Министерство образования и науки Российской Федерации

Бузулукский гуманитарно – технологический институт

(филиал) федерального государственного бюджетного

образовательного учреждения высшего образования

«Оренбургский государственный университет»

Факультет промышленности и транспорта

*А.В. Спирин, Т.А. Куйсоков*

**КОНСТРУКЦИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА ТРАНСПОРТНЫХ И**

**ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН И ОБОРУДОВАНИЯ**

Рекомендовано к изданию Реакционно – издательским советом Бузулукского гуманитарно – технологического института (филиала) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Оренбургский государственный университет» в качестве методических указаний по выполнению курсового проекта студентов обучающихся по направлению подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиля подготовки: «Сервис транспортных и технологических машин и оборудования (нефтегазодобыча)»

Бузулук

2016

**УДК**

**ББК**

**К 89**

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент кафедры технической эксплуатации и ремонта автомобилей Г.С. Коровин

|  |  |
| --- | --- |
|  | **Спирин А.В.** |
| К89 | Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования: методические указания к курсовому проектированию/ А.В. Спирин, Т.А. Куйсоков; Бузулукский гуманитарно – технолог. ин – т (филиал) ОГУ, - Бузулук: БГТИ (филиал) ОГУ, 2015. – 36 с. |

Основное содержание: Расчет внешней скоростной характеристики двигателя; определение передаточных чисел трансмиссии; расчет тягового баланса автомобиля; расчет мощностного баланса автомобиля; расчет динамической характеристики автомобиля; расчет ускорений автомобиля; расчет времени и пути разгона автомобиля; расчет топливной экономичности автомобиля.

Методические указания предназначены для студентов очной и заочной форм обучения направление подготовки: 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов», профиля подготовки: «Сервис транспортных и технологических машин, и оборудования (нефтегазодобыча)»

|  |
| --- |
| УДК |
| ББК |

|  |
| --- |
| © Куйсоков Т.А., 2016 |
| © БГТИ (филиал) ОГУ, 2016 |

**Содержание**

[Введение 4](#_Toc438885163)

[1 Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля 6](#_Toc438885164)

[1.1 Расчет скоростной характеристики двигателя проектируемого автомобиля 6](#_Toc438885165)

[1.2 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля. 11](#_Toc438885166)

[1.3 Расчет тягового баланса автомобиля 15](#_Toc438885167)

[1.4 Расчет мощностного баланса автомобиля 19](#_Toc438885168)

[1.5 Расчет динамической характеристики автомобиля. 22](#_Toc438885169)

[1.6 Определение ускорений, времени и пути разгона автомобиля 25](#_Toc438885170)

[1.7 Расчет топливной экономичности автомобиля 33](#_Toc438885171)

[Список рекомендуемой литературы 36](#_Toc438885172)

# Введение

Целью курсового проекта по дисциплине «Эксплуатационные свойства автомобилей» является закрепление знаний, полученных на лекциях, лабораторных, практических занятиях и при прохождении практик.

Эта цель достигается практическим выполнением расчетов экс­плуатационных свойств, агрегатов, узлов и деталей автомобиля. В ходе ра­боты над заданием дополнительно отрабатываются навыки студента в кратком и доходчивом изложении результатов расчетов.

Содержание курсового проекта включает:

- Расчет характеристик тяговых свойств и топливной экономичности АТС.

- Анализ конструкций и проверочный расчет параметров заданного меха­низма (системы).

Вместо проверочного расчета может быть задание модернизация механизма по заданным техническим условиям или расчет параметров ха­рактеристик рабочего процесса механизма и некоторых эксплуатацион­ных свойств автотранспортных средств (АТС).

Расчет характеристик тяговых свойств и топливной экономич­ности АТС может быть выполнен в одном из двух вариантов; провероч­ный или проектировочный.

Проверочный расчет включает расчет основных характеристик тяговых свойств и топливной экономичности серийных (как отечественных, так и зарубежных) АТС на основании имеющихся технических характеристик.

В проекте должны быть рассчитаны следующие характеристики АТС:

а) скоростная характеристика двигателя;

б) график силового баланса;

в) график мощностного баланса;

г) динамическая характеристика;

д) график ускорений;

е) график пути и времени разгона;

ж) топливно-экономическая характеристика.

