

ТРАНСПОРТ
(Автомобілі та трактори)

НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА СТУДЕНТА

за темою: “ Дослідження прохідності автопоїзда КрАЗ з метою збільшення
значення кута підйому, який долає автопоїзд”

Шифр роботи: ПРОХІДНІСТЬ АВТОПОЇЗДА

РЕФЕРАТ

Мета роботи: підвищення прохідності автопоїзда за параметром «кут підйому, що долає автопоїзд» шляхом удосконалення їх конструкції.

Робота складається з вступу, двох розділів, висновків та списку використаних джерел.

У Вступі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету і завдання, визначено об'єкт і предмет досліджень, показана наукова новизна і практичне значення роботи.

Об'єкт дослідження - спроможність автопоїздів-вагозовів КрАЗ з тягачем безкапотної компоувальної схеми до подолання підйому доріг.

Предмет дослідження - умови, які визначають гранично можливе значення кута підйому, який може подолати автопоїзд, в залежності від основних конструктивних параметрів автопоїзду.

У першому розділі було визначено завдання та засоби їх розв'язання. Отримано математичну модель усталеного руху автопоїзда на підйом. Перевірено адекватність отриманої математичної моделі.

У другому розділі виконано розрахункове дослідження чинників, які обмежують значення кута, який долає автопоїзд відносно конструкції нового автопоїзду КрАЗ. Сформульовано висновки, щодо покращення прохідності автопоїзда у частині збільшення кута підйому дороги, яку він спроможний подолати.

Матеріали роботи отримано під час спільної роботи з КБ ПрАТ «АвтоКрАЗ» над проектом сидельного тягача безкапотної компоувальної схеми. Матеріали роботи було опубліковано у доповіді на Всеукраїнській науково-технічній інтернет-конференції «Інноваційні технології розвитку машинобудування та ефективного функціонування транспортних систем» (копії тез доповіді надано окремо).

Пояснювальна записка складається з 26 сторінок, містить 13 рисунків і 2 таблиці.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| Вступ..... | 4 |
| 1 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОПОЇЗДА ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВЕЛИКОВАГОВИХ ВАНТАЖІВ | |
| 1.1 Параметри прохідності | 7 |
| 1.2 Математична модель | 8 |
| 1.3 Параметри автопоїзда | 12 |
| 1.4 Адекватність математичної моделі | 14 |
| 2 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ | |
| 2.1 Кут підйому, який може подолати автопоїзд | 17 |
| 2.2 Аналіз тягової сили тягача | 18 |
| 2.3 Аналіз залежності значення кута підйому, в залежності від параметрів двигуна | 20 |
| 2.4 Аналіз зміни зчіпної ваги під час підйому | 23 |
| Висновки..... | 25 |
| Список літератури | 26 |

ВСТУП

Розвиток промисловості будь якої країни пов'язаний з необхідністю перевезень великовагових і негабаритних промислових вантажів. У перевезенні таких вантажів є потреба щонайменше у будівельній, сільськогосподарській і видобувній галузях промисловості. До переліку таких вантажів входять будівельні конструкції, будівельна, видобувна, сільськогосподарська техніка та багато інших виробів, які не можливо розділити на окремі частини. Такі вантажі можуть мати вагу до 60 т. Перевезення великовагових і великогабаритних вантажів автомобільними дорогами - найбільш часто використовуваний спосіб транспортування, оскільки з технічної точки зору непереборних перешкод він не має. Відповідно є зацікавленість у наявності транспортних засобів для таких перевезень – автопоїздів з напівпричепами рис. 1.



Рисунок 1 – Автопоїзди для перевезення великовагових вантажів

Актуальність роботи.

Національний виробник вантажних автомобілів ПрАТ «АвтоКрАЗ» має у виробництві наступні моделі тягачів для перевезення великовагових вантажів з напівприцепом табл. 1

Таблиця 1 – Моделі сідельних тягачів КрАЗ

| Модель | Колісна формула | Маса напівпричепа, що буксирується |
|-----------------------|-----------------|------------------------------------|
| КрАЗ-6446 | 6х6 | 34000-65000 |
| КрАЗ-6443 | 6х6 | 32300 |
| КрАЗ-64431 | 6х4 | 48000 |
| КрАЗ-6510ТЕ | 6х6 | 37000 |
| Спеціальна пропозиція | | |
| КрАЗ-6446 | 6х6 | 70000 |
| КрАЗ-6510ТЕ | 6х6 | 65000 |

Усі представлені тягачі виконано з традиційним для КрАЗ компонуванням – двигун над віссю передніх коліс, кабіна за двигуном. Нова модель тягача КрАЗ-6510ТЕ має компонувальну схему «двигун над віссю передніх коліс, кабіна над двигуном», рис. 2.

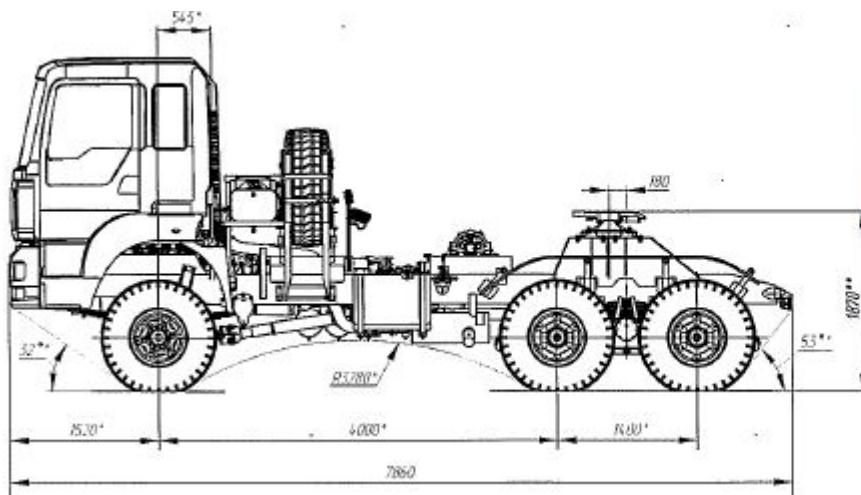


Рисунок 2 – Тягач КрАЗ-6510ТЕ

Для спеціального призначення в ПрАТ «АвтоКрАЗ» розробили автопоїзд для перевезення важкої техніки у складі нового тягача КрАЗ-6510TE і напівпричепа виробництва КВБЗ. Цей причеп має вантажопідйомність 60 т і повну масу 80 т. Поставлено задачу забезпечення можливості транспортування по всім типам доріг за рахунок створення автопоїзда на рівні світових виробників за параметром «кут підйому, який долає автопоїзд».

Мета роботи: підвищення прохідності автопоїзда за параметром «кут підйому, що долає автопоїзд».

Завдання дослідження:

розробити математичну модель для дослідження впливу різних чинників на величину кута, що долає автопоїзд;

визначити кут підйому, який може подолати новий автопоїзд з напівприцепом повною масою 80 т.;

виконати аналіз впливу різних чинників на значення кута дороги, який долає розроблений ПрАТ «АвтоКрАЗ» автопоїзд.

1 МОДЕЛЮВАННЯ ПРОХІДНОСТІ АВТОПОЇЗДА ДЛЯ ПЕРЕВЕЗЕННЯ ВЕЛИКОВАГОВИХ ВАНТАЖІВ

1.1 Параметри прохідності

Прохідність автопоїзда, як експлуатаційна властивість транспортного засобу, оцінюють за допомогою цілого переліку показників. Визначення і методи їх експериментального визначення подано у ГОСТ 22653-77, ГОСТ 22748-77, ГОСТ 2349-75, ГОСТ 12105-74, ОСТ 37.001.244-82, РТМ 37.001.039-77. А також більш сучасним нормативним документам - ГОСТ РВ 52048-2003. Автомобіли багатоцелевого призначення. Параметри прохідності і методи їх визначення

Одним із показових показників профільної прохідності є найбільший кут, який долає автопоїзд.

