

Коваль Олександр Сергійович

Магістерська робота

**Дослідження і розробка
конструкційних та експлуатаційних параметрів
універсального самохідного шасі з дизельним приводом
для навісного гірничого обладнання**

Керівник

проф., к.т.н. Горбачов Ю.Г.

ВСТУП

Сучасний стан підземної розробки рудних родовищ характеризується, з одного боку, постійним поглибленням горизонтів видобутку та транспортування гірничої маси, а також ускладненням та погіршенням гірничотехнічних умов, а з іншого – процесом невинної концентрації та інтенсифікації гірничих робіт. Усе це ставить високі вимоги до рудникового механічного обладнання і змушує приділяти велику увагу його удосконаленню [1-3].

Останні десятиліття розвитку світової гірничорудної промисловості проходять під знаком широкого впровадження різноманітної самохідної техніки, яка використовується для механізації процесів проходки підземних виробок, очисного виймання гірничої маси, транспортування руд і порожніх порід, а також численних технологічних операцій допоміжного типу, призначених як для обслуговування основних технологічних процесів підземної розробки, так і для підтримки життєдіяльності гірничодобувного підприємства. Це шахтні бурильні установки, підземні бурильні верстати, навантажувально-транспортні машини, техніка для зарядки шпурів і свердловин вибухівкою, зведення анкерного, аркового, набризк-бетонного та залізобетонного кріплення, приведення виробок у безпечний стан, перевезення обладнання, різноманітних матеріалів та людей, монтажних, демонтажних та підйомно-транспортних робіт, будівництва та утримання транспортних шляхів та енергетичних комунікацій тощо. Усі ці машини можуть працювати самостійно, а можуть об'єднуватися у комплекси обладнання для механізації тих чи інших технологічних процесів, наприклад проходки підземних виробок або очисного виймання руди [4-7].

Сучасна самохідна техніка базується, як правило, на уніфікованих шарнірно-зчленованих шасі з пневмошинним ходом та дизельним або електричним приводом. Такі машини відрізняються автономністю, мобільністю, універсальністю, високою продуктивністю, широким діапазоном потужності та вантажопідйомності, зручністю та безпечністю в експлуатації, сприятливими санітарно-гігієнічними умовами праці гірників [6,8-10].

Безумовно, самохідному обладнанню притаманні й певні недоліки, такі як циклічність процесу роботи, складність конструктивного виконання та його висока вартість, необхідність належної кваліфікації машиністів та ремонтного персоналу, токсичність вихлопних газів дизельних приводів та пов'язані з цим додаткові витрати на вентиляцію. Але надійність самохідної техніки, наявність необхідних резервів міцності, високі показники потужності та продуктивності забезпечують її ефективну експлуатацію на шахтах усього світу [5-8].

Звісно, для цього потрібні постійні зусилля, спрямовані на пошуки нових шляхів удосконалення подібних установок на базі наукових досліджень та новітніх проектних розробок. З огляду на це, актуальність теми представленої магістерської роботи, присвяченої аналізу та розробці конструктивних та експлуатаційних параметрів універсального самохідного шасі з дизельним приводом для навісного гірничого обладнання, не викликає жодних сумнівів.

Об'єкт дослідження – технологічні операції основного та допоміжного призначення під час підземної розробки рудних родовищ.

Предмет дослідження – універсальне самохідне шасі з дизельним приводом для навісного гірничого обладнання основного та допоміжного призначення.

Наукове положення – обґрунтовано раціональну конструкцію універсального самохідного шасі для роботи з різноманітним змінним навісним обладнанням, що забезпечує механізацію низки допоміжних технологічних операцій підземного видобутку руд.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Самохідне підземне обладнання та його значення для механізації гірничодобувних робіт

Технологічні процеси підземної розробки рудних родовищ складаються, як правило, з окремих операцій, що виконуються у певному порядку. Задачею гірничорудного машинобудування є забезпечення належного рівня механізації усіх цих робіт.

До основних технологічних процесів відносяться [9]:

- проходка підземних виробок: горизонтальних і слабо похилих (до 12° відносно горизонталі), вертикальних і круто похилих (більше 60° відносно горизонталі);
- очисне виймання гірничої маси.

В залежності від умов експлуатації (поперечного перетину та нахилу виробок) може використовуватися обладнання як ручного і переносного типів, так і самохідне. Природно, що ручне і переносне механічне обладнання не здатне забезпечити достатній рівень механізації гірничих робіт, через його невелику продуктивність та значну частку ручної праці, що залишається при цьому. Тому його застосування виправдовується лише в тих випадках, коли відповідне самохідне обладнання відсутнє (наприклад, через украй стиснені умови роботи під час проходки та експлуатації виробок особливо малого поперечного перетину – $4-7 \text{ м}^2$).

В усіх інших умовах потрібно орієнтуватися на самохідне обладнання, яке забезпечує набагато вищий рівень ефективності виконання тих чи інших операцій внаслідок своєї мобільності та автономності. З такого обладнання можуть формуватися комплекси машин для буропідривної проходки виробок різного напрямку і призначення та очисного виймання гірничої маси. Для цього воно має бути взаємно узгоджено за основними показниками призначення для найбільш ефективного використання при експлуатації, наприклад, у виробках різного поперечного перетину. Але й тут можуть бути певні нюанси.

В умовах вітчизняних рудників існує давня історична традиція широкого використання рейкового типу самохідної техніки. На візках з рейковими ходовими частинами працюють тягові агрегати та рухомий склад електровозної відкатки – досі головного виду магістрального транспорту українських рудних шахт. Ними постачалися перші зразки шахтних бурильних установок (БУ-1, БУР-2, СБКН-2М) та навантажувальних машин (ППН різних модифікацій). Для цього у будь-якій шахті практично усі основні виробки постачені мережею рейкових шляхів з колією 600, 750 або 900 мм.

Проте такий вид ходової частини, по-перше, вимагає значних капітальних та експлуатаційних витрат на будівництво та підтримку працездатного стану зазначеної мережі, а, по-друге – суттєво обмежує мобільність та маневреність техніки, адже вона може працювати лише там, де є колія, і не здатна заїжджати у бічні допоміжні виробки, де колії може не бути. Крім того, через невеликий коефіцієнт зчеплення коліс з рейками ухил горизонтальних виробок для роботи рейкових машин не може перевищувати 0,005 [9].

Тому на початковій стадії розвитку самохідної техніки найбільше розповсюдження отримали машини з гусеничними ходовими частинами, що мали набагато краще зчеплення з підшовою виробки і могли експлуатуватися на ухилах до 15°. Серед них можна відзначити різні модифікації шахтних бурильних установок типу СБУ та навантажувальні машини типу ПНБ. Додатковою перевагою гусеничних конструкцій була можливість створення значних напірних зусиль, що дуже важливо саме для навантажувальних машин, які змушені впроваджувати свої робочі органи (ковші, нагортальні лапи, гребки) у штабелі відбитої гірничої маси і долати при цьому дуже значні опори.

Проте, гусеничні конструкції ходових візків відрізняються підвищеною складністю, значними величинами метало- та енергоємності, недостатньою експлуатаційною надійністю. Усе це сприяло свого часу переходу на більш мобільне та менш енерговитратне самохідне обладнання на пневмоколісних ходових частинах, яке згодом практично повністю витіснило усі інші типи. В якості приводу більшість самохідних машин у світі мають дизельні двигуни.

Найважливішими перевагами самохідного пневмоколісного гірничого обладнання з дизельним приводом є наступні:

- висока продуктивність (при відстані переміщення до 400-500 м);
- можливість значного підвищення продуктивності та покращення умов і безпеки праці гірників;
- уніфікація ходових частин машин різного технологічного призначення, що забезпечує зручність технічного обслуговування та ремонту техніки;
- широкий діапазон значень вантажопідйомності, продуктивності та потужності машин, який дає можливість підбирати оптимальні значення цих параметрів для будь-яких заданих умов експлуатації;
- висока мобільність і маневреність (радіуси повороту не більше 10 м, а кут підйому до 15°), відсутність потреби в розвинутих підземних енергетичних комунікаціях.

Крім зазначених позитивних якостей такої техніки, слід згадати можливість широкого її використання для механізації численних допоміжних операцій, що супроводжують технологічні процеси підземного видобутку руд та забезпечують чітку роботу усього рудника: доставки різноманітних матеріалів, потрібного механічного обладнання та людей; будівництва, утримання та ремонту гірничих виробок, шляхів і комунікацій; очищення виробок від просипаної породи, приведення їх у безпечний стан після здійснення вибухових робіт, проведення водовідливних каналок; зарядки шпурів і свердловин вибухівкою; зведення кріплення; підйомно-транспортних робіт тощо.

Важливою особливістю такого обладнання, окрім мобільності та автономності, є можливість створення на базі ходових частин не лише вузькоспеціалізованих (одноцільових) машин (наприклад, бурильних або навантажувально-транспортних установок), але й універсальних конструкцій, здатних поєднувати (комбінувати) різні виробничі функції. Шляхом використання швидкознімних робочих органів, встановлюваних на ходовій частині, можна отримувати машини такого призначення:

- для буріння шпурів і навантаження гірничої маси – бурильно-навантажуваль-

льні;

- для буріння і зарядки шпурів – бурильно-зарядні;
- для навантаження гірничої маси і зарядки шпурів – навантажувально-зарядні;
- для виконання допоміжних операцій – різного роду касетні системи та комплекси допоміжного обладнання у вигляді єдиного шасі з набором змінних робочих органів.

Таким чином, головними тенденціями сучасного етапу розвитку механічного обладнання підземних рудовидобувних підприємств слід вважати наступні:

- забезпечення його самохідності шляхом повної відмови від будь-якого переносного обладнання до пневмоколісного (в окремих випадках, коли це вимагається умовами експлуатації – до гусеничного) для забезпечення значного підвищення продуктивності праці на усіх технологічних процесах підземного видобутку руд;
- суміщення функцій за рахунок переходу від машин одноцільового призначення до багатоцільового;
- забезпечення автономності обладнання з метою усунення складних і вартісних силових комунікацій та заміни їх незалежними джерелами енергії (малотоксичними дизельними двигунами та електричними приводами різних типів);
- впровадження автоматизованих систем дистанційного та програмного керування машинами на основі наукових даних щодо оптимальних режимів роботи обладнання у змінних гірничотехнічних умовах експлуатації;
- агрегатування, стандартизація та уніфікація обладнання шляхом створення вузлів та елементів, які дозволяють комплектувати машини з однотипних та уніфікованих частин. Це суттєво підвищує надійність обладнання та знижує трудомісткість його виготовлення, технічного обслуговування і ремонту.

Досвід провідних підземних рудовидобувних підприємств світу доводить, що використання комплексів самохідного обладнання забезпечує суттєве підвищення продуктивності праці (на очисних роботах, наприклад, у 2-3 рази) та зниження собівартості видобутку на 10-20% у порівнянні з переносною технікою.

1.2 Основні конструктивні особливості сучасної самохідної підземної техніки

Різноманітних представників самохідної підземної техніки об'єднує одна загальна риса: вони створюються на основі шасі з шарнірно-зчленованою рамою на пневмоколісному ході. Рама складається з двох частин (передньої і задньої піврам), сполучених між собою шарнірним з'єднанням, яке дозволяє змінювати взаємне положення піврам – складатися (повертатися в горизонтальній площині) на кут до $35-40^\circ$ в обидва боки для підвищення маневреності шасі і забезпечення можливості руху у виробках з мінімальними радіусами заокруглення у плані.

На піврамах шасі розташовується робоче обладнання самохідних машин. Варіанти його розташування можуть бути різними. Наприклад, в ковшових навантажувально-транспортних машинах на передній піврамі встановлюється робоче навісне обладнання – навантажувальний орган, що складається з ковшу, стріли, важільного механізму та силових циліндрів; на задній – дизельний двигун із системами обслуговування, трансмісія, гідропривод навантажувального органу та механізму повороту машини, кабіна машиніста. В шахтних бурильних установках та різноманітних самохідних машинах для механізації допоміжних технологічних операцій передня піврама виконана у вигляді тягача з приводом ходу і кабіною машиніста, а на задній піврамі (напівпричепі) монтується необхідне робоче обладнання (стріли з маніпуляторами, подавальними пристроями та бурильними головками; касети для доставки вантажів, перевезення людей, технічного обслуговування самохідної техніки, здійснення підйомно-транспортних та монтажних робіт, механізованої зарядки шпурів та свердловин вибуховими речовинами; закріплення виробок тощо.

Шасі, як правило, постачаються [11]:

- чотирьохколісними рушіями з обома ведучими мостами. В навантажувально-транспортних машинах передній міст із самоблокувальними диференціалами жорстко кріпиться до піврами навантажувального органу і забезпечує необхідний в процесі черпання гірничої маси жорсткий зв'язок між колесами моста при однаковій частоті обертання останніх. Задній міст жорстко кріпиться до піврами

силової установки. Контакт усіх коліс машини з підшвою виробки, а також розвантаження рами від додаткових зусиль скручування, що виникають в процесі черпання породи або під час руху машини, забезпечуються за рахунок повороту піврам установки відносно горизонтального шарніру;

- малотоксичними дизельними двигунами спеціального призначення, поставленими комбінованою системою (з каталітичним та рідинним ступенями) очищення вихлопних газів;

- трансмісіями з гідромеханічними коробками передач, які в залежності від змінення опору та навантаження забезпечують автоматичне змінення тягового зусилля та плавне перемикання передач без розриву потоку потужності;

- гідравлічними приводами робочого обладнання та механізмів повороту машин, які дозволяють у широкому діапазоні керувати швидкістю та напрямком руху, мають швидку реакцію на командні імпульси та високу надійність в експлуатації;

- робочими органами згідно з технологічним призначенням машин, поставленими автоматичними пристроями керування з гідравлічними або електричними приводами у ланцюзі системи керування;

- надійними робочими та стоянковими гальмами колодкового або дискового типів; рульовими механізмами з гідравлічними підсилювачами та слідкуючою механічною або гідравлічною системою; необхідними світловими та звуковими сигнальними пристроями та приладами;

- кабінами машиністів, в яких розміщуються педалі та важелі керування машиною та її робочими органами, пульт з контрольно-вимірювальними приладами, а також підресорене та регульоване за масою і зростом машиніста ергономічне сидіння водія.

Найвідповідальнішим агрегатом самохідної підземної гірничої техніки є її привод. Як було зазначено вище, найкращим варіантом приводу з точки зору забезпечення максимальної мобільності та автономності машин вважаються двигуни внутрішнього згоряння, серед яких переважне використання мають дизельні двигуни різної конструкції та потужності. Важливими перевагами дизельних двигу-

нів, в яких робоча суміш в циліндрах займається повітрям, що також знаходиться у циліндрі і нагрівається завдяки стисненню, у порівнянні з карбюраторними є наступні:

- простіша система запалювання, що спрощує конструкцію двигуна та зменшує його масу;

- менші габаритні розміри;

- простота керування;

- більші потужність та економічність;

- більш плавне регулювання швидкості у широких межах;

- менша токсичність вихлопних газів.

Дизельний двигун самохідного шасі повинен забезпечувати:

- високий рівень надійності (у першу чергу, безвідмовності та довговічності);

- низьку металоємність та високу економічність;

- здатність працювати в умовах різких змін швидкісних та навантажувальних режимів;

- легкість запуску та стійку роботу при значних коливаннях температури навколишнього середовища;

- хорошу фільтрацію повітря, палива та масла для забезпечення нормальної роботи в умовах підвищеної запиленості;

- зручність виконання заходів технічного обслуговування та ремонту.

Головним недоліком дизельних двигунів слід вважати виділення шкідливих для здоров'я людини речовин, що присутні у вихлопних газах. Цей недолік особливо небезпечний в умовах роботи техніки в підземних гірничих виробках невеликого поперечного перетину, які мають обмежені можливості пропускання вентиляційного повітря. Для забезпечення нормальних умов праці в місцях експлуатації самохідного обладнання з дизельними двигунами потрібно [12]:

- зменшувати вміст шкідливих домішок у рудниковій атмосфері за рахунок підвищення кількості повітря, що подається у виробки для провітрювання; змішування вихлопних газів на виході з вихлопного патрубку зі струменем повітря, що

подається спеціальним вентилятором; більш повного згоряння палива в циліндрах; використання малотоксичних дизельних двигунів (передкамерних і камерних);

- нейтралізувати шкідливі домішки вихлопних газів за допомогою двоступінчастих (каталітично-рідинних) систем газоочищення.

Складність агрегатів та вузлів самохідної техніки вимагає від машиністів та обслуговуючого персоналу хороших знань особливостей їхніх конструкцій, технічного обслуговування та експлуатації. Лише за таких умов можна забезпечити високі показники технічної готовності установок та практичного використання їх споживачами.

Провідні світові фірми-виробники гірничої техніки пропонують дуже широку номенклатуру різноманітної самохідної техніки. На рис. 1.1 і 1.2 показані деякі вітчизняні та закордонні конструкції самохідних машини для механізації відповідно основних та допоміжних технологічних процесів підземної розробки руд.

На рис. 1.3 приведена схема утворення похідних самохідних машин допоміжного призначення на базі універсального самохідного шасі 1ВOM.01 розробки інституту НДПІ «Криворіжжурудмаш». За допомогою такого прийому можна отримати цілий комплекс допоміжного обладнання у складі машин для доставки матеріалів та технічного устаткування 1ВOM.A, перевезення людей та малогабаритного обладнання 1ВЛГ.A (див. рис. 1.2б), для доставки паливо-мастильних матеріалів та механізації процесу заправки обладнання 1ДЗА, буріння шпурів для анкерного кріплення та нанесення набризк-бетонного кріплення МКС, технічного обслуговування та ремонту самохідної техніки ПМЗ, транспортування та укладання труб 1УМВЗ, підвіски кабелів тощо [6].