Проектировочный вариант является основным. Содержанием - этого является подбор внешней характеристики двигателя и передаточ­ных чисел трансмиссии с последующим расчетом основных характеристик тяговых свойств топливной экономичности АТС.

Для выполнения проектировочного варианта задается часть пара­метров и тяговых свойств АТС: тип автотранспортного средства, тип двигателя, литраж двигателя, тип трансмиссии, грузоподъемность (пассажировместимость), максимальная скорость, обороты двигателя при максимальной мощности, вариант маршрута движения.

Недостающие параметры выбираются студентами самостоятельно. Объем курсового проекта составляется из расчетно-пояснительной Записки 25-30 стр. и 2-х листов графической части формат А1.

1 лист (на миллиметровой бумаге) - тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики АТС;

2-й лист – схема расположения точек смазки и подшипников.

# 1 Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля

## **1.1 Расчет скоростной характеристики двигателя проектируемого автомобиля**

Скоростная характеристика двигателя – это зависимость мощности и крутящего момента от числа оборотов коленчатого вала.

В случае, если максимальная мощность двигателя Nmax известна, внешнюю скоростную характеристику двигателя можно рассчитать по формуле Р.С.Лейдермана:

, кВт (1)

где ne – текущее значение оборотов, для которого определяется мощность;

а, b, c – коэффициенты: для автомобилей с карбюраторным двигателем a = b = с = 1, с дизельным двигателем a = 0,53, b = 1,56, c = 1,09.

Необходимо найти 6-8 значений мощности в диапазоне от минимального устойчивого числа оборотов двигателя nmin до nmax, при этом минимальное число оборотов nmin для двигателей различных автомобилей следует принимать:

- легковые автомобили с карбюраторным двигателем nmin = 800-1000 об/мин;

- грузовые автомобили с карбюраторным двигателем nmin = 500-600 об/мин;

- грузовые с с дизельным двигателем nmin = 400-500 об/мин.

Максимальное число оборотов nmах двигателя принимаются:

- для легковых автомобилей nmax = (1,05-1,1) nN

- для грузовых автомобилей nmax = nN.

Если максимальная мощность не задана, то она определяется следующим образом:

а) Для легковых автомобилей

Максимальная мощность двигателя выбирается из условий обеспечения заданных динамических качеств, при максимальной скорости движения.

Динамический фактор при этом принимается

Db min = ψ = 0,0165∙[1+0,01∙(V-50)], (2)

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления при максимальной скорости.

Для нахождения Nmax вначале определяется мощность сопротивления

Nψ + Nw при Vmax, представляющая собой мощность на ведущих колесах.

, (3)

где Nψ – мощность суммарного дорожного сопротивления, кВт;

Nw – мощность сопротивления воздуха, кВт;

m – полная масса автомобиля, кг;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Vmax – максимальная скорость движения, км/ч;

k – коэффициент обтекаемости, k = 0,2-0,35 Н∙с²/м4

F- лобовая площадь, которую можно вычислить по формуле НАМИ, зная габаритные ширину и высоту автомобиля, м2;

F = 0,78∙Ва∙На , (4)

где Ва – ширина автомобиля, м;

На – высота автомобиля, м.

Илипринять в пределах 1,6-2,8м2

Полная масса автомобиля определяется по следующей зависимости, кг

m = ma + (75 + mб)∙n + mг , (5)

где ma - собственная масса автомобиля, кг;

mб – масса багажа, кг;

- для легковых автомобилей, mб=10-16 кг;

- для автомобилей повышенной проходимости mб=25 кг;

n – число пассажиров, включая водителя;

mг – грузоподъемность автомобиля.

Собственная масса автомобиля определяется следующим образом.

Легковые автомобили и автобусы:

ma = ku∙n (6)

где ku – коэффициент использования веса, кг/пассажира.

Грузовые автомобили:

ma = kc∙mг (7)

где kc – коэффициент снаряженного веса.