Відомо [1], що значення найбільшого кута, який може подолати автопоїзд обмежено наступними чинниками:

- тяговими можливостями автомобіля за характеристиками двигуна;
- зчепленням ведучих коліс з дорогою;
- втратою керуваності з причини недостатнього навантаження на передню вісь.

У даній роботі буде виконано аналіз впливу на величину кута підйому, який може подолати завантажений автопоїзд за двома умовами:

- зчеплення ведучих коліс з дорогою;
- величиною тягової сили на ведучих колесах, яка визначається через максимальний крутний момент двигуна.

Особливу увагу приділяється саме цим фізичним обмеженням, оскільки одним з найбільш важливих факторів, що обмежують здатність повнопривідного автомобіля до подолання перешкод, є його недостатні тягово-зчіпні властивості. У більшості випадків рівень профільної прохідності повнопривідних автомобілів визначається, в основному, їх конструкційними параметрами: схемою розміщення осей по базі, розподілом навантаження по осях, діаметром коліс, дорожнім просвітом, величинами

кутів схилу і поздовжнім радіусом прохідності [2]. Щодо автопоїздів додаються іще декілька параметрів, описаних у вищеназваних стандартах.

У першу чергу мають бути виконані розрахунки розподілу осьових навантажень, як функції кута підйому дороги. Оскільки саме вертикальні навантаження безпосередньо впливають на значення тягових сил на ведучих колесах, які можливо прикласти за умовою зчеплення коліс з дорогою [3].

Наступним етапом буде оцінювання можливості подолання автопоїздом кута підйому дороги з позиції параметрів установленого двигуна.

1.2 Математична модель

Завдання, які поставлено перед математичною моделлю.

Математична модель, що розробляється, призначена для визначення кута підйому дороги, який може подолати сидельний автопоїзд із заданими конструкційними параметрами. Математична модель повинна розраховувати значення вертикальних реакцій під кожною віссю тягача і напівпричепа для подальшого аналізу зчпних властивостей і розподілу крутного моменту по осям. Це дасть можливість визначити напрямки збільшення значення кута підйому дороги, який може подолати автопоїзд.

У даній роботі розглядається екстремальна задача – визначення максимального кута підйому. Отже автопоїзд буде рухатись на нижчій ступені трансмісії з сталою швидкістю. Тому питання динаміки розглядатись не будуть.

Автопоїзд представляє складну механічну систему, що складається з великого числа елементів, з'єднаних різного роду зв'язками. Тому реальний автопоїзд замінюється розрахунковою моделлю з помітно спрощеними зв'язками.

Розробка математичної моделі починається із розрахункової схеми. Цілком можливо було б скористатися напрацюванням відомих дослідників. До числа важливих теоретичних досліджень, присвячених динаміці автопоїздів, відносяться в першу чергу роботи Г.І. Гладова, Я.Х. Закинъ, М.С. Висоцького, Б.Н. Білоусова, С.В. Харитончика, Р.Ф. Кунакільдіна, В.А. Горелова, М.М. Щукіна, Я.Е. Фаробіна, Е.Е. Баженова, І.М. Абашидзе і праці наукових шкіл МГТУ ім. Н.Е. Баумана, МАДИ,

МАМИ, ФГУП ГНЦ «НАМИ», 21 НДІ МО РФ, Сахно В.П. (Кафедра автомобілів НТУ).

Аналіз наукових праць, пов'язаних з рухом і прохідністю автопоїздів показав досить типовий підхід до будови розрахункової схеми. Наприклад, такий типовий підхід до складання розрахункової схеми видно у [4] рис. 1.1.

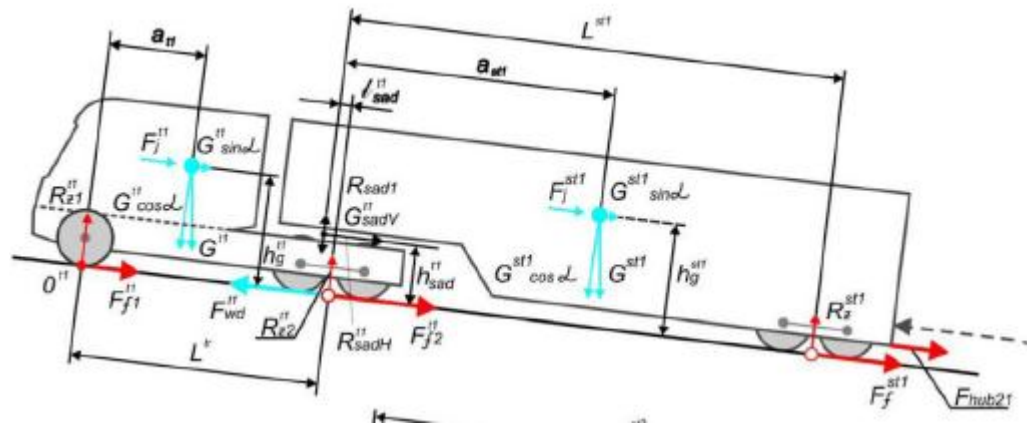


Рисунок 1.1 – Типова математична модель руху сідельного автопоїзда

З аналізу наукових праць виявлено наступні основні характерні ознаки розрахункових схем автопоїздів:

1. повну масу тягача представляють окремо спорядженою масою самого тягача і до неї додають вертикальне навантаження на сідло;
2. динаміка тягача і напівпричепи розглядається окремо;
3. вертикальні реакції під колесами напівпричепи і задніми колесами тягача представлено однією реакцією.

Представлення вертикальних реакцій на осях напівпричепи і задніх осях тягача, на наш погляд, виключає можливість точного аналізу впливу розподілу осьових навантажень під час руху на підйом автопоїзда на його прохідність. Особливо це може проявитись під час аналізу прохідності автопоїздів з тягачами колісної формули 8x8. У таких тягачів є декілька варіантів розміщення осей на шасі. Проте це суттєво спрощує розрахунки.

У розробленій моделі визначаються вертикальні реакції під колесами кожної осі за розрахунковою схемою рис. 1.2.

