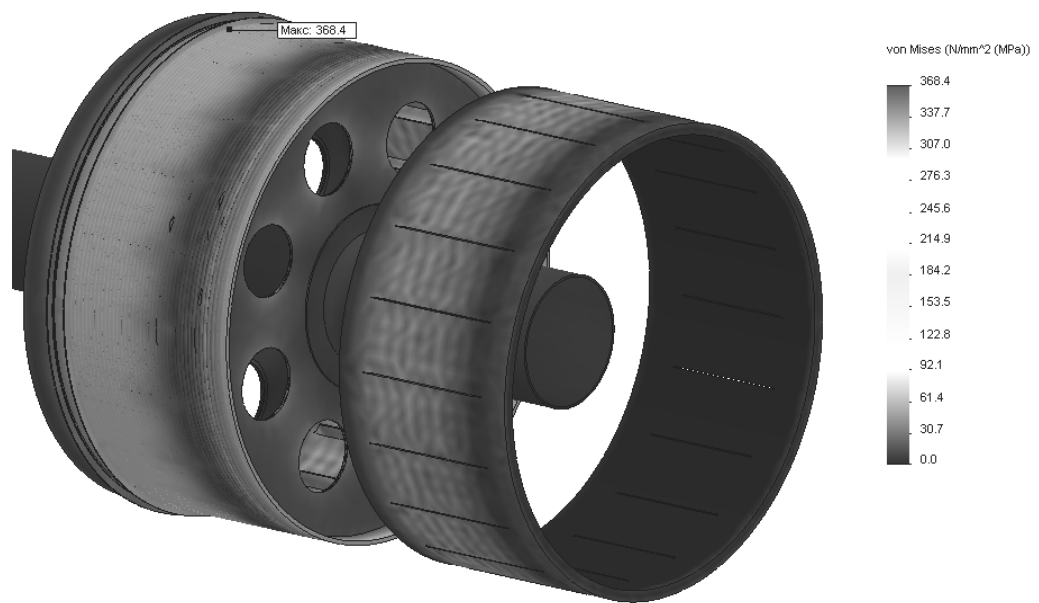
$$Sn_i = ((i - 6) \cdot M_g + M_n) \cdot g,$$

де $M_n = 19650$ кг – маса противаги.

У дослідженні розглянуто п'ять розрахункових випадків.

Розрахунковий випадок №1. У моделі барабана враховані стрингери й всі види навантажень. На рис. 2.3 та 2.4 показано поля напруг і переміщень.

Напруги в обичайці не перевищують 120 МПа. Незважаючи на те, що до кінців стрингерів застосована обробка після зварювання з утворенням криволінійних кромek, напруги в них досягають 368 МПа.



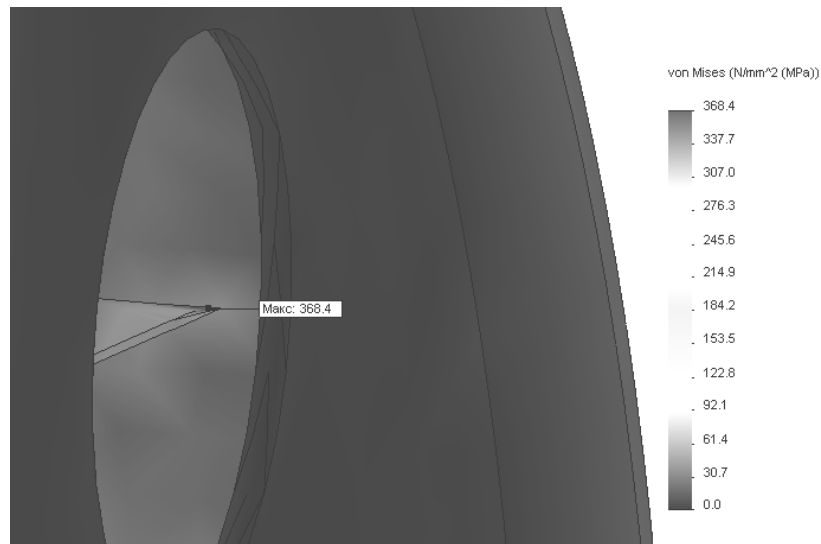


Рисунок 2.3 – Поле еквівалентних напруг з концентратором напруг на початку й наприкінці зварених швів, що з'єднують стрингери з обичайкою

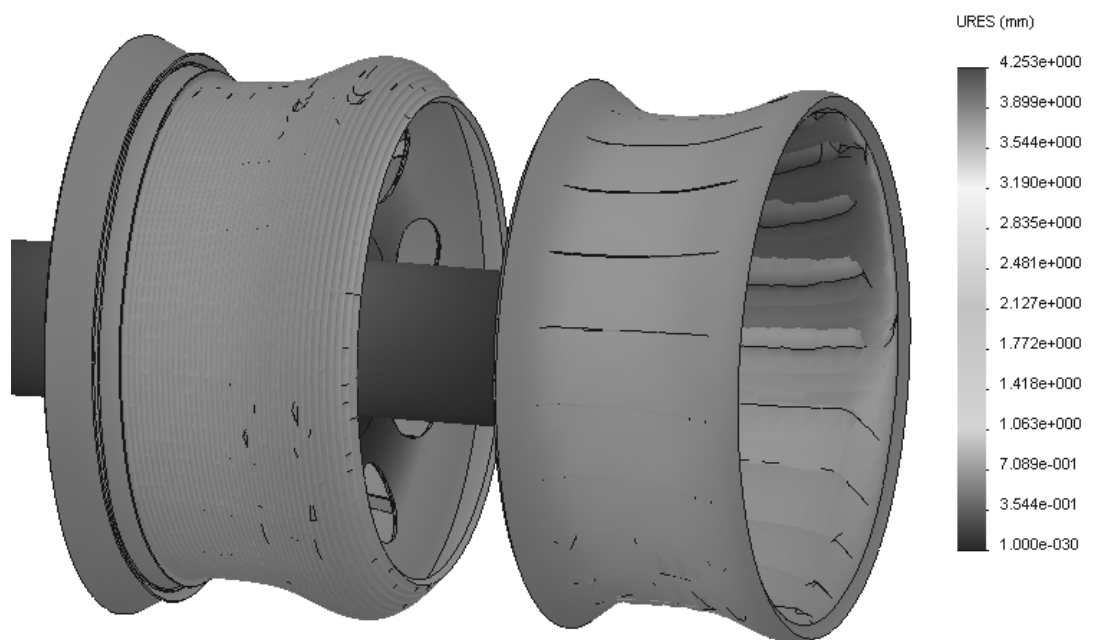


Рисунок 2.4 – Поле результуючих переміщень

Розрахунковий випадок №2. У моделі барабана враховані стрингери й всі види навантажень крім гальмового навантаження. На рис. 2.5 та 2.6 представлено поля напруг і переміщень.

З порівняння рис. 2.3 і 2.5 випливає, що гальмівне навантаження незначно (на 2,8 МПа) знижує максимальні напруги.

Розрахунковий випадок №3. У моделі барабана не враховані стрингери, але присутні всі види навантажень. На рис. 2.7 та 2.8 показано поля напруг і переміщень.

Розрахунковий випадок №4. У моделі барабана не враховані стрингери й присутні всі види навантажень, крім гальмового навантаження. На рис. 2.9 та 2.10 показано поля напруг і переміщень.

Результати розрахунків наведені в табл. 2.1 і 2.2.

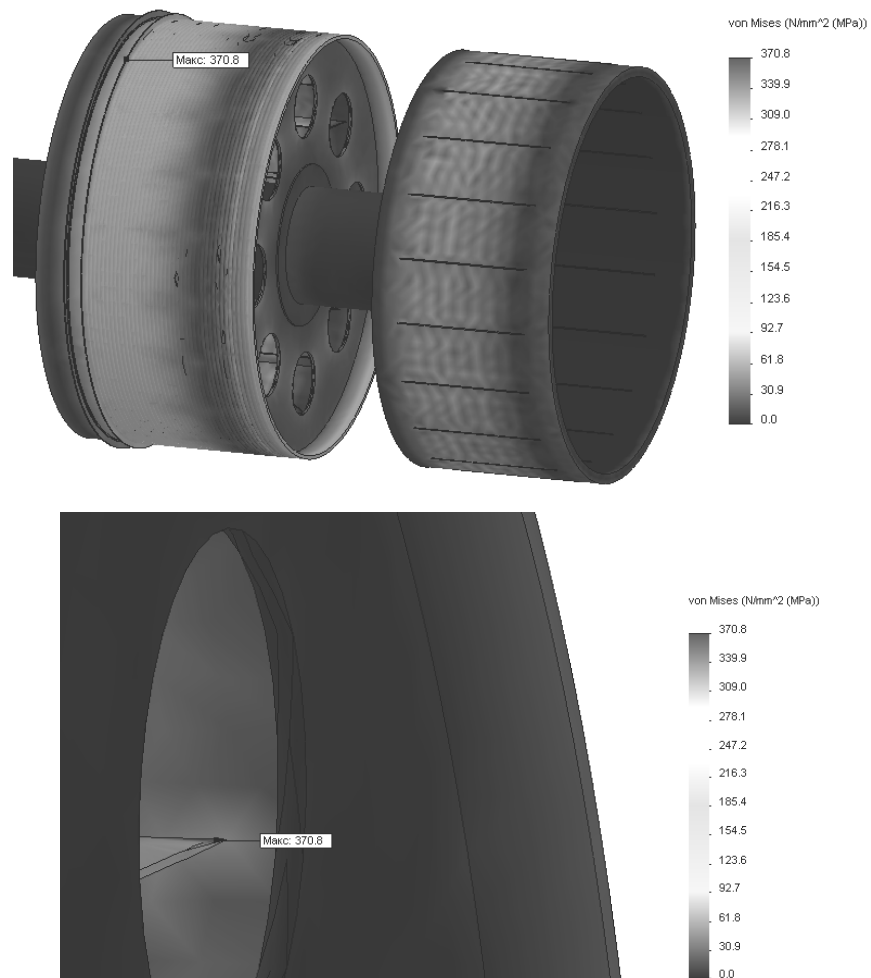


Рисунок 2.5 – Поле еквівалентних напруг з концентратором напруг на початку й наприкінці зварених швів, що з'єднують стрингери з обичайкою

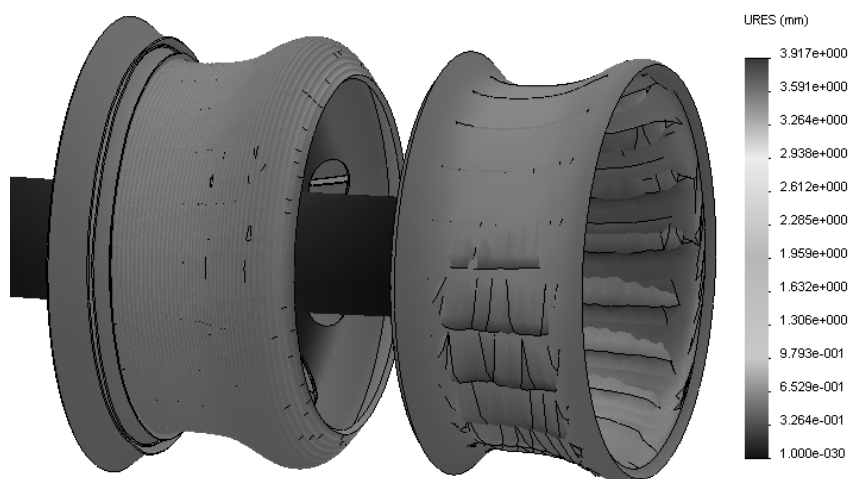


Рисунок 2.6 – Поле результируючих переміщень

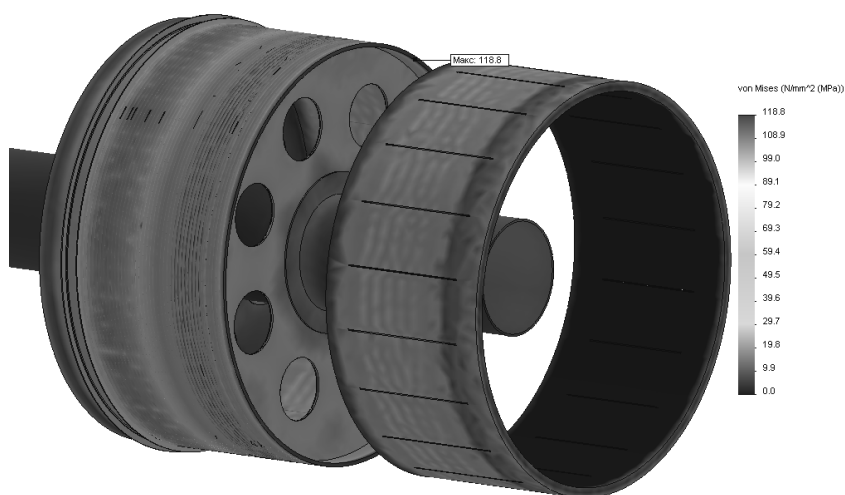


Рисунок 2.7 – Поле еквівалентних напруг



Рисунок 2.8 – Поле результируючих переміщень

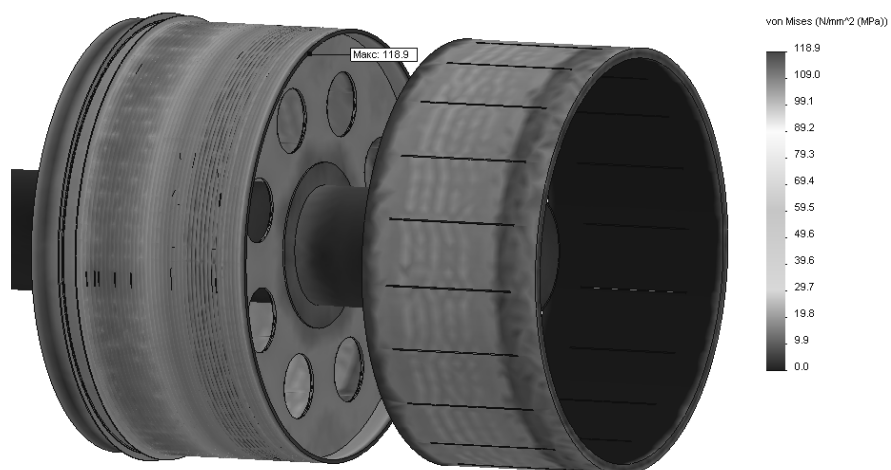


Рис. 2.9. Поле еквівалентних напруг

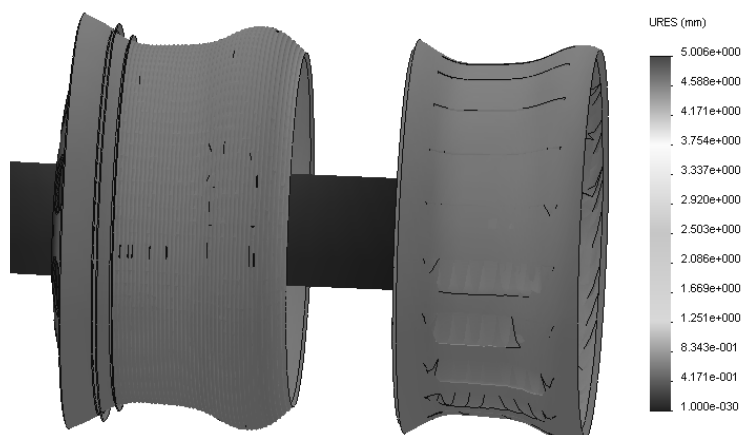


Рис.2.10. Поле результуючих переміщень

Таблиця 2.1 – Максимальні величини еквівалентних напруг

Вид конструкції	Барабан із стрингерами	Барабан без стрингерів
Урахування гальмового навантаження	368,4 МПа	118,8 МПа
Без урахування гальмового навантаження	370,8 МПа	118,9 МПа

Таблиця 2.2 – Максимальні величини результуючих переміщень

Вид конструкції	Барабан із стрингерами	Барабан без стрингерів
Урахування гальмового навантаження	4,25 мм	5,71 мм
Без урахування гальмового навантаження	3,92 мм	5 мм

З табл. 2.1 випливає, що при високій щільності сітки (з максимальним розміром 220 мм) напруги на початку й наприкінці зварених швів, що з'єднують стрингери з обичайкою (концентратор напруг) в 3,1 рази вище, ніж у барабані без стрингерів.

Переміщення поверхні барабана під дією намотаного каната набагато більше, ніж переміщення від власної ваги барабана й від дії каната, що набігає й збігає. Тому запропоновані стрингери не зменшують осьові й радіальні переміщення барабана.

Для з'ясування необхідності урахування власної ваги й введення додаткового твердого тіла був розглянутий ще один розрахунковий випадок.

Розрахунковий випадок №5. У моделі барабана не враховані стрингери й присутні тільки навантаження від навитого каната.

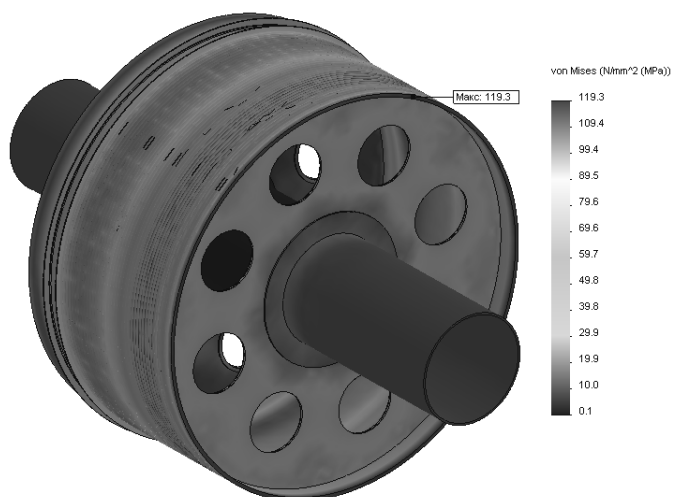


Рисунок 2.11 – Поле еквівалентних напруг



Рисунок 2.12 – Поле результуючих переміщень

З аналізу результатів розрахунку випливає, що урахування власної ваги змінює максимальну напругу на 0,3%, переміщення на 56%. Якщо необхідно визначити найбільші напруги, то власна вага й навантаження від каната, що збігає й набігає, можна не враховувати. Для достовірного визначення переміщень необхідно використовувати повну модель.

Для визначення напруг у зварених швах, що з'єднують лобовини з обичайкою, була застосована методика HSS.

Для зовнішнього шва гальмової лобовини поля напруг на кромках, що відстоять від шва на відстанях 15 і 45 мм, наведені на рис. 2.13.

Номінальна напруга для зовнішнього шва гальмової лобовини дорівнює

$$1,5 \cdot 24 - 0,5 \cdot 13 = 29,5 \text{ МПа.}$$

Для внутрішнього шва гальмової лобовини поля напруг на кромках, що відстоять від шва на відстанях 15 і 45 мм, наведені на рис. 2.14.

Номінальна напруга для внутрішнього шва гальмової лобовини дорівнює

$$1,5 \cdot 24 - 0,5 \cdot 23,5 = 24,25 \text{ МПа.}$$

Для внутрішнього шва лобовини без гальма поля напруг на кромках, що відстоять від шва на відстанях 15 і 45 мм, наведені на рис. 2.15.

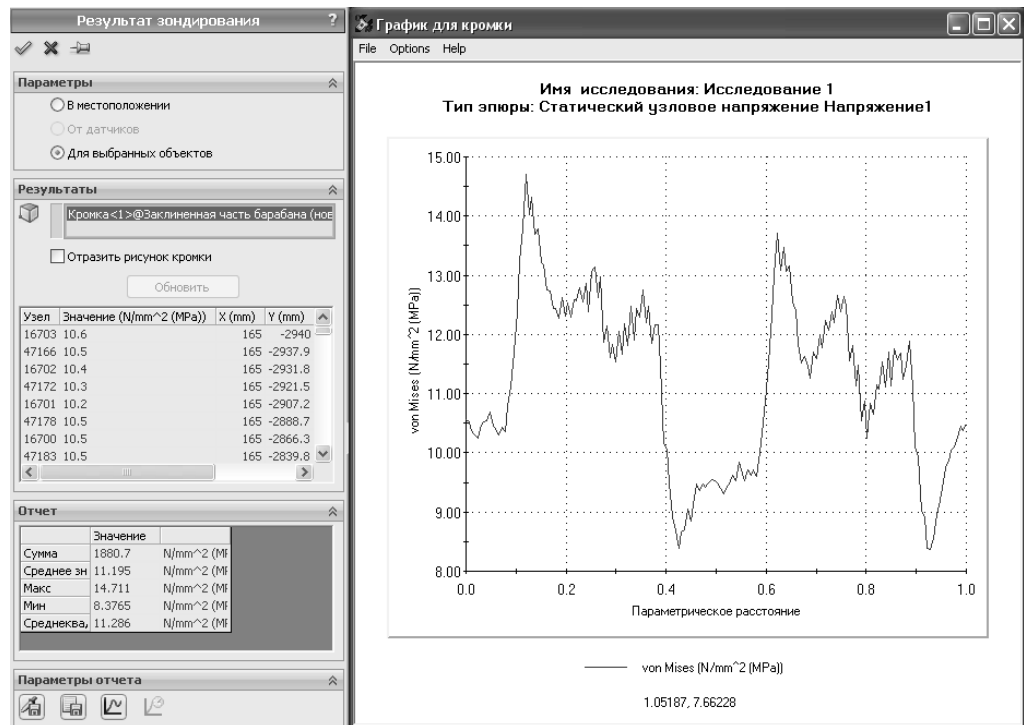
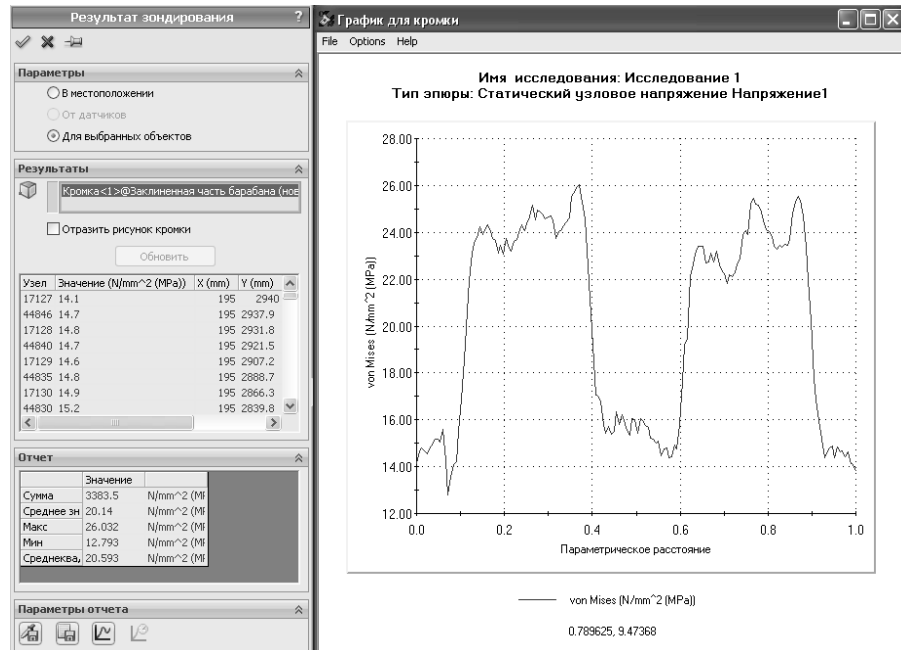


Рисунок 2.13 – Поля напруг для зовнішнього шва гальмової лобовини

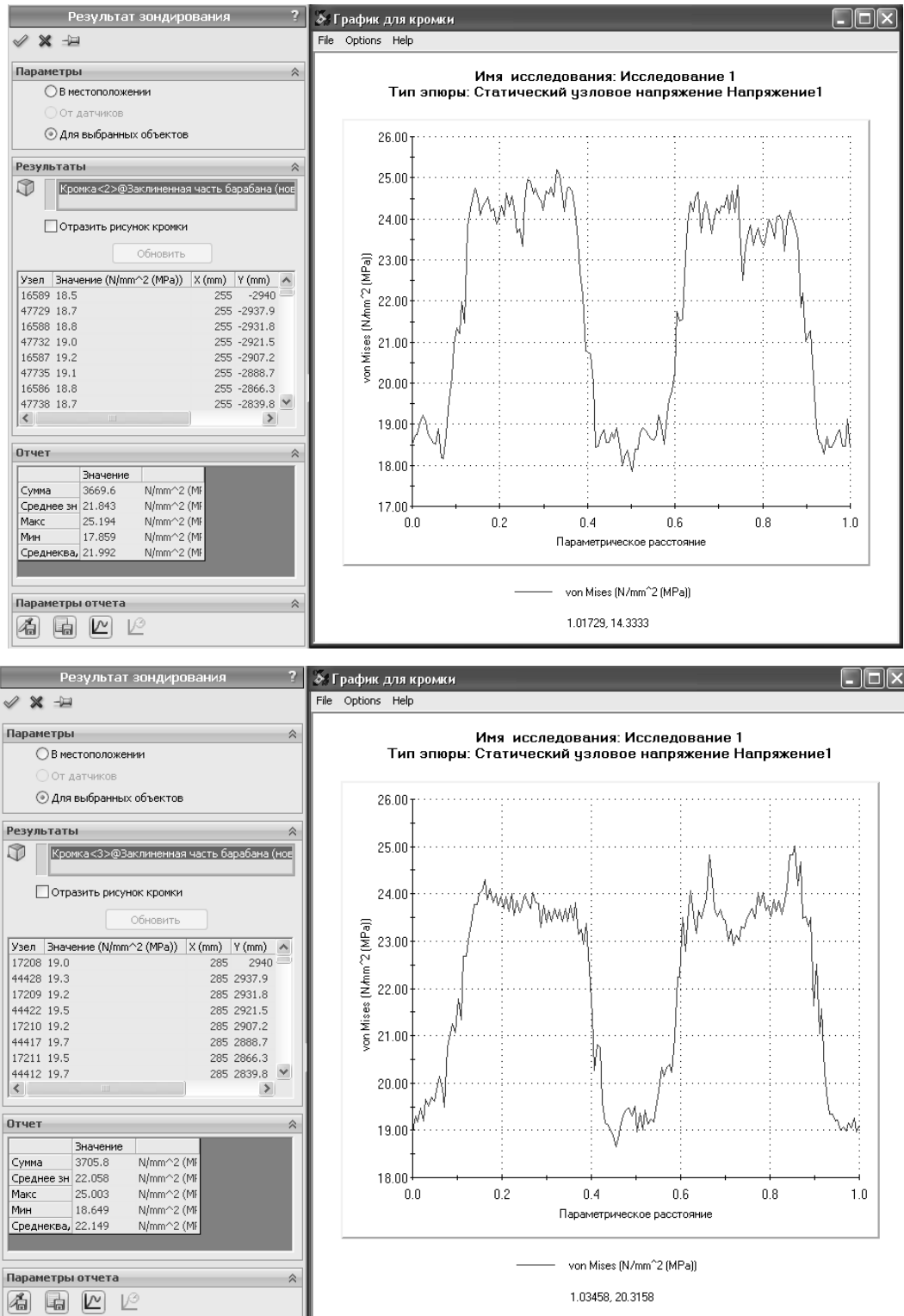


Рисунок 2.14 – Поля напряг для внутреннего шва гальмовой лобовины

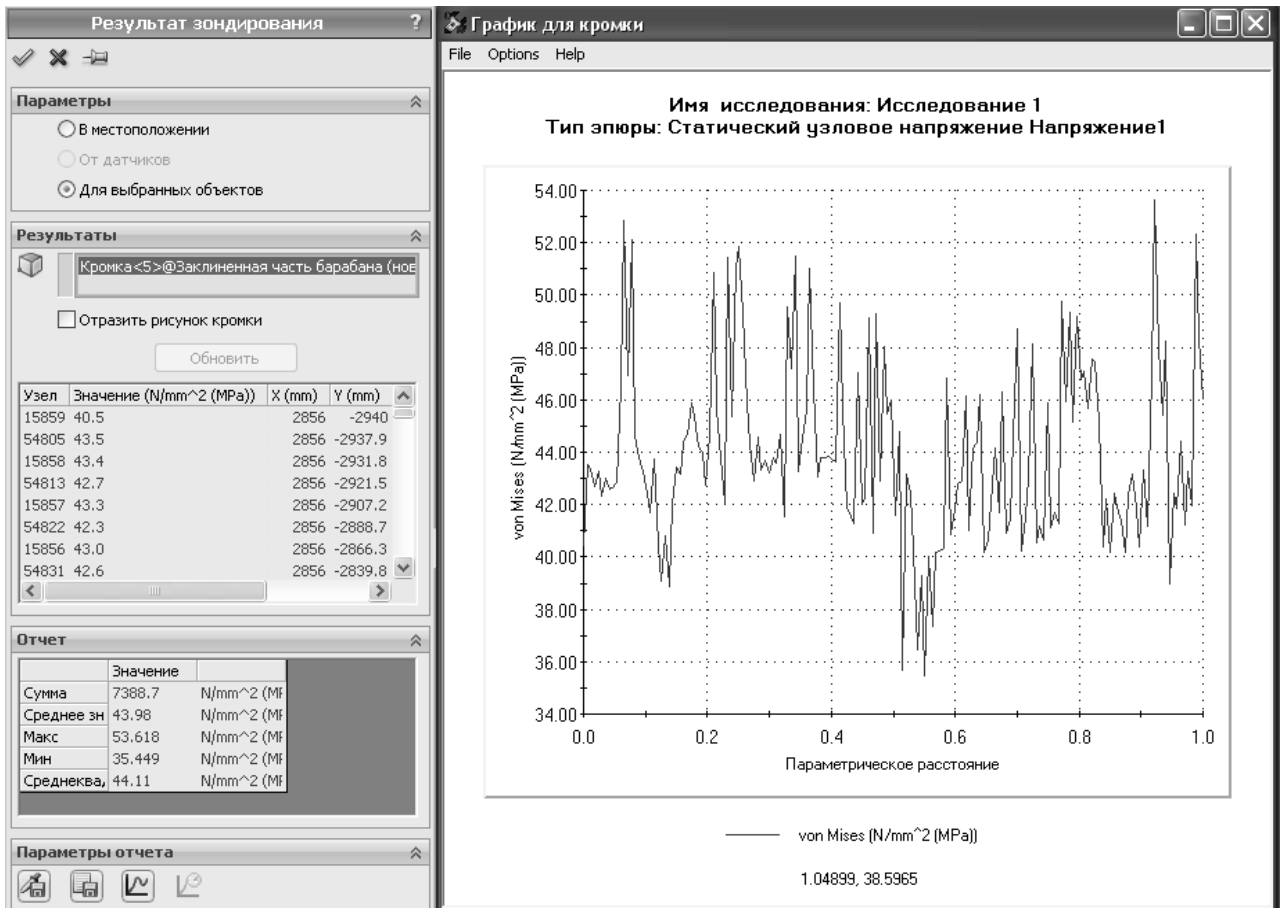
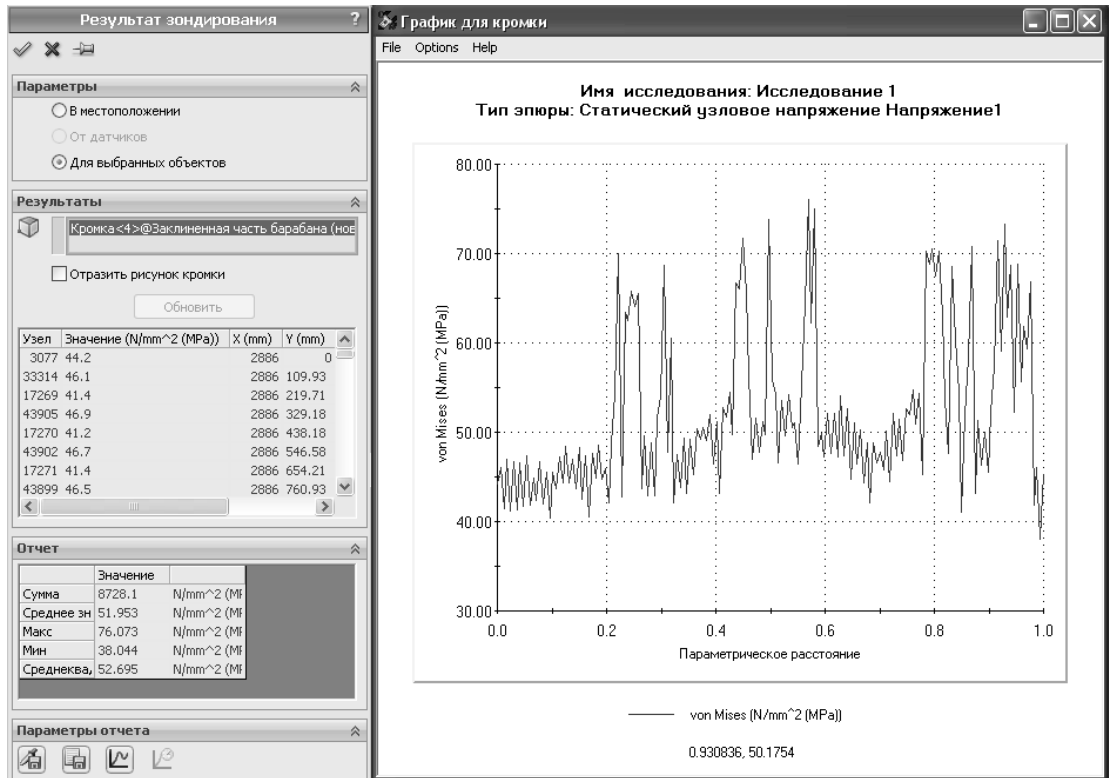


Рисунок 2.15 – Поля напряг для внутрішнього шва лобовини без гальма

Номинальна напруга для внутрішнього шва лобовини без гальма дорівнює
 $1,5 \cdot 60 - 0,5 \cdot 48 = 66 \text{ МПа}$.

Для зовнішнього шва лобовини без гальма поля напруг на кромках, що відстоять від шва на відстанях 15 і 45 мм, наведені на рис. 2.16.

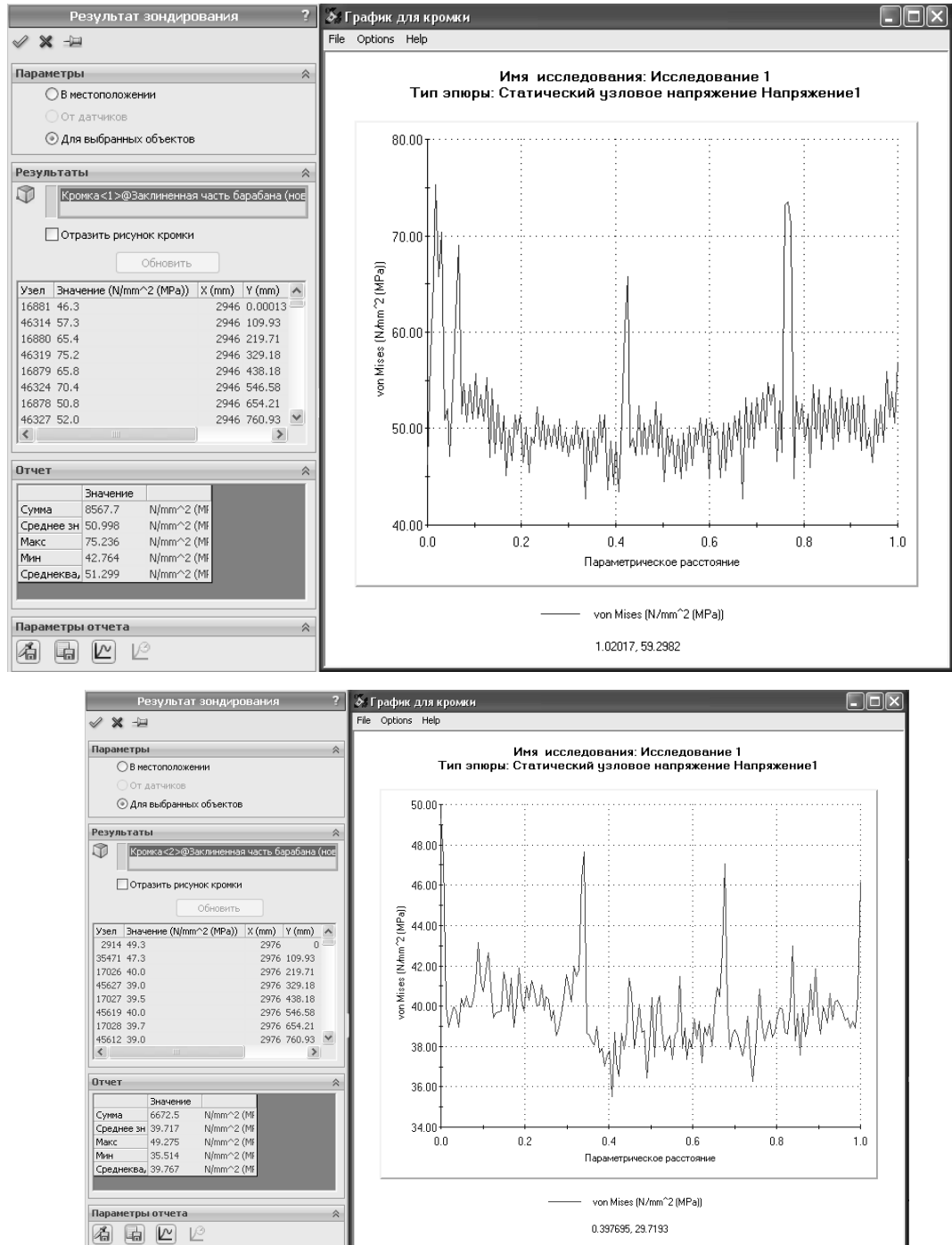


Рисунок 2.16 – Поля напруг для зовнішнього шва лобовини без гальма

Номінальна напруга для зовнішнього шва лобовини без гальма дорівнює

$$1,5 \cdot 53 - 0,5 \cdot 42 = 58,5 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунків номінальних напруг у зварених швах зведені в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Номінальні напруги у зварених швах

	Гальмова лобовина	Лобовина без гальма
Внутрішній шов	29,5 МПа	24,25 МПа
Зовнішній шов	66 МПа	58,5 МПа

Облік власної ваги й навантажень від каната, що збігає й набігає, призводить до того, що при високій щільності сітки з максимальним розміром 220 мм розкид значень напруг на кромках навколо зварених швів досягає 43%. Аналіз попередніх результатів при цій щільності сітки (див. табл. 2.3) призводить до висновку, що напруги на внутрішніх швах у 2,2–2,4 рази нижче, ніж напруги на зовнішніх швах. Максимальні напруги в зовнішніх швах у 2,1 раза нижче допустимих напружень для сталі Ст3 при статичному напруженні.

Висновки за розділом 2

1. З аналізу розрахункових випадків №1–4 випливає, що переміщення поверхні досліджуваної конструкції барабана під дією намотаного каната набагато більше, ніж переміщення від власної ваги барабана й від дії канатів, що набігає й збігає. Тому запропоновані стрингери не зменшують переміщення барабана. Крім того, на початку й наприкінці зварених швів, що з'єднують стрингери з обичайкою, виникають концентратори напруг, з напругами в 3,1 рази вище, ніж у барабані без стрингерів.

2. Не урахування власної ваги й навантажень від канатів, що збігає й набігає, дає погрішність визначення напруг на 0,3% (розрахунковий випадок

№5). Тому для визначення максимальних напруг варто використовувати 1/4 частину барабана й зменшити при цьому розмір сітки.

3. Аналіз напруг у зварених швах (розрахунковий випадок №5) показує, що напруги на зовнішніх швах в 2,2–2,4 раза вище, ніж напруги на внутрішніх швах і в 2,1 раза менше допустимих напружень для сталі Ст3 при статичному навантаженні. Для уточнення номінальних напруг у зварених швах з наступним використанням цих значень в розрахунках на утому доцільно використовувати 1/4 частину барабана із сіткою з меншим кроком в 4-5 разів.

4. Для визначення максимального й мінімального зазорів між заклиненою й переставною частинами барабана необхідно досліджувати повну модель із двома барабанами, маточинами й валом.

3 РАЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ СИСТЕМИ ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДЙОМНИХ КОМПЛЕКСІВ У РЕЖИМІ ЗАПОБІЖНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

При спуску - підйомі вантажів підйомні посудини здійснюють просторовий рух в межах кінематичних зазорів з провідниками армування. Під час запобіжного гальмування між посудиною і провідниками виникає режим ударно-циклічної взаємодії. При його реалізації рівень максимальних контактних навантажень досягає найбільших за цикл підйому значень. Причиною виникнення такого режиму є перекачування кінетичної енергії вертикального руху посудини, що накопичується посудиною до моменту гальмування, в його горизонтальні коливання (поступальні переміщення центру мас посудини в горизонтальній площині і повороти навкруги головних центральних осей інерції) при певних поєднаннях кінематичних, жорсткісних і інерційних параметрів системи «канат - посудина - армування». Ініціюючим чинником для цього служить присутнє в кожному стовбурі і накопичене за час експлуатації в процесі ремонтів і зсовування білястовбурного масиву просторове викривлення профілю провідників (навіть в межах, допустимих при монтажі 10 мм на одному кроці ярусів армування), що створює під час руху малі горизонтальні коливання посудини.

Найбільші динамічні навантаження втримує армування при спрацьовуванні запобіжного гальма підйомної машини на ділянці руху з максимальною швидкістю, яке може відбутися по сигналу будь-якого з ланцюгів захисту підйому при виникненні загрози (реальної або помилкової) аварійної ситуації. Практично таке спрацьовування може відбутися в будь-якій точці стовбура. У зв'язку з цим, для отримання достовірної картини поведінки конкретної підйомної посудини при взаємодії з армуванням доцільно проводити дослідження з апаратурними вимірюваннями динамічних параметрів підйомних посудин і барабана підйомної машини на характерних ділянках, розташованих в контрольних точках верхньої, середньої і нижньої частинах

стовбура при спуску і підйомі посудини з варіацією по завантаженню і початковій швидкості у момент гальмування.

Мета запропонованого методу діагностування системи «підйомна посудина - армування» полягає у визначенні її технічного стану в режимі запобіжного гальмування підйомної машини. Особливість даного методу полягає в проведенні додаткових (окрім випробувань підйому на робочих режимах роботи) випробувань системи «підйомна посудина - армування» в режимі запобіжного гальмування і виборі значень динамічних параметрів системи, одержаних при випробуваннях (коефіцієнтів динамічного перевантаження армування), як основних діагностичних параметрів для оцінки технічного стану провідників і розстрілів стовбура на ділянках з підвищеним рівнем їх зносу.

Реалізація даного методу містить наступні етапи (рисунок 3.1):

- попередня обробка даних (аналіз параметрів ШПУ, вибір схеми проведення динамічних випробувань);
- проведення динамічних випробувань системи «підйомна посудина - армування» (випробування в робочих режимах роботи підйомної машини і при запобіжному гальмуванні);
- системна математична обробка результатів динамічних випробувань; розробка висновків і рекомендацій.

Основним етапом діагностики системи є проведення її динамічних випробувань в режимі запобіжного гальмування.



Рисунок 3.1 – Схема проведення діагностики систем «піднімальна посудина - армування» при запобіжному гальмуванні

3.1 Параметри, що підлягають вимірюванню

При проведенні динамічних інструментальних досліджень інформативними параметрами, що дають достатньо повне уявлення про характер руху підйомної посудини в режимі гальмування, є миттєві значення наступних величин, реєстрованих в розгортці за часом: горизонтальні прискорення напрямних піднімальної посудини на його верхньому і нижньому поясах; вертикальне прискорення піднімальної посудини; кутова частота обертання (окружна швидкість) барабана піднімальної машини; сигнал включення запобіжного гальма; гальмівне зусилля на ободі барабана підйомної машини, довжина головного каната у момент гальмування (координата гальмування піднімальної посудини в стовбурі); повний натяг головного каната; час з початку гальмування.

Дана сукупність параметрів володіє властивістю надмірності і в конкретних умовах може бути скорочена залежно від технічних можливостей застосовуваної апаратури в частині кількості одночасно вимірюваних динамічних параметрів горизонтального руху посудини (прискорень, контактних зусиль) при дотриманні умов збереження повноти якісної картини. Це означає, що без втрати достовірності інформації можна обмежитися вимірюваннями тільки прискорень в лобовій і бічній площинах або відповідних контактних зусиль на верхньому або нижньому поясах піднімальної посудини. Інформацію про вертикальний рух посудини можна реєструвати за допомогою датчиків прискорень, швидкості або переміщення на посудині, датчика натягу каната, встановленого в районі барабана, датчика кутової швидкості барабана або датчика окружної швидкості барабана з подальшою математичною обробкою записаних даних.

Необхідний і достатній набір реєстрованих параметрів і вимоги до апаратури повинен визначатися в умовах конкретного піднімального комплексу.

3.2 Раціональні параметри системи діагностування підйомних посудин, армування стволу та гальмівних пристроїв підйомної машини

Динамічний процес взаємодії посудин з провідниками при гальмуванні має багаточастотний характер і є суперпозицією просторових коливань посудини як твердого тіла по шести ступенях свободи (поступальні рухи уздовж трьох головних центральних осей інерції і повороти навколо цих трьох висей). Крім того, спектр коливань посудини уздовж вертикальної вісі містять в собі ряд вищих гармонік, викликаних впливом розподіленої маси канатів (головних і врівноважуючих). Найбільший по енергетиці внесок в рух посудини мають перші 3-5 гармонік [10, 11]. Аналіз даних досліджень показав, що основне енергетичне навантаження несуть на собі коливання піднімальних посудин з частотою 5-7 Гц [12, 13].

При аналізі контактних зусиль, діючих на провідники з боку запобіжних башмаків було визначено, що їх тривалість лежить в межах 0,1-0,3 с [14]. Отже, для надійної реєстрації сигналів динамічних датчиків доцільно визначати частоту зрізу вимірювальної апаратури в 30-60 Гц, (для варіанта вимірювання прискорень, оскільки власні коливання корпусу посудини, які так само присутні в спектрі коливань вимірювальних датчиків прискорень напрямних і є перешкодою на фоні досліджуваних сигналів, мають набагато більш високі значення) або 100-200 Гц (для варіанта вимірювання контактних зусиль).

Амплітудні значення динамічних параметрів для переважної більшості піднімальних відділень вітчизняних шахтних стовбурів лежать в наступних діапазонах: лінійних горизонтальних прискорень направляючих (0-10 м/с²); лінійних вертикальних прискорень направляючих (0-5 м/с²); контактних зусиль (0-90 кН).

Отже, вимірювальний діапазон апаратури для вимірювання прискорень повинен бути не менше ± 10 м/с², а контактних зусиль 0-100 кН. Характеристики погрішності апаратури по амплітуді вимірювальних величин повинні бути не більш: для прискорень $\delta \leq \pm 10-15\%$; для зусиль $\Delta \leq \pm 300-600$ кН; для датчика швидкості піднімальної машини $\delta \leq \pm 10-15\%$;

для таймера апаратури $\Delta \leq \pm 0,05$ с. Всі блоки апаратури повинні бути атестовані і своєчасно метрологічно повірені.

3.3 Розміщення датчиків на піднімальній установці

Під час проведення динамічних вимірювань перший (підземний) вимірювальний комплекс встановлюється на піднімальній посудині. При максимальній схемі вимірювань динамічні датчики горизонтальних прискорень (D1, D2, D3, D4, D5, D6) закріплюються за допомогою навісних вузлів кріплення на направляючих піднімальної посудини і орієнтуються вимірювальними осями уздовж бічної і лобової площин провідників на верхньому і нижньому поясах посудини, а акселерометр D7 закріплюється на корпусі посудини вимірювальною віссю уздовж вертикальної осі посудини (рисунок 3.2). Так само у ряді випадків допускається застосування укороченої схеми вимірювань без використання датчиків нижнього пояса D4, D5 і D6.

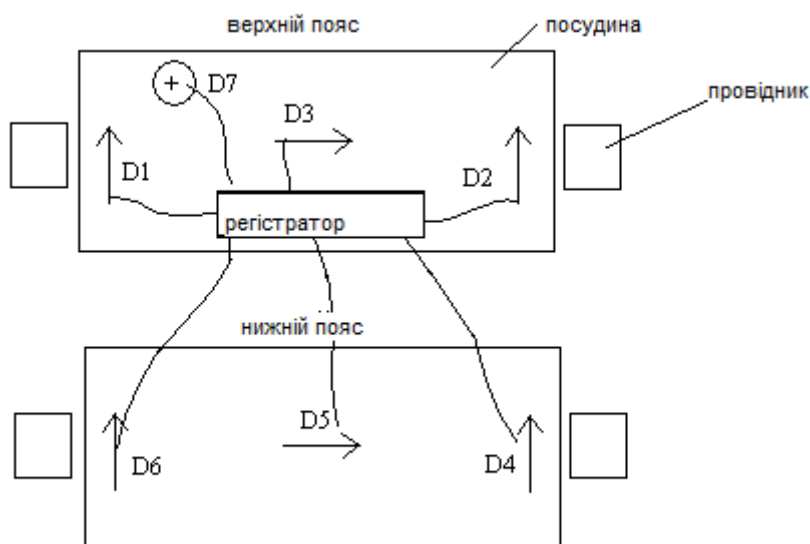


Рисунок 3.2 – Схема розміщення датчиків прискорень при динамічних випробуваннях в режимі запобіжного гальмування посудин

При проведенні динамічних випробувань в режимі запобіжного гальмування з використанням контактних силовимірювальних датчиків датчики

вмонтовуються в спеціальних вимірювальних башмаках, які встановлюються на посудині на місце робітників по три датчики в кожному (по 2 бічних і 1 лобовий) на верхньому поясі посудини. При цьому датчик - акселерометр D7 кріпиться на посудині аналогічно тому, як показано на попередній схемі (рисунок 3.3). Замість акселерометра D7 може використовуватися датчик натягу головного каната, навішаний на канат на відстані 0,5-1 м вище коуша або вбудований в підвісний пристрій.

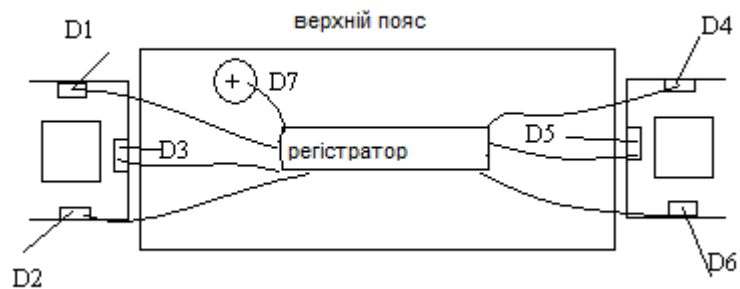


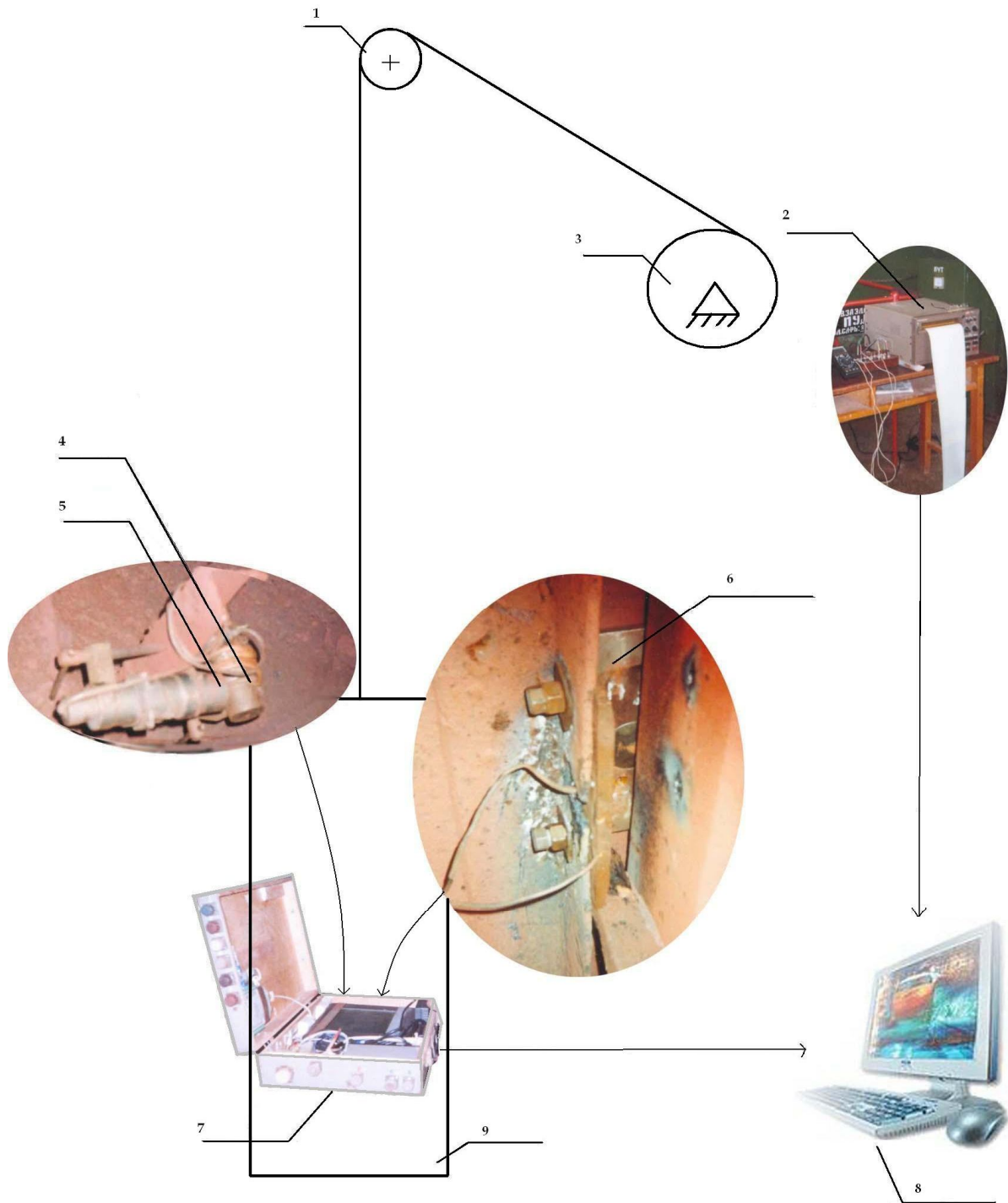
Рисунок 3.3 – Схема розміщення датчиків контактних зусиль при проведенні динамічних випробувань в режимі запобіжного гальмування

Другий (наземний) вимірювальний комплекс встановлюється в машинній будівлі. В його склад входить:

- датчик (канал інформаційного ланцюга піднімальної машини) окружної (кутовий) швидкості обертання барабана піднімальної машини;
- датчик сигналу в ланцюзі включення запобіжного гальма (ЗГ), реєстратор з вбудованим таймером, канал введення сигналу з покажчика глибини піднімальної машини.

Вимірювання проводяться по схемі, представленій на рисунку 3.4 таким чином:

- при проведенні експериментів методом вимірювання миттєвих горизонтальних прискорень направляючих посудини в бічній площині провідників вихідні сигнали з датчиків-акселерометрів 1, 2, 3 через аналого-цифровий перетворювач поступають і записуються у вбудований комп'ютер 5 апаратури;



1 - копровий шків; 2 - піднімальна машина; 3 - осцилограф в машинній будівлі підйому; 4, 5 - датчики-акселерометри; 6 - тензодатчики, вбудовані в башмаки посудини; 7 - записуючий блок апаратури з вбудованим комп'ютером; 8 - стаціонарний комп'ютер для обробки даних; 9 - піднімальна посудина

Рисунок 3.4 – Схема динамічних вимірювань системи «піднімальна посудина - армування»:

- при проведенні експериментів методом вимірювання контактних навантажень, діючих на провідники, сигнали з силовимірювальних датчиків, вбудованих в башмак 4 підйомні посудини, через тензопідсилювач і аналого-цифровий перетворювач поступають і записуються у вбудований комп'ютер 5 апаратури;

- паралельно із записом даних зі всіх типів датчиків ведеться запис поточного часу з таймера комп'ютера на його жорсткий диск;

- паралельно на осцилограф 1 в будівлі піднімальної машини ведеться запис діаграми швидкості обертання барабана піднімальної машини з системи управління;

- після закінчення вимірювань дані з комп'ютера 5 і пропущені через систему апаратно-програмної оцифровки дані з осцилографа поступають в стаціонарний комп'ютер 6 для подальшої математичної обробки.

3.4 Порядок проведення динамічних вимірювань

Динамічні вимірювання з будь-яким описаним вище набором датчиків (акселерометрів, силовимірювальних) проводиться в 2 етапи. На першому етапі піднімальна посудина, з включеними в режим запису обома комплектами апаратури (наземний і підземний), проводить в робочому режимі, прийнятому для даного стовбура, 3-5 повних робочих циклів спуску - підйому (для скіпових підйомів спуск порожнього - підйом завантаженого скіпів). Дані записуються на реєстратори комплексів і зберігаються для подальшої обробки.

На другому етапі проводиться аналогічний цикл вимірювань і реєстрації даних, але в режимі послідовного спрацьовування запобіжного гальма при проходженні посудиною спеціально призначених контрольних точок, що знаходяться по глибині стовбура в його верхній третині, в середній частині і нижній третині. Гальмування здійснюється в одних і тих же точках при спуску і підйомі посудини (для скіпів при спуску порожнього і підйомі навантаженого скіпів).

Для отримання якнайповнішої картини слідє контрольні точки розташувати з достатньою густиною по глибині стовбура. Проте такі випробування створюють екстремальні циклічні навантаження на канат, механічну частину піднімальної машини, армування і можуть привести до зниження їх циклічної міцності і зниження експлуатаційного ресурсу устаткування, ремонт і заміна якого пов'язані із значними матеріальними витратами. В умовах наднормативного зносу устаткування вони можуть викликати спонтанне руйнування його елементів і аварійну ситуацію на підйомі, тому, число експериментів такого типу повинне бути мінімальним, а ЗГ проводиться з дотриманням всіх необхідних вимог забезпечення безпеки.

Етап обробки даних, одержаних при експериментах, є не менше важливим і трудомістким порівняно з етапом проведення вимірювань.

Мета обробки і аналізу даних вимірювань полягає у визначенні якісних і кількісних відмінностей процесу динамічної взаємодії посудини з армуванням під час гальмування від такого ж процесу під час проходження посудиною ділянки гальмування з постійною швидкістю в робочому режимі. Кількісно ці відмінності можуть бути охарактеризовані з достатньою для практичної точки зору повнотою, «коефіцієнтом динамічного перевантаження».

Якісна характеристика процесу взаємодії посудини з армуванням в процесі гальмування полягає у визначенні закону змін максимальних амплітуд динамічних параметрів горизонтальних коливань посудини в часі і того, чи є ця зміна спадаючою, зростаючою, зростаюче-спадаючою або постійною в часі функцією і від яких параметрів системи це залежить.

Як показано в роботі [15], процес горизонтальної взаємодії посудини з армуванням на робочих режимах руху носить випадковий, стаціонарний, ергодичний характер. Тобто кількісні значення динамічних параметрів взаємодії посудини з армуванням на різних циклах спуску - підйому можуть відрізнятися один від одного, але середні показники зберігають приблизно однакові значення від циклу до циклу. У зв'язку з цим, як база порівняння для визначення ступеня перевантаження армування при гальмуванні виберемо

усереднені по всіх вибірках контрольних циклів спуску і підйому посудини по кожній ділянці запобіжного гальмування з постійною швидкістю, значення показників динамічних датчиків окремо для лобової і бічної площин провідників.

Процес додатку гальмівного зусилля до барабана піднімальної машини (і її уповільнення) по своїй технічній суті є детермінованим процесом, що відбувається однаково для всіх циклів підйому. Його параметри залежать тільки від мас піднімальних посудин, розподілу мас і жорсткостей гілок канатів піднімальної установки, визначуваних завдовжки головного каната у момент гальмування.

В досліджуваному нами процесі взаємодії піднімальної посудини з армуванням головним збуджуючим чинником, який носить детермінований характер під час запобіжного гальмування, є його вертикальні коливання на пружному канаті. Тому, для зниження кількості екстремальних потенційно - небезпечних для безпеки підйому динамічних дій на систему при динамічних випробуваннях, з достатньою для практики точністю можна обмежитися спрацьовуваннями запобіжного гальма в стовбурі під час одного циклу спуску і одного циклу підйому посудини для кожної контрольної точки; а для подальшої обробки результатів вимірювань узяти максимальні значення зареєстрованих під час цих гальмувань динамічних параметрів перевантаження провідників армування.

Даний принцип обробки результатів вимірювань є основним і визначає всі подальші операції, вироблювані в її процесі.

Виходячи з цього, обробка даних, записаних на реєстратори обох комплексів апаратури (наземного – на піднімальній машині і підземного – на піднімальній посудині), проводиться в наступному порядку:

1. Підготовча обробка даних

- 1.1 дані першого етапу вимірювань при русі посудини з постійною швидкістю розділити на блоки записів, кожний з яких відповідає тільки спуску або тільки підйому посудини;

1.2 початки записів наземного і підземного комплексів, що відносяться до одного і того ж спуску або підйому синхронізувати за часом початки руху або за показаннями вбудованих таймерів абсолютного часу або шляхом поєднання шляхових датчиків та/або датчиків швидкості відповідно на посудині і піднімальній машині;

1.3 провести розшифровку записів і переведення даних в значення фізичних параметрів, реєстрованих датчиками на підставі індивідуальних тарувальних характеристик, проставити відносні за часом (з моменту початку руху) і абсолютні (по глибині стовбура) відмітки;

1.4 на розшифрованих записах нанести глибинні координати контрольних точок, в яких проводилося запобіжне гальмування на другому етапі вимірювань, визначені за показаннями покажчика глибини піднімальної машини;

1.5 для кожного спуску і підйому посудини в контрольних точках стовбура визначити максимальні значення динамічних параметрів для показань кожного встановленого на посудині датчика (прискорень або контактних зусиль);

1.6 для записів другого етапу вимірювань виділити записи реєстраторів наземного і підземного комплексів апаратури окремо для кожної контрольної точки стовбура окремо на спуску і підйомі посудини, синхронізувати записи наземного і підземного реєстраторів по тимчасових відмітках для одного і того ж циклу гальмування і провести розшифровку записів і переведення даних в значення фізичних параметрів, реєстрованих датчиками на підставі індивідуальних тарувальних характеристик, представити відносні (тимчасові з моменту початку руху) і абсолютні (по глибині стовбура) відмітки;

2. Математична обробка даних

2.1 обчислити середньо-зважені значення максимальних динамічних параметрів, визначених на етапі обробки 1.3-1.6, для кожної контрольної точки гальмування на етапі руху з постійною швидкістю для кожного датчика за всі контрольні спуски і всі підйоми окремо;

2.2 всі середні значення динамічних параметрів розділити на дві групи: лобові і бічні;

2.3 вибрати максимальні значення параметрів окремо для лобових і бічних датчиків;

2.4 для кожної контрольної точки на записах, зроблених при спрацьовуванні ЗГ, вибрати максимальні значення окремо для лобових і бічних датчиків;

2.5 розрахувати для кожної контрольної точки окремо для спуску і підйому посудини значення коефіцієнтів динамічного перевантаження;

2.6 на підставі показників датчиків швидкості і таймера наземного комплексу апаратури розрахувати миттєві (з кроком 0,05 с) і середнє (до зупинки) колові уповільнення барабана піднімальної машини; побудувати графіки миттєвих уповільнень для кожного гальмування;

2.7 з кроком 0.1 с виконати операції пунктів 2.4-2.6; побудувати суміщені графіки в розгортці за часом; виконати аналіз виду одержаних кривих;

2.8 виконати аналіз залежності коефіцієнтів динамічного перевантаження від координати контрольної точки спрацьовування ЗГ окремо для лобової і бічної площин провідників на спуску і підйомі посудини.

2.9 для кожної точки гальмування провести спектральний аналіз вихідних сигналів динамічних датчиків окремо для лобової і бічної площин; розрахувати низькі власні частоти коливань посудини окремо в лобовій і бічній площинах на підставі рішення трансцендентних рівнянь.

Визначити середні для стовбура сумарні жорсткості напрямних для лобової і бічної площин провідників. Дані розрахунків використовувати для визначення уточнених по глибині координат зон параметричного збудження системи «посудина - армування».

3.5 Раціональні параметри діагностування гальмівної система підйомної машини

На рисунку 3.4 показано блок 2 наземної апаратури, що здійснює реєстрацію параметрів роботи підйомної машини під час робочого руху та під час запобіжного гальмування. Параметри, що характеризують роботу гальмівної системи, наступні:

- термін часу холостого руху, що визначається як інтервал часу між першим фронтом сигналу з датчика спрацьовування гальма до моменту часу, коли на ободі барабану з'явиться гальмівне зусилля;
- час спрацьовування гальма, що визначається як термін часу від першого фронту сигналу з датчика спрацьовування гальма до моменту зростання гальмівного зусилля до рівня статичного навантаження підйомної машини;
- середнє уповільнення машини, що визначається як відношення максимальної швидкості посудини до часу гальмування до повної зупинки;
- миттєві уповільнення підйомної машини та підйомної посудини, що визначаються з сигналу датчика швидкості машини в наземному вимірювальному комплексі апаратури, та вертикального датчика прискорення підйомної посудини з підземного комплексу апаратури;
- шлях гальмування, що визначається чисельним інтегруванням сигналу датчика швидкості барабану машини.

Висновки за розділом 3

В результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблений метод діагностики системи «піднімальна посудина - армування» та гальмівної системи, що знаходиться в умовах тривалої експлуатації і нерівномірно розподіленого по глибині стовбура зносом армування. Метод полягає в проведенні динамічних випробувань системи з подальшим аналізом одержаних діагностичних параметрів з метою визначення технічного стану системи.

4 РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ НАСОСНИХ ГІДРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

4.1 Комплексне дослідження конструктивних і витратних параметрів ГТУ на базі економіко-математичного моделювання

4.1.1 Аналіз відомих в літературі методик визначення раціональних параметрів гідротранспортування

На сьогоднішній день визначення раціональних параметрів гідротранспортних установок на стадії проектування може здійснюватися за декількома методиками, найбільш обґрунтованими з яких є методики Смолдирєва А.Є. та Покровської В.М. Смолдирєвим А.Є. розроблена методика розрахунку раціональних параметрів магістральних трубопроводів ГТУ [16], основана на методі знаходження екстремальних значень функції цілі, при цьому здійснюється техніко-економічний аналіз даних різних варіантів. Раціональним пропонується вважати варіант, в якому наведені річні витрати, які є функцією цілі, будуть найменшими (4.1)

$$\dot{I}_i = E_i + \frac{C_i}{T_y} \rightarrow \min, \quad (4.1)$$

де \dot{I}_i – наведені річні витрати i -го варіанта, грн/рік;

E_i – експлуатаційні витрати i -го варіанта, грн/рік;

C_i – капітальні витрати i -го варіанта, грн;

T_y – встановлений термін окупності, років.

Вирішення задачі зводиться до складання рівняння для визначення наведених річних витрат залежно від шуканих параметрів і до знаходження їх мінімального значення.

Капітальні витрати визначаються за формулою [16]

$$C = (\pi \cdot D \cdot \delta \cdot \rho_{cm} \cdot K_1 + D \cdot K_2 + K_3) \cdot L + 1.1 \cdot n_n \cdot \left(\frac{V \cdot H \cdot \gamma \cdot K_4}{102 \cdot \eta} \right) + K_5, \quad (4.2)$$

де ρ_{cm} – густина стали труб, кг/м³;

γ – питома вага гідросуміші, Н/м³;

K_1 – вартість труб, витрати на їх зварювання і транспортування, віднесені до одиниці маси трубопроводу, грн/кг;

K_2 – те ж, за витратами на земляні роботи, віднесеними до одиниці площі труб, грн/м²;

K_3 – те ж, за витратами на вишукувальні роботи, будівництво доріг, ліній зв'язку і т.д., грн/м;

V – витрата гідросуміші, м³/с;

H – напір, створюваний насосом, м;

1.1 – коефіцієнт запасу;

K_4 – вартість насосних агрегатів (будівель для них тощо), віднесена до одиниці встановленої потужності, грн/кВт;

K_5 – витрати, що не залежать від параметрів трубопроводу, грн.

Експлуатаційні витрати становлять [16]

$$E = \beta \cdot \tilde{N} + E_\zeta \cdot n_i + n_i \cdot \left(\frac{V \cdot H \cdot \gamma \cdot E_i}{102 \cdot \eta} \right) + E_a, \quad (4.3)$$

де β – річні відрахування на поточний ремонт та амортизацію споруд, грн/рік;

E_ζ – заробітна плата з нарахуваннями, віднесена до однієї перекачної станції, грн;

E_m – витрати на матеріали, віднесені до одиниці робочої потужності, грн/кВт;

η – коефіцієнт корисної дії насосних агрегатів;

E_{δ} – додаткові витрати, які не залежать від параметрів трубопроводу, грн/рік.