Значения kc и ku приведены в таблицах № 1,2,3

Таблица 1- Значения коэффициента использования веса

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| n, чел | 4 | 5 | 7 | 10 |
| ku | 250 | 285 | 355 | 375 |

Таблица 2- Значение коэффициента снаряженного веса

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| mг, кг | 1000 | 2000 | 4000 | 6000 | 8000 | 10000 |
| kc | 1,25 | 0,8 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 |

Таблица 3- Значения коэффициента использования веса, автобусы

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| N,пассаж. | 10 | 30 | 50 | 70 | 90 |
| ku,кг/пассаж. | 168 | 145 | 130 | 100 | 70 |

После определения мощности сопротивления дороги и воздуха, определяется мощность двигателя при максимальной скорости, кВт

 (8)

где ηт – КПД трансмиссии:

- для легковых автомобилей - ηт = 0,90-0,92,

- для грузовых - ηт = 0,85-0,90,

- для автомобилей повышенной проходимости - ηт = 0,78-0,85.

Далее из формулы Р.С.Лейдермана (1) находят максимальную мощность двигателя.



а) Для грузовых автомобилей, автобусов и др. АТС.

Максимальную мощность двигателя определяют из условия обеспечения заданного минимального Dbmin динамического фактора на прямой передаче при максимальной скорости движения.

Минимальный динамический фактор для грузовых автомобилей и автобусов выбирается в интервале от 0,030 до 0,045.

Коэффициент обтекаемости k и лобовая площадь F принимаются соответственно:

- для грузовых автомобилей 0,50-0,65 Н∙с2/м4 и 3-5 м2

- для автобусов 0,37-0,43 Н∙с2/м4 и 4,5-6,5 м2.

Лобовая площадь автотранспортного средства может быть также при наличии данных, определена по приведенной выше формуле.

Потребная мощность при максимальной скорости определяется аналогично легковым автомобилям и принимается равной максимальной мощности двигателя (формулы 3,4).

Момент двигателя при принятых оборотах коленчатого вала Ме, Н∙м, определяется по формуле

 (10)

Полученные значения текущей мощности и момента следует свести в таблицу и построить график.

Таблица 4 – Полученные значения мощности и момента

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ne, об/мин |  |  |  |  |  |
| Ne,кВт |  |  |  |  |  |
| Me,Н\*м |  |  |  |  |  |

Me max

Ne max

ne , об/мин

ne max

ne N

ne M

ne min

Рисунок 1 - Внешняя скоростная характеристика двигателя (нарисовать в масштабе)

## **1.2 Определение передаточных чисел трансмиссии проектируемого автомобиля.**

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

Передаточное число главной передачи определяется исходя из обеспечения заданной максимальной скорости движения автомобиля:

 (11)

где rk – радиус качения колеса, м;

nemax – максимальные обороты коленчатого вала двигателя, об/мин;

uk – передаточное число коробки передач на высшей передаче;

Vmax – максимальная скорость движения автомобиля на прямой ήT передаче, км/ч.

Для прямой передачи uk = 1, для ускоряющей uk следует задаваться в пределах 0,7-0,85.

Максимальная скорость движения легковых автомобилей в задании может быть не указана, в этом случае ее следует найти из условия равенства мощности Nk, кВт, подводимой к ведущим колесам и мощностей сопротивлений:

Nk = Nψ + Nw, (12)

или

 (13)

где NVmax – мощность двигателя при максимальной скорости движения

автомобиля;

ηT – КПД трансмиссии, для легковых автомобилей ηT = 0,9-0,92,

- для грузовых и автобусов ηT = 0,85-0,90,

- для автомобилей повышенной проходимости ηT = 0,78-0,85;

m – полная масса автомобиля, кг;

ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления, при уклоне ψ = 0, 

k – коэффициент обтекаемости, для легковых автомобилей

k = 0,2-0,35 Н∙с2/м4

Полная масса автомобиля определяется по формуле (5), (см. П.1. «Расчет скоростной характеристики двигателя проектируемого автомобиля»).

Уравнение (12) решается графически. Для этого задавшись 4-мя значениями ожидаемой Vmax, строят кривую Nψ + Nw далее поводят горизонтальную линию, соответствующую мощности Nк на ведущих колесах при nmax. Точка пересечения этих линий даст искомую максимальную скорость движения автомобиля.

Для определения радиуса качения колес необходимо установить нагрузку, приходящуюся на одну шину.

У легковых автомобилей вес распределяется между передними и задними осями примерно поровну.

У грузовых автомобилей на переднюю ось при полном использовании грузоподъемности приходится около 20-30% нагрузки, задние оси, соответственно, порядка 70-80%.

