1. Розробка схеми компонування автомобіля

1.1 Основні вимоги до автомобіля, що проектується

При розробці схеми загального компонування автомобіля, виходячи з завдання на курсову роботу, було прийнято наступні основні параметри: вантажний самоскид; тип кузова – напівкапотний з подвійними колесами задньої осі; розташування двигуна – у передній частині; кількість осей – дві; привід – задній. Розробляється для перевезення сипучих будівельних матеріалів.



1.2 Визначення основних масових параметрів автомобіля

Повна маса самоскида mа (кг) становить

,

 де: m0- споряджена маса вантажного самоскида, визначається за формулою

,

де: кг - максимальна вантажопідйомність самоскида;

 - коефіцієнт вантажопідйомності, [1; рис. 2.1]

кг;

кг.

Розрахуємо навантаження на кожну з осей автомобіля:

-у двовісних вантажних автомобілів з кабіною за двигуном, а також у автобусів капотного компонування на шасі вантажних автомобілів:

,

де: Ga (Н) - сила тяжіння від повної маси автомобіля, визначається за формулою

,

де: g = 9,81- прискорення вільного падіння,

Н;

Н;

Н.

1.3 Визначення основних геометричних параметрів автомобіля

Основні зовнішні розміри автомобіля, що проектується, приймаємо за схожим по технічним характеристикам вже існуючим автомобілем: висота – Н = 2,51 м; ширина – В = 2,42 м; довжина – Д = 5,475 м; колісна база – L = 3,3 м; колія коліс – В = 1,5 м.

Координати центра маси по базі „а” та „b”(м) автомобіля:

;

;

м;

м.

Висоту центра мас - hg автомобіля з максимальним завантаженням, приймаємо hg = 1,5 м.

1.4 Підбір шин

Шини для дорожнього транспортного засобу, що проектується, вибираємо виходячи з призначення автомобіля; найбільшого навантаження GKmax, що припадає на одне колесо відповідно до визначених навантажень на його осі, та допустимих згідно з технічними характеристиками шин навантажень на них.

Навантаження на одне колесо будь-якої осі (Н), становить

,

де: - номер осі;

 - кількість коліс, встановлених на осі (кожне здвоєне колесо враховується як два).

Н;

Н.

Обираємо шини БЦИ -342 Росава 260/508 R20C 112/110R:

- Сезонність – Літні;

- Діаметр – 20”;

- Ширина профілю – 260 мм;

- Індекс швидкості – Q (до 160 км/год);

- Індекс навантаження – 140 (2500 кг);

- Конструкція – радіальні.2 Тяговий розрахунок автомобіля

2.1 Визначення вихідних даних для тягового розрахунку

У вирази для визначення потужності двигуна і передаточних чисел трансмісії входить ряд параметрів: максимальна швидкість Vmax та сумарний коефіцієнт опору котінню - Ψv, тобто коефіцієнт опору, при якому автомобіль, що проектується, досягає заданої максимальної швидкості - Vmax; максимальне значення коефіцієнту опору котінню - Ψmax, який має долатися на нижчій передачі; повна маса автомобіля - mа і розподіл навантаження по осях; коефіцієнт корисної дії трансмісії - ηтр, радіуси коліс (кінематичний - rк та динамічний - rд), параметри обтічності (безрозмірний коефіцієнт аеродинамічної сили Cх, або коефіцієнт обтічності Кп та лобова площа Fа).

Радіуси колеса визначаєм за характеристиками шин обраних раніше. Динамічний радіус rд та радіус кочення rк колеса (в розрахунках припускаємо, що гд = гк ) з достатньою точністю визначають з урахуванням коефіцієнта деформації – λ, який залежить від геометричних та конструктивних параметрів шин, навантаження на них та внутрішнього тиску. Для радіальних шин приймаємо λ = 0,9[1].

Спочатку визначаємо висоту профілю шини H (м):

,

де: В = 0,26 м – ширина профілю шини в метрах(в даному випадку шина повнопрофільна);

 k=1- коефіцієнт висоти профілю шини у відношенні до ширини;

м.

Радіус кочення , м становитиме:

гк = 0,5 ⋅ D + λ ⋅ Н

де : D = 0,508 м – посадочний діаметр ободу;

λ=0,9 – коефіцієнт деформації;

 Н=0,26 м – висота профілю шини;

м.

2.2 Розрахунок необхідної потужності двигуна

Тяговий розрахунок починаємо з визначення потужності Nv на ведучих колесах, необхідної для руху по горизонтальній дорозі з постійною заданою максимальною швидкістю Vmax.

Оскільки при русі автомобіля з максимальною швидкістю прискорення дорівнює нулеві, можна, виходячи із потужнісного балансу, записати вираз для визначення Nv

Nv = Nψ + Nп ,

де : Nψ – сумарна потужність необхідна на подолання опору котінню;

 Nп – потужність необхідна на подолання опору повітря;

Потужність (Вт) необхідну для подолання опору коченню при русі автомобіля на підйом можна визначити з виразу:

,

де : mа = 7272 кг– маса автомобіля;

 = 0,0718 – сумарний коефіцієнт опору котінню (враховує опір котінню та опір подолання підйому) згідно з завданням;

g = 9,81 м/с2– прискорення вільного падіння ;

Вт.

Потужність на подолання опору повітря (Вт) визначається

Nп = Кп ⋅ *F*а ⋅ *V* 3max ,

де : Кп = 0,6– коефіцієнт обтічності автомобіля [1];

 *F*а – площа лобового опору автомобіля.

Площа лобового опору – *F*а,  може бути визначена за технічною документацією або вирахувана:



де: k = 0,8– коефіцієнт заповнення площі[1];

 *В*а та *Н*а - відповідно габаритні ширина та висота автомобіля, м.

;

Вт;

Вт.

Отримана потужність - Nv, це потужність необхідна для руху автомобіля у заданих умовах з заданою максимальною швидкістю, що прикладена до ведучих коліс. Відповідну потужність двигуна визначаємо з урахуванням втрат у трансмісії через коефіцієнт корисної дії (на передачі, на якій досягається Vmax )

N Vmax = Nv / ηтр ,

де = 0,85 – КПД трансмісії [1, табл. 2.4];

Вт.

2.3 Побудова швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

При проектуванні автомобіля відповідно до рекомендацій приймаємо наступні параметри двигуна: ωN = 380 рад/с; ωmin = 57 рад/с.

