**Содержание**

1. Расчет показателей эксплуатационных свойств автомобиля

1.1 Определение параметров двигателя

1.2 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя

1.3 Определение передаточных чисел трансмиссии

1.4 Расчет тягового баланса автомобиля

1.5 Расчет мощностного баланса автомобиля

1.6 Расчет динамической характеристики автомобиля

1.7 Расчет ускорений автомобиля

1.8 Расчет времени и пути разгона автомобиля

1.9 Расчет топливной экономичности автомобиля

2. Обзор конструкции проектируемой карданной передачи

3. Проектирование карданной передачи

3.1 Определение геометрических параметров передачи

3.2 Определение размеров поперечного сечения карданного вала

3.3 Расчёт критической частоты вращения карданного вала

3.4 Определение геометрических параметров трёхшарнирной карданной передачи

3.5 Определение размеров карданного шарнира

3.6 Проверка игольчатого подшипника на статическую грузоподъёмность и долговечность

Заключение

Список используемой литературы

**1 Расчёт показателей эксплуатационных свойств автомобиля**

**1.1 Определение параметров двигателя**

К параметрам двигателя, определяемым в данном подразделе, относятся минимальная и максимальная частоты вращения коленвала, вращающий момент и мощность двигателя, развиваемая во всем диапазоне частот вращения коленвала. Указанные параметры определяются по эмпирическим формулам, полученным на основе анализа существующих конструкций двигателей. Исходными данными для определения перечисленных параметров двигателя проектируемого автомобиля являются:

* тип двигателя – карбюраторный;
* частота вращения коленвала при максимальной мощности (neN)=3000 об/мин;
* грузоподъемность – 4000 кг;
* пассажировместимость - 2 человека.

Минимально устойчивую частоту вращения коленвала двигателя nemin принимаем по рекомендациям (грузовые автомобили с карбюраторным двигателем):

ne min =500…600 об/мин;

Принимаю ne min =500 об/мин.

Максимальную частоту вращения коленвала двигателя принимаем в зависимости от номинальной neN по соотношениям:

грузовые автомобили ne max = ne N

nemax =3000 об/мин.

Для определения мощности двигателя проектируемого автомобиля необходимо оценить его предполагаемый собственный и полный вес.

Собственный вес автомобиля определяется по эмпирической зависимости:

для грузовых автомобилей [кг], где

*k c* - коэффициент снаряженного веса;

m*г*- масса груза, перевозимого автомобилем, [кг].

Значение коэффициента приведено в таблице 1.

Таблица 1 – Значения коэффициента  для грузовых автомобилей

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр | Значения параметра |
| mа, кг | 1000 | 2000 | 4000 | 6000 | 8000 | 10000 |
| *k c* | 1,25 | 0,8 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0.9 |

*mг =* 4000 кг

*kc* = 0.75

*ma =* 0.75\*4000 = 3000 кг.

Полная масса автомобиля определяется по следующей зависимости

, кг

где *mб* - масса багажа пассажиров, кг; *mб* = 0

*n* – количество пассажиров; *n =* 2

*m =* 3000 +(75+0)\*2+4000 = 7150 кг

При движении автомобиля затрачивается мощность на преодоление сил сопротивления дороги (NΨ) и сил сопротивления воздуха (NW). Суммарная мощность затрачиваемая на движение полностью груженого автомобиля с максимальной скоростью по горизонтальной дороге определяется по формуле 1

, кВт (1)

где D min - минимальное значение динамического фактора, ;

для грузовых автомобилей и автобусов выбирается в интервале значений 0,030…0,045 . Принимаю *D* min = 0.030 ;

- максимальная скорость автомобиля по заданию на проектирование, км/ч, =100 км/ч;

*k* - коэффициент обтекаемости автомобиля, , для грузовых автомобилей *k* = 0,5…0,65 . Принимаю = 0,5 

F- лобовая площадь автомобиля, м2; на этапе проектирования можно принимать ориентировочные значения лобовой площади автомобиля:

для грузовых автомобилей F =3…5, м2.

При известных габаритных размерах автомобиля или его аналога лобовая площадь автомобиля может быть определена по формуле

F = 0,78ВаНа, м2,

где Ва и На - габаритные размеры автомобиля по ширине и высоте соответственно, м2.

F = 0,78\*2,38\*2,22=4,12, м2.

Nψ + NW= ((7150+0)\*0,30\*100)/367+0,5\*4,12\*1003/46700=102 кВт.

Требуемая для движения полностью груженого автомобиля с максимальной скоростью по горизонтальной дороге мощность двигателя определится по формуле 2

, кВт (2)

где ηтр- КПД трансмиссии автомобиля, на этапе проектирования принимается для грузовых автомобилей ηтр = 0,85…0,9. Принимаю ηтр= 0,85

*NeVmax*=102/0,85= 120 кВт

Максимальная мощность двигателя проектируемого автомобиля может быть определена из формулы Лейдермана 3.

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | ,кВт | (3) |

где a, b, c - коэффициенты уравнения Лейдермана; для карбюраторных двигателей a=b=c=1;

nemax - максимальная частота вращения коленвала двигателя, об/мин;

neN - частота вращения коленвала при максимальной мощности двигателя, об/мин

Ne max =120/(1+1–1) = 120 кВт

**1.2 Расчет внешней скоростной характеристики двигателя**

Внешняя скоростная характеристика двигателя представляет собой зависимость мощности и вращающего момента на выходном конце коленвала двигателя от частоты вращения коленвала при полностью открытой дроссельной заслонке или полностью выдвинутой рейке топливного насоса высокого давления. Зависимость между мощностью, развиваемой двигателем, и частотой вращения коленчатого вала двигателя описывается с помощью уравнения Лейдермана-4, имеющего следующий вид:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | , кВт | (4) |

где ne - текущая частота вращения коленвала двигателя, для которой определяется мощность, об/мин.

Ne1 = 120[0,166+0,027 – 0,0046] =22,69, кВт

Ne2 = 120[0,33+0,11 – 0,037] = 48,89, кВт

Ne3 = 120[0,5+0,25 – 0,125] = 75, кВт

Ne4 = 120[0,66+0,44 – 0,296] = 97,81, кВт

Ne5 = 120[0,833+0,694 – 0,579] = 113,8, кВт

Ne5 = 120[1+1 – 1] = 120, кВт

Вращающий момент на выходном конце коленвала двигателя при различных частотах его вращения может быть определен по формуле-5, устанавливающей зависимость между вращающим моментом, мощностью и частотой вращения для любого вала.

, Нм (5)

Ме1 = 9555,3\*(22,69/500) = 433,6 Нм

Ме2 = 9555,3\*(48,89/1000) = 467 Нм

Ме3 = 9555,3\*(75/1500) = 478 Нм

Ме4 = 9555,3\*(97,81/2000) = 467 Нм

Ме5 = 9555,3\*(113,8/2500) = 435 Нм

Ме6 = 9555,3\*(120/3000) = 382,2 Нм

Для построения внешней скоростной характеристики двигателя весь диапазон частот вращения коленвала двигателя от nmin до nmax разбивается на 5–6 интервалов размером по 300-500 об/мин таким образом, чтобы номинальная частота вращения коленвала nN и максимальная nmax являлись границами одного или разных интервалов, при этом размеры интервалов, в которых nN и nmax являются границами, могут отличаться. По формулам 4 и 5 определяются значения Ne и Me для частот вращения коленвала ne, являющихся границами интервалов, и по полученным результатам строится внешняя скоростная характеристика двигателя.

Результаты расчетов по формулам 4 и 5 записываем в таблицу форма которой приведена ниже.

Таблица 2 – Расчет мощности Ne и вращающего момента Me на коленвалу двигателя при различных частотах вращения ne.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | ne min |  |  |  |  | ne N | ne max |
| ne, об/мин | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3000 |
| Ne, кВт | 22,69 | 48,89 | 75 | 97,81 | 113,8 | 120 | 120 |
| Me, Нм | 433,6 | 467 | 478 | 467 | 435 | 382,2 | 382,2 |

Memax= 478 Нм, при neM= 1500 об/мин.

По полученным значениям Ne и Me на листе миллиметровой бумаги в масштабе строим внешнюю скоростную характеристику двигателя проектируемого автомобиля, а также определяем частоту вращения коленвала neM, при которой развивается максимальный вращающий момент Memax на выходном конце коленчатого вала. Значения neM и Memax необходимо записать после таблицы 2. Форма внешней скоростной характеристики двигателя приведена на рисунке 1.

Me max

Ne max

ne , об/мин

ne max

ne N

ne M

ne min

Рисунок 1 – Внешняя скоростная характеристика двигателя.