При максимальной нагрузке Gш, приходящейся на одну шину и по максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче выбирают тип и размер шины (см. «Краткий автомобильный справочник НИИАТ», «Приложения») и определяют радиус качения колеса, м:

rk = 0,0127∙(d+1,7B), (14)

где d и B соответственно диаметр обода и ширина профиля шины в дюймах.

При определении передаточных чисел коробки передач вначале необходимо найти передаточное число первой из условия преодоления максимального сопротивления дороги:

 (15)

где ψmax – коэффициент суммарного сопротивления дороги, преодолеваемого автомобилем на первой передаче, ψmax = 0,30-0,40, меньшие значения относятся к легковым автомобилям, большие к грузовым.

Для автомобилей повышенной проходимости ψmax = 0,40-0,45;

Полученное значение необходимо проверить по сцеплению ведущих колес с дорогой (на отсутствие буксования):

РKmax ≤ Рсц, (16)

или

 (17)

где φ – коэффициент сцепления, φ = 0,6-0,8;

Gсц – сцепной вес автомобиля, Н.

Gсц= G2∙m2, (18)

где G2 – нагрузка на ведущие колеса,

m2 – коэффициент перераспределения нормальных реакций m2=1,2.

Передаточные числа других передач:

 (19)

где n – число ступеней коробки переда, без ускоряющей;

m – порядковый номер рассчитываемой передачи.

При наличии ускоряющих передач, последние выбирают в пределах

0,7-0,8 от прямой.

Для раздаточной коробки передаточное число понижающей передачи определяется из условия отсутствия буксования автомобиля по следующей зависимости:

, (20)

Полученное значение должно обеспечивать минимальную скорость движения автомобиля 1-2 км/ч. Проверка производится по формуле, км/ч:

км/ч (21)

где nmin = 800-1000 об/мин – для легковых автомобилей

nmin = 500-600 об/мин – для грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями, 400-500 – с дизельными.

## **1.3 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, Н:

Рт = Рψ + Рw + Рj, (22)

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.

Тяговая сила на ведущих колесах для каждой скорости вращения коленчатого вала определяется, Н:

 (23)

Для первой передачи:

 (24)

Для m-ной передачи:

 (25)

где Me – крутящий момент на валу двигателя при соответствующих оборотах (или скорости движения автомобиля), Н∙м.

Скорость движения автомобиля определяется по формуле, км/ч:

 (26)

Для первой передачи:

 (27)

Для m-ной передачи:

 (28)

Для расчетов необходимо составить таблицу 5.

Таблица 5 – Полученные значения тяговой силы и скорости

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ne, об/мин |  |  |  |  |  |  |
| Me, Н∙м |  |  |  |  |  |  |
| Рт1, Н |  |  |  |  |  |  |
| V1, км/ч |  |  |  |  |  |  |
| Рт2, Н |  |  |  |  |  |  |
| И т. д. |  |  |  |  |  |  |

В таблицу 5 переносят данные из внешней скоростной характеристики двигателя по оборотам и крутящему моменту. Затем подсчитывают скорость движения автомобиля и тоже заносят в таблицу. При этих скоростях движения (оборотах), выбирая соответствующие Me, определяют силу на ведущих колесах.

Сила сопротивления дороги:

Pψ = ψ∙G, (29)

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

 (30)

Вес автомобиля G

G = m∙g, (31)

Сила сопротивления воздуха движению автомобиля, Н:

 (32)

где k - коэффициент обтекаемости легковых автомобилей можно принять k = 0,2-0,35 Н∙с2/м4, а лобовая площадь можно вычислить по формуле НАМИ, зная габаритные ширину и высоту автомобиля, F = 0,78∙Ba∙Ha , м2

Коэффициент обтекаемости грузовых автомобилей находится в пределах k = 0,6-0,7 Н∙с2/м4, а лобовая площадь подсчитывается по формуле, м2:

F=1,05∙Bа∙Hа , (33)

Силы сопротивления движению автомобиля зависит от скорости движения машины, поэтому Рψ+Рw можно подсчитать при целых значениях V и данные свести в таблицу 6.

Таблица 6 – Полученные значения силы сопротивления движению и силы сопротивления воздуха

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| V, км/ч | 0 | 10 | 20 | 30 | И так далее до Vmax |
| Рψ, Н |  |  |  |  |  |
| Рw, Н |  |  |  |  |  |

Диапазон скоростей брать, в зависимости от заданной Vmax до 5-6 точек.