Висновки:

- останні десятиліття розвитку світової гірничорудної промисловості проходять під знаком широкого впровадження різноманітної самохідної техніки, яка використовується для механізації процесів проходки підземних виробок, очисного виймання гірничої маси, транспортування руд і порожніх порід, а також числен-

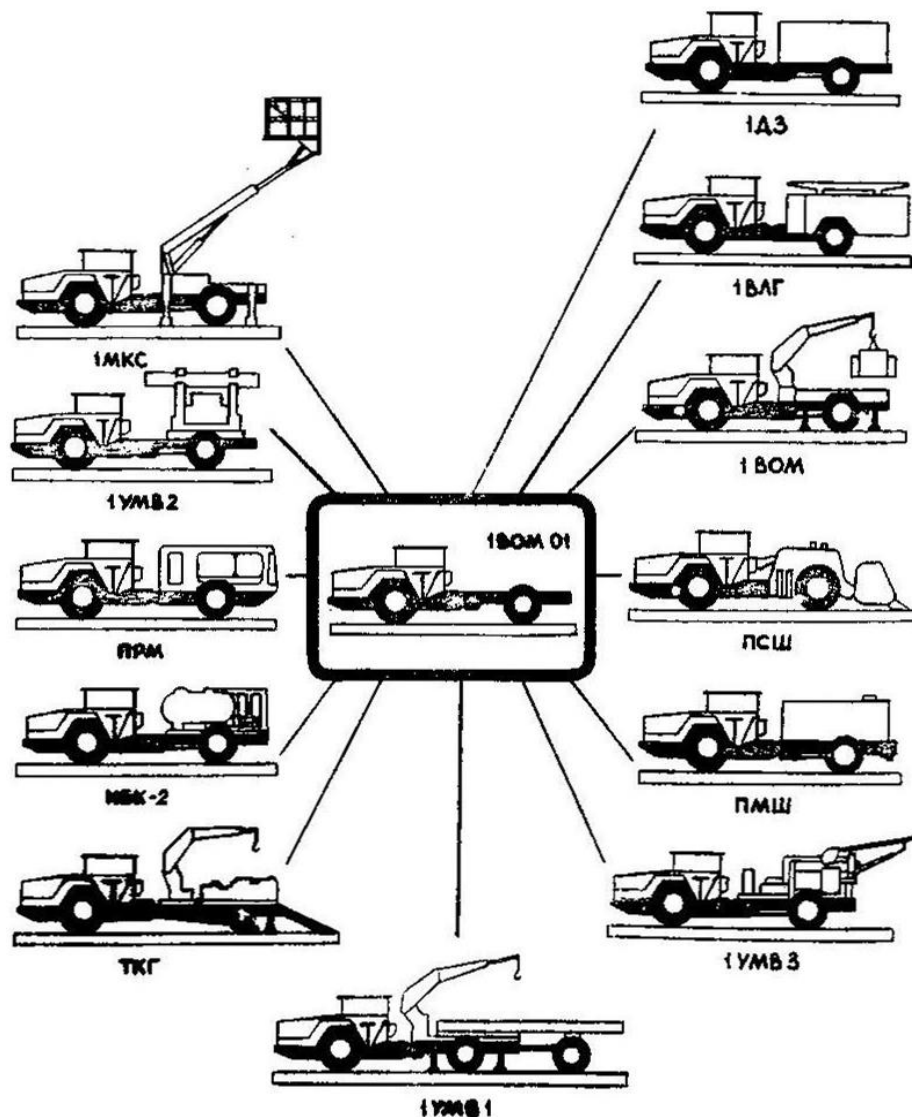


Рисунок 1.3 – Схема утворення комплексу самохідних машин допоміжного призначення на базі універсального самохідного шасі 1BOM.01

них технологічних операцій допоміжного типу, призначених як для обслуговування основних технологічних процесів підземної розробки, так і для підтримки життєдіяльності гірничодобувного підприємства;

- сучасна самохідна техніка базується, як правило, на уніфікованих шарнірно-зчленованих шасі з пневмошинним ходом та дизельним (переважно) або електричним приводом. Такі машини відрізняються високими рівнями автономності та мобільності, універсальністю, високою продуктивністю, широким діапазоном потужності та вантажопідйомності, зручністю та безпечністю в експлуатації, сприятливими санітарно-гігієнічними умовами праці гірників;

- пневмоколісні шарнірно-зчленовані шасі з дизельним приводом ефективно експлуатуються практично на усіх світових рудниках і забезпечують високий рівень механізації та автоматизації різноманітних гірничих робіт, а розроблені методи очищення вихлопних газів дизельних двигунів успішно нейтралізують викиди шкідливих речовин у шахтну атмосферу;

- міжнародний ринок гірничої техніки пропонує широкий вибір самохідного обладнання (як одноцільового, так і універсального багатоцільового призначення у вигляді комплексів машин для механізації допоміжних технологічних операцій підземної розробки руд).

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – розробка конструкційних та експлуатаційних параметрів універсального самохідного шасі з дизельним приводом для навісного гірничого обладнання.

На підставі виконаного аналізу сучасного стану механізації основних і допоміжних технологічних процесів підземного видобутку руд в роботі сформульовані наступні задачі, що необхідно вирішити для досягнення поставленої мети, а саме:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;
- обґрунтувати основні вимоги до конструкцій самохідної підземної техніки на основі дослідження умов та режиму експлуатації подібного обладнання;
- проаналізувати процес взаємодії колеса самохідного шасі з шахтною дорогою у різних режимах руху;
- оцінити важливість забезпечення плавності ходу шахтних самохідних машин та підвищення втомної довговічності їхніх ходових частин;
- обґрунтувати раціональні конструктивні та експлуатаційні параметри універсального самохідного шасі з дизельним приводом;
- здійснити порівняльний аналіз можливих конструктивних варіантів шасі з метою вибору найкращого з точки зору умов його виготовлення та роботи;

- розрахувати маси та положення центрів ваги тягача, напівпричепу та шасі в цілому для визначення поздовжньої та поперечної стійкості шасі як в порожньому варіанті, так і разом з навісним робочим обладнанням;

- розрахувати тягово-швидкісні характеристики шасі;

- дати загальну оцінку технічного рівня пропонованої конструкції шасі;

- сформулювати основні рекомендації щодо організації процесу експлуатації розробленої конструкції машини.

Об'єкт дослідження – допоміжні технологічні процеси підземного видобутку рудної сировини.

Предмет дослідження – універсальне самохідне шасі з дизельним приводом для механізації допоміжних технологічних операцій в підземних рудниках.

Наукове положення – обґрунтовано раціональну конструкцію універсального самохідного шасі для роботи з різноманітним змінним навісним обладнанням, що забезпечує механізацію низки допоміжних технологічних операцій підземного видобутку руд.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес створення нової техніки, у тому числі гірничої, передбачає виконання низки науково-дослідницьких, проектно-конструкторських та організаційно-виробничих робіт на довгому шляху від технічного завдання на розробку нового або удосконаленого виробу, призначеного для заміни застарілого зразка, і до постановки його на серійне виробництво.

Науково-дослідницька стадія цього процесу є абсолютно необхідним кроком, адже вона потрібна для застосування та впровадження нових теоретичних наукових знань, результатів досліджень, винаходів, нових конструкційних та експлуатаційних матеріалів для покращення техніко-економічних показників технологічного обладнання.

Прикладні наукові дослідження здійснюються відповідними галузевими установами, які мають багаторічний досвід розробки машин даного класу. Під час їхнього виконання використовуються різноманітні загальноприйнятні та спеціальні методи досліджень, багаторазово апробовані та перевірені на практиці. До них відносяться теоретичні, експериментальні та комбіновані методи, такі як аналіз і синтез, індукція та дедукція, моделювання та інші.

Аналітичний метод досліджень знайшов найбільше використання в процесі виконання представленої магістерської роботи. За його допомогою розглянуто сучасний стан питання механізації основних та допоміжних технологічних операцій підземного видобутку рудної сировини і визначено його недостатність саме в області здійснення останніх. Аналіз перспектив подальшого розвитку самохідного гірничого обладнання підтвердив важливість створення нових конструкцій універсальних високоефективних машин різного призначення на базі шасі з пневмошинним ходом і автономним приводом дизельного або електричного типів. Шляхом порівняльного аналізу можливих конструктивних схем самохідного шасі з дизельним приводом запропоновано найбільш раціональну з них, що забезпечує високий рівень уніфікації з попередніми моделями подібного устаткування та мінімальні габарити у стиснених умовах підземних виробок.

Нарешті, аналіз процесу взаємодії колеса самохідного шасі з шахтною дорогою у різних режимах руху дав можливість оцінити енергетичні втрати під час кочення, пов'язані з подоланням сил внутрішнього тертя в шині, утворенням колії та поверхневим тертям шини відносно шахтної дороги.

За допомогою синтетичного методу досліджень розроблено конструктивне рішення пропонованого самохідного шасі, обґрунтовано величини показників його призначення та надійності, що забезпечують загальний технічний рівень виробу.

Для розрахунку плавності ходу шасі застосовано метод, що базується на положеннях спектральної теорії коливань і використовує відомі з математичної статистики співвідношення.

З ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ТА РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ШАХТНОГО САМОХІДНОГО ОБЛАДНАННЯ

Самохідне пневмоколісне обладнання працює у важких підземних умовах експлуатації. Одним з факторів ускладнення роботи машин є необхідність пересування шахтними дорогами, які лише іноді мають спеціальні покриття (асфальтові, асфальтобетонні чи бетонні). У більшості випадків вони змушені їздити гравійними або ґрунтовими дорогами, які відрізняються значними нерівностями. Внаслідок впливу останніх під час руху техніки виникають коливні процеси (переміщення, прискорення, навантаження, деформації, зусилля, удари тощо), що негативно позначається на технічному стані машин та їхній довговічності.

Для підвищення надійності самохідних шасі та технологічного обладнання, що розміщується на них, потрібний аналіз шкідливих впливів вказаних чинників, який дасть можливість сформулювати необхідні рекомендації та розробити заходи боротьби з ними.

3.1 Аналіз процесу взаємодії колеса самохідного шасі з шахтною дорогою у різних режимах руху

Колесо самохідного шасі, що котиться поверхнею шахтної дороги, піддається певним силовим впливам з боку як самого шляху, так і від власних конструктивних елементів – рами і трансмісії. Ці сили можуть бути активними чи реактивними, а їхня наявність та напрямок визначають режим роботи колеса: ведучий, вільний, нейтральний, ведений та гальмівний. Вказані режими відрізняються співвідношеннями між векторами силових та кінематичних параметрів. До силових параметрів відносяться крутний момент M_k і поздовжня сила P_k на колесі, а кінематичних – кутова ω_k і лінійна v_k швидкість колеса та лінійна швидкість v_m самої машини. Крім того, характеристиками цих режимів є також значення підведеної до колеса N_n та корисно витраченої N_a потужності. Зазначені співвідношення параметрів приведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 – Співвідношення параметрів режимів роботи колеса

Режим роботи	Співвідношення між векторами силових та кінематичних параметрів	Значення компонентів потужності
Ведучий	$\vec{M}_k \uparrow\uparrow \vec{\omega}_k; \vec{P}_k \uparrow\downarrow \vec{v}_m$	$N_{\pi} > 0; N_a > 0$
Вільний	$\vec{M}_k \uparrow\uparrow \vec{\omega}_k; \vec{P}_k = 0$	$N_{\pi} > 0; N_a = 0$
Нейтральний	$\vec{M}_k \uparrow\uparrow \vec{\omega}_k; \vec{P}_k \uparrow\uparrow \vec{v}_m$	$N_{\pi} > 0; N_a < 0$
Ведений	$\vec{M}_k = 0; \vec{P}_k \uparrow\uparrow \vec{v}_m$	$N_{\pi} = 0; N_a < 0$
Гальмівний	$\vec{M}_k \downarrow\uparrow \vec{\omega}_k; \vec{P}_k \uparrow\uparrow \vec{v}_m$	$N_{\pi} < 0; N_a < 0$

У ведучому режимі вектори поздовжньої сили та окружної швидкості спрямовані у протилежних напрямках. Таку силу називають силою тяги колеса (тяговою силою). У веденому та нейтральному режимах ці вектори співпадають за напрямками і поздовжню силу в цих випадках називають штовхальною.

Колесо у ведучому режимі є тяговим (рушійним) та підтримувальним елементом, а у випадку керованих коліс також й напрямним. У веденому режимі воно служить лише підтримувальним або підтримувальним та напрямним елементом.

Процес кочення колеса характеризується режимом руху останнього (рис. 3.1). Тут можуть бути наступні випадки:

- режим чистого кочення – $v_k = 2v_m$ (рис. 3.1а);
- режим буксування – $v_k \neq 0; v_m = 0$ (рис. 3.1б);
- режим юзу – $v_k = 0; v_m \neq 0$ (рис. 3.1в).

Можливі також проміжні режими, наприклад кочення з буксуванням або частковим юзом.

Усі ці режими зручно оцінювати за допомогою коефіцієнту проковзування θ центральної опорної точки колеса:

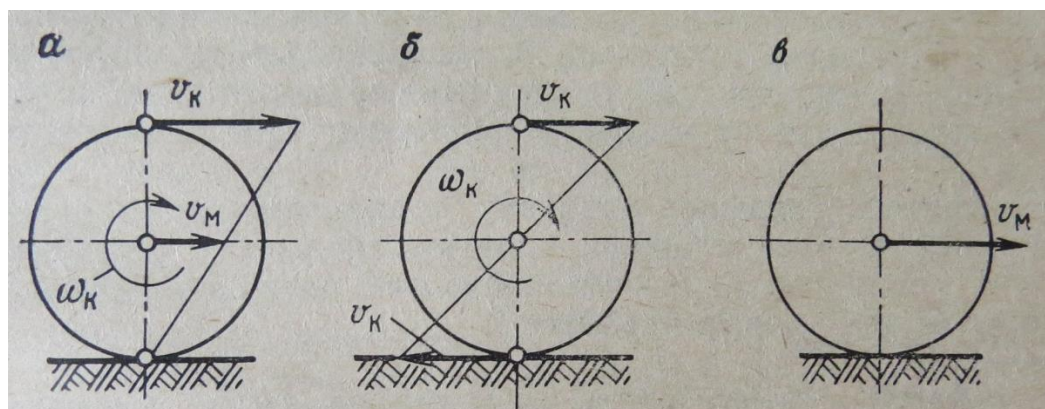


Рисунок 3.1 – Режими руху колеса:
 а – чисте кочення; б – буксування; в - юз

$$\Theta = \frac{\omega_k r_k}{v_M},$$

де r_k – радіус кочення колеса.

При $\Theta > 1$ кочення колеса супроводжується буксуванням, при $\Theta < 1$ – юзом, а при $\Theta = 1$ режими буксування та юзу відсутні.

Колесо в процесі свого кочення взаємодіє з поверхнею шахтної дороги по площі контакту, яка складається з багатьох елементарних майданчиків контакту, на яких діють розподілені питомі тиски та дотичні напруження. Перші з них перпендикулярні майданчикам, а другі лежать в площині останніх і спрямовані протилежно вектору відносної швидкості проковзування цих майданчиків по відношенню до відповідних майданчиків опорної поверхні (дороги).

Величини і характери розподілення усіх цих силових факторів у зоні контакту залежать від конструкції і матеріалу шини, рисунку протектора, тиску повітря в шині на навантаження на неї, а дотичних напружень – ще й від коефіцієнту тертя. Середній тиск по площі контакту може співпадати з тиском повітря в шині, а може й відрізнятися від нього як в більший, так і в менший боки. Величина середніх дотичних напружень складає приблизно 20-25% від величини середніх питомих тисків.

Сукупність цих факторів називається реакцією дороги. Рівнодіюча реакція може бути розділена на три складові: нормальну, дотичну та поперечну. Перша з них перпендикулярна площині дороги, друга співпадає з лінією перетинання пло-

щини дороги екваторіальною площиною шини, а третя перпендикулярна першим двом. Поперечна складова в умовах прямолінійного рух та відсутності бічного уводу машини мало впливає на динаміку та ступінь завантаженості трансмісії, тому її можна не враховувати.

Процес кочення колеса супроводжується енергетичними втратами, пов'язаними з витратами енергії на подолання сил внутрішнього тертя в шині, утворення колії та поверхневе тертя шини відносно шахтної дороги. Усі вони називаються опором коченню колеса і можуть бути кількісно оцінені за величинами потужності N_f , моменту M_f або коефіцієнту f опору коченню.

Момент опору коченню на ведучих колесах M_j складається з моменту опору під час кочення колеса по рівній поверхні M_{j0} та моменту від дії тангенціальної реакції нерівностей мікропрофілю шахтної дороги M_{jd} :

$$M_j = M_{j0} + M_{jd} ,$$

де $M_{j0} = r_k f N_k$, а N_k – вертикальна реакція на осі колеса, Н.

Коефіцієнт опору кочення f залежить від багатьох факторів, які часто буває важко враховувати: конструкції та матеріалу шини, швидкості руху машини, властивостей шахтної дороги тощо. В табл. 3.2 приведені деякі з них [13].

Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнтів опору руху коченню шахтних доріг з різним покриттям

Вид покриття	Коефіцієнт опору кочення
Асфальтобетонне та цементоване (у задовільному стані)	0,02-0,18
Гравійне	0,04-0,07
Грунтове:	
вологе	0,05-0,15
укочене з нерівностями	0,05-0,08
розпушене з нерівностями	0,09-0,15
розпушене неукочене	0,25-0,30

Пневматичні шини шахтних самохідних машин часто захищають запобіжними ланцюгами, які підвищують коефіцієнт опору коченню на 2-12%.

На рис. 3.2 показані експериментальна (1) та теоретична (2) криві спектральних густин моментів опору коченню самохідного вагону типу ЗВС-15, які добре узгоджуються між собою. Величина теоретичної спектральної густини $S_M(\omega)$ розрахована за допомогою наступної формули:

$$S_M(\omega) = \gamma^2 S_{N_d}(\omega) + \frac{2r_k^2}{a_{ш}^2} \left(1 - \cos \frac{a_{ш}}{v_{m0}} \omega \right) \times \\ \times \left[N_c^2 S_h(\omega) + \int_{-\infty}^{+\infty} S_h(\omega - \omega_1) S_{N_d}(\omega) d\omega_1 \right], \text{кН}^2 \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с},$$

де $\gamma = r_{kf} = 0,026$ (для вагону ЗВС-15 в умовах його експериментальної експлуата-

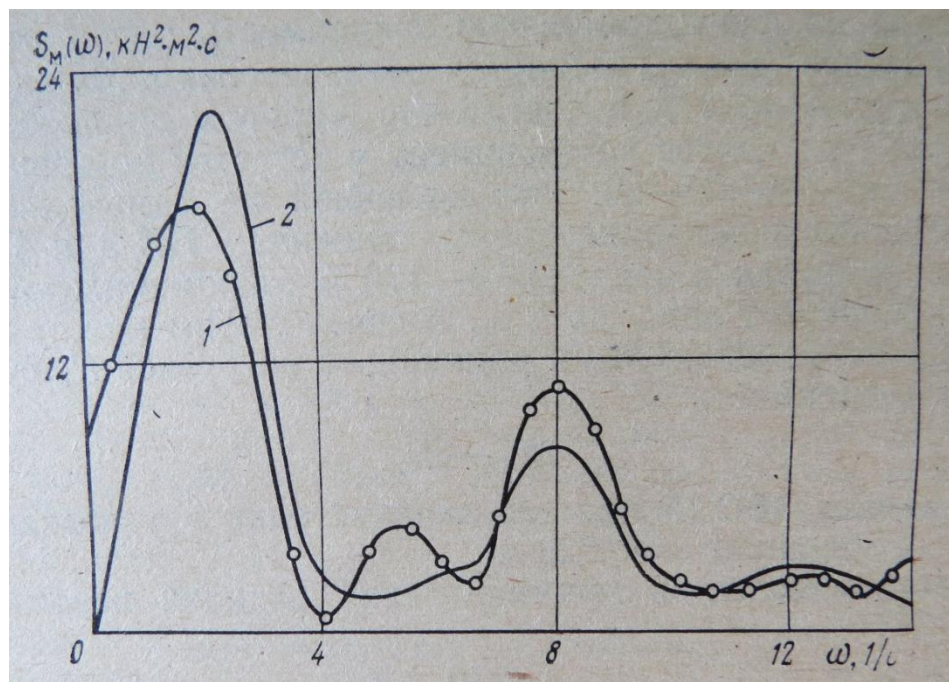


Рисунок 3.2 – Спектральні густини експериментальних (1) та теоретичних (2) моментів опору коченню самохідного вагону ЗВС-15

ції); $S_{N_d}(\omega)$ – спектральна густина динамічної складової вертикальної реакції на колесі, $\text{Н}^2 \cdot \text{с}$; $S_h(\omega)$ – спектральна густина ординат мікропрофілю, $\text{м}^2 \cdot \text{с}$; ω – кутова частота періодичного процесу, с^{-1} ; ω_1 – змінна інтегрування, с^{-1} ; $a_{ш}$ – довжина сліду шини, м.