На підставі рівнянь (4.1)-(4.3) можна отримати

$$\begin{aligned} \dot{I} = & \left(\beta + \frac{1}{\dot{O}_{\delta}} \right) \cdot (\pi \cdot \delta \cdot \rho_{\dot{n}\delta} \cdot K_1 + K_2) \cdot L \cdot D + \left[\left(\alpha + \frac{1}{T_{\delta}} \right) \cdot 1.1 \cdot K_4 + E_i \right] \times \\ & \times \frac{V \cdot \sigma \cdot \gamma \cdot n_i}{51 \cdot \eta \cdot D} + E_{\zeta} \cdot n_i + \left(\beta + \frac{1}{\dot{O}_{\delta}} \right) \cdot (K_3 \cdot L + K_5) + E_{\ddot{a}}, \end{aligned} \quad (4.4)$$

де $\sigma = \frac{H \cdot D \cdot \gamma}{2 \cdot \delta}$ – розрахункове напруження стінок труб;

α – річні відрахування на ремонт агрегатів.

Шляхом диференціювання отриманого рівняння, з умови $d\Pi/dD = 0$ визначається економічно найвигідніший діаметр магістрального трубопроводу гідротранспортної установки, як основний технологічний параметр.

Однак, на нашу думку, представлена методика не позбавлена деяких недоліків. Чим більше показників містить критерій якості, тим повніше він відображає реальну гідротранспортну установку. Проте фізичні зв'язки між параметрами настільки складні, що далеко не завжди вдається коректно визначити значення оптимізованого параметра згідно запропонованої методики шляхом знаходження екстремального значення функції цілі. Наявність даного чинника призводить до того, що проектні значення параметрів установки відрізняються від раціональних.

Розглянемо методику, розроблену в Ленінградському гірничому інституті ім. Г.В. Плеханова, яка, без сумніву є кроком вперед у розвитку теорії гідротранспорту [17].

Для визначення раціональних параметрів формується функціонал, що відображає взаємозв'язок між структурою транспортної схеми і різними

економічними факторами з урахуванням загальних і спеціалізованих обмежень технічного, технологічного, організаційного характеру [17].

Задача вирішується шляхом прорахунку ряду варіантів і вибору такого варіанта, для якого критерій оптимальності приймає екстремальне значення [17]. Як цільова функція можуть прийматися наведені витрати, прибуток, термін будівництва та інше.

Недосконалість розрахункових методик прогнозування вихідної інформації, зміни гірничо-геологічних умов, нерівномірність режиму роботи гідротранспортної установки та інші фактори обумовлюють значну похибку вихідної інформації, використовуваної в економіко-математичних моделях транспортних установок. У загальному вигляді вихідна інформація економіко-математичної моделі є сукупністю випадкових величин, тобто вона має імовірнісний характер. У процесі будівництва і подальшої експлуатації транспортної установки можливі різні відхилення, що вносять істотні зміни у структуру критерію оптимальності. У силу цього багато фахівців вважають недоцільним розраховувати оптимальне значення критерію. У цьому випадку достатньо встановити область раціональних значень. Такий підхід, дозволяє істотно спростити математичну модель транспортної установки, враховуючи лише найбільш значні її елементи, і використовувати для формування функціоналу статистичний метод. Формування функціоналу передбачає вибір оптимізованих параметрів і критерію оптимальності [17].

Найбільш часто за критерій оптимальності приймаються річні приведені витрати [17]. Однак річні приведені витрати розраховуються за проектними даними та нормативним документами, які діють у цей момент. Будівництво і тривала експлуатація гідротранспортної установки часто вносять істотні корективи до структури наведених витрат. Тому проектні значення параметрів установки можуть відрізнятися від раціональних. У зв'язку з цим, останнім часом з'явився ряд робіт, в яких критерій оптимальності отриманий на основі статистичного аналізу зв'язку промислових значень економічного показника з параметрами гідротранспортної установки. Правильність подібного способу

формування цільової функції пояснюється досить глибокою розробкою математичного апарату статистичного аналізу та достовірністю зв'язку промислових значень критерію оптимальності з параметрами установки [17].

Для формуванні функціоналу на основі статистичного аналізу промислових даних були встановлені технічні показники трубопроводу, що істотно впливають на критерій раціональності [17]. Із відібраних технічних показників сформований функціонал

$$S = a_0 + a_1 \cdot E + a_2 \cdot M + a_3 \cdot K + a_4 \cdot \Delta_T + a_5 \cdot c_T \cdot n_c, \quad (4.5)$$

де a_0, a_1, \dots, a_5 – коефіцієнти, отримані в результаті статистичної обробки даних;

M – металоємність трубопроводу, т/м;

K – кількість обслуговуючого персоналу;

Δ_T – знос трубопроводу;

n_c – кількість насосних станцій;

c_T – витрати на транспортування 1 т. твердого, грн.

Чим більше показників включає функціонал (4.5), тим повніше він відображає реальну гідротранспортних установку. Проте фізичні зв'язки між параметрами виходять настільки складними, що вираз (4.5) для визначення екстремуму продиференціювати неможливо [17]. Суттєвого спрощення можна досягти перекладом функціонала в безрозмірне критеріальне рівняння з допомогою методу базової точки, розробленого Ю.Д. Арсеньєвим. Сутність цього методу полягає у визначенні мінімуму відносної зміни критерію оптимальності по відношенню до його базового значення, що має вигляд

$$\delta S = \frac{S - S'}{S'} = \frac{S}{S'} - 1, \quad (4.6)$$

де S' – базове значення критерію оптимальності, розраховане за формулою (4.5) при вихідних значеннях оптимізованих параметрів.

Метод базової точки дозволяє отримати аналітичну залежність в загальному вигляді, значно скоротити трудомісткість розробки раціональних проектних рішень, легко підготувати програму розрахунків на ЕОМ. Коефіцієнти a_i рекомендується визначати шляхом статистичної обробки експериментальних даних по аналогічній гідротранспортній установці або по установці, яка реконструюється. У цьому випадку раціональні параметри будуть відображати специфіку конкретного підприємства. При відсутності дослідних даних для оптимізаційних розрахунків можна скористатися рівняннями регресії, отриманими в ЛПІ ім. Г.В. Плеханова [17].

Формування функціонала може бути здійснене і шляхом обробки нормативних даних. У цьому випадку як критерій оптимальності, який найбільш повно характеризує ефективність гідротранспортної установки, можуть бути прийняті наведені витрати.

Як видно з вищенаведеного матеріалу [17], розроблена методика, незважаючи на явні переваги, вимагає великої кількості статистичних даних, перенасичена емпіричною інформацією, передбачає існування установок, аналогічних проєктованих і тому не може бути застосована при розробці установок в суміжних областях гірничої справи. Аналогічний висновок можна зробити і щодо інших відомих методик. Проєктування унікального гірничо-видобувного обладнання, на думку авторів, має базуватися на принципово нових підходах, що використовують, крім усього, й досконаліші економіко-математичні моделі.

4.1.2 Удосконалена економіко-математична модель гідротранспортної установки

Зазвичай вихідними даними при проєктуванні є: геодезична висота підйому пульпи від рівня суміші в зумпфі до виходу з нагнітального трубопроводу, фізичні характеристики корисних копалин і продуктивність

установки за твердим. За цими даними необхідно встановити параметри ГТУ, що забезпечують максимально можливу економічність установки. До числа основних параметрів відносяться: діаметри всмоктуючого і нагнітального трубопроводів (або окремих їх секцій), діаметр робочого колеса насоса, тип і число насосів, потужність приводного двигуна, швидкість транспортування твердого.

Техніко-економічні міркування, в основному, впливають на вибір діаметру нагнітального трубопроводу, швидкості транспортування твердого і необхідної характеристики насоса. Нижче приведена розроблена авторами [18-21] оригінальна економіко-математична модель, що є основою для визначення раціональних параметрів гідротранспортних установок

$$\begin{aligned}
 \Pi = & (E + a_{mp}) \cdot \kappa_{mp} \cdot \rho_{mp} \cdot \pi \cdot L_{mp} \cdot \delta_{mp} \cdot (D_{mp} + \delta_{mp}) + \\
 & + (E + a_i) \cdot \hat{e}_i \cdot \frac{f_1 \cdot \rho_{\delta\delta} \cdot \rho_{\delta\delta}^2 \cdot V_{\delta\delta}^3 \cdot S_{\tilde{n}i}^2 \cdot e^{-4S} \cdot \sin \beta \cdot \pi \cdot d_{\hat{a}} \cdot D_{\delta\delta} \cdot \left(\delta_{\delta\delta} - \frac{p \cdot D_{\delta\delta}}{200 \cdot \sigma_{\tilde{a}i\tilde{i}}} \right)}{4 \cdot k_{\zeta} \cdot f_a \cdot \rho_{\tilde{n}i} \cdot \varphi \cdot \delta_{\tilde{e}} \cdot \rho_{\tilde{e}} \cdot G_{\delta\delta\hat{a}}} + \\
 & + N \cdot \sigma_{\tilde{a}\tilde{e}} \cdot \frac{\rho_{\delta\delta} \cdot \pi \cdot S_{\tilde{n}i} \cdot \rho_{\delta\delta} \cdot D_{\delta\delta} \cdot \left(\delta_{\delta\delta} - \frac{p \cdot D_{\delta\delta}}{200 \cdot \sigma_{\tilde{a}i\tilde{i}}} \right)}{3600 \cdot k_{\zeta} \cdot f_{\hat{a}} \cdot \rho_{\tilde{n}i} \cdot \varphi \cdot G_{\delta\delta\hat{a}}}, \quad (4.7)
 \end{aligned}$$

де Π – повні витрати на транспортування, наведені до повного терміну служби трубопроводу, грн/рік;

E – коефіцієнт ефективності капітальних витрат;

a_{mp} и a_n – норма амортизації нагнітального трубопроводу і насоса, відповідно;

κ_{mp} – будівельна вартість одного кілограма трубопроводу, грн/кг;

κ_n – будівельна вартість насосної установки, яка приймається прямопропорційною величині споживаної потужності, грн;

ρ_{mp} – густина матеріалу трубопроводу, кг/м³;

ρ_l – густина матеріалу лопатки робочого колеса насоса, кг/м³;

$\rho_{тв}$ – густина твердих частинок транспортованого матеріалу, кг/м³;

$\rho_{см}$ – густина гідросуміші, кг/м³;

d_e – еквівалентний діаметр твердих частинок, м;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

$L_{тр}$ – довжина нагнітального трубопроводу, м;

$D_{тр}, \delta_{тр}$ – внутрішній діаметр і товщина стінки трубопроводу, м;

δ_l – товщина лопатки робочого колеса насоса, м;

β – кут атаки поверхні, зношеної твердими частками, град;

$V_{тв}$ – швидкість руху твердих частинок, м/с;

$S_{см}$ – об'ємна концентрація гідросуміші;

p – тиск у нагнітальному трубопроводі, Па;

$\sigma_{дон}$ – тимчасовий опір на розрив матеріалу трубопроводу, Па;

$G_{тв}$ – масова продуктивність установки за твердим, т/ч;

N – потужність, споживана насосним агрегатом, кВт;

k_z – емпіричний коефіцієнт, що враховує інтенсивність зносу і залежить від втрат напору, рік/м;

f_1 – коефіцієнт, що враховує міцнісні властивості матеріалу і умови експлуатації насоса;

φ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зносу по перерізу трубопроводу;

f_a – коефіцієнт, що враховує абразивність твердих частинок;

$\sigma_{ел}$ – вартість споживаної електроенергії, грн/кВт·год.

При аналізі виразу (4.7) основні труднощі виникають у зв'язку з відсутністю достовірних даних про вартісні параметри, що входять до нього. Вартість насосної установки прийнята прямопропорційно її потужності.

При розробці економіко-математичної моделі терміни служби насосного обладнання і трубопроводу ГТУ враховувалися згідно з існуючими емпіричним залежностям, представленим Покровською В.М. [17], Турчаніновим С.П. [22], Смолдирєвим А.Є. [16], Кареліним В.Я. [23], Супруном В.К. [24], Малєєвим В.Б. [25] та інших.

Розроблена економіко-математична модель вперше використовує в якості функції цілі повні витрати, приведені до повного терміну служби трубопроводу. Термін служби трубопроводу вимірюється в роках (можливі нецілі значення). Модель дозволяє враховувати зміну в широкому діапазоні фізико-механічних властивостей матеріалу, що транспортується, параметрів насосно-перекачного обладнання, старіння витратно-напірних характеристик насосів та мережі, а також знос трубопроводу, термін служби насосного обладнання і, відповідно, кількість насосних агрегатів, які припадають на повних термін служби одного трубопроводу.

Ступінь універсальності розробленої економіко-математичної моделі підвищується за рахунок можливості її застосування до різних видів сумішей, насосів і трубопроводів, проте при цьому потрібна відповідна емпірична інформація.

Витратні параметри потоку гідросуміші, які у кінцевому підсумку визначають споживану потужність насосних агрегатів, з різним ступенем точності можуть бути обчислені залежності від конкретних задач проектування. Так, для отримання найбільш точних результатів необхідно враховувати нестационарну природу процесу транспортування гідросумішей. У принципі, видаткові параметри гідросуміші можуть визначатися за будь-якою апробованою методикою [16, 17], при цьому точність результатів розрахунків безпосередньо пов'язана з ускладненням використовуваного математичного апарата.

4.1.3 Визначення раціональних конструктивних параметрів проєктованих гідротранспортних установок

Основним етапом проектування є визначення раціональних конструктивних і витратних параметрів ГТУ, основними з яких є внутрішній діаметр нагнітального трубопроводу та швидкість транспортування пульпи.

Із залученням розробленого авторами роботи оригінального методу, що базується на ідеології багатофакторного чисельного експерименту (далі метод МЧЕ) з використанням розробленої економіко-математичної моделі (4.7) встановлено, що існує взаємнооднозначна відповідність між конструктивними (діаметр, довжина і кут нахилу нагнітального трубопроводу) і витратними (швидкість транспортування гідросуміші, густина пульпи, продуктивність установки за твердим) параметрами гідротранспортної установки, що забезпечує мінімальні витрати на транспортування [26].

Даний метод передбачає функціональну взаємодію двох основних блоків і модульний принцип побудови. У внутрішньому блоці визначаються витратні параметри потоку на основі математичної моделі течії гідросуміші. У зовнішньому блоці визначаються техніко-економічні показники гідротранспортних систем з використанням економіко-математичної моделі установок. Детально розроблений метод описаний в роботах [19-21, 26-28].

Виходячи зі встановлених на базі методу МЧЕ закономірностей для розсіпів твердих частинок різних класів отримані багатопараметричні залежності відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ в широкому діапазоні зміни основних конструктивних і витратних параметрів [26].

На рис. 4.1-4.3 вибірково представлені найбільш характерні результати у встановлених діапазонах зміни густини транспортованої гідросуміші $\rho_{см} = 1100-1400 \text{ кг/м}^3$ і продуктивності установки за твердим $G_{me} = 165-415 \text{ кг/с}$ [26].

На рис. 4.1 наведена багатопараметрична залежність відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу при зміні густини гідросуміші $\rho_{см}$ в діапазоні значень 1,1-1,4 т/м³. Як масштаби використані величини раціонального діаметра нагнітального трубопроводу і мінімальних приведених витрат, позначені індексом "рац" і "min", відповідно.

Темна смуга на утвореній поверхні (див. рис. 4.1) відповідає мінімальним значенням відносних сумарних приведених витрат, що, у свою чергу,

відповідає раціональним значенням відносного діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ для досліджуваного діапазону значень густини транспортованої суміші. У результаті аналізу наведеної на рис. 4.1 отриманої поверхні встановлено, що при фіксованій продуктивності установки за твердим значення раціонального діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ змінюється

за залежністю $D_{\delta\dot{a}\ddot{o}} = \frac{a}{\sqrt{\rho_{\tilde{n}i}}} + b \cdot \rho_{\tilde{n}i} - c$ (в діапазоні зміни $\rho_{cm} = 1100-$

1400 кг/м^3) з коефіцієнтами для розсіпів: тонкодисперсних частинок – $a = 484,19 \text{ кг}^{1/2}/\text{м}^{1/2}$, $b = 0,0049 \text{ м}^4/\text{кг}$, $c = 19,56 \text{ м}$; полідисперсних – $a = 151,83 \text{ кг}^{1/2}/\text{м}^{1/2}$, $b = 0,87 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4/\text{кг}$, $c = 4,95 \text{ м}$; дрібнодисперсних – $a = 332,41 \text{ кг}^{1/2}/\text{м}^{1/2}$, $b = 0,0027 \text{ м}^4/\text{кг}$, $c = 12,31 \text{ м}$ і крупнодисперсних – $a = 568,45 \text{ кг}^{1/2}/\text{м}^{1/2}$, $b = 0,0049 \text{ м}^4/\text{кг}$, $c = 21,56 \text{ м}$.

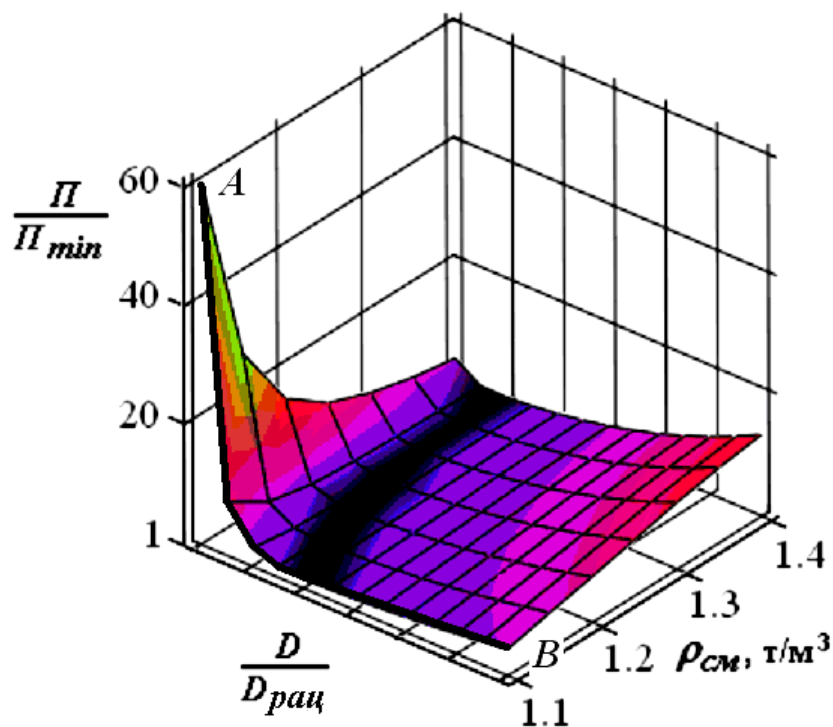


Рисунок 4.1 – Залежність відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ при зміні густини транспортованої гідросуміші

На рис. 4.2 наведена багатопараметрична залежність відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу при продуктивності установки за твердим $G_{тв}$ в діапазоні значень 800-2000 т/год в досліджуваному діапазоні густини.

Темна смуга на утвореній поверхні (див. рис. 4.2) відповідає мінімальним значенням відносних сумарних приведених витрат, що, у свою чергу, відповідає раціональним значенням відносного діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ для досліджуваного діапазону значень продуктивності установки за твердим і густини пульпи.

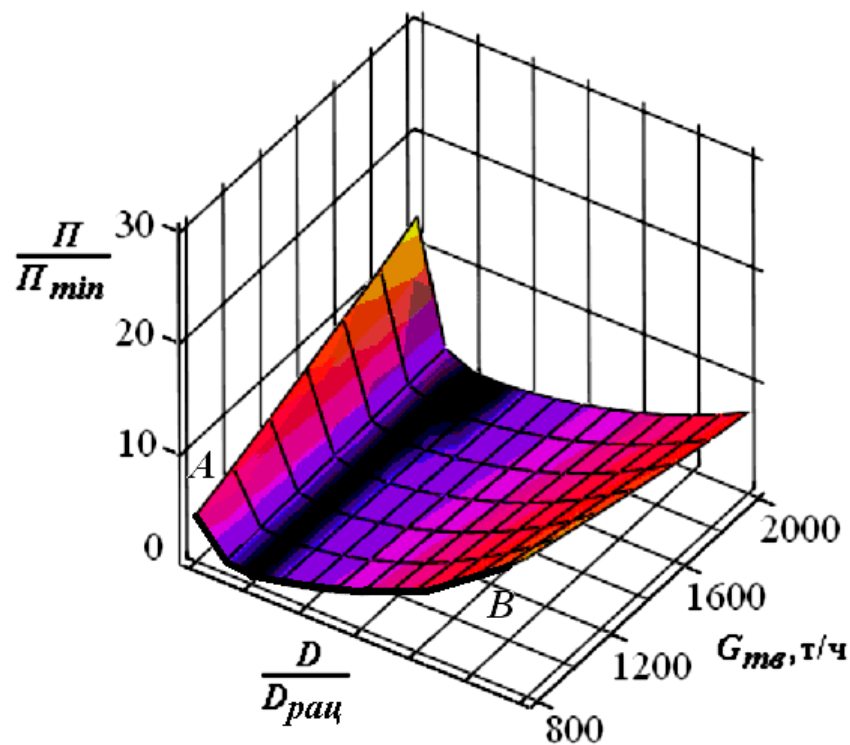


Рисунок 4.2 – Залежність відносних сумарних приведених витрат від відносного діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ при зміні продуктивності установки за твердим

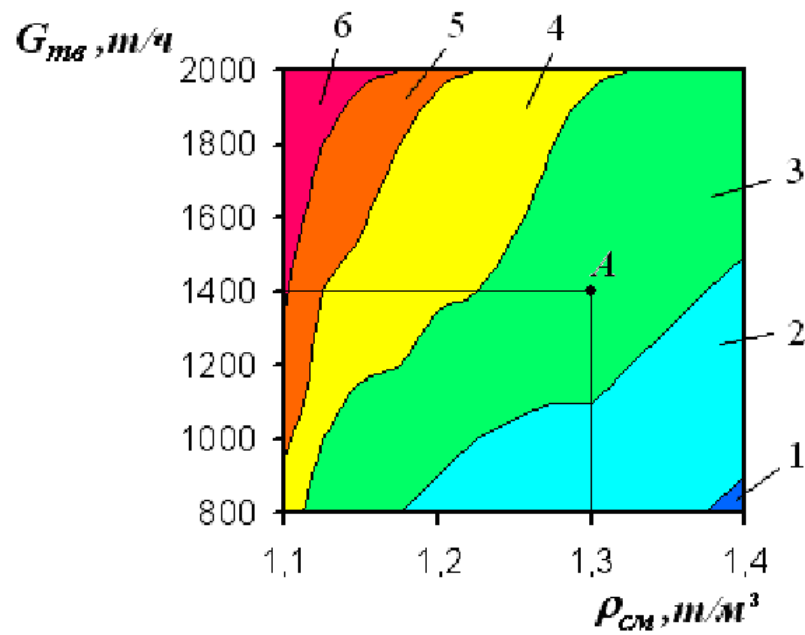
За допомогою представленої на рис. 4.2 поверхні встановлено, що зміна продуктивності гідротранспортної установки за твердим в діапазоні $G_{тв} = 165-415$ кг/с призводить до зміни значення раціонального діаметра

нагнітального трубопроводу за залежністю $D_{\delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}} = k \cdot G_{\delta\dot{\alpha}} + m$ для розсіпів: тонкодисперсних частинок з коефіцієнтами $k = 9,5 \cdot 10^{-4}$ м·с/кг, $m = 0,096$ м і при раціональній густині гідросуміші $\rho_{см} = 1350-1400$ кг/м³; полідисперсних – $k = 7,82 \cdot 10^{-4}$ м·с/кг, $m = 0,196$ м, $\rho_{см} = 1250-1350$ кг/м³; дрібнодисперсних – $k = 7,2 \cdot 10^{-4}$ м·с/кг, $m = 0,26$ м, $\rho_{см} = 1200-1225$ кг/м³ і крупнодисперсних – $k = 6,82 \cdot 10^{-4}$ м·с/кг, $m = 0,324$ м, $\rho_{см} = 1150-1175$ кг/м³.

Крива залежності повних наведених витрат на транспортування від внутрішнього діаметра трубопроводу при різних значеннях густини суміші та продуктивності установки за твердим (рис. 4.1, 4.2, крива АВ) має мінімум, який досягається при раціональному значенні внутрішнього діаметра трубопроводу.

На рис. 4.3 наведена багатопараметрична залежність, що представляє собою поле розподілу значень раціонального діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ $D_{\delta\dot{\alpha}\ddot{\alpha}} = f(\rho_{\dot{n}i}, G_{\delta\dot{\alpha}})$ для досліджуваних діапазонів зміни густини транспортованої суміші та продуктивності установки за твердим. Цифровими виносками на рис. 4.3 позначені окремі області поля розподілу, що відповідають певним значенням раціональних діаметрів трубопроводу. Так, наприклад, при продуктивності установки за твердим $G_{тв} = 1400$ т/год і щільності суміші $\rho_{см} = 1,3$ т/м³ значення раціонального діаметра трубопроводу має бути вибране з діапазону $D_{рац} = 0,4-0,5$ м.

Продуктивність насосної установки є функцією швидкості транспортування гідросуміші, яка у свою чергу залежить від діаметру нагнітального трубопроводу. Таким чином, завдання з визначення раціональних значень швидкості транспортування гідросуміші і діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ взаємопов'язані, що обумовлює необхідність їх спільного розв'язання, а також підтверджує правомірність комплексного підходу при проектуванні ГТУ.



- 1 – $D = 0,0-0,3$ м; 2 – $D = 0,3-0,4$ м; 3 – $D = 0,4-0,5$ м;
 4 – $D = 0,5-0,6$ м; 5 – $D = 0,6-0,7$ м; 6 – $D = 0,7-1$ м.

Рисунок 4.3 – Поле розподілу значень раціонального діаметра нагнітального трубопроводу ГТУ для діапазону зміни вихідних значень густини транспортованої суміші та продуктивності установки за твердим

Певний інтерес представляє питання про те, як отримані дані кореспондуються з аналогічними результатами відомого класичного підходу [16], згідно якого раціональне значення діаметра визначається з умови екстремуму функції цілі [16, 26] $d\Pi/dD = 0$.

$$D_{\delta\dot{a}\ddot{o}} = \left[\frac{(E + a_{\delta\dot{o}}) \cdot \dot{e}_{\delta\dot{o}} \cdot \rho_{\delta\dot{o}} \cdot \pi \cdot L_{\delta\dot{o}} \cdot \delta_{\delta\dot{o}}}{\left[(E + a_i) \cdot \dot{e}_i \cdot B_1 + \frac{N \cdot \sigma_{\dot{a}\ddot{e}}}{900} \right] \cdot A_1} + \delta_{\delta\dot{o}} \right] \cdot \frac{100 \cdot \sigma_{\dot{a}\ddot{i}}}{p}, \quad (4.8)$$

де

$$A_1 = \frac{\rho_{\delta\dot{a}} \cdot \pi \cdot S_{\dot{n}\dot{i}} \cdot \rho_{\delta\dot{o}}}{4 \cdot k_{\zeta} \cdot f_{\dot{a}} \cdot \rho_{\dot{n}\dot{i}} \cdot \varphi \cdot G_{\delta\dot{a}}},$$

$$B_1 = \frac{f_1 \cdot \rho_{\delta a} \cdot V_{\delta a}^3 \cdot S_{\tilde{n}i} \cdot e^{-4S} \cdot \sin \beta \cdot d_a}{\delta_{\tilde{e}} \cdot \rho_{\tilde{e}}}$$

В результаті порівняння встановлено, що в діапазонах продуктивності гідротранспортної установки за твердим $G_{m\tilde{e}} = 310-415$ кг/с і густині гідросуміші $\rho_{cm} = 1100-1250$ кг/м³ збіжність результатів задовільна (розбіжність не перевищує 3-5%), в діапазонах $G_{m\tilde{e}} = 290-310$ кг/с і $\rho_{cm} = 1250-1325$ кг/м³ похибка зростає до 15-17%, а в діапазонах $G_{m\tilde{e}} = 165-290$ кг/с і $\rho_{cm} = 1325-1400$ кг/м³ – перевищує 30%.

Наведені результати підтверджують висловлені раніше авторами роботи сумніви про можливість застосування відомих класичних підходів до розрахунку глибоководних гідропідйомів, для яких функція цілі буде виглядати значно складніше в силу багатомірності фізичних зв'язків між основними параметрами та їх взаємовпливу.

4.1.4 Визначення раціональної швидкості транспортування гідросуміші експлуатованими установками

Завдання вибору раціональних параметрів транспортування гідросуміші не є строго завданням проектування. Оскільки заміна існуючого гідротранспортного комплексу, що працює в неекономічному режимі, на новий комплекс з встановленими проектними раціональними параметрами є складною і дуже дорогою процедурою, то вибір раціональних параметрів транспортування для експлуатованої установки при зміні умов експлуатації на сьогоднішній день є актуальною задачею.

Для вирішення поставленого завдання були використані багатопараметричні залежності, отримані в результаті проведення багатофакторного чисельного експерименту, для визначення раціональних

параметрів транспортування твердих матеріалів в нагнітальному трубопроводі експлуатованої ГТУ в досліджуваних діапазонах зміни вихідних значень густини транспортованої суміші та продуктивності установки за твердим.

В умовах експлуатованої ГТУ, коли конструктивні параметри не підлягають зміні, задача визначення раціональних параметрів транспортування зводиться до встановлення раціональних значень витратних параметрів установки.

Таким чином, основним визначальним параметром при розрахунку раціональних експлуатаційних характеристик експлуатованої ГТУ є раціональна швидкість транспортування суміші.

На рис. 4.4 наведена багатопараметрична залежність, що представляє собою поле розподілу значень раціональної швидкості транспортування гідросуміші $V_{рац} = f(\rho_{см}, G_{ме})$ для досліджуваних діапазонів зміни густини транспортованої суміші та продуктивності установки за твердим. Наведена спектральна шкала дозволяє візуально визначити значення раціональної швидкості транспортування гідросуміші для встановлених значень густини суміші та продуктивності установки за твердим. Так, наприклад, при продуктивності установки за твердим $G_{ме} = 1400$ т/год і густині суміші $\rho_{см} = 1,3$ т/м³ значення раціональної швидкості транспортування повинно бути вибрано за наведеної нижче спектральної шкалою $V_{рац} = 4,25$ м/с.

Отримані значення раціональної швидкості транспортування гідросуміші $V_{рац}$ служать вихідними даними для розробки рекомендацій для регулювання параметрів насосів з метою забезпечення ефективної роботи експлуатованої ГТУ.

Слід зазначити, що в досліджуваному діапазоні зміни витратних параметрів проглядається тенденція транспортування розсіпів твердих частинок різних класів з підвищеними швидкостями, що дозволить мінімізувати негативний вплив зазначених коливань на ефективність процесу

транспортування з урахуванням впливу вартісних показників на вибір раціональних проектних і раціональних експлуатаційних параметрів ГТУ.

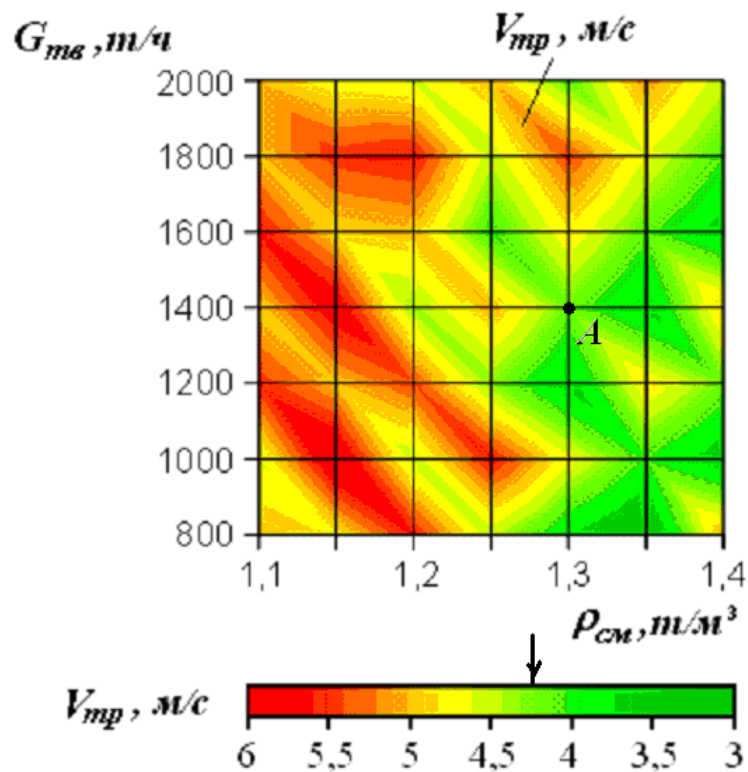


Рисунок 4.4 – Поле розподілу значень раціональної швидкості транспортування для діапазону зміни вихідних значень густини транспортованої суміші та продуктивності установки за твердим

Якісні результати проведених досліджень з мінімальними інтелектуальними витратами можуть бути екстрапольовані і на гідротранспортних системи інших суміжних областей гірничої справи.

4.2 Розробка методик розрахунку раціональних параметрів гідротранспортних установок

4.2.1 Розробка методики розрахунку проектних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання

Відсутність на сьогоднішній день достовірних значень деяких вартісних показників не є фатальною перешкодою для розробки методики визначення раціональних проектних параметрів гідротранспортних установок. Наближене врахування ряду вартісних характеристик призводить до менших помилок у розрахунках, ніж спроби визначення конструктивних параметрів ГТУ при повному ігноруванні впливу економічних факторів [28].

Нижче наводиться розроблена методика визначення раціональних проектних параметрів гідротранспортних установок, яка базується на встановлених закономірностях, що визначають функціональні залежності між конструктивними та витратними параметрами ГТУ.

В якості вихідних даних служать протяжність транспортного трубопроводу, різниця геодезичних відміток транспортування, продуктивність установки за твердим, а також комплекс постійних, що характеризують фізичні властивості твердих корисних копалин і несучої рідини.

Згідно з розробленою методикою можуть бути визначені раціональні проектні параметри, а також прогнозовані характеристики гідротранспортних установок, призначених для промислового транспортування твердих корисних копалин.

Як вказувалося в 4.1.2, видаткові параметри гідросуміші можуть з тим або іншим ступенем точності визначатися за будь-якою апробованою методикою. Тому автори з метою економії обсягу викладеного матеріалу визнали можливим скористатися найбільш компактною методикою [16], як автономним модулем, що не применшує узагальненості застосовуваного підходу.

Блок-схема укрупненого алгоритму, що реалізує розроблену методику, представлена на рис. 4.5.

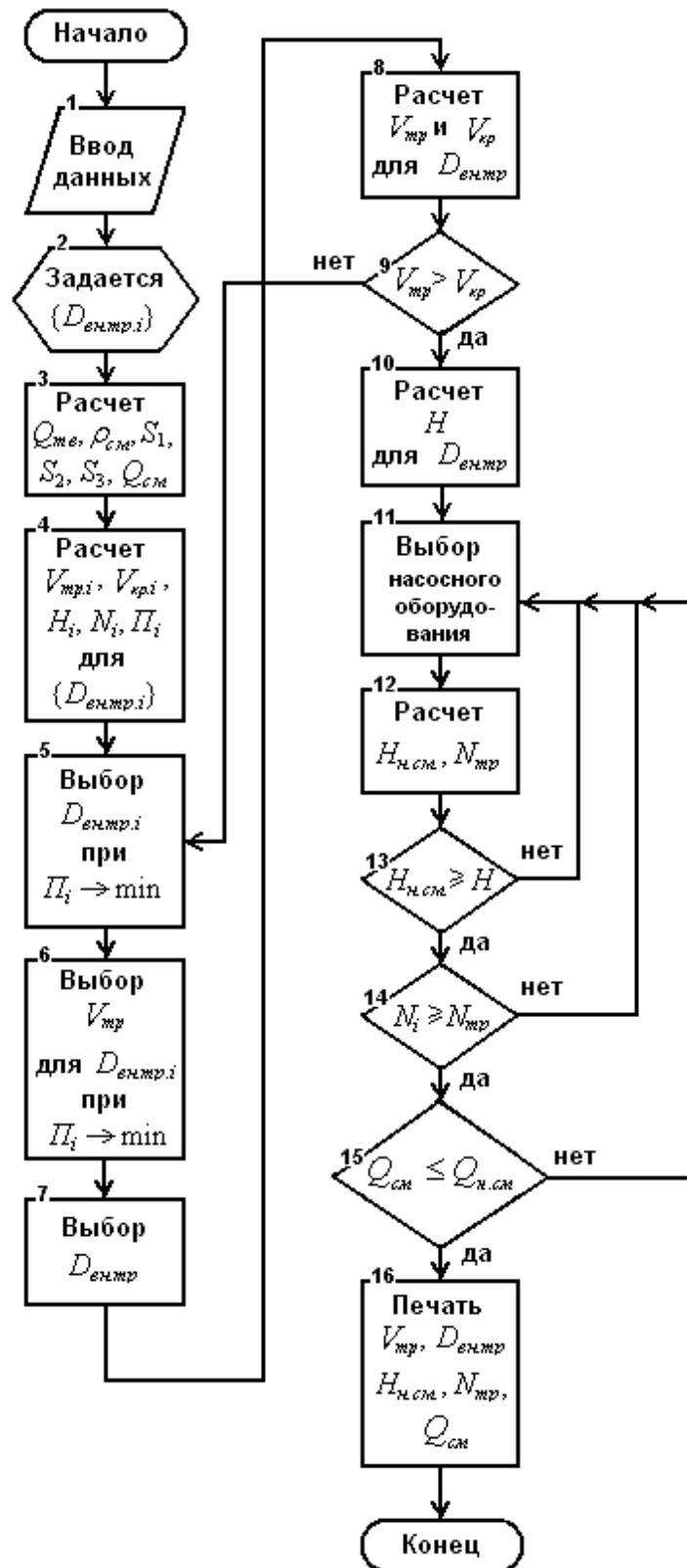


Рисунок 4.5 – Блок-схема укрупненого алгоритму розрахунку раціональних проектних параметрів ГТУ

Згідно з наведеним алгоритмом методика реалізується наступним чином:

1) Задаються такі вихідні дані:

G_{mv} (т/год) – орієнтовна масова продуктивність установки по твердому;

d_e (м) – еквівалентний діаметр твердих фракцій;

ρ_{mv} (кг/м³) – густина твердого матеріалу в природних умовах з урахуванням пористості;

ρ_0 (кг/м³) – густина води;

S_{cm} – середня об'ємна концентрація твердого у суміші;

q_1, q_2, q_3 – вміст твердих частинок тонкого, дрібного і великого класів, відповідно, за масою;

H_z (м) – геодезична висота підйому пульпи від рівня суміші в зумпфі до виходу з нагнітального трубопроводу;

E – коефіцієнт ефективності капітальних витрат;

α_{mp} та α_n – норма амортизації нагнітального трубопроводу і насоса, відповідно;

κ_{mp} (грн/кг) – будівельна вартість одного кілограма трубопроводу;

ρ_{mp} (кг/м³) – густина матеріалу трубопроводу;

ρ_l (кг/м³) – густина матеріалу лопатки робочого колеса насоса;

g (м/с²) – прискорення вільного падіння;

L_{mp} (м) – довжина нагнітального трубопроводу;

δ_l (м) – товщина лопатки робочого колеса насоса;

δ_{mp} (м) – товщина стінки трубопроводу;

σ_{don} (Па) – тимчасовий опір на розрив матеріалу трубопроводу;

κ_n (грн) – будівельна вартість насосної установки, приймається прямо пропорційною величиною споживаної потужності;

σ_{el} (грн/кВт.ч) – вартість електроенергії;

μ_0 (Н·с/м²) – динамічний коефіцієнт в'язкості води;

ν_0 (м²/с) – кінематичний коефіцієнт в'язкості води;

ξ_0 – коефіцієнт місцевого опору для води;

B – емпіричний коефіцієнт, який залежить від виду місцевого опору;

k_3 – емпіричний коефіцієнт, що враховує інтенсивність зносу і залежить від втрат напору;

f_1 – коефіцієнт, що враховує властивості міцності матеріалу і умови експлуатації насоса;

φ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зносу по перерізу трубопроводу;

f_a – коефіцієнт, враховує абразивність твердих частинок;

η – ККД насосного агрегата.

2) Задається масив значень внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу

$$D_{mp.i} [\text{М}] = \{ D_{mp.1}, \dots, D_{mp.i} \}.$$

3) Обчислюється об'ємна продуктивність установки за твердим

$$Q_{mв} [\text{М}^3/\text{с}] = \frac{G_{mв} \cdot 10^3}{3600 \cdot \rho_{mв}}.$$

4) Обчислюється густина гідросуміші

$$\rho_{см} [\text{кг}/\text{М}^3] = S_{см} \cdot (\rho_{mв} - \rho_0) + \rho_0.$$

5) Обчислюються значення об'ємної концентрації окремих фракцій твердого в гідросуміші

$$S_1 = q_1 \cdot S_{см},$$

$$S_2 = q_2 \cdot S_{см},$$

$$S_3 = q_3 \cdot S_{см}.$$

6) Обчислюється значення об'ємної витрати гідросуміші

$$Q_{cm} [M^3/c] = Q_{mv} / S_{cm}.$$

7) Для масиву значень $D_{mp.i}$ обчислюється масив значень швидкості транспортування пульпи

$$V_{mp.i} [M/c] = \frac{4 \cdot Q_{cm}}{\pi \cdot D_{mp.i}^2}.$$

8) Визначається масив значень числа Рейнольдса при русі однорідної рідини [29, 30]

$$Re_{0.i} = \frac{V_{mp.i} \cdot D_{mp.i}}{\nu_0}.$$

9) Визначається масив значень коефіцієнта гідравлічного опору тертя при русі рідини однорідної [29, 30]

$$\lambda_{0.i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg Re_{0.i} - 1,52)^2}.$$

10) Визначається відносна густина твердого в однорідної рідини [16, 31, 32]:

$$a = \frac{\rho_{mv} - \rho_0}{\rho_0}.$$

11) Визначається коефіцієнт для знаходження гідравлічної крупності дрібних частинок в обмежених умовах несучої рідини [16, 31, 32]:

$$\beta = 5,2 + 3,2 \cdot d_{\dot{a}} \cdot 10^3 \quad \text{при } d_e = 0,15-0,5 \text{ мм.};$$

$$\beta = 6,5 \quad \text{при } d_e = 0,5-1,5 \text{ мм.};$$

$$\beta = 8 - d_{\dot{a}} \cdot 10^3 \quad \text{при } d_e = 1,5-3,0 \text{ мм.}$$

12) Визначається масив значень критичної швидкості транспортування гідросуміші [29, 31].

Для тонкодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} [\text{м/с}] = c'_0 \cdot \sqrt{\frac{d_{\dot{a}}^2 (\rho_{\dot{a}} - \rho_0)}{24 \cdot \mu_0}} \cdot D_{\dot{a}.i} \cdot \sqrt{\frac{a \cdot S_1 \cdot g}{(1 + a \cdot S_1) \cdot d_{\dot{a}}}},$$

де $c'_0 = 3,0-3,2$ – емпіричний коефіцієнт.

Для дрібнодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} [\text{м/с}] = c \cdot \sqrt[3]{a \cdot S_2 \cdot u_* \cdot g \cdot D_{mp.i}},$$

де $c = 7-12$ – емпіричний коефіцієнт;

$$u_* [\text{м/с}] = \frac{\beta \cdot a \cdot d_{\dot{a}}}{\sqrt[3]{\mu_0}} \quad \text{– гідравлічна крупність дрібних частинок в перехідних}$$

режимах обтікання.

Для крупнодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} [\text{м/с}] = c' \cdot \sqrt{a \cdot S_3 \cdot g \cdot D_{mp.i}},$$

де $c' = 3-5$ – емпіричний коефіцієнт.

Для полідисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} [\text{м/с}] = c \cdot \sqrt[3]{a_c \cdot S_2 \cdot u_c \cdot g \cdot D_{mp.i}} + c' \cdot \sqrt{a_c \cdot S_3 \cdot g \cdot D_{mp.i}},$$

де u_c [м/с] = $\frac{\beta \cdot a_c \cdot d_{\dot{a}}}{\sqrt[3]{\mu_1}}$ – гідравлічна крупність дрібних частинок в обмежених

умовах суспензії;

$$\rho_c \text{ [кг/м}^3\text{]} = S_1 \cdot (\rho_{mв} - \rho_0) + \rho_0 \text{ – густина суспензії;}$$

$$a_c = \frac{\rho_{mв} - \rho_c}{\rho_c} \text{ – відносна густина твердого в суспензії;}$$

$$\mu_1 \text{ [Н}\cdot\text{с/м}^2\text{]} = \mu_{стм} + \mu_n \text{ – динамічний коефіцієнт в'язкості суспензії;}$$

$$\mu_n \text{ [Н}\cdot\text{с/м}^2\text{]} = \frac{\mu_0}{(1 - 1,35 \cdot S_1)^{2,5}} \text{ – нормальний коефіцієнт в'язкості суспензії;}$$

$\mu_{стм}$ [Н·с/м²] = 0,7 · μ_i – мінімальний структурний коефіцієнта в'язкості суспензії.

13) Визначається масив значень питомих гідравлічних втрат напору за довжиною трубопроводу при течії однорідної рідини [29, 30]

$$i_{0,i} \text{ [М/М]} = \lambda_{0,i} \frac{V_{mp,i}^2}{2 \cdot g \cdot D_{mp,i}}$$

14) Визначається масив значень питомих гідравлічних втрат напору при роботі на гідросуміші [29, 31].

Для тонкодисперсних гідросумішей

$$I_i \text{ [М/М]} = i_{0,i} \cdot \frac{\lambda_{1,i}}{\lambda_{0,i}} \cdot (1 + a \cdot S_1),$$

де $\lambda_{1,i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg \text{Re}_{1,i} - 1,52)^2}$ – масив значень коефіцієнта гідравлічного опору

тертя при русі суспензії;

$$\text{Re}_{1,i} = \frac{V_{mp,i} \cdot D_{mp,i}}{\nu_1} \text{ – масив значень числа Рейнольдса при русі суспензії;}$$

$$\nu_1 [\text{м}^2/\text{с}] = \frac{\mu_1}{\rho_{см}} - \text{кінематичний коефіцієнт в'язкості потоку}$$

тонкодисперсної суміші.

Для дрібнодисперсних гідросумішей

$$I_i [\text{м/м}] = i_{0,i} + c_1 \frac{a \cdot S_2 \cdot u_*}{V_{mp,i}},$$

де $c_1 = 5-9$ – емпіричний коефіцієнт.

Для крупнодисперсних гідросумішей

$$I_i [\text{м/м}] = i_{0,i} + c'_1 \cdot a \cdot S_3,$$

де $c'_1 = 0,3-0,5$ – емпіричний коефіцієнт.

Для полідисперсних гідросумішей

$$I_i [\text{м/м}] = i_{0,i} \cdot c_0 \frac{\lambda_{c,i}}{\lambda_{0,i}} \cdot (1 + a \cdot S_1) + c_1 \cdot \frac{a_c \cdot S_2 \cdot u_c}{V_{mp,i}} + c'_1 \cdot a_c \cdot S_3,$$

де $\lambda_{c,i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg \text{Re}_{c,i} - 1,52)^2}$ – масив значень коефіцієнта гідравлічного опору

тертя при русі суспензії;

$\text{Re}_{c,i} = \frac{V_{mp,i} \cdot D_{mp,i}}{\nu_c}$ – масив значень числа Рейнольдса при русі суспензії;

$\nu_c [\text{м}^2/\text{с}] = \frac{\mu_1}{\rho_c}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості суспензії;

$c_0 = 1,2-1,8$ – для нестабільної суспензії;

$c_0 = 1,9-2,5$ – для структурованої суспензії.

15) Визначається масив значень гідравлічних втрат на місцевих опорах трубопроводу при роботі на гідросуміші [16, 31, 32]:

$$I_{m.i} [\text{М}] = \xi_0 \cdot \frac{V_{mp.i}^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} + \frac{B}{\text{Re}_{0.i}}$$

16) Розраховується множина витратно-напірних характеристик мережі [16, 31, 32]:

$$H_i [\text{М}] = I_i \cdot L_{mp} + \sum I_{m.i} + H_z \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_0}$$

17) Визначається масив значень тиску гідросуміші у трубопроводі [16, 31, 32]:

$$p_i [\text{Па}] = \rho_{cm} \cdot g \cdot H_i$$

18) Визначається масив значень потужності на валу насоса при роботі на гідросуміші з витратою Q_{cm} [16, 31, 32]:

$$N_i [\text{кВт}] = \frac{3600 \cdot Q_{cm} \cdot H_i \cdot \rho_{cm}}{102 \cdot \eta}$$

19) Визначається масив значень повних наведених витрат Π_i на транспортування згідно розробленої економіко-математичної моделі (4.7) [18-21].

20) Виходячи з отриманої множини значень повних наведених витрат будується залежність $\Pi = f(D_{mp})$ і визначається значення внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу, яке відповідає мінімальному значенню повних наведених витрат [18-21]. Встановлене таким чином значення раціонального

діаметра узгоджується зі значенням, отриманим за розробленою залежністю (4.8).

21) Виходячи з отриманої множини значень швидкості транспортування пульпи будується криволінійна залежність $V_{mp} = f(D_{mp})$ і визначається значення швидкості транспортування пульпи, відповідне раціональному значенню внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу (вибраному згідно з п. 20) [18-21].

22) У подальшому вибирається найближче значення стандартного внутрішнього діаметра трубопроводу і для вибраного значення повторюється розрахунок параметрів, починаючи з п. 7. При цьому уточнюються значення швидкостей транспортування пульпи V_{mp} і $V_{кр}$, а також повного необхідного напору в системі H .

23) Уточнене значення швидкості транспортування V_{mp} порівнюється зі значенням критичної швидкості $V_{кр}$.

У випадку, якщо умова $V_{mp} > V_{кр}$ не виконується, вибирається нове найближче значення внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу D_{mp} і дії починаючи з п. 21 повторюються.

24) Для отриманих значень об'ємної витрати гідросуміші $Q_{см}$ і повного необхідного напору в системі H вибирається необхідне насосне обладнання.

Для вибраного насоса проводиться перерахунок витратно-напірної характеристики з води на гідросуміш [16, 31, 32]:

$$H_{н.см.} [м] = H_0 \cdot \left[1 + 0,6 \cdot \left(\frac{\rho_{см} - \rho_0}{\rho_0} \right)^{0,9} \right],$$

де $H_{н.см.}$ – напір насоса на гідросуміші, м;

H_0 – напір насоса на воді, м.

Якщо отримане значення напору не задовольняє потрібному вибирається інше насосно-перекачувальне обладнання і розрахунок за п. 24 повторюється.

25) Визначається необхідна потужність на валу насоса [16, 31, 32]:

$$N_{mp} [\text{кВт}] = \frac{N_0 \cdot \rho_{см}}{\rho_0},$$

де N_{mp} – необхідна потужність на валу насоса, кВт;

N_0 – номінальна потужність на валу насоса, кВт.

Якщо отримане значення потужності не задовольняє розрахунковим значенням N_i вибирається інше насосно-перекачувальне обладнання і розрахунок за п. 24-25 повторюється.

26) Перевіряється відповідність заданого витрати гідросуміші витраті, що розвивається насосом при даному значенні щільності гідросуміші [16, 31, 32]:

$$Q_{см} \leq Q_{н.см},$$

$$Q_{н.см} = \frac{Q_0 \cdot 0,9 \cdot \rho_0}{\rho_{см}},$$

де $Q_{см}$ – розрахункове значення об'ємної витрати гідросуміші, м³/год;

$Q_{н.см}$ – витрата насоса при даному значенні густини гідросуміші, м³/год;

Q_0 – максимальна витрата насоса по воді, м³/год.

У випадку, якщо ця умова не виконується, вибирається інше насосно-перекачувальне обладнання та розрахунок починаючи з п. 24 повторюється.

4.2.2 Розробка методики розрахунку експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання

Розроблена методика проектування ГТУ модифікована з метою визначення раціональних параметрів експлуатаційних режимів діючих установок. У результаті чого, розроблена «Методика розрахунку експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання», що дозволяє вирішити завдання визначення раціональної швидкості транспортування гідросуміші в магістральному трубопроводі діючих ГТУ.

Дана методика базується на встановлених раніше закономірностях, що визначають функціональні залежності між конструктивними та витратними параметрами ГТУ.

Особливістю методики визначення раціональних експлуатаційних параметрів є та обставина, що для вже існуючого діаметру нагнітального трубопроводу ГТУ вибирається таке значення швидкості транспортування, яке відповідає роботі установки з необхідною продуктивністю за твердим і з мінімальними енерговитратами для обраних умов. В якості вихідних даних служать протяжність транспортного трубопроводу, різниця геодезичних відміток транспортування, а також комплекс постійних, що характеризують фізичні властивості твердих корисних копалин і несучої рідини.

Розрахунок параметрів течії суміші в нагнітальному трубопроводі виконується в рамках розробленої економіко-математичної моделі (4.7).

Блок-схема укрупненого алгоритму, що реалізує розроблену методику, представлена на рис. 4.6. Згідно з наведеним алгоритмом методика реалізується наступним чином:

1) Задаються такі вихідні дані:

d_e (м) – еквівалентний діаметр твердих фракцій;

ρ_{me} (кг/м³) – густина твердого матеріалу в природних умовах з урахуванням пористості;

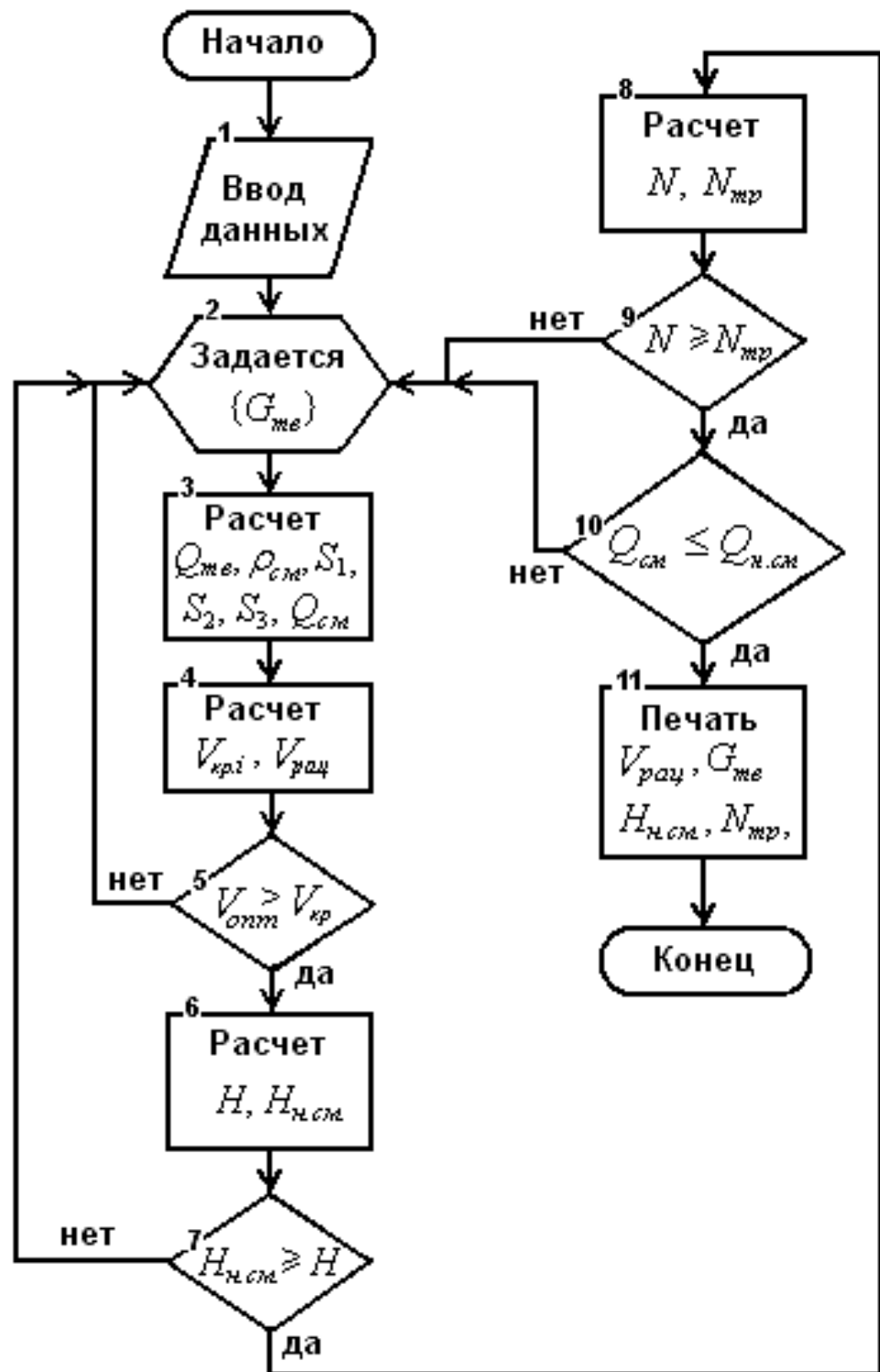


Рисунок 4.6 – Блок-схема укрупненого алгоритму розрахунку раціональних експлуатаційних параметрів ГТУ

ρ_0 (кг/м³) – густина води;

$S_{см}$ – середня об'ємна концентрація твердого у суміші;

q_1, q_2, q_3 – вміст твердих частинок тонкого, дрібного і великого класів, відповідно, за масою;

H_z (м) – геодезична висота підйому пульпи від рівня суміші в зумпфі до виходу з нагнітального трубопроводу;

E – коефіцієнт ефективності капітальних витрат;

$\alpha_{тр}$ та α_n – норма амортизації нагнітального трубопроводу і насоса, відповідно;

$\kappa_{тр}$ (грн/кг) – будівельна вартість одного кілограма трубопроводу;

$\rho_{тр}$ (кг/м³) – густина матеріалу трубопроводу;

ρ_l (кг/м³) – густина матеріалу лопатки робочого колеса насоса;

g (м/с²) – прискорення вільного падіння;

$L_{тр}$ (м) – довжина нагнітального трубопроводу;

δ_l (м) – товщина лопатки робочого колеса насоса;

$\delta_{тр}$ (м) – товщина стінки трубопроводу;

$\sigma_{дон}$ (Па) – тимчасовий опір на розрив матеріалу трубопроводу;

κ_n (грн) – будівельна вартість насосної установки, приймається прямо пропорційною величиною споживаної потужності;

$\sigma_{ел}$ (грн/кВт·ч) – вартість електроенергії;

μ_0 (Н·с/м²) – динамічний коефіцієнт в'язкості води;

ν_0 (м²/с) – кінематичний коефіцієнт в'язкості води;

ξ_0 – коефіцієнт місцевого опору для води;

B – емпіричний коефіцієнт, який залежить від виду місцевого опору;

k_3 – емпіричний коефіцієнт, що враховує інтенсивність зносу і залежить від втрат напору;

f_1 – коефіцієнт, що враховує властивості міцності матеріалу і умови експлуатації насоса;

φ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу зносу по перерізу

трубопроводу;

f_a – коефіцієнт, враховує абразивність твердих частинок;

η – ККД насосного агрегата.

2) Задаються значення орієнтовною масової продуктивності установки за твердим $G_{m\phi}$ (кг/год) і густини гідросуміші ρ_{cm} (кг/м³) з досліджуваних діапазонів $G_{m\phi} = 165-415$ кг/с і $\rho_{cm} = 1100-1400$ кг/м³.

3) Задається масив значень внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу

$$D_{mp.i} [\text{М}] = \{ D_{mp.1}, \dots, D_{mp.i} \}.$$

4) Обчислюється об'ємна продуктивність установки по твердому

$$Q_{m\phi} [\text{М}^3/\text{с}] = \frac{G_{m\phi}}{3600 \cdot \rho_{m\phi}}.$$

5) Обчислюються значення об'ємної концентрації окремих фракцій твердого в гідросуміші

$$S_1 = q_1 \cdot S_{cm},$$

$$S_2 = q_2 \cdot S_{cm},$$

$$S_3 = q_3 \cdot S_{cm}.$$

6) Обчислюється значення об'ємної витрати гідросуміші

$$Q_{cm} [\text{М}^3/\text{с}] = Q_{m\phi} / S_{cm}.$$

7) Для масиву значень $D_{mp.i}$ обчислюється масив значень швидкості транспортування пульпи

$$V_{mp.i} \text{ [м/с]} = \frac{4 \cdot Q_{cm}}{\pi \cdot D_{mp.i}^2}.$$

8) Визначається масив значень числа Рейнольдса при русі однорідної рідини [29, 30]

$$\text{Re}_{0,i} = \frac{V_{mp.i} \cdot D_{mp.i}}{\nu_0}.$$

9) Визначається масив значень коефіцієнта гідравлічного опору тертя при русі рідини однорідної [29, 30]:

$$\lambda_{0,i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg \text{Re}_{0,i} - 1,52)^2}.$$

10) Визначається відносна густина твердого в однорідної рідини [16, 31, 32]:

$$a = \frac{\rho_{ms} - \rho_0}{\rho_0}.$$

11) Визначається коефіцієнт для знаходження гідравлічної крупності дрібних частинок в обмежених умовах несучої середовища [16, 31, 32]:

$$\beta = 5,2 + 3,2 \cdot d_a \cdot 10^3 \text{ при } d_e = 0,15-0,5 \text{ мм.};$$

$$\beta = 6,5 \text{ при } d_e = 0,5-1,5 \text{ мм.};$$

$$\beta = 8 - d_a \cdot 10^3 \text{ при } d_e = 1,5-3,0 \text{ мм.}$$

12) Визначається масив значень критичної швидкості транспортування гідросуміші [29, 31].

Для тонкодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} \text{ [м/с]} = c'_0 \cdot \sqrt{\frac{d_{\dot{a}}^2 (\rho_{\dot{a}} - \rho_0)}{24 \cdot \mu_0}} \cdot D_{\dot{a}.i} \cdot \sqrt{\frac{a \cdot S_1 \cdot g}{(1 + a \cdot S_1) \cdot d_{\dot{a}}}},$$

де $c'_0 = 3,0-3,2$ – емпіричний коефіцієнт.

Для дрібнодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} \text{ [м/с]} = c \cdot \sqrt[3]{a \cdot S_2 \cdot u_* \cdot g \cdot D_{тр.i}},$$

де $c = 7-12$ – емпіричний коефіцієнт;

$$u_* \text{ [м/с]} = \frac{\beta \cdot a \cdot d_{\dot{a}}}{\sqrt[3]{\mu_0}} \text{ – гідравлічна крупність дрібних частинок в перехідних}$$

режимах обтікання.

Для крупнодисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} \text{ [м/с]} = c' \cdot \sqrt{a \cdot S_3 \cdot g \cdot D_{тр.i}},$$

де $c' = 3-5$ – емпіричний коефіцієнт.

Для полідисперсних гідросумішей

$$V_{кр.i} \text{ [м/с]} = c \cdot \sqrt[3]{a_c \cdot S_2 \cdot u_c \cdot g \cdot D_{тр.i}} + c' \cdot \sqrt{a_c \cdot S_3 \cdot g \cdot D_{тр.i}},$$

$$\text{де } u_c \text{ [м/с]} = \frac{\beta \cdot a_c \cdot d_{\dot{a}}}{\sqrt[3]{\mu_1}} \text{ – гідравлічна крупність дрібних частинок в обмежених}$$

умовах суспензії;

$$\rho_c \text{ [кг/м}^3\text{]} = S_1 \cdot (\rho_{тв} - \rho_0) + \rho_0 \text{ – густина суспензії;}$$

$$a_c = \frac{\rho_{тв} - \rho_c}{\rho_c} \text{ – відносна густина твердого в суспензії;}$$

$$\mu_1 \text{ [Н} \cdot \text{с/м}^2\text{]} = \mu_{стм} + \mu_n \text{ – динамічний коефіцієнт в'язкості суспензії;}$$

μ_n [Н·с/м²] = $\frac{\mu_0}{(1 - 1,35 \cdot S_1)^{2,5}}$ – нормальний коефіцієнт в'язкості суспензії;

$\mu_{стм}$ [Н·с/м²] = $0,7 \cdot \mu_i$ – мінімальний структурний коефіцієнта в'язкості суспензії.

13) Визначається масив значень питомих гідравлічних втрат напору по довжині трубопроводу при русі однорідної рідини [16, 31, 32]:

$$i_{0,i} \text{ [М/М]} = \lambda_{0,i} \frac{V_{mp,i}^2}{2 \cdot g \cdot D_{mp,i}}$$

14) Визначається масив значень питомих гідравлічних втрат напору при роботі на гідросуміші [16, 31, 32].

Для тонкодисперсних гідросумішей

$$I_i \text{ [М/М]} = i_{0,i} \cdot \frac{\lambda_{1,i}}{\lambda_{0,i}} \cdot (1 + a \cdot S_1),$$

де $\lambda_{1,i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg \text{Re}_{1,i} - 1,52)^2}$ – масив значень коефіцієнта гідравлічного опору

тертя при русі суспензії;

$\text{Re}_{1,i} = \frac{V_{mp,i} \cdot D_{mp,i}}{\nu_1}$ – масив значень числа Рейнольдса при русі суспензії;

ν_1 [м²/с] = $\frac{\mu_1}{\rho_{см}}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості потоку

тонкодисперсної суміші.

Для дрібнодисперсних гідросумішей

$$I_i \text{ [М/М]} = i_{0,i} + c_1 \frac{a \cdot S_2 \cdot u_*}{V_{mp,i}},$$

де $c_1 = 5-9$ – емпіричний коефіцієнт.

Для крупнодисперсних гідросумішей

$$I_i \text{ [М/М]} = i_{0,i} + c'_1 \cdot a \cdot S_3,$$

де $c'_1 = 0,3-0,5$ – емпіричний коефіцієнт.

Для полідисперсних гідросумішей

$$I_i \text{ [М/М]} = i_{0,i} \cdot c_0 \frac{\lambda_{c,i}}{\lambda_{0,i}} \cdot (1 + a \cdot S_1) + c_1 \cdot \frac{a_c \cdot S_2 \cdot u_c}{V_{mp,i}} + c'_1 \cdot a_c \cdot S_3,$$

де $\lambda_{c,i} = \frac{1}{(1,8 \cdot \lg \text{Re}_{c,i} - 1,52)^2}$ – масив значень коефіцієнта гідравлічного опору
тертя при русі суспензії;

$\text{Re}_{c,i} = \frac{V_{mp,i} \cdot D_{mp,i}}{\nu_c}$ – масив значень числа Рейнольдса при русі суспензії;

$\nu_c \text{ [М}^2\text{/с]} = \frac{\mu_1}{\rho_c}$ – кінематичний коефіцієнт в'язкості суспензії;

$c_0 = 1,2-1,8$ – для нестабільної суспензії;

$c_0 = 1,9-2,5$ – для структурованої суспензії.

15) Визначається масив значень гідравлічних втрат на місцевих опорах трубопроводу при роботі на гідросуміші [16, 31, 32]:

$$I_{m,i} \text{ [М]} = \xi_0 \cdot \frac{V_{mp,i}^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_0} + \frac{B}{\text{Re}_{0,i}}.$$

16) Розраховується множина витратно-напірних характеристик мережі [16, 31, 32]:

$$H_i [\text{М}] = I_i \cdot L_{mp} + \sum I_{m.i} + H_z \cdot \frac{\rho_{cm}}{\rho_0}.$$

17) Визначається масив значень тиску гідросуміші у трубопроводі [16, 31, 32]:

$$p_i [\text{Па}] = \rho_{cm} \cdot g \cdot H_i.$$

18) Визначається масив значень потужності на валу насоса при роботі на гідросуміші з витратою Q_{cm} [16, 31, 32]:

$$N_i [\text{кВт}] = \frac{3600 \cdot Q_{cm} \cdot H_i \cdot \rho_{cm}}{102 \cdot \eta}.$$

19) Визначається масив значень повних наведених витрат Π_i на транспортування згідно розробленої економіко-математичної моделі (4.7) [18-21].

20) Виходячи з отриманої множини значень повних наведених витрат будується залежність $\Pi = f(D_{mp.})$ і визначається значення внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу, яке відповідає мінімальному значенню повних наведених витрат [18-21]. Встановлене таким чином значення раціонального діаметра узгоджується зі значенням, отриманим за розробленою залежністю (4.8).

21) Виходячи з отриманої множини значень швидкості транспортування пульпи будується криволінійна залежність $V_{mp} = f(D_{mp.})$ і визначається значення швидкості транспортування пульпи, відповідне раціональному значенню внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу (вибраному згідно з п. 20) [18-21].

22) Отримане значення раціональної швидкості транспортування $V_{рац}$ порівнюється зі значенням критичної швидкості $V_{кр}$.

У випадку, якщо умова $V_{тр} > V_{кр}$ не виконується, вибирається нове найближче значення внутрішнього діаметра нагнітального трубопроводу $D_{тр}$ і дії починаючи з п. 20 повторюються.

23) Вибираються нові значення орієнтовної масової продуктивності установки за твердому $G_{тв}$ (кг/год) і густини гідросуміші $\rho_{см}$ (кг/м³) з досліджуваних діапазонів $G_{тв} = 165-415$ кг/с і $\rho_{см} = 1100-1400$ кг/м³ і розрахунок починаючи п. 3 повторюється.