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).











+







Рисунок 3 - График тягового баланса проектируемого автомобиля

## **1.4 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, кВт:

Nт = Ne∙ ηT = Nf + Nп + Nw + Nj, (34)

где Nт – мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля, кВт;

Ne – мощность, на коленчатом валу двигателя, кВт;

Nf – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению, кВт;

Nп – мощность, затрачиваемая на преодоление подъема, кВт;

Nw – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, кВт;

Nj – мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля, кВт.

 (35)

 (36)

 (37)

 (38)

где V – скорость автомобиля, м/c.

После выполнения расчетов составляющих мощностного баланса результаты заносятся в таблицу 7.

Таблица 7 – Полученные значения мощностного баланса

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Пере-дача | Число оборотов двигателя,  ne | Ско-  рость,  V | Мощность двигателя,  кВт  Ne | Мощность на ведущих колесах, кВт  Nт | Мощность сопротивления | | Запас мощн.  кВт,  Nj |
| качения,  кВт  Nf | воздуха,  кВт  Nw |
| 1 |  |  |  |  |  | |  |
| 2 |  |  |  |  |  | |  |
| и т. д. |  |  |  |  |  | |  |

При построении мощностного баланса нужно помнить, что значения Nw откладываются от прямой Nf, уклон дороги i = 0.

Составляющую мощностного баланса Nj находят для каждой передачи, кВт:

 (39)

Уравнение мощностного баланса, так же как и уравнение силового баланса, проще решать графически. С этой целью строим график зависимости тяговой мощности NT от скорости движения автомобиля, предварительно подсчитав NT для всех значений скоростей автомобиля, подсчитанных в таблице-6.

График суммарной мощности дорожных сопротивлений Nf + NW  строим по аналогии с графиком суммарной силы дорожных сопротивлений РΨ + Рw, предварительно подсчитав значения мощностей Nf и NW для значений скоростей, приведенных в таблице 6. Форма графика мощностного баланса автомобиля приведена на рисунке 4:

















Рисунок 4 - График мощностного баланса проектируемого автомобиля

## **1.5 Расчет динамической характеристики автомобиля.**

Динамическим фактором автомобиля D называют отношение разности силы тяги на ведущих колесах автомобиля РТ и силы сопротивления воздуха PW к полному весу автомобиля G, Н/Н:

 (40)

где PТ – тяговая сила на ведущих колесах, Н;

Pw – сила сопротивления воздуха, Н;

G – сила тяжести автомобиля, Н.

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, Н/Н:

 (41)

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, Н:

  (42)

Необходимо также рассчитать динамический фактор по условию сцепления колеса с дорогой. Максимальная тяговая сила, которая может быть передана через ведущие колеса, определяется по формуле:

Pkmax= φ∙m2∙G2 , (43)

где φ – коэффициент сцепления;

m2 – коэффициент перераспределения веса для задней ведущей оси автомобиля (m2 = 1,1-1,2)

G2 – вес, приходящийся на задние ведущие колеса.

Величина динамического фактора ограничивается условиями сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой. Динамический фактор по условиям сцепления колес с дорогой может быть определён по формуле для заднеприводных автомобилей Н/Н:

 (44)

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

Подставив в формулу значения φ = 0,2-0,4, определим для каждой скорости движения автомобиля тот максимальный динамический фактор, который может быть реализован в различных условиях движения.

Используя формулы 42 и 42, 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 44 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 – Полученные значения динамического фактора

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передача КПП | Скорость движения автомобиля V, км/ч | Сила тяги на ведущих колесах автомобиля РТi , Н | Сила сопротивления воздуха РWi, Н | Разность сил (РТi - РWi), Н | Динамический фактор автомобиля Di, H/H |
| I |  |  |  |  |  |
| II |  |  |  |  |  |
| III |  |  |  |  |  |

Форма графика динамической характеристики автомобиля приведена на рисунке 5













Рисунок 5 - Динамическая характеристика проектируемого автомобиля

## 

## **1.6 Определение ускорений, времени и пути разгона 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, м/с2:

 (45)

где ψ – коэффициент суммарного дорожного сопротивления, при u = 0

ψ = f = 0,015\*(1+ V2/20000)

δвр – коэффициент учета вращающихся масс δвр = 1,05+0,05∙uк2

g – ускорение свободного падения.

uкi – передаточное число КП на данной передаче.