Необхідні для побудови швидкісної зовнішньої характеристики двигуна поточні значення потужності N*і*, крутного моменту М*i* та питомої витрати палива g*e* можна розрахувати за наближеними емпіричними формулами



  

де : a, b, с - емпіричні коефіцієнти (а = 0,7, b = 1,3, с = 1)[1, табл. 2.5];

 a1, b1, с1 - емпіричні коефіцієнти (а1 = 1,168, b1 = 0,67, с1 = 0,491) [1,табл.2.6];

 ω*i* - поточне значення кутової швидкості колінчастого вала, рад/с;

 ωN - значення кутової швидкості колінчастого вала при максимальній потужності двигуна, рад/с

gN =330 г/(кВт⋅год) - питома витрата палива двигуном при максимальній потужності.

Результати розрахунків зводять у таблицю в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Параметри швидкісної зовнішньої характеристики двигуна

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ω*і* / ωN | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1,0 |
| ω *і*, рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| N *і*, кВт | 127,5 | 199,6 | 272,7 | 343,6 | 409 | 465,6 | 510,1 | 539,3 | 549,7 |
| М *і* , Н м | 1678 | 1750 | 1794 | 1808 | 1794 | 1750 | 1678 | 1577 | 1447 |
| g *e*, г/кВт год. | 337,5 | 326,1 | 317,8 | 312.6 | 310,5 | 311,6 | 315,7 | 322,9 | 333,3 |
| ω *min*, рад/с | 76 |
| ω *N*, рад/с | 380 |
| ω *max*, рад/с | 380 |
| М *max*, Н м | 1808 |

За отриманими параметрами на координатно – масштабному папері будуємо графіки швидкісної зовнішньої характеристики.

2.4 Вибір та обґрунтування параметрів трансмісії автомобіля

Мінімальне передаточне число трансмісії UТРmіn визначаємо з умови забезпечення заданої максимальної швидкості руху автомобіля Vmax, м/с:

;

.

Приймаючи до уваги передаточні числа всіх агрегатів і механізмів трансмісії можна записати,

=⋅⋅;

де: UКmіn = 1- мінімальне передаточне число коробки передач[1, ст.24];

UРкmіn =1 - мінімальне передаточне число роздавальної коробки[1, ст.24];

 U0 - передаточне число головної передачі.

Прийнявши передаточні числа вищих передач коробки передач UKmіn та роздавальної коробки UРKmіn (UРKmіn = 1,0), визначаємо передаточне число головної передачі U0 виходячи із умови забезпечення максимальної швидкості - Vmax:

;





Максимальне передаточне число трансмісії Uтpmax визначаємо з умов подолання автомобілем найбільшого опору дороги, користуючись рівнянням силового балансу автомобіля для усталеного руху, та забезпечення руху з мінімальною швидкістю.

Враховуючи, що при русі на першій передачі швидкості невеликі, силу опору повітря не враховуємо;



де: - максимальне значення коефіцієнту опору дороги;



Для забезпечення руху автомобіля з мінімальною швидкістю ( = 2 м/с), при мінімально стійкій частоті обертів колінчатого валу двигуна  = 76 об/хв, при ввімкненій першій передачі у коробці передач та підвищеній у роздавальній коробці, максимальне передаточне число трансмісії становитиме:

;



З отриманих значень приймаємо більше значення:

UТРmax = 18,544 .

Максимальне передаточне число коробки передач UKmax, тобто передаточне число першої передачі коробки передач UK1 визначаємо:

;



Виходячи з того що кількість ступенів коробки передач не встановлено завданням ми приймаємо п’ять передач і визначаємо передаточні числа кожної ступені.

У нашому випадку остання передача пряма, тому використовуємо наступний вираз:

,

де і - порядковий номер проміжної передачі,

*n* - кількість ступенів у коробці передач.

###### ;

 ;

 ;

Стосовно передаточного числа заднього ходу, то він служить виключно для маневрування, і його обирають з компонувальних міркувань при проектуванні коробки передач. Орієнтовно, для виконуваного розрахунку, можемо прийняти

;



Отримані під час розрахунків передаточні числа заносимо до таблиці 2.2 (ст. 14)

Таблиця 2.2

Пердаточні числа коробки передач

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |  |  |
| 4,17 | 2,918 | 2,042 | 1,429 | 1 | 3,336 |

###### Усі вибрані та обраховані параметри автомобіля, що проектуються, зводимо до загальної таблиці 2.3 (cт.15) .

###### Таблиця 2.3

###### Параметри автомобіля, що розраховується

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| №з/п | Показники | Одиниця виміру | Значення |
|  | Тип автомобіля | - | Вантажний самоскид |
|  | Модифікація | - | Задній привід |
|  | Колісна формула | - | 4х2 |
|  | Вантажопід’ємність *m*в  | *кг*  | 4000 |
|  | Споряджена маса, о | *кг.* | 3272 |
|  | Повна маса, Ма | *кг.* | 7272 |
|  | Розподіл навантаження по осях повної маси автомобіля:* на передню, G1
* задню, G2
 | *Н**Н* | 2138049890 |
|  | Габаритні розміри:* довжина;
* ширина;
* висота
 | *м**м**м* | 5,4752,522,51 |
|  | Колія коліс: передніх / задніх | *м* | 1,5 |
|  | База автомобіля, *L* | *м* | 3,3 |
|  | Координата центра мас, *а* | *м* | 2,31 |
|  | Висота центра мас, *h* | *м* | 1,5 |
|  | Коефіцієнт обтічності автомобіля, *Kп* | *Н∙С-2/м-4* | 0,6 |
|  | Тип двигуна |  | Бензиновий |
|  | Максимальна потужність, *Nmax* | *Вт* | 549700 |
|  | Частота обертання колінчастого вала при *Nmax,* ωN | *рад/сек* | 380 |
|  | Максимальний крутний момент *Мmax,*  | *H∙м* | 1808 |
|  | Частота обертання колінчастого вала при *Мmax* , ωМ | *Рад/сек* | 190 |
|  | Максимальна швидкість руху, *Vmax* | *км/год* | 150 |
|  | Мінімальна швидкість руху, *Vmin*  | *км/год* | 0,7 |
|  | Передаточні числа коробки передач:* *UK1*
* *UK2*
* *UK3*
* *UK4*
* *UK5*
* *UKз.х.*
 |  | 4,172,9182,0421,42913,336 |
|  | Передаточне число головної передачі, *U0* | - | 4,447 |
|  | ККД трансмісії на прямій передачі *η*пр | - | 0,85 |
|  | ККД трансмісії на інших передачах *η*і | - | 0,85 |
|  | Шини: - тип і позначення розмірів; - радіус котіння, *rк* | -*м* | 260/508 R20C 112/110R |

3 Визначення показників експлуатаційних властивостей автомобіля

3.1 Тяговий баланс автомобіля

Тяговий баланс автомобіля – це вираз, що описує розподіл сили тяги ведучих коліс по окремих видах опору рухові автомобіля

Pк = Рƒ + Рп ± Рα ± Pj,

де:Рк *—* окружна сила на ведучих колесах автомобіля;

Рƒ – сила опору коченню коліс автомобіля;

Рп – сила опору повітря;

Р*α* – сила опору підйому (береться зі знаком – при русі на спуск);

Pj – сила опору розгону (береться зі знаком – при зменшенні швидкості).