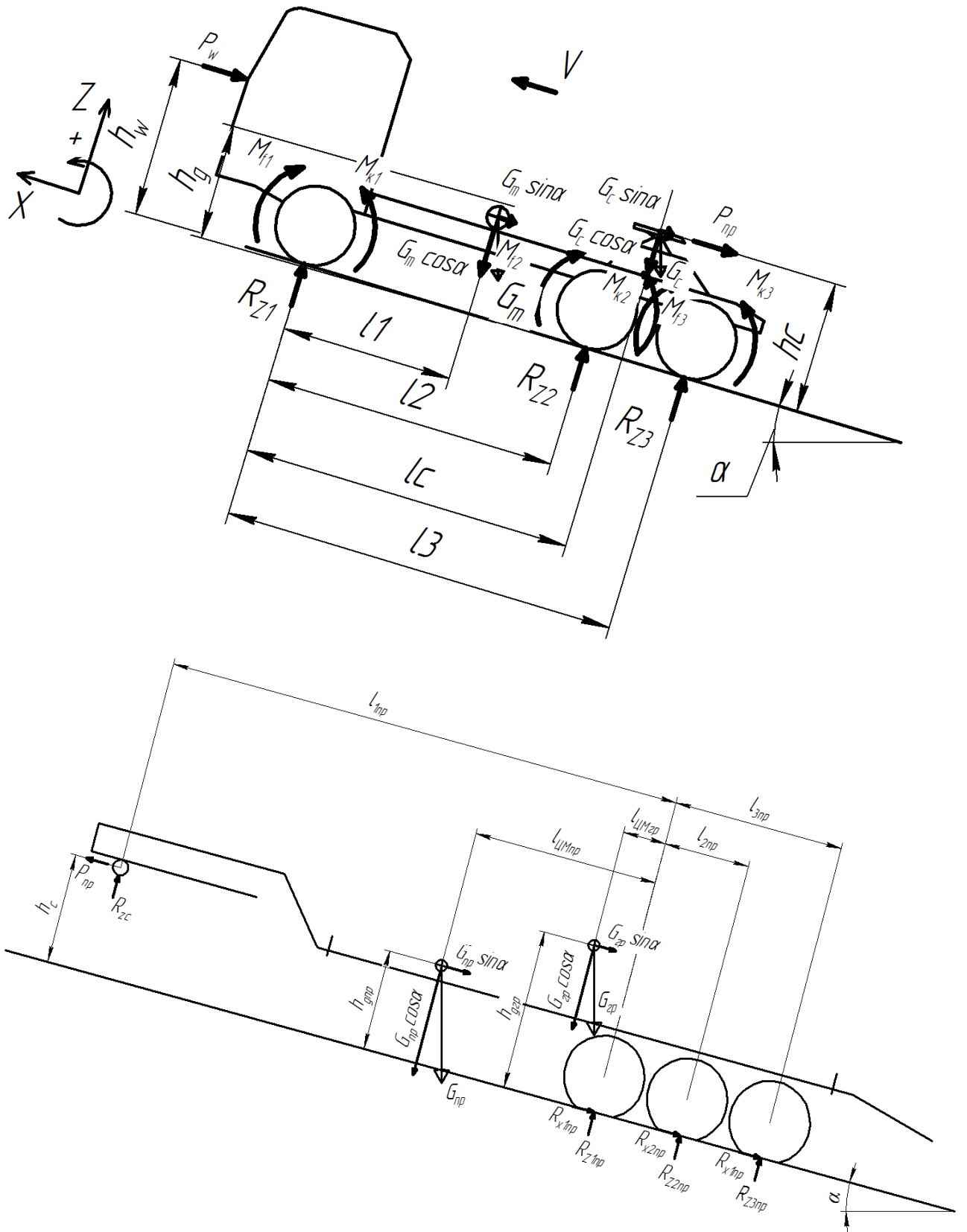


Рисунок 1.2 – Розрахункова схема автопоїзда

У математичної моделі зроблені наступні основні допущення:

- розглядається прямолінійний рух автопоїзда по рівній поверхні, яка не деформується;
- система симетрична щодо поздовжньої осі автопоїзда – умови руху лівого і правого бортів однакові;
- колеса одного борта також знаходяться в однакових умовах;
- колесо розглядається як жорстке тіло, пружність якого враховується через коефіцієнт опору кочення і радіальну жорсткість для визначення приведеної пружності підвіски.

Математичну модель тягача і напівпричепа отримуємо окремо. Для цього використано:

- рівняння моментів відносно двох опорних точок (для тягача це передня і середня осі, для напівпричепа – шворінь і перша вісь);
- сума проекцій сил на вісь Z ;
- сума проекцій сил на вісь X .

З формальної точки зору задача визначення реакцій на усіх осях є статично не визначеною. Для виходу із цього становища використовують додаткове рівняння зв'язку – кут нахилу рами, який виражають через приведену пружність підвісок осей [5], як показано на рис. 1.3.

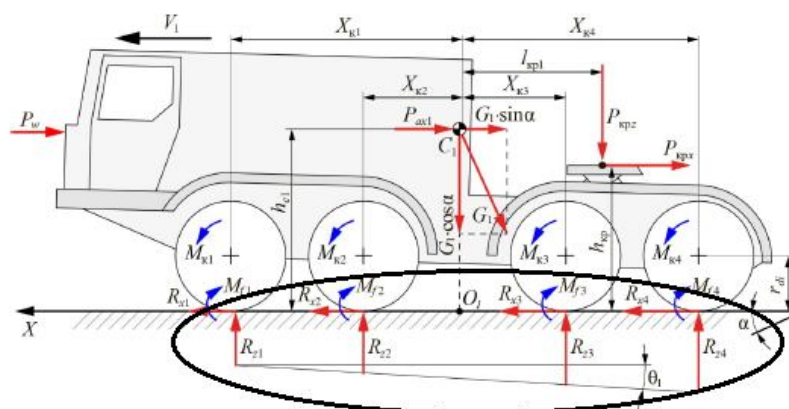


Рисунок 1.3 – Пояснення до фізичної суті додаткового рівняння зв'язку через підвіску [5]

Розроблену математичну модель реалізовано у Mathcad. Розрахунок ведеться, виходячи з того, що на колеса діють момент від опору коченню і крутний момент від двигуна.

1.3 Параметри автопоїзда

Для розрахунків використано параметри і характеристики тягача КрАЗ-6510ТЕ відповідно до технічних умов підприємства-виробника. Основні параметри, необхідні для розрахунків, наведені у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічні параметри тягача КрАЗ-6510ТЕ і напівпричепа

| Параметр | Значення |
|--|------------------------|
| Тягач | |
| Колісна формула | 6x6 |
| Маса, яка припадає на сидельно-зчпний пристрій, т | 17 |
| Маса спорядженого автомобіля, т | 12,1 |
| Повна маса автомобіля, т | 29,1 |
| Осьова маса спорядженого автомобіля: | |
| маса, яка припадає на передню вісь, т | 6,5 |
| маса, яка припадає на задній візок, т | 5,6 |
| Осьова маса автомобіля повною масою: | |
| маса, яка припадає на передню вісь, т | 7,1 |
| маса, яка припадає на задній візок, т | 22,0 |
| Тип двигуна | Weichai WP12.460E50 |
| Номінальна потужність брутто, кВт | 338 |
| Максимальний крутний момент брутто, Н·м | 2110 |
| Частота обертання, яка відповідає максимальному крутному моменту, хв ⁻¹ | 1000-1400 |
| Коробка передач | FC6A250PT автоматична, |

| | |
|--|--|
| | шестиступенева. Коефіцієнт трансформації 1,96. Передавальні числа планетарного редуктора: 4,40; 2,33; 1,53; 1,00; 0,72; 0,61. |
| Роздавальна коробка | Передавальні числа роздавальної коробки: - вища передача 0,95 - нижча передача 1,31 |
| Передавальне число головної передачі | 8,173 |
| Шини | 445/65R22,5 |
| Напівпричіп | |
| Вантажопідйомність, т | 60 |
| Споряджена маса, т | 20 |
| Висота зчпного пристрою з повним навантаженням, мм | 1840 |
| Технічно допустима повна маса, т | 80 |
| на сідло тягача, т | 17 |
| на дорогу через шини, т | 63 |
| Шини | 14,00R20: 14,00-20 |

Загальний вид напівпричепа показано на рис. 1.4.

Значення розмірів узяті із технічних умов і настанови з експлуатації тягача. Координати центру мас тягача і напівпричепа розраховано за типовою методикою [1].