Для первой передачи:

 (46) Для m-ной передачи:

 (47)

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 – Полученные значения ускорений

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Передача КПП | Скорость движения автомобиля V, км/ч | Динамический фактор автомобиля Di, H/H | Коэффициент сопротивления дороги Ψ=f | Разность  D - Ψ | Коэффициент вращающихся масс δвр | Ускорение автомобиля j, м/с2 |
| I |  |  |  |  |  |  |
| II |  |  |  |  |  |  |
| III |  |  |  |  |  |  |

j, м/с2

jI

jII

jIII

jIV

V км/ч

Рисунок 6 - График ускорений проектируемого 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. В каждом интервале определяют:

Среднее ускорение:

 (48)

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, с:

 (49)

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

 (50)

jср - среднее ускорение в данном интервале скоростей, м/с2:

 (51)

Время переключения передач принимается по таблице 2.

Таблица 10 – Время переключения передач

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Время переключения передач, с | |
| Карбюраторные дв. | Дизельные дв. |
| Без синхронизаторов | 1,3-1,5 | 1-5 |
| С синхронизаторами | 0,2-0,5 | 1-1,5 |

Падение скорости автомобиля за время переключения передач определяется по формуле, км/ч:

, (52)

где δН - коэффициент учета вращающихся масс при движении автомобиля накатом;

Δti - время переключения передачи;

Ψ - коэффициент сопротивления дороги, соответствующий скорости движения автомобиля при которой происходит переключение передачи.

Путь разгона автомобиля определяется для тех же интервалов изменения скорости автомобиля по формуле, м:

, (53)

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

 (54)

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач (движение накатом), определяется по формуле, м:

 (55)

Используя всю вышеприведенную информацию, определяем время и путь разгона автомобиля на горизонтальной дороге с асфальтобетонным покрытием до максимальной скорости Vmax.

Все расчеты по данному подразделу сводим в таблицу.

Таблица 11 - 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 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| II |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| и т.д. |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

1.6.1 Определение времени разгона автомобиля

При проведении расчетов полагают, что разгон автомобиля на каждой передаче производится до достижения максимальных оборотов двигателя.

Для определения времени разгона кривые ускорений (начиная с1-ой передачи) разбиваются на 3-4 интервала. В каждом интервале определяют:

среднее ускорение,

м/с2, (56)

изменение скорости,

, км/ч (57)

и время разгона автомобиля,

 с (58)

где ji , Vi , ji+1, Vi+1 – соответственно, ускорения и скорости в начале и конце интервала.

Падение скорости за время переключения передач определяют по зависимости:

 (59)

где δн – коэффициент учета вращающихся масс при накате, δн=1,05.

Расчет времени разгона на 1 и т. д. передачах производится с учетом уменьшения скорости за время переключения передач.

Результаты расчетов сводят в таблицу 3, и строят график разгона автомобиля. Время разгона при этом откладывается нарастающим итогом.

Таблица 12 – Полученные значения ускорений, времени и пути разгона

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| параметры | 1 перед., интервалы | | | | 2 перед., интервалы | | | | и т.д. |
| V1-V2 | V2-V3 | V3-V4 | V4-V5 | V6-V7 | V7-V8 | V8-V9 | V9-V10 |  |
| jср I, м/с2 |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| Δti, с |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| ΔSi, м |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

1.6.2 Определение пути разгона автомобиля

Путь разгона определяется в тех же интервалах изменения скорости:

, м, (60)

где Vср i – средняя скорость движения в каждом интервале

км/ч, (61)

Путь, проходимый автомобилем за время переключения передач

, м, (62)

где Vn – скорость в момент начала переключения передачи.

По полученным данным строят график

Путь разгона, также как и время, наносятся на график нарастающим итогом.

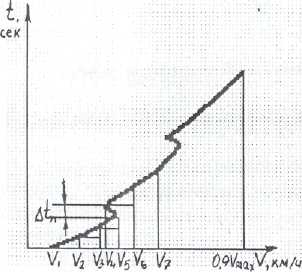


Рисунок 7 – График зависимости скорости от времени

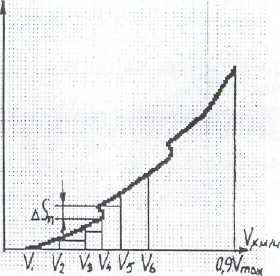


Рисунок 8 – График зависимости пути от скорости

## **1.7 Расчет топливной экономичности автомобиля**

Топливно-экономические качества автомобилей при движе­нии их с постоянной скоростью оцениваются «Экономической харак­теристикой», предложенной Е.А. Чудаковым.