**1.3 Определение передаточных чисел трансмиссии**

Динамические качества автомобиля определяются во многом числом ступеней КПП, передаточными числами КПП и главной передачи. С целью определения числа ступеней и передаточных чисел трансмиссии необходимо в первую очередь определиться со схемой трансмиссии и представить её на рисунке в пояснительной записке. Например, схему трансмиссии классической компоновки можно представить так, как на рисунке 2.

Двигатель

Сцепление

КПП

Карданная

передача

Главная

передача и

дифференциал

Рисунок 2 – Схема трансмиссии проектируемого автомобиля.

Второй этап в решении задачи определения передаточных чисел трансмиссии заключается в подборе шин для проектируемого автомобиля. Тип шин подбирается по максимальной нагрузке, приходящейся на неё и максимальной скорости автомобиля Vmax. Для определения нагрузок на шины передней и задних осей определяются нагрузки на оси автомобиля из выражения 6

, Н (6)

где G1(2) - нагрузка, приходящаяся на переднюю-1 или заднюю-2 оси, Н;

g - ускорение свободного падения, м/с2 (g =9,81 м/с2);

х1(2) - часть полного веса автомобиля, приходящегося на переднюю 1 или задние 2 оси автомобиля,%.

У грузовых автомобилей при полном использовании грузоподъёмности 20-30% полного веса приходится на переднюю ось и 70-80% на задние (х1=20-30%, х2=70-80%). При затруднении в выборе нагрузок на оси проектируемого автомобиля следует воспользоваться распределением полного веса по осям у автомобиля аналога. Выбираем полный вес на переднюю ось x1 = 30%, на заднюю ось x2 = 70%.

G1 = 7150\*9,8\*(30/100)= 21021 Н

G2 = 7150\*9,8\*(70/100)= 49049 Н

Если после выполнения расчета окажется что нагрузка, приходящаяся на заднюю ось G2, значительно превышает нагрузку, приходящуюся на переднюю ось G1, то, для исключения значительного недогруза шин передней оси, следует увеличить число колес на задней оси, применив двухскатные колеса, либо увеличить число задних осей. Нагрузку, приходящуюся на шины передней и задних осей, определяют из выражения-7.

, Н (7)

где a1(2) - число передних-1 или задних-2 осей на автомобиле;

b1(2) - число колес на передней-1 или задней-2 оси автомобиля;

Gш1=21021/1\*2=10511 Н

Gш1=49049/1\*4=12262 Н

Выбор типа шины производим по рекомендациям литературного источника [3], по наиболее нагруженной шине и максимальной допустимой скорости движения на которую рассчитана эта шина. Типоразмер выбранной шины, допускаемую нагрузку и скорость движения на которую рассчитана шина, а также другие параметры шины приводим в пояснительной записке в виде таблицы -3

Таблица 3 – Характеристика шин проектируемого автомобиля.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка шины | Допустимаянагрузка на шину, [G], Н | Максимальнодопустимаяскорость,[V],км/ч | Диаметр ободаколеса, d, ״ | Ширинапрофиля шины, B, ״ | Отношение высоты профиля шиныК ширине шины,Н/B | Высота профиля шины, H, ״ | Статический радиус шины, м |
| 220-508 | 11500 | 100 | 20 | 8,25 | 1 | 8,25 | 0,443 |

Отношение высоты профиля шины к ширине профиля Н/В, для шин грузовых автомобилей составляет 1 и поэтому Н=В.

Радиус качения колеса в с шиной выбранной марки определится по формуле-8

rk=0,0127(d+1,7H), м (8)

где d - диаметр обода колеса, дюймы (״);

H - высота профиля шины, дюймы (״);

*rk*= 0,0127(20+1,7∙8,25) = 0,43 м.

Передаточное число главной передачи автомобиля определяется из условия обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля Vmax на высшей передаче из выражения-9

, (9)

где uk- передаточное число коробки передач на высшей передаче.

u0 = 0,377\*0,43\*3000/1\*100 = 4,9

КПП проектируемого автомобиля не имеет ускоряющую передачу, поэтому uk = 1

Передаточное число первой передачи КПП определяется из условия преодоления автомобилем максимального сопротивления дороги. При этом используется формула-10

, (10)

где Ψmax - максимальный коэффициент сопротивления дороги, преодолеваемой автомобилем на первой передаче (Ψmax = 0,3…0,4).

Принимаю Ψmax = 0,4.

Меmax- максимальный вращающий момент, развиваемый двигателем, Нм (Меmax = 478 Нм).

ηтр - КПД трансмиссии автомобиля (ηтр = 0,85)

uk1 = 0,4\*0,437150\*9,8/478\*4,9\*0,85= 6,4

Полученное значение передаточного числа первой передачи КПП следует проверить по условию сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой (на отсутствие буксования). Сцепление ведущих колес с дорогой будет обеспечено, если выполняется условие

PT max  Pсц

где PT max – максимальная сила тяги на ведущих колесах автомобиля, Н.

PT max определяется по формуле-11

, Н (11)

PT **max** = 478\*6,4\*4,9\*0,85/0,43= 29631, Н

Рсц – сила сцепления шин с дорогой, Н;

,

где φ - коэффициент сцепления шин с дорогой, φ=0,6…0,8.

Принимаю φ = 0,6

- сцепной вес автомобиля, Н;

для заднеприводных автомобилей Gсц=G2

где m2- коэффициенты перераспределения нормальных реакций; при трогании автомобиля с места m2=1,2.

Gсц = 49049\*1,2 = 58858,8, Н

Рсц = 0,6\*58858,8 = 35315,3, Н

PT max ≤ Pсц – условие выполняется

В случае не выполнения условия сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой при принятом передаточном числе КПП все последующие прочностные расчеты механизмов трансмиссии следует вести по силе сцепления колес с дорогой Gсц.

Принятое передаточное число первой передачи КПП uk1 является основой для нахождения передаточных чисел других передач КПП. Для их нахождения необходимо определиться с числом ступеней КПП проектируемого автомобиля. В учебных целях рекомендуется принимать 4…5 ступеней, а при больших значениях максимальной скорости автомобиля (> 120 км/ч) следует применять ускоряющую высшую передачу с передаточным числом 0,7…0,8. Передаточные числа II, III и других передач КПП определяются по формуле-12

Принимаю 4-х ступенчатую КПП

, (12)

где - число ступеней КПП без учета ускоряющей передачи при её наличии;

 - порядковый номер передачи.

uk2 = 3,4

uk3 = 1,9

uk4 = 1

**1.4 Расчет тягового баланса автомобиля**

Движение автомобиля по дороге возможно только в том случае, если сила тяги, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, больше или равна сумме сил дорожных сопротивлений. Если величина силы тяги PТ превышает сумму сил дорожных сопротивлений, то этот запас используется либо на ускорение автомобиля, либо на буксировку автомобилем дополнительного груза. Математически это положение описывается с помощью уравнения тягового баланса автомобиля. Уравнение тягового баланса автомобиля имеет следующий вид

РТ = РΨ + РW + Рj,

где РΨ - cила сопротивления дороги, Н;

РW - сила сопротивления воздуха, Н;

Рj - сила инерции автомобиля при его неравномерном движении (при ускорении или замедлении), Н.

Уравнение тягового баланса автомобиля проще и наглядней решать графическим способом, при котором строим графики зависимости каждого из слагаемых уравнения от скорости движения автомобиля, и производим сравнение положения точек кривой с положением точек суммарной кривой РΨ и РW.

Для построения графика зависимости силы тяги РТ на ведущих колесах автомобиля от скорости его движения используется выражение 13

, Н (13)

где Ме- вращающий момент на выходном конце коленвала двигателя при соответствующей его частоте вращения, Нм;

Скорость движения автомобиля при различных частотах вращения коленвала двигателя определяется по формуле-14

, км/ч (14)

Значения сил тяги РТ и скоростей автомобиля V следует определять для частот вращения коленвала двигателя nе, которые являются границами интервалов при разбиении всего диапазона частот вращения коленвала, проделанного в п. 1.2.2. Результаты расчетов по формулам 13 и 14 представляем в виде таблицы-5.