В даній курсовій роботі розрахунки виконуємо за умов сталої швидкості. За таких умов величина Pj= 0. Таким чином, окружна сила (Н) розраховується за формулою

Pк = Рƒ + Рп± Р*α*.

Окружна сила на ведучих колесах автомобіля (Н) визначаються для кожної передачі в трансмісії з урахуванням коефіцієнта корисної дії (к.к.д.) на кожній з них:

,

Поточні значення швидкості руху (м/с) знаходяться за формулою

.

Для побудови графіків Pк виконуємо розрахунки для кожної ступені в коробці передач, результати яких заносимо в таблицю 3.1.

,

де: :*f0* – коефіцієнт опору котінню коліс автомобіля; *f0* = 0,024

*α* – кут підйому профілю дороги (у разі його задання), в град. (*α* = arctg і ), i = 0,02

Сила на подолання опору повітря (Н) визначається,

Рп = Кп ⋅ F*а* ⋅ *Vі*2,

Сила на подолання підйому(Н) визначається,

Р*α* = mа ⋅ g ⋅ sin α

Таблиця 3.1

Параметри окружної сили на ведучих колесах автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ωі,рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| *Мі*, Н м | 1678 | 1750 | 1794 | 1808 | 1794 | 1750 | 1678 | 1577 | 1447 |
| Іпер. | V*і1,* м/с | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Рк1, н | 54200 | 56540 | 57940 | 58410 | 57940 | 56540 | 54200 | 50930 | 46730 |
|  ІІпер. | V*і2,* м/с | 2,858 | 4,287 | 5,716 | 7,145 | 8,574 | 10,003 | 11,432 | 12,861 | 14,29 |
| Рк2, н | 37930 | 39570 | 40550 | 40870 | 40550 | 39570 | 37930 | 35640 | 32700 |
| IIIпер. | V*і3,* м/с | 4,084 | 6,126 | 8,168 | 10,21 | 12,252 | 14,294 | 16,336 | 18,379 | 20,421 |
| Рк3, н | 26540 | 27690 | 28370 | 28600 | 28370 | 27690 | 26540 | 24940 | 22880 |
| IVпер. | V*і4,* м/с | 5,836 | 8,754 | 11,672 | 14,591 | 17,509 | 20,427 | 23,345 | 26,263 | 29,181 |
| Рк4, н | 18570 | 19380 | 19860 | 20020 | 19860 | 19380 | 18570 | 17450 | 16010 |
| Vпер. | V*і5,* м/с | 8,34 | 12,51 | 16,68 | 20,85 | 25,02 | 29,19 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
|  | Рк5, н | 13000 | 13560 | 13890 | 14010 | 13890 | 13560 | 13000 | 12210 | 11210 |

Поточні значення *Vі* вибираємо з таблиці 3.1 на всіх передачах, охвачуючи рівномірно весь інтервал від *Vmin* до *Vmax.* Результати розрахунків заносимо в табл. 3.2

Таблиця 3.2

Параметри сил опору руху автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V*і*, м/сек | 1,2 | 4,8 | 8,76 | 12,65 | 17,9 | 25,68 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
| Рƒ, н | 1715 | 1751 | 1824 | 1943 | 2096 | 2497 | 2979 | 3316 | 3693 |
| Рп, н | 11,66 | 104,9 | 291,7 | 595,3 | 984,8 | 2011 | 3245 | 4107 | 5070 |
| Р*α*, н | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 | 1425 |
| Рƒ + Рп + Р*α*, н | 3152 | 3282 | 3542 | 3964 | 4506 | 5933 | 7649 | 8848 | 10190 |

За значеннями таблиць 3.1 та 3.2 на координатно-масштабному папері будуємо графіки тягового балансу автомобіля.

3.2 Динамічна характеристика автомобіля

Динамічною характеристикою вважають: залежність динамічного фактора автомобіля від швидкості його руху на кожній з передач та залежність прискорення автомобіля від швидкості його руху на кожній з передач.

3.2.1 Динамічний фактор автомобіля

Динамічним фактором автомобіля D називають відношення надлишкової сили тяги на колесах до ваги автомобіля

,

де: Рк - сила тяги на ведучих колесах, Н;

Pп - сила опору повітря, Н;

Gа *-* сила тяжіння від маси автомобіля, Н.

Динамічна характеристика є залежністю динамічного фактора автомобіля від швидкості його руху на кожній з передач коробки передач. Таким чином, кількість кривих динамічної характеристики автомобіля визначається кількістю передач коробки передач та роздавальної коробки.

Щоб забезпечити порівняння характеристик різних автомобілів розраховуємо величину динамічного фактора для повної маси автомобіля.

Значення величин D обчислюємо для кожної з передач коробки передач для кожного значення кутової швидкості колінчастого валу із швидкісного діапазону двигуна, кожної швидкості руху автомобіля та заносимо до таблиці 3.3.

За даними таблиці 3.3 на координатно-масштабному папері будуємо графіки динамічного фактору автомобіля.