24) Після того, як будуть перебрані всі значення $G_{тв}$ і $\rho_{см}$ з досліджуваних діапазонів ($G_{тв} = 165-415$ кг/с і $\rho_{см} = 1100-1400$ кг/м³) і визначені відповідні їм значення раціонального діаметра $D_{рац} = f(\rho_{см}, G_{тв})$ і раціональної швидкості транспортування $V_{рац} = f(\rho_{см}, G_{тв})$ будуються поля розподілів відповідних параметрів (рис. 4.3, 4.4).

25) Для необхідної продуктивності експлуатованої установки за твердим $G_{тв}$ і раціонального діаметра $D_{рац}$, прийнятого рівним внутрішньому діаметру $D_{внутр}$ діючої ГТУ, визначається реалізований діапазон зміни густини суміші $\rho_{см}$.

26) Із зазначеного діапазону вибирається максимальна густина суміші $\rho_{см, max}$, що забезпечує стійке транспортування, згідно встановлених залежностей режимів роботи ГТУ.

Вибране таким чином значення максимальної густини суміші $\rho_{см, max}$ забезпечується регулюванням характеристик всмоктувального пристрою [33].

27) Згідно з отриманими полями розподілу (рис. 4.3, 4.4) визначається значення раціональної швидкості транспортування гідросуміші $V_{рац}$ для встановлених значень густини суміші $\rho_{см}$ та продуктивності установки за твердим $G_{тв}$.

28) Для заданого D_{mp} і встановленої $V_{рац}$ розрахунки за п. 13-16 повторюються.

29) Для існуючого насоса проводиться перерахунок витратно-напірної характеристики з води на гідросуміш [16, 31, 32]:

$$H_{н.см.} [м] = H_0 \cdot \left[1 + 0,6 \cdot \left(\frac{\rho_{см} - \rho_0}{\rho_0} \right)^{0,9} \right],$$

де $H_{н.см.}$ – напір насоса на гідросуміші, м;

H_0 – напір насоса на воді, м.

Якщо отримане значення напору не задовольняє повному необхідному напору в системі H , вибирається нове значення максимальної густини суміші $\rho_{см.маx}$ і розрахунок починаючи з п. 27 повторюється.

30) Визначається розрахункове значення потужності на валу насоса при роботі на гідросуміші з витратою $Q_{см}$ [16, 31, 32]:

$$N_в [кВт] = \frac{3600 \cdot Q_{см} \cdot H \cdot \rho_{см}}{102 \cdot \eta}.$$

31) Визначається необхідна потужність на валу насоса [16, 31, 32]:

$$N_{mp} [кВт] = \frac{N_0 \cdot \rho_{см}}{\rho_0},$$

де N_{mp} – необхідна потужність на валу насоса, кВт;

N_0 – номінальна потужність на валу насоса, кВт.

Якщо отримане значення потужності не задовольняє розрахунковим значенням $N_в$ вибирається нове значення максимальної густини суміші $\rho_{см.маx}$ і розрахунок починаючи з п. 27 повторюється.

32) На закінчення перевіряється відповідність заданого витрати гідросуміші витраті, що розвивається насосом при даному значенні щільності гідросуміші [16, 31, 32]:

$$Q_{см} \leq Q_{н.см},$$

$$Q_{н.см} = \frac{Q_0 \cdot 0,9 \cdot \rho_0}{\rho_{см}},$$

де $Q_{см}$ – розрахункове значення об'ємної витрати гідросуміші, м³/год;

$Q_{н.см}$ – витрата насоса при даному значенні густини гідросуміші, м³/год;

Q_0 – максимальна витрата насоса по воді, м³/год.

У випадку якщо ця умова не виконується, вибирається нове значення максимальної густини суміші $\rho_{см.мах}$ і розрахунок починаючи з п. 27 повторюється.

Представлені вище методики використовують новий підхід, який ефективно використовує можливості та переваги багатofакторного чисельного експерименту, і дозволяють гарантовано забезпечити знаходження раціонального значення визначуваного параметра. Через високий рівень розвитку обчислювальної техніки на сьогоднішній день значна трудомісткість розрахунків не є принциповим недоліком.

Розроблене програмно-алгоритмічне забезпечення має сучасний інтерфейс і дозволяє експортувати отримані результати в популярні текстові та графічні формати. Архітектура програмно-алгоритмічного забезпечення передбачає його вдосконалення і добудовування.

Висновки за розділом 4

На основі встановлених залежностей визначення повних витрат на транспортування гідросуміші і раціонального нагнітального трубопроводу гідротранспортної установки та полів розподілу раціональних проектних діаметрів нагнітального трубопроводу і швидкостей транспортування розроблені методики розрахунку проектних і експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок.

Запропоновані методики розрахунку проектних та експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання, які забезпечують максимальну ефективність як проєктованих систем гідротранспорту, так і систем гідротранспорту в існуючих умовах експлуатації.

Результати проведених досліджень є основою для розробки методу оптимізації параметрів системи гідротранспорту твердих матеріалів на гірничих підприємствах.

5 ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РІВНОМІЦНОГО ГУМОТРОСОВОГО КАНАТА СТУПІНЧАСТОЇ КОНСТРУКЦІЇ ДЛЯ НАДВЕЛИКИХ ГЛИБИН В БОБІННОМ ОРГАНІ НАМОТУВАННЯ

В цьому розділі досліджено: умови втрати форми тілом, утвореного багатошаровим намотуванням каната ступінчастої конструкції; напружено-деформований стан (НДС) намотаного в декілька шарів в бобіну плоского гумотросового каната змінного перерізу, навантаженого тиском шару меншої ширини.

Останні дослідження виконаємо для випадків навантаження рівномірно розподіленою силою та з урахуванням тиску окремих тросів. При цьому в дослідженнях використовуються як спеціальні програмні продукти, побудовані на методі скінченних елементів, так і аналітичні методи. В останньому випадку тіло, утворене канатом, будемо розглядати як суцільне. Визначимо умови, за яких аналітичне рішення для шарів каната як суцільного тіла, забезпечує достатню точність визначення його напружено-деформованого стану та віднайдемо аналітичні вирази для визначення напружень та переміщень в тілі.

Під час багатошарового намотування на виконавчий орган підйомної машини каната ступінчастої конструкції, сходинка меншої ширини укладається на шари, утворені попередньою, більш ширшою сходинкою. Діаметр бобіни, на який намотується канат, відповідно і усього тіла намотаного каната, значно перевищує його товщину. Це дозволяє знехтувати згином каната та вважати кожний шар плоским та довгим (рис. 5.1). Розглянемо канат шириною $2l$, товщиною h , з тросами діаметром d та кроком їх розташування t . Навантаження верхнього шару на нижні також будемо вважати рівномірно розподіленими вздовж каната.

Гумотросовий канат (ГТК) являє собою композитну конструкцію. Встановлення деформації тросів каната в напрямку, перпендикулярному їх осям при наявності оболонки з еластичного матеріалу (гуми) – складна задача. Для спрощення цієї задачі розглянемо два окремих випадки. В першому

випадку будемо вважати, що троси мають такі самі механічні характеристики, що і оболонка. В другому випадку приймемо, що увесь шар матеріалу, в якому розташовані троси і самі троси абсолютно жорсткі. В цьому випадку можна канат можна вважати таким, що має товщину меншу за реальну на величину, що відповідає діаметру троса. Це дозволяє розглядати деформацію шарів канату як плоску.

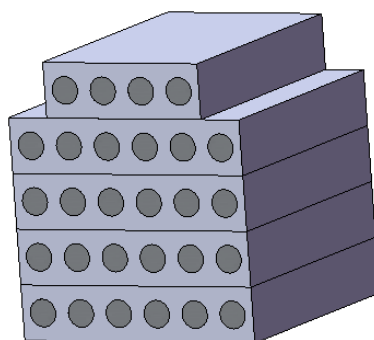


Рисунок 5.1 – Прийнята фізична модель укладення шарів каната в бобіні

Кожен шар каната включає систему паралельно розташованих в одній площині тросів, що значно ускладнює задачу. Троси в процесі деформування каната суттєво обмежують деформації стискання каната та значно менше обмежують деформації зсуву матеріала оболонки в нормальному перерізі. Такий характер впливу тросів дозволяє вважати, що дійсний НДС тіла, створеного шарами каната лежатиме в межах двох випадків. Перший випадок відповідає нехтуванням наявності тросів в канаті. Другий – прийняттю умови нестискання шару каната, рівного діаметрам тросів. Тобто можна вважати, що троси не впливають на стискання каната, але в першому випадку розрахункова товщина каната дорівнює його дійсній товщині. В другому – товщині його обкладинок.

5.1 Визначення умов втрати сталості форми тіла, утвореного багат шаровим намотуванням каната змінного перерізу

Порушення сталості – незмінності форми можливіше при менших розмірах ширини каната. В межах прийнятої постановки задачі, тіло, утворене

намотаною K -тою ділянкою каната, має форму призми, навантаженої по усьому верхньому краю, тобто коли $a = l$ (рис. 5.2).

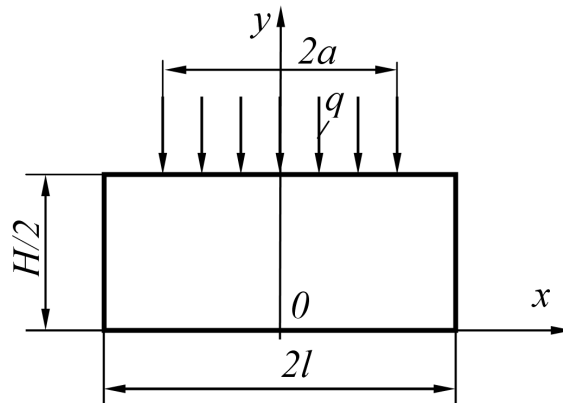


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема навантаження шарів каната в бобіні

Приймемо призму одиничної товщини. В цьому випадку умови стійкості призми можуть бути визначені методом Ейлера – за критичним зусиллям

$$N < \frac{\pi^2 EJ}{L^2}, \quad (5.1)$$

де J – момент інерції перерізу стрижня; L – висота стрижня.

В нашому випадку висота стрижня

$$L = m_K (d + 2\Delta),$$

де m_K – кількість укладених шарів K -тої ступені каната; Δ – товщина обкладинки каната.

Розміри перерізу стрижня одиничної ширини

$$l \times (n_K t + d),$$

де n_K – кількість тросів в K -тій ступені каната.

Силу стискання стрижня одиничної ширини задамо через натягнення каната при намотування K -тої ступені та радіус укладення чергового шару каната

$$N = \frac{T_K}{R + \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta)}, \quad (5.2)$$

де R – радіус бобіни підйомної машини.

Врахувавши визначені параметри із залежності (5.1) маємо

$$\frac{T_K}{R + \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta)} < \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{12 m_K^2 (d + 2\Delta)^2}. \quad (5.3)$$

Із залежності (5.3), виокремивши із суми складових m_K , маємо залежність

$$m_K^2 - m_K \frac{(d + 2\Delta)\pi^2 E (n_K t + d)^3}{T_K 12(d + 2\Delta)^2} - \left[R + \sum_{k=1}^{K-1} m_k (d + 2\Delta) \right] \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{12 T_K (d + 2\Delta)^2} < 0.$$

Остання нерівність має в своєму складі дві величини, що залежать від конструкції барабана (радіуса), на який намотується канат, та кількості шарів каната, утворених в процесі намотування. Тобто залежність дозволяє визначити або максимальну кількість шарів, за попередньо визначеним радіусом, або радіус бобіни підйомної машини на підставі кількості шарів, яку треба мати для забезпечення заданої глибини підняття вантажу.

Так з квадратного рівняння, врахувавши те, що кількість шарів не може бути від'ємна, маємо максимально допустиму кількість шарів K -тої ступені каната

$$m_K < \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{24 T_K (d + 2\Delta)} + \sqrt{\left(\frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{24 T_K (d + 2\Delta)} \right)^2 + \left[R + \sum_{k=1}^{K-1} m_k (d + 2\Delta) \right] \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{12 T_K (d + 2\Delta)^2}}.$$

Залежність (5.3) дозволяє визначити і допустимий радіус, коли задана кількість шарів

$$R < \frac{12 T_K m_K^2 (d + 2\Delta)^2 - \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \pi^2 E (n_K t + d)^3}{\pi^2 E (n_K t + d)^3}.$$

Вище розглянуто умову стійкості останньої намотаної на бобіну ступені каната. Водночас, кожна попередня ступень каната, включно і перша, уявляють собою стрижень, що працює в умовах поздовжнього стискання. Висота

кожного такого стрижня включає і висоту усіх вище розташованих шарів. Приймаючи, що розміри перерізу кожного такого стрижня дорівнюють розмірам в нижній його частині, із залежності (5.1), подібно вище виконаним діям, отримаємо залежність, якій має задовольняти кожна r -та схема намотування ділянок каната

$$12 \left(\sum_{k=r}^K m_k (d + 2 \Delta) \right)^2 T_K < \left(R + \sum_{k=l}^K m_k (d + 2 \Delta) \right) \pi^2 E (n_r t + d)^3 .$$

Відзначимо, що при визначенні умов сталості враховано те, що із зростанням кількості шарів намотаних на бобіну підйомної машини, зменшується і тягове зусилля на величину сили тяжіння намотаної частини каната.

Вище було розглянуто втрату стійкості багат шарової конструкції, як стрижня. Вказана конструкція має форму, близьку до циліндра. Втрата форми відповідно до визначених умов має призводити до набуття циліндром телескопічної форми, симетричної відносно осі циліндра. При цьому отримані залежності, що описують умови набуття телескопічної форми, прийнятні для кожної ділянки гумотросового каната змінного перерізу.

5.2 Визначення напруженого стану гумової оболонки каната змінного перерізу під тиском верхнього шару меншої ширини

При намотуванні ступінчастого каната в бобіну, укладаються шари кожної ступені на попередню ділянку каната, що містить на два більшу кількість тросів. Таке укладання призводить до нерівномірного розподілу тиску каната меншої ширини на попередні шари більшої ширини. Нерівномірний тиск призводить до зміни поверхні, утвореної канатом при багат шаровому намотуванні. В свою чергу, зміна форми тіла, з яким взаємодіє плоский тяговий орган, впливає на характер набігання каната.

Як показано вище, гумотросовий канат – композитна конструкція. Визначення його деформацій аналітичним шляхом практично неможливе.

Відповідно неможливо розробити методику інженерного розрахунку на міцність такої складної системи, як багат шарове тіло, утворене намотуванням каната змінної ширини. Вказане зумовлює потребу визначення загальних характеристик НДС системи і на основі цих особливостей прийняти спрощену розрахункову схему. Далі, для такої розрахункової схеми віднайти аналітичний розв'язок, відповідно знайти вирази для визначення параметрів НДС каната.

5.2.1 Дослідження напружено-деформованого стану каната з використанням спеціальних програмних продуктів

Загальні закономірності деформування досліджувалися з використанням методів комп'ютерного скінченно-елементного моделювання в середовищі універсального пакета COSMOSWorks, інтегрованого в САД-систему SolidWorks [36]. Розглянемо канат в бобіні, як систему шарів. Конструкція каната характерна його симетричністю, що дозволяє розглядати половину каната по його ширині. Задача визначення напружено-деформованого стану каната вісесиметрична, тому достатньо розглянути напружений стан сектора, а не усього кільця.

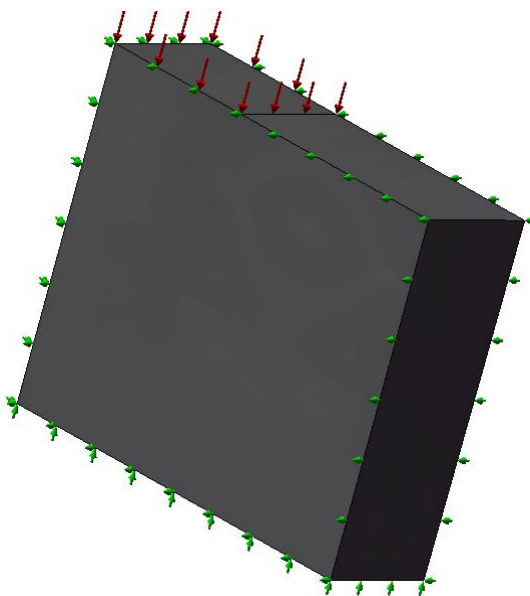


Рисунок 5.3 – Схема обмежень деформування та прикладення зовнішнього навантаження сегмента шару каната

Прийmemo, що тіло виготовлене з гуми з поперечним перерізом, що відповідає перерізу каната з чотирьох тросів товщиною 30 мм і утворює кільце. Внутрішній діаметр кільця дорівнює одному метру. Кільце навантажено по зовнішній поверхні не по усій ширині. Виріжмо з кільця сегмент, прикладемо до нього навантаження та обмежимо нормальні переміщення внутрішньої поверхні та двох бічних, що були утворені при вирізанні сегменту з кільця (рис. 5.3). Результаті скінченно-елементного моделювання наведені на рис. 5.4.

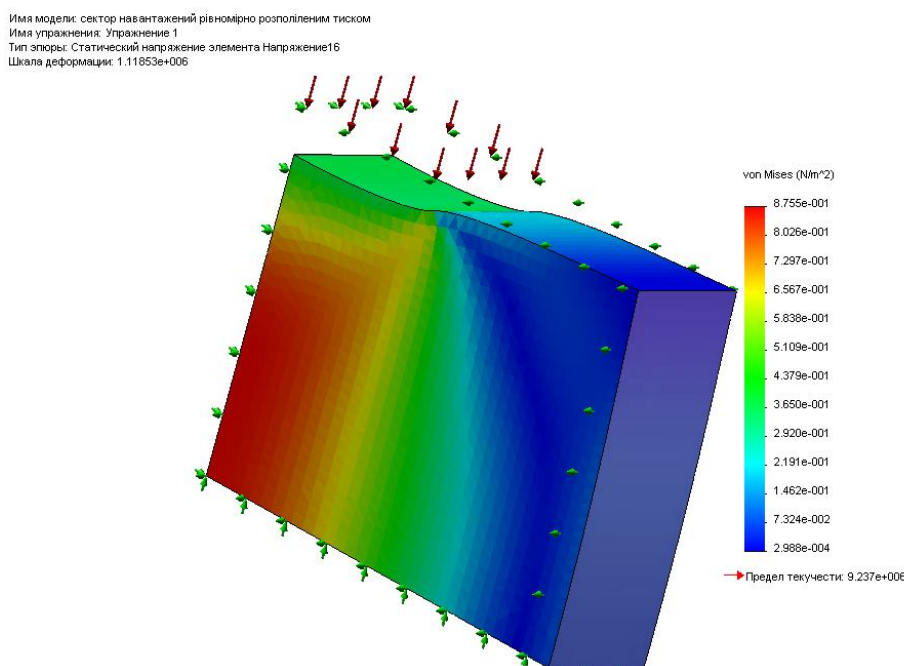


Рисунок 5.4 – Приклад визначення напружено-деформованого стану сегмента шару каната

Розглянемо таке саме тіло, як було розглянуто вище, але утворене намотуванням на барабан безмежно великого радіусу, тому і безмежної довжини. Виріжмо з нього відрізок одиничної довжини. Прикладемо до нього аналогічні навантаження та визначимо його напружено-деформований стан. Співставлення отриманих результатів показує, що закономірності розподілу напружень та деформацій збігаються, також практично збігаються і екстремальні приведені напруження та переміщення в напрямку діє зовнішнього навантаження. Отримані результати зумовлені незначним

радіусом згину зразка. Вказане підтверджує допустимість нехтування згином каната.

На границях ділянок зміни кількості тросів в канаті відбувається зміна схеми навантаження укладених шарів. Рівномірно розподілене навантаження замінюється навантаженням на смугі, ширина якої менша на два кроки укладання тросів в канаті. Відносне зменшення ширини смуги навантаження набуває максимального значення, коли починається процес намотування останньої (з найменшою кількістю тросів) сходинки каната змінного перерізу. Найменша кількість тросів становить два – розглянемо такий випадок. Прийнемо, що на барабан намотано один шар каната з чотирьох тросів, а поверх нього – шар, що має два троси. З урахуванням симетричності, як це вказано вище, розглянемо половину зразка. Для зручності прикладення навантаження, зумовленого тиском верхнього шару, умовно розріжемо верхній шар площиною, яка проходить через осі тросів та відкинемо половину каната. Прикладемо до зразка зовнішнє навантаження та задамо обмеження на деформування (рис. 5.5). Визначимо напружено-деформований стан розрахункової моделі (рис. 5.6).

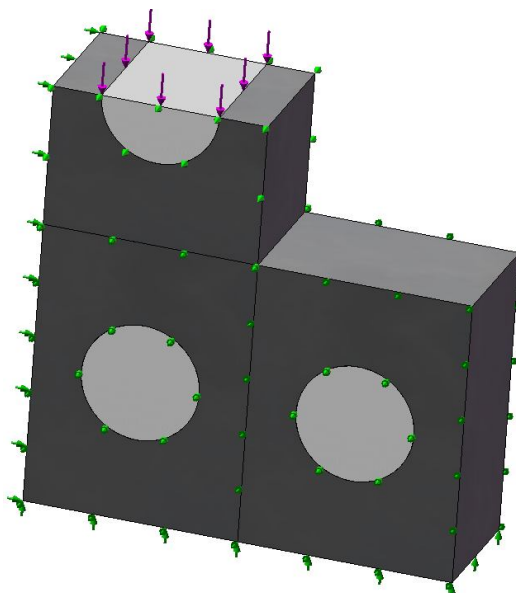


Рисунок 5.5 – Схема обмежень деформування та прикладання зовнішнього навантаження зразка, утвореного багат шаровим укладанням каната

Имя модели: Сборка канат с двух тросів на одному шарі
 Имя узла: Узел 1
 Тип опоры: Статическое перемещение Перемещение3
 Шкала деформации: 9757.4

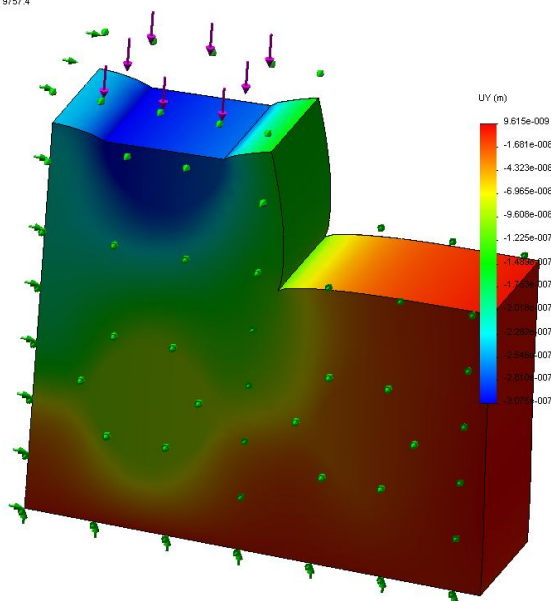


Рисунок 5.6 – Приклад визначення напружено-деформованого стану зразка, утвореного багат шаровим укладанням каната

Аналіз отриманих результатів показав, що не усі перерізи каната однаково деформуються. При цьому величини нормальних напружень по поверхні взаємодії шарів залежать від товщини каната. Так, при товщині каната меншій за 20 мм, ширина смуги дії нормальних напружень близька до величини діаметра тросів в канаті. В межах смуги дії нормальних напружень відсутні зони суттєвої нерівномірності. За межами цієї смуги напруження стають на порядок менші. У випадку, коли товщина каната перевищує 30 мм, нормальні напруження практично рівномірно розподілені по смугі контакту шарів каната. Наявність троса в канаті обмежує поперечні деформації каната. Для встановлення впливу жорсткості тросів на стискання визначались деформації стискання нижнього шару каната для наступних випадків: троси мають жорсткість сталевих стрижнів; в оболонці тросів немає (оболонка каната суцільна, гумова); в оболонці тросів немає, але її товщина менша на величину, що дорівнює діаметру троса. Приймаючи деформації стискання нижнього шару в першому випадку за 100 %, деформації в другому та третьому випадку становили відповідно 139 % та 108 % при товщині каната 20 мм. Для випадку,

коли товщина каната дорівнює 30 мм ці значення відповідно становили 145 % та 106 %. З отриманого видно, що при реальних товщинах каната деформації практично однаково залежать від умов їх визначення.

5.2.2 Дослідження напружено-деформованого стану каната аналітичними методами

5.2.2.1 Розробка алгоритму визначення напружено-деформованого стану каната

Для аналітичного визначення напружено-деформованого стану пакета з шарів каната, як суцільного тіла з ізотропного матеріалу скористаємося функцією Ері у формі

$$\varphi = \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) F(y)_n, \quad (5.4)$$

де $F(y)_n = C_{n1} sh(\alpha_n y) + C_{n2} ch(\alpha_n y) + C_{n3} y sh(\alpha_n y) + C_{n4} y ch(\alpha_n y)$.

Напруження для випадку плоского деформування

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) F(y)_n'', \\ \sigma_y &= \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = -\sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 \cos(\alpha_n x) F(y)_n, \\ \tau_{xy} &= -\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} = \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \sin(\alpha_n x) F(y)_n'. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Відносні деформації

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1+\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_x - \mu\sigma_y], \\ \varepsilon_y &= \frac{1+\mu}{E} [(1-\mu)\sigma_y - \mu\sigma_x], \\ \gamma_{xy} &= \frac{2(1+\mu)}{E} \tau_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \end{aligned} \quad (5.6)$$

де μ , E – коефіцієнт Пуассона та модуль пружності матеріалу оболонки каната (гуми).

Переміщення в напрямку осей x та y

$$\begin{aligned} u_x &= \int \frac{1+\mu}{E} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) \left[(1-\mu)F(y)_n'' + \mu\alpha_n^2 F(y)_n \right] \right] dx + f(y), \\ v_y &= -\int \frac{1+\mu}{E} \left[\sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) \left[(1-\mu)\alpha_n^2 F(y)_n + \mu F(y)_n'' \right] \right] dy + f_1(x), \end{aligned} \quad (5.7)$$

де $f_1(x)$, $f_1(y)$ – невідомі функції інтегрування.

Аналіз залежностей (5.7) показує, що $f'(y) = 0$, $f_1'(x) = 0$. Відповідно приймаємо $f(y) = A$, $f_1(x) = B$. Значення невідомих A та B знайдемо з умови нерухомості точки зразка з координатами $0,0$. Сформулюємо граничні умови для розрахункової моделі (рис. 5.2)

$$\begin{aligned} x=l, \quad & \sigma_x = 0, \\ & \tau_{xy} = 0; \\ y=\frac{H}{2}, \quad & \sigma_y = q, \\ & \tau_{xy} = 0; \\ y=0, \quad & v_y = 0. \end{aligned} \quad (5.8)$$

Для виконання першої умови прийmemo

$$\alpha_n = \frac{(n+0.5)\pi}{l}. \quad (5.9)$$

Другу умову виконаємо наближено прийнявши $\int_0^{H/2} \tau_{xy} = 0$.

Враховуючи симетричність розрахункової моделі, задамо тиск верхнього шару канату рядом Фур'є

$$q = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(\alpha_n x). \quad (5.10)$$

Третю умову виконаємо частково (без урахування значення A_0), прийнявши

$$A_n = -\alpha_n F(y = H/2)_n.$$

Значення A_0 відповідає рівномірному розподілу тиску – такий тиск не призводить до нерівномірного деформування, тому його і не будемо враховувати в нашому випадку.

Четверту умову забезпечимо безпосередньою підстановкою та отримаємо безмежну кількість систем лінійних алгебраїчних рівнянь з чотирма невідомими в кожній системі

$$\left\{ \begin{array}{l} C_{n1}sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + C_{n2} \left[ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) - 1 \right] + C_{n3} \frac{H}{2} sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + \\ + C_{n4} \frac{H}{2} ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) = 0, \\ \left[C_{n1}sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + C_{n2}ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + C_{n3} \frac{H}{2} sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + \right. \\ \left. + C_{n4} \frac{H}{2} ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) \right] \alpha_n^2 = a, \\ C_{n1}ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + C_{n2}sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + \\ + C_{n3} \left[\frac{H}{2} ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) + \frac{sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right)}{\alpha_n} \right] + \\ + C_{n4} \left[sh\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right) \frac{H}{2} + \frac{ch\left(\alpha_n \frac{H}{2}\right)}{\alpha_n} \right] = 0, \\ C_{n1} \frac{1}{\alpha_n} (1 - \mu + \alpha_n^2 \mu) + C_{n4} \left[2\mu - \frac{1}{2} (1 - \mu + \alpha_n^2 \mu) \right] = 0. \end{array} \right. \quad (1 \leq n \rightarrow \infty)$$

В результаті розв'язку отриманих систем рівнянь маємо залежності для визначення усіх невідомих сталих

$$C_{n1} = \frac{a_n (\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu)}{2\alpha_n^2} \times$$

$$\times \frac{\left(\alpha_n H + 2ch\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right)sh\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - ch\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right)\alpha_n H - 2sh\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \right)}{(\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu) \left[ch\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right)^2 + \frac{1}{4}\alpha_n^2 H_n \right] + (1 - \mu - \alpha_n^2 \mu)},$$

$$C_{n3} = \frac{-\frac{a_n}{\alpha_n^2} \left(ch\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - 1 \right) - C_{n1} \left[sh\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - \frac{1 - \mu + \alpha_n^2 \mu}{\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu} \alpha_n ch\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \frac{H}{2} \right]}{sh\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \frac{H}{2}},$$

$$C_{n4} = -C_{n1} \alpha_n \frac{1 - \mu + \alpha_n^2 \mu}{\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu},$$

$$C_{n2} = \frac{a_n}{\alpha_n^2},$$

$$1 \leq n \rightarrow \infty.$$

Остаточні напруження в гумі можна визначити за залежностями, прийнявши за товщину каната його дійсну товщину, зменшену на діаметр троса

$$\sigma_x = \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) \left\{ \begin{aligned} &C_{n1} sh(\alpha_n y) \alpha_n^2 + C_{n2} ch(\alpha_n y) \alpha_n^2 + \\ &+ C_{n3} [sh(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 ch(\alpha_n y) \alpha_n] + \\ &+ C_{n4} [ch(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 sh(\alpha_n y) \alpha_n] \end{aligned} \right\} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_y = -\sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 \cos(\alpha_n x) \left[\begin{aligned} &C_{n1} sh(\alpha_n y) + C_{n2} ch(\alpha_n y) + \\ &+ C_{n3} y sh(\alpha_n y) + C_{n4} y ch(\alpha_n y) \end{aligned} \right] \leq [\sigma],$$

$$\tau_{xy} = \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \sin(\alpha_n x) \left\{ \begin{aligned} &C_{n1} ch(\alpha_n y) \alpha_n + C_{n2} sh(\alpha_n y) \alpha_n + \\ &+ C_{n3} [ch(\alpha_n y) \alpha_n y + sh(\alpha_n y)] + \\ &+ C_{n4} [sh(\alpha_n y) \alpha_n y + ch(\alpha_n y)] \end{aligned} \right\} \leq [\tau],$$

де $[\sigma]$, $[\tau]$ – допустимі напруження для еластомірного матеріалу оболонки каната змінного перерізу, включно і в зоні його адгезійного зв'язку з тросами каната.

5.2.2.2 Напружений стан гумової оболонки каната при рівномірно розподіленому тиску на ділянці взаємодії шарів каната з різною кількістю тросів

З використанням отриманих залежностей дослідимо вплив багатошарового намотування каната на напружений стан утвореного тіла. В якості каната приймемо ступінчастий канат з параметрами, що відповідають гумотросовому канату постійного перерізу типу ГТК-3150.

На рисунках 5.7-5.11 показані поверхні, що демонструють розподіл напружень та деформацій одного шару каната з чотирьох тросів у разі тиску на нього ступені каната з двох тросів. Оскільки тяговий орган симетричний, то на рисунках показані розподіли напружень лише для половини зразка. При завданні тиску верхнього шару на нижні шари враховано перші десять членів ряду Фур'є (5.10). Розрахунковий (крива 1) та отриманий шляхом розкладання в ряд (крива 2) розподіл навантажень, наведено на рис. 5.12.

При завданні тиску верхнього шару на нижні шари враховано перші десять членів ряду Фур'є.

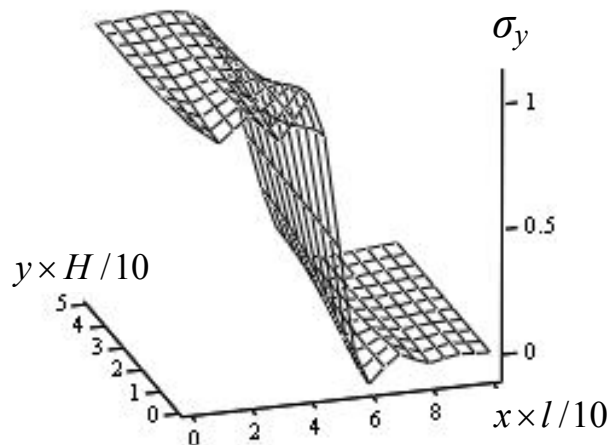


Рисунок 5.7 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень в тілі бобіни з одного шару вздовж осі y

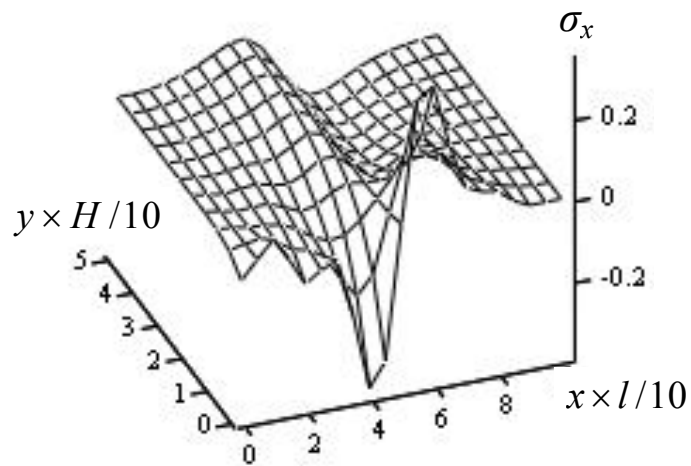


Рисунок 5.8 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень в тілі бобіни з одного шару вздовж осі x

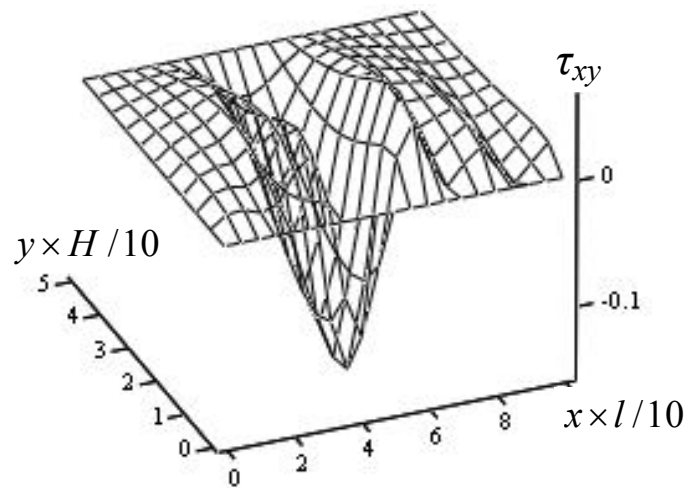


Рисунок 5.9 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з одного шару

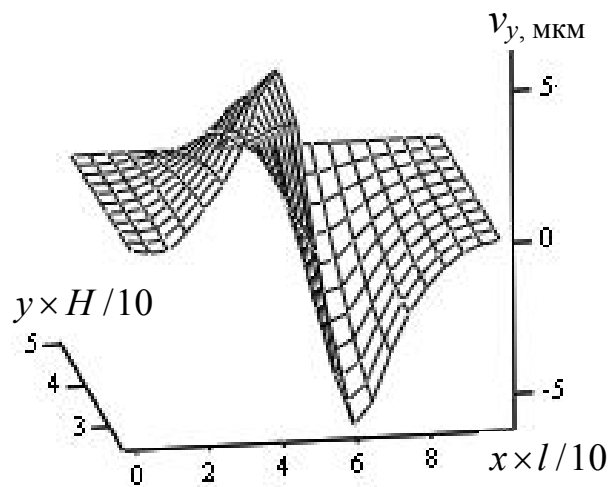


Рисунок 5.10 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій тіла бобіни з одного шару вздовж осі y

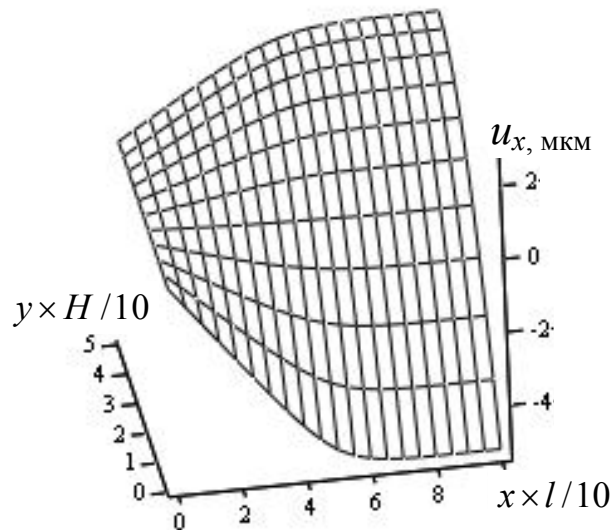


Рисунок 5.11 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій тіла бобіни з одного шару вздовж осі x

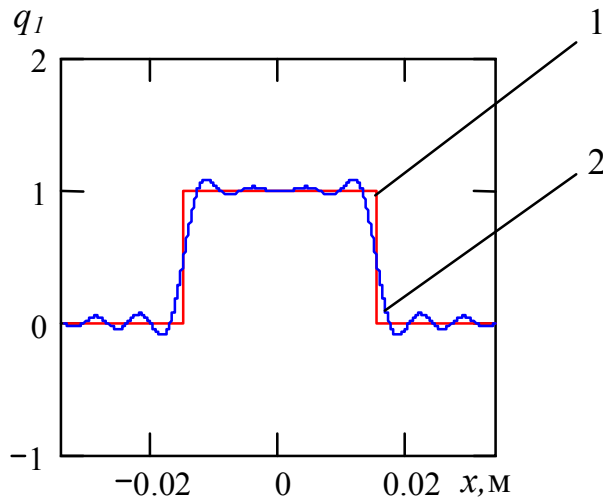


Рисунок 5.12 – Розподіл навантажень: 1 – розрахунковий, 2 – заданий десятима першими членами ряду Фур'є

Наведені рисунки свідчать про суттєвий вплив характеру прикладення навантажень. В канаті виникають нормальні напруження σ_x та дотичні τ_{xy} . Максимальні значення нормальних напружень σ_x лише в декілька раз менші за максимальні напруження, зумовлені тиском. На умови укладання плоского каната ступінчастої конструкції суттєво має впливати і форма тіла, на яке канат намотується. Зміна форми визначається деформаціями v_y . З рисунку 5.10 видно складний характер деформування зовнішньої поверхні нижнього шару каната.

Більше деформуються частини матеріалу в зоні кромки верхнього шару каната. Під канатом матеріал пересувається в напрямку дії зовнішнього навантаження. Поряд с краями каната матеріал переміщається в протилежному напрямку – витискається. Таке явище значно залежить від коефіцієнта Пуассона матеріала. Для гуми цей коефіцієнт був прийнятий рівним 0,5. У разі зменшення значення коефіцієнта вдвічі, екстремальні переміщення зменшуються вп'ятеро. З рисунку 5.11 видно, що під дією тиску нерівномірно змінюється і ширина каната, але ці розміри змінюються значно менше, ніж по товщині.

Відповідно до принципу Сен-Венана, характер навантаження має локально впливати на НДС зразка. В роботі виконано розрахунки НДС каната, намотаного в три шари. Результати розрахунків наведені на рисунках 5.13-5.17.

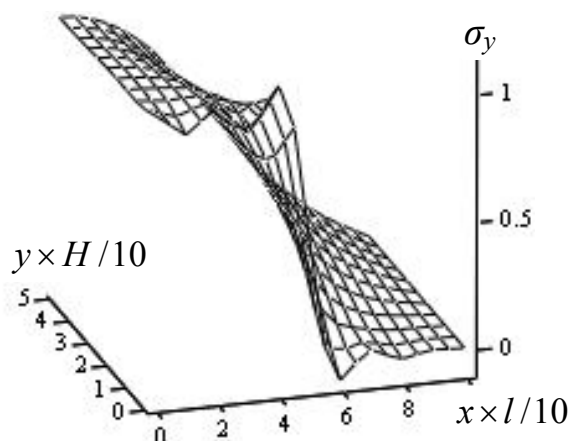


Рисунок 5.13 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень в тілі бобіни з трьох шарів вздовж осі y

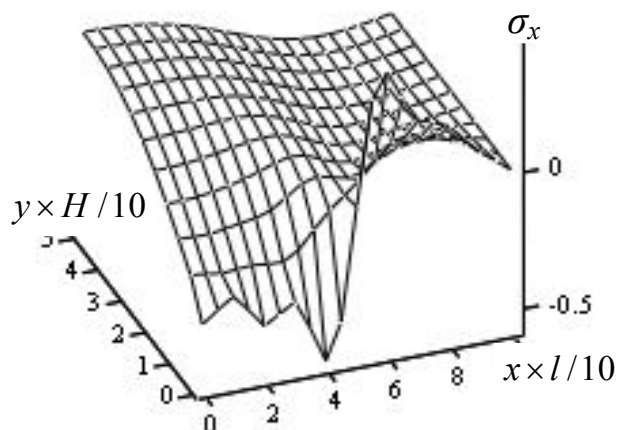


Рисунок 5.14 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень в тілі бобіни з трьох шарів вздовж осі x

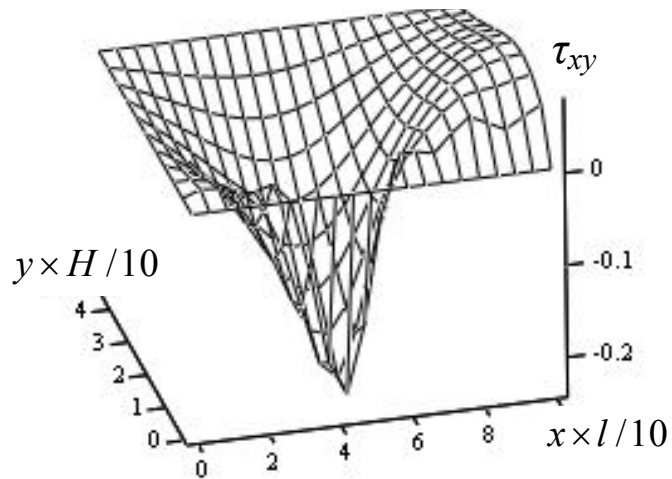


Рисунок 5.15 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з трьох шарів

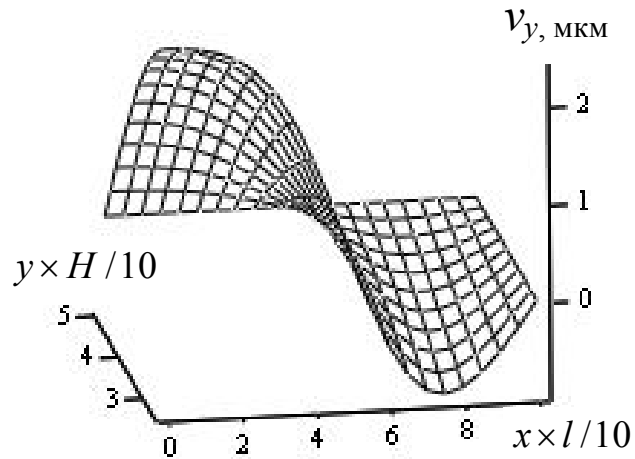


Рисунок 5.16 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій тіла бобіни з трьох шарів вздовж осі y

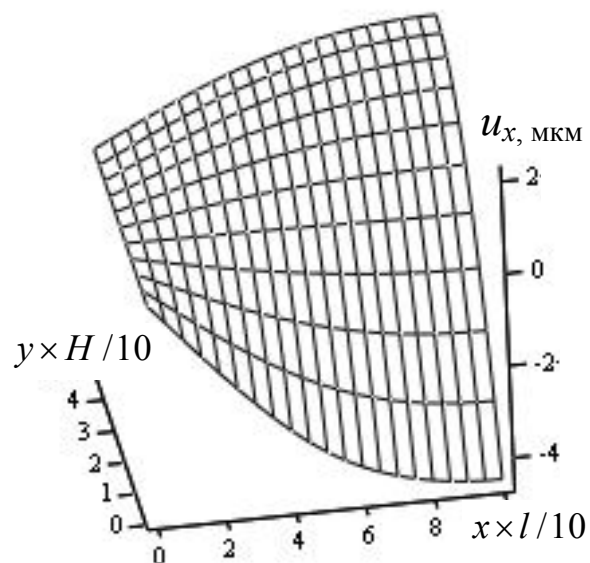


Рисунок 5.17 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій тіла бобіни з трьох шарів вздовж осі x

Поверхні, що відтворюють розподіл напружень в тілі бобіни з трьох шарів, як і треба було очікувати (рис. 5.13-5.15), свідчать про реалізацію принципу Сен-Венана. При цьому зростання кількості шарів втричі призвело до зростання максимальних значень напружень σ_x та деформацій вздовж осі x , практично на порядок. Дещо менше зростають деформації по товщині та дотичні напруження τ_{xy} . Зростання деформацій збільшує викривлення поверхні, на яку укладаються шари каната ступінчастої конструкції.

Нами розглянуто перший крайній випадок – в межах якого вважаємо, що поперечні перерізи тросів деформуються як гума. Розглянемо другий випадок – коли товщину каната зменшено на значення діаметра тросів.

Результати визначення напружень та деформацій для тих самих випадків, що показані на рисунках 5.7-5.11 та 5.13-5.17, наведені на рисунках 5.18-5.27.

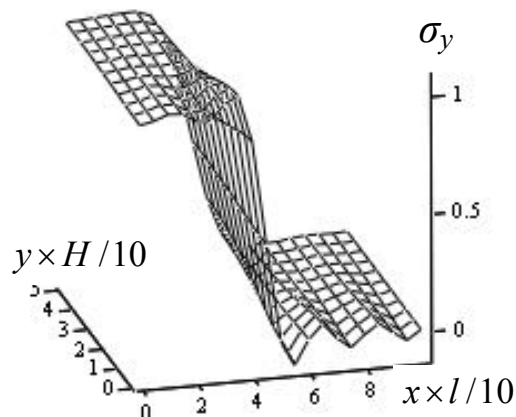


Рисунок 5.18 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі y в тілі бобіни з одного шару з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

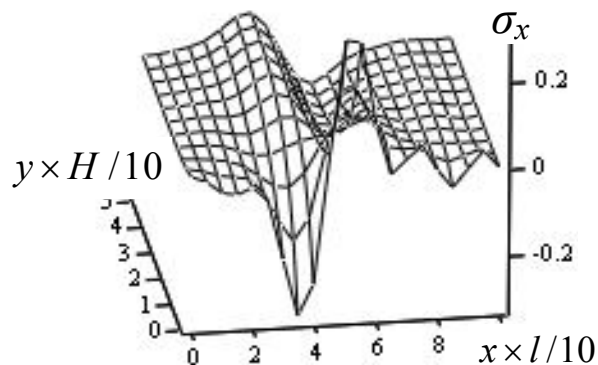


Рисунок 5.19 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі x в тілі бобіни з одного шару з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

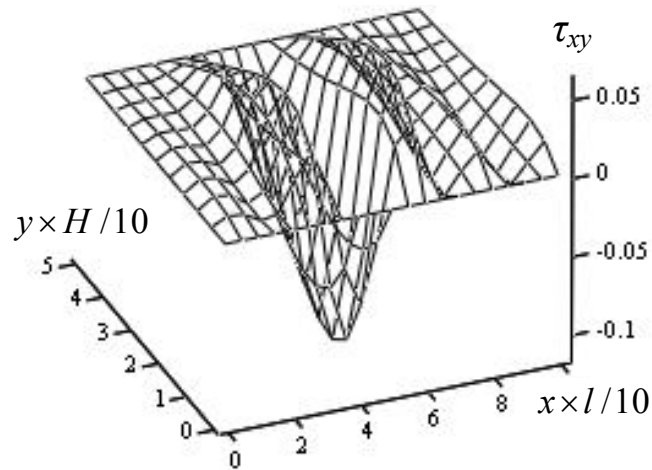


Рисунок 5.20 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з одного шару з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

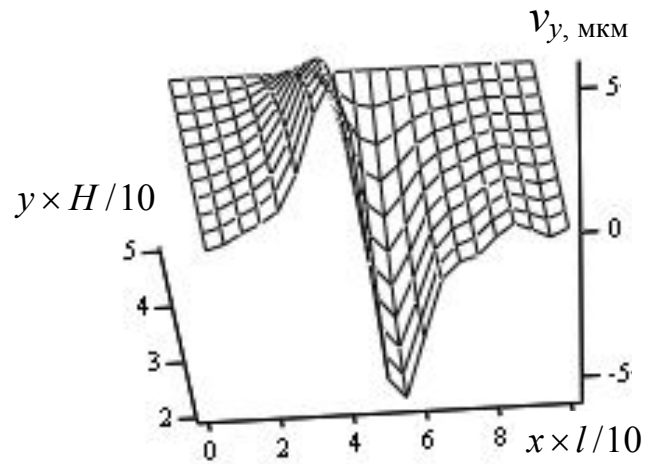


Рисунок 5.21 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі y тіла бобіни з одного шару з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

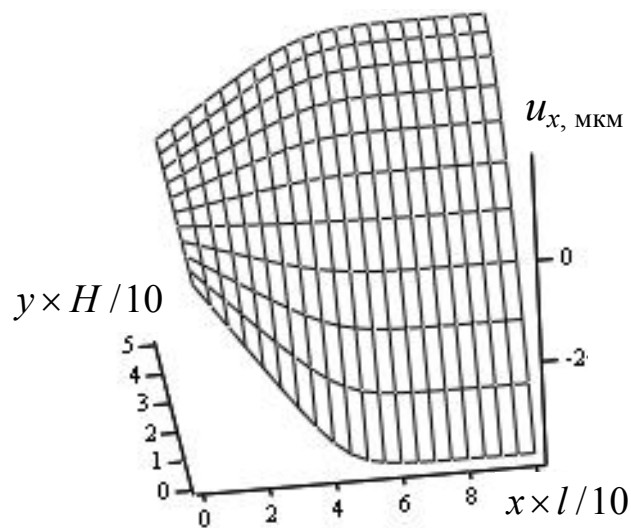


Рисунок 5.22 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі x тіла бобіни з одного шару з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

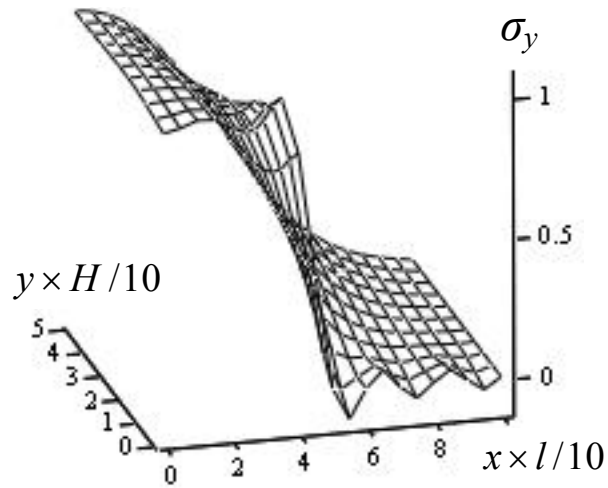


Рисунок 5.23 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі y в тілі бобіни з трьох шарів з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

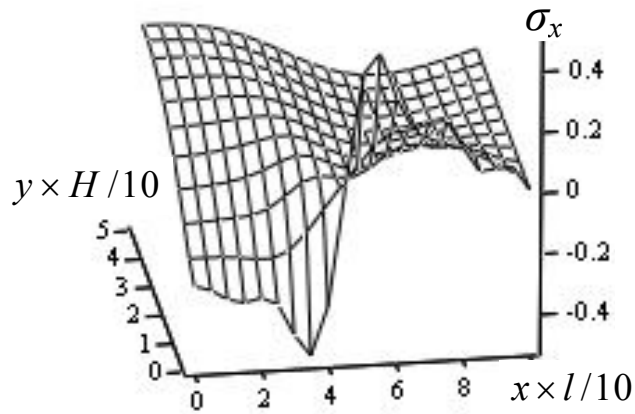


Рисунок 5.24 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі x в тілі бобіни з трьох шарів з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

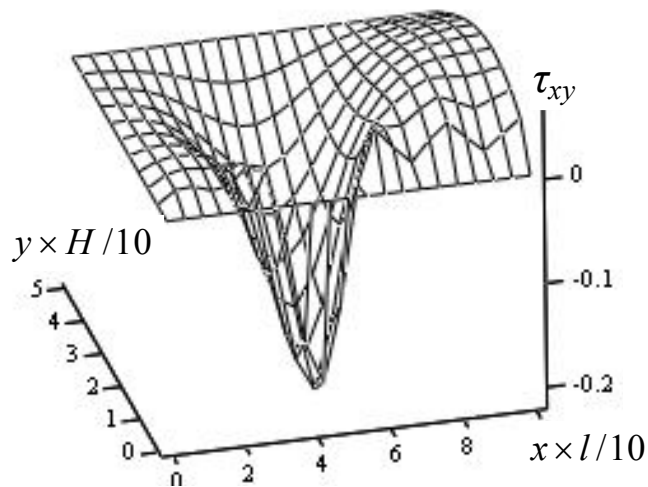


Рисунок 5.25 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з трьох шарів з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

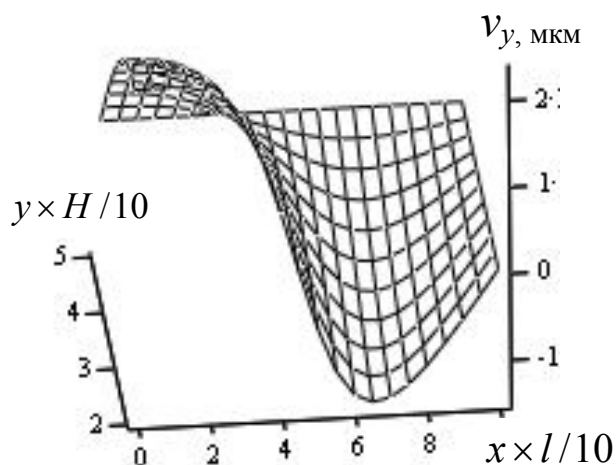


Рисунок 5.26 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі y тіла бобіни з трьох шарів з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

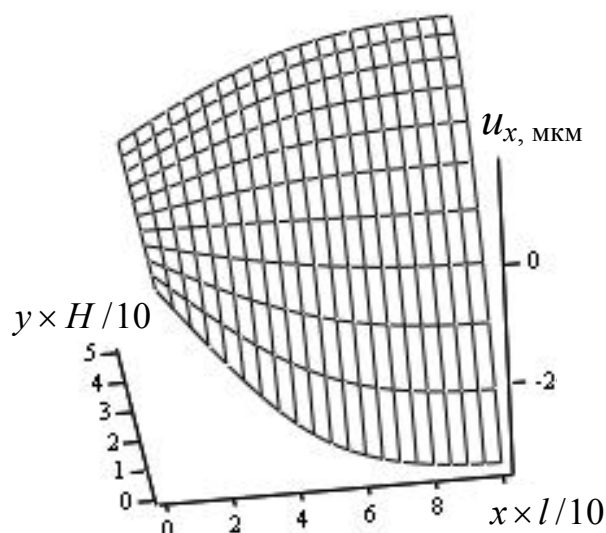


Рисунок 5.27 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі x тіла бобіни з трьох шарів з умовною товщиною, що дорівнює товщині обкладинок

Зіставивши розподіл напружень та деформацій, можна зробити висновок, що екстремальні значення напружень та деформацій практично не відрізняються. Тобто отримані результати при граничних розрахункових схемах не суттєво різняться поміж собою, що свідчить про припустимість нехтування деформаціями поперечних перерізів тросів в канаті, а отримані результати можна вважати достовірними.

5.2.2.3 Напружений стан гумової оболонки каната з урахуванням характеру розподіленого тиску окремих тросів на ділянці взаємодії шарів каната з різною їх кількістю

Вище розглянуто напружено-деформований стан тіла, утвореного багатошаровим укладанням ступені плоского ступінчастого канату та навантаженого рівномірно розподіленим навантаженням. Передача тягового зусилля тросами характерна нерівномірним розподілом тиску верхнього шару каната на нижні. Для урахування вказаного чинника нами досліджено напружено-деформований стан тіла намотаної частини каната нерівномірно розподіленим навантаженням. Розподіл зовнішньої сили показано на рисунку 5.28. На рисунках 5.29-5.33 показані поверхні, що демонструють розподіл напружень та деформацій одного шару каната з чотирьох тросів з урахуванням нерівномірно розподіленого тиску на нього ступені каната з двох тросів.

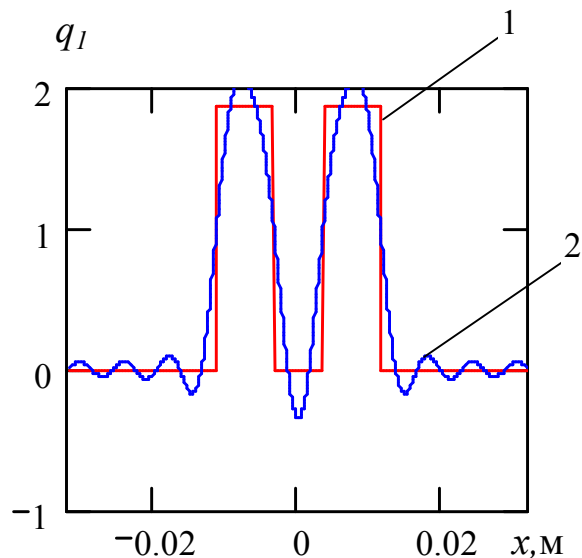


Рисунок 5.28 – Розподіл навантажень: 1 – розрахунковий, 2 – заданий десятима першими членами ряду Фур'є

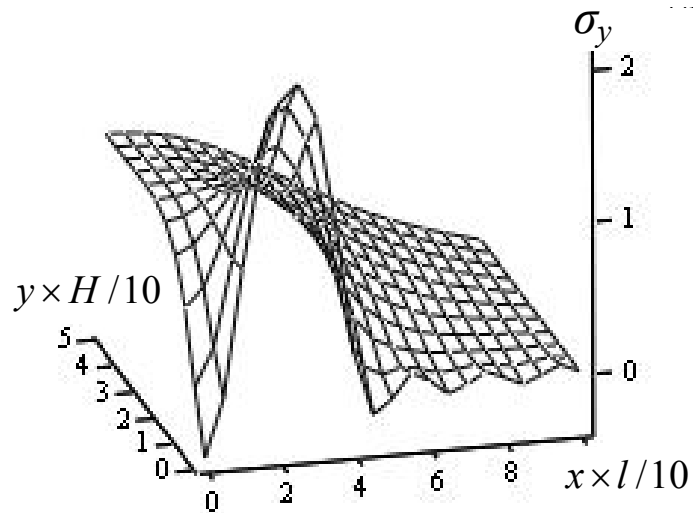


Рисунок 5.29 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі y в тілі бобіни з трьох шарів

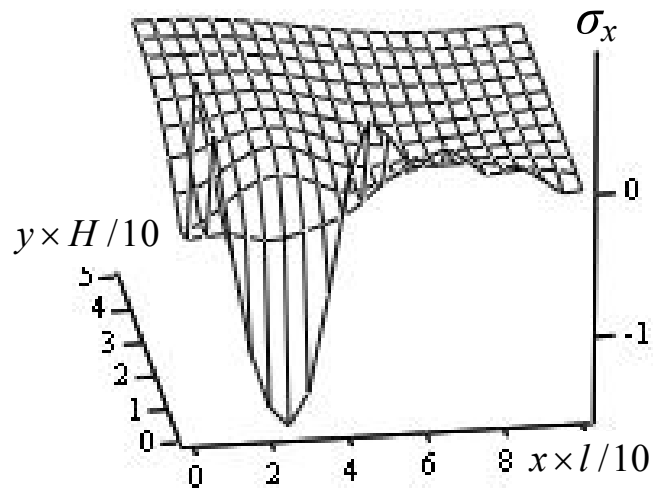


Рисунок 5.30 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі x в тілі бобіни з трьох шарів

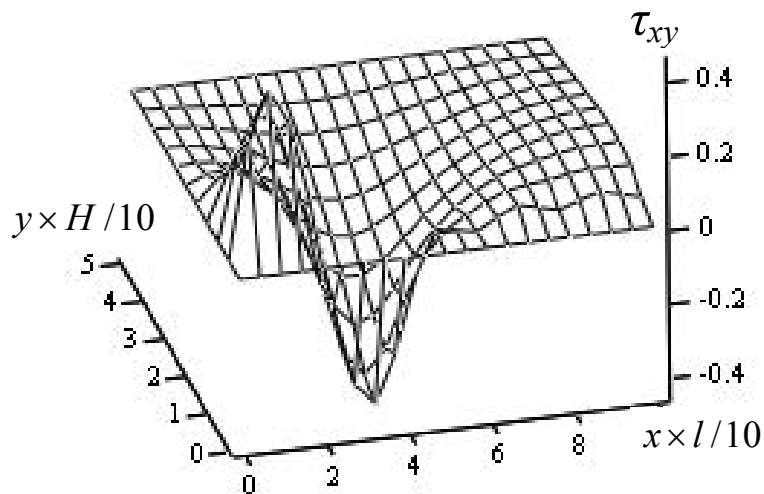


Рисунок 5.31 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з трьох шарів

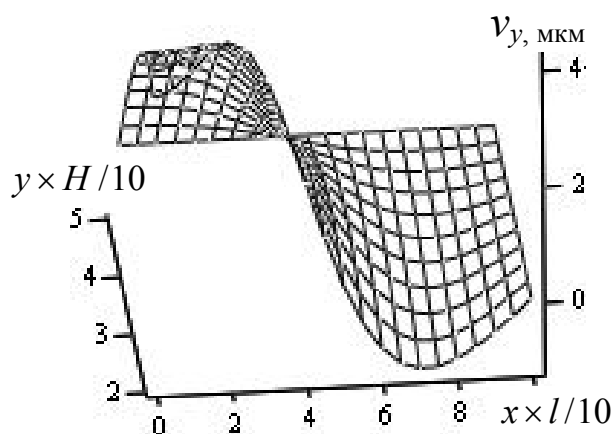


Рисунок 5.32 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі y тіла бобіни з одного шару

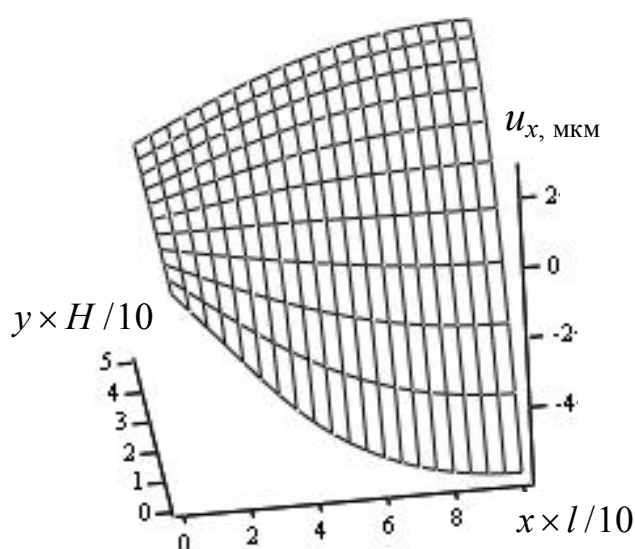


Рисунок 5.33 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі x тіла бобіни з одного шару

Наведені на рисунках 5.29-5.33 поверхні свідчать про суттєвий вплив наявності дискретних тросів в канаті. Нерівномірний тиск призводить до нерівномірного розподілу напружень та деформацій. При цьому екстремальні нормальні напруження паралельні осі x одного порядку з екстремальними значеннями розподіленого тиску. Дотичні напруження, що виникають в зразку у 2-3 рази менші за величини навантажень. Відомо, що значення коефіцієнтів тертя одного шару гуми по іншому досить високі – не менші ніж 0,5. Це свідчить про відсутність умов ковзання одного шару каната по іншому внаслідок нерівномірного тиску на шари більшої ширини шарами меншої та вказує на прийнятність застосованого нами розгляду системи шарів каната, як

суцільного тіла. З іншого боку це свідчить і про те, що втрата форми у вигляді набуття бобіною телескопічної форми внаслідок нерівномірного тиску не можлива.

Разом з тим, деформації в напрямку осі у призводять до відхилення твірної поверхні намотування від прямої лінії. Таке відхилення твірної від прямої лінії може сприяти втраті форми тіла бобіни через можливу зміну кінематики процесу намотування каната, коли канат починає намотуватися не за спіраллю Архімеда, а за конічною гвинтовою лінією. При такому намотуванні канат може набувати телескопічної форми.

Наведені графічні залежності відповідають першій фізичній моделі. В другій моделі товщина каната прийнята меншою за реальну товщину на діаметр тросів каната. Виконані дослідження показали якісну близькість характеру розподілу напружень та переміщень при зменшенні зони практично рівномірного розподілу напружень. Найбільше умовне зменшення товщини вплинуло на величини дотичних напружень – вони зросли в декілька раз, але залишилися значно меншими за величини нормальних напружень.

Збільшення кількості тросів в канаті має дещо зменшувати нерівномірність розподілу тиску на укладені шари каната. З метою перевірки такої думки, розраховано НДС каната на ділянці з шістьма тросами, на яку намотано один виток каната з чотирма тросами. Розрахункова схема навантаження наведена на рис. 5.34. Результати наведені на рисунках 5.35-5.39.