Таблица 5 – Расчет сил тяги на ведущих колесах проектируемого автомобиля и его скоростей движения

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ne,об/мин | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 |
| Me | 433,6 | 467 | 478 | 467 | 435 | 382,2 |
| PTI | 26879,2 | 28949,7 | 29631,6 | 28949,7 | 26966,0 | 23692,8 |
| VI | 2,6 | 5,2 | 7,8 | 10,3 | 13 | 15,5 |
| PTII | 14279,6 | 15379,5 | 15741 | 15379,5 | 14325,7 | 12586,8 |
| VII | 4,9 | 9,7 | 14,6 | 19,5 | 24,3 | 29,2 |
| PTIII | 7978,2 | 8592,8 | 8795,2 | 8592,8 | 8004 | 7032,5 |
| VIII | 8,7 | 17,4 | 26,1 | 34,8 | 43,5 | 52,2 |
| PTIV | 4162,6 | 4483,2 | 4588,8 | 4483,2 | 4176 | 3669,12 |
| VIV | 16,5 | 33 | 49,5 | 66 | 85 | 99 |

По рассчитанным значениям РТ и V строим график изменения силы тяги на ведущих колесах автомобиля в зависимости от его скорости движения. Пример графика приведен на рисунке-3.

Для построения графика зависимости силы сопротивления дороги РΨ от скорости движения автомобиля V используется формула

РΨ= mg [Н],

где Ψ- коэффициент сопротивления дороги (Ψ = i+ƒ);

i - уклон дороги; при движении автомобиля по горизонтальной дороге i =0;

ƒ - коэффициент сопротивления дороги; для дорог с асфальтобетонным покрытием значения коэффициента определяются по формуле



Таким образом, формула для определения силы сопротивления дороги РΨ приобретает вид формулы-15

, (15)

Сила сопротивления воздуха РW движению автомобиля определяется по формуле-16

, (16)

где k и F-коэффициент обтекаемости автомобиля и лобовая площадь автомобиля соответственно, значения которых принимались ранее в п. 1.2.1.

Так как и сила сопротивления дороги РΨ и сила сопротивления воздуха РW зависят от изменения скорости автомобиля, то задаваясь 5-ю6-ю различными значениями скорости V (предпочтительны значения скоростей из таблицы 2, развиваемые на различных передачах) подсчитываем значения сил сопротивления движению для этих значений скорости. Результаты расчета представляем в виде таблицы-6.

Таблица 6 – Расчет сил сопротивления движению проектируемого автомобиля по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V, км/ч | 2,6 | 15,5 | 29,2 | 52,2 | 85 | 99 |
| РΨ, Н | 1051,1 | 1064 | 1096 | 1194,2 | 1431 | 1566 |
| РW, Н | 1,07 | 38,1 | 135,1 | 432 | 1145 | 1553,1 |

По рассчитанным значениям сил РΨ и РW строим кривую зависимости суммарной силы сопротивления движению автомобиля РΨ + РW от скорости движения автомобиля для чего:

- строим кривую зависимости силы сопротивления дороги РΨ от скорости V;

- от точек кривой РΨ =ƒ(V) откладываем ординаты кривой РW =ƒ(V) и после соединения точек плавной линией получаем кривую РΨ + РW =ƒ(V).

Нанесенные на одном графике кривые РТ =ƒ(V), РΨ =ƒ(V) и РΨ + РW =ƒ(V) представляют собой графическое решение уравнения тягового баланса проектируемого автомобиля.

На графике, в точке оси V, соответствующей максимальной скорости движения автомобиля Vmax, должно быть либо РТ = РΨ + РW (кривые пересекаются), либо РТ > РΨ + РW (кривая РТ проходит выше РΨ + РW). Пример графика тягового баланса автомобиля приведен на рисунке 3.











+









Рисунок 3 – График тягового баланса проектируемого автомобиля

**1.5 Расчет мощностного баланса автомобиля**

Для анализа динамических свойств автомобиля можно вместо соотношения сил использовать сопоставление тяговой мощности NT с мощностью, необходимой для преодоления сопротивления движению. Мощностной баланс автомобиля в общем виде можно представить следующей формулой



где  - мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля, кВт; определяется по формуле-17

 (17)

где  - мощность на выходном конце коленчатого вала двигателя, кВт;

 - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению колес автомобиля, кВт; определяется по формуле-18

 (18)

- мощность, затрачиваемая на преодоление подъёма, кВт; при расчёте силового баланса принимается, что автомобиль движется по горизонтальной дороге, для которой уклон i = 0, а значит =0;

 - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт; определяется по формуле-19

, (19)

 - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, кВт; равна запасу мощности автомобиля после вычета из тяговой мощности  мощности дорожных сопротивлений + и мощности сопротивления воздуха 

= - (+)

Уравнение мощностного баланса, так же как и уравнение силового баланса, проще решать графически. С этой целью строим график зависимости тяговой мощности  от скорости движения автомобиля, предварительно подсчитав  по формуле-17 для всех значений скоростей автомобиля, подсчитанных в таблице-5.

График суммарной мощности дорожных сопротивлений + строим по аналогии с графиком суммарной силы дорожных сопротивлений +, предварительно подсчитав значения мощностей  и по формулам 18 и 19 для значений скоростей, приведенных в таблице 6. Результаты расчета представляем в виде таблицы 7, первым листом Форма графика мощностного баланса автомобиля приведена на рисунке 4.

Таблица 7 – Расчет мощностного баланса проектируемого автомобиля

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передача КПП | Частота вращения коленвала, ne,об/мин | Скорость движения автомобиля, V, км/ч | Мощность двигателя, Ne, кВт, (см. табл. 3) | Мощность на ведущих колесах автомобиля, NТ, кВт | Мощностьсопротивлений | Запас мощности,Nj, кВт |
| Nf,кВт | NW, кВт |
| I | 500 | 2,6 | 22,69 | 19,3 | 0,76 | 0,0008 | 18,54 |
| 1000 | 5,2 | 48,89 | 41,56 | 1,5 | 0,006 | 40,054 |
| 1500 | 7,8 | 75 | 63,8 | 2,3 | 0,02 | 61,48 |
| 2000 | 10,3 | 97,81 | 83,14 | 3,02 | 0,05 | 80,07 |
| 2500 | 13 | 113,8 | 96,73 | 3,83 | 0,1 | 92,8 |
| 3000 | 15,5 | 120 | 102 | 4,58 | 0,16 | 97,26 |
| II | 500 | 4,9 | 22,69 | 19,3 | 1,43 | 0,005 | 17,87 |
| 1000 | 9,7 | 48,89 | 41,56 | 2,8 | 0,04 | 38,72 |
| 1500 | 14,6 | 75 | 63,8 | 4,3 | 0,14 | 59,4 |
| 2000 | 19,5 | 97,81 | 83,14 | 5,8 | 0,32 | 77,02 |
| 2500 | 24,3 | 113,8 | 96,73 | 7,3 | 0,63 | 88,8 |
| 3000 | 29,2 | 120 | 102 | 8,89 | 1,1 | 92,01 |
| III | 500 | 8,7 | 22,69 | 19,3 | 2,5 | 0,03 | 16,77 |
| 1000 | 17,4 | 48,89 | 41,56 | 5,2 | 0,23 | 36,13 |
| 1500 | 26,1 | 75 | 63,8 | 7,9 | 0,78 | 55,12 |
| 2000 | 34,8 | 97,81 | 83,14 | 10,8 | 1,8 | 70,54 |
| 2500 | 43,5 | 113,8 | 96,73 | 13,9 | 3,6 | 79,23 |
| 3000 | 52,2 | 120 | 102 | 17,3 | 6,3 | 78,4 |
| IV | 500 | 16,5 | 22,69 | 19,3 | 4,9 | 0,2 | 14,2 |
| 1000 | 33 | 48,89 | 41,56 | 10,2 | 1,6 | 29,76 |
| 1500 | 49,5 | 75 | 63,8 | 16,2 | 5,3 | 42,3 |
| 2000 | 66 | 97,81 | 83,14 | 23,5 | 12,6 | 47,04 |
| 2500 | 85 | 113,8 | 96,73 | 33,7 | 27,03 | 36 |
| 3000 | 99 | 120 | 102 | 43,1 | 42,7 | 16,2 |

**1.6 Расчет динамической характеристики автомобиля**

Динамическим фактором автомобиля D называют отношение разности силы тяги на ведущих колесах автомобиля и силы сопротивления воздуха  к полному весу автомобиля G.

, 

Значения динамического фактора автомобиля изменяются в зависимости от номера включенной передачи в КПП и от скорости движения автомобиля. Динамический фактор автомобиля при включении различных передач КПП определяется по формуле-20

,  (20)



















Рисунок 4 – График мощностного баланса проектируемого автомобиля

Значения сил РTi для различных передач КПП и скоростей движения автомобиля приведены в таблице 4, значения сил PWi для различных скоростей движения автомобиля можно определить по формуле-21

, Н (21)

Величина динамического фактора ограничивается условиями сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой. Динамический фактор по условиям сцепления колес с дорогой может быть определён по формуле-22

для заднеприводных автомобилей  (22)

где  - коэффициент сцепления шин с дорогой; принимается = 0,2…0,4 (соответствует движению автомобиля по укатанному снегу).