Таблиця 3.3

Параметри динамічного фактору автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ωі,рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| І пер. | V*і1,* м/сек | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Рк1, н | 54200 | 56540 | 57940 | 58410 | 57940 | 56540 | 54200 | 50930 | 46730 |
| Рп1, н | 11,66 | 26,24 | 46,65 | 72,89 | 104,96 | 142,8 | 186,6 | 236,1 | 291,5 |
| *D* | 0,76 | 0,793 | 0,812 | 0,819 | 0,812 | 0,791 | 0,758 | 0,711 | 0,652 |
| ІІпер. | V*і2,* м/сек | 2,858 | 4,287 | 5,716 | 7,145 | 8,574 | 10,03 | 11,432 | 12,861 | 14,29 |
| Рк2, н | 37930 | 39570 | 40550 | 40870 | 40550 | 39570 | 37930 | 35640 | 32700 |
| Рп2, н | 23,81 | 53,585 | 95,26 | 148,8 | 214,3 | 291,7 | 381,04 | 482,2 | 595,3 |
| *D* | 0,532 | 0,554 | 0,568 | 0,571 | 0,566 | 0,551 | 0,527 | 0,493 | 0,45 |
| IIIпер. | V*і3,* м/сек | 4,084 | 6,126 | 8,168 | 10,21 | 12,52 | 14,29 | 16,336 | 18,379 | 20,421 |
| Рк3, н | 26540 | 27690 | 28370 | 28600 | 28370 | 27690 | 26540 | 24940 | 22880 |
| Рп3, н | 48,63 | 109,4 | 194,53 | 303,9 | 437,6 | 595,7 | 778,1 | 984,8 | 1216 |
| *D* | 0,372 | 0,387 | 0,395 | 0,397 | 0,392 | 0,38 | 0,362 | 0,336 | 0,304 |
| IVпер. | V*і4,* м/сек | 5,836 | 8,754 | 11,672 | 14,591 | 17,509 | 20,42 | 23,345 | 26,263 | 29,181 |
| Рк4, н | 18570 | 19380 | 19860 | 20020 | 19860 | 19380 | 18570 | 17450 | 16010 |
| Рп4, н | 99,31 | 223,4 | 397,2 | 620,6 | 893,7 | 1217 | 1589 | 2011 | 2483 |
| *D* | 0,259 | 0,269 | 0,273 | 0,272 | 0,266 | 0,255 | 0,238 | 0,217 | 0,19 |
| Vпер. | V*і5,* м/сек | 8,34 | 12,51 | 16.68 | 20,85 | 25,02 | 29,19 | 33,36 | 37,53 | 47,1 |
| Рк5, н | 13000 | 13560 | 13890 | 14010 | 13890 | 13560 | 13000 | 12210 | 11210 |
| Рп5, н | 202,7 | 456,2 | 811,9 | 1267 | 1825 | 2484 | 3245 | 4107 | 5070 |
| *D* | 0,18 | 0,184 | 0,184 | 0,179 | 0,169 | 0,155 | 0,137 | 0,114 | 0,086 |

3.3. Прискорення, час та шлях розгону автомобіля

3.3.1 Прискорення автомобіля

Графік прискорень автомобіля – графічна залежність прискорення автомобіля від швидкості його руху на кожній з передач при заданих дорожніх умовах.

Прискорення автомобіля () можна визначити за формулою

 м/с2,

де: g = 9,8 м/с2 - прискорення вільного падіння;

  = 1 + *σ*1 ⋅ *U* 2K +*σ*2 – коефіцієнт, що враховує інерцію обертових мас автомобіля при розгоні. Значення констант *σ*1 = 0,03 та *σ*2 = 0,04.

*Ψ* – сумарний коефіцієнт опору руху (= f ± *i* ), де:



Для зручності розрахунків значення прискорення при певній швидкості на кожній передачі скористаємось значеннями швидкості  та динамічного фактору , отриманими з табл. 3.3, тим самим спростивши розрахункову формулу:



де:  - стала величина, при *j*-ій передачі.

Значення величин *j* обчислюємо для кожної з передач коробки передач для кожного значення кутової швидкості колінчастого валу із швидкісного діапазону двигуна, кожної швидкості руху автомобіля та заносимо до таблиці 3.4.

Таблиця 3.4

Параметри прискорень автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ωі,рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| І передача*Е = 6,275* | V*і1,* м/сек | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *D* | 0,76 | 0,793 | 0,812 | 0,819 | 0,812 | 0,791 | 0,758 | 0,711 | 0,652 |
| *ψ* | 0,044 | 0,044 | 0,044 | 0,044 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,046 |
| *j*, м/с2 | 4,495 | 4,699 | 4,82 | 4,858 | 4,813 | 4,685 | 4,474 | 4,18 | 3,803 |
| ІІ передача*Е = 7,565* | V*і2,* м/сек | 2,858 | 4,287 | 5,716 | 7,145 | 8,574 | 10,003 | 11,432 | 12,861 | 14,29 |
| *D* | 0,532 | 0,554 | 0,568 | 0,571 | 0,566 | 0,551 | 0,527 | 0,493 | 0,45 |
| *ψ* | 0,044 | 0,044 | 0,045 | 0,045 | 0,045 | 0,046 | 0,046 | 0,047 | 0,047 |
| *j*, м/с2 | 3,69 | 3,859 | 3,957 | 3,984 | 3,94 | 3,824 | 3,637 | 3,379 | 3,05 |
| III передача*Е = 8,411* | V*і3,* м/сек | 4,084 | 6,126 | 8,168 | 10,21 | 12,252 | 14,294 | 16,336 | 18,379 | 20,421 |
| *D* | 0,372 | 0,387 | 0,395 | 0,397 | 0,392 | 0,38 | 0,362 | 0,336 | 0,304 |
| *ψ* | 0,044 | 0,045 | 0,045 | 0,046 | 0,046 | 0,047 | 0,048 | 0,049 | 0,051 |
| *j*, м/с2 | 2,755 | 2,88 | 2,997 | 2,956 | 2,907 | 2,8 | 2,635 | 2,412 | 2,131 |
| IV передача*Е = 8,899* | V*і4,* м/сек | 5,836 | 8,754 | 11,672 | 14,591 | 17,509 | 20,427 | 23,345 | 26,263 | 29,181 |
| *D* | 0,259 | 0,269 | 0,273 | 0,272 | 0,266 | 0,255 | 0,238 | 0,217 | 0,19 |
| *ψ* | 0,045 | 0,045 | 0,046 | 0,047 | 0,049 | 0,051 | 0,053 | 0,055 | 0,058 |
| *j*, м/с2 | 1,911 | 1,989 | 2,019 | 2 | 1,933 | 1,817 | 1,652 | 1,439 | 1,177 |
| V передача*Е = 9,159* | V*і5,* м/сек | 8,34 | 12,51 | 16,68 | 20,85 | 25,02 | 29,19 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
| *D* | 0,18 | 0,184 | 0,184 | 0,179 | 0,169 | 0,155 | 0,137 | 0,114 | 0,086 |
| *ψ* | 0,045 | 0,047 | 0,048 | 0,051 | 0,054 | 0,058 | 0,062 | 0,067 | 0,072 |
| *j*, м/с2 | 1,231 | 1,258 | 1,238 | 1,171 | 1,056 | 0,895 | 0,687 | 0,433 | 0,131 |

За значеннями табл. 3.4 на координатно-масштабному папері будуємо графіки прискорень автомобіля.

3.3.2 Характеристики часу та шляху розгону автомобіля

Прискорення автомобіля цілком характеризує динаміку його розгону. Однак для аналізу динаміки розгону різних автомобілів більш наочне уявлення дають графіки часу і шляху розгону. Час розгону - це час, протягом якого автомобіль збільшує швидкість у заданих межах, а шлях розгону - це шлях, який автомобіль проходить при збільшенні швидкості в заданих межах.