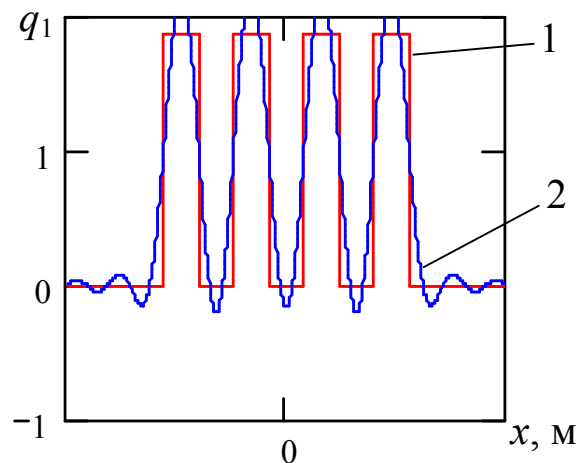


Рисунок 5.34 – Розподіл навантажень з урахуванням дискретності розташування тросів: 1 – розрахунковий, 2 – заданий десятима першими членами ряду Фур'є

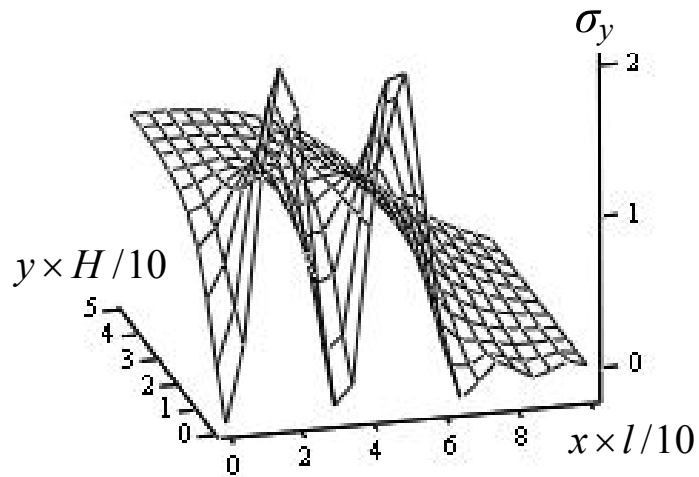


Рисунок 5.35 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі y в тілі бобіни з одного шару

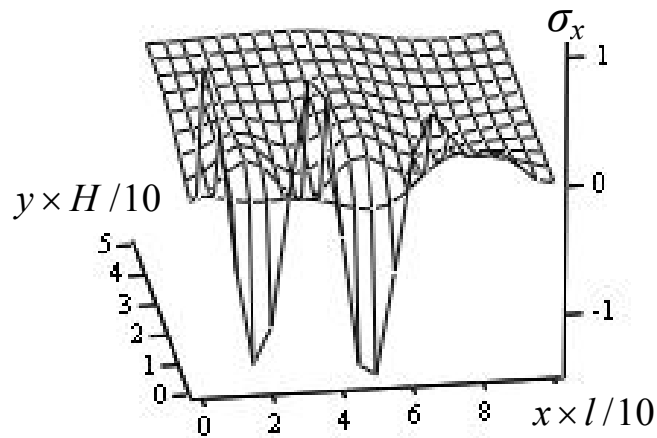


Рисунок 5.36 – Поверхня, що відтворює розподіл нормальних напружень вздовж осі x в тілі бобіни з одного шару

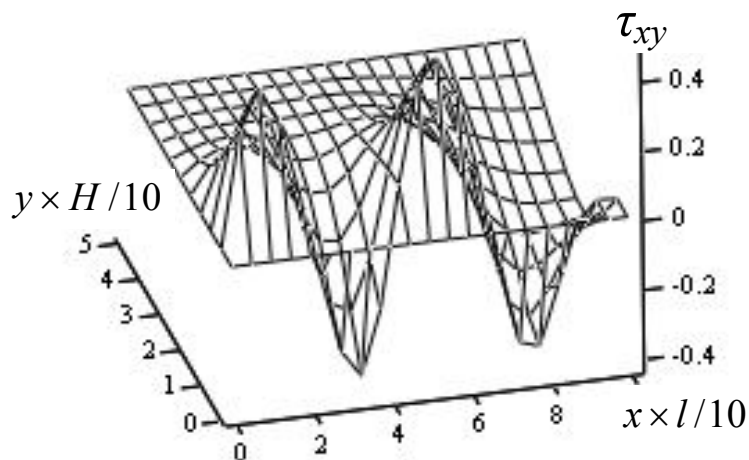


Рисунок 5.37 – Поверхня, що відтворює розподіл дотичних напружень в тілі бобіни з одного шару

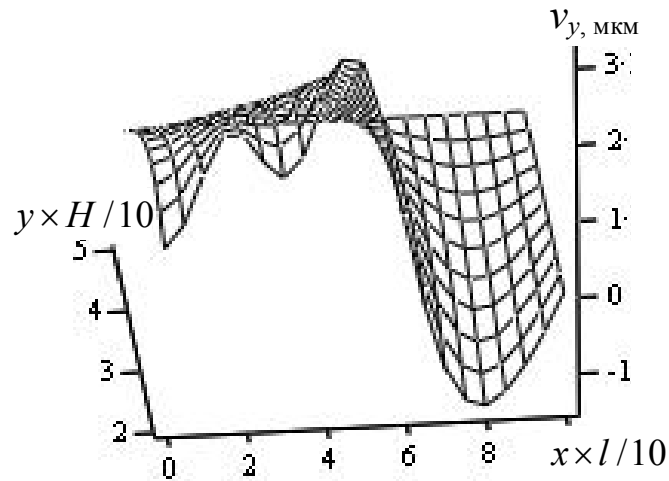


Рисунок 5.38 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі y тіла бобіни з одного шару

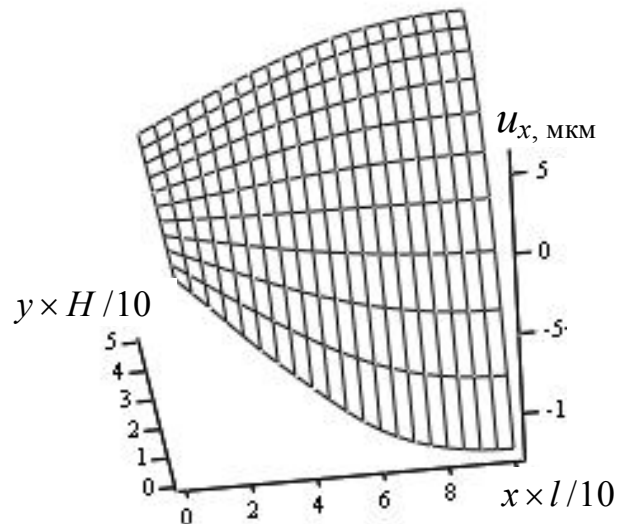


Рисунок 5.39 – Поверхня, що відтворює розподіл деформацій вздовж осі x тіла бобіни з одного шару

Порівняння розподілів напружень та деформацій показує, що збільшення кількості тросів практично не впливає на екстремальні значення напружень та деформацій в напрямку осі y . Зростають і деформації в напрямку осі x . Таке зростання зумовлено тим, що ширина каната на ділянці з шістьма тросами більша, ніж на ділянці з чотирма.

5.3 Визначення впливу деформування бобіни на розподіл сил розтягу тросів в канаті

Вище встановлено деформування твірної поверхні, по якій намотується канат. Розглянемо зміни, що відбудуться внаслідок відхилення форми твірної від прямої лінії.

Напружено-деформований стан будемо розглядати складеним із трьох станів. Перший стан – стрічка згинається за формою, що відповідає формі поверхні бобіни. При цьому всі перерізи плоскі до деформування, залишаються плоскими і після деформування. Оскільки ділянка, zdeформована по поверхні бобіни, взаємодіє з ділянкою, на якій канат вважаємо плоским, то в разі зняття умовного обмеження на деформування границь, зусилля у тросах перерозподіляться і перерізи викривляться. При цьому всі зміни матимуть локальний характер внаслідок дії принципу Сен-Венана. Це деформування віднесемо до другого стану.

Третім станом будемо вважати навантаження каната силами розтягу, рівномірно розподіленими по його ширині. Такий розтяг не призводить до додаткового викривлення перерізів каната. Відповідно, поздовжні навантаження, добавлені на третьому станові, будуть однаковими і їх легко врахувати.

Прийнявши $P_1 = P_3 = 0$ (без урахування зовнішнього навантаження), рівняння, що описують напруження та переміщення тросів запишемо у наступному вигляді

$$\begin{aligned} u_i^I &= [F_{y=it} - R_{sr}] \varphi, \\ P_i^I &= EF [F_{y=it} - R_{sr}] \frac{1}{R_{sr}}, \end{aligned} \quad (5.11)$$

де u_i^I – переміщення i -того троса на першому етапі деформування каната; P_i^I – зусилля розтягу i -того троса на першому етапі деформування каната; F_y – функція залежності радіуса бобіни від координати y , спрямованої вздовж осі

бобіни; R_{sr} – мінімальний радіус бобіни; φ – кут взаємодії каната та бобіни.

У ролі координати до першої складової входить змінна – кут φ . Враховуючи те, що

$$\varphi = \frac{x}{R_{sr}}, \quad (5.12)$$

переміщення та сили складають

$$u_i^I = \frac{(F_{y=it} - R_{sr})x}{R_{sr}};$$

$$P_i^I = \frac{(F_{y=it} - R_{sr})EF}{R_{sr}}, \quad (5.13)$$

де EF – жорсткість троса на розтяг.

Деформації та сили деформування тросів подамо залежностями

$$u_i^{II} = \left[\sum_{n=1}^{\infty} (A_n e^{\beta_n x} + B_n e^{-\beta_n x}) \cos(\alpha_n (i - 0,5)) \right], \quad (5.14)$$

$$P_i^{II} = \left\{ \left[\sum_{n=1}^{\infty} \beta_n (A_n e^{\beta_n x} - B_n e^{-\beta_n x}) \cos(\alpha_n (i - 0,5)) \right] \right\} EF, \quad (5.15)$$

де A_n, B_n , – постійні інтегрування; $\beta_n = \sqrt{2 \frac{G h}{EF (t-d)} (1 - \cos \alpha_n)}$.

Сили та переміщення тросів в канаті на другій ділянці дорівнюють різниці між двома станами – першим та другим.

$$u_{2,i} = u_i^I - u_i^{II},$$

$$P_{2,i} = P_i^I - P_i^{II}. \quad (5.16)$$

Початок вісі x розташуємо посередині бобіни, спрямуємо вздовж осі каната. Унаслідок симетрії деформування відносно початку вісі координат, приймемо переміщення в перерізі $x = 0$, рівними нулеві. Указане дозволяє визначити переміщення та сили за допомогою гіперболічних функцій і залишити тільки одну невідому сталу (A_n)

$$u_{2,i} = \frac{(F_{y=it} - R_{sr})x}{R_{sr}} - \left[\sum_{n=1}^{\infty} A_{2,n} sh(\beta_n x) \cos(\alpha_n(i - 0,5)) \right], \quad (5.17)$$

$$P_{2,i} = \left\{ \frac{(F_{y=it} - R_{sr})}{R_{sr}} - \left[\sum_{n=1}^{\infty} \beta_n A_{2,n} ch(\beta_n x) \cos(\alpha_n(i - 0,5)) \right] \right\} EF. \quad (5.18)$$

Сформулюємо граничні умови для однієї першої ділянки – коли

$$x \rightarrow \infty, \quad P_{1,i} = 0, \quad u_{1,i} = 0. \quad (5.19)$$

З граничних умов маємо

$$A_{1,n} = 0. \quad (5.20)$$

Оскільки друга ділянка взаємодіє з першою, то на межі їх з'єднання ($x = L$) повинні виконуватись умови сумісності деформування, коли

$$x = L, \quad u_{2,i} = u_{1,i}, \quad P_{1,i} = P_{2,i}. \quad (5.21)$$

Розкладемо в ряд за косинусами функцію

$$\frac{(F_{y=it} - R_{sr})}{R_{sr}} = \left[\sum_{n=1}^N a_n \cos(\kappa_n(i - 0,5)) \right]. \quad (5.22)$$

Підставивши значення переміщень та зусиль в умови сумісності деформування, отримаємо систему алгебраїчних рівнянь для визначення решти сталих інтегрування

$$\left. \begin{aligned} a_n - \beta_n A_{2,n} ch(\beta_n L) &= -\beta_n B_{1,n} e^{-\beta_n L} \\ a_n L - A_{2,n} sh(\beta_n L) &= B_{1,n} e^{-\beta_n L} \end{aligned} \right\}. \quad (5.23)$$

Після розв'язання систем рівнянь (5.23) маємо

$$A_{2,n} = \frac{a_n \left(\frac{1}{\beta_n} + L \right)}{\left[sh(\beta_n L) + ch(\beta_n l) \right]}, \quad (5.24)$$

$$B_{1,n} = \left[a_n L - A_{2,n} sh(\beta_n l) \right] e^{\beta_n L}.$$

З використанням отриманих результатів, розподіл сил по ширині каната, зумовлений викривленнями твірної від дії сил стискання, наведено на рис. 5.40.

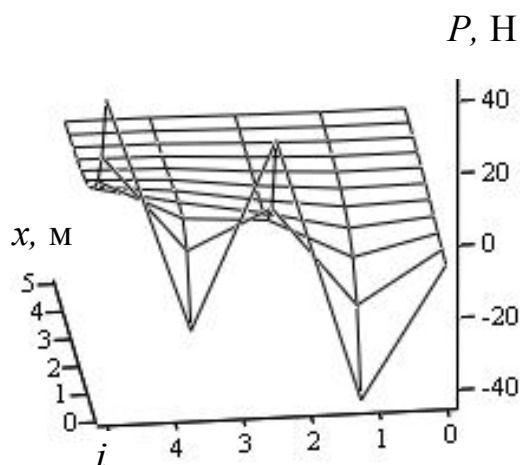


Рисунок 5.40 – Розподіл додаткових сил розтягу тросів, зумовлених формою (викривленням твірної) бобіни

Графік показує, що викривлення твірних бобіни призводить до перерозподілу сил поміж тросами. Найбільш нерівномірно сили розділяються поміж тросами в перерізі набігання каната на бобіну. Екстремальні значення сил не перевищують 50 Н. Діаметр тягових елементів (тросів) каната типа ГТК-3150 становить 8,25 мм. Розривне зусилля такого троса близько 50 кН. Таким чином екстремальні зміни навантажень на троси значно менші за зусилля руйнування троса. Тому можна зробити висновок, що викривлення твірної бобіни внаслідок нерівномірного розподілу сил тиску ділянки каната з меншою кількістю тросів практично не впливає на напружений стан каната і його можна не враховувати в інженерній методиці розрахунку каната.

5.4 Вимоги до виконавчого органу машини бобінного типу з канатом змінного перерізу

Виконавчий орган підйомної машини бобінного типу з канатом змінного перерізу складається з приводного барабана та тягового органа. Ці конструктивні складові мають задовольняти наступним умовам.

Канат має бути ступінчастої конструкції. Послідовність визначення довжин ступеней каната має бути проведений у наступній послідовності:

1. Визначають мінімальну кількість пар тросів в канаті з використанням

значення K_m за формулою

$$M \geq \frac{Q K_m}{2T}$$

та неціле значення M заокруглюють до більшого цілого.

2. Визначають довжину першої ступені каната по формулі

$$l_m \leq \frac{M T - \frac{Q}{2}}{(\rho F + \rho_p F_p) M K_m}.$$

3. За значенням відомої довжини ділянки з m парами тросів визначають довжину другої ділянки, в якій на одну пару тросів більше

$$l_{m+1} = \frac{(m+1)T - \frac{Q}{2} - (\rho F + \rho_p F_p) l_m m k_m}{(\rho F + \rho_p F_p)(m+1)k_{(m+1)}}.$$

4. За цією формулою знов визначають довжину наступної ступені, врахувавши збільшення кількості пар тросів на одну. Такі визначення довжин ступеней продовжують до досягнення потрібної загальної довжини каната, яка дорівнює сумі визначених довжин.

Приклад виконання розрахунку. Нехай треба розрахувати конструкцію ступінчастого каната для підняття вантажу масою 3 т ($Q = 30$ кН). Троси мають міцність на розрив 50 кН та масу одного метра разом з гумою 1 кг ($\rho F + \rho_p F_p = 10$ Н/м). Регламентований запас міцності канату – 5, відповідно робоче навантаження на трос $T = 10$ кН.

1. Визначимо мінімальну кількість пар тросів в канаті, при цьому приймемо максимальне значення $K_m = 2$ за формулою

$$M \geq \frac{Q K_m}{2T} = \frac{30000 \cdot 2}{2 \cdot 10000} = 3.$$

В нашому випадку заокруглення непотрібне.

2. Визначимо довжину першої ступені по формулі, при цьому з таблиці беремо значення $K_m = 1,39$ з урахуванням, що в канаті на цій ділянці 6 тросів ($M = 3$)

$$l_m \leq \frac{M T - \frac{Q}{2}}{(\rho F + \rho_p F_p) M K_m} = \frac{3 \cdot 10000 - \frac{30000}{2}}{10 \cdot 3 \cdot 1.39} = 359,712 \text{ м.}$$

3. За значенням відомої довжини ділянки з m парами тросів визначимо довжину другої ділянки в якій на одну пару тросів більше

$$l_{m+1} = \frac{(m+1)T - \frac{Q}{2} - (\rho F + \rho_p F_p) l_m m K_m}{(\rho F + \rho_p F_p)(m+1)K_{(m+1)}} =$$

$$= \frac{(3+1)10000 - \frac{30000}{2} - 10 \cdot 359,712 \cdot 3 \cdot 1.39}{10 \cdot (3+1) \cdot 1.38} = 124,447 \text{ м.}$$

4. За цією формулою визначили довжини п'ятнадцяти ступеней. Результати наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Довжини ступеней та каната, м

Довжина каната із заданою кількістю ступеней	Довжина ступені	Номер ступені
360	360	1
484	124	2
638	154	3
766	128	4
867	110	5
972	96	6
1058	85	7
1135	77	8
1205	70	9
1270	64	10
1328	59	11
1383	55	12
1434	51	13
1482	48	14
1527	45	15

Для еластичного матеріалу оболонки каната, включно і по поверхням адгезії з тросами, мають виконуватися умови міцності

$$\sigma_x = \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) \left\{ \begin{aligned} &C_{n1} \operatorname{sh}(\alpha_n y) \alpha_n^2 + C_{n2} \operatorname{ch}(\alpha_n y) \alpha_n^2 + \\ &+ C_{n3} [\operatorname{sh}(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 \operatorname{ch}(\alpha_n y) \alpha_n] + \\ &+ C_{n4} [\operatorname{ch}(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 \operatorname{sh}(\alpha_n y) \alpha_n] \end{aligned} \right\} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_y = -\sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 \cos(\alpha_n x) \left[\begin{aligned} &C_{n1} \operatorname{sh}(\alpha_n y) + C_{n2} \operatorname{ch}(\alpha_n y) + \\ &+ C_{n3} y \operatorname{sh}(\alpha_n y) + C_{n4} y \operatorname{ch}(\alpha_n y) \end{aligned} \right] \leq [\sigma],$$

$$\tau_{xy} = \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \sin(\alpha_n x) \left\{ \begin{aligned} &C_{n1} \operatorname{ch}(\alpha_n y) \alpha_n + C_{n2} \operatorname{sh}(\alpha_n y) \alpha_n + \\ &+ C_{n3} [\operatorname{ch}(\alpha_n y) \alpha_n y + \operatorname{sh}(\alpha_n y)] + \\ &+ C_{n4} [\operatorname{sh}(\alpha_n y) \alpha_n y + \operatorname{ch}(\alpha_n y)] \end{aligned} \right\} \leq [\tau],$$

де

$$C_{n1} = \frac{a_n (\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu)}{2\alpha_n^2} \times$$

$$\times \frac{\left(\alpha_n H + 2 \operatorname{ch}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \operatorname{sh}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - \operatorname{ch}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \alpha_n H - 2 \operatorname{sh}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \right)}{(\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu) \left[\operatorname{ch}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right)^2 + \frac{1}{4} \alpha_n^2 H_n \right] + (1 - \mu - \alpha_n^2 \mu)};$$

$$C_{n3} = \frac{-\frac{a_n}{\alpha_n^2} \left(\operatorname{ch}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - 1 \right) - C_{n1} \left[\operatorname{sh}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) - \frac{1 - \mu + \alpha_n^2 \mu}{\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu} \alpha_n \operatorname{ch}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \frac{H}{2} \right]}{\operatorname{sh}\left(\frac{\alpha_n H}{2}\right) \frac{H}{2}};$$

$$C_{n4} = -C_{n1} \alpha_n \frac{1 - \mu + \alpha_n^2 \mu}{\mu - 1 + \alpha_n^2 \mu}; \quad C_{n2} = \frac{a_n}{\alpha_n^2};$$

$[\sigma]$, $[\tau]$ – напруження, допустимі для еластичного матеріалу оболонки каната змінного перерізу, включно і в зоні його адгезійного зв'язку з тросами.

Радіус барабана для багатошарового намотування каната змінного перерізу має задовольняти умові

$$R < \frac{12T_K m_K^2 (d + 2\Delta)^2 - \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \pi^2 E (nt + d)^3}{\pi^2 E (n_K t + d)^3} \quad 1 \leq K \leq M,$$

де M – кількість ступеней каната.

Висновки за розділом 5

1. На сталість бобіни кожної із ступеней каната впливають кількість шарів, конструкція каната, кількість укладених шарів. При заданій кількості шарів радіус бобіни має задовольняти умові

$$R < \frac{12T_K m_K^2 (d + 2\Delta)^2 - \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \pi^2 E (n_k t + d)^3}{\pi^2 E (n_K t + d)^3}.$$

При прийнятому радіусі можна визначити допустиму кількість шарів намотування каната для довільної K -ої ступені

$$m_K < \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{24T_K (d + 2\Delta)} + \sqrt{\left(\frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{24T_K (d + 2\Delta)}\right)^2 + \left[R + \sum_{k=1}^{K-1} m_k (d + 2\Delta)\right] \frac{\pi^2 E (n_K t + d)^3}{12T_K (d + 2\Delta)^2}}.$$

2. Для кожної із r ступеней каната має виконуватися ще і залежність сталості форми блоку ступеней, що розташовуються на попередній

$$12 \left(\sum_{k=r}^K m_k (d + 2\Delta) \right)^2 T_K < \left(R + \sum_{k=1}^K m_k (d + 2\Delta) \right) \pi^2 E (n_r t + d)^3.$$

3. При проектуванні підйомної машини з канатом змінного перерізу для кожної ступені має виконуватися умова обмеження кількості шарів каната, або радіусу бобіни в кожній ступені, та включно в системі усіх ділянок каната, укладених на попередню ступень.

4. Характер прикладення навантажень до шарів каната суттєво впливає на НДС каната. Під дією нерівномірно розподіленого тиску з боку шарів каната з меншою кількістю тросів, в матриці нижніх шарів каната виникають нормальні напруження σ_x та дотичні τ_{xy} . Максимальні значення нормальних напружень σ_x лише в декілька раз менші за максимальні напруження, зумовлені тиском. Під дією нерівномірного тиску змінюється форма твірної, що утворює поверхню

тіла бобіни. Зміна форми визначається деформаціями v_y . Під серединою верхнього шару каната менше деформується частина нижнього шару.

5. Більше деформуються частини матеріалу в зоні кромки верхнього шару каната. Під канатом матеріал пересувається в напрямку дії зовнішнього навантаження. Поряд з краєм каната матеріал переміщається в протилежному напрямку – витискається. Таке явище значно залежить від коефіцієнта Пуассона матеріала. Для гуми він близький до прийнятого 0,5. У разі зменшення значення цього коефіцієнта вдвічі, екстремальні переміщення зменшуються вп'ятеро. Під дією тиску нерівномірно змінюється і ширина каната, але ці розміри змінюються значно менше, ніж по товщині.

6. Урахування дискретності тиску тросів призводить до значного зростання нерівномірності розподілу напружень та деформацій та до зростання їх екстремальних значень. В першу чергу зростають екстремальні значення тиску – практично вдвічі.

7. Зростання деформацій, спрямованих уздовж осі y збільшує відхилення твірної поверхні намотування від прямої лінії. Таке відхилення твірної від прямої лінії сприяє втраті форми тіла бобіни не через дію силових факторів, а через можливу зміну кінематики процесу намотування каната, коли канат починає намотуватися не за спіраллю Архімеда, а за кінчною гвинтовою лінією. При такому намотуванні канат може набувати телескопічної форми.

8. В тілі бобіни виникають дотичні напруження, які не можуть спричинити зсув шарів, відповідно набуття намотаним тілом бобіни телескопічної форми. Неможливість взаємного зсуву шарів свідчать про припустимість розгляду тіла бобіни як суцільного тіла, що підтверджує достовірність отриманих з використанням фундаментальних положень теорії пружності результатів в аналітичній формі та зроблених на їх основі висновків.

9. Упередження кінематичній втраті сталості має запобігати спеціальна конструкція каната та барабана.

10. Викривлення твірної бобіни, зумовлене нерівномірним розподілом сил тиску ділянки каната з меншою кількістю тросів, практично не впливає на напружений стан каната і його можна не враховувати.

11. Для еластомірного матеріалу оболонки каната мають виконуватися наступні умови міцності

$$\sigma_x = \sum_{n=1}^{\infty} \cos(\alpha_n x) \left\{ \begin{array}{l} C_{n1} sh(\alpha_n y) \alpha_n^2 + C_{n2} ch(\alpha_n y) \alpha_n^2 + \\ + C_{n3} [sh(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 ch(\alpha_n y) \alpha_n] + \\ + C_{n4} [ch(\alpha_n y) \alpha_n^2 y + 2 sh(\alpha_n y) \alpha_n] \end{array} \right\} \leq [\sigma],$$

$$\sigma_y = - \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n^2 \cos(\alpha_n x) \left[\begin{array}{l} C_{n1} sh(\alpha_n y) + C_{n2} ch(\alpha_n y) + \\ + C_{n3} y sh(\alpha_n y) + C_{n4} y ch(\alpha_n y) \end{array} \right] \leq [\sigma],$$

$$\tau_{xy} = \sum_{n=1}^{\infty} \alpha_n \sin(\alpha_n x) \left\{ \begin{array}{l} C_{n1} ch(\alpha_n y) \alpha_n + C_{n2} sh(\alpha_n y) \alpha_n + \\ + C_{n3} [ch(\alpha_n y) \alpha_n y + sh(\alpha_n y)] + \\ + C_{n4} [sh(\alpha_n y) \alpha_n y + ch(\alpha_n y)] \end{array} \right\} \leq [\tau].$$

12. За результатами виконаної роботи, на початку 2009 року в баштовому копрі шахти “Гвардійська-2” ВАТ “Кривбасзалізорудком” (м. Кривий Ріг) на позначці +87 м була змонтована ліфтова установка вантажопідйомністю 400 кг, де у якості підйомних і зрівноважуючих канатів застосовані плоскі гумотросові канати. Цьому передувала велика робота: розроблено проект, складена програма і методика експлуатаційних випробувань, створена комісія з їх проведення, розроблені і затверджені інструкції з експлуатації, проведений цілий комплекс заводських і лабораторних випробувань ГТК. ВАТ “Кривбасзалізорудком” отримав від Криворізького гірчопромислового територіального управління “Дозвіл № 5/08” на проведення експлуатаційних випробувань. Після закінчення десяти місяців на спільному засіданні комісії проаналізовано результати випробувань за минулий період та відзначено, що випробування проходять згідно “Программы и методики эксплуатационных испытаний” (див. копії документів, додаток Г).

6 ЗАЛЕЖНОСТІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ГУМОВОЇ МАТРИЦІ ГУМОТРОСОВОГО ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНОГО КАНАТА НА БАРАБАНИ ПРИЧІПНОГО ПРИСТРОЮ ВІД КОНСТРУКЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ КАНАТА

У цій частині роботи оцінюється вплив на напружено-деформований стан (НДС) гумової матриці гумотросового каната (ГТК) на причіпному барабані шахтної піднімальної посудини нерівномірності кроку укладання тросів по ширині ГТК і положення армуючих тросів по товщині гумової матриці каната.

6.1 Вплив нерівномірності кроку укладання тросів за шириною ГТК на НДС гумової матриці ГТК на барабані причіпного пристрою

На призматичному елементі з розмірами 40x40x2 мм при тросі $d=20$ мм (щоб мати можливість зіставлення з попередніми дослідженнями) аналізуємо вплив нерівномірності кроку укладання тросів при виготовленні ГТК на НДС гумової матриці. Трос моделюється металевим циліндром з модулем пружності стали рівними $2 \cdot 10^5$ МПа, гума має нелінійну механічну характеристику, отриману і описану в наших звітах по цій НДР за 2008 і 2009 гг. Для чисельного аналізу НДС гумової матриці методом скінчених елементів (СЕ) використаний програмний продукт NASTRAN.

На рис. 6.1 показані схеми поперечних перетинів ГТК при рівномірному (а) і нерівномірному (б) кроках укладання тросів. Досліджуваний елемент гумотросового каната виділений штрихуванням на рис. 6.1, а, б. Розглядаються варіанти, коли крок укладання тросів змінюється за шириною ГТК так, як показано на рис. 6.1, б, тобто із збереженням симетрії розташування сусідніх тросів щодо умовних меж однакових ділянок ГТК, показаних між тросами вертикальними пунктирними лініями. Ця умова не обмежує спільності результатів дослідження, проте дозволяє приймати, що при вантаженні ГТК і деформації гумової матриці вказані вертикальні межі між сусідніми тросами

залишаться вертикальними. А ця обставина дозволяє прийняти граничні умови для даного (заштрихованого) елемента ГТК у вигляді жорсткого затискання уздовж нижнього краю, що спирається на барабан, та шарнірного закріплення вузлів СЕ по бічних сторонах, з обмеженням тільки їх горизонтальних переміщень. Розглядаються варіанти: $d_1=0,75d$; $d_1=0,5d$; $d_1=0,25d$.

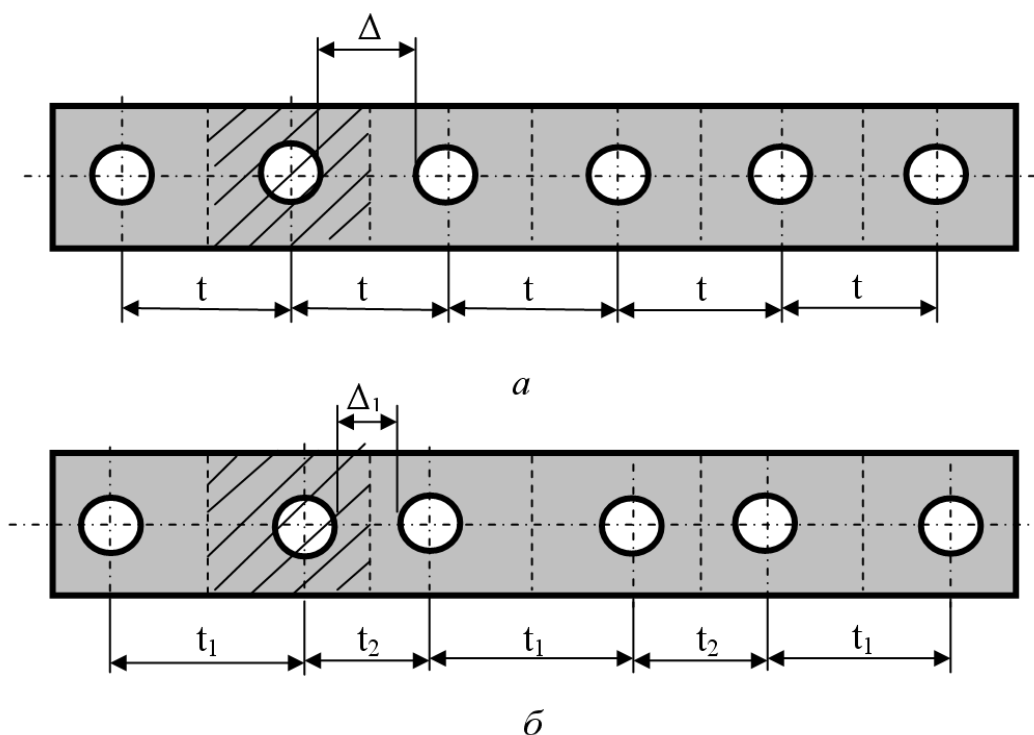


Рисунок 6.1 - Схеми розташування тросів в поперечному перетині ГТК при рівномірному (а) і нерівномірному (б) кроках укладання тросів

Результати розрахунків максимальних еквівалентних і максимальних дотичних напружень в гумі в кожному варіанті зіставляються з розрахунком НДС гумової матриці при рівномірному кроці укладання тросів. У всіх варіантах елемент ГТК навантажується вертикальною зосередженою силою $P=400$ Н, прикладеною в центрі ваги поперечного перетину армуючого троса.

Варіант 1 ($d_1=0,75d$)

На рис.6.2 наведена скінчено-елементна сітка для розрахунку зразка

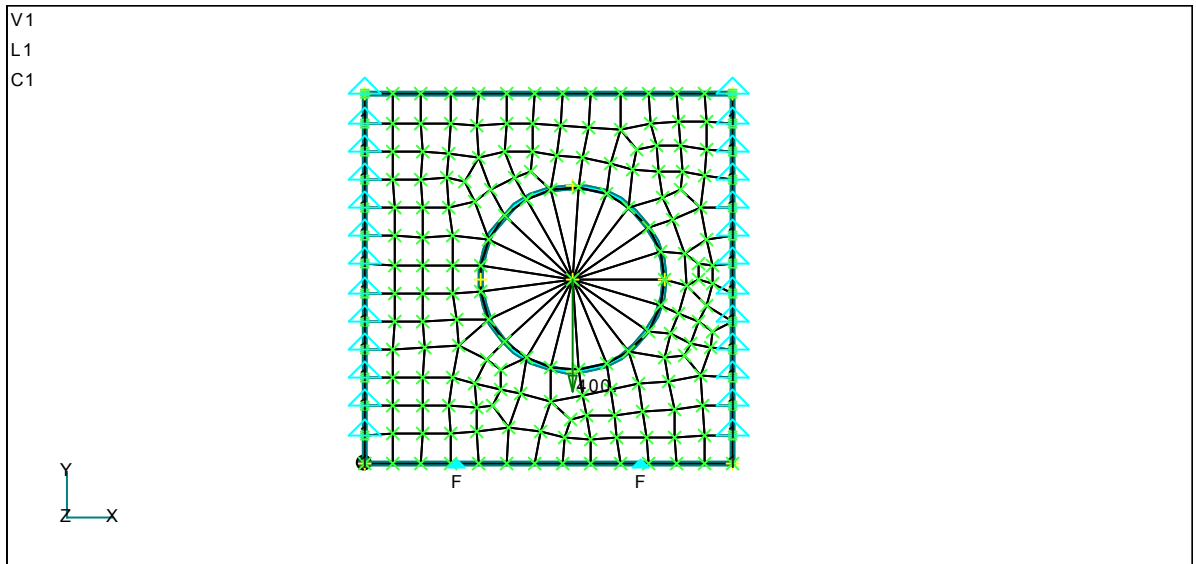


Рисунок 6.2 - Скінчено-елементна сітка ($d_1=0,75d$)

На рис. 6.3 показана загальна картина деформації елемента ГТК і характер розподілу максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину зразка.

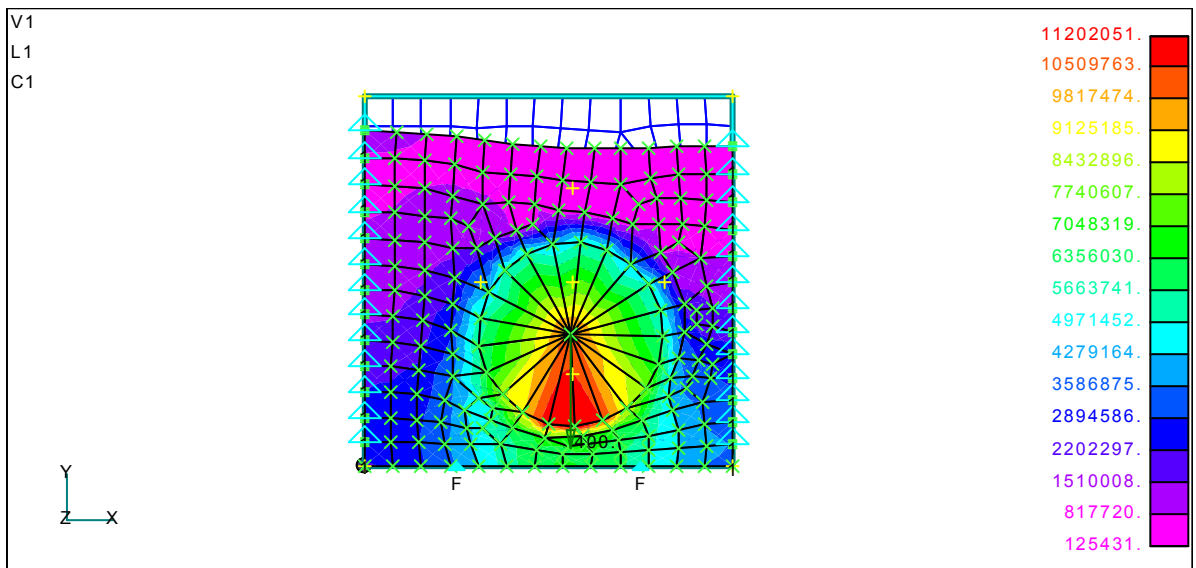


Рисунок 6.3 - Загальна картина деформації елемента ГТК і характер розподілу максимальних еквівалентних напружень ($\sigma_{e \max}$) по поперечному перетину ($d_1=0,75d$)

На рис. 6.4 показана збільшена картина розподілу максимальних еквівалентних напружень (по Мізесу) в SE гумової матриці під тросом з вказівкою номерів SE і значень $\sigma_{e \max}$ в них.

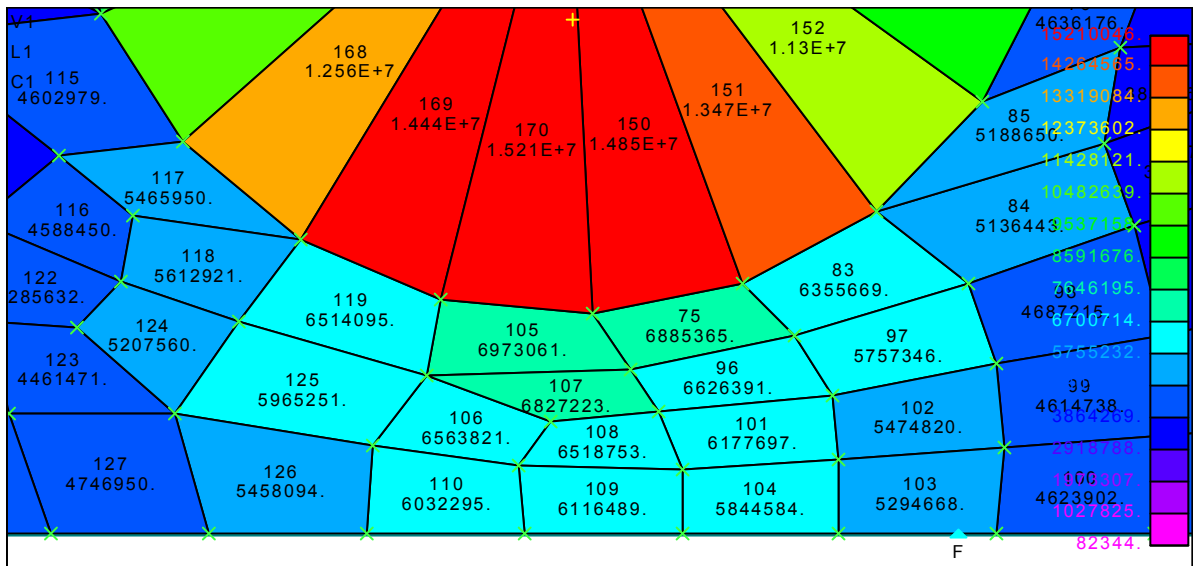


Рисунок 6.4 - Збільшена картина розподілу максимальних еквівалентних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень $\sigma_{e \max}$ в НИХ

При даному варіанті навантаження елемента ГТК максимальні еквівалентні напруження в гумі під тросом досягли значення 6,97 МПа (СЕ № 105), в шарі гуми, що дотична до барабана, рівень напружень нижчий – 6,12 МПа (СЕ №109).

На рис. 6.5 представлена загальна картина деформації даного елемента ГТК і розподіли максимальних дотичних напружень (τ_{\max}) в поперечному перетині зразка при $d_1=0,75d$.

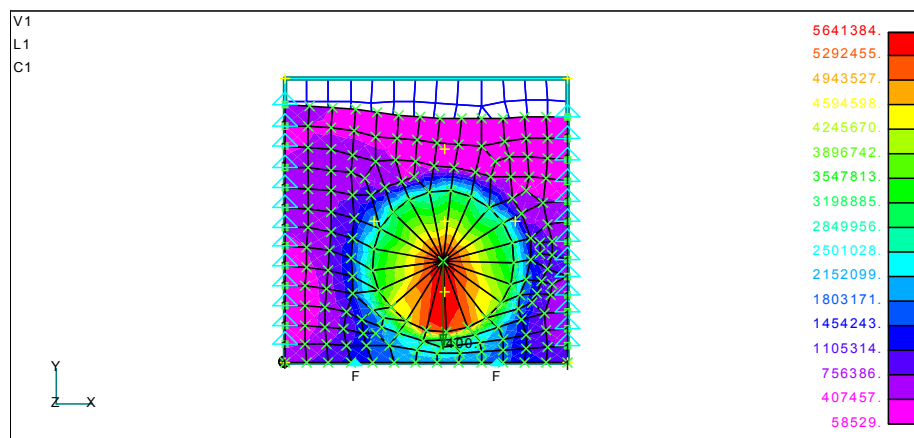


Рисунок 6.5 - Загальна картина деформації елемента ГТК і розподілу τ_{\max} в поперечному перетині гумової матриці при $d_1=0,75d$

На рис 6.6 показана збільшена картина розподілу τ_{\max} в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в них.

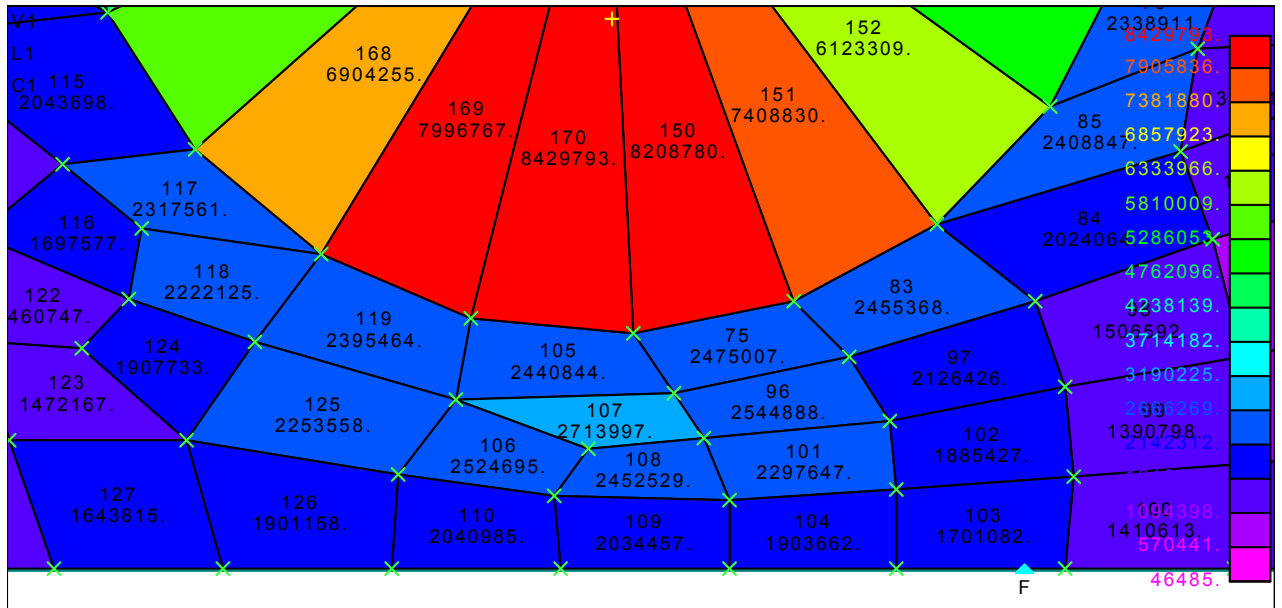


Рисунок 6.6 - Збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в них

Найбільші дотичні напруження досягли значення 2,71 МПа (СЕ №107). У поверхні барабана під тросом рівень максимальних дотичних напружень нижче $\tau_{\max} = 2,04$ МПа (СЕ № 110).

Варіант 2 ($d_1=0,5d$).

На рис. 6.7 представлена СЕ модель даної ділянки ГТК, яка включає 179 СЕ (158 гумових і 21 сталевий) об'єднаних 194 вузлами.

На рис. 6.8 приведена загальна картина деформації елемента гумової матриці ГТК і розподіл максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину зразка.

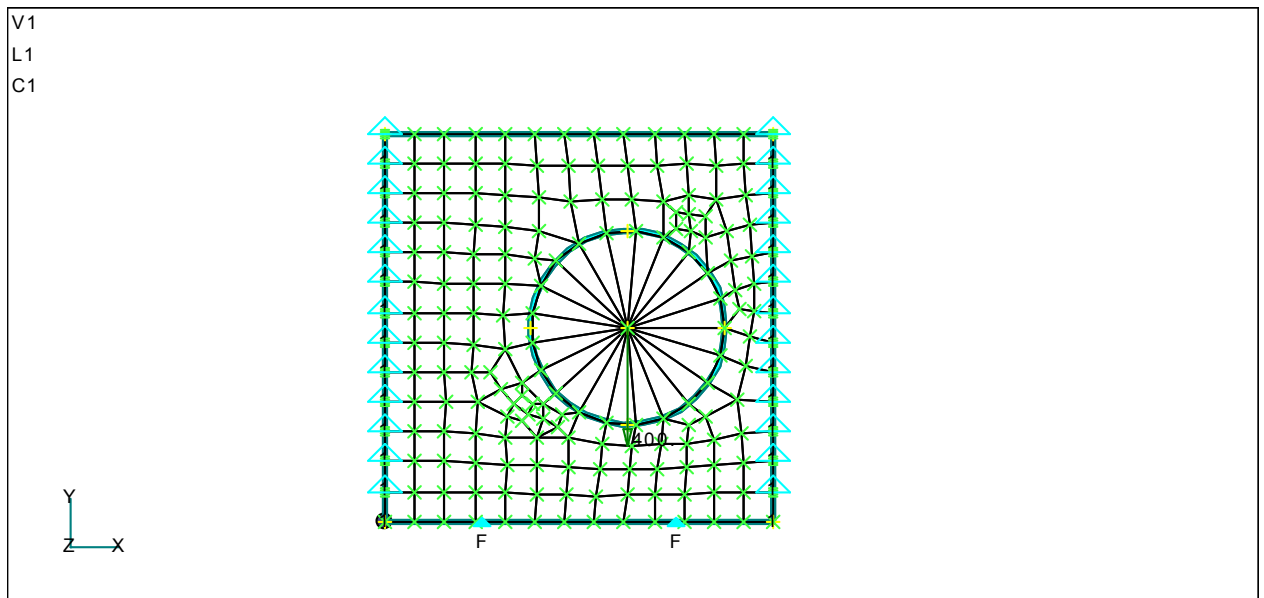


Рисунок 6.7 - Скінчено-елементна модель ГТК при $d_1=0,5d$

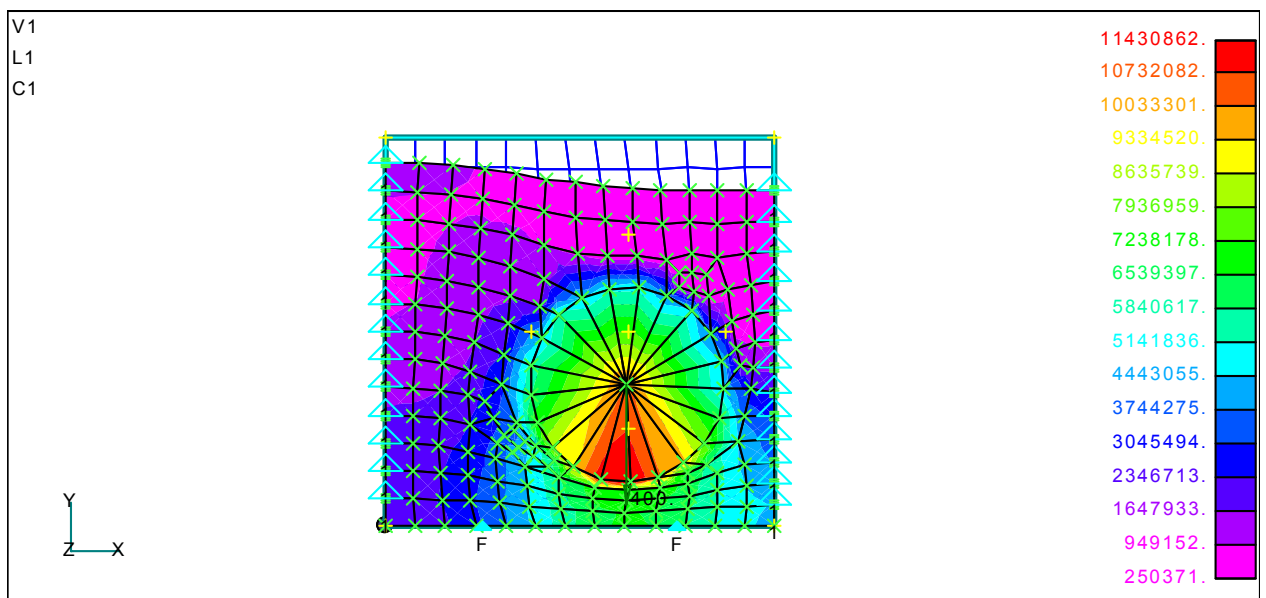


Рисунок 6.8 - Загальна картина деформації елемента гумової матриці ГТК і розподілу максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину зразка ($d_1=0,5d$)

На рис. 6.9 показано збільшене зображення картини розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумовій матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень σ_{max} в них. Найбільшого значення

еквівалентні напруження досягли в СЕ № 75 безпосередньо під тросом $\sigma_{e \max} = 7,35$ МПа. До поверхні барабана рівень напруги знижується до 6,33 МПа (СЕ № 102).

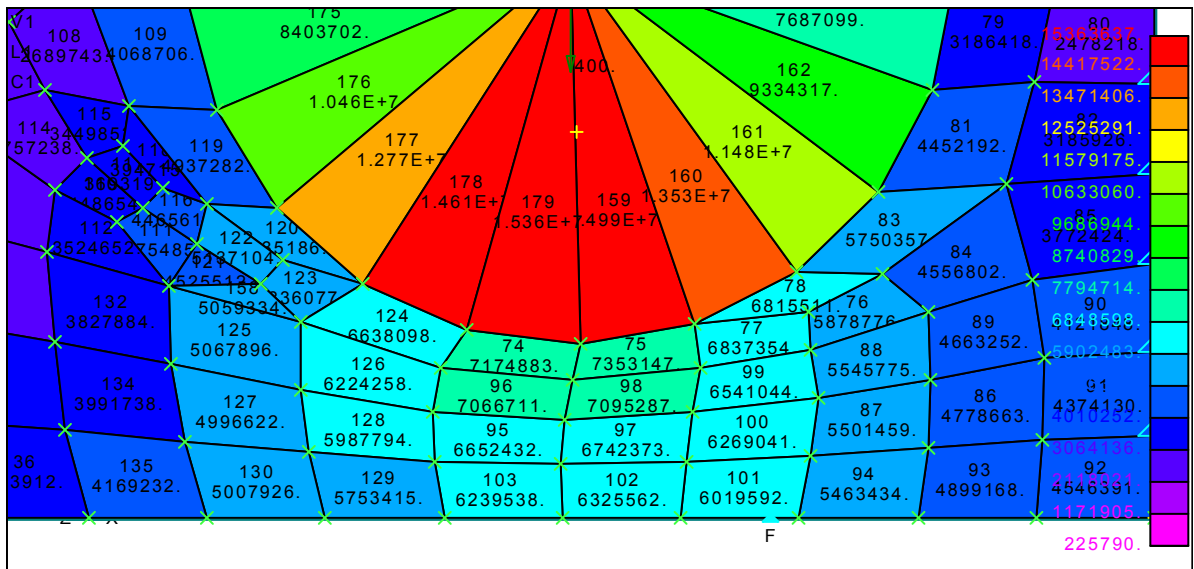


Рисунок 6.9 - Збільшене зображення картини розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумовій матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень $\sigma_{e \max}$ в них

На рис. 6.10 представлена загальна картина деформації даного елемента ГТК і розподіли максимальних дотичних напружень в поперечному перетині при $d_1=0,5d$.

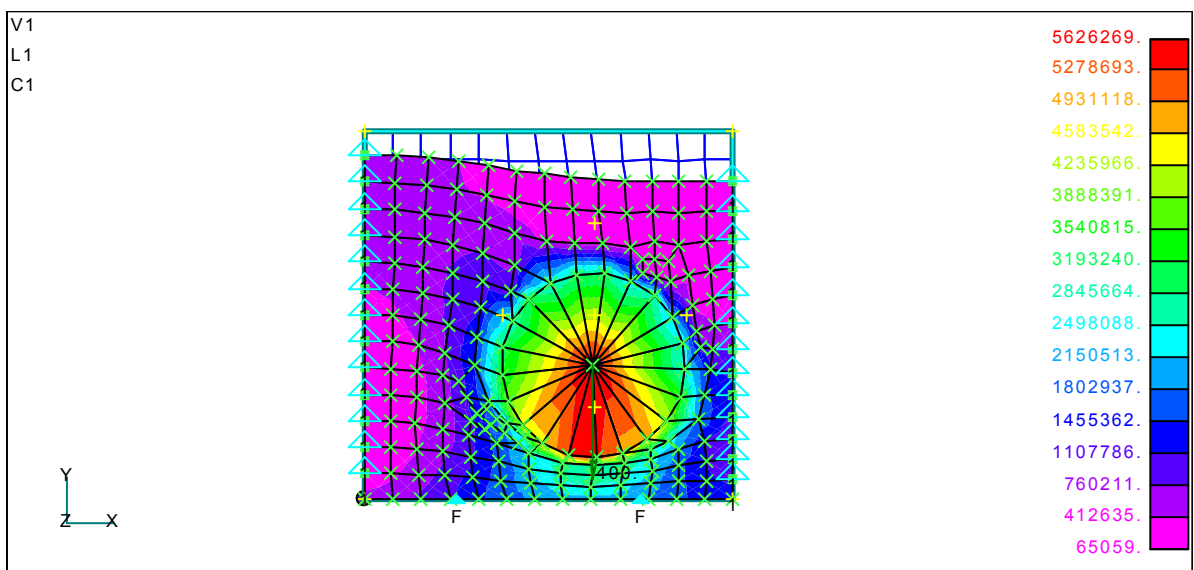


Рисунок 6.10 - Загальна картина розподілу максимальних дотичних напружень в поперечному перетині ГТК ($d_1=0,5d$)

На рис. 6.11 показана збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в них.

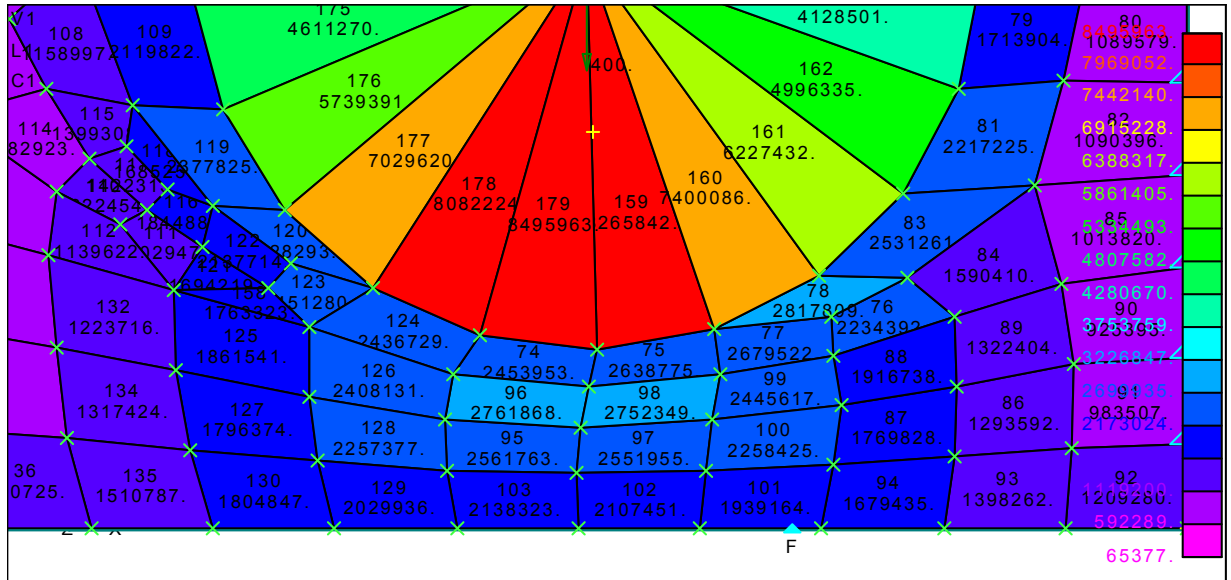


Рисунок 6.11 - Збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в них

Максимальне значення $\tau_{\max} = 2,82$ МПа досягли в СЕ № 78 на периметрі троса. На поверхні барабана дотичні напруження в гумі досягають значень 2,14 МПа (СЕ № 103).

Варіант 3 ($d_1=0,25d$)

На рис. 6.12 представлена скінчено-елементна сітка для розрахунку зразка.

На рис. 6.13 показана загальна картина деформації елемента ГТК і характер розподілу максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину зразка.

На рис. 6.14 показана збільшена картина розподілу максимальних еквівалентних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень $\sigma_{e \max}$ в них.

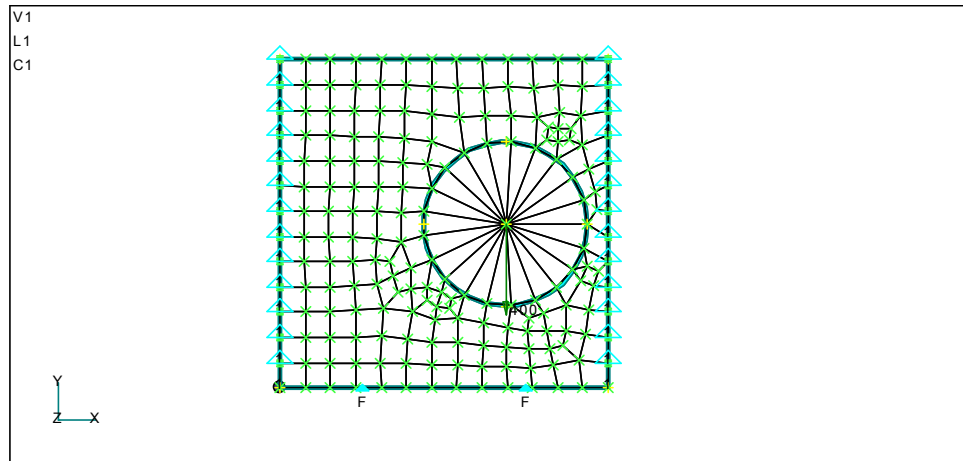


Рисунок 6.12 - Скінчено-елементна сітка ($d_1=0,25d$)

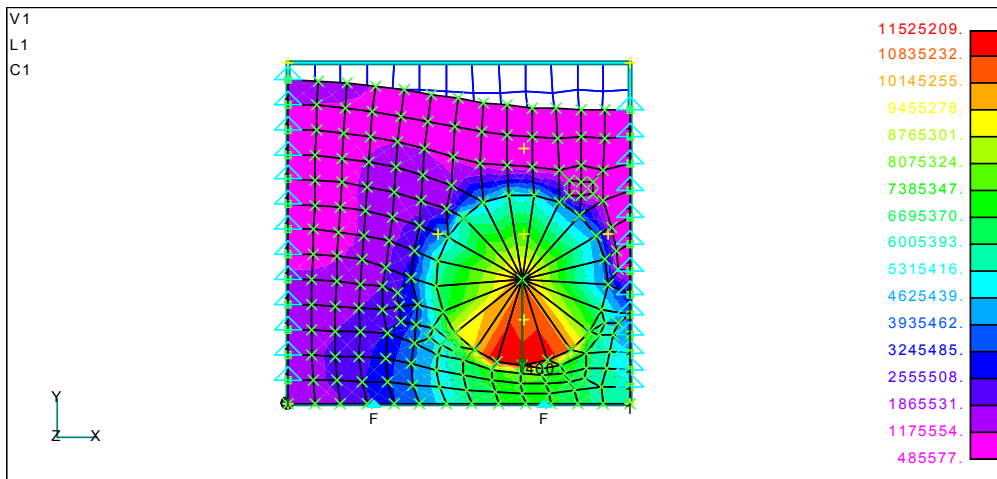


Рисунок 6.13 - Загальна картина деформації елемента ГТК і характер розподілу $\sigma_{e \max}$ по поперечному перетину ($d_1=0,25d$)

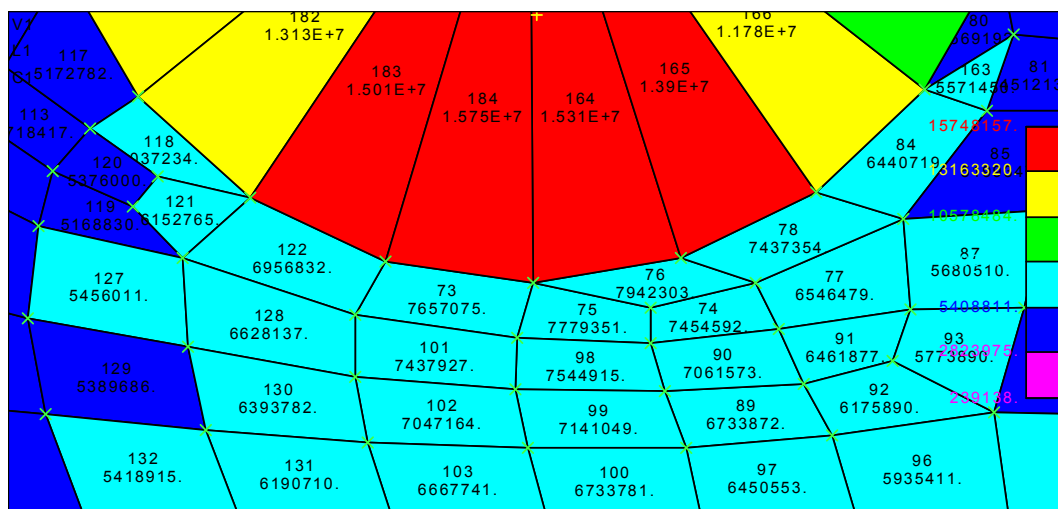


Рисунок 6.14 - Збільшена картина розподілу максимальних еквівалентних напружень в SE гумової матриці під тросом з вказівкою номерів SE і значень $\sigma_{e \max}$ в НИХ

При даному варіанті вантаження елемента ГТК максимальні еквівалентні напруження в гумі під тросом досягли значення 7,94 МПа (СЕ № 76), в шарі гуми, що дотична до барабана, рівень напружень нижчий – 6,73 МПа (СЕ №100).

На рис. 6. 15 представлена загальна картина деформації даного елемента ГТК і розподіл максимальних дотичних напружень в поперечному перетині при $d_1=0,25d$.

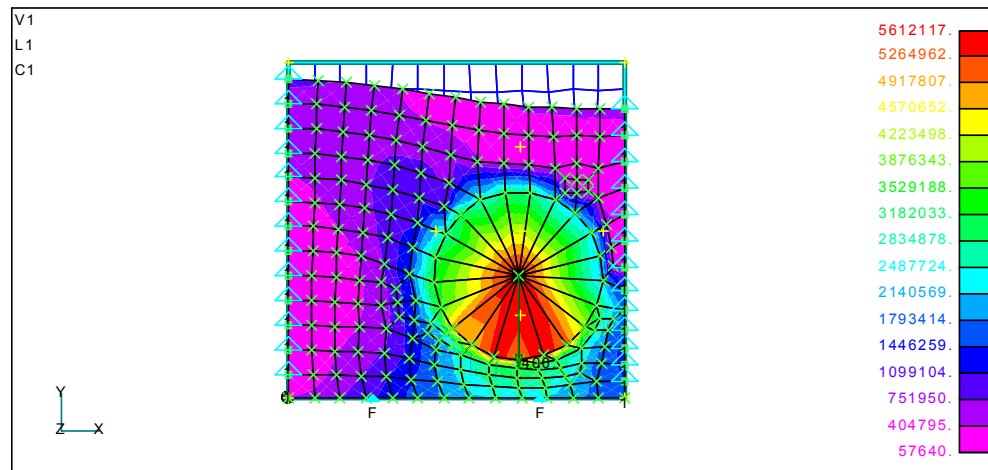


Рисунок 6.15 - Загальна картина деформації елемента ГТК і розподіл максимальних дотичних напружень в поперечному перетині при $d_1=0,25d$

На рис. 6.16 показана збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в них.

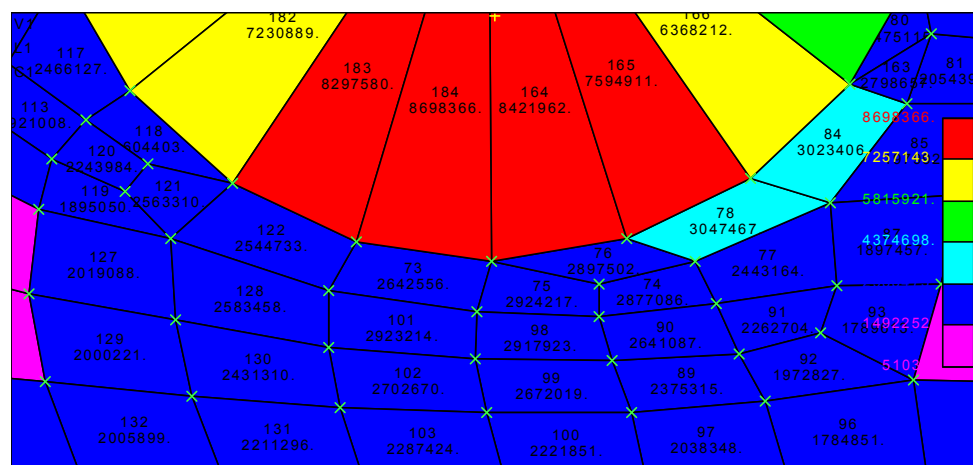


Рисунок 6.16 - Збільшена картина розподілу τ_{\max} в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень напружень в них

Найбільші дотичні напруження досягли значення 3,05 МПа (СЕ №78), 3,02 МПа (СЕ № 84). У поверхні барабана під тросом рівень максимальних дотичних напружень нижче $\tau_{\max}=2,28$ МПа (СЕ №103), 2,22 МПа (СЕ №100).

Варіант 4 ($d_1=0,05d$)

На рис 6.17 представлена скінчено-елементна модель даної ділянки ГТК, яка включає 168 СЕ (147 гумових і 21 сталевий) об'єднаних 178 вузлами.

На рис. 6.18 показана загальна картина деформації елемента гумової матриці ГТК і розподіл максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину ($d_1=0,05d$).

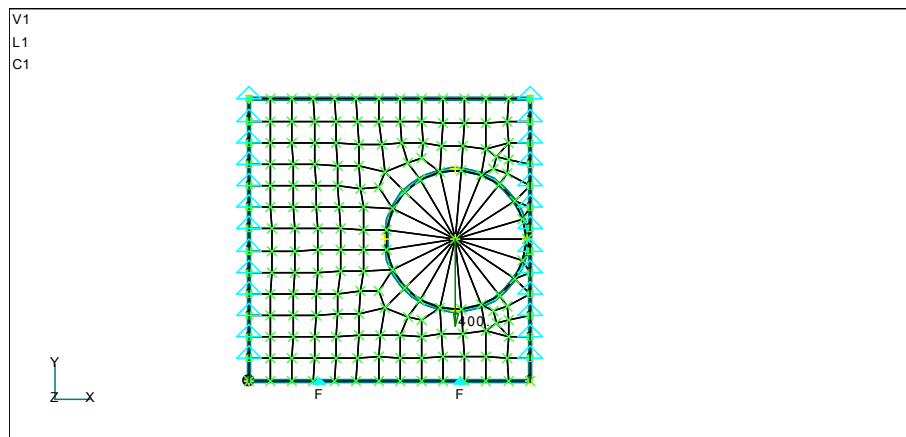


Рисунок 6.17 – Скінчено-елементна модель ділянки ГТК при $d_1=0,05d$

На рис.18 представлена загальна картина деформації елемента гумової матриці РТК і розподіли максимальних еквівалентних напружень по поперечному перетину ГТК при $d_1=0,05d$.

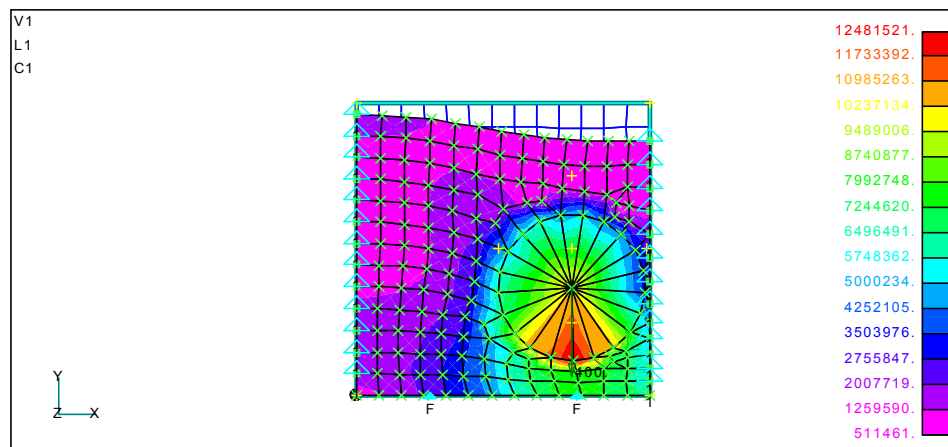


Рисунок 6.18 - Загальна картина деформації елемента гумової матриці ГТК і розподіл $\sigma_{e \max}$ по поперечному перетину ($d_1=0,05d$)

На рис. 6.19 приведено збільшене зображення картини розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумовій матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень $\sigma_{e \max}$ в них. Найбільшого значення еквівалентні напруження досягли в СЕ № 77 безпосередньо під тросом $\sigma_{e \max}=8,27$ МПа. До поверхні барабана рівень напружень знижується до 7,23 МПа (СЕ № 107).

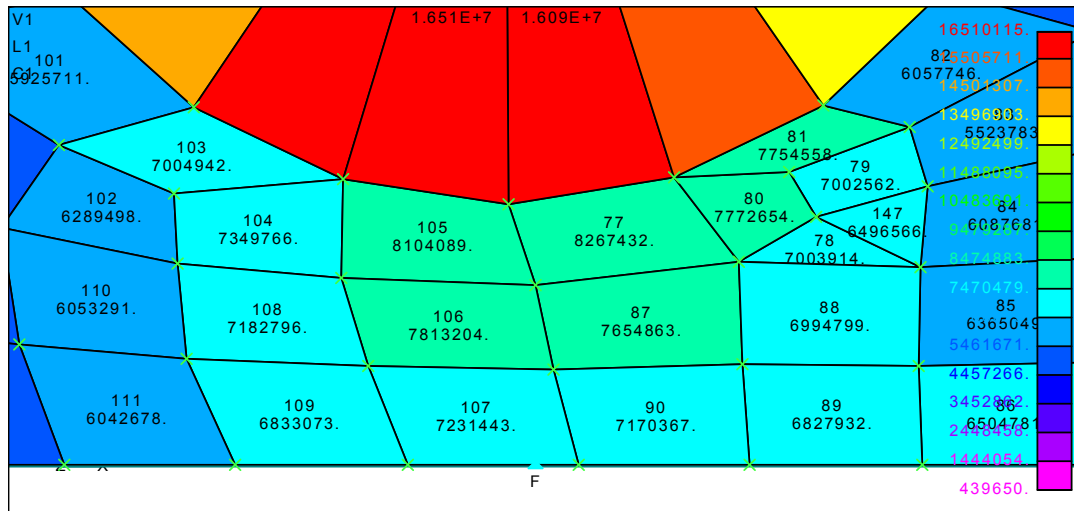


Рисунок 6.19 - Збільшене зображення картини розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумовій матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень $\sigma_{e \max}$ в них

На рис. 6.20 представлена загальна картина деформації даного елемента ГТК і розподіл максимальних дотичних напружень в поперечному перетині при $d_1=0,05d$.