Принимаем = 0,2.

,  - коэффициенты перераспределения нормальных реакций для передней-1 и задних-2 осей; для рассматриваемого случая принимаются =0,8…0,9; =1,1…1,2.

Принимаем =1,2

,- часть полного веса автомобиля, приходящаяся на переднюю-1 или задние-2 оси, Н; см. п. 1.2.3.(= 49049Н)

*G=mg*

где *m -* масса автомобиля (*m*=7150 кг)

*G=*7150\*9,8=70070 Н.

Dφ = 0,2\*((1,2\*49049)/70070) =0,168 Н

Используя формулы 20 и 21, определяем значения динамического фактора автомобиля для 5…6 скоростей его движения при включении каждой передачи КПП, и строим динамическую характеристику автомобиля на свободном поле первого листа графической части проекта. Здесь же наносим предварительно подсчитанный по одной из формул 22 динамический фактор по условию сцепления колес с дорогой и сделать вывод о возможности движения автомобиля без буксования по укатанному снегу. Расчет динамического фактора автомобиля представляем в виде таблицы 8.

Таблица 8 – Расчет динамического фактора проектируемого автомобиля

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передача КПП | Скорость движения автомобиля, V, км/ч (см. табл. 5) | Сила тяги на ведущих колесах автомобиля, PT I, H | Сила сопротивления воздуха, PW I, H | Разность сил(PT I – PW I), Н | Динамический фактор автомобиля, Di, Н/Н |
| I | 2,6 | 26879,2 | 1,07 | 26878,13 | 0,384 |
| 5,2 | 28949,7 | 4,2 | 28945,5 | 0,413 |
| 7,8 | 29631,6 | 9,6 | 29622,0 | 0,423 |
| 10,3 | 28949,7 | 16,8 | 28932,9 | 0,413 |
| 13 | 26966,0 | 26,8 | 26939,2 | 0,384 |
| 15,5 | 23692,8 | 38,1 | 23654,7 | 0,338 |
| II | 4,9 | 14279,6 | 3,8 | 14275,8 | 0,204 |
| 9,7 | 15379,5 | 15 | 15364,5 | 0,220 |
| 14,6 | 15741,0 | 33,8 | 15707,2 | 0,224 |
| 19,5 | 15379,5 | 60,3 | 15319,2 | 0,219 |
| 24,3 | 14325,7 | 93,6 | 14232,1 | 0,203 |
| 29,2 | 12586,8 | 135,11 | 12451,7 | 0,178 |
| III | 8,7 | 7978,2 | 12 | 7966,2 | 0,114 |
| 17,4 | 8592,8 | 48 | 8544,8 | 0,122 |
| 26,1 | 8795,2 | 107 | 8688,2 | 0,124 |
| 34,8 | 8592,8 | 191 | 8401,8 | 0,120 |
| 43,5 | 8004,0 | 300 | 7704,0 | 0,110 |
| 52,2 | 7032,5 | 431 | 6601,5 | 0,100 |
| IV | 16,5 | 4162,6 | 43 | 4119,6 | 0,058 |
| 33 | 4483,2 | 172,6 | 4310,6 | 0,061 |
| 49,5 | 4588,8 | 388,3 | 4200,5 | 0,060 |
| 66 | 4483,2 | 690,3 | 3792,9 | 0,054 |
| 85 | 4176,0 | 1144,9 | 3031,1 | 0,043 |
| 99 | 3669,12 | 1553,1 | 2116,02 | 0,030 |

Форма графика динамической характеристики автомобиля приведена на рисунке 5.















Рисунок 5 – Динамическая характеристика проектируемого автомобиля.

**1.7 Расчет ускорений автомобиля**

Динамический фактор автомобиля соответствует дорожному сопротивлению, характеризуемому коэффициентом сопротивления дороги Ψ, которое автомобиль способен преодолеть на данной передаче с заданной постоянной скоростью. В случае, если величина динамического фактора автомобиля отличается от коэффициента сопротивления дороги, по которой он движется, то это движение будет ускоренным (при D > Ψ), либо замедленным (при D < Ψ). Величина развиваемого автомобилем ускорения (замедления) определяется по формуле-23

, м/с2 (23)

где - коэффициент учета вращающихся масс автомобиля;



где - передаточное число передачи КПП, на которой движется автомобиль.

В курсовом проекте ускорение автомобиля определяем для условий движения автомобиля по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием и поэтому можно считать, что



Определение ускорений автомобиля, движущегося по горизонтальной дороге, для 5…6 скоростей каждой передачи КПП необходимо провести с учетом вышеизложенного в виде таблицы 9. Форма графика приведена на рисунке 6.

Таблица 9 – Расчет ускорений автомобиля

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передаточноечисло(передача) | Скорость автомобиля, V, км/ч(см. табл. 5) | Динамический фактор, D, Н/Н(см. табл. 8) | Коэффициент сопротивления дорогиΨ= f | РазностьD-Ψ | Коэффициент вращающихся масс,δвр | Ускорение, j, м/с2 |
| ukI(I) | 2,6 | 0,384 | 0,0150 | 0,369 | 3,098 | 1,17 |
| 5,2 | 0,413 | 0,0150 | 0,398 | 3,098 | 1,26 |
| 7,8 | 0,423 | 0,0150 | 0,408 | 3,098 | 1,29 |
| 10,3 | 0,413 | 0,0151 | 0,3979 | 3,098 | 1,26 |
| 13 | 0,384 | 0,0151 | 0,3689 | 3,098 | 1,17 |
| 15,5 | 0,338 | 0,0152 | 0,3228 | 3,098 | 1,02 |
| ukII(II) | 4,9 | 0,204 | 0,0150 | 0,189 | 1,628 | 1,14 |
| 9,7 | 0,220 | 0,0151 | 0,2049 | 1,628 | 1,23 |
| 14,6 | 0,224 | 0,0152 | 0,2088 | 1,628 | 1,26 |
| 19,5 | 0,219 | 0,0153 | 0,2037 | 1,628 | 1,22 |
| 24,3 | 0,203 | 0,0154 | 0,1876 | 1,628 | 1,13 |
| 29,2 | 0,178 | 0,0156 | 0,1624 | 1,628 | 0,98 |
| ukIII(III) | 8,7 | 0,114 | 0,0151 | 0,0989 | 1,2305 | 0,79 |
| 17,4 | 0,122 | 0,0152 | 0,1068 | 1,2305 | 0,85 |
| 26,1 | 0,124 | 0,0155 | 0,1085 | 1,2305 | 0,86 |
| 34,8 | 0,120 | 0,0159 | 0,1041 | 1,2305 | 0,83 |
| 43,5 | 0,110 | 0,0164 | 0,0936 | 1,2305 | 0,75 |
| 52,2 | 0,100 | 0,0170 | 0,083 | 1,2305 | 0,66 |
| ukIV(IV) | 16,5 | 0,058 | 0,0152 | 0,0428 | 1,1 | 0,38 |
| 33 | 0,061 | 0,0158 | 0,0452 | 1,1 | 0,40 |
| 49,5 | 0,060 | 0,0168 | 0,0432 | 1,1 | 0,38 |
| 66 | 0,054 | 0,0182 | 0,0358 | 1,1 | 0,32 |
| 85 | 0,043 | 0,0204 | 0,0226 | 1,1 | 0,20 |
| 99 | 0,030 | 0,0223 | 0,0077 | 1,1 | 0,07 |

j, м/с2

jI

jII

jIII

jIV

V, км/ч

Рисунок 6 – График ускорений проектируемого автомобиля

**1.8 Расчет времени и пути разгона автомобиля**

Время и путь разгона автомобиля до максимальной скорости являются самыми распространенными и наглядными характеристиками динамичности автомобиля. Их определение производят графоаналитическим способом с использованием графика ускорений автомобиля. При проведении расчетов полагаем, что разгон автомобиля на каждой передаче производится до достижения двигателем максимальных оборотов.

Кривые ускорений автомобиля, начиная с первой передачи, разбиваем на 3…4 интервала скоростей. Для каждого интервала скоростей определяем среднее ускорение и изменение скорости в пределах интервала. Время разгона автомобиля в данном интервале скоростей определяется по формуле 24

,[с] (24)

где - изменение скорости автомобиля в интервале скоростей для которого определяется время разгона, км/ч;

= 

- среднее ускорение в данном интервале скоростей, м/с2;



При определении времени разгона автомобиля учитывается и время на переключение передач, которое определяется по рекомендациям таблицы-10.