Залежність швидкості при розгоні від часу та шляху розгону автомобіля називають швидкісною характеристикою розгону.

Приймаємо, що перемикання передач буде здійснюватись в момент максимального динамічного фактору. Час на перемикання, згідно рекомендацій приймаємо - *tnер* = 1 с.

Сумарний час розгону складається із часу розгону на кожній передачі ti та часу на перемикання передач *tnер* (с) і визначається по формулі

;

Час розгону *Δti*,(с) в інтервалі швидкостей від *Vi* до *Vi* +1 визначають так

,

де: δ- коефіцієнт урахування обертових мас трансмісії автомобіля,

Сумарний час розгону на одній передачі визначаємо підсумовуванням часу в інтервалах швидкостей на цій передачі.

,

а загальний час перемикання:

,

де: *n* – кількість ступенів у коробці переміни передач.

Падіння швидкості при перемиканні передач знаходимо, прийнявши, що при перемиканні передач двигун від’єднаний від трансмісії, опір руху автомобіля створюється опорами повітря й кочення коліс, які за час перемикання передачі зменшують швидкість руху автомобіля на величину ΔV*пер* :

,

де *Vi* - швидкість автомобіля при перемиканні на *i*-тій передачі;

Сумарний час розгону автомобіля (с) дорівнює

,

де:  - сумарний час розгону на всіх передачах;  - сумарний час при перемиканні всіх передач.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.5, за результатами розрахунків будуємо графік часу розгону.

Сумарний шлях *Sp* розгону автомобіля складається із шляху Si, що пройде автомобіль на кожній передачі за час ti, і шляху Δ *Sn* , що проходить автомобіль за час перемикання передач.

Величина шляху при розгоні автомобіля в інтервалі швидкостей *Vi,* до Vi+1 визначається так

;

Тоді шлях розгону на i-цій передачі буде

;

Шлях (м) , що проходить автомобіль за час перемикання передачі, визначимо по формулі

,

де *Vni -* швидкість автомобіля умомент початку перемикання передач.

Загальний шлях розгону  (м) визначають по формулі

.

Таким чином розраховуємо послідовно складові параметри за встановленою методикою:

1). Для першої передачі вираховуємо:

- максимальну швидкість в кінці розгону на першій передачі,

;

де - максимальна частота обертів колінчастого валу перед перемиканням наступної передачі;

- потужність, що розвиває двигун в кінці розгону,

;

- окружну силу на ведучих колесах в кінці розгону,

;

- силу опору повітря в кінці розгону,

;

- значення динамічного фактору на початку та в кінці розгону,

;

- час розгону на першій передачі,

);

- шлях розгону на першій передачі,

1;

 Отримані значення заносимо в відповідні графи табл. 3.5.

2) Для наступних передач виконуємо обрахунки:

- величини падіння швидкості за час перемикання передачі

;

- шляху, що пройде автомобіль за час перемикання цієї передачі

;

- початкової швидкості на наступній передачі (після перемикання),



- максимальної швидкості в кінці розгону на цій передачі,

;

- частоти обертів колінчатого валу (в момент ввімкнення наступної передачі та в кінці розгону),

;

- потужності, що розвиває двигун в момент ввімкнення передачі та в кінці розгону,

;

- окружні сили на ведучих колесах в момент ввімкнення передачі та в кінці розгону,

;

- сили опору повітря в момент ввімкнення передачі та в кінці розгону,

;

- величини динамічного фактору на початку та в кінці розгону

;

Отримані значення заносимо у табл. 3.5.

- час розгону *Δtn*, в кожному інтервалі швидкостей від *Vn* до *Vn*+1 ,

;

- загальний час розгону на кожній передачі (по наростаючій),

;

- шлях розгону на цій передачі,

;

- загальний шлях розгону на кожній передачі (по наростаючій),

;

3) Виконуємо розрахунки для кожного перемикання, результати заносимо в табл. 3.5;

Таблиця 3.5

Результати розрахунків часу й шляхів розгону

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № | Найменування параметра | Чисельні значення |
| І передача | Швидкість Vmax1, м/с | **8** |
| Динамічний фактор Dmax1 | **0,758** |
| Час розгону tp1, с | **2,688** |
| Шлях розгону Sр1, м | **10,753** |
| Пер. | Час перемикання, с. | **1** |
| Шлях за час перемикання, м | **7,888** |
| II передача | Швидкість Vi | **7,776** | **8,69** | **9,604** | **10,518** | **11,43** |
| Динамічний фактор Di | **0,57** | **0,565** | **0,556** | **0,543** | **0,527** |
| Час розгону в інтервалі Δti | **-** | **0,208** | **0,21** | **0,215** | **0,221** |
| Сумарний час розгону tp | **3,688** | **3,896** | **4,106** | **4.321** | **4,542** |
| Шлях розгону в інтервалі ΔSi | **-** | **1,709** | **1,924** | **2,162** | **2,427** |
| Сумарний шлях розгону Sp | **18,641** | **20,349** | **22,273** | **24,435** | **26,86** |
| Пер. | Час перемикання, с. | **1** |
| Шлях за час перемикання | **11,32** |
| III передача | Швидкість Vi | **11,209** | **12,491** | **13,773** | **15,05** | **16,336** |
| Динамічний фактор Di | **0,395** | **0,391** | **0,384** | **0,374** | **0,362** |
| Час розгону в інтервалі Δti | **-** | **0,492** | **0,501** | **0,514** | **0,531** |
| Сумарний час розгону tp | **5,542** | **6,035** | **6,535** | **7,049** | **7,58** |
| Шлях розгону в інтервалі ΔSi | **-** | **5,835** | **6,574** | **7,402** | **8,335** |
| Сумарний шлях розгону Sp | **38,182** | **44,017** | **50,591** | **57,99** | **66,329** |
| Пер. | Час перемикання, с. | **1** |
| Шлях за час перемикання | **16,177** |
| IV передача | Швидкість Vi | **16,018** | **17,85** | **19,682** | **21,51** | **23,345** |
| Динамічний фактор Di | **0,27** | **0,265** | **0,258** | **0,249** | **0,238** |
| Час розгону в інтервалі Δti | **-** | **0,944** | **0,973** | **1,013** | **1,067** |
| Сумарний час розгону tp | **8,58** | **9,524** | **10,497** | **11,51** | **12,576** |
| Шлях розгону в інтервалі ΔSi | **-** | **15,988** | **18,526** | **20,86** | **23,927** |
| Сумарний шлях розгону Sp | **82,506** | **98,494** | **116,75** | **137,6** | **161,53** |
| Пер. | Час перемикання, с. | **1** |
| Шлях за час перемикання | **23,105** |
| V передача | Швидкість Vi | **22,864** | **27,573** | **32,282** | **36,99** | **41,7** |
| Динамічний фактор Di | **0,175** | **0,161** | **0,142** | **0,117** | **0,086** |
| Час розгону в інтервалі Δti | **-** | **4,03** | **4,766** | **6,251** | **10,238** |
| Сумарний час розгону tp | **13,576** | **17,606** | **22,373** | **28,62** | **38,863** |
| Шлях розгону в інтервалі ΔSi | **-** | **101,63** | **142,64** | **216,5** | **402,8** |
| Сумарний шлях розгону Sp | **184,64** | **286,27** | **428,92** | **645,4** | **1048** |
|  |

За результатами даних табл. 3.5 будуємо графіки часу й шляху розгону.