Экономическая характеристика представляет собой график зависимости путевого расхода топлива от скорости движения для различных дорожных условий.

Путевой расход топлива определяется по формуле:

 , л/100 км; (63)

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

Ne - мощность двигателя, необходимая для равномерного движения с данной скоростью, кВт;

V – скорость движения автомобиля, км/ч;

ρT - плотность топлива.

Удельный эффективный расход топлива, зависящий от числа оборотов коленчатого вала и степени использования мощности двигателя определяется по выражению:

ge = gN ∙kn∙kN ; (64)

где gN = 258,4 г/кВт∙ч. – удельный расход топлива при максимальной мощности двигателя.

kn – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от оборотов коленчатого вала двигателя: kn = f (ne /nN);

ne – расчетные значения чисел оборотов коленчатого вала двигателя;

kN – коэффициент, учитывающий изменение удельного расхода топлива в зависимости от степени использования мощности двигателя:

; (65)

где Ne – потребная мощность двигателя при данных расчетных оборотах коленчатого вала, необходимая для передвижения автомобиля на данной передачи;

N100 – мощность двигателя при 100 0/0 открытии дроссельной заслонки, равная расчетным значениям мощности скоростной характеристики двигателя.

По формуле:

 км/ч; (66)

определяется соответствующие расчетным оборотам ne коленчатого вала двигателя скорости движения автомобиля на данной передаче; как правило берется высшая передача.

Коэффициент kn определяется следующим образом. Для найденных значений скорости автомобиля на данной передаче определяется потребная мощность двигателя:

, кВт; (67)

Дорожно-экономическая характеристика строится для двух значений коэффициента суммарного дорожного сопротивления:

ψ1 – принимается по расчету;

ψ2 – принимается равным 0,03.

Таблица 13 – Значения показателей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| N100 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 1,2 | Для всех двигателей |
| n | 1,13 | 1,00 | 0,96 | 0,97 | 1,01 | 1,15 |

Таблица 14 – Значения показателей

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| г | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |  | Для карбюраторных  двигателей |
| к | 2,0 | 1,34 | 1,0 | 0,97 | 0,92 | 1,0 |

Все расчеты целесообразно свести в таблицу.

Таблица 15 – Расчеты топливно-экономической характеристики

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ne, об/мин |  |  |  |  |  |  |
| V, км/ч |  |  |  |  |  |  |
| Ne, кВт |  |  |  |  |  |  |
| Ne/N100 |  |  |  |  |  |  |
| kN |  |  |  |  |  |  |
| ne /nN |  |  |  |  |  |  |
| kn |  |  |  |  |  |  |
| ge |  |  |  |  |  |  |
| gп1 |  |  |  |  |  |  |
| gп2 |  |  |  |  |  |  |

По результатам расчетов вычерчивается график.

# Список рекомендуемой литературы

1. Вахламов В.К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. Учебник для студентов ВУЗов. - М.: Издательский центр «Академия», 2005. – 240 с.
2. Богатырев А.В. и др. Автомобили. Учебник для студентов ВУЗов. - М.: Издательство «Колос», 2005.- 496с
3. Вахламов В.К. Техника автомобильного транспорта. Подвижной состав и эксплуатационные свойства. Учебное пособие для студентов ВУЗов. – М.: Издательский центр «Академия». 2004 – 528 с.
4. Вахламов В.К. Автомобили. Основы конструкции Учебник для студентов ВУЗов. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 528 с.
5. Шестопалов С.К. Устройство, техническое обслуживание и ремонт легковых автомобилей. - М.: Издательский центр «Академия», 2003. -544 с.
6. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е., Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств: Учебник для ВУЗов по специальности “Автомобили и автомобильное хозяйство”. - М.: Машиностроение, 1989. - 240 с.
7. Богатырев А.В. и др. Автомобили. Учебное пособие для студентов ВУЗов. - М.: Издательство «Колос», 2001.- 496 с.
8. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1978. – 351 с.