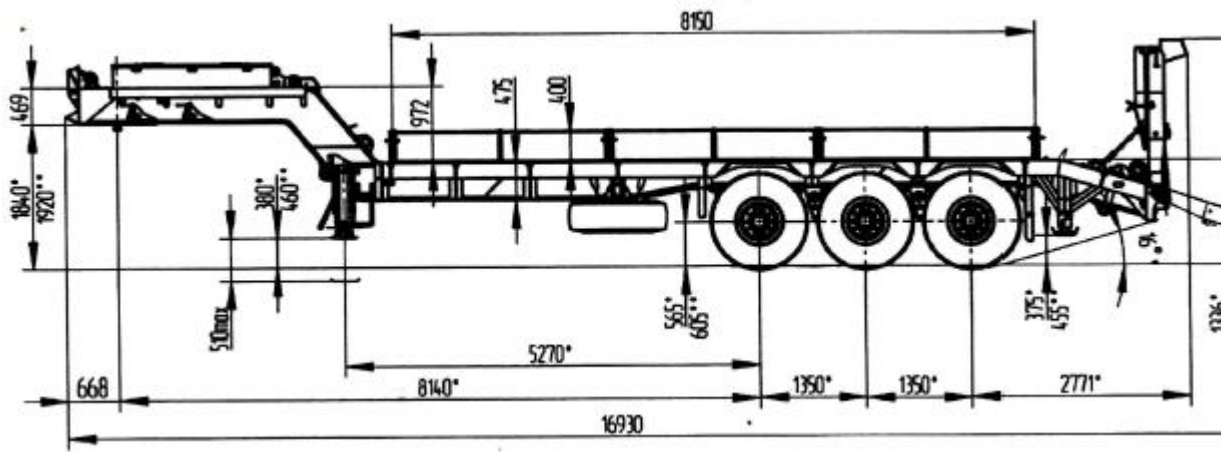


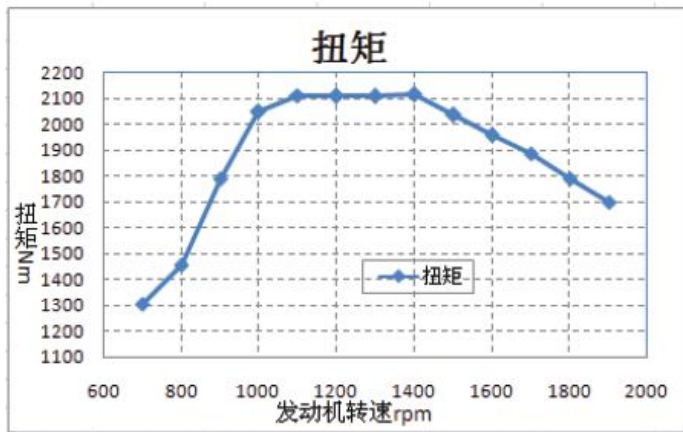
Рисунок 1.4 - Загальний вид напівпричепа КВСЗ

1.4 Адекватність математичної моделі

Адекватність розробленої математичної моделі маємо можливість перевірити, порівнюючи результати розрахунків із даними, отриманими під час заводських випробувань. Для цього виконано розрахунок кута підйому, який долає автопоїзд за даними, які відповідають результатам вимірювань за протоколами випробувань. Перша відмінність полягає у тому, що заводські випробування було проведено із напівприцепом меншої маси - повна маса напівпричепа становила 57507 кг (замість 65000 кг) (Протокол № 03). Мова іде про тривісний напівпричіп КВСЗ, який було навантажено таким чином, що його повна маса стала дорівнювати 57507 кг. Під час розрахунків було використано фактичні дані тягача, які було отримано під час випробувань. Результати розрахунків показано на рис. 1.6.

Для розрахунків прийнято, що під час руху на підйом двигун автопоїзда працює з повною подачею палива і розвиває максимальний крутний момент за зовнішньою швидкісною характеристикою. Тому приймемо, що під час підйому буде використано максимальний крутний момент двигуна і автомобіль буде рухатись на нижчій передачі КПП і роздавальної коробки. Отже необхідно визначити найбільшу можливу швидкість руху у цих умовах. Для цього скористаємось зовнішньою швидкісною характеристикою двигуна. Зовнішню швидкісну характеристику двигуна WP12.460E50 (WP12.460NF) показано на рис. 1.5.

外特性随发动机转速变化曲线



| 输出扭矩 | |
|--------|--------|
| 转速 rpm | 扭矩 N·m |
| 701 | 1306 |
| 800 | 1458 |
| 900 | 1791 |
| 1001 | 2047 |
| 1100 | 2112 |
| 1200 | 2107 |
| 1300 | 2108 |
| 1401 | 2113 |
| 1500 | 2035 |
| 1600 | 1956 |
| 1701 | 1887 |
| 1801 | 1790 |
| 1900 | 1306 |

Рисунок 1.5 – Крива крутного моменту двигуна WP12.460E50 (WP12.460NF)

З рис. 1.5 видно, що крива крутного моменту має ділянку, де значення моменту є сталим. При 1400 хв^{-1} значення моменту починає зменшуватись. Отже, найбільша швидкість обертання колінчастого валу при максимальному моменті (2113 Нм) дорівнює 1400 хв^{-1} .

Швидкість, з якою буде рухатись автопоїзд дорівнює

$$V_a = \frac{\omega_T \cdot r_k}{U_{КП1} \cdot U_{РКН} \cdot U_{ГП}} = \frac{98,248 \cdot 0,505}{4,4 \cdot 1,31 \cdot 8,173} = 1,053 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де ω_T – кутова швидкість турбіни, при $n_e=1400 \text{ хв}^{-1}$ дорівнює $98,248 \text{ рад/с}$; r_k – радіус кочення колеса; $U_{КП1}$ і $U_{РКН}$ – передавальні числа нижчих передач КПП і РК відповідно; $U_{ГП}$ – передавальне число головної передачі.

Прийнято, що випробування відбуваються на сухій дорозі у доброму стані, якому відповідає коефіцієнт зчеплення $\phi=0,85$.

У зв'язку з відсутністю ділянок дороги з різними кутами підйому під час випробувань було доведено, що тягач з КрАЗ-6510ТЕ з напівприцепом повною масою $57,507 \text{ т}$ упевнено долає кут підйому 11° .

Отримані дані випробувань цілком можливо сприймати як такі, що автопоїзд може подолати більший кут підйом.

З рис. 1.6 видно, що крутний момент двигуна забезпечує автопоїзду спроможність подолати кут підйому $15,2^\circ$. Величина сили зчеплення, яку можна отримати на ведучих колесах тягача, дозволяє подолати кут у 16° . Таким чином можна вважати отриману модель цілком придатною для подальших розрахунків.