3.4 Баланс потужностей автомобіля

Баланс потужностей автомобіля – це вираз, що описує розподіл потужності, підведеної до ведучих коліс по окремим видам опору рухові автомобіля (для усталеної швидкості Nj= 0)

Nк = Nƒ + Nп ± Nα ,

де: Nк— потужність підведена до ведучих коліс автомобіля;

Nƒ – потужність опору коченню коліс автомобіля;

Nп – потужність опору повітря;

Nα – потужність опору підйому

Графічно балансу потужностей автомобіля представляє собою графіки залежностей потужностей двигуна, потужностей підведених до ведучих коліс автомобіля, потужності опору коченню коліс по дорозі та потужності опору повітря від швидкості руху автомобіля на всіх передачах.

Потужність на ведучих колесах автомобіля  (Вт) розраховується

,

Для побудови графіків балансу потужностей результати розрахунків для кожної ступені коробки передач ***з*** урахуванням ККД трансмісії при всіх значеннях кутової швидкості колінчастого валу заносять до таблиці 3.6.

Таблиця 3.6

Параметри потужностей на ведучих колесах автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ωі,рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| *Nі*, кВт | 127,5 | 199,6 | 272,7 | 343,6 | 409 | 465,6 | 510,1 | 539,3 | 549,7 |
| І пер. | V*і1,* м/сек | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| *N*к1, кВт | 108,4 | 169,6 | 231,8 | 292 | 347,6 | 395,8 | 433,6 | 458,4 | 467,3 |
| ІІпер. | V*і2,* м/сек | 2,858 | 4,287 | 5,716 | 7,145 | 8,574 | 10,003 | 11,432 | 12,861 | 14,29 |
| *N*к2, кВт | 108,4 | 169,6 | 231,8 | 292 | 347,6 | 395,8 | 433,6 | 458,4 | 467,3 |
| IIIпер. | V*і3,* м/сек | 4,084 | 6,126 | 8,168 | 10,21 | 12,25 | 14,29 | 16,33 | 18,37 | 20,42 |
| *N*к3, кВт | 108,4 | 169,6 | 231,8 | 292 | 347,6 | 395,8 | 433,6 | 458,4 | 467,3 |
| IVпер. | V*і4,* м/сек | 5,836 | 8,754 | 11,67 | 14,59 | 17,50 | 20,42 | 23,34 | 26,26 | 29,18 |
| *N*к4, кВт | 108,4 | 169,6 | 231,8 | 292 | 347,6 | 395,8 | 433,6 | 458,4 | 467,3 |
| Vпер. | V*і5,* м/сек | 8,34 | 12,51 | 16,68 | 20,85 | 25,02 | 29,19 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
| *N*к5, кВт | 108,4 | 169,6 | 231,8 | 292 | 347,6 | 395,8 | 433,6 | 458,4 | 467,3 |

Потужність опору котінню коліс автомобіля (Вт) розраховується :

,

де : *Vі*  - поточні значення швидкості вибирають для всієї гами передач в рівних інтервалах від Vmin до Vmax*,* результати розрахунків заносимо в табл. 3.7

Потужність на подолання опору повітря (Вт) визначається:

*NП = КП ⋅ Fа ⋅ Vі* 3*,*

Потужність на подолання підйому (Вт) розраховується

*Nα* = *m*а g *Vі* *sin* α,

де : *α* – кут підйому профілю дороги.

Поточні значення Vі вибирають, охвачуючи рівномірно весь інтервал від *Vmin* до *Vmax,* на всіх передачах, результати розрахунків заносять в табл. 3.7

Таблиця 3.7

Параметри потужностей опору руху автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V*і*, м/сек | 2 | 6 | 10,03 | 14,29 | 18,37 | 26,26 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
| *N*ƒ, кВт | 3,43 | 10,51 | 18,25 | 27,77 | 38,51 | 65,57 | 99,39 | 124,5 | 154 |
| *N*п, кВт | 0,023 | 0,629 | 2,918 | 8,508 | 18,1 | 52,8 | 108,2 | 154,1 | 211,4 |
| *Nα,*, кВт | 2,85 | 8,55 | 14,26 | 20,37 | 26,2 | 37,43 | 47,55 | 53,49 | 59,44 |
| *N*ƒ + *N*п +*Nα* | 6,303 | 19,68 | 35,42 | 56,64 | 82,81 | 155,8 | 255,1 | 332 | 424,8 |

За даними таблиць 3.6 та 3.7 на масштабно-координатному папері будуємо відповідні графіки.

3.5 Лінійна витрата палива

Виходячи з рівняння балансу потужностей руху автомобіля, лінійна витрата палива  (в літрах на 100км)становитиме,

,

де: *ge* – питома ефективна витрата палива, г/кВт⋅год;

*ρп* – щільність палива (для бензина приймаємо *ge* = 0,75)[2], (кг/л);

*KS*  - коефіцієнт врахування лінійної витрати палива, приймаємо *KS* = 1,07.

Після скорочення на «*V*» та перетворення розмірності з «м/с» на «км/год.», отримаємо:

;

Таким чином, для побудови залежності лінійної витрати палива від швидкості руху скористаємось раніш отриманими показниками:

*ge* – питома ефективна витрата палива, г/кВт⋅год;

*Pf*  та *PП* – опір котінню та повітря.

Поточні значення *Vі* також вибирають на всіх передачах, охвачуючи рівномірно весь інтервал від *Vmin* до *Vmax,* результати розрахунків заносять в табл. 3.8.