На кривих спектральних густин є ряд максимумів, що відповідають максимумам спектральних густин функцій впливу (перший найбільший максимум) та вертикальних реакцій на колесі (другий середній максимум).

Крутний момент M_k , прикладений до колеса, створює тягову силу T_k на ньому:

$$T_k = \frac{M_k}{r_k}.$$

З іншого боку, в зоні взаємодії колеса з шахтною дорогою діє сила зчеплення P_ϕ :

$$P_\phi = \phi_{зч} N_k,$$

де $\phi_{зч}$ – коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з дорогою. Він залежить від типу і стану покриття шахтної дороги, рисунку і зносу протектора, тиску в шині, швидкості кочення, навантаження, напрямку ковзання шини. Показники коефіцієнту зчеплення $\phi_{зч}$ для шахтних умов експлуатації приведені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Значення коефіцієнтів зчеплення ведучих коліс з шахтними дорогами з різним покриттям

Вид покриття	Коефіцієнт опору кочення
Асфальтобетонне та цементоване	0,4-0,8
Гравійне	0,5-0,75
Грунтове:	
укочене	0,4-0,6
розпушене неукочене	0,35-0,5

За умови установки на колесах захисних ланцюгів коефіцієнт зчеплення зростає на 24-81%.

Для забезпечення руху машини без буксування ведучих коліс потрібно, щоб сила тяги була не більше сили зчеплення:

$$T_k \leq P_\phi.$$

3.2 Забезпечення плавності ходу шахтних самохідних машин

Плавність ходу є одним з основних експлуатаційних показників шахтної пневмоколісної самохідної техніки. Чим вона більше, тим менші коливання і динамічні навантаження, що сприймає конструкція, тим вище міцність та втомна довговічність ходових частин. З підвищенням плавності ходу зменшується шкідливий вплив коливань на водія, він не так втомлюється і працює більш уважно та ефективно.

Розрахунки плавності ходу базуються на положеннях спектральної теорії коливань і використовують відомі з математичної статистики співвідношення. При цьому розраховуються ситуації пробою підвіски, відриву коліс, здійснюються оцінки плавності ходу з точки зору впливу на водія та недопущення просипу транспортованої гірничої маси (для навантажувально-транспортних машин).

Під пробоем підвіски розуміють вибір зазору в шарнірному сполученні під час взаємного повороту піврам шасі відносно поздовжньої осі машини. Середньоквадратичний та граничний кути повороту залежать від швидкості руху і завантаження машини, а також від статистичних характеристик мікропрофілю шахтної дороги.

Відрив колеса від ґрунту відбувається у тих випадках, коли діюче на нього сумарне статичне і динамічне навантаження зменшується до нуля. Розрахунок полягає у визначенні числа відриву коліс від шахтної дороги на один кілометр пробігу.

Що стосується розрахунку плавності ходу за впливом на водія, то за умовами конструктивного компоновання самохідних машин його крісло намагаються розташувати якомога далі від центру мас установки. У цьому випадку вертикальне переміщення крісла буде визначатися як вертикальним переміщенням центру мас, так і кутами галопування та бічної качки.

Найбільш несприятливими для людини, що працює на транспортних засобах, є вертикальні коливання в діапазоні частот від 25 до 50 Гц. Тому при частотах до 30 Гц плавність ходу потрібно оцінювати за середніми квадратичними при-

скореннями коливань, а при частотах від 30 до 90 Гц – за середніми квадратичними швидкостями або прискореннями. З огляду на те, що в усіх випадках руху шахтних самохідних пневмоколісних машин частота коливних процесів не перевищує 30 Гц, розрахунок слід вести за першим варіантом.

Існує три способи вибору допустимих середніх квадратичних прискорень водія.

В ситуаціях, коли частотний діапазон і тривалість коливних процесів невідомі, допустимі значення середніх квадратичних прискорень можна прийняти рівними тим прискоренням, що виникають під час ходьби або бігу людини в залежності від відчуттів або характеру їхнього впливу (табл. 3.4).

Таблиця 3.4 – Залежність відчуттів або характеру їхнього впливу від величини середніх квадратичних прискорень

Оцінка відчуттів або характеру їхнього впливу	Середнє квадратичне прискорення, м/с ²
Стан комфорту	1,0
Стан зручної їзди	2,5
Нетривалий короткочасний вплив	3,8
Одиничний вплив	28-30

Якщо відома лише частота коливного процесу, допустиме середнє квадратичне прискорення можна визначити за допомогою кривих однакових відчуттів, побудованих для різних значень коефіцієнтів плавності ходу (рис. 3.3а). Коефіцієнт плавності ходу для тривалих впливів приймають рівним 10-25, а для короткочасних – 25-63.

Коли ж відома середня тривалість дії коливного процесу, допустимі прискорення слід визначати за кривими втомленості (рис. 3.3б), побудованими для найбільш несприятливого діапазону частот (25-50 Гц) для відчуттів комфорту 1, допустимої 2 та гранично допустимої 3 втомленості, а також для короткочасного одиничного впливу 4.

У разі, якщо середнє квадратичне прискорення виявиться більшим за його допустиме значення, крісло водія роблять підресореним.

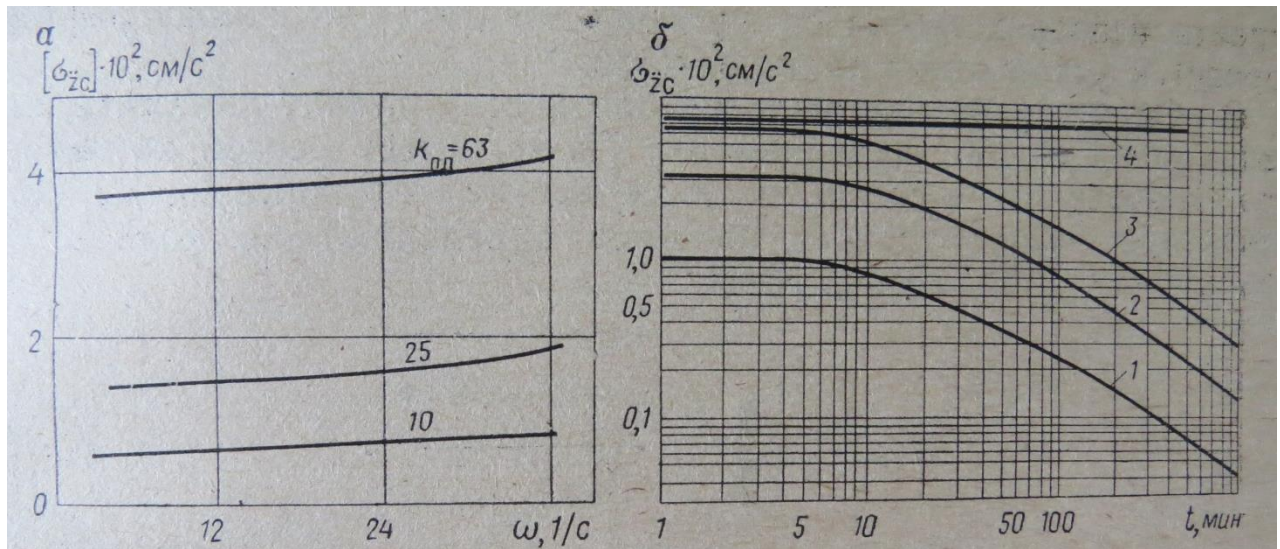


Рисунок 3.3 – Залежність допустимих середніх квадратичних прискорень від частоти впливу для різних станів відчуттів (а) та від тривалості впливу при частотах 25-50 Гц (б)

Для навантажувально-транспортних і транспортних машин важливе значення має зберігання вантажу протягом усього маршруту його перевезення. З огляду на це, слід пам'ятати, що найбільші прискорення, діючі на шматки гірничої маси, виникають в найбільш віддалених від центру мас машини точках транспортної ємності (ковшу, кузова, бункера). Тому відсутність просипу матеріалу буде забезпечуватися за умови, коли граничні прискорення в цих точках не перевищуватимуть прискорення вільного падіння.

3.3 Особливості розрахунку втомної довговічності ходових частин

Метод розрахунку заснований на феноменологічній теорії накопичення втомних ушкоджень (дефектів), яка стверджує, що вони можуть підсумовуватися незалежно від передісторії навантаження виробу.

У загальному випадку робочий цикл шахтних самохідних машин можна розглядати як чергування чотирьох основних операцій: завантаження (під ним розу-

міється будь-яке корисне навантаження в залежності від призначення – тієї функції, яку має виконувати машина), руху завантаженої установки, розвантаження та руху порожньої машини. Співвідношення між поопераційними значеннями часу циклу залежать від умов експлуатації обладнання та його техніко-економічних показників, але накопичення втомних ушкоджень відбуватиметься під час усіх чотирьох операцій.

Спектральна теорія коливань дозволяє визначати спектральні густини та середні квадратичні ординати динамічних напружень. Для розрахунку втомної довговічності необхідно знати спектральні густини ординат динамічних напружень та густини розподілення їхніх амплітуд (або розмахів). Тому потрібно визначити принципи переходу від густин розподілення ординат до густини розподілення амплітуд напружень. В наш час ці принципи ще не сформульовані у загальному випадку і відомі лише для вузькосмугових процесів. Але для чотирьохколісних самохідних шасі коливні процеси (а, значить, динамічні навантаження та діючі напруження) представляють собою комбінації чотирьох вузькосмугових процесів.

Таким чином, лише винайдення вказаних принципів дасть можливість створити єдину методику розрахунку ходових частин шахтних самохідних машин на втомну довговічність та перейти безпосередньо від функцій впливу (мікропрофіля дороги) до втомної довговічності.

Зараз розрахунок на втомну довговічність виконують тільки у випадку, коли максимальні динамічні напруження перевищують межу витривалості матеріалу. В інженерних додатках зазвичай розраховують середню втомну довговічність.

Висновки:

- самохідне пневмоколісне обладнання працює у важких підземних умовах експлуатації. Одним з факторів ускладнення роботи машин є необхідність пересування шахтними дорогами, які лише іноді мають спеціальні покриття (асфальтові, асфальтобетонні чи бетонні). У більшості випадків вони змушені їздити гравійними або ґрунтовими дорогами, які відрізняються значними нерівностями. Внаслідок впливу останніх під час руху техніки виникають коливні динамічні процеси,

що негативно позначається на технічному стані машин та їхній довговічності. Для підвищення надійності самохідних шасі та технологічного обладнання, що розміщується на них, потрібний аналіз шкідливих впливів вказаних чинників, який надасть можливість сформулювати необхідні рекомендації та розробити заходи боротьби з ними;

- проведений в роботі аналіз взаємодії колеса самохідного шасі з шахтною дорогою у різних режимах руху показав, що процес кочення супроводжується енергетичними втратами, пов'язаними з витратами енергії на подолання сил внутрішнього тертя в шині, утворення колії та поверхнєве тертя шини відносно шахтної дороги. Усі вони називаються опором коченню колеса і можуть бути кількісно оцінені за величинами потужності, моменту або коефіцієнту опору коченню. Крутний момент, прикладений до колеса, створює тягову силу на ньому, а в зоні взаємодії колеса з шахтною дорогою діє сила зчеплення, величина якої залежить від типу і стану покриття шахтної дороги, рисунку і зносу протектора, тиску в шині, швидкості кочення, навантаження, напрямку ковзання шини;

- одним з основних експлуатаційних показників шахтної пневмоколісної самохідної техніки є плавність її ходу. Чим вона більша, тим менші коливання і динамічні навантаження, що сприймає конструкція, тим вище міцність та втомна довговічність ходових частин. З підвищенням плавності ходу зменшується шкідливий вплив коливань на водія, він не так втомлюється і працює більш уважно та ефективно. В роботі розглянуто особливості розрахунків плавності ходу в ситуаціях пробою підвіски, відриву коліс, а також з точки зору впливу на водія та недопущення просипу транспортованої гірничої маси (для навантажувально-транспортних машин).

4 ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ УНІВЕРСАЛЬНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ З ДИЗЕЛЬНИМ ПРИВОДОМ

4.1 Аналіз стану питання

Необхідність комплексної механізації основних та допоміжних виробничих процесів підземної розробки рудних родовищ стала запорукою впровадження в підземні виробки самохідного безрейкового транспорту. Такі машини з дизельним (у більшості випадків та електричним приводом та пневмошинним ходом отримали надзвичайно широке розповсюдження на рудниках усього світу. Як показує вітчизняна та закордонна практика, використання самохідного обладнання для доставки корисних копалин з прохідницьких, очисних та підготовчих забоїв, буріння шпурів і свердловин, зарядки останніх вибухівкою та механізації численних технологічних операцій допоміжного призначення в підземних умовах видобутку руд є найбільш економічно ефективним способом у порівнянні з усіма іншими існуючими видами транспорту. Достатньо сказати, що застосування подібної техніки на шахтах чорної та кольорової металургії забезпечує підвищення продуктивності праці у 2-2,5 рази, покращує умови роботи гірників та безпеку ведення гірничих робіт [14].

Незалежність дизельного приводу від зовнішніх джерел енергії гарантує високий ступінь автономності, мобільності та маневреності таких установок, а його хороші тягові та вагові характеристики, простота обслуговування та відносно невеликі витрати на експлуатацію роблять самохідну гірничу техніку найкращим сучасним варіантом технологічного обладнання.

У закордонній та вітчизняній гірничій промисловості використовуються різноманітні спеціальні транспортні засоби на пневмошинному ході з дизельним приводом, що відрізняються широким діапазоном вантажопідйомності, але більш потрібна багатоопераційна комбінована техніка на базі універсальних самохідних шасі, яка дозволить суттєво скоротити номенклатуру виробництва за рахунок зменшення кількості різнотипового обладнання, покращити його ремонтпридат-

ність, полегшити процеси експлуатації та технічного обслуговування. Прикладом такої техніки може слугувати шасі ВОР.01.000 вантажопідйомністю 4,9 т розробки інституту НДПІ «Криворіжжрудмаш», зовнішній вигляд та схема якого показані відповідно на рис. 4.1 і 4.2. Технічна характеристика шасі представлена в табл. 4.1.

Шасі служить ходовою та несучою частиною ряду гірничих машин різного призначення (вагону для перевезення людей, візка для доставки матеріалів та обладнання, машин для доставки палива, машини для обирання покрівлі, універсальної машини для механізації допоміжних робіт тощо).

Шарнірно-зчленована конструкція шасі забезпечує можливість зменшення габаритів по ширині та радіусів повороту, покращує маневреність та прохідність машини у стиснених умовах гірничих виробок.

З конструктивної точки зору шасі складається з тягача та напівпричепу, з'єднаних між собою поворотним шарніром. На зварній рамі тягача встановлений



Рисунок 4.1 – Зовнішній вигляд самохідного шасі ВОР.01

дизельний двигун з системами охолодження, живлення паливом, електростартерного запуску та двоступінчастої нейтралізації вихлопних газів за допомогою каталітичного та рідинного нейтралізаторів.

Трансмсія тягача складається з роздавального редуктора, гідромеханічної коробки передач, карданних валів та ведучого моста з головною передачею, диференціалом та колісним редуктором планетарного типу з пневматичними шинами.

Шасі розроблено у рудниковому вибухобезпечному виконанні і призначено для використання у шахтах, небезпечних у відношенні газу і пилу.

Є також багато прикладів широкого використання закордонних розробок самохідних машин різного призначення, що базуються на рамах як жорсткої, так і шарнірно-зчленованої конструкції та мають широкий діапазон значень вантажопідйомності. Переважне застосування мають машини з шарнірно-зчленованою рамою та усіма ведучими колесами.

Таблиця 4.1 – Технічна характеристика самохідного шасі ВОР.01.000

Показники	Значення
Вантажопідйомність, т	4,9
Потужність дизельного приводу, кВт	55
Максимальна швидкість руху, км/год.	20
Подоланий ухил з вантажем, град.	15
Радіус повороту, мм:	
по зовнішньому габариту	4500
по внутрішньому габариту	2340
База, мм	3800
Кліренс, мм	260
Габаритні розміри, мм:	
довжина	7200
ширина	1600
висота (без захисного козирка)	1500
Маса, кг	6500
Виконання	РВ

4.2 Обґрунтування конструктивного виконання пропонованого універсального самохідного шасі

4.2.1 Призначення та сфера використання виробу

Самохідне шасі з дизельним приводом в рудниковому нормальному виконанні призначено для використання в шахтах, безпечних по відношенню до газу і пилу, в якості уніфікованої ходової частини вантажопідйомністю 8-10 т для змінного навісного робочого гірничого обладнання різного функціонального призначення (помостів для обирання покрівлі, зарядних пристроїв, кранів, бурильних установок, візків для перевезення людей, пристроїв для кріплення покрівлі набризк-бетоном тощо).

Метою розробки є вибір оптимального технічного рішення конструкції шасі, уточнення показників призначення установки та її економічної ефективності. Пропонованому пристрою надано наступне позначення: 2ВОМ.01.000. Він розробляється на базі згаданого вище шасі ВОМ.01.000, що має забезпечити високий ступінь уніфікації та стандартизації машини і полегшити процес промислового виробництва машини.

4.2.2 Технічна характеристика установки

Очікувані технічні дані самохідного шасі (див. табл. 4.2) отримані на підставі тягово-динамічного розрахунку машини, приведеного нижче.

4.2.3 Короткий опис конструкції

Самохідне шасі 2ВОМ.01.000 складається з одновісного тягача та напівприче-пу. Поєднання обох частин машини здійснюється за допомогою подвійного шарніру, що допускає відносний поворот у вертикальній і горизонтальній площинах. Кут складання рами напівприче-пу відносно рами тягача у горизонтальній площині дорівнює 60° в обидва боки від осі тягача, кут хитання – 15° .

На тягачі встановлений малотоксичний дизель РН-8 потужністю 55 кВт. Двигун чотирьохтактний, восьмициліндровий, V-подібний, з водяним охолоджен-

Таблиця 4.2 – Технічна характеристика самохідного шасі 2ВОМ.01.000

Показники	Значення
Вантажопідйомність, т	8-10
Потужність дизельного приводу, кВт	55
Максимальна швидкість руху, км/год.	20
Подоланий ухил з вантажем, град.	10-12
Радіус повороту, мм:	
по зовнішньому габариту	4610
по внутрішньому габариту	2400
База, мм	3950
Кліренс, мм	300
Габаритні розміри, мм:	
довжина	7250
ширина	1600
висота (без захисного козирка)	1500
Маса, кг	6000
Виконання	РН

ням та системою утворення суміші у вихровій камері.

Привод має комбіновану систему очищення вихлопних газів, що представляє собою двоступінчасту послідовну установку каталітичного та рідинного нейтралізаторів. Зниження викидів окису вуглецю забезпечується шляхом його каталітичного додаткового випалювання і перетворення у двоокис в присутності платинового каталізатора.