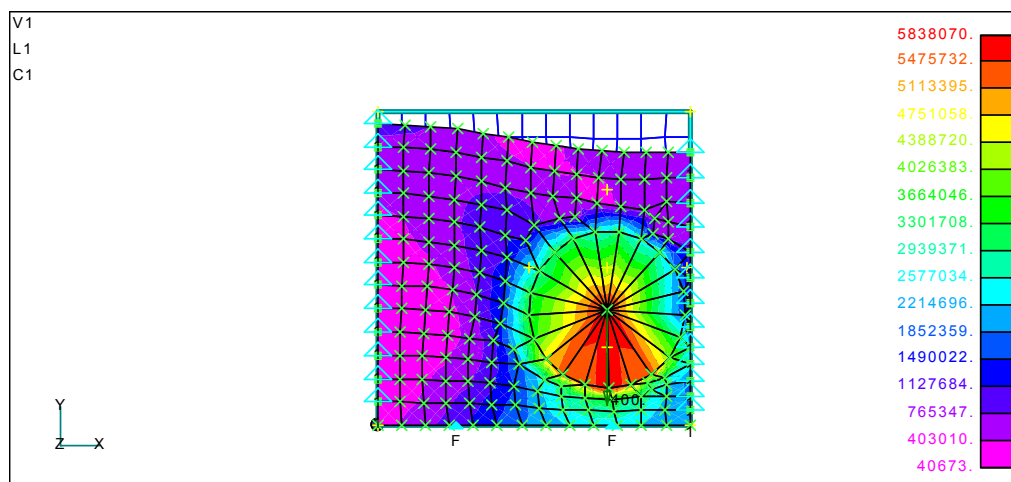


Рисунок 6.20 - Загальна картина деформації елемента ГТК і розподіл максимальних дотичних напружень в поперечному перетині при $d_1=0,05d$

На рис. 6.21 показана збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в НИХ.

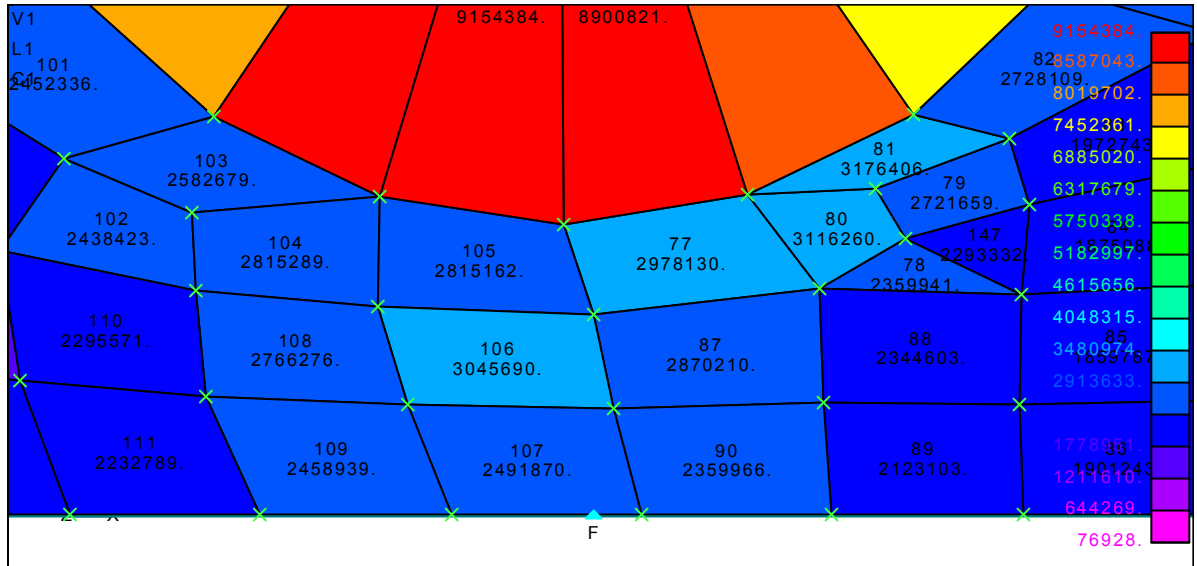
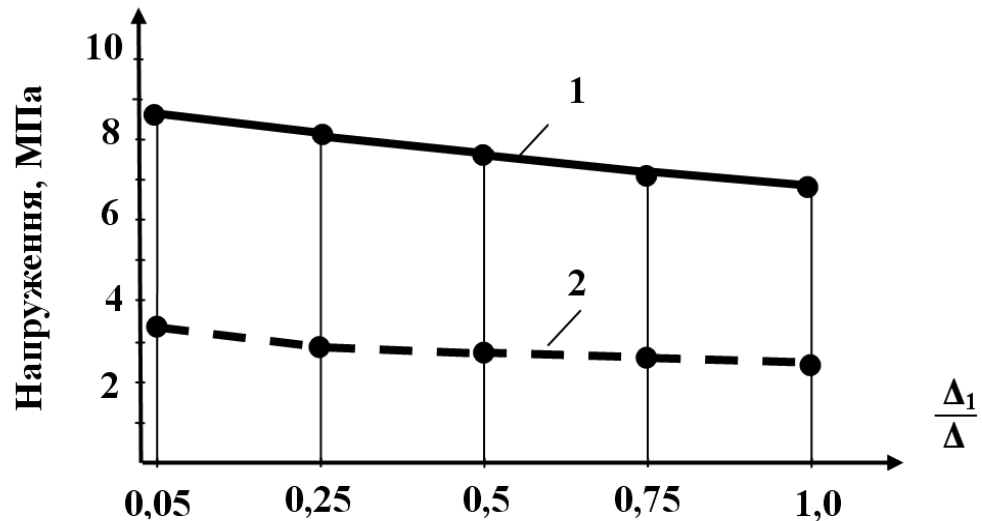


Рисунок 6.21- Збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в СЕ гумової матриці під тросом з вказівкою номерів СЕ і значень τ_{\max} в НИХ

Максимальних значень $\tau_{\max} = 3,18$ МПа досягли в СЕ № 81 на периметрі троса. На поверхні барабана дотичні напруження в гумі досягають значень 2,49 МПа (СЕ № 107).

Отримані результати дозволяють зробити висновок про локальний характер деформації гумової матриці безпосередньо під тросом, проте із зменшенням кроку укладання тросів до 1 мм рівень напружень в гумовій матриці зростає по еквівалентним напруженням на 19 %, по максимальним дотичним напруженням – на 23,3 %.

На рис.6.22 показано кінцевий результат дослідження - залежність рівнів максимальних напружень в гумовій матриці від кроку укладання тросів в гумовій матриці ГТК.



1 – еквівалентні напруження;

2- дотичні напруження

Рисунок 6.22 - Залежність рівнів максимальних напружень в гумовій матриці від кроку укладання тросів

6.2 Вплив товщини гуми під тросом на НДС гумової матриці ГТК

На призматичному елементі 40x40x2 мм при тросі $d=20$ мм аналізуємо вплив товщини гуми під тросом на НДС гумової матриці під середнім тросом. Передбачається, що барабани причіпних пристроїв мають бічні реборди і напружено-деформований стан крайніх тросів ГТК аналогічний НДС середніх тросів. Розглядаються варіанти коли товщина гуми під тросом h_1 дорівнює 5, 10, 15 мм, тобто складає $0,25d$, $0,5d$, $0,75d$ (рис. 6.23). Досліджуваний елемент ГТК заштрихований на рис. 6.23.

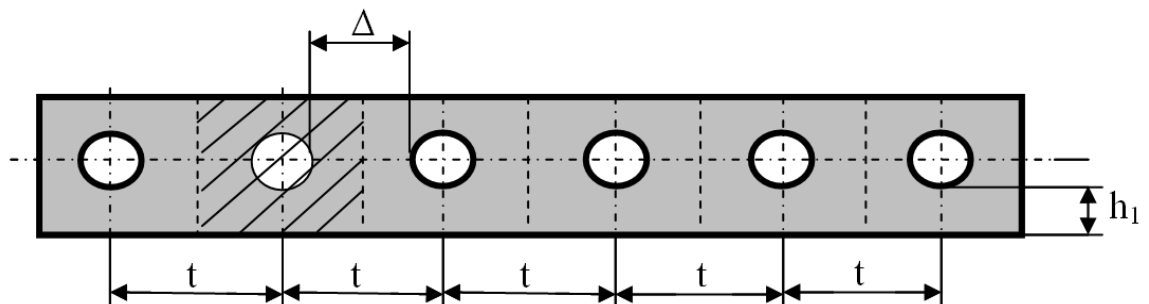


Рисунок 6.23 - Поперечний перетин ГТК

Варіант 1 ($h_1=0,25d$)

На рис. 6.24 представлена скінчено-елементна сітка поперечного перетину ГТК навколо середнього троса.

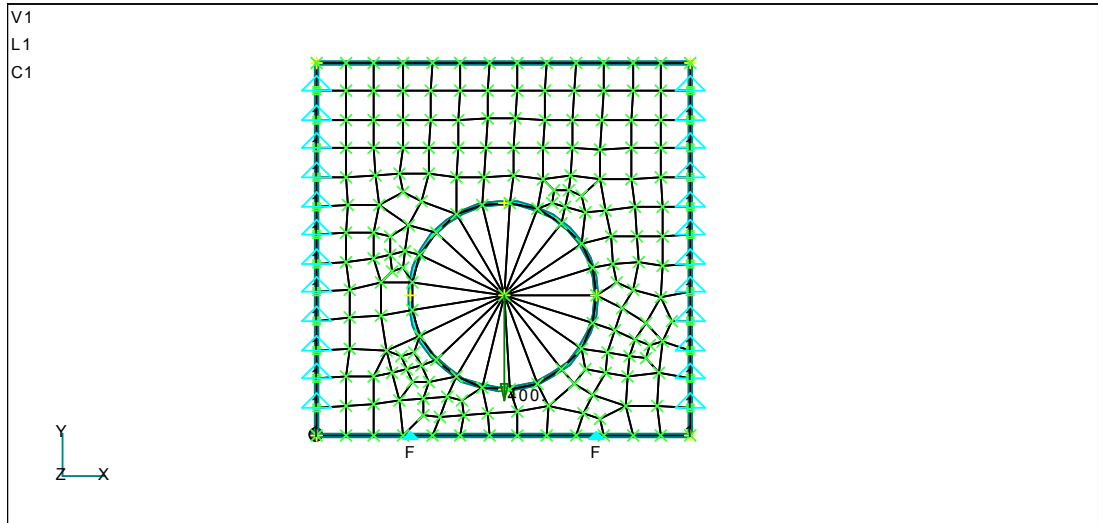


Рисунок 6.24 - Скінчено-елементна сітка поперечного перетину ГТК навколо середнього троса при товщині гуми під тросом $h_1=0,25d$

На рис. 6.25 показана загальна картина деформації зразка і розподілу еквівалентних напружень навколо троса при $P=400$ Н.

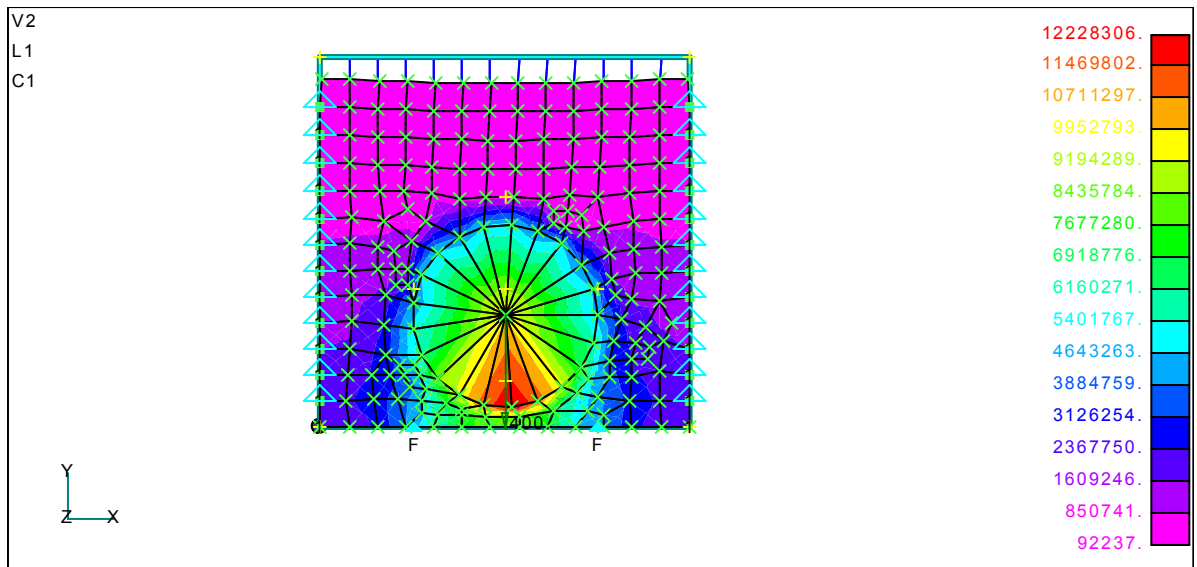


Рисунок 6.25 - Загальна картина деформації поперечного перетину ГТК навколо середнього троса і розподілу σ_e в гумі при товщині гумового шару під тросом $h_1=0,25d$

На рис. 6.26 представлено збільшене зображення ділянки гуми під тросом з вказівкою номерів СЕ і чисельних значень еквівалентних напружень в них.

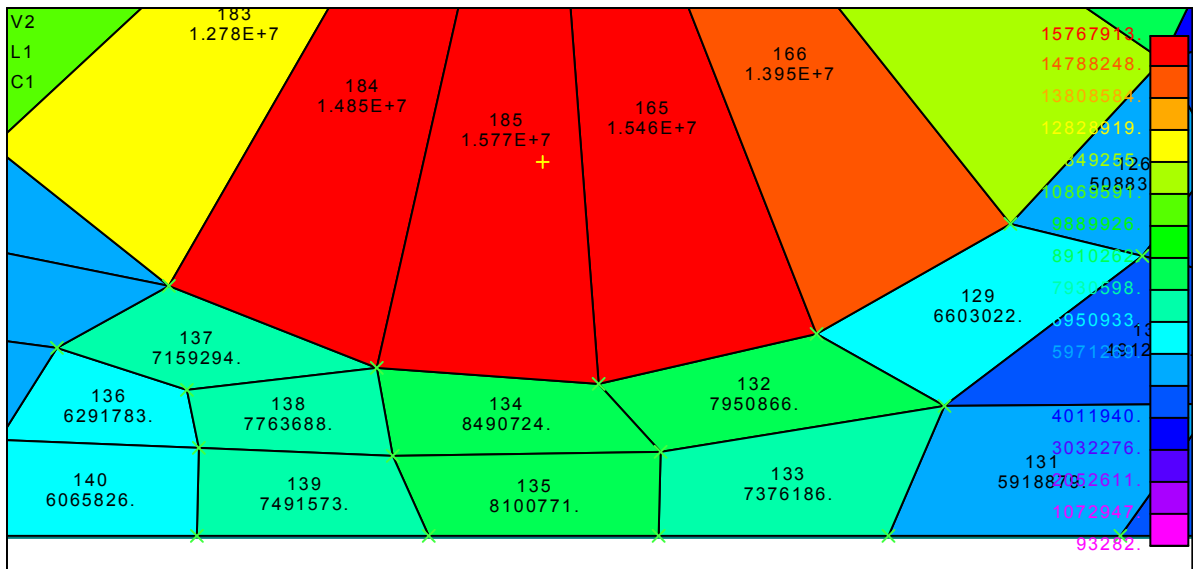


Рисунок 6.26 - Збільшене зображення розподілу нормальних еквівалентних напружень в гумі ГТК навколо середнього троса

Безпосередньо під тросом $\sigma_{e \max} = 8,49$ МПа (СЕ № 134), а у поверхні барабана $\sigma_{e \max} = 8,1$ МПа (СЕ № 135), тобто на 4,6% нижче.

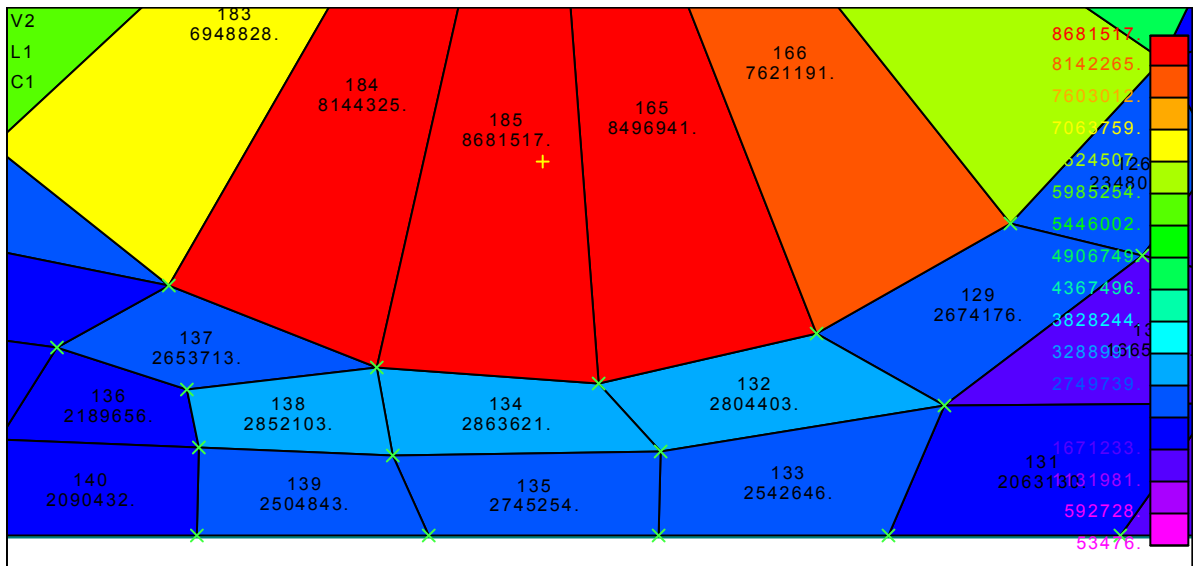


Рисунок 6.27 - Збільшена картина розподілу τ_{\max} в гумовій матриці під тросом

У гумі під тросом $\tau_{\max} = 2,86$ МПа (СЕ № 134), у поверхні барабана нижче $-\tau_{\max} = 2,75$ МПа (СЕ № 135).

По характеру розподілу дотичних напружень в гумовій матриці видно (рис. 6.27), що зона великих значень напружень охоплює по периметру троса знизу дугу близько 52° (відповідає 6 з 21 трикутним СЕ у перетині троса), проте зона найбільших дотичних напружень розташовується безпосередньо під тросом (СЕ №№ 132,134,138), а по краях вказаної дуги напруження нижче (СЕ № 126 - 2,35 МПа, СЕ № 149 – 2,43 МПа).

Варіант 2 ($h_1=0,5d$)

Далі розглянемо деформацію і напруження в гумовій матриці під середнім тросом при товщині гумового шару під тросом $h_1 = 0,5d$ (10мм). На рис. 6.28 показаний характер деформації поперечного перетину ГТК навколо середнього троса і розподілу σ_e по перетину. Ширина зони значних за величиною еквівалентних напружень не перевищує $1,1d$ троса. Таким чином, можна зробити висновок про відсутність обмежень на крок укладання тросів в ГТК.

На рис. 6.29 представлена збільшена картина розподілення σ_e в найбільш навантаженій ділянці гуми під тросом. Виразно видно, що σ_e досягає 6,946 МПа в елементі № 141.

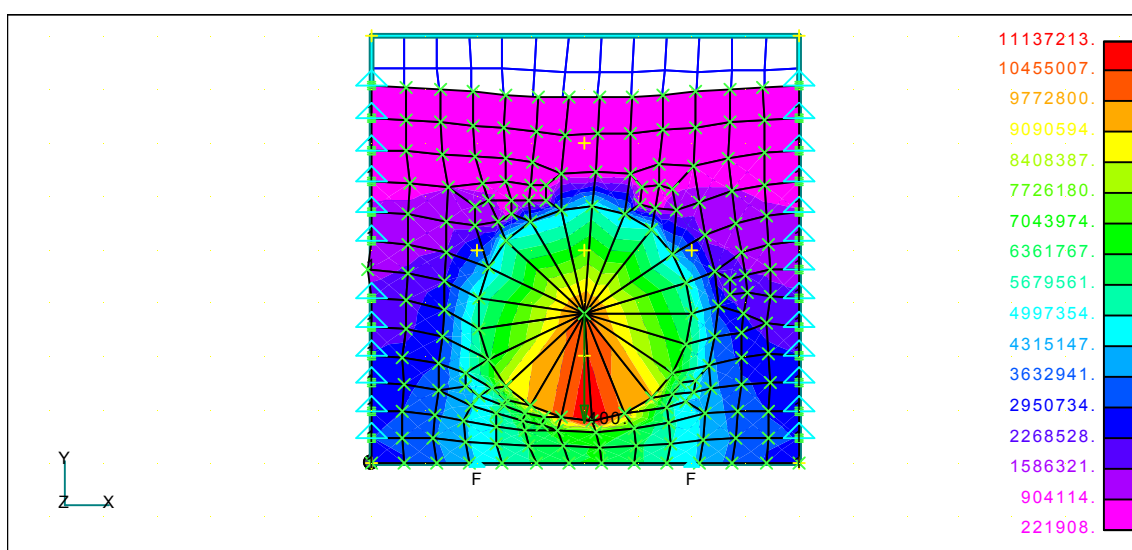


Рисунок 6.28 - Характер деформації поперечного перетину ГТК навколо середнього троса і розподілу σ_e по перетину

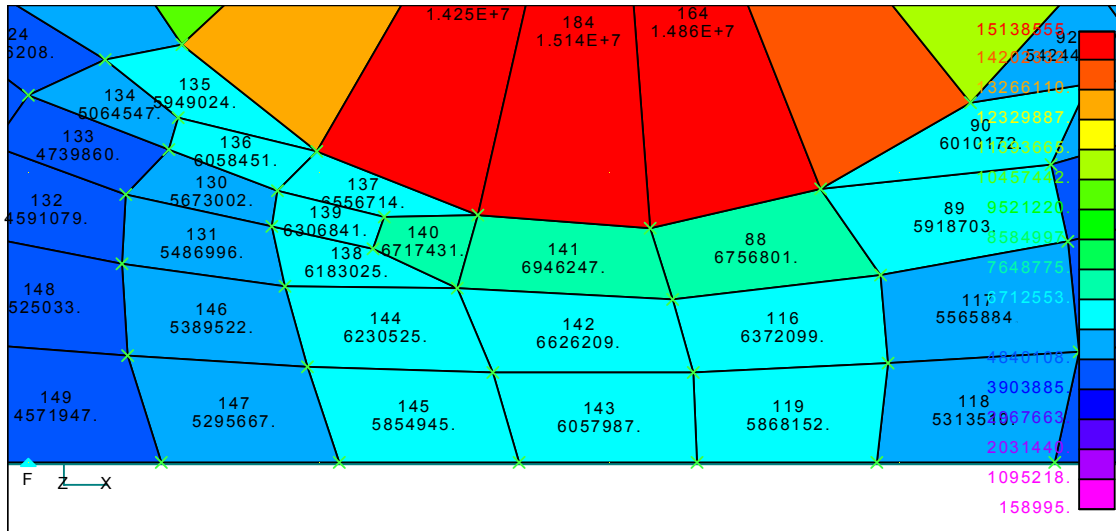


Рисунок 6.29 - Збільшена картина зони деформації гуми під тросом з вказівкою номерів SE і значень σ_e в них

Виразно видно місцевий характер деформації гуми під тросом. Так елементи №140,141,88, розташовані безпосередньо під тросом, деформувалися більше, ніж елементи розташовані нижче (№ 145,143,119). Таким чином, по товщині гумового шару під тросом напруження від периметра троса до поверхні барабана зменшуються на 13 % з 6,946 МПа в SE № 141 до 6,058 МПа в SE № 143. Такого ж максимального значення досягають напруження і знизу на бічній поверхні троса під кутом зразкового 26^0 від вертикальної осі симетрії поперечного перетину троса – SE № 135 $\sigma_e = 6,95$ МПа.

На рис. 6.30 показаний характер розподілу по перетину гумової матриці ГТК максимальних дотичних напружень навколо некрайнього троса. Діаметр зони значних напружень складає 1,16 діаметру троса.

На рис. 6.31 наведена збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень в гумі під середнім тросом. Найбільшого значення $\tau_{\max} = 2,58$ МПа досягає в 142 SE під тросом і внизу збоку – SE № 135. Зона великих значень τ_{\max} розташовується під 8 секторами на тросі, тобто охоплює нижню область під тросом на дузі близько 70^0 . У нижньому ряду кінцевих елементів,

що примикають безпосередньо до поверхні барабана, дотичні напруження нижче майже на 25%.

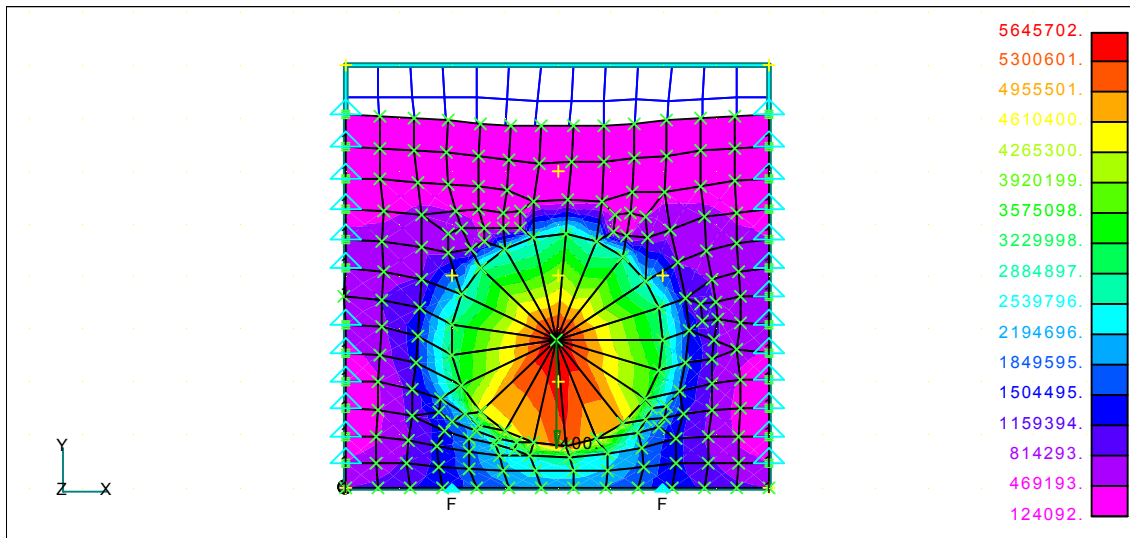


Рисунок 6.30 - Характер розподілу максимальних дотичних напружень в гумі навколо середнього троса ГТК

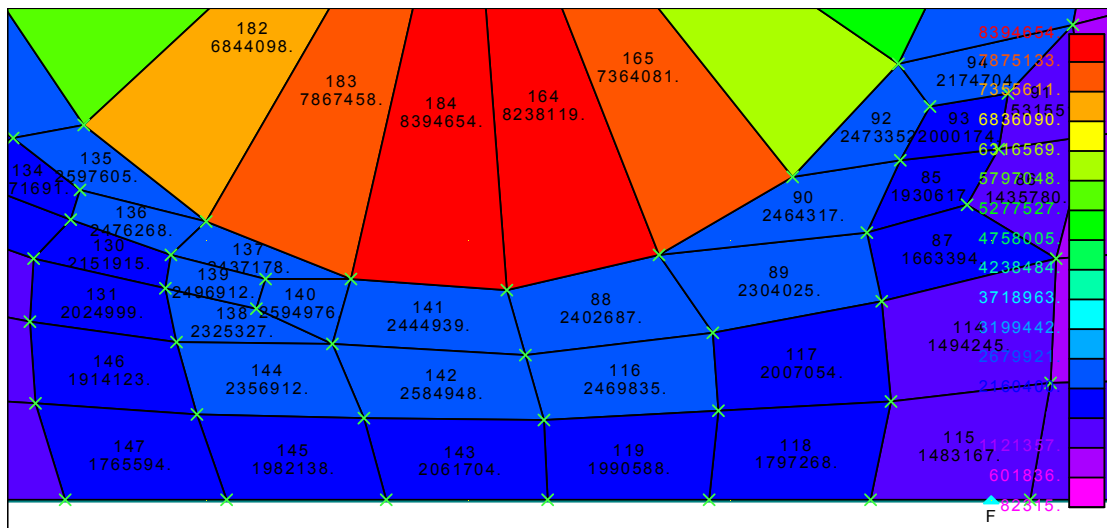


Рисунок 6.31 - Збільшена картина розподілу максимальних дотичних напружень під середнім тросом з вказівкою номерів SE і чисельних значень τ_{max} в них при $h_1=0,5d$

Варіант 3 ($h_1=0,75d$)

Розглянемо характер напруженого стану гумової матриці ГТК під середнім тросом при $h_1=0,75d$.

На рис. 6.32 показана скінчено-елементна модель поперечного перетину ГТК.

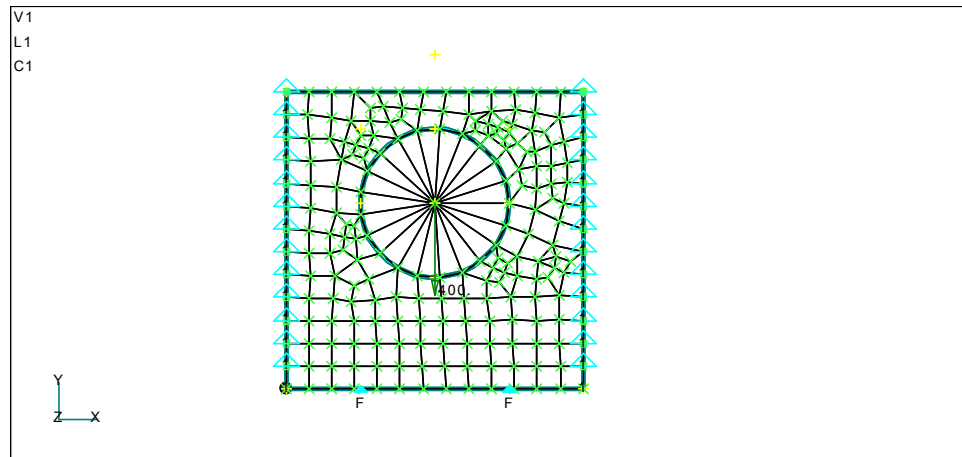


Рисунок 6.32 - Скінчено-елементна модель поперечного перетину ГТК при $h_1=0,75d$

На рис. 6.33 представлена загальна картина деформації гумової матриці ГТК навколо середнього троса при $h_1=0,75d$ і картина розподілу еквівалентних напружень в гумі.

Ширина зони значних напружень в гумі ГТК складає як і раніше 1,17d.

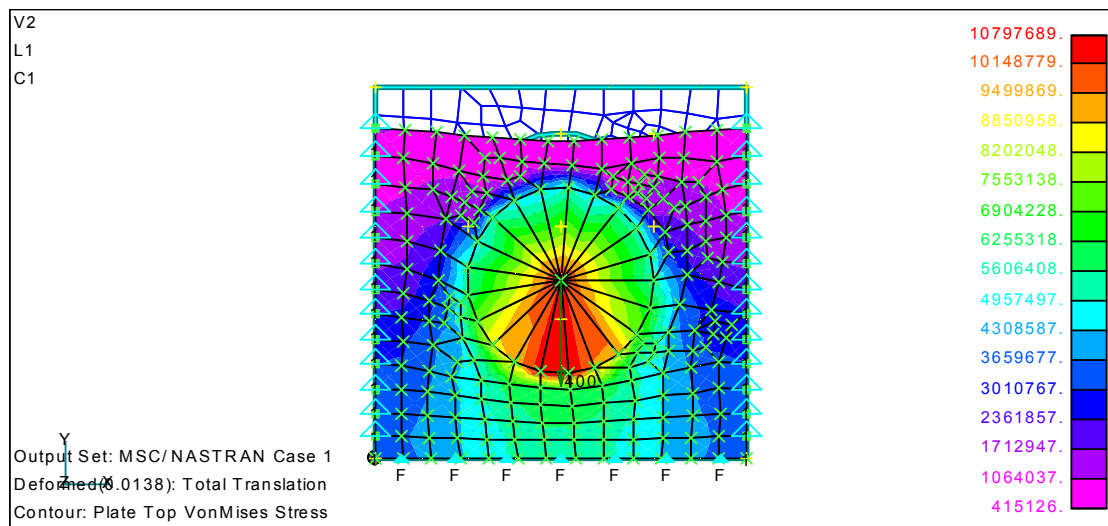


Рисунок 6.33 - Загальна картина деформації гумової матриці ГТК навколо середнього троса і розподілу еквівалентних напружень в гумі при $h_1=0,75d$

На рис. 6.34 показана в збільшеному вигляді картина розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумі під тросом.

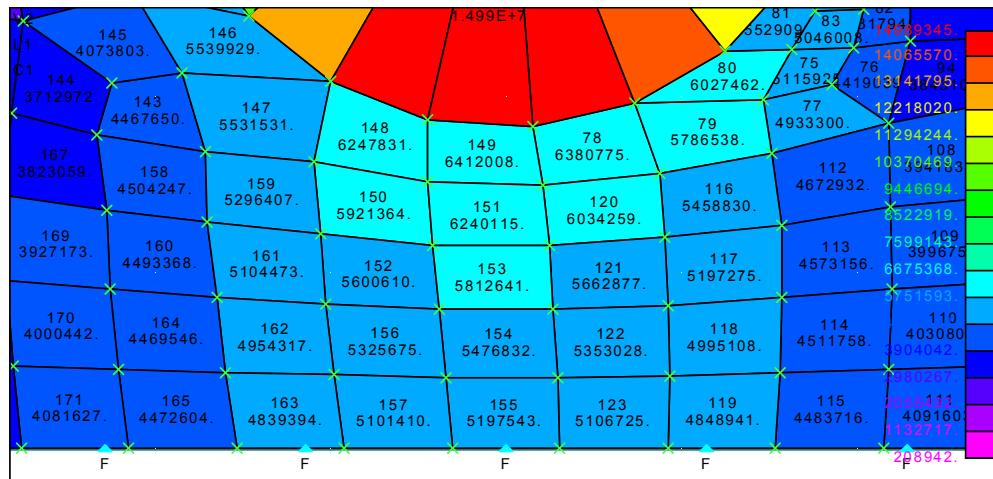


Рисунок 6.34 - Збільшена картина розподілу максимальних еквівалентних напружень в гумі під середнім тросом при $h_1=0,75d$

$\sigma_{e \max} = 6,42$ МПа (СЕ № 149) безпосередньо під тросом. На межі з поверхнею барабана напруження нижче - $\sigma_{e \max} = 5,2$ МПа (СЕ № 155), тобто нижче на 19%.

На рис. 6.35 представлена картина деформації поперечного перетину ГТК в районі середнього троса і розподілу максимальних дотичних напружень в гумі при $h_1=0,75d$. Ширина зони значних напружень в гумі складає $1,17d$, а по вертикалі під тросом дотичні напруження в гумі до поверхні барабана зменшуються.

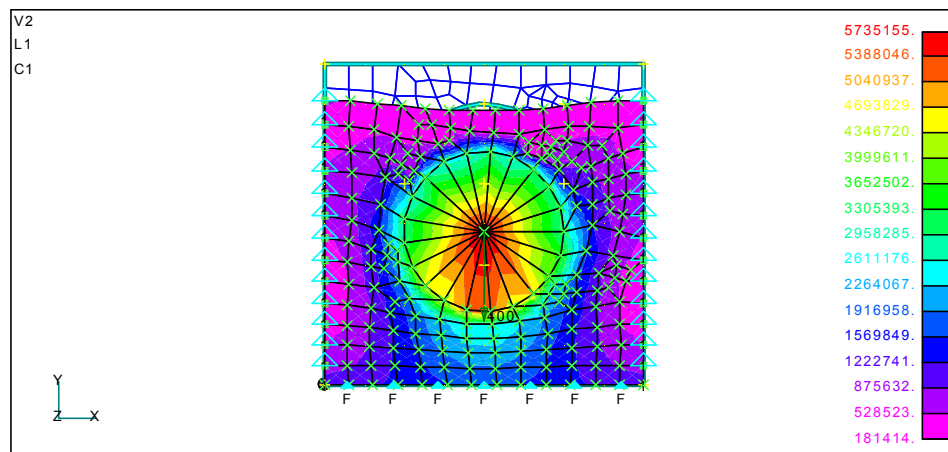


Рисунок 6.35 - Картина деформації поперечного перетину ГТК в районі середнього троса і розподілу τ_{\max} в гумі при $h_1=0,75d$

На рис. 6.36 представлена збільшена картина розподілу τ_{\max} в гумі під тросом. Безпосередньо під тросом в гумовій матриці найбільший рівень $\tau_{\max} = 2,5$ МПа (СЕ № 81, розташований справа збоку від троса під кутом навколо 26° від вертикальної осі симетрії перетину троса). Цікаво відзначити, що в першому під тросом ряду кінцевих елементів рівень максимальних дотичних напружень декілька нижче, ніж в другому ряду.

На межі з поверхнею барабана $\tau_{\max}=1,68$ МПа (СЕ № 155), тобто зниження максимального рівня дотичних напружень по товщині гумового шару під тросом складає 32,8%.

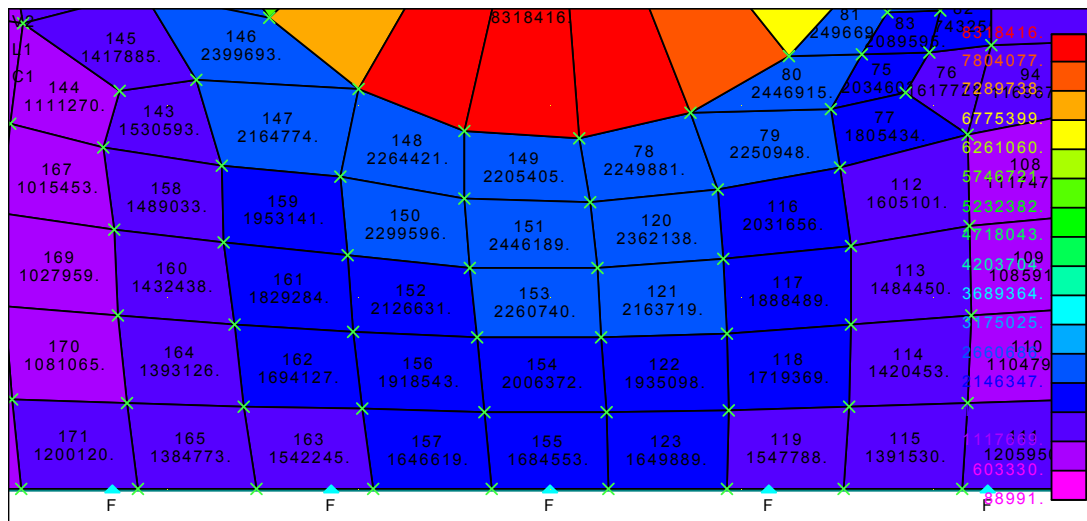
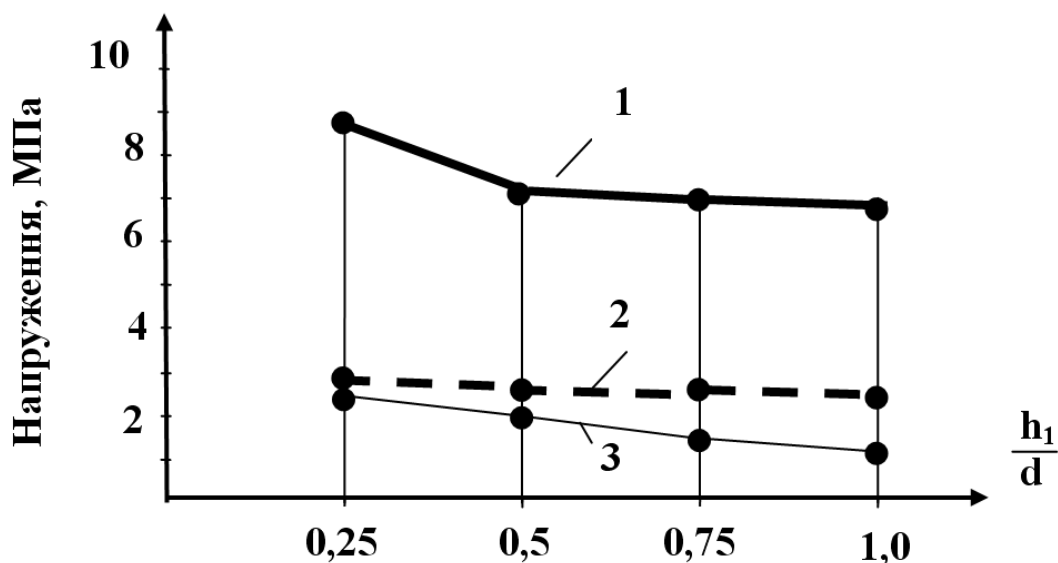


Рисунок 6.36 - Збільшена картина розподілу τ_{\max} в гумовій матриці ГТК під середнім тросом при $h_1=0,75d$

На рис. 6.37 приведена підсумкова інформація про залежність значень максимальних напружень в гумовій матриці ГТК під армуючим тросом від товщини шару гуми під тросом. Видно, що при товщини шару гуми під тросами $h_1 \geq d$ рівні максимальних еквівалентних та дотичних напружень в гумі практично не змінюються. При товщині шару гуми меншій $0,5$ діаметру троса рівні напружень в гумі суттєво зростають, так при $h_1=0,25d$ порівняно з товщиною гуми $h_1=0,5d$ рівні σ_e зростають на 20%, а $\tau_{e \max}$ – на 10%. Тобто з існуючого типорозмірного ряду ГТК, які мають однакову товщину каната 35

мм з діаметрами армуючих тросів 15 - 28 мм бажано використовувати канати з меншими діаметрами тросів.



1 - максимальні еквівалентні напруження;

2 - максимальні дотичні напруження;

3 - рівень дотичних напружень в гумі у поверхні барабана

Рисунок 6.37- Залежність значень максимальних напружень в гумовій матриці ГТК під армуючим тросом від товщини шару гуми під тросом.

Висновки за розділом 6

1. Зона значних деформацій гумової матриці ГТК на барабані причіпного пристрою розташовується під армуючими тросами і має розмір $1,15d$ троса. Тому відстань між тросами в конструкції ГТК не повинна бути менш ніж $0,2d$.
2. При товщині шару гуми під тросами $h_1 \geq d$ троса рівні максимальних еквівалентних та дотичних напружень в гумі практично не змінюються. При товщині шару гуми менший $0,5$ діаметру троса рівні напружень в гумі суттєво зростають, так при $h_1=0,25d$ порівняно з товщиною гуми $h_1=0,5d$ рівні σ_e зростають на 20%, а τ_{\max} – на 10%.

7 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ УДАРНО-ХВИЛЬОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТА ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА КОМПЛЕКС ВЛАСТИВОСТЕЙ МЕТАЛЕВИХ ВИРОБІВ З БАГАТОШАРОВИХ КОМПОЗИЦІЙ

Одне з найбільш важливих завдань, що вирішуються при проектуванні конструкційних матеріалів і оптимізації технологічних режимів їх обробки, полягає в одночасному забезпеченні високих значень показників міцності і надійності, зокрема межі текучості, ударної в'язкості, тріщиностійкості. Аналіз основних дислокаційних механізмів зміцнення металевих матеріалів свідчить про те, що властивості міцності, з одного боку, і показники пластичності, в'язкості і тріщиностійкості - з іншою, знаходяться в явній суперечності. Як правило, активізація механізмів дислокаційного зміцнення, сприяючих зростанню межі текучості матеріалу і що забезпечують, відповідно, зниження металоємності проєктованих конструкцій, призводить до зниження його в'язкості. Таким чином, зростає небезпека крихкого, раптового руйнування конструкцій.

Вирішенням цього протиріччя багато років займаються як вітчизняні, так і зарубіжні фахівці в області матеріалознавства, фізики металів, механіки руйнування. Були запропоновані різні підходи до вирішення відміченої проблеми, пов'язані з оптимізацією режимів термічного і термопластичного зміцнення вживаних в промисловому виробництві сталей, обґрунтуванням методів їх комбінованого зміцнення, розробкою принципово нових матеріалів. Кожен з цих підходів має певні достоїнства і недоліки. В той же час універсального вирішення відміченої проблеми до цих пір немає.

Рішення, що розвивається в справжній роботі, полягає у формуванні міжшарових меж в сталях і використанні сприятливої ролі, яку вони надають на комплекс механічних властивостей. Ефективним методом, що дозволяє створювати межі такого типу і формувати ефективну дислокаційну структуру, є зварка вибухом сталевих листових заготовок. Процеси зварки вибухом активно

досліджувалися приблизно 40...50 років назад. Основна увага фахівців була направлена на дослідження технологічних особливостей цього процесу, вивчення можливості якісного з'єднання різнорідних матеріалів. В той же час завдання ефективного застосування зварених вибухом багатошарових композицій з метою вирішення суперечності між показниками міцності і тріщиностійкості глибоко не вивчалось. Аналіз робіт вітчизняних і зарубіжних фахівців, у тому числі і робіт, виконаних на кафедрі матеріалознавства в машинобудуванні НГТУ, свідчить про доцільність проведення додаткових глибоких наукових досліджень з вказаної проблеми. Ці завдання актуальні і пов'язані з вирішенням важливих прикладних і фундаментальних наукових завдань.

7.1 Металеві композиційні матеріали з шаруватою структурою

Аналіз теоретичних і експериментальних даних по питаннях, пов'язаних з підвищенням комплексу механічних властивостей металевих матеріалів при використанні різних дислокаційних механізмів зміцнення, а також об'ємного поверхневого зміцнення матеріалів шляхом подрібнення структурних елементів, формування субмікро- і нанокристалічної структури показали, що один з ефективних підходів до вирішення проблем підвищення комплексу механічних властивостей металевих матеріалів полягає у формуванні багатошарових металевих матеріалів. На підставі аналізу матеріалів, відбитих в літературному огляді, сформульовані цілі і завдання дослідження.

Як матеріал для досліджень була широко поширена низьковуглецева вуглецева сталь 20. Додатково для вирішення ряду завдань як модельні матеріали застосовували технічне залізо, сталь Гадфільда (110Г13Л), електротехнічну сталь 2312, стали 60 і 60Г.

Зварку вибухом виконували у вибухових камерах Інституту гідродинаміки ім. М.А. Лаврентьєва СО РАН. Листові заготовки мали розміри 50x100x1 мм і 70x120x1 мм. Вибуховою речовиною служив амоніт 6ЖВ. За

технологією зварки вибухом отримували багатошарові матеріали. Максимальна кількість шарів складала 21. Залежно від кількості листів, що сполучаються, зварка здійснювалася за один, два і три етапи. Схема двох етапного процесу отримання тринадцятишарових композитів представлена на рис. 7.1. Для зварки використовували заготовки із сталі 20, що знаходиться в різному структурному стані. З метою формування однорідної ферито-перлітної структури листові заготовки відпалювали при 920 °С. Крім того були використані процеси об'ємне і поверхневе зміцнення, що забезпечують формування ультрадрібнозеренної і нанокристалічної структури сталі. Структуру першого типу отримували в процесі ротаційної витяжки трубчастих заготовок і подальшого відпалу. З метою формування нанокристалічної структури у фериті поверхневих шарів застосовували технологію обробки сталевих заготовок високоміцним індентором, що коливається з ультразвуковою частотою.

Для проведення структурних досліджень використовували методи оптичної металографії, растровій електронній мікроскопії, що просвічує. Металографічні дослідження виконані на мікроскопі типу AXIO Observer Aim (Carl Zeiss). З метою проведення фактографічних досліджень застосовували растровий електронний мікроскоп EVO 50 XVP (Carl Zeiss), оснащений електроннозондовим мікроаналізатором. Дислокаційну структуру матеріалів вивчали із застосуванням трансмісійного електронного мікроскопа Tecnaі G2 20TWIN.

Властивості міцності досліджуваних матеріалів оцінювали відповідно до ГОСТ 1497-84. Для проведення випробувань застосовували установку Instron 3369, оснащену відеоекстензометром. Випробування на ударну в'язкість виконували по ГОСТ 9454-78 на зразках типу Шарпі. Тріщиностійкість отриманих в роботі матеріалів оцінювали по методиці, заснованій на побудові кінетичних діаграм втомного руйнування плоских зразків.

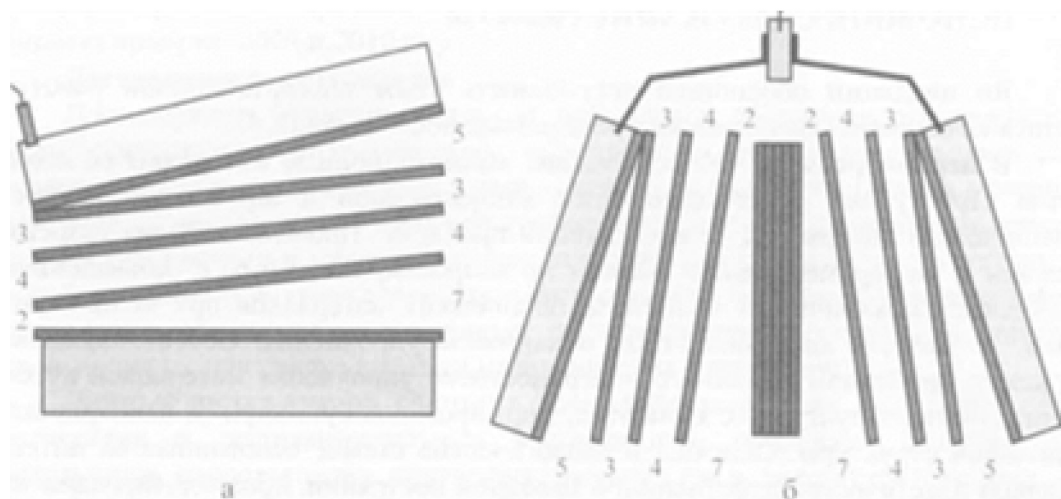


Рисунок 7.1 – Схема отримання тринадцатислойного композиційного матеріалу методом зварки вибухом пластин із сталі 20: а – етап отримання пакету з 5 пластин; б – етап з'єднання п'ятишарового пакету і бічних комплектів з чотирьох пластин. Цифрами показана відстань між пластинами в міліметрах

7.2 Структурні дослідження багатошарових матеріалів, сформованих зваркою вибухом сталевих пластин

На практиці отримання багатошарових матеріалів можливе при використанні різних схем зварки вибухом. У даній роботі як початкові заготовки були використані сталеві пластини товщиною 1 мм. Експериментально показано, що композиції з кількістю шарів 5 і менш доцільно отримувати за один етап. Подальше збільшення кількості шарів здійснювали при використанні симетричних схем зварки шляхом приєднання з бічних сторін додаткових пластин. У даній роботі були вибрані такі режими зварки, які у всіх випадках забезпечували формування зварних швів хвилеподібної форми. Показано, що змінюючи технологічні режими зварки вибухом, геометричні параметри і механічні властивості початкових сталевих заготовок, можливе формування багатошарових композицій з параметрами хвиль в широкому діапазоні значень.

У зварному з'єднанні можна виділити зони слабо- і сильного деформованого основного металу. При тому, що хімічному труїть шліфів ці

зони виявляються, відповідно, як слабо- так і сильно травлені (рис. 7.2). Використовуючи методи оптичної мікроскопії, растровій і трансмісійній електронній мікроскопії були вивчені особливості будови зварних швів і прилеглих до них зон. Однією з найбільш характерних для досліджуваних зварних швів особливостей є формування вихороподібних побудов (рис. 7.3). Методами структурного аналізу показано, що вихороподібні побудови, що формуються при зварці вибухом, обумовлені переходом матеріалу в рідкий стан і мають дендритну будову. Діаметр окремих дендритів складає 200...800 нм, довжина - декілька мікрометрів. В процесі прискореного охолодження розплавленої зони утворюється структура дрібнокристалічного високоміцного мартенситу.

Встановлено, що структура, що формується при зварці вибухом безлічі сталевих пластин, є істотно неоднорідною як в поперечному напрямі, так і уздовж профілю хвилі. Експериментально показано, що параметри хвиль, що утворюються при зварці металевих матеріалів вибухом, залежать від кристалографічної орієнтації зерен, що беруть участь в їх побудові. У тих випадках, коли довжина хвилі істотно перевершує розмір зерна зварюваного матеріалу, вплив кристалографічної орієнтації зерен на форму хвиль нівелюється.

В процесі динамічної взаємодії сталевих пластин в зоні зварного шва мають місце різкі зміни структури. У зонах, в яких відсутні фазові перетворення, обумовлені інтенсивним нагрівом матеріалу, перебудова початкової структури пов'язана з проявом механізмів деформаційного двійникування і дислокаційного ковзання. Механізм деформаційного двійникування реалізується як у феритних зернах, так і в пластинчастому перліті сталей (рис. 7.4). Експериментально встановлено, що двійникування в перліті характерний не тільки при прояві стискувальної напруги, але також і для вантаження по схемі розтягування.

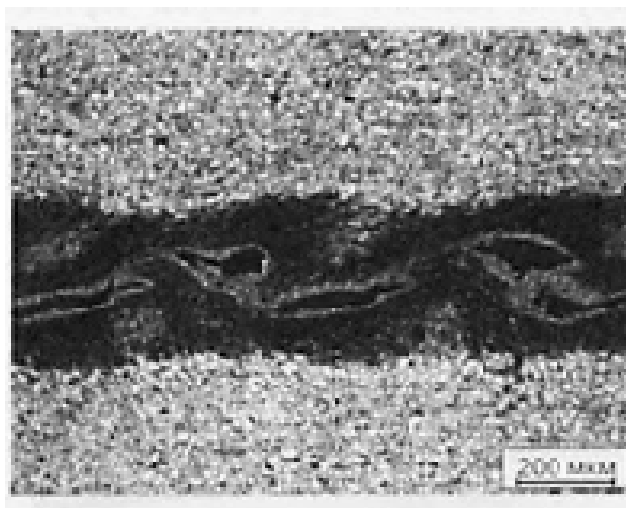


Рисунок 7.2 – Сильно- і слабодетформовані зони в зварених вибухом сталевих пластин. Виявлені методом хімічного травлення

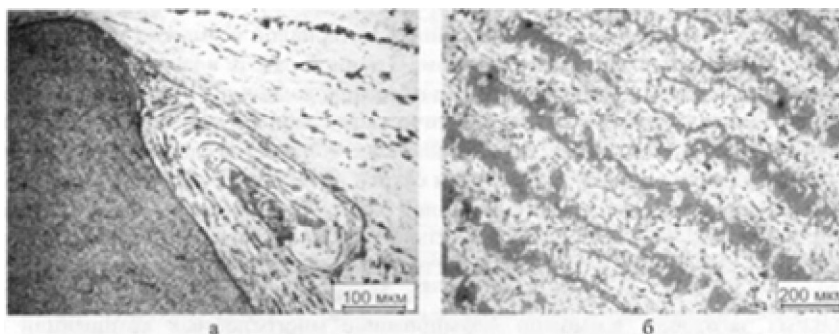


Рисунок 7.3 – Вихори, що утворюються поблизу гребенів і западин хвиль при зварці вибухом: а – в поперечному перетині; б – в перетині паралельному площині сполучення пластин

З використанням електронної мікроскопії, що просвічує, показано, що розмір зеренно-субзеренних побудов, що формуються поблизу зварних швів, складає 100...400 нм (рис. 7.5 а). При видаленні від меж на 50 - 100 мкм розмір цих побудов зростає до 500...800 нм (рис. 7.5 б).

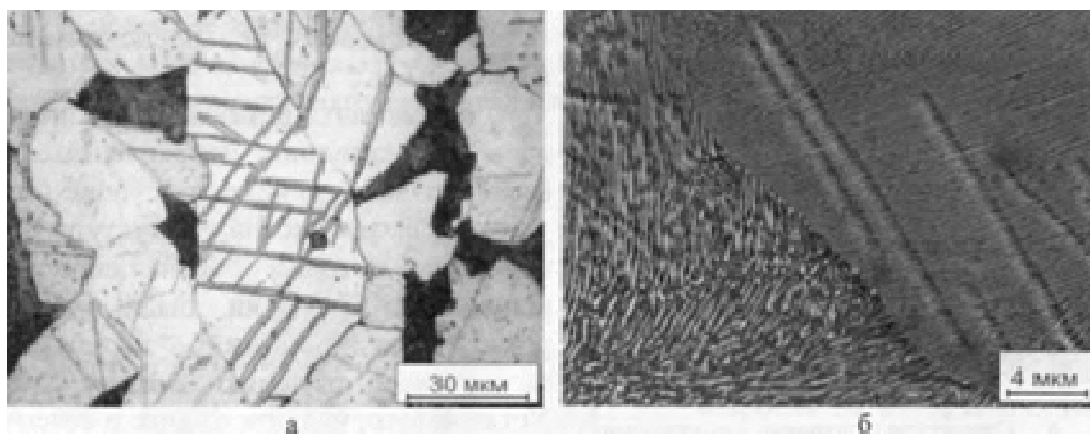


Рисунок 7.4 – Двійники у феритних зернах (а) і в структурі пластинчастого перліту (б), сформовані в умовах динамічного вантаження сталей

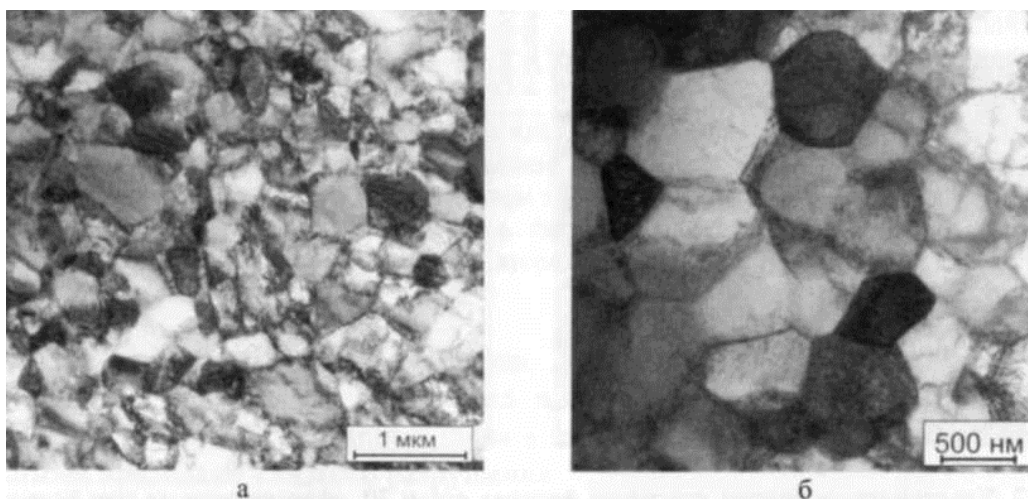


Рисунок 7.5 – Зеренно-субзеренна структура фериту, сформована в околешовній зоні при реалізації процесу зварки вибухом пластин із сталі 20

Залежно від вирішення поставлених завдань при отриманні багат шарових сталевих композицій може бути реалізований проміжний або остаточний відпал в діапазоні температур від 540...560 °С до 700 °С. У цих умовах структура зварних швів є сприятливішою в порівнянні із структурою навколишнього матеріалу (рис. 7.6).

Для підвищення комплексу механічних властивостей зварних з'єднань доцільно вибрати сприятливу початкову структуру заготовок. У роботі оцінювали можливість отримання в поверхневих шарах сталевих пластин

структури нанокристалічного типу. Для вирішення цього завдання використовували метод обробки поверхні індентором, що коливається з ультразвуковою частотою.

Аналіз результатів структурних досліджень показав, що при використанні вибраних режимів нанокристалічна структура формується в шари завтовшки не більше 50 мкм. Порівняння отриманих даних з результатами математичного моделювання свідчить, що отримання цієї структури в умовах зварки вибухом не представляється можливим.

Крім того, в роботі були проведені дослідження, направлені на формування в початкових пластинах ультрадрібнозеренної структури. Як метод, що забезпечує рішення цієї задачі, була вибрана ротаційна витяжка трубчастих заготовок із ступенем обтискання 70 %. Встановлено, що при відпалі протягом 1 години при 540 °С формується структура фериту з розміром зерна ~ 1 мкм (рис. 7.7).

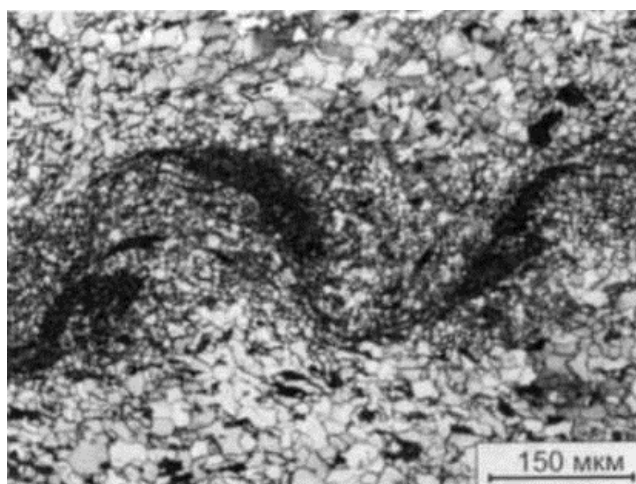


Рисунок 7.6 – Структура зварного з'єднання «сталь 20 – сталь 20» після відпалу при 600° С

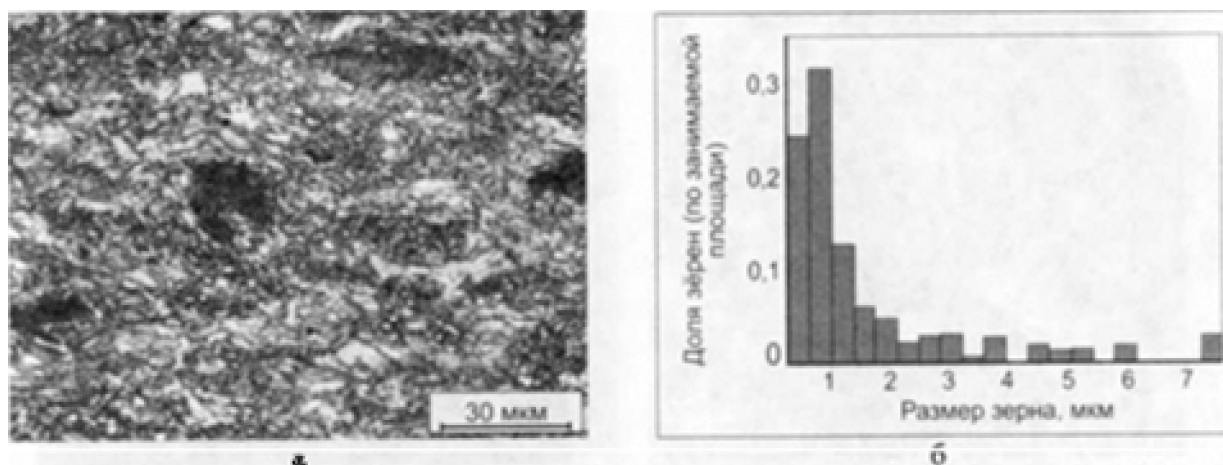


Рисунок 7.7 – Ультрадрібнозеренна структура фериту стали 20, сформована при ротаційній витяжці і відпалі 540 °С (а) і 580 °С (б)

7.3 Механічні властивості багатошарових матеріалів із структурою, сформованою в процесах холодної пластичної деформації і зварки вибухом

Слід зазначити, що зварка вибухом є ефективним методом формування багатошарових матеріалів з високим комплексом механічних властивостей. На прикладі матеріалів, що складаються з 13 і 21 шарів стали 20, показана можливість одночасного двократного зростання властивостей міцності і ударної в'язкості, а також збільшення втомної тріщиностійкості при істотному зниженні пластичності матеріалу.

Результати випробувань на міцність зразків, що складаються з 21 шару стали 20 (зварених за три етапи), приведені на мал. 7.8. Досліджені властивості зразків типів А, Би і В. Найбільш високий рівень властивостей міцності зафіксований у зразків типу Б, що відпалюють протягом 1 години при 580 °С після першого і другого етапів зварки.

В процесі випробувань на ударну в'язкість показано, що опір шаруватих композиційних матеріалів руйнуванню в значній мірі залежить від характеру вантаження зразків в тому випадку, якщо навантаження перпендикулярне площині сполучення пластин (рис. 7.9 б). В порівнянні з контрольним матеріалом (монолітна сталь 20 без шарів) ударна в'язкість зразків типу 2

зросла на 27% і склала $0,98 \text{ Мдж/м}^2$ (рис. 7.10). Відпал композиції «сталь 20 – сталь 20» без фазової перекристалізації, проведений протягом 1,5 годин при $600 \text{ }^\circ\text{C}$, збільшує її ударну в'язкість з $0,98 \text{ Мдж/м}^2$ до $1,48 \text{ Мдж/м}^2$. Це обумовлено дислокаційними перетвореннями сильно-деформованого металу, рекристалізацією фериту, що приводить до різкого подрібнення зерен, розпадом локальних мікрооб'ємів мартенситу і релаксацією залишкової напруги в зоні шва. Не дивлячись на підвищену міцність зварних швів в їх околиці формуються злами з явними ознаками в'язкого руйнування.

Ще в більшому ступені формування структури шаруватого типу відбивається на характері втомного руйнування матеріалів. Завдяки присутності міжшарових меж з властивостями, що відрізняються від властивостей основного металу, енергоємність процесу втомного руйнування різко зростає. На відміну від прямолінійного розвитку тріщин в звичайній сталі 20 (рис. 7.11 г), для тріщини, рухомої за шаруватим матеріалом, характерна різка зміна траєкторії (рис. 7.11 б, в). На кінетичних діаграмах втомного руйнування це відбивається у вигляді провалів (рис. 7.11 а). Таким чином, наявність безлічі міжшарових меж сприятливо відбивається не тільки на ударній в'язкості, але також і на втомній тріщиностійкості сталей. Межі зварних швів є ефективними бар'єрами на шляху втомних тріщин, що розповсюджуються. Зафіксовані випадки, коли втомні тріщини, потрапляючи на зварні шви, якийсь час рухаються по хвилі у зворотному напрямі (рис. 7.11 б, в). Найбільш істотний вплив на зміну траєкторії розповсюдження втомних тріщин в багатшарових матеріалах надають рельєфні зварні шви з високим профілем хвиль.

Формування ультрадрібнозеренної структури в початкових сталевих заготовках є додатковим ефективним механізмом підвищення комплексу механічних властивостей з'єднань, отриманих зваркою вибухом. Подрібнена до нанорозмірного стану структура фериту в шарі завтовшки $\sim 30 \text{ мкм}$ істотного впливу на властивості міцності композиції не надає. Даний результат узгоджується з висновками, отриманими при проведенні математичного

модельовання і вивченні параметрів поверхневих шарів, що формуються при обробці стали індентором, що коливається з ультразвуковою частотою.