Таблица 10- Время переключения передач

|  |  |
| --- | --- |
| Тип коробки передач | Время переключения передач, с |
| Карбюраторные двигатели | Дизельные двигатели |
| Без синхронизатора | 1,3 - 1,5 | 1 - 5 |
| С синхронизаторами | 0,3 – 0,5 | 1 – 1,5 |

Выбираю время переключения передачи – 0,5 с.

Падение скорости автомобиля за время переключения передач определяется по формуле-25

, км/ч (25)

где - коэффициент учета вращающихся масс при движении автомобиля накатом; принимается=1,05 так как при накате =0 (см. п. 5.2.7);

- время переключения передачи, с; см. табл. 10;

Ψ – коэффициент сопротивления дороги, соответствующий скорости движения автомобиля при которой происходит переключение передачи;

 (cм. п. 2.5.4)

Путь разгона автомобиля определяется для тех же интервалов изменения скорости автомобиля по формуле 26

, м (26)

где - средняя скорость движения в каждом интервале скоростей, км/ч;

= 

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач (движение накатом), определяется по формуле-27

, м (27)

Используя всю вышеприведенную информацию, определяем время и путь разгона автомобиля на горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием до максимальной скорости . Все расчеты по данному подразделу сводим в таблицу-10.

Таблица 10 – Расчет времени и пути разгона проектируемого автомобиля до максимальной скорости

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер передачи КПП | Интервал Vi, км/ч | Интервал j i, м/с2 | ΔVi,км/ч | jср i, м/с2 | Δt i, с | ∑Δt i, c | Vср i, км/ч | ΔS i, м | ∑ΔSi, м |
| I | 2,6-5,2 | 1,17-1,26 | 2,6 | 1,22 | 0,592 | 0,592 | 3,9 | 0,641 | 0,641 |
| 5,2-7,8 | 1,26-1,29 | 2,6 | 1,28 | 0,564 | 1,156 | 6,5 | 1,018 | 1,659 |
| 7,8-10,3 | 1,29-1,26 | 2,5 | 1,28 | 0,543 | 1,699 | 9,05 | 1,365 | 3,024 |
| 10,3-13 | 1,26-1,17 | 2,7 | 1,22 | 0,615 | 2,314 | 11,65 | 1,990 | 5,014 |
| 13-15,5 | 1,17-1,02 | 2,5 | 1,10 | 0,631 | 2,945 | 14,25 | 2,498 | 7,512 |
| Накат | - | - | 0,255 | - | 0,5 | 3,445 | - | 2,135 | 9,647 |
| II | 15,2-19,5 | 1,02-1,22 | 4,3 | 1,12 | 1,066 | 4,511 | 17,35 | 5,138 | 14,785 |
| 19,5-24,3 | 1,22-1,13 | 4,8 | 1,18 | 1,130 | 5,641 | 21,9 | 6,874 | 21,659 |
| 24,3-29,2 | 1,13-0,98 | 4,9 | 1,06 | 1,284 | 6,925 | 26,75 | 9,541 | 31,2 |
| Накат | - | - | 0,262 | - | 0,5 | 7,425 | - | 4,037 | 35,237 |
| III | 28,9-34,8 | 0,98-0,83 | 5,9 | 0,91 | 1,801 | 9,226 | 31,85 | 15,934 | 51,171 |
| 34,8-43,5 | 0,83-0,75 | 8,7 | 0,79 | 3,059 | 12,285 | 39,15 | 33,267 | 84,438 |
| 43,5-52,2 | 0,75-0,66 | 8,7 | 0,71 | 3,404 | 15,689 | 47,85 | 45,245 | 129,683 |
| Накат | - | - | 0,286 | - | 0,5 | 16,189 | - | 7,230 | 136,913 |
| IV | 51,91-66 | 0,52-0,32 | 14,09 | 0,42 | 9,32 | 25,51 | 59 | 152,74 | 289,65 |
| 66-85 | 0,32-0,20 | 19 | 0,26 | 20,30 | 45,81 | 75,5 | 425,74 | 715,39 |
| 85-99 | 0,20-0,07 | 14 | 0,135 | 28,81 | 74,62 | 92 | 736,3 | 1451,69 |

По результатам расчетов строим графики изменения времени и пути разгона автомобиля до максимальной скорости. Эти графики допускается строить в одних координатных осях в соответствующих масштабах. Переломы графиков в точках, соответствующих моментам переключения передач следует показывать условно, так как в масштабах построения графиков, эти падения скорости движения автомобиля практически неуловимы.

Пример графиков времени и пути разгона автомобиля до максимальной скорости построенный в одних координатных осях приведен на рисунке-7.

∑Δt

∑ΔS

V, км/ч

Δt, c

ΔS, м

Рисунок 7 – График времени и пути разгона проектируемого автомобиля до максимальной скорости

**1.9 Расчет топливной экономичности автомобиля**

Топливно-экономические качества вновь проектируемых автомобилей при движении с постоянной скоростью оцениваются топливно-экономической характеристикой. Эта характеристика представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости движения для различных дорожных условий.

Путевой расход топлива определяется по формуле-28

, л/100 км (28)

где - удельный эффективный расход топлива, г/кВт ч;

- мощность двигателя, необходимая для равномерного движения по дороге с коэффициентом сопротивления Ψ с заданной скоростью, кВт;

 - плотность используемого топлива, кг/л;

для бензина  = 0,74 кг/л;

Удельный эффективный расход топлива зависит от частоты вращения коленвала двигателя и степени использования мощности двигателя (степени открытия дроссельной заслонки карбюратора. Это положение учитывают коэффициенты формулы-29, связывающей удельный расход топлива при заданном режиме движения и удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя.

 (29)

где  - удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя;

для карбюраторных двигателей  =353,6 г/кВт ч;

 - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от частоты вращения коленвала двигателя; является функцией от отношения текущей и номинальной частот вращения коленвала;

=

где - частота вращения коленвала двигателя при заданных условиях движения, об/мин;

 - частота вращения коленвала двигателя при максимальной мощности; об/мин;

 - коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя при заданных дорожных условиях; является функцией от отношения текущей мощности и максимальной для данной скорости движения;

 =

где  - мощность двигателя при заданной скорости движения автомобиля, требуемая для преодоления сопротивлений дороги и сопротивления воздуха; определяется по формуле-30

, кВт (30)

 - максимальная мощность двигателя для заданной скорости движения (при 100% открытии дроссельной заслонки или полностью выдвинутой рейке топливного насоса высокого давления). Значение  берется с графика мощностного баланса автомобиля для заданной скорости движения.

В курсовом проекте построение топливно-экономической характеристики автомобиля производится для условий его движения на высшей передаче по горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием. В связи с этим, для подстановки в формулу 30 и для определения  следует брать 5…6 скоростей движения автомобиля на высшей передаче, а соответствующие этим скоростям частоты вращения коленвала двигателя сравнивать с номинальной частотой  для определения коэффициента .

Значения коэффициентов  и  в зависимости от отношений  и  выбираем по специальным графикам или по рекомендациям таблиц 12 и 13.

Таблица 12 – Значения коэффициента 

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Для всех типов двигателей |  | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 |
|  | 1,13 | 1,0 | 0,96 | 0,97 | 1,0 | 1,15 |

Таблица 13 – Значения коэффициента 

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | Тип двигателя |
|  | 2,0 | 1,34 | 1,0 | 0,98 | 1,0 | Карбюраторный |

Значения коэффициентов и для промежуточных значений отношений  и  следует определять методом интерполяции.

Расчет и построение топливно-экономической характеристики автомобиля следует проводить для двух условий движения автомобиля, характеризуемых следующими значениями коэффициентов сопротивления дороги: 0,015 и 

Расчеты топливно-экономической характеристики автомобиля представляем в форме таблицы-14.

По результатам расчета строим топливно-экономическую характеристику автомобиля. Форма кривых топливно-экономической характеристики автомобиля показана на рисунке 8.