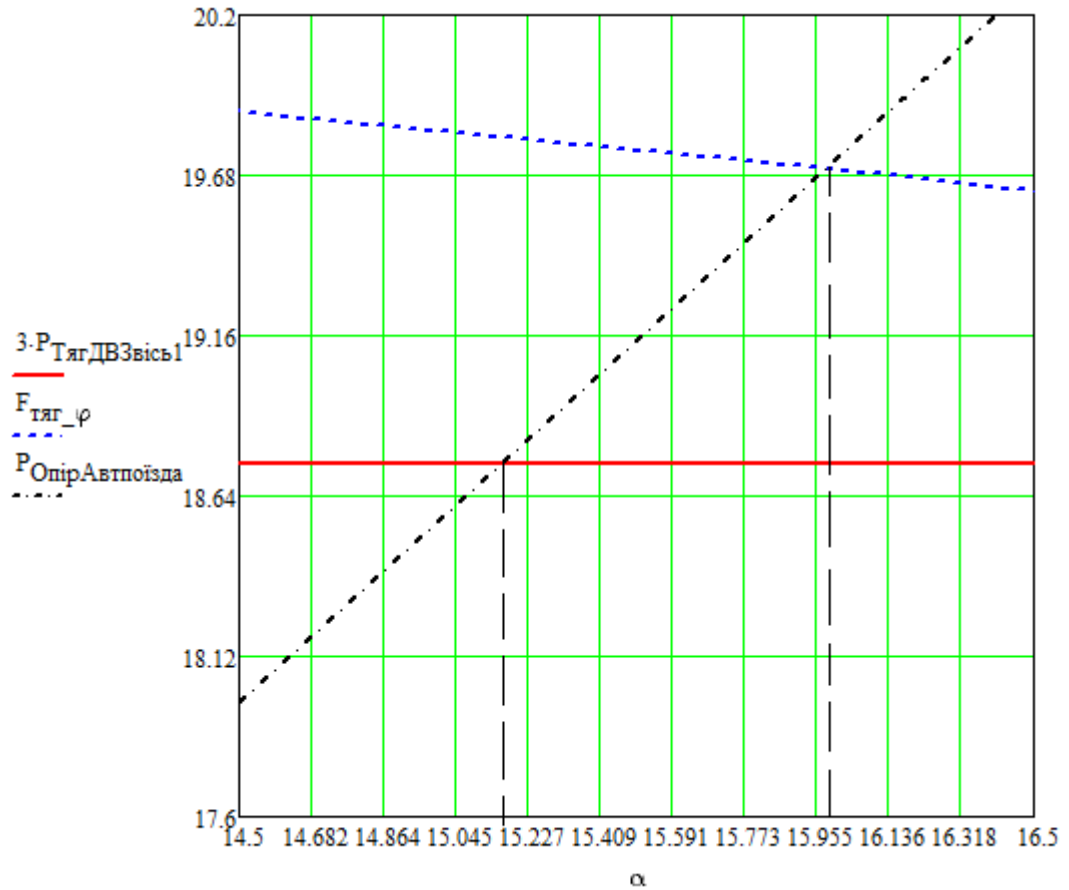


Рисунок 1.6 – Визначення величини кута підйому, який долає автопоїзд з напівпричепом повної маси 57507 кг

2 АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ

2.1 Кут підйому, який може подолати автопоїзд

Для визначення кута підйому, який може подолати автопоїзд, необхідно визначити дві сили:

силу опору руху автопоїзда, яку необхідно подолати;

силу, яку можна реалізувати на ведучих колесах за умовами зчеплення з опорною поверхнею.

Кут підйому, за значенням якого ці сили будуть рівними, буде граничним кутом підйому (оскільки він визначається за зчепленням). Результати розрахунків кута підйому, який може подолати завантажений автопоїзд при $\varphi = 0,85$ показано на рис. 1.7.

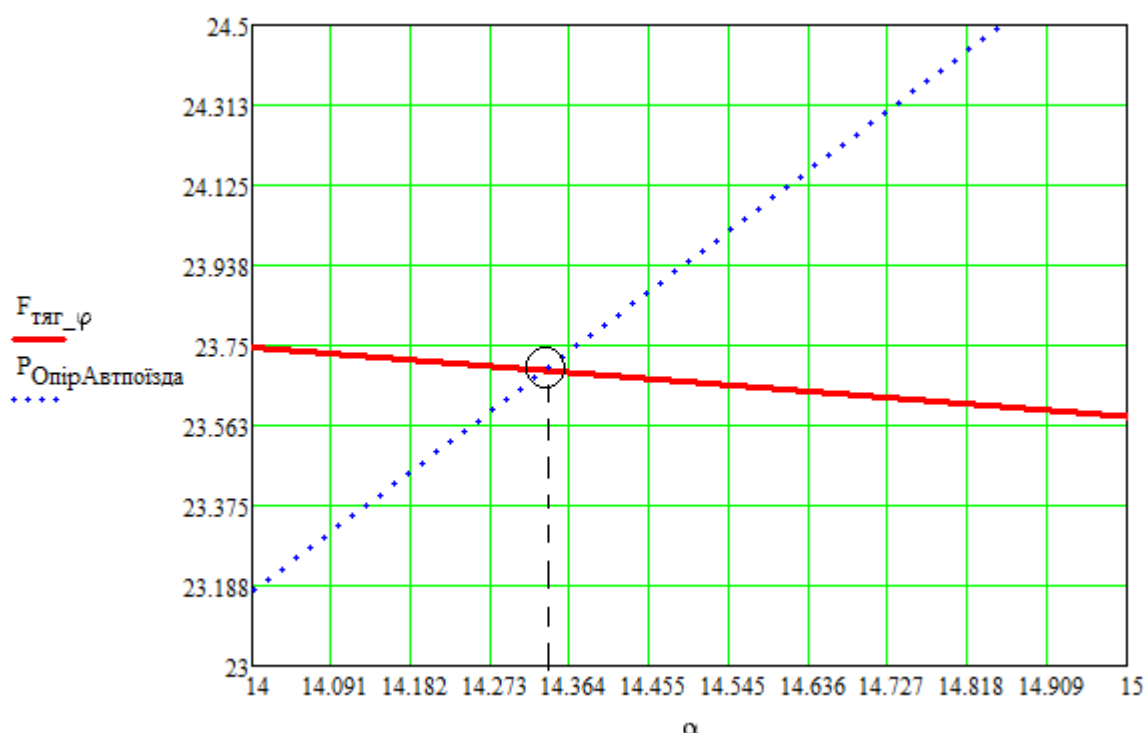


Рисунок 1.7– Кут підйому α° , який може подолати завантажений автопоїзд при $\varphi = 0,85$, за умовою зчеплення коліс з дорогою

З рис. 1.7 видно, що завантажений автопоїзд здатен подолати підйом (округлено) $14,35^\circ$ при значенні коефіцієнта зчеплення $\varphi = 0,85$. Це значення кута

підйому отримано для автопоїзда з напівпричепом повною масою 80 т за умови, що тягові сили на ведучих колесах дорівнюють максимальному значенню, яке можна забезпечити за зчепленням коліс з дорогою. Отриманий результат не є однозначним. Оскільки, наприклад, у інструкції з експлуатації М1000 вказано, що максимальний кут підйому (спуску) дороги, на якій буксирують напівпричіп М1000 дорівнює 15% (6,75°) [6]. З іншого боку в ПрАТ «АвтоКрАЗ» ставили за мету розробити автопоїзд з параметрами прохідності, які мають перевищувати досягнутий світовий рівень. Найкращі показники кута підйому, який долає автопоїзд дорівнюють 10° - 15,6°. Проте ці значення відповідають тягачам колісної формули 8x8. Тому у ТТХ нового автопоїзда колісної формули 6x6 було поставлено задачу досягти значення кута підйому 18° з напівпричепом повною масою 80 т.

На підставі отриманого результату є необхідно відшукати напрямки розв'язання задачі максимального збільшення значення кута підйому, який може подолати завантажений автопоїзд.

2.2 Аналіз тягової сили тягача

Оскільки вирішується екстремальна задача, то розглядається максимальне значення тягових сил на колесах тягача, яке визначається за умовами зчеплення коліс з опорною поверхнею. Для цього використовується відома формула

$$R_{xi} = R_{zi} \cdot \varphi,$$

де R_{xi} – повздовжня реакція під колесами i -ої осі; R_{zi} – вертикальна реакція під колесами i -ої осі; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з опорною поверхнею.

Сумарна тягова сила на ведучих колесах тривісного тягача є сумою

$$F_{\text{ТЯГ}_\varphi} = \sum_{i=1}^{n=3} R_{xi}.$$

Порівняння суми тягових сил на осях тягача і сили, потрібної для буксирування напівпричепа показано на рис. 1.8.