Трансмісія тягача складається з роздавального редуктора, гідромеханічної коробки передач з коробкою відбирання потужності та ведучого моста. Роздавальний редуктор призначений для відбирання потужності на привод двох маслососів та передачі крутного моменту від дизелю на первинний вал гідромеханічної коробки передач.

Гідромеханічна коробка передач (ГМКП) служить для перетворення крутного моменту, що передається від двигуна через роздавальний редуктор до веду-

чих мостів тягача та напівпричепу. Гідравлічний перетворювач – гідротрансформатор ГТ – автоматично регулює швидкість шасі в залежності від опору на його колесах. Ця властивість ГТ створює оптимальні умови для роботи двигуна, покращує динаміку та прохідність машини.

Механічна частина ГМКП складається з трьох редукторів: основного (ОР) з механічним перемиканням діапазонів та двох коробок відбирання потужності (на ведучі мости та на стоянкове гальмо). Перемикання передач переднього і заднього ходу всередині кожного діапазону ОР здійснюється гідравлічними фрикційними муфтами, використання яких зменшує час, необхідний для перемикання та реверсування ходу машини, а також знижує втомленість водія. ГТ, ОР та коробка відбирання потужності разом з основними вузлами і деталями гідросистеми ГМКП об'єднані в один вузол, що встановлюється на раму за допомогою трьох гумових опор. Наявність м'якого елемента в кріпленні ГМКП виключає можливість передачі зусиль від деформацій рами на чавунний корпус коробки.

Система розподілення масла коробки передач виконує наступні функції:

- регулює процес живлення маслом гідротрансформатора та фрикціонів;
- вмикає та вимикає передачі в залежності від положення важелів керування коробкою;
- забезпечує змащення підшипників, шестірень, дисків фрикційних муфт;
- відводить тепло від деталей коробки;
- очищує та охолоджує масло.

До складу гідросистеми входять масляний бак, живильний та відсмоктувальний насоси, регулятор тиску, підпірний клапан, золотник передач, золотник блокування коробки передач, фільтри та з'єднувальні трубопроводи. Усі елементи гідросистеми, за виключенням баку, фільтрів та радіатора, встановлені на коробці передач.

Керування ходовою частиною здійснюється рульовим колесом за допомогою розподільника та двох силових циліндрів, які зміщують тягач та напівпричіп один відносно іншого на кут від 0 до 60° в обидва боки. До складу системи керування входять наступні основні механізми та вузли: рульове керування, розподі-

льник з редуктором, гідроциліндри повороту, масляний бак та трубопроводи.

Та тягачі встановлена двомісна кабіна керування. Два сидіння кабіни розташовані одне проти іншого, що дає водію можливість завжди знаходитися обличчям по ходу руху, незалежно від того, рухається шасі вперед або назад. В кабіні керування розташовані наступні органи керування машиною: рульове колесо, важіль керування паливним насосом двигуна, гальмівні педалі, важіль реверсу, панель приладів. На останній встановлені: лампи освітлення панелі приладів, вказівник температури масла в гідротрансформаторі, вказівник тиску масла в гідротрансформаторі та фрикціонах, вказівник тиску масла у двигуні.

Напівпричіп шасі представляє собою зварну рамну конструкцію, що спирається на ведучу вісь. На рамі напівпричепу встановлені напівшарнір, з'єднаний з тягачем, клемна коробка та фари. Міст напівпричепу за необхідності може відключатися.

Шасі обладнано двома видами гальм: ножним колодкового типу та ручним центральним. Перший призначений для гальмування рухомої машини і складається з чотирьох гальм з гідроприводом. Другий встановлений на трансмісії і служить для гальмування машини на стоянці.

Система електрообладнання шасі має виконання РН з напругою 12 В. Джерелами її живлення служать генератор з регулятором та акумуляторні батареї. Основними споживачами електроенергії є електростартер, а також фари освітлення та сигналізації.

На рамі напівпричепу шасі встановлюється навісне обладнання різного призначення. Для забезпечення його роботи в конструкції шасі передбачено гідравлічне відбирання потужності за допомогою насосу НШ46 або НШ98, який забезпечує подачу масла тиском 10 МПа з витратою відповідно 70 або 120 л/хв.

4.2.4 Порівняльний аналіз можливих конструктивних варіантів шасі

В інституті НДПІ «Криворіжжудмаш» розроблено декілька варіантів конструктивного виконання самохідного шасі 2ВОН.01.000 з дизельним приводом і вантажопідйомністю 8-10 т, а саме:

- варіант 1 – 2BOM.01.000 – із загальним габаритом установки по ширині 1600 мм (як у шасі BOM.01.000);

- варіант 2 – 2BOM.01.000-04 – із загальним габаритом установки по ширині 2000 мм

- варіант 3 – 2BOM.01.000-08 – з габаритом тягача по ширині 1600 мм, а напівпричепу 2000 мм і більше;

- варіант 4 – 2BOM.01.000-12 – з габаритами тягача і напівпричепу як у варіанті 3, але з подвоєними колесами малого діаметру на напівпричепі.

Перший пропонований варіант конструкції показаний на рис. 4.3. Він має наступні переваги:

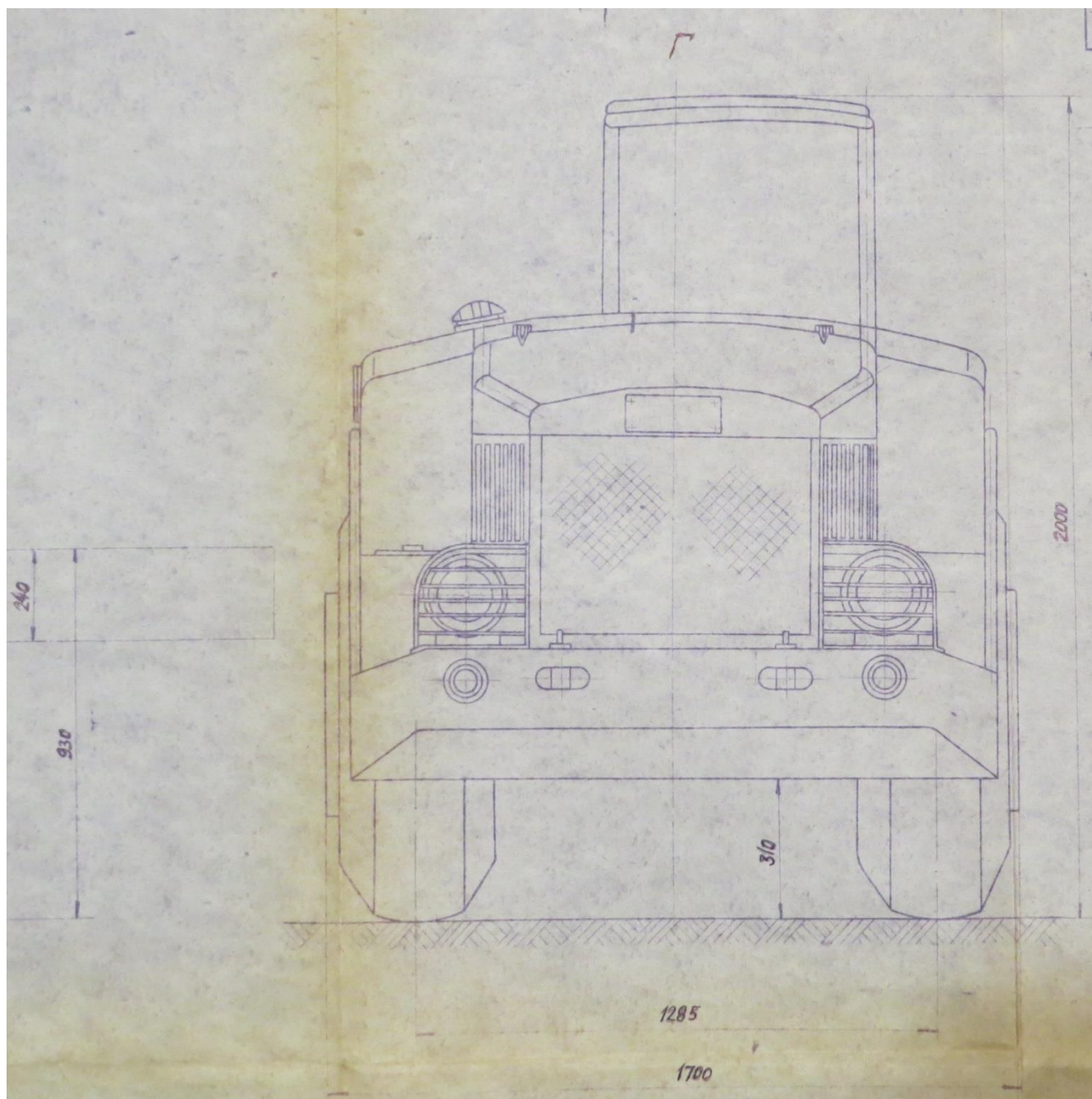
- максимальну уніфікацію з конструкцією самохідного шасі BOM.01.000 вантажопідйомністю 4,9 т, що має вирішальне значення при постановці виробу на серійне виробництво. В даному випадку оригінальними вузлами нового шасі будуть лише рама та частково міст напівпричепу (його посилений варіант), а також системи запуску та нейтралізації вихлопних газів, які мають бути розроблені у виконанні РН;

- невеликі габарити обох частин шасі по ширині (1600 мм) забезпечують високу маневреність машини у стиснених умовах підземних гірничих виробок та, як наслідок, більш широку область застосування шасі в цілому та його складових частин зокрема. Особливого важливого значення мінімальна ширина тягача шасі набуває у випадку використання установки з навісним робочим обладнанням ковшового типу з ємністю ковшу до 1,5 м³.

До недоліків варіанту 1 слід віднести недостатню поперечну стійкість напівпричепу завширшки 1600 мм в разі установки на ньому навісного обладнання масою 8-10 т з високим розташуванням центру ваги.

Саме для усунення цього недоліку розроблено варіант 2 конструктивного виконання шасі, в якому і тягач, і напівпричіп мають ширину 2000 мм.

Варіант 3 представляє собою компромісне рішення за рахунок збереження високого відсотку уніфікації шляхом використання тягача завширшки 1600 мм та забезпечення необхідної стійкості напівпричепу шириною 2000 мм і більше. Про-



Позначення	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	R_3	R_g	Маса, кг
2ВОН.01.000	3200	2500	6500	3930	1870	5900
-0180	3500	2800	6800	4130	2130	5950
0280	3950	3250	7250	4610	2400	6000
0380	4500	3800	7800	5200	2720	6100

Рисунок 4.3 – Схема самохідного шасі. Продовження – вид Г

те таке конструктивне рішення гірше першого і другого варіантів з естетичної точки зору, а, крім того, колії тягача і напівпричепу будуть в цьому випадку різними.

Усі три розглянуті варіанти мають однакові шини (як на тягачі, так і на напівпричепі – тип 14.00-20) та усі ведучі колеса.

Нарешті, є також варіант 4 шасі, в якому з метою зниження положення центрів ваги рами та навісного робочого обладнання і забезпечення таким чином підвищеної поперечної стійкості напівпричепу в останньому використовуються подвійні колеса малого діаметру. При цьому усі колеса можуть бути ведучими із зменшенням кліренсу з 300 мм до 260 мм.

В усіх чотирьох варіантах шасі передбачається можливість змінення бази останнього з 3200 мм до 4500 мм (при цьому змінюються від 6500 мм до 7800 мм довжина шасі та від 2500 мм до 3800 мм корисна довжина напівпричепу), а також радіуси повороту і маси (див. таблицю на рис. 4.3).

Проведений порівняльний аналіз переваг та недоліків представлених конструктивних варіантів самохідного шасі показав, що найбільш доцільним є варіант 1. В якості виключення (у випадках коли поперечна стійкість напівпричепу за першим варіантом конструкції виявляється недостатньою) можна рекомендувати також варіант 3.

4.3 Розрахунки основних конструктивних та експлуатаційних параметрів пропонованого самохідного шасі

4.3.1 Визначення маси та положення центра ваги тягача, напівпричепу та шасі в цілому

Розрахунок маси тягача із заповненими баками гідросистем, систем нейтралізації та живлення паливом здійснюється на підставі відповідних характеристик окремих його вузлів, приведених в табл. 4.3. В результаті отримана підсумкова маса тягача:

$$G_{\text{тяг}} = 4500 \text{ кг.}$$

Таблиця 4.3 – Характеристики окремих вузлів тягача

Найменування вузлів тягача	Маса, кг	Відстань x_1 , мм	Відстань y_1 , мм
Міст ведучий	726	0	560
Сидіння	$9,16 \cdot 2 = 18,32$	160; 1280	1100
Вал карданний	17,5	172	928
Установка козирка	59	680	200
Установка силова:	700		
дизель	550	940	844
радіатор	80	1624	1092
інші	70	500	820
Рама	1150	620	564
Установка контрольних приладів	4,4	712	1384
Рульове керування:	268		
маслобак рульового керування	228	310	1300
колонка рульова	40	740	844
Коробка передач	575	936	772
Гідросистема коробки передач	36	-	-
Керування коробки передач	10	нехтуємо	
Паливний бак	121	1550	1230
Система нейтралізації вихлопних газів	442	1040	775
Вал карданний в зборі	9	704	560
Вогнегасник	13	1328	900
Система гальмівна	65	320	740
Фари	ФВУ-3: $9,8 \cdot 2 = 19,6$ ФВУ-1к: $5,3 \cdot 2 = 10,6$	1712 1720	932 612
Циліндри рульового керування	105,44	1372	4604
Тягач у заправленому стані	4500		

Для визначення положення центру ваги тягача відносно осей x_1 , y_1 , z_1 , що проходять через вісь ведучого моста, скористаймося рис. 4.4. Вісь x_1 співпадає з віссю симетрії тягача у плані. Положення центру ваги тягача відносно осі x_1 визначаємо за допомогою наступної формули:

$$\begin{aligned}
x_{с \text{ тяг}} &= \frac{\sum x_i G_i}{G_{\text{тяг}}} = \\
&= \frac{[726 \cdot 0 + 9,16 \cdot 160 + 9,16 \cdot 1280 + 17,5 \cdot 172 + 59 \cdot 680 + 1150 \cdot 620 + \\
&\quad + 44 \cdot 7,12 + 40 \cdot 740 + 575 \cdot 936 + 121 \cdot 1550 + 105,44 \cdot 1372 + 9,704 + \\
&\quad + 13 \cdot 1328] - 1550 \cdot 940 + 80 \cdot 1624 + 70 \cdot 500 + 228 \cdot 310 + 442 \cdot 1040 + \\
&\quad + 19,61 \cdot 712 + 10,6 \cdot 1712}{4500} = -182 \text{ мм}
\end{aligned}$$

Положення центру ваги тягача відносно осі y_1 :

$$\begin{aligned}
y_{с \text{ тяг}} &= \frac{\sum y_i G_i}{G_{\text{тяг}}} = \\
&= \frac{726 \cdot 560 + 18,3 \cdot 1100 + 17,5 \cdot 928 + 59 \cdot 2000 + 550 \cdot 844 + 80 \cdot 1092 + \\
&\quad + 70 \cdot 820 + 1150 \cdot 564 + 4,4 \cdot 1384 + 22,8 \cdot 1300 + 40 \cdot 844 + 575 \cdot 772 + \\
&\quad + 121 \cdot 1230 + 442 \cdot 775 + 9 \cdot 560 + 13 \cdot 900 + 65 \cdot 740 + 19,6 \cdot 932 + \\
&\quad + 10,6 \cdot 612 + 105,4 \cdot 450}{4500} = 558 \text{ мм}
\end{aligned}$$

Приймаємо остаточне положення центру ваги тягача з наступними координатами:

$$x_{с \text{ тяг}} = -182 \text{ мм};$$

$$y_{с \text{ тяг}} = 558 \text{ мм}.$$

Тепер перейдемо до напівпричепу. Орієнтовний підрахунок його маси за окремими вузлами приведений у табл. 4.4. В результаті маємо загальну масу напівпричепу:

$$G_{\text{пр}} = 1500 \text{ кг}.$$

Визначення положення центру ваги напівпричепу відносно осей x_2 , y_2 , z_2 , що проходять через вісь його ведучого моста також робимо за допомогою рис. 4.4, де вісь x_2 співпадає з віссю симетрії напівпричепу в плані.

Маємо у цьому випадку:

Таблиця 4.4 – Характеристики окремих вузлів напівпричепу

Найменування вузлів напівпричепу	Маса, кг	Відстань x_2 , мм	Відстань y_2 , мм
Міст	770	0	560
Рама	410	450	820
Вал карданний	30	1130	560
Інше обладнання	85	750	720
Шарнір	190	2060	560
Кардан подвійний	15	2270	560
Напівпричіп у цілому	1500		

$$\begin{aligned}
 x_{c \text{ пр}} &= \frac{\sum x_i G_i}{G_{\text{пр}}} = \\
 &= \frac{(770 \cdot 0 + 410 \cdot 450 + 300 \cdot 1130 + 190 \cdot 2060 + 15 \cdot 2270) - 85 \cdot 75}{1500} = \\
 &= -425 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 y_{c \text{ пр}} &= \frac{\sum y_i G_i}{G_{\text{пр}}} = \\
 &= \frac{770 \cdot 560 + 75 \cdot 720 + 190 \cdot 560 + 410 \cdot 820 + 30 \cdot 560 + 15 \cdot 2270}{1500} = 721 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

Приймаємо остаточне положення центру ваги порожнього напівпричепу з наступними координатами:

$$x_{c \text{ пр}} = -425 \text{ мм};$$

$$y_{c \text{ пр}} = 721 \text{ мм}.$$

Таким чином, підсумкова маса шасі складе:

$$G_{\text{ш.с.}} = 4500 + 1500 = 6000 \text{ кг}.$$

Визначимо положення центру ваги шасі відносно осей x , y , z , що проходять через центр ваги тягача з координатами $x_c = -182 \text{ мм}$ та $y_c = 558 \text{ мм}$. Вісь x спів-

падає з віссю симетрії тягача та напівпричепу у плані. Тоді матимемо:

$$x_{c \text{ ш.с}} = \frac{\sum x_i G_i}{G_{\text{ш.с}}} = \frac{0 \cdot 4500 + 1500 \cdot 3707}{6000} = 926 \text{ мм}$$

$$y_{c \text{ ш.с}} = \frac{\sum y_i G_i}{G_{\text{ш.с}}} = \frac{558 \cdot 4500 + 721 \cdot 1500}{6000} = 598 \text{ мм}$$

Приймаємо остаточно положення центра ваги ходової частини з дизельним приводом з наступними координатами:

$$x_{c \text{ ш.с}} = 926 \text{ мм};$$

$$y_{c \text{ ш.с}} = 598 \text{ мм}.$$

Результати підрахунку маси шасі та координат центрів ваги приведені в табл. 4.5.