Таблица 14 – Расчет топливно-экономической характеристики проектируемого автомобиля

|  |  |
| --- | --- |
| Параметры | Коэффициент сопротивления дороги Ψ1 |
| ne, об/мин | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 |
| ne /nN | 0,2 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,8 | 1 |
| Kn | 1,13 | 1,07 | 0,98 | 0,965 | 0,97 | 1 |
| V, км/ч | 16,5 | 33 | 49,5 | 66 | 85 | 99 |
| Ne, кВт | 5,906 | 13,211 | 23,312 | 37,611 | 61,093 | 84,391 |
| N(100), кВт | 22,69 | 48,89 | 75 | 97,81 | 113,8 | 120 |
| Ne / N(100) | 0,260 | 0,270 | 0,311 | 0,385 | 0,537 | 0,703 |
| KN | 1,84 | 1,84 | 1,67 | 1,34 | 1,17 | 0,99 |
| g e, г/кВт ч | 735,21 | 696,17 | 578,70 | 457,24 | 401,30 | 350,06 |
| g п, л/100 км | 35,56 | 37,66 | 36,83 | 35,21 | 38,98 | 40,32 |
| Параметры | Коэффициент сопротивления дороги Ψ2 |
| ne, об/мин | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 |
| ne /nN | 0,2 | 0,3 | 0,5 | 0,7 | 0,8 | 1 |
| Kn | 1,13 | 1,07 | 0,98 | 0,965 | 0,97 | 1 |
| V, км/ч | 16,5 | 33 | 49,5 | 66 | 85 | 99 |
| Ne, кВт | 11,579 | 24,556 | 40,330 | 60,302 | 90,317 | 118,427 |
| N(100), кВт | 22,69 | 48,89 | 75 | 97,81 | 113,8 | 120 |
| Ne / N(100) | 0,510 | 0,502 | 0,538 | 0,617 | 0,794 | 0,987 |
| KN | 1,17 | 1,17 | 1,09 | 1,0 | 0,98 | 1,0 |
| g e, г/кВт ч | 467,50 | 442,67 | 377,72 | 341,22 | 336,13 | 353,6 |
| g п, л/100 км | 44,33 | 44,51 | 41,59 | 42,13 | 48,26 | 57,16 |

V, км/ч

Ψ2

Ψ1

gп, л/100км

Рисунок 8 – Топливно-экономическая характеристика проектируемого автомобиля

**2. Обзор конструкции проектируемой карданной передачи**

Карданная передача автомобиля-аналога (ГАЗ-53А) состоит из двух последовательно соединённых валов: промежуточного вала и основного.

Необходимость в двух последовательно соединённых валах определяется критической частотой вращения вала при определённом диаметре трубы (75 мм).

Промежуточный и основной карданные валы – открытого типа, трубчатые с тремя шарнирами неравных угловых скоростей. Промежуточный карданный вал имеет дополнительную опору с креплением на поперечине рамы.

Длина промежуточного вала между центрами карданных шарниров равна 1234 мм, длина основного вала 1295 мм.

Промежуточный карданный вал представляет собой тонкостенную трубу, с одного конца которой запрессована и приварена вилка карданного шарнира, с другой – шлицевая втулка. Вилка карданного шарнира – кованная, стальная; шлицевая втулка изготовлена из бесшовной стальной трубы. В шлицевую втулку входит скользящая вилка, которая установлена в шлицевой втулке таким образом, что ушки приварной и скользящей вилок находятся в одной плоскости. Вилки должны быть расположены в одной плоскости. Допускаемое отклонение не более 2о. соблюдение этого условия обеспечивает равномерное вращение ведомого и ведущего валов, соединённых двумя шарнирами с неравными угловыми скоростями.

Подвижные шлицевое соединение промежуточного вала необходимо для обеспечения изменения длины промежуточного вала, которая связана с перемещением заднего моста по дуге окружности вверх и вниз при движении автомобиля, то есть при перемещении заднего моста вверх и вниз уменьшается или увеличивается расстояние между передним и средним шарниром карданной передачи. Рабочая длина шлицев в зацеплении всегда остаётся постоянной.

От загрязнения шлицевого соединения и для удержания смазки в шлицах на торце шлицевой втулки установлено специальное уплотнение, которая состоит из внутреннего и наружного резинового колец, разделённых разрезными стальными шайбами.

На переднем конце промежуточного вала расположен карданный шарнир, фланец которого соединён с муфтой фланца коробки передач четырьмя болтами. Карданный шарнир состоит из двух вилок и крестовины, на шипах которой находятся игольчатые подшипники. Игольчатые подшипники входят в отверстия ушков вилок, удерживаются в них крышками, которые прикреплены к вилкам двумя болтами.

Каждый подшипник имеет 26 игольчатых ролика, в которые в стакане подшипника удерживаются шайбой и колпачком, напрессованным на стакан.

В карданные шарниры с дополнительным уплотнением в игольчатые подшипники закладывают высококачественную консистентную смазку, не требующую регулярного добавления в процессе эксплуатации, в связи с чем отсутствуют пресс-маслёнки крестовин шарниров. Смену смазки в карданных шарнирах следует производить через 6 ТО-2, но не реже одного раза в 3 года.

Основной карданный вал представляет собой так же тонкостенную трубу одинакового сечения с трубой промежуточного вала, с обеих сторон которой запрессованы и приварены одинаковые вилки карданных шарниров. Вилки расположены в одной плоскости, чем обеспечивается равномерное вращение валов. Фланец заднего шарнира карданной передачи крепится 4 болтами к фланцу ведущей шестерни заднего моста.

Подшипник опоры смазывают консистентной смазкой через пресс-маслёнку, ввёрнутую в отверстие нижней части задней обоймы сальника. Для выхода воздуха из полости, заполняемой смазкой, в обойме сальника имеются два небольших отверстия.

При изготовлении карданную передачу (промежуточный и основной вал в сборе) динамически балансируют на специальных станках. Дисбаланс устраняют приваркой пластин по концам труб. Допускается дисбаланс не более 50 гс\*см, а число привариваемых пластин на каждом конце не более 3.

Карданные шарниры обеспечивают наибольший угол качения от средней оси в каждую сторону, равный 21о.

**3 Проектирование карданной передачи**

**3.1 Определение геометрических параметров передачи**

При курсовом проектировании, в отсутствие готовой компоновки автомобиля, длину карданной передачи в учебных целях следует принимать равной половине базы автомобиля-прототипа:

*l*=0,5\*L (3.1.1)

где L – база автомобиля-прототипа, мм (L=3700 мм)

*l=*3700\*0,5= 1850 мм

γо, γст – углы наклона карданного вала при статических прогибах подвески автомобиля fо и fст от нагрузки соответственно порожнего автомобиля с номинальной нагрузкой;

γд – угол наклона карданного вала при динамическом прогибе подвески автомобиля fд под действием возмущающей силы от неровностей дороги;

∆о, ∆ - перемещение ведущего моста автомобиля от номинального положения до крайних верхнего и нижнего положения;

Н – высота между осями шарниров карданной передачи у силового агрегата автомобиля и у ведущего моста при номинальной нагрузке.

Статический прогиб подвески fст ведущего моста автомобиля при номинальной нагрузке можно определить, исходя из частоты собственных колебаний подвески. В отсутствие этих данных рекомендуется принимать fст для грузовых автомобилей fст=60-80 мм. Принимаю fст=80 мм.

Динамический прогиб подвески fд, связанный с действием на автомобиль возмущающей силы от неровностей дороги, принимается равным:

- для грузовых автомобилей fд= fст. fд =80 мм.

Уравнение зависимости прогиба подвески от нагрузки, приходящейся на её упругий элемент, представлено формулой:

*l*nRZ=f/fо+ *l*nRZо-1 (3.1.2)

где RZ – нагрузка на упругий элемент подвески ведущего моста при прогибе подвески f. При fд= fст=80 мм. Выразим fо.

RZ=G2/2 (3.1.3)

где G2 – номинальная нагрузка на ведущую ось автомобиля,Н (G2= 49049Н);

RZо – нагрузка на упругий элемент подвески ведущего моста при прогибе fо, Н:

RZ= 49049/2 = 24525 Н

RZо=((mа\*g)/2)\*(x2/100) (3.1.4)

где mа – снаряженная масса автомобиля (mа = 3000 кг);

х2 – снаряженная масса автомобиля, приходящаяся на ведущий мост (70%).

RZо=(3000\*9,8/2)\*(70/100)=10290 Н

Подсчитаем значение fо:

fо= fст / (*l*n RZ – *l*n RZо +1) (3.1.5)

fо= 80/(*l*n24525 – *l*n10290+1) = 80/(10,11 – 9,24 +1) =80/1,87= 42,8 =43 мм

Перемещение ведущего моста автомобиля от номинального положения до крайнего нижнего

∆о=fст – fо (3.1.6)

∆о=80-43=37 мм

Перемещение ведущего моста автомобиля от номинального положения до крайнего верхнего

∆=fд (3.1.7)

∆=fд=80 мм

Расстояние между осями валов силового агрегата автомобиля и ведущего моста при номинальной нагрузке

Н=*l*\*tgγст (3.1.8) (принимаю γст=4)

Н=1850\*tg4о=1850\*0,07=129,5 мм

Угол наклона карданного вала при динамическом прогибе подвески ведущего моста:

γд=arctg((H - ∆)/*l*) (3.1.9)

При этом должно выполняться соотношение γд>1о

γд= arctg ((129,5 - 37)/1850) = 2,862о =2,9о

Угол наклона карданного вала на порожнем автомобиле определяется по формуле:

γо=arctg((H + ∆о)/*l*) (3.1.10)

γо= arctg((129,5 + 37)/1850) = 5,14о

При этом должно выполняться соотношение γд= (4÷6)о.