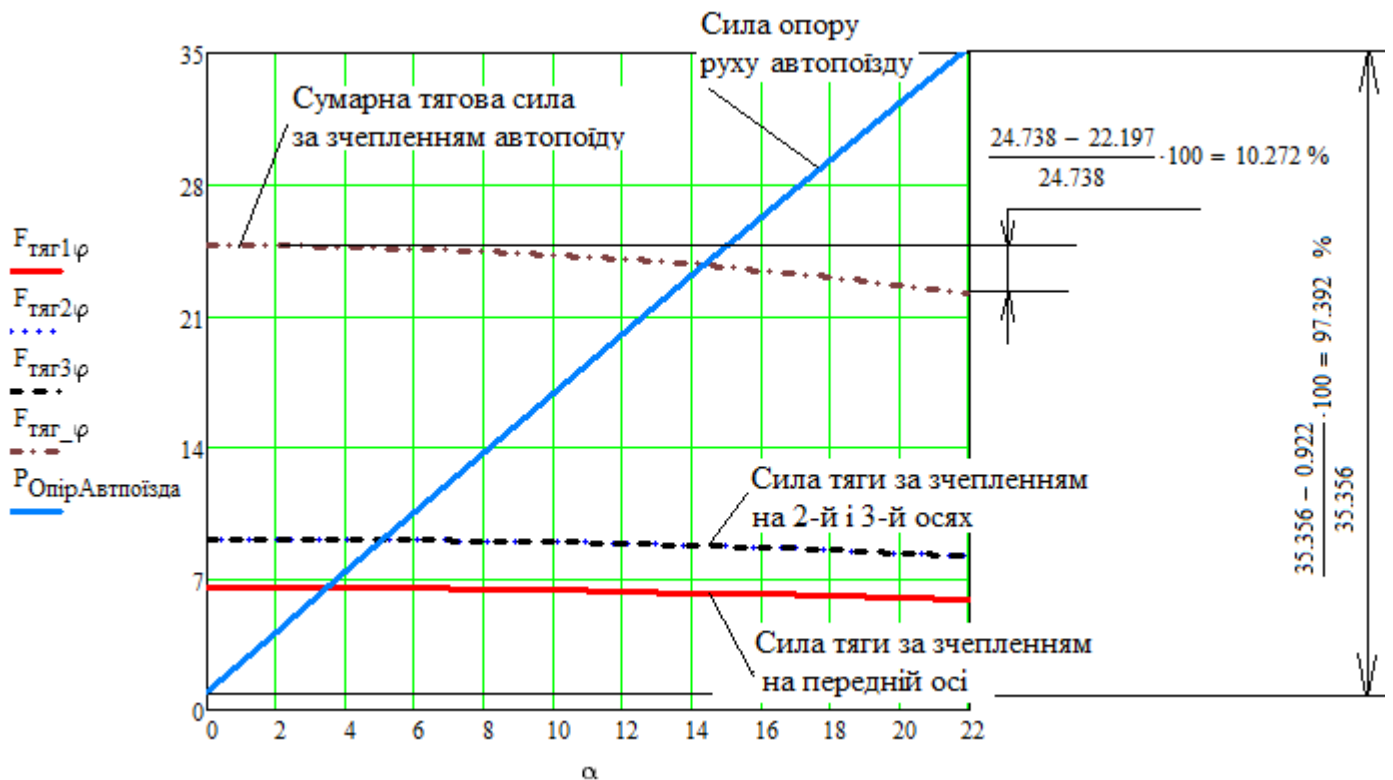


Рисунок 1.8– Зміна тягової сили тягача і сили, потрібної для буксирування напівпричепа, при збільшенні кута підйому α° при $\varphi = 0,85$

Точка перетину лінії сумарної сили опору руху автопоїзда з сумарною силою тяги автопоїзда за умовою зчеплення показує максимально можливе значення кута підйому, який може подолати тягач даної повної маси (29,1 т) з напівприцепом повною масою 80 т.

Цілком прогнозований висновок: щоб збільшити кут підйому необхідно збільшити зчіпну масу тягача, у даному випадку – повну масу тягача.

З рис. 1.8 видно, що тягові сили за зчепленням на осях тягача зменшуються при збільшенні кута підйому дороги. Як наслідок, сумарна сила тяги тягача, яку він може реалізувати за умовою зчеплення коліс з дорогою, зменшується на 10,3 % при збільшенні кута підйому від 0° до 22° . Сила тяги за зчепленням передньої осі зменшується на 10,26 %, а на задніх осях вона зменшується уже на 10,275 % при збільшенні кута підйому від 0° до 22° . При цьому потрібна сила для буксирування напівпричепа збільшується 97,392%. Зменшення сили тяги на осях за зчепленням відбувається, у першу чергу, внаслідок зростання горизонтальної складової ($G \cdot$

$\sin(\alpha)$) маси тягача. Це викликає зменшення вертикальної ($G \cdot \cos(\alpha)$) складової маси тягача. Що призводить до зменшення вертикального навантаження на осі тягача. При 0° зчїпна маса тягача дорівнює 29,1 т (як за технічними умовами), а при 22° - 26,114 т. Різниця складає $29,1 - 26,114 = 2,986$ т або 10,261 %.

2.3 Аналіз залежності значення кута підйому, в залежності від параметрів двигуна

Якщо розглядається задача визначення максимального значення кута підйому, який здатен подолати автопоїзд, то для розрахунків приймається, що крутний момент, який буде підведено до ведучих коліс тягача, відповідає максимальному значенню моменту двигуна і нижчим ступеням КПП і РК. За таких умов на кожній ведучій осі буде отримано 6,429 т тягової сили. Сумарно тягова сила тягача буде становити $3 \cdot 5,868 = 17,607$ т, ці значення нанесено на один графік із тяговими силами, які реалізуються на осях за зчепленням коліс з дорогою рис. 1.9.

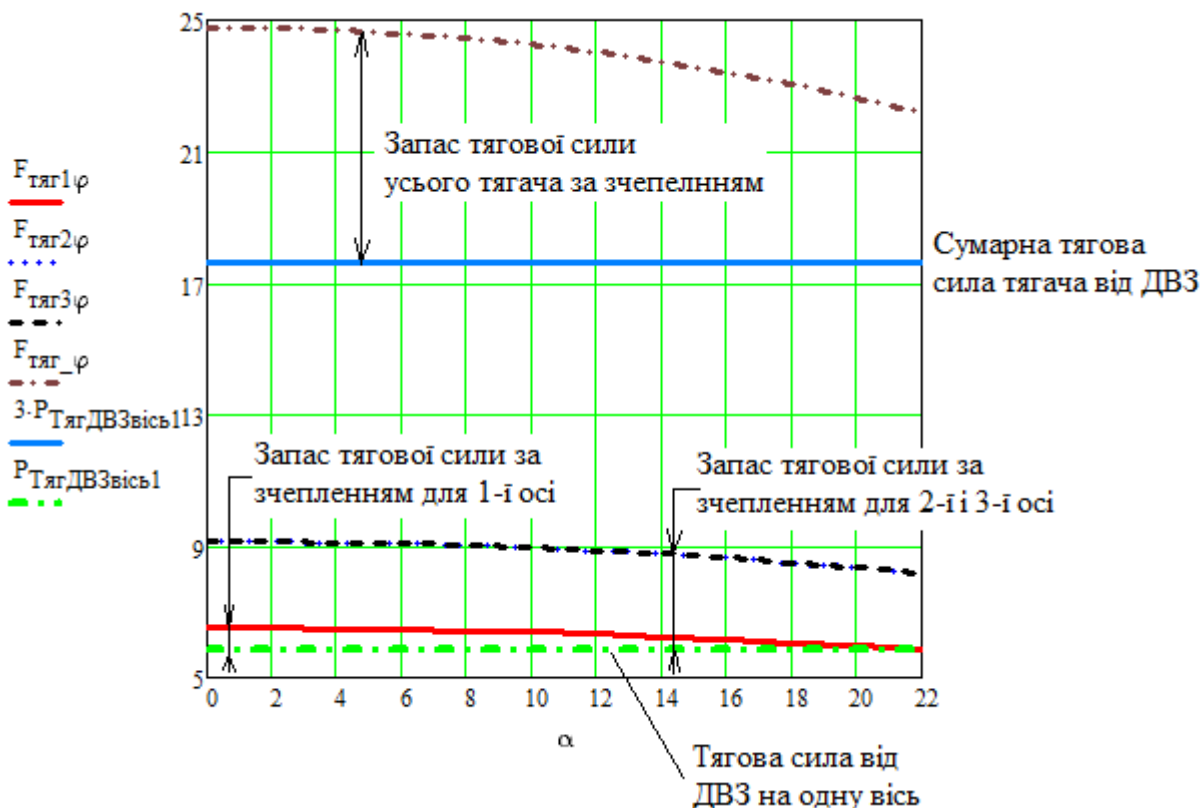


Рисунок 1.9 – Використання тягової сили від крутного моменту двигуна на колесах осей тягача при $\varphi = 0,85$

З рис. 1.9 видно, що сумарна для тягача тягова сила, яку створює двигун, повністю реалізується за умовами зчеплення до кута підйому 22° . При цьому є великий запас для використання більш потужного двигуна. Тягові можливості тягача не реалізуються повністю. Запас складає:

при 0° - 7.131 тс;

при 22° - 4.587 тс.