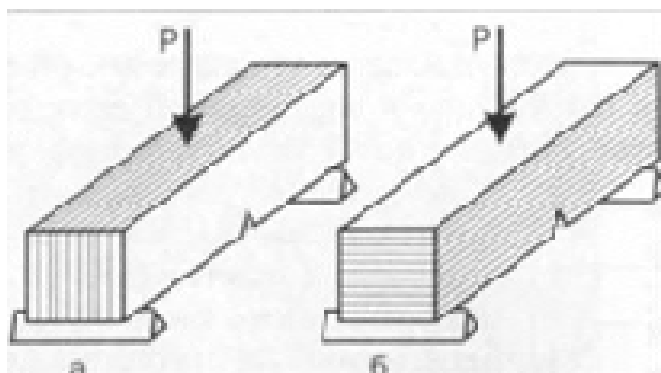


Рисунок 7.9 – Схеми випробування шаруватих матеріалів на ударну в'язкість

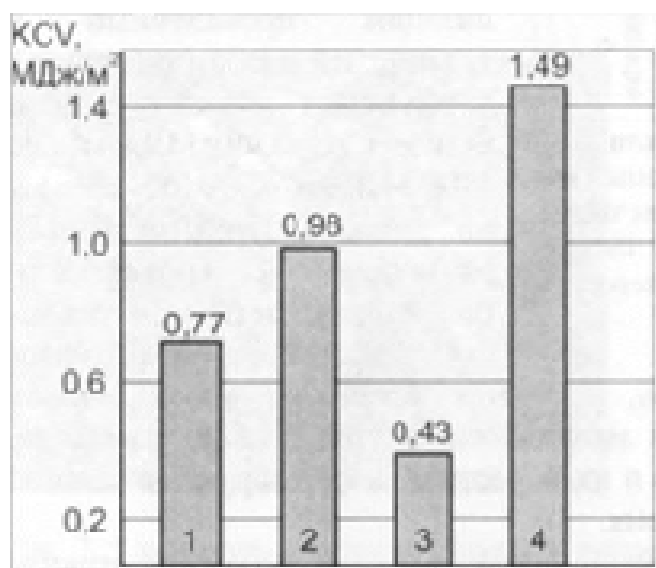


Рисунок 7.10 – Ударна в'язкість шаруватих композиційних матеріалів і матеріалів для зварки в початковому стані: 1 – сталь 20 в початковому стані; 2 – шаруваті зразки без відпалу (випробування по схемі б, рис. 7.9); 3 – шаруваті зразки без відпалу (випробування по схемі рис. 7.9 а); 4 – шаруваті зразки після відпалу (випробування по схемі рис. 7.9 б)

Аналіз експериментальних результатів, отриманих при виконанні дисертаційної роботи, свідчить про те, що багатошарові матеріали, отримані за технологією зварки вибухом тонколистових заготовок з вуглецевих сталей,

володіють підвищеним комплексом механічних властивостей і можуть бути використані для виготовлення деталей машин і елементів конструкцій відповідального призначення.

З урахуванням виводу про особливу сприятливу роль меж в багатошарових зварних композиціях обґрунтований підхід до рішення проблеми підвищення показників надійності матеріалів конструкційного призначення. Як бар'єри для тріщин, що розповсюджуються, запропоновано використовувати тонкі прошарки високопластичних матеріалів.

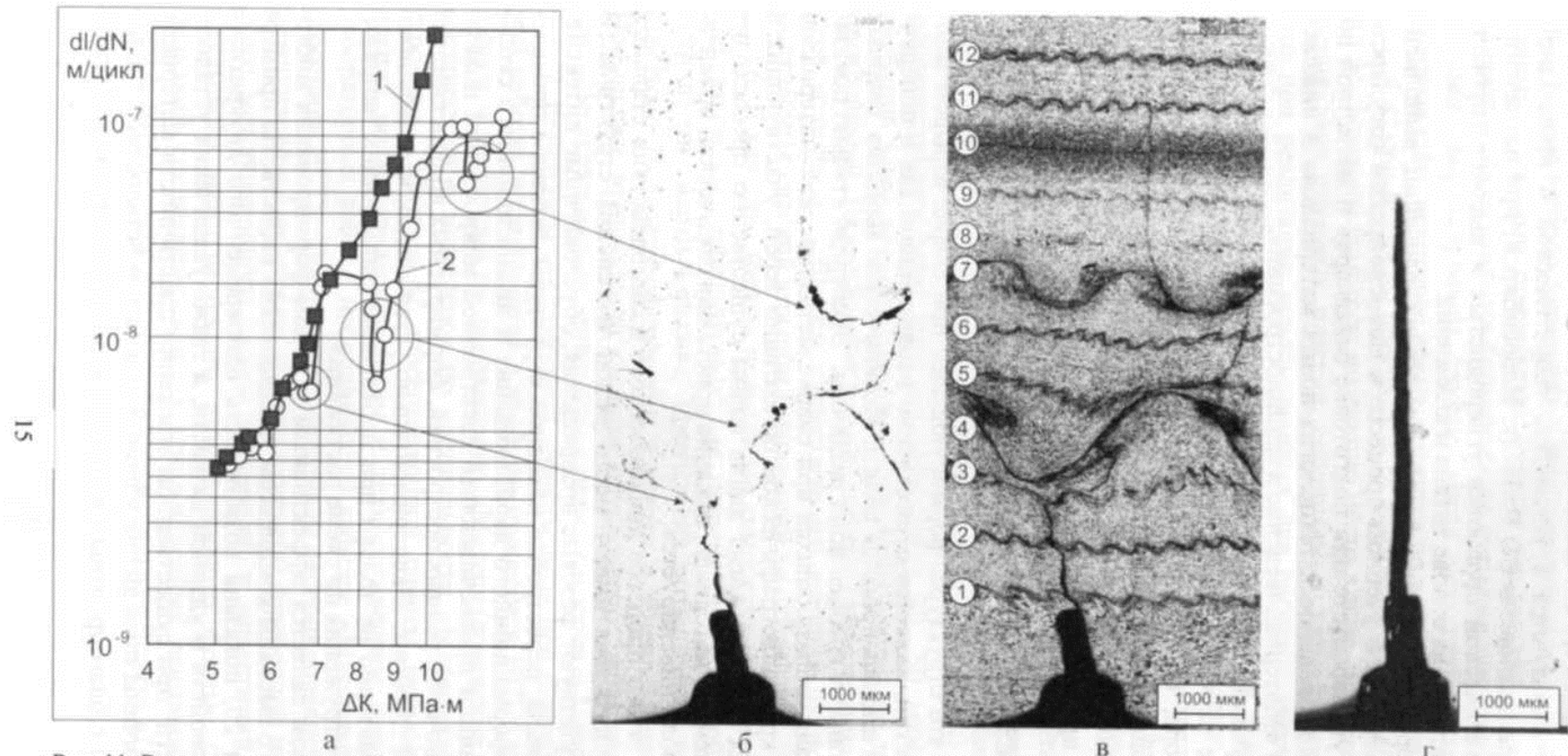


Рисунок 7.11 – Результати випробувань на циклічну тріщиностійкість шаруватого композиційного матеріалу (2) і сталі 20 в початковому стані (1):

а – кінетичні діаграми втомного руйнування;

б – траєкторія розповсюдження тріщин в шаруватому композиційному матеріалі;

в – траєкторія розповсюдження тріщин в зразку сталі 20 в початковому стані

7.4 Дослідження міцності біметалічної заготовки

Металографічні і механічні дослідження біметалічних труб, зварених вибухом, були проведені в лабораторіях гірського інституту, Всесоюзного науково-дослідного трубного інституту, на заводах "ЮТМЗ" і "Південмаш". Дослідження механічних властивостей зварних з'єднань включали відомі стандартні схеми випробування міцності біметалу. Заздалегідь був здійснений контроль металу заготовок, використовуваних для виготовлення біметалічних труб. У виробництві труб поєднання X18H10T+M₃C використовувалися холоднокатані труби із сталі X18H10T розміром 76x8 після термообробки по режиму: нагрівання до 1050°, витримка $t = 20$ мін, охолодження на повітрі. Механічні властивості труб заготовок із сталі X18H10T представлені в таблиці 7.1. Як видно з таблиці, механічні властивості характерні для розміцненого стану, труби пластичні, ударна в'язкість висока, вимірювання мікротвердості по товщині стінки труб із сталі X18H10T показали, що мікротвердість однакова по товщині стінки і рівна ~ 180 кг/мм².

Окрім випробування механічних властивостей і вимірювання мікротвердості, досліджувалася мікроструктура початкової заготовки сталі X18H10T (рис.7.12).

Мікроструктура зерниста, рекристалізована, величина зерна приблизно 7-8 балів. В якості плакуючого шару приймалися холоднокатані труби розміром 56 x 2,3 з міді марки M₃C. У відпаленому стані (режим термічної обробки: нагрівання до 600°, витримка 30 хв, охолодження у воді).

Механічні властивості міді M₃C представлені в 7.1.

Таблиця 7.1 – Механічні властивості початкових металів

№ п/п	Сплави	Механічні властивості					Режим т/о
		σ_B кг/мм ²	σ_T кг/мм ²	δ %	ψ %	a_k кгм/см ²	
1	X18H10T	54-61	23-24	54-71	78-79	29-30	Нагрів до 1050°, охолодження T= 20 мін, повітря
2	M ₃ C	22,0	7,2-8,4	54,8-58	-	-	Нагрів до 600°, T = 30 мін, вода

Мікротвердість міді після термообробки рівна 70,5 кг/мм² і рівномірно розподілена по товщині стінки. Таким чином, метали пари X18H10T + M₃C володіють однорідною структурою, не зміцненні, достатньо пластичні, не мають дефектів, що порушують, придатні для отримання біметалічних труб зваркою вибухом.

Після отримання біметалічної заготовки вибухом проводилося дослідження якості і міцності зчеплення. Якість зчеплення досліджувалася на полірованих шліфах на металографічному мікроскопі МІМ-8 при збільшенні x100 (при необхідності x500). Міцність зчеплення вважалася задовільною, якщо на межі розділу шарів не спостерігалось розшарування у вигляді пір, непроварів, порожнеч, раковин, тріщин і ін. Зразки вирізувалися у вигляді кілець і подовжніх сегментів. Таким чином, зчеплення оцінювалося як по периметру, так і в подовжньому напрямі.

Як показали мікродослідження, межа розділу шарів щільна, на межах не спостерігалось дефектів, що порушують цілісність зчеплення (рис.7.13).

Окрім металографічного дослідження якості зчеплення досліджувалася міцність зчеплення на відрив. Дослідження міцності зчеплення на відрив проводилося на циліндрових мікроразках \varnothing 1,5 мм, вирізаних перпендикулярно зоні зварки з початку, середини і кінця труби. З кожного місця по довжині труби виготовлялося не менше 10 зразків.

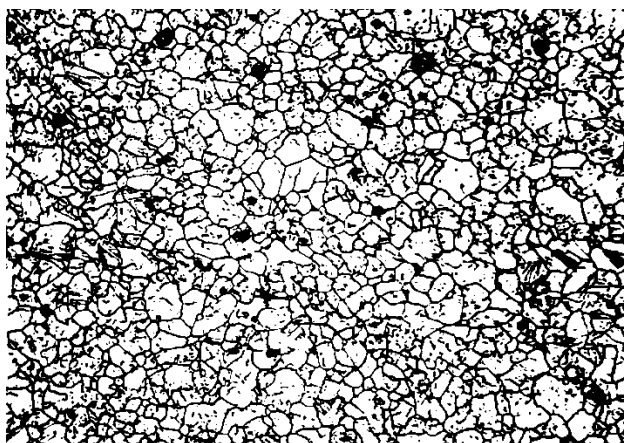


Рисунок 7.12 – Початкова мікроструктура ст. X18H10T (x120)

Результати випробувань зразків на відрив представлені в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Результати випробувань зразків

№ п/п	Місце вирізки зразків	$\sigma_{в, ср}$, кг/мм ² (стан після вибуху)	$\sigma_{в}$, кг/мм ² (після т/о по режиму: 920 ⁰ , 30 хв., повітря)
1	Початок труби	12,9 – 17,2	17,3 – 34,1
2	Середина	12,3 – 30,6	13,9 – 27,0
3	Кінець	17,5 – 21,2	14,8 – 29,2

Як видно з таблиці 7.2, зразки, вирізані з одного місця по довжині труби, але з різних місць по периметру мають різну міцність при випробуванні на відрив. Так, зразки, вирізані з місць по периметру на початку труби, мають $\sigma_{в} = 12,9 - 17,2$, в середині - $12,3 - 30,6$, в кінці $\sigma_{в} = 17,5-21,2$. Такий розкид в значеннях межі міцності свідчить про те, що біметалічні труби, отримані вибухом, володіють різною міцністю по периметру труби. Декілька відмінна також міцність на відрив по довжині труби (див. таблицю 7.2).

Міцність зчеплення підвищується після термообробки по режиму: нагріваючи до 920⁰, витримка $t = 30$ мін, охолодження на повітрі. Мінімальне значення міцності зчеплення підвищилося з 12,3 до 13,9 кг/мм², а максимальне - з 30,6 до 34,1 кг/мм².

Як показав огляд випробуваних зразків, руйнування зазвичай відбувалося по мідному шару, що може свідчити про те, зона зварки міцніше менш міцного

металу. До недоліків даного методу випробування слід віднести те, що результат випробувань залежать від того, наскільки правильно встановлений зразок перед випробуванням.

Окрім вищезгаданих випробувань проводилося також випробування міцності зчеплення методом сплюснення до 4 S (рис.7.14). Як показав огляд зразків, всі кільця витримали випробування по сплюсненню, проте на деяких зразках спостерігалось руйнування сталевго шару, що пов'язане з наклепанням в результаті дії імпульсного навантаження.

В результаті проведених досліджень якості і міцності зчеплення біметалічних труб поєднання X18H10T+M₃C встановлено, що труби мають міцне зчеплення по всій довжині і периметру. Міцність зчеплення рівна або більше міцності менш міцного матеріалу (мідь мазкі M₃C).

Окрім дослідження міцності і якості зчеплення біметалічної заготівки проводилося дослідження механічних властивостей основного шару (сталь мазкі X18H10T) цих труб.

Дослідження проводилося на подовжніх мікрозразках Ø 1,2 мм.

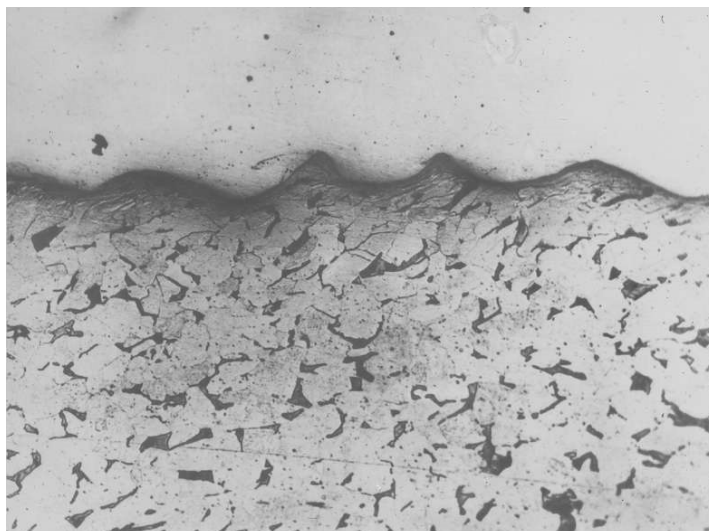


Рисунок 7.13 – Вид межі зварки ст. X18H10T+ M₃C

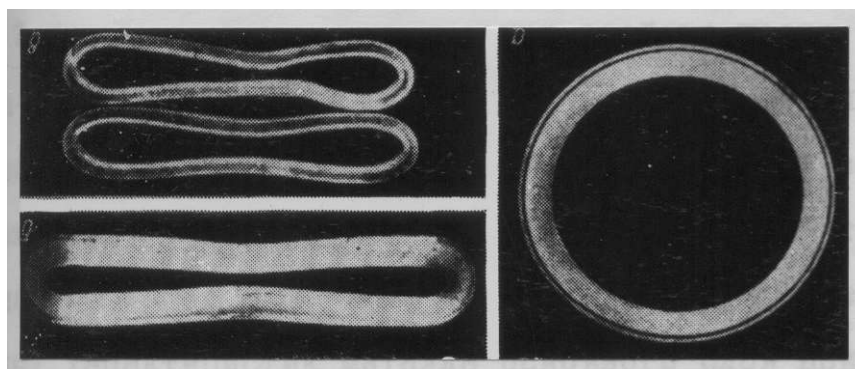


Рисунок 7.14 – Випробування біметалічних кілець на сплющення до 4S

Зразки вирізувалися з початку, середини і кінця труби пошарово (з боку зовнішньої поверхні, середини товщини стінки і з боку контактної поверхні). З кожного місця випробовувалося не менше 6 зразків. Результати досліджень представлені в табл.7.3.

Як видно з таблиці, основний шар металу біметалічних труб (сталь ХІ8НІ0Т) значно зміцнюється в порівнянні з початковим станом (див. табл.7.1).

Так, межа міцності збільшується з 59 - 61 кг/мм² (початковий стан) до 71,6 - 102,0 кг/мм², межа текучості відповідно 23 - 24 кг/мм² до 68,5 - 98,6 кг/мм² (після вибуху).

Цікаво відзначити, що при значному зростанні міцності відносне звуження залишається достатньо високим. Якщо в початковому стані відносне звуження $\psi=78-79\%$ (табл. 7.1), то в стані після вибуху $\psi=67,0-81,0\%$ (табл. 7.3).

Така зміна механічних властивостей після вибухового навантаження пов'язана з особливостями механізму зміцнення при зварці вибухом. При дії ударного навантаження повніше використовуються сили міжатомних зв'язків, тобто велика кількість атомів одночасно беруть участь в процесі деформації. Значне підвищення характеристик міцності металу основного шару при зварці вибухом може бути зв'язане також і з фазовими перетвореннями при деформації.

Як показав рентгенівський фазовий аналіз, виконаний на установці УРС-50И, в металі основного шару після дії вибухового навантаження міститься

близько 22% α -фази. У початковому стані цього металу α -фаза за тих же умов дослідження не виявляється (рис.7.15).

З таблиці 7.3 також витікає, що механічні властивості по довжині труби приблизно однакові. Механічні властивості по товщині стінки декілька нижче з боку зовнішньої поверхні. Окрім дослідження якості і міцності зчеплення, механічних властивостей проводився вимір мікротвердості по товщині стінки металевих труб.

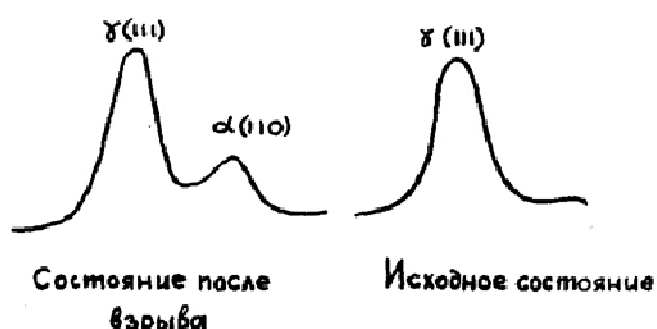


Рисунок 7.15 – Розподіл інтенсивності віддзеркалення рентгенівських променів від металу основного шару сталі марки X18N10T в початковому стані і в змозі після вибуху

Вимірювання мікротвердості проводилося на приладі ПМТ-3 при навантаженні $P=50$ р. У кожній крапці вимір проводився не менш 3-х.

Дані вимірювань мікротвердості представлені у вигляді графіка на рис.7.16.

Таблиця 7.3 – Механічні властивості основного шару ст. Х18Н10Т

№ п/п	Місце вирізки зразка		Механічні властивості після вибуху			Механічні властивості після т/о: 920°, 30 хв., повітря		
	по довжині труби	по товщині стінки	σ_B , КГ/ММ ²	σ_T , КГ/ММ ²	Ψ , %	σ_B , КГ/ММ ²	σ_T , КГ/ММ ²	Ψ , %
1	початок	зов.пов.	75,8 – 81,2	70 – 76,4	75,5 – 78,5	67,2 – 71,3	45,5 – 52,1	78,7 – 80,8
		середина	85,7 – 95,9	82,4 – 95,0	67,6 – 73,7	68,9 – 72,9	49,4 – 54,9	77,7 – 80,5
		конт.	81,9 – 96,7	75,7 – 95,0	71,5 – 75,5	-	-	-
2	середина	зов.пов.	75,5 – 33,4	68,5 – 30,2	75,0 – 78,0	65,5 – 74,5	37,3 – 48,5	73,6 – 82,7
		середина	90,0 – 93,6	87,6 – 96,9	68,6 – 72,4	65,5 – 69,0	37,9 – 44,8	79,5 – 82,5
		конт.	79,5 – 102,0	67,2 – 98,6	68,5 – 75,0	65,5 – 67,0	35,0 – 49,8	80,8 – 82,8
3	кінець	зов.пов.	71,6 – 92,6	57,5 – 89,0	69,3 – 31,0	66,4 – 76,5	32,2 – 39,9	79,0 – 32,6
		середина	78,2 – 98,8	70,0 – 96,6	68,8 – 76,0	67,3 – 69,0	35,9 – 40,0	80,5 – 82,6
		конт.	79,8 – 100,4	72,6 – 98,5	67,0 – 78,1	66,1 – 72,5	37,3 – 40,2	80,5 – 82,7

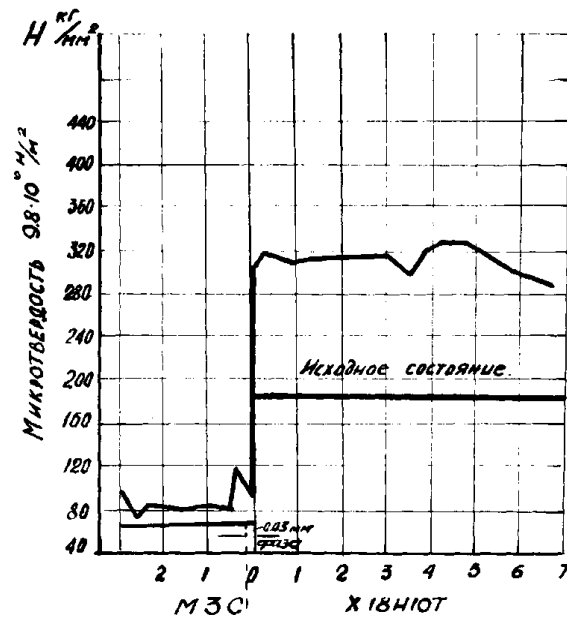


Рисунок 7.16 - Зміна мікротвердості по товщині стінки в біметалічній заготівці в змозі після вибуху

Як видно з графіка, величина мікротвердості в міді і основному шарі зростає в порівнянні з початковим станом.

Було показано, що максимальне зміцнення спостерігається в шарах біля кордону зварки і незначне зміцнення в решті місць по товщині стінки.

Проте, як видно з рис. 7.16, в сталі X18H10T величина мікротвердості трохи відрізняється по товщині стінки, виключаючи вільну поверхню.

На підставі проведених досліджень можна сказати наступне.

При вживаних параметрах і схемах вантаження для отримання біметалічних труб поєднанням X18H10T +M₃C розміром 76x8 спостерігається значне збільшення характеристик міцності основного шару металу (сталь X18H10T) при незначній зміні відносного звуження.

Підвищення характеристик міцності і мікротвердості приблизно рівномірно по товщині стінки, що, ймовірно, можна пояснити наявністю тонких ліній зрушення і фазового перетворення в металі основного шару, а також особливостями механізму деформаційного зміцнення при вибуховому навантаженні.

7.5 Вплив термічної обробки на структуру і механічні властивості біметалічних труб X18H10T +M₃C

З метою зниження міцності перед холодним переділом, біметалічні труби піддавалися термічній обробці по режиму: нагріваючи до 920°, витримка 30 хв., охолодження на повітрі.

Механічні властивості основного шару після термічної обробки представлені в таблиці 7.3.

Як видно з таблиці, після термічної обробки характеристики міцності зменшилися, зокрема, тимчасовий опір знизився до 54,5 - 76,5 кг/мм², а межа текучості до 32,2 - 54,9 кг/мм² при незначному підвищенні відносного звуження (до 73,6 - 82,8%).

Як впливає з аналізу механічних властивостей, термічна обробка при вказаному вище режимі знижує механічні характеристики, проте не приводить до повного зниження міцності металу основного шару (див. таблицю 7.3).

Значно підвищити температуру нагріву при термічній обробці не представляється можливим із-за небезпеки перегріву міді.

Як показали випробування мікрорізків, термообробка по вказаному вище режиму трохи збільшує міцність зчеплення.

Дослідженням мікроструктури межі розділу встановлено, що термообробка не впливає на вигляд межі зварки. В змозі після термообробки межа залишається хвилястою, а фаза декілька змінює свої геометричні розміри. В результаті розвитку дифузійних процесів будова фази стає одноріднішою (по величині структурних складових).

Біля кордону розділу фаза-мідь в міді після термообробки з'являється шар величиною ~ 20 мкм, де структура декілька відрізняється від структури міді в решті місць по товщині стінки.

Наявність цього шару пов'язана з дифузійним переміщенням атомів між фазою і міддю.

Мікроструктура основного шару сталі X18H10T аустенітна, рекристалізована. Зерно біля кордону зварки декілька дрібніше чим в решті місць по товщині стінки, що обумовлене великим наклепанням металу біля кордонів зварки (рис.7.17 а, б, в). Як показали дослідження, термообробка знижує значення мікротвердості в сталі приблизно до 235 - 240,9, $8 \cdot 10^6$ Н/м². Максимальна величина мікротвердості в міді в змозі після термообробки (164,9, $8 \cdot 10^6$ Н/м²) спостерігається на межі мідь-фаза, що обумовлене розвитком дифузійних процесів при термообробці. У решті місць по товщині стінки значення мікротвердості коливається в межах (74,8 - 77,7 ($9,3 \cdot 10^6$ Н/м²)).

На розмірі 38x4 проводився підбір режимів термічної обробки.

Термообробка проводилася в інтервалі температур 800-950° через 50° з витримкою 30 хв. і 1 година (при температурі 800 і 850°) і 30 хв. при температурах нагріву 900, 950°.

Механічні властивості після різних режимів термообробки представлені в таблиці 7.4. Випробування проводилися на біметалічних сегментах.

Як видно з таблиці 7.4, механічні властивості після різних режимів термічної обробки відрізняються трохи. Декілька нижче прочностные характеристики і вище пластичні ($\psi=50,5 - 51,6$) спостерігаються при термічній обробці по режиму: 800° , 1 година, повітря.

Металографічними дослідженнями встановлено, що зварка задовільна як по периметру біметалічних труб, так і по довжині. На межі зварки є фаза величиною 0,05-0,09 мм.

Межа прямолінійніша, ніж в початковому стані.

Мікроструктура основного шару (сталь мазкі X18H10T) після термообробки по режиму: нагріваючи до 800° , витримка - 1 година рекристалізована; зерно дуже дрібне (дрібніше 10 б.), проте в структурі спостерігається смужчатість, яка майже повністю зникає при температурі нагріву до 900° , витримці $t=30$ хв. В результаті термічної обробки по режиму: нагріваючи до $T=9000$, витримка $t=30$ хв., зерно основного шару (сталь марки X18H10T) трохи збільшується, зникає смужчатість.

Структура основного шару однорідніша по товщині стінки після вказаних вище режимів термічної обробки, в порівнянні із структурою після вибуху і термічної обробки.

Вирівнюванню структури по товщині стінки сприяє холодна пластична деформація і термічна обробка.

Мікроструктура плакуючого шару після термічної обробки є крупними зернами, неоднорідна по товщині стінки. З боку контактної поверхні спостерігається шар дрібних зерен, що пов'язане з дифузійний перерозподілом атомів між зварюваними металами.



Рисунок 7.17 – Структура основного шару X18H10T після різних режимів термічної обробки на розмірі труб 38x4:

- а) нагріваючи до $T = 800^{\circ}$, $t = 30$ хв.
- б) нагріваючи до $T = 850^{\circ}$, $t = 30$ хв.
- в) нагріваючи до $T = 900^{\circ}$, $t = 30$ хв.

Із збільшенням температури нагріву від 800° до 950° зерно значно укрупнюється (рис.7.18). Укрупнення зерна міді із збільшенням температури нагріву до 950° несприятливо позначається на пластичних властивостях біметалу (табл. 7.4).

Таким чином, металографічними дослідженнями встановивши наявність якісного зчеплення між шарами біметалічних труб поєднання сталі марки X18H10T + M_3C по всій довжині (виключаючи початок детонації) і периметру труби.

На межі зварки між металами виявлена фаза, по своєму зовнішньому вигляду що має схожість з евтектикою. На підставі проведених досліджень встановлено, що фаза виникла в результаті розплавлення зварюваних металів на контактних поверхнях при високошвидкісному зіткненні.

Таблиця 7.4 – Механічні властивості труб

№ п/п	Поєднання	σ_b , кг/мм ²	σ_T , кг/мм ²	Ψ , %	Режим термічної обробки
1	X18H10T + M ₃ C	59,0 – 60,5	19,1 – 19,7	50,5 – 51,5	800 ⁰ , 1 година, повітря
2		62,3 – 63,1	23,0 – 26,0	47,1 – 47,6	800 ⁰ , 30 хв., повітря
3		62,5 – 63,0	22,2 – 24,1	45,6 – 47,6	850 ⁰ , 1 година, повітря
4		61,3 – 62,3	24,1 – 24,4	48,0 – 46,5	850 ⁰ , 30 хв., повітря
5		61,5 – 63,0	23,0 – 26,4	47,1 – 51,0	900 ⁰ , 30 хв., повітря
6		60,5 – 61,0	21,4 – 24,2	40,5 – 43,5	950 ⁰ , 30 хв., повітря



Рисунок 7.18 – Мікроструктура плакуючого шару мідь M₃C після різних режимів термічної обробки на розмірі труб 38x4:

- а) нагріваючи до $T = 800^{\circ}$, $t = 30$ хв.
- б) нагріваючи до $T = 850^{\circ}$, $t = 30$ хв.
- в) нагріваючи до $T = 900^{\circ}$, $t = 30$ хв.

7.6 Рекомендації по розробці технологічної схеми отримання бішарових та багатошарових труб

При виборі типа вибухової речовини треба приймати до уваги наступне:

1. За умовами постачання не допускається висока ступінь роздачі зовнішньої труби при достатньо високому ступені деформування внутрішньої труби;
2. По довжині труби необхідно утворити рівномірний імпульс тиску, що сприяє рівномірній роздачі внутрішньої труби.

Тому, доцільно використання в якості вибухової речовини тен.

Тен відноситься до групи потужних, високошвидкісних вибухових речовин. Тиск в продуктах детонації досягає 30ГПа. Крім того, при максимальній швидкості детонації 7800 – 8000 м/с та високому тиску дуже швидко відбувається падіння імпульсу тиску, що є основною причиною, що послужила підставою для вибору тена в якості енергоносія.

В результаті швидкоплинності процесу впливу вибуху при підриві тена в трубах, зовнішня труба не встигає піддатися значному пластичному деформуванню і дія високого короткочасного тиску локалізується в порожнині внутрішньої труби.

Комутація вибуху тена в каналі труби проста, тому що заряд має вигляд гнучкого шнура з діаметром чистої вибухової речовини 1,5 – 2 мм.

В якості середи, що передає ударні хвилі використовується вода.

Після вибуху стан зразків досліджується шляхом обміру діаметрів труб.

Таким чином, технологія отримання бішарових та багатошарових труб, наступна:

1. В підготовлену внутрішню трубу встановлюється заряд вибухової речовини та кільця, що центрують. Кінець шнура на нижньому торці затискають металевою скобою;
2. Виконується на тяжіння шнура в каналі труби та закріплення його на другому торці аналогічною скобою;

3. Виконується герметизація нижнього торця парафіном;
4. Виконується повна зборка пакета труб;
5. Зібраний пакет піддається герметизації (нижній торець) епоксидною смолою);
6. В матрицю встановлюється нижня пробка з заглибленням в центрі;
7. Виконується установка пакета з його центрівкою;
8. Виконується заливка води в матрицю та у внутрішній канал;
9. Виконується заливка верхньої пробки, що слугує одночасно і для центрівки пакета;
10. Встановлюється капсуль-детонатор;
11. Виконується вибух.

Висновки за розділом 7

Встановлено, що структура, що формується при зварюванні вибухом великої кількості сталевих пластин, є суттєво не однорідною як в поперечному напрямі так і впродовж профілю хвилі. Механічні властивості зварних швів по різні сторони від гребня хвилі різні. Зварювання вибухом є ефективним методом формування багатошарових матеріалів з високим комплексом механічних властивостей. На прикладі багатошарової сталі 20, показана можливість одночасного двократного росту властивостей міцності та ударної в'язкості, а також збільшення втомленої тріщиностійкості при суттєвому зниженні пластичності матеріалів. Встановлено, що причина підвищення ударної в'язкості та втомленої тріщиностійкості пов'язана з сприятливим впливом міжшарових кордонів.

8 РОЗРОБКА АЛГОРИТМІВ ТА ФУНКЦІЙ РОЗТАШУВАННЯ ВІДЛИВКИ У ФОРМІ ТА ВИБОРУ ФОРМОВОЧНОЇ ОСНАСТКИ, ФОРМУВАННЯ ОСНОВНИХ ТА ДОПОВНЮВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ВІДЛИВКИ У ВИГЛЯДІ 3D МОДЕЛЕЙ, ГЕНЕРАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ КАРТИ ТА КРЕСЛЕННЯ

8.1 Функція розташування відливки у формі та формовки

Положення ливарної форми при її заливці зазвичай зберігається незмінним впродовж твердіння стали і наступного охолодження відливки до вибивання з ливарної форми. Іноді для поліпшення умов заповнення форми металом і створення кращої спрямованості твердіння стінок відливки змінюють положення залитої форми (заливка форми під нахилом або методом повороту форми). У зв'язку з цим, незалежно від положення форми при заливці, побудову прибутків, каналів ливників і усіх складових частин ливарної форми прийнято виконувати на кресленні в тому виді, в якому відливка розташовуватиметься в ливарній формі при твердінні залитими в її порожнину металом.

Таким чином, вибір положення відливки у формі має принципове значення. Положення відливки у формі, що відповідає умовам спрямованості твердіння металу, обумовлює контур відливки, розміри припусків на механічну обробку, можливі розміри опок, масу півформ, а отже, і устаткування для виготовлення форм.

Для роботи функції вибору формувального оснащення була сформована велика база даних 3D моделей опок, підмодельних плит і рамок (рис. 8.1), що використовується під час виконання функції формовки та дає можливість користувачеві детально побачити розроблену технологію з усіма необхідними елементами.

Вибір способу виготовлення ливарних форм значною мірою визначається геометричною характеристикою литої деталі (конфігурацією, розмірами, масою) і розмірами партії відливок, що виготовляються. Враховуються також

умови виробництва в цьому цеху, тобто прийнятий спосіб виготовлення форм для аналогічних відливок, наявність необхідного ливарного оснащення, вантажопідйомність кранів і тому подібне.

В умовах спеціалізованого виробництва відливок широко використовують типові технологічні процеси з урахуванням дослідження можливості подальшого їх вдосконалення. Кожен новий технологічний процес повинен містити і нові технічні рішення, можливі на основі накопиченого виробничого досвіду, використання результатів наукових досліджень і підвищення рівня механізації виробничих процесів. Але враховуючи, що для реалізації нових технічних рішень потрібна тривала технологічна підготовка виробництва, слід виходити з вимог поточного виробництва з урахуванням перспективи на майбутнє.

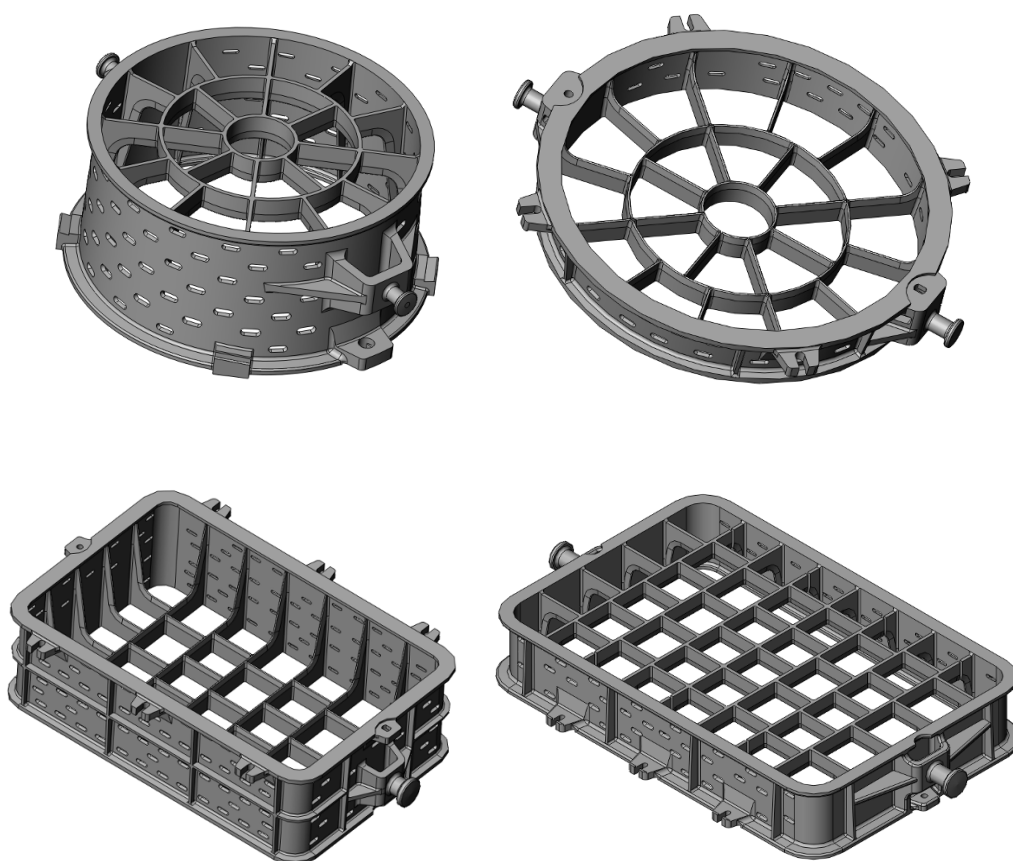


Рисунок 8.1 – Приклади 3D моделей опок різних типів, що внесено у базу даних для роботи функції формування

Для запуску функції вставки опок та формування:

1. Відкрийте документ Складання з побудованою ливарною технологією.
2. Виберіть меню Лиття > Формування > Додати опок (рис. 8.2)
3. У вікні "Вибір опок" виберіть комплект опок і натисніть кнопку "Встановити". Після установки вибраного комплекту опок користувач може проглянути зборку, що вийшла, і відмовитися від вибраного комплекту, для цього треба натиснути кнопку "Видалити"; потім можна повторити вибір опок з новими розмірами.

Щоб створити півформи:

1. Відкрийте файл зборки відливки із стержнями, розставленими прибутками і побудованою системою ливника
2. Виберіть меню Лиття > Формування > Зформувати

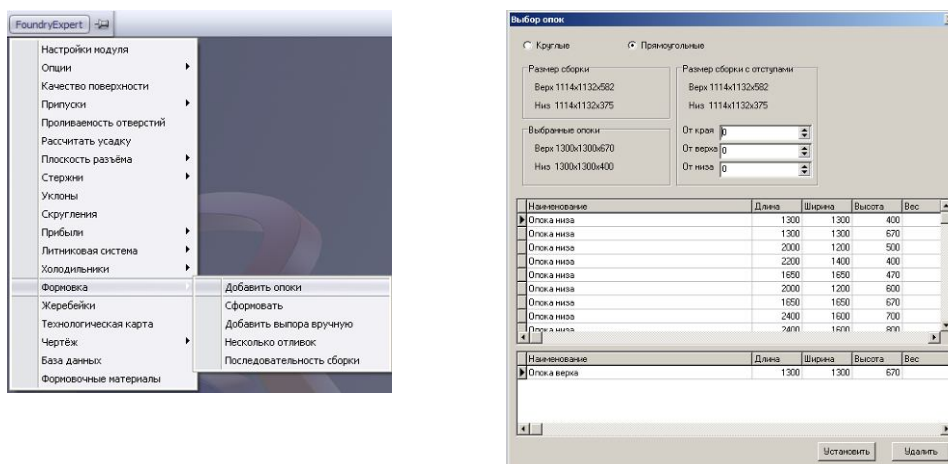


Рисунок 8.2 – Меню функції формовки та діалог вибору опок

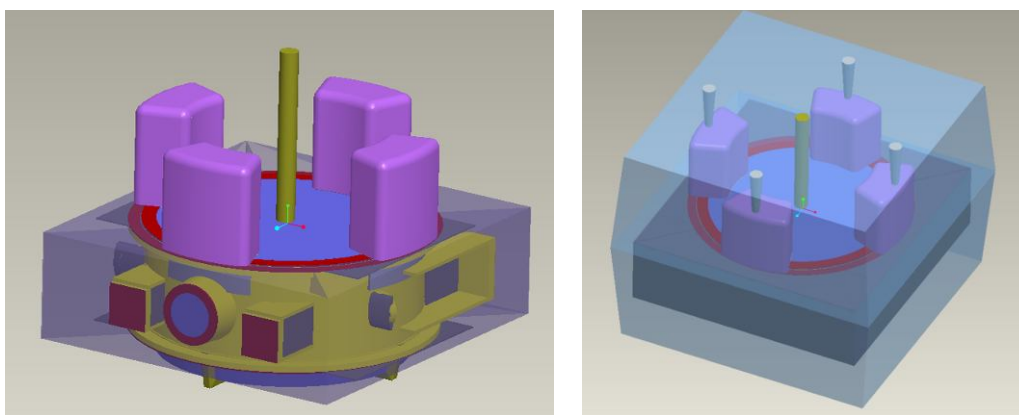


Рисунок 8.3 – Відливка до та після роботи функції формування

Для розміщення декількох відливок у формі:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню Лиття > Формування > Декілька відливок (рис. 8.4)

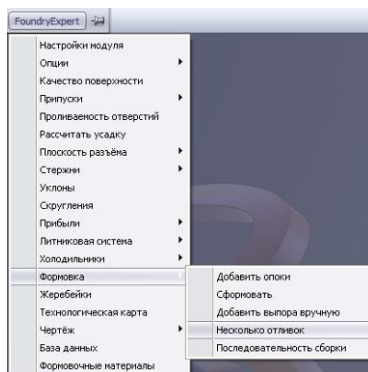
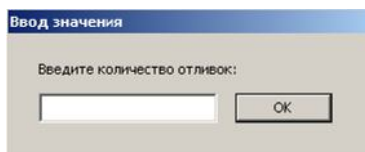
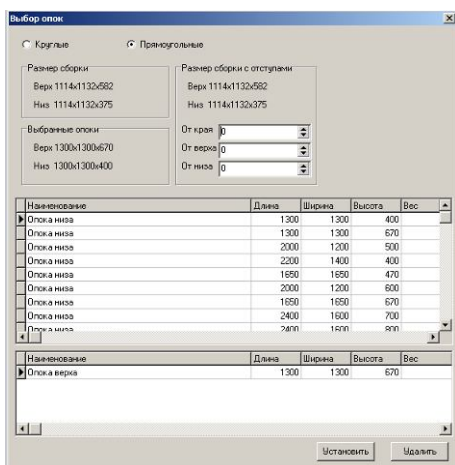


Рисунок 8.4 – Меню функції розміщення декількох відливок у формі

У вікні введіть необхідну кількість відливок :



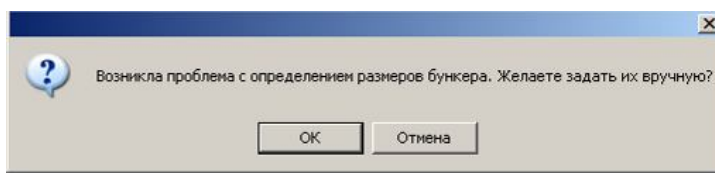
Після цього з'явиться таблиця з варіантами опок, в які поміщається задане число відливок:



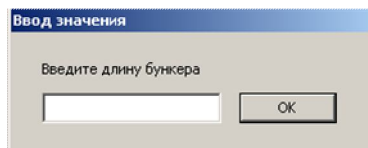
У верхній частині вікна користувач вибирає клацанням миші опоку низу. Потім в нижній частині вікна вибирає опоку верху (рис. 8.5). Після вибору треба натиснути кнопку "Встановити".

Рисунок 8.5 – Діалог вибору опок для функції розміщення декількох відливок у формі


Якщо для цих розмірів відливки і кількості відливок у формі відповідних опок в базі немає, то з'явиться повідомлення:



За згодою користувача з'являться вікна для введення параметрів :



Після цього з'явиться діалогове вікно "Переміщення відливки" і площа для орієнтування і розміщення відливок (рис. 8.6).

Для додавання відливки натисніть кнопку  , після чого вона з'явиться на плиті (вигляд зверху) і буде доступна для установки в потрібному положенні (рис. 8.7).



Кнопки пересування відливки вліво, управо, вгору і вниз в одній площині. Число посередині - крок пересування (мм).



Кнопки повороту проти і за годинниковою стрілкою.

Рисунок 8.6 – Кнопки пересування та повороту відливки у формі.

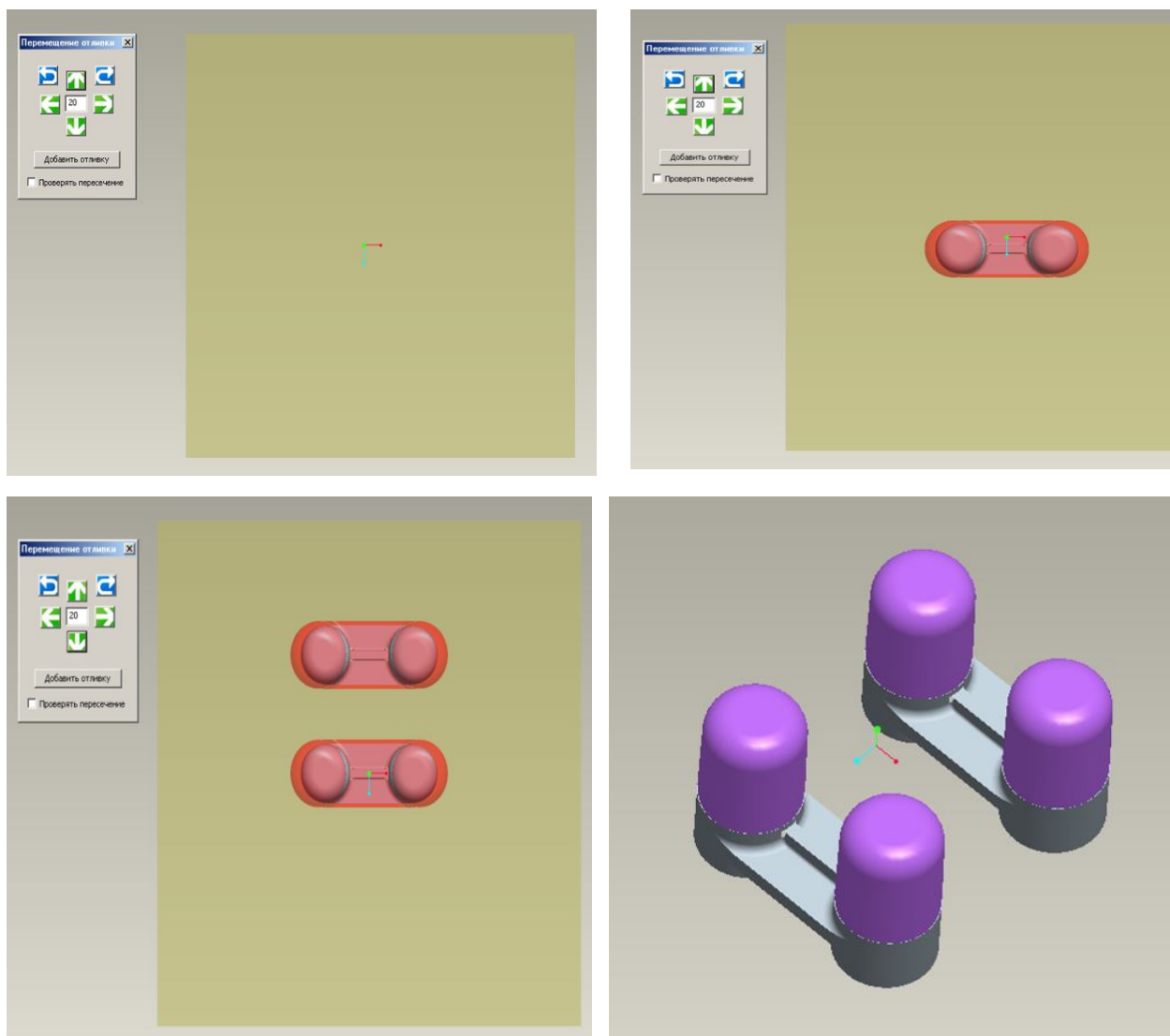


Рисунок 8.7 – Приклад роботи функції розміщення декількох відливок у формі

Для створення випорів :

1. Відкрийте документ Складання з побудованими прибутками, ливниковою системою, опоками (якщо є) і півформами. Півформи і опоки приховувати не треба, вони ховаються і відображуються автоматично.
2. Виберіть Лиття > Формування > Додати випора вручну (рис. 8.8).
3. Виберіть спосіб завдання параметрів випорів (2 радіуси або радіус з ухилом)
4. У відповідних полях поставте потрібні значення

5. Натисніть кнопку

Добавить выпор

Натисненням лівої клавіші миші виберіть місце установки випора.

Для установки наступних випорів необхідно повторити попередні дії.

6. У разі помилкової установки випора натисніть кнопку

Отмена

(Останній побудований випор буде видалено.)

7. Для закінчення роботи з випорами натисніть кнопку

OK

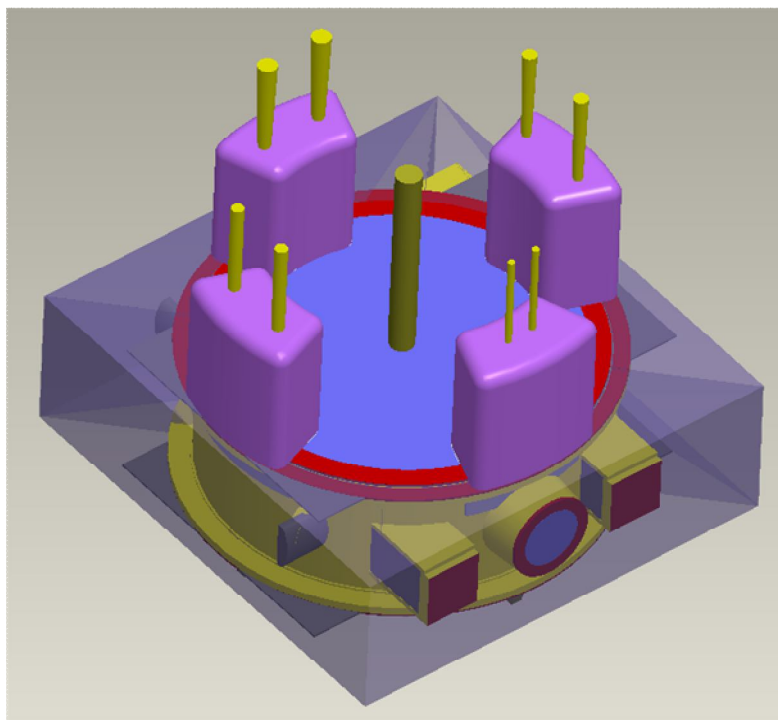
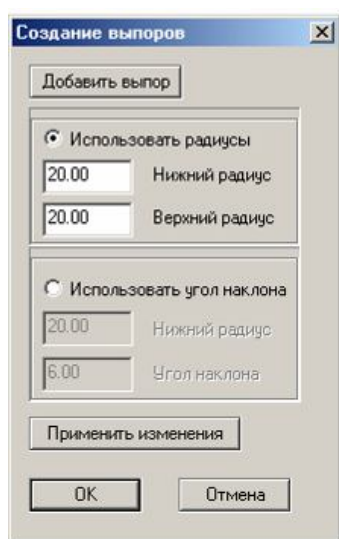


Рисунок 8.8 – ДIALOG функції встановки випорів та результат її роботи

8.2 Функція установки ухилів

Формувальними називають такі ухили, які надаються робочим поверхням ливарної моделі для забезпечення легкого витягання моделей з форм або звільнення стержневих ящиків від стержнів без порушення цілості форм і стержнів у тому випадку, якщо у відливки немає конструктивних ухилів.

Формувальні ухили бічних поверхонь моделі (відливки), що задаються у напрямі витягання моделі з форми, призначають, як правило, при розробці

технологічного процесу виготовлення відливки. У робочому кресленні заготівлі формувальні ухили не вказують, крім випадків, коли формувальні ухили, що приймаються, викликають потовщення стінок відливки понад тих, що допускаються. Подібні випадки погоджують з конструктором або з технологом механооброблювального виробництва, якщо зайвий припуск зажадає додаткової обробці деталі.

Величини ухилів розраховуються окремо на кожен поверхню по ГОСТу 3212-80. Користувач може проглянути в Дереві побудови призначені ухили і при необхідності змінити величину.

Після розрахунку поверхні з призначеними ухилами забарвлюються в синій колір, а поверхні, на яких не вдалося побудувати ухили із-за геометричних особливостей, забарвлюються в червоний колір.

Щоб проставити ухили:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню Лиття > Ухили (рис. 8.9).

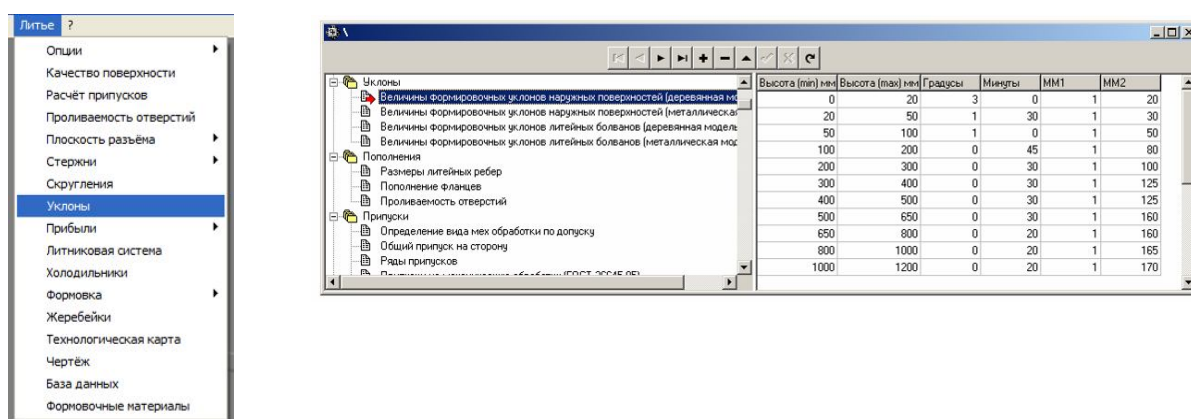


Рисунок 8.9 – Меню та розрахувальна таблиця для функції «Формувальні ухили»

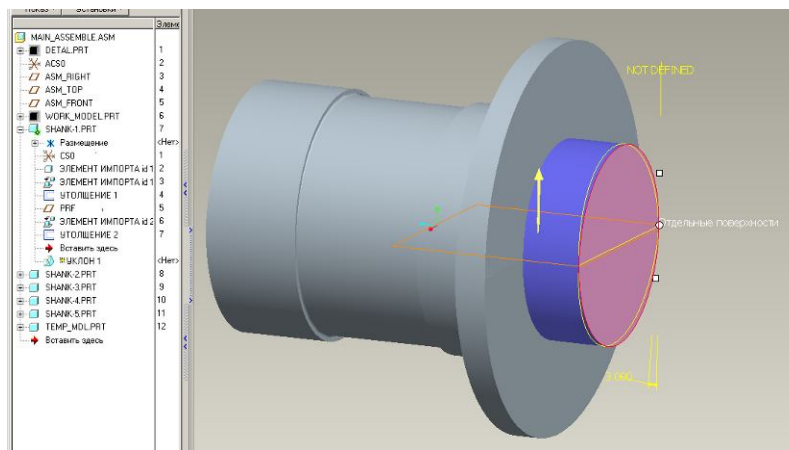


Рисунок 8.10 – Результат работы функции «Формувальні ухили»

8.3 Функция установки округлень

Ця функція шляхом аналізу товщини стінок поверхонь, що сполучаються, визначає радіуси округлень гострих кромок деталі і наносить їх на 3-D модель.

Щоб побудувати округлення:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню Лиття > Округлення (рис. 8.11).

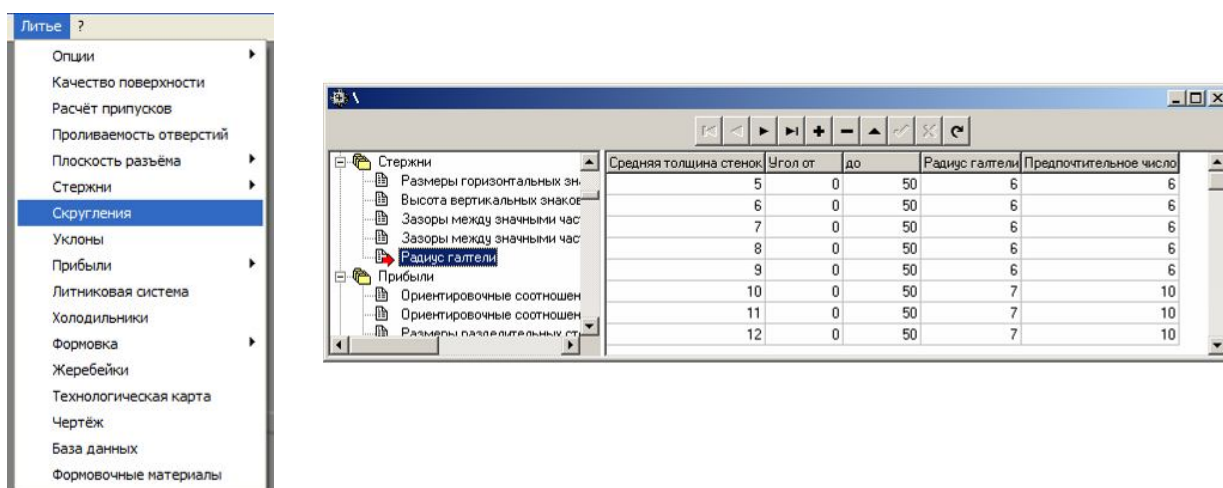
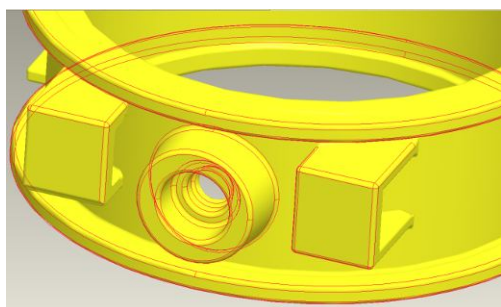
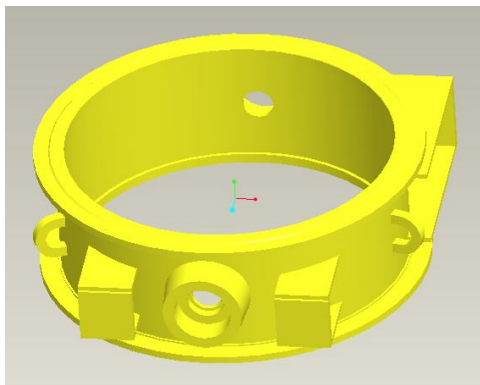


Рисунок 8.11 – Меню та розрахувальна таблиця для функції «Округлення»

Початкова деталь



Деталь із округленнями

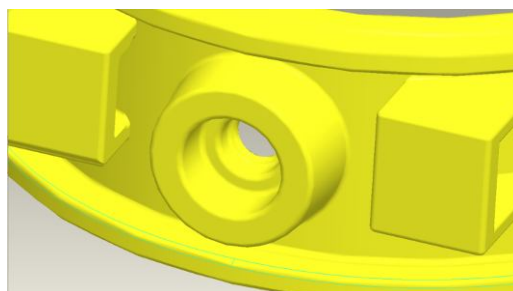
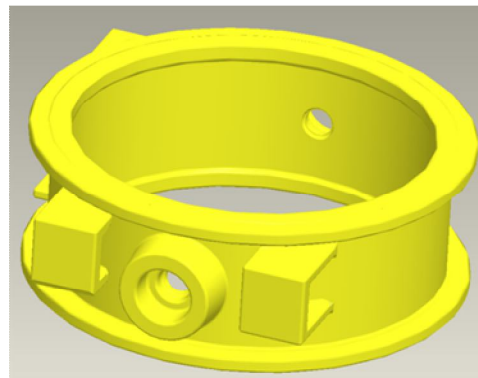


Рисунок 8.12 – Результат роботи функції «Округлення»

8.4 Функція розрахунку усадки

Лінійна усадка є однією з найважливіших фізичних властивостей сталі, технологічних процесів виробництва відливок, що враховуються при розробці. Технолога-ливарника зазвичай цікавить кінцева усадка відливки у відсотках, т. е. так звана усадка ливарні, яку можна врахувати при виготовленні моделі, щоб розміри відливки не виходили за межі заданих допусків.

Ця функція дозволяє в автоматичному режимі розрахувати переважаючу товщину стінки деталі і призначити ливарну усадку.

Щоб розрахувати усадку:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню Лиття > Розрахувати усадку (рис. 8.13).

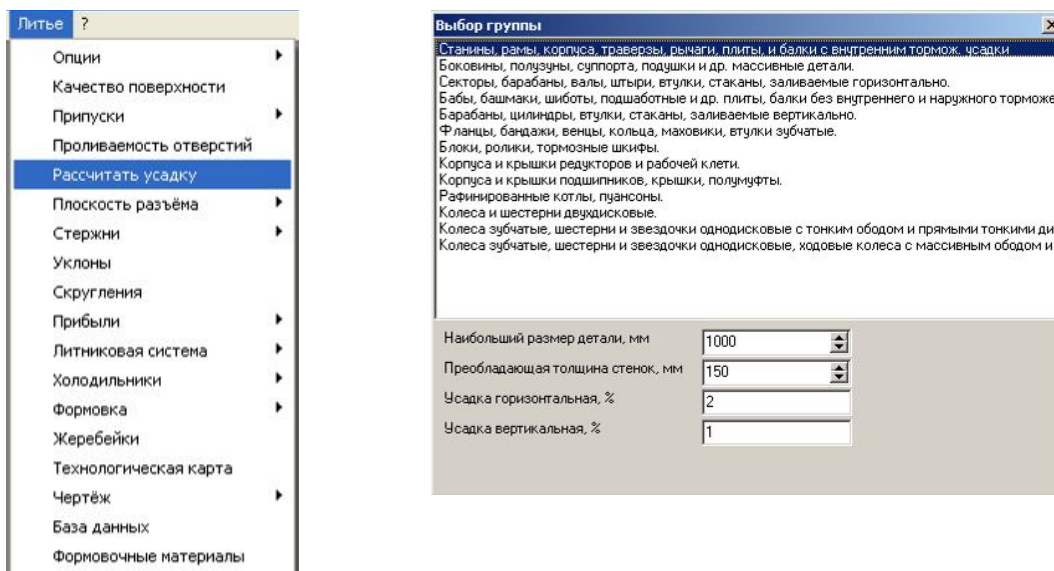
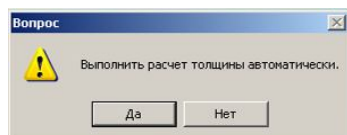


Рисунок 8.13 – Меню да діалог функції розрахунку усадки

3. У вікні



Виберіть спосіб визначення переважаючої товщини стінки деталі (автоматичний або завдання вручну)

4. У вікні "Вибір групи" виберіть до якої групи деталей відноситься ця деталь.

5. Вихід з вікна "Вибір групи" здійснюється шляхом натиснення



8.5 Функція проектування знаків

Створити знак можна:

1. Автоматичним способом
2. Вручну (користувач самостійно задає розміри знаку)

1. Автоматичний метод створення знаків :

1.1. Відкрийте файл із стержнями

1.2. Виберіть меню Лиття > Стержни > Знаки (рис. 8.14).

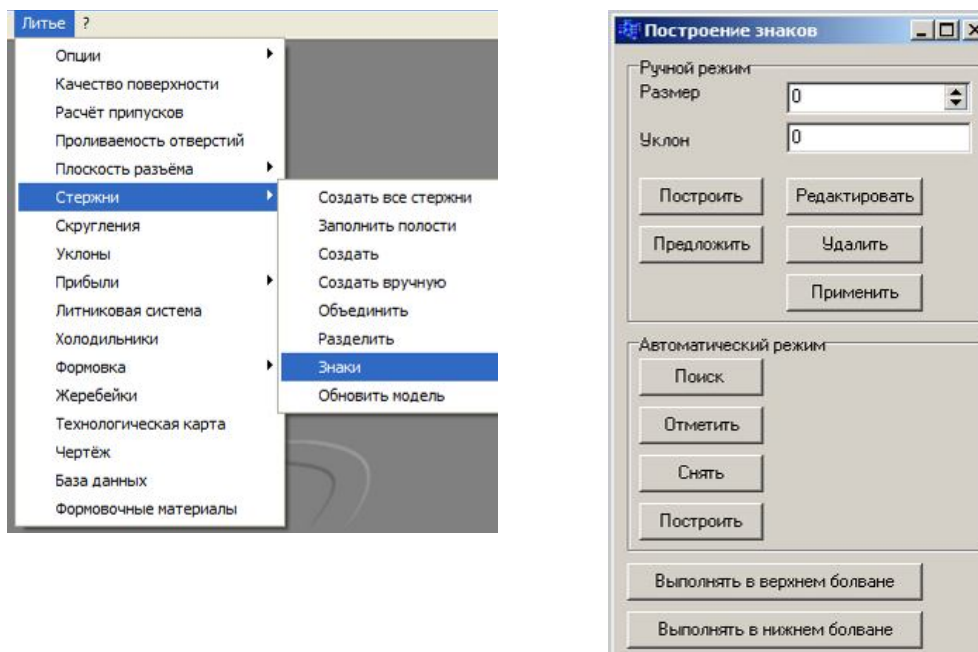


Рисунок 8.14 – Меню да діалог функції створення знаків

1.3. У вікні "Побудову знаків" натисніть кнопку "Пошук". Програма виділить кольором поверхні, на які необхідно нанести знаки. Користувач може прибрати або додати виділення з поверхонь за допомогою кнопок "Відмітити" і "Зняти".

1.4. Для побудови знаків на відмічених поверхнях натисніть кнопку "Побудувати".

2. Ручний метод створення знаків :

2.1. У вікні "Створення стержневих знаків" в поля "Розмір" і "Ухил" внесіть необхідні значення для знаку.

2.2. Одинарним клацанням лівої клавіші миші виділите одну або декілька поверхонь для побудови знаків

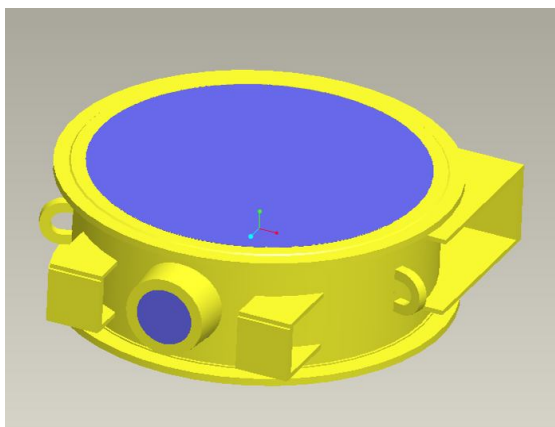
2.3 Для установки знаку у вікні "Створення стержневих знаків" натисніть кнопку "Побудувати" (знаходиться вгорі).

Після побудови усі знаки мають жовтий напівпрозорий колір. У напівпрозорому стані вони ще не об'єднані із стержнями і доступні для редагування. Для перегляду параметрів конкретного знаку необхідно виділити

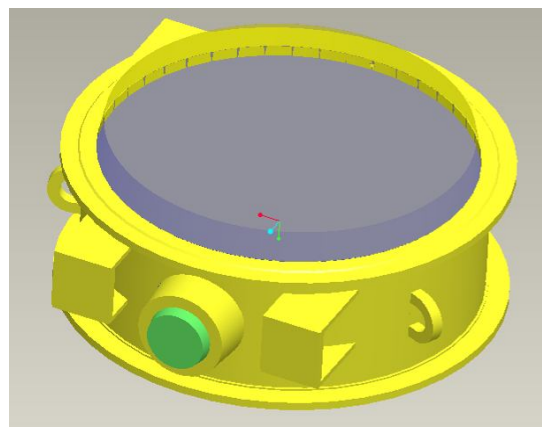
його і натиснути кнопку "Редагувати", - параметри запишуться у вікна "Розмір" і "Ухил".

Для видалення знаку необхідно виділити його і натиснути кнопку "Видалити". Після усіх дій з редагування знаків необхідно натиснути кнопку "Застосувати", - знаки об'єднуються із стержнями і придбають матове забарвлення (рис. 8.15).