**3.2 Определение размеров поперечного сечения карданного вала**

Наружный диаметр трубы карданного вала определяется по формуле:

D= ((16\*Мmax)/(π\*(1-С4)\*[τк]))⅓ (3.2.1)

где Мmax – наибольший вращающий момент, передаваемый карданным валом, Нмм.

Этот момент принимается равным меньшему из двух моментов:

- максимальному моменту, передаваемому от двигателя при включённой 1-ой передаче:

Мmax=МКmax\**и*1 (3.2.2)

- моменту, определённому по силе сцепления шин с дорогой при коэффициенте сцепления φ=0,6-0,8:

Мmax=(G2\*m2\*rк/uо)\*φ (3.2.3)

Величинами, входящими в формулы (3.2.2) и (3.2.3), являются:

МКmax – максимальный крутящийся момент двигателя, (478000 Нмм);

G2 – нагрузка на ведущий (задний) мост автомобиля, (49049 Н);

*и*1 – передаточное число КПП на 1-ой передаче (6,4);

*и*о – передаточное число главной передачи (4,9);

m2 – коэффициент перераспределения нагрузки на ведущий (задний) мост при движении автомобиля (0,7);

rк – радиус качения колеса, (430 мм);

Мmax=478000\*6,4=3059200 Нмм

Мmax=(49049\*0,7\*430/4,9)\*0,8 = 2410408 Нмм

D=(16\*2410408/ 3,14\*(1 - 0,6561)\*120)⅓ = 67,020 мм

С – коэффициент, равный отношению внутреннего диаметра трубы Dв к наружному:

С= Dв/D (3.2.4)

(для тонкостенных труб карданных валов С=0,9-0,95)

Принимаю С=0,90

[rк] – допускаемое напряжение для материала трубы карданного вала на кручение, МПа

rк=(0,55-0,6)[δр] (3.2.5)

Принимаю rк=0,6[δр]

rк=0,6\*[200]=120 МПа

где [δр] - допускаемое напряжение для материала трубы карданного вала на растяжение, МПа. Принимаю [δр]=200

Трубы карданных валов отечественных и зарубежных автомобилей изготавливают из малоуглеродистых сталей Ст 15, 20, 30, для которых [δр]=120-200 МПа.

Подсчитываем внутренний диаметр трубы:

Dв=D\*С (3.2.6)

Dв=67,020\*0,90=60,318 =60,32 мм

и толщину стенки трубы:

S=(D - Dв)/2 (3.2.7)

S=(67,020-60,32)/2= 3,35

На основании ГОСТ 8734-75 «Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные» выбираю наружный диаметр трубы 68 мм, толщину стенки трубы 4,0 мм.

**3.3 Расчёт критической частоты вращения карданного вала**

Для полого вала, при условии, что он на всей длине имеет постоянное сечение, критическую частоту nкр, об/мин, определяют по формуле:

nкр=12\*104\*((D2+Dв2) ½/*l*в2 ≥1,2\*nmax (3.3.1)

где *l*в – длина карданного вала, измеренная между осями карданных шарниров, м.

*l*в= *l* /соsγо (3.3.2)

*l*в=1,850/соs 5,14 = 1,85749 мм = 1,86 м.

nmax – максимальная частота вращения карданного вала, об/мин:

nmax = nеmax / *и*высш (3.3.3)

nmax =3000/1=3000 об/мин

nеmax – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя, (3000 об/мин);

*и*высш – передаточное число КПП автомобиля на высшей передаче (при прямой высшей передаче *и*высш=1)

nкр=12\*104\*((0,0672 + 0,062) ½/1,862 = 3120 об/мин.

Критическая частота находится в пределах рабочих частот вращения карданного вала. Значит чтобы повысить жёсткость карданного вала и сократить его длину примем значение *l*в/2 или *l*в/3.

Для *l*в/2=1857,49/2= 0,929 м:

nкр=12\*104\*((0,0672 + 0,062) ½/ 0,9292 = 12505 об/мин.

Условие nкр ≥1,2\*nmax выполняется (так как 12505≥3600 об/мин).

Выбираю для дальнейшей разработки схему трёхшарнирной карданной передачи по варианту - а, где *l*в/2.

**3.4 Определение геометрических параметров трёхшарнирной карданной передачи**

cosγ1\*cosγ2=cosγ3 (3.4.1)

Величину угла γ1 следует изменять в диапазоне от 1о до 5о, оптимальными значениями углов γ2, γ3 и γ4 будут значения, заключённые в интервале 4о-6о или с минимальными отклонениями от этого интервала.

Возвышение первого шарнира передачи над вторым

∆Н12= *l*12\*tgγ1 (3.4.2)

где – *l*12– расстояние между первым и вторым шарнирами передачи, мм (*l*12= *l*/2 значит, *l*12= 1,850/2 = 0,925 м =925 мм).

Для угла - 1о: ∆Н12=925\*tg 1о = 16,15 мм

Для угла - 2о: ∆Н12=925\*tg 2о = 32,30 мм

Для угла - 3о: ∆Н12=925\*tg 3о = 48,48 мм

Для угла - 4о: ∆Н12=925\*tg 4о = 64,68 мм

Для угла - 5о: ∆Н12=925\*tg 5о = 80,93 мм.

Возвышение второго шарнира передачи над третьим

∆Н23=Н - ∆Н12 (3.4.3)

где Н – высота между осями шарниров карданной передачи у силового агрегата и у ведущего моста, мм.

Для угла - 1о: ∆Н23=129,5 - 16,15 = 113,35 мм

Для угла - 2о: ∆Н23=129,5 - 32,30 = 97,2 мм

Для угла - 3о: ∆Н23=129,5 - 48,48= 81,02 мм

Для угла - 4о: ∆Н23=129,5 - 64,68= 64,82 мм

Для угла - 5о: ∆Н23=129,5 - 80,93= 48,57 мм

Угол наклона второго вала передачи по отношению к горизонту

γ∑= arctg(∆H23/*l*23) (3.4.4)

где *l*23 – расстояние между вторым и третьим шарниром, мм (*l*23= *l* /3)

Для угла - 1о: γ∑= arctg(113,35/925) = 7,0о

Для угла - 2о: γ∑= arctg(97,2/925) = 6,0о

Для угла - 3о: γ∑= arctg(81,02/925) = 5,0о

Для угла - 4о: γ∑= arctg(64,82/925) = 4,0о

Для угла - 5о: γ∑= arctg(48,57/925) = 3,0о

Угол наклона второго вала передач по отношению к первому

γ2= γ∑ -γ1 (3.4.5)

Для угла - 1о: γ2=7о – 1о = 6о

Для угла - 2о: γ2=6о – 2о = 4о

Для угла - 3о: γ2=5о – 3о = 2о

Для угла - 4о: γ2=4о – 4о = 0о

Для угла - 5о: γ2=3о – 5о = - 2о.

так как нулевое и отрицательное значение угла для проектируемой карданной передачи быть не может, значит, дальнейшие расчёты для этого угла производить не будем).

Угол наклона второго вала по отношению к ведомому валу передачи из условия равномерного вращения ведомого вала

γ3= arccos(cosγ1\*cosγ2) (3.4.6)

Для угла - 1о: γ3= arccos(cos1о cos6о) = 6,1о

Для угла - 2о: γ3= arccos(cos2о cos4о) = 4о

Для угла - 3о: γ3= arccos(cos3о cos2о) = 3,6о

Угол наклона оси ведущего моста по отношению к горизонту

γ4= γ∑ -γ3 (3.4.7)

Для угла - 1о: γ4=7о - 6,1о = 0,9о =1о

Для угла - 2о: γ4=6о - 4о = 2о

Для угла - 3о: γ4=5о - 3,6о = 1,4о

Таблица 2.4.1 – расчёт углов установки карданных валов трёхшарнирной карданной передачи

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| γ1, град | ∆Н12,мм | ∆Н23, мм | γ∑, град | γ2, град | γ3, град | γ4, град |
| 1о | 16,15 | 113,35 | 7о | 6о | 6,1о | 1о |
| **2о** | **32,30** | **97,2** | **6о** | **4о** | **4о** | **2о** |
| 3о | 48,48 | 81,02 | 5о | 2о | 3,6о | 1,4о |
| 4о | 64,68 | 64,82 | 4о | 0о | - | - |
| 5о | 80,93 | 48,57 | 3о | -2о | - | - |

**3.5 Определение размеров карданного шарнира**

В качестве определяющего размера крестовины принят размер между торцами шипов Н, через который выражены все другие размеры крестовины типового карданного шарнира: диаметр шипа dш, длина шипа *l*ш, расстояние от оси крестовины до середины шипа R:

|  |  |
| --- | --- |
| dш=0,229\*Н |  |
| *l*ш = 0,169\*Н | (3.5.1) |
| R=0,411\*Н |  |

Н=7,3\* (К\*Мmax)⅓ (3.5.2)

где Мmax – наибольший вращающий момент, передаваемый карданным валом, (2410 Нм).