Таблиця 3.8

Лінійна витрата палива.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Vі*, м/с | 2 | 6 | 10,03 | 14,29 | 18,37 | 26,26 | 33,36 | 37,53 | 41,7 |
| ωі, рад/с | 76 | 114 | 152 | 190 | 228 | 266 | 304 | 342 | 380 |
| g *e*, г/кВт год. | 231,8 | 222,5 | 215,3 | 210,3 | 207,4 | 206,7 | 208,2 | 211,8 | 217,6 |
| Рƒ, н | 1715 | 1751 | 1824 | 1943 | 2096 | 2497 | 2979 | 3316 | 3693 |
| Рп, н | 11,66 | 104,9 | 291,5 | 595,3 | 984,8 | 2011 | 3245 | 4107 | 5070 |
| *QS*, л/100 км | 27,17 | 28,22 | 31,35 | 37,03 | 44,61 | 65,49 | 91,62 | 111,7 | 136,1 |

На базі даних таблиці 3.8 будуємо паливну характеристику автомобіля.

3.6 Характеристики гальмових сил автомобіля

Основним зовнішнім чинником який впливає на процес гальмування є зчеплення коліс з дорожнім покриттям, що залежить від властивостей поверхні та навантаження на колесо.

Ефективність гальмової системи автомобіля забезпечується при виконанні умови - гальмові сили між осями повинні відповідати їх нормальним реакціям, тобто:



При гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції автомобіля визначаються (при максимальному навантаженні):

 



При гальмуванні на горизонтальній дорозі нормальні реакції автомобіля визначаються (без навантаження):





Враховуючи, що при гальмуванні з повним використанням сил зчеплення стала величина сповільнення дорівнює  (м/с2)[2], отримуємо:



де: а, b, hg - координати центра ваги автомобіля.

Для прийнятої величини сповільнення – розраховуємо величину гальмових сил на передніх і, відповідно, на задніх колесах при різних значеннях коефіцієнт зчеплення та в залежності від завантаження автомобіля:

;

;

Результати розрахунків зводимо до таблиці 3.9.

Таблиця № 3.9

Розрахункові значення гальмових сил

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Ступінь завантаження автомобіля, Н | а,м | b,м |  | PГ1,H | РГ2,Н |
| 0%Ga=32070 | 2,31 | 0,99 | 0,4 | 8488 | 9129 |
| G1 =9620 | 2,31 | 0,99 | 0,6 | 3820 | 2850 |
| G2=22450 | 2,31 | 0,99 | 0,8 | 11880 | 6023 |
| 100%Ga=71270 | 2,31 | 0,99 | 0,4 | 18860 | 20290 |
| G1=21380 | 2,31 | 0,99 | 0,6 | 8489 | 6333 |
| G2 =49890 | 2,31 | 0,99 | 0,8 | 26410 | 13390 |

Використовуючи розрахункові значення з таблиці 3.9 будуємо характеристику гальмових сил автомобіля.

3.7 Визначення показників гальмової динаміки автомобіля

Визначаємо гальмовий шлях автомобіля за наступною формулою:

,

де: *V* – початкова швидкість гальмування, м/с;

t*спр* – час спрацювання гальмового приводу, приймаємо – 0,3 с;

t*нар* – час наростання уповільнення, від нуля до максимальної величини, приймаємо – 0,2 с:

КГ – коефіцієнт ефективності гальм, при ϕ ≤ 0,6 приймаємо – 1,6:

при ϕ > 0,6 коефіцієнт ефективності гальм приймаємо рівним 1,0;

g – прискорення вільного падіння, 9,8, м/с2.

Результати розрахунків зводимо в табл. 3.10. По даним табл. 3.10 будуємо графік гальмового шляху автомобіля.

Таблиця 3.10

Показники гальмової динаміки автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ***V***, м/с*ϕ* | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 | 40 | 41,7 |
| 0,1 | 14,755 | 55,02 | 120,796 | 212,082 | 328 | 471,184 | 639 | 832 | 903,869 |
| 0,4 | 5,189 | 16,755 | 34,699 | 59,02 | 89,719 | 126,796 | 170,25 | 220,082 | 238,477 |
| 0,6 | 4,126 | 12,503 | 25,113 | 42,014 | 63,146 | 88,531 | 118,167 | 152,054 | 164,545 |
| 0,8 | 3,594 | 10,378 | 20,3 | 33,5 | 49,86 | 69,39 | 92,125 | 118,041 | 127,579 |

3.8 Визначення показників стійкості автомобіля

Стійкість автомобіля – це експлуатаційна властивість автомобіля проти ковзання та перекидання. Утрата стійкості проявляється у перекиданні автомобіля чи ковзанні його коліс у поперечній чи подовжній площині. Більш ймовірною є втрата автомобілем поперечної стійкості: частіше ковзання, рідше – перекидання.

Оціночними показниками стійкості є критичні параметри руху:

* максимальна (критична) швидкість руху по криволінійній траєкторії, що відповідає початку перекидання;
* максимальна (критична) швидкість руху по криволінійній траєкторії, що відповідає початку поперечного ковзання;
* максимальний (критичний) кут косогору, відповідає початку бічного перекидання;
* максимальний (критичний) кут косогору, відповідає початку бічного ковзання.

3.8.1Критична швидкість руху по криволінійній траєкторії з умови перекидання

Критична швидкість руху по криволінійній траєкторії , що відповідає початку перекидання, визначається за формулою

,

де: *β* - кут поперечного нахилу полотна дороги (приймаємо три значення 2˚, 4˚, 6˚).

Обчисливши ряд значень *VПЕР* для різних радіусів повороту (табл. 3.11) та поперечного нахилу полотна дороги, будуємо графіки залежностей критичної швидкості руху по криволінійній траєкторії, що відповідає початку перекидання.

Таблиця 3.11

Критична швидкість руху з умов перекидання

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *β**R,м* | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
| *VПЕР*, 10 | 8,184 | 8,337 | 8,492 | 8,648 | 8,805 |
| *VПЕР*, 20 | 11,573 | 11,791 | 12,009 | 12,23 | 12,452 |
| *VПЕР*, 30 | 14,174 | 14,441 | 14,708 | 14,978 | 15,251 |
| *VПЕР*, 40 | 16,367 | 16,675 | 16,984 | 17,296 | 17,61 |
| *VПЕР*, 50 | 18,299 | 18,643 | 18,989 | 19,337 | 19,689 |
| *VПЕР*, 100 | 25,879 | 26,365 | 26,854 | 27,347 | 27,844 |
| *VПЕР*, 200 | 36,598 | 37,285 | 37,977 | 38,674 | 39,377 |
| *VПЕР*, 500 | 57,866 | 58,953 | 60,047 | 61,149 | 62,261 |
| *VПЕР*, 750 | 70,871 | 72,203 | 73,542 | 74,892 | 76,253 |
| *VПЕР*, 1000 | 81,835 | 83,373 | 84,919 | 86,478 | 88,05 |
| *VПЕР*, 1500 | 100,227 | 102,11 | 104,005 | 105,913 | 107,838 |

3.8.2 Критична швидкість руху по криволінійній траєкторії з умови ковзання

За умови, що ковзання всіх коліс настає одночасно (без урахування перерозподілу навантаження між осями та правими і лівими колесами) критична швидкість  визначається по формулі:

,

де *β* приймаємо 3˚

Обчисливши ряд значень *VКОВЗ* при встановленому куті поперечного нахилу полотна дороги для різних радіусів повороту та значень коефіцієнта зчеплення (табл. 3.12), будуємо графіки залежностей максимальної швидкості руху по криволінійній траєкторії при якій виникає ковзання.