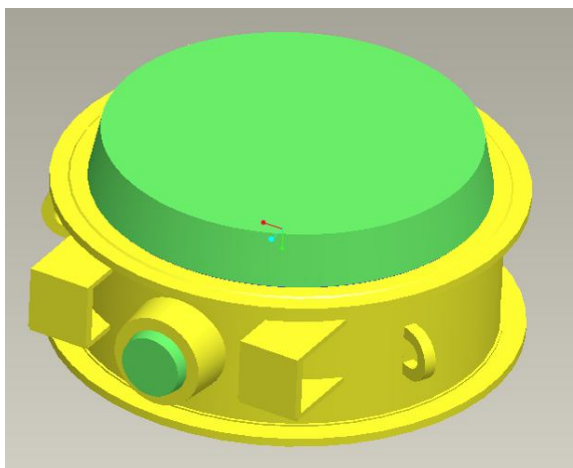
Деталь без знаків



Побудова знаку



Збільшення висоти знаку



Зміна ухилу знаку

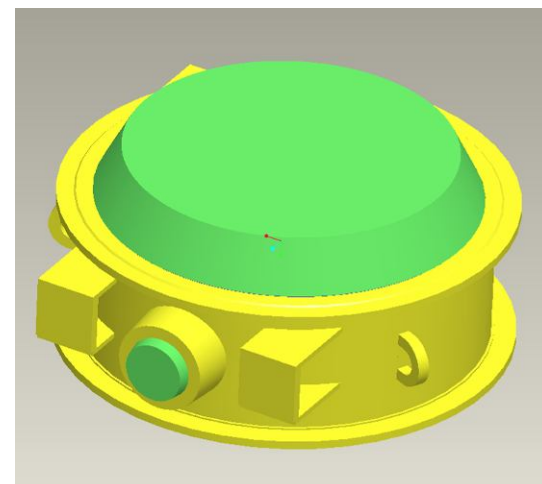


Рисунок 8.15 – Результати роботи функції розрахунку та побудови знаків

8.6 Функція проектування холодильників

Внутрішні холодильники застосовують для охолодження тих частин відливки, для яких неможливо забезпечити повне живлення від прибутків. До таких частин відносяться: зчленування стінок, що сполучаються, і зчленування

стінок відливки з ребрами різного призначення, місцеві потовщення стінок, відокремлені від живлячих частин відливки тоншими стінками, і масивні протяжні стінки.

Залежно від призначення розрізняють холодильники двох типів :

1) такі, що видаляються при механічній обробці відливки, наприклад, коли вони розташовані по осях механічно оброблюваних отворів і висвердлюють їх разом з припусками на механічну обробку;

2) такі, що зберігаються в тілі відливки, т. е. що є складовими частинами стінок литих деталей.

Дослідженнями встановлено, що холодильники другого типу не розплавляються сталлю, що заливається в порожнину ливарної форми, і зберігаються в тілі відливки незалежно від товщини її стінок. По хімічному складу і фізичним властивостям холодильники зазвичай відрізняються від литої сталі. Тому за складних умов служби литих деталей відповідального призначення, наприклад при частих різких змінах температури, збільшується можливість розвитку додаткової втомної напруги і т. д.

Проте не усі литі деталі експлуатуються в подібних умовах, і оскільки не в усіх випадках можна створити потрібну спрямованість твердіння стали змінами інтенсивності зовнішнього тепловідводу, внутрішні холодильники ще знаходять широке застосування в ливарному виробництві, головним чином при виготовленні відливок з вуглецевих і низьколегованих сталей. Іноді застосування внутрішніх холодильників дозволяє навіть вирішувати завдання, які неможливо вирішити іншими способами, наприклад внутрішні холодильники сприяють зменшенню розвитку ліквідаційних процесів.

Найбільш складним є визначення умов застосування холодильників другого типу, оскільки в цих випадках доводиться враховувати вплив холодильників на прочностні властивості литих деталей залежно від матеріалу, з якого виготовлені холодильники, місце розташування холодильників, можливості отримання монолітного з'єднання холодильника з литою сталлю і від ливарно-технологічних властивостей литої сталі. При виготовленні відливок

з деяких марок стали, наприклад 110Г13Л, застосування внутрішніх холодильників другого типу не дає позитивних результатів

Щоб встановити внутрішні холодильники:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню FoundryExpert > Холодильники > Внутрішні холодильники

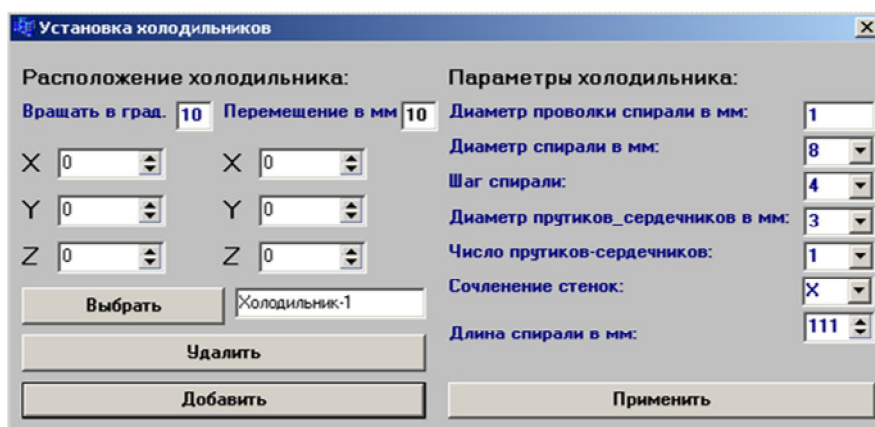
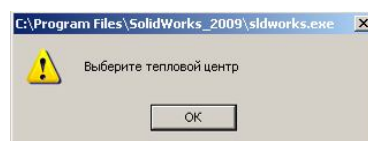


Рисунок 8.16 – Діалог функції побудування внутрішніх холодильників

У діалоговому вікні (рис. 8.16) натисніть кнопку "Додати"

Натисніть кнопку  у вікні



Після цього вкажіть тепловий центр, в якому необхідно встановити холодильник, він розрахується і вишикується автоматично. Після цього розміри холодильника можна відредагувати в меню "Параметри холодильника". Після зміни параметрів холодильника обов'язково треба натиснути кнопку "Застосувати". Орієнтувати холодильник потрібним чином можна за допомогою меню "Розташування".

Додавання нового холодильника здійснюється у вже відкритому діалоговому вікні натисненням кнопки "Додати" (рис. 8.17).

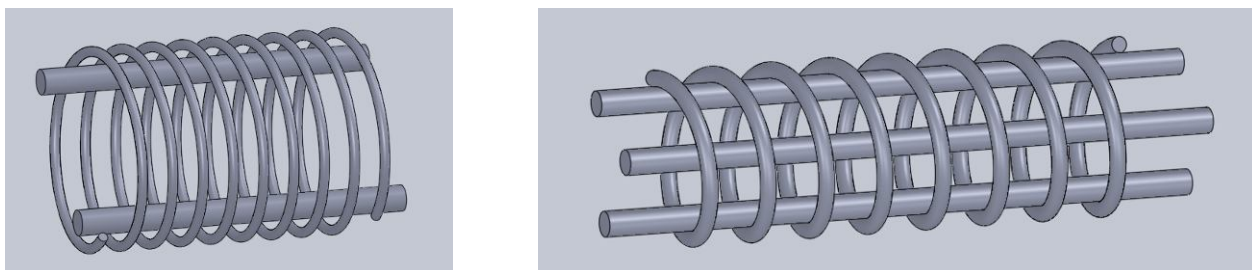


Рисунок 8.17 – Приклади роботи функції побудування внутрішніх холодильників

Зовнішні холодильники є одним з ефективних засобів регулювання швидкості охолодження відливки під час твердіння сталі в ливарній формі, створення потрібної спрямованості цього процесу, запобігання можливості утворення гарячих тріщин в повільно остигаючих частинах відливки.

Застосуванням зовнішніх холодильників вирішується також одне з важливих технологічних завдань - розмежування стінок відливки на певні зони живлення. Зовнішні холодильники можуть сприяти і зміні будови сталі, наприклад, при виготовленні відливок із сталі аустенітного класу, коли зміною інтенсивності охолодження можна в значних межах міняти ширину зони стовпчастих кристалів. Нарешті, зовнішні холодильники чинять вплив на розвиток ліквацийних процесів. Найбільші можливості по створенню спрямованості твердіння сталі досягаються при одночасному застосуванні зовнішніх і внутрішніх холодильників. Але у випадках виготовлення відливок особливо відповідального призначення, наприклад з легованої сталі, вирішальне значення має застосування зовнішніх холодильників.

Зовнішні холодильники можна підрозділити:

- а) по конфігурації: на плоскі; прямолінійні круглого, квадратного або іншого профілю; криволінійні постійного профілю і фасонні змінного профілю;
- б) за способом виробництва : на вирізані з прокату або ливників; штамповані з прокату; литі із сталі або чавуну. Найбільше застосування мають

холодильники з прокату; литі чавунні холодильники застосовують при виробництві тонкостінних відливок;

в) за принципом дії: прямої дії, коли холодильник безпосередньо стикається з поверхнею відливки; побічної дії, коли між стінками металевого холодильника і відливки розташовується шар менш теплопровідного матеріалу (наприклад, формувальній суміші); з регульованим відбором тепла за допомогою різних теплоносіїв (повітря, води, пари і т. д.), що пропускаються з певною швидкістю через спеціальні канали.

Щоб встановити зовнішні холодильники:

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню FoundryExpert > Холодильники > Зовнішні холодильники

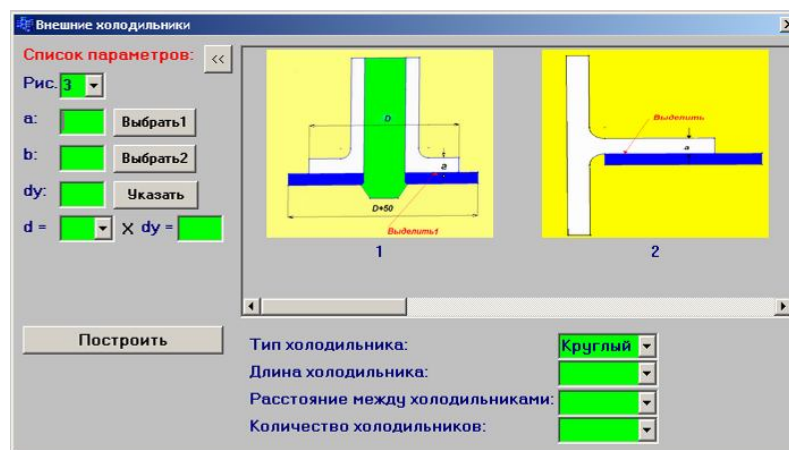


Рисунок 8.18 – Діалог функції побудування зовнішніх холодильників

Виберіть необхідну схему установки холодильників (рис. 8.18). Залежно від схеми набір параметрів, необхідних для розрахунку холодильників, може мінятися. Наслідуючи вказівки на малюнку, вибираються різні елементи (поверхні, теплові центри). Для розрахунку холодильника мають бути заповнені усі віконця параметрів. Після цього треба натиснути кнопку "Побудувати".

8.7 Функція генерації креслення

Після побудови ливарної технології програма дозволяє отримати:

- креслення відливки з ливарною технологією в зборі
- креслення моделі
- креслення стержнів
- креслення будь-якого елемента ливарної технології окремо*

Для створення креслення ливарної технології :

1. Виберіть меню Лиття > Креслення > Креслення зборки (рис. 8.19) - генерується документ креслення, в якому знаходяться 4 види з двома розрізами. Після формування креслення користувач може змінити кількість видів і положення розрізів.
2. По аналогії з кресленням зборки користувач може отримати креслення моделі і креслення стержнів.

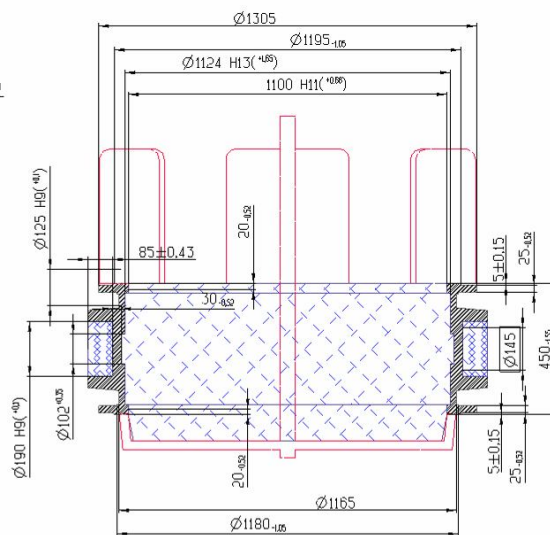
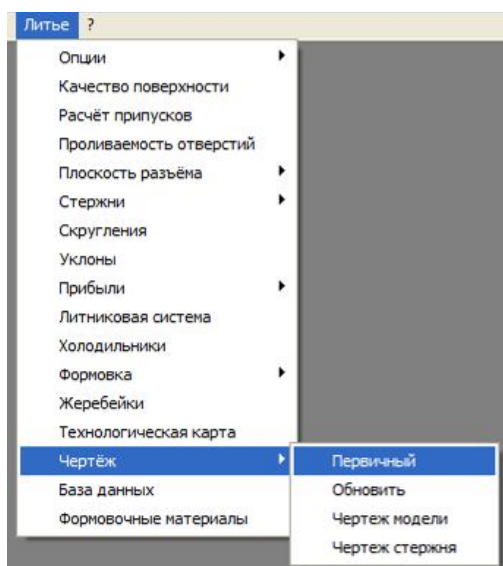


Рисунок 8.19 – Меню та приклад роботи функції генерації креслення ливарної технології на базі побудованої 3D моделі

8.8 Функція генерації технологічної карти

Технологічні карти з комплексом відомостей і вказівок з питань виготовлення, зборки і заливки ливарної форми, режимами охолодження відливок і наступної обробки їх в термовібральному відділенні або цеху використовують спільно з розміченим кресленням. Об'єм відомостей, що вносяться в технологічні карти, визначається залежно від умов виробництва. Найдетальніше заповнюють технологічні карти в умовах серійного виробництва відливок. У цих умовах важливо регламентувати порядок і спосіб виконання кожної технологічної операції, оскільки навіть щонайменші відступи від прийнятих способів можуть викликати великі збитки, оскільки вони виявляються на пізніших стадіях виробництва.

У технологічну карту виготовлення відливки одиничного виробництва вносять тільки мінімум відомостей і вказівок, маючи на увазі, що типові технологічні операції треба виконувати, керуючись загальними інструкціями, відомими майстрові і робітникам. При цьому враховується, що робітники одиничного виробництва, особливо бригадири, мають вищу кваліфікацію в порівнянні з умовами вузької спеціалізації в масовому виробництві. Крім того, вирішальне значення має незвичайна широта номенклатури литих деталей, що виготовляються в умовах одиничного виробництва, при якій через необхідність доводиться обмежуватися внесенням в технологію тільки тих відомостей, які не можна почерпнути з наявних технологічних інструкцій.

Специфіці цих умов відповідає заповнення карт технологічних вказівок. На відміну від технологічних карт, вживаних в умовах серійного виробництва, в карти технологічних вказівок вносять ряд заздалегідь розроблених, застосованих до кожного відливки, загальних технологічних приписів, віддрукованих друкарським способом. За цієї умови скорочується об'єм відомостей, що вносяться знову, а сама карта технологічних вказівок перетворюється на детальну технологічну інструкцію, розроблену для кожного відливки.

Залежно від одного з двох основних способів формування - ручною або машинною - застосовують самостійні форми карт технологічних вказівок. Кожна з цих карт має лицьову і зворотну сторони. На лицьовій стороні приводяться вказівки з питань виготовлення, складки, заливки форми і наступного охолодження відливки до вибивання з форми. Для спрощення лицьову сторону скорочено називають: "Технологічні вказівки по формуванню". На зворотному боці карти приводяться "Технологічні вказівки виготовлення стержнів". Заповнену і підписану карту підклеюють до зворотної сторони розміченого креслення і використовують разом з останнім при виготовленні відливки.

Для генерації технологічних карт :

1. Відкрийте документ Складання
2. Виберіть меню Лиття > Технологічна карта (рис. 8.20)

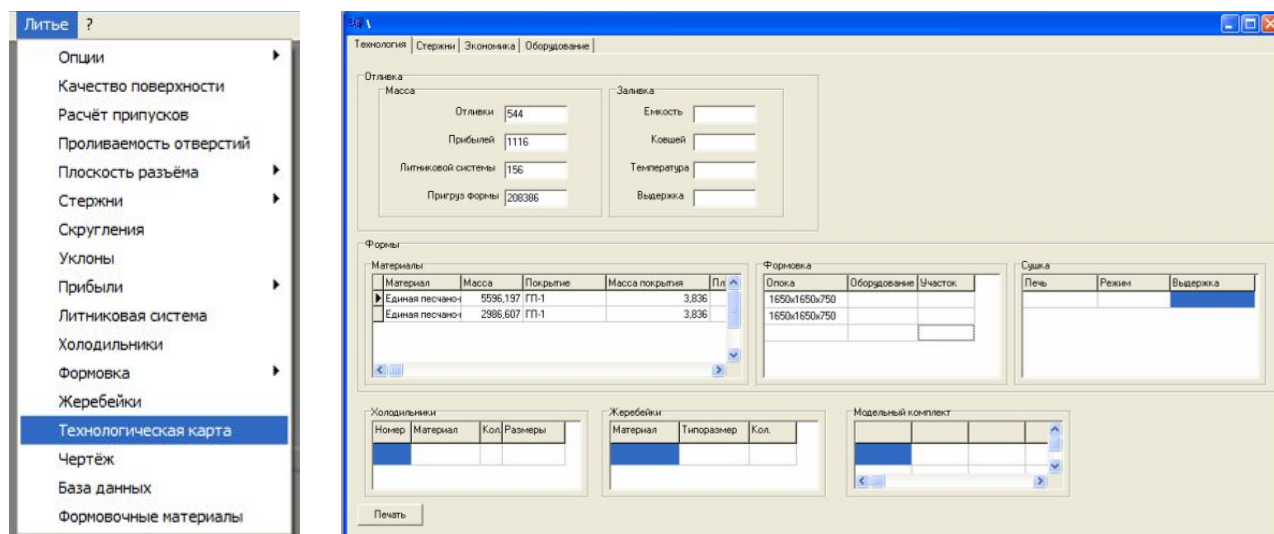
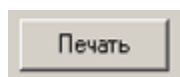


Рисунок 8.20 – Меню та діалог функції генерації технологічної карти

Після натиснення на кнопку



відбувається генерація

технологічних карт в Microsoft Office Word, де користувач може добавляти інформацію в порожні осередки (рис. 8.21-8.22)

При роботі над розділом було використано ряд літературних джерел з методів роботи в системі Solidworks та з проектування ливарної технології [34-42]

Висновки за розділом 8

Запропонована у розділі інформаційна система дозволяє значно прискорити цикл розробки технологічних процесів ливарного виробництва, а також оптимізувати технологію, зокрема для найпоширенішого на даний час одиничного типу виробництва. Розроблено унікальні алгоритми аналізу тривимірних параметричних моделей відливок, зокрема такі як:

- розташування відливки у формі;
- визначення стержнів;
- розташування прибуткових частин;
- визначення міст підводу металу з формуванням ливникової системи;
- вибору формувальної оснастки.

9 ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВИХ І ГАЛЬМІВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВАЖКИХ ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВІВ

9.1 Прогнозування динамічних властивостей системи: екіпаж – тяговий привід – рейковий шлях для шахтного локомотиву

Підвищення вимог до ефективності ведення гірничих робіт нерозривно пов'язано з оптимізацією параметрів схем і експлуатаційних характеристик засобів підземного транспорту. Особливо це актуально в несприятливих умовах зчеплення коліс шахтного локомотива з рейками. Задовольнити найкращим чином таким суперечливим вимогам можна тільки при ретельному аналізі рухів в машинах з урахуванням всіх основних силових чинників, що і визначає сучасні проблеми динаміки гірничотранспортних машин.

Вибір структури і параметрів машини, оснований на детальному аналізі динамічних процесів, які відбуваються в її ланках, одночасно вирішує і проблему підвищення надійності, зменшення матеріаломісткості і габаритів машини, причому найбільш економічним способом – тільки за рахунок правильного вибору схем і параметрів.

Для прогнозування динамічних властивостей і оптимізації параметрів ланок приводів і гальмівних пристроїв, а також визначення характеру їх впливу на динамічні показники шахтного локомотива пропонується математична модель, що враховує, в загальному випадку, між собою взаємний вплив перехідних процесів в тяговому двигуні, властивостей передавального механізму і умов взаємодії колеса з рейкою за наявності геометричної, кінематичної і фізичної недосконалості.

Складання розрахункової схеми механічної системи слід починати з розгляду її кінематичної схеми, що виявляє структуру механізмів, виділяючи її вихідні ланки, до яких прикладені сили корисного опору, і вхідні, пов'язані з джерелом енергії. Для шахтного локомотива такими є сили взаємодії колеса і рейки, залежні від характеристик зчеплення, пружного ковзання, зносу контактуючої пари, параметрів системи підвішування тягового двигуна і ходової частини і властивостей верхньої побудови рейкового шляху. Нестабільність характеристик джерел енергопостачання (зміна рівня напруги живлення електромереж, рівня тиску в гідромережі та ін.) приводить до зміни характеру і рівня навантажень на ланки приводу механічної системи та системи гальмування шахтних локомотивів, що також є джерелом динамічної складової навантаження, характерної для шахтних умов.

З урахуванням вищезазначених положень, система рівнянь, що описують поведінку системи екіпаж - тяговий привід - рейковий шлях в даному динамічному режимі, може бути представлена в матричній формі:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = D\dot{u} + Fu, \quad (9.1)$$

де A, B, C, D, F – матриці постійних коефіцієнтів, що характеризують параметри даної системи;

q – вектор узагальнених координат системи;

u – вектор збуджуючої дії з боку рейкового шляху і джерела енергопостачання.

Критерій якості є функціоналом від вектора вихідних характеристик моделі, тому критерій оптимальності стає випадковим функціоналом, а оскільки для динамічної моделі приводу шахтного локомотива цільова функція в явному вигляді невідома, для отримання її реалізації необхідно вирішувати систему диференціальних рівнянь (9.1). Прогнозування динамічних властивостей системи: екіпаж - тяговий привід – рейковий шлях для шахтного локомотива може бути виконане за допомогою різних функціоналів якості залежно від характеру вирішуваної задачі.

Задача оптимізації параметрів приводу по умові мінімальних енерговитрат на транспортування може бути вирішена за допомогою функціонала якості у вигляді:

$$K_{\circ} = A_{mp} / A_{\circ}, \quad (9.2)$$

де A_{mp} – робота сил тертя при русі транспортного засобу;

A_{\circ} - робота рухомих сил.

Роботу сил тертя фрикційної пари колесо-рейка з урахуванням геометричної і фізичної недосконалості робочих поверхонь можна визначати за формулою:

$$A_{mp} = F_n \cdot \psi(S) \cdot S \cdot V \cdot t, \quad (9.3)$$

де F_n – вертикальне (нормальне) навантаження на колесо, Н;

$\psi(S)$ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою;

S – відносне ковзання колеса під час кочення;

V – середня швидкість локомотиву, м/с;

t – сумарна тривалість робочого циклу локомотиву, с.

В процесі руху на колісну пару діють тяговий або гальмівний момент M з боку передавального механізму і сили взаємодії кожного колеса з рейками, які можна представити у вигляді трьох взаємно перпендикулярних складових: нормальної N_i ; подовжньої F_{xj} і поперечної F_{yj} .

$$\begin{aligned} F_{xj} &= -\kappa_x(S_{xj})(N_{jo} + \Delta N_i) \\ F_{yj} &= -\kappa_y(S_{yj})(N_{jo} + \Delta N_i), \end{aligned} \quad (9.4)$$

де $\kappa_x(S_{xj})$ і $\kappa_y(S_{yj})$ - залежність коефіцієнтів зчеплення коліс з рейками відповідно в подовжньому і поперечному напрямках від відносних швидкостей ковзання коліс $(S_{xj}), (S_{yj})$;

N_{jo} і ΔN_i - відповідно статична і динамічна складові нормальної реакції рейок на j -е колесо.

У разі визначення оптимальних параметрів по критерію мінімального зносу бандажів колісних пар функціонал якості має вигляд:

$$K_v = \int_0^T \sum_{i=1}^n (V_i - V_o)^2 dt, \quad (9.5)$$

де V_o – початковий об'єм бандажа колеса; V_i – поточне значення об'єму бандажа i -го колеса, визначається по формулі

$$V_i = A_{mp} / I_i, \quad (9.6)$$

де I_i – інтенсивність зношування i -го колеса.

З рівняння (9.3) виходить, що робота сил тертя визначається фізичними параметрами, які, у свою чергу, залежать від тривалості складових робочого циклу, визначуваного діаграмою швидкості.

В реальних умовах робота шахтного локомотива характеризується великою циклічністю, що призводить до зростання перехідних процесів, в перебігу яких змінюються не тільки величини нормального навантаження на колеса, особливо при сіпанні і галопі, але і значення коефіцієнта зчеплення. Окрім цього, робота рейкового транспорту в перехідних режимах характеризується буксуванням або юзом. Тому всі ці особливості повинні бути враховані при визначенні параметрів, що впливають на знос.

При оптимізації по критерію стабілізації відносного ковзання колеса по рейці функціонал якості може бути записаний у вигляді:

$$K_s = \int_0^T \sum_{i=1}^n (S_i - S_o)^2 dt, \quad (9.7)$$

де S_o – відносне ковзання колеса з максимальним коефіцієнтом зчеплення;

S_i – поточне відносне ковзання i -го колеса.

Рішення даної задачі (рис. 9.1) дозволить встановити функціональний зв'язок силового (реалізуєма сила тяги) і кінематичного (відносне ковзання) параметрів при нестационарному русі колеса.

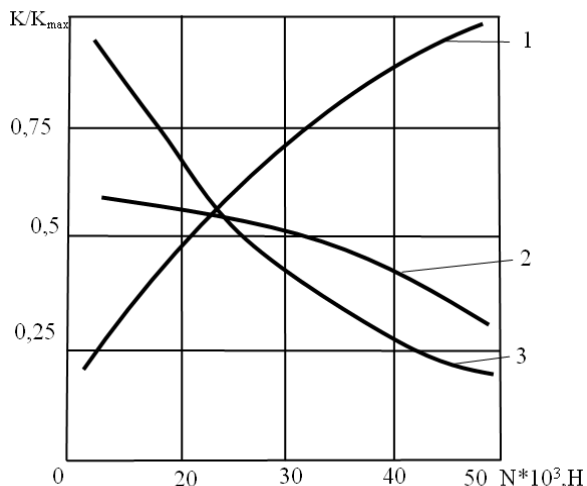


Рисунок 9.1 - Залежності між відносним функціоналом якості K/K_{\max} та навантаженням N на вісь локомотиву:

1 – за умов енерговитрат; 2 – за умов ковзання; 3 – за умов зносу

Оскільки сили, що виникають унаслідок ковзання, грають важливу роль в управлінні рухом рейкового транспортного засобу і забезпеченні його стійкості.

Мінімізація функціонала якості, що включає один або декілька з вищенаведених критеріїв, дозволяють вирішувати задачу оптимізації параметрів для різних типів транспортних засобів; на основі характеристики ковзання судити про динаміку зносу бандажів колісних пар і її залежності від параметрів і властивостей системи екіпаж - тяговий привід – шлях; прогнозувати довговічність роботи всіх ланок приводу і управляти цим процесом. При цьому критерії, не включені у функціонал якості, можуть бути використані у вигляді обмежень.

9.2 Стійкість руху шахтного секційного локомотива в кривих постійного і змінного радіусу

Вивчення динаміки локомотива є складною задачею. Навіть при русі по прямій ділянці рейкової колії, коли рух здійснюється з малою швидкістю, виникають проблеми, пов'язані з коливаннями виляння. При збільшенні

швидкості, а також при значних відхиленнях рейкової колії в плані від прямолінійності можуть виникнути значні вертикальні коливання або звивистий рух. Під час руху по криволінійній ділянці колії при накаті коліс на зовнішню рейку можуть виникнути значні поперечні сили, що може призвести до вповзання колеса на рейку і, як наслідок, втрати стійкості локомотива. Це призводить до зниження показників безпеки руху.

Розробка локомотивів секційної (шарнірно-зчленованої) компоновки (рис.9.2), які складаються з візків, в рамках одного технічного рішення дозволяє створити локомотиви з різною зчіпною масою, видом енергопостачання, необхідними експлуатаційними характеристиками. Особливістю секційних локомотивів є зв'язок між кузовом і тяговими секціями, що забезпечує необхідну взаємну рухливість і передачу вертикальних навантажень від кузова на візок, горизонтальних і подовжніх сил тяги і гальмування, а також горизонтальних поперечних сил – відцентрової сили, реакції зовнішньої рейки, що володіє геометричною недосконалістю в плані і профілі.

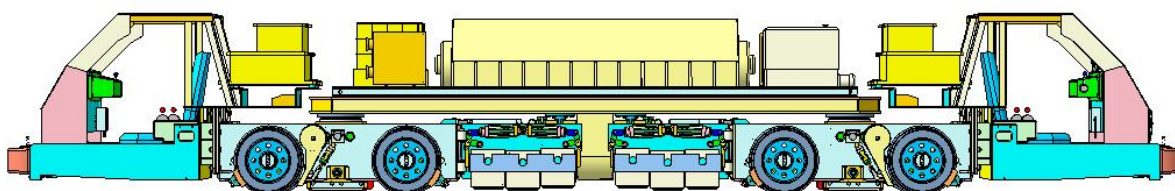


Рисунок 9.2 - Секційна (шарнірно-зчленована) компоновка шахтного локомотива

Встановлення якісного і кількісного впливу пружньо-дисипативних параметрів вузла з'єднання тягової секції і центральної платформи, обладнаного РМЕ, на стійкість руху секційного шахтного локомотива (в порівнянні з базовою моделлю) в кривій постійного і змінного радіусу дозволить сприяти

швидкому зниженню коливань, поліпшенню динамічних характеристик шахтного локомотиву, а, отже, і безпеці руху.

На практиці стійкість рейкових екіпажів, що рухаються на кінцевому інтервалі шляху, оцінюється двома параметрами: коефіцієнтом поперечної стійкості і коефіцієнтом стійкості проти вповзання колеса на рейку, яка знайшла більш широке вживання при оцінці безпечної експлуатації шахтної локомотивної відкатки і визначається по наступній залежності:

$$K_{уст} = \frac{F_z \operatorname{tg}\beta - \mu}{|F_y| \mu \operatorname{tg}\beta + 1}, \quad (9.8)$$

де F_z , F_y – сумарні вертикальна і бічна сили, діючі на колесо, Н;

μ – коефіцієнт тертя між колесом і рейкою;

β – кут нахилу реборди колеса.

Аналіз залежності (9.8) показує, що головною причиною сходу коліс рухомого складу з рейок є таке поєднання вертикальних і горизонтальних динамічних складових сил, діючих на колісну пару, при якому стає можливим вповзання колеса на головку рейки. Для забезпечення безпечного руху необхідно, щоб значення $K_{уст} > 1$.

Значення сумарної бічної сили F_y , діючої на колесо, складається з двох додатків:

$$F_y = Y + W, \quad (9.9)$$

де Y – складова сили псевдоковзання в поперечному напрямі, Н;

W – поперечна складова реакції рейкової нитки, діючої на колесо, унаслідок криволінійного контуру його профілю, Н.

Проте, при русі шахтного локомотива в кривій постійного і змінного радіусу (перехідна крива) на колесо буде додатково періодично діяти сила, яка може призвести до втрати стійкості, фізичне значення якої полягає в наступному: під час входу (або виходу) локомотива в криву при наявному зазорі між гребенем бандажа і головкою рейки колісна пара, вийшовши з

середнього положення, завдяки конусності бандажів почне скоювати звивистий рух і одне колесо, маючи більший діаметр по колу катання, випереджатиме інше. Через певний проміжок часу переднє зовнішнє колесо зустрінеться з рейкою (рис. 9.3, позиція 1), внаслідок чого відбудеться удар, який приведе до його відскоку, викликаючи обертаючий момент від колісної пари навкруги вертикальної осі тим самим, ініціюючи коливання виляння тягового візка. Коливання виляння будуть полягати в тому, що після відскоку візок зустрінеться з рейками вже заднім зовнішнім і переднім внутрішнім колесом (позиція 3), а описаний вище механізм знов примусить її прийняти початкове положення (позиція 5).

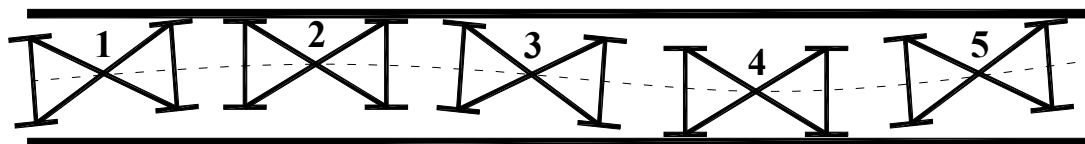


Рисунок 9.3 - Схема звивистого руху тягової секції секційного шахтного локомотива в кривій

Одночасно з коливанням виляння відбуватимуться і коливання бічного віднесення, тобто поступального переміщення візка в поперечному напрямі від однієї рейкової нитки до іншої (позиція 2, 4). Тому насправді рух візка представлятиме сумарне коливання, що складається з виляння і бічного віднесення. Ці коливання викличуть появу бічних ударів коліс об рейки, а додаткова сила від цих коливань (назвемо її $F_{\text{біч}}$) може привести до критичного перерозподілу сумарних вертикальних F_z і бічних F_y сил, діючих на колесо і викликати схід з рейкового шляху транспортного засобу. З метою визначення впливу коливань вилянь і бічного віднесення на область стійкого руху секційного шахтного локомотива була складена система диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned}
& m_k \ddot{y}_k + m_k (V\dot{\gamma} - g\theta_h) + \sum_{i=1}^2 (k_{yM} \Delta y M_i + \beta_{yM} \dot{\Delta} y M_i) = 0, \\
& m_k \left(\ddot{z}_k - \frac{1}{2} \ddot{h} \right) + \sum_{i=1}^2 (k_{zM} \Delta z M_i + \beta_{zM} \dot{\Delta} z M_i) = 0, \\
& I_{zk} (\ddot{\psi}_k + \ddot{\gamma}) + \sum_{i=1}^2 k_{\psi M} \Delta \psi M_i + l \sum_{i=1}^2 (-1)^i (k_{yM} \Delta y M_i + \beta_{yM} \dot{\Delta} y M_i) + \\
& + \sum_{i=1}^2 M_{mp} \text{SIGN}(\dot{\psi}_k - \dot{\psi}_i) = 0, \\
& I_{yk} \ddot{\phi}_k + l \sum_{i=1}^2 (-1)^i (k_{zM} \Delta z M_i + \beta_{zM} \dot{\Delta} z M_i) + \sum_{i=1}^2 M_{mp} \text{SIGN}(\dot{\phi}_k + \dot{\phi}_i) = 0, \\
& I_{xk} (\ddot{\theta}_k + \ddot{\theta}_h) - H \sum_{i=1}^2 (-1)^i (k_{yM} \Delta y M_i + \beta_{yM} \dot{\Delta} y M_i) = Q_{\theta k}, \\
& m_i \ddot{y}_i + m_i (V\dot{\gamma} - g\theta_h) + \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \dot{\Delta} y_{inj}) + \\
& + (k_{yM} \Delta y M_i + \beta_{yM} \dot{\Delta} y M_i) = 0, \\
& m_i \left(\ddot{z}_i - \frac{1}{2} \ddot{h} \right) + \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \dot{\Delta} z_{inj}) + (k_{zM} \Delta z M_i + \beta_{zM} \dot{\Delta} z M_i) = 0, \tag{9.10} \\
& I_{zi} (\ddot{\psi}_i + \ddot{\gamma}) + a \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^n (k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \dot{\Delta} y_{inj}) + k_{\psi M} \Delta \psi M_i - \\
& - M_{mp} \text{SIGN}(\dot{\psi}_k - \dot{\psi}_i) = 0, \\
& I_{yi} \ddot{\phi}_i + a \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^n (k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \dot{\Delta} z_{inj}) - M_{mp} \text{SIGN}(\dot{\phi}_k + \dot{\phi}_i) = 0, \\
& I_{xi} (\ddot{\theta}_i + \ddot{\theta}_h) + b \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 (-1)^n (k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \dot{\Delta} z_{inj}) - \\
& - H (k_{yM} \Delta y M_i + \beta_{yM} \dot{\Delta} y M_i) = Q_{\theta i}, \\
& m_{in} \ddot{y}_{in} + m_{in} (V\dot{\gamma} - g\theta_h) - \sum_{j=1}^2 (k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \dot{\Delta} y_{inj}) = Q_{yin}, \\
& (m_{in} + 2m_p) \left(\ddot{z}_{in} + \ddot{K} p z_{inj} - \frac{1}{2} \ddot{h} \right) - \sum_{j=1}^2 (k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \dot{\Delta} z_{inj}) - \\
& - (k_{zp} z_{pinj} + \beta_{zp} \dot{z}_{pinj}) = 0
\end{aligned}$$

$$I_{zin} (\ddot{\psi}_{in} + \ddot{\gamma}) + a \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_y \Delta y_{inj} + \beta_y \dot{\Delta y}_{inj}) = Q_{\psi in},$$

$$(I_{xin} + d_1 m_p) (\ddot{\theta}_{in} + \ddot{\theta}_h) - b \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_z \Delta z_{inj} + \beta_z \dot{\Delta z}_{inj}) -$$

$$- d_1 \sum_{j=1}^2 (-1)^j (k_{zp} z_{pinj} + \beta_{zp} \dot{z}_{pinj}) = Q_{\theta in}$$

$$m_p \ddot{y}_{pinj} + k_{yp} y_{pinj} + \beta_{yp} \dot{y}_{pinj} = Q_{y rinj}.$$

де x – сідання; y – бічне віднесення; z – підстрибування; ψ – виляння; φ – галопування; θ – бічне качання. Переміщення елементів локомотива мають позначення з індексами: k – відповідає кузову; i – номер візка ($i=1,2$); i, j – номер колісної пари, відповідного i -го візка ($j=1,2$); i, j, n – номер колеса, відповідної i, j – колісної пари ($n=1,2$).

Дана система є математичною моделлю, що достатньо повно описує рух секційного шахтного локомотива на прямолінійному і криволінійному ділянках рейкової колеї з геометричними нерівностями в плані і профілі. Для того, щоб пружньо-дисипативні властивості вузла з'єднання відповідали параметрам плоскої циліндрової опори, накладемо наступні обмеження:

$$c_y \rightarrow \infty \quad \beta_y = 0; \quad c_z \rightarrow \infty \quad \beta_z = 0; \quad c_\psi \rightarrow 0, \quad (9.11)$$

де c_y, c_z – коефіцієнти жорсткості РМЕ в поперечному і вертикальному напрямках, Н/м;

β_y, β_z – коефіцієнти в'язкого опору РМЕ в поперечному і вертикальному напрямках, Н•с/м;

c_ψ – коефіцієнт жорсткості РМЕ при закручуванні в горизонтальній площині, Н/рад.

Набуті в процесі моделювання значення коефіцієнта стійкості проти вповзання колеса на рейку під час руху шахтного локомотива базової моделі та моделі, обладнаної РМЕ по ділянці рейкової колеї (пряма > перехідна крива > кругова крива > перехідна крива) з накладеними обмеженнями (9.11) і при наступних початкових даних: швидкість руху $V_{ог} = 2$ м/с, радіус кругової кривої

$R=10$ м, піднесення зовнішньої рейки $h=0,07$ м представлені на рис. 9.4. Значення коефіцієнта стійкості проти вповзання колеса на рейку розраховувалися по залежності (9.8), при значенні $K_{уст} > 5$ приймалося $K_{уст} = 5$.

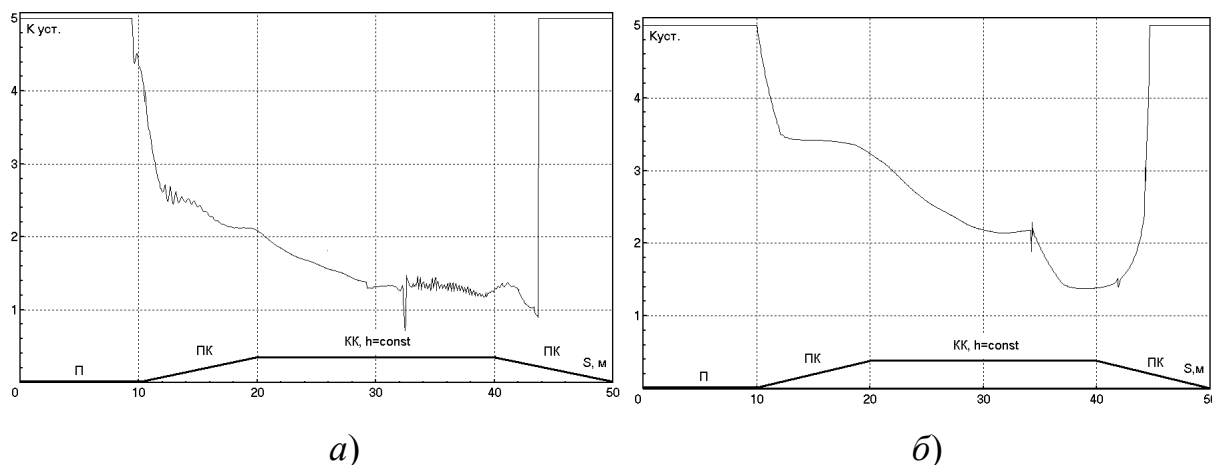


Рисунок 9.4 - Графік значення коефіцієнта стійкості проти вповзання колеса на рейку під час руху шахтного локомотива базової моделі (а) та моделі, обладнаної РМЕ (б), по ділянці рейкової колії

Як видно з рис. 9.4, а при вході локомотива в перехідну криву додаткова сила $Q_{(\psi+y)}$, викликана коливаннями вилання і бічного віднесення знижує значення $K_{уст}$ в 2,5 рази. Подальший рух локомотива по круговій кривій відбувається поблизу до області небезпеки сходу з рейки: $K_{уст} = (1,2 - 1,4)$. Після виходу локомотиву з кривої постійного радіусу також спостерігається схід з рейки ($K_{уст} < 1$), з'ясовний тим що частина транспортного засобу рухається вже в перехідній кривій, а частина продовжує знаходитися в круговій, тобто рух візків відбувається в протифазах. Не дивлячись на короткочасність знаходження значення $K_{уст} < 1$, вірогідність сходу з рейки в ці моменти дуже велика, оскільки укочування реборди на рейку може відбуватися за 30 - 50 мс. Таким чином, рух шахтного локомотива базової моделі з циліндровою опорою, яка жорстко передає всі удари і поштовхи, потрібно визнати за небезпечний

при проходженні кривої $R=10$ м, не дивлячись на те, що при його проектуванні закладався мінімальний радіус кривою $R=7$ м.

Проте як видно з рис. 9.4,б при вході локомотива в перехідну криву додаткова сила $Q_{(\psi+y)}$, викликана коливаннями впливання і бічного віднесення починає стрімко знижувати значення $K_{уст}$, проте завдяки наявності РМЕ ці коливання швидко стабілізуються, і стійкість екіпажа в перехідній кривій залишається на високому рівні ($K_{уст} > 3$). Подальший рух локомотива по круговій кривій супроводжується зниженням коефіцієнта стійкості, але його значення майже в два рази вище в порівнянні з базовою моделлю, обладнаною плоскою циліндровою опорою. Самим небезпечним моментом можна рахувати вихід локомотива з кривої постійного радіусу, проте навіть в цьому випадку $K_{уст}$ не приймає значення менше ніж 1,4. Таким чином, рух секційного локомотива в кривій малого радіусу в даному випадку можна визнати за стійкий на кінцевому інтервалі. Якісний і кількісний аналіз критерію безпечного руху представлений на рис. 9.5.

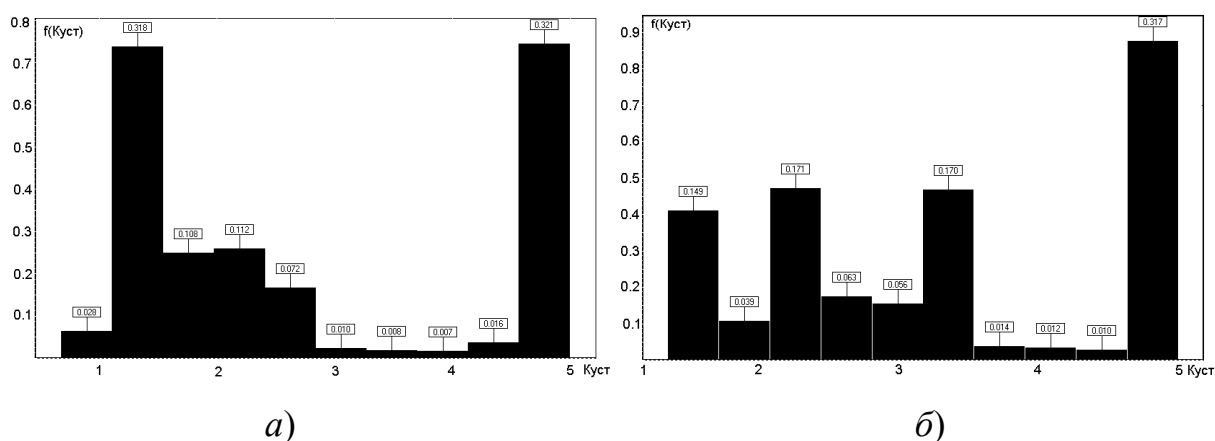


Рисунок 9.5 - Гістограма розподілу густини вірогідності значення коефіцієнта стійкості проти вповзання колеса на рейку під час руху шахтного секційного локомотива. *a* – базова модель; *б* – модель, обладнана РМЕ

Отже, в результаті математичного моделювання набуті значення коефіцієнтів жорсткості і в'язкого опору, що забезпечують ефективне гасіння

коливань виляння і бічного віднесення, а також значення коефіцієнта стійкості проти вповзання колеса на рейку.

9.3 Динамічна модель гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу в контактні колеса та рейки

Істотне підвищення продуктивності локомотивної викатки можливо, перш за все, за рахунок використання важких багатовісних локомотивів, здатних надійно працювати в умовах шахтної колії з легким баластним шаром і суттєвою недосконалістю в плані та профілі. При цьому найбільш перевіреним є гальмування через колеса в точці їх контакту з рейками. Для цього використовують колісно-колодкові гальма, дискові осьові (розташовані на осі колісної пари) і трансмісійні (на валу тягового двигуна), а також динамічне гальмування двигуном. Найбільш перспективним з нині існуючих шахтних локомотивів є шарнірно-зчленований (секційний) локомотив, що оснащений всіма перерахованими вище системами гальмування.

Тому з'ясування особливостей формування динамічної системи, що описує процес гальмування шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива на прямолінійній в плані шахтній рейковій колії із змінним профілем, що має довгу і одиничну недосконалість, та теоретичне визначення максимально можливого гальмівного моменту, необхідного для зупинки локомотива на мінімально можливому гальмівному шляху при використанні різних гальмівних систем, що реалізують гальмівну силу через колеса, є істотно важливою задачею для безпеки локомотивної відкатки.

Модернізований шарнірно-зчленований (секційний) локомотив, має багаторазове резервування гальмівних систем за рахунок установки на ньому декількох паралельно працюючих гальм різних типів, що реалізують гальмівну силу в точці контакту коліс з рейками. На валу приводного електродвигуна 1 ходового візка (рис. 9.6) розташоване трансмісійне дискове

гальмо 2. Осьові дискові гальма 3 встановлені на колісних парах, а колісно-колодкові гальма 4 на кожному колесі локомотива.

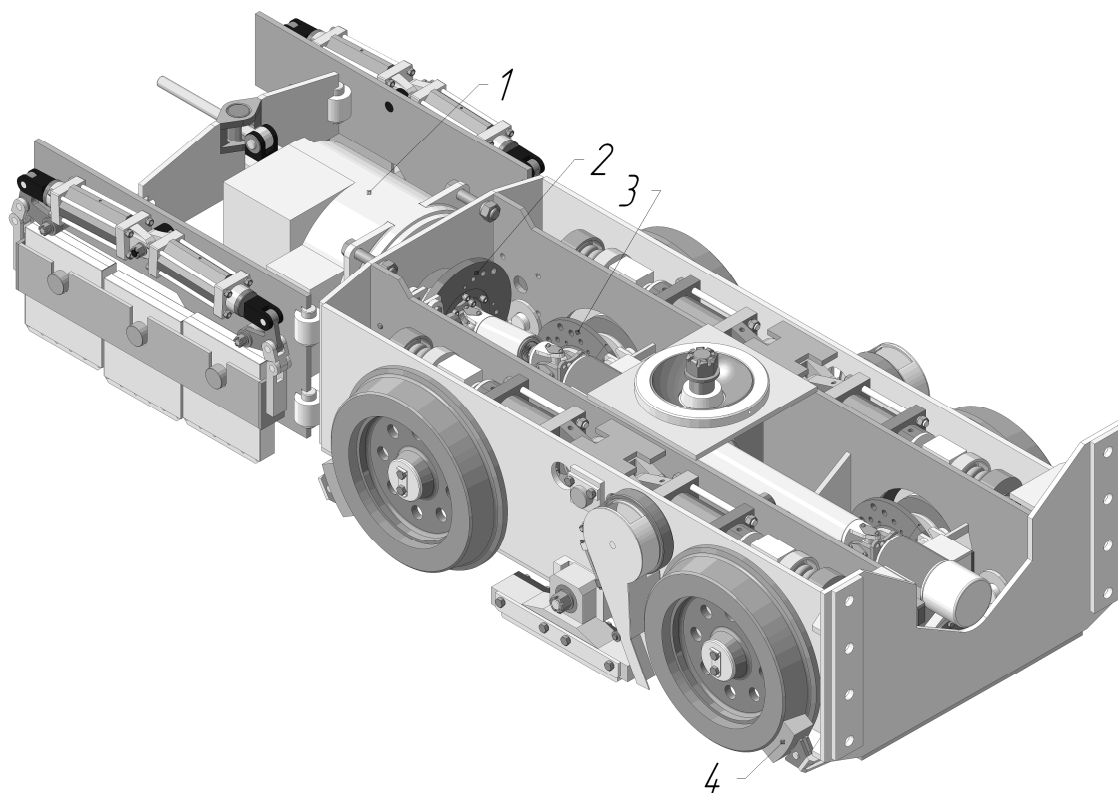


Рисунок 9.6 - Ходовий візок шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива

Розрахункова схема гальмування шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива із складом навантажених вагонеток на рейковій колії наведена на рис. 9.7

При складанні математичної моделі гальмування шахтного локомотива гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту з рейкою, прийняті наступні допущення: а) пружні переміщення рейкових ниток колії та їх пружно-в'язкі характеристики не враховуються; б) деформації в гумометалічних шарнірах системи підвішування виникають лише при подовжніх переміщеннях колісної пари щодо буксових вузлів; г) вертикальні, поперечні, а також кутові коливання елементів локомотива і причіпної частини відсутні (за винятком обертального руху коліс, елементів трансмісії і роторів тягових двигунів).

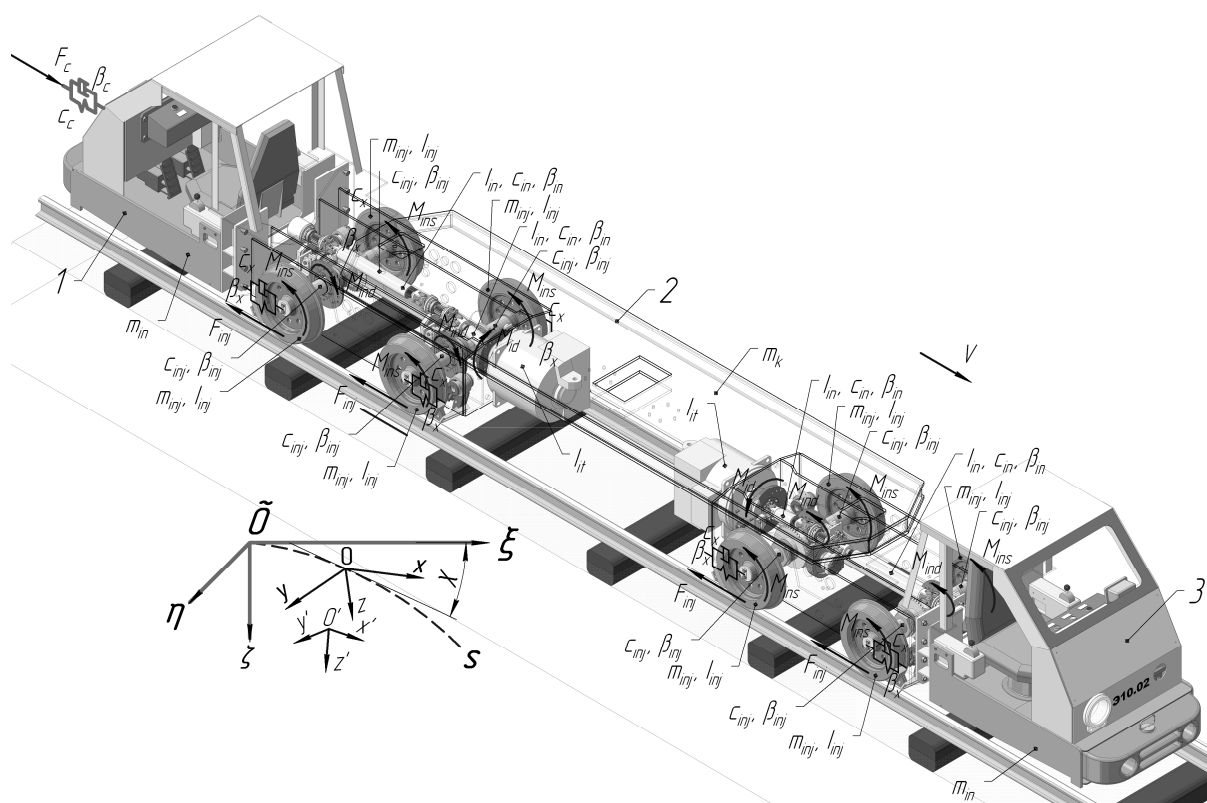
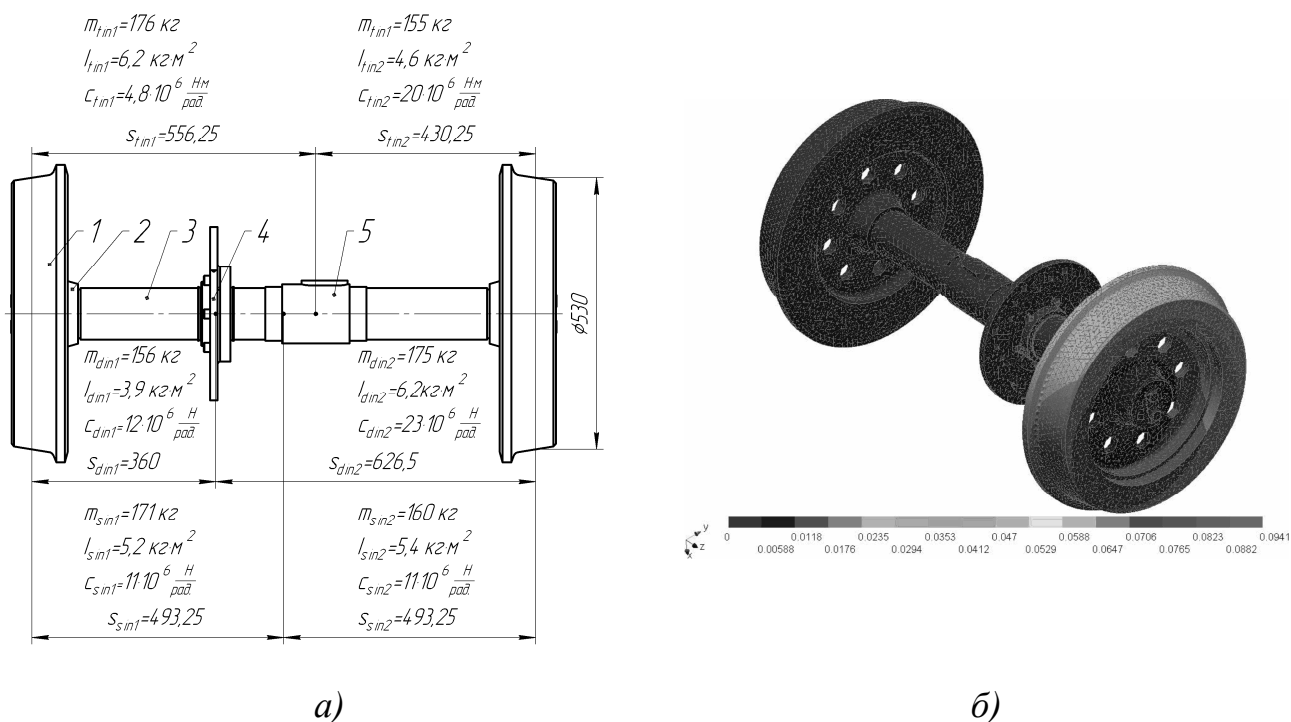


Рисунок 9.7 - Розрахункова схема гальмування секційного локомотива гальмами, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса та рейки

При гальмуванні двигуном, трансмісійним або осьовим дисковими гальмами момент передається через піввісь на ліві (що мають індекс 1) і праві (що мають індекс 2) колеса. При цьому їх приведені маси і моменти інерції, а також крутильні жорсткості і коефіцієнти дисипації будуть різні (залежно від типу гальма), як це видно з рис. 9.8 а. Колісні бандажі 1 жорстко посаджені на колісні центри 2, встановлені в свою чергу за допомогою нерухомого шліцьового з'єднання на осі 3. Визначення жорсткості коліс виконувалося в програмному комплексі АРМ WinMachine. Жорсткості елементів локомотива визначалася як відношення робочих навантажень (сил або крутних моментів) до спричинених ними переміщень характерних точок (лінійних або кутових) виходячи з припущення, що в зоні робочих навантажень вони лінійні. Результат одного з розрахунків приведений на рис. 9.8 б.



а – масо-інерційні та жорсткісні характеристики елементів колісної пари;
 б – розрахунок для колісної пари для гальмування колісно-колодковим гальмом

Рисунок 9.8 - Характеристики коліс шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива

При вирішенні задач визначення гальмівного шляху шахтного локомотива із складом вагонеток розглянуті наступні основні способи гальмування: 0) без гальмування (вибіг); 1) гальмування тільки трансмісійним дисковим гальмом; 2) гальмування тільки осьовим дисковим гальмом; 3) гальмування тільки колісно-колодковим гальмом; 4) гальмування тільки двигуном; 5) комбіноване гальмування трансмісійним і осьовим дисковими гальмами; 6) комбіноване гальмування трансмісійним дисковим гальмом і двигуном; 7) комбіноване гальмування трансмісійним дисковим і колісно-колодковим гальмами; 8) комбіноване гальмування осьовим дисковим і колісно-колодковим гальмами; 9) комбіноване гальмування трансмісійним і осьовим дисковими, а також колісно-колодковим гальмами; 10) комбіноване гальмування осьовим дисковим, колісно-колодковим гальмами та двигуном.

Додаткове підключення гальмування двигуном в 5, 7 та 9 способах можливо. При цьому гальмівний момент двигуна підсумовується з гальмівним моментом дискового трансмісійного гальма.

Розглянемо завдання руху локомотива із складом вагонеток по прямій, що має подовжній ухил змінної величини і знаку. Для складання системи диференціальних рівнянь скористаємося рівнянням Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (9.12)$$

$$i = 1, 2, \dots, \nu,$$

де ν – число мір свободи, для даної системи дорівнює 25;

T, Π, Φ – кінетична, потенційна енергія і функція розсіювання системи;

Q_i, q_i – узагальнені сили, що не мають потенціалу, і узагальнені координати. У якості узагальнених координат q_i ($i = 1, 2, \dots, \nu$) виберемо наступні незалежні між собою величини $x_i, x_{inj}, \varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}, x_c$.

Складемо вирази для визначення кінетичної і потенційної енергії, а також функції розсіювання енергії. Вираз для визначення кінетичної енергії шахтного локомотива виходячи з розрахункових схем по теоремі Кеніга має вигляд:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left[\left(\frac{2m_i + m_k}{2} - m_{inj} + m_c \right) \dot{x}_i^2 + m_{inj} \dot{x}_{inj}^2 + I_{it} \frac{\dot{\varphi}_{it}^2}{u_i^2} + I_{in} \dot{\varphi}_{in}^2 + I_{inj} \dot{\varphi}_{inj}^2 \right] + \frac{1}{2} m_c \dot{x}_c^2,$$

де m_i та m_k – маса середньої і тягової секцій локомотива відповідно, кг;

m_{inj} – приведені маси відповідних коліс, кг; m_c – маса причіпної частини потягу (складу навантажених вагонеток на зчепленні локомотива), кг;

\dot{x}_i, \dot{x}_{inj} – лінійні швидкості тягової секції локомотива і відповідних коліс;

I_{it} – приведений момент інерції валу тягового двигуна, кг·м²;

I_{in} – сумарний приведений момент інерції редуктора щодо осі u , кг·м²;

I_{inj} – приведені моменти інерції відповідних коліс з півосями, кг·м²;

$\dot{\varphi}_{it}, \dot{\varphi}_{in}, \dot{\varphi}_{inj}$ – кутові швидкості валів тягового двигуна, редуктора (осі колісної пари в точці розміщення конічного зубчастого колеса другого ступеня) і відповідних коліс, рад./с;

u_t – передавальне число осевого редуктора. Потенційна енергія системи запишеться згідно теоремі Клайперона як сума пружних деформацій тіл, що входять в систему:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left[c_x (x_i - x_{inj})^2 + c_{\varphi in} \left(\varphi_{in} - \frac{\varphi_{it}}{u_t} \right)^2 + c_{\varphi inj} (\varphi_{inj} - \varphi_{in})^2 \right] + \\ & + \frac{1}{2} c_c (x_c - x_2)^2 + \frac{1}{2} c_k (x_2 - x_1)^2, \end{aligned} \quad (9.14)$$

де c_x – коефіцієнт подовжньої жорсткості гумометалічних шарнірів кріплення колісної пари до рами тягової секції, Н/м;

x_i, x_{inj} – лінійні переміщення тягової секції локомотива і відповідних коліс, м;

$c_{\varphi in}$ – приведені коефіцієнти крутильної жорсткості осевих редукторів (з урахуванням зубчастих коліс і валів редукторів, а також відповідних карданних валів), Н/рад;

$c_{\varphi inj}$ – коефіцієнти крутильної жорсткості відповідної піввісі колісних пар, Н/рад.;

c_k – коефіцієнт подовжньої жорсткості середньої секції локомотива, дорівнює $1,5 \cdot 10^8$ Н/м за результатами його розрахунку в АРМ WinMachine, наведеному на рис. 9.9;

$\varphi_{it}, \varphi_{in}, \varphi_{inj}$ – кутові координати валів тягового двигуна, редуктора (осі колісної пари в точці розміщення зубчастого колеса) і відповідних коліс, рад.;

c_c – подовжня жорсткість причіпної частини складу.

Функція дисипації може бути представлена у вигляді:

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^2 \sum_{n=1}^2 \sum_{j=1}^2 \left[\beta_x (\dot{x}_i - \dot{x}_{inj})^2 + \beta_{\varphi in} \left(\dot{\varphi}_{in} - \frac{\dot{\varphi}_{it}}{u_t} \right)^2 + \beta_{\varphi inj} (\dot{\varphi}_{inj} - \dot{\varphi}_{in})^2 \right] + \frac{1}{2} \beta_c (\dot{x}_2 - \dot{x}_c)^2 + \frac{1}{2} \beta_k (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)^2, \quad (9.15)$$

де β_x – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору (демпфування) в подовжньому напрямі гумометалічних шарнірів кріплення колісної пари до рами тягової секції, Н·с/м;

$\beta_{\varphi in}$ – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору (демпфування) крутильних коливань трансмісії колісних пар, Н·с/рад.;

$\beta_{\varphi inj}$ – коефіцієнти в'язкого внутрішнього опору (демпфування) крутильних коливань відповідної піввісі колісних пар, Н·с/рад.;

β_c – коефіцієнт в'язкого опору подовжнім коливанням причіпної частини складу, Н·с/м;

β_k – коефіцієнт в'язкого внутрішнього опору (демпфування) середньої секції локомотива, прикріпленої до тягової секції за допомогою опорного шарніра, Н·с/м.

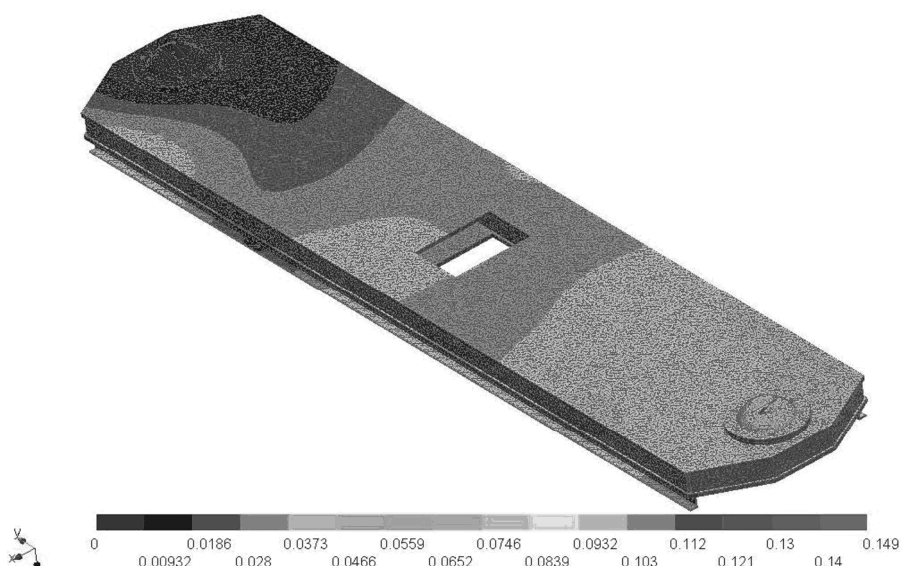


Рисунок 9.9 - Визначення подовжньої жорсткості рами середньої секції шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива

Узагальнені сили, відповідні узагальненим координатам, визначаються як коефіцієнти при варіації узагальнених координат у виразах для можливих робіт від прикладених сил. Розмірності узагальнених сил залежать від розмірностей відповідних узагальнених координат і доповнюють їх до розмірності роботи, вони можуть бути записані як:

$$\begin{aligned} Q_{x_i} &= -\left(m_i + \frac{m_k}{2}\right)g_0 \sin i_{pi}; & Q_{x_{inj}} &= -F_{inj} - W_{x_{inj}}; \\ Q_{\varphi_{it}} &= -M_{it} - M_{id}; & Q_{\varphi_{in}} &= -M_{ind}; \\ Q_{\varphi_{inj}} &= r(F_{inj} + W_{x_{inj}}) - M_{ins}; & Q_{x_c} &= F_c, \end{aligned} \quad (9.16)$$

де g_0 – прискорення вільного падіння;

F_c – сила на зчепленні від складу загальмовуваних вагонеток, Н;

i_{pi} – подовжній ухил колії під i -й тяговою секцією, позитивний знак відповідає підйому;

F_{inj} – гальмівна сила, що виникає в точці контакту доріжок катання рейки та inj -го колеса, Н;

$W_{x_{inj}}$ – сила подовжнього ковзання inj -го колеса в точці контакту з рейкою, пов'язана з подоланням тертя кочення колеса по рейці та моментів тертя в частинах, що обертаються (підшипниках буксового підвішування, осьового редуктора, карданних валів і тягового електродвигуна), приведених до доріжки катання коліс, Н;

M_{ind} – момент гальмування на дисковому осьовому гальмі, Н·м (задається машиністом);

M_{id} – момент гальмування на дисковому трансмісійному гальмі, Н·м (задається машиністом);

M_{it} – момент гальмування на валу двигуна при динамічному гальмуванні двигуном, Н·м (задається машиністом);

r – радіус круга катання колеса, м. Вказані вище параметри визначаються як:

$$F_c = m_c (-g_0 \sin i_{pe} - w_e), \quad (9.17)$$

де $m_c = n_e m_e$ – маса причіпної частини складу (вагонеток), кг;

n_e – кількість вагонеток в складі, шт.;

m_e – маса навантаженої породою вагонетки, для вагонеток типу ВГЗ,3, по технічній характеристиці дорівнює 6 000 кг;

i_{pe} – середній подовжній ухил колії під вагонетками причіпної частини складу, позитивний знак відповідає підйому;

w_e – питомий опір руху навантаженої вагонетки на прямій, для вагонеток типу ВГЗ,3 по технічній характеристиці дорівнює 0,05 Н/кг;

$$F_{inj} = \psi_{inj} N_{inj}, \quad (9.18)$$

де ψ_{inj} – коефіцієнт зчеплення відповідного колеса з рейкою знаходять як

$$\psi_{inj} = k_{\pi} \frac{\psi_z}{\psi_0} \left[-0,016935 \left(\sqrt[11]{100 \varepsilon_{inj}^5} \right) + 0,195576 \operatorname{th} (100 \times 1,5 \varepsilon_{inj}) \right], \quad (9.19)$$

де k_{π} – коефіцієнт угруповання приводу, рівний одиниці для індивідуального приводу локомотива (коли кожна колісна пара приводиться окремим двигуном) та 1,2 для групового приводу (коли всі колісні пари тягової секції приводиться одним двигуном);

ψ_0 – коефіцієнт зчеплення коліс локомотива на сухих чистих рейках, за експериментальними даними для вугільних шахт приймають рівним 0,17;

ψ_z – коефіцієнт зчеплення коліс локомотива на прямій (при $\varepsilon_x = 1,5\%$) для певної міри забрудненості доріжок катання рейкових ниток. Його приймають рівним наступним значенням: 0,21 на посипаних піском рейках; 0,17 на сухих чистих; 0,13 для мокрих чистих; 0,08 для покритих вугільно-порідним брудом;

ε_{inj} – відносне ковзання колеса по рейці, в даному випадку воно рівне відносному ковзанню в подовжньому напрямі $\varepsilon_{x inj}$, визначуваному визначають

як

$$\varepsilon_{x inj} = \frac{\dot{x}_{inj} - r\dot{\phi}_{inj}}{\dot{x}_{inj}}, \quad (9.20)$$

де N_{inj} – нормальна реакція рейки під колесом, Н; з урахуванням впливу динамічних сил, що навантажують колеса першої по ходу руху колісної пари в тяговій секції та що розвантажують колеса другої, а також сили на зчепленні другої тягової секції, нормальні реакції рейок під колесами визначають як:

$$N_{1inj} = \left(\frac{2m_1 + m_k}{8} g_0 + (-1)^n \frac{\ddot{x}_1 \left(m_1 (h_{um} + r) + \frac{m_k}{2} h_k \right)}{s_b} \right) \cos |i_{p inj}|,$$

$$N_{2inj} = \left(\frac{2m_2 + m_k}{8} g_0 + (-1)^n \frac{\ddot{x}_2 \left(m_2 (h_{um} + r) + \frac{m_k}{2} h_k \right)}{s_b} - (-1)^n \frac{F_c h_c}{s_b} \right) \cos |i_{p inj}|, \quad (9.21)$$

де h_{um} – висота центру тяжіння тягової секції над центром колеса, м;

h_c – висота зчіпного пристрою локомотива над рівнем головки рейки, м;

h_k – висота від головки рейки до опорного вузла зчленування тягової секції з середньою, м;

$i_{p inj}$ – подовжній ухил колії під inj -м колесом локомотива, позитивний знак відповідає підйому;

$$W_{x inj} = A \sin |\varepsilon_{x inj}| + B \sin (3 |\varepsilon_{x inj}|) + W_0, \quad (9.22)$$

де W_0 – постійна складова опору руху колеса, – сума моментів тертя в підшипниках буксових вузлів, валів колісного редуктора, карданних шарнірів і двигуна під статичним навантаженням, а також в зубчастих передачах редуктора, приведених до точки контакту колеса та рейки, Н; A та B –

коефіцієнти Фур'є, що мають розмірність сили, визначаються як

$$A = \frac{4(N_{inj}f_0 + \alpha_{ck}\delta_{max})}{\pi^2 \sin\left(\frac{\pi N_{inj}f_0}{N_{inj}f_0 + \alpha_{ck}\delta_{max}}\right)}; B = \frac{4(N_{inj}f_0 + \alpha_{ck}\delta_{max})}{9\pi^2 \sin\left(\frac{3\pi N_{inj}f_0}{N_{inj}f_0 + \alpha_{ck}\delta_{max}}\right)}, \quad (9.23)$$

де f_0 – коефіцієнт тертя ковзання стали по сталі, визначають як коефіцієнт зчеплення при стовідсотковому ковзанні для конкретних умов забрудненості рейкової колії

$$f_0 = k_{\pi} \frac{\psi_z}{\psi_0} \left[-0,016935 \left(\sqrt[11]{100 \times 1,00^5} \right) + 0,195576 \operatorname{th}(100 \times 1,5 \times 1,00) \right], \quad (9.24)$$

де α_{ck} – емпіричний коефіцієнт, залежний від навантаження колеса на рейку та рівний для шахтних локомотивів приблизно 50 Н/мк;

δ_{max} – найбільша величина пружного зсуву в парі колесо-рейка, дорівнює 35 мк.