К – коэффициент нагрузки (для автомобилей с бензиновыми двигателями К=1).

|  |  |
| --- | --- |
| Н=7,3\*(1\*2410)⅓= 97,8 мм |  |
| dш=0,229\*97,8 = 22,4 = 23 мм |  |
| *l*ш = 0,169\*97,8 = 16,53 мм |  |
| R=0,411\*97,8 = 40,2 мм |  |

По размерам шипа крестовины определяют размеры деталей игольчатых подшипников карданного шарнира. В этих подшипниках в качестве тел качения используются иглы, длина которых принимается равной длине шипа крестовины, а диаметр определяется по соотношению

δ= (0,05-0,1)\*dш (3.5.3)

принимаю δ=0,1\*dш

δ=0,1\*23= 2,3

Подсчитанный диаметр иглы не соответствует ГОСТ 6870-81 «Подшипники качения. Ролики игольчатые. Технические условия» [5], поэтому выбираю δ= 2,5 мм.

Необходимое число игл в подшипнике предварительно определяется по формуле

Z'=π(dш/δ+1) (3.5.4)

Z'=3,14\*((23/2,5)+1)= 32,2

Окончательно в подшипнике принимается целое число игл Z (Z=33). При этом обязательно должно соблюдаться условие

Z' –Z=0,4÷0,8 (3.5.5)

Z' –Z=33-32,2=0,8 - условие выполняется.

**3.6 Проверка игольчатого подшипника на статическую грузоподъёмность и долговечность**

Проверка игольчатого подшипника на статическую грузоподъёмность заключается в проверке соблюдения условия

Рmax≤ [Со] (3.6.1)

где Рmax – максимальная сила, приложенная к игольчатому подшипнику в средней точке шипа крестовины, Н:

Рmax=Мmax/(Н- *l*ш) (3.6.2)

где Мmax – наибольший вращающий момент, передаваемый карданным валом, Нмм (Мmax=2410408 Нмм);

Рmax=2410408 / (97,8-16,53)=29341,1 Н

[Со] – статическая грузоподъёмность игольчатого подшипника, Н. При твёрдости поверхности беговых дорожек игл НRС 60-62

[Со] = 79,0\*((Z\*δ\*lш)((nм/u1)\*tgγmax)⅓) (3.6.3)

29341,1 ≤ 29389,0 – условие выполняется

где nм – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном вращающем моменте, об/мин (3000 об/мин);

γmax – максимальный угол наклона карданного вала в передаче при номинальной нагрузке, град. Для трёхшарнирной карданной передачи γmax принимается равным максимальному из трёх углов γ1 γ2 или γ3 (γmax=6о).

[Со] =79,0\*((33\*2,5\*16,53)(3000/6,4)\*0,1051)= 29389,0 Н.

Долговечность игольчатых подшипников карданного шарнира определяется по формуле

Lh=100/(а1/Lh1 +а2/Lh2 +а3/Lh3 +…) (3.6.4)

где αi – продолжительность работы подшипника на I, II, III, IV передачах в% от общей продолжительности работы карданной передачи; принимается в зависимости от типа автомобиля и числа передач в КПП по данным табл. 3.6.1;

Lhi–долговечность подшипника в режиме работы на I, II, III, IV передачах, ч:

Lhi= (1,5\*106/(nмi\*tgγmax))\*[(С\*(Н-lш))/ Мi max]10/3 (3.6.5)

где nмi – частота вращения карданного вала на i-ой передаче при числе оборотов коленчатого вала, соответствующем максимальному крутящему моменту двигателя:

nмi=nм/*и*i (3.6.6)

где *и*i – передаточное число i-ой передачи КПП;

nм1=1500/6,4=234,4

nм2=1500/3,4=441,2

nм3=1500/1,9=789,5

nм4=1500/1=1500

С – динамическая грузоподъёмность подшипника, Н:

С= 39,2\*(Z⅔)\*δ\**l*ш (3.6.7)

С= 39,2\*(33⅔)\*2,5\*16,53 = 16666,4 Н.

Мi max – наибольший вращающий момент, передаваемый карданным валом на i-ой передаче, Нмм;

Мi max = Мкmax\* *и*i (3.6.8)

М1max=478000\*6,4=3059200

М2max=478000\*3,4=1625200

М3max=478000\*1,9=908200

М4max=478000\*1=478000

Определяем Lhi–долговечность подшипника в режиме работы на I, II, III, IV передачах, ч:

Lh1=(1500000/234,4\*0,1051)\*[17514,64\*(97,8 -16,53)/3059200]10/3=4752,73

Lh2=(1500000/441,2\*0,1051)\*[17514,64\*(97,8 -16,53)/1625200]10/3=20793,9

Lh3=(1500000/789,5\*0,1051)\*[17514,64\*(97,8 -16,53)/908200]10/3=80841,9

Lh4=(1500000/1500\*0,1051)\*[17514,64\*(97,8 -16,53)/478000]10/3=361473,1

Расчёт долговечности подшипника при работе на каждом режиме целесообразно привести в виде табл. 3.6.2

Таблица 3.6.2 – Расчёт долговечности игольчатого подшипника карданного шарнира при работе на различных передачах КПП

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Номер передачи | *и*i | nмi, об/мин | Мi max, Нмм | Lhi, ч |
| I | 6,4 | 234,4 | 3059200 | 4752,73 |
| II | 3,4 | 441,2 | 1625200 | 20793,9 |
| III | 1,9 | 789,5 | 908200 | 80841,9 |
| IV | 1 | 1500 | 478000 | 361473,1 |

Определяем долговечность игольчатых подшипников карданного шарнира по формуле

Lh=100 / (1/4752,73+3/20793,9+21/80841,9+75/361473,1)=121409 ч

Определённая по формуле (3.6.4) долговечность игольчатого подшипника не должна быть требуемой долговечности [Lh], определяемой по формуле:

[Lh]= Lкр/vэксп (3.6.9)

где Lкр – пробег автомобиля или отдельного агрегата до капитального ремонта, км. Для современных отечественных автомобилей Lкр=200000-300000 км. Принимаю Lкр=300 000 км

vэксп – средняя эксплуатационная скорость автомобиля, км/ч (для грузовых автомобилей vэксп=30 км/ч)

[Lh]= 300000/30=10000 ч.

Условие Lh>[Lh] соблюдается (121409 ч>10000 ч)

**Заключение**

В результате выполненных расчетов определены числовые значения показателей эксплуатационных свойств и построены графики изменения эксплуатационных свойств проектируемого автомобиля в зависимости от изменения его скорости движения. Определён максимальный вращающийся момент на коленвалу двигателя Memax= 478 Нм, при neM= 1500 об/мин, а также мощность автомобиля, которая составила 120 КВт.

Несмотря на то, что показатели эксплуатационных свойств автомобиля определены только для одного режима работы двигателя автомобиля (работа с полностью открытой дроссельной заслонкой), они имеют большое практическое значение. Некоторые показатели используются для оценки технического уровня вновь проектируемого автомобиля (например, время и путь разгона автомобиля до максимальной скорости, топливно-экономическая характеристика). Другие – являются исходными данными для проектирования механизмов и систем автомобиля, на основании которых во второй части настоящего проекта разработана карданная передача проектируемого автомобиля (определены геометрические размеры, статический прогиб подвески fст ведущего моста автомобиля при номинальной нагрузке, а так же долговечность подшипника, которая составила 159236 ч).

**Литература, используемая при работе над проектом**

1. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М., Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. Л.,, 1973 г.
2. Иванов В.В., Илларионов В.А., Морин М.М. Основные теории автомобиля и трактора. М. «Высшая школа», 1997 г.
3. Краткий автомобильный справочник НИИАТ.
4. Лукин П.П., Гаспарянс Г.А. Расчёт и конструирование автомобиля. М, «Машиностроение».
5. ГОСТ 8734-75 «Трубы стальные бесшовные холоднодеформированные».
6. ГОСТ 6870-81 «Подшипники качения. Ролики игольчатые. Технические условия».