Таблиця 4.5 – До підрахунку маси та координат центру ваги шасі

Найменування складових частин	Маса, кг	Відстань х від центру ваги, мм	Відстань у від центру ваги, мм
Тягач	4500	0	558
Напівпричіп	1500	3707	721
Шасі	6000	926	598

Тепер потрібно визначити розподілення навантажень на ведучі осі мостів тягача і напівпричепу шасі від його власної ваги при базі $L = 3950$ мм. Масу шасі приймаємо зосередженої в точці центру ваги. При загальній відстані між осями 3950 мм плечі положень осей відносно центру ваги будуть наступними (рис. 4.5):

$$a = 744 \text{ мм}; \quad b = 3206 \text{ мм}.$$

Величини навантажень на ведучі осі тягача і напівпричепу (відповідно в точках A і B), знайдемо як складові опорних реакцій:

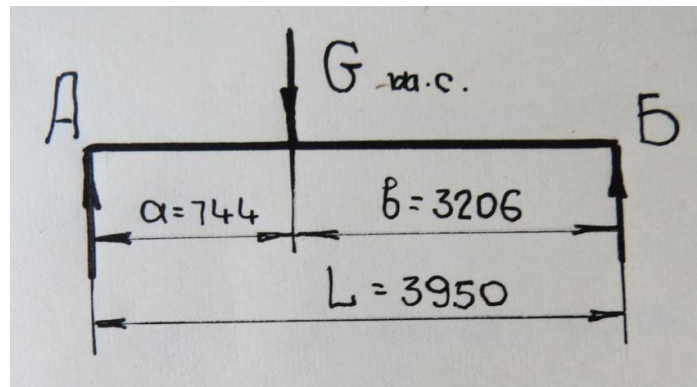


Рисунок 4.5 – Схема до розрахунку навантажень на ведучі осі тягача та напівпричепу

$$R_A = \frac{G_{\text{ш.с.}} b}{L} = \frac{6000 \cdot 3206}{3950} = 4870 \text{ кг}$$

$$R_B = \frac{G_{\text{ш.с.}} a}{L} = \frac{6000 \cdot 744}{3950} = 1130 \text{ кг}$$

Таким чином, можна вважати, що навантаження на осі тягача і напівпричепу будуть складати відповідно: $Q_{\text{тяг}} \approx 4900$ кг та $Q_{\text{пр}} \approx 1100$ кг.

Допустимі навантаження на осі тягача і напівпричепу дорівнюють відповідно 7000 та 9000 кг. Отже, корисне навантаження на ходову частину шасі за умовами вантажопідйомності мостів може складати 10000 кг, а загальна вага машини при цьому дорівнюватиме 16000 кг.

4.3.2 Дослідження тягово-швидкісних характеристик шасі

Вихідні дані для розрахунку:

- вантажопідйомність шасі – 8-10 т;
- максимальна швидкість руху – 20 км/год.;
- максимальний подоланий ухил – 12° ;
- потужність дизельного двигуна – до 65 кВт;
- розрахункова маса шасі (без навісного обладнання) – 6000 кг.

Кінематична схема шасі представлена на рис. 4.6. В табл. 4.6 і 4.7 приведені характеристики шестірень силових вузлів та передач, що забезпечує машина.

В якості двигуна шасі використовується малотоксичний дизель РН8 (8ч 9,5/10), спеціально розробленого в якості силового приводу для гірничих самохід-

Таблиця 4.6 – Характеристики шестірень кінематичної схеми шасі (рис. 4.6)

№ шестірні	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Кількість зубів z	26	26	26	32	33	23	20	28	33
Модуль $m_n (m_s)$	5	5	5	5	5	5	5	5	5
№ шестірні	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Кількість зубів z	21	43	34	56	57	35	40	11	25
Модуль $m_n (m_s)$	5	5	5	5	5	5	5	(9)	(9)
№ шестірні	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Кількість зубів z	14	47	11	22	38	21	82	30	30
Модуль $m_n (m_s)$	6	6	(6,35)	(6,35)	4	4	4	5	5

Таблиця 4.7 – Характеристики коробки передач шасі

Передачі		Номери робочих шестірень	Передатне число	
			Коробки передач	Загальне
Вперед	I	6-11-10-13-14-16	4,980	84,5
	II	4-9-10-13-14-16	2,750	46,6
	III	6-11-12-14-16	1,480	25,4
	IV	4-9-11-12-14-16	0,816	13,8
Назад	I	5-8-7-11-10-13-14-16	4,870	82,5
	II	5-8-7-12-14-16	1,440	24,4

них машин. Двигун виготовлений у рудниковому нормальному виконанні із двоступінчастою системою нейтралізації вихлопних газів (з каталітичним та рідинним нейтралізаторами). В табл. 4.8 приведена технічна характеристика двигуна, а на рис. 4.7 – його зовнішня швидкісна характеристика (розрахункова потужність двигуна з урахуванням відбирання потужності на приводи допоміжних агрегатів і втрат на всмоктування та вихлоп буде на 20% менше паспортної на усіх режимах роботи).

Трансмсія ходової частини з дизельним приводом має у своєму складі:

- роздавальний редуктор, встановлений на картері маховика дизеля;
- гідромеханічну коробку передач У35-605-2 з гідротрансформатором ЛГ-340-3А;

Таблиця 4.8 – Технічна характеристика дизельного двигуна РН8 (8ч 9,5/10)

Показники	Значення
Тип двигуна	чотирьохтактний, V-подібний, із займанням від стискання
Число циліндрів	8
Спосіб утворення суміші	вихровий, камерний
Система охолодження	рідинна, закритого типу, з примусовою циркуляцією
Номінальна потужність, кВт	55
Номінальні оберти, об/хв.	1900
Габаритні розміри, мм:	
довжина (без муфти зчеплення)	1060
ширина	990
висота	845
Маса (суха), кг	550

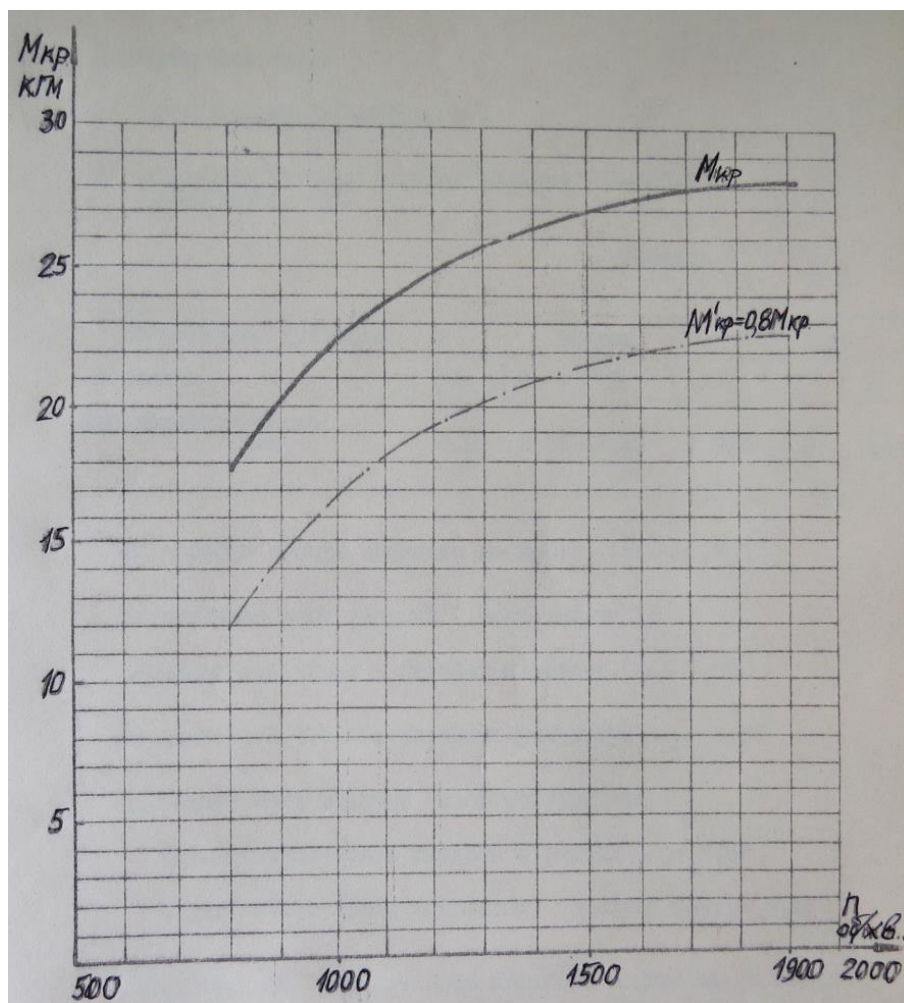


Рисунок 4.7 – Зовнішня швидкісна характеристика двигуна РН8 (8ч 9,5/10)

- коробку відбирання потужності на міст;
- карданні передачі;
- неповоротні ведучі мости з маточинними редукторами планетарного типу.

Безрозмірна характеристика гідротрансформатора приведена на рис. 4.8, де:
 i – кінематичне передатне відношення, що дорівнює відношенню числа обертів турбінного колеса до числа обертів насосного колеса:

$$i = \frac{n_{\text{т.к.}}}{n_{\text{н.к.}}};$$

$\lambda_1 \cdot 10^{-6} \text{ хв.}^2/\text{м.об}^2$ – коефіцієнт первинного моменту; $\lambda_2 \cdot 10^{-6} \text{ хв.}^2/\text{м.об}^2$ – коефіцієнт моменту даного гідротрансформатора; k – силове передатне відношення гідротрансформатора; $\eta\%$ - к.к.д. гідротрансформатора.

Величина моменту на насосному колесі гідротрансформатора визначається за наступною формулою:

$$M_{\text{н.к.}} = \gamma \lambda_1 D^5 n_{\text{н.к.}}^2 = \lambda_2 n_{\text{н.к.}}^2,$$

де $\lambda_2 = \gamma \lambda_1 D^5$.

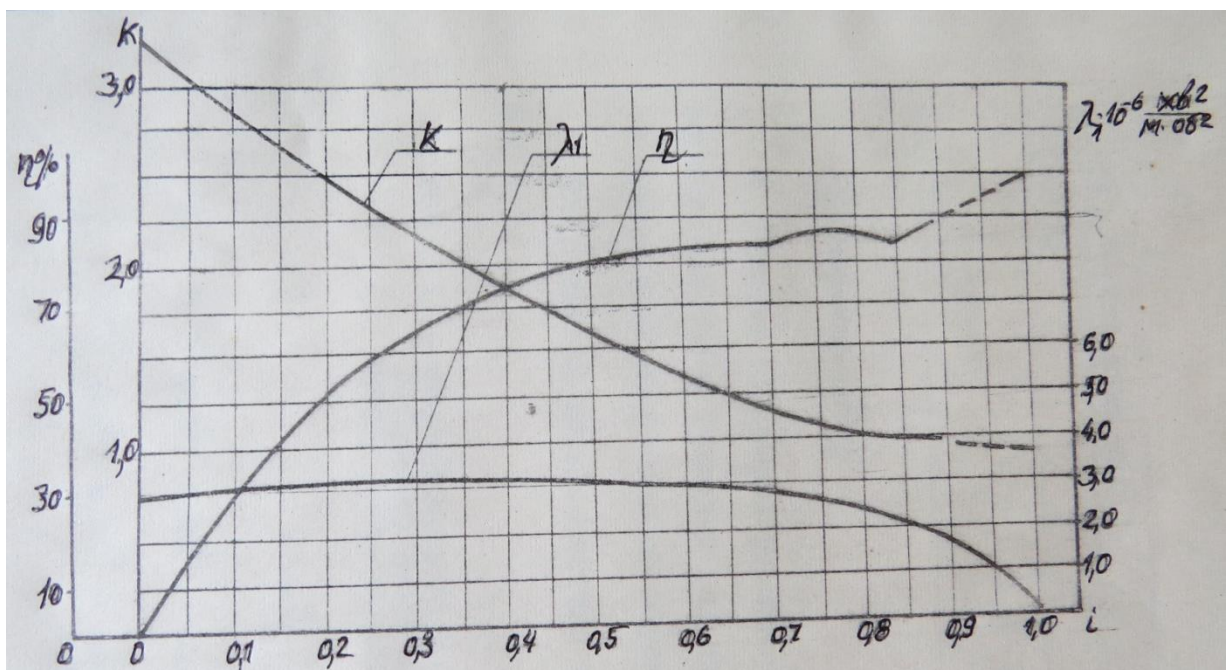


Рисунок 4.8 – Безрозмірна характеристика гідротрансформатора трансмісії шасі

При заданому активному діаметрі гідротрансформатора $D = 0,34$ м та при його роботі на певній робочій рідині $\gamma = 838$ кг/м³ маємо: $\lambda_2 = f(\lambda_1)$.

Сумісна робота двигуна з гідротрансформатором визначається навантажувальними характеристиками гідротрансформатора, які представляють собою криві змінення навантаження двигуна насосним колесом в залежності від числа обертів колінчастого валу двигуна та навантаження на турбінному колесі гідротрансформатора, тобто:

$$M_{\text{н.к.}} = \lambda_2 n_{\text{н.к.}}^2.$$

На рис. 4.9 показані графіки, що ілюструють сумісну роботу двигуна і гідротрансформатора в залежності від змінення навантаження на турбінному колесі (див. точки перетину парабол навантажень гідротрансформатора з кривими моменту двигуна).

Тягова характеристика шасі представляє собою залежність сили тяги на колесах P_k та швидкості руху v при повному відкритті дросельної заслінки, тобто:

$$P_k = f(v).$$

За допомогою тягової характеристики можна визначити максимальну швидкість, максимальний подоланий підйом та інші експлуатаційні показники шасі.

Сила тяги на колесах та швидкість руху визначаються за наступними формулами:

$$P_k = \frac{M_{\text{т.к.}} i_{\Sigma \text{мех}} \eta_{\text{мех}}}{r_k}, \text{ кг}; \quad v = \frac{0,377 r_k n_{\text{т.к.}}}{i_{\Sigma \text{мех}}}, \text{ км/год.},$$

де $M_{\text{т.к.}}$ – момент на валу турбінного колеса; $i_{\Sigma \text{мех}}$ – загальне передатне число трансмісії за гідротрансформатором; $r_k = 0,560$ м – статичний радіус кочення колеса для шини 14.00-20; $\eta_{\text{мех}} = 0,84$ – к.к.д. механічної передачі за гідротрансформатором:

$$\eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{ц}}^3 \eta_{\text{кар}}^4 \eta_{\text{гол.п}} \eta_{\text{диф}} \eta_{\text{пл}} = 0,97^3 \cdot 0,99^4 \cdot 0,92 \cdot 1,0 \cdot 0,97 = 0,84,$$

де $\eta_{\text{ц}} = 0,97$ – к.к.д. циліндричної передачі на підшипниках кочення; $\eta_{\text{кар}} = 0,99$ – к.к.д. одного шарніру карданного валу при куті між валами не більше 8° ; $\eta_{\text{гол.п}} = 0,92$ – к.к.д. подвійної головної передачі; $\eta_{\text{диф}} = 1,0$ – к.к.д. диференціалу моста у

випадку прямолінійного руху шасі; $\eta_{\text{шл}} = 0,97$ – к.к.д. одноступінчастої планетарної передачі.

Результати розрахунків тягового зусилля та швидкості руху на різних передачах та режимах роботи гідротрансформатора зведені в табл. 4.9. На рис. 4.10 показана тягово-швидкісна характеристика шасі. З таблиці і рисунку видно, що максимальне тягове зусилля на I швидкості може досягати $P_k = 9$ т при швидкості руху, близької до нуля.

Розглянемо можливість реалізації тягової характеристики за умовами зчеплення ведучих коліс з дорогою:

$$P_T \leq G_{\text{зч}} \mu_0,$$

де $G_{\text{зч}}$ – зчіпна вага шасі з навісним робочим обладнанням; μ_0 – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою під час руху (в розрахунках зазвичай приймають $\mu_0 = 0,5-0,6$, що відповідає зволоженому бетонному або гравійному покриттю дороги, але для достатньо зношеного протектора шин беремо $\mu_0 = 0,5$).

Результати розрахунку приведені в табл. 4.10.

Таблиця 4.10 – Реалізація тягової характеристики за умовами зчеплення коліс з дорогою

Загальна вага шасі, т		6	8	10	12	14	16	18	20
Обмеження тягового зусилля за умовами зчеплення при $\mu_0 = 0,5$, т	Обидва мости ведучі	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
	Міст тягача ведучий	2,45...3,50							

Таким чином, за умовами зчеплення без буксування коліс максимальне тягове зусилля при вазі шасі разом з навісним обладнанням 14-16 т (навісне обладнання – 8-10 т) буде дорівнювати:

- при двох ведучих мостах – 7-8 т;
- при одному ведучому мості (тягача) – 3,5 т.

Опір руху машини у загальному випадку визначатиметься за допомогою наступної формули:

$$P_f = G_m(\sin \alpha + \psi \cos \alpha), \text{ кг},$$

де G_m – вага машини; ψ – коефіцієнт опору коченню коліс ($\psi = 0,06$ – при переміщенні по підшві камерних виробок, $\psi = 0,04$ – на бетонних дорогах з вибоїнами, $\psi = 0,02$ – на дорогах з асфальтобетонним покриттям у задовільному стані).

Результати розрахунків опорів руху машини приведені в табл. 4.11.

Знаючи опори руху машини в різних дорожніх умовах можна за допомогою тягово-швидкісної характеристики з урахуванням максимально можливих тягових зусиль за умовами зчеплення визначати швидкості руху та максимальний кут підйому шляху.

При використанні номінальної потужності дизеля максимальна швидкість руху шасі з навісним обладнанням масою 8-10 т по горизонтальній ділянці шляху в залежності від дорожніх умов ($\psi = 0,02-0,06$) складе від 20 до 14 км/год.

Максимальний подоланий ухил при швидкості руху 2 км/год. На дорозі з бетонним покриттям становитиме:

- при масі навісного обладнання 8 т – 12° ;
- при масі навісного обладнання 10 т – 10° .

Таким чином, дизель і трансмісія забезпечують необхідну тягово-швидкісну характеристику шасі з навісним обладнанням масою 8 т.

4.3.3 Визначення поздовжньої та поперечної стійкості шасі разом з навісним робочим обладнанням

Поздовжня стійкість шасі визначає можливість його руху похилою площиною на підйом або під ухил без небезпеки перекидання машини.

Для шасі, що має значну базу ($L = 3950$ мм), питання поздовжньої стійкості не є актуальним, адже максимальний кут підйому або спуску визначається тяговими чи гальмівними можливостями шасі.

Тим не менш, розглянемо шанси втрати поздовжньої стійкості під час спуску шасі, що є найбільш небезпечним випадком. Перекидання машини при цьому

може відбутися навколо точки О (рис. 4.11). Умова перекидання описується наступною нерівністю:

$$G \cdot \sin \alpha \cdot y_c \geq G \cdot \cos \alpha \cdot x_c,$$

звідки маємо: $\tan \alpha \leq \frac{x_c}{y_c} = \frac{926}{598} = 1,548$ та $\alpha \leq 57^\circ$.

Тоді коефіцієнт запасу поздовжньої стійкості становитиме:

$$k_{\text{позд.ст}} = \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha_\phi} = \frac{\tan 57^\circ}{\tan 12^\circ} = \frac{1,5399}{0,2126} = 7,24,$$

де $\alpha_\phi = 12^\circ$ – фактичний можливий поздовжній ухил виробки згідно з технічним завданням на шасі.