Якщо розглянути як реалізується крутний момент на колесах окремих осей, то видно, що тягова сила від двигуна на передній осі майже повністю реалізована за зчепленням, рис. 1.9. Приблизно при куті 21° тягова сила від двигуна і сила, яку можна реалізувати за зчепленням, стають рівними.

На обох задніх осях є великий запас за зчепленням в усьому діапазоні кутів підйому (0° - 22°). Запас складає:

при 0° - 3,249 тс;

при 22° - 2,312 тс.

Отже, головною причиною наявності великого запасу тягової сили усього тягача за зчепленням відносно моменту двигуна, який підводиться до ведучих коліс, є велика недостатність крутного моменту на задніх осях.

Величину крутного моменту, який підводиться до передньої осі, можна вважати досить вдалою. Особливо, якщо буде дорога з меншим коефіцієнтом зчеплення.

Збільшити величину кута підйому, який долає автопоїзд, для даної конструкції, можна збільшивши крутний момент двигуна (установивши двигун більшої потужності). При цьому збільшити долю крутного моменту, який підводиться до задніх осей, і залишивши долю моменту на передній осі без змін.

У даному випадку є сенс розв'язувати задачу раціонального (у розумінні адаптивного) розподілу крутного моменту по осям під час підйому.

Увесь крутний момент двигуна, підведений до осей, реалізується за зчепленням. Визначимо кут підйому, який подолає автопоїзд виключно за можливостями установленого двигуна. На рис. 1.10 показано силу опору, яку

необхідно подолати автопоїзду, тягову силу, створену крутним моментом від двигуна, і тягову силу, яку реалізовано за умовами зчеплення при $\varphi = 0,85$.

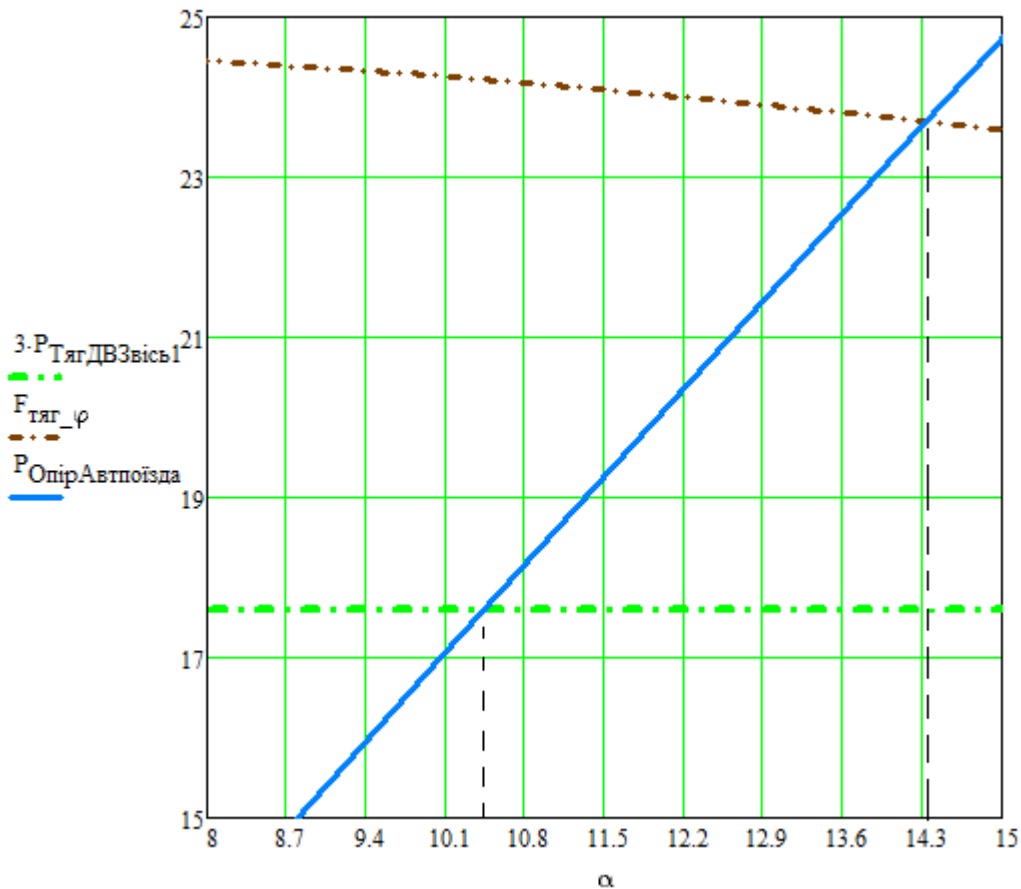


Рисунок 1.10 – Кут підйому, який здатен подолати автопоїзд, за характеристикою двигуна і за зчепленням при $\varphi=0,85$

Як видно з рис. 1.10 характеристика двигуна дає можливість автопоїзду подолати кут підйому дороги $\approx 10,45^\circ$. Як було показано на рис. 1.7 за умови відповідності крутного моменту від двигуна на колесах умовам зчеплення автопоїзд міг би подолати кут підйому у $14,35^\circ$. Отже кут підйому менший на $14,35-10,45=3,9^\circ$, що складає 37,143 %. Це за умови, що не буде змінено розподіл осьових навантажень самого тягача.

2.4 Аналіз зміни зчіпної ваги під час підйому

З рис. 1.7, 1.8 і 1.9 видно, що необхідно оснастити тягач двигуном з достатнім крутним моментом і одночасно забезпечити 100 % реалізацію цього моменту на осях тягача за умовою зчеплення коліс з дорогою.

Для конструкції автопоїзда, що розглядається, очевидно, що треба збільшити значення крутного моменту, який підводиться до ведучих коліс задніх осей. Таким чином, засоби збільшення кута підйому будуть такими:

- 1) установити двигун з більшим максимальним крутним моментом;
- 2) збільшити передавальне число нижчої ступені трансмісії;
- 3) одночасно установити двигун з більшим максимальним крутним моментом і додати ще одну ступінь трансмісії, призначену виключно для подолання надмірного опору руху;
- 4) змінити розподіл крутного моменту двигуна по ведучим осям тягача;
- 5) розглянути можливість адаптивного регулювання розподілу крутного моменту двигуна по ведучим осям тягача;
- 6) розглянути можливість зміни розподілу осьових навантажень у самого тягача.

При збільшенні крутного моменту на колесах необхідно забезпечити реалізацію більшого моменту за зчепленням. Проблема полягає у наступному:

- 1) споряджену масу тягача не можна збільшувати безмежно;
- 2) необхідно виконувати законодавчі обмеження на осьові навантаження;
- 3) у процесі підйому зчіпна маса автопоїзда зменшується пропорційно до кута підйому дороги.