Виконавши підстановки та перетворення одержимо систему з двадцяти п'яти диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{aligned} & g_0 m_1 \sin i_{p1} + \frac{1}{2} g_0 m_k \sin i_{p1} + (c_k + 4c_x) x_1 + (\beta_k + 4\beta_x) \dot{x}_1 + 4m_1 \ddot{x}_1 + 4m_c \ddot{x}_1 + \\ & + 2m_k \ddot{x}_1 = c_k x_2 + c_x x_{111} + c_x x_{112} + c_x x_{121} + c_x x_{122} + \beta_k \dot{x}_2 + \beta_x \dot{x}_{111} + \beta_x \dot{x}_{112} + \\ & + \beta_x \dot{x}_{121} + \beta_x \dot{x}_{122} + m_{111} \ddot{x}_1 + m_{112} \ddot{x}_1 + m_{121} \ddot{x}_1 + m_{122} \ddot{x}_1; \\ & F_{111} + W_{x111} + c_x x_{111} + \beta_x \dot{x}_{111} + m_{111} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1; \\ & F_{112} + W_{x112} + c_x x_{112} + \beta_x \dot{x}_{112} + m_{112} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1; \\ & F_{121} + W_{x121} + c_x x_{121} + \beta_x \dot{x}_{121} + m_{121} \ddot{x}_{111} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1; \\ & F_{122} + W_{x122} + c_x x_{122} + \beta_x \dot{x}_{122} + m_{122} \ddot{x}_{122} = c_x x_1 + \beta_x \dot{x}_1; \\ & g_0 m_2 \sin i_{p2} + \frac{1}{2} g_0 m_k \sin i_{p2} + (\tilde{n}_{\tilde{n}} + c_k + 4c_x) x_2 + (\beta_{\tilde{n}} + \beta_k + 4\beta_x) \dot{x}_2 + 4m_2 \ddot{x}_2 + \\ & + 4m_c \ddot{x}_2 + 2m_k \ddot{x}_2 = c_k x_1 + c_x x_{211} + c_x x_{212} + c_x x_{221} + c_x x_{222} + c_c x_c + \beta_k \dot{x}_1 + \\ & + \beta_x \dot{x}_{211} + \beta_x \dot{x}_{212} + \beta_x \dot{x}_{221} + \beta_x \dot{x}_{222} + \beta_c \dot{x}_c + m_{211} \ddot{x}_2 + m_{212} \ddot{x}_2 + m_{221} \ddot{x}_2 + n \\ & F_{211} + W_{x211} + c_x x_{211} + \beta_x \dot{x}_{211} + m_{211} \ddot{x}_{211} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2; \end{aligned} \quad (9.25)$$

$$F_{212} + W_{x212} + c_x x_{212} + \beta_x \dot{x}_{212} + m_{212} \ddot{x}_{111} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$F_{221} + W_{x221} + c_x x_{221} + \beta_x \dot{x}_{221} + m_{221} \ddot{x}_{111} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$F_{222} + W_{x222} + c_x x_{222} + \beta_x \dot{x}_{222} + m_{222} \ddot{x}_{122} = c_x x_2 + \beta_x \dot{x}_2;$$

$$\frac{1}{u_t^2} \left(\begin{array}{l} -c_{\phi 11} u_t \phi_{11} - c_{\phi 12} u_t \phi_{12} + c_{\phi 11} \phi_{1t} + c_{12} \phi_{1t} - u_t \beta_{\phi 11} \dot{\phi}_{11} - \\ -u_t \beta_{\phi 12} \dot{\phi}_{12} + \beta_{\phi 11} \dot{\phi}_{1t} + \beta_{\phi 12} \dot{\phi}_{1t} + I_{t1} \ddot{\phi}_{1t} \end{array} \right) = -M_{1d} - M_{1t};$$

$$\frac{1}{u_t^2} \left(\begin{array}{l} -c_{\phi 21} u_t \phi_{21} - c_{\phi 22} u_t \phi_{22} + c_{\phi 21} \phi_{2t} + c_{22} \phi_{2t} - u_t \beta_{\phi 21} \dot{\phi}_{21} - \\ -u_t \beta_{\phi 22} \dot{\phi}_{22} + \beta_{\phi 21} \dot{\phi}_{2t} + \beta_{\phi 22} \dot{\phi}_{2t} + I_{t2} \ddot{\phi}_{2t} \end{array} \right) = -M_{1d} - M_{2t}$$

$$\frac{1}{u_t} \left(\begin{array}{l} (c_{\phi 11} + c_{\phi 111} + c_{\phi 112}) u_t \phi_{11} - c_{\phi 111} u_t \phi_{111} - c_{\phi 112} u_t \phi_{112} - \\ -c_{\phi 11} \phi_{1t} + u_t \beta_{\phi 11} \dot{\phi}_{11} + u_t \beta_{\phi 111} \dot{\phi}_{11} + u_t \beta_{\phi 112} \dot{\phi}_{11} - \\ -u_t \beta_{\phi 111} \dot{\phi}_{111} - u_t \beta_{\phi 112} \dot{\phi}_{112} - \beta_{\phi 11} \dot{\phi}_{1t} + I_{11} u_t \ddot{\phi}_{11} \end{array} \right) = -M_{11d};$$

$$\frac{1}{u_t} \left(\begin{array}{l} (c_{\phi 12} + c_{\phi 121} + c_{\phi 122}) u_t \phi_{12} - c_{\phi 121} u_t \phi_{121} - c_{\phi 122} u_t \phi_{122} - \\ -c_{\phi 12} \phi_{1t} + u_t \beta_{\phi 12} \dot{\phi}_{12} + u_t \beta_{\phi 121} \dot{\phi}_{12} + u_t \beta_{\phi 122} \dot{\phi}_{12} - \\ -u_t \beta_{\phi 121} \dot{\phi}_{121} - u_t \beta_{\phi 122} \dot{\phi}_{122} - \beta_{\phi 12} \dot{\phi}_{1t} + I_{12} u_t \ddot{\phi}_{12} \end{array} \right) = -M_{12d};$$

$$M_{111s} + c_{\phi 111} \phi_{111} + \beta_{\phi 111} \dot{\phi}_{111} + I_{111} \ddot{\phi}_{111} = r (F_{111} + W_{x111} + c_{\phi 111} \phi_{11} + \beta_{\phi 111} \dot{\phi}_{11});$$

$$M_{112s} + c_{\phi 112} \phi_{112} + \beta_{\phi 112} \dot{\phi}_{112} + I_{112} \ddot{\phi}_{112} = r (F_{112} + W_{x112} + c_{\phi 112} \phi_{11} + \beta_{\phi 112} \dot{\phi}_{11});$$

$$M_{121s} + c_{\phi 121} \phi_{121} + \beta_{\phi 121} \dot{\phi}_{121} + I_{121} \ddot{\phi}_{121} = r (F_{121} + W_{x121} + c_{\phi 121} \phi_{12} + \beta_{\phi 121} \dot{\phi}_{12});$$

$$M_{122s} + c_{\phi 122} \phi_{122} + \beta_{\phi 122} \dot{\phi}_{122} + I_{122} \ddot{\phi}_{122} = r (F_{122} + W_{x122} + c_{\phi 122} \phi_{12} + \beta_{\phi 122} \dot{\phi}_{12});$$

$$\frac{1}{u_t} \left(\begin{array}{l} (c_{\phi 21} + c_{\phi 211} + c_{\phi 212}) u_t \phi_{21} - c_{\phi 211} u_t \phi_{211} - c_{\phi 212} u_t \phi_{212} - \\ -c_{\phi 21} \phi_{2t} + u_t \beta_{\phi 21} \dot{\phi}_{21} + u_t \beta_{\phi 211} \dot{\phi}_{21} + u_t \beta_{\phi 212} \dot{\phi}_{21} - \\ -u_t \beta_{\phi 211} \dot{\phi}_{211} - u_t \beta_{\phi 212} \dot{\phi}_{212} - \beta_{\phi 21} \dot{\phi}_{2t} + I_{21} u_t \ddot{\phi}_{21} \end{array} \right) = -M_{21d};$$

$$\frac{1}{u_t} \left(\begin{array}{l} (c_{\phi 22} + c_{\phi 221} + c_{\phi 222}) u_t \phi_{22} - c_{\phi 221} u_t \phi_{221} - c_{\phi 222} u_t \phi_{222} - \\ -c_{\phi 22} \phi_{2t} + u_t \beta_{\phi 22} \dot{\phi}_{22} + u_t \beta_{\phi 221} \dot{\phi}_{22} + u_t \beta_{\phi 222} \dot{\phi}_{22} - \\ -u_t \beta_{\phi 221} \dot{\phi}_{221} - u_t \beta_{\phi 222} \dot{\phi}_{222} - \beta_{\phi 22} \dot{\phi}_{2t} + I_{22} u_t \ddot{\phi}_{22} \end{array} \right) = -M_{22d};$$

$$M_{211s} + c_{\phi 211} \phi_{211} + \beta_{\phi 211} \dot{\phi}_{211} + I_{211} \ddot{\phi}_{211} = r (F_{211} + W_{x211} + c_{\phi 211} \phi_{21} + \beta_{\phi 211} \dot{\phi}_{21});$$

$$M_{212s} + c_{\phi 212} \phi_{212} + \beta_{\phi 212} \dot{\phi}_{212} + I_{212} \ddot{\phi}_{212} = r (F_{212} + W_{x212} + c_{\phi 212} \phi_{11} + \beta_{\phi 212} \dot{\phi}_{11});$$

$$M_{221s} + c_{\phi 221} \phi_{221} + \beta_{\phi 221} \dot{\phi}_{221} + I_{221} \ddot{\phi}_{221} = r (F_{221} + W_{x221} + c_{\phi 221} \phi_{12} + \beta_{\phi 221} \dot{\phi}_{12});$$

$$M_{222s} + c_{\phi 222} \phi_{222} + \beta_{\phi 222} \dot{\phi}_{222} + I_{222} \ddot{\phi}_{222} = r (F_{222} + W_{x222} + c_{\phi 222} \phi_{12} + \beta_{\phi 222} \dot{\phi}_{12});$$

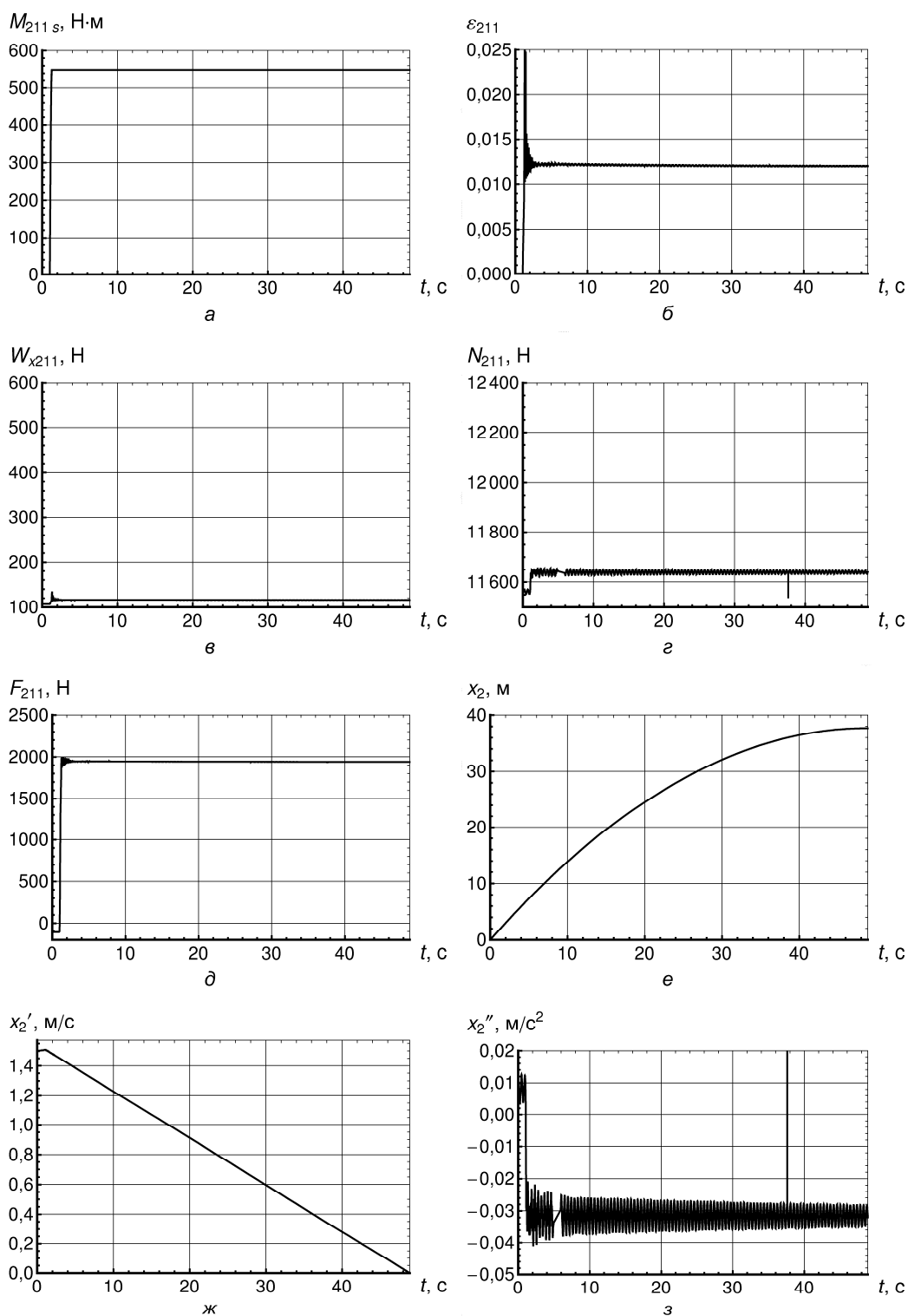
$$F_c + c_c x_2 + \beta_c \dot{x}_2 = c_c x_c + \beta_c \dot{x}_c + m_c \ddot{x}_c.$$

Розв'язання одержаної системи виконувалося в програмі Wolfram Mathematica 7. Динамічна модель дозволяє задавати не лише можливі геометричні, кінематичні, масо-інерційні та пружно-дисипативні характеристики локомотива і вагонів, що транспортуються, але й моделювати часові інтервали, необхідні для ухвалення машиністом рішення про початок гальмування, час холостого ходу (спрацьовування) гальмівних механізмів і функції перехідних процесів прикладання гальмівних моментів до дискових осьових та трансмісійних гальм, колісно-колодкових, а також виконуючи динамічне гальмування двигуном.

Чисельно розв'язуючи систему рівнянь знаходили мінімальний гальмівний шлях, на якому зупиниться потяг у разі прикладання максимально можливого гальмівного моменту при використанні різних типів гальм. Так, для випадку руху локомотива із сімома навантаженими вагонетками по спуску 50 ‰ (рейки сухі та чисті) із швидкістю 1 м/с при гальмуванні дисковим трансмісійним гальмом, або застосовуючи динамічне гальмування тяговим двигуном з моментом в 195 Н·м із синусоїдальною функцією зростання моменту (час холостого ходу гальмівних систем дорівнює 0,27 с), зупинка відбулася через 32,980 с й 16,558 м колії. Проте у разі, коли час холостого ходу гальмівних систем складав 1,0 с максимальний момент, при якому не виникає юз, склав 203 Н·м (збільшився на 8 Н·м), час до зупинки – 30,961 с (зменшився на 2,019 с), а гальмівний шлях – 15,337 м (зменшився на 1,221 м). Це дозволяє зробити висновок, що плавність прикладання гальмівного моменту до гальмівних пристроїв має більше значення, ніж швидкість їх спрацьовування, оскільки дозволяє застосувати більший гальмівний момент без зриву зчеплення і, як наслідок, досягти швидшої зупинки на меншому гальмівному шляху. Практична реалізація такої переваги може бути досягнута за рахунок застосування в гідравлічній системі гальм дроселів, що створюють тимчасову затримку і плавність зростання тиску на гальмівних пристроях дискових та колісно-колодкових гальм.

Для осьового дискового гальма із синусоїдальною функцією зростання моменту (час холостого ходу гальмівних систем дорівнює 0,27 с), ці параметри складають – 15,995 м за 31,882 с при 1095 Н·м, а колісно-колодкового – 16,089 м за 32,055 с при 545 Н·м. Неважко відмітити, що величини гальмівного шляху у всіх випадках приблизно рівні.

Кінетичні та динамічні параметри процесу гальмування колісно-колодковими гальмами секційного електровоза, що рухається зі швидкістю 1,5 м/с із сімома навантаженими вагонетками типу ВГ3,3 по максимально дозволеному нормами ПБ ухилу в 50 ‰, приведені на рис. 4, коли час дійсного гальмування склав 47,614 с, а гальмівний шлях 35,786 м. До колеса прикладали гальмівний момент 549 Н·м, який залишався постійним протягом усього гальмування (див. рис 9.10, а), в точці контакту колеса та рейки виникало відносне ковзання (див. рис 9.10, б), яке не перевищувало 1,5 ‰. Сила подовжнього опору руху при переході в гальмівний режим зростала (див. рис 9.10, в) і коливалася синхронно із ковзанням. За рахунок подовжнього прискорення, що з'явилося, передні по ходу руху колісні пари довантажувалися, а вертикальні реакції рейок під ними збільшувалися (див. рис 9.10, г). У точці контакту колеса та рейки виникала гальмівна сила (див. рис 9.10, д), величина якої визначається вище поліченими чинниками. Зупиняючись, потяг проходив шлях (див. рис 4, е), залежний від зміни швидкості руху (див. рис 9.10, ж) і прискорення (уповільнення) (див. рис 9.10, з). Локомотив зупинився не перевищивши максимально допустимий гальмівний шлях в 40 м, що регламентується нормами.



a – гальмівний момент;

$в$ – сила опору руху;

$д$ – гальмівна сила на колесі;

$ж$ – швидкість тягової секції;

$б$ – відносне ковзання;

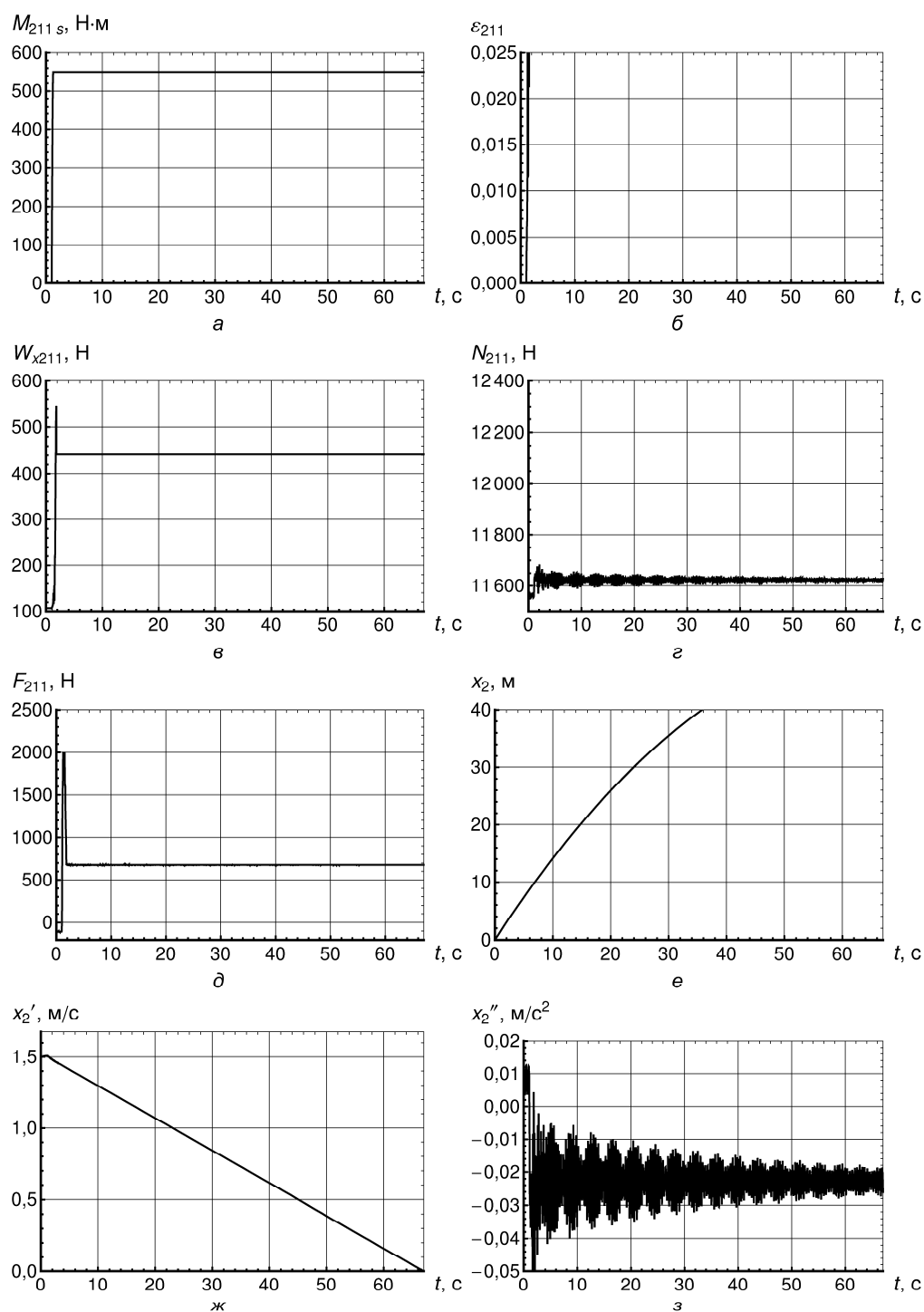
$г$ – реакція рейки під колесом;

$е$ – переміщення тягової секції;

$з$ – прискорення тягової секції

Рисунок 9.10 - Графіки параметрів гальмування від часу без зриву зчеплення

Збільшення гальмівного моменту навіть на один ньютон-метр зробить зупинку потягу неможливою, як це видно з рис. 9.11.



a – гальмівний момент;
в – сила опору руху;
д – гальмівна сила на колесі;
ж – швидкість тягової секції;

б – відносне ковзання;
г – реакція рейки під колесом;
е – переміщення тягової секції;
з – прискорення тягової секції

Рисунок 9.11 - Графіки параметрів гальмування від часу при зриві зчеплення

Тут прийняті позначення, ідентичні використаним на рис. 9.10, а графіки побудовані в тих же координатах і з тими ж шкалами. Але вони виконані для випадку прикладання гальмівного моменту величиною 550 Н·м (більше на 1 Н·м). Відразу після зростання гальмівного моменту до максимального значення відбувся зрив зчеплення коліс другої по ходу руху тягової секції з-за їх блокування занадто великим гальмівним моментом. Відносно ковзання різко зросло до значення 100 %, спровокувавши зростання подовжнього опору, перерозподіл навантаження на колеса та реакцій рейок, а також зменшення гальмівної сили. Пройдений шлях при цьому став різко збільшуватися і склав 49,191 м за 65,771 с дійсного гальмування. Практично увесь час локомотив рухався з нерухомими колесами другої тягової секції.

Таким чином, локомотив із складом вагонеток не вклався в дозволений нормами ПБ гальмівний шлях і міг би врізатися в перешкоду, що привело б до людських жертв і матеріальних витрат на ремонт рухомого складу, а також відновлення рейкової колії та кріплення гірничих вироблень. Але навіть за відсутності аварії колісні пари другої по ходу руху тягової секції потрібно було б замінювати, оскільки на них утворилися б лиски (протягання) неприпустимо великих розмірів.

Висновки за розділом 9

1. Розроблена узагальнена розрахункова схема приводу шахтного локомотиву (для різноманітних компонувальних рішень) з урахуванням геометричних і фізичних недосконалостей робочих поверхонь контактуючої пари, яка дозволяє суттєво покращити його динамічні, гальмівні та тягові характеристики, скоротити експлуатаційні витрати. Розробка локомотивів секційної компоновки, які складаються з візків, в рамках одного технічного рішення дозволяє створити локомотиви з різною зчіпною масою, видом енергопостачання, необхідними експлуатаційними характеристиками.

2. Встановлено якісний і кількісний вплив пружньо-дисипативних параметрів вузла з'єднання тягової секції і центральної платформи, обладнаного РМЕ, на стійкість руху секційного шахтного локомотива в кривій постійного і змінного радіусу.

3. Складено уточнені розрахункові схеми гальмування шахтного шарнірно-зчленованого (секційного) локомотива зі складом вагонеток колісно-колодковими, осьовими і трансмісійними дисковими гальмами та динамічного гальмування двигуном. Розроблено і апробовано динамічну модель гальмування пристроями з обмеженим фрикційним моментом шахтного шарнірно-зчленованого локомотива зі складом вагонеток на реальній рейковій колії з систематичною і локальною недосконалістю.

4. Розроблено методику урахування впливу недосконалості реальної шахтної колії на режим гальмування локомотива пристроями, що реалізують гальмівну силу в точці контакту колеса і рейки.

ВИСНОВКИ

1. Експериментальним шляхом отримані залежності коефіцієнта відновлення швидкості від товщини шару порошка в процесі співудару кулі та площини. Показано, що енергія, яка витрачається кульовим ударником на ущільнення шару віброзрідженого матеріалу становить 15-25 % від загальної енергії на утворення зони утримання матеріалу та його диспергування. Розроблений алгоритм розрахунку параметрів руху віброударної системи з урахуванням віброзрідженого шару матеріалу. Вперше використана статистика Фермі-Дирака для опису віброшару сипкого середовища, тобто для статистичного ансамблю макроскопічних частинок. Запропонована модифікація класичної статистики Фермі-Дирака, що відрізняється від останньої тим, що описує нестационарні статистичні ансамблі мікрочастинок в полі вібрації. Теорія застосована до дослідження параметрів віброшару у вібромлині з урахуванням власного об'єму частинок віброшару і їх стохастичного руху.

2. Розроблено комп'ютерну твердотільну модель реберного та косиночного підкріплення лобовин та оболонок розрізних барабанів шахтних підймальних машин (ШПМ) для аналізу напружено-деформованого стану та встановлено основні закономірності напружено-деформованого стану підкріплених барабанів. З аналізу розрахункових випадків впливає, що переміщення поверхні досліджуваної конструкції барабана під дією намотаного каната набагато більше, ніж переміщення від власної ваги барабана й від дії канатів, що набігає й збігає. Тому запропоновані стрингери не зменшують переміщення барабана. Крім того, на початку й наприкінці зварених швів, що з'єднують стрингери з обичайкою, виникають концентратори напруг, з напругами в 3,1 рази вище, ніж у барабані без стрингерів.

3. В результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблений метод діагностики системи «піднімальна посудина - армування» та гальмівної системи, що знаходиться в умовах тривалої експлуатації і

нерівномірно розподіленого по глибині стовбура зносом армування. Метод полягає в проведенні динамічних випробувань системи з подальшим аналізом одержаних діагностичних параметрів з метою визначення технічного стану системи.

4. На основі встановлених залежностей визначення повних витрат на транспортування гідросуміші і раціонального нагнітального трубопроводу гідротранспортної установки та полів розподілу раціональних проектних діаметрів нагнітального трубопроводу і швидкостей транспортування розроблені методики розрахунку проектних і експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок. Запропоновані методики розрахунку проектних та експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання, які забезпечують максимальну ефективність як проєктованих систем гідротранспорту, так і систем гідротранспорту в існуючих умовах експлуатації. Результати проведених досліджень є основою для розробки методу оптимізації параметрів системи гідротранспорту твердих матеріалів на гірничих підприємствах.

5. Досліджено напружено-деформований стан плоского гумотросового ступінчастого каната в бобінном органі намотці шахтної підйомної машини. Доведено, що на сталість бобіни впливають кількість шарів кожної із ступеней каната, конструкція каната та кількість укладених шарів каната. Характер прикладення навантажень до шарів каната суттєво впливає на напружено-деформований стан каната. Під дією нерівномірно розподіленого тиску з боку шарів каната з меншою кількістю тросів, в матриці нижніх шарів каната виникають нормальні та дотичні напруження. При цьому максимальні значення нормальних напружень лише в декілька раз менші за максимальні напруження, зумовлені тиском. На основі виконаних досліджень сформульовані умови міцності еластомірної оболонки каната змінного перерізу, намотаного в декілька шарів в бобіну і навантаженого тиском шару меншої ширини. Розроблені вимоги до виконавчого органу машини бобінного типу з канатом змінного перерізу

6. Встановлено вплив нерівномірності кроку укладання тросів по ширині гумотросового каната і положення армуючих тросів по товщині гумової матриці на напружено-деформований стан гумотросового каната на причіпному барабані шахтної піднімальної посудини. Доведено, що зона значних деформацій гумової матриці ГТК на барабані причіпного пристрою розташовується під армуючими тросами і має розмір $1,15d$ троса. Тому відстань між тросами в конструкції ГТК не повинна бути менш ніж $0,2d$. При товщині шару гуми під тросами $h_1 \geq d$ троса рівні максимальних еквівалентних та дотичних напружень в гумі практично не змінюються. При товщині шару гуми менший $0,5$ діаметру троса рівні напружень в гумі суттєво зростають, так при $h_1=0,25d$ порівняно з товщиною гуми $h_1=0,5d$ рівні σ_e зростають на 20%, а τ_{\max} – на 10%.

7. Встановлено, що структура, що формується при зварюванні вибухом великої кількості сталевих пластин, є суттєво не однорідною як в поперечному напрямі так і впродовж профілю хвилі. Механічні властивості зварних швів по різні сторони від гребня хвилі різні. Зварювання вибухом є ефективним методом формування багат шарових матеріалів з високим комплексом механічних властивостей. На прикладі багат шарової сталі 20, показана можливість одночасного двократного росту властивостей міцності та ударної в'язкості, а також збільшення втомленої тріщиностійкості при суттєвому зниженні пластичності матеріалів. Встановлено, що причина підвищення ударної в'язкості та втомленої тріщиностійкості пов'язана з сприятливим впливом міжшарових кордонів.

8. Запропонована інформаційна система дозволяє значно прискорити цикл розробки технологічних процесів ливарного виробництва, а також оптимізувати технологію, зокрема для найпоширенішого на даний час одиничного типу виробництва. Розроблено унікальні алгоритми аналізу тривимірних параметричних моделей відливок, зокрема такі як: розташування відливки у формі; визначення стержнів; розташування прибуткових частин;

визначення міст підводу металу з формуванням ливникової системи; вибору формувальної оснастки

9. Розроблена узагальнена розрахункова схема приводу шахтного локомотиву (для різноманітних компоувальних рішень) з урахуванням геометричних і фізичних недосконалостей робочих поверхонь контактуючої пари, яка дозволяє суттєво покращити його динамічні, гальмівні та тягові характеристики, скоротити експлуатаційні витрати. Розробка локомотивів секційної компоновки, які складаються з візків, в рамках одного технічного рішення дозволяє створити локомотиви з різною зчіпною масою, видом енергопостачання, необхідними експлуатаційними характеристиками. Встановлено якісний і кількісний вплив пружньо-дисипативних параметрів вузла з'єднання тягової секції і центральної платформи, обладнаного ГМЕ, на стійкість руху секційного шахтного локомотива в кривій постійного і змінного радіусу.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анциферов А.В. Экспериментальное исследование поведения многомассной системы внутри камеры с вертикальным направлением вибрации // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Тематичний випуск «Хімія, хімічна технологія та екологія». – 2006. – № 30. – С. 42-49.
2. Франчук В.П. Конструкция и динамический расчет вибрационных мельниц // Техника и технология обогащения руд. – М: Недра; 1995. – С. 143-160.
3. Анциферов А.В., Комарова И.В. Неупругое взаимодействие элементов виброударной системы // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». - 2009. – № 45. – С. 91 - 98.
4. Писарев С.П. Вибрационная мельница с прямолинейной вертикальной траекторией движения помольной камеры // Московский горный институт. Научные труды. Работы кафедры обогащения. – М., 1960. - № 32. – С.61-71.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Статистическая физика. - М.: Наука, 1964. - 567 с.
6. Тарлецкий Я.П. Статистическая физика.-М.:Высшая школа, 1966.-235с.
7. Войтенко А.Е. Распределение плотности по высоте в виброосное сыпучей среды и статистика Ферми-Дирака // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. - № 2 (47). - С 70 - 73.
8. Войтенко А.Е. О движении шара в результате последовательных ударов о виброплоскость // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. - № 3 (48). – С. 84 - 88.
9. Синг Дж. Л. Классическая динамика. - М.: Физматгиз, 1963. - 448 с.
10. Баклашов И.В. Расчет жесткой армировки стволов шахт по условию накопления усталостных повреждений. // Проектирование и строительство угольных предприятий. - 1969. – № 10. – С. 84-87.
11. Белобров В.И Динамика, нагрев и износ тормозов шахтных подъемных машин. – Киев.: Наукова думка, 1981. – 200 с.

12. Ильин С.Р., Лопатин В.В., Послед Б.С. Опыт исследования рабочих режимов взаимодействия при движении подъемных сосудов в проводниках жесткой армировки // Геотехническая механика. Межведомственный сб. науч. тр. – Дн-ск. - 2002. – № 32. – С. 217-222.

13. Потураев В.Н., Полницкий А.Б., Карась С.В. Мищенко А.П., Ганжа В.П. Определение спектральных характеристик внешних горизонтальных нагрузок действующих на шахтный подъемный сосуд // Вопросы подъема глубоких шахт, 1974. – С.276-283.

14. Лопатин В.В. Методи і технічні пристрої експрес-діагностики динамічного стану системи „підйомна посудина-жорстка арміровка”: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.06 / ИГТМ НАН Украины.- Дніпропетровськ, 2001. - 18с.

15. Гавруцкий А.Е., Мусиенко В.Д., Осадчая Л.С. Исследование горизонтальных нагрузок на армировку в скиповом стволе ЗЖРК № 1 // Шахтное строительство. - 1981. – №7. – С. 19-21.

16. Смолдырев А.Е. Трубопроводный транспорт. - М.: Недра, 1980. - 390с.

17. Покровская В.Н. Трубопроводный транспорт в горной промышленности. - М.: Недра, 1985. - 191 с.

18. Кириченко Е.А., Шворак В.Г., Кучер Д.С. Анализ выбора рациональных параметров гидротранспортирования для повышения эффективности работы гидротранспортной системы // Науковий вісник НГУ. – Дн-ськ: НГУ. - 2005. - № 1. - С. 58-60.

19. Кириченко Е.А., Чеберячко И.М., Шворак В.Г., Кириченко В.Е. Выполнение оптимизации по энергозатратам при выборе проектных параметров гидротранспортных установок // Матер. междунар. научн.-техн. конф. “Проблемы и перспективы развития транспорта промышленных регионов”. – Дн-вск: НГУ, 2005. - С. 14-15.

20. Кириченко Е.А., Чеберячко И.М., Шворак В.Г. Определение оптимальных параметров гидротранспортирования твердых материалов на базе экономико-математического моделирования // Матер. междунар. научн.-практич. конф. “Проблемы обогащения руд россыпных месторождений и пути

их решения”. Научные труды ДонНТУ. - Донецк: ДонНТУ, 2005. - № 94. - С. 110-115.

21. Кириченко Е.А., Чеберячко И.М., Евтеев В.В., Шворак В.Г. Экономико-математическая модель гидротранспортной установки // Науковий вісник НГУ. – Дн-ськ: НГУ. - 2005. - № 7. - С. 56-60.

22. Турчанинов С.П. Долговечность гидротранспортных трубопроводов. - М.: Недра, 1973. - 160 с.

23. Карелин В.Я. изнашивание лопастных насосов. - М. : Машиностроение, 1983. - 168 с.

24. Супрун В.К. Абразивный износ грунтовых насосов и борьба с ним. - М.: Машиностроение, 1972. - 104 с.

25. Малеев В.Б. Износ лопаток рабочего колеса центробежного насоса твердыми включениями // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 51, серія гірничо-електромеханічна. - Донецьк: ДонНТУ. - 2002. - 218 с.

26. Кириченко Е.А., Чеберячко И.М., Шворак В.Г., Евтеев В.В. Определение проектных параметров гидротранспортной установки на базе экономико-математической модели // Геотехническая механика: матер. III научн.-техн. конф. молодых ученых “Геотехнические проблемы разработки месторождений”. – Дн-вск: ИГТМ, 2006. - Вип. 62. - С. 177-183.

27. Кириченко В.Е., Романюков А.В., Татуревич А.А. Разработка усовершенствованного метода расчета параметров нестационарных процессов в сложных гидравлических системах // Науковий вісник НГУ. – Дн-ськ: НГУ. - 2009. - № 2. - С. 23-31.

28. Кириченко Е.А. Выбор и обоснование рациональных параметров глубоководной эрлифтной установки с учетом влияния питающей пневматической системы: дис. ... канд. техн. наук. – Дн-вск, 1989. - 172 с.

29. Баранов Ю.Д., Блюсс Б.А., Семенов Е.В., Шурыгин В.Д. Обоснование параметров и режимов работы систем гидротранспорта горных предприятий. – Дн-вск: «Новая идеология», 2006. - 416 с.

30. Карасик В.М., Асауленко И.А. Напорный гидротранспорт песчаных материалов. - К.: Наукова думка, 1965. - 107 с.
31. Дмитриев Г.П., Смолдырев А.Е. Гидротранспорт руд и концентратов. - М.: Цветметинформация, 1966.
32. Спиваковский А.О., Смолдырев А.Е., Зубакин Ю.С. Автоматизация трубопроводного транспорта в горной промышленности.-М.:Недра, 1972.-344 с.
33. Кириченко Є.О., Чеберячко І.М., Євтєєв В.В., Шворак В.Г., Кучер Д.С. Спосіб транспортування гідросуміші і пристрій для його реалізації: пат. 67246 А Україна: 7 F04D29/70, F04D13/00 /. Заявник та патентовласник НГУ. - опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
34. Прохоренко В.П. SolidWorks. Практическое руководство: SolidWorks 2003 и SolidWorks 2004. Установка SolidWorks. Принципы трехмер. проектирования. Оформление чертежей. Визуализация моделей. – М.: Бином, 2004. – 364с.
35. Мюррей Д. SolidWorks. Второе издание. /Пер. А. Бернштейна – М.: ЛОРИ, 2003. – 321с.
36. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOS Works. Инженерный анализ методом конечных элементов – М.: ДМК Пресс, 2004. – 448 с.
37. Степанов, А.Ю. Технология литейного производства / А.Ю. Степанов, Г.Н. Баладин, В.А. Рыбкин. – М.: Машиностроение, 1983. – 285 с.
38. Курдюмов, А.В. Лабораторные работы по технологии литейного производства / А.В. Курдюмов. – М.: Машиностроение, 1990. – 271 с.
39. Чечулин, В.А. Усадка металлов и сплавов / В.А. Чечулин. – Свердловск, УПИ, 1983. – 48с.
40. Новохацкий, В.А. Малоотходная технология производства стальных отливок с экзотермическими прибылями / В.А. Новохацкий, А.А. Жуков, Ю.И. Макарычев М.: Машиностроение, 1986. – 237с.
41. Голод В.М. Применение ЭВМ для разработки литейной технологии / В.М. Голод, А.Д. Никифоров, А.Т. Ошурков Л.: ЛДНТП, 1983. – 153 с.
42. Минаев, А.А. Вакуумная формовка / А.А. Минаев, Е.Б. Ноткин, В.А. Сазонов. – М.: Машиностроение, 1984. – 216 с.

ДОДАТКИ

РЕЦЕНЗІЯ

на звіт з НДР “Розробка теорії, методів розрахунку та технологій створення гірничого обладнання нового покоління”

Етап 2010 р. – “Розробка методів розрахунку і програмно-алгоритмічного забезпечення вибору раціональних параметрів гірничого підйомно-транспортного та технологічного обладнання”

На кожній стадії технологічного процесу видобутку, транспортування та збагачення корисних копалин використовуються певні групи гірничих машин, для яких розробка методів розрахунку і проектування охоплює багато напрямків. До найважливіших на даний момент відносяться проблеми, що вирішуються у даному проекті: розробка наукових основ створення шахтних підйомних машин з гумотросовими канатами та систем їх діагностики; розвиток теорії ударних процесів, пов'язаних із механічним подрібненням порошкових матеріалів; розробка методів отримання нанокристалічного стану в металевих виробках з метою одержання металів з високим комплексом механічних властивостей; подальше вирішення технічної проблеми проектування нових шахтних підйомальних машин підвищеної надійності, вантажопідйомності та канатомісткості; наукове обґрунтування технічних рішень тріботехнічних систем підйомно-транспортних машин та спеціалізованих автотранспортних засобів; подальше вивчення законів, що визначають роботу устаткування технологічних процесів транспортування твердих матеріалів у складі гетерогенних сумішей.

Робота, що рецензується, присвячена розробці теоретичних основ: розрахунку напружено-деформованого стану гумотросового підйомального та зрівноважувального канатів; створення систем діагностики шахтних підйомних установок; теорії вібраційного подрібнення; розробки методів отримання нанокристалічного стану в металевих виробках з використанням високомодульних джерел енергії; проектування органів намотування шахтних підйомальних машин; створення інформаційних систем автоматичного проектування технологічних процесів виробництва наукоємних виробів; розрахунку параметрів енергозберігаючих

ВИТЯГ З ПРОТОКОЛУ № 10**засідання кафедри будівельної, теоретичної та прикладної механіки****від 09.12.2010 р.**

ПРИСУТНІ: зав. каф., професор Блохін С.Є.; заст. зав. каф., доц. Колосов Д.Л.; доценти: Кірнос В.Д., Матисіна Н.В., Плахотнік В.В., Долгов О.М.; ст. викладачі: Кіба В.Я., Науменко О.Г.; ас. Якубович Л.А.; ст. лаб.: Щербакова І.І., Агафонова Н.Л.; зав. лаб. Чернуха Л.І.

СЛУХАЛИ: звіт керівника теми ГП-414, д.т.н. Блохіна С.Є. та відповідального виконавця, к.т.н. Колосова Д.Л. про виконання НДР “Розробка теорії, методів розрахунку та технологій створення гірничого обладнання нового покоління”. Етап 2010 р. – “Розробка методів розрахунку і програмно-алгоритмічного забезпечення вибору раціональних параметрів гірничого підйомно-транспортного та технологічного обладнання”.



Робота виконана в повному обсязі у відповідності до календарного плану робіт на 2010 р. За результатами роботи колективом готується заключний звіт. За 2010 р. опубліковано 33 наукові роботи, в тому числі 6 патентів. Всього за період виконання НДР видано 109 наукових публікацій (9 – у закордонних виданнях), в тому числі 27 патентів, з них 5 – закордонні.

В обговоренні результатів досліджень взяли участь доц. Матисіна Н.В., доц. Кірнос В.Д., доц. Долгов О.М., доц. Плахотнік В.В., ст. викл. Науменко О.Г.

ПОСТАНОВИЛИ: ухвалити результати проведених наукових досліджень по темі ГП-414 за 2010 рік, проміжний звіт з НДР ухвалити та рекомендувати до затвердження в секції ради за науковим напрямом.

Завідувач кафедри,
д-р техн. наук, професор

Секретар кафедри

С.Є. Блохін

Н.Л. Агафонова

ВИТЯГ З ПРОТОКОЛУ № 2

засідання секції ради за науковим напрямом
“Гірнична механіка та машини” від 16.12.2010 р.

ПОРЯДОК ДЕННИЙ: Заслуховування результатів виконання проектів наукових досліджень і розробок (НДР), що виконувалися за рахунок бюджетного фінансування у 2010 році.

ПРИСУТНІ: голова ради, зав. каф. гірничої механіки, д.т.н., проф. Самуся В.І.; заст. голови ради, зав. каф. гірничих машин та інжинірингу, д.т.н., проф. Франчук В.П.; члени ради: зав. каф. будівельної, теоретичної та прикладної механіки, д.т.н., проф. Блохін С.Є.; проф. каф. гірничої механіки, д.т.н. Кириченко Є.О.; проф. каф. будівельної, теоретичної та прикладної механіки, д.т.н. Ропай В.А.; вчений секретар ради, доц. каф. будівельної, теоретичної та прикладної механіки, к.т.н. Колосов Д.Л.

СЛУХАЛИ: інформацію відповідального виконавця теми ГП-414, к.т.н., пров. наук. співр. Колосова Д.Л. про виконання НДР “Розробка теорії, методів розрахунку та технологій створення гірничого обладнання нового покоління”. Етап III 2010 р. “Розробка методів розрахунку і програмно-алгоритмічного забезпечення вибору раціональних параметрів гірничого підйомно-транспортного та технологічного обладнання”.

Робота виконана в повному обсязі з ТЗ і календарним планом.

Наукове значення роботи полягає у: розробці алгоритма розрахунку параметрів руху віброударної системи з урахуванням віброзрідженого шару матеріалу, запропонованні на основі класичної статистики Фермі-Дираку її модифікації для розрахунку розподілу щільності нестационарних макрочастиць за товщиною у полі вертикальної вібрації; розробці комп’ютерної моделі підкріплених барабанів шахтних підйомальних машин (ШПМ) та встановленні основних закономірностей напружено-деформованого стану підкріплених барабанів і залежності коефіцієнтів концентрації напружень від геометричних параметрів підкріплюючих елементів, отриманні нових наукових положень щодо раціонального ресурсозберігаючого підкріплення оболонок барабанів ШПМ; отриманні залежностей взаємодії підйомних посудин з армуванням в екстремальних режимах роботи шахтних підйомних установок, викликаних запобіжним гальмуванням підйомних посудин; отриманні аналітичних та графічних залежностей раціональних діаметра нагнітального трубопроводу гідротранспортної установ-

ки і швидкості транспортування гідросуміші від густини пульпи та продуктивності установки за твердим на базі економіко-математичного моделювання, розробці математичної моделі течії суміші твердих частинок і несучої рідини з урахуванням градієнтної сили опору твердих частинок при визначенні міжфазних сил, а також сили взаємодії пульпи зі стінками трубопроводу; встановленні умов втрати форми тілом, утвореного багатошаровим намотуванням каната змінного перерізу та визначенні основних закономірностей напружено-деформованого стану намотаного в декілька шарів плоского гумотросового каната, навантаженого тиском шару меншої ширини; вирішенні методом скінченних елементів плоскої задачі теорії пружності для пластини з двох матеріалів сталі та гуми з урахуванням фізичної нелінійності механічних властивостей гуми; встановленні причин підвищення тріщиностійкості та ударної в'язкості в багатошарових композиціях, пов'язаних з утворенням сприятливого впливу міжшарових границь; отриманні нових алгоритмів технологічного аналізу тривимірної геометрії, зокрема алгоритми швидкого диференцованого пошуку теплових центрів та визначення стержнів, а також розробці базових алгоритмів синтезу 3D геометрії елементів ливарної технології, генерації креслення ливарної технології та технологічних карт.

Практичне значення роботи полягає в: отриманні результатів, що будуть використані у прикладному етапі досліджень для розробки методики розрахунку раціональних технологічних параметрів роботи вертикального вібраційного млина при опрацюванні технології здрібнення-активації порошоків; розробці методики розрахунку раціональних параметрів підкріплення барабанів ШПМ, яка впроваджена на ЗАО «НКМЗ» для використання в проектних роботах при розробці нових барабанів ШПМ із круглим металевим канатом; розробці нового методу діагностування підйомних комплексів в екстремальних режимах роботи та обґрунтуванні раціональних діагностичних параметрів шахтних підйомних комплексів; розробці “Методики розрахунку проектних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання” і “Методики розрахунку експлуатаційних параметрів гідротранспортних установок на базі економіко-математичного моделювання”, що дає можливість стабілізувати значення густини гідросуміші в нагнітальному трубопроводі гідротранспортної установки і підвищити економічність її роботи; розробці вимог до виконавчого органу шахтної підйомної машини бобінного типу з гумотросовим канатом змінного перерізу та розробці проекту ліфтової установки з гумотросовими тя-

говими канатами у баштовому копрі шахти “Гвардійська-2” (м. Кривий Ріг); розробці рекомендацій до змін конструкцій причіпних пристроїв для гумотросових канатів для глибин підйому до 2000 м, що надають можливість грамотного проектування причіпних барабанних споруд для гумотросових канатів шахтних піднімальних установок; отриманні результатів по комплексній обробці ударно-хвильовим навантаженням та термічною обробкою, з зазначенням параметрів, які гарантують отримання наддрібнозернистих структур, що можуть бути використані в усіх галузях промисловості для підвищення зносостійкості, надійності, довговічності сталевих деталей, і є конкурентоспроможними; отриманні інформаційної системи, яка дозволяє значно прискорити цикл розробки технологічних процесів ливарного виробництва, а також оптимізувати технологію, зокрема для найпоширенішого на даний час одиничного типу виробництва.

ВИСТУПИЛИ: члени ради, що відзначили своє ставлення до роботи за результатами доповідей членів наукового колективу та їх прилюдного обговорення. Відмічено актуальність роботи, фундаментальність досліджень та їх високий науково-технічний рівень.

ПОСТАНОВИЛИ:

1. Вважати, що робота виконана в повному обсязі з ТЗ і календарним планом.
2. Робота актуальна, дослідження умов роботи гірничих машин з урахуванням сучасних методів їх розрахунку та подальший розвиток на цьому основ теорії, носять фундаментальний характер.
3. Відмітити високий науково-технічний рівень роботи, її практичне значення.
4. Заключний звіт по темі ГП-414 за 2010 рік ухвалити.
5. Для подальшого розвитку наукових досліджень рекомендувати продовження напрямів тематики у 2011 р.

Голова секції ради,
д-р техн. наук, професор

Вчений секретар




В.І. Самуся

Д.Л. Колосов

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Перший проректор

Національного гірничого університету

доктор технічних наук, професор

П.І. Пілов

вересня 2009 г.



ДОВІДКА

про використання в навчальному процесі наукових розробок аспірантів В.Є. Кириченка та А.В. Романюкова

Ця довідка підтверджує, що наукові розробки аспірантів кафедри гірничої механіки Національного гірничого університету Кириченка Володимира Євгеновича і Романюкова Артема Валерійовича у вигляді «Методики розрахунку параметрів перехідних процесів у системах трубопровідного транспорту» з першого вересня 2009 року використовуються в навчальному процесі при викладанні курсів «Гідромеханіка», «Гідравліка і гідропривід».

Досвід експлуатації трубопровідних систем, у тому числі й шахтних водовідливних установок, показує, що в різних позаштатних або аварійних ситуаціях, а також при перехідних режимах, робота установок часто супроводжується швидкими нестационарними процесами, серед яких найнебезпечнішим з точки зору цілісності й працездатності обладнання є гідроудар. Додаткові труднощі виникають при експлуатації складних гідравлічних систем, що включають силові агрегати, запірно-регулюючу арматуру і т.д.

Розроблена методика розрахунку параметрів перехідних процесів у складних гідравлічних системах базується на чисельному методі характеристик, що допускає просту алгоритмізацію й дозволяє моделювати всілякі перехідні нестационарні режими, які виникають у мережі при будь-якому режимі роботи

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



УТВЕРЖДАЮ
Проректор НГУ по научной работе
д-р. техн. наук, профессор А.С. Бешта
17 04 2009 г.

МЕТОДИКА

расчета параметров переходных процессов в системах трубопроводного
транспорта

Научный руководитель:
зав. кафедрой горной механики,
д-р. техн. наук, профессор

В.И. Самуся

Разработчики:
аспирант
аспирант

В.Е. Кириченко

А.В. Романюков

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

УТВЕРЖДАЮ

Проректор НГУ по научной работе
д-р. техн. наук, профессор *А.С. Бешта*



17 *04* 2009 г.

МЕТОДИКА

расчета параметров шахтных эрлифтных гидроподъемов

Научный руководитель:
зав. кафедрой горной механики,
д-р. техн. наук, профессор

В.И. Самуся

Разработчики:
аспирант
аспирант

В.Е. Кириченко

В.В. Евтеев



ДЕРЖАВНИЙ КОМІТЕТ УКРАЇНИ З ПРОМИСЛОВОЇ БЕЗПЕКИ,
ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ГІРНИЧОГО НАГЛЯДУ

(Держгірпромнагляд)

Криворізьке гірничопромислове територіальне управління

ДОЗВІЛ № 5 / 08

на проведення експлуатаційних випробувань дослідного
(експериментального або дослідного)

зразка цукрошросових шпательних каменів РТК-Г-0,75-40x10/6x3,1

(найменування обладнання або виробу)

Видано ВНТ "Криворізьке залізничне локомотивне"
(повне найменування підприємства, організації)

50099 м. Кривий Ріг, вул. Сіхейрова, 1
(адреса)

Підстави для видачі дозволу:

1. Заява підприємства ДНЗ від 17.04.08р про видачу дозволу
(перелік документів, що подані для отримання дозволу: наказ організації – замовника,
2. Наказ по ВНТ "КЗРК" про виконання роботи
або розробника, висновок випробувальної організації, програма та методика випробувань,
3. Експертний висновок ДП "Трансбезпека" № 80.3-02-02-0003.08
протокол вибору місця проведення експлуатаційних випробувань)
4. Триває робота вибору місця випробування від 31.10.2007г.
5. Програма та методика випробувань
6. Насидка з експлуатації

Галузь і умови дії дозволу:

Дозволяється проведення експлуатаційних випробувань на лінійній устатковці
балешового погону сівного "Івардівський І" м. Іварди, Івардівська
ВНТ, КЗРК (місце проведення випробувань)

дослідного (експериментального) зразка цукрошросових шпательних каменів
(найменування обладнання)

РТК-Г-0,75-40x10/6x3,1

за умови дотримання програми та методики
випробувань і вимог чинних нормативних актів про охорону праці.

Посада особи,
яка видала дозвіл

м. Кривий Ріг

17.04.08р.
(дата)

Григорій Криворізького
(підпис, прізвище, ініціали)

Григорій Криворізького
керівник

О.Є. Чередицько
М.П.



Утверждаю:
 Технический директор
 ОАО «Кривбассжелезрудком» _____ Ричко В.С.
 « 24 » _____ 2009г.



ПРОТОКОЛ
 промежуточного заседания комиссии по проведению
 эксплуатационных испытаний лифтовой установки
 в башенном копре ш. «Гвардейская – 2»

Комиссия в составе:

I. Рабочая группа. (приказ № 292 от 21.08.09. по ш. «Гвардейская»)

1. Приходько И.А. – гл. инженер ш. «Гвардейская»;
2. Кравченко В.В. – гл. механик ш. «Гвардейская»;
3. Корявкин Ю.А. – гл. энергетик ш. «Гвардейская»;
4. Тимченко В.Н. – начальник уч. №16;
5. Смыченко Н.Н. – эл. слесарь уч. №16;
6. Андрусенко В.В. – ведущий инженер – механик ОАО «Кривбассжелезрудком»;
7. Шидо Н.Н. – инженер ЦЭнЛ ОАО «Кривбассжелезрудком»

II. Приглашенные члены комиссии (приказ №382 от 10.04.09. по ОАО «Кривбассжелезрудком»)

1. Малиновский В.А. – д.т.н. председатель – ТК-100;
2. Милько Р.Э. – к.т.н. – директор ООО « Научно – инженерный центр электропривод».
3. Колосов Д.Л. – к.т.н. – доцент кафедры строительной и теоретической, прикладной механики НГУ;
4. Верховный А.А. – генеральный директор ООО «Укрлифттеплосервис»;
5. Кусковский А.Д. – главный государственный горнотехнический инспектор Криворожского Теруправления.

По инициативе руководства ш. «Гвардейская».

Комиссия рассмотрела результаты промежуточных эксплуатационных испытаний лифтовой установки в башенном копре ш. «Гвардейская – 2»:

1. Члены комиссии ознакомились с результатами эксплуатационных испытаний за период с 03.09. по 12.09. и отмечают, что они проходят согласно «Программы и методики».
2. При анализе работы прицепного устройства кабины лифта (черт. КЛШ – 1.00.000СБ) было установлено следующее:
 - 2.1. Баллансир пары РТК-1 с с расстоянием между центрами в кронштейнах 115 мм при подъеме кабины на отметке + 82, достигает верхнего крайнего положения, а при движении к отметке ±0 крайнего нижнего положения.

- 2.2. При нанесении контрольных меток на подъемные РТК-1 разницы в натяжении канатов не установлено. Это подтверждает, что баллансир выполняет свои функции по регулировке натяжения.
- 2.3. Баллансир второй пары РТК-1 с расстоянием между центрами кронштейнов 230мм работает в пределах 45°, что является оптимальным углом и при регулировке натяжения с использованием баллансиров.
3. Учитывая, что увеличить расстояние между центрами кронштейнов первой пары РТК-1 нет технической возможности т.к. это связано с шириной барабана подъемной лебедки, комиссия предлагает следующее:
- 3.1. Принять предложение Колосова Д.Л.- к.т.н. – доцента кафедры строительной и теоретической, прикладной механики НГУ, по разработке конструкции прицепного устройства кабины лифта без баллансиров на пружинных динамометрах под каждый РТК-1.
- 3.2. Согласовать прицепное устройство с институтом «УкрНИИпроект» г. Киев.
- 3.3. Заменить прицепное устройство на кабине лифта по истечению одного года эксплуатационных испытаний.
- 3.4. Внести следующие изменения в «Программу и методику эксплуатационных испытаний» раздел № 2
 Пункт 2.3. Испытание проводить в течении двух лет в условиях башенного копра ш. «Гвардейская»;
 2.3.1. Испытание на четырех канатах с системой регулирования натяжения при помощи баллансиров – 1 год;
 2.3.2. Прямой подвес кабины на пружинных динамометрах под каждый РТК-1 – 1 год.

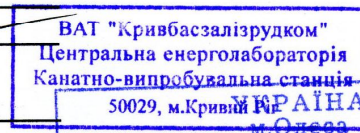
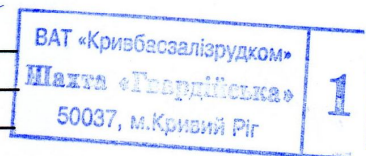
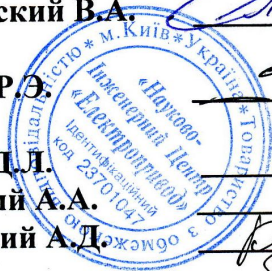
Члены комиссии :

Приходько И.А.
 Кравченко В.В.
 Корявкин Ю.А.
 Тимченко В.Н.
 Смыченко Н.Н.
 Андрусенко В.В.
 Шидо Н.Н.

Малиновский В.А.

Милько Р.Э.

Колосов Д.Л.
 Верховный А.А.
 Кусковский А.Д.



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ВЫСШЕЕ УЧЕБНОЕ ЗАВЕДЕНИЕ
«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

СОГЛАСОВАНО:

И.о. главного инженера
производства ГР и КПО


«25» _____ 2010
 ПРОГЛЯНЬК
КАВЦЕ
ЛЯРИЯ

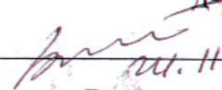
УТВЕРЖДАЮ:

Проректор по научной
работе, д-р техн. наук, проф.



_____ А.С. Бешта
«_____» _____ 2010
 НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
І.К. 02070743

Методика расчета рациональных параметров подкреплений
баранов ШПМ

Руководитель темы ГП-414,
д-р техн. наук, проф.


_____ С.Е. Блохин
мл. 11.10

Руководитель темы ГП-426,
д-р техн. наук, проф.


_____ В.П. Франчук


Руководитель соглашения №35
д-р техн. наук, проф.


_____ К.С. Заболотный

И.о. главного конструктора


ОГК ГР и КПО

Ю.В. Лавренко




Начальник БДШО

С.А.Калужный



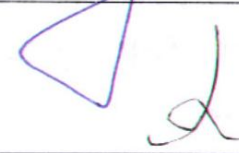
Ведущий конструктор

Ю.Н.Овчинников



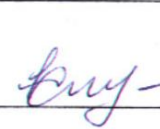
ст. науч. сотр.

А.Л. Жупиев




мл. научн. сотр.

Е.Н. Соснина



ст. науч. сотр.

Е.В. Панченко



Днепропетровск

2010

СОГЛАСОВАНО:

Проректор по научной работе
Государственного высшего учебного
заведения «Национальный горный
университет»
д-р техн. наук, проф.




А.С. Бешета

« 24 »

2010 г

УТВЕРЖДАЮ:

И.о. главного инженера производства
ГР и КПО ЗАО «НКМЗ»




И.С. Протыняк

« 25 »

2010 г

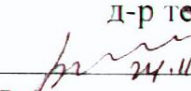
**АКТ ВНЕДРЕНИЯ
научно-исследовательских работ**

Настоящим актом подтверждается, что Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет» передал ЗАО «НКМЗ» для использования при проектировании следующие результаты научно-исследовательских работ: «Методика расчета рациональных параметров подкрепления барабанов ШПМ, утвержденные проректором Государственного высшего учебного заведения «Национальный горный университет» 2010 г.

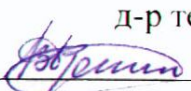
Новизна результатов: обоснована компьютерная модель нагружения разрезного барабана ШПМ, включающая в себя давление намотанного каната, тормозные силу и момент, собственный вес намотанного каната, сосредоточенные силы наматываемого и сматываемого канатов; выполнен анализ НДС барабана для различных случаев подкреплений

Результаты будут использоваться в проектных работах при разработке новых барабанов шахтных подъемных машин с круглым металлическим канатом.

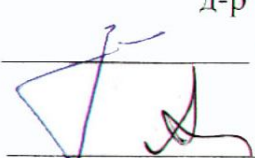
Руководитель темы ГП-414,
д-р техн. наук, проф.


С.Е. Блохин

Руководитель темы ГП-426,
д-р техн. наук, проф.


В.П. Франчук

Руководитель соглашения №35
д-р техн. наук, проф.


К.С. Заболотный

ст. науч. сотр.


А.Л. Жупиев

мл. научн. сотр.



Е.Н. Соснина

ст. науч. сотр.


Е.В. Панченко

И.о. главного конструктора
ОГК ГР и КПО
Ю.В. Лавренко


Начальник БДШО
С.А. Каложный


Ведущий конструктор
Ю.Н. Овчинников

**Министерство промышленной политики Украины
Государственное предприятие «Государственный институт по
проектированию предприятий горнорудной промышленности
«КРИВБАСПРОЕКТ»**

УТВЕРЖДАЮ:

Главный инженер



А.В. Романенко
2010 г

Протокол

рассмотрения законченной научно-исследовательской работы « Увеличение глубин применения резинотросовых уравнивающих канатов до глубины 2000 м обоснованием параметров прицепных устройств», выполненной в Национальном горном университете (НГУ) в период 2008-2010 гг под руководством д.т.н.. проф. Ропая В.А.

Присутствовали:

от ГПИ «Кривбасспроект»:

Ходаковский В.И.
Мироненко А.И.
Пустовой В.А.
Радченко А.И.
Комаренко А.В.
Алексеев А.Ю.
Мерзяков А.В.

– главный инженер проектов;
– нач. технологического отдела;
– гл. специалист технологического отдела;
– вед. инж. технологического отдела;
– нач. механического отдела;
– зав. группой механического отдела;
– инженер I категории;

от НГУ:

Ропай В.А.
Заиченко В.А.

- д.т.н., проф.;
- мл. науч. сотр.

Слушали:

Сообщение исполнителей работы проф. Ропая В.А., мл.науч.сотр Заиченко В.А. об итогах научных исследований (доклад прилагается)

Приняли участие в обсуждении:

Пустовой В.А., Мироненко А.И., Комаренко А.В., Алексеев А.Ю.




Постановили:

1. Отметить актуальность тематики исследования;
2. Отметить высокий научный уровень выполненных исследований;
3. Рекомендовать авторам работы подготовить на базе полученных результатов «Методические рекомендации по инженерному расчету требуемых диаметров прицепных барабанов для существующего типоразмерного ряда РТК» и передать их ГПИ «Кривбасспроект» для практического использования.

Главный инженер проектов

 В.И.Ходаковский

Визы:

 А.И. Мироненко
 А.В. Комаренко
 В.А. Пустовой

**ПРОТОКОЛ РОЗГЯДУ РЕУЗЬТАТІВ НДР, ВИКОНАНОЇ НА КАФЕДРІ
ТЕХНОЛОГІЇ ГІРНИЧОГО МАШИНОБУДУВАННЯ НАЦІОНАЛЬНОГО
ГІРНИЧИГО УНІВЕРСИТЕТУ**

05.12.10

м. Дніпропетровськ

Кафедра Технологічного проектування Національної металургійної академії України розглянула результати роботи «Дослідження впливу параметрів ударно-хвильового навантаження та термічної обробки на комплекс властивостей металевих виробів з багат шарових композицій», що виконана на кафедрі технології гірничого машинобудування Національного гірничого університету.

Під час досліджень вперше встановлено, що в процесі динамічної взаємодії сталевих пластин в зоні їх з'єднання мають місце різкі зміни структури, пов'язано з появою механізмів інтенсивного деформаційного двійнікування та дислокаційного ковзання. З використання просвічуваної електронної мікроскопії показано, що розмір зерно-субзерених побудов, що формуються в зоні взаємодії металевих пластин, складає 100 ... 400 нм.

За результатами роботи експериментально встановлено, що при реалізації технології поверхневого зміцнення надміцним індентером Ø8 мм, що коливається з ультразвукової частотою та притиснутим до заготовки, що оброблюється з силою 98 Н, глибина інтенсивно деформованого шару зі структурою нанокристалічного типу не перевищує 30 – 50 мкм, що відповідає глибині зони локального підвищення температури до температури фазових перетворень.

Вважаємо, що технологія комплексної обробки, що розроблена в НГУ має позитивні результати і може бути використана у виробництві багат шарових листів з високими механічними властивостями.

Завідувач кафедри,
д.т.н., професор



В.Ф. Балакін