Для дорожньо-транспортних машин зазвичай приймають $k_{\text{позд.ст}} \geq 2$. Таким чином, шасі без навісного обладнання має високу поздовжню стійкість.

Розрахункові значення допустимого кута і коефіцієнту запасу поздовжньої стійкості при установці на шасі навісного робочого обладнання масою 8-10 т в залежності від положення центру ваги останнього представлені в табл. 4.12.

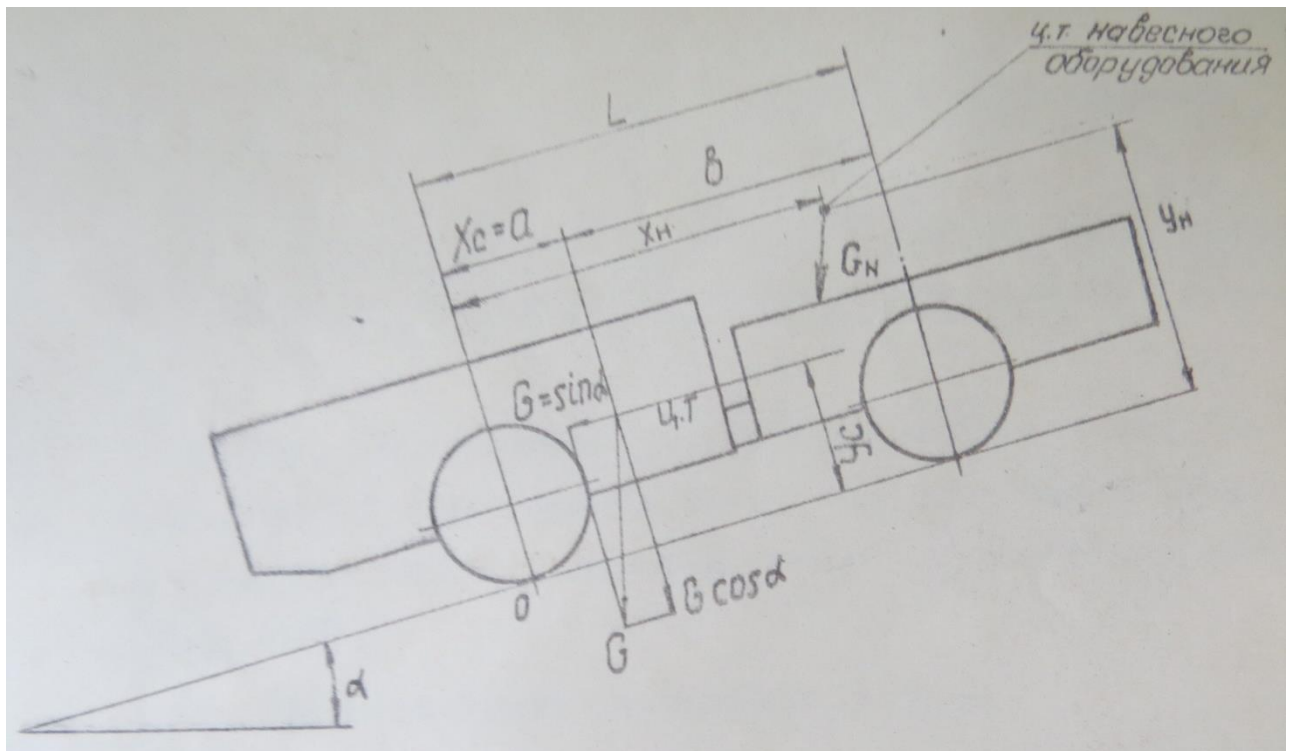


Рисунок 4.11 – До розрахунку поздовжньої стійкості шасі

Таблиця 4.12 – Результати розрахунку поздовжньої стійкості шасі з установленим на ньому навісним робочим обладнанням

Висота центру ваги навісного обладнання y_n , м	$\tan \alpha_{кр}$	Кут перекидання $\alpha_{кр}$, град.	Коефіцієнт поздовжньої стійкості $k_{позд.ст}$
1,00	2,56	68	12,1
1,25	2,18	65	10,3
1,50	1,90	62	9,0
1,75	1,67	59	7,9
2,00	1,50	57	7,1
2,25	1,36	53	6,4
2,50	1,25	51	5,9

Умова поздовжньої стійкості:

$$(G \cdot \sin \alpha \cdot y_c + G_n \cdot \sin \alpha \cdot y_n) \geq (G \cdot \cos \alpha \cdot x_c + G_n \cdot \cos \alpha \cdot x_n),$$

звідки:
$$\tan \alpha_{кр} \leq \frac{G x_c + G_n x_n}{G y_c + G_n y_n},$$

де $\alpha_{кр}$ – критичний кут, при якому відбувається перекидання шасі; $G_n = 8-10$ т – маса навісного робочого обладнання; x_n , y_n – координати центру ваги навісного обладнання.

В розрахунку приймаємо: $x_n = 3$ м, тобто центр ваги зміщений від осі заднього моста у бік тягача приблизно на 1 м.

Таким чином, установка на шасі навісного робочого обладнання масою 8-10 т з висотою центру ваги до 2,5 м і більше не може викликати втрату поздовжньої стійкості машини.

Що стосується поперечної стійкості установки, то вона визначає можливість її нормального поперечного руху на ухилі (як прямолінійного, так і з поворотом). Схема сил, що діють на машину у такій ситуації, показана на рис. 4.12. Перекидання шасі може відбуватися навколо коліс того чи іншого боку машини, причому

для напівпричепу це відбуватиметься раніше, ніж для тягача, адже останній має більшу масу (4,5 т), низьке розташування центру ваги і не пов'язаний з напівпричепом жорстко (кут взаємного хитання цих складових частин шасі дорівнює $\pm 15^\circ$).

Умова стійкості під час поперечного руху схилом наступна:

$$G \sin \alpha \cdot y \leq G \cdot \cos \alpha \frac{B}{2},$$

звідки: $\tan \alpha_{\text{кр}} \leq \frac{B}{2}.$

Коефіцієнт поперечної стійкості:

$$k_{\text{попер.ст}} = \frac{\tan \alpha_{\text{кр}}}{\tan \alpha_{\text{ф}}} \geq 2,$$

де $\alpha_{\text{кр}}$ – максимальний кут ухилу, при якому наступає перекидання машини; $\alpha_{\text{ф}}$ – фактичний можливий кут ухилу в умовах експлуатації.

Допустимі кути ухилу, при яких можливий рух з коефіцієнтом поперечної стійкості $k_{\text{попер.ст}} = 2$ для різної ширини шасі, приведені в табл. 4.13.

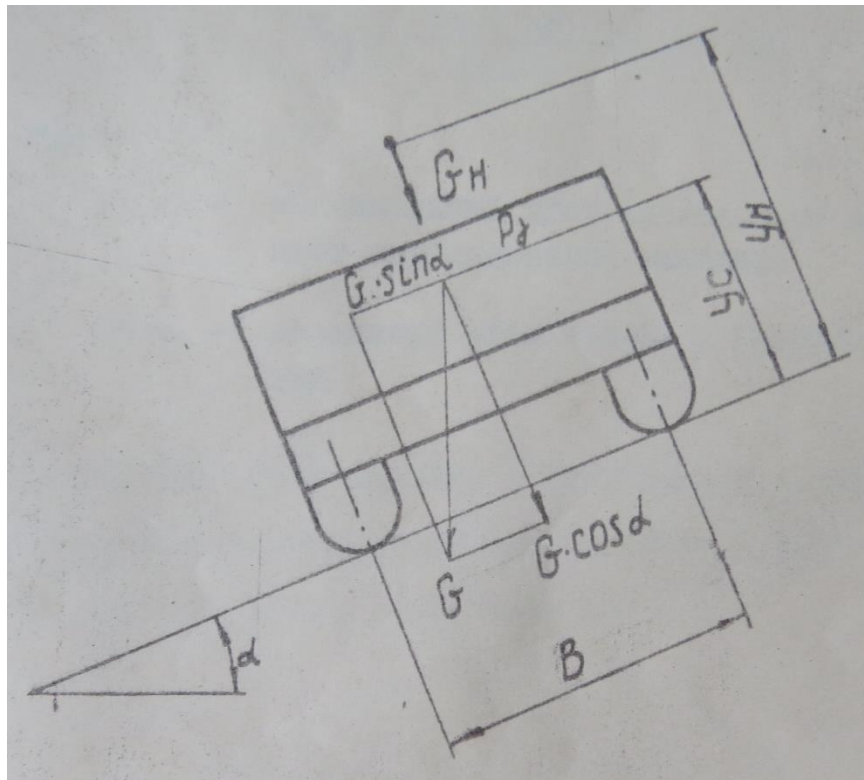


Рисунок 4.12 – До розрахунку поперечної стійкості шасі

Таблиця 4.13 – Допустимі кути ухилу, при яких можливий рух з коефіцієнтом поперечної стійкості $k_{\text{попер.ст}} = 2$ для різної ширини шасі

	Ширина, мм	Колія, мм	Положення центру ваги y_c , мм	Коефіцієнт поперечної стійкості $k_{\text{попер.ст}}$	Допустимий максимальний кут схилу, град.
Тягач	1600 2000	1285 1580	558		29 36
Напівпричіп	1600 2000 2000	1285 1580 1860	721	2	24 27 35

Отже, під час прямолінійного (без повороту) руху по схилу шасі має достатньо високу поперечну стійкість, адже максимально допустимий кут ухилу (24°) значно перевищує можливий кут ухилу в умовах практичної експлуатації та кут хитання напівпричепу відносно тягача навколо шарніру (кут хитання зазвичай приймається рівним 15°).

В разі руху ухилом з поворотом рівняння моментів відносно осі перекидання приймає наступний вигляд:

$$\left(\frac{Gv^2}{gR} + G \cdot \sin \alpha\right) y_c \leq G \cdot \cos \alpha \frac{B_T}{2},$$

де $v = 4,4$ км/год. – максимальна швидкість на повороті з мінімальним радіусом; $R = 3$ м – мінімальний радіус повороту при максимальному куті перекидання; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

Решта величин ті самі, що й вище. Тоді маємо:

$$\frac{Gv^2}{gR} y_c \leq \left(\frac{B_T}{2} \cos \alpha_{\text{кр}} - y_c \cdot \sin \alpha_{\text{кр}}\right) G.$$

Тепер визначимо максимальний кут ухилу без втрати стійкості тягача:

$$\frac{Gv^2}{gR} y_c = \frac{4500 \cdot 4,4^2 \cdot 0,558}{3,6^2 \cdot 9,81 \cdot 3,0} = 128 \text{ кгм}$$
$$128 \leq 4500 \frac{1,285}{2} \cos \alpha_{\text{кр}} - 4500 \cdot 0,558$$
$$28,9 \cos \alpha_{\text{кр}} - 25,1 \sin \alpha \geq 1.$$

Рівність виконується при $\alpha_{\text{кр}} \leq 48^\circ$. При цьому допустимий максимальний кут ухилу, яким буде можливим рух з $k_{\text{попер.ст}} = 2$, становитиме: $\alpha_{\text{ф}} = 26^\circ$.

Таким чином, шасі без навісного обладнання навіть при його мінімальній ширині 1600 мм матиме достатню поперечну стійкість під час руху по ухилу як в прямолінійному напрямку, так і з поворотом.

Нарешті, розглянемо умови поперечної стійкості напівпричепу з навісним робочим обладнанням масою 8-10 т під час руху ухилом:

$$\cos \alpha_{\text{кр}} \frac{B}{2} (G + G_{\text{н}}) \geq \sin \alpha (G y_c + G_{\text{н}} y_{\text{н}}),$$

звідки:

$$\tan \alpha_{\text{кр}} \leq \frac{B(G + G_{\text{н}})}{2(G y_c + G_{\text{н}} y_{\text{н}})}.$$

Коефіцієнт запасу поперечної стійкості напівпричепу з навісним робочим обладнанням:

$$k_{\text{попер.ст}} = \frac{\tan \alpha_{\text{кр}}}{\tan \alpha_{\text{ф}}} \geq 2.$$

У цих формулах: $G_{\text{н}} = 8-10$ т – маса навісного робочого обладнання; $G = 1,5$ т – маса напівпричепу.

Допустимі максимальні куту ухилу, якими можливий рух без втрати поперечної стійкості ($k_{\text{попер.ст}} \geq 2$), в залежності від маси та висоти центру ваги навісного обладнання при різній ширині напівпричепу, приведені в табл. 4.14.

Під час створення нових гірничих машин різного призначення на базі пропонуваного шасі поперечна стійкість напівпричепу з навісним робочим обладнанням у значному ступені залежатиме від ширини напівпричепу, висоти центру ваги навісного обладнання та його маси і для кожного типу машин має визначатися в

залежності від вказаних вище параметрів.

Втрата поперечної стійкості напівпричепу з навісним обладнанням може виникнути й під час руху горизонтальним шляхом при наїзді одного з коліс напівпричепу на нерівності дороги (на камінь, вибоїну тощо), при цьому він може вільно хитатися відносно тягача на кут $\pm 15^\circ$. Якщо кут хитання напівпричепу перевищить допустимі максимальні кути ухилу, приведені в табл. 4.14, то може відбуватися відрив одного з коліс напівпричепу від підшви та втрата його поперечної стійкості.

Таблиця 4.14 – Допустимі максимальні кути ухилу в залежності від маси та висоти центру ваги навісного обладнання при різній ширині напівпричепу

Маса навісного обладнання, т	Висота центру ваги навісного обладнання U_c , мм	Допустимий максимальний кут ухилу (при $k_{\text{попер.ст}} \geq 2$), град.		
		Характеристика напівпричепу		
		ширина 1600 мм колія 1285 мм	ширина 2000 мм колія 1580 мм	ширина 2000 мм колія 1860 мм
8-10	1,00	18	22	26
	1,25	15	18	22
	1,50	13	15	18
	1,75	11	13	15
	2,00	10	12	14
	2,25	9	11	13
	2,50	8	10	12

4.4 Організація робіт з використанням пропонованого самохідного шасі

Самохідне універсальне шасі 2BOM.01.000 з дизельним приводом є складовою частиною комплексів самохідних гірничих машин різного призначення для виконання допоміжних технологічних операцій видобутку руд у підземних умовах.

Порядок організації робіт з використанням шасі залежить від типу та функціонального призначення навісного робочого обладнання, встановленого на ньому. Це може бути поміст для огляду, приведення у безпечний стан та кріплення гірничих виробок, різноманітні вантажопідйомні засоби, зарядні пристрої, бурильні установки, кузови для перевезення людей, технологічного обладнання та матеріалів та багато іншого устаткування.

Шасі при цьому відіграє роль ходової та несучої частини машини під час переїздів та транспортних перевезень, а також може слугувати в якості джерела енергії для навісного обладнання за рахунок можливості гідравлічного відбирання потужності від його тягача. Насоси НШ46 або НШ98 останнього забезпечують подачу масла тиском 10 МПа та витратою відповідно 70 і 120 л/хв.

Порядок використання того чи іншого варіанту конструктивного або експлуатаційного виконання шасі визначатиметься відповідною документацією на дану машину, а також загальними вимогами до безпеки та особливосте й експлуатації підземного гірничого обладнання [15-19].

4.5 Загальна оцінка технічного рівня пропонованого виробу

Проведений в роботі аналіз конструктивного виконання та експлуатаційних можливостей самохідного шасі 2BOM.01.000 дозволяє зробити висновок про достатньо високий технічний рівень машини і хороші перспективи її використання з метою механізації численних операцій допоміжних технологічних процесів підземного видобутку руд.

Установка відрізняється конкурентоспроможними показниками якості, до яких слід віднести вантажопідйомність, швидкість пересування, невеликі транспортні та робочі габарити і масу, здатність долати підйоми під час руху підземними виробками, маневреність, економічність, надійність та довговічність. Конструкція має естетичне зовнішнє оформлення, а засоби її керування відповідають вимогам зручності та комфортабельності. Безпечність експлуатації машини забезпечується використанням сучасної двоступінчастої системи очищення вихлопних

газів дизельного двигуна за допомогою каталітичного та рідинного методу, а також достатньою поздовжньою та поперечною стійкістю під час руху та роботи навісного обладнання.

Висновки:

- інститут НДПІ «Криворіжжрудмаш» має значний досвід дослідження, проектування та впровадження на практиці самохідного обладнання для механізації основних та допоміжних технологічних процесів підземного видобутку руд. Пропоноване технічне рішення самохідного шасі 2ВOM.01.000 базується на всебічному використанні цього досвіду з метою підвищення технічного рівня машин;

- самохідне шасі з дизельним приводом в рудниковому нормальному виконанні призначено для використання в шахтах, безпечних по відношенню до газу і пилу, в якості уніфікованої ходової частини вантажопідйомністю 8-10 т для змінного навісного робочого гірничого обладнання різного функціонального призначення. Метою розробки є вибір оптимального технічного рішення конструкції шасі, уточнення показників призначення установки та її економічної ефективності;

- для цього було проведено порівняльний аналіз можливих конструктивних схем проектного шасі, який дозволив вибрати найбільш придатний варіант, що забезпечуватиме максимальний рівень уніфікації з попередніми моделями подібних машин (у тому числі шасі ВOM.01.000), мінімальні габарити для роботи у стиснених умовах підземних виробок та достатню стійкість під час роботи з різноманітним навісним обладнанням;

- в роботі виконано розрахунки основних конструктивних та експлуатаційних параметрів пропонованого самохідного шасі, зокрема визначення маси та положення центра ваги тягача, напівпричепу та шасі в цілому, розрахунок тягово-швидкісних характеристик шасі, визначення поздовжньої та поперечної стійкості шасі разом з навісним робочим обладнанням;

- в результаті розрахунків з'ясовано, що вибране силове обладнання (дизельний двигун та трансмісія) забезпечують задану технічним завданням тягово-швидкісну характеристику шасі з корисним вантажем 8 т та відповідають підзем-

ним умовам експлуатації. Номінальної потужності двигуна вистачає на подолання проектного ухилу 12° з навісним обладнанням вагою 8 т при швидкості 2 км/год. Максимальна швидкість руху шасі с повним робочим навантаженням по горизонтальному шляху може досягати 14-20 км/год. в залежності від опору руху в шахтних умовах;

- самохідне шасі у будь-якій комплектації має достатню для нормальної безпечної експлуатації поздовжню стійкість під час руху. Що стосується поперечної стійкості, то тягач і напівпричіп внаслідок різної маси та гнучкого з'єднання між собою (кут хитання $\pm 15^\circ$) відрізняються її величиною, яка залежить від ширини тої чи іншої частини машини та висоти її центру ваги. Зокрема, тягач завширшки 1600 мм і більше має високий коефіцієнт поперечної стійкості, що не залежить від маси навісного робочого обладнання. Але поперечна стійкість напівпричепу залежить від його ширини, а також маси та висоти центру ваги навісного обладнання;

- у цілому в роботі відзначено високий технічний рівень пропонованого самохідного шасі, яке забезпечуватиме високий рівень механізації низки технологічних операцій за рахунок використання різноманітного змінного навісного робочого гірничого обладнання.

ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили зробити наступні висновки та сформулювати рекомендації щодо впровадження їх на практиці:

- останні десятиліття розвитку світової гірничорудної промисловості проходять під знаком широкого впровадження різноманітної самохідної техніки, яка використовується для механізації процесів проходки підземних виробок, очисного виймання гірничої маси, транспортування руд і порожніх порід, а також численних технологічних операцій допоміжного типу, призначених як для обслуговування основних технологічних процесів підземної розробки, так і для підтримки життєдіяльності гірничодобувного підприємства;

- сучасна самохідна техніка базується, як правило, на уніфікованих шарнірно-зчленованих шасі з пневмошинним ходом та дизельним (переважно) або електричним приводом. Такі машини відрізняються високими рівнями автономності та мобільності, універсальністю, високою продуктивністю, широким діапазоном потужності та вантажопідйомності, зручністю та безпечністю в експлуатації, сприятливими санітарно-гігієнічними умовами праці гірників;

- пневмоколісні шарнірно-зчленовані шасі з дизельним приводом ефективно експлуатуються практично на усіх світових рудниках і забезпечують високий рівень механізації та автоматизації різноманітних гірничих робіт, а розроблені методи очищення вихлопних газів дизельних двигунів успішно нейтралізують викиди шкідливих речовин у шахтну атмосферу;

- міжнародний ринок гірничої техніки пропонує широкий вибір самохідного обладнання (як одноцільового, так і універсального багатоцільового призначення у вигляді комплексів машин для механізації допоміжних технологічних операцій підземної розробки руд);

- самохідне пневмоколісне обладнання працює у важких підземних умовах експлуатації. Одним з факторів ускладнення роботи машин є необхідність пересування шахтними дорогами, які лише іноді мають спеціальні покриття (асфальтові,

асфальтобетонні чи бетонні). У більшості випадків вони змушені їздити гравійними або ґрунтовими дорогами, які відрізняються значними нерівностями. Внаслідок впливу останніх під час руху техніки виникають коливні динамічні процеси, що негативно позначається на технічному стані машин та їхній довговічності. Для підвищення надійності самохідних шасі та технологічного обладнання, що розміщується на них, потрібний аналіз шкідливих впливів вказаних чинників, який надасть можливість сформулювати необхідні рекомендації та розробити заходи боротьби з ними;

- проведений в роботі аналіз взаємодії колеса самохідного шасі з шахтною дорогою у різних режимах руху показав, що процес кочення супроводжується енергетичними втратами, пов'язаними з витратами енергії на подолання сил внутрішнього тертя в шині, утворення колії та поверхневе тертя шини відносно шахтної дороги. Усі вони називаються опором коченню колеса і можуть бути кількісно оцінені за величинами потужності, моменту або коефіцієнту опору коченню. Крутний момент, прикладений до колеса, створює тягову силу на ньому, а в зоні взаємодії колеса з шахтною дорогою діє сила зчеплення, величина якої залежить від типу і стану покриття шахтної дороги, рисунку і зносу протектора, тиску в шині, швидкості кочення, навантаження, напрямку ковзання шини;

- одним з основних експлуатаційних показників шахтної пневмоколісної самохідної техніки є плавність її ходу. Чим вона більше, тим менші коливання і динамічні навантаження, що сприймає конструкція, тим вище міцність та втомна довговічність ходових частин. З підвищенням плавності ходу зменшується шкідливий вплив коливань на водія, він не так втомлюється і працює більш уважно та ефективно. В роботі розглянуто особливості розрахунків плавності ходу в ситуаціях пробою підвіски, відриву коліс, а також з точки зору впливу на водія та недопущення просипу транспортованої гірничої маси (для навантажувально-транспортних машин);

- інститут НДП «Криворіжжрудмаш» має значний досвід дослідження, проектування та впровадження на практиці самохідного обладнання для механізації основних та допоміжних технологічних процесів підземного видобутку руд. Про-

поноване технічне рішення самохідного шасі 2BOM.01.000 базується на всебічному використанні цього досвіду з метою підвищення технічного рівня машин;

- самохідне шасі з дизельним приводом в рудниковому нормальному виконанні призначено для використання в шахтах, безпечних по відношенню до газу і пилу, в якості уніфікованої ходової частини вантажопідйомністю 8-10 т для змінного навісного робочого гірничого обладнання різного функціонального призначення. Метою розробки є вибір оптимального технічного рішення конструкції шасі, уточнення показників призначення установки та її економічної ефективності;

- для цього було проведено порівняльний аналіз можливих конструктивних схем проєктованого шасі, який дозволив вибрати найбільш придатний варіант, що забезпечуватиме максимальний рівень уніфікації з попередніми моделями подібних машин (у тому числі шасі BOM.01.000), мінімальні габарити для роботи у стиснених умовах підземних виробок та достатню стійкість під час роботи з різноманітним навісним обладнанням;

- в роботі виконано розрахунки основних конструктивних та експлуатаційних параметрів пропонованого самохідного шасі, зокрема визначення маси та положення центра ваги тягача, напівпричепу та шасі в цілому, розрахунок тягово-швидкісних характеристик шасі, визначення поздовжньої та поперечної стійкості шасі разом з навісним робочим обладнанням;

- в результаті розрахунків з'ясовано, що вибране силове обладнання (дизельний двигун та трансмісія) забезпечують задану технічним завданням тягово-швидкісну характеристику шасі з корисним вантажем 8 т та відповідають підземним умовам експлуатації. Номінальної потужності двигуна вистачає на подолання проєктного ухилу 12° з навісним обладнанням вагою 8 т при швидкості 2 км/год. Максимальна швидкість руху шасі с повним робочим навантаженням по горизонтальному шляху може досягати 14-20 км/год. в залежності від опору руху в шахтних умовах;

- самохідне шасі у будь-якій комплектації має достатню для нормальної безпечної експлуатації поздовжню стійкість під час руху. Що стосується поперечної стійкості, то тягач і напівпричіп внаслідок різної маси та гнучкого з'єднання між

собою (кут хитання $\pm 15^\circ$) відрізняються її величиною, яка залежить від ширини тої чи іншої частини машини та висоти її центру ваги. Зокрема, тягач завширшки 1600 мм і більше має високий коефіцієнт поперечної стійкості, що не залежить від маси навісного робочого обладнання. Але поперечна стійкість напівпричепу залежить від його ширини, а також маси та висоти центру ваги навісного обладнання;

- у цілому в роботі відзначено високий технічний рівень пропонованого самохідного шасі, яке забезпечуватиме високий рівень механізації низки технологічних операцій за рахунок використання різноманітного змінного навісного робочого гірничого обладнання.



а



б



в



г

Рисунок 1.1 – Самохідні машини для механізації основних технологічних процесів підземної розробки руд:
а – шахтна бурильна установка УБШ 501А; *б* – шахтна бурильна установка Boomer L2D (Atlas Copco, Швеція);
в – навантажувально-доставкова машина МоАЗ-4055; *г* – навантажувально-транспортна машина TORO 1400
(Sandvik Tamrock, Фінляндія)



а



б



в



г

Рисунок 1.2 – Самохідні машини для механізації допоміжних технологічних процесів підземної розробки руд:
а – машина для автоматизованої зарядки емульсійними вибуховими речовинами Charmec 1610B (Normet Corporation, Фінляндія); *б* – машина для перевезення людей 1ВЛГ.А; *в* – машина для зведення анкерного кріплення Boltec LD (Atlas Сорсо, Швеція); *г* – машина для зведення набризк-бетонного кріплення Spraumec (Normet Corporation, Фінляндія)

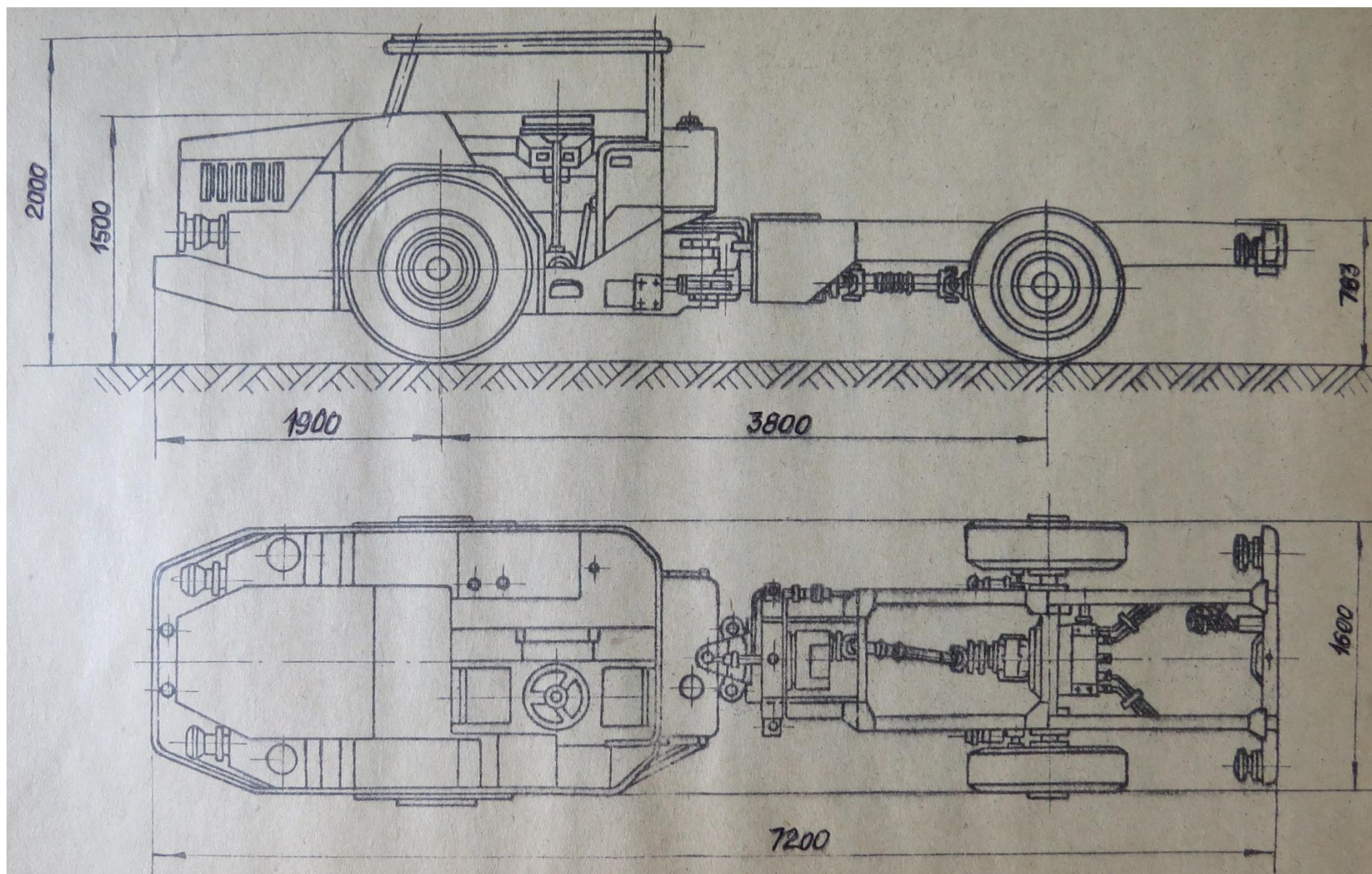


Рисунок 4.2 – Схема самохідного шасі BOM.01

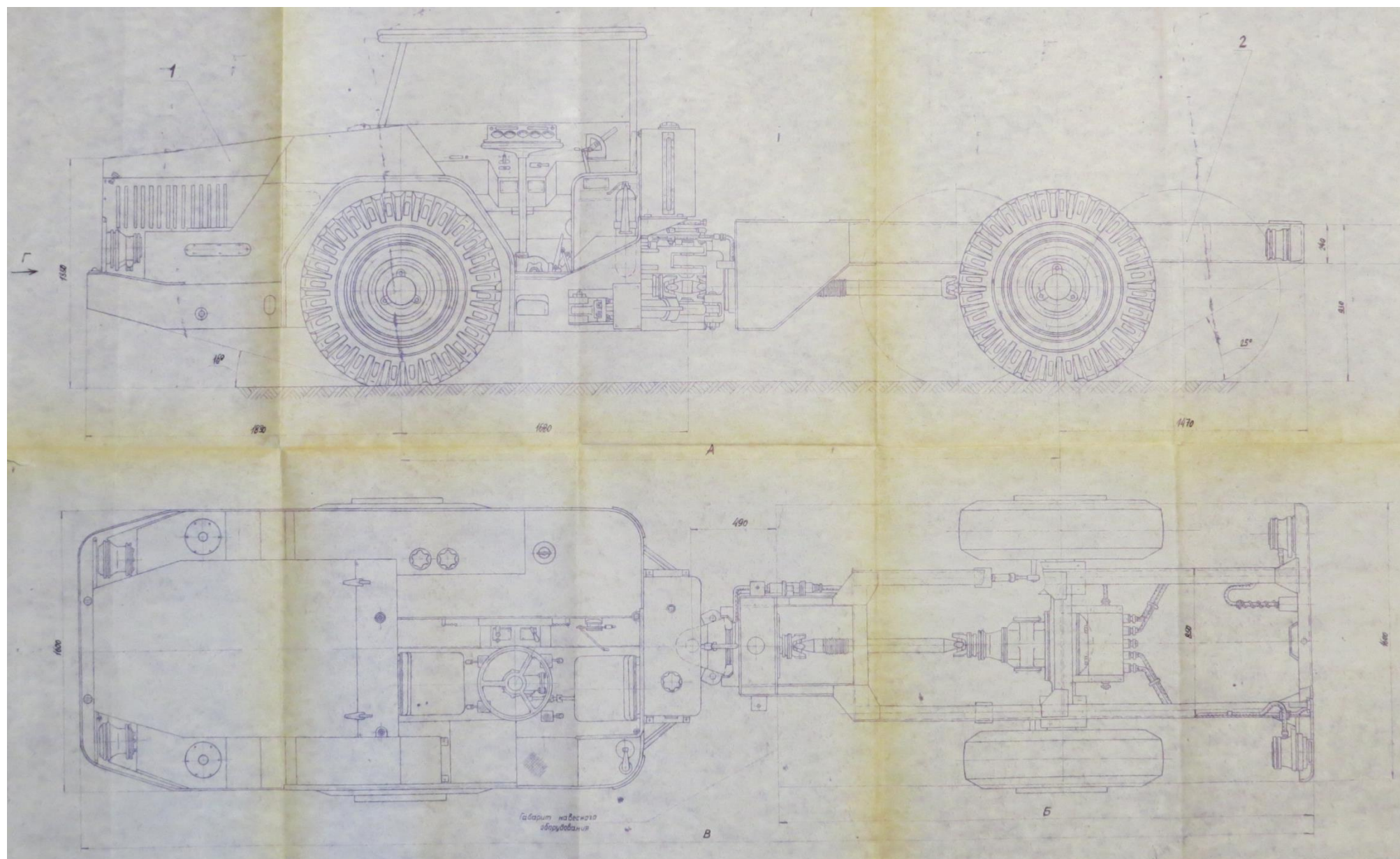


Рисунок 4.3 – Схема самохідного шасі 2BOM.01: 1 – тягач; 2 – напівпричіп

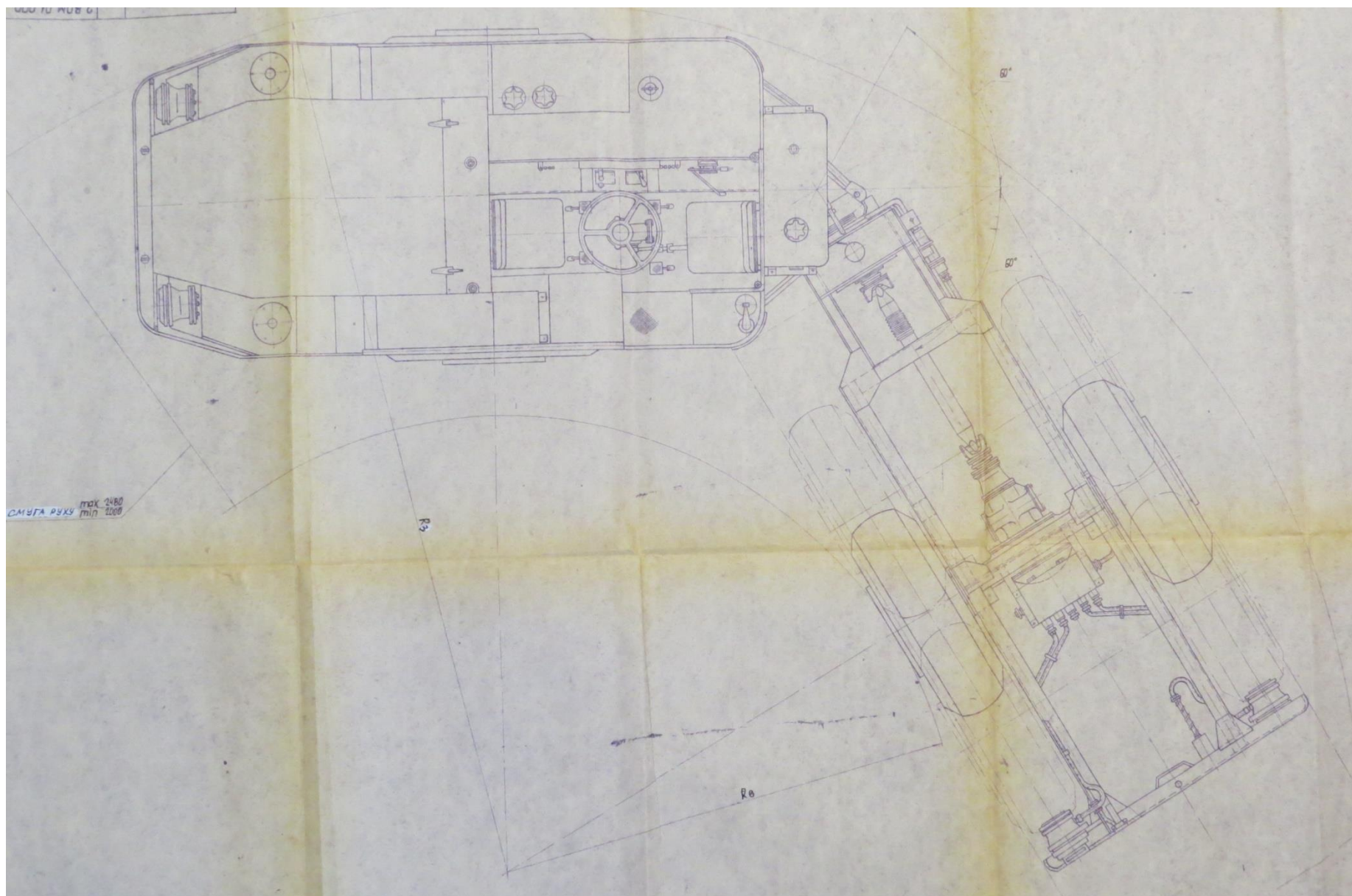


Рисунок 4.3 – Схема самохідного шасі. Продовження – схема повороту машини в плані