Розглянемо, як змінюється зчіпна маса усього автопоїзда і окремих осей при збільшенні кута підйому дороги. Розрахунок показано на рис. 1.11.

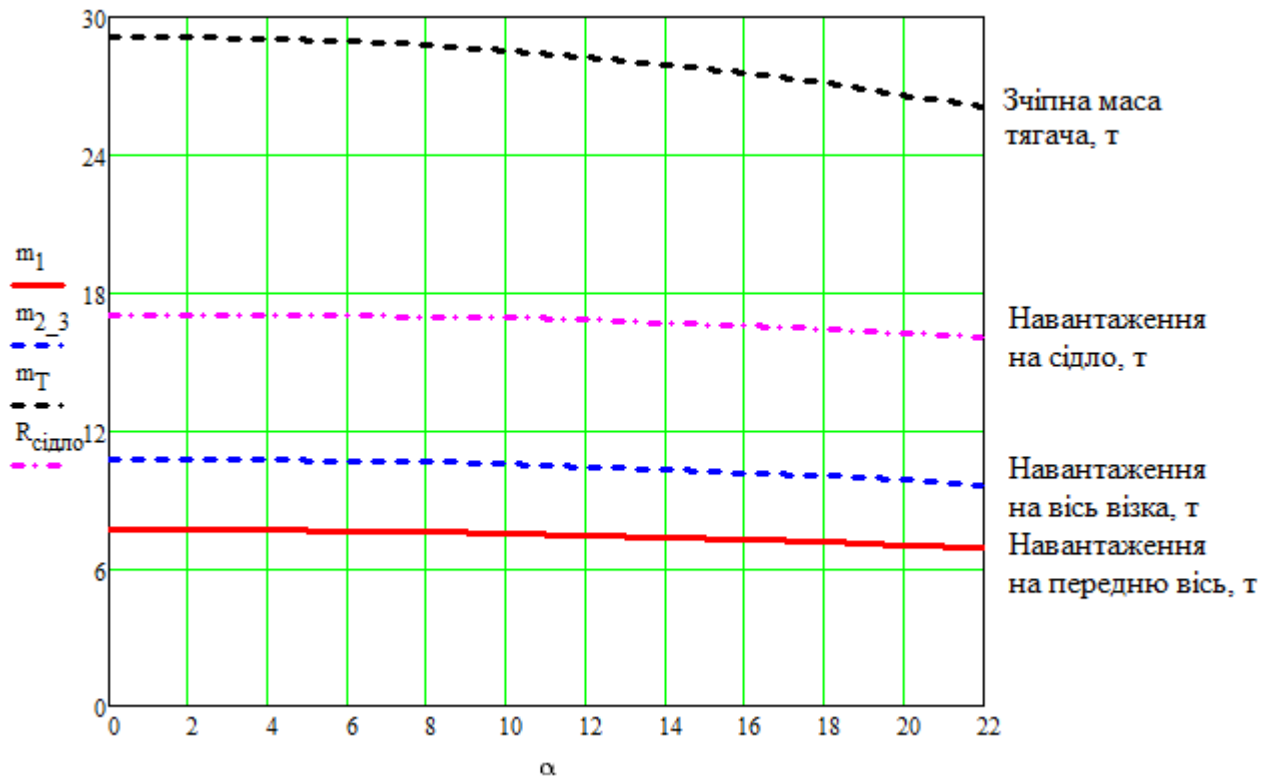


Рисунок 1.11 – Зміна зчіпної маси тягача, осьових навантажень і навантаження на сідло при зміні кута підйому дороги

Розрахунки показали, що порівняно із положенням на горизонтальній дорозі при куті підйому 22° змінилися:

зчіпна маса тягача зменшилась на 10,285 % (на 2,993 т);

навантаження на передню вісь зменшилось на 10,29 % (на 0,786 т);

навантаження на одну вісь заднього візка зменшилось на 10,274 % (на 1,102 т).

При цьому вертикальне навантаження на сідло від напівпричепу зменшилось на 5,541 % (на 0,942 т).

Видно, що більше ніж дві третини зменшення зчіпної маси тягача припадає на задні осі.

ВИСНОВКИ

1. Розроблений автопоїзд у складі тягача безкапотної компоувальної схеми колісної формули 6x6 з напівпричепом повною масою 80 т потенційно здатен подолати кут підйому дороги у $14,35^\circ$ при значенні коефіцієнта зчеплення $\varphi = 0,85$.

2. За характеристикою крутного моменту встановленого двигуна автопоїзд здатен подолати кут $10,45^\circ$.

3. Задні осі мають великий запас за величиною тягової сили, яку можна реалізувати за зчепленням коліс з дорогою.

4. Сумарна сила тяги тягача, яка реалізується за зчеплення коліс з дорогою при $\varphi = 0,85$, зменшується на $10,272\%$ при збільшенні кута підйому від 0° до 22° . Сила тяги за зчепленням передньої осі зменшується на $10,26\%$; на задніх осях вона зменшується на $10,275\%$. При цьому потрібна сила для буксирування напівпричепа збільшується на $97,392\%$.

5. Порівняно із положенням на горизонтальній дорозі при куті підйому 22° зчіпна маса тягача зменшилась на $10,261\%$ (на $2,986$ т); навантаження на передню вісь зменшилось на $10,251\%$ (на $0,784$ т); навантаження на одну вісь заднього візка зменшилось на $10,291\%$ (на $1,104$ т). При цьому вертикальне навантаження на сидло від напівпричепа зменшилось на $5,5\%$ (на $0,935$ т).

Збільшити величину кута підйому, який долає автопоїзд, для даної конструкції, можна збільшивши крутний момент двигуна (установивши двигун більшої потужності). При цьому збільшивши долю крутного моменту, який підводиться до задніх осей і залишивши долю моменту на передню вісь без змін. За рахунок цього можливо збільшити кут підйому до теоретично можливого на $37,143\%$.

Також є доцільним змінити розподіл крутного моменту двигуна по ведучим осям тягача; розглянути можливість адаптивного регулювання розподілу крутного моменту двигуна по ведучим осям тягача; розглянути можливість зміни розподілу осьових навантажень у самого тягача у бік збільшення навантаження на передню вісь.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРИ

1. Литвинов А. С., Фаробин Я. Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство». — М.: Машиностроение, 1989.—240 с.
2. Трегубов С.М. Оценочные параметры профильной проходимости полноприводных автомобилей / С.М. Трегубов, А.В. Острецов / Инженерные исследования и достижения – основа инновационного развития: Материалы IV Всероссийской научно-технической конференции 27-28 ноября 2014 г. / Под ред. к.ф.-м.н., доцента Е.А. Дудник / Рубцовский индустриальный институт. – Рубцовск, 2014. – 450 с. с. 302 - 305.
3. Кондрашов В.Н. Влияние на показатели опорной проходимости параметров колес, типа шин, величины и распределения полной массы / В.Н. Кондрашов, В.В. Воронин, Д.М. Тимаев URL: http://www.mospolytech.ru/science/mami145/scientific/article/s01/s01_32.pdf
4. Харитончик С.В. Концепция и создание прототипа многозвенного автопоезда с управляемыми активными звеньями для трансконтинентальных перевозок: Автореферат дис. ...докт. техн. наук: 05.05.03. Минск, 2012. 45 с.
5. Чудаков О. И. Разработка закона распределения мощности между звеньями при прямолинейном движении автопоезда на основе анализа силовых факторов в сцепном устройстве: дис. ... канд. техн. наук 05.05.03 / Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. Москва, 2017. 146 с.
6. TM-9-2330-381-14 M1000 URL: <https://ru.scribd.com/document/42484402/TM-9-2330-381-14-M1000>