Таблиця 3.12

Критична швидкість руху з умов ковзання

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *ϕ**R* м | 0,1 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| *VКОВЗ,* 10 | 3,643 | 6,729 | 8,278 | 9,3 |
| *VКОВЗ,* 20 | 5,151 | 9,5 | 11,707 | 13,2 |
| *VКОВЗ,* 30 | 6,3 | 11,7 | 14,338 | 16,2 |
| *VКОВЗ,* 40 | 7,285 | 13,5 | 16,556 | 18,7 |
| *VКОВЗ,* 50 | 8,145 | 15,1 | 18,511 | 20,9 |
| *VКОВЗ,* 100 | 11,519 | 21,3 | 26,178 | 29,5 |
| *VКОВЗ,* 200 | 16,29 | 30,1 | 37,021 | 41,8 |
| *VКОВЗ,* 500 | 25,757 | 47,6 | 58,535 | 66,1 |
| *VКОВЗ,* 750 | 31,546 | 58,3 | 71, | 80,9 |
| *VКОВЗ,* 1000 | 36,426 | 67,3 | 81,3 | 93,4 |
| *VКОВЗ,* 1500 | 44,613 | 82,5 | 99,6 | 114,4 |

3.9 Визначення критичної швидкості щодо керованості

Керованість, як і стійкість, пов’язана з безпекою дорожнього руху автомобіля. Керованість автомобіля залежить від його конструктивних параметрів (бокової еластичності шин та підвіски, стабілізації керованих коліс, кінематики підвіски та кермового приводу, перерозподілу навантаження між осями і т.п.) та зовнішніх факторів: величини коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, траєкторії руху автомобіля, швидкості, поперечного ухилу дороги, бічного вітру і т. д.

При русі автомобіля на повороті зі швидкістю понад критичну керовані колеса будуть ковзати у бічному напрямку, що призводить до некерованості.

При певній спрощеності умов руху, залежність критичної швидкості руху щодо керованості від кута (усередненого) повороту керованих коліс *θ*

 , м/с

Критична швидкість визначається для різних значень коефіцієнта зчеплення шин з дорогою (табл. 3.13).

Таблиця 3.13

Параметри керованості автомобіля

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *θ*, град*V*кер.,.м/с | 5° | 10° | 15° | 20° | 25° | 30° | 35° | 40° |
| *V*кер.,.=0.1 | 3,131 | 2,569 | 2,26 | 2,04 | 1,861 | 1,705 | 1,56 | 1,42 |
| *V*кер.,.=0.4 | 6,536 | 5,433 | 4,832 | 4,403 | 4,054 | 3,748 | 3,46 | 3,19 |
| *V*кер.,. =0.6 | 8,033 | 6,686 | 5,952 | 5,429 | 5,003 | 4,629 | 4,28 | 3,95 |
| *V*кер.,. =0.8 | 9,29 | 7,739 | 6,892 | 6,289 | 5,798 | 5,367 | 4,96 | 4,58 |

За даними табл. 3.13 будуємо графіки керованості автомобіля.

3.10 Визначення параметрів повороткості автомобіля

За припущення, що колеса абсолютно жорсткі, середній радіус повороту (м) визначається з виразу,

;

Для побудови графіка залежності радіуса повороту автомобіля від кутів бічного відведення коліс (*δ*1, *δ*2 ) використовується вираз:

, м,

де: *δ*1, *δ*2 - кути бічного відведення відповідно передньої і задньої осі,

,

де: *КВІД* 1, *КВІД* 2 – коефіцієнти опору боковому відведенню одного одинарного колеса відповідно передньої та задньої осі автомобіля, Н/град; приймаємо *КВІД* 1 = 900 Н/град; *КВІД* 2 = 1200 Н/град.

*Р*δ1, *Р*δ2 – граничні значення бокових сил, при яких колеса котяться без бокового ковзання:

,

*Р*δ11 = 3421 H, *Р*δ21 = 7982 H;

*Р*δ12 = 5131 H, *Р*δ22 = 11970 H;

*Р*δ13 = 6841 H, *Р*δ23 = 15960 H.

Для побудови порівняльних характеристик виконуємо розрахунки середніх радіусів повороту жорсткого і еластичного коліс для різних середніх кутів повороту коліс та коефіцієнтів зчеплення, та заносимо результати у таблицю 3.14.

По даних таблиці 3.14 побудувати графіки повороткості автомобіля.

Таблиця 3.14

Показники повороткості автомобіля.

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *θ*, град*V*кер.,.м/с | 5° | 10° | 15° | 20° | 25° | 30° | 35° | 40° |
|  | 37,71 | 18,71 | 12,31 | 9,06 | 7,07 | 5,716 | 4,71 | 3,93 |
|  | =0,4 | 35,81 | 17,99 | 11,01 | 8,55 | 6,16 | 4,19 | 3,47 | 2,91 |
| =0,6 | 35,63 | 17,64 | 10,75 | 8,34 | 6,17 | 4,21 | 3,49 | 2,94 |
| =0,8 | 35,15 | 17,41 | 10,42 | 8,04 | 6,17 | 4,22 | 3,51 | 2,96 |

Висновок

В ході виконання даного курсового проекту мною було спроектовано і розраховано вантажний самоскид, який по отриманим параметрам у декілька разів перевершує існуючі моделі самоскидів, наприклад ММЗ - 555 та ін. Розрахований самоскид має наступні параметри: тип кузова – напівкапотний, розташування двигуна – у передній частині, двигун – бензиновий, кількість осей – дві, кількість ступеней коробки передач – 5, привід – задній. Отриманий автомобіль можна використовувати у міських та приміских умовах на будівництві, у сільскому господарстві.

Список використаної літератури

1.Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни « АВТОМОБІЛІ» для студентів спеціальності 7.07010601 « Автомобілі та автомобільне господарство » (частина 1).

2.Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «АВТОМОБІЛІ» для студентів спеціальності 7.07010601 «Автомобілі та автомобільне господарство» (частина ІІ).