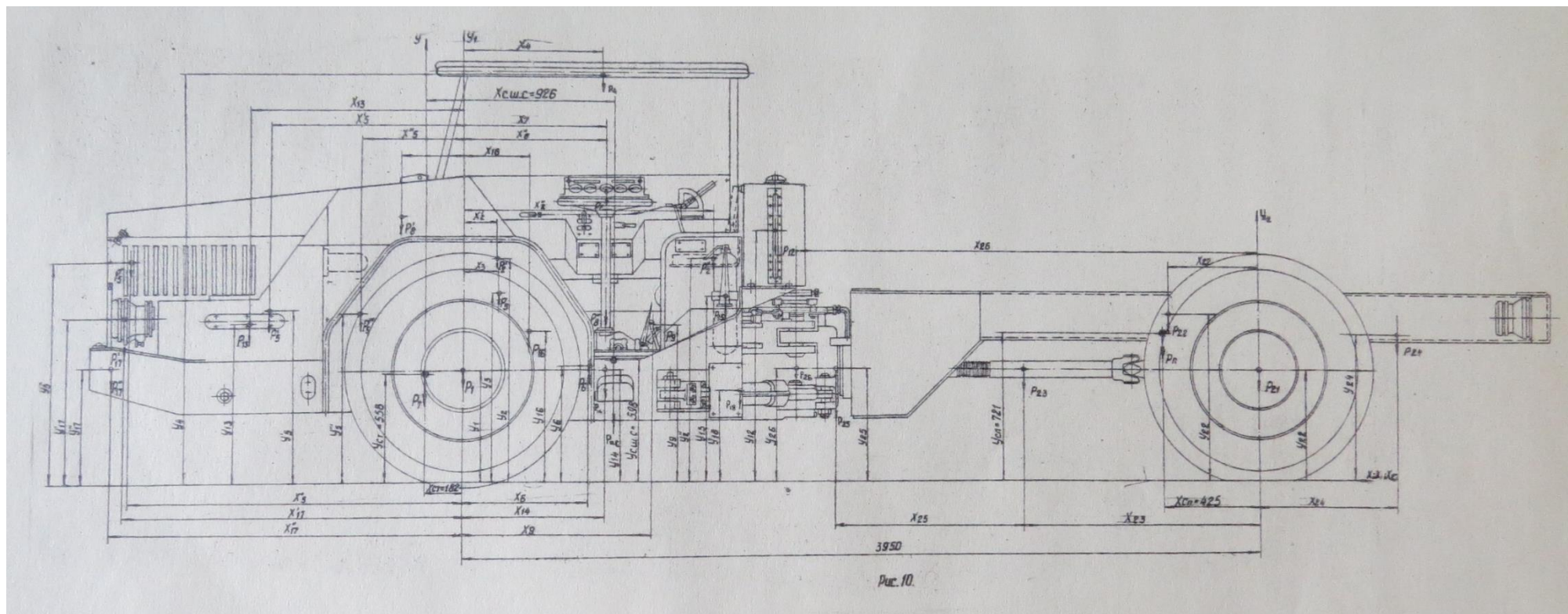


Рисунок 4.4 – Схема до визначення положень центрів ваги тягача та напівпричепу шасі

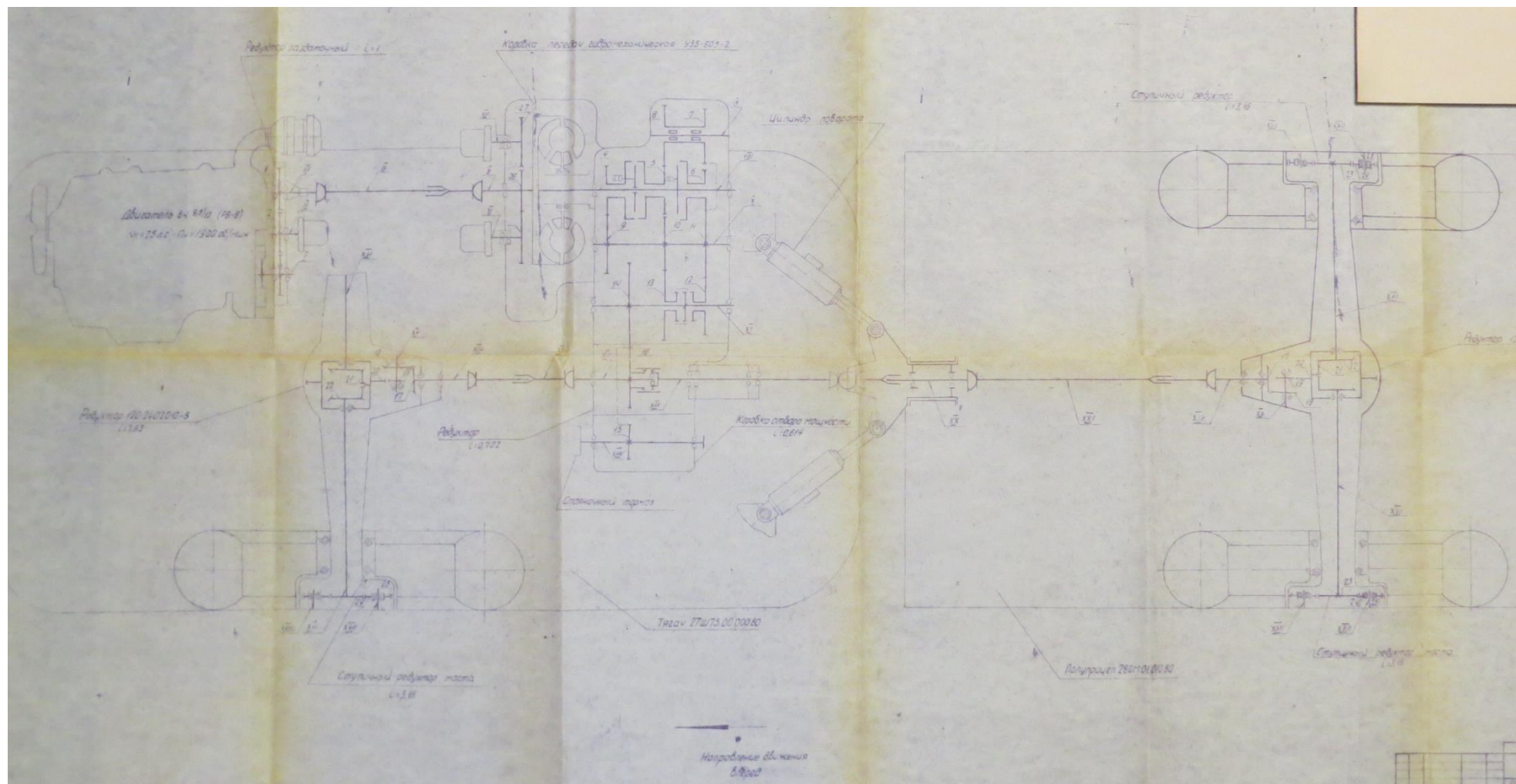


Рисунок 4.6 – Кінематична схема самохідного шасі 2BOM.01

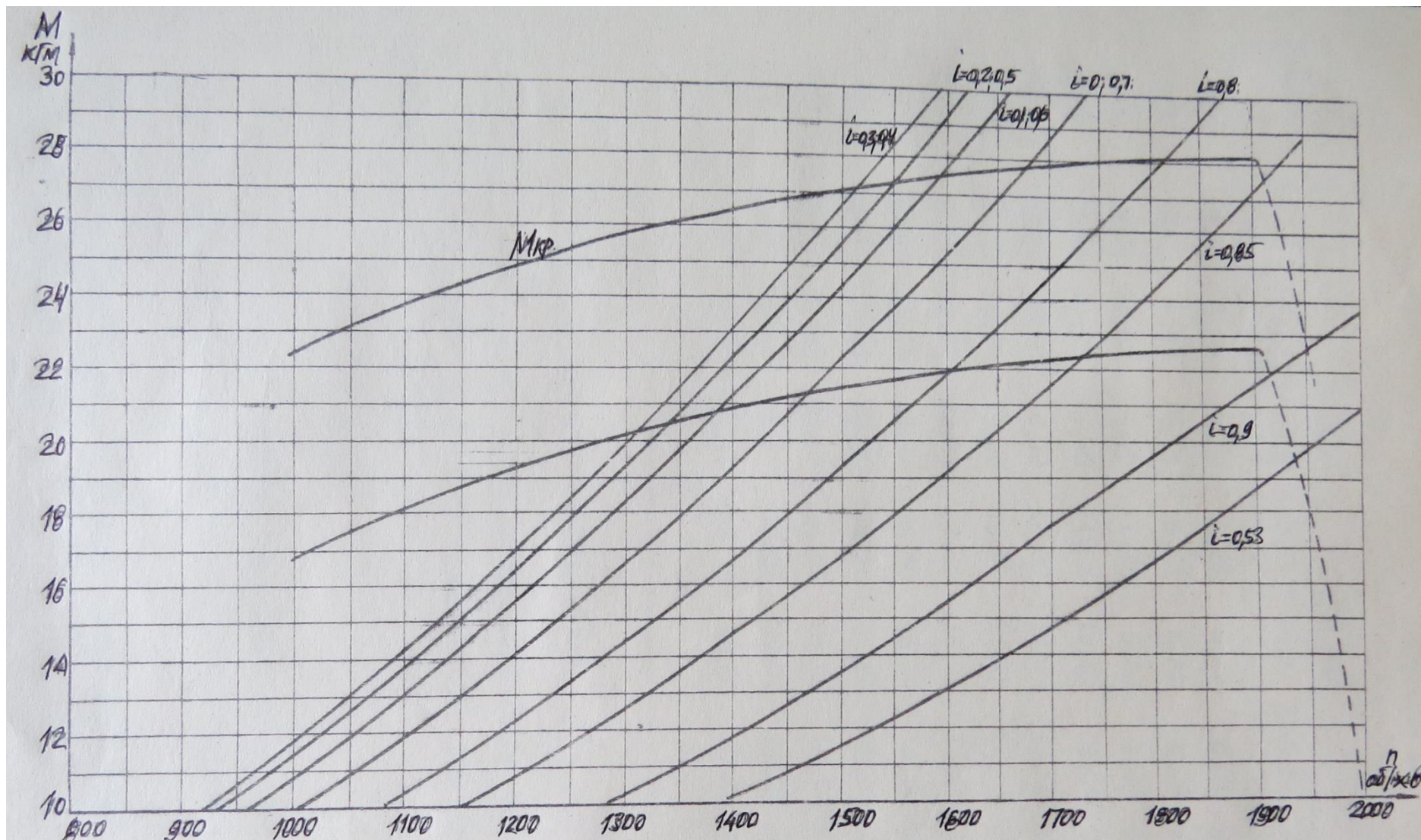


Рисунок 4.9 – Графіки, що ілюструють сумісну роботу гідротрансформатора ЛГ-340-3А з дизельним двигуном РН8 (8ч 9,5/10)

Таблиця 4.9 – Результати розрахунків тягового зусилля та швидкості руху
на різних передачах та режимах роботи гідротрансформатора

Дані гідротранс- форматора		i	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95
		$N_{т.к}$	0	138	268	393	524	655	828	1029	1284	1375	1721	1839
		$M_{т.к}$	70,3	59,3	50,8	44,2	38,1	33,0	28,7	25,6	23,2	22,4	21,4	18,6
Рух вперед	I 84,5	P_k	8920	7510	6450	5600	4830	4180	3640	3370	2940	2840	2710	2360
		v	0	0,34	0,67	0,98	1,31	1,64	2,07	2,57	3,22	3,44	4,30	4,60
	II 46,6	P_k	4910	4140	3560	3080	2660	2310	2000	1780	1620	1565	1495	1300
		v	0	0,62	1,64	1,78	2,37	2,96	3,70	4,56	5,82	6,23	7,80	8,33
	III 25,4	P_k	2680	2260	1940	1680	1450	1260	1095	975	885	855	815	710
		v	0	1,15	2,22	3,26	4,35	5,44	6,97	8,53	10,65	11,40	14,30	15,25
	IV 13,8	P_k	1455	1230	1050	915	790	685	595	550	480	465	440	335
		v	0	2,11	4,10	6,02	8,00	10,00	12,65	15,75	19,63	21,00	26,40	25,10
Рух назад	I 82,5	P_k	8700	7340	6290	5470	4720	4080	3550	3170	2870	2770	2650	2300
		v	-	0,35	0,68	1,02	1,34	1,68	2,12	2,63	3,28	3,62	4,40	4,70
	II 24,4	P_k	2580	2170	1860	1640	1395	1220	1050	940	850	820	785	670
		v	0	1,19	2,32	2,40	4,54	5,67	7,16	8,90	11,10	11,90	14,90	15,90

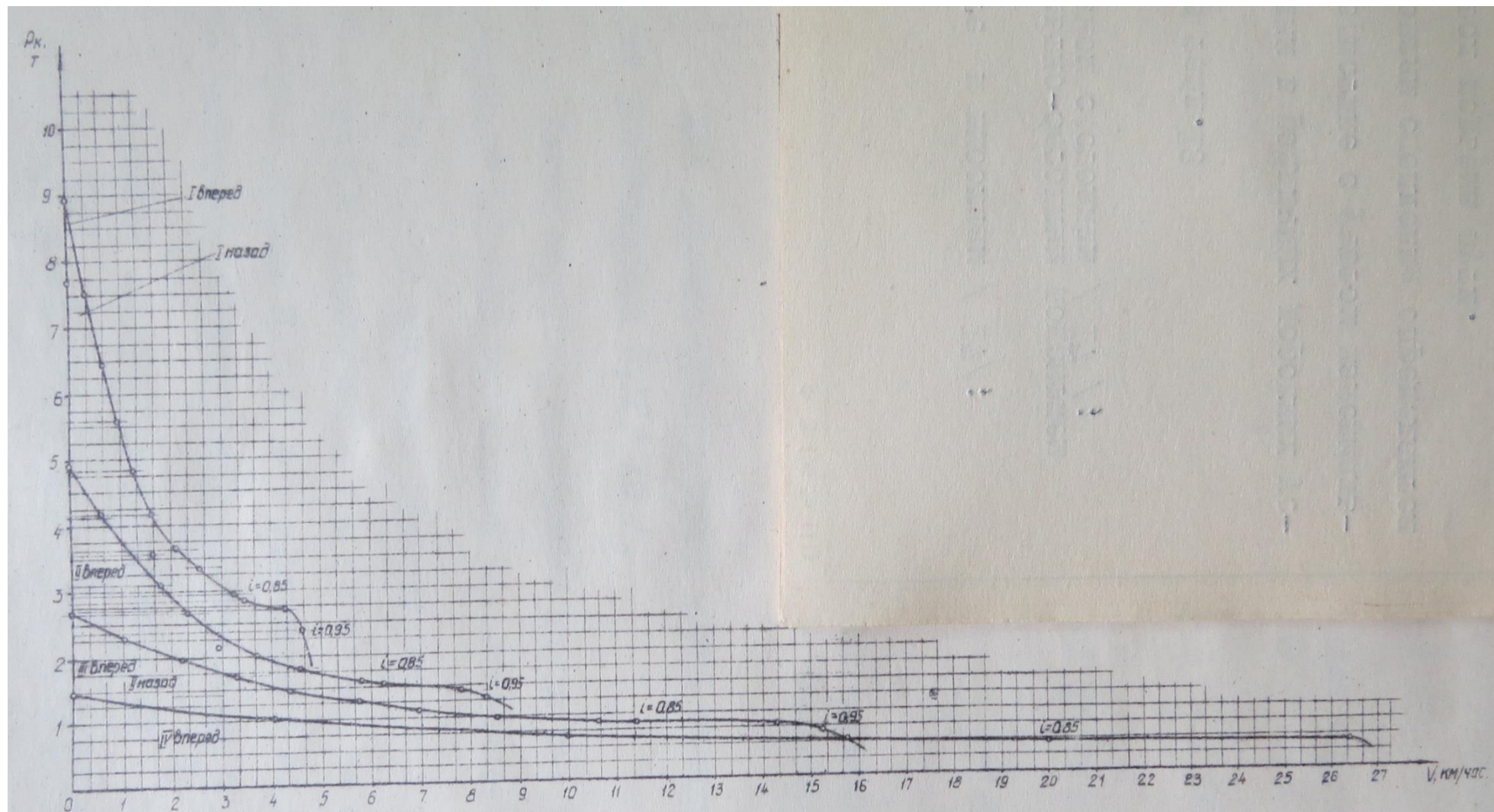


Рисунок 4.10 – Тягово-швидкісна характеристика шасі

Таблиця 4.11 – Результати розрахунків опорів руху машини

Загальна вага шасі, т	6		8		10		12		14		16		18		20	
Коефіцієнт опору руху	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06	0,04	0,06
Кут підйому шляху, град.	Опір руху машини															
0	0,21	0,27	0,32	0,46	0,40	0,60	0,48	0,72	0,56	0,84	0,64	0,96	0,72	1,06	0,80	1,20
2	0,45	0,51	0,60	0,76	0,75	0,95	0,90	1,14	1,04	1,33	1,19	1,52	1,34	1,71	1,50	1,90
4	0,66	0,78	0,87	1,04	1,09	1,30	1,31	1,56	1,53	1,82	1,74	2,08	1,96	2,34	2,12	2,39
6	0,86	0,96	1,15	1,31	1,44	1,64	1,73	1,97	2,02	2,30	2,30	2,62	2,59	2,95	2,88	3,28
8	1,07	1,19	1,43	1,60	1,79	2,00	2,15	2,40	2,51	2,89	2,76	3,20	3,22	3,60	3,58	4,00
10	1,28	1,39	1,68	1,76	2,10	2,20	2,52	2,64	2,94	3,08	3,36	3,52	3,78	3,96	4,20	4,40
12	1,48	1,61	1,98	2,13	2,47	2,66	2,97	3,18	3,47	3,70	3,97	4,22	4,45	4,80	4,95	5,32
14	1,73	1,81	2,24	2,40	2,80	3,00	3,36	3,60	3,92	4,20	4,48	4,80	5,04	5,40	5,80	6,00
16	1,88	2,00	2,40	2,64	3,00	3,30	3,60	3,96	4,20	4,61	4,80	5,27	5,40	5,93	6,00	6,80
18	2,08	2,20	2,78	2,93	3,47	3,66	4,16	4,40	4,86	5,13	5,56	5,86	6,24	6,60	6,60	7,32
20	2,27	2,39	3,04	3,20	3,80	4,00	4,56	4,80	5,32	5,60	6,08	6,40	6,84	7,20	7,32	8,00
22	2,47	2,58	3,28	3,44	4,10	4,30	4,92	5,16	5,74	6,02	6,56	6,88	7,38	7,74	8,00	8,60
24	2,67	2,76	3,52	3,68	4,40	4,60	5,38	5,52	6,16	6,44	7,04	7,36	7,92	8,28	8,60	9,20
26	2,85	2,94	3,76	3,92	4,70	4,90	5,64	5,88	6,58	6,86	7,52	7,84	8,46	8,82	9,20	9,80
28	3,03	3,13	4,00	4,16	5,00	5,20	6,00	6,24	7,00	7,28	8,00	8,32	9,00	9,36	9,80	10,40
30	3,21	3,31	4,24	4,40	5,30	5,50	6,36	6,60	7,42	7,70	8,49	8,80	9,55	9,90	10,